

III. ORGANE ALE MIȘCĂRII DE ROTAȚIE

6. Osii și arbori

6.1. Caracterizare. Rol funcțional

Osile sunt organe de mașini care susțin alte organe în rotație, în oscilație sau în repaos ale mașinilor, agregatelor sau vehiculelor, fără a transmite momente de răsucire, fiind solitate în principal la încovoiere. Tensiunile la răsucire provocate de frecările în reazeme sunt neglijabile.

Arborii sunt organe de mașini rotative în jurul axelor geometrice care transmit momente de torsiune. Arborii sunt solitați în principal la torsiune.

Părțile osiilor și arborilor pe care are loc rezemarea se numesc *fusuri* (fig.6.1). Rezemarea se face prin intermediul lagărelor cu alunecare sau cu rostogolire.

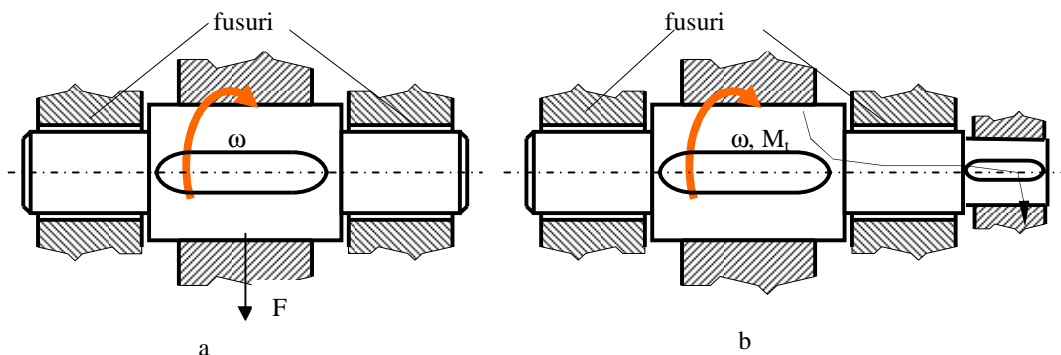


Fig.6.1

Clasificare:

Osie: -fixă
-rotativă

Arbori: -drepti
-cotiți -plini
-tubulari

Găurirea arborilor și osiilor duce la reducerea greutateii lor; în ipoteza că diametrul interior este jumătate din diametrul exterior \Rightarrow că greutatea se micșorează cu 25%, pe când rezistența la încovoiere se reduce cu numai 6,25%.

6.2. Materiale și tehnologie

- OL42, 50, 60 STAS 500
- OLC25, OLC35 și îndeosebi OLC45 STAS 880
- Oțeluri aliate cu Ni, Cr-Hi, Cr-Mn, Ti STAS 291
- Oțeluri turnate sau fonte de înaltă rezistență.

În funcție de scop, importanță și dimensiuni, arborii și osiile în stare de semifabricat se obțin :

- din laminate trase precis pentru $d \leq 140$ mm
- din laminate cu forjare ulterioară
- prin forjare din lingouri
- prin matrițare
- prin turnare.

Proiectarea osiilor și arborilor implică :

- a) predimensionarea, printr-un calcul simplificat
- b) proiectarea formei, cu considerarea rezultatelor valorice obținute și a condițiilor funcționale
- c) efectuarea verificărilor
 - oboseală
 - deformații săgeți, înclinare în reazeme
 - fusurilor
 - vibrații.

6.3. Calculul și construcția osiilor

a) Predimensionarea – solicitarea de încovoiere

- 1) stabilirea schemei de încărcare a osiei cu forțele exterioare;
- 2) determinarea analitică sau grafică a reacțiunilor;
- 3) determinarea momentului de încovoiere și trasarea diagramei de momente încovoiitoare;
- 4) alegerea materialului;
- 5) calculul secțiunii principale :
 - determinarea diametrului pentru secțiunile circulare sau dimensiunilor pentru secțiuni dreptunghiulare;

- pentru osiile tubulare $\beta = \frac{d_1}{d} = 0,3...0,8$ (d_1 = diametrul interior, d =

diametrul exterior)

Osia de egală rezistență (fig.6.2)

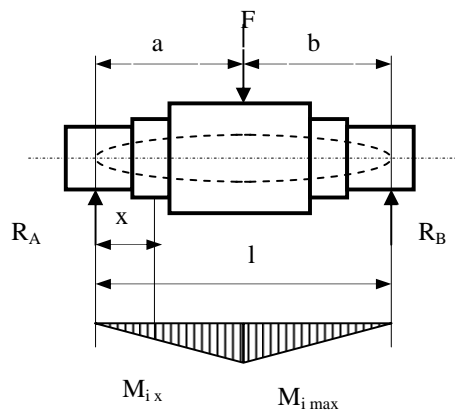


Fig.6.2

Se consideră o singură forță F aplicată la jumătatea distanței dintre reazeme, astfel că reacțiunile R_A și R_B vor fi egale.

Într-un punct situat la distanța x momentul de încovoiere va fi $M_{ix} = (F/2)x$ iar tensiunea de încovoiere din punctul considerat va fi

$$\sigma_{ix} = \frac{M_{ix}}{W_i} = \frac{(F/2)x}{\pi d_x^3 / 32} \leq \sigma_{ai} \quad \text{și}$$

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{32(F/2)x}{\pi \sigma_{ai}}} = k \sqrt[3]{x}$$

- ecuația unui paraboloid.

Un astfel de paraboloid este dificil de a fi realizat.

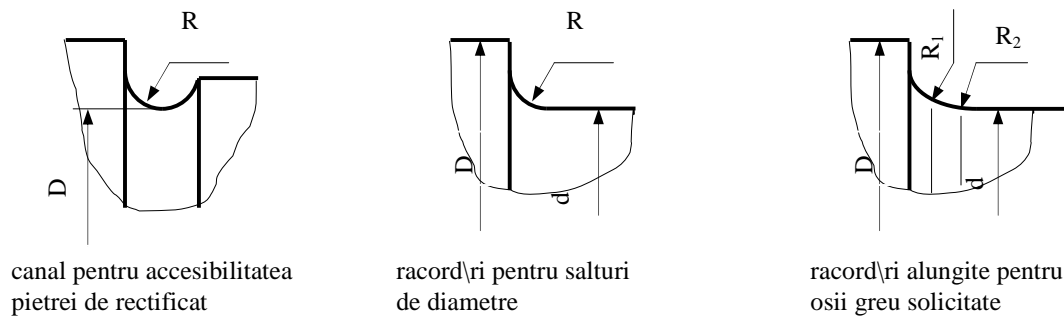
b) Proiectarea formei ținând seama de dimensiunile fusurilor de reazem (fig.6.3).

Cerințele tehnologice – accesibilitatea pietrei de rectificat –

Cerințele de diminuare a concentrărilor de tensiuni și de rezemare a pieselor în direcția axială impun racordări și șanțuri de descărcare la salturile de diametre.

Raza de racordare să fie cât mai mare posibil $\rightarrow R \geq 0,1 d$ (d = diametrul cel mai mic al celor 2 tronsoane vecine)

Forme pentru diminuarea concentratorilor de eforturi



Rezemarea pieselor pe direcție axială

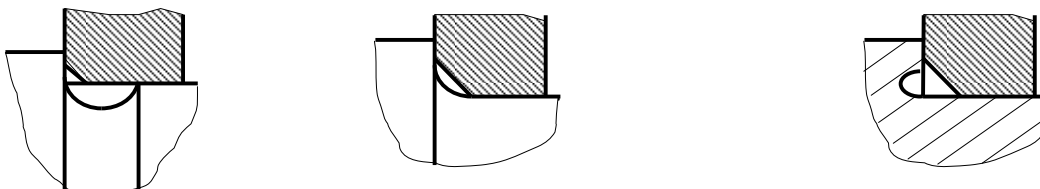


Fig.6.3

canale pentru accesibilitatea pietrei de rectificat

d	b	a
< 50	2,5...3	0,25...0,5
> 50	4...5	0,5...1

R în STAS 406

Pentru osii greu solicitate racordarea se face mult alungită, cu raza variabilă.

Rezemarea pieselor în direcția axială se realizează prin contactul lor pe umerii osiilor sau numai prin asamblarea presată (fig.6.3).

Fixarea osiei în direcție axială se face într-un singur loc pentru a nu împiedica dilatarea liberă.

Verificări

1) Deformații- flexionale (încovoiere)

Osia fiind solicitată numai la încovoiere, deformațiile sunt de tip flexional:

– se determină săgețile (f) în diferite puncte de pe osie, sub acțiunea sarcinii (din

ecuația fibrei medii deformată : $\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = -\frac{M}{EI}$) sau unghiul de înclinare în reazeme

(α_{\max}):

- se aplică principiul suprapunerilor efectelor și

$$\Rightarrow f_{\max} \leq f_{adm} = \left(\frac{2}{10.000} \dots \frac{3}{10.000} \right) l \text{ pentru funcționarea rulmentului, în cazul}$$

osiei rotitoare rezemate pe rulmenți (l – distanța dintre reazeme)

$$\text{sau } \alpha_{\max} < \alpha_{adm} = \frac{\Delta d}{l} \leq 0,001 \quad \alpha_{\max} \rightarrow \text{înclinare în reazeme}$$

Δd = jocul diametral în lagărul cu alunecare

2) Oboseală – pentru osii rotitoare

Cunoscând forțele și dispunerea lor, se determină tensiunile din punctul considerat al osiei și apoi coeficientul de siguranță.

Ca puncte critice la oboseală se apreciază cele cu concentratori de tensiuni: salt de diametru, canale longitudinale, găuri, filete etc.

Coeficientul de siguranță la oboseală pentru solicitarea de încovoiere:

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_k}{\epsilon \gamma} \cdot \sigma_v}$$

în care: β_k este coeficient al concentratorilor de tensiuni și depinde de forma și geometria concentratorului (salt de diametru, canal de pană, gaură transversală etc);

ε –coeficient dimensional și ține seama că epruveta, pentru care s-a determinat rezistența pentru ciclul de solicitare alternant simetric σ_{-1} , diferă ca dimensiuni de osia verificată;

γ – coeficient de calitate a suprafeței osiei în comparație cu epruveta pe care s-a determinat caracteristicile de oboseală σ_{-1} ;

σ_v – amplitudinea ciclului de solicitare la încovoiere în secțiunea respectivă

$\sigma_v = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max}$ (pentru forțe constante în timp, tensiunile de încovoiere pentru osia rotitoare variază după un ciclu alternant simetric – ciclul al III lea)

3) Verificarea fusurilor (a se vedea paragraful 6.5)

6.4. Calculul și construcția arborilor drepți

a) Predimensionarea arborilor și proiectarea prealabilă a formei.

1) *Predimensionarea arborilor numai la torsiune*

Se consideră cunoscute puterea de transmis P (W) și turația n (rot/min) sau viteza unghiulară ω (rad/s) $M_t = P / (\pi n / 30) = P / \omega$.

Predimensionarea la torsiune se poate face din condiția de rezistență admisibilă (τ_{at}) sau din condiția de deformație unghiulară admisibilă (θ_a)

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at} \Rightarrow W_p \rightarrow \text{diametrul arborelui}$$

$$\text{sau } \theta = \frac{M_t l}{GI_p} \leq \theta_a$$

$\theta_a = 7,5 \dots 13^\circ = (7,5 \dots 13) \times \pi / 180$ rad - pentru arborii diferențialelor

$\theta_a = 15 \dots 20' = (15 \dots 20) \times \pi / (180 \times 60)$ - rad pentru arborii podurilor rulante

Din condiția de deformație maximă rezultă momentul de inerție geometric polar I_p și apoi diametrul arborelui.

2) *Predimensionarea arborilor solicitați la răsucire și încovoiere*

- Diagrama de momente încovoietoare în 2 plane perpendiculare

se determină reacțiunile în plan vertical V_A, V_B ($\sum M_{iV_A} = 0 \Rightarrow V_B$)

se determină reacțiunile în plan orizontal H_A, H_B

- Momentul de încovoiere total

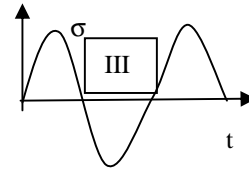
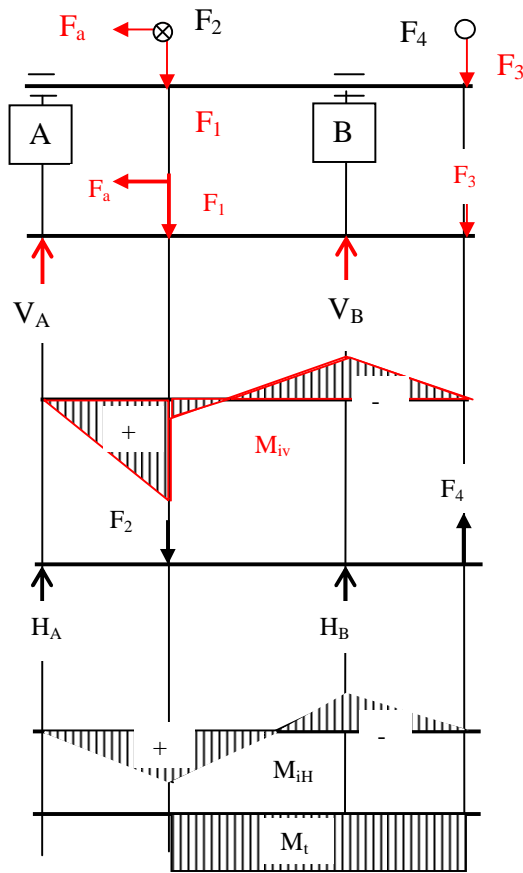
$$M_i = \sqrt{M_{iv}^2 + M_{iH}^2}$$

- Momentul de încovoiere echivalent: deoarece în timp tensiunile tangențiale de torsiune și cele normale de încovoiere au variații diferite. este necesară echivalarea după un anumit ciclu de solicitare. Deoarece tensiunile de încovoiere variază după un ciclu alternant simetric, chiar dacă momentul încovoiător este constant în secțiunea respectivă, se recomandă echivalarea după ciclul alternant simetric (ciclul III)

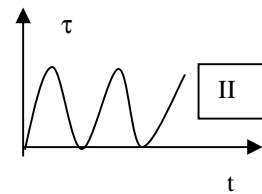
$$M_{i \text{ echivalent}} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}, \text{ în care } \alpha \text{ este un coeficient de echivalare a}$$

ciclurilor de solicitare la torsiune și la încovoiere.

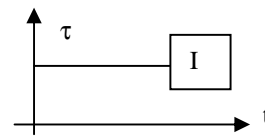
Astfel, dacă tensiunile de torsiune variază după ciclul pulsator (ciclul II), coeficientul de echivalare este



$$\alpha = \frac{\sigma_{aiIII}}{\sigma_{ail}} = \frac{\sigma_{-l}}{\sigma_o}$$



$$\alpha = \frac{\sigma_{aiIII}}{\sigma_{ail}} = \frac{\sigma_{-l}}{\sigma_l}$$



Dacă tensiunile de torsiune sunt constante în timp (ciclul I),

În acest mod, se consideră efectul cumulat al torsiunii și al încovoierii printr-un moment de încovoiere echivalent. Astfel, relația de dimensionare la încovoiere echivalentă este

$$\sigma_{iech} = \frac{M_{iechiv}}{W_i} \leq \sigma_{aiIII}$$

Din această expresie se determină modulul de rezistență la încovoiere W_i :

$M_{iech} = \sigma_{aiIII} W_i \Rightarrow W_i \Rightarrow d$ pentru secțiunea circulară sau d_i și d_e pentru secțiunea inelară.

Rezistența admisibilă la încovoiere pentru ciclul alternant simetric în condițiile materialelor obișnuite recomandate arborilor este

$\sigma_{aiIII} = 40...65 \text{ MPa}$ pentru oțel carbol laminat (OL)

75...90 MPa OLC

30...40 MPa OT

a) Proiectarea formei

Forma constructivă a arborelui rezultă din analiza următoarelor aspecte (fig.6.3):

- secțiunile de bază determinate prin predimensionare (metoda de mai sus);
- modificările care se aduc ținând seama de piesele care se aplică pe arbore și modul de solidarizare a lor;
- când asamblarea se face cu pene, slăbirea arborelui prin prezența canalelor se atenuiază prin mărirea diametrului cu

4% pentru pană înaltă

7% pentru două pene la 90° sau 120°

10% pentru două pene paralele opuse (180°)

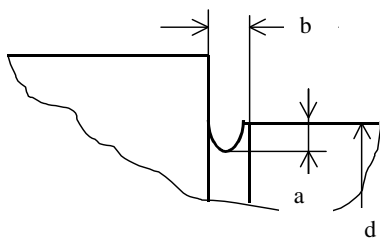
- trecerile tranconice și racordările care se fac între secțiunile cu diametre diferite.

Cerințele tehnologice – accesibilitatea pietrei de rectificat

Cerințele de diminuare a concentrărilor de tensiuni și de rezemare a pieselor în direcția axială impun racordări și șanțuri de descărcare la salturile de diametre.

Raza de racordare să fie cât mai mare posibil $\rightarrow R \geq 0,1 d$ (d = diametrul cel mai mic al celor 2 tronsoane vecine)

canale pentru accesibilitatea pietrei de rectificat



d	b	a
< 50	2,5...3	0,25...0,5
> 50	4...5	0,5...1

Pentru arborii greu solicitați racordarea se face mult alungită, cu raza variabilă.

Rezemarea pieselor în direcția axială se realizează prin contactul lor pe umerii (fig.6.3) arborilor sau numai prin asamblarea presată.

Fixarea arborelui în direcție axială se face într-un singur loc pentru a nu împiedica dilatarea liberă.

b) Verificările arborelui

1) *Verificarea la solicitare compusă* (dacă arborele a fost predimensionat numai la torsiune.

$$\sigma_{ech} = M_{echiv} / W_I \leq \sigma_{ai III}$$

2) *Verificarea la oboseală*

Cunoscând forțele și dispunerea lor, se determină tensiunile din punctul considerat al arborelui și apoi coeficientul de siguranță.

Ca puncte critice la oboseală se apreciază cele cu concentratori de tensiuni: salt de diametru, canale longitudinale, găuri, filete etc.

Coeficientul de siguranță la oboseală pentru solicitări compuse:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} > c_a = 1,8 \dots 3, \text{ atunci când solicitările nu sunt cunoscute}$$

complet;

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \quad c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}$$

în care $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ sunt coeficienți ai concentratorilor de tensiuni și depind de forma și geometria concentratorului (salt de diametru, canal de pană, gaură transversală etc);

ε – coeficient dimensional și ține seama că epruveta, pentru care s-a determinat rezistența pentru ciclul de solicitare alternant simetric σ_{-1}, τ_{-1} , diferă ca dimensiuni de arborele verificat;

γ – coeficient de calitate a suprafeței arborelui în comparație cu epruveta pe care s-a determinat caracteristicile de oboseală σ_{-1}, τ_{-1} ;

σ_c, τ_c – rezistența critică a materialului (rezistența de curgere pentru materialele tenace și rezistența de rupere pentru materialele fragile);

σ_v, τ_v – amplitudinea ciclului de solicitare pentru încovoiere respectiv torsiune;

σ_m, τ_m – media ciclului de solicitare pentru încovoiere respectiv torsiune.

3. Verificarea la deformații :

- **flexionale (încovoiere)** – se determină săgețile în diferite puncte de pe arbore sub

acțiunea sarcinii (din ecuația fibrei medii deformată : $\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} = -\frac{M}{EI}$)

- se aplică principiul suprapunerii efectelor și

$$\Rightarrow f_{max} \leq f_{adm} = \left(\frac{2}{10.000} \cdots \frac{3}{10.000} \right) l \text{ pentru funcționarea rulmentului.}$$

$(0,01 \dots 0,03)m$ pentru arborii ce susțin roți dințate ; m = modulul angrenajului

δ = interfierul dintre inductor și indus la mașini electrice.

$$\text{sau } \alpha_{max} < \alpha_{adm} = \frac{\Delta d}{l} \leq 0,001 \quad \alpha_{max} \rightarrow \text{înclinare în reazeme}$$

Δd = jocul diametral în lagăr

- **torsionale** :
$$\theta = \frac{M_i l}{GI_p} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{ii} l_i}{GI_{pi}} = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{M_{ii} l_i}{I_{pi}} \leq \theta_{adm}$$

4. Verificarea la vibrații

Determinarea turației sau vitezei unghiulare critice pe baza deformațiilor n_{cr} și compararea cu turația de funcționare n :

- torsionale n_{crt}

- flexionale n_{cr}

$n < n_{cr} \rightarrow$ arbori "rigizi"

$n > n_{cr} \rightarrow$ arbori elastici.

Exemplu de calcul al turației critice flexionale și al turației critice torsionale

Calculul la vibrații flexionale

Cauza : mase excentrice care produc forțe centrifuge.

Arbore de masă neglijabilă , solidar cu un disc de masă m și sprijinit pe două lagăre.

- Arbore vertical – discul de masă m , montat cu o excentricitate e .

În timpul funcționării.

$$F_c = m(f_{din} + e)\omega^2 \quad \text{- forța centrifugă}$$

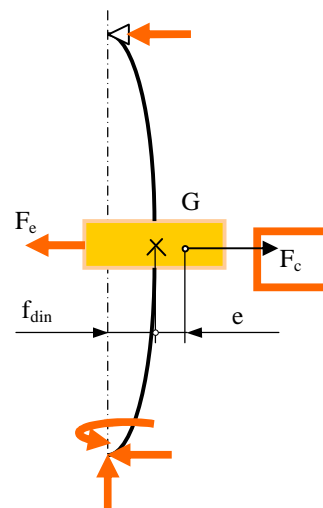
$$F_e = kf_{din} \quad \text{- forța elastică}$$

k = constantă elastică a arborelui

$$F_c = F_e \Rightarrow f_{din} = \frac{me\omega^2}{k - m\omega^2}$$

Condiția de apariție a rezonanței :

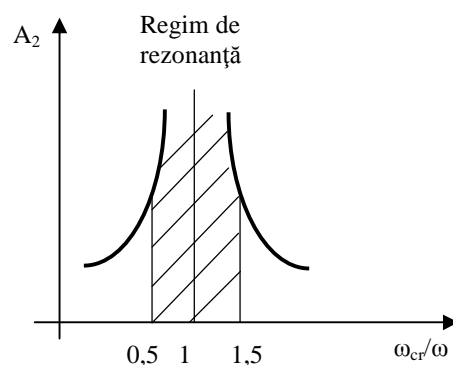
$$f_{din} \rightarrow \infty \Rightarrow k = m\omega^2 \Rightarrow \omega_a = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

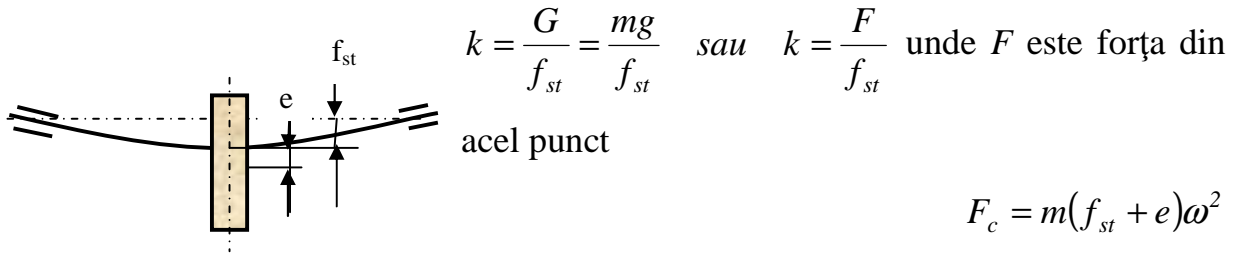


Se definește factorul de amplificare

$$A_2 = \frac{f_{din}}{e} = \frac{m\omega^2}{\omega_{cr}^2 m - m\omega^2} = \frac{\omega^2}{\omega_{cr}^2 - \omega^2} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2}$$

- Arbore orizontal de masă m (greutate G)





$$k = \frac{G}{f_{st}} = \frac{mg}{f_{st}} \quad \text{sau} \quad k = \frac{F}{f_{st}} \quad \text{unde } F \text{ este forța din}$$

$$F_c = m(f_{st} + e)\omega^2$$

$$F_e = kf_{st}$$

$$\Rightarrow \omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{f_{st}}} \quad \text{sau} \quad \omega_{cr} = \sqrt{\frac{kf_{st}}{m(f_{st} + e)}}$$

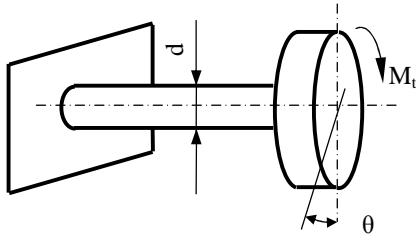
în care e este excentricitatea de montaj a discului față de centrul său de greutate.

Condiția de echilibru: forța centrifugă F_c trebuie să fie egală cu forța elastică F_e .

Calculul la vibrații torsionale

Cauza : momente de inerție \rightarrow volanți neechilibrați

- Arbore cu diametru constant, cu un singur disc oscilant.



Sub acțiunea momentului M_t , arborele rigid se răsucește cu unghiul θ

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} \Rightarrow M_t = \frac{GI_p}{l} \theta$$

Ecuatia mișcării : $J\epsilon = -M_t = -k'\theta$

$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} = -M_t$$

unde : J = momentul de inerție masic al volantului față de axa de simetrie; k' = constanta elastică torsională.

$\Rightarrow \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \frac{k'}{J} \theta = 0$ ecuație diferențială cu soluția de forma

$$\theta = A \cos pt + B \sin pt. \quad (1)$$

Condiția limită: $t = 0 \Rightarrow \theta = \theta_0, \theta' = 0$.

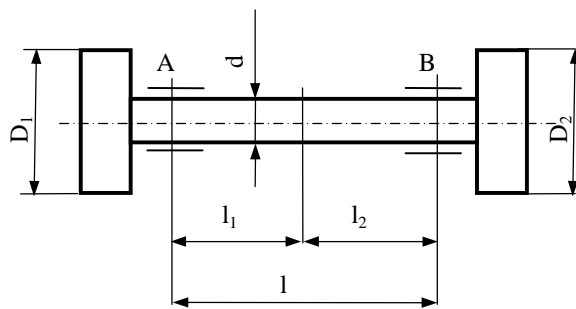
$$\text{Din (1)} \Rightarrow \theta' = -A p \sin pt + B p \cos pt \Rightarrow \text{din } t = 0 \Rightarrow \theta' = Bp \Rightarrow B = 0$$

Din (1) pentru $t = 0 \Rightarrow \theta = A = \theta_0$

$$\text{Deci : } \theta = \theta_0 \cos pt \text{ pt } \theta_0 \cos \sqrt{\frac{k'}{J}}t = \theta_0 \cos \omega_{cr}t \quad \omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'}{J}}$$

** Arbore cu două discuri oscilante

Cele două discuri vor oscila unul contra celuilalt \Rightarrow o anumită secțiune n-n neutră \Rightarrow că arborele se poate considera încastrat în secțiunea n-n neutră \Rightarrow că arborele se poate considera încastrat în secțiunea n-n.



$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'_1}{J_1}} = \sqrt{\frac{k'_2}{J_2}} \quad (1)$$

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} \Rightarrow M_t = \frac{GI_p}{l} \theta = k' \theta \Rightarrow k'_1 = \frac{GI_{p1}}{l_1}, \quad k'_2 = \frac{GI_{p2}}{l_2}$$

$$\text{din (1)} \Rightarrow \frac{I_{p1}}{J_1 l_1} = \frac{I_{p2}}{l_2 J_2} \quad \text{și} \quad l = l_1 + l_2 \Rightarrow$$

$$l_1 = l \frac{J_2}{J_1 + J_2}$$

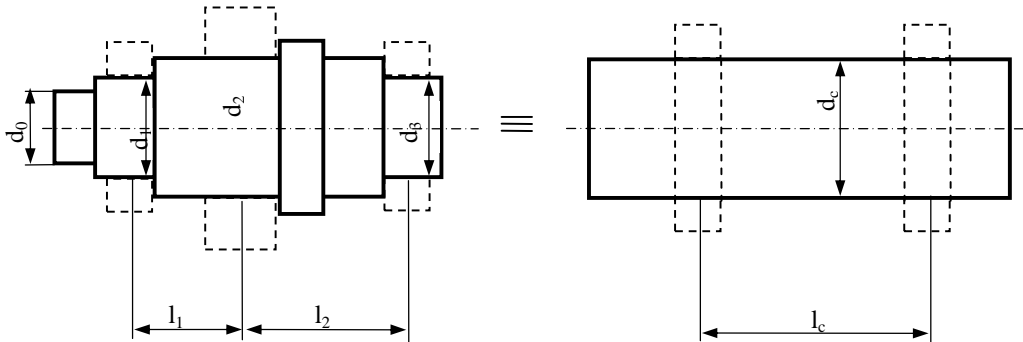
$$l_2 = l \frac{J_1}{J_1 + J_2}$$

$$\Rightarrow \omega_{cr} = \sqrt{\frac{GI_{pl}}{l} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1}}$$

În general arborele nu are diametrul constant \Rightarrow o simplificare de calcul prin înlocuirea arborelui cu un arbore echivalent (diametrul d_c , lungimea redusă l_c)

Se alege d_c și $\Rightarrow l_c$ din condiția ca deformația arborelui real și a celui echivalent să fie aceeași sub acțiunea unui moment de torsiune dat.

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} = \frac{M_t l \cdot 32}{G\pi d_c^4} l_c \Rightarrow l_c = l \left(\frac{d_c}{d} \right)^4$$



6.5. Calculul simplificat al fusurilor

Se numește simplificat, deoarece introduce ipoteze simplificatoare

- 1) Se neglijează jocul dintre fus și cuzinet
- 2) Se neglijează calitatea suprafețelor
- 3) Se neglijează prezența lubrefiantului.

Se ține seama însă de cuplul de material fus- cuzinet.

Calculul are două aspecte :

- 4) un calcul de rezistență
- 5) un calcul termic – verificarea la încălzire.

1. Calculul simplificat al fusurilor radiale frontale (fig.6.4)

a) Calcul de rezistență

Forța R se consideră concentrată la mijlocul lungimii fusului. Fusul se consideră ca o grindă dreaptă încastrată în arbore.

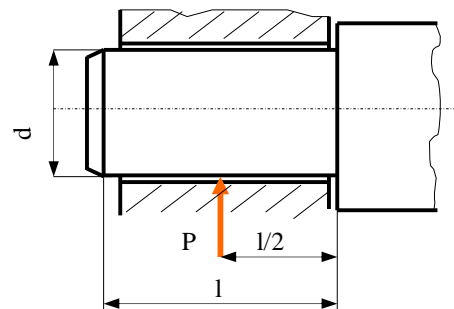


Fig.6.4.

Se cunoaște :

- mărimea forței R (reacțiunea radială totală din reazem).

Nu se cunosc :

- diametrul și lungimea fusului.

Calculul de rezistență are următoarele aspecte :

- dimensionarea pe baza încovoierii fusului, secțiunea periculoasă : secțiunea de încastrare.

$$M_i = R \frac{l}{2} = W \sigma_{ai}$$

$$\text{dar } W = \frac{\pi}{32} d^3 = 0,1d^3$$

deci : $M_i = 0,1d^3 \sigma_{ai}$, necunoscute l și d, se face următorul artificiu :

$$R \frac{l}{2d} = 0,1d^2 \sigma_{ai} \quad \text{raportul } \frac{l}{d} = \text{mărime caracteristică fusului,}$$

$$\frac{l}{d} = 0,3 \dots 0,5 \dots 1,8$$

pentru fusuri lungi $\frac{l}{d} = 1,8 \dots 2,5$ și necesită cuzineți oscilanți.

Deci $\frac{l}{d}$ este cunoscut și $\Rightarrow d$

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \frac{l}{d}}{0,2 \sigma_{aiIII}}} \quad \text{III – după ciclul alternant simetric.}$$

d se rotunjește la o valoare standardizată \Rightarrow și $l = d \left(\frac{l}{d} \right)$

- verificare la oboseală – Soderberg

$$\text{Se face cu coeficientul de siguranță } c = \frac{l}{\frac{\beta_k \sigma_v}{\varepsilon \gamma \sigma_{-1}}} \geq c_a$$

- verificare la strivire sau presiune de contact.

$$p_m = \frac{R}{ld} \leq p_a$$

p_m = presiune medie, p_a = depinde de cuplul de material : de exemplu, pentru oțel-bronz, $p_a = 3-5$ MPa.

Observație

1°. În cazul rapoartelor $\left(\frac{l}{d}\right) < 1$, presiunea de contact (strivirea) este mai periculoasă decât încovoierea ca atare, dimensionarea se face pe baza presiunii de contact.

Adică :

$$\frac{R}{\left(\frac{l}{d}\right)d^2} \leq p_a \Rightarrow d = \sqrt{\frac{R}{\left(\frac{l}{d}\right) \cdot p_a}} \text{ și}$$

$$l = d \left(\frac{l}{d}\right) \text{ și se face verificarea la încovoiere.}$$

b) Calculul la încălzire

Se face ipoteza că întregul lucru mecanic de frecare se transformă în căldură.

Aprecierea încălzirii se face pe baza puterii specifice de frecare, adică:

$$N_{f,sp} = \frac{N_f}{l \cdot d} = \frac{\mu R \cdot v}{l \cdot d}$$

N_f = putere de frecare [W]

$N_{f,sp}$ = putere de frecare specifică $\left[\frac{W}{mm^2} \right]$

dar $\frac{R}{ld} = p_m$ deci $N_{f,sp} = \mu p_m v$, dar μ este aproximativ constant,

deci mărimea caracteristică la încălzire este produsul $p_m v$.

Se pune condiția $p_m v \leq (p_m v)_a$, care se găsește în tabele; de exemplu, pentru

arborii de la motoare $(p_m v)_a = 5 \frac{N}{mm^2} \frac{m}{s}$

Dacă nu se verifică la încălzire, atunci se lungeste fusul.

$$\frac{R}{ld} \frac{\pi d_n}{60 \cdot 100} \leq (p_m v)_a \Rightarrow l$$

2. Calculul fusurilor intermediare (fig.6.5)

Atunci când forța R este relativ mică, deci solicitarea la încovoiere se poate neglija, diametrul fusului se calculează numai la răsucire cu relația de predimensionare de la arbori

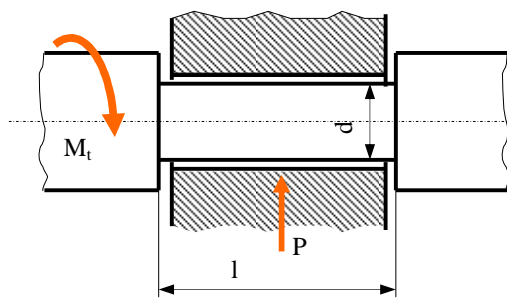


Fig.6.5

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}} \quad \text{pentru } \tau_{at} \text{ se ia valori}$$

mici 20...30 MPa

Având $d \Rightarrow l$ după ce alegem în prealabil

$$\frac{l}{d}, \quad l = d \left(\frac{l}{d} \right).$$

Se face verificare la presiunea de contact $p_m = \frac{R}{ld} \leq p_a$;

Se face verificare la încălzire $p_m v \leq (p_m v)_a$.

Când R este mare, se calculează $M_{ech} = M_{red}$

$$M_{ech} = M_{red} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}, \quad \alpha = \text{coeficientul de la ipotezele referitoare}$$

la variația în timp a tensiunilor de încovoiere și de torsiune și \Rightarrow

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1\sigma_{allIII}}}$$

$$l = d \left(\frac{l}{d} \right)$$

$$p_m \prec p_a$$

$$p_m v \leq (p_m v)_a$$

3. Calculul fusului sferic (fig.6.6)

La acest fus $\frac{l}{d} < 1$ în calcule lucrăm cu d_m , de aceea se ia $\frac{l}{d_m} = 0,7 < 1$

Diametrul $d_m = 0,9 d$ (constructiv).

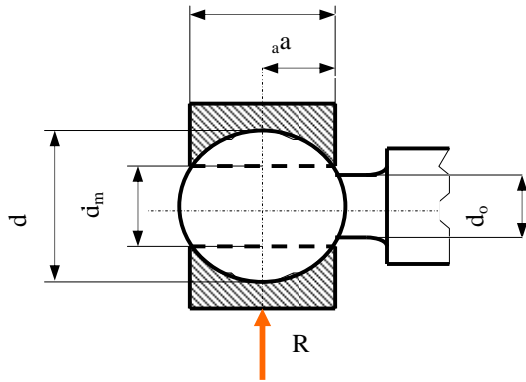


Fig.6.6

Întrucât $\frac{l}{d_m} < 1 \Rightarrow$ că periculoasă este strivirea între fus și cuzinet:

$$R = p_a l d_m = p_a \left(\frac{l}{d_m} \right) \cdot d_m^2 \Rightarrow$$

$$d_m = \sqrt{\frac{R}{\left(\frac{l}{d_m} \right) p_a}} \Rightarrow$$

$$l = d_m \left(\frac{l}{d_m} \right) = 0,7 d_m \Rightarrow d = \frac{d_m}{0,9}$$

Se face verificarea la încovoiere în secțiunea cea mai mică – secțiune de trecere de la sferă la partea cilindrică, de diametru $d_0 = 0,6 d$ (aleasă constructiv);

$$M_i = R \cdot a = 0,1 d_0^3 \sigma_i \Rightarrow \sigma_i \leq \sigma_{ai} \quad a \text{ se măsoară.}$$

- Verificarea la încălzire $p_m v \leq (p_m v)_a$,

în care p_m este $\frac{R}{l d_m} = p_m$ iar v = viteza periferică corespunzătoare diametrului d .

3. Calculul fusurilor axiale (pivoți)

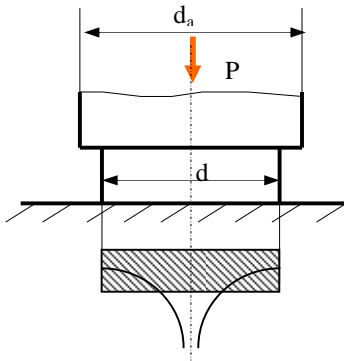


Fig.6.7

a) Fusurile axiale cu secțiune circulară plină (fig.6.7)

1. Calculul de rezistență

Solicitarea principală – strivirea dintre fus și cuzinet.

- Diametrul d se alege constructiv în funcție de diametrul arborelui (d_a)

- Se verifică la presiunea de contact.

$$p_m = \frac{R}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq p_a$$

Observații

1. La aceste fusuri însă, când fusul este nou, presiunea de contact se poate considera că este uniform repartizată pe toată suprafața.
2. Când fusul funcționează, vitezele variind de la exterior spre centru, uzura apare mare la periferie și se pierde contactul cu cuzinetul, presiunea crescând după niște arce de hiperbolă.

Din această cauză, acest fus se înlocuiește cu fusul inelar.

2. Verificare la încălzire

$$N_{f\ sp} = \frac{N_t}{\frac{\pi d^2}{4}} \frac{\mu R V_m}{\frac{\pi d^2}{4}} = \mu p_m v_m$$

unde $v_m = r_m \omega = \frac{r+0}{2} \omega = d\omega/4$

$$p_m v_m \leq (p_m v_m)_a$$

b) Fusul axial inelar (fig.6.8)

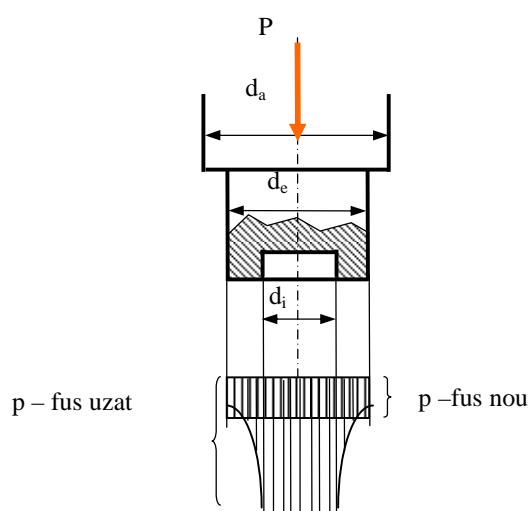


Fig.6.8

- $d_e = f(d_a)$ se alege constructiv

$$\left(\frac{d_i}{d_e}\right) = 0,4 \dots 0,5 \quad \text{constructiv}$$

$$\Rightarrow d_i = (0,4 \dots 0,5)d_e$$

- se face verificarea la strivire.

$$p_m = \frac{R}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)} \leq p_a$$

- se face verificare la încălzire :

$$N_{sp} = \frac{N_f}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)} = \frac{\mu R r_m \omega}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)} = \mu p_m v_m$$

$$p_m v_m \leq (p_m v_m)_a$$

$$v_m = r_m \omega = \frac{r + 0}{2} \omega$$

Observații

- Presiunea la pivotul inelar este limitată.

4. Calculul fusului canelat (multiinelar) (fig.6.9)

- diametrul $d_i = f(d_a)$, și... $d_i = d_a$

- din raportul $\left(\frac{d_i}{d_e}\right) = 0,5 \dots 0,7$

$$d_e = \frac{d_i}{0,6}$$

Se calculează numărul de inele :

$$z = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)p_a}$$

presiunea admisibilă p_a se ia mai mică decât la fusurile inelelor simple, \approx jumătate, căci forța p nu se repartizează uniform pe cele z inele.

- Se face o verificare la încălzire :

$$p_m v_m \leq (p_m v_m)_a \quad \text{unde} \quad p_m = \frac{\frac{R}{z}}{\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)}$$

- Se face o verificare la încovoiere.

$$h = (0,12 \dots 0,15)d_i$$

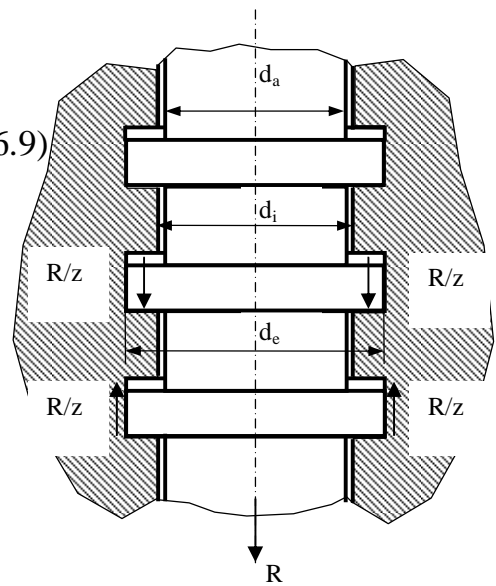


Fig.6.9

$$M_i = \frac{R}{z} \cdot \frac{d_e - d_i}{4} = \frac{\pi d_e h^2}{6} \sigma_i$$

$$\sigma_i < \sigma_{ai}$$

Observație

1. Se consideră grinda curbă ca o grindă dreaptă, deoarece $\frac{d_i}{h} = 7 \dots 8$.

Forme constructive de fusuri (fig.6.10)

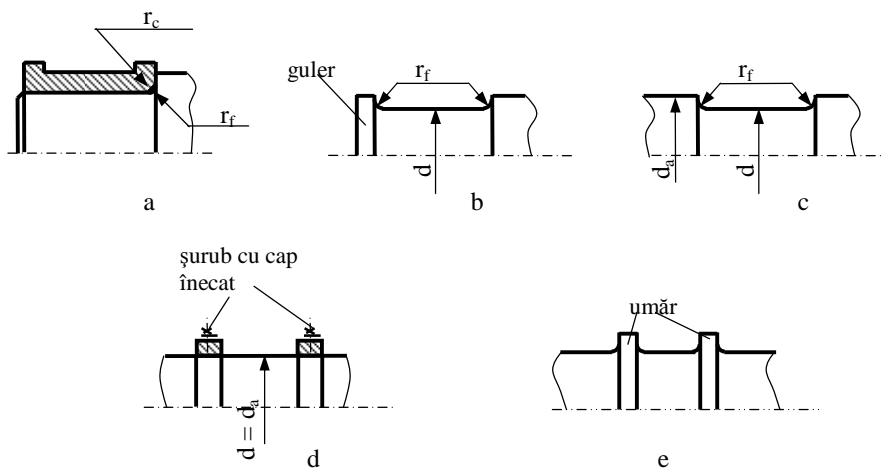


Fig.6.10

1. Fusuri radiale

Fusurile radiale se pot executa dintr-o bucată cu arborele sau separat. Execuțiile separat de arbore prezintă avantajul unei realizări mai ușoare a cuplului de material fus-cuzinet dorit, o prelucrare de suprafață mai ușoară și mai corespunzător scopului, decât atunci când este făcut dintr-o bucată cu arborele.

Totuși, centrarea cuzinet-arbore este foarte dificilă, motiv pentru care acest procedeu se aplică la fusuri de manivele și arbori cotiți, unde centrarea este mai ușoară și unde se realizează, fie prin presare, fie prin sudare.

În figura 6.10 – fusuri dintr-o bucată cu arborele.

- Fusuri radiale frontale se realizează din 2 variante.

- a) *fără guler de capăt* – mai simplă ca formă și execuție, permite montarea cuzinetului dintr-o bucată – nu poate limita deplasările axiale decât într-un singur sens.
- b) *cu guler de capăt* – este mai complexă ca formă și ca execuție, necesită cuzineți din 2 bucăți, limitează deplasările în ambele sensuri.

În ambele forme este necesară racordarea fusului cu arborele sau gulerul pentru a micșora concentrarea tensiunilor.

Raza de acordare a fusului r trebuie să fie suficient de mare pentru a micșora această concentrare, dar nici prea mare că expulsează uleiul prin mișcare centrifugală.

$$r_f = (0,03 \dots 0,04)d$$

Raza de racordare a cuzinetului (r_c) trebuie să fie $> r_f$, deoarece este foarte greu de realizat centrarea cuzinet-fus după 3 suprafețe cilindrice.

-Fusuri radiale intermediare (varianta c)

Se obține prin reducerea diametrului arborelui ($d_a > d$). Se micșorează rezistența fusului la încovoiere și răsucire față de arbore.

Pentru a remedia această situație, există varianta d) ($d_a = d$), iar pentru limitarea deplasărilor cuzinetului se montează pe arbore 2 inele, fie prin presare, fie prin șuruburi cu cap înecat (3 șuruburi la 120°).

Nu mai este nevoie de racordări.

Varianta e) : fusul are același diametru cu arborele, pentru evitarea deplasărilor se prevăd 2 umeri în arbore. Trebuie să se racordări.

Pentru fusurile axiale, una din cele mai des forme întâlnite este prezentată în fig.6.11.

La fusurile axiale, soluția constructivă are în vedere faptul că prin uzarea suprafețelor în contact să nu fie necesară înlocuirea completă a fusului, respectiv a

arborelui, ci numai a unor porțiuni ale acestuia și totodată montarea și demontarea simplă.

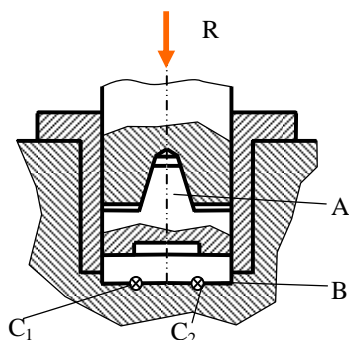


Fig.6.11

În acest scop, arborele este prevăzut în partea inferioară cu un locaș conic în care pătrunde placa A care are o coadă conică și care are suprafața de contact cu cuzinetul inelar.

Cuzinetul este format din placa B care se montează în lagăr, centrându-se prin 2 șlifuri C_1 , C_2 care o împiedică totodată să se rotească.

Se mai prevede un cuzinet radial pentru preluarea eventuală a unor sarcini radiale. După uzare se înlocuiesc numai plăcile A și B.

Bibliografie

1. Manea Gh.- Organe de mașini. Edit.Tehnică, București, 1970
2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit.Tehnocă, București ,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. Bucșă I. ș.a. - Indrumătorul tehnicianului proiectant de mașini și utilaje. Edit.Tehnică București, 1971.

?? Intrebări recapitulative

1. Care dintre afirmațiile de mai jos sunt adevărate:

- a) osiile sunt organe de masini sollicitate la incovoiere;
- b) osiile sunt organe de masini sollicitate la torsiune;

- c) osiile sunt organe de masini sollicitate la tracțiune;
- d) arborii sunt organe de masini sollicitate la încovoiere;
- e) osiile sunt organe de masini sollicitate la torsiune;
- f) osiile sunt organe de masini sollicitate la torsiune și încovoiere;
- 2) În relația momentului de torsiune transmis de un arbore $M_t = k P/n$
- a) k este un coeficient de suprasarcină;
- b) k este o marime adimensională care ține seama de unitățile de măsură.
- 3) În relația momentului de încovoiere echivalent $M_{ech} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2}$
- a) α este un coeficient de suprasarcină;
- b) α este o marime care ține seama de variația în timp a tensiunilor de încovoiere și torsiune.
- 4) În calculul de dimensionare al unei osii sau arbore, diametrul d rezultat din calcule
- a) se rotunjește la o valoare inferioară celei obținute;
- b) se rotunjește la o valoare superioară celei obținute;
- c) se ia exact cât a rezultat din calcul.
- 5) Un arbore funcționează corect dacă turația lui n este:
- a) apropiată de turația critică;
- b) chiar egală cu turația critică;
- c) evitată turația critică.
- 6) Calculul de încălzire al unui lagăr se face calculând:
- a) produsul (pv) ;
- b) temperature de funcționare.
- 7) Produsul (pv) este un indicator privind comportarea la:
- a) frecare;
- b) uzare;
- c) încălzire