

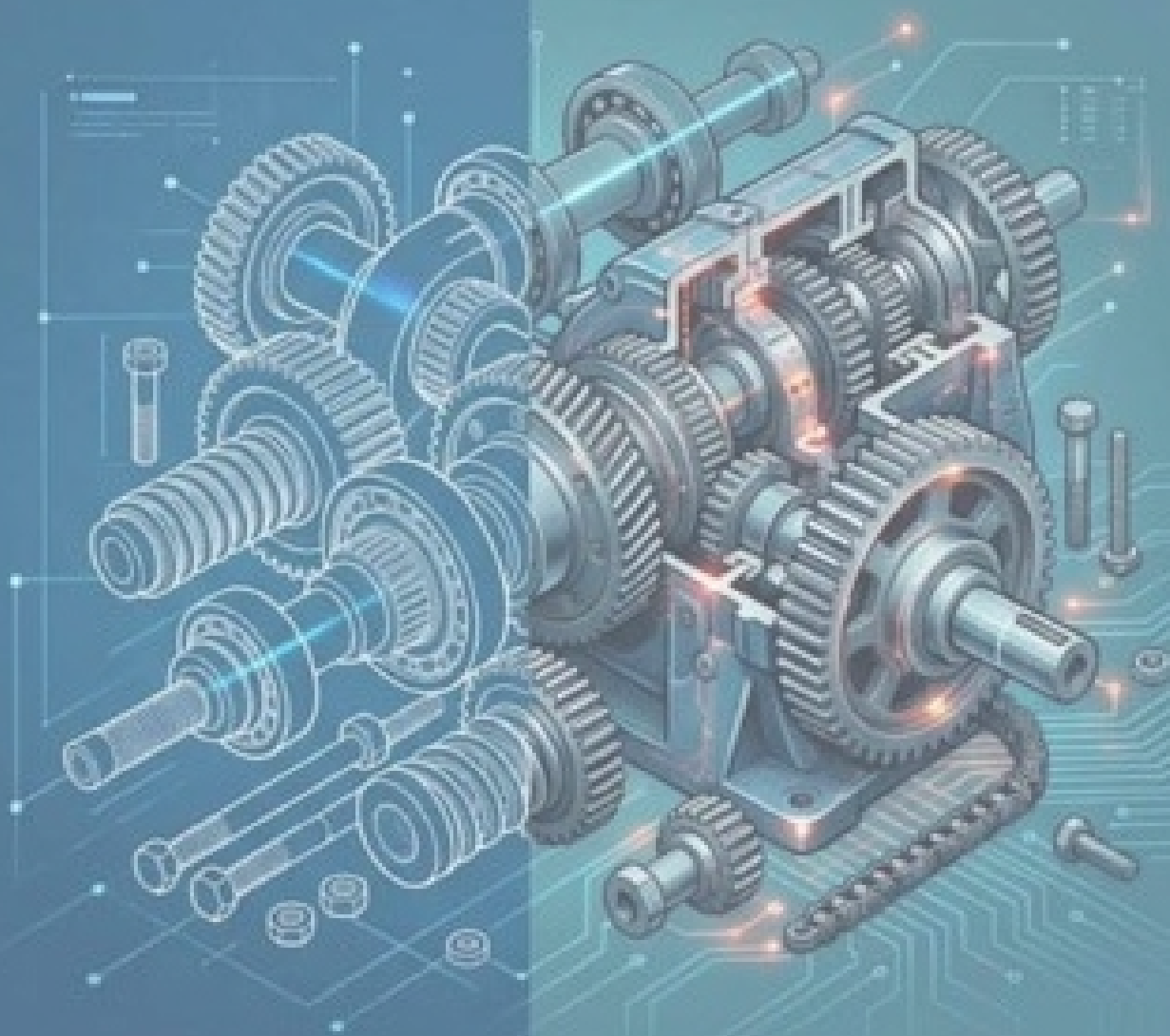
George-Horea CRIȘAN

Corina BÎRLEANU

Marius PUSTAN

ORGANE DE MAȘINI

Suport de curs



U.T. PRESS

Cluj-Napoca, 2026

ISBN 978-606-737-866-5

George-Horea CRIȘAN

Corina BÎRLEANU

Marius PUSTAN

ORGANE DE MAȘINI

Suport de curs



U.T. PRESS

Cluj-Napoca, 2026

ISBN 978-606-737-866-5



Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Recenzia: Conf.dr.ing. Lucian V. Fechete-Tutunaru

Ș.l.dr.ing. Claudiu Ovidiu Popa

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2026 Editura U.T.PRESS

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-866-5

CUPRINS

Partea I

1. Asamblări filetate.....	1
2. Asamblări prin pene și caneluri.....	23
3. Asamblări cu știfturi și bolțuri.....	40
4. Asamblări cu brățări elastice și cu strângere proprie.....	49
5. Arcuri.....	60

Partea II

6. Angrenaje. Angrenaje cilindrice cu dinți drepți.....	70
7. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați.....	88
8. Angrenaje conice. Angrenaje conice cu dinți drepți....	97
9. Angrenaje melcate.....	108
10. Arbori.....	119
11. Cuplaje.....	129
12. Lagăre cu rostogolire. Rulmenți.....	141

Prefață

A avea o înțelegere aprofundată a componentelor esențiale ale mașinilor este o etapă crucială în formarea viitorilor ingineri pentru a face față provocărilor actuale din ingineria mecanică și industrială. Acest volum este scris ca un suport de curs pentru disciplina „Organe de Mașini” fiind destinat în primul rând studenților din ciclul de licență din cadrul specializărilor de inginerie mecanică și industrială. Cu toate acestea, poate fi de mare folos și pentru cei care urmează studii masterale și doctorale în aceste domenii.

Această lucrare oferă o abordare contemporană care ajută la învățarea atât în timpul orelor de curs, a celor de proiect și laborator, cât și în pregătirea individuală. Conținutul său este structurat astfel încât să ofere o înțelegere cuprinzătoare și aplicată a organelor de mașini, fundamentând cunoștințele teoretice prin exemple practice și studii de caz relevante. În plus, materialul este conceput pentru a stimula gândirea critică și capacitatea de rezolvare a problemelor tehnice, esențiale în formarea unor profesioniști în domeniul ingineresc. În acest fel, lucrarea de față încurajează o abordare integrată și interdisciplinară a tematicii, datorită complexității și varietății informațiilor prezentate. Prin urmare, studenții vor avea șansa de a înțelege mai bine contextul și importanța fiecărui concept studiat.

Astfel, ne exprimăm speranța că acest volum va facilita atât învățarea activă în clasă cât și pregătirea amănunțită pentru examene și provocările ingineresti. Această carte își propune să ajute la atingerea obiectivului că succesul în inginerie depinde atât de acumularea de cunoștințe, cât și de capacitatea de a le aplica într-un mod creativ și eficient.

Vă încurajăm să citiți cu curiozitate și deschidere conținutul acestui suport de curs și să utilizați resursele pe care le oferă pentru a vă îmbunătăți abilitățile necesare în drumul dumneavoastră profesional.

[Autorii]

Sunt printre cele mai utilizate tipuri de asamblări utilizate în industria constructoare de mașini (peste 60 % din componentele unei mașini conțin filete).

- asamblarea filetată este cea mai comună ansamblare demontabilă;
- șurubul este un organ de mașină în aparență simplu, dar care include problemele complicate;
- o asamblare filetată cuprinde o piesă cuprinsă filetată la exterior numită șurub și o piesă cuprinzătoare filetată interior numită piuliță;
- principalul element este filetul.

[illegible]

Filetul este o nervură elicoidală generată de alunecarea unei profil (figuri geometrice - triunghi, trapez, ferăstrău) de-a lungul unei elice înfășurate pe un cilindru sau pe un con. **Terminologia** filetului, conform SR ISO 68-1, este prezentată în figura 11..

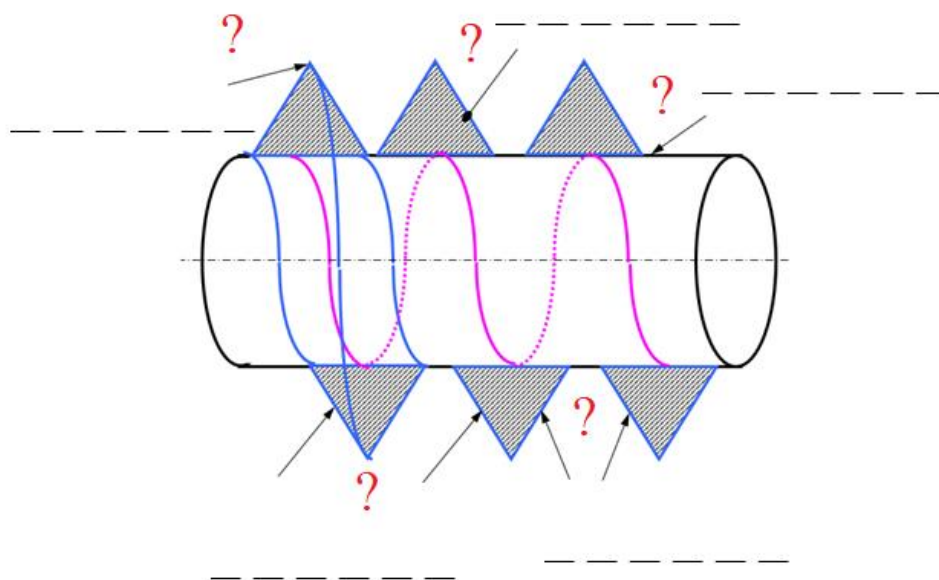


Fig. 1.1 Terminologie utilizată pentru filete – SR ISO 68-1

Principalele tipuri de filete (prezentate în figura 1.2) sunt:

- a).....;
- b).....;
- c).....;
- d).....

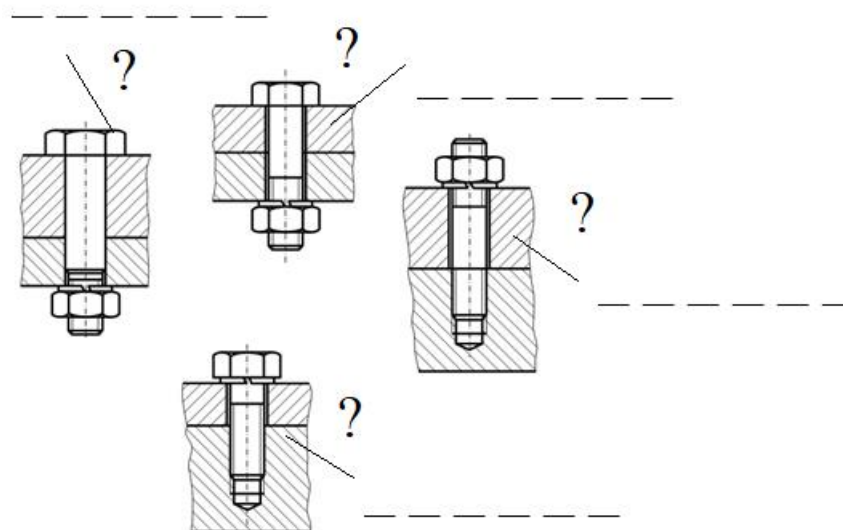


Fig. 1.2 Principalele tipuri de filete utilizate

Într-o asamblare filetată de tip șurub-piuliță, elementele geometrice ale filetului sunt reprezentate în figura 1.3 a) iar în figura 1.3 b) se poate observa elicea directoare a acestuia.

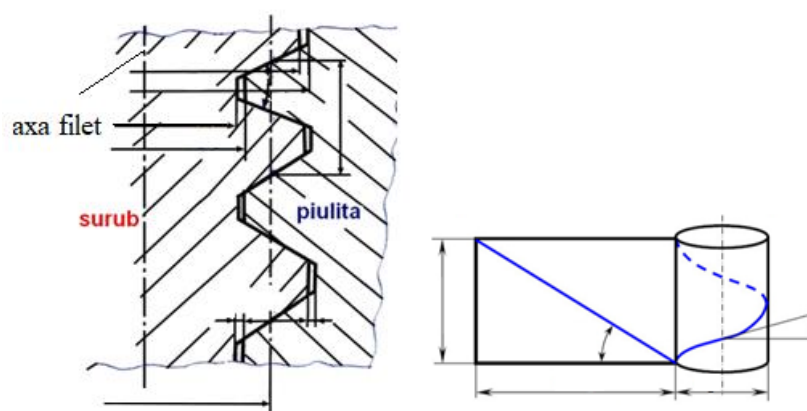


Fig. 1.3 a) Asamblare șurub-piuliță

b) Elicea directoare

Profilul filetului – este conturul care se obține intersectând filetul cu un plan axial;

Flancul filetului – este suprafața generată de una din muchiile laterale ale profilului, servește la preluarea sarcinii în asamblare;

Flancuri omoloage – flancuri generate de aceeași linie a profilului, participă la preluarea sarcinii în asamblare;

Vârful filetului – porțiunea generată de vârful profilului;

Fundul filetului – porțiunea generată de vârful sculei prelucrătoare;

Pasul aparent – este distanța măsurată pe o direcție paralelă cu axa piesei filetate, între două puncte de pe două flancuri omoloage succesive, se notează cu P și este standardizat;

Număr de începuturi, „ n ”.

În figura 1.4 sunt reprezentate schematic sensurile de înfășurare ale filetului și pasul acestuia în raport cu numărul de începuturi.

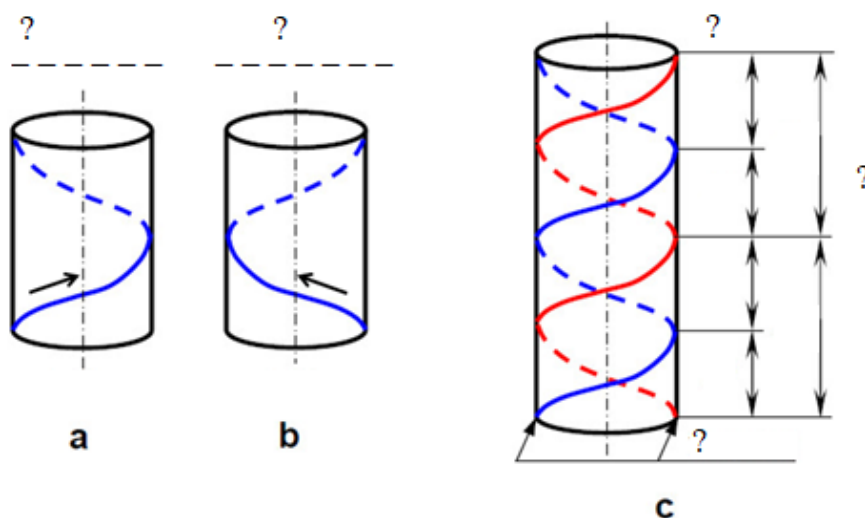


Fig. 1.4 Sensul filetului și numărul de începuturi

Pentru filetele cu n începuturi se pune în evidență și **pasul elicei directoare** P_h

Între pasul aparent P și pasul elicei directoare P_h există relația: $P_h = n \cdot P$.

Spira – este porțiunea din filet care corespunde înfășurării elicei directoare P_h cu un pas.

α –; α_1 –

d –

a_c –

H_1 –

β_2 -

.....

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$$

$d_{1(3)}$ –

D –

$d_2 = D_2$ –

$D_{1(3)}$ –

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{n \cdot P}{\pi \cdot d_2} \Rightarrow P_h = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

Clasificarea criterială a filetelor

1. Profilul filetului

–

–

-
-;
 -;
 -;

2. Finețea pasului (ptr același d)

-;
-;
-;

3. Numărul de începuturi

-;
-;

4. Sensul de înfășurare a elicei directoare

-;
-;

5. Rolul funcțional

-;
 -;
 -;
 -;
 -;
 -;
-

Unghiuri de profil și de flanc

În figura 1.5 sunt prezentate diferite tipuri de profile ale filetelor.

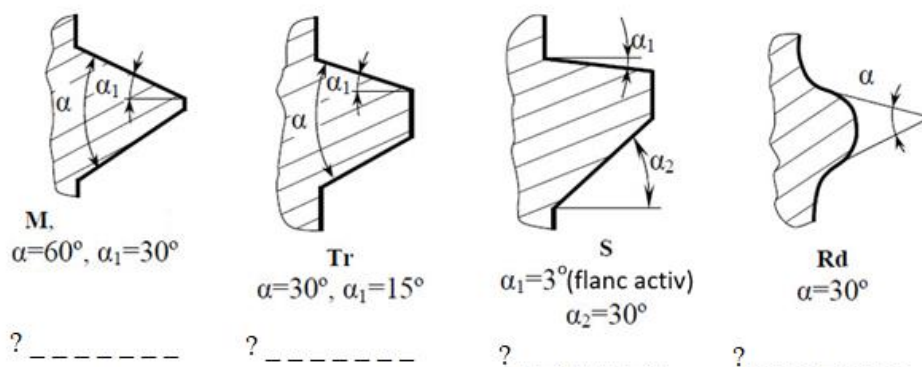


Fig. 1.5 Profilele filetelor și unghiurile de profil și de flanc

Notarea filetelor de uz general conform SR ISO 261

În figura 1.6 este prezentată schema de notare a filetelor de uz general.

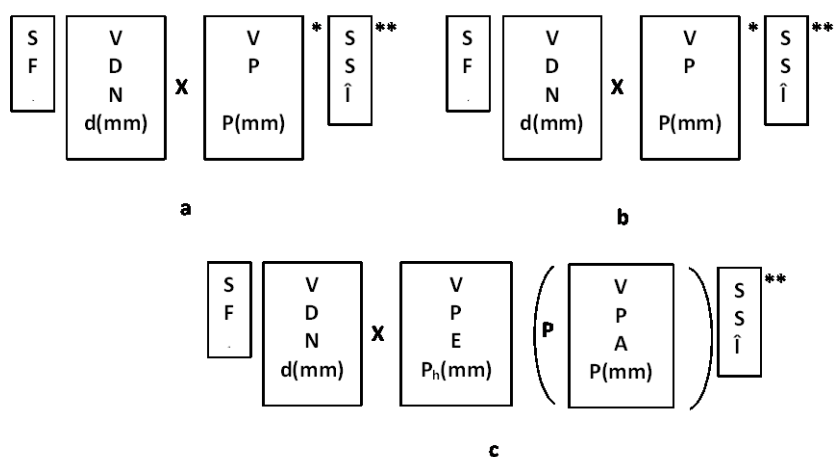


Fig. 1.6 Schema de notare a filetelor de uz general

Legenda figurii 1.6.

- a) Filete (M) metrice cu un început;
- b) Filete Tr și S cu un început;
- c) Filete cu mai multe începuturi.

SF -

VDN -

VP -

VPE -

VPA -

SSÎ -

* În cazul filetului metric dacă acesta este cu pas normal, valoarea pasului nu se trece ;

** simbolul RH este implicit și deci nu se trece decât atunci când pe piesă există și un filet pe stânga.

Materiale utilizate în construcția asamblărilor filetate și marcarea acestora

Oțel nealiat pentru construcții SR EN 10025: S 235, S 275, E 295, E 355 - oțelurile cu un conținut scăzut de carbon sunt utilizate pentru că asigură cea mai bună capacitate de deformare.

Oțel nealiat EN 10083-2: 1C25, 1C35, 1C45.

Simbolurile grupelor de caracteristici mecanice frecvent utilizate pentru șuruburi sunt: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.8; 8.8; 10.9; 12.9 .

Forțe și momente în asamblările filetate

Se determină rezistențele la rotire ca urmare a frecărilor dintre spire (T1) și pe de altă parte, cele generate de frecările dintre piuliță și șaibă

(piesa de reazăm) (T2). În cele ce urmează se determină expresiile pentru T_1 și T_2 .

Ipoteze de calcul:

Pentru înțelegerea problemei și având în vedere mișcările relative dintre șurub și piuliță, strângerea piuliței sub sarcina F poate fi înlocuită cu urcarea unui corp P de greutate F pe filetul șurubului (conform figurii 1.7), deplasarea având loc pe elicea medie (înclinată cu unghiul β_2). Piulița este rotită cu ajutorul unei chei. La nivelul filetului este generată forța tangențială H , care acționează la brațul $\frac{1}{2} d_2$ de axă.

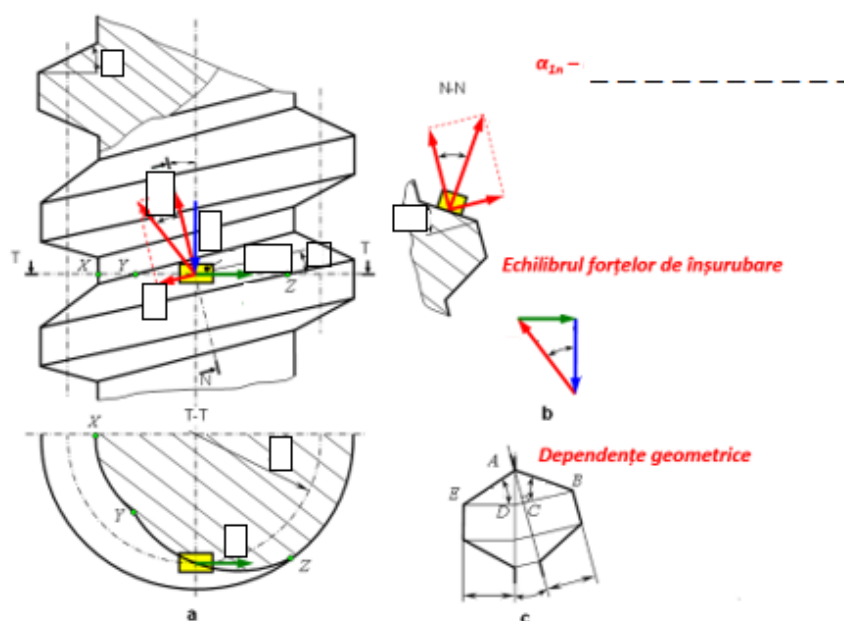


Fig. 1.7 Forțele ce acționează asupra “corpului P”

Conform figurii 1.7, asupra corpului P acționează următoarele forțe:

- F -
- H -

-
- F_{n1} -
 - F_t -
 - R -

Din echilibrul forțelor rezultă expresia forței tangențiale:

$$H = F \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \phi')$$

- Expresia momentului de torsiune necesar învingerii frecărilor dintre spire – moment de înșurubare:

$$T_1 = H \cdot \frac{d_2}{2} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \phi')$$

unde:

- β_2 - unghiul de înclinare al elicei pe diametrul mediu;
- ϕ' – unghi de frecare aparent;

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right),$$

iar ϕ' – unghi de frecare aparent.

Condiția de autogrânare (autoblocare):

$$H' = F \cdot \operatorname{tg}(\phi' - \beta_2)$$

Asamblarea este cu autofrânare atunci când ea nu se slabește fără intervenția unei forțe tangențiale. Pentru deșurubare este necesară o forță tangențială H' (figura 1.8).

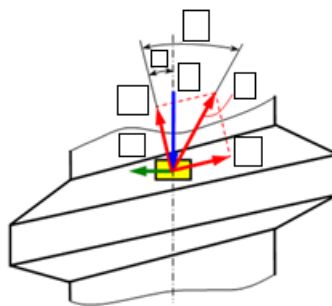


Fig. 1.8 Condiția de autoblocare

Deoarece H' trebuie să aibă o valoare oarecare, deci $H' > 0$ iar $F > 0$ și ținând seama că funcția tangentă este crescătoare în primul cadran se obține condiția:

$$\phi' - \beta_2 > 0 \Leftrightarrow \beta_2 < \phi'$$

Condiția de autofrânare:

La limită: $\beta_2 \leq \phi'$

Din figură rezultă:

$$\operatorname{tg} \phi' = \frac{F_f}{F_0} = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F_{n1} \cdot \cos \alpha_{1n}} = \frac{\mu}{\cos \alpha_{1n}} = \mu', \text{ iar } \mu' - \text{coeficient de frecare}$$

aparent.

Coeficientul de frecare depinde:

-
-
-
-

Pentru oțel/oțel:

-;
-;
-

Determinarea momentului de frecare din zona de reazem

Acesta este un moment rezistent generat de frecările dintre piuliță și șaibă și se notează convențional cu simbolul T_2 . Se consideră drept exemplu, o presă extractoare de rulmenți (figura 1.9).

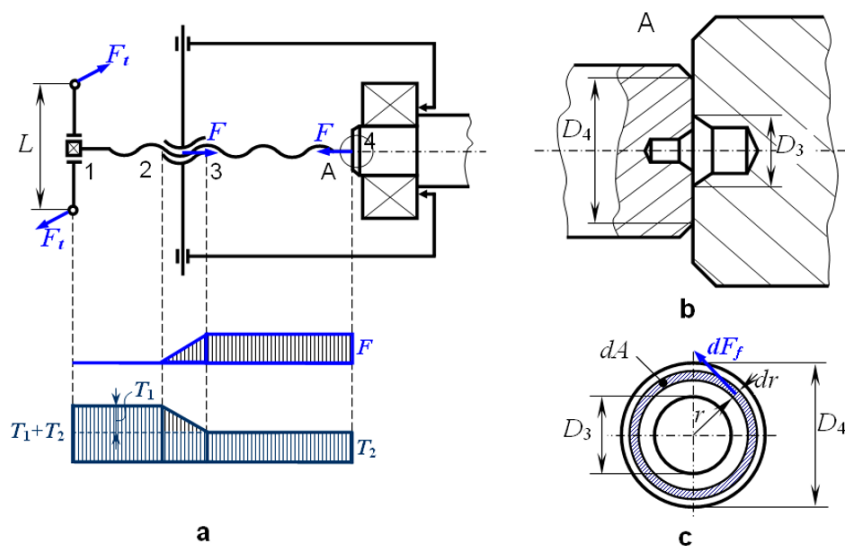


Fig. 1.9 Presă extractoare de rulmenți: a) Schița încărcărilor; b) Detaliu reazem; c) Element izolat

Observații/Ipoteze

-
-
-

$$p = \frac{F}{\frac{\pi \cdot (D_4^2 - D_3^2)}{4}},$$

Dacă preseiuena de contact se determină ca și:

atunci momentul de frecare pe reazem se determină ca următoarea expresie:

$$T_2 = 2\mu \cdot \pi \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{4F}{\pi \cdot (D_4^2 - D_3^2)} \cdot \frac{D_4^3 - D_3^3}{8} \Rightarrow T_2 = \frac{1}{3} \mu \cdot F \cdot \frac{D_4^3 - D_3^3}{D_4^2 - D_3^2}$$

Momentul de frecare total (atât de pe spire cât și din zona de reazem) este:

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \phi') + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{D_4^3 - D_3^3}{D_4^2 - D_3^2}$$

Cunoscând pe T_1 și T_2 se poate dimensiona elementul de acționare al extractorului de rulmenți:

$$T = F_t \cdot L \text{ respectiv } L = \frac{T}{F_t} [\text{mm}]$$

unde F_t - aproximativ 150 [N].

Randamentul asamblărilor filetate

Randamentul șurubului. Pentru o rotație completă a piuliței în jurul șurubului deplasarea axială a sarcinii se face cu un pas.

Randamentul asamblării filetate este: $\eta = \frac{L_u}{L_c}$, unde:

L_u – Lucrul mecanic util;

L_c – Lucrul mecanic consumat.

Ipoteze de calcul:

Precizia de prelucrare este aceeași pe toată lungimea filetului.

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{F \cdot p}{H \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F \cdot p}{F \cdot \operatorname{tg}(\beta_2 + \phi') \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg}(\beta_2 + \phi')}.$$

În cazul șuruburilor cu autofrânare, la limită $\beta_2 = \phi'$ se obține:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} 2\beta_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2 \cdot (1 - \operatorname{tg}^2 \beta_2)}{2\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{1}{2} - \frac{\operatorname{tg}^2 \beta_2}{2} < \frac{1}{2} = 50\%$$

La aceeași valoare a unghiului β_2 , creșterea randamentului se poate realiza prin:

Tensiuni în spire

Principalele solicitări care apar în spirele filetului sunt:

Totuși, în principal, cauza ieșirii din uz a asamblărilor filetate este, uzarea spirelor din cauza **strivirii** acestora (figura 1.10).

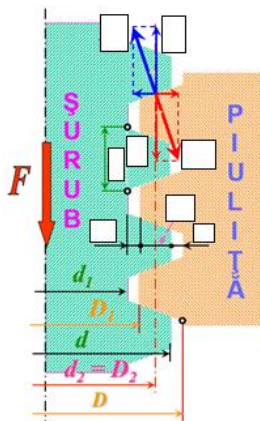


Fig. 1.10 Forțe în spirele asamblării

Strivirea (presiunea de contact)

Ipoteze simplificatorii: forța este distribuită uniform pe toate cele z spire, se consideră că spira este un inel (figura 1.11).

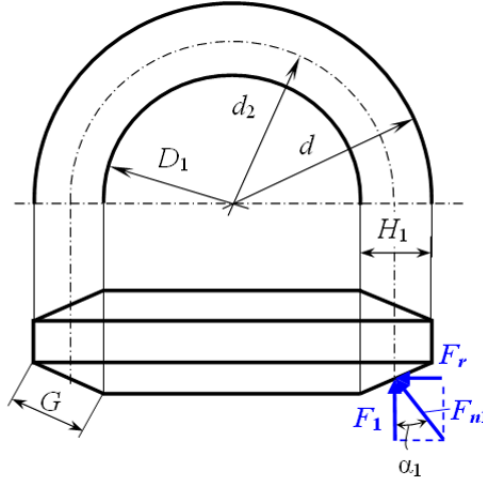


Fig. 1.11 Distribuția forțelor la nivelul unei spire

Relația utilizată pentru verificarea la strivire:

$$q = \frac{F_{n1}}{A_{cone}} = \frac{\frac{F_1}{\cos \alpha_1}}{\pi \cdot (R_{max} + R_{min}) \cdot G} = \frac{\frac{F_1}{\cos \alpha_1}}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{H_1}{\cos \alpha_1}} = \frac{F_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{F}{\pi \cdot z \cdot d_2 \cdot H_1} \leq q_a$$

Pentru a putea dimensiona asamblarea filetată, se introduce o serie de coeficienți:

- Coeficientul înălțimii spirei: $\psi_h = \frac{H_1}{p}$, (se adoptă 0,5 pentru profil trapezoidal și 0,75 pentru profil ferăstrău).
- Coeficientul lungimii filetate a piuliței: $\psi_m = \frac{m}{d_2} = \frac{z \cdot p}{d_2}$ (se adoptă între 1,2...2,5).

Din relația tensiunii de contact q , rezultă diametrul mediu necesar .

$$d_{2nec} = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_m \cdot \psi_h \cdot q_a}}$$

Elementele standardizate ale filetelor se adoptă ținând cont de următoarea condiție:

$$d_{2STAS} \geq d_{2nec}$$

Încovoierea spirelor

Pentru surub, se consideră că spira este încastrată pe cilindrul de diametru d_1 (figura 1.12).

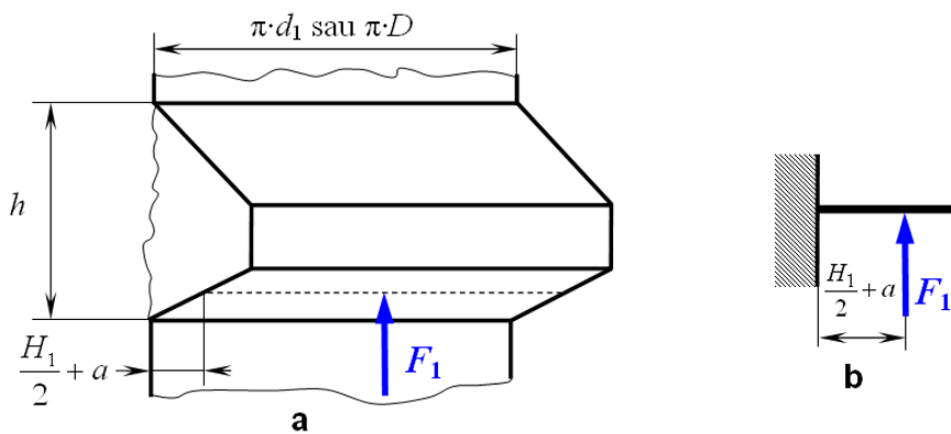


Fig. 1.12 Încovoierea spirei

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F_1 \cdot \left(\frac{H_1}{2} + a \right)}{\pi d_1 \cdot \frac{h^2}{6}} = \frac{6F \cdot \left(\frac{H_1}{2} + a \right)}{z \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h^2} \leq \sigma_{ia}$$

Piulița se verifică utilizând relația :

$$\sigma_i = \frac{6F \cdot \left(\frac{H_1}{2} + a \right)}{z \cdot \pi \cdot D \cdot h^2} \leq \sigma_{ia}$$

Forfecarea spirelor

Forfecarea spirelor este o solicitare de importanță redusă, secțiunea de rupere fiind aceeași ca în cazul solicitării de încovoiere.

$$\tau_f = \frac{F_1}{\pi \cdot d_1 \cdot h} = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_1 \cdot h} \leq \tau_{af}$$

Pentru piuliță:

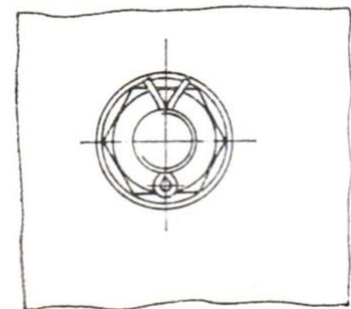
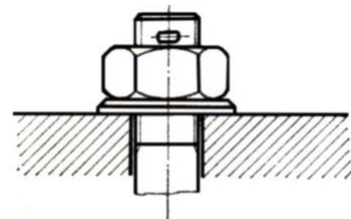
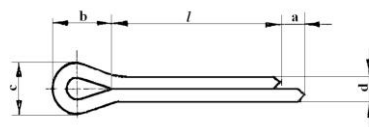
$$\tau_f = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot D \cdot h} \leq \tau_{af}$$

Asigurarea asamblărilor filetate

Metode de asigurare fără introducerea de tensiuni suplimentare în asamblare

- Cu șlint

.....





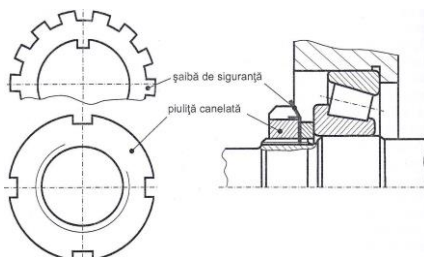
- Cu diferite șaițe de siguranță

.....

.....

.....

.....



- Asigurarea pieselor pe capetele de arbore

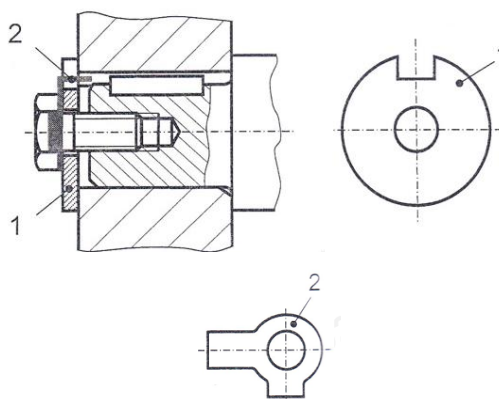
.....

.....

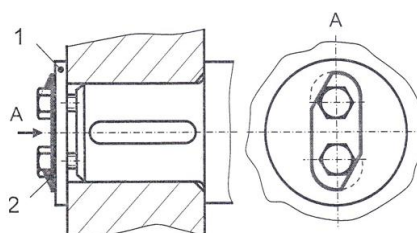
.....

.....

$d \leq 28 \text{ mm}$ (cu un șurub)



$d > 28 \text{ mm}$ (cu două șuruburi)



Metode de asigurare cu introducerea de tensiuni suplimentare în asamblare

- Asigurarea cu contrapiuliță

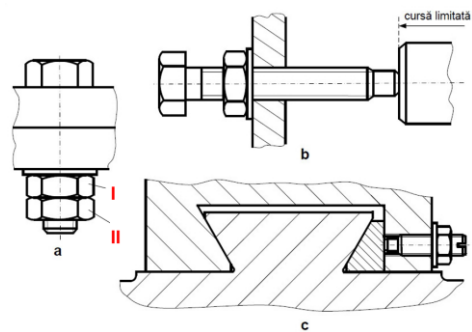
.....

.....

.....

.....

.....

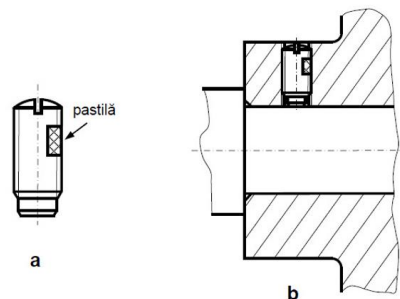


- Știfturi cu autoblocare

.....

.....

.....



- Piulițe cu autoblocare

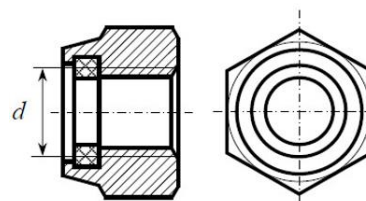
.....

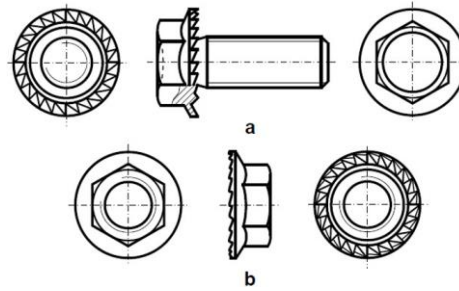
.....

.....

.....

.....



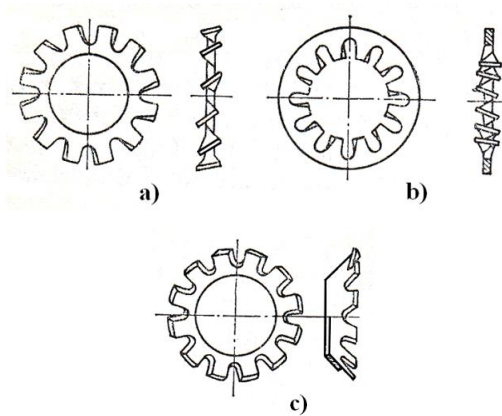


- Șaibe cu creștături

.....

.....

.....



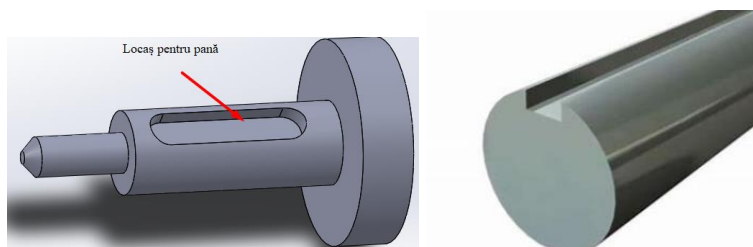
[illegible]

[illegible]

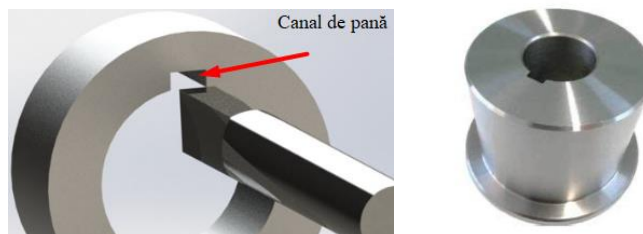
2. ASAMBLĂRI PRIN PENE ȘI CANELURI

Asamblări prin pene

Acestea reprezintă asamblari demontabile, realizate prin forță și servesc la transmiterea unor momente, în cazul penelor longitudinale sau a unei forțe, în cazul penelor transversale. Pentru a face posibilă montarea și funcționarea ansamblului, în arbore se va practica un locaș de pană (prin frezare) iar în butuc un canal de pană (prin mortezare sau broșare). În figura 2.1 sunt prezentate astfel de exemple.



(a) Exemple de locașuri pentru pene realizate în arbore



(b) Exemple de canale pentru pene realizate în butuc

Fig. 2.1 Locașuri și canale pentru pene

În figura 2.2 sunt prezentate exemple de pene paralele utilizate (des) în asamblările de tip arbore-butuc roată. În figura 2.3 sunt prezentate alte tipuri de pene iar în figura 2.4 un exemplu de asamblare.

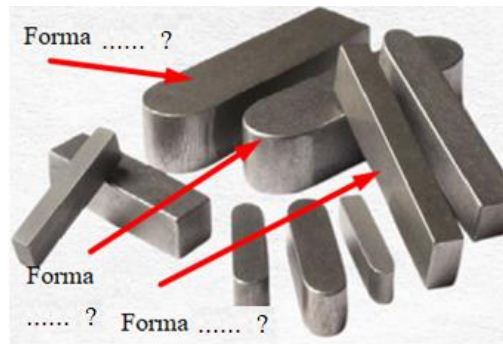


Fig. 2.2 Exemple de pene paralele după formă

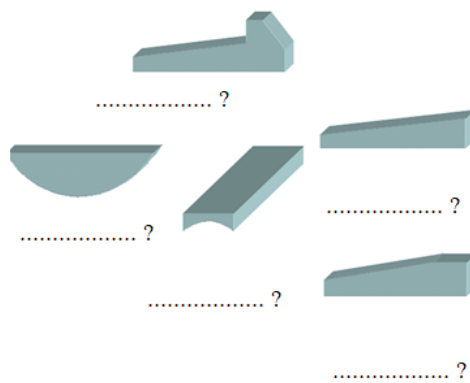


Fig. 2.3 Alte tipuri de pene

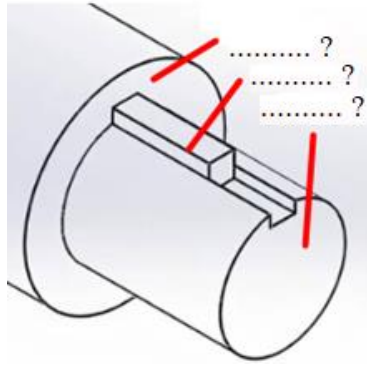


Fig. 2.4 Asamblare cu pana paralelă forma B

Asamblările cu pene pot fi clasificate în funcție de următoarele criterii:

✓ **După modul de realizare al asamblării**

-
-

✓ **După forma constructivă**

-
-
-
-
-
-

✓ **După raportul dimensiunilor secțiunii**

-

-

✓ **După forma capetelor**

-
-
-

✓ **După particularitățile constructive**

-
-

Asamblări cu pene paralele

Pentru analiza solicitărilor în asamblările cu pene, se consideră figura 2.5. În timpul transmiterii momentului de torsiune T de la arbore la butuc, pana este solicitată la strivire pe înălțime și la forfecare pe lățimea acesteia.

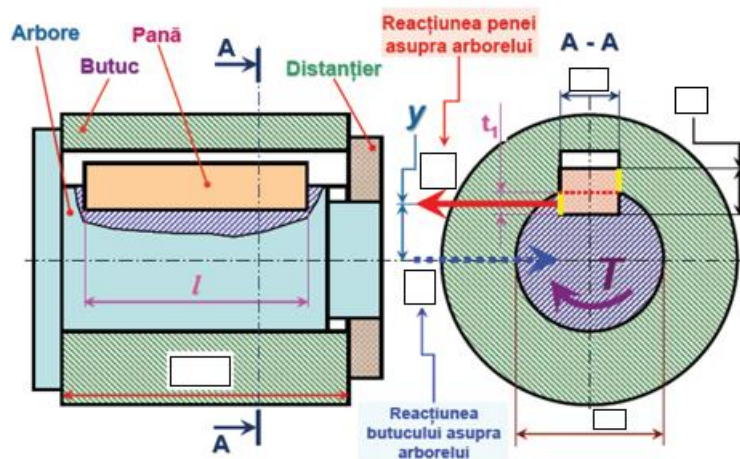


Fig. 2.5 Solicitări în asamblarea cu pană paralelă

Ipoteze:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Ecuția de echilibru dinamic a arborelui:

$$T = F \times y \cong Fx \frac{d}{2}, \text{ așadar } F = -.$$

Pana paralelă este solicitată la pe fețele laterale și la în suprafața de separație dintre arbore și butuc.

$$\sigma_s = \frac{2 \cdot F}{h \cdot l} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot l \cdot d} \leq \sigma_{as} \text{ (.....)}$$

$$\tau_f = \frac{F}{b \cdot l} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot l \cdot d} \leq \tau_{af} \text{ (.....)}.$$

$$l_{c\sigma} = \frac{4 \cdot T}{h \cdot d \cdot \sigma_{sa}}$$

(lungimea necesară a penei pentru împiedicarea strivirii acesteia).

$$l_{cf} = \frac{2 \cdot T}{b \cdot d \cdot \tau_{fa}}$$

(lungimea necesară a penei în cazul în care nu se verifică la forfecare).

În ambele situații, din *ISO 2491* se alege:

Notarea penelor:

Pana **A b x h x l** –

Unde: A –

b –

h –

l –

Materiale și tehnologie:

Oțeluri cu rezistență de rupere de minimum 600 MPa, în mod obișnuit după SR EN 10025 din E 335 (OL 60), sau după SR EN 10083 din 1 C 45 (OLC 45).

Asamblări cu pene disc

În figura 2.6 se prezintă un exemplu de asamblare cu pene disc.

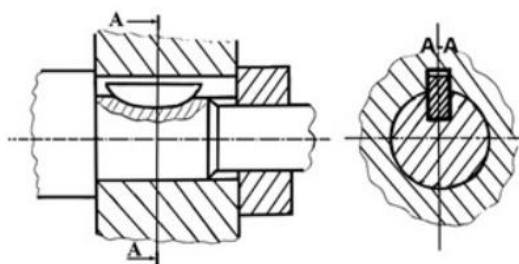


Fig. 2.6 Asamblare cu pană disc

O pană disc este.....

.....

.....

.....

Partea inferioară a penei (discul semicircular) se montează în.....

Canalul din butuc este realizat în mod obișnuit. Odată plasată în poziția corectă, pană disc se înclină și se autoașează pe arbore.

Avantaje	Dezavantaje
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	

Trebuie remarcat că din cauza faptului că suprafețele de contact pană-arbore și pană-butuc au, este necesară verificarea la..... în

Alte tipuri de pene

Pene longitudinale cu strângere

Au fața superioară înclinată, deci.....

.....

Transmiterea momentului de torsiune se face prin frecare.

Dezavantaje:

.....

.....

.....

Calculul penelor înclinate

Ipoteze:

Momentul transmisibil printr-o astfel de îmbinare este dat de suma momentelor tuturor forțelor în raport cu axa arborelui:

1.

.....

.....

2.

.....

.....

În figura 2.7 se prezintă forțele care acționează într-o îmbinare cu pană înclinată, necesare determinării momentului de torsiune transmisibil.

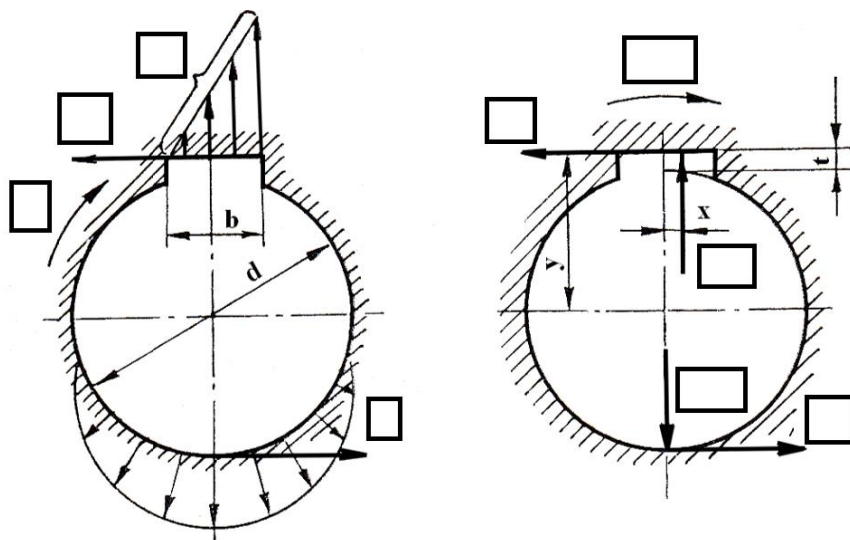


Fig. 2.7 Forțe în asamblare cu pană înclinată

$$M_t = Q \cdot x + \mu \cdot Q \cdot y + \frac{d}{2} \cdot F_f, \text{ unde:}$$

$Q =$

$p - \dots\dots\dots$

$l - \dots\dots\dots$

$x =$

$y \approx$

Asamblări prin caneluri

Asamblările prin caneluri sunt asamblări de tip arbore-butuc destinate transmiterii unor momente de torsiune și a mișcării de rotație.

În cazul arborilor canelați (figura 2.8), canelurile pot fi considerate oarecum “pene longitudinale multiple,” alcătuind un corp comun cu arborele. Cu toate că sunt utilizați cu precădere în grupuri baladoare

(permițând montarea și deplasarea axială a roților dințate din cutiile de viteze), uneori sunt folosiți și în asamblări fixe.

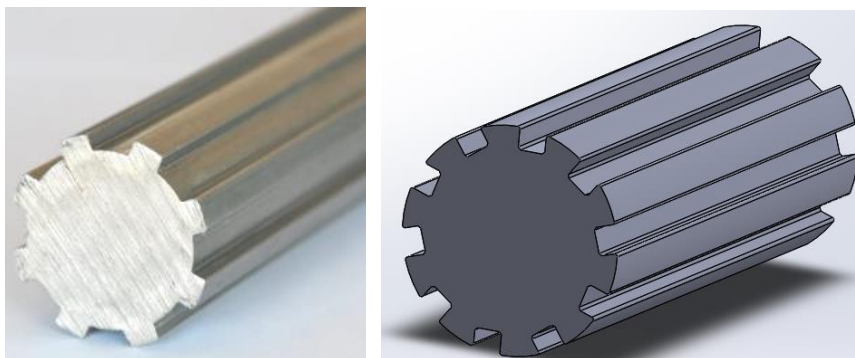


Fig. 2.8 Arbore canelat

Avantaje	Dezavantaje
.....	
.....	
.....	
.....	

Butucii canelați (figura 2.9) se realizează prin procedee tehnologice de mortezare (execuție nepretențioasă) sau broșare (precizie mărită, execuții în serie).

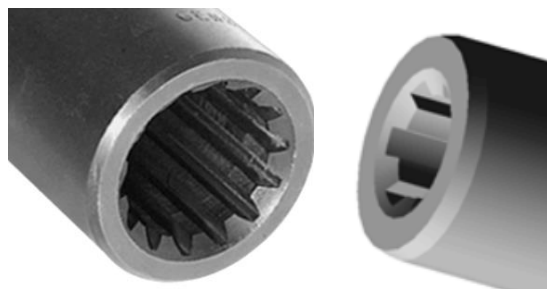


Fig. 2.9 Butuci canelați

Clasificarea canelurilor din punctul de vedere al formei profilului:

1.
2.
3.

În figura 2.10 sunt câteva exemple de caneluri în funcție de profil.

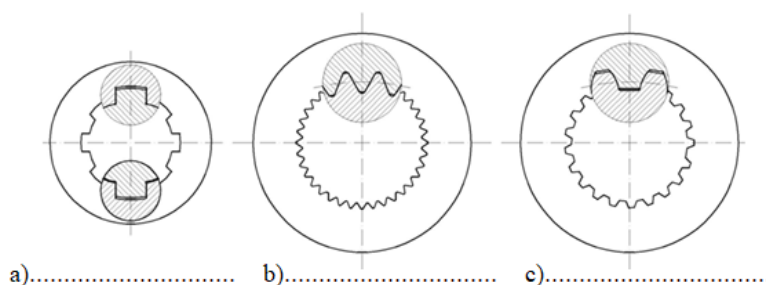


Fig. 2.10 Exemple de caneluri clasificate după profil

Canelurile cu profil dreptunghiular sunt cele mai des utilizate. În cazul acestora, standardele prevăd:

-
-

-;
-;
-

În funcție de **modul de centrare**, canelurile dreptunghiulare se împart în trei categorii (figura 2.11):

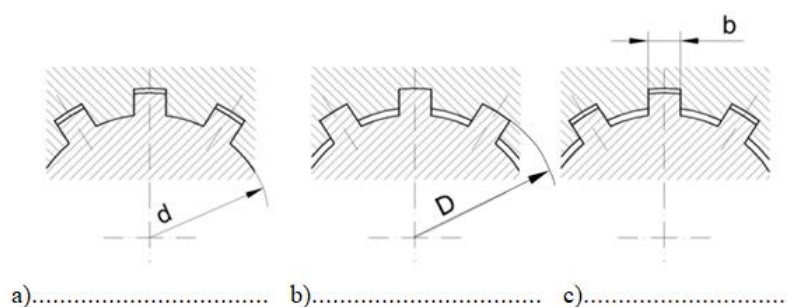


Fig. 2.11 Posibilități de centrare ale canelurilor dreptunghiulare

- a)

 ;
- b)

 ;
- c)

În funcție de **capacitatea de încărcare și modul de cuplare**, standardele împart canelurile dreptunghiulare în **trei serii de mărimi**, diferite prin înălțimea canelurilor, prin numărul acestora și prin modul de centrare.

-
- a)

 ;
- b)

 ;
- c)

Calculul asamblărilor canelate

Momentul de torsiune se transmite de la arbore la butuc prin contactul pe fețele laterale ale proeminențelor arborelui și butucului canelat (precum în figura 2.12).

Solicitările asamblărilor prin caneluri sunt:

- a) ;
 b) ;
 c)

Obs. Cea mai periculoasă solicitare este:.....

.....

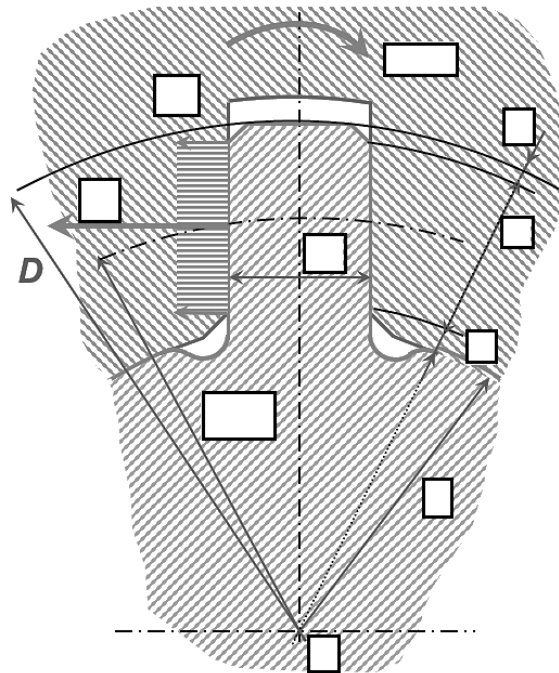


Fig. 2.12 Elemente geometrice în asamblarea prin caneluri

Forța pe o canelură:

$$F_1 = \sigma_s \cdot A = \sigma_s \cdot h \cdot L = \sigma_s \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \cdot L \quad (.....)$$

Ecuția de echilibru dinamic pentru butuc

$$M_t = F_1 \frac{D_m}{2} \cdot k \cdot z \quad (.....)$$

Strivirea flancurilor

$$\sigma_s = \frac{M_t}{k \cdot z \cdot L \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \cdot \frac{D+d}{4}} \leq \sigma_{sa} \quad (.....)$$

Lungimea necesară a asamblării

$$L_{\min} \geq \frac{2 \cdot M_t}{k \cdot D_m \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \cdot \sigma_{as}}, \text{ unde } k = 0,75 \text{ este}$$

..... ;

D -

d -

c -

iar σ_{as} rezistența admisibilă la strivire, prevăzută în standard în funcție de condițiile de lucru ale asamblării (....., ..., ...) și modul de funcționare și cuplare (..... , ...) .

Verificarea asamblării canelate presupune:

$$L \geq L_{\min}, \text{ așadar:}$$

$$M_{t\text{cap}} = \frac{1}{2} \cdot k_{\sigma} \cdot d_m \cdot z \cdot L \cdot \sigma_{as} \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) \geq M_{tn},$$

unde în care L este și $M_{t\text{cap}}$

Algoritm de proiectare

Dimensionarea unei asamblări prin caneluri dreptunghiulare pornește, de regulă, de la cunoașterea momentului de torsiune nominal M_{tn} , a rolului funcțional al asamblării și a condițiilor de lucru. Dacă nu se

cunoaște diametrul interior al arborelui canelat, se predimensionează din condiția de rezistență la torsiune:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{ta}}}, \text{ unde } \tau_{at} = 15 \dots 25 \text{ MPa}$$

este rezistența admisibilă la solicitarea de torsiune.

Se alege seria de mărime a asamblării canelate (ușoară, mijlocie sau grea), în funcție de felul asamblării și de condițiile de cuplare.

Se aleg, în funcție de **diametrul interior d** de la predimensionare, din standardul seriei alese:

- d ;
- D ;
- b ;
- z ;
- C ;
-

Se determină **lungimea necesară L_{nec}** a canelurilor.

Dacă se cunoaște lungimea butucului canelat, se efectuează un **calcul de verificare**.

Notițe suplimentare / Observații

This image shows a full page of primary-ruled paper. It features multiple sets of horizontal dashed lines spaced evenly down the page, providing a guide for handwriting practice. The lines are black and extend across the entire width of the page. There are no margins, text, or other markings present.

3. ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI ȘI BOLȚURI

Asamblări cu știfturi

Știfturile sunt organe de asamblare demontabile utilizate în următoarele scopuri:

- ;
- ;
-

Știfturile se pot clasifica după forma secțiunii longitudinale în:

- (SR EN ISO 2338/ SR EN ISO 2339,
- sau

În funcție de forma suprafeței exterioare, știfturile pot fi împărțite astfel:

- sau

Mai jos sunt prezentate câteva exemple: cilindrice pline (figura 3.1) cu cap sferic (figura 3.2 a., teșit sau drept, cilindrice tubulare (figura 3.2 b., conice (figura 3.3 a. cu cep filetat, b. cu capăt spintecat, c. crestate), știfturi filetate (figura 3.4 a. teșite, b. cu cep, c. cu vârf conic).

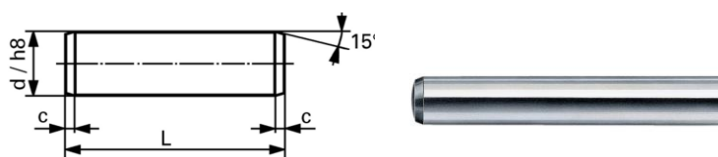
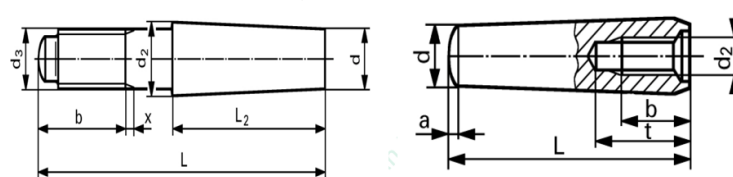


Fig. 3.1 Știft cilindric plin

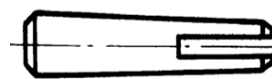


Fig 3.2 a) Știft cu cap rotund

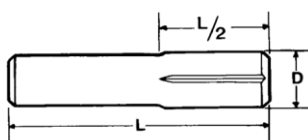
b) Știft cilindric tubular



a. Știft conic cu cep filetat



b. Știft cu capăt spintecat



c. Crestat

Fig. 3.3 Știfturi conice

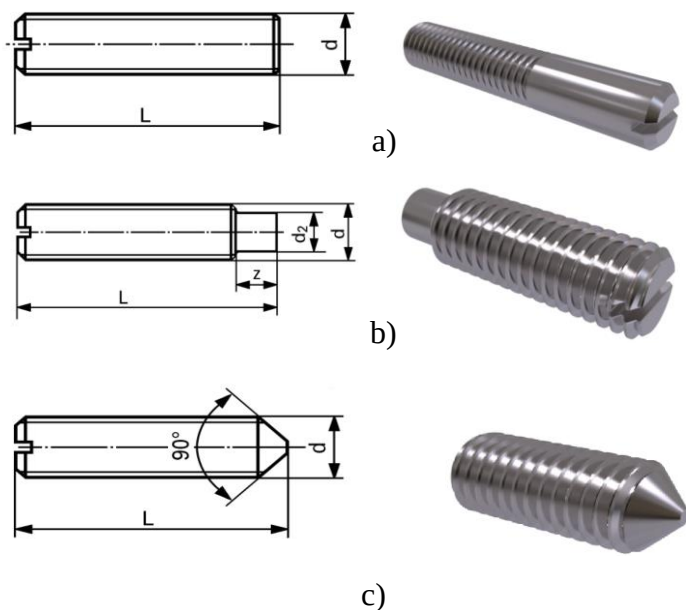


Fig. 3.4 Știft filetat a) Teșit b) Cu cep c) Cu vârf conic

Știfturi cilindrice pline:.....

.....

.....

Știfturi cilindrice tubulare:.....

.....

.....

Știfturi conice:.....

.....

.....

.....

.....

Știfturi filetate:.....

Calculul știfturilor.

Știfturile de fixare se utilizează, de regulă, la asamblări de tip arbore-butuc care transmit momente de torsiune prin contact direct de la arbore la știft și apoi, de la știft la butuc (sau invers).

Solicitările care apar în asamblare sunt
 și

Calculul se efectuează în ipoteza montării știftului cu strângere în butuc și cu joc în arbore (figura 3.5).

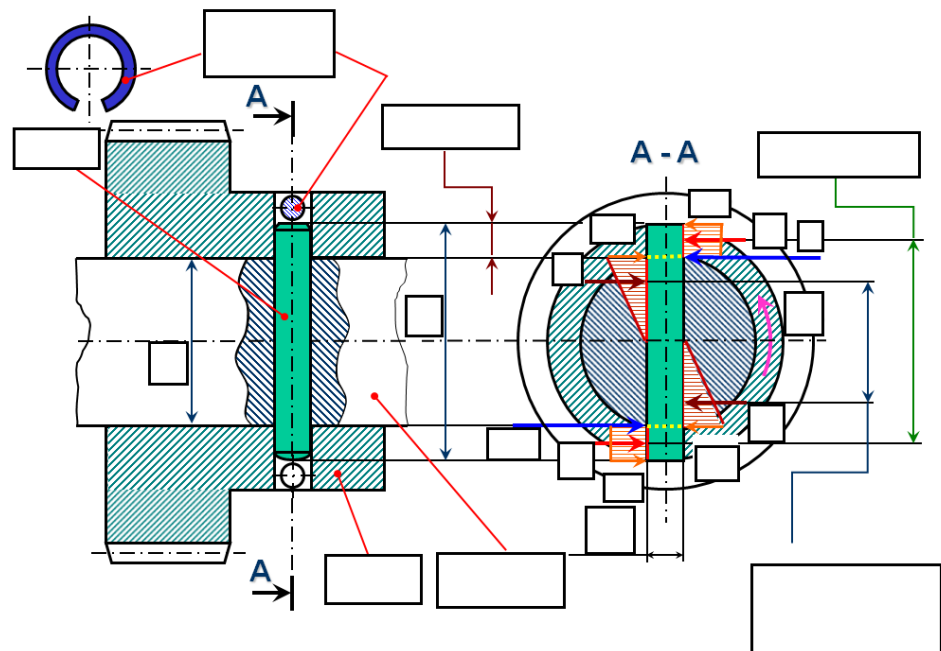


Fig. 3.5 Asamblare cu știft (arbore-butuc)

Solicitarea de forfecare:

$$M_t = F \cdot d \Rightarrow \dots F = - \quad (....)$$

$$\tau_f = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_s^2} = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d \cdot d_s^2} \leq \tau_{fa} \quad (.....)$$

Momentul capabil de transmis

$$M_{t_max} = \frac{\pi}{2} \cdot d \cdot d_s^2 \cdot \tau_{fa} \quad (.....)$$

Diametrul necesar al știftului

$$d_{s_nec} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t_max}}{\pi \cdot d \cdot \tau_{fa}}} \quad (.....)$$

Solicitarea de strivire:

Știft-butuc:

$$M_t = F_1 \cdot \frac{l+d}{2} \Rightarrow \dots F_1 = - \quad (.....)$$

$$\sigma_{s1} = \frac{2 \cdot F_1}{d_s \cdot (l-d)} = \frac{4 \cdot M_t}{d_s \cdot (l^2 - d^2)} \leq \sigma_{sa1} \quad (.....)$$

Știft-arbore:

$$M_t = F_2 \cdot \frac{2 \cdot d}{3} = \sigma_{s2} \left(\frac{1}{2} d_s \cdot \frac{d}{2} \right) \frac{2d}{3} = \frac{1}{6} d^2 d_s \sigma_{s2} \quad (.....)$$

$$\sigma_{s2} = \frac{6 \cdot M_t}{d_s \cdot d^2} \leq \sigma_{sa2} \quad (.....),$$

unde: M_t - ;

d_s - ;

d - ;

l – ;

τ_{af} -;

Obs.

$\sigma_{as} \leq 0,8 \cdot \sigma_{02}$, cu specificația că în cazul știfturilor crestate valorile se iau cu 30 % mai mici decât la calculul știfturilor netede;

$$\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_{02}.$$

Asamblări cu bolțuri

Bolțurile sunt organe de mașini de formă cilindrică utilizate ca elemente de legătură în articulații. Se construiesc sub două forme de bază:

- (ISO 2341,
respectiv (ISO 2338), executate în
două variante (forma A, B);

-,

de asemenea în două variante constructive.

Toate formele de bază se execută în două variante (figura 3.6 și 3.7):

- , forma A (fig. a, b, e);
- , forma B (fig. c, d și f).

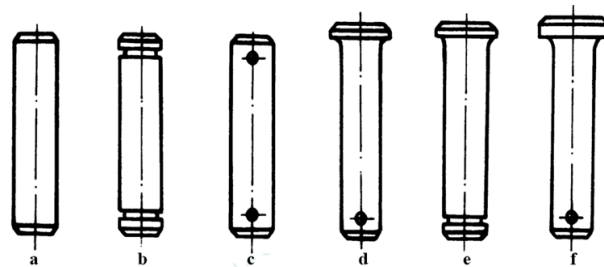


Fig. 3.6 Diferite tipuri de bolțuri

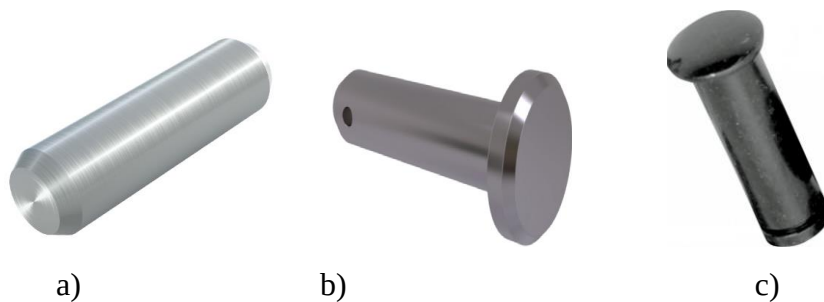


Fig. 3.7 a) Bolț fără gaură de șplint (forma A), b) Bolț cu gaură de șplint (forma B), c) Bolț cu canal de rezemare

Bolțurile mai pot fi prevăzute cu canale pentru inele elastice de rezemare (fig. b și e).

Calculul bolțurilor.

Pentru calculul bolțurilor se propune asamblarea din figura 3.8.

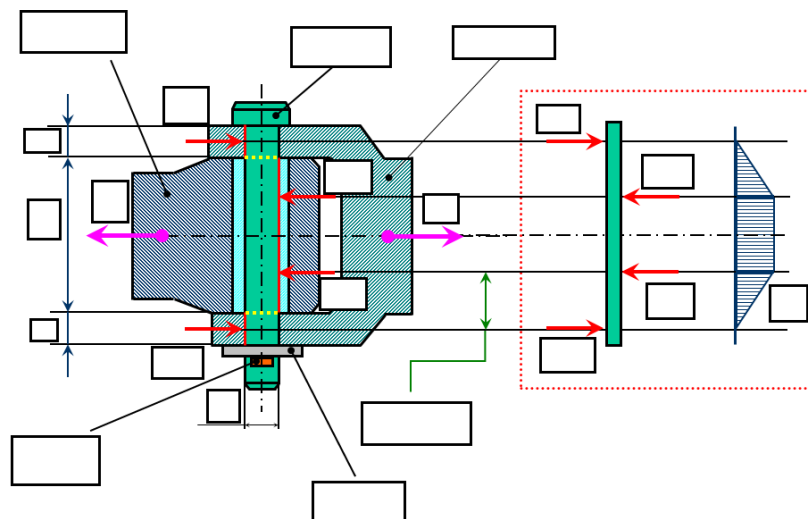


Fig. 3.8 Asamblare cu bolț (furcă-tirant)

Solicitarea de strivire:

Furcă-bolț

$$\sigma_{s1} = \frac{F}{2 \cdot s \cdot d_b} \leq \sigma_{s1a} \quad (\dots\dots\dots)$$

Tirant-bolț

$$\sigma_{s2} = \frac{F}{h \cdot d_b} \leq \sigma_{s2a} \quad (\dots\dots\dots)$$

Solicitarea de forfecare (bolț):

$$\tau_f = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_b^2} \leq \tau_{fa} \quad (\dots\dots\dots)$$

Momentul încovoietor

$$M_i = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{s}{2} + \frac{h}{4} \right) = \frac{F \cdot (2 \cdot s + h)}{8} \quad (\dots\dots\dots)$$

Solicitarea de încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F \cdot (2 \cdot s + h)}{8 \cdot \frac{\pi \cdot d_b^3}{32}} = \frac{4 \cdot F \cdot (2 \cdot s + h)}{\pi \cdot d_b^3} \leq \sigma_{ia} \quad (\dots\dots\dots)$$

[illegible]

4. ASAMBLĂRI CU BRĂȚĂRI ELASTICE ȘI CU STRÂNGERE PROPRIE

Asamblări cu brățări elastice

Asamblarea se face prin strângerea unei piese elastice cuprinzătoare pe un arbore, cu ajutorul unor forțe de frecare ce apar prin presarea mai mult sau mai puțin uniformă a suprafeței de contact interioare a piesei cuprinzătoare (brățară) pe suprafața exterioară a piesei cuprinse (arbore). Acest tip de asamblare este capabilă să transmită momente de torsiune mici și să asigure poziționarea unor piese montate pe arbori, suporti, conducte, etc.

Strângerea reprezintă:.....

.....

Avantajele acestui tip de asamblare:.....

.....

.....

Materialele utilizate:.....

.....

Calculul asamblărilor cu brățări elastice

Pentru dezvoltarea ipotezelor de calcul, aceste asamblări pot fi regăsite în două variante (precum cele din figurile 4.1 și 4.2):

1.

2.

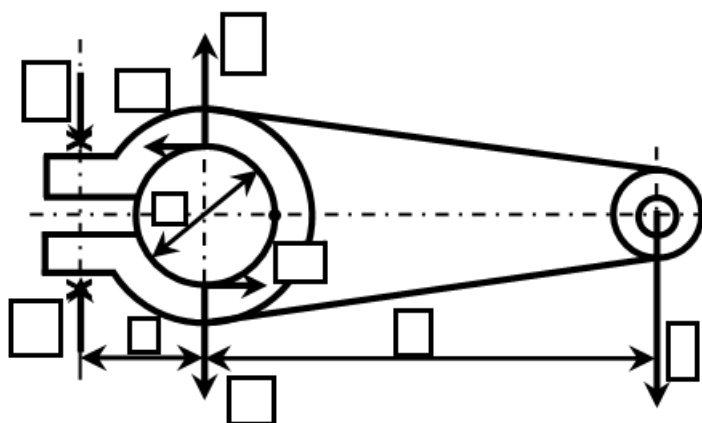


Fig. 4.1 Brățară elastică cu un inel seccionat

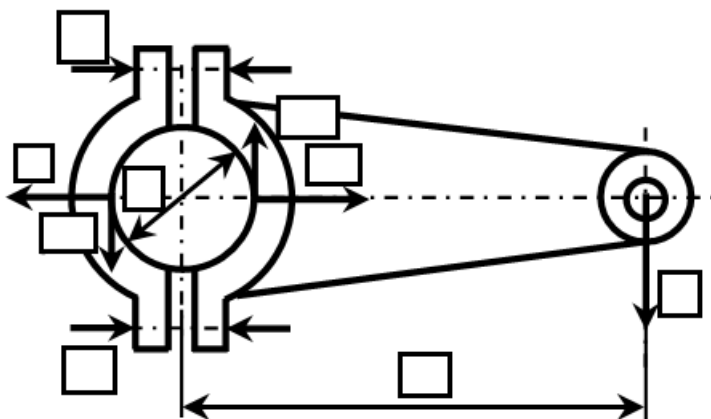


Fig. 4.2 Brățară elastică cu două inele

În figura 4.3 a) și b) sunt prezentate două exemple de utilizare a brățarilor elastice: a) cu un inel seccionat, pentru poziționarea și suportul ghidonului de motocicletă; b) cu două inele, pentru susținerea și preluarea momentelor de răsucire din bara stabilizatoare a unui autocamion.



a) Cu un inel secționat



b) Cu două inele

Fig. 4.3 Exemple de brățări elastice

Se stabilesc următoarele ipoteze de calcul:

Forța F_N :

A :

Se neglijează

Se scrie ecuația de momente în jurul lui A , astfel:

$$i \cdot F_s \cdot \left(a + \frac{d}{2} \right) = F_N \cdot \frac{d}{2}$$

Suma momentelor față de punctul O este:

$$F \cdot l = \mu \cdot F_N \cdot d \Rightarrow F_N = \frac{F \cdot l}{\mu \cdot d}$$

Prin înlocuire în relația de mai sus, se obține forța de strângere:

$$i \cdot F_s \cdot \left(a + \frac{d}{2} \right) = \frac{F \cdot l}{\mu \cdot d} \cdot \frac{d}{2}$$

$$F_s = \frac{F \cdot l}{2\mu \cdot i \left(a + \frac{d}{2} \right)}$$

unde:

F_N —....., [N];

F_s —....., [N];

μ —;

d — [mm];

a — [mm].

l — [mm].

i —

În cazul unei brățări elastice asamblată cu joc inițial, momentul de torsiune capabil se poate calcula astfel:

$$T_{cap} = \frac{4}{\pi} \cdot 10^{-3} \cdot F_s \cdot \mu \cdot (2 \cdot a + d) \text{ [N}\cdot\text{m]},$$

Asamblări prin strângere proprie

Acest tip de asamblare se realizează prin strângerea provocată de deformația elastică a pieselor îmbinate, fără elemente intermediare. Astfel, forțele de frecare se opun desfacerii asamblării.

Clasificare:

—;

—;

[illegible]

Elemente de calcul:

- a) Stabilirea strângerii în concordanţă cu presiunea minimă necesară pentru preluarea forţei axiale sau a momentului de torsiune;
- b) Cunoaşterea eforturilor unitare produse în piese prin efectul strângerii;
- c) Verificarea presiunii de contact;
- d) Calculul deformaţiilor rezultate din strângere (influenţează buna funcţionare a ansamblului).

Pentru identificarea elementelor de calcul necesare, în figura 4.4 se prezintă o asamblare cu strângere proprie (seraj), a) înainte de presare şi b) după presare, respectiv c) secţiune prin ansamblu.

Ipoteză de calcul:

Toate calculele sunt efectuate în domeniul de solicitare elastică.

După deformare se obţine acelaşi diametru d pentru arbore şi butuc, întrucât:

- d_a (.....) se micşorează cu Δa .
- d_b (.....) se măreşte cu Δb .
- $d_b < d < d_a$.

Astfel, se poate determina strângerea teoretică:

$$S = d_a - d_b = d + \Delta_a - (d - \Delta_b) = \Delta_a + \Delta_b \quad [\mu\text{m}];$$

$$\text{unde } p = \frac{S \cdot 10^{-3}}{d \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)} \quad [\text{MPa}],$$

p : [MPa];

S : [μm];

d : [mm];

E_a, E_b : [MPa];

.....

K_a, K_b :

.....

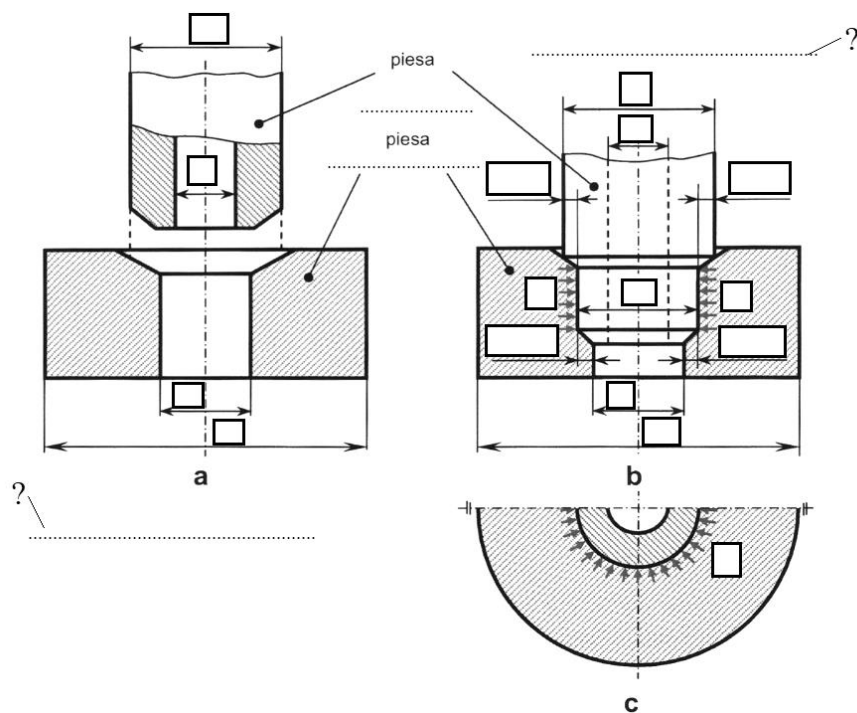


Fig. 4.4 Asamblare prin strângere proprie

Coeficienții (adimensionali) care țin seama de deformările radiale ale pieselor se determină astfel:

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a$$

$$K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b, \text{ unde:}$$

ν_a, ν_b :

d_1 :

d_2 :

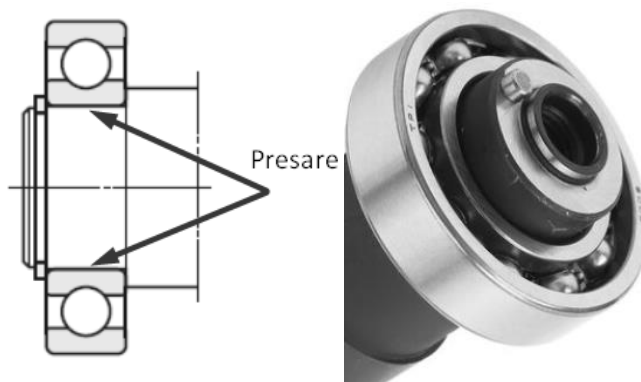
Din relația presiunii de contact pe suprafețele de strângere, strângerea teoretică se poate determina astfel:

$$S = p \cdot d \cdot \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \cdot 10^3 \text{ } [\mu\text{m}].$$

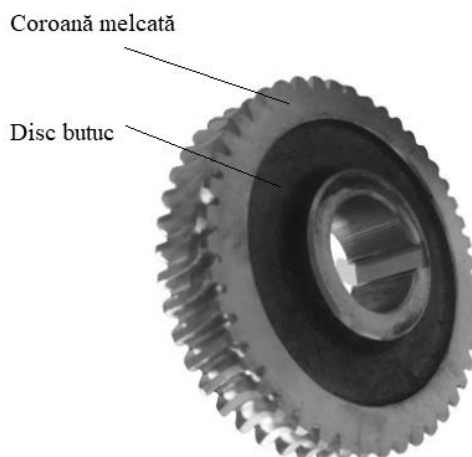
Din punct de vedere al presiunilor de contact, indirect al strângerii, pot exista două situații extreme care trebuie evitate:

1.
..... ;
2.
.....

În figura 4.5 sunt exemplificate două asamblări prin strângere proprie, a) montarea unui rulment pe un fus de arbore și b) a coroanei dințate pe discul butucului unei roti melcate (transmitere momente de torsiune).



a) Asamblare rulment-arbore



b) Asamblare coroană-disc (roată dințată melcată)

Fig. 4.5 Exemple de utilizare a asamblărilor prin strângere proprie

În realitate, strângerea teoretică nu corespunde cu strângerea efectivă între piesele asamblate ($S \neq S_e$), din cauze precum:

1. ;
2. ;
3. ;

Strângerea efectivă se poate calcula:

$$S_e = S - (C_r \pm C_t + C_n) \quad [\mu\text{m}], \text{ unde:}$$

C_r :
.....;

$$C_r = 5,5 \cdot (R_a^a + R_a^b) = 1,2 \cdot (R_z^a + R_z^b) \quad [\mu\text{m}], \text{ unde:}$$

R_a^a ; R_a^b :
..... $[\mu\text{m}]$;

$R_z^a; R_z^b$:.....

..... [μm].

C_t :

.....;

$$C_t = (\alpha_b - \alpha_a) \cdot d \cdot (t - t_0) \cdot 10^3 \text{ } [\mu\text{m}], \text{ unde:}$$

α_a, α_b :

t_0 :

t :

C_n :

.....

[illegible]

5. ARCURI

Arcul este un organ de mașină care datorită formei și materialului elastic, prin deformarea lui elastică, transformă lucrul mecanic în energie potențială și este capabil să retransforme (integral sau parțial) energia potențială acumulată în lucru mecanic.

Se utilizează pentru :

- ;
- ;
- ;
- ;
-

Clasificarea arcurilor:

După forma constructivă (ex. fig. 5.1):

- ;
- ;
- ;
- ;
- ;
- ;
-

După direcția și sensul forței exterioare:

- ;
- ;
- ;

- ;

-

După forma secțiunii semifabricatului:

- ;

- ;

- ;

-

După rolul funcțional:

- ;

- ;

- ;

- ;

- ;

-

După material:

- ;

- ;

-

După rigiditate:

- ;

-

Materialele utilizate în construcția arcurilor:

1. ;

2. ;

3.

Cerințe impuse materialelor pentru arcuri:

- ;
- ;
- ;
- ;
- ;
- ;
- ;



Fig. 5.1 Diverse tipuri de arcuri (a. în foi, b. de compresiune, c. de tracțiune, d. cu pas variabil, e. disc, f. inelar, g. spirală, h. circular de etanșare, i. tip bară de torsiune, j. de torsiune, k. concav)

Caracteristica arcului este curba care reprezintă dependența dintre sarcina ce acționează asupra arcului (forța, moment) și deformația elastică pe care o produce (săgeata, unghi). Imaginea grafică a rigidității unui arc (caracteristica acestuia) este exemplificată în figura 5.2.

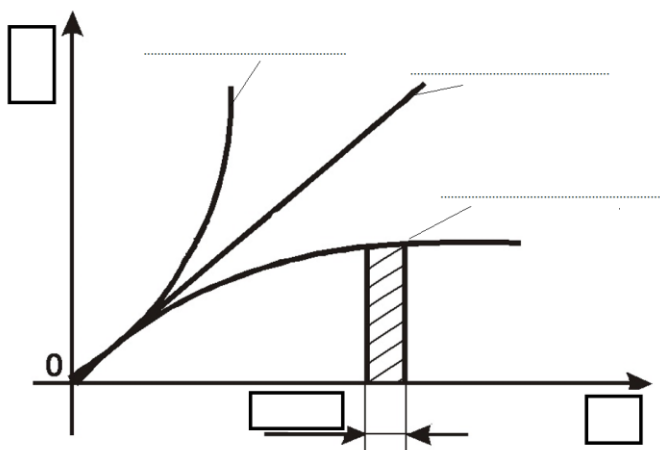


Fig. 5.2 Caracteristica arcului

Caracteristica curbă:

- ;
- ;
-

Caracteristica dreaptă:

- ;
- ;
-

Precizare: La aceste arcuri există proporționalitate între forțe și deformații (fig. 5.2):

$$\frac{F_i}{f_i} = \operatorname{tg} \alpha = C, \text{ unde:}$$

C :

F_i :

f_i :

Lucrul mecanic elementar înmagazinat este (fig. 6.2):

$$dL = F \cdot df$$

Suprafața dintre caracteristica arcului și abscisa reprezintă lucrul mecanic total, înmagazinat prin deformarea arcului:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} C \cdot f^2$$

Analog la arcurile solicate de moment:

$$L = \frac{1}{2} M_t \cdot \theta = \frac{1}{2} C \cdot \theta^2$$

În cazul arcurilor cu rigiditate variabilă:

$$L = \int_0^{f_n} F \cdot df; \quad L = \int_0^{\theta_n} M_t \cdot d\theta$$

Observație:

.....

Calculul principalelor tipuri de arcuri utilizate în industrie

Arcuri lamelare (solicitate la încovoiere). Singura lamelă a acestor arcuri, de obicei încastrată la un capăt și sub acțiunea sarcinii exterioare F la capătul liber, poate avea proiecția dreptunghiulară, triunghiulară, trapezoidală etc, iar înălțimea lamelei poate fi constantă sau variabilă.

Efortul unitar al lamelei de arc (dreptunghiular), într-o secțiune la distanța x față de locul de încastrare este (figura 5.3):

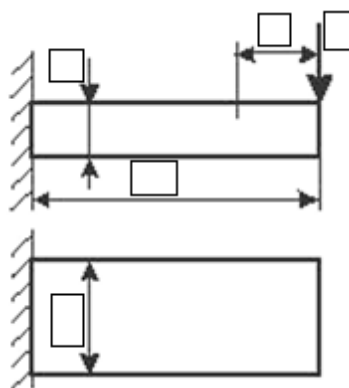


Fig. 5.3 Arc lamelar dreptunghiular

$$\sigma_{ix} = \frac{F \cdot x}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot x}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma_{i0} = 0 \text{ pentru } x = 0 \text{ iar } \sigma_{imax} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \text{ pentru } x = l.$$

Forța maximă suportată de arc:

$$F_{\max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{imax}}{l}$$

Săgeata la capătul liber:

$$f_{\max} = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{b \cdot h^2 \cdot l^2}{18 \cdot E \cdot I} \cdot \sigma_{imax} = \frac{12 \cdot b \cdot h^2 \cdot l^2}{18 \cdot E \cdot b \cdot h^3} \cdot \sigma_{imax} = \frac{2 \sigma_{imax}}{3 E} \frac{l^2}{h}; \text{ unde } I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Lucrul mecanic capacitat:

$$L = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{b \cdot h^2}{6 \cdot l} \sigma_{\max} \cdot \frac{2}{3} \frac{l^2}{E \cdot h} \sigma_{\max} = \frac{1}{18} \cdot V \cdot \frac{\sigma_{\max}^2}{E}$$

Arc bară de torsiune

Arcurile bară de torsiune sunt formate din bare drepte solicitate la torsiune, de momente aplicate la capete (figura 5.4).

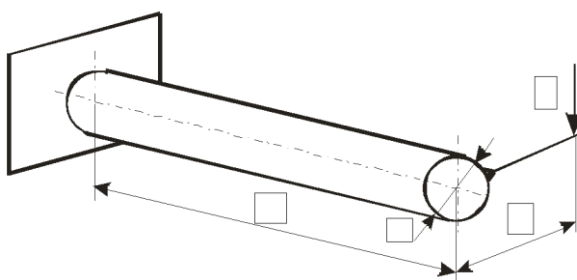


Fig. 5.4 Arc bară de torsiune (secțiune circulară)

$$T = F \cdot R = W_p \cdot \tau_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \tau_t$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{ta}}}$$

$$\tau_t = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{ta} \quad \text{Deformația ungiulară:}$$

$$\theta = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{32 \cdot F \cdot R \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4} = 2 \cdot \frac{\tau_t}{G} \cdot \frac{l}{d}; \text{ unde } I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Lucrul mecanic înmagazinat:

$$L = \frac{1}{2} \cdot T \cdot \theta = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \tau_{t\max} \cdot \frac{2 \cdot \tau_{t\max}}{G} \cdot \frac{l}{d}$$

$$L = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_{\text{tmax}}^2}{G} \cdot V = K \cdot \frac{\tau_{\text{tmax}}^2}{G} \cdot V; \quad \text{unde} \quad V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l$$

Arcuri elicoidale

Arcurile elicoidale sunt arcuri care se obțin prin înfășurarea sârmei de o secțiune oarecare (circulară, dreptunghiulară) după o elice, pe o suprafață directoare (figura 5.5).

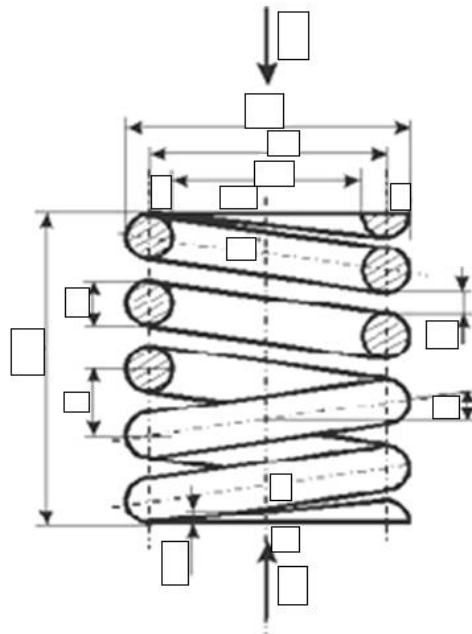


Fig. 5.5 Arc elicoidal de compresiune

Tensiunea din sârmă:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{F \cdot R_m}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3}$$

Efortul unitar

$$\tau_{\text{tmax}} = k \cdot \tau_t, \quad \text{unde } k \text{ este un coeficient de formă.}$$

Dacă se notează cu $i = \frac{D_m}{d}$ și $k = 1 + \frac{1.6}{i}$ (i- raportul de înfășurare),

atunci
$$\tau_{\max} = k \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} = k \cdot \frac{8 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \cdot i \leq \tau_{ta}$$

Dimensionarea se face cu relația:

$$d = \sqrt[3]{k \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m \cdot F}{\tau_{ta}}} = \sqrt{k \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{i \cdot F}{\tau_{ta}}}$$

Săgeata arcului :

$$f = R_m \cdot \theta = \frac{D_m}{2} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{D_m}{2} \cdot \frac{F \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \pi \cdot D_m \cdot n}{G \frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

$$f = \frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \cdot F \quad (n - \text{numărul de spire active}).$$

Lucrul mecanic :

$$L = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \cdot F^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{8 \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \cdot \left(\tau_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \frac{2}{D_m} \right)^2$$

$$L = \frac{1}{4} \cdot \frac{V}{G} \cdot \tau_{\max}^2 = K \cdot \frac{V}{G} \cdot \tau_{\max}^2, \text{ unde: } V - \text{este volumul arcului și } k - \text{coeficientul de utilizare volumetrică.}$$

[illegible]

Introducere în angrenaje. Materiale. Elemente geometrice

Roțile dințate sunt:.....

Angrenarea reprezintă:

[illegible]

Material pentru angrenaje

Principalele materiale sunt:.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Raportul de transmitere

Dacă o roată dințată are un număr de dinți z foarte mare, care tinde la infinit, aceasta se transformă într-o CREMALIERĂ dințată.

Angrenajul format dintr-o roată dințată și o cremalieră servește la transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație și invers.

Raportul de transmitere i_{12} al unui angrenaj este raportul dintre ω_1 a roții dințate conducătoare și ω_2 a roții dințate conduse 2:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Raportul de angrenare u_{12} este raportul dintre z_2 și z_1 :

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

Se poate demonstra faptul că raportul de transmitere și cel de angrenare au aceeași valoare:

$$i_{12} = u_{12}.$$

Legea fundamentală a angrenării

Legea angrenării, cunoscută sub numele de teorema lui Willis, stabilește condiția ce trebuie să o îndeplinească curbele de profil care mărginesc doi dinți în contact, pentru ca transmiterea mișcării să se poată realiza cu un raport de transmitere constant.

Pentru ca două roți dințate să transmită mișcarea de rotație cu un raport de transmitere constant este necesar ca:.....

.....

.....

.....

Punctul notat "C" (figura 6.1) este denumit:.....

.....

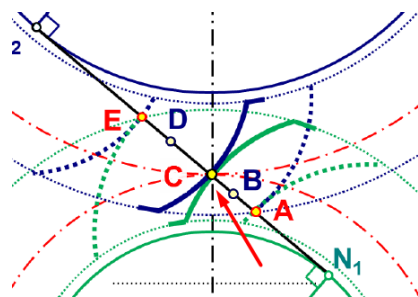


Fig. 6.1 Polul angrenării

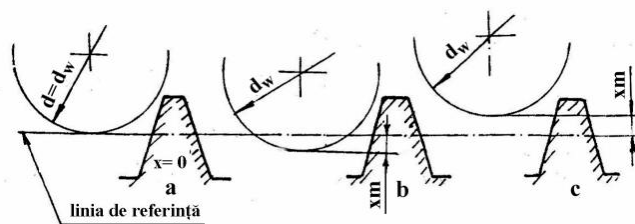


Fig. 6.3 Deplasarea de profil a danturii

Dacă: $x > 0 \Rightarrow$ roți corijate (cremaliera se apropie de centrul roții față de poziția de referință),

$x < 0 \Rightarrow$ roți corigate (cremaliera se îndepărtează de centrul roții față de poziția de referință),

$x = 0 \Rightarrow$ roți

Gradul de acoperire

Pentru ca un angrenaj să transmită mișcarea continuu, cu raport de transmitere constant, este necesar ca înainte de ieși din angrenare o pereche de dinți, următoarea pereche de dinți să fie deja intrată în angrenare. Gradul de acoperire se este: $\varepsilon > 1$. La începutul și sfârșitul angrenării unei perechi de dinți se mai află încă o pereche de dinți în angrenare, etapă numită angrenare, în restul timpului existând doar o singură pereche de dinți în angrenare, etapă denumită angrenare (figura 6.1 și 6.4).

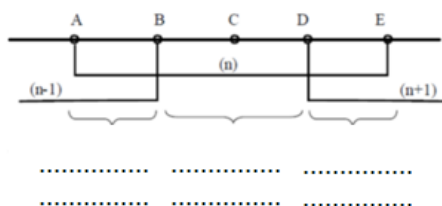


Fig. 6.4 Gradul de acoperire

Cauzele scoaterii din uz a angrenajelor cu roți dințate

— ;

— ;

— ;

[illegible]

Calculul angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

Forțele în angrenajul cilindric cu dinți drepți

În angrenare, contactul dinților sub presiune, se deplasează de la vârful dintelui spre bază lui. Punctul de aplicație al rezultantei presiunilor de contact F_n , având direcția normală la profilul evolventic se deplasează pe flancul activ suprapunându-se continuu peste normala comună N-N.

Ca urmare a apariției alunecărilor între flancuri, iau naștere forțe de frecare care adunate cu F_n dau o rezultantă care închide cu direcția normalei N-N un unghi egal cu unghiul de frecare (figura 6.5).

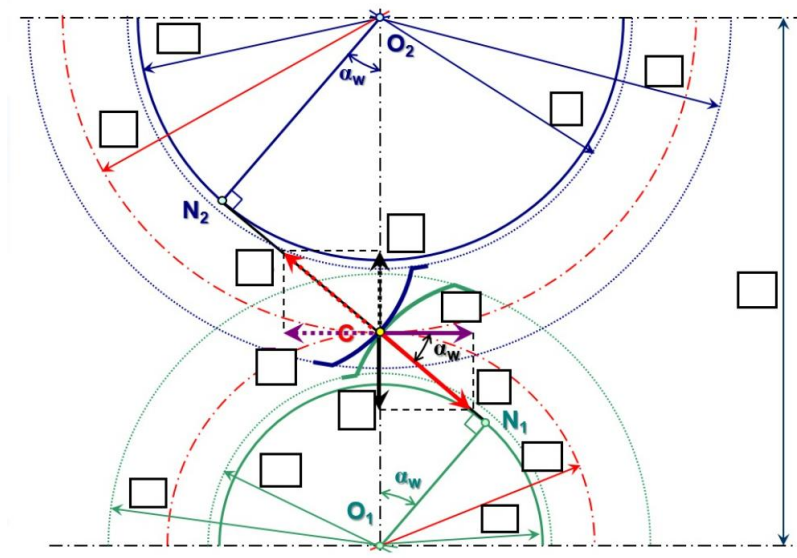


Fig. 6.5 Forțe în angrenajul cilindric cu dinți drepți

Forța tangențială la cercul de rostogolire:

Știind că: $M_{t1}(T_1) = F_{t1} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$, atunci $F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{w1}} = F_{t2}$, iar

$$M_{t1}(T_1) = 9550 \frac{P_1[\text{kW}]}{n_1[\text{rot/min}]} \quad [\text{Nm}].$$

Forța normală la cercul de rostogolire:

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_w} = \frac{2 \times M_{t1}(T_1)}{d_{w1} \cos \alpha_w} = F_{n2}$$

Forța radială la cercul de rostogolire:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_w = F_{r2}, \text{ unde:}$$

$M_{t1}(T_1)$;

d_{w1} ;

P_1, n_1 ;

α_w ;

$F_{t1, 2}$;

$F_{n1, 2}$;

$F_{r1, 2}$;

Factori de influență asupra forțelor din angrenaj

În realitate, din cauza suprasarcinilor, forțele ce se dezvoltă în angrenaj sunt influențate de factori precum:

Factorul regimului de funcționare K_A

Acesta evidențiază.....

.....

....., iar valorile acestui factor depind.....

.....

.....

Factorul dinamic K_v

Acest factor ia în considerare.....

.....

.....

$$\frac{v_w \cdot z_1}{100} > 1, \text{ unde } v_w \dots\dots\dots$$

Factorul de repartizare a sarcinii pe lățimea danturii $K_{H\beta}$

Ia în considerare.....

Factorul de repartizare a sarcinii în plan frontal $K_{H\alpha}$

Acesta evidențiază.....

Factorul de repartizare a sarcinii pe lățimea danturii $K_{F\beta}$ pentru solicitarea de încovoiere

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^N, \text{ unde } N = f\left(\frac{h}{b}\right), \text{ iar } b \dots\dots\dots, h \dots\dots\dots$$

Factorul de repartizare a sarcinii în plan frontal $K_{F\alpha}$ pentru solicitarea de încovoiere

$$K_{F\alpha} = 1 + 2 \cdot (K_{H\alpha} - 1)$$

Calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

Calculul la presiune de contact al angrenajului

Pentru a evita uzura de tip pitting trebuie ca **tensiunile σ_H** ce apar să nu depășească tensiunile admisibile de contact la oboseală ale flancurilor dinților (**σ_{HP}**).

Contactul liniar dintre flancurile a doi dinți se asimilează cu contactul a doi cilindri cu raze egale cu razele de curbură ale evolventelor dinților în punctul respectiv de contact, lățimea egală cu lățimea danturii **b** și încărcăți cu forța pe dinte **F_n** .

Teoria lui Hertz. A stabilit relația de calcul a presiunii de contact la contactul a două corpuri solide elastice (cilindrii), figura 6.6.

Ipoteze simplificatoare:

1. ;
2. ;
3. ;
4. ;
5. ;
6. ;
7. ;

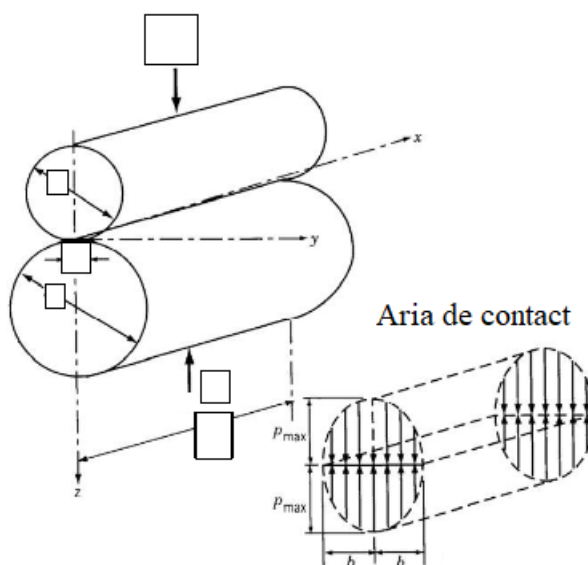


Fig. 6.6 Contactul Hertzian

Tensiunea maxima de contact:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}, \text{ unde } \rho - \text{raza de curbura redusă}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \text{ iar } \begin{array}{l} \nu - \text{coeficientul lui Poisson,} \\ E - \text{modul de elasticitate.} \end{array}$$

Pentru a evita uzura prin ciupitură (pitting) care apare din cauza tensiunilor de contact ale danturii, trebuie ca tensiunile σ_H să nu depășească tensiunile admisibile de contact la oboseală a flancurilor dinților (σ_{HP}).

Forța normală:

$$F_n = F_{n1_ef} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{w1} \cos \alpha_w}$$

Lungimea de contact:

$$L_k = \frac{b}{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

Raza de curbura redusă:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \sin \alpha_w, \text{ deci}$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \cdot \sin \alpha_w$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \left(1 + \frac{1}{u} \right)$$

Așadar, pentru determinarea tensiunilor de contact expresia σ_H devine:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha_w \cos \alpha_w}} \cdot \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \text{ însă}$$

știind că:

Factorul de elasticitate al materialelor roților:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Factorul zonei de contact:

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\sin \alpha_w \cos \alpha_w}}$$

Factorul gradului de acoperire:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$$

Se obține relația de verificare a angrenajului la solicitarea de Presiune de contact:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP}, \text{ unde:}$$

σ_{HP} —

Dimensionarea angrenajului cilindric cu dinți drepți, la solicitarea de contact

Se ține cont de coeficientul de lățime al roții: $b = \psi_a \cdot a_w$, unde coeficientul lățimii roții, ψ_a se adoptă în funcție de raportul dintre puterea și turația arborelui.

Dacă distanța axială a_w se scrie:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1}(1+u)}{2}$$

și diametrul cercului de rostogolire al pinionului:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{1+u},$$

tensiunea Hertziană (Presiune de contact) se poate scrie :

$$\sigma_{HP} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{\psi_a \cdot a_w \cdot \frac{4 \cdot a_w^2}{(1+u)^2}} \cdot \frac{u+1}{u}} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot (1+u)^3}{2 \cdot \psi_a \cdot a_w^3 \cdot u}},$$

$$\sigma_{HP}^2 = Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot \frac{T_1 \cdot C_H \cdot (1+u)^3}{2 \cdot \psi_a \cdot a_w^3 \cdot u},$$

În acest fel, rezultă distanța axială necesară, în baza solicitării de contact:

$$a_{w_nec} = (1+u) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2}{2 \cdot \psi_a \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}.$$

Calculul la încovoiere al angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

Ipoteze simplificatoare de calcul:

- 1..... ;
- 2..... ;
- 3..... ;
- 4..... ;

Dintele se consideră ca o grindă cu un contur profilat încastrat în coroana roții dințate și încărcată cu forța normală F_n .

Considerente:

- forța se aplică la vârful dintelui și este preluată numai de un dinte;
- lățimea dintelui la baza lui este S_F și are lungimea b .

Forța F_n se translatează pe direcția liniei de angrenare până la intersecția cu axa de simetrie a dintelui și se descompune în forța tangențială F_{ta} și radială F_{ra} care produc la baza dintelui o solicitare compusă. Zona de rupere a dintelui este evidențiată în figura 6.7.

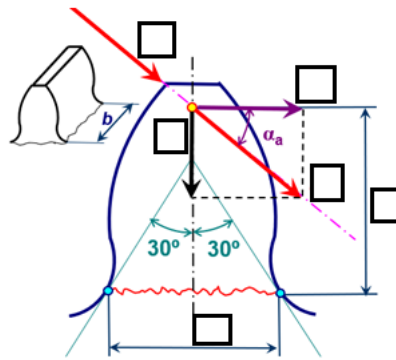


Fig. 6.7 Ruperea dintelui prin solicitarea de încovoiere

Această zonă fiind solicitată la întindere și avându-se în vedere un calcul acoperitor și totodată neglijându-se compresiunea, se obține:

Tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{F_{n1_{ef}} \cdot \cos \alpha_a}{b} \cdot \frac{6 \cdot h_F}{S_F^2}$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F \cdot \cos \alpha_a}{d_{w1} \cdot b \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{6 \cdot h_F}{S_F^2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{w1} \cdot b \cdot m} \cdot \frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{6 \cdot \frac{h_F}{m}}{\frac{S_F^2}{m^2}}$$

Dacă se ține seama de introducerea factorilor de corecție, expresia tensiunii de încovoiere devine:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{w1} \cdot b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP},$$

unde σ_{FP} –

Y_{Fa} –

Y_{Sa} –

Y_ε –

.....

Dimensionarea angrenajului cilindric cu dinți drepți pe baza solicitării de încovoiere

Dacă modulul se consideră ca fiind:

$$m = \frac{d_{w1} \cos \alpha_w}{z_1 \cos \alpha} = \frac{2 \cdot a_w \cos \alpha_w}{z_1 \cdot (1+u) \cos \alpha},$$

iar dacă tensiunea admisibilă este:

$$\sigma_{FP} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{\frac{2 \cdot a_w}{1+u} \cdot \psi_a \cdot a_w \cdot \frac{2 \cdot a_w \cos \alpha_w}{z_1 \cdot (1+u) \cos \alpha}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon,$$

precum și:

$$\sigma_{FP} = \frac{T_1 \cdot C_F \cdot z_1 \cdot (1+u)^2}{2 \cdot \psi_a \cdot a_w^3} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon,$$

atunci se poate determina relația de calcul a distanței axiale necesare, pe baza solicitării de încovoiere, astfel:

$$a_{w_nec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot z_1 \cdot (1+u)^2}{2 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon}.$$

În figura 6.8 (a) se prezintă un exemplu de pinion cilindric cu dinți drepți; (b) un angrenaj cilindric cu dinți drepți; (c) uzura de tip "Pitting" pe flancul dintelui; (d) ruperea dintelui la bază; (e) ruperea dinților prin încovoiere; (f) urme de coroziune pe dantură.

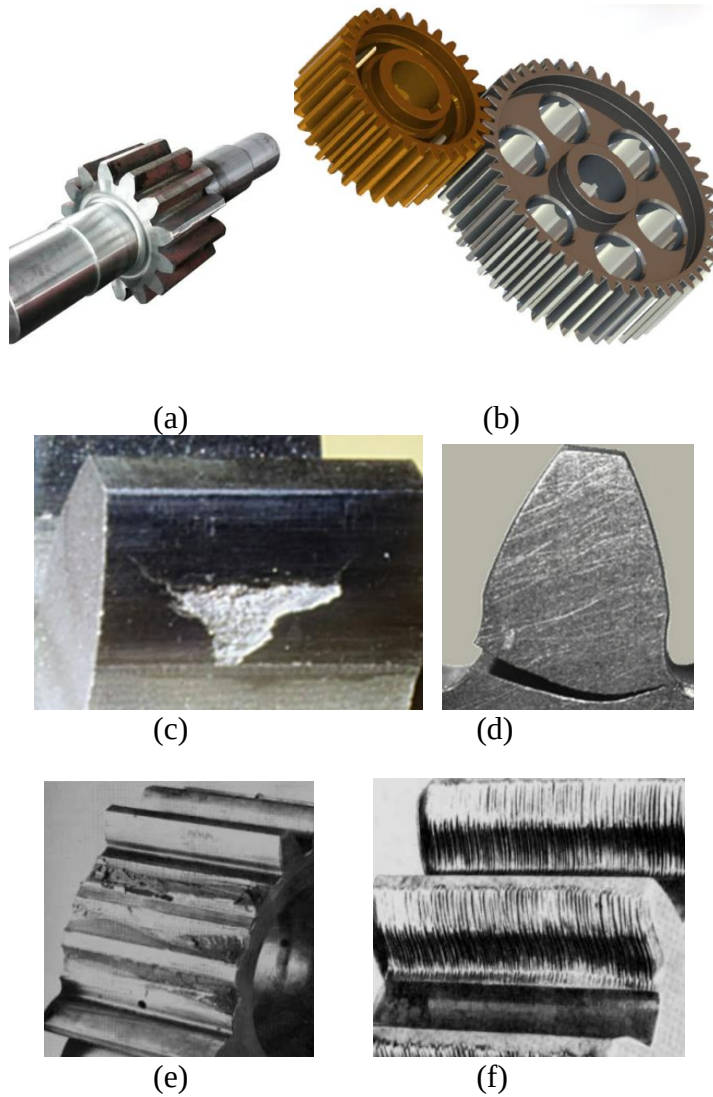


Fig. 6.8 Exemple de roți, angrenaje și deteriorări ale danturilor angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

[illegible]

[illegible]

7. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Forțele în angrenajul cilindric cu dinți dreapți

În figura 7.1 se prezintă schema simplificată a reprezentării forțelor din angrenajul cilindric cu dinți înclinați.

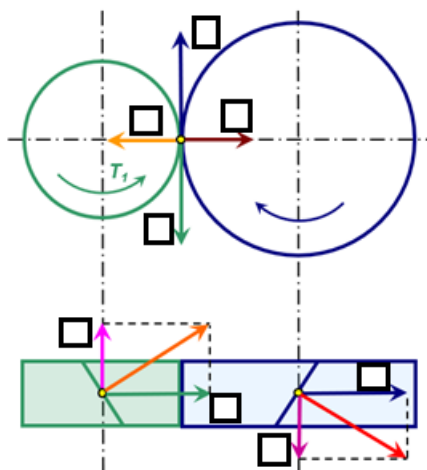


Fig. 7.1 Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Fiind cunoscută expresia forței tangențiale din pinion: $F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}}$,

$$F_{n1} = \frac{F_{b1}}{\cos \beta_b} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{wt} \cos \beta_b} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b} \quad (\text{din planul de angrenare}),$$

$$\text{respectiv } F_{n1} = \frac{F_{01}}{\cos \alpha_{wn}} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{wn} \cos \beta_w} \quad (\text{din planul de rostogolire}), \text{ ce pot fi}$$

identificate în figura 7.2, se determină:

Forța: $F_{a1} = F_{t1} \tan \beta_w$

Forța: $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_{wt}$.

Conform principiului acțiunii și reacțiunii:

$$F_{t1} = F_{t2}, \quad F_{n1} = F_{n2}, \quad F_{a1} = F_{a2}, \quad F_{r1} = F_{r2}$$

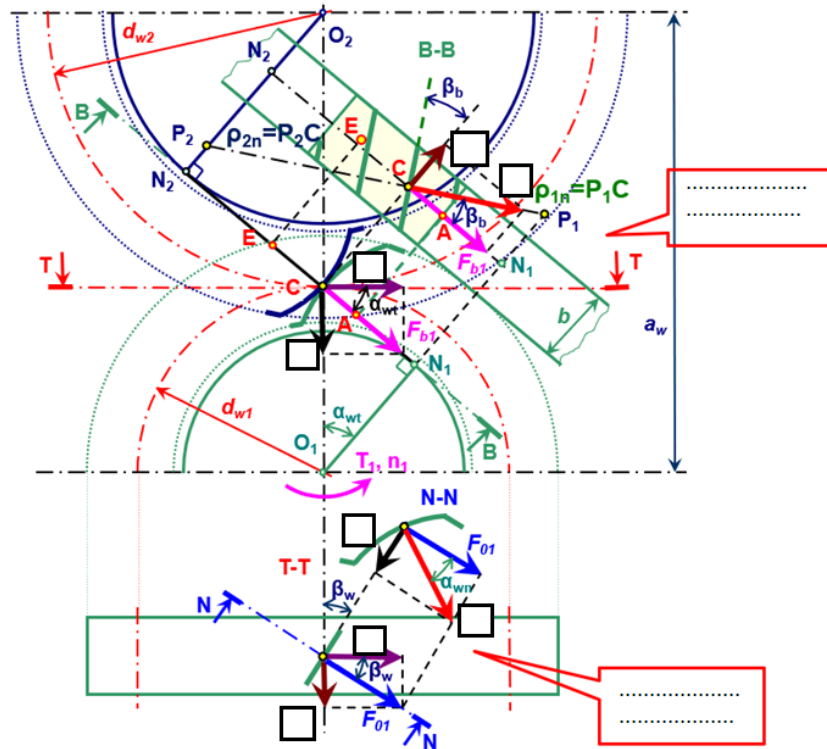


Fig. 7.2 Forțe în planele specifice angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Elemente geometrice

În cazul angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați, modulul se va standardiza în planul....., fiind notat m_n . Modulul notat m_t

reprezintă.....fiind notat:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

Notăția a reprezintă.....

și se exprimă astfel:

$$a = \frac{m_t \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Unghiul α_t este.....

și se determină astfel:

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

Relația dintre “ a ” și

..... este: $a_w \cdot a \cdot \cos \alpha_t = a_w \cdot \cos \alpha_{wt}$

Diametrele: $d_{1,2} = m_t \cdot z_{1,2} = \frac{m_n \cdot z_{1,2}}{\cos \beta}$

Diametrele: $d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos \alpha_t$

Diametrele

$$d_{w1,2} = d_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = m_t \cdot z_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

Distanța: $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$

Diametrele: $d_{a1,2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \left[z_{1,2} + 2 \cdot (h_{an}^* + x_{n1,2} - \Delta y_n) \cdot \cos \beta \right]$

Diametrele: $d_{f1,2} = m_n \cdot \left[\frac{z_{1,2}}{\cos \beta} - 2 \cdot (h_{an}^* + c_n^* - x_{n1,2}) \right]$

La angrenajele cilindrice cu dantură înclinată se deosebesc:

ε_α —

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_{wt}}{2\pi m_n \cos \alpha_t} \cdot \cos \beta$$

ε_β —

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n}$$

ε_γ —

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

Calculul de rezistență al angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Calculul geometric se efectuează în plan de rezistență se face în plan, acolo unde se obține o rezistență minimă a dintelui.

Un angrenaj cilindric cu dinți înclinați poate fi înlocuit cu un angrenaj echivalent care să aibă dinți dreți (figura 7.3).

Acesta este un angrenaj având numerele de dinți z_{v1} și z_{v2} , modulul danturii m_n și deplasările de profil x_{n1} și x_{n2} .

Planul N-N intersectează cilindrul de divizare după o elipsă iar angrenarea are loc pe o porțiune de elipsă corespunzătoare la 2 ... 3 pași normali; flancurile dinților se consideră că aparțin unei roți dințate cilindrice cu raza cercului de divizare egală cu raza de curbura a elipsei în punctul C.

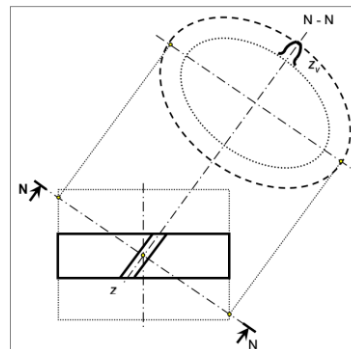


Fig. 7.3 Angrenaj echivalent

Raza de curbura a elipsei în punctul C (figura 7.4) este: $\rho_v = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2\cos^2 \beta}$

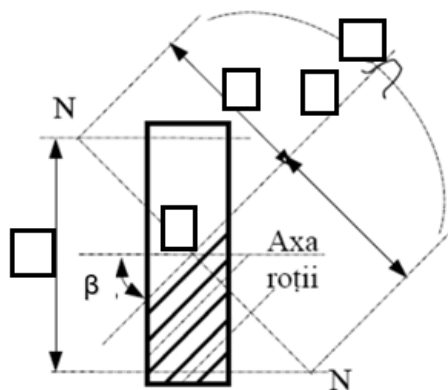


Fig. 7.4 Raza de curbura a elipsei

a – ;

b – ;

d_v –

..... ;

z_v –

..... ;

z –

..... .

Dacă: $d_v = d / \cos^2 \beta$, $d_v = m_n z_v = m_t \cos \beta \cdot z_v$, $m_t \cos \beta \cdot z_v = \frac{m_t z}{\cos^2 \beta}$,

rezultă: $z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^3 \beta}$

Calculul la presiune de contact

Se utilizează relația lui Hertz:

$$\text{Tensiunea de contact: } \sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_n} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

$$\text{Forța normală efectivă: } F_n = F_{n1_ef} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{w1} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b}$$

$$\text{Lungimea de contact: } L_k = \frac{b \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b}$$

$$\text{Raza de curbă redusă } \frac{1}{\rho_n} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_{w1} \sin \alpha_{wt}} \cdot \frac{u+1}{u}$$

Așadar, tensiunea specifică presiunii de contact devine:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{w1} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b} \cdot \frac{\cos \beta_b}{b \cdot \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{2 \cos \beta_b}{d_{w1} \sin \alpha_{wt}} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_{wt} \cos \alpha_{wt}}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \end{aligned}$$

Ținându-se cont de definirea factorilor de material, contact și gradului de acoperire, relația de verificare la solicitarea de presiune de contact:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP}$$

Dimensionarea angrenajului cilindric cu dinți înclinați, pe baza solicitării de contact se face astfel:

$$a_{w_nec} = (1+u) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2}{2 \cdot \psi_a \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

Calculul la încovoiere

Relația de verificare a angrenajului pentru tensiunea maximă de

$$\text{încovoiere este: } \sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{w1} \cdot b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP}, \text{ unde:}$$

Y_{Fa} –

Y_{Sa} –

Y_ε –

Y_β –

Dimensionarea angrenajului cil cu dinți înclinați pe baza solicitării de încovoiere se face astfel :

$$a_{w_nec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot (1+u)^2 \cdot z_1}{2\psi_a \cdot \sigma_{FP}} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \beta \cos \alpha_{wt}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}$$

În figura 7.5 sunt prezentate câteva exemple de roți dințate cilindrice cu dinți înclinați și angrenaje cu aceste tipuri de roți.



Fig. 7.5 (a) Pinion cilindric cu dantură înclinată; (b) Angrenaj cilindric cu dantură înclinată; (c) Dantură înclinată dublă, “în V”

[illegible]

This image shows a full page of white paper with horizontal dotted lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page, providing a guide for handwriting practice. There are no margins, text, or other markings on the page.

8. ANGRENAJE CONICE. ANGRENAJE CONICE CU DINȚI DREPTȚI

Angrenajele conice sunt angrenaje ce au axele roților coplanare care se intersectează, iar suprafețele de rostogolire formează o pereche de conuri tangente care se rostogolesc fără alunecare.

Angrenajele conice prezintă o serie de avantaje precum:

- ✓
- ✓
- ✓
- ✓
- ✓

După forma dinților, dantura conică poate fi: dreaptă, înclinată, în arc de evolventă, în arc de cerc (figura 8.1).

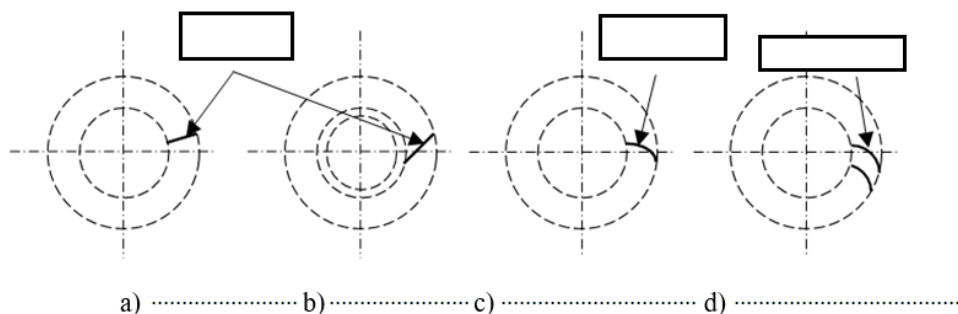


Fig. 8.1 Exemple de dantură conică

Calculule referitoare la cinematică, la gradul de acoperire și la rezistența angrenajelor conice se efectuează cu ajutorul angrenajului înlocuitor, corespunzător conurilor frontale mediane numit, în continuare, angrenaj virtual. Elementele geometrice corespunzătoare angrenajului echivalent se notează cu indicele v.

Principalele elemente geometrice ale angrenajului conic virtual sunt prezentate în figura 8.2.

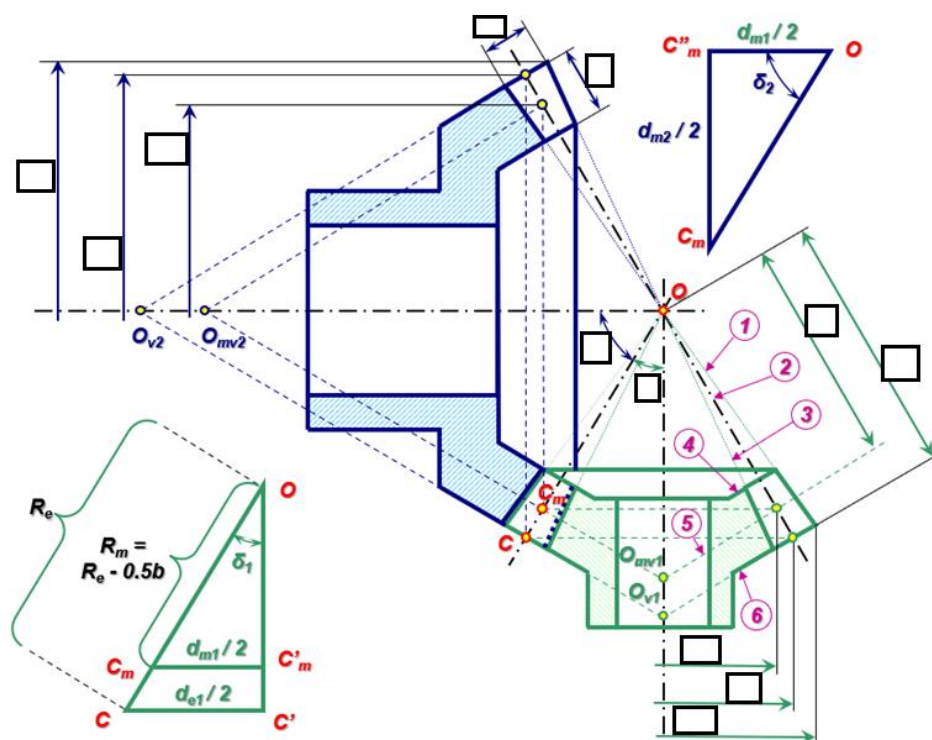


Fig. 8.2. Elementele geometrice ale angrenajului conic virtual

Diametrele: $d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$

Distanța: $a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$.

Angrenajul înlocuitor, având același modul m_{mt} ca și angrenajul conic, se scrie:

$$m_{mt} z_{v1,2} = \frac{m_{mt} z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}},$$

unde: $z_{v1,2}$

$z_{1,2}$

Astfel, relația dintre numerele de dinți este:

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \quad u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u^2.$$

Notății: Con: “a”, Con “-”,
 Con..... “f”, Con..... “i”,
 Con..... “m”, ... “e”,

- înălțimea

$$h = m_e \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*),$$

- unghiul....., [°]

$$\tan \delta_1 = \frac{z_1}{z_2},$$

- unghiul....., [°]

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1,$$

- lungimea.....[mm]

$$R_e = \frac{d_{e1,2}}{2 \cdot \sin \delta_{1,2}} = \frac{m_e \cdot z_{1,2}}{2 \cdot \sin \delta_{1,2}}$$

- coeficienții

$$x_{r1} = -x_{r2} \quad x_{\tau1} = -x_{\tau2};$$

- diametrele.....

$$d_{a1,2} = m_e \cdot \left[z_{1,2} + 2 \cdot (h_a^* + x_{r1,2}) \cdot \cos \delta_{1,2} \right]$$

- diametrele.....

$$d_{f1,2} = m_e \cdot \left[z_{1,2} - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_{r1,2}) \cdot \cos \delta_{1,2} \right]$$

- diametrele.....

$$d_{m1} = \frac{2R_e(1 - 0,5\psi_R)}{\sqrt{1 + u_I^2}}, \quad d_{m2} = \frac{2R_e(1 - 0,5\psi_R)u_I}{\sqrt{1 + u_I^2}}$$

- diametrele.....[mm]

$$d_{e1,2} = m_e \cdot z_{1,2}$$

- diametrele.....

$$d_{av1} = d_{v1} + 2h_{a1}; \quad d_{av2} = d_{v2} + 2h_{a2}$$

- diametrele.....

$$d_{bv1} = d_{v1} \cos(\alpha); \quad d_{bv2} = d_{v2} \cos(\alpha)$$

- gradul.....

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{av1}^2 - d_{bv1}^2} + \sqrt{d_{av2}^2 - d_{bv2}^2} - 2a_v \sin(\alpha)}{2 \cdot \pi \cdot m_e \cos(\alpha)}$$

- coeficientul.....

$$\psi_R = \frac{b}{R_e} \Leftrightarrow b = \psi_R \cdot R_e$$

- unghiul.....

$$\theta_{a1,2} = \arctan\left(\frac{h_{a1,2}}{R}\right)$$

- unghiul.....

$$\theta_{f1,2} = \arctan\left(\frac{h_{f1,2}}{R}\right)$$

- unghiurile.....

$$\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{a1,2}$$

- unghiurile.....

$$\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \theta_{f1,2}$$

Forțe în angrenajul conic

Modul de distribuție a forțelor în angrenajul conic este reprezentat în figura 8.3.

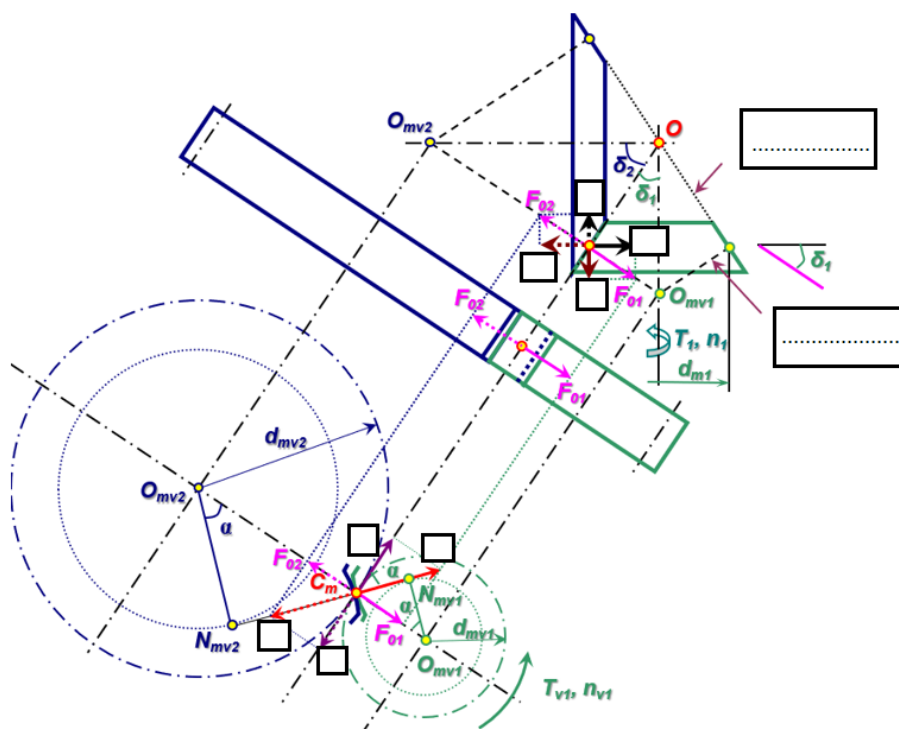


Fig. 8.3 Distribuția forțelor în angrenajul conic

Din relația momentului de torsiune:

$$T_1 = F_{t1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} \Rightarrow ,$$

Forța..... $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$, iar

Forța..... $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_{m1} \cos \alpha}$

Forța..... $F_{r1} = F_{o1} \cos \delta_1 = F_{t1} \tan \alpha \cos \delta_1,$

Forța..... $F_{a1} = F_{o1} \sin \delta_1 = F_{t1} \tan \alpha \sin \delta_1,$

Deasemenea: $F_{t2} = F_{t1} \quad F_{n2} = F_{n1} \quad F_{r2} = F_{a1} \quad F_{a2} = F_{r1}.$

Calculul angrenajelor conice la presiune de contact

Se adoptă relația lui Hertz: $\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_{mv}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$,

Se cunosc:

Forța.....: $F_n = F_{n1_ef} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{m1} \cos \alpha}$

Lungimea.....: $L_k = \frac{b}{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha mv}}{3}}$

Razele.....:

$$\rho_{mv1} = C_m N_{mv1} = \frac{d_{m1} \sin \alpha}{2 \cos \delta_1}$$

$$\rho_{mv2} = C_m N_{mv2} = \frac{d_{m2} \sin \alpha}{2 \cos \delta_2}$$

$$\frac{1}{\rho_{mv}} = \frac{1}{\rho_{mv1}} + \frac{1}{\rho_{mv2}} = \frac{2 \cdot \sqrt{1+u^2}}{d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha}$$

Tensiunea de contact devine:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{d_{m1} \cos \alpha} \cdot \frac{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha mv}}{3}}{b} \cdot \frac{2 \cdot \sqrt{1+u^2}}{d_{m1} \cdot u \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha}} \cdot \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha mv}}{3}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{m1}^2} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}}$$

Relația de verificare la contact:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_{Hv} \cdot Z_{\varepsilon v} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{b \cdot d_{m1}^2} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}} \leq \sigma_{HP}$$

Dimensionarea angrenajului conic pe baza solicitării de contact

Dacă se deduce că: $d_{m1} = \frac{2R_e \cdot (1 - 0.5 \cdot \psi_R)}{\sqrt{1+u^2}}$ și

$$d_{m1}^2 \approx \frac{4R_e^2 \cdot (1 - \psi_R)}{1+u^2}, \text{ iar } b = \psi_R \cdot R_e,$$

se obține tensiunea

$$\sigma_{HP} = Z_E \cdot Z_{Hv} \cdot Z_{\varepsilon v} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot C_H}{\psi_R \cdot R_e \cdot \frac{4R_e^2 \cdot (1 - \psi_R)}{1+u^2}} \cdot \frac{\sqrt{1+u^2}}{u}}.$$

$$\text{Dacă: } \sigma_{HP}^2 = Z_E^2 \cdot Z_{Hv}^2 \cdot Z_{\varepsilon v}^2 \cdot \frac{T_1 \cdot C_H}{2 \cdot R_e^3 \cdot \psi_R \cdot (1 - \psi_R)} \cdot \frac{(\sqrt{1+u^2})^3}{u},$$

se poate determina lungimea.....

.....

, în baza solicitării de contact, astfel:

$$R_{e_nec} = \sqrt{1+u^2} \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_H \cdot Z_E^2 \cdot Z_{Hv}^2 \cdot Z_{\varepsilon v}^2}{2 \cdot u \cdot \psi_R \cdot (1-\psi_R) \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

Calculul angrenajelor conice la încovoiere

Tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{d_{m1} \cdot b \cdot m_m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \leq \sigma_{FP}, \text{ unde:}$$

Y_{Fa} – ;

Y_{Sa} – ;

Y_{ε} –

Dimensionarea angrenajului conic pe baza solicitării de încovoiere

Știindu-se că: $d_{m1} \cdot m_m = \frac{4R_e^2 \cdot (1-\psi_R)}{z_1 \cdot (1+u^2)}$, iar $b = \psi_R \cdot R_e$,

se obține tensiunea

$$\sigma_{FP} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot C_F}{\psi_R \cdot R_e \cdot \frac{4R_e^2 \cdot (1-\psi_R)}{z_1 \cdot (1+u^2)}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon},$$

respectiv:

$$\sigma_{FP} = \frac{T_1 \cdot C_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot z_1 \cdot (1+u^2)}{2R_e^3 \cdot \psi_R \cdot (1-\psi_R)}, \text{ astfel}$$

se poate determina lungimea.....

.....,

în baza solicitării de încovoiere, astfel:

$$R_{e_nec} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot C_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot z_1 \cdot (1+u^2)}{2 \cdot \psi_R \cdot (1-\psi_R) \cdot \sigma_{FP}}}$$

În figura 8.4 se prezintă câteva exemple de roți dințate conice și angrenaje cu aceste tipuri de roți.



(a)



(b)



(c)



(d)

(d)

Fig. 8.4 (a) Pinion conic cu dinți drepți; (b) Pinion conic cu dinți curbi;
(c) Angrenaj conic cu dantură dreaptă; (d) Angrenaj conic cu dantură curbă.

[illegible]

[illegible]

9. ANGRENAJE MELCATE

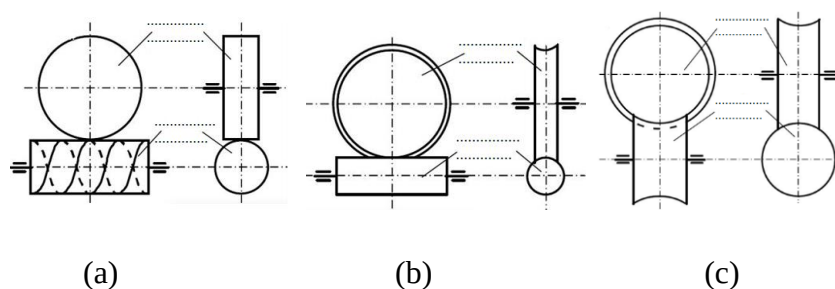
Aspecte generale.

Numărul de dinți ai melcului se mai numește și Elementele geometrice se calculează ca în cazul danturilor înclinate. Deosebirea constă în forma *globoidală* a roții, pentru a cuprinde melcul și a realiza astfel un contact liniar.

Avantaje	Dezavantaje
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	

În figura 9.1 sunt prezentate diferite tipuri de angrenaje melcate, astfel:

- a).....; b).....;
c)..... .



(a) (b) (c)

Fig. 9.1 Tipuri de angrenaje melcate

Angrenaje cu melc cilindric

Dantura angrenajului melcat nu poate fi definită de o cremalieră de referință ca la angrenajele cilindrice, astfel s-a adoptat un **melc cilindric de referință** conform ISO 10064-2 (figura 9.2).

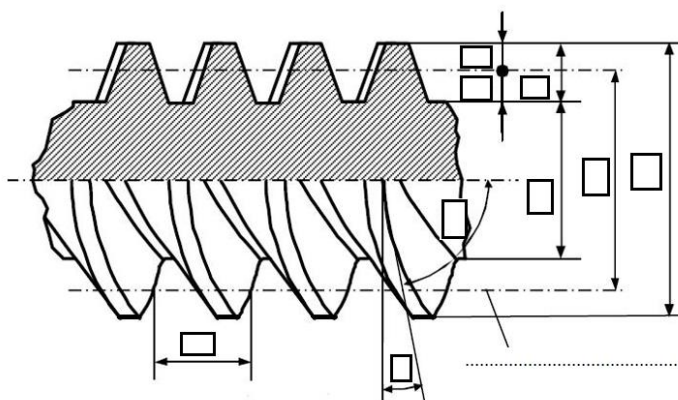


Fig. 9.2 Melc cilindric de referință

α_x —

y —

p_x —

d_1 –
 ;
 β_1 – ;
 d_a, d_f, d_0 –
 ;
 h_a, h_f, h –
 ;

Conform **ISO 10064**, la angrenajele melcate este standardizat **modulul axial, m_x** . Valorile recomandate sunt prezentate în tabelul 9.1.

Tab. 9.1 Gama modulilor axiali

Gama modulilor pentru angrenaje cu melc cilindric m_x , mm									
0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4	0,5	0,63	0,8
1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8
10	12,5	16	20	25	–	–	–	–	–

În conformitate cu ISO 10064 sunt indicate deoarece : $d_1 = m_x \cdot q$,
 pentru fiecare modul m_x câte trei valori ale parametrului specific
 angrenajelor melcate (tabelul 9.2), denumit coeficient, q .

Tab. 9.2 Valori ale coeficientului diametral

Valorile coeficientului diametral q , ISO 10064							
m_x	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

Elemente geometrice ale angrenajului melcat

În figura 9.3 sunt elementele geometrice principale ale angrenajului melcat.

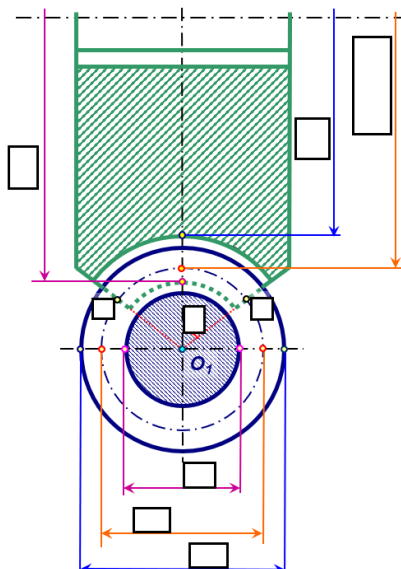


Fig. 9.3 Geometria angrenajului melcat

$$d_1 = m_x \cdot q$$

$$d_{w1} = m_x \cdot (q + 2x)$$

Melc:

$$d_{a1} = m_x \cdot (q + 2h_a^*) = m_x \cdot (q + 2)$$

$$d_{f1} = m_x \cdot (q - 2h_a^* - 2c^*) = m_x \cdot (q - 2.5)$$

$$d_2 = d_{w2} = m_x \cdot z_2$$

$$d_{a2} = m_x \cdot (z_2 + 2h_a^* + 2x) = m_x \cdot (z_2 + 2 + 2x)$$

Roata melcată:

$$d_{f2} = m_x \cdot (z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x) = m_x \cdot (z_2 - 2.5 + 2x)$$

$$d_{e2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_x}{z_1 + 2}$$

d_e -;

γ -;

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$$

a -

$$a = \frac{m_x \cdot (q + z_2)}{2}$$

a_w -

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

m_{x_nec} -

$$m_{x_nec} = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}$$

h -

$$h = m_x \cdot (2 \cdot h_a^* + c^*)$$

z -

pentru z ≤ 3: $b \leq 0,75 \cdot d_{a1}$, pentru z = 4: $b \leq 0,67 \cdot d_{a1}$

L -

pentru z = 1,2: $L = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_x$, pentru z = 3,4 : $L = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_x$.

Materialele utilizate pentru fabricarea melcului sunt:

..... iar pentru

roata melcată

.....

Forțe în angrenajul melcat

În figura 9.4 este prezentată distribuția forțelor în angrenajul melcat cilindric.

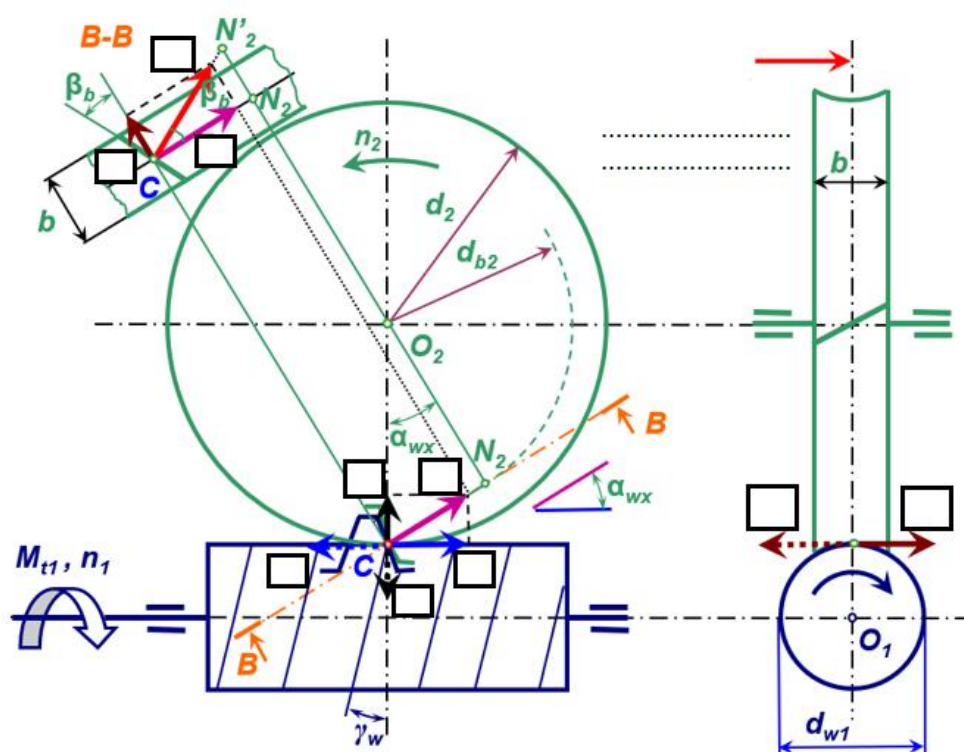


Fig. 9.4 Forțe în angrenajul melcat cilindric

Se cunoaște: $F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = F_{a1}$, iar: $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_{wx} = F_{r1}$, și

$$F_{n2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cos \alpha_{wx} \cos \beta_b} = F_{n1}.$$

Melcul poate fi asimilat cu un șurub, deci se poate scrie relația de calcul a forței tangențiale F_{t1} corespunzătoare asamblărilor filetate:

$$F_{a2} = F_{t2} \tan(\gamma_w + \phi') = F_{t1}$$

Calculul la solicitarea de contact (presiune de contact):

Se pornește de la relația lui Hertz:
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{L_k} \cdot \frac{1}{\rho_n} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$
,

unde:

Forța normală efectivă este:
$$F_n = F_{n2_ef} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_2 \cos \alpha_{wx} \cos \beta_b}$$

Lungimea de contact:
$$L_k = d_1 \cdot \frac{\pi \cdot \chi}{180^\circ} \cdot \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \cdot \xi$$
, unde:

χ -

ξ -

Raza de curbura redusă :
$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_2 \sin \alpha_{wx}}.$$

Astfel, tensiunea de contact devine :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha_{wx} \cos \alpha_{wx}}} \cdot \sqrt{\frac{180^\circ}{\chi \cdot \pi \cdot \xi \cdot \varepsilon_\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_1 \cdot d_2^2}}$$

Ținând cont de apariția (utilizarea factorilor de material, de contact și raportului de contact), relația (de verificare) devine:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot C_H}{d_1 \cdot d_2^2}} \leq \sigma_{HP}.$$

Dimensionarea angrenajului melcat la presiune de contact

Distanța axială:

$$a_w = \frac{m_x \cdot (q + z_2 + 2x)}{2}, \text{ unde: } m_x = \frac{2a_w}{q + z_2 + 2x}$$

Din relația de verificare la apresiune de contact se determină

$$\sigma_{HP}^2 = Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_c^2 \cdot \frac{T_2 \cdot C_H \cdot (q + z_2 + 2x)^3}{4 \cdot a_w^3 \cdot q \cdot z_2^2} \quad \text{și rezultă distanța axială}$$

necesară la solicitarea de presiune de contact:

$$a_{w_nec} = (q + z_2 + 2x) \cdot \sqrt[3]{Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot Z_c^2 \cdot \frac{T_2 \cdot C_H}{4 \cdot q \cdot z_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2}}.$$

Calculul termic al angrenajului melcat

Calculul termic al angrenajelor melcate urmărește:

.....

Cantitatea de căldură ce se degajă în unitatea de timp se calculează astfel:

$$Q_1 = (1 - \eta) \cdot P_1 \cdot 10^3 \quad [W],$$

unde: P_1 [kW] -,

iar η -

Cantitatea de căldură evacuată în unitatea de timp, prin suprafața carcasei, se calculează cu relația:

$$Q_2 = \lambda \cdot (t - t_0) \cdot S \cdot (1 + \psi), \text{ unde}$$

λ -

S [m²] -

$\Psi < 0,3$ -

t, t_0 [°C] -

Considerând funcționarea în regim staționar, din ecuația bilanțului termic ($Q_1=Q_2$) rezultă:

$$t = \frac{(1-\eta) \cdot P_1 \cdot 10^3}{\lambda \cdot (1+\psi) \cdot S} + t_0 \leq t_{\max}$$

Calculul angrenajului melcat la solicitarea de încovoiere

Calculul tensiunii maxime de încovoiere se efectuează pentru dintele roții melcate, materialul acestora având proprietăți mecanice inferioare materialului din care este confecționat melcul.

Tensiunea de încovoiere este:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot C_F}{m_x^3 \cdot q \cdot z_2} \cdot Y_F \cdot \frac{180^\circ}{\pi \cdot \chi \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi} \cdot \frac{1}{\cos \gamma_w}, \text{ unde:}$$

$$\frac{180^\circ}{\pi \cdot \chi \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi} = Y_\varepsilon, \text{ iar } \frac{1}{\cos \gamma_w} = Y_\gamma$$

Y_F –

Y_ε –

Y_γ –

Relația tensiunii de încovoiere devine (pentru verificare):

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot C_F}{m_x^3 \cdot q \cdot z_2} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\gamma \leq \sigma_{FP}$$

În figura 9.5 (a) este prezentat un exemplu de arbore melcat cu melc cilindric, iar (b) o roată melcată monobloc din bronz. În figura 9.6 se prezintă un exemplu de angrenaj melcat.



Fig. 9.5 (a) Arbore melcat

(b) Roată melcată



Fig. 9.6 Angrenaj melcat

This image shows a full page of a handwriting practice worksheet. It consists of multiple sets of three horizontal dotted lines, providing a guide for letter height and placement. The lines are evenly spaced across the entire page, leaving ample room for writing practice. There is no text or other markings on the page.

10. ARBORI

Arborii sunt:

.....

.....

.....

În figura 10.1 se prezintă exemple de arbori cu elemente montate pe ei. Arborele de intrare cu roata de curea pe capăt, fixată cu șurub și șaibă, respectiv rulemni pentru rezemare, manșetă de rotație. Arborele de ieșire cu roată dințată cilindrică cu dinți înclinați (montată cu pană), rulmenți pentru rezemare și manșetă de rotație.

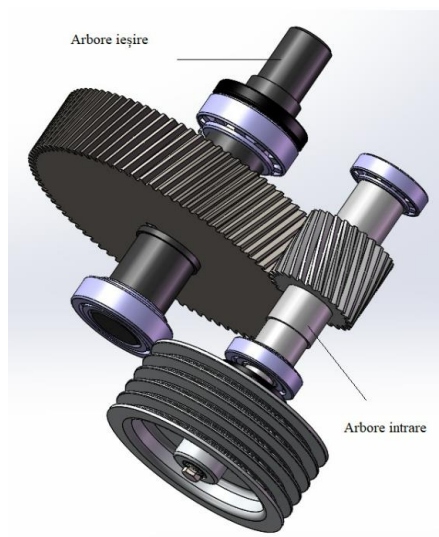


Fig. 10.1 Exemple de arbori

Clasificare:

1. D.p.d.v. al formei:

- ;

- ;

2. D.p.d.v. al rigidității: ;

3. D.p.d.v funcțional:

- ;

- ;

- ;

4. D.p.d.v. al poziției:

- ;

-

Materialele din care se execută arborii sunt:.....

.....

..... ;

Arborii netratați termic:..... ;

Arborii tratați termic:

Proiectarea arborilor.

1. Dimensionarea arborilor.

Se cunosc:

- ;

- ;

-

$$T(M_t) = 9550 \cdot \frac{P}{n},$$

unde: T (M_t) - [N·m] ;

P - [kW] ;

n -[rot/min] .

Predimensionare:

Arborele are capăt standardizat (ISO 6412-1). În funcție de valoarea momentului de torsiune se aleg

..... și

(seria scurtă sau seria lungă). Datele din tabel corespund unui material având $\sigma_r \text{ etalon} = 550 \text{ [MPa]}$. Dacă $\sigma_r \text{ efectiv} \neq \sigma_r \text{ etalon}$ se stabilește un coeficient de corecție k .

$$M_{tc} = \frac{M_t}{k}; \quad \text{unde } k = \frac{\sigma_r \text{ efectiv}}{\sigma_r \text{ etalon}}.$$

Arborele NU are capăt standardizat, dimensionarea se face.....

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}, \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}}.$$

Dacă momentul încovoietor este necunoscut se va face un artificiu de calcul și anume: $\tau_{at} = 12 \dots 25 \text{ MPa}$.

Proiectarea formei arborilor. Arborii sunt solicitați simultan la (de către momentul de torsiune transmis) și la (de către forțele introduse de piesele susținute). Exemplu de arbore cu diferite tronsoane, este prezentat în figura 10.2.

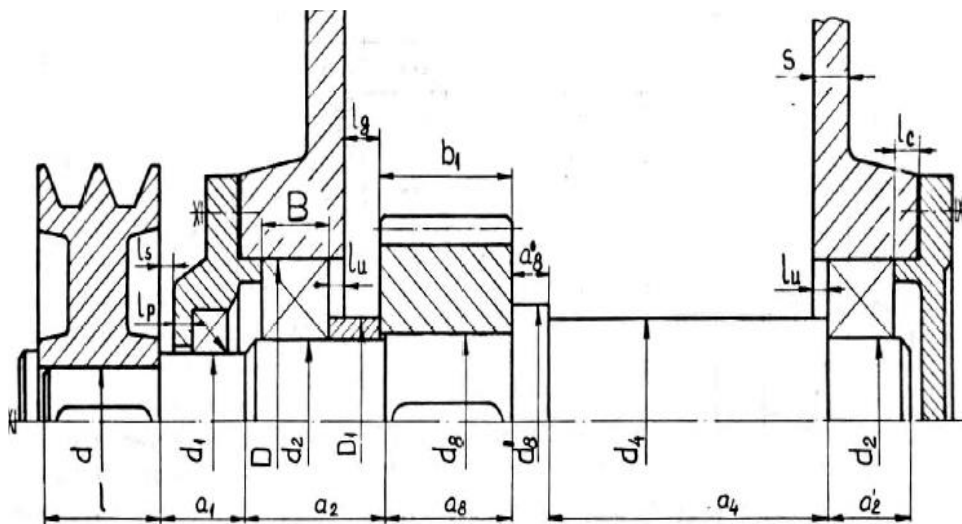


Fig. 10.2 Tronsoane de arbore

Tronsonul I:

- este denumit:
- din etapa de predimensionare se cunoaște diametrul d_{CA} și lungimea l_{CA} a acestuia.

Tronsonul II:

- este destinat:
- pentru poziționarea axială a roții de curea se recomandă ca diametrul tronsonului să fie:

$$d_e = (1,15 \dots 1,2) \cdot d_{CA}$$

Pentru centrarea manșetei se recomandă: $l_{cen} \cong 0,5 \cdot \sqrt{D_r}$.

Tronsonul III:

- este destinat:.....

-
- preluarea forțelor, precum și poziționarea axială a arborelui se realizează cu ajutorul..... ;
 - Valoarea cotei l_s'' este dată de sistemul de ungere a rulmenților.

Tronsonul IV:

- este destinat:..... ;
- distanțierul trebuie să respecte..... ;
- distanța de la peretele reductorului la roată

$$l_s''' = 5...10 \text{ mm}$$

- lungimea butucului (este o lungime de centrare)

$$l_{butuc} = (0,6...1,2) \cdot d_{IV} [\text{mm}].$$

Tronsonul V:

- umăr destinat:..... ;
- există recomandări privind forma și dimensiunile sale.

Tronsonul VI:

- este un tronson:..... ;
- se dimensionează în funcție de.....

Tronsonul VII:

- este destinat:..... ;
-

- dacă este posibil se alege un rulment.....
.....

Asigurarea pieselor pe capătul de arbore se face:
.....
.....

Verificarea arborilor.

1. Verificarea la solicitări compuse (fig. 10.3)

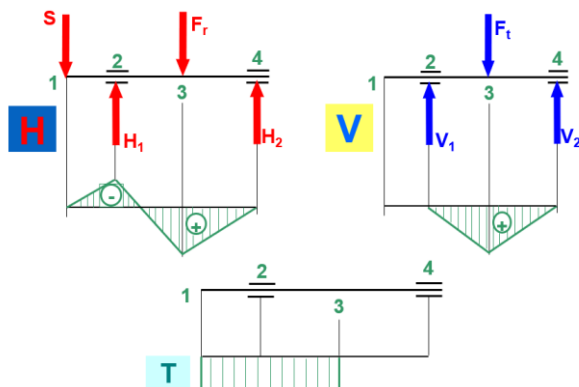


Fig. 10.3 Schema încărcărilor pentru verificarea arborilor

Pași de urmat:

- se identifică..... ;
- se trasează..... ;
- momentele încovoietoare rezultante se calculează pentru fiecare secțiune prin..... ;

$$M_{iech} = \sqrt{M_{iH}^2 + M_{iV}^2}$$

- se determină valoarea momentului echivalent care ține cont..... ;

$$M_{ech} = \sqrt{M_{iech}^2 + (\alpha \cdot T)^2}$$

unde: α -

M_i -

T -

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai II}},$$

$\sigma_{ai III}$ -

$\sigma_{ai II}$ - ;(fig. 10.4).

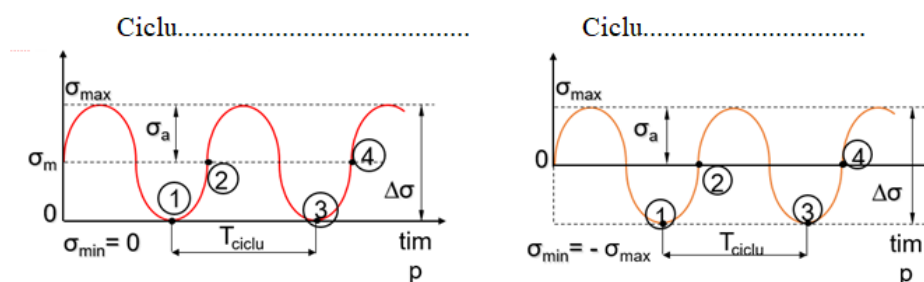


Fig. 10.4 Cicluri de solicitare

Verificarea la solicitări compuse se face cu relația:

$$\sigma_{ech} = \frac{\sqrt{M_{iH}^2 + M_{iV}^2 + (\alpha \cdot T)^2}}{W} \leq \sigma_{ai II},$$

unde - W ;

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}.$$

2. Verificarea arborilor la oboseală. Se face în zonele cu concentratori de tensiune precum:

-

- ;
- ;

Obs. La fiecare rotație cu 180° fibrele sunt comprimate și apoi întinse, deci solicitarea este alternant simetrică (III), iar solicitarea de torsiune este pulsatorie (II).

Verificare la oboseală constă în determinarea *coeficientului de siguranță* și compararea acestuia cu *valoarea admisă*.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{C_\sigma^2} + \frac{1}{C_\tau^2}}},$$

$$unde : \quad C_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{02}}} \quad respectiv \quad C_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma_\tau} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}}$$

C_σ - ;

C_τ - ;

β_k - ;

ε - ;

γ - ;

σ_{-1} - ;

σ_{02} - ;

$$iar \quad \sigma_v = \sigma_{i \max}, \quad \tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{t \max}}{2}, \quad \sigma_m = 0.$$

Valorile specifice factorilor existenți, se găsesc în litaratura de specialitate.

3. Verificarea arborilor la deformații și vibrații.

Deformația de încovoiere este dată de fibra medie deformată care determină mărimea săgeții f și a unghiului de înclinație α . Când forțele acționează în plane diferite, linia elastică finală și abaterea unghiulară rezultantă din reazeme se obține prin însumarea geometrică a deformațiilor din planele în care s-a lucrat.

În funcție de natura și sensul de acțiune al sarcinilor perturbatoare, arborii drepecți pot avea în funcționare:

- ;
- ;
- ;
- ;

De obicei, prezintă importanță pentru arborii drepecți numai primele două tipuri de vibrații, care pot deveni periculoase.

[illegible]

11. CUPLAJE

Cuplajele sunt.....

.....
.....
.....

Acestea se utilizează.....

.....
.....
.....

În figura 11.1 este prezentată schița cinematică a legăturii prin cuplaj dintre doi arbori.

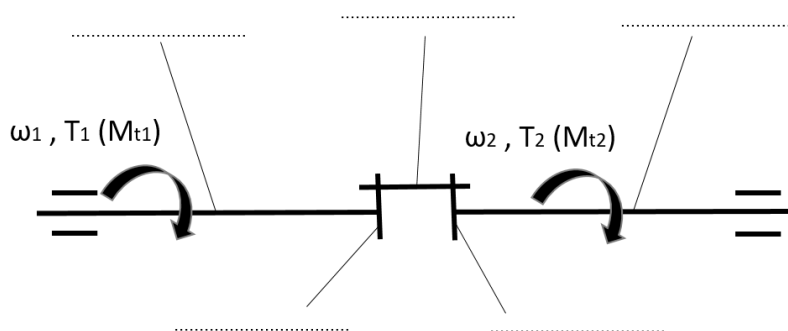


Fig. 11.1 Schiță cinematică legătură cu cuplaj

Obiective urmărite prin utilizarea cuplajelor.

a)

.....
.....
.....

Cuplaje

b)

.....

.....

.....

c)

.....

.....

.....

d)

.....

.....

.....

e)

.....

.....

.....

Clasificare.

Cuplaje mecanice:

1. Permanente

- a) Fixe: - ;
- ;
- ;
- ;
- ;

b) Mobile: - ;
 -

2. Intermitente:

a) După modul în care se realizează transmiterea momentului de torsiune: - ;
 - ;
 - ;

b) După caracterul funcționării:

- ;
 - ;
 - ;
 - ;
 - ;
 -

În elementele unui cuplaj acționează următoarele sarcini:

- ;
 - ;
 - ;

Cuplajul se calculează la un moment de torsiune de calcul:

$$M_{tc} = k \cdot M_t,$$

unde: M_{tc} : ;

M_t : ;

k – : ;

Cuplaje permanente fixe

Cuplajul cu flanșe (figura 11.2).

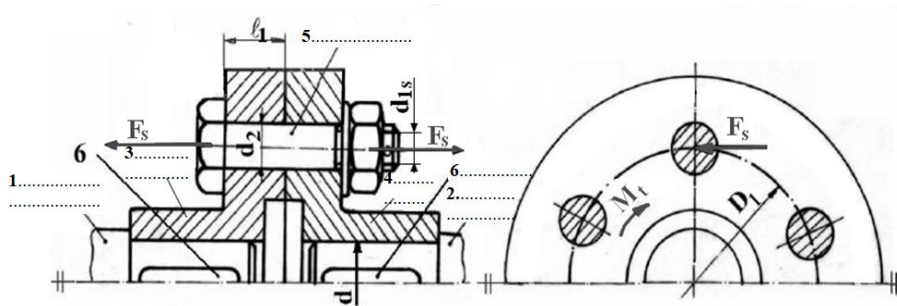


Fig. 11.2 Cuplaj cu flanșe

Acestea sunt formate din:

.....

.....

.....

.....

.....

Semicuplele:

.....

.....

.....

Momentul de torsiune

.....

.....

.....

Centrarea

.....

Momentul de torsiune ce poate fi transmis se poate determina cu relația:

$$M_{tc} = M_{tf} = \mu \cdot F_s \cdot z \cdot \frac{D_1}{2},$$

unde:

M_{tf} -;

μ -;

F_s -;

z -;

D_1 -

Deoarece șuruburile sunt strânse puternic la montare, ele sunt solicate atât la tracțiune cât și la torsiune, deci:

$$\beta \cdot F_s = \frac{\pi \cdot d_{1s}^2}{4} \cdot \sigma_t,$$

unde:

β -;

d_{1s} -;

σ_t -

În acest fel, dimensionarea șurubului se face cu relația (pentru cuplajele nestandardizate):

$$d_{1s} = \sqrt{\frac{8 \cdot \beta \cdot M_{tc}}{\mu \cdot \pi \cdot z \cdot D_1 \cdot \sigma_t}}.$$

Momentul de torsiune transmisibil se va corecta astfel:

$$M_{tc} = C_s \cdot M_t,$$

unde: C_s -;

și ține seama de..... ;

În cazul cuplajelor standardizate (ISO 14691) șuruburile având dimensiuni cunoscute, se face doar verificarea acestora.

În cazul celor montate fără joc, se face verificarea la..... și

$$\sigma_{total} = \frac{8\beta M_{tc}}{\pi \mu z D_1 d_{1s}^2} \leq \sigma_{ai}$$

$$\tau_f = \frac{8 \cdot M_{tc}}{z \cdot \pi \cdot D_1 \cdot d_2^2} \leq \tau_{af}$$

unde: F_{tc} -

d_2 -

În cazul cuplajelor cu flanșe montate prin șuruburi cu joc (des întâlnite în practică), centrarea semicuplelor se face prin praguri sau inele (figura 11.3) iar șuruburile se vor dimensiona cu relația pentru d_{1s} și se vor verifica la.....

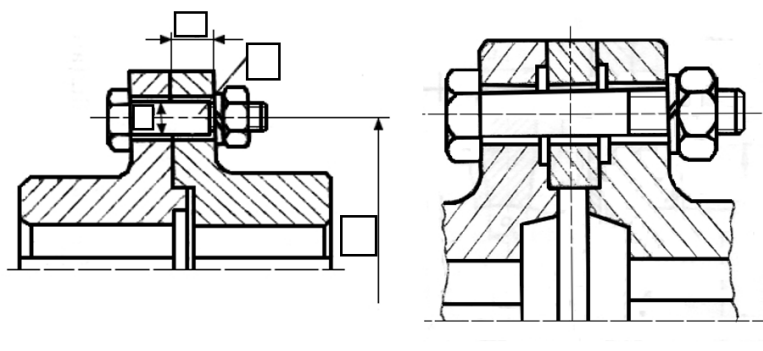


Fig. 11.3 Exemple de cuplaje montate cu joc și tipuri de centrare
Verificarea la încovoiere se face cu relația:

$$\sigma_i = \frac{32 \cdot M_{tc} \cdot l_1}{\pi \cdot D_1 \cdot d_2^3} \leq \sigma_{ai},$$

Aceste cuplaje se utilizează pentru:

- ;
- ;
- ;

Cuplaje permanente mobile

Cuplaje cu elemente rigide pentru abateri unghiulare (figura 11.4).

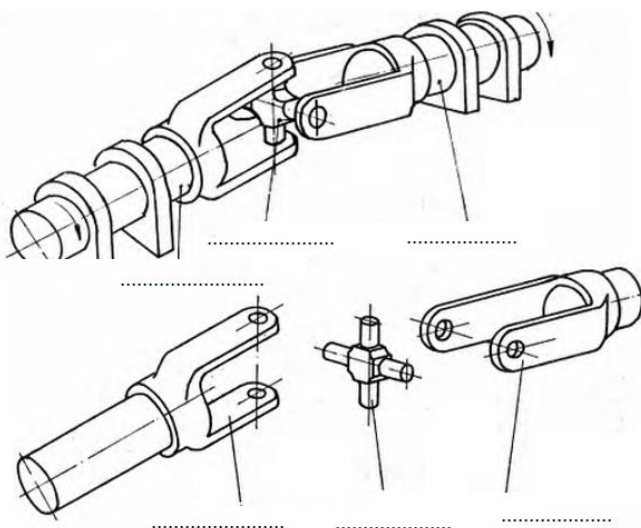


Fig. 11.4 Cuplaj cardanic

Cuplajul cardanic permite.....

.....

Acesta se compune din.....

.....

Furcile sunt decalate cu.....

Se utilizează frecvent.....

.....

Calculul forțelor și al momentelor.

Viteza unghiulară a arborelui condus ω_2 variază în timp chiar dacă $\omega_1 = \text{constant}$ (figura 11.5), între o valoare minimă (când crucea se află într-un plan perpendicular pe arborele motor) și o valoare maximă (când crucea se află într-un plan perpendicular pe arborele condus).

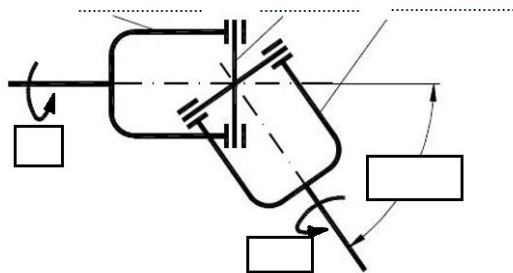


Fig. 11.5 Cinematica cuplajului cardanic

$$\frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{1}{\cos^2 \alpha}$$

Arborele 1 transmite un moment M_{t1} . Fusurile legate de furca arborelui 1 sunt solicate de forțele F_1 , care sunt nule pentru $\phi_1=0$ și au valori maxime pentru $\phi_1=90^\circ$.

$$F_1 = \frac{M_{t1}}{d_c} \quad ; \quad F_{a1} = F_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$M_{t2\max} = M_{t1} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{M_{t1}}{\cos \alpha} \quad ;$$

$$F_{2\max} = \frac{M_{t2\max}}{d_c} = \frac{M_{t1}}{d_c \cdot \cos \alpha} \quad ;$$

$$F_{a2} = F_1 \cdot \sin \alpha$$

unde: $F_{2\max}$ -

F_{a2} -

Deoarece ω_2 variază, pentru a asigura constanța acestei viteze, deci pentru realizarea unei construcții sincrone se pot lega două articulații cardanice astfel că:

- ;
- ;
-

Materiale pentru construcția elementelor cuplajelor cardanice:

.....

Cuplaje cu elemente elastice (figura 11.6)

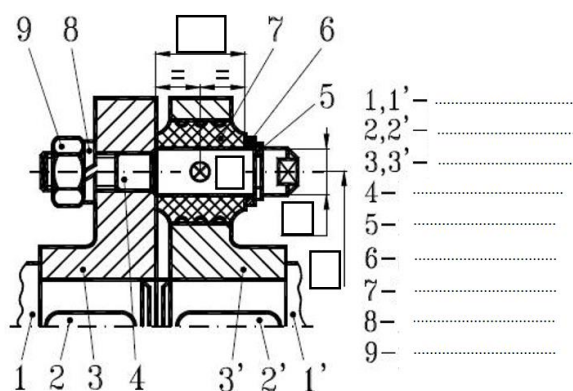


Fig. 11.6 Cuplaj elastic cu bolțuri

Cuplajele elastice se caracterizează prin:.....

.....

Scopuri urmărite:

- ;
- ;

- ;

-

Rigiditatea cuplajului este.....

.....

.....

Caracteristica unui cuplaj este.....

.....

.....

Avantaje:

-

..... ;

-

..... ;

-

..... ;

-

..... ;

-

..... ;

Materialele utilizate pentru elementele cuplajului:

-

..... ;

Alegerea unui cuplaj de acest tip se face prin determinarea momentului de calcul:

$$M_{tc} = C_1 \cdot M_t,$$

Verificări se fac doar în anumite situații speciale, iar:

$$M_t = F_{t1} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot z, \text{ unde: } F_{t1} = \frac{2 \cdot M_t}{D_1 \cdot z}.$$

Verificarea la strivire bolț-bucșă:

$$\sigma_s = \frac{F_{t1}}{d_b \cdot l} \leq \sigma_{sa},$$

unde: d_b :

l :

Verificarea la încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{32 \cdot F_{t1} \cdot l}{\pi \cdot d_b^3}.$$

În figura 11.7 sunt exemplificate câteva tipuri de cuplaj: a) Cu flanșe;
b) Cardanic; c) Cu bolțuri.



(a)....., (b)....., (c).....

Fig. 11.7 Exemple de cuplaje

[illegible]

12. LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE. RULMENȚI

Rulmenții sunt.....

.....

.....

.....

Elemente componente (figura 12.1):

- ;

- ;

- ;

-

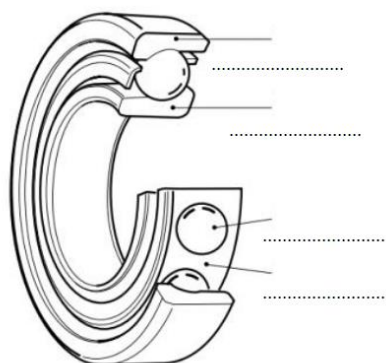


Fig. 12.1 Elementele componente ale unui rulment

Observație:.....

.....

.....

Avantaje	Dezavantaje
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	
.....	

Clasificarea și simbolizarea rulmenților (SR ISO 15:2017, ISO 492, ISO 582, ISO 355)

- După forma corpurilor de rulare:

..... ;
..... ;
..... ;
..... ;

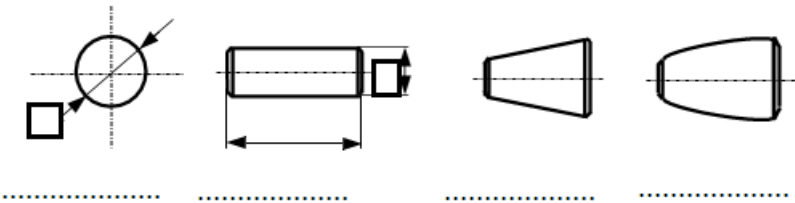


Fig. 12.2 Tipuri de corpuri de rostogolire

- După direcția forței principale preluată:

..... ;
 ;

- După numărul de rânduri pe care sunt dispuse corpurile de rostogolire:

..... ;

- După capacitatea de adaptare a inelului interior la direcția fusului:

..... ;

- După valoarea jocului radial:

..... ;
 ;

- După dimensiunile de gabarit în direcție radial:

.....

- După dimensiunile de gabarit în direcție axială:

.....

Seriile de dimensiuni sunt prezentate în figura 12.3.

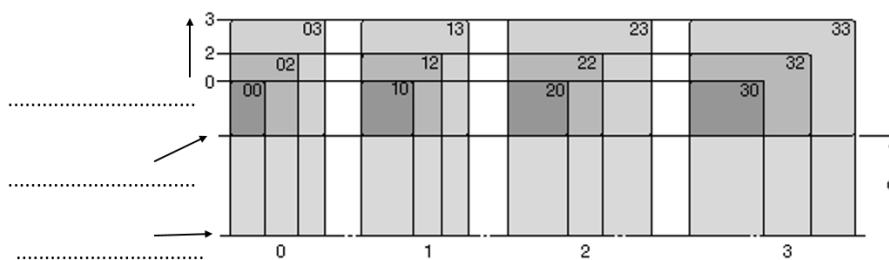


Fig. 12.3 Serii de dimensiuni

Simbolizarea rulmenților

Este alcătuită dintr-un simbol de bază și unul suplimentar.

Simbolul de bază se compune din două grupe de litere sau cifre:

1. Prima grupă.....

.....

2. A doua grupă.....

.....

Simbolul suplimentar se folosește pentru rulmenții care au o construcție modificată și se compune din:

- ;

- ;

Schema de simbolizare a rulmenților (abcd sau dabc) este prezentată în figura 12.4. Interpretarea simbolului:

a) Simbolul tipului de rulment (radial, cu role conice, axial cu simplu efect etc.) este reprezentat de ;

b) Simbolul seriei de dimensiuni reprezentat de două cifre, mai precis:

Prima cifra..... ;

A doua cifră.....

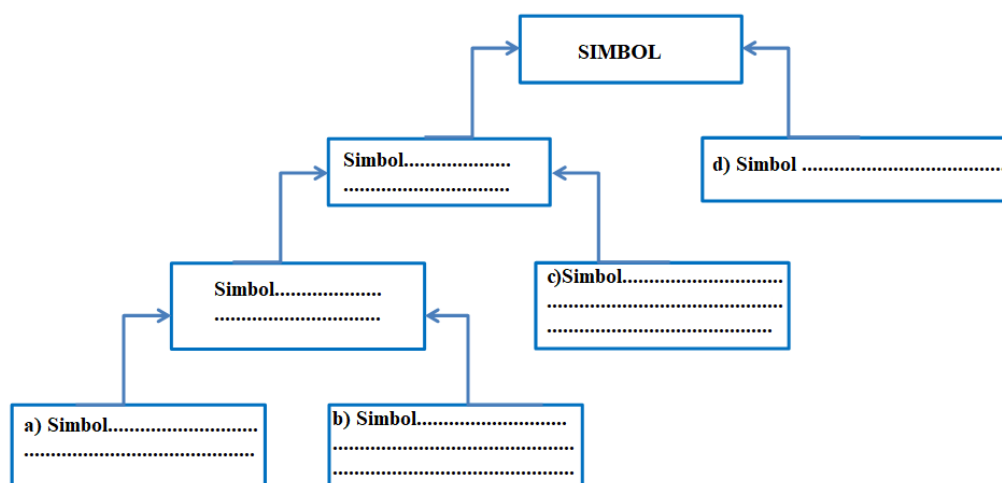


Fig. 12.4 Schema de simbolizare a rulmenților

c) Simbolul diametrului interior, astfel:

Pentru un diametru până la 9 mm și peste 480 mm este o cifră (cifre) care indică

Simbolul pentru un diametru interior între 10 și 17 mm se reprezintă astfel:

Diametrul interior (mm) 10 12 15 17

Simbolul diametrului interior 00 01 02 03 .

Simbolul pentru un diametru interior între 20 și 480 mm este indicat prin două cifre, număr obținut prin

d) Simbolul suplimentar.

Elemente de calcul al rulmenților

Proiectarea lagărelor cu rulmenți.

1. după capacitatea de încărcare dinamică.....

.....

2. după capacitatea de încărcare statică.....

.....

Durata de funcționare a rulmenților rotitori este limitată de pe căile de rulare ale inelelor sau pe corpurile de rostogolire, ca urmare a obosirii straturilor superficiale ale materialului.

Pentru evitarea acestei forme de deteriorare, rulmenții rotitori se calculează la durabilitate.

Pentru efectuarea calculului rulmenților este necesară definirea unor noțiuni specifice:

1. Durabilitatea rulmentului L :

.....

.....

2. Durabilitatea unui lot de rulmenți identici L_{10} :.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Durabilitatea de bază.....

.....

 3. Capacitatea de încărcare dinamică de bază C:

.....

 Între capacitatea de încărcare dinamică C, sarcina P care încarcă rulmentul și durabilitatea acestuia L, s-a stabilit următoarea dependență experimentală care reprezintă ecuația curbei de oboseală:

$$P \cdot L_{10}^{1/p} = C ,$$

unde: p -

.....
 Calculul rulmenților se poate face astfel:

a) dacă se cunoaște sarcina care încarcă rulmentul P, turația inelului rotitor n și durata de funcționare impusă $L_{h \text{ impus}}$ (ore de funcționare), rulmentul se calculează după *capacitatea de încărcare dinamică*.

$$C_{\text{nec}} = P \cdot \sqrt[p]{L} \leq C_{\text{cata log}} , \text{ unde } L = \frac{60 \cdot n \cdot L_{h \text{ impus}}}{10^6} \text{ [mil de rotații]} .$$

b) pentru un rulment existent, cu capacitatea de încărcare dinamică $C = C_{\text{catalog}}$, al cărui inel rotitor are turația n și care este încărcat cu o sarcină P, calculul se efectuează după *criteriul durabilității*, cu relațiile:

$$L = \left(\frac{C_{\text{cata log}}}{P} \right)^p , \quad L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \geq L_{h \text{ impus}} .$$

4. Sarcina dinamică echivalentă P .

În cazul lagărelor în care acționează forțe combinate, forțele radiale F_r și axiale F_a se înlocuiesc cu o sarcină dinamică echivalentă P . Aceasta este

.....

Pentru a calcula valoarea reală a oricărei forțe care acționează, se va introduce un factor de corecție global, care ține seama de condițiile concrete de funcționare ale lagărului.

$$P_c = f \cdot P; \text{ iar } f = f_z \cdot f_d \cdot f_v \cdot f_s \cdot f_t, \text{ unde:}$$

f_z - ;

f_d - ;

..... ;

f_v - ;

f_s - ;

f_t -

Diagrama experimentală din figura 12.5 reprezintă corelația dintre forța radială care soliciță rulmentul – F_r – și forța axială F_a pentru o sarcină dinamică echivalentă $P = \text{constantă}$.

În diagramă apar două zone, delimitate de dreapta înclinată cu unghiul $\beta_2 = \arctg e$, unde e este o constantă a rulmentului, a cărei valori sunt date în catalogul de rulmenți.

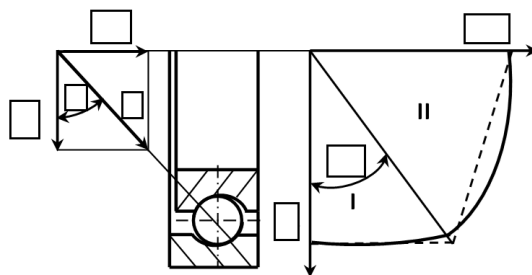


Fig. 12.5 Corelații forțe rulment

Zona I este caracterizată prin.....

.....

$$\frac{F_a}{F_r} = \tan \beta \leq \tan \beta_2 = e$$

sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația:

$$P = f \cdot V \cdot F_r$$

Zona II se caracterizează prin

.....

$$\frac{F_a}{F_r} = \tan \beta > \tan \beta_2 = e$$

sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația:

$$P = f \cdot (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a), \text{ unde:}$$

β -

X și Y -

.....

V -

f -

$V = 1$

$V = 1,2$

Funcțiile lagărelor cu rulmenți*Funcțiile de speța I.*

1. Rezemarea și centrarea arborelui.

- Rezemarea.....

.....

- Centrarea.....

.....

.....

2. Poziționarea axială a arborelui

-

.....

-

.....

.....

-

.....

.....

3. Asigurarea dilatării libere a arborelui la temperatura de funcționare

-

.....

-

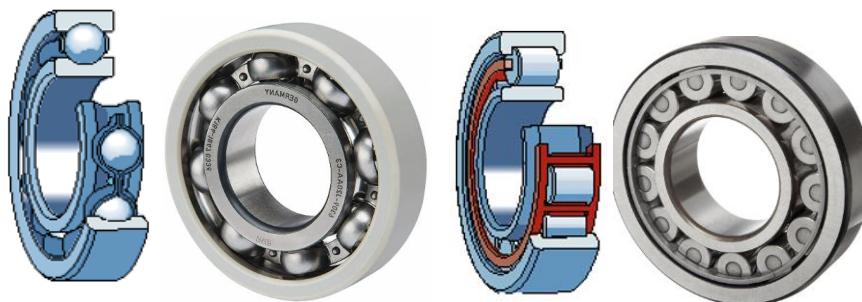
.....

.....

-

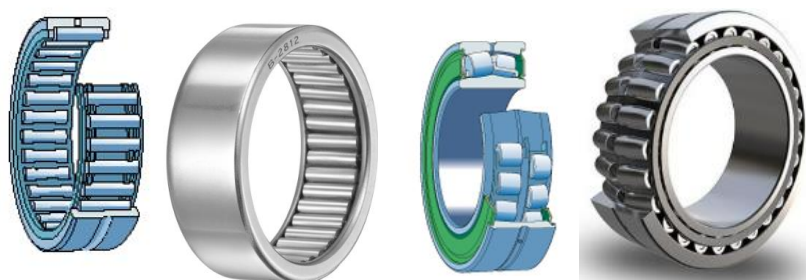
.....

În figura 12.6 sunt exemplificate diferite tipuri de rulmenți: a) radial cu bile; b) radial cu role cilindrice; c) cu ace; d) oscilanți cu role; e) radiali-axiali cu bile; f) radiali-axiali cu role conice; g) axiali simplu efect; h) axiali dublu efect.



(a).....,

(b).....,



(c).....,

(d).....

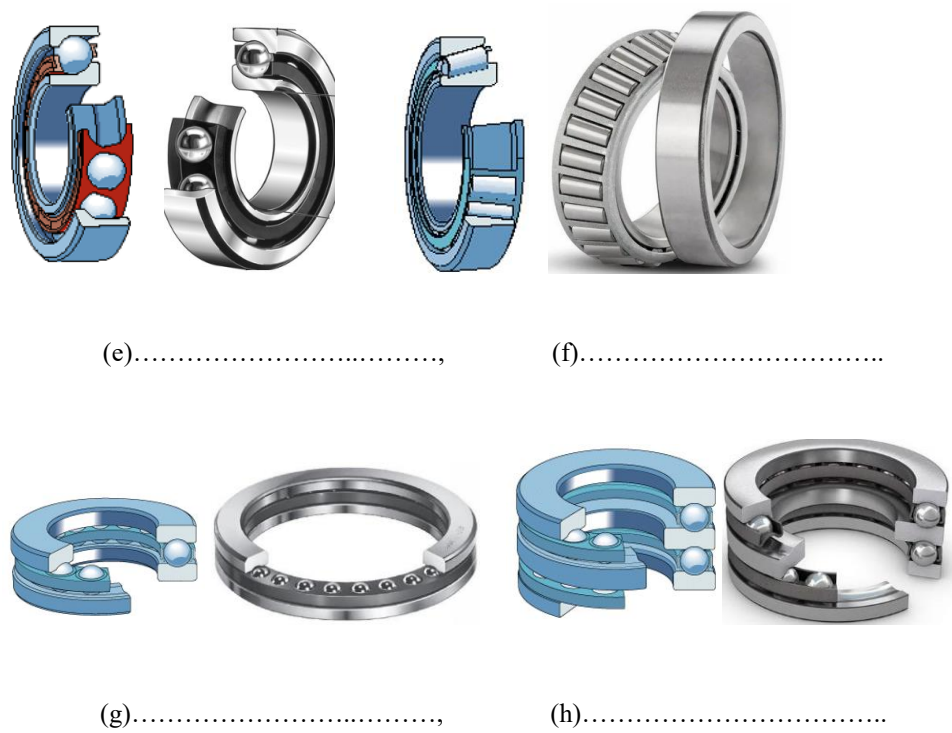


Fig. 12.6 Exemple de rulmenți

This image shows a full page of primary-ruled paper. It features multiple horizontal rows, each consisting of two parallel dashed lines. The rows are evenly spaced across the entire page, providing a guide for handwriting practice. There are no margins, text, or other markings present.

Bibliografie

1. Annaiah M.H., Design of Machine Elements-I, New Age International (P) Ltd., Publishers, 2011.
 2. Antal A., Bîrleanu C., Mecanisme și Organe de Mașini, Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
 3. Ajeet, S., Fundamentals of Machine Design, Volume 2, Cambridge University Press, 2017.
 4. Baci, C., Baci, M., Știința și Ingineria Materialelor, Partea I, Editura Tehnopress, Iași, 2004.
 5. Belcin, O., Bîrleanu, C., Pustan, M., Organe de mașini: elemente constructive în proiectare, Editura Risoprint, Cluj-Napoca, 2015.
 6. Bîrleanu, C., Pustan, M., Belcin, O., Crișan, H.G., Organe de mașini: culegere de probleme rezolvate și propuse: asamblări filetate, asamblări prin pene, asamblări prin caneluri, asamblări profilate, asamblări cu știfturi și bolturi, asamblări presate, asamblări pe con, arcuri metalice, Editura U.T. Press, Cluj-Napoca, 2020.
 7. Bîrleanu, C., Haragâș, S., Pustan, M., Buiga, O., Crișan, H.G., Popa, C., Crăciun, Șt., Șerdean, F., Organe de Mașini și Mecanisme. Lucrări de laborator, Editura UT PRESS, Cluj-Napoca, 2021.
 8. Budynas R.G., Nisbett J.K., Shigley's Mechanical Engineering Design 10th Edition, Shigley's, McGraw Hill Publisher, 2014.
 9. Cîndea V.C., Clasificarea și simbolizarea aliajelor feroase și neferoase, Editura UTPRESS, Cluj-Napoca, 2010.
 10. Childs, Peter R.N., Mechanical Design Engineering Handbook, Book -Second Edition, ScienceDirect, 2019.
-

-
11. Cirstoiu C.A., Desen tehnic și infografică, Valahia University Press, Târgoviște, 2012.
 12. Collins, J., Busky, H.R., Staab, G.H., Mechanical Design of Machine Elements and Machines, John Wiley & Sons, 2009.
 13. Drăghici, I., ș.a., Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II., Editura Tehnică, București, 1982.
 14. Frederick E. Giesecke, ș.a., Technical Drawing with Engineering Graphics, 15th Edition, Pearson, O'Reilly, 2016.
 15. Gustav, N., Hans, W., Bernd-Robert, H., Karsten, S., Maschinenelemente 1, Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, e-book, Springer Vieweg Link, 2019.
 16. Hamrock, B., ș.a., Fundamentals of Machine Elements, McGraw-Hill Education, 2005.
 17. Haragâș, S., Pop, D., Bîrleanu, C., Pustan, M., Buiga, O., Popa, C., Crișan, H., Crăciun, Șt., MECANISME ȘURUB-PIULIȚĂ, Ed. UT Press, Cluj-Napoca, 2024.
 18. Haragâș, S., Pop, D., Bîrleanu, C., Pustan, M., Buiga, O., Crișan, H.G., Popa, C., One-stage gear reducers, Ed. UT Press, 2023.
 19. Haragâș, S., Pop, D., Bîrleanu, C., Pustan, M., Buiga, O., Crișan, H.G., Popa, C., Reductoare cu o treaptă, Editura UT Press, Cluj-Napoca, 2023.
 20. Haragâș, S., Pop, D., Organe de Mașini 2, Suport de Curs, Ed. UT Press, Cluj-Napoca, 2018.
 21. Pop, D., Haragâș, S., Organe de Mașini, Volumul 1, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2014.
 22. Pop, D., Haragâș, S., Organe de Mașini 1, Suport de Curs, Ed. UT Press, Cluj-Napoca, 2018.
-

-
23. Pop, D., Haragâș, S., Buiga, O., Organe de Mașini, Volumul 2, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2021.
24. Pop, D., Haragâș, S., Buiga, O., Organe de Mașini, Volumul 3, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2025.
25. Singh D.K., Strength of Materials, SpringerLink, 2021.
26. Soemers, H. M. J. R., Design principles for precision mechanisms, Enschede, University of Twente, 2010.
27. Sucală F., Bîrleanu C., ș.a., Mecanisme și Organe de Mașini, vol. 2, Editura Risoprint, Cluj-Napoca, 2006.
28. Uicker J., ș.a., Theory of Machines and Mechanisms (6th), New York : Oxford University Press, 2003.
29. Wei Jiang, Analysis and Design of Machine Elements, Wiley, 2019.
30. William D. Callister, David G. Rethwisch, Materials Science and Engineering: An Introduction, 9th Edition, John Wiley and Sons, Incorporated, 2013.
- 31.*** Bendcopp, Organe de asamblare:
<<<https://shop.bendkopp.ro/organe-de-asamblare/suruburi/bnk6921-8-8-zam12x25-020320.html>>>.
- 32.*** Buy Reely Steel bevel gear wheel Module Type: 0.5 No. of teeth: 20, 40 1 Pair | Conrad Electronic.
33. *** Colecția de standarde: Desen Tehnic Industrial, Toleranțe și ajustaje, Organe de Mașini.
-

-
34. *** Couplings: <<http://www.couplinganswers.com/2015/01/gear-coupling-tutorial-part-ii.html>>.
- 35.*** Exemple arbori canelați: <<<https://www.mig24.ro/categorie-produs/axe-si-bucse-canelate/>>>.
- 36.*** Exemple de arcuri: <<<https://www.truck1.com.gh/spare-parts/suspension/volvo-fh-01-05-a7456401.html>>>
- 37.*** Exemple asamblari cu știfturi și bolțuri:
<<<https://www.fasteners.eu/standards/DIN/551/>>>.
38. *** Exemple brățări elastice:<< <https://www.truck1.com.gh/spare-parts/suspension/volvo-fh-01-05-a7456401.html>>>.
39. *** Exemple de elemente pentru asigurare în asamblări:
<<<https://chinacustomaluminum.com/lock-washers.html>>>
- 40.*** Exemple de pene pentru asamblări:
<<<https://www.keysandpins.com/products/feather-keys>>>.
- 41.*** Exemple de rulmenți: <<<https://www.bearingshop.ro/Rulment-02872-02820-FBJ-d733.htm>>>, <<<https://www.infinitrade-romania.ro/categorie/marcicomercializate/skf/>>>.
42. *** Flender Technical Handbook (2nd), Flender AG Bocholt, 2000.
43. *** International Standards: EN ISO, ANSI; DIN.
44. *** Schaeffler Technical Pocket Guide, Disponibil la: <<Schaeffler Technical Pocket Guide | Schaeffler Germany>>.
45. *** Spur Gears: Types, Uses, Benefits, and Manufacturing: <<iqsdirectory.com >>.
- 46.*** Tooth Flank Fracture – Basic Principles and Calculation Model for a Sub-Surface) initiated Fatigue Failure Mode of Case-Hardend gears: <<geartechnology.com>>.
-

47. *** Threaded Fastners Parts and Terminology:

<<<https://thors.com/threaded-fastener-parts-and-terminology>.>>

48.*** Worm Shaft at Rs 1000 | वॉर्म शाफ्ट in Ghaziabad | ID: 12409378833

<<indiamart.com)>>.
