

M. Gafițanu

I. Bostan

V. Dulgheru

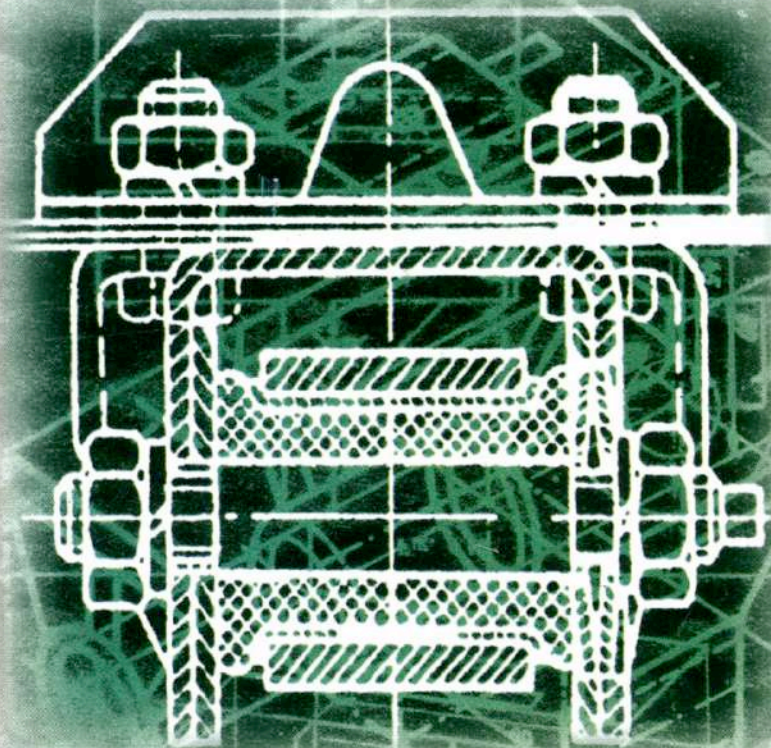
A. Jula

C. Racocea

Gh. Hagi

E. Chișu

Gh. Moldovean



Inginerie mecanică

Organe de mașini

vol. 2

**T EDITURA
TEHNICA**

Colecția *Inginerie Mecanică*

Coordonator: M. GAȚĂNU

ORGANE DE MAȘINI

vol. II

MACHINE DESIGN

The authors propose fundamentals and designing models for the main machine elements. The problem starts for the elementary truth: the quality of the machines and their performances decisively depends on the quality of the component parts and the optimization of the assembly implies the optimization of both the component parts and their assembly rules.

The transfer from fundamentals to models can be approached in the simplest manner, specific to the preliminary estimations, but also with the help of computer science, with gain of efficiency, accuracy and time.

The innovation, the improvements applied on these seemingly insignificant components surprisingly, show a large sphere of interventions with clear economic consequences.

The society technologic and economic changes naturally mean the answer to question like; "how ?" and "how much ?"; yet one should not forget the answer to "what do we want ?" as the starting point for any strategies and tactics.

There are reasons to consider the book to be useful to students, to those prefer the continuous training, to specialists involved in components designing and manufacturing and to those dealing with designing and manufacturing the machines or large plants as well.

The intervention of the personality of these designers can be demonstrated by the result of the relationship: present solution - perspective; functioning - technology - costs.

Prof. univ. dr. ing. **MIHAI GAFIȚANU**

Acad. prof. univ. dr. ing. **ION BOSTAN**

Prof. univ. dr. ing. **CEZAR RACOCEA**

Conf. univ. dr. ing. **VALERIU DULGHERU**

Prof. univ. dr. ing. **GHEORGHE HAGIU**

Prof. univ. dr. ing. **AUREL JULA**

Prof. univ. dr. ing. **EMIL CHIȘU**

Prof. univ. dr. ing. **GHEORGHE MOLDOVEAN**

ORGANE DE MAȘINI

vol. II



București, 2002

Copyright © 2002, S.C. Editura Tehnică S.A.
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate editurii

Adresa: S.C. Editura Tehnică S.A.
Piața Presei Libere 1
33 București România
cod 71341

Contribuția autorilor la elaborarea lucrării:

- cap. 13, **M. Gafițanu** (coordonator al lucrării) și **Gh. Hagi** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași)
- cap. 14, **M. Gafițanu** (§ 14.6 - 14.9, 14.13, 14.14.1), **C. Racocea** (§ 14.1 - 14.2.1) și **Gh. Hagi** (§ 14.2.2, 14.3 - 14.5, 14.10, 14.14.) (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași)
- cap. 15, **A. Jula**, **E. Chișu** și **Gh. Moldovean** (Univ. „Transilvania” Brașov)
- cap. 16, **Gh. Hagi** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași) (§ 16.1 - 16.10, 16.12), **I. Bostan** și **V. Dulgheru** (Univ. Tehnică a Republicii Moldova) (§ 16.11)
- cap. 17 și 18, **M. Gafițanu** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași),

Coperta colecției: **Andrei Mănescu**

Redactor: **Adina Ionescu**
Tehnoredactor: **Roxana Roșu**
Coperta: **Cătălina Măgureanu**

Bun de tipar: 01.IX.2002; coli tipo: 27
C.Z.U.: 624.21

ISBN 973-31-1400-6
ISBN 973-31-1527-4

CUPRINS

13. Lagăre cu alunecare.....	7
13.1. Generalități. Clasificare.....	7
13.2. Elemente constructive.....	9
13.3. Cuzineți.....	11
13.4. Ungerea lagărelor cu alunecare.....	21
13.5. Calculul lagărelor cu alunecare.....	25
13.6. Fenomene de uzare la lagărele cu alunecare. Durabilitate.....	67
<i>Bibliografie</i>	69
14. Rulmenți.....	71
14.1. Introducere.....	71
14.2. Tipuri constructive de rulmenți. Geometrie.....	73
14.3. Cinematica.....	89
14.4. Dinamica.....	93
14.5. Tensiuni de contact și deformații.....	97
14.6. Materiale pentru rulmenți.....	98
14.7. Fenomene de defectare în funcționarea rulmenților.....	100
14.8. Durabilitate.....	100
14.9. Ungerea rulmenților.....	114
14.10. Frecări.....	121
14.11. Turații limită la rulmenți.....	126
14.12. Capacitate statică.....	127
14.13. Vibrații și zgomot.....	128
14.14. Proiectarea ansamblurilor cu rulmenți. Pretensionare.....	129
<i>Bibliografie</i>	139
15. Cuplaje.....	141
15.1. Definiție, caracterizare, clasificare, domenii de folosire.....	141
15.2. Sarcina de calcul.....	143
15.3. Cuplaje permanente fixe.....	144
15.4. Cuplaje permanente mobile rigide.....	148
15.5. Cuplaje permanente mobile elastice.....	157
15.6. Cuplaje intermitente comandate.....	174
15.7. Cuplaje intermitente automate.....	189
<i>Bibliografie</i>	231
16. Angrenaje.....	233
16.1. Generalități.....	233
16.2. Geometria angrenajelor.....	235
16.3. Deteriorarea angrenajelor.....	276

16.4. Materiale și tehnologii de execuție pentru angrenaje	280
16.5. Precizia angrenajelor	283
16.6. Forțe în angrenaje.....	290
16.7. Calculul de rezistență al angrenajelor	309
16.8. Randamentul angrenajelor.....	334
16.9. Ungerea angrenajelor	336
16.10. Metodica de proiectare a angrenajelor	339
16.11. Angrenaje speciale	352
16.12. Elemente constructive ale angrenajelor.....	372
<i>Bibliografie</i>	383
17. Transmisii prin curele.....	385
17.1. Generalități, clasificare.....	385
17.2. Materiale	388
17.3. Elemente geometrice și cinematice	390
17.4. Cinematica transmisiei	395
17.5. Solicitări și tensiuni în transmisiile prin curele	395
17.6. Forța de întindere inițială	397
17.7. Alunecarea relativă.....	398
17.8. Influența vitezei periferice	398
17.9. Coeficientul de frecare	399
17.10. Randamentul	399
17.11. Principii de calcul.....	399
17.12. Puterea de calcul	401
17.13. Pretensionarea transmisiilor prin curele	403
17.14. Calculul de proiectare pentru transmisiile prin curele late	405
17.15. Calculul de proiectare pentru curele trapezoidale și POLY V	405
17.16. Calculul de proiectare pentru transmisiile cu curele dințate cu profil trapezoidat și cu profil în arc de cerc	408
17.17. Sisteme pentru asigurarea întinderii transmisiei.....	412
<i>Bibliografie</i>	412
18. Transmisii prin lanțuri	413
18.1. Introducere	413
18.2. Materiale și particularități tehnologice.....	413
18.3. Mărimi geometrice și alte caracteristici	416
18.4. Particularități de funcționare	420
18.5. Forțe în funcționarea transmisiilor prin lanț.....	422
18.6. Fenomene de deteriorare	424
18.7. Criterii de proiectare	425
<i>Bibliografie</i>	432

13

LAGĂRE CU ALUNECARE

13.1. Generalități. Clasificare

Lagărele sunt organe de mașini complexe care asigură simultan sprijinirea și rotația arborilor sau osiilor, respectiv preluarea sarcinilor în timpul funcționării. La lagărele cu alunecare, *frecarea de rostogolire* întâlnită la rulmenți este înlocuită cu o *frecare de alunecare* între suprafețele active *fus – cuzinet*, separate sau nu de un strat de lubrifianț.

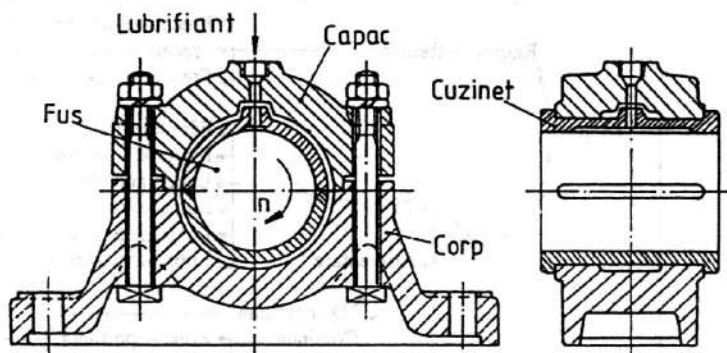


Fig. 13.1

Lagărele cu alunecare se utilizează mai rar – comparativ cu rulmenții – în domenii și condiții specifice:

- încărcări specifice mari, în condițiile unor funcționări cu șocuri și vibrații importante;
- dimensiuni de montaj mari (realizarea unor rulmenți cu gabarit mare în condițiile unor serii mici sau unicate nu este rentabilă);
- condiții de montaj care impun demontarea lagărului în plan diametral (arbori cotiți);
- funcționare în condiții speciale de mediu (medii chimice agresive, temperaturi ridicate);
- asigurarea unei ghidări precise a arborelui.

Principial, elementele constructive ale unui lagăr cu alunecare (fig. 13.1) sunt: corpul și capacul lagărului, cuzinetul (cuzineții), sistemul de ungere, organele pentru etanșare, fixare, strângere și reglaje (joc, poziție).

Criteriile de clasificare a lagărelor cu alunecare sunt impuse de aspectele constructive și funcționale.

Constructiv, lagărele cu alunecare se pot clasifica după următoarele criterii:

- direcția sarcinii: radiale (fig. 13.2, a), axiale (fig. 13.2, b), radial-axiale sau axial-radiale în funcție de sarcina predominantă (fig. 13.2, c și d); sarcina poate fi constantă (direcție, sens) sau variabilă (periodic, cu șoc, aleator);
- forma suprafeței de frecare: cilindrice (fig. 13.2, a), conice (fig. 13.2, c), plane (fig. 13.2, b), sferice (fig. 13.2, d);

- tipul mișcării: rotație completă (fig. 13.2, a, b și c), oscilantă (fig. 13.2, d);
- dispunerea în ansamblu: construcție separată sau integrată;
- posibilități de compensare a uzurilor, reglări de poziție: fixe, reglabile;
- posibilități de montaj: nedemontabile, demontabile.

În fig. 13.3, considerând aspectele legate de regimul de frecare-ungere și asigurarea portanței, este prezentată o clasificare funcțională a lagărelor cu alunecare.

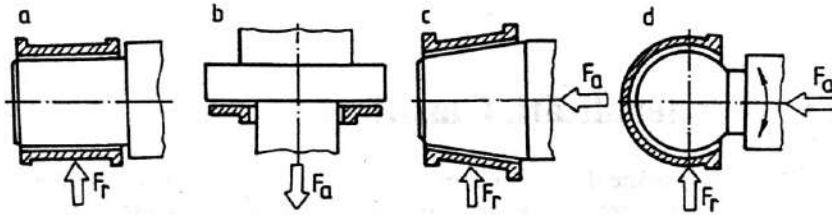


Fig. 13.2

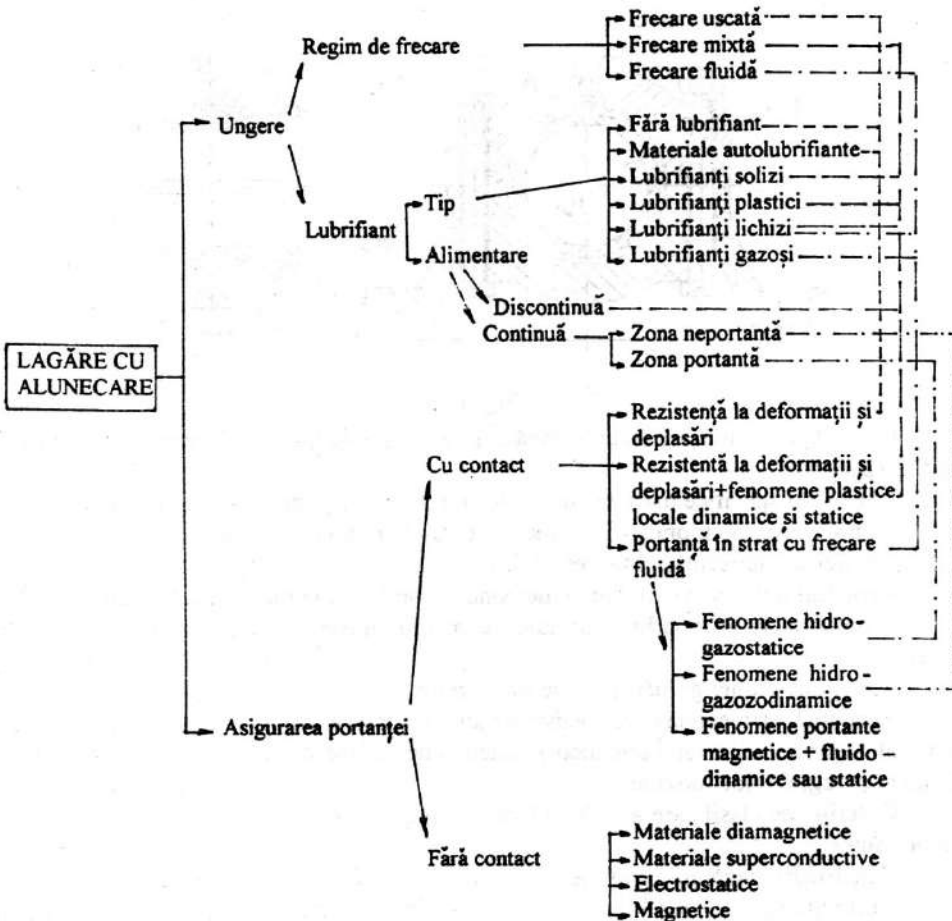


Fig. 13.3

13.2. Elemente constructive

13.2.1. Lagăre radiale

Cele mai simple construcții de lagăre cu alunecare sunt cele nedemontabile cu talpă (v. fig. 13.1) sau cu flanșă (fig. 13.4) – cu sau fără cuzinet – cu utilizare limitată datorită dificultăților de montare – demontare, lubrificație și compensare a uzurilor, pentru condiții de funcționare mai puțin pretențioase, la viteze și presiuni reduse.

Deficiențele acestor lagăre sunt înlăturate de lagărele radiale demontabile. În țară sunt standardizate lagăre radiale pentru cuzineți cu pereți subțiri (STAS 7504-78; fig. 13.1) și

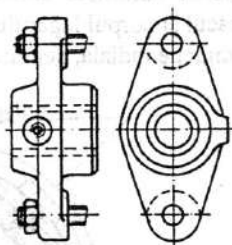


Fig. 13.4

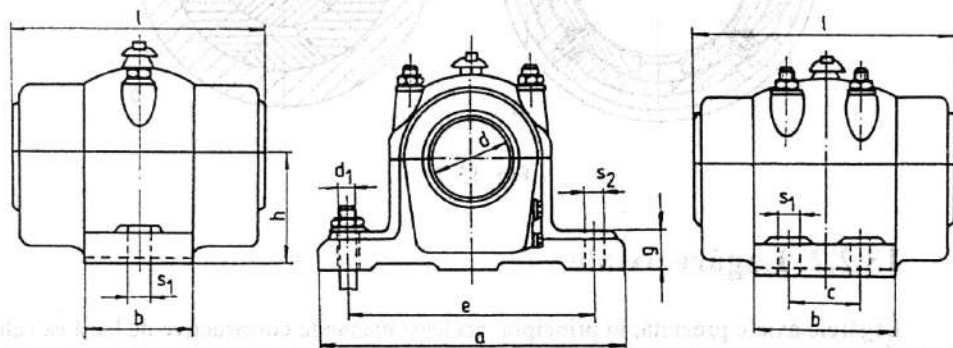


Fig. 13.5

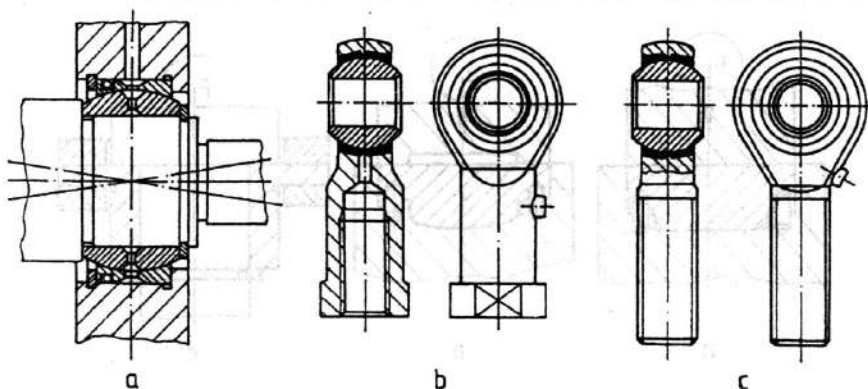


Fig. 13.6

lagăre radiale cu inel de ungere (STAS 771-68; fig. 13.5). Pe lângă aspectele legate de construcția și montarea cuzineților și sistemul de ungere, care vor fi tratate separat, mai sunt de evidențiat soluțiile constructive privind preluarea înclinării fusurilor în cuzinet (articulații sferice, STAS-9797/2-91; fig. 13.6) și cele legate de compensarea uzurilor (modificarea jocului fus-cuzinet proiectat inițial). Referitor la uzurile care se produc după un anumit

timp de funcționare, dacă la lagărele nedemontabile înlocuirea cuzineților monobloc este obligatorie, în cazul lagărele demontabile se utilizează diverse soluții de compensare sau de reglare a jocului: dispozitive cu pene și șuruburi (fig. 13.7), deformarea elastică a cuzineților, reglarea automată comandată, îndepărtarea de material de pe suprafețele de îmbinare între capacul și corpul lagărului; trebuie remarcat totuși faptul că aceste soluții compensează uzurile pe direcție radială, neuniformitatea uzurii pe suprafața activă a cuzinetului neputând fi preluată.

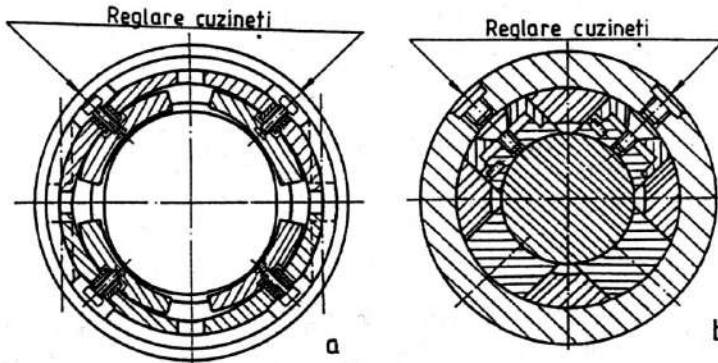


Fig. 13.7

13.2.2. Lagăre axiale

Lagărele axiale prezintă, în principiu, aceleași elemente constructive de bază ca cele radiale. În corelație cu regimul de ungere, se utilizează, de regulă, în construcții demontabile cu suprafețe active plane circulare (fig. 13.8, a), inelare (fig. 13.8, b), multiinelare pentru încărcări axiale mari (fig. 13.8, c), cu segmenti autoreglabili (v. § 13.3.2).

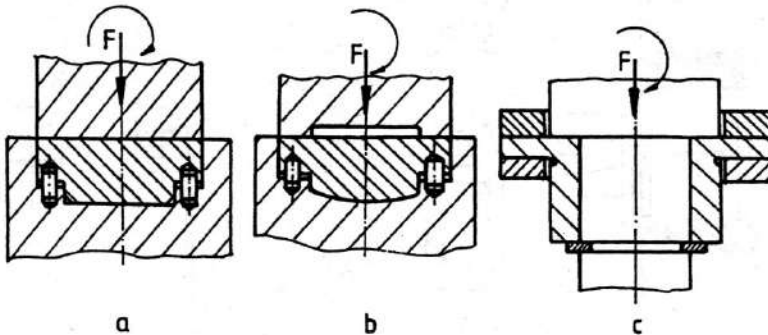


Fig. 13.8

13.2.3. Lagăre combinate

Aceste lagăre pot prelua simultan sarcini radiale și axiale, soluțiile constructive având elemente specifice lagărele radiale și axiale, în corelație cu destinația și condițiile de funcționare impuse. În fig. 13.9 este prezentat ansamblul unui lagăr combinat.

13.2.4. Materiale

Numeroasele variante constructive pentru lagărele cu alunecare realizate în corelație cu diverse condiții date de funcționare și fiabilitate au necesitat utilizarea unei game largi de materiale. Astfel, pentru capacul și corpul lagărului se utilizează fonte cenușii turnate și oțeluri carbon turnate sau aliate. Tehnologiile de realizare sunt turnarea sau forjarea, urmate de prelucrări ulterioare în corelație cu condițiile de funcționare și precizie impuse lagărului. Materialele pentru cuzineți vor fi tratate în continuare.

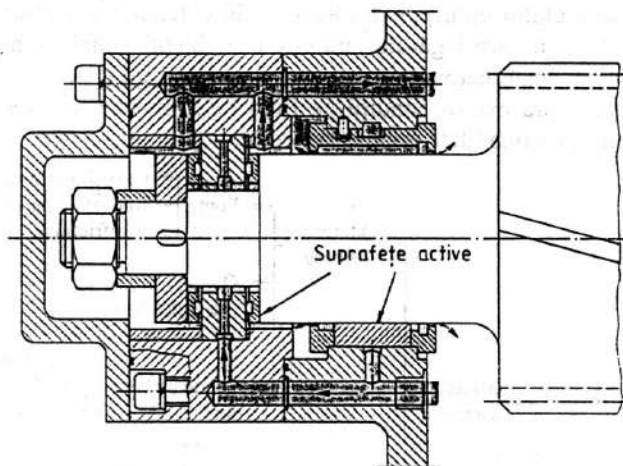


Fig. 13.9

13.3. Cuzineți

Cuzinetul, ca element constructiv și funcțional de bază al unui lagăr cu alunecare, trebuie să asigure simultan rezemarea fusului arborelui sau osiei și o stabilitate dimensională ridicată a suprafețelor active fus – cuzinet printr-o uzură cât mai redusă. În aceste condiții, materialul și forma constructivă a cuzinetului capătă o importanță determinantă în funcționarea lagărului la parametrii de fiabilitate proiectați.

13.3.1. Materiale

Fenomenele complexe de natură fizico-chimică și mecanică care apar în timpul funcționării unui lagăr cu alunecare, ca urmare a interacțiunii complexe fus – lubrifianț – cuzinet, au impus materialelor utilizate în construcția cuzineților caracteristici tehnologice și funcționale deosebite:

- coeficient de frecare cât mai redus în corelație cu materialul fusului; se impune astfel o cât mai bună compatibilitate între cele două materiale, pentru a elimina posibilitatea formării unor microsuduri între suprafețele în mișcare relativă sau apariția gripării;
- onctozitate ridicată a lubrifianțului pe suprafețele active;
- conformabilitate (proprietatea de a se adapta formei suprafeței de contact a fusului) ridicată, printr-un modul de elasticitate redus și un grad ridicat de plasticitate;
- conductivitate termică ridicată și un coeficient redus de dilatare termică pentru asigurarea evacuării căldurii, respectiv a stabilității dimensionale; în același timp, coeficienții de dilatare termică ai cuplului de materiale fus/cuzinet trebuie să fie apropiați, pentru a se evita eventualele modificări ale jocului inițial, cu influențe negative asupra funcționării lagărului;

- rezistență ridicată la uzare (duritate adecvată) și coroziune;
- rezistența ridicată la solicitări dinamice (atât în stratul superficial cât și în adâncime), capacitate ridicată de amortizare a șocurilor și vibrațiilor în timpul funcționării;
- proprietăți tehnologice favorabile: grad înalt de fluidizare pentru umplerea corectă a formelor în stare topită, prelucrabilitate bună prin așchiere, posibilitatea refolosirii materialului prin retopiri și turnări ulterioare;
- greutate specifică redusă, pentru realizarea unor ansambluri ușoare;
- cost redus în corelație cu necesitatea eliminării materialelor deficitare.

Alegerea materialului optim pentru cuzineți în corelație cu factorii funcționali, de fiabilitate și economici impuși lagărului, nu este o problemă simplă. Un material care să îndeplinească simultan toate cerințele expuse mai sus este greu de obținut, astfel că, în multe cazuri, se consideră câteva condiții ca fiind determinante, evident în corelație cu cerințele funcționale și de fiabilitate impuse lagărului.

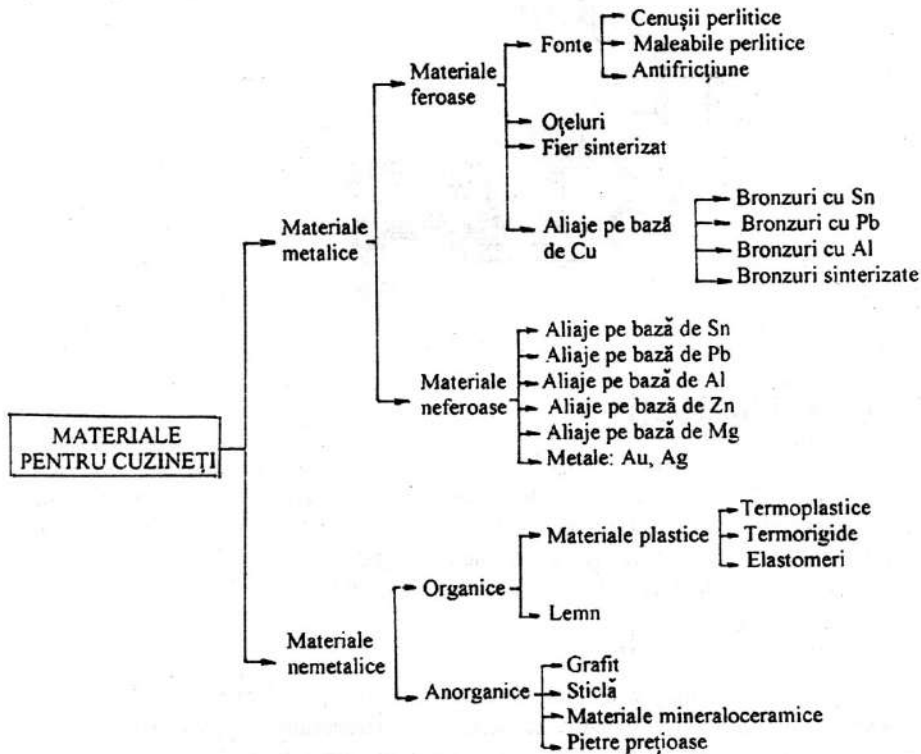


Fig. 13.10

În fig. 13.10 este prezentată, sintetic, o clasificare a materialelor utilizate în construcția cuzineților.

Materialul cuzinetului trebuie să îndeplinească simultan două condiții esențiale: proprietăți antifricțiune superioare și o rezistență ridicată la uzare. Numeroase cercetări au evidențiat faptul că aceste condiții sunt îndeplinite cu succes de materiale ale căror structuri cuprind:

- un *constituent moale* cu temperatura de plastifiere joasă, care imprimă materialului proprietăți antifricțiune;
- un *constituent dur*, care imprimă materialului rezistență și o comportare superioară la uzare.

Tabelul 13.1. Caracteristici pentru materiale utilizate în construcția cuzineților

Denumire material	Marcă	$\rho \cdot 10^{-3}$, kg/m ³	$E \cdot 10^5$, MPa (20 °C)	Duritatea HB (20/100 °C)	$\alpha \cdot 10^{-6}$, m / °C	λ , J/(m s °C)	T, °C	P_m , MPa	v , m/s	$P_m v$, MPa·m/s	Observații. Recomandări de utilizare
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Fonte rezistente la uzare în condiții de frecare – ungere STAS 6707-79	FcA1							9	0,2-2	1,8	Prin tratament termic adecvat sunt favorabile frecării. Se utilizează cu fus de oțel tratat termic
	FcA2			180-230/-	9-12		6	6	0,75-2	4,5	
	FcA3						9	9	2,5	2	
	FcA4		7,1-7,3	1,5-1,8		73	1152- 1380	20	0,4-1	1,2-2	
Oțeluri austenitice STAS 3583-87, 6855-92	FgnA1			260/200	10			12,5			Rezistente la uzare și coroziune. Pot înlocui, în anumite condiții, bronzurile. Se utilizează cu fus tratat termic sau netratat la viteze și presiuni mici
	FgnA2			190/140				8,5			
	FmA1			197-217/-	8-11			12	1-5	12	
	FmA2			167-197/-							
Oțeluri austenitice STAS 3583-87, 6855-92		7,1-7,3	2-2,1	187-217/-	11-12	73-75	1500	50-60	60	25	Tenacitate ridicată și tendință de ecruisare la rece, greu de prelucrat (se finisează la cald prin aşchiere, $\approx 700^\circ\text{C}$, cu plăcuțe din aliaje dure). Se utilizează pentru solicitări mari cu șocuri, temperaturi ridicate, medii abrazive.
Bronzuri cu Sn STAS 1972-83	CuSn14 CuSn10Zn2 CuSn9Zn5 CuSn6Zn4Pb4 CuSn5Zn5Pb5 CuSn4Zn4Pb17 CuSn3Zn11Pb4	8,8	1,1	60-95/-	17,5	109	1050	25	12	30	Lagăre ușor și mediu încălțate și temperaturi relativ mari. Jocul în lagăr: (1,6...1,8)‰

Tabelul 13.1 (continuare)

I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Bronzuri cu Pb STAS 1512-88	CuPb25 CuPb10Sn10 CuPb5Sn10	9,2-9,5	0,75	23-60/26	18,6	116	600- 700	10	8	10	Proprietăți antifricțiune bune la sollicitări mari. Aplicate în straturi subțiri pe carcase de oțel rezistă la sollicitări dinamice. Rezistență la uzare. $T_{incm} : 125^{\circ}\text{C}$. Jocul în lagăr: (1,1...1,6)%
Bronzuri cu Al STAS 198/2-86	CuAl9Fe3T CuAl10Fe3T	7,6	1,1	100/90	18-19	76	1030- 1040	8	4	4	Înlocuiesc bronzurile cu Sn la lagărele greu încărcate. Rezistență ridicată la uzare și coroziune. Ungere abundentă cu fus călit și polizat
Compoziție de lagăr pe bază de Sn STAS 202-80	a. Y-Sn83 b. Y-Sn80 c. Y-Sn89	7,5-9,7	0,6	29/10	20,5	64	400- 550	20	6	15	Proprietăți antifricțiune ridicate, sarcini și viteze mari, șocuri reduse. a. turbine, compresoare, motoare diesel rapide; b. mașini cu abur, electromotoare, generatoare; c. turnare în lagăre, pelicule subțiri
Compoziție de lagăr pe bază de Pb STAS 202-80	a. Y-Pb-Sn10 b. Y-Sn-Pb6Sb6 c. Y-Pb-SnCd d. Y-Pb-Sn5 e. Y-Pb98	9,7- 10,5	0,31	24-34/15	2,5	21-29	400- 500	20 15 15 12 12	12 6	15 10 10 8 8	Nu se utilizează pentru tensiuni specifice mari. Comportare bună la sollicitări dinamice față de compozițiile cu Sn. a. lagăre pentru locomotive cu viteze mari; b. cuzineți subțiri la autocamioane; c. lagăre cu turații ≤ 500 rot/min; d. lagăre pentru vagoane de călători și de marfă; e. lagăre pentru vagoane și locomotive de marfă la turații între 300 și 400 rot/min

Tabelul 13.1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Compoziție de lagăr pe bază de Al STAS 202-80	a. Y-AlSiB5 b. Y-AlSiB6CuNi	2,65-2,9	0,73	45-60/42	20-24	134-140	550-650	10	4	6	Rezistență mare la uzare și oboseală. Cuzineți cu pereți groși și în staturi subțiri. a. motoare diesel sau pentru autovehicule și tractoare; b. cuzineți și bușe sollicitate puternic la uzură prin frecare
Fier sinterizat Fe-C (grafit) Fe-Cu		5-6	0,8-1,8	25-60/-	12-13	42	500	10	4	2	Compoziții spongioase. Prin absorbție de ulei devin auto-lubrifiante. Lagăre pentru mașini textile, industria alimentară, aparate de uz casnic
Aliaje de Zn STAS 6925/2-88	ZnAl14Cu1T	4,8-6,3	1-1,2	80-100/45	24-27	140	395-500	25	17	25	Proprietăți antifricțiune și caracteristici mecanice bune. Posibilități de turnare și deformare plastică la rece
Politetrafluoretilenă (teflon)	PTFE	2,2	0,025-0,045	3-4/-	100-250	0,29	260	4	5	6	Coefficient de frecare redus (0,03 - 0,07) pentru straturi subțiri lubrificate. Lagăre mai puțin încărcate, rezistență mică la uzare, temperaturi limitate. Se recomandă cu ingrediente (grafit, MoS2, fibre de sticlă)
Poliamide		1,1	0,0125-0,022	10-12/-	80	0,29-0,36	220	15	4	15	Proprietăți antifricțiune scăzute. Strat subțire sau bușe
Textolit			0,1	33-35/-	11-35	0,3-0,35	100	15	8	25	Calități antifricțiune și de ungere bune. Rezistență la coroziune. Lagăre de laminoare, construcții navale, pompe
Grafit			0,9-2,1	1,5-1,8/-	2,4-6,6	8-10	1000	5	1	1	Bușe pentru lagăre la temperaturi ≤ 350 °C. Calități de frecare și conductivitate bune

Notatii: ρ - greutate specifică; E - modul de elasticitate; α - coeficient de dilatare liniară; λ - conductivitate termică; T - temperatura de topire.

Constituenții moi și cei duri pot fi cuprinși într-o a treia parte a structurii materialului – *matrice* – în acest caz numindu-se *incluziuni moi*, respectiv *incluziuni dure*.

În ultimul timp există tendințe de înlocuire a cuzineților masivi cu cuzineți multistrat. La acești cuzineți, materialul antifricțiune este aplicat într-un strat subțire pe un material de bază cu rezistență mecanică și duritate superioare.

În tabelul 13.1 sunt prezentate caracteristici pentru principalele materiale utilizate în construcția cuzineților și recomandări de utilizare.

13.3.2. Forme constructive

Proiectarea optimă a unui cuzinet presupune, pe lângă o alegere corectă a materialului, realizarea unei forme constructive capabile să asigure cerințele funcționale, de fiabilitate și economice impuse lagărului. Se impun astfel o serie de condiții de bază: rezistența superioară, prelucrabilitate ridicată, formă adecvată unei ungeri optime, respectiv unui montaj ușor.

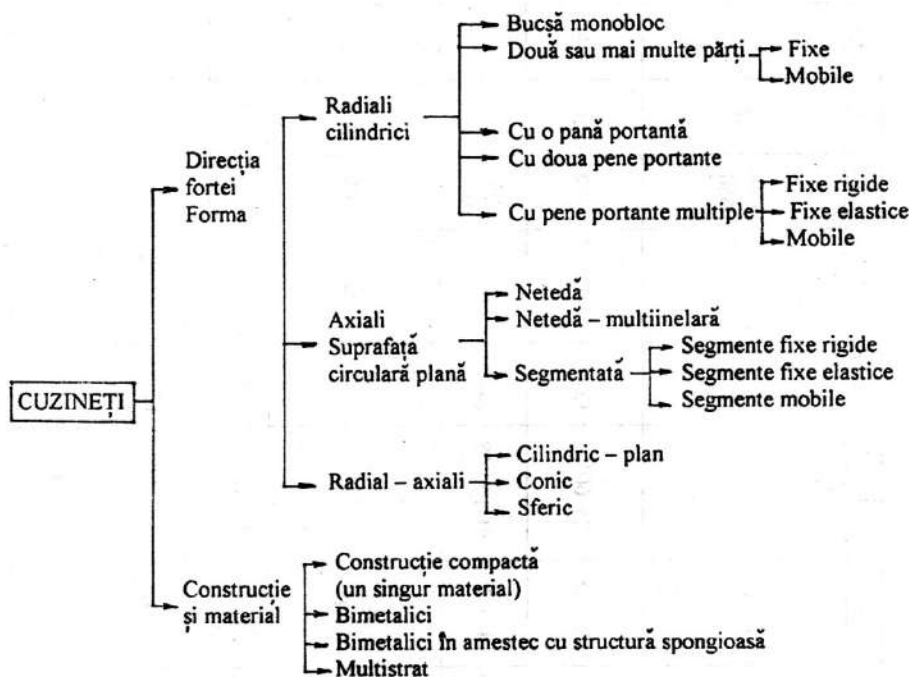


Fig. 13.11

În fig. 13.11 este dată, în acest sens, o clasificare constructivă a cuzineților.

Cuzineții sub formă de *bucșă monobloc* se execută dintr-un singur material și prezintă avantajele unei tehnologii de realizare simple (prelucrări obișnuite prin așchiere dintr-un semifabricat turnat în bloc sau centrifugal, laminat), a unei deformabilități reduse și al unui cost relativ scăzut. Se utilizează la lagărele radiale nedemontabile cu operațiuni de montare – demontare destul de dificile pe la capătul arborilor; apariția fenomenelor de uzare necesită schimbarea cuzinetului, neexistând posibilități de reglare a jocului.

În STAS 772-68 și STAS 9474-87 sunt date dimensiuni și caracteristici pentru bucșe cu pereți groși (fig. 13.12), respectiv bucșe înfășurate cu pereți subțiri (fig. 13.13). În STAS 9797/2-91 sunt date dimensiuni și caracteristici pentru articulații sferice (v. fig.13.6).

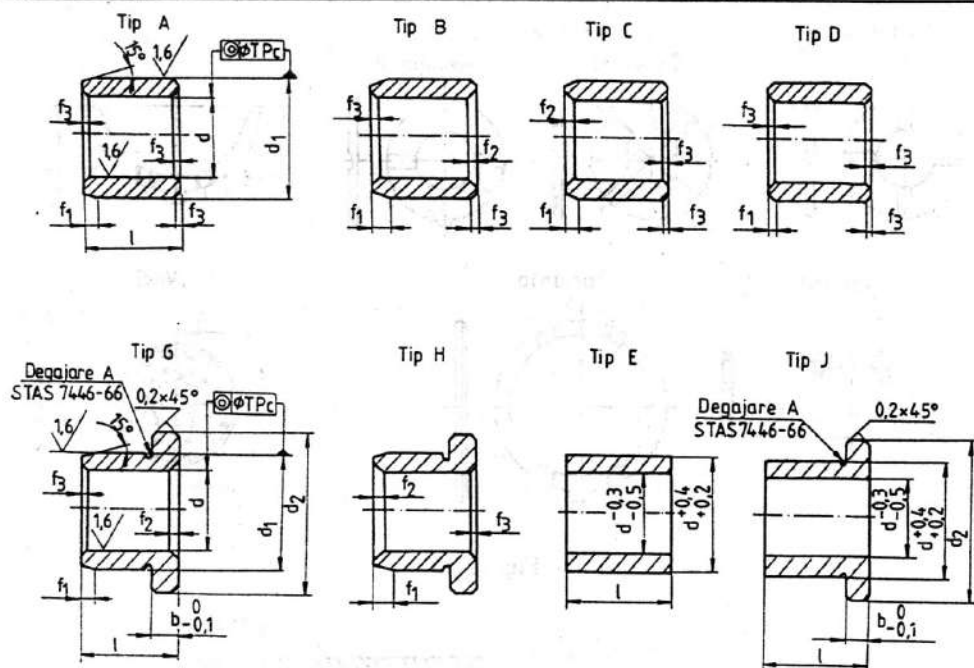


Fig. 13.12

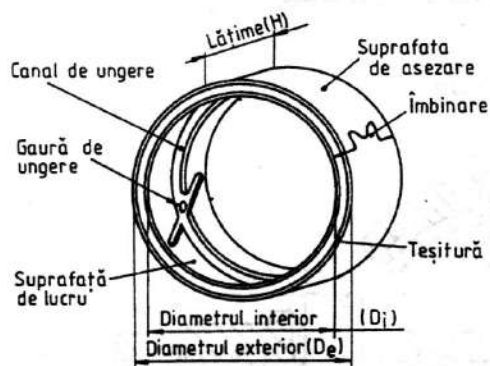


Fig. 13.13

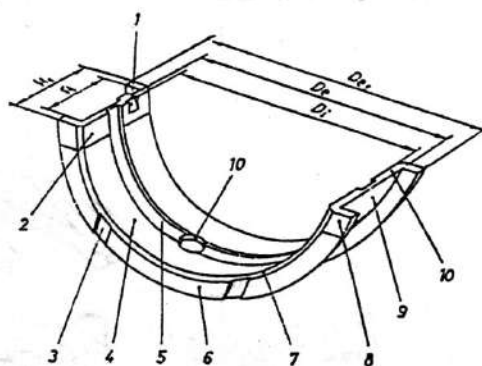


Fig. 13.14

Cuzineții radiali din două sau mai multe bucăți se obțin din semifabricate realizate separat, cu prelucrări ulterioare mai pretențioase și soluții tehnologice adecvate, justificate totuși prin posibilitățile de reglare a jocului. În STAS 9715-91 sunt date dimensiuni și caracteristici pentru *semicuzineți bimetalici* cu pereți subțiri pentru lagăre radiale (fig. 13.14, 1 – pînten de fixare; 2 – degajare de capăt; 3 – canal lateral; 4 – suprafață de lucru; 5 – canal de ungere; 6 – suprafață laterală; 7 – teșire; 8 – degajare laterală; 9 – suprafață exterioră de așezare; 10 – fața de joncțiune; D_{e1} – diametrul gulerului; H_1 – lățimea totală; H – lățimea de montaj).

Pentru *cuzineți axiali*, forme constructive, dimensiuni și caracteristici sunt date în STAS 9814-87 (fig. 13.15).

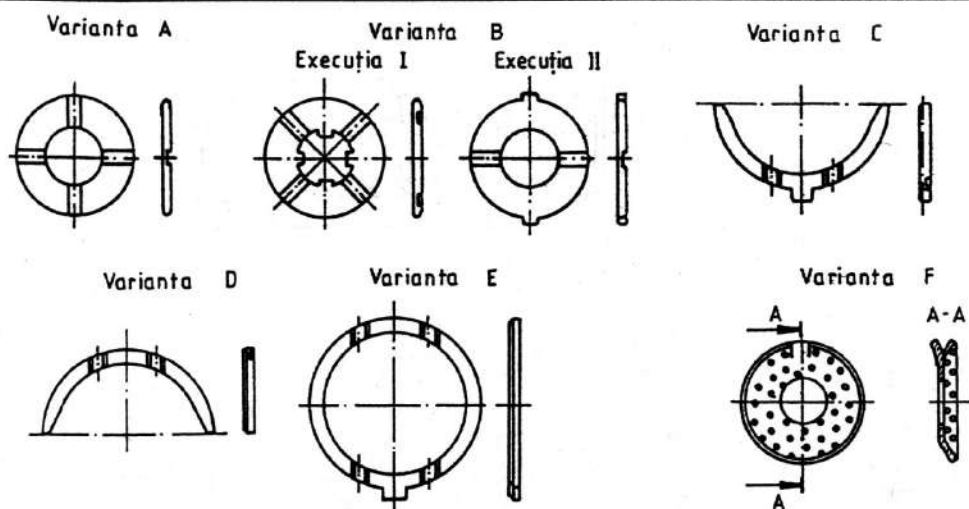


Fig. 13.15

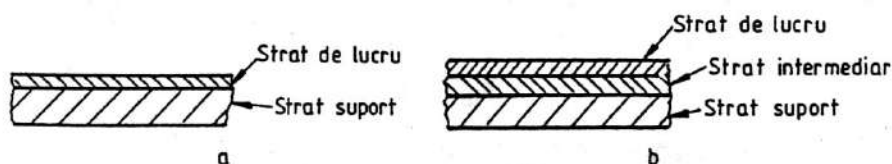


Fig. 13.16

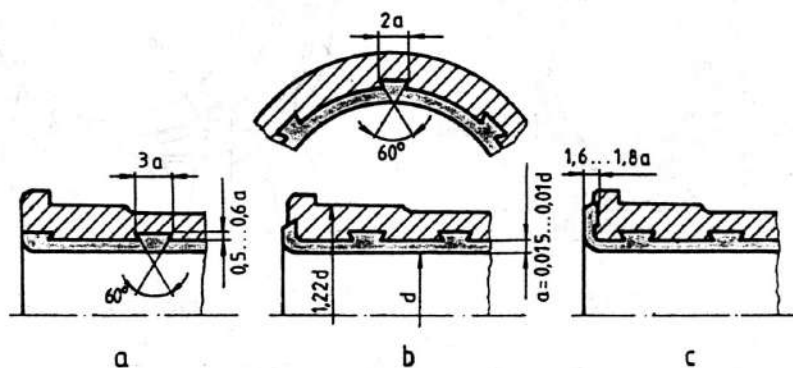


Fig. 13.17

Pentru condiții de funcționare pretențioase, dar și din considerente economice, se utilizează *cuzineți placați cu materiale antifricțiune*. Pe materialul suport (oțel, fontă, bronz) se toarnă manual, centrifugal sau sub presiune un strat subțire (cuzineți bimetalici – fig. 13.16, a) sau două straturi (cuzineți trimetalici – fig. 13.16, b) de material antifricțiune sau un strat poros de material antifricțiune impregnat. Condiția esențială pentru buna funcționare a acestor cuzineți o constituie realizarea unei aderențe perfecte a materialului antifricțiune pe materialul suport. În acest scop se utilizează diverse procedee: fixarea materialului antifricțiune pe materialul suport prin canale în formă de coadă de rândunică

(fig. 13.17), aplicarea prin lipire pe suprafața materialului suport a unei rețele fine de cupru sau sticlă impregnată cu material plastic, sau prin electroliza unui strat subțire de cupru, sinterizarea pe suprafața materialului suport a unei pulberi de bronz cu particule de formă neregulată, pentru creșterea aderenței.

Grosimile materialelor suport și antifricțiune ale cuzineților se adoptă în corelație cu natura acestora și diametrul d al fusului. Astfel, pentru cuzineți monometalici grosimea $S = (0,05 \dots 0,1) d + 5$ mm, iar pentru cuzineții bimetalici:

– grosimea cuzinetului $S = (0,08 \dots 0,12) d + (5 \dots 120)$ mm;

– grosimea materialului antifricțiune $S' = (0,015 \dots 0,05) d$,

cu valori mai mari pentru suport de fontă, medii pentru oțel, respectiv mici pentru bronz.

La cuzineții trimetalici, pe suportul de rezistență din oțel sau fontă se toarnă inițial un strat subțire de bronz cu plumb ($0,5 \dots 0,7$ mm) cu conductivitate termică mare, peste care se aplică un strat subțire de compoziție pe bază de plumb ($0,05 \dots 0,12$ mm).

În elaborarea formei constructive finale a cuzineților prezintă importanță și aspecte legate de fixarea cuzinetului în ansamblul lagărului, posibilitățile de reglare a jocului și asigurarea alimentării cu lubrifianț a suprafeței active.

Disponerea canalelor de ungere se face pe partea neportantă a cuzinetului în cazul funcționării lagărului în condiții de frecare fluidă hidrodinamică. O dispunere în zona portantă scade portanța lagărului, excepție făcând cazurile funcționării cu frecare fluidă în regim hidrostatic sau la o ungere săracă, viteze reduse sau mișcări oscilante, când transportul de lubrifianț în zona încărcată nu poate fi realizat numai prin rotația fusului. În tabelul 13.2 sunt date recomandări generale privind amplasarea canalelor de ungere în corelație cu direcția sarcinii pe lagăr și mișcarea fusului în cuzinet.

În cazul lagărelor axiale, cuzineții plani – disc, coroana circulară continuă sau segmentată – nu pot asigura, prin forma lor, pene de lubrifianț portante hidrodinamice, fiind utilizați, de regulă, la lagărele hidrostatice.

Realizarea portanței hidrodinamice (v. § 13.5.1) și îmbunătățirea stabilității dinamice a lagărelor au impus realizarea unor construcții complexe de cuzineți. Astfel se pot menționa: sectorizarea și profilarea suprafeței plane a segmentului la lagăre axiale (fig. 13.18), construcții cu două sau mai multe pene de lubrifianț cu segmenti ficși sau mobili prin deformație (fig. 13.19) sau cu articulație (fig. 13.20), cuzineți cu rezemare elastică (fig. 13.21).

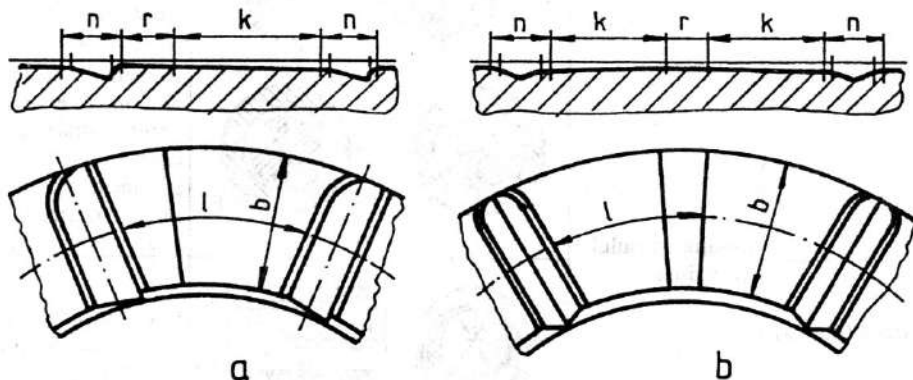


Fig. 13.18

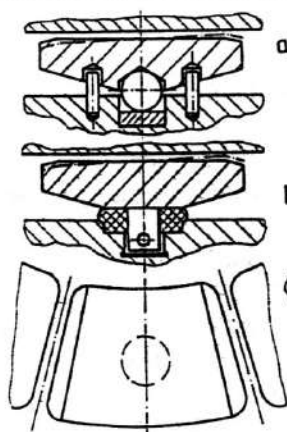


Fig. 13.19

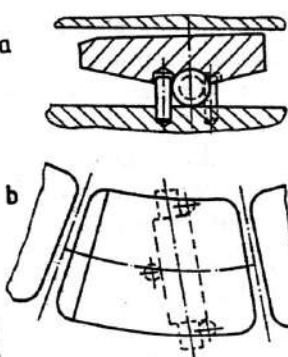


Fig. 13.20

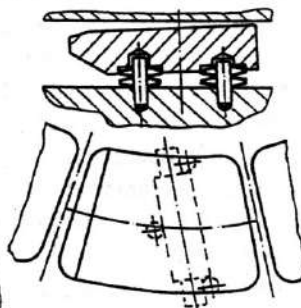
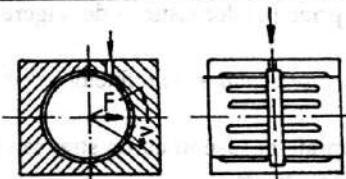
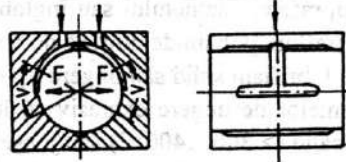
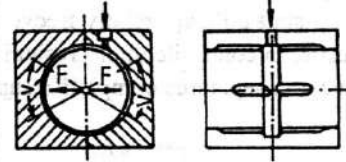
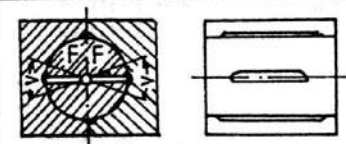
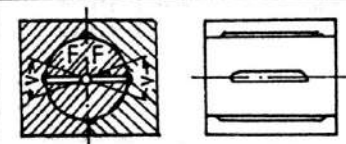


Fig. 13.21

Tabelul 13.2. Recomandări privind dispunerea canalelor de ungere ale cuzineților

Direcția sarcinii	Tipul mișcării	Soluția constructivă	Caracteristici
Constantă	Rotație a fusului în bucșă		Canal longitudinal lat cu margini țesite
	Rotație a fusului în semicuzineți		Canal longitudinal în dreptul orificiului de introducere a uleiului (eventual și în dreptul suprafețelor de separație)
			Ulei introdus, în lateral în funcție de sensul de rotație a fusului. Canale longitudinale în dreptul suprafețelor de separație
	Rotație a fusului în cuzinet		Alimentare cu ulei prin fus (de evitat). Gaura centrală și canal radial. Canal semiinelar indispensabil la încărcări mari.
Variabilă (limitat)			Canale longitudinale laterale cu margini rotunjite sau țesite

Tabelul 13.2 (continuare)

Direcția sarcinii	Tipul mișcării	Soluția constructivă	Caracteristici
Constantă			Canal circular în mijlocul cuzinetului în lungul liniei de separație. Canale longitudinale paralele
Variabilă (cu schimbare de sens)	Mișcare oscilantă a fusului în cuzinet	 a	a. Ulei cu presiune naturală b. Ulei sub presiune
		 b	
			
			Ulei introdus sub presiune prin fusul găurit axial și transversal în direcția forței

Dificultățile constructive ale lagărelor segmentate, însoțite evident și de creșteri ale costului, sunt compensate – atunci când condițiile de gabarit, fiabilitate și siguranța în funcționare o cer – de creșterea capacității portante și reducerea frecărilor (tabelul 13.3).

Tabelul 13.3. Comparații privind frecarea și portanța lagărelor axiale în funcție de construcția suprafețelor de lucru

Tipul suprafeței	Suprafață continuă	Suprafață segmentată	
		Segmenti fixe	Segmenti mobili
Caracteristica			
Portanță	1	6...8	≈ 12
Frecare	1	1/10...1/12	–

13.4. Ungerea lagărelor cu alunecare

Sistemul de ungere adoptat pentru o construcție dată de lagăr trebuie să asigure o ungere permanentă cu un debit corespunzător, în condițiile unui regim termic optim. Alegerea sistemului de ungere trebuie să țină seama de caracteristicile lubrifiantului utilizat, de particularitățile constructive și funcționale ale lagărului, inclusiv de condițiile de întreținere, control și alarmă, de parametrii de alimentare cu lubrifiant (presiune, debit, temperatură, puritate).

13.4.1. Sisteme de ungere

O clasificare a principalelor sisteme de ungere utilizate pentru lagărele cu alunecare este dată în fig. 13.22.

Ungerea cu *lubrifianț solid* a suprafețelor active fus – cuzinet la un lagăr cu alunecare se poate realiza prin:

- acoperirea suprafeței fusului cu un strat sau o peliculă de material cu rol de lubrifianț solid (teflon, poliamidă etc.);
- acoperirea suprafeței cuzinetului sau înglobarea în masa lui a unor substanțe cu proprietăți lubrifiante (teflon, poliamide, nitrură de bor, metale);
- rezervoare de lubrifianț solid sau ungere tip rotaprint.

Utilizarea sistemelor de ungere exclusiv cu lubrifianți solizi rămâne, deocamdată, limitată: temperaturi înalte ($> 300...400^{\circ}\text{C}$) sau joase ($\approx 180^{\circ}\text{C}$), vid, viteze de lucru mici, cazuri de ungere “for life”.

Lubrifianții solizi sunt utilizați, relativ frecvent, împreună cu lubrifianți plastici sau lichizi, acolo unde aceștia, în condițiile unor presiuni de contact ridicate și a unor viteze de lucru scăzute, nu pot asigura separarea completă a suprafețelor active fus-cuzinet.

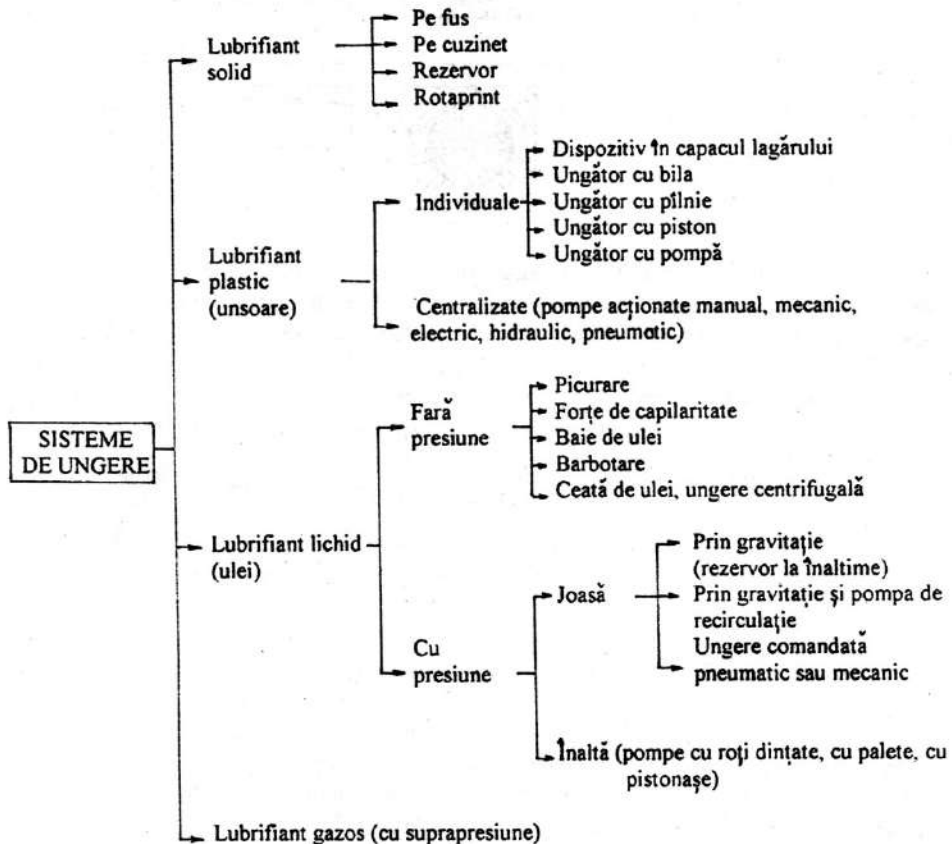


Fig. 13.22

Sistemele de ungere cu *lubrifianți plastici (unsori consistente)* sunt recomandate lagărelor care funcționează în condițiile unor turații reduse și sarcini ridicate cu întreruperi dese, lagărelor exterioare la care unsoarea consistentă asigură și o protecție împotriva impurităților, lagărelor unse "for life", unde sunt permise pierderi de lubrifianț.

Dintre sistemele de ungere cu lubrifianți plastici utilizate la lagărele cu alunecare se pot menționa:

- *ungătorul cu bilă* (STAS 1116-88) în diverse variante constructive, cu unsoare introdusă cu o pompă manuală (fig. 13.23);

- *ungătorul cu pâlnie* (STAS 748-90), cu o construcție simplă (fig. 13.24), unsoarea din pâlnie fiind împinsă în orificiul de alimentare prin înșurubarea capacului sau, eventual prin acțiunea unui piston;

- *ungere directă* dintr-un depozit amplasat în capacul lagărului.

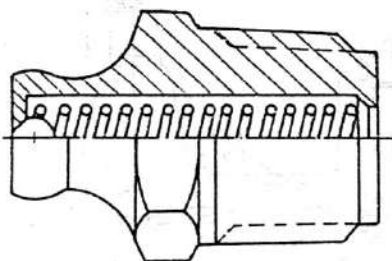


Fig. 13.23

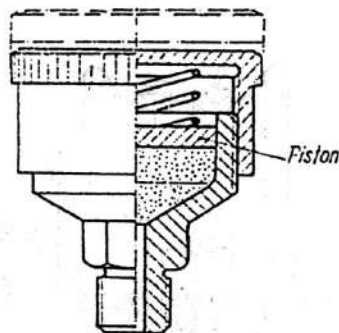


Fig. 13.24

Sistemele de ungere cu *lubrifianți lichizi (uleiuri)* fără presiune sau cu presiune scăzută se utilizează pentru lagăre funcționând în condițiile unor sarcini și viteze moderate, cu debite mici de lubrifianț.

Alimentarea lagărului se poate face prin:

- *picurare* (forța de gravitație impune un debit direct proporțional cu nivelul față de lagăr al rezervorului de ulei);

- *forțe de capilaritate* (utilizarea unor fitile, pernițe, role de păslă);

- *baie de ulei sau barbotare*, recomandate pentru lagăre situate în același corp cu organe în mișcare de rotație rapidă (la reductoarele de viteză, acest rol este îndeplinit de una din roțile dințate); sistemul deși este economic – des folosit la reductoare, compresoare – necesită o etanșare bună care să împiedice atât pierderile de lubrifianț, cât și pătrunderea din exterior a impurităților;

- *ceață de ulei* (debit redus de lubrifianț) și ungerea centrifugală, mai rar utilizate la lagăre cu alunecare.

Sistemele de ungere cu lubrifianț sub presiune cu circuit exterior lagărului se utilizează la ungerea lagărelor importante pentru motoare, turbine, mașini-unelte, laminoare. Aceste sisteme pot deservi simultan mai multe lagăre, presiunea din circuit fiind asigurată prin mijloace diverse: rezervoare de înălțime, pompe de diverse tipuri (cu roți dințate, cu palete, cu pistonaje).

Aceste sisteme înglobează o succesiune destul de întinsă de tipuri de organe, aparate de măsură și control, care asigură, eventual automat, parametrii de distribuție ai lubrifianțului (debit, presiune, temperatură, puritate): conducte și organe de legătură, supape, robineti de

reglare și închidere a circulației lubrifiantului, manometre, termometre, instalații de răcire, filtre, sisteme de semnalizare și alarmă.

Deși, datorită complexității, costul acestor sisteme de ungere este ridicat, consecințele grave ale unor eventuale avarii la utilajele pretențioase menționate mai sus le impun ca singura soluție care poate oferi siguranță în exploatare; de altfel, în aceste situații, fiabilitatea ansamblului este influențată în mai mare măsură de fiabilitatea sistemului de ungere decât de fiabilitatea lagărului propriu-zis.

De remarcat este și faptul că la ungerea sub presiune debitul de lubrifiant depășește valoarea determinată prin calculul hidrodinamic, lubrifiantul în exces contribuind la evacuarea unei însemnate părți din căldura produsă, lagărul funcționând la o temperatură relativ scăzută; simultan, se realizează și o răcire, respectiv o purificare permanentă a lubrifiantului.

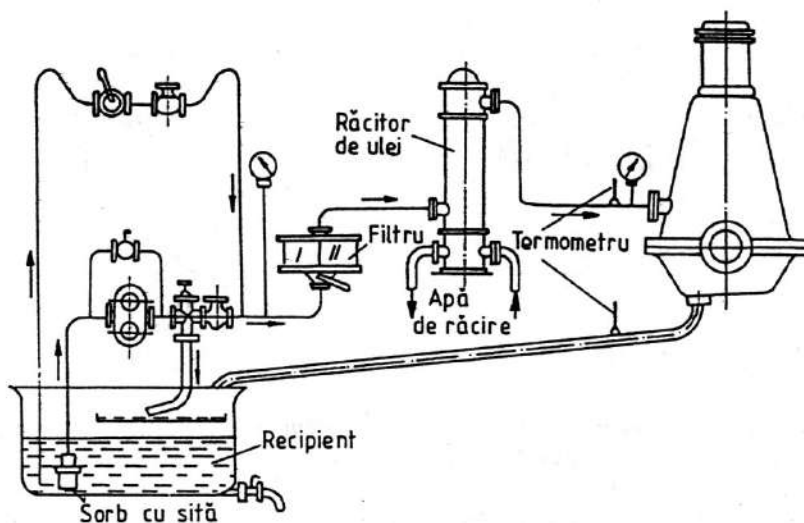


Fig. 13.25

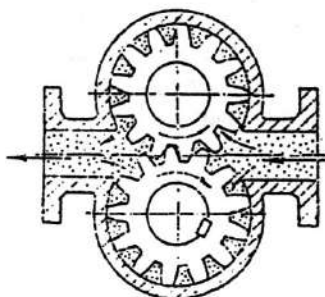


Fig. 13.26

În corelație cu condițiile de funcționare stabilite pentru lagăr, sistemul de ungere poate fi proiectat pentru: presiune scăzută (0,03...0,5 MPa), cu alimentare în zona neportantă a lagărului sau într-o zonă care în timpul unui ciclu de funcționare este supusă celor mai mici presiuni (motoare, compresoare); pentru înaltă presiune (≤ 25 MPa), cu alimentare în zona portantă pentru lagăre hidrostatice sau hidrostactice și hidrodinamice.

Într-o variantă relativ complexă un sistem – circuit de alimentare cu lubrifiant sub presiune cuprinde elementele prezentate în fig. 13.25.

Pentru alimentare sub joasă și chiar sub înaltă presiune (≤ 15 MPa), pompele cu roți dințate (cu dinți drepecți sau înclinați) sunt cele mai utilizate (fig. 13.26); pentru alimentarea sub presiune se mai utilizează pompe rotative cu palete (≤ 8 MPa) sau pompe cu pistonăse radiale (≤ 25 MPa).

Filtrarea lubrifiantului – îndepărtarea sau separarea impurităților provenite din exterior sau ca o consecință a uzării lagărelor sau a altor organe în mișcare – se realizează în următoarele etape: sita la sorbul pompei, filtrul brut cu circulație directă, filtrul fin montat în paralel, sita la ieșirea din circuit; se utilizează astfel filtre de tip centrifugal, filtre cu acțiune magnetică, filtre de adsorbție (cu pâslă, bumbac, hârtie), filtre de absorbție (cu cărbune, argilă, alumină), filtre mecanice.

Filtrele brute montate în serie filtrează întreaga cantitate de lubrifiant vehiculat de pompă, în timp ce filtrele fine montate în paralel, datorită pierderilor mari de presiune pe care le provoacă, filtrează aproximativ (5...20) %.

Îmbunătățirea regimului termic din lagăr – uleiul din circuit se încălzește datorită frecărilor din lagăr sau circulației prin elementele sistemului de ungere – se poate realiza prin utilizarea unor răcitoare funcționând pe principiul schimbătoarelor de căldură, cu utilizarea unui fluid de răcire.

Pentru utilizarea economică a lubrifiantului, la punctele de lucru ale circuitului de ungere se montează dozatoare semiautomate și automate, reglate în corelație cu condițiile de funcționare impuse lagărului.

La lagărele lubrificate cu gaze, alimentarea se face din mediul ambiant pentru lagărele gazodinamice autoportante sau sub presiune, în cazul lagărelor gazostatice.

13.4.2. Sisteme de etanșare

Etanșările utilizate în circuitele de ungere trebuie să îndeplinească câteva condiții de bază pentru funcționarea în siguranță a lagărului la parametri proiectați: împiedicarea pierderilor de lubrifiant, protecție împotriva contaminării lubrifiantului. Adoptarea sistemului de etanșare se face în corelație cu forma constructivă și condițiile de funcționare ale lagărului și cu proprietățile lubrifiantului utilizat [1-5, 8-9, 13].

13.5. Calculul lagărelor cu alunecare

Bazele teoretice de calcul pentru lagărele cu alunecare se stabilesc, de regulă, în corelație cu condițiile de funcționare și fiabilitate impuse de destinație. Aceste elemente, împreună cu analiza comparativă a diverselor soluții constructive, pot oferi detalii suplimentare referitoare la:

- tipul lagărului: radial, axial, combinat;
- regimul de frecare: uscat, limită, fluid;
- tipul lubrifiantului și sistemul de ungere;
- modul de realizare a portanței;
- particularități constructive ale ansamblului lagărului, cuzineți, materiale.

În general, principalele etape de calcul ale unui lagăr cu alunecare sunt:

- Calculul portanței din condiția de evitare a fenomenelor de uzare rapidă (smulgere, uzare termică) sau a fenomenelor de desprindere de material de pe suprafețele active fus-cuzinet datorită solicitărilor mecanice.
- Calculul durabilității, cu considerarea fenomenelor de uzare abrazivă.
- Calculul termic în corelație cu portanța.

13.5.1. Portanța lagărelor cu alunecare. Elemente introductive

Funcționarea lagărelor cu alunecare într-un regim de frecare dat presupune realizarea unei *portanțe* la nivelul suprafețelor active fus-cuzinet capabile să preia, în siguranță, încărcările exterioare.

În cazul frecării uscate, mărimea portanței este în strânsă corelație cu rezistența la deplasare și deformații a suprafețelor în contact pentru viteze de uzare date.

În condițiile frecării limită sau mixte, portanța depinde de rezistența la deplasare și deformații a zonelor în contact direct sau a zonelor cu straturi moleculare de lubrifianț – formate ca urmare a fenomenelor de adsorbție sau chemisorbție – interpușe între suprafețele în mișcare relativă.

La frecarea fluidă, cu lubrifianț în abundență, portanța se obține ca rezultat al unor fenomene desfășurate pe scară microscopică în strânsă legătură cu configurația geometrică a suprafețelor în mișcare relativă și parametrii alimentării cu lubrifianț.

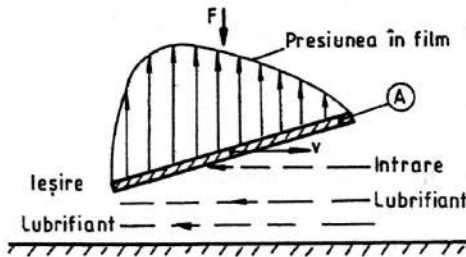


Fig. 13.27

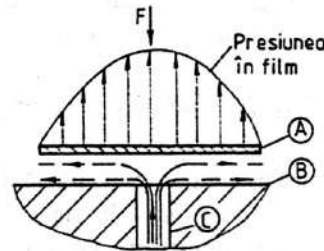


Fig. 13.28

În cazul prezentat în fig. 13.27, deplasarea suprafeței mobile A, înclinată cu unghiul α față de direcția de deplasare cu viteza v , produce pe partea în contact cu lubrifianțul o distribuție de presiuni a cărei rezultantă (portanță) echilibrează încărcarea exterioară F (lagăr hidrodinamic sau gazodinamic).

În cazul prezentat în fig. 13.28, evacuarea fluidului aflat în canalul C la o presiune dată, în mediul ambiant (presiune nulă) – printre suprafețele A și B aflate în repaus sau în mișcare relativă – produce pe partea în contact cu lubrifianțul o distribuție de presiuni, respectiv o portanță, în strânsă corelație cu dimensiunile interstițiului (lagăr hidrostatic sau gazostatic).

13.5.2. Lagăr funcționând în regim de frecare uscată sau mixtă

Absența peliculei de lubrifianț între suprafețele în mișcare relativă (*regim de frecare uscată*) sau o ungere săracă (*regim de frecare mixtă*) – întâlnit îndeosebi la pornirea sau oprirea lagărelor hidrodinamice sau la lagărele unse cu lubrifianți plastici cu cuzineți poroși – implică o creștere a frecărilor, temperaturii și, implicit, a uzurii lagărului, cu consecințe nefavorabile asupra durabilității. Calculul acestor tipuri de lagăre – considerat ca bază de plecare și

comparație pentru lagărele funcționând în regim de frecare fluidă – trebuie să aibă în vedere parametrii determinanți în declanșarea fenomenelor de uzare: presiunea medie de contact fus-cuzinet p_m , viteza periferică v a fusului, respectiv produsul ($p_m v$) necesar pentru calculul termic.

13.5.2.1. Lagăre radiale

Calculule de proiectare (sau verificare) la aceste lagăre necesită considerarea unor elemente dimensionale și a unor mărimi caracteristice stabilite în prealabil. La un lagăr radial (fig. 13.29; d, D – diametrele suprafețelor active ale fusului, respectiv cuzinetului; B – lățimea cuzinetului), raportul B/D influențează direct portanța; se recomandă pentru o portanță maximă: $B/D = 1,2 \dots 0,8$ (presiuni mijlocii) și $B/D = 0,3 \dots 0,5$ (presiuni mari).

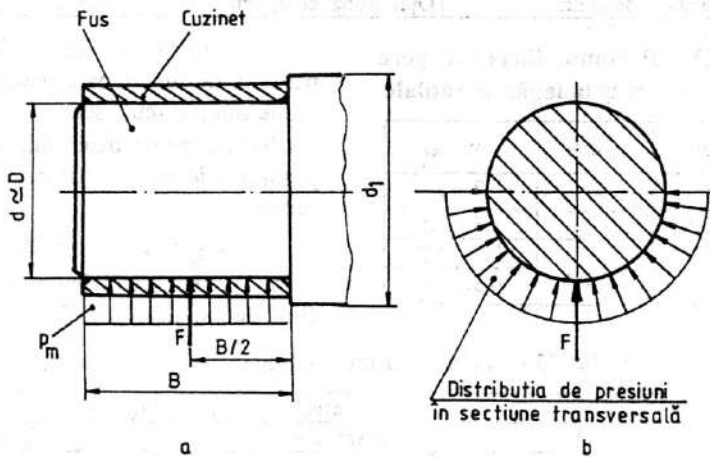


Fig. 13.29

În calculule de dimensionare (sau verificare) ale fusului ($d \approx D$), pentru valori $B/D > 1,2$ se consideră tensiunea de încovoiere

$$\sigma_i = \frac{16FB}{\pi d^3} \leq \sigma_{aiIII}, \quad (13.1)$$

unde σ_{aiIII} este tensiunea admisibilă la încovoiere [7], iar pentru valori $B/D < 1,2$, într-un calcul simplificat, presiunea medie de contact fus-cuzinet

$$p_m \approx \frac{F}{BD} \leq p_a, \quad (13.2)$$

unde p_a este presiunea admisibilă (tabelul 13.4).

Toleranțele prescrise pentru execuția suprafețelor active ale cuplului fus-cuzinet impun jocul în lagăr, cu influențe decisive asupra portanței, frecărilor și, implicit, asupra regimului termic. În stabilirea jocului în lagăr se iau în considerare următorii factori: viteza fusului, încărcarea, dilatarea termică a cuplului de materiale fus-cuzinet, precizia de execuție a suprafețelor în mișcare relativă (formă, calitate de suprafață).

Dacă se definește jocul relativ în lagăr

$$\psi = (D - d)/D, \quad (13.3)$$

în tabelul 13.5 sunt date recomandări privind adoptarea valorilor acestuia în corelație cu presiunea medie de contact p_m și viteza v a fusului.

Tabelul 13.4. Valori orientative p_a și $(p_m v)_a$ la lagăre radiale

Domeniul de utilizare	Cuplul de materiale fus/cuzinet	p_a , MPa	$(p_m v)_a$, MPa·m/s
Prese, utilaj metalurgic greu, laminoare	Oțel/bronz, compoziție	5...25	40...200
Turbine cu gaz	Oțel/bronz, compoziție	8...20	80...100
Motoare cu piston	Oțel/bronz, compoziție	5,5...13	25...35
Pompe, compresoare	Oțel/fontă Oțel/bronz, compoziție	0,3...0,4 3...4,5	2,5...3,5
Locomotive și vagoane	Oțel/bronz Oțel/materiale plastice speciale	3,5...4 2...2,5	3,5...7
Masini-unelte	Oțel/fontă, bronz, compoziție Oțel/materiale plastice	0,2...0,8 0,5...1,5	1,5...30(40)
Reductoare cu roți dințate	Oțel/bronz, compoziție	1...4	4...8
Ventilatoare, mașini de găurit	Oțel/bronz, compoziție	0,3...2	1,2...7

Tabelul 13.5. Recomandări de alegere a jocului relativ ψ la lagărele radiale

p_m , MPa	v , m/s	ψ , ‰
≤ 1	1,5...5	2...3
2,5...7,5		1,5...2,5
0,1...1	$\leq 0,5$	0,7...1,2
$\geq 7,5$		0,3...0,6

Admițând o dilatare liniară la temperatura de funcționare medie t (v. calculul termic) și cunoscând *jocul relativ la cald* ψ , se poate determina *jocul la temperatura de montaj* (de regulă 20 °C) cu relația

$$\psi_{20} = \psi + k_d(t - 20)10^{-6}, \quad (13.4)$$

valori pentru coeficientul de dilatare k_d fiind date în tabelul 13.6.

Tabelul 13.6. Valori pentru coeficientul de dilatare k_d

Materialul cuzinetului*	Materialul corpului lagărului				
	Oțel sau fontă			Aliaje de aluminiu	
	Corp cu pereți subțiri	Corp cu pereți groși. Cuzinet cu dilatare liberă	Cuzinet montat în carcasa mașinii cu dilatare împiedicată	Corp cu pereți subțiri	Corp cu pereți groși. Cuzineți cu dilatare liberă
Aliaje Y-Sn (compoziție pentru lagăre)	17...19	22...24	27...28	-	-
Aliaje Cu-Pb, Cu-Sn	11...12	17...19	22...23	0	0
Aliaje de Zn	20...24	26...30	31...35	3...4	6...7
Aliaje Al-Cu, Al-Cu-Mn, Al-Sn	16...18	22...24	27...29	-	-
Aliaje Al-Si	13...14	19...22	24...26	0...4	5...6
Aliaje Al-Mg, Al-Mg-Mn	19...20	25...26	30...31	-	-
Fonte	3...4	9...10	15	0	0
Oțel	5	1	16	0	0
Materiale plastice	34...44	40...50	45...55	18...28	24...34

*Se consideră:

- materialul cuzinetului, dacă nu este placat cu material antifricțiune;
- materialul antifricțiune, dacă grosimea:
 - $s > 1$ mm - diametre $d = (30...100)$ mm;
 - $s > 2$ mm - diametre $d = (100...200)$ mm;
 - $s > 3$ mm - diametre $d = (200...300)$ mm;
- materialul suport al cuzinetului, dacă grosimea materialului antifricțiune este mai mică decât valorile de mai sus.

Pentru diferite ajustaje cu joc standardizate se calculează jocurile maxime și minime corespunzătoare și se compară cu jocul necesar la temperatura de montaj ψ_{20} determinat cu relația (13.4); pentru siguranța în funcționare se adoptă, de regulă, un ajustaj cu toleranțe mai strânse.

În tabelele 13.7 și 13.8 sunt date recomandări privind alegerea ajustajelor, respectiv a rugozităților suprafețelor active fus-cuzinet în corelație cu destinația lagărului.

Tabelul 13.7. Recomandări privind alegerea ajustajelor la lagărele radiale

Destinația lagărului	Ajustaj	
	Alezaj unitar	Arbore unitar
Lagăre de bielă la motoare rapide: sarcini mari, execuție și montaj precise	H7/g6 H7/h7	G7/h6
Lagăre principale la mașini-unelte, arbori cotiți, biele	H7/f7	F8/h6
Arbori pe mai multe lagăre la mașini-unelte	H7/e8	E8/h6
Lagăre pentru arbori de transmisie și arbori intermediari	H7/d8 H7/d10	D9/h6
Lagăre de bielă, arbori pe trei lagăre, lagăre pentru pompe cu roți dințate și centrifuge	H8/f8	F8/h8
Lagăre pentru arbori lungi de macarale și transmisii Lagăre pentru mașini agricole	H8/d10	D10/h8
Lagăre pentru arbori de regulator și arbori de frâne la locomotive	H11/a11	A11/h11

Tabelul 13.8. Recomandări privind alegerea rugozităților suprafețelor de contact fus-cuzinet la lagărele radiale

Destinația lagărului	R_z	R_a
Lagăre principale la mașini-unelte de mare precizie	0,1	0,025
Lagăre pentru mecanisme și mașini-unelte de turaj și precizie	0,4	0,1
Lagăre pentru arbori cotiți, axe cu came, fusuri de manivelă	0,8	0,2
Mașini electrice mari	1,6	0,4
Lagăre obișnuite	6,3	1,6
Cuzineți obișnuiți pentru transmisii	12,5	3,2

Calculul termic. Regimul termic din lagăr se apreciază în corelație cu puterea pierdută prin frecare în timpul funcționării influențată decisiv de coeficientul de frecare dintre suprafețele active ale cuplului fus-cuzinet.

Puterea pierdută prin frecare, eliminată în exterior prin conducție, convecție sau radiație este

$$P = \mu Fv, \quad (13.5)$$

unde μ este coeficientul de frecare.

Un prim criteriu de apreciere a regimului termic îl reprezintă puterea specifică consumată prin frecare

$$P_s = \frac{P}{BD} = \mu p_m v, \quad (13.6)$$

care, în cazul unui coeficient de frecare μ independent de viteză și presiune, depinde de produsul ($p_m v$). În tabelul 13.4 sunt date valori admisibile ale produsului ($p_m v$) pentru diferite domenii de utilizare a lagărelor.

Un alt criteriu de apreciere îl constituie determinarea temperaturii medii de funcționare t a lagărului – dacă se cunoaște coeficientul de frecare μ – din relația

$$P = KA(t - t_0), \quad (13.7)$$

unde K este un coeficient global de transfer de căldură (tabelul 13.9), A – suprafața exterioară a corpului lagărului, în m^2 și t_0 – temperatura mediului ambiant, și compararea acesteia cu o temperatură admisibilă t_c adoptată în corelație cu materialul cuzinetului, lubrifianțul și destinația lagărului.

Tabelul 13. 9. Valori pentru coeficientul global de transfer de căldură K

Tipul lagărului	$K, J/(m^2 s ^\circ C)$
Lagăre de construcție ușoară, cu condiții dificile de răcire	10
Lagăre uzuale cu condiții medii de răcire	16
Lagăre cu construcție masivă cu răcire forțată (aer sau apă)	25

Metodica de calcul. În condiții date de funcționare, proiectarea optimă a unui lagăr radial funcționând în regim de frecare uscată sau mixtă constă în obținerea unei soluții constructive care să asigure o temperatură de regim, respectiv putere consumată prin frecare, cât mai reduse, simultan cu o tehnologie de execuție simplă și economică.

În tabelul 13.10 este prezentată, sintetic, metodologia de calcul al lagărelor radiale funcționând în regim de frecare uscată sau mixtă.

13.5.2.2. Lagăre axiale

Suprafața activă de contact a acestor lagăre este plană (circulară, inelară, multiinelară; v. fig. 13.8). Presiunea de contact, respectiv uzura sunt neuniforme ca urmare a variației vitezei de alunecare pe direcția razei (fig. 13.30, a). Utilizarea suprafețelor de contact inelare în locul celor circulare înăltură parțial acest neajuns (fig. 13.30, b); în acest caz, în calculele de dimensionare (sau verificare), se consideră presiunea de contact

$$p = \frac{4F}{\pi(D_e^2 - D_i^2) \beta} \leq p_a, \quad (13.8)$$

unde $\beta = 0,8 \dots 0,9$ este un coeficient care consideră reducerea suprafeței portante datorită canalelor de ungere (fig. 13.30, c) iar p_a – presiunea admisibilă de contact; se recomandă raportul $D_i/D_e = 0,6 \dots 0,8$ iar presiunea admisibilă p_a cu (10...30) % mai mică decât în cazul lagărelor radiale.

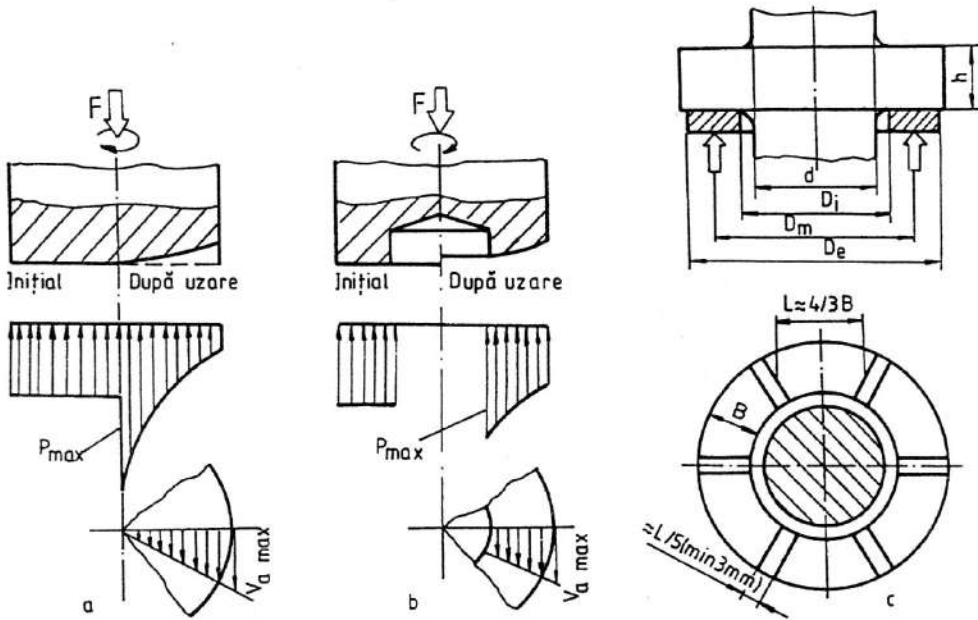


Fig. 13.30

Calculul termic se poate face la fel ca în cazul lagărelor radiale considerând pentru puterea consumată prin frecare valoarea medie v_m a vitezei periferice corespunzătoare diametrului mediu, valorile admisibile ale produsului ($p v_m$) adoptându-se din tabelul 13.4 pentru valori p_a cu (10...30) % mai mici.

13.5.3. Lagăre funcționând în regim hidrodinamic

Regimul de ungere hidrodinamic – film autoportant continuu de lubrifianț de o grosime suficientă încât să realizeze separarea completă a suprafețelor în mișcare relativă fus / cuzinet – reprezintă o soluție deosebit de eficientă pentru reducerea uzurii (frecare fluidă) și creșterea fiabilității lagărelor cu alunecare. Un astfel de regim se realizează dacă între suprafețele active fus-cuzinet există simultan o mișcare relativă, distanță variabilă și un lubrifianț de o anumită viscozitate.

Tabelul 13.10. Metodica de calcul a lagărelor cu alunecare funcționând în regim de frecare uscată sau mixtă

I. Date inițiale			
$F [N], n [rot/s]$, destinație			
II. Date adoptate			
Poz.	Parametrul	Simbol Unitate de măsură	Relația de calcul. Recomandări
1	Tipul și materialul cuzinetului. Valori admisibile pentru presiunea de contact fus/cuzinet și produsul $(p_m v)$	p_a [MPa] $(p_m v)_a$ [MPa.m/s]	Fig. 13.10 și tabelul 13.1 Tabelul 13.4
2	Raportul B/D		$B/D = 0,8 \dots 1,2$ – presiuni mijlocii $B/D = 0,3 \dots 0,5$ – presiuni mari
3	Jocul relativ în lagăr	ψ [%]	Tabelul 13.5
III. Dimensionarea lagărului (verificare)			
1	Diametrul suprafeței active a fusului	d [mm]	$d \approx \sqrt{16FB/(\pi D \sigma_{all})}$ $B/D > 1,2$ $d \approx \sqrt{FD/(p_a B)}$ $B/D < 1,2$; p_a – tabelul 13.4
IV. Calculul termic			
1	Produsul $(p_m v)$	$p_m v$ [MPa.m/s]	Se determină din rel. (13.5) și (13.6) și se verifică respectarea condiției: $(p_m v) \leq (p_m v)_a$
2	Temperatura medie de funcționare a lagărului	t [°C]	$P = KA (t - t_0)$ Se verifică respectarea condiției: $t \leq t_a$
V. Calculul parametrilor caracteristici de funcționare			
1	Jocul la temperatura de montaj	ψ_{20} [°C]	$\psi_{20} = \psi + k_t (t - 20) \cdot 10^{-6}$ k_t – tabelul 13.6
2	Ajustajul optim și rugozitățile suprafețelor active de contact fus / cuzinet		Se ține cont de jocul necesar la temperatura de montaj ψ_{20} determinat mai sus Tabelele 13.7 și 13.8
VI. Sistematizarea parametrilor pentru calculul de proiectare a lagărului			
B, D, ψ_{20}, t , ajustajul optim, rugozitățile suprafețelor active de contact fus/cuzinet, sistemul de ungere – răcire, tipul și materialul cuzinetelor			

B, D, ψ_{20}, t , ajustajul optim, rugozitățile suprafețelor active de contact fus/cuzinet, sistemul de ungere – răcire, tipul și materialul cuzinetelor

13.5.3.1. Bazele teoretice ale ungerii în regim hidrodinamic

Rezolvarea problemelor de portanță și bilanț termic pentru lagărele cu frecare fluidă necesită utilizarea unui aparat matematic mult mai complex decât în cazul lagărelor cu frecare uscată sau mixtă.

Studiul fenomenelor de portanță dinamică în straturi de fluid își găsește începuturile în cercetările efectuate de *N. P. Petroff* (1883) asupra ungerii hidrodinamice a suprafețelor în contact, una dintre concluziile de bază menționând că frecarea fluidă nu depinde de proprietățile materialelor în contact, ci de caracteristicile lubrifiantului. Aceste rezultate au fost aprofundate ulterior de *Reynolds* și *Jukovski*, în timp ce tratarea complexă a fenomenelor care apar la frecarea fluidă – prin utilizarea unui aparat matematic și experimental complex adecvat pentru situații diverse – a fost abordată, după 1900, de *Mitchell* și *Sommerfeld* și a continuat cu cercetările realizate de *Vogelpohl*, *Tipei*, *V. N. Constantinescu* ș.a.

Se vor prezenta în continuare ecuațiile fundamentale ale ungerii hidrodinamice, urmând ca, prin simplificări și particularizări, să se abordeze calculele pentru situații funcționale frecvent întâlnite.

Pentru un regim de ungere hidrodinamic forțele de frecare din stratul de lubrifiant sunt determinate de alunecarea relativă dintre straturi, vitezele particulelor din interiorul fluidului fiind diferite de cele ale particulelor care aderă pe suprafețele în mișcare relativă.

Pentru un domeniu elementar dintr-un fluid newtonian existent între două suprafețe în mișcare relativă, raportate la un sistem de coordonate x, y, z se introduc notațiile: η – viscozitatea dinamică; ρ – densitatea; V – volumul specific; λ – conductivitatea termică; p – presiunea; T – temperatura; E – energia internă a unității de masă; A – echivalentul caloric; Q – cantitatea de căldură primită sau cedată de elementul de volum; Q_f – căldura disipată prin frecare; t – timpul; v_x, v_y, v_z – componentele vitezei pe direcțiile x, y, z ; G_x, G_y, G_z – proiecțiile forțelor exterioare raportate la domeniul elementar pe direcțiile x, y, z .

Pentru domeniul elementar de fluid newtonian astfel definit ecuațiile generale ale ungerii hidrodinamice sunt:

Ecuațiile generale de mișcare (Navier – Stokes), care exprimă egalitatea dintre variația cantității de mișcare în volumul de fluid considerat și forțele exterioare (masice) cumulate cu cele datorate presiunilor, respectiv forțelor elastice și superficiale:

$$\rho \frac{dv_x}{dt} = \rho G_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_y}{\partial x} \right); \quad (13.9)$$

$$\rho \frac{dv_y}{dt} = \rho G_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} - \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} - \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right); \quad (13.10)$$

$$\rho \frac{dv_z}{dt} = \rho G_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial z} \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \frac{\partial}{\partial y} \eta \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z} \right). \quad (13.11)$$

Ecuatia de continuitate (conservare a masei):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (13.12)$$

Ecuatia de bilanț termic (reprezentarea matematică a principiului de conservare a energiei E pentru curgerea cu frecare din legea I a termodinamicii pentru fluide reale):

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial Q}{\partial t} - p \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial Q_f}{\partial t}. \quad (13.13)$$

Ecuatia de stare a fluidului:

$$p = p(\rho, T). \quad (13.14)$$

Legea de variație a viscozității cu presiunea și temperatura:

$$\eta = \eta(p, T). \quad (13.15)$$

Legea de variație a conductivității termice cu presiunea și temperatura:

$$\lambda = \lambda(p, T). \quad (13.16)$$

Evident că o tratare integrală a tuturor ecuațiilor de mai sus este dificilă și, din acest motiv, pentru situațiile unde sunt permise aproximări, se utilizează ipoteze simplificatoare.

Pentru lagărele cu alunecare cu portanță hidrodinamică cu ungere cu lubrifianț lichid se pot face următoarele ipoteze:

- funcționarea este cu frecare fluidă, ceea ce presupune existența permanentă a unui strat de lubrifianț între suprafețele în mișcare relativă;
- curgerea este laminară, fără fenomene de turbulență, deci

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0; \quad (13.17)$$

- forțele de inerție și de gravitație ale particulelor de fluid în mișcare sunt neglijabile în raport cu presiunile și forțele de frecare de viscozitate;
- lubrifianțul este incompresibil, cu viscozitatea dependentă numai de temperatură și masă specifică constante în timp și spațiu:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial v}{\partial t} = 0; \quad (13.18)$$

- grosimea peliculei de lubrifianț pe direcția z este foarte mică în comparație cu grosimile pe direcțiile x și y , în aceste condiții, curgerea lubrifianțului și presiunea pe direcția z putând fi neglijate:

$$\frac{\partial v}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad (13.19)$$

- suprafețele în mișcare relativă sunt rigide și netede;
- transferul de căldură prin conductivitate pe direcțiile x și y este neglijabil în comparație cu cel pe direcția z ;
- transferul de căldură prin radiație termică este neglijabil;
- proprietățile chimice și termice ale lubrifianțului rămân constante în timpul funcționării.

În aceste condiții, câteva dintre ecuațiile (13.9) – (13.16) se simplifică substanțial:

Ecuatiile de mișcare:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial v_x}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v_y}{\partial z} \right); \quad (13.20)$$

sau, pentru viscozitate constantă,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}, \quad (13.21)$$

Ecuția de continuitate:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \quad (13.22)$$

Ecuția de bilanț termic:

$$\rho \left(v_x \frac{\partial E}{\partial x} + v_y \frac{\partial E}{\partial y} \right) = \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} \right)^2 \right]. \quad (13.23)$$

Ecuția de stare a fluidului:

$$\eta = \eta(T). \quad (13.24)$$

În cazul suprafețelor plane de lungime infinită (direcția x , fig. 13.31), pe lângă ipotezele simplificatoare adoptate, se mai consideră:

- curgerea fluidului pe o singură direcție (y); în acest caz $v_y = v$ și $v_x = 0$;
- variații reduse de temperatură pe direcțiile x și y .

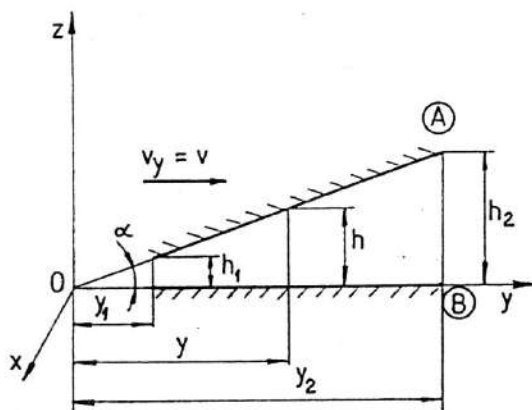


Fig. 13.31

Cu aceste ipoteze suplimentare ecuațiile (13.20) – (13.23) devin:

- ecuațiile de mișcare:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}; \quad (13.25)$$

- ecuația de continuitate:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (13.26)$$

- ecuația de bilanț termic:

$$\rho v \frac{\partial E}{\partial y} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2. \quad (13.27)$$

Deplasarea relativă a suprafețelor A și B (fig. 13.31) cu viteza $v_y = v$ antrenează în mișcare particulele de fluid cu vitezele $v_y = 0$ pentru $z = 0$, respectiv $v_y = v$ pentru $z = h$.

Prin integrare dublă în raport cu z , ecuația de mișcare (13.25) devine

$$v_y = \frac{\partial p}{\partial y} \frac{z^2}{2\eta} + C_1 z + C_2, \quad (13.28)$$

constantele de integrare C_1, C_2 determinându-se considerând condițiile limită pentru $z = 0$, respectiv $z = h$; în aceste condiții relația (13.28) devine:

$$v_y = \frac{\partial p}{\partial y} \frac{z(z-h)}{2\eta} + \frac{v}{h} z. \quad (13.29)$$

Prin suprafața $(1 \cdot dz)$ trece într-un timp dt , pe direcția perpendiculară Oy , un debit de lichid

$$q_y = \int_0^h v_y \cdot 1 \cdot dz dt = \left(-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{vh}{z} \right) dt. \quad (13.30)$$

Condiția de continuitate a debitului de lubrifianț care trece printre cele două suprafețe este

$$\frac{\partial v_y}{\partial y} = 0, \quad (13.31)$$

sau, considerînd relația (13.29),

$$-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{vh}{2} = \text{const.} \quad (13.32)$$

Considerînd grosimea h_p a peliculei de lubrifianț corespunzătoare presiunii hidrodinamice maxime ($\partial p / \partial y = 0$), relația (13.32) devine:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 6\eta v \frac{h - h_p}{h^3}. \quad (13.33)$$

Prin integrări succesive în raport cu y se obțin:

– presiunea hidrodinamică

$$p_y = \int_{y_1}^y 6\eta v \frac{h - h_p}{h^3} dy, \quad (13.34)$$

–forța hidrodinamică pe unitatea de lungime (portanța)

$$F_p = \int_{y_1}^{y_2} p_y dy = \int_{y_1}^{y_2} \int_{y_1}^y 6\eta v \frac{h - h_p}{h^3} dy dy, \quad (13.35)$$

care reprezintă sarcina ce poate fi suportată de pelicula de lubrifianț ca urmare a presiunii generate între suprafețele în mișcare relativă considerate.

Pentru determinarea forțelor de frecare din lagăr se consideră tensiunea de alunecare pe unitatea de suprafață între straturile de lubrifianț (legea lui Newton)

$$\tau_{yz} = \tau = \eta \frac{\partial v_y}{\partial z} = \left[\frac{\partial p}{\partial y} \frac{(2z-h)}{2\eta} + \frac{v}{h} \right] \eta, \quad (13.36)$$

care, pentru suprafețele A și B , este dată de expresiile:

$$\tau_A = \frac{\partial p}{\partial h} \frac{h}{2} + \frac{v}{h} \eta; \quad \tau_B = -\frac{\partial p}{\partial h} \frac{h}{2} + \frac{v}{h} \eta; \quad (13.37)$$

Considerînd tensiunea mai mare τ_A , forța de frecare pe unitate de lungime pentru suprafața A este

$$F_f = \int_{y_1}^{y_2} \tau_A dy = \int_{y_1}^{y_2} \left(3\eta v \frac{h - h_p}{h^2} + \frac{v}{h} \eta \right) dy, \quad (13.38)$$

iar coeficientul de frecare

$$\mu = \frac{F_f}{F_p} = \frac{\int_{y_1}^{y_2} \left(3 \frac{h-h_p}{h^2} + \frac{1}{h} \right) dy}{\int_{y_1}^{y_2} \int_{y_1}^y 6 \frac{h-h_p}{h^3} dy dy} \quad (13.39)$$

Limitarea suprafețelor A și B pe direcția x (v. fig. 13.31) implică apariția unei curgeri de fluid pe această direcție, astfel că: $v_x > 0$; $v_y = v$; $v_z = 0$.

În aceste condiții, ecuațiile de mișcare devin:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial v_x}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial v_y}{\partial z^2}, \quad (13.40)$$

iar ecuația de continuitate:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \quad (13.41)$$

Procedând ca în cazul precedent, se obțin, prin integrare, vitezele:

$$v_x = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} z(z-h); \quad v_y = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} z(z-h) + \frac{v}{h} z, \quad (13.42)$$

considerând următoarele condiții limită: pentru $z = 0$, $v_x = v_y = 0$, respectiv pentru $z = h$, $v_x = 0$ și $v_y = v$.

Debitele corespunzătoare de fluid sunt:

$$q_x = \int_0^h v_x \cdot l \cdot dz dt = \left(-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dt; \quad q_y = \int_0^h v_y \cdot l \cdot dz dt = \left(-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{vh}{2} \right) dt. \quad (13.43)$$

Din ecuația de continuitate (13.41) rezultă

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0, \quad (13.44)$$

și, considerând relația (13.43), se obține o formă simplificată a ecuației diferențiale a presiunilor (ecuația lui Reynolds):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) - 6\eta v \frac{\partial h}{\partial y} = 0, \quad (13.45)$$

prin a cărei integrare se obține distribuția de presiuni hidrodinamice în funcție de variațiile grosimii h a peliculei de lubrifianț pe direcțiile x și y , respectiv ale vitezei și viscozității lubrifianțului.

Pentru simplificarea calculelor se adoptă o lege dată de variație a presiunii pe direcția x , de exemplu o lege parabolică de tipul

$$c \left[1 - (2x/l)^2 \right], \quad (13.46)$$

unde c este un coeficient subunitar de scăpări iar l , lungimea suprafețelor pe direcția x , originea sistemului coincidând cu mijlocul acestor suprafețe ($-1/2 \leq x \leq 1/2$).

În aceste condiții, presiunea hidrodinamică

$$p_{xy} = c \left[1 - (2x/l)^2 \right] \int_{y_1}^y 6\eta v \frac{h-h_p}{h^3} dy, \quad (13.47)$$

iar portanța

$$F_p = c \int_{y_1}^y \int_{y_1}^{y_2} \int_{-1/2}^{+1/2} 6\eta v \frac{h-h_p}{h^3} \left[1 - (2x/l)^2 \right] dy dy dx, \quad (13.48)$$

sau

$$F_p = \frac{2}{3} cl \int_{y_1}^{y_2} \int_{y_1}^{y_2} 6\eta v \frac{h - h_p}{h^3} dy dy. \quad (13.49)$$

Forțele de frecare pe suprafețele A și B se determină cu relația

$$F_f = \int_{y_1}^{y_2} \int_{-l/2}^{+l/2} \tau dy dx, \quad (13.50)$$

în corelație cu expresiile tensiunilor τ_A , respectiv τ_B , iar coeficientul de frecare

$$\mu = F_f / F_p. \quad (13.51)$$

În cazul lagărelor lubrificate cu gaze – considerate ca fluide vâscoase compresibile – pelicula de lubrifianț realizează, chiar în condițiile unor frecări mult reduse datorită viscozității mici a gazului, o portanță scăzută.

Considerând temperatura și viscozitatea stratului de lubrifianț ca fiind constante și că presiunea nu atinge valori prea mari în raport cu presiunea atmosferică (10:1 → 20:1), ecuația lui Reynolds (13.45) devine în cazul procesului gazodinamic:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right) = 12\eta v \frac{\partial(p h)}{\partial y}. \quad (13.52)$$

În cazul vitezelor mici efectul de compresibilitate se poate neglija, putându-se utiliza, într-o primă aproximație, relațiile de la ungerea cu lichide. La viteze mari, distribuția presiunilor se modifică calitativ comparativ cu ungerea cu fluide: când viteza crește infinit, valoarea presiunilor tinde asimptotic către o limită finită. La viteze mari, dar finite, calculele se simplifică prin liniarizarea ecuației diferențiale a presiunilor.

13.5.3.2. Lagăre radiale hidrodinamice

La aceste lagăre condițiile ungerii hidrodinamice sunt realizate prin existența unei mișcări relative, a unui joc diametral și a unui lubrifianț de o anumită viscozitate între suprafețele active fus-cuzinet. Mecanismul formării filmului autoportant de lubrifianț este prezentat în fig.13.32.

În repaus sub sarcina F (fig. 13.32, a) sau chiar în mișcare de rotație sub o sarcină F foarte mare (13.32, b), fusul ocupă în cuzinet o poziție simetrică în raport cu direcția de aplicare a acesteia, existând posibilitatea unui contact liniar direct între suprafețele în mișcare relativă. O dată cu creșterea vitezei relative se produce desprinderea fusului de cuzinet,

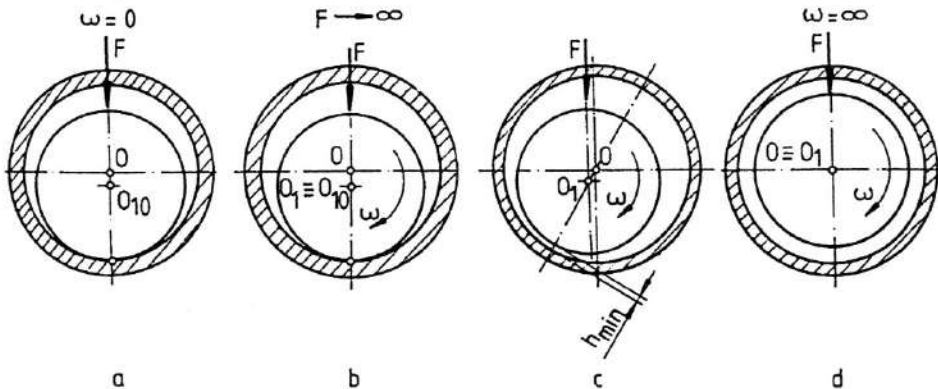


Fig. 13.32

simultan cu o tendință de deplasare în sensul rotației a centrului O_1 al fusului în raport cu poziția inițială O_{10} (fig.13.32, c) până în poziția de concentricitate cu centrul cuzinetului (fig.13.32, d), în cazul unor turații foarte mari.

Portanța lagărelor radiale hidrodinamice. Geometria cuplei fus-cuzinet la un lagăr radial hidrodinamic (fig. 13.33) este definită de următorii parametri geometrici și adimensionali: d, r – diametrul, respectiv raza fusului; D, R – diametrul, respectiv raza suprafeței active a cuzinetului; B – lungimea cuzinetului; $J = D - d$ – jocul diametral; e – *excentricitatea fusului* în raport cu cuzinetul; h_m – grosimea minimă a filmului de lubrifianț; $\theta_1, \theta_2, \theta_m$ – unghiurile de intrare și ieșire din zona portantă, respectiv corespunzător presiunii $p_\theta = p_{max}$ (linia centrelor fus-cuzinet este considerată ca referință); φ – *unghiul de atitudine* dintre linia centrelor și direcția forței F ; $\varepsilon = 2e/J$ – *excentricitatea relativă*; $\psi = J/D$ – *jocul relativ*; $\delta = 2h_m/J$ – *grosimea minimă relativă a filmului de lubrifianț*.

Grosimea peliculei de lubrifianț pentru un unghi θ este

$$h = R - r \cos \gamma - e \cos (180^\circ - \theta), \quad (13.53)$$

care, pentru $\cos \gamma \approx 1$, devine

$$h = \frac{J}{2} (1 + \varepsilon \cos \theta), \quad (13.54)$$

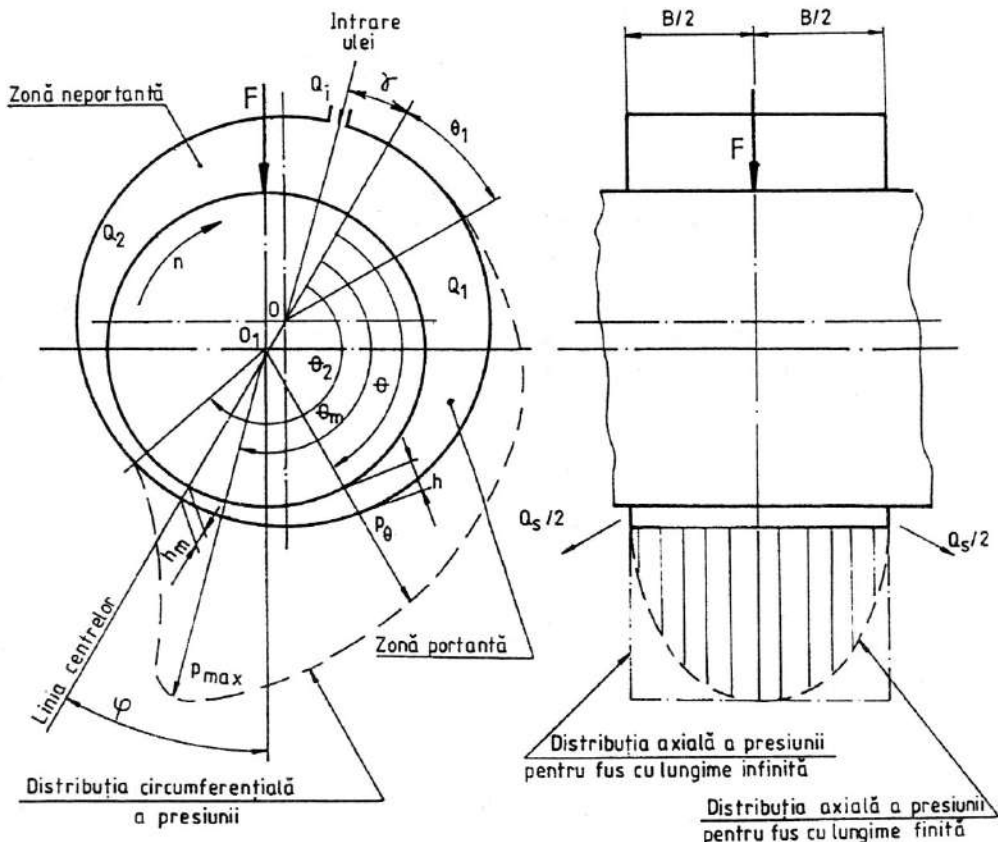


Fig. 13.33

cu valoarea minimă pentru $\theta = 180^\circ$,

$$h_m = \frac{J}{2}(1 - \varepsilon). \quad (13.55)$$

Pentru $dy = r d\theta$ și $v_y = v = \omega r$, relația (13.33) devine:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{6\eta\omega\varepsilon(\cos\theta - \cos\theta_m)}{\psi^2(1 + \cos\theta)^3}. \quad (13.56)$$

Presiunea corespunzătoare unghiului θ , admitând legea parabolică dată de relația (13.47), este

$$p_\theta = 6 \frac{\eta\omega}{\psi^2} c \left[1 - (2x/B)^2 \right] \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\varepsilon(\cos\theta - \cos\theta_m)}{(1 + \varepsilon\cos\theta)^3} d\theta, \quad (13.57)$$

iar forța portantă (pe direcția forței F)

$$F_p = \int_{-B/2, \theta_1}^{+B/2, \theta_2} \int p_\theta \cos[\pi - (\theta - \varphi)] r dx d\theta = \frac{\eta\omega BD}{\psi^2} 2c \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos[\pi - (\theta - \varphi)] d\theta \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\varepsilon(\cos\theta - \cos\theta_m)}{(1 + \varepsilon\cos\theta)^3} d\theta, \quad (13.58)$$

sau

$$F_p = \overline{C}_p \frac{\eta\omega BD}{\psi^2}, \quad (13.59)$$

unde mărimea

$$\overline{C}_p = 2c \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos[\pi - (\theta - \varphi)] d\theta \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\varepsilon(\cos\theta - \cos\theta_m)}{(1 + \varepsilon\cos\theta)^3} d\theta, \quad (13.60)$$

este *caracteristică adimensională de portanță* (numărul lui Sommerfeld), dependentă, în cazul lagărului de lungime finită, de coeficientul de scăpări c , de excentricitatea ε și de limitele θ_1, θ_2 ale zonei portante; în acest caz, considerând $F_p = F = p_m BD$ (p_m - presiunea medie convențională), caracteristică adimensională de portanță este dată de relația

$$\overline{C}_p = \frac{p_m \psi^2}{\eta\omega}. \quad (13.61)$$

Unghiul θ_1 de intrare în zona portantă depinde de construcția lagărului (cuzinetul poate îmbrăca parțial sau complet fusul) și de locul de introducere a lubrifiantului (teoretic fără suprapresiune), în timp ce unghiul θ_2 de ieșire din zona portantă se stabilește considerând ipotezele:

- zona portantă depășește unghiul $\theta = 180^\circ$ și se termină în condițiile: $p_\theta = 0$ și $\partial p / \partial \theta = 0$;

- pozițiile θ_2 , respectiv $\theta = \theta_m$ sunt situate simetric în raport cu poziția $\theta = 180^\circ$.

Unghiul de atitudine φ se determină din condițiile de echilibru al forțelor hidrodinamice pe o direcție perpendiculară pe direcția forței F :

$$\int_{-B/2, \theta_1}^{+B/2, \theta_2} \int p_\theta \sin[\pi - (\theta - \varphi)] r dx d\theta = 0, \quad (13.62)$$

$$\text{sau} \quad \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta + \varphi) d\theta \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\varepsilon(\cos\theta - \cos\theta_m)}{(1 + \varepsilon\cos\theta)^3} d\theta = 0. \quad (13.63)$$

Caracteristica de portanță \overline{C}_p se poate determina prin exploatarea numerică a relației (13.60) pentru diverse valori B/D și ε la lagăre cu cuzinet complet, respectiv la lagăre cu cuzinet semicircular (180°) sau la 120° , soluție totuși dificilă chiar și în condițiile unor ipoteze simplificatoare.

În aceste condiții o soluție mult mai facilă este utilizarea unor diagrame de interdependență a parametrilor adimensionali considerați obținute prin exploatarea numerică a relațiilor (13.56 – 13.58). Astfel, în fig. 13.34 este dată corelația $C_p - \delta - \varepsilon$ pentru diverse valori ale raportului B/D (pentru alte valori B/D se utilizează o funcție de interpolare), mărimea

$$C_p = \frac{\eta n}{p_m \psi^2}, \quad (13.64)$$

fiind coeficientul de portanță.

Cunoscând valoarea coeficientului de portanță C_p pentru un lagăr cu caracteristici constructive și funcționale date, se poate determina grosimea minimă a filmului de lubrifianț

$$h_m = \delta \psi D / 2. \quad (13.65)$$

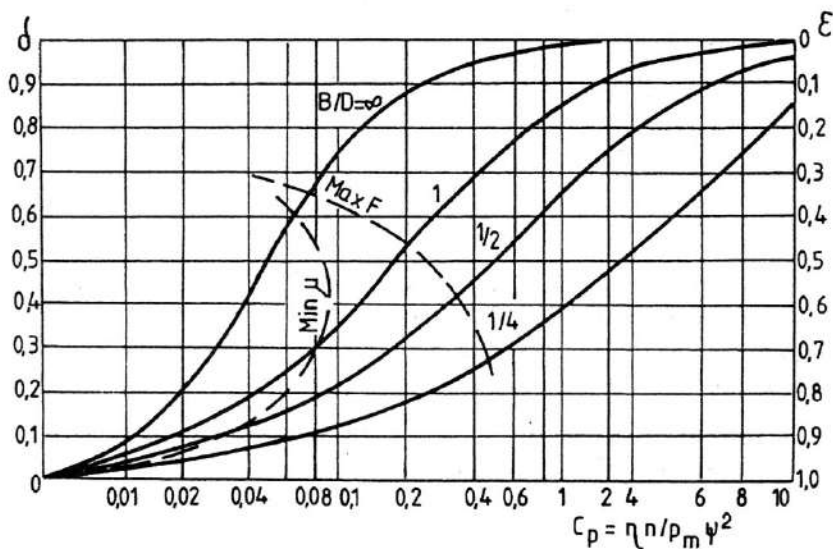


Fig. 13.34

Existența frecării fluide presupune asigurarea condiției de evitare a contactului direct între vârfurile neregularităților de pe suprafețele în mișcare relativă fus-cuzinet:

$$h_m > h_a = R_{z \text{ fus}} + R_{z \text{ cuzinet}} + y / 2, \quad (13.66)$$

unde: h_a este grosimea minimă admisă a filmului de lubrifianț; $R_{z \text{ fus}}$, $R_{z \text{ cuzinet}}$ – rugozitățile suprafețelor în mișcare relativă; y – săgeata maximă de încovoiere a fusului în lagăr.

Rugozitatea optimă se determină în corelație cu destinația lagărului (tabelul 13.8) iar săgeata y prin rezolvarea ecuației fibrei medii deformată a fusului (grosimea h_a se mai poate determina și din fig. 13.35 în funcție de diametrul D al cuzinetului).

Funcționarea în siguranță a lagărului impune introducerea unui coeficient de siguranță

$$c = h_m / h_a \geq 1,1 \quad (13.67)$$

(uzual $c = 1,5 \dots 1,8$).

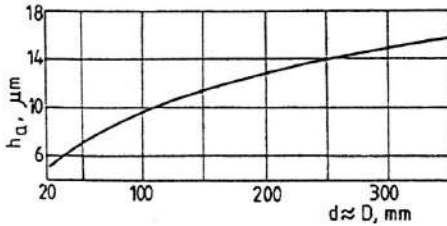


Fig. 13.35

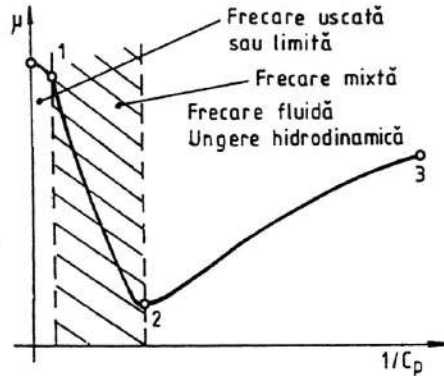


Fig. 13.36

Frecări în lagăr. Pentru coordonatele cilindrice adoptate, forța de frecare din lagăr (v. relația (13.51)) este

$$F_f = \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \tau r \, dx \, d\theta = \frac{\eta \omega D}{2\psi} \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left\{ 3c \left[1 - (2x/B)^2 \right] \frac{\epsilon (\cos \theta - \cos \theta_m)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^2} + \frac{1}{1 + \epsilon \cos \theta} \right\} dx \, d\theta, \quad (13.68)$$

sau

$$F_f = \frac{\eta \omega B D}{\psi} \overline{C_f}, \quad (13.69)$$

unde

$$\overline{C_f} = \frac{1}{2B} \int_{-B/2}^{+B/2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left\{ 3c \left[1 - (2x/B)^2 \right] \frac{\epsilon (\cos \theta - \cos \theta_m)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^2} + \frac{1}{1 + \epsilon \cos \theta} \right\} dx \, d\theta \quad (13.70)$$

este *caracteristica adimensională de frecare*.

În aceste condiții se definește *coeficientul de frecare convențional* al lagărului

$$\mu = F_f / F_p = \psi \overline{C_f} / \overline{C_p}. \quad (13.71)$$

Coeficientul de frecare exprimat de relația (13.71) capătă o importanță deosebită în situația trecerii de la frecarea fluidă la frecarea mixtă.

Frecarea fluidă este asigurată de o peliculă autoportantă de lubrifianț de o grosime h_m , capabilă să evite, în condițiile unor încărcări date, contactul direct între asperitățile suprafețelor în mișcare relativă. Cum h_m este în strânsă dependență de coeficientul de portanță C_p , corelația $\mu - C_p$ (*curba Stribeck*, fig. 13.36 $\psi = \text{const}$) prezintă un deosebit interes și permite următoarele observații:

– deși, aparent, soluția cea mai avantajoasă este cea corespunzătoare punctului 2, cu valori minime pentru μ , respectiv pentru pierderile prin frecare, rațiuni de fiabilitate și siguranță în exploatare impun funcționarea lagărelor în zona 2 – 3;

– determinarea cu precizie a punctului 2 și a valorii C_p corespunzătoare trecerii de la frecarea mixtă la frecarea fluidă, respectiv a coeficientului de frecare μ , este o problemă dificilă, literatura de specialitate prezentând diverse soluții de rezolvare în corelație destinația lagărului, tipul cuzinetului etc.

Puterea consumată prin frecare poate fi determinată cu relația

$$P_f = F_f v, \quad (13.72)$$

sau

$$P_f = C_f \psi F \pi D n, \quad (13.73)$$

unde *coeficientul puterii consumate prin frecare* este

$$C_f = \mu / \psi, \quad (13.74)$$

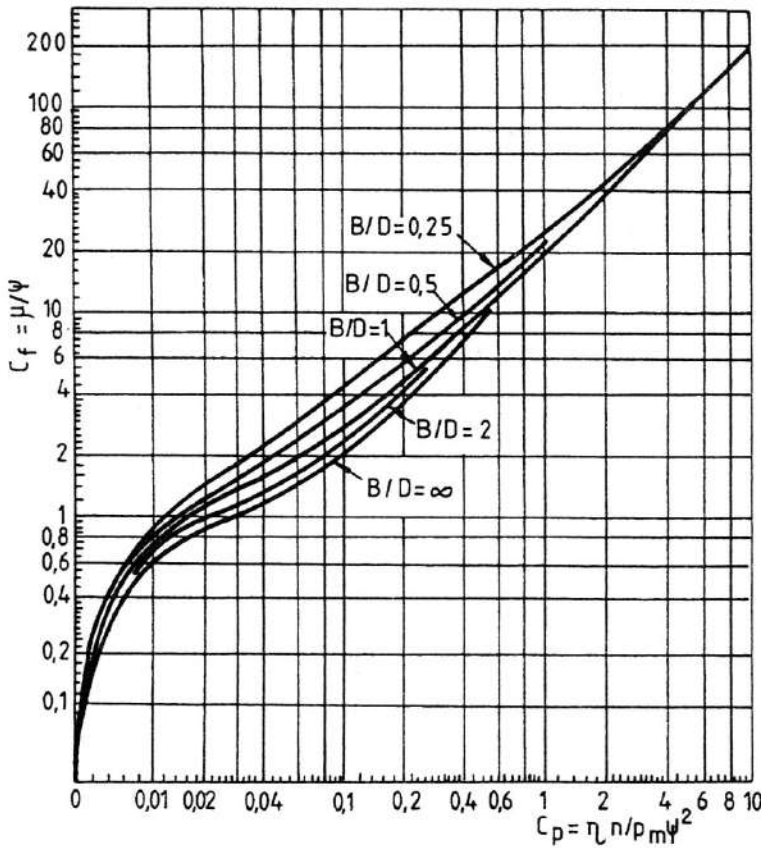


Fig. 13.37

În fig. 13.37 este dată dependență coeficientului puterii consumate prin frecare C_f de raportul B/D și coeficientul de portanță C_p .

Circulația lubrifianului. Dacă alimentarea cu lubrifian a lagărului se face în zona portantă printr-un orificiu sau canal de ungere, se poate admite că circulația lubrifianului prin lagăr se realizează prin trei zone: zona portantă (debitul Q_1), zona neportantă (debitul Q_2) și zona afectată de prezența canalelor de ungere din dreptul orificiului sau canalului de ungere către extremitățile laterale ale lagărului (debitul Q_3).

Debitul de lubrifian din zona portantă pentru lagăre cu lungime finită poate fi apreciat cu relația (13.43). Astfel, pentru $dr = 1$, debitul

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (13.75)$$

Pentru zona portantă cuprinsă între θ_1 și θ_2 , debitul

$$Q_1 = 2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} q_x r d\theta = 2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} d\theta \quad (13.76)$$

și, considerând presiunea p dată de relația (13.57),

$$Q_1 = \frac{cD^4 \omega \psi}{4B} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \left[\int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\epsilon(\cos \theta - \cos \theta_m)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} d\theta \right] d\theta. \quad (13.77)$$

Relația (13.77) se mai poate scrie astfel

$$Q_1 = \frac{1}{2} \psi \omega D^2 B \overline{C_{Q_1}}, \quad (13.78)$$

unde

$$\overline{C_{Q_1}} = \frac{1}{2} c \left(\frac{D}{B} \right)^2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \left[\int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\varepsilon (\cos \theta - \cos \theta_m)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} d\theta \right] d\theta \quad (13.79)$$

reprezintă *caracteristica adimensională de debit* pentru zona portantă.

Pentru celelalte zone ale circulației lubrifianului caracteristicile adimensionale de debit sunt:

$$\overline{C_{Q_2}} = Q_2 / \left(\frac{1}{2} \psi \omega B D^2 \right); \quad \overline{C_{Q_3}} = Q_3 / \left(\frac{1}{2} \psi \omega B D^2 \right). \quad (13.80)$$

Debitul global de lubrifian din lagăr poate fi exprimat cu relația

$$Q = \psi n B D^2 C_Q, \quad (13.81)$$

unde C_Q este *coeficientul de debit*.

În funcționarea lagărelor cu alunecare debitul de lubrifian Q_i intrat în lagăr trebuie să compenseze debitul de scăpări laterale Q_s (v. fig. 13.33), care poate fi apreciat cu o relație similară cu cea pentru debitul Q :

$$Q_s = \psi n B D^2 C_{Q_s}, \quad (13.82)$$

unde C_{Q_s} este *coeficientul debitului de scăpări*.

În fig. 13.38 este dată dependența coeficientului debitului de scăpări C_{Q_s} de raportul B/D și coeficientul de portanță C_p .

Calculul termic. Evaluarea bilanțului termic la lagărele cu alunecare prezintă interes în special pentru:

- determinarea modificărilor parametrilor lubrifianului datorită variațiilor de temperatură;
- determinarea condițiilor de realizare a unui bilanț termic echilibrat care să asigure, pentru condiții constructive și funcționale date, un regim termic staționar în lagăr.

Cantitatea de căldură produsă în lagăr prin fenomene disipative poate fi evacuată în mediul ambiant prin procese complexe de convecție, conductivitate și radiație de la suprafețele exterioare ale lagărului, arborelui și batiului sau printr-o circulație exterioară de fluid care asigură ungerea și răcirea (sau numai răcirea).

În fig.13.39 sunt prezentate, sintetic, posibilitățile de evacuare a căldurii produse prin fenomenele complexe de frecare dintr-un lagăr cu alunecare.

Principial, *bilanțul termic al unui lagăr cu alunecare* – energia W produsă în pelicula de lubrifian este egală cu suma cantităților de căldură evacuate prin radiație, convecție și conductivitate de la suprafețele exterioare, respectiv prin circulație exterioară, la mediul ambiant – poate fi exprimat de relația

$$W = W_R + \sum K_i A_i (t_i - t_0) + \sum c_j \rho_j Q_j (t_{ej} - t_{ij}), \quad (13.83)$$

unde: K_i este *coeficientul de transmitere a căldurii* pentru suprafața i de mărime A_i cu temperatura t_i ; t_0 – temperatura mediului ambiant; c_j , ρ_j – *căldura specifică*, respectiv densitatea fluidului din circulația deschisă; Q_j – debitul fluidului; t_{ej} , t_{ij} – temperaturile de ieșire, respectiv intrare în lagăr pentru fluidul în circulație deschisă j (uzual $j = 1$).

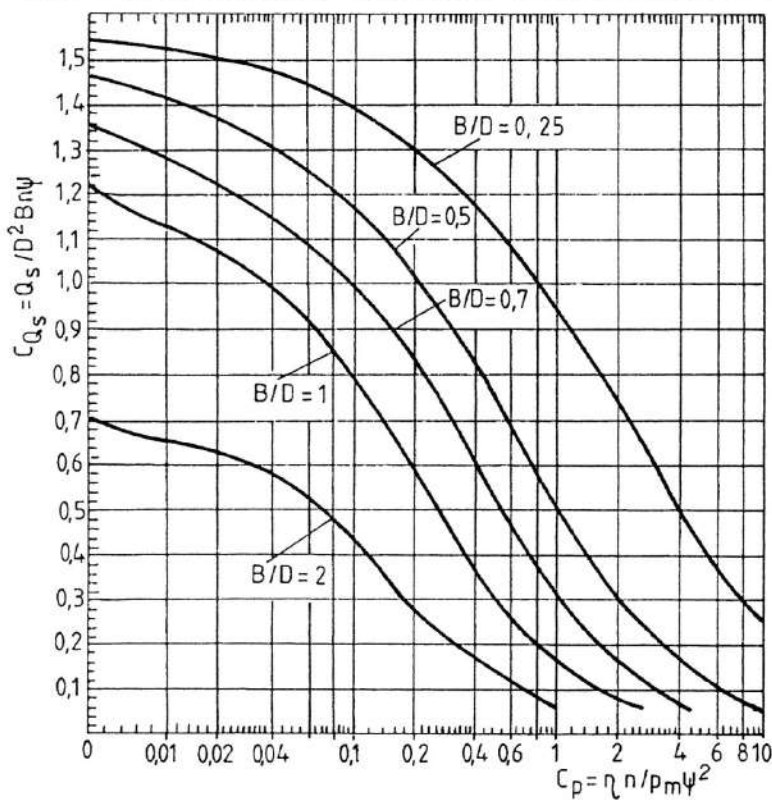


Fig. 13.38

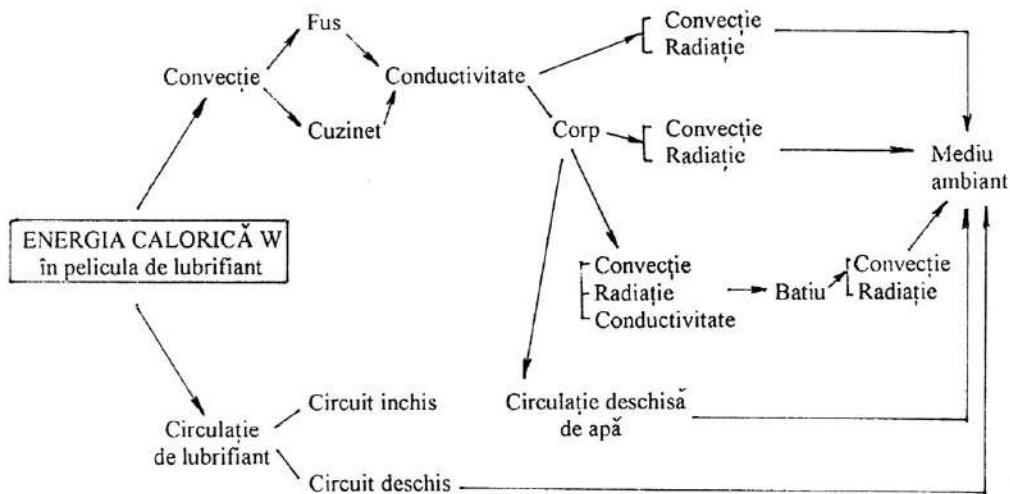


Fig. 13.39

Căldura evacuată prin radiație

$$W_R = C_r A_r [(t_R/100)^4 - (t_0/100)^4], \quad (13.84)$$

unde: C_r este coeficientul de radiație cu valori dependente de material și de starea suprafeței ($C_r = 5 \text{ J/m}^2\text{sK}^4$ – suprafețe de fontă și oțel lustruit acoperite cu vopsea sau ulei; $C_r = 0,337 \text{ J/m}^2\text{sK}^4$ – suprafețe de oțel lustruite); A_r – suprafața radiantă, în m^2 ; t_R – temperatura suprafeței.

Căldura evacuată prin convecție de la pelicula de lubrifiant la corpul lagărului, prin conductivitate în interiorul corpului de lagăr și prin radiație de la suprafața exterioară la mediul ambiant

$$W_c = K A_c (t_c - t_0). \quad (13.85)$$

Coeficientul K de transmitere a căldurii (de obicei se consideră și evacuarea prin radiație) este dependent de viteza aerului, diferența de temperatură, diametrul fusului, viscozitatea aerului. Se recomandă: $K = (9,3 \dots 16,2) \text{ J/m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C}$ pentru aer liniștit; $K = (7 \dots 11,6) \sqrt{v_{aer}} \text{ J/m}^2 \text{ s } ^\circ\text{C}$ pentru circulație de aer (v_{aer} – viteza aerului în m/s).

Valori mai aproape de realitate se pot obține cu relația

$$K = K_{cv} + \epsilon_m K_m, \quad (13.86)$$

unde: K_{cv} este coeficientul de transfer de căldură prin convecție dependent de gabaritul lagărului, viteza aerului și tipul răcirii (naturală sau forțată) (fig. 13.40); ϵ_m – coeficientul de emisivitate al corpului lagărului dependent de material și de calitatea suprafeței (tabelul 13.11); K_m – coeficientul de transfer de căldură prin radiație al unui corp negru dependent de natura mediului și de diferența estimată ($t - t_0$) (fig. 13.41).

Pentru mărimea suprafeței A_c , în m^2 , se recomandă:

$$A_c \approx (20 \dots 30) BD, \quad (13.87)$$

sau valori din fig. 13.42.

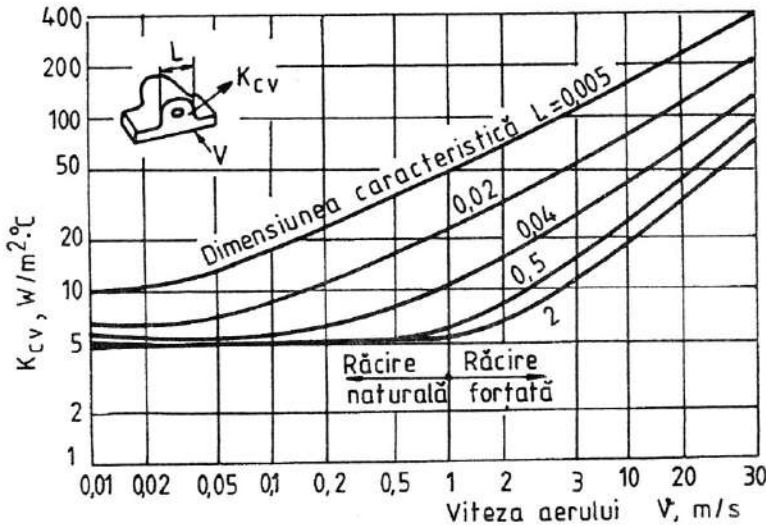


Fig. 13.40

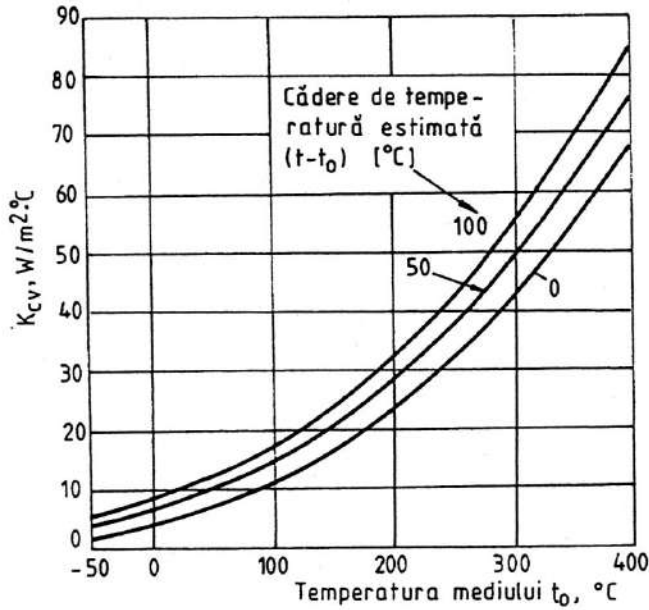


Fig. 13.41

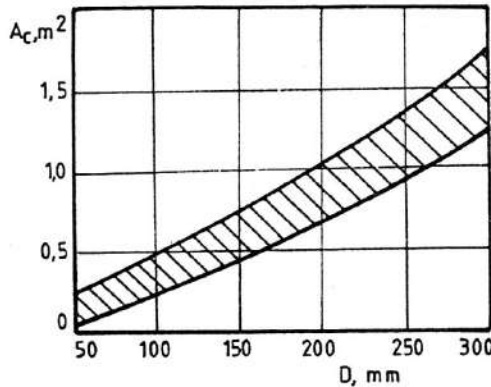


Fig. 13.42

Evacuarea căldurii prin batiu se apreciază, simplificat, prin majorarea cu $\approx 30\%$ a suprafeței corpului de lagăr în evaluarea căldurii W_c , iar căldura evacuată prin arbore

$$W_a = K A_a (t_a - t_0), \quad (13.88)$$

pentru mărirea suprafeței de evacuare a căldurii recomandandu-se:

$$A_a = (5 \dots 8) d^2. \quad (13.89)$$

Căldura evacuată printr-o circulație exterioară de fluid

$$W_2 = \sum c_j \rho_j Q_j (t_{ej} - t_{ij}), \quad (13.90)$$

cu valori $c_j \rho_j = (1750 \dots 1840) \text{ J/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ pentru ulei cu temperatura de $(40 \dots 70) \text{ } ^\circ\text{C}$ și $c_j \rho_j = 4270 \text{ J/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ pentru apă.

Neglijând căldura evacuată prin radiație (considerată de obicei prin valorile adoptate pentru coeficientul K), precum și cea evacuată prin arbore, rezultă că, în general, bilanțul termic al lagărelor cu alunecare poate fi estimat cu relația

$$W = P_f = W_c + W_2, \quad (13.91)$$

sau, considerând temperatura de ieșire a fluidului în circulație egală cu temperatura suprafeței carcusei, de relația

$$P_f = KA_c(t - t_0) + c\rho Q(t - t_i). \quad (13.92)$$

Pentru lagărele cu răcire naturală și ungere proprie, relația (13.92) devine

$$P_f = KA_c(t - t_0). \quad (13.93)$$

Relațiile (13.90 – 13.93) pot fi exploatate atât în faza de proiectare – calculul suprafeței A_c dacă se impune temperatura de regim t și a debitului de fluid Q în cazul circulației exterioare – cât și pentru verificare, când se determină temperatura de funcționare t a lagărului pentru o construcție dată.

Calculul lagărelor radiale hidrodinamice. În condiții date de funcționare, proiectarea optimă a unui lagăr radial hidrodinamic presupune obținerea unei soluții constructive care, în condițiile realizării în siguranță a unei grosimi minime de film autoportant $h_m > h_a$, să îndeplinească câteva condiții esențiale: temperatura medie a filmului de lubrifianț, respectiv putere consumată prin frecare, cât mai reduse, debit de scăpări de lubrifianț minim, gabarit (raport B/D) cât mai mic, tehnologie de execuție simplă și economică.

În [10-11] este propusă o metodologie de calcul optimizat al lagărelor radiale hidrodinamice ($D = 10...250$ mm), în condițiile considerării următoarelor ipoteze:

- lubrifianțul utilizat este un lichid newtonian incompresibil, cu regim laminar de curgere în lagăr;
- suprafețele active fus – cuzinet sunt perfect rigide, cu rugozități și abateri de formă în limitele admise prin standarde;
- axa fusului este paralelă cu axa cuzinetului; în cazul unor înclinări ale fusului cu unghiuri

$$\beta \leq 0,1\psi/(B/D) \text{ [rad]}, \quad (13.94)$$

forța portantă scade cu max. 30%;

- sarcina preluată de lagăr este constantă ca valoare și direcție.

Tabelul 13.11. Valori pentru factorul de emisivitate ϵ_m

Materialul și starea suprafeței corpului lagărului	ϵ_m
Tablă de oțel	0,5
Oțel sau fontă (turnat, forjat)	0,7
Oțel sau fontă acoperită cu rugină	0,8
Tablă de oțel galvanizată	0,3
Aluminiu polizat	0,2...0,4
Aliaje de cupru lustruit și oxidat	0,7
Nichel	0,9
Acoperire cu vopsea neagră	0,9
Acoperire cu negru de fum (strat gros)	1
Acoperire cu strat subțire de ulei	0,2
Acoperire cu strat gros de ulei	0,6
Materiale ceramice	0,7...1

Metodologia presupune stabilirea, în prealabil, a variantei de ungere – răcire: ungere proprie și răcire prin corpul lagărului; ungere prin circuit exterior și răcire prin lubrifianț; ungere prin circuit exterior și răcire combinată (prin corpul lagărului și prin lubrifianț).

În tabelul 13.12 este prezentată metodologia de calcul optimizat al lagărelor radiale hidrodinamice complete cu o singură zonă portantă pentru primele două variante de ungere

Tabela 13.12. Metodica de calcul optimizat a lagărelor radiale hidrodinamice

		I. Date inițiale				
F [N], n [rot/s], D [mm], B/D , parametrii uleiului: η [Pa·s], ρ [kg/m ³], c [J/kg·°C], t_{max} [°C], t_c [°C], modul de ungere – răcire, t_0 [°C], destinație						
		II. Date adoptate				
Poz.	Parametrul	3	4		5	
			Simbol	Relații de calcul. Recomandări		
		Unitate de măsură	A. Lagăr cu ungere proprie și răcire prin corp	B. Lagăr cu ungere prin circuit exterior și răcire prin lubrifiant		
1	Jocul relativ	ψ_i [%o]	$\psi_{opt} = 1,8 (n/D)^{1/4}$		Se recomandă utilizarea în paralel a 3...5 valori în intervalul $\psi_{i+1} - \psi_i \geq 0,2$ [0/00] dintr-un câmp de valori 0,3...3 [0/00]	
2	Raportul B/D		$(B/D) = 0,3...1$		Se recomandă utilizarea în paralel a 3...5 valori	
3	Temperatura de lucru estimată	t_t [°C]	$t_t = (40...90)$ [°C]		Se recomandă utilizarea în paralel a 3...5 valori cu $t_{t+1} - t_t \geq 10$ [°C]	
4	Viscozitatea dinamică a lubrifiantului la temperatura de lucru	η [Pa·s]				
5	Grosimea admisă a filmului de lubrifiant	h_o [μ m]	Relația (13.66) sau fig. 13.36			
6	Aria suprafeței exterioare a lagărului	A_c [m ²]	Relația (13.87) sau fig. 13.42			
7	Temperatura de intrare a lubrifiantului	t_m [°C]	$t_m = 30...50$ [°C]			
8	Coefficientul global de transfer de căldură	K [J/m ² ·s·°C]	$K = K_v + \epsilon_m K_m$		K_v – fig. 13.40, ϵ_m – tabelul 13.11, K_m – fig. 13.41	
III. Stabilirea temperaturilor de echilibru termic						
1	Presiunea medie convențională	p_m [MPa]	$p_m = F/(B D)$			
2	Coefficientul de portanță	C_p	$C_p = \eta n / (p_m \psi^2)$			
3	Puterea consumată prin frecare	P_f [W]	$P_f = C_p B D^2 n \psi \cdot 10^{-6}$		C_f – fig. 13.37	
4	Cantitatea de căldură evacuată prin corpul lagărului, respectiv debitul de scăpări de lubrifiant	P_c [W] Q_c [m ³ /s]	$P_{c,max} = A_{c,max} K_{max} (t - t_0)$ $P_{c,min} = A_{c,min} K_{min} (t - t_0)$	$Q_c = C_{Q_0} B D^2 n \psi \cdot 10^{-12}$	K_{max}, K_{min} – v. pct. II.8 din acest tabel, $A_{c,max}, A_{c,min}$ v. pct. II.6, C_{Q_0} – fig. 13.38	
5	Cantitatea de căldură evacuată prin lubrifiant	P_l [W]	$P_l = Q_c c \rho \Delta t$ $\Delta t = 2 (t_t - t_m)$ $\rho = \rho_{15} [1 - 6 \cdot 10^{-4} (t - 15)]$ $c = 1824 + 4,4 (t - 15)$		Se consideră: $t_t = t_m + \Delta t_t / 2$; $\rho = 900$ kg/m ³ ; $c = 2000$ J/kg·°C	

Tabelul 13.12 (continuare)

		5	
1	Temperatura de echilibru	3	4
6		t_l [°C]	Se reprezintă grafic curbele: $P_{fH} = f(t_l)$, $P_{d \max} = f(t_l)$, $P_{d \min} = f(t_l)$, $P_{fH} = f(t_l)$. La intersecția curbelor trasate pentru fiecare valoare Ψ_1 și $(B/D)_1$ (dacă este cazul) rezultă temperaturile de echilibru $t_{l \max}$ și $t_{l \min}$. În funcție de condițiile de proiectare se va lucra cu ambele valori, cu valoarea medie sau cu una dintrele etc.
IV. Calculul parametrilor caracteristici pentru temperaturile de echilibru			
1	Grosimea minimă a filmului de lubrifiant	h_m [μm]	$h_m = \delta \Psi D/2$ $h_m \geq h_n$
2	Debitul de scăpări de lubrifiant	Q_s [m^3/s]	$Q_s = C_{QD} B D^2 n \Psi \cdot 10^{-12}$
3	Determinarea jocului la temperatura de montaj	Ψ_{20}	* Se reprezintă grafic parametrii h_m , Q_s , t , P pentru valorile Ψ_1 , respectiv, $(B/D)_1$, considerate (dacă este cazul). * Se trasează dreptele corespunzătoare valorilor admisibile h_n și t_{\max} . * Se determină intervalele admisibile ale jocului la cold Ψ , respectiv ale jocului la temperatura de montaj: $\Psi_{20} - \Psi + k_d (t - 20) \cdot 10^{-6}$
4	Alegerea ajustajului optim		Pentru diferite ajustaje cu joc standardizate (v. tabelul 13.7) se calculează jocurile maxime și minime corespunzătoare și se compară cu intervalul admis de variație al jocului la 20° stabilit la pct. IV.3; se adoptă ajustajul care, pentru un (B/D) , dat, satisface cel mai bine condițiile: $h_m > h_n$, $t < t_{\max}$, Q_s și P — minime
5	Raportul optim B/D		Se adoptă cel mai mic dintre rapoartele (B/D) , care satisfac condițiile de mai sus
6	Presiunea de alimentare cu lubrifiant	p_m [MPa]	$p_m = (0,15 \dots 0,3) \text{ MPa}$ Pompa se alege în corelație cu debitul de scăpări Q_s
V. Sistematizarea parametrilor pentru calcule de proiectare a lag ărilor			
B, D, h_m , Q_s , t , t_m , P_f , A_n , K_s , ajustajul optim, sistemul de ungere – răcire, tipul și materialul cuzinelor			
Dacă lag ăruil arc o instalație de ungere individuală calculul instalației de alimentare se face în două alternative: cu răcire naturală sau forțată			

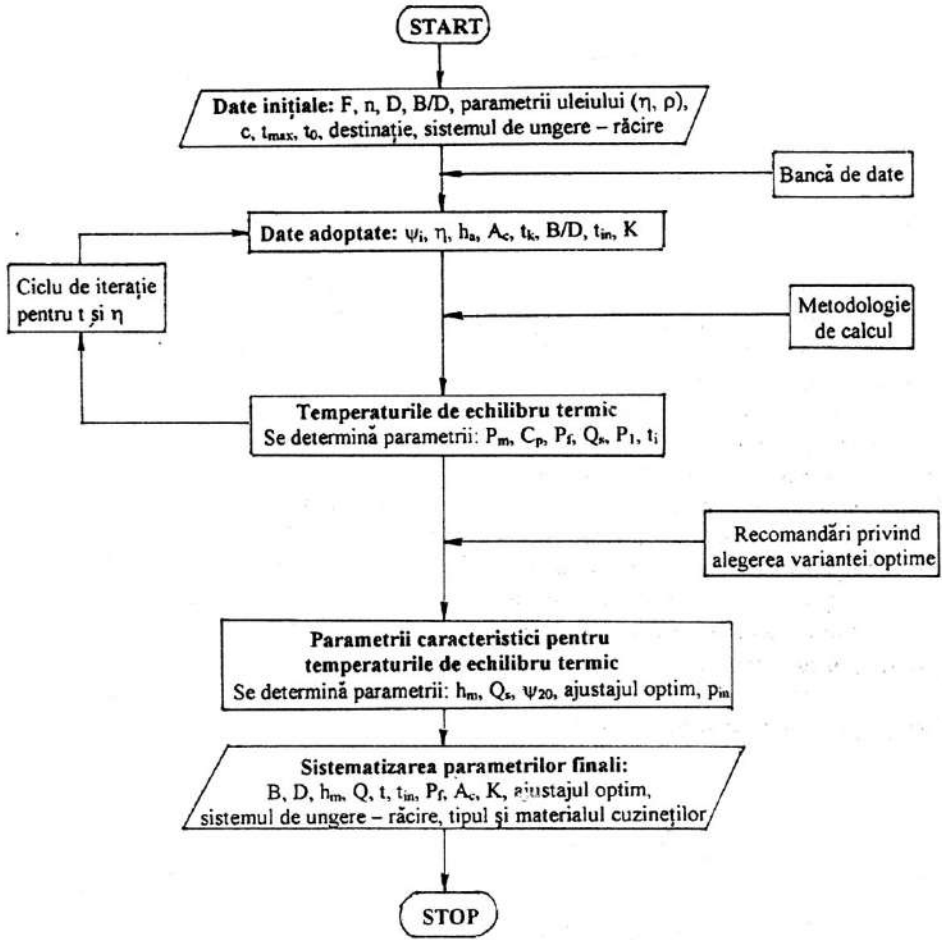


Fig. 13.43

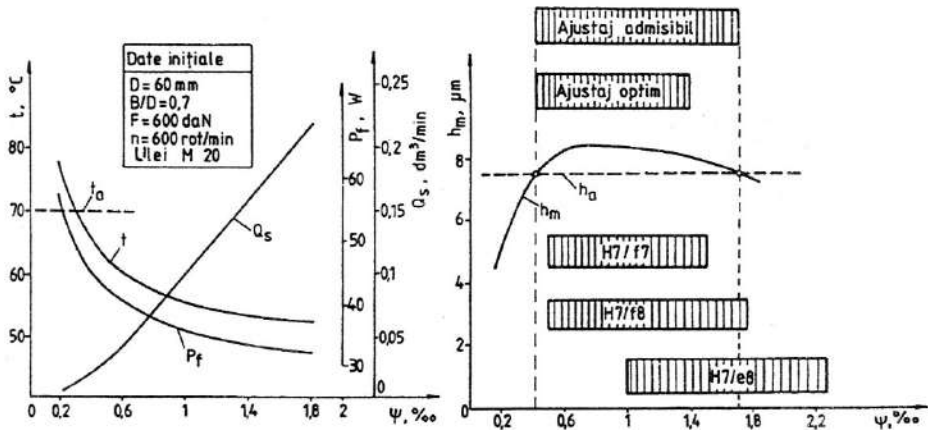


Fig. 13.44

– răcire; pentru varianta a treia, metodologia se poate aplica dacă, se stabilesc procentele – din cantitatea totală de căldură – evacuate prin corpul lagărului, respectiv prin circulația lubrifiantului. O schemă logică a acestei metodologii este prezentată în fig. 13.43, iar în fig. 13.44 este prezentată aplicarea metodologiei pentru un lagăr cu inel de ungere și răcire prin corp, cu determinarea, ajustajului optim (H7/f7) [8].

13.5.3.3. Lagăre axiale hidrodinamice

Funcționarea lagărelor axiale hidrodinamice – realizarea unui film autoportant de lubrifiant capabil să susțină o sarcină axială dată – presupune crearea unor presiuni hidrodinamice în filmul de lubrifiant existent între suprafețele în mișcare relativă fus – pivot/cuzinet – crapodină.

În acest scop, una dintre suprafețele de lucru – de regulă cea fixă – trebuie să prezinte o construcție care să creeze fenomenul de pană portantă de lubrifiant. Astfel, suprafața respectivă poate fi compusă dintr-un număr de sectoare fixe (v. fig.13.18) sau mobile (orientabile) cu rezemare oscilantă (v. fig.13.20) sau elastică (v. fig. 13.21).

Portanța lagărelor hidrodinamice axiale. Utilizarea ecuațiilor ungerii hidrodinamice (v. § 13.5.3.1) este posibilă în condițiile următoarelor ipoteze (fig. 13.45):

- grosimea peliculei de lubrifiant este constantă pe direcție radială;
- viteza considerată în calcule va fi cea cea periferică corespunzătoare diametrului mediu D_m al suprafeței active: $v = \pi n D_m$ (n – turația);
- fiecare sector al suprafeței active este asimilat cu o suprafață dreptunghiulară cu lungimea L măsurată pe diametrul mediu și lățimea B măsurată pe direcție radială.

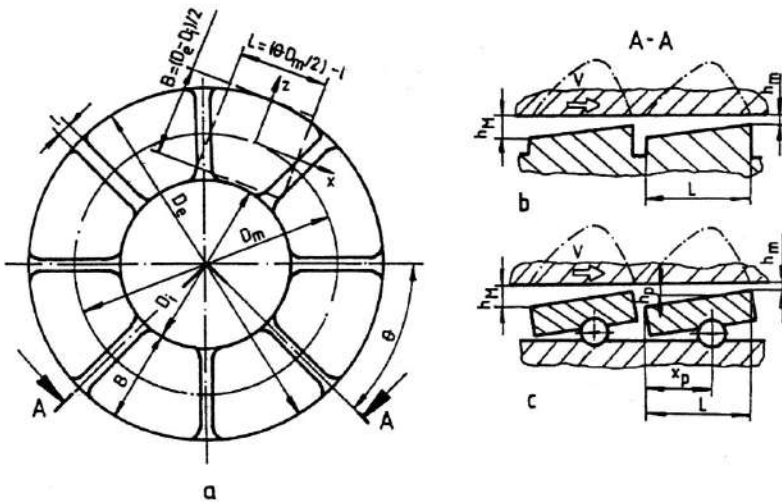


Fig. 13.45

În aceste condiții ecuația (13.33), cu înlocuirile

$$h = y \operatorname{tg} \alpha \cong y \alpha; \quad h_p = y_p \alpha, \quad (13.95)$$

devine:

$$\frac{dp}{dy} = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \cdot \frac{y - y_p}{y^3}. \quad (13.96)$$

Pentru sectoare fixe, unde α și y_p sunt constante, presiunea în filmul de lubrifiant

$$p_y = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \int_{y_1}^y \frac{y - y_p}{y^3} dy = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left[\left(\frac{1}{y} - \frac{1}{y_1} \right) - \frac{y_p}{2} \left(\frac{1}{y^2} - \frac{1}{y_1^2} \right) \right] \quad (13.97)$$

Deoarece $p_y = 0$ dacă $y = y_2$, rezultă

$$y_p = \frac{2y_1 y_2}{y_1 + y_2} \quad (13.98)$$

și, în acest caz, presiunea

$$p_y = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left[\left(\frac{1}{y} - \frac{1}{y_1} \right) - \frac{y_1 y_2}{y_1 + y_2} \left(\frac{1}{y^2} - \frac{1}{y_1^2} \right) \right] \quad (13.99)$$

Forța portantă pe unitatea de lățime a sectorului

$$F_p = \int_{y_1}^{y_2} p_y dy = \frac{6\eta v}{\alpha^2} \left(\ln \frac{y_2}{y_1} - 2 \frac{y_2 - y_1}{y_1 + y_2} \right) \quad (13.100)$$

sau, după înlocuirile $\alpha^2 = h_1^2 / y_1^2$ și $y_2 - y_1 = L$,

$$F_p = \frac{\eta v L^2}{h_1^2} \overline{C'_p} \quad (13.101)$$

unde

$$\overline{C'_p} = \frac{6y_1^2}{L^2} \ln \frac{y_2}{y_1} - \frac{12y_1^2}{(y_1 + y_2)L} \quad (13.102)$$

reprezintă *caracteristica adimensională de portanță* pentru sectorul de lungime infinită fără curgere radială.

Pentru o lățime finită B a segmentelor, introducând coeficientul de corecție

$$\zeta = \frac{5}{6 \left[1 + (L/B)^2 \right]} \quad (13.103)$$

și considerând z sectoare, forța portantă a lagărului

$$F_p = \frac{\eta v L^2 B}{h_1^2} \zeta z \overline{C'_p} \quad (13.104)$$

Prin analogie cu lagărele hidrodinamice radiale (v. § 13.5.3.2), considerând presiunea medie

$$p_m = \frac{F}{B L z} = \frac{F}{\pi \varphi D_m L} \quad (13.105)$$

unde

$$\varphi = \frac{L z}{\pi D_m} \quad (13.106)$$

este *coeficientul de utilizare a suprafeței active*, se poate defini și pentru lagărele axiale – considerând jocul relativ $\psi = h_1 / D_m = h_m / D_m$ – o *caracteristică adimensională de portanță* dată de relația:

$$\overline{C_p} = \frac{p h_1^2}{\eta \omega d_m^2} = \frac{\pi \varphi}{2z} \zeta \overline{C'_p} \quad (13.107)$$

respectiv un *coeficient de portanță* dat de relația:

$$C_p = \frac{\eta v L z}{p_m h_m^2} \quad (13.108)$$

Înlocuind $y = y_p$ în relația (13.99), se obține presiunea maximă

$$p_m = \frac{3\eta v (y_2 - y_1)^2}{2\alpha^2 y_1 y_2 (y_1 + y_2)}, \quad (13.109)$$

sau, pentru $(y_2 - y_1) / y_1 = q$,
$$p_m = \frac{3\eta v L q}{2h_m^2 (q^2 + 3q + 2)}, \quad (13.110)$$

cu valoarea maximă pentru $q = 1,41$.

În aceste condiții, $\alpha_{\text{optim}} = 1,41h_m / L$ iar forța portantă corespunzătoare este

$$F_p = \frac{0,160\eta v L^2 B z \zeta}{h_m^2}, \quad (13.111)$$

cu caracteristica adimensională de portantă

$$\overline{C}_p = 0,25\varphi \zeta / z. \quad (13.112)$$

Frecări în lagăr. Dacă în relația (13.38) considerăm η și v constante și $y = h\alpha$, forța de frecare pe unitatea de lățime la un lagăr axial cu z sectoare este

$$F_f = \frac{\eta v z}{\alpha} \left(4 \ln \frac{y_1}{y_2} + 3y_p \frac{y_2 - y_1}{y_1 + y_2} \right) \quad (13.113)$$

și, pentru $\alpha = \alpha_{\text{optim}}$, $y_1 + y_2 = 2,42L$ și $y_2/y_1 = 2,41$, rezultă

$$F_f = \frac{\eta v z L}{1,41h_m}. \quad (13.114)$$

Forța de frecare pe toată lățimea B este

$$F_f = \frac{\eta v z B}{1,41h_m} = \frac{\eta \omega B D_m}{h_m / D_m} \overline{C}_f, \quad (13.115)$$

unde

$$\overline{C}_f = \pi\varphi / 2,82 \quad (13.116)$$

este caracteristica adimensională de frecare, iar

$$\mu = F_f / F = \frac{h_m}{D_m} \overline{C}_f / \overline{C}_p = \psi \overline{C}_f / \overline{C}_p \quad (13.117)$$

este coeficientul de frecare convențional al lagărului.

Momentul de frecare corespunzător este

$$M_{f1} = F_f D_m / 2. \quad (13.118)$$

Suprafețele portante ale sectoarelor au și sectoare plane și, în cazul unui calcul riguros, frecările pe aceste zone nu pot fi neglijate.

Momentul de frecare, considerând z astfel de sectoare, este dat de relația

$$M_{f2} = z \int_{D_1/2}^{D_2/2} \tau \lambda r^2 dr, \quad (13.119)$$

unde τ este tensiunea tangențială în stratul de lubrifiant care, în cazul unei variații liniare a vitezei pe grosimea stratului de lubrifiant, este

$$\tau = \eta \frac{\partial v}{\partial h} = \eta \frac{\omega D_m}{2h_1}, \quad (13.120)$$

iar λ unghiul la centru al unui sector; pentru astfel de lăgare se recomandă: $\lambda = (0,25 \dots 0,35) 2\pi/z$.

Astfel momentul de frecare devine

$$M_{f2} = \lambda z \frac{\eta \omega}{64h_1} (D_2^4 - D_1^4). \quad (13.121)$$

Puterea totală pierdută prin frecare

$$P_f = C_f (M_{f1} + M_{f2}) \omega h_m / L \quad (13.122)$$

(C_f – coeficientul puterii consumate prin frecare) se evacuează pe aceleași căi ca la lagărele radiale, cu precizarea că, la aceste lagăre, răcirea cu o circulație de ulei în abundență (exteroară) este o soluție frecvent utilizată.

Bilanțul termic al lagărelor axiale poate fi estimat cu relația

$$P_f = K A_c (t - t_0) + c \rho Q (t - t_i), \quad (13.123)$$

cu semnificațiile termenilor de la lagărele radiale hidrodinamice și considerând

$$A_c \cong (14 \dots 20) \pi D_m B. \quad (13.124)$$

Se mențin ipotezele de la lagărele hidrodinamice radiale, considerându-se numai primul termen în cazul lagărelor lubrificate prin imersare în baie de ulei, respectiv al doilea termen în cazul lagărelor lubrificate sub presiune.

Tabelul 13.13. Caracteristici funcționale pentru un sector dreptunghiular plan al unui lagăr hidrodinamic axial

B/L	Caracteristica*				
	h_M/h_m	C_{ps}	C_{Qcs}	C_{Qrs}	C_{Qfs}
0,25	1,2	250,63	0,594	0,086	228,60
	1,5	140,25	0,734	0,215	114,00
	2,0	108,34	0,968	0,430	75,57
	3,0	100,81	1,433	0,863	56,36
	5,0	113,25	2,363	1,737	47,55
	8,0	142,45	3,758	3,062	45,81
	10,0	164,47	4,687	3,950	46,58
0,5	1,2	77,04	0,587	0,072	70,35
	1,5	43,55	0,715	0,181	35,56
	2,0	34,42	0,926	0,363	24,36
	3,0	33,72	1,343	0,733	19,52
	5,0	41,36	2,169	1,488	18,64
	8,0	57,18	3,402	2,641	20,49
	10,0	69,16	4,222	3,417	22,19
1,0	1,2	31,42	0,574	0,049	28,74
	1,5	17,92	0,679	0,123	14,78
	2,0	14,48	0,847	0,246	10,54
	3,0	14,87	1,163	0,498	9,17
	5,0	19,73	1,764	1,010	9,94
	8,0	29,61	2,635	1,792	12,30
	10,0	37,29	3,208	2,318	14,03
2,0	1,2	16,22	0,561	0,025	17,64
	1,5	11,10	0,643	0,064	9,25
	2,0	9,08	0,765	0,128	6,79
	3,0	9,59	0,975	0,258	6,26
	5,0	13,30	1,339	0,522	7,35
	8,0	20,86	1,837	0,923	9,69
	10,0	26,78	2,157	1,192	11,35

*Coeficienții adimensionali C_m , C_{Qcs} , C_{Qrs} și C_f se calculează înmulțind parametrii corespunzători ai unui sector cu numărul z de sectoare

Debitul de lubrifianț în curgere radială prin zona portantă (v. fig.13.45), fără considerarea forței centrifuge, se poate exprima ca în cazul lagărelor radiale:

$$Q_r = \frac{1}{2} \psi \omega B D^2 \overline{C_{Q_r}} = \frac{1}{2} h_1 \omega B D_m \overline{C_{Q_r}}, \quad (13.125)$$

sau

$$Q_r = C_{Q_r} v B h_m, \quad (13.126)$$

unde C_{Q_r} este coeficientul de debit în curgere radială prin zona portantă.

Analog, debitul de lubrifianț în curgere circumferențială

$$Q_c = C_{Q_c} v B h_m, \quad (13.127)$$

cu C_{Q_c} – coeficientul de debit în curgere circumferențială prin zona portantă.

Ca și în cazul lagărelor radiale, pelicula de lubrifianț trebuie să aibă o grosime suficientă pentru a evita contactul direct între neregularitățile suprafețelor în mișcare relativă, cu considerarea abaterilor de formă și a posibilelor erori de montaj (de regulă $h_m \geq 4 \dots 10 \mu\text{m}$).

Principial, metodologia de calcul sau verificare a lagărelor axiale hidrodinamice este aceeași cu cea utilizată în cazul lagărelor radiale hidrodinamice; în tabelul 13.13 sunt date caracteristicile funcționale pentru un sector dreptunghiular plan al unui lagăr axial hidrodinamic.

13.5.4. Lagăre hidrostactice

Analiza funcționării lagărelor hidro sau gazodinamice a evidențiat existență unor limite în asigurarea siguranței în funcționare; depășirea acestor limite – sarcini prea mari, turații sau viscozități reduse ale lubrifianțului – pot conduce la întreruperea peliculei de lubrifianț și, în consecință, la contactul direct între asperitățile suprafețelor în mișcare relativă, cu efecte asupra funcționării și fiabilității lagărului ușor de imaginat.

Asigurarea, și în acest caz, a unei ungeri fluide poate fi realizată de un *regim de funcționare hidrostatic*, cu portanță obținută prin introducerea lubrifianțului sub presiune între suprafețele cu mișcare relativă.

13.5.4.1. Elemente constructive și funcționale

În fig.13.46 este prezentată, schematic, construcția unui lagăr hidrostatic axial, cu evidențierea componentelor principale: *pivot*, *crapodină*, cameră alimentată cu ulei sub presiune, orificiu de alimentare. În absența lubrifianțului și sub sarcina F , suprafețele active sunt inițial în contact. Alimentarea cu lubrifianț – fără circulație prin lagăr – produce o creștere a presiunii până la o valoare capabilă să realizeze separarea completă a suprafețelor active pivot – cuzinet. Formarea interstițiului h – dependent ca mărime de sarcina F – permite, pentru debite de lubrifianț date, o circulație stabilă de lubrifianț către exterior, însoțită de o scădere a presiunilor în lagăr pe direcție radială.

Sunt evidente câteva avantaje funcționale ale lagărelor hidrostactice:

- asigurarea ungerii fluide și, implicit, a portanței în limite relativ largi de viteze (până la 100 m/s);
- frecări mult reduse și posibilitatea evitării frecării uscate sau limita la pornire sau oprire;
- fiabilitatea lagărului depinde, în principal, de fiabilitatea componentelor circuitului de alimentare cu lubrifianț, neexistând, în condițiile unor limite largi de variație pentru sarcină și viteză, posibilitatea contactului direct între suprafețele în mișcare relativă;
- caracteristici dinamice de rigiditate și amortizare ridicate.

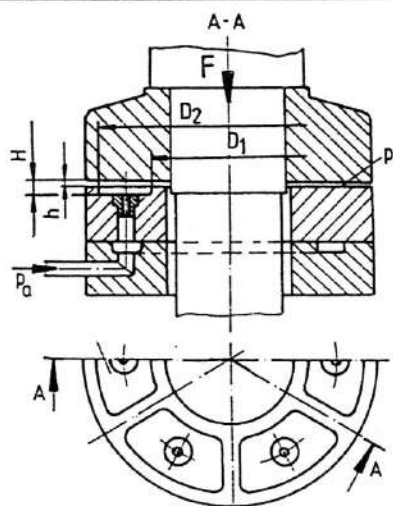


Fig. 13.46

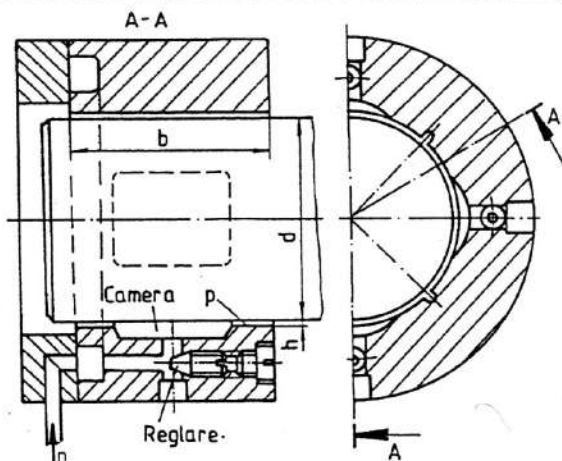


Fig. 13.47

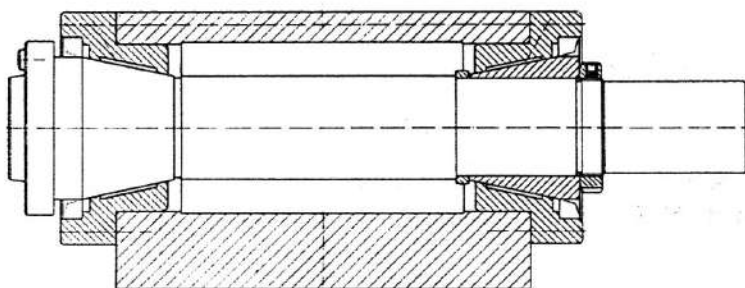


Fig. 13.48

Constructiv, lagărele hidrostactice pot fi: plane (ghidaje, lagăre axiale; fig. 13.46), cilindrice (fig. 13.47), conice (fig. 13.48 – ax principal pentru mașina de rectificat cu lagăre hidrostactice produs de firma FAG [12]), sferice.

Funcțional, lagărele hidrostactice pot fi:

- cu presiune constantă în cameră și curgere stabilă;
- cu presiune variabilă în cameră și curgere variabilă în corelație cu modificarea sarcinii de lucru.

Ca soluții de alimentare cu lubrifianț se pot enumera:

- ulei cu presiune constantă introdus în spațiul inelar din jurul cuzinetului și, prin restrictoare, în camere, debitul fiind dependent de condițiile de funcționare (fig. 13.49);
- pompa cu debit constant, independent de condițiile de funcționare, presiunile din spațiul inelar modificându-se în corelație cu regimul de funcționare al lagărului.

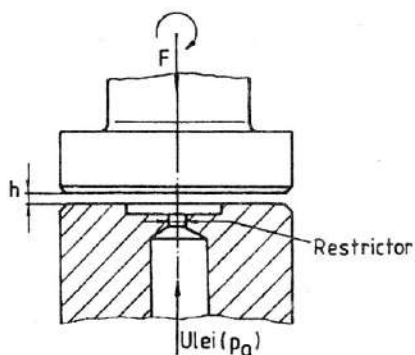


Fig. 13.49

13.5.4.2. Calculul lagărelor hidrostactice

Lagăre axiale cu suprafața portantă plană circulară. Pentru o cameră de alimentare circulară cu diametrul D_1 (v. fig. 13.46), admitând o curgere laminară de fluid pe direcție radială (v. § 13.5.3.1), se poate scrie:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{d\tau}{dy}, \quad (13.128)$$

sau, cu $d\tau/dy$ din legea lui Newton (v. relația (13.36)),

$$\frac{dp}{dr} = \eta \frac{d^2v}{dy^2}. \quad (13.129)$$

Pentru $\eta = \text{const}$ și considerând condițiile limită, $v = 0$ pentru $y = 0$ și $y = h$, relația (13.129) devine prin integrare:

$$\frac{dp}{dr} = 2v\eta / [y(y-h)]. \quad (13.130)$$

$$\text{Portanța lagărului} \quad F_p = \pi D_1^2 p_a / 4 + \int_{D_1/2}^{D_2/2} 2\pi r p(r) dr, \quad (13.131)$$

p_a fiind presiunea de alimentare.

Debitul de lubrifianț care trece printr-o secțiune de înălțime h la distanța r de centru

$$q = \int_0^h 2\pi r v dy \quad (13.132)$$

este constant pe tot interstițiul. Înlocuind viteza v din relația (13.130) în relația (13.132) și integrând se obține debitul de lubrifianț

$$q = -\frac{\pi r h^3}{6\eta} \frac{dp}{dr}, \quad (13.133)$$

$$\text{și presiunea} \quad p = p_a + \int_{D_1/2}^r dp = p_a - \frac{6\eta q}{\pi h^3} \ln \frac{2r}{D_1}, \quad (13.134)$$

care este nulă pentru $r = D_2/2$, rezultând presiunea de alimentare

$$p_a = \frac{6\eta q}{\pi h^3} \ln \frac{D_2}{D_1} \quad (13.135)$$

$$\text{și presiunea} \quad p = p_a \frac{\ln(D_2/2r)}{\ln(D_2/D_1)}. \quad (13.136)$$

Dacă în relația (13.131) înlocuim presiunea dată de relația (13.136) obținem, după integrare, forța portantă

$$F_p = p_a \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4 \ln(D_2/D_1)}. \quad (13.137)$$

Cu p_a dată de relația (13.135), debitul de lubrifianț

$$Q = \frac{4F_p h^3}{3\eta(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{\pi h^3 p_a}{3\eta \ln(D_2/D_1)}. \quad (13.138)$$

Puterea consumată pentru laminarea lubrifianțului de la presiunea p_a la $p = 0$ (puterea de pompare)

$$P_l = Q p_a = \frac{32F_p^2 h^3}{3\eta\pi(D_2^2 - D_1^2)^2} \ln \frac{D_2}{D_1}, \quad (13.139)$$

Puterea consumată prin frecare

$$P_f = M_f \omega, \quad (13.140)$$

sau, considerând relația (13.121),

$$P_f = \omega \left(\int_0^{D_1/2} \tau 2\pi r^2 dr + \int_{D_1/2}^{D_2/2} \tau 2\pi r^2 dr \right). \quad (13.141)$$

$$\text{Pentru } 0 \leq r \leq D_1/2, \quad \tau = \eta \frac{\omega r}{H}, \quad (13.142)$$

$$\text{iar pentru } D_1/2 \leq r \leq D_2/2, \quad \tau = \eta \frac{\omega r}{h}. \quad (13.143)$$

În aceste condiții, ținând seama și de faptul că $H \gg h$, relația (13.141) devine:

$$P_f \cong \frac{8\pi\omega^2\eta}{h} (D_2^4 - D_1^4). \quad (13.144)$$

$$\text{Puterea totală consumată în lagăr } P = P_l + P_f, \quad (13.145)$$

$$\text{sau } P = \frac{32F_p^2 h^3 \ln(D_2/D_1)}{3\pi\eta(D_2^2 - D_1^2)^2} + \frac{8\pi\omega^2\eta(D_2^4 - D_1^4)}{h}. \quad (13.146)$$

Datorită frecărilor reduse și a debitului important de lubrifianț circulat prin lagăr se poate considera că întreaga cantitate de căldură produsă este evacuată prin lubrifianț (v. calculul termic § 13.5.3.2) și deci:

$$P = c\rho Q(t_e - t_i). \quad (13.147)$$

Prin exploatarea relației (13.146) se pot determina condițiile pentru un regim termic optim:

$$\frac{16Fh^2}{D_2^4\eta\omega} = 2,35, \quad (13.148)$$

iar $D_2/2 = 0,81 [Fh^2/(\eta\omega)]^{1/4}$, $D_2/D_1 = 2$ și $p_a = 2,36 F/D_2^2$, puterea totală fiind în acest caz

$$P = 1,25F\omega h. \quad (13.149)$$

Metodologia de calcul sau verificare pentru lagărele hidrostatice presupune parcurgerea aceluiași etape ca în cazul lagăreleor hidrodinamice.

Pentru simplificarea calculului, în cazul considerat, se utilizează câteva caracteristici adimensionale:

$$\text{– coeficientul de portanță } C_p = \frac{F}{A p_a}, \quad (13.150)$$

care, în cazul unei suprafețe portante $A = \pi D_2^2/4$, devine

$$C_p = \frac{1 - (D_1/D_2)^2}{2 \ln(D_2/D_1)}; \quad (13.151)$$

$$\text{– coeficientul de debit } C_Q = \frac{Q A \eta}{F h^3}, \quad (13.152)$$

$$\text{sau } C_Q = \frac{\pi}{3} \left[\frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} \right]; \quad (13.153)$$

– coeficientul energetic (coeficientul puterii consumate prin frecare)

$$C_E = \frac{p_a q A_p^2 \eta}{F^2 h^3}, \quad (13.154)$$

sau

$$C_E = \frac{C_Q}{C_P} = \frac{2\pi \ln(D_1/D_2)}{3[1 - (D_1/D_2)^2]^2}. \quad (13.155)$$

În fig. 13.50 sunt date valori ale acestor caracteristici în funcție de raportul D_1/D_2 .

Cu ajutorul acestor caracteristici pot fi tratate similar lagăre hidrostactice cu camere de alimentare pătrate, dreptunghiulare etc.; de exemplu, pentru un lagăr cu cameră de alimentare pătrată (fig.13.51), caracteristicile adimensionale C_P , C_Q și C_E sunt date în fig. 13.52 în funcție de raportul a/b .

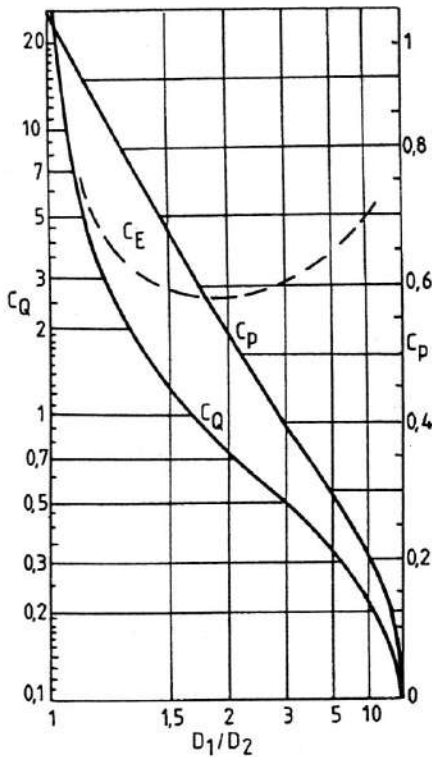


Fig. 13.50

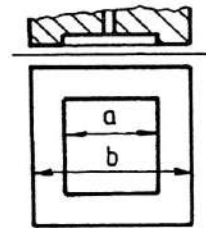


Fig. 13.51

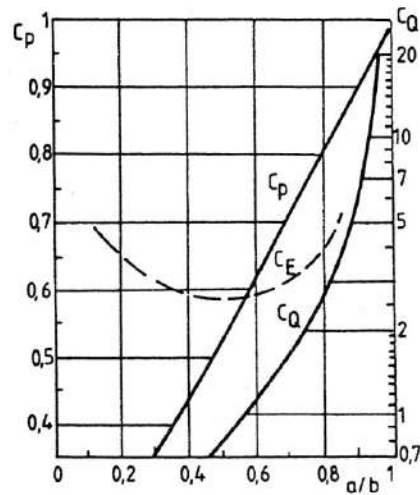


Fig. 13.52

Condițiile de optim termic în proiectarea lagărelor hidrostactice în diverse variante constructive presupun realizarea unor filme de lubrifianț cu grosimi care să depășească limitele impuse de asperitățile, abaterile de formă sau deformațiile suprafețelor în mișcare relativă; se recomandă în acest sens $h_m \geq (20 \dots 40) \mu\text{m}$.

În cazul prezentat mai sus pompa alimentează un singur lagăr; în cazul alimentării simultane a mai multor lagăre de la o aceeași pompă, sunt necesare reglatoarele de debit pe fiecare circuit (capilar, diafragmă, supapă).

Lagăre radiale. Având, principial, aceleași elemente funcționale, aceste lagăre pot fi tratate ca lagărele axiale hidrostactice, coeficienții adimensionali C_p , C_Q , C_E calculându-se în corelație cu numărul și forma camerelor de alimentare.

Pentru unghiuri de cuprindere fus-cuzinet mai mici de 60° , aceste caracteristici sunt foarte apropiate ca mărime de cele determinate în cazul suprafețelor plane la lagărele axiale.

În cazul lagărelor radiale cu mai multe sectoare sau camere de alimentare (fig. 13.53) o funcționare corectă necesită utilizarea unor *reglatoare de debit* adoptate în corelație cu costul, dimensiunile, condițiile de fiabilitate impuse, posibilitățile de reglare. În timpul funcționării unui astfel de lagăr, uleiul introdus, prin *restrictoare capilare* individuale în camerele de alimentare, execută o mișcare de curgere circumferențială și axială complexă.

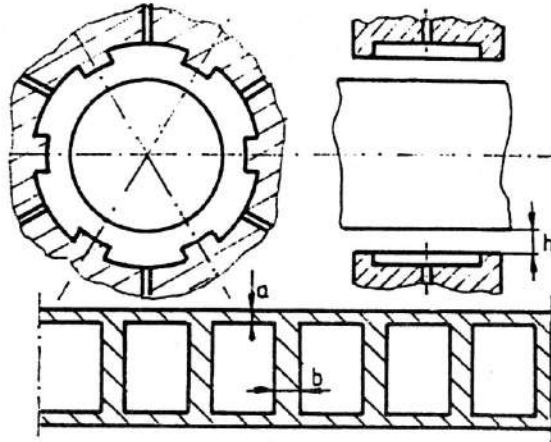


Fig. 13.53

Calculul acestor lagăre se face pe baza bilanțului de debite și presiuni. Astfel, debitul care trece printr-un capilar în regim laminar

$$Q_c = K_c(p_{a0} - p_a)/\eta, \quad (13.156)$$

sau

$$Q_c = K_c p_{a0}(1 - \beta)/\eta, \quad (13.157)$$

unde: K_c este *caracteristica de debit a capilarului*, p_{a0} , p_a – presiunile de intrare, respectiv ieșire din capilar iar

$$\beta = p_a / p_{a0} \quad (13.158)$$

este *caracteristica funcțională a capilarului*.

Dacă debitul Q_c care trece prin capilar este egal cu debitul Q care trece prin lagăr, dat de relația (13.152), se poate scrie

$$Q_c = K_c p_{a0}(1 - \beta)/\eta = C_Q F h^3 / (A\eta) \quad (13.159)$$

și, considerând relația (13.151), rezultă

$$K_c p_{a0}(1 - \beta)/\eta = C_Q C_p h^3 p_a. \quad (13.160)$$

Din relația (13.160) se poate determina grosimea filmului de lubrifiant:

$$h = \left(\frac{K_c}{C_p C_Q} \right)^{1/3} \left(\frac{1 - \beta}{\beta} \right)^{1/3}. \quad (13.161)$$

Puterea consumată pentru laminarea lubrifiantului

$$P_l = Q_c p_{a0} = K_c p_{a0}^2 (1 - \beta)/\eta. \quad (13.162)$$

Utilizarea acestor lagăre în domenii unde precizia de lucru impune stabilități dinamice ridicate (axele principale ale mașinilor de rectificat, de exemplu) presupune determinarea unei rigidități

$$k = dF / dh, \quad (13.163)$$

care nu trebuie să depășească o valoare impusă [14].

13.5.5. Lagăre lubrificate cu gaze

Funcționarea lagărelor lubrificate cu gaze are loc în condiții similare ca în cazul celor lubrificate cu lichide.

Portanța redusă dar și frecările foarte mici datorită viscozității reduse a gazelor au impus utilizarea acestor lagăre în special pentru turații ridicate: lagăre pentru axele principale ale mașinilor de rectificat de precizie, mașini textile, arbori verticali pentru centrifuge, turbine cu gaz.

Pe lângă frecările foarte scăzute și, implicit, puteri mici pierdute prin frecare, se mai pot enumera și alte avantaje ale acestor lagăre: amortizare mai bună a vibrațiilor în stratul compresibil de lubrifiant, cost redus al materialului de lagăr și al lubrifiantului.

Ca dezavantaje, pe lângă o portanță redusă, se mai adaugă: uzura – în cazul vitezelor mici în regim gazodinamic – datorită onctuoșității reduse a gazelor, tehnologii de prelucrare pretențioase și costisitoare, tendințe de instabilitate dinamică datorită compresibilității și expansibilității gazelor.

Constructiv sau funcțional, lagărele lubrificate cu gaze nu diferă prea mult de cele lubrificate cu lichide, particularitățile fiind legate de viscozitatea redusă a gazelor și de precizia ridicată de execuție. Astfel, lagărele cu gaze pot fi *gazodinamice (autoportante)*, *gazostatice* (alimentate sub presiune), *magnetogazodinamice*.

Funcționarea lagărelor lubrificate cu gaze la viteze reduse este asemănătoare cu cazul lubrificației cu lichide. O dată cu reducerea vitezei, portanța scade și, în cazul când sarcina nu este modificată corespunzător, există posibilitatea unui contact direct între asperitățile suprafețelor în mișcare relativă fus-cuzinet. Asemenea situații se pot evita fie prin utilizarea lagărelor gazostatice cu gaz introdus sub presiune, fie prin utilizarea unor materiale fus/cuzinet cu coeficient redus de frecare. Pentru a doua soluție se recomandă:

- pentru fus: carbura de tungsten, oțeluri de scule sau inoxidabile;
- pentru cuzineți: bronz impregnat cu teflon, poliamide.

13.5.5.1. Lagăre gazodinamice (autoportante)

Dacă p_0 este soluția ecuației (13.56) cu coordonate cilindrice, portanța unui lagăr radial lubrificat cu gaze poate fi apreciată în mod similar ca la lagărele lubrificate cu lichide (v. fig. 13.33) considerând $\theta_1 = 0$ și $\theta_2 = 2\pi$:

$$F_p = \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^{2\pi} p_0 r \cos[180 - (\theta + \varphi)] dx d\theta, \quad (13.164)$$

sau

$$F_p = \frac{\eta \omega B D}{\psi^2} \overline{C_{pg}}, \quad (13.165)$$

$\overline{C_{pg}}$ fiind *caracteristica adimensională de portanță pentru lagăre lubrificate cu gaze*.

Dacă $F_p = F = p_m B D$, caracteristica adimensională de portanță va fi dată de relația

$$\overline{C_{pg}} = \frac{p_a \Psi^2}{\eta \omega}, \quad (13.166)$$

unde p_a este presiunea de alimentare cu gaz.

Se definește și în acest caz un *coeficient de potență*

$$C_{pg} = \frac{\eta \omega}{p_a \Psi^2}. \quad (13.167)$$

Frecări în lagăr. Pentru coordonatele cilindrice adoptate, forța de frecare din lagăr

$$F_f = \frac{\eta \omega B D}{\Psi} \overline{C_{fg}}, \quad (13.168)$$

$\overline{C_{fg}}$ fiind *caracteristica adimensională de frecare*.

Momentul de frecare corespunzător este dat de relația

$$M_f = \frac{\pi \eta \omega B D^2}{2 \Psi (1 - \varepsilon^2)^{1/2}}. \quad (13.169)$$

Compresibilitatea și expansibilitatea gazelor modifică distribuția presiunilor în lagăr, în special în cazul turațiilor ridicate. Acest efect poate fi evaluat prin *parametrul adimensional*

$$H = \frac{\eta \omega}{p_a \Psi} \quad (13.170)$$

denumit *numărul lui Harrison*; în cazul unor valori $H < 0,1$, acest efect poate fi neglijat.

Metodologia de calcul pentru lagărele gazodinamice este, principial, aceeași ca la lagărele lubrificate cu lichide (se poate utiliza diagrama din fig. 13.54 cu $\delta = R - r$). Uzual, se recomandă: jocuri relative $\psi = (0,3 \dots 1,5) \%$, grosimi minime de film $h_m \geq 3 \mu\text{m}$, prelucrări precise ale suprafețelor în mișcare relativă ($R_z < 0,5$), $p_m \leq 0,2 \text{ MPa}$, raportul $p_a/p_{rețea} \approx 0,6$ pentru îmbunătățirea stabilității dinamice, iar raportul $B/D = 1,5 \dots 2$.

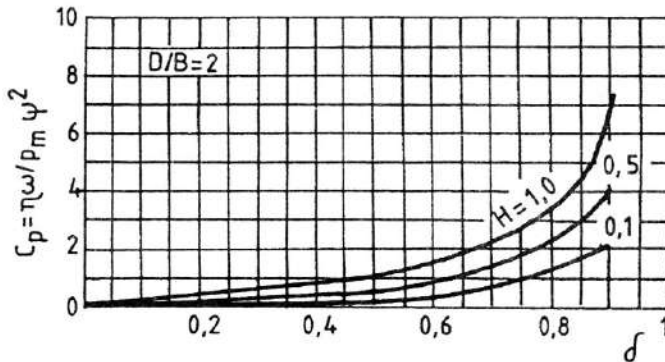


Fig. 13.54

Dacă F_{max} este sarcina maximă suportată la turația de regim, se recomandă funcționarea lagărului cu o încărcare $F \approx F_{max}/3$.

13.5.5.2. Lagăre gazostatice

Lagărele gazostatice – alimentate cu gaze sub presiune – sunt superioare ca performanțe și fiabilitate lagărelor gazodinamice: capacități portante superioare, uzură foarte mică și siguranță ridicată în funcționare prin eliminarea completă – excluzând situațiile accidentale – a posibilității unui contact direct între asperitățile suprafețelor în mișcare relativă fus - cuzinet.

Funcționarea lagăreelor cu debite de gaz cât mai mici și evitarea instabilităților dinamice impune utilizarea unor orificii de alimentare corespunzătoare atât ca diametru, cât și ca număr. Aceste cerințe sunt îndeplinite prin utilizarea la o scară cât mai largă a materialelor poroase, având drept parametru caracteristic *coeficientul de permeabilitate* K_p ; pentru cărbune grafitat poros, de exemplu, $K_p = 1,312 \cdot 10^{-14} \text{ m}^2$.

Pentru lagărul axial din fig. 13.55 forța portantă poate fi apreciată, simplificat, cu relația:

$$F_p = \pi D_2^2 p_a \overline{C_p} / 4, \quad (13.171)$$

unde p_a este presiunea din lagăr iar $\overline{C_p}$ caracteristica adimensională de portantă.

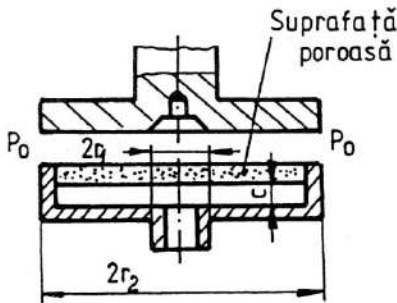


Fig. 13.55

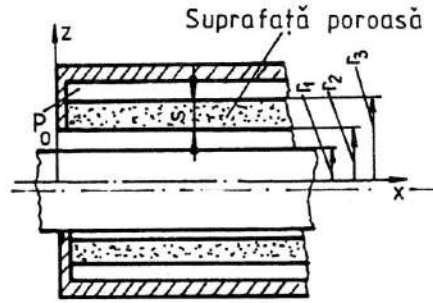


Fig. 13.56

În cazul lagăreelor radiale de lungime finită cu alimentare prin suprafața poroasă (fig. 13.56), forța portantă

$$F_p = D_1 B p_a \overline{C_p}, \quad (13.172)$$

termenii având aceleași semnificații ca în relația (13.171).

Ca și în cazul lagăreelor gazodinamice, uzual, se recomandă: presiunea medie de încărcare $p_m \approx (0,4 \dots 0,6)(p_{a0} - p_a)$ pentru lagăre axiale, respectiv $p_m \approx (0,2 \dots 0,4)(p_{a0} - p_a)$ pentru lagăre radiale (p_{a0} - presiunea de alimentare), excentricități relative $\epsilon < 0,5$, jocuri relative $\psi = (0,3 \dots 0,5) 0/00$ și grosimi minime ale stratului de lubrifianț

$$h_m = D_1 \cdot 10^{-4} + (1 \dots 3) \mu\text{m}, \quad (13.173)$$

cu D_1 în m (lagăre radiale).

13.5.6. Lagăre cu funcționare în regim variabil de sarcină și viteză

În calculul lagăreelor tratate anterior s-a considerat că viteza relativă fus-cuzinet, sarcina și temperatura lubrifianțului rămân constante în timpul funcționării. Există, însă, numeroase situații, ca, de exemplu, motoarele cu ardere internă, unde caracterul variabil al sarcinii, turației și temperaturii nu mai poate fi neglijat în calculele de proiectare sau verificare.

Astfel, la lagărele hidrodinamice radiale funcționarea în regim de sarcină variabilă în timp prezintă o serie de particularități (v. fig. 13.33):

- pentru o viteză constantă dată, poziția O_1 a centrului fusului în lagăr parcurge o traiectorie plană cu o excentricitate ϵ variabilă;

– modificarea sarcinii ca direcție și mărime produce atât modificarea unghiului de atitudine φ , cât și a regimului termic din lagăr, care nu mai poate fi considerat staționar;

– mișcările fusului, în condițiile arătate mai sus, pot genera regimuri dinamice variabile, cu influențe negative asupra durabilității cuzinetelor și, implicit, asupra fiabilității lagărelor.

Aceste particularități scot în evidență faptul că mișcarea în interiorul stratului de lubrifiant interpus între suprafețele active în mișcare relativă ale lagărului devine nestaționară și, prin urmare, presiunea, grosimea minimă a stratului și excentricitatea trebuie considerate ca variabile în timp.

Variația în timp a excentricității și a poziției liniei centrelor este însoțită de apariția unei viteze relative a fusului față de cuzinet având o componentă radială dirijată pe linia centrelor și una tangențială perpendiculară pe aceasta, suprapusă peste mișcarea de rotație a fusului.

Considerând aceste aspecte și utilizând metodica de la § 13.5.3.2, se obțin, după integrări, presiunea p_0 , respectiv portanța F_p a lagărului cu trei componente distincte: prima datorită rotației fusului în lagăr cu viteza ω , a doua provocată de deplasarea fusului în lagăr tangențial la curgerea lubrifiantului (rotația liniei centrelor în jurul axei cuzinetului) și o a treia provocată de deplasările periodice ale suprafețelor în mișcare relativă fus-cuzinet sub acțiunea sarcinilor periodice.

Funcționarea lagărelor în regim variabil de sarcină și viteză a evidențiat o mișcare complexă a fusului: rotație în jurul axei, deplasare pe direcția liniei centrelor, deplasare perpendiculară pe direcția liniei centrelor, care se suprapune peste mișcarea de rotație în jurul axei.

Fiecare dintre aceste mișcări determină deplasarea unor particule de fluid având ca efect apariția unor forțe rezistente, cu efecte de amortizare în corelație cu viscozitatea lubrifiantului, viteza fusului, regimul dinamic și parametrii constructivi ai lagărului.

Studiul stabilității dinamice a fusului – tendințele de instabilitate provoacă vibrații care se pot suprapune peste cele provenite din exterior datorită unor erori constructive și de montaj – prezintă un deosebit interes pentru lagăre funcționând la turații ridicate, la care un regim instabil poate avea consecințe nefaste asupra siguranței în funcționare.

Considerând masa M a tuturor elementelor rotorului concentrată în centrul fusului, mișcarea acestuia poate fi exprimată de relațiile:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + \sum Y = 0; \quad M \frac{d^2 z}{dt^2} + \sum Z = 0, \quad (13.174)$$

cu $\sum Y, \sum Z$ suma proiecțiile forțelor hidrodinamice, forțelor centrifuge ale maselor neechilibrate și forțelor exterioare pe axele de coordonate.

Rezolvarea acestui sistem de ecuații diferențiale – considerând simplificat forțele exterioare constante, masele în rotație echilibrate, amortizările proporționale cu viteza de deplasare – poate oferi date semnificative și eficiente în aprecierea instabilităților dinamice din lagăre, cu soluții și măsuri pentru reducerea și chiar evitarea acestora: reducerea lungimii lagărului, utilizarea unor lubrifianți cu viscozități reduse, creșterea jocului și presiunii de alimentare.

Evitarea regimurilor instabile în funcționarea lagărelor se mai poate realiza și prin forme constructive adecvate: sectoare orientabile (v. fig.13.19), sectoare libere (fig.13.57, a), bucă mobilă (fig. 13.57, b și c), cuzineți dintr-o bucată cu raze diferite (fig. 13.58), lagăre în trepte (fig. 13.59) dificil, totuși, de realizat din considerente tehnologice.

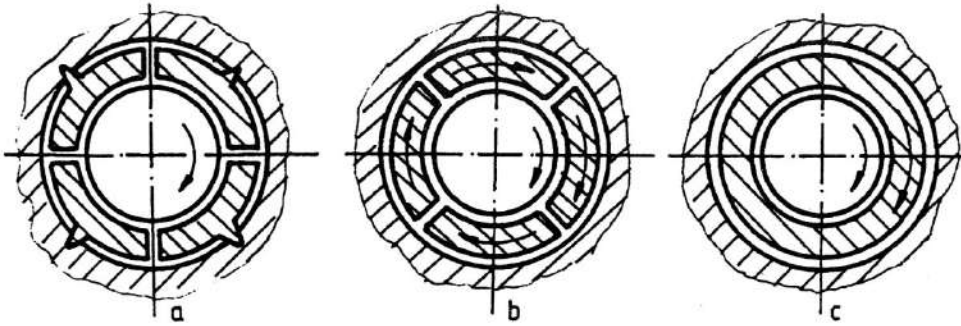


Fig. 13.57

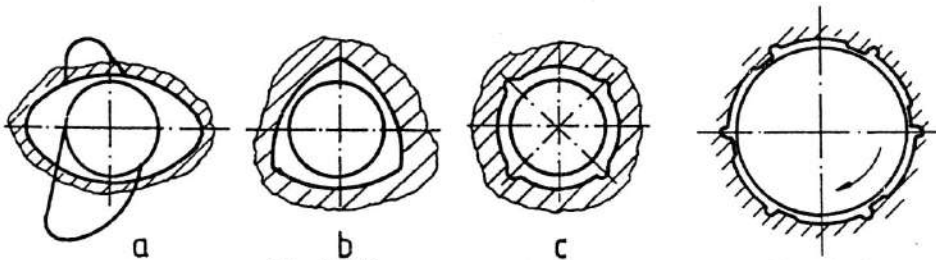


Fig. 13.58

Fig. 13.59

13.5.7. Lagăre cu funcționare în regim turbulent

Funcționarea lagărelor cu alunecare în condițiile unor viteze ridicate, sarcini mari și variabile poate produce un regim turbulent de mișcare a lubrifianului, cu depășirea valorilor critice pentru numărul lui Reynolds critic

$$Re_{cr} = \rho v_{cr} h / \eta, \quad (13.175)$$

situație care trebuie considerată în calculul hidrodinamic.

Caracteristic pentru un asemenea regim de funcționare este faptul că vitezele și celelalte caracteristici fizico – mecanice sunt afectate de componentele variabile în timp ca mărime și direcție.

Introducerea în ecuațiile de mișcare a termenilor care reflectă aceste aspecte va evidenția:

- creșterea tensiunilor tangențiale în corelație cu creșterea forțelor de frecare;
- uniformizarea repartiției vitezelor în stratul de lubrifianț pe o direcție perpendiculară pe suprafețele active;
- creșterea presiunilor și, prin urmare, a capacității portante, fără modificări semnificative ale repartiției presiunilor pe suprafețele active;
- reducerea debitului de scăpări.

Creșterea puterii consumate prin frecare, chiar în condițiile unor creșteri ale capacității portante, reprezintă deficiența majoră a lagărelor cu alunecare cu funcționare în regim turbulent, cu atât mai mult, cu cât reducerea debitului de lubrifianț circulat prin lagăr generează dificultăți în realizarea unui echilibru termic satisfăcător.

Evaluarea portanței, puterii consumate prin frecare și a debitelor de lubrifianț este posibilă după integrarea ecuației presiunilor, utilizându-se relațiile de calcul de la regimul laminar, coeficienții adimensionali C_p , C_f , C_Q fiind determinați considerând condițiile unui regim turbulent în stratul de lubrifianț.

Dintre soluțiile de evitare a regimurilor turbulente în funcționarea lagărelor cu alunecare se pot enumera: reducerea vitezei periferice a fusului, creșterea raportului B/D (lagăre radiale), utilizarea unor lubrifianți cu viscozități ridicate, micșorarea grosimii medii a stratului de lubrifianț dintre suprafețele în mișcare relativă, reducerea debitului de lubrifianț.

13.6. Fenomene de uzare la lagărele cu alunecare

Durabilitate

13.6.1. Fenomene de uzare

Indiferent de destinație și condițiile de exploatare, funcționarea lagărelor cu alunecare este însoțită, în timp, de fenomene de uzare care evoluează, cel mai adesea, în interdependență (fig.13.60).

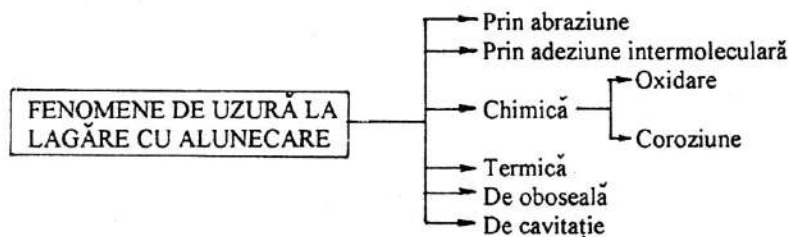


Fig. 13.60

Pentru fiecare tip de uzură, ponderea interacțiunilor mecanice, termice sau chimice este greu de separat, după cum la fel de dificilă este separarea fiecărui tip de uzură ca o manifestare absolut distinctă. Din acest motiv la lagărele cu alunecare, ca și în alte cazuri, uzura se apreciază global prin efecte cumulate pentru situații concrete.

O evoluție *normală*, în timp, a fenomenelor de uzare pentru un lagăr cu alunecare este prezentată în fig.13.61.

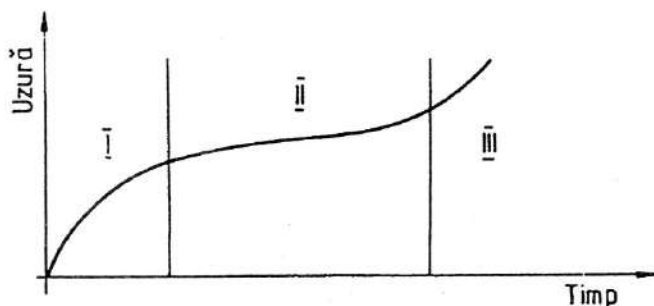


Fig. 13.61

Perioada de rodaj (I) este caracterizată de viteze relativ ridicate de uzare prin abraziune la nivelul vârfurilor micronegularităților suprafețelor în mișcare relativă având, ca efect aplatizarea micronegularităților mari și îmbunătățirea condițiilor de funcționare; simultan se declanșează fenomene de oboseală de contact pe aceste suprafețe prin acțiunea unor tensiuni variabile, de oxidare și coroziune, însoțite de îndepărtare de material ca urmare a acțiunii lubrifiantului sau mediului.

În *perioada de funcționare normală* (II), uzura de abraziune se dezvoltă în continuare la lagărele cu frecare uscată sau mixtă sau în perioadele de pornire – oprire la lagărele cu frecare fluidă, când stratul de lubrifiant nu este suficient de gros pentru a separa complet suprafețele în mișcare relativă; în același timp oboseala materialului și uzura prin oxidare și coroziune își continuă evoluțiile.

În *perioada uzării accelerate* (III), modificarea substanțială a dimensiunilor suprafețelor active fus - cuzinet, ca rezultat al unei uzuri continue abrazive, de oxidare și coroziune sau al uzurii prin oboseală superficială de contact, atinge valori care modifică substanțial funcționarea lagărului, însoțită de o înrăutățire a regimului de ungere, creșterea nivelului de vibrații și, în final, tendințe de uzare termică brutală (*gripare*).

În raport cu celelalte fenomene de uzare – oxidare, coroziune, oboseală de contact – evoluția uzurii de abraziune este de 15–30 de ori mai mare; prin urmare durata perioadei normale de funcționare (II) – decisivă în aprecierea durabilității lagărului – depinde în special de evoluția fenomenelor de uzare abrazivă, în strânsă corelație cu sarcina, viteza, caracterul ungerii, temperatura de funcționare, calitatea suprafețelor în mișcare relativă, existența particulelor abrazive în lubrifiant sau în mediul înconjurător, frecvența pomirilor și opririlor.

În funcționarea lagărelor există situații când durata perioadei normale de funcționare este mult redusă din motive considerate accidentale – legate în special de o exploatare nerațională, montaj incorect – perioada (III) de uzare accelerată manifestându-se, în aceste cazuri, mult mai rapid după terminarea rodajului.

În tabelul 13.14 este prezentată, sintetic, o analiză statistică a cauzelor defectărilor lagărelor cu alunecare.

Tabelul 13.14. Cauze ale defectărilor lagărelor cu alunecare

Cauza defectării	Ponderea, %
Montaj defecuos	13,4
Înteruperea ungerii	12,7
Lubrifiant cu impurități	43
Coroziune	6,3
Suprasarcini	9,5
Cazuri fără diagnostic	5,1
Deteriorări normale	10

13.6.2. Durabilitatea lagărelor cu alunecare

Durabilitatea lagărelor cu alunecare cu frecare uscată sau mixtă este determinată de evoluția în timp a uzurii abrazive pe suprafețele active fus-cuzinet.

Dacă în perioada de funcționare normală se admite o evoluție liniară în timp pentru o viteză de lucru constantă, uzura este dată de relația

$$u = v u_0 3600 D_h \leq u_{\text{lim}}, \quad (13.176)$$

unde: u este uzura, în mm, măsurată perpendicular pe direcția vitezei periferice v , în m/s; u_0 – uzura specifică, în mm/m; D_h – durabilitatea, în ore; u_{lim} – uzura admisă, în mm, pentru o funcționare normală (la lagărele radiale este dată de mărimea jocului radial, admițându-se o creștere de max. 0,025 mm, caz în care $u_{\text{lim}} = (0,03 \dots 0,05)$ mm).

Evident că, în cazul adoptării unei valori pentru uzura admisă, durabilitatea lagărului pentru acest regim de frecare se determină din relația (13.176) pentru condiții date de viteză și uzură specifică.

La lagărele cu frecare fluidă, în ipoteza unei funcționări fără întrerupere, deteriorarea suprafețelor active fus-cuzinet se poate produce numai prin fenomene de uzare de adeziune intermoleculară, uzură chimică sau de oboseală în cazul unor sarcini variabile.

Tabelul 13.15. Valori pentru uzura specifică u_0

Tipul sau destinația lagărului	u_0 , mm/m
Lagăre pentru turbomașini și mașini electrice, lagăre în baie de ulei pentru laminoare	Nesesizabilă
Lagăre de bielă pentru motoare cu ardere internă	$(1 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$
Lagăre moderne pentru osii de cale ferată	$(4,5 \dots 5,5) \cdot 10^{-3}$
Lagăre pentru cuptoare rotative	$(1 \dots 2,2) \cdot 10^{-2}$
Lagăre pentru laminoare modernizate	$(1 \dots 1,4) \cdot 10^{-1}$
Lagăre pentru vagonete, cărucioare agricole	$(2,5 \dots 3,5) \cdot 10^{-1}$

Cum viteza de dezvoltare a unor asemenea fenomene de uzare este foarte lentă durabilitatea lagărelor cu alunecare cu frecare fluidă și funcționare permanentă este teoretic foarte ridicată. În realitate, în funcționarea lagărelor cu frecare fluidă există perioade de întreruperi, cu porniri și opriri, când portanța hidro sau gazodinamică se realizează treptat. Astfel, contactul dintre vârfurile asperităților, chiar pe durate scurte de timp și cu lubrifianți suficient aderați pe suprafețe, poate provoca apariția unor fenomene de uzare abrazivă, cuplul de materiale fus/cuzinet trebuind ales într-o împerechere favorabilă regimului de frecare mixt.

Estimarea durabilității acestor lagăre presupune, pe lângă realizarea condițiilor de portanță dinamică:

- satisfacerea condițiilor de presiune de contact și viteză stabilite în § 13.5.2.1 pentru perechi de materiale fus/cuzinet date (v. tabelul 13.4);
- utilizarea relației (13.176) cu valori pentru uzura specifică u_0 date în tabelul 13.15.

Bibliografie

1. Chișiu, Al. ș.a. *Organe de mașini*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1981.
2. Constantinescu, V. N. ș.a. *Lagăre cu alunecare*. București, Ed. Tehnică, 1980.
3. Decker, K. H. *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
4. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Iași, Litografia Univ. Tehnice "Gh. Asachi", 1980.
5. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1981.
6. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. II. București, Ed. Tehnică, 1983.
7. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1999.

8. **Jula, A. ș.a.** *Organe de mașini*. Vol. I. Brașov, Litografia Univ. "Transilvania", 1986.
9. **Manea, Gh.** *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1970.
10. **Pascovici, M., Dumbrava, M.** *Lagăre radiale hidrodinamice – metodică de calcul*. Institutul Politehnic București, 1983.
11. **Pașcovici, M. ș.a.** *Metodă generală pentru calculul geometric, hidrodinamic și de rezistență pentru lagărele cu alunecare hidrodinamice T 546*. Institutul Politehnic București, 1980.
12. **Pavelescu, D.** *Tribotehnica*. București, Ed. Tehnică, 1983.
13. **Pavelescu, D. ș.a.** *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1985.
14. ******* *The work spindle and its bearings – the heart of efficient machine tools*. Publ. FAG No. WL 02 113 EA, 1987.

14

RULMENȚI

14.1. Introducere

Rulmenții sunt organe de mașini utilizate frecvent la sprijinirea altor piese în mișcare de rotație. Rulmenții înlocuiesc frecarea de alunecare cu frecarea de rostogolire, care este considerabil mai mică.

Pentru sprijinirea pieselor în mișcare de rotație proiectanții pot alege una dintre următoarele variante de lăgăruire:

- lagăre cu frecare uscată, la care bucșa este realizată din materiale pe bază de nylon, teflon, textolit, poliamide sau pietre prețioase;
- lagăre cu bucșe poroase sinterizate din fontă sau bronz impregnate cu lubrifiant, la care se obține autolubrifierea suprafețelor în mișcare relativă de alunecare;
- lagăre cu rulmenți, la care mișcarea relativă de rotație dintre piese este favorizată de rostogolirea bilelor sau a rolelor plasate între inelele rulmenților;
- lagăre hidrodinamice sau hidrostatice, la care suprafețele în mișcare relativă de alunecare sunt separate de o peliculă de lubrifiant generată hidrodinamic sau hidrostatic.

La proiectarea unui lagăr sunt cunoscute forța care acționează asupra acestuia, turația de funcționare și diametrul fusului. Recomandări sintetice, bazate pe o bogată practică inginerească, care iau în considerare și efectele economice, de alegere a uneia dintre cele patru variante posibile de sprijinire a pieselor în mișcare de rotație sunt prezentate în fig. 14.1 și 14.2 [33-34].

În fig. 14.1 sunt prezentate lagăre destinate preluării sarcinilor radiale. Curbele trasate au avut la bază o durabilitate nominală de 10 000 de ore de funcționare, o viscozitate medie a uleiului mineral la temperatura mediului ambiant și, cu excepția rulmenților, lățimea lagărului a fost considerată egală cu diametrul fusului. Diagramele prezentate indică tipurile recomandate de lagăre la anumite turații, sarcini și diametre ale fusului. Curbele trasate cu linie îngroșată se referă la zonele preferate, iar cele cu linie întreruptă indică intervalele posibile. Se observă că, pentru turații mari, sunt preferate lagărele cu frecare de alunecare hidrodinamice, în devafoarea rulmenților. O dată cu creșterea diametrului arborelui, punctul de tranziție de la lagărele cu rulmenți spre lagărele cu frecare de alunecare hidrodinamică se deplasează spre stânga. De asemenea se remarcă utilizarea limitată a lagărelor cu frecare uscată și a celor cu bucșe sinterizate impregnate cu ulei.

Curbele trasate în fig. 14.2 se referă la lagărele axiale. Aceste curbe au fost trasate în aceleași condiții ca și cele din fig. 14.1.

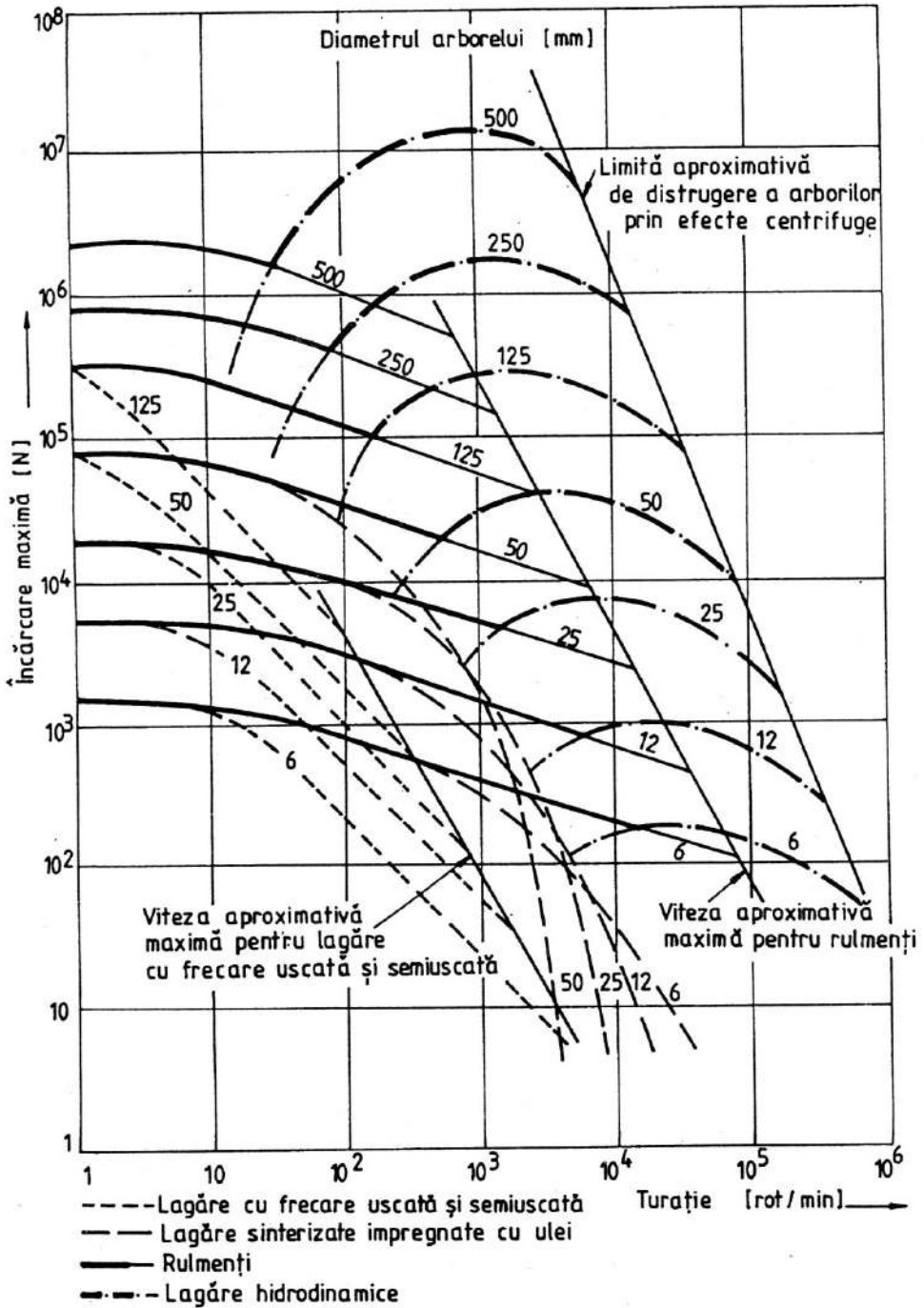


Fig. 14.1

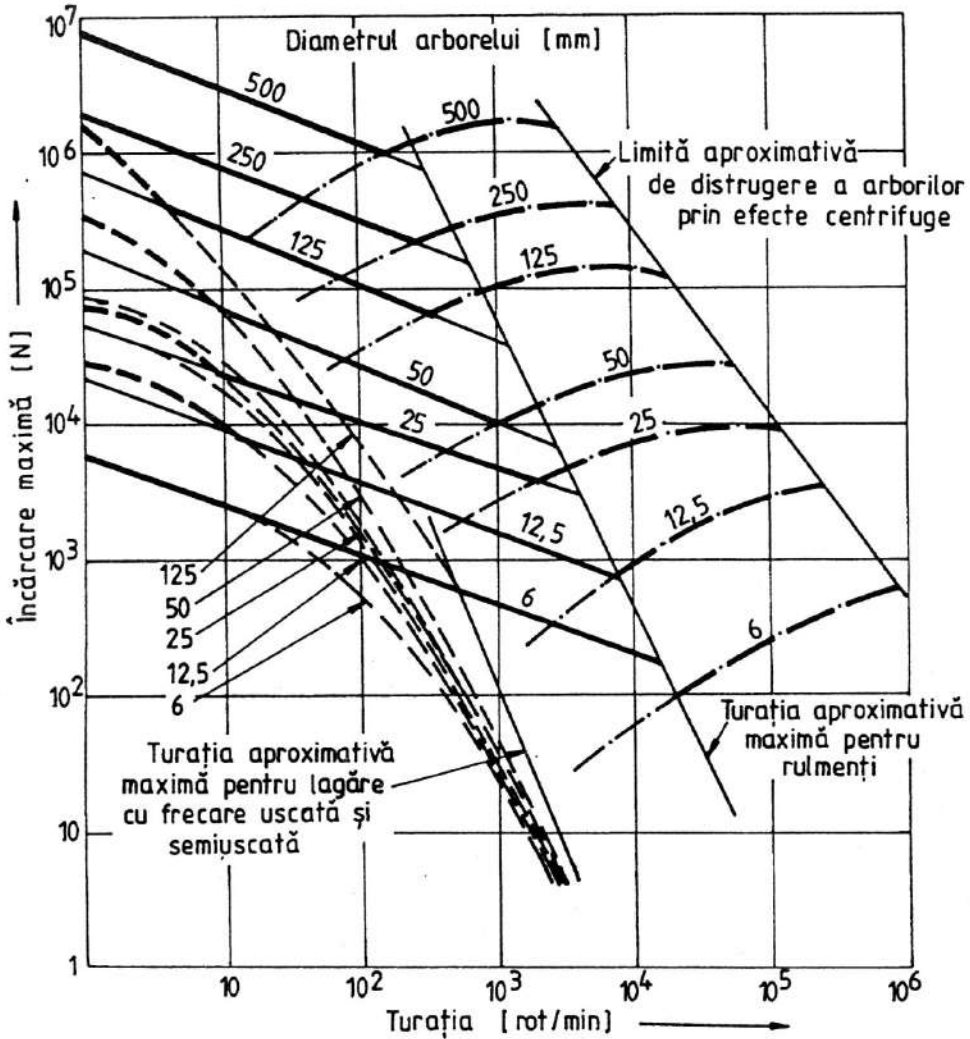


Fig. 14.2

14.2. Tipuri constructive de rulmenți. Geometrie

Necesitățile practice foarte diverse au condus la o gamă mare de tipodimensiuni de rulmenți, care este disponibilă proiectanților. Datorită acestei diversități este imposibilă cuprinderea, într-un spațiu restrâns, a tuturor tipurilor de rulmenți produși. Din această cauză ne vom limita doar la principalele aspecte legate de rulmenții de uz general, precizând că există și o mare diversitate de rulmenți speciali, cu o extindere tot mai pronunțată în ultima perioadă. Relații legate de dimensiunile de montaj, capacitatea dinamică și statică de încărcare, turația limită de funcționare, simbolul rulmenților etc. sunt precizate în cataloagele firmelor producătoare.

Rulmenții reprezintă ansambluri formate, în general, din inel interior, inel exterior, corpuri de rostogolire (bile sau role) și colivie, cu rolul de menținere echidistanțată a corpu-

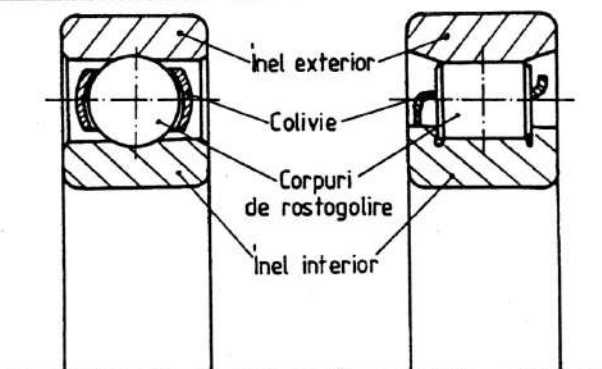


Fig. 14.3

rilor de rostogolire (fig. 14.3). Există și rulmenți fără colivie la care întreg spațiul disponibil dintre inele este umplut cu corpuri de rostogolire. Acești rulmenți au o capacitate de încărcare sporită, dar o turație de funcționare diminuată.

Rulmenții pot fi clasificați după mai multe criterii, cel mai important fiind cel legat de forma corpurilor de rostogolire. Din acest punct de vedere, rulmenții pot fi cu bile sau cu role. La rândul lor, rolele pot fi cilindrice, conice, butoi și ace. Alte criterii de clasificare au în vedere direcția sarcinii preluate de rulment: radială, axială și combinată; posibilitatea de preluare a abaterilor unghiulare din lagăre: neoscilanți și oscilanți; numărul rândurilor corpurilor de rostogolire: 1, 2, 3 sau 4 rânduri etc.

Rulmenții se utilizează pentru preluarea sarcinilor radiale, axiale sau combinate transmise între arbore și carcasă. Lagărele cu rulmenți pot fi fixe (*conducătoare*) sau mobile (*libere*).

Lagărele fixe se utilizează, în general, pentru arbori de lungimi medii sau care, în timpul funcționării, pot atinge temperaturi ridicate și au rolul de a sprijini subansamblul pe direcție radială și de a-l conduce axial în ambele sensuri.

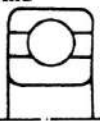
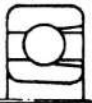
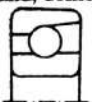
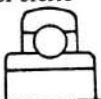
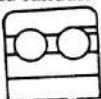

Lagărele mobile sprijină subansamblul numai pe direcție radială, permițând deplasarea axială în ambele sensuri în raport cu carcasa, evitându-se astfel încărcări axiale suplimentare. Deplasarea axială poate avea loc fie în alezajul carcasei, fie în interiorul rulmentului.

Rulmenții cu bile reprezintă categoria cea mai utilizată de rulmenți din construcția lagărelor. În cazul în care sarcina radială este preponderentă iar sarcinile axiale sunt mai mici, se pot utiliza rulmenții radiali cu bile prezentați în tabelul 14.1.

Rulmenții radiali cu bile pe un rând au un bogat sortiment tipodimensional atât în construcție standard, cât și în diferite variante constructive. Acești rulmenți au capacitatea de a prelua atât sarcini radiale, cât și sarcini axiale în ambele sensuri, funcționând bine la turații mari. Din această cauză rulmenții radiali cu bile pe un rând sunt utilizați în cele mai diverse aplicații practice.

În afara construcției de bază, rulmenții radiali cu bile pe un rând pot fi etanșați sau protejați cu capace pe o parte sau pe ambele părți. Rulmenții protejați sau etanșați pe ambele părți se livrează umpluți în proporție de 30...40% din spațiul liber din interior cu unsoare pe bază de litiu, fapt ce permite utilizarea lor la temperaturi cuprinse între -30°C și 110°C .

Tabelul 14.1. Rulmenți radiali cu bile

Rulmenți radiali cu bile:	Normativul Simolul seriei	Limitele diametrului interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranțe de alinieri
		Min.	Max.	Radială	Axială		
Pe un rând 	STAS 3041-93 60, 62, 63, 64, 160	3	1400	1	0,7 (în ambele sensuri)	1	$\pm 0^{\circ}15'$
Pe un rând cu canal de introducere a bilelor 	- Prefix BL 60,62,63,64	35	100	1,2...1,4	0,2 (în ambele sensuri)	1	$\pm 0^{\circ}3'$
Pe un rând, demontabili 	STAS 7714-93 BO, E, L, M	3	25	0,9...1,3	0,5...0,9 (în ambele sensuri)	1	$\pm 0^{\circ}5'$
Pe un rând, cu inel interior lat și inel exterior sferic 	STAS 9459917 UC2, US2, UE2, UD2	-	-	1	0,7 (în ambele sensuri)	1	Mare
Pe două rânduri 	STAS 11952-98 42, 43	6	110	1,5	1,4 (în ambele sensuri)	1	0°
Oscilanți cu bile pe două rânduri 	STAS 6846-93 10, 12, 13, 22, 23	5	120	0,7	0,2 (în ambele sensuri)	1	$\pm 2^{\circ}30'$

Rulmenții radiali cu bile pe un rând se execută și în variante cu canal de introducere a bilelor. Acești rulmenți pot prelua sarcini radiale superioare variantei de bază, dar, datorită existenței canalului de introducere a bilelor, capacitatea de preluare a sarcinilor axiale în ambele sensuri este diminuată.

Rulmenții radiali cu bile pe un rând demontabili (tip magnetou) au inelul interior similar cu al celorlalți rulmenți, iar inelul exterior are calea de rulare cu un singur umăr, fiind astfel demontabili.

Rulmenții radiali cu bile pe un rând cu inelul exterior sferic au inelul interior mai lat, iar suprafața exterioară a inelului exterior este sferică, fapt ce conferă o capacitate mare de preluare a abaterilor de aliniere a lagărelor.

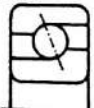
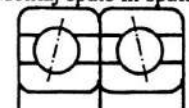
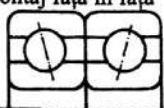
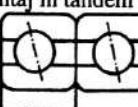
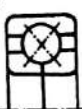

Rulmenții radiali cu bile pe două rânduri sunt rulmenți radiali cu bile având pe ambele inele câte două căi de rulare. Acești rulmenți au o lățime cu 60-80% mai mare decât

a rulmenților radiali cu un singur rând de bile, putând suporta sarcini radiale cu 50% mai mari și sarcini axiale cu 40% mai mari decât rulmenții radiali cu bile pe un rând.

Rulmenții radial-oscilanți cu bile pe două rânduri au practicate pe inelul interior două căi de rulare, iar calea de rulare a inelului exterior este sferică. Principala caracteristică a acestui tip de rulmenți este posibilitatea preluării erorilor de aliniere dintre arbore și carcasă. Rulmenții radial-oscilanți cu bile se pot executa atât cu alezaj cilindric, cât și cu alezaj conic 1:12. Rulmenții cu alezaj conic se pot livra, la cerere, împreună cu buce de strângere.

Rulmenții radial - axiali cu bile pe un rând (tabelul 14.2) se execută în trei variante constructive, cu diverse unghiuri de contact, funcție de utilizare. Cei mai utilizați sunt rulmenții din seriile 72 și 73, cu unghiul de contact 40° (sufix B), care pot prelua sarcini axiale mari numai într-un singur sens. Rulmenții radial-axiali cu bile pe un rând nu sunt demontabili, dar pot fi utilizați la turații mari. Rulmenții radial-axiali cu unghiul de contact de 25° (sufix A) și de 15° (sufix C) sunt utilizați la turații foarte mari (de exemplu la broșele de rectificat). Acești rulmenți, cu colivii masive din rășini fenolice (textolit) sau alamă, se execută în clase de precizie sporite: P5, P4 și P2.

Tabelul 14.2. Rulmenți radial – axiali cu bile

Rulmenți radial-axiali cu bile	Normativul	Limitele diametrului interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de aliniere
	Simbolul seriei	Min.	Max.	Radială	Axială		
	Sufixe						
Pe un rând 	STAS 7416/1-92 70; 71; 72; 73 A; B; C	10	1060	1,1...1,5	1,5...2,3 (într-un singur sens)	1,1...3	$\pm 0^{\circ}15'$
Montaj spate în spate 	STAS 7416/1-92 70; 71; 72; 73 DB	15	870	1,85	1,5 (în ambele sensuri)	3	0°
Montaj față în față 	STAS 7416/1-92 70; 71; 72; 73 DF	15	870	1,85	1,5 (în ambele sensuri)	3	0°
Montaj în tandem 	STAS 7416/1-92 70, 71, 72, 73 DT	15	870	1,85	2,4 (într-un singur sens)	3	0°
Cu contact în patru puncte 	STAS 7416/2-93 QJ2; QJ 3	17	200	1,15	1,5 (în ambele sensuri)	3	$\pm 0^{\circ}15'$
Cu două rânduri de bile 	STAS 7416/3-93 32; 33 D	10	10	1,5	1,85 (în ambele sensuri)	0,8	0°

În cazul rulmenților radial-axiali cu bile pe un rând este frecvent utilizată *montarea pereche* a rulmenților. Pentru preluarea sarcinilor axiale în ambele sensuri, rulmenții pot fi montați perechi: *spate în spate* (sufix *DB*) sau *față în față* (sufix *DF*). Montajul *în tandem* a rulmenților (sufix *DT*) permite preluarea sarcinilor axiale mari într-un singur sens.

Rulmenții cu bile cu contact în patru puncte fac parte tot din categoria rulmenților radial-axiali. Acești rulmenți au un unghi de contact de 35° , iar profilul căilor de rulare ale inelelor interior și exterior este din două arce de cerc ce formează o ogivă, fapt ce permite preluarea sarcinilor axiale însemnate în ambele sensuri. Rulmenții radial-axiali cu contact în patru puncte au inelul interior format din două părți. În acest fel, în rulment se poate introduce un număr sporit de bile, fapt ce îi conferă o capacitate de încărcare mai mare. Rulmentul este demontabil, iar ansamblul "*inel exterior, colivie, bile*" poate fi montat separat de semiinelele interioare.

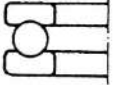
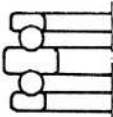
Rulmenții radial-axiali cu bile pe două rânduri corespund din punct de vedere funcțional montajului *spate în spate* a doi rulmenți radial-axiali cu bile pe un rând. Acești rulmenți se execută în două variante, și anume:

- cu inel interior neseparabil, seriile 32 și 33 având unghiul de contact $\alpha = 32^{\circ}$;
- cu inel interior separabil, seria 33 (sufix *D*), cu unghiul de contact $\alpha = 45^{\circ}$.

Rulmenții radial-axiali cu bile pe două rânduri cu inel interior neseparabil au, pe o parte a rulmentului, canale de umplere pentru bile și, dacă sunt destinați să preia sarcini axiale, este recomandabil ca acestea să acționeze spre canalele de umplere. Rulmenții radial-axiali cu bile pe două rânduri cu inel interior separabil pot prelua sarcini radiale și axiale semnificative în ambele sensuri.

Rulmenții axiali cu bile se execută în două variante (tabelul 14.3): cu simplu efect și cu dublu efect. Acești rulmenți sunt destinați pentru preluarea sarcinilor axiale mari într-un sens sau în ambele sensuri și nu pot prelua nici un fel de solicitări radiale.

Tabelul 14.3. Rulmenți axiali cu bile

Rulmenți axiali cu bile	Normativul	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de aliniere
	Simbolul seriei	Min.	Max.	Radială	Axială		
Cu simplu efect 	SR 3921:1993	10	670	0	1,5 (într-un singur sens)	0,3	0°
	511, 512, 513, 514						
Cu dublu efect 	SR 3922:1994	10	150	0	1,5 (în ambele sensuri)	0,3	0°
	522, 523, 524						

Rulmenții axiali cu bile cu simplu efect se compun dintr-un inel (șaiabă) de fus, un inel (șaiabă) de carcasă și o colivie cu bile, iar *rulmenții cu dublu efect* se compun dintr-o șaiabă de fus, două inele (șaiabe) de carcasă și două colivii cu bile. Acești rulmenți sunt demontabili și au șaiabele de carcasă și coliviile interschimbabile, atât între ele, cât și cu cele ale rulmenților axiali cu simplu efect corespunzători.

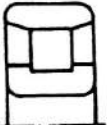
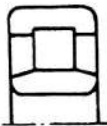
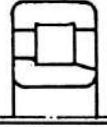
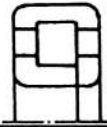
Rulmenții cu role. Rulmenții radiali cu role cilindrice (tabelul 14.4) se fabrică într-o mare varietate tipo-dimensională, de obicei cu un singur rând de role. Rolele acestor rulmenți sunt ghidate lateral de gulere practicate pe unul dintre inele.

Rulmenții radiali cu role cilindrice pe un rând se fabrică în patru forme constructive de bază (*N*, *NU*, *NJ* și *NUP*) și câteva variante ale acestora. Rulmenții *N* și *NU* au umeri numai pe unul dintre inele, celălalt inel fiind lis. Aceste construcții permit deplasarea laterală, în anumite limite, a arborelui față de carcasă, fapt ce determină folosirea acestor rulmenți în construcția lagărelor libere.

Rulmenții cu role cilindrice de construcție *NJ* au două gulere fixe pe inelul exterior și unul pe inelul interior, cu care pot ghida arborele, pe direcție axială, într-un singur sens. Rulmenții de construcție *NUP* au de asemenea două gulere pe inelul exterior, iar pe inelul interior au un guler și un inel de reazem. Acești rulmenți pot fi utilizați în lagărele de conducere, ghidând axial arborele în ambele sensuri.

Rulmenții radiali cu role cilindrice pe un rând pot prelua sarcini radiale mari și pot fi utilizați la turații ridicate.



Tabelul 14.4. Rulmenți radiali cu role cilindrice pe un rând

Rulmenți radiali cu role cilindrice pe un rând	Normativul	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de aliniere
	Simbolul seriei	Min.	Max.	Radială	Axială		
Fără umeri la inelul exterior 	SR 3043:1994	25	400	1,55	0	1,20	$\pm 0^{\circ}5'$
	N2; N3; N23; N4						
Fără umeri la inelul interior 	SR 3043/94	17	630	1,55	0	1,20	$\pm 0^{\circ}5'$
	NU 10; NU 2; NU 22; NU 3; NU 19; NU 29; NU 23; NU 4						
Fără un umăr la inelul interior 	SR 3043:1994	20	360	1,55	Posibilă într-un singur sens	1,15	$\pm 0^{\circ}5'$
	NJ 10; NJ 2; NJ 22; NJ 3; NJ 23; NJ 4						
Cu șaibă laterală la inelul interior 	SR 3043 :1994	17	710	1,55	Posibilă în ambele sensuri	1,15	$\pm 0^{\circ}5'$
	NUP 19; NUP 29; NUP 10; NUP 2; NUP 22; NUP 3; NUP 23; NUP 4						

Rulmenții radiali cu role cilindrice pe două rânduri se execută în două variante constructive (tabelul 14.5): fără umeri la inelul exterior sau fără umeri la inelul interior. Acești rulmenți au o capacitate de încărcare și o rigiditate mare. Utilizarea lor permite lăgăruiri foarte rigide, utilizate în construcția mașinilor-unelte sau a laminoarelor.

Coliviile rulmenților radiali cu role cilindrice pe un rând de dimensiuni mici se execută, în general, din tablă ambutisată sau, acolo unde condițiile de funcționare permit, din poliamidă 6.6. Rulmenții de dimensiuni mari au colivii masive executate din alamă, în construcție normală din două bucăți, ghidate de corpurile de rostogolire (M) pe inelul exterior (MA) sau interior (MB).

Tabelul 14.5. Rulmenți radiali cu role cilindrice pe două rânduri

Rulmenți radiali cu role cilindrice pe două rânduri	Normativul Simbolul seriei	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de aliniere
		Min.	Max.	Radială	Axială		
Fără umeri la inelul exterior 	SR 6190:1998	30	500	1,85	0	1	0°
	NN30						
Fără umeri la inelul interior 	SR 6190:1998	130	1000	1,85	0	1	0°
	NNU 49						

Rulmenții radiali cu ace (tabelul 14.6) pot fi considerați ca fiind o variantă a rulmenților radiali cu role cilindrice. Caracteristicile principale ale acestui tip de rulmenți îl reprezintă posibilitatea preluării unor sarcini radiale mari și asigurarea unei rigidități ridicate a lăgărelor.

Dacă spațiul de lăgăruire nu este suficient, se pot utiliza rulmenți cu ace fără unul dintre inele sau colivii cu ace. În această situație trebuie asigurată pentru calea de rulare a acelor o duritate de 58...65 HRC și o rugozitate minimă $R_a = 0,2 \mu\text{m}$. Materialul cel mai frecvent utilizat pentru căile de rulare ale acelor este *RUL IV* sau oțelurile de cementare 13CrNi35, 21MoCr12, 20MoCrNi06.

Rulmenții radial - oscilanți cu role butoi au practicate pe inelul interior și cel exterior căi de rulare de forma unor segmente sferice pe care se rostogolesc role de forma butoi. Acești rulmenți au o capacitate de încărcare foarte mare și pot prelua abateri unghiulare în limite largi (tabelul 14.7), fapt pentru care sunt utilizați în cele mai grele condiții de funcționare. Capacitatea de încărcare axială a acestor rulmenți este mică în cazul rulmenților radial-oscilanți cu role butoi cu un singur rând de role și acceptabilă în cazul rulmenților cu două rânduri de role.

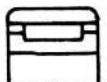
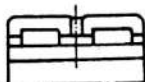
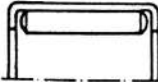



Rulmenții radial-axiali cu role conice au căile de rulare sub forma suprafețelor laterale a unor trunchiuri de con, cu același vârf, iar rolele sunt de forma unor trunchiuri de con. Datorită contactului liniar dintre role și căile de rulare, rulmenții radial-axiali cu role conice preiau sarcini radiale, axiale și combinate mari (tabelul 14.8).

Rulmenții radial-axiali cu role conice pe un rând sunt demontabili, permițând montarea independentă a inelului exterior în carcasă și a subansamblului inel interior, role,

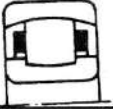
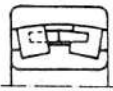
colivie pe fus. Inelul exterior și subsansamblul inelului interior sunt interschimbabile. Rulmenții radial-axiali cu role conice pot prelua sarcini radiale și sarcini axiale într-un singur sens. La apariția unei sarcini pur radiale, în acești rulmenți apare și o componentă axială în sensul de demontare a celor două inele pe direcție axială. Pentru compensarea acestui neajuns și pentru preluarea sarcinilor radiale mari, rulmenții cu role conice se montează de obicei în perechi la capătul arborelui lăgăruit. Prin aceasta se creează și posibilitatea reglării optime a jocului celor doi rulmenți.

Rulmenții radial-axiali cu role conice pe două rânduri se utilizează la preluarea unor sarcini radiale și axiale foarte mari în ambele sensuri, cu un gabarit axial redus. Între inelele acestor rulmenți există distanțiere prevăzute cu găuri de ungere prin intermediul cărora se asigură lubrifierea rulmentului și valoarea necesară a jocului.


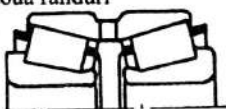

Tabelul 14.6. Rulmenți radiali cu ace

Rulmenți radiali cu ace	Normativul	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turajiei limită	Toleranța de aliniere
	Simbolul seriei	Min.	Max.	Radială	Axială		
Radiali cu ace pe un rând 	SR 7016-1:1993	10	150	Foarte mare	Moderată	1	Moderată
	NA 40; NA 48; NA 49; NA 69						
Radiali cu ace pe două rânduri 	SR 7016-1:1993	12	100	Foarte mare	Moderată	1	Moderată
	RNA 40; RNA 48; RNA 49; RNA 69						
Bucșă cu ace, fără inel interior 	SR ISO 3245:2000	3	50	Moderată	Moderată	0,9	Moderată
	RHNA; RBNA; RFNA; RTNA						
Colivii cu ace pe un rând 	SR ISO 3230:2000	3	105	Foarte mare	Moderată	1	Moderată
	K						
Colivii cu ace pe două rânduri 	STAS 8336/3-87	29	80	Foarte mare	Mare	1	Moderată
	KK						
Colivii axiale cu ace 	STAS 8336/2-87	20	90	Foarte mare	Foarte mare	0,7	Scăzută
	AK						

Tabelul 14.7. Rulmenți radial-oscilanți cu role butoi

Rulmenți radiați oscilanți cu role butoi	Normativul Simbolul seriei	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de alinieră
		Min.	Max.	Radială	Axială		
Pe un rând 	STAS 11219-89 202; 203; 204	20	320	2,1	0,2	0,5	$\pm 2^{\circ}$
Pe două rânduri 	SR 3918 :1994 222; 223; 230; 231; 232; 239; 240; 241	25	1250	2,4	0,7	0,5	$\pm 1^{\circ}30'$

Tabelul 14.8. Rulmenți radial-axiali cu role conice

Rulmenți radiali-axiali cu role conice	Normativul Simbolul seriei	Diametrul interior		Capacitatea de încărcare relativă		Factorul turației limită	Toleranța de alinieră
		Min.	Max.	Radială	Axială		
Pe un rând 	SR 3920:1994 302; 303; 313; 320; 322; 323; 329; 330; 331	15	360	1,5	1,2	0,5	$2^{\circ} \dots 4^{\circ}$
Pe două rânduri 	STAS 11058-86 350; 351; 359	160	850	2	1,2	0,3	0°
Pe patru rânduri 	STAS 11059-86 360, 361	260	560	3	1,5	0,2	0°

14.2.1. Simbolizare

Pentru a facilita identificarea rulmenților, notarea pe desene, efectuarea comenzilor și a livrărilor, fiecărei tipodimensiuni de rulment îi este asociat un simbol. Datorită numărului mare de producători de rulmenți, simbolizarea acestora este foarte variată și diferă de la un producător la altul. Pe plan mondial a fost elaborată o recomandare de simbolizare a rulmenților de către Comitetul ISO/TC4, care diferă de toate sistemele cunoscute, fiind o asociere de cifre și litere ce adesea formează simboluri foarte lungi, însă prezintă o mare precizie de notare. La noi în țară simbolizarea rulmenților se realizează conform STAS 1679-88 și este în concordanță cu simbolizarea practică de marile firme europene producătoare de rulmenți. Conform acestui normativ, simbolizarea rulmenților trebuie să permită identificarea fiecărui rulment, astfel încât rulmenții cu același simbol să fie interschimbabili din punct de vedere dimensional și funcțional, indiferent de proveniență.

Atât la rulmenții demontabili, cât și la cei nedemontabili elementele componente ale acestora nu sunt totdeauna interschimbabile.

Simbolul unui rulment cuprinde: simbolul de bază și simboluri suplimentare (prefixe și sufixe). În fig. 14.4 este prezentată ordinea de principiu a semnelor pentru diferite componente ale simbolului. Aceste semne pot fi grupe de cifre sau de litere, mărimea unei grupe variind de la caz la caz.



Fig. 14.4

Simbolul de bază este format din:

- simbolul seriei de rulmenți;
- simbolul alezajului rulmentului.

Simbolul seriei de rulmenți caracterizează tipul rulmentului și seria de dimensiuni corespunzătoare execuției de bază a rulmentului. În tabelele 14.1 – 14.8 sunt indicate simbolurile principalelor serii de rulmenți.

Simbolul alezajului rulmentului se notează după simbolul seriei. Astfel rulmenții cu diametrul interior de la 0,6 până la 9 mm au ca simbol al alezajului valoarea mărimii diametrului interior al rulmentului exprimat în mm. Dacă diametrul alezajului este un număr zecimal, se separă întotdeauna de simbolul seriei printr-o linie oblică. Rulmentul radial cu bile (6) din seria (2) cu diametrul alezajului de 5 mm va avea simbolul 625.

În cazul rulmenților cu diametrul alezajului de la 10 mm până la 17 mm simbolul alezajului este următorul:

- 00 – pentru alezajul de 10 mm diametru;
- 01 – pentru alezajul de 12 mm diametru;
- 02 – pentru alezajul de 15 mm diametru;
- 03 – pentru alezajul de 17 mm diametru.

Acest simbol se plasează în simbolul de bază după seria rulmentului. Rulmentul radial cu bile din seria 62 cu diametrul alezajului de 12 mm va avea simbolul 6201.

La rulmenții cu diametrul de la 20 mm la 480 mm valoarea alezajului se exprimă printr-un simbol egal cu 1/5 din diametrul alezajului exprimat în mm și se notează în simbolul de bază după seria rulmentului. Dacă diametrul alezajului nu este un multiplu de 5 mm, simbolul alezajului este chiar diametrul acestuia separat printr-o linie oblică. Pentru diametre interioare până la 45 mm, înaintea simbolului alezajului se pune cifra zero.

Exemple de simbolizare a rulmenților din această grupă: rulmentul radial-oscilant cu role (2) din seria 232 cu diametrul alezajului de 120 mm are simbolul 23224; rulmentul radial-axial cu role conice din seria 02 cu diametrul alezajului de 37 mm va avea simbolul 302/37; rulmentul radial-axial cu bile (7) din seria (3) cu diametrul alezajului de 30 mm va avea simbolul 7306.

Rulmenții cu diametrul alezajului mai mare sau egal cu 500 mm au simbolul alezajului chiar valoarea diametrului interior al rulmentului exprimată în mm. Acest simbol se separă de seria rulmentului printr-o linie oblică. Astfel rulmentul oscilant cu role butoi de seria 230 cu diametrul alezajului de 530 mm va fi simbolizat 230/530.

În cazul în care simbolul de bază este format atât din litere, cât și din cifre partea literală se separă de cea numerică printr-un interval de un semn, de exemplu: NU 205.

Simbolurile suplimentare sunt indicate prin intermediul prefixelor și sufixelor.

Prefixele simbolizează materialele diferite de oțelurile pentru rulmenți – utilizate pentru confecționarea inelelor și a corpurilor de rostogolire (tabelul 14.9 – STAS 1679-88) și rulmenți incompleți sau elemente de rulmenți demontabili (tabelul 14.10 – STAS 1679-88).

În cazul utilizării mai multor prefixe, acestea se înscriu în simbolul rulmentului în ordine, întâi cele din tabelul 14.9, apoi cele din tabelul 14.10 (de exemplu T–L 68149).

Prefixele incluse în tabelul 14.9 sunt separate de restul printr-o linie. Prefixele din tabelul 14.10 se scriu imediat în fața simbolului de bază, fie alipite de partea literală a simbolului, fie la un interval de un semn de simbolul de bază – dacă acesta este format numai din cifre.

Sufixele indică variantele constructive ale rulmentului sau modificări ale construcției interioare sau exterioare.

Sufixele se împart în trei grupe:

Grupa I cuprinde sufixele care se referă la modificarea construcției interioare a rulmentului față de cea normală.

Grupa II cuprinde sufixele care se referă la modificarea materialului și a construcției coliviei față de construcția și materialul folosit în construcția normală.

Grupa III cuprinde sufixe care se referă la calitățile deosebite pe care trebuie să le aibă rulmentul față de construcția normală, de exemplu: toleranțe restrânse pentru precizia dimensională, precizia de formă și precizia de rotire, clase ale jocului, nivelul de vibrații, stabilitate dimensională la temperatură peste 120°C etc.

În tabelul 14.11 sunt prezentate, conform STAS 1679-88, cel mai des utilizate sufixe, precum și exemple de notare. Pentru domenii speciale de aplicabilitate, cum ar fi rulmenți pentru aeronave, rulmenți cu moment de frecare scăzut sau pentru simbolizarea modului de împerechere a rulmenților radial-axiali se recomandă consultarea STAS 1679-88.

În cazul în care se utilizează sufixe din mai multe grupe, acestea se așază după simbolul de baza al rulmentului, în ordinea grupelor. Sufixele se separă de simbolul de bază printr-un interval de un semn.

Tabelul 14.9. Prefixe la rulmenți

Prefix	Semnificația prefixului	Exemplu
H	Oțel refractar	H-NUP 310
X	Oțel inoxidabil	O-NUP 316
T	Oțel de cementare	T-6202
Z	Oțel cu elemente de aliere speciale (vanadiu, cobalt, molibden)	Z-6205
UR	Oțel de puritate ridicată	UR-6216
URE	Oțel retopit electric sub zgură00	URE-6216
URV	Oțel retopit în vid	URV-6216
HSS	Oțel rapid	HSS-6205
M	Aliaj pe bază de curpu	M-6008
S	Mase plastice, sticlă, ceramică etc.	S-6005

Tabelul 14.10. Prefixe la rulmenți

Prefix	Semnificația prefixului	Exemplu
K	Colivia cu corpuri de rostogolire a rulmentului demontabilă	KNU 205
L	Inel mobil al rulmentului demontabil (inel interschimbabil)	LNU 205; L 30205
R	Rulment demontabil fără inel liber	RNU 205; RN 205
E	Șaibă de fus a rulmentului axial cu bile	E 51210
W	Șaibă de carcasă a rulmentului axial cu bile	W 51216
WS	Șaibă de fus a rulmentului axial cu role	WS 81108
GS	Șaibă de carcasă a rulmentului axial cu role	GS 81112
LS	Șaibă axială cu grosimi mai mari de 1 mm	LS 2035
AS	Șaibă axială cu grosimea de 1 mm sau mai mică	AS 2035

Tabelul 14.11. Sufixe la rulmenți și exemple de notare

Sufix	Semnificația sufixului	Exemplu
GRUPA I		
	Rulment radial cu bile cu o anumită construcție interioară:	
A	- cu unghi de contact de 25°	7210 A
B	- cu unghi de contact de 40°	7210 B
C	- cu unghi de contact de 15°	7210 C
B	Rulment radial-axial cu role conice cu unghiul de contact de 17°...20°	32314 B
A	Rulment radial-axial cu role conice cu sarcina de bază sporită	30308 A
E	Rulment radial cu role cilindrice pe un rând, sau rulment axial oscilant cu role butoi cu sarcina de bază sporită	NU 318 E
C	Rulment radial-oscilant cu role butoi pe două rânduri, cu sarcina de bază sporită, cu inel interior fără umeri, cu inel de ghidare liber și colivie ambutisată din tablă	23320 C
CA	Rulment radial-oscilant cu role butoi pe două rânduri, cu umeri laterali la inelul interior, cu inel de ghidare liber și cu colivia masivă	23852 CA
MB	Rulment radial-oscilant cu role butoi pe două rânduri, cu umeri laterali la inelul interior, cu inel fix de ghidare, cu colivie masivă din două bucăți	23852 MB
GRUPA II		
X	Dimensiuni principale modificate în concordanță cu prevederile ISO	32010 X
K	Rulment cu alezaj conic 1:12	1210 K
K 30	Rulment cu alezaj conic 1:30	1210 K 30
R	Rulment radial și radial-axial cu guler la inelul interior	31312 R
N	Rulment cu canal circular pe inelul exterior fără inel de oprire	6210 N
NR	Rulment cu canal circular pe inelul exterior și inel de oprire	6210 NR
NS	Rulment cu canal pentru inelul de oprire la mijlocul inelului exterior	3206 NS
D	Rulment cu inelul interior din două părți	3208 D
P	Rulment cu inelul exterior din două părți	22320 P
RS	Rulment cu șaibă de etanșare pe o parte, cu frecare pe degajarea inelului interior	6210 RS
RSR	Rulment cu șaibă de etanșare pe o parte, cu frecare pe suprafața lisă a inelului interior	6205 RSR
-2RS	Rulment cu șaibă de etanșare pe ambele părți cu frecare pe degajarea inelului interior	6210-2RSR

Tabelul 14.11 (continuare)

Sufix	Semnificația sufixului	Exemplu
-2RSR	Rulment cu șaibă de etanșare pe ambele părți cu frecare pe suprafața lisă a inelului interior	6210-2RSR
Z	Rulment cu șaibă de protecție pe o parte	6210 Z
ZR	Rulment cu șaibă de protecție pe o parte cu frecare pe inelul interior	6210 ZR
-2Z	Rulment cu șaibă de protecție pe ambele părți	6210-2Z
-2ZR	Rulment cu șaibă de protecție pe ambele părți cu frecare pe inelul interior	6210-2ZR
GRUPA III		
Colivii presate din tablă:		
J	din oțel necălit	22318 J
Y	din alamă	6201 Y
Colivii masive :		
F	din oțel sau fontă specială	NU 207 F
L	din aliaje ușoare	NU 210 L
M	din alamă	NU 210 L
T	din material plastic cu inserție textilă	6005 T
TN	din poliamidă	6308 TN
Rulmenți fără colivie :		
V	cu bile sau cu role	NNU 4934 V
VH	cu role cilindrice cu autoreținere	NU 208 NH
GRUPA IV		
Clasa de precizie		
PO	Clasa de precizie cu toleranțe considerate normale (nu se simbolizează)	6206
P6	Clasa de precizie cu toleranțe mai strânse decât ale clasei PO	6206 P6
P5	Clasa de precizie cu toleranțe mai strânse decât ale clasei P6	6206 P5
P4	Clasa de precizie cu toleranțe mai strânse decât ale clasei P5	6206 P4
P2	Clasa de precizie cu toleranțe mai strânse decât ale clasei P4	6206 P2
SP	Clasa de precizie specială (precizie dimensională P5, precizie de rotire P4)	NN 3020 SP
UP	Clasa de ultraprecizie (precizie dimensională P4, precizia de rotire P2)	NN 3020 UP
Grupa de jocuri		
C1	Joc radial mai mic decât C2	6206 C1
C2	Joc radial mai mic decât jocul radial normal	6206 C2
-	Joc radial normal (nu se simbolizează)	6206
C3	Joc radial mai mare decât jocul radial normal	6206 C3
C4	Joc radial mai mare decât C3	6206 C4
C5	Joc radial mai mare decât C4	6206 C5
Clasa de vibrații		
EL	Rulmenți pentru mașini electrice rotative, nivel de vibrații normal	6207 EL
P6EL	Rulmenți pentru mașini electrice rotative, nivel de vibrații redus	6207 P6EL
P66EL	Rulmenți pentru mașini electrice rotative, nivel de vibrații minor	6207 P66EL

Tabelul 14.11 (continuare)

Sufix	Semnificația sufixului	Exemplu
Simbolizarea combinată a clasei de precizie cu grupa de jocuri și clasa de vibrații		
P53	Clasa de precizie P5 + joc radial C3 = P5 + C3 = P53	6207 P53
P662EL	Clasa de precizie P6 + joc radial C2 + clasa de vibrații P66 EL = P6 + C2 + P66 EL = P662 EL	6207P662EL
Stabilitatea dimensională la temperatură peste 120°C		
SO	Pentru temperatură de funcționare până la 150°C	6215 SO
S1	Pentru temperatură de funcționare până la 200°C	6315 S1
S2	Pentru temperatură de funcționare până la 250°C	6315 S2
S3	Pentru temperatură de funcționare până la 300°C	6315 S3
S4	Pentru temperatură de funcționare până la 350°C	6315 S4
Găuri de ungere și canale		
W20	Rulment cu găuri de ungere la inelul exterior	23128 W20
W26	Rulment radial cu găuri de ungere la inelul interior	22318 W26
W33	Rulment radial cu găuri de ungere și canal la inelul exterior	23024 W33
W518	Rulment radial cu găuri de ungere la inelul interior și exterior	22220 W518

14.2.2. Geometrie

Elementele geometrice (dimensiuni, unghiuri, jocuri), toleranțele și interdependențele corespunzătoare constituie geometria unui rulment. Elementele geometrice specifice fiecărui tip de rulment pot fi:

- *exterioare (de montaj)*, care caracterizează rulmentul relativ la montajul în ansambluri sau subansambluri;
- *interne*, care pot fi *constructive* (dimensiunile elementelor de rostogolire și căilor de rulare) și *funcționale* (jocul intern, unghiul de contact, diametrul mediu etc.), ca rezultat al interacțiunilor elementelor componente ale rulmentului.

14.2.2.1. Elemente geometrice exterioare

În fig. 14.5 sunt prezentate principalele elemente geometrice exterioare ale unui rulment: diametrul alezajului d , diametrul exterior D , lățimea B sau T (rulmentul radial-axial cu role conice; fig. 14.5, *b*), înălțimea H (rulmentul axial; fig. 14.5, *c*), conicitatea alezajului (rulmenții cu alezaj conic), razele de racordare ale inelelor r , r_1 , lățimea și adâncimea canalelor practicate în inelul exterior, diametrele și lățimea umerilor etc.

14.2.2.2. Elemente geometrice interne

Rulmenți cu bile. Elementele geometrice interne sunt prezentate în fig. 14.6: diametrul bilei D_w ; diametrele căilor de rulare $d_{ce,i}$; razele de curbură ale căilor de rulare (în plan transversal) $R_{e,i}$; diametrul mediu

$$d_m = (d_{ci} + d_{ce})/2; \quad (14.1)$$

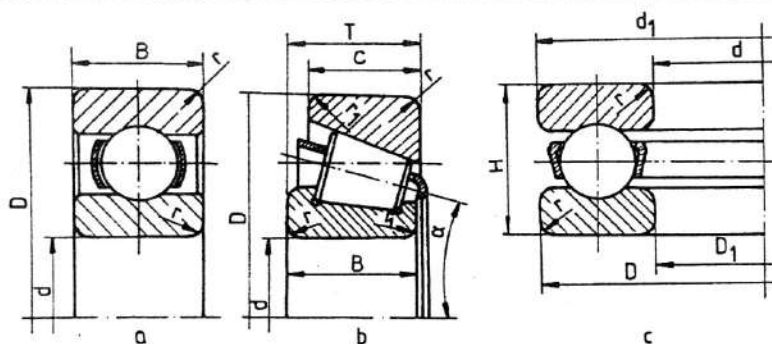


Fig. 14.5

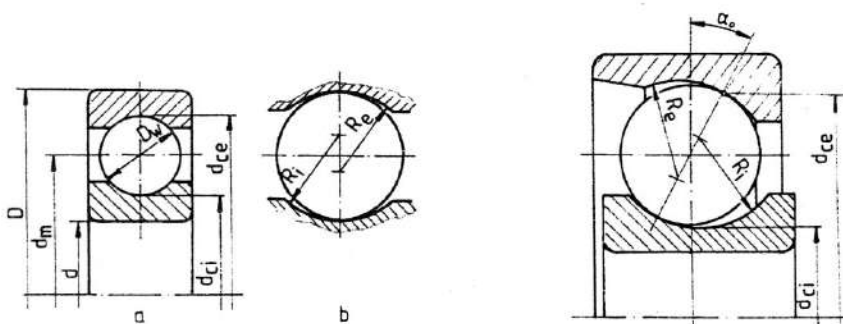


Fig. 14.6

Fig. 14.7

conformitatea

$$f_e = R_e / D_w; \quad (14.2)$$

$$f_i = R_i / D_w \quad (14.3)$$

osculația

$$\Phi_{e,i} = D_w / (2R_{e,i}); \quad (14.4)$$

(indicii e și i se referă la căile de rulare exterioară, respectiv interioară).

Unghiul de contact α este determinat de direcția de preluare a sarcinii exterioare pe contactele bile/căi de rulare relativ la planul radial al rulmentului (fig. 14.7); în cazul unui rulment neîncărcat se numește *unghi de contact liber* α_0 .

Considerând distanța dintre centrele de curbură ale căilor de rulare

$$A = R_e + R_i - D_w, \quad (14.5)$$

sau, ținând seama de relațiile (14.2) și (14.3),

$$A = D_w (f_e + f_i - 1) = D_w B', \quad (14.6)$$

unghiul de contact liber

$$\alpha_0 = \arccos [1 - J_r / (2B' D_w)], \quad (14.7)$$

unde J_r este jocul radial al rulmentului.

Rulmenți radiali cu role cilindrice. Elementele geometrice constructive sunt prezentate în fig. 14.8: diametrul rolei D_w ; lungimea rolei L_w ; diametrele căilor de rulare $d_{ce,i}$.

Rulmenți radial-oscilanți cu role butoi. Elementele geometrice interne sunt prezentate în fig. 14.9. Osculația la acești rulmenți este dată de relația:

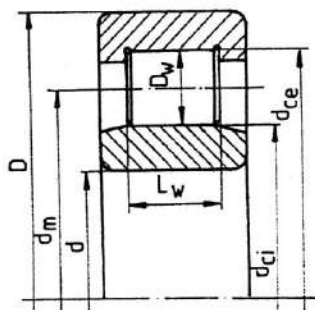


Fig. 14.8

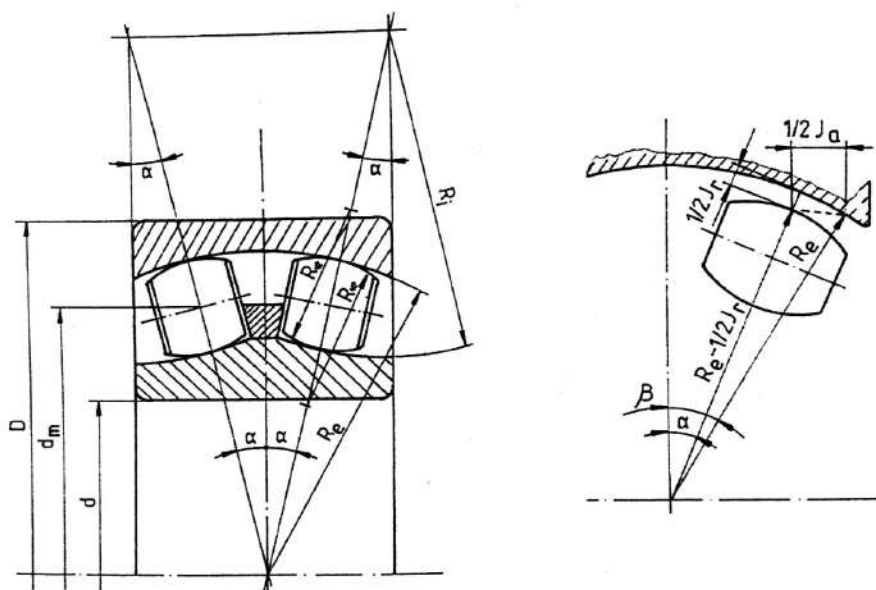


Fig. 14.9

$$\Phi_{e,i} = R_w / R_{e,i}, \quad (14.8)$$

unde R_w este raza de curbura a rolei, diferită de razele de curbura în plan transversal $R_{e,i}$ ale căilor de rulare.

Unghiul de contact liber

$$\beta = \arccos[(1 - J_r / 2R_e) \cos \alpha], \quad (14.9)$$

cu J_r , jocul radial.

Rulmenți radial-axiali cu role conice. Elementele geometrice interne sunt prezentate în fig. 14.10.

Rulmenți axiali cu bile. Elementele geometrice interne sunt prezentate în fig. 14.11, diametrul mediu determinându-se cu relațiile:

$$d_m = (d + d_1) / 2 \text{ sau } d_m = (D + D_1) / 2. \quad (14.10)$$

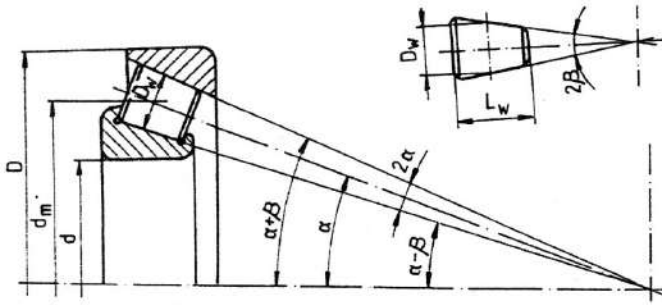


Fig. 14.10

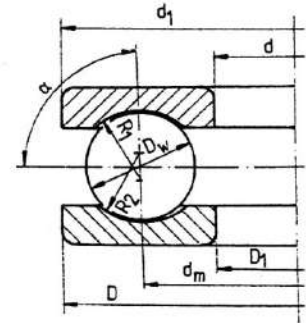


Fig. 14.11

14.2.2.3. Curbura. Suma și funcția curburilor

Considerând două corpuri solide în contact având raze diferite în planele I și II care trec prin punctul de contact (fig. 14.12), se definește *curbura*

$$\rho = 1/R \quad (14.11)$$

ca inversul razei de curbura (pozitivă pentru suprafețe convexe și negativă pentru suprafețe concave).

În aceste condiții, pentru contactul din fig. 14.12, se definesc următoarele mărimi specifice contactului:

- suma curburilor

$$\sum \rho = \rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1} + \rho_{II2}; \quad (14.12)$$

- funcția curburilor

$$F(\rho) = [(\rho_{I1} - \rho_{I2}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})] / \sum \rho. \quad (14.13)$$

În cazul rulmenților, considerând direcția de rostogolire într-unul dintre planurile I sau II, aceste mărimi se pot calcula pentru fiecare tip constructiv în corelație cu tipul contactului: punctual sau liniar.

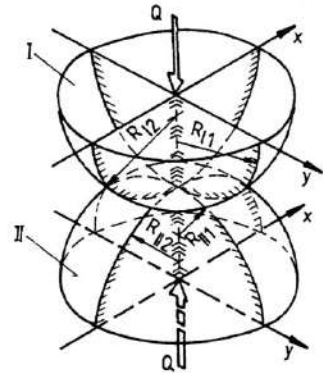


Fig. 14.12

14.3. Cinematica

În timpul funcționării unui rulment se produc mișcări relative complexe între căile de rulare, corpurile de rostogolire și colivie, care acționează în interdependență cu influență directă asupra fiabilității și preciziei de funcționare. Analiza acestor mișcări se impune ca o necesitate în direcția identificării și aplicării unor soluții constructive și de exploatare eficiente pentru îmbunătățirea atât a performanțelor funcționale ale rulmenților în general, cât și ale celor care funcționează la turații înalte în special.

Mișcările relative din rulmenții cu bile sunt mult mai complexe comparativ cu alte tipuri de rulmenți și, din acest motiv, rulmenții radial - axiali cu bile vor fi utilizați în continuare pentru determinarea expresiilor care definesc aceste mișcări. Calculul acestor expresii – cu considerarea efectelor vitezei și forțelor centrifuge, ale deformațiilor de contact și ale tracțiunii EHD – necesită dezvoltarea unui aparat matematic complex și de mari dimensiuni, necesar însă în analiza fenomenelor cinematice și dinamice, în special la rulmenții de înaltă turație.

14.3.1. Viteze relative inele - corpuri de rostogolire - colivie

În cazul rulmenților care funcționează într-o gamă de turații moderate – neglijând efectele dinamice și de alunecare, precum și mișcările relative căi de rulare/corpuri de rostogolire/colivie/inel de ghidare – vitezele relative se pot determina, cu suficientă aproximație, numai din condiții cinematice. Astfel, la un rulment radial - axial cu bile (fig. 14.13), neglijând alunecările, vitezele periferice ale căilor de rulare în punctele de contact cu bilele sunt date de relațiile:

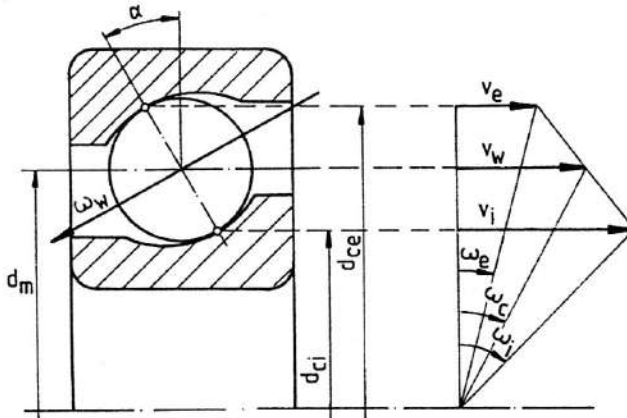


Fig. 14.13

$$v_e = \omega_e (d_m + D_w \cos \alpha) / 2; \quad v_i = \omega_i (d_m - D_w \cos \alpha) / 2, \quad (14.14)$$

unde $\omega_{i,e}$ sunt vitezele unghiulare ale inelului interior, respectiv exterior.

Viteza de rotație a centrului bilei în jurul axei rulmentului

$$v_w = (v_e + v_i) / 2 = [\omega_e (d_m + D_w \cos \alpha) + \omega_i (d_m - D_w \cos \alpha)] / 4 \quad (14.15)$$

reprezintă, de fapt, viteza tangențială a coliviei v_c , din care rezultă viteza unghiulară

$$\omega_c = [\omega_e (1 + D_w \cos \alpha / d_m) + \omega_i (1 - D_w \cos \alpha / d_m)] / 2, \quad (14.16)$$

dacă se consideră relația

$$\omega_c = 2v_c / d_m. \quad (14.17)$$

În cazul inelului interior rotitor ($\omega_e = 0$), relația (14.16) devine:

$$\omega_c = \omega_i (1 - D_w \cos \alpha / d_m) / 2. \quad (14.18)$$

Dacă se consideră o viteză unghiulară fictivă ($-\omega_c$) pe cele două inele (fig. 14.14), colivia devine fixă iar viteza periferică a inelului interior devine

$$v_i^* = (\omega_i - \omega_c) (d_m - D_w \cos \alpha) / 2. \quad (14.19)$$

În același timp

$$v_i^* = -\omega_w D_w / 2. \quad (14.20)$$

Din relațiile (14.19) și (14.20) se obține viteza unghiulară a bilei

$$\omega_w = -(d_m / D_w - \cos \alpha) (\omega_i - \omega_c), \quad (14.21)$$

sau, considerând relația (14.16),

$$\omega_w = -(d_m / D_w - \cos \alpha) (d_m / D_w + \cos \alpha) (\omega_i - \omega_e) / 2. \quad (14.22)$$

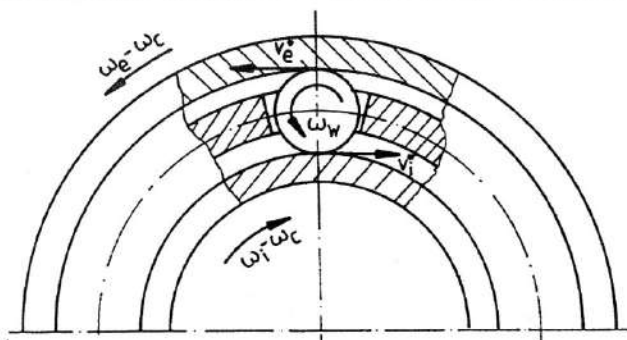


Fig. 14.14

Pentru $\omega_e = 0$, relația (14.22) devine:

$$\omega_w = - \left[\left(\frac{d_m}{D_w} \right)^2 - \cos^2 \alpha \right] \omega_i / 2. \quad (14.23)$$

Pentru rulmenții radiali cu bile, relațiile (14.16) și (14.22) devin:

$$\omega_c = (\omega_i - \omega_e) / 2 - D_w (\omega_i - \omega_e) / (2d_m); \quad (14.24)$$

$$\omega_w = -d_m \left[1 - (D_w / d_m)^2 \right] (\omega_i - \omega_e) / (2D_w), \quad (14.25)$$

iar pentru rulmenții axiali cu bile:

$$\omega_c = (\omega_i + \omega_e) / 2; \quad (14.26)$$

$$\omega_w = -d_m (\omega_i - \omega_e) / (2D_w). \quad (14.27)$$

14.3.2. Particularități cinematice la rulmenții care funcționează la turații ridicate

O analiză detaliată a cinematiei rulmenților funcționând la turații ridicate nu este posibilă fără considerarea efectelor centrifuge, de viteză și ale alunecărilor care apar în timpul funcționării, precum și a efectelor dinamice. Cercetările realizate în această direcție au evidențiat următoarele particularități cinematice la rulmenții care funcționează în ansambluri sau subansambluri de înaltă turație [11-13,21,30-32]:

1. Sub acțiunea sarcinilor $Q_{i,e}$ unghiurile de contact ale bilei cu căile de rulare sunt diferite (fig. 14.15): α_e scade, respectiv α_i crește, o dată cu creșterea turației datorită efectelor centrifuge (forțele centrifuge ale bilelor și, în cazul turațiilor foarte mari, forța centrifugă a inelului interior); în aceste condiții un rol important în funcționarea rulmenților îl au forțele de pretensionare (v. § 14.14).

2. La rulmenții de turație înaltă, simultan cu vitezele unghiulare de rostogolire $\omega_{ri,e}$, de spin $\omega_{si,e}$ și giroscopice $\omega_{gi,e}$ ale bilelor (fig. 14.16), au loc și mișcări de alunecare corespunzătoare ($v_{ri,e}$, $v_{si,e}$ respectiv $v_{gi,e}$) pe căile de rulare, având ca rezultantă o viteză v_{al} , care crește o dată cu turația (alunecările sunt mai mari pe calea de rulare interioară) (fig. 14.17). Pe elipsa de contact există cel puțin două puncte unde vitezele de alunecare sunt nule (puncte cu rostogolire pură: A_1 și A_2 din fig. 14.18). Dacă se neglijează mișcările giroscopice și de spin, rostogolirea pură are loc în toate punctele situate pe două linii paralele cu direcția de mișcare, vitezele de alunecare pe suprafața de contact schimbându-și sensul în dreptul acestora.

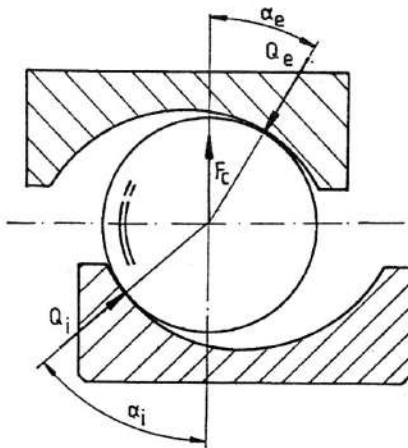


Fig. 14.15

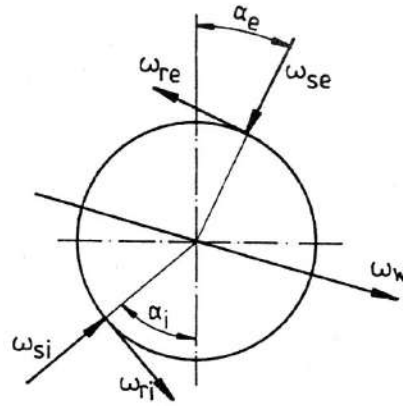


Fig. 14.16

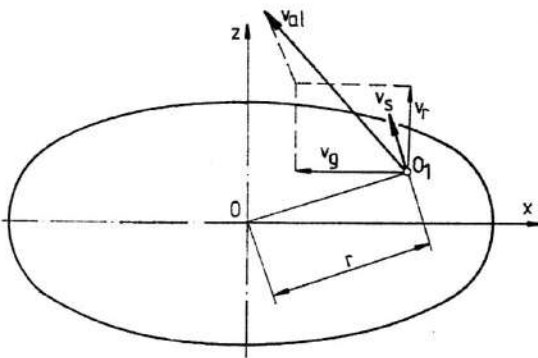


Fig. 14.17

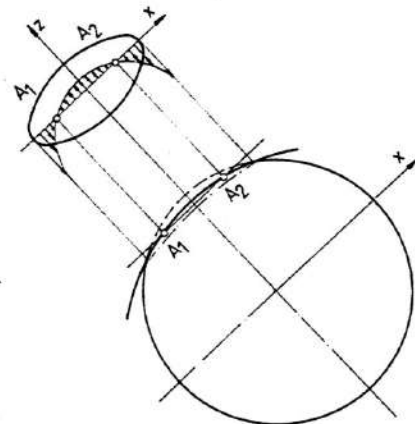


Fig. 14.18

3. Funcționarea corectă a rulmenților radial - axiali cu bile presupune anularea mișcării giroscopice a bilelor, care se poate realiza prin acțiunea forțelor de pretensionare. În timpul funcționării, bila poate să aibă o mișcare de rostogolire pură fără spin pe una dintre căile de rulare, de regulă pe calea de rulare exterioară (*ghidarea bilei*).

4. La sarcini axiale mici, vitezele unghiulare ale coliviei determinate teoretic sunt, de regulă, mai mari decât cel determinate experimental datorită apariției fenomenului de patinare (*skidding*).

5. În perioade de tranziție (porniri, opriri, variații ale turației) sau în condițiile unor distribuții neuniforme ale sarcinilor pe bile (pretensionări necorespunzătoare, înclinări ale inelelor), efectele dinamice devin importante, conducând la modificări semnificative ale parametrilor cinamatici.

6. Ca urmare a frecvenței ridicate a ciocnirilor cu bilele, colivia capătă mișcări suplimentare oscilatorii, crescând instabilitatea în timpul funcționării și, ca efect, crescând și nivelul de zgomot și vibrații al rulmentului.

14. 4. Dinamica

14.4.1. Distribuția forțelor în rulmenți

La rulmenții care funcționează la turații moderate – neglijând efectele de viteză și, implicit, efectele dinamice și de alunecare – analiza distribuției sarcinilor exterioare pe contactele bile/căi de rulare se poate face în condiții statice.

Pentru un contact elastic corp de rostogolire/cale de rulare, legătura dintre forța aplicată Q și deformația δ este dată de relația

$$Q = k\delta^n, \quad (14.28)$$

unde k este un factor de rigiditate, iar exponentul $n = 1,5$, pentru contact punctual, respectiv $n = 1,11$, pentru contact liniar.

Corelația dintre sarcina Q și apropierea δ_i dintre căile de rulare ale rulmentului separate de un corp de rostogolire, pe o direcție normală pe contacte, se poate exprima cu relația

$$Q = k_n \delta_i^n, \quad (14.29)$$

unde k_n este un factor de rigiditate global dat de relația

$$k_n = \left\{ 1 / \left[(1/k_i)^{1/n} + (1/k_e)^{1/n} \right] \right\}^n, \quad (14.30)$$

$k_{i,e}$ fiind factorii de rigiditate pentru cele două căi de rulare, iar

$$\delta_i = \delta_i + \delta_e, \quad (14.31)$$

cu $\delta_{i,e}$ deformațiile elastice pe contactele bilă/căi de rulare.

14.4.1.1. Rulmenți încărcăți cu forțe radiale

Dacă la un rulment radial cu bile cu un joc J , încărcat cu o sarcină radială F , (fig. 14.19) δ_{\max} este deformația elastică pe corpul de rostogolire situat pe direcția forței, considerat drept origine, pentru corpul de rostogolire definit de poziția unghiulară ψ , deformația

$$\delta_\psi = (\delta_{\max} + J/2) \cos \psi - J/2, \quad (14.32)$$

sau

$$\delta_\psi = \delta \cos \psi - J/2, \quad (14.33)$$

unde δ este deplasarea relativă dintre inelele rulmentului.

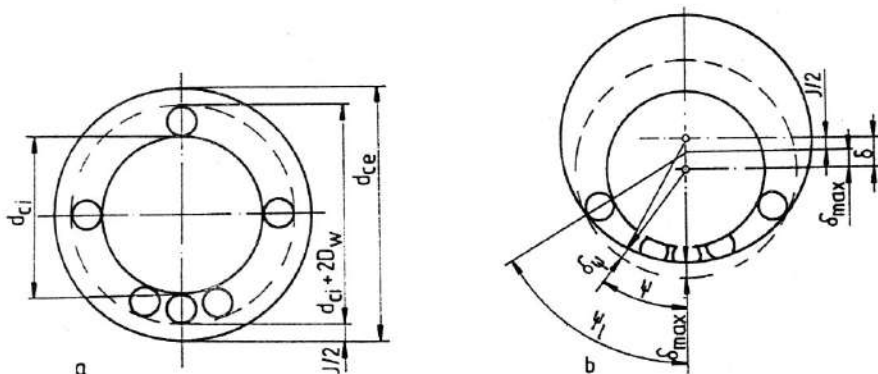


Fig. 14.19

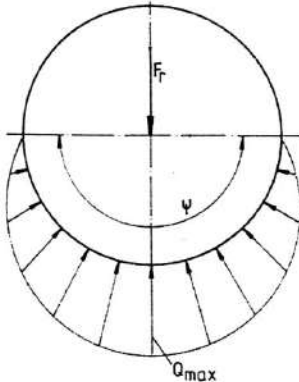


Fig. 14.20

Considerând relația (14.29), sarcina preluată de corpul de rostogolire definit de poziția unghiulară ψ este

$$Q_\psi = k(\delta \cos \psi - J/2)^n \quad (14.34)$$

Zona încărcată a rulmentului este definită de unghiul $\psi_i = \arccos(J/2\delta)$,

obținut din condiția $\delta_\psi = 0$.

Condiția de echilibru static este dată de relația

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_i} Q_\psi \cos \psi, \quad (14.36)$$

sau $F_r = ZQ_{\max}J_r$,

unde J_r este o integrală care definește zona încărcată a rulmentului iar Z numărul corpurilor de rostogolire.

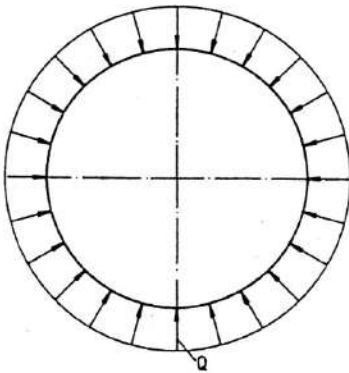
Pentru un rulment cu joc radial nul ($\psi_i = \pm 90^\circ$) sarcina pe elementul de rostogolire cu încărcare maximă se poate exprima cu relațiile [3,6,13]:

$$Q_{\max} = 4,37F_r/Z, \text{ pentru contact punctual;} \quad (14.38)$$

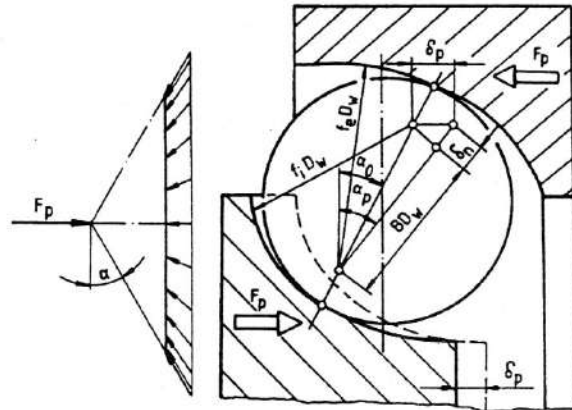
$$Q_{\max} = 4,06F_r/Z, \text{ pentru contact linear.} \quad (14.39)$$

14.4.1.2. Rulmenți încărcăți cu forțe axiale

La un rulment radial - axial cu bile în stare liberă (fig. 14.21), o forță axială centrică – de regulă forța de pretensionare F_p (v. § 14.4) – se distribuie uniform pe cele Z corpuri de rostogolire, cu valoarea



a



b

Fig. 14.21

$$Q = F_p / (Z \sin \alpha), \quad (14.40)$$

și produce între inele o deplasare relativă axială

$$\delta_p = BD_w \sin(\alpha_p - \alpha_0) / \cos \alpha_p, \quad (14.41)$$

unde α_0 și α_p sunt unghiurile de contact în stare liberă, respectiv în stare pretensionată, ultimul fiind determinat din relația

$$F_p = Zk_n (BD_w)^{1,5} \sin \alpha_p (\cos \alpha_0 / \cos \alpha_p - 1)^{1,5}, \quad (14.42)$$

cu notațiile cunoscute.

14.4.1.3. Rulmenți încărcăți cu sarcină complexă

Aplicarea unei forțe combinate – radială F_r și axială F_a – produce între cele două inele ale unui rulment radial - axial cu bile cu joc nul deformații elastice pe direcție radială δ_r , respectiv pe direcție axială δ_a (fig. 14.22). Considerând drept origine poziția bilei cu încărcare maximă, pentru bila definită de poziția unghiulară ψ , deformația elastică

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi. \quad (14.43)$$

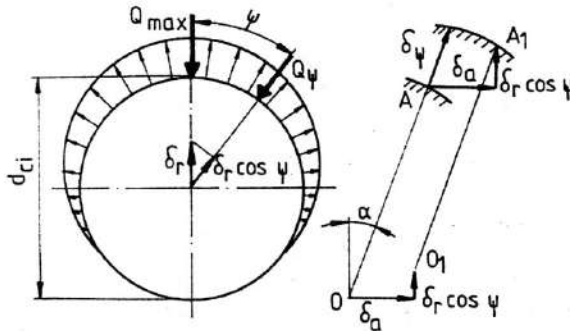


Fig. 14.22

Pentru bila cu încărcare maximă ($\psi = 0$) deformația elastică

$$\delta_{\max} = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha. \quad (14.44)$$

Introducând parametrul

$$\epsilon = (1 + \delta_a \tan \alpha / \delta_r) / 2, \quad (14.45)$$

deformația elastică

$$\delta_\psi = \delta_{\max} [1 - (1 - \cos \alpha) / (2\epsilon)]. \quad (14.46)$$

Ținând seama de relația (14.29), sarcina pe bilă definită de poziția unghiulară ψ

$$Q_\psi = Q_{\max} [1 - (1 - \cos \alpha) / (2\epsilon)]^n. \quad (14.47)$$

Zona încărcată a rulmentului este definită de unghiul

$$\psi_l = \arccos(1 - 2\epsilon), \quad (14.48)$$

obținut din condiția $\delta_\psi = 0$.

Condițiile de echilibru static pe direcție radială, respectiv axială, sunt date de relațiile:

$$F_r = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} Q_\psi \cos \alpha \cos \psi; \quad (14.49)$$

$$F_a = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_l} Q_\psi \sin \alpha, \quad (14.50)$$

sau

$$F_r = ZQ_{\max} J_r(\epsilon) \cos \alpha; \quad (14.51)$$

$$F_a = ZQ_{\max} J_a(\epsilon) \sin \alpha, \quad (14.52)$$

unde $J_r(\epsilon)$ și $J_a(\epsilon)$ sunt integrale care definesc zona încărcată a rulmentului și care pot fi evaluate prin metode numerice [3,6,13].

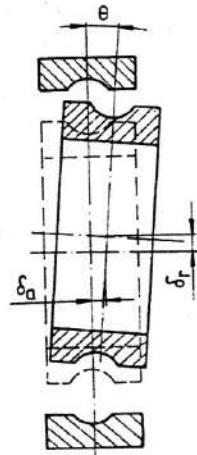


Fig. 14.23

În cazul când pe rulment acționează și un moment încovoietor M , considerând inelul exterior fix, între inele se va produce și o deplasare unghiulară relativă θ (fig. 14.23), echilibrul static, în acest caz, fiind exprimat de relația

$$M = \frac{d_m}{2} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_j} Q_{\psi} \sin \alpha \cos \psi. \quad (14.53)$$

14.4.2. Dinamica rulmenților funcționând la turații ridicate

La turații ridicate, sub acțiunea forțelor normale $Q_{ij,ej}$ pe contactele bile/căi de rulare, în funcționarea rulmentului se produc următoarele modificări geometrice și cinematice (fig. 14.24):

- razele de curbura $R_{e,i}$ ale căilor de rulare cresc cu deformațiile elastice $\delta_{ij,ej}$ ale contactelor elastice Hertziane bile/cale de rulare;
- modificarea unghiurilor de contact $\alpha_{ij,ej}$ implică deplasarea centrelor de curbură ale căilor de rulare; considerând ca punct fix centrul de curbură al căii de rulare exterioare ($C_e^0 \equiv C_e^f$), în timpul funcționării rulmentului centrul de curbura C_i^0 al inelului interior și centrul C_b^0 al celei mai încărcate bile vor ocupa pozițiile C_i^f , respectiv C_b^f ;
- între inelele rulmentului se produc deplasări relative pe direcție radială δ_r , axială δ_a , respectiv unghiulară θ .

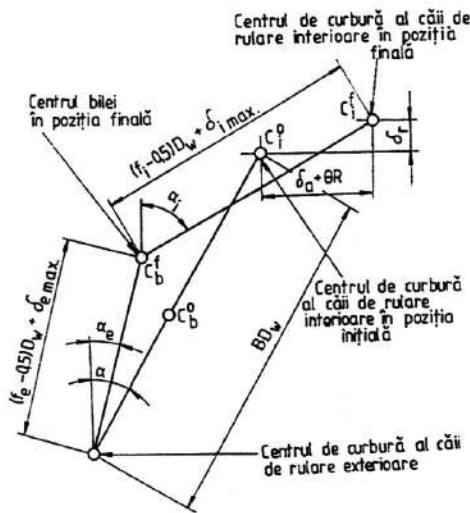


Fig. 14.24

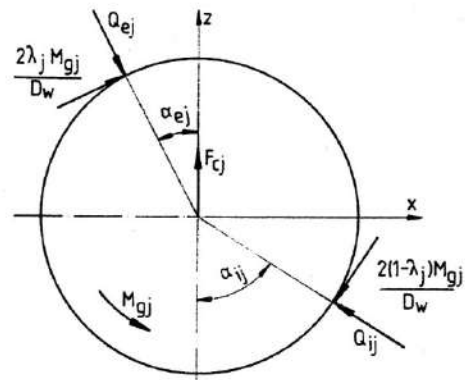


Fig. 14.25

Analiza dinamică a rulmenților funcționând la turații ridicate presupune dezvoltarea unor relații matematice complexe, care să exprime cât mai fidel efectele de viteză și ale forțelor centrifuge, ale deformațiilor de contact și ale tracțiunii EHD, ceea ce presupune determinarea următoarelor mărimi necunoscute: forțele normale de contact, unghiurile de contact bile/căi de rulare, vitezele unghiulare de rostogolire, de spin, giroscopice și orbitale ale bilelor, viteza unghiulară a coliviei, deplasările relative ale inelelor pe direcție radială, axială, respectiv unghiulară.

Evident că rezolvarea dinamicii rulmenților de înaltă turație în această manieră necesită dezvoltări asistate de o tehnică superioară de calcul și un volum mare de muncă, justificat totuși de condițiile de precizie și funcționare impuse, în special, ansamblurilor cu rulmenți de turație ridicată. În acest caz, rezultatele obținute vor avea un conținut mult mai apropiat de realitate și un grad de încredere suplimentar. În ipoteza ghidării bilei pe una dintre căile de rulare (de regulă, cea exterioară), aceste relații se simplifică datorită anulării vitezelor unghiulare giroscopice $\omega_{gi.e.}$. În aceste condiții metoda simplificată de analiză dinamică propusă de Harris [13] (fig. 14.25) consideră, admitând mișcări uniforme ale bilelor și coliviei, forțele normale de contact $Q_{ij.ej}$, forțele centrifuge ale bilelor F_{cj} și momentele giroscopice M_{gj} ($\lambda_j = 1$, în cazul ghidării bilei pe calea de rulare exterioară și $\lambda_j = 0$, în cazul ghidării bilei pe calea de rulare interioară).

14.5. Tensiuni de contact și deformații

Sarcinile pe rulmenți se transmit între căile de rulare prin elementele de rostogolire. Sarcina preluată de un element de rostogolire depinde de geometria internă a rulmentului și de poziția sa la un moment dat. Suprafețele de contact sunt determinate geometric de curbura căilor de rulare și ale corpurilor de rostogolire în zonele de contact.

Calculul tensiunilor și deformațiilor în zonele de contact se face cu ajutorul teoriei lui Hertz și al lucrărilor ulterioare care au dezvoltat-o, în condițiile utilizării următoarelor ipoteze: corpurile în contact sunt omogene și izotrope; deformațiile se produc în domeniul elastic al materialelor; forța care soliciță corpurile este normală pe suprafața de contact; eforturile tangențiale se neglijează; dimensiunile suprafeței de contact sunt mici comparativ cu dimensiunile corpurilor în contact; suprafața de contact este plană.

Cu excepția unor cazuri simple, utilizarea metodei directe de calcul al formei suprafețelor de contact, a repartiției tensiunilor și a deformațiilor presupune dezvoltarea unui aparat matematic complex care necesită rezolvarea unor integrale eliptice de prima și a doua speță.

În cazul unui contact punctual bilă/cale de rulare (fig. 14.26), tratarea simplificată a problemei presupune existența unei suprafețe de contact eliptice cu semiaxele a și b , tensiunea de contact sub sarcina Q având o distribuție elipsoidală exprimată în plan de relația

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2}, \quad (14.54)$$

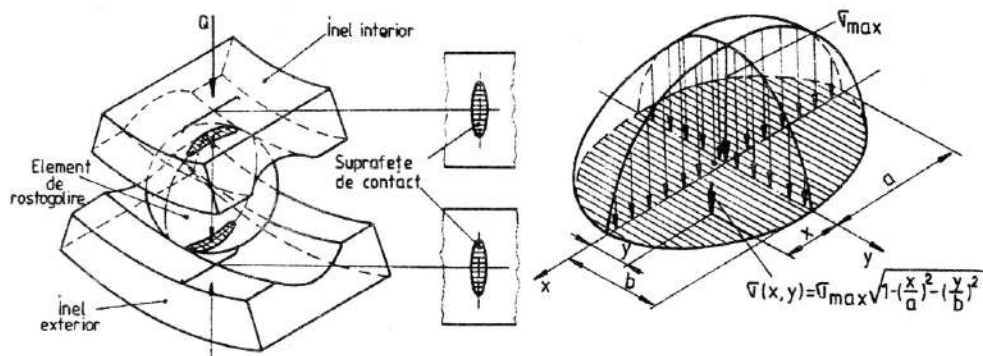


Fig. 14.26

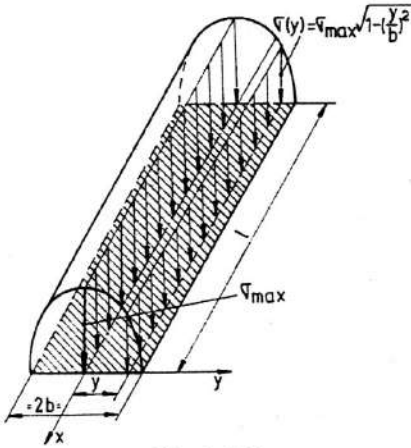


Fig. 14.27

x și y fiind coordonatele unui punct oarecare de pe suprafața de contact, cu valoarea maximă

$$\sigma_{\max} = 3Q / (2\pi ab). \quad (14.55)$$

În cazul corpurilor din oțel, semiaxele elipsei de contact sunt date de relațiile:

$$a = 0,235 \cdot 10^{-3} a^* (Q / \Sigma \rho)^{1/3}; \quad (14.56)$$

$$b = 0,235 \cdot 10^{-3} b^* (Q / \Sigma \rho)^{1/3}; \quad (14.57)$$

iar deformația de contact (*penetrația*) de relația

$$\delta = 2,75 \cdot 10^{-8} \delta^* (Q^2 \Sigma \rho)^{1/3}, \quad (14.58)$$

unde a^* , b^* și δ^* sunt mărimi adimensionale determinate în corelație cu funcția curburilor $F(\rho)$, care se găsesc tabelate în literatura de specialitate.

În cazul unui contact liniar de lungime l , distribuția tensiunilor de contact ia forma unui cilindru semieliptic (fig. 14.27), tensiunea de

contact într-un punct oarecare fiind

$$\sigma(y) = \sigma_{\max} \sqrt{1 - (y/b)^2}, \quad (14.59)$$

iar tensiunea maximă

$$\sigma_{\max} = 2Q / (\pi lb). \quad (14.60)$$

Pentru corpurile din oțel, semilățimea suprafeței de contact

$$b = 2,78 \cdot 10^{-4} b^* (Q / l \Sigma \rho)^{1/2} \quad (14.61)$$

iar deformația corespunzătoare

$$\delta = 1,504 \cdot 10^{-10} Q^{0,9} / l^{0,8} \quad (14.62)$$

(relațiile (14.61) și (14.62) sunt valabile pentru forțe în N și lungimi în m).

14.6. Materiale pentru rulmenți

Condițiile constructive și de funcționare impun pentru materialele de bază destinate construcției rulmenților (inele și corpuri de rulare) anumite proprietăți și caracteristici: în primul rând rezistență la uzare prin oboseală de contact, obținută ca rezultat al uniformității structurale și durității; pot fi adăugate, rezistență la deformații plastice, la uzare de tip abraziv sau cu ungere insuficientă, rezistență la temperaturi ridicate, la coroziune, dar și proprietăți tehnologice importante și tipice pentru suita de prelucrări la care sunt supuse componentele rulmentului.

14.6.1. Materiale pentru inele și corpuri de rostogolire

Oțeluri. Se prezintă soluția adoptată pentru tratamentul termic al diverselor oțeluri, precum și temperatura de lucru, cu precizări adecvate.

Călire integrală. Pentru diferite mărci de oțel, în funcție de destinație, compoziția chimică poate fi: C 0,65...1,1%, Si 0,1...1,2%, Mn 0,25...1,7%, Cr 0,4...4%, la care pot fi adăugate procente de W, V, Mo, Ni. Oțelul tipic este *RUL 1* (STAS 1456/1-89), echivalent cu oțelul V 39 A 99 (SAE 52100 cu compoziția C 0,95...1,1%, Mn 0,25...0,45%, Si 0,17...0,37%, Cr 1,3...1,65%).

Călire superficială prin inducție. Se utilizează oțelul 41 MoCr 11.

Carburare, călire și revenire joasă. Compoziția chimică indicată orientativ este: C 0,08...0,26%, Si 0,1...0,37%, Mn 0,3...1,65%, Cr 0,35...1,7%, Ni 0,35...3,75% etc.

Oțeluri inoxidabile. Un oțel tipic este 440 C (AISI), cu compoziția: C 1,03%, Si 0,41%, Mn 0,48%, Cr 17,3%, V 0,14%, Mo 0,5%.

Oțeluri refractare, pentru funcționare la temperaturi ridicate, cu compoziția: C 0,75...1,07%, Mn 0,1...0,4%, Si 0,02...1,2%, Cr 3,75...4,6...34%, W 4,5...13%, Ni 3...10%, Co 11...52%, Mo ...10%, Ti...3,1% etc. Temperaturile maxime de lucru pot atinge, în funcție de compoziție, 540°C. Scăderea durabilității cu temperatura poate fi corelată cu duritatea.

Materiale ceramice. Acestea permit temperaturi de funcționare mult mai ridicate (> 800°C) și, în ceea ce privește compoziția, pot fi oxizi de aluminiu (Al₂O₃), de zirconiu (Zr₂O₃), carburi de wolfram, nitru de siliciu. Coeficientul de frecare este asemănător cu cel din cazul oțelului, la temperatură normală, însă capacitatea dinamică de bază este mult mai redusă (1...7%), cu excepția nitrurii de siliciu care are performanțe de durabilitate comparabile cu oțelurile de rulmenți. Controlul calității este mai complex: control nedistructiv, verificarea compactării și a finisării.

Materialele menționate pot fi folosite în diferite combinații, în funcție de temperatura de lucru și de alte performanțe, inclusiv costuri.

Considerații tehnologice. Compoziția chimică și structurală și tratamentul termic sau termochimic determină condiții elementare pentru o durabilitate ridicată a contactelor din oțel.

Elaborarea oțelului prin topire în vid, eventual multiplă, prin inducție sau cu electrod consumabil, degazarea oțelului în vid sau prin precipitare reduc incluziunile (oxizi, silicați etc.), care constituie oricând microconcentratori de tensiuni și deci cauze de reducere a durabilității. Costurile ridicate ale acestor operații limitează utilizările la domenii de fiabilitate deosebit de pretențioase.

Eficiența tratamentelor termice, apreciată prin duritatea obținută, este de asemenea o condiție pentru atingerea unor durabilități ridicate. Astfel, scăderea durității sub 58 HRC afectează durabilitatea prin raportul $(HRC/58)^{3,6p}$ (pentru exponentul p v.ș 14.8).

14.6.2. Materiale pentru colivii

Aceste materiale trebuie să răspundă unor cerințe de rezistență la uzare, rezistență mecanică, la temperatură și oxidare și să fie convenabile tehnologic.

Funcționarea coliviei este esențială pentru funcționarea ansamblului rulmentului: asigură păstrarea distanței dintre corpurile de rulare, cu repartiții corecte de sarcină în situații de funcționare sau de montaj. Prin efecte de formă și de material, frecările dintre colivie și corpurile de rulare trebuie să fie cât mai reduse.

Soluțiile posibile sunt: oțel cu conținut redus de carbon (pentru temperaturi de funcționare de până la 260 °C), oțeluri inoxidabile (pentru temperaturi de funcționare de până la 535 °C), bronz, alamă (pentru temperaturi de funcționare de până la 320...535 °C), materiale plastice (termoreactive, polifenolice cu adaos textil stratificat, termoplastice) și chiar aliaje feroase placate cu argint. Din punct de vedere tehnologic, coliviile din oțel se prelucrează prin deformare plastică; coliviile din bronz, alamă și textolit, după turnare, se prelucrează prin așchiere, iar coliviile din materiale plastice prin injecție.

14.7. Fenomene de defectare în funcționarea rulmenților

Data fiind complexitatea constructivă și funcțională a rulmenților, imaginea defectărilor posibile este, de asemenea, deosebit de complexă. Manifestarea și evoluția defectărilor depind de factori de material (omogenitate structurală și compoziție chimică), de factori constructivi (formă și dimensiuni), de factori tehnologici (operații și regimuri de prelucrare, control), de factori de montaj (ajustaj și condiții de montaj) și de factori de exploatare (viteză, sarcină, ungere, temperatură, etanșare etc.).

Defectarea de bază, în relație cu durabilitatea rulmenților, se consideră *oboseala de contact*, ca efect al unor componente variabile în timp ale tensiunilor de contact; aceasta se poate dezvolta sub forma ciupiturilor provenite din interiorul volumului de contact (*pitting*), sau de la suprafața de contact (*peeling*), acoperind zone limitate sau extinse prin cojiri (*spalling, flaking*).

Pe un plan asemănător se pot considera: *uzura de tip abraziv* pe suprafețele de contact corpuri/cale de rulare, corpuri de rulare/colivii în zone cu viteze relative de alunecare însemnate și ungere insuficientă; la viteze ridicate de funcționare, *griparea* (uzura adezivă); la sarcini ridicate, *fisurarea, știrbirea sau amprente plastice; coroziunea și trecerea curentului electric prin zona contactelor, defectarea (ruperea) coliviei*.

Unele dintre aceste defectări pot fi detectate din timp: vibrații, în cazul oboselii de contact și al pitting-ului electric; creșterea jocului interior pentru uzura de tip abraziv; creșterea zgomotului pentru uzură abrazivă la corpuri de rulare/colivii. Alte defectări pot fi brutale și, de regulă, afectează și alte organe din ansamblu.

Evitarea defectărilor obișnuite poate fi asigurată prin calcul, la nivelul unei durabilități propuse, sarcini limită, turație limită, ungere corespunzătoare.

14.8. Durabilitate

Durabilitatea rulmenților poate fi privită sub două aspecte: durabilitatea necesară, dictată de siguranța funcționării în condiții date, operaționale, economice, de întreținere și acces (tabelul 14.12) și durabilitatea realizată prin corelația fenomene de defectare-calcul de proiectare.

Durabilitatea trebuie să fie rezultatul considerării întregului sistem tribologic al rulmentului: suprafețe în contact cu rostogolire, rostogolire și alunecare relativă, alunecare; fenomene de defectare (oboseală de contact, uzură prin abraziune, adeziune sau coroziune); lubrifianțul interpus sau nu între suprafețe, cu sau fără contaminant (substanță solidă, lichidă, gaz), cu degradare chimică sau structurală.

Astfel, fiabilitatea sistemului este

$$S = S_M \cdot S_L, \quad (14.63)$$

în care: S_M este fiabilitatea corespunzătoare defectărilor pe suprafețe în contact și S_L – fiabilitatea lubrifianțului, pentru aceeași durabilitate. Considerarea condițiilor de fiabilitate pentru lubrifianț necesită, deocamdată, corelări suplimentare, astfel încât, în mod curent, în relația (14.63), pentru condiții de ungere abundentă și adecvată,

$$S \cong S_M \quad (14.64)$$

Tabelul 14.12, a. Durabilități recomandate pentru mașini de uz general

Utilizare	Durabilitatea recomandată L , ore
Aparatură casnică, medicală, de măsură și control	300 – 3 000
Mașini cu funcționare de scurtă durată sau intermitentă, pentru care scoaterea accidentală din funcție nu este importantă: scule electrice manuale, dispozitive de ridicat în atelier, mașini de construcții, mașini agricole	3 000 – 8 000
Mașini cu funcționare intermitentă sau pe durate scurte, timp de 8 ore pe zi, dar cu pretenții ridicate de fiabilitate, la care se evită scoaterea accidentală din funcțiune: motoare electrice pentru agricultură, transportoare cu bandă, ascensoare, macarale pentru produse ambalate	8 000 – 12 000
Mașini cu funcționare intermitentă timp de 8 ore pe zi, neutilizate întotdeauna la putere nominală, reductoare de uz general, motoare electrice staționare	10 000 – 25 000
Mașini cu funcționare continuă timp de 8 ore pe zi, cu utilizare la putere nominală: mașini-unelte, mașini pentru prelucrarea lemnului, macarale pentru materiale în vrac, ventilatoare, benzi transportoare, mașini de tipografie, separatoare, centrifuge	20 000 – 30 000
Mașini cu funcționare continuă timp de 24 ore pe zi: reductoare pentru laminare, mașini electrice mijlocii, compresoare, pompe, mașini textile, ascensoare de mină	40 000 – 50 000
Pompe pentru apă, cuptoare rotative, mașini de cablare, echipament naval (lagăre de elice, motoare pentru propulsie pentru nave oceanice)	60 000 – 100 000
Mașini pentru funcționare continuă timp de 24 ore pe zi și fiabilitate ridicată: mașini pentru industria celulozei și hârtiei, centrale electrice, stații de pompare	$\geq 100\ 000$

Tabelul 14.12, b. Durabilități recomandate pentru vehicule rutiere și feroviare

Tipul vehiculului	L_D , 10^6 km
Roți pentru autovehicule:	
• turisme	0,2
• camioane	0,4
Osii pentru vehicule feroviare:	
• vagoane de marfă (tip UIC cu sarcină constantă pe osie)	0,8
• vagoane pentru transport suburban, tramvai	1,5
• vagoane de pasageri	3
• automotoare	3 – 4
• locomotive diesel sau electrice	3 – 5

Într-o etapă inițială, *Lundberg* și *Palmgren* [17-18], dezvoltând cu elemente probabiliste originale cercetările teroretice și experimentale în domeniu, au stabilit o relație fundamentală relativă la defectarea prin oboseală de contact a suprafețelor de lucru din rulment, sub o ungere corespunzătoare. Pentru simplificare, dependențele funcționale vor fi notate cu: Q – pentru sarcinile aplicate pe suprafețele de contact și implicit pe rulment; M – caracteristicile mecanice ale materialelor în contact (modulul de elasticitate longitudinală E

și coeficientul lui Poisson μ); G – geometria contactului; L – numărul de milioane de rotații ale inelului interior al rulmentului, rezultând

$$\ln \frac{1}{S} \approx \frac{\tau_0^c(Q, M, G) \cdot N^e(G, L) \cdot V(Q, M, G)}{z_0^h(Q, M, G)}, \quad (14.65)$$

în care: S este fiabilitatea unui lot de rulmenți identici, încercați sau folosiți în condiții identice, acceptată la valoarea $S = 0,9$; N – numărul de solicitări de contact până la apariția defectării prin oboseală de contact prin rostogolire; z_0 – adâncimea de la suprafața de contact la care se dezvoltă tensiunile tangențiale ortogonale maxime de tip τ_{yz} , considerate ca decisive în defectare; V – volumul de material considerat solicitat prin tensiuni de contact; c, e, h - exponenți determinați experimental.

Explicitările conduc ecuația (14.65) la exprimarea *capacității dinamice de bază* C a rulmenților. Aceasta se definește ca *sarcina radială, axială sau echivalentă (în N) pe care 90% dintre rulmenții unui lot, din materiale și cu construcții identice, încercați în condiții identice, o pot suporta fără defectări prin oboseală de contact, timp de 10^6 rotații ale inelului interior.*

Capacitatea dinamică de bază se poate determina, pentru toate tipodimensiunile de rulmenți, pe baza dependenței generice inițiale

$$C = C(M, G). \quad (14.66)$$

De exemplu, pentru rulmenții radiali cu bile, relația (14.66) capătă forma:

$$C = f_M \cdot D_w^{1,8} \cdot Z^{0,7}, \quad (14.67)$$

în care: f_M este un factor de material standard; D_w – diametrul bilelor, în mm; Z – numărul de bile.

Capacitatea dinamică de bază apare distinct în cataloagele de rulmenți, pentru fiecare tipodimensiune, rezultat al calculelor și încercărilor efectuate de firmele producătoare.

În baza relației (14.65) poate fi exprimată și durabilitatea rulmentului în milioane de rotații ale inelului interior:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (14.68)$$

Sarcina echivalentă P se determină cu relația

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) f_d, \quad (14.69)$$

în care: $F_{r,a}$ sunt forțele radială, respectiv axială, aplicate pe rulment, în N; X, Y – coeficienți indicați în cataloagele de rulmenți în funcție de tipodimensiune, mărimea și raportul sarcinilor $F_{r,a}$; f_d – coeficient dependent de dinamica solicitării (tipul mașinii: 1,1...3; tipul autovehiculului: 1,17...1,45; precizia transmisiei: 1,05...2 [6]). Exponentul p din relația (14.68) are valorile $p = 3$ pentru rulmenții cu contact punctual și $p = 3,33$ pentru rulmenții cu contact liniar (role).

Ulterior, la acest calcul, relativ simplu, s-a adăugat considerarea condițiilor de funcționare, de destinație, cele în legătură cu creșterea șocului interior prin uzare abrazivă, precizarea efectelor dinamice, de temperatură, a nivelului de fiabilitate necesar, a condițiilor de ungere, a calității materialelor, a înclinării relative a inelelor, a deformațiilor elastice ale carcusei, a mișcării de tip oscilant etc. [28,40].

În afară de aceste influențe, au fost luate în considerare și alte elemente, cum ar fi efectul durabilității nelimitate la sarcini reduse, contaminarea lubrifiantului cu particule solide, cu dezvoltarea microconcentratorilor de tensiuni, modificarea condițiilor de ungere, precum și a nivelului de zgomot și vibrații, documentațiile firmelor SKF și FAG [28,40] constituindu-se ca elemente de referință.

Dintre aceste numeroase influențe, pe prim plan se află asigurarea condițiilor de ungere, respectiv cuantificarea acestor condiții în relație cu durabilitatea.

Aspectele teoretice unitare formulate de *Dowson* și *Higginson* [1] au fost continuate și dezvoltate pe plan teoretic și experimental, cu considerarea fenomenelor de portanță hidrodinamică, a deformațiilor elastice de contact, variației viscozității cu presiunea și a particularităților geometrice, cinematice și dinamice. De aici au rezultat formule și diagrame pentru asigurarea condițiilor de peliculă continuă între suprafețe, la care s-au adăugat efectele de starvare a peliculei la turații ridicate (v. fig. 14.28).

Se fac următoarele notații:

E' – modulul de elasticitate echivalent, dat de relația

$$E' = 2 / \left[(1 - \mu_a^2) / E_a + (1 - \mu_b^2) / E_b \right], \quad (14.70)$$

cu $\mu_{a,b}$, $E_{a,b}$ – coeficientul lui Poisson, respectiv modulul de elasticitate longitudinală [N/mm^2] pentru materialele celor două corpuri în contact a și b ; F_n – forța normală aplicată pe contact [N]; h – grosimea filmului de lubrifianț [m]; $R_{x,y}$ – razele reduse de curbura pe direcțiile x , respectiv y , de deplasare a contactului [m] date de relația

$$1/R_{x,y} = 1/r_{ax,y} + 1/r_{bx,y} \quad (14.71)$$

cu $r_{ax,y}$, $r_{bx,y}$ – razele de curbura ale suprafețelor de contact a, b , pe direcțiile x și y [m]; u – viteza medie, dată de relația

$$u = (u_a + u_b) / 2, \quad (14.72)$$

cu $u_{a,b}$ – vitezele de deplasare ale celor două corpuri în contact a și b [m/s]; ξ – factorul relației, dintre presiune și viscozitate pentru lubrifianț [m^2/N]; η_0 – viscozitatea dinamică absolută [N/m^2] a lubrifianțului la presiunea atmosferică (1 bar).

Cu aceste notații se definesc unele caracteristici adimensionale:

- caracteristica grosimii filmului de lubrifianț

$$H = h / R_x \quad (14.73)$$

- caracteristica de elipticitate a suprafeței de contact

$$k = (R_y / R_x)^{2/\pi} \quad (14.74)$$

- caracteristica de încărcare

$$W = F_n / E' R_x^2 \quad (14.75)$$

- caracteristica de material

$$G = \xi E' \quad (14.76)$$

Pe această bază și după numeroase analize de calcul s-a putut propune următoarea expresie a valorii minime a caracteristicii grosimii de film:

$$H_{\min} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}), \quad (14.77)$$

în relație directă cu grosimea minimă a filmului de lubrifianț h_{\min} , respectiv cu parametrul

$$\lambda = h_{\min} / 1,1 \sqrt{R_{aa}^2 + R_{ab}^2}, \quad (14.78)$$

în care $R_{a,b}$ este rugozitatea medie pe suprafețele de contact.

Extinderea, dincolo de anumite limite verificate experimental, poate duce la rezultate eronate. Astfel, creșterea vitezei și a viscozității lubrifianțului, cu efecte continue pozitive, conform relației (14.77), intervin însă și cu efecte negative de starvare a ungerii sau de subalimentare, prin scurgere, a zonelor de contact, cu scăderea durabilității [21-22].

În fig. 14.28 și 14.29 sunt reprezentate calitativ, pentru zona de contact, distribuția de presiuni p , respectiv grosimea peliculei de lubrifianț h (x – coordonată, b – semiaxa elipsei teoretice de contact pe direcția deplasării contactului). Grosimea minimă a peliculei de lubrifianț aflată în zona de contact depinde, în primul rând, de geometria contactului, de viscozitatea efectivă și de viteză.

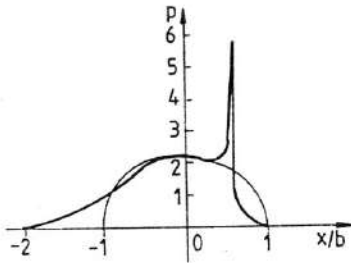


Fig. 14.28

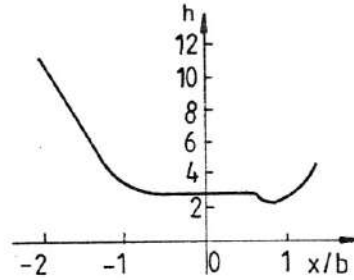


Fig. 14.29

O formulare extinsă a relației (14.68) este

$$L = a_1 a_2 a_3 a_t a_H (C/P)^p, \quad (14.79)$$

în care: a_1 este factorul de fiabilitate corelat cu destinația (tabelul 14.13); a_2 – factorul de calitate a materialului ($a_2 \in 1 \dots 8$); a_3 – factorul de calitate a ungerii (fig. 14.30); a_t – factorul de temperatură (tabelul 14.14); a_H – factorul de duritate dat de relația

$$a_H = (\text{HRC}/58)^{3,6p}. \quad (14.80)$$

Tabelul 14.13. Valori pentru factorul a_1 (ISO 76- 1978, ISO 281-1990)

Fiabilitate T , %	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	0,995
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21	0,14

Tabelul 14.14. Valori pentru factorul a_t dependent de temperatură [6]

Temperatura, °C	150	200	250	300
a_t	1	0,75	0,41	0,21

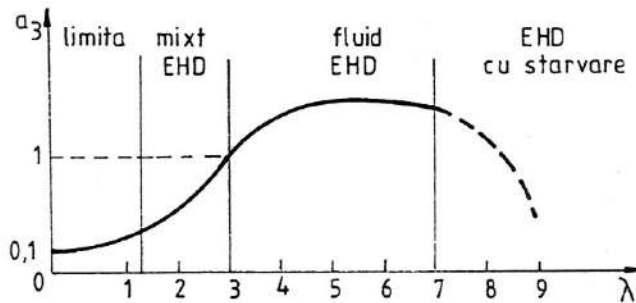


Fig. 14.30

Precizarea condițiilor standard pentru materiale și temperaturi de lucru a condus la simplificarea relației (14.79) astfel:

$$L = a_1 a_{SLF}(k, \eta_c, P_u / P) \cdot (C/P)^p, \quad (14.81)$$

în care, în afara notațiilor cunoscute: P_u este sarcina echivalentă, în N, indicată de firma SKF [29] și corespunzătoare tensiunii tangențiale ortogonale critice $\tau_{yc} = 350$ MPa sub care fenomenul de oboseală de contact nu se mai manifestă, în concordanță și cu rezultatele

conoscute ale încercărilor clasice de oboseală; $k = \nu/\nu_j$ – raportul între viscozitatea cinematică a lubrifiantului la temperatura de funcționare (fig. 14.31) și viscozitatea cinematică recomandată, în mm^2/s (fig. 14.32); η_c – parametru dependent de gradul de contaminare a lubrifiantului și de condițiile de lucru (tabelul 14.15); a_{SLF} – factorul determinat cu ajutorul fig. 14.33 (rulmenți radiali cu bile), fig. 14.34 (rulmenți radiali cu role), fig. 14.35 (rulmenți axiali cu bile) și fig. 14.36 (rulmenți axiali cu role) și care necesită explicații suplimentare.

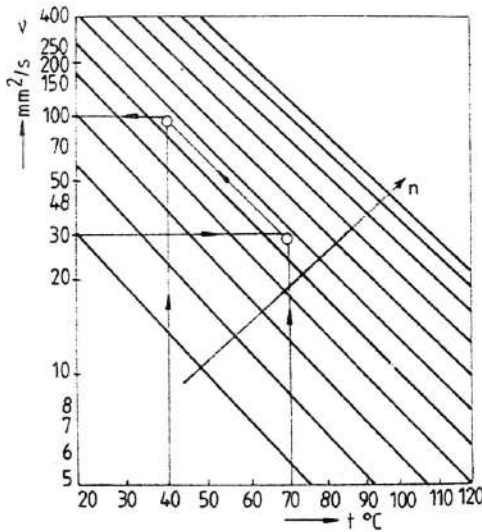


Fig. 14.31

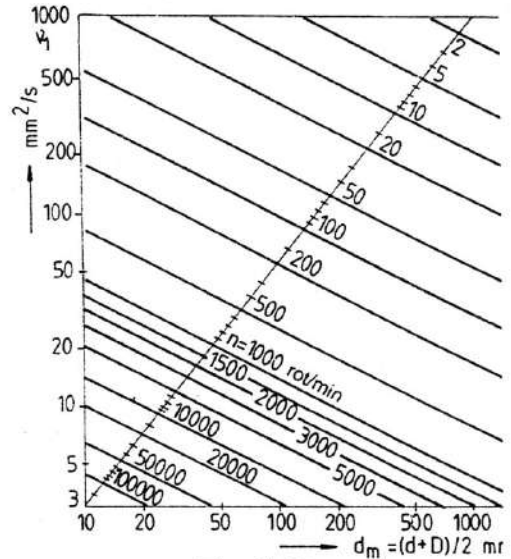


Fig. 14.32

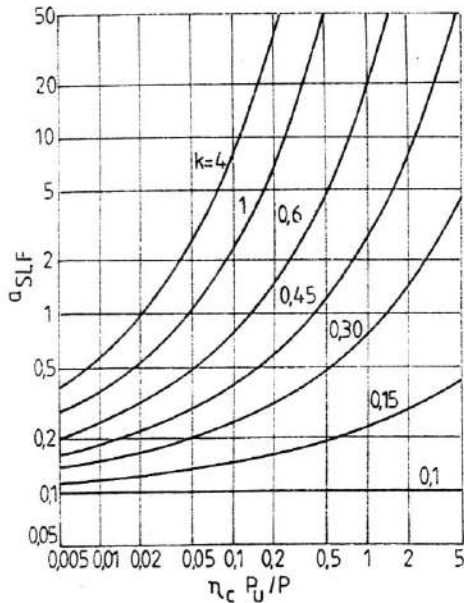


Fig. 14.33

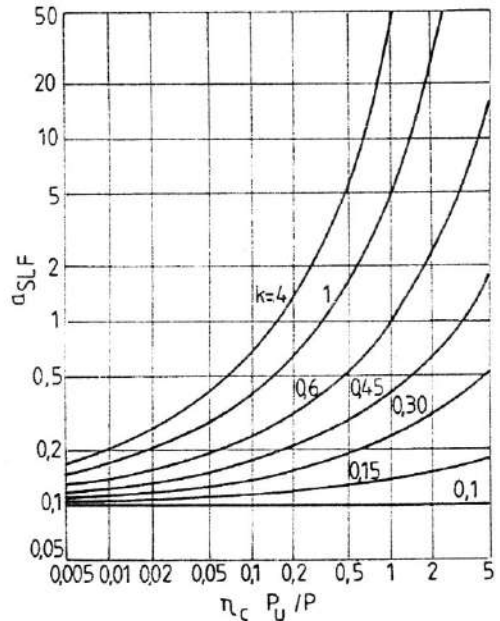


Fig. 14.34

În funcție de datele disponibile și de pretențiile destinației, relația (14.81) se poate aplica în câteva variante:

a. Calculul simplificat, în care factorul $a_{SLF} \equiv a_{23}$ (fig. 14.37) și ia în seamă numai raportul k dintre viscozitatea cinematică de funcționare a lubrifianului ν (fig. 14.31) și viscozitatea cinematică recomandată ν_j (ISO 281-1990), cu considerarea condițiilor de ungere EHD corespunzătoare (fig. 14.30), în corelație cu clasele de viscozitate ISO.

b. Metodă care ia în considerare și factorul de contaminare η_c , pe baza a numeroase studii de caz și experimentări, care indică valori globale (tabelul 14.15), sau pentru diferite aplicații, domenii generale și probabile (tabelul 14.16).

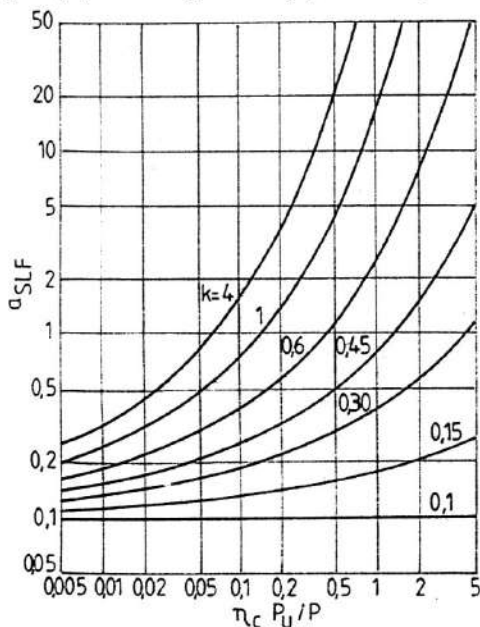


Fig. 14.35

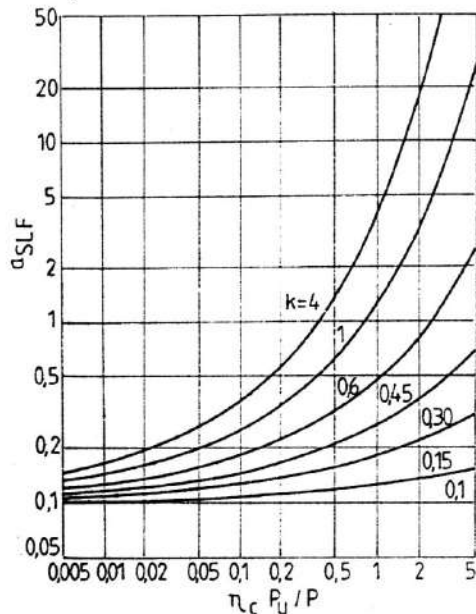


Fig. 14.36

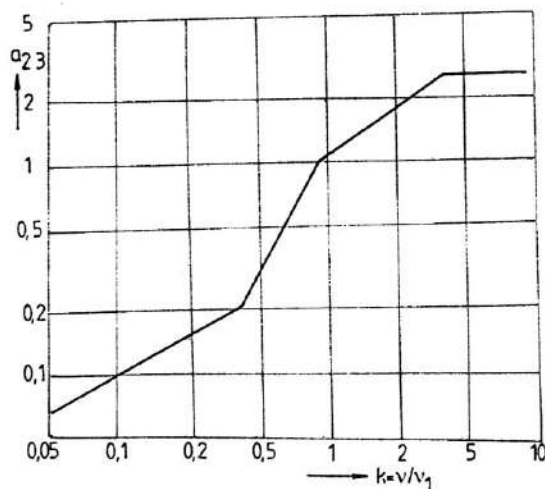


Fig. 14.37

Tabelul 14.15. Valori pentru factorul de contaminare η_c [29]

Condiții de lucru	η_c
Foarte curate; particule cu dimensiuni de mărimea grosimii filmului de lubrifianț	1
Curate; rulmenți etanșați și unși "for life"	0,6
Normale; rulmenți protejați și unși "for life"	0,5
Contaminate; rulmenți cu etanșare parțială, filtrare insuficientă și particule abrazive din exterior	0,05 – 0,1
Contaminate puternic	0

c. Metodă la care, în privința factorului de contaminare, se recurge la prevederile și notațiile ISO 4406 (tabelul 14.17) și la diagrame de tipul exemplificat în fig. 14.38, în care este indicat factorul η_c în funcție de condițiile de ungere (ulei în circulație, cu filtru, sau ulei în baie), coeficientul k și dimensiunile rulmentului, precum și codul corespunzător gradului de contaminare cu particule solide, conform ISO 4406 (β_x); semnificația notației $\beta_{25} \geq 75$ este: 25 – dimensiune de particulă solidă $\geq 25 \mu\text{m}$; 75 = Np_1/Np_2 , cu Np_1 – numărul de particule cu dimensiuni $\geq 25 \mu\text{m}$, înainte de filtrare și Np_2 – numărul de particule cu dimensiuni $\geq 25 \mu\text{m}$, după filtrare.

d. Metoda analitică de detaliu, cu diferențierea tuturor factorilor de influență: η_a – influența tensiunilor reziduale, η_b – influența condițiilor de ungere, η_c – influența contaminării.

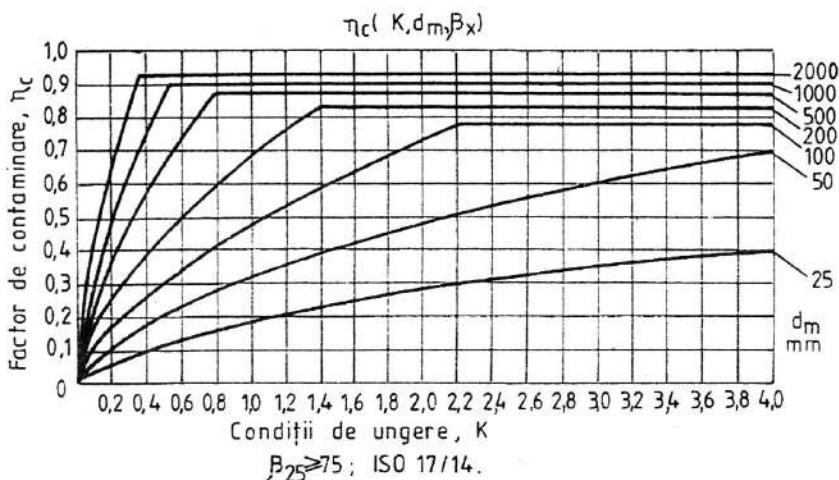


Fig. 14.38

În funcție de datele disponibile, pot fi recomandate metodele a, b, c, perspectiva acumulării unor noi rezultate experimentale rămânând metodei d.

Desigur că rezultatele acestui calcul de durabilitate trebuie comparate cu durabilitățile uzuale pentru diferite aplicații (v. tabelul 14.12), cu durabilități în ore de funcționare, sau în kilometri de drum parcurs, pentru vehicule, conform relațiilor:

Tabela 14.16. Valori pentru factorul de contaminare η_c în funcție de destinația rulmenților [29]

Destinația rulmenților / η_c	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1
Motoare electrice industriale, medii							
Idem, mari				x			
Motoare de tracțiune							
Motoare electrice industriale și casnice mici							
Motoare pentru vibrații							
Reductoare industriale, mici și medii							
Reductoare industriale, mari							
Autovehicule, rulmenți de roată							
Autovehicule, cutii de viteze							
Autovehicule, roți spate, diferențial							
Osii de vagon de cale ferată							
Osii de locomotive de cale ferată							
Osii de vagon de tramvai							
Cutii de viteze pentru locomotive							
Rulmenți axiali pentru arborele de elică la nave							
Rulmenți suport pentru arborii de nave							
Reductoare pentru nave							
Roți de cablu							
Role de transportor							
Roți de transportor							
Pompe centrifugale							
Ventilatoare, mici și medii							
Ventilatoare mari							
Cilindri de laminor, laminor pentru țevi							
Concasoare							
Site vibrante							
Excavatoare cu cupă							

Tabelul 14.16 (continuare)

Destinația rulmenților / η_c	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5	1
Roți pentru deplasare							
Agitatoare, mașini pentru amestecat							
Mașini pentru compactat							
Mașini pentru brichetat							
Cuptoare rotative, role de suport							
Centrifuge							
Role de laminor							
Strunguri							
Mașini de găurit							
Mașini de frezat							
Mașini de rectificat							
Mașini de polizat și lepuit							
Ferestraie mecanice							
Mașini pentru lemn; axul principal, tăiere							
Mașini de frezat pentru lemn							
Mașini pentru prelucrarea maselor plastice, cauciuc							
Cilindri pentru cauciuc							
Mașini pentru prelucrarea pieilor							
Transmisii cu disc							

Observație:

Domeniul extrem	
Domeniul probabil	

Tabelul 14.17. Numărul de cod conform ISO 4406 pentru nivelul de poluare al lubrifianților (extras)

Cod ISO 4406	Număr de particule/ml \geq			
	5 μm		15 μm	
	Peste	Până la și inclusiv	Peste	Până la și inclusiv
20/16	5000	10000	320	640
19/16	2500	5000	320	640
19/15	2500	5000	160	320
18/15	1300	2500	160	320
18/14	1300	2500	80	160
17/14	640	1300	80	160
16/13	320	640	40	80
15/12	160	320	20	40
14/11	80	160	10	20
13/10	40	80	5	10
12/9	20	40	2,5	5
11/8	10	20	1,3	2,5

$$L = L_{ore} \cdot 60 \cdot n / 10^6, \quad (14.82)$$

cu L_{ore} – durabilitatea estimată în ore de funcționare și n – turația în rot/min;

$$L \geq L_D \cdot 1000 / (\pi D), \quad (14.83)$$

cu L_D – distanța parcursă în 10^6 km și D – diametrul roților de cale în mm.

Calculul durabilității rulmenților după alte metode (firme) nu diferă esențial de cel propus anterior de firma SKF. De exemplu, firma FAG propune următoarea relație [36]:

$$L = a_1 a_{23} (C/P)^p, \quad (14.84)$$

cu notațiile cunoscute, cu excepția factorului combinat $a_{23} = a_{23II} \cdot s$ care ține seama de viscozitatea recomandată (v. fig. 14.32) și de contaminarea lubrifianțului, s fiind coeficientul de purificare a lubrifianțului din fig. 14.39 și V factorul de purificare din tabelul 14.18; factorul de purificare are valori: normale, $V = 1$, $s = 1$; ridicată, $V = 0,5$; foarte ridicată, $V = 0,3$; redusă, $V = 2$; foarte redusă, $V = 3$.

Observație: valori pentru factorul $s > 1$ nu sunt de recomandat pentru rulmenți cu role cilindrice fără colivie, decât în cazul unor lubrifianți cu grad de puritate ridicat, min 11/7 ISO 4406. Exemplu pentru $f_s = 14$, $K = 0,6$, $V = 0,3$, $s = 2,6$, sau pentru $f_s = 14$, $V = 2$, $s = 0,3$ care ține seama de contaminarea lubrifianțului și condițiile de ungere.

În factorul a_{23II} predomină condițiile de ungere (fig. 14.40): domeniul I – puritate ridicată a lubrifianțului, ales conform recomandărilor; II – puritate normală (în rulmenți cu lubrifianți aditivati), pentru $k < 0,4$ este posibilă valoarea $a_{23} > 1$; III – condiții de ungere necorespunzătoare, lubrifiant impurificat, contaminat. Primul pas este și în acest caz stabilirea viscozității recomandate (v_l), în funcție de dimensiunile rulmentului și turație (fig. 14.31 și 14.32). Pe această bază, se determină și raportul $k = v/v_l$ dintre viscozitatea cinematică la temperatura de lucru (v , mm^2/s) și viscozitatea recomandată v_l . Viscozitatea standard la 40°C se determină cu ajutorul diagramei din fig. 14.31 (v. și tabelul 14.19).

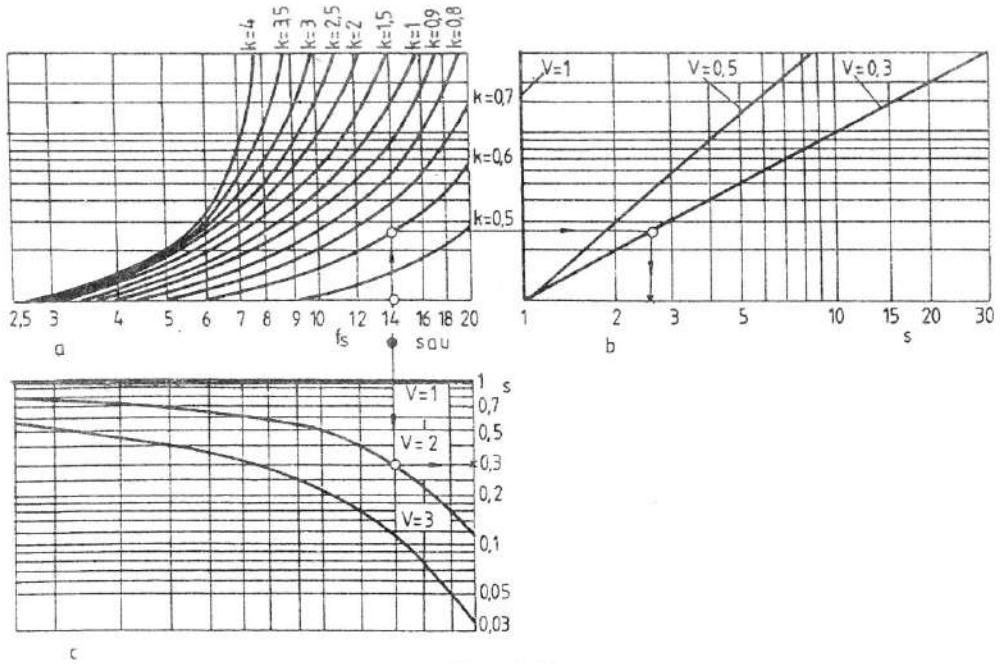


Fig. 14.39

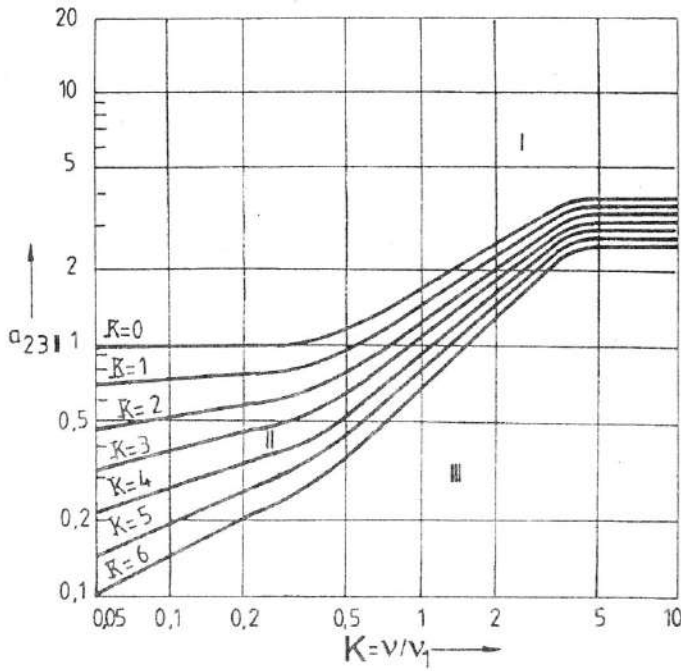


Fig. 14.40

În figura 14.40, în afară de raportul de viscozităților k , mai intervine un factor suplimentar

$$K = K_1 + K_2. \quad (14.85)$$

Componenta K_1 depinde de construcția rulmentului și de factorul de sarcină $f_s = C_0/P_0$, respectiv raportul dintre capacitatea de încărcare statică de catalog (C_0) și sarcina echivalentă statică (P_0) (fig. 14.41; domeniul *a* – rulmenți radiali cu bile, *b* – radiali și radiali-axiali cu role cilindrice sau conice, *c* – radiali oscilanți cu role, axiali oscilanți cu role^{***}, axiali cu role cilindrice^{*}, ^{***}, radiali cu role cilindrice fără colivie^{*}, ^{**} (numai cu o bună filtrare a lubrifianțului; ^{**} momentul de frecare este dublu în comparație cu rulmenții cu colivie; ^{***} sunt de prevăzut încărcări mai reduse).

Componenta K_2 depinde de factorul de sarcină (f_s) și condițiile de ungere (fig. 14.42; $K_2 = 0$, pentru lubrifianți aditivati; la curbele cu ^{**} pentru $k \leq 0,4$, domină fenomenele de uzare, dacă nu se intervine cu un lubrifiant adecvat).

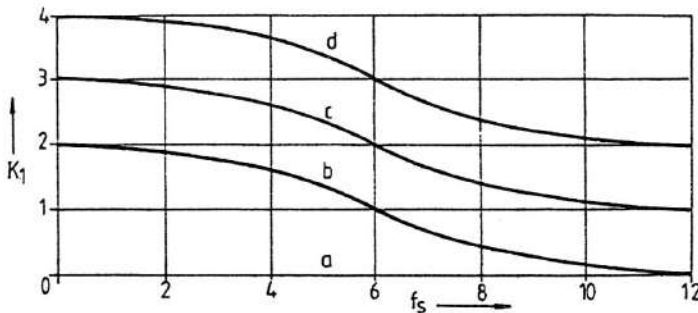


Fig. 14.41

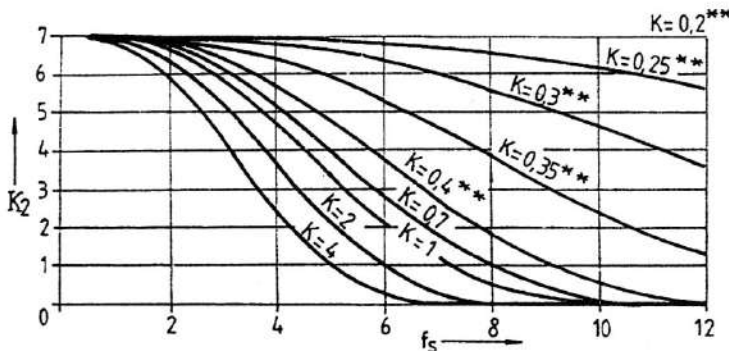


Fig. 14.42

Tabelul 14.18. Valori recomandate pentru clasa de puritate a lubrifianților și pentru caracteristica de filtrare β_c (ISO 4406, 4572)

$(D - d)/2$, mm	V	Contact punctual		Contact liniar	
		Clasa de puritate pentru lubrifiant (ISO 4406)	Caracteristica de filtrare β_c	Clasa de puritate pentru lubrifiant (ISO 4406)	Caracteristica de filtrare β_c
$\leq 12,5$	0,3	11/8	$\beta_3 \geq 200$	12/9	$\beta_3 \geq 200$
	0,5	12/9	$\beta_3 \geq 200$	13/10	$\beta_3 \geq 75$
	1	14/11	$\beta_6 \geq 75$	15/12	$\beta_6 \geq 75$
	2	15/12	$\beta_6 \geq 75$	6/13	$\beta_{12} \geq 75$
	3	16/13	$\beta_{12} \geq 75$	17/14	$\beta_{25} \geq 75$

Tabelul 14.18 (continuare)

$(D - d)/2$, mm	V	Contact punctual		Contact liniar	
		Clasa de puritate pentru lubrifiant (ISO 4406)	Caracteristica de filtrare β_c	Clasa de puritate pentru lubrifiant (ISO 4406)	Caracteristica de filtrare β_c
12,5...20	0,3	12/9	$\beta_3 \geq 200$	13/10	$\beta_3 \geq 75$
	0,5	13/10	$\beta_3 \geq 75$	14/11	$\beta_6 \geq 75$
	1	15/12	$\beta_6 \geq 75$	16/13	$\beta_{12} \geq 75$
	2	16/13	$\beta_{12} \geq 75$	17/14	$\beta_{25} \geq 75$
	3	18/14	$\beta_{25} \geq 75$	19/15	$\beta_{25} \geq 75$
20...35	0,3	13/10	$\beta_3 \geq 75$	14/11	$\beta_6 \geq 75$
	0,5	14/11	$\beta_6 \geq 75$	15/12	$\beta_6 \geq 75$
	1	16/13	$\beta_{12} \geq 75$	17/14	$\beta_{12} \geq 75$
	2	17/14	$\beta_{25} \geq 75$	18/15	$\beta_{25} \geq 75$
	3	19/15	$\beta_{25} \geq 75$	20/16	$\beta_{25} \geq 75$
>35	0,3	14/11	$\beta_6 \geq 75$	14/11	$\beta_6 \geq 75$
	0,5	15/12	$\beta_6 \geq 75$	15/12	$\beta_{12} \geq 75$
	1	17/14	$\beta_{12} \geq 75$	18/14	$\beta_{25} \geq 75$
	2	18/15	$\beta_{25} \geq 75$	19/16	$\beta_{25} \geq 75$
	3	20/16	$\beta_{25} \geq 75$	21/17	$\beta_{25} \geq 75$

Tabelul 14.19. Viscosități cinematice standard (ISO)
la temperatura de 40°C [40]

Clasa de viscositate conform ISO	Viscozitatea cinematică v la 40°C		
	medie	min.	max.
	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	44,6	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

14.9. Ungerea rulmenților

Ungerea rulmenților trebuie corelată cu următoarele obiective generale: micșorarea frecărilor, protecția împotriva coroziunii, împiedicarea pătrunderii impurităților sau a altor elemente de contaminare din exterior, micșorarea zgomotului și vibrațiilor, amortizarea efectelor de șoc în contacte și evacuarea de căldură.

Materialele pentru ungere pot fi: *solide*, cu proprietăți autolubrifiante, *lichide* (uleiuri minerale și sintetice), *plastice* (unsori consistente ca amestec dispers de agent de îngroșare și ulei, amestec de ulei pulverizat cu aer).

Lubrifiantii pentru ungerea rulmenților trebuie să îndeplinească următoarele cerințe: stabilitate chimică și fizică, fără conținut de acizi, baze, impurități, particule de metal, cenușă, și viscozitate corespunzătoare pentru asigurarea condițiilor de ungere satisfăcătoare.

Considerând numai soluțiile de interes general, ungerea cu ulei prezintă o stabilitate chimică mai mare și frecări mai reduse, în timp ce ungerea cu lubrifianti plastici nu demonstrează pierderi semnificative, necesitând etanșări simple.

Criteriile generale de alegere a lubrifiantului sunt: tipodimensiunea rulmentului, sarcina, turația, temperatura de lucru, condițiile de etanșare și de mediu ambiant. Principalul criteriu de alegere este produsul $d_m \cdot n$ [mm · rot/min], cu exemple în tabelul 14.20.

Tabelul 14.20. Recomandări pentru alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere

Lubrifiant	Sistem de ungere	$d_m \cdot n$, mm rot/min	
Lubrifiant solid	„For life”	< 1500	
	Ungere repetată		
Unsoare consistentă	„For life”	< $500 \cdot 10^3$	
	Ungere repetată		
	Ungere cu sistem central		
Ulei – ungere abundentă	Barbotare	< $500 \cdot 10^3$	
	Ungere prin circulație	< $1000 \cdot 10^3$	Cu răcire artificială
	Ungere sub presiune	< $4000 \cdot 10^3$	
Ulei – ungere săracă	Ungere cu picătura sau prin impuls	< $2000 \cdot 10^3$	Cu răcire artificială
	Ungere cu ceață		

14.9.1. Ungere cu unsoare consistentă

Se folosește în peste 90% din aplicații. Avantajele sunt numeroase și pot fi astfel detaliate: soluții funcționale și constructive simple, etanșări simplificate, durabilitate ridicată în condiții satisfăcătoare de evacuare a căldurii, fără instalații de răcire sau recirculare, utilizări până la $d_m \cdot n = 10^6$ mm · rot/min, durată de utilizare îndelungată și degradare lentă.

Principalele caracteristici ale unsoarelor consistente utilizate la ungerea rulmenților sunt specificate în tabelul 14.21. La acestea pot fi adăugate:

- corelația dintre domeniul de utilizare de temperatură, viscozitatea uleiului de bază și clasa de consistență (NLGI - National Lubrication Grease Institute, SUA) (fig. 14.43);

- corespondența dintre clasa de consistență (NLGI) și adâncimea de penetrație (tabelul 14.22);
- tipuri de unsoari recomandate de firma SKF (tabelul 14.23), cu exemple indicate în fig. 14.44, în funcție de diametrul d_m al rulmentului, turația n și temperatura de funcționare t .

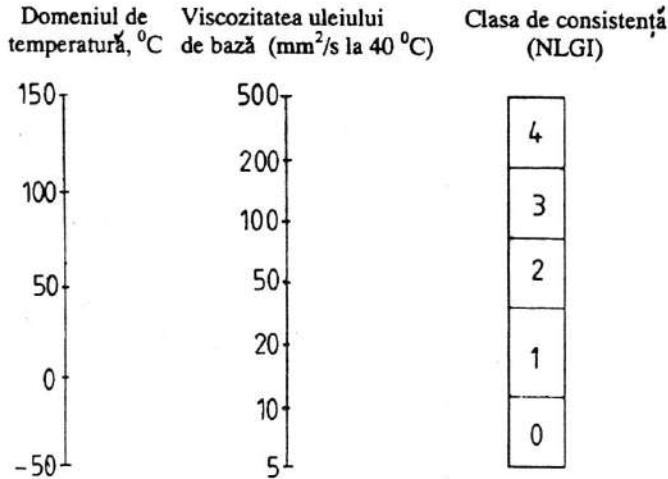


Fig. 14.43

Tabelul 14.21. Caracteristici pentru clase de unsoari consistente

Agent de îngroșare	Ulei	Domeniu de temperatură, °C	Temperatură de picurare, °C	Stabilitate la apă	Presiune de contact	Cost	Aplicabilitate la rulmenți
Săpun de Al	Mineral	- 20...70	120	**	*	2,5...3	*
Săpun de Ca		- 30...50	80-100	***	*	0,8	*
Săpun de Li		- 35...130	170...200	***	*	1	***
Săpun de Na		- 30...100	150...190	-	**	0,9	**
Săpun de Li	Polialfaolefină	- 60...150	170...20	***	**	4...10	***
Săpun de Li	Esteri	- 60...130	190	**	*	5...6	***
Săpun de Al	Mineral	- 30...160	260	***	*	2,5...4	***
Săpun de Ba		- 30...140	220	**	**	4...5	***
Săpun de Ca		- 30...140	240	**	**	0,9...1,2	***
Săpun de Li		- 30...150	240	**	**	2	**
Săpun de Na		- 30...130	220	*	*	3,5	***
Săpun de Al	Polialfaolefină	- 60...160	260	***	**	10...15	*
Săpun de Ba		- 60...160	220	***	***	15...20	***
Săpun de Ca		- 60...160	240	***	***	15...20	***
Săpun de Li		- 40...180	240	**	***	15	***
Săpun de Ba	Ester	- 40...130	200	**	**	7	***
Săpun de Ca		- 40...130	200	***	**	7	***
Săpun de Li		- 40...180	240	**	*	10	***
Săpun de Li	Siliconic	- 40...180	240	**	-	20	**
Bentonită	Mineral	- 20...150	fără	***	*	2...6	**
	Polialfaolefină	- 50...180	fără	***	*	12...15	**

Tabelul 14.21 (continuare)

Agent de îngroșare	Ulei	Domeniu de temperatură, °C	Temperatură de picurare, °C	Stabilitate la apă	Presiune de contact	Cost	Aplicabilitate la rulmenți
Substanțe poliureice	Mineral	- 25...160	250	***	**	3	***
	Polialfaolefină	- 30...200	250	***	***	10	***
	Siliconic	- 40...200	250	***	-	20	**
	Fluorosiliconic	- 40...200	250	***	-	20	**
Teflon	Alkoxifluor	- 50...250	fără	***	**	100...150	
	Fluorosiliconic	- 40...200	fără	***	**	80...100	

Observație: *** foarte bună, ** bună, * satisfăcător, - nesatisfăcător

Tabelul 14.22. Corespondența dintre clasa de consistență NLGI și adâncimea de penetrație în unsoare

Clasa NLGI	Adâncimea de penetrație (0,1 mm)
000	445 - 475
00	400 - 430
0	355 - 385
1	310 - 340
2	265 - 295
3	220 - 250
4	175 - 205
5	130 - 160
6	85 - 115

Tabelul 14.23. Unsoari consistente recomandate de firma SKF și principalele lor caracteristici

Denumire	Agent de îngroșare	Ulei de bază	Temperatură de funcționare, °C	Viscozitate cinematică a uleiului de bază, mm ² /s	Consistență NLGI
LGMT 2	Săpun de Li	Mineral	- 30...120	91	2
LGMT 3	Săpun de Li	Mineral	- 30...120	120	3
LGEP 2	Săpun de Li	Mineral	- 30...110	195	2
LGEM 2	Săpun de Li	Mineral	- 20...120	510	2
LGLT 2	Săpun de Li	Diester	- 55...110	16	2
LGHT 3	Săpun complex Li	Mineral	- 30...150	110	3

Exemplele prezentate conduc la trei tipuri de unsoare - LGEM 2, LGMT 3, LGEP 2 - care trebuie considerate împreună cu raportul k respectiv în calculul durabilității rulmenților prin factorul a_{SLF} (v. § 14.8).

Cantitatea de unsoare consistentă care trebuie introdusă în lagăr este:

- pentru unsoari consistente cu realimentare,

$$m_1 = DBx \text{ [g]} \quad (14.86)$$

(realimentare săptămânală, $x = 0,002$; lunară, $x = 0,003$; anuală, $x = 0,004$);

- idem, pentru condiții grele de lucru și intervale scurte de realimentare,

$$m_2 = (0,5...20)V_0 \text{ [kg/oră]} \quad (14.87)$$

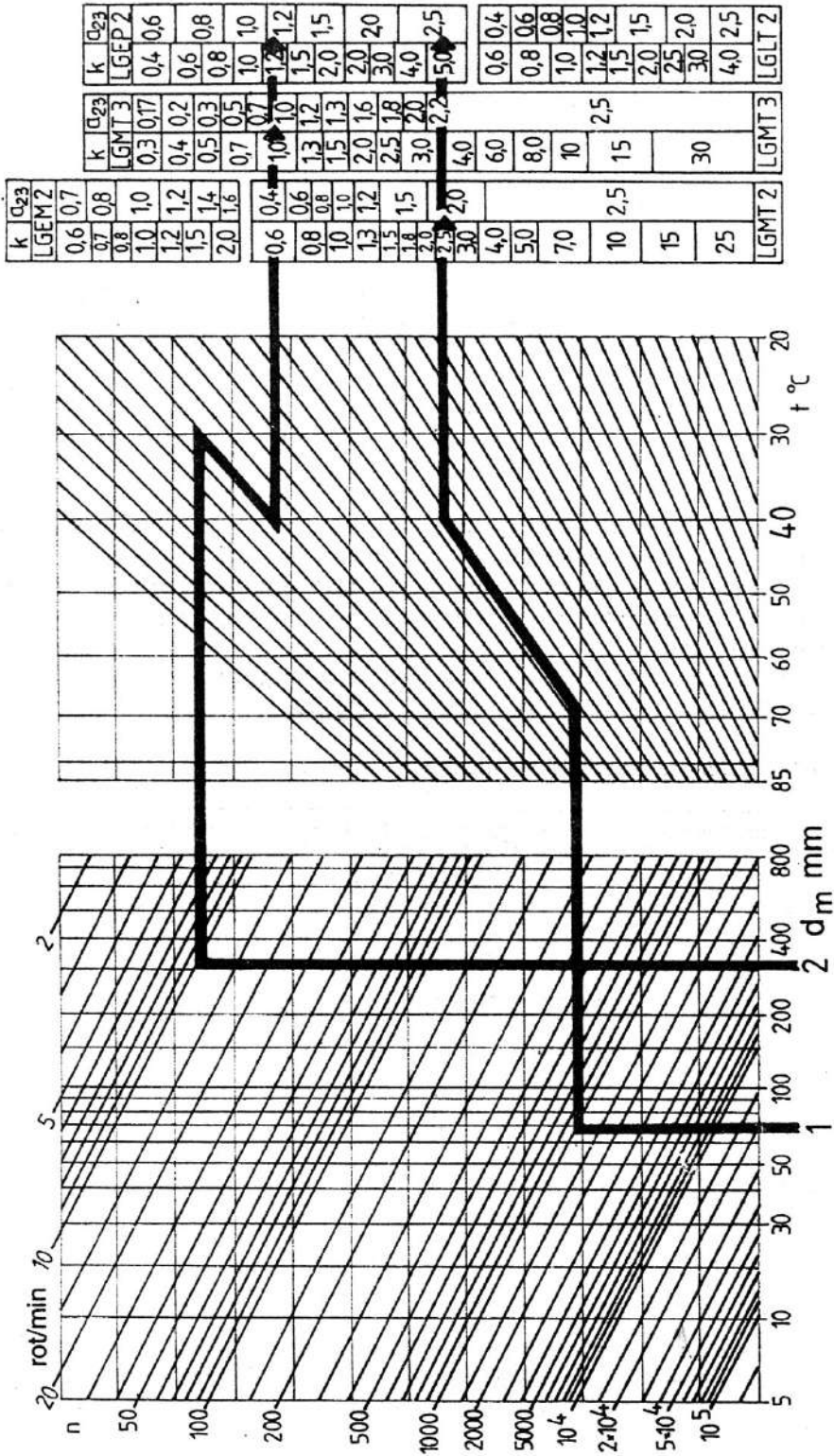


Fig. 14.44

- idem, după perioade îndelungate de staționare,

$$m_3 = DB \cdot 0,01 \text{ [g]}, \quad (14.88)$$

unde

$$V_0 = \frac{\pi}{4} B(D^2 - d^2) \cdot 10^{-9} - \frac{G}{7800} \text{ [m}^3\text{]}, \quad (14.89)$$

cu: d – diametrul interior al rulmentului, în mm; D – diametrul exterior, în mm; B – lățimea, în mm; G – masa, în kg.

Durabilitatea unsoarii. Unsoarea consistentă, datorită condițiilor specifice de funcționare, presiune de contact, temperatură, timp, poate prezenta fenomene de degradare chimică, structurală, de contaminare și de pierdere datorită etanșărilor imperfecte.

Au fost elaborate modele teoretice [4,15,19,20] care au luat în considerare, pe suport probabilist, durabilitatea lubrifianțului, în concurență cu durabilitatea rulmentului (relația 14.81).

Astfel, pentru fiabilitatea unsoarii consistente s-au stabilit relații de tipul [19,20]

$$\ln\left(\frac{1}{S_L}\right) \approx f\left(\frac{n}{n_L}\right) \cdot \left(\frac{T_0}{T} - 1\right)^{\alpha \cdot e} \left(\frac{F}{C}\right)^{\beta \cdot e} (V^*)^{\gamma \cdot e} L^e, \quad (14.90)$$

în care: S_L este fiabilitatea compoziției și structurii unsoarii; n – turația rulmentului, rot/min; n_L – turația limită (v. § 14.11), rot/min; T_0 – temperatura standard, °C; T – temperatura de lucru, °C; V^* – cantitatea de unsoare, % din volumul interior liber al rulmentului; L – durabilitatea unsoarii, milioane rotații ale inelului interior al rulmentului; α , β , γ , e – exponenți determinați experimental.

Pentru unsoarele consistente cu caracteristicile menționate în tabelul 14.24: $\alpha = -0,5 \dots 0,1$; $\beta = 1,17 \dots 1,25$; $\gamma = 1,596 \dots 1,82$; $e = 2,034 \dots 2,904$.

Tabelul 14.24. Caracteristici ale unsoarilor consistente încercate [15,18,20,23]

Caracteristica	Unsoare UM 185 Li EP 2	Unsoare Shell Alvania R2
Penetrație (0,1 mm)	265...295	289...299
Ulei de bază	Mineral	Mineral
Agent de îngroșare	Săpun de Li	Săpun de Li
Temperatură de utilizare (°C)	- 25...125	- 30...100

Tabelul 14.25. Valori pentru coeficientul k_0

Tipul rulmentului	k_0	
	Intervalul de ungere	Durabilitatea unsoarii
Radial-oscilant cu role butoi, radial-axial cu role conice, axial cu bile, radial cu role cilindrice	1	2
Radial cu ace	5	15
Radial cu bile	10	20...40

Rezultatele cercetărilor confirmă valabilitatea modelului și implicit fundamentează recomandările existente pentru intervalele de ungere și cantitățile de lubrifianț necesare.

Alte metode, mai simple, recurg la formule transpuse în diagrame:

$$h = k_0 \left(\frac{14 \cdot 10^6}{n\sqrt{d}} - 4d \right) f_1 f_2 f_3, \quad (14.91)$$

în care: h este durata unsorii, în ore; k_0 – coeficient dependent de tipul rulmentului (tabelul 14.25); n – turația inelului interior, rot/min; d – diametrul interior, în mm; f_1 – coeficient dependent de influența temperaturii (tabelul 14.26); f_2 și f_3 – coeficienți în funcție de condițiile de lucru (tabelul 14.27).

Tabelul 14.26. Valori pentru coeficientul f_1

Temperatura, °C	70	85	100
f_1	1	0,5	0,25

Tabelul 14.27. Valori pentru coeficienții f_2 și f_3

Condiții de lucru	Favorabile	Moderate	Grele	Foarte grele
f_2 (cu praf), f_3 (vibrații)	1	0,7...0,9	0,4...0,7	0,1...0,4

14.9.2. Ungere cu ulei

Este indicată pentru aplicații la care ungerea este comună pentru toate elementele ansamblului sau când problema evacuării de căldură devine critică. Se poate folosi ungerea cu ulei fără suprapresiune, cu suprapresiune, ungerea cu cantități mici de ulei aplicate inițial, sau cu ceață de ulei (ulei - aer), desigur cu dotările corespunzătoare. Alegerea unui anumit sistem de ungere cu ulei obligă la câteva calcule elementare cu privire la volumul disponibil, canale, conducte, filtrare, pompe de alimentare etc.

Pentru ungerea cu ulei, diagramele din figurile 14.31 și 14.32 pot fi folosite în vederea stabilirii viscozității optime la temperatura standard de 40°C. Principalele clase de ulei sunt indicate în tabelul 14.28.

Tabelul 14.28. Caracteristicile claselor de ulei

Caracteristici	Clase de ulei					
	Ulei mineral	Polialfaolefinic	Poliglicol	Ester	Siliconic	Alkoxifluor
Viscozitate la 40°C, mm ² /s	2...450 0	15...1500	20...2000	7...4000	4...100000	20...650
Temperatură de barbotare, max. °C	100	150	100...150	150	150...200	150...220
Temperatură de circulație, max. °C	150	200	150...200	200	250	240
Temperatură de congelare, °C min.	20*	-40*	-40	-60*	-60*	-30*
Temperatură de inflamabilitate, max. °C	220	230...260*	200...260	220...260	300*	-

Tabelul 14.28 (continuare)

Caracteristici	Clase de ulei					
	Ulei mineral	Polialfaolefinic	Poliglicol	Ester	Siliconic	Alkoxifluor
Sensibilitate la apă	**	**	...** *	*...** *	**	*
Indice de viscozitate	*	*...**	**	**	***	*...**
Rezistența la temperatură ridicată 150°C	*	**	*...** *	** *	***	***
Comportarea la sarcini ridicate	*** *	*** *	*** *	**	*	**
Comportare/elastomeri	**	** *	*	...*	***	**
Cost	1	6	4...10	4...10	40...100	200...800

Observație: *** foarte bun, ** bun, * satisfăcător, - necorespunzător; * în funcție de compoziția lubrifiantului

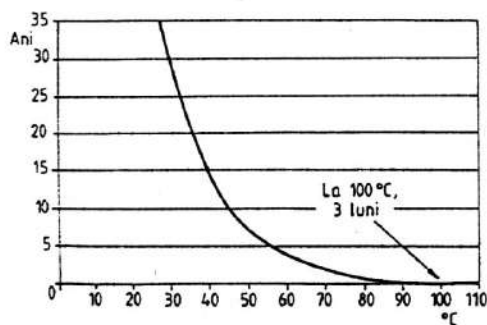


Fig. 14.45

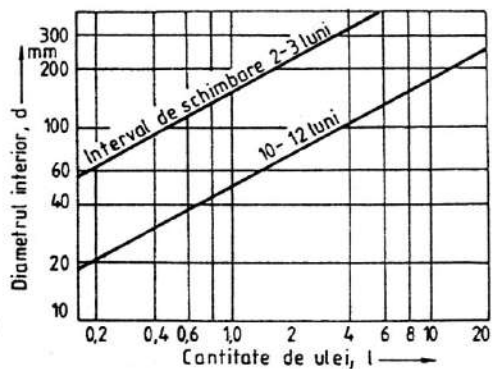


Fig. 14.46

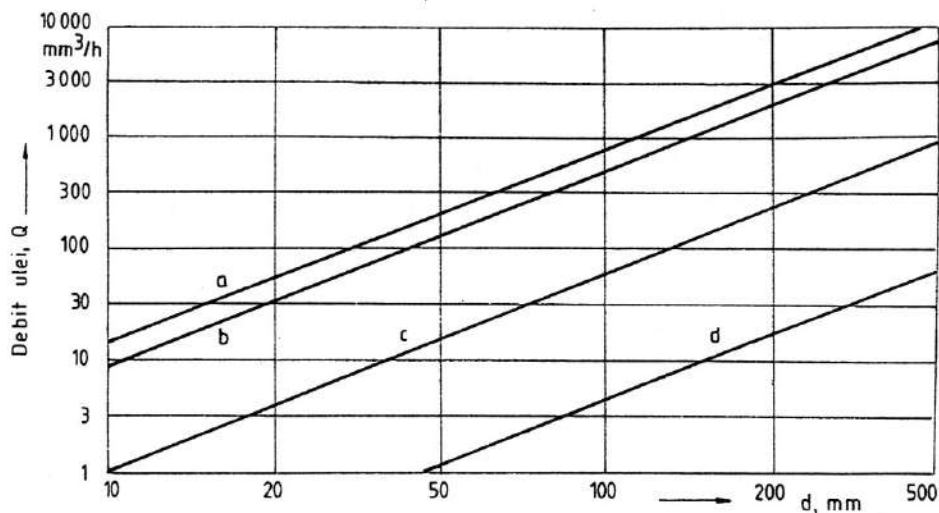


Fig. 14.47

Durata de utilizare a uleiului, fără considerarea contaminării și numai sub influența temperaturii de lucru, este indicată în fig. 14.45. Alte date cu privire la debitul de ulei necesar ungerii prin diferite metode sunt indicate în fig. 14.46 ($v = 5 \dots 10 \text{ mm}^2/\text{s}$), fig. 14.47 (a, b – rulmenți radial-axiali cu bile, $\alpha = 40^\circ$; axial-radiali cu bile, $\alpha = 60 \dots 70^\circ$; axiali cu bile, $n \cdot d_m \leq 800\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$; b, c – rulmenți pentru axe principale, $\alpha = 15 \dots 25^\circ$, $n \cdot d_m \leq 2\,000\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$; c, d – radiali cu role cilindrice; c – umăr/inelul interior, $n \cdot d_m \leq 10^6 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$; d – umăr/inelul exterior, $n \cdot d_m \leq 600\,000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$) și fig. 14.48 (a – suficient pentru ungere; b – limită superioară pentru lagăre simetrice; c – limită superioară pentru lagăre asimetrice; a_1, b_1, c_1 pentru $D/d > 1,5$; a_2, b_2, c_2 pentru $D/d \leq 1,5$).

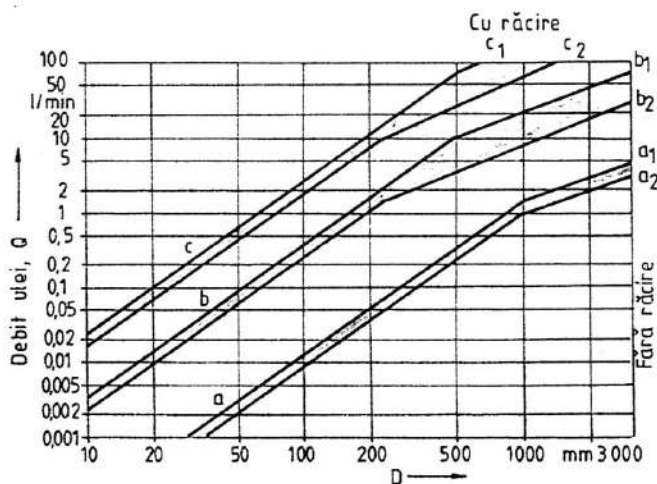


Fig. 14.48

Sortimentul de lubrifianți plastici și lichizi disponibili este extrem de vast. Se adaugă posibilitățile de aditivare, eventual în combinații variate: antioxidanți, anticorrosivi, detergenți, dispersanți, pentru efecte polare de suprafață, de extremă presiune (EP), antirugină, deactivatori pentru creșterea temperaturii de picurare, pentru creșterea indicelui de vâscozitate, antispușanți.

14.9.3. Ungere cu lubrifianți solizi

Ungerea cu lubrifianți solizi – acoperiri diferite sau pastă – este limitată pentru condiții extreme de funcționare și sau durabilitate îndelungată. În tabelul 14.20 sunt indicate diferite soluții de ungere, cu recomandări specifice.

14.10. Frecări

Realizarea în timpul funcționării rulmenților – în special în cazul turațiilor înalte – a unui regim termic moderat și stabil reprezintă una dintre condițiile esențiale de creștere a fiabilității și performanțelor. Încălzirea rulmenților în timpul funcționării se datorează rezistenței la rotație, ca rezultat al unui sistem complex de surse de frecare care acționează în interdependență:

- *frecarea datorită deformațiilor de contact*, ca rezultat al histerezisului elastic al materialului corpurilor în contact, asociat cu o creștere a rezistenței la rostogolire;
- *frecarea de alunecare* pe suprafețele de contact ale sistemelor tribologice ale rulmentului: corpuri de rostogolire/căi de rulare, colivie/corpuri de rostogolire, colivie/inel de ghidare, role/inel de ghidare frontală (rulmenți cu role);
- *frecarea fluidă*, ca rezultat al frecărilor interne din lubrifianț (forfecarea filmului între suprafețele în mișcare relativă) și a efectelor de barbotare în cazul unui lubrifianț în exces (în special la turații înalte).

14.10.1. Frecarea datorită deformațiilor de contact

La un rulment încărcat, frecarea care apare datorită deformațiilor de contact ale elementelor de rostogolire și căilor de rulare este un fenomen complex, rezultând din histerezisul elastic al materialului corpurilor în contact, asociat cu o creștere a rezistenței la rostogolire.

În timpul mișcării de rostogolire se produc deformații elastice ale corpurilor de rostogolire și căilor de rulare (fig. 14.49), însoțite de degajarea unei cantități de căldură rezultate din diferența dintre energia de deformare a corpurilor în contact și cea de relaxare a materialelor.

Rezultatele unor cercetări experimentale în această direcție au evidențiat o dependență aproape liniară între pierderile de energie datorită histerezisului elastic al materialelor corpurilor în contact și volumul de material sollicitat [3]. Suplimentar, s-a evidențiat dependența frecărilor datorită histerezisului elastic de natura materialelor sollicitate și forțele normale pe contact.

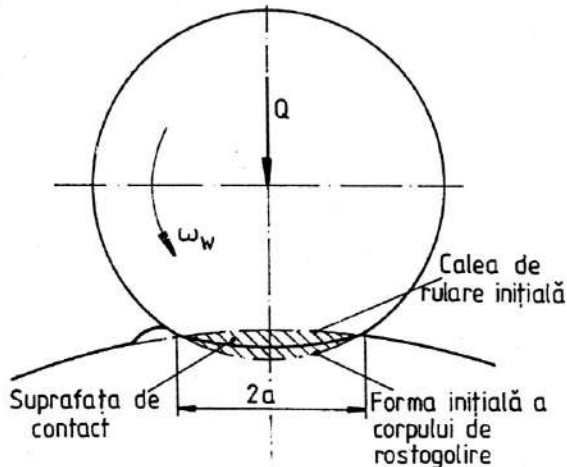


Fig. 14.49

14.10.2. Frecarea de alunecare

La rulmenții de turație înaltă mișcarea de rostogolire a bilelor pe calea de rulare este însoțită, în cele mai multe cazuri, considerând și deformațiile de contact, de o mișcare complexă de alunecare care generează forțe de frecare în corelație cu tensiunile de contact, coeficienții de frecare și geometria căii de rulare. Existând simultan mișcări de rostogolire, de spin și giroscopice ale bilelor pe căile de rulare, determinarea vitezelor de alunecare în fie-

care punct al elipsei de contact este o operație deosebit de dificilă – modificându-se, în același timp, și dimensiunile și complexitatea algoritmului de calcul – dar extrem de importantă și utilă în studiul detaliat al fenomenelor de frecare din rulmenți în direcția gășirii unor soluții eficiente de creștere a fiabilității.

Considerând aspectele cinematice prezentate în § 14.3, suplimentar, peste forțele de frecare generate de aceste alunecări, acționează cele generate de alunecările pe suprafețele de ghidare colivie/corpurile de rostogolire, colivie/inele sau role/inel de ghidare (la rulmenții cu role). Forțele care acționează pe aceste suprafețe sunt determinate de un complex de factori, dintre care se pot enumera: greutatea coliviei, forțele centrifuge ale coliviei și corpurilor de rostogolire, însoțite de deplasări ale centrelor de greutate; mișcările de accelerare sau retragere a corpurilor de rostogolire din locașurile coliviei la intrări sau ieșiri din zona încărcată a rulmentului; forțele de inerție la variații ale turației; mișcările relative ale bilelor la modificări ale unghiului de contact; deplasări axiale ale rolelor în locașul coliviei.

Aceste forțe, în condiții normale de funcționare și lubrifiere, sunt relativ mici; prin urmare și forțele de frecare corespunzătoare sunt reduse. La turații ridicate, în condițiile unei ungeri sărace și cu lubrifianț contaminat, forțele centrifuge și de inerție pot avea, în unele cazuri, valori comparabile cu cele datorită încărcărilor exterioare și, prin urmare, forțele de frecare pot crește considerabil.

14.10.3. Frecarea în lubrifianț

Frecarea fluidă la un rulment, ca rezultat al frecărilor interne din lubrifianț (forfecarea filmului între suprafețele în mișcare relativă) și al efectelor de barbotare, în cazul unui lubrifianț în exces (în special la turații înalte), depinde, în principal, de viscozitatea lubrifianțului și de turație. La turații joase, frecarea este în general redusă, dar crește semnificativ o dată cu turația. De asemenea, chiar în cazul turațiilor joase, frecarea crește atunci când lubrifianțul este pompat în cantități mari pentru dispărerea căldurii degajate în timpul funcționării rulmentului.

În cazul lubrifianților plastici (unsori), frecările cresc în condițiile utilizării unor cantități prea mari (nu există spațiu liber în rulment sau nu există posibilități de expulzare a cantităților în exces). În aceste condiții, unsoarea este forfecată permanent de corpurile de rostogolire și de colivie, având ca efect creșterea frecărilor.

14.10.4. Calculul momentului de frecare

În cazul rulmenților de turație înaltă, determinarea analitică a momentului de frecare este dificilă, deoarece considerarea în calcule a tuturor fenomenelor complexe de frecare menționate anterior ar conduce la o creștere considerabilă a elementelor de fond, dar și de dimensiuni ale algoritmului de calcul. În mod evident însă, rezultatele vor avea un conținut mult mai apropiat de realitate și un grad de încredere suplimentar.

În calculele de proiectare, momentul de frecare din rulmenții cu bile se poate calcula, cu suficientă aproximație, cu relația [3,6,29]:

$$M = M_F + M_L, \quad (14.92)$$

în care M_F este momentul de frecare datorat în principal deformațiilor de contact, dar și alunecărilor pe suprafețele de contact bile/căi de rulare, iar M_L – momentul de frecare datorat, în principal, frecării fluide a elementelor mobile ale rulmentului cu lubrifianțul, dar și frecărilor din suprafețele de ghidare colivie/corpurile de rostogolire și colivie/inele.

Momentul de frecare M_F se poate determina cu relația

$$M_F = \mu_1 f_1 F d_m / 2 \text{ [N}\cdot\text{m]}, \quad (14.93)$$

în care: μ_1 este un coeficient de frecare dependent de sarcina și tipul rulmentului iar f_1 un coeficient care consideră direcția de aplicare a forței (tabelul 14.29); F – sarcina rezultantă pe rulment, în N; d_m – diametrul mediu al rulmentului, în m.

Tabelul 14.29. Valori pentru coeficienții μ_1 și f_1 [3]

Tipul rulmentului	μ_1	f_1
Rulmenți radiali cu bile pe un rând ¹⁾	$0,002 (F/C_0)^{1/2}$	$F_d/F \leq 0,5/Y: f_1 = 1$ $F_d/F > 0,5/Y: f_1 = (3Y - 1)F_d/F + 0,5/Y - 0,5$
Rulmenți radial oscilanți cu bile ²⁾	$0,001 (F/C_0)^{1/2}$	$F_d/F \leq 0,87/Y: f_1 = 1$ $F_d/F > 0,87/Y: f_1 = 4YF_d/F - 2,5$
Rulmenți radial – axiali cu bile pe un rând $\alpha_0 = 15^\circ$ ²⁾	$0,002 (F/C_0)^{1/2}$	$F_d/F \leq 0,5/Y: f_1 = 1$ $F_d/F > 0,5/Y: f_1 = (3Y - 1)F_d/F + 0,5/Y - 0,5$
$\alpha_0 = 40^\circ$ ³⁾	$0,0015 (F/C_0)^{1/3}$	$f_1 = 1$
Rulmenți radial – axiali cu bile pe două rânduri	$0,002 (F/C_0)^{1/3}$	$f_1 = 1$
Rulmenți axiali cu bile	$0,0015 (F/C_0)^{1/3}$	$f_1 = 1$
Rulmenți radiali cu role cilindrice pe un rând ⁴⁾	0,0005	$f_1 = 1$
Rulmenți radiali cu ace		
Rulmenți radial – axiali cu role conice pe un rând	0,001	$F_d/F = 0,5/Y: f_1 = 1$ $F_d/F > 0,5/Y: f_1 = 2YF_d/F$
Rulmenți oscilanți cu role butoi ²⁾	0,001	$F_d/F \leq 0,57/Y: f_1 = 1$ $F_d/F > 0,57/Y: f_1 = 1,75YF_d/F$
Rulmenți axiali cu role butoi	0,0015	$f_1 = 1$
Rulmenți axiali cu role cilindrice	0,0035	$f_1 = 1$
Rulmanți axiali cu ace		
Observații:		
1) Valoarea Y trebuie să considere jocul radial (v. § 14.8).		
2) Valoarea Y pentru $F_d/F \leq e$ (v. § 14.8).		
3) F_a și F trebuie să considere forța axială de reacțiune (v. § 14.8).		
4) Încărcare pur radială.		

Momentul de frecare M_L se poate determina cu relația

$$M_L = 10^{-7} f_0 (vn)^{2/3} d_m^3 \text{ [N}\cdot\text{m]}, \quad (14.94)$$

în care: f_0 este un coeficient care consideră tipul rulmentului și sistemul de lubrificație (tabelul 14.30); v – viscozitatea cinematică a lubrifiantului la temperatura de funcționare, în m^2/s ; n – turația rulmentului, în rot/min; d_m – diametrul mediu al rulmentului, în m.

Tabelul 14.30. Valori pentru coeficientul f_0 [3]

Tipul rulmentului	Sistemul de ungere	
	Baie de ulei Jet de ulei	Ulei prin picurare Ceață de ulei Unsoare
Rulmenți radiali cu bile pe un rând Rulmenți radial oscilanți cu bile Rulmenți radial-axiali cu bile pe un rând Rulmenți axiali cu bile	1,5 – 2	0,7 – 1
Rulmenți radial-axiali cu bile pe două rânduri	3 – 4	1,6 – 2
Rulmenți radiali cu role cilindrice pe un rând	2 – 3	1,5 – 2
Rulmenți radial-axiali cu role conice pe un rând	3 – 3,5	1,5 – 2
Rulmenți oscilanți cu role butoi	4 – 6	2 – 3
Rulmenți axiali cu role cilindrice Rulmenți axiali cu ace	2 – 3	
<i>Observație:</i> Valorile superioare sunt pentru serii grele.		

În cazul rulmenților radiali cu role cilindrice, în calculul momentului total de frecare M trebuie inclus un moment de frecare suplimentar, dependent de mărimea sarcinii axiale preluate de rulment, exprimat de relația

$$M_A = f_2 F_a d_m / 2 \text{ [N}\cdot\text{m]}, \quad (14.95)$$

valabilă numai în cazul când raportul dintre sarcinile axială F_a și radială F_r , care soliciță rulmentul nu depășește valoarea 0,4; valori pentru coeficientul f_2 , dependent de tipul rulmentului și lubrifianțului, sunt date în tabelul 14.31.

Tabelul 14.31. Valori pentru coeficientul f_2 [3]

Tipul rulmentului	Tipul lubrifianțului	
	Ulei	Unsoare
Rulmenți cu role cilindrice cu colivie: • Construcție EC • Alte tipuri	0,002	0,003
	0,006	0,009
Rulmenți cu ace pe un rând	0,003	0,006

În cercetările experimentale, momentul de frecare din rulment, ca sumă a tuturor momentelor de frecare care acționează în timpul funcționării, este perceput și măsurat ca o rezistență la mișcarea de rotație. În corelație cu aceasta, momentul total de frecare din rulment se poate exprima cu relația [3]

$$M_{ex} = \mu F d \text{ [N}\cdot\text{m]}, \quad (14.96)$$

în care: μ este un coeficient de frecare dependent de tipul rulmentului (tabelul 14.32); F – sarcina rezultantă pe rulment, în N; d – diametrul interior al rulmentului, în m.

Tabelul 14.32. Valori pentru coeficientul de frecare μ [3]

Tipul rulmentului	μ
Rulmenți radiali cu bile pe un rând	0,0015 – 0,003
Rulmenți radial-oscilanți cu bile	0,001 – 0,003
Rulmenți radial-axiali cu bile pe un rând	0,0015 – 0,002
Rulmenți radial-axiali cu bile pe două rânduri	0,0024 – 0,003
Rulmenți radiali cu role cilindrice	0,001 – 0,003
Rulmenți radiali cu ace	0,002
Rulmenți oscilanți cu role butoi	0,002 – 0,003
Rulmenți radial-axiali cu role conice	0,002 – 0,005
Rulmenți axiali cu bile	0,0012
Rulmenți axiali cu role butoi	0,003
Rulmenți axiali cu role cilindrice	0,004
Rulmenți axiali cu ace	

14.11. Turații limită la rulmenți

Rulmenții care funcționează la turații ridicate sunt supuși unor condiții specifice: dinamice (modificarea repartiției de sarcină, efecte centrifugale, vibrații), de ungere (efecte de starvare în alimentarea cu lubrifiant a zonelor de contact) și termice.

Defectările, în afara celor obișnuite (oboseală de contact, uzură abrazivă), pot deveni grave, de tipul gripării, și apar pe suprafețele de contact corpuri/căi de rulare, corpuri de rulare/colivii (v. § 14.7).

Turațiile limită sunt indicate în cataloage în funcție de tipodimensiune. Pot fi și calculate cu relațiile:

$$n = f_1 f_2 A / d_m \text{ [rot/min]}, \quad (14.97)$$

pentru rulmenți radiali și radial-axiali cu diametrul mediu $d_m = (D + d)/2$, respectiv

$$n = f_1 f_2 A / \sqrt{DH} \text{ [rot/min]}, \quad (14.98)$$

pentru rulmenți axiali și axial-radiali, în care: f_1 este un factor dependent de dimensiunile rulmentului (B, D, H , în mm) (fig. 14.50); f_2 – factor dependent de dimensiunile rulmentului și nivelul de durabilitate necesar (fig. 14.51); A – factor dependent de tipodimensiunea rulmentului (tabelul 14.33). Alte corecții pot interveni în funcție de sarcina aplicată pe rulment, tipul sistemelor de ungere și răcire.

Tabelul 14.33. Valori orientative pentru factorul A [40]

Tipul rulmentului	A^*
Radial cu bile	$5 \cdot 10^5 - 1,5 \cdot 10^6$
Radial axial cu bile	$4 \cdot 10^5 - 1,0 \cdot 10^6$
Radial-oscilant cu două rânduri de bile	$5 \cdot 10^5 - 8 \cdot 10^5$
Radial cu role cilindrice	$4 \cdot 10^5 - 8 \cdot 10^5$
Radial-oscilant cu role butoi	$2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$
Radial-axial cu role conice	$2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$
Axial cu bile	$1 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^5$
Axial-radial cu role butoi	$2 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$
* În funcție de materialul și construcția coliviei, sistemul de ungere și răcire și raportul de sarcini	

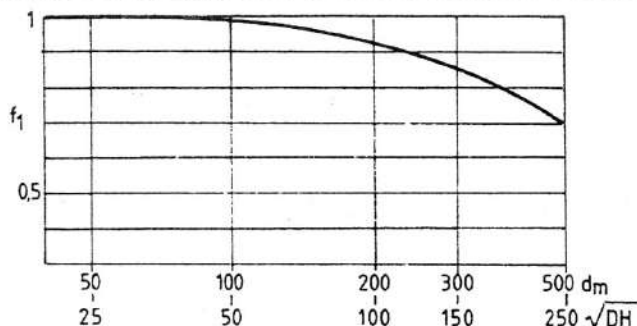


Fig. 14.50

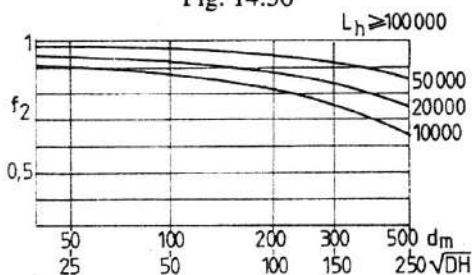


Fig. 14.51

14.12. Capacitate statică

Capacitatea de încărcare statică este determinată de mărimea deformațiilor remanente din zonele de contact; aceste deformații nu pot depăși $10^{-4} D_w$, unde D_w este diametrul corpului de rulare, cu tensiuni de contact $\sigma_{z \max.} = (4 \dots 4,6)$ GPa. Pe această bază, capacitatea de încărcare statică este determinată în funcție de caracteristicile materialului (f_{M0}) și tipodimensiune și indicată în cataloage (C_0 , în N).

De exemplu, pentru rulmenți radiali cu bile

$$C_0 = f_{M0} Z D_w^2. \quad (14.99)$$

În mod obișnuit, capacitatea de încărcare statică C_0 se raportează la sarcina statică echivalentă:

$$f_s = C_0 / P_0, \quad (100)$$

unde $f_s = 0,4 \dots \geq 4$, în funcție de tipul rulmentului și condițiile de funcționare (nivelul de vibrații sau de șocuri); $P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ – sarcina echivalentă statică, $F_{r,a}$ – sarcina radială, respectiv axială pe rulment, X_0, Y_0 – coeficienți de echivalență indicați în cataloage în funcție de tipul rulmentului.

În proiectarea rulmenților, respectiv în alegerea tipodimensională și aprecierea durabilității lor se pot lua în considerare și alte criterii, sarcina minimă necesară, sarcina axială limită pentru rulmenții radiali cu role cilindrice, sarcina oscilantă limită, abaterea relativă de la poziția corectă a axelor inelelor etc.

De exemplu, pentru rulmenții radiali cu bile, sarcina radială minimă este

$$F_{r \min} = k_f \cdot \left(\frac{v \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100} \right)^2, \quad (14.101)$$

cu: $F_{r, \min}$ în N, $k_f = 15 \dots 60$ în funcție de seria rulmentului; ν – viscozitatea la temperatura de lucru, în mm^2/s ; n – turația, în rot/min; $d_m = (d + D)/2$.

Unghiul de înclinare relativă a axelor se recomandă să fie mai mic de $2 \dots 10'$, iar pentru rulmenți oscilanți $1 \dots 3^\circ$.

14.13. Vibrații și zgomot

Nivelul de vibrații și zgomot al rulmenților reprezintă unul dintre indicii globali de calitate, reflectând, pe de o parte, performanțele și competitivitatea aplicației (aparatură electrocasnică, de birou și informatică, aparatură de mare precizie cinematică) și, pe de altă parte, precizia dimensională și de formă în execuție, eficiența tehnologiilor de finisare, montaj și conservare utilizate în producția de rulmenți.

Vibrațiile și zgomotul la rulmenți acționează prin efecte directe – radiație acustică sau vibrații (fig. 14.52, a) – sau indirecte, la nivelul altor elemente în contact cu rulmenții (arbori, carcase, cuple cinematice etc.) (fig. 14.52, b).

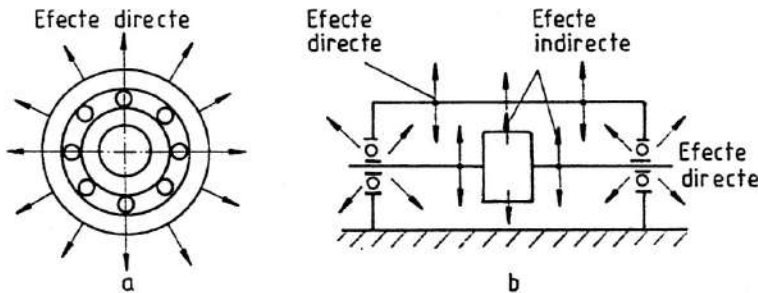


Fig. 14.52

Cercetări recente au condus la introducerea în categoria vibrațiilor și neuniformitățile de rotire ale rulmenților, parametru de un deosebit interes funcțional în aparatura de precizie funcționând la turații reduse sau foarte reduse.

Cercetările privind fenomenul de generare a vibrațiilor și zgomotului la rulmenți au evidențiat următoarele cauze:

- modificarea poziției corpurilor de rostogolire în zonele încărcată, respectiv neîncărcată ale rulmentului; în același timp, modificarea poziției contactelor și a încărcărilor determină modificarea rigidității contactelor și sistemului, favorizând apariția vibrațiilor de tip parametric;
- mișcarea neuniformă a corpurilor de rostogolire, ca urmare a solicitărilor diferite în funcție de poziție; această mișcare neuniformă conduce și la frecări și ciocniri ale corpurilor de rostogolire cu căile de rulare și colivia;
- realizarea contactelor cu rostogolire pe suprafețe cu abateri dimensionale, de formă și de poziție: diferențe de diametre, bătaie frontală sau radială a căilor de rulare, excentricitate, ovalitate, poligonalitate, ondulații, rugozitate;
- deplasarea corpurilor de rostogolire peste impurități plasate pe suprafețele de contact sau peste defecte sau deteriorări localizate (ciupituri, de tip *Peeling* sau *Pitting*, uzură abrazivă, amprente etc.).

Dezvoltarea unui model teoretic care să considere toate aceste cauze este dificilă. Abordări teoretice parțiale, cu validare experimentală, au permis atât elaborarea unor explicații fizice, cantitative și calitative, cât și elemente de fundamentare a controlului tehnologic și de monitorizare a exploatarei [2,11-12,26,30,32].

Pe aceste baze, diagnosticarea rulmenților prin vibrații și zgomot poate interveni în: cercetări ale fenomenelor dinamice în funcționare, controlul tehnologic al rulmenților sau utilajelor cu rulmenți, monitorizarea utilajelor cu rulmenți.

14.14. Proiectarea ansamblurilor cu rulmenți Pretensionare

14.14.1. Principii generale de proiectare

Proiectarea ansamblurilor cu rulmenți trebuie privită în mod integral: destinație, condiții generale și particulare de funcționare (forțe, turații, temperaturi) și montaj, alături de restricții specifice (rigiditate, precizie, vibrații și zgomot, etanșări etc.). Algoritmul de proiectare este dominat, în principal, de destinație, după cum se poate aprecia și din fig. 14.53.

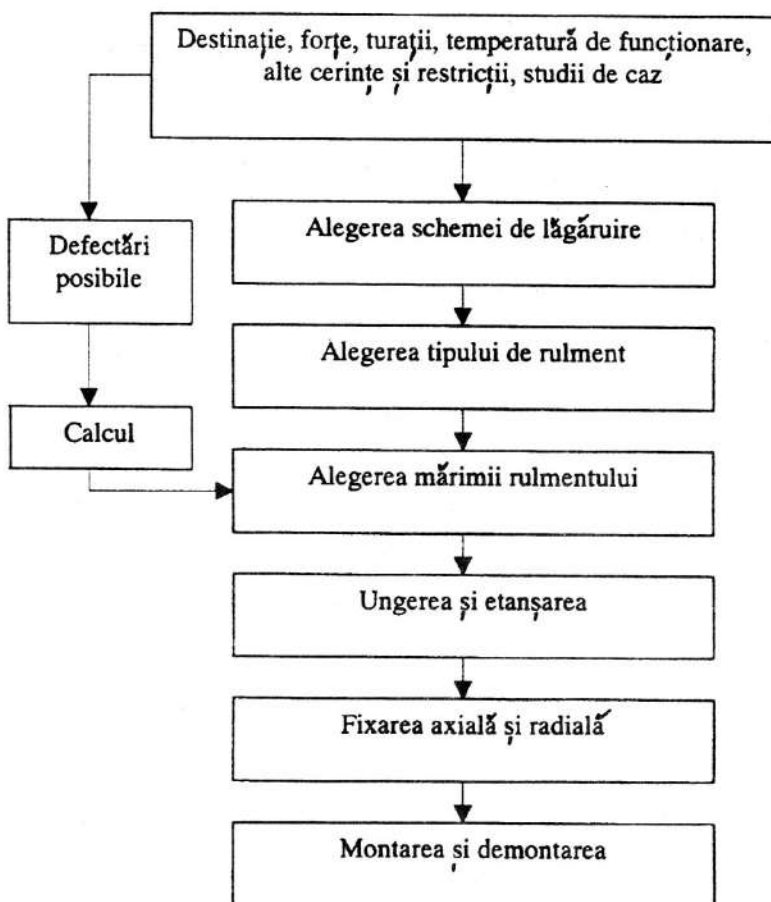


Fig. 14.53

Elementul esențial al acestui algoritm – care poate fi amplificat și cu alte calcule și recomandări de detaliu – este stabilirea durabilităților necesare pentru sistemele tribologice rostogolire/alunecare ale rulmentului (bile/căi de rulare, bile/colivie, colivie/inel de ghidare) astfel încât să fie asigurate performanțele de funcționare impuse ansamblului din care face parte.

Există, de asemenea, recomandări pentru relații de echivalență a încărcării variabile a rulmentului. Este de remarcat și faptul că întreaga proiectare a rulmenților în ansambluri, pe suportul unor algoritmi evoluți, este furnizată (CD) de către marile firme producătoare.

4.14.2. Pretensionarea rulmenților

Pretensionarea rulmenților – sarcini radiale, axiale sau combinate aplicate la montajul în ansamblul funcțional – se utilizează în următoarele scopuri:

- compensarea jocurilor care pot apărea în timpul funcționării rulmenților ca urmare a uzurilor abrazive sau a dilatărilor termice;
- creșterea rigidității rulmenților – prin îmbunătățirea distribuției sarcinilor pe contactele dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare – cu efecte pozitive asupra rigidității statice și a stabilității dinamice și termice a ansamblurilor funcționale (în special, cele de turaj înalt).

Forțele de pretensionare modifică distribuția internă de forțe în rulmenți – determinată de sarcinile funcționale – cu influențe semnificative, acționând într-o strânsă interdependență asupra parametrilor de fiabilitate ai rulmenților și, implicit, ai ansamblului (fig. 14.54).

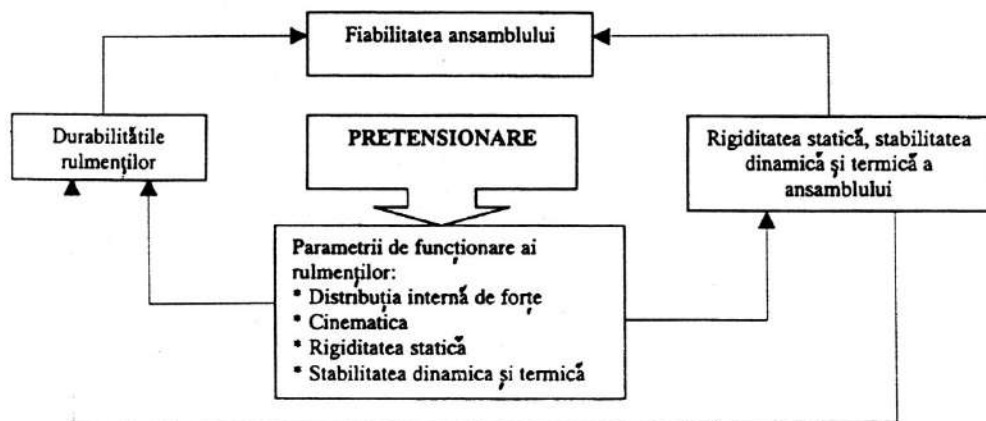


Fig. 14.54

Având în vedere complexitatea acestor interacțiuni, determinarea unor pretensionări optime reprezintă o problemă de un deosebit interes în proiectarea și realizarea unor ansambluri cu rulmenți de mare performanță – în special cele de turaj înalt – capabile să satisfacă noile cerințe de creștere a vitezei, puterii și preciziei de funcționare impuse în domeniile de vârf ale tehnicii.

14.14.2.1. Sisteme de pretensionare a rulmenților

- În funcție de direcția de aplicare a forțelor, pretensionarea rulmenților poate fi:
- *radială* - realizată, de regulă, prin montajul cu strângere al rulmentului pe arbore, pentru evitarea mișcărilor neregulate ale corpurilor de rostogolire pe căile de rulare, îndeosebi la turații ridicate; se utilizează mai rar datorită sensibi-

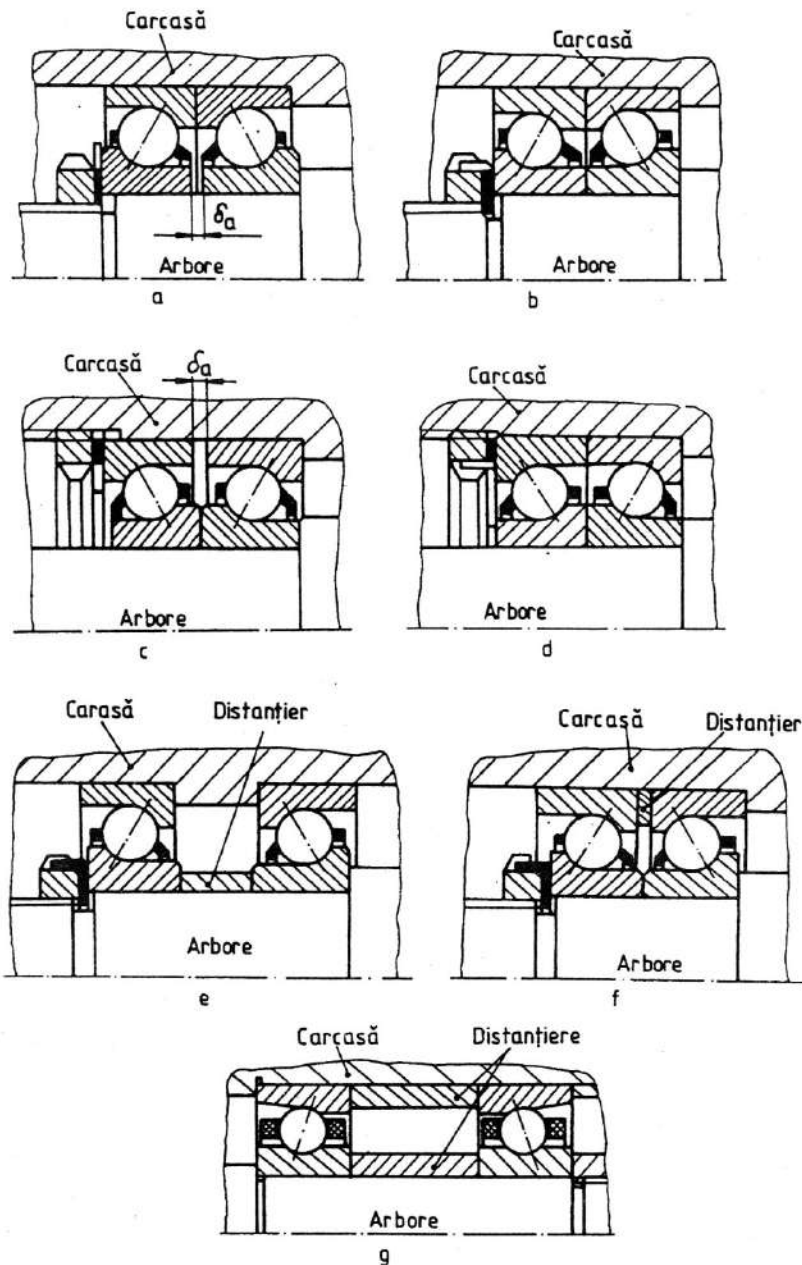


Fig. 14.55

lității rulmenților la funcționarea cu strângere, ceea ce presupune un control foarte exact;

- *axială* - utilizată în majoritatea aplicațiilor, datorită facilităților de aplicare, măsurare, reglare și control;
- *combinată* - utilizată rar și în condiții speciale, datorită complexității sistemelor aferente necesare care implică, evident, și costuri ridicate.

Cele mai utilizate sisteme de pretensionare axială a rulmenților sunt:

1. *Sistemele rigide*, unde pretensionarea se realizează prin fixarea rigidă a rulmenților pe arbore și în carcasă (fig. 14.55, a – g). Firma FAG a stabilit, în cazul utilizării inelelor distanțiere, clase de pretensionare (*UL* – ușoară; *UM* – medie; *US* – grea) în corelație cu lungimile acestor inele și diametrul alezajului rulmentului [30-32]; astfel, în sufixul simbolului rulmenților speciali destinați axelor principale de înaltă turație pentru mașini-unelte, este specificată și clasa de pretensionare (exemplu: *HS 7008 CTP4 UL*) [31].

2. *Sistemele elastice*, unde pretensionarea este aplicată prin intermediul unor elemente elastice: arcuri elicoidale (fig. 14.56, a), arcuri disc (fig. 14.56, b și c), elemente elastice speciale.

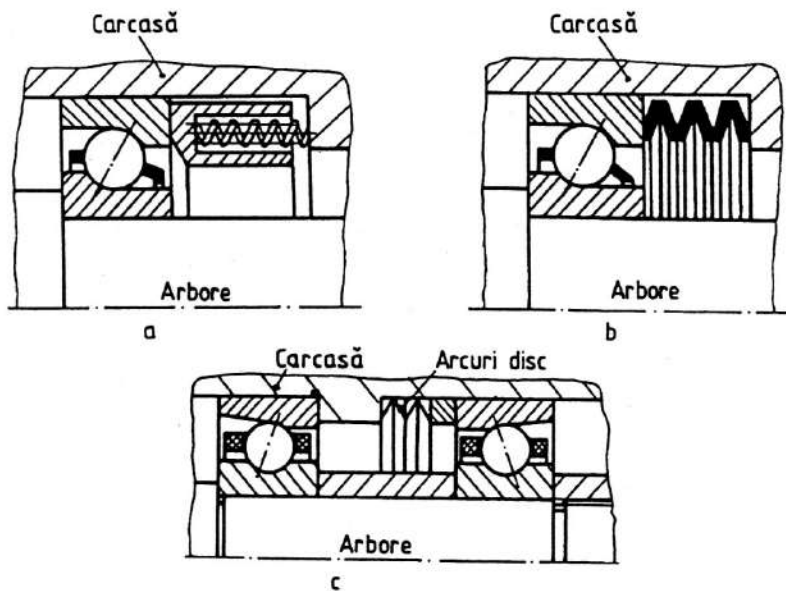


Fig. 14.56

O analiză calitativă privind caracteristicile funcționale ale acestor sisteme evidențiază următoarele aspecte:

1. Nici unul dintre aceste sisteme nu asigură o pretensionare constantă a rulmenților în timpul funcționării, condiție absolut necesară pentru un regim dinamic și termic stabil al ansamblului; din această cauză, multe dintre ansamblurile cu rulmenți – în special cele de turație înaltă – care utilizează aceste sisteme funcționează cu valori ale pretensionării diferite de cele calculate (de montaj), cu influențe negative asupra parametrilor de fiabilitate.

2. Dacă efectele frecării în suprafețele de ghidare inel exterior/carcasă – care ar putea împiedica deplasările axiale necesare menținerii unor valori constante ale pretensionării rulmenților în timpul funcționării – pot fi estimate și rezolvate prin soluții construc-

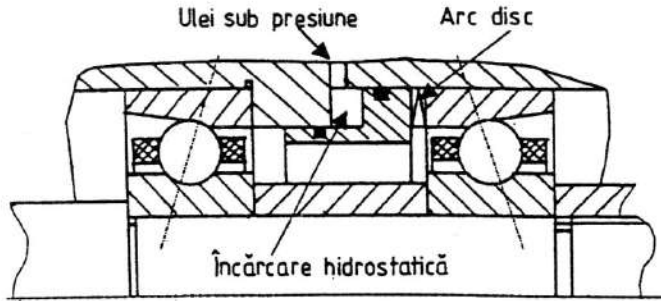


Fig. 14.57

tive fiabile și eficiente, sistemul elastic de pretensionare a rulmenților prezintă avantaje net superioare față de sistemul rigid, fiind utilizat în marea majoritate a aplicațiilor.

Dintre soluțiile constructive utilizate pentru rezolvarea acestor dificultăți funcționale se pot enumera [30,32]:

- sistem hidrostatic suplimentar de pretensionare – în paralel cu sistemul elastic – care acționează în momentul unei posibile disfuncționalități în interfețele de ghidare inel exterior/carcasă (fig. 14.57);
- bușă de ghidare axială interpusă între inelul exterior al rulmenților mobili și carcasă (fig. 14.58);
- bușă cu bile interpusă între bușa de ghidare axială a rulmenților mobili și carcasă (fig. 14.59);
- sistem de pretensionare "feed-back" (fig. 14.60).

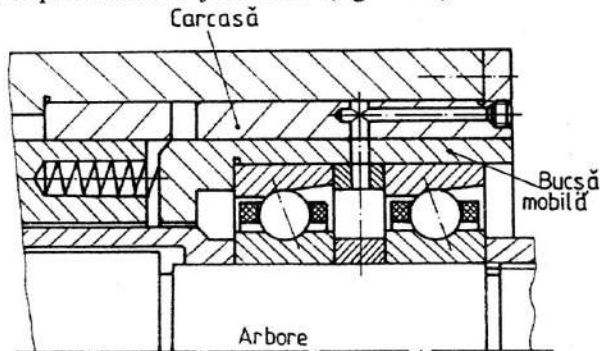


Fig. 14.58

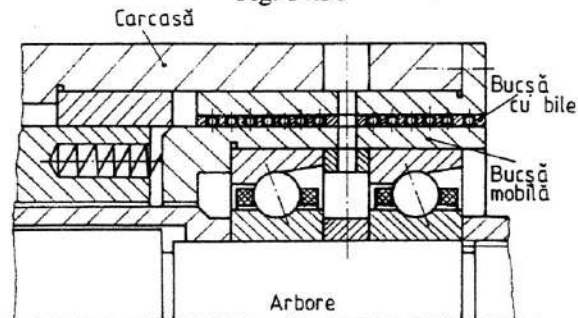


Fig. 14.59

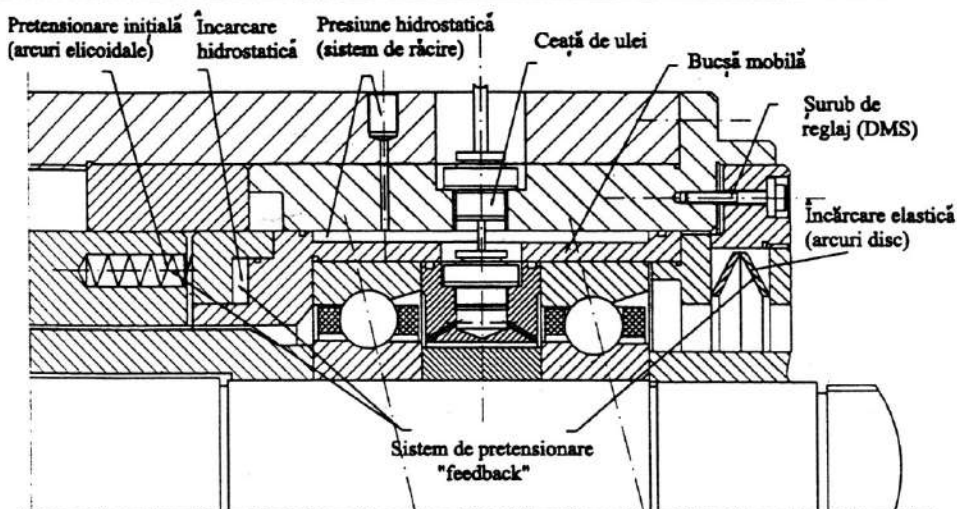


Fig. 14.60

14.14.2.2. Influența pretensionării asupra fiabilității rulmenților și a ansamblurilor cu rulmenți

Corelația pretensionare – durabilitate. Datorită fenomenelor complexe – cinemate, dinamice și termice – care apar în timpul funcționării rulmenților – îndeosebi în cazul turațiilor înalte – și având în vedere natura statistică a fenomenului de oboseală la contactele cu rostogolire, în calculul durabilității rulmenților, respectiv al stabilirii influenței pretensionării, trebuie considerate condițiile de funcționare specifice fiecărui contact corp de rostogolire/cale de rulare (v. § 14.8), simultan cu abordarea condiției de analiză *stare liberă* α_0 - *stare pretensionată* α_p - *stare încărcată* α a rulmentului.

Evident că această condiție de analiză intervine, în primul rând, cu o creștere a elementelor de fond, dar și de dimensiuni ale algoritmului de calcul; în mod evident, însă, rezultatele obținute și concluziile aferente vor avea un conținut mult mai apropiat de realitate și, în consecință, un grad de încredere suplimentar.

Analiza comparativă a unor rezultate teoretice și experimentale privind corelația peretensionare – durabilitate la rulmenții utilizați la axele principale ale mașinilor de rectificat [10], în condiții de funcționare (sarcini, turație, regim de ungere) impuse, prezentată în fig. 14.61 (rulmenți 7207 CTA P4) și 14.62 (rulmenți 7207 B) (durabilitatea convențională de 100 % corespunde unei valori date a pretensionării $F_p = 2500$ N), a evidențiat următoarele concluzii:

1. Există anumite valori ale pretensionării care asigură durabilități ridicate ale rulmenților.
2. Pretensionări inadecvate pot determina scăderi semnificative ale durabilității rulmenților:
 - pretensionările insuficiente implică distribuții ale sarcinilor de funcționare pe un număr redus de corpuri de rostogolire, jocuri în rulmenți și, drept consecință, un nivel crescut de vibrații;
 - pretensionările mari implică sarcini adiționale pe contacte, creșteri ale temperaturilor de funcționare ale rulmenților și un nivel crescut de vibrații.

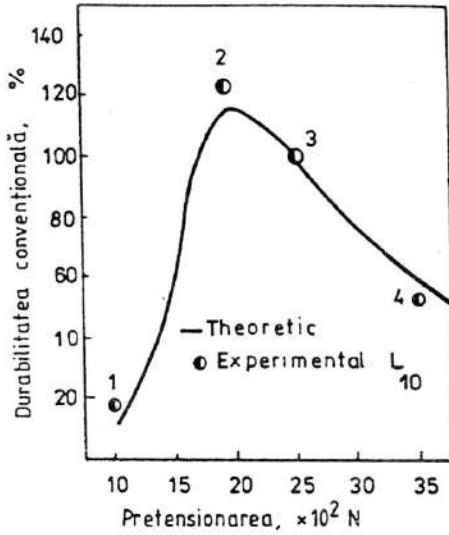


Fig. 14.61

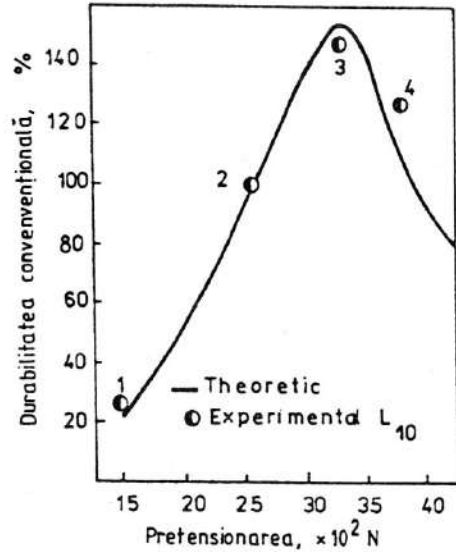


Fig. 14.62

Evident că aceste rezultate devin deosebit de utile în proiectarea ansamblurilor cu rulmenți, în special a celor de înaltă turajie. Datorită faptului că deteriorarea fiecărui rulment produce defectarea întregului ansamblu, influența pretensionării trebuie abordată și estimată în corelație cu durabilitatea ansamblului rulmenților [3,6,11].

Corelația pretensionare - stabilitate dinamică. Stabilitatea dinamică a unui ansamblu cu rulmenți este influențată, decisiv, de sarcinile funcționale și de caracteristicile dinamice ale componentelor ansamblului: arbore - rulmenți - carcasă. În timp ce caracteristicile dinamice ale arborelui și carcasi pot fi determinate prin utilizarea unor modele matematice accesibile, ansamblul rulmentului este dificil de modelat datorită interacțiunilor dinamice complexe dintre elementele în contact direct și mișcare relativă: căi de rulare - corpuri de rostogolire - colivie. Dacă *interfețele* arbore/inel interior și inel exterior/carcasă sunt controlate strict și considerate rigide, caracteristicile de rigiditate și de amortizare ale rulmenților, în special pe contactele corpuri de rostogolire/căi de rulare, pot fi considerate ca având o influență majoră asupra comportării dinamice a ansamblului. Proiectarea unui ansamblu cu rulmenți cu o stabilitate dinamică ridicată - nivel redus de vibrații și evitarea rezonanțelor - presupune elaborarea și utilizarea unor modele dinamice ale rulmenților care să considere toate aceste caracteristici. În aceste condiții, influența pretensionării rulmenților asupra stabilității dinamice a ansamblului va putea fi estimată cu o mai mare precizie iar riscurile de defectare vor putea fi mult mai eficient evaluate.

Cercetări recente au evidențiat faptul că pentru un contact EHD corp de rostogolire/cale de rulare (fig. 14.63), considerând deformația elastică a contactului Hertzian și efectele de rigiditate și amortizare din filmul de lubrifiant, mecanismul dinamic este determinat de [12]:

- rigiditățile k_c și k_{ef} ale contactului elastic Hertzian, respectiv filmului de lubrifiant în regiunea de intrare a uleiului în zona contactului elastic Hertzian, acționând în paralel și în fază cu deplasarea bilei pe direcția de aplicare a forței;
- amortizarea h_{ef} în regiunea de intrare a uleiului în zona contactului elastic Hertzian defazată cu 90° .

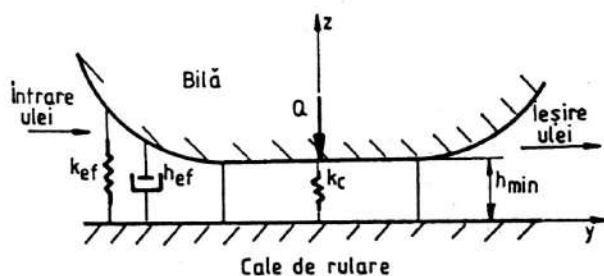


Fig. 14.63

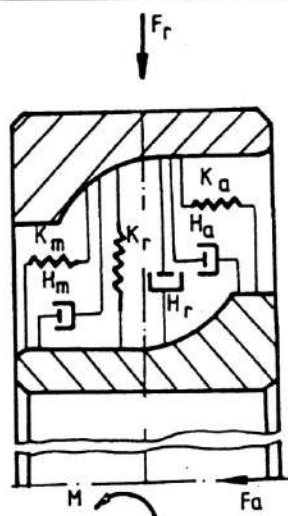


Fig. 14.64

În corelație cu acest mecanism, modelul dinamic al unui rulment încărcat cu o sarcină complexă este prezentat în fig. 14.64, unde K_r , K_a , K_m sunt rigidități dinamice globale care acționează în paralel și în fază cu deplasările relative între inele pe direcție radială, axială, respectiv unghiulară, iar H_r , H_a , H_m – amortizări dinamice globale defazate cu 90° .

Validarea acestui model dinamic s-a realizat printr-o analiză teoretică și experimentală a stabilității dinamice a unui ax principal pentru o mașină de rectificat (fig. 14.65), determinându-se corelația pretensionare – pulsații proprii – nivel de vibrații.

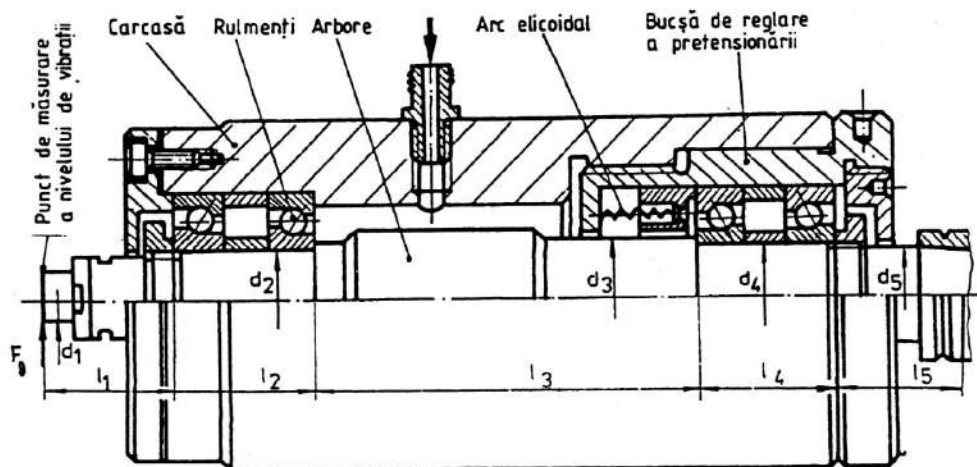
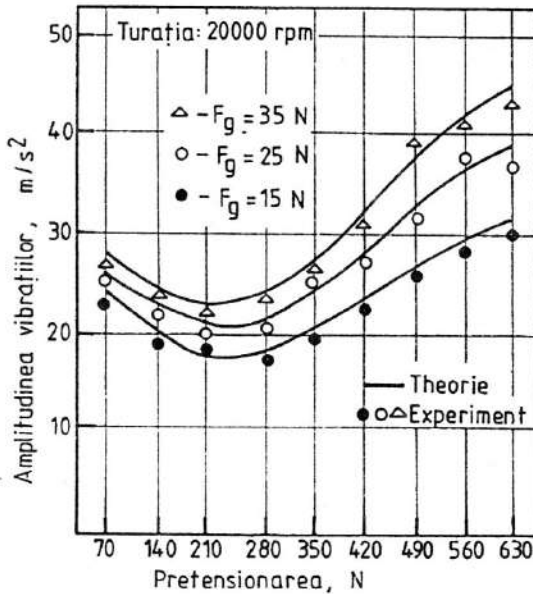
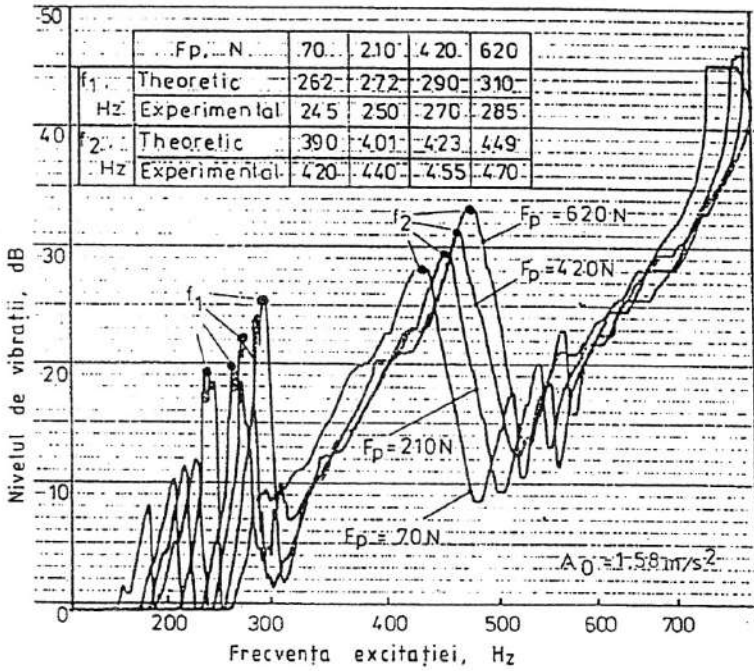


Fig. 14.65

Rezultatele obținute (fig. 14.66 și 14.67) au confirmat validitatea modelului dinamic propus și au evidențiat existența unei plaje de valori ale pretensionării rulmenților care asigură stabilități dinamice ridicate ale axului principal testat în condițiile constructive și funcționale impuse.



Pretensionarea rulmenților trebuie determinată în corelație cu parametri de fiabilitate impuși ansamblului funcțional prin procesul de lucru: durabilitate, rigiditate statică, stabilitate dinamică și termică. Analiza sintetică prezentată anterior, susținută de o serie de

rezultate ale unor cercetări în domeniu, a evidențiat posibilitatea determinării unor valori optime ale pretensionării rulmenților, acest lucru implicând, însă, dezvoltarea unui aparat matematic complex, justificat totuși prin performanțele funcționale deosebite impuse ansamblurilor cu rulmenți, în general, și a celor de turație înaltă, în special.

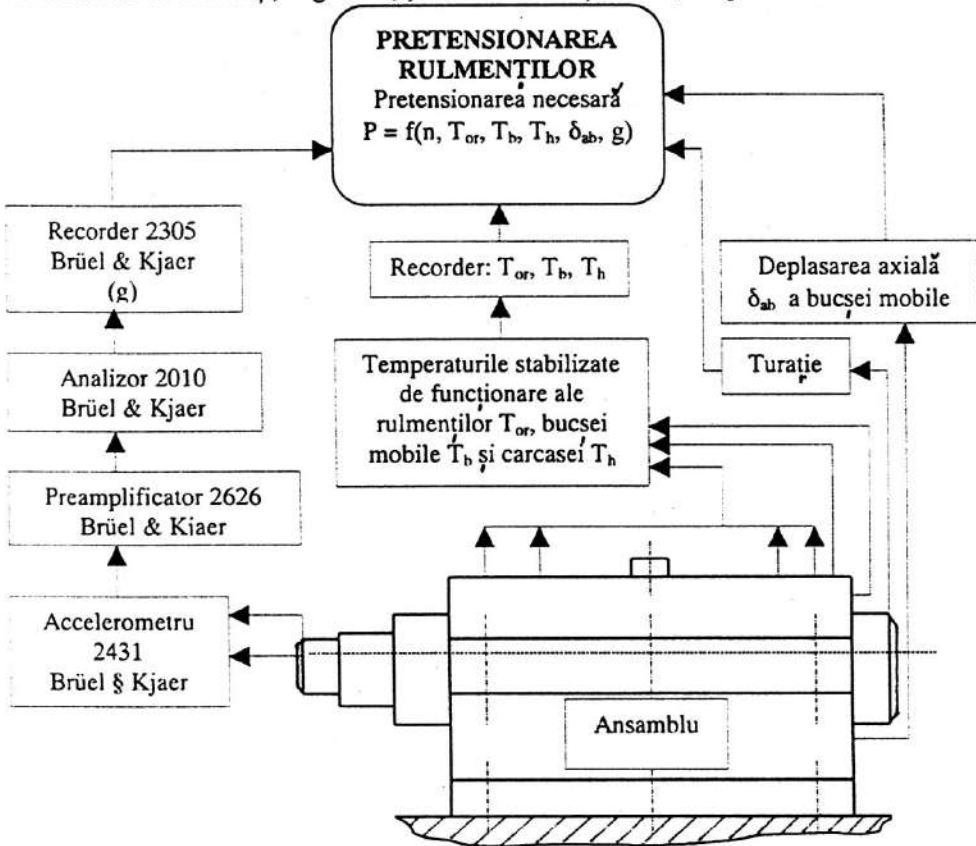


Fig. 14.68

În timpul funcționării, efectele de viteză împreună cu dilatățile termice ale suprafețelor active ale sistemelor de pretensionare pot produce modificări semnificative ale parametrilor de funcționare ai rulmenților considerați în investigațiile teoretice privind determinarea regimului optim de pretensionare. Mai mult, modificări posibile ale parametrilor procesului de lucru pot schimba comportarea ansamblului în timpul funcționării. În aceste condiții, eficiența unui regim optim de pretensionare, determinat teoretic, asupra performanțelor calitative ale ansamblului depinde, în primul rând, de:

- capacitatea sistemului de pretensionare de a asigura și a menține o valoare constantă a pretensionării rulmenților în timpul funcționării ansamblului;
- menținerea unor parametri de funcționare constanți în timpul procesului de lucru.

În fig. 14.68 este prezentat, în acest sens, un sistem de monitorizare a pretensionării rulmenților unui ansamblu cu rulmenți de turație înaltă (*sistem governor*) în corelație cu parametrii de funcționare: turație, stabilitate dinamică și termică.

Bibliografie

1. Dowson, D., Higginson, G.R. *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergaman Press, London, 1966.
2. Drăgan, B. *Contribuții la stabilirea posibilităților de amortizare a zgomotului și vibrațiilor la cutiile de viteze ale mașinilor-unelte*. Teza de doctorat, Iași, 1987.
3. Eschmann, P., ș.a. *Ball and roller bearings*, Wiley, New York, 1985.
4. Farcaș, F. *Cercetări privind influența temperaturii și a turației asupra durabilității lubrifianților plastici din rulmenți*. Teza de doctorat, Iași, 1999.
5. Gupta, K.P. *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. Springer Verlag, Berlin, 1984.
6. Gafițanu, M., ș.a. *Rulmenți*. Vol. I, II. Ed. Tehnică, București, 1985, Premiul Academiei Române, 1985.
7. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I, II. Editura Tehnică, București, 1981, 1983.
8. Gafițanu, M. ș.a. *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*. Editura Tehnică, București, 1989.
9. Gafițanu, M., ș.a. *Un model general de deteriorare a unsoarelor din rulmenți*. În lucrările „TRIBOTEHNICA '90”, București, 1990.
10. Hagi, G.D., Gafițanu, M.D. *Preload - service life correlation for ball bearings on machine tools main spindles*. WEAR 172, 1994, 79-83.
11. Hagi, G.D. *Creșterea fiabilității rulmenților de turație ridicată pentru mașini-unelte cu considerarea pretensionării*. Teza de doctorat, Iași, 1994.
12. Hagi, G.D., Gafițanu, M.D. *Dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearings*. WEAR 211, 1997, 22-29.
13. Harris, A.T. *Rolling Bearings Analysis*. John Wiley & Sons Inc., New York, 1991.
14. Hicks, G.T. *Handbook of Mechanical Engineering Calculation*. Mc. Graw Hill Book, 1997.
15. Ianus, G. *Contribuții la studiul influenței lubrificației asupra fiabilității rulmenților (lubrifianți plastici)*. Teza de doctorat, Iași, 2001.
16. Ioannides, E., ș.a. *An Analytical formulation for the life of Rolling Bearings*. Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999, 1-77.
17. Lundberg, G., Palmgren, A. *Dymanic Capacity of Rolling Bearnigs*. Acta Polytechnica, Mech. Engr. Series 1, nr. 3, 1947, 1-80.
18. Lundberg, G., Palmgren, A. *Dymanic Capacity of Rolling Bearnigs*. Acta Polytechnica, Mech. Engr. Series 2(4), 1953, 1-96.
19. Neale, M.J. *Bearings, a Tribology Handbook*. Atheneum Press, London, 1993.
20. Olaru, D., Gafițanu, M., ș.a. *A General Model for Grease Deterioration in Ball Bearings*. The Japan International Conference, Nagoya, 1990.
21. Olaru, D. *A New Methodology to Estimate Starvation in Ball Bearings*. Proc. 10th Coll. Tribology, Esslingen, 1996, 1649-1658.
22. Popinceanu, N., Gafițanu, M., ș.a. *A Study of Roling Bearing Fatigue Life with Min eral Oil Lubrication*. Wear 22, 1972, 21-37.
23. Palmgren, A. *Ball and Roller Bearing Engineering*. Burbank, 1959
24. Rothbart, A.H. *Mechanical Design Handbook*. Mc Graw-Hill, New York, Toronto, 1996.
25. Taraboanta, F. *Contribuții la studiul fiabilității rulmenților prin diagnosticare vibroacustică*. Teza de doctorat, Iași, 1998.

26. Sturm, A. ș.a. *Walzlagern diagnostik für Maschinen und Alagen*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1985.
27. Wan Chang Sen. *Analysis of Rolling Element Bearing*. Mech. Eng. Publications Ltd., London, 1991.
28. *** FAG Standard Program, Cat. 41500/2EA, 1981
29. *** *** SKF General Catalogue, 1989.
30. *** *FAG Spindellager für Werkzeugmaschinen*. Publ. FAG, Nr. WL 41 119/5 DA, 1989.
31. *** *FAG High-speed spindle bearings of the series HS719 and HS70*. Publ. FAG, Nr. WL 41 127 EA, 1990.
32. *** *The design of rolling bearing mountings*. Publ. FAG, Nr. WL 00 200/5 EA, 2000.
33. *** *General Guide to the Choice of Journal Bearing Type*. Engineering Science Data Unit, item 65007, Institutions of Mechanical Engineers, London, 1965.
34. *** *General Guide to the Choice of Journal Bearing Type*. Engineering Science Data Unit, item 67033, Institutions of Mechanical Engineers, London, 1967.
35. *** *Catalog General de Rulmenți*, S.C. ICPROA S.A. Brasov 1993.
36. *** FAG Wälzlager. Kugellager. Rollenlager Gehäuse. Zubehör. Katalog WL 41520/3 DB-1999.
37. *** IRS- Standard Roman SR ISO 4407.
38. *** IRS- Standard Roman SR ISO 4406.
39. *** SKF Produkt Information 400.
40. *** FAG Schmierung von Walzlagern, Publ. WL1, 81115/4DA.

15

CUPLAJE

15.1. Definiere, caracterizare, clasificare, domenii de folosire

Cuplajele realizează legătura permanentă sau intermitentă între două elemente consecutive ale unei transmisii, în scopul îndeplinirii funcției principale a acestora, aceea de a transmite mișcarea de rotație și momentul de torsiune, fără a modifica, de regulă, legea de mișcare.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele sunt: siguranță în funcționare; dimensiuni de gabarit reduse; montare și demontare ușoare; să fie echilibrate static și dinamic; să aibă durabilitate ridicată etc.

Marea diversitate a domeniilor de folosire a cuplajelor a impus crearea de soluții constructive care să îndeplinească, pe lângă funcția principală, cea de transmitere a mișcării de rotație și a momentului de torsiune, și alte funcții suplimentare. Acestea sunt [6, 8, 10]:

- compensarea abaterilor de poziție ale elementelor legate prin cuplaj, care pot fi axiale, radiale, unghiulare sau combinate și se datorează erorilor de execuție și/sau montaj;
- legarea elementelor cu axe paralele sau concurente;
- protecție împotriva șocurilor și vibrațiilor;
- întreruperea legăturii dintre cele două elemente, prin comenzi atașate cuplajului;
- limitarea sarcinii transmise;
- transmiterea unisens a mișcării;
- limitarea rotației.

Pe baza acestor funcții, plecând de la modul de transmitere a momentului de torsiune (mecanic, hidraulic sau electromagnetic), în fig. 15.1 se prezintă o clasificare tipologică a cuplajelor, dată și în STAS 7082.

Cuplajele mecanice sunt cel mai des folosite datorită simplității constructive, durabilității ridicate, funcțiilor multiple pe care le pot realiza etc.

Pentru legarea fixă a doi arbori, în așa fel încât aceștia să funcționeze ca un tot unitar, se folosesc cuplajele permanente fixe, care transmit, în totalitate, șocurile și vibrațiile, montajul putându-se realiza cu condiția respectării coaxialității arborilor.

Pentru cuplarea arborilor care, la montaj și/sau în timpul funcționării, prezintă abateri de la coaxialitate se folosesc cuplajele permanente mobile rigide – care transmit integral șocurile și vibrațiile – sau elastice – care, datorită elementului elastic, amortizează șocurile și vibrațiile. Abaterile de la coaxialitatea arborilor sunt provocate de: imprecizii de execuție și/sau montaj, deformațiile elastice ale arborilor și carcaselor sub acțiunea sarcinilor din transmisie; deformațiile termice etc. Pe lângă preluarea, în anumite limite, a abaterilor de poziție ale arborilor, cuplajele elastice modifică și frecvența proprie a sistemului, aducând

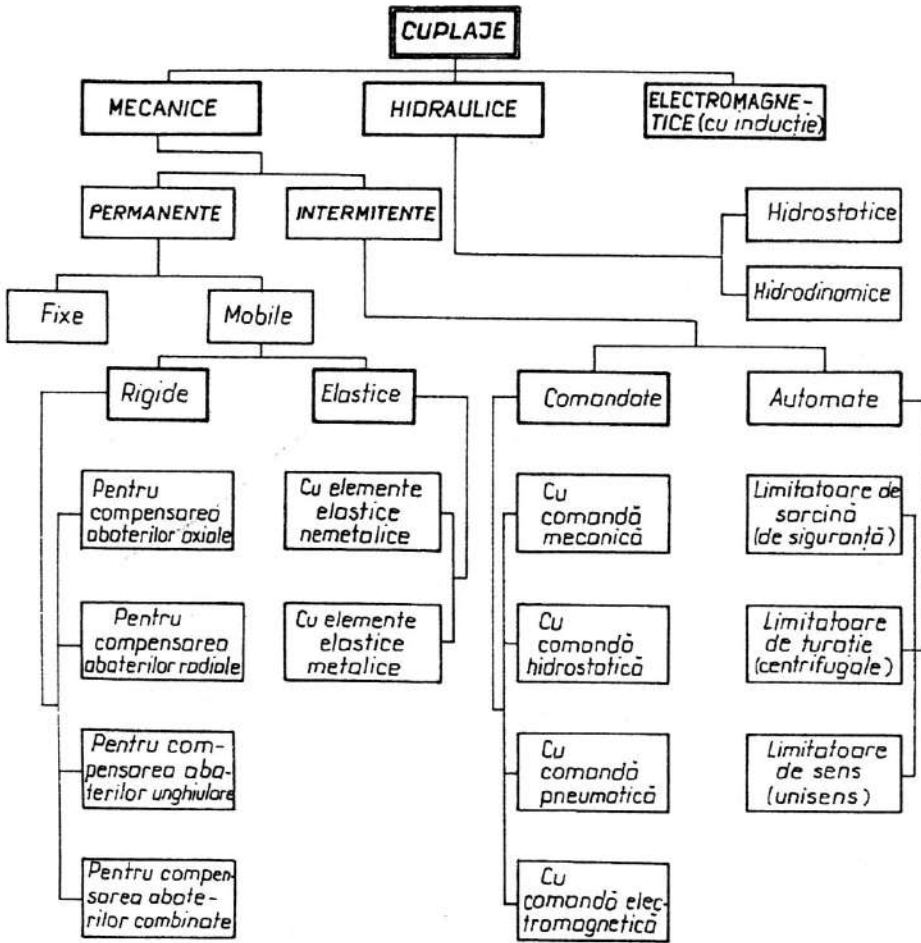


Fig. 15.1

această frecvență în afara turației de regim. În acest fel se micșorează efectul sarcinilor dinamice, energia dată de acestea fiind înmagazinată, sub formă de energie potențială, în elementul elastic și redată – la încetarea acțiunii sarcinii dinamice – sistemului din care face parte cuplajul.

În cazul în care este necesară cuplarea sau decuplarea, în repaus sau în mișcare, a celor două părți ale lanțului cinematic legate prin cuplaj, se folosesc cuplajele intermitente comandate (ambreiajele).

Pentru limitarea sarcinii transmise se folosesc cuplajele de siguranță, pentru limitarea turației cele centrifugale, iar pentru transmiterea mișcării într-un singur sens cele unisens.

Cuplajele hidraulice și cele electromagnetice se folosesc în transmisii speciale – automobile, mașini-unelte – domeniul lor de folosire fiind mai restrâns decât al celor mecanice, în special datorită complexității lor constructive.

În situații funcționale speciale se folosesc cuplaje cu funcții multiple (cuplaje combinate), formate prin inserierea, într-o ordine convenabilă, a unor cuplaje cu funcții simple sau cuplaje simple cu funcții multiple, mult mai simple din punct de vedere constructiv [5, 6, 7, 31, 32, 33, 35].

Multitudinea situațiilor funcționale care apar în transmisiile mecanice a impus o mare diversificare a cuplajelor, multe dintre acestea fiind produse de firme specializate.

Cuplajele se aleg atât în funcție de caracteristicile mașinii motoare și a celei antrenate cât și în funcție de caracteristicile elementelor lanțului cinematic legat prin intermediul cuplajului [5, 6, 8, 10].

15.2. Sarcina de calcul

Principala funcție a cuplajelor care echipează o transmisie este de a transmite momentul de torsiune între două elemente succesive ale lanțului cinematic ce formează transmisia. Asupra elementelor componente ale cuplajelor mai acționează și sarcini suplimentare, de care trebuie să se țină seama la proiectare, cum ar fi:

- sarcinile de inerție care apar în regimul nestaționar de funcționare a transmisiei;
- sarcinile de șoc și vibrațiile, atât la funcționarea în regim staționar, cât și nestaționar;
- sarcinile datorate deformării forțate a elementelor componente ale cuplajelor și a elementelor sistemului de acționare, ca urmare a necoaxialității arborilor;
- sarcinile datorate frecării reciproce a elementelor mobile ale cuplajelor.

Mărimile tuturor acestor sarcini – care încarcă elementele cuplajelor – depind de tipul și caracteristicile mașinii motoare, de regimul de funcționare a mașinii antrenate și de influența cuplajului asupra momentului de inerție, rigidității și comportării la vibrații a lanțului cinematic plasat înainte, respectiv după cuplaj.

Se impune stabilirea unei *sarcini de calcul* care să țină seama atât de mărimea momentului de torsiune, cât și de mărimile sarcinilor suplimentare care pot apărea la montaj sau în timpul funcționării lanțului cinematic.

Momentul de torsiune dezvoltat de mașina motoare este o funcție variabilă în timp, urmărind – în principiu – schema prezentată în fig. 15.2, în care se disting următoarele faze: șocul de pornire (a); trecerea prin zona de rezonanță (b); funcționarea în regim staționar (c), cu mențiunea că în această fază este posibilă și apariția suprasarcinilor; șocul la oprirea sistemului (d).

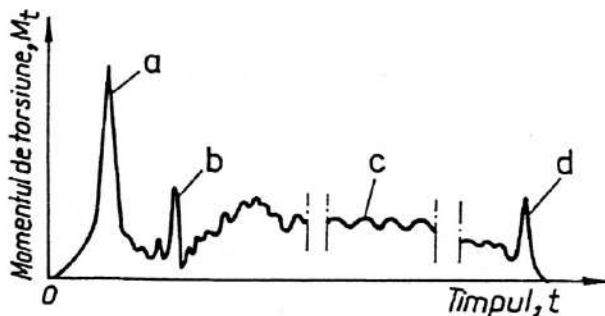


Fig. 15.2

Momentul de torsiune dezvoltat de motor, funcție de puterea P și turația corespunzătoare acesteia n , se determină cu relația

$$M_{tn} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P[\text{kW}]}{n[\text{rot/min}]} [\text{Nmm}] \quad (15.1)$$

Folosirea valorii acestui moment, la alegerea din catalog sau la proiectarea unui cuplaj, ar conduce la obținerea unor dimensiuni ale elementelor componente ale cuplajului mult prea mici, deoarece nu s-a ținut seama de existența, în exploatare, a sarcinilor suplimentare, anterior prezentate.

Aprecierea pe cale analitică a valorii momentului de torsiune ce trebuie folosit pentru alegerea sau calculul unui cuplaj nu este posibilă, deoarece nu se cunoaște cu exactitate variația sarcinilor pe întreaga durată de funcționare. De aceea se apelează la un coeficient de siguranță (de regim, de serviciu) K_s , stabilit experimental, cu care se majorează momentul de torsiune nominal M_{in} al mașinii motoare, obținându-se *momentul de calcul* al cuplajului

$$M_{ic} = K_s M_{in} \quad (15.2)$$

Coeficientul K_s este determinat în funcție de tipul mașinii motoare și a cuplajului, de tipul și regimul de funcționare al mașinii antrenate, de importanța și durata de funcționare a transmisiei etc.

Pentru aprecierea cât mai corectă a influenței solicitărilor suplimentare asupra cuplajului se recomandă determinarea coeficientului K_s ca un produs de coeficienți parțiali, pentru care standardele sau firmele producătoare [5, 6, 11, 12] indică valori orientative. Pentru tipurile de cuplaje standardizate, valorile coeficientului de siguranță se pot lua din STAS 769, 870, 5982/2, 5982/3, 5982/4, 5982/5, 5982/6, 6589/2.

Momentele nominale de torsiune M_n , indicate în documentația tehnică a firmelor producătoare de cuplaje sau în standarde, corespund valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj în regim static de funcționare. În regim dinamic, cuplajul trebuie să preia și suprasarcinile din timpul demarajului, precum și șocurile care pot apărea în timpul funcționării transmisiei echipate cu cuplaj. Având în vedere acest lucru, cuplajele se aleg din cataloagele firmelor producătoare sau din standarde, în funcție de momentul de torsiune nominal M_n al cuplajului, respectând condiția

$$M_n \geq M_{ic}, \quad (15.3)$$

calculul acestora reducându-se la verificarea elementelor componente.

În [4, 5,6] se prezintă, în detaliu, modul de abordare a problemei stabilirii momentului de calcul, atât prin utilizarea coeficientului de siguranță K_s , cât și prin aprecierea acestuia, urmărindu-se în amănunt influențele diverselor sarcini suplimentare, pentru lanțuri cinematice concrete.

15.3. Cuplaje permanente fixe

Cuplele permanente fixe realizează o legătură permanentă rigidă între arbori coaxiali, la care abaterea maximă de la coaxialitate nu trebuie să depășească 0,002...0,005 mm [2, 6, 13], pentru a nu crea suprasolicitări în arbori și lagăre. Aceste cuplaje se folosesc la cuplarea arborilor de transmisie lungi, formați din tronsoane, în construcția podurilor rulante, a macaralelor etc., la turații reduse ($n < 200...250$ rot/min) și în transmisiile care lucrează cu turații variabile sau în regim de cuplări repetate, unde momentul de inerție relativ mic al acestor cuplaje constituie un avantaj important.

15.3.1. Cuplaje cu manșon monobloc

Sunt formate dintr-o bucă (manșon), montată pe capetele arborilor de asamblat, și transmit momentul de torsiune prin intermediul știfturilor cilindrice crestate (fig.15.3, a), știfturilor conice netede (fig.15.3, b), penelor paralele (fig.15.3, c), penelor disc sau al canelur-

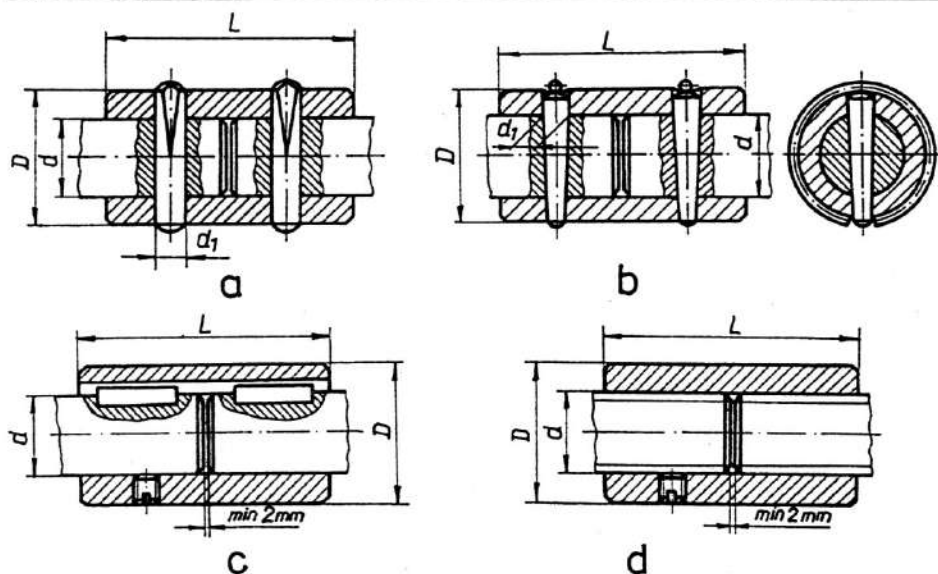


Fig.15.3

rilor (fig.15.3, *d*); la soluțiile din fig.15.3, *c* și *d*, fixarea axială a manșonului se realizează cu ajutorul unor știfturi filetate.

Momentul de torsiune se transmite de la arborele conducător la manșon și de la acesta la arborele condus, manșonul fiind solicitat la torsiune. Dimensiunile acestuia se adoptă constructiv [6, 9, 30]:

$$D = (1,4 \dots 1,8) d; \quad L = (2 \dots 4) d, \quad (15.4)$$

d reprezentând diametrul capătului de arbore; valorile superioare ale diametrului exterior *D* se recomandă pentru manșoane executate din fontă, iar cele inferioare pentru manșoane executate din oțel.

Calculul cuplajelor cu manșon monobloc constă în alegerea și verificarea elementelor asamblărilor dintre arbori și manșon (știfturi, pene, caneluri), calculul efectuându-se la momentul de torsiune de calcul M_{tc} .

Cuplajele cu manșon monobloc se folosesc rar, datorită gabariturii mare în lungime și necesității deplasării axiale mari a unuia dintre arbori, la montare și demontare.

15.3.2. Cuplaje manșon

Sunt formate dintr-un manșon secționat, montat pe capetele arborilor de asamblat prin intermediul șuruburilor, care asigură strângerea necesară transmiterii momentului de torsiune prin frecarea dintre manșon și capetele celor doi arbori.

Cuplajele manșon sunt standardizate (STAS 870) în două variante: pentru arbori orizontali (fig.15.4, *a*) și pentru arbori verticali (fig.15.4, *b*). Pentru siguranță în funcționare, se prevăd pene paralele, în cazul arborilor orizontali (v. fig.15.4, *a*) și pană paralelă cu cep, în cazul arborilor verticali (v. fig.15.4, *b*).

Aceste cuplaje au dimensiuni diametrale mici și permit montarea și demontarea fără deplasarea axială a arborilor, dar prezintă dificultăți la echilibrare (la turații mari) și necesită măsuri speciale de protecție (carcase de protecție).

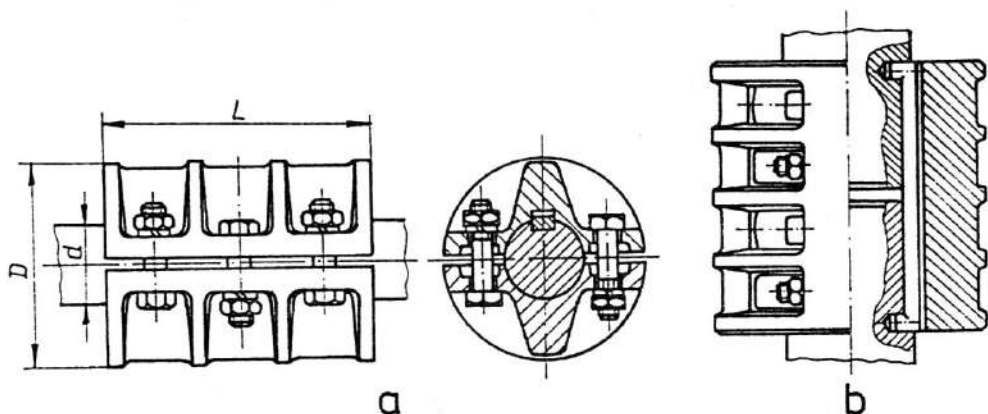


Fig.15.4

Calculul cuplajelor manșon constă în alegerea acestora din standard și verificarea șuruburilor montate cu prestrângere, forța necesară de prestrângere determinându-se din condiția ca momentul de frecare pe suprafețele de contact să fie egal cu momentul de torsiune de calcul.

Datorită dezavantajelor pe care le prezintă, în general, cuplajele permanente fixe și a dezavantajelor specifice acestui tip de cuplaj, el se folosește pe scară redusă.

15.3.3. Cuplaje cu flanșe

Sunt formate din două semicuplaje – montate pe capetele arborilor de asamblat, de regulă, prin pene paralele – solidarizate prin șuruburi, montate cu joc sau fără joc. În cazul montajului cu joc, momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre suprafețele în contact ale flanșelor (fig.15.5, a), șuruburile fiind solicitate la tracțiune, sau prin bușe (fig.15.5, b), care descarcă șuruburile de solicitare. Cuplajele cu flanșe la care șuruburile sunt montate fără joc sunt standardizate, în două variante constructive (STAS 769): CFO – pentru arbori orizontali (fig.15.5, c) și CFV – pentru arbori verticali (fig.15.5, d). La această variantă, momentul de torsiune se transmite prin tija șuruburilor.

Calculul acestor cuplaje constă în dimensionarea sau verificarea asamblării prin șuruburi, sarcina care revine unui șurub determinându-se corespunzător modului de transmitere a momentului de torsiune. În cazul montajului cu joc, plecând de la condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecarea dintre flanșe

$$M_{tc} \leq M_f = \mu F_{01} n_s \frac{D_m}{2}, \quad (15.5)$$

se obține forța ce soliciță un șurub $F_{01} = \frac{2M_{tc}}{\mu n_s D_m},$ (15.6)

iar la montajul fără joc, când momentul de torsiune se transmite prin tija șurubului, forța care soliciță un șurub este

$$F_1 = \frac{2M_{tc}}{n_s D_0}, \quad (15.7)$$

unde: n_s este numărul șuruburilor; μ - coeficientul de frecare de alunecare pe suprafețele în contact ($\mu = 0,2 \dots 0,3$); D_m - diametrul mediu al suprafeței de contact, de regulă egal cu diametrul de dispunere al șuruburilor D_0 .

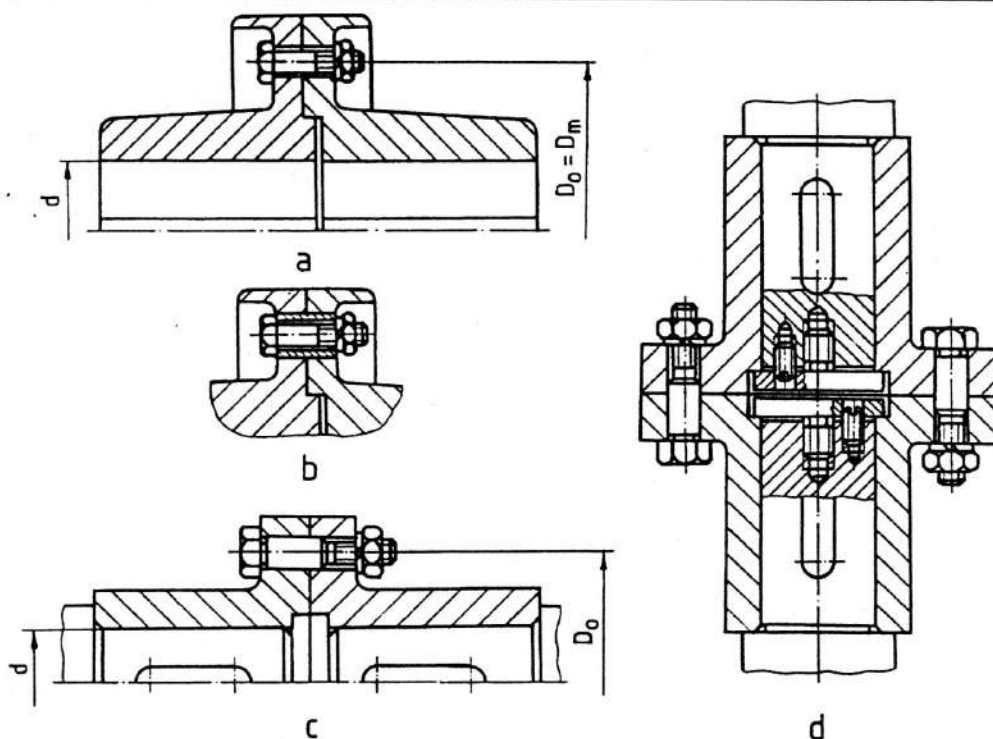


Fig.15.5

Șuruburile montate cu joc se calculează la tracțiune cu o forță de calcul $F_{1c} = 1,3F_{01}$, pentru a ține seama de solicitarea de torsiune care apare la montaj, iar cele montate fără joc se calculează la forfecare și strivire, la forța F_1 .

Cuplajele cu flanșe și șuruburi montate fără joc, datorită dimensiunilor de gabarit mai mici decât în cazul montajului cu joc și a siguranței în funcționare ridicate, sunt mai frecvent folosite.

În cazul arborilor de dimensiuni mari, flanșele se execută corp comun cu arborii, în scopul reducerii dimensiunilor de gabarit radiale ale cuplajului; prin plasarea șuruburilor aproape de arbore, până la limita posibilă din punct de vedere al montării acestora.

15.3.4. Cuplaje cu dinți frontali

Aceste cuplaje, cunoscute sub denumirea de *cuplaje tip Hirth*, transmit momentul de torsiune prin intermediul dinților frontali executați, de regulă, chiar pe elementele care trebuie legate între ele (roți dințate, arbori, flanșe, discuri etc.).

În fig. 15.6 se prezintă exemple de folosire a cuplajului Hirth: la executarea unui tren de roți dințate din mai multe elemente (fig.15.6, a) sau la asamblarea unei roți dințate conice pe capătul unui arbore (fig.15.6, b). Menținerea contactului dintre dinții cuplajului se realizează cu ajutorul șurubului 1 și a piuliței 2 (v. fig.15.6, a) sau a șurubului 3 (v. fig.15.6, b). Dantura cuplajului poate fi simetrică (v. fig.15.6, a) sau asimetrică (v. fig.15.6, b), profilul dinților fiind triunghiular [2, 6, 27, 29].

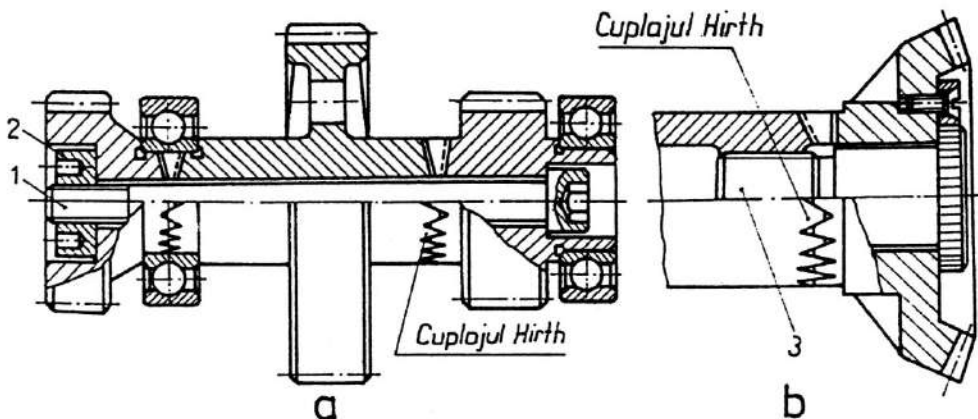


Fig.15.6

Dantura cuplajului este solicitată la strivire, încovoiere și forfecare, calculul efectuându-se doar la încovoiere, considerând dintele ca o grindă încadrată, încărcată cu o forță aplicată la jumătatea înălțimii acestuia.

Acest tip de cuplaj se folosește pe scară largă datorită faptului că transmite momente de torsiune mari, în ambele sensuri, are dimensiuni de gabarit reduse, prezintă siguranță în funcționare, asigură o precizie mare la coaxialitatea arborilor, iar montarea și demontarea sunt extrem de simple.

15.4. Cuplaje permanente mobile rigide

Aceste cuplaje permit legarea arborilor a căror coaxialitate nu poate fi riguros respectată la montaj și a celor a căror poziție relativă se modifică în timpul funcționării.

Față de o poziție de referință a doi arbori (fig. 15.7, a), în funcție de abaterile pe care le pot compensa, cuplajele permanente mobile rigide se clasifică în cuplaje pentru compensarea abaterilor axiale (fig. 15.7, b), radiale (fig. 15.7, c), unghiulare (fig. 15.7, d) sau combinate (fig. 15.7, e).

15.4.1. Cuplaje pentru compensarea abaterilor axiale

Se folosesc pentru transmiterea momentului de torsiune între arbori coaxiali a căror poziție relativă axială este variabilă.

Cuplajele cu știft transversal se folosesc pentru transmiterea de momente de torsiune mici, abaterile axiale ΔA pe care le pot compensa datorându-se, în special, deformațiilor termice. Ele se execută în mai multe variante, în fig. 15.8 fiind prezentate două dintre acestea. Calculul acestor cuplaje constă în verificarea știftului transversal la forfecare și strivire.

Cuplajul cu gheare (fig. 15.9) este format din semicuplajele 1 și 2, care au practicate pe suprafețele frontale 3...6 gheare, centrarea acestora realizându-se cu inelul de centrare 3. Aceste cuplaje transmit momente de torsiune mari și pot compensa abateri axiale relativ mari, $\Delta A = 16...24$ mm [6, 12]. Momentul de torsiune se transmite prin contactul ce are loc pe fețele laterale ale ghearelor, acestea fiind solicitate la strivire, forfecare și încovoiere.

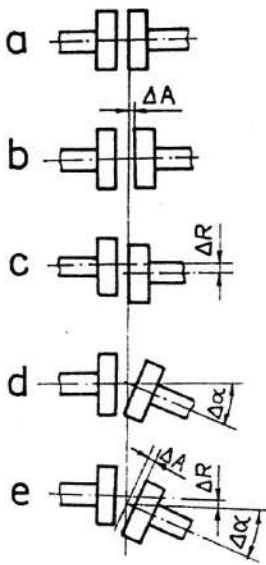


Fig. 15.7

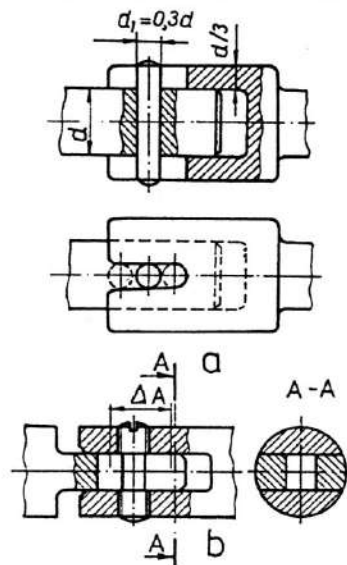


Fig. 15.8

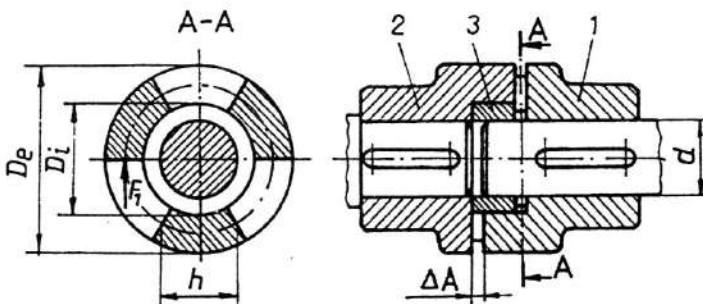


Fig. 15.9

În ipoteza distribuției uniforme a sarcinii pe cele z gheare, forța ce revine unei gheare este

$$F_1 = \frac{4M_{tc}}{(D_e + D_i)z}, \quad (15.8)$$

unde D_e și D_i sunt diametrele, exterior și interior, ale ghearelor.

Calculul la strivire se efectuează în ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafața de contact a ghearei, în situația compensării abaterii axiale maxime ΔA_{\max} , când lungimea suprafeței de contact este minimă, $a = a' - \Delta A_{\max}$ (fig. 15.10). Condiția de rezistență la strivire este dată de relația

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\frac{D_e - D_i}{2} a} \leq \sigma_{as}, \quad (15.9)$$

pentru rezistența admisibilă la strivire adoptându-se valori relative mici ($\sigma_{as} = 20 \dots 25$ MPa [2, 12]), pentru a ține seama că presiunea nu se distribuie totuși uniform pe suprafața de contact a ghearei și că deplasarea axială se face sub sarcină.

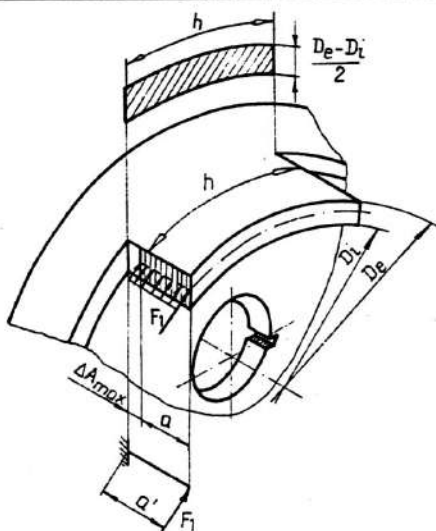


Fig. 15.10

Calculul la forfecare se efectuează cu relația

$$\tau_f = \frac{F_1}{\frac{D_e - D_i}{2} h} \leq \tau_{af}, \quad (15.10)$$

rezistența admisibilă la forfecare alegându-se în funcție de materialul din care se execută semicuplajele (oțel sau fontă).

La încovoiere, se consideră gheara ca o grindă încastrată, încărcată cu o sarcină F_1 concentrată la vârful acesteia, pentru a ține seama de repartiția neuniformă a forței pe cele 2 gheare [2, 12]. Considerând secțiunea de încastrare dreptunghiulară, condiția de rezistență la încovoiere se scrie sub forma

$$\sigma_i = \frac{F_1 a'}{\frac{D_e - D_i}{2} \frac{h^2}{6}} \leq \sigma_{ai}, \quad (15.11)$$

rezistența admisibilă σ_{ai} alegându-se în funcție de materialul din care se execută semicuplajele (oțel sau fontă).

15.4.2. Cuplaje pentru compensarea abaterilor radiale

Aceste cuplaje leagă arbori cu axele paralele, varianta cea mai răspândită constituind-o *cuplajul Oldham*, diversele variante ale acestuia diferențiindu-se după forma cuplelor dintre elementul intermediar și semicuplaje.

La cuplajul Oldham prezentat în fig. 15.11, cele două semicuplaje au pe fețele frontale câte un canal diametral de secțiune dreptunghiulară, în care pătrund nervurile, decalate la 90° , ale discului intermediar. Cuplajul permite compensarea abaterilor radiale și a unor mici abateri axiale. Abaterile radiale se limitează la $\Delta R_{\max} = 0,04D$ [6, 8, 10, 12], unde D reprezintă diametrul exterior al cuplajului; funcționarea cu excentricități mai mari, datorită alunecărilor, produce uzuri importante ale suprafețelor în contact. Pentru micșorarea uzurilor și a pierderilor prin frecare, se recomandă folosirea oțelurilor cementate și ungerea periodică a suprafețelor în contact.

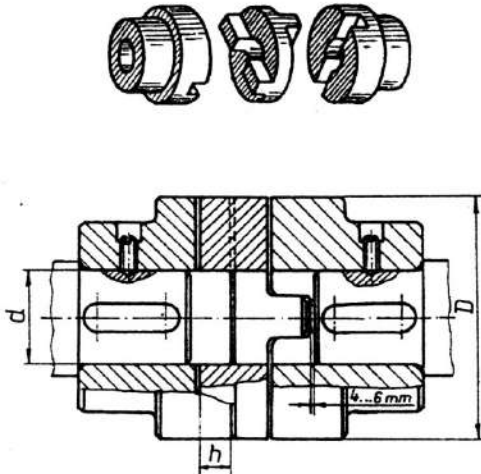


Fig. 15.11

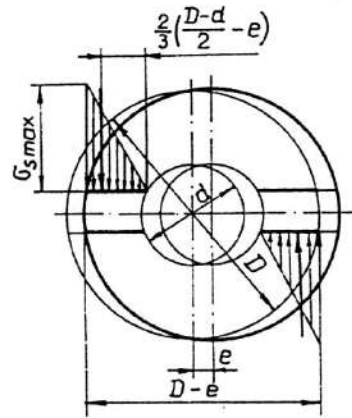


Fig. 15.12

În timpul funcționării, discul intermediar execută o mișcare planetară, centrul său descriind un cerc cu diametrul egal cu excentricitatea arborilor $e = \Delta R$.

Suprafețele funcționale sunt solicate la strivire, calculul efectuându-se în ipoteza repartiției triunghiulare a presiunii, pentru situația compensării abaterii axiale maxime, când lungimea de contact este minimă (fig. 15.12). În această situație, tensiunea de strivire se determină cu relația [12]

$$\sigma_s = \frac{12 M_{tc}}{h(2D + d - e)(D - d - 2e)} \leq \sigma_{as}, \quad (15.12)$$

pentru rezistența admisibilă la strivire recomandându-se următoarele valori: $\sigma_{as} = (15 \dots 30)$ MPa – pentru elemente intermediare executate din oțel; $\sigma_{as} = (7,5 \dots 10)$ MPa – pentru elemente intermediare executate din fontă, bronz sau textolit [6, 10, 11].

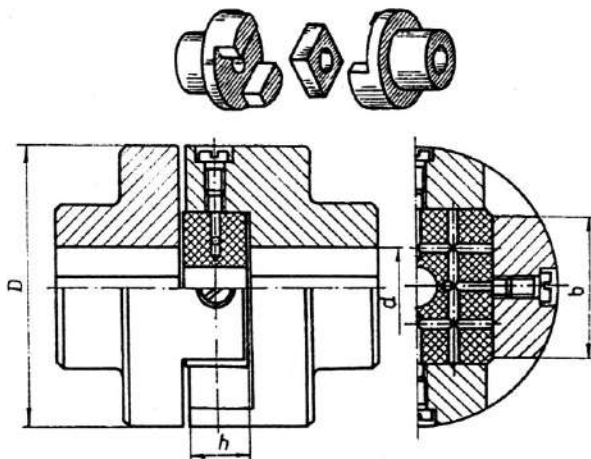


Fig. 15.13

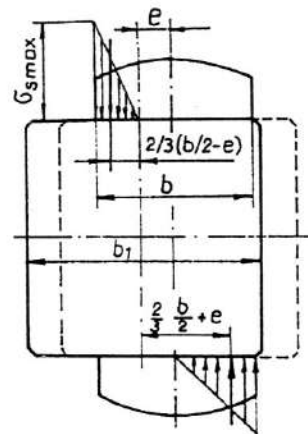


Fig. 15.14

Soluția constructivă de cuplaj Oldham prezentată în fig. 15.13 are elementul intermediar executat din textolit. Acceptând schema de calcul prezentată în fig. 15.14, condiția de rezistență la solicitarea de strivire este [12]

$$\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2b-e)(b-2e)} \leq \sigma_{as}. \quad (15.13)$$

15.4.3. Cuplaje pentru compensarea abaterilor unghiulare

Aceste cuplaje sunt cunoscute și sub denumirea de *cuplaje cardanice* și realizează legătura între doi arbori concurenți, a căror poziție – în timpul funcționării – este variabilă. Ele se folosesc în transmisiile autovehiculelor, la mașini-unelte, mașini agricole, mașini de ridicat și transportat etc.

Un cuplaj cardanic (fig. 15.15) se compune dintr-un element conducător 1, un element condus 2 – de forma unei furci – și un element intermediar 3 – de forma unei cruci cardanice. Diferitele soluții constructive ale acestui cuplaj se diferențiază prin forma elementului intermediar.

Cuplajul cardanic este un mecanism asincron, legătura dintre vitezele unghiulare ale elementelor conducător și condus fiind funcție de unghiul de rotire φ_1 al elementului conducător și de unghiul α dintre axele celor doi arbori. Raportul de transmitere evidențiază acest asincronism și, pentru $\alpha = \text{const}$, este dat de relația

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha} = i(\varphi_1, \alpha), \quad (15.14)$$

având valorile extreme

$$i_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha}, \text{ pentru } \varphi_1 = 90^\circ \text{ și } i_{\min} = \cos \alpha, \text{ pentru } \varphi_1 = 0. \quad (15.15)$$

Legea de variație a momentului de torsiune la arborele condus, pentru un moment la arborele conducător $M_{t1} = \text{const}$ și unghiul dintre axele arborilor α invariabil, este de forma

$$M_{t2} = M_{t1} \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}, \quad (15.16)$$

având valoarea maximă, pentru $\varphi_1 = 90^\circ$, $M_{t2 \max} = M_{t1} \frac{1}{\cos \alpha}$ (15.17)

și valoarea minimă, pentru $\varphi_1 = 0^\circ$, $M_{t2 \min} = M_{t1} \cos \alpha$. (15.18)

Pentru realizarea sincronismului se folosesc transmisiile bicardanice (fig. 15.16), compuse din două cuplaje cardanice și un arbore intermediar, care trebuie să îndeplinească două condiții, și anume: axele furcilor de pe arborele intermediar să fie paralele și unghiul α_1 dintre axele arborelui conducător și cel intermediar să fie egal cu unghiul α_2 dintre axele arborelui intermediar și cel condus [6, 10, 11].

Transmisiile bicardanice compensează și abaterile unghiulare ce apar în timpul funcționării, deplasarea relativă dintre cuplajele transmisiei bicardanice fiind posibilă ca urmare a existenței unei cuple de translație – o asamblare prin caneluri mobilă în fig. 15.17 [6, 10].

Forțele care apar în articulațiile cuplajului cardanic au valori maxime pentru poziții particulare ale furcii cardanice, în tabelul 15.1 [10] fiind prezentate relații pentru calculul sarcinilor maxime care încarcă crucea și furcile, pentru $\varphi_1 = 0$ și $\varphi_1 = 90^\circ$.

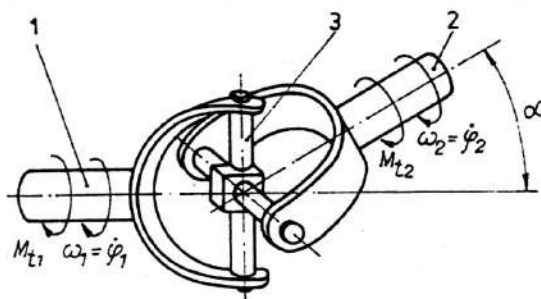


Fig. 15.15

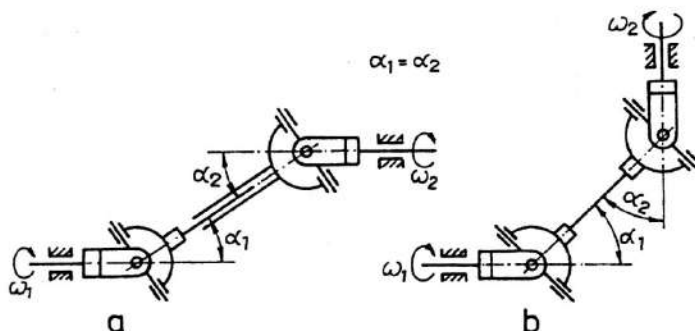


Fig. 15.16

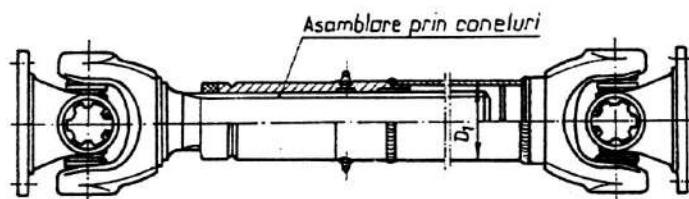


Fig. 15.17

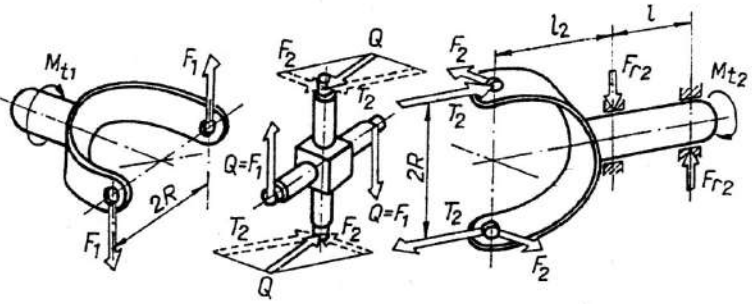
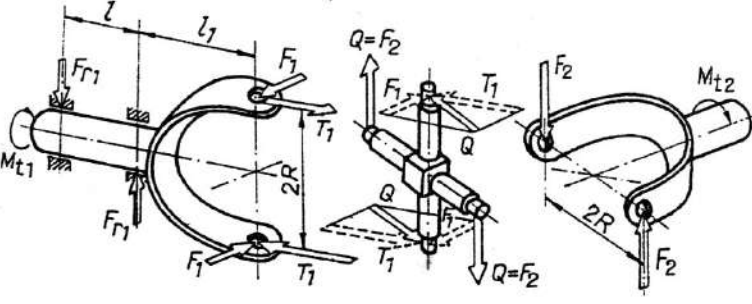
Calculul cuplajelor cardanice cu cruce se efectuează pentru furci, cruci, cuzineții sau rulmenții fusurilor crucii, pentru asamblările canelate și pentru șuruburile de fixare [12].

Pe lângă soluțiile clasice de cuplaje cardanice cu cruce, se folosesc și cuplaje cu elemente de rulare, care asigură transmiterea sincronă a mișcării, prin intermediul corpurilor de rulare, dintre acestea făcând parte cuplajele Weiss și Rzeppa [10, 11].

15.4.4. Cuplaje pentru compensarea abaterilor combinate

Aceste cuplaje pot compensa abateri axiale, radiale, unghiulare sau combinații ale acestora. Din această categorie fac parte cuplajele dințate, care pot compensa, concomitent, toate tipurile de abateri și se folosesc în construcția de mașini grele (laminoare, utilaje siderurgice, utilaje miniere, pompe, compresoare etc.), datorită capacității de a transmite momente mari de torsiune mari la dimensiuni de gabarit reduse și a funcționării sigure la viteze mari de rotație.

Tabelul 15.1. Relații pentru calculul sarcinilor maxime care încarcă crucea și furcile cuplajului cardanic

Poziția elementului conducător	Relații de calcul ^{*)}
	
$\varphi_1 = 0^\circ$	$F_1 = \frac{M_{i1}}{2R} \quad T_2 = Q \sin \alpha = \frac{M_{i1}}{2R} \sin \alpha = T_{2 \max}$ $F_{r2} = \frac{M_{i1}}{2R} \sin \alpha \frac{2R}{l} = \frac{M_{i1}}{l} \sin \alpha = F_{r2 \max}; \quad F_2 = \frac{M_{i2}}{2R} = \frac{M_{i1}}{2R} \cos \alpha \quad (\text{v. relația (15.18)})$ $T_1 = 0; \quad F_{r1} = 0; \quad Q = \sqrt{F_2^2 + T_2^2} = \frac{M_{i1}}{2R}$
	
$\varphi_1 = 90^\circ$	$F_1 = \frac{M_{i1}}{2R}; \quad T_2 = 0; \quad F_{r2} = 0; \quad F_2 = \frac{M_{i2}}{2R} = \frac{M_{i1}}{2R} \frac{1}{\cos \alpha} = F_{2 \max} \quad (\text{v. relația (15.17)})$ $T_1 = F_1 \tan \alpha = \frac{2M_{i1}}{2R} \tan \alpha = T_{1 \max}; \quad F_{r1} = \frac{M_{i1}}{2R} \tan \alpha \frac{2R}{l} = \frac{M_{i1}}{l} \tan \alpha = F_{r1 \max}$ $Q = \sqrt{F_1^2 + T_1^2} = \frac{M_{i1}}{2R} \frac{1}{\cos \alpha} = Q_{\max}$
^{*)} α – vezi fig. 15.15; $M_{i1} = M_{ic}$	

Cuplajul dințat prezentat în fig. 15.18 (STAS 6589/2) este format din doi butuci cu dantură exterioară 1, montați pe capetele celor doi arbori, și din două manșoane cu dantură interioară 2, solidarizate prin șuruburile 3, centrarea manșoanelor realizându-se cu ajutorulinelului 4. Deoarece cuplajul funcționează cu ungere, pentru micșorarea uzurii, sunt prevăzute și etanșări cu inele O.

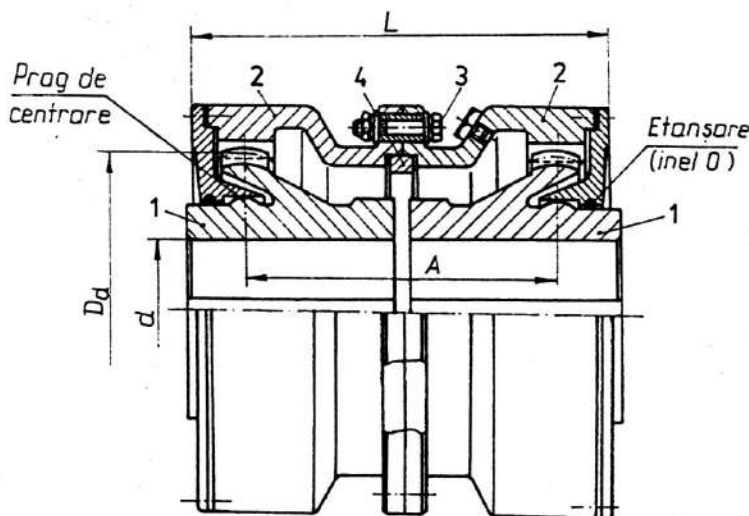


Fig. 15.18

Momentul de torsiune se transmite prin intermediul danturii, forma acesteia influențând atât capacitatea de transmitere, cât și pe cea de compensare a abaterilor.

Profilul dinților se execută în evolventă, având unghiul profilului de referință $\alpha = 20^\circ$, iar în unele cazuri 25° sau 30° , putându-se folosi și dantura modificată [10]. În plan axial, forma dinților poate fi dreaptă (fig. 15.19, a) sau curbă (fig. 15.19, b), iar linia flancului dintelui, pe lungime, poate fi dreaptă (fig. 15.20, a) sau bombată (fig. 15.20, b). Dantura curbă și bombată reprezintă soluția optimă, prezentând următoarele avantaje: creșterea capacității de a compensa abateri unghiulare; uniformizarea repartiției sarcinii pe dinții cuplajului, ceea ce duce la micșorarea uzurilor; asigurarea unor condiții de ungere superioare; posibilitatea alegerii unor jocuri minime între flancuri, ceea ce asigură reducerea șocurilor și zgomotului.

Centrarea manșoanelor și a butucilor cuplajelor dințate se poate realiza printr-un prag de centrare (v. fig. 15.18), pe diametrul de vârf al danturii butucului, la dantura curbă (v. fig. 15.19, b), pe diametrul de vârf al danturii manșonului (fig. 15.21) etc.

Cauza principală a ieșirii din funcțiune a cuplajelor dințate o constituie uzura suprafețelor active ale dinților, pentru evitarea acesteia fiind necesară o ungere corespunzătoare. Ungerea se realizează cu unsoare consistentă la turații joase și momente de torsiune mari, cu ulei staționar la temperaturi mici și turații medii și cu circulație de ulei la temperaturi și turații mari.

Un calcul exact al danturii acestor cuplaje nu se poate face din cauza imposibilității luării în considerare a tuturor factorilor care intervin în funcționarea lor, capacitatea portantă a danturii micșorându-se cu creșterea înclinării arborilor $\Delta\alpha$ și cu reducerea preciziei de execuție.

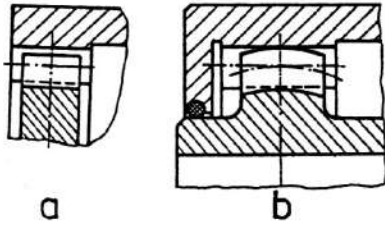


Fig. 15.19

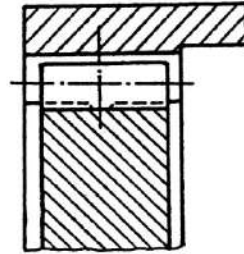


Fig. 15.21

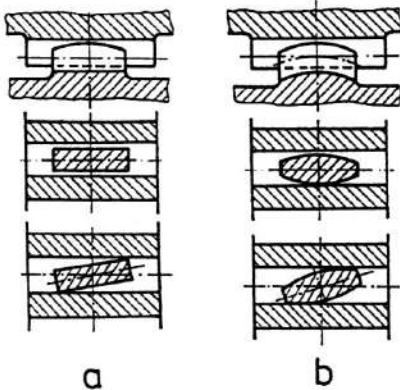


Fig. 15.20

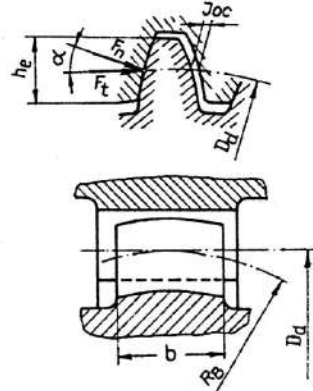


Fig. 15.22

Momentul de torsiune transmis de un cuplaj cu abatere unghiulară $\Delta\alpha$ se determină cu relația

$$M_{t(\Delta\alpha)} = \left(\frac{M_{t(\Delta\alpha)}}{M_m} \right) M_m, \quad (15.19)$$

factorul $\left(\frac{M_{t(\Delta\alpha)}}{M_m} \right)$, pentru turația de funcționare maximă admisă – indicată în standarde

sau în cataloagele firmelor producătoare de cuplaje dințate – variază, pentru $\Delta\alpha = 0^\circ \dots 1^\circ$, de la 1 la 0,3...0,35 [6, 10]. De precizia de execuție se ține seama prin coeficienți de corecție.

De regulă, cuplajul dințat se alege din standarde sau din cataloagele de firmă și se verifică dinții la contact și la încovoiere, sau se stabilește momentul de torsiune capabil a fi transmis, din condițiile de rezistență la contact și la încovoiere, și se compară cu momentul de torsiune de calcul M_{tc} .

Calculul la solicitarea de contact se face pe baza relației lui Hertz (fig. 15.22)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{b \rho}} \leq \sigma_{HP}, \quad (15.20)$$

în care: F_n este forța normală preluată de un dinte ($F_n = F_t / \cos\alpha$, unde $F_t = 2M_{tc} / D_d z$ este forța tangențială, definită pe cercul de divizare și α - unghiul profilului de referință); b - înălțimea reală de contact ($b = h_e \approx 1,2m$, unde m este modulul danturii); ρ - raza de curbură a profilului dinților, pe cercul de divizare ($\rho = 1,4D_d / \epsilon$, unde $D_d = mz$ este diametrul de divizare

și $\varepsilon = R_d/R_B$, unde $R_d = D_d/2$ și R_B este raza de curbură a dintelui în plan axial, pentru care se recomandă valorile: $R_B = (0,3...0,5)R_d$ – pentru oțeluri călite; $R_B = (0,7...2)R_d$ – pentru oțeluri îmbunătățite [11].

În final, relația de calcul la contact devine

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_t E \varepsilon}{1,4 D_d h_e \cos \alpha}} \leq \sigma_{HP}, \quad (15.21)$$

pentru rezistența admisibilă la contact recomandându-se $\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{02}}{1,7...2}$ [11], unde σ_{02} este

limita de curgere a materialului dinților.

Calculul la încovoiere se efectuează în ipoteza aplicării forței normale la vârful dintelui (fig. 15.23) și a dezaxării maxime a arborilor, cu relația

$$\sigma_F = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F_t h}{b S_d^2 / 6} \leq \sigma_{FP}, \quad (15.22)$$

în care: $S_d \approx 2,48m$ este grosimea dintelui în secțiunea periculoasă; $h = 2,05m$ – înălțimea dintelui butucului; $\sigma_{FP} = \sigma_{02}/(2,4...2,5)$ [11] – rezistența admisibilă la încovoiere.

Din relațiile (15.21) și (15.22) se pot determina forțele tangențiale pe care le poate transmite un dinte:

$$F_{tH} = 8 \frac{h_e D_d \cos \alpha}{E \varepsilon} \sigma_{HP}^2; \quad (15.23)$$

$$F_{tF} = \frac{b S_d^2}{6h} \sigma_{FP}^2 \quad (15.24)$$

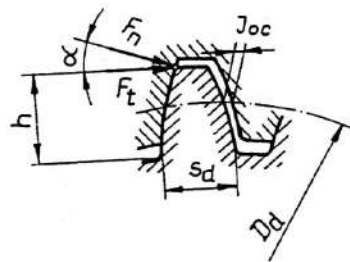


Fig. 15.23

și momentele de torsiune capabile a fi transmise de cuplaj

$$M_{icap} = z F_{tH,F} \frac{D_d}{2} q_a q_z \geq M_{ic}, \quad (15.25)$$

unde: $q_a = 0,3...0,9$ este un coeficient care ține seama de faptul că sarcina nu se repartizează uniform pe cei z dinți ai unui semicuplaj, datorită dezaxărilor arborilor, valorile maxime recomandându-se pentru moduli și numere de dinți mici; $q_z = 0,3...0,7$ – coeficient ce ține seama de erorile de divizare, valorile maxime recomandându-se pentru moduli și numere de dinți mari [10].

Cuplajele dințate se execută într-o mare diversitate de forme constructive, putând lega arbori la distanțe mari unul de celălalt, arbori de flanșe etc. [2, 6, 9, 10].

15.5. Cuplaje permanente mobile elastice

15.5.1. Influența cuplajului elastic și a caracteristicii lui asupra sistemului pe care îl echează

Aceste cuplaje, denumite în mod curent *cuplaje elastice*, se caracterizează prin existența, între semicuplaje, a unui element elastic (metalic sau nemetalic), care participă la transmiterea momentului de torsiune și, care datorită proprietăților sale elastice, determină proprietăți specifice cuplajului: amortizarea șocurilor și vibrațiilor torsionale, prin acumularea

elastică a lucrului mecanic de deformare și redarea acestuia sistemului pe care-l echează, printr-o revenire treptată a elementului elastic la forma și poziția sa inițială; limitarea vibrațiilor de rezonanță, prin schimbarea frecvenței proprii a sistemului mecanic; compensarea elastică a abaterilor de poziție a arborilor, datorate impreciziilor de execuție și montaj.

Funcțiile suplimentare enumerate sunt specifice tuturor tipurilor de cuplaje elastice, însă modul de îndeplinire a acestora diferă de la un cuplaj la altul, fiind determinate atât de materialul din care este executat elementul elastic, cât și de forma acestuia. În acest sens, diferențierea cuplajelor elastice se face urmărindu-se rigiditatea și capacitatea lor de amortizare.

Definind rigiditatea ca raportul dintre momentul de torsiune transmis de cuplaj și unghiul de rotire relativă dintre cele două semicuplaje, obținut în urma acțiunii momentului de torsiune, se poate trasa caracteristica elastică a acestor cuplaje elastice. În funcție de forma geometrică a caracteristicii, cuplajele elastice se împart în două grupe mari: cu caracteristică liniară, obținută în cazul unei rigidități constante $k = M_t / \varphi = \text{const}$, respectiv neliniară, obținută în cazul unei rigidități variabile $k(\varphi) = \frac{dM_t(\varphi)}{d\varphi} \neq \text{const}$ (fig. 15.24, a).

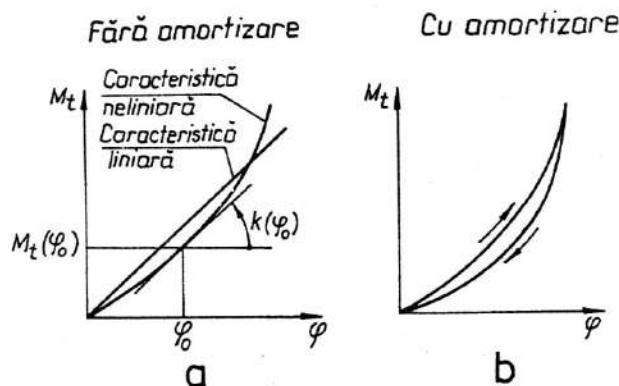


Fig. 15.24

Capacitatea de amortizare a șocurilor torsionale este proprietatea cuplajelor elastice de a transforma, la nivelul elementului elastic, în căldură o parte a energiei acestora, restul fiind transformată în energie de deformare, care va fi redată sistemului mecanic pe care cuplajul îl echează, în urma încetării acțiunii șocului. Căldura ia naștere datorită frecărilor care apar, la nivelul elementului elastic, în procesul deformării acestuia, mărimea acestora influențând capacitatea de amortizare. La cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice, frecarea are loc între elementele elastice (frecare exterioară), iar la cele cu elemente intermediare nemetalice, frecarea are loc în interiorul elementului elastic (frecare interioară); lucrul mecanic de frecare este definit de suprafața cuprinsă între caracteristica de încărcare și cea de descărcare (fig. 15.24, b).

Se definește *gradul de amortizare relativă* [12, 27, 29] ca fiind raportul dintre lucrul mecanic de amortizare (transformat în căldură) L_a și lucrul mecanic de deformare elastică L_e , adică

$$d = L_a / L_e. \quad (15.26)$$

Semnificația acestor mărimi reiese din fig. 15.25 – unde este prezentată caracteristica cuplajelor elastice cu rigiditate variabilă – în care suprafața echivalentă buclei histeretizului (în situația în care momentul de amortizare

depinde liniar de viteză, $M_a = c \frac{d\varphi}{dt}$; c – coeficientul de amortizare vâscoasă) este o elipsă. În condiții dinamice de funcționare, rigiditatea cuplajului, identică cu rigiditatea dinamică k_d , este mai mare decât rigiditatea sa statică k_{st} (v. fig.15.25).

Peste rotirea relativă φ_n a celor două semicuplele provocată de momentul nominal de torsiune M_{tn} , se suprapune rotirea relativă $\Delta\varphi$ provocată de momentul de șoc ΔM_t ; la încetarea șocului, se produce o oscilație a sistemului elastic, în jurul poziției definite de unghiul φ_n , care se atenuază treptat, datorită proprietăților elementului elastic. În această situație, lucrul mecanic de amortizare L_a este reprezentat prin suprafața A_a a elipsei echivalente, iar lucrul mecanic de deformare L_e este reprezentat prin suprafața A_e de sub caracteristica elastică liniară a unui cuplaj de rigiditate k_d , fără amortizare, la rotirea relativă a celor două semicuple, în jurul poziției φ_n , cu unghiul $\pm \Delta\varphi$.

Existența cuplajelor elastice în sistemele mecanice influențează favorabil comportarea acestora la solicitări oscilatorii, frecvent întâlnite în exploatare, valorile mari ale gradului de amortizare ducând la o funcționare mai liniștită a acelor sisteme mecanice care sunt echipate cu astfel de cuplaje. Se impune, cu necesitate, studierea influenței acestor cuplaje, prin caracteristicilor lor, asupra sistemelor mecanice din care fac parte [6, 10, 12].

În cazul cuplajelor cu caracteristică liniară fără amortizare ($d = 0$), coeficientul dinamic β (numit și factor de amplificare) – definit ca raportul dintre amplitudinea vibrațiilor excitatoare a_ω și a celor libere a_{ω_0} ($\beta = a_\omega / a_{\omega_0}$) – depinde numai de raportul dintre pulsația excitatoare ω și cea proprie ω_0 . Când acest raport are valoarea unu ($\omega / \omega_0 = 1$), apare feno-

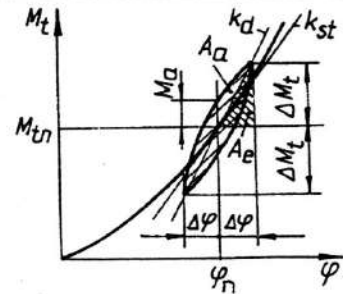


Fig. 15.25

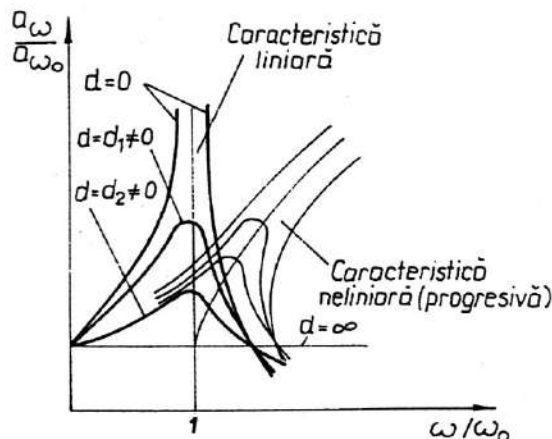


Fig. 15.26

menul de rezonanță, coeficientul β tinzând spre infinit (curba $d = 0$ din fig.15.26). Practic nu se poate produce o creștere nelimitată a acestui factor, datorită existenței unor forțe rezistente inerente. În cazul existenței amortizării ($d \neq 0$, v. fig.15.26), chiar pentru o caracteristică liniară, în zona de rezonanță ($\omega/\omega_0 = 1$), coeficientul β are valori limitate, mărimea acestora fiind dată de mărimea gradului de amortizare relativă d , scăzând o dată cu creșterea acestuia – v. fig.15.26, pentru situațiile $d_2 > d_1$.

În cazul cuplajelor elastice cu caracteristică neliniară (în practică se întâlnesc frecvent caracteristici de tip parabolă cubică și de tip linie frântă) fără amortizare, amplitudinea crește (teoretic) nelimitat, iar în cazul sistemelor cu amortizare, această creștere este limitată. Se precizează faptul că în această ultimă situație există o zonă de instabilitate, în care amplitudinea face un salt, pentru aceeași valoare a pulsației momentului perturbator (pentru același raport ω/ω_0) [6, 12, 29, 30]. Datorită acestei zone de instabilitate, există porțiuni ale curbei de răspuns pe care sistemul nu evoluează niciodată (porțiunea BD a curbei din fig.15.27). Astfel, la creșterea frecvenței excitatoare ω , amplitudinea răspuns a_ω urmează curba MAB , din punctul B , urmând o scădere bruscă a acesteia până în punctul C , de unde variația amplitudinii urmează curba teoretică spre N . La descreșterea frecvenței de excitație, variația amplitudinii răspuns urmează curba teoretică până în punctul D , unde are loc un salt până în punctul A , de unde urmează curba teoretică spre punctul M . În fig.15.27 zona de instabilitate este hașurată.

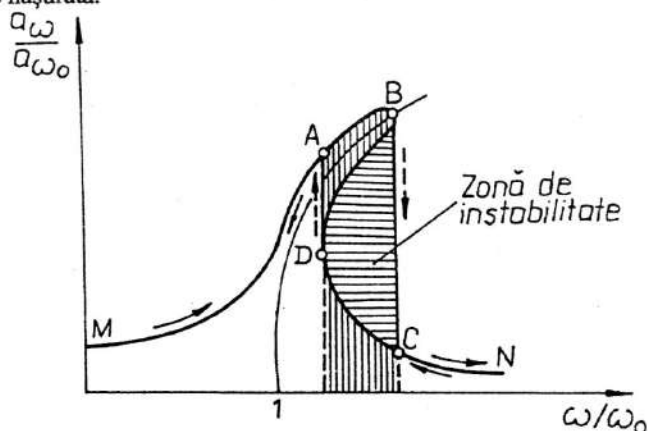


Fig.15.27

Se remarcă faptul că, la același grad de amortizare, amplitudinea maximă atinsă în domeniul de rezonanță este mai redusă la sistemele neliniare decât la cele liniare, fapt care justifică utilizarea cuplajelor elastice cu caracteristică neliniară în cazul în care regimul de funcționare impune parcurgerea zonei de rezonanță. În același timp, mărirea gradului de amortizare relativă conduce, implicit, la mărirea lucrului mecanic de frecare și la creșterea temperaturii, fapt pentru care și în acest caz – ca și în cazul caracteristicii liniare – trecerea prin domeniul rezonanței trebuie să aibă loc într-un timp cât mai scurt.

15.5.2. Cuplaje elastice cu elemente nemetalice

Elementul intermediar elastic se execută, în cele mai multe cazuri, din cauciuc (mai rar se utilizează pielea, țesăturile cauciucate sau masele plastice), datorită avantajelor pe care acesta le prezintă în comparație cu elementele intermediare metalice: elasticitate mare; capacitate mare de amortizare; simplitate constructivă; cost redus. Față de cuplajele cu

elemente intermediare metalice, au durabilitate și capacitate de încărcare mai reduse, fapt pentru care se recomandă la transmiterea de momente de torsiune mici – medii. Aceste cuplaje asigură și izolarea electrică a arborilor cuplați.

15.5.2.1. Cuplaje elastice cu bolțuri

Se execută într-o mare varietate de soluții constructive, care se deosebesc, în principal, prin forma elementului elastic. Două dintre aceste variante sunt standardizate (STAS 5982): varianta N – normală (fig.15.28, a) și varianta B – cu bușe distanțiere (fig.15.28, b).

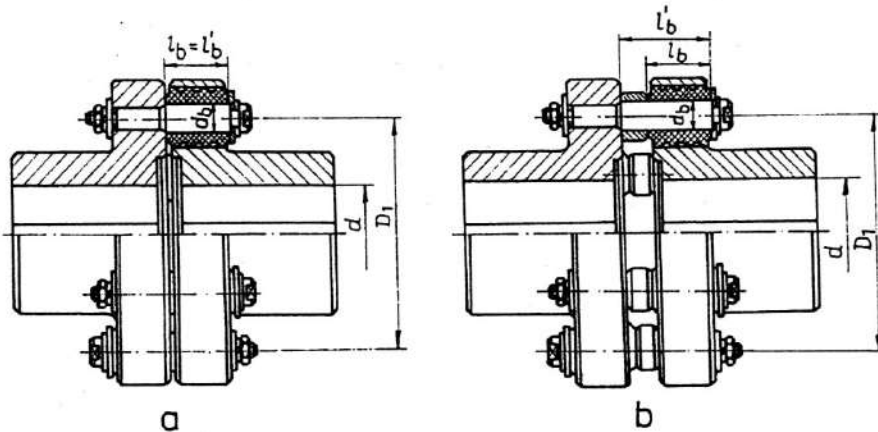


Fig.15.28

Cuplele elastice cu bolțuri se compun din două semicuple – identice dacă bolțurile sunt montate alternativ pe cele două semicuple (v. fig.15.28) sau diferite dacă bolțurile sunt montate doar pe un semicuple – legate elastic prin intermediul bolțurilor, pe care sunt montate manșoane (sau inele) din cauciuc, de diferite forme [6, 10]. La toate variantele trebuie să se asigure posibilitatea de deformare a elementului elastic.

Aceste cuplaje permit compensarea abaterilor radiale, în limitele $\Delta R = 0,3 \dots 0,6$ mm, unghiulare $\Delta \alpha \leq 1^\circ$ și a unor abateri axiale, în limitele menținerii contactului dintre elementul elastic și alezajul în care acesta este montat, pe o lungime suficient de mare [2, 6, 10, 13].

Cuplele elastice cu bolțuri se aleg – din standarde sau din cataloagele firmelor specializate – în funcție de momentul de torsiune de calcul M_{tc} , calculul acestora reducându-se la verificarea elementelor componente. Forța care revine unui bolț, în ipoteza repartiției uniforme a sarcinii pe cele z bolțuri, este

$$F_1 = \frac{2M_{tc}}{zD_1}, \quad (15.27)$$

unde D_1 este diametrul de dispunere a bolțurilor.

Elementul elastic este solicitat la strivire, tensiunea maximă luând naștere pe suprafața de contact cu bolțul și se calculează cu relația (v. fig.15.28)

$$\sigma_s = \frac{F_1}{d_b l_b} \leq \sigma_{as}, \quad (15.28)$$

în care σ_{as} este rezistența admisibilă la strivire a cauciucului, $\sigma_{as} = (5 \dots 7)$ MPa [8, 11, 13].

Bolțurile se verifică la încovoiere – considerându-se ca niște grinzi încastrate, cu sarcina aplicată la brațul maxim l'_b , pentru a compensa eventualele abateri – cu relația (v. fig.15.28)

$$\sigma_i = \frac{32F_l l'_b}{\pi d_b^3} \leq \sigma_{ai}, \quad (15.29)$$

în care rezistența admisibilă la încovoiere se recomandă să se aleagă în intervalul $\sigma_{ai} = (0,25 \dots 0,4) \sigma_{02}$ [8, 11, 13].

15.5.2.2. Cuplaje cu bolțuri și disc elastic

Acest cuplaj, cunoscut și sub denumirea de cuplaj tip Hardy, este format din două semicuplaje, legate prin intermediul unui disc elastic de cauciuc, cu ajutorul unor bolțuri, montate alternativ în cele două semicuplaje (fig.15.29). Pentru mărirea capacității portante și a durabilității cuplajului, se folosesc armături metalice pentru găurile prin care se introduc bolțurile [6].

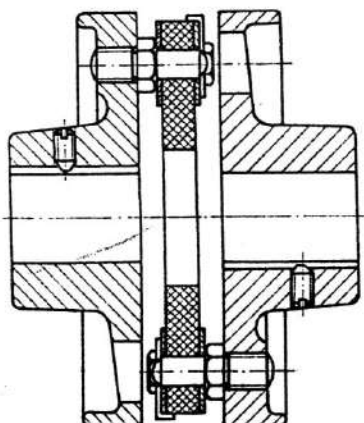


Fig. 15.29

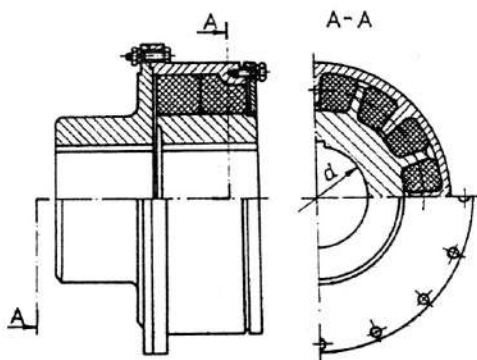


Fig. 15.30

Cuplajul se caracterizează prin elasticitate torsională și deformabilitate mari. La transmiterea momentului de torsiune, porțiunile din disc elastic dispuse în fața bolțurilor de pe semicuplajul conducător sunt supuse la compresiune, iar cele din spatele acestor bolțuri la tracțiune [6].

15.5.2.3. Cuplaje elastice cu gheare

Se execută într-o mare varietate de forme constructive, diferențele dintre acestea fiind date de forma elementului elastic, care impune și forma ghearelor [6, 9, 10].

Una dintre aceste soluții, cunoscută sub denumirea de cuplaj elastic cu gheare tip *Holset*, cu blocuri de cauciuc pe mai multe rânduri, este prezentată în fig.15.30. Între ghearele radiale ale celor două semicuplaje se montează blocuri de cauciuc de formă prismatică, solicitate – în timpul transmiterii momentului de torsiune – la compresiune. Blocurile se montează cu precomprimare, pentru a permite cuplajului transmiterea momentului de torsiune în ambele sensuri, fără șocuri.

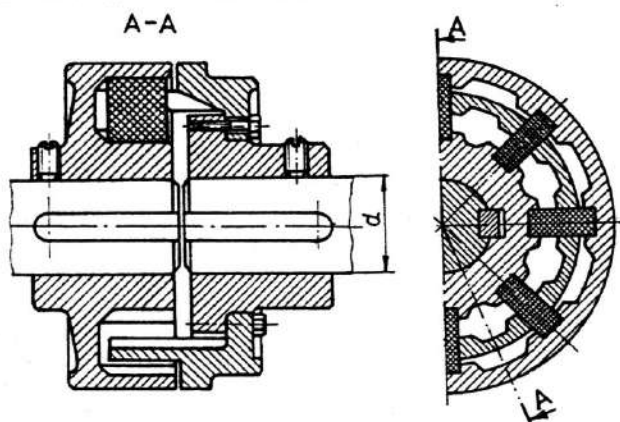


Fig. 15.31

Varianta prezentată în fig.15.31, cunoscută și sub denumirea de *cuplaj Eflex* sau *Eupex*, are elementele elastice sub forma unor plăci de cauciuc fixate într-unul din semicuplaje și solicitate la încovoiere și forfecare de către ghearele celuilalt semicuplaj [6, 9, 10].

15.5.2.4. Cuplaj elastic cu rozetă

Acest cuplaj, cunoscut sub denumirea de *cuplaj tip Tshan*, este constituit din role butoi, legate între ele printr-un inel de cauciuc, care intră într-un spațiu format între ghearele frezate frontal pe cele două semicuplaje (fig.15.32). Rolele sunt solicitate la strivire.

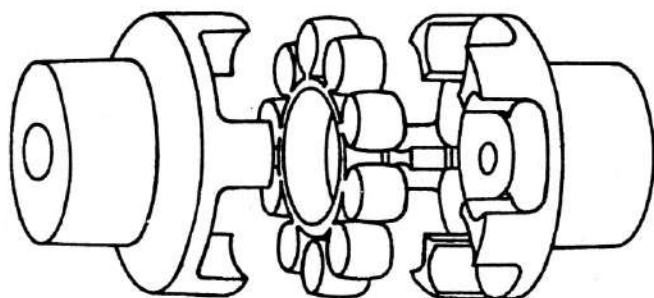


Fig.15.32

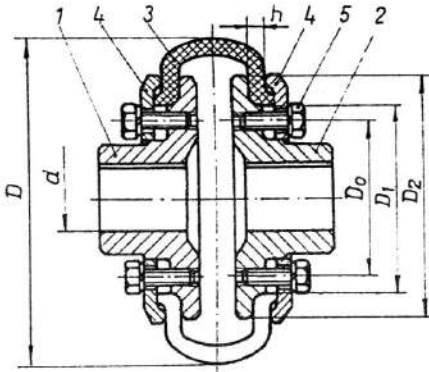
Cuplajul se execută în mai multe variante (STAS 5982): N – normală, F – cu flanșe, DF – cu două flanșe și arbore intermediar.

15.5.2.5. Cuplaje elastice cu bandaj de cauciuc

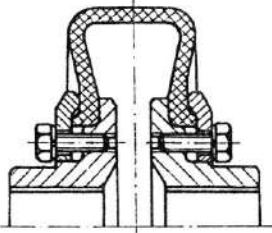
Se execută într-o mare varietate de soluții constructive, care se deosebesc prin forma elementului elastic și forma semicuplajelor [6, 9].

Cuplajul cu bandaj de cauciuc de tip *Periflex* se compune din bandajul de cauciuc cu inserții textile 3, montat pe semicuplajele 1 și 2 prin intermediul discurilor 4, strânse cu șuruburile 5 (fig.15.33); bandajul poate fi continuu sau format din mai multe segmente. În fig.15.33, b și c sunt prezentate variante ale acestui cuplaj.

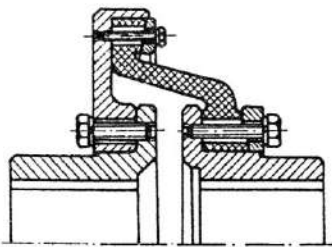
Aceste cuplaje asigură o bună amortizare a șocurilor și vibrațiilor, având o mare capacitate de acumulare a energiei de șoc, datorită volumului mare a elementului elastic. De asemenea, pot compensa abateri axiale $\Delta A = (3...6)$ mm, radiale $\Delta R = (2...6)$ mm și unghiulare $\Delta\alpha = 2^\circ...6^\circ$ [6].



a



b



c

Fig. 15.33

Bandajul se verifică la strivire, cu relația

$$\sigma_s = \frac{z F_{01}}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as} \quad (15.32)$$

și la forfecare, în secțiunea dispusă la diametrul D_2 , cu relația

$$\tau_f = \frac{2 M_{tc}}{\pi D_2^2 h} \leq \tau_{af}, \quad (15.33)$$

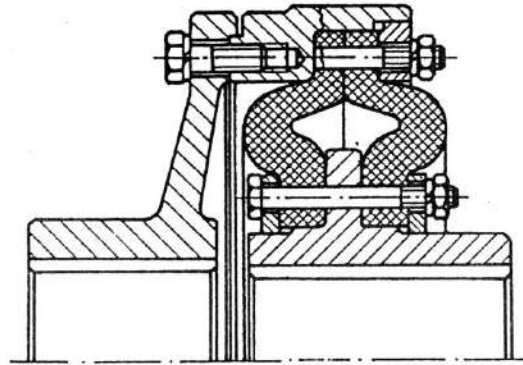


Fig. 15.34

Momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre bandaj-semicuplaje și dintre bandaj-discuri, forța de apăsare fiind creată prin strângerea șuruburilor, la montaj.

Forța necesară de prestrângere a unuia din cele z șuruburi montate pe un semicuplaj se determină din condiția ca întregul moment de torsiune să se transmită prin frecare:

$$M_{tc} \leq M_f = \mu z F_{01} \frac{D_1 + D_2}{4} i, \quad (15.30)$$

rezultând

$$F_{01} \geq \frac{4 M_{tc}}{\mu z (D_1 + D_2) i}, \quad (15.31)$$

unde: μ este coeficientul de frecare dintre bandaj și semicuplaj sau disc ($\mu = 0,3...0,5$); D_1 și D_2 - diametrele, minim și maxim, ale suprafețelor de frecare; i - numărul perechilor de suprafețe de frecare ($i = 2$).

De regulă, șuruburile se adoptă constructiv - atât numărul, cât și diametrul acestora - și se verifică la tracțiune, cu o forță de calcul majorată $F_{c1} = 1,3 F_{01}$, pentru a ține seama și de solicitarea de torsiune produsă de momentul de înșurubare.

pentru rezistențele admisibile recomandându-se următoarele limite: $\sigma_{as} = (5...7)$ MPa și $\tau_{af} = (0,3...0,5)$ MPa [8, 12].

Bandajul este solicitat suplimentar la tracțiune de către forțele centrifuge, această solicitare devenind periculoasă la viteze periferice mari. Din acest motiv, se limitează viteza periferică v la valori $v_{ad} = (17,5...20)$ m/s, pentru care tensiunea efectivă de tracțiune nu depășește rezistența admisibilă la tracțiune a cauciucului $\sigma_{ar} = 0,5$ MPa [6, 8, 13].

O variantă a cuplajului cu bandaj de cauciuc, cunoscută sub denumirea de *cuplaj Vulkan EZ*, este prezentată în fig. 15.34. La acest cuplaj, bandajul este secționat, execuția sa fiind mai ușoară și costul mai scăzut. Momentul de torsiune se repartizează uniform pe cele două jumătăți ale bandajului, montate în paralel, iar forțele centrifugale sunt preluate de prinderea superioară a acestora. Acest cuplaj transmite momente de torsiune mai mari decât cuplajul Periflex, la aceleași dimensiuni de gabarit. Ca și la cuplajul Periflex, momentul de torsiune se transmite prin frecare, șuruburile și bandajul calculându-se cu relațiile (15.32)...(15.33), calculul efectuându-se pentru o jumătate din bandaj, prin care se transmite jumătate din momentul de torsiune de calcul.

Cuplajul Vulkan și unele variante ale cuplajului Periflex se pot folosi și la legarea arborilor de flanșe sau volanți, forma unuia dintre semicuplaje fiind adaptată acestui scop [6, 9, 10].

15.5.2.6. Cuplaje elastice cu element de cauciuc solicitat la torsiune

Varianta prezentată în fig. 15.35, cunoscută și sub denumirea de *cuplaj Vibrostop*, este formată din elementul elastic 3, de cauciuc, vulcanizat pe inelele metalice tronconice 4 și 5, asigurându-se astfel o stare tensională uniformă a cauciucului. Legarea elementului elastic de cele două semicuplaje identice 1 și 2 se face prin intermediul șuruburilor 6.

Elementul elastic, prin forma sa, asigură un volum mare de material, o repartizare uniformă a tensiunilor de torsiune și o capacitate mare de încărcare, la dimensiuni de gabarit reduse. Domeniul de folosire al acestui cuplaj este limitat de temperatura de funcționare și de existența sarcinilor variabile, situații în care rezistența îmbinării dintre elementul elastic și inele se micșorează considerabil. Dimensiunile cuplajului se adoptă [6, 10], elementul elastic verificându-se la torsiune.

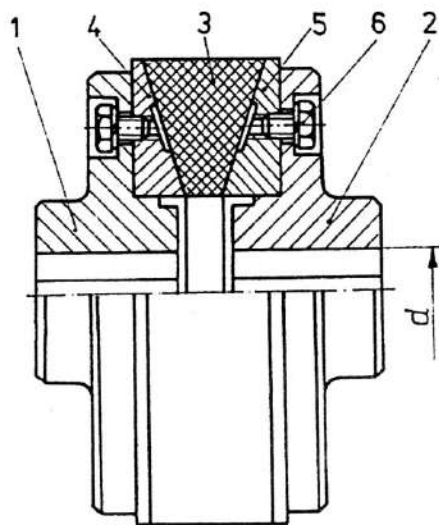


Fig. 15.35

15.5.3. Cuplaje elastice cu elemente metalice

Aceste cuplaje au o durabilitate mai mare comparativ cu cele cu elemente elastice nemetalice, dar gradul de amortizare al elementului elastic este mai redus. Se recomandă

pentru transmiterea de momente de torsiune mari, la dimensiuni de gabarit reduse, în condiții de funcționare incompatibile cu elementele elastice de cauciuc.

Elementul elastic se execută din oțel de arc, în diverse forme constructive, ca: arcuri bară, arcuri în foi (lamelare), arcuri elicoidale, arcuri manșon.

15.5.3.1. Cuplajul cu arc șerpuit (cuplaj *Bibby*)

Este compus din două semicuplaje identice 1 și 2, cu dantură exterioară, cu profil special, montate pe capetele a doi arbori (fig. 15.36). În golurile dintre dinții celor două semicuplaje este montat arcul șerpuit 3, sub formă de bandă cu secțiune dreptunghiulară. Carcasele 4 și 5 au rol de protecție a cuplajului, în interiorul acestora introducându-se unsoare consistentă, pentru reducerea uzurii dinților și a elementului elastic și a micșorării zgomotului. Etanșarea se poate realiza fără contact (cu fantă – fig. 15.36, a) sau cu contact (cu element de cauciuc – fig. 15.36, b).

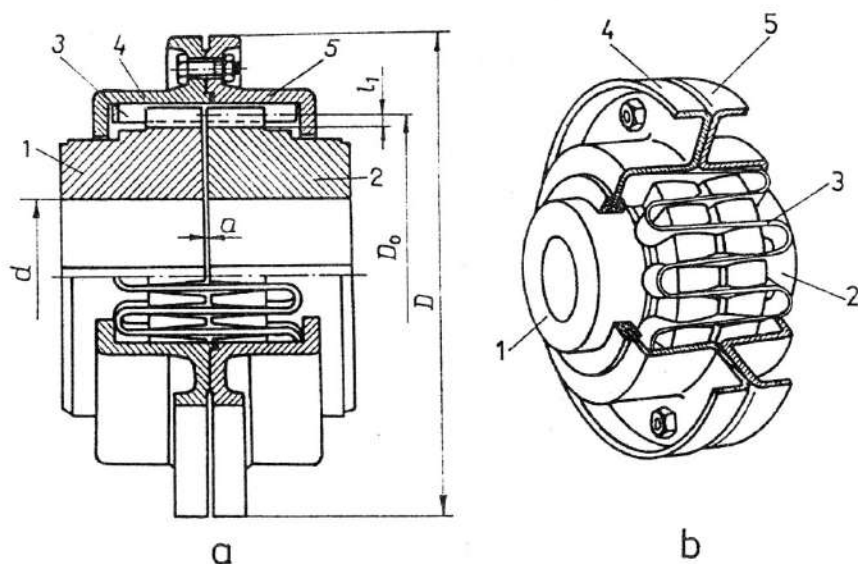


Fig. 15.36

Cuplajul permite compensarea abaterilor combinate: axiale $\Delta A = (4 \dots 20)$ mm; radiale $\Delta R = (0,5 \dots 3)$ mm și unghiulare $\Delta \alpha_{\max} = 1,15^\circ$ [6, 8, 12].

Cuplajele cu arc șerpuit pot avea caracteristică neliniară sau liniară, în funcție de forma pe lungime a dinților. Pentru varianta la care flancurile dinților sunt curbilini pe lungime, caracteristica este neliniară, datorită modificării distanței dintre punctele de contact ale arcului cu dinții semicuplajelor (fig. 15.37). Pentru varianta la care flancurile dinților sunt rectilini pe lungime, caracteristica cuplajului este liniară, deoarece distanța dintre punctele de contact ale arcului cu dinții semicuplajelor este constantă, nedepinzând de valoarea momentului de torsiune transmis (v. fig. 15.38, a).

În timpul funcționării cuplajului, sarcina preluată de elementul elastic este variabilă, cu posibile șocuri. Poziția arcului șerpuit, la diferite încărcări ale cuplajului din fig. 15.36, este prezentată în fig. 15.37. Se observă că, o dată cu creșterea sarcinii, arcul se așază pe flancurile dinților celor două semicuplaje, luând forma acestora, și punctele de aplicație ale forțelor se apropie.

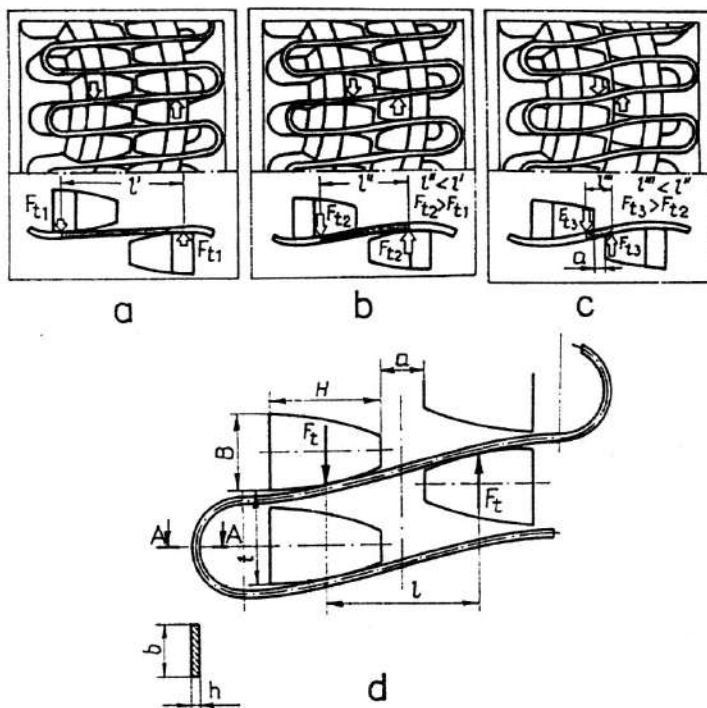


Fig. 15.37

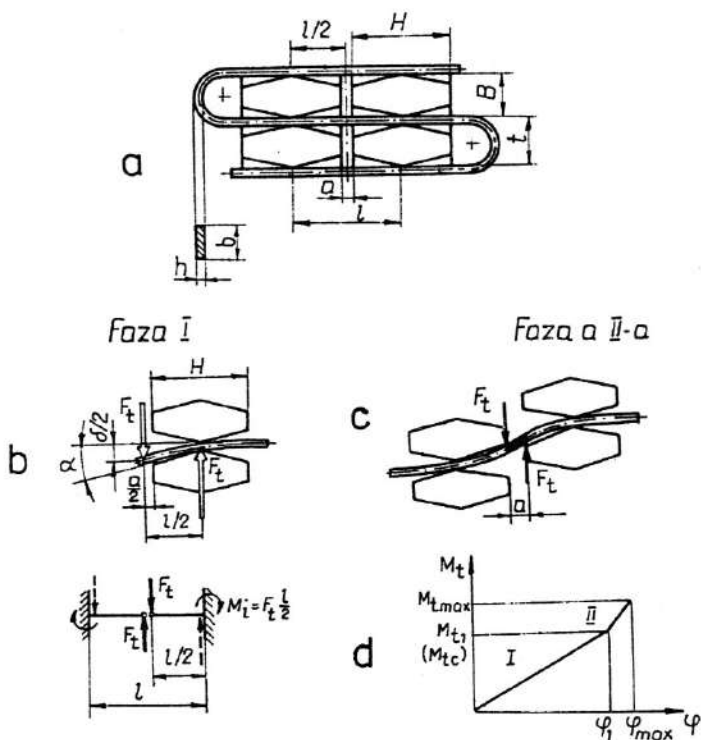


Fig. 15.38

Tabelul 15.2. Relații și recomandări pentru calculul cuplajelor cu arc șerpuit (Bibby)

Denumirea parametrelui	Relații de calcul	Recomandări
0	1	2
Forța tangențială F_t , N	$F_t = \frac{2M_{tc}}{zD_0}$	$z = (1,7 \dots 3,4) M_{tc}^{0,2}$, cu M_{tc} în Nmm $D_0 = (0,7 \dots 0,8)D$ - v. fig. 15.36 D - se adoptă constructiv sau după recomandarea firmelor [9, 10]
Tensiunea de încovoiere σ_i , MPa	$\sigma_i = \frac{M_i}{w_z} = \frac{F_t \frac{l}{2}}{\frac{bh^2}{6}} \leq \sigma_{ai}$	Pentru verificare - v. fig. 15.37, d : $b = (0,8 \dots 1)t$ $h = (0,2 \dots 0,25)b = (0,16 \dots 0,25)t$ $l \approx 2,5t$ $t = \pi D_0 / z$ $\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7)\sigma_{02}$ [10]
Lățimea benzii arcului b , mm	$b = \frac{3F_t l}{h^2 \sigma_{ai}}$	Pentru dimensionare: $h = (0,13 \dots 0,26) M_{tc}^{0,2}$, cu M_{tc} în Nmm $h = \frac{l^2}{3E\delta} \sigma_{ai}$ - când se cunoaște sau se impune unghiul de rotire relativă φ a celor două semicuplaje, pentru care $\delta = \varphi D_0 / 2$ l și σ_{ai} - v. pct. precedent
Grosimea dintelui B , mm	$B \geq 3 \sqrt{1,71 \frac{F_t l_1}{\sigma_{ai}}}$	Relația provine din relația lui Navier (v. fig. 15.36, a și 15.38, a) $F_t l_1 = \frac{B^2 H}{6} \sigma_{ai}$, în care l_1 este brațul forței F_t , aplicată la diametrul D_0 , față de secțiunea periculoasă de la baza dintelui ($l_1 \geq b/2$ - se adoptă constructiv) și $H = 3,5B$ B trebuie corelat cu pasul t , pentru a fi posibilă montarea benzii de oțel de grosime h ($B + h < t$ - v. fig. 15.38, a)
Tensiunea maximă de forfecare $\tau_{f \max}$, MPa	$\tau_{f \max} = \frac{3 F_{t \text{șoc}}}{2 bh} \leq \tau_{af}$ $F_{t \text{șoc}} = \frac{2 M_{t \text{șoc}}}{z D_0}$	$\tau_{af} = (0,35 \dots 0,5)\sigma_{02}$ [10]
Săgeata arcului δ , mm	$\delta = 2 \frac{1}{3EI_z} F_t \left(\frac{l}{2}\right)^3 =$ $= \frac{F_t l^3}{12EI_z} = \frac{M_{tc} l^3}{6zD_0 EI_z} \text{ sau}$ $\delta = \frac{1}{6} \frac{F_t l}{2} \frac{bh^2}{6} \frac{6}{bh^2} \frac{l^2}{Ebh^3} =$ $\frac{l^2}{12} \frac{1}{6} \sigma_i \frac{l^2}{Eh} = \frac{1}{3} \frac{l^2}{Eh} \sigma_i$	

Tabelul 15.2 (continuare)

0	1	2
Unghiul de rotire relativă a celor două semicuple φ , rad	$\varphi = \frac{\delta}{2} = \frac{M_t l^3}{3z D_0^2 E I_z}$ $I_z = \frac{bh^3}{12}$	
Rigiditatea cuplajului k , Nmm/rad	$k = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{3z D_0^2 E I_z}{l^3}$	

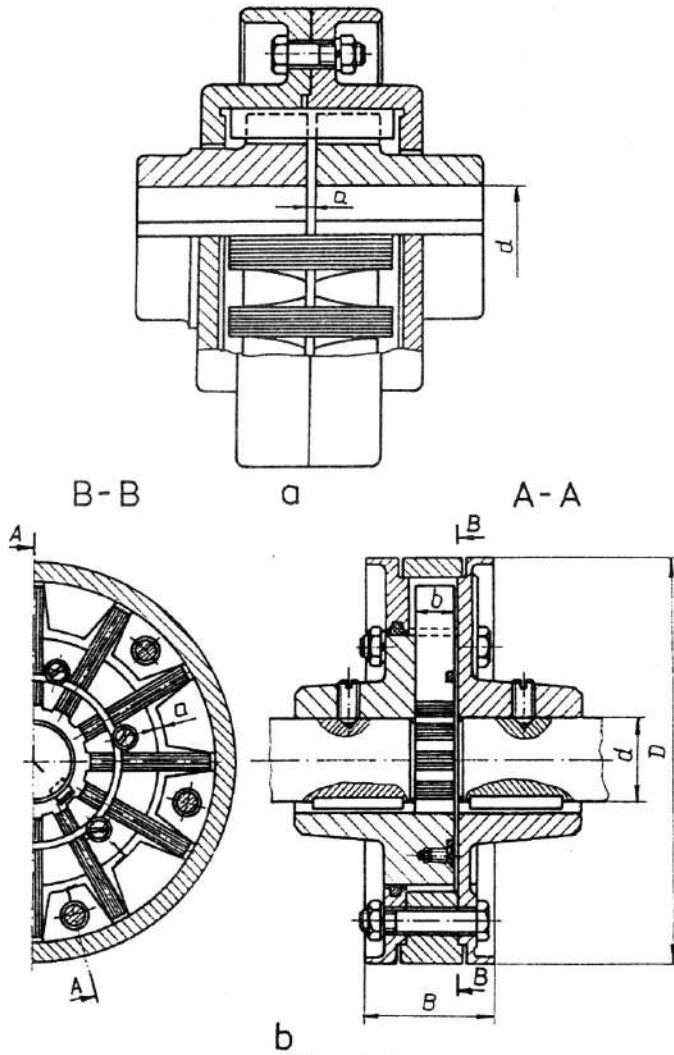


Fig. 15.39

La preluarea unor șocuri mari, distanța dintre punctele de aplicație ale forțelor devine egală cu distanța dintre cele două semicuple (v. fig. 15.37, c și 15.38, c), situație în care

rigiditatea cuplajului este maximă și care corespunde porțiunii $\varphi_1 \rightarrow \varphi_{\max}$, din caracteristica elastică prezentată în fig. 15.38, *d*.

La varianta cu caracteristică liniară, arcul se comportă ca o grindă încastrată, punctele de încastrare fiind punctele de contact ale arcului cu dinții semicuplajelor (v. fig. 15.38, *a*), iar forța tangențială acționează la mijlocul grinzii (v. fig. 15.38, *b*). Sub acțiunea acestei forțe, arcul se deformează liber, iar la apariția unor șocuri mari, punctele de aplicație ale forțelor se deplasează la o distanță a egală cu distanța a dintre cele două semicuplaje (v. fig. 15.38, *c*).

În tabelul 15.2 se prezintă principalele relații și recomandări pentru calculul cuplajelor cu arc șerpuit, cu caracteristică liniară, stabilite pe baza schemei de calcul din fig. 15.38 [12]. Pentru cuplajele cu caracteristică neliniară, calculul se efectuează conform schemei de calcul din fig. 15.37, *d*, metodică de calcul putându-se urmări în [10].

15.5.3.2. Cuplaje elastice cu arcuri în foi

Elementul elastic, sub forma unor pachete de arcuri în foi (lamelare), poate fi dispus axial, ca la cuplajul de tip *Elcard* (fig. 15.39, *a*), sau radial (fig. 15.39, *b*; v. p. 169).

La cuplajul de tip *Elcard*, pachetele de arcuri sunt montate în golurile dintre dinții de formă specială ai celor două semicuplaje. Datorită formei curbiliniilor, pe lungime, a flancurilor dinților, caracteristica cuplajului este neliniară. Forțele de frecare dintre lamele și dintre lamelele exterioare și dinții semicuplajelor influențează caracteristica elastică a cuplajului, datorită lucrului mecanic de frecare.

Datorită variației sarcinii exterioare, fazele de lucru ale acestui cuplaj sunt identice cu cele ale cuplajului cu arc șerpuit, prezentate în fig. 15.37.

Calculul elementului elastic se efectuează conform relațiilor date în tabelul 15.3, ținându-se seama că acesta este format din pachete de lamele.

La varianta prezentată în fig. 15.39, *b*, pachetele de lamele sunt montate radial, fiind încastrate în unul dintre semicuplaje și montate liber, în locașe de formă specială, în celălalt semicuplaj.

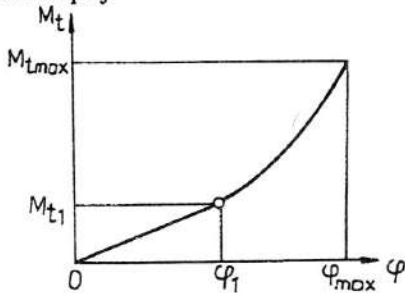


Fig. 15.40

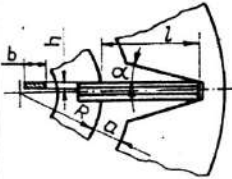
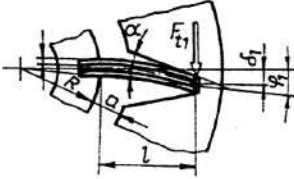
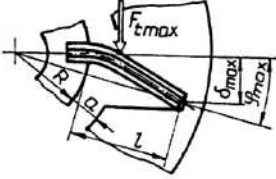
Datorită variației sarcinii exterioare, punctul de aplicație al forței de interacțiune dintre semicuplaj și pachetul de lamele se modifică. Lungimea de lucru a pachetului de lamele scade cu creșterea sarcinii exterioare, ajungând la o valoare minimă – egală pe direcție radială cu distanța dintre cele două semicuplaje (v. fig. 15.39, *a* și tabelul 15.3) – situație în care pachetul de lamele este solicitat la forfecare. Din cauza schimbării punctului de aplicație al forței, caracteristica cuplajului este neliniară (porțiunea $\varphi_1 \rightarrow \varphi_{\max}$, din fig. 15.40),

începând din momentul în care elementul elastic, în urma deformării, vine în contact cu fața înclinată a canalului din semicuplaj. Până în acel moment, datorită deformării libere a elementului elastic, caracteristica cuplajului este liniară (porțiunea $0 \rightarrow \varphi_1$, din fig. 15.40).

Principalele relații și recomandările necesare proiectării acestui cuplaj sunt prezentate în tabelul 15.3, un calcul mai exact putându-se efectua luând în considerare și frecarea dintre elementele cuplajului [6, 10].

Cuplajele elastice cu arcuri în foi funcționează cu ungere, pentru micșorarea uzurii, etanșarea realizându-se cu fantă (v. fig. 15.39, *a*), respectiv cu inel de păsă (v. fig. 15.39, *b*).

Tabelul 15.3. Relații și recomandări pentru calculul cuplajelor cu arcuri în foi dispuse radial

Denumirea parametrului	Relații de calcul	Recomandări
		
Forța tangențială F_t , N	$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{z(R+l)}$ $F_{t\max} = \frac{M_{t\max}}{z(R+a)}$	<p>z – numărul pachetelor de arcuri în foi, adoptat constructiv, în funcție de mărimea cuplajului</p> <p>$R = (0,8 \dots 1)d$, unde d este diametrul arborelui</p> <p>$a \approx 0,1d$</p>
Tensiunea de încovoiere $\sigma_{i\max}$, MPa	$\sigma_{i\max} = \frac{F_{t\max} a}{n \frac{bh^2}{6}} \leq \sigma_{ai}$ <p>pentru $M_{t\max} = M_{tc}$</p>	<p>Pentru calculul de verificare:</p> <p>$b = (0,8 \dots 0,9)B$, unde B (v. fig. 15.39, b) se adoptă constructiv sau după recomandările firmelor [6, 10];</p> <p>h – se adoptă constructiv, în funcție de grosimea semi-fabricatelor existente și de numărul de foi dintr-un pachet n</p> <p>$\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7)\sigma_{02}$ [10]</p>
Grosimea unei foi h , în mm sau numărul foilor dintr-un pachet n	$W_z = \frac{F_{t\max} a}{n \sigma_{ai}} = \frac{bh^2}{6}$ $h = \sqrt{\frac{6F_{t\max} a}{nb \sigma_{ai}}}$ <p>sau</p> $n = \frac{6F_{t\max} a}{bh^2 \sigma_{ai}}$	<p>Pentru calculul de dimensionare, b, h și σ_{ai} se aleg după indicațiile date la pct. precedent</p>
Unghiul de rotire relativă a celor două semicuplaje φ_{\max} , rad	<p>Pentru α, R, a și l cunoscute,</p> $\varphi_{\max} = \alpha \frac{3l - a}{3R + a}$ <p>iar în funcție de rezistența admisibilă la încovoiere,</p> $\varphi_{\max} = \frac{1}{3} \frac{a(3l - a)}{hE(R+l)} \sigma_{ai}$	<p>Unghiul profilului locașului activ α se adoptă constructiv sau, pentru un unghi de rotire relativă φ_{\max} impus, se determină cu relația</p> $\alpha = \frac{F_{t\max} a^2}{2EI_z n} - \varphi_{\max} \leq \alpha_{\max}$ $\alpha_{\max} = \frac{1}{3} \frac{a(3R + a)}{hE(R+l)} \sigma_{ai}$ <p>$l = (0,4 \dots 0,45)D - R$</p> <p>$D$ – diametrul exterior al cuplajului</p>

15.5.3.3. Cuplajul elastic cu arcuri elicoidale de tip *Cardeflex*

Este format din semicuplajele identice 1 și 2, pe care sunt montați, alternativ, segmentii 3, prin intermediul bolțurilor speciale 4. Între segmentii sunt montate, cu precomprimare, arcurile 5, centrate pe segmentii 3, prin intermediul știfturilor 6, ce aparțin acestor segmentii și care limitează deformațiile arcurilor (fig. 15.41). Cuplajul transmite momentul de torsiune în ambele sensuri, fără șocuri, datorită pretensionării arcurilor.

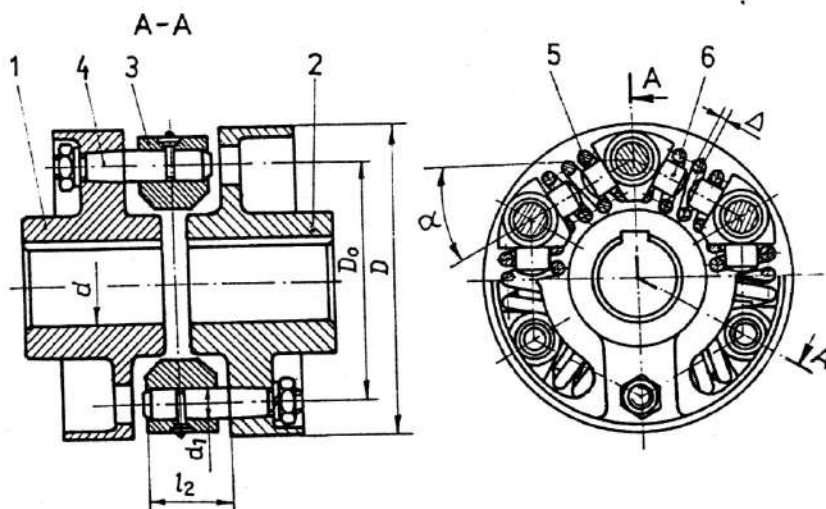


Fig. 15.41

Deoarece în regim tranzitoriu sau la preluarea sarcinilor apare o rotire relativă între cele două semicuplaje, segmentii efectuează o mișcare oscilatorie, de mică amplitudine, fapt pentru care se recomandă ungerea zonei de contact a acestora cu bolțurile.

Cuplajul permite compensarea abaterilor combinate [6, 8, 12]: axiale $\Delta A_{\max} = 0,05D$, radiale $\Delta R = 0,01D$ (D – diametrul exterior al cuplajului), unghiulare $\Delta \alpha = 2^\circ$.

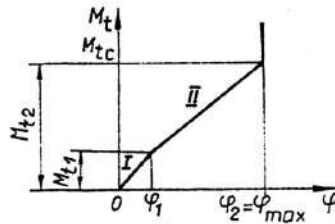
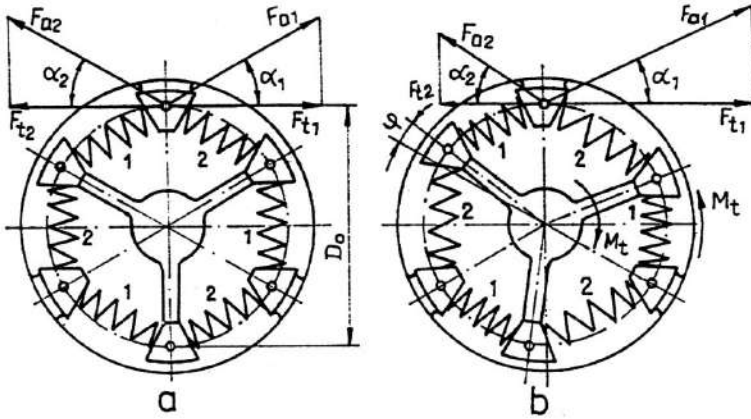
Caracteristica cuplajelor Cardeflex, în cazul arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune, este liniară. În funcționarea unui cuplaj Cardeflex se întâlnesc următoarele etape (fig. 15.42, c):

- etapa I, în care funcționează toate arcurile, cele din fața segmentilor de pe semicuplajul conducător comprimându-se, iar cele din spate destinzându-se (v. fig. 15.42, b); etapa se încheie atunci când aceste arcuri s-au destins complet;
- etapa a II-a, în care funcționează numai arcurile dispuse în fața segmentilor de pe semicuplajul conducător; etapa se încheie atunci când știfturile pe care sunt centrate arcurile vin în contact, moment în care cuplajul devine rigid; în repaus, $\alpha_1 = \alpha_2$, $F_{a1} = F_{a2}$ și $F_{r1} = F_{r2}$ (v. fig. 15.42, a).

Relațiile necesare proiectării acestor cuplaje se vor stabili în continuare pe baza schemei de calcul din fig. 15.42, b.

Momentul de torsiune transmis de cuplaj, în sensul indicat în fig. 15.42, b, este

$$M_t = z \frac{D_0}{2} (F_{a1} \cos \alpha_1 - F_{a2} \cos \alpha_2), \quad (15.34)$$



C

Fig. 15.42

unde : z reprezintă numărul segmentelor de pe un semicuplaj ; $F_{a1,2}$ – forțele corespunzătoare arcurilor 1 (care se comprimă) și 2 (care se destind) ; $\alpha_{1,2}$ – unghiurile dintre direcția forțelor $F_{a1,2}$ și direcția componentelor tangențiale ale acestor forțe $F_{t1,2}$; D_0 – diametrul cercului pe care sunt dispuse axele bolților (v. și fig. 15.41).

Forța unui arc se exprimă în funcție de săgeata acestuia δ și de rigiditatea c_a ,

$$F_{a1,2} = \delta_{1,2} c_a, \tag{15.35}$$

iar săgețile arcurilor se exprimă în funcție de săgeata de montaj δ_0 și de săgeata datorată rotirii relative a celor două semicuplaje $\varphi D_0/2$:

$$\delta_1 = \delta_0 + \varphi D_0/2; \quad \delta_2 = \delta_0 - \varphi D_0/2. \tag{15.36}$$

Pentru unghiuri mici de rotire relativă, $0 < \varphi \leq \varphi_1 = 2\delta_0/D_0$, se consideră $\cos\alpha_1 = \cos\alpha_2 = \cos\alpha$ și, din relațiile (15.34)...(15.36), rezultă

$$M_t = (1/2)z c_a \varphi D_0^2 \cos\alpha. \tag{15.37}$$

La $\varphi = \varphi_1$, arcurile 2 sunt destinse complet și momentul transmis de cuplaj devine (v. relația (15.37))

$$M_t = M_{t1} = z c_a \delta_0 D_0 \cos\alpha, \tag{15.38}$$

iar rigiditatea, corespunzătoare primei etape de lucru a cuplajului ($K_1 = M_t/\varphi$), este (v. și relația (15.37))

$$K_1 = (1/2)z c_a D_0^2 \cos\alpha. \tag{15.39}$$

Pentru $M_t > M_{t1}$, respectiv $\varphi > \varphi_1$, deoarece rămân în funcțiune numai arcurile I, momentul transmis de cuplaj, având în vedere relațiile (15.34)...(15.36), este

$$M_t = (1/4)z c_a D_0 (2\delta_0 + \varphi D_0) \cos \alpha. \quad (15.40)$$

Această fază se încheie la valoarea maximă a unghiului de rotire relativă a semicuplajelor

$$\varphi_{\max} = \varphi_2 = 2\Delta/D_0, \quad (15.41)$$

Δ fiind jocul minim dintre știfturi (v. fig. 15.41).

Rigiditatea cuplajului, în această fază, este

$$K_2 = \frac{M_t}{\varphi_{\max}} = \frac{1}{4}z c_a D_0^2 \left(\frac{\delta_0}{\Delta} + 1 \right) \cos \alpha, \quad (15.42)$$

iar momentul transmis de cuplaj are valoarea maximă și se determină din relația (15.40), în care se înlocuiește φ prin φ_{\max} ,

$$M_{t,\max} = M_{t2} = (1/2)z c_a D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha. \quad (15.43)$$

Calculul de rezistență al acestui cuplaj se reduce la dimensionarea arcurilor și verificarea bolțurilor, calculul efectuându-se la momentul de calcul maxim $M_{tc} = M_{\max}$.

Pentru calculul arcurilor, din relația (15.43) rezultă rigiditatea necesară a unui arc

$$c_a = \frac{2M_{tc}}{zD_0(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha}, \quad (15.44)$$

iar din relația (15.34), pentru faza a II-a de funcționare ($F_{a2} = 0$), rezultă forța pe un arc

$$F_{a1} = \frac{2M_{tc}}{zD_0 \cos \alpha}, \quad (15.45)$$

necesară calculului acestuia.

Bolțurile se verifică la încovoiere, în situația limită când forța este aplicată la brațul l_2 (v. fig. 15.41), cu relația

$$\sigma_i = \frac{2M_{tc}l_2}{zD_0 \frac{\pi d_1^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \quad (15.46)$$

și la forfecare, cu relația

$$\tau_f = \frac{2M_{tc}}{zD_0 \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \tau_{af}, \quad (15.47)$$

în care : d_1 este diametrul bolțurilor ; $\sigma_{ai} = (0,5...0,7)\sigma_{02}$; $\tau_{af} = (0,2...0,3)\sigma_{02}$ [6, 8, 12].

15.6. Cuplaje intermitente comandate

Cuplajele intermitente comandate se utilizează, în lanțuri cinematice, pentru realizarea sau întreruperea fluxului de putere, cu ajutorul mecanismelor de comandă, în timpul funcționării sau în repaus. Se folosesc, pe scară largă, acolo unde sunt necesare cuplări și decuplări repetate, modificarea regimurilor de funcționare, schimbarea sensului de mișcare (autovehicule, mașini-unelte, laminoare, prese etc.).

Clasificarea cuplajelor intermitente comandate se efectuează în funcție de modul în care se realizează transmiterea momentului de torsiune (cuplaje cu gheare – prin formă – și cuplaje cu fricțiune – prin forță) și în funcție de modul de realizare a comenzii (meccanic, hidrostatic, pneumostatic, electromagnetic). În fig. 15.43 este prezentată clasificarea acestor cuplaje, avându-se în vedere criteriile mai înainte prezentate.

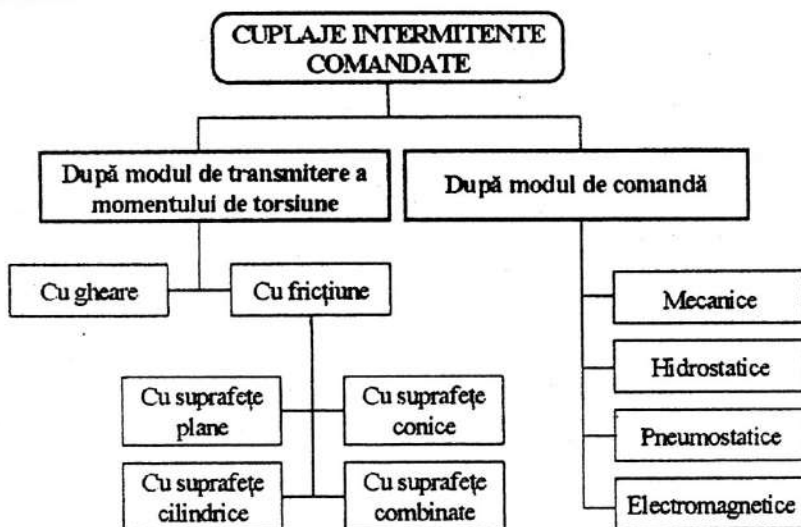


Fig. 15.43

Prin mecanismele de comandă se realizează *cuplarea*, în cazul cuplajelor intermitente *permanent decuplate* (în transmisiile mașinilor-unelte, în cutii de viteze cu angrenare permanentă etc.), respectiv *decuplarea*, în cazul cuplajelor intermitente *permanent cuplate* (ambreiajele principale ale automobilelor).

Cerințele funcționale și constructive pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele intermitente sunt: capacitate mare de transmitere a momentului de torsiune; realizarea unor cuplări/decuplări sigure; dimensiuni, greutate și momente de inerție minime; durabilitate corespunzătoare; construcție simplă; întreținere ușoară; cost redus etc.

15.6.1. Cuplaje intermitente cu gheare

Cuplajele intermitente cu gheare realizează cuplarea/decuplarea prin formă, elementele specifice ale celor două semicuple – proeminențe în formă de gheare – intrând în contact (la cuplare) sau ieșind din contact (la decuplare) în urma deplasării axiale a unuia dintre semicuple.

În cazul în care numărul de proeminențe – care pot fi dispuse radial, pe suprafețe frontale sau după generatoarea unui cilindru – este mare, acele cuplaje sunt cunoscute și sub denumirea de cuplaje cu dinți (cu angrenare).

Domeniul de folosire al acestor cuplaje nu este foarte larg, utilizându-se totuși la cuplarea arborilor lungi, în transmisiile mașinilor-unelte și a automobilelor.

Cuplajele cu gheare dispuse radial, pe suprafețe frontale, se utilizează, de regulă, în transmisiile mașinilor-unelte, comanda fiind – în acest caz – electromagnetică.

Cuplajele cu gheare dispuse după generatoarea unui cilindru se utilizează în cutiile de viteze ale automobilelor, unde – combinate fiind cu ambreiaje cu fricțiune conice – definesc subansamblul numit *sincronizator*. Cursa de cuplare pentru aceste sincronizatoare este realizată în două etape: o primă etapă când intră în funcțiune ambreiajul cu fricțiune conic, cursă ce durează până la egalizarea turațiilor părților condusă și conducătoare, și cea de-a doua etapă când se realizează cuplarea cuplajului cu gheare.

În detaliu, modul de alegere și calcul al cuplajelor cu gheare, precum și tabelele cu mărimi ale acestora, date de firma producătoare, sunt prezentate în [4, 5, 6].

15.6.2. Cuplaje intermitente cu fricțiune

Cuplajele intermitente cu fricțiune transmit momentul de torsiune prin frecarea ce ia naștere între suprafețele – plane, conice, cilindrice – ce vin în contact, în urma acționării, din exterior, cu o forță de cuplare, care poate fi realizată mecanic, hidrostatic, pneumostatic sau electromagnetic. Frecarea se poate realiza în regim uscat sau în condiții de ungere, în cele două situații valorile coeficienților de frecare fiind diferite, în special în condiții dinamice de funcționare. Valoarea momentului de torsiune transmis depinde și de numărul suprafețelor de frecare – cu o singură suprafață de frecare sau cu mai multe suprafețe de frecare.

Materialele folosite pentru realizarea suprafețelor de frecare trebuie să răspundă unor cerințe speciale, ca de exemplu [4, 5, 6, 11, 12]:

- *coeficient de frecare cât mai mare*, valoarea acestuia influențând direct atât valoarea momentului de torsiune transmis, cât și a forței de cuplare;
- *caracteristici stabile, în domenii largi de variație a condițiilor de lucru*, care să se materializeze prin variații mici ale coeficientului de frecare, în condițiile de funcționare impuse de viteza relativă și temperatura suprafețelor în contact, precum și prin variații mici ale presiunii pe suprafețele în contact; în tabelul 15.4 (v.p. 185) sunt prezentate principalele caracteristici ale diverselor cupluri de materiale de fricțiune;
- *durabilitate ridicată*, deci uzuri minime ale suprafețelor în contact;
- *adaptarea materialului de fricțiune pe suprafața suport și compatibilitate reciprocă a acestora*;
- *conductibilitate termică ridicată*, în special în condițiile funcționării în regim de cuplări frecvente;
- *greutate cât mai redusă și cost scăzut*.

Geometria suprafețelor active ale discurilor de fricțiune are o mare influență asupra performanțelor dinamice ale cuplajelor, în special în cazul cuplajelor care funcționează cu ungere [4, 5, 6]. În fig. 15.44, a se prezintă diverse configurații de canale pe suprafețele funcționale ale garniturilor de fricțiune și efectul acestora asupra timpului de cuplare (fig. 15.44, b) și decuplare (fig. 15.44, c).

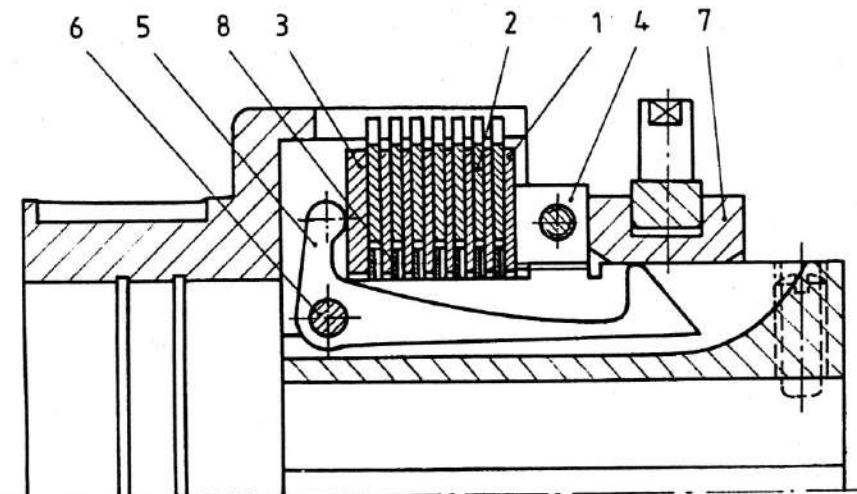


Fig. 15.45

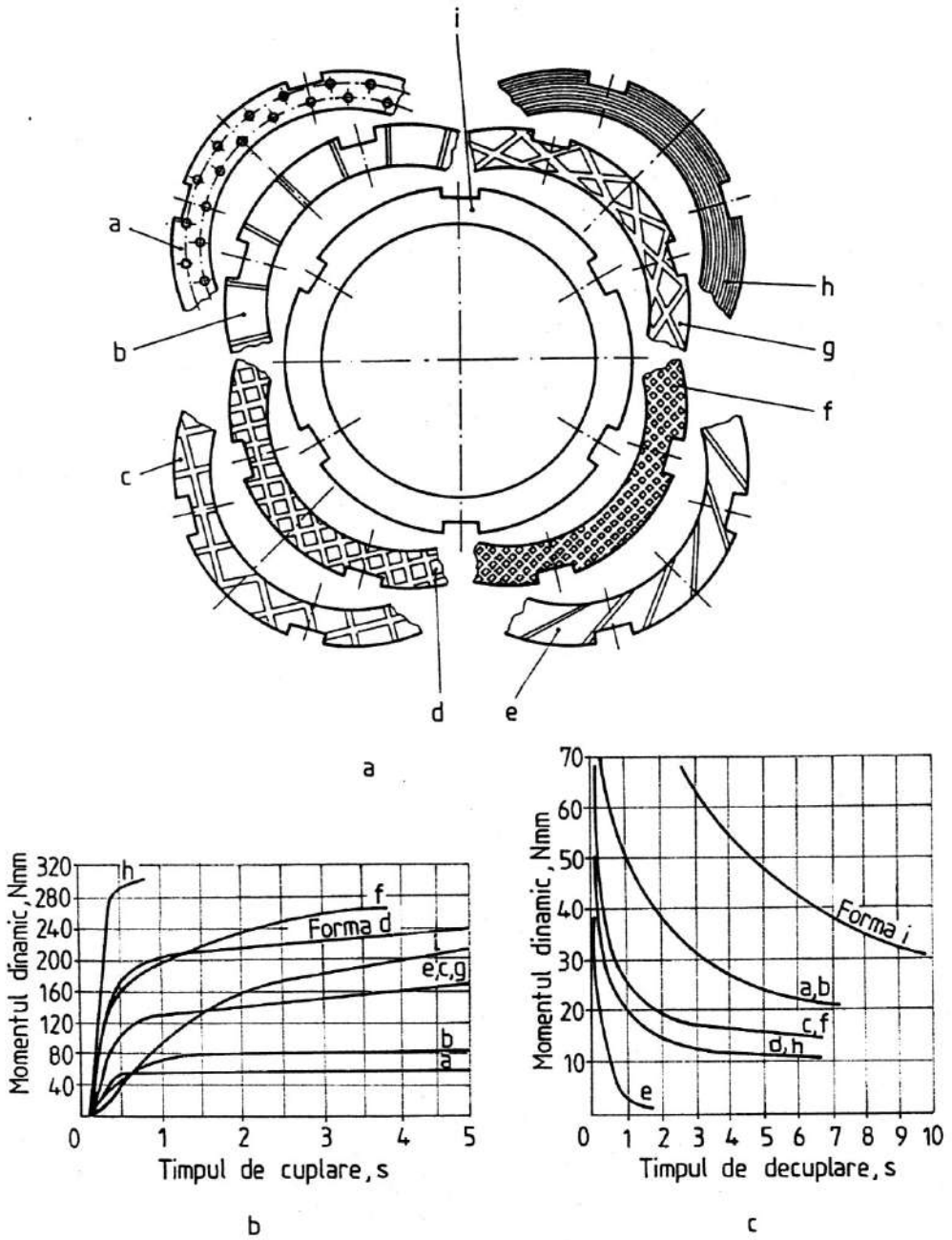


Fig. 15.44

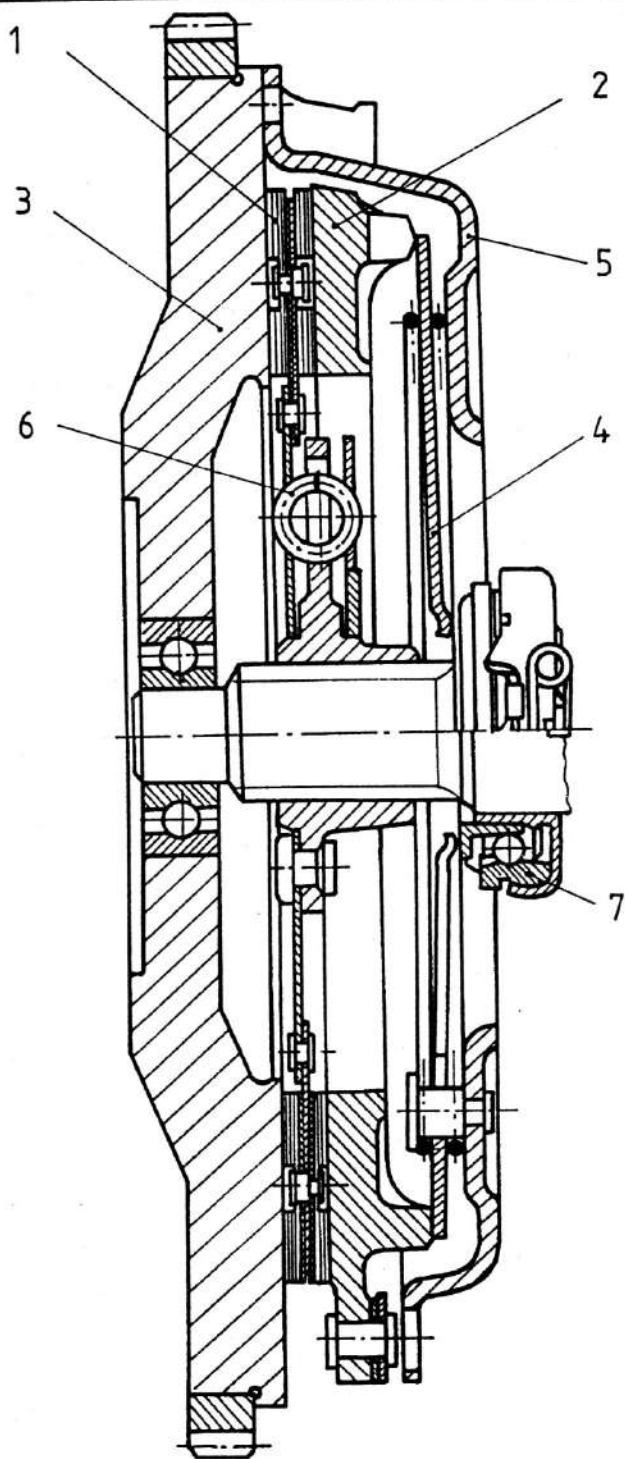


Fig. 15.46

În fig. 15.45 (v.p. 176) se prezintă un cuplaj cu fricțiune cu suprafețe plane (multidisc), cuplaj ce face parte din categoria cuplajelor *permanent decuplate* și care realizează legătura, prin frecare, între discurile 1, canelate la interior și montate pe un semicuplaj, și discurile 2, canelate la exterior și montate pe celălalt semicuplaj, în urma acționării unui sistem mecanic de comandă. Acest sistem este realizat din pârghiile 5 (minim trei pârghii), articulate în unul dintre semicuplaje, prin bolțurile 6, și mufa de cuplare 7, care are posibilitatea deplasării axiale (sânga – cuplare, dreapta – decuplare). Pachetul de discuri 1 și 2 este plasat între un disc de presiune 3 – asupra căruia acționează sistemul de comandă – și discul de reazem 4. Pentru ca la decuplare discurile să se desprindă (momentul rezidual să fie cât mai redus), se utilizează arcurile de decuplare 8. Discul de reazem 4, filetat la interior, permite reglarea jocului în pachetul de discuri, fiind posibilă și compensarea uzurilor discurilor în urma funcționării cu cuplări și decuplări frecvente.

Un exemplu clasic de cuplaj cu disc permanent cuplat, comandat mecanic este ambreiajul principal al automobilului (fig. 15.46). Discul de fricțiune 1, care constituie discul condus, este plasat între placa de presiune 2 și volantul motorului 3, fiind ținut permanent în contact cu acestea prin arcul diafragmă 4, articulat în carcasa ambreiajului 5. Discul de fricțiune 1, prevăzut cu un amortizor pentru oscilații torsionale 6, este legat – prin caneluri – de arborele primar al cutiei de viteze. Fiind un cuplaj permanent cuplat, sistemul mecanic de comandă se folosește pentru decuplare. Decuplarea se realizează prin deplasarea axială (spre stânga) a rulmentului de presiune 7, deformarea arcului diafragmă 4 conducând la desprinderea plăcii de presiune 2, din contactul cu discul 1. Discul de fricțiune 1 este prevăzut cu garnituri de fricțiune, montate elastic pe discul suport, astfel încât să se asigure o cuplare progresivă și o repartitie uniformă a presiunii, chiar și după apariția uzurii garniturii.

Un cuplaj intermitent permanent decuplat, cu suprafețe de frecare combinate – conice și cilindrice – de tip *Conax*, comandat mecanic, este prezentat în fig. 15.47, în două poziții: decuplat și cuplat. Elementul de fricțiune este inelul segmentat 1, confecționat din materiale de fricțiune nemetalice sau obținute prin sinterizare. Acest inel este ținut în poziția de diametru minim de un arc de tracțiune periferic 2, montat într-un canal exterior al inelului.

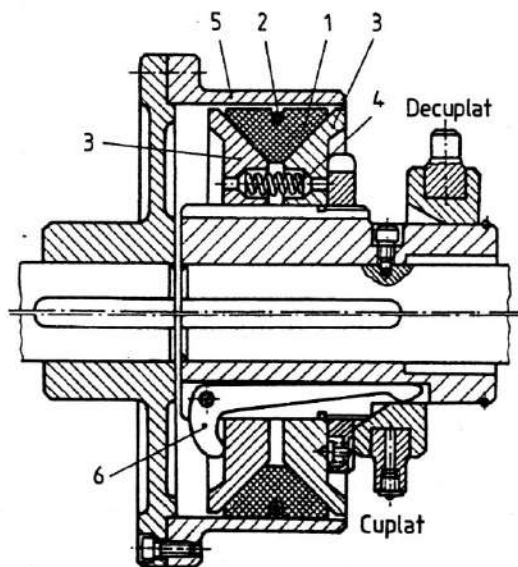


Fig. 15.47

Prin acționarea stânga a mufei de cuplare și rotirea în articulație a pârghiilor 6, discurile conice 3 sunt apropiate, producând o deplasare radială a segmentelor inelului 1, până când acestea vin în contact cu suprafața cilindrică interioară a tamburului 5. Legătura între semi-cuplajele cuplajului – materializate prin butucul canelat la exterior pe care sunt montate discurile conice 3 și tamburul 5 – se realizează prin frecarea, pe suprafețele conice, între discurile conice 3 și inelul 1, respectiv între inelul 1 și tamburul 5. La decuplare, arcurile 4 îndepărtează discurile 3 și inelul de fricțiune revine la diametrul minim, datorită arcului circumferențial de tracțiune 2, pierzându-se contactul acestuia cu tamburul 5.

Se precizează faptul că există o mare diversitate de forme constructive de cuplaje intermitente, care se deosebesc între ele prin formele discurilor de fricțiune și a sistemelor de acționare. În detaliu, multe din aceste variante constructive sunt prezentate în [4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 12].

15.6.2.1. Procesul de cuplare

Cuplarea, în cazul cuplajelor intermitente cu fricțiune, este un proces complex ce trebuie urmărit în detaliu, deoarece are o influență hotărâtoare atât asupra transmiterii momentului de torsiune, cât și asupra durabilității cuplajului.

Fenomenele care au loc în desfășurarea procesului de cuplare pot fi analizate cu ajutorul graficului din fig. 15.48, în care se prezintă variația momentului de torsiune transmis de cuplaj M și a diferenței dintre vitezele unghiulare, $\Delta\omega$, ale celor două semicuplaje, în timpul cuplării.

Notațiile folosite au următoarele semnificații: M_r – momentul rezidual (transmis în stare decuplată) al cuplajului; M_{sarc} – momentul de sarcină (rezistent), redus la semicuplajul condus; M_{din} – momentul de torsiune dinamic, transmis de cuplaj în timpul procesului de cuplare (pe perioada cât suprafețele de frecare patinează); M_{st} – momentul de torsiune static, capabil de a fi transmis de cuplaj după încetarea patinării între suprafețele de frecare; M_m – momentul de torsiune nominal al cuplajului; $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ – viteza unghiulară relativă dintre cele două semicuplaje, unde ω_1 este viteza unghiulară a semicuplajului conducător și ω_2 a celui condus; t_1 – timpul propriu al cuplajului (timp de reacție la comandă); t_2 – timpul de creștere a momentului transmis de cuplaj până la valoarea momentului nominal; t_p – timpul de patinare.

Până la primirea comenzii (momentul A), cuplajul transmite momentul de torsiune rezidual M_r , a cărui marime depinde de configurația suprafețelor de frecare, de caracteristicile mediului în care funcționează cuplajul, precum și de sistemul de comandă adoptat (spre exemplu, câmpul magnetic rezidual al cuplajelor comandate electromagnetic mărește valoarea momentului rezidual).

După primirea comenzii, se scurge timpul t_1 până când, la momentul B , valoarea momentului de torsiune transmis semicuplajului condus începe să crească. Mărimea timpului propriu t_1 al cuplajului depinde de: reacția sistemului de comandă; jocurile din lanțul cinematic al comenzii mecanice; rezistențele hidraulice sau pneumatice, pentru comanda hidrostatică, respectiv pneumostatică; impedanța circuitului de comandă, pentru comanda electromagnetică.

Timpul t_2 , necesar pentru creșterea momentului de torsiune transmis de cuplaj până la valoarea celui nominal M_m (momentul C) este influențat de variația forței de cuplare, care depinde de tipul sistemului de comandă, de rezistențele caracteristice acestuia și de caracteristicile materialelor de fricțiune utilizate. Materialele de fricțiune influențează timpul t_2 , în special prin modul de variație a coeficientului de frecare cu viteza relativă, presiunea, temperatura etc.

Din momentul începerii cuplării (momentul B), viteza unghiulară relativă $\Delta\omega$ a celor două semicuple începe să scadă (ω_2 crește), devenind nulă o dată cu sincronizarea acestora (momentul D). Forma curbei de variație a vitezei unghilare relative depinde de caracteristica mecanică a motorului, de variația momentului de sarcină, de variațiile momentelor de inerție cu viteza unghiulară, precum și de variația sarcinii de cuplare și de caracteristicile materialelor de fricțiune.

La apropierea de momentul sincronizării – deci la scăderea vitezei relative – datorită variației coeficientului de frecare cu viteza (μ_{din} tinde spre μ_{st}) apare o creștere a momentului transmis de cuplaj, până la valoarea M_{st} , corespunzătoare coeficientului de frecare μ_{st} . La unele materiale de fricțiune, la care $\mu_{st} < \mu_{din}$ (garnituri de fricțiune pe bază de hârtie), variația momentului dinamic urmărește curba trasată cu linie întreruptă în fig. 15.48 (v. traseul curbei M_{din} în apropierea punctului D).

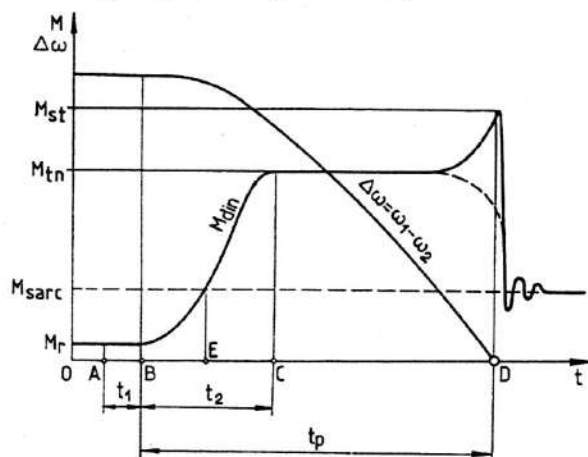


Fig. 15.48

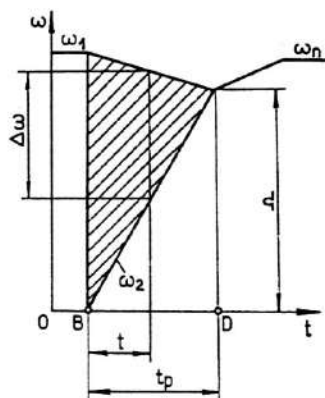


Fig. 15.49

După încheierea patinării (momentul D), cuplajul devine rigid, transmitând doar momentul M_{sarc} și nu pe cel capabil a fi transmis de cuplaj M_{st} . În diagrama din fig. 15.48, acest salt de moment este prezentat printr-o scădere bruscă de la M_{st} la M_{sarc} . Această variație bruscă a momentului duce la apariția unor fenomene vibratorii în sistemul echipat cu astfel de cuplaje. Aceste fenomene sunt influențate atât de mărimea saltului de moment transmis de cuplaj, cât și de valoarea momentului de inerție redus al elementelor cuplajului și de rigiditatea torsională a elementelor legate la semicuplele conduse.

Scăderea vitezei unghilare relative în intervalul $B-E$ se datorează scăderii vitezei unghilare a părții motoare. În acest interval, deoarece momentul de frecare transmis prin cuplaj este mai mic decât cel rezistent (de sarcină), semicuplele conduse nu se rotesc.

Timpul scurs între momentul intrării în acțiune a cuplajului (B) și cel în care viteza relativă a semicuplelor devine nulă (D) poartă denumirea de *țimp de patinare* și definește durata procesului de cuplare. Pentru deducerea relațiilor de calcul al timpului de patinare și al lucrului mecanic de frecare, se fac unele ipoteze simplificatoare: pe durata procesului de cuplare, momentul dinamic se consideră constant și egal cu momentul de torsiune nominal ($M_{din} = M_{tn}$); momentul de sarcină M_{sarc} se consideră constant și în consecință momentul de accelerare $M_a = M_{tn} - M_{sarc}$ este constant. Vitezele unghilare ω_1 și ω_2 se consideră că variază liniar (fig. 15.49). După timpul de patinare t_p , semicuplele se sincronizează la viteza unghilare Ω , ansamblul fiind apoi accelerat până la viteza unghilare nominală ω_n . Se consideră că partea condusă pornește din repaus.

Timpul de patinare se poate deduce prin egalarea lucrului mecanic de accelerare L_a cu creșterea energiei cinetice a părții conduse (accelerate) E_a :

$$L_a = \int_0^{t_p} M_a \omega_2 dt = E_a. \quad (15.48)$$

Viteza unghiulară ω_2 , la un anumit timp t , se poate scrie (v. fig. 15.49) ca fiind

$$\omega_2 = \Omega \frac{t}{t_p}$$

și, întrucât conform ipotezelor acceptate $M_a = \text{const}$,

$$E_a = M_a \frac{\Omega}{t_p} \int_0^{t_p} t dt = \frac{1}{2} M_a \Omega t_p, \quad (15.49)$$

de unde rezultă

$$t_p = \frac{2E_a}{M_a \Omega}. \quad (15.50)$$

Lucrul mecanic de frecare este definit prin relația

$$L_f = \int_0^{t_p} M_{din} \Delta\omega dt = M_{in} \int_0^{t_p} \Delta\omega dt,$$

în care integrala reprezintă, de fapt, aria suprafeței hașurate din fig. 15.49. Prin urmare,

$$L_f = \frac{1}{2} M_{in} \omega_1 t_p, \quad (15.51)$$

sau, sub o formă care evidențiază influența diferiților parametri,

$$L_f = \frac{M_{in}}{M_a} \frac{\omega_1}{\Omega} E_a = \frac{1}{1 - \frac{M_{sarc}}{M_{in}}} \frac{\omega_1}{\Omega} E_a. \quad (15.52)$$

15.6.2.2. Elemente de calcul și proiectare

Calculul cuplajelor intermitente cu fricțiune se efectuează, în principal, pe baza a două ipoteze [1, 2, 5, 11, 12]: ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafețele de contact (de frecare) și ipoteza uzării uniforme a acestora. Prima teorie enunțată este valabilă doar pentru suprafețele de frecare în stare nouă sau în cazul construcțiilor la care există un element elastic ce menține, în tot timpul exploatării, presiunea uniform distribuită. Pe măsura exploatării cuplajelor intermitente cu fricțiune, distribuția presiunii se modifică, de la cea uniformă către cea corespunzătoare uzării uniforme a suprafețelor de frecare [4, 5, 6, 11, 12].

Ipoteza uzării uniforme a suprafețelor în contact este, în general, mai apropiată de fenomenele reale. Apelând la această ipoteză, se obține o supradimensionare în ceea ce privește presiunea efectivă, deci o uzare mai redusă și o subdimensionare, de valoare mică, în ceea ce privește momentul capabil, acoperită de coeficientul de siguranță folosit uzual.

Ipoteza uzării uniforme a suprafețelor de frecare fiind acoperitoare, apare rațional ca dimensionarea cuplajelor cu fricțiune să se facă pornind de la această ipoteză [5, 6, 12]. Plecând de la această ipoteză, se vor determina relațiile referitoare la capacitatea de transmitere a momentului de torsiune de către un cuplaj cu suprafețe de frecare conice, relații ce pot fi aplicate, prin particularizare, și cuplajelor cu suprafețe de frecare plane. Pentru stabilirea acestor relații, se utilizează schema de calcul din fig. 15.50.

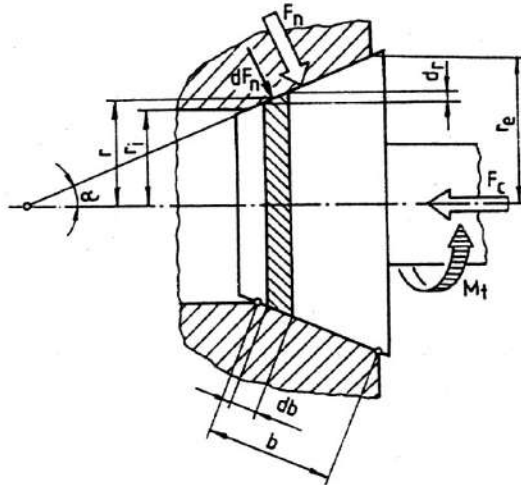


Fig. 15.50

Forța normală F_n ce apare în zona de contact după acționarea axială cu forța F_c , ținând seama de presiunile în zonele de contact, se determină cu relația

$$F_n = 2\pi \int_0^b p r db = \frac{2\pi}{\sin \alpha} \int_{r_i}^{r_e} p r dr, \quad (15.53)$$

în care p este presiunea pe elementul de suprafață de frecare considerat, elementele geometrice fiind notate în fig. 15.50.

Ipoteza uzării uniforme a suprafețelor de frecare conduce la relația $pr = \text{const}$ [5, 6, 10, 12]. Ținând seama că, în ipoteza uzării uniforme, presiunea de contact are valoare maximă p_{\max} la raza minimă r_i a suprafeței de frecare, se poate considera că $pr = p_{\max} r_i = \text{const}$, astfel încât relația (15.53) devine

$$F_n = \frac{2\pi p_{\max} r_i}{\sin \alpha} \int_{r_i}^{r_e} dr = \frac{2\pi p_{\max} r_i}{\sin \alpha} (r_e - r_i). \quad (15.54)$$

Momentul de torsiune transmis de cuplaj se determină, la nivelul razei medii, cu relația

$$M_t = \mu F_n \frac{r_e + r_i}{2} = \frac{\pi \mu p_{\max} r_i}{\sin \alpha} (r_e^2 - r_i^2), \quad (15.55)$$

în care μ este coeficientul de frecare dinamic.

$$\text{Forța necesară de cuplare } F_c = F_n \sin \alpha = 2\pi p_{\max} r_i (r_e - r_i). \quad (15.56)$$

Relațiile stabilite pot fi folosite atât pentru calculul cuplajelor cu suprafețe de frecare conice, cât și pentru cele cu suprafețe de frecare plane, prin particularizarea $\alpha = 90^\circ$.

Pentru suprafețe de frecare cilindrice, se identifică două situații constructive – cu saboți interiori fig. 15.51, *a* și exteriori fig. 15.51, *b*.

Forța normală ce apare în zona de contact se determină cu relația

$$F_n = \pi D b \gamma p_a, \quad (15.57)$$

în care: b reprezintă lățimea suprafeței de frecare; D – diametrul suprafeței cilindrice de frecare; γ – coeficientul de utilizare a suprafeței de frecare, dependent de numărul de saboți

z și de unghiul φ (în radiani) cu care un sabot acoperă suprafața tamburului $\left(\gamma = \frac{\varphi z}{2\pi} \right)$;

pentru saboții exteriori $\gamma = 0,7 \dots 0,85$, iar pentru cei interiori $\gamma = 0,25 \dots 0,75$ [4, 5, 6].

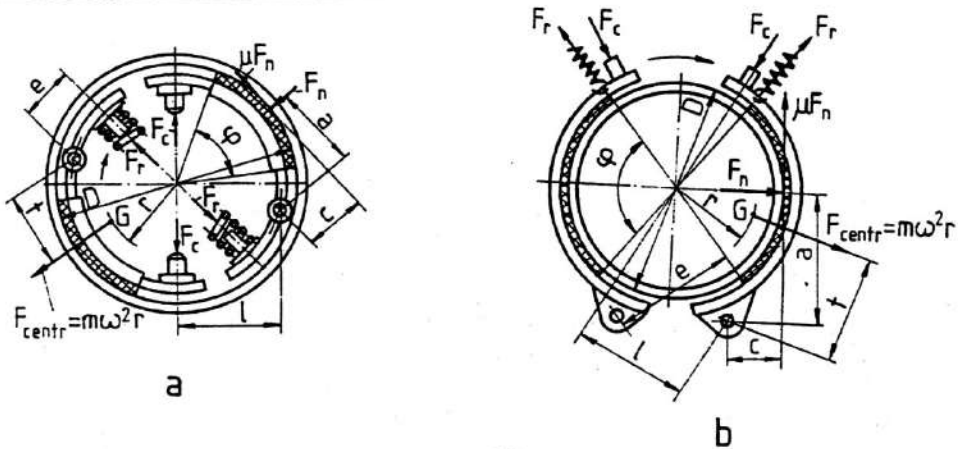


Fig. 15.51

Momentul de torsiune transmis de cuplaj se determină cu relația

$$M_t = \mu F_n \frac{D}{2} = \frac{\pi}{2} \mu b \gamma p_a D^2. \quad (15.58)$$

Pentru determinarea forței de cuplare F_c , necesară pentru a se putea transmite momentul de torsiune M_{tc} , trebuie să se țină seama de forța arcurilor F_r , de forțele centrifuge $F_{centr} = m\omega^2 r$ (m – masa unui sabot; ω – viteza unghiulară a semicuplajului de care sunt legați saboții; r – raza centrului de greutate G al sabotului) și de unele dimensiuni constructive ale cuplajului.

Pentru z saboți, urmărind echilibrul forțelor din fig. 15.51, a și b , se obține relația forței de cuplare

$$F_c = \frac{1}{l} \left[\frac{2(a + \mu c) M_{tc}}{\mu z D} \mp m\omega^2 r t + e F_r \right], \quad (15.59)$$

semnul minus fiind folosit pentru cuplajele cu saboți interiori și semnul plus pentru cei exteriori.

În tabelul 15.5 sunt cuprinse relații și recomandări pentru calculul cuplajelor intermitente cu fricțiune cu suprafețe de frecare plane și suprafețe de frecare combinate (conice și cilindrice). Relațiile prezentate pentru suprafețele combinate pot fi folosite și separat pentru ambreiajele conice și, respectiv, ambreiajele cilindrice.

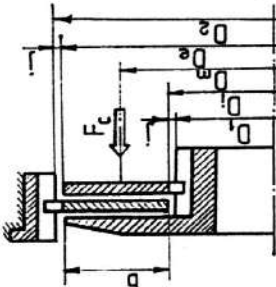
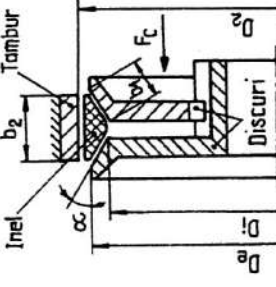
În procesul de cuplare, datorită patinării suprafețelor în contact, momentul de frecare generează un lucru mecanic de frecare proporțional cu mărimea momentului transmis, cu viteza unghiulară relativă și timpul de patinare. Căldura generată prin frecare duce la încălzirea elementelor cuplajului, modificarea caracteristicilor uleiului utilizat, uzarea rapidă a suprafețelor de frecare etc. Verificarea termică a cuplajelor cu fricțiune, prin determinarea cantității maxime de căldură admisibile la o cuplare, în funcție de încărcarea termică admisibilă, este prezentată în [5, 6, 11].

Pe lângă sistemele de comandă mecanice, acționarea tuturor tipurilor de cuplaje intermitente cu fricțiune poate fi realizată și hidrostatic, pneumostatic sau electromagnetic. Construcția și calculul acestor sisteme de acționare sunt prezentate în [4, 5, 6].

Tabelul 15.4. Principalele caracteristici ale materialelor de fricțiune utilizate la ambreiaje

Cuplul de materiale aflate în frecare	Presiunea admisibilă P_{av} , MPa	Coeficientul de frecare				Temperatura admisibilă, °C	
		Funcționare fără ungere		Funcționare cu ungere		Permanent	Temporar
		μ_{uz}	μ_{din}	μ_{uz}	μ_{din}		
Grafit	0,05...2	-	0,25	-	0,05...0,1	300	550
Fontă	1...1,8	-	0,15...0,25	-	0,02...1	300	
Fontă	0,8...1,4	-	0,15...0,2	-	0,02...0,06	260	
Bandă de oțel	0,2...1	-	0,15...0,2	-	0,1...0,15	350	
Bronz sinterizat, lîs	0,2...1	0,2...0,25	0,15...0,25	0,2...0,25	0,09	180	
Bronz sinterizat, cu canale	0,2...1	0,17...0,2	0,15...0,35	0,17...0,2	0,08	180	
Bronz cu adaosuri	0,55...0,85	-	0,2	-	0,03...0,05	150	
Rășini fenolice	0,05...0,7	-	0,25	-	0,1...0,15	100	150
Țesătură de bumbac cu rășini sintetice	0,05...1,2	-	0,4...0,65	-	0,1...0,2	100	150
Țesătură de azbest cu rășini sintetice	0,35...0,7	0,2...0,35	0,2...0,4	-	0,1...0,2	200	300
Azbest presat cu rășini sintetice	0,2...0,8	0,2...0,35	0,2...0,4	-	0,1...0,15	180	400
Cauciuc sintetic cu inserție metalică	0,05...0,8	-	0,4...0,65	-	0,1...0,2	250	300

Tabelul 15.5. Relații și recomandări privind calculul cuplajelor intermitente cu fricțiune [4, 5, 6, 11, 12]

<p>Schema de calcul ⇒</p> <p>Denumirea elementului care se calculează ↓</p> <p>0</p>	 <p>1</p>	 <p>2</p>	<p>Recomandări Valori admisibile</p> <p>3</p>
<p>Momentul de torsiune capabil $M_{t, \text{cap}}$, Nmm</p>	$M_{t, \text{cap}} = \frac{\pi}{8} \mu_i D_i (D_c^2 - D_i^2) p_a =$ $= \frac{\pi}{2} \mu_i \psi (1 - \psi) D_m^3 p_a \geq M_{t_c}$	<p>Pentru suprafețele conice</p> $M'_{t, \text{cap}} = \frac{\pi \mu}{4 \sin \alpha} D_i (D_c^2 - D_i^2) p_a =$ $= \pi \mu \psi_i D_i D_m^2 p_a$ <p>Pentru suprafața cilindrică</p> $M''_{t, \text{cap}} = \frac{\pi}{2} \mu b_2 \gamma D_2^2 p_a$ <p>combinate $b_2 = 2h_1 \cos \alpha + e$, e fiind distanța dintre discuri în starea cuplat (se alege constructiv)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Relațiile servesc pentru verificarea unui cuplaj existent • μ și p_a – v. tabelul 15.4 • $M_{t_c} = K_s M_m$ – momentul de torsiune de calcul; • K_s – v. subcap. 15.2 • Coeficienții de lățime: $\psi = b/D_m$, pentru discuri plane; $\psi_1 = b_1/D_m$, pentru suprafețe conice

Tabelul 15.5 (continuare)

0	1	2	3
Momentul deorsiune capabil $M_{i, cap}$, Nmm		<ul style="list-style-type: none"> Pentru suprafețe combinate – conice și cilindrice $M_{i, cap} = \min(M'_{i, cap}, M''_{i, cap}) \geq M_{lc}$ Pentru suprafețe conice $M'_{i, cap} \geq M_{lc}$ Pentru suprafețe cilindrice $M''_{i, cap} \geq M_{lc}$ 	<ul style="list-style-type: none"> Coefficientul de utilizare a suprafeței de frecare cilindrică $\gamma = \varphi z / (2\pi)$, v. fig. 15.5; pentru cuplajul combinat $\gamma = 1$ z – numărul de saboți φ – se exprimă în radiani
Diametrul mediu al discurilor de fricțiune, respectiv al suprafețelor conice D_m , mm	$D_m = \sqrt[3]{\frac{2M_{lc}}{\pi\psi(1-\psi)} i P_a}$ pentru i ales $i \geq \frac{2M_{lc}}{\pi\psi(1-\psi) D_m^3} P_a$ pentru D_m impus sau ales constructiv	$D_m = \sqrt[3]{\frac{M_{lc}}{\pi\mu\psi_i P_a}}$	$\psi_{opt} = 0,27$, pentru suprafețe plane $\psi_{1, opt} = 0,15 \dots 0,2$, pentru suprafețe conice $\psi_{1, opt} = 0,08 \dots 0,15$, pentru suprafețe conice la un cuplaj combinat $i \leq 6$, la funcționarea fără ungere $i \leq 16$, la funcționarea cu ungere Pentru i se aleg valori pare $D_1 \leq D_i - 2j$ $D_2 \geq D_e + 2j$ D_1, D_2 – diametrele canelurilor $j = (0,5 \dots 2)$ mm $\alpha \geq 8^\circ \dots 10^\circ$, pentru frecare metal/metal $\alpha \geq 12^\circ \dots 15^\circ$, pentru frecare metal/material nemetalic
Numărul necesar de suprafețe de frecare i			
Diametrele exterior D_e , respectiv interior D_i , ale discurilor de fricțiune, respectiv ale suprafețelor conice, în mm	$D_e = D_m(1+\psi)$ $D_i = D_m(1-\psi)$	$D_e = D_m + b_1 \sin \alpha$ $D_i = D_m - b_1 \sin \alpha$	
Numărul de discuri legate de semicuplajul conducător z_2 , respectiv condus z_1	$z_2 = \frac{i}{2}$ $z_1 = z_2 + 1$	-	-

Tabelul 15.5 (continuare)

0	1	2	3
Forța de cuplare F_c , N	$F_c = \frac{4M_{tc}}{\mu i (D_e + D_l)}$	<ul style="list-style-type: none"> Pentru suprafețele conice: necesară în procesul cuplării $F_c = \frac{2M_{tc} \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{D_m \mu}$; permanentă $F_{c1} = \frac{2M_{tc} \sin \alpha}{D_m \mu}$ Pentru suprafețele de frecare cilindrice $F_{c2} = \frac{2M_{tc} \operatorname{tg} \alpha}{D_m \mu}$ 	<ul style="list-style-type: none"> Pentru ambreiajele cu suprafețe conice de frecare, respectiv cilindrice, forța de cuplare este $F_c = \max(F'_c, F_{c1}), \text{ respectiv}$ $F_c = F_{c2}$ Pentru ambreiajele cu suprafețe de frecare combinate $F_c = \max(F'_c, F_{c1}, F_{c2})$ $F_c - \text{se utilizează la dimensionarea sistemului de comandă}$
Presiunea pe suprafețele de frecare p , N/mm ²	$p = \frac{2F_c}{\pi D_l (D_e - D_l)} \leq p_a$	<ul style="list-style-type: none"> Pe suprafețele conice $p_1 = \frac{F_c}{\pi D_l (D_e - D_l)} \leq p_a$ Pe suprafețele cilindrice $p_2 = \frac{2F_{c2}}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \alpha} \leq p_a$ 	-
Diametrul suprafețelor de frecare cilindrice D_2 , mm	-	$D_2 = \sqrt{\frac{2M_{tc}}{\pi \mu b_2 \gamma p_a}}$	Relația se utilizează când lățimea b_2 se adoptă constructiv
Lățimea suprafețelor de frecare cilindrice b_2 , mm	-	$b_2 = \frac{2M_{tc}}{\pi \mu \gamma D_2^2 p_a}$	Relația se utilizează când D_2 se alege constructiv

15.7. Cuplaje intermitente automate

15.7.1. Cuplaje limitatoare de sarcină (de siguranță)

Cuplele limitatoare de sarcină, numite și cuple de siguranță, îndeplinesc – pe lângă funcția de transmitere a momentului de torsiune și a mișcării de rotație între două elemente consecutive ale unui lanț cinematic – și funcția de limitare a momentului de torsiune transmis, în cazul apariției unor suprasarcini în funcționare. Se evită, astfel, suprasolicitarea elementelor lanțului cinematic și deteriorarea acestora.

Suprasarcinile – care apar în transmisie datorită unor cauze cum sunt pornirea sau oprirea mașinii, trecerea prin zona de rezonanță, încărcări prea mari ale mecanismului executor – pot fi dinamice (de șoc), cu acțiune foarte scurtă, sau cvasistatice, cu acțiune îndelungată.

Suprasarcinile dinamice pot apărea ocazional sau periodic, mai ales la mecanismele rapide, prin accelerări sau decelerări de mase mari de inerție sau prin blocarea unui mecanism. La mecanismele lente, pericolul apariției suprasarcinilor dinamice este redus, datorită energiei cinetice mici a sistemului.

Suprasarcinile statice apar datorită încărcării prea mari a mașinii antrenate (erori de deservire, griparea unui lagăr etc.), atât la mecanismele rapide, cât și la mecanismele lente.

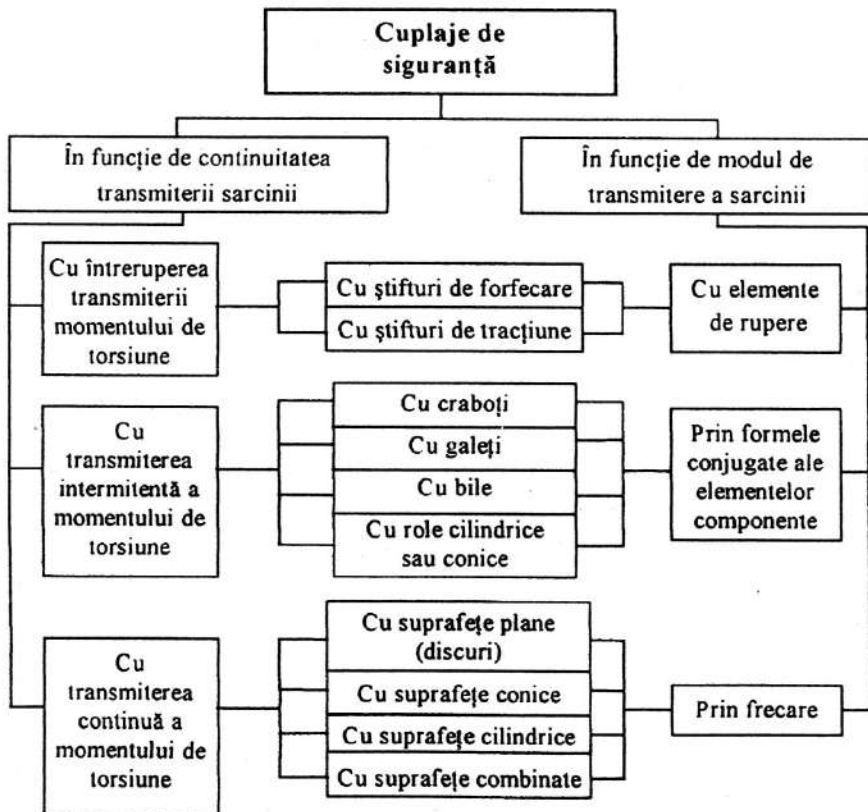


Fig. 15.52

Indiferent de tipul suprasarcinilor, acestea pot duce la deteriorarea mașinii și la scoaterea acestora din funcțiune. Luarea în considerare a suprasarcinilor, în totalitate, în calculul transmisiei ar duce la o supradimensionare excesivă a acesteia, care nu poate fi acceptată. Dacă în lanțul cinematic al transmisiei mecanice se montează un cuplaj de siguranță, atunci se pot utiliza la maxim proprietățile mecanice ale materialelor folosite la construcția elementelor componente ale transmisiei.

Cupajele de siguranță trebuie să fie caracterizate de: fiabilitate și funcționare sigură; precizie de limitare, la o anumită valoare impusă, a momentului de torsiune transmis; sensibilitate la decuplare; posibilitatea reglării momentului de torsiune transmis; capacitatea de restabilire automată a fluxului cinematic, după încetarea acțiunii suprasarcinii.

Se recomandă utilizarea cuplajelor de siguranță în următoarele situații: în transmisiile mașinilor la care sarcina acționează cu șoc sau unde există mase inertiiale mari, ca urmare a imposibilității determinării precise a suprasarcinilor; în transmisiile mașinilor care prelucrează medii neomogene (excavatoare de pământ, mașini agricole etc.); în transmisiile mașinilor automate, ca urmare a lipsei unui control permanent al funcționării acestora; în lanțurile cinematice cu mai multe ramuri (mașini-unelte etc.), ca urmare a imposibilității de protejare a transmisiei de către motorul electric; în toate transmisiile unde costul supradimensionării, pentru a rezista suprasarcinilor, este mai mare decât costul unui cuplaj de siguranță fiabil.

Cuplajele de siguranță se execută într-o mare diversitate de soluții constructive, pentru a satisface cerințele impuse de o bună funcționare a transmisiilor mecanice în care se încorporează. Clasificarea cuplajelor de siguranță, urmărind principalele criterii constructive și funcționale ale acestora, este prezentată în fig. 15.52.

15.7.1.1. Situațiile de funcționare ale cuplajelor de siguranță

Pentru a-și îndeplini atât rolul principal de transmitere a momentului de torsiune, cât și cel specific de limitare a valorii acestui moment, în funcționarea cuplajelor de siguranță se întâlnesc trei situații funcționale distincte. Aceste situații sunt definite de mărimea momentului de torsiune ce trebuie transmis de cuplaj și de mărimea suprasarcinilor. Pentru cele trei grupe de cuplaje care răspund criteriului de clasificare legat de continuitatea transmiterii sarcinii (v. fig. 15.52), variația momentului de torsiune transmis de cuplaj este prezentată în fig. 15.53 [1, 3], comentariul privind această variație și explicarea notațiilor din diagrame fiind prezentate în continuare.

Funcționarea complet cuplat corespunde situației în care momentul de torsiune din transmisie M_{tr} , necesar a fi transmis de cuplaj, este mai mic decât momentul de torsiune maxim M_{t0} , posibil a fi transmis de cuplaj, în această situație de funcționare: $M_t = M_{tr} \leq M_{t0}$.

Procesul de decuplare corespunde situației în care, în urma creșterii momentului de torsiune din transmisie M_{tr} , la depășirea valorii momentului M_{t0} , apare o mișcare de rotație relativă între semicuplaje. Variația momentului $M_t = M_{td}$ în acest proces este funcție de tipul cuplajului de siguranță care echează transmisia.

La cuplajele de siguranță cu **întreruperea transmiterii momentului de torsiune** (cuplaje cu știfturi de rupere), variația momentului M_{td} este prezentată în fig. 15.53, a. Curba de variație a momentului M_{tr} , în timpul de reacție la suprasarcină, va avea diverse forme, funcție de caracteristicile dinamice ale transmisiei și ale cuplajului. La valoarea $M_{td} = M_{t0}$, se produce, aproape instantaneu, decuplarea legăturii între cele două semicuplaje (de exemplu, la ruperea știfturilor) și de la momentul $M_{tr} = M_{t0}$ se ajunge, la semicuplajul condus, la $M_{td} = M_{tr} = 0$, unde M_{tr} reprezintă momentul de torsiune remanent, transmis de cuplaj la sfârșitul procesului de decuplare.

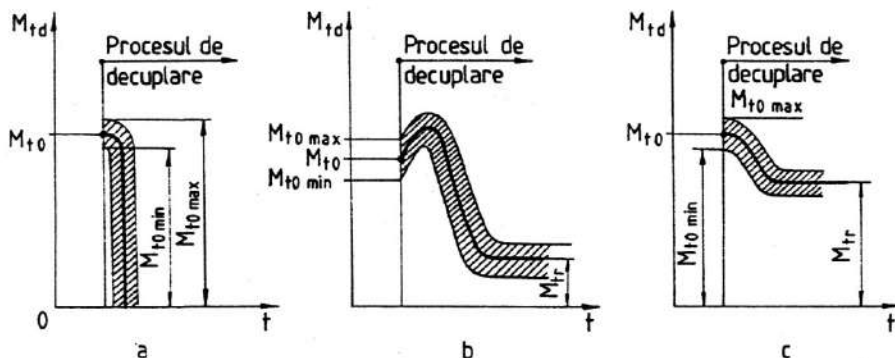


Fig.15.53

La cuplajele de siguranță cu *transmiterea intermitentă a momentului de torsiune* (cuplaje cu craboți, cu galeți, cu bile etc.), variația momentului M_{td} este prezentată în fig. 15.53, b. Din momentul în care $M_{tr} = M_{t0}$ și până în momentul atingerii valorii maxime a momentului M_{td} , există o zonă de instabilitate, în care pot apărea cuplări și decuplări incomplete. După depășirea acestei zone, momentul de torsiune M_{td} scade la valoarea M_{tr} , valoare care se menține până la o nouă cuplare (după un timp egal cu cel necesar rotirii relative între cele două semicuplaje până când galeții sau bilele pătrund în locașurile active următoare celor din care au ieșit, forțat, la decuplare).

Forma optimă de variație a momentului M_{td} transmis de un cuplaj de siguranță este cea caracteristică cuplajelor cu *transmiterea continuă a momentului de torsiune* (transmiterea momentului se realizează prin frecare) și este prezentată în fig. 15.53, c. După parcurgerea zonei definite de timpul de reacție la suprasarcină, momentul M_{td} scade, continuu, de la M_{t0} la M_{tr} , unde se stabilizează. Forma curbei de variație a momentului de torsiune transmis de cuplaj până la $M_{tr} = M_{t0}$ este funcție de caracteristicile constructive ale cuplajului (sistemul de apăsare, materialele de fricțiune etc.). Valoarea relativ mare a momentului M_{tr} explică utilizarea pe scară largă a acestor cuplaje în construcția de mașini.

Legile de variație $M_t = M_t(t)$ prezentate în fig. 15.53 sunt teoretice. Momentul de torsiune M_{tr} nu are o valoare constantă, existând un domeniu de variație a acestuia, prezentat hașurat în fig. 15.53, datorat caracteristicilor dinamice ale mașinii motoare și a celei antrenate.

În situația complet cuplat, momentul de torsiune maxim transmis de cuplaj nu are o valoare constantă M_{t0} , iar procesul de decuplare nu se declanșează totdeauna la aceeași valoare a momentului de torsiune M_{td} , existând – pentru ambele situații – un domeniu, prezentat hașurat în fig. 15.54 [19, 22], pentru cele trei legi de variație prezentate în fig. 15.53 a, b și c. Existența acestui domeniu se explică prin instabilitatea coeficienților de frecare – în cazul cuplajelor de siguranță cu transmiterea intermitentă a sarcinii și a celor cu transmiterea continuă a sarcinii – și prin abaterile dimensionale și/sau a caracteristicilor mecanice ale materialelor și stifturilor de rupere – în cazul cuplajelor cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune.

Procesul de cuplare reprezintă situația în care, datorită micșorării momentului de torsiune din transmisie, se obține egalizarea vitezelor unghiulare dintre semicuplaje - în cazul cuplajelor de siguranță cu fricțiune - respectiv elementele active nu mai părăsesc locașurile din semicuplaje - în cazul cuplajelor cu transmiterea intermitentă a momentului de torsiune (cuplaje de siguranță cu galeți sau cu bile). În ambele cazuri, la sfârșitul procesului de cuplare se obține, din nou, situația de funcționare *complet cuplat*. În cazul cuplajelor de siguranță cu stifturi de rupere, restabilirea legăturii dintre arbori se obține prin înlocuirea stiftului rupt.

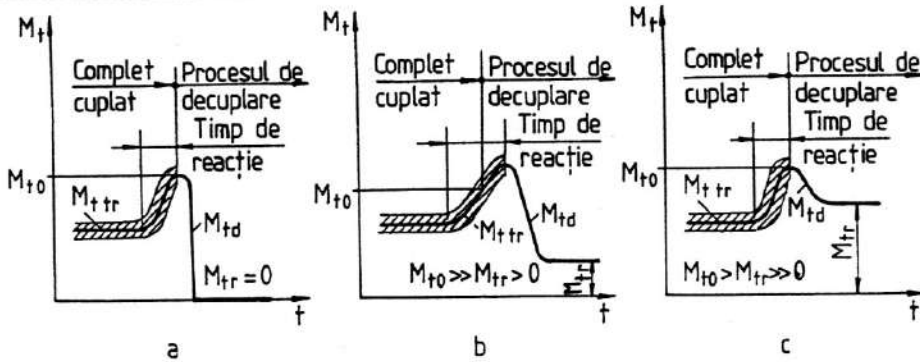


Fig. 15.54

Utilizarea rațională a mașinii antrenate impune ca în transmisie să se asigure un nivel minim al sarcinii transmise de către cuplajul de siguranță, fără ca acesta să se decupleze. Acest nivel se stabilește în funcție de suprasarcinile care apar la mecanismul executor al mașinii antrenate și care devine moment de torsiune de calcul M_{ic} (v. subcap. 15.2).

În cazul în care cuplajele de siguranță se proiectează astfel încât momentul maxim pe care îl transmit, fără să se producă decuplarea, să fie egal cu M_{ic} , funcționarea cuplajului în zona valorilor apropiate de M_{ic} devine instabilă, cu frecvente decuplări și recuplări. În consecință, nu se asigură în permanență nivelul minim al sarcinii în transmisie, care să permită utilizarea rațională a mașinii antrenate. În acest mod se explică proiectarea cuplajelor de siguranță la un moment de torsiune limită [1, 3], determinat cu relația

$$M_{lim} = \beta_n M_{ic} = (1,15 \dots 1,25) M_{ic}. \quad (15.60)$$

15.7.1.2. Criterii pentru aprecierea performanțelor cuplajelor de siguranță

Principalele criterii de apreciere a performanțelor funcționale ale cuplajelor de siguranță se referă atât la funcționarea complet cuplat, când cuplajul îndeplinește funcția principală de transmitere a momentului de torsiune, cât și la procesul de decuplare, când cuplajul își manifestă rolul de siguranță prin limitarea momentului de torsiune transmis. Aceste criterii, pe baza cărora se pot compara diverse soluții constructive de cuplaje de siguranță și se poate alege soluția optimă pentru o transmisie dată, sunt prezentate în continuare [19, 22].

Capacitatea de transmitere a sarcinii este criteriul de apreciere a posibilității de transmitere a momentului de torsiune de către cuplajul de siguranță, în situația de funcționare complet cuplat. Indiferent de modul de transmitere a sarcinii de către cuplaj, momentul de torsiune poate fi exprimat, la limita începerii procesului de decuplare, prin relația

$$M_{t0} = z F_1 \frac{D_0}{2} K_{fc0}. \quad (15.61)$$

Dacă forța tangențială, posibil a fi transmisă de cuplaj este $F_{t0} = 2M_{t0}/D_0$, se poate defini **capacitatea de transmitere a sarcinii**, prin raportul

$$C_t = \frac{F_{t0}}{F_1} = z K_{fc0}. \quad (15.62)$$

F_1 fiind forța de montaj a arcului.

Din relația (15.62) rezultă directă proporționalitate dintre capacitatea de transmitere a sarcinii și parametrul $K_{f\sigma}$ – parametru funcțional și constructiv caracteristic fiecărui cuplaj de siguranță în parte. Din analiza acestui criteriu, se pot stabili concluzii referitoare la influența dimensiunilor constructive asupra capacității de transmitere a momentului de torsiune și, implicit, asupra dimensiunilor de gabarit și costului cuplajului.

Precizia de decuplare este criteriul de apreciere a îndeplinirii uneia dintre condițiile esențiale impuse cuplajelor de siguranță, aceea ca procesul de decuplare să înceapă la aceeași valoare impusă a momentului de torsiune. Practic, există un domeniu al momentelor de torsiune în care este probabilă începerea procesului de decuplare (v. fig. 15.54), precizia de decuplare fiind caracterizată prin *parametrul de precizie la decuplare* K_{pr} , definit ca raport între valorile maximă și minimă ale momentului M_{r0} la care începe procesul de decuplare:

$$K_{pr} = \frac{M_{r0\max}}{M_{r0\min}}. \quad (15.63)$$

Valoarea optimă a *parametrului de precizie la decuplare* este $K_{pr\ opt} = 1$. Practic, apar abateri inevitabile ale parametrului K_{pr} de la valoarea optimă, datorită existenței unui domeniu de valori ale momentului M_{r0} , între $M_{r0\ min}$ și $M_{r0\ max}$, la începutul procesului de decuplare (v. fig. 15.54). Existența și mărimea acestui domeniu este funcție de instabilitatea și mărimea abaterilor coeficienților de frecare în diverse faze de funcționare – în cazul cuplajelor cu frecare și a celor cu transmiterea intermitentă a sarcinii – și de existența și mărimea abaterilor dimensionale și a caracteristicilor mecanice ale materialelor – în cazul cuplajelor cu știfturi de rupere.

Urmărind relația (15.63) și comentariile prezentate, se poate afirma că parametrul de precizie la decuplare este o funcție de forma $K_{pr} = K_{pr}(\mu_{0\ max}, \mu_{0\ min}, \text{dimensiuni constructive})$ pentru cuplajele cu frecare și cele cu transmiterea intermitentă a sarcinii, respectiv $K_{pr} = K_{pr}$ (diametrul minim și maxim al știftului de rupere, rezistența la rupere minimă și maximă a materialului știftului) pentru cuplajele cu știfturi de rupere. Din analiza acestui criteriu, se pot stabili dependențe între parametrii constructivi și funcționali ai cuplajului, pentru a se obține o valoare a parametrului K_{pr} cât mai apropiată de valoarea optimă $K_{pr\ opt}$, respectiv micșorarea domeniului de valori $M_{r0\ max} - M_{r0\ min}$.

Sensibilitatea la decuplare este criteriul de apreciere a variației raportului M_{id}/M_{r0} , în timpul procesului de decuplare. În acest proces, momentul M_{id} este variabil în timp și diferit de M_{r0} , datorită modificării unor parametri constructivi și funcționali ai culajului, cum sunt: micșorarea coeficientului de frecare dinamic μ , în comparație cu cel static μ_0 ; mărimea forței din arc, ca urmare a comprimării suplimentare a acestuia; modificarea poziției punctelor de aplicație ale forțelor de interacțiune dintre elementele active ale cuplajului și/sau a unghiului de contact dintre acestea etc.

Sensibilitatea la decuplare este caracterizată prin *parametrul de sensibilitate la decuplare* K_{sd} , definit ca raport între valoarea maximă a momentului M_{id} și valoarea momentului M_{r0} :

$$K_{sd} = \frac{M_{id\ max}}{M_{r0}}. \quad (15.64)$$

Valoarea optimă a parametrului de sensibilitate la decuplare este $K_{sd\ opt} = 1$, caz în care $M_{id\ max} = M_{r0}$, variația momentului M_{id} fiind, în acest caz, continuu descrescătoare. Analiza relației de determinare a parametrului K_{sd} facilitează alegerea acelor parametri constructivi și funcționali ai cuplajului care să conducă la îndeplinirea condiției $K_{sd} = K_{sd\ opt} = 1$.

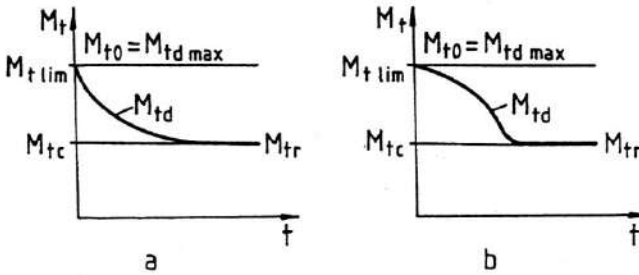


Fig. 15.55

Mărirea preciziei și sensibilității la decuplare a cuplajelor de siguranță se obține prin asigurarea unei variații a momentului M_{td} cât mai aproape de forma ideală, prezentată în fig. 15.55 [22], când $K_{pr} = 1$ și $K_{sd} = 1$, adică $M_{t0 \max} = M_{t0 \min} = M_{t0} = M_{td \max} = M_{t \lim}$ (v. și fig. 15.54, *b* și *c*, care corespund cu fig. 15.55, *a*, respectiv 15.55, *b*).

15.7.1.3. Cuplaje de siguranță cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune

Aceste cuplaje se utilizează când suprasarcinile din transmisie au valori mari, dar acționează rar. Cele mai utilizate sunt cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare, care sunt simple constructiv și au gabarit redus.

Soluțiile constructive de astfel de cuplaje pot realiza legătura între capetele a doi arbori (fig. 15.56, *a*) sau între o roată dințată (fig. 15.56, *b*), de curea, de lanț etc. și arborele pe care aceasta este montată.

Știfturile, executate din oțel cu conținut mediu de carbon, pot fi lise (v. fig. 15.56), crestate (fig. 15.57, *a*, *b*, *c* și *d*) sau crestate cu mai multe tronsoane (fig. 15.57, *e* și *f*), fiind montate, în bușe călite la 50...60 HRC, pentru a evita solicitarea de încovoiere.

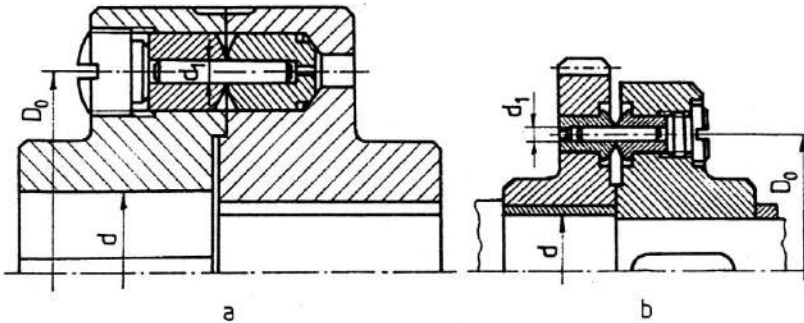


Fig. 15.56

În funcție de mărirea sarcinii ce trebuie transmisă, de precizia și sensibilitatea necesare la decuplare, se pot folosi soluții constructive diverse, cu unul sau mai multe știfturi lise sau crestate. Precizia de decuplare se mărește prin utilizarea unui singur știft, dar apare dezavantajul dezechilibrării cuplajului. Prin utilizarea știfturilor crestate, se mărește precizia de decuplare.

Pentru calculul acestor cuplaje se pune condiția ca, la atingerea momentului de torsiune limită $M_{t \lim}$, știfturile să se rupă prin forfecare, calculul efectuându-se cu relația (v. fig. 15.57, *a*)

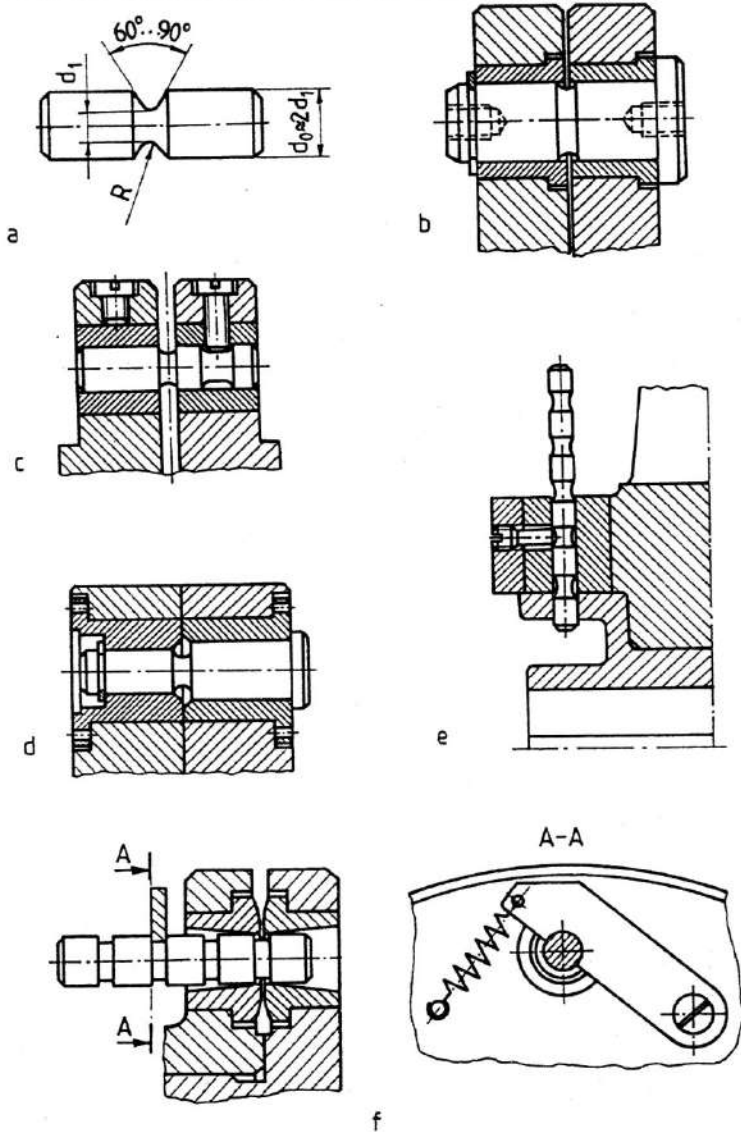


Fig. 15.57

$$\tau_f = \frac{2M_{t \text{ lim}}}{zD_0} \frac{4}{\pi d_1^2} = \tau_{rf}, \quad (15.65)$$

în care: $\tau_{rf} = \gamma\sigma_r$, este tensiunea de rupere prin forfecare; σ_r – tensiunea de rupere la tracțiune a materialului știftului; γ – coeficientul tensiunii de rupere prin forfecare ($\gamma = 0,68 \dots 0,81$ – pentru știfturi lise; $\gamma = 0,86 \dots 1,1$ – pentru știfturi crestate [5, 12]).

Pentru dimensionare, din relația (15.65) rezultă

$$z d_1^2 = \frac{8M_{t \text{ lim}}}{\pi D_0 \tau_{rf}} \quad (15.66)$$

și pentru $z = 1, 2, 3$ sau 4 , se determină d_1 , în final alegându-se varianta optimă din punctul de vedere al preciziei de decuplare dorite și de turația de funcționare.

Pentru toate cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare se recomandă [12]: $D_0 = (2,5 \dots 3,5)d$; $d_0 \approx 2d_1$; $\mu_0 = 0,15 \dots 0,2$.

15.7.1.4. Cuplaje de siguranță cu transmiterea intermitentă a momentului de torsiune în procesul decuplării

Din această categorie fac parte cuplajele de siguranță cu galeți, cu bile și cu craboți, cele mai utilizate fiind cuplajele cu galeți și cu bile.

Cuplajele de siguranță cu galeți sunt utilizate la mașinile agricole, fiind încorporate cel mai adesea în transmisia cardanică dintre tractor și mașina agricolă, și la utilajele pentru construcții.

Construcția și funcționarea acestor cuplaje se pot urmări pe fig. 15.58 [5, 44, 51]. Legătura dintre semicuplajele 1 și 3 este realizată prin intermediul galeților 2 – dispuși radial, în locașuri speciale ale semicuplajului 1, pe unul sau mai multe rânduri – menținuți în canalele din semicuplajul 3 prin intermediul unor arcuri elicoidale cilindrice de compresune 4.

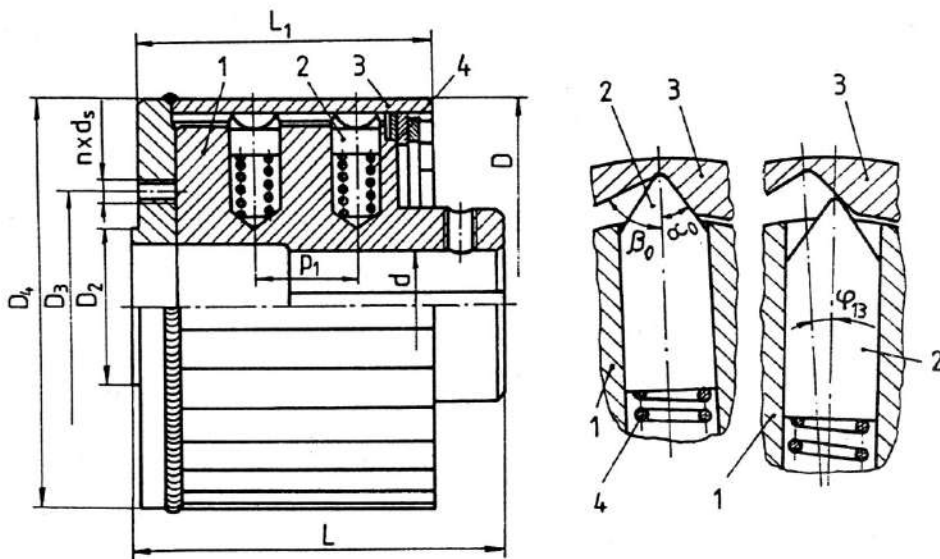


Fig. 15.58

Funcționarea cuplajului, în procesul decuplării, are loc cu importante deplasări relative ale galeților, atât în locașurile de ghidare, cât și pe flancurile locașurilor active. Este necesară deci o ungere corespunzătoare a acestor zone și protecția prin etanșare a întregului ansamblu funcțional.

Există soluții constructive la care semicuplajul 3 al unui astfel de cuplaj se continuă cu o furcă cardanică. În cazul în care gabaritul este redus, se poate utiliza soluția constructivă prezentată în fig. 15.59 [51], la care galeții – dispuși la 180° , cu arc ce acționează simultan doi galeți – sunt încorporați în arborele intermediar al transmisiei bicardanice dintre tractor și mașina agricolă.

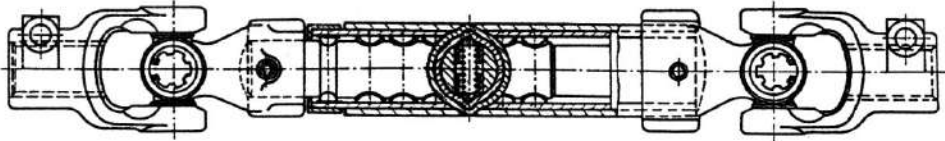


Fig.15.59

Soluțiile constructive existente nu permit reglarea momentului de torsiune transmis decât prin schimbarea arcurilor de apăsare a galeților. Datorită acestui fapt, este necesar să se determine cât mai precis momentul de torsiune transmis, atât la funcționarea complet cuplat, cât și în procesul decuplării.

Pentru *situația de funcționare complet cuplat*, s-a considerat situația limită când – existând tendința de deplasare a galețului – apar și forțe de frecare. Schema de calcul prezentată în fig.15.60 are la bază următoarele ipoteze simplificatoare:

- presiunea de strivire dintre partea activă a galețului și locașul activ din semicuplajul 3 este uniform distribuită, reacțiunea normală R_{n0} având punctul de aplicație la mijlocul suprafeței de contact dintre aceste elemente;
- presiunile de strivire dintre tija galețului și alezajul conjugat din semicuplajul 1 sunt repartizate triunghiular și sunt proporționale cu mărimea reacțiunilor R_{10} și R_{20} din această cuplă;
- coeficientul de frecare dintre galet și cele două semicuplaje are aceeași valoare μ_0 .

Chiar și prin adoptarea acestor ipoteze relațiile de calcul sunt complicate, fiind prezentate în [2, 3, 21]; pentru un calcul simplificat, se neglijează forțele de frecare dintre tija galețului și semicuplajul 3.

Din ecuația de echilibru axial al galețului (v.fig.15.60), rezultă forța tangențială

$$F_{t0} = \frac{F_{1arc}}{\tan(\alpha_0 - \varphi_0)} = \frac{c \delta_1}{\tan(\alpha_0 - \varphi_0)}, \quad (15.67)$$

respectiv momentul de torsiune transmis de cuplaj în situația de funcționare complet cuplat,

$$M_{t0} = z F_{t0} \frac{D_0 + D_1}{4} = \frac{z(D_0 + D_1)c \delta_1}{4 \tan(\alpha_0 - \varphi_0)}, \quad (15.68)$$

unde z reprezintă numărul de galeți.

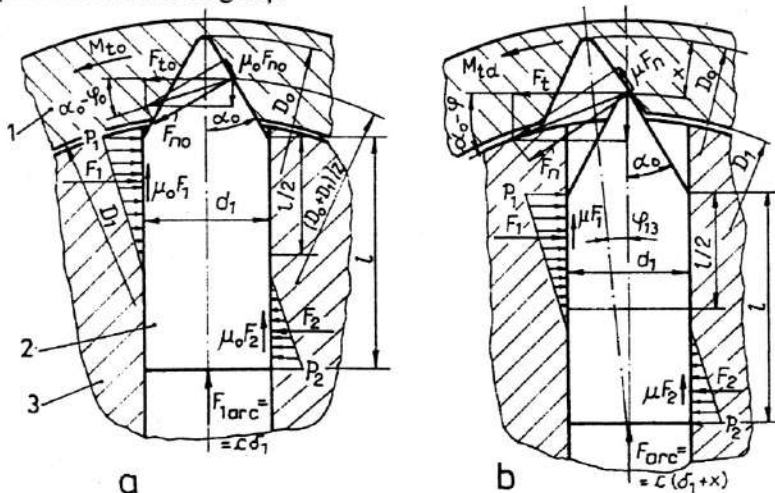


Fig. 15.60

Pentru cuplajele de siguranță cu galeți, valoarea unghiului α_0 trebuie aleasă dintr-un domeniu de valori optime, domeniu ce se determină impunând condiția ca influența forțelor de frecare asupra momentului de torsiune transmis de cuplaj să fie minimă, chiar la variații mari ale coeficientului de frecare μ_0 . Influența forțelor de frecare este minimă când raportul $M_{t0}/M_{t0(\mu_0=0)}$ este minim, $M_{t0(\mu_0=0)}$ reprezentând momentul de torsiune transmis de cuplaj fără a lua în considerare influența forțelor de frecare, domeniul optim fiind prezentat în fig. 15.61.

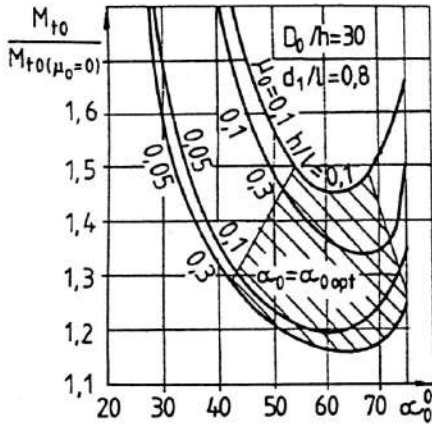


Fig. 15.61

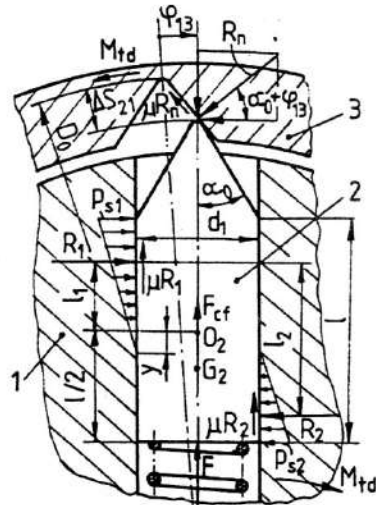


Fig. 15.62

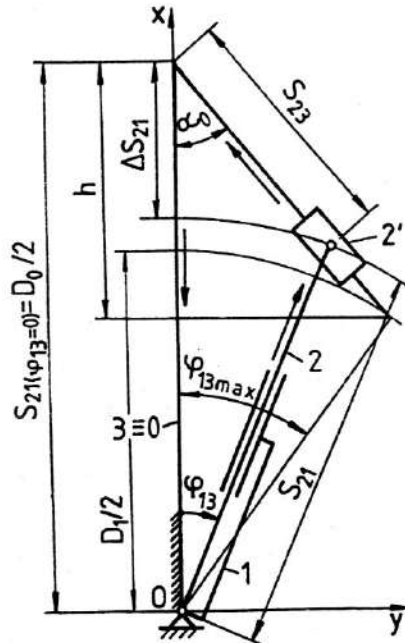
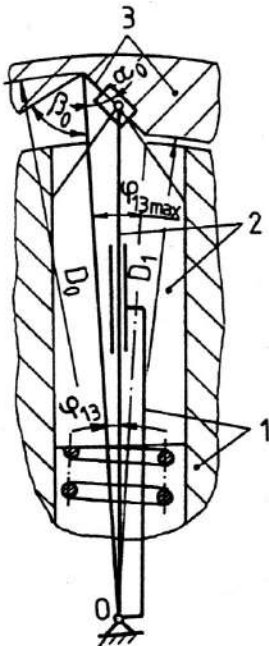


Fig. 15.63

Condițiile de desfășurare a procesului de decuplare se modifică, comparativ cu situația de funcționare complet cuplat, datorită cauzelor specificate în § 15.7.1.3. Pentru determinarea relațiilor de calcul ale reacțiunilor din cuple și a momentului de torsiune transmis de cuplaj în acest proces M_{td} este necesară o analiză a mișcărilor relative dintre elementele cuplajului. Această analiză s-a efectuat prin înlocuirea cuplajului real cu un mecanism echivalent, obținut prin inversarea mișcării în raport cu semicuplajul 3, care devine fix.

Înlocuirea mecanismului real cu cel echivalent, precum și mecanismul echivalent – mecanism valabil pentru întreg procesul decuplării – sunt prezentate în fig. 15.63, iar relațiile obținute din rezolvarea ecuației matriceale de închidere a conturului vectorial al mecanismului, sunt prezentate în tabelul 15.6.

Tabelul 15.6. Relațiile pentru determinarea funcțiilor de poziție dintre elementele cuplajului, în procesul de decuplare

Domeniul de variație al unghiului de rotire relativă dintre semicuplele φ_{13} , rad	$\varphi_{13} \in (0, \varphi_{13\max}]$ $\varphi_{13\max} = \arcsin\left(\frac{D_0}{D_1} \sin \alpha_0\right) - \alpha_0 \text{ sau}$ $\varphi_{13\max} = \arctan\left(\frac{2h}{D_0 - 2h} \tan \alpha_0\right)$
Deplasările dintre galet și semicuplele S_{21} , respectiv S_{23} , mm	$S_{21} = \frac{D_0}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})}$ $S_{23} = \frac{D_0}{2} \frac{\sin \varphi_{13}}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})}$
Comprimarea suplimentară a arcului ΔS_{21} , mm	$\Delta S_{21} = \frac{D_0}{2} \left[1 - \frac{\sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})} \right]$

În procesul decuplării, contactul dintre galet și semicuplajul 1 devine liniar, iar punctul de aplicație al reacțiunii normale F_n se schimbă continuu; de asemenea, crește forța arcului – prin comprimarea suplimentară a acestuia – și se micșorează forța de frecare – datorită micșorării coeficientului de frecare în mișcare φ , față de cel static φ_0 .

Momentul de torsiune transmis de cuplaj, în procesul decuplării, (fig. 15.62), se determină cu relația

$$M_{td} = zF_t S_{21} = z \frac{F_{arc}}{\tan(\alpha_0 + \varphi_{13} - \varphi)} S_{21} = z \frac{c(\delta_1 + \Delta S_{21})}{\tan(\alpha_0 + \varphi_{13} - \varphi)} \frac{D_0}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})},$$

iar ținând seama de relația parametrului ΔS_{21} , din tabelul 15.6, rezultă

$$M_{td} = z \frac{c \left[\delta_1 + \frac{D_0}{2} \left[1 - \frac{\sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})} \right] \right]}{\operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi_{13} - \varphi)} \frac{D_0}{2} \frac{\sin \alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \varphi_{13})}. \quad (15.69)$$

Valoarea maximă a momentului de torsiune transmis de cuplaj se obține atunci când

$$\varphi_{13} = \varphi_{13\max} = \arcsin\left(\frac{D_0}{D_1} \sin \alpha_0\right) - \alpha_0 = \arctan\left(\frac{2h}{D_0 - 2h} \tan \alpha_0\right). \quad (15.70)$$

Pentru proiectare, din relațiile (15.68) și (15.69), cu respectarea egalităților $M_{ic}=M_{lc}$ și $M_{td\max} = M_{t\lim}$, se determină rigiditatea arcului c și săgeata de montaj δ_1 și se calculează arcul fiecărui galet.

Procesul de cuplare începe din momentul în care vârful galetului 2 are posibilitatea să se deplaseze în locașul activ (punctul A, fig. 15.64, a), atât în direcție radială, datorită forței din arc F_2 și a forței centrifuge F_{cf} , cât și în direcție tangențială, datorită rotirii cu viteze unghiulare diferite a semicuplajelor 1 și 3 [14, 22].

Cuplarea se desfășoară în condiții optime dacă la sfârșitul cuplării galetul 2 pătrunde în locașul activ pe întreaga adâncime a acestuia (fig. 15.64, c); în caz contrar, contactul galet-locaș activ se produce într-un punct oarecare C (fig. 15.64, b), contact caracterizat printr-o presiune liniară ridicată, ceea ce duce la o uzare rapidă a suprafețelor funcționale.

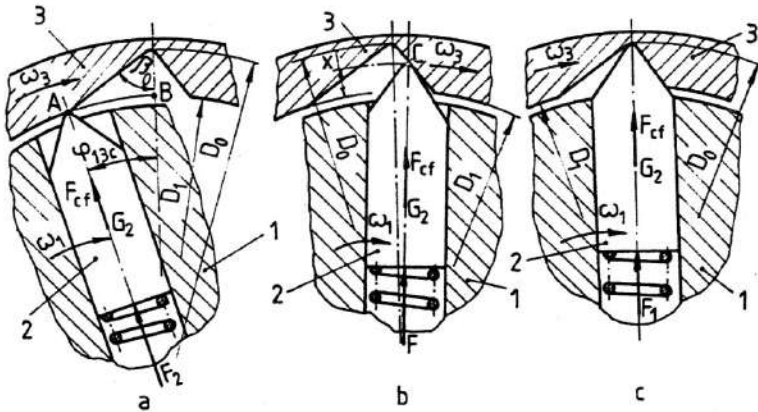


Fig. 15.64

Dacă t_1 reprezintă timpul de deplasare radială a galetului considerat liber, iar t_2 este timpul de parcurgere a arcului AB (v. fig. 15.64, a), condiția cuplării corecte se poate exprima prin relația $t_1 \leq t_2$.

În direcție radială, galetul se deplasează accelerat, această mișcare fiind descrisă de ecuația

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F + F_{cf},$$

x reprezentând deplasarea curentă a galetului, ecuație care devine

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k_a}{m} x = \frac{k_a}{m} \left[\delta_1 + \frac{D_0 - D_1}{2} \right], \quad (15.71)$$

cu soluția generală de forma

$$x = C_1 \cos \left(\sqrt{\frac{k_a}{m}} t \right) + C_2 \sin \left(\sqrt{\frac{k_a}{m}} t \right) + (1 + \chi_0) \delta_1 + \frac{D_0 - D_1}{2}, \quad (15.72)$$

constantele de integrare C_1 și C_2 determinându-se în funcție de condițiile inițiale, la care începe cuplarea $\left(t = 0 \Rightarrow x = 0 \text{ și } v = \frac{dx}{dt} = 0 \right)$, și cele finale, de la sfârșitul cuplării $\left(t = t_1 \Rightarrow x = (D_0 - D_1)/2 \right)$. Cu expresiile acestor constante astfel determinate, din relația (15.72) rezultă expresia timpului t_1 necesar unei cuplări corecte, de forma

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{k_a}} \arccos \left(1 - \frac{D_0 - D_1}{2(1 + \chi_0)\delta_1 + D_0 - D_1} \right) \quad (15.73)$$

În relațiile de mai sus notațiile au următoarele semnificații: m – masa galețului; k_a – rigiditatea arcului; δ_1 – săgeata de montaj a arcului; $\chi_0 = F_{cf}/F_1 = F_{cf}/(k_a\delta_1)$ – coeficientul forței centrifuge în raport cu săgeata de montaj a arcului.

Neglijând variațiile vitezelor unghiulare ale celor două semicuplaje, pe întreaga durată de desfășurare a procesului de cuplare, timpul t_2 se determină cu relația (v. fig. 15.64, a)

$$t_2 = \frac{\varphi_{13c}}{|\omega_1 - \omega_3|} = \frac{\varphi_{13c}}{|\omega_{13}|}, \quad (15.74)$$

în care φ_{13c} are expresia $\varphi_{13c} = \arcsin\left(\frac{D_0}{D_1}\sin\beta_0\right) - \beta_0$, cu specificația că $\beta_0 = \alpha_0$, pentru transmisii reversibile (v. fig. 15.62 și 15.64) și $\beta_0 > \alpha_0$, pentru transmisii ireversibile.

Impunând condiția ca procesul de cuplare să se desfășoare corect chiar și în cazul cel mai defavorabil, atunci când semicuplajul condus se oprește, utilizând relațiile de mai sus și exprimând viteza unghiulară în funcție de turație, rezultă turația maximă de funcționare a cuplajului^{*)}

$$n_{\max} = 302 \sqrt{\frac{k_a}{m}} \frac{\arcsin\left(\frac{D_0}{D_1}\sin\beta_0\right) - \beta_0}{\arccos\left(1 - \frac{D_0 - D_1}{2(1 + \chi_0)\delta_1 + D_0 - D_1}\right)}, \quad (15.75)$$

turație la care cuplarea se desfășoară în condiții optime.

Cuplaje de siguranță cu bile se utilizează pe scară largă în construcția de mașini-unelte, mașini-unelte automate, mașini agricole etc., fiind simple constructiv și având o mare fiabilitate. Funcționarea acestora în situația de funcționare complet cuplat și în procesul decuplării corespunde diagramei din fig. 15.53, b.

Marea diversitate de soluții constructive se deosebesc între ele prin forma constructivă a locașurilor pentru bile, prin dispunerea bilelor frontal sau radial și prin realizarea sistemului de apăsare cu un arc central sau cu arcuri individuale, pe fiecare bilă. Cele mai des întâlnite soluții constructive sunt prezentate în fig. 15.65 (a – cu contacte punctiforme bilă – bilă dispuse frontal; b – cu locașuri trapezoidale dispuse frontal; c – cu locașuri trapezoidale dispuse radial, la exterior sau la interior; d – cu locașuri tronconice, dispuse frontal; e – cu locașuri cilindrice, dispuse frontal; f – cu locașuri cilindrice, dispuse radial, la exterior; g – cu locașuri cilindrice duble, dispuse frontal; h – cu locașuri sferice dispuse frontal, într-un singur semicuplaj; i – cu locașuri sferice dispuse frontal, în ambele semicuplaje). Cele mai utilizate soluții constructive de cuplaje de siguranță cu bile sunt cele cu locașuri trapezoidale, tronconice și sferice.

În fig. 15.66 este prezentată o soluție constructivă de cuplaj de siguranță cu bile și canale trapezoidale dispuse frontal. Acest cuplaj realizează legătura între o roată dințată și arborele pe care aceasta este montată. Bilele 2, montate în semicuplajul 1, sunt în contact cu suprafețele laterale ale locașurilor trapezoidale, dispuse frontal, din semicuplajul 3. Forța de apăsare este realizată pe fiecare bilă, de către arcurile 4. Reglarea forței de apăsare se efectuează concomitent, prin deplasarea axială a flanșei 5, cu ajutorul piuliței canelate 6. Asemenea cuplaje pot fi utilizate și pentru realizarea legăturii între capetele a doi arbori.

^{*)} Coeficientul numeric ține seama și de faptul că rigiditatea arcului se introduce în N/mm.

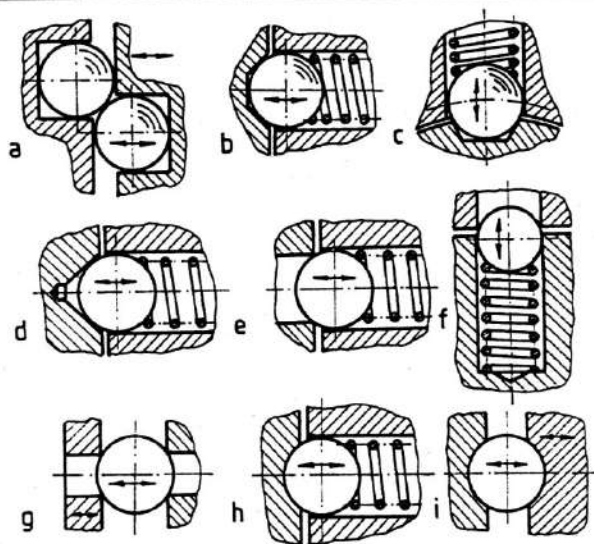


Fig.15.65

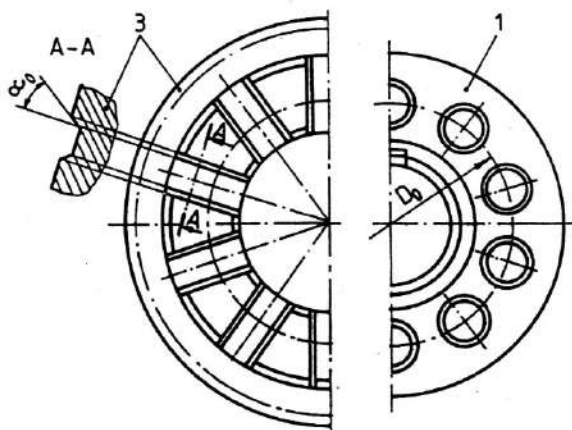
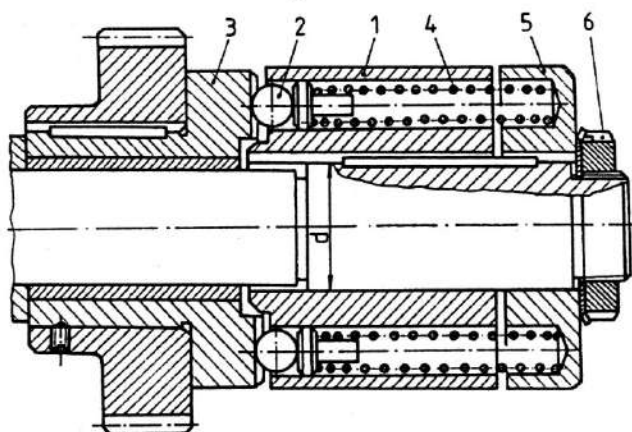


Fig. 15.66

Cuplajele de siguranță cu bile și locașuri tronconice dispuse frontal sunt utilizate, cu precădere, pentru limitarea momentelor de torsiune, în transmisiile cu roți dințate. Două astfel de soluții constructive sunt prezentate în fig. 15.67.

Cuplajul de siguranță prezentat în fig. 15.67, *a* are canalele tronconice dispuse într-o roată dințată conică, realizând legătura între aceasta și o roată dințată cilindrică. Cuplajul prezentat în fig. 15.67, *b*, cu arcuri dispuse periferic, ce acționează simultan pe două bile, este montat într-o roată melcată. Această variantă constructivă reprezintă, de fapt, două cuplaje legate în paralel, mărindu-se astfel momentul de torsiune transmis. La ambele soluții constructive, momentul de torsiune transmis de cuplaj se poate regla numai în trepte, prin schimbarea arcurilor de apăsare.

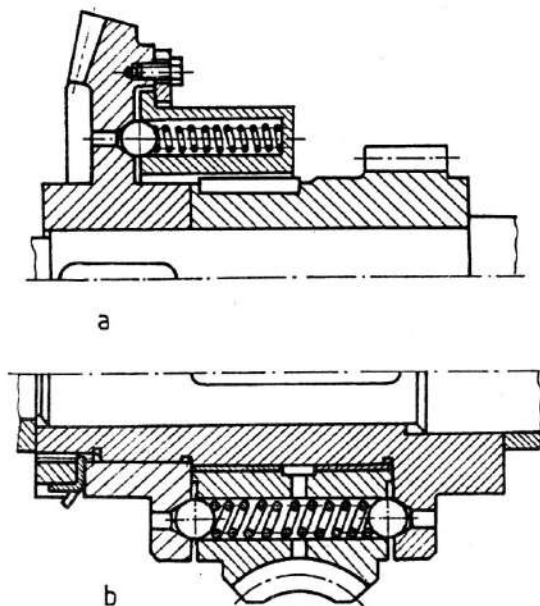


Fig. 15.67

Soluțiile constructive prezentate în fig. 15.68 diferă între ele prin forma constructivă a elementelor lanțului cinematic legat prin cuplaj (varianta I – între un capăt de arbore și o flanșă cu găuri dispuse la diametrul D_0 ; varianta II – între două flanșe cu găurile de prindere dispuse la diametrul D_0 , respectiv d_0). Forma sferică a locașurilor dintr-un semicuplaj are avantajul unui contact pe suprafață cu bilele, atât la funcționarea complet cuplat, cât și la sfârșitul procesului de cuplare, micșorându-se astfel presiunea de strivire între elementele active.

Schema de calcul a cuplajului cu bile și locașuri trapezoidale dispuse frontal, în situația de funcționare *complet cuplat*, este prezentată în fig. 15.69, considerând situația limită când, ca urmare a tendinței bilei de a se deplasa axial, apar forțele de frecare care se opun deplasării acesteia.

Din condiția de echilibru axial al bilei rezultă

$$F_{a1} - \mu_0 F_{t1} - F_{1arc} = 0, \quad (15.76)$$

unde: μ_0 reprezintă coeficientul de frecare statică dintre elementele cuplajului în mișcare relativă; $F_{1arc} = c_1 \delta_1$ – forța de montaj a arcului; c_1 – rigiditatea arcului; δ_1 – săgeata de montaj a arcului.

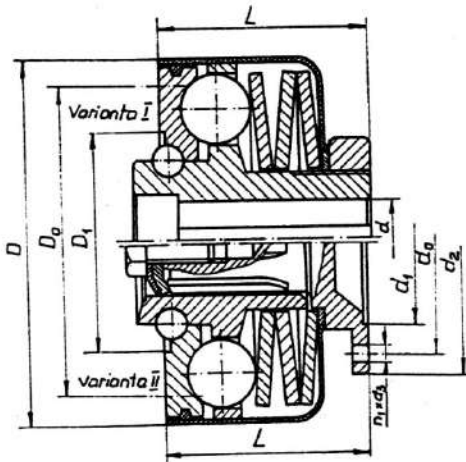


Fig. 15.68

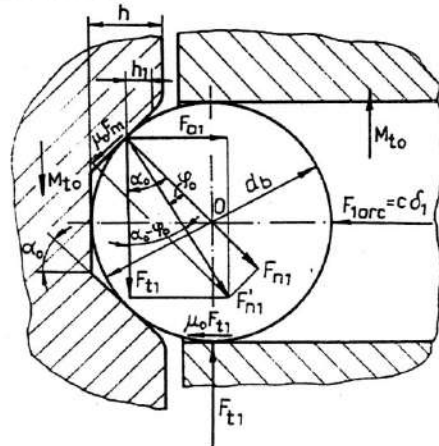


Fig. 15.69

Momentul de torsiune transmis de cuplaj, în situația de funcționare complet cuplat, la limita începerii procesului de decuplare, se determină cu relația (v. fig.15.66 și fig.15.69)

$$M_{t0} = zF_{t1} \frac{D_0}{2} = \frac{zc\delta_1 D_0}{2[\tan(\alpha_0 - \varphi_0) - \mu_0]}, \quad (15.77)$$

în care z reprezintă numărul de bile, iar F_{t1} s-a determinat din ecuația (15.76), ținând seama că $F_{a1} = F_{t1} \tan(\alpha_0 - \varphi_0)$, respectiv $\varphi_0 = \arctan \mu_0$ - unghiul de frecare.

În procesul decuplării, comparativ cu situația de funcționare complet cuplat, unii parametri funcționali se modifică. Pentru cuplajul de siguranță cu bile și locașuri trapezoidale dispuse frontal, în procesul decuplării, se micșorează coeficientul de frecare în mișcare μ față de cel static μ_0 , iar forța din arc se mărește, ca urmare a comprimării suplimentare a arcului, prin deplasarea bilei în direcție axială.

Momentul de torsiune transmis de cuplaj, în procesul decuplării, la un moment dat, se determină cu relația

$$M_{td} = \frac{zc(\delta_1 + x)D_0}{2[\tan(\alpha_0 - \varphi) - \mu]}, \quad (15.78)$$

în care x reprezintă deplasarea curentă a bilei în direcție axială, iar $\varphi = \arctg \mu$ - unghiul de frecare în mișcare.

Valoarea maximă a momentului de torsiune transmis de cuplaj, în procesul decuplării, apare când bila s-a deplasat axial pe distanța h_1 ; în continuare, datorită razei de racordare a profilului locașului trapezoidal, cu toate că săgeata arcului continuă să se mărească, momentul de torsiune transmis de cuplaj scade.

Relația de determinare a momentului maxim transmis de cuplaj, în procesul decuplării, este

$$M_{td} = \frac{zc(\delta_1 + h_1)D_0}{2[\tan(\alpha_0 - \varphi) - \mu]}. \quad (15.79)$$

Și în cazul cuplajelor de siguranță cu bile dispuse frontal, de corecta desfășurare a procesului de cuplare depinde menținerea formei inițiale a locașului activ și a valorii coeficientului de frecare într-un domeniu cât mai restrâns.

În continuare, se prezintă analiza desfășurării procesului de cuplare la cuplajul de siguranță cu bile și locașuri trapezoidale, montat într-o transmisie ireversibilă, în final prezentându-se, tabelar, relațiile stabilite și pentru celelalte tipuri de cuplaje cu bile dispuse frontal.

Procesul de cuplare începe în momentul în care contactul dintre fiecare bilă și locașul activ corespunzător este în punctul A (fig. 15.70, a și b) și deci bilele au posibilitatea să se deplaseze în locașurile active. Deplasarea bilei pe direcție axială se produce datorită forței din arc, iar pe direcție tangențială datorită rotirii cu viteze unghiulare diferite a semicuplajelor 1 și 3 [21, 22]. Cuplarea se desfășoară în condiții optime atunci când, la sfârșitul cuplării, bila 2 pătrunde în locașul activ pe întreaga înălțime h (fig. 15.70, d). În caz contrar, contactul bilă – locaș activ se produce într-un punct oarecare C (fig. 15.70, c), ducând la decuplări frecvente, precum și la distrugerea locașului activ.

Condiția cuplării corecte se exprimă prin relația $t_1 \leq t_2$, în care t_1 reprezintă timpul de deplasare axială a bilei, considerată liberă, pe distanța h (v. fig. 15.70, b și d), iar t_2 este timpul de parcurgere de către bilă a arcului AB (v. fig. 15.70, a).

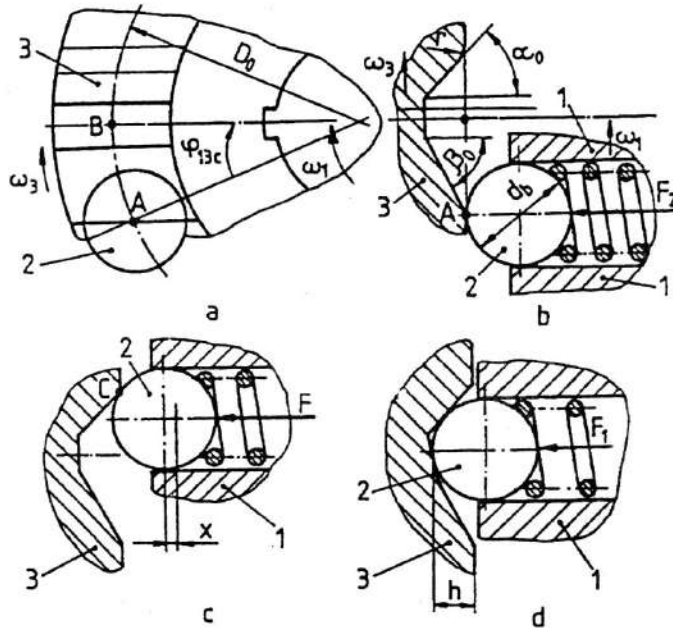


Fig. 15.70

Mișcarea accelerată a bilei în direcție axială, sub acțiunea forței F din arc, este descrisă de ecuația

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F, \quad (15.80)$$

în care x este deplasarea curentă a bilei și m – masa bilei.

Forța F din arc poate fi scrisă sub forma (v. fig. 15.70)

$$F = F_2 - k_a x = k_a (\delta_1 + h - x), \quad (15.81)$$

în funcție de care ecuația de mișcare a bilei (15.80) devine

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k_a}{m} x = \frac{k_a}{m} (\delta_1 + h) \quad (15.82)$$

și are soluția

$$x = (\delta_1 + h) \left(1 - \cos \sqrt{\frac{k_a}{m}} t \right). \quad (15.83)$$

Impunând în relația (15.83) condiția $t = t_1$, la $x = h$, rezultă expresia timpului t_1

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{k_a}} \arccos \left(1 - \frac{h}{\delta_1 + h} \right) \quad (15.84)$$

Neglijând și la aceste cuplaje variațiile vitezelor unghiulare ω_1 și ω_3 ale celor două semicuplaje, pe întreaga durată de desfășurare a procesului de cuplare, timpul t_2 se determină cu relația (v. fig. 15.70, a)

$$t_2 = \frac{\varphi_{13c}}{\omega_1 - \omega_3} = \frac{\varphi_{13c}}{\omega_{13}}, \quad (15.85)$$

iar unghiul de cuplare φ_{13c} cu relația [21]

$$\varphi_{13c} = \frac{1}{D_0 \cos \beta_0} [2h \sin \beta_0 + d_b (1 - \sin \beta_0)]. \quad (15.86)$$

Cu relațiile (15.84)...(15.86) și condiția cuplării corecte $t_1 \leq t_2$ se obține dependența dintre viteza unghiulară ω_{13} și parametrii constructivi ai cuplajului, de forma

$$\omega_{13} \leq \frac{2h \sin \beta_0 + d_b (1 - \sin \beta_0)}{D_0 \cos \beta_0 \sqrt{\frac{m}{k_a}} \arccos \left(1 - \frac{h}{\delta_1 + h} \right)}. \quad (15.87)$$

Impunând condiția ca procesul de cuplare să se desfășoare corect chiar și în cazul cel mai defavorabil, atunci când semicuplajul condus se oprește, utilizând relațiile de mai sus și exprimând viteza unghiulară în funcție de turație, rezultă turația maximă de funcționare a cuplajului:

– pentru transmisii reversibile $\beta_0 = \alpha_0$,

$$n_{\max} = 302 \sqrt{\frac{k_a}{m}} \frac{2h \sin \alpha_0 + (d_b + 2r)(1 - \sin \alpha_0)}{D_0 \cos \alpha_0 \arccos \left(1 - \frac{h}{\delta_1 + h} \right)}, \quad (15.88)$$

– pentru transmisii ireversibile $\beta_0 > \alpha_0$,

$$n_{\max} = 302 \sqrt{\frac{k_a}{m}} \frac{2h \sin \beta_0 + d_b (1 - \sin \beta_0)}{D_0 \cos \beta_0 \arccos \left(1 - \frac{h}{\delta_1 + h} \right)}. \quad (15.89)$$

15.7.1.5. Cuplaje de siguranță cu transmiterea continuă a momentului de torsiune

Aceste cuplaje funcționează pe principiul frecării și se execută într-o multitudine de variante constructive, fiind folosite pe scară largă datorită avantajelor pe care le prezintă: durabilitate ridicată; transmiterea unor momente de torsiune mari; gabarite reduse; posibilitatea funcționării uscate sau cu ungeri; posibilitatea schimbării garniturilor de fricțiune în cazul uzării acestora.

Folosirea acestui tip de cuplaj se recomandă în cazul unor suprasarcini repetate, de scurtă durată, și în cazul unor suprasarcini cu caracter de șoc, la viteze unghiulare însemnate. La intrarea în funcțiune a cuplajului, acesta absoarbe prin frecare energia mecanică suplimentară, transformând-o în energie calorică, care încălzește cuplajul. Intrarea în funcțiune are loc la depășirea valorii momentului de torsiune limită $M_{i, \lim}$, când cuplajul patinează, evitându-se astfel deteriorarea unor elemente importante ale sistemului mecanic în care este încorporat cuplajul.

Cuplajele de siguranță cu funcționare uscată au o stabilitate mai mare la intrarea în funcțiune, comparativ cu cele care funcționează cu ungere, deoarece domeniul de valori ale momentelor de torsiune la care începe patinarea este mult mai mic. Se recomandă a fi utilizate doar în locurile în care este exclusă pătrunderea lubrifiantului în zona suprafețelor de frecare.

Materialele folosite pentru garniturile de fricțiune, prin calitățile pe care le posedă, determină dimensiunile de gabarit ale cuplajelor. Dintre aceste calități, deosebit de importante sunt: valorile mari ale coeficientului de frecare static și durabilitatea ridicată. Coeficientul de frecare static trebuie să fie cât mai mare și mai stabil, în domenii largi de variație a condițiilor de funcționare, pentru mărirea preciziei și sensibilității la decuplare. Rezistența la uzare a elementelor de fricțiune trebuie să fie cât mai mare, pentru a asigura o durabilitate ridicată a cuplajului.

Unul dintre elementele de fricțiune se execută din oțel călit sau fontă, iar celălalt poate fi din același material sau poate avea aplicat, pe suprafețele de frecare, bronz sinterizat, ferodou, materiale metalo-ceramice etc.

Valorile coeficienților de frecare statici și ale presiunilor admisibile pentru principalele cupluri de materiale de fricțiune utilizate la cuplajele de siguranță cu fricțiune, la funcționarea uscată sau cu ungere, sunt prezentate în tabelul 15.7 [4, 5, 13].

Constructiv, cuplajele de siguranță cu fricțiune se deosebesc prin forma suprafețelor de frecare, care pot fi: plane (discuri de fricțiune), conice, cilindrice sau combinate (conice și cilindrice) și prin tipul, modul de dispunere și numărul arcurilor, care reprezintă sistemul de apăsare.

Cuplaje de siguranță cu suprafețe de frecare plane (discuri). Sunt cel mai frecvent folosite, fiind executate într-o gamă largă de variante constructive. Se recomandă la turații și momente de torsiune mari, în cazul acționării unor suprasarcini de scurtă durată și frecvență ridicată sau în cazul suprasarcinilor dinamice.

În fig. 15.71 se prezintă cuplajul de siguranță cu discuri de fricțiune și arc central de tip *Stromag* [4, 5, 6, 8, 9, 10], compus din semicuplajul 1, canelat la interior și prezentat în două forme constructive (v. fig. 15.71, *a* și *b*), semicuplajul 2, canelat la exterior, și din discurile de fricțiune canelate la exterior 3 și solidarizate de semicuplajul 1, respectiv discurile de fricțiune canelate la interior 4 și solidarizate de semicuplajul 2. Apăsarea discurilor se realizează cu ajutorul arcului 5, sprijinit pe piulița secționată 6, asigurată împotriva autodesfacerii prin șurubul 7, piulița servind și la reglarea săgeții arcului, respectiv a forței de apăsare. Dimensiunile acestor cuplaje sunt date în [4, 5, 6].

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune și arcuri periferice, prezentat în fig.

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune și arcuri periferice, prezentat în fig. 15.72 în două variante, se folosesc la transmiterea de momente de torsiune mai mari decât cuplajele prezentate anterior, forța de apăsare realizându-se prin mai multe arcuri dispuse periferic. Reglarea săgeții arcurilor, respectiv a forței dezvoltate de acestea, se realizează pentru fiecare arc în parte, cu ajutorul șuruburilor 6. Varianta *a* prezintă un număr mare de suprafețe de frecare și funcționează cu ungere, iar varianta *b*, cu discurile 4 placate cu material de fricțiune, funcționează uscat. Notațiile au aceleași semnificații ca în cazul cuplajelor prezentate în fig. 15.71. Dimensiunile acestor cuplaje sunt date în [4, 5, 6].

Cuplajele de siguranță de tip *Orlinghaus* [6, 10] sunt foarte compacte din punct de vedere constructiv și se execută în variantele cu arc central, respectiv cu arcuri dispuse periferic, și realizează legătura între capetele a doi arbori sau între o roată și arborele pe care aceasta este montată. Cuplajul prezentat în fig. 15.73 este de tip multidiscur cu arc central, la care reglarea forței de apăsare a arcului 5 se realizează cu ajutorul șabei filetate la exterior 6, care acționează direct asupra discurilor. Asigurarea șabei împotriva autodesfacerii se realizează prin intermediul șuruburilor 9 și a capacelor 8, jocul *J* dintre șabă și capac dând

posibilitatea reglării forței de apăsare, prin reglarea săgeții arcului; celelalte notații din figură au aceleași semnificații ca la cuplajele prezentate anterior.

Tabloul 15.7. Valorile coeficienților de frecare statici și ale presiunilor admisibile pentru cuplajele de siguranță cu fricțiune

Cuplul de materiale de fricțiune	Cuplaje cu discuri		Cuplaje conice	
	μ	p_a [MPa]	μ	p_a [MPa]
Funcționare uscată				
Fontă pe oțel călit	–	–	0,2	0,3...0,4
Țesătură de azbest presată (ferodou) pe oțel călit sau fontă	0,3	0,1...0,2	0,3	0,1...0,2
Textolit pe oțel sau fontă	–	–	0,2	0,2...0,4
Aliaje sinterizate pe oțel călit	0,1...0,3	0,5...1	–	–
Materiale metalo-ceramice pe oțel călit	0,4	0,3	–	–
Funcționare cu ungere				
Oțel călit pe oțel călit	0,1	0,2...0,4	–	–
Fontă pe fontă sau pe oțel călit	0,15	0,2...0,4	0,15	1...1,2
Bronz pe fontă sau pe oțel călit	–	–	0,05	0,2...0,4
Aliaje sinterizate pe oțel călit	0,05...0,1	0,5	–	–
Materiale metalo-ceramice pe oțel călit	0,1	0,8	–	–

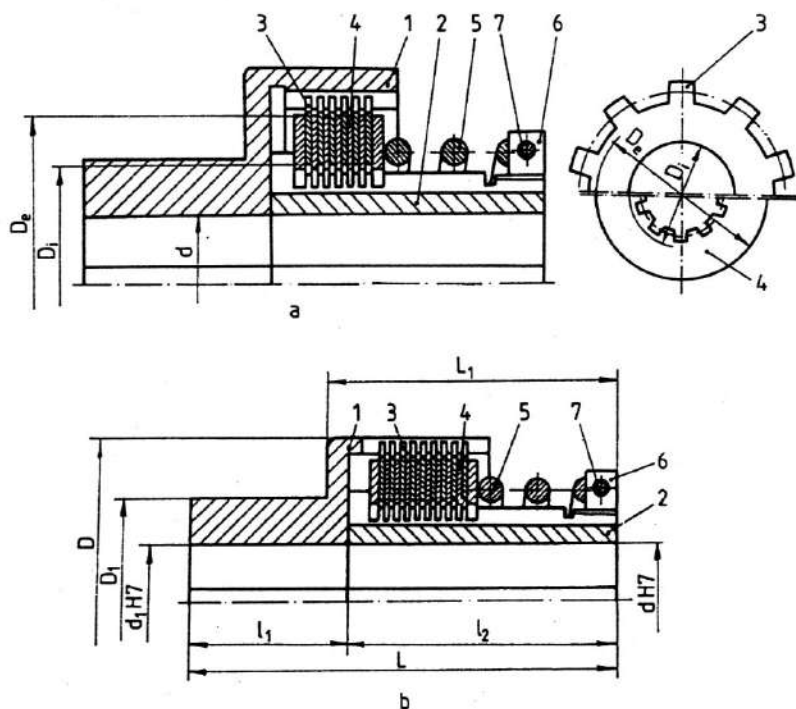


Fig. 15.71

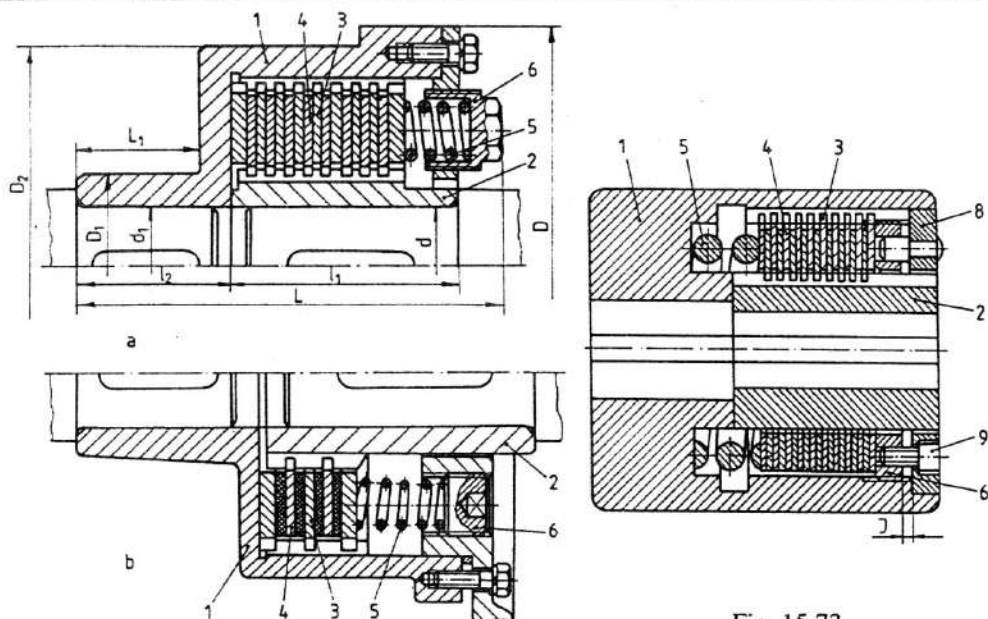


Fig. 15.72

Fig. 15.73

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune produse de firma Bolenz & Schäfer [4, 6, 8, 10] folosesc, pentru realizarea forței de apăsare, arcuri disc montate central sau periferic și se execută într-o gamă largă de soluții constructive. Varianta prezentată în fig. 15.74 face legătura între capetele a doi arbori. Mărimea forței de apăsare a arcurilor centrale disc, necesară transmiterii momentului de torsiune, depinde de modul de montare a arcurilor disc și de reglarea săgeții acestora, cu ajutorul unor piulițe asigurate împotriva autodesfacerii cu dopuri din material plastic.

Calculul cuplajelor de siguranță prin fricțiune urmărește dimensionarea unei construcții noi sau verificarea unei variante alese din catalogul de firmă.

La proiectarea unei construcții noi se urmărește stabilirea principalelor dimensiuni ale cuplajului, numărului perechilor de suprafețe de frecare, numărului discurilor conducătoare și conduse și a forței de apăsare, cu care se dimensionează sistemul de apăsare.

Pentru un cuplaj adoptat după catalogul de firmă se determină momentul de torsiune capabil, care trebuie să fie cel puțin egal cu momentul de torsiune limită $M_{t,lim}$.

Calculul cuplajelor de siguranță prin fricțiune se poate efectua pe baza a două ipoteze: ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafețele de frecare și ipoteza uzării uniforme a acestora [3, 6, 10]. Ipoteza distribuției uniforme a presiunii se pretează la suprafețe de frecare în stare nouă, în timp această distribuție modificându-se de la cea uniformă spre cea corespunzătoare uzării uniforme [4, 6]. Ipoteza uzării uniforme a suprafețelor în contact este mai apropiată de fenomenele reale, fiind acoperitoare din punctul de vedere al satisfacerii condiției de limitare a presiunii pe suprafețele de frecare și ca atare se recomandă a fi aleasă.

Pentru stabilirea relațiilor necesare proiectării acestor cuplaje, se utilizează schema de calcul din fig. 15.75

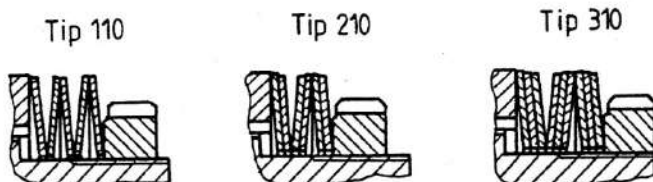
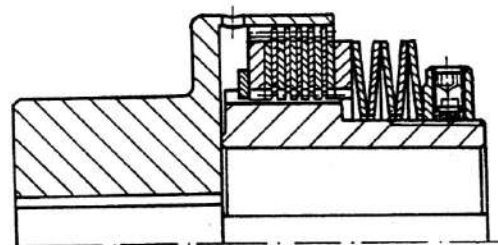


Fig. 15.74

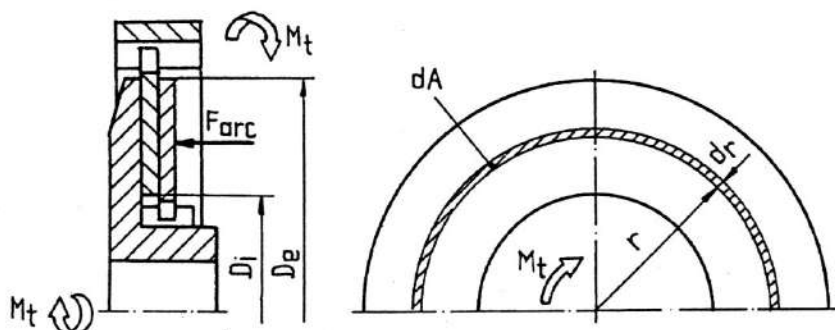


Fig. 15.75

În ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafețele de frecare, $p = \text{const}$, momentul de torsiune capabil a fi transmis de cuplaj este

$$M_{i, \text{cap}} = \int_A \mu p dA i r = 2\pi\mu p_a i \int_{D_i/2}^{D_e/2} r^2 dr = \frac{\pi\mu p_a i}{12} (D_e^3 - D_i^3), \quad (15.90)$$

unde

$$dA = 2\pi r dr, \quad (15.91)$$

i reprezentând numărul de perechi de suprafețe de frecare, μ coeficientul de frecare dintre suprafețe și p_a presiunea admisibilă pentru cuplul de materiale ales.

Forța de apăsare a discurilor, determinată din condiția limitării presiunii, în scopul micșorării încălzirii acestora, este

$$F_{\text{arc}} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) p_a. \quad (15.92)$$

În ipoteza uzării uniforme, se ține seama de relația de calcul a uzurii

$$U = Kp v = K p \omega r = \text{const}, \quad (15.93)$$

în care: K este un coeficient de proporționalitate; v – viteza relativă dintre suprafețe, la raza r ; ω – viteza unghiulară relativă.

Din relația precedentă, pentru K și ω constante, rezultă $pr = \text{const}$, și deci

$$pr = p_{\max} r_{\min} = p_{\max} D_i / 2. \quad (15.94)$$

Momentul de torsiune capabil și forța de apăsare, în ipoteza uzării uniforme, sunt date (v. fig. 15.75) de relațiile (15.91) și (15.94):

$$M_{i, \text{cap}} = \int_A \mu p dA r = \pi \mu p_{\max} D_i \int_{D_i/2}^{D_e/2} r dr = \frac{\pi \mu p_{\max} D_i}{8} (D_e^2 - D_i^2); \quad (15.95)$$

$$F_{\text{arc}} = \int_A p dA = \pi p_{\max} D_i \int_{D_i/2}^{D_e/2} dr = \frac{\pi p_{\max} D_i}{2} (D_e - D_i). \quad (15.96)$$

La dimensionarea acestor cuplaje se cunosc: momentul de torsiune limită $M_{i, \text{lim}}$; coeficientul de frecare static μ și presiunea admisibilă pe suprafețele de frecare p_a , alese în funcție de cuplul de materiale de fricțiune; diametrul interior al suprafeței de frecare D_i , stabilit în funcție de diametrele capetelor de arbori pe care se montează cuplajul. Relațiile necesare calculului acestor cuplaje se stabilesc considerând $M_{i, \text{cap}} = M_{i, \text{lim}}$; în cazul cuplajelor cu arcuri dispuse periferic, forța ce revine unui arc rezultă prin împărțirea forței F_{arc} la numărul de arcuri.

În cazul unui cuplaj ales din catalogul de firmă, se verifică dacă cuplajul poate transmite momentul de torsiune limită ($M_{i, \text{lim}} \leq M_{i, \text{cap}}$) și presiunea maximă pe discuri ($p_{\max} \leq p_a$).

Relațiile și recomandările pentru proiectarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare plane sunt prezentate în tabelul 15.8 [3, 4, 6, 10].

Cuplajele de siguranță cu suprafețe de frecare conice. Sunt simple din punct de vedere constructiv, dar prezintă o sensibilitate la decuplare mai redusă, mai ales dacă funcționează un timp îndelungat numai în stare cuplată.

Cuplajul prezentat în fig. 15.76 realizează legătura între o roată melcată 1 și arborele pe care aceasta este montată 2, suprafețele de frecare conice aparținând butucului roții melcate 3 și elementului 4, solidarizat de arborele 2 printr-o pană paralelă. Forța necesară de apăsare este realizată de arcul elicoidal de compresiune conic, cu secțiunea spirei dreptunghiulară [6, 9, 10].

Calculul cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare conice se face pe aceleași baze ca în cazul cuplajelor de siguranță cu discuri de fricțiune, schema de calcul pentru aceste cuplaje fiind prezentată în fig. 15.77.

Forța normală elementară dF_n , corespunzătoare elementului de arie dA al suprafeței de frecare, este dată de relația

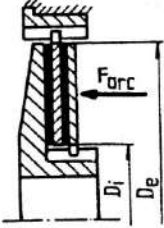
$$dF_n = p dA, \quad (15.97)$$

în care

$$dA = 2\pi r db = \frac{2\pi r dr}{\sin \alpha}, \quad (15.98)$$

iar forța normală totală este $F_n = \int dF_n = \frac{2\pi}{\sin \alpha} \int_{D_i/2}^{D_e/2} p r dr. \quad (15.99)$

Tabelul 15.8. Relații și recomandări pentru proiectarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare plane (discuri)

Denumirea parametrului	Relații de calcul		Recomandări
	Ipooteza uzării uniforme	Ipooteza distribuției uniforme a presiunii	
			
Proiectarea unui cuplaj nou			
Numărul de perechi de suprafețe de frecare i	$i \geq \frac{8M_{tlim}}{\pi\mu p_a D_i (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{8M_{tlim} (D_i/D_e)^2}{\pi\mu p_a D_i^3 [1 - (D_i/D_e)^2]}$	$i \geq \frac{12M_{tlim}}{\pi\mu p_a (D_e^3 - D_i^3)} = \frac{12M_{tlim} (D_i/D_e)^3}{\pi\mu p_a D_i^3 [1 - (D_i/D_e)^3]}$	$D_i/D_e = 0,5 \dots 0,6$ $(D_i/D_e)_{opt} = 0,57$ i – se alege număr par $i_{max} \leq 6$ – pentru funcționare uscată $i_{max} \leq 16$ – pentru funcționare cu ungere μ și p_a – v. tabelul 15.7
Numărul de discuri pe cele două semicuplaje z_1 și z_2	$z_1 = \frac{i}{2}$ $z_2 = \frac{i}{2} + 1 \text{ (pentru semicuplajul pe care este montat sistemul de apăsare)}$		
Forța de precomprimare a arcului (arcurilor) F_{arc} , N	$F_{arc} = \frac{4M_{tlim}}{\mu i (D_e + D_i)}$	$F_{arc} = \frac{3M_{tlim} (D_e^2 - D_i^2)}{\mu i (D_e^3 - D_i^3)}$	
Verificarea unui cuplaj existent			
Momentul de torsiune capabil M_{tcap} , Nmm	$M_{tcap} = \frac{\pi\mu p_a D_i (D_e^2 - D_i^2) i}{8} \geq M_{tlim}$	$M_{tcap} = \frac{\pi\mu p_a D_i (D_e^3 - D_i^3) i}{12} \geq M_{tlim}$	
Presiunea maximă pe discuri p_{max} , N/mm ²	$p_{max} = \frac{2F_{arc}}{\pi D_i (D_e - D_i)} \leq p_a$	$p_{max} = \frac{4F_{arc}}{\pi (D_e^2 - D_i^2)} \leq p_a$	

În ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafețele de frecare, $p = \text{const}$, forța normală totală F_n și momentul de torsiune capabil M_{tcap} determinându-se cu relațiile :

$$F_n = \frac{2\pi p}{\sin \alpha} \int_{D_i/2}^{D_e/2} r dr = \frac{\pi p}{4 \sin \alpha} (D_e^2 - D_i^2); \quad (15.100)$$

$$M_{tcap} = \int \mu r d F_n = \frac{2\pi\mu p}{\sin \alpha} \int_{D_i/2}^{D_e/2} r^2 dr = \frac{\pi\mu p}{12 \sin \alpha} (D_e^3 - D_i^3). \quad (15.101)$$

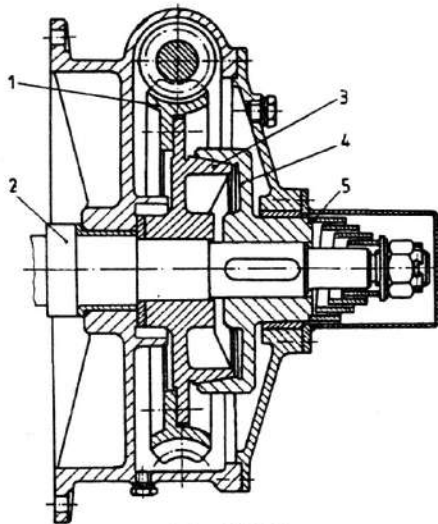


Fig. 15.76

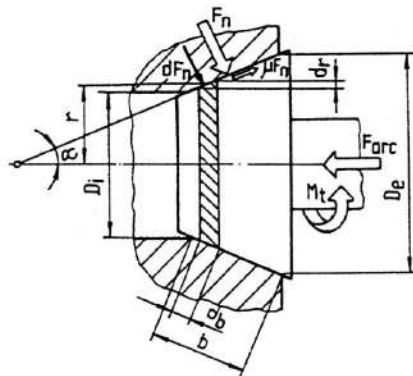


Fig. 15.77

În ipoteza uzării uniforme, se consideră $pr = p_{\max} D_i/2 = \text{const}$, rezultând pentru F_n și $M_{i, \text{cap}}$ următoarele relații de calcul :

$$F_n = \frac{2\pi}{\sin \alpha} p_{\max} \frac{D_i}{2} \int_{D_i/2}^{D_e/2} dr = \frac{\pi}{2 \sin \alpha} p_{\max} D_i (D_e - D_i); \quad (15.102)$$

$$M_{i, \text{cap}} = \int \mu r dF_n = \frac{\pi \mu p_{\max} D_i}{\sin \alpha} \int_{D_i/2}^{D_e/2} r dr = \frac{\pi \mu p_{\max} D_i (D_e^2 - D_i^2)}{8 \sin \alpha}. \quad (15.103)$$

Forța de precompresie a arcului F_{arc} , necesară dimensionării acestuia, se determină din echilibrul forțelor (v. fig. 15.77)

$$F_{\text{arc}} = F_n \sin \alpha + \mu F_n \cos \alpha = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha). \quad (15.104)$$

În tabelul 15.9 sunt prezentate relațiile de calcul și recomandările necesare pentru proiectarea acestor cuplaje [4, 5, 6, 10].

Cuplaje de siguranță cu suprafețe de frecare cilindrice. Se execută într-o gamă largă de soluții constructive și se caracterizează printr-o fiabilitate ridicată.

În fig. 15.78 se prezintă un cuplaj de siguranță cu suprafață de frecare cilindrică, executat de firma PIV [3, 6, 9, 10]. Semicuplajul 1, având suprafața de frecare la interior, este în contact cu garniturile elastice de fricțiune 3 și 4, asamblate pe segmentii 5 și 6, de construcție rigidă. Segmentii transmit momentul de torsiune semicuplajului 2 prin intermediul unor gheare. Apăsarea se realizează cu ajutorul arcurilor cilindrice de compresie 7, modificarea momentului de torsiune transmis realizându-se numai prin schimbarea arcurilor. Dimensiunile acestui cuplaj sunt date în [4, 5, 6, 9].

Calculul acestor cuplaje se face în ipoteza presiunii uniforme, $p = \text{const}$, aceasta implicând însă și considerarea uzurii uniforme, deoarece raza perechii de suprafețe de frecare este constantă. Schema de calcul pentru aceste cuplaje este prezentată în fig. 15.79.

Tabelul 15.9. Relații și recomandări pentru proiectarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare conice

Denumirea parametrului	Relații de calcul		Recomandări
	Ipooteza uzării uniforme	Ipooteza distribuției uniforme a presiunii	
Diametrul mediu D_m , lățimea b , diametrul exterior D_e și interior D_i , mm	$D_m \geq \sqrt[3]{\frac{2 M_{rlim}}{\pi \mu p_a \psi (1 - \psi \sin \alpha)}}$ $b = \psi D_m; D_e = D_m + b \sin \alpha;$	$D_m \geq \sqrt[3]{\frac{6 M_{rlim}}{\pi \mu p_a \psi (3 + \psi^2 \sin^2 \alpha)}}$	$\psi = \frac{b}{D_m} = 0,15 \dots 0,25$ $\alpha > \varphi$ $\varphi = 8^\circ \dots 10^\circ$ – pentru suprafețe metalice $\varphi = 12^\circ \dots 15^\circ$ – pentru suprafețe placate cu materiale pe bază de azbest μ și p_a – v. tabelul 15.7
Forța de precompresie a arcului (arcurilor) F_{arc} , N	$F_{arc} = \frac{4 M_{rlim}}{\mu (D_e + D_i)} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$	$F_{arc} = \frac{3 M_{rlim}}{\mu} \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_e^3 - D_i^3} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$	
Momentul de torsiune capabil $M_{l, cap}$, Nmm	$M_{l, cap} = \frac{\pi \mu p_a D_i}{8 \sin \alpha} (D_e^2 - D_i^2) \geq M_{rlim}$	$M_{l, cap} = \frac{\pi \mu p_a}{12 \sin \alpha} (D_e^3 - D_i^3) \geq M_{rlim}$	
Presiunea pe suprafețele de frecare p , N/mm ²	$p = \frac{2 F_{arc}}{\pi D_i (D_e - D_i)} \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$	$p = \frac{4 F_{arc}}{\pi (D_e^2 - D_i^2)} \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$	

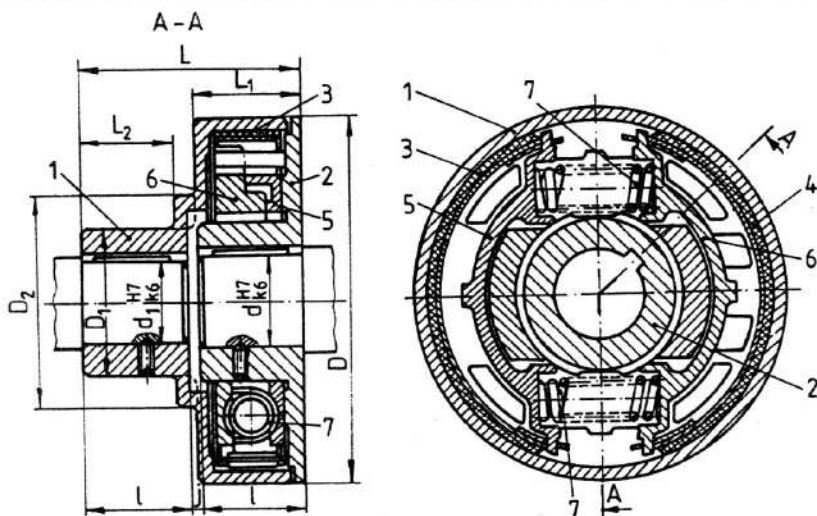


Fig. 15.78

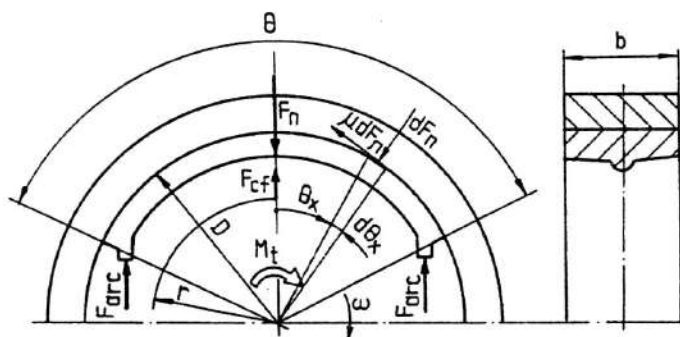


Fig. 15.79

Forța normală F_n și momentul de torsiune capabil $M_{t, cap}$ se determină cu relațiile:

$$F_n = \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} p dA (\cos \theta_x - \mu \sin \theta_x) = \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} p b \frac{D}{2} (\cos \theta_x - \mu \sin \theta_x) d\theta_x = p b D \sin \frac{\theta}{2}; \quad (15.105)$$

$$M_{t, cap} = 2 \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} \frac{D}{2} \mu p dA = 2 \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} \mu p \frac{D^2}{4} b d\theta_x = \frac{\mu p D^2 b \theta}{2}. \quad (15.106)$$

Forța de precomprimare a unui arc se determină din echilibrul forțelor, în care intră și forța centrifugă care acționează asupra fiecărui sabot F_{cf} ,

$$F_{arc} = \frac{F_n}{2} - \frac{F_{cf}}{2} = \frac{F_n}{2} - \frac{m \omega^2 r}{2}, \quad (15.107)$$

unde: m este masa unui sabot; ω - viteza unghiulară a semicuplajului din care fac parte saboții; r - raza centrului de greutate al sabotului.

Relațiile de calcul și recomandările necesare proiectării acestor cuplaje sunt prezentate în tabelul 15.10 [4, 5, 6, 10].

Tabelul 15.10. Relații și recomandări pentru proiectarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare cilindrice

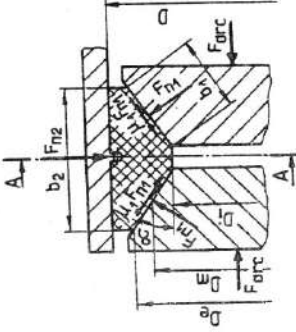
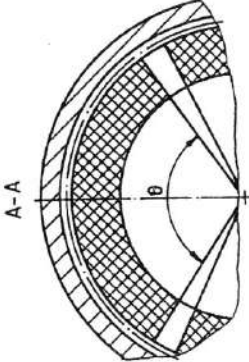
Denumirea parametrului	Relații de calcul	Recomandări
Diametrul D și lățimea b a suprafeței de frecare, mm	$D \geq \sqrt{\frac{2M_{lim}}{\mu p_a b \theta}}$ - dacă se cunoaște b $b \geq \frac{2M_{lim}}{\mu p_a D^2 \theta}$ - dacă se cunoaște D	$\theta \leq 0,85\pi$ θ se introduce în radiani μ și p_a - v. tabelul 15.7 $\omega = \frac{\pi n}{30}$ - viteza unghiulară a
Forța de precomprimare a unui arc F_{arc} , N	$F_{arc} = \frac{M_{lim}}{\mu D \theta} \sin \frac{\theta}{2} - \frac{m \omega^2 r}{4}$	cuplajului n - turația nominală a cuplajului r - raza centrului de greutate al sabotului
Momentul de torsiune capabil M_{icap} , Nmm	$M_{icap} = \frac{1}{2} \mu p_a D^2 b \theta \geq M_{lim}$	
Presiunea pe suprafețele de frecare p , N/mm ²	$p = \frac{2F_{arc} + m \omega^2 r}{b D \sin \frac{\theta}{2}} \leq p_a$	

Cuplaje de siguranță cu suprafețe de frecare combinate. Cuplajul prezentat în fig. 15.80, în două variante constructive, este de tip *Conax* [3, 6] și se compune din sabotul 3, executat integral din material de fricțiune, sub forma unui inel segmentat, care este în contact permanent cu suprafețele dublu conice ale semicuplajului 2, datorită arcului elicoidal de tracțiune 4, montat tensionat într-un canal executat la exteriorul sabotului. Partea cilindrică a sabotului vine în contact cu suprafața cilindrică interioră a semicuplajului 1. Forța de apăsare este realizată de arc central disc 5, pentru cuplajul de tip RT și de arcurile disc montate periferic, pentru cuplajul de tip RTB. Reglarea săgeții arcurilor, pentru cele două variante, se realizează cu ajutorul piuliței, respectiv a piulițelor, notate cu 6. Dimensiunile acestui cuplaj sunt date în [4, 5, 10].

Utilizarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare combinate urmărește creșterea suprafeței efective de frecare, cu scopul reducerii încălzirii termice.

Funcționarea corectă a cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare combinate (conice și cilindrice) are loc atunci când la apariția unei suprasarcini se produce patinarea simultană pe toate suprafețele de frecare. Aceasta se întâmplă dacă momentul de torsiune

Tabela 15.11. Relații și recomandări pentru proiectarea cuplajelor de siguranță cu suprafețe de frecare combinate

Denumirea parametrului	Relații de calcul		Recomandări
	1	2	
0	<p>Ipoteza uzării uniforme</p> 	<p>Ipoteza distribuției uniforme a presiunii</p> 	3
	<p>Diametrele caracteristice D_m, D_e, D și lățimile caracteristice b_1 și b_2 ale suprafețelor de frecare, mm</p>	$D_m \geq \sqrt[3]{\frac{8 M_{lim}}{z \theta \mu_1 p_{o1} \psi (1 - \psi \sin \alpha)}}$ $D_e = D_m + b_1 \sin \alpha; \quad D_1 = D_m - b_1 \sin \alpha; \quad b_1 = \psi D_m; \quad b_2 > b_1 \cos \alpha$ $D \geq \sqrt{\frac{4 M_{lim}}{z \theta \mu_2 p_{o2} b_2}}$	$\psi = \frac{b_1}{D_m} = 0,15 \dots 0,25$ $\left(\frac{D_1}{D_e} \right)_{opt} = 0,577$ <p>$D > D_2 \quad z \theta < 2\pi$ z – numărul de saboți $D_m = (6 \dots 10)d$ d – diametrul arborelui $\alpha = 10^\circ \dots 20^\circ$</p>

Tabelul 15.11 (continuare)

0	1	2	3
<p>Forța de precompresie a arcului (arcurilor) F_{arc1}, F_{arc2}, F_{arc}, N</p>	$F_{arc1} = \frac{2M_{rlim}}{\mu_1(D_e + D_i)} (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)$ $F_{arc2} = \frac{M_{rlim}}{\mu_2 D} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)$ $F_{arc} = \max(F_{arc1}, F_{arc2})$	$F_{arc1} = \frac{3M_{rlim}(D_e^2 - D_i^2)}{2\mu_1(D_e^3 - D_i^3)} (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha)$	$\psi = \frac{b_1}{D_m} = 0,15 \dots 0,25$ $\left(\frac{D_i}{D_e}\right)_{opt} = 0,577$ <p>$D > D_2$ $z\theta < 2\pi$ z - numărul de saboți $D_m = (6 \dots 10)d$ d - diametrul arborelui $\alpha = 10^\circ \dots 20^\circ$</p>
<p>Momentul de torsiune capabil M_{rcap}, Nm</p>	$M_{rcap1} = \frac{z\theta \mu_1 P_{a1} D_i}{8 \sin \alpha} (D_e^2 - D_i^2) \geq M_{rlim}$ $M_{rcap2} = \frac{z\theta \mu_2 P_{a2} D^2 b_2}{4} \geq M_{rlim}$	$M_{rcap1} = \frac{z\theta \mu_1 P_{a1} (D_e^3 - D_i^3)}{12 \sin \alpha} \geq M_{rlim}$	$\alpha > \varphi$ $\varphi = \arctan \mu_1$ $\mu_1, P_{a1}, \mu_2, P_{a2}$ - v. tabelul 15.7
<p>Presiunea pe suprafețele de frecare p_1 și p_2, N/mm²</p>	$p_1 = \frac{4F_{arc}}{z\theta D_i (D_e - D_i) \sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha} \leq P_{a1}$ $p_2 = \frac{4F_{arc}}{z\theta D b_2} \leq P_{a2}$	$p_1 = \frac{8F_{arc}}{z\theta (D_e^2 - D_i^2)} \leq P_{a1}$	

capabil al suprafeței cilindrice este egal cu cel al suprafețelor conice. În caz contrar, patinarea are loc doar pe suprafețele a căror capacitate de transmitere a momentului este mai redusă.

În tabelul 15.11 sunt prezentate relațiile și recomandările necesare proiectării acestui tip de cuplaj [4, 5, 6, 10].

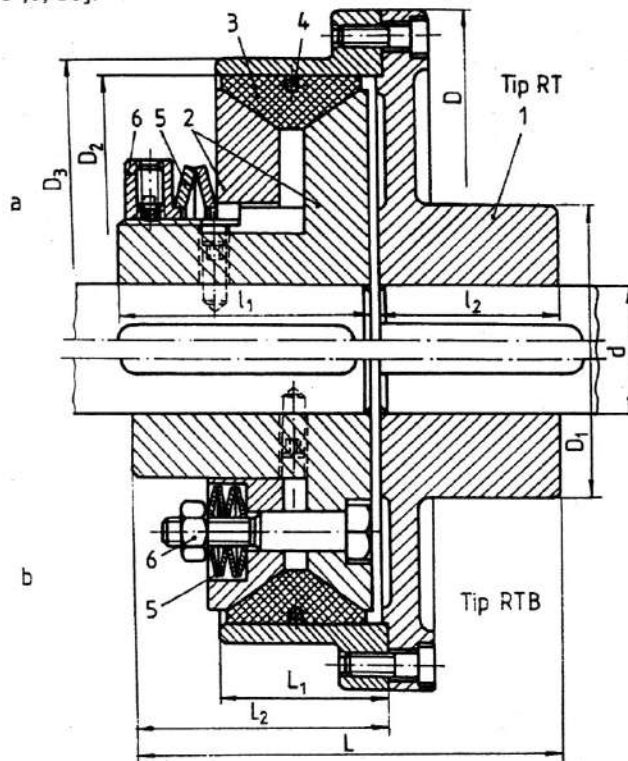


Fig. 15.80

15.7.2. Cuplaje limitatoare de sens (unisens)

Cuplele unisens sunt cuplaje mecanice intermitente care realizează o legătură condiționată de sensul mișcării de rotație a două elemente coaxiale între care sunt plasate corpuri de blocare. Aceste cuplaje intră în funcțiune automat, transmitând mișcarea doar când partea conducătoare și cea condusă se rotesc sincron, prin intermediul corpurilor de blocare. Acest fenomen are loc doar pentru un sens de rotație, fiind foarte important și raportul care există între turațiile celor două semicuple.

Forma corpurilor de blocare, role cilindrice sau piese profilate, impune forma semicuplelor în zonele de transmitere a mișcării. Astfel, dacă corpurile de blocare sunt role cilindrice, unul dintre semicuple are zona de contact cilindrică, iar celălalt profilată, iar dacă corpurile de blocare sunt piese profilate, zonele de contact ale celor două semicuple sunt cilindrice, împănarea realizându-se datorită formei acestora.

Rolele cilindrice pot fi montate fără sau în colivii speciale, în timp ce piesele profilate sunt montate doar în colivii, pentru a fi posibilă repartiția echidistantă a acestora și realizarea mișcărilor necesare blocării lor.

Constructiv, cuplajele unisens se pot executa fără sau cu lagăre (cu rulmenți) proprii. În prima variantă, cele două semicuplaje trebuie centrate, la montare, pentru a se asigura o rotire centrată a semicuplajelor, forțele radiale și axiale trebuind să fie preluate de lagărele mașinii motoare și ale celei antrenate. În varianta cu lagăre proprii, acestea au rolul de a prelua integral forțele radiale și axiale ce apar în timpul funcționării, probleme punându-se doar la modul de legare a celor două semicuplaje cu elemente învecinate din transmisia pe care cuplajul o echipează.

La majoritatea cuplajelor unisens, datorită presării – la funcționarea în gol (fără sarcină) – a corpurilor de blocare pe căile de rulare, apare o forță de frecare care determină uzura tuturor elementelor în contact, ceea ce limitează durata de funcționare a acestor cuplaje. Pentru micșorarea uzurii la funcționarea în gol se folosesc diverse soluții constructive, des utilizată fiind deplasarea centrifugală a corpurilor de blocare [3, 4, 5, 6].

Pentru micșorarea uzurii – în special la construcțiile la care la funcționarea în gol nu este posibilă deplasarea din zona de contact a corpurilor de blocare – și limitarea coroziunii, cuplajele unisens trebuie unse, tipul lubrifiantului – ulei sau unsoare consistentă – alegându-se ținând seama de condițiile de funcționare ale cuplajului. În cazul ungerii cu unsoare consistentă, este necesar să se evite o cantitate excesivă de lubrifiant, pentru a nu reducă acțiunea arcurilor de împingere a corpurilor de blocare, în caz contrar fiind necesară mărirea precomprimării arcurilor.

Aceste cuplaje – transmițând mișcarea într-un singur sens – au un domeniu de folosire strict delimitat: transmisiile laminoarelor de tablă subțire; transportoare cu role; transmisiile meselor rotitoare și instalațiilor de ridicat; sisteme de avans pentru presele de debitat; cutii de viteze pentru autovehicule, când este necesară cuplarea automată a unei trepte de viteză sau la decuplarea alteia, într-o situație cinematică în care este satisfăcută condiția intrării în funcționare a cuplajului; transmisiile față ale autovehiculelor cu două punți motoare, în scopul evitării circulației de putere etc.

Din multitudinea de soluții constructive de cuplaje unisens se vor prezenta, în continuare, sub formă de scheme funcționale și constructive, cuplaje unisens cu role fără și cu colivie, cuplaje unisens cu corpuri de blocare, în două forme constructive, respectiv un cuplaj unisens cu decuplare centrifugală a elementelor de blocare [3, 4, 5, 9, 10, 12].

Cel mai frecvent se folosesc cuplajele unisens cu role cilindrice (fig. 15.81), care sunt de fapt role de rulmenți, spațiul în formă de pană realizându-se prin intermediul unor suprafețe profilate, executate pe unul dintre cele două semicuplaje (inele), de regulă pe inelul interior, care au forma unei steluțe.

În fig. 15.81, *a* este prezentată soluția constructivă a unui asemenea cuplaj: 1 – inel interior, cu suprafețe profilate în zonele de contact; 2 – inel exterior, cu suprafața interioară cilindrică; 3 – rolele de blocare. Între inelele 1 și 2 se montează lagărele (rulmenții) 4. În fig. 15.81, *b* este prezentată schema de funcționare a unui cuplaj unisens cu role de blocare, fără colivie, iar în fig. 15.81, *c* schema de funcționarea unui cuplaj unisens cu role de blocare și colivie 5. Sensul de rotație la care cuplajul transmite momentul de torsiune este prezentat prin săgeți în fig. 15.81, *b* și *c*.

La cuplajele unisens la care corpurile de blocare au forma unor piese profilate, suprafețele de contact ale celor două inele sunt cilindrice (concentrice), împănarea realizându-se prin forma acestor piese profilate. În fig. 15.82 sunt prezentate schemele funcționale pentru două cuplaje unisens cu corpuri de blocare, care diferă prin forma acestor corpuri de blocare. Poziționarea centrelor de curbă O_1 și O_2 ale curbilor ce definesc

zonele de contact ale corpurilor de blocare, în punctele de contact ale acestora cu inelul interior, respectiv exterior, fac posibilă împănarea acestora, în urma rotirii lor doar în sens trigonometric. Fenomenul are loc datorită forțelor de frecare dintre inelul conducător și corpul de blocare.

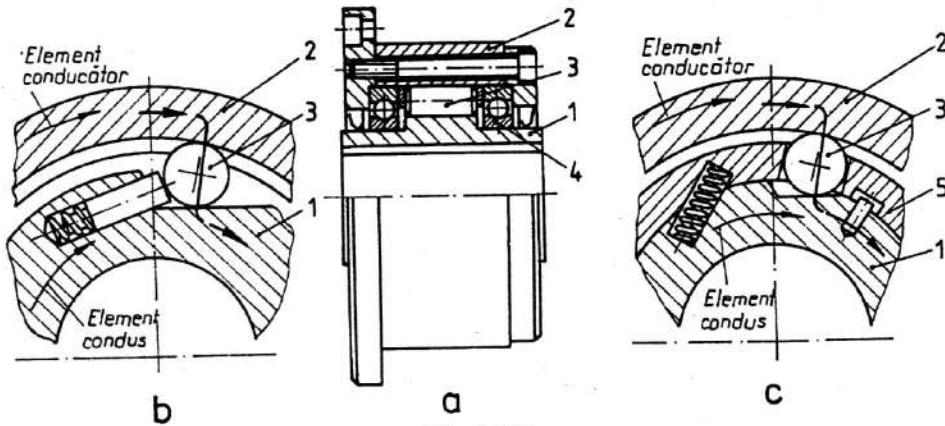


Fig. 15.81

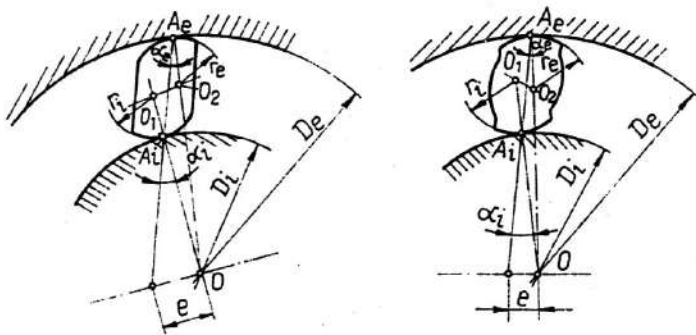


Fig. 15.82

Din fig. 15.82 rezultă faptul că la rotirea inelului exterior, ca element conducător, în sens trigonometric, sau a inelului interior, ca element condus, în sensul acelor ceasornicului, se produce blocarea, deci se transmite moment de torsiune. În sens invers, funcționarea cuplajului este în gol.

La funcționarea în gol, fără transmitere de moment, datorită împingerii roleur în interstițiul minim al zonei de contact, individual – cu ajutorul unor știfturi și arcuri elicoidale de compresiune (v. fig. 15.81, b) – respectiv prin intermediul coliviei (v. fig. 15.81, c), se produc uzări ale elementelor în contact, ceea ce micșorează durata de funcționare a cuplajului. Pentru a se evita acest lucru, una dintre soluțiile constructive utilizate este cea prezentată în fig. 15.83, în două situații funcționale. În fig. 15.83, a, cuplajul transmite moment de torsiune în sensul de mișcare reprezentat prin săgeți, iar în fig. 15.83, b, la rotirea inelului exterior în sensul indicat de săgeată, forța centrifugă F_c învinge forța de pretensionare a arcului elicoidal de compresiune F_a și ridică corpul de blocare din zona de contact cu inelul interior, evitându-se uzarea acestor două elemente.

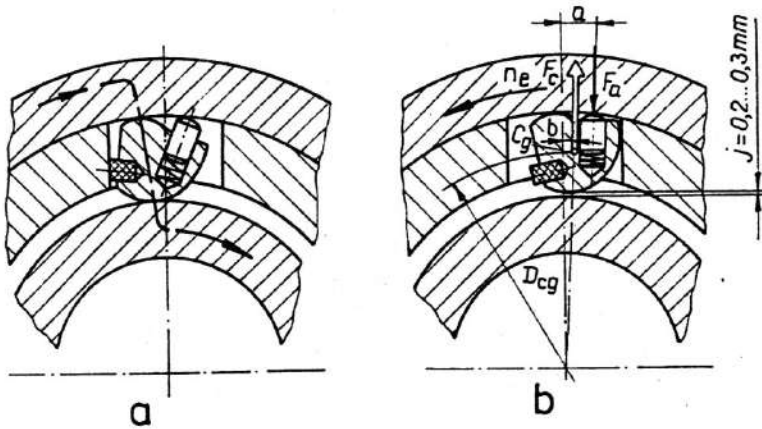


Fig. 15.83

De regulă, cuplajele unisens se aleg din cataloagele firmelor producătoare, verificându-se la contact suprafețele funcționale și la solicitări compuse inelul exterior.

Tensiunea maximă de contact apare în zona de contact a inelului interior cu elementul de blocare și se calculează cu relația lui Hertz – particularizată pentru elemente din oțel în contact – care, pentru cazul limită $\alpha = \varphi$ și pentru z corpuri de blocare, este de forma [3, 4, 5, 12]

$$\sigma_{H \max} = 60,5 \sqrt{\frac{2Mt_c}{l_R z \tan \alpha} \frac{1}{D_i} \frac{1}{\rho_{Ai}}} \leq \sigma_{HP}, \quad (15.108)$$

unde: $\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim} \sqrt{10^7 / N_c}$; $\sigma_{H \lim} = (25...37)$ HRC, în MPa; N_c – numărul de cicluri de funcționare, determinat în funcție de numărul de cuplări pe oră și numărul de ore efective de funcționare; D_i , ρ_{Ai} , l_R , α – elemente geometrice ale zonei de contact, date în tabelele 15.12 și 15.13.

Tensiunea minimă apare în zona de contact a inelului exterior cu elementul de blocare și se determină cu o relație identică cu (15.108), în care D_i trece în D_e și ρ_{Ai} în ρ_{Ae} (v. și tabelele 15.12 și 15.13); $\varphi = \arctan \mu$ - unghiul de frecare, unde $\mu = 0,06...0,1$.

Inelul exterior al cuplajelor unisens - în special la cuplajele unisens cu inel exterior liber - se calculează la o solicitare compusă, cauzată de forțele F (v. și tabelul 15.12), care - pentru o grosime S și o lățime B a acestui inel și z corpuri de blocare - este de forma

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_i + \sigma_j)^2 + (1,5\tau_f)^2} \leq \sigma_{ai}, \quad (15.109)$$

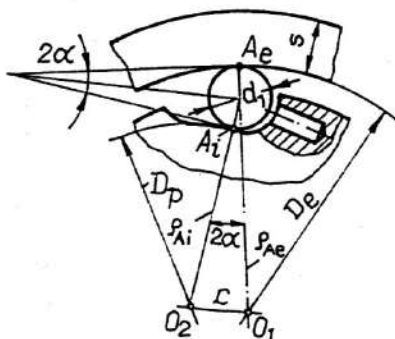
$$\text{unde: } \sigma_i = \frac{F}{2Bs} \cotan \frac{\pi}{z}, \quad \sigma_j = \frac{3FR_{med}}{Bs^2} \left(\cotan \frac{\pi}{z} - \frac{z}{\pi} \right); \quad R_{med} = R_e + \frac{s}{2};$$

$$\tau_f = \frac{F}{2Bs}; \quad \sigma_{ai} = (0,4...0,5)\sigma_{02} \quad [3, 4, 5, 6] \quad (\sigma_{ai} \leq 500 \text{ MPa} \quad [3, 4, 5, 6]).$$

Un calcul complet - cu verificarea secțiunilor dintre punctele de aplicație ale forțelor, cu verificarea deformațiilor inelului exterior, cu determinarea forțelor care încarcă arcurile și verificarea acestora - este dat în [3, 4, 6].

Tabelul 15.12. Relații și recomandări pentru calculul elementelor geometrice ale zonei de contact și a forțelor pentru cuplajele unisens

Cazul general (inelul interior cu profil oarecare)



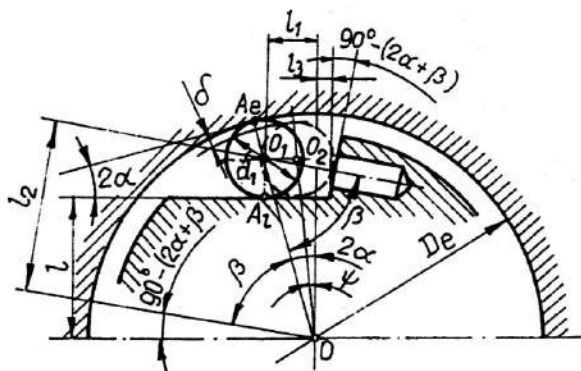
$$D_p = D_e - 2d_1; \quad c = (D_e - d_1) \sin \alpha; \quad \alpha_{\max} = 5^\circ \text{ (uzual } \alpha = 3^\circ \dots 4^\circ); \quad \alpha < \varphi = \arctan \mu; \quad \mu = 0,06 \dots 0,1$$

$$\frac{1}{q_{Ai}} = 2 \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{D_p} \right); \quad \frac{1}{q_{Ae}} = 2 \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{D_e} \right)$$

$s = (0,5 \dots 0,6)d_1$, când inelul exterior este presat într-o altă piesă

$s = (0,8 \dots 1,2)d_1$, când inelul exterior nu este montat într-o altă piesă

Cazul particular (inelul interior cu profilul rectiliniu)



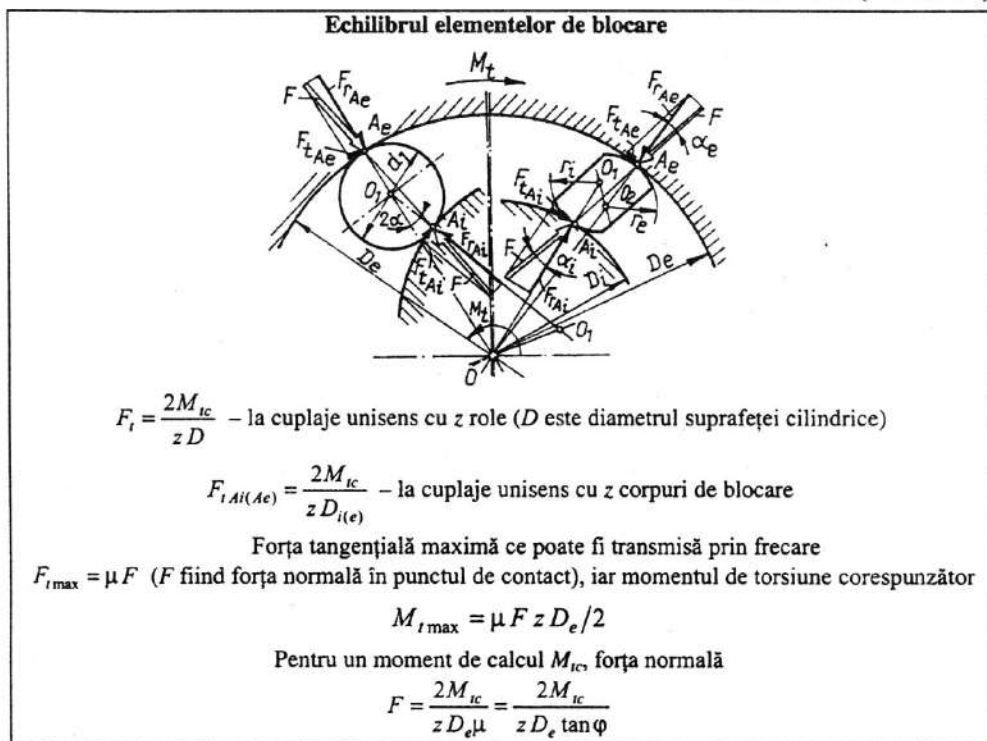
$$\frac{l}{d_1} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{D_e}{d_1} - 1 \right) \cos 2\alpha - 1 \right]; \quad 2\alpha = \arccos \frac{\frac{2l}{d_1} + 1}{\frac{D_e}{d_1} - 1};$$

$$l_1 = \frac{D_e - d_1}{2} \sin 2\alpha; \quad l_2 = \frac{D_e - d_1}{2} \sin \beta \text{ (uzual } \beta = 60^\circ \dots 70^\circ)$$

$$\psi = \arccos \left(\frac{D_e - d_1}{D_e - d_1 - 2\delta} \cos 2\alpha \right); \quad l_3 = \frac{l}{2} \left[\frac{1 - \cos(2\alpha + \beta)}{\sin(2\alpha + \beta)} d_1 - (D_e - d_1 - 2\delta) \sin \psi \right]$$

$$\frac{1}{\rho_{Ai}} = \frac{2}{d_1}; \quad \frac{1}{\rho_{Ae}} = 2 \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{D_e} \right)$$

Tabelul 15.12 (continuare)



Tabelul 15.13. Recomandări pentru alegerea unor parametri ai cuplajelor unisens

Domeniul de folosire	Numărul de role z	$\frac{D_e}{d_1}$	$\frac{l_R}{d_1}$
Strunguri automate	3...6	6...9	1,5...3
Variatoare cu impulsuri	5...8	5...6	2...4
Mașini și aparate de ridicat	4	8	1,25...1,5
Transmisia autovehiculelor	8...20	9...15	1,5...3
Biciclete	5	4,5...6	2
Demarorul autovehiculelor	4...5	4,5...6	1,25...1,5
Mandrine, pinole, bușe extensibile, dornuri portfreză	3	6...8	1,5

d_1 – diametrul rolei; D_e – diametrul inelului exterior (v. și tabelul 15.12); l_R – lungimea rolei.

15.7.3. Cuplaje limitatoare de turație (centrifugale)

Cuplajele centrifugale sunt cuplaje intermitente automate care intră în funcțiune doar la pornirea mașinii motoare, în stare de repaus neexistând legătură cinematică între elementele conducător și condus ale cuplajului. După pornirea mașinii motoare, turația elementului conducător crește de la zero la o valoare nominală. În acest domeniu de valori ale turației, pentru o valoare stabilită inițial, numită *turație de cuplare*, materialul (elementul) centrifugat realizează legătura cinematică cu elementul condus al cuplajului. Această legătură se realizează treptat și fără șocuri.

Principiul de funcționare al acestor cuplaje este asemănător cuplajelor intermitente (ambreiaje), forța de cuplare fiind dată de forța centrifugă a elementelor centrifugate, momentul transmițându-se prin fricțiune, fapt pentru care se mai numesc și *ambreiaje centrifugale*.

Cuplele centrifugale se folosesc în cadrul transmisiilor mecanice ca *ambreiaje de pornire* – situație în care motorul este accelerat, în stare neîncărcată – ca *ambreiaje de cuplare automată* – când cuplarea se realizează la o turație stabilită inițial – ca *cuple de siguranță* – deoarece momentul se transmite prin frecare, la depășirea momentului posibil a fi transmis de cuplaj apar patinări în zonele de frecare, protejându-se astfel transmisia – și ca *frâne centrifugale*.

Funcționarea ansamblului motor electric – cuplaj centrifugal – mașină antrenată este prezentată grafic în fig. 15.84. Curba M_{tm} definește momentul la arborele motorului electric asincron (cu rotor în scurt circuit), curba M_{tc} reprezintă variația momentului transmis de cuplaj și curba $M_{t\ sarc} = \text{const}$ momentul rezistent, caracteristic mașinii antrenate (există și situații în care $M_{t\ sarc} \neq \text{const}$, tipul curbei fiind definit de caracteristicile mașinii antrenate).

La pornire este antrenat și accelerat – prin intermediul arborelui motorului – semicuplele conducător, deci și materialul (elementul) centrifugat. Momentul transmis de cuplaj M_{tc} crește o dată cu creșterea turației, atingând în punctul S_1 , (fig. 15.84) valoarea momentului rezistent $M_{t\ sarc}$, moment din care începe să fie antrenat și semicuplele conduse. Datorită rezervei de sarcină a motorului (se observă diferența de valoare a momentelor definite de curba M_{tm} , respectiv $M_{t\ sarc}$), se produce, în continuare, accelerarea părții conduse și deci creșterea momentului cuplajului M_{tc} , până când acesta atinge valoarea M_{tm} (punctul S_2). Deoarece ramura stabilă a caracteristicii motorului este în dreapta punctului de maxim $M_{tm\ max}$, este necesar ca punctul S_2 să fie tot în dreapta acestui punct de maxim, pentru ca funcționarea să fie corespunzătoare. La egalizarea turațiilor celor două semicuple – conducător și condus – valoarea momentului motorului este cea nominală M_m , egală cu $M_{t\ sarc}$ (punctul S_3). La o valoare mai mare a momentului rezistent ($M'_{t\ sarc} > M_{t\ sarc}$), egalizarea $M_{tc} = M'_{t\ sarc}$ se produce în punctul S'_1 , la o turație mai mare. Punctul S'_1 va fi plasat tot sub punctul S_2 , momentul motor stabilizându-se la valoarea nominală în punctul S'_3 . La creșterea momentului rezistent peste valoarea definită de punctul S_2 , între cele două semicuple se produc alunecări, care au drept efect protecția transmisiei.

Soluțiile constructive sunt multiple, elementul centrifugat care creează legătura cinematică între cele două semicuple putând fi: material de umplere, sub formă de pulberi – cuplaje tip CENTRI – sau bile – cuplaje de tip METALLUK; saboți în diverse forme constructive – cuplaje de tip SUCO, TWIFLEX, CENTREX, DESH etc. [4, 5, 6].

Câteva cuplaje centrifugale reprezentative vor fi prezentate în continuare.

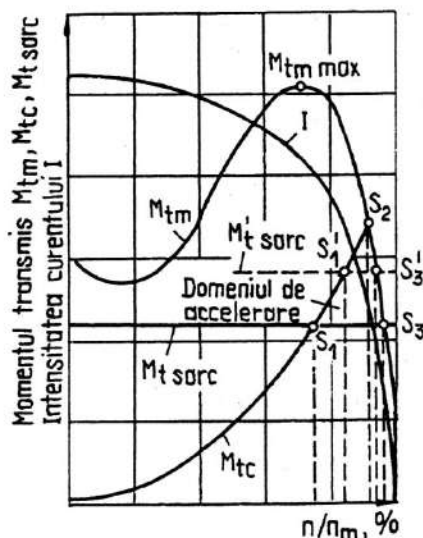


Fig. 15.84

15.7.3.1. Cuplaje centrifugale cu pulberi

Cuplajul centrifugal CENTRI [5] este un cuplaj cu material de umplere sub formă de pulberi (amestec de pulbere oțel - grafit) și este folosit la accelerarea maselor mari, în special la morile cu bile, transportoare etc., datorită capacității mari de transmitere (momente până la 3800 Nm, la o turație de 1250 rot/min [5]). Momentul transmis de cuplaj depinde atât de mărimea turației semicuplajului conducător, cât și de gradul de umplere.

Cuplajul centrifugal CENTRI din fig. 15.85 este format din semicuplajul conducător, sub forma carcasei 1 – executată din aliaje ușoare, din două bucăți, legate prin șuruburile 7, prevăzute cu aripioare de răcire – fixată pe arborele motorului prin intermediul manșonului 2, semicuplajul condus, sub forma rotorului ondulat 3, montat în interiorul carcasei, prin grupul de rulmeți 5 și legat de partea condusă 4. Bușonul 6 servește la introducerea și/sau completarea materialului de umplere.

Datorită forței centrifuge, materialul de umplere este presat pe pereții carcasei, formând un inel compact, în care este inclus și rotorul ondulat 3, care – datorită contactului cu frecare – se antrenează lin, fără șocuri, în mișcare de rotație. La o anumită turație (turația de cuplare), se realizează o legătură fără alunecare între partea conducătoare (carcasă) și cea condusă (rotorul ondulat). Alunecarea reapare la depășirea momentului limită ($M_{lim} \approx 1,2 M_{ic}$), respectiv la oprirea elementului conducător.

Datorită uzurilor mici ale elementelor componente, care apar numai în condițiile existenței alunecărilor, durata de funcționare a acestor cuplaje este foarte mare.

Alegerea tipodimensiunii cuplajului CENTRI se face din diagrame, care sunt realizate de firma constructoare și puse la îndemâna utilizatorului. Astfel, pentru un motor cu puterea 10kW și turația 1000 rot/min, din fig. 15.86 se alege mărimea 23 a cuplajului CENTRI, care transmite un moment $M_{ic} \approx 100$ Nm.

La aceste cuplaje, deoarece materialele de umplere au o rețetă specială, controlată doar de firma constructoare, cantitatea de material este impusă, pentru fiecare tipodimensiune, de firma respectivă. Dimensiunile principale, notate în fig. 15.86, pot fi preluate din [4, 5].

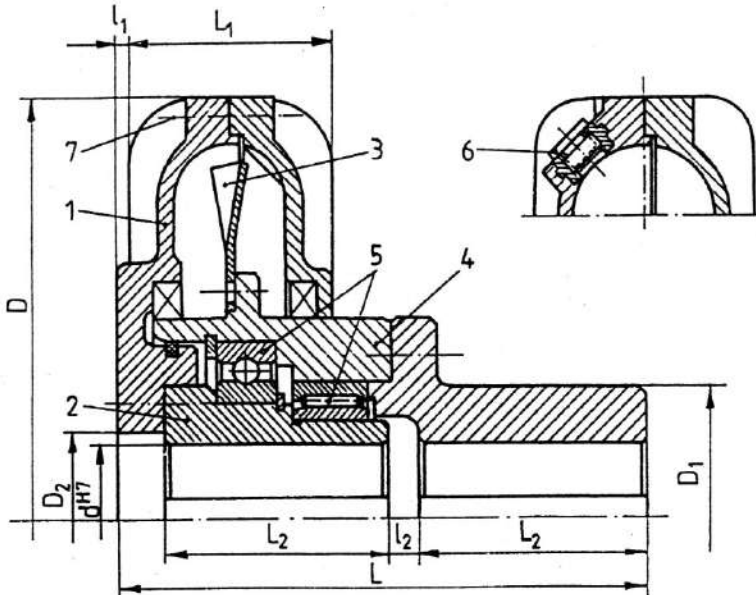


Fig. 15.85

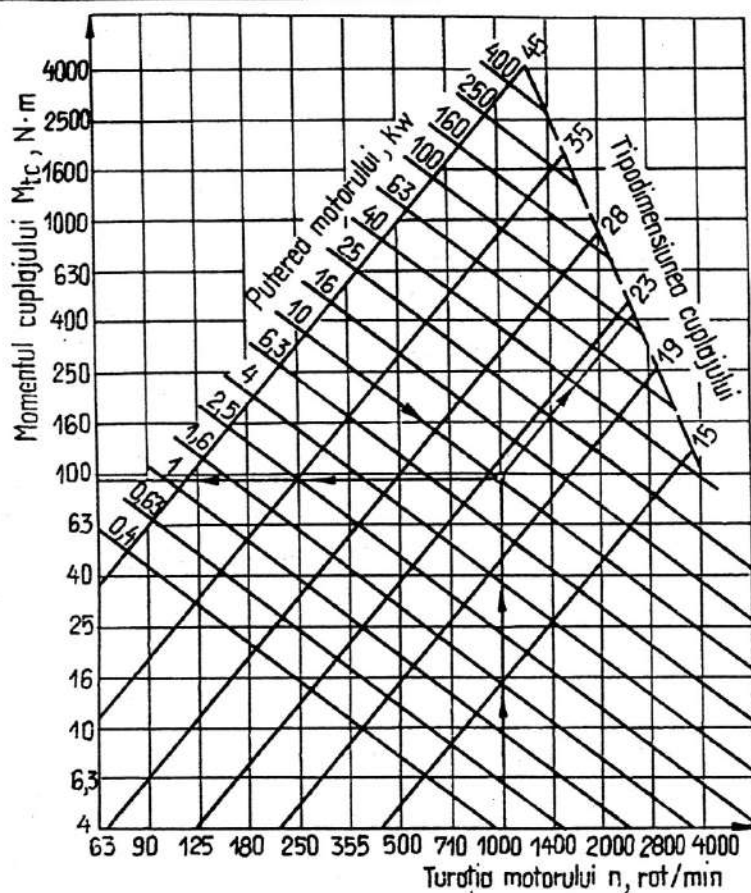


Fig. 15.86

15.7.3.2. Cuplaje centrifugale cu bile

Cuplajul centrifugal METALLUK [5] este un cuplaj cu material de umplere sub formă de bile, care, centrifugate, realizează inițial legătura parțială între semicuplajele conducător și condus, pentru ca la turația de cuplare această legătură să fie totală, mișcarea celor două semicuplaje devenind sincronă.

Cuplajul centrifugal METALLUK din fig. 15.87 este format din semicuplajul conducător, sub forma unui rotor paletat radial 1, care are în spațiile dintre palete bile, distribuite în cantități egale. Carcasa 2, ca semicuplaj condus, se sprijină prin – rulmenții radiali 3 – pe semicuplajul 1, realizându-se astfel un spațiu închis pentru materialul de umplere.

Alegerea tipodimensiunii cuplajului se face din tabele ale firmei constructoare, acceptând o putere de calcul $P_c = KP_n$, unde P_n este puterea nominală. Coeficientul K se recomandă a avea valoarea $K = 1,3$, valori mai mari $K = 1,5 \dots 1,8$ fiind impuse doar pentru mașini antrenate ce funcționează neuniform.

Dimensiunile principale, notate în fig. 15.87, pot fi preluate din [4, 5].

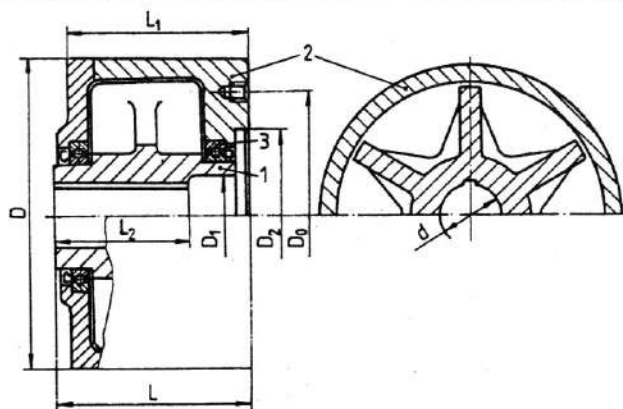


Fig. 15.87

15.7.3.3. Cuplaje centrifugale cu saboți

La aceste cuplaje, elementul centrifugat este sub forma unor saboți placați cu materiale de fricțiune pe suprafața activă, zona de contact a semicuplajului condus fiind cilindrică. Se precizează însă că elementele centrifugate (saboții) sunt parte componentă a semicuplajului conducător. Montarea saboților se poate realiza în următoarele moduri:

- sabotul este montat liber în spațiul destinat în semicuplajul conducător, deplasarea radială efectuându-se de-a lungul unor nervuri radiale sau a unor bolțuri (fig. 15.88, *a* și *b*);
- sabotul este montat liber pe semicuplajul conducător, dar realizează, datorită formei acestuia, pe lângă o deplasare radială și o rotație în jurul unei articulații realizate în punctul de contact sabot – semicuplaj conducător (fig. 15.88, *c*);
- sabotul se poate roti în jurul unor bolțuri montate pe semicuplajul conducător (fig. 15.88, *d*);
- sabotul este sub forma unei benzi (panglici) elastice (fig. 15.88, *e*).

Cuplajele centrifugale cu saboți se pot grupa în două categorii – fără și cu arcuri de readucere.

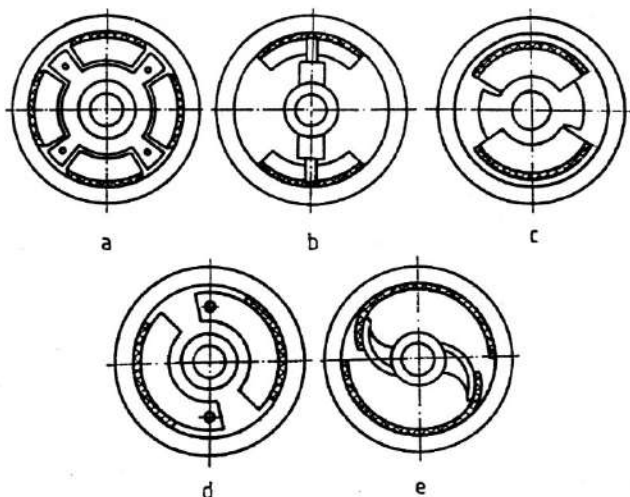


Fig. 15.88

În această ultimă categorie de cuplaje sunt cuprinse o mare diversitate de forme constructive, cele mai reprezentative fiind cuplajele SUCO [4, 5]. La aceste cuplaje, saboții sunt montați liber și menținuți în contact cu semicuplajul conducător (în stare de repaus) prin arcuri de readucere elicoidale de tracțiune.

Cuplajul centrifugal SUCO din fig. 15.89 este un cuplaj cu servoeffect. Saboții 2, plăcați la exterior cu materialul de fricțiune 4, sunt sprijiniți, forțat, pe semicuplajul conducător – un rotor 1 cu o formă specială – datorită arcurilor elicoidale de tracțiune 3, montate pretensionat. Inelele 5 împiedică deplasarea axială a saboților în timpul funcționării. Materialul de fricțiune este fixat (lipit) pe niște benzi metalice, care realizează poziționarea materialului de fricțiune față de sabot, printr-un umăr ce pătrunde într-un locaș din sabot, constituind și suport pentru fixarea arcurilor elicoidale de tracțiune. Semicuplajul condus este carcasa 6, a cărei suprafață activă este o suprafață cilindrică interioară.

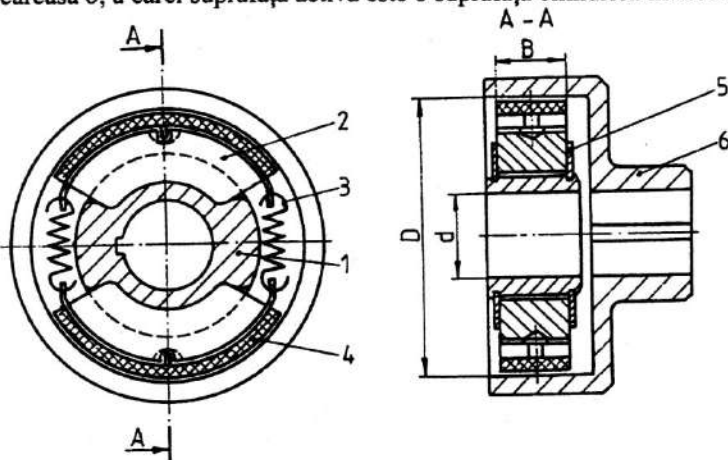


Fig. 15.89

Principiul de funcționare a acestui cuplaj este prezentat prin schemele din fig. 15.90, în care nu au mai fost prezentate arcurile de readucere, dar elementele componente sunt notate identic cu cele din fig. 15.89. În stare de repaus, saboții 2 – datorită arcurilor de readucere 3 (v. fig. 15.89, a) – sunt în contact cu rotorul 1, pe fața lor interioară. La o turație a rotorului mai mică decât turația de cuplare, sub acțiunea forței centrifuge, după învingerea forței de pretensionare a arcurilor, saboții 2 se deplasează radial spre carcasa 6, având și o mișcare de rotație (v. săgeata prezentată cu linie întreruptă – fig. 15.90, b), în jurul unei articulații fictive O , definită în zona de contact dintre sabot și rotor. Când turația rotorului atinge valoarea de cuplare, sabotul – prin materialul de fricțiune – este în contact, pe întreaga suprafață, cu suprafața cilindrică interioară a carcasei (v. fig. 15.90, c), realizându-se astfel transmiterea integrală, prin frecare, a momentului de torsiune. Forma rotorului în zona de contact cu sabotul are o mare importanță pentru transmiterea momentului de torsiune și obținerea efectului servo, deci de rotire liberă a sabotului în raport cu articulația definită de punctul de contact rotor – sabot și de majorare a momentului transmis prin frecare, prin împingerea sabotului în sensul mișcării.

Pentru cuplajele SUCO, firma constructoare [4, 5, 6] recomandă alegerea mărimii cuplajelor din tabele, avându-se în vedere atât elementele geometrice ale cuplajului, cât și momentul de torsiune pe care mărimea respectivă îl poate transmite. Momentul nominal al părții conducătoare se majorează cu factori de corecție, care țin seama de caracterul sarcinii care acționează în transmisia echipată de cuplaj (v. § 15.2), momentul astfel obținut – sarcina de calcul – comparându-se cu cel prezentat în tabel.

La cuplajele centrifugale cu saboți montați liber și cu arcuri de readucere (deci și la cuplajele SUCO), numai o parte din forța centrifugă a sabotului de greutate G este folosită pentru transmiterea momentului de torsiune, deoarece o cantitate din această forță este folosită pentru învingerea forței de pretensionare a arcurilor. Dacă F_{c0} este cota parte din forța centrifugă pentru acest scop, forța normală cu care un sabot acționează asupra tamburului va fi

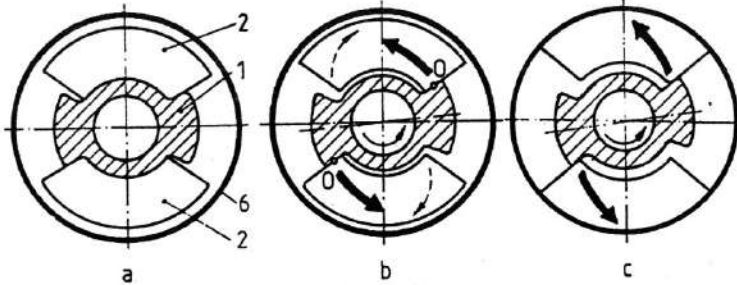


Fig. 15.90

$$F = F_c - F_{c0} = \frac{G}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 R_{cg} (n^2 - n_0^2), \quad (15.110)$$

iar momentul de torsiune transmis de un cuplaj cu z saboți va fi

$$M_{tc} = \mu F z r = \mu z \frac{D}{2} \frac{G}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 R_{cg} (n^2 - n_0^2). \quad (15.111)$$

În relațiile (15.110) și (15.111), semnificația parametrilor este următoarea: D este diametrul suprafeței interioare a tamburului (semicuplajului) condus; μ - coeficientul de frecare în zona ce transmite momentul; R_{cg} - raza cercului pe care sunt dispuse centrele de greutate ale sabotilor; n - turația la care se încheie procesul de cuplare (funcționarea sincronă a cuplajului); n_0 - turația la care forța centrifugă echilibrează forța de pretensionare a arcurilor și începe procesul de cuplare. Turațiile n și n_0 sunt prezentate, pentru fiecare tipodimensiune de cuplaj, în tabelele firmei.

Dimensiunile principale, notate în fig. 15.89, pot fi preluate din [4, 5].

La cuplajul CENTREX DESCH, prezentat în fig. 15.91, saboții 3 sunt menținuți în poziția "decuplat", în contact cu paletetele rotorului 1 (semicuplajul conducător), de arcurile elicoidale de tracțiune 5. Saboții 3, plăcați cu materialul de fricțiune 4, se deplasează radial, sub acțiunea forței centrifuge, după învingerea forței de pretensionare a arcurilor 5, și vin în contact cu suprafața cilindrică interioară a tamburului 2 (semicuplaj condus).

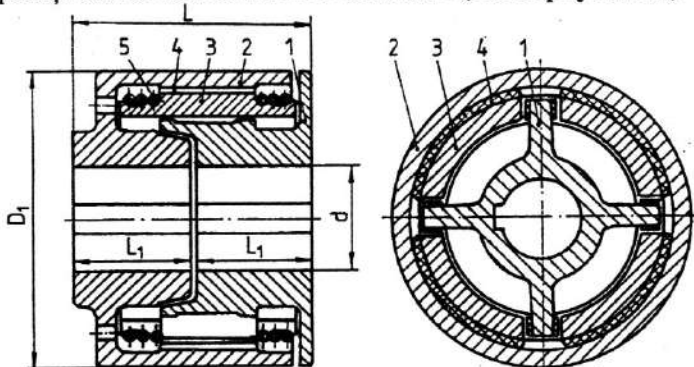


Fig. 15.91

Forța centrifugă, la turația de cuplare, creează o forță de frecare în zona de contact sabot – tambur, care nu permite deplasări relative între aceste două elemente. Paletele rotorului / împing, prin suprafețele frontale de contact cu sabotul, ansamblul sabot – tambur în sensul mișcării, transmitând astfel momentul de torsiune.

Alegerea tipodimensiunii de cuplaj se face din tabelele firmei, în funcție de sarcina de calcul, avându-se în vedere ca aceasta să fie cel mult egală cu momentul de torsiune înscris în tabel pentru tipodimensiunea respectivă.

Dimensiunile principale, notate în fig. 15.91, pot fi preluate din [4, 5].

Bibliografie

1. Achiriloaie, I. *Contribuții la studiul teoretic și experimental al cuplajelor intermitente cu fricțiune utilizate la autovehicule*. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1984.
2. Chișiu, A. ș.a. *Organe de mașini*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
3. Chișu, E. ș.a. *Cuplaje unisens. Proiectare pe calculator*. În: *Construcția de mașini*, Vol. 33. nr. 1, 1981, p. 26-29.
4. Chișu, E. ș.a. *Cuplaje mecanice intermitente*. Brașov, Editura Lux Libris, 1998.
5. Chișu, E. ș.a. *Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile*. Brașov, Editura Lux Libris, 1999.
6. Drăghici, I. ș.a. *Calculul și construcția cuplajelor*. București, Editura Tehnică, 1978.
7. Drăghici, I. ș.a. *Kupplungen und ihre Funktionen structurell systematisieren*. În: *Maschinenmarkt*, 84, nr. 6, 1978, p. 101-103.
8. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. II. Universitatea din Brașov, 1980.
9. Drăghici, I. ș.a. *Cuplaje. Atlas*. Universitatea din Brașov, 1982.
10. Drăghici, I. ș.a. *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. Vol II. București, Editura Tehnică, 1982.
11. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. II. București, Editura Tehnică, 1983.
12. Jula, A. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1976.
13. Jula, A. ș.a. *Elastic and safety clutch with metallic intermediate elements*. În: *International Symposium "Machines and Mechanisms"*, Belgrade, September 2-5, 1977, p. 435-440.
14. Kudriavțev, V.N. *Detali mașin*. Leningrad, Mașinostroenie, 1980.
15. Matek, W. ș.a. *Roloff/Matek Maschinenelemente*. Fridr. Vieweg & John, Braunschweig/Wiesbaden, Germany, 1987.
16. Mogan, Gh. *Optimizarea funcțională și constructivă a cuplajelor unisens*. Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 1995.
17. Mogan, Gh. *Geometric and static optimization model of the sprags one-way clutches*. În: *Buletinul "The Seventh IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanisms"*, București, 1995, Vol. 3, p. 322-328.
18. Mogan, Gh. *Model geometrico-static general al cuplajelor unisens cu elemente de blocare (I)*. În: *Revista Inginerilor de Automobile*, nr. 1, 1996, p. 22-24.
19. Mogan, Gh. *Analiza geometrico-statică generalizată a cuplajelor unisens cu elemente de blocare (II)*. În: *Revista Inginerilor de Automobile*, nr. 2, 1996, p. 30-32.
20. Moldovean, Gh. *Studiul cuplajelor de siguranță cu transmiterea intermitentă a sarcinii*. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1987.

21. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Analiza situației de funcționare complet cuplat a cuplajelor de siguranță cu bile dispuse radial, cu sistem de apăsare cu bile.* În: Buletinul Simpozionului "Proiectarea asistată de calculator PRASIC'90", Vol. III – Angrenaje. Transmisii mecanice. Cuplaje, Brașov, 13-14 decembrie 1990, p. 189-196.
22. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Kinematische und kinetostatische Analyse der Nockenkupplungen im Ausschaltvorgang mit Hilfe von Ersatzmechanismen.* În: Buletinul "Eighth world Congress on the Theory of Machines and Mechanisms", Vol. 5 – Poster II, August 26-31, 1991, Prague, Czechoslovakia, p. 1323-1326.
23. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Kräfte und Momente im Ausschaltvorgang der Sicherheitskupplungen mit radial angeordneten Kulgen und mit Kugeldrucksystem.* În: Buletinul "The Sixth IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanism – Bucharest, Romania, June 1-5, 1993, Vol. III, Paper 24, p. 163-168.
24. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Kinematics and kinetostatics of a safety clutch with balls and preloading system with balls.* În: Buletinul "Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms", Vol. 1, Politehnica di Milano, Italy, August 29/September 2, 1995, p. 350-354.
25. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Analysis of the relative motion between the elements of safety clutches with radial disposed balls, using equivalent mechanisms.* În: Buletinul "VII International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms", September 1996, Technical University of Liberec, Czech Republic, p. 345-350.
26. **Moldovean, Gh. ș.a.** *Aspects concerning the coupling process of safety clutches with balls radial disposed, with balls pressure system.* În: Proceeding of International Symposium "Machines and Mechanisms", Belgrad, September 2-5, 1997.
27. **Niemann, G.** *Maschinenelemente.* Vol. I. Berlin – Heidelberg – New York, 1975.
28. **Poliakov, V.S. ș.a.** *Spravocinic po muftam.* Mașinostroenie, Leningrad, 1974.
29. **Rădulescu, C.D. ș.a.** *Organe de mașini,* Vol. I. Universitatea din Brașov, 1981.
30. **Reșetov, D.N.** *Machine design.* Moscova, Mir Publishers, 1978.
31. **Stroe, I. ș.a.** *A New Type of elastic and safety clutch.* În: Buletinul "VII International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms", IFToMM, September, 1996 – Liberec, Czech republic, p. 581-586.
32. **Stroe, I. ș.a.** *Cuplaj elastic și de siguranță.* Brevet de invenție nr. 110856 B1/1996.
33. **Stroe, I., Eftimie, E.** *Influence of the geometry of equiangular cams on the motion functions for the equivalent mechanisms of the elastic and safety clutches.* În: Buletinul "The seventh IFToMM International Symposium on Linkages and Computer Aided Design Methods – Theory and Practice of Mechanisms", București, România, August, 1997, Vol. 3, p. 405-410.
34. **Stroe, I. ș.a.** *Stand for the dynamic testing of the elastic and safety clutches, with cams and degenerated followers.* În: Buletinul "MicroCAD'99, International Computer Science Conference", February 24-25, 1999, University of Miskolc, Hungary, Section K: Machine and Structure Design, p. 125-128.
35. **Stroe, I.** *Contribuții teoretice și experimentale privind conceperea și modelarea unei noi clase de cuplaje elastice și de siguranță.* Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, 1999.
36. **Stübner, K., Rüggen, W.** *Kupplungen. Einsatz und Berechnung.* München, Carl Hanser Verlag, 1961.
37. **Terplan, Z. ș.a.** *Különleges tengelykapcsolók.* Budapest, Műszaki Könyvkiadó, 1971.

16

ANGRENAJE

16.1. Generalități

Angrenajul – două roți (sectoare) dințate aflate în angrenare – realizează transmiterea unei mișcări de rotație, respectiv a unui moment de torsiune, între doi arbori necoaxiali sau transformarea mișcării de rotație a unei roți conducătoare (*pinion*) într-o mișcare de translație a unui element condus (*cremaliera*).

Comparativ cu alte transmisii mecanice, angrenajele prezintă o serie de avantaje, dintre care se pot enumera: fiabilitate și siguranță în funcționare superioare, randament ridicat, asigurarea unor construcții compacte în domenii largi de putere, turație și rapoarte de transmitere. Costurile ridicate ale tehnologiilor de execuție, zgomotul și vibrațiile în funcționare sunt principalele dezavantaje ale angrenajelor.

În fig. 16.1 sunt prezentate principalele tipuri de angrenaje în corelație cu criteriile de clasificare prezentate în tabelul 16.1.

Tabelul 16.1. Clasificarea angrenajelor

Criteriul de clasificare	Denumirea angrenajului
Forma roților dințate	Cilindric (fig. 16.1, <i>a - e</i>) Conic (fig. 16.1, <i>f - h</i>) Hipoid (fig. 16.1, <i>i</i>) Melcat: <ul style="list-style-type: none">• cilindric (fig. 16.1, <i>j</i>)• globoidal (fig. 16.1, <i>k</i>) Cu roată plană (fig. 16.1, <i>l</i>) Cu cremalieră (fig. 16.1, <i>m</i>) Cu roți eliptice (fig. 16.1, <i>n</i>) Cu sectoare dințate (fig. 16.1, <i>o</i>) Hiperboloidal (fig. 16.1, <i>p</i>)
Poziția axelor de rotație	Cu axe paralele: <ul style="list-style-type: none">• exterior (fig. 16.1, <i>a - c, n, o</i>)• interior (fig. 16.1, <i>d</i>) Cu axe concurente (fig. 16.1, <i>f - h, l</i>) Cu axe încrucișate (fig. 16.1, <i>e, i - k, p</i>)
Direcția liniei flancului dintelui	Cu dinți: <ul style="list-style-type: none">• drepți (fig. 16.1, <i>a, d, f, m, n, o</i>)• înclinați (fig. 16.1, <i>b, e, g, j, k, p</i>)• curbi (fig. 16.1, <i>h, i, l</i>)• în V (fig. 16.1, <i>c</i>)

Tabelul 16.1 (continuare)

Criteriul de clasificare	Denumirea angrenajului
Profilul flancului dintelui	Evolventic (toate tipurile) Arc de cerc, cicloidal, spirală arhimedică (cilindric sau conic) Octoidal (conic)
Mișcarea axelor de rotație	Cu axe fixe (toate tipurile) Cu axe mobile (fig. 16.1, r)

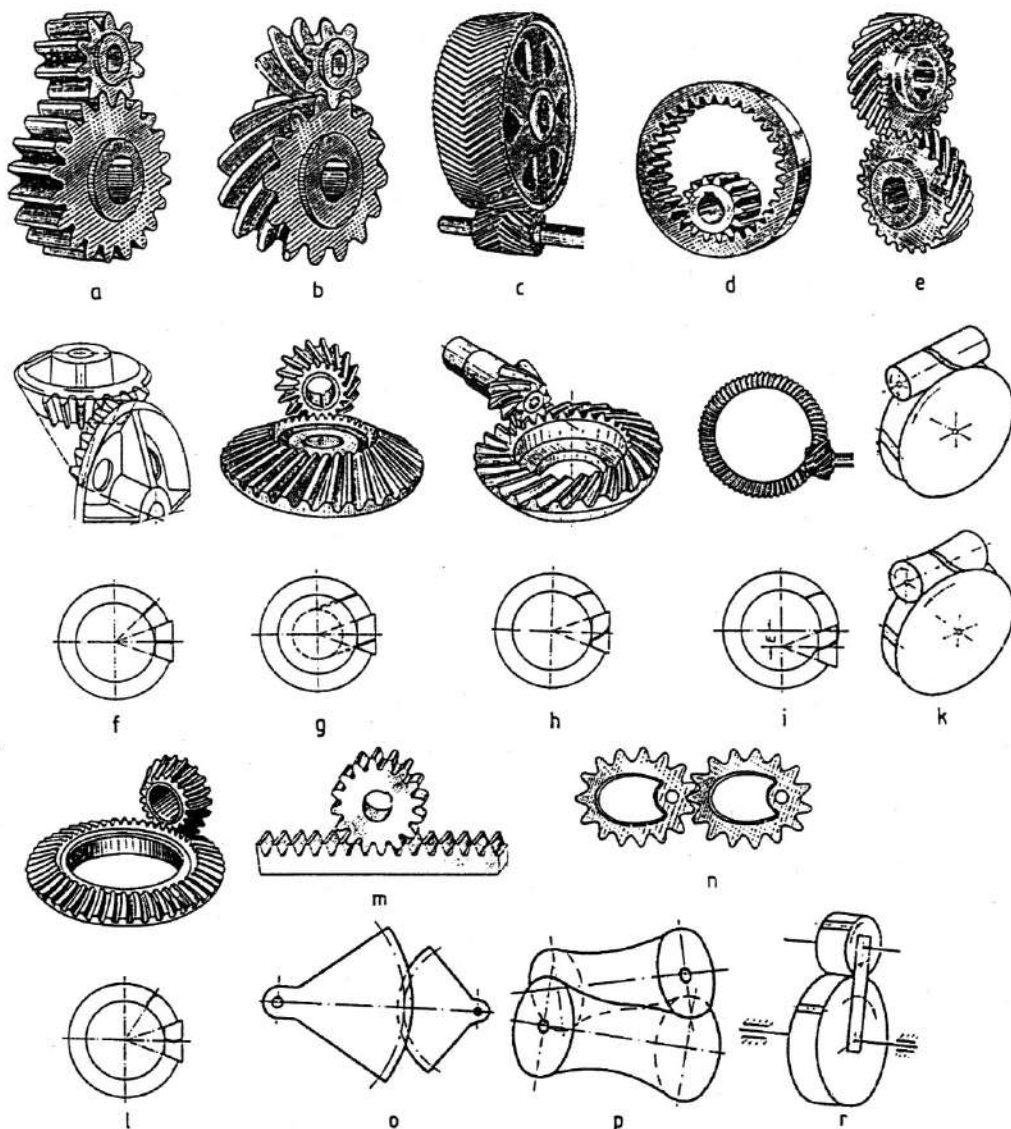


Fig. 16.1

16.2. Geometria angrenajelor

16.2.1. Angrenaje cilindrice

La angrenajele cilindrice cu dinți drepecți, intrarea în angrenare are loc de la piciorul dintelui spre cap pe toată lungimea (fig. 16.2, *a-c*), pe linii de contact paralele cu axa roții, în angrenare putând fi simultan cel puțin o pereche de dinți, lungimea de contact fiind un multiplu al lățimii b a dinților.

La angrenajele cilindrice cu dinți înclinați intrarea, respectiv ieșirea, din angrenare se produce treptat (fig. 16.2, *d,e*): intrarea are loc în punctul I , la piciorul dintelui, iar ieșirea într-un punct O al capului dintelui, lungimea de contact modificându-se continuu datorită unghiului de înclinare a dintelui β , valoarea lungimii minime de contact necesară în calculul de rezistență a dinților stabilindu-se astfel cu dificultate. Datorită mecanismului diferit de angrenare, nivelul de zgomot și vibrații va fi mai scăzut decât la angrenajele cu dinți drepecți (v. § 16.6.2.2).

Pentru a realiza studiul profilului dintelui – care nu este evolventic în secțiune normală, secțiunea roții fiind o elipsă – roata eliptică cu z dinți înclinați din secțiunea normală se înlocuiește cu o roată dințată cilindrică echivalentă cu dinți drepecți, cu același modul, profil de referință și deplasare de profil, cu numărul de dinți dat de relația

$$z_n = z / \cos^3 \beta. \quad (16.1)$$

Comparativ cu angrenajul cilindric exterior, la angrenajul cilindric interior tensiunea de contact între flancurile active ale dinților este mai mică în condițiile aceleiași încărcări (contactul are loc între profilul convex al flancului dintelui pinionului și profilul concav al flancului dintelui roții), gradul de acoperire este mai mare, gabaritul redus, cu posibilități multiple de utilizare la transmisiile planetare. Dificultățile de montaj, precum și o serie de limite impuse de posibilitățile unei execuții și angrenări corecte limitează utilizarea acestui tip de angrenaj.

16.2.1.1. Profilul de referință

Legea fundamentală a angrenării cere ca normala comună la profilurile active ale dinților în punctul de contact să treacă prin polul angrenării C (fig. 16.3), astfel ca transmiterea mișcării să se realizeze într-un raport constant. Profilurile dinților care satisfac această condiție se numesc *profiluri conjugate*. Cel mai utilizat profil de dinte este cel *evolventic*, ușor de realizat și controlat cu scule, respectiv dispozitive simple, raportul de transmitere al angrenajului rămânând constant la eventuale abateri ale distanței dintre axe.

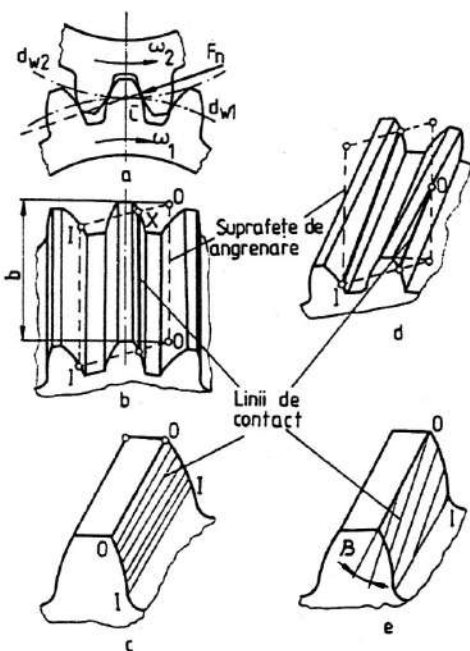


Fig. 16.2

Tabelul 16.2. Profilul de referință pentru angrenaje evolventice

Profilul de referință	STAS	Destinația	Parametrii profilului						
			m_n	α	h_a^*	c^*	ρ_f^*	Δ_{af}^*	h_{af}^*
	821-82	Mecanică generală și grea	≥ 1	20^0	1,0	0,25	0,38	—	—
	—	Mecanică fină	$> 0,5$ $< 0,5$	20^0 20^0	1,1 1,1	0,5 0,35	0,3 0,4	—	—
	821-82	Transmisii rapide și greu încercate		20^0	1,0	0,25	0,38	Tab. 16.4	0,45

Tabelul 16.3. Valori standardizate ale modulului, distanței între axe și raportului de transmitere pentru angrenaje

Modulul m , mm (STAS 822-82)	Mecanică fină	0,05; 0,055; 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,1; 0,11; 0,12; 0,14; 0,15; 0,18; 0,2; 0,22; 0,25; 0,28; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5; 0,55; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1
	Mecanică generală și grea	1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 60; 70; 80; 90; 100
Raportul de transmitere i (STAS 6012-82)	Șirul de bază	1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,25; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9
	Șirul complet	$10^n \times$ șirul de bază; $n = 0; 1; 2$ – pentru reductoare de uz general
Distanța între axe a , mm (STAS 6055-82)	Mecanică generală și grea	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; 1800; 2000; 2250; 2500
Observații:		
1. Pentru construcția de automobile se admite utilizarea modulelor 3,25; 3,75 și 4,25, iar pentru tractoare, 6,5.		
2. Sunt recomandate valorile evidențiate prin îngroșare.		

16.2.1.2. Deplasarea danturii

Dantura nedeplasată - *dantura zero* - se obține atunci când cremaliera generatoare (scula de danturare) rulează pe linia de referință $M-M$, tangenta la cercul de divizare al roții (fig. 16.5). Dacă linia de referință a cremalierii generatoare este deplasată față de cercul de divizare cu distanța xm , x fiind coeficientul deplasării de profil, se obține *dantura deplasată*. După cum deplasarea însumată a celor două roți $x_z = x_1 + x_2$ este pozitivă sau negativă, se

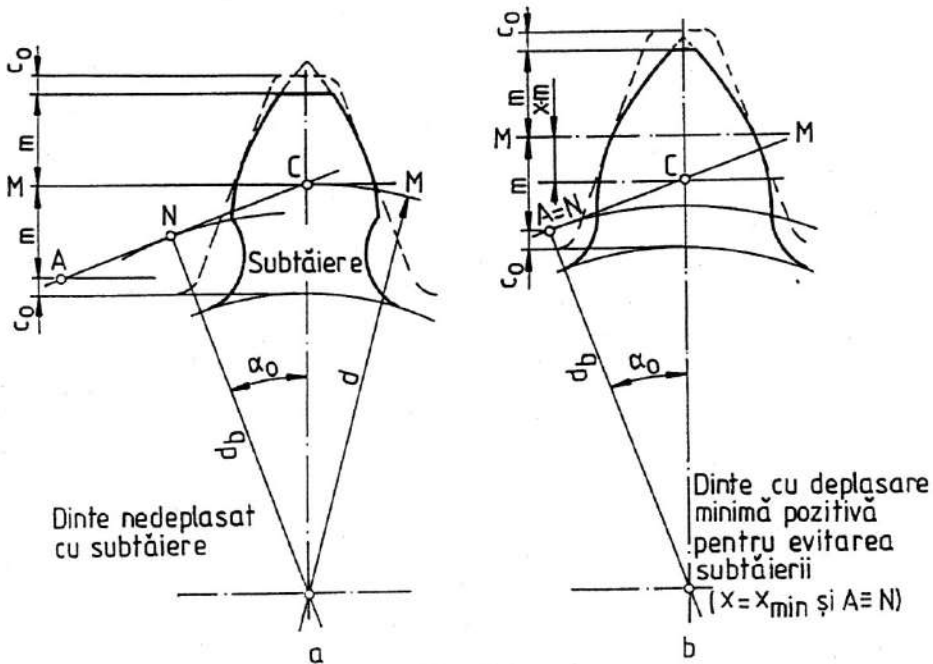


Fig. 16.5

obține *angrenajul deplasat plus*, respectiv *angrenajul deplasat minus* (dacă $x_s = 0$, respectiv $x_1 = -x_2$, se obține *angrenajul zero deplasat*).

Prin deplasarea danturii se urmărește:

Creșterea capacității portante a angrenajului la solicitarea la oboseală a dinților. Pentru deplasări de profil pozitive cresc razele de curbură ale flancurilor dinților, respectiv scade presiunea în punctul de contact, cu efecte pozitive asupra rezistenței la oboseală de contact; în același timp scade factorul de formă al dintelui Y_F (v. § 16.7.1), ceea ce conduce la creșterea portanței la solicitarea de încovoiere. Valoarea pozitivă a coeficientului deplasării de profil este limitată, totuși, de asigurarea unei grosimi minime a dinților pe cercul de cap (în anumite cazuri se scurtează capul dintelui, dar trebuie verificată valoarea gradului de acoperire).

Realizarea unei distanțe între axe standardizate pentru două roți dințate cu modul și numere de dinți date (în STAS 6055-82 sunt date valorile standardizate ale distanțelor între axe; tabelul 16.3).

Realizarea unor roți dințate cu un număr de dinți $z < z_{\min}$ fără să apară fenomenul de subțiere. Coeficientul minim necesar al deplasării de profil

$$x_{\min} = (z_{\min} - z) / z_{\min} \quad (16.3)$$

Obținerea unor grade de acoperire mai mari prin deplasări de profil negative. În cazuri extreme se pot obține prin deplasări de profil negative *angrenaje antepolare și postpolare*, care au tot segmentul de angrenare în zona segmentului de intrare, respectiv de ieșire în/din angrenare (v. § 16.2.1).

Creșterea randamentului angrenajului, simultan cu reducerea pericolului apariției gripării și uzării flancurilor active ale dinților, prin adoptarea unor valori ale coeficienților

deplasărilor de profil care să conducă la scăderea vitezei de alunecare dintre suprafețele în contact (v. § 16.3).

Modificarea danturii unui angrenaj este condiționată de limitele generării și angrenării roților dințate componente: interferența la baza dintelui, ascuțirea vârfului dinților, gradul de acoperire, jocul la fundul dinților.

Atunci când deplasarea danturii este absolut necesară, problema esențială o constituie stabilirea valorilor coeficienților deplasărilor de profil. Fiind, în esență, o problemă de optimizare, nu există încă o metodologie care, considerând toate necesitățile enumerate mai sus, să poată oferi valori optime pentru acești coeficienți. Astfel, din analiza condițiilor de funcționare a angrenajului, considerând caracteristicile materialelor utilizate, se determină scopul determinant, valorile coeficienților deplasărilor de profil stabilindu-se, ulterior, în corelație cu acesta.

Una dintre metodele des utilizate este cea a *conturului de blocare* obținut prin reprezentarea grafică – pentru un angrenaj cu numere de dinți date – a relațiilor care exprimă limitele generării și angrenării în funcție de coeficienții deplasărilor de profil $x_{1(2)}$. Conturul de blocare cuprinde în interiorul său câmpul de valori admise pentru coeficienții $x_{1(2)}$; pentru alte valori $x_{1(2)}$ în afara acestui contur, angrenajul nu poate funcționa.

Metoda conturului de blocare nu indică, totuși, valorile optime ale coeficienților deplasărilor de profil, ci permite doar determinarea câmpului admis de valori.

Pentru soluționarea problemei se utilizează metode care dau valori optime ale coeficienților deplasărilor de profil considerând, primordială, una dintre cerințe: portanța ridicată la oboseală a dinților, realizarea unei distanțe între axe standardizate.

Utilizând nomogramele recomandate de DIN 3992 [17, 26-29], valorile coeficienților deplasărilor de profil se stabilesc astfel:

1. Se determină, din fig.16.6, suma x , a coeficienților deplasărilor de profil în funcție de numerele de dinți $z_{1(2)}$ și de scopul urmărit. Se recomandă:

- $x_1 + x_2 = 0 \dots 0,6$, pentru danturi cu alunecări egalizate (comportare superioară la gripare și uzare);
- $x_1 + x_2 = 0,6 \dots 1,2$, pentru danturi cu capacitate portantă ridicată la solicitarea de oboseală a dinților;
- $x_1 + x_2 = -0,4 \dots 0$, pentru obținerea unui grad de acoperire mai mare.

2. Se repartizează suma x , pe pinion, respectiv roata condusă, în funcție de scopul urmărit. Astfel, dacă se urmărește asigurarea aceleiași capacități portante la oboseală pentru dinții pinionului, respectiv roții conduse, repartizarea se realizează utilizând diagramele din fig.16.6, *b* (angrenaje cu raportul numerelor de dinți $u = z_{\text{mare}}/z_{\text{mic}} > 1$) și fig.16.6, *c* (angrenaje cu $u < 1$). Cu valorile $(z_1 + z_2)/2$ pe abscisă, respectiv $(x_1 + x_2)/2$ pe ordonată, se determină un punct prin care se interpolează o dreaptă între alte două drepte notate cu *R*, de pe care, pentru numerele de dinți $z_{1(2)}$, se determină valorile $x_{1(2)}$. Realizarea unei capacități portante ridicate reprezintă, în mod frecvent, scopul principal; în acest caz $x_1 + x_2 \approx 1$ și $x_1 = x_2 = 0,5$.

Adoptarea unor coeficienți optimi de deplasare a profilului în corelație cu scopul urmărit se poate realiza numai atunci când distanța între axe nu este impusă; dacă se impune distanța între axe, suma coeficienților deplasărilor de profil rezultă din calcul, eventuale corecții putând fi realizate prin modificarea numerelor de dinți (v. § 16.10.1).

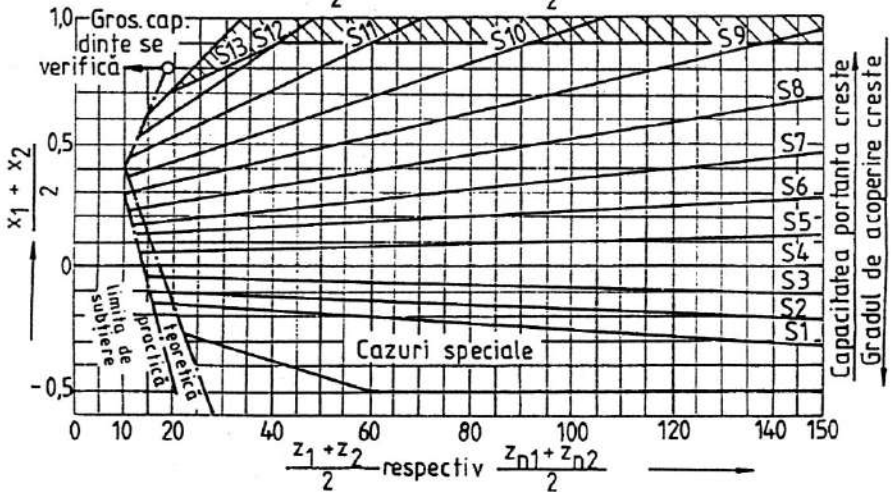
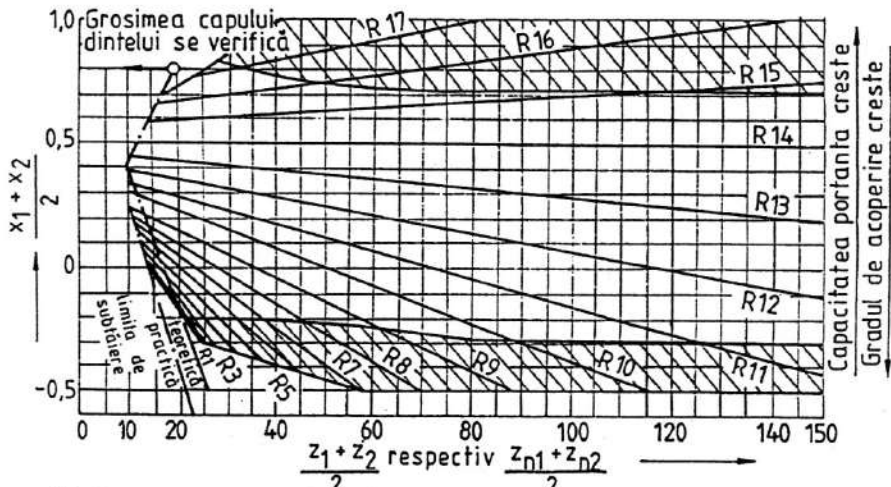
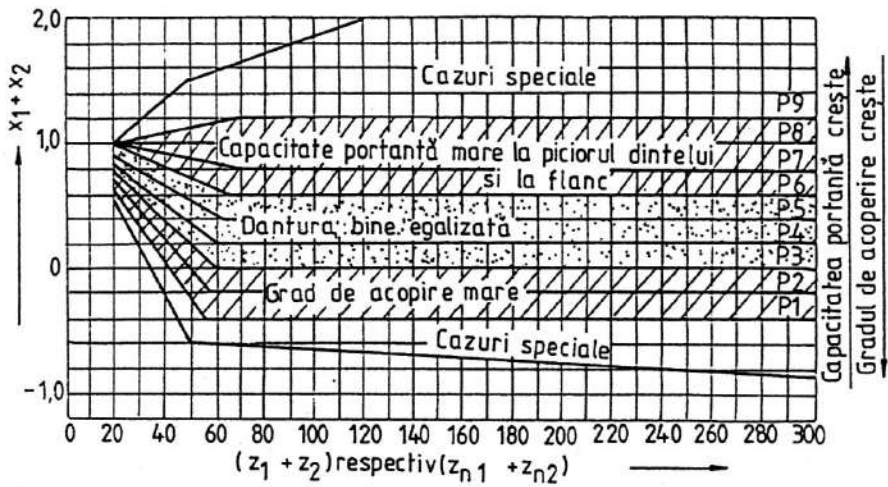


Fig. 16.6

La roțile cu dantură interioară, deplasarea de profil a roții conduse se consideră pozitivă ($x_2 > 0$) sau negativă ($x_2 < 0$), după cum dreapta de referință a cremalierii generatoare este exterioară cercului de divizare, respectiv secantă. La angrenajul cilindric interior zero deplasat, diferența deplasărilor de profil $x_d = x_2 - x_1 = 0$, iar, după cum x_d este pozitiv sau negativ, se obține angrenajul deplasat plus, respectiv angrenajul deplasat minus.

16.2.1.3. Calculul geometric

Metodica pentru calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepi sau înclinați este dată în STAS 12222-84, 12223-84, 12224-84 și 12225-84. În conformitate cu aceste standarde, calculul geometric se realizează pe baza schemei bloc din fig.16.7:

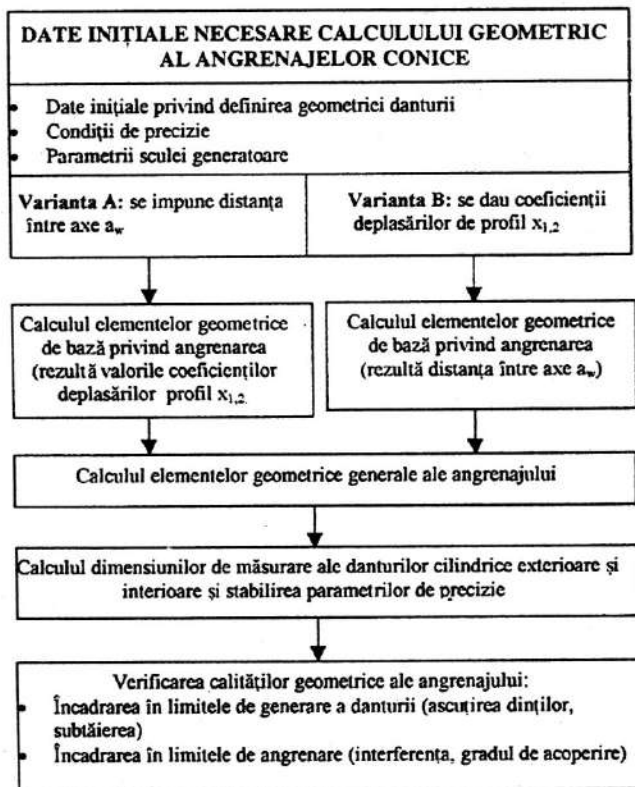


Fig. 16.7

• în **varianta A**, se impune distanța între axe a_w ca dată inițială (în mod obișnuit standardizată); în acest caz se calculează coeficienții deplasării de profil însumate x_s (angrenaje exterioare), respectiv al diferenței deplasărilor de profil x_d (angrenaje interioare), și se repartizează pe cele două roți (v. § 16.2.1.2);

• în **varianta B**, se impun coeficienții deplasărilor de profil $x_{1,2}$ ca date inițiale și se calculează distanța între axe a_w .

În tabelele 16.4 și 16.5 este prezentat calculul geometric pentru angrenajele cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepi, respectiv înclinați, realizate cu scule tip cremalieră (v. fig. 16.3).

Tabelul 16.4. Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți realizate cu scule tip cremalieră

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
I. Date inițiale			
I.1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii angrenajului			
1	Numărul de dinți	$z_{1,2}$	Se impune prin tema de proiectare
2	Modulul	m [mm]	STAS 822-82 (tabelul 16.3; se utilizează alte valori numai în cazuri speciale)
3	Unghiul de presiune de referință	α [grad]	STAS 821-82 (valoarea standardizată: $\alpha = 20^\circ$)
4	Coefficientul capului de referință	h_a^*	STAS 821-82 (valoarea standardizată: $h_a^* = 1,0$)
5	Coefficientul jocului de referință la capul dintelui	c^*	STAS 821-82 (valoarea standardizată: $c^* = 0,25$)
6	Coefficientul razei de racordare de referință la pectorul dintelui	ρ_f^*	STAS 821-82 (tabelul 16.2)
7	Coefficientul înălțimii flancate a capului dintelui	h_{af}^*	Se impune prin tema de proiectare (recomandări în STAS 821-82; tabelul 16.2)
8	Coefficientul adâncimii de flancare a capului dintelui	Δ_{af}^*	
Varianta A			
9A	Distanța între axe	a_w [mm]	Se impune prin tema de proiectare (la reductoare de turație conform STAS 6055-82; tabelul 16.3)
Varianta B			
9B	Coefficienții deplasărilor de profil	$x_{1,2}$	Se impun prin tema de proiectare (v. § 16.2.1.2)
I.2. Date inițiale privind definirea condițiilor de precizie			
Se impune prin tema de proiectare (STAS 6273-81 și 12192-84)			

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
II. Elementele geometrice de bază privind angrenarea			
<i>Varianta A: se dă distanța între axe a_w</i>			
1	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = (z_2 \pm z_1) m / 2$ (dacă $a = a_w$, se trece la poz. 4)
2	Unghiul de angrenare (unghiul de presiune pe cilindrii de rostogolire)	α_w [grad]	$\alpha_w = \arccos [(a \cos \alpha) / a_w]$
3	Coefficientul deplasărilor de profil însumate sau al diferenței deplasărilor de profil (angrenaj interior)	$x_{x,d}$	$x_{x,d} = (z_2 \pm z_1)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha) / (2 \tan \alpha)$; $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$; $\text{inv } \alpha_w = \tan \alpha_w - \alpha_w$
4	Coefficienții deplasărilor de profil	$x_{1,2}$	$x_{x,d} = x_2 \pm x_1$ (valorile x_x , respectiv x_d se repartizează pe cele două roți conform recomandărilor de la § 16.2.1.2)
<i>Varianta B: se dau coeficienții deplasărilor de profil $x_{1,2}$</i>			
III. Elementele geometrice generale ale angrenajului			
1	Coefficientul deplasărilor de profil însumate, respectiv al diferenței deplasărilor de profil (angrenaj interior)	$x_{x,d}$	$x_{x,d} = x_2 \pm x_1$ (dacă x_x sau x_d sunt nuli, se trece la poz. 3)
2	Unghiul de angrenare	α_w [grad]	$\text{inv } \alpha_w = (2 x_{x,d} \tan \alpha) / (z_2 \pm z_1) + \text{inv } \alpha$; $\alpha_w = \arg (\text{inv } \alpha)$
3	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = (z_2 \pm z_1) m / 2$
4	Distanța între axe	a_w [mm]	$a_w = a \cos \alpha / \cos \alpha_w$
1	Diametrul de divizare	$d_{1,2}$ [mm]	$d_{1,2} = m z_{1,2}$
2	Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = z_2 / z_1$
3	Raportul numerelor de dinți	u	$u = z_{\text{max}} / z_{\text{mic}}$
4	Diametrul de rostogolire	$d_{w,1,2}$ [mm]	$d_{w,1,2} = 2 a_w / (i_{12} \pm 1) = 2 a_w z_{1,2} / (z_2 \pm z_1)$

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
5	Coeficientul modificării distanței între axe	y	$y = (a_w - a) / m$
6	Coeficientul de micșorare al jocului de referință la cap	Δy	$\Delta y = x_g - y$
7	Diametrul de picior	$d_{f1,2}$ [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m$ $d_{f2} = d_2 \mp 2(h_a^* + c^* \mp x_2) m$
8	Înălțimea de referință a dintelui (nescurtat)	h [mm]	$h = (2h_a^* + c^*) m$
9	Înălțimea dintelui scurtat (în scopul restabilirii jocului de referință la cap)	h_{sc} [mm]	$h_{sc} = a_w - (d_{f1} + d_{f2}) / 2 - c^* m$, sau $h_{sc} = h - \Delta y m$
10	Diametrul de cap de referință (cu dinți nescurtați)	$d_{a1,2}$ [mm]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1) m$, sau $d_{a1} = d_{f1} + 2h$ $d_{a2} = d_2 \pm 2(h_a^* \pm x_2) m$, sau $d_{a2} = d_{f2} \pm 2h$
11	Diametrul de cap scurtat (cu dinți scurtați)	$d_{asc1,2}$ [mm]	$d_{asc1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y) m$, sau $d_{asc1} = d_{f1} + 2h_{sc}$ $d_{asc2} = d_2 \pm 2(h_a^* \pm x_2 - \Delta y) m$, sau $d_{asc2} = d_{f2} \pm 2h_{sc}$
12	Diametrul de bază	$d_{b1,2}$ [mm]	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha$
13	Lățimea danturii	$b_{1,2}$ [mm]	$b_1 = b_2 + (0,5 \dots 1,5) m$ (recomandări în § 16.10.1.1)
IV. Elemente privind poziția relativă a dinților			
1	Pasul de divizare	p [mm]	$p = \pi m$
2	Pasul de rostogolire	p_w [mm]	$p_w = \pi d_w 1,2 / z_{1,2}$
3	Pasul de bază	p_b [mm]	$p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$
V. Elemente geometrice specifice danturii flancate			
1	Unghiul de presiune de flancare al capului dintelui profilului de referință	α_{Fa} [grad]	$\alpha_{Fa} = \arctan(\alpha + \Delta_{aF}^* / h_{aF}^*)$ (α în radiani)

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
2	Raza de curbură a profilului în punctul de început al flancării	$\rho_{F1,2}$ [mm]	$\rho_{F1} = 0,5 d_1 \sin \alpha + (h_a^* - h_{af}^* + x_1) m / \sin \alpha$ $\rho_{F2} = 0,5 d_2 \sin \alpha \pm (h_a^* - h_{af}^* \pm x_2) m / \sin \alpha$
3	Diametrul cilindricului de început a flancării	$d_{F1,2}$ [mm]	$d_{F1,2} = (d_{b1,2} + 4\rho_{F1,2}^{0,5})$
4	Diametrul cilindricului de bază al flancării	$d_{bF1,2}$ [mm]	$d_{bF1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_{Fa}$
5	Unghiul de presiune în punctul inițial de flancare (pe profilul de bază)	$\alpha_{F1,2}$ [grad]	$\alpha_{F1,2} = \arccos (d_b / d_{F1,2})$
6	Adâncimea de flancare a capului dintelui	$\Delta_{aF1,2}$ [mm]	$\Delta_{aF1} \equiv (d_{b1} - d_{bF1}) \left[(d_{a1}^2 - d_{bF1}^2)^{0,5} - (d_{F1}^2 - d_{bF1}^2)^{0,5} \right] / (2d_{bF1})$ $\Delta_{aF2} \equiv (d_{b1} - d_{bF2}) \left[\pm (d_{a2}^2 - d_{bF2}^2)^{0,5} \mp (d_{F2}^2 - d_{bF2}^2)^{0,5} \right] / (2d_{bF2})$
VI. Calculul lungimii (cotei) peste dinți, respectiv peste goluri (danturi interioare)			
1	Unghiul de presiune pe cilindru de diametru $d + 2x m$	$\alpha_{WN1,2}$	$\alpha_{WN1,2} = \arccos [z_{1,2} \cos \alpha / (z_{1,2} + 2x_{1,2})]$
2	Numărul teoretic de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	$N'_{1,2}$	$N'_{1,2} = z_{1,2} (\tan \alpha_{WN1,2} - 2x_{1,2} \tan \alpha / z_{1,2} - \text{inv } \alpha) / \pi$
3	Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	$N_{1,2}$	$N_{1,2} = \text{INTEGER} (N'_{1,2} + 0,5)$
4	Lungimea (cota) peste N dinți	$W_{N1,2}$ [mm]	$W_{N1,2} = [\pi(N_{1,2} - 0,5) + 2x_{1,2} \tan \alpha + z_{1,2} \text{inv } \alpha] m \cos \alpha$
VII. Verificarea posibilității de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți			
1	Raza de curbură a profilului la capul dintelui	$\rho_{a1,2}$ [mm]	$\rho_{a1,2} = 0,5 d_{b1,2} \tan \alpha_{a1,2}$

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
2	Raza de curbură a profilurilor antinomologice în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinți	$\rho_{W1,2}$ [mm]	$\rho_{W1,2} = 0,5 W_{N1,2}$ Condițiile de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți: 1. $\rho_{f1} < \rho_{W1} < \rho_{a1}$; $\rho_{f2} < \rho_{W2} < \rho_{a2}$ – dinți neflancați 2. $\rho_{f1} < \rho_{W1} < \rho_{F1}$; $\rho_{f2} < \rho_{W2} < \rho_{F2}$ – dinți flancați
VIII. Calculul lungimii (cotei) peste role, respectiv între role (danturi interioare)			
1	Diametrul rolor de control	d_R [mm]	$d_R \approx 1,8 m$
2	Unghiul de presiune al centrelor rolor de control	$\alpha_{R1,2}$ [grad]	$\text{inv } \alpha_{R1} = \text{inv } \alpha - \pi / (2 z_1) + 2 x_1 (\tan \alpha) / z_1 + d_R / (z_1 m \cos \alpha)$; $\alpha_{R1} = \arg(\text{inv } \alpha_{R1})$ $\text{inv } \alpha_{R2} = \text{inv } \alpha \mp \pi / (2 z_2) + 2 x_2 (\tan \alpha) / z_2 \pm d_R' / (z_2 m \cos \alpha)$; $\alpha_{R2} = \arg(\text{inv } \alpha_{R2})$
3	Raza cercului pe care sunt așezate centrele rolor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între role	$r_{R1,2}$	$r_{R1,2} = d_{h1,2} / (2 \cos \alpha_{R1,2}) = z_{1,2} m \cos \alpha / (2 \cos \alpha_{R1,2})$
4	Lungimea (cota) peste/între role	$M_{R1,2}$	a. Roți cu z par: $M_{R1} = 2r_{R1} + d_R$; $M_{R2} = 2r_{R2} \pm d_R$ b. Roți cu z impar: $M_{R1} = 2r_{R1} \cos(90^\circ / z_1) + d_R$; $M_{R2} = 2r_{R2} \cos(90^\circ / z_2) \pm d_R$
IX. Verificarea posibilităților de măsurare a cotei peste/între role			
1	Raza de curbură a profilului în contact cu rola	$\rho_{R1,2}$	$\rho_{R1,2} = 0,5(d_{h1,2} \tan \alpha_{R1,2} - d_R)$ Condiții de măsurabilitate: 1. $\rho_{R1,2} < \rho_{a1,2}$ 2. $M_{R1} \geq d_{a1} + \Delta M$ ($\Delta M = 0,2 \dots 2$ mm); $M_{R2} \geq d_{a2} \pm \Delta M$ 3. $2r_{R1} - d_R > d_{f1}$; $2r_{R2} \mp d_R > d_{f2}$ (dacă nu se respectă condițiile 1-3, se alege altă valoare pentru d_R)
X. Verificarea grosimii dinților pe cercul de cap			
1	Unghiul de presiune la capul dintelui	$\alpha_{a1,2}$ [grad]	$\alpha_{a1,2} = \arccos[z_{1,2} m (\cos \alpha) / d_{a1,2}]$

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
2	Arcul de cap al dintelui	$s_{\sigma 1,2}$ [mm]	$s_{\sigma 1} = d_{\sigma 1} [(0,5\pi + 2x_1 \tan \alpha) / z_1 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{\sigma 1}]$ $s_{\sigma 2} = d_{\sigma 2} [(0,5\pi + 2x_2 \tan \alpha) / z_2 \pm \text{inv } \alpha \mp \text{inv } \alpha_{\sigma 2}]$ Recomandări: 1. $s_{\sigma} \geq 0,25 m$ – danturi îmbunătățite 2. $s_{\sigma} \geq 0,4 m$ – danturi durificate
XI. Verificarea subțierii dinților roților la prelucrare (pinionul la danturi interioare)			
1	Coefficientul minim de deplasare a profilului la limita subțierii (cu cremaliera generatoare)	$x_{\min 1,2}$	$x_{\min 1,2} = h_{\sigma}^* - z_{1,2} \sin^2 \alpha / 2$ (dacă $x_{\min 1,2} \leq x_{1,2}$ se evită subțierea dinților de către dinții cremalierii generatoare)
2	Numărul minim de dinți la limita subțierii dinților la picior cu cremalieră generatoare	$z_{\min 1,2}$	$z_{\min 1,2} = 2 (h_{\sigma 1,2}^* - x_{1,2}) / \sin^2 \alpha$ (trebuie ca: $z_{1,2} \geq z_{\min 1,2}$)
3	Raza de curbura a profilului pe flancul de picior în punctul de început al profilurilor evolventice	$\rho_{1,2}$ [mm]	$\rho_{1,2} = 0,5 d_{1,2} \sin \alpha - m (h_{\sigma}^* - x_{1,2}) / \sin \alpha$ (pentru evitarea subțierii trebuie respectată condiția: $\rho_{1,2} \geq 0$)
XII. Verificarea interferenței dinților (pinionul la danturi interioare)			
1	Raza de curbură a profilului în punctul de intrare în/ieșire din angrenare la piciorul dintelui	$\rho_{1,2}$ [mm]	$\rho_{1,1} = \pm a_w \sin \alpha_w \mp 0,5 d_{b,2} \tan \alpha_{\sigma 2}$ $\rho_{1,2} = a_w \sin \alpha_w \mp 0,5 d_{b,1} \tan \alpha_{\sigma 1}$ (condițiile de evitare a interferenței: $\rho_{1,1} \leq \rho_{1,1}$; $\rho_{1,2} \leq \rho_{1,2}$)
XIII. Verificarea continuității angrenării			
1	Gradul de acoperire al profilului	ϵ	$\epsilon = [z_1 \tan \alpha_{\sigma 1} \pm z_2 \tan \alpha_{\sigma 2} \mp (z_2 \pm z_1) \tan \alpha_w] / (2\pi)$ (pentru danturi neflancate) $\epsilon = [z_1 \tan \alpha_{F1} \pm z_2 \tan \alpha_{F2} \mp (z_2 \pm z_1) \tan \alpha_w] / (2\pi)$ (pentru danturi flancate) (se recomandă: $\epsilon \geq 1,2$)

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
XIV. Verificarea jocului la capul dinților			
1	Jocul la capul dinților	$c_{1,2}$ [mm]	$c_{1,2} = a_w - 0,5(d_{f2,1} + d_{a1,2}) -$ danturi exterioare $c_{1,2} = 0,5(\pm d_{f2,1} \mp d_{a1,2}) -$ danturi interioare (se recomandă: $c_{1,2} \geq 0,1$ m)
XV. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiiilor de cap ale celor două roți (interferența CAP.D – R1/CAP.D – R2) (danturi interioare)			
1	Parametru auxiliar de calcul	$\chi_{1,2}$	$\chi_{1,2} = z_1 \text{inv } \alpha_w / z_2 - \text{inv } \alpha_w + (1 - z_1/z_2) \text{inv } \alpha_w$
2	Unghi auxiliar	μ [rad]	$\mu = \arccos \{[(d_{a2}^2 - d_{a1}^2) / (4a_w d_{a1})]\}$
3	Parametru de criteriu al interferenței de tip CAP.D – R1/CAP.D – R2	v	$v = z_1 \mu / z_2 - \arcsin (d_{a1} \sin \mu / d_{a2}) + \chi_{1,2}$ (condiția de evitare a interferenței: $v \geq 0$)
XVI. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiiilor de cap ale roților (1) și (2) la montare prin deplasare radială (interferența CAP.D – R1/CAP.D – R2/montaj radial la angrenajele interioare dacă montajul axial nu este posibil)			
1	Parametru unghiular corespunzător valorii minime v	μ' [rad]	$\mu' = \arccos \{[(d_{a2}/d_{a1})^2 - 1] / [(z_2/z_1) - 1]\}^{0,5}$ Cazul 1: dacă $d_{a2}/d_{a1} < 1$, montajul radial nu este posibil (verificarea în continuare nu mai este necesară) Cazul 2: dacă $\mu' > \mu$, interferența este evitată iar verificarea încheiată (în alte condiții se continuă)
2	Parametru de criteriu al interferenței	v'	$v' = z_1 \mu' / z_2 - \arcsin (d_{a1} \sin \mu' / d_{a2}) + \chi_{1,2}$; dacă $v' \geq 0$, interferența este evitată, iar verificarea încheiată (în alte condiții se continuă)
3	Semiunghiul arcului de cap al dintelui pinionului (1)	ψ_{a1} [rad]	$\psi_{a1} = \pi / (2z_1) + 2\chi_1 \tan \alpha / z_1 + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w$

Tabelul 16.4 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
4	Mărimă auxiliară preliminară corespunzătoare valorii minime v'	n'	$n' = z_1(\mu' - \psi_{a1}) / \pi$
5	Mărimi auxiliare (numere întregi) corespunzătoare valorii minime v'	$n_i (i = 1 \dots 4)$	$n_1 = \text{INTEGER } (n' - 1);$ $n_2 = \text{INTEGER } n' = n_1 + 1;$ $n_3 = \text{INTEGER } (n' + 1) = n_1 + 2;$ $n_4 = \text{INTEGER } (n' + 2) = n_1 + 3$
6	Unghiuri auxiliare	$\mu_i (i = 1 \dots 4)$	$\mu_1 = \psi_{a1} + \pi n_1 / z_1$
7	Parametru de criteriu al interferenței	$v_i (i = 1 \dots 4)$	$v_1 = z_1 \mu_1 / z_2 - \arcsin (d_{a1} \sin \mu_1 / d_{a2}) + \chi_{1,2}$ <i>Cazul 1:</i> dacă toate valorile v_i sunt pozitive montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui dinte/gol. <i>Cazul 2:</i> dacă una dintre valorile v_i este negativă pentru n_i par/împar, montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui gol/dinte al pinionului respectiv. <i>Cazul 3:</i> dacă toate valorile v_i sunt negative, montajul radial nu este posibil

Tabelul 16.5. Calculul geometric al angrenajelor cilindrice exterioare sau interioare cu dinți înclinați realizate cu scule tip cremalieră

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
I. Date inițiale			
I. 1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii angrenajului			
1	Numărul de dinți	$z_{1,2}$	Se impune prin tema de proiectare
2	Modulul normal	m_n [mm]	STAS 822-82 (tabelul 16.3) (se utilizează alte valori numai în cazuri speciale)
3	Unghiul de înclinare de divizare	β	Se impune prin tema de proiectare
4	Profilul de referință	—	STAS 821-82 (tabelele 16.2 și 16.4)
<i>Varianta A</i>			
9A	Distanța între axe	a_w [mm]	Se impune prin tema de proiectare (la reductoare de turajie conform STAS 6055-82; tabelul 16.3)
<i>Varianta B</i>			
9B	Coefficienții normali ai deplasărilor de profil	$x_{r,2}$	Se impun prin tema de proiectare (v. § 16.2.1.2)
10	Lățimea danturii	$b_{1,2}$	$b_1 = b_2 + (0,5 \dots 1,5) m_n$ (recomandări la § 16.10.1.1)
I.2. Date inițiale privind definirea condițiilor de precizie			
Se impun prin tema de proiectare (STAS 6273-81 și 12192-84)			
II. Elementele geometrice de bază privind angrenarea			
<i>Varianta A: se dă distanța între axe a_w</i>			
1	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = (z_2 \pm z_1) m_n / (2 \cos \beta)$ (dacă $a = a_w$, se trece la poz. 6)
2	Unghiul de presiune de referință frontal	α_f [grad]	$\alpha_f = \arctan (\tan \alpha_n / \cos \beta)$
3	Unghiul de angrenare frontal (de presiune frontal pe cilindrii de rostogolire)	α_{fw} [grad]	$\alpha_{fw} = \arccos [(a \cos \alpha_f) / a_w]$

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
4	Coefficientul normal al deplasărilor de profil însumate sau al diferenței deplasărilor de profil (angrenaj interior)	$x_{ns,d}$	$x_{ns,d} = (z_2 \pm z_1) \text{inv } \alpha_{nv} - \text{inv } \alpha_f / (2 \tan \alpha_n)$ $\text{inv } \alpha_f = \tan \alpha_f - \alpha_f$; $\text{inv } \alpha_{nv} = \tan \alpha_{nv} - \alpha_{nv}$
5	Coefficientul frontal al deplasărilor de profil însumate sau al diferenței deplasărilor de profil (angrenaj interior)	$x_{fs,d}$	$x_{fs,d} = -\cos \beta$
6	Coefficienții normali ai deplasărilor de profil	$x_{n,1,2}$	$x_{ns,d} = x_{n,2} \pm x_{n,1}$ (valorile x_{ns} , respectiv x_{nd} se repartizează pe cele două roți conform recomandărilor de la § 16.2.1.2)
7	Coefficienții frontali ai deplasărilor de profil	$x_{f,1,2}$	$x_{f,1,2} = x_{n,1,2} \cos \beta$
<i>Varianta B. se dau coeficienții deplasărilor de profil $x_{n,1,2}$</i>			
1	Coefficienții frontali ai deplasărilor de profil	$x_{f,1,2}$	$x_{f,1,2} = x_{n,1,2} \cos \beta$
2	Coefficientul frontal al deplasărilor de profil însumate, respectiv al diferenței deplasărilor de profil (angrenaj interior)	$x_{fs,d}$ x_{fd}	$x_{fs,d} = x_{f,2} \pm x_{f,1}$ (dacă x_{fs} , respectiv x_{fd} sunt nuli, se trece la poz. 5)
3	Unghiul de presiune de referință frontal	α_f [grad]	$\alpha_f = \arctan (\tan \alpha_n / \cos \beta)$
4	Unghiul de angrenare frontal	α_{av} [grad]	$\text{inv } \alpha_{nv} = 2x_{fs,d} \tan \alpha_f / (z_2 \pm z_1) + \text{inv } \alpha_f$; $\alpha_{nv} = \arg (\text{inv } \alpha_{nv})$
5	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = (z_2 \pm z_1) m_n / (2 \cos \beta)$
6	Distanța între axe	a_w [mm]	$a_w = a \cos \alpha_f / \cos \alpha_{nv}$
III. Elementele geometrice generale ale angrenajului			
1	Modulul frontal	m_f [mm]	$m_f = m_n / \cos \beta$
2	Diametrul de divizare	$d_{f,2}$ [mm]	$d_{f,2} = z_{1,2} m_n / \cos \beta = z_{1,2} m_f$
3	Raportul de transmitere	i_{f2}	$i_{f2} = z_2 / z_1$

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
4	Raportul numerelor de dinți	u	$u = z_{\text{mare}} / z_{\text{mic}}$
5	Diametrul de rostogolire	$d_{w1,2}$ [mm]	$d_{w1,2} = 2a_w / (i_{12} \pm 1) = 2a_w z_{1,2} / (z_2 \pm z_1)$
6	Coefficientul normal de modificare a distanței între axe	y_n	$y_n = (a_w - a) / m_n$
7	Coefficientul normal de micșorare al jocului de referință la cap	Δy_n	$\Delta y_n = x_{ns} - y_n$
8	Diametrul de picior	$d_{f1,2}$ [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2(h_{am}^* + c_n^* - x_{n1}) m_n$ $d_{f2} = d_2 \mp 2(h_{am}^* + c_n^* \mp x_{n2}) m_n$
9	Înălțimea de referință a dintelui (nescurtat)	h [mm]	$h = (2 h_{am}^* + c_n^*) m_n$
10	Înălțimea dintelui scurtat (în scopul restabilirii jocului de referință la cap egal cu cel de referință)	h_{sc} [mm]	$h_{sc} = a_w - (d_{f1} + d_{f2}) / 2 - c_n^* m_n$, sau $h_{sc} = h - \Delta y_n m_n$
11	Diametrul de cap de referință (cu dinți nescurtați)	$d_{a1,2}$ [mm]	$d_{a1} = d_1 + 2(h_{am}^* + x_{n1}) m_n$, sau $d_{a1} = d_{f1} + 2h$ $d_{a2} = d_2 \pm 2(h_{am}^* \pm x_{n2}) m_n$, sau $d_{a2} = d_{f2} \pm 2h$
12	Diametrul de cap scurtat (cu dinți scurtați)	$d_{asc1,2}$ [mm]	$d_{asc1} = d_1 + 2(h_{am}^* + x_{n1} - \Delta y_n) m_n$, sau $d_{asc1} = d_{f1} + 2h_{sc}$ $d_{asc2} = d_2 \pm 2(h_{am}^* \pm x_{n2} - \Delta y_n) m_n$, sau $d_{asc2} = d_{f2} \pm 2h_{sc}$
13	Diametrul de bază	$d_{b1,2}$ [mm]	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_f$
IV. Elemente privind poziția relativă a dinților			
1	Pasul normal de divizare	p_n [mm]	$p_n = \pi m_n$
2	Pasul frontal de divizare	p_f [mm]	$p_f = \pi m_f$
3	Pasul de bază frontal	p_b [mm]	$p_b = p_f \cos \alpha_f$
4	Unghiul de înclinare pe cilindrul de bază	β_b [grad]	$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha_n)$, sau $\beta_b = \arctan(\tan \beta \cos \alpha_f)$
5	Pasul de bază normal	p_{bn} [mm]	$p_{bn} = p_b \cos \beta_b$

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
V. Elemente geometrice specifice danturii flancate			
1	Unghiul de presiune frontal de flancare al capului dintelui profilului de referință	α_{F1a} [grd]	$\alpha_{F1a} \approx \arctan(\alpha_f + \Delta_{af1a} / h_{af1a})$ (α_f în radiani)
2	Raza de curbură a profilului frontal în punctul de început al flancării	$\rho_{F1,2}$ [mm]	$\rho_{F1} = 0,5 \sin \alpha_f d_1 + (h_{am} - h_{af1a} + x_{n1}) m_n / \sin \alpha_f$ $\rho_{F2} = 0,5 \sin \alpha_f d_2 \pm (h_{am} - h_{af1a} \pm x_{n2}) m_n / \sin \alpha_f$
3	Diametrul cilindrului de începere a flancării	$d_{F1,2}$ [mm]	$d_{F1,2} = (d_{b1,2}^2 + 4\rho_{F1,2}^2)^{0,5}$
4	Diametrul cilindrului de bază al flancării	$d_{bF1,2}$ [mm]	$d_{bF1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_{fFo}$
5	Unghiul de presiune în punctul inițial de flancare (pe profilul de bază)	$\alpha_{fF1,2}$ [grd]	$\alpha_{fF1,2} = \arccos(d_{b1,2} / d_{F1,2})$
6	Adâncimea de flancare a capului dintelui roții pe profilul frontal	$\Delta_{af1,2}$ [mm]	$\Delta_{af1} \equiv (d_{b1} - d_{bF1}) \left[(d_{a1}^2 - d_{bF1}^2)^{0,5} - (d_{F1}^2 - d_{bF1}^2)^{0,5} \right] / (2d_{bF1})$ $\Delta_{af2} \equiv (d_{b2} - d_{bF2}) \left[(d_{a2}^2 - d_{bF2}^2)^{0,5} \pm (d_{F2}^2 - d_{bF2}^2)^{0,5} \right] / (2d_{bF2})$
VI. Calculul lungimii (cotelor) normale peste goluri (danturi interioare)			
1	Unghiul de presiune pe cilindrul de diametru $d + 2x_f m_f = d + 2x_n m_n$	$\alpha_{fWN1,2}$	$\alpha_{fWN1,2} = \arccos [z_{1,2} \cos \alpha_f / (z_{1,2} + 2x_{f1,2})]$
2	Numărul teoretic de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	$N'_{1,2}$	$N'_{1,2} = z_{1,2} (\tan \alpha_{fWN1,2} / \cos^2 \beta_b - 2x_{n1,2} \tan \alpha_n / z_{1,2} - \text{inv } \alpha_f) / \pi$
3	Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți	$N_{1,2}$	$N_{1,2} = \text{INTEGER}(N'_{1,2} + 0,5)$
4	Lungimea (cota) frontală peste N dinți	$W_{fN1,2}$ [mm]	$W_{fN1,2} = [\pi(N_{1,2} - 0,5) + 2x_{f1,2} \tan \alpha_f + z_{1,2} \text{inv } \alpha_f] m_f \cos \alpha_f$
5	Lungimea (cota) peste N dinți	$W_{fN1,2}$ [mm]	$W_{fN1,2} = [\pi(N_{1,2} - 0,5) + 2x_{n1,2} \tan \alpha_n + z_{1,2} \text{inv } \alpha_n] m_n \cos \alpha_n$

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
VII. Verificarea posibilității de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți			
1	Raza de curbură a profilului frontal la capul dintelui	$\rho_{a1,2}$ [mm]	$\rho_{a1,2} = 0,5d_{b1,2} \tan \alpha_{n1,2}$
2	Raza de curbură a profilurilor antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinți	$\rho_{w1,2}$ [mm]	$\rho_{w1,2} = 0,5W_{N1,2}$ Condițiile de măsurare a lungimii (cotei) peste dinți: 1. $\rho_{f1} < \rho_{w1} < \rho_{a1}$; $\rho_{f2} < \rho_{w2} < \rho_{a2}$ – dinți neflancați 2. $\rho_{f1} < \rho_{w1} < \rho_{f1}$; $\rho_{f2} < \rho_{w2} < \rho_{f2}$ – dinți flancați
3	Latimea teoretică minimă a danturii care permite măsurarea lungimii (cotei) normale peste dinți	$b_{w1,2}$ [mm]	$b_{w1,2} = W_{n1,2} \sin \beta_b$ (dimensiunea $W_{n1,2}$ se poate măsura dacă: $b \geq b_{w1} + \Delta b$, unde $\Delta b \approx 2 \dots 5$ mm)
VIII. Calculul lungimii (cotei) peste bile, respectiv între bile (danturi interioare)			
1	Diametrul bilelor de control	d_B [mm]	$d_B \approx 1,8 m$
2	Unghiul de presiune frontal al centrelor bilelor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile	$\alpha_{B1,2}$ [grade]	$\text{inv } \alpha_{B1} = \text{inv } \alpha_n - \pi / (2z_1) + 2x_{n1} \tan \alpha_n / z_1 + d_B / (z_1 m_n \cos \alpha_n)$; $\alpha_{B1} = \arg(\text{inv } \alpha_{B1})$ $\text{inv } \alpha_{B2} = \text{inv } \alpha_n \mp \pi / (2z_2) + 2x_{n2} \tan \alpha_n / z_2 \pm d_B / (z_2 m_n \cos \alpha_n)$; $\alpha_{B2} = \arg(\text{inv } \alpha_{B2})$
3	Raza cercului pe care sunt așezate centrele bilelor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile	r_B [mm]	$r_{B1,2} = d_{b1,2} / (2 \cos \alpha_{B1,2}) = z_{1,2} m_1 \cos \alpha_n / (2 \cos \alpha_{B1,2})$
4	Lungimea (cota) peste/între bile în plan frontal	M_B [mm]	a. Roți cu z par: $M_{B1} = 2 r_{B1} + d_B$; $M_{B2} = 2 r_{B2} \pm d_B$ Roți cu z impar: $M_{B1} = 2 r_{B1} \cos(90^\circ / z_1) + d_B$; $M_{B2} = 2 r_{B2} \cos(90^\circ / z_2) \pm d_B$
IX. Verificarea posibilităților de măsurare a cotei peste/între bile			
1	Raza de curbură a profilului frontal în contact cu bila	$\rho_{B1,2}$ [mm]	$\rho_{B1,2} = 0,5(d_{b1,2} \tan \alpha_{B1,2} - d_B \cos \beta_b)$ Condiții de măsurabilitate: 1. $\rho_{B1,2} < \rho_{a1,2}$ 2. $M_{B1} \geq d_{a1} + \Delta M$ ($\Delta M = 0,2 \dots 2$ mm); $M_{B2} \geq d_{a2} \pm \Delta M$ 3. $2 r_{B1} - d_B > d_{f1}$; $2 r_{B2} \mp d_B > d_{f2}$ (dacă nu se respectă condițiile 1–3 se alege altă valoare pentru d_B)

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
X. Verificarea grosimii dinților pe cercul de cap			
1	Unghiul de presiune frontal la capul dintelui	$\alpha_{a1,2}$ [grd]	$\alpha_{a1,2} = \arccos [(z_{1,2} m_f \cos \alpha_f) / d_{a1,2}]$
2	Unghiul de înclinare pe cilindrul de cap	$\beta_{a1,2}$	$\beta_{a1,2} = \arctan [(d_{a1,2} \tan \beta) / d_{f1,2}]$
3	Arcul normal de cap al dintelui	$s_{am1,2}$ [mm]	$s_{am1} = d_{a1} [(0,5 \pi + 2 x_{f1} \tan \alpha_f) / z_1 + \text{inv } \alpha_{fa} - \text{inv } \alpha_{fa}] \cos \beta_{a1}$ $s_{am2} = d_{a2} [(0,5 \pi + 2 x_{f2} \tan \alpha_f) / z_2 \pm \text{inv } \alpha_f \mp \text{inv } \alpha_{fa2}] \cos \beta_{a2}$ (se recomandă: $s_{am} \geq 0,25 (0,2) m_n$)
XI. Verificarea subțierii dinților roților la prelucrare (pinionul la danturi interioare)			
1	Coefficientul normal minim de deplasare a profilului la limita subțierii (cu cremaliera generatoare)	$x_{n \min 1,2}$	$x_{n \min 1,2} = h_{am}^* - z_{1,2} \sin^2 \alpha_f / (2 \cos \beta)$ (dacă $x_{n \min 1,2} \leq x_{n1,2}$ se evită subțierea dinților de către dinții cremalierii generatoare)
2	Numărul minim de dinți la limita subțierii dinților la picior cu cremaliera generatoare	$z_{\min 1,2}$	$z_{\min 1,2} = 2 (h_{am1,2}^* - x_{n1,2}) (\cos \beta) / \sin^2 \alpha_f$ (trebuie ca: $z_{1,2} \geq z_{\min 1,2}$)
3	Raza de curbura a profilului frontal pe flancul de picior în punctul de început al profililor evolventice	$\rho_{f1,2}$ [mm]	$\rho_{f1,2} = 0,5 d_{f1,2} \sin \alpha_f - m_n (h_{am}^* - x_{n1,2}) / \sin \alpha_f$ (pentru evitarea subțierii trebuie respectată condiția: $\rho_{f1,2} \geq 0$)
XII. Verificarea interferenței dinților (pinionul la danturi interioare)			
1	Raza de curbură a profilului frontal în punctul de intrare în/ieșire din angrenare la picionul dintelui	$\rho_{f1,2}$ [mm]	$\rho_{f1} = \pm a_w \sin \alpha_{pw} \mp 0,5 d_{b2} \tan \alpha_{fa2}$ $\rho_{f2} = a_w \sin \alpha_{pw} \mp 0,5 d_{f1} \tan \alpha_{fa1}$ (condițiile de evitare a interferenței: $\rho_{f1} \leq \rho_{f1}$; $\rho_{f2} \leq \rho_{f2}$)
XIII. Verificarea continuității angrenării			
1	Gradul de acoperire frontal al profilului	ϵ_α	$\epsilon_\alpha = [z_1 \tan \alpha_{fa1} \pm z_2 \tan \alpha_{fa2} \mp (z_2 \pm z_1) \tan \alpha_{pw}] / (2\pi)$ (pentru danturi neflancate) $\epsilon_\alpha = [z_1 \tan \alpha_{f1} \pm z_2 \tan \alpha_{f2} \mp (z_2 \pm z_1) \tan \alpha_{pw}] / (2\pi)$ (pentru danturi flancate) (se recomandă: $\epsilon_\alpha \geq 1,2$)

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
2	Gradul de acoperire axial (al înclinării)	ε_β	$\varepsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m_n)$ (se recomandă: $\varepsilon_\beta \geq 1,2$)
3	Gradul de acoperire total	ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$
XIV. Verificarea jocului la capul dinților			
1	Jocul la capul dinților	$c_{1,2}$ [mm]	$c_{1,2} = a_w - 0,5 (d_{f2,1} + d_{a1,2}) -$ danturi exterioare $c_{1,2} = 0,5 (\pm d_{f2,1} \mp d_{a1,2}) -$ danturi interioare (se recomandă: $c_{1,2} \geq 0,1$ m)
XV. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale celor două roți (interferența CAP.D – R1/CAP.D – R2) (danturi interioare)			
1	Parametru auxiliar de calcul	$\chi_{1,2}$	$\chi_{1,2} = z_1 \text{inv } \alpha_{a1} / z_2 - \text{inv } \alpha_{a2} + (1 - z_1/z_2) \text{inv } \alpha_w$
2	Unghi auxiliar	μ [rad]	$\mu = \arccos [(d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_w d_{a1}) / (4a_w d_{a1})]$
3	Parametru de criteriu al interferenței de tip CAP.D – R1/CAP.D – R2	v	$v = z_1 \mu / z_2 - \arcsin (d_{a1} \sin \mu / d_{a2}) + \chi_{1,2}$ (condiția de evitare a interferenței: $v \geq 0$)
XVI. Calculul parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței muchiilor de cap ale roților (1) și (2) la montare prin deplasare radială (interferența CAP.D – R1/CAP.D – R2/montaj radial la angrenajele interioare dacă montajul axial nu este posibil)			
1	Parametru unghiular corespunzător valorii minime v	μ' [rad]	$\mu' = \arccos \{ [(d_{a2}/d_{a1})^2 - 1] / [(z_2/z_1) - 1] \}^{0,5}$ Cazul 1: dacă $d_{a2}/d_{a1} < 1$, montajul radial nu este posibil (verificarea în continuare nu mai este necesară) Cazul 2: dacă $\mu' > \mu$, interferența este evitată iar verificarea încheiată (în alte condiții se continuă)
2	Parametru de criteriu al interferenței	v'	$v' = z_1 \mu' / z_2 - \arcsin (d_{a1} \sin \mu' / d_{a2}) + \chi_{1,2}$; dacă $v' \geq 0$, interferența este evitată, iar verificarea încheiată (în alte condiții se continuă)
3	Semiunghiul arcului frontal de cap al dintelui pinionului (1)	ψ_{a1} [rad]	$\psi_{a1} = \pi / (2z_1) + 2x_{n1} \tan \alpha_n / z_1 + \text{inv } \alpha_n - \text{inv } \alpha_{a1}$

Tabelul 16.5 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
4	Mărimă auxiliară preliminară corespunzătoare valorii minime v'	n'	$n' = z_1(\mu' - \psi_{n1}) / \pi$
5	Mărimi auxiliare (numere întregi) corespunzătoare valorii minime v'	$n_i (i = 1...4)$	$n_1 = \text{INTEGER } (n' - 1); \quad n_2 = \text{INTEGER } n' = n_1 + 1;$ $n_3 = \text{INTEGER } (n' + 1) = n_1 + 2; \quad n_4 = \text{INTEGER } (n' + 2) = n_1 + 3$
6	Unghiuri auxiliare	$\mu_i (i = 1...4)$	$\mu_1 = \psi_{n1} + \pi n_1 / z_1$
7	Parametru de criteriu al interferenței	$v_i (i = 1...4)$	$v_i = z_1 \mu_i / z_2 - \arcsin (d_a / d_a 2) + \chi_{1,2}$ Cazul 1: dacă toate valorile v_i sunt pozitive montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui dinte/gol. Cazul 2: dacă una dintre valorile v_i este negativă pentru n_i par/impar, montajul radial este posibil după axa de simetrie a unui gol/dinte al pinionului respectiv. Cazul 3: dacă toate valorile v_i sunt negative, montajul radial nu este posibil

16.2.2. Angrenaje conice

În fig. 16.8 sunt prezentate elementele geometrice de bază ale unui angrenaj conic. La angrenajul conic cu dinți drepți, înălțimea dinților este proporțională descrescătoare iar jocul radial constant pe toată lățimea, în timp ce la angrenajul conic cu dinți înclinați sau curbi înălțimea dinților, respectiv jocul, pot fi constante sau proporțional descrescătoare. Pentru un unghi între axe $\Sigma = 90^\circ$, angrenajul se numește *angrenaj conic ortogonal*.

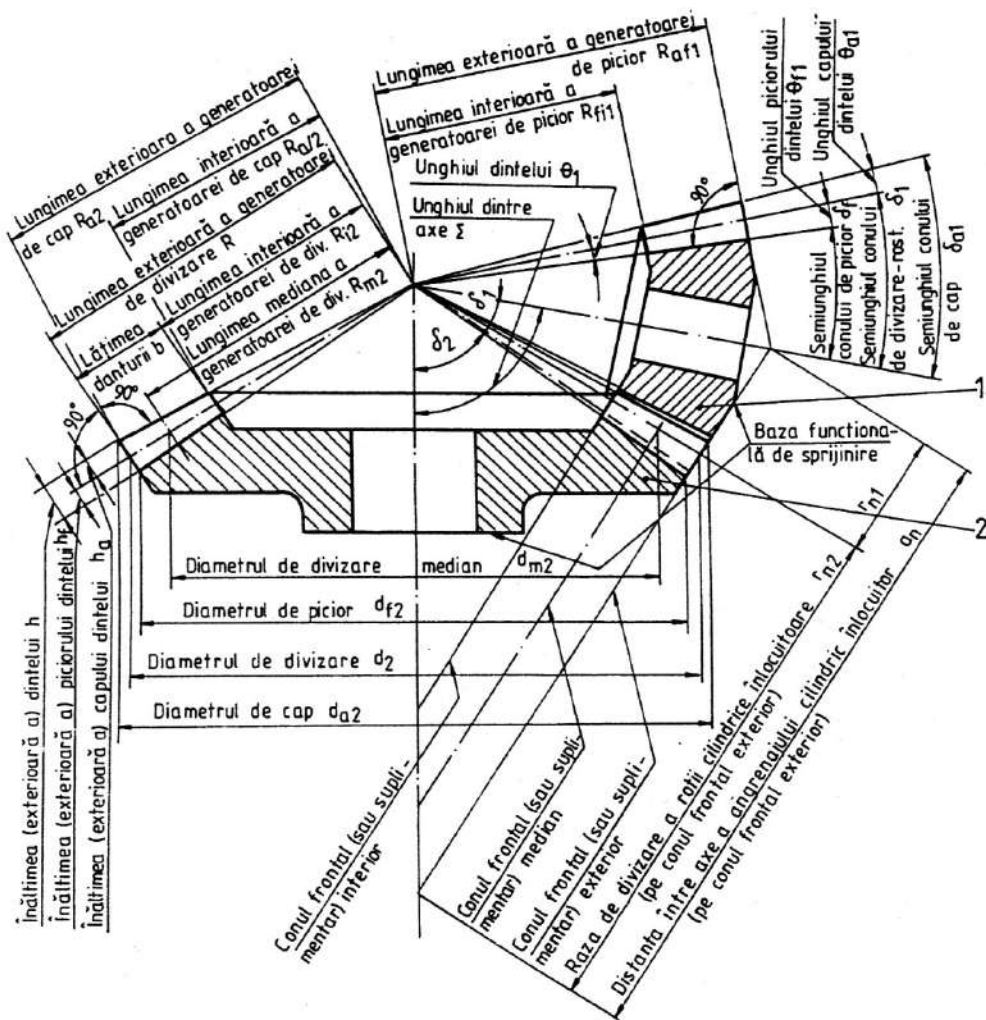


Fig. 16.8

16.2.2.1. Profilul de referință

Dantura roților dințate conice este definită de un profil de referință standardizat (STAS 6844-80; fig. 16.9) raportat la linia de referință, secțiunea considerată pentru danturi drepte sau înclinate fiind cea corespunzătoare conului frontal exterior. Profilul de referință

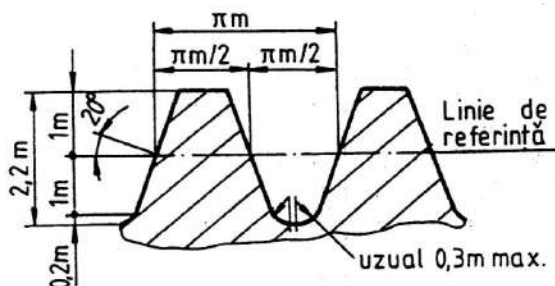


Fig. 16.9

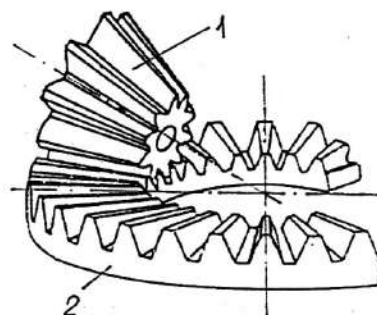


Fig. 16.10

la angrenajele conice este definit de profilul frontal exterior al unei roți plane de referință, parametrii definitorii pentru danturi drepte sau înclinate fiind dați în STAS 6844-80 (tabelul 16.6) (pentru danturi curbe nu există o roată plană de referință standardizată). Roata plană complementară roții plane de referință se numește roata plană generatoare (fig. 16.10 – angrenaj fictiv generator format din roata plană generatoare 2 și roata conică de prelucrat 1). Elementele geometrice și forma danturii roții conice prelucrate sunt în directă corelație cu tipul danturii roții plane generatoare și parametrii procesului de angrenare roată conică – roată plană generatoare. Din considerente tehnologice se utilizează flancuri drepte pentru dinții roții plane generatoare, obținându-se, în acest caz, angrenajul conic cu dantura octoidală.

16.2.2.2. Deplasarea danturii

Angrenajele conice se realizează, de regulă, ca angrenaje zero sau zero deplasate. Pentru obținerea unor calități de angrenare și rezistență egale pentru pinion și roata condusă, se utilizează deplasări de profil pe direcție radială și tangențială.

Verificările limitelor de generare și funcționare ale angrenajului se realizează pentru roțile cilindrice înlocuitoare corespunzătoare conului frontal exterior, mediu sau interior (v. fig. 16.8). La angrenajele conice cu dinți drepti, subțierea dinților se verifică pe conul frontal exterior și interior, la roțile prelucrate prin rabotare și pe conul frontal median, la roțile prelucrate prin frezare și broșare. Celelalte limite referitoare la ascuțirea dinților, interferența, grad de acoperire, se verifică numai pe conul frontal exterior.

Coefficienții deplasărilor de profil pe direcție radială se adoptă din condiția realizării unor alunecări specifice egalizate ($x_{r1} = -x_{r2}$), iar coeficienții deplasărilor de profil pe direcție tangențială, din condiția de egală rezistență la baza dintelui.

16.2.2.3. Calculul geometric

Metodica pentru calculul geometric al angrenajelor conice cu dantură dreaptă octoidală este dată în STAS 12270-84. În conformitate cu acest standard, calculul geometric pentru angrenajele conice cu dinți drepti sau înclinați se realizează pe baza schemei bloc din fig.16.11:

- în varianta A, se impune modulul exterior m_e ca dată inițială (în mod obișnuit standardizat);

Tabelul 16.6. Parametrii de definiție ai formei și dimensiunilor danturii roții plane de referință cu dinți dreپți sau înclinați la angrenajele conice octoidale (STAS 6844-80)

Poz.	Denumirea parametrului	Simbol Unitate de masură	Valori. Relații de calcul. Standarde. Recomandări	
			Dinți dreپți	Dinți înclinați
1	Unghiul de presiune normal de divizare	α_n [grd]	$\alpha_n = \alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$
2	Modulul (frontal) exterior	m_t [mm]	Se adoptă din STAS 822-81 (v. tabelul 16.3)	
3	Unghiul de înclinare de divizare median	β_m	0	Se adoptă
4	Coefficientul (frontal) capului de referință al dintelui	h_n^*	1	$\cos \beta_m$
5	Coefficientul (frontal) piciorului de referință al dintelui	h_f^*	1,2	$1,2 \cos \beta_m$
6	Coefficientul (frontal) înălțimii utile de referință a dintelui	h_w^*	2	$2 \cos \beta_m$
7	Coefficientul (frontal) înălțimii de referință a dintelui	h^*	2,2	$2,2 \cos \beta_m$
8	Coefficientul (frontal) jocului de referință la fund	c^*	0,2	$0,2 \cos \beta_m$
9	Coefficientul (frontal) razei de racordare la piciorul dintelui	ρ_f^*	$\leq 0,3$	
10	Coefficientul (frontal) deplasării radiale, respectiv tangentială, de profil	$x_{r,d}$	Se adoptă	
11	Numărul de dinți	z_0	$z_0 = z / \sin \delta$	
12	Pașul frontal (exterior)	p_e [mm]	$p_e = \pi m_e$	
13	Înălțimea capului de referință al dintelui	h_{g0} [mm]	$h_{g0} = h_g m_e$	
14	Înălțimea piciorului de referință al dintelui	h_{r0} [mm]	$h_{r0} = h_r m_e$	
15	Înălțimea utilă de referință a dintelui	h_{w0} [mm]	$h_{w0} = h_w m_e$	
16	Înălțimea de referință a dintelui	h_0 [mm]	$h_0 = h m_e$	
17	Jocul de referință la fund	c_0 [mm]	$c_0 = c m_e$	
18	Raza de racordare (normală) de referință la piciorul dintelui	ρ_{r0} [mm]	$\rho_{r0} = \rho_r m_e$	

Observații:

1. Parametrii specificați sunt raportați la modulul frontal exterior, dar pot fi raportați și la modulul frontal median.
2. La danturi conice înclinate, parametrii de definiție depind de unghiul de înclinare de divizare median β_m ; în aceste cazuri se pot folosi valori rotunjite la sutime sau valori comune pe un interval (de exemplu, pentru $\beta_m = 25 \dots 30^\circ$ se adoptă $\beta_m = 27,5^\circ$).
3. Raza de racordare la baza dintelui se consideră în secțiune normală; se admit valori mai mari dacă nu este afectat procesul de angrenare sau valori mai mici limitate de valoarea $\rho_{r\min}^* = 0,15$.
4. Pentru angrenaje conice care funcționează în condiții speciale se pot folosi și profiluri de referință diferite de cel prezentat.

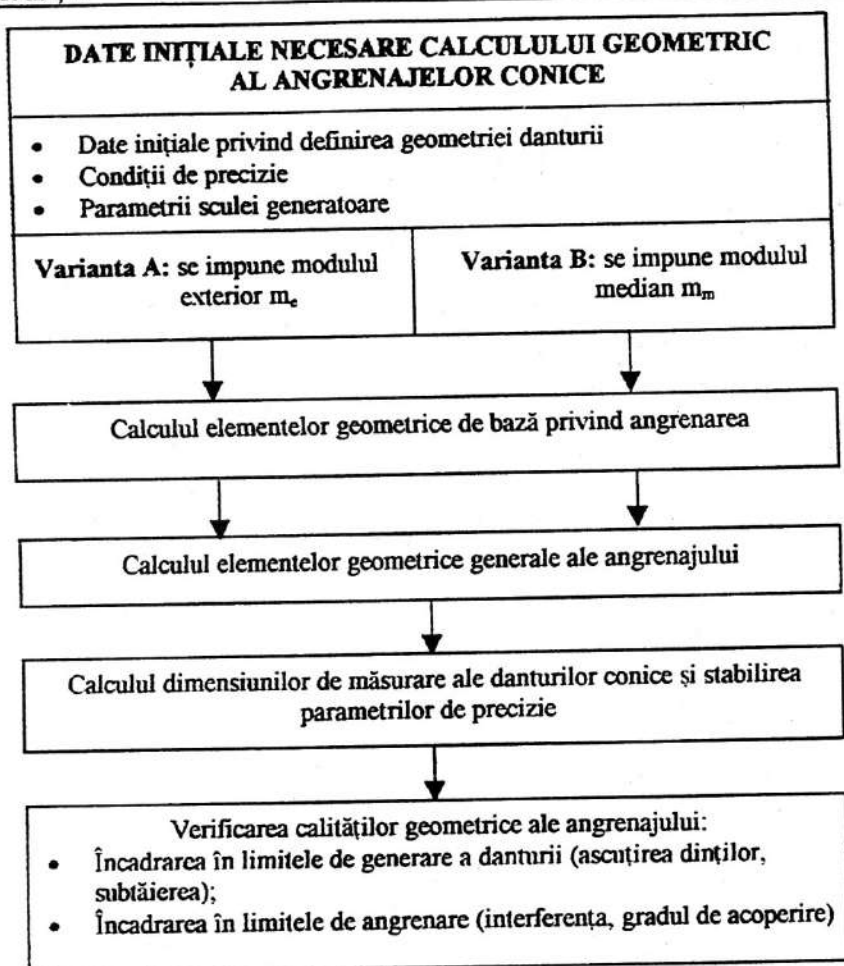


Fig. 16.11

- în varianta B, se impune modulul median m_m ca dată inițială (în mod obișnuit standardizat).

În tabelul 16.7 este prezentat calculul geometric al angrenajelor conice cu dinți drepi.

16.2.3. Angrenaje cu axe încrucișate

Prin particularizări ale *angrenajului hiperbolic* (fig. 16.12) – angrenaj format din două roți cu dantură dispusă pe suprafețele a doi hiperboloizi de rotație tangenți între ei după generatoarea comună, care realizează transmiterea mișcării și puterii între doi arbori cu axe încrucișate în spațiu – se obțin celelalte tipuri de angrenaje cu axe încrucișate:

- *angrenaje cilindrice elicoidale* – roțile hiperboloidale se aproximează cu suprafețe cilindrice;
- *angrenaje hipoidale* – dacă se utilizează porțiunile de capăt ale hiperboloizilor și se aproximează cu suprafețe conice;

Tabelul 16.7. Calculul geometric al angrenajelor conice exterioare cu danturi drepte octoidale

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
Date inițiale			
I. 1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii angrenajului			
1	Numărul de dinți	$z_{1,2}$	Se impune prin tema de proiectare
<i>Varianta A</i>			
2A	Modulul frontal exterior	m_e [mm] ($m_e \approx m$)	Se impune prin tema de proiectare (se recomandă utilizarea valorilor standardizate: STAS 822-82; tabelul 16.3)
<i>Varianta B</i>			
2B	Modulul frontal median	m_m [mm]	Se impune prin tema de proiectare (se recomandă utilizarea valorilor standardizate: STAS 822-82; tabelul 16.3)
3	Profilul de referință	—	STAS 6844-80 (v. fig. 16.9 și 16.10, respectiv tabelul 16.6)
4	Unghiul dintre axe	Σ [grad]	Se impune prin tema de proiectare
5	Coefficientul de deplasare radială a profilului	$x_{r,1,2}$	$x_{r,1,2} = -x_{r,2,1}$
6	Coefficientul de deplasare tangențială a profilului	$x_{t,1,2}$	$x_{t,1,2} = -x_{t,2,1}$
7	Lațimea danturii	b [mm]	De regulă: $b_1 = b_2 = b$ ($b \leq 0,3 R$ și $b \leq 10 m_e$; v. poz. II)
I. 2. Date inițiale privind definirea condițiilor de precizie a dimensiunilor de măsurare ale dinților			
Se impun prin tema de proiectare (STAS 6160-81 și 12192-84)			
II. Calculul elementelor geometrice de bază ale danturii roților angrenajului			
<i>Varianta B: se dă modulul exterior m_e</i>			
1	Unghiul conului de divizare	$\delta_{1,2}$ [grad]	<p>Cazul 1. Angrenaje ortogonale ($\Sigma = 90^\circ$): $\delta_{1,2} = \arctan(z_{1,2} / z_{2,1})$</p> <p>Cazul 2. Angrenaje neortogonale ($\Sigma \neq 90^\circ$): $\delta_1 = \arctan[\sin \Sigma / (z_2 / z_1 + \cos \Sigma)]$ $\delta_2 = \arctan[(z_2 \sin \Sigma / z_1) / (1 + z_2 \cos \Sigma / z_1)]$</p>

Tabelul 16.7 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
2	Lungimea exterioară a generatorii de divizare	R [mm] ($R_e \equiv R$)	$R = z_1 m_e / (2 \sin \delta_1) = z_2 m_e / (2 \sin \delta_2)$
3	Lungimea mediană a generatorii de divizare	R_m [mm]	$R_m = R - b / 2$
4	Modulul frontal median	m_m [mm]	$m_m = m_e R_m / R$
<i>Varianta B: se dă modulul median m_m</i>			
1	Unghiul conului de divizare	$\delta_{1,2}$ [grd]	<i>Cazul 1. Angrenaje ortogonale ($\Sigma = 90^\circ$):</i> $\delta_{1,2} = \arctan (z_{1,2} / z_{2,1})$ <i>Cazul 2. Angrenaje neortogonale ($\Sigma \neq 90^\circ$):</i> $\delta_1 = \arctan [\sin \Sigma / (z_2 / z_1 + \cos \Sigma)]$ $\delta_2 = \arctan [(z_2 \sin \Sigma / z_1) / (1 + z_2 \cos \Sigma / z_1)]$
2	Lungimea mediană a generatorii de divizare	R_m [mm]	$R_m = z_1 m_m / (2 \sin \delta_1) = z_2 m_m / (2 \sin \delta_2)$
3	Lungimea exterioară a generatorii de divizare	R [mm] ($R_e \equiv R$)	$R = R_m + b / 2$
4	Modulul (frontal) exterior	m_e [mm] ($m_e \equiv m$)	$m_e = m_m R / R_m$
III. Elementele geometrice generale ale angrenajului			
1	Diametrul de divizare exterior	$d_{1,2}$ [mm]	$d_{1,2} = m_e z_{1,2}$
2	Diametrul de divizare median	$d_{m,1,2}$ [mm]	$d_{m,1,2} = m_m z_{1,2}$
3	Raportul de transmitere	$i_{1,2}$	$i_{1,2} = z_2 / z_1$
4	Raportul numerelor de dinți	u	$u = z_{\text{mare}} / z_{\text{mic}}$
5	Înălțimea capului de divizare exterior al dintelui	$h_{n,1,2}$ [mm]	$h_{n,1,2} = (h_n^* + x_{r,1,2}) m_e$
6	Înălțimea picionului de divizare exterior al dintelui	$h_{f,1,2}$ [mm]	$h_{f,1,2} = (h_f^* + c^* - x_{r,1,2}) m_e$
7	Înălțimea (exterioară) a dintelui	h [mm]	$h = (2 h_n^* + c^*) m_e$

Tabelul 16.7 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
8	Diametrul de cap (exterior)	$d_{a1,2}$ [mm]	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 h_{a1,2} \cos \delta_{1,2}$
9	Diametrul de picior (exterior)	$d_{f1,2}$ [mm]	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 h_{f1,2} \cos \delta_{1,2}$
10	Unghiul piciorului dintelui	$\theta_{f1,2}$ [grd]	$\theta_{f1,2} = \arctan (h_{f1,2} / R)$
11	Unghiul capului dintelui	$\theta_{a1,2}$ [grd]	Variantă A: $\theta_{a1,2} = \arctan (h_{a1,2} / R)$ Variantă B: $\theta_{a1,2} = \theta_{f2,1}$
12	Unghiul conului de cap	$\delta_{a1,2}$ [grd]	$\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{a1,2}$
13	Unghiul conului de picior	$\delta_{f1,2}$ [grd]	$\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \theta_{f1,2}$
14	Unghiul conului frontal	$\delta_{1,2}$ [grd]	$\Sigma = 90^\circ$; $\delta_{1,2} = \delta_{2,1}$; $\Sigma \neq 90^\circ$: $\delta_{1,2} = 90^\circ - \delta_{1,2}$
15	Unghiul dintre generatoarea conului de cap și generatoarea conului frontal exterior	$\lambda_{r1,2}$ [grd]	$\lambda_{r1,2} = 90^\circ - \theta_{a1,2}$
16	Unghiul dintre generatoarea conului de cap și planul frontal interior	$\lambda_{l1,2}$ [grd]	$\lambda_{l1,2} = 90^\circ + \delta_{a1,2}$
17	Înălțimea exterioară a conului de cap	$H_{a1,2}$ [mm]	$H_{a1,2} = R \cos \delta_{1,2} - h_{a1,2} \sin \delta_{1,2}$
18	Distanța de așezare (montaj)	$L_{1,2}$ [mm]	Se adoptă constructiv
19	Distanța de cap exterioară	$L_{a1,2}$ [mm]	$L_{a1,2} = L_{1,2} - H_{a1,2}$
20	Lățimea axială a danturii	$b_{x1,2}$	$b_{x1,2} = b \cos \delta_{a1,2} / \cos \theta_{a1,2}$
21	Distanța de cap interioară	$L_{ol1,2}$ [mm]	$L_{ol1,2} = L_{a1,2} + b_{x1,2}$
22	Înălțimea capului de divizare median al dintelui	$h_{om1,2}$ [mm]	Variantă A: $h_{om1,2} = (h_a^* + x_{r1,2}) m_m h_{om1,2} = (h_a^* + c^* + x_{r1,2}) m_m - c^* m_e$ Variantă B: $h_{om1,2} = (h_a^* + c^* + x_{r1,2}) m_m - c^* m_e$
23	Diametrul de cap median	$d_{om1,2}$ [mm]	$d_{om1,2} = d_{m1,2} + 2 h_{om1,2} \cos \delta_{1,2}$

Tabelul 16.7 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
IV. Elemente privind poziția relativă a dinților			
1	Pasul de divizare exterior	p [mm]	$p = \pi m$
2	Pasul de bază exterior (al roții cilindrice echivalente exterioare)	p_{bn} [mm]	$p_{bn} = p \cos \alpha$
V. Elementele geometrice ale angrenajului cilindric înlocuitor (pe conul frontal exterior)			
1	Numărul de dinți	$z_{n1,2}$	$z_{n1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$
2	Raportul de transmitere	$i_{n1,2}$	$i_{n1,2} = z_2 \cos \delta_1 / (z_1 \cos \delta_2)$
3	Diametrul de divizare	$d_{n1,2}$ [mm]	$d_{n1,2} = z_{n1,2} m$
4	Diametrul de cap	$d_{am1,2}$ [mm]	$d_{am1,2} = d_{n1,2} + 2 h_{an1,2}$
5	Diametrul de bază exterior	$d_{bn1,2}$ [mm]	$d_{bn1,2} = d_{n1,2} \cos \alpha$
6	Distanța între axe	a_n [mm]	$a_n = (d_{n1} + d_{n2}) / 2$
VI. Verificarea grosimii dinților pe cercul de cap exterior al dintelui			
1	Unghiul de presiune la capul exterior al dintelui	$\alpha_{n1,2}$ [grd]	$\alpha_{n1,2} = \arccos (z_{1,2} m_r \cos \alpha / d_{a1,2})$
2	Arcul de cap exterior al dintelui	s_n [mm]	$s_n = d_{a1,2} [s_{1,2} / d_{1,2} + (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{n1,2}) / \cos \delta_{1,2}]$ $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$; $\text{inv } \alpha_n = \tan \alpha_n - \alpha_n$; (se recomandă: $s_{n1,2} \geq 0,25 m$)
VII. Verificarea subțătăii dinților roților angrenajului la prelucrare			
1	Coefficientul minim de deplasare radială la limita subțătăii	$x_{\text{min}1,2}$	$x_{r\text{-min}1,2} = h_a^* - z_{1,2} \sin^2 \alpha / (2 \cos \delta_{1,2})$ (se evită subțătirea dinților dacă: $x_{r1,2} \geq x_{r\text{-min}1,2}$)
2	Numărul minim de dinți la limita subțătăii dinților	$z_{\text{min}1,2}$	$z_{\text{min}1,2} = 2 (h_a^* - x_{r1,2}) \cos \delta_{1,2} / \sin^2 \alpha$ (se evită subțătirea dinților dacă: $z_{1,2} \geq z_{\text{min}1,2}$)

Tabelul 16.7 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
VIII. Verificarea interferenței dinților roților în angrenare			
1	Raza de curbură a profilului dintelui roții cilindrice echivalente exterioare în punctul limită al profilului util	$\rho_{m 1,2}$ [mm]	$\rho_{m 1,2} = 0,5 d_{1,2} \sin \alpha / \cos \delta_{1,2} - (h_a^* - x_{r 1,2}) m_c / \sin \alpha$
2	Diametrul de bază exterior al roții echivalente	$d_{bm 1,2}$ [mm]	$d_{bm 1,2} = d_{1,2} \cos \alpha / \cos \delta_{1,2}$
3	Raza de curbură a profilului dintelui în punctul de intrare/ieșire din angrenare la piciorul dintelui la angrenajul paralel cilindric echivalent exterior	$\rho_{fn 1,2}$ [mm]	$\rho_{fn 1,2} = (d_1 + d_2) \sin \alpha / (2 \cos \delta_{1,2}) - 0,5 d_{bm 2,1} \tan \alpha_{a2,1}$ Condiții de evitare a interferenței dinților: $\rho_{m 1} \leq \rho_{fn 1}$; $\rho_{m 2} \leq \rho_{fn 2}$
IX. Verificarea continuității angrenării			
1	Gradul de acoperire (frontal sau al profilului) la exterior	ϵ	$\epsilon = [z_{n 1} \tan \alpha_{n 1} + z_{n 2} \tan \alpha_{n 2} - (z_{n 1} + z_{n 2}) \tan \alpha] / (2 \pi)$ (trebuie ca: $\epsilon \geq 1,2$)

- *angrenaje melcate globoidale sau cilindrice* – dacă se utilizează ambele porțiuni simetrice de la mijlocul hiperboloizilor, respectiv una dintre ele se aproximează cu o suprafață cilindrică.

La toate tipurile de angrenaje cu axe încrucișate, unde suprafețele hiperboloidale de rostogolire se aproximează cu suprafețe cilindrice sau conice, contactul liniar dintre dinți devine, teoretic, punctiform, ceea ce implică o capacitate portantă redusă. Pentru creșterea portanței – cazul angrenajelor hipoide sau melcate – una dintre roți se danturează cu o sculă identică cu roata conjugată (așezată în aceeași poziție cu roata conjugată în funcționare). De asemenea – ca o particularitate deosebit de importantă în economia angrenării – simultan cu alunecarea relativă pe înălțimea dinților, apare și o alunecare relativă pe lungimea dinților, ceea ce conduce, pe de o parte, la reducerea zgomotului și vibrațiilor în timpul angrenării, dar, pe de altă parte, la creșterea proporțională a uzurii și a pericolului apariției gripării.

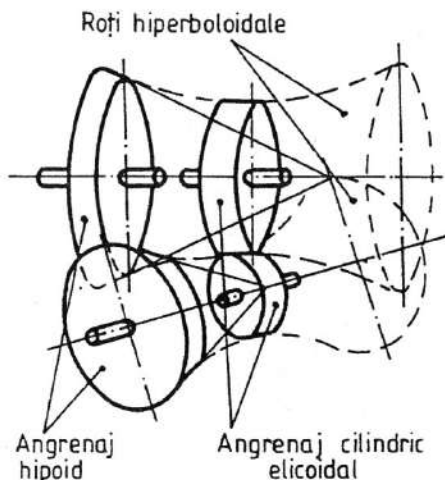


Fig. 16.12

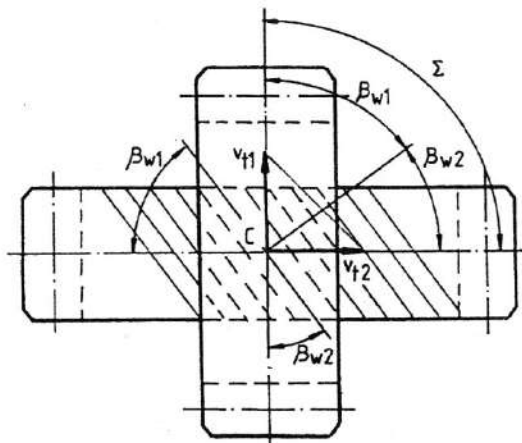


Fig. 16.13

16.2.3.1. Angrenaje elicoidale

Angrenajele elicoidale sunt constituite din două roți dințate cilindrice cu axe încrucișate cu unghiuri diferite de înclinare a dinților cu profil evolventic (fig. 16.13). Cilindrii de rostogolire sunt tangenți în punctul de rostogolire C, iar unghiul de încrucișare dintre axe

$$\Sigma = \beta_{w1} \pm \beta_{w2}, \quad (16.4)$$

unde $\beta_{w1,2}$ sunt unghiurile de înclinare a dinților pe cilindrii de rostogolire, cu semnele (+) sau (-), pentru sensuri identice, respectiv contrare ale elicelor dinților.

Datorită contactului punctiform dintre flancurile active ale dinților angrenajele elicoidale pot transmite puteri relativ reduse cu rapoarte de transmitere $i \leq 5$.

Calculul geometric și de rezistență al angrenajelor elicoidale este prezentat detaliat în [13].

16.2.3.2. Angrenaje hipoide

Angrenajele hipoide – pseudoconice – sunt formate din roți conice cu axe încrucișate în spațiu având, pentru evitarea contactului punctual pe flancurile active ale dinților și creșterea capacității portante, dinți curbi durificați superficial (fig. 16.14).

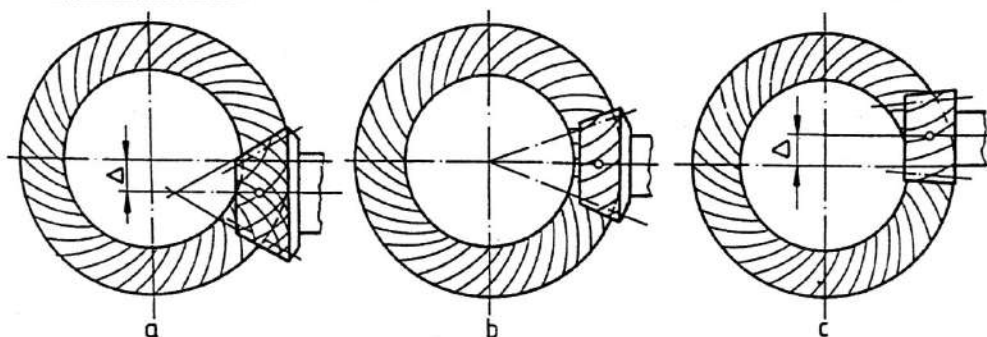


Fig. 16.14

Amplasarea pinionului față de roata condusă se poate realiza cu *deaxare plus* (fig. 16.14, a) – caz des utilizat în practică, deoarece pinionul devine mai robust datorită creșterii unghiului de înclinare a dinților, modulului frontal și diametrului de divizare – sau cu *deaxare minus* (fig. 16.14, c), comparativ cu angrenajul concurrent conic fără deaxare (fig. 16.14, b).

Angrenajele hipoide – cu rapoarte de transmitere $i \leq 10$ și numere de dinți ale pinionului $z_1 \geq 5$ – datorită faptului că asigură o funcționare silențioasă și un pinion cu portanță și rigiditate ridicate comparativ cu angrenajul conic, se utilizează în special în construcția transmisiilor finale ale autovehiculelor (*transmisii diferențiale*).

Calculul geometric și de rezistență al angrenajelor hipoide se realizează, principial, ca la angrenajele conice [17, 29].

16.2.3.3. Angrenaje melcate

Angrenajul melcat este un angrenaj cu axe încrucișate în spațiu cu unghiul $\Sigma = 90^\circ$, roțile conjugate numindu-se *melc* (de regulă, roata motoare, cu un număr redus de dinți – *începuturi*: $z_1 = 1 \dots 4$ și $\beta_1 > 45^\circ$), respectiv, *roata melcată*.

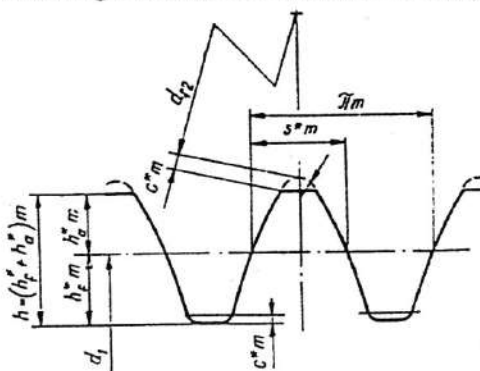
După forma melcului și a roții melcate, angrenajele melcate pot fi cu *melc cilindric* (v. fig. 16.1, k) sau cu *melc globoidal* (v. fig. 16.1, l), roata melcată fiind, în ambele cazuri, globoidală.

Angrenajele melcate realizează rapoarte mari de transmitere ($i = 6 \dots 100$ – reductoare; $i = 6 \dots 15$ – multiplicatoare; $i < 1000$ – transmisiile cinematice), cu portanță ridicată (puteri până la 100 kW și turații ale melcului de până la 4000 rot/min; s-au realizat și transmisiile melcate de putere – până la 1500 kW – cu turații ale melcului de până la 40 000 rpm), prezentând în același timp și câteva dezavantaje: randament scăzut datorită creșterii raportului de transmitere, condiții crescute de apariție a gripării și uzării datorită vitezelor mari de alunecare pe lungimea dinților, tehnologii complicate de execuție și montaj.

16.2.3.3.1. Melcul de referință

Angrenajele melcate cilindrice sunt definite de un *melc cilindric de referință*, ai cărui parametri sunt dați în STAS 6845-82 (tabelul 16.8). *Melcul de funcționare* și *melcul generator al roții conduse* sunt identici cu melcul de referință, cu excepția grosimii dintelui, micșorată în scopul obținerii jocului impus dintre flancuri (melcul de funcționare) și diametrului mărit, pentru a se realiza jocul la capul dinților (melcul generator al roții conduse).

Tabelul 16.8. Parametrii geometrici ai melcului de referință (STAS 6845-82)



Poz.	Parametrul profilului	Simbol Unitate de măsură	$\gamma \leq 26,5650^\circ$ ($q \geq 2z_1$)	$\gamma > 26,5650^\circ$ ($q < 2z_1$)
1	Unghiul de presiune normal de referință	α_n [grad]	$\alpha_n = 20^\circ$	
2	Unghiul de presiune axial de referință	α_x [grad]	$\alpha_x = 20^\circ$ – melc tip ZA $\alpha_x = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \gamma)$ – celelalte tipuri	
3	Coeficientul înălțimii capului dintelui	h_a^*	1,0	
4	Coeficientul jocului radial	c^*	Melci prelucrați pe strung și roți melcate prelucrate cu freze melc 0,2 0,2 cos γ Melci prelucrați cu freze deget sau freze disc în funcție de scula utilizată 0,2...0,3 (0,2...0,3) cos γ	
5	Coeficientul înălțimii piciorului spirei dintelui	h_f^*	$1,0 + c^*$	$2 \cos \gamma + c^* - 1$
6	Coeficientul înălțimii dintelui	h^*	$2,0 + c^*$	$2 \cos \gamma + c^*$
7	Coeficientul înălțimii utilizabile a dintelui	h_j^*	2,0	$2 \cos \gamma$
8	Coeficientul grosimii de calcul a dintelui	s^*	0,5 π	

În STAS 6845-82 sunt date tipurile de melci de referință și caracteristicile acestora: ZN1 – melc cu profil rectiliniu în secțiune normală pe dinte; ZN2 – melc cu profil rectiliniu în secțiune normală pe gol; ZA – melc arhimedic; ZE – melc în evolventă; ZK1 – melc prelucrat cu o sculă dublu – conică (freză disc sau piatră disc de rectificare); ZK2 – melc prelucrat cu o sculă conică (freză deget sau piatră deget de rectificat).

16.2.3.3.2. Calculul geometric

Metodica pentru calculul geometric al angrenajelor melcate cilindrice este dată în STAS 13023-91. În conformitate cu acest standard calculul geometric pentru angrenaje melcate cilindrice se realizează pe baza schemei bloc din fig.16.15:

– în varianta A, se impune distanța între axe a_w ca dată inițială (în mod obișnuit standardizată) și se calculează coeficientul deplasării de profil x al roții melcate;

– în varianta B, se impune coeficientul deplasării de profil x al roții melcate ca dată inițială (în mod obișnuit standardizat) și se calculează distanța între axe a_w .

Calculul geometric pentru angrenajul cu melc cilindric (fig. 16.16) este prezentat în tabelul 16.9.

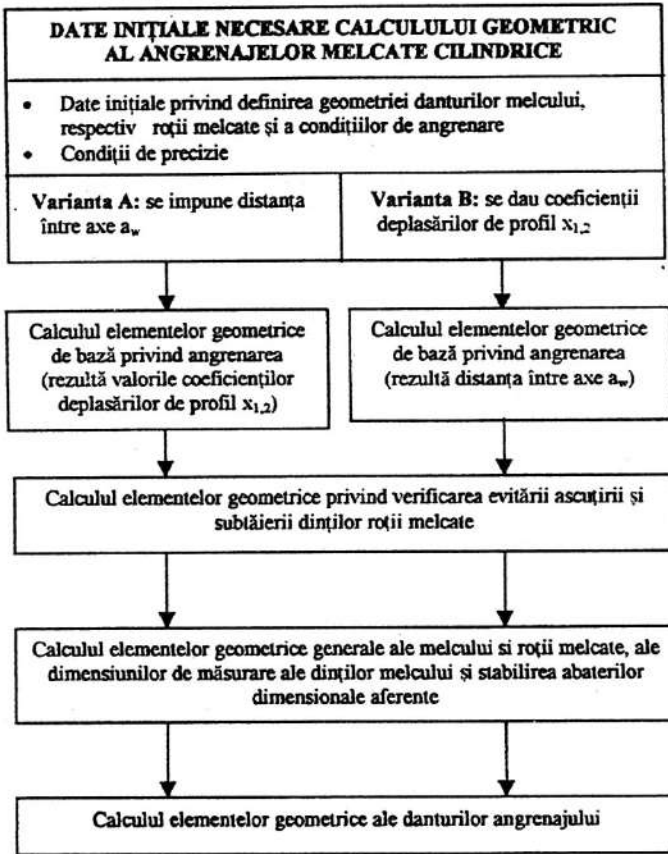


Fig. 16.15

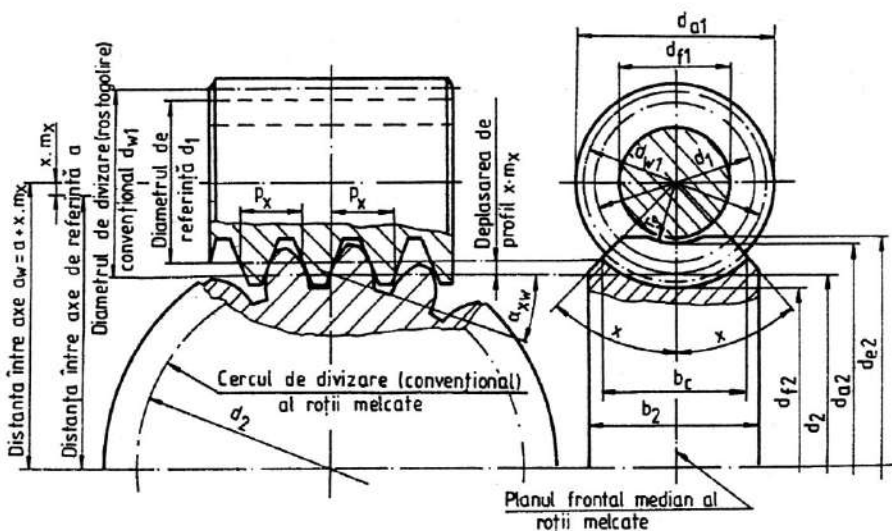


Fig. 16.16

Tabelul 16.9. Calculul geometric al angrenajelor melcate cilindrice

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
I. Date inițiale			
I. 1. Date inițiale privind definirea geometrică a danturii melcului			
1	Tipul melcului		Se impune prin tema de proiectare (STAS 6845-82)
2	Modulul axial al melcului (frontal al roții mecate)	m_x [mm]	Se impune prin tema de proiectare. Standardizat în planul axial: $m = 1...25$ (STAS 6845-82 și 822-82; tabelul 16.11) (se utilizează alte valori numai pentru cazuri speciale)
3	Coefficientul diametral al melcului	q	Se impune prin tema de proiectare (STAS 6845-82 tabelul 16.13)
4	Numărul de dinți (inceputuri) ai melcului	z_1	Tabelul 16.12
5	Melcul de referință		STAS 6845-82 (tabelul 16.8)
6	Coefficientul axial al profilului melcului	x_x	Pentru angrenajele melcate cu danturi standardizate: $x_x = 0$ (pentru cazuri speciale se impune prin tema de proiectare)
7	Sensul elicei melcului	Dreapta, stânga	
I. 2. Date inițiale privind definirea roții melcate și a condițiilor se angrenare			
1	Numărul de dinți ai roții melcate	z_2	Se indică prin temă
<i>Varianta A</i>			
2A	Distanța între axe	a_w [mm]	Se impune prin tema de proiectare (la reductoare de turație conform STAS 6055-82; tabelul 16.3)
<i>Varianta B</i>			
2B	Coefficientul deplasării de profil (al deplasării radiale) a roții melcate	x	Se impune prin tema de proiectare
3	Lățimea de calcul sau semiunghiul coroanei dințate a roții melcate	b_c [mm]	Se impune prin tema de proiectare numai una dintre aceste mărimi (v. tabelul 16.40)
4	Semiunghiul coroanei dințate a roții melcate	χ [grd]	

Tabelul 16.9 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
I.3. Date inițiale privind definirea condițiilor de precizie a dimensiunilor de măsurare ale dinților			
Se impune prin tema de proiectare (STAS 12192-84 și 6461-81)			
II. Calculul elementelor geometrice privind verificarea evitării ascuțirii și subțierii dinților roții melcate			
<i>Varianta A</i>			
1A	Coefficientul deplasării de profil (date inițiale în varianta A)	x	$x = a_w / m_x - 0,5 (q + z_2)$
1B	Distanța între axe (date inițiale în varianta B)	a_w [mm]	$a_w = 0,5 (q + z_2 + 2x) m_x$
2	Distanța între axe de referință	a [mm]	$a = 0,5 (q + z_2) m_x$
3	Diametrul de cap al melcului	d_{a1} [mm]	$d_{a1} = m_x (q + 2h_a)$
4	Unghiul de pantă al elicei de referință a melcului	γ [grad]	$\gamma = \arctan (z_1 / q)$
5	Unghiul de pantă al elicei de divizare (rostogolire) a melcului	γ_w [grad]	$\gamma_w = \arctan [z_1 / (q + 2x)]$
6	Unghiul de presiune normal al melcului pe cilindru de divizare (rostogolire)	α_{nw} [grad]	$\alpha_{nw} = \arctan (\tan \alpha_{sw} \cos \gamma_w)$ dacă se adoptă α_x ca dată inițială
7	Unghiul de presiune axial al melcului pe cilindru de divizare (rostogolire)	α_{sw} [grad]	1. Pentru melci tip ZA: $\alpha_{sw} = \alpha_x$ 2. Pentru melci tip ZN1, ZN2, ZE, ZK1, ZK2: $\alpha_{sw} = \arctan (\tan \alpha_{nw} / \cos \gamma_w)$
8	Distanța maximă între axe (la limita ascuțirii dinților roții melcate)	a_{max} [mm]	$a_{max} = m_x (0,55 z_2 - 0,64 - 0,024 \alpha_{sw}) + d_{a1} / 2$
9	Distanța minimă între axe (la limita subțierii dinților roții melcate)	a_{min} [mm]	$a_{min} = 0,5 (d_{a1} + m_x z_2 \cos^2 \alpha_{sw})$
10	Coefficientul maxim admis al deplasării de profil pentru evitarea ascuțirii dinților roții melcate	x_{max}	$x_{max} = (a_{max} - a) / m_x$

Tabelul 16.9 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
11	Coeficientul minim admis al deplasării de profil pentru evitarea subțierii dinților roții melcate	x_{\min}	$x_{\min} = (a_{\min} - a) / m_x$
12	Verificarea încadrării coeficientului de deplasare a profilului danturii în limitele admise pentru evitarea ascuțirii, respectiv subțierii dinților roții melcate	—	Dacă se realizează condiția $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$, soluția este bună și se continuă calculul geometric; în caz contrar, se caută alte soluții modificând datele inițiale (q , z_2 și, eventual, a_w) reluând calculul de la pct. 1
III. Calculul elementelor geometrice generale ale angrenajului			
1	Diametrul de referință al melcului	d_1 [mm]	$d_1 = qm_x$
2	Diametrul de divizare (rostogolire) convențional al melcului	d_{w1} [mm]	$d_{w1} = (q + 2x) m_x$
3	Înălțimea dintelui melcului, respectiv roții melcate	$h_{1,2}$ [mm]	$h_1 = h_2 = h = (2h_a^* + c^*) m_x$
4	Înălțimea capului de referință al melcului	h_{a1} [mm]	$h_{a1} = h_a^* m_x$
5	Înălțimea piciorului de referință al dintelui melcului	h_{f1} [mm]	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m_x$
6	Diametrul de picior al melcului	d_{f1} [mm]	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m_x$
7	Lungimea melcului	L [mm]	Tabelul 16.10
8	Diametrul de divizare (convențional) al roții melcate	d_2 [mm]	$d_2 = q_2 m_x$
9	Înălțimea capului de referință al roții melcate	h_{a2} [mm]	$h_{a2} = (h_a^* + x) m_x$
10	Diametrul de cap al roții melcate în planul frontal median	d_{a2} [mm]	$d_{a2} = m_x(z_2 + 2h_a^* + 2x)$ sau $d_{a2} = 2a_w - d_1 + 2h_{a1}$
11	Înălțimea piciorului de divizare al dintelui roții melcate	h_{f2} [mm]	$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x) m_x$

Tabelul 16.9 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
12	Diametrul de picior al roții melcate	d_{f2} [mm]	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x)m_x$
13	Diametrul exterior (de strunjire) al roții melcate	d_{e2} [mm]	Tabelul 16.40
14	Raza curbării de cap a coroanei dințate a roții melcate	r_p	$r_p = 0,5 d_1 - h_{a1}$
15	Lățimea coroanei dințate a roții melcate	b_2 [mm]	Se adoptă constructiv respectând condiția: $b_2 = b_c$ (v. tab. 16.14)
16	Unghiul de înclinare de referință al dintelui roții melcate	β_2 [grad]	$\beta_2 = \beta = \gamma$
17	Unghiul de înclinare de divizare al dintelui roții melcate	$\beta_{w,2}$ [grad]	$\beta_{w,2} = \beta_w = \gamma_w$
IV. Elemente privind poziția relativă a dinților			
1	Pasul axial al danturii melcului	p_x [mm]	$p_x = \pi m_x$
2	Pasul elicic melcului	p_z [mm]	$p_z = z_1 p_x$
3	Pasul de divizare normal al roții melcate	$p_{n,2}$ [mm]	$p_{n,2} = p_x \cos \gamma_w$
4	Pasul de divizare frontal al roții melcate	$p_{t,2}$ [mm]	$p_{t,2} = p_x$
V. Verificarea continuității angrenării			
1	Gradul de acoperire în planul frontal median la angrenaje cu melci tip ZA	ϵ_α	$\epsilon_\alpha = ((d_{a2}^2 - d^2 \cos^2 \alpha_x)^2 - d_2 \sin \alpha_x + [2 m_x (h_a^* - x)] / \sin \alpha_x) / (2 \pi m_x \cos \alpha_x)$
2	Gradul de acoperire echivalent mediu	ϵ_m	$\epsilon_m = ((d_{a2}^2 - d^2 \cos^2 \alpha_x)^2 - d_2 \sin \alpha_x + [2 m_x (h_a^* - x)] / \sin \alpha_x) / (2 \pi m_x \cos \alpha_x \cos^2 \theta)$ SAU $\epsilon_m = \epsilon_\alpha / \cos^2 \theta$, unde $\theta = \arccos(\cos \alpha_x \cos \gamma / \cos \alpha_w)$

Tabelul 16.10. Lungimi minime L_{\min} recomandate pentru melcii cilindrici (STAS 13023-91)

Coeficientul de deplasare a profilului dinților roții melcate x	Numărul de dinți z_1 ai melcului	
	1 și 2	3 și 4
	L_{\min} , mm	
0	$(11 + 0,06 z_2) m_x$	$(12,5 + 0,09 z_2) m_x$
+ 0,5	$(11 + 0,1 z_2) m_x$	$(12,5 + 0,1 z_2) m_x$
+ 1,0 (sau mai mare)	$(12 + 0,1 z_2) m_x$	$(13 + 0,1 z_2) m_x$
- 0,5	$(8 + 0,06 z_2) m_x$	$(9,5 + 0,09 z_2) m_x$
- 1,0	$(10,5 + z_1) m_x$	

Observații:

1. La valori intermediare ale coeficientului x , valoarea L_{\min} se stabilește prin interpolare sau adoptând valoarea care rezultă mai mare pentru extremitățile intervalului.

2. La melcii rectificați sau prelucrați prin frezare, lungimile rezultate din tabel trebuie majorate astfel: cu 25 mm, când $m_x < 10$ mm; cu 35...40 mm, când $m_x = 10...16$ mm; cu 50 mm, când $m_x > 16$ mm.

Tabelul 16.11. Recomandări pentru alegerea modulului la angrenajele melcate cilindrice

Raportul de transmitere i_{12}	Distanța între axe a_w , mm											
	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
	m , mm											
8; 16; 31,5	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
9; 10; 18; 20; 35,5; 40	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
11,2; 12,5; 22,4; 25; 45; 50	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
14; 28; 56; 63; 71	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
80; 90	-	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
100	-	-	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8

Observație. În cazuri speciale se admite și folosirea următoarelor valori: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12

Tabelul 16.12. Numarul de dinti (inceputuri) z_1 pentru melc la angrenajele melcate cilindrice

Raportul de transmitere i_{12}	8...14	16...28	31,5 și peste
Numărul de începuturi z_1	4	2	1

Tabelul 16.13. Coeficientul diametral q la angrenajele melcate cilindrice (STAS 6845-82)

m , mm	1...1,6	2 și 2,5	3...4	5...6,3	7...10	12...16	20 și 25
q	12	10	10	9	9	8	7
	14	12	11	10	10	9	8
	16	14	12	12	11	10	9

Observații:

1. Valorile evidențiate sunt de preferat (coeficienții mai mici îmbunătățesc randamentul angrenajului iar coeficienții mai mari cresc rigiditatea melcului).
2. Pentru melci cu un dinte și cu autofrânare statică asigurată se admite un coeficient diametral $q = 18$.
3. Se recomandă ca, în corelație cu destinația (reductoare, mașini-unelte, tractoare), să se stabilească pentru fiecare modul un singur coeficient diametral.

Tabelul 16.14. Lungimea L a melcului și lățimea b_2 a coroanei dințate a roții melcate

x	Numărul de dinți z_1 ai melcului	
	1; 2	4
	L	
- 1	$\geq (10,5 + z_1) m$	$\geq (10,5 + z_1) m$
- 0,50	$\geq (8 + 0,06 z_2) m$	$\geq (9,5 + 0,09 z_2) m$
0	$\geq (1 + 0,06 z_2) m$	$\geq (12,5 + 0,09 z_2) m$
+ 0,5	$\geq (11 + 0,1 z_2) m$	$\geq (12,5 + 0,1 z_2) m$
+ 1	$\geq (10,5 + 0,1 z_2) m$	$\geq (13 + 0,1 z_2) m$
-	b_2	
	$0,75 d_{a1}$	$0,67 d_{a1}$

Observație: La valori intermediare pentru deplasarea de profil x , b_1 se determină pentru valorile apropiate, admitând valoarea cea mai mare.

16.3. Deteriorarea angrenajelor

Principalele moduri de deteriorare a angrenajelor sunt prezentate în fig. 16.17 (pentru cele evidențiate există baze de calcul).

Oboseala de contact - pittingul - este principala cauză de distrugere a flancurilor dinților angrenajelor din materiale cu durități mici și mijlocii ($HB < 4500$ MPa). După un număr de cicluri de funcționare $N > 10^4$, pe suprafața activă a flancurilor dinților apar o serie de gropițe care, o dată cu creșterea numărului de cicluri, cresc atât în mărime, cât și ca număr; în final se distruge suprafața activă a flancurilor dinților, condițiile de ungere se înrăutățesc, cresc sarcinile dinamice și nivelul de zgomot și vibrații, iar angrenajul este scos din funcțiune.

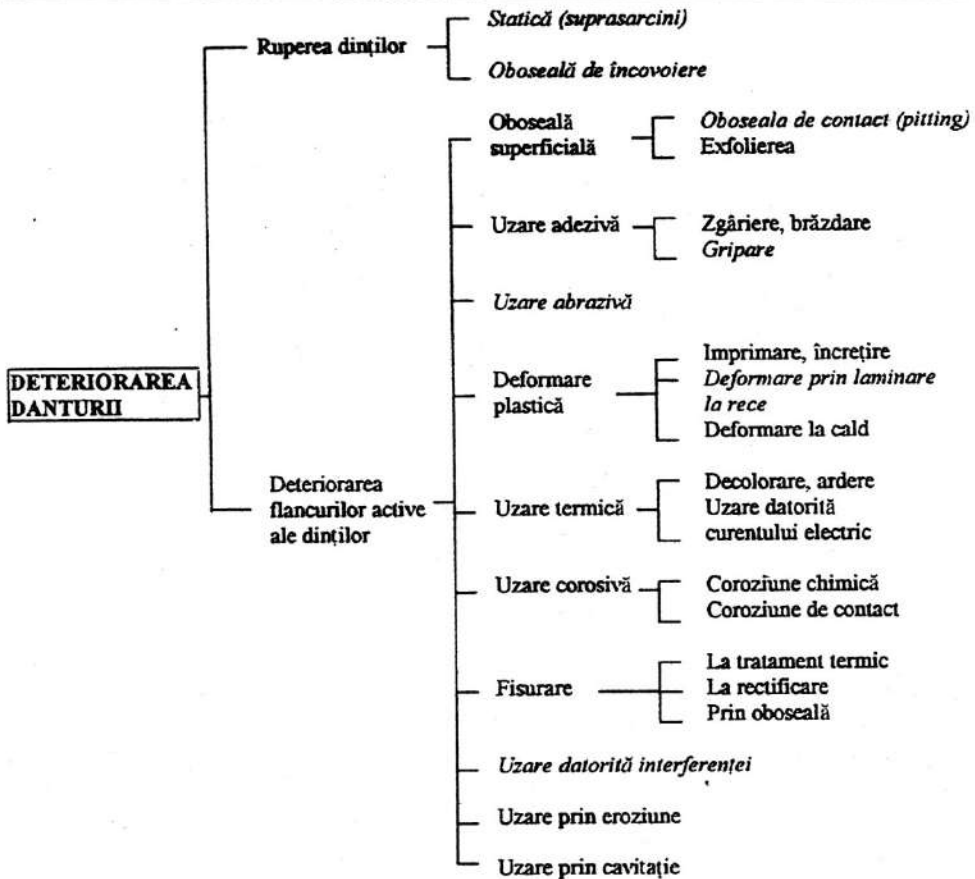


Fig. 16.17

În perioada de rodaj apare un *pitting incipient* – când pe vârfurile rugozităților se formează gropițe cu un diametru mic ($d \leq 0,5$ mm) – care, pe măsură ce suprafața activă de contact a flancurilor dinților crește, se oprește din dezvoltare sau poate chiar dispărea; la *pittingul progresiv*, gropițele sunt mari de la început și se dezvoltă continuu în timpul funcționării, până la deteriorarea suprafeței active a flancurilor dinților. Teoriile care încearcă să explice apariția pittingului consideră, în esență, drept cauze, oboseala superficială de contact a materialului dinților în interdependență cu prezența lubrifianțului în zonele de contact. În fig. 16.18 sunt prezentați principalii factori de influență asupra rezistenței flancurilor dinților la solicitarea prin oboseală de contact. Se definește drept *capacitate portantă a angrenajului la oboseală de contact* sarcina limită de încărcare a danturii la care se atinge rezistența admisibilă la oboseala de contact a flancurilor.

Griparea este o deteriorare rapidă prin uzare a suprafețelor active ale flancurilor dinților în mișcare relativă ca urmare a întreruperii peliculei de lubrifianț dintre acestea. Apariția gripării depinde de condițiile de funcționare ale angrenajului, caracteristicile lubrifianțului, microgeometria suprafețelor flancurilor, condițiile de execuție și montaj.

Angrenajele cele mai sensibile la gripare sunt cele cu viteze mari de alunecare relativă dintre flancurile active ale dinților: melcate, hipoide, elicoidale; la angrenajele cilindrice și conice, griparea poate apărea în cazul unor viteze de alunecare și sarcini mari.

**FACTORI DE INFLUENȚĂ
ASUPRA SOLICITĂRII LA
OBOSEALA DE CONTACT
A FLANCRILOR DINȚILOR**

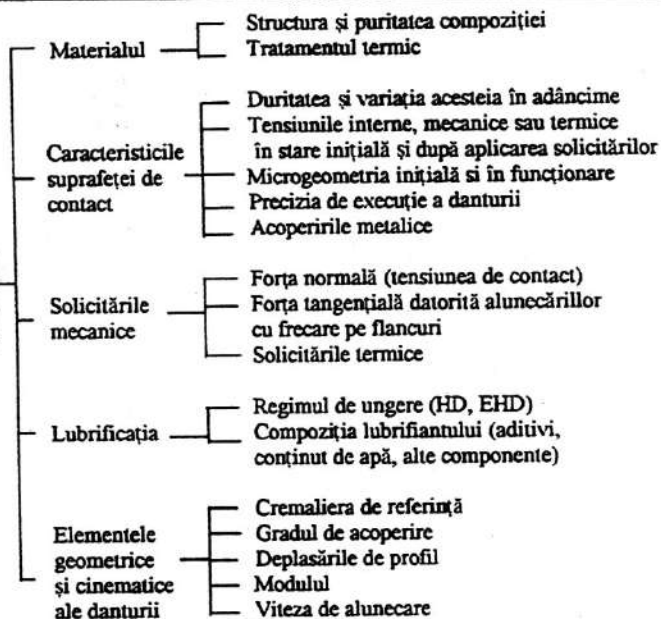


Fig. 16.18

În timpul funcționării pe suprafețele active ale flancurilor dinților în contact se formează straturi limită absorbite sau chemabsorbite, respectiv o peliculă interpusă de lubrifiant care asigură un *regim de ungere hidrodinamic* (HD) sau *elastohidrodinamic* (EHD). Dacă temperatura de funcționare crește, stratul de lubrifiant se poate întrerupe ca urmare a scăderii viscozității, nemaifiind asigurate condiții de ungere HD sau EHD, existând condiții de apariție a gripării. Totuși, straturile limită de pe suprafețele active ale flancurilor dinților, datorită absorbției componentelor activ-polare ale uleiului, pot asigura, și în aceste condiții, protecția contra gripării. La temperaturi ridicate de funcționare se pot distruge și aceste straturi, existând posibilitatea formării între suprafețele flancurilor a unor legături metalice prin microsuduri. Datorită mișcării relative dintre flancurile active ale dinților, aceste legături se rup; la un nou contact reapar, iar în final se dezvoltă, pe flancurile active ale dinților în direcția de alunecare, benzi de gripare care înrăutățesc condițiile de ungere, măresc sarcinile dinamice și, drept consecință, zgomotul și vibrațiile, ajungându-se, în final, la defectarea transmisiei prin sudarea sau ruperea dinților.

Se deosebesc două tipuri de gripare: *atermică*, caracteristică transmisiilor cu viteze mici și încărcări mari, sau *termică*, caracteristică transmisiilor cu viteze și încărcări mari. În funcționare apare inițial o *gripare de rodaj* – deteriorare ușoară a vârfurilor rugozităților, care se poate opri din dezvoltare – și apoi o *gripare progresivă*, care în final distruge flancul activ al dintelui datorită creșterii rugozității și apariției smulgerilor și microsudurilor punctelor metalice în contact.

Sarcina maximă pe care o poate suporta un angrenaj fără a apărea fenomenul de gripare se definește drept *capacitate portantă la gripare*. Ca soluții de creștere a capacității portante la gripare a angrenajelor se pot enumera: utilizarea unor cupluri de materiale antifricțiune și a unor uleiuri cu aditivi EP (la temperaturi ridicate, aditivii intră în reacție chimică cu suprafața metalică a dinților și cu oxigenul din aer formând, în punctele cu pericol de gripare, straturi chimice protectoare care sunt distruse prin uzare), tratamente termice și termochimice, micșorarea frecării de alunecare dintre flancuri prin rugozități mici, tehnologii de execuție adecvate (flancarea dinților, precizie de execuție ridicată, utilizarea unor module mici).

Ruperea dinților prin oboseala de încovoiere este principala cauză de distrugere a angrenajelor din oțel cu danturi durificate superficial ($HB > 4500$ MPa), fontă și materiale plastice. În timpul funcționării, dinții roților sunt supuși unui ciclu de solicitare pulsant sau alternant (roți intermediare încărcate în ambele sensuri). Indiferent de poziția forței aplicate pe dinte, fisurile care provoacă ruperea dinților apar în zonele de racordare datorită atât solicitărilor maxime, cât și concentratorilor de tensiune din aceste zone (fisurile inițiale mai pot avea drept cauze incluziuni în material, concentratori rezultați la debavurare sau rectificare). Sarcina limită de încărcare a danturii la care se atinge rezistența admisibilă la oboseala de încovoiere la piciorul dintelui reprezintă *capacitatea portantă a angrenajului la rupere prin oboseala de încovoiere a dinților*.

Rezistența la oboseala de încovoiere a dinților angrenajelor se poate îmbunătăți prin:

- creșterea secțiunii dinților prin utilizarea unor moduli mari;
- micșorarea concentratorilor de tensiune la piciorul dintelui prin soluții tehnologice eficiente;
- modificări ale elementelor geometrice ale danturii (deplasări de profil pozitive);
- tratamente termice prin care se introduc tensiuni de compresiune în stratul superficial al flancului dintelui și, implicit, în zona de racordare.

Uzarea flancurilor dinților poate fi *adezivă*, cauzată de un regim de ungere mixt între flancurile active ale dinților la viteze mici de alunecare, sau *abrazivă*, cauzată de impurități interpușe între suprafețele active în mișcare relativă.

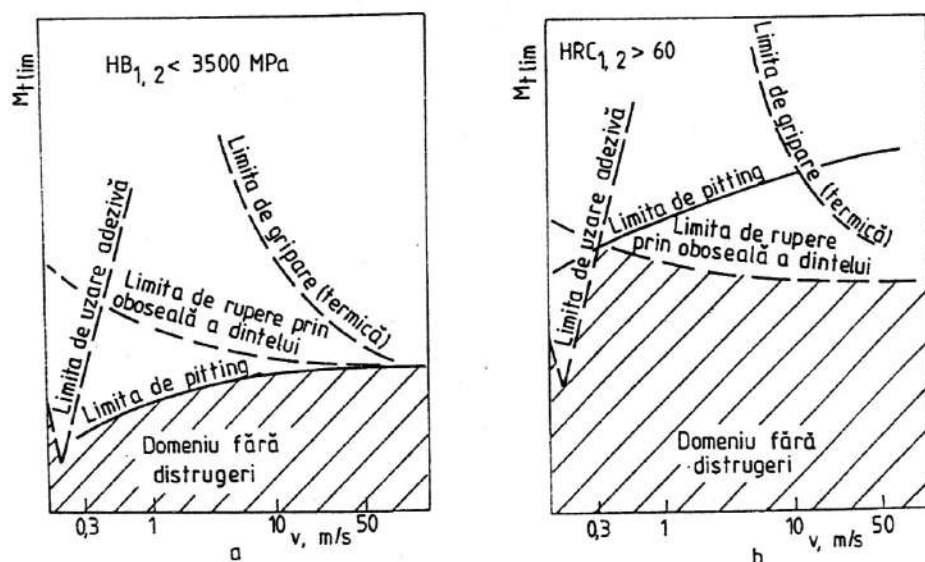


Fig. 16.19

În fig.16.19 sunt prezentate corelații calitative între diferitele capacități portante ale unui angrenaj, exprimate prin forța pe dinte și viteza periferică. Se observă că, la viteze mari, portanța angrenajului este limitată de fenomenul de gripare, în timp ce la viteze mici, de uzarea adezivă.

Ca o concluzie importantă: la angrenajele cilindrice și conice, principalele cauze de defectare sunt ruperea dinților prin oboseala de încovoiere și oboseala de contact a flancurilor dinților, în timp ce la angrenajele melcate și elicoidale, datorită vitezelor mari de alunecare dintr-un flancurile active ale dinților, frecvente sunt deteriorările prin gripare și uzare.

16.4. Materiale și tehnologii de execuție pentru angrenaje

Roțile dințate se execută din materiale metalice feroase (fonte și oțeluri) și neferoase (bronzuri, alame, aliaje de aluminiu), materiale plastice (textolit, poliamide, poliacetali), materiale sinterizate.

Fontele și bronzurile se utilizează în construcția roților dințate care funcționează în condițiile unor sarcini și viteze mici, conferind, în schimb, datorită proprietăților antifricțiune, rezistențe superioare la uzare.

Materialele plastice se utilizează, cu precădere, în transmisii cinematice la sarcini mici, în timp ce materialele sinterizate prezintă rezistență superioară la uzare.

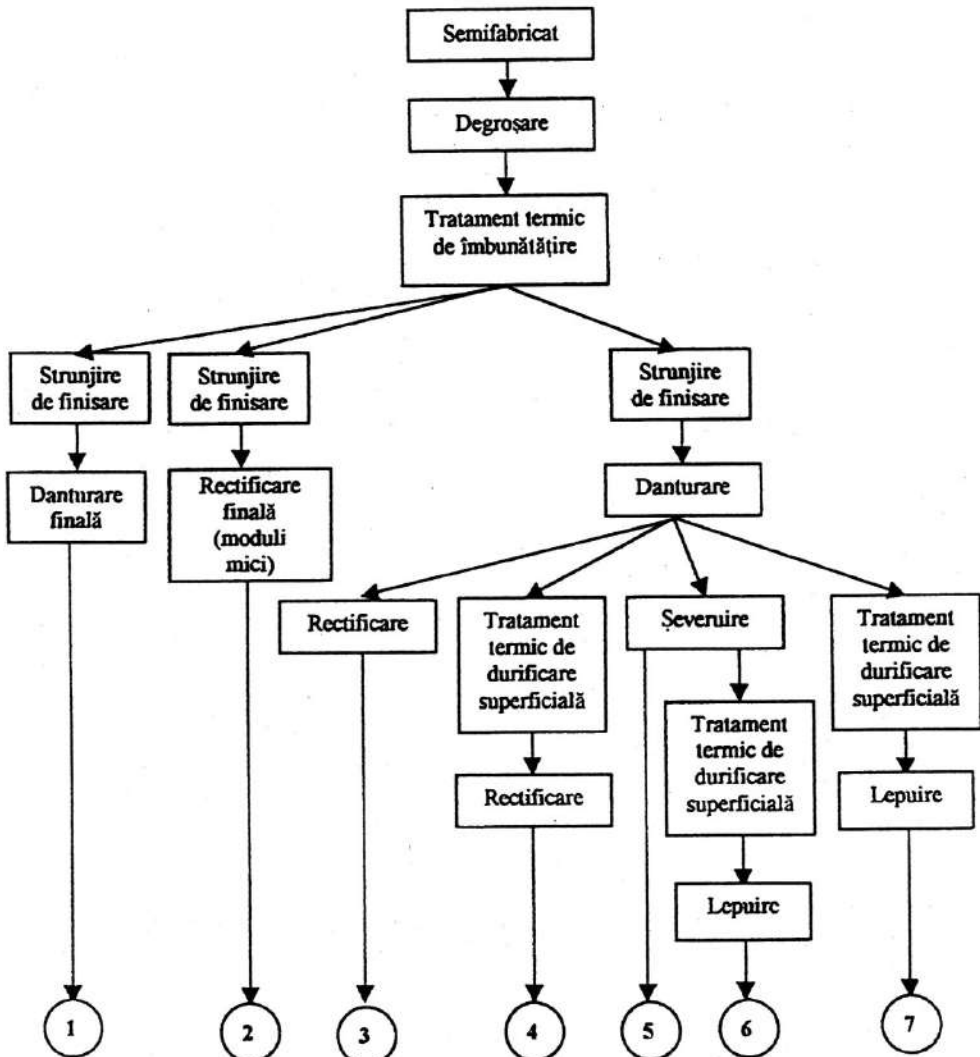


Fig. 16.20

La stabilirea materialelor pentru roțile dințate ale unui angrenaj, proiectantul trebuie să considere, în primul rând, condițiile impuse de funcționare (turație, sarcini, destinație) și de gabarit și, în al doilea rând, posibilitățile tehnologice de execuție. Oțelurile laminate sau forjate au cea mai largă utilizare în execuția roților dințate. Marca de oțel trebuie astfel aleasă încât, după tratamentul prescris, să confere dinților condițiile impuse de structură și duritate.

Oțelurile carbon nealiate se utilizează pentru solicitări medii iar cele aliate pentru solicitări mari și foarte mari, elementele de aliere îmbunătățind caracteristicile oțelurilor: nichelul, carbonul și molibdenul cresc duritatea și rezistența la oboseală a dinților; nichelul, carbonul și manganul se utilizează la roțile dințate cu secțiuni mari de călire; molibdenul și vanadiul micșorează fragilitatea la revenire provocată de alierea cu mangan.

În fig.16.20 sunt prezentate principalele tehnologii de fabricație a roților dințate din oțel. Primele trei tehnologii se utilizează la execuția roților dințate cu duritate medie ($HB \leq 3500$ MPa).

La tehnologiile 4 - 7, după danturarea roților se execută un tratament termic de durificare superficială. Pentru a se evita rectificarea - necesară datorită deformării danturii după durificarea superficială, în special prin cementare și călire, care este o operație tehnologică scumpă - se utilizează tratamente de durificare superficială, unde deformațiile sunt mici (CIF, nitrurare). Prin durificare superficială, în special pentru cementare - călire, portanța flancurilor la solicitarea prin oboseala de contact crește cu 250 - 300 %, în timp ce portanța la solicitarea de încovoiere la piciorului dintelui crește cu ≈ 150 %, comparativ cu danturile îmbunătățite.

În tabelul 16.15 sunt date principalele materiale recomandate pentru execuția roților dințate, tratamentele și duritățile obținute pentru domeniile de utilizare exprimate de mărimea caracteristică s , care reprezintă dimensiunea roții dințate pe a cărei direcție, în timpul încălzirii sau răcirii, se primește, respectiv se cedează, cantitatea maximă de căldură. În STAS 12268-84 sunt date, pentru diferite forme de pinioane și roți dințate din oțel, dimensiunile caracteristice s pentru danturi frezate (fig. 16.21).

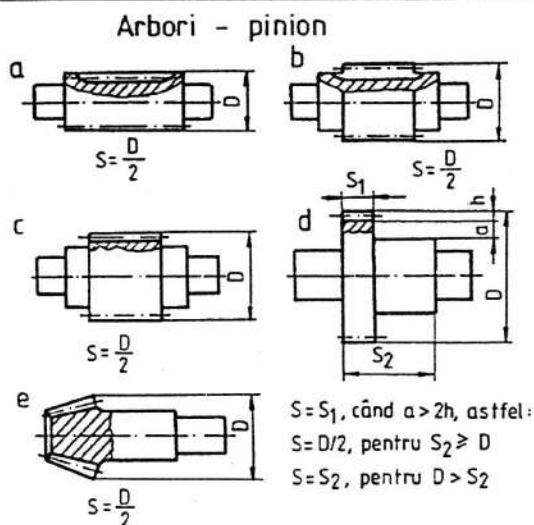


Fig. 16.21

Tabelul 16.15. Materiale pentru roți dințate cilindrice și conice

Materialul			Duritatea dintelui, HV ($\times 10^2$ MPa) sau HRC		Marimea s, mm (v. fig. 16.21)		Domeniul recomandat	
Grupa	Marca	STAS	Miez	Flanc	Nedanturată	Rosta Danturată		
Fonte nodulare sau perlitice	Fgn 600-2	SR EN 1563	-	21 - 28	< 40		< 15	
	Fmp 700	SR EN 1562						
Oțeluri de îmbunătățire	OLC 45	880-88	I	18,5	< 10		< 10	
	OLC 60							
	40 Cr 10		I; c; Cr	25 - 29	10 - 100	40 - 150	10 - 100	
	42 Mo Cr 11							
	42 Mo Cr 11 (40 Cr 10)	791-88	I	Nb; Ng	50 - 70	10 - 150	-	10 - 150
	30 Mo Cr Ni 20							
	31 Mn Cr Si 11		I; c; Cr	HRC = 40 ... 45	HRC = 55			
	40 B Cr 10							
	35 Mn 16		I					
	35 Mn Si 13							
OLC 15	880-88		Cm; Cr	-	< 10	< 16	< 16	
OLC 20								
15 Cr 9			Cm; Cn; Cr	63 - 78	< 25	< 40	< 40	
18 Mn Cr 11								
21 Mo Mn Cr 12	791-88		Cm	HRC = 30 ... 40	100 - 250	150 - 500	150 - 500	
18 Mo Cr Ni 17								
20 Mo Ni 35			Cm; Cn; Cr	HRC = 20 ... 30	-	-	-	
20 Ti Mn Cr 12								
17 Mn Cr 10			Cm; Cn; Cr	HRC = 55 ... 60	-	-	-	
18 Cr Ni 20								
19 Cr Ni 10	11512-91		Cm; Cn; Cr	HRC = 20 ... 40	-	-	-	
18 Mo Ni Cr 17								

Observație:

* I - îmbunătățire; c - cianizare; Cr - călire + revenire joasă; Nb - niturare în baie; Ng - niturare în gaz; CIF - călire prin inducție; Cf - călire cu flacără; Ni - niturare ionică;
Cm - cementare; Cn - carbo-nitrare

16.5. Precizia angrenajelor

Precizia de execuție a angrenajelor se adoptă în directă corelație cu treapta de precizie, rugozitatea flancurilor active ale dinților și jocul între flancuri corespunzător tipului de ajustaj ales. Standardele care reglementează precizia angrenajelor sunt date în tabelul 16.16.

Tabelul 16.16. Standarde care reglementează precizia de execuție a angrenajelor

STAS	Denumirea
6273-81	Angrenaje cilindrice. Toleranțe
6460-81	Angrenaje conice și hipoide. Toleranțe
6461-81	Angrenaje melcate cilindrice. Toleranțe
7395-81	Angrenaje cu cremalieră. Toleranțe
12192-84	Angrenaje. Alegerea treptelor de precizie și a rugozității danturii

16.5.1. Trepte de precizie

Pentru angrenaje s-au stabilit 12 *trepte de precizie* notate de la 1 la 12 în ordinea descrescătoare a preciziei (pentru treptele 1–2 la angrenajele cilindrice, respectiv 1–3 la angrenajele concurente conice și hipoide nu sunt stabilite toleranțe și abateri limită).

Tabelul 16.17. Recomandări privind alegerea treptelor de precizie și a rugozității flancurilor dinților la angrenaje

Treapta de precizie	Rugozitatea flancurilor active R_a , μm	Domeniul de utilizare. Condiții de funcționare	Viteza periferică, m/s	
			Dinți drepți	Dinți înclinați, în V sau curbi
3	< 0,4	Angrenaje cu o corelare extrem de precisă a unghiurilor de rotire ¹⁾ Angrenaje care lucrează la viteze periferice extrem de ridicate la care se impune o funcționare extrem de silențioasă ²⁾ Angrenaje pentru mecanisme extrem de precise, transmisii extrem de rapide (turbine) Roți dințate de măsură pentru controlul angrenajelor din treptele de precizie 5 – 6	Peste 40	Peste 75
4	< 0,4	Angrenaje pentru mecanisme de divizare extrem de precise ¹⁾ Angrenaje care lucrează la viteze periferice extrem de ridicate la care se impune o funcționare extrem de silențioasă Angrenaje pentru mecanisme extrem de precise, transmisii extrem de rapide (turbine) Roți dințate de măsură pentru controlul angrenajelor din treapta de precizie 7	Peste 35	Peste 70

Tabelul 16.17 (continuare)

Treapta de precizie	Rugozitatea flanșurilor active $R_a, \mu\text{m}$	Domeniul de utilizare. Condiții de funcționare	Viteza periferică, m/s	
5	$\leq 0,4$	Angrenaje pentru mecanisme de divizare precise ¹⁾ Angrenaje care lucrează la viteze periferice ridicate la care se impune o funcționare silențioasă ²⁾ Angrenaje pentru mecanisme precise, transmisii de turbine Roți dințate de măsură pentru controlul angrenajelor din treptele de precizie 8 și 9	Peste 20	Peste 40
6	$< 0,8$	Angrenaje pentru mecanisme de divizare ¹⁾ Angrenaje importante din industria aeronautică și auto Angrenaje care lucrează la viteze periferice ridicate, cu funcționare lină și fără zgomot cu randament ridicat	Până la 15	Până la 30
7	$\leq 0,8$	Angrenaje care lucrează la viteze periferice ridicate dar transmit puteri reduse ¹⁾ Angrenaje care lucrează la viteze periferice reduse dar transmit puteri mari ²⁾ Roți dințate pentru mecanismele de avans ale mașinilor-unelte Angrenaje care lucrează la viteze periferice ridicate din industria aeronautică și auto	Până la 10	Până la 15
8	3,2...6,3	Angrenaje din construcția de mașini pentru care nu se cere o precizie deosebită: roți dințate pentru mașinile-unelte care nu intră în componența lanțurilor de divizare, angrenaje din industria aeronautică în transmisii cu importanță redusă, angrenaje pentru instalații de ridicat, mașini agricole în transmisii mai importante Angrenaje pentru reductoare de uz general	Până la 6	Până la 10
9	6,3...12,5	Angrenaje cu condiții de funcționare sub cele normale Angrenaje nesolicitate și supradimensionate din condiții constructive	Până la 2	Până la 4
10 – 12 ³⁾	–	Roți dințate turnate, forjate, matrițate sau prelucrate necorespunzător (se utilizează la angrenaje secundare)	–	–
Observații:				
1. Treapta de precizie după criteriul de funcționare lină poate fi cu o treaptă mai mare.				
2. Treapta de precizie după criteriul de precizie cinematică poate fi cu o treaptă mai mare dacă transmisia nu este cu flux dublu de putere.				
3. În general nu se indică în documentație.				

Treapta de precizie a unui angrenaj se adoptă în corelație cu:

- condițiile de funcționare impuse (turație, putere de transmis) și domeniul de utilizare (mașini motoare, respectiv antrenate) în interdependența cu sarcinile dinamice din angrenaj (v. § 16.6.2.2);
- tehnologia de execuție a danturii și condițiile de asigurare a interschimbabilității roților angrenajului.

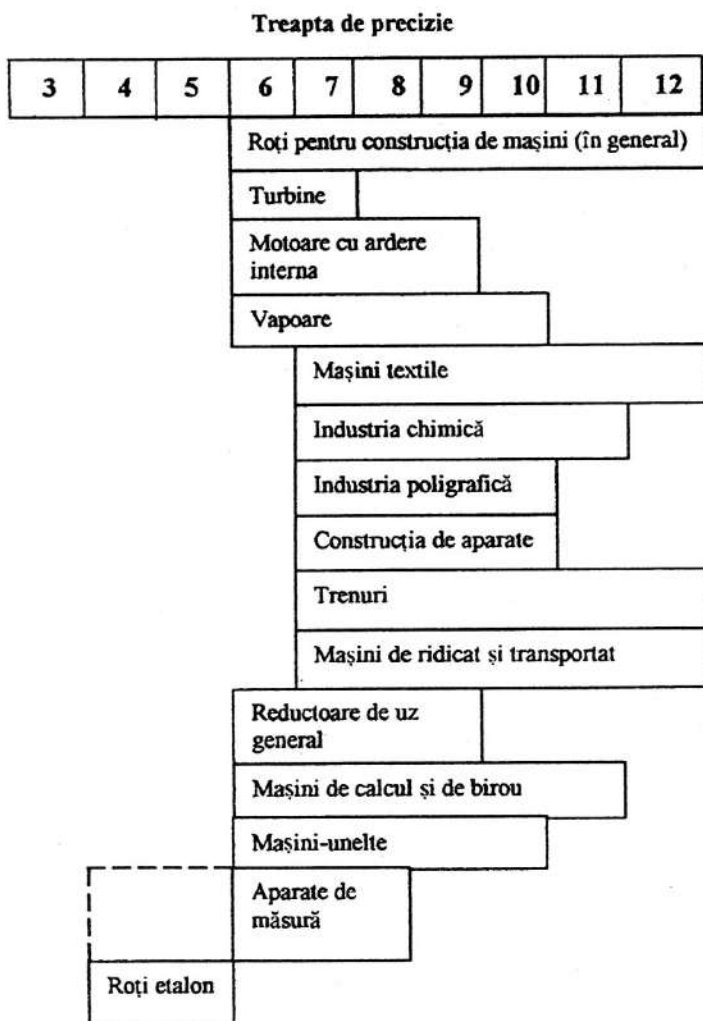


Fig. 16.22

În fig. 16.22 sunt date recomandări privind alegerea treptelor de precizie ale angrenajelor în corelație cu domeniul de utilizare. În tabelul 16.17 sunt date recomandări privind alegerea treptelor de precizie a angrenajelor și a rugozității flancurilor în corelație cu condițiile de funcționare, domeniul de utilizare și viteza periferică, în tabelul 16.18 corelația informativă între rugozitatea flancurilor dinților și procedeul tehnologic de execuție, iar în tabelele 16.19 și 16.20, recomandări privind alegerea treptei de precizie în corelație cu procedeul final de execuție a danturii, respectiv viteza periferică a pinionului.

Tabelul 16.18. Corelația informativă între treptele de precizie și procedeele tehnologice de execuție finale ale angrenajelor

Procedeele tehnologice de execuție finală		Trepți de precizie									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rectificare			°	•	•	•					
Șeveruire				°	•	•	•				
Mortezare, rabotare, frezare					°	•	•	•	•		
Frezare cu freză melc	Freză de înaltă precizie				°	•	•				
	Freză de precizie medie					°	•	•			
	Freză de precizie redusă						°	•	•		
Frezare și călire ulterioară								°	•	•	•
Șantare, presare, frezare prin copiere, injecție								°	•	•	•
Turnare									°	•	•

Observație:

- ° Treapta de precizie se obține în condiții speciale de prelucrare.
- Treapta de precizie se obține în condiții normale de prelucrare.

Tabelul 16.19. Corelația informativă între rugozitatea flancurilor dinților angrenajelor și procedeele tehnologice de execuție finale

Procedeele tehnologice de execuție finală	Rugozitatea flancurilor active $R_a, \mu\text{m}$
Rectificare și lepuire	0,05...0,16
Rectificare îngrijită	0,2...0,4
Rectificare grosolană	0,4...0,8
Frezare și șeveruire	0,1...0,32
Frezare îngrijită	0,4...1
Frezare grosolană	1,6...3,2
Matrițare, șantare, rulare	3,2...32
Turnare	12,5...100

Tabelul 16.20. Alegerea treptei de precizie a angrenajelor în corelație cu viteza periferică

Viteza periferică $v_f, \text{m/s}$		0...1	1...2	2...5	5...10	10...20 (40)
Trepți de precizie	Dinți drepecți	11 - 12	9 - 10	7 - 8	5 - 6	-
	Dinți înclinați	-	11 - 12	9 - 10	7 - 8	5 - 6

16.5.2. Criterii de precizie

În corelație cu cerințele specifice impuse de domeniile de utilizare a angrenajelor, indicii definatorii ai treptelor de precizie sunt grupați în următoarele *criterii de precizie* corespondente:

Criteriul de precizie cinematică, corespunzător transmiterii corecte a mișcării de rotație (impune eroarea maximă totală a unghiului de rotire pentru o rotație completă a roții de verificat, precum și elementele danturii ale căror erori o determină), este important la angrenajele din lanțurile cinematice de divizare și măsurare și la angrenajele planetare.

Criteriul de funcționare lină stabilește valorile totale ale componentelor unghiului de rotație, repetabile în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori determină aceste componente ciclice; se impune la angrenajele care funcționează la viteze periferice mari ($v_f \geq 10 \dots 15$ m/s; la turboangrenaje cu $v_f \geq 20$ m/s) și în general la angrenajele unde este necesară o funcționare silențioasă.

Criteriul de contact între dinți, necesar la angrenajele cu portanță ridicată, impune precizia de execuție a flancurilor active ale dinților prin valoarea minimă a suprafeței de contact (*pata de contact*) raportată la suprafața flancului, precum și elementele danturii ale căror erori o determină.

Criteriul jocului între flancuri, utilizat alături de unul dintre celelalte criterii, stabilește jocul minim necesar unui angrenaj pentru o funcționare corectă, în condiții de ungere corespunzătoare. Toleranțele elementelor danturii care determină jocul între flancuri se adoptă ca la criteriul de funcționare lină.

Fiecare criteriu este definit de *indici și complexe de indici de precizie echivalenți*. Adoptarea indicilor (complexelor de indici) pentru un anumit criteriu este la latitudinea producătorului în corelație cu destinația angrenajului, condițiile de fabricație și control.

Se admite adoptarea unor trepte de precizie diferite pentru primele trei criterii, în funcție de condițiile de funcționare ale angrenajului, ținând cont de recomandările din tabelul 16.21.

Tabelul 16.21. Limite de corelare între treptele de precizie la angrenaje

Criteriul de precizie cinematică	Criteriul de funcționare lină	Criteriul contactului între dinți
T_{pc}	$T_{pc} - 2 \leq T_{f1} \leq T_{pc} + 1$	$1 \leq T_c \leq T_{f1} + 1$
		Melcat: $T_c = T_{f1}$
$T_{f1} - 1 \leq T_{pc} \leq T_{f1} + 2$	T_{f1}	$1 \leq T_c \leq T_{f1} + 1$
		Melcat: $T_c = T_{f1}$
$T_{f1} - 1 \leq T_{pc} \leq T_{f1} + 1$	$T_{f1} \geq T_c - 1$	T_c
	Melcat: $T_{f1} = T_c$	
Observații:		
1. T_{pc} , T_{f1} , T_c – treapta de precizie cinematică, de funcționare lină, respectiv a contactului între dinți.		
2. Corelarea treptelor diferitelor criterii se face pe orizontală, în funcție de treapta cu simbolul evidențiat prin îngroșare.		

16.5.3. Jocul între flancuri și alegerea ajustajelor

Indiferent de treapta de precizie adoptată, pentru obținerea unor valori impuse ale jocului minim (garantat) $j_{n, \min}$ între flancurile dinților (mărime definitorie a criteriului jocului între flancuri), s-au stabilit șase tipuri de ajustaje ale roților dințate, notate cu A, B, C, D, E, H, în ordinea scăderii jocului minim, și opt tipuri de toleranțe ale jocului între flancuri T_{jn} , notate cu x, y, z, a, b, c, d, e, h (fig. 16.23). La angrenajele cilindrice și cu cremalieră s-au stabilit, suplimentar, șase trepte de precizie pentru abaterea distanței între axe, notate cu I, II, III, IV, V, VI în ordinea scăderii preciziei.

Jocul minim garantat între flancuri este asigurat în condițiile respectării corespondențelor date în tabelele 16.22 (angrenaje cilindrice și cu cremalieră), 16.23 (angrenaje conice și hipoide), respectiv 16.24 (angrenaje melcate cilindrice).

Tabelul 16.22. Corespondența dintre tipul ajustajului, tipul toleranței jocului între flancuri și treapta de precizie a distanței între axe la angrenajele cilindrice

Tipul ajustajului roților dințate în angrenare	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie după criteriul de funcționare lină	3...12	3...11	3...9	3...8	3...7	
Tipul toleranței jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h	
Treapta de precizie pentru abaterea distanței între axe	VI	V	IV	III	II	

Tabelul 16.23. Corespondența dintre tipul ajustajului, tipul toleranței jocului între flancuri și treapta de precizie la angrenajele conice și hipoide

Tipul ajustajului roților dințate în angrenare	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie	4...12	4...10	4...9	4...8	4...7	
Tipul toleranței jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h	

Tabelul 16.24. Corespondența dintre tipul ajustajului, tipul toleranței jocului între flancuri și treapta de precizie la angrenajele melcate cilindrice

Tipul ajustajului roților dințate în angrenare	A	B	C	D	E	H
Treapta preciziei cinematice	5...12	5...12	3...9	3...8	1...6	
Tipul toleranței jocului dintre flancuri	a	b	c	d	h	

16.5.4. Notarea pe desen a preciziei angrenajelor

Notarea pe desen a preciziei angrenajelor consideră treapta de precizie, cerințele referitoare la jocul între flancuri și tipul ajustajului. La angrenajele cilindrice se consideră, suplimentar, și treapta de precizie a abaterii distanței între axe.

De exemplu, precizia unui angrenaj cilindric, conic sau melcat cilindric în treapta 8 de precizie după cele trei criterii, cu tipul ajustajului C și cu păstrarea corespondenței dintre tipul ajustajului și tipul toleranței jocului între flancuri, respectiv treapta abaterii distanței între axe la angrenajele cilindrice, se notează astfel: 8-C STAS 6273-81.

În cazul combinării criteriilor din trepte de precizie diferite și a modificării corespondenței dintre tipul ajustajului și tipul toleranței jocului între flancuri, dar cu păstrarea corespondenței dintre tipul ajustajului și treapta abaterii distanței între axe (angrenaje cilindrice), precizia angrenajelor se notează prin înscrierea succesivă a trei numere și două litere, urmate de numărul standardului corespunzător (dacă nu se prescrie treapta de precizie pentru unul dintre criterii, în locul numărului treptei se înscrie litera N). Astfel, notația 8-7-6-Ba STAS 6461-81, pentru un angrenaj melcat cilindric, are următoarea semnificație: 8-7-6 indică treptele de precizie ale angrenajului după criteriile de precizie cinematică, funcționare lină, respectiv de contact între dinți; B – tipul ajustajului; a – tipul toleranței jocului între flancuri.

16.6. Forțe în angrenaje

16.6.1. Forțe nominale

16.6.1.1. Angrenaje cilindrice

În fig. 16.24, a și b sunt date *forțele nominale* care acționează într-un angrenaj cilindric considerând cercurile de rostogolire. Astfel, în punctul C de rostogolire acționează:

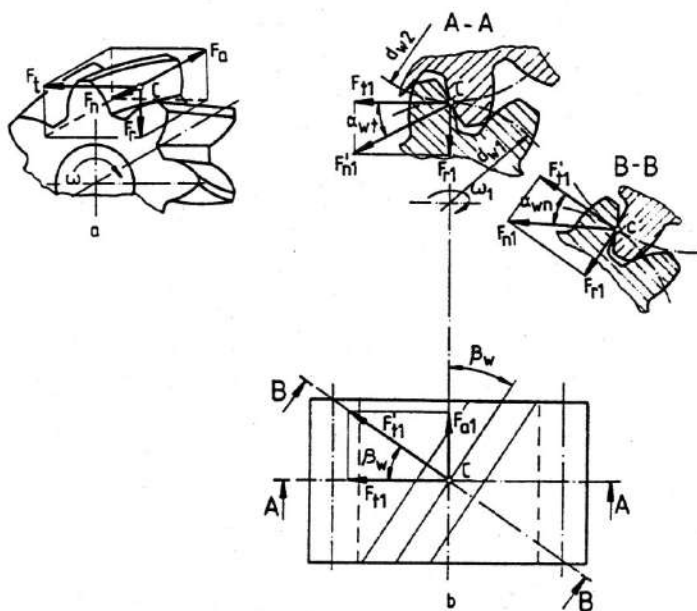


Fig. 16.24

a. *Forțele tangențiale* la cercurile de rostogolire

$$F_{rw1,2} = 2T_{1,2} / d_{w1,2}, \quad (16.5)$$

unde $T_{1,2} = P_{1,2} / \omega_{1,2}$, (16.6)

sunt momentele de torsiune pe cele două roți în angrenare, $P_{1,2}$ fiind puterile, iar $\omega_{1,2}$, vitezele unghiulare.

b. Forțele radiale

$$F_{rw1,2} = F_{rw1,2} \tan \alpha_{wt} \quad (16.7)$$

c. Forțele axiale

$$F_{a1,2} = F_{rw1,2} \tan \beta_w, \quad (16.8)$$

unde

$$\beta_w = \arctan(d_{w1,2} \tan \beta / d_{1,2}), \quad (16.9)$$

este unghiul de înclinare a dinților pe cilindrii de rostogolire.

d. Forțele normale

$$F_{nw1,2} = F_{rw1,2} / (\cos \alpha_{nw} \cos \beta_w). \quad (16.10)$$

Pentru un unghi de înclinare a dinților $\beta = 0$ se obțin relațiile forțelor nominale pentru angrenaje cilindrice cu dinți drepți.

Considerând randamentul angrenajului $\eta \approx 1$ (v. § 16.8), se pot scrie relațiile:

$$F_{rw1} = F_{rw2}; \quad F_{rw1} = F_{rw2}; \quad F_{a1} = F_{a2}; \quad F_{nw1} = F_{nw2}. \quad (16.11)$$

Pentru simplificarea calculului, forțele se pot determina, cu suficientă aproximație, la cercul de divizare (v. § 16.2.1).

16.6.1.2. Angrenaje conice

Fiind executate, de regulă, ca angrenaje zero sau zero deplasate (v. § 16.2.2.2) – conurile de rostogolire sunt identice cu cele de divizare – forțele care acționează în angrenajele conice se determină în secțiunea mediană a danturii. Astfel, la un angrenaj conic cu dinți drepți (fig. 16.25), în punctul C de rostogolire acționează:

a. Forțele tangențiale la conurile de rostogolire

$$F_{t1,2} = 2 T_{1,2} / d_{m1,2}. \quad (16.12)$$

b. Forțele radiale

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \tan \alpha \cos \delta_{1,2}. \quad (16.13)$$

c. Forțele axiale

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \tan \alpha \sin \delta_{1,2}. \quad (16.14)$$

d. Forțele normale

$$F_{n1,2} = F_{t1,2} / \cos \alpha. \quad (16.15)$$

Considerând randamentul angrenajului $\eta \approx 1$ (v. § 16.8) și unghiul $\Sigma = 90^\circ$, se pot scrie relațiile:

$$F_{t1} = F_{t2}; \quad F_{r1} = F_{a2}; \quad F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{n1} = F_{n2}. \quad (16.16)$$

La un angrenaj conic cu dinți înclinați sau curbi, forțele tangențiale și normale se determină cu aceleași relații, iar forțele radiale și axiale se determină în corelație cu sensul înclinării dinților cu unghiul β_m (sensul înclinării curbei dinților) și sensul de rotație al pinionului (tabelul 16.25).

Se recomandă corelarea sensului de rotație a pinionului cu sensul de înclinare a dinților (curbei dinților) astfel încât sensul forței axiale să fie îndreptat spre baza conului roții, în scopul creșterii jocului între dinți și al evitării blocării angrenajului.

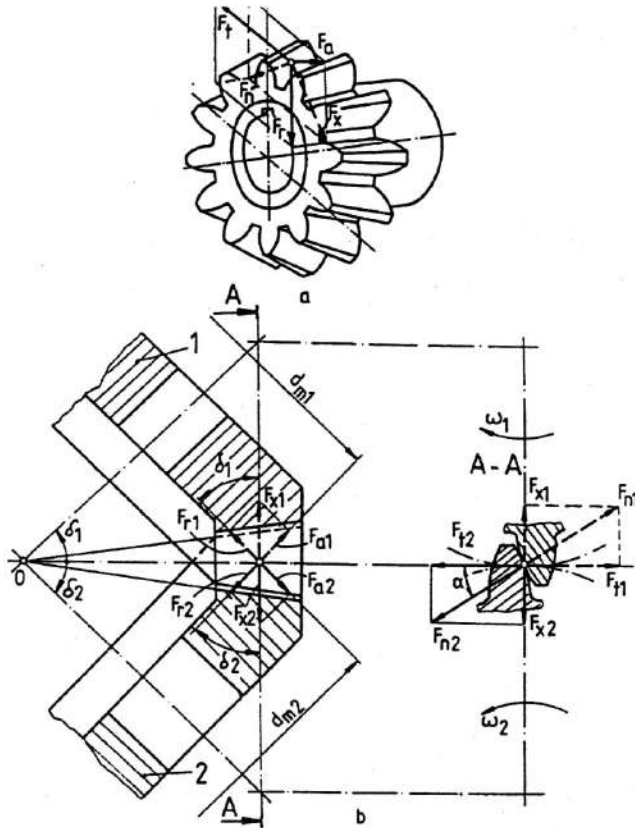


Fig. 16.25

16.6.1.3. Angrenaje melcate cilindrice

La un angrenaj melcat cilindric (fig. 16.26), în punctul C de rostogolire acționează:

a. Forțele tangențiale la cercurile de rostogolire

$$F_{rw1,2} = 2 T_{1,2} / d_{w1,2} = F_{rw2,1} \tan(\gamma_w \pm \varphi). \quad (16.17)$$

b. Forțele radiale

$$F_{rw1} = F_{rw2} = F_{rw2} \cos \varphi \tan \alpha_n / [\cos(\gamma_w \pm \varphi)], \quad (16.18)$$

unde $\gamma_w = \arctan(mq / d_{w1})$, (16.19)

iar $\varphi = \arctan(\mu / \cos \alpha_n)$, (16.20)

μ fiind coeficientul de frecare dintre flancurile active ale dinților.

c. Forțele normale

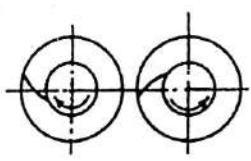
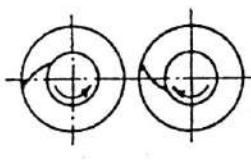
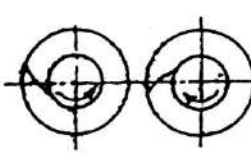
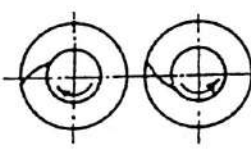
$$F_{nw1} = F_{nw2} = F_{rw2} \cos \varphi / [\cos \alpha_n \cos(\gamma_w \pm \varphi)], \quad (16.21)$$

d. Forțele axiale

$$F_{a1,2} = F_{rw1,2} \quad (16.22)$$

În aceste relații, semnul superior se referă la angrenajul cu melc motor.

Tabela 16.25. Forțele radiale și axiale la angrenajele conice cu dinți înclinați sau curbi

Roata motoare (pinion) (1)		Roata conducătoare (2)	
Înclinarea dinților (curbei) și sensul de rotație	Relațiile de calcul	Înclinarea dinților (curbei) și sensul de rotație	Relațiile de calcul
	$F_{r1} = F_{t1} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 - \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m$		$F_{r2} = F_{t2} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 + \sin \beta_m \sin \delta_2) / \cos \beta_m$
	$F_{a1} = F_{t1} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m$		$F_{a2} = F_{t2} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 - \sin \beta_m \cos \delta_2) / \cos \beta_m$
	$F_{r1} = F_{t1} (\tan \alpha_n \cos \delta_1 + \sin \beta_m \sin \delta_1) / \cos \beta_m$		$F_{r2} = F_{t2} (\tan \alpha_n \cos \delta_2 - \sin \beta_m \sin \delta_2) / \cos \beta_m$
	$F_{a1} = F_{t1} (\tan \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1) / \cos \beta_m$		$F_{a2} = F_{t2} (\tan \alpha_n \sin \delta_2 + \sin \beta_m \cos \delta_2) / \cos \beta_m$

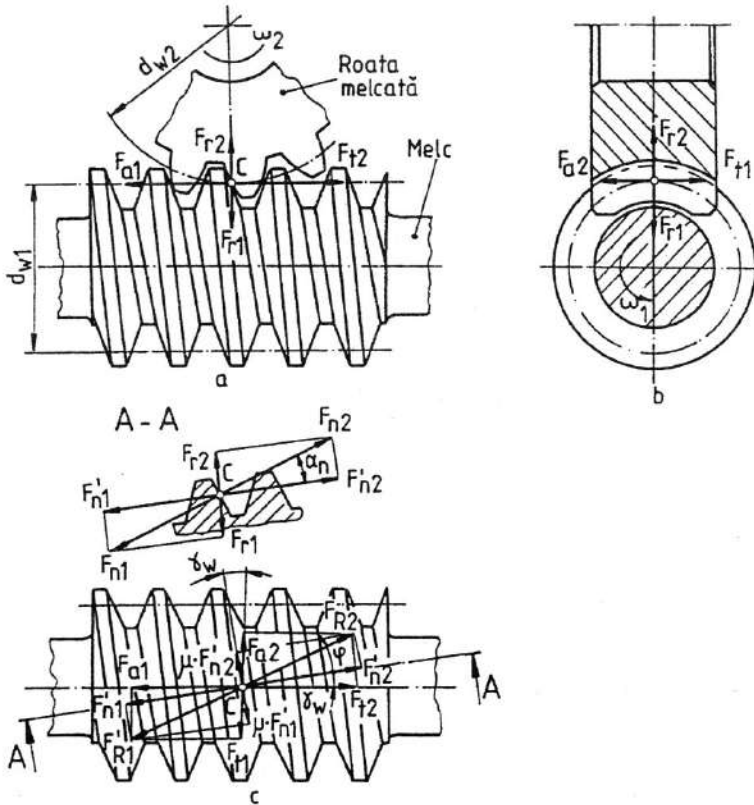


Fig. 16.26

Deoarece unghiul $\varphi \leq 3^\circ$, forțele tangențiale, radiale, respectiv normale care acționează la un angrenaj melcat cilindric pot fi exprimate, cu suficientă aproximație, de relațiile:

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_{r2} \tan \gamma_w; & F_{r1} &= F_{r2} = F_{r2} \tan \alpha_n / \cos \gamma_w; \\ F_{n1} &= F_{n2} = F_{r2} / (\cos \alpha_n \cos \gamma_w). \end{aligned} \quad (16.23)$$

16.6.2. Factori de influență ai forțelor nominale din angrenaje

La un calcul de rezistență cât mai exact, condiție absolut necesară pentru o siguranță superioară în exploatare a unui angrenaj, trebuie considerată situația reală de încărcare a dinților, respectiv sarcinile dinamice suplimentare care apar în timpul angrenării și neuniformitatea repartiției sarcinilor pe suprafețele active de contact ale dinților. Aceste aspecte sunt considerate în calculul de rezistență al angrenajelor prin factori de corecție ai sarcinilor nominale calculate în corelație cu datele inițiale de funcționare: putere, turație, destinație (recomandări în acest sens sunt date în STAS 12268-84 și 13024-91).

16.6.2.1. Forțe dinamice exterioare

Funcționarea neuniformă, în anumite condiții, a mașinilor motoare și de lucru, forțele de inerție la porniri, respectiv opriri, posibilele variații ale turației de lucru produc forțe dinamice, care se suprapun peste forțele nominale din angrenaj. Aceste forțe dinamice exterioare sunt considerate în calculul de rezistență prin *factorul de utilizare (serviciu) K_A* .

Pentru angrenajele cilindrice și conice factorul de utilizare K_A se poate adopta din tabelul 16.26 sau se calculează cu relația

$$K_A = K_{Am} K_{Al}, \quad (16.24)$$

unde K_{Am} este *factorul de utilizare al mașinii motoare* (consideră efectul mașinii motoare și se poate adopta din tabelul 16.26 pentru cazul când mașina antrenată are o funcționare uniformă) iar K_{Al} – *factorul de utilizare al mașinii de lucru* (consideră efectul mașinii antrenate; tabelul 16.27).

Pentru angrenajele melcate cilindrice *factorul de serviciu K_A* se determină din tabelul 16.28.

Tabelul 16.26. Factorul de utilizare K_A la angrenaje cilindrice și conice

Caracteristica de funcționare a mașinii antrenate		Caracteristica de funcționare a mașinii motoare		
		Uniformă	Șocuri ușoare	Șocuri medii
		Motor electric, turbină cu abur sau cu gaze	Motor policilindric cu ardere internă	Motor mono-cilindric cu ardere internă
Uniformă	Generatoare, ventilatoare, turbo-compresoare, transportoare, ascensoare ușoare, mecanisme de avans la mașini-unelte, amestecătoare pentru materiale cu densitate uniformă	1,00	1,25	1,75
Șocuri medii	Transmisii principale la mașini-unelte, ascensoare grele, mecanisme de rotație la macarale, pompe policilindrice cu piston, agitatoare și amestecătoare pentru materiale cu densitate neuniformă	1,25	1,50	2,00 și mai mult
Șocuri puternice	Foarfece, stanțe, prese, laminoare, mașini siderurgice, prese de brichetat, concasoare, instalații de foraj	1,50	1,75	2,25 și mai mult

Tabelul 16.27. Factorul de utilizare K_{Al} la angrenajele cilindrice și conice

Mașina de lucru		K_{Al}
Grupa	Exemple	
Ascensoare		1,0
Mașini miniere	Dispozitiv de împingere	1,6
	Concasor de steril	1,6 la 2,0
	Mașină de brichetat	1,6
	Troliu de extracție	1,6

Tabelul 16.27 (continuare)

Mașina de lucru		K _{Al}
Grupa	Exemple	
Mașini miniere	Bandă transportoare	1,25
	Ventilator de mână	1,6
	Bandă cu racleți	1,6
	Concasor de cărbune	1,6
	Basculator circular	1,6
Concasoare	Concasor de minereu sau de piatră	1,6 la 2,0
Antrenări la cuptoare rotative și tamburi	Cuptor rotativ	1,25 la 2,0
	Transportor cu tobă și cablu	1,1 la 1,25
	Uscător tambur	1,3 la 1,6
	Mașini de spălat	1,25
Elevatoare cu cupe	Solicitare uniform	1,0 la 1,1
	Solicitare neuniform	1,25
Suflante	Turbosuflante	1,0
	Suflantă cu piston	1,25
Mașini de prelucrat ulei	Filtre presă	1,25
	Mașini de rafinare	1,25
Instalații de foraj		1,6
Mașini din industria hârtiei	Transportoare cu bandă	1,0
	Decoloratoare	1,0
	Laminator de pâslă	1,25
	Cilindri de deshidratare	1,5 la 1,6
	Cilindri de netezire	1,5 la 1,6
	Calandru	1,5 la 1,6
	Aparate de roluit	1,5 la 1,6
	Instalații de amestecat	1,25
	Cilindru de uscare	1,5 la 1,6
Pompe	Pompe cu mai mulți cilindri cu grad de neuniformitate 1: 100 la 1: 200	1,3 la 1,2
	Pompe cu piston cu un cilindru	1,6 la 1,8
	Pompe centrifugale pentru fluide:	
	• cu viscozitate constantă	1,0
	• cu viscozitate variabilă	1,2 la 1,3
	Pompe cu roți dințate	1,0
Centrifuge		1,3 la 1,6
Valțuri:	Linii de tablă subțire și de bandă la cald	1,6
	• antrenări principale	
	Linii de sârma	1,6
	Linii de tablă groasă și tablă lată	2,0
	Linii de țagle și platine	1,6 la 2,0
	Linii de oțel rotund și profiluri mijlocii	2,0
	• antrenări secundare	
	Rolganguri de lucru și introducere	1,6
	Rolganguri de transport	1,6
	Mașini din industria metalurgică	Mașini de roluit sârma sau tablă
Mașini de tăiat țunderul		1,6
Foarfece de țagle și platine		2,0
Paturi de răcire		1,25
Mașini de îndreptat cu role		1,6
Foarfece de maselote		2,0
Instalații de transport		1,25

Tabelul 16.27 (continuare)

Mașina de lucru		K_{AI}
Grupa	Exemple	
Generatoare	Solicitare uniformă	1,0
Generatoare de sudare		1,6 la 2,0
Mașini de prelucrat cauciuc	Calandre de cauciuc	1,6 la 1,8
	Mori de cauciuc	1,6
	Amestecătoare	1,6 la 1,8
	Mașini de fabricat plăci	1,25
	Mașini de fabricat tuburi	1,25
Mașini de prelucrat lemn	Mașini de îndreptat și geluit	1,2 la 1,25
	Gatere	1,8
Mașini din industria siderurgică	Suflantă de furnal	1,25
	Convertizor	1,6
	Concasoare de zgură	1,6 la 2,0
	Ascensoare pentru furnale	1,6
	Mori de zgură	1,6 la 2,0
Instalații de turnare continuă		2,0
	Turbocompresoare și compresoare centrifugale	1,0 la 1,1
	Compresoare cu piston cu mai mulți cilindri și grad de neuniformitate:	
	• 1: 100 la 1: 200	
	• < 1: 100	1,3 la 1,2
	Compresoare cu piston cu un cilindru	1,6
		1,6
Ventilatoare	Ventilatoare centrifugale (exhaustoare)	1,0
	Ventilatoare axiale:	
	• $N/n < 0,05$	1,0
	• $0,05 < N/n < 0,1$	1,1
	• $N/n > 0,1$	1,25
	Ventilatoare pentru turnuri de răcire	1,25
	Ventilatoare de mână	1,25 la 1,5
Amestecătoare	Amestecătoare de beton	1,2 la 1,3
	Amestecătoare pentru fluide cu:	
	• viscozitate uniformă	1,05
	• viscozitate neuniformă	1,25
	Amestecătoare pentru corpuri solide	1,3 la 1,6
Mori	Mori cu ciocane	1,75
	Kolerganguri	1,6 la 2,0
	Mori cu bile	1,5 la 1,6
	Mori tubulare	1,25 la 1,3
	Mori cu bare	1,6
Transportoare continue		1,0
Antrenări la vapoare	Antrenări ajutătoare	1,25
	Mecanisme de reglare	1,25
Instalații de exploatare la zi	Antrenarea benzilor de transport	1,0
	Antrenarea mecanismelor de deplasare	1,0 la 1,1
	Antrenarea mecanismelor de basculare	1,1 la 1,2

Tabela 16.28. Valori pentru factorul de serviciu K_A la angrenaje melcate

		Regimul de sarcină al mașinii antrenate				
		Uniform	Cu neuniformitate mică	Cu neuniformitate medie	Cu neuniformitate mare	
Regimul de sarcină al mașinii motoare		Generatoare electrice, transportoare cu bandă sau cu elice, elevatoare de tip ușor, mecanisme de avans la mașini-unelte, ventilatoare, compresoare rotative, amestecătoare și malaxoare pentru substanțe cu consistență uniformă	Generatoare electrice, pompe cu roți dințate sau rotative	Mecanisme de antrenare la mașini-unelte, elevatoare de tip greu, mecanisme de rotire la macarale, vetilatoare de mână, amestecătoare și malaxoare pentru substanțe cu densitate neuniformă, pompe cu mai mulți cilindri, pompe dozatoare	Ștanțe pentru table, foarfece, amestecătoare pentru cauciuc, laminoare, uilaje metalurgice, excavator cu o singură cupă, centrifuge de tip greu, pompe dozatoare de tip greu, instalații de foraj, prese de brichetat, ciocane mecanice	
		Motoare electrice, turbine cu abur sau cu gaz	1,15...1,25	1,3...1,5	1,6...1,75	
		Motoare hidraulice, turbine cu abur sau cu gaz	1,05...1,1	1,3...1,35	1,55...1,6	1,8...1,85
		Motoare monocilindrice cu ardere internă	1,15...1,25	1,4...1,5	1,65...1,75	1,9...2
		Motoare cu ardere internă cu mai mulți cilindri	1,3...1,5	1,6...1,75	1,8...2	2,1...2,5
Observații:		<p>1. Dacă în analiza regimului de solicitare a angrenajului (în ciclograme) se consideră sarcinile dinamice exterioare, factorul $K_A = 1$.</p> <p>2. În adoptarea valorilor factorului K_A trebuie avute în vedere și eventuale soluții de atenuare a efectelor dinamice: cuplaje elastice, elemente de amortizare a șocurilor și vibrațiilor.</p>				

16.6.2.2. Vibrații și zgomot la angrenaje. Forța dinamică internă

Sistemul dinamic al unei transmisii prin angrenaje (roți dințate – arbore – lagăre – carcasă) are, în principal, două surse de excitație:

- *interne*: deformațiile elastice ale elementelor ansamblului, în special rigiditatea variabilă a danturii, forțele de frecare între flancurile active ale dinților, variabile ca sens, deplasările relative variabile datorită erorilor de execuție și montaj;
- *externe*: turația, regimul de ungere, variații ale cuplurilor de acționare, respectiv, rezistent.

Influența excitațiilor externe asupra dinamicii transmisiei se poate neglija, deoarece frecvențele acestora sunt joase comparativ cu frecvențele înalte ale excitațiilor interne.

Rigiditatea danturii este influențată decisiv de gradul de acoperire. La angrenajele cu dinți drepecți, un grad de acoperire $\epsilon = 2$, obținut prin deplasări corespunzătoare de profil, asigură o rigiditate aproape constantă a danturii (fig. 16.27). La angrenajele cu dinți înclinați, prin alegerea adecvată a lățimii danturii și a unghiului de înclinare β , se pot obține grade de acoperire suplimentare ϵ_β , cu efecte pozitive asupra dinamicii transmisiei (fig. 16.28).

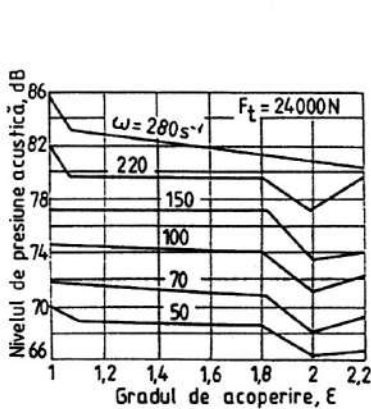


Fig. 16.27

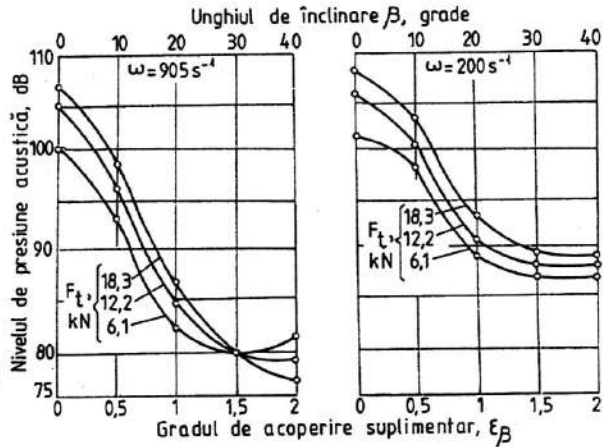


Fig. 16.28

Flancarea, recomandată la angrenajele de putere pentru reducerea excitației parametrice și a intensității interferenței de sarcină, reprezintă o altă soluție de uniformizare a rigidității danturii, cu efecte pozitive asupra nivelului de zgomot și vibrații (fig. 16.29).

Erorile de execuție și montaj determină deplasări relative suplimentare ale roților, care se suprapun peste deformațiile elastice ale danturii. De exemplu, erorile de formă ale profilului dinților E_{fp} , eroarea de pas E_p și calitatea suprafețelor active ale flancurilor dinților pot avea influențe semnificative asupra nivelului de zgomot al angrenajelor (fig. 16.30 și 16.31).

Parametrii de funcționare – momentul de transmis, turația – pot avea, de asemenea, influențe considerabile asupra nivelului de zgomot și vibrații al angrenajelor (fig. 16.32).

Sarcina dinamică internă produsă de aceste surse de excitație este considerată în calculul de rezistență prin *factorul dinamic* K_V definit de relația

$$K_V = 1 + T_d / T, \quad (16.25)$$

unde T_d și T sunt momentele de torsiune dinamic suplimentar, respectiv nominal.

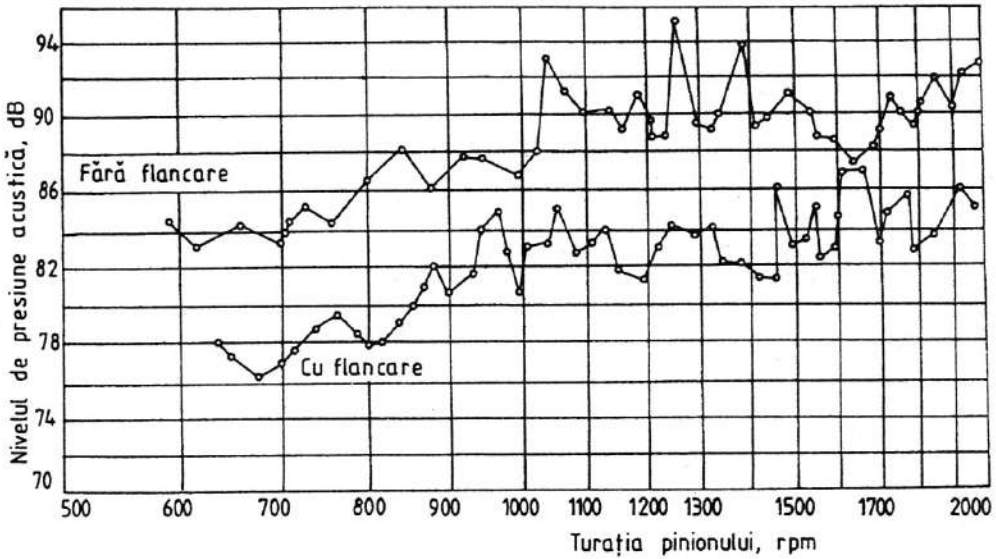


Fig. 16.29

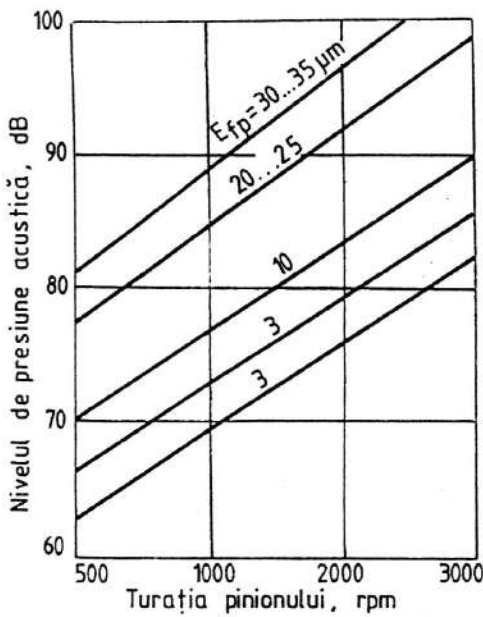


Fig. 16.30

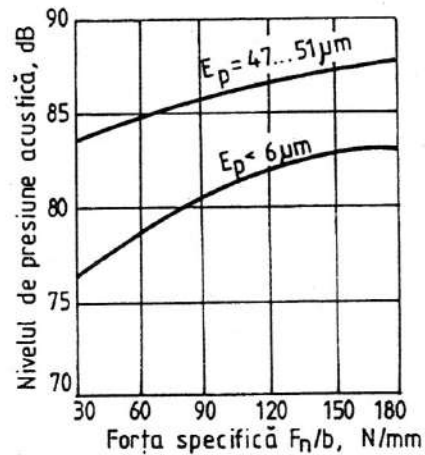


Fig. 16.31

Un calcul analitic precis presupune elaborarea și rezolvarea modelului dinamic al sistemului vibrator al transmisiei. Se pot obține, astfel, diagrame de variație a factorului dinamic K_v în funcție de turația de funcționare a angrenajului ca cele prezentate în fig. 16.33. Operația este însă dificilă, necesitând dezvoltarea unui aparat matematic complex și costisitor, justificată însă în cazul transmisiilor de importanță majoră din domeniile de vârf ale tehnicii.

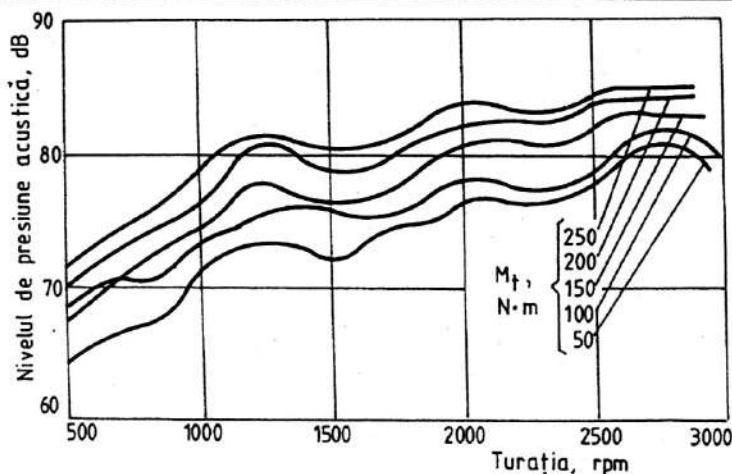


Fig. 16.32

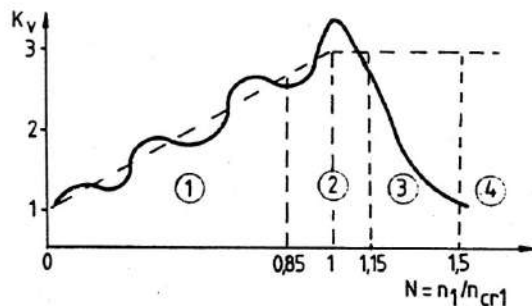


Fig. 16.33

Metodologia prezentată în STAS 12268-84, laborioasă totuși pentru o proiectare obișnuită, simplifică, într-un fel, acest calcul, considerând o variație liniară pentru factorul K_V (fig. 16.33 – liniile întrerupte) și patru domenii de funcționare a angrenajului: 1 – subcritic ($N < 0,85$), 2 – critic (de rezonanță) ($0,85 \leq N \leq 1,15$), 3 – intermediar ($1,15 < N < 1,5$) și 4 – supracritic ($N \geq 1,5$), unde N este factorul de referință al turației exprimat de relația

$$N = n_1 / n_{cr1}, \quad (16.26)$$

n_1 și n_{cr1} fiind turațiile critică, respectiv nominală ale pinionului.

Uzual, conform variantei C a acestei metodologii, pentru danturile cilindrice cu dinți drepi sau înclinați se pot utiliza diagramele din fig. 16.34, a (dinți drepi) și b (dinți înclinați) în următoarele condiții:

- roți dințate din oțel, discuri pline sau coroane dințate grele;
- pinioane cu numărul de dinți $z_1 < 50$ și încărcări medii sau mari ($F_t / b_w > 150 \text{ N/mm}$);
- funcționare în domeniul subcritic: $v_{z1} / 100 < 10$ la danturi drepte și $v_{z1} / 100 < 14$ la danturi înclinate.

Pentru $v_{z1}/100 < 3$, această variantă se poate aplica la toate formele de roți dințate cilindrice. Pentru danturi cilindrice flancate se va utiliza curba inferioară a celei corespunzătoare treptei de precizie a danturii.

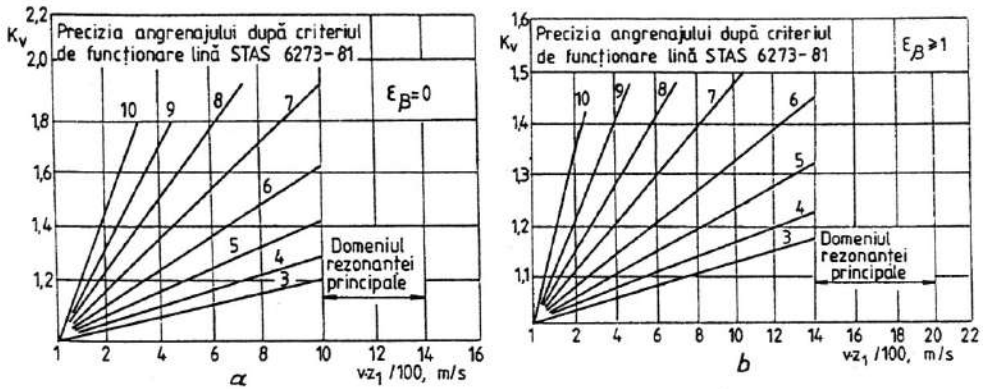


Fig. 16.34

La angrenajele conice cu dinți drepecți, înclinați sau curbi factorul dinamic K_V se poate determina cu relația

$$K_V = 1 + w_v b_w / (K_A F_{t1}), \quad (16.27)$$

în care

$$w_v = \delta g_0 v_{tm} [(d_{m1} + d_{m2}) / (2u)]^{0.5} \leq w_{v \max}, \quad (16.28)$$

unde coeficienții δ și g_0 se adoptă din tabelele 16.29 și 16.30, iar valorile maxime $w_{v \max}$ ale sarcinii specifice pe lățimea danturii din tabelul 16.31 (dacă $w_v > w_{v \max}$, se adoptă valoarea $w_{v \max}$). Pentru calcule preliminare de predimensionare, factorul dinamic K_V se poate adopta ca la angrenajele cilindrice.

Pentru angrenajele melcate cilindrice factorul dinamic K_V se adoptă din tabelul 16.32.

Tabelul 16.29. Valori pentru coeficientul δ la angrenajele conice [29]

Duritatea suprafeței flancurilor dinților, MPa	Tipul dinților	δ
$HB_1 \leq 3500$ sau $HB_2 \leq 3500$	Drepecți fără modificarea capului	0,006
	Drepecți cu modificarea capului	0,004
	Înclinați sau curbi	0,002
$HB_1 > 3500$ și $HB_2 > 3500$	Drepecți fără modificarea capului	0,014
	Drepecți cu modificarea capului	0,010
	Înclinați sau curbi	0,004

Tabelul 16.30. Valori pentru coeficientul g_0 la angrenajele conice [29]

Modulul m_n , mm	Treapta de precizie după criteriul funcționării line (STAS 6460-81)					
	4	5	6	7	8	9
	g_0					
Până la 3,55	17	28	38	47	56	73
3,55 – 10	22	31	42	53	61	82
Peste 10	–	37	48	64	73	100

Tabelul 16.31. Valori $w_{v, \max}$ la angrenajele conice [29]

Modulul m_n , mm	Treapta de precizie după criteriul funcționării line (STAS 6460-81)					
	4	5	6	7	8	9
	$w_{v, \max}$, N/m					
Până la 3,55	32	85	160	240	380	700
3,55 – 10	53	105	194	310	410	880
Peste 10	–	150	250	450	590	10050

Tabelul 16.32. Valori pentru factorul dinamic K_V la angrenajele melcate cilindrice

Treapta de precizie (STAS 6461-81)	Viteza de alunecare relativă v_{rel} între flancurile dinților melcului și roții melcate, m/s					
	≤ 1,5	1,5...3	3...7.5	7,5...12	12...18	18...25
	K_V					
6	–	–	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,1...1,2	1,2...1,3	1,3...1,4	–	–	–
9	1,2...1,3	–	–	–	–	–

Obsevațe: În domeniul vitezelor de alunecare pentru care nu sunt recomandate valori K_V nu se recomandă folosirea angrenajului în treptele de precizie respective.

16.6.2.3. Neuniformitatea distribuției sarcinii

În cazul unei precizii de execuție ideale și a unui sistem dinamic (roți dințate – arbori – lagăre – carcasa) absolut rigid, sarcina se poate considera distribuită uniform pe lățimea danturii. În realitate, însă, se obține în timpul funcționării o repartitie neuniformă a sarcinii pe lățimea danturii datorită, în principal, următoarelor cauze: erori de execuție a danturii (în special abateri ale direcției dinților), abateri de la paralelism și coplanitate ale axelor roților, încovoieri sub sarcină ale arborilor, deformații sub sarcină ale dinților, jocuri în lagăre. Toate aceste cauze conduc la o abatere rezultantă a direcției dintelui, evidențiată de o modificare corespunzătoare a petei de contact.

Influența repartitiei neuniforme a sarcinii pe lățimea danturii asupra încărcării nominale a dinților este considerată în calculul de rezistență prin *factorul repartitiei sarcinii pe lățimea danturii* K_{β} , exprimat de relația

$$K_{\beta} = (F_{I \max} / b_w) / (F_{Im} / b_w) = w_{\max} / w_m, \quad (16.29)$$

unde w_{\max} , w_m reprezintă sarcinile specifică maximă pe lățimea danturii pentru distribuția neuniformă, respectiv specifică medie pentru distribuția uniformă.

Influența repartitiei neuniforme a sarcinii pe lățimea danturii este considerată diferit pentru solicitările de oboseală de contact a flancurilor dinților (factorul $K_{H\beta}$), respectiv de oboseală de încovoiere la piciorul dintelui (factorul $K_{F\beta}$).

În STAS 12268-84 sunt date metode de calcul al factorilor $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ pentru angrenajele cilindrice cu dinți drepți sau înclinați, exterioare sau interioare, și pentru angrenajele conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi.

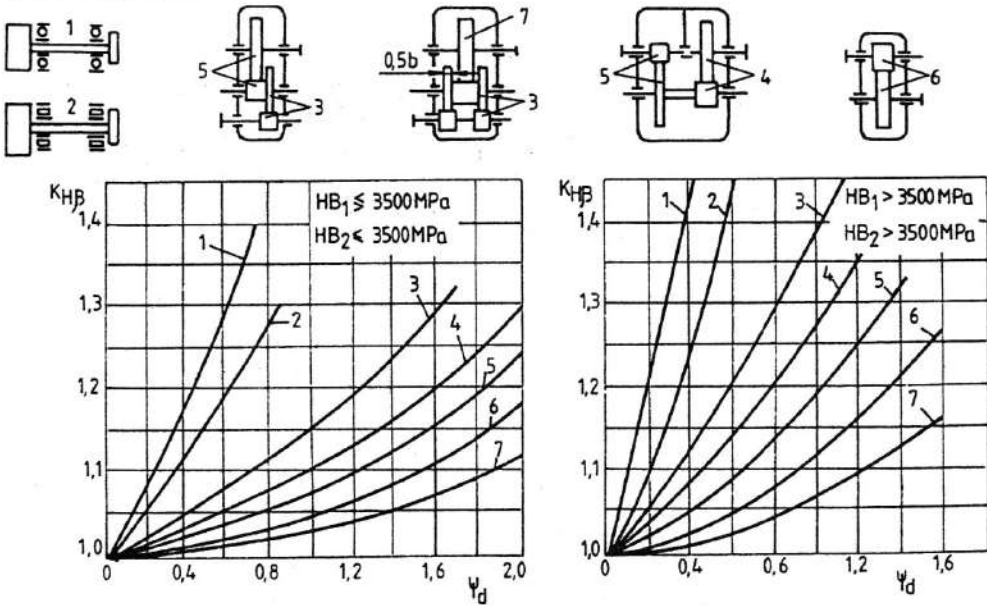


Fig. 16.35

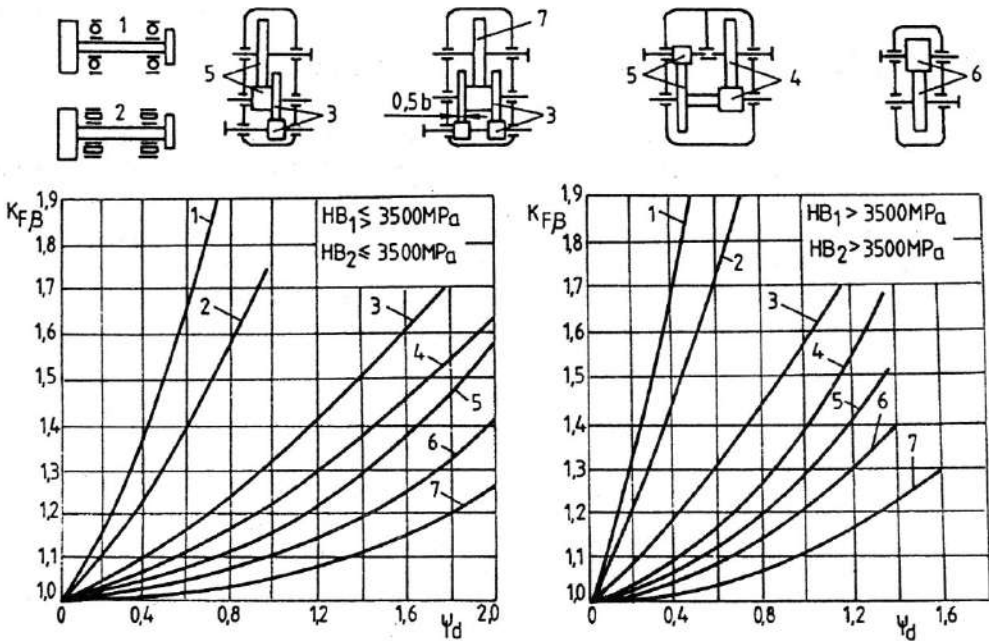


Fig. 16.36

Conform metodei D, pentru angrenajele reductoarelor, în funcție de schema constructivă, factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ se adoptă astfel:

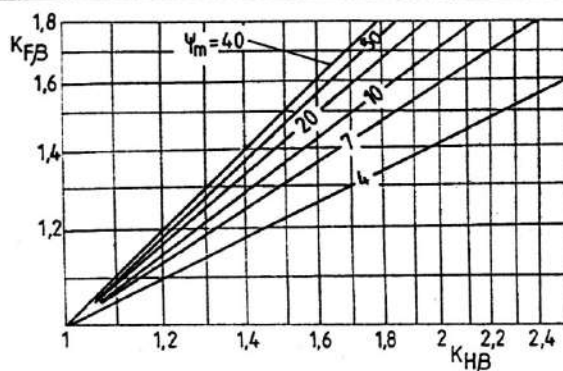


Fig. 16.37

a. Angrenaje cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepi sau înclinați: factorul $K_{H\beta}$ din fig. 16.35 (coeficientul diametral $\psi_d = b / d_1$ din tabelul 16.33) sau tabelul 16.34, respectiv factorul $K_{F\beta}$ din fig. 16.36 sau 16.37 (coeficientul $\psi_m = \psi_d z_1$) sau cu relația

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^N, \quad (16.30)$$

unde

$$N = (b/h)^2 / [1 + (b/h) + (b/h)^2], \quad (16.31)$$

cu $b/h = \min(b_1/h_1 \text{ și } b_2/h_2)$.

Tabelul 16.33. Valori recomandate pentru coeficientul diametral ψ_d la angrenajele cilindrice

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului		Treapta de precizie		
			5-6	7-8	9-10
Pentru una sau ambele danturi: HB ≤ 3500 MPa	Între reazeme	Simetrică	1,5	1,3	0,8
		Asimetrică	1,3	0,8	0,6
	În consolă		0,5	0,4	0,3
Pentru ambele danturi: HB > 3500 MPa (danturi durificate superficial)	Între reazeme	Simetrică	1,0	0,7	0,4
		Asimetrică	0,7	0,4	0,3
	În consolă		0,4	0,3	0,2

b. Angrenaje conice cu dinți drepi, înclinați sau curbi: factorul $K_{H\beta}$ din tabelul 16.35 (coeficientul diametral $\psi_{dm} = b / d_{m1}$ din tabelul 16.36) iar factorul $K_{F\beta}$ cu relația (16.30) sau din fig. 16.37 (coeficientul $\psi_m = \psi_{dm} z_1$).

La angrenajele melcate cilindrice, conform STAS 13024-91, factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ se determină cu relația

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 \cdot (1 - T_{m2}/T_2), \quad (16.32)$$

unde θ este coeficientul de deformare a melcului (tabelul 16.37) iar T_{m2} momentul de torsiune mediu pe roata melcată.

Neuniformitatea repartiției frontale a sarcinii între perechile de dinți în angrenare (influențată de precizia de execuție, în special de abaterea pasului de angrenare de bază) este considerată în calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice și conice prin factorii $K_{H\alpha}$ (solicitarea la oboseală de contact a flancurilor dinților), respectiv $K_{F\alpha}$ (solicitarea la oboseală de încovoiere la piciorul dintelui). Recomandări pentru calculul acestor factori sunt date în tabelul 16.38.

La angrenajele melcate cilindrice se consideră în calculul de rezistență influența preciziei de execuție a angrenajului prin factorul K_T (tabelul 16.39).

Tabelul 16.34. Factorul $K_{H\beta}$ pentru angrenajele cilindrice

Duritatea flancurilor dinților, HB		Treapta de precizie a angrenajului	Poziția pinionului față de reazeme	$K_{H\beta}$
Pinion	Roată			
≤ 3500 MPa sau ≥ 3500 MPa	≤ 3500 MPa	5; 6	Simetrică	$0,1\psi_d + 1$
		5; 6 7; 8	Asimetrică Simetrică	$0,15\psi_d + 1$
		5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Asimetrică Simetrică	$0,25\psi_d + 1$
		7; 8 9; 10	În consolă Asimetrică	$0,35\psi_d + 1$
		9; 10	În consolă	$0,5\psi_d + 1$
		> 3500 MPa (durificate superficial)		5; 6
5; 6 7; 8	Asimetrică Simetrică			$0,3\psi_d + 1$
5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Asimetrică Simetrică			$0,5\psi_d + 1$
7; 8 9; 10	În consolă Asimetrică			$0,7\psi_d + 1$
9; 10	În consolă			$\psi_d + 1$
<i>Observații:</i>				
1. Se consideră arborii, lagarele și carcasa în construcție rigidă.				
2. Coeficientul diametral ψ_d conform tabelului 16.33				

Tabelul 16.35. Factorul $K_{H\beta}$ la angrenajele conice

Poziția roților față de reazeme	Dantură bombată	Treapta de precizie după criteriul de contact dintre dinți	$K_{H\beta}$
Ambele roți între reazeme	Da	5-6	$0,1\psi_{dm} + 1$
		7-8	$0,2\psi_{dm} + 1$
		9-10	$0,3\psi_{dm} + 1$
	Nu	5-6	$0,3\psi_{dm} + 1$
		7-8	$0,5\psi_{dm} + 1$
		9-10	$0,7\psi_{dm} + 1$

Tabelul 16.35 (continuare)

Poziția roților față de reazeme	Dantură bombată	Treapta de precizie după criteriul de contact dintre dinți	$K_{H\beta}$
Una dintre roți în consolă	Da	5-6	$0,2\psi_{dm} + 1$
		7-8	$0,4\psi_{dm} + 1$
		9-10	$0,5\psi_{dm} + 1$
	Nu	5-6	$0,5\psi_{dm} + 1$
		7-8	$0,7\psi_{dm} + 1$
		9-10	$\psi_{dm} + 1$

Observații:

- Se consideră arborii, lagarele și carcasa în construcție normală.
- Pentru angrenajele cu cel puțin o roată având duritatea HB ≤ 3500 MPa se adoptă $K_{H\beta} = 0,5 (1 + K_{H\beta \text{ tabel}})$.
- Dacă ambele roți sunt în consolă, se multiplică cu 1,1 factorul $K_{H\beta}$ determinat pentru cazul cu o roată în consolă.
- La danturile cu corectură de unghi de înclinare $K_{H\beta} \cong 1$, iar la danturile cu țesire se multiplică cu 1,1 factorul $K_{H\beta}$ adoptat pentru dantura bombată.

Tabelul 16.36. Valori recomandate pentru coeficientul diametral ψ_{dm} la angrenajele conice ($\Sigma = 90^\circ$)

Raportul de transmitere i	Valoarea $\psi_{dm} = b_w / d_{m1}$			
	Pentru a garanta $\psi_{Rm} = b_w / R_m \leq 0,35$ ($\psi_{Re} = b_w / R_e \leq 0,3$)	Pentru a garanta $b_w / m_{nm} \leq 12$		
		$z_1 = 13$	$z_1 = 20$	$z_1 \geq 25$
1	0,25	0,80	0,60	0,48
1,5	0,32			
2	0,40			
3	0,57			
4	0,74			
5	0,92			
6	1,10			
7	1,27			

Observații:

- Dintre recomandările pentru coeficientul ψ_{dm} referitoare la garantarea coeficientului ψ_{Rm} sau raportului b_w / m_{nm} se adoptă valoarea cea mai mică.
- $\psi_d = \psi_{dm}$

Tabelul 16.37. Valori pentru coeficientul de deformație a melcului θ

Numărul de dinți z_1 ai melcului	Coeficientul diametral q al melcului								
	7,5	8	9	10	11,2	12,5	13	14	16
	Coeficientul de deformație θ								
1	63	72	89	108	127	157	163	179	194
2	50	57	71	86	102	125	134	149	163
3	46	51	61	76	89	109	118	131	144
4	42	47	58	70	82	100	108	120	131

Observații:

1. Valorile coeficientului de deformație θ sunt determinate în ipotezele că melcul este din aceeași bucată cu arborele iar lagărele de rezemare radială ale arborelui sunt dispuse la o distanță $l = 0,9 d_2$; pentru valori mult diferite ale acestei distanțe se va considera: $\theta = 0,9 \cdot \theta_{\text{tabel}} d_2 / l$ (d_2 – diametrul de divizare al roții melcate).
2. În cazul melcilor asamblați pe arbore se va considera: $\theta = \theta_{\text{tabel}} d_a / d_{f1}$, unde d_a , d_{f1} sunt diametrul de asamblare arbore-melc, respectiv diametrul de picior al melcului.

Tabelul 16.38. Factorii repartiției sarcinii $K_{H\alpha}$ și $K_{F\alpha}$ la angrenajele cilindrice și conice

Tipul angrenajului	Relații de calcul. Recomandări
Angrenaje cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți, înclinați sau în V	<ol style="list-style-type: none"> 1. La angrenaje cu încărcare normală ($F_t / b_w > 150$ N/mm) și execuție în treptele de precizie 1...7 la danturi drepte și 1...6 la danturi înclinate sau în V: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$. 2. Pentru calcule aproximative, danturi neprecise sau incarcari mici ($F_t / b_w \leq 150$ N/mm): <ul style="list-style-type: none"> • danturi drepte: $K_{H\alpha} = 1 / Z_\epsilon^2$ (Z_ϵ – v. § 16.7.3.1); • danturi înclinate sau în V: $K_{H\alpha} = \epsilon_\gamma$; • danturi drepte, înclinate sau în V: $K_{F\alpha} = \epsilon_\gamma / (\epsilon_\gamma Y_\epsilon)$ (Y_ϵ – v. § 16.7.1.1)
Angrenaje conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi	<ol style="list-style-type: none"> 1. La angrenaje neprecise (treapta de precizie pentru funcționare lină 7...11) sau precise, dar cu încărcare mică: <ul style="list-style-type: none"> • $K_{H\alpha} = 1 / Z_\epsilon^2$; • $K_{F\alpha} = 1 / Y_\epsilon$. 2. La angrenaje precise cu încărcare normală sau mare: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

Tabelul 16.39. Valori pentru factorul de influență a treptei de precizie K_T la angrenaje melcate cilindrice

Treapta de precizie (STAS 6461-81)	6	7	8	9
K_T	1,0	1,05	1,1	1,16

16.7. Calculul de rezistență al angrenajelor

Datorită complexității deosebite a fenomenelor care au loc în timpul procesului de angrenare, calculul de rezistență a devenit o problemă de maximă importanță în proiectarea angrenajelor. În timp ce bazele de determinare a forțelor nominale din angrenaje sunt aproximativ aceleași, influențele parametrilor de material, geometrici și de exploatare asupra acestora și, implicit, asupra procesului de angrenare sunt considerate diferite în calcul. Tendința actuală este de a considera în calculul de rezistență influența a cât mai multor factori, fapt ce poate conduce la creșterea dimensiunilor și complexității algoritmului de calcul; în mod evident, însă, concluziile vor avea un conținut cantitativ și calitativ mult mai apropiat de realitate și, prin urmare, un grad de încredere suplimentar.

În ultimii ani se remarcă pe plan mondial o tendință de apropiere a metodelor de calcul. În țara noastră calculul de rezistență este standardizat pentru angrenaje cilindrice cu dantură în evolventă (STAS 12268-84), respectiv angrenaje melcate cilindrice (STAS 13024-91). Aceste standarde stabilesc metodici generale de dimensionare și verificare la solicitările de oboseală prin încovoiere a dinților, respectiv oboseală de contact a flancurilor dinților.

16.7.1. Calculul tensiunii la oboseala de încovoiere a piciorul dintelui

16.7.1.1. Angrenaje cilindrice

La angrenajele cilindrice cu dinți drepi sau înclinați metoda de calcul consideră ipotezele:

- sarcina normală F_n este preluată de un singur dinte în vârf (fig. 16.38);
- secțiunea de rupere s_F , respectiv înălțimea de rupere h_F , ale dintelui sunt determinate de punctele de tangență cu flancurile ale unor drepte înclinate cu 30° față de axa de simetrie.

Componentele forței normale aplicate în vârful dintelui produc solicitări de compresiune (F_n), respectiv încovoiere (F_{tv}).

Neglijând solicitarea de compresiune, tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui se determină cu relația

$$\sigma_F = 6F_n h_F / (bs_F^2). \quad (16.33)$$

Considerând cercul de divizare, forța

$$F_{tv} = F_t \cos \alpha_F / \cos \alpha. \quad (16.34)$$

Din relațiile (16.33) și (16.34) se obține tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui

$$\sigma_F = F_t Y_{Fa} / (bm), \quad (16.35)$$

unde

$$Y_{Fa} = 6h_F m \cos \alpha_F / (s_F^2 \cos \alpha) \quad (16.36)$$

este factorul de formă al dintelui.

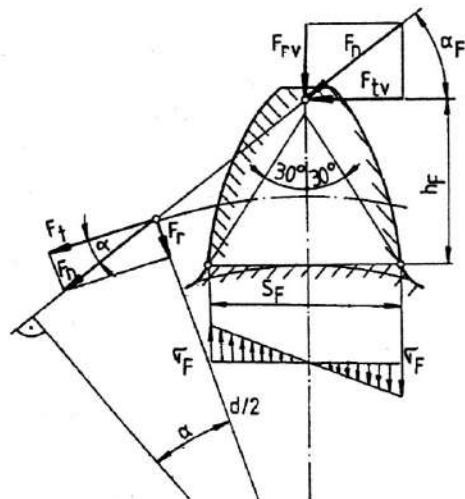


Fig. 16.38

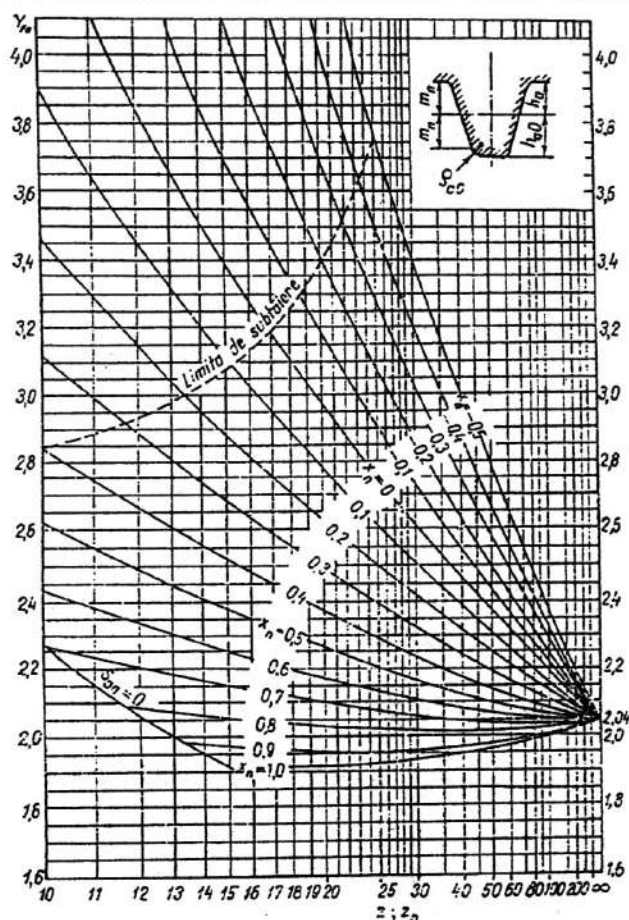


Fig. 16.39

Determinarea analitică a factorului de formă al dintelui se realizează în corelație cu parametrii procesului tehnologic de prelucrare a danturii. În fig. 16.39 este dat un caz concret de determinare grafică a factorului de forma Y_{Fa} pentru danturi exterioare ($\alpha_n = 20^\circ$; $h_a = 1$; $h_{a0} = 1,25$; $\rho_{a0} = 0,3$) cu profilul de referință conform STAS 821-82, cu dinți drepi sau înclinați nescurtați (cu o bună aproximare și pentru dinți scurtați) în corelație cu numerele de dinți, coeficienții deplasărilor de profil și profilul generator al sculei (diagrama se poate utiliza și pentru danturi interioare nescurtate considerând $z_n = \infty$). În calculele de predimensionare se poate considera, inițial, factorul $Y_{Fa} = 2,5$.

Considerând și factorii de influență asupra sarcinii nominale (v. § 16.6.2), tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui la angrenajele cilindrice cu dinți drepi este dată de relația

$$\sigma_F = F_t K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon / (bm), \quad (16.37)$$

în care:

Y_{Sa} este factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui, care se determină analitic în corelație cu raza de racordare la piciorul dintelui și parametrii procesului tehnologic de prelucrare a danturii (în fig. 16.40 este dat un caz concret de determinare grafică a factorului Y_{Sa} pentru danturi exterioare cu dinți drepi sau înclinați în corelație cu numerele

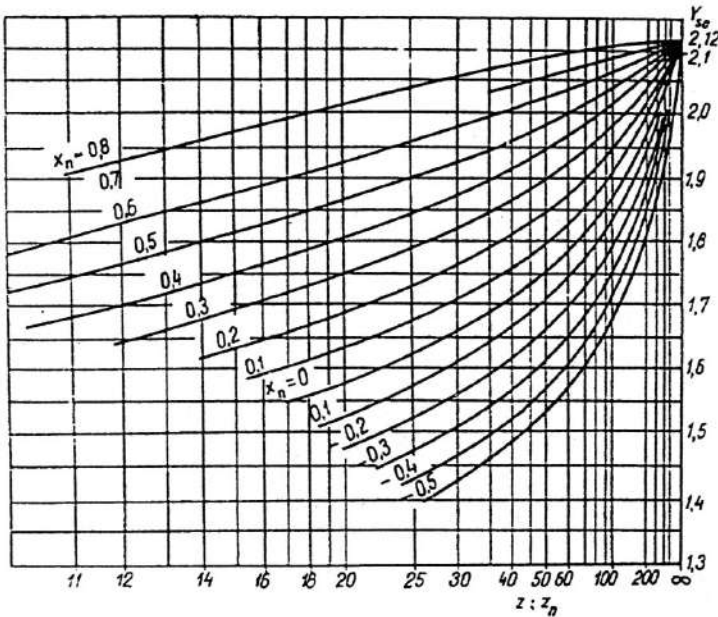


Fig. 16.40

de dinți, coeficienții deplasării de profil și profilul generator al sculei; diagrama se poate utiliza și pentru danturi interioare considerând $z_n = \infty$); pentru cazul când la baza dintelui se practică o degajare de rectificare (fig. 16.41), în scopul micșorării concentratorului de tensiune, factorul Y_{Sa} se determină cu relația

$$Y_{Sac} = 1,3 Y_{Sa} / [1,3 - 0,6 (t_c / \rho_c)^{0,5}], \quad (16.38)$$

cu Y_{Sa} stabilit pentru cazul fără crestătură valabilă pentru $0 < t_c / \rho_c < 1,4$ (în calculele de predimensionare, se poate considera inițial factorul $Y_{Sa} \approx 2$);

Y_ϵ - factorul gradului de acoperire, dat de relația

$$Y_\epsilon = 0,25 + 0,75 / \epsilon_\alpha. \quad (16.39)$$

La angrenajele cu dinți înclinați, sarcina este distribuită pe o linie de contact înclinată cu unghiul β față de axa roții (v. fig. 16.2); în aceste condiții scade solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui, fapt considerat în calcul prin *factorul înclinării dintelui*

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \beta / 120 \geq Y_{\beta \min}, \quad (16.40)$$

unde unghiul de înclinare a dintelui β se introduce în grade iar factorul

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \epsilon_\beta \geq 0,75. \quad (16.41)$$

Considerând *roata echivalentă* cu dinți drepecți (m_n ; z_n ; v. § 16.2.1) tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui la angrenajele cilindrice cu dinți înclinați este dată de relația

$$\sigma_F = F_t K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fan} Y_{San} Y_{\epsilon\alpha} Y_\beta / (b m_n), \quad (16.42)$$

unde factorii Y_{Fan} și Y_{San} se adoptă din fig. 16.39, respectiv fig. 16.40, în funcție de z_n și x , iar factorul gradului de acoperire $Y_{\epsilon\alpha}$, din relația (16.39) considerând gradul de acoperire frontal $\epsilon_{\alpha n}$ al angrenajului cilindric echivalent.

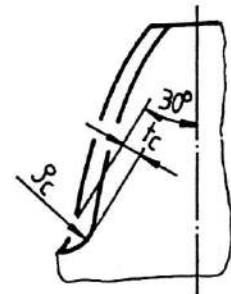


Fig. 16.41

16.7.1.2. Angrenaje conice

Calculul de rezistență se face pe conul frontal median ($\beta_m = \beta$), angrenajul conic înlocuindu-se cu un angrenaj cilindric echivalent ($z_n; x_n = x_{nm}$).

Tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui pentru angrenajul conic cu dinți drepți este dată de relația

$$\sigma_F = F_t K_A K_V K_{F\beta} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon / (b m_n), \quad (16.43)$$

iar pentru angrenajul conic cu dinți înclinați sau curbi de relația

$$\sigma_F = F_t K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fan} Y_{San} Y_{\epsilon n} Y_\beta / (b m_{nm}). \quad (16.44)$$

Factorul de formă Y_{Fan} se determină pentru forma profilului de dinte al angrenajului cilindric echivalent cu dinți drepți cu relația

$$Y_{Fan} = 6 h_{Fam} m_{nm} \cos \alpha_{Fanm} / (s_{Fnm}^2 \cos \alpha_{nm}). \quad (16.45)$$

Pentru angrenajul conic cu dinți drepți sau înclinați (STAS 6844-80), respectiv curbi (dantură GLEASON cu $h \approx 2,25 m$) factorii Y_{Fa} (Y_{Fan}) și Y_{Sa} (Y_{San}) se adoptă din fig. 16.39, respectiv fig. 16.40, pentru z_n și $x_n = x_{nm}$. Ceilalți factori se determină considerând angrenajul cilindric echivalent al angrenajului conic.

16.7.1.3. Angrenaje melcate cilindrice

Tensiunea de încovoiere la piciorul dintelui pentru angrenajul melcat cilindric – se consideră roata melcată datorită rezistenței mai reduse comparativ cu melcul – este dată de relația

$$\sigma_{F2} = 2 T_{F2} K_A K_V K_T K_{F\beta} Y_F Y_\epsilon / (z_2 q m^3), \quad (16.46)$$

în care:

Y_F este factorul de formă al dinților roții melcate determinat din fig. 16.42 în funcție de numărul echivalent de dinți $z_{n2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w$ (γ_w este unghiul de înclinare al dinților melcului pe diametrul de divizare) și coeficientul deplasărilor de profil x ; factorul Y_F se mai poate determina și cu relația

$$Y_F = 16 k z_{n2}^{-0,14} (x + 10)^{-0,72}, \quad (16.47)$$

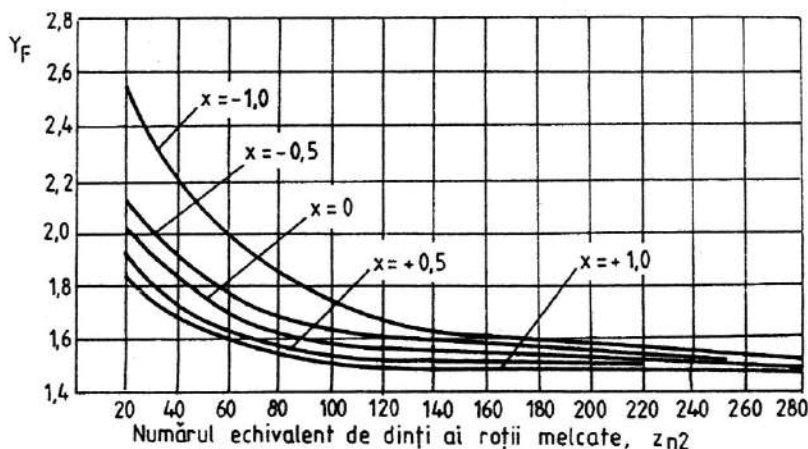


Fig. 16.42

în care $k = 1$, dacă $x \geq -0,5$ sau $x < -0,5$ și $x_{n2} \geq 100$, și $k = 1 - 0,002(100 - z_{n2})(2x + 1)$, dacă $x \leq -0,5$ și $z_{n2} < 100$);

Y_γ - factorul de influență a înclinării dinților, exprimat de relația

$$Y_\gamma = 1 / \cos \gamma_w; \quad (16.48)$$

Y_ϵ - factorul de influență a lungimii minime de contact și a gradului de acoperire al profilului, exprimat de relația

$$Y_\epsilon = 180 / (\pi \xi \chi \epsilon_\alpha), \quad (16.49)$$

unde ξ este un coeficient care consideră variația lungimii de contact a flancurilor dinților iar χ este semiunghiul coroanei dințate a roții melcate, dat de relația

$$\chi = \arcsin \psi_{d_{a1}} \quad (16.50)$$

(preliminar se poate considera $\epsilon_\alpha \approx 1,82$ și astfel $Y_\epsilon = 42/\chi$; pentru mărirea χ sunt date recomandări în tabelul 16.40).

Ceilalți factori au fost definiți în § 16.6.2.

Tabelul 16.40. Valori recomandate pentru stabilirea dimensiunilor constructive ale coroanei dințate a roții melcate

z_1	Diametrul exterior (de strunjire) d_{o2}	Lățimea de calcul b_c	Varianta 1	Varianta 2
1	$d_{o2} = d_{a2} + 2m$	$b_c \leq \psi_{d_{a1}} \cdot d_{a1}$ Se recomandă: $\psi_{d_{a1}} \leq 0,75$ ($b_c \leq \psi_{d_1} \cdot d_1$; $\psi_{d_1} =$ $\approx \psi_{d_{a1}} (1 + 2h_a^*/lq)$)		
2	$d_{o2} = d_{a2} + 1,5m$	$b_c \leq \psi_{d_{a1}} \cdot d_{a1}$ Se recomandă: $\psi_{d_{a1}} \leq 0,67$		
3				
4	$d_{o2} = d_{a2} + m$			

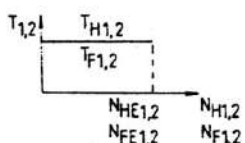
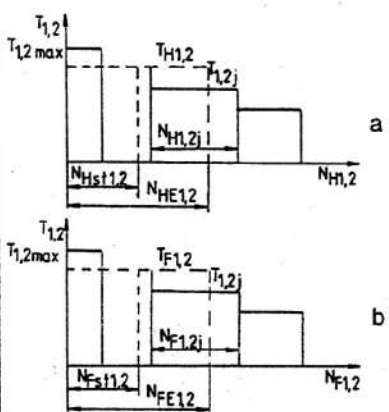
16.7.2. Tensiunea statică de încovoiere (suprasarcină) a dinților

Se calculează cu relația

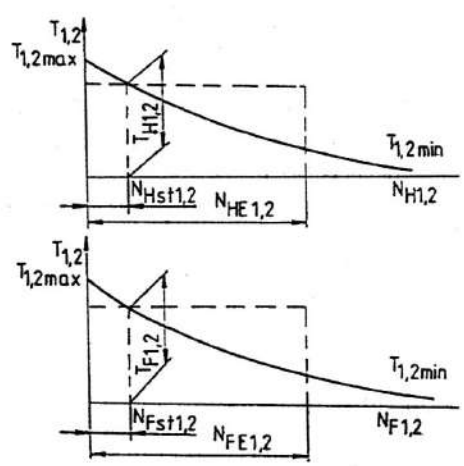
$$\sigma_{Fst} = \sigma_F T_{F1,2max} / T_{F1,2}, \quad (16.51)$$

σ_F determinându-se cu relațiile definite la fiecare tip de angrenaj, iar momentele de torsiune $T_{F1,2max}$, $T_{F1,2}$ conform tabelului 16.41, în corelație cu datele inițiale de funcționare: puterea de transmis, tipul încărcării, turația, durata de funcționare.

Tabelul 16.41. Caracteristicile tipurilor de încărcare a angrenajelor

Poz.	Tipul încărcării	Parametri caracteristici Simboluri și unități de măsură	Relații de calcul. Recomandări
1	Ciclogramă de încărcare constantă	$P_{1,2}$ [kW] $n_{1,2}$ [rot/min] $T_{1,2}, T_{H1,2}, T_{F1,2}$ [N·m] D_h [h] $N_{HE1,2}, N_{FE1,2}$ [cicluri]	 $T_{H1,2} = T_{F1,2} = P_{1,2} / \omega_{1,2}$ $N_{HE1,2} = N_{FE1,2} = 60 D_h n_{1,2}$
2	Ciclogramă de încărcare în trepte	P_{1j} [kW] $n_{1,2j}$ [rot/min] $T_{1,2}, T_{H1,2}, T_{F1,2}$ [N·m] D_h [h] $N_{HE1,2}, N_{FE1,2}$ [cicluri]	 <p>Pe ciclogramele de încărcare (a) și (b) se trec numerele de cicluri $N_{Hst1,2}$, respectiv $N_{Fst1,2}$, conform tabelului 16.46 pentru materialul și tratamentul termic impus flancurilor dinților, iar momentele de torsiune corespunzătoare lui $N_{Hst1,2}$ și $N_{Fst1,2}$ se adoptă ca momente de torsiune de bază la oboseala de contact a flancurilor dinților ($T_{H1,2}$), respectiv la solicitarea de oboseală de încovoiere a dinților ($T_{F1,2}$) la care se reduc celelalte trepte de încărcare; rezultă astfel încărcări constante $T_{H1,2}$, $T_{F1,2}$, corespunzătoare unor numere echivalente de cicluri de funcționare date de relațiile:</p> $N_{HE1,2} = \sum (T_{1,2j} / T_{H1,2})^{m_H} / 2 \cdot N_{H1,2j},$ $N_{FE1,2} = \sum (T_{1,2j} / T_{F1,2})^{m_F} / 2 \cdot N_{F1,2j},$ <p>unde momentele de torsiune $T_{1,2j} = P_{1,2j} / \omega_{1,2j}$, iar exponenții curbelor de oboseală a materialului dinților m_H, respectiv m_F, se adoptă din tabelul 16.46 pentru angrenaje cilindrice și conice sau conform recomandărilor de la § 16.7.7, respectiv § 16.7.5 pentru angrenaje melcate</p>

Tabelul 16.41 (continuare)

Poz.	Tipul încărcării	Parametri caracteristici Simboluri și unități de măsură	Relații de calcul. Recomandări
3	Ciclogramă de încărcare variabilă continuu	P_{ij} [kW] $n_{1,2j}$ [rot/min] $T_{1,2}, T_{H1,2}, T_{F1,2}$ [N·m] D_h [h] $N_{HE1,2}, N_{FE1,2}$ [cicluri]	 <p>Momentele de calcul $T_{H1,2}$ și $T_{F1,2}$ se determină ca la pct. 2 iar numerele echivalente de cicluri de funcționare cu relațiile:</p> $N_{HE1,2} = \int_{T_{1,2min}}^{T_{1,2max}} (M_{i1,2j} / M_{iH1,2})^{m_H} / 2 dN_{H1,2j}$ $N_{FE1,2} = \int_{T_{1,2min}}^{T_{1,2max}} (M_{i1,2j} / M_{iF1,2})^{m_F} / 2 dN_{F1,2j}$

16.7.3. Calculul tensiunii la oboseala de contact a flancurilor dinților

16.7.3.1. Angrenaje cilindrice

Metodica de calcul consideră echivalența dintre starea de tensiune la contactul între flancurile a doi dinți în angrenare și starea de tensiune la contactul a doi cilindri cu raze egale cu cele ale evolventelor dinților în punctul de contact (fig. 16.43).

În cazul celor doi cilindri, tensiunea de contact maximă este dată de relația lui Hertz:

$$\sigma_H = \left\{ F_n / \left[l \rho \pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right] \right\}^{0,5}, \quad (16.52)$$

unde F_n este forța normală pe contact; l – lungimea contactului; ρ – raza redusă de curbură, determinată cu relația

$$1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2, \quad (16.53)$$

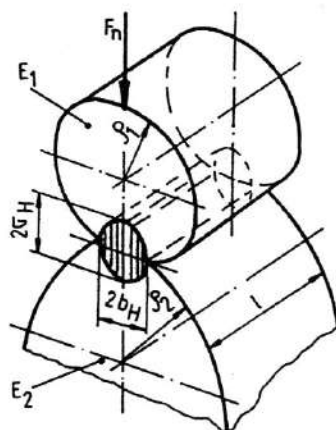


Fig. 16.43

$\rho_{1,2}$ fiind razele celor doi cilindri, iar $\nu_{1,2}$ și $E_{1,2}$ sunt coeficienții Poisson, respectiv modulele Young, pentru materialele celor doi cilindri în contact.

Pentru a putea aplica relația (16.52) la contactul dintre doi dinți în angrenare trebuie determinate punctele de pe linia de angrenare, respectiv de pe flancurile active ale dinților, unde tensiunea de contact este maximă. Dacă $\varepsilon = 1$, tensiunea de contact σ_H are valori maxime în punctele de intrare, respectiv ieșire din angrenare (A și E, fig. 16.44), când una dintre razele de curbură $\rho_{1,2}$ are valoarea minimă. Dacă $\varepsilon > 1$, pe o porțiune sarcina este repartizată pe mai mult de o pereche de dinți, în timp ce pe altă porțiune sarcina este preluată de o pereche de dinți, tensiunea prezentând pe această porțiune valori mai mari. Deși valoarea maximă se înregistrează într-un punct singular, calculul se va efectua în polul C al angrenării.

În punctul C de rostogolire (fig. 16.44) razele de curbură ale flancurilor dinților în contact încărcăți cu sarcina normală F_n sunt date de relațiile:

$$\rho_{1,2} = d_{w1,2} \sin \alpha_w / 2 = d_{1,2} \cos \alpha \tan \alpha_w / 2. \quad (16.54)$$

Cu relația (16.53), raza redusă de curbură

$$\rho = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 \pm \rho_2) = u d_1 \cos \alpha \tan \alpha_w / [2(u \pm 1)], \quad (16.55)$$

cu semnul minus pentru angrenajul interior.

Considerând lățimea de lucru b_w a dinților angrenajului și înlocuind relațiile (16.10) (pentru dinți drepți) și (16.55) în relația (16.52), se obține tensiunea de contact a flancurilor dinților

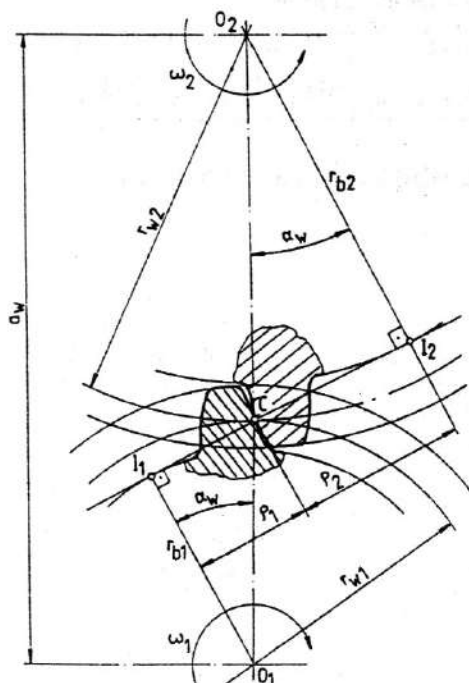


Fig. 16.44

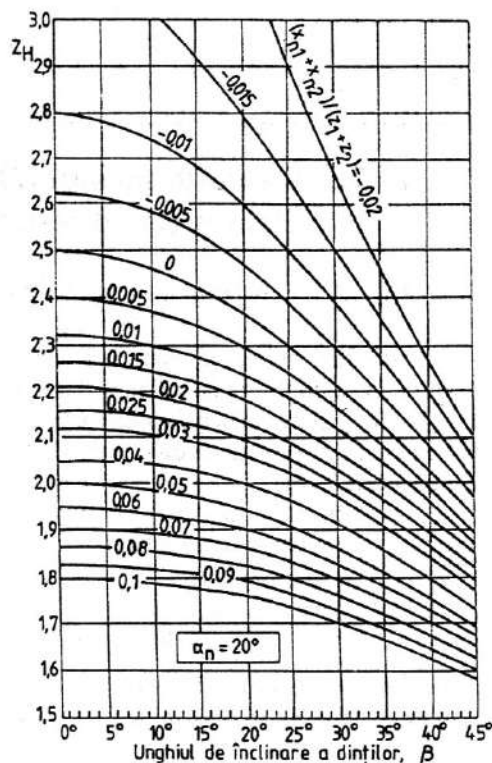


Fig. 16.45

$$\sigma_H = \left\{ F_t 2(u \pm 1) / \left[b_w u d_1 \cos^2 \alpha \tan \alpha_w \pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right] \right\}^{0,5}, \quad (16.56)$$

sau
$$\sigma_H = Z_\epsilon Z_H Z_E [F_t(u \pm 1) / (b_w u d_1)]^{0,5}, \quad (16.57)$$

unde:
$$Z_\epsilon = [(4 - \epsilon_\alpha) / 3]^{0,5} \text{ este factorul lungimii de contact}; \quad (16.58)$$

$$Z_H = [2 / (\cos^2 \alpha \tan \alpha_w)]^{0,5} \quad (16.59)$$

este factorul influenței formei flancurilor dinților asupra tensiunii de contact (se poate determina și din fig. 16.45);

$$Z_E = \left\{ 1 / \left[\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right) \right] \right\}^{0,5} \quad (16.60)$$

este factorul materialelor (tabelul 16.42).

Tabelul 16.42. Factorul de material Z_E pentru angrenaje cilindrice și conice

Pinion		Roată condusă		Z_E (MPa) ^{0,5}
Material	E_1 x 10 ⁵ MPa	Material	E_2 x 10 ⁵ MPa	
Oțel	2,06	Oțel laminat	2,06	189,8
		Oțel turnat	2,02	188,9
		Fontă nodulară	1,73	181,4
		Bronz cu staniu turnat	1,03	155
		Bronz cu staniu	1,13	159,8
		Fontă cenușie	1,26 la 1,18	165,4 la 162
		Textolit	0,0785	56,4
Oțel turnat	2,02	Oțel turnat	2,02	188
		Fontă nodulară	1,73	180,5
		Fontă cenușie	1,18	161,4
Fontă nodulară	1,73	Fontă nodulară	1,73	173,9
		Fontă cenușie	1,18	156,6
Fontă cenușie	1,26 la 1,18	Fontă cenușie	1,18	146 la 143,7
Observație:				
1. La textolit, coeficientul lui Poisson $\nu = 0,5$ (la celelele materiale $\nu = 0,3$).				

Introducând și factorii de influență ai sarcinilor nominale (v. § 16.6.2), tensiunea de contact a flancurilor dinților este exprimată de relația:

$$\sigma_H = Z_\epsilon Z_H Z_E [F_t K_A K_V K_H \beta K_H \alpha (u \pm 1) / (b_w u d_1)]^{0,5}. \quad (16.61)$$

Dacă la dinții dreپți lungimea totală de contact poate fi considerată ca un multiplu al lărimii danturii b , la dinții înclinați liniile de contact sunt înclinate cu unghiul β față de axa roții (v. fig. 16.2). Modificarea lungimii de contact datorită unghiului β este considerată în calcul prin *factorul lungimii minime de contact* Z_ϵ exprimat de relațiile:

$$Z_\epsilon = [(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)/3 + \epsilon_\beta/\epsilon_\alpha]^{0,5}, \text{ pentru } \epsilon_\beta < 1; \quad (16.62)$$

$$Z_\epsilon = (1/\epsilon_\alpha)^{0,5}, \text{ pentru } \epsilon_\beta \geq 1. \quad (16.63)$$

Considerând razele de curbura ale flancurilor dinților în planul normal,

$$\sigma_H = Z_\epsilon Z_H Z_E Z_\beta [F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} (u \pm 1)/(b_w u d_1)]^{0,5}, \quad (16.64)$$

unde factorul influenței formei flancurilor dinților este dat de relația

$$Z_H = [2 \cos \beta / (\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{wt})]^{0,5}, \quad (16.65)$$

sau se determină din fig. 16.45, iar *factorul înclinării dinților*

$$Z_\beta = (\cos \beta)^{0,5}. \quad (16.66)$$

16.7.3.2. Angrenaje conice

Calculul se face pe conul median ($\beta_m = \beta$), considerându-se angrenajul cilindric echivalent cu dinți drepecți ($z_n; x_n = x_{nm}$).

Considerând relația (16.61), tensiunea de contact pe flancurile dinților la angrenajul conic cu dinți drepecți este dată de relația

$$\sigma_H = Z_{en} Z_{Hn} Z_E [F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} (u^2 \pm 1)^{0,5} / (b_w u d_{wm1})]^{0,5}, \quad (16.67)$$

iar pentru angrenajul conic cu dinți înclinați sau curbi de relația

$$\sigma_H = Z_{en} Z_{Hn} Z_E Z_\beta [F_t K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} (u^2 \pm 1)^{0,5} / (b_w u d_{wm1})]^{0,5}, \quad (16.68)$$

factorul influenței formei flancurilor dinților Z_{Hn} calculându-se pentru forma profilului de dinte al angrenajului cilindric echivalent cu dinți drepecți cu relația

$$Z_{Hn} = [2 \cos \beta_m / (\cos^2 \alpha_{tm} \tan \alpha_{wim})]^{0,5}. \quad (16.69)$$

Cei alți factori se determină considerând angrenajul cilindric echivalent al angrenajului conic.

16.7.3.3. Angrenaje melcate cilindrice

Tensiunea de contact a flancurilor dinților la angrenajul melcat cilindric (se consideră roata melcată datorită rezistenței mai reduse comparativ cu melcul) se determină cu relația

$$\sigma_{H2} = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_C (2 T_{H2} K_A K_V K_T K_{H\beta} / d_1)^{0,5} / d_2, \quad (16.70)$$

unde: Z_E este factorul de material (tabelul 16.43); Z_H – factorul influenței formei flancurilor dinților exprimat de relația

$$Z_H = (4 \cos \gamma_w / \sin 2\alpha_{nw})^{0,5} \quad (16.71)$$

(în tabelul 16.44 sunt date valori pentru factorul Z_H); Z_ϵ – *factorul de influență al lungimii minime de contact, a gradului de acoperire al profilului și al înclinării dinților* exprimat de relația

$$Z_\epsilon = [180 \cos \gamma / (\pi \xi \chi \epsilon_\alpha)]^{0,5} \quad (16.72)$$

(preliminar se poate considera $\epsilon_\alpha = 1,82$ și astfel $Z_\epsilon = (42 \cos \gamma / \chi)^{0,5}$; în tabelul 16.44 sunt date valori pentru factorul Z_ϵ); Z_C – *factorul de influență a variației razei de curbura echivalente în procesul angrenării* care se determină cu relația

$$Z_C = 0,6 + 0,01x - 0,005z_1 - 0,014z_2 + 0,008q \quad (16.73)$$

Tabelul 16.43. Valori pentru factorul de material Z_E la angrenajele melcate cilindrice

Melc		Roată melcată			Z_E (MPa) ^{0,5}
Material	E_1 $\times 10^5$ MPa	Material	Modul de turnare	$E_2 \times 10^5$ MPa	
Oțel laminat	2,06...2,1	Aliaje Cu-Sn	N	0,74	≈ 138
			K; C	0,98...1,01	147...154
		Aliaje Cu-Sn-Zn-Pb	–	0,88...0,93	146...150
		Aliaje Cu-Al	K	0,88...1,14	146...160
			C	1,13...1,27	160...166
		Alame	K	0,88...0,98	146...153
		Fontă cenușie	–	0,74...1,00	138...154
Fontă nodulară	–	1,7...1,73	180...182		
Fontă cenușie	0,74...1	Fontă cenușie	–	0,74...1,00	114...132
Fontă nodulară	1,7...1,73	Fontă nodulară	–	1,7...1,73	172...174

Observații:
1. Coeficientul lui Poisson are valorile: $\nu = 0,3$ – oțeluri și fonte; $\nu = 0,33...0,34$ – aliaje de cupru
2. Modul de turnare: N – în amestec de formare; K – cochilă; C – centrifugală

Tabelul 16.44. Valori pentru factorii Z_H și Z_ϵ la angrenajele melcate cilindrice

q	Numărul de dinți ai melcului z_1							
	1	2	3	4	1	2	3	4
	Z_H				Z_ϵ			
7	2,482	2,466	2,392	2,324	0,930	0,917	0,958	0,932
8	2,485	2,457	2,414	2,359	0,932	0,921	0,967	0,945
9	2,487	2,465	2,430	2,385	0,932	0,924	0,974	0,956
10	2,488	2,470	2,441	2,404	0,933	0,926	0,978	0,963
11	2,489	2,474	2,450	2,418	0,933	0,928	0,982	0,969
12	2,490	2,478	2,457	2,430	0,934	0,929	0,985	0,974
13	2,491	2,480	2,462	2,439	0,934	0,930	0,987	0,977
14	2,491	2,482	2,467	2,446	0,934	0,930	0,989	0,980
16	2,492	2,485	2,473	2,457	0,934	0,932	0,991	0,985
18	2,493	2,487	2,478	2,465	0,934	0,932	0,993	0,988

Observații:
1. Valorile Z_H sunt determinate cu relația (16.71) în următoarele ipoteze: $\gamma_w = \gamma = \arctan(z_1/q)$ (angrenaj cu deplasare zero) și $\alpha_{nw} \approx 20^\circ$; în calculele preliminare valorile Z_H se pot utiliza și pentru angrenajele deplasate când unghiul α_{nw} nu diferă mult de 20° .
2. Valorile Z_ϵ sunt determinate cu relația (16.72) în următoarele ipoteze: $\xi = 0,75$; $\epsilon_\alpha = 1,82$; $\chi = 48^\circ$ pentru $z_1 \leq 2$ ($\psi_{da1} = 0,75$) și $\chi = 42^\circ$ pentru $z_1 > 3$ ($\psi_{da1} = 0,67$).

16.7.4. Tensiunea statică de contact (suprasarcină) a flancurilor dinților

Se calculează cu relația

$$\sigma_{Hst} = \sigma_H \left(T_{H1,2max} / T_{H1,2} \right)^{0,5}, \quad (16.74)$$

unde σ_H se determină cu relațiile definite la fiecare tip de angrenaj, iar momentele de torsiune $T_{H1,2max}$, $T_{H1,2}$ conform tabelului 16.41.

16.7.5. Tensiunea admisibilă la solicitarea prin oboseală de încovoiere la piciorul dintelui

La angrenajele cilindrice și conice se determină cu relația

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} / S_{FP}, \quad (16.75)$$

unde σ_{Flim} este *tensiunea limită la oboseala de încovoiere la piciorul dintelui* iar S_{FP} – *factorul admisibil de siguranță* (tabelul 16.45).

Tensiunea limită σ_{Flim} se determină pentru domeniile din tabelul 16.46, în corelație cu numărul echivalent de cicluri de funcționare N_{FE} determinat pentru o încărcare nominală constantă echivalentă cu încărcarea nominală reală (v. tabelul 16.41).

Tabelul 16.45. Factori de siguranță minim admisibilă pentru solicitările de oboseală de contact, respectiv oboseală de încovoiere la angrenaje cilindrice și conice

Condiții de siguranță	$S_{HP}; S_{HPst}$	$S_{FP}; S_{FPst}$
> 99 % (foarte mare; cazuri speciale)	1,25...1,5	2...2,5
99 % (normală)	1,15	1,25
99 % (scăzută)	1,00	1,00
<i>Observație: Valorile evidențiate sunt preferate</i>		

Pentru domeniul (3), unde $N_{FE} \geq N_{FB}$ (numărul de cicluri de bază), tensiunea

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{0lim} Y_{\delta} Y_R Y_X, \quad (16.76)$$

unde: σ_{0lim} este *tensiunea limită la oboseala prin încovoiere pulsatorie a unei epruvete netede dedusă din încercările pe roți dințate* cu relația

$$\sigma_{0lim} = Y_{SP} \sigma_{Flim} \approx 2 \sigma_{Flim}, \quad (16.77)$$

σ_{Flim} fiind *tensiunea limită la încovoiere pulsatorie a roților dințate* determinată pe stand iar Y_{SP} , *factorul concentratorului parțial de tensiune la trecerea de la dintele roții dințate la epruvetă* (în tabelele 16.47 – 16.49 sunt date valori pentru σ_{0lim} în corelație cu materialul și tratamentul dinților pentru $N_{FB} \geq 3 \cdot 10^6$, care asigură o probabilitate de funcționare de 99 %, fiind valabile pentru $K_A = K_V = K_{F\beta} = Y_{\delta} = Y_R = Y_X = 1$, respectiv pentru danturi de precizie înaltă și profil de referință conform STAS 821-82; în mod normal se adoptă valorile medii iar la roțile intermediare sau solicitate alternant se adoptă valoarea $0,7 \sigma_{0lim}$); Y_{δ} – *factorul sensibilității materialului solicitat la oboseală la concentratorul de tensiune de la baza dintelui* (se poate determina analitic sau, uzual, din fig. 16.46); Y_R – *factorul de rugozitate pentru solicitarea de încovoiere* (fig. 16.47); Y_X – *factorul de dimensiune* (tabelul 16.50).

Tabelul 16.46. Caracteristicile curbei de oboseală Wöhler la angrenajele cilindrice și conice

Materialul și tratamentul danturii		Relații de calcul. Recomandări			
A. Solicitarea de contact a flancurilor		Domeniul lui N_{HE}	N_{HB}	m_H	$Z_N (Z_{Nst})$
1. Oțeluri îmbunătățite sau durificate superficial, fonte nodulare sau maleabile (la toate când se admit ciupituri pe flancurile dinților)	$N_{Hst} = 6 \cdot 10^5; N_{HE} \leq 6 \cdot 10^5$ $6 \cdot 10^5 < N_{HE} \leq 10^7$ $10^7 < N_{HE} < 10^9$ $N_{HE} \geq 10^9$	– $3 \cdot 10^8$ 10^9 –	– 13 18 –	$Z_{Nst} = 1,6$ $(3 \cdot 10^8 / N_{HE})^{1/13}$ $(10^9 / N_{HE})^{1/18}$ 1	
2. Materiale din cazul 1, dar nu se admit ciupituri pe flancurile dinților	$N_{Hst} = 10^5; N_{HE} \leq 10^5$ $10^5 < N_{HE} \leq 10^7$ $N_{HE} \geq 5 \cdot 10^7$	– $5 \cdot 10^7$ –	– 13 –	$Z_{Nst} = 1,6$ $(5 \cdot 10^7 / N_{HE})^{1/13}$ 1	
3. Oțeluri nitrurate în gaz sau ionic, fonte cenușii	$N_{Hst} = 10^5; N_{HE} \leq 10^5$ $10^5 < N_{HE} < 2 \cdot 10^6$ $N_{HE} \geq 2 \cdot 10^6$	– $2 \cdot 10^6$ –	– 11 –	$Z_{Nst} = 1,3$ $(2 \cdot 10^6 / N_{HE})^{1/11}$ 1	
4. Oțeluri nitrurate în baie	$N_{Hst} = 10^5; N_{HE} \leq 10^5$ $10^5 < N_{HE} \leq 2 \cdot 10^6$ $N_{HE} \geq 2 \cdot 10^6$	– $2 \cdot 10^6$ –	– 30 –	$Z_{Nst} = 1,1$ $(2 \cdot 10^6 / N_{HE})^{1/30}$ 1	
B. Solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui		Domeniul lui N_{FE}	N_{FB}	m_F	$Y_N (Y_{Nst})$
1. Oțeluri îmbunătățite, fonte nodulare sau maleabile	$N_{Fst} = 10^4; N_{FE} \leq 10^4$ $10^4 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geq 3 \cdot 10^6$	– $3 \cdot 10^6$ –	– 6 –	$Y_{Nst} = 2,5$ $(3 \cdot 10^6 / N_{FE})^{1/6}$ 1	
2. Oțeluri durificate superficial (cementare, CIF, flacăra)	$N_{Fst} = 10^3; N_{FE} \leq 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geq 3 \cdot 10^6$	– $3 \cdot 10^6$ –	– 9 –	$Y_{Nst} = 2,5$ $(3 \cdot 10^6 / N_{FE})^{1/9}$ 1	
3. Oțeluri nitrurate în gaz sau ionic, fonte cenușii	$N_{Fst} = 10^3; N_{FE} \leq 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geq 3 \cdot 10^6$	– $3 \cdot 10^6$ –	– 17 –	$Y_{Nst} = 1,6$ $(3 \cdot 10^6 / N_{FE})^{1/17}$ 1	
4. Oțeluri nitrurate în baie	$N_{Fst} = 10^3; N_{FE} \leq 10^3$ $10^3 < N_{FE} < 3 \cdot 10^6$ $N_{FE} \geq 3 \cdot 10^6$	– $3 \cdot 10^6$ –	– 80 –	$Y_{Nst} = 1,2$ $(3 \cdot 10^6 / N_{FE})^{1/80}$ 1	

Pentru domeniul (2) ($N_{Fst} < N_{FE} < N_{FB}$), tensiunea limită

$$\sigma_{F \text{ lim } x} = \sigma_{F \text{ lim }} \left(3 \cdot 10^6 / N_{FE} \right)^{1/m_F}, \quad (16.78)$$

unde: m_F este exponentul curbei de oboseală la încovoiere exprimat de relația

$$m_F = \log(3 \cdot 10^6 / N_{Fst}) / \log(\sigma_{F \text{ lim } st} / \sigma_{F \text{ lim }}), \quad (16.79)$$

N_{Fst} și $\sigma_{F \text{ lim } st}$ fiind numărul de cicluri (tabelul 16.46), respectiv tensiunea limită pentru solicitarea statică de încovoiere.

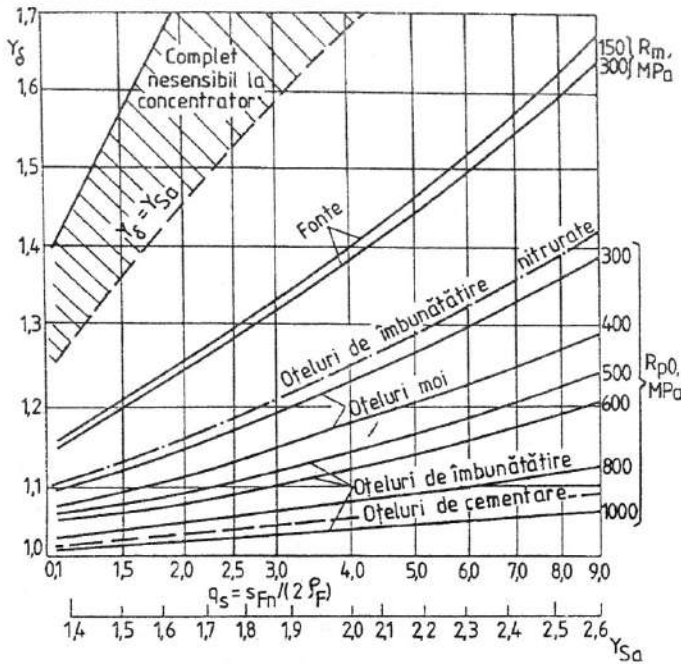


Fig. 16.46

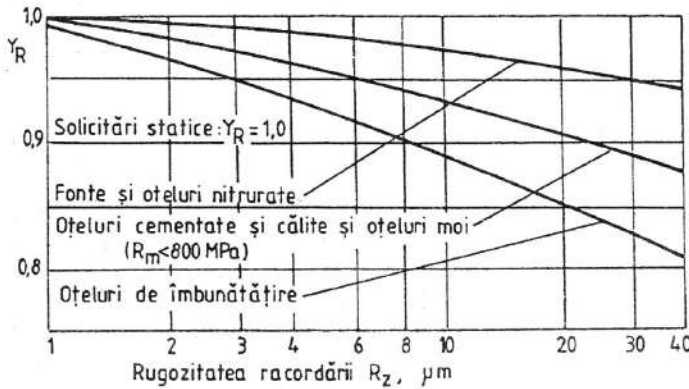


Fig. 16.47

La angrenajele melcate cilindrice, tensiunea admisibilă la solicitarea prin oboseala de încovoiere la piciorul dintelui se determină cu relația:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flimb} Y_N Y_R Y_X / S_{FP}, \tag{16.80}$$

în care:

σ_{Flimb} este tensiunea limită de bază la oboseala de încovoiere la piciorul dintelui, exprimată de relațiile

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{0limb}, \tag{16.81}$$

sau

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{-1limb}, \tag{16.82}$$

după cum solicitarea la oboseală se realizează după un ciclu pulsant, respectiv alternant simetric; în lipsa unor date experimentale suficiente, pentru determinarea valorilor tensiunilor σ_{0limb} , respectiv σ_{-1limb} , se pot utiliza relațiile

Tabelul 16.47, a. Tensiuni limită $\sigma_{0\text{lim}}$ la oboseala prin încovoiere a danturilor normalizate, îmbunătățite sau călite complet la angrenajele cilindrice și conice

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea miezului și flancului în zona de racordare, MPa	$\sigma_{0\text{lim}}$, MPa
Fonte nodulare și perlitice		HB \approx 1500 ... 3000	$(230 + 0,057\text{HB}) \pm 70$
Oțeluri carbon de îmbunătățire cu C > 0,45 %	Normalizare sau îmbunătățire	HB \approx 1400 ... 2100	Laminat: $(320 + 0,05\text{HB}) \pm 100$ Turnat: $(250 + 0,05\text{HB}) \pm 100$
Oțeluri aliate de îmbunătățire cu C > 0,32 %	Îmbunătățire	HB \approx 2000 ... 3500	Laminat: $(385 + 0,057\text{HB}) \pm 100$ Turnat: $(300 + 0,057\text{HB}) \pm 100$
Oțeluri aliate cu C \approx (0,4 ... 0,55) %	Călire completă cu evitarea decarburării	HV \approx 3500 ... 6500 (HRC = 45 ... 55)	600
Oțeluri aliate cu Ni \geq 1 %	Călire completă cu posibile decarburări		550
Oțeluri aliate cu Ni < 1 %			500

Observație: Dacă dantura se durifică prin deformare, valorile $\sigma_{0\text{lim}}$ se măresc cu 20 %.

$$\sigma_{0\text{lim}b} = (0,35 \dots 0,45)R_m; \quad \sigma_{-1\text{lim}b} = (0,3 \dots 0,4)R_m, \text{ pentru aliaje de cupru,} \quad (16.83)$$

$$\sigma_{0\text{lim}b} = (0,48 \dots 0,7)R_m; \quad \sigma_{-1\text{lim}b} = (0,4 \dots 0,5)R_m, \text{ pentru fonte,} \quad (16.84)$$

cu valori superioare pentru melci cu flancurile durificate și rectificate (tabelul 16.51);

Y_N – factorul de influență a durabilității, exprimat de relația

$$Y_N = m_F (N_{FB} / N_{FE})^{0,5}, \quad (16.85)$$

m_F fiind exponentul curbei la oboseală de încovoiere ($m_F = 9$ pe segmentul AB, pentru $N \in [N_{FS}, N_{FB}]$ și aliaje de cupru și fonte cu $N_{FS} = 10^4$ cicluri; $m_F = 20$ pe segmentul BC, pentru $N > N_{FB}$ și aliaje de cupru; $m_F = 10$ pe segmentul BC, pentru $N > N_{FB}$ și fonte); N_{FB} – numărul de cicluri de bază ($N_{FB} = 10^7$ cicluri, pentru aliaje de cupru; $N_{FB} = 3 \cdot 10^6$, pentru fonte); N_{FE} – numărul efectiv de cicluri de solicitare determinat conform tabelului 16.41 considerând coeficientul m_F definit anterior;

Y_R – factorul de influență a rugozității zonelor de racordare la baza dinților (tabelul 16.52);

Y_X – factorul de dimensiune al roții melcate ($Y_X = 1$);

S_{FP} – factor de siguranță exprimat de relația

$$S_{FP} = S_{P1} \cdot S_{P2} \cdot S_{P3}, \quad (16.86)$$

cu valori pentru coeficienții S_{P1} , S_{P2} , S_{P3} dați în tabelul 16.53.

Tabelul 16.47, b. Tensiuni limită $\sigma_{0 \text{ lim}}$ la oboseala prin încovoiere a danturilor îmbunătățite și călite prin inducție sau cu flacară la angrenajele cilindrice și conice

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea HB, MPa:		$\sigma_{0 \text{ lim}}^{3)}$, MPa
		Miezului	Flancului în zona de racordare	
Oțeluri aliate cu C $\approx 0,35 \dots 0,5$ % și Ni ≥ 1 %	Stratul călit urmărește forma golului	$\approx 2500 \dots 3300$ (HRC $\approx 25 \dots 35$)	$\approx 5000 \dots 6700$ (HRC $\approx 48 \dots 58$)	750 ¹⁾
Oțeluri aliate cu C $\approx 0,35 \dots 0,45$ %				700 ¹⁾
Oțeluri aliate cu C $\approx 0,35 \dots 0,45$ % și Ni ≥ 1 %	Stratul călit cuprinde întreaga secțiune a dintelui și o parte din corpul roții	$\approx 5000 \dots 6150$ (HRC $\approx 48 \dots 55$)		700 ²⁾
Oțeluri aliate cu C $\approx 0,35 \dots 0,45$ %				600 ²⁾
Oțeluri carbon și aliate	Zona de racordare nu este călită	Partea necălită a dintelui $\approx 2000 \dots 3000$		500

Observații:

- Valorile $\sigma_{0 \text{ lim}}$ sunt garantate pentru următoarele condiții:
 - grosimea stratului călit în zona de racordare este $(0,2 \dots 0,4) m_n$;
 - în structura stratului călit lipsește ferita (dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, valorile $\sigma_{0 \text{ lim}}$ se vor micșora cu 30 %).
- Valorile $\sigma_{0 \text{ lim}}$ sunt garantate pentru următoarele condiții:
 - grosimea stratului călit în golul dintre dinți este $(0,5 \dots 1,0) m_n$;
 - în structura stratului călit lipsește ferita (dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, valorile $\sigma_{0 \text{ lim}}$ se vor micșora cu 25 %).
- Dacă dantura se durifică prin deformare, valorile $\sigma_{0 \text{ lim}}$ se măresc cu 20 %.

Tabelul 16.48. Tensiuni limită $\sigma_{0 \text{ lim}}$ la oboseala prin încovoiere a danturilor nitrurate la angrenajele cilindrice și conice

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea HV, MPa:		$\sigma_{0 \text{ lim}}$, MPa
		Miezului	Flancului în zona de racordare	
Oțeluri de nitrurare cu aluminiu	Nitrurare în gaz	$\approx 2400 \dots 3900$ (HRC $\approx 24 \dots 40$)	$\approx 7000 \dots 9000$ (HRC $\approx 57 \dots 65$)	800 ± 200
Oțeluri aliate de îmbunătățire	Nitrurare în gaz sau în baie	$\approx 2400 \dots 3900$ (HRC $\approx 24 \dots 40$)	$\approx 5000 \dots 7000$ (HRC $\approx 47 \dots 57$)	650 ± 200
	Nitrurare ionică	$\approx 2400 \dots 3900$ (HRC $\approx 24 \dots 40$)	$\approx 7000 \dots 9000$ (HRC $\approx 57 \dots 65$)	800 ± 200

Observație: Tensiunea $\sigma_{0 \text{ lim}}$ este garantată pentru următoarele condiții:

- grosimea stratului de difuzie pentru oțeluri cu aluminiu este de $(0,07 \dots 0,1) m_n$, iar pentru oțelurile aliate fără aluminiu de $(0,1 \dots 0,13) m_n$;
- în structura stratului de difuzie nu apare rețea nitridică sau faza ϵ (dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, valoarea $\sigma_{0 \text{ lim}}$ se va reduce cu 20 %)

Tabelul 16.49. Tensiuni limită $\sigma_{0\text{ lim}}$ la oboseala prin încovoiere a danturilor cementate sau nitrocementate la angrenajele cilindrice și conice

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea flancului în zona de racordare, HRC	$\sigma_{0\text{ lim}}^3)$, MPa
Oțeluri aliate cu Ni > 1 % și Cr ≤ 1%	Se asigură controlul și reglarea carburării, iar C ≈ (0,75...1,1) %	≈ 57 ... 63	950 ¹⁾ (revenire înaltă înainte de călire în mediu neoxidant)
Celelalte mărci de oțeluri aliate			850 ¹⁾
Toate mărcile de oțeluri aliate	Nu se asigură controlul și reglarea carburării, iar C ≈ (0,6...1,4) %	≈ 56 ... 63	800 ¹⁾
Oțeluri aliate cu Ni > 1 %	Sunt posibile decarburări	≈ 55 ... 63	800 ¹⁾
Celelalte mărci de oțeluri aliate			700 ¹⁾
Oțeluri Cr-Mn-Mo	Nitrocementare cu C ≈ (0,7...1) % și N ≈ (0,15...0,5) %	≈ 57 ... 63	950 ²⁾
Oțeluri fără Mo			750 ²⁾
Observații:			
1. Valorile $\sigma_{0\text{ lim}}$ sunt garantate pentru următoarele condiții:			
– grosimea stratului de difuzie în zona de racordare este $0,28 m_n - 0,007 m_n^2 \pm 0,2$ mm, la $m_n \leq 20$ mm;			
– duritatea miezului dintelui la bază este HRC ≈ 30 ... 45;			
– grăuntele de austenită din stratul de difuzie nu este mai mare decât clasa 5 (dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, valorile $\sigma_{0\text{ lim}}$ se vor micșora cu 25 %).			
2. Valorile $\sigma_{0\text{ lim}}$ sunt garantate pentru următoarele condiții:			
– grosimea stratului de difuzie în zona de racordare este $0,13 m_n \dots 0,2 m_n$, dar mai mic decât 1,2 mm;			
– duritatea miezului dintelui la bază este HRC ≈ 30 ... 45;			
– grăuntele de austenită primară din stratul de difuzie nu este mai mare decât clasa 6 (dacă cel puțin una dintre aceste condiții nu este îndeplinită, valorile $\sigma_{0\text{ lim}}$ se vor micșora cu 25 %).			
3. Dacă dantura se rectifică după cementare, valorile $\sigma_{0\text{ lim}}$ se vor micșora cu 25 %, iar dacă se durifică prin deformare se măresc cu 15 %.			

Tabelul 16.50. Factorul de dimensiune Y_X pentru solicitarea la oboseala de încovoiere a dinților angrenajelor cilindrice și conice

Materialul	Y_X
Oțeluri de construcție și oțeluri îmbunătățite Fonte nodulare și maleabile	$5 < m_n < 30; Y_X = 1,03 \dots 0,006 m_n$ $30 \leq m_n; Y_X = 0,85$
Oțeluri durificate superficial	$5 < m_n < 30; Y_X = 1,05 \dots 0,01 m_n$ $30 \leq m_n; Y_X = 0,75$
Fonte cenușii	$5 < m_n < 25; Y_X = 1,075 \dots 0,015 m_n$ $25 \leq m_n; Y_X = 0,7$
Observații:	
1. Pentru toate materialele și $m_n \leq 5, Y_X = 1$.	
2. La solicitarea statică, $Y_X = 1$	

Tabelul 16.51. Materiale recomandate pentru roțile melcate

Material			Caracteristici mecanice, MPa				v_{rel} , m/s
Denumire	Marca	Mod de turnare	R_m	$R_{p0,2}$	D_{HB} , $\cdot 10^2$	E_s , $\cdot 10^5$	
I	Aliaje Cu-Sn STAS 197/2-83	Cu Sn 10	N	≤ 220	100...150	6,5	≤ 25
		Cu Sn 12	N	≤ 220	130...160	8	
		Cu Sn 12	K	≤ 250		9	≤ 35
		Cu Sn 12 Ni	N	≤ 260	(160)	9	
	Cu Sn 12 Ni	C	≤ 280	(170)	9,5	0,75	
	Aliaje Cu-Pb-Sn STAS 1512-88	Cu Pb 5 Sn 10	N	≤ 180	(80)		7
Cu Pb 5 Sn 10		K	≤ 240	(100)	8		
Cu Pb 10 Sn 10		N	≤ 170	(80)	6,5		
		Cu Pb 10 Sn 10	C	≤ 210	(100)	7	
II	Aliaje Cu-Sn-Zn-Pb STAS 197/2-83	Cu Sn 6 Zn 4 Pb 4	N	≤ 180	80...120	6	≤ 12
		Cu Sn 6 Zn 4 Pb 4	C	≤ 200		7	
		Cu Sn 9 Zn 5	N	≤ 220	100...150	6,5	
		Cu Sn 9 Zn 5	C	≤ 240		7,5	
III	Aliaje Cu-Al STAS 198/2-92	Cu Al 9 Fe 3 T	N	≤ 400	(180)	9	0,95
			K; C	≤ 450		10	
		Cu Al 10 Fe 3 T	N	≤ 440	(200)	9	
			K; C	≤ 490		10	
		Cu Al 9 Fe 5 Ni 5 T	N	≤ 540	(220)	11	
			K	≤ 590		12	
			C	≤ 640		12	
	Aliaje Cu-Zn STAS 199/2-86	Cu Zn 40 Pb Sn	N	(250)	(120)	(7)	≤ 10
		Cu Zn 40 Pb Sn	K	280	(130)	8	
Cu Zn 38 Pb 2 Mn 2		N	250	(120)	7		
Cu Zn 38 Pb 2 Mn 2		K	350	(140)	8		
IV	Fonte cenușii	Fc 150	N	110...250	–	14...19	$\leq 2(3)$
		Fc 200		160...270	–	17...20	
	Fonte rezistente la uzare	Fc A2		(200)	–	18...22	0,85
		Fc A3		(160)	–	16...19	

Observații:
1. Modul de turnare: N – în amestec de formare; K – în cochilă; C – centrifugal.
2. Valorile R_m , $R_{p0,2}$ și D_{HB} specificate între paranteze sunt informative.

Tabelul 16.52. Valori recomandate pentru factorii Y_R și Z_R la angrenajele melcate cilindrice

Rugozitatea flancurilor dinților roții melcate, μm		Factorul	
R_a	R_z	Y_R	Z_R
0,63...1,25	3,2...6,3	1,1	1,00
1,6...2,5	8...10	1,00	0,98
4...10	20...40	0,98	0,95

Observație: Valoarea Y_R evidențiată este valabilă numai dacă se realizează netezirea zonelor de racordare a flancurilor dinților la picior.

Tabelul 16.53. Valori recomandate pentru factorii de siguranță S_{P1} , S_{P2} și S_{P3} la angrenajele melcate cilindrice

Nivelul de încredere în funcționare		S_{P1}
Foarte mare (cazuri speciale)		1,25...1,5
Normal		1,15
Minim		1,00
<i>Observație:</i> Valoarea evidențiată este recomandată.		
Materialul roții melcate	Modul de turnare	S_{P2}
Aliaje cupru-staniu	N	1,15
	K, C	1,25
Aliaje cupru-staniu-plumb-zinc	N	1,1
	K	1,06
Aliaje cupru-aluminiu	N	1,08
	K, P	1,05
Fonte	N	1,00
<i>Observație:</i> Modul de turnare: N – în amestec de formare; C – centrifugal; K – în cochilă; P – sub presiune.		
Importanța angrenajului	Angrenaje relativ ieftine	Angrenaje scumpe
	S_{P3}	
Ruperea dinților nu provoacă avarii sau accidente	1,1	1,2
Ruperea dinților provoacă avarii și accidente	1,2	1,3

Tabelul 16.54. Tensiuni limită de bază $\sigma_{H\lim b}$ pentru solicitarea de contact a flancurilor dinților angrenajelor cilindrice și conice

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea flancului, MPa	$\sigma_{H\lim b}$, MPa	
Fonte nodulare sau perlitice		HB \approx 1500 ... 3000	$\sigma_{H\lim b} = (0,15HB + 175) \pm 50$	
Oțeluri carbon de îmbunătățire	Îmbunătățire	HB \approx 1400 ... 2100	Turnate: $\sigma_{H\lim b} = (0,1HB + 250) \pm 50$ Laminate: $\sigma_{H\lim b} = (0,15HB + 250) \pm 50$	
Oțeluri aliate de îmbunătățire		HB \approx 2000 ... 3500	Turnate: $\sigma_{H\lim b} = (0,15HB + 250) \pm 75$ Laminate: $\sigma_{H\lim b} = (0,15HB + 300) \pm 75$	
Oțeluri carbon sau aliate de îmbunătățire	Călire completă	HV \approx 3500 ... 6500	$\sigma_{H\lim b} = (0,1HV + 600) \pm 150$	
	Călire superficială (CIF sau flacară)	HV \approx 5000 ... 6700		
	Nitrurare în baie sau gaze	HV \approx 5000 ... 7000		$\sigma_{H\lim b} = 1000 \pm 200$
	Nitrurare ionică			
Oțeluri de nitrurare	Nitrurare în gaz	HV \approx 7000 ... 9000	$\sigma_{H\lim b} = 1250 \pm 150$	
Oțeluri de cementare	Cementare sau nitrocementare	HV \approx 6300 ... 7800 (HRC \approx 56 ... 63)	$\sigma_{H\lim b} = 1450 \pm 150$	
<i>Observație:</i> În mod normal rezistențele $\sigma_{H\lim b}$ se adoptă la mijlocul intervalului; se adoptă valori maxime când s-au respectat și au fost strict controlate condițiile referitoare la material și tratament termic				

16.7.6. Tensiunea admisibilă la solicitarea statică prin încovoiere (suprasarcină) a dinților

În cazul angrenajelor cilindrice și conice, pentru domeniul (1) (v. tabelul 16.46), unde $N_{FE} \leq N_{Fst}$, tensiunea admisibilă la solicitarea statică prin încovoiere

$$\sigma_{FPst} = \sigma_{Flimst} / S_{FPst}, \quad (16.87)$$

unde S_{FPst} este factorul admisibil de siguranță (tabelul 16.45).

Tensiunea limită pentru solicitarea statică prin încovoiere se calculează cu relația

$$\sigma_{Flimst} = \sigma_{0lim} Y_{Nst} Y_{\delta st}, \quad (16.88)$$

unde Y_{Nst} este factorul duratei de funcționare (tabelul 16.46) iar factorul $Y_{\delta st}$ se adoptă din fig. 16.48.

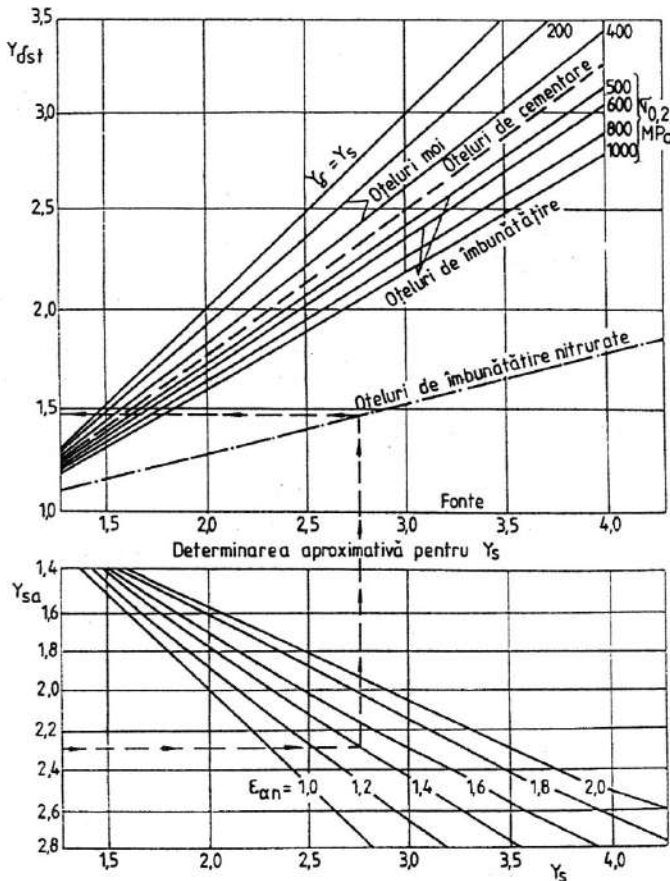


Fig. 16.48

La angrenajele melcate cilindrice tensiunea admisibilă la solicitarea statică prin încovoiere a dinților roții melcate se determină cu relațiile:

$$\sigma_{FPst} = 0,8R_{p0,2}, \text{ pentru aliaje de cupru (tabelul 16.51);} \quad (16.89)$$

$$\sigma_{FPst} = 0,6R_{p0,2}, \text{ pentru fonte.} \quad (16.90)$$

16.7.7. Tensiunea admisibilă la solicitarea prin oboseala de contact a flancurilor dinților

Pentru angrenajele cilindrice și conice se determină cu relația

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \text{ lim}} / S_{HP}, \quad (16.91)$$

unde $\sigma_{H \text{ lim}}$ este tensiunea limită la oboseala de contact a flancurilor dinților iar S_{HP} – factorul admisibil de siguranță (v. tabelul 16.45).

Tensiunea limită σ_{HP} se determină pentru domeniile din tabelul 16.46 în corelație cu numărul echivalent de cicluri de funcționare N_{HE} determinat pentru o încărcare nominală constantă echivalentă cu încărcarea nominală reală (v. tabelul 16.41).

Pentru domeniul (3), unde $N_{HE} > N_{HB}$ (numărul de cicluri de bază), tensiunea limită

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim } b} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X, \quad (16.92)$$

în care:

$\sigma_{H \text{ lim } b}$ este tensiunea limită de bază la oboseala de contact a flancurilor dinților (tabelul 16.54);

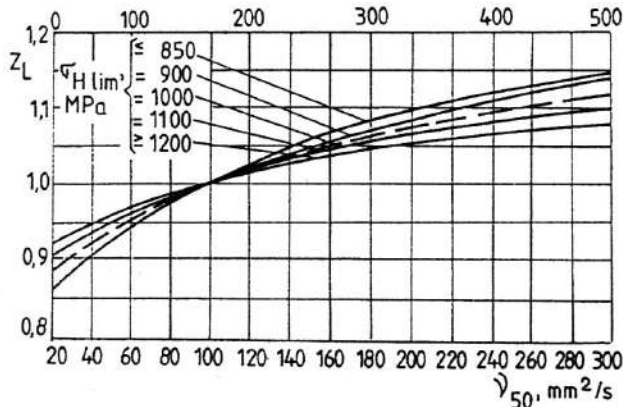


Fig. 16.49

Z_L – factorul influenței ungerii, care se determină din fig. 16.49 sau cu relația

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL}) / (1,2 + 80 / v_{50}), \quad (16.93)$$

cu

$$C_{ZL} = 0,83 + 0,08(\sigma_{H \text{ lim } b} - 850) / 350, \quad (16.94)$$

și v_{50} viscozitatea cinematică a uleiului la 50°C (dacă $\sigma_{H \text{ lim } b} < 850$ MPa, se adoptă $\sigma_{H \text{ lim } b} = 850$ MPa, iar dacă $\sigma_{H \text{ lim } b} > 1200$ MPa, se adoptă $\sigma_{H \text{ lim } b} = 1200$ MPa);

Z_V – factorul influenței vitezei periferice v_t , care se determină din fig. 16.50 sau cu relația

$$Z_V = C_{ZV} + 2(1 - C_{ZV}) / (0,8 + 32 / v_t)^{0,5}, \quad (16.95)$$

cu

$$C_{ZV} = 0,85 + 0,08(\sigma_{H \text{ lim } b} - 850) / 350, \quad (16.96)$$

pentru tensiunea $\sigma_{H \text{ lim } b}$ utilizându-se recomandările de la factorul C_{ZL} ;

Z_R – factorul rugozității flancurilor care se determină din fig. 16.51 sau cu relația

$$Z_R = (3 / R_{z100})^{C_{ZR}}, \quad (16.97)$$

unde

$$R_{z100} = R_z (100 / a_w)^{1/3}, \quad (16.98)$$

cu

$$R_z = 0,5(R_{z1} + R_{z2}), \quad (16.99)$$

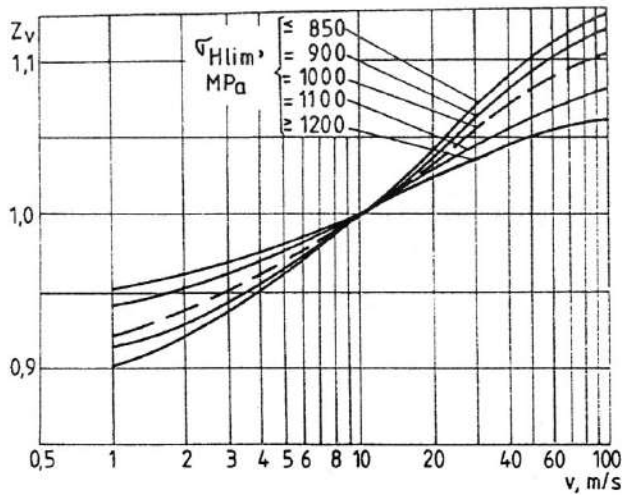


Fig. 16.50

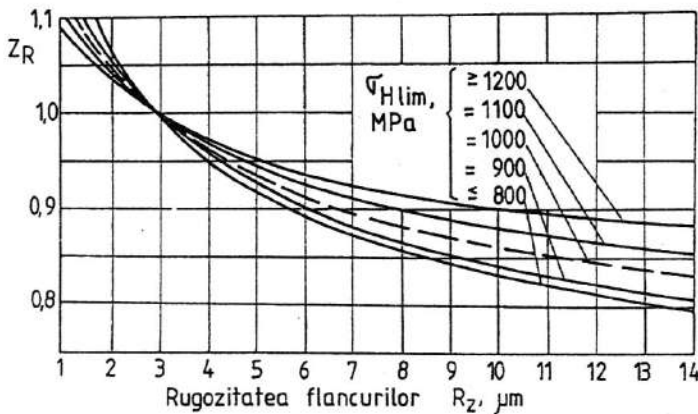


Fig. 16.51

sau

$$R_z \cong 5R_a, \quad (16.100)$$

iar

$$C_{ZR} = 0,12 + (1000 - \sigma_{H\lim b}) / 5000, \quad (16.101)$$

pentru $\sigma_{H\lim b}$ utilizându-se recomandările de la factorul C_{ZL} ;

Z_W - factorul influenței raportului durezzații flancurilor, care se determină cu relația

$$Z_W = 1,2 - (HB - 1300) / 17000, \quad (16.102)$$

dacă angrenajul este format dintr-o roată cu durezzața de $1300 < HB < 4000$ și una cu dantură durificată și rectificată ($R_z \leq 6 \mu\text{m}$) (în alte condiții $Z_W = 1$);

Z_X - factorul dimensional (în general, $Z_X = 1$).

Pentru domeniul (2) ($N_{Hst} < N_{HE} < N_{HB}$), tensiunea

$$\sigma_{H\lim x} = \sigma_{H\lim} (N_{HB} / N_{HE})^{1/m_H}, \quad (16.103)$$

unde m_H este exponentul curbei de oboseală la solicitarea de contact, exprimat de relația

$$m_H = \log(N_{HB} / N_{Hst}) / \log(\sigma_{H\lim st} / \sigma_{H\lim}), \quad (16.104)$$

iar N_{Hst} și $\sigma_{H \text{ lim } st}$ sunt numărul de cicluri (v. tabelul 16.46), respectiv tensiunea limită pentru solicitarea statică de contact.

La angrenajele melcate cilindrice tensiunea admisibilă la solicitarea prin oboseala de contact a flancurilor dinților se determină cu relația

$$\sigma_{HPN} = \sigma_{H \text{ lim } b} Z_N Z_L Z_R Z_V Z_X / S_{HP}, \quad (16.105)$$

în care:

$\sigma_{H \text{ lim } b}$ este tensiunea limită de bază la oboseala de contact a flancurilor dinților roții melcate (tabelul 16.55);

Z_N – factorul de influență a durabilității exprimat de relația

$$Z_N = m_H (N_{HB} / N_{HE})^{0,5}, \quad (16.106)$$

Tabelul 16.55. Relații de calcul pentru tensiunea limită de bază la oboseala de contact $\sigma_{H \text{ lim } b}$ a flancurilor dinților roților melcate realizate din aliaje de cupru (aliaje cupru-staniu)

Grupa de material	Materialul roții melcate	Melc din oțel cu flancurile dinților durificate ($D_{RC} \geq 45 \text{ HRC}$)	Melc din oțel cu flancurile dinților nedurificate ($D_{RC} < 45 \text{ HRC}$)
I	Aliaje cupru-staniu Aliaje cupru-plumb-staniu Bronzuri cu stibiu și nichel	$\sigma_{H \text{ lim } b} = (0,75 \dots 0,9) R_m$	$\sigma_{H \text{ lim } b} = (0,6 \dots 0,72) R_m$
II	Aliaje cupru-staniu-plumb-zinc	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,6 R_m$	$\sigma_{H \text{ lim } b} = 0,48 R_m$

m_H fiind exponentul curbei la oboseala de contact (v. tabelul 16.46; $m_H = 8$ pe segmentul AB , pentru $N \in |N_{Hst}, N_{HB}|$ și aliaje de cupru și fonte cu $N_{Hst} = 10^4$ cicluri; $m_H = 10$ pe segmentul BC , pentru $N > N_{HB}$ și aliaje de cupru; $m_H = 12$ pe segmentul BC , pentru $N > N_{HB}$ și fonte);

N_{HB} – numărul de cicluri de bază ($N_{HB} = 10^7$ cicluri, pentru aliaje de cupru; $N_{FB} = 5 \cdot 10^7$, pentru fonte);

N_{HE} – numărul efectiv de cicluri de solicitare determinat conform tabelului 16.41, considerând coeficientul m_F definit anterior.

Ceilalți factori au aceleași semnificații ca la angrenajele cilindrice și se determină după cum urmează: $Z_L = 1,0 \dots 1,1 (1,15)$; Z_R – tabelul 16.52;

$$Z_V = (Z_{V1} \cdot Z_{V2})^{0,5}, \quad (16.107)$$

unde $Z_{V1} = (1 + 0,75v_{al}) / (1 + v_{al})$; $Z_{V2} = (1 + 0,35v_2) / (1 + v_2)$, (16.108)

cu v_{al} viteza de alunecare relativă între flancurile dinților melcului și roții melcate dată de relația

$$v_{al} = v_1 / \cos \gamma, \quad (16.109)$$

$v_{1,2}$ fiind vitezele periferice ale roților melcului, respectiv roții melcate (vitezele de alunecare v_{al} , respectiv periferică v_2 se introduc în relația (16.108) în m/s); $Z_X = 1$; iar

$$S_{HP} = S_{p1} \cdot S_{p2} \quad (\text{v. } \S 16.7.5). \quad (16.110)$$

16.7.8. Tensiunea admisibilă la solicitarea statică de contact (suprasarcină) a flancurilor dinților

La angrenajele cilindrice și conice pentru domeniul (1) (v. tabelul 16.46), unde $N_{HE} \leq N_{Hst}$, tensiunea admisibilă la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților

$$\sigma_{HPst} = \sigma_{H \text{ lim } st} / S_{HPst}, \quad (16.111)$$

unde S_{HPst} este factorul admisibil de siguranță (tabelul 16.45) iar $\sigma_{H \text{ lim } st}$ tensiunea limită pentru solicitarea statică de contact a flancurilor dinților care se calculează cu relația

$$\sigma_{H \text{ lim } st} = \sigma_{H \text{ lim } b} Z_{Nst} Z_W, \quad (16.112)$$

unde Z_{Nst} este factorul duratei de funcționare (tabelul 16.46).

La angrenajele melcate, tensiunea admisibilă la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților se determină cu relațiile:

$$\sigma_{HPst} = 4R_{p0,2}, \text{ pentru aliajele de cupru din grupele I și II (v. tabelul 16.51),} \quad (16.113)$$

$$\sigma_{HPst} = 2R_{p0,2}, \text{ pentru aliajele de curu din grupa III,} \quad (16.114)$$

$$\sigma_{HPst} = 1,5\sigma_{HPG}, \text{ pentru fontele din grupa IV,} \quad (16.115)$$

în care σ_{HPG} este tensiunea de contact admisibilă la gripare (v. § 16.10.3 și tabelele 16.56 – 16.58).

Tabelul 16.56. Relații de calcul pentru tensiunea admisibilă de contact la gripare σ_{HPG} a flancurilor dinților roților melcate realizate din aliaje de cupru

Tipul melcului	v_{ulei} cSt	Melc din oțel cu flancurile dinților durificate și rectificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)		Melc din oțel cu flancurile dinților nedurificate ($D_{RC} < 45$ HRC)	
		$v_{al} \leq 5$ m/s	$5 < v_{al} \leq 10$ m/s	$v_{al} \leq 5$ m/s	$5 < v_{al} \leq 10$ m/s
		Z_E	≥ 50	$\sigma_{HPG} = 270/(v_{al})^{1/8}$	$\sigma_{HPG} = 500/(v_{al})^{1/2}$
	< 50	$\sigma_{HPG} = 230/(v_{al})^{1/8}$	$\sigma_{HPG} = 425/(v_{al})^{1/2}$	$\sigma_{HPG} = 184/(v_{al})^{1/8}$	$\sigma_{HPG} = 340/(v_{al})^{1/2}$
$Z_{N1}; Z_{N2}$	≥ 50	$\sigma_{HPG} = 258 - 16v_{a1}$		$\sigma_{HPG} = 208 - 13v_{a1}$	
$Z_A; ZK_1; ZK_2$	< 50	$\sigma_{HPG} = 220 - 14v_{a1}$		$\sigma_{HPG} = 176 - 11v_{a1}$	

Observatii:

1. Viscositatea cinematică a uleiului v se referă la temperatura de regim.
2. Relațiile sunt valabile în condițiile asigurării unor condiții de răcire corespunzătoare; dacă melcul nu este scufundat în baia de ulei, valorile σ_{HPG} rezultate trebuie micșorate cu 15 %.
3. Pentru bronzuri sau alame cu $R_m > 350$ MPa valorile σ_{HPG} rezultate trebuie micșorate cu 10 % dacă se realizează în prealabil o rodare a angrenajului și cu 20 % dacă nu se face rodaj.

Tabelul 16.57. Relații de calcul pentru tensiunea admisibilă de contact la gripare σ_{HPG} a flancurilor dinților roților melcate realizate din fonte

Materialul		Viteza de alunecare relativă v_{al} , m/s			
Melcul	Roata melcată	$v_{al} \leq 5$	$5 < v_{al} \leq 1$	$1 < v_{al} \leq 2$	$2 < v_{al} \leq 5$
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fonte cenușii	$\sigma_{HPG} = 187 - 114 v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 144 - 28 v_{al}$		–
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)		$\sigma_{HPG} = 173 - 16 v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 129 - 28 v_{al}$		–
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fonte rezistente la uzare	$\sigma_{HPG} = 240 - 150 v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 180 - 35 v_{al}$		–
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)		$\sigma_{HPG} = 220 - 150 v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 160 - 85 v_{al}$		–

Tabelul 16.57 (continuare)

Materialul		Viteza de alunecare relativă v_{al} , m/s			
Melcul	Roata melcată	$v_{al} \leq 5$	$5 < v_{al} \leq 1$	$1 < v_{al} \leq 2$	$2 < v_{al} \leq 5$
Fonte cenușii	Fonte cenușii	$\sigma_{HPG} = 210 - 40 v_{al}$		$\sigma_{HPG} = 195 - 25v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 235 - 45v_{al}$
Fonte rezistente la uzare	Fonte rezistente la uzare	$\sigma_{HPG} = 270 - 52 v_{al}$		$\sigma_{HPG} = 250 - 35v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 300 - 60v_{al}$

Observații:

1. Relațiile sunt valabile în condițiile asigurării precise a calității de suprafață impusă suprafețelor active ale flancurilor dinților în contact și a unor condiții de ungere corespunzătoare; în caz contrar, valorile σ_{HPG} rezultate trebuie micșorate de minimum două ori.
2. La funcționări intermitente ale angrenajului pe intervale de timp scurte ($t_{lucru} \leq 5$ min și $t_{lucru} / t_{ciclu} \leq 0,3$), valorile σ_{HPG} pot fi mărite de 1,5 ori.
3. În raport cu pericolul apariției condițiilor de gripare, nu se recomandă utilizarea melcilor din oțel cu danturi nedurificate în angrenare cu roți melcate din fontă.

Tabelul 16.58. Valori pentru tensiunile admisibile de contact la gripare σ_{HPG} ale flancurilor dinților roților melcate

Materialul		Tipul melcului	v_{alei} cSt	Viteza de alunecare relativă v_{al} , m/s									
Melcul	Roata melcată			Tensiunea admisibilă de contact la gripare									
				0,25	0,5	1	2	3	4	5	7	10	
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Aliaj Cu-Zn-Pb STAS 197/2-83 Aliaj Cu-Al STAS 198/2-92	Z_E	≥ 50	320	290	270	245	230	225	220	185	155	
			< 50	270	250	230	210	200	190	185	160	130	
		Z_{N1} Z_{N2}	≥ 50	250	245	240	225	210	190	175	145	95	
			< 50	215	210	205	190	175	160	150	120	80	
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)	Aliaj Cu-Zn STAS 199/2-86	Z_E	≥ 50	255	230	215	195	185	180	175	150	125	
			< 50	215	200	180	165	155	150	145	125	105	
		Z_{N1} Z_{N2}	≥ 50	205	200	195	182	168	155	140	115	75	
			< 50	173	170	165	154	142	132	120	100	66	
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fc 150 Fc 200	-	-	158	130	115	88	-	-	-	-		
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)				144	115	100	72	-	-	-	-		
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fc A2 Fc A3	-	-	200	165	145	110	-	-	-	-		
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)				180	145	125	90	-	-	-	-		

Tabelul 16.58 (continuare)

Materialul		Tipul melcului	v_{ulei} cSt	Viteza de alunecare relativă v_{ar} , m/s								
Melcul	Roata melcată			0,25	0,5	1	2	3	4	5	7	10
Fc150 Fc200	Fc150 Fc200	-	-	200	190	170	145	100	-	-	-	-
FcA2 FcA3	FcA2 FcA3	-	-	255	240	215	180	120	-	-	-	-

Observații:

1. Relațiile sunt valabile în condițiile asigurării precise a calității de suprafață impusă suprafețelor active ale flancurilor dinților în contact și a unor condiții de ungere corespunzătoare; în caz contrar valorile σ_{HPG} trebuie micșorate cu 15 % pentru bronzuri și alame, respectiv de minimum două ori pentru fonte.
2. Pentru bronzuri și alame cu $R_m > 350$ MPa, valorile din tabel trebuie micșorate cu 10 % dacă se realizează în prealabil o rodare a angrenajului și cu 20 % dacă nu se face rodaj.
3. La funcționări intermitente ale angrenajului pe intervale de timp scurte ($t_{lucru} \leq 5$ min și $t_{lucru} / t_{ciclu} \leq 0,3$), valorile din tabel pot fi mărite cu 10...15 % în cazul roților melcate din bronz sau alamă și cu 25...50 % în cazul celor din fontă.
4. Viscositatea cinematică a uleiului ν se referă la temperatura de regim.

16.8. Randamentul angrenajelor

Randamentul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți și înclinați se poate determina cu relația

$$\eta_a = 1 - \pi \mu \epsilon_\alpha [(1/z_1) \pm (1/z_2)] / (f \cos \beta), \quad (16.116)$$

în care: μ este coeficientul de frecare între flancurile active ale dinților roților în angrenare (tabelul 16.59); $f = 2$ pentru angrenaje cu dinți drepți iar în perioada de rodaj și pentru cele cu dinți înclinați sau în V; $f = 5$ pentru angrenaje cu dinți înclinați sau în V nerodate; $f = 2...3$ pentru angrenaje cu viteze periferice $v_t > 15$ m/s.

La angrenajele conice cu dinți drepți, înclinați sau curbi, randamentul se calculează tot cu relația (16.116), considerând angrenajul cilindric echivalent înlocuitor.

În tabelul 16.60 sunt date valori orientative pentru randamentele reductoarelor cu angrenaje cilindrice și conice cu o treaptă de transmitere.

Randamentul unui angrenaj melcat cilindric se poate determina cu relația

$$\eta_r = \eta_a \cdot \eta_r \cdot \eta_w \cdot \eta_v, \quad (16.117)$$

în care η_a este randamentul angrenării, iar η_r , η_w și η_v sunt coeficienți de corecție care consideră influența tipului de lăgăruire a arborilor roților dințate, pierderile prin frecare datorate roții (roata melcată sau, mai rar, melcul) scufundate în ulei, respectiv consumul de energie necesar antrenării, în anumite cazuri, a unui rotor de ventilator montat pe arborele melcului în scopul răcirii suplimentare a carcasei.

Randamentul angrenării se determină cu relațiile:

$$\eta_a = \tan \gamma / \tan(\gamma + \varphi), \quad (16.118)$$

pentru *angrenaje demultiplicatoare* (melc motor) sau

$$\eta_a = \tan(\gamma_w - \varphi) / \tan \gamma_w, \quad (16.119)$$

pentru *angrenaje multiplicatoare* (roata melcată motoare – caz în care $\gamma_w \gg \varphi$), cu unghiul de frecare echivalent

Tabelul 16.59. Valori orientative pentru coeficientul de frecare μ la angrenajele cilindrice și conice

Materialele danturilor	Prelucrarea flancurilor dinților	μ
Oțeluri durificate superficial	Rectificare	0,04 – 0,08
	Severuire	0,06 – 0,1
	Frezare	0,09 – 0,12
Oțeluri îmbunătățite sau normalizate	Frezare	0,09 – 0,14
Oțeluri îmbunătățite/materiale plastice		0,08
<i>Observație:</i> Valorile minime se adoptă în cazul ungerii cu uleiuri sintetice și pentru trepte de precizie și rugozități superioare.		

Tabelul 16.60. Valori totale orientative ale randamentelor totale η la reductoare cu angrenaje cilindrice și conice cu o treaptă de transmitere

Tipul reductorului	Treapta de precizie	η
Cilindric exterior, în carcasă închisă, ungere cu ulei	4 – 6	0,995 – 0,992
	7 – 8	0,99 – 0,985
	9 – 11	0,98 – 0,975
Cilindric interior, în carcasă închisă, ungere cu ulei	4 – 6	0,998 – 0,995
Conic, în carcasă închisă, ungere cu ulei	4 – 6	0,985 – 0,982
	7 – 8	0,98 – 0,975
	9 – 11	0,97 – 0,965
<i>Observație:</i> La reductoarele deschise unse cu unsoare, valorile din tabel se reduc cu 0,02		

Tabelul 16.61. Valori pentru coeficientul de frecare μ la angrenajele melcate cilindrice

v_{als} , m/s	Materialul coroanei dințate a roții melcate				
	Bronz fosforos		Alame sau alte bronzuri	Fonte cenușii	
	Duritatea flancurilor dinților melcului, HRC				
	< 45	≥ 45	≥ 45	< 45	≥ 45
	μ				
0,01	0,12	0,11	0,18	0,19	0,18
0,05	0,1	0,09	0,14	0,16	0,14
0,1	0,09	0,08	0,13	0,14	0,13
0,25	0,075	0,065	0,1	0,12	0,1
0,5	0,065	0,055	0,09	0,1	0,09
1,0	0,055	0,045	0,07	0,09	0,07
1,5	0,05	0,04	0,065	0,08	0,065
2,0	0,045	0,035	0,055	0,07	0,055
2,5	0,04	0,03	0,05		
3,0	0,035	0,028	0,045		
4,0	0,031	0,024	0,04		
5	0,029	0,022	0,035		
8	0,026	0,018	0,03		
10	0,024	0,016			
15	0,02	0,014			
24		0,013			

$$\varphi = \arctan \mu, \quad (16.120)$$

μ fiind coeficientul de frecare între flancurile dinților melcului și roții melcate care se poate adopta din tabelul 16.61 în corelație cu viteza de alunecare relativă v_{al} .

Unghiul de frecare echivalent φ (în rad) se poate determina și cu relația

$$\varphi = 0,016 \ln v_{al} + 0,059, \quad (16.121)$$

cu viteza de alunecare v_{al} relativă în m/s.

Coeficientul η_w se calculează pentru roata scufundată în ulei cu relația

$$\eta_w = 1 - 0,75 v b (v v)^{0,5} / P_1, \quad (16.122)$$

unde: v este viteza periferică a roții scufundate în ulei; b – lățimea coroanei dințate scufundate în ulei; v - viscozitatea cinematică a uleiului la temperatura de funcționare; P_1 – puterea melcului.

Coeficientul η_v se poate determina cu relația

$$\eta_v = 1 - 45 (D_v / 10^3)^5 (n_1 / 1500)^3 / P_1, \quad (16.123)$$

unde se consideră diametrul rotorului de ventilator

$$D_v = (0,6 \dots 0,8) d_2, \quad (16.124)$$

în mm, turația melcului n_1 , în rot/min și puterea P_1 , în kW.

Pentru predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice sunt recomandate următoarele valori ale randamentului angrenării: $\eta_a = 0,7 \dots 0,75$ – melc cu un început; $\eta_a = 0,75 \dots 0,82$ – melc cu două începuturi; $\eta_a = 0,82 \dots 0,92$ – melc cu 3 – 4 începuturi.

16.9. Ungerea angrenajelor

Pentru evitarea contactului metalic direct între flancurile dinților aflați într-o mișcare relativă complexă (alunecare și rostogolire), cu consecințele prezentate detaliat în § 16.3, lubrifiții utilizați la ungerea angrenajelor trebuie să prezinte calități antiuzare, antifricțiune, antigripare, neagresivitate față de metale și cauciuc, stabilitate la oxidare și îmbătrânire și să fie, în același timp, și ieftini.

Un criteriu de alegere a lubrifițiilor pentru angrenaje îl constituie viteza periferică v , a roților dințate componente. Astfel, pentru v , = 0...0,4 m/s, se utilizează grafit sau bisulfura de molibden, pentru v , = 0...0,8 m/s, unsoare iar pentru v , = 0,8...4 m/s, uleiuri minerale sintetice sau minerale aditivate sau neaditivate.

Uleiurile utilizate pentru ungerea angrenajelor și recomandări pentru alegerea viscozității sunt date în tabelele 16.62, 16.63 și 16.64.

Ca sisteme de ungere utilizate la ungerea angrenajelor se pot enumera:

1. *Ungerea prin imersiune (barbotare)*. Se utilizează pentru viteze periferice v , $\leq 12 \dots 15$ m/s, în cazul reductoarelor fiind necesară scufundarea în ulei a câte o roată dințată din fiecare treaptă de transmitere. Se recomandă o adâncime de scufundare de minim un modul sau 10 mm și maximum 6 moduli la treapta cea mai rapidă, respectiv de până la 1/3 din diametrul exterior sau 100 mm pentru roata ultimei trepte. La angrenajele conice, dinții trebuie să fie scufundați în ulei pe toată lungimea, iar la angrenajul melcat cu melcul dedesubt, nivelul uleiului trebuie să ajungă până la corpurile de rostogolire ale rulmenților. Cantitatea de ulei din baie trebuie să fie de 0,35...0,7 l pentru fiecare kW transmis, iar perioada de schimbare a uleiului, în cazul unei etanșări corespunzătoare, este de 2500 la 3000 ore de funcționare.

2. *Ungerea cu circulație forțată a uleiului*. Pentru viteze periferice v , < 20 m/s se recomandă pulverizarea uleiului direct în zona de angrenare a dinților, respectiv într-o zonă

înainte de angrenare pentru pentru $v_r > 20$ m/s. Timpul de recirculare a uleiului este de 0,5...2,5 min, când uleiul este pompat din baia de ulei și de 4...30 min, când există un circuit exterior de ulei.

Tabelul 16.62. Uleiuri pentru angrenaje

Simbolul	Viscozitatea cinematică ν la 50 °C, cSt		Compoziția	Destinația
	min.	max.		
1. Uleiuri pentru transmisii industriale (STAS 10588-76)				
TIN 25 EP	21	26	Ulei mineral rafinat cu aditivi moderați de EP, antioxidanți, antirugină și antispușmanți	Transmisii industriale (TIN): mașini-unelte, laminoare, reductoare stabile (la danturi din oțel sau fontă, $t_{max} \leq 80$ °C, respectiv la danturi din bronz, $t_{max} \leq 60$ °C
TIN 42 EP	37	45		
TIN 55 EP	50	57,5		
TIN 82 EP	82	90		
TIN 125 EP	125	140		
TIN 200 EP	200	220		
TIN 300 EP	260	320		
TIN 210 EPC	210	225	Adiviv suplimentar împotriva corodării bronzului	În special pentru angrenaje melcate
2. Uleiuri pentru transmisiile autovehiculelor (Simbol T)				
Simbolul	Viscozitatea cinematică ν la 100 °C, cSt		Compoziția. Destinația	
	min.	max.		
T 75 W	4,1	–	Se pot utiliza neaditivate (T 90), moderat aditivate (T 90 EP2) sau puternic aditivate (T 90 EP3)	
T 80 W	7	–		
T 85 W	11	–		
T 90	13,5	24		
T 140	24	41		
T 250	41	–		
T 75 W/90 EP3			Ulei multigrad pentru transmisiile autovehiculelor, care satisface condițiile de viscozitate ale claselor de viscozitate SAE cuprinse în intervalul clasa 75 W la clasa 90, aditivat la nivelul EP3	
3. Alte tipuri de uleiuri industriale pentru angrenaje				
Simbolul	Viscozitatea cinematică ν la 100 °C, cSt		STAS	Destinația
	min.	max.		
C 255	20	30	385-70	Viteze relativ mici, temperaturi de funcționare și sarcini mari
C 265	30	40		
C 285	32	55		
C 315	45	65		
UPS 25	20 (50 °C)	30 (50 °C)	10580-87	

Tabelul 16.63. Recomandări privind alegerea viscozității uleiurilor pentru ungerea angrenajelor cilindrice și conice

Materialul roții dîntate	Tensiunea de rupere R_m , MPa	Viteza periferică v , rot/min						$\nu_{50^\circ\text{C}}$, cSt
		Simbolul uleiului						
		< 0,5	0,5...1	1...2,5	2,5...5	5...12,5	12,5...25	
Materiale plastice, fontă, bronz	-	TIN 125	TIN 125	TIN 82	TIN 55	TIN 42	TIN 32	100/ $\nu^{0,4}$
Oțel normalizat sau îmbunătățit	450 - 1000 1000 - 1250 1250 - 1500	TIN 200	TIN 125	TIN 125	TIN 82	TIN 55	TIN 42	125/ $\nu^{0,4}$
		TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	TIN 55	200/ $\nu^{0,4}$
		TIN 300	TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	300/ $\nu^{0,4}$
		TIN 300	TIN 300	TIN 300	TIN 200	TIN 125	TIN 82	300/ $\nu^{0,4}$

Observații:

1. Recomandările sunt valabile pentru reductoare în carcasa închise cu temperaturi de funcționare $t_f = 45 \dots 90^\circ\text{C}$.
2. La reductoare cu mai multe trepte se adoptă o medie a viscozităților necesare primei, respectiv ultimei trepte.
3. Valorile indicate sunt valabile pentru temperaturi ale mediului ambiant $t_0 = 10 \dots 50^\circ\text{C}$; pentru $t_0 = (-10 \dots +10)^\circ\text{C}$ se adoptă uleiul cu viscozitatea următoare mai mică.

Tabelul 16.64. Recomandări privind alegerea uleiurilor pentru ungerea angrenajelor melcate

Cuplul de materiale	Viteza periferică v , rot/min						
	Până la 0,5	0,5...1	1...2,5	2,5...5	5...12,5	12,5...25	Peste 25
	Simbolul uleiului						
Melcul din oțel durificat superficial, iar roata melcată din aliaje de bronz cu staniu sau aluminiu	TIN 300 EP	TIN 300 EP	TIN 200 EP	TIN 125 EP	TIN 82 EP	TIN 55 EP	TIN 42 EP
Sistemul de ungere	Ungere prin barbotare cu melcul sau cu inele de ungere			Ungere prin barbotare sau circuit		Ungere prin circuit cu presiunea [MPa] de:	
						20	30

16.10. Metodica de proiectare a angrenajelor

Proiectarea unui angrenaj cuprinde următoarele etape:

1. Predimensionarea angrenajului.
2. Dimensionarea angrenajului – calculul elementelor geometrice – în corelație cu elementele stabilite la predimensionare, standarde și recomandări constructive.
3. Stabilirea condițiilor de ungere și calculul termic al angrenajului.
4. Verificarea angrenajului.
5. Proiectarea formelor constructive ale roților angrenajului.

16.10.1. Predimensionarea angrenajelor

În proiectarea unui angrenaj fiabil, cu gabarit redus și cu un cost minim – condiții esențiale pentru un angrenaj de înaltă performanță – predimensionarea reprezintă una dintre etapele importante, deoarece stabilește elementele constructive de bază: distanța minim necesară între axe a_{\min} și distanța între axe în funcționare a_w la angrenajele cilindrice și melcate, respectiv diametrul mediu minim necesar $d_{m1\min}$ la angrenajele conice, modulul minim necesar al danturii m (m_n), numerele de dinți $z_{1,2}$, coeficienții deplasărilor de profil $x_{1,2}$.

16.10.1.1. Angrenaje cilindrice

Distanța minim necesară între axe a_{\min} se calculează din condiția de rezistență a flancurilor dinților la oboseala de contact, exprimată de relația

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (16.125)$$

Utilizând relațiile (16.61) și (16.91) pentru tensiunile σ_H , respectiv σ_{HP} și relațiile

$$F_t = 2T_{H1} / d_1; \quad d_1 = 2a(u \pm 1); \quad b = \psi_a a, \quad (16.126)$$

distanța minim necesară între axe este dată de relația

$$a_{\min} \geq (u \pm 1) \left[\frac{T_{H1} (K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}) (Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta)^2}{2\psi_a u^2 (\sigma_{H\lim b} / S_{HP})^2 (Z_N Z_L Z_R Z_V Z_X Z_W)^2} \right]^{1/3}, \quad (16.127)$$

cu particularitățile specifice fiecărui tip de angrenaj.

Se deosebesc două cazuri de proiectare:

1. Se impune o distanță între axe standardizată a_{STAS} (STAS 6055-82, tabelul 16.3); în acest caz, valoarea a_{\min} calculată se mărește la prima valoare a_{STAS} ; a_{\min} se poate micșora și la precedenta valoare a_{STAS} dacă

$$|(a_{STAS} - a_{\min})| / a_{STAS} \leq 0,05, \quad (16.128)$$

angrenajul funcționând, în aceste condiții, cu distanța între axe $a_w = a_{STAS}$.

2. Nu se impune o distanță între axe standardizată a_{STAS} ; în acest caz valoarea a_{\min} calculată se rotunjește în plus la valoare întregă, care devine a_w .

Modulul minim necesar al danturii m_n (m) se calculează din condiția de rezistență a dinților la oboseala de încovoiere, cu relația

$$m_{n\min} = \frac{T_{F1} (u \pm 1) K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta} Y_{\epsilon}}{a_w^2 \psi_a u (\sigma_{0\lim} / S_{FP}) Y_N Y_{\delta} Y_R Y_X}, \quad (16.129)$$

cu particularitățile specifice fiecărui tip de angrenaj. Din tabelul 16.3 se adoptă valoarea standardizată (STAS 822-82) imediat superioară; se acceptă și valoarea standardizată precedentă dacă

$$(m_n - m_{n\min}) / m_n \leq 0,1. \quad (16.130)$$

Numerele de dinți se determină cu relațiile

$$z_1 \leq 2(a_w - m_n) \cos \beta / [m_n (u \pm 1)]; \quad z_2 = u z_1, \quad (16.131)$$

și se rotunjesc la numere întregi respectându-se condițiile:

a) $\Delta u = (u_{dat} - u_{realizat}) / u_{dat} \leq \Delta u_{admis}$, cu $u_{realizat} = z_2 / z_1$; (16.132)

b) pe cât posibil z_1 și z_2 să nu aibă divizori comuni;

c) la angrenajul interior se vor respecta condițiile geometrice specificate în § 16.2.1.3.

Pentru reductoarele de uz general se recomandă:

- Danturi cementate – călite: $z_1 = 12 \dots 17(21)$ dinți.
- Danturi îmbunătățite sau normalizate ($HB \leq 3500$ MPa): $z_1 = 25 \dots 35$ dinți.
- Danturi durificate CIF sau nitrurate: $z_1 = 15 \dots 23(25)$ dinți.
- $\Delta u_{admis} = 0,03$.

Aceste recomandări nu sunt valabile pentru turboangrenaje, reductoare navale, reductoare cu zgomot redus sau deschise.

Coefficienții deplasărilor de profil $x_{1,2}$ ale dinților angrenajelor conice se determină după metodologia prezentată în § 16.2.1.2.

În tabelul 16.65 este prezentată, sintetic, metoda de predimensionare a angrenajelor cilindrice cu dinți drepiți, respectiv înclinați sau în V, cu dantură exterioară sau interioară.

16.10.1.2. Angrenaje conice

În etapa de predimensionare se determină: diametrul mediu minim necesar d_{m1min} , modulul normal mediu minim necesar $m_{nm min}$, numerele de dinți $z_{1,2}$ și coeficienții deplasărilor de profil $x_{1,2}$.

Utilizând aceleași date inițiale ca la angrenajele cilindrice, diametrul mediu minim necesar d_{m1min} se calculează din condiția de rezistență a flancurilor dinților la oboseala de contact cu relația

$$d_{m1min} = \left[\frac{2T_{H1} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} (u^2 + 1)^{0,5} \left(\frac{Z_{Hn} Z_E Z_{E\alpha} Z_{\beta}}{Z_N Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X} \right)^2}{\Psi_{dm} (\sigma_{Hlimb} / S_{HP})^2 u} \right]^{1/3}, \quad (16.133)$$

cu particularitățile specifice fiecărui tip de angrenaj ($\Sigma = 90^\circ$).

Modulul normal mediu minim necesar $m_{nm min}$ ($m_{m min}$) se calculează din condiția de rezistență a dinților la oboseala de încovoiere cu relația

$$m_{nm min} = \frac{2T_{F1} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta} Y_{\epsilon}}{\Psi_{dm} d_{m1}^2 (\sigma_{0lim} / S_{FP}) Y_N Y_{\delta} Y_R Y_X}, \quad (16.134)$$

cu particularitățile specifice fiecărui tip de angrenaj.

La danturile drepte sau înclinate se standardizează, conform STAS 822-82, valoarea m_{nm} sau valoarea

$$m_{ne} = m_{nm} (1 + \Psi_{dm} \sin \delta_1) \quad (16.135)$$

(din tabelul 16.3 se adoptă valoarea imediat superioară; la danturile curbe se poate utiliza și o valoare nestandardizată pentru m_{nm} sau m_{ne}).

Numerele de dinți se determină cu relațiile

$$z_{1max} = d_{m1} / m_{m}; \quad z_2 = u z_1, \quad (16.136)$$

și se rotunjesc la numere întregi respectând condițiile (a) și (b) de la angrenajele cilindrice.

Recomandări:

- $z_1 \geq 10$ (construcția de mașini) și $z_1 \geq 6$ (industria de automobile).

- Pentru $i = 1$, $z_1 = 18...40$; $i = 2$, $z_1 = 15...30$; $i = 3$, $z_1 = 12...23$; $i = 4$, $z_1 = 10...18$; $i = 5$, $z_1 = 8...14$; $i = 6$, $z_1 = 6...10$; la danturi îmbunătățite z_1 se adoptă spre limita superioară iar la danturile durificate, spre limita inferioară.
- $\Delta u_{admis} = 0,03$.

Coefficienții deplasărilor de profil se adoptă conform recomandărilor de la § 16.2.2.2.

În tabelul 16.66 este prezentată, sintetic, metoda de predimensionare a angrenajelor conice cu dinți drepecți, înclinați sau curbi.

16.10.1.3. Angrenaje melcate cilindrice

La angrenajele melcate cilindrice, ca urmare a frecărilor considerabile care există între flancurile active ale melcului și roții melcate datorită geometriei specifice (v. § 16.2.3.3), având ca rezultat importante cantități de căldură degajate în funcționare, în calculul de predimensionare se consideră și regimul termic (calculul la gripare).

Astfel, în etapa de predimensionare a angrenajelor melcate cilindrice, considerând aceleași date inițiale ca la angrenajele cilindrice sau conice, se determină:

1. Numerele de dinți, z_1 al melcului (tabelul 16.12), respectiv z_2 al roții melcate; pentru transmisii de putere mare, $80 > z_2 \geq 29$, iar la transmisii cinematice $1000 > z_2 \geq 18...20$ (pe cât posibil $z_{1,2}$ să nu aibă divizori comuni, iar $\Delta i = (i_{12 \text{ dat}} - i_{12 \text{ realizat}}) / i_{12 \text{ dat}} \leq 0,03$).

2. Distanța minim necesară între axe a_H din condiția de rezistență a flancurilor dinților roții melcate la solicitarea de oboseală de contact, cu relația

$$a_H = (z_2 / q' + 1) \left\{ T_{H2} K_A K_V K_T K_{H\beta} [Z_H' Z_E' Z_C' Z_\epsilon' / (\sigma_{HP} z_2 / q')]^2 / 4 \right\}^{1/3}, \quad (16.137)$$

cu coeficienții preliminari Z_H' , Z_C' și Z_ϵ' determinați cu relațiile prezentate la § 16.7.3.3 pentru un coeficient diametral preliminar q' iar tensiunea admisibilă la solicitarea de contact determinată cu relația

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HPN}, \sigma_{HPG}), \quad (16.138)$$

tensiunile σ_{HPN} și σ_{HPG} fiind definite în § 16.7.7 și 16.7.8.

3. Distanța minim necesară între axe a_{HM} din condiția de rezistență a flancurilor dinților roții melcate la solicitarea de suprasarcină de contact, cu relația

$$a_{HM} = (z_2 / q' + 1) \left\{ T_{H2 \max} K_T K_{H\beta} [Z_H' Z_E' Z_C' Z_\epsilon' / (\sigma_{HPst} z_2 / q')]^2 / 4 \right\}^{1/3}. \quad (6.139)$$

4. Distanța între axe din condiția

$$a_w \geq (a_H; a_{HM}) \quad (16.140)$$

5. Modulul axial minim necesar m_{\min} din condiția de rezistență a dinților la oboseala de încovoiere, cu relația

$$m_{\min} = [2 T_{F2} K_A K_V K_T K_{F\beta} Y_F' Y_\gamma' Y_\epsilon' / (z_2 q' \sigma_{FP})]^{1/3}, \quad (16.141)$$

cu coeficienții preliminari Y_F' , Y_γ' și Y_ϵ' determinați cu relațiile prezentate la § 16.7.1.3 pentru un coeficient diametral preliminar q' .

6. Modulul axial minim necesar $m_{\min M}$ din condiția de rezistență a dinților la solicitarea de suprasarcină de încovoiere cu relația

$$m_{\min M} = [2 T_{F2 \max} K_T K_{F\beta} Y_F' Y_\gamma' Y_\epsilon' / (z_2 q' \sigma_{FPst})]^{1/3}. \quad (16.142)$$

7. Modulul axial al danturii din condiția

$$m_x \geq (m_{\min}; m_{M \min}) \quad (16.143)$$

8. Deplasarea de profil a dinților roții melcate (se indică prin tema de proiectare; v. tabelul 16.10).

În tabelul 16.67 este prezentată, sintetic, metoda de predimensionare a angrenajelor melcate cilindrice.

Tabelul 16.65. Predimensionarea angrenajelor cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți, înclinați sau în V

Poz.	Elementul de calcul	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
1. Date inițiale			
1	Caracteristicile ciclogramei de încărcare a angrenajului: <ul style="list-style-type: none"> • Constantă: P_1, în kW; n_1, în rot/min; D_h, în ore. • În trepte: numărul de trepte j; P_{1j}, în kW; n_{1j}, în rot/min; D_{hj}, în ore. • Variabilă continuu: funcțiile de variație ale puterii și turației, D_h, în ore. 		
2	Raportul de transmitere	i_{12}	$i_{12} = z_2 / z_1$
3	Condiții de funcționare: tipul mașinii motoare, respectiv al mașinii de lucru, precizia și siguranța cerută în funcționare, date referitoare la mediul ambiant		
4	Caracterul angrenajului: reductor sau multiplicator într-un sens / ambele sensuri		
5	Construcția angrenajului: închisă sau deschisă		
2. Date adoptate			
1	Schema cinematică a ansamblului în care se montează angrenajul		
2	Tipul angrenajului: exterior sau interior, cu dinți drepți, înclinați sau în V		
3	Material, tratamente, tehnologii de execuție	-	Tabelul 16.15 și fig. 16.20
4	Treapta de precizie	-	v. § 16.5.1 (se adoptă conform recomandărilor din STAS 12192-84)
5	Lubrifiant	-	Tabelele 16.62, 16.63 și 16.64
3. Elemente geometrice preliminare			
1	Profilul de referință	-	STAS 821-82 (tabelul 16.2)
2	Unghiul de înclinare a dinților	β [grad]	v. § 16.2.1.3
3	Coefficientul diametral al lășimii de calcul al danturii roților angrenajului	ψ_d	Tabelul 16.33
4. Elemente geometrice de bază			
1	Distanța minim necesară între axe din condiția de rezistență a flancurilor dinților la solicitarea de oboseală de contact	a_{\min} [mm]	Se determină cu relația (16.127) în care: T_H se determină din tabelul 16.41; K_A - tabelul 16.26 sau tabelele 16.26 și 16.27; K_V = 1,2 pentru danturi drepte și K_V = 1,15 pentru danturi înclinate, dacă se adoptă precizia angrenajului conform STAS 12192-84 în corelație cu viteza tangențială v , (dacă nu se poate aprecia v , se adoptă o valoare inițială K_V , se determină parametrii a_w , d , z și din fig. 16.33 și 16.34 se determină o nouă valoare K_V , care se va utiliza în continuare dacă diferă cu mai mult de 10 % față de valoarea K_V inițială); $K_{H\beta}$ = 1,3...1,4 pentru angrenaje rodete sau lepuite

			(1,5 pentru angrenaje nerodate) dacă ψ_d se adoptă conform tabelului 16.33 (dacă nu se pot respecta condițiile din tabelul 16.33 se procedează ca la coeficientul K_V); $K_{H\alpha} = 1$ la angrenaje precise (treptele de precizie 1...7 la dantura dreaptă, respectiv 1...6 la dantura înclinată) și $K_{H\beta} = 1/Z_\beta^2$ la danturi neprecise; $Z_{H\beta}$ - relațiile (16.59) și (16.65) pentru dinți drepi, respectiv înclinați sau $Z_{H\beta} = 2,5$ pentru danturi nedepășate; $Z_{H\beta}$ - tabelul 16.42; Z_{β} - relația (16.66); danturi drepte sau danturi înclinate cu $\psi_d \leq 0,5$ și $Z_{\beta} = 0,88$ pentru danturi înclinate cu $\psi_d > 0,5$; Z_{β} - relația (16.66); $\psi_{d\alpha} = 2\psi_d / (u \pm 1)$, cu $\psi_{d\alpha}$ din tabelul 16.33; σ_{Hlimb} - tabelul 16.54; S_{HPR} - tabelul 16.45; $Z_{H\beta}$ - tabelul 16.46; Z_{β} - fig. 16.49 (dacă nu se cunoaște viscozitatea ν_{spc} a uleiului se adoptă $Z_{\beta} = 1$); $Z_{H\beta} = 1$ pentru danturi rectificite ($R_{\beta} = 1...5 \mu\text{m}$) și $Z_{H\beta} = 0,9$ pentru danturi frezate; $Z_{H\beta} = 1$ pentru angrenaje normale, iar dacă există diferențe mari de duritate între roți (pinionul durificat superficial și rectificat iar roata condusă îmbunătățită la $1300 < HB [\text{MPa}] < 4000$ și frezată) atunci $Z_{H\beta} = 1,2 - (HB - 1300) / 17000$; $Z_{\beta} = 1$
			v. § 16.2.1 și tabelele 16.4 și 16.5
2	Distanța între axe în funcționare	a_w [mm]	$d_{1,pr} = 2a_w / (u \pm 1)$; $d_{2,pr} = u d_{1,pr}$
3	Diametrele de divizare preliminară	$d_{1,2,pr}$ [mm]	$v_{1,pr} = \pi d_{1,pr} n_1 / (60 \cdot 10^3) = v_{2,pr} = v_{pr} (n_1, \text{în rot/min și } d_{1,pr} \text{ în mm})$
4	Viteza tangențială preliminară	v_{pr} [m/s]	Se determină cu relația (16.129) în care: F_r, u, K_A, ψ_d se adoptă ca la poz. 3; K_V se determină ca la poz. 3, dar pentru v_{pr} calculată la poz. 6; $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ de la poz. 3; $K_{F\alpha}, Y_{\beta} = 1$; $Y_{Fa} = 2,5$ (dacă după stabilirea numerelor de dinți z_1, z_2 respectiv a coeficienților deplasărilor de profil, $x_n, 1,2$, coeficientul Y_{Fa} determinat din fig. 16.39 diferă mult de această valoare, se reia calculul); $Y_{S\alpha} = 2$; $Y_{\beta} = 1$ la danturi drepte și $Y_{\beta} = 0,9$ sau $Y_{\beta} = 0,8$ la danturi înclinate durificate, respectiv îmbunătățite și în V; σ_{Hlim} - tabelele 16.47 - 16.49; S_{HPR} - tabelul 16.45; $Y_{H\beta}$ - tabelul 16.46; $Y_{\beta} = 1$ pentru danturi cu $R_{\beta} \leq 1 \mu\text{m}$ și $Y_{H\beta} = 0,95$ pentru danturi cu $R_{\beta} > 1$; Y_X - tabelul 16.50 în corelație cu valoarea modulului (dacă modulul calculat diferă mult de cel apreciat se reia calculul cu o nouă valoare Y_X).
5	Modulul minim necesar	m_{min} [mm]	Conform recomandărilor de la § 16.10.1.1 (se adoptă z_1 micșorat, iar $z_2 = u z_1$, respectându-se condițiile specificate)
6	Numerale de dinți	$z_{1,2}$	$m_n = 2 a_w \cos \beta / (z_1 (u \pm 1) + 2 \cos \beta)$
7	Modulul de funcționare	m_n [mm]	Se standardizează conform STAS 822-82 (tabelul 16.3) după recomandările de la § 16.10.1.1
8	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = m_n \text{STAS} (z_2 \pm z_1) / (2 \cos \beta)$
9	Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_{w,grd}$	$\alpha_{w,grd} = \arccos (\cos \alpha_r / a_w)$
10	Coefficienții deplasărilor de profil	$x_{n,1,2}$	1. Dacă nu se impune o distanță între axe a_{STAS} , coeficienții deplasărilor de profil sunt dați ca date inițiale (v. § 16.16.2.1). 2. Dacă se impune o distanță între axe a_{STAS} , se calculează deplasarea de profil însumată (angrenaje exterioare), respectiv diferența deplasărilor de profil (angrenaje interioare) iar repartiția coeficienților $x_{n,1,2}$ pe cele două roți se face conform recomandărilor de la § 16.2.1, tabelele 16.4 și 16.5

Observație: Unde sunt specificate două semne, cel inferior este pentru angrenajul interior.

Tablul 16.66. Predimensionarea angrenajelor conice cu dinți drepți, înclinați sau curbți

Poz.	Elementul de calcul	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
1. Date inițiale (v. angrenajele cilindrice; tabelul 16.65)			
2. Date adoptate			
1	Schema cinematică a ansamblului în care se montează angrenajul		
2	Tipul danturii (dreaptă, înclinată sau curbă) și tipul mașinii de prelucrat dantura		
3	Materiale, tratamente, tehnologii de execuție		Tabelul 16.15 și fig. 16.20
4	Treapta de precizie		v. § 16.5.1 (se adoptă conform recomandărilor din STAS 12192-84)
5	Lubrifiant		Tabelele 16.62, 16.63 și 16.64
3. Elemente geometrice preliminare			
1	Roata plană de referință	—	STAS 6844-80 (tabelul 16.6; la dantura curbă se adoptă elementele profilului de referință)
2	Unghiul dintre axe	Σ [grad]	v. § 16.2.2 (de regulă, se indică prin tema de proiectare)
3	Unghiul de înclinare a dinților pe diametrul mediu	β_m [grad]	v. § 16.2.2.3
4	Coefficientul diametral al lătimii de calcul al danturii roților angrenajului	Ψ_{dm}	Tabelul 16.36
4. Elemente geometrice de bază			
1	Diametrul mediu minim necesar	$d_{m1 \min}$ [mm]	Se determină cu relația (16.133) în care: K_V se determină cu relația (16.27) (inițial se determină ca la angrenajele cilindrice); $K_{H\beta}$ – tabelul 16.35; $Z_{H\beta} = 2,5$ pentru dinți drepți) și $Z_{H\alpha} = [2 \cos \beta_{hm} / (\sin \alpha \cos \alpha)^{0,5}]$ pentru dinți înclinați; $Z_{e\alpha}$ – se determină ca la angrenajele cilindrice considerând roata cilindrică echivalentă; $Z_{\beta} = (\cos \beta_m)^{0,5}$; Ψ_{dm} – tabelul 16.36 (restul termenilor se determină ca la angrenajele cilindrice)
2	Diametrele de divizare pe conul frontal exterior	$d_{e,1,2}$ [mm]	$d_{e,1} = d_m (1 + \Psi_{dm} \sin \delta_1)$; $d_{e,2} = u d_{e,1}$ (pentru aceste diametre se determină din fig. 16.21 dimensiunile "s" care, pentru realizarea căilirii, trebuie să respecte condițiile din tabelul 16.15; în caz contrar se schimbă materialul)
3	Modulul normal mediu minim necesar	$m_{nm \min}$ [mm]	Se determină cu relația (16.134) în care: $\gamma_{Fa} = 2,5$ (danturi îmbunătățite) și $\gamma_{Fa} = 3,5$ (danturi durificate); $K_{V\beta}$ și Ψ_{dm} – v. pct. 3; $K_{H\beta} = K_{V\beta}$; $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ (restul termenilor se determină ca la angrenajele cilindrice)
4	Numerale de dinți	$Z_{1,2}$	Se utilizează recomandările de la § 16.10.1.2
5	Modulul de funcționare	m_{nm} ($m_{n\alpha}$) [mm]	$m_{nm} = d_{m1} \cos \beta / z_1$; $m_{n\alpha}$ – relația (16.135)
6	Coefficienții deplasărilor de profil	$x_{r,1,2}; x_{r,1,2}$	Se standardizează conform STAS 822-82 (tabelul 16.3) după recomandările de la § 16.10.1.2 (la danturi curbte se adoptă și o valoare nestandardizată)

Tabelul 16.67. Predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice

Poz.	Denumirea elementului	Simbol	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
		Unitate de măsură	
1. Date inițiale (v. angrenajele cilindrice; tabelul 16.65)			
2. Date adoptate			
1	Schema cinematică a ansamblului în care se montează angrenajul	-	Tabelul 16.51
2	Materiale, tratamente, tehnologii și precizii de execuție	-	Tabelele 16.62, 16.63 și 16.64
3	Lubrifiant	-	-
3. Elemente geometrice preliminare			
1	Tipul melcului	-	STAS 6845-82
2	Elementele melcului de referință	-	STAS 6845-82 (tabelul 16.8)
3	Numărul de dinți ai melcului	z_1	Tabelul 16.12
4	Numărul de dinți ai roții melcate	z_2	În corelație cu datele inițiale $z_2 = \text{INTEGER} (i_{12} \pm 0,5)$ sau $z_2 = \text{INTEGER} (n_{12}/h_{12} \pm 0,5)$ (se recomandă ca z_2 să nu fie par sau multiplu întreg al lui z_1)
5	Coefficientul diametral preliminar al melcului	q'	Se adoptă o valoare conform STAS 6845-82 (tabelul 16.13) în corelație cu datele inițiale.
6	Modulul axial preliminar	m_x' [mm]	Se adoptă o valoare conform STAS 6845-82 (tabelul 16.11) în corelație cu datele inițiale.
7	Viteza de alunecare relativă preliminară	v_{a1}' [m/s]	$v_{a1}' = m_x' n_1 (z_1^2 + q')^{0,5} / 19100$
8	Vitezele tangențiale preliminară ale melcului și roții melcate	$v_{1,2}'$ [m/s]	$v_1' = \pi q' m_x' n_1 / 60000$ $v_2' = \pi z_2 m_x' n_1 / 60000$
9	Treapta de precizie	-	v. § 16.5.1 (se adoptă conform recomandărilor din STAS 12192-84)
10	Rugozitățile flancurilor dinților melcului și roții melcate	$R_{a,1,2}$ [μm]	Se adoptă conform recomandărilor din STAS 12192-84
11	Coefficientul diametral al lărimii de calcul al danturii roții melcate	$\psi_{d0,1}$	Se adoptă din tabelul 16.40 în funcție de numărul de dinți z_1 ai melcului
12	Semiunghiul coroanei dințate a roții melcate	χ [grad]	Relația (16.50)
4. Elemente geometrice de bază			
1	Distanța minimă necesară între axe din condiția de rezistență a flancurilor dinților la oboseala de contact	a_H [mm]	Se determină cu relația (16.137) în care: Z_H , Z_c , Z_f se determină cu relațiile de la § 16.7.3.3 pentru un coeficient diametral preliminar q' ; T_{H2} - tabelul 16.41; K_A - tabelul 16.28; K_V - tabelul 16.32; K_T - tabelul 16.39; $K_{H\beta}$ - relația (16.32); Z_e - tabelul 16.43; σ_{HP} - relația (16.138) (restul termenilor au fost definiți anterior)
2	Distanța minimă necesară între axe din condiția de rezistență a flancurilor dinților la solicitarea de suprasarcină de contact	a_{HPH} [mm]	Se determină cu relația (16.139) în care: $T_{H2 \max}$ se determină conform recomandărilor din tabelul 16.41; σ_{HPH} - relația (16.111) (restul termenilor au fost definiți anterior)
3	Modulul axial minim necesar din condiția de rezistență a dinților la oboseala de încovoiere	m_{\min} [mm]	Se determină cu relația (16.141) în care: Y_F' , Y_S' , Y_V' se determină cu relațiile de la § 16.7.1.3 pentru un coeficient diametral preliminar q' ; T_{F2} - tabelul 16.41; $K_{F\beta}$ - relația (16.32); σ_{FP} - relația (16.75) (restul termenilor au fost definiți anterior)
4	Modulul axial minim necesar din condiția de rezistență a dinților la suprasarcina de încovoiere	$m_{M \min}$ [mm]	Se determină cu relația (16.142) în care: $T_{F2 \max}$ se determină conform recomandărilor din tabelul 16.41; σ_{FPM} - relația (16.87) (restul termenilor au fost definiți anterior)

Tabelul 16.67 (continuare)

5	Distanța între axe în funcționare	a_w [mm]	$a_w \geq (\alpha_H; \alpha_{HH})$; de regulă se adoptă o valoare standardizată conform STAS 6055-82 (tabelul 16.3)
6	Modulul axial preliminar calculat	$m_{x,c}$ [mm]	$m_{x,c} = 2 a_w / (q' + z_2)$
7	Modulul axial al melcui	m_x [mm]	Se adoptă, de regulă, un modul standardizat conform STAS 6845-82 (tabelul 16.11) respectându-se condiția: $m_x \geq m_{x,c}$
8	Verificarea modulului axial din condiția de rezistență a dinților roții melcate la solicitările de încovoiere	-	$m_x \geq (m_{\min}; m_{H, \min})$ Cazul 1: dacă se respectă condiția se continuă calculul. Cazul 2: dacă nu se respectă condiția se adoptă valori mai mari pentru a_w și reluându-se calculul de la poz. 5
9	Verificarea corelației dintre modulul axial m_x și coeficientul diametral preliminar q'	-	Cazul 1: dacă mărimile m_x și q' sunt corelate conform STAS 6845-82 (tabelele 16.8 și 16.11) se continuă calculul. Cazul 2: dacă mărimile m_x și q' nu sunt corelate conform STAS 6845-82 se adoptă alte valori pentru q' (de regulă, mai mică) și a_w (recomandabil, standardizată) și se reia calculul de la poz. 5
10	Coeficientul diametral al melcui	q	$q = q'$, dacă sunt respectate condițiile anterioare
11	Distanța de referință între axe	a [mm]	$a = (q + z_2)m_x / 2$
12	Coeficientul deplasării radiale de profil a danturii roții melcate	x	$x = (a_w - a) / m_x$. Sunt preferate valori x pozitive; în cazul unor valori x negative se pot cauta soluții de evitarea acestor situații prin corelarea valorilor mărimilor q , m_x sau/și a_w revenind, după caz, la poz. 5
13	Unghiul de înclinare a elicei de referință a melcui	γ [grad]	$\gamma = \arctan z_1 / q$
14	Unghiul de înclinare a elicei de divizare a melcui	γ_w [grad]	$\gamma_w = \arctan z_1 / (q + 2x)$
15	Unghiul de presiune axial de angrenare	$\alpha_{x,w}$ [grad]	1. Melc tip ZA: $\alpha_{x,w} = \alpha_x$ 2. Celelalte tipuri: $\alpha_{x,w} = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \gamma_w)$
16	Distanța maximă între axe la limita ascuțirii dinților roții melcate	a_{\max} [mm]	$a_{\max} = m_x (0,55z_2 - 0,64 - 0,024\alpha_{x,w}) + d_n / 2$
17	Distanța maximă între axe la limita ascuțirii dinților roții melcate	a_{\min} [mm]	$a_{\min} = 0,5 (d_{n1} - m_x z_2 \cos^2 \alpha_{x,w})$
18	Coeficientul maxim admisibil al deplasării radiale de profil (pentru evitarea ascuțirii dinților roții melcate)	x_{\max}	$x_{\max} = (a_{\max} - a) / m_x$
19	Coeficientul minim admisibil al deplasării radiale de profil (pentru evitarea subțierii dinților roții melcate)	x_{\min}	$x_{\min} = (a_{\min} - a) / m_x$
20	Verificarea încadrării coeficientului deplasării radiale de profil a danturii roții melcate între limitele admisibile	-	Cazul 1: dacă $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$ soluția aleasă este corespunzătoare sub acest aspect. Cazul 2: dacă nu se realizează condiția de la cazul 1 corelarea valorilor mărimilor q , m_x sau/și a_w revenind, după caz, la poz. 5

16.10.2. Calculul elementelor geometrice ale angrenajelor

Considerând elementele stabilite la predimensionare, geometria finală a angrenajului se stabilește conform metodologiei prezentate în § 16.2. Se utilizează în acest sens tabelele 16.5 și 16.6 pentru angrenajele cilindrice, tabelul 16.8 pentru angrenajele conice, respectiv tabelul 16.10 pentru angrenajele melcate.

16.10.3. Calculul la gripare al angrenajelor

În § 16.3 au fost prezentate, detaliat, caracteristicile fenomenului de gripare și condițiile de apariție la angrenaje. Datorită complexității fenomenului și a dificultăților de realizare a unei corelații adecvate între modelele teoretice propuse și validările experimentale, calculul la gripare este utilizat mai mult ca un calcul de verificare – la angrenajele cilindrice și conice – și mai puțin ca un calcul de dimensionare a angrenajelor.

Metodele de calcul la gripare pentru angrenajele cilindrice și conice consideră, de regulă, un criteriu de bază al începutului fenomenului, temperatura de funcționare fiind, în esență, parametrul care înrăutățește condițiile de ungere și favorizează apariția gripării. Astfel, *Block* [17, 28-29] consideră temperatura instantanee (fulger) de contact t_f , *Hofer și Borshoff* [17, 28-29] – puterea limită transmisibilă fără gripare a angrenajului, *Niemann* [25] – presiunea de gripare în corelație cu tensiunea de contact σ_H a flancurilor dinților.

În tabelul 16.68 este prezentată metoda *Niemann* de calcul la gripare al angrenajelor cilindrice și conice.

Datorită geometriei specifice a angrenajelor melcate (v. § 16.2.3.3), între vitezele periferice ale melcului v_1 și roții melcate v_2 , pe cilindrii de rostogolire (fig. 16.53), există relația

$$v_2 = v_1 \tan \gamma. \quad (16.144)$$

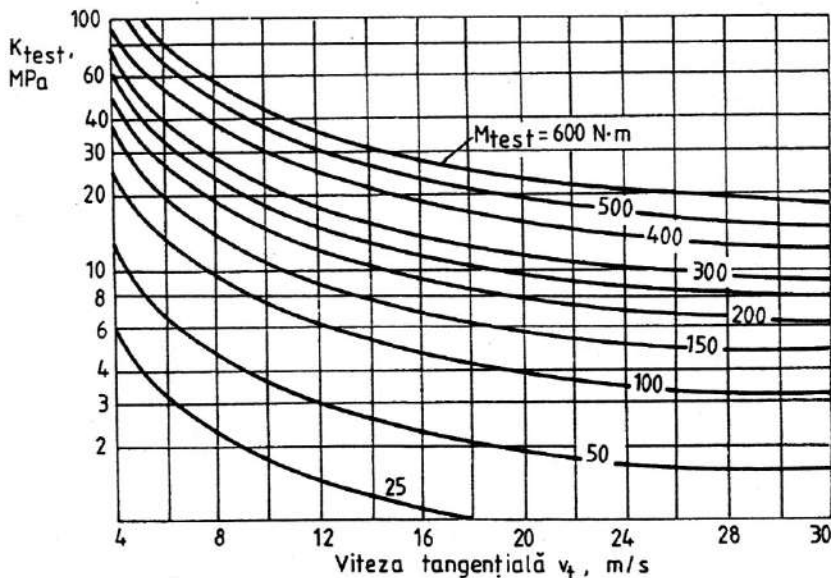


Fig. 16.52

Tabelul 16.68. Calculul la gripare al angrenajelor cilindrice și conice (Metoda Niemann)

Poz.	Elementul de calcul	Simbol Unitate de măsură	Relații de calcul. Standarde. Recomandări
I. Angrenaje cilindrice			
1	Presiunea test de gripare	K_{gr} [MPa]	Se calculează din fig. 16.52 în funcție de viteza periferică a pinionului v_{t1} și momentul de gripare M_{gr} (tabelul 16.69)
2	Lungimea segmentului de angrenare al capului dintelui	$g_{f1,2}$ [mm]	$g_{f1,2} = d_w 1,2 \{ [(1 + 2 h_{gr1,2} / d_w 1,2)^2 - \cos^2 \alpha_d]^{0,5} - \sin \alpha_d / 2$, unde $h_{gr1} = (h_{gr}^* + x_{r1}) m_i$; $h_{gr2} = (h_{gr}^* \pm x_{r1}) m_i$; $h_{gr} = h_{gr}^* \cos \beta$
3	Valoarea maximă a lungimii segmentului de angrenare	g_{fmax} [mm]	$g_{fmax} = \max. \{g_{f1}; g_{f2}\}$
4	Factorul caracteristic al angrenajului	Y_G	$Y_G = [12,7(u + 1) / (d_w 1u)]^2 [1 + (g_{fmax} / 10)^4] m_n^{0,5}$
5	Presiunea de gripare a angrenajului	K_G [MPa]	$K_G = K_{gr} \cos^4 \beta_h / Y_G$
6	Tensiunea de contact Stribeck	K_{gf} [MPa]	$K_{gf} = 2,86 \sigma_H^2 / E$
7	Factorul de siguranță la gripare	S_G	$S_G = K_G / K_{gf} \geq S_{GP}$, unde $S_{GP} = 3 \dots 5$ este un factor de siguranță admisibil
II. Angrenaje conice			
Se aplică metoda de mai sus pentru angrenajul cilindric înlocuitor al angrenajului conic (v. § 16.2.2.3)			

Tabelul 16.69. Valori pentru momentul de gripare M_{test}

Tipul transmisiei	Ulei mineral		Ulei aditivat		Ulei aditivat cu EP3	
	Tip	M_{test} , N·m	Tip	M_{test} , N·m	Tip	M_{test} , N·m
Industrială sau auto	T 80	60 – 94	T 80	174 – 310	T 80 EP3	460
	T 90	94 – 134	T 90	240 – 390	T 90 EP3	540
	T 140	134 – 170				
	TIN 42	14 - 27	TIN 42	94	TIN 42 EP	540

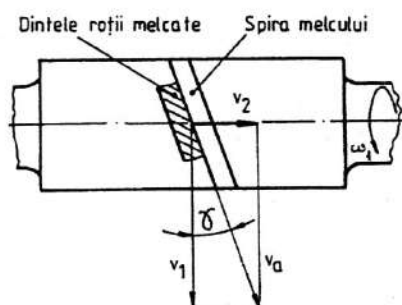


Fig. 16.53

În aceste condiții, viteza de alunecare relativă între flancurile active ale spirei melcului, respectiv dintelui roții melcate

$$v_a = v_1 / \cos \gamma, \quad (16.145)$$

pentru valori uzuale ale unghiului $\gamma < 30^\circ$ devine mai mare decât viteza periferică v_1 a melcului. Aceste alunecări mari între flancurile dinților în angrenare au ca efect frecări considerabile între flancurile spirei melcului și dinților roții melcate, însoțite de importante cantități de căldură degajate în funcționare, reducerea randamentului angrenajului ca urmare a pierderilor importante de putere prin frecare, uzuri pronunțate în zonele de contact și, în consecință, condiții sporite de apariție a gripării, comparativ cu angrenajele cilindrice și conice.

Din acest motiv calculul termic al angrenajelor melcate devine mult mai complex, fiind considerat și în calculul de predimensionare (v. § 16.10.1.3).

16.10.4. Calculul termic al reductoarelor cu roți dințate

Calculul termic al unui reductor de turație având în componență, în funcție cu datele inițiale și destinație, angrenaje cilindrice, conice sau melcate, montate în diverse scheme constructive, se face considerând ecuația de bilanț termic pentru un regim staționar – cantitatea de căldură degajată în timpul procesului de angrenare ca urmare a frecărilor dintre flancurile dinților este egală cu cantitatea de căldură evacuată prin carcasa reductorului – exprimată de relația

$$P_i(1 - \eta) = KS(t_f - t_0), \quad (16.146)$$

unde: P_i este puterea de intrare în reductor; η – randamentul total al reductorului (tabelul 16.60); K – coeficientul global de transmitere a căldurii prin carcasa reductorului (tabelul 16.70); S – suprafața carcasei reductorului răcită natural în aer (dacă există nervuri de răcire, se adună și jumătate din suprafața acestora, iar în cazul unui montaj pe o fundație

metalică sau suspendat se adună și suprafața bazei carcasei; t_f – temperatura de funcționare a reductorului; t_0 – temperatura mediului ambiant (uzual, $t_0 = 20...35$ °C).

Tabelul 16.70. Valori pentru coeficientul global de transfer termic K la reductoare cu roți dințate

I. Reductoare cu carcase curate					
Viteza de circulație a aerului v_a , m/s					
0	5	10	15	20	25
K, kW/(m ² .grad)					
0,012	0,027	0,042	0,06	0,075	0,09
II. Reductoare cu carcase murdare (ulei, praf)					
Coeficientul K scade de la 1,5 la de 3 ori					

Temperatura de funcționare t_f a reductorului trebuie să îndeplinească condiția

$$t_f \leq t_{fa}, \quad (16.147)$$

unde t_{fa} este temperatura admisibilă de funcționare (uzual, $t_{fa} \leq 90$ °C).

În acest caz puterea maximă pe care o poate transmite reductorul numai cu răcire naturală în aer este dată de relația

$$P_{IT} = KS(t_{fa} - t_0)/(1 - \eta). \quad (16.148)$$

Dacă relația (16.147) nu este îndeplinită – răcirea naturală în aer nu satisface condițiile termice de funcționare impuse reductorului – în practică se utilizează câteva soluții de îmbunătățire a regimului termic:

1. Montarea unui ventilator pe arborele de intrare al reductorului. În acest caz temperatura de funcționare a reductorului

$$t_f = t_0 + \{P_i(1 - \eta)/[K(S - S_v) + K_v S_v]\}, \quad (16.149)$$

unde: S_v este suprafața ventilată a carcasei reductorului; $K_v = 14v_a^{0.5}$ – coeficientul de transfer termic pentru suprafața ventilată cu $v_a \approx n/200$ – viteza aerului ventilat; n – turația ventilatorului.

Puterea maximă pe care o poate transmite reductorul în acest caz este dată de relația

$$P_{IT} = [K(S - S_v) + K_v S_v](t_{fa} - t_0)/(1 - \eta). \quad (16.150)$$

2. Montarea unei serpentine de răcire cu apă în baia de ulei a reductorului. Cantitatea de căldură evacuată prin apă este

$$P_{ev\ apa} = P_i(1 - \eta) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0), \quad (16.151)$$

sau

$$P_{ev\ apa} = q_{apa} \Delta t_{apa}, \quad (16.152)$$

unde: q_{apa} este debitul apei prin serpentină iar $\Delta t_{apa} = (6...10)$ °C – creșterea temperaturii apei în serpentină.

În aceste condiții, debitul necesar de apă

$$q_{apa} = P_i(1 - \eta) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_{fa} - t_0)/\Delta t_{apa}, \quad (16.153)$$

iar puterea maximă pe care o poate transmite reductorul

$$P_{IT} = \{[K(S - S_v) + K_v S_v](t_{fa} - t_0) + q_{apa} \Delta t_{apa}\}/(1 - \eta). \quad (16.154)$$

3. Circuit de ungere și răcire exterioară a uleiului. Debitul necesar al uleiului de răcire

$$q_u = P_i(1 - \eta) - [K(S - S_v) + K_v S_v](t_f - t_0)/(c_u \Delta t_u), \quad (16.155)$$

unde: c_u este *căldura specifică a uleiului* iar $\Delta t_u = (10 \dots 20)^\circ\text{C}$ când se utilizează schimbător de căldură, sau $\Delta t_u = (3 \dots 5)^\circ\text{C}$ în caz contrar.

Puterea maximă pe care o poate transmite reductorul în acest caz este dată de relația

$$P_{iT} = \{[K(S - S_v) + K_v S_v](t_{fa} - t_0) + q_u c_u \Delta t_u\} / (1 - \eta). \quad (16.156)$$

Dacă transmisia are sarcini și turații variabile în timpul funcționării, puterea de intrare în reductor P_i se determină cu relația

$$P_i = \sum_{j=1}^m P_{ij} D_{hj} / \sum_{j=1}^m D_{hj}, \quad (16.157)$$

unde P_{ij} și D_{hj} sunt puterea, respectiv durata de funcționare pe treaptă (j) (m – numărul de trepte).

La reductoarele melcate cilindrice cu carcase nervurate și fără ventilator cu melcul sub roată, considerând relația dintre suprafața de evacuare a căldurii și distanța între axe

$$S = 115 \cdot a^{1,7}, \quad (16.158)$$

se poate calcula distanța între axe minim necesară din considerente termice cu relația (16.148), în care, dacă există ventilator, se adoptă în loc de coeficientul K valoarea $2K$ iar dacă melcul este deasupra roții se adoptă valoarea $0,8K$.

16.10.5. Verificarea angrenajelor

Verificarea angrenajelor, după etapele de predimensionare și dimensionare, se impune atât din considerente funcționale și de siguranță, cât și din considerente constructive. Angrenajul, proiectat în corelație cu destinația și condițiile de funcționare, trebuie să asigure ansamblului din care face parte o fiabilitate impusă. Pe de altă parte, verificările pot scoate în evidență eventuale supradimensionări sau dimensiuni agabaritice ale angrenajului, cu efecte negative atât asupra fiabilității ansamblului în care se montează, cât și asupra prețului de cost.

În general, la angrenaje se fac următoarele verificări:

1. *Verificarea la solicitările de oboseală de încovoiere la piciorul dintelui (oboseală și suprasarcină)*. La angrenajele cilindrice și conice se verifică atât pinionul, cât și roata condusă cu relațiile

$$\sigma_{F1,2} \leq \sigma_{FP1,2}; \quad \sigma_{Fst1,2} \leq \sigma_{FPst1,2}, \quad (16.159)$$

tensiunile efective $\sigma_{F1,2}$, $\sigma_{Fst1,2}$, respectiv admisibile $\sigma_{FP1,2}$, $\sigma_{FPst1,2}$, fiind determinate în corelație cu elementele geometrice stabilite după etapa de dimensionare (v. § 16.10.2).

La angrenajele melcate se verifică roata melcată cu relațiile

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}; \quad \sigma_{F \max} \leq \sigma_{FPst}. \quad (16.160)$$

tensiunile efective σ_F , $\sigma_{F \max}$, respectiv admisibile σ_{FP} , σ_{FPst} , fiind determinate în corelație cu elementele geometrice stabilite după etapa de dimensionare (v. § 16.10.2).

2. *Verificarea la solicitările de oboseală de contact a flancurilor dinților (oboseală și suprasarcină)*. La angrenajele cilindrice și conice se verifică atât pinionul, cât și roata condusă cu relațiile

$$\sigma_{H1,2} \leq \sigma_{HP1,2}; \quad \sigma_{Hst1,2} \leq \sigma_{HPst1,2}, \quad (16.161)$$

tensiunile efective $\sigma_{H1,2}$, $\sigma_{Hst1,2}$, respectiv admisibile $\sigma_{HP1,2}$, $\sigma_{HPst1,2}$, fiind determinate în corelație cu elementele geometrice stabilite după etapa de dimensionare (v. § 16.10.2).

La angrenajele melcate se verifică roata melcată cu relațiile

$$\sigma_H \leq \min(\sigma_{HPN}, \sigma_{HPG}) = \sigma_{HP}; \quad \sigma_{H \max} \leq \sigma_{HPst}. \quad (16.162)$$

tensiunile efective σ_{HPN} , σ_{HPG} , $\sigma_{H \max}$, respectiv admisibile σ_{HP} , σ_{HPst} , fiind determinate în corelație cu elementele geometrice stabilite după etapa de dimensionare (v. § 16.10.2).

3. *Verificarea calităților geometrice ale angrenajului.* Se verifică condițiile de execuție, măsurare și funcționare corectă a angrenajului (v. tabelele 16.5, 16.6, 16.8 și 16.10).

4. *Verificarea la gripare (calculul termic).* Pentru angrenajele cilindrice și conice se utilizează metodologia prezentată în tabelul 16.68, iar pentru angrenajele melcate metodologia prezentată în § 16.10.4.

16.11. Angrenaje speciale

16.11.1. Angrenaje precesionale

Transmișiile planetare, prin particularitățile și performanțele funcționale specifice – posibilități de obținere a unor rapoarte de transmitere mari, precizie cinematică ridicată, nivel redus de zgomot și vibrații, construcții compacte, cu mase și gabarite reduse – reprezintă una dintre soluțiile de rezolvare a cerințelor tot mai severe de creștere a fiabilității, randamentului și capacității portante impuse transmisiilor mecanice utilizate în domeniile de vârf ale tehnicii.

Transmisia precesională (fig. 16.54) este o transmisie planetară unde roata satelit efectuează o mișcare complexă sfero – spațială în jurul unui punct fix numit *centru de precesie*. Aceste transmisii prezintă o serie de avantaje specifice, dintre care se pot enumera: precizie cinematică ridicată, grad de acoperire mare (până la 100 % de perechi de dinți aflați simultan în angrenare), caracteristici vibroacustice superioare, mase și gabarite reduse.

În conformitate cu simbolizarea propusă de *Kudreavtev* pentru transmisiile planetare [24], transmisiile precesionale se împart în două tipuri constructive de bază: K-H-V și 2K-H; din aceste tipuri se poate obține o gamă largă de soluții constructive cu largi posibilități de funcționare în regim de reductor, multiplicator, diferențial sau cu autofrânare (tip K-H-V, fig. 16.54, a-h, respectiv tip 2K-H, fig. 16.54, i-o).

16.11.1.1. Cinematica angrenajelor precesionale

Transmisia precesională tip K-H-V (fig. 16.54, a) include port - satelitul (*H*), roata - satelit (*g*), roata centrală (*b*), arborele condus (*V*) și batiul. Roata - satelit (*g*) și roata centrală (*b*) se află în angrenare iar generatoarele dinților se intersectează în centrul de precesie. Port - satelitul (*H*), prin mișcarea sa de rotație, transmite roții - satelit (*g*) o mișcare sfero-spațială în raport cu articulația instalată în centrul de precesie. Poziția arborelui condus (*V*) în raport cu arborele motor (port - satelitul (*H*)) este dată de ecuațiile mișcării sfero – spațiale a roții - satelit iar transmiterea mișcării se face cu un raport de transmitere mediu

$$i_{HV}^b = -z_g / (z_b - z_g), \quad (16.163)$$

unde $z_{g,b}$ sunt numerele de dinți (role) ale roții - satelit, respectiv roții centrale. La transmisia considerată, dacă $z_b = z_g \pm 1$, raportul de transmitere

$$i_{HV}^b = \mp z_g, \quad (16.164)$$

semnul superior fiind pentru cazul când arborele motor, respectiv condus, au același sens de rotație.

Transmisiile precesionale tip 2K-H, în variantele prezentate în fig. 16.54, i-o, asigură performanțe superioare, în primul rând din punct de vedere cinematic (interval larg al rapoartelor de transmitere): roata - satelit (*g*), cu două coroane dințate ($g_{1,2}$), angrenează roțile centrale fixă (*b*) (ω_b), respectiv mobilă (*a*) (ω_a). Transmisiile pot fi realizate cu amplasare unilaterală sau bilaterală a roților centrale (fig. 16.54, k, respectiv i), mărindu-se gabaritele radial, respectiv axial.

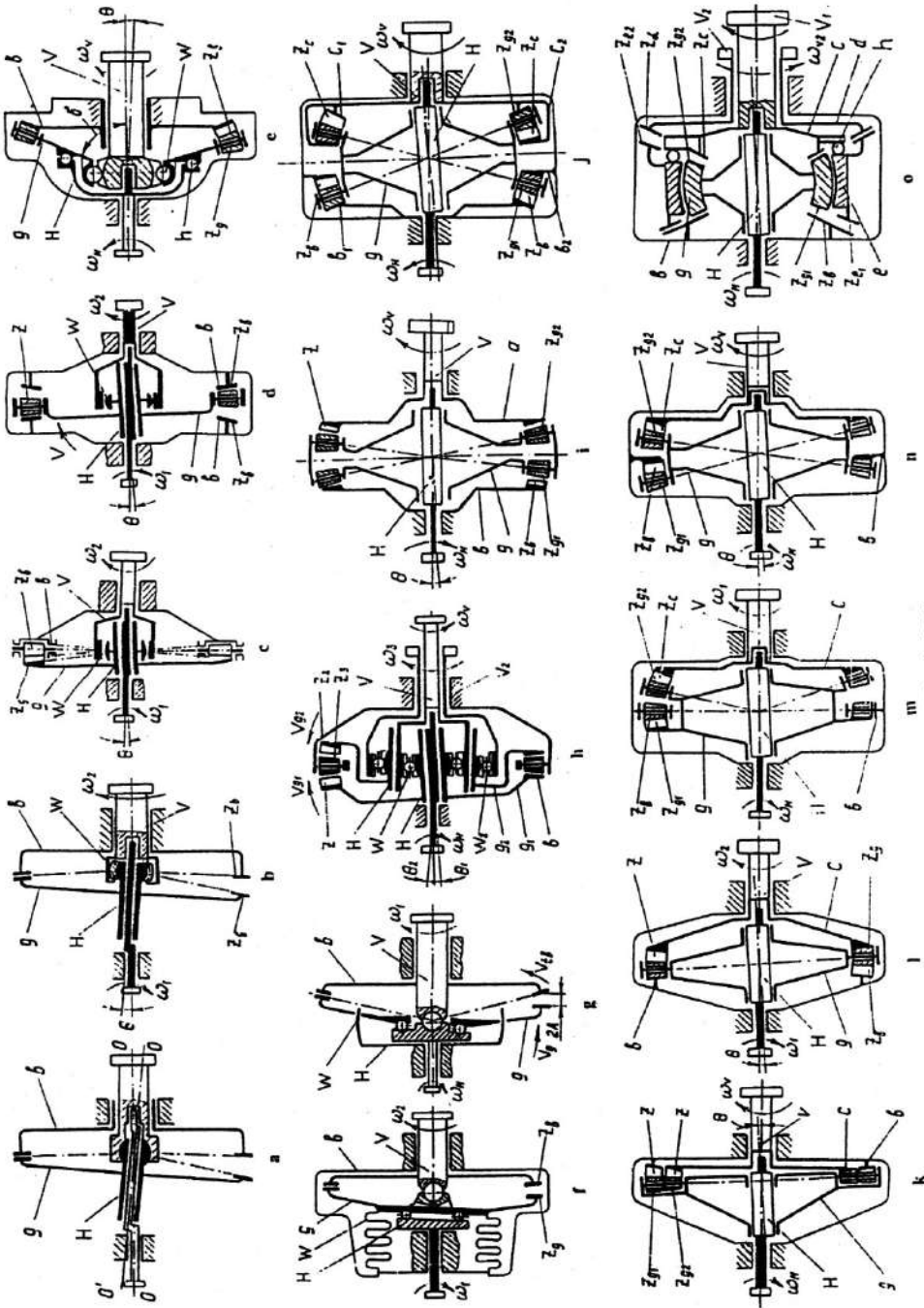


Fig. 16.54

În cazul transmisiei precesionale biplanetare (fig. 16.54, o) se obține un efect cinematic maximal pentru gabarite și mase reduse.

Raportul de transmitere al angrenajului

$$i_{HV}^b = -z_{g1}z_a / (z_bz_{g2} - z_{g1}z_a). \quad (16.165)$$

Efectul cinematic maxim se realizează în condițiile:

$$i_{HV \max}^b = z_{g2}^2 - 1, \text{ pentru } z_b = z_{g2}; z_{g1} = z_{g2} + 1; z_a = z_{g2} - 1, \quad (16.166)$$

sau

$$i_{HV \max}^b = z_{g1}^2, \text{ pentru } z_a = z_{g1}; z_{g2} = z_{g1} + 1; z_b = z_{g1} - 1. \quad (16.167)$$

La reductorul din fig. 16.55, mișcarea de rotație a arborelui conducător cu flanșă înclinată 1 este transmisă arborelui condus 5 printr-o mișcare sfero – spațială a blocului satelit 2, cu coroanele cu role 6 și 7 în contact cu dinții roții dințate fixe 3, respectiv cu dinții roții dințate mobile 4.

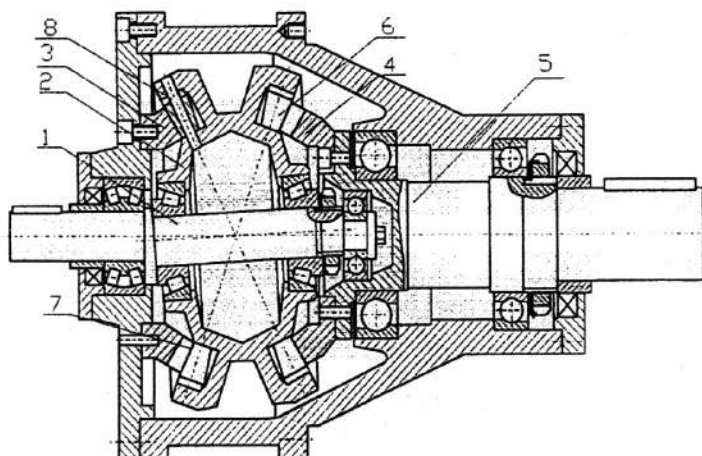


Fig. 16.55

În condițiile în care între numerele de dinți există relațiile: $z_3 = z_7 - 1$; $z_4 = z_6 - 1$; $z_7 = z_6 - 1$ (2, 3), raportul de transmitere al reductorului

$$i_{25} = \mp z_6z_4 / (z_3z_7 - z_6z_4) \quad (16.168)$$

Sunt de remarcat câteva *particularități specifice ale angrenajelor precesionale* care le conferă performanțe funcționale superioare în raport cu transmisii planetare similare cu roți dințate cilindrice:

- transmisiile precesionale nu necesită respectarea unei distanțe impuse între axe, fapt ce facilitează realizarea unor construcții optimizate în condiții date de funcționare;
- cinematica transmisiilor precesionale permite utilizarea unor game largi de moduli, cupluri de numere de dinți pentru roțile-satelit, respectiv roțile centrale, și rapoarte de transmitere;
- posibilități suplimentare de corelare a numerelor de dinți, care cresc semnificativ performanțele funcționale și domeniile de utilizare a transmisiilor precesionale.

16.11.1.2. Modelul matematic al angrenajului și definirea profilului dinților

Particularitățile specifice mișcării sfero - spațiale (de precesie) a satelitelui face imposibilă utilizarea profilurilor clasice ale dinților, fiind necesară elaborarea și realizarea unor profiluri noi, adecvate acestei mișcări. În corelație cu aceste cerințe, la Catedra de Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini a Universității Tehnice a Republicii Moldova, un colectiv condus de academician *Ion Bostan* a elaborat teoria fundamentală a angrenajului precesional, bazată pe principiile respectării continuității funcției de transfer și a gradului de acoperire al angrenajului în următoarele etape:

1. Elaborarea modelului matematic al angrenajului cu considerarea particularităților interacțiunii dinților în mișcarea sfero - spațială a satelitelui.
2. Definirea analitică a profilului dinților cu un sistem de ecuații parametric pe suprafața sferică și secțiunea normală a dinților pentru un angrenaj interior plan.
3. Determinarea influenței parametrilor geometrici și cinematici ai angrenajului asupra formei profilului dinților și a limitelor raționale de variație.
4. Elaborarea bazelor teoretice de evaluare a multiplicității angrenării dinților.
5. Stabilirea prin modelare pe calculator a domeniului de existență a gradului de acoperire al angrenajului de 100 % perechi de dinți în angrenare, prin compararea formei și profilului dinților cu caracterul funcției multiplicității angrenajului.

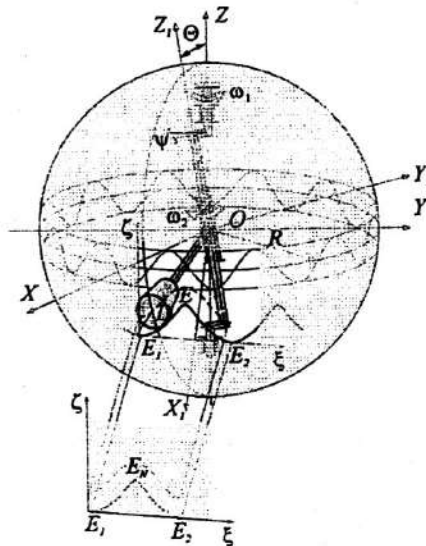


Fig. 16.56

La angrenajul din fig. 16.56, sistemul de coordonate X_1, Y_1, Z_1 atașat roții - satelit realizează o mișcare sfero-spațială cu trei grade de libertate în raport cu centrul de precesie O definit de sistemul fix de coordonate X, Y, Z . Dacă sistemul mobil de coordonate X_1, Y_1, Z_1 este ales astfel încât axa rolei roții - satelit să se găsească în planul OY_1Z_1 , punctul D care se deplasează pe o suprafață sferică de rază R cu originea în centrul de precesie O este definit, în corelație cu sistemul fix de coordonate X, Y, Z , de relațiile:

$$\begin{aligned} X_D &= R \cos \delta [-\cos \psi \sin(z_1/z_2) + \sin \psi \cos(z_1\psi/z_2) \cos \theta] - R \sin \delta \sin \psi \sin \theta; \\ Y_D &= -R \cos \delta [\sin \psi \sin(z_1/z_2) + \cos \psi \cos(z_1\psi/z_2) \cos \theta] - R \sin \delta \cos \psi \sin \theta; \quad (16.169) \\ Z_D &= -R \cos \delta \cos(z_1\psi/z_2) \sin \theta - R \sin \delta \cos \theta, \end{aligned}$$

unde: δ este unghiul axoidei conice pe suprafața căreia sunt amplasate axele rozelor (dintre axa rolei roții - satelit și axa OY_1); ψ - unghiul de precesie; θ - unghiul de nutație; $z_{1,2}$ - numerele de dinți ale roții - satelit, respectiv roții centrale.

Cunoscând traiectoria mișcării centrului rolei (v. fig. 16.56), se pot stabili pozițiile succesive ale punctului de contact E al rozelor satelitului cu dintele roții centrale, care, într-un ciclu complet de precesie, determină forma dintelui.

Coordonatele punctului E , care trebuie să satisfacă simultan ecuațiile planului P și sferei cu raza R , pot fi exprimate de relațiile:

$$\begin{aligned} X_E &= k_2 z_E + d_2; \\ Y_E &= k_1 z_E - d_1; \end{aligned} \quad (16.170)$$

$$Z_E = \left\{ (k_1 d_1 - k_2 d_2) - \left[(k_1 d_1 - k_2 d_2)^2 + (k_1^2 + k_2^2 + 1) (R^2 - d_1^2 - d_2^2) \right]^{0,5} \right\} (k_1^2 + k_2^2 + 1)^{-1},$$

care exprimă ecuațiile parametrice ale profilului nestandardizat al dinților la angrenajul precesional, unde $k_{1,2}$ sunt constante geometrice iar $d_{1,2}$ diametrele de rostogolire ale roții - satelit, respectiv roții centrale.

Relațiile obținute permit elaborarea unor game largi de profiluri ale dinților în corelație cu principalii parametri geometrici ai angrenajului: unghiul axoidei conice δ , unghiul de conicitate al dinților β , numerele de dinți $z_{1,2}$ ale roții - satelit, respectiv roții centrale, și unghiul de nutație θ . Pentru valori concrete ale parametrilor δ , β , $z_{1,2}$ și θ profilul dinților este asemănător, iar diametrul roților nu influențează profilul dinților.

Corelarea numerelor de dinți $z_{1,2}$ (v. § 16.11.1.1) determină vitezele unghiulare, sensurile de rotație ale satelitului, respectiv roții centrale, și raportul de transmitere.

Determinarea influenței parametrilor δ , β , $z_{1,2}$ și θ asupra formei profilului dinților, necesară pentru verificarea condițiilor de siguranță în funcționare, este laborioasă dar justificată, totuși, de performanțele funcționale deosebite impuse de domeniile de utilizare a angrenajelor precesionale [4-10].

16.11.1.3. Forțe nominale în angrenajele precesionale

Relațiile de calcul al forțelor nominale care acționează în angrenajele precesionale se determină în corelație cu tipul și amplasarea rozelor în raport cu axa roții - satelit. Astfel, la angrenajele precesionale tip K-H-V, axele rozelor sunt amplasate în planul care trece prin centrul de precesie, în timp ce la transmisiile tip 2K-H sunt amplasate pe suprafața generatoare a celor două roți conice ale căror vârfuri se suprapun în centrul de precesie.

La un angrenaj precesional tip K-H-V (v. fig. 16.54, d), considerând cuplul rolă (roata - satelit 2) - dinte (roata centrală 1) definit în planul xOz de unghiul φ în raport cu axa z a rolei cu încărcare maximă, acționează următoarele forțe (fig. 16.57):

Forțele tangențiale

$$F_{t1,2} = T_{1,2} \cdot d_{m1,2} / 2, \quad (16.171)$$

unde $T_{1,2}$ sunt momentele de torsiune, iar $d_{m1,2}$ diametrele medii ale roților.

Forțele radiale

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_w \sin(\beta' + \theta_{\varphi_2}); \quad F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_w \sin \beta', \quad (16.172)$$

unde: α_w este unghiul de angrenare; β' - unghiul care definește poziția liniei de contact a dinților în planul yOz dat de relația

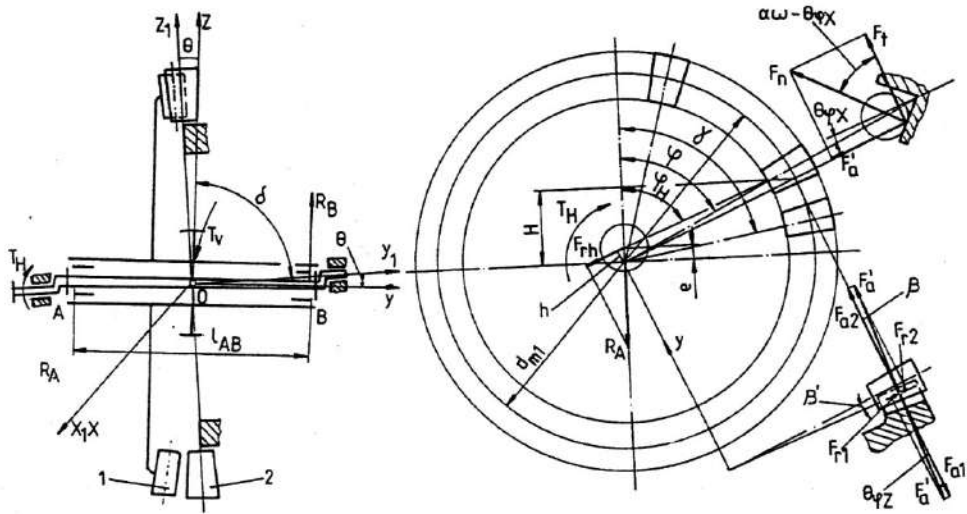


Fig. 16.57

$$\beta' = \arctan(d_{mr} \sin \alpha_w / d_{m1}), \quad (16.173)$$

d_{mr} fiind diametrul mediu al rolei; θ_{φ_z} – unghiul de înclinare a rolei sub care acționează forțele rezultante în planul z_1Ox_1 dat de relația

$$\theta_{\varphi_z} = \tan \theta \cos(120^\circ z_e / z_2), \quad (16.174)$$

în care

$$z_e = (z_2 - 1)\epsilon / (2 \cdot 100\%) \quad (16.175)$$

este numărul perechilor de dinți aflate simultan sub sarcină, ϵ fiind gradul de acoperire al angrenajului.

Forțele axiale

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha_w \cos(\beta + \theta_{\varphi_z}); \quad F_{a2} = F_{t2} \tan \alpha_w \cos \beta'. \quad (16.176)$$

Datorită construcției specifice a angrenajului precesional între forțele radiale și axiale există relațiile:

$$F_{r1} = F_{a2}; \quad F_{r2} = F_{a1}. \quad (16.177)$$

La un angrenaj precesional tip 2K-H (v. fig. 16.54, i), roțile blocului satelit angrenează simultan cu dinții roților centrale periferice 1 și 4, formând două zone de angrenare diametral opuse: 1-2 și 3-4 (fig. 16.58).

Analog cu angrenajul precesional tip K-H-V, considerand cuplul rolă (roata - satelit 3) – dinte (roata centrală 4) definit în planul xOz de unghiul φ în raport cu axa z a rolei cu încărcare maximă, în angrenajul precesional tip 2K-H acționează următoarele forțe:

Forțele tangențiale

$$F_{t3,4} = T_{3,4} \cdot d_{m3,4} / 2, \quad (16.178)$$

unde $T_{3,4}$ sunt momentele de torsiune, iar $d_{m3,4}$, diametrele medii ale roților.

Forțele radiale

$$F_{r3} = F_{t3} \tan \alpha_w \sin(\delta + \beta'), \quad F_{r4} = F_{t4} \tan \alpha_w \sin(\delta + \beta' + \theta_{\varphi_z}). \quad (16.179)$$

Forțele axiale

$$F_{a3} = F_{t3} \tan \alpha_w \cos(\delta + \beta'), \quad F_{a4} = F_{t4} \tan \alpha_w \cos(\delta + \beta' + \theta_{\varphi_z}). \quad (16.180)$$

La transmisiile unde rolele roții - satelit sunt amplasate pe conurile cu unghiul la vârf ($\pi/2 - \delta$) prezintă importanță și forța axială care acționează asupra rolei, paralelă cu axa, exprimată de relația

$$F_{ar} = F_{r3} \cos \beta. \quad (16.181)$$

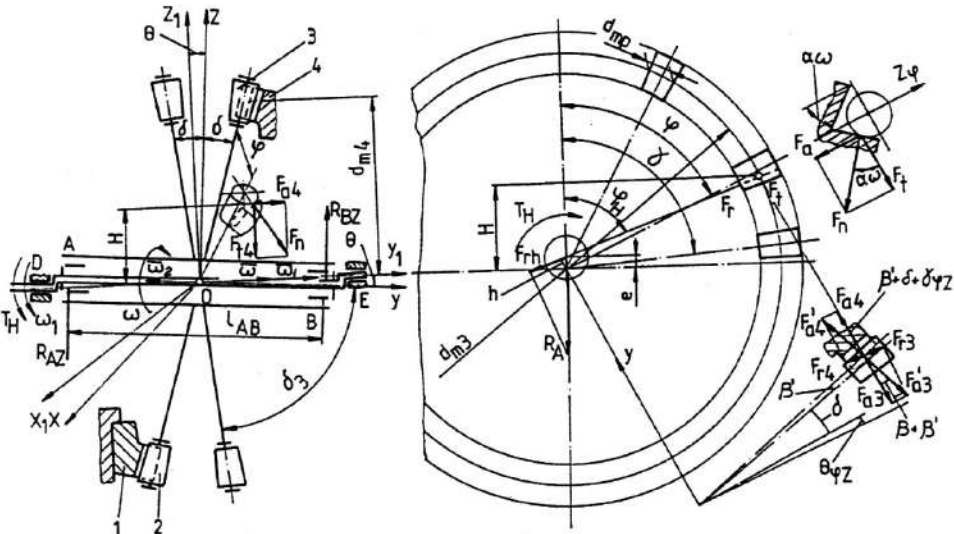


Fig. 16.58

16.11.1.4. Calculul de rezistență al angrenajelor precesionale

Calculul de rezistență al angrenajelor precesionale se face în corelație cu schema structurală (tip K-H-V sau 2K-H) și varianta constructivă și presupune parcurgerea, în principiu, a aceluiași etape ca la angrenajele evolventice: predimensionarea, dimensionarea, verificarea și proiectarea formelor constructive ale elementelor componente ale transmisiei.

16.11.1.4.1. Predimensionarea angrenajelor precesionale. Predimensionarea angrenajelor precesionale presupune, în primul rând, determinarea diametrului mediu al roții dințate centrale conduse din condiția de rezistență a dinților la solicitarea prin oboseala de contact a flancurilor active ale dinților.

În calculul la oboseala de contact a flancurilor dinților, condițiile de utilizare a relației lui Hertz sunt, în principiu, aceleași ca la angrenajele evolventice, corecțiile introduse ulterior în relațiile de calcul ținând seama de deosebirile existente între modelul teoretic care a stat la baza stabilirii relației lui Hertz și angrenajul precesional real:

- razele de curbură ale flancurilor dinților roții centrale sunt variabile, dinții având un profil specific convex - concav;
- forțele de interacțiune normale pe contactele dinte - rolă au o variație dependentă de forma profilului;
- tensiunile de contact, datorită dificultăților tehnologice de execuție și montaj și a deformațiilor elastice ale dinților, sunt repartizate neuniform pe lungimea contactului dinte - rolă;
- transmiterea sarcinii se realizează prin mai multe perechi de dinți în corelație cu gradul de acoperire al angrenajului, dar se repartizează neuniform pe acestea din cauza unghiului de presiune diferit între manivela și butucul roții - satelit (v. fig. 16.54), a erorilor de execuție și montaj și a deformațiilor elastice ale dinților.

- existența unei frecări de alunecare pe contactul dinte - rolă.

În aceste condiții, pentru angrenajul precesional tip 2K-H din fig. 16.54, i , diametrul mediu al roții dințate centrale 4 (v. fig. 16.58), considerată ca având un număr mai mic de dinți, se determină cu relația

$$d_{m4} = 53 \left\{ T_4 (1 - \nu) \cos(\delta + \theta) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} / [(\sigma_{HP})^2 \psi_{bd} z_e \tan \beta \cos \alpha_{w4}] \right\}^{1/3}, \quad (16.182)$$

în care: T_4 este momentul de torsiune; ν - coeficient de proporționalitate introdus pentru simplificarea relației lui Hertz (datorită dificultății determinării razei reduse de curbura), care se poate determina din nomogramele prezentate în fig. 16.59; K_{HP} - coeficient care consideră neuniformitatea distribuției sarcinii pe dinții z_e aflați simultan sub sarcină ($K_{HP} = 1,45 \dots 1,93$); $K_{H\beta}$ și K_V au aceleași semnificații ca la angrenajele cilindrice ($K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,4$; $K_V = 1,0 \dots 1,05$, iar pentru profiluri ale dinților approximate ca fiind rectilinii, $K_V = 1,05 \dots 1,1$); σ_{HP} - tensiunea admisibilă pentru solicitarea la ôboseala de contact a flancurilor dinților fără considerarea alunecărilor; ψ_{bd} - coeficientul lungimii dintelui raportat la diametrul mediu ($\psi_{bd} = 0,07 \dots 0,15$).

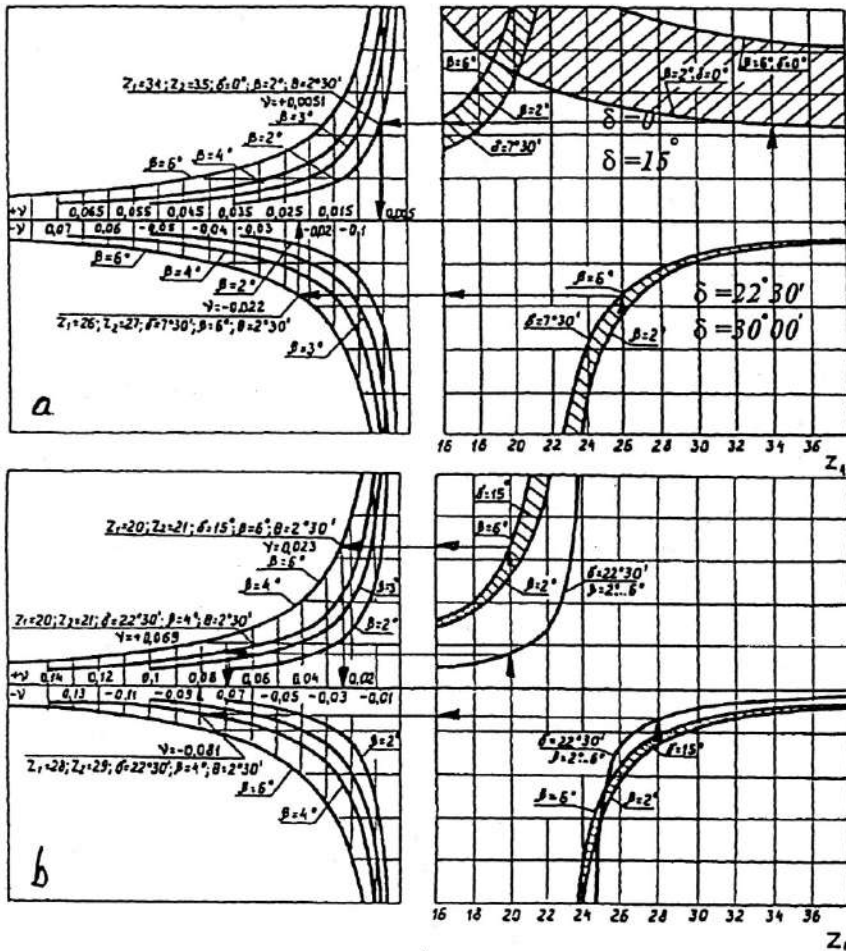


Fig. 16.59

În continuare se determină parametrii geometrici de bază ai angrenajului:

1. Lungimile dinților roții centrale, respectiv rolelor roții - satelit, cu relațiile:

$$b_{wd} = \Psi_{bd} d_{m4}; \quad b_{wr} = b_{wd} + (2...5) \text{ mm.} \quad (16.183)$$

2. Diametrele rolelor roții - satelit în secțiune medie, respectiv frontală, cu relațiile:

$$d_{mr} = d_{m4} \tan \beta / \cos(\delta + \theta); \quad d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \tan \beta. \quad (16.184)$$

3. Diametrul axei rolei, cu relația

$$d_a = (0,7...0,8) (d_{mr} - b_{wr} \tan \beta) \quad (16.185)$$

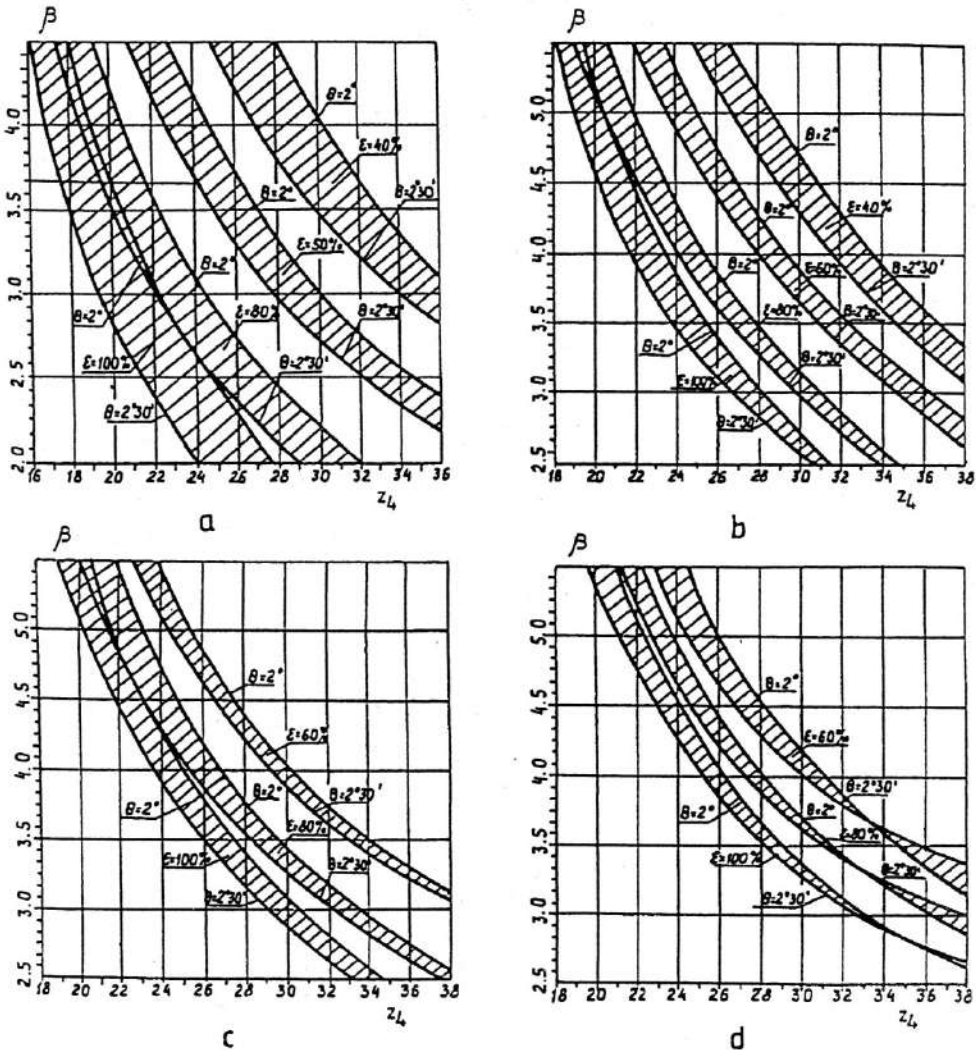


Fig. 16.60

Unghiurile care determină profilul dinților se adoptă în corelație cu următoarele recomandări:

- unghiul de rotație $\theta = 2^{\circ} \dots 2^{\circ}30'$ (uzual: $\theta = 2^{\circ}30'$);
- unghiul axoidei conice $\delta = 18 \dots 25^{\circ}$ (pentru $z_4 > 30$, unghiul δ poate fi mai mare de 25° ; uzual, $\delta = 22^{\circ}30'$);

• unghiul conicității rolor β (în grade) se poate determina din nomogramele prezentate în fig. 16.60, în corelație cu parametrii z_4 , θ , δ și ε (diagramele sunt determinate pentru grade de acoperire $\varepsilon = (40; 60; 80; 100)$ % și unghiuri de nutație $\delta = 2^\circ$ și $2^\circ 30'$; pentru un număr de dinți z_4 adoptat, valoarea unghiului β poate fi mărită peste limitele din diagrame, dar, în acest caz, scade gradul de acoperire ε);

• unghiul de angrenare α_w (în grade), în punctul cu solicitare maximă al cuplei dinte - rolă, se adoptă din nomogramele prezentate în fig. 16.61 în corelație cu parametrii z_4 , δ și θ .

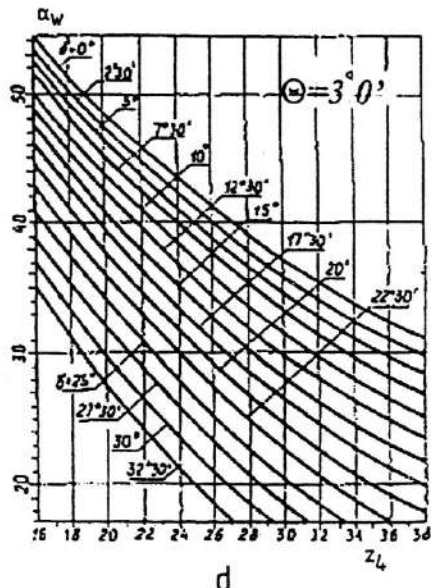
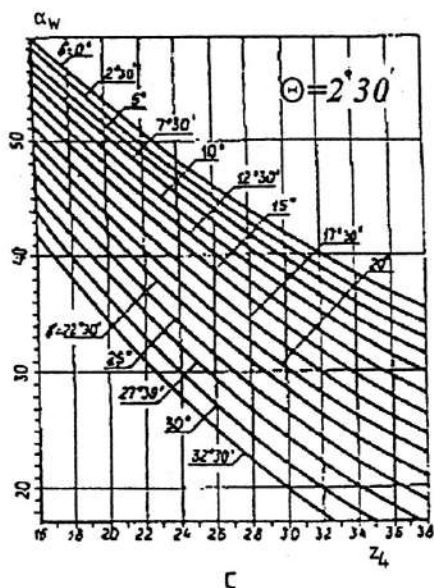
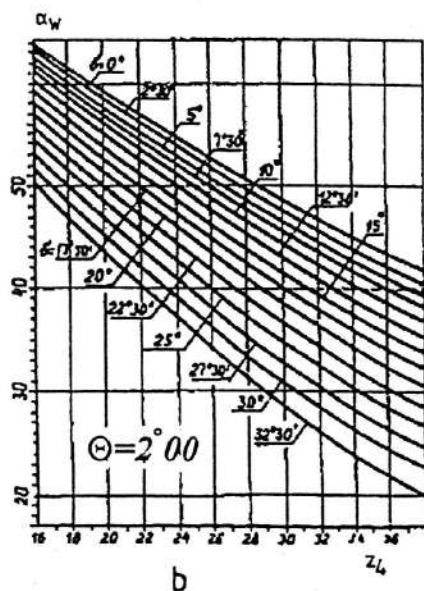
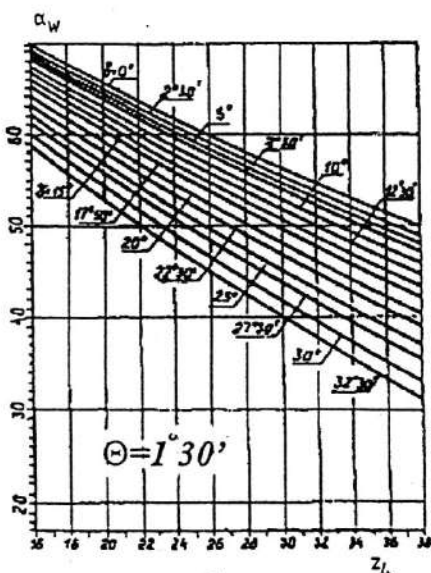


Fig. 16.61

Pentru angrenajul precesional tip K-H-V din fig. 16.54, *i*, diametrul mediu al roții dințate centrale (v. fig. 16.57) se determină cu relația

$$d_{m1} = 53 \left\{ T_1 (1 - \nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} / \left[(\sigma'_{HP})^2 \psi_{bdz_e} \tan \beta \cos \alpha_{w1} \cos \delta^2 \right] \right\}^{1/3}, \quad (16.186)$$

lungimile dintelui roții centrale b_{wd} , respectiv rolei roții - satelit b_{wr} , cu relațiile (16.183) iar diametrele rolei roții-satelit în secțiune medie și frontală, cu relațiile

$$d_{mr} = d_{m1} \tan \beta / \cos \delta; \quad d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \tan \beta. \quad (16.187)$$

16.11.1.4.2. Dimensionarea angrenajelor precesionale. Dimensionarea angrenajelor precesionale se realizează utilizând elementele determinate la predimensionare, considerând și alunecările pe contactele rolă - dinte.

În aceste condiții, pentru angrenajul tip 2K-H se determină:

1. *Diametrul mediu al roții dințate centrale*, cu relația

$$d_{m4} = 53 \left\{ T_4 (1 - \nu) \cos(\delta + \theta) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} / \left[(\sigma'_{HP})^2 \psi_{bdz_e} \tan \beta \cos \alpha_{w4} \right] \right\}^{1/3}, \quad (16.188)$$

în care σ'_{HP} este tensiunea admisibilă la oboseala de contact a flancurilor dinților cu considerarea alunecărilor, care se determină cu relația

$$\sigma'_{HP} = \sigma_{HP} (0,28 + 0,72e^{-v_{al}/K_3}), \quad (16.189)$$

K_3 fiind un coeficient adimensional (pentru oțel, $K_3 = 31,5$); iar v_{al} - viteza de alunecare la contactul rolă - dinte exprimată de relația

$$v_{al} = K_1 \ln \frac{f_{max}}{f_{max} - 2f_r / d_{mr} - [f_a d_a + 0,5 f_a (d_{fr} + d_a) \sin \alpha_{w4} \sin(\delta + \beta')] \cos \delta + 2f_r] / d_{mr}}, \quad (16.190)$$

unde: K_1 este un coeficient care consideră condițiile de funcționare ale cuplului dinte - rolă (uzual: $K_1 = 2,463$); f_{max} - coeficientul de frecare maxim în cupla dinte - rolă ($f_{max} = 0,04 \dots 0,05$); f_r - coeficientul de frecare de rostogolire ($f_r = 0,005$); f_a - coeficientul de frecare de alunecare ($f_a = 0,04$); β' - unghiul care determină poziția liniei de contact rolă - dinte în raport cu axa rolelor dat de relația

$$\beta' = \arctan(d_{mr} \sin \alpha_{w4} / d_{m4}) \quad (16.191)$$

(restul termenilor au aceleași semnificații ca în relația (16.182)).

2. *Lungimea medie a generatoarei conului coroanei cu role*, cu relația

$$R_{m3} = d_{m4} / \{ 2 \cos(\delta + \theta) [1 - \tan \beta \sin \alpha_{w4} \tan(\delta + \theta)] \} \quad (16.192)$$

3. *Lungimile dinților roții centrale, respectiv rolelor roții - satelit*, cu relația (16.183) considerând diametrul d_{m4} determinat la pct. 1.

4. *Diametrele rolei roții - satelit în secțiune medie, respectiv frontală*, cu relațiile:

$$d_{mr} = 2R_{m3} \tan \beta; \quad d_{fr} = d_{mr} + b_{wr} \tan \beta. \quad (16.193)$$

5. *Lungimea medie a generatoarei conului roții centrale dințate*, cu relația

$$R_{m4} = d_{m4} / \{ 2 \cos[\delta + \theta + \arctan(d_{mr} \sin \alpha_{w4} / (2R_{m3}))] \}. \quad (16.194)$$

6. *Lungimile generatoarelor conurilor exterior, respectiv interior, ale coroanei cu role a roții - satelit*, cu relațiile

$$R_{e,i3} = R_{m3} \pm 0,5b_{wr}, \quad (16.195)$$

cu semnul superior pentru conul exterior.

7. *Lungimile generatoarelor conurilor exterior, respectiv interior, ale roții centrale dințate*, cu relațiile:

$$R_{e,i4} = R_{m4} \pm 0,5b_{wd}, \quad (16.196)$$

cu semnul superior pentru conul exterior.

8. Unghiurile conurilor de fund, respectiv de vârf, ale dinților roții centrale, cu relațiile

$$\delta_{f4} = 90 - (\delta + \theta + \beta); \quad \delta_{a4} = \delta_{f4} + 2\theta. \quad (16.197)$$

9. Raza suprafeței de sprijin a rolelor, cu relația

$$R_{sr} = \left[(R_{e3} + m)^2 + (0,25D)^2 \right]^{0,5}, \quad (16.198)$$

unde m și D sunt grosimea, respectiv diametrul șabei de sprijin adoptate constructiv.

Pentru angrenajul K-H-V se determină:

1. Diametrul mediu al roții dințate centrale, cu relația

$$d_{m1} = 53 \left\{ T_1 (1 - \nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} \left[(\sigma'_{HP})^2 \Psi_{bdz\epsilon} \tan \beta \cos \alpha_{w2} \cos \delta^2 \right] \right\}^{1/3}, \quad (16.199)$$

cu semnificațiile termenilor de la angrenajul tip 2K-H.

2. Lungimea medie a generatoarei conului coroanei cu role a roții - satelit, cu relația

$$R_{m2} = (d_{m1} \cos \theta - d_{m2} \sin \alpha_w \sin \delta) / (2 \cos \delta) \quad (16.200)$$

3. Lungimea medie a generatoarei conului roții dințate centrale, cu relația

$$R_{m1} = d_{m1} \cos \theta / \{ 2 \cos [\delta - \arctan(d_{mr} \sin \alpha_w / (2R_{mr}))] \}. \quad (16.201)$$

4. Unghiurile conurilor de fund, respectiv de vârf, ale dinților roții centrale, cu relațiile

$$\delta_{f1} = 90 - (\theta + \beta - \delta); \quad \delta_{a1} = \delta_{f1} + 2\theta \quad (16.202)$$

(parametrii $b_{wd, r}$, b_{wr} , d_a , $R_{e1,2}$ și $R_{i1,2}$ se determină ca la angrenajul tip 2K-H).

16.11.1.4.3. Verificarea angrenajelor precesionale. După dimensionare, la angrenajul precesional tip 2K-H se face verificarea dinților la oboseala de contact cu relația

$$\sigma_H = 275 \left\{ [2T_1 (1 - \nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}] / (d_{m4} d_{mr} b_{wd} z_\epsilon \cos \alpha_{w4}) \right\}^{0,5} \leq \sigma'_{HP}. \quad (16.203)$$

16.11.2. Angrenaje armonice

16.11.2.1. Generalități. Clasificare

Transmisia armonică (cu generator) este un caz particular al unei transmisii planetare cu o roată centrală. În fig. 16.62 sunt prezentate etapele acestei transformări constructive. La transmisia planetară cu o roată centrală 2 (fig. 16.62, a), roata satelit 3 și cuplajul 5 se transformă în elementul flexibil 3-5, roata centrală 2 devine elementul rigid 2, iar generatorul 6 realizează contactul direct între elementul flexibil și cel rigid (fig. 16.62, b).

După cum la transmisiile planetare din fig. 16.62, a, roata centrală 2 este fixă sau mobilă, transmisiile armonice (fig. 16.62, b) pot avea elementul flexibil 3-5 fix sau rotitor. Transmisiile armonice pot proveni și din transmisiile planetare cu două roți centrale și satelit dublu (fig. 16.63, a și b).

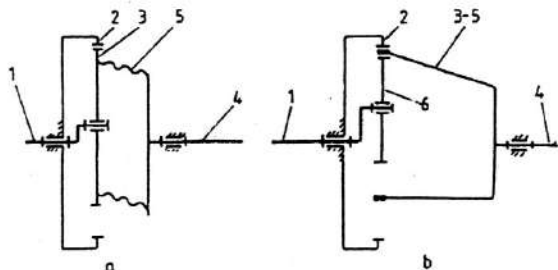


Fig. 16.62

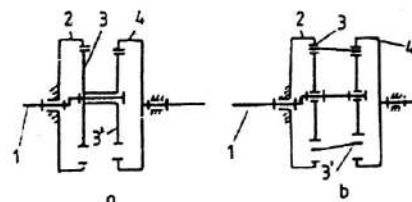


Fig. 16.63

Suprafețele active ale elementelor flexibil și rigid pot fi netede (*transmisii armonice cu fricțiune*), dințate (*transmisii armonice dințate – angrenajul armonic*), sau elicoidale (*transmisii armonice șurub – piuliță*).

Transmisiiile armonice se clasifică în corelație cu particularitățile cinematice și constructive. Ginzburg [21] propune, pentru simbolizarea diferitelor scheme de transmisii armonice, următoarele notații: F – element flexibil; RC – element rigid; H – generator. Astfel, transmisiiile din fig. 16.64, a și b se simbolizează F-C-H, iar cele din fig. 16.64, c, d și e, F-2C-H.

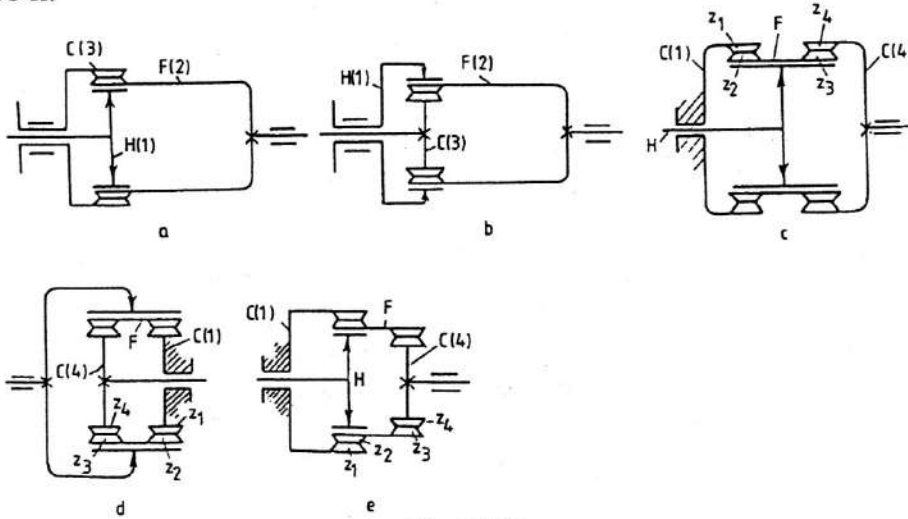


Fig. 16.64

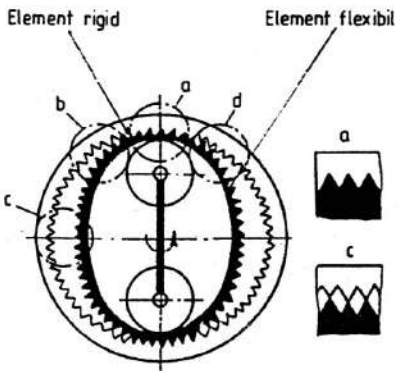


Fig. 16.65

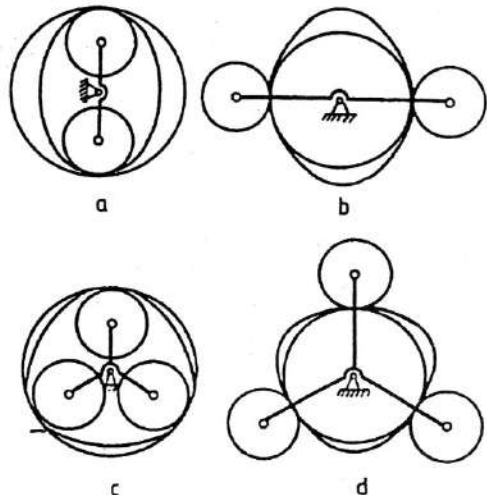


Fig. 16.66

Pentru transmisia armonică dințată din fig. 16.65, în care elementele flexibil f și rigid r pot avea dinți cu profil drept (triunghiular) sau evolventic cu modulul $m = 0,5 \dots 1,5$ mm, între numerele de dinți z_f și z_r există relația

$$z_r - z_f = nN, \quad (16.204)$$

unde N este numărul contactelor generator – element flexibil ($n = 1; 2; 3$; se recomandă: $n = 1$). Pentru transmisii de turații mici se pot utiliza generatoare simple ($N = 1$); pentru evitarea dezechilibrului sarcinii, realizarea unei sollicitări optime a elementelor transmisiei și asigurarea unor gabarite reduse se utilizează generatoare duble (fig. 16.66, *a* și *b*) sau triple (fig. 16.66, *c* și *d*).

Raportul de transmitere se determină cu relația

$$i = z_{f,r} / (z_{f,r} - z_{r,f}), \quad (16.205)$$

după cum elementul flexibil este mobil (rigid), respectiv cel rigid este fix (mobil).

În mod analog, în cazul transmisiei armonice cu fricțiune, raportul de transmitere, neglijând alunecarea elastică la contactul între elementele flexibil și rigid, se determină cu relația

$$i = d_{f,r} / (d_{f,r} - d_{r,f}), \quad (16.206)$$

unde $d_{f,r}$ sunt diametrele suprafețelor de rulare ale elementelor flexibil, respectiv rigid.

Relațiile (16.205) și (16.206) evidențiază faptul că, pentru realizarea unor rapoarte mari de transmitere, numerele de dinți ale elementelor flexibil și rigid trebuie să fie mari, cu diferențe mici între ele și cu moduli mici. Se pot obține astfel angrenaje armonice într-o treaptă cu rapoarte de transmitere $i = 50 \dots 150(300)$ și randament $\eta = 0,80 \dots 0,90$, respectiv în două trepte cu $i = 6\,400 \dots 25\,000(80\,000)$ și $\eta = 0,75 \dots 0,80$.

16.11.2.2. Aspecte constructive ale angrenajelor armonice Materiale

Elementele constructive de bază ale unui angrenaj armonic sunt elementul flexibil f și generatorul g , fiabilitatea acestora determinând, în mare măsură, performanțele funcționale ale transmisiilor (reductoare de turație – fig. 16.67). În fig. 16.68 și 16.69 sunt prezentate, schematic, forme constructive, respectiv sisteme de fixare a elementelor flexibile metalice utilizate la angrenajele armonice.

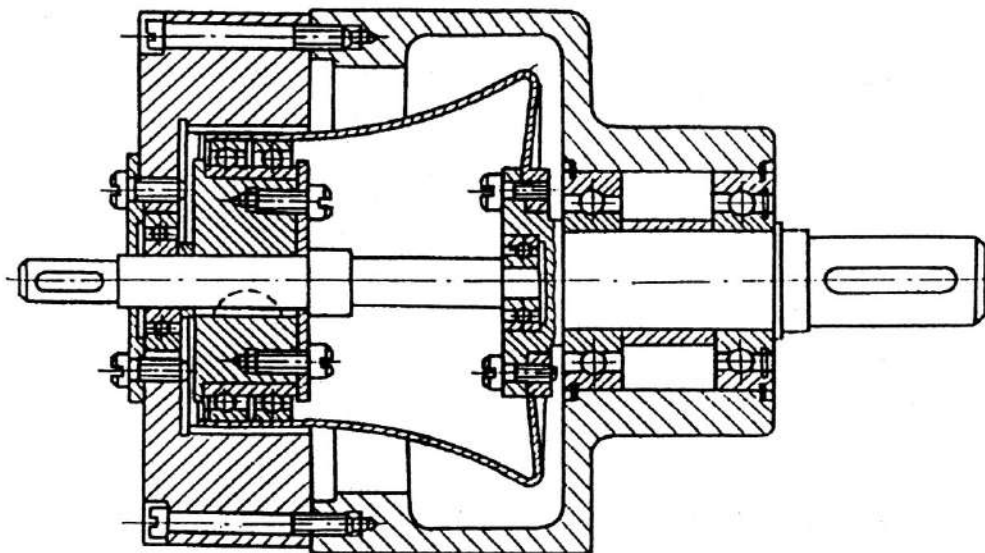


Fig. 16.67

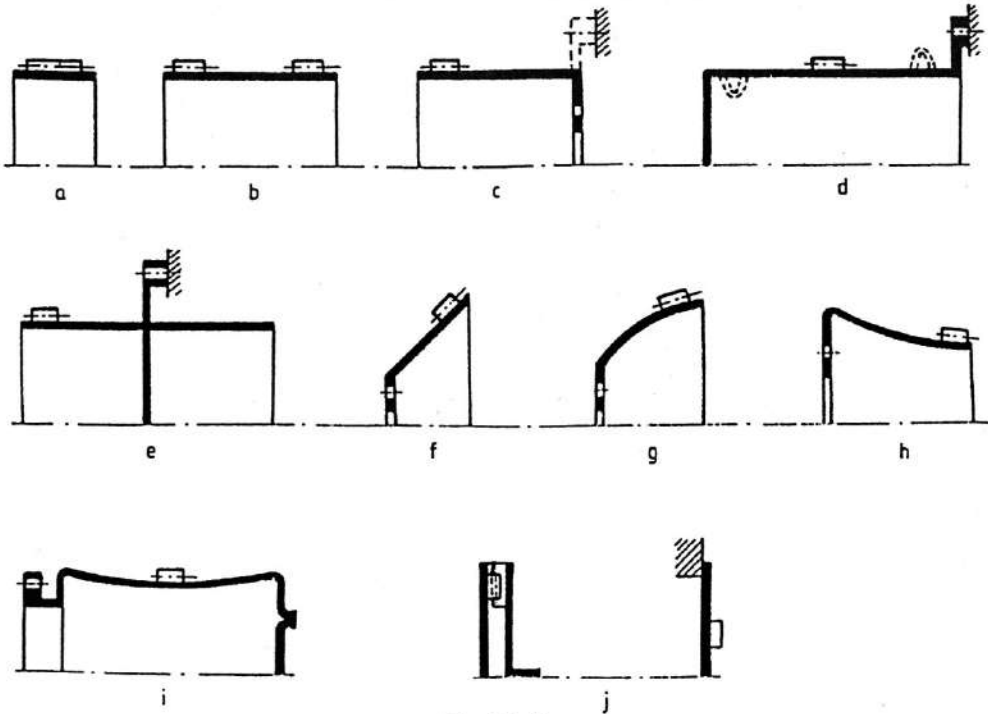


Fig. 16.68

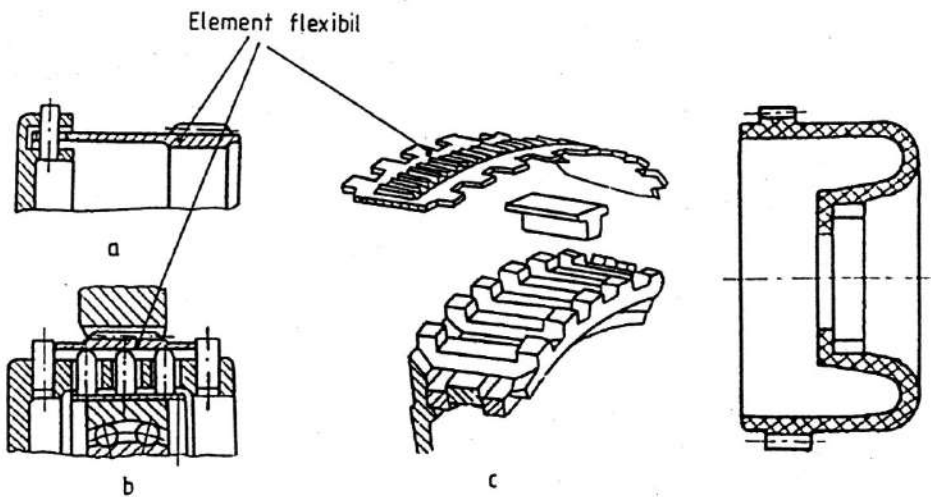


Fig. 16.69

Fig. 16.70

Materiallele metalice trebuie să prezinte proprietăți înalte de rezistență și elasticitate. Se utilizează oțeluri aliate de rulmenți, oțeluri pentru arcuri, oțeluri inoxidabile. În cazul funcționării în medii corosive se utilizează elemente flexibile din materiale plastice (fig. 16.70).

Pentru parametrii geometrici ai elementelor flexibile, considerate ca tuburi cu pereți subțiri, se pot utiliza următoarele recomandări:

1. Grosimea relativă a peretelui trebuie să respecte condiția

$$\delta/r_0 \leq 1/20, \quad (16.207)$$

în care δ și r_0 sunt grosimea peretelui, respectiv raza de curbură a suprafeței mediane a tubului; pentru elemente flexibile din oțel, grosimea relativă trebuie să se înscrie în limitele:

$$1/100 \leq \delta/r_0 \leq 1/40. \quad (16.208)$$

2. Pentru elemente flexibile dințate, înălțimea dinților trebuie să respecte condiția

$$h < 2\delta. \quad (16.209)$$

3. Lungimea relativă de lucru trebuie să se înscrie în limitele:

$$1/5 \leq r_0/L \leq 1, \quad (16.210)$$

pentru elemente flexibile sub formă de pahar cu fund (fig. 16.68, a);

$$1/5 \leq r_0/L \leq 1/2, 5(1/2), \quad (16.211)$$

pentru elemente flexibile etanșe;

$$L < 2,5(r_0\delta)^{0,5}, \quad (16.212)$$

pentru elemente flexibile sub formă de inele subțiri.

În corelație cu încărcările – forțele radiale din partea generatorului, forțele din angrenaj, presiunile interioară și exterioară, solicitările termice – elementele flexibile ale angrenajelor armonice sunt supuse unei stări complexe de tensiuni. Mai mult, multe din aceste sarcini sunt variabile în timp, ceea ce complică calculele de proiectare.

Forma constructivă a generatorului determină, în mare măsură, randamentul transmisiei, starea de tensiuni și profilul dinților din elementul flexibil, precizia cinematică, caracteristicile dinamice și fiabilitatea transmisiei.

Generatoarele pot fi mecanice, hidraulice sau pneumatice, electromagnetice.

Cele mai utilizate sunt generatoarele mecanice, care pot fi cu două role (duble) (v. fig. 16.66, a și b), cu trei role (triple) (v. fig. 16.66, c și d), cu patru role (fig. 16.71, a), cu role multiple (fig. 16.71, b), dublu cu discuri (fig. 16.71, c), cu camă cu frecare de alunecare sau de rostogolire (fig. 16.71, d), acesta din urmă fiind cel mai utilizat. Pentru transmisii de înaltă turație ($n = 15\ 000 \dots 50\ 000$ rot/min) se utilizează generatoare cu frecare de alunecare și ungere hidrodinamică în cupla generator - element flexibil.

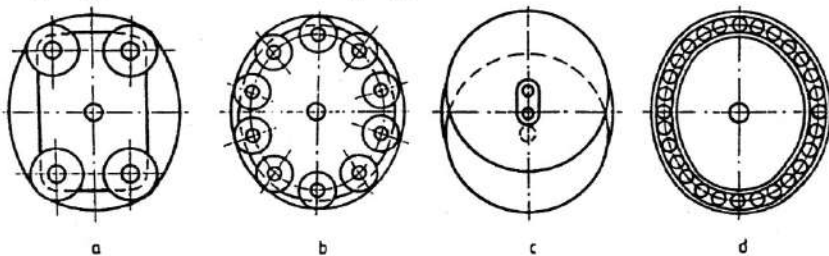


Fig. 16.71

Generatoarele hidraulice sau pneumatice se utilizează mai rar datorită complexității și insuficienței bazelor teoretice de calcul. În fig. 16.72 este prezentat un angrenaj armonic cu generator hidro – mecanic format din: pistoane, cilindru, canale de presiune, camera de presiune ridicată, corp, arbore distribuitor, cameră de presiune joasă.

Generatoarele electromagnetice (bobinele electromagnetice la angrenajul din fig. 16.73 alimentate consecutiv) deformează elementul flexibil printr-un câmp magnetic rotativ. Construcția mecanică se simplifică, pierderile mecanice și gabaritul angrenajului se reduc substanțial dar, din cauza pierderilor importante de putere electrică, randamentul este scăzut ($\eta \leq 0,15$).

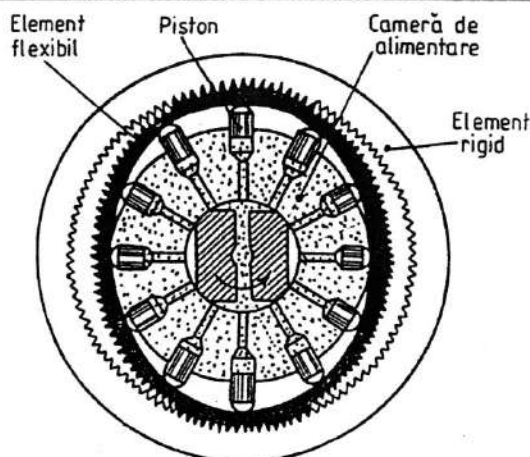


Fig. 16.72

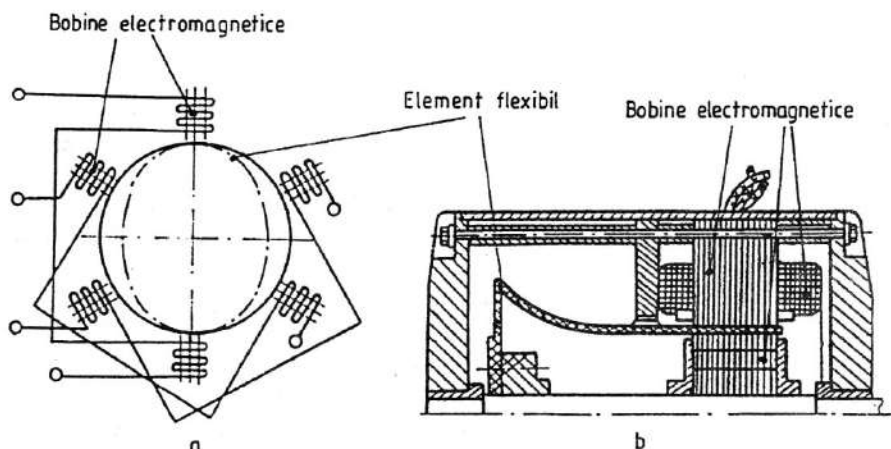


Fig. 16.73

16.11.2.3. Calculul de rezistență al angrenajelor armonice

Calculul de rezistență al angrenajelor armonice presupune parcurgerea, în principiu, a aceluiași etape ca la angrenajele evolventice: predimensionarea, dimensionarea, verificarea și proiectarea formei constructive a elementelor componente ale transmisiei.

16.11.2.3.1. Predimensionarea angrenajelor armonice. Predimensionarea angrenajelor armonice presupune, în primul rând, determinarea *diametrului mediu al roții flexibile* din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală de încovoiere cu relația

$$d_m = 16,5 \left[TEK_f K_i K_s / (i \sigma_{FP}^2) \right]^{1/3}, \quad (16.213)$$

în care: T este momentul de torsiune pe arborele cu turație mai mică (generatorul, în cazul reductoarelor); E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului; K_f – coeficient de formă al roții flexibile deformate stabilit în corelație cu profilul camei generatorului (uzual, $K_f = 1,6$); K_i – coeficient care consideră variația secțiunii coroanei dințate circulare la

roțile de tip “inel”, respectiv *efectul zonei de îmbinare a coroanei dințate cu butucul* la roțile de tip “pahar” sau “țevă” (uzual, $K_i = 1,5$); K_i – coeficient care ține seama de sistemul de aplicare a forțelor tangențiale în angrenaj ($K_i = 4 \dots 5$, în cazul utilizării unui generator cu camă, respectiv $K_i = 5 \dots 6$, pentru generator cu discuri; valorile mai mari sunt recomandate pentru roțile de tip “inel”); K_s – coeficient de suprasarcină ($K_s = 1,1 \dots 2$, pentru $T_{\max}/T = 1,2 \dots 3$); i – raportul de transmitere pentru cazul când generatorul este element condus; σ_{FP} – tensiunea admisibilă la oboseala de încovoiere exprimată de relația

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F \lim} K_{FN} / S_F, \quad (16.214)$$

$\sigma_{F \lim}$ fiind tensiunea limită la oboseala de încovoiere, K_{FN} – coeficientul numărului de cicluri de funcționare (tabelul 16.71) și S_F – factorul de siguranță (uzual $S_F = 2,5$).

Tabelul 16.71. Valori pentru coeficientul numărului de cicluri de funcționare K_{FN} la angrenajele armonice

$10^{-3} (n D_h)$	1	2,5	5	10	25
K_{FN}	1,15	1,05	1	0,9	0,8
Observație: n – turația arborelui generatorului [rot/min]; D_h – durata de funcționare [ore]					

În continuare se determină parametrii geometrici de bază:

1. *Grosimea peretelui porțiunii inelare (coroanei dințate) a roții flexibile*, cu relația

$$\delta_i = 23,8 \left[Mi K_i / (d_m E K_f) \right]^{0,5} \leq 0,016 d_m. \quad (16.215)$$

2. *Lungimea dinților*, cu relația

$$b_w = 10^3 MK_r K_H / (d_m^2 p_{ma}) \leq 0,2 d_m, \quad (16.216)$$

în care: K_r este coeficientul distribuției sarcinii pe dinți ($K_r = 12$, pentru generator cu camă, respectiv $K_r = 18$, pentru generator cu discuri); K_H – coeficientul distribuției sarcinii pe lungimea dinților (uzual, $K_H = 1,5$); p_{ma} – presiunea medie admisibilă pe cea mai solicitată pereche de dinți.

3. *Modulul dinților*, cu relația:

$$m = d_m / z_f, \quad (16.217)$$

care se rotunjește până la o valoare standardizată (v. tabelul 16.3).

4. *Diametrul interior al roții flexibile*, cu relația

$$d_i = d_m - 2\delta_i. \quad (16.218)$$

5. *Diametrului mediu recalculat al roții flexibile*, cu relația

$$d_m = m z_f - 2\delta_i - 2m (h_a^* + c^* - x_f), \quad (16.219)$$

sau cu relația

$$d_m = 2a_{w0} - d_{a0} - 2\delta_i, \quad (16.220)$$

după cum dinții sunt tăiați cu freza melc, respectiv cu scula tip roată, în care: h_a^* , c^* sunt coeficientul înălțimii capului dintelui ($h_a^* = 1$), respectiv coeficientul jocului de referință la capul dintelui ($c^* = 0,35$); x_f este coeficientul de deplasare a profilului dinților ($x_f = 0,05 \dots 0,2$); a_{w0} – distanța între axe a angrenajului de generare a danturii roții flexibile exprimată de relația

$$a_{w0} = m (z_f \pm z_0) (\cos \alpha) / (2 \cos \alpha_{w0}), \quad (16.221)$$

unde: z_0 este numărul de dinți ai sculei tip roată; α – unghiul profilului inițial al dinților ($\alpha = 20^\circ$); α_{w0} – unghiul de angrenare în timpul generării dinților, care se determină din relația

$$\operatorname{inv} \alpha_{w0} = 2 \tan \alpha (x_f \pm x_0) / (z_f \pm z_0) + \operatorname{inv} \alpha, \quad (16.222)$$

x_0 fiind coeficientul de deplasare al profilului dinților sculei tip roată dat de relația

$$x_0 = d_{a0}/2m - (z_0 + 2,7)/2, \quad (16.223)$$

cu d_{a0} diametrul de vârf al sculei tip roată ; în relațiile (16.221) și (16.222) semnul (+) este pentru angrenaje exterioare.

În cazul utilizării generatoarelor cu discuri, după determinarea modulului m se determină diametrul d_m .

16.11.2.3.2. Dimensionarea angrenajelor armonice. În corelație cu elementele stabilite la predimensionare, în etapa de dimensionare a angrenajelor armonice se determină:

1. *Coeficientul de deplasare a conturului de referință* la tăierea dinților pe roata flexibilă nedeformată, cu relația

$$x_c = x_f - (1 - 0,89c_d), \quad (16.224)$$

în care c_d este *coeficientul deplasării elastice a coroanei roții flexibile* ($c_d = 1 \dots 1,2$, cu valori mai mari pentru transmisii de puteri mari).

2. *Diametrele de cap* ale roții flexibile (f), respectiv sculei tip roată (0), cu relațiile

$$d_{af,0} = mz_{f,0} \mp 2m(c_{af,0} \mp x_{f,0} - 1); \quad (16.225)$$

unde $c_{af,0}$ sunt coeficienții micșorării diametrelor vârfurilor dinților pentru cele două roți ($c_{af,0} = c_{a0} = 0,3 \dots 0,5$, cu valori mai mici pentru transmisii de puteri mari).

3. *Diametrele de fund* ale roții flexibile, respectiv sculei tip roată, cu relațiile

$$d_{ff} = mz_f - 2m(h_a^* + c^* - x_f); \quad d_{f0} = 2a_{w0} + d_{a0} - 2mc_{a0}. \quad (16.226)$$

4. *Coeficientul deplasării conturului de referință al roții rigide* (cu dantură interioară) a angrenajului, cu relația

$$x_r = x_f + c_1\omega/m, \quad (16.227)$$

în care: c_1 este *coeficientul lungimii relative a roții flexibile* (tabelul 16.72); ω – *deplasarea elastică radială maximă a roții flexibile* dată de relația

$$\omega = mc_d(K_1 - K_2), \quad (16.228)$$

cu valori ale coeficienților $K_{1,2}$ în tabelul 16.73.

5. *Raza camei generatorului de unde* (în coordonate polare ρ - φ), cu relația

$$\rho = 0,5d_i - D + mc_d(K_1 \cos 2\varphi - K_2 \cos 6\varphi), \quad (16.229)$$

în care D este diametrul exterior al rulmentului.

Tabelul 16.72. Valori pentru coeficientul c_1 la angrenajele armonice

l/d_m	0,3	0,5	0,8	1	1,2
c_1	1	0,75	0,4	0,1	0

Observație: l – lungimea roții flexibile

Tabelul 16.73. Valori pentru coeficienții K_1 și K_2 pentru calculul profilului camei generatorului la angrenajele armonice

i	50	75	100	200	300	400
K_1	0,979	0,961	0,951	0,942	0,936	0,932
K_2	0,079	0,068	0,065	0,057	0,053	0,052

6. Excentricitatea generatorului de unde, cu relația

$$e = a'\omega, \quad (16.230)$$

în care $a' = 3,1 \dots 3,75$, cu valori mai mari pentru transmisii de putere mică.

7. Diametrul generatorului, cu relația

$$d_g = d_i - 2(e - \omega). \quad (16.231)$$

16.11.2.3.3. Verificarea angrenajelor armonice. Verificarea angrenajelor armonice se face, în primul rând, pentru elementul cel mai sollicitat: roata flexibilă. În acest sens, se calculează tensiunile normală și tangențială din secțiunea longitudinală și se compară cu valorile admisibile.

În timpul funcționării, în secțiunea longitudinală a roții flexibile, acționează:

1. Tensiunea normală de deformare a roții flexibile, exprimată de relația

$$\sigma_1 = 2K_f K_H E \omega \delta_i / d_m^2 = \alpha_1 \omega \delta_i / d_m^2, \quad (16.232)$$

cu valori α_1 în tabelul 16.74.

Tabelul 16.74. Valori pentru coeficientul α_1 la angrenajele armonice

Tipul generatorului	l/d_m				
	0,3 (inel)	0,5	0,8	1	1,2
	$\alpha_1 \cdot 10^{-4}$				
Generator cu camă	115	139	130	123	117
Generator cu discuri:					
$l/\omega = 3,1$	116	149	131	124	118
$l/\omega = 3,75$	95	115	107	102	95

2. Tensiunea normală datorită momentului de torsiune transmis, exprimată de relația

$$\sigma_2 = \alpha_2 T / (b_w \omega d_m^2 K_c), \quad (16.233)$$

în care α_2 este un coeficient care consideră modul de distribuție a sarcinii pe dinți și unghiul de angrenare a dinților (tabelul 16.75); K_c – coeficient care consideră influența tipului de susținere a generatorului și de rigidizare a dinților ($K_c = 1,6$, pentru generator cu camă și $K_c = 1,4$, pentru generator cu discuri).

Tabelul 16.75. Valori pentru coeficientul α_2 la angrenajele armonice

δ_i / d_m	i				
	50	75	100	200	400
	α_2				
0,016	34,1	30,8	25,2	22,8	21,0
0,013	54,4	49,8	38,4	36,2	33,1
0,010	87,6	78,2	61,1	56,9	54,1

3. Tensiunea tangențială de deformare a roții flexibile, exprimată de relația

$$\tau_1 = \alpha_3 \omega \delta_i^{0,5} / d_m^{0,5}, \quad (16.234)$$

cu valori α_3 în tabelul 16.76.

Tabelul 16.76. Valori pentru coeficientul α_3 la angrenajele armonice

δ_i / d_m	l / d_m				
	$\leq 0,3$ (inel)	0,5	0,8	1,0	1,2
	α_3				
0,016	1,4	15,2	13,5	12	10
0,013	1,2	13,3	11,3	10	8
0,010	0,7	10,7	9,3	10,8	6

4. Tensiunea tangențială generată de momentul de torsiune transmis, exprimată de relația

$$\tau_2 = 640TK_1K_f / (d_m^2 \delta_i) \quad (16.235)$$

Amplitudinile și valorile medii ale tensiunilor normale și tangențiale rezultante se determină considerând tensiunile de deformare variind după un ciclu alternant simetric, respectiv cele din torsiune după un ciclu pulsant.

16.12. Elemente constructive ale angrenajelor

Formele constructive ale roților dințate se adoptă în corelație cu elementele geometrice, tehnologia de fabricație și tratamentele aplicate, destinația și seria de fabricație.

Roțile dințate se pot executa monobloc cu arborele – *arbori pinion* (tabelul 16.77), în condițiile în care $d_f < 1,2 d$ sau $d_a < d + 6h$ – sau fixate pe arbore (tabelul 16.78; fig. 16.74 – 16.76). În cazul unor dimensiuni mari ale roților, $d_a \geq 400 \dots 500$ mm pentru angrenajele cilindrice și conice, respectiv $D_e \geq 200$ mm la angrenajele melcate, se recomandă, din considerente tehnologice și economice, utilizarea spițelor la îmbinarea între butuc și coroana dințată (angrenaje cilindrice și conice; fig. 16.77) sau execuția din două bucăți: butucul din fontă sau, mai rar, din oțel, iar coroana dințată din oțeluri aliate de îmbunătățire pentru angrenaje cilindrice și conice (fig. 16.78 și 16.79), respectiv din materiale antifricțiune (v. § 16.4) pentru angrenajele melcate (fig. 16.80 – 16.83).

Considerând notațiile din fig. 16.74 – 16.83, în tabelul 16.79 sunt date recomandări constructive pentru roțile dințate cilindrice, conice și melcate.

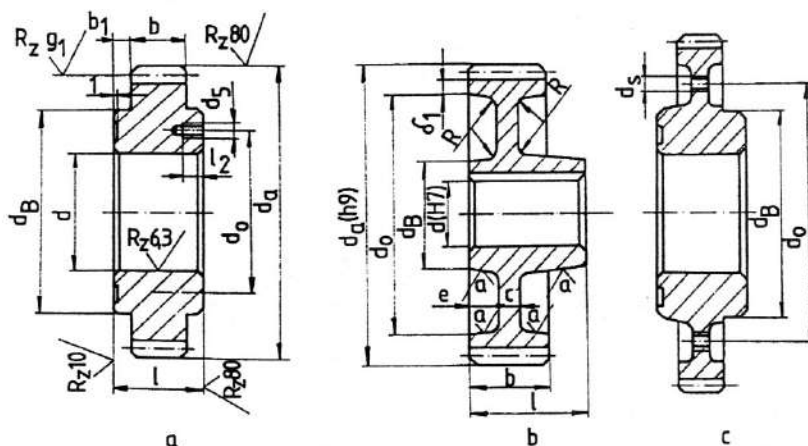


Fig. 16.74

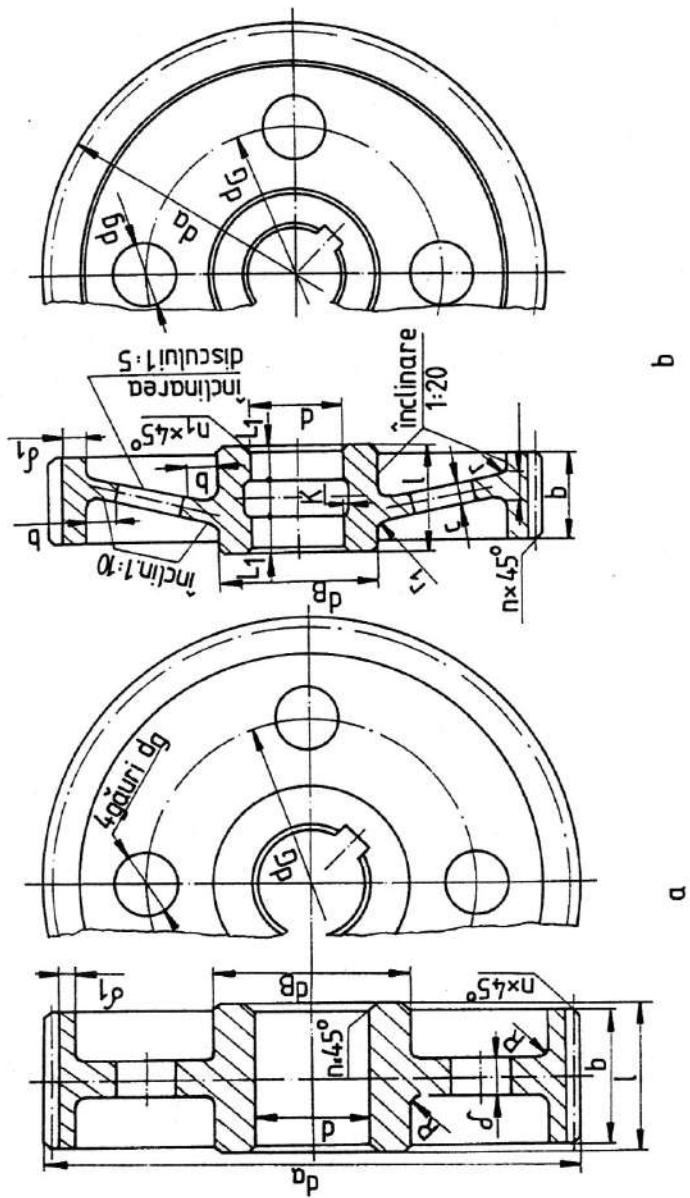


Fig. 16.75

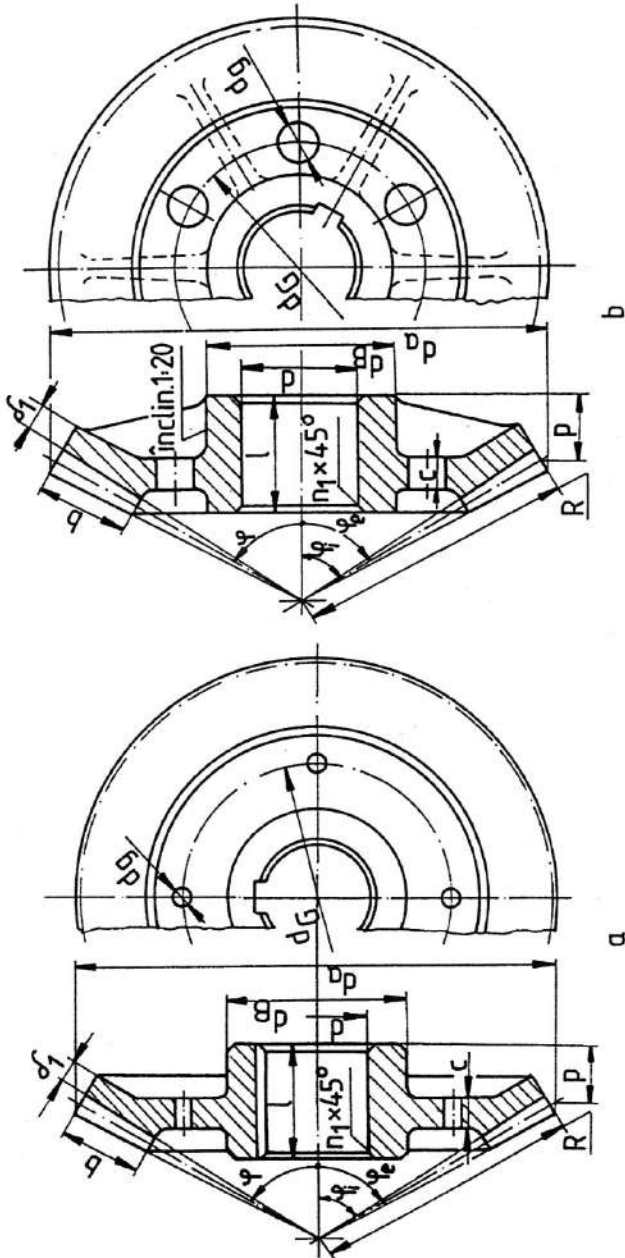


Fig. 16.76

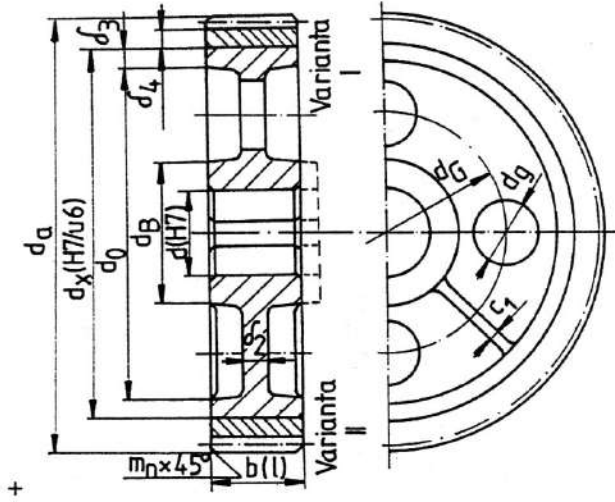


Fig. 16.78

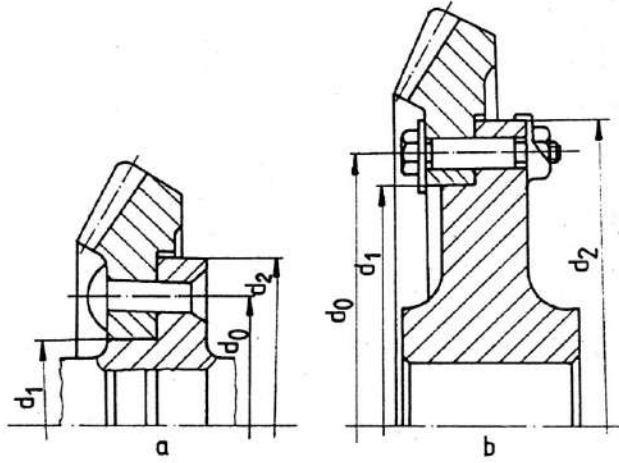


Fig. 16.79

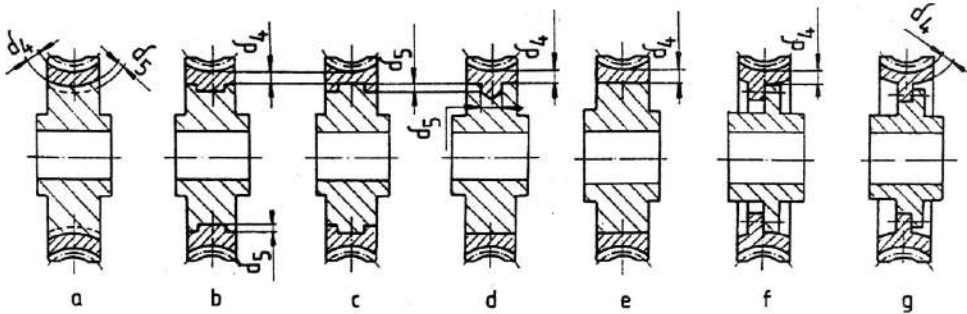


Fig. 16.80

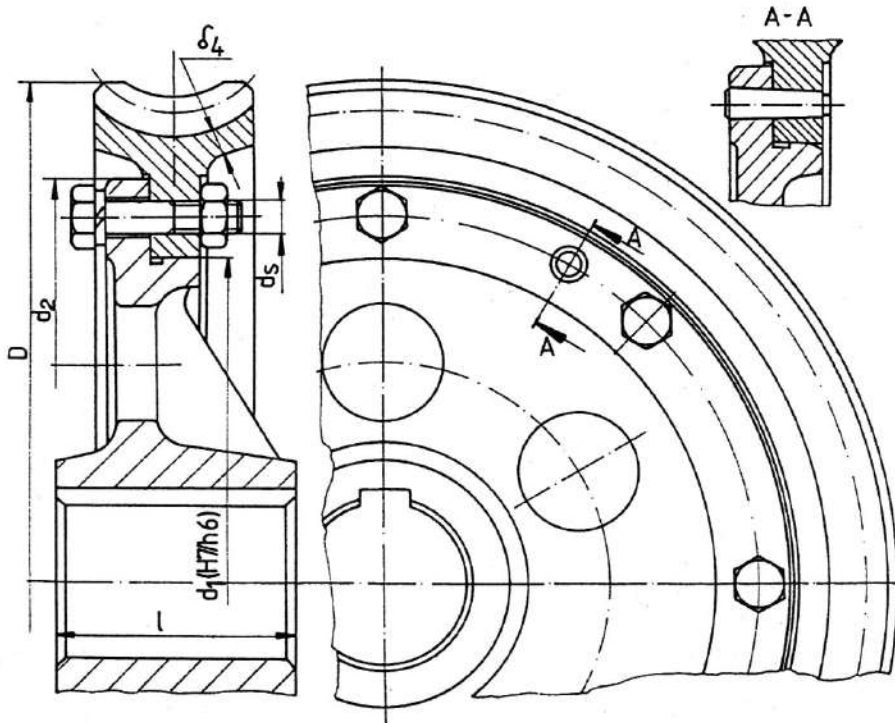


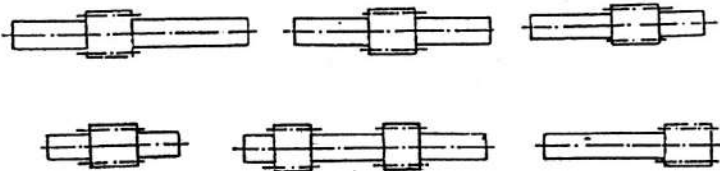
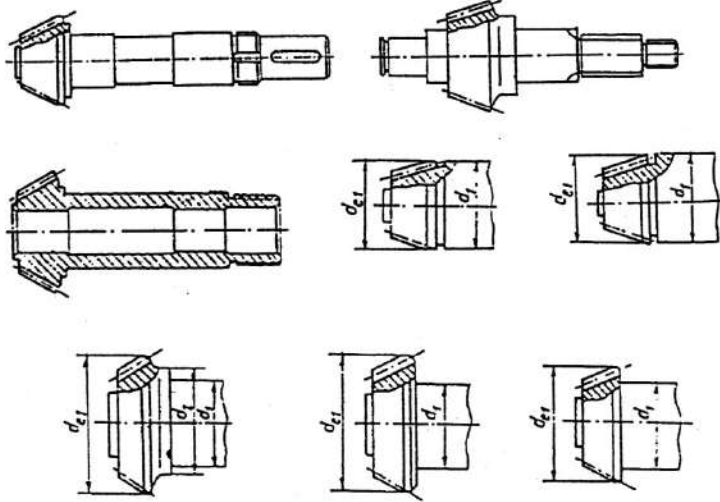
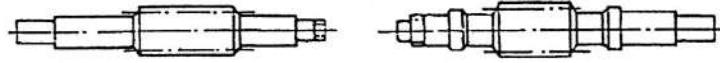
Fig. 16.83

Desenul de execuție al unei roți dințate este însoțit de un tabel, plasat în colțul din dreapta sus al formatului utilizat, cu referiri la:

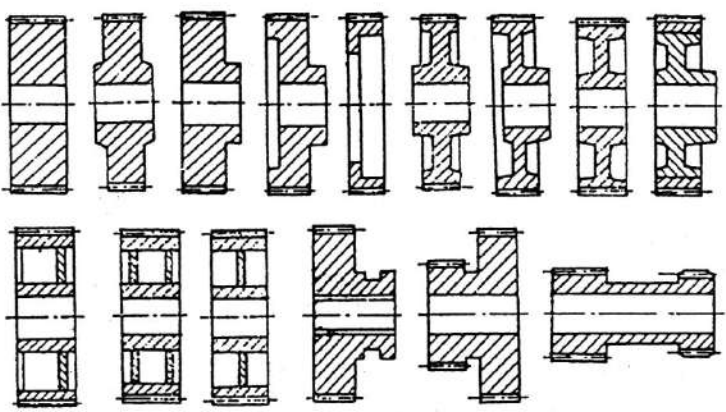
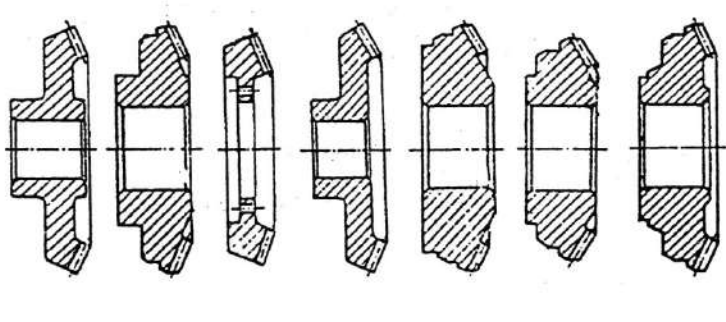
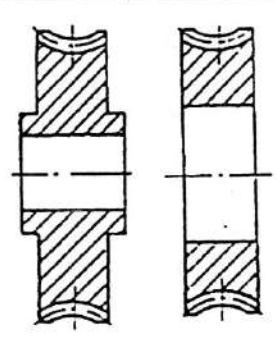
- parametrii principali ai danturii;
- elementele geometrice care definesc poziția profilului de referință;
- indicii de precizie;
- alte date informative în corelație cu tipul roților dințate.

Condițiile tehnice de pe desenul de execuție al roților dințate se referă la tratamentul termic aplicat, dezechilibre admise, tehnologii speciale de execuție etc.

Tabelul 16.77. Forme constructive pentru arbori pinion

Tipul angrenajului	Forma constructivă
Cilindric	
Conic	
Melcat	

Tabelul 16.78. Forme constructive pentru roți dințate fixate pe arbori

Tipul angrenajului	Forma constructiva
Cilindric	 <p>Technical drawings illustrating various constructive forms for cylindrical gears fixed on shafts. The drawings are arranged in two rows. The top row shows nine different cross-sectional views of gears with various hub and shaft connection details. The bottom row shows six more cross-sectional views, including some with internal features like keyways or specific hub profiles.</p>
Conic	 <p>Technical drawings illustrating various constructive forms for conical gears fixed on shafts. The drawings show seven different cross-sectional views of bevel gears with various hub and shaft connection details.</p>
Melcat	 <p>Technical drawings illustrating various constructive forms for worm gears fixed on shafts. The drawings show two different cross-sectional views of worm gears with various hub and shaft connection details.</p>

Tabelul 16.79. Elemente constructive pentru roți dințate

Poz.	Denumirea elementului	Simbol	Relații de calcul. Recomandări
1	Diametrul alezajului butucului	d	Se adoptă în corelație cu diametrul tronsonului de arbore pe care se montează pentru realizarea unui ajustaj impus
2	Diametrul butucului	d_B	$d_B = (1,5 \dots 1,6) d$ – roți cilindrice și conice din oțel, respectiv $d_B = 1,8 d$ – roți din fontă $d_B = 1,6 d$ – roți melcate $d_B = d + 8h$ ($5h$) – roți din două bucăți
3	Lungimea butucului	l	$l = (1 \dots 1,5) d$ – îmbinare arbore – butuc prin pană; $l = (0,8 \dots 1,4) d$ – îmbinare arbore – butuc prin caneluri
4	Grosimea coroanei dințate (obezii)	δ_1	$\delta_1 = (1,8 \dots 4) m$, pentru $m_t = 1 \dots 10$ – roți cilindrice și conice $\delta_1 \geq 2m_t$ – roți melcate
5	Grosimea discului de îmbinare butuc – coroană dințată	δ_2	$\delta_2 = (1 \dots 1,2) \delta_1$ sau $\delta_2 = (0,25 \dots 0,3)b$; $\delta_2 = 1,6 \delta_1$ – pentru roți din două bucăți
6	Grosimea obezii (roți din două bucăți)	δ_3	$\delta_3 = (0,8 \dots 1,4)(d_{1,2} / 80 + 18 \text{ mm})$ sau $\delta_3 = (1 \dots 1,2) \delta_1$ – roți cilindrice și conice $\delta_3 = 3m_t$ – roți melcate
7	Grosimea coroanei dințate (roți din două bucăți)	δ_4	$\delta_4 = (1,8 \dots 4) m$, pentru $m_t = 1 \dots 10$ – roți cilindrice și conice $\delta_4 \geq 2m_t$ – roți melcate ($\delta_5 = 0,1b_2$; $\delta_5 = 0,4b_2$)
8	Diametrul găurilor, respectiv al centrelor găurilor din discul de îmbinare butuc – coroană dințată	$d_f; d_G$	$d_f = 0,4 (d_0 - d_B)$; $d_G = 0,5 (d_0 + d_B)$, unde d_0 este diametrul obezii
9	Forme constructive și dimensiuni ale secțiunilor spițelor de îmbinare butuc – coroană dințată	–	Pentru formele constructive ale secțiunilor de spițe din fig. 16.77 (roți din oțel sau fontă) se recomandă: $H = (8 \dots 10) m$; $h = (6 \dots 8) m$; $S = (1,5 \dots 2) m$

Tabelul 16.79 (continuare)

Poz.	Denumirea elementului	Simbol	Relații de calcul. Recomandări
10	Numărul și secțiunea spițelor de îmbinare butuc – coroană dințată	i $A_{necesară}$	<p>Se pot determina după următoarea metodologic:</p> <p>1. Se adoptă numărul de spițe $i = (0,14 \dots 0,17) d_{1,2}^{0,5}$, iar secțiunea necesară a spițelor, din condiția de rezistență la forfecare, $A_{1, necesară} = 2P / (\tau_{at} \cdot d_B \cdot i \cdot \omega)$, unde P este puterea pe arbore, τ_{at}, tensiunea admisibilă la torsiune a materialului spițelor, iar ω, viteza unghiulară.</p> <p>2. Se adoptă numărul de spițe $i = (f \cdot d_{1,2})^{0,5}$ ($f = 0,021 \text{ mm}^{-1}$ – fără joc radial și $f = 0,0156 \text{ mm}^{-1}$ – cu joc radial), iar secțiunea necesară a spițelor $A_{2, necesar}$ se determină din condiția de rezistență la încovoire în corelație cu modulul de rezistență necesar $W_{necesar} = 4F_t \cdot y / (\sigma_{at} \cdot i)$, unde F_t este forța tangențială, y – brațul forței tangențiale iar σ_{at} – tensiunea admisibilă la încovoire a materialului spiței.</p> <p>3. Secțiunea finală: $A_{necesară} = \max. (A_1, A_2)$.</p> <p>$d_s = m + 2$ sau $d_s = (0,3 \dots 0,4) \delta_1$ pentru diametre $d_s \geq M10$ (v. fig. 16.79, 16.82 și 16.83)</p>
11	Diametrul șurubului (știftului filetat)	d_s	
12	Lungimea șurubului (știftului filetat)	l_s	$l_s = 2,5 \cdot d_s$
13	Numărul de șuruburi (știfturi filetate)	n	<p>În general, $n = 3 \dots 8$. Pentru construcții ca cea din fig. 16.7 se recomandă:</p> <p>$n = 6$ pentru $d_{o1} < 100$ sau $d_{o1} = 105 \dots 150$ și $d_s = M5, M6$</p> <p>$n = 8$ pentru $d_{o1} = 155 \dots 240$ sau $d_{o1} < 245 \dots 380$ și $d_s = M8, M10$</p> <p>$n = 12$ pentru $d_{o1} < 385 \dots 600$ și $d_s = M12$</p> <p>$n = 16$ pentru $d_{o1} > 610$ și $d_s = M5$</p>
14	Diametrul exterior al roții melcate	D	$D = d_{a2} + 2m_s$, pentru $z_1 = 1$; $D = d_{a2} + 1,5m_s$, pentru $z_1 = 2 \dots 3$; $D = d_{a2} + m_s$, pentru $z_1 = 4$

Bibliografie

1. **Alexandru, I. ș.a.** *Alegerea și utilizarea materialelor metalice*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1998.
2. **Antal, A. ș.a.** *Reductoare*. Cluj – Napoca, Editura Universității Tehnice, 1994
3. **Anuriev, V. I.** *Spravočnic konstruktora – masinostroitelea*. Vol. I, Moscova, Masinostroenie, 1992.
4. **Bostan, I. A.** *Zateplenie dlea pretessionah peredaci*. Chișinău, Editura Știința, 1988.
5. **Bostan, I. A.** *Pretessionae peredaci mnogoparnam zatepleniem*. Chișinău, Editura Știința, 1992.
6. **Bostan, I. A., Dulgheru, V.** *Pretessionaia ghermeticinaia peredacia*. Chișinău, B.I. 1180592. I. cl. F16H1/32, Bul. nr. 35, 1985.
7. **Bostan, I. A., Dulgheru, V.** *Pretessionaia ghermeticinaia peredacia*. Chișinău, B.I. 1272033. I. cl. F16.H1/32, Bul. nr. 43, 1986.
8. **Bostan, I. A., Dulgheru, V.** *Planetarnaia pretessionnaia peredacia*. Chișinău, B.I. 1409804. I. cl. F16H37/02, Bul. nr. 33, 1988.
9. **Bostan, I. A., Dulgheru, V.** *Planetarnai pretessionnai reductor*. Chișinău, B.I. 1481539. I. cl. F16H1/32, Bul. nr. 19, 1989.
10. **Bostan, I. A., Dulgheru, V.** *Planetarnaia pretessionnaia peredacia*. Chișinău, B.I. 1714249. I. cl. F16H1/32, Bul. nr. 7, 1992.
11. **Bolos, V.** *Angrenaje melcate spiroide*. Târgu Mureș, Editura Universității “Petru Maior”, 1999.
12. **Chișiu, Al. ș.a.** *Organe de mașini*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
13. **Crețu, S. Sp., Hagi, G. D. ș.a.** *Proiectarea angrenajelor*. Iași, Editura Universității Tehnice ‘Gh. Asachi’, 1992.
14. **Crudu, I. ș.a.** *Reductoare cu roți dințate. Atlas*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
15. **Decker, K. H.** *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
16. **Gafițanu, M. ș.a.** *Vibrații și zgomote*. Iași, Editura Junimea, 1980.
17. **Gafițanu, M. ș.a.** *Organe de mașini*. Vol.II, București, Editura Tehnică, 1983.
18. **Gafițanu, M. ș.a.** *Angrenaje. Îndrumar de proiectare*. Iași, Editura Universității Tehnice ‘Gh. Asachi’, 1985.
19. **Gafițanu, M. ș.a.** *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*. București, Editura Tehnic, 1990.
20. **Gafițanu, M. ș.a.** *Organe de mașini*. Vol. I, București, Editura Tehnică, 1999.
21. **Ghinzburg, E. G.** *Volnovye zubciatye peredaci*. Leningrad, Masinostroenie, 1969.
22. **Hostiuc, L. ș.a.** *Reductoare cu roți dințate. Atlas*. Iași, Editura Universității Tehnice ‘Gh. Asachi’, 1980.
23. **Jula, A. ș.a.** *Proiectarea angrenajelor evolventice*. Craiova, Editura ‘Scrisul Românesc’, 1989.
24. **Kudreavțev, V. N.** *Planetarnye peredaci*. Leningrad, Masinostroenie, 1977.
25. **Niemann, G., Winter, H.** *Maschinenelemente*. Berlin, Springer Verlag, 1983.

26. **Rădulescu, Gh., Rozsa, F., Muntean, C.** *Metoda generală pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor paralele cilindrice exterioare și interioare, cu dantură dreaptă și înclinată.* București, Contract TS 40 – ICTCM, 1979.
27. **Rădulescu, Gh., Rozsa, F., Muntean, C.** *Metoda generală pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor conice, cu dantură dreaptă și curbă.* București, Contract ICTCM, 1980.
28. **Rădulescu, Gh.** *Organe de mașini. Angrenaje cilindrice. Vol.II,* București, Editura Universității București, 1986.
29. **Rădulescu, Gh. ș.a.** *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini. Vol.III,* București, Editura Tehnică, 1986.
30. **Rudenco, V. N.** *Planetarnye i volnovye peredaci. Alibom constructii.* Moscova, Mașinostroenie, 1980.

17

TRANSMISII PRIN CURELE

17.1. Generalități, clasificare

Transmisia prin curea este o transmisie cu element intermediar flexibil și elastic. Acest tip de transmisie funcționează prin:

– efecte de frecare, la nivelul contactului dintre roțile de curea și curea, în urma întinderii (prentensionării) acesteia, respectiv apăsării ei pe roți (curea lată, bandă metalică netedă, curea trapezoidală, POLY-V, curea cu profil rotund);

– efecte de angrenare între cureaua dințată sau banda perforată sau profilată și roțile de curea profilate corespunzător.

Aplicațiile sunt numeroase: transmisii de putere, transmisii de mișcare (putere redusă), benzi transportoare, transmisii cu bandă-sculă (industria lemnului) etc.

Transmisia prin frecare cu element flexibil este cunoscută din antichitate. Este menționată și în scrierile Renașterii și a cunoscut o dezvoltare continuă prin materiale, forme, diversitate constructivă și funcțională și utilizări. Performanțe și alte elemente de comparative sunt indicate în tabelele 17.1 și 17.2.

Tabelul 17.1. Caracteristici și performanțe generale pentru transmisiile prin curele

Caracteristici și performanțe	Tipul curelei			
	Lată	Trapezoidală	POLY-V	Dințată
Transmisie	Frecare	Frecare	Frecare	Angrenare
Putere limită, kW	5000	3000	3000	1000
Turație limită, rot/min	130000	10000	12500	20000
Viteză periferică maximă, m/s	> 20	100	200	200
Suprasarcină	Patinare	Patinare	Patinare	Deplasare în pași
Sarcina pe arbori	$(1,5 \dots 1,8) F_u$	$1,3 F_u$	$1,3 F_u$	F_u
Randament, %	98	96	96	98
Raport de transmitere	$\geq 1/12$	$\geq 1/12$	$\geq 1/35$	$\geq 1/10$
Temperatură, °C	- 50 ... 100	- 35 ... 80	- 35 ... 80	- 35 ... 100
Abateri de la distanța între axe, pentru montaj	$(0,005 \dots 0,016)L$	$0,015 L$	$0,015 L$	$(1 \dots 2,5) t$

S-au notat: F_u – forța utilă de transmis; L – lungimea curelei; t – pasul curelei dințate

Avantajele generale ale acestor transmisii sunt: funcționare silențioasă, fără efecte dinamice notabile, cu preluarea și amortizarea șocurilor și a suprasarcinilor de scurtă durată; construcție simplă, costuri reduse, fără pretenții deosebite de precizie, carcasă, ungere, evacuare de caldură; greutate redusă.

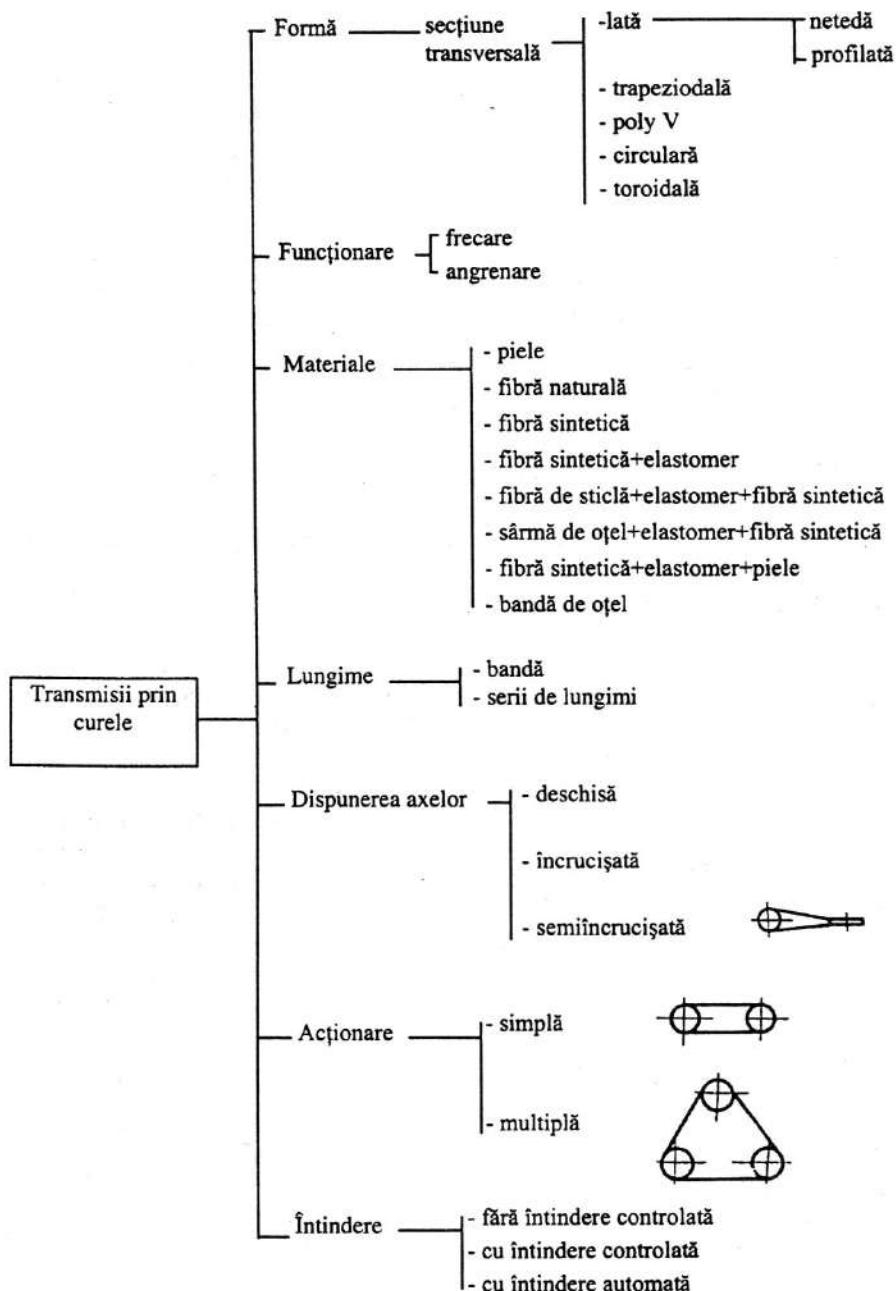


Fig. 17.1

Dezavantajele sunt: gabaritul de ansamblu; încărcarea lagărelor: (1,2...2,5) din forța utilă de transmis; alunecarea relativă ($\leq 2\%$), cu excepția transmisiilor care lucrează prin

Tabelul 17.2. Mărimi caracteristice pentru diferite materiale și structuri de curea lată

Curea/strat de rezistență	Strat de rulare	E MPa	E_i MPa	σ_r MPa	σ_a MPa	s mm	b mm	ρ kg/dm ³	μ	(s/d_1) max	f_{max} m/s	v_{max} m/s	T_a °C	Φ_0
Piele standard	-	200-300	50-90 ⁽¹⁾	2,5	3,9	3-20	20-180	1	$0,3+v/100^2$	1/30	5	25	35	0,4
Piele flexibilă	-	250-400	30-70 ⁽¹⁾	30	4,4	3-20	20-180	0,9		1/20	2,5	40	70	...
Țesătură-un strat PA sau PE ⁽³⁾	Cauciuc sintetic sau PU ⁽³⁾	350-1200	50	50-60	3,3-5,4	0,5-1,5	10-50	1,1-1,4	0,5	1/30	10-50	80	20-100	
Țesătură/mulți straturi B, PA, sau PE ⁽³⁾	Cauciuc sintetic	500-1500	50	45-60	3,3-5,4	(3...7) \times (0,5...1) ⁽⁴⁾	1050	1,1-1,4	0,5	1/30	10-20	20-50	20-100	B 0,6
Compound Fibră PA sau PE ⁽³⁾ în cauciuc sintetic sau PU ⁽³⁾	Cauciuc sintetic sau PU ⁽³⁾	600-700	60	220-260	5-12	1,5-3,3	500	1,1-1,4	0,75	1/125-1/40	100	60-120	20-100	0,19- 0,37
Compound Bandă PA ⁽³⁾ pretenționată	Piele (crom)	500-600	50	180-200	4-10	1,7-8,2	500	1,1-1,4	v. curelele piele	1/100-1/30	100	60-120	20-100	0,19
	Cauciuc sintetic sau PU ⁽³⁾	500-600	50	180-220	4-10	1,5-3,3	500	1,1-1,4	0,75	1/125-1/40	100	80	20-100	
	Piele (crom)	400-500	40	140-180	3-8	1,7-8,2	1200	1,1-1,4	v. curelele piele	1/100-1/3	100	80	20-100	
Bandă din oțel	Oțel	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	1500	300-30	0,6-1,1	20-250	7,8	0,25	1/1000	45	50		

1) Valoarea superioară pentru $s \approx 20$ mm, inferioară pentru $s \approx 3$ mm.

2) Pentru partea dinspre pâr; pentru partea dinspre carne $\mu = 0,2 + v/100$.

3) PA – poliamidă, PE – policlister, PU – poliuretanic, B – bumbac.

4) (3...7) – numărul de straturi.

S-au notat: E, E_i – modulul de elasticitate la tracțiune, respectiv încovoire; $\sigma_{r,a}$ – tensiunea de rupere, respectiv admisibilă; s – grosimea curelei; b – lățimea curelei; ρ – densitatea; μ – coeficientul de frecare; d_1 – diametrul roții mici de curea; f_{max} – frecvența maximă de îndoiri; v_{max} – viteza periferică maximă; T_a – temperatura admisibilă de funcționare; Φ_0 – coeficientul de utilizare optimă

angrenare; sensibilitatea la caldură și agenți chimici, cu excepția transmisiilor prin bandă metalică; influențe numeroase asupra deformabilității și frecării (ulei, temperatură, umiditate, reziduuri, efecte electrostatice), implicit asupra raportului de transmitere.

Clasificarea transmisiilor prin curele este prezentată în fig. 17.1.

În afară de formele "clasice" din fig. 17.2, *a, b, d, f, g, j, k*, curelele pot prezenta și variante: curea trapezoidală dințată (*e*), curea trapezoidală perforată (*c*), curea dublu trapezoidală (*h*), curea trapezoidală dințată exterior (*i*), curea dințată cu diferite forme de profil pentru dinți (*l*); formele pentru banda metalică sunt prea simple pentru a fi reprezentate.

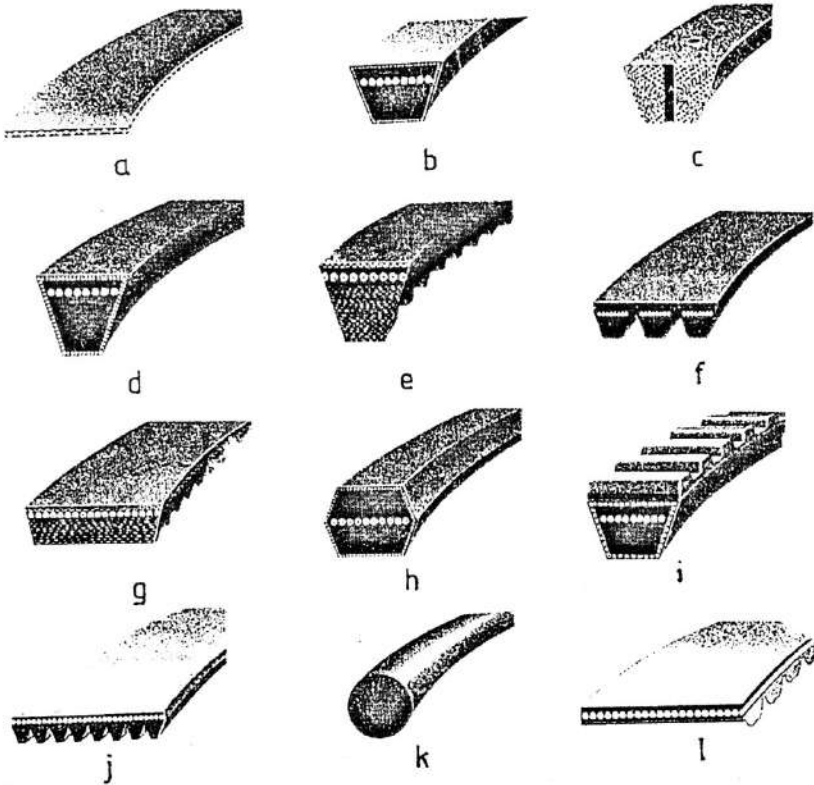


Fig. 17.2

17.2. Materiale

Structurile compacte apar în cazul curelelor late: piele, elastomeri, oțel, cu destinații relativ limitate. Soluțiile preferate se îndreaptă către structuri complexe sau multistrat ca în fig. 17.3, unde: 1 este strat de uzare (elastomer poliuretanic, siliconic, policloroprenic, textură din fibre poliamidice, piele); 2 – strat de rezistență (benzi portante din poliamidă, fibre de bumbac, poliesterice, aramidă, sticlă etc.); 3 – strat de protecție (fibre poliamidice, elastomeri, piele).

Aceeași structură complexă este folosită și pentru alte tipuri de curele, de exemplu, la curele trapezoidale dințate (fig. 17.4). În fig. 17.4, *a* este prezentată o curea trapezoidală, unde: 1 este structura texturată din fibre sintetice; 2 – structura de rezistență (fibre de bumbac, poliesteri, poliamidă); 3 – elastomer. În fig. 17.4, *b* este prezentată o curea trapezoidală fără

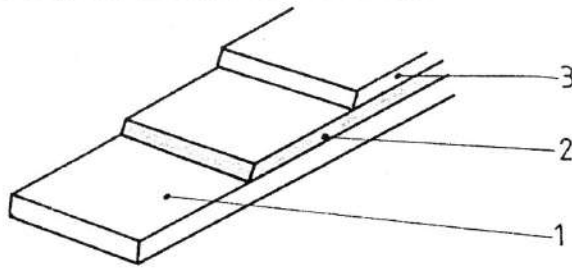


Fig. 17.3

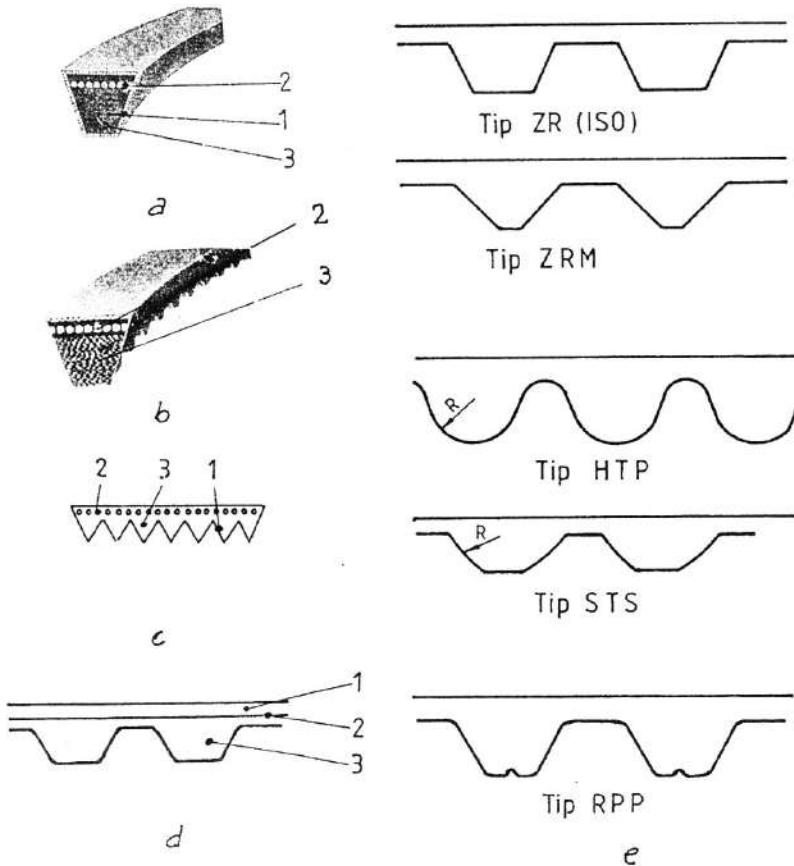


Fig. 17.4

înveliș pe flancuri, unde 2 este strat de rezistență (fibră de bumbac, poliamidă, poliesteri), iar 3 – straturi texturate. În fig. 17.4, *c* este prezentată o curea POLY V, 1 fiind structură texturată sau elastomer compact; 2 – structura de rezistență (fibră de bumbac, poliamidă, poliesteri); 3 – elastomer. În fig. 17.4, *d* este prezentată o curea dințată: 1 – strat de protecție, texturat, fibră de poliamidă sau poliesteri; 2 – structura de rezistență (fibră sintetică poliamidă sau poliesteri, aramidă, sârmă de oțel, fibră de sticlă); 3 – elastomer (poliuretanic, policloroprenic, siliconic). În fig. 17.4, *e* sunt prezentate diferite forme de profil pentru curele dințate.

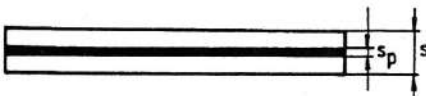
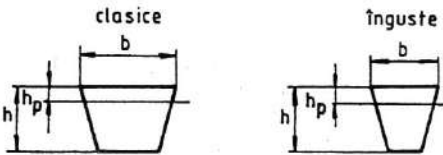
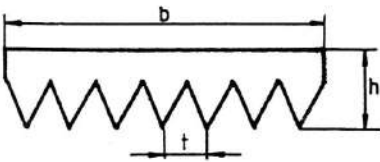
Alegerea soluției de detaliu, respectiv materiale, formă și dimensiuni, depinde de destinație, performanțele necesare, puterea transmisă, viteza limită, dar și de încărcarea pe arbori și costurile specifice. În mod obișnuit, firmele producătoare (ATLANTA, BANDO, BRECO, BELT TECHNOLOGIES, CONTINENTAL, GATES, HILGER & KERN, KLEBER, LENZE, MULCO, NSW, OPTIBELT, PIRELLI, SECAFLEX, SIEGLING, UNIROYAL) oferă într-o manieră accesibilă toate aceste detalii.

17.3. Elemente geometrice și cinematice

17.3.1. Geometria curelei

Elementele geometrice și dimensionale semnificative ale diferitelor tipuri de curele sunt indicate în tabelul 17.3.

Tabelul 17.3. Elementele geometrice ale curelelor

Curele late	Curele trapezoidale																																									
 <p> s – grosimea curelei, mm; s_p – grosimea structurii de rezistență, mm; b – lățimea curelei, mm; L_i – lungimea interioară, mm; L – lungimea medie, mm; $L = L_i + \pi s$ </p>	 <p> h – grosimea totală, mm; h_p – grosimea medie, mm; L_i – lungimea interioară, mm; L – lungimea medie, mm; $L = L_i + 2,4 b$ </p>																																									
<p>Curele POLY V</p>  <p> h – înălțimea, mm; b – lățimea, mm; t – pasul de profil, mm; L_b – lungimea medie, mm; Z – numărul de profiluri pe lățime </p>	<table border="1" data-bbox="633 1062 1126 1403"> <thead> <tr> <th colspan="2">Clasice</th> <th colspan="2">Înguste</th> </tr> <tr> <td colspan="2">$b / h = 1,6$</td> <td colspan="2">$b / h = 1,25$</td> </tr> <tr> <th>Profil ISO 4184*</th> <th>b</th> <th>Profil DIN 7753T1</th> <th>b</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Y</td> <td>6</td> <td>SPZ</td> <td>9,7</td> </tr> <tr> <td>Z</td> <td>10</td> <td>SPA</td> <td>12,7</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>13</td> <td>SPB</td> <td>18,3</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>17</td> <td>SPC</td> <td>22,0</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>22</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>32</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>E</td> <td>40</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>* Profiluri preferate</p>		Clasice		Înguste		$b / h = 1,6$		$b / h = 1,25$		Profil ISO 4184*	b	Profil DIN 7753T1	b	Y	6	SPZ	9,7	Z	10	SPA	12,7	A	13	SPB	18,3	B	17	SPC	22,0	C	22			D	32			E	40		
Clasice		Înguste																																								
$b / h = 1,6$		$b / h = 1,25$																																								
Profil ISO 4184*	b	Profil DIN 7753T1	b																																							
Y	6	SPZ	9,7																																							
Z	10	SPA	12,7																																							
A	13	SPB	18,3																																							
B	17	SPC	22,0																																							
C	22																																									
D	32																																									
E	40																																									
<table border="1" data-bbox="136 1462 627 1645"> <thead> <tr> <th>Profil</th> <th>h</th> <th>t</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>PH</td> <td>3</td> <td>1,60</td> </tr> <tr> <td>PJ</td> <td>4</td> <td>2,34</td> </tr> <tr> <td>PK</td> <td>6</td> <td>3,56</td> </tr> <tr> <td>PL</td> <td>10</td> <td>4,70</td> </tr> <tr> <td>PM</td> <td>17</td> <td>9,40</td> </tr> </tbody> </table>	Profil	h	t	PH	3	1,60	PJ	4	2,34	PK	6	3,56	PL	10	4,70	PM	17	9,40																								
Profil	h	t																																								
PH	3	1,60																																								
PJ	4	2,34																																								
PK	6	3,56																																								
PL	10	4,70																																								
PM	17	9,40																																								

Tabelul 17.3 (continuare)

Curele dinate

Profil trapezoidal ISO 5296		Profil arc de cerc -	
Profil	t , mm	Profil	t , mm
MXL	2,032	2M	2
XL	5,080	3M	3
L	9,525	5M	5
H	12,700	8M	8
XH	22,225	14M	14
XXH	31,750	20M	20

h_s – grosimea totală, mm;
 h_t – înălțimea dintelui, mm;
 t – pasul danturii, mm;
 b – lățimea curelei, mm;
 h – distanța față de structura de rezistență, mm
 Geometria curelelor dinate prezintă variante

17.3.2. Geometria roților de curea

17.3.2.1. Roți pentru curele late

Principalele dimensiuni ale roților pentru curele late sunt indicate în SR ISO 22:1998, pentru două forme: cilindrică (fig. 17.5, a) și bombată (fig. 17.5, b). Bombamentul intervine favorabil în centrarea curelei pe roți.

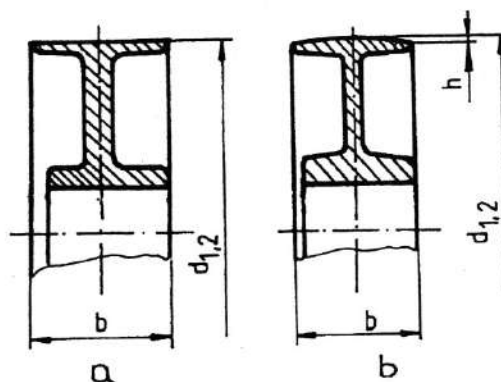


Fig. 17.5

În tabelul 17.4 aceste elemente sunt corelate cu normele germane DIN 111 și VDI-Richtlinien 2758 – Entwurf, precum și cu metodologia generală de calcul TS – 53-84, acceptată de ICTCM – București.

Tabelul 17.4. Recomandări pentru dimensiunile principale la roțile de curea lată (diametre, lățimi)

d_1 mm	b mm	h mm
$45 \pm 0,6$	25 ... 50	0,3
$50 \pm 0,6$	25 ... 100	
$63 \pm 0,8$	32 ... 100	
$71 \pm 1,0$	40 ... 100	
$80 \pm 1,0$	40 ... 140	
$(90 \dots 100) \pm 1,2$	50 ... 200	
$(112 \dots 180) \pm (1,6 \dots 2)$	63 ... 200	0,4 ... 1,0
$(200 \dots 400) \pm (2,5 \dots 4)$	63 ... 315	
$(450 \dots 630) \pm (4 \dots 5)$	63 ... 400	1,0 .. 2,5
$(710 \dots 1000) \pm (5 \dots 6,3)$	100 ... 400	

17.3.2.2. Roți pentru curele trapezoidale

Principalele dimensiuni sunt indicate în fig. 17.6 și tabelul 17.5 (SR ISO 4183:1997).

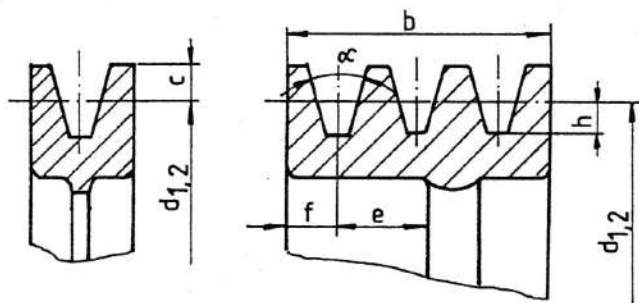


Fig. 17.6.

Tabelul 17.5. Dimensiuni principale pentru roți de curea trapezoidală (mm și grad)

Profilul curelei	d_{min}	d_{max}	c	h_{min}	f_{min}	e	α°
Y	28	125	1,6	4,7	6	8	32 ; 36
Z	50	500	2	7	8	12	
SPZ	63	500	2	9	8	12	34 ; 38
A	71	630	2,8	8,7	10	15	
SPA	90	630	2,8	11	10	15	
B	112	800	3,5	10,8	12,5	19	
SPB	140	800	3,5	14	12,5	19	
C	180	2000	4,8	14,3	17	25,5	
SPC	224	2000	4,8	19	17	25,5	36 ; 38
D	355	2000	8,1	19,9	24	37	
E	500	2000	12	23,4	29	44,5	

17.3.2.3. Roți pentru curele POLY V

Dimensiunile principale sunt indicate în fig. 17.7 și tabelul 17.6: $d_{1,2}$ – diametrul primitiv (de calcul); $d_{e1,2}$ – diametrul exterior; $h = (d_{1,2} - d_{e1,2})/2$; f – distanța față de margine; e – pasul canalelor; b – lățimea roții de curea.

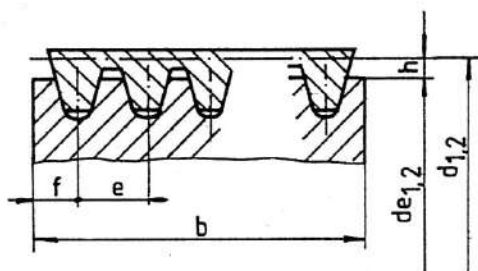


Fig. 17.7

Tabelul 17.6. Dimensiuni principale pentru roți de curea POLY V, în mm

Profil	$d_{e \min}$	$d_{e \max}$	e	f_{\min}	h
H	13	140	1,60	1,3	0,8
J	20	500	2,34	1,8	1,25
K	45	315	3,58	2,5	1,6
L	75	800	4,70	3,3	3,5
M	180	1000	9,40	6,4	5,0

17.3.2.4. Roți pentru curele dințate

Dimensiunile principale sunt indicate în tabelul 17.7 și fig. 17.8: $d_{e1,2}$ – diametrul exterior ($d_{e1,2} = d_{1,2} - 2h$); $d_{1,2}$ – diametrul primitiv, de calcul; $h = (d_{1,2} - d_{e1,2})/2$; t – pasul danturii; b – lățimea curelei; b' – lățime minimă a roții de curea.

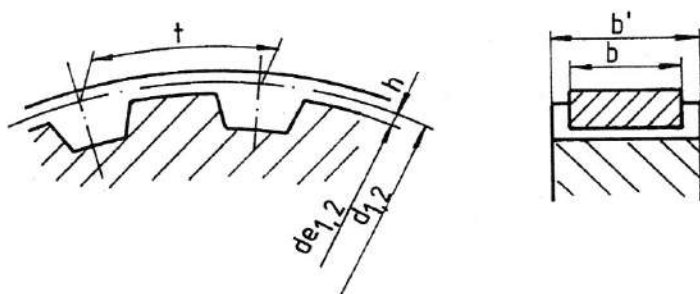


Fig. 17.8

**Tabelul 17.7. Dimensiuni principale pentru roțile de
curea dințată, în mm**

Profil	ISO	Z_{\min}^*	d_{\min}	Z_{\max}	d_{\max}
MXL	5294	10	5,96	150	96,52
XL		10	15,66	120	193,53
L		10	29,56	150	454,03
H		14	55,23	156	629,27
XH		18	124,55	150	1058,38
XXH		18	178,87	120	1209,71
2M		10	5,86	150	94,98
3M		10	8,79	150	142,48
5M		14	21,14	150	237,59
8M		22	54,65	192	487,56
14M		28	121,98	216	959,78
20M		34	212,13	150	950,61

* Z – numărul de dinți

17.3.3. Geometria transmisiei

Geometria transmisiei este prezentată în fig. 17.9, unde $d_{1,2}$ este diametrul caracteristic (primitiv) pentru roata de curea 1, 2. Pentru curelele dințate $d_{1,2} = Z_{1,2} t / \pi$, cu $Z_{1,2}$ – numărul de dinți pentru roțile 1, 2 și t – pasul danturii. Diametrul $d_2 = u d_1$, unde u este raportul de transmitere. În general, diametrul d_1 poate fi corelat, pentru gabarit redus și rezistență satisfăcătoare, cu grosimea curelei h : țesătură cauciucată, $d_{1\min} \approx 80 h^{1,5}$; structură compund poliamidă, $d_{1\min} \approx 32 h^{1,09}$; trapezoidală, $d_{1\min} \approx 3,9 h^{1,5}$; trapezoidală îngustă, $d_{1\min} \approx 2,82 h^{1,5}$; POLY V, $d_{1\min} \approx 9 h$.

Distanța dintre axe este $a_{\min} \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$ iar pentru curele dințate

$$a = 0,7 (d_1 + d_2) \quad (17.1)$$

Unghiul $\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$ iar unghiul γ este dat de relația

$$\gamma / 2 = \arcsin [(d_2 - d_1) / (2a)] \quad [\text{grad}] \quad (17.2)$$

Lungimea curelei la nivelul diametrelor $d_{1,2}$ este

$$L = 2a \cos(\gamma / 2) + \pi d_1 (180^\circ - \gamma) / 360^\circ + \pi d_2 (180^\circ + \gamma) / 360^\circ \quad (17.3)$$

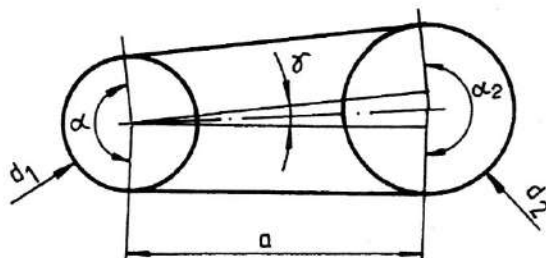


Fig. 17.9

Lungimea curelei se poate considera și la nivelul fibrei interioare.

Pentru curele dințate, numărul total de dinți este $Z_T = L / t$.

În cazul curelelor continue, lungimea L se rotunjește la cea mai apropiată lungime standard sau furnizabilă, cu modificările necesare pentru diametre, distanță între axe, raport de transmitere, în limitele recomandate. Curelele continue se livrează în sortimente de lungimi specificate de firmele producătoare sau standarde. Curelele cu îmbinare sunt curele late, iar îmbinarea se realizează prin lipire cu adezivi. Formele și dimensiunile îmbinării, adezivul, tehnologia de lipire sunt, de regulă, recomandate de firmele producătoare.

17.4. Cinematica transmisiei

Elementele cinematice ale transmisiei se pot limita la următoarele:

– raportul geometric de transmitere $u = d_2 / d_1$; (17.4)

– raportul real de transmitere i_{12} care, pentru curele late, trapezoidale și POLY V, cu considerarea efectelor de alunecare, este

$$i_{12} = u / (1 - \xi), \quad (17.5)$$

ξ fiind coeficientul de alunecare (v. § 17.7), iar pentru curele dințate și curele cu bandă perforată, cu $Z_{1,2}$ – numărul de dinți pentru roțile de curea, este

$$i_{12} = u = Z_2 / Z_1; \quad (17.5')$$

– viteza periferică, cu n_1 – turația roții 1, în rot/min, d_1 – diametrul roții 1, în mm, este

$$v = \pi n_1 d_1 10^{-3} / 60 \quad [\text{m/s}]; \quad (17.6)$$

– frecvența îndoirilor, la înfășurarea pe două roți, cu v – viteza periferică, în m/s și L – lungimea curelei, în mm, este

$$f = 2v10^3 / L \quad [1/s] \quad (17.7)$$

17.5. Solicitări și tensiuni în transmisiile prin curele

Determinarea solicitărilor și tensiunilor dezvoltate în curea în timpul funcționării se face pe baza fig. 17.10, care reprezintă un element de curea înfășurat pe roată. Asupra acestui element de curea lucrează următoarele forțe:

F – pe direcția ramurii pasive, pentru sensul de rotație ales și $F + dF$ – pe direcția ramurii active;

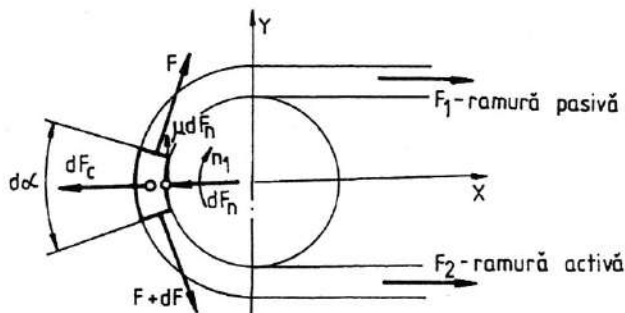


Fig. 17.10

dF_n – forța elementară de reacțiune la apăsarea curelei pe roată;

μdF_n – forța elementară de frecare, cu coeficientul de frecare μ dintre curea și roată;

$dF_c = \rho v^2 A_c d\alpha$ – forța elementară de inerție de tip centrifugal, unde ρ este densitatea materialului curelei, în kg/m^3 , v – viteza periferică la nivelul centrului de greutate al elementului de curea, în m/s și A_c – aria secțiunii transversale a curelei, în m^2 .

Se recurge la următoarele ipoteze simplificatoare: întinderea curelei este constantă, cureaua este subțire și perfect flexibilă, coeficientul de frecare μ este constant pe tot unghiul de înfășurare.

Proiecția forțelor menționate pe axele x, y conduce la:

$$\text{– axa } x: F d\alpha/2 + (F + dF) d\alpha/2 - dF_n - dF_c = F d\alpha - dF_n - dF_c = 0; \quad (17.8)$$

$$\text{– axa } y: F + \mu dF_n - (F + dF) = \mu dF_n - dF_c = 0, \quad (17.9)$$

pentru $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$ și $\cos(d\alpha/2) \approx 1$.

Dacă se ține seama că

$$dF_n \approx dF/\mu \text{ și } dF_c = \rho v^2 A_c d\alpha = F_c d\alpha, \quad (17.10)$$

din (17.8) rezultă

$$F d\alpha - dF/\mu - dF_c d\alpha = 0 \quad (17.11)$$

și, în consecință, $dF/(F - F_c) = \mu d\alpha$, care între limitele F_1 – ramura pasivă și F_2 – ramura activă, pe unghiul de înfășurare α , conduce, după integrare, la

$$F_2 - F_c = (F_1 - F_c) e^{\mu\alpha}, \quad (17.12)$$

respectiv la tensiunile obținute prin raportarea forțelor la aria secțiunii de curea A_c :

$$\sigma_{r2} - \sigma_{tc} = (\sigma_{r1} - \sigma_{tc}) e^{\mu\alpha}, \quad (17.13)$$

cu notații pentru tensiunile de tracțiune corespunzătoare forțelor.

Dacă se notează forța utilă de transmis cu

$$F_u = F_2 - F_1, \quad (17.14)$$

rezultă o tensiune de tracțiune utilă

$$\sigma_u = \sigma_{r2} - \sigma_{r1} = (\sigma_{r2} - \sigma_{tc})(e^{\mu\alpha} - 1) / e^{\mu\alpha}. \quad (17.15)$$

Peste solicitările, respectiv tensiunile, prezentate mai sus, se adaugă solicitarea și tensiunea de încovoiere corespunzătoare îndoirii curelei peste roți, conform schemei din fig. 17.11:

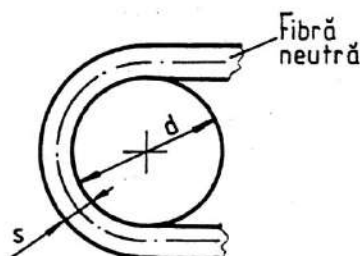


Fig. 17.11

– alungirea la nivelul fibrei exterioare îndoite în raport cu fibra medie (neutră)

$$\Delta L = [\pi(d + 2s) - \pi(d + 2s/2)] / 2 = \pi s/2; \quad (17.16)$$

– alungirea specifică

$$\epsilon = \Delta L / L = \frac{\pi \cdot s}{2(\pi/2)(d + s)} = \frac{s}{(d + s)} \approx s/d \quad (17.17)$$

și de aici tensiunea de încovoiere aproximată cu relația

$$\sigma_{i1,2} = 0,7 s E/d_{1,2}, \quad (17.18)$$

unde E este modulul de elasticitate al curelei.

Repartiția uniformă a tensiunilor în secțiunea curelei este, în cazul structurilor complexe, o evidentă simplificare. În calculele ce urmează se va reține numai tensiunea de încovoiere σ_{i1} , ca având o valoare mai mare, respectiv σ_i .

Relația (17.15) devine

$$\sigma_u = (\sigma_{r2} - \sigma_{tc} - \sigma_i)(e^{\mu\alpha} - 1) / e^{\mu\alpha}. \quad (17.19)$$

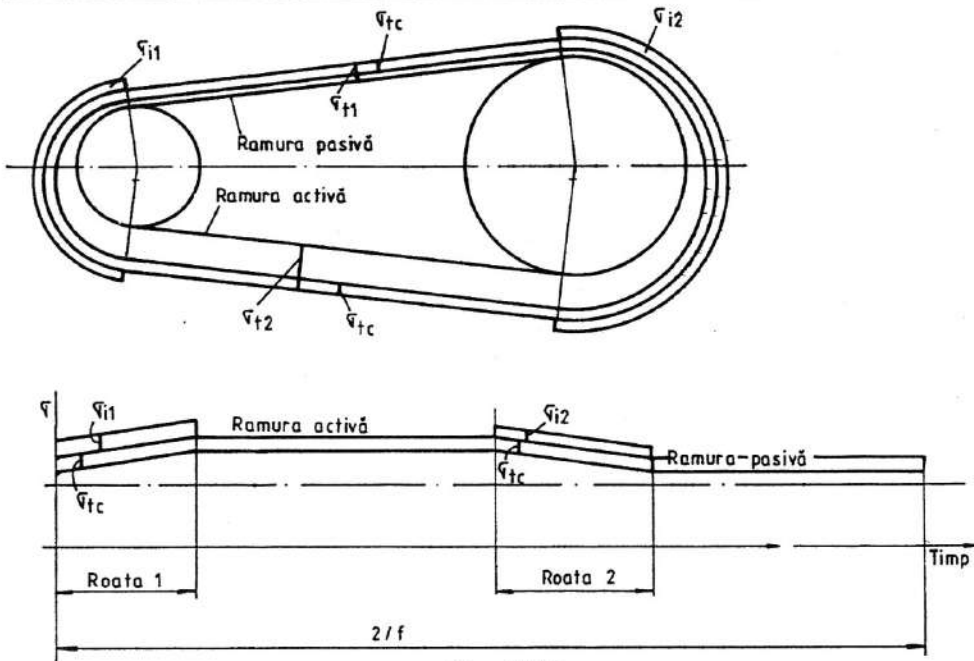


Fig. 17.12

Solicitarea, respectiv tensiunea, este variabilă (fig. 17.12) între limitele $\sigma_2 + \sigma_i$ și σ_1 , comparabilă ca evoluție cu un ciclu oscilant cu caracteristica $\sigma_1/(\sigma_2 + \sigma_i)$.

17.6. Forța de întindere inițială

Funcționarea transmisiei presupune apăsarea curelei pe roți, obținută prin întindere. Dacă se admite că forța de întindere inițială F_0 este corelată cu forțele din ramurile de curea $F_{1,2}$ prin relația

$$F_2 + F_1 = 2 F_0, \quad (17.20)$$

atunci, împreună cu relația (17.15), se ajunge la următoarea relație în tensiuni ($\sigma_{r0} = F_0/A_c$):

$$\sigma_{r0} = \sigma_{lu} \frac{(e^{\mu\alpha} + 1)}{2(e^{\mu\alpha} - 1)} + \sigma_{tc}. \quad (17.21)$$

Se desprind următoarele concluzii:

- între forța, respectiv tensiunea de întindere, și forța utilă de transmis există o corelație care obligă, date fiind caracteristicile mecanice reale de tip elasto/plastic ale materialelor pentru curele (cu excepția benzii de oțel), la asigurări de întindere, verificări și refaceri;
- creșterea vitezei conduce, prin tensiunea σ_{tc} , la forțe și tensiuni de întindere mai mari;
- se poate formula noțiunea de întindere optimă (fig. 17.13) pentru un anumit material și condiții de funcționare date, cu considerarea următoarelor restricții: *patinarea*, dacă $\sigma_{r0} < \sigma_{lu} (e^{\mu\alpha} + 1) / 2 (e^{\mu\alpha} - 1) + \sigma_{tc}$ și *ruperea*, dacă $\sigma_{r0} > \sigma_{r2 \text{ lim}} - \sigma_{lu} / 2$, pentru $\sigma_{r2 \text{ lim}}$ fiind considerate caracteristicile limită ale curelei în structura compactă sau complexă;

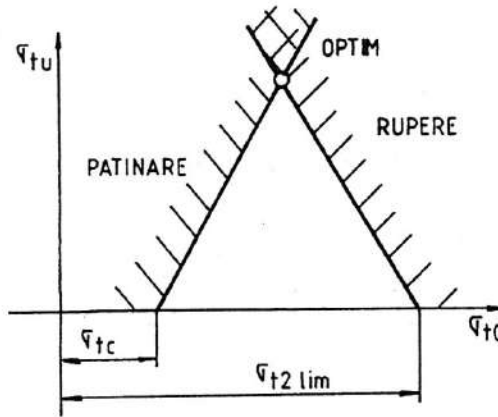


Fig. 17.13

- se desprinde și concluzia generală a importanței mărimii forței de întindere cât mai apropiată de valoarea sa optimă, de natură să asigure unui material și unor dimensiuni date cea mai bună utilizare.

17.7. Alunecarea relativă

Alunecarea elastică trebuie privită ca o consecință firească a funcționării transmisiei prin frecare și corespunde deformațiilor elastice diferite din diferite secțiuni ale curelei în contact cu roata, prin modificarea solicitărilor. Valoarea alunecării elastice depinde de materialele și condițiile de lucru ale contactului curea-roată de curea. Alunecarea elastică influențează în primul rând raportul de transmitere (v. § 17.4) prin coeficientul ξ (0,01 pentru cauciuc, 0,015 pentru piele, 0,02 pentru mase plastice).

Alunecarea de patinare trebuie considerată ca o defectare a transmisiei. Pe de altă parte, poate fi privită și ca un element de siguranță în preluarea suprasarcinilor. Funcționarea un timp relativ îndelungat în aceste condiții determină uzuri intense, încălziri locale și reduceri sensibile de randament.

17.8. Influența vitezei periferice

Puterea transmisă este

$$P = F_u v = A_c (\sigma_{t2} - \sigma_{tc} - \sigma_i) v (e^{\mu\alpha} - 1) / e^{\mu\alpha} \quad (17.22)$$

Derivata în raport cu viteza

$$\frac{dP}{dv} = A_c [(\sigma_{t2} - \sigma_i) - 3\rho v^2] (e^{\mu\alpha} - 1) / e^{\mu\alpha} \quad (17.23)$$

dă valoarea maximă pentru P , dacă $dP/dv = 0$ și $v = \sqrt{(\sigma_{t2} - \sigma_i) / (3\rho)}$

și valoare nulă pentru $v = \sqrt{(\sigma_{t2} - \sigma_i) / \rho}$. (17.24)

De altfel, firmele producătoare de curele indică, pentru diferite materiale și structuri, vitezele limită (v. tabelul 17.1).

17.9. Coeficientul de frecare

Transmisia lucrând prin frecare (cu excepția funcționării prin angrenare), coeficientul de frecare are o influență hotărâtoare asupra performanțelor. Intervenind în fenomene complexe, frecarea depinde de numeroși factori: caracteristicile materialelor în contact elastoplastic, geometria contactului, prin formă și rugozitate, presiune de contact, viteză, temperatură și umiditate.

Exprimarea generală a coeficientului de frecare μ scoate în evidență două componente ale frecării – frecarea uscată și frecarea vâscoasă:

$$\mu = \mu_0 + \frac{v_{al}}{p \cdot h}, \quad (17.25)$$

Frecare	+	Frecare
uscată		vâscoasă

unde v_{al} este viteza relativă de alunecare în contactul curea/roata de curea, h – grosimea stratului de curea cu funcționare asimilată cu frecarea vâscoasă și p – presiunea de apăsare.

Coeficientul de frecare este rareori explicitat în metodologiile actuale de calcul și este indicat doar ca valoare globală (v. tabelul 17.2), cu eventuali coeficienți de corecție în funcție de mediu. Intervenind ca exponent, influența coeficientului de frecare este semnificativă.

17.10. Randamentul

Pierderile energetice în funcționarea transmisiei sunt determinate de: alunecarea curelei pe roată – alunecare elastică și de patinare; fenomenele de histerezis în deformarea curelei; frecările cu aerul; fenomenele de adeziune curea/roată; modificările de unghi de înfășurare și de formă în zonele de intrare și de ieșire de pe roată.

În consecință, valorile curențe pentru randamentul transmisiei sunt: curele late, 0,93...0,98; curele trapezoidale, 0,87...0,97; curele dințate, 0,88...0,96 (v. tabelul 17.1).

17.11. Principii de calcul

Calculul transmisiilor prin curele consideră concomitent performanțele de portanță în relație cu defectările posibile (rupere, uzură), precum și unele aspecte economice (randament).

Din acest punct de vedere, se consideră valoarea raportului

$$\Phi = \frac{F_u}{2 F_0} = \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)}{(e^{\mu\alpha} + 1)}, \quad (17.26)$$

care reprezintă *coeficientul de tracțiune*, în legătură cu care pot fi analizate alunecările relative ξ și randamentul η (fig. 17.14). Se poate astfel observa existența unei valori optime Φ_0 , pentru care alunecările de patinare nu au început încă să se manifeste și randamentul are o valoare mai ridicată. Pentru diferite materiale, valorile Φ_0 diferă sensibil (v. tabelul 17.2), hotărâtoare fiind încercările experimentale pe materialele și structurile respective; valorile Φ_0 pot fi deduse, potrivit relației (17.26), și pe baza coeficienților de frecare μ recomandați de firmele producătoare ($\mu = 0,2...0,8$) în funcție de materiale și structuri (v. tabelul 17.2). De altfel, calculul de proiectare recurge la elemente simplificate, adesea specifice firmei și deci unor rezultate de cercetare proprii.

Pentru curelele trapezoidale POLY V și dințate, coeficientul de frecare cu valori aparent foarte mari, prin efecte geometrice sau de angrenare, $e^{\mu\alpha} \gg 1$, are consecințe evidente asupra coeficientului de tracțiune, întinderii inițiale, stării de tensiuni în curea etc.

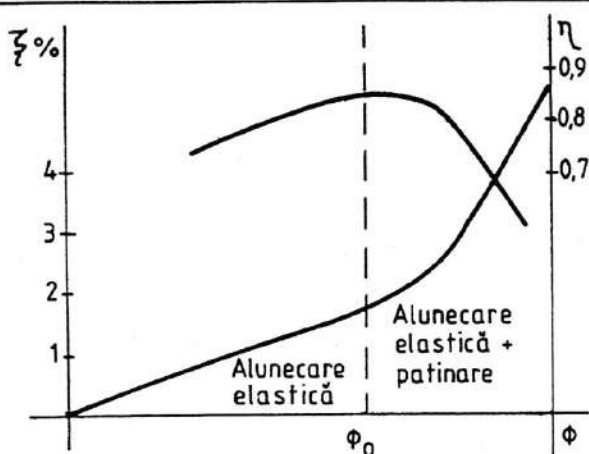


Fig. 17.14

Un alt element important este *tensiunea limită* pe care o poate suporta materialul curelei, în raport cu stratul de rezistență sau cu stratul de rulare sau uzare. Ruperea statică a stratului de rezistență constituie criteriul cel mai simplu:

$$\sigma_{r2} = \frac{\sigma_r}{c}, \quad (17.27)$$

cu coeficientul de siguranță $c = 4 \dots 13$.

Ruperea prin oboseală a stratului de rezistență este mai aproape de condițiile reale (v. § 17.5) și de statisticile de defectare; uzarea stratului de rulare poate de asemenea interveni în performanțe. Și în aceste cazuri, rezultatele cercetărilor proprii sunt esențiale; aceste rezultate sunt de tipul celor prezentate în fig. 17.15.

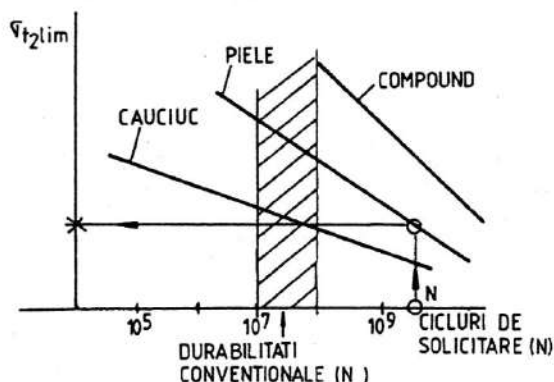


Fig. 17.15

În raport cu aceste rezultate, numărul de cicluri de solicitare disponibile se calculează cu relația

$$N = 3600 f L_h \quad [\text{cicluri}], \quad (17.28)$$

$$\text{în care} \quad f = x v 1000 / L \leq f_a, \quad (17.29)$$

x fiind numărul de roți pe care se îndoaie cureaua, v – viteza periferică a curelei, în m/s, L – lungimea curelei, în mm, f_a – frecvența admisă a îndoirilor, în 1/s (v. tabelul 17.2), în funcție de evoluția fenomenelor de oboseală în materialul curelei.

Adoptarea unei durabilități convenționale $N_0 = (10^7 \dots 10^8)$ cicluri poate oferi valori $\sigma_{2 \text{ lim } N}$ pentru diferite alte durabilități, pe baza relației

$$\sigma_{2 \text{ lim } N} = \sigma_{2 \text{ lim } N_0} \left(\frac{N_0}{N} \right)^{1/m}, \quad (17.30)$$

cu $m = 5 \dots 6$ pentru curele late și 11 pentru curele trapezoidale. Pe aceeași bază se poate dezvolta un calcul de durabilitate a transmisiei.

17.12. Puterea de calcul

Coefficienții de corecție pentru determinarea puterii de calcul P_c în raport cu puterea nominală P sunt descriși în amănunt în prospectele de firmă sau în standarde naționale. Propunerea VDI 2758 încearcă să unifice asemenea recomandări. Astfel, pentru puterea de calcul P_c se recomandă relația

$$P_c = PC_B, \quad (17.31)$$

în care $C_B = 1 + C_T(0,075 C_m + 0,1 C_a + 0,1 C_l)$, (17.32)

C_T fiind un coeficient dependent de tipul curelei (tabelul 17.8); C_a – coeficient dependent de mașina motoare (tabelul 17.9); C_m – coeficient dependent de mașina antrenată (tabelul 17.10); C_l – coeficient dependent de timpul de lucru (tabelul 17.11).

Tabelul 17.8. Valori pentru coeficientul C_T

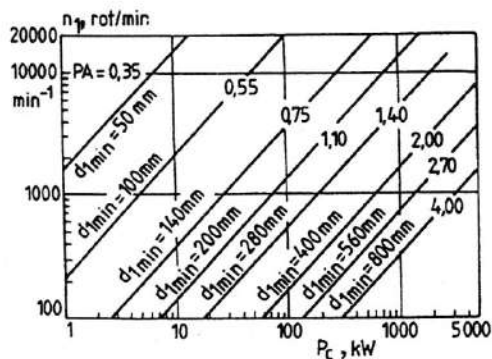
Tipul curelei	C_T
Lată, trapezoidală, POLY V	1
Dișată cu profil trapezoidal	1,6
Dișată cu profil curbiliniu	2

Tabelul 17.9. Valori pentru coeficientul C_a

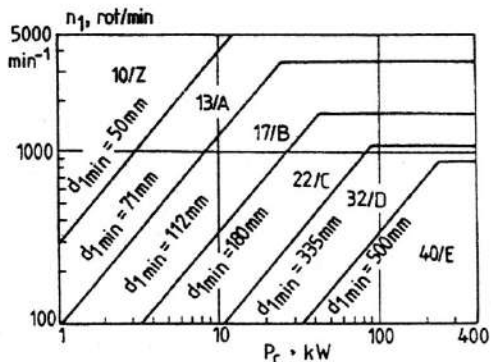
Domeniul de utilizare	Caracterul sarcinii	C_a
Electromotoare cu cuplu redus de pornire ($< 1,5 M_{1 \text{ nom}}$), motoare de curent continuu, motoare cu ardere internă cu > 8 cilindri, turbine	Uniform	0
Electromotoare cu cuplu de pornire normal ($1,5 \dots 2,5 M_{1 \text{ nom}}$), motoare cu ardere internă cu 4 – 6 cilindri	Neuniform	1
Electromotoare cu cuplu mare de pornire ($> 2,5 M_{1 \text{ nom}}$), motoare cu ardere internă cu < 4 cilindri, motoare hidraulice	Foarte uniform	2

Tabelul 17.10. Valori pentru coeficientul C_m

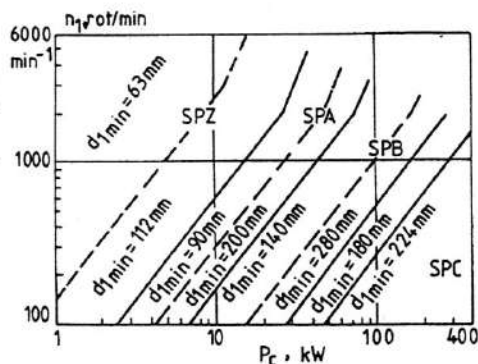
Domeniul de utilizare	Caracterul sarcinii	C_m
Birotică, sisteme audio și video, aparatură electronică, benzi transportoare pentru sarcini mici	Regim foarte ușor	0
Pompe și ventilatoare mici, mari și pentru prelucrarea lemnului	Ușor	1
Mașini-unelte fără sarcini de șoc, ventilatoare, pompe compresoare mari, mașini textile	Mediu	2
Pompe cu piston, compresoare, suflante radiale cu moment de pornire mare, mașini pentru mase plastice, calandri, extindere	Sever	3
Concasoare, laminoare, mașini cu moment de pornire foarte mare	Foarte sever	4



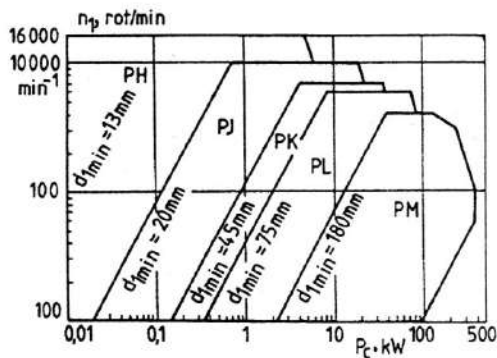
a



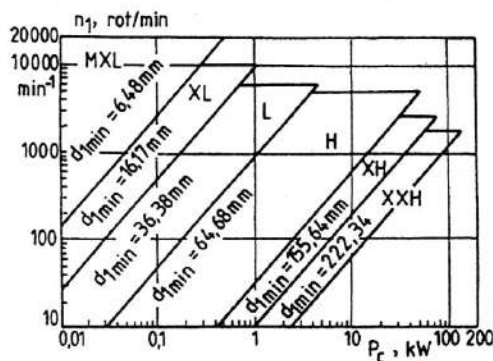
b



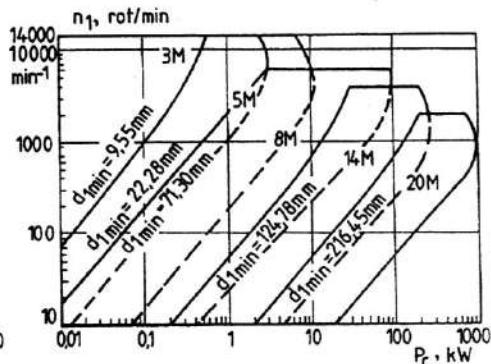
c



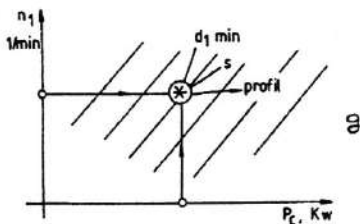
d



e



f



g

Fig. 17.16

Tabelul 17.11. Valori pentru coeficientul C_i

Ore de funcționare/zi	C_i
< 10 ore	0
10 ... 16 ore	1
> 16 ore	2

În aceste condiții, tensiunea utilă este accesibilă prin calcul și experiment:

$$\text{— pentru curele late: } \sigma_{tu} = \frac{(\sigma_{r2} - \sigma_{ic} - \sigma_i)(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}}; \quad (17.33)$$

— pentru curele trapezoidale, POLY V și dințate, $\sigma_{tu} \cong (\sigma_{r2} - \sigma_{ic} - \sigma_i)$,

Transformată în putere transmisă, relația (17.31) devine:

$$P_c = C_B P = C_B (\sigma_{r2} - \sigma_{ic} - \sigma_i)(e^{\mu\alpha} - 1) s b \pi d_1 n_1 / (6 \cdot 10^7 e^{\mu\alpha}) \text{ [kW]}, \quad (17.34)$$

în care C_B este coeficientul de exploatare din relația (17.32).

Ținând seama de corelațiile teoretice și experimentale între s , b și d_1 , relația (17.34) poate fi exprimată sintetic astfel:

$$n_1 = n_1(P_c, s, d_1), \text{ pentru curele late;} \quad (17.35)$$

$$n_1 = n_1(P_c, \text{profil}, d_1), \text{ pentru curele trapezoidale, POLY V și dințate.} \quad (17.36)$$

Rezultatul este prezentat în fig. 17.16 pentru lățimi recomandate de curea lată (a), curea trapezoidală cu profilul dat (b și c), profiluri de curea POLY V (d), profiluri de curea dințată (e); în fig. 17.16, g este indicat modul de lucru cu aceste diagrame.

Datele preliminare furnizate de diagramele din fig. 17.16, a, b, c, d, e, f necesită verificări specifice pentru fiecare tip de curea, verificări care vor fi descrise ulterior.

17.13. Pretensionarea transmisilor prin curele

17.13.1. Pretensionarea transmisiei prin curele late

Forța de pretensionare, conform relației (17.21), este

$$F_0 = F_c \frac{(e^{\mu\alpha} + 1)}{(e^{\mu\alpha} - 1)} \frac{1}{2} + \rho v^2 s b / 1000 \text{ [N]}, \quad (17.37)$$

unde: $F_c = F_u C_B$; ρ – densitatea materialului curelei în kg/dm^3 , s și b în mm.

$$\text{Încarcarea pe arbori este } F_{a0} = 2 F_0 \sin \frac{d\alpha}{2} \text{ [N]}. \quad (17.38)$$

Alungirea curelei, corespunzătoare întinderii inițiale, este

$$\epsilon_0 = 10^2 F_0 / (E s_p b) \text{ [%]}, \quad (17.39)$$

cu F_0 în N; E în N/mm^2 și s_p , b în mm.

17.13.2. Pretensionarea transmisiei prin curele trapezoidale și POLY V

Relația (17.37), pentru $e^{\mu\alpha} \gg 1$, devine

$$F_0 = F_c \left(\frac{2,5}{K} - 1 \right) \frac{1}{2} + m v^2 \text{ [N]}, \quad (17.40)$$

cu valori pentru coeficientul K date de relația

$$K = 1,25 \left[1 - \left(\frac{1}{5^{\alpha/\pi}} \right) \right] \quad (17.41)$$

și masa $m = \rho s b / 1000$, în kg/m (v. tabelul 17.2).

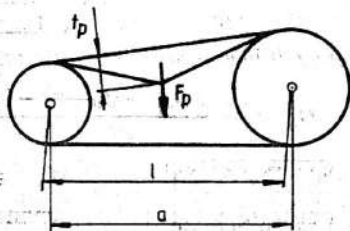


Fig. 17.17

Încărcarea pe arbori se determină cu relația (17.38).

Măsurarea forței de pretensionare se poate realiza direct și indirect, conform schemei din fig. 17.17. Astfel, sub forța F_p aplicată pe mijlocul ramurii de curea pretensionată și în repaus, ramura de curea se deplasează cu distanța

$$t_p = l (K_1 - K_2 \log F_p) / 1000 \quad [\text{mm}], \quad (17.42)$$

cu valori pentru K_1 , K_2 , F_p în tabelul 17.12, pentru $l_p = a / \cos(\gamma/2)$.

Tabelul 17.12. Valori pentru coeficienții K_1 , K_2 și forța F_p din relația (17.42)

Profil	F_p, N	K_1	K_2	Domeniul de acceptare pentru pretensionare, N
SPZ	25	10,34	3,47	200 – 500
SPA	50	12,84	3,92	300 – 1000
SPB	75	17,53	5,35	400 – 120
SPC	125	17,10	4,82	400 – 1400
Z	25	6,92	2,33	140 – 330
A	25	8,65	2,72	180 – 450
B	50	11,62	3,42	200 – 630
C	100	15,11	4,22	360 – 1040
D	150	14,96	3,98	350 – 1500
PH	3	6,14	2,81	20 – 70
PJ	5	8,15	3,38	30 – 100
PK	8	9,44	3,77	40 – 185
PL	10	9,84	3,82	50 – 200
PM	25	11,10	3,67	200 – 550

17.13.3. Pretensionarea transmisiei cu curele dințate

Forța de pretensionare este dată de relația

$$F_0 = \frac{F_c}{2} + m' v^2 \quad [\text{N}], \quad (17.43)$$

cu valori pentru m' în tabelul 17.13, d .

Încărcarea pe arbori se determină cu relația (17.38), iar deformația sub sarcina $F_p = F_c / 20$ este

$$t_p = l_f / 50. \quad (17.44)$$

17.14. Calculul de proiectare pentru transmisiile prin curele late

Forța periferică de calcul este

$$F_c = P_c \cdot 10^3 / v \quad [\text{N}], \quad (17.45)$$

cu P_c – puterea de calcul, în kW și v – viteza curelei, în m/s, și de aici lățimea curelei

$$b = F_c / F_{sa} \quad [\text{mm}], \quad (17.46)$$

unde F_{sa} este forța periferică transmisă, în condiții reale de lucru, pe unitate de lățime a curelei, în N/mm. Această forță poate fi determinată direct din cataloagele de firmă și prospecte sau poate fi calculată cu relația

$$F_{sa} = s_p \frac{(\sigma_{r2a} - \sigma_{ic} - \sigma_i)(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}}, \quad (17.47)$$

în care: $s_p = s - 1,5$ mm este grosimea stratului de rezistență; σ_{r2a} – tensiunea admisibilă în stratul de rezistență (v. tabelul 17.2); $\sigma_{ic} = \rho v^2 / 1000$ – tensiunea prin efecte centrifugale (v. § 17.5), în N/mm²; ρ – densitatea în kg/m³ (v. tabelul 17.2); $v = d_1 n_1 \cdot 10^{-3} / 60$ – viteza periferică, în m/s; $\sigma_i = s_p E / (d_1 + s)$ – tensiunea prin efecte de încovoiere (v. § 17.5), în N/mm²; E – modulul de elasticitate longitudinală (v. tabelul 17.2); $\mu = 0,5$.

Pentru curele late, algoritmul de proiectare este dat în fig. 17.18.

17.15. Calculul de proiectare pentru curele trapezoidale și POLY V

Numărul de curele trapezoidale se calculează cu relația

$$Z = F_c / F_s \leq Z_{\max} \text{ număr întreg}, \quad (17.48)$$

în care F_s este forța transmisă de o curea sau de un profil,

$$F_s = K (F_{sa} + \Delta F_1 + \Delta F_2) \cdot 10^{-3}, \quad (17.49)$$

unde:

$$F_{sa} = 2 \left[C_1 - C_2 \frac{1}{d_1} - C_3 (2v^2) - C_4 \log(2v) \right]; \quad (17.50)$$

$$\Delta F_1 = 2 C_4 \log \left(\frac{2}{1 + 10Q} \right); \quad Q = \frac{C_2 (d_2 - d_1)}{C_4 (d_1 \cdot d_2)}; \quad (17.51)$$

$$\Delta F_2 = 2 C_4 \log(L / L_c); \quad K = 1,25 (1 - 5^{-\alpha/\pi}), \quad (17.52)$$

cu coeficienții C_1, C_2, C_3, C_4 și mărimile $L_c, L_{\max}, m, v_{\max}$ din tabelele 17.13, a, b, c.

Aceleași considerente stau la baza unui calcul simplificat:

$$Z = P_c / (P C_z C_L C_\beta), \quad (17.53)$$

unde: P_c se ia din diagramele din fig. 17.16, a, b, c, $C_\beta = K$,

$$C_L = (1 - \log L) / (1 - \log L_c), \quad (17.54)$$

iar C_z din tabelul 17.14, în funcție de numărul de curele z .

Algoritmul pentru calculul acestor curele este dat în fig. 17.19.

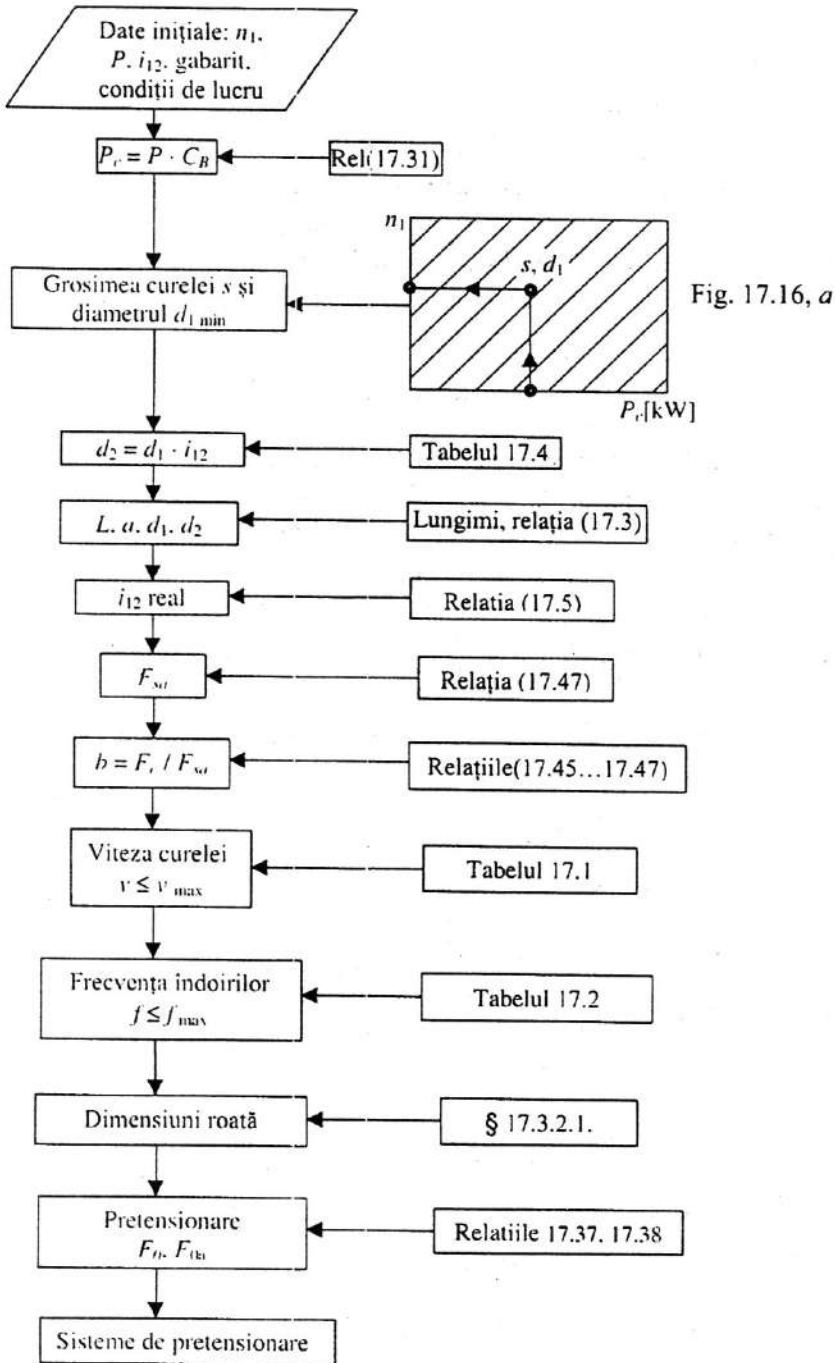


Fig. 17.18

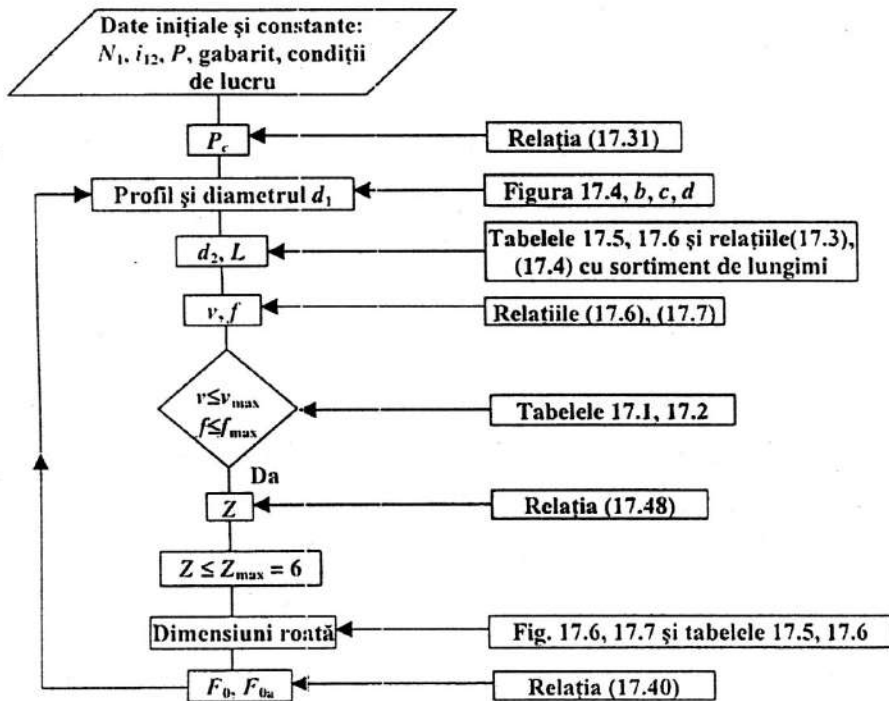


Fig. 17.19

Tabelul 17.13, a. Constante pentru calculul curelelor trapezoidale
 ($v_{\max} = 30 \text{ m/s}, f_{\max} = 6 \text{ s}^{-1}$)

Profil	C_1	C_2	C_3	C_4	L_c mm	m	L_{\max} mm
Z	0,143	3,80	$5,00 \cdot 10^{-6}$	0,024	822	0,06	2500
A	0,422	18,90	$1,14 \cdot 10^{-5}$	0,077	1730	0,10	5000
B	0,662	41,70	$1,89 \cdot 10^{-5}$	0,118	2280	0,19	7100
C	1,100	97,60	$3,23 \cdot 10^{-5}$	0,187	3800	0,30	8500
D	2,040	280,0	$6,22 \cdot 10^{-5}$	0,333	6375	0,64	12500
E	2,640	479,0	$8,60 \cdot 10^{-5}$	0,450	7180	1,03	12500

Tabelul 17.13, b. Constante pentru calculul curelelor trapezoidale înguste
 ($v_{\max} = 42 \text{ m/s}, f_{\max} = 100 \text{ s}^{-1}$)

Profil	C_1	C_2	C_3	C_4	L_c mm	m	L_{\max} mm
SPZ	0,365	14,2	$8,56 \cdot 10^{-6}$	0,049	1600	0,07	3550
SPA	0,621	33,4	$1,37 \cdot 10^{-6}$	0,087	2500	0,12	4500
SPB	0,995	73,0	$2,32 \cdot 10^{-5}$	0,133	3550	0,19	8000
SPC	1,820	199,0	$4,30 \cdot 10^{-5}$	0,236	5600	0,36	12500

Tabelul 17.13, c. Constante pentru calculul curelelor POLY V

Profil	C_1	C_2	C_3	C_4	L_c mm	m	L_{max} mm	v_{max} m/s
PH	0,0248	0,208	$5,60 \cdot 10^{-7}$	$3,59 \cdot 10^{-3}$	813	0,005	2155	60
PJ	0,0458	0,393	$6,09 \cdot 10^{-7}$	$7,45 \cdot 10^{-3}$	1016	0,009	2489	50
PC	0,1170	3,370	$2,13 \cdot 10^{-6}$	$18,3 \cdot 10^{-3}$	1600	0,020	3492	50
PL	0,2090	6,480	$2,59 \cdot 10^{-6}$	$39,1 \cdot 10^{-3}$	2095	0,036	6092	40
PM	0,7240	48,500	$1,675 \cdot 10^{-5}$	$132 \cdot 10^{-3}$	4090	0,159	15265	30

Tabelul 17.14. Valori pentru coeficientul C_z

Z	C_z
1	1,0
2 ... 3	0,5
> 6	0,9

17.16. Calculul de proiectare pentru transmisiile cu curele dințate cu profil trapezoidal și cu profil în arc de cerc

Lățimea curelei dințate cu profil trapezoidal se determină cu relația

$$b_{st} = b \left(\frac{F_c}{b_c K_z f_u} \right)^{1/1,4}, \quad (17.55)$$

în care: F_c este forța utilă de transmis, în N, constanta b_c și forța specifică admisă f_u sunt date în tabelul 17.13, d, iar coeficientul

$$K_z = 1 - 0,2 (6 - Z_p). \quad (17.56)$$

Pentru o structură de rezistență din fibre de poliamidă pretensionate $Z_p < 6$, $K_z = 1$. Firmele producătoare, în funcție de materiale și de structură, pot recomanda și alte valori sau se poate utiliza relația

$$Z_p = Z_1 \alpha / (2\pi). \quad (17.57)$$

Rezultatul obținut pentru lățimea curelei se rotunjește la valoarea imediat superioară disponibilă (b_{ST} , tabelul 17.13, d). La aceste transmisi se impune o verificare suplimentară:

$$F_u + b_{ST} m' v \leq b_{ST} f_u,$$

cu m' și f_u din tabelul 17.13, d; dacă această condiție nu este îndeplinită, se majorează lățimea b la valoarea imediat superioară din sortimentul disponibil. Algoritmul de proiectare este prezentat în fig. 17.20.

Tabelul 17.13, d. Constante pentru calculul curelelor dințate cu profil trapezoidal

Profil	f_u	b_c	m'	b_{ST}				
MXL	5,625	6,4		3,2	4,8	6,4		
XL	5,68	9,5	$2,72 \cdot 10^{-3}$	6,4	7,9	9,5		
L	9,80	25,4	$3,83 \cdot 10^{-3}$	12,7	19,1	25,4		
H	28,00	76,2	$5,84 \cdot 10^{-3}$	19,1	25,4	38,1	50,8	76,2
XH	40,55	101,6	$13,91 \cdot 10^{-3}$	50,8	76,2	101,6		
XXH	51,42	127,0	$17,94 \cdot 10^{-3}$	50,8	76,2	101,6	127,0	

Calculul de proiectare a transmisiilor cu curele dințate cu profil în arc de cerc este prezentat în algoritmul din fig. 17.21, cu datele din tabelul 17.13, e.

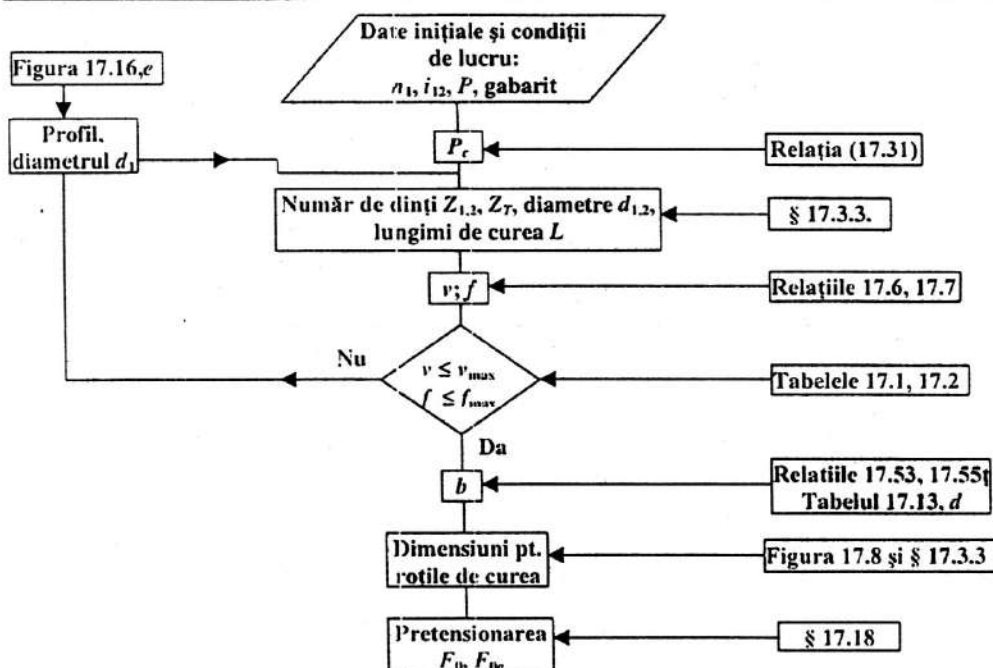


Fig. 17.20

Tabelul 17.13, e. Componente și valori pentru calculul curelelor dințate cu profil în arc de cerc

Profil	Z_{min}	Z_c	Z_{lim}	f_{min} N/mm	f_{max} N/mm	C_{1min}	C_{1c}	C_{1max}	C_{2min}	C_{2c}	C_{br}
3M	10	51	80	5,0	19,5	7,8	16,0	18,0	0,23	0,285	0,75
5M	14	51	80	5,5	32,0	15,2	30,5	34,8	0,24	0,297	0,75
8M	22	38	40	27,8	53,0	24,5	51,8	53,5	5,20	11,1	0,83
14M	28	37	80	34,3	100,5	72,5	107,5	146,5	34,0	50,0	0,72
20M	34	48	48	90,0	158,0	180,0	207,0	207,0	63,0	72,6	0,84

Profil	b_c	L_c	m'	Lățimi standard				
3M	6	330	$2,5 \cdot 10^{-3}$	6	9	15	-	-
5M	9	680	$3,3 \cdot 10^{-3}$	9	15	25	-	-
8M	20	1040	$6,3 \cdot 10^{-3}$	20	30	50	85	-
14M	40	2310	$9,6 \cdot 10^{-3}$	40	55	85	115	170
20M	115	4200	$26 \cdot 10^{-3}$	115	170	230	290	340

Pentru toate tipurile de curele prezentate, firmele producătoare sau standardele naționale intervin cu elemente de calcul și proiectare specifice în prospecte, cataloage de produse sau recomandări de proiectare.

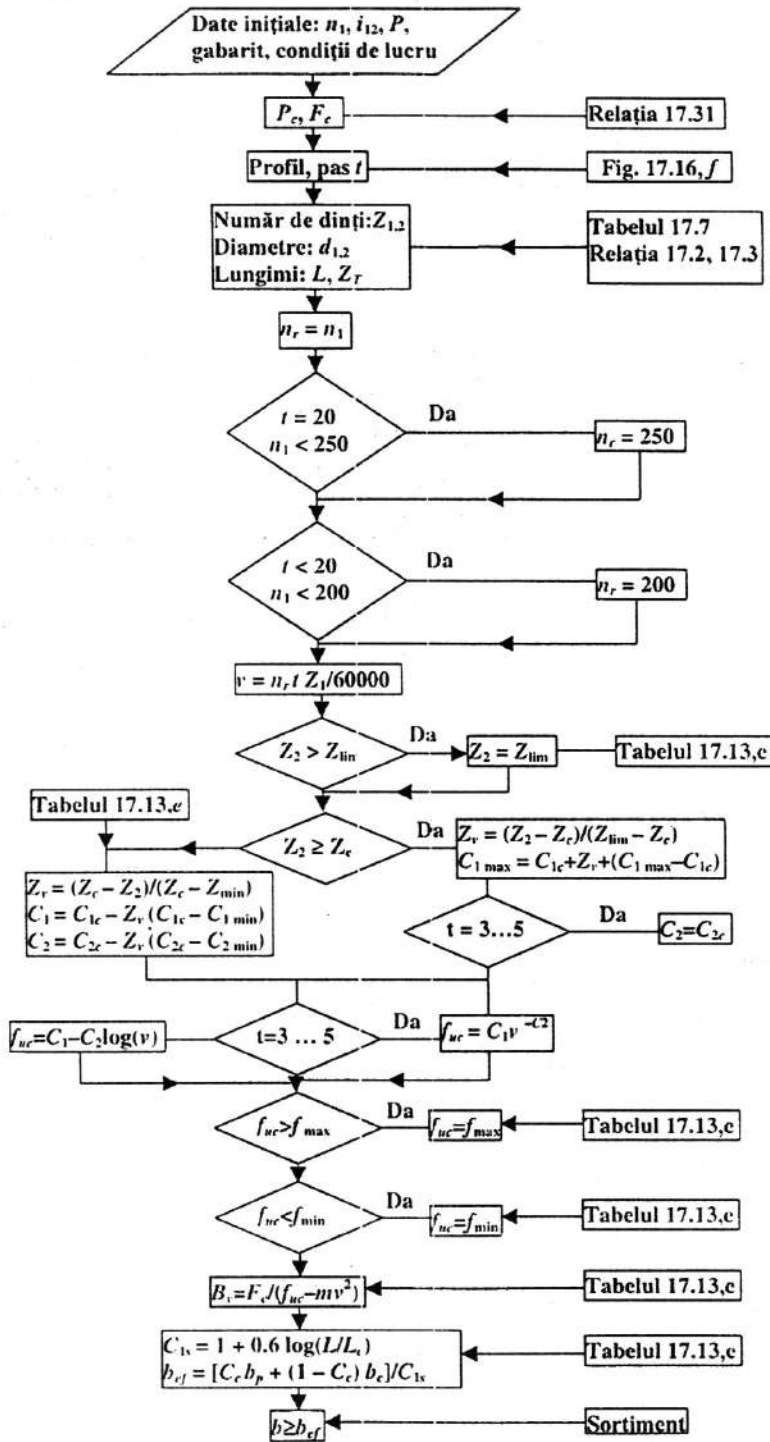


Fig. 17.21

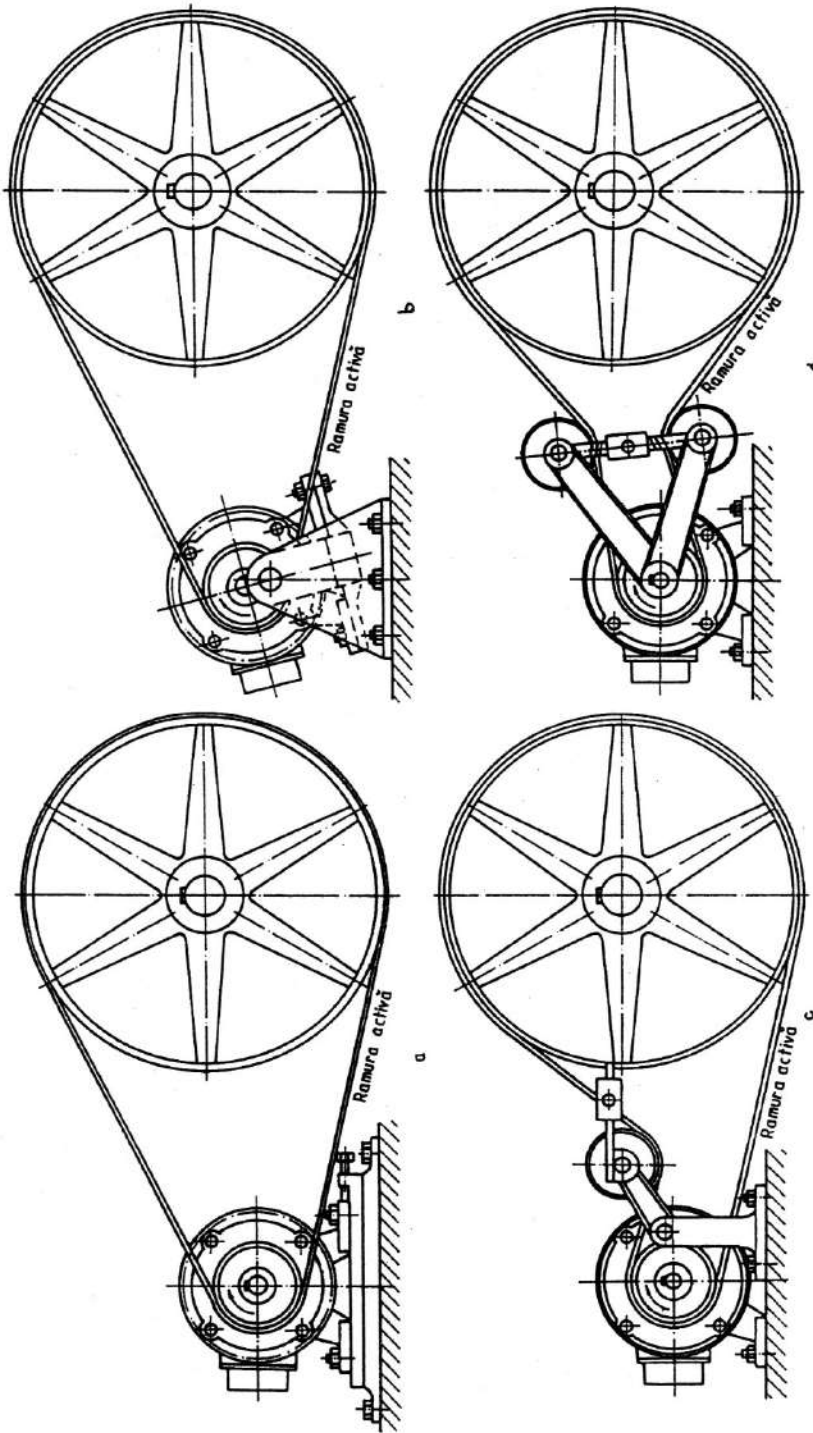


Fig. 17.22

17.17. Sisteme pentru asigurarea întinderii transmisiei

Deplasarea relativă a arborilor transmisiei poate asigura, sub un control deformație/solicitare (v. § 17.13), întinderea necesară funcționării (fig. 17.22, *a*). Alte soluții constructive sunt prezentate în fig. 17.22, *b*, *c*, *d*, respectiv întindere prin efecte de greutate și funcționare (*b*), prin efecte de greutate provocate de o rolă de întindere (*c*), prin role duble (*d*). Alte dispozitive sunt prevăzute cu arcuri, deci oferă posibilități de reglare. Există și soluții de pretensionare optimizată în funcție de sarcină. Un asemenea exemplu îl constituie transmisia prin curele la un reductor suspendat (fig. 17.23). Plasarea forțelor tangențiale din angrenare pe arborii roților dințate determină un moment $F_t a$, de natură să inducă o întindere a transmisiei cu forța $2 F_0 = F_t a/m$, proporțională cu puterea și deci cu forța de transmis. Utilizarea unei asemenea soluții este limitată din motive constructive.

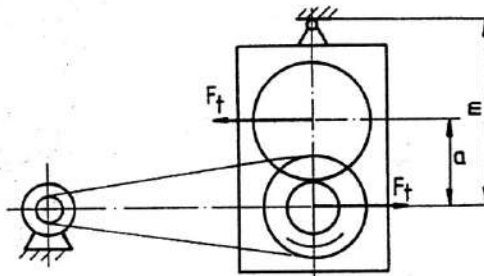


Fig. 17.23

Bibliografie

1. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de Mașini*. Vol. 2. Ed. Tehnică, București, 1983.
2. Horovitz, B. ș.a. *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri*. Ed. Tehnică, București, 1971.
3. Niemann, G. și Winter, H. *Maschinenelemente*. Vol. III. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New-York.
4. SR ISO 4184:1997 Transmisii prin curele trapezoidale clasice și înguste. Lungimi în sistemul de referință
5. STAS 1163-71 Transmisii prin curele trapezoidale clasice și înguste. Calculul transmisiei cu arbori paraleli.
6. STAS 10696-89 Transmisii prin curele trapezoidale pentru autovehicule. Roți, dimensiuni principale.
7. SR ISO 4183:1997 Transmisii prin curele trapezoidale clasice și înguste. Roți de curea.
8. SR ISO 1081:1996 Transmisii prin curele trapezoidale. Terminologie.
9. STAS 12918/4-91 Transmisii sincrone prin curele. Roți dințate pentru curea. Dimensiuni.
10. MCTCM TS 53/84 Metodă generală pentru calculul transmisiilor prin curele late și trapezoidale.
11. VDI 2758 Entwurf, 1991.
12. SR ISO 22:1998 Transmisii prin curele. Curele late și roți pentru curea corespunzătoare. Dimensiuni și toleranțe.

18

TRANSMISII PRIN LANȚURI

18.1. Introducere

Transmisia prin lanț este o transmisie indirectă, prin intermediul lanțului, între doi sau mai mulți arbori în mișcare de rotație. În comparație cu angrenajele, transmisiile prin lanțuri permit distanțe mai mari și reglabile între axe iar în comparație cu transmisiile prin curele, au o portanță mai ridicată (forțe), funcționează fără alunecare, cu randamente mari, și, eventual, la temperaturi relativ ridicate ($180^{\circ}\dots 200^{\circ}\text{C}$). Înfășurarea poligonală a lanțului pe roțile de lanț determină însă importante efecte dinamice, viteze variabile, șocuri, vibrații și zgomot. De asemenea transmisia prin lanț solicită o întreținere și mai ales o ungere atentă, altfel fenomenele de uzare din articulații, în condiții grele de sarcină și viteză, determină reduceri însemnate de durabilitate.

Elementele componente ale unei transmisii cu lanț sunt: lanțul, roata conducătoare, roata sau roțile conduse și, în funcție de aplicație, dispozitivul de întindere și dispozitivul sau instalația de ungere.

Clasificarea transmisiilor prin lanțuri, se poate face pe baza următoarelor criterii: tipul constructiv al lanțului (cu zale; cu bolțuri și eclise; cu bolțuri, eclise, bucșe și role; cu bolțuri și eclise dințate; cu forme speciale), poziția planului arborilor transmisiei – orizontală sau înclinată, numărul arborilor acționați (transmisie simplă sau multiplă), felul ungerii etc. (STAS 2577-67).

Câteva tipuri principale de lanțuri pentru transmisiile sunt prezentate în fig. 18.1. Lanțurile cu eclise dințate, încă nestandardizate, sunt folosite pentru zgomot redus (fig. 18.1,e).

Performanțele transmisiilor prin lanț: puterea transmisă – până la 3000 kW; viteza lanțului – până la 30 m/s; turația roții conduse – până la 10 000 rot/min, raportul de transmisie – mai mare de 1/10; randamentul – până la 0,99.

În ultimul timp, datorită perfecționării transmisiilor prin curele dințate, transmisiile prin lanțuri au un domeniu mai restrâns, rezervat forțelor mari și vitezelor reduse.

18.2. Materiale și particularități tehnologice

Pentru execuția componentelor lanțului se folosește oțelul carbon sau, în funcție de viteză și de cerințele de durabilitate, oțelul aliat, cu tratamente superficiale pentru rezistența la uzare: oțeluri carbon normalizate (140...220 HB) pentru viteze $v \leq 4$ m/s; oțeluri îmbunătățite (240...340HB) pentru $v \leq 12$ m/s; oțeluri cementate cu călire și revenire joasă (58...65 HRC la suprafață și 230...340 HB în miez) pentru $v \leq 20$ m/s; oțeluri aliate de îmbunătățire (330...520 HB) pentru $v \leq 20$ m/s; oțeluri cementate cu călire și revenire joasă sau nitrurate (58...65 HRC la suprafață și 280...470 HB în miez) pentru $v \leq 30$ m/s.

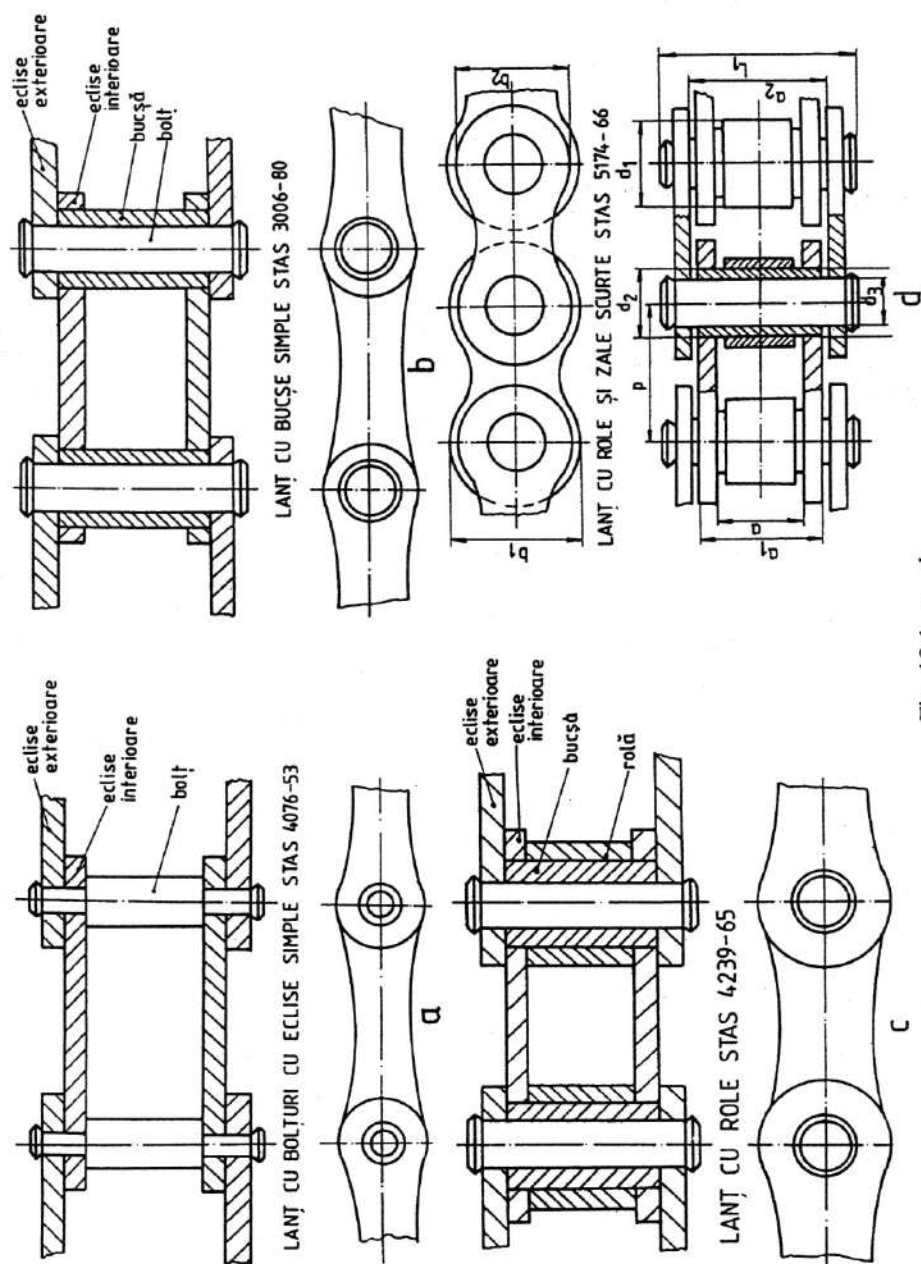


Fig. 18.1, a - d

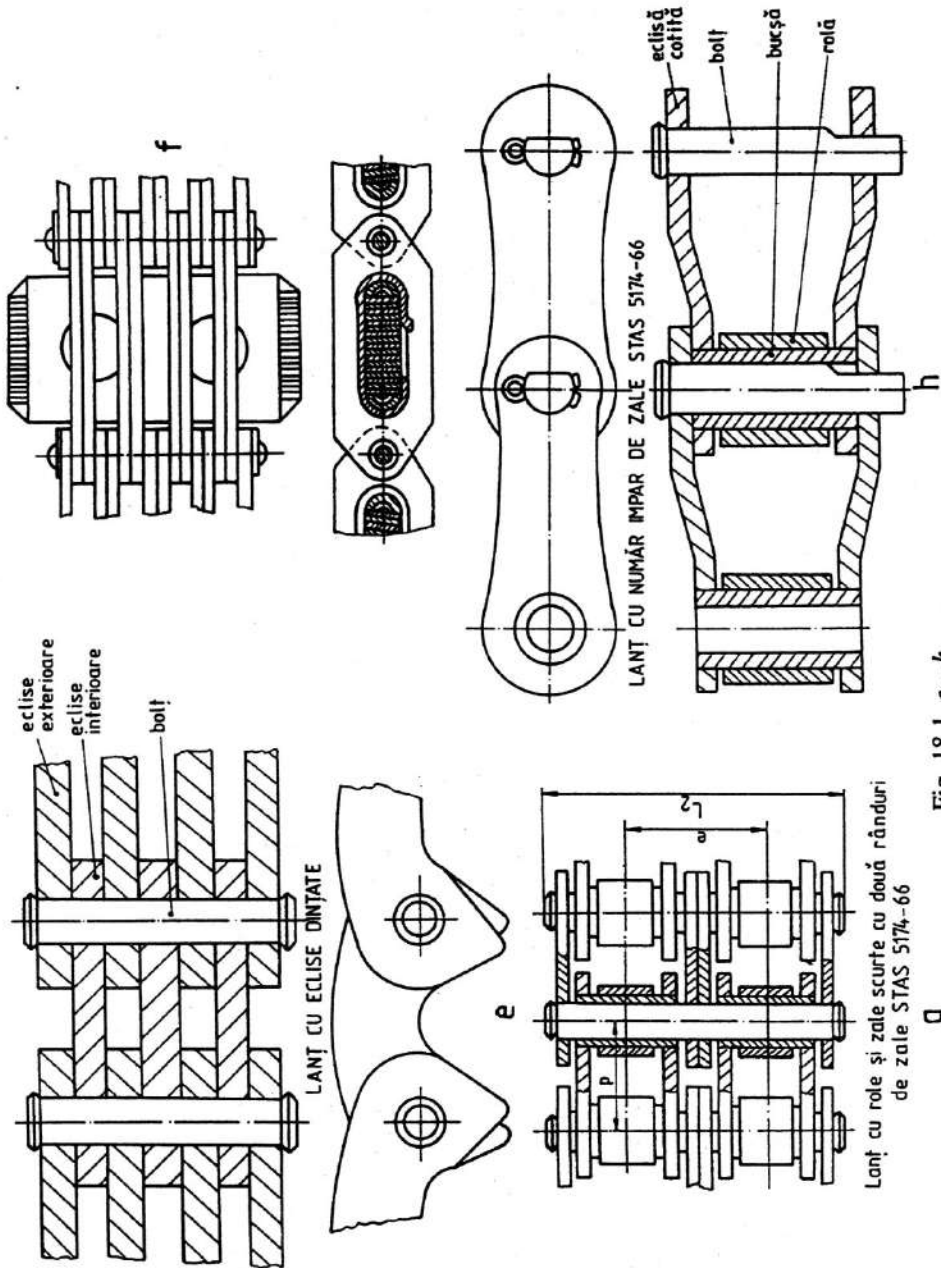


Fig. 18.1, e - h

9

Lanț cu role și zale scurte cu două rânduri de zale STAS 5174-66

În cazul lanțului cu role și zale scurte, în STAS 5174-66 se recomandă următoarele tratamente și durități: eclise – îmbunătățire (39...46 HRC), bolț – îmbunătățire (48...54 HRC) sau tratament termochimic (650...760 HV pe 5% din diametru), bucsă – tratament termochimic (650...750 HV pe 15% din grosimea peretelui), rola – îmbunătățire (42...51 HRC) sau tratament termochimic (580...700 HV pe 15% din grosimea peretelui).

Bolțurile pentru lanțurile din fig. 18.1, *a, b, c, d, g, h* se montează cu ajustaje cu strângere în eclisele exterioare, bucsile se montează cu strângere în eclisele interioare iar rolele se montează cu joc liber pe bucsă.

18.3. Mărimi geometrice și alte caracteristici

Pentru un anumit tip de lanț, pasul lanțului p este elementul hotărâtor pentru proporțiile dimensionale ale componentelor lanțului. Pasul este standardizat în milimetri, sau în inci. Reprezentativă pentru transmisiile prin lanțuri este transmisia prin lanț cu role și zale scurte (STAS 5174-66), ale căror caracteristici dimensionale, de sarcină și de masă sunt indicate în tabelul 18.1 și fig. 18.2 (1 – eclisă exterioară; 2 – eclisă interioară; 3 – bolț; 4 – bucsă; 5 – rolă). Acest tip de lanț se realizează în mai multe variante: cu mai multe rânduri de zale, cu eclise cotite etc. (STAS 2577-67). În același timp, în raport cu forma tipică a ecliselor, necesitățile de îmbinare pentru lanțuri cu număr impar de pași (articulații) conduc la forme modificate (fig. 18.1, *h*).

Transmiterea miscării se realizează prin angrenarea articulațiilor lanțului (bolțuri, bucsă, role, eclise dințate, zale) cu dinții roții de lanț.

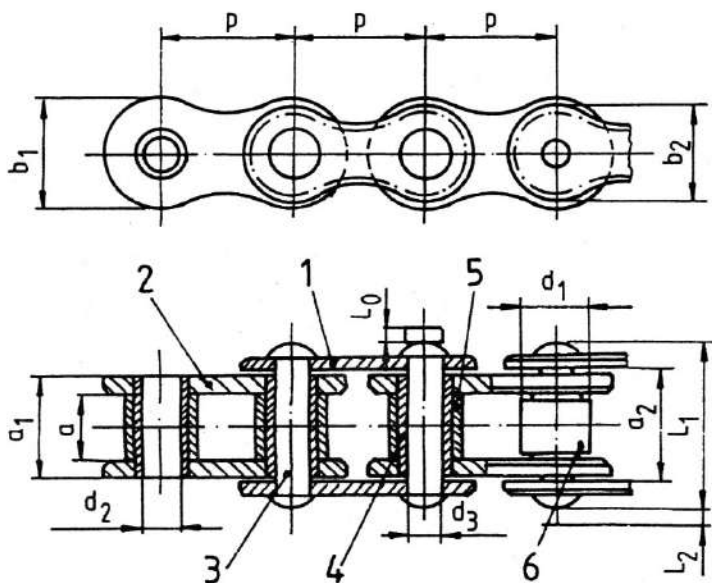


Fig. 18.2

Tabela 18.1. Caracteristici pentru lanțul de uz general cu role și zale scurte (1 rând) STAS 5174-66 (v. fig. 18.2)

Simbolul lanțului	Pasul		Sarcina minimă de rupere Lanț simplu S_{r1}	Lățimea minimă de rupere	Lățimea peste eclisele exterioare	Lățimea între eclisele exterioare	Diametrul exterior al rolei	Diametrul interior al buclei	Lățimea eclisei		Diametrul	Bolțul		Masa pe metru liniar Lanț simplu q	
				a_{min}	a_{1max}	a_{2min}	d_{1max}	d_{2min}	b_{1max}	b_{2max}	d_{3max}	Lungimea finală Lanț simplu	L_{1max}		q
				mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	0,18	
05 B	8,00	-	4 600	3,00	4,77	4,90	5,00	2,36	7,11	7,11	2,31	8,6	0,18		
06 B 06 BX	9,525	3/8"	9 000 7 500	5,72	8,53	8,66	6,35	3,33	8,26	8,26	3,28	13,5	0,4 0,4		
08 A 08 AX	12,70	1/2"	14 000 12 000	7,95	11,18	11,31	7,95	4,01	12,07	10,41	3,96	18,8	0,6 0,6		
08 B 08 BX	12,70	1/2"	18 000 15 000	7,75	11,30	11,43	8,51	4,50	11,81	10,92	4,45	17,0	0,7 0,7		
10 A 10 AX	15,875	5/8"	22 000 20 000	9,53	13,84	13,97	10,16	5,13	15,09	13,03	5,08	21,18	1 1		
10 B 10 BX	15,875	6/8"	23 000 20 000	9,65	13,28	13,41	10,16	5,13	14,73	13,72	5,08	19,6	0,95 0,95		
12 A 12 AX	19,05	3/4"	32 000 25 000	12,70	17,75	17,88	11,91	5,99	18,08	15,62	5,94	26,9	1,52 1,52		
12 B 12 BX	19,05	3/4"	30 000 25 000	11,68	15,62	15,75	12,07	5,77	16,13	16,13	5,72	22,7	1,25 1,25		
16 A 16 A	25,40	1"	60 000 45 000	15,88	22,61	22,74	15,88	7,97	21,13	20,83	7,92	33,5	2,6 2,6		

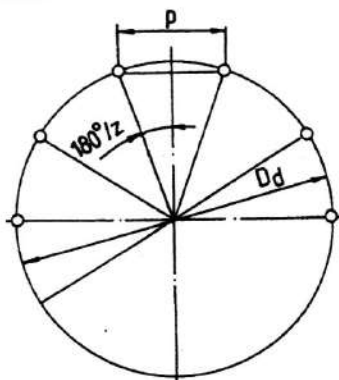


Fig. 18.3

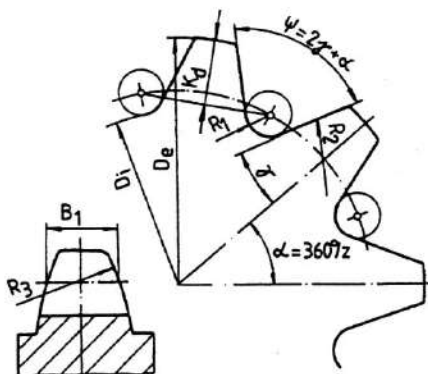


Fig. 18.4

Pentru roata de lanț, dimensiunile caracteristice sunt indicate în fig. 18.3 și 18.4 și relațiile (18.1)...(18.8):

$$\gamma_{\max} = 35^\circ - (120^\circ / Z); \quad \gamma_{\min} = 17^\circ - (64^\circ / Z) \quad (18.1)$$

iar pentru $v \leq 8$ m/s, $\gamma = 13^\circ \dots 17^\circ$ și pentru $v \geq 12$ m/s, $\gamma = 19^\circ$;

$$D_{e1\min} = 28 P^{1/3} n_1^{-2/9} \text{ [mm]}, \text{ cu } P \text{ în W și } n_1 \text{ în rot/min};$$

$$D_{e1\max} = 1,66 a (u + 1), \text{ pentru } 1 \leq u \leq 4; \quad (18.2)$$

$$D_{e1\max} = a (u + 1), \text{ pentru } 4 \leq u \leq 10,$$

cu a - distanța dintre axe;

$$p = D_d \sin (180^\circ / Z); \quad (18.3)$$

$$D_i = D_d - d_1, \text{ cu } d_1 - \text{diametrul nominal al rolei lanțului}; \quad (18.4)$$

$$D_{e\min} = D_d + p (1 - 1,6/Z) - d_1; \quad D_{e\max} = D_d + 1,25 p - d_1; \quad (18.5)$$

$$K_{d\min} = 0,5 (p - d_1); \quad K_{d\max} = p (0,625 + 0,8/Z) - 0,5 d_1; \quad (18.6)$$

$$R_{1\min} = 0,505 d_1; \quad R_{2\min} = 0,12 d_1 (Z + 2); \quad R_{3\min} = p \quad (18.7)$$

$$B_1 = (0,93 \dots 0,95) a_{\min}, \quad a_{\min} \text{ fiind lățimea interioară a lanțului}. \quad (18.8)$$

Relațiile (18.1), (18.3)...(18.7) pot fi scrise pentru roata 1 sau roata 2, respectiv cu Z_1, Z_2 .

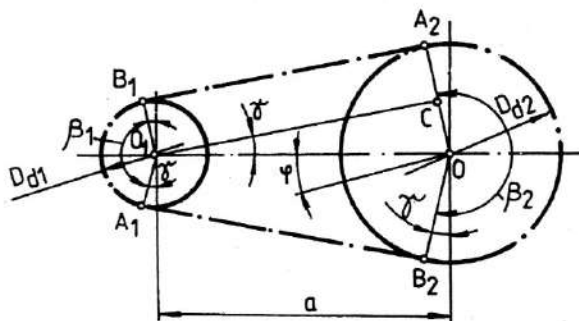


Fig. 18.5

Pentru ansamblul transmisiei se consideră următoarele caracteristici (fig. 18.5):

- raportul de transmitere, $u = D_{d2} / D_{d1} = i_{12} = Z_2 / Z_1$; (18.9)

- distanța necorectată între axe (valoare recomandată), $a = (20 \dots 50) p$; (18.10)

- unghiul de înclinare a transmisiei față de orizontală, φ ;

– unghiul ramurii de lanț față de axa transmisiei, $\gamma/2$, dat de relația

$$\sin \gamma/2 = (D_{d2} - D_{d1})/(2a); \quad (18.11)$$

– lungimea lanțului:

$$L = 2a + 0,5p(Z_2 + Z_1) + 0,25(Z_2 - Z_1)^2 p^2 / (\pi^2 a), \quad (18.12)$$

cu numărul total de zale, număr întreg, $X = L/p$ și $Z_{1,2}$ – numărul de dinți pentru roțile de lanț.

Pentru roțile de lanț, alegerea numărului de dinți trebuie să urmărească, prin valori relativ ridicate, dar în limitele de gabarit impuse, reducerea efectelor de șoc, uzura în articulații, forța de întindere. Se recomandă astfel:

$$Z_1 = 29 - 2u \leq 3a/p(u - 1). \quad (18.13)$$

Numărul de dinți Z_2 , nedivizibil cu Z_1 , se calculează cu relația $Z_2 = uZ_1$, în același timp cu respectarea condiției de creștere admisă a pasului prin efecte de uzare și a abaterilor de prelucrare $\Delta p \leq 1,25\%$ (de exemplu: $Z_2 \leq 120$, pentru lanțuri cu bolțuri și bușe și $Z_2 \leq 140$, pentru lanțuri cu eclise dințate).

18.4. Particularități de funcționare

18.4.1. Efecte dinamice ale înfășurării poligonale

Înfășurarea poligonală a lanțului pe roțile de lanț este o caracteristică a funcționării acestor transmisii. Pentru poziția primei articulații de lanț a ramurii conducătoare, în contact cu dintele roții, poziție reprezentată în fig. 18.6, viteza articulației coincide cu viteza periferică a roții de lanț, la nivelul cercului de divizare:

$$v_1 = \pi D_{d1} n_1 / 60, \quad (18.14)$$

în care n_1 este turația roții conducătoare, în rot/min.

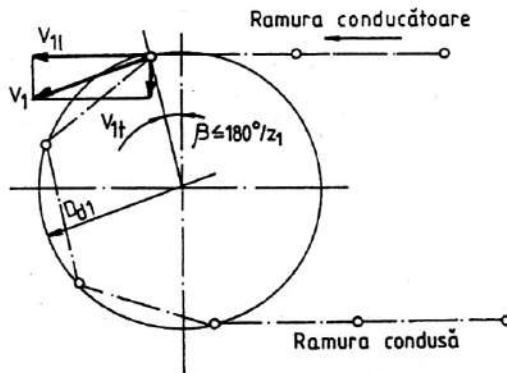


Fig. 18.6

Componentele acestei viteze sunt

$$v_{1l} = v_1 \sin \beta = (D_1 \omega_1 \sin \beta) / 2; \quad v_{1l} = v_1 \cos \beta = (D_{d1} \omega_1 \cos \beta) / 2 \quad (18.15)$$

și reprezintă vitezele articulației, transversal pe ramura conducătoare a lanțului și pe direcția ramurii de lanț. Prima componentă acționează în sensul dezvoltării unor vibrații transversale în ramura de lanț, iar a doua componentă indică o mișcare neuniformă a ramurii conducătoare, implicit și a roții conduse, unghiul β , cu valori $\pm 180^\circ / Z_1$, este variabil în timp, ca și viteza v_{1l} , în funcție de poziția articulației considerate. În acest caz, accelerația pe direcția ramurii conducătoare a transmisiei este

$$a_{1l} = dv_{1l} / t = D_{d1} \omega_1 \sin(d\beta/dr)/2 = -(D_{d1} \omega_1^2 \sin\beta)/2. \quad (18.16)$$

Cu valoarea maximă, pentru $\beta = 180^\circ/Z_1$, în valoare absolută,

$$a_{1l \max} = D_{d1} \sin(180^\circ/Z_1)/2 = p \pi^2 n_1^2 / 1800. \quad (18.17)$$

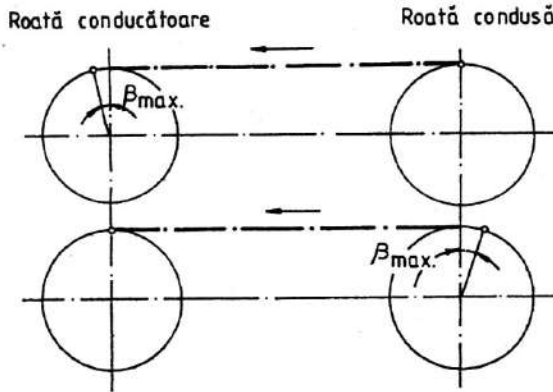


Fig. 18.7

Se desprind următoarele concluzii:

– viteza de deplasare a ramurilor de lanț este variabilă în timp; neuniformă va fi și mișcarea roții conduse și, în consecință, în sollicitări, masele în mișcare neuniformă vor interveni cu efecte de inerție (forțe de inerție) dependente de accelerație;

– raportul de transmitere real, $i_{12} = \omega_1/\omega_2$, prezintă de asemenea variații în timp; în funcție de pozițiile primelor articulații în contact cu dinții roții conducătoare și conduse, în pozițiile particulare din fig. 18.7, vitezele unghiulare pentru roata condusă sunt date de relațiile:

$$\omega_{2 \min} = v_{1 \min} / (D_{d2} \cos\beta_{\min}/2) = \omega_1 \sin(180^\circ/Z_2) / \tan(180^\circ/Z_1); \quad (18.18.a)$$

$$\omega_{2 \max} = v_{1 \max} / (D_{d2} \cos\beta_{\max}/2) = \omega_1 \tan(180^\circ/Z_2) / \sin(180^\circ/Z_1), \quad (18.18.b)$$

care, de exemplu, pentru $Z_1 = 25$, $Z_2 = 75$ conduc la un grad de neregularitate al mișcării

$$\delta = \frac{2(\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min})}{\omega_{2 \max} + \omega_{2 \min}} = \pi^2 (1 + 1/u^2) / (2 Z_1^2) = 0,007 \quad (18.19)$$

18.4.2. Fenomene de șoc în contactul dintre rolele articulațiilor și dinții roților de lanț

Intrarea în contact a rolelor articulațiilor cu flancurile dinților roților de lanț se realizează cu viteze diferite, deci cu șoc. În aceste condiții, energia cinetică de șoc

$$E_s = m_s v_s^2 / 2, \quad (18.20)$$

unde: $m_s = X_s p q$ este masa care participă la șoc, cu X_s – coeficient adoptat egal cu unitatea și q – masa lanțului pe unitatea de lungime; $v_s = \omega_1 p \sin(\alpha + \gamma) = \omega_1 p \zeta$ este viteza relativă de șoc, cu $\zeta = 0,5 \dots 0,9$.

18.4.3. Menținerea angrenării în condițiile creșterii, prin uzare, a pasului de lanț

Încercările și experiența de exploatare arată că înlocuirea unui lanț se impune la creșteri de pas $\Delta p = 1,25\%$, rezultat al uzării articulațiilor. Funcționarea transmisiei cu pas mărit peste această limită este problematică, angrenarea pe roata mare se poate întrerupe (fig. 18.8), cu consecințe care pot avea gravitate. O recomandare generală corelează abaterea de pas cu numărul de dinți:

$$Z_2 \leq (150 \dots 175) / \Delta p \quad (\text{v. } \S 18.3) \quad (18.21)$$

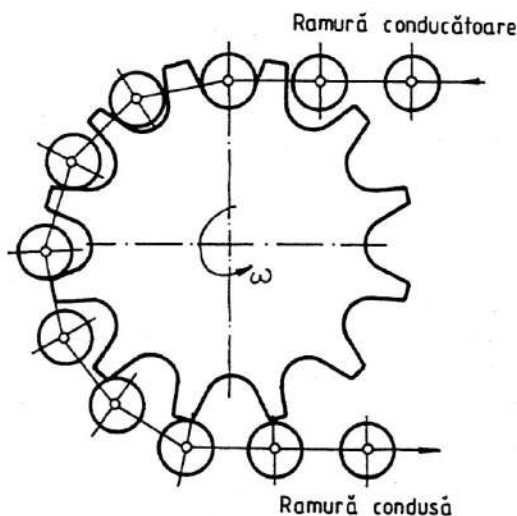


Fig. 18.8

18.5. Forțe în funcționarea transmisiilor prin lanț

Ansamblul forțelor din ramurile transmisiei este puternic influențat de efectele de greutate, inerție și șoc, menționate anterior. Astfel, în ramura conducătoare a transmisiei, forța totală este

$$F_1 = F_u + F_c + F_{g1} + F_{d1} + F_s \quad (18.22)$$

iar în ramura condusă

$$F_2 = F_c + F_{g2} + F_{d2} \quad (18.23)$$

$$\text{Forța} \quad F_u = 60 \cdot 10^6 P / Z_1 p n_1 = 2 M_{t1,2} / D_{d1,2} \quad (18.24)$$

unde P este puterea nominală în kW; $M_{t1,2}$ – momentul de răsucire pe arborele 1, 2, în Nmm; $D_{d1,2}$ – diametrul de divizare pentru roata 1, 2, în mm.

Pentru calculele de verificare, influența condițiilor de exploatare este considerată prin amplificarea forței F_u cu un factor de exploatare C_B :

$$F_u = 60 \cdot 10^6 P C_B / (Z_1 p n_1) = 2 M_{t1,2} C_B / D_{d1,2} \quad (18.25)$$

cu valori pentru C_B în tabelul 18.2.

Tabelul 18.2. Valori pentru coeficientul C_B

Mers uniform	Mers neuniform	Funcționare cu șoc
$C_B = 1,0$	$C_B = 1,5$	$C_B = 2,0$
Mașini de tipar	Betoniere	Mașini pentru dragat
Transportoare cu încărcare uniformă	Transportoare cu încărcare neuniformă	Mașini pentru construcții
Mașini pentru prelucrarea lemnului	Mori cu bile	Mașini pentru prelucrarea cauciucului
	Pompe cu piston (3)	
Pompe rotative	Compresoare cu piston (3)	Mori cu ciocane
Compresoare rotative		Pompe cu piston (1, 2)
Mașini de hârtie	Prese și forfece	Compresoare cu piston (1,2))
Scări rulante	Laminoare, instalații de ridicat	Instalații de foraj
Mașini unelte-transmisia principală	Mașini de trefilat	Laminoare
		Mașini pentru ceramică

Forța centrifugă F_c ia în considerare efectele centrifugale pe segmentele de lanț în mișcare de rotație:

$$F_c = q v^2 \text{ [N]}. \quad (18.26)$$

Efectele înfășurării poligonale a lanțului $F_{d1,2}$ sunt considerate într-o manieră simplificată prin relația

$$F_{d1} \approx F_{d2} = F_u + F_c \quad (18.27)$$

Efectul contactului cu șoc la angrenare este reprezentat prin forța F_s . Energia cinetică corespunzătoare intrării în angrenare cu șoc se consumă prin deformarea elastică a elementelor articulației, la nivelul contactului cu dinții roții. În aceste condiții:

$$F_s = \sqrt{q p B_1 E / 3} \cdot \frac{2\pi D_{d1} n_1 \sin[(360/Z_1) + \gamma]}{60 Z_1} \quad (18.28)$$

Corelarea acestei forțe cu tensiunile de contact poate conduce la determinarea unei turații limită. În afara notațiilor cunoscute, B_1 este lățimea roții de lanț, în mm (v. fig. 18.4), $B_1 \approx 0,9 b$, E – modulul de elasticitate longitudinală, în N/mm^2 iar

$$n_1 \approx 3,4 \cdot 10^{-3} \sigma_{Ha}^2 / [p \sin(180^\circ/Z_1 + \gamma)], \quad (18.29)$$

unde $\sigma_{Ha} \approx 3,21 \text{ HV}$ este tensiunea de contact de tip $\sigma_{z \max}$ în N/mm^2 și HV – duritatea Vickers.

Efectele de greutate F_g sunt efecte de fir suspendat, determinate orientativ cu relația

$$F_g = \xi q g a, \quad (18.30)$$

în care: $\xi = 6$ pentru transmisii orizontale și $\xi = 1$ pentru transmisii cu axă verticală, q este greutatea pe unitate de lungime a lanțului în kg/m ; g – accelerația gravitației în m/s^2 , a – distanța dintre axe în m.

Forța de pretensionare F_0 este redusă, mai mică decât (4...5%) F_u și se poate determina cu relația

$$F_0 = F_u \left[\sin \gamma / \sin(360^\circ / Z_1 + \gamma) \right]^{2p_1} \text{ [N]}, \quad (18.31)$$

în care: γ este unghiul de flanc al dintelui roții 1 și $Z_{p1} = \beta_1 Z_1 / 360^\circ$ – numărul de dinți ai roții 1 înfășurați de lanț pe unghiul β .

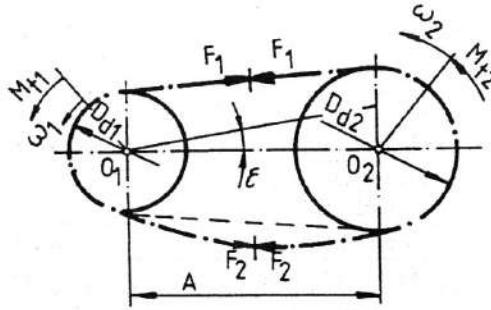


Fig. 18.9

Forța de apăsare pe arbori, conform schemei din fig. 18.9, este:

$$F_a = \left[(F_1 - F_0)^2 + (F_2 - F_0)^2 + 2(F_1 - F_0) \cos 2\varepsilon \right]^{1/2}, \quad (18.32)$$

unde $F_0 = (1, 1 \dots 1, 2) F_w$.

18.6. Fenomene de deteriorare

La transmisiile prin lanț, datorită complexității funcționale, defectările pot avea cauze diferite, cu întrepătrunderi, evoluția lor fiind în funcție de sarcină, viteză, materiale, ungere, condiții abrazive, temperatură și bineînțeles, de construcția lanțului prin elementele sale caracteristice, dimensionale și de formă.

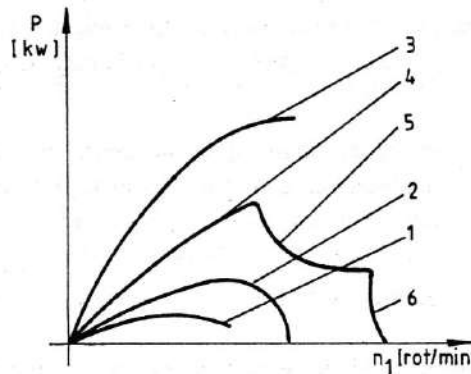


Fig.18.10

Analizând orientativ puterea transmisă în funcție de turație sau de viteza lanțului în fig. 18.10, rezultă următoarele:

– fenomenul de uzare la nivelul contactului suprafețelor bolt/bucșă, pe aria proiectată în plan diametral $A_a = a_1 d_3$, apare ca un fenomen caracteristic; uzura evoluează relativ repede în cazul ungerii sărace sau în prezența particulelor abrazive (curba 1), chiar la viteze mici sau moderate; o evoluție relativ mai lentă, cu o creștere a puterii transmise, se înregistrează în cazul unei ungeri corespunzătoare pentru o durabilitate (de exemplu 10 000 ore) și condiții normale de sarcină și viteză (curba 2); pentru oțeluri de înaltă rezistență și duritate, în arti-

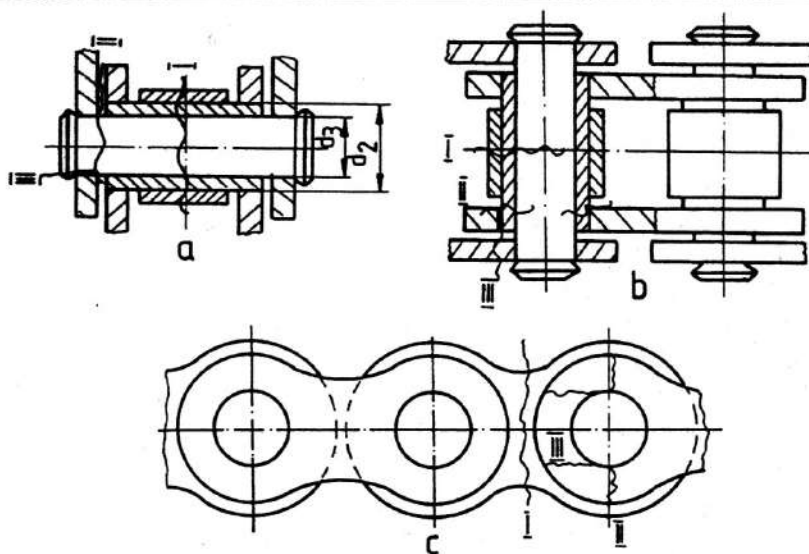


Fig. 18.11

culații cu ungere continuă și cu măsuri de protecție față de pătrunderea particulelor abrazive, rezistența la uzare crește și uzura din articulații poate trece pe un plan secundar (curba 3); uzura în articulații se manifestă prin creșterea în timp a pasului lanțului, zgomot sporit în funcționare și în ultimă instanță, întreruperea angrenării prin ieșirea lanțului de pe roata condusă; defectarea prin uzare abrazivă este agravată la turații și viteze ridicate; există astfel condiții să se aprecieze că fenomenele de șoc, ciocnirea la intrare a articulațiilor cu dinții roții de lanț ar limita viteza în utilizările curente;

– defectarea lanțului se mai poate produce prin ruperea prin oboseală a ecliselor (curba 4), a articulațiilor (porțiunea 5), ruperea prin oboseală a roleur și desfacerea ajustajelor bolț-eclise exterioare, la viteze $v \geq 20$ m/s și griparea articulațiilor la viteze $v \geq 30$ m/s (porțiunea 6);

– sub sarcini statice mari sau cu variații foarte lente, la viteze foarte reduse, pot apărea și ruperi de tip static: la eclise (fig. 18.11, a) prin tracțiune (secțiunile I, II) și forfecare (III) sau prin rupere sub tensiuni compuse în zonele de presare a bolțului sau bușelor (II); la bușe (fig. 18.11, b) prin încovoiere (I), forfecare (II), strivire (III); la bolțuri (fig. 18.11, c) prin încovoiere (I), forfecare (II) și strivire (III).

18.7. Criterii de proiectare

Dificultățile de apreciere a efectelor dinamice și de șoc, îndeosebi complexitatea funcționării, și numeroase încercări experimentale au impus, în legătură cu defectările posibile menționate, utilizarea unor metodologii particulare de calcul, cu numeroși coeficienți de corecție și de influență. Se remarcă, din aceleași motive, valorile ridicate ale coeficientului de siguranță, acolo unde acesta este explicitat. Este de reținut și o relativă diversitate a metodelor de calcul, care conduce adesea la diferențe în performanțele estimate sau între acestea și cele înregistrate în exploatare.

Verificarea la rupere a componentelor lanțului se poate realiza fie global, prin comparația dintre forța din ramura conducătoare și o sarcină de rupere, limită standardizată $S_r \geq F_1$, fie prin fiecare componentă, în secțiunile și la solicitările descrise în § 18.6 cu următoarele tensiuni admisibile: pentru tracțiune, $\sigma_a = \sigma_r / c$, cu coeficientul de siguranță $c = 6 \dots 8$; pentru forfecare, $\tau_a = (2/3) \sigma_a$; pentru încovoiere, $\sigma_{ai} = 0,9 \sigma_a$; pentru strivire în ajustaje, $p_a = 150 \text{ N/mm}^2$; pentru tensiunea de contact de tip $\sigma_{z \max}$, la contactul dintre rolă și dințele roții $\sigma_{za} \approx 3,21 \text{ HV (N/mm}^2)$.

Etape hotărâtoare de calcul este cea care consideră fenomenul de uzare ce se dezvoltă în articulații la nivelul contactului cu mișcare relativă bolț/bucșă și determină, în timp, creșterea pasului și în final întreruperea angrenării. În mod firesc, la baza acestui calcul se află încercările experimentale care stabilesc dependențele condițiilor de lucru și dimensionale de durabilitate, în ipoteza că acestea depind, la rândul lor, de energia consumată în articulații prin frecare sau ciocniri.

Rezultatele acestor încercări constituie și suportul alegerii preliminare a tipodimensiunii de lanț (p). Astfel, se propune diagrama din fig. 18.12, trasată pentru: $Z_1 = 19$, $X = 100$ zale, $u = 3$, $h = 15\,000$ ore de funcționare.

Calculul presupune doua etape: un calcul preliminar și unul de verificare.

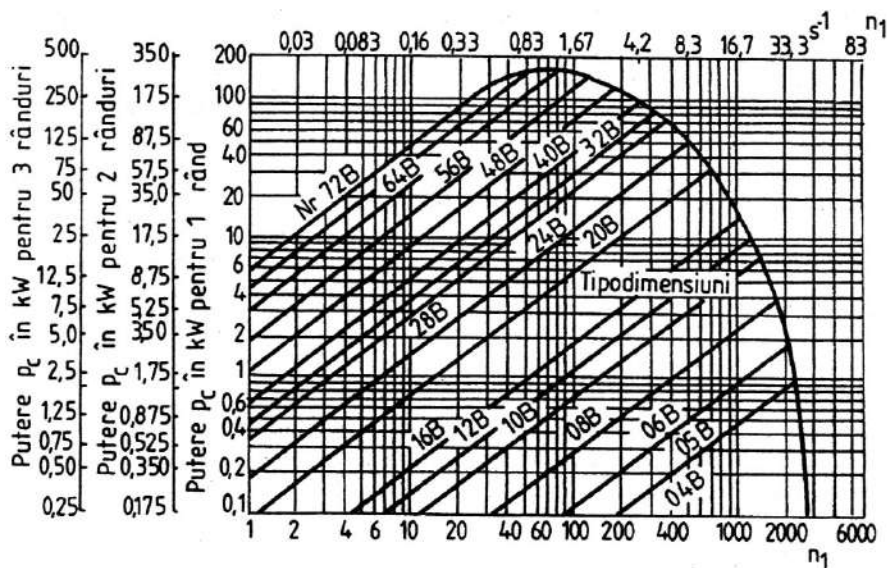


Fig. 18.12

18.7.1. Calculul preliminar

Puterea de calcul se determină cu relația

$$P_c = C_B C_Z P, \quad (18.33)$$

cu C_B din tabelul 18.2 și C_Z din tabelul 18.3, după care urmează alegerea preliminară a tipodimensiunii cu diagrame de tipul celei din fig. 18.12 (DIN 8195 și lanț DIN 8187).

Verificarea se face tot prin intermediul puterii transmise:

$$P_C = P C_B C_Z / (C_A C_e C_T C_a C_L C_u), \quad (18.34)$$

unde, în afară de notațiile cunoscute,

C_A – este factorul distanței dintre axe (tabelul 18.4);

C_e – coeficient care consideră forma ecliselor ($C_e = 1,0$ pentru eclise drepte; $C_e = 0,8$, pentru eclise înclinate de legatură);

C_T – coeficient dependent de tipul lanțului ($C_T = 1$, pentru lanțuri cu bolțuri, bușe și role, $C_T = 2$ pentru lanțuri cu bolțuri și bușe, $C_T = 0,2$ pentru lanțuri cu bolțuri, bușe și role, cu eclise lungi);

C_a – coeficient dependent de numărul de arbori acționați ($C_a = 0,9^{a-2}$, unde a este numărul de arbori acționați în transmisie);

$C_L = (15\,000 / L_h)^{1/3}$, coeficient dependent de durabilitatea impusă în ore de funcționare continuă;

C_u – coeficient dependent de condițiile de ungere (tabelul 18.5).

Tabelul 18.3. Valori pentru coeficientul C_Z

Z_1	11	13	15	17	19	21	23	25	27	31	38
C_Z	1,81	1,51	1,29	1,13	1	0,9	0,81	0,74	0,68	0,59	0,47

Tabelul 18.4. Valori pentru coeficientul C_A

Distanta între axe a	20 p	30 p	40 p	60 p	80 p
C_A	0,85	0,94	1	1,08	1,15

Tabelul 18.5. Valori pentru coeficientul C_u

Condiții de ungere și funcționare	C_u
Protecție față de praf și ungere bună	1,0
Protecție față de praf și ungere suficientă	0,9
Fără protecție, cu ungere suficientă	0,7
Fără protecție, ungere săracă	0,5 ($v \leq 4$ m/s) 0,3 ($v = 4 \dots 7$ m/s)
Contaminare cu praf, ungere săracă	0,3 ($v \leq 4$ m/s) 0,15 ($v = 4 \dots 7$ m/s)
Contaminare cu praf, fără ungere	0,15 ($v \leq 4$ m/s)

18.7.2. Verificarea presiunii specifice în articulația bolț/bușă

Această verificare presupune determinarea presiunii specifice în cupla tribologică cea mai expusă fenomenelor de uzare articulația bolț/bușă:

$$p_s = \frac{F_u C_B + F_c}{a_1 d_3} \leq p_{sa}. \quad (18.35)$$

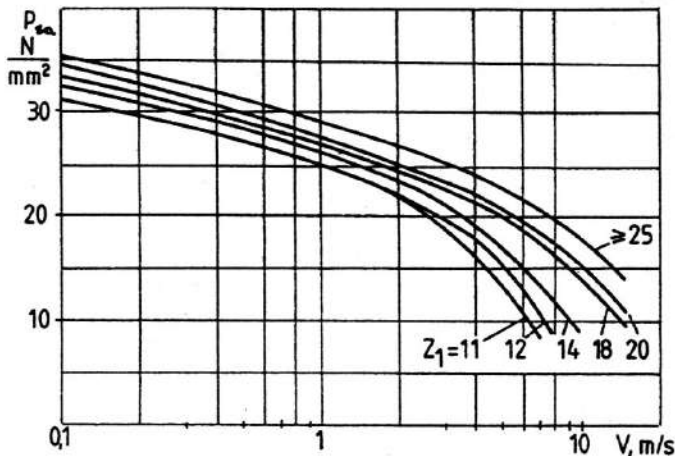


Fig. 18.13

Valori pentru presiunea specifică admisibilă p_{sa} în fig. 18.13.

Relații și diagrame asemănătoare sunt furnizate de firmele producătoare și pentru alte tipuri de lanțuri.

18.7.3. Verificarea tensiunilor de contact hertzian dintre rola articulației de lanț și flancul dintelui roții

În acest scop se consideră relația tensiunilor maxime de contact $\sigma_0 = \sigma_{z, \max}$ pe suprafața de contact dintre rola articulației (diametru d_1 , lungime $\approx a$) și flancul dintelui roții de lanț (raza de curbură R_2 , lățime B_1) (v. fig. 18.2 și 18.4):

$$\sigma_0 = 0,418 \sqrt{2 F_s E / (a d_1)} \leq \sigma_{oa} \quad (18.36)$$

ceea ce presupune că $d_1/2 \approx d_1(d_1/R_2 + 2)$.

Pentru forța aplicată pe contact pot fi considerate doar efectele de șoc potrivit relației

$$F_s = \sqrt{q_s p B_1 E / 3} \cdot \frac{2\pi D_{d1} n_1 \sin[(360/Z_1) + \gamma]}{60 Z_1} \quad (18.37)$$

Tensiunea admisibilă σ_{oa} depinde de material și tratament: la oțeluri normalizate și îmbunătățite, $\sigma_{oa} = (2,3 \dots 2,5)$ HB, la oțeluri călite superficial, $\sigma_{oa} = (23 \dots 26)$ HRC iar la cele cementate și călite $\sigma_{oa} = (28 \dots 32)$ HRC sau $\sigma_{oa} = 3,21$ HV.

18.7.4. Vibrații în transmisiile prin lanț

Particularitățile cinematice și dinamice de funcționare ale transmisiei prin lanț evidențiază posibilități accentuate de apariție a vibrațiilor. Pot fi menționate astfel vibrații transversale, longitudinale și de răscire ale ramurilor de lanț. Considerarea acestor vibrații în proiectarea transmisiei înseamnă, mai întâi, determinarea frecvențelor de excitație și a armonicilor lor. Relația generală este:

$$f = B n_{1,2} / 60, \quad (18.38)$$

în care: $B = 1$, pentru frecvența de excitație corespunzătoare abaterilor de la circularitate ale roților de lanț; $B = Z_{1,2}$, pentru frecvența de excitație corespunzătoare angrenării articulațiilor cu dinții roților; $B = Z_{1,2} n/X$, pentru frecvența de excitație corespunzătoare mișcării periodice a întregului lanț, cu n – ordinul armonicii de excitație și X – numărul total de zale ale lanțului.

Pasul următor este determinarea frecvențelor proprii pentru modurile de vibrație transversală, longitudinală și de răsucire. Evitarea suprapunerii frecvențelor de excitație peste frecvențele proprii menționate constituie criterii de limitare corespunzătoare a turației sau motivații pentru modificări dimensionale adecvate, de natură să asigure o capacitate portantă superioară, cu efecte dinamice normale.

Frecvențele proprii pot fi calculate cu relațiile:

– vibrații transversale,

$$f_m = [v/(2l)](F_u/q) / \sqrt{(F_u/q) + v^2}, \quad (18.39)$$

în care v este ordinul armonicii de vibrație și l – lungimea ramurii de lanț, turația critică corespunzătoare armonicii fiind

$$n_m = \frac{1000v}{60Zp} \left[\frac{F_u}{q} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{Zp}{1000B} \right)^2} - 1 \right) \right]^{1/2}; \quad (18.40)$$

– vibrații longitudinale,

$$f_{ln} = v \sqrt{\frac{40F_u}{q}} / (2l) \quad \text{pentru } q / (40F_u) = 0,001 \text{ s/m}, \quad (18.41)$$

turația critică corespunzătoare fiind

$$n_{ln} = \frac{8,33v}{Z_1l}; \quad (18.42)$$

– vibrații de răsucire, cu turațiile critice respective:

$$n_{rn} = \frac{vBp}{2400\pi^2} \sqrt{\frac{S_r c_{rel}}{lJ_1[1 + u^2(J_1/J_2)]}}, \quad (18.43)$$

unde, în afara notațiilor cunoscute, S_r este sarcina de rupere (v. tabelul 18.1); c_{rel} – rigiditatea lanțului, $c_{rel} = 55 \text{ N/mm}^2$; $J_{1,2}$ – momentul de inerție redus pentru masele antrenate în mișcare de rotație de arborii 1, 2.

Funcționarea în regim de vibrații a transmisiei cu lanț reduce sensibil performanțele de durabilitate datorită fenomenelor dinamice specifice. Din acest motiv se utilizează dispozitive de întindere, dintre care, în fig. 18.14 este prezentată o soluție simplă cu acționare mecanică cu arc.

De altfel, întinderea lanțului este impusă și de necesitățile de compensare a erorilor de pas inițiale și prin efectele de uzare, deci a lungimii lanțului, precum și a abaterii de la distanța dintre axe. Unele dispozitive de întindere se rezumă la o rolă apasată pe lanț, sau la elemente elastice cu bandă.

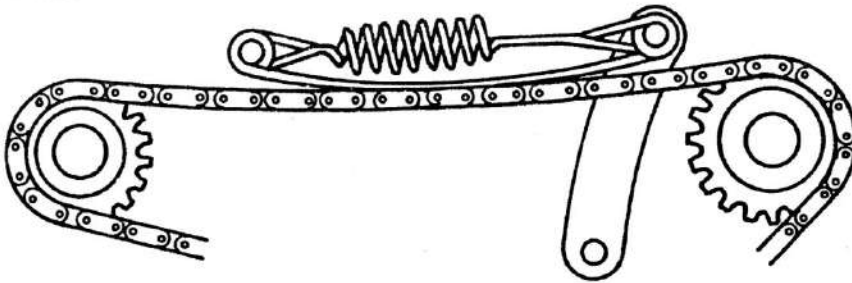


Fig. 18.14

18.7.5. Randamentul transmisiilor prin lanț

Randamentul acestor transmisii ia în considerare pierderile energetice prin frecare în articulații, în contactul articulație-dinte de roată, prin efecte de șoc și prin frecări în lubrifianți și în lagare.

Primele trei componente de pierderi se apreciază cu relația

$$\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu d_3 (u+1)(F_1 + F_2)}{p Z_1 u F_u}, \quad (18.44)$$

cu notațiile cunoscute și $\mu = 0,05$ – coeficientul de frecare.

Pierderile datorită barbotării (η_u) sau frecărilor în lagăre (η_l) pot fi considerate separate prin metodele cunoscute. Valoarea globală a randamentului

$$\eta = \eta_a \eta_l \eta_u \quad (18.45)$$

este ridicată (0,92...0,97), fapt care constituie un avantaj al acestei transmisii.

18.7.6. Ungerea și întreținerea transmisiilor prin lanț

Dacă montarea și demontarea transmisiilor prin lanț sunt operații simple datorită particularităților constructive, ungerea și în general întreținerea prezintă o importanță deosebită, cu atât mai mult cu cât fenomenele de uzare sunt dominante în aprecierea durabilității. Sistemul de ungere se stabilește conform recomandărilor din fig. 18.15, 18.16, iar viscozitatea cinematică la 50° C recomandată pentru ulei este dată de relația

$$v_{50} = v'_{50} \cdot K_{pl} \cdot K_{tl} \quad [\text{m}^2/\text{s}], \quad (18.46)$$

în care v'_{50} este viscozitatea cinematică standard (fig. 18.17), în m^2/s , iar

$$K_{pl} = 4,5/(a_p u)^{1/3}; \quad (18.47)$$

$$K_{tl} = 0,8/(T-1)^{1/3} \quad \text{pentru } T \leq 0^\circ \text{C}; \quad (18.48)$$

$$K_{tl} = 0,33 (T)^{1/3} \quad \text{pentru } T \geq 30^\circ \text{C}, \quad (18.49)$$

unde, în afara notațiilor cunoscute, $a_p = a/p$ și T – temperatura de funcționare, în $^\circ\text{C}$.

18.7.7. Concluzii referitoare la proiectare

Proiectarea transmisiilor prin lanț se poate realiza cu algoritmul din fig. 18.18.

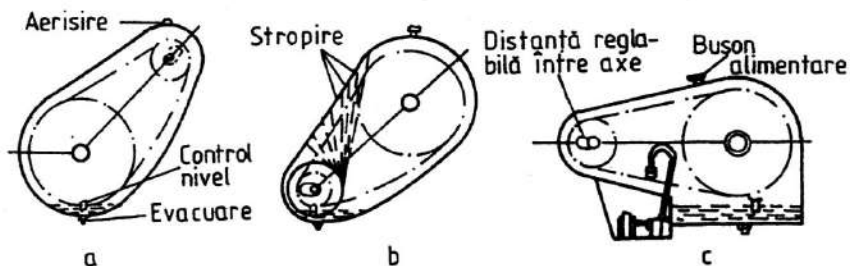


Fig. 18.15

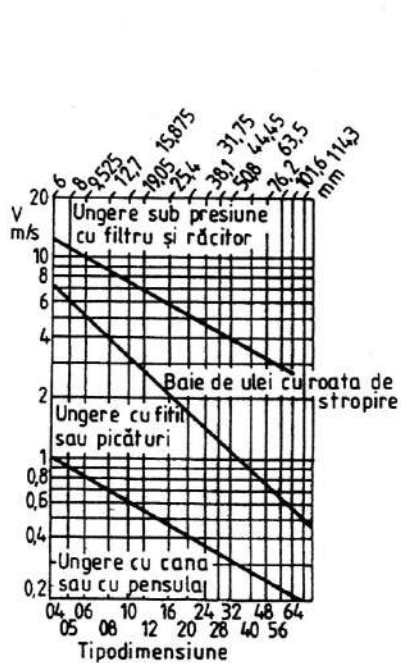


Fig. 18.16

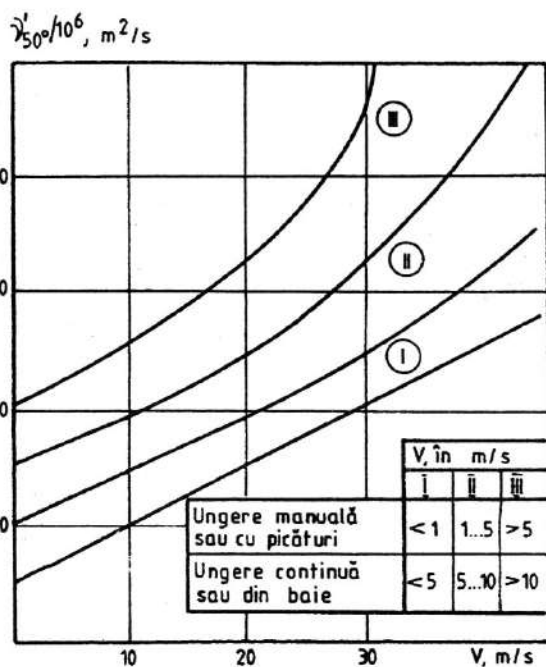


Fig. 18.17

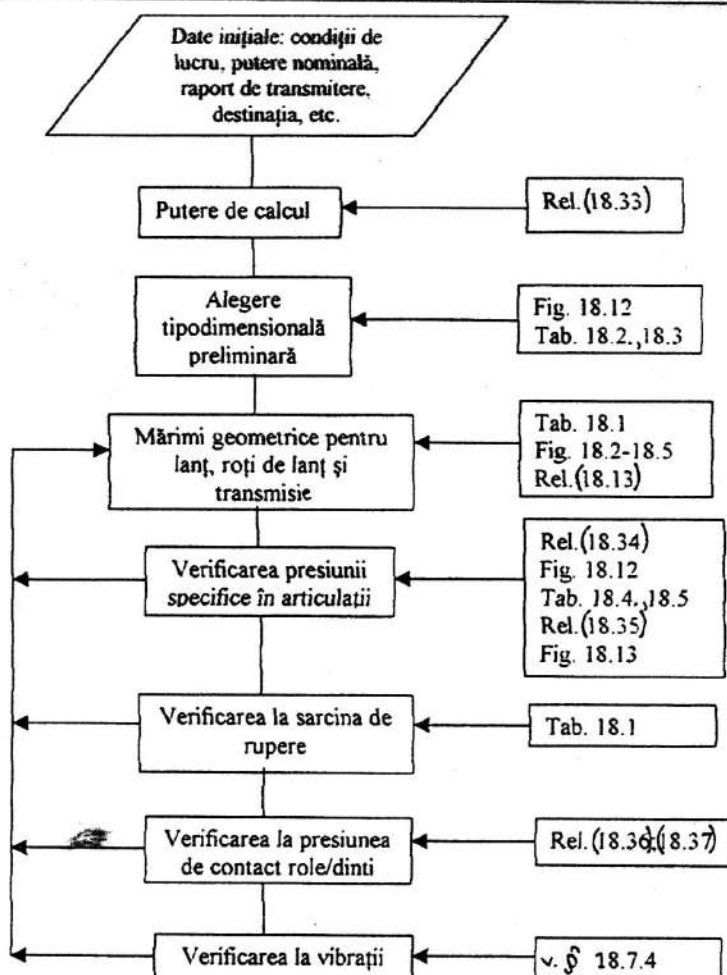
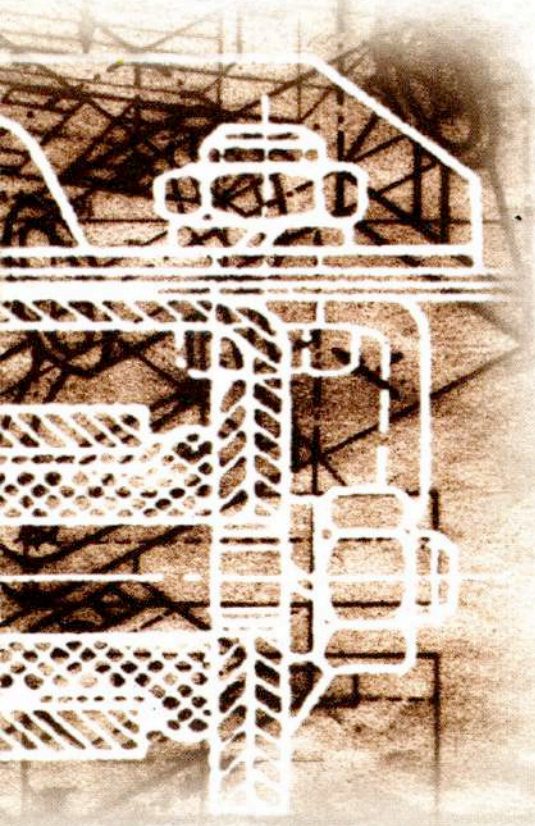


Fig. 18.18

Bibliografie

1. Decker, K. H. *Maschinenelemente*. Carl Hanser Verlag, Munchen – Wien, 1985.
2. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de Mașini*. Vol. I și II. Ed. Tehnică, București, 1981–1983.
3. Niemann, G., Winter, H. *Maschinenelemente*. Vol. III, Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-Tokyo, 1983.
4. *** ICTCM – *Metodă generală pentru calculul transmisiilor cu lanț*. TS 42, 1981.
5. STAS 4076 Lanț cu eclise și bolțuri cu zale lungi.
6. STAS 5174 Lanțuri de transmisii cu role și zale scurte.
7. STAS 4075/1 Lanțuri cu eclise și bolțuri cu zale scurte.
8. STAS 4075/2 Idem, Roți de lanț. Calculul elementelor geometrice ale danturii.
9. STAS 10057/1 Lanțuri cu eclise pentru transportoare.
10. STAS 10057/2 Idem. Roți de lanț. Calculul elementelor geometrice ale danturii.



Pasiunea și interesul pentru muncă și pentru ceea ce se creează prin această muncă înseamnă cheia și secretul prin care proiectarea capătă formele frumoase ale calității.

În lucrarea „Organe de mașini“ sunt cuprinse principalele date necesare proiectării oricărei mașini și utilaj.

Lucrarea este utilă pentru toți cei ce se pregătesc în acest domeniu, precum și inginerilor proiectanți, datorită bogatului material tabelar și grafic conținut.

Inginerie mecanică

ISBN 973-31-1400-6
ISBN 973-31-1527-4