

CUPRINS

Organe de mașini – partea a II-a

8. Lagăre și ghidaje cu alunecare	5
8.1. Definiere. Clasificare. Materiale, tehnologie	5
8.2. Lagăre radiale cu alunecare	9
8.3. Lagăre axiale cu alunecare	17
8.4. Lagăre aerodinamice (gazodinamice)	19
8.5. Elemente constructive ale lagărelor	20
8.6. Ghidaje	22
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	25
9. Lagăre cu rostogolire (rulmenți)	26
9.1. Caracterizare	26
9.2. Clasificare și simbolizare	28
9.3. Materiale și tehnologie	31
9.4. Fenomenul de oboseală. Fiabilitatea rulmenților	33
9.5. Alegerea rulmenților	42
9.6. Montajul rulmenților	45
9.7. Ungerea rulmenților	51
9.8. Etanșarea rulmenților	54
9.9. Ghidaje cu rostogolire	54
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	55
10. Etanșarea în construcțiile de mașini	57
10.1. Definiere. Alegere	57
10.2. Etanșări fixe	58
10.3. Etanșări mobile	60
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	64
11. Cuplaje	65
11.1. Caracterizare. Rol funcțional	65
11.2. Elemente constructive și de calcul ale cuplajelor permanente	67
11.3. Elemente constructive și de calcul ale ambreiajelor	81
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	93
12. Transmisii prin roți dințate	97
12.1. Caracterizare. Rol funcțional	97
12.2. Legea fundamentală a angrenării	98
12.3. Elemente geometrice ale angrenajelor	102
12.4. Cauzele scoaterii din funcțiune a angrenajelor	109
12.5. Angrenaje cilindrice cu dinți drepți	110
12.6. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați	118
12.7. Angrenaje conice cu dinți înclinați	121
12.8. Angrenaje melcate cu dinți înclinați	130
12.9. Elementele constructive ale roților dințate	134
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	136

13. Transmisii prin roți de fricțiune	140
13.1. Caracterizare. Rol funcțional	140
13.2. Roți cu fricțiune cilindrice	141
13.3. Roți cu fricțiune conice	143
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	144
14. Transmisii prin curele	145
14.1. Caracterizare. Rol funcțional	145
14.2. Transmisii prin curele late (TCL)	146
14.3. Transmisii prin curele trapezoidale	153
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	157
15. Transmisii prin lanț	159
15.1. Caracterizare. Rol funcțional	159
15.2. Elemente geometrice	160
15.3. Forțele din lanț	161
15.4. Calculul transmisiei prin lanț	162
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	164
16. Variatoare de turație (VT)	165
16.1. Elemente cinematice și geometrice	165
16.2. Scheme de variatoare	165
16.3. Funcționarea variatoarelor	168
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	169
17. Organe pentru conducerea și închiderea circulației fluidelor	171
17.1. Conducte	171
17.2. Organe de închidere (armături)	181
<i>Bibliografie. Întrebări recapitulative</i>	186

PREFAȚĂ

Prezenta lucrare este destinată studenților de la facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice care urmează cursul de Organe de mașini și poate fi consultat și de studenți de la alte facultăți cu profil mecanic.

Cursul este prezentat ca suport de notițe și devine util pentru studenții care frecventează orele atât sub formă de prelegeri cât și de laborator și proiect. Prezentele notițe de curs trebuie completate cu discuții și comentarii indirecte sau directe în procesul de educație.

Capitolele sunt prezentate în ordinea firească, de la simplu la complex. Notițele de curs sunt grupate pe două părți, funcție de modul de predare (semestrul I sau II).

Partea I cuprinde noțiunile generale privind asamblările, arborii, osiile și unele elemente de tribologie.

Partea a II-a cuprinde lagărele, cuplajele, transmisiile mecanice și organele pentru închiderea și dirijarea circulației fluidelor.

Cunoștințele necesare înțelegerii cursului sunt cele de bază, însușite la cursurile de Desen industrial, Mecanică, Tehnologie, Rezistența materialelor, Vibrații mecanice etc.

La baza prezentelor note de curs stau monografiile din domeniul Organelor de mașini și experiența didactică, tehnică și științifică a autorului.

Autorul anticipează utilitatea notițelor de curs ca o primă măsură de studiu permanent și ca material de comentat și discutat în timpul prelegerilor. Autorul are convingerea că prin prezentele notițe de curs și prin accentuarea studiului individual, prelegerile vor deveni mai atractive și mai formative, astfel ca verificarea cunoștințelor să aibă loc pe tot timpul semestrelor, sesiunile de examene fiind doar etape de finalizare a întregii activități.

Totodată, autorul acceptă orice sugestie pentru îmbunătățirea însușirii cunoștințelor în domeniul propus.

Lucrarea poate fi consultată și pe pagina de internet a catedrei www.omtr.pub.ro.

Andrei TUDOR

Universitatea POLITEHNICA București
Catedra Organe de mașini și Tribologie

Andrei TUDOR

ORGANE DE MAȘINI

Note de curs

Partea a doua

- ≡ Lagăre
- ≡ Etanșări
- ≡ Cuplaje
- ≡ Transmisii mecanice
- ≡ Conducte și armături

2004

Universitatea VALAHIA Târgoviște

Andrei TUDOR Ivona PETRE

ORGANE DE MAȘINI

Note de curs

Partea a doua

- ≡ Lagăre
- ≡ Etanșări
- ≡ Cuplaje
- ≡ Transmisii mecanice
- ≡ Conducte și armături

2004

PREFAȚĂ

Prezenta lucrare este destinată studenților de la facultățile de Inginerie din Universitatea VALAHIA din Târgoviște care urmează cursul de Organe de mașini și Elemente Constructive de Mașini și Aparate și poate fi consultat și de studenți de la alte facultăți cu profil mecanic de la alte universități din țară.

Cursul este prezentat ca suport de notițe și devine util pentru studenții care frecventează orele atât sub formă de prelegeri cât și de laborator și proiect. Prezentele notițe de curs trebuie completate cu discuții și comentarii indirecte sau directe în procesul de educație.

Capitolele sunt prezentate în ordinea firească, de la simplu la complex. Notițele de curs sunt grupate pe două părți, funcție de modul de predare (semestrul I sau II).

Partea I cuprinde noțiunile generale privind asamblările, arborii, osiile și unele elemente de tribologie.

Partea a II-a cuprinde lagărele, cuplajele, transmisiile mecanice și organele pentru închiderea și dirijarea circulației fluidelor.

Cunoștințele necesare înțelegerii cursului sunt cele de bază, însușite la cursurile de Desen industrial, Mecanică, Tehnologie, Rezistența materialelor, Vibrații mecanice etc.

La baza prezentelor note de curs stau monografiile din domeniul Organelor de mașini și experiența didactică, tehnică și științifică a autorului.

Autorii care au predat și predă această disciplină la universitate anticipează utilitatea notițelor de curs ca o primă măsură de studiu permanent și ca material de comentat și discutat în timpul prelegerilor. Autorii au convingerea că prin prezentele notițe de curs și prin accentuarea studiului individual, prelegerile vor deveni mai atractive și mai formative, astfel ca verificarea cunoștințelor să aibă loc pe tot timpul semestrelor, sesiunile de examene fiind doar etape de finalizare a întregii activități.

Totodată, autorii acceptă orice sugestie pentru îmbunătățirea însușirii cunoștințelor în domeniul propus.

Andrei TUDOR, Ivona PETRE

8. LAGĂRE ȘI GHIDAJE CU ALUNECARE

8.1. Definiție. Clasificare. Materiale, tehnologie

Lagărele cu alunecare sunt organe de mașini compuse care permit susținerea osiilor, arborilor sau a altor organe de mașini și pot transmite forțe (reacțiuni din rezeme) în prezența mișcării relative de alunecare.

Componența unui lagăr cu alunecare: fus, cuzinet, corpul lagărului, sistem de aducere a lubrifiantului în zona de contact, sistem de etanșare.

Condițiile cerute lagărului sunt legate de formă, material și prelucrare

- să reziste la șocuri statice, variat;
- să asigure rezemarea corectă a cuzinetului pe arbore, un raport $\frac{l}{d}$ și o grosime a cuzinetului corespunzătoare scopului;
- cuplul de material fus-cuzinet trebuie astfel ales încât să asigure și să mențină în exploatare jocul necesar unei bune ungeri, iar în cazul încetării ungerii să nu pericliteze fusul, iar cuzinetul să reziste și fără ungere, sau să se distrugă el protejând fusul;
- cuplul de material să aibă coeficienții de dilatare apropiați între ei, cât și cu cei ai corpului și capacului, pentru a menține în timpul funcționării jocul și rezemarea continuă între corp și cuzinet;
- forma lagărului trebuie să permită montarea și înlocuirea ușoară a cuzinetului;
- să permită jocul în timpul exploatării;
- forma să asigure împiedicările axiale sau tangențiale ale cuzinetului;
- să asigure evacuarea căldurii și o eventuală răcire suplimentară a uleiului.

Clasificarea lagărelor se face după tipul fusurilor. Astfel, se disting:

1. *După direcția forței (reacțiunea) preluată de fus*

- a. fusuri radiale - forța are direcția razei fusului (fig.8.1.a)
 - b. fusuri axiale(pivoți) forța are direcția axei longitudinale (fig.8.1.b)
 - c. fusuri combinate (fig.8.1.c)
2. După poziția fusului pe arbore sau osie
- a. fusuri frontale sau de capăt – (fig.8.1.a)
 - b. fusuri inferioare sau superioare – (fig.8.1.b,c)
 - c. fusuri intermediare (fig.8.1.d) – supus și la un moment de torsiune(răsucire)
3. După forma geometrică a fusurilor
- a. fusuri cilindrice - (fig.8.1.a,...d, h)
 - b. fusuri conice - (fig.8.1.e)
 - d. fusuri sferice – (fig.8.1.f)– folosite atunci când sunt supuse la solicitări, mișcări oscilatorii care pot fi verticale și orizontale (teodolite etc.)
 - e. fusuri canelate – (fig.8.1.g)

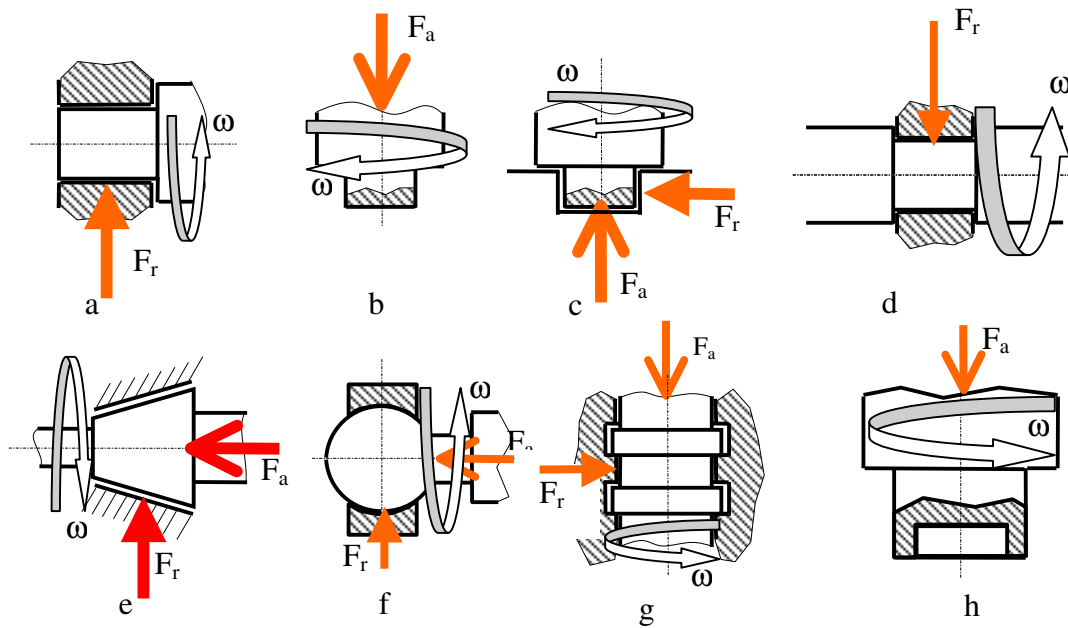


Fig.8.1

Material și tehnologie

Fusurile se execută din același material cu arborele. Ca tehnologie, trebuie o prelucrare mai îngrijită și necesită tratamente termice de suprafață. Uneori pentru a nu face întregul arbore din același material cerut de cuplul cuzinet-fus atunci fusurile se pot executa și separat. În acest caz fusurile se execută din oțel carbon de cementare sau îmbunătățire sau din oțeluri aliate.

Ca tehnologie după prelucrarea prin așchiere fină, fusul poate fi întrebuințat fără un tratament, alteori necesită un tratament urmat de o rectificare după care se assemblează.

Cuzineții se execută din:

Fonte speciale antifricțiune (STAS 6707): perlitice, nodulare, aliate cu Cr, Ni, Cu, Al, No care sunt foarte rezistente dar, de asemenea, în cuplu cu oțelul, dacă nu este asigurată o ungere bună, duc la uzura fusului. Sunt utilizate pentru presiuni medii mai mici de 1 MPa, și viteze mai mici de 3m/s.

Bronzuri (STAS 1512) cu cupru, plumb (**Cu Pb 30**), cu cupru, plumb și staniu (**CuPb 22 Sn 4**)

Compozițiile (aliajele) pentru lagăre

- aliaje de Sn cu Pb (metale albe) sunt standardizate (STAS 202): **Y-Sn 83, Y-Sn 80, Y-PbSn 10.**

- compozițiile pe bază de Al-Sn au μ foarte mic, foarte bună conductibilitate termică, rezistență la sarcini statice, dar slabă la șocuri **Al Sn 6Cu Ni, Y-Pb 6 Sn 6**

- compoziția pe bază de Pb – STAS 202 : **Y- Pb 98, Y- Pb 70** (restul Sn, St și altele).

- aliaje de Al - se folosesc, atât la viteze mici, cât și la viteze mari, ele însă au coeficient de dilatare foarte mari, ceea ce obligă la jocuri relative $\psi > 2\text{‰}$.

- Zn și aliajele lui - au calități bune antifricțiune, rezistă la sarcini statice, se înmoaie la creșterea temperaturii, protejând fusul, jocul relativ ψ este relativ mare, $\psi > (1,5 \dots 2)\text{‰}$ (rezistă până la 100°).

- materiale sinterizate:

➤ executate din pulberi metalice presate și apoi încălzite la cca 2000° în cuptoare. Ca metal de bază : Fe, Cu, se mai adaugă Zn, Pb, Sn.

➤ prin sinterizare materialul obținut este poros, spongios, este un avantaj deoarece uleiul pătrunde în acești pori saturându-se de ulei la funcționarea normală; în cazul întreruperii lubrefiantului lagărul se încălzește, porii se dilată și se strâng și expulsează uleiul în afară, asigurând ungerea până se repară instalația.

- lemnul - este cel mai vechi, se folosește, fie în stare naturală, fie fiert – la mașini textile, agricole, mase cu apă sau chiar liber.

- materiale plastice - materiale macromoleculare din care fac parte : textolitul sau lignofilul (mase plastice stratificate), teflon (politetrafluoretilenă), poliamide.

➤ au coeficient de frecare foarte redus $\mu = 0,01 \dots 0,04$, au o rezistență însă relativ mică, atât la sarcini statice, cât și la sarcini dinamice, au coeficient de dilatare mare, deci jocul relativ trebuie să fie mare $\psi > 4\text{‰}$, pot să funcționeze unse cu tot felul de lubrefianți și chiar neunse.

➤ din cauza rezistenței mici la deformații, în special s-a recurs la o soluție de îmbunătățire, la acoperirea cuzineților cu strat foarte subțire de mase plastice.

➤ bachelita – folosită la lagărele de laminoase, poduri rulante.

➤ tehnologia de execuție duce la eșecuri sau la succese.

8.2. Lagăre radiale cu alunecare

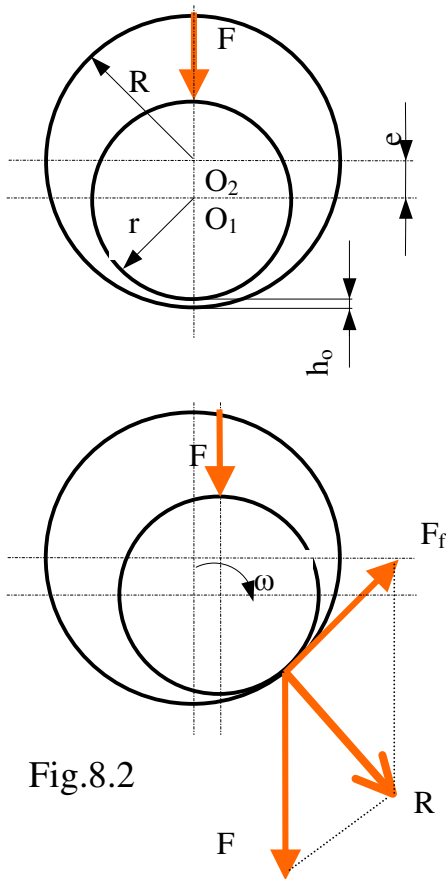


Fig.8.2

a) Elemente geometrice

Fus – diametrul d , lungimea B_f

Cuzinetul – diametrul D , lungimea B_c

Lungimea de contact dintre fus și cuzinet este lungimea lagărului B și este B_c .

Se definesc și următoarele elemente geometrice:

- jocul relativ $\psi = (R - r)/R = (D - d)/D$
ca ordin de mărime $\psi = (0,5 \dots 3) 10^{-3}$
- excentricitatea $e = O_1 O_2$
- excentricitatea relativă $\varepsilon = e / (R - r)$
- grosimea minimă a peliculei de lubrifiant h_0
- grosimea minimă relativă a peliculei de lubrifiant δ

$$\delta = h_0 / (R - r) = h_0 / (\psi r) = h_0 / (\psi d)$$

geometric $R - r = e + h_0$ sau

$$1 = e / (R - r) + h_0 / (R - r) \text{ sau}$$

$$\varepsilon + \delta = 1$$

b) Funcționarea în regim de frecare uscat (fig.8.2)

Se consideră grosimea filmului de lubrifiant $h_0 = 0$.

- presiunea medie de contact

$$p_m = F / (B D) \leq p_{adm} \text{ (funcție de materialul cuzinetului)}$$

- încălzire – puterea consumată prin frecare se transformă în căldură

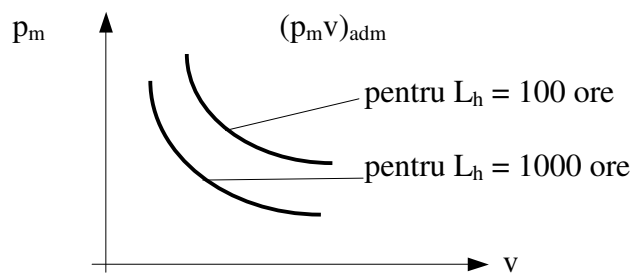
$$P_f = F_f \cdot v = \mu F v, \quad v \text{ fiind viteza periferică a fusului (viteza de alunecare din lagăr);}$$

Se definește puterea specifică consumată prin frecare

$$P_{sp} = P_f / (B D) = \mu p_m v ;$$

comportarea materialului la încălzire se apreciază printr-o valoare admisibilă a produsului $(p_m v)_{adm}$.

În timpul funcționării normale coeficientul de frecare variază puțin, astfel că verificarea simplificată la încălzire a lagărului cu funcționare în regim de frecare uscat se face prin determinarea produsului $(p_m v)$ și compararea cu valori admisibile specifice materialului cuzinetului



$$p_m v \leq (p_m v)_{adm}$$

- durabilitatea lagărului

Se apreciază pe baza creșterii jocului în timpul funcționării ca urmare a uzării de tip adeziv. Se

consideră intensitatea de uzare liniară ca indicator al procesului de uzare:

$$I_h = \frac{h_u}{L_f} = k p^m \approx k p$$

Se aplică această relație celor două elemente din contact (fus și cuzinet) și considerând contactul de tip hertzian pentru presiunea p :

$$I_{h1} = k_1 p \quad I_{h2} = k_2 p$$

Jocul din cuplă după un număr de ore de funcționare L_h va fi

$$j = h_{u1} + h_{u2} = k_1 L_{f1} p + k_2 L_{f2} p = p (k_1 L_{f1} + k_2 L_{f2}) \leq j_{adm} \quad (1)$$

Pentru calculul lungimilor de frecare specifice fusului și cuzinetului L_{f1} și L_{f2} se consideră că fusul are aceeași poziție în cuzinet și sub sarcina exterioară F semilățimea hertziană de contact este

$$b_H = 1,52 \sqrt{\frac{FR_r}{BE_r}}$$

unde: $R_r = \frac{Rr}{R-r} = \frac{D}{2\psi_f}$,

ψ_f fiind jocul în funcționare;

E_r modulul de elasticitate redus al celor două materiale.

Dacă n este turația relativă dintre fus și cuzinet (în rot/min), atunci în timpul de funcționare L_h (în ore), numărul ciclurilor de solicitare va fi

$$N_c = 60nL_h$$

Lungimile de frecare corespunzătoare acestui număr de cicluri vor fi:

$$L_{f1} = N_c 2b_H, \quad L_{f2} = N_c \pi D$$

Pentru presiunea de contact p se poate considera presiunea hertziană p_H

$$p = p_H = \sqrt{\frac{FE_r}{BR_r}}$$

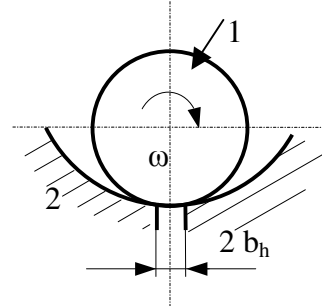
Din expresia jocului (relația 1), pentru un joc admisibil acceptat j_{adm} , se deduce durata de funcționare

$$L_h = \frac{j_{adm}}{60np(2b_H + \pi D)}$$

c) Funcționarea în regim de frecare (ungere) hidrodinamic

c₁) Formarea peliculei de lubrifiant (fig.8.3)

Transmiterea forței de la fus la cuzinet sau invers se face prin intermediul filmului continuu de lubrifiant. Realizarea și menținerea acestui film de lubrifiant sunt condiționate de :



1. existența unei viteze relative între suprafața periferică a fusului și suprafața interioară a cuzinetului;
2. forma de “pana” a peliculei de lubrifiant – se poate obține prin jocul lagărului rezultat din diferența dintre diametrul interior al cuzinetului și cel exterior al fusului;
3. existența în permanență între suprafețele alunecătoare a lubrifiantului.

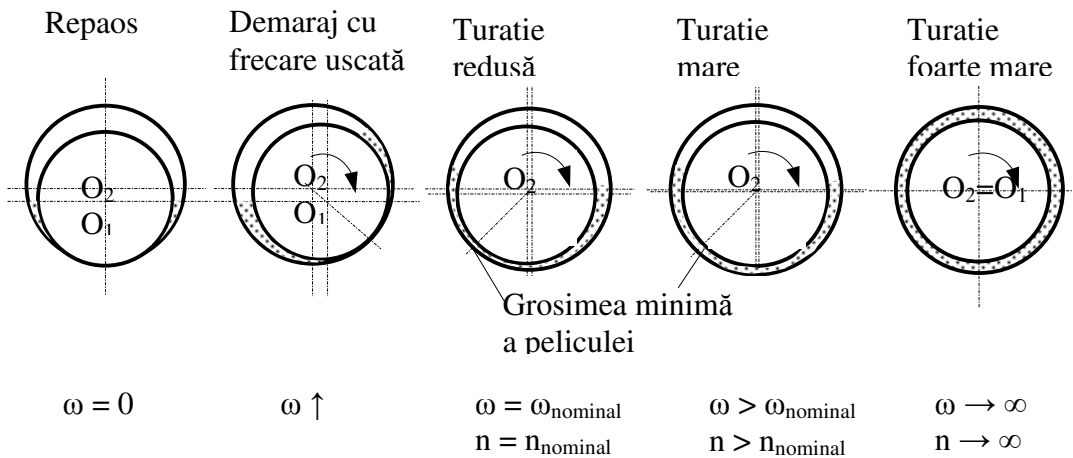


Fig.8.3

În primul moment de pornire fusul are tendința să urce pe cuzinet în sens opus mișcării. Odată cu rotirea fusului, lubrifiantul aderent este antrenat în mișcare și datorită viscozității se formează pelicula portantă și fusul începe a fi “purtat” de peliculă.

c₂) Ecuația presiunilor

Presiunile din filmul de lubrifiant, ca urmare a forței exterioare F ce trebuie transmisă, sunt definite de ecuația Reynolds (ecuația hidrodinamică de bază):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6v \frac{\partial h}{\partial x} = 0$$

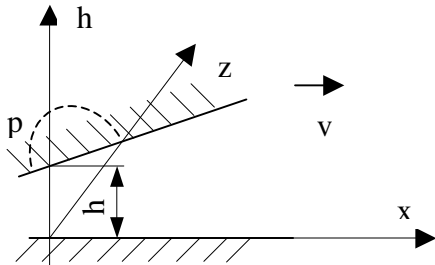
în care: x, z sunt coordonatele unui punct al peliculei;

h – grosimea peliculei în punctul x, y (neglijând rugozitățile);

p – presiunea;

η - viscozitatea dinamică a lubrifianțului;

v – viteza dintre cele două elemente ale cuplei (fus – cuzinet).



Aplicarea ecuației Reynolds la lagărele radiale complete cu o zonă portantă este posibilă. În figura alăturată sunt prezentați parametrii geometrici specifici filmului de lubrifianț (fig.8.4). Unghiurile α_1 și α_2 delimitează zona portantă.

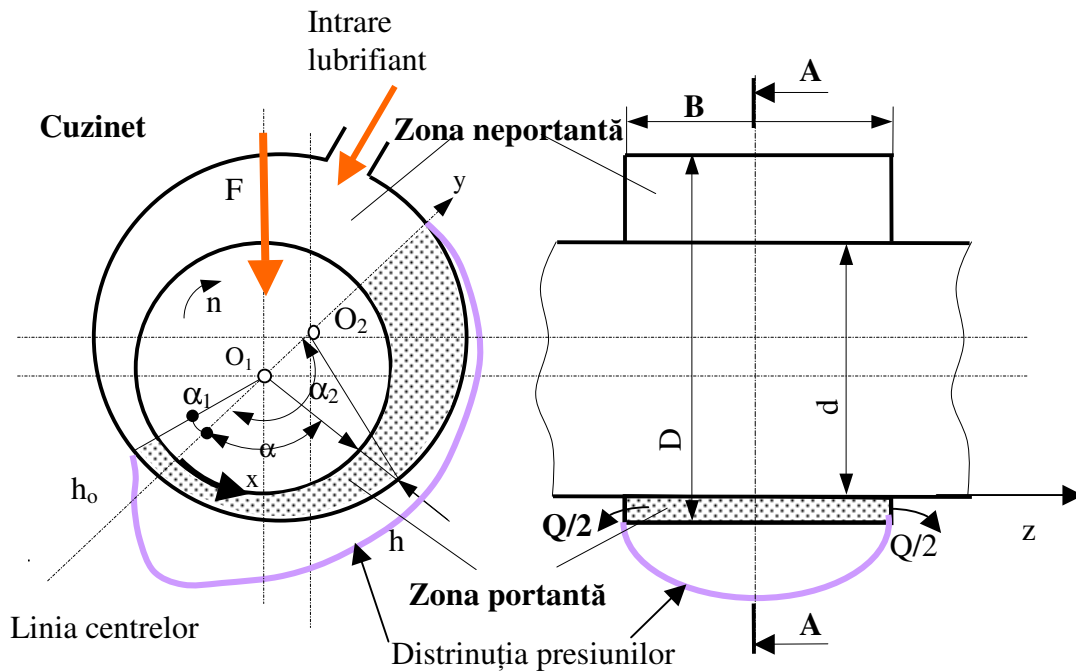


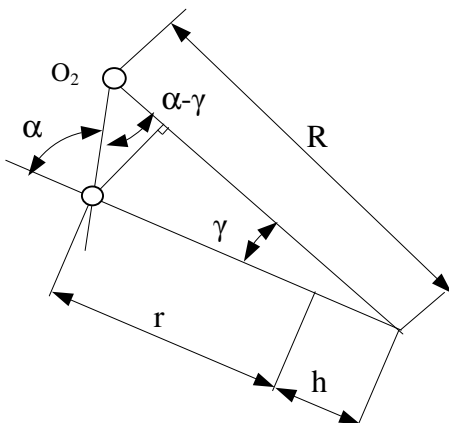
Fig.8.4

Cu acești parametri, în ecuația Reynolds se poate scrie:

$$x = r\alpha \text{ și } z = z$$

$$R = e \cos(\alpha - \gamma) + (r + h) \cos \gamma$$

γ este mic și $\cos \gamma \approx 1$ rezultă



$$h \approx (R - r) - e \cos \alpha = e(\varepsilon - \cos \alpha)$$

$$v = r\omega; \omega = \pi n; n[\text{rot/s}]$$

Rezultă deci că $p = p(\eta, v, h, x, z) = p(\eta, r, \omega, \psi, \delta, \alpha, z)$ și portanța

$$F = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \int_{-B/2}^{B/2} p d\alpha dz$$

Din integrare se deduc:

$$\text{- portanța } F = \frac{n\eta}{\psi^2} BD \Phi_1(\delta, D/B) \quad \text{și } p_m = \frac{F}{DB} = \frac{n\eta}{\psi^2} \Phi_1(\delta, D/B)$$

în care $\Phi_1(\delta, D/B)$ este o funcție de parametrii adimensionali δ și D/B ;

$$\text{- coeficientul de frecare fluidă } \mu = \sqrt{n\eta / p_m}$$

$$\text{- debitul de lubrifianț } q_z = n\varepsilon\psi d^3 \Phi_2(\delta, D/B)$$

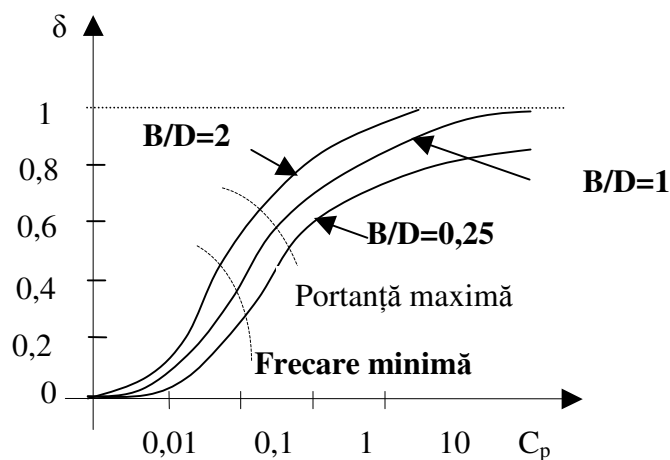
c₃) Parametrii adimensionali ai peliculei hidrodinamice

1) Cifra caracteristică de portanță C_p

Din expresia presiunii medii

$$p_m = \frac{F}{BD} = \frac{n\eta}{\psi^2} \Phi_1(\delta, D/B), \text{ se deduce}$$

$$C_p = \frac{n\eta}{p_m \psi^2} = \frac{1}{\Phi_1(\delta, D/B)} = \Phi_{11}(\delta, D/B)$$



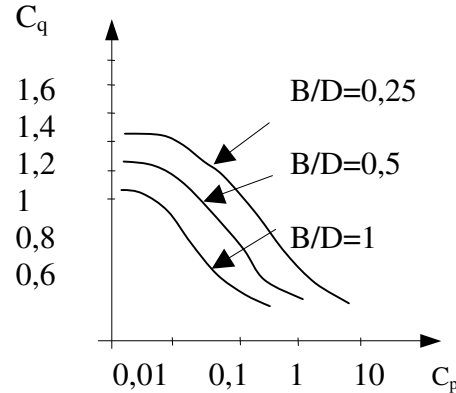
Acest parametru adimensional (C_p) se numește cifra de portanță, reprezentată grafic ca funcție a grosimii relative a peliculei de lubrifianț δ și a raportului B/D .

2) Coeficientul de debit C_q

Din expresia debitului, $q_z = n\epsilon\psi d^3\Phi_2(\delta, D/B) = n(1-\delta)D^3\psi\Phi_2(\delta, D/B)$, se deduce debitul specific q_z^* și cifra de portanță C_q

$$q_z^* = \frac{q_z}{BD} = n\psi D(1-\delta)\frac{D}{B}\Phi_2(\delta, D/B)$$

$$C_q = \frac{q_z^*}{Dn\psi} = \Phi_{21}(\delta, D/B) = \Phi_{22}(C_p, B/D)$$



3) Cifra de frecare C_f

Din expresia coeficientului de frecare, $\mu = \sqrt{n\eta/p_m}$, și a cifrei de portanță

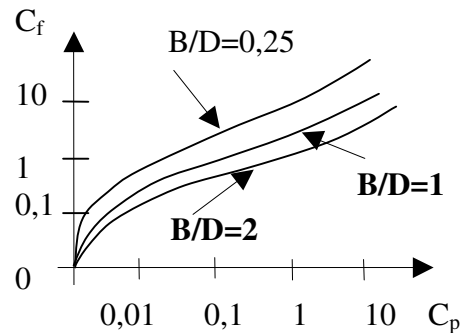
$$C_p = \frac{n\eta}{p_m\psi^2} = \frac{1}{\Phi_1(\delta, D/B)} = \Phi_{11}(\delta, D/B), \quad \text{se}$$

deduce $\mu = \psi\sqrt{C_p}$.

Pe baza expresiei coeficientului de frecare

se definește cifra de frecare C_f ,

$$C_f = \frac{\mu}{\psi} = \sqrt{C_p} = \Phi_{13}(\delta, B/D),$$



reprezentată grafic alăturat.

c4) Metodica practică de calcul a lagărelor radiale cu alunecare

Se cunosc: sarcina F , turația n (rot/s), felul agregatului ,condițiile specifice de mediu

Se aleg: cuplul de material, raportul B/D

- ◆ Prin calcul de rezistență simplificat se determină diametrul D și lungimea B
- ◆ Se determină presiunea medie $p_m = F/(BD)$ și viteza de alunecare $v = \pi Dn$.

- ◆ Se alege uleiul și viscozitatea η la temperatura ipotetică de funcționare (50...60 °C)
- ◆ Se alege jocul relativ $\psi = (1,2...3) \cdot 10^{-3}$ sau $\psi \approx 0,8 \sqrt[4]{v}$, cu viteza v în m/s
- ◆ Se calculează cifra de portanță $C_p = \eta n / (p_m \psi^2)$ și din diagrama δ funcție de C_p , pentru diferite valori ale raportului B/D , se determină grosimea relativă a peliculei de lubrifiant δ și apoi grosimea minimă a peliculei $h_0 = \delta \psi D/2$
- ◆ Se verifică dacă grosimea minimă a peliculei de lubrifiant este mai mare decât suma înălțimilor rugozităților fusului și cuzinetului; în caz contrar se reia joc relativ ψ sau alt raport B/D și se reiau calculele
- ◆ Se determină coeficientul de debit C_q din diagrama C_q funcție de cifra de portanță, C_p , și apoi debitul de lubrifiant $q_z = C_q D n \psi B D$

- ◆ Se determină cifra de frecare C_f din diagrama C_f funcție de C_p și apoi coeficientul de frecare μ

- ◆ Calculul temperaturii medii și compararea cu temperatura estimată la care a fost aleasă viscozitatea dinamică, necesară calculului cifrei de portanță:

- puterea pierdută prin frecarea fluidă și transformată integral în căldură

$$P_f = \mu F v = \psi \sqrt{C_p} F v$$

- puterea evacuată prin lubrifiant și prin carcasa lagărului

$$P_{ev} = \alpha A (t - t_o) + c_o q_z (t - t_i)$$

unde α este coeficientul de convecție termică a carcasei lagărului cu mediul ambiant de temperatură t_o , A – suprafața exterioară a carcasei care poate evacua căldură,

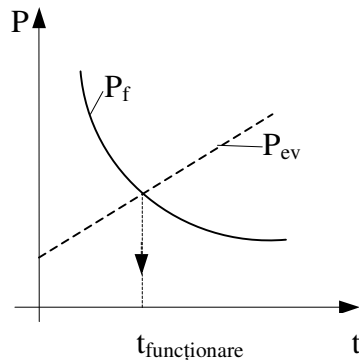
t – temperatura medie a lagărului, inclusiv a lubrifiantului,

c_o – căldura specifică a lubrifiantului,

t_i – temperatura de intrare a lubrifiantului în zona de contact, se acceptă diferența

$t - t_i = 5...8$ °C .

- din egalitatea $P_f = P_{ev}$, rezolvată grafic, se deduce temperatura reală de funcționare



Pentru deducerea temperaturii de funcționare este necesar ca din startul calcului să se estimeze mai multe temperaturi de funcționare și să se afle viscozitățile uleiului la aceste temperaturi.

- ◆ Calculul hidrodinamic urmărește optimizarea, în special după criteriul temperaturii minime de frecare sau a coeficientului de frecare minim.

8.3. Lagăre axiale cu alunecare

a) Elemente geometrice (fig.8.5)

z - numărul de sectoare $z = 6...18$

Funcție de soluția constructivă pot fi:

cu palier – geometrie fixă (fig.8.5.a), cu treaptă (fig.8.5.b), cu sectoare oscilante (fig.8.5.c)

b) Funcționare în regim hidrodinamic

Ipoteze

- încărcare uniformă a sarcinii axiale F_a pe sectoare
- sector de formă dreptunghiulară

Se cunosc:

- viscozitatea și variația sa cu temperatura $\eta = \eta(t)$;
- viteza periferică U , geometria sectorului B, L ;
- modul de ungere.

Se cer:

- grosimea minimă a peliculei de lubrifianț h_m ;
- debitele de lubrifianț circumferențial Q_x și radial Q_y ;
- debitul de alimentare Q_{alim} ;
- temperatura de funcționare.

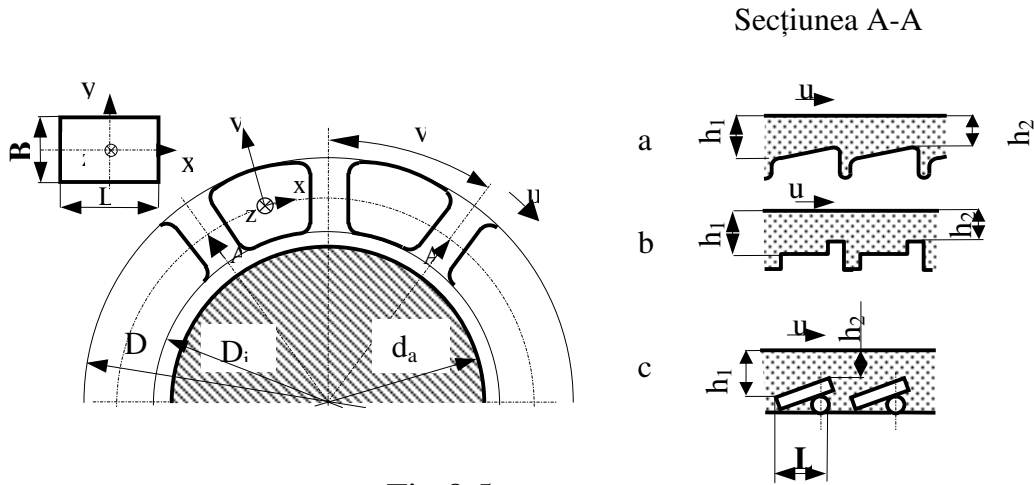


Fig.8.5

Parametrii adimensionali

◆ *Coeficientul de portanță* $C_p = \frac{\eta UL}{p_m h_m^2} = f_1(h_M / h_m, B/L)$

unde $p_m = \frac{F_a}{zLB} \leq p_a = (2...5) \text{MPa}$

și h_m, h_M sunt grosimile minime respectiv maxime ale peliculei de lubrifianț.

◆ *Coeficientul de debit*

circumferențial $C_{Q_x} = \frac{Q_x}{UBh_m} = f_2\left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L}\right)$

radial (lateral) $C_{Q_y} = \frac{Q_y}{UBh_m} = f_3\left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L}\right)$

◆ *Coeficientul puterii consumate prin frecare* $C_F = \frac{P_F}{p_m UBh_m} = f_4\left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L}\right)$

- ◆ Poziția relativă a punctului de pivotare (pentru lagărele axiale cu sectoare oscilante)

$$L_0/L = f_5\left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L}\right)$$

- ◆ Poziția relativă a rezultantei câmpului de presiuni (geometrie fixă)

$$X_F/F = f_6\left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L}\right)$$

Pentru ipotezele făcute: $h_M = h_1$ și $h_m = h_2$.

Funcțiile f_1, f_2, \dots, f_6 sunt tabelate.

Exemplu: pentru $B/L=1$ și $h_M/h_m = 1,25$, rezultă $f_1=C_p=22,03$; $f_2 = C_{Q_x}=0,606$; $f_3 = C_{Q_y}=0,092$; $f_4=C_F=20,80$; $f_6 = X_F/L=0,531$.

8.4. Lagăre aerodinamice (gazodinamice)

Au apărut atunci când turațiile au depășit 10000 – 20000 rot/min și, ca urmare, la lagărele lubrificate cu ulei temperaturile devin foarte mari (inacceptabile). Singura situație era micșorarea vâscozității lubrefiantului. S-a găsit soluția că vâscozitatea cea mai mică o au gazele sau chiar aerul (10...100 ori mai mică).

S-au construit lagăre la care ungerea se face cu aerul din atmosferă, pe care singur fusul și-l atrage sub el.

Totuși, până la ajungerea fusului la turația maximă, are loc o frecare-uscată, ceea ce duce la uzură – de aceea trebuie ales un cuplu de material adecvat.

Aerul și gazele fiind compresibile, presiunile aerodinamice sunt ceva mai mici decât hidrodinamici – deci, sarcini mici.

Zona portantă se realizează și în partea superioară a fusului, însă presiunile de deasupra sunt mai reduse, totuși, au efect contrar – micșorează portanța.

8.5. Elemente constructive ale lagărelor

Formele constructive ale lagărului cu alunecare sunt foarte variate, de la forma unei simple bușe până în cele mai complexe. Pentru exemplificare se indică schița unui lagăr dintre cele mai complexe (fig.8.6):

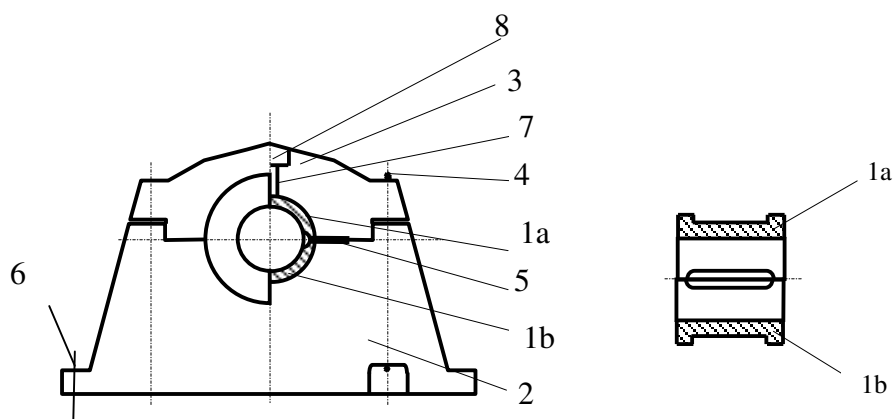


Fig.8.6

Părți componente : cuzinet 1a și 1b, corp 2, capac 3, elemente de asamblat 4, elemente de reglaj 5 – plăcuțe de oțel, șurub de legat la fundație 6, canal de ungere 7, dispozitiv de ungere 8.

Dispozitive de ungere

Depind de : - felul lubrefiantului

- natura mașinii

- posibilitatea de supraveghere și alimentare.

Se disting :

1.- dispozitiv de ungere pentru unsori consistente :

a) - pentru ungere locală

b) – pentru ungere centralizată

2. – dispozitiv de ungere pentru ulei

a) – la presiune naturală (fără exces de ulei sau cu exces).

b) – cu suprapresiune – înaltă

(cu circuit închis sau deschis)

- joasă

- materialul și forma trebuie să asigure o prelucrare ușoară și ieftină
- să permită o deservire ușoară
- precizia de prelucrare trebuie să asigure forma și dimensiunea corecte ale elementului lagăr, pentru funcționare optimă
- când se folosesc cuzineți din 2 bucăți, planul de reparație trebuie astfel ales încât să fie perpendiculară pe direcția forței pentru a nu fi în zona portantă
- când sunt mai multe lagăre pentru același arbore, prelucrarea lor la interior trebuie făcută dintr-o singură prindere
- să se folosească lagăre standardizate (numai bușele sunt STAS) sau să se folosească elemente standardizate.

Condiții legate de ungere

- Prin forma constructivă să se asigure o ungere bună cu respectarea temperaturii admisibile;
- jocul dintre fus și cuzinet trebuie asigurat;
- calitatea suprafețelor și rigiditatea cuzinetului să asigure forma peliculei de lubrefiant;
- locul de introducere a lubrefiantului să nu cadă în zona portantă, nici canalele de ungere nu se admit în zona portantă (excepție fac lagărele hidrostactice);
- forma constructivă să permită introducerea uleiului în cantitate suficientă la timpul potrivit și cu presiune corespunzătoare;
- pentru evitarea pierderilor de lubrefianți pe la capete se vor prevedea etanșări la capetele cuzinetului și canale de întoarcere în cuzinet, pentru a fi readus în baia de ulei;

- lubrifianțul trebuind să fie controlat întâi sub aspect cantitativ și calitativ și înlocuit din când în când;
- lagărul trebuie să aibă aparate de control și cu dopuri de aerisire, de golire.

Lagăre inverse la care stratul de compoziție sau de masă plastică foarte subțire se depune pe fus iar cuzinetul se face din fontă sau oțel.

Eliminarea cuzineților depunând stratul de aliaj antifricțiune direct pe corpul lagărului, iar pe fus se montează o bucușă din fontă sau din Bz.

8.6. Ghidaje

Ghidajele sunt organe de rezemare care asigură deplasarea unor subsansambluri (mese, sănii, suportii într-o anumită poziție, asigurând precizia necesară și preluarea forțelor.

Un parametru important pentru funcționarea unui ghidaj este variația coeficientului de frecare (μ) cu viteza de alunecare (v). Forma și starea de ungere a ghidajelor poate fi (fig.8.7):

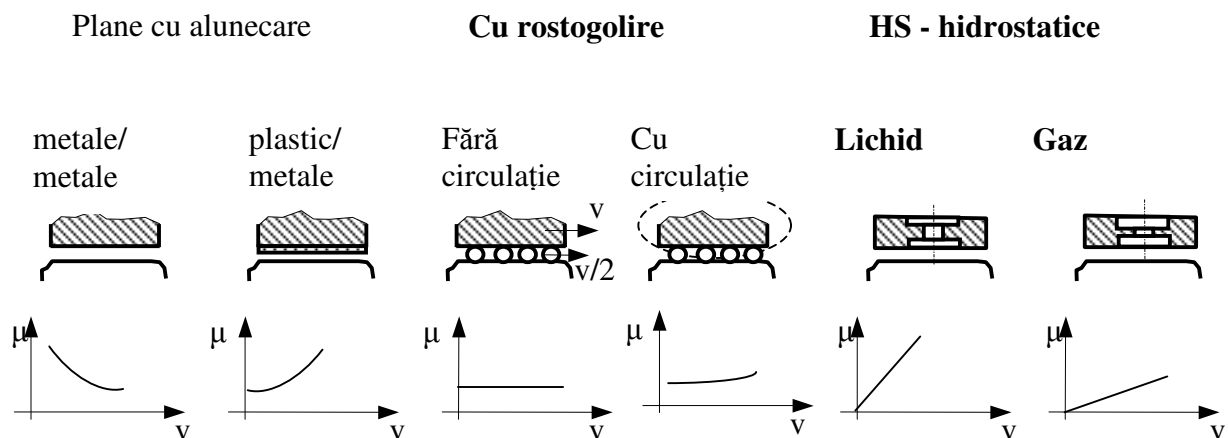


Fig.8.7

Presiunea medie de contact (p) se recomandă să aibă valorile $p \in [50 \dots 500 \text{ kN/m}^2]$ pentru mașini unelte.

Indicatorul comportării termice (pv) se limitează la o valoare admisibilă $pv < (pv)_{adm}$ specific materialului.

Funcționarea fără apariția mișcării sacadate (fenomenul de stick-slip) este asigurată când viteza de alunecare (v) este superioară uneia minime (v_{min}) $v > v_{min} =$ funcție de: stick-slip, rigiditate, forța și greutatea transmisă).

Soluții constructive de rezemare sunt prezentate în fig.8.8:

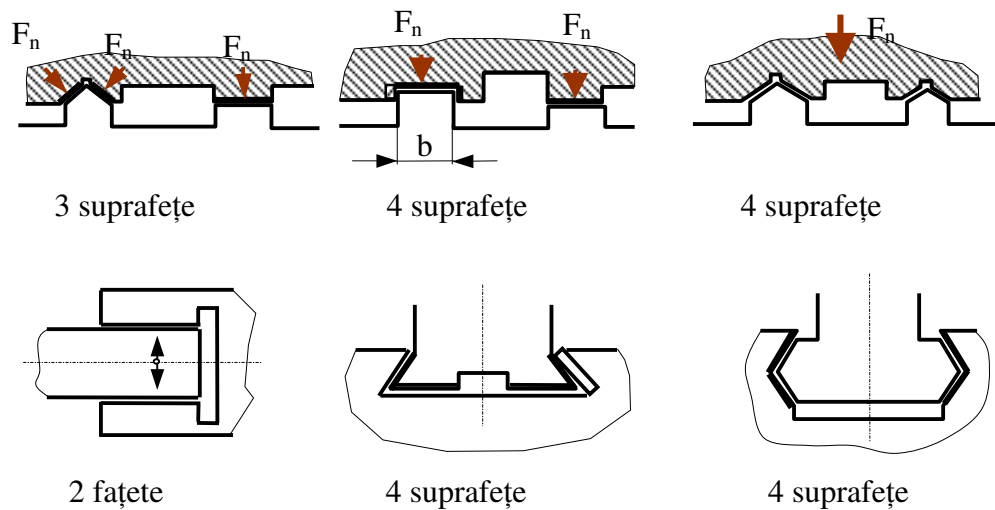


Fig.8.8

Elemente de calcul: se face în funcție de natura ungerii: uscat, limită, mixt, hidrodinamic sau hidrostatic.

Pentru ghidaje cu alunecare, distribuția de presiuni poate fi ca în fig.8.9.

$$p_{ned} = \frac{F_a}{B \cdot L} \leq p_{ad} = 2,5 \dots 3 \text{ MPa pentru viteze mici} \rightarrow \text{ghidaje din fontă;}$$

0,8 MPa pentru viteze mari;

1 MPa pentru mașini unelte speciale cu regimuri grele de așchiere și viteze mici;

0,4 MPa pentru mașini unelte speciale;

0,05 – 0,1 pentru mașini de rectificat.

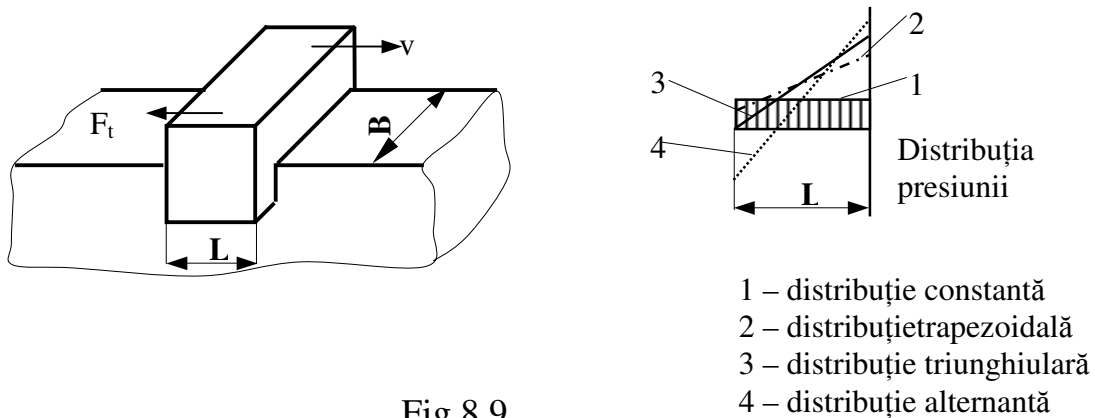


Fig.8.9

Bibliografie

1. Manea Gh.- Organe de mașini. Edit.Tehnică, București, 1970
2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit.Tehnică, București,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. Pavelescu D – Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile, Editura Academiei R.S.România, bucurești, 1971.
5. Sandu I. Gh., Moraru V. și Minciu C. – Ghidajele mașinilor unelte, Editura Tehnică, București, 1967.

?? Intrebări recapitulative

1) La temperature foarte ridicate și turații mai mari de 10.000 – 20.000 rot/min se utilizează:

- a) lagăre hidrodinamice;
- b) lagăre hidrostatice;
- c) lagăre aerostatice.

- 2) Care este temperatura ideală de funcționare a lagărelor:
- a) $60^{\circ} \dots 80^{\circ}C$
 - b) $-20^{\circ} \dots 20^{\circ}C$
 - a) $100^{\circ} \dots 200^{\circ}C$
- 3) În cazul lagărelor hidrodinamice grosimea minimă a peliculei de lubrifiant trebuie să fie:
- a) mai mare decât suma înălțimilor rugozităților fusului și cuzinetului;
 - b) mai mică decât suma înălțimilor rugozităților fusului și cuzinetului;
 - c) nu are importanță înălțimea rugozităților.
- 4) Caracteristica de portanță C_p este o funcție dependentă de:
- a) grosimea minimă relativă a lubrifiantului δ și raportul B/D ;
 - b) viteza de deplasare a lubrifiantului și raportul B/D ;
 - c) debitul lubrifiantului și raportul B/D ;
- 5) Pentru ghidajele de translație a căror cuplă de frecare este de tip material plastic/metal, coeficientul de frecare:
- a) scade cu viteza de deplasare;
 - b) crește cu viteza de deplasare;
 - c) se menține constant indiferent de mărimea vitezei.
- 6) Cum se dorește a fi distribuția de presiuni în cazul ghidajelor cu alunecare:
- a) constantă;
 - b) triunghiulară;
 - c) trapezoidală;
 - d) alternativă.

9. LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (rulmenți)

9.1. Caracterizare

Lagărele cu rulmenți sunt acele lagăre la care frecarea de alunecare este înlocuită cu frecarea de rostogolire. Prezintă următoarele avantaje :

- pierderi mici prin frecare chiar la porniri și opriri, deci căldura puțină degajată și randament mai mare decât la cele cu alunecare;
- nu uzează fusul deoarece pe ele se montează unul dintre inelele rulmentului;
- portanță mare, raportul $\frac{1}{d} \leq 1$;
- gabarit mic;
- lubrifierea se face periodic și nu necesită nici un fel de supraveghere în timpul funcționării - consum redus de lubrefiant;
- jocul radial, respectiv axial foarte mic, ceea ce mărește precizia de lucru a mașinii;
- nu folosesc materiale deficitare;
- se montează relativ ușor, se înlocuiesc ușor, deoarece sunt standardizați;
- nu se rodează în exploatare.

Dezavantajele rulmenților sunt:

- nu pot funcționa la turații și sarcini foarte mari, deoarece ar rezulta dimensiuni radiale foarte mari, fiind necesari rulmenți speciali și nu de serie;
- costul este relativ ridicat;
- la turații mari produc vibrații și zgomot;
- când stă pe loc și mașina este supusă la vibrații, bilele fac amprente pe inelele respective;
- nu se pot monta decât pe la capete.

Elemente componente (fig.9.1)

- carcasa sau corpul lagărului A
- capacul B care se prinde cu șuruburi de carcasă

- dispozitiv suplimentar de fixare a rulmenului – un inel plastic, o rondea cu șurub etc.

- rulmentul format din:

- inelul interior 1, caracterizat prin diametrul alezajului său d și care se montează pe fus prin strângere sau prin ajustaj intermediar, este prevăzut cu căi de rulare;

- inelul superior 2 care se montează în carcasă și care se caracterizează prin diametrul exterior D și lățimea b , prevăzut cu căi de rulare.

- corpuri de rulare care pot fi : - bile

- role de diferite forme (3)

- colivia 4 – împiedică contactul dintre bile.

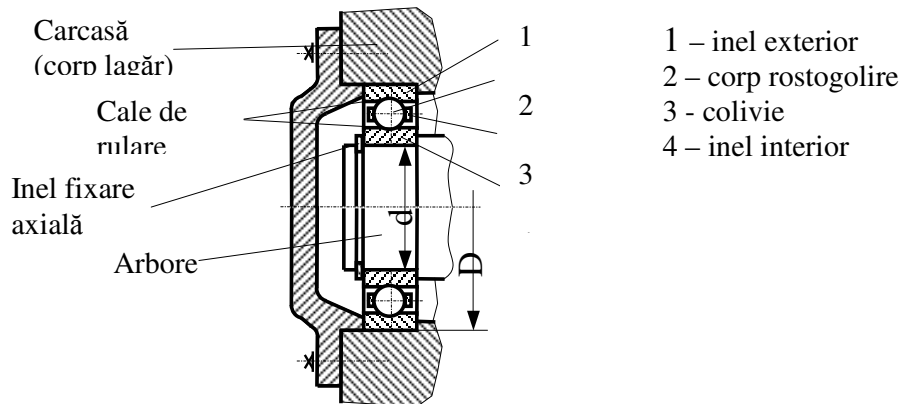


Fig. 9.1

Forma corpurilor de rulare poate fi (fig.9.2):

a) sferică sau de bilă (fig.9.2.a);

b) rolă cilindrică (fig.9.2.b) care se numește scurtă când $l \leq 2,5d$ și rolă lungă, când $l \geq 2,5d$ corpuri de rulare numite ace, caracterizate prin lungime mai mică de 5 mm.

c) conice (fig.9.2.c);

d) butoiăș – inelul superior are o cale de rulare sferică (fig.9.2.d);

e) role înfășurate din bande de oțel din bande de elice (fig.9.2.e).

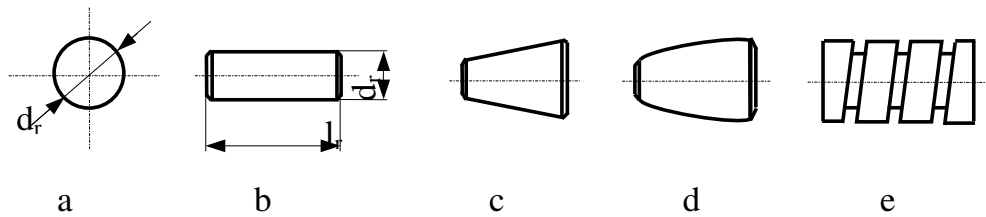


Fig.9.2

Observații:

1. Există cazuri când lipsește unul din inele sau ambele.
2. Există cazuri când lipsește carcasa.

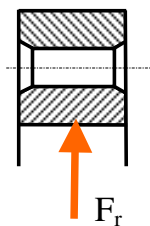
9.2. Clasificare și simbolizare (STAS 1679)

Clasificare:

- După forma corpurilor de rulare : rulmenți cu bile, cu role cilindrice, cu role conice, cu role butoiaș (fig.9.2);

- După direcția sarcinii :

b_1 – rulmenți radiali pentru sarcini exclusiv radiale cu role cilindrice.



b_2 – rulmenți radiali care pot prelua și sarcini axiale – pot fi oscilanți cu bile care au o cale de rulare normală și una sferică (fig.9.3).

Cum se explică faptul că rulmentii radiali cu bile pot prelua și sarcini axiale: Când sarcina este radială, bila se găsește perpendiculară pe axa de simetrie. Datorită acestei forțe, inelul interior este deplasat spre stânga cu a și are contact cu căile de rulare în C_1 și C_2 după normala N-N, perpendiculară pe tangenta T-T – $r_c > r_b$ de ordinul 4%.

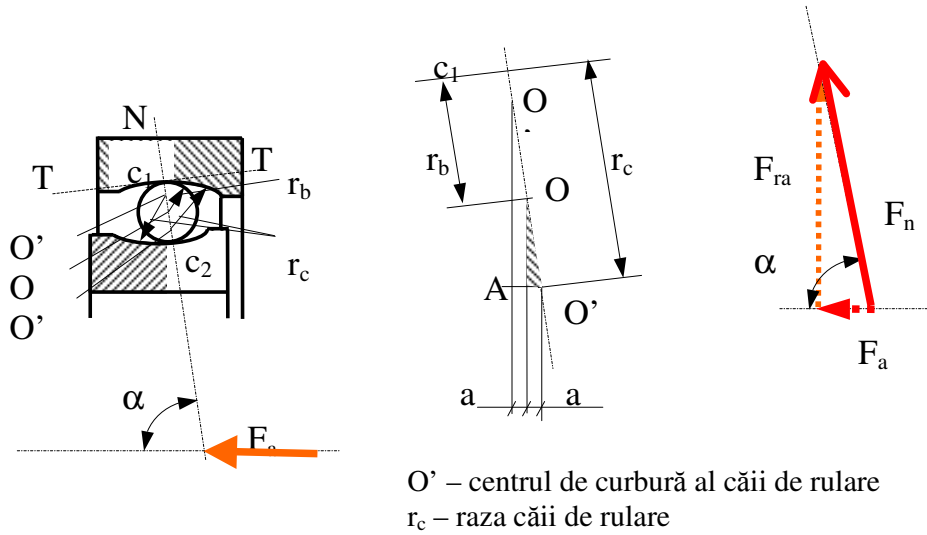


Fig.9.3

Se observă că forța F_a se transmite la inele după direcție normală și se descompune după direcția radială și axială.

$$F_{ra} = F_a \tan \alpha, \quad F_{ra} = \text{forța radială datorită forței axiale}$$

Dar $\cos \alpha = a / (r_c - r_b)$ din Δ hașurat din fig.9.3.

Cu cât $(r_c - r_b)$ este mai mic, cu atât $\cos \alpha$ este mai mare .

Practic, acești rulmenți preiau sarcină axială de circa 0,3 din forța radială.

b₃ . Rulmenți radiali

– axiali (fig.9.4)

- cu bile, cu cale de rulare adâncă (fig.9.4.a);

- cu role conice pentru a prelua sarcini radiale și axiale (fig.9.4.b);

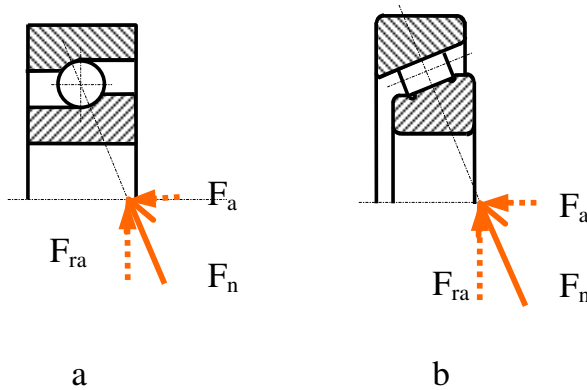


Fig.9.4

b4. Rulmenți axiali (fig.9.5)

Preiau sarcina într-un sens

Preiau sarcina în ambele sensuri

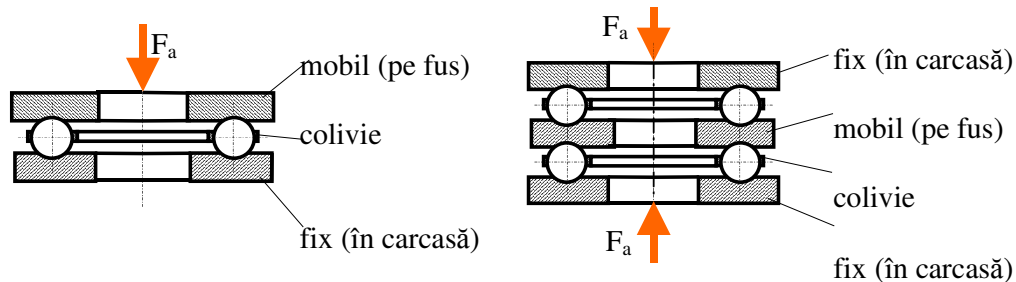


Fig.9.5

Simbolizarea rulmenului (fig.9.6):

STAS R 7760 indică simbolurile noi în corelație cu normele internaționale I.S.O.

Simbolul alezajelor *alezajul interior (diametrul fusului d):*

- pentru diametrul d mai mare de 20 și mai mic de 500 mm, simbolul

alezajului este un număr natural ce reprezintă raportul $\frac{d}{5}$

- pentru d mai mic de 10: 10 simbol 00

12 simbol 01

15 simbol 02

17 simbol 03

- pentru d mai mare de 500 mm se prevede scrierea întregului număr sub formă de fracție $\frac{73}{520}$ unde 520 mm – mărimea alezajului

Exemplu : 6214 alezaj $14 \cdot 5 = 70$ mm

7315 alezaj $15 \cdot 5 = 75$ mm

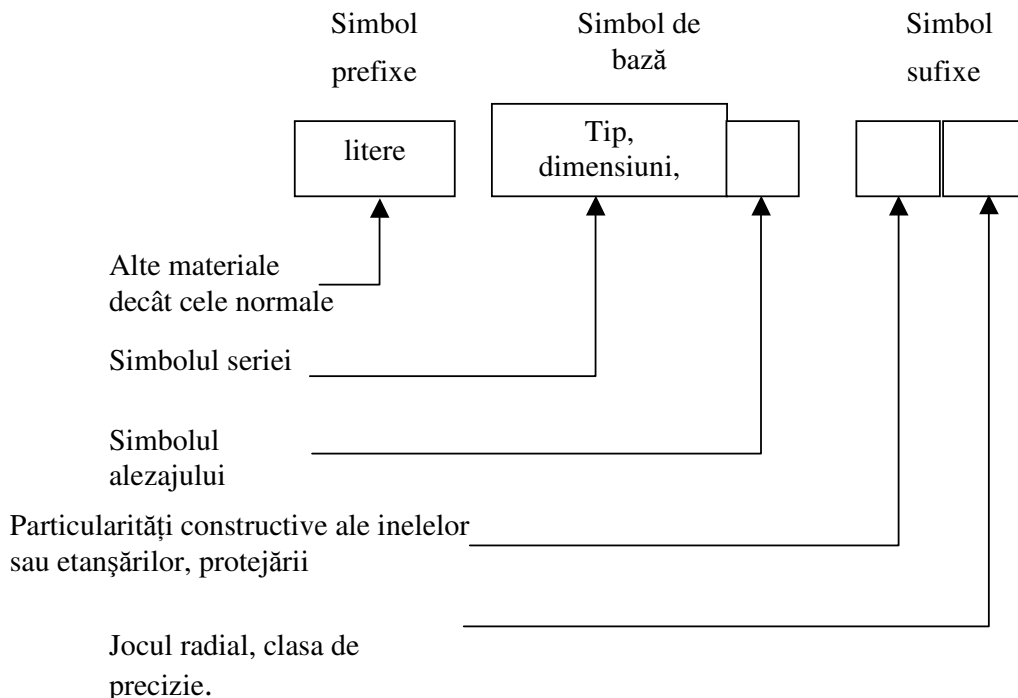


Fig.9.6

9.3. Materiale și tehnologie

Materiale

Inelele și corpurile de rulare se execută din oțel aliat cu crom (Mn, Ni, în cantități mai mici).

Aceste oțeluri sunt standardizate în STAS 1456 / 1 în 3 categorii :

- | | | | |
|--|---------------------|---|---------------------------------|
| <ul style="list-style-type: none"> - RUL1 pentru rulmenți mici - RUL2 - RUL3 pentru rulmenți mari | cu conținutul în Cr | } | <p>0,4</p> <p>:</p> <p>1,65</p> |
|--|---------------------|---|---------------------------------|

În ultimul timp s-au realizat rulmenți din mase plastice, însă pentru sarcini mai mici. S-au realizat rulmenți cu căi de rulare metalice și corpuri de rulare din mase plastice sau din materiale ceramice (nitrura de siliciu), numiți și rulmenți hibridi.

Coliviile se execută din oțel, bronz și din mase plastice (ebonită, poliamide).

Tehnologie

Inelele se execută în funcție de mărime prin forjare, laminare dintr-un material forjat în prealabil sau prin turnare centrifugală. Se pot executa și prin tăiere din țevă. Inelele în stare brută se prelucrează pe strung până la dimensiuni finale. Se călesc în ulei la temperatura de 820° , se face o revenire înaltă și apoi rectificarea la dimensiuni finale cu toleranțele respective. Duritatea HRC = 58...65

Corpurile de rulare:

1. *Bilele* se execută prin matrițare la rece pentru $\phi < 20$ mm și la cald pentru $\phi > 20$ mm. Apoi se face o rectificare inițială pentru înlăturarea crustei și pregătire pentru tratamentul termic. Se călesc și prin revenire se obține o duritate HRC = 60 –65.

După tratament se face o rectificare finală, folosindu-se niște plăci pe care se așază o pastă de rectificat (ulei - substanțe compuse). Apoi urmează lustruirea care se face în tobe cu deșeuri de piele. După lustruire se face montarea bilelor în așa fel ca într-un același rulment bilele să nu difere mai mult de (2...5) μm .

2. *Rolele cilindrice* se execută pe strung automat direct din bară, după care urmează aceleași faze. Rolele conice au o tehnologie apropiată de bile: matrițare, recoacere, tratament termic, lustruirea, sortare.

3. *Coliviile* se execută din table de oțel prin ștanțare, bronz prin turnare, mase plastice prin injectare.

9.4. Fenomenul de oboseală. Fiabilitatea rulmenților

a) **Frecarea suplimentară de alunecare** Deși frecarea, teoretic, este numai de rostogolire, din cauza deformației elastice suferite de inele și corpurile de rulare, apare o frecare de alunecare, în special la bile și role butoiaș.

Iată cum se prezintă fenomenul.

Admițând că inelul este elastic iar bila rigidă, atunci bila va pătrunde în inel. În realitate și bila este elastică și, deci, se vor deforma diferit.

Din cauza acestor deformații, vitezele periferice ale diferitelor pete de contact nu mai sunt egale.

Vitezele fiind diferite rezultă alunecări în zonele I și II (fig.9.7). La fel se întâmplă și la role butoi. Numai în A_1 și A_2 avem rostogolire pură, în celelalte puncte fiind alunecări. Deci apare frecarea suplimentară de alunecare. La rolele cilindrice și conice nu avem o frecare suplimentară, căci contactul se face după o suprafață, însă această frecare apare pe margini (la capete).

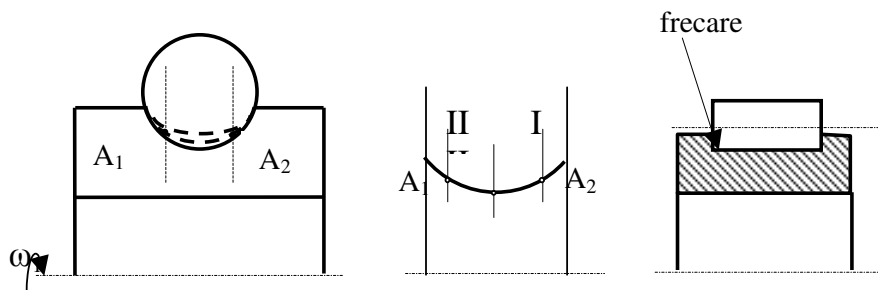


Fig.9.7

- Frecarea corpurilor de rulare de colivie;
- Frecarea inelelor pe colivie;
- Frecarea corpurilor de rulare și a inelelor cu lubrefiantul.

b) Repartizarea sarcinii pe elementele de rulare

Cazul 1 Rulmenți radiali cu un singur rând de bile.

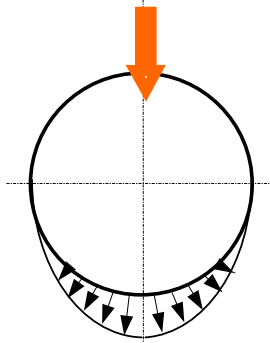


Fig.9.8

Cunoașterea repartizării sarcinii exterioare este necesară pentru a determina forța maximă care revine unui corp de rulare, respectiv inelului, în scopul dimensionării sau verificării corpului de rulare sau inelului. Forța F nu se repartizează decât pe partea inferioară a rulmentului (fig.9.8). Forța F se repartizează în mod inegal. Forța cea mai mare revine bilei 1 care este chiar pe direcția forței

$$\alpha = \frac{360}{z}$$

Ipoteze de calcul

- toate bilele au aceeași formă și aceleași dimensiuni (exact);
- nu există lubrefianți între bile și inel;
- nu există joc radial între bile și inel;
- bilele sunt executate din material omogen, izotrop și sunt elastice;
- inelele și carcasa se consideră rigide.

În baza acestor ipoteze, forțele sunt cele arătate în fig.9.9 – variabile.

Ecuția de echilibru, sub forma proiecției pe axe :

$$(1) \quad F = F_0 + 2F_1 \cos \alpha + 2F_2 \cos 2\alpha + \dots + 2F_n \cos n\alpha$$

sau

$$(2) \quad F = F_0 \left(1 + 2 \frac{F_1}{F_0} \cos \alpha + 2 \frac{F_2}{F_0} \cos 2\alpha + \dots + 2 \frac{F_n}{F_0} \cos n\alpha \right)$$

o ecuație cu mai multe necunoscute.

Facem apel la ecuațiile de deformații -legătură între forțe și deformații.

În cazul bilelor care un contact punctiform (teoretic) s-a găsit de Hertz relațiile:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_0 = cF_0^{2/3} \\ \delta_1 = cF_1^{2/3} \\ \vdots \\ \delta_n = cF_n^{2/3} \end{array} \right. \quad \text{unde } c = \text{elasticitatea}$$

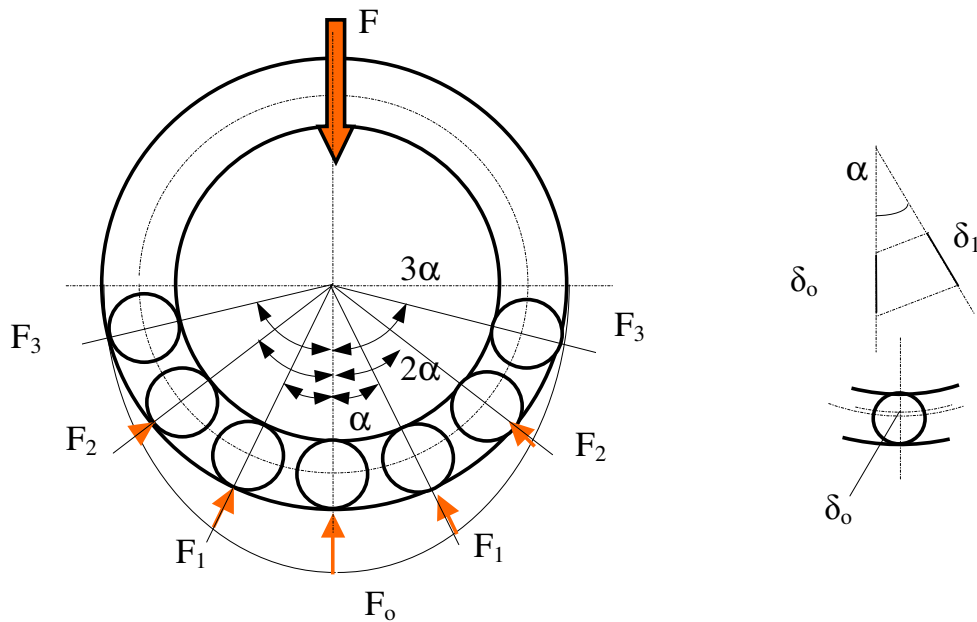


Fig.9.9

Însă o dată cu deformarea bilelor, coboară și carcasa, după aceeași cosinusoidală cu a forțelor

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \alpha \quad \frac{\delta_1}{\delta_0} = \cos \alpha \quad \frac{\delta_1}{\delta_0} = \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{și din ecuația lui Hertz} \Rightarrow$$

$$\delta_2 = \delta_0 \cos 2\alpha \quad \text{sau} \quad \frac{\delta_2}{\delta_0} = \cos 2\alpha$$

$$\delta_n = \delta_0 \cos n\alpha$$

$$\text{deci } \Rightarrow \begin{cases} \frac{F_1}{F_0} = \cos \alpha^{3/2} \\ \frac{F_2}{F_0} = \cos 2\alpha^{3/2} \\ \vdots \\ \frac{F_n}{F_0} = \cos n\alpha^{3/2} \end{cases} \quad \text{sau} \quad \frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{F_1^{2/3}}{F_0^{2/3}} = \cos \alpha \Rightarrow \frac{F_1}{F_0} \cos \alpha^{3/2}$$

Înlocuind în (2) $\Rightarrow F = F_0 (1 + 2 \cos^{5/2} \alpha + 2 \cos^{5/2} 2\alpha + \dots + 2 \cos^{5/2} n\alpha)$ și

$$\Rightarrow F_0 = \frac{F}{1 + 2 \cos^{5/2} \alpha + 2 \cos^{5/2} 2\alpha + \dots} = \frac{F}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} \alpha_i}$$

$$F_0 = \frac{zF}{z \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} \alpha_i \right)}, \text{ dacă } z = 10, \text{ s-a găsit } \frac{z}{1 + 2 \sum} = 4,36$$

$$z = 15, \text{ s-a găsit } \frac{z}{1 + 2 \sum} = 4,37$$

$$z = 20, \text{ s-a găsit } \frac{z}{1 + 2 \sum} = 4,38$$

S-a făcut media și $\Rightarrow F_0 = 4,37 \frac{F}{z}$

Cazul 2: Rulmenții cu 2 rânduri de bile s-a găsit :

$$F_0 = 2,6 \frac{F}{z} \approx 3 \frac{F}{z}$$

$$\delta_0 = cF_0^{9/10}$$

$$\delta_1 = cF_1^{9/10}$$

Caz 3: Rulmenții cu role s-a găsit

și

⋮

$$\delta_n = F_1^{9/10}$$

$$\Rightarrow F_0 = 4,6 \frac{F}{z} \quad \text{pentru un singur rând de role}$$

$$F_0 = 2,6 \frac{F}{z} \quad \text{pentru 2 rânduri de role}$$

Caz 4: Rulmenții axiali $\Rightarrow F_0 = \frac{F}{z}$ (teoretic), practic se constată că nu se

repartizează uniform sarcina pe cele z corpuri de rostogolire și se ia: $F_0 = \frac{F}{0,8z}$

c) Solicitățile corpurilor de rulare

Între corpurile de rulare și inele, contactul are loc teoretic într-un punct la bile și la role butoiaș, sau pe linii la celelalte corpuri. Din cauza deformațiilor elastice, contactul are loc pe niște suprafețe de contact mici în raportul cu dimensiuni corpurilor de rulare. Tensiunile se numesc tensiuni de contact local și studiul lor a fost făcut pentru prima dată de Hertz în baza următoarelor ipoteze:

- corpurile de rulare sunt omogene, izotrope și perfect elastice;
- solicitarea se menține tot timpul în domeniul elastic;
- suprafața de contact este foarte mică în raport cu dimensiunile corpurilor de rulare;
- forța este perpendiculară pe suprafața de contact, deci nu există forțe tangențiale;
- nu există lubrefiant între suprafețe, iar suprafața de contact nu este plană, dar este aplatisată.

Aplicarea acestui studiu în cazul bilelor se prezintă astfel (fig.9.10) :

Notăm diametrul bilei cu d_b , cu r_c – raza căii de rulare și R_i , R_e razele de curbură ale căilor de rulare. Această suprafață a fost calculată de Hertz. Repartizarea tensiunilor este spațială și are forma unui elipsoid (σ_z):

$$\sigma_z = \frac{3 F_0}{2 \pi_{ab}} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$$

pentru $x = 0, y = 0 \Rightarrow \sigma_{z \max} = p_{\max} = \frac{3}{2} \frac{F_0}{\pi ab}$

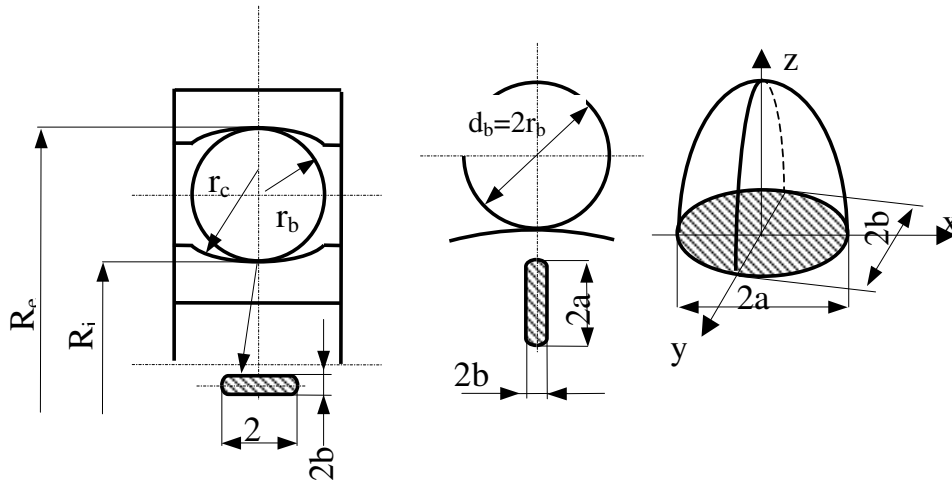


Fig.9.10

a) Solicitarea rolor cilindrice

Contactul are loc teoretic pe o linie de lungime l (fig.9.11). În realitate, din cauza deformațiilor elastice, contactul are loc după o suprafață dreptunghiulară, având dimensiunile l și $2b$.

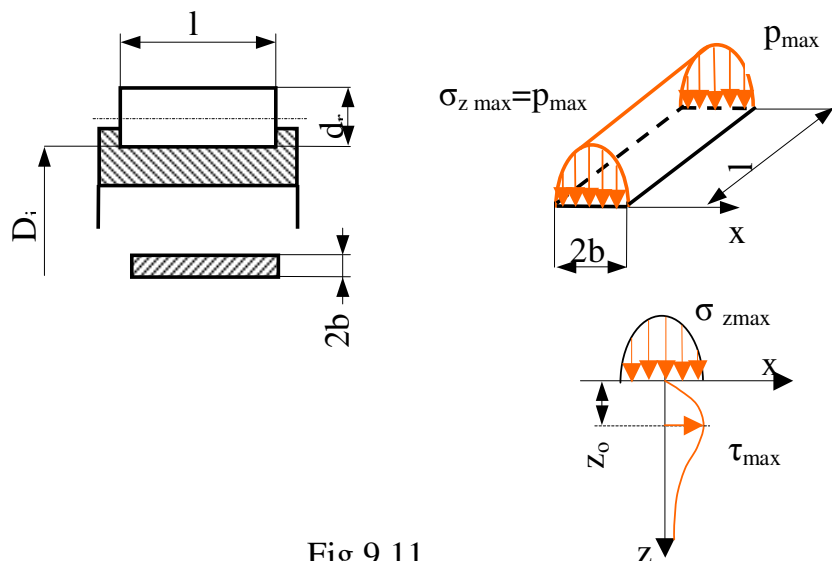


Fig.9.11

Repartiția presiunii pe această suprafață este pe un elipsoid (plan după o elipsă).

$$\sigma_{tn} = p_n = 0,418 \sqrt{\frac{F}{l} E_{red} \frac{1}{\rho_{red}}} \quad (\text{Hertz})$$

$$E_{rad} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1, E_2 – modul de elasticitate a materialului rolei și materialului inelului.

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{r_r} + \frac{1}{R_i} \quad \text{raport de curbură redusă}$$

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{F \rho}{E \cdot l}}, \quad \sigma_z = \frac{4 F}{\pi l b}$$

În afara tensiunilor normale σ_z există și tensiuni tangențiale, care însă nu sunt chiar pe o suprafață de contact, ci la o anumită adâncime sub suprafața de contact. Valoarea maximă a lui τ este $\tau_{max} = 0,31 \sigma_{z \max}$ și se găsește la o adâncime :

$$z_o = 0,47 a \quad \text{pentru rulmenți cu bile}$$

$$z_o = 0,39 b \quad \text{pentru rulmenți cu role}$$

a = semiaxa mică a elipsei

Datorită stării spațiale de tensiuni și timpului scurt de solicitare (contact), valoarea tensiunii este foarte mare (fără a se produce deformații plastice):

$$\sigma_{z \max} = 5000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{pentru bile}$$

$$\sigma_{z \max} = 3500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{pentru role}$$

Explicația fizică: Pentru deformarea locală trebuie să se deformeze întreaga masă a bilei care este foarte mare, în raport cu dimensiunea suprafeței de contact.

b) Fenomenul de oboseală la rulmenți

Dată fiind durata lungă de funcționare și variația permanentă a mărimii tensiunii, materialul bilelor este supus unor solicitări variate și \Rightarrow ca efect, oboseala în timp și, deci, uzarea.

Forma de oboseală este frecventă și foarte rar spargerea sau ruperea.

Fenomenul uzual este uzarea prin gropițe (pitting), deoarece sunt satisfăcute condițiile :

- existența unor mici fisuri care apar inițial la o adâncime sub suprafața de contact (deci, se produc din cauza tensiunii tangențiale τ);

- aceste fisuri sunt apoi lărgite de lubrefiant care pătrunde în ele și \Rightarrow mici cratere sau gropițe.

Se face constatarea că oboseala este datorată :

- mărimii și variației tensiunilor (în special τ)
- numărul de solicitări în unitatea de timp (frecvența solicitată).

Se pune întrebarea: când acest fenomen apare mai repede ? Când se rotește inelul interior sau inelul exterior al rulmentului ?

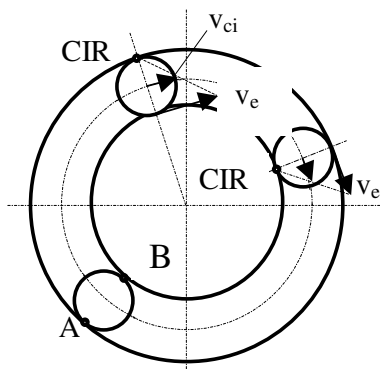
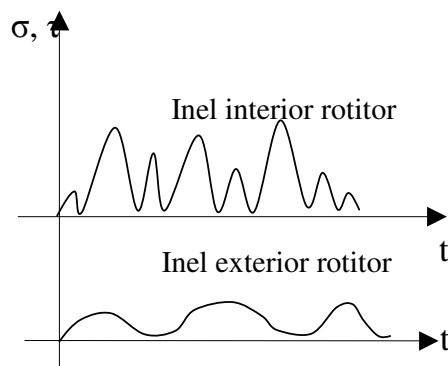


Fig.9.12

Pentru a răspunde la întrebare se consideră un rulment cu cele două inele (fig.9.12).

Cazul 1 - Se rotește inelul interior (1) - se observă că fiecare punct al său vine în contact cu corpurile rotitoare.

Reprezentăm grafic variația tensiunilor (σ, τ) în timp cu fiecare bilă rezultă o variație oarecare.



Ce se întâmplă pe inelul exterior care este fix. Variația se face după un ciclu pulsator cu amplitudine mai mică sau mai mare după punctul unde ne găsim.

Cazul 2 - Dacă s-ar roti inelul exterior, atunci punctul inelului interior ar varia după un ciclu pulsator rezultă un fenomen invers.

Deci nu avem o concluzie definită, care este situația cu solicitarea maximă.

Să urmărim alt aspect :

- dacă se rotește inelul interior – bilele au ca centru instantaneu de rotație (C.I.R.) punctul A,

- dacă se rotește inelul exterior – bilele au ca C.I.R punctul B.

În contactul din A, raza de curbura a inelului exterior este mai mare decât în punctul B deci tensiunile sunt mai mici, căci suprafața elipsei este mai mare.

Dacă se rotește inelul interior, tensiunile pe corpurile de rulare sunt mai mici.

Frecvența solicitărilor este dată de numărul de rotații ale corpurilor de rulare, deci de turația bilelor.

Dar cum $\omega_b = \frac{V_c}{d_m/2}$ unde V_c = viteza centrului bilei, d_m fiind același, viteza

unghiulară va fi cu atât mai mare, cu cât viteza V_c va fi mai mare.

- Dacă se rotește inelul interior $V_{c_i} = \frac{1}{2} V_i$ viteza periferică a inelului interior

$$= \frac{1}{2} V_i$$

- Dacă se rotește inelul exterior $V_{c_e} = \frac{1}{2} V_e$ dar $V_e > V_i \Rightarrow$ și $V_{c_e} \geq V_{c_i}$

și deci $\omega_{b_e} \geq \omega_{b_i}$

Deci viteza unghiulară și implicit frecvența este mai mare când se rotește inelul exterior. De aici concluzia că soluția optimă este să se rotească inelul interior.

9.5. Alegerea rulmenților

Se face pe baza *capacității dinamice de încărcare*, adică pe baza capacității rulmentului de a suporta sarcini exterioare în timpul rotirii sale, fără să apară pe unul din inele semne de oboseală. Se apreciază prin așa numita *durabilitate a rulmentului* sau a unei grupe de rulmenți.

Prin *durabilitatea unui rulment* se înțelege timpul exprimat în [rot] sau în [ore funcționare la turație constantă], până la care nu apar pe rulment semne de oboseală (gropițe - pitting).

Durabilitatea unei grupe de rulmenți – aparent identici se exprimă tot prin numărul de rotații sau numărul de ore funcționale la turație constantă, efectuate de 90% din numărul de rulmenți ai grupeii, fără apariția primelor semne de oboseală.

Capacitatea dinamică de încărcare de bază a rulmenților radiali se definește (STAS 7160) ca sarcina pur radială de valoare și direcție constante, la care o grupă de rulmenți aparent identici, cu inelul interior rotativ (exterior fix), ating durabilitate de 1 milion de rotații, fără apariția vreunui semn de oboseală.

Capacitatea de încărcare dinamic pentru rulmenți axiali se exprimă prin sarcina pur axială de mărime și direcție constante, la care rulmenții sau grupa de rulmenți axiali aparent identici, cu inelul de fus rotativ, atinge durabilitatea de 1 milion de rotații, fără să apară semne de oboseală.

Pentru stabilirea formulei de calcul, s-au făcut o serie mare de încărcări și s-au găsit următoarele relații :

$$L_1 F_1^p = L_2 F_2^p = \dots = 1 C^p = \text{constant} = L F^p,$$

unde: $F_1, F_2 \dots$ forțele echivalente (radiale, axiale)

$L_1, L_2 \dots$ durabilitățile [milioane de rotații].

p - exponent = 3 pentru bile

= 10/3 = 3,33 pentru role.

$$C = \text{capacitatea de încărcare} \Rightarrow C[N] \quad C = F^p \sqrt{L} \quad \text{sau} \quad L = \left(\frac{C}{F} \right)^p$$

$$L = \frac{60nh}{10^6} \text{ [milion rotații]}$$

unde: n = rotații/minut

h = număr de ore.

Sarcina echivalentă F este sarcina pur radială la rulmenții radiali și pur axială la rulmenții axiali de mărime și direcție constante, la care un rulment radial cu inelul interior rotativ, respectiv un rulment axial cu inelul de fus rotativ atinge aceeași durabilitate, ca și în condițiile reale de funcționare.

Expresia sarcinii echivalente F depinde de felul rulmenților.

Pentru rulmenții radiali cu bile $F = XF_r + YF_a$

în care: X = coeficient radial

F_r = sarcina radială

F_a = sarcina axială

Y = coeficient axial și are semnificație de a transforma sarcina axială în sarcină radială.

Valorile lui X și Y se dau în tabele în funcție de F_a/F_r

$$X = f\left(\frac{F_a}{F_r}\right) \text{ și } \frac{F_a}{C_0}$$

unde C_0 = capacitatea statică de încărcare care se exprimă prin forța statică (de repaos), care produce o deformare permanentă de 0,0001 d, (d = diametrul corpului de rulare) în punctul cel mai încărcat al corpului de rulare cu inelele.

Având forța echivalentă F și având durabilitatea L se poate calcula capacitatea de încărcare dinamică și apoi din catalog să se aleagă pentru tipul respectiv de rulmenți, rulmentul corespunzător (pentru diametrul fusului).

Pentru rulmenții axiali formulele de bază sunt aceleași cu deosebirea notării:

$$F_a = XF_r + YF_a \text{ - X, Y aceleași semnificații, dar au alte valori.}$$

$$C_a = F_a \sqrt[p]{L}$$

$$L = \left(\frac{C_a}{F_a} \right)^p$$

Pentru rulmenții radiali axiali $F =$ forța echivalentă

$$F = XF_r + YF_a$$

X, Y aceleași semnificații, dar valori diferite.

Forța axială preluată de rulment se determină în funcție de forța axială de pe arbore și de modul de montaj al rulmenților.

Forța echivalentă pentru sarcini și turații variabile: În cazul în care forțele nu sunt constante ca mărime și nici turațiile de funcționare, se pune întrebarea cum se determină forța echivalentă?

Putem spune că avem un regim de funcționare care nu este constant.

Cum se procedează:

- Se calculează forța dinamică echivalentă corespunzătoare regimului nestaționar și restul calculului se face la fel :

De exemplu : F_1 acționează cu turația n_1 un număr h_1 de ore

F_2 acționează cu n_2 un număr de h_2 de ore

F_n acționează cu n_n un număr h_n de ore.

- Se pornește de la ecuația de bază a durabilității: $L_1 F_1^p = L_2 F_2^p = \dots = 1 C^p$
 ($L_i = 60 n_i h_i / 10^6$ cu turația n_i în rotații pe minut, durata de funcționare h_i la această turație în ore și numărul de cicluri de solicitare L_i în milioane) și se consideră efectul de oboseală cumulativ

$$\frac{60}{10^6} F^p n h = \frac{60}{10^6} \sum_1^n F_i^p n_i h_i \Rightarrow$$

$$F = \sqrt[p]{F_1^p \frac{n_1 h_1}{n h} + F_2^p \frac{n_2 h_2}{n h} + \dots + F_n^p \frac{n_n h_n}{n h}}$$

$p = 3$ pentru bile și $p = 10/3$ pentru role

Cum luăm pe n și h ? – se iau arbitrar.

Se recomandă $n =$ turația pentru care $h = h_{\text{maxim}}$ (cel mai mare număr de ore).
 $h =$ durata care vrem să o asigure rulmentul (la fel ca și în primul caz).

9.6. Montajul rulmenților

Dimensiunile rulmenților se aleg din STAS sau din cataloage. Tot aici se dau și ajustajele și toleranțele corespunzătoare rulmenților, respectiv se precizează că inelul interior se montează pe fus după sistemul alezaj unitar iar inelul exterior se montează în carcasă după sistemul arbore unitar. Toate abaterile sunt negative.

Ca ajustaje – cu strângere, dar cel mai frecvent ajustaje intermediare – STAS 6671, sau tabele din cataloagele de rulmenți.

Clasa de precizie, de obicei 6 , 7.

	Arbore	Carcasă
Solicitare locală	h6; g6; f6	H7; H8; G7
Încărcări rotative și oscilatoare	h5; g5; m5, 6; r5, 6	H6; J6; K6; K7; M7; H7; R7

Scheme de montare a rulmenților (fig.9.13)

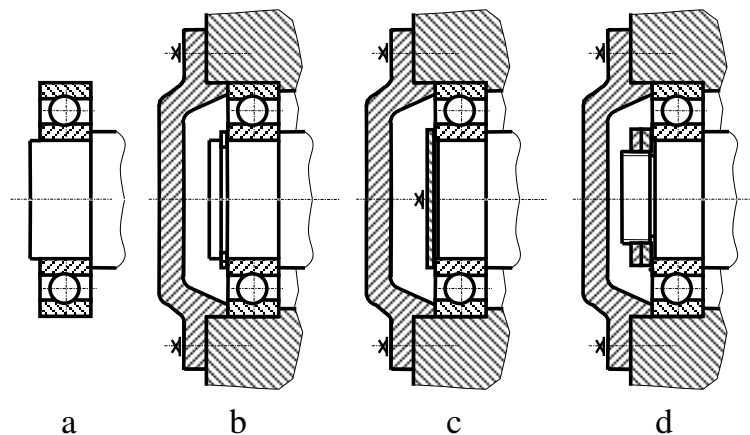


Fig. 9.13

Schița a) – este reprezentată montarea inelului interior pe fus cu strângere, deci fără elementele suplimentare de evitare a deplasărilor axiale.

Schița b) – inelul interior este blocat cu ajutorul unui inel elastic între un locaș practicat în fus.

Schița c) – inelul interior este blocat cu ajutorul unei plăci fixate cu șurub pe capul arborelui.

Schița d) – același inel fixat suplimentar cu piuliță și contrapiuliță.

Inelul exterior poate fi fixat în carcasă, fie limitându-i deplasarea în ambele sensuri (ca în fig.9.13.c), sau poate fi limitat numai spre capac (fig.9.13.d), ca varianta c, dacă totuși trebuie să asigure deplasarea axială, atunci între capac și carcasă se montează o garnitură și se creează un mic joc.

În ceea ce privește montajul rulmenților radiali de la ambele capete ale arborelui, în practică se întâlnesc 2 scheme de montaj :

- flontanț
- rulment conductor și condus.

În *schema de montaj flontanț* rulmenții se montează pe fus fără nici un fel de asigurare suplimentară, iar inelul exterior este limitat numai de capac.

Avantaje

- construcție simplă
- tehnologie ușoară
- piese puține.

Dezavantaje

- necesită toleranțe foarte precise între fus și inelul interior și între carcasă și inelul exterior, pentru a sigura montarea fără efecte dăunătoare.
- arborii trebuie să fie scurți.

În acest caz, forțele echivalente din cei doi rulmenți se determină pe baza forțelor radiale respective (reacțiunile din reazeme) și de forța axială de pe

arbore. Se consideră cazul cel mai defavorabil posibil și anume că rulmentul cu încărcarea radială cea mai mare preia și forța axială de pe arbore.

În schema de montaj cu rulment conducător și condus unul dintre rulmenți are inelele interioare și exterioare fixate axial suplimentar (*rulment conducător*), iar celălalt rulment are fixat axial numai un inel (*rulment condus*).

Avantaje

- universalitate – orice fel de lungime de arbore
- nu necesită toleranțe prea strânse.

Dezavantaje

- construcție mai complexă
- piese mai multe.

Soluția optimă se obține în urma unui calcul economic și care să corespundă și scopului.

Din punctul de vedere al calculului forțelor echivalente, se consideră ca încărcare optimă a rezemării, cazul în care rulmentul cu reacțiunea radială cea mai mică este complet fixat axial (*rulment conducător*) și va prelua și forța axială de pe arbore, iar celălalt rulment ca fiind *condus* (cu reacțiunea radială preluată mai mare) și deci nu are ambele inele complet fixate axial

Scheme speciale de montaj

1. Montarea rulmenților pe o bucă conică (fig.9.14)

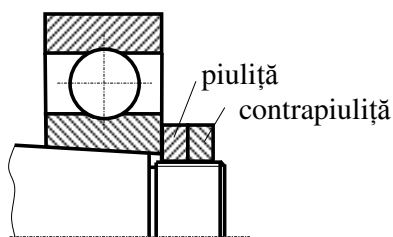


Fig.9.14

Pe arbore se montează o bucă conică elastică prin locul unde nu există aumeri.

Se recomandă la arborii verticali.

Deci, nu trebuie un rulment cu alezaj conic.

Piulița și contrapiulița împing rulmentul pe buca conică.

2. Montajul rulmenților cu strângere – de obicei rulmenții radial- axiali cu bile sau cu role conice care se montează perechi. Pentru transmiterea reacțiunilor

este necesară strângerea inelelor cu ajutorul unor asamblări filetate, montate pe carcasă sau pe arbore.

a) Montajul în "X" (fig.9.15)

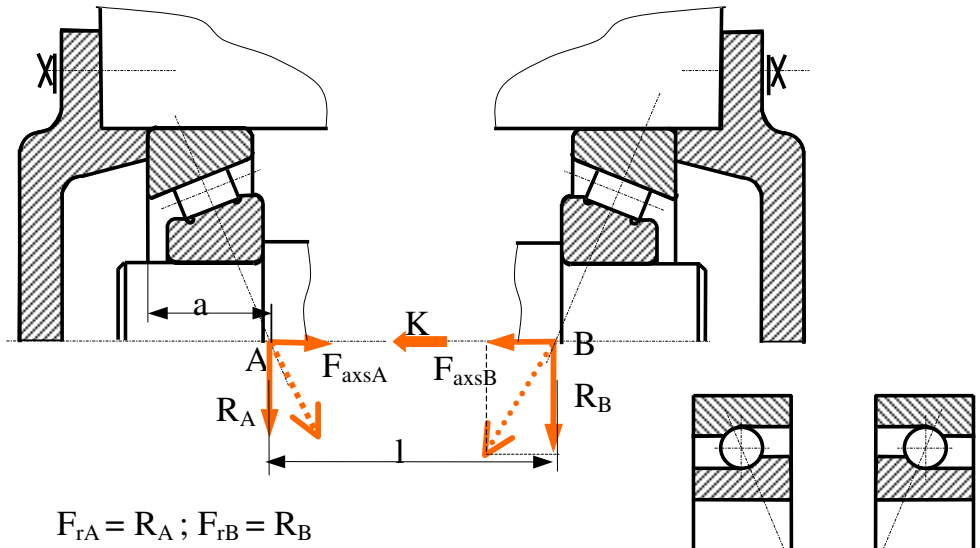


Fig.9.15

Se recomandă rezemării arborilor lungi cu forțele între reazeme.

Denumirea montajului provine din forma descrisă de normalele la axele corpurilor de rostogolire (aproximativ litera **X**).

Calculul forțelor echivalente din fiecare rulment are unele particularități, ca urmare a forțelor axiale suplimentare F_{axs} din fiecare rulment.

Pentru rulmenții radial-axiali cu role conice,

$$F_{axs} = 0,5 F_r / Y$$

unde F_r este forța radială din rulmentul considerat și Y este coeficientul de echivalare a forței axiale.

Pentru rulmenții radial-axiali cu bile,

$$F_{axs} = e F_r$$

Referitor la acești coeficienți (Y , e) se fac următoarele precizări:

Pentru rulmentul radial axial cu role conice, coeficientul Y este specificat pentru fiecare rulment în parte – tabel funcție de simbolul rulmentului;

Pentru rulmentul radial-axial cu bile coeficientul e se alege prin interpolare, ca funcție de raportul F_a / C_o , F_a fiind forța axială posibilă de a fi preluată și se estimează a fi forța axială de pe arbore K_a iar C_o este capacitatea statică de încărcare, dată în catalogul de rulmenți sau în standarde.

De menționat că un rulment radial- axial poate prelua forța axială numai într-un singur sens, funcție de montajul său pe arbore. Astfel, rulmentul A la montajul în X preia forța axială de arbore numai în sensul de la A spre B, iar celălalt rulment (B) poate prelua forța axială de la B spre A.

Pentru stabilirea forței axiale din fiecare rulment (A și B), se face următorul raționament:

- se consideră forțele radiale preluate de fiecare rulment cunoscute (reacțiunile radiale F_{rA} , F_{rB}), astfel că se determină forțele axiale suplimentare F_{axsA} , F_{axsB} ca mărime și sens, știind că rezultanta dintre forța radială și cea axială este normală pe rolă și pe calea de rulare ($R_{A tot}$, $R_{B tot}$);

- se stabilește rezultanta celor trei forțe de pe direcția axei arborelui: K_a , F_{axsA} și F_{axsB} ;

- în funcție de sensul acestei rezultante axiale, se stabilește care rulment (A sau B) preia rezultanta cu acest sens; de exemplu, presupunem că sensul rezultantei este de la B la A: rulmentul din A poate prelua forța axială cu acest sens și deci forța axială preluată de rulmentul A este

$$F_{aA} = F_{axsB} + K_a$$

iar forța axială preluată de rulmentul B este

$$F_{aB} = F_{axsB} .$$

Dacă sensul rezultantei este de la A la B, atunci forțele axiale preluate de cei doi rulmenți sunt

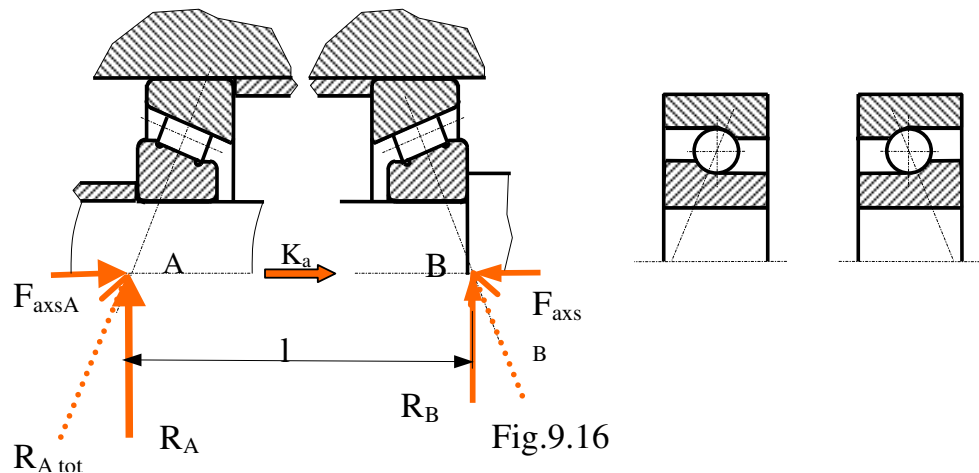
$$F_{aB} = F_{axsA} - K_a ,$$

$$F_{aA} = F_{axsA} .$$

Analog se analizează și alte cazuri posibile de încărcare (K_a alt sens, reacțiunile radiale cu alte mărimi și sensuri).

După cunoașterea forțelor axiale preluate de fiecare rulment, se poate determina forța echivalentă și apoi durabilitatea fiecărui rulment.

a) Montajul în "O" (fig.9.16)



Se recomandă pentru rezemarea arborilor cu forțe în consolă. Denumirea montajului provine de la forma descrisă de normalele la axele corpurilor de rostogolire, aproximativ litera O.

Forțele axiale suplimentare F_{axsA} și F_{axsB} au sensuri diferite față de cele de la montajul în X.

Calculul forțelor axiale preluate de fiecare rulment se face cu același raționament, descris la montajul în X.

Condiții generale de păstrare și montaj

- înainte de montaj trebuie feriți de coroziune și ruginită.
 - se recomandă ca rulmenții să fie menținuți în ambalajul fabricii până în momentul montării.
 - Din punct de vedere al montajului :
 - Se vor evita la montaj înțepenirile și blocările corpurilor de rulare.
 - Se va asigura perfecta centricitate a arborelui cu găurile carcasi – se recomandă ca găurile să se dea dintr-o singură trecere și cu aceeași sculă;
- Fixarea poziției axiale a arborelui se face numai cu un singur rulment, de regulă montat la jumătatea arborelui sau la rulmentul (lagărul cel mai încărcat).

- dacă se montează un rulment axial, atunci toți rulmenții radiali trebuie să aibă posibilitatea deplasărilor axiale.
- se va asigura deplasările sau dilatățile axiale ale arborelui – deci unul din rulmenți trebuie să aibă posibilitatea deplasărilor axiale.
- trebuie să se asigure ungerea suficientă a rulmenților.
- rulmenții radiali axiali se vor monta perechi
- asigurarea unor rigidități perfecte în zona de montaj prin grosimea pereților sau nervuri.
- asigurarea unor etanșități sigure pentru a împiedica scurgerea lubrefianților sau pătrunderea impurităților din mediul de lucru.

9.7. Ungerea rulmenților

Ungerea rulmenților are ca scop:

- micșorează frecarea;
- ușurează deplasările axiale ale rulmenților;
- protejează contra coroziunii;
- evacuează căldura – rol de răcire;
- amortizează vibrațiile și șocurile;

Ungerea se poate face în funcție de turație, de temperatură, de mediul ambiant, de dimensiunea rulmenților și de încărarea cu - unsoare consistentă

- uleiuri

În funcție de viteză

- la viteze de $v = 5 \dots 6$ m/s se pot folosi, atât uleiuri, cât și unsoare, temperatura va hotărî când se va folosi uleiul sau unsoare.
- la viteze de $v > 6$ m/s se folosesc numai uleiuri.

În funcție de temperatură

- la temperaturi mai mici de 0° , se folosesc numai uleiuri, al căror punct de congelare să fie cu $15^{\circ}\dots 20^{\circ}$ mai jos decât temperatura de funcționare (de regim).
- la temperaturi $t = (0\dots 70)^{\circ}\text{C}$, se folosesc uleiuri sau unsori, viteza hotărând care.
- la temperaturi $t = (70\dots 80)^{\circ}\text{C}$, se folosesc tot unsori sau uleiuri, uleiuri cu atât mai vâscoase, cu cât temperatura este mai mare.
- peste temperaturi mai mari de 80° , se folosesc uleiuri și anume foarte vâscoase.

În funcție de mediu

- în mediu cu praf, gaze, vapori de apă, se folosesc unsori, dacă temperatura și viteza permit acest lucru.
- dimensiunile rulmenților, cu cât sunt mai mici, cu atât necesită uleiuri cu vâscozitate mai mică.
- cu cât încărcarea este mai mare, lubrefianții sunt mai vâscoși.

Dispozitive de ungere

- în general, aceleași ca și la lagărele cu alunecare, există însă și construcții speciale;
- pentru unsori consistente se folosesc casete de unsoare = spațiul dintre capac și rulment;
- pentru uleiuri se folosește foarte mult sistemul ungerii prin barbotare, stropii sunt aruncați direct din baie sau din buzunarul lagărului;
- la rulmenții cu turații foarte mari și de importanță deosebită se folosește ungere cu ceață de ulei obținută prin pulverizare, venind prin conducte într-o priză, unde vine și aer comprimat.

Lubrefianți - lichizi (uleiuri) → Tb, H, Te, L, K, TIN, T, M

- plastici (unsori) → RUL, UM

- solizi –coliviile din materiale autolubrifiante (teflon + bronz + S_2Mo , teflon + fibră sticlă + S_2Mo , teflon + Ag + Se_2 , W).

Criterii de alegere :

- * - mărimea rulmentului
- turația
- sarcina
- temperatura funcționării

ținându-se cont de condițiile de lucru:

- $t < 50^{\circ} \Rightarrow v = 16-37$ c St ($50, 80^{\circ}\text{C}$) $37-75$ c St

- $t < 120$ 75 c St

- $t < 150$ 220 c St

** produsul $d_m n = n (D+d)/2$ (mm · rot/min)

$\leq 50.000 \rightarrow$ unsoare consistentă.

50.000-300.000 \rightarrow uleiuri minerale, unsori.

300.000-600.000 \rightarrow uleiuri minerale cu vâscozitate redusă, cu fitil sau ungere cu ceață.

600.000-1.200.000 \rightarrow uleiuri minerale, ungere sub presiune, ungere ceață.

71.200.000 \rightarrow răcire obligatorie.

*** asigurarea peliculei de lubrefiant în regim EHD

Cantitatea de lubrefiant. Perioadele de ungere.

- uleiul să nu depășească centrul corpului inferior de rostogolire;
- timp: ≈ 6 luni
- unsori – în locașul rulmenților – $1/2 \dots 3/4$ din volumul liber din carcasă în funcție de turație: pentru $n = n_{lim}$ se introduce $\frac{1}{3}$ din volum; $d_m n < 10.000 \rightarrow$ plin 1/1

Sisteme de ungere:

- * *cu ulei* - ungere baie
- ungere prin picurare din rezervor
- ungere prin barbotare
- ungere cu ceață prin barbotare

- ungere cu fitil
- ungere cu ceață de ulei
- carcasă

**cu unsoare- centralizată

9.8. Etanșarea lagărelor cu rulmenți

Etanșarea lagărelor cu rulmenți este valabilă și pentru lagăre de alunecare.

Scop:

- împiedicarea pierderii lubrefianților de la rulment spre exterior
- împiedicarea pătrunderii unui exces de lubrefiant venit din interiorul mașinii
- împiedicarea pătrunderii impurității din afară spre rulment.

Metode (a se vedea capitolul 10 - Etanșarea în construcția de mașini)

9.9. Ghidaje cu rostogolire

Ghidajele de rostogolire sunt (ca și ghidajele cu alunecare) organe de rezemare care asigură deplasarea unor subansambluri (mese, sănii suportți etc.)

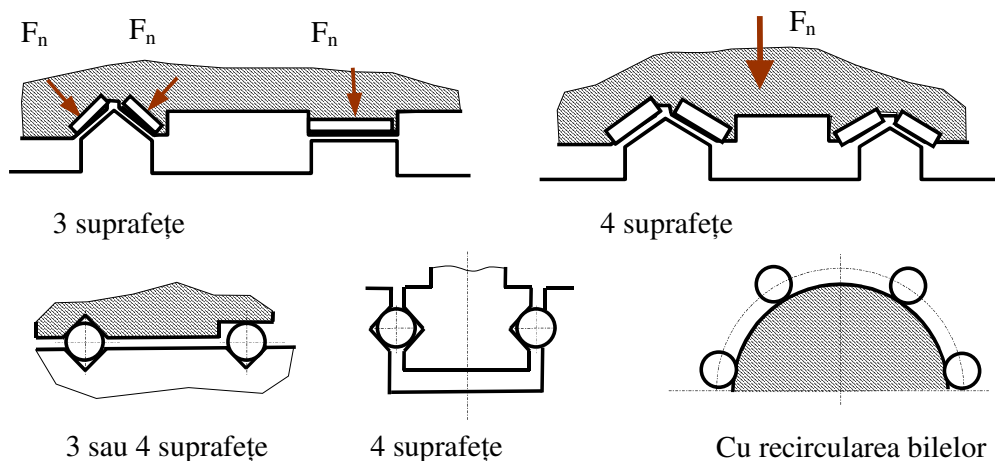


Fig.9.17

într-o anumită poziție, asigurând precizia necesară și preluarea forțelor (a se vedea paragraful 8.6 , fig.8.7). Ghidajele cu rostogolire pot fi cu 2, 3 sau mai multe suprafețe (fig.9.17)

Elemente de calcul: pentru ghidajele cu rostogolire se determină presiunea de contact cu relațiile lui Hertz:

$$\text{role : } p_{H_{max}} = 0,418 \sqrt{\frac{F_0 E}{br}} \leq p_{H_{adm}} \quad 10^3 \dots 1,2 \cdot 10^3 \text{ MPa pentru role din oțel}$$

$$\text{bile : } p_{H_{max}} = 0,3883 \sqrt{\frac{F_0 E^2}{r^2}} \leq p_{H_{adm}} \quad 1,8 \cdot 10^3 \text{ MPa pentru bile din oțel}$$

250...300 MPa pentru role din fontă

450 MPa .pentru bile din fontă

Bibliografie

1. Manea Gh.- Organe de mașini. Edit.Tehnică, București, 1970
2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit.Tehnică, București,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. Gafitanu ș.a. – Rulmenți, Editura Tehnică, București, 1987
5. Sandu I.s.a. – Ghidajele mașinilor unelte, Editura Tehnică, București, 1967.
6. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.

?? Intrebări recapitulative

1) Pentru aceeași sarcină radială, care dintre rulmenții de mai jos sunt mai solicitați:

a) rulmenții cu bile;

b) rulmenții cu role.

- 2) Care este principala cauză de scoatere din funcțiune a rulmenților:
- a) deteriorarea corpurilor de rostogolire;
 - b) oboseala superficială (pe căile de rulare);
 - c) deteriorarea fusului.
- 3) Care este mărimea diametrului arborelui pe care se montează rulmentul radial cu bile 6205:
- a) 50 mm;
 - b) 25 mm;
 - c) 20 mm.
- 4) Coliviile rulmenților au rolul:
- a) de a ține corpurile de rostogolire echidistante între ele;
 - b) de a nu lăsa corpurile de rostogolire să se rotească;
 - c) de a nu lăsa impuritățile să pătrundă în interiorul rulmentului.
- 5) Alegerea rulmenților se face:
- a) în funcție de diametrul arborelui pe care se montează;
 - b) în funcție de capacitatea dinamică de încărcare;
 - c) ținând seama de forțele care acționează asupra arborelui;
 - d) în funcție de durabilitatea rulmentului.
- 6) Calculul de verificare al rulmenților constă în:
- a) stabilirea duratei de funcționare $L_h > L_{hadm}$;
 - b) stabilirea capacității dinamice $C > C_{catalog}$.

10. Etanșarea în construcțiile de mașini

10.1. Definiție. Alegere

Etanșare = un element sau un ansamblu de elemente, integrate sau nu în construcțiile de ansamblu, a căror funcție este de a împiedica circulația de fluide sau de particule între spații separate.

Clasificare :

- fixe - fără garnitură (1)
- cu garnitură (2)
- Etanșări - mobile
 - fără contact
 - Interstițiu (3)
 - Labirint (4)
 - Efect centrifugal (5)
 - cu contact - radiale
 - Segmenti (6)
 - Inel profilat și manșetă (7)
 - Presetupă (8)
 - axiale
 - Simple (9)
 - Compensate HS
 - HD
 - THD

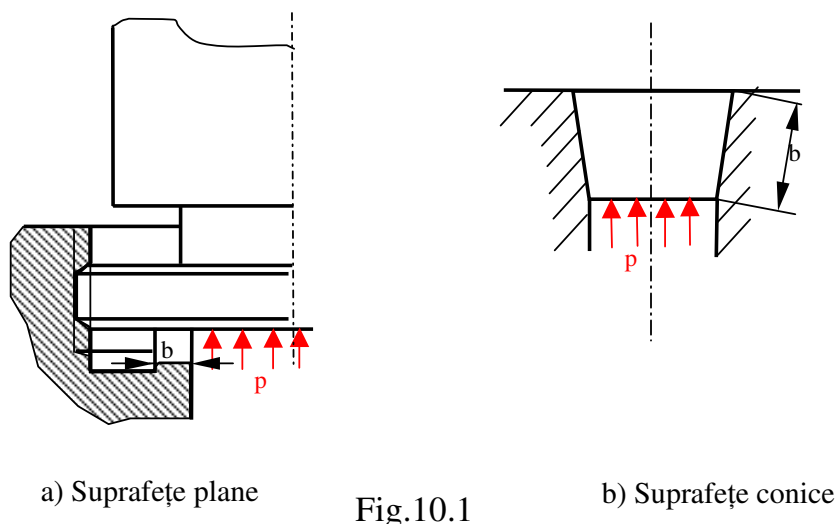
Criterii de alegere

- a) Viteza fluidului (v)
- orice viteză: (4), (9), (10)
 - $v < 14$ m/s: (6), (8)
 - $v < 2...3$ m/s: (3), (8)
 - $v < 1$ m/s: (7)
- b) Temperatura, °C- nelimitată: (4)
- < 1200-1400: (6), (8), (9), (10)
 - medie: (6), (8), (9), (10)
 - < 40: (6), (8), (9), (10)

- c) Presiune, MPa < 500-600: (7), (9), (10)
 - 0,3-40: (4), (6), (7), (8)
- d) Etanșare - Perfectă: (1), (2), (7)
 - Satisfăcătoare: (6), (7), (9), (10)
 - Slabă: (4)
- e) Uzură - Redusă: (3), (4)
 - Moderată: (6), (8), (9), (10)
 - Ridicăta: (7), (8)

10.2. Etanșări fixe

- (1) Etanșări fără garnituri (fig.10.1)– pentru elemente care nu se demontează sau se demontează foarte rar: - suprafețe plane
 - suprafețe conice (de preferat)



Presiunea de etanșare : $p_e = (p_0 + cp)\sqrt{0,05b}$

p_0 = funcție de mediul de etanșat = 1,5 MPa pentru apă
 =5 MPa pentru abur

$c = 1,2...1,5$ coeficient

b = element dimensional

Forța de etanșare : $F_e = p_e A_e$ A_e = aria de etanșare (m)

(2) Etanșări cu garnitură

Materialele pot fi moi sau tari (metalice) – fig.10.2

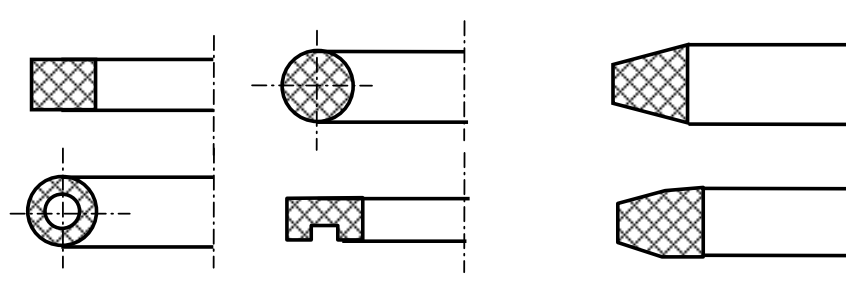


Fig.10.2

Se deformează, astfel că se crează presiuni de contact suficient de mari ca să depășească presiunile fluidului de etansat (fig.10.3).

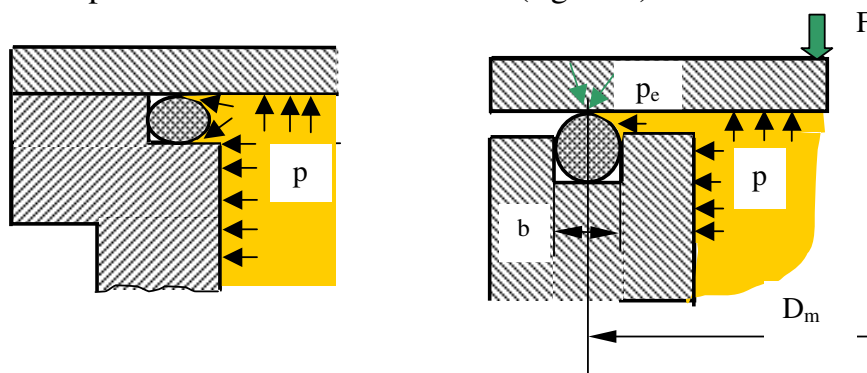


Fig.10.3

Calculul forțelor necesare

-) În funcționare
-) La montaj
-) In funcționare: $F' = 1,2 F_{\text{fluid}} + F_e + F_t$

unde : $F_{\text{fluid}} = p \frac{\pi D_m^2}{4}$; $F_e = \pi D_m b_{ef} p_e = \pi D_m b_{ef} mp$

în care $b_{ef} = 0,5 b$ pentru garnituri netede

0,38b pentru garnituri profilate

0,125b pentru garnituri ovale

m = coeficient : funcție de materialul garniturii/exemplu:

cauciuc m = 0,5+1,0

azbest m = 0,75-1

cupru m = 4

F_t = forța determinată de dilatări termice

$$F_t = \sigma_{ts} A_s + \sigma_{tg} A_g = \epsilon_s E_s A_s + \epsilon_g E_g A_g = (1 + \alpha_s \Delta t_s) E_s A_s + \frac{s_g}{L} E_g A_g$$

indicii: s = șurub; g = garnitură; σ_{ts} , σ_{tg} - tensiunile termice din șurub, respectiv garnitură; A_s , A_g - ariile secțiunii șurubului și garniturii; E_s , E_g - modulele de elasticitate ale materialelor șurubului și garniturii; α_s - coeficientul de dilatare liniară a materialului șurubului; s_g = grosimea garniturii; L = lungime șurub

●●) În condiții de montaj

$$F'' = \pi D_m b_{ef} \sigma_{strivire} \leq F'$$

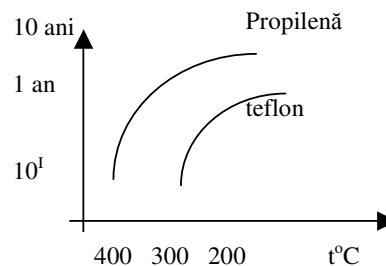
în care $\sigma_{strivire}$ = tensiunea de strivire, dependentă de materialul garniturii:

$\sigma_{strivire} =$ 3,5 MPa pentru cauciuc

2,8 MPa pentru azbest

90 MPa pentru cupru

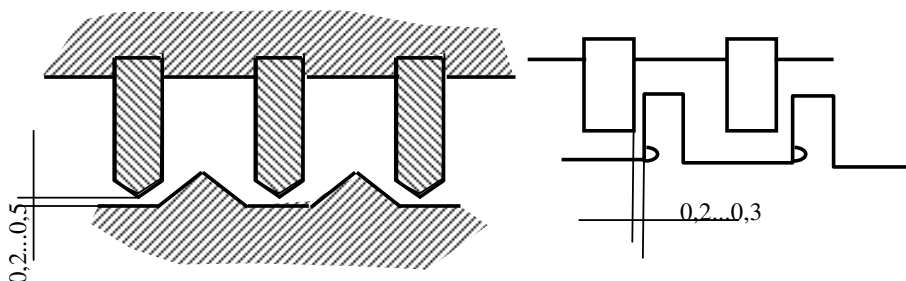
Durabilitatea = f (temperatură)



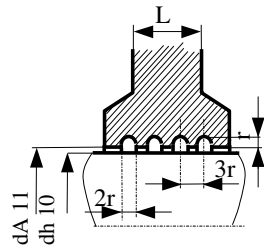
10.3. Etanșări mobile

a) Fără contact

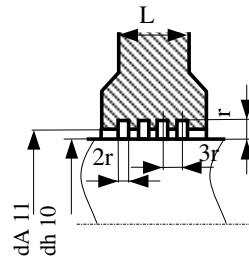
(3) Interstiții



(4) Labirint



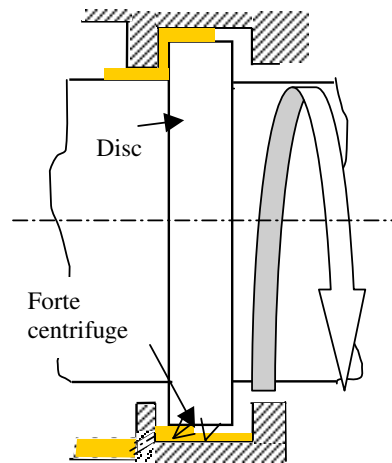
Labirint radial cu canale circulare



Labirint radial cu canale dreptunghiulare

Debit de scopări $Q = k p^a$; $k, a = \text{constante}$, dependente de geometria labirintului și caracteristica fluidului

(5) Etanșări centrifugale



b) Etanșări cu contact

b₁) Radiale – segmenti (6)

$$b = (0,75 \dots 2) t$$

$$D/t = 16 - 24 \text{ instalații hidraulice}$$

$$= 25 - 37 \text{ compresoare}$$

$$D/b = 9 \dots 13$$

Radiale – inele profilate și manșetă (8 fig.10.4)

Recomandari de utilizare

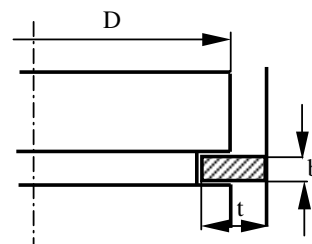
Mansete de etansare STAS 7950-71

$$p < 3 \text{ MPa}$$

$$p \leq 30 \text{ MPa}$$

$$p < 0,1 \text{ MPa}$$

$$p < 1,4 \text{ MPa}$$



$v < 10 \text{ m/s}$ $v \leq 0,40 \text{ m/s}$ $v < 7 \text{ m/s}$ $v < 3,8 \text{ m/s}$
 $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ (rugozitatea fusului)

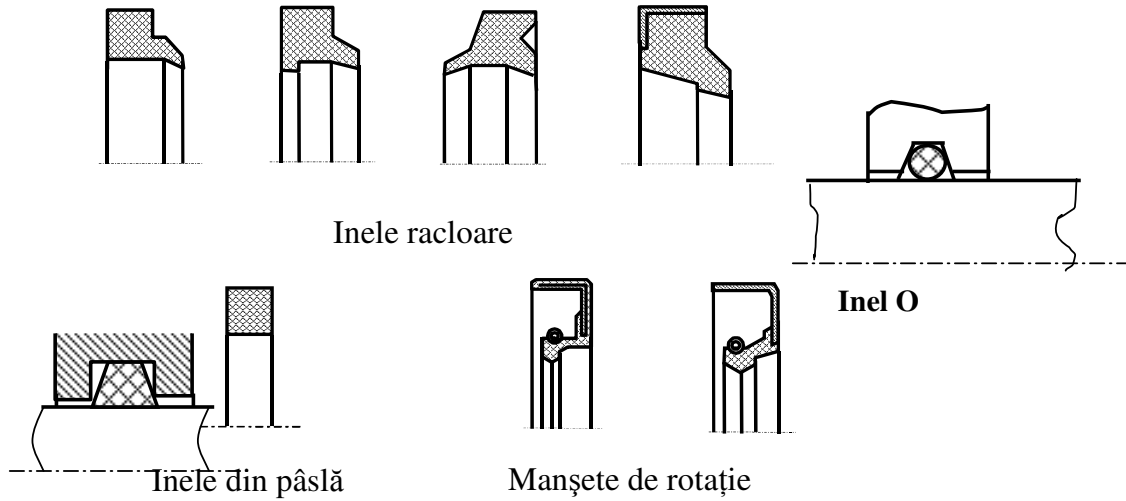
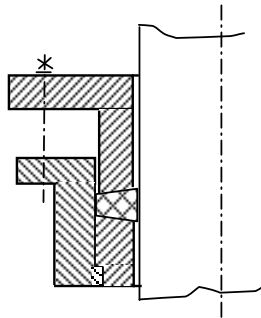


Fig.10.2

Radiale – cu presetupă (8)

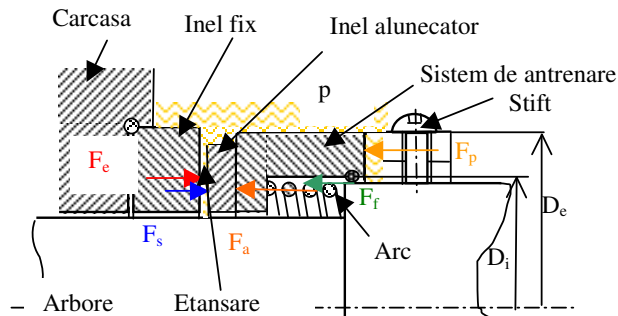


b₂) Etanșări cu contacte axiale (9)

Grupa	p, MPa	v, m/s	pv, MPa m/s
I	$\leq 0,1$	≤ 10	≤ 1
II	≤ 1	≤ 10	≤ 5
III	≤ 5	≤ 20	≤ 50

IV	> 5	> 20	> 50
----	-----	------	------

Elemente componente:



Materiale :

funcție de mediu :

- materiale plastice (teflon, poliamidă, cauciuc)
- materiale ceramice pe fază de carbon impregnate cu

materiale plastice

- materiale metalice: aliaje de Ni-O₂, oxizi (MgO, Al₂O₃), carburi

Fiabilitatea etanșării axiale

- asigurarea rezistenței mecanice
- asigurarea contactului permanent
- uzură redusă
- durabilitate

$$F_p = \pi p \frac{D_e^2 - D_i^2}{4} - \text{forța axială determinată de fluid (p- presiunea fluidului de etansat)}$$

etansat)

F_a – forța din arc

F_s – forța determinată de fluid pe suprafața de separație

F_f – forța de frecare

F_e – forța de etanșare

$$\Rightarrow F_e + F_s = F_p + F_f + F_{\text{arc}} \rightarrow \text{pentru dimensionarea pieselor componente.}$$

Pentru presiuni foarte ridicate, ca și pentru evitarea uzurii prea rapide, se folosesc unele construcții speciale, care realizează o creștere a presiunii p_s pe interfață:

- introducerea prin canale adecvate a unui fluid cu rol de lubrifianț, portanță hidrostatică și etanșare prin baraj de presiune

- realizarea unei portanțe hidrodinamice prin practicarea unor canale pe una dintre suprafețele de etanșare care să determine deformații termice sau mecanice controlate și zone de portanță hidrodinamică cu grosimi de film variabile

Bibliografie

1. Cristea V. – Etanșări, Edit. Tehnică, București 1973
2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit.Tehnică, București,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. Draghici I etc. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1982

?? Intrebări recapitulative

1) Pentru alegerea unui sistem de etanșare eficient trebuie să se țină seama de:

- a) viteza fluidului;*
- b) temperatură;*
- c) presiune;*
- d) calitatea suprafețelor*
- e) calitatea lubrifianului.*

2) Etanșarea organelor de rezemare a arborilor transmisiilor mecanice are în vedere:

- a) etanșarea interioară pentru menținerea lubrifianului în zona de ungere;*
- b) evitarea pătrunderii din exterior a unor impurități;*
- c) atât etanșarea interioară cât și evitarea pătrunderii din exterior a unor impurități.*

11. CUPLAJE

11.1. Caracterizare. Rol funcțional

Cuplajele sunt organe de mașini care realizează legătura permanentă sau intermitentă între 2 arbori, cu scopul transmiterii mișcării de rotație și a momentelor de torsiune, fără modificarea valorilor nominale și a sensului acestora (fig.11.1).

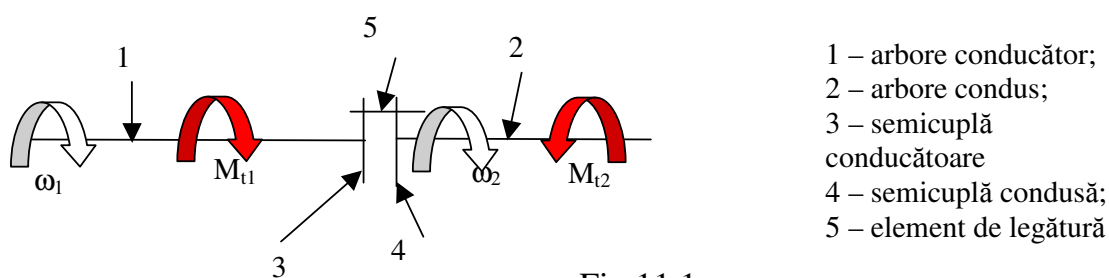


Fig.11.1

Cuplajele se pot utiliza și pentru realizarea legăturilor între un arbore și piesele montate liber pe acesta: roți dințate, roți de transmisie, roți pentru lanț.

Cuplajele pot servi ca elemente de siguranță (limitare de moment, turație, sens).

Obiectivele utilizării cuplajelor:

a) cuplarea arborilor chiar în cazul existenței unor abateri de la coaxialitate (radiale, unghiulare) sau în cazul existenței deplasărilor axiale;

b) modificarea frecvențelor proprii ale agregatului din care fac parte (cuplaje cu elemente elastice);

c) micșorarea efectului solicitărilor dinamice prin înmagazinarea unei energii potențiale la apariția supraîncărcărilor (cuplaje elastice) ;

d) cuplarea sau decuplarea arborilor în timpul mersului și sub sarcină (cuplaje intermitente = ambreiaje).

Clasificare:

1. permanente

- a) fixe (rigide)
- cu bucușe
 - cu manșon
 - cu flanșe
 - dințate

b) mobile (compensatoare) – cu elemente intermediare rigide

- abateri axiale
- abateri radiale
- abateri unghiulare
- abateri combinate
- cu elemente intermediare elastice - metalice
- nemetalice

2. intermitente (ambreiaje)

- după modul de transmitere a momentelor de torsiune
 - mecanice
 - electromagnetice
 - hidraulice
- după caracteristicile funcționale
 - comandate - cu comandă mecanică
 - cu comandă hidrostatică
 - cu comandă electromagnetică
 - automate - centrifuge (ω)
 - direcționale (sens)
 - siguranță

Într-un cuplaj acționează următoarele sarcini :

- momentul de torsiune util care trebuie transmis;
- sarcini dinamice care se manifestă în timpul regimului tranzitoriu;
- sarcini datorate șocurilor și vibrațiilor.

Mărimea acestor sarcini depinde de :

- tipul motorului de antrenare și al caracteristicilor sale mecanice
- construcția mașinii antrenate și regimului de lucru

$$M_{tc} = kM_t$$

unde : M_{tc} - momentul de torsiune de calcul

M_t - momentul de torsiune nominal : $M_t = P/\omega = 30P/(\pi n)$ [N.m] cu puterea P [W], viteza unghiulară ω [rad/s] și turația n [rot/min];

$k = k_1 \cdot k_2$ – coeficientul de suprasarcină

(k_1 -coeficient dependent de mașina motoare; k_2 – coefficient dependent de mașina de lucru)

Coeficientul k este funcție de:

k=f (masa accelerată,	mersul mașinii,	tip mașina lucru,	motoare)
-f.mică...mare	-uniform... șocuri f.mari	-ventilator..., m.ridicat	-M.A.I.- ..1)

Exemplu: $k=1,6...1,7$ pentru accelerația unei mese mici, a unei benzi transportoare cu mers uniform, acționarea cu motor cu ardere internă (MAI) cu 4 cilindri.

11.2. Elemente constructive și de calcul

ale cuplajelor permanente

11.2.1. Cuplaje permanente

a) Cuplaje fixe - îmbină rigid doi arbori formând un tot unitar. Utilizarea acestor cuplaje impune o coaxialitate perfectă a organelor cuplate, deoarece chiar abaterile foarte mici de la coaxialitate (radiale, unghiulare) produc tensiuni suplimentare importante în linia de arbori și reacțiuni periculoase în lagăre (contact pe muchii).

Cuplajele fixe pot prelua atât momente de torsiune M_t cât și momente de încovoiere M_i .

Exemple

a1) Cuplajul cu bucă (fig.11.2). La aceste cuplaje (nestandardizate), buca se execută din fontă sau OT. În variantă constructivă cu știft (fig.11.2.a) sau cu pene (fig.11.2.b)-

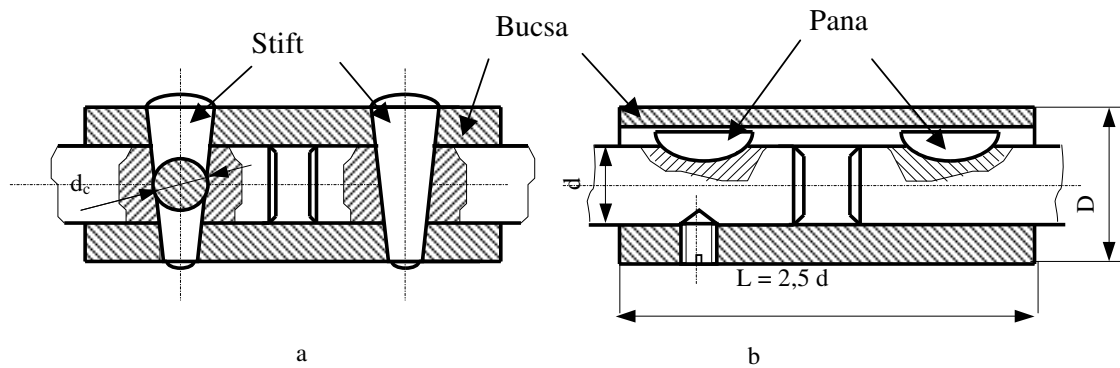


Fig.11.2

Constructiv $L=2,5 d$ și din condiția de egală rezistență la torsiune a arborelui și a bucei rezultă:

$$M_t \text{ capabil arbore} = M_t \text{ capabil bucă}$$

$$\frac{\pi}{16} d^3 \tau_{at} = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \tau'_{at} \quad \text{dar } \tau_{at} \approx (2 \dots 3) \tau'_{at}$$

$$\Rightarrow D = (1,4 \dots 1,7) d$$

Se face verificarea penelor la forfecare și strivire.

În locul penelor se introduc câte o dată două știfturi conice cu diametrul:

$$d_c \approx (0,2 \dots 0,3) d \Rightarrow$$

- se face o verificare la forfecare $F = \frac{M_{tc}}{d}$ (cuplu)

$$\tau_f = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_c^2} \leq \tau_{af}$$

a2) Cuplaje cu manșon secționat (fig.11.4) (STAS 870-)

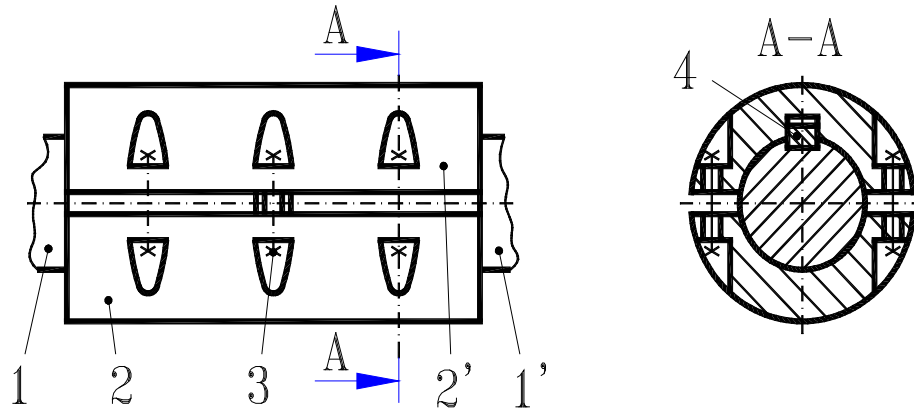


Fig.11.3
 1,1' – arbori
 2,2' – semimanșoane
 3 – șurub și piuliță
 4 – pană paralelă

- simbol CMO – cuplaj pentru arbori orizontali.

- simbol CMV – cuplaj pentru arbori verticali

Avantaj – arborii nu mai sunt deplasați axial la montare. Pentru siguranță suplimentară se montează o pană.

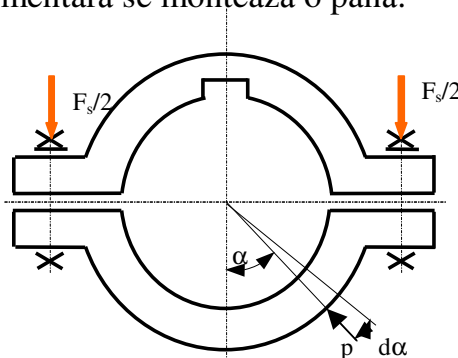


Fig.11.4

Prin strângerea șuruburilor cu forța F_s (fig.11.4), apar presiuni, p , între semicuplaje și arbore care conduc la forțe de frecare prin intermediul momentelor de torsiune.

$$F_s = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{L d}{2} d\alpha \right) p \cos \alpha = \frac{L d}{2} \cdot p \cdot 2 = \frac{L}{2} dp$$

$$M_{tc} = M_f = \int_0^{2\pi} \left(\frac{L}{2} \frac{d}{2} d\alpha \right) p\mu \frac{d}{2} = \frac{L}{2} d \frac{d}{2} p\mu\pi$$

$$\Rightarrow M_f = M_{tc} = F_s \frac{d}{2} \mu\pi \Rightarrow \frac{2M_{tc}}{\pi d\mu} = F_s$$

Ce efecte are F_s în şurub? – întindere și torsiune

⇒ pentru predimensionare:

$$1,3F_s = i_s \frac{\pi}{4} d_1^2 \sigma_{at} \Rightarrow d_{1STAS}$$

i_s – număr de şuruburi ce revine unui arbore

Dar în STAS 870 se dau: $i_{s \text{ total}}$, tipul şurubului și deci se face o verificare la sollicitarea compusă :

$$\sigma_t = \frac{F_3}{\frac{i_s}{2} \frac{\pi d^2}{4}}; \quad \tau_t = \frac{F_s \frac{d_1}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{i_s}{2} \pi \frac{d_1^3}{16}} \Rightarrow \sigma_{echiv} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{at}$$

Aceste cuplaje pot transmite momente de torsiune maxime de circa

$M_{tc} \in (18 \text{ N m} \dots 63000 \text{ N.m})$ și pot cupla arbori cu diametre cuprinse între 18...200 mm.

Turații maxime 2250 rot/min.

Notarea unui cuplaj-manșon cuprinde:

- simbolul tipului constructiv;
- mărimea cuplajului, urmată de o liniuță;
- diametrul nominal al capetelor de arbore cuplate;
- STAS 870

Exemplu de notare: Cuplaj manșon tip CMO, destinat cuplării a doi arbori orizontali ale căror capete au diametrul $d = 50 \text{ mm}$

Cuplaj CMO 9-50 STAS 870

a3) Cuplaje cu flanșe (fig.11.5) STAS 769 simbol:

- CFO – pentru arbori orizontali
- CFV – pentru arbori verticali

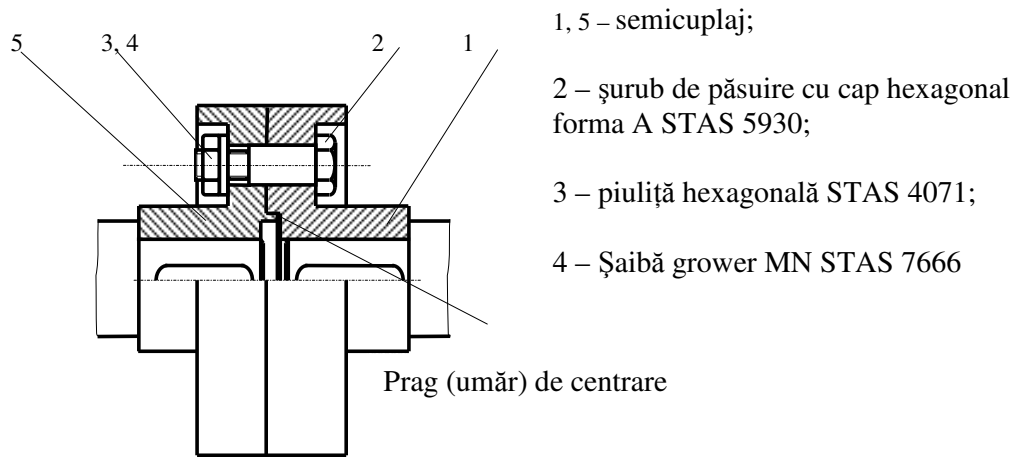


Fig.11.5

Cele 2 semicuplaje se centrează cu ajutorul pragului de centrare, după care se assemblează cu șuruburi precise (șuruburi de păsuire STAS 5930-)

Material: - semicuplajele 1,5 → Fc20, OLC 35, OT 45
 - șuruburi OL 50, OLC 45

Toate dimensiunile cuplajului (dimensiunea șuruburilor și a diametrului de montare D_s) sunt date în STAS 769.

Cuplajele se aleg în funcție de momentul de transmis.

Se pot monta arbori de diametre diferite dar să aibă același diametru al cercurilor la montare a șuruburilor.

Se verifică prin calcul șuruburile. Pentru șuruburile montate păsuite, verificarea se face la forfecare și strivire:

$$F_s = \frac{2M_{tc}}{i_s D_s} \Rightarrow \tau_f = \frac{F_s}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \tau_{af} \text{ și}$$

$$\sigma_s = \frac{F_s}{d l_s} \leq \sigma_{as}$$

unde l_s este lungimea tijei șurubului în contact cu una dintre semicuple (cea mai mică lungime dintre cele două lungimi de contact ale șurubului cu semicuplele);

D_s -diametrul de dispunere al șuruburilor; d - diametrul șurubului; i_s – numărul de șuruburi.

Pentru șuruburile montate cu joc, momentul de răsucire se transmite prin frecarea dintre flanșe. Astfel, este necesar ca la montaj, să se strângă suficient de bine șuruburile cu piulițele (forța F_{axs}). Această forță soliciți șuruburile la tracțiune (întindere) și torsiune, calculul de verificare făcându-se așa cum s-a demonstrat în capitolul de asamblări filetate:

$$F_s = \mu F_{axs} \Rightarrow F_{axs} = \frac{F_s}{\mu} \Rightarrow \begin{cases} \tau_t - \text{torsiune} \\ \sigma_t - \text{întindere} \end{cases} \Rightarrow$$

se calculează tensiunea echivalentă $\sigma_{echiv} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2}$

Notarea unui cuplaj cu flanșe cuprinde:

- simbolul tipului constructiv;
- mărimea cuplajului, urmată de o liniuță;
- diametrul nominal al capetelor de arbore cuplate;
- STAS 769

Exemplu de notare: Cuplaj cu flanșe, tip CFO, destinat cuplării a doi arbori ale căror capete au diametrul $d = 40$ mm

Cuplaj CFO 7-40 STAS 769

11.2..2. Cuplaje permanente mobile

Cuplajele permanente mobile pot fi:

- cu elemente intermediare rigide
- cu elemente intermediare elastice

Aceste cuplaje permit mici deplasări

- axiale Δl (fig.11.6.a)
- radiale Δr (fig.11.6.b)
- unghiulare $\Delta \alpha$ (fig.11.6.c)
- combinate $\Delta l, \Delta r, \Delta \alpha$ (fig.11.6.d)

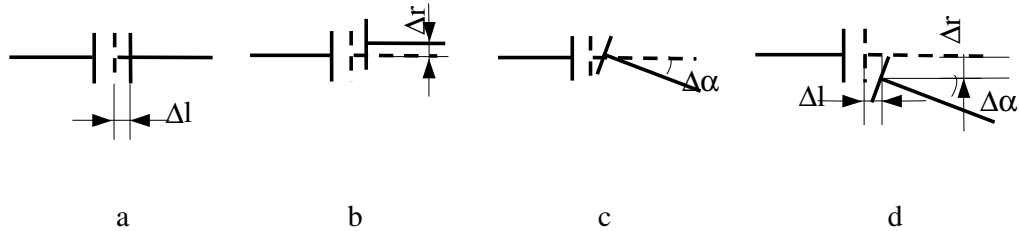
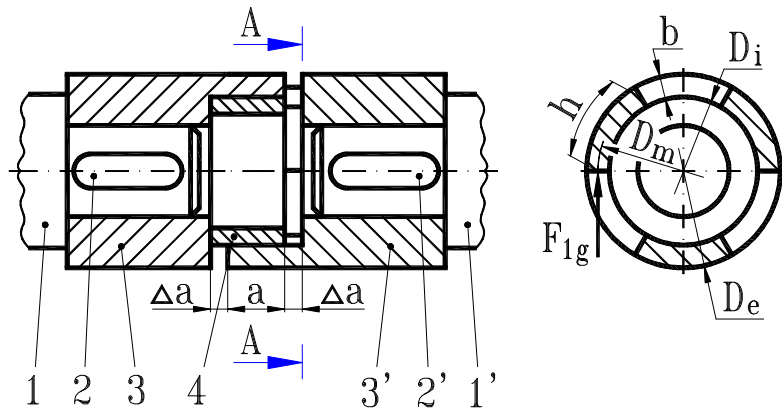


Fig.11.6

a) **Cuplaje cu ghiare** - permit deplasări axiale (fig.11.7)



1,1' - arbori 3,3' - semicuple
 2,2' - pene paralele 4 - bucsă de centrare

Fig.11.7

i_g - număr de ghiare

Pe fiecare cap de arbore se montează câte un semicuplaj; $i_g = 2 \dots 3$ și se execută din fontă - nu este standardizat.

Pentru a asigura centrarea în partea lor interioară se introduce un inel de centrare.

Pe fiecare cap de arbore se montează câte un semicuplaj; $i_g = 2...3$ și se execută din fontă; cuplajul nu este standardizat.

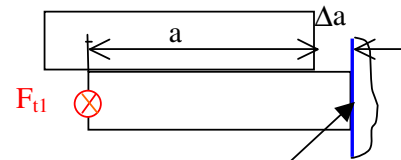
Pentru a asigura centrarea în partea lor interioară se introduce un inel de centrare.

Elemente de calcul :

Se face numai pentru ghiare - încovoierea în secțiuni de încastrare în butuc
- strivire

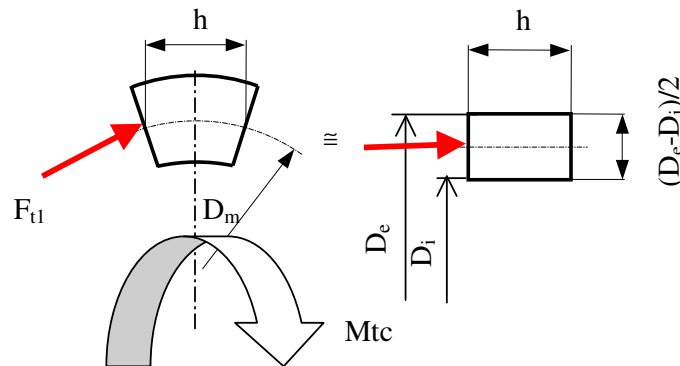
$$F_t = \frac{2M_{tc}}{D_m} = \frac{2M_{tc}}{\frac{D_i + D_e}{2}}$$

$$F_{t1} = \frac{F_t}{i_g}$$



forța ce revine unei ghiare

$$\sigma_i = \pm \frac{M_i}{W_{ig}} = \pm \frac{F_t \cdot (a + \Delta a)}{i_g \frac{D_e - D_i}{2} \cdot \frac{h^2}{6}} \approx \frac{F_t \cdot a}{i_g \frac{D_e - D_i}{2} \cdot \frac{h^2}{6}} \leq \sigma_{ai} = 30,0...50,0 \text{ N/mm}^2$$

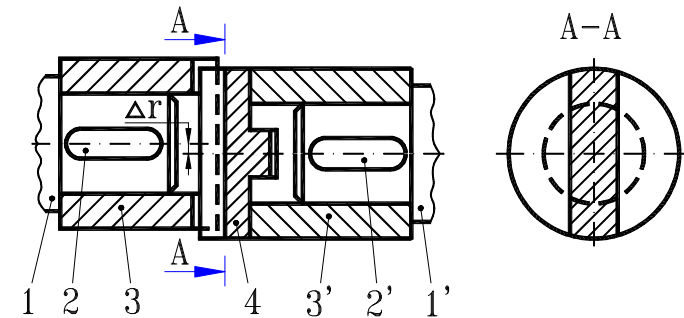


($h = h_{\text{mediu}}$, deoarece secțiunea exactă este un trapez); a- lungimea de contact a ghearelor corespunzătoare celor două semicuple:

$$p_s = \frac{F_t}{A_s} = \frac{F_t}{i_g \frac{D_e \cdot D_i}{2} a} \leq p_a = 5...7 \text{ N/mm}^2$$

Deplasările axiale sunt de ordinul a 10...12 mm la dimensiuni mici (50...60 mm - diametru) și ajung la 25 mm pentru dimensiuni mari.

b) **Cuplaj Oldham** (fig.11.8) - pentru deplasări radiale - cu disc radial



1,1' - arbori 3,3' - semicuple
2,2' - pene paralele 4 - disc intermediar

Fig.11.8

Manșoanele (semicuplele) 3, 3' au locașuri dreptunghiulare pentru proeminențele discului intermediar 5.

Material - semicuplaj (3,3') → oțel

- discul intermediar 5 → fontă

Permite deplasări radiale de ordinul de mărime $\Delta r = 0,01 d + 2,5 \text{ mm}$

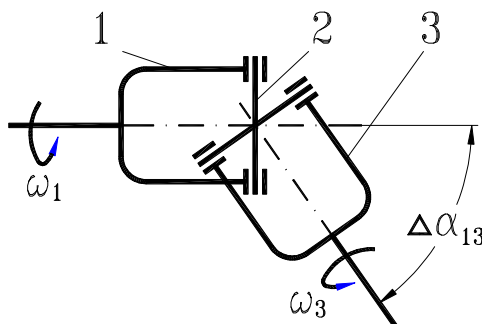
Permite și foarte mici deplasări unghiulare $\Delta \alpha = \frac{2^0}{3}$

O dată cu transmiterea mișcării apare alunecarea în ghidaje, discul intermediar executând o mișcare planetară, centrul său se deplasează pe un cerc cu diametrul Δr . La o rotație completă a arborilor, centrul discului intermediar face 2 rotații.

Ca urmare a alunecării se produce uzură; randamentul are valori cuprinse între $\eta = 0,93 \dots 0,97$ - ca urmare a alunecării.

Verificarea acelor cuplaje - se face pentru discul intermediar - ghearele la torsiune din contact.

b) **cuplaje cardanice** (fig.11.9) - permit deplasări unghiulare $\Delta\alpha$.



1,3-furci cardanice
2-cruce cardanică

Fig.11.9

2R – diametrul mediu corespunzător fusurilor. Cele două furci 1, 3 sunt montate în plane perpendiculare. Unghiul $\alpha \in [0,45^0]$ - teoretic. Practic din cauza variației mari a turației arborelui condus în raport cu cel conducător α se limitează la $7...8^0$.

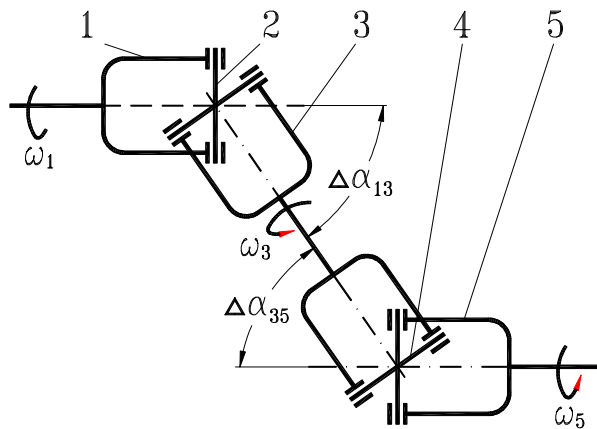
$$\omega_{2max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$$

$$\omega_{2min} = \omega_1 \cos \alpha$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{1}{\cos^2 \alpha} = 1,008 \text{ pentru } \alpha = 5^0 \text{ si } 1,031 \text{ pentru } \alpha = 10^0.$$

Domeniu de utilizare: autovehicule, tractoare (la prize de putere).

Se pot lega mai multe cuplaje cardanice în serie - cuplaje bicardanice (fig.11.10).



1,3,5-furci cardanice
2,4-cruce cardanice

Fig.11.10

Elemente de calcul – se exemplifică numai calculul fusurilor crucii cardanice (2) care face legătura între cele două furci (1, 3).

Interesează forța maximă, deoarece, deși $M_{t1}=ct$, rezultă o forță variabilă, ca urmare a variației unghiului α .

Din condiția de transmitere a puterii : $P_{1c}= P_{2c}$

$$M_{t1} \cdot \omega_1 = M_{t2} \cdot \omega_2$$

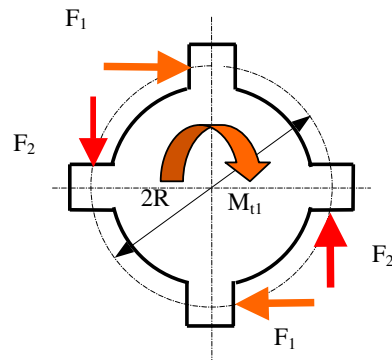
$$M_{t2max} \omega_{2min}$$

$$M_{t2min} \omega_{2max}$$

$$\text{Deci: } M_{t2max} = \frac{M_{t1} \omega_1}{\omega_{2min}} = M_{t1} \frac{\omega_1}{\omega_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{M_{t1}}{\cos \alpha}$$

$$\text{\u015fi : } F_2 = \frac{M_{t2}}{2R} \Rightarrow F_{2max} = \frac{M_{t2max}}{2R} = \frac{M_{t1}}{2R \cos \alpha}$$

$$F_{2max_c} = \frac{k M_{t1}}{2R \cos \alpha}$$



Cunoscând $F_{2\max c}$ – se calculează fusurile și rezemarea acestora (bucșe sau rulmenți). Aceste cuplaje sunt supuse la vibrații torsionale – apar vibrații parametrice.

d) **Cuplaj dințat STAS 6589** - permanent mobil (compensator) cu elemente intermediare rigide permite deplasări combinate.

Este format (fig.11.11) din două manșoane (1) cu dantură interioară, prinse între ele cu șuruburi și doi butuci, cu dantură exterioară, fiind etanșați cu inele de etanșare O (3), deoarece – pentru micșorarea uzurii – cuplajul funcționează cu ungere. Dantura butucului are o formă sferică.

Deplasări axiale: $\Delta r = 1 \dots 2 \text{ mm}$

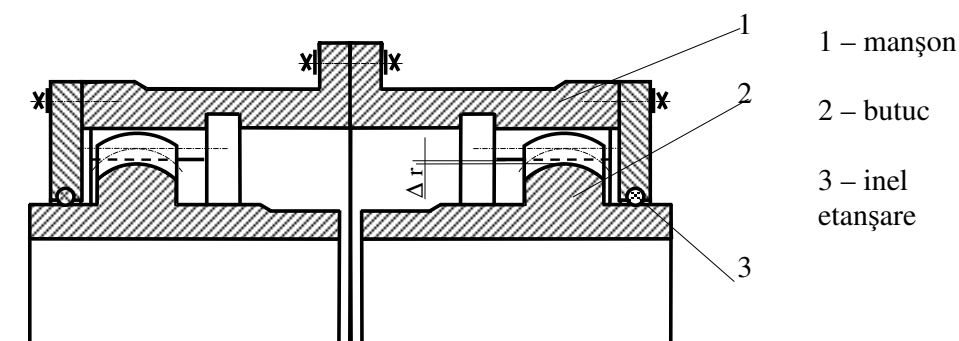


Fig.11.11

e) **Cuplaje permanent mobile (compensatoare) cu elemente intermediare elastice**

Elementele intermediare elastice pot fi din:

- piele, cauciuc, materiale plastice
- metal sub formă de arcuri foi, elicoidale, bandă.

Au avantajul că, pe lângă faptul că permit deplasări, amortizează șocurile sau schimbă frecvența proprie.

Rolul principal al cuplajelor elastice constă în: atenuarea șocurilor torsionale, prin acumularea elastică temporară a lucrului mecanic și redarea

acestui sistemului, printr-o revenire treptată a elementului elastic la forma și poziția inițială și deasemenea limitarea vibrațiilor nocive, de rezonanță.

$$c = \frac{\Delta M_t}{\Delta \varphi} \rightarrow \text{rigiditate}$$

e₁) **Cuplajul elastic cu bolțuri** (fig.11.12) STAS 5982

Se compune din 2 semicuple (3, 3') montate prin pene paralele (2, 2') pe arbori 1, respectiv 1'. Elementele intermediare sunt compuse din bolțurile 4 și manșoanele elastice 7.

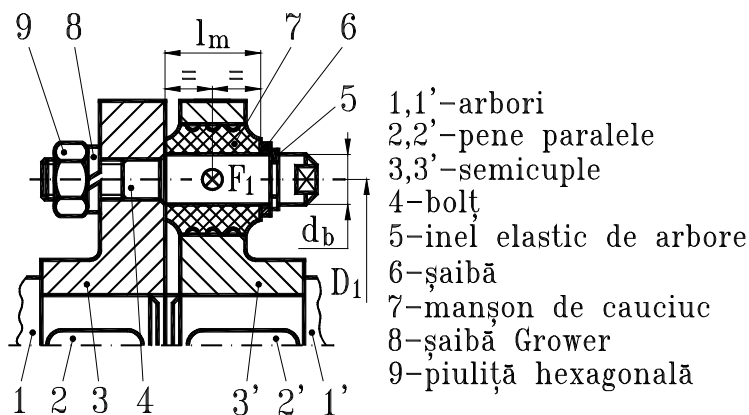


Fig.11.12

Materiale: - semicuple OL 37, OT 50 sau Fc 20

- bolț → OLC 45

- manșon 7 → cauciuc

În STAS se dau: - diametrul de dispunere a bolțurilor

- nr. bolțuri i_b

- geometria bolțului și a manșonului

Calcul elementelor intermediare se face la:

$$\sigma_i = \pm \frac{M_i}{W_i} = \pm \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi d^3}{32}}, F_t = \frac{2M_{tc}}{i_0 D}$$

- bolț-încovoiere

$$\sigma_i \leq \sigma_{ai} = 45 \dots 70 \text{ N/mm}^2$$

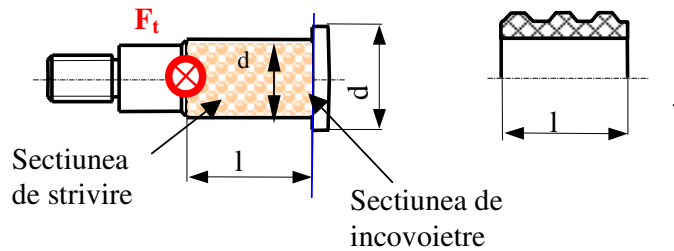
- manșon -

presiune de contact

- pe bolț ($p_m - b$)

- pe

semicuplaj ($p_m \text{ sem}$)



pentru elemente STAS , $\max(p_{m-b}, p_{m\text{-semicuplaj}}) = p_{m-b}$

$$p_{mb} = \frac{F_t}{l d} \leq p_{adm} = 1,2 \dots 2 \text{ N/mm}^2$$

Aceste cuplaje se aleg în funcție de momentul M_{tc} . Permit deplasări unghiulare până la 1^0 și deplasări radiale și axiale de câțiva mm.

e₂) **Cuplaje cu arcuri elicoidale** = cuplaje permanent mobile cu elemente intermediare elastice metalice.

Pe periferia semicuplajelor 1 și 2 se montează arcuri elicoidale cu prestrângere inițială în niște locașuri (F_1). În timpul funcționării putem avea următoarele 2 situații :

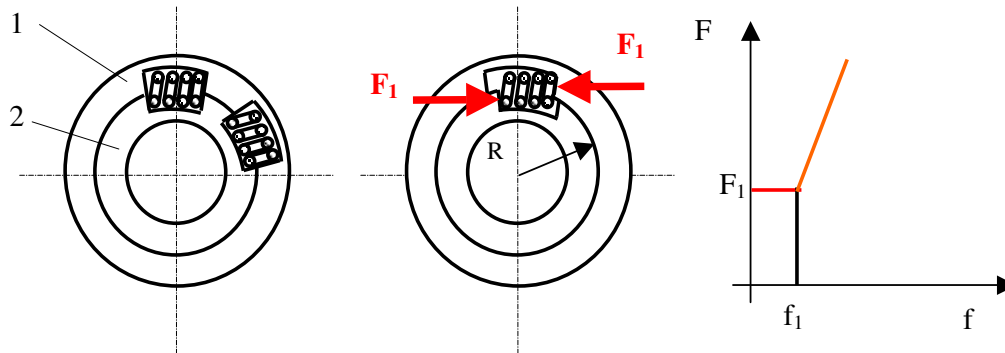
1. $F_1 \cdot z \cdot R \geq M_{t1} \Rightarrow$ arcurile nu se deformează mai mult – deci cuplajul funcționează ca un cuplaj rigid

F_1 – forța de prestrângere inițială

z – număr arcuri

2. $F_1 \cdot z \cdot R \leq M_{t1}$ - începe să se deformeze după caracteristica sa liniară.

- funcționează ca un element elastic



11.3. Elemente constructive și de calcul ale ambreiajelor

Ambreiaje sau cuplaje intermitente comandate se folosesc, pe scară largă, la sistemele de acționare care necesită cuplări și decuplări repetate, modificarea regimurilor de funcționare, schimbarea sensului de mișcare. Ambreiajele pot fi clasificate în ambreiaje rigide și ambreiaje cu fricțiune.

11.3.1. Ambreiaje rigide

Din această categorie fac parte cuplajele cu gheare frontale și cu dinți.
Exemplu: **ambreiaj cu gheare** (fig.11.13)

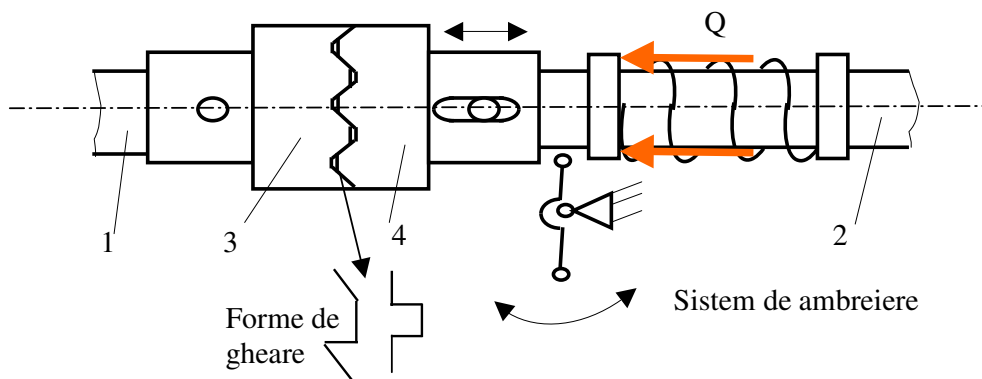


Fig.11.13

Pe arborele 2 se montează pene paralele sau arborele este prevăzut cu caneluri. Ghearele, de obicei, au formă trapezoidală, ferăstrău (transmit numai într-un singur sens). Semicuplajul 4 este mobil pe axa arborelui 2. Deplasarea se face cu ajutorul unor pârghii, iar apăsarea se face cu ajutorul unor arcuri.

Materiale: F_c 200, mai frecvent OT 50, OLC 10, OLC 15, la care se efectuează un tratament termic de cementare în special în zona ghearelor.

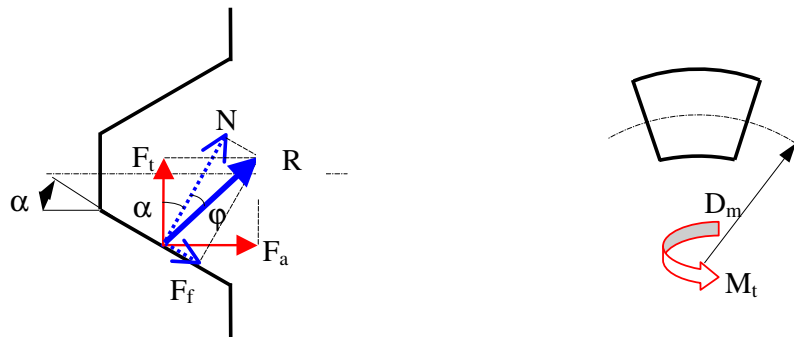
Număr de ghiare: $i_g = 3 \dots 60$

Când profilul ghearelor este dreptunghiular cuplarea și decuplarea se face numai în gol. Pentru profilul trapezoidal, cuplarea se face în gol și decuplarea în sarcină.

Calculul cuplelor cu gheare se face pentru

- gheare la: încovoiere;
presiune de contact;
- forțe de ambreiere și debreiere, necesare pentru dimensionarea mecanismelor respective (arcuri).

Exemplu de calcul: considerăm o gheară de profil trapezoidal.



Forța se transmite prin normala la contactul ghearelor

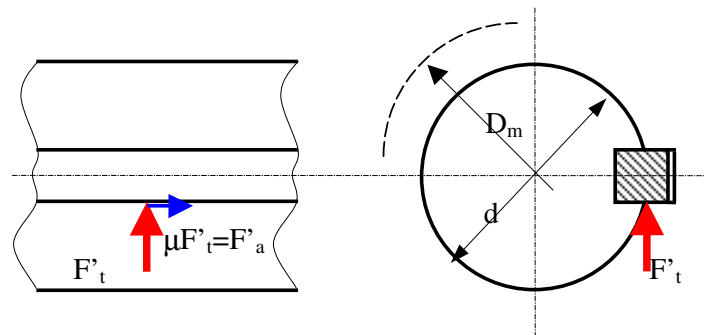
$$F_f = \mu N = N \operatorname{tg} \varphi; \quad F_t = \frac{2M_{tc}}{D_m} \quad \text{- cunoscută}$$

$$R = \frac{N}{\cos \varphi}; \quad F_t = R \cos(\alpha + \varphi) \Rightarrow R = \frac{F_t}{\cos(\alpha + \varphi)}$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \quad \varphi = 5 \dots 6^\circ$$

Pentru a nu se produce blocarea ghearelor, trebuie îndeplinită condiția ca $\alpha > 2\varphi$

Mai există frecare și pe pană în momentul când ambreiam (cuplarea).



$$M_{tc} = F_t \frac{D_m}{2} = F'_t \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F'_t \quad \Rightarrow \text{forța de ambreiere } Q$$

$$Q = F_a + \mu F'_t = F_t \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu \frac{2M_{tc}}{d}$$

Forța de debreiere Q_1 este mai mică – contribuie și forța $F'_a = F_2 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$

$$Q_1 = F'_f - F'_a = \mu F'_t - F_t \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$$

11.3.2. Ambreiaje cu fricțiune

a) Elemente geometrice

a1) Cu o suprafață de frecare (fig.11.14)

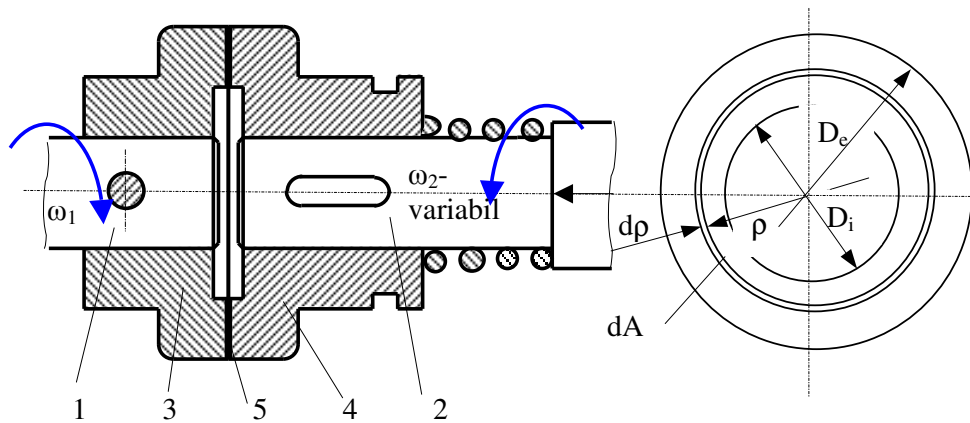


Fig.11.14

a2) Ambreiajul multidiscular (cu discuri multiple) (fig.11.15)

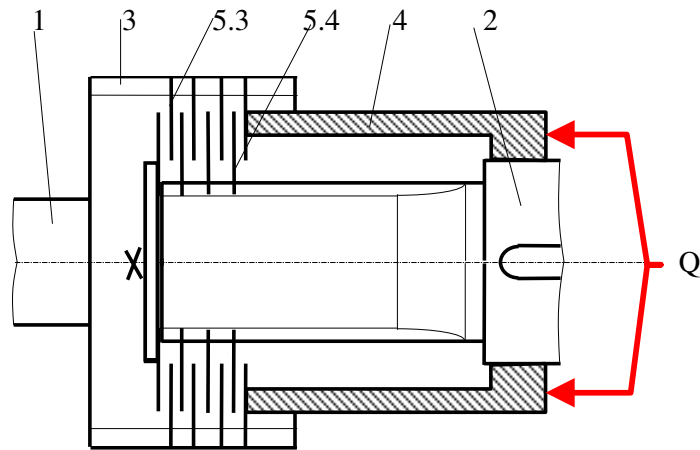


Fig.11.15

Pe arborele 1 se montează fix un manșon 3 prevăzut la interior cu o serie de caneluri. Pe arborele condus 2 se găsește o porțiune prevăzută de asemenea cu caneluri. În aceste caneluri se introduc în mod alternativ niște discuri prevăzute cu caneluri la interior sau exterior după felul montării.

La ambreiajele cu fricțiune (cu una sau mai multe suprafețe de frecare) elementul elastic este frecarea între 3 și 4, atunci când semicuplejul 4 se apasă cu forța Q pe semicuplejul 3. Viteza unghiulară ω_2 nu devine instantaneu egală cu ω_1 .

Atâta timp cât $F_f < F_t = \frac{2M_{tc}}{D_m}$, discul 4 nu se pune în mișcare $\omega_2=0 \Rightarrow$

discul patinează și \Rightarrow căldură și uzură

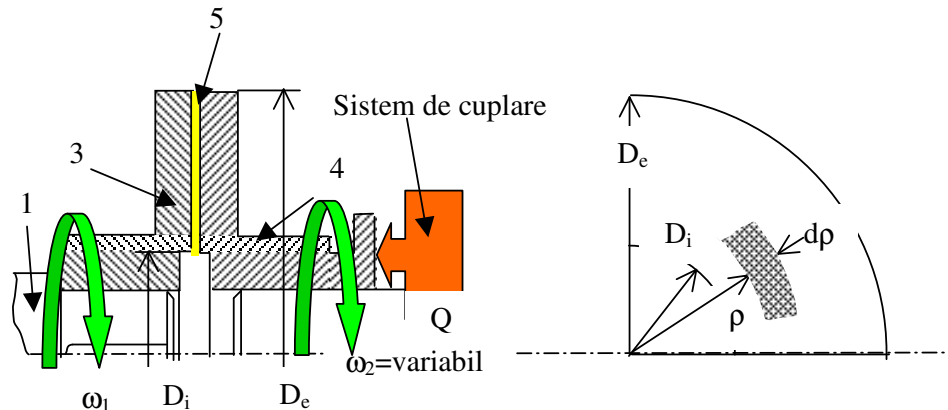
Dacă $F_f > F_t \Rightarrow \omega_2$ crește până când $\omega_2 = \omega_1$. Acest timp necesar creșterii lui ω_2 se numește *perioadă de ambreiere* T .

Calculul ambreiajului cu o singură suprafață de frecare se reduce la determinarea suprafețelor de frecare (D_e, D_i) și a forței de ambreiere Q .

$$M_f = M_{tc} = k M_t = \beta M_{tn}$$

β - coeficient de suprasarcină, explicat pentru mașina de lucru și mașina motoare.

M_{tn} – momentul de torsiune nominal la mașina motoare.



Momentul de torsiune se transmite prin frecare, astfel că se poate obține prin integrare

$$M_f = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} 2\pi r p \mu r dr = \frac{2}{3} \mu p \pi \frac{D_e^3 - D_i^3}{8} = \frac{\pi}{12} \mu p (D_e^3 - D_i^3),$$

p fiind presiunea medie de contact, considerată constantă pe suprafața de contact; μ - coeficientul de frecare dintre discuri; ρ - raza curentă de contact; dp - elementul infinitezimal de rază, în funcție de care se face integrarea.

Se alege raportul $\alpha = \frac{D_i}{D_e} = 0,6 \dots 0,8$

$$\text{deci } M_f = \beta M_{tn} = \frac{\pi}{12} \mu p_a D_e^3 (1 - \alpha^3) \Rightarrow D_e = \sqrt[3]{\frac{12 \beta M_{tn}}{\pi \mu p_a (1 - \alpha^3)}}$$

Forța de ambreiere:

$$Q = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} 2\pi r p dr = 2\pi p \frac{D_e^2 - D_i^2}{8} \Rightarrow p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)}$$

$$\text{sau } Q = \frac{12M_{\text{tn}}\beta}{\pi\mu(D_e^3 - D_i^3)} \cdot \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) = \frac{M_t}{\mu} \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_e^3 - D_i^3}$$

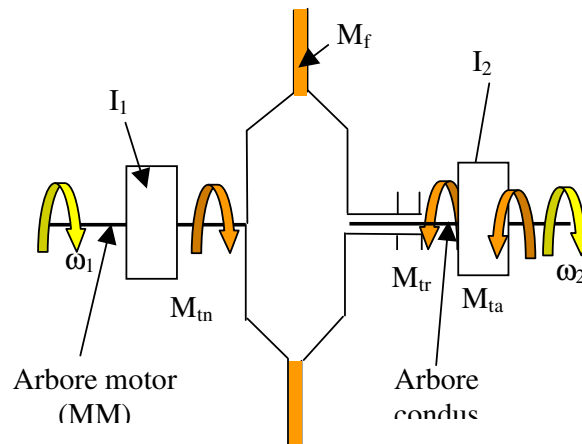
Condițiile unei bune ambreieri

- ambreieri și debreieri să se facă fără șocuri
- contactul să fie uniform
- arborii să fie centrici
- să se asigure o bună evacuare a căldurii
- să se evite variația coeficientului de frecare în timpul funcționării
- durata ambreierii să fie scurtă pentru a reduce încălzirile și uzura
- acționarea ușoară $Q < 50 \dots 100 \text{ N}$
- reglaj și întreținerea ușoară
- gabarit redus

Observație: Toate ambreiajele trebuie să fie cât mai aproape de lagăre pentru a nu se situa în zona deformațiilor mari ale arborelui.

b) Procesul (fenomenul) ambreierii

Considerăm schema de acționare, arbore motor – ambreiaj – arbore condus



I_1 - momentul de inerție a părții conducătoare, redus la arborele conducător.

I_2 - momentul de inerție ale părții conduse redus la arborele condus.

Ecuția de bilanț energetic:

$$L_{1m} \geq L_a + L_{p2} + L_{r2}$$

unde: L_{1m} = lucrul mecanic disponibil la arborele motor

L_a = lucrul mecanic opus de forțele de inerție reduse la arborii ambreiajului

L_{p2} = lucrul mecanic pierdut prin frecare în ambreiaj

L_{r2} = lucrul mecanic rezistent de pe arborele condus care înglobează atât rezistențele pasive din transmisia mașinii de lucru cât și rezistențele utile opuse de acesta în procesul funcționării.

- În stare debreiată (discurile ambreiajului îndepărtate) – viteza unghiulară ω_1 a arborelui motor este constantă și egală cu viteza unghiulară nominală ω_{1n} a motorului, iar arborele condus este în repaos ($\omega_2=0$).

- La ambreiere, momentul de frecare M_f începe să crească treptat în timp, dar arborele condus începe să se rotească numai când momentul de frecare atinge valoarea $M_{t\text{ rez.}}$ (punctul A). În tot acest timp ($0 - t_1$) întreaga energie cedată de la arborele motor se transformă în căldură și uzura discului de fricțiune.

- În perioada următoare ($T - t_1$), corespunzător timpului t_2 , momentul de frecare trebuie să învingă pe lângă momentul rezistent $M_{t\text{ rez.}}$ și momentul dat de forțele de inerție ale maselor în mișcare M_{ta} ($M_f = M_{t\text{ rez.}} + M_{ta}$). Acest moment se menține constant până când $\omega_1 = \omega_2$

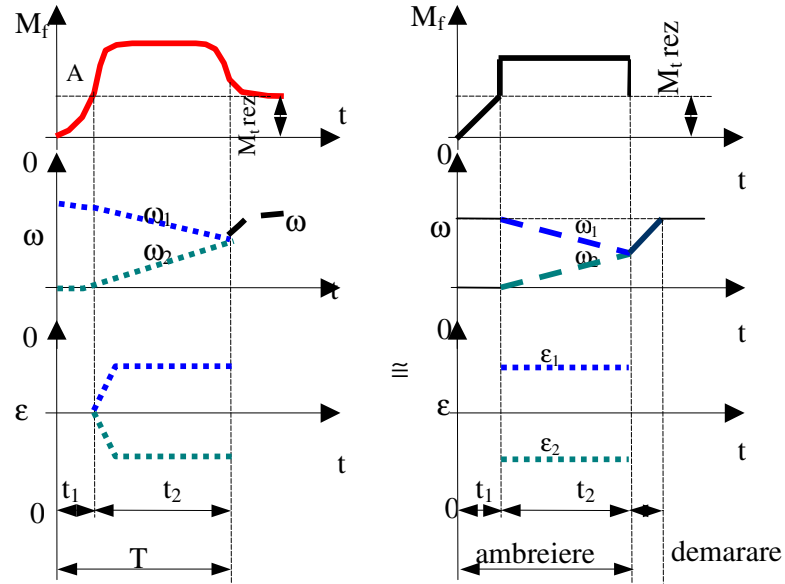
- După terminarea ambreierii, la timpul T , când cei doi arbori s-au cuplat, momentul de accelerare devine 0 ($M_{ta} = 0$), iar ambreiajul continuă să transmită momentul rezistent $M_{t\text{ rez.}}$

- În toată perioada de timp t_2 – între suprafețele de frecare ale ambreiajului există alunecarea dată de viteza relativă a celor două discuri ($\omega_1 - \omega_2$) → căldură și uzură

Interesează cunoașterea următoarelor mărimi : T , L_p , P_f (puterea pierdută prin frecare), h (numărul de ore de funcționare).

Durata de ambreiere T

$T = t_1 + t_2$; t_1 = timp de patinare totală = f (sistemul de ambreiere, abilitățile mecanicului)



$t_1 \approx (0,2 \dots 0,7) s = f(\text{tractor, atovehicul, automobil etc}).$

Ecuția de momente

$$M_{tn} + I_1 \epsilon_1 = M_f = M_{t\text{rez}} + I_2 \cdot \epsilon_2$$

admițând o variație liniară a vitezei unghiulare

$$\omega_1 = \omega_{1n} - \epsilon_1 \cdot t$$

$$\omega_2 = \epsilon_2 t$$

pentru $t = t_1 + t_2 \Rightarrow \omega_1 = \omega_2 \Rightarrow \omega_{1n} - \epsilon_1 t_2 = \epsilon_2 t_2 \Rightarrow t_2 = \frac{\omega_{1n}}{\epsilon_1 + \epsilon_2}$

Din ecuația de echilibru de momente rezultă:

$$\epsilon_1 = \frac{M_f - M_{tn}}{I_1}; \quad \epsilon_2 = \frac{M_f - M_{t\text{rez.}}}{I_2}$$

deci
$$t_2 = \frac{\omega_{1n}}{\frac{M_f - M_{tn}}{I_1} + \frac{M_f - M_{t\text{rez.}}}{I_2}}$$

punând condiția că $M_f = M_{f \max} = \beta M_{tn}$ și că motorul este folosit la momentul nominal $M_{t \text{ rez.}} = M_{tn}$

$$\Rightarrow t_2 = \frac{\omega_{ln}}{\frac{(\beta-1)M_{tn}}{I_1} + \frac{(\beta-1)M_{tn}}{I_2}} = \frac{\omega_{ln}}{M_{tn}(\beta-1)} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2}$$

Observații:

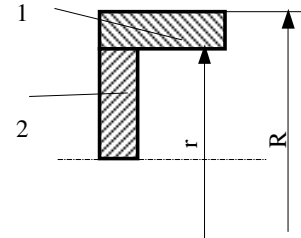
$$I_1 \approx 1,2 I_v = 1,2 \frac{(GD^2)_{\text{volant}}}{4g}$$

I_v – momentul de inerție masic al volantului

$$I_v = I_{v1} + I_{v2} = \frac{m_1}{2} (R^2 + r^2) + \frac{m_2 r^2}{2}$$

$m_{1,2}$ = masele corpului 1, 2 G – greutatea volantului, D – diametrul, g

– accelerația gravitațională;



$I_2 = ?$ din condiția de accelerare a maselor de după ambreiaj

$$L_{a2} = \frac{I_2 \omega_{ln}^2}{2} = \frac{m(v_f)^2}{2} + \sum_{x=1}^n \frac{I_x (\omega_{xf})^2}{2} - \frac{m v_i^2}{2} - \sum \frac{I_x \omega_{xi}^2}{2} \Rightarrow I_2$$

unde : m = masa totală a agregatului (autovehiculul + mașina de lucru tractată)

v_f, v_i = viteza finală de deplasare a autovehiculului după ambreiere respectiv inițială;

ω_{xf}, ω_{xi} – viteza unghiulară finală respectiv inițială a unui element oarecare x

La autovehicule, influența maselor în mișcare de rotație de după ambreiaj este foarte mică cca 5%

$$\Rightarrow I_2 \approx 1,05 \frac{m}{\omega_{ln}^2} (v_t^2 - v_i^2) = 1,05 \frac{G(v_t^2 - v_i^2)}{g \omega_{ln}^2}, \text{ m fiind masa, respectiv}$$

greutatea totală (G) a autovehiculului (cu, eventual, remorcă);

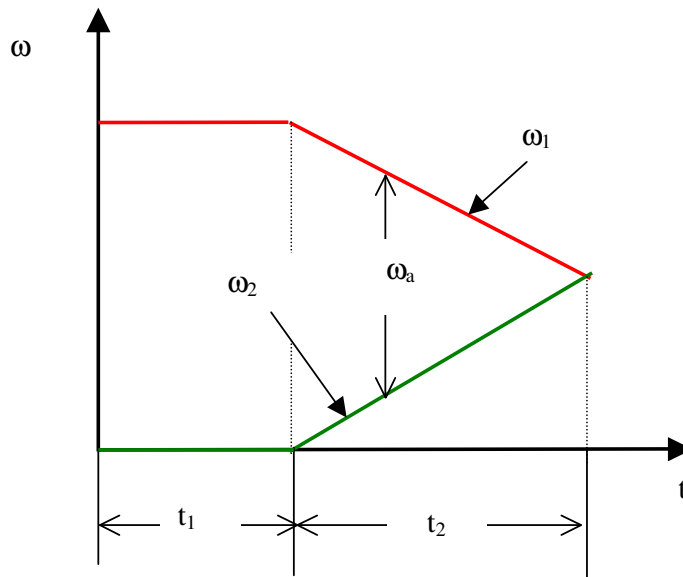
$\beta = f(\text{mașina motoare, mașina de lucru, tip ambreiaj})$

exemplu: $\beta = 2, 5 \dots 4$ pentru tractoare de transport cu ambreiaje facultativ cuplate cu arcuri compresoare.

În cazul acționării motoarelor cu turație constantă (mașini electrice asincrone)

$$t_1 \approx 0, \quad t_2 = \frac{\omega_{1n} \cdot I_2}{M_f - M_{t \text{ rez.}}} = \frac{\omega_{1n} I_2}{M_{ta}} = \frac{2L_{a2}}{\omega_{1n} M_{ta}}$$

- **Lucrul mecanic pierdut** prin frecarea în ambreiaj la o ambreiere (L_p)



$$L_p = L_{p1} + L_{p2} \quad L_p = \int M_t d\varphi = \int M_t \omega_a dt$$

$$L_{p1} = \int_0^{t_1} \frac{M_f}{t_1} \omega_a t dt = \frac{t_1^2}{2t_1} M_f \omega_a$$

$$L_{p1} = \frac{1}{2} M_{t \text{ rez.}} \cdot \omega_{1n} \cdot t = \frac{1}{2\beta} \mu Q \frac{D_m}{2} \cdot i \cdot \omega_{1n} \cdot t_1$$

$$L_{p2} = \int_0^{t_2} M_f (\omega_1 - \omega_2) dt \approx M_f \frac{\omega_{1n} t_2}{2} = \beta M_{tn} \frac{\omega_{1n} t_2}{2} \quad (\approx \text{deoarece}$$

există o zonă de la A când M_f variază liniar)

$$\text{dar } \omega_1 - \omega_2 = \omega_{1n} - t(\epsilon_1 + \epsilon_2) = \omega_{1n} - t \left(\frac{M_f - M_{tn}}{I_1} + \frac{M_f - M_{t \text{ rez.}}}{I_2} \right)$$

c) Încălzirea ambreiajului

- la ambreieri repetate, puterea pierdută prin frecare la z ambreieri pe oră va fi :

$$P_f = \frac{L_p \cdot z}{3600} \quad (L_p - N \cdot m; z - \text{ambreiere/oră}; P_f - W)$$

Transformând puterea la frecare în căldură și scriind ecuația de bilanț termic se obține :

$$\theta_{\text{med.}} = \theta_0 + \frac{P_f}{\alpha_c A_c} \leq \theta_{\text{med.adm}} = 80 \dots 90^\circ \text{C}$$

$$\alpha_c = 12,71 + 2,8 v_a \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

A_c = aria exterioară a carcasei (m^2)

θ_0 = temperatura mediului înconjurător

v_a - viteza aerului de lângă carcasa ambreiajului și poate fi considerată ca fiind viteza autovehiculului în treapta respectivă de viteză (m/s).

- În cazul ambreierilor singulare, întreaga cantitate de căldură produsă la o ambreiere ($z=1$) se consideră că este înmagazinată de discul de fricțiune

$$\theta = \theta_0 + \frac{L_p}{mc} \leq \theta_{\text{adm}} = 180 - 200^\circ \text{C}$$

m = masa discurilor de fricțiune (kg); c – căldura specifică (J / (kg .°C)

$c = 450 \text{ J/(kg } ^\circ\text{C)}$ pentru disc din oțel

$c = 540 \text{ J/(kg } ^\circ\text{C)}$ pentru disc din fontă

d) Durabilitatea ambreiajului

Uzarea ambreiajului se apreciază prin intensitatea energetică a uzării

$$q = \frac{V_{\text{uz}}}{W_f} = \frac{A \cdot s \cdot i}{h \cdot P_f} \leq q_{\text{adm}} = (0,04 \dots 0,1) \cdot 10^{-9} [\text{m}^3 / \text{J}] \text{ pentru oțel (fontă)/ferodou}$$

cu funcționare uscată

$$= (0,02 \dots 0,06) \text{ pentru oțel (fontă)/ferodou cu funcționare}$$

în ulei

q – uzura volumetrică specifică;

V_{uz} – volumul de material uzat; ;

W_f – energia transmisă prin frecare;

h - durata de funcționare ;

A – aria de contact (frecare);

s – grosimea materialului uzat;

i – numărul suprafețelor de frecare

$$\Rightarrow h = \frac{A \cdot s \cdot i}{q_{adm} P_f}$$

Bibliografie

1. Manea Gh.- Organe de mașini. Edit.Tehnică, București, 1970
2. Drăghici I. ș.a. – Calculul și construcția cuplajelor. Edit.Tehnică, București,1978;
3. Drăghici I. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București,1982;
4. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
5. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.

?? Intrebări recapitulative (exemple)

1) *Cuplajele fixe se utilizează pentru:*

- a. *îmbinarea a doi arbori coaxiali rigizi;*
- b. *îmbinarea a doi arbori cu posibilitatea deplasării axiale;*

2) *Cuplajele cu flanșe se aleg în funcție de:*

- a. *diametrul arborelui pe care se montează;*
- b. *momentul de torsiune;*
- c. *turația arborelui;*

3) *La cuplajele cu flanșe ale căror șuruburi sunt montate păsuit, verificarea acestora se face la:*

- a. forfecare și strivire;*
- b. torsiune și întindere;*

4) *Cuplajele cu gheare permit:*

- a. deplasări axiale ale arborilor;*
- b. deplasări radiale ale arborilor;*
- c. deplasări unghiulare ale arborilor;*

5) *Cuplajele cardanice permit deplasări:*

- a. radiale ale arborilor;*
- b. unghiulare ale arborilor;*
- c. axiale ale arborilor;*

6) *La cuplajele cu gheare calculul acestora se face la*

- a. încovoierea și strivirea cuplajului;*
- b. torsiune;*
- c. încovoierea și strivirea ghearelor;*

7) *Ce cuplaje pot fi utilizate în următoarele condiții:*

- a.îmbinări ale arborilor care permit deplasări axiale;*
- b. îmbinări ale arborilor rigizi;*
- c. pentru evitarea ruperii pieselor*

8) *Cuplajele elastice cu bolțuri permit compensarea unor:*

- a. dezaxări radiale și unghiulare;*
- b. dezaxări axiale;*
- c. dezaxări unghiulare;*

9) *Alegerea dimensiunilor principale ale elementelor cuplajului cardanic se face în funcție de:*

- a. momentul de torsiune nominal;*
- b. diametrul arborelui;*
- c. turația arborelui;*

10) Pentru cuplajele cu flanșe, pragul de centrare (inelul de centrare) este necesar pentru:

- a. evitarea apariției solicitărilor suplimentare;*
- b. pentru evitarea deplasării axiale a acestuia;*
- c. nu are motivație;*

IV. TRANSMISII MECANICE

Generalități

Transmișiile mecanice sunt caracterizate prin raportul de transmitere a mișcării și prin randamentul energetic:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \quad \eta = \frac{P_2}{P_1} \text{ unde } n_1, n_2 \text{ sunt turațiile la intrarea în transmisie,}$$

respectiv ieșire, iar P_1 și P_2 sunt puterile la intrare și ieșire. Se convine notația cu indicele 1 pentru intrarea și cu indicele 2 pentru ieșirea din transmisie.

Schema unei transmisii mecanice este indicată în fig.12.1

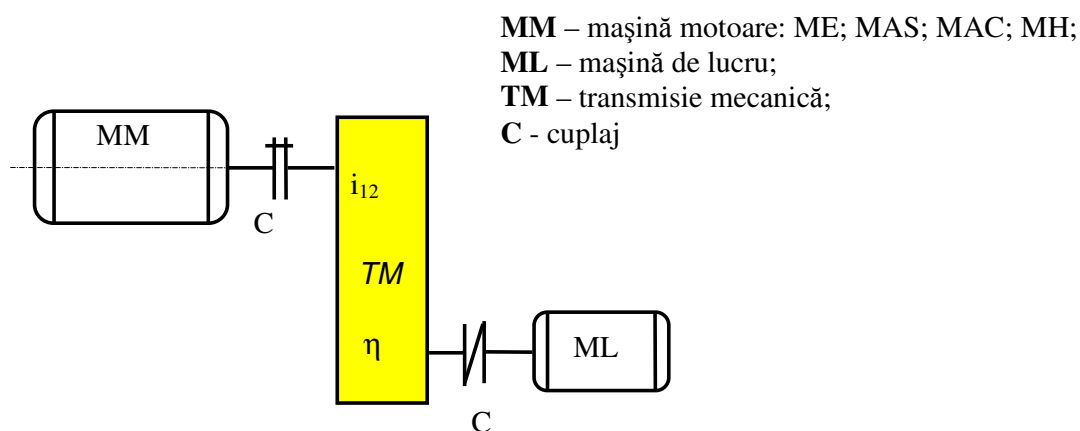


Fig.12.1

T.M. pot fi :

- roți cu fricțiune
- roți cu elemente elastice sau articulate (curele, lanț)
- angrenaje - cilindrice (cu dinți drepecți, dinți înclinați)
 - conice
 - melcate

sau combinații ale acestora.

12. Transmisii prin roți dințate

12.1. Caracterizare. Rol funcțional

Angrenajul e mecanismul cu roți dințate care servește la transmiterea directă și forțată a mișcării de rotație de la un arbore conducător (1) la un arbore condus (2).

Roțile dințate sunt organe de mașini care au la periferia lor dinți dispuși în mod regulat pe suprafețele teoretice numite suprafețe de rostogolire.

Roata dințată montată pe arborele conducător se numește **pinion** și se rotește cu turația n_1 sau viteza unghiulară ω_1 , iar roata dințată condusă, montată pe arborele condus, se rotește cu turația n_2 (viteza unghiulară ω_2).

Procesul continuu de contact între dinții roților conjugate ale unui angrenaj, în vederea asigurării mișcării neîntrerupte a celor două roți dințate, se numește **angrenare**.

Angrenajul poate transmite mișcarea în ambele sensuri.

Avantaje :

- raport de transmitere constant : $i = \frac{n_1}{n_2}$;
- durabilitate și siguranță în funcționare;
- dimensiuni și gabarit reduse;
- transmiterea puterii într-un domeniu larg de viteze și rapoarte de transmitere.

Dezavantaje:

- necesitatea unei precizii înalte de execuție și montaj;
- funcționarea cu zgomot la viteze ridicate;
- rapoarte de transmitere discrete (numărul dinților este un număr natural).

Materiale

Roțile dinților se pot construi dintr-o gamă foarte largă de materiale metalice și nemetalice. Alegerea rațională a sortimentului de material trebuie să aibă în vedere sarcinile ce se transmit prin dantură, durata totală de funcționare, viteza și precizia de execuție.

Oțeluri: oțel carbon de calitate pentru cementare și îmbunătățire STAS 880 (OLC45)

oțeluri aliate pentru construcția mașinilor STAS 791-66-80 : 41MoCr11

oțel carbon turnat în piese STAS 600

oțel aliat turnat în piese STAS 1773

Fonte: maleabile STAS 569 : Fmp 70-02

cu grafit nodular STAS 6071 : Fgn 700-2

antifricțiune STAS 6707

Metale neferoase : bronzuri – Cu Sn 10; CuSn 6Zn 4Pb4-STAS 197/2

Materiale nemetalice : bachelita, textolit, lignofol, poliamide.

12.2. Legea fundamentală a angrenării

(teorema Willis)

Legea fundamentală a angrenării arată condiția ce trebuie să o îndeplinească curbele de profil care mărginesc doi dinți în contact (dinți conjugați), pentru ca transmiterea mișcării să se poată realiza cu un raport de transmitere constant (fig.12.2).

O_1, O_2 - centre de rotație ; a distanță dintre axe

$$V_{1M} = R_1\omega_1(\perp O_1M), V_{2M} = R_2\omega_2(\perp O_2M)$$

N-N – normala comună în punctul de contact al profilelor

T-T – tangenta comună în punctul de contact al profilelor

Se descompun vitezele : V_{1M} și V_{2M} după N-N și T-T;

$$\bar{V}_{1M} = \bar{V}_1^n + \bar{V}_1^t; \bar{V}_{2M} = \bar{V}_2^n + \bar{V}_2^t$$

Din momentul intrării în angrenare a punctului M (primul contact) până la ieșirea din angrenare (ultimul contact), punctul M descrie o curbă plană numită

traiectoria de angrenare

Elementele 1 și 2 fiind rigide, transmiterea mișcării devine posibilă numai dacă $V_1^n = V_2^n$

$$V_{1n} = V_1 \cos \alpha_1$$

$$V_{2n} = V_2 \cos \alpha_2$$

$$\Rightarrow V_1 \cos \alpha_1 = V_2 \cos \alpha_2$$

$$R_1 \omega_1 \cos \alpha_1 = R_2 \omega_2 \cos \alpha_2$$

dar

$$\begin{cases} R_1 \cos \alpha_1 = O_1 T_1 = R_{b1} \\ R_2 \cos \alpha_2 = O_2 T_2 = R_{b2} \end{cases} \Rightarrow R_{b1} \omega_1 = R_{b2} \omega_2$$

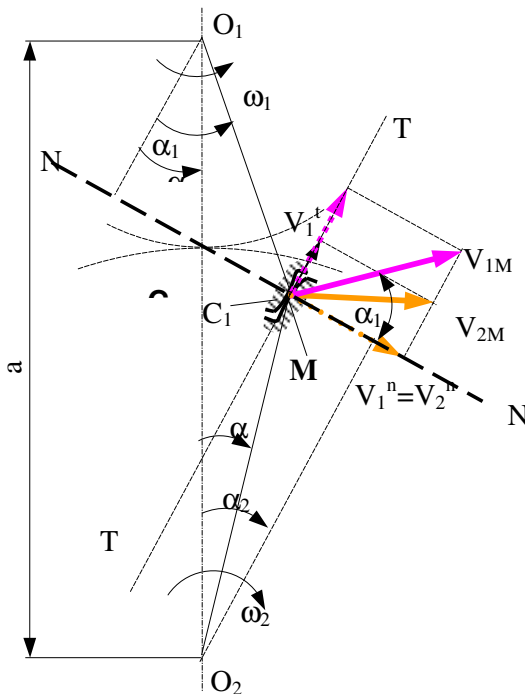


Fig.12.2

$$\text{deci : } i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}}$$

Observații importante:

➤ Dacă $i_{12} = \text{ct}$, atunci trebuie ca $\frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \text{ct}$

Se observă că $O_1 O_2$ taie normala N-N în punctul C și că $\Delta O_1 C T_1 \sim \Delta O_2 C T_2$

(dreptunghice și unghiul C opus la vârf)

$$\Rightarrow \frac{O_1 T_1}{O_2 T_2} = \frac{T_1 C}{T_2 C} = \frac{O_1 C}{O_2 C} = i_{12}$$

deci, dacă $\frac{O_1T_1}{O_2T_2} = ct$ atunci și $\frac{O_1C}{O_2C} = ct$, însă O_1 și O_2 sunt constante – ca atare

punctul C trebuie să fie fix.

➤ Punctul C = polul angrenării sau centrul de rotație al vitezei relative.

-Se poate enunța legea fundamentală a angrenării:

Pentru ca angrenarea să fie posibilă și să se realizeze cu raport de transmitere constant, profilele conjugate ale dinților trebuie astfel construite, încât în timpul angrenării, normala lor comună în punctele succesive de contact să treacă prin polul angrenării.

Concluzii

1) Deoarece $V_1 \neq V_2$, deși $V_1^n = V_2^n \Rightarrow V_1^t \neq V_2^t$, deci profilele dinților în contact se rostogolesc cu alunecare ;

2) Traectoria angrenării este o dreaptă suprapusă normalei comune N-N, deci trece prin pol; când M ajunge în C , au loc relațiile :

V_1 este paralelă cu V_2 ; $V_1 = V_2 = V_1^n = V_2^n = V_C \perp O_1O_2$ și $V_1^t = V_2^t = 0$ (alunecare nulă). În C – numai

rostogolire.

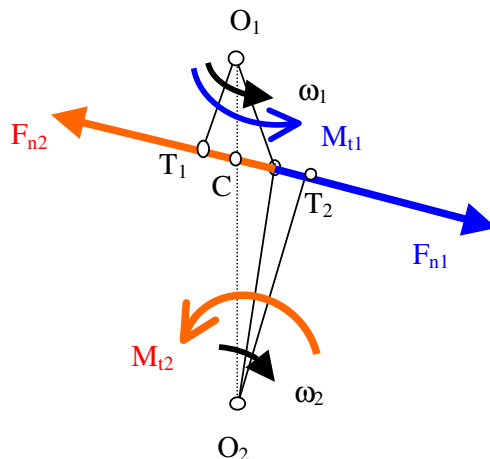
3) Cercurile tangente în C , cu centrele O_1 și O_2 , se numesc cercuri de rostogolire (razele r_{w1} și r_{w2})

$$r_{w1}\omega_1 = r_{w2}\omega_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} =$$

ct

4) Forța se transmite de la o roată la cealaltă prin normala de contact

$$F_{n1} = \frac{M_{t1}}{O_1T_1} = \frac{M_{t1}}{r_{b1}} = \frac{2M_{t1}}{d_{b1}} \quad r_{b1} = \text{raza cercului de bază}$$



Curbe folosite pentru construcția profilurilor dinților conjugați

Satisfacerea legii fundamentale a angrenării este asigurată de orice pereche de curbe reciproc înfășurate : curba generată de un punct situat pe o generatoare (ruletă) care se rostogolește fără alunecare pe bază fixă.

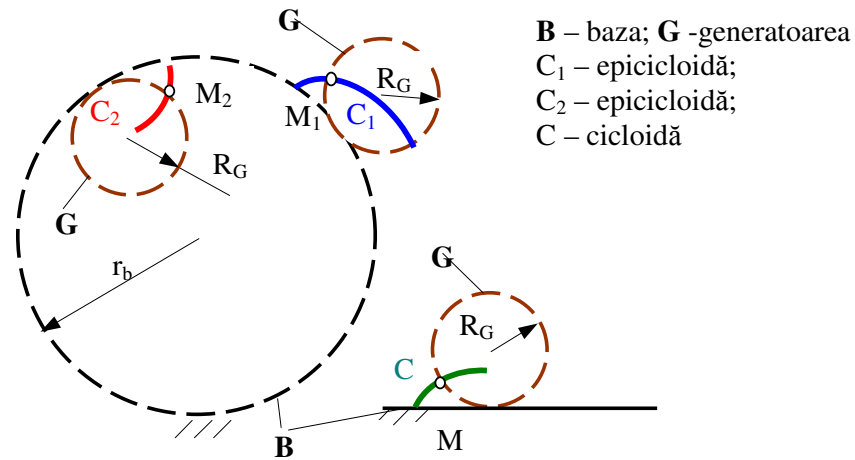


Fig.12.3

Dacă baza are raza foarte mare $r_b \rightarrow \infty$ (dreaptă) \Rightarrow cicloidă propriu-zisă

Dacă ruleta $R_G \rightarrow \infty$ iar baza este un cerc fix (r_b) \Rightarrow evolventă

Cea mai utilizată este evolventă

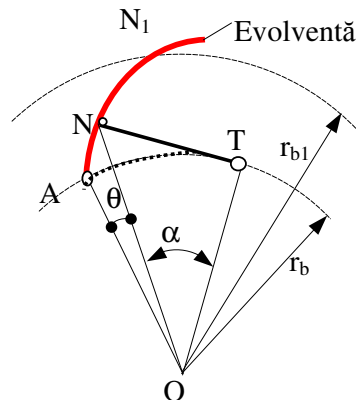
de ce ?

- angrenajul cu dinți în evolventă nu este sensibil la abaterile distanței dintre axe, deoarece profilele dinților conjugați fiind evolvente rămân în contact pe o nouă linie de angrenare, deci raportul de transmitere nu-și schimbă valoarea ;
- roțile cu dinți în evolventă se pot prelucra cu o sculă simplă având profilul rectiliniu ;
- angrenajele evolventice se controlează ușor cu aparate obișnuite de măsurat dimensiuni.

Condiția rostogolirii fără alunecare:

arcul de cerc AT = segmentul de dreaptă NT

$$r_b (\alpha + \theta) = r_b \operatorname{tg} \alpha$$



$$\theta = \operatorname{tg}\alpha - \alpha = \operatorname{inv}\alpha = \operatorname{ev}\alpha \quad \alpha \in [10 \dots 45^\circ]$$

Functia $\operatorname{inv}\alpha$ se numește funcția *involut* sau *evolventă* de argumentul α . Unghiul α se numește unghi de presiune și poate lua valori cuprinse între 10 și 45°.

12.3. Elementele geometrice ale angrenajelor (STAS 6522)

Se disting elemente geometrice ale fiecărei roți dințate și elemente geometrice ale angrenajului în ansamblul său.

A. Elementele geometrice ale roții (fig.12.4)

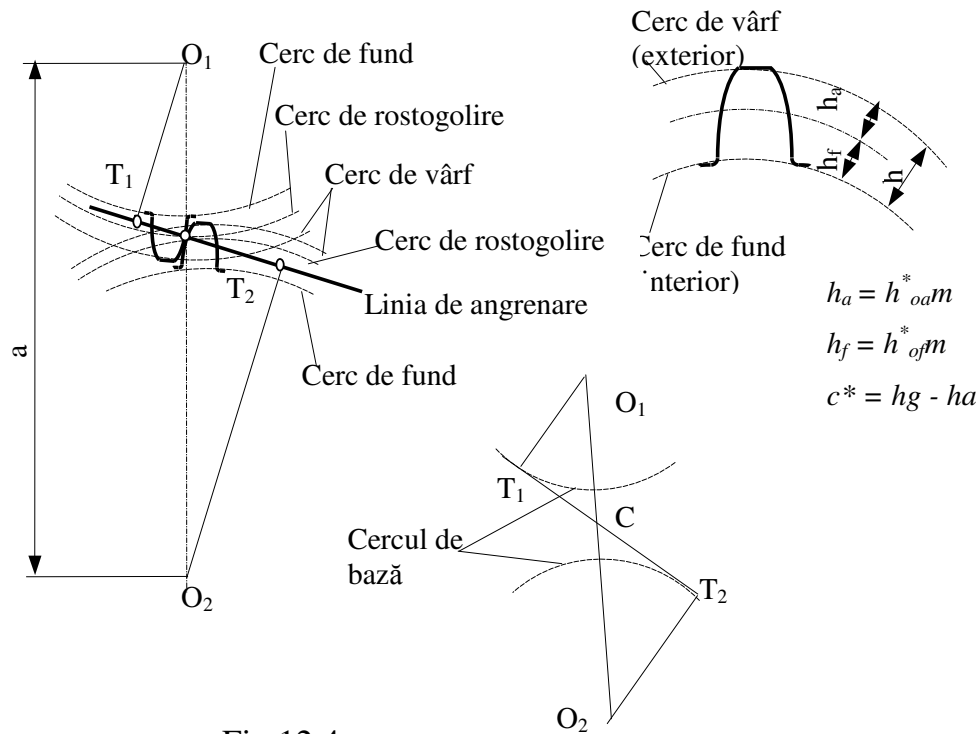


Fig.12.4

- cercul de vârf;
- cercul de bază;
- cercul de rostogolire;
- înălțimea dintelui;

Cremaliera de referință

Cremalieră: când $z \rightarrow \infty$ roata dințată devine cremalieră \Rightarrow cercurile devin drepte, iar evolventa devine profil rectiliniu (fig.12.5).

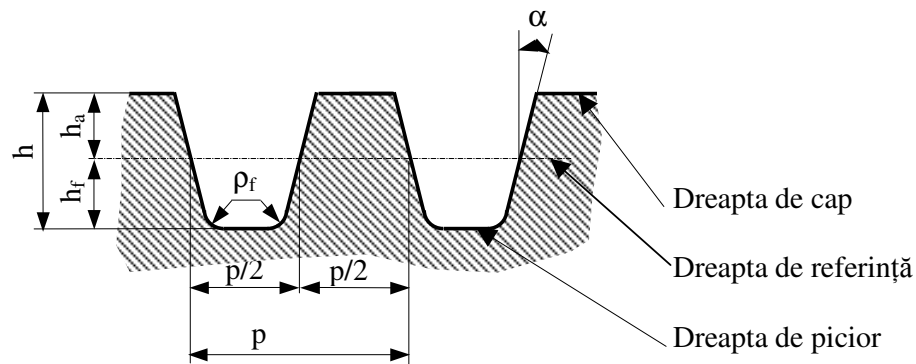


Fig.12.5

Elementele geometrice standardizate se definesc pe *cremaliera de referință*:

$$h_a^* = \frac{h_a}{m} (\text{coeficientul înălțimii capului dintelui}) \quad c^* = \frac{c}{m} (\text{coeficientul}$$

jocului danturii) $\rho_f^* = \rho_f / m$ (coeficientul racordării piciorului dintelui).

Cremaliera de referință standardizată: $\alpha=20^\circ$; $h_a^*=1$; $c^*=0,25$; $\rho_f^*=0,38$

a) pasul danturii p - măsurat pe cercul de divizare = distanța dintre 2 flancuri omologe consecutive

$$p_b = \text{pas pe cercul de bază};$$

b) modulul - parametrul principal al unui angrenaj m . Modulul m este o mărime standardizată prin STAS 822:

$$\pi d_1 = z_1 p, \text{ rezultă } d_1 = z_1 p / \pi = z_1 m ; z_1 = \text{numărul de dinți.}$$

Observație importantă: roțile dințate conjugate pot angrena numai dacă sunt de același fel și au același pas și deci același modul.

c) Diametrele caracteristice

$$\text{- de vârf (exterior) } d_a: d_{a1} = d_1 + 2h_a; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a$$

- de fund (interior) d_f : $d_{f1} = d_1 - 2h_f$; $d_{f2} = d_2 - 2h_f$
- de divizare (de generare) d : $d_1 = m z_1$; $d_2 = m z_2$
- de rostogolire d_w
- de bază d_b : $d_{b1} = d_1 \cos \alpha$; $d_{b2} = d_2 \cos \alpha$; ($\alpha = 20^\circ$)

d) Înălțimea dintelui h :

- înălțimea piciorului dintelui h_f ; $h_f = h_f^* m$; h_f^* – coeficientul înălțimii piciorului dintelui

- înălțimea capului din h_a ; $h_a = h_a^* m$; h_a^* – coeficientul înălțimii capului dintelui

- jocul la fund danturii $c = h_f - h_a$; $c = 0,25 m$

Pentru roțile dințate obișnuite : $h_a = m$; $h_f = 1,25 m$

B) Elemente geometrice ale angrenajului

În procesul de funcționare, punctele succesive de contact definesc segmentul de angrenare AE.

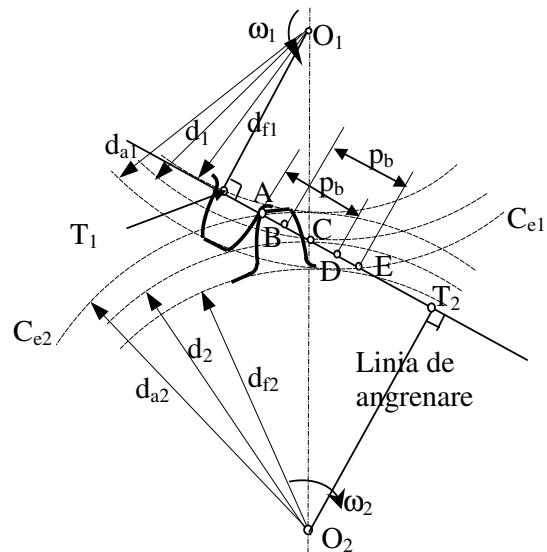
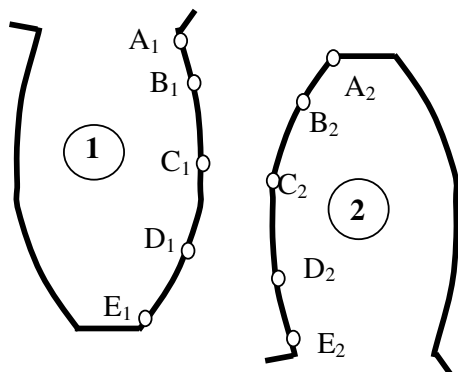
Puncte pe linia de angrenare: A – punctul de intrare în angrenare; E – punctul de ieșire din angrenare; B, D – punctele de angrenare unipară.

$$p_b = \frac{\pi d_b}{z} = \frac{\pi d \cos \alpha}{z} = p \cos \alpha$$

$$\{A\} = \{c_{e2} \cap T_1 T_2\} \quad \{B\} = \overline{AE} - p_b$$

$$\{E\} = \{c_{e1} \cap T_1 T_2\} \quad \{D\} = \overline{AE} - p_b$$

$$\{C\} = \{O_1 O_2 \cap T_1 T_2\}$$



Corespunzător celor doi dinți conjugați, punctele specifice pe linia de angrenare sunt: $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2, D_1, D_2, E_1, E_2$

Se definește :
$$\varepsilon = \frac{\text{Arc de angrenare}}{\text{Pasul pe cerc de rostogolire}} = \frac{AE}{p_b}$$

ε = grad de acoperire și reprezintă, sub aspect fizic, numărul mediu de perechi de dinți aflate simultan în angrenare;

$\varepsilon > 1$ pentru ca angrenarea să fie continuă, mișcarea să fie uniformă și raportul de transmitere $i = \text{constant}$

Dacă pinionul are un număr foarte mic de dinți ($z_1 < 17$) și angrenează cu o roată condusă cu număr mare de dinți ($z_2 \gg 17$), în timpul procesului de angrenare apare fenomenul de interferență, care constă din tendința de pătrundere a vârfului dinților roții (z_2) în profilul evolventic al dinților pinionului (z_1).

Evitarea acestui lucru se poate face prin :

- alegerea unui număr minim de dinți $z_{1 \text{ min}}$
- corijarea danturii

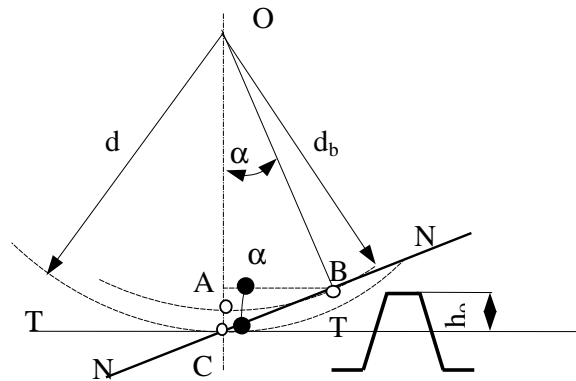
Număr minim de dinți : $z_{1 \text{ min}}$

În ΔABC

$$\sin \alpha = \frac{AC}{BC} = \frac{h_{a0}}{OC \sin \alpha}$$

$$\frac{h_{a0}}{(d/2) \sin \alpha} = \frac{h_a^* m}{\frac{d}{2} \sin \alpha_o} = \frac{2h_a^* m}{mz \sin \alpha_o}$$

$$\Rightarrow z_{\text{min}} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$



Scula cremalieră

Cum scula cremalieră se caracterizează prin:

$$(h_a^* = 1, \alpha_o = 20) \Rightarrow z_{\text{min}} = \frac{2h_o^*}{\sin^2 20} = 17 \text{ dinți}$$

Corijarea danturii

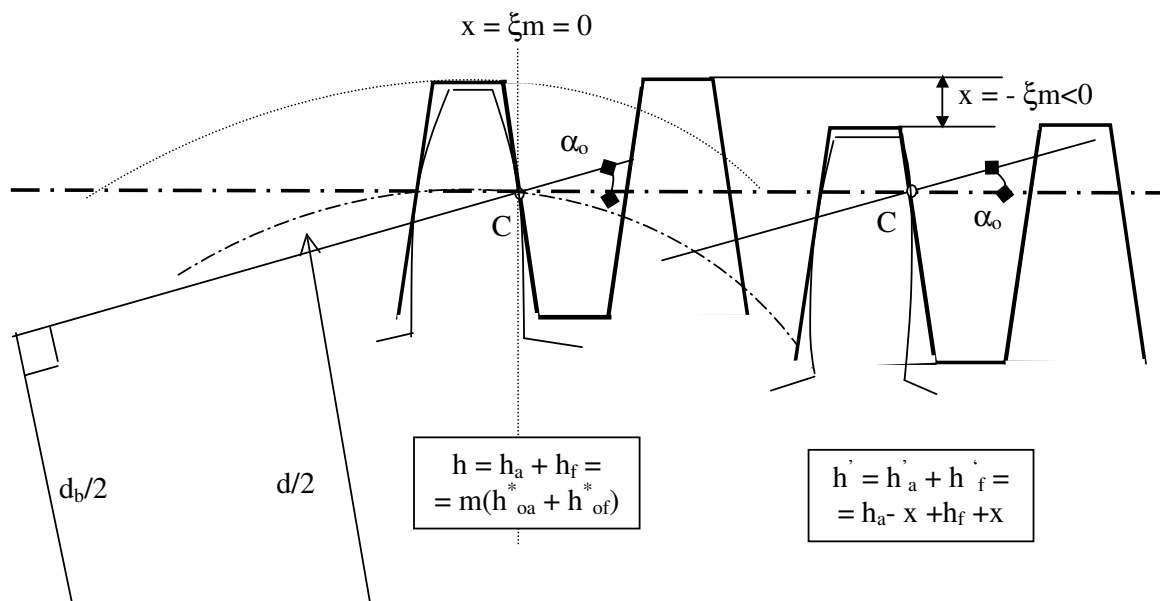
Se deplasează scula cremalieră față de linia de referință T-T cu distanța x , care se exprimă în funcție de modulul m :

$$x = \xi m \quad \xi = \frac{x}{m} \rightarrow \text{deplasarea specifică sau coeficient de deplasare (corijare)}$$

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

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

$x = 0 \Rightarrow$ roți necorijate.

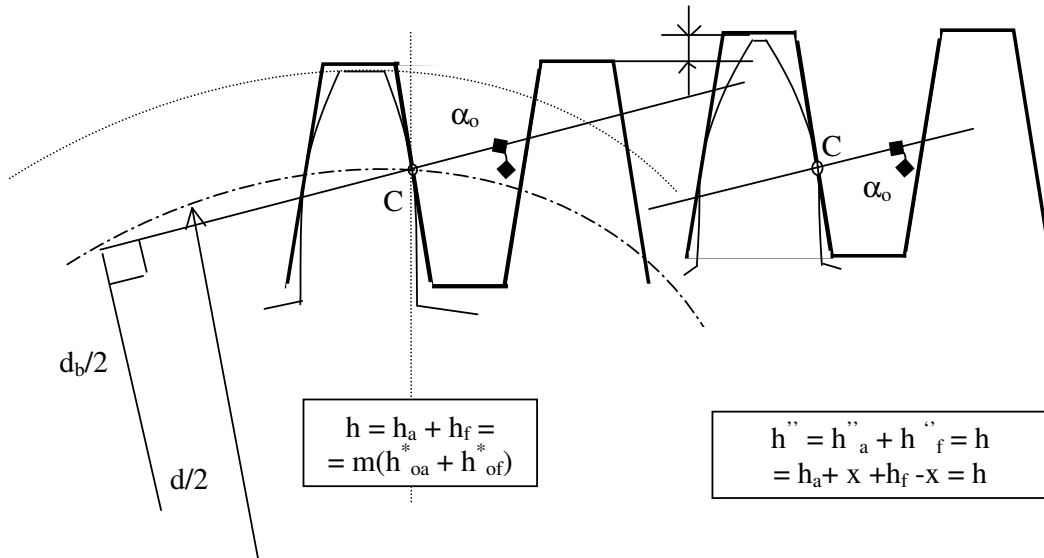


$$h = h_{on} + x + h_{of} - x = h_o \quad h = h_{on} + h_{of} = m(z+1,25) = h_o$$

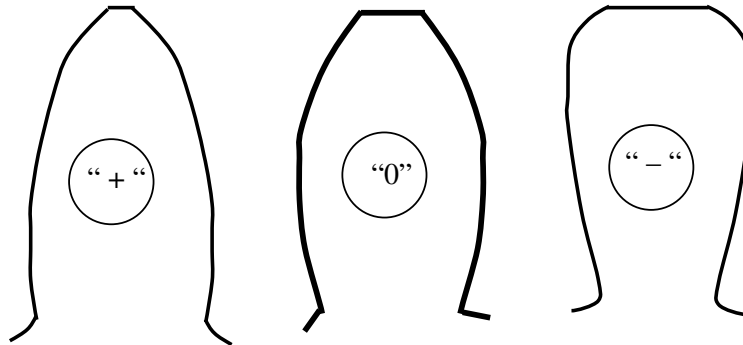
$$h = h_{on} - x + h_{of} + x = h_o$$

$$x = \xi m = 0$$

$$x = +\xi m$$



Forma aproximativă a unor dinți necorijați (“0”) și corijați (“+”) sau (“-”) este precizată în schema de mai jos:



Pentru a îmbunătăți comportarea angrenajului, deplasarea profilului se poate face, diferit, pe cele 2 roți :

a) $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = 0$ ($\xi_1 = -\xi_2$)- angrenaj cu dantură compensată (se schimbă raportul dintre înălțimile capului și piciorului dinților)

$$a_w = a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

b) $\xi_s = \xi_1 + \xi_2 \neq 0$

$$a_w = a \pm \Delta a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \pm \Delta a$$

$$\Delta a = (\xi_1 + \xi_2)m$$

Necesitatea deplasării (corijării)

a) realizarea unor roți cu gabarit redus, deci cu număr de dinți foarte mic, astfel încât să se evite fenomenul de interferență

b) realizarea unor distanțe dintre axe impuse

c) creșterea capacității portante la încovoire și la presiune contact

d) reducerea alunecării dintre flancuri

e) creșterea gradului de acoperire.

Realizarea unei roți cu un număr minim de dinți

$$CA = BC \sin \alpha = (d/2) \sin \alpha \sin \alpha = \frac{mz_1}{2} \sin^2 \alpha$$

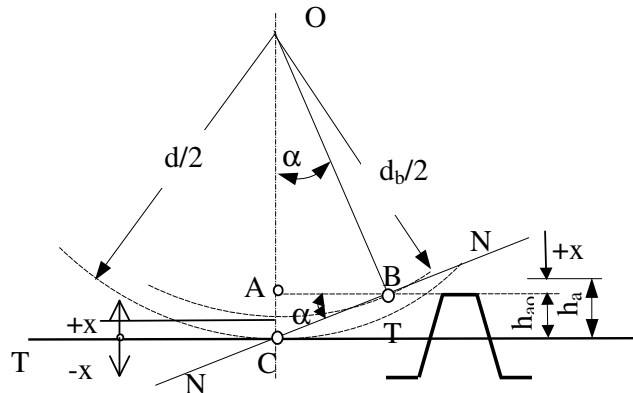
$$h_a = h_{ao} + x = AC + x = \frac{mz_1}{2} \sin^2 \alpha + m\xi$$

$$h_a^* m = \frac{mz_1}{2} \sin^2 \alpha + m\xi$$

$$h_a^* = \frac{z_1}{2} \frac{2}{z_1 \min} + \xi$$

$$\text{dar } z_{\min} = 2 h_a^* / \sin^2 \alpha$$

$$\text{dacă } h_a^* = 1 \Rightarrow \xi = \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}}$$



12.4. Cauzele scoaterii din funcțiune a angrenajelor

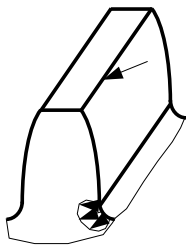
a) Cauze care duc la ruperea dinților:

- rupere prin oboseală
- suprasarcini
- desprinderea așchiilor

b) Cauze care duc la distrugerea flancurilor (suprafețelor)

- ciupire (pitting)
- gripare
- uzură abrazivă
- strivire
- coroziune de contact
- fisuri pe flanc
- exfoliere

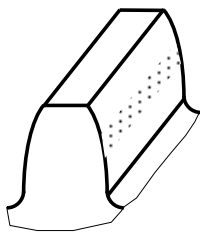
a) Ruperea dinților prin oboseală este cauza principală a scoaterii din uz a roților dințate din materiale dure ($HB > 350$) sau a angrenajelor din materiale plastice.



Fenomenul se datorește încovoierii repetate a dintelui, ceea ce duce la formarea unor fisuri de oboseală care duc în final la ruperea dintelui.

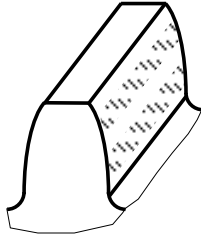
Fisura începe de obicei în zona de racordare a dintelui cu capul roții unde se produce o puternică concentrare de tensiuni.

b) Ciupirea (pittingul) este principala cauză care duce la reducerea durabilității unui angrenaj din materiale cu durități mici și mijlocii ($HB < 350$).



Fenomenul se manifestă prin desprinderea unor așchii fine de pe suprafețele active ale flancurilor și apariția ca urmare a acestor desprinderi a unor gropițe localizate cu precădere pe linia polului.

c) **Griparea** reprezintă deteriorarea rapidă prin uzura intensivă de aderență a flancurilor active ale dinților și este hotărâtă de factorii tribologici ai angrenajului.



Transmisiile cele mai sensibile la gripare sunt cele cu viteze mari de alunecare pe înălțimea dintelui (transmisia melcată, transmisia cilindrică elicoidală).

12.5. Angrenaje cilindrice cu dinți drepi

a) **Forțele de angrenaj:** Forța F_n se deplasează pe flancul activ după cum se deplasează dintele de la intrarea la ieșirea din angrenare.

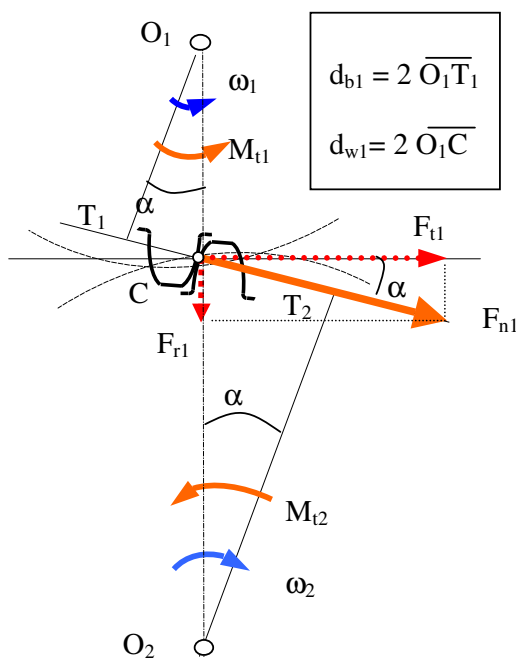


Fig.12.8

Ținând seama de imprecizia de execuție și montaj și de repartiția sarcinii pe lățimea angrenajului \Rightarrow sarcini dinamice suplimentare

Forțele nominale

$$F_{n1} = \frac{2M_{t1}}{d_{b1}} = \frac{2M_{t1}}{d_{w1} \cos \alpha}$$

$$F_{t1} = F_{n1} \cos \alpha$$

$$F_{r1} = F_{n1} \sin \alpha = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_{f1} = \mu F_{n1}$$

μ fiind mic, $\mu=0,08 \dots 0,1$

$$F_{f1} \approx 0.$$

Analog se pot scrie și forțele pentru roata 2 (F_{n2} , F_{t2} , F_{r2} , F_{f2}). Conform

principiului acțiunii și reacțiunii, se poate scrie $F_{n1} = F_{n2}$ și apoi se poate stabili legătura dintre momentele de torsiune și raportul de transmitere.

În calculul angrenajului se consideră forța nominală de calcul F_{nc} :

$$F_{nc} = F_n \cdot k = \frac{F_t}{\cos \alpha} \cdot k = \frac{2M_t}{d_{w1}} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot k$$

k = factor de sarcină: $k = k_S \cdot k_V \cdot k_B$

unde: k_S = coeficient de suprasarcină, dependent de mașina de lucru și de mașina motoare

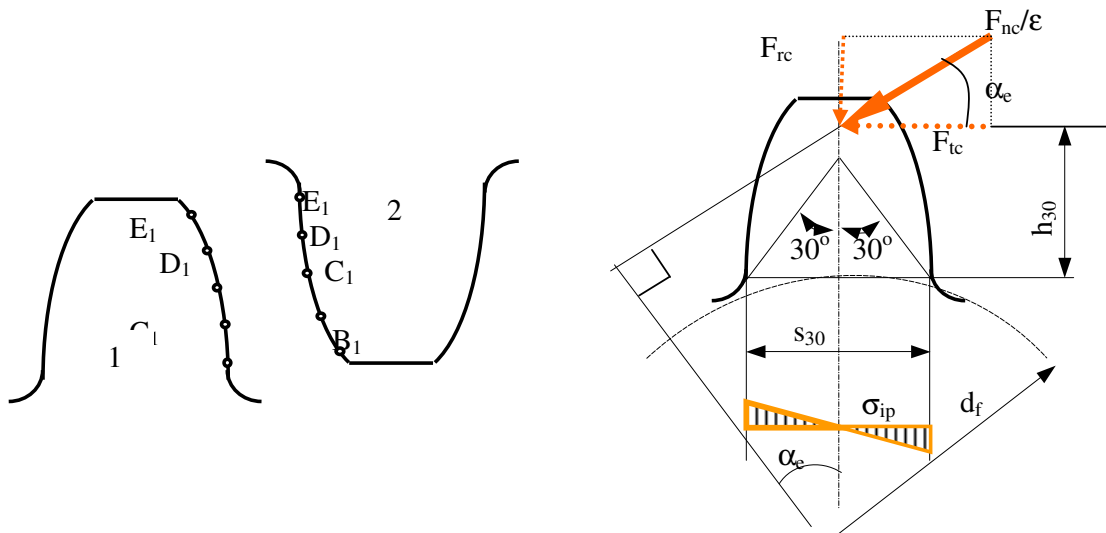
k_V = coeficient dinamic dependent de viteză și clasa de precizie a angrenajului.

k_B = coeficient de repartizare a sarcinii pe lățimea dintelui, dependent de lățimea roții și de diametrul de rostogolire.

b) Calculul la solicitarea de încovoiere

Ipoteze simplificatoare :

- se consideră forța normală de valoare F_{nc}/ϵ aplicată în vârful dintelui (A_2 sau E_1) (ϵ - gradul de acoperire);
- se consideră doar efortul de încovoiere în secțiunea de la baza dintelui;
- secțiunea periculoasă de la baza dintelui se definește prin punctul de tangență la profilul dintelui în zona de racordare cu corpul roții dințate.



$$\sigma_{ip} = \pm \frac{Mi}{Wi} = \pm \frac{F_{te} h_{30}}{s_{30}^2 \cdot B} = \pm \frac{F_{nc} \cdot \cos \alpha_e \cdot h_{30}}{s_{30}^2 \cdot \frac{B}{6}} = \pm \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{F_t}{\cos \alpha} \cdot k \cdot \cos \alpha_e \cdot \frac{h_{30}}{s_{30}^2} \cdot \frac{m}{6} =$$

$$= \pm \frac{F_t}{B \cdot m \cdot \varepsilon} \cdot \frac{6 \left(\frac{h_{30}}{m} \right) \cos \alpha_e}{\left(\frac{s_{30}}{m} \right)^2 \cdot \cos \alpha} \cdot k = \pm \frac{F_t}{B \cdot m} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\varepsilon$$

unde : B este lungimea dintelui; Y_f = coeficientul de formă al dintelui

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon} = \text{coeficientul gradului de acoperire}$$

$$\sigma_{ip} = \frac{F_t}{Bm} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{pai} = \frac{\sigma_{plim}}{C_{pmin}} \cdot k_\rho \cdot k_{pN} \quad \text{relație ce poate fi utilizată pentru}$$

dimensionare sau verificare;

unde : σ_{plim} - rezistența limită la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui

$$\sigma_{plim} = \begin{array}{l} - 250 \dots 300 \text{ N/mm}^2 \text{ pentru oțeluri aliate îmbunătățite} \\ - 400 \dots 450 \text{ N/mm}^2 \text{ pentru oțeluri aliate de cementare} \\ - 230 \dots 270 \text{ N/mm}^2 \text{ pentru oțeluri aliate călite superficial} \\ - 40 \dots 60 \text{ N/mm}^2 \text{ pentru fonte cenușii (F_c)} \\ - 150 \dots 170 \text{ N/mm}^2 \text{ pentru fonte cu grafit nodular (F_{gn})} \end{array}$$

C_{pmin} = factorul minim de siguranță la încovoiere

$$C_{pmin} = \begin{array}{l} - 1,25 \dots 1,35 \text{ pentru materiale îmbunătățite} \\ - 1,75 \dots 2 \text{ pentru materiale cementate-călite} \end{array}$$

k_ρ = factorul concentratului de tensiune : funcție de raza de racordare a piciorului dintelui – $k_\rho = 1 \dots 1,2$

k_{pN} = factorul numărului de cicluri

$$k_{pN} = \begin{cases} \left(\frac{10^7}{N_p} \right)^{1/9} & \text{pentru } 10^3 < N_p < 10^7 \\ 1 & \text{pentru } N_p \geq 10^7 \end{cases}$$

$N_p = 60 \cdot n \cdot h$ (n – turația în rotații pe minut, h – numărul de ore de funcționare).

Pentru dimensionare :

Se alege : $\psi_m = \frac{B}{m} =$ - 6 pentru dinți neprelucrați
 - 10...20 pentru dinți prelucrați și roți pe lagăre detașabile

$$\psi_a = \frac{B}{a} = 0,1 \dots 0,3 \text{ angrenaj deschis}$$

0,15...0,3 angrenaje cu duritatea HB > 350

0,3...0,4 pentru reductoare obișnuite

$$\psi_d = \frac{B}{d_1} = \begin{cases} 0,8 \dots 1 & \text{HB} \leq 350 \\ 0,3 \dots 0,5 & \text{HB} \geq 350 \end{cases} \quad 0,3 \text{ pentru angrenaje}$$

cementat călite prin CIF (curenți de înaltă frecvență)

- Determinarea modulului

$$\sigma_{ip} = \frac{F_t}{B \cdot m} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{pai}$$

$$\sigma_{ip} = \frac{2M_{t1}}{d_1 \cdot B \cdot m} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\epsilon = \frac{2M_{t1}}{z_1 \cdot m \cdot \psi_m \cdot m \cdot m} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{pai}$$

$$\Rightarrow m = \sqrt[3]{\frac{2M_{t1} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\epsilon}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{pai}}} \text{ sau } \sigma_{ip} = \frac{2M_{t1}}{\left(\frac{B}{d_1}\right) m \cdot d_1^2} \cdot k \cdot Y_f \cdot Y_\epsilon$$

iar $d_1 = \frac{2a}{1+i}$, i fiind raportul de transmitere.

Dacă se calculează modulul, atunci se standardizează $m \rightarrow$ STAS 822

Se calculează $a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$ și apoi se

standardizează a . STAS 6055; pentru realizarea STAS a distanței dintre axe se face corijarea danturii ($\alpha = 20^\circ$, α_w - unghiul real de angrenare).

In cazul când se calculează din relația de dimensionare d_1 și apoi distanța

$$\text{dintre axe } a \Rightarrow m_{\min} = \frac{2M_{t1}(1+i)^2}{\frac{B}{d} 4a^2 \sigma_{\text{pai}}}$$

b) Calculul pe baza solicitării de contact (ciupire, pitting)

Ipoteze simplificatoare (teoria lui Hertz)

- corpuri omogene și izotrope
- materialul respectă legea lui Hooke ($E = \text{ct}$)
- forțele exterioare acționează normal pe suprafață
- suprafețele sunt netede
- se neglijează forțele de frecare

Contactul sub acțiunea sarcinii este o fâșie de lățime $2b$ și lungime B

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{F_{nc} \cdot \rho}{B \cdot E}} \tag{1}$$

$$\sigma_{H_{\max}} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{nc} \cdot E}{B \cdot \rho}}$$

unde ρ = raza de curbura redusă

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

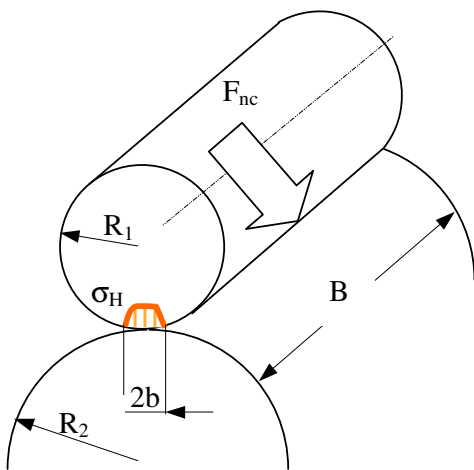
E = modulul de elasticitate redus

Relația lui Hertz se aplică pentru flancurile evolventice, considerate cilindri, în polul angrenării.

Identificarea mărimilor din (1) pentru angrenajul cilindric cu dinți dreți :

F_{nc} = forța normală din punctul C; pentru

angrenajul cilindric cu dinți dreți, forța normală de calcul este (a se vedea punctele a și b):



$$F_{nc} = kF_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cdot k \cdot Y_\epsilon$$

b = lungimea de contact a cilindrilor → lungimea dinților;

R_c = raza de curbură echivalentă a cilindrilor

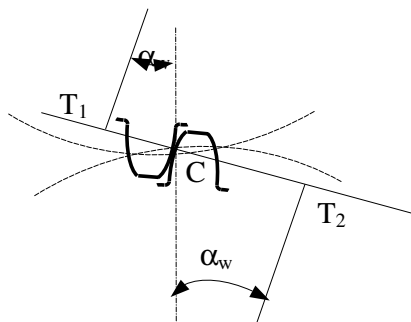
→ pentru angrenaj

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2},$$

unde $R_1 = T_1C$ și $R_2 = T_2C$ razele de curbură ale cilindrilor cu care se aproximează evolventele celor două flancuri. Dar $T_1C = O_1C \sin \alpha_w$ și $T_2C = O_2C \sin \alpha_w \Rightarrow$

$$\Rightarrow \frac{1}{R_c} = \frac{2}{\sin \alpha_w} (d_{w1} + d_{w2}) = \frac{2d_{w1}}{\sin \alpha_w} (1+i)$$

i = raportul de transmitere



E = modulul de elasticitate redus al materialelor

cilindrilor
$$\frac{2}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2};$$

$E_{1,2}$ = modul de elasticitate; $\nu_{1,2}$ = coeficientul Poisson

Înlocuind în 1)
$$\Rightarrow \sigma_{H \max C} = \sqrt{\frac{F_t}{bd_{w1}} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot k \cdot Y_\epsilon} \cdot Y_m \cdot Y_c \leq \sigma_{Had} \quad (2)$$

unde $Y_m = 0,418\sqrt{E}$ - factor de material;

$$Y_c = \sqrt{\frac{2}{\sin \alpha_w \cos \alpha_w}}$$
 - factor al poziției punctului C pe linia de angrenare

$\sigma_{H ad}$ = tensiunea admisibilă : $\sigma_{Had} = \frac{\sigma_{H \lim}}{C_{H \min}} k_R k_d k_N$, în care : $\sigma_{H \lim}$ = tensiunea de

contact minimă, dependentă de material.

De exemplu:

$\sigma_{H \text{ lim}} = 2,6 \text{ HB}$ – pentru oțel, unde HB este duritatea Brinell (N/mm^2)

= 1,5 HB – pentru fontă cenușie

= 1,8 HB – pentru fontă de înaltă calitate

$c_{H \text{ min}}$ = coeficient de siguranță minim la oboseală superficială $c_{H \text{ min}} \approx 1,15 \dots 1,25$

k_d = factor de duritate

k_R = factor de rugozitate

k_N = factor al numărului de cicluri – ține seama de oboseala materialului (curbe tip Wohler)

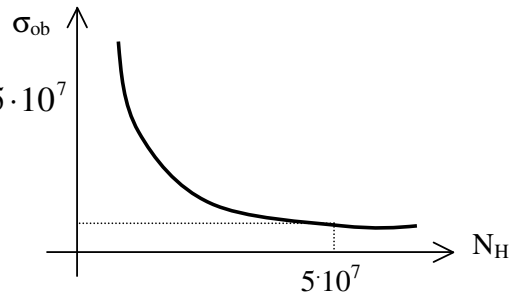
$$k_N = \begin{cases} 1 & \text{dacă } N_H \geq 5 \cdot 10^7 \\ \left(5 \cdot 10^7 / N_H \right)^{1/6} & \text{dacă } N_H \leq 5 \cdot 10^7 \end{cases}$$

$N_H = 60 \text{ h} L_n$

N_H – număr cicluri

h – rot/min

L_n – ore



Relația (2), $\sigma_{H \text{ max c}} = \sqrt{\frac{F_t \cdot k \cdot Y_\epsilon \cdot i + 1}{b d_w} \cdot \frac{i + 1}{i}}$ $Y_m Y_c \leq \sigma_{H \text{ ad}}$, poate fi utilizată pentru

verificarea angrenajului sau pentru dimensionare.

Pentru dimensionare – interesează distanța dintre axe $a = ?$ cunoscând: M_{tl} (momentul de torsiune), i (raportul de transmitere);

Se alege materialul ($\sigma_{H \text{ ad}}$), se alege un raport $b/d_{w1} = \psi_b$ ($\psi_b = 0,8 \dots 1$ pentru materiale cu $\text{HB} < 350$ și $\psi_b = 0,3 \dots 0,5$ pentru materiale cu $\text{HB} \geq 350$)

În (2): Y_m și Y_c se determină, respectiv se estimează pentru $\alpha_w \approx \alpha = 20^\circ$;

$$F_t = \frac{2M_{tl}}{d_{w1}};$$

$$k, Y_\epsilon \text{ se estimează} \Rightarrow \sigma_{H \text{ max c}} = \sqrt{\frac{2(M_{tl} / Y_\epsilon) \cdot k \cdot i + 1}{\left(\frac{b}{d_{w1}}\right) d_{w1} \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{i + 1}{i}} \cdot Y_m Y_c \leq \sigma_{H \text{ ad}} \quad (3)$$

singura necunoscută este d_{w1} ; dar $a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1}(1+i)}{2} \Rightarrow d_{w1} = \frac{2a}{1+i}$

Înlocuind d_{w1} în (3) și la limită $a = \sqrt[3]{\frac{(M_{t1}/Y_\epsilon) \cdot k \cdot (i+1)^4}{4\psi_b \sigma_{rad}^2} \cdot \frac{1}{i} \cdot Y_M^2 \cdot Y_c^2}$

d) Metodica de proiectare a unui angrenaj cilindric cu dinți drepecți

Se dau : M_{t1} , i , condiții de lucru

Se aleg : materialul ($\sigma_{H\lim}$, $\sigma_{p\lim}$); b/d_1 ;

Calcul : $a_{H\min} \rightarrow a_{STAS\ 6055}$; $m_{\min\ incov.} \rightarrow m_{STAS\ 822}$ (dacă $m < 1$ se consideră $m = 1$)

$\Rightarrow z_1 = \frac{2a}{m(1+i)}$, $z_2 \rightarrow i_{12ef} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow \Delta i = \left(\frac{i_{12STAS} - i_{12ef}}{i_{12STAS}} \right) \leq \Delta i_a \approx 3\%$; \Rightarrow calculul

elementelor geometrice.

Calcul geometric:

A) Elementele cremalierii de referință $\alpha_o = 20^\circ$; $h_{oa}^* = 1$; $h_{of}^* = 1,25$, $c_o^* = 0,25$

B) Calculul deplasărilor specifice ale danturii

- unghiul de rostogolire a cremalierii $a_w \cos \alpha_w = a_o \cos \alpha$

a_w - distanța dintra axe standardizată,

a_o distanța de referință $a_o = m(z_1 + z_2)/2$

$\Rightarrow \alpha_w$

- suma deplasărilor danturii roților

$$\xi_s = \xi_1 + \xi_2 = (z_1 + z_2) \frac{\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha}{2 \text{tg } \alpha}$$

- repartizarea deplasărilor specifice $\Rightarrow \xi_2$ și se calculează $\xi_1 = \xi_s - \xi_2$

Elementele geometrice ale angrenajului

$$d_{1,2} = mz_{1,2}; \quad d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha; \quad d_{w1,2} = d_{1,2} \cos \alpha / \cos \alpha_w$$

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m(h_{of}^* - \xi_{1,2}); \quad d_{a1,2} = -d_{1,2} + 2m(h_{oa}^* + \xi_{1,2}) \text{ (angrenaje$$

fără joc)

$$d_{a1} = 2 [a + m (h_{oa}^* - \xi_2)] - d_1$$

$$d_{a2} = 2 [a + m (h_{oa}^* - \xi_1)] - d_2$$

- unghiul de presiune la capul dintelui ($\alpha_{a1,2}$); arcul dintelui pe cercul de cap ($D_{a1,2}$)

- lățimea danturii $b_{1,2}$; $b_2 = d_1 (b/d_1)$; $b_1 = b_2 + (2...6 \text{ mm})$

- diametrele cercurilor începutului profilului evolventic d_{11} , d_{12} (relațiile sunt date în Indrumare de proiectare).

- gradul de acoperire ϵ_α

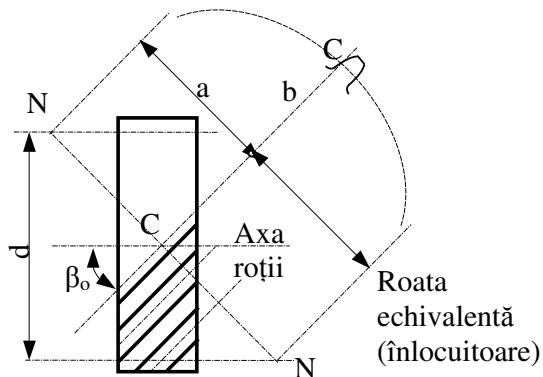
C) Relații de calcul pentru verificarea dimensională a danturii roților

- lungimea (cota) peste N dinți; coarda de divizare etc (relațiile sunt date în Indrumare de proiectare).

12.6. Angrenaje cilindrice cu dinți înclinați

a) Particularități față de angrenajele cilindrice cu dinți drepecți

- roata echivalentă



Dacă se secționează roata cu planul normal N-N, angrenarea are loc pe o porțiune de elipsă cu 2...3 pași normali și ca urmare se consideră că aparțin unei roți dințate cilindrice cu raza cercului de divizare egală cu raza de curbură a elipsei în punctul C. Raza de curbură a elipsei în punctul C este:

$$\rho_e = \frac{a^2}{b} = \frac{(d/2 \cos \beta_0)^2}{d/2} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta_0}$$

unde a = semiaxa mare a elipsei: $a = (d/2 \cos \beta_0)$

$b =$ semi-axa mică a elipsei: $b = d/2$

Diametrul cercului de divizare al roții echivalente (înlocuitoare)

$$d_v = 2\rho_e = d / \cos^2 \beta_o$$

- pasul roții echivalente (înlocuitoare) : $p_n = p_f \cos \beta_o$

unde p_f este pasul frontal (distanța dintre două flancuri succesive în plan frontal)

- modulul roții echivalente (înlocuitoare) : $m_n = m_f \cos \beta_o =$ modul normal și este STAS 822

- numărul de dinți ai roții echivalente (z_v) : $d_v = d / \cos^2 \beta_o$ dar $d_v = z_v m_n$

$$\text{și } d = m_f z \Rightarrow z_v m_n = \frac{m_f z}{\cos^2 \beta_o} \quad \text{dar} \quad m_n = m_f \cos \beta_o \Rightarrow z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_o}$$

Elemente geometrice

Observație : - este standardizat modulul normal $m_n \rightarrow$ notat m

*) pentru dinte - idem roata cilindrică cu dinți dreți :

$$h = h_a + h_f = h_{oa}^* m + h_{of}^* m = m + 1,25 m = 2,25 m$$

$$**) \text{ pentru roată - } d = m_f z = \frac{m}{\cos \beta_o} z \Rightarrow d_{1,2} = \frac{m}{\cos \beta_o} z_{1,2}$$

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2h_a = \frac{m}{\cos \beta_o} z_{1,2} + 2h_{oa}^* m = \frac{m}{\cos \beta_o} (z_{1,2} + 2 \cos \beta_o)$$

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2h_f = \frac{m}{\cos \beta_o} (z_{1,2} - 2,5 \cos \beta_o)$$

$$* *) \text{ pentru angrenaj } \rightarrow \text{distanța dintre axe : } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{\cos \beta_o} (z_1 + z_2)$$

ϵ - gradul de acoperire; punctele specifice pe linia de angrenare

**) roata echivalentă (înlocuitoare) \rightarrow modulul m ; numărul de dinți

$$z_v = z / \cos^3 \beta_o$$

$$** (d_v = m z_v)$$

angrenaj echivalent : m ; z_{1v} , z_{2v}

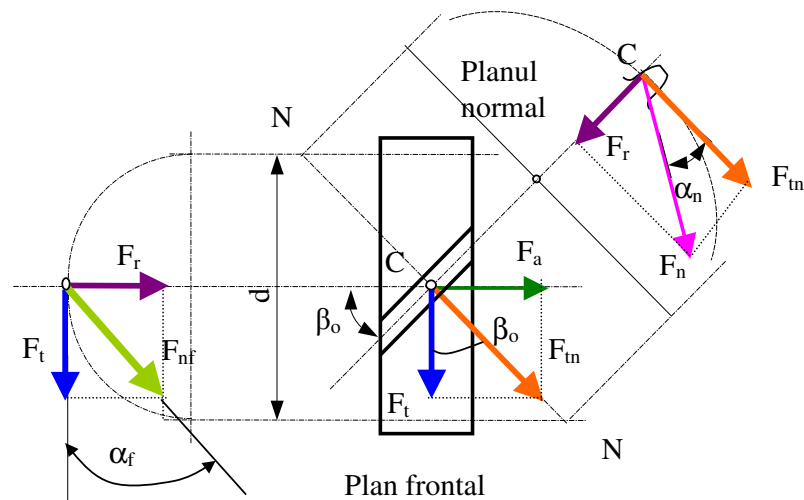
b) Forțele din angrenajul cilindric cu dinți înclinați se pot determina utilizând roata echivalentă.

Se dă : M_t (momentul de torsiune)

d - diametrul de divizare sau rostogolire

$\alpha_n = 20^\circ$; β_o (unghiul de înclinare a danturii)

Se cer : F_r, F_b, F_a



$$\Rightarrow \begin{cases} F_t = \frac{2M}{d}; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_o \\ F_r = ? \end{cases}$$

$F_r = ?$ din $F_{tn} = F_t / \cos \beta_o \Rightarrow$ în planul roții echivalente $F_r = F_{tn} \operatorname{tg} \alpha_n$

Ca atare rezultă
$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_o}$$

În plan frontal :
$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_f \Rightarrow \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_o} = F_t \operatorname{tg} \alpha_f \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha_f = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_o},$$
 deci se

cunoaște și unghiul α_f

c) **Calculul angrenajului cilindric cu dinți înclinați** – identic cu cel al angrenajului cilindric cu dinți drepiți, însă calculul se aplică pentru angrenajul echivalent (înlocuitor), deci, pentru angrenajul cu modulul

$m_n = m$ și numerele de dinți $z_{1V} = z_1 / \cos^3 \beta_o$; $z_{2V} = z_2 / \cos^3 \beta_o$

Unghiul β_o de înclinare a danturii se recomandă a fi:

$$\begin{aligned} \beta_o &= 12^\circ \dots 15^\circ \text{ pentru angrenaje din materiale cu } HB < 350^\circ \\ &= 8^\circ \dots 10^\circ \text{ pentru angrenaje din materiale durificate (} HB \geq 350^\circ \text{)} \end{aligned}$$

- Relația de încovoiere a dinților se aplică roții echivalente

$$\sigma_{ip} = \frac{F_{te}}{bm} k \cdot Y_\epsilon; \quad F_{te} = \frac{2M_t}{d_v}; \quad K_\epsilon = \text{functie}(z_{1V}, z_{2V});$$

b = lungimea dinților ($b = B / \cos \beta_o$, B - lățimea roții)

- Relația pentru solicitarea de oboseală superficială a flancurilor

$$\sigma_{H \max c} = \sqrt{\frac{F_{tc}}{bd_{v1}} \cdot \frac{i_e + 1}{i_e} k \cdot Y_\epsilon}; \quad i_e = \frac{z_{2v}}{z_{1v}} = \frac{z_2}{z_1} = i$$

i_e = raportul de transmitere al angrenajului echivalent.

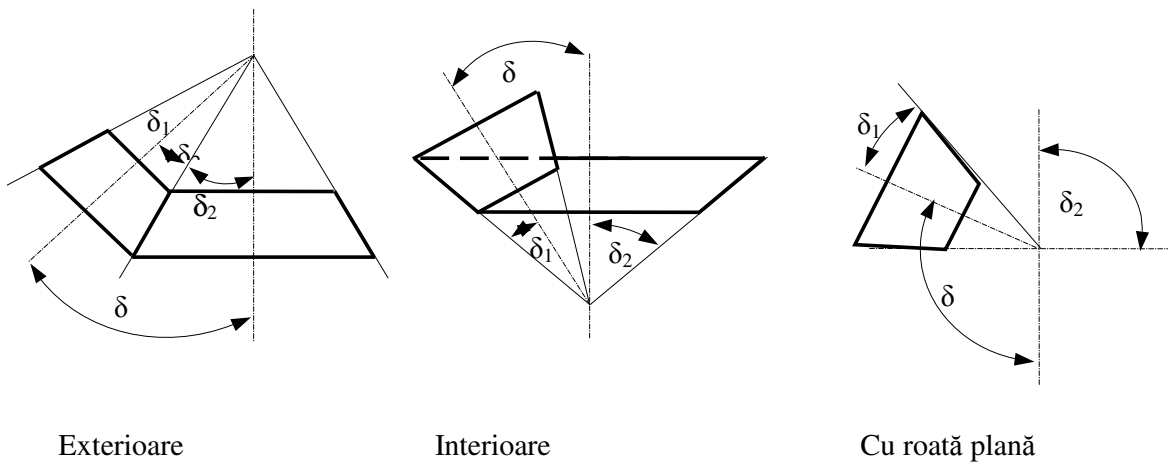
Metodica de proiectare – idem angrenajelor cilindrice cu dinți drepți – cu deosebirea că inițial se alege și β_o (direcția dinților față de axa roții) – apoi calculul se face pentru angrenajul echivalent (înlocuitor – m , $z_{1,2}$)

Din calcule de portanță $\Rightarrow m$ și a ; se aleg z_1 și $z_2 \Rightarrow$ celelalte elemente geometrice

12.7. Angrenaje conice

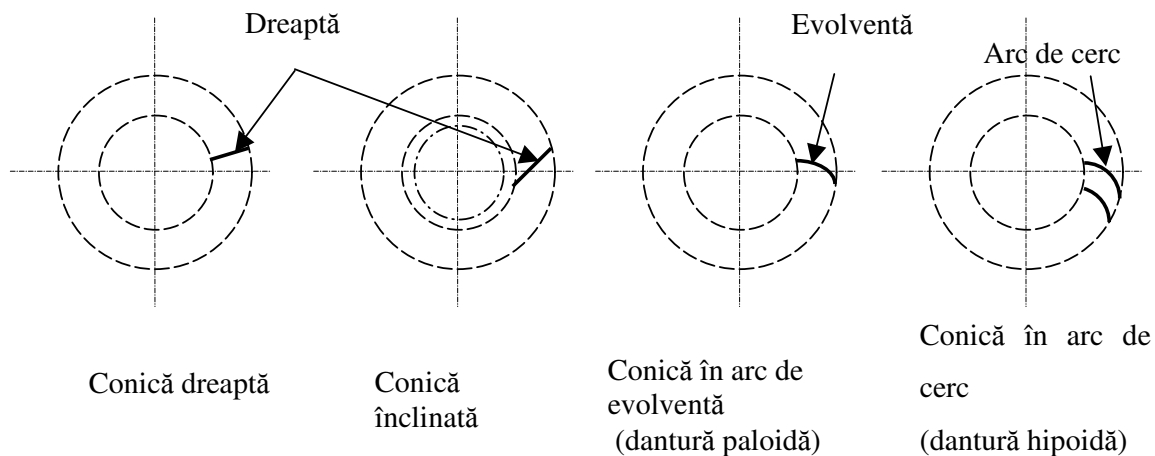
Sunt angrenaje cu axele roților coplanare care se intersectează, iar suprafețele de rostogolire formează o pereche de conuri tangente care se rostogolesc fără alunecare.

a) Tipuri :



δ = unghiul dintre axele roților ; $\delta_{1,2}$ – unghiular roții 1, respectiv 2

După forma dinților \Rightarrow



Există, teoretic, o infinitate de conuri tangente; se consideră doar două: - conul exterior și conul mediu.

b) Elementele geometrice standardizate

Se referă la **conul exterior**

$\Rightarrow d_{1,2} = m z_{1,2}$, m = modulul standardizat; $z_{1,2}$ = numerele de dinți.

Elementele geometrice ale unui dinte :

$$h = h_a + h_f = h_{oa}^* m + h_{of}^* m = m (h_{oa}^* + h_{of}^*) = 2,25 m$$

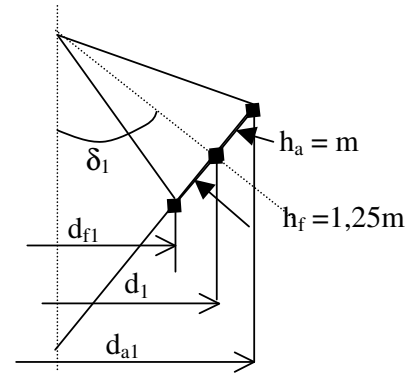
$$\Rightarrow d_{a1,2} = d_{1,2} + 2h_a \cos \delta_{1,2}$$

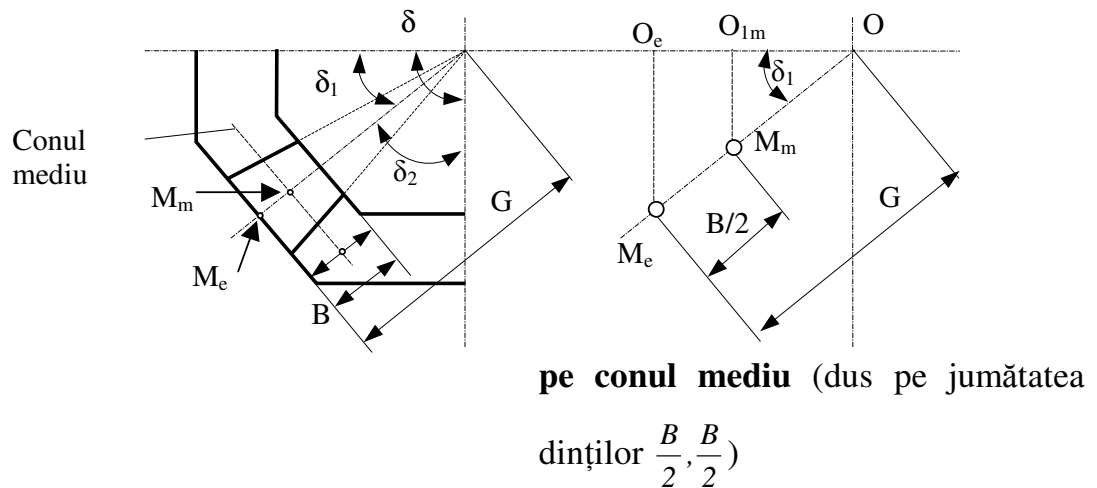
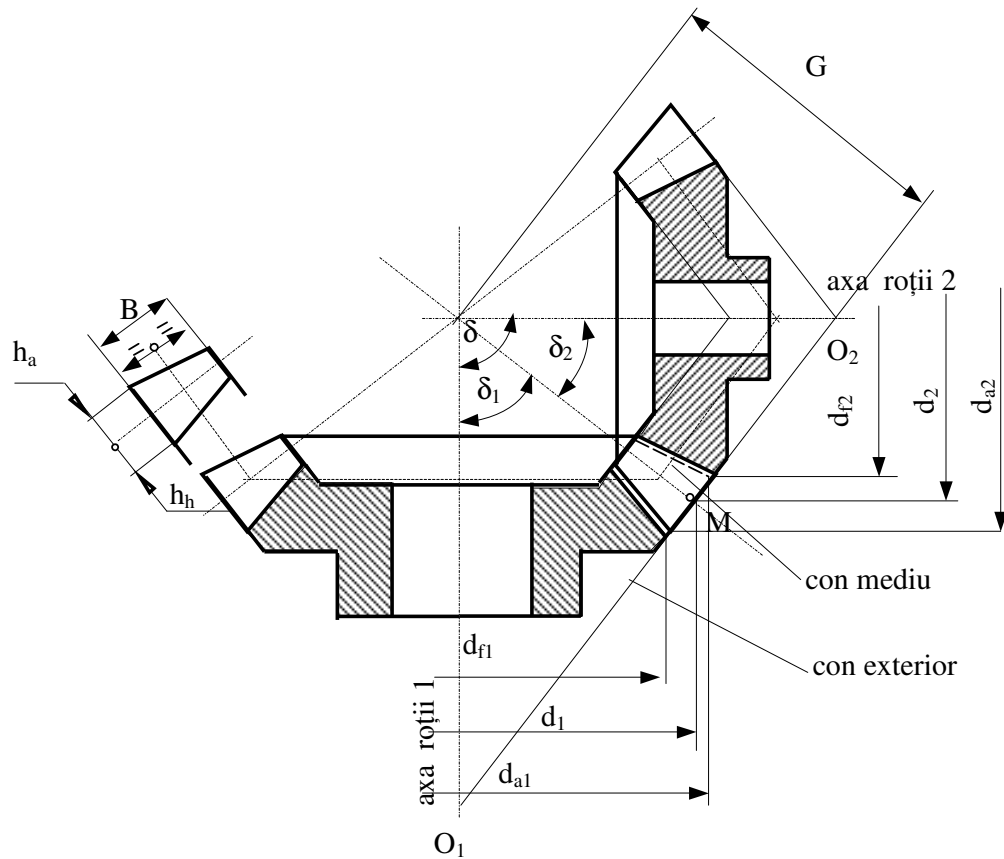
($d_{a1,2}$ - diametre exterioare sau de vârf, $d_{f1,2}$ - diametre interioare sau de fund)

$$\Rightarrow d_{f1,2} = d_{1,2} - 2h_f \cos \delta_{1,2}$$

Ca atare rezultă:

$$\begin{cases} d_{1,2} = m z_{1,2} \\ d_{a1,2} = m z_{1,2} + 2m \cos \delta_{1,2} \\ d_{f1,2} = m z_{1,2} - 2,5 \cos \delta_{1,2} m \end{cases}$$





Modulul danturii pe acest con – m_m (modul mediu)

Ce legătură este între m (modulul exterior standardizat) și cel mediu m_m ?

Din triunghiurile asemenea $O O_{1m}M_m$ și $O O_eM_e \Rightarrow$

$$\Rightarrow \frac{O_{1m}M_m}{O_eM_e} = \frac{OM_m}{OM_e} = \frac{OM_e - \frac{B}{2}}{OM_e} = \frac{G - B/2}{G} = 1 - 0,5 \frac{B}{G} = 1 - 0,5\psi_g$$

unde $\psi_g =$ coeficientul de lungime a dintelui : $\psi_g = 0,2 \dots 0,3$

dar
$$O_{1m}M_m = \frac{d_{1m}}{2} = \frac{m_m z_1}{2} \quad \text{și} \quad O_eM_e = \frac{d_1}{2} = \frac{m z_1}{2} \Rightarrow \frac{m_m z_1 / 2}{m z_1 / 2} =$$

$$= 1 - 0,5\psi_g \Rightarrow m_m = m(1 - 0,5\psi_g)$$

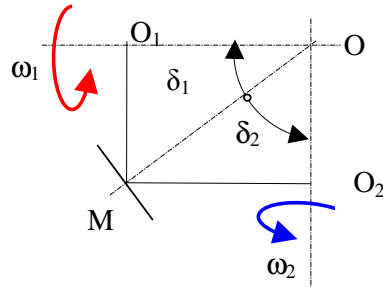
Ce legătură există între δ_1 și δ_2 , atunci când se cunoaște δ și raportul de transmitere i :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} ?$$

Viteza periferică într-un punct M :

$$V_{1M} = \overline{O_1M} \cdot \omega_1$$

$$V_{2M} = \overline{O_2M} \cdot \omega_2$$



($\omega_{1,2}$ – viteza unghiulară a roții 1,2

Corpurile se rostogolesc $\Rightarrow V_{1M} = V_{2M} \Rightarrow$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2M}{O_1M} = \frac{OM \sin \delta_2}{OM \sin \delta_1} = \frac{\sin(\delta - \delta_1)}{\sin \delta_1} \Rightarrow \delta_1$$

Dacă $\delta = \frac{\pi}{2}$ (cazul cel mai frecvent) $\Rightarrow i = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_1\right)}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \text{ctg} \delta_1 \Rightarrow$

$$\delta_1 = \text{arcctg } i \text{ și apoi } \Rightarrow \delta_2 = \delta - \delta_1$$

Deci elementele geometrice sunt :

- modulul exterior m ; mediu m_m
- unghiurile δ_1, δ_2 ($\delta_1 = \text{arc ctg } i$ pentru $\delta = \pi/2$)
- diametrele
- divizare $d_{1,2} = m z_{1,2}$

- de vârf sau exterioare : $d_{a1,2} + 2h_a \cos \delta_{1,2} =$
- $= m(z_{1,2} + 2 \cos \delta_{1,2})$
- de fund sau interioare : $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2h_f \cos \delta_{1,2} =$
- $= m(z_{1,2} - 2,5 \cos \delta_{1,2})$
- lungimea dintelui $B = G\psi_g$; $G = d_{1,2} / \sin \delta_{1,2}$

c) **Particularități geometrice** - angrenajul înlocuitor (echivalent) pe :

- conul exterior (în punctul M)
- conul mediu (în punctul M_n)

Angrenaj înlocuitor exterior

Prin punctul M se duce un plan (N-N) perpendicular pe generatoarea comună celor două conuri (OM). Acest plan intersectează axele roților în O_{1v} și O_{2v} . Se translatează planul N-N și punctele de intersecție O_{1v} , M, O_{2v} spre stânga \Rightarrow un angrenaj cilindric cu dinți drepți numit *angrenaj înlocuitor sau echivalent* și se caracterizează prin următoarele :

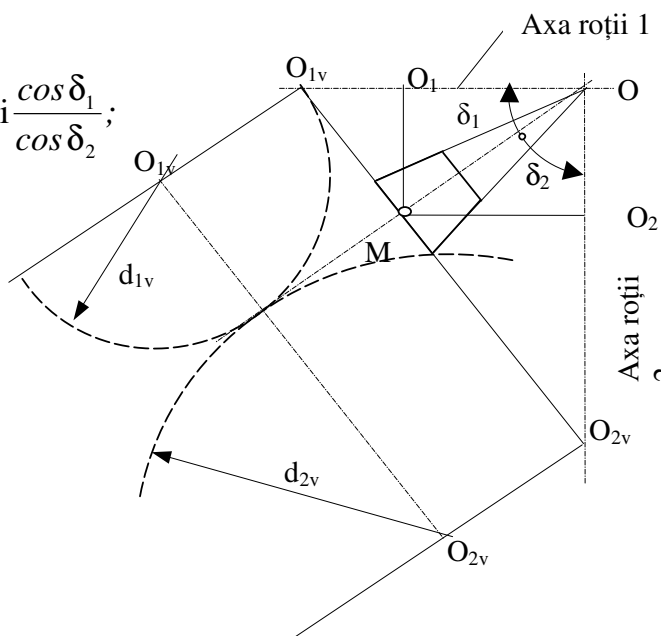
- modulul, egal cu cel exterior, m (modul standardizat)
- numerele de dinți z_{1v} , $z_{2v} = ?$
- raportul de transmitere i_v

$$i_v = \frac{z_{2v}}{z_{1v}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = i \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2};$$

pentru $\delta = \delta_1 + \delta_2 =$

$$\pi/2 \Rightarrow i_v = i^2$$

Analog se definește și un *angrenaj înlocuitor (echivalent) pe conul mediu* (determinat prin intersecția conurilor



medii al celor 2 roți cu un plan perpendicular pe generatoarea comună dus prin punctul M_m)

- Acesta se caracterizează prin :
- modulul mediu $m_m = m (1 - 0,5 \psi_g)$
 - numerele de dinți z_{1v}, z_{2v} ($z_{1,2v} = z_1 / \cos \delta_{1,2}$)
 - raportul de transmitere $i_v = i^2$

Observație: Pentru calculele de rezistență privind capacitatea portantă se recomandă utilizarea angrenajului înlocuitor (echivalent) pe conul mediu.

d) Forțele din angrenajul conic

Se consideră cunoscute momentele de torsiune (M_{t1}, M_{t2}) transmise de cele două roți și elementele geometrice (diametre de vârf, de divizare, de fund, lungimile dinților, unghiurile δ_1, δ_2).

Se cer forțele (radiale, axiale, tangențiale) necesare verificărilor privind capacitatea portantă a angrenajului și calculul reacțiunilor arborelui pe care sunt rezemate roțile.

Se consideră conul mediu și angrenajul înlocuitor pe conul mediu :

Forța tangențială a roții 1 pe diametrul mediu

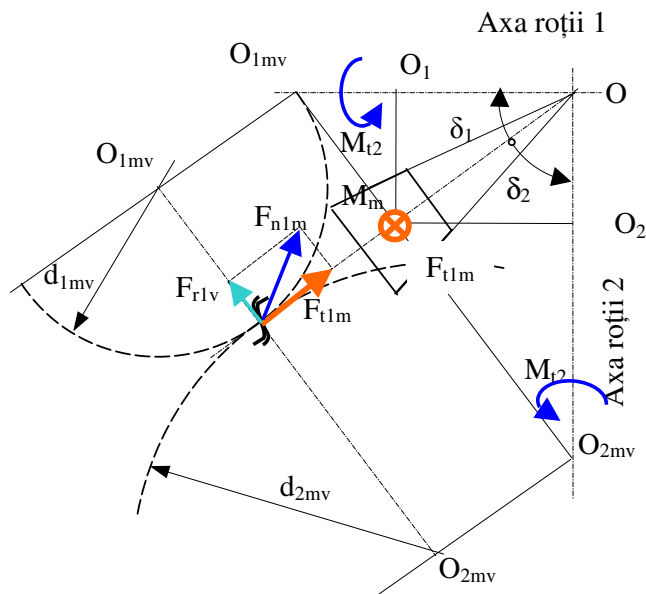
$$d_{1m} = z_1 m_m = z_1 m (1 - \psi_g \cdot 0,5) :$$

$$F_{t1m} = \frac{2M_{t1}}{d_{1m}} \text{ (direcția$$

perpendiculară pe planul foii

x)

Pe angrenajul înlocuitor mediu, această forță este tangentă la cele două cercuri de pe diametre d_{1mv} și d_{2mv} și face cu normala unghiul $\alpha = 20^\circ$ pentru angrenaje necorijate.



Conform teoremei fundamentale a angrenării, fluxul de forță se transmite prin normala la profile, astfel că F_{t1m} este o componentă a forței normale F_{n1v} , cealaltă fiind F_{r1v} .

Deci $F_{r1v} = F_{t1m} \operatorname{tg} \alpha$. Se translatează această componentă F_{r1v} în punctul M_m și se descompune după direcția radială a roții 1 și după direcția axială a roții 1 și

⇒ componentele radială F_{r1} și axială F_{a1}

$$F_{r1} = F_{r1v} \cos \delta_1; \quad F_{a1} = F_{r1v} \sin \delta_1$$

$$\text{Deci: } F_{t1m} = \frac{2M_{t1}}{d_{1m}}; \quad F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \delta_1$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \delta_1$$

Din principiul acțiunii și reacțiunii se constată că forțele pentru roata 2 sunt :

$$F_{a2} = F_{r1}; \quad F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{t2m} = \frac{2M_{t2}}{d_{2m}}$$

e) Metodica de calcul a angrenajelor conice

Calculul de rezistență (încovoiere la piciorul dintelui și oboseala superficială (pitting) a flancurilor) este asemănător cu cel de la angrenajele cilindrice cu dinți drepecți. Se aplică toate relațiile obținute la angrenajele cilindricilor drepecți pentru angrenajul înlocuitor (echivalent) mediu (modulul $m_m = m(1 - 0,5 \psi_g)$, $z_{1v} = z_1 / \cos \delta_1$, $z_{2v} / \cos \delta_2$)

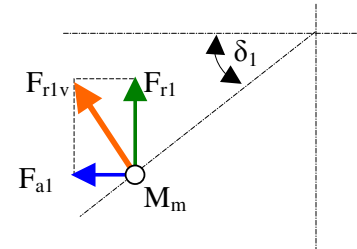
- Din solicitarea de pitting se deduce d_f

- Din solicitarea de încovoiere se deduce modulul m ⇒ celelalte elemente geometrice

De exemplu : pentru solicitarea de încovoiere :

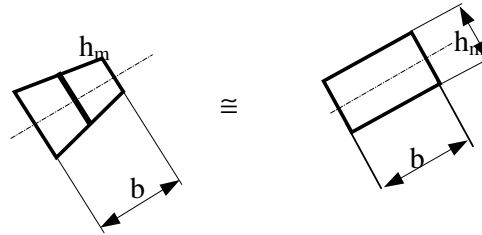
$$\sigma_{ip} = \frac{F_t K Y_\epsilon}{m b} Y_f \leq \sigma_{pai} \quad (\text{relație dedusă la angrenaje cilindrice cu dinți}$$

drepecți)



$$F_t \rightarrow F_{t1m} = \frac{2M_{t1}}{d_{1m}}; Y_\varepsilon = f(z_1 z_2) \rightarrow Y_{\varepsilon v} = f(z_{1v}, z_{2v}); m \rightarrow m_m; b \rightarrow b$$

(lungimea dintelui considerat de aceeași înălțime)



Deci, relația portanței la încovoiere devine

$$\begin{aligned} \sigma_{ip} &= \frac{2M_{t1} \cdot K \cdot Y_{\varepsilon v} \cdot Y_{fv}}{d_{1m} b} = \\ &= \frac{M_{t1} k' \cdot 4}{m(1 - 0,5\psi_g) \frac{z_1}{\cos \delta_1} b} = k'' \frac{M_{t1} \cos \delta_1}{m z_1 \psi_g (1 - 0,5\psi_g) G} = \end{aligned}$$

$$k'' \frac{M_{t1} \cos \delta_1}{m z_1 \psi_g (1 - 0,5\psi_g) \frac{d_1}{2 \sin \delta_1}} = k''' \frac{M_{t1}}{m^2 z_1^2}$$

Deci $\sigma_{ip} = k''' \frac{M_{t1}}{m^2 z_1^2} \leq \sigma_{pai} \Rightarrow$ modulul m pentru un z_1 cunoscut sau \Rightarrow

$$d_1 = m z_1 = \sqrt{\frac{k''' M_{t1}}{\sigma_{pai}}}$$

Deci, din condițiile de portanță (pitting și ruperea dinților prin oboseală de încovoiere) se deduc modulul exterior (modul standardizat) și numărul minim de dinți (z_1)

- Din definirea raportului de transmitere $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2$ și unghiurile δ_1, δ_2 ;

$$i = \frac{\sin(\delta - \delta_1)}{\sin \delta_1}; \text{ pentru } \delta = \pi/2 \Rightarrow \delta_1 = 2 \text{ arc ctg } i$$

- Deducerea celorlalte elemente geometrice

- diametre
- de divizare : $d_{1,2} = mz_{1,2}$
 - de vârf sau exterioare : $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2h_a \cos \delta_l$
 - de fund sau interioare : $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2h_f \cos \delta_l$ cu $h_a = m$; $h_f = 1,25 m$
- lungime dinte $b = \psi_g G = \psi_g (d_{1/2}) \sin \delta_l$

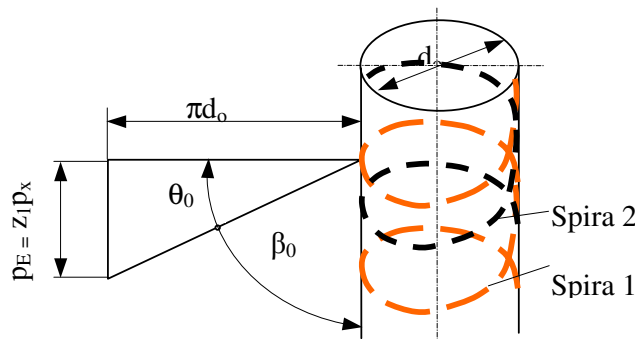
12.8. Angrenaje melcate

a) Particularități cinematice

Generarea unui angrenaj melcat este identică cu a angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați.

Melcul se caracterizează printr-un număr mic de dinți (z_1) (număr de începuturi, similar cu un șurub). Se recomandă $z_1 = 1 \dots 4$, în funcție de raportul de transmitere i (de exemplu: $z_1 = 4$ pentru $i = 7 \dots 8$ și $z_1 = 1$ pentru $i \geq 40$).

Pe un cilindru se înfășoară mai multe spire echidistanțate. Dacă raza cilindrului este r_o (diametrul d_o) și pasul unei elice este p_x , la o rotație a cilindrului pasul total este $p_E = z_1 p_x$:



Din figura alăturată, $\operatorname{tg}\theta_o = \frac{P_E}{\pi d_o} = \frac{Z_1 P_x}{\pi d_o}$;

θ_o = unghiul de înclinare a elicei melcului ;

β_o = unghiul de înclinare a dinților în comparație cu axa cilindrului (similar cu angrenajul cilindric cu dinți înclinați) ($\beta_o + \theta_o = \pi/2$)

Dar, $p = m \pi$, m_x = modulul axial și este standardizat prin STAS 822

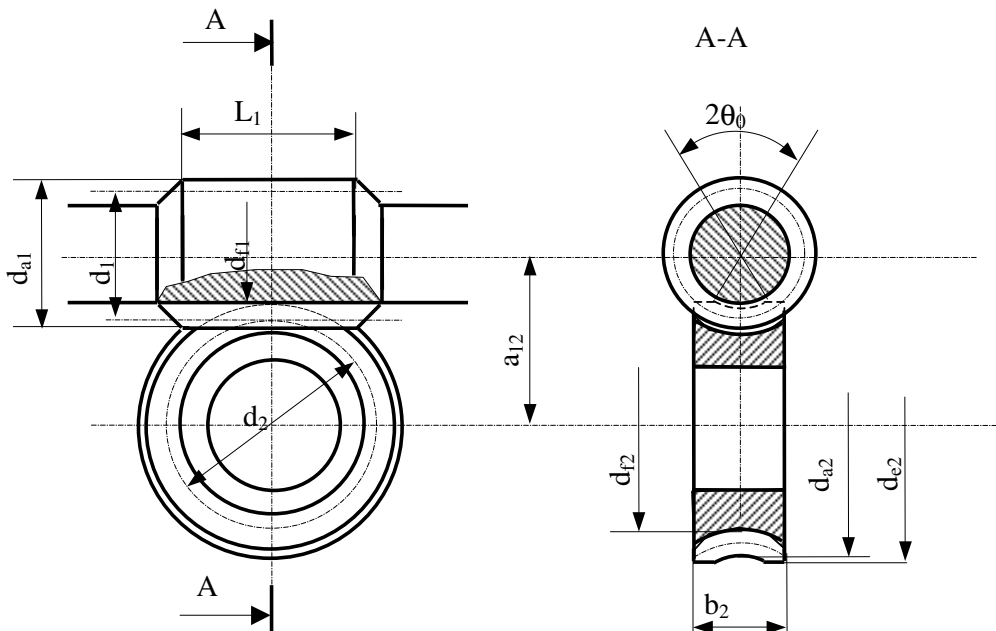
Deci, $\operatorname{tg}\theta_o = \frac{z_1 m_x \pi}{\pi d_o} = \frac{z_1}{d_o / m_x} = \frac{z_1}{q}$; parametrul adimensional $q = d_o / m_x$ se

numește **coeficientul diametral** al melcului și este standardizat în STAS 6845.

b) Elementele geometrice

- diametrul de referință al melcului $d_{o1} = d_o = m_x q$ (din definirea coeficientului diametral).

- diametrul de referință al roții melcate $d_{o2} : d_{o2} = m_x z_2$



- diametrul de divizare (rostogolire) al melcului $d_1 = d_{o1} + 2m_x x_{t2}$,
 x_{t2} - coeficientul de corijare a danturii roții melcate)

- diametrul de divizare (rostogolire) al roții melcate : $d_2 = d_{o2} = m_x z_2$

- diametrele de picior (interioare sau de fund)

$$d_{f1} = d_{o1} - 2(h_{oa}^* + c_o^*) m_x = d_{o1} - 2h_{of}^* m_x \quad (h_{oa}^* = \text{coeficientul}$$

capului dintelui)

$$d_{f2} = d_{o2} - 2(h_{oa}^* + c_o^* - \xi_{t2}) m_x \quad (c_o^* = \text{coeficientul jocului})$$

$$(h_{of}^* = \text{coeficientul piciorului}$$

dintelui)

- diametrele de cap $d_{a1} = d_{o1} + 2h_{oa}^* m_x$

$$d_{a2} = d_{o2} + 2(h_{oa}^* + \xi_{t2}) m_x$$

- lățimea coroanei melcate $b_2 = \leq 0,75 d_{a1}$ pentru $z_1 = 1$; $z_1 = 2$

$$\leq 0,67 d_{a1} \text{ pentru } z_1 = 3 \text{ sau } 4$$

- lungimea melcului $L_1 \approx f(m_x, z_1, z_2)$

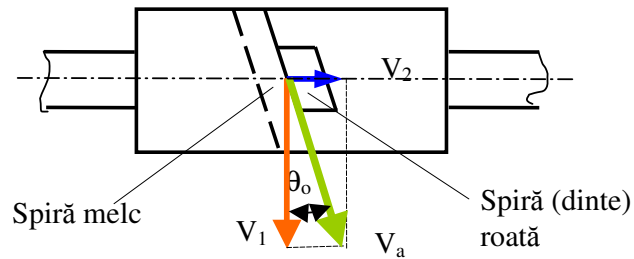
$$\text{de exemplu : pentru } z_1 = 1 \text{ sau } 2L_1 = (11 + 0,06 z_2) m_x$$

c) Forțele din angrenajul melcat

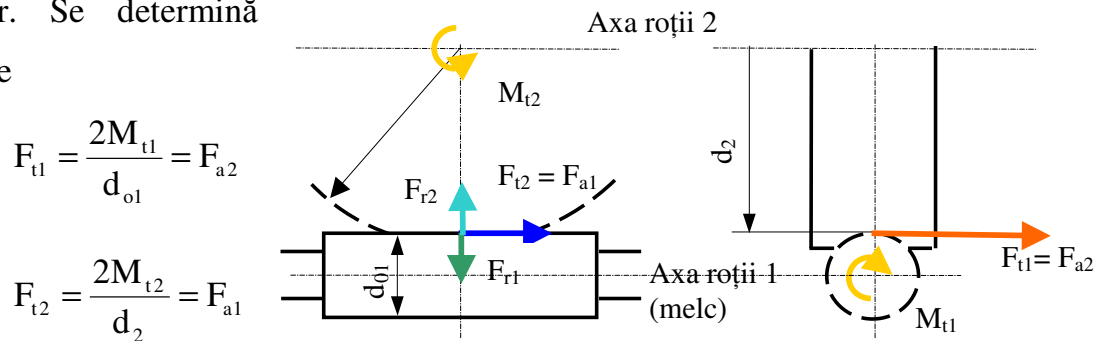
Viteza de alunecare este mare și nu mai pot fi neglijate efectele forțelor de frecare

$$V_a = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \theta_o};$$

pentru valori normale ($\theta_o < 30^\circ$) $\Rightarrow V_a > V_1$ deci alunecări mari ($V_1 = \pi d_{o1} n_1$
 unde n_1 = turația melcului)



Date : momentele de torsiune transmise de cele două roți , M_{t1} ; M_{t2} ; geometria roților. Se determină forțele



$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{o1}} = F_{a2}$$

$$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{d_2} = F_{a1}$$

Se poate demonstra, analog cu asamblările filetate, că $F_{r1} = F_{a2} \tan(\theta_0 + \varphi')$ unde φ' este unghiul de frecare ($\tan \varphi' = \mu / \cos \alpha_{on}$, $\mu =$ coeficientul de frecare,

$$\alpha_{on} = 20^\circ), \text{ și } \Rightarrow F_{r1} = F_{t1} \frac{\cos \tau' \tan \alpha_{on}}{\sin(\varphi' + \theta_0)}$$

d) Calculul angrenajelor melcate

- Se alege $q = f(P_2) =$ 12 pentru $P_2 < 4 \text{ kW}$
 10...11 pentru $P_2 = 4...7 \text{ kW}$
 8...11 pentru $P_2 > 7 \text{ kW}$

($P_2 =$ puterea transmisă de roata melcată)

- Se alege $z_1 = f(i) =$ 4 pentru $i = 7...8$
 3 pentru $i = 9...13$
 2 pentru $i = 14...27$
 1 pentru $i \geq 40$

($i =$ raportul de transmitere)

- Din solicitarea de oboseală a flancurilor sau din condiția de transfer termic, se determină distanța dintre axe, $a = \max(a_H, a_T)$, a_H - distanța dintre axe din condiția de oboseală superficială a flancurilor; a_T - distanța dintre axe din condiția termică (viteze de alunecare mari) ($a_T = f(n_1, P_2, \text{condiții răcire, etc})$)

- Determinarea modulului axial (m_x) din condiția geometrică

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{m_x(z_1 + z_2)}{2} \Rightarrow m_x = \frac{2a}{z_1 + z_2} \text{ și se standardizează prin}$$

STAS 822;

- Dacă distanța dintre axe se standardizează \Rightarrow corijarea (modificarea) danturii roții melcate

$$a = a_o + m_{xSTAS} x_t \Rightarrow x_t = \frac{a - a_o}{m_{xSTAS}}; \text{ se recomandă } -0,5 \leq x_t \leq 0,5 \quad (x_t -$$

coeficient de corijare);

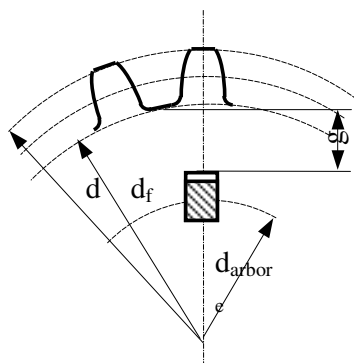
- Cunoscând modulul standardizat (m_x), coeficientul de corijare (x_t), numerele de dinți și coeficientul diametral standardizat q se determină toate elementele geometrice ($d_{o1}, d_1, d_2, d_{f1}, d_{f2}, d_{a1}, d_{a2}, b_2, L_1$).

12.9. Elementele constructive ale roților dințate

Forma roților dințate depinde de :

- dimensiunile roții
- materialul din care se execută dantura
- posibilitățile de execuție ale

întreprinderii



Pentru ca roata să se facă separat de arbore

trebuie ca :

$g \geq 0,6 p = 0,6 \pi m$ - pentru roți din oțel ($m =$ modulul standardizat)

$$g \geq 0,8 p = 0,8 \pi m - \text{pentru roți din fontă}$$

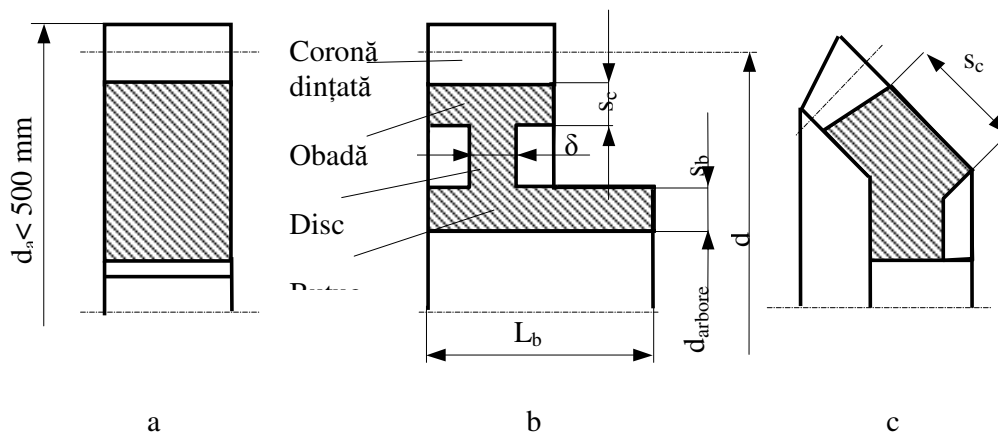
Dacă $g < 0,6 p$

$< 0,8 p$ atunci se face dintr-o bucată cu arboreal

Criteriu practic : dacă $d \geq 2 d_{arbore}$ – roata se face separat de arboreal.

Când se face separat, există două variante constructive :

a) roata în construcție masivă - execuție ușoară, masă mare de amortizare a vibrațiilor.



b) roată cu obadă, disc și butuc ($d_a \geq 500$ mm). Discul poate fi pe \perp butuc sau oblic

$$s_c \approx (0,5 \dots 0,6) p \geq (8 \dots 10) \text{ mm}$$

$$s_b = 0,4 d_{arbore} + 10 \text{ mm pentru roți din fontă}$$

$$0,3 d_{arbore} + 10 \text{ mm pentru roți din oțel turnat}$$

$$0,15 d_{arbore} + 5 \text{ mm pentru roți din oțel forjat}$$

$$L_b \approx (1,2 \dots 1,5) d_{arbore} \text{ sau } L_b \approx b + 0,05 d/2$$

Când diametrul roții este foarte mare, roțile se execută separat de arboreal și se fac din 2 jumătăți - execuție numai prin turnare, cu spițe. Planul de secționare trece prin golul dintre dinți.

Bibliografie

1. Rădulescu Gh. ș.a. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București, 1986;
2. Sauer L. – Angrenaje vol I și II, Edit.Tehnică, București, 1970;
3. Drăghici I. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București,1982;
4. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
5. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.

?? Intrebări recapitulative

1) *Transmisiile mecanice sunt organe de mașini care au rolul funcțional de a:*

a. transmite mișcarea și fluxul de forță de la o mașină motoare la o mașină de lucru;

b. de a susține diferite elemente aflate în mișcare pe ele;

2) *Parametrii de bază ai oricărei transmisii sunt:*

a. puterea taransmisiei;

b. sensul sau orientarea transmisiei;

c. turațiile și raportul de transmitere;

d. gabaritul transmisiei;

e. felul transmisiei (interioară, exterioară);

f. randamentul transmisiei;

3) *Care dintre următoarele transmisii au raportul de transmisie cel mai mare;*

a. transmisii cu roți dințate cilindrice;

b. transmisii cu roți dințate conice;

c. transmisii cu roți dințate melcate;

d. transmisii cu elemente flexibile;

4) Care dintre următoarele transmisii pot transmite putere la distanțe mari ($a > 1 \text{ m}$):

a. transmisii prin fricțiune;

b. transmisii cu elemente flexibile;

c. transmisii cu roți dințate;

5) Care dintre transmisiile de mai jos, pot proteja mecanismele la suprasarcini:

a. transmisii cu elemente flexibile;

b. transmisii prin fricțiune;

c. transmisii cu roți dințate;

6) Care transmisii pot fi utilizate pentru transmiterea mișcării între arbori, care se încrucișează

a. transmisii cu roți dințate cilindrice;

b. transmisii cu roți dințate conice;

c. transmisii cu roți dințate melcate;

7) Numiți caracteristica cinematică a unei transmisii mecanice:

8) Numiți caracteristica geometrică de bază a unei transmisii mecanice:

9) Condiția de funcționare continuă și neîntreruptă a unui angrenaj este ca:

a. componentele vitezelor tangențiale să fie egale;

b. componentele vitezelor normale să fie egale;

c. rezultantele vitezelor în punctul de contact să fie egale;

10) Care din următoarele mărimi sunt standardizate:

a. modulul m ;

b. pasul p ;

c. numărul de dinți z ;

11) Gradul de acoperire al angrenajului ne indică:

a. mărimea danturii;

b. numărul de perechi de dinți aflați în angrenare;

12) Prin corijarea danturii se poate modifica:

a. numărul minim de dinți;

b. îmbunătățirea capacității portanță;

c. distanța dintre axe;

d. gradul de acoperire;

13) Care este ordinea crescătoare a randamentului următoarelor transmisii:

a. roți dințate cilindrice;

b. roți dințate conice;

c. roți dințate melcate;

14) Pasul danturii se definește ca distanța dintre două flancuri alăturate măsurate pe:

a. cercul de divizare;

b. cercul exterior;

15) În relația $\pi d = pz$, legătura dintre diametrul d și pasul p este dată de:

a. valoarea π ;

b. numărul de dinți;

15) Valorile coeficienților de deplasare x_1, x_2 se aleg din nomogramie în funcție:

a. mărimea modulului;

b. mărimea diametrului roților;

c. numărul de dinți ai roților;

16) În relația forței normale necesare de calcul $F_{nc} = k \cdot F_n$, k este:

a. un coeficient de siguranță;

b. un factor de suprasarcină;

c. un coeficient de unități de măsură;

17) Roțile dințate conice au diametrul de rostogolire măsurat față de punctul O :

a. variabil;

18) În cazul roților melcate, mărimile standardizate sunt:

a. q – coeficientul diametrelor;

b. m – modulul axial;

c. q și m ;

19) În care dintre tipurile de angrenaje enumerate mai jos nu se pot neglija forțele de frecare:

a. cilindric;

b. conic;

c. melcat;

13. TRANSMISII PRIN ROȚI DE FRICȚIUNE

13.1. Caracterizare. Rol funcțional

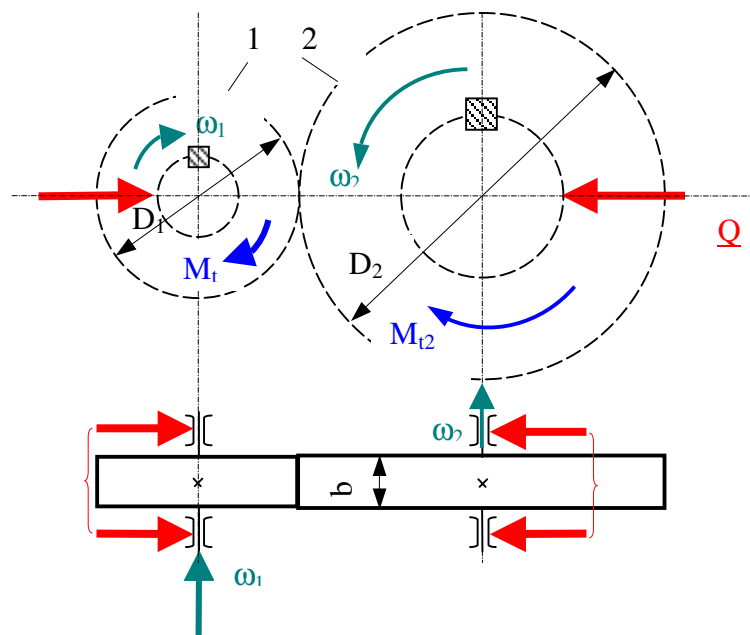
Transmiterea mișcării de la roata conducătoare 1 la cea condusă 2 se realizează prin contact direct, prin intermediul forței de frecare, care apare pe periferia roților, ca urmare a apăsării reciproce a celor 2 arbori cu forța Q .

Condiția de funcționare : $M_{f12} \geq M_t$ (M_t – momentul de torsiune ce trebuie transmis, M_f – momentul de frecare) sau

$$M_{f12} = k_a M_t$$

unde k_a = coeficientul de siguranță la alunecare; ca valori recomandate

$$k_a = 1,05 \dots 1,2.$$



Clasificarea roților prin fricțiune:

- după poziția arborilor
 - arbori paraleli (roți cilindrice)
 - arbori perpendiculari (roți conice)

- după raportul de transmitere $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$:- $i = \text{constant}$

- $i = \text{variabil}$ (variatoare cu fricțiune)

Avantaje: construcție simplă; ieftină; funcționare liniștită, fără zgomot și vibrații; posibilitatea patinării la suprasarcini.

Dezavantaje: exercitarea unor reacțiuni mari în lagăre; necesită dispozitive suplimentare pentru forța de apăsare; uzură rapidă; randament relativ mic $\eta = 0,85 \dots 0,9$; puteri relativ mici de transmis $P < 20 \text{ kW}$; viteze periferice mici $v < 10 \text{ m/s}$; $i = \text{variabil}$ cu sarcina ca urmare a alunecării.

Materiale: cu coeficient de frecare (μ) ridicat.

Cerințe: rezistență mare la uzare \Rightarrow cuplul de material este foarte important.

Exemplu: { $\left. \begin{array}{l} \text{otel călit/ otel călit} (\mu \uparrow) \\ \text{otel călit/fontă} \\ \text{fontă/fontă} \\ \text{ferodou/fontă; ferodou/otel} \\ \text{piele/otel} \end{array} \right\}$

13.2. Roți cu fricțiune cilindrice

Pot fi: - cu periferia netedă
- cu periferia canelată

$$\text{Vitezele periferice într-un punct } v_1 = v_2 \Rightarrow \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2} \Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

cand se neglijează alunecările; dacă nu se neglijează alunecările $\Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\xi D_2}{D_1}$;

$\xi = 1,02 \dots 1,04$, factor de alunecare = f (cuplu material)

Elemente de calcul

- Diametrele roților se aleg constructiv și anume :

$$D_1 = (5 \dots 12) d_1, \quad d_1 = \text{diametrul arborelui roții 1}; \quad D_2 = i D_1 / \xi$$

- Forța de apăsare necesară menținerii în contact și a transmiterii momentului M_{t1}

$$M_{f12} = k_a M_t; \quad \text{dar} \quad M_{f12} = Q \mu \frac{D_1}{2} \Rightarrow Q = \frac{k_a M_t}{\mu \frac{D_1}{2}}$$

- Lățimea de contact a roților – b :

Se definește încărcarea specifică $q = \frac{Q}{b} \leq q_a = 100 \dots 150 \text{ N/mm}$ pentru oțel/oțel

= 40...70 N/mm pentru ferodou/fontă

$$\Rightarrow b = Q / q_a = \frac{k_a M_t}{q_a \mu D_{1/2}}$$

Se face o verificare la presiune hertziană de contact:

$$\sigma_{Mmax} = 0,418 \sqrt{\frac{Q}{b} E_{red} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} \leq p_a = f(\text{HB} - \text{duritate}) = (0,3 \dots 0,5) \text{HB},$$

HB fiind duritatea cea mai mică a acelor materiale; E_{red} = modulul de elasticitate redus

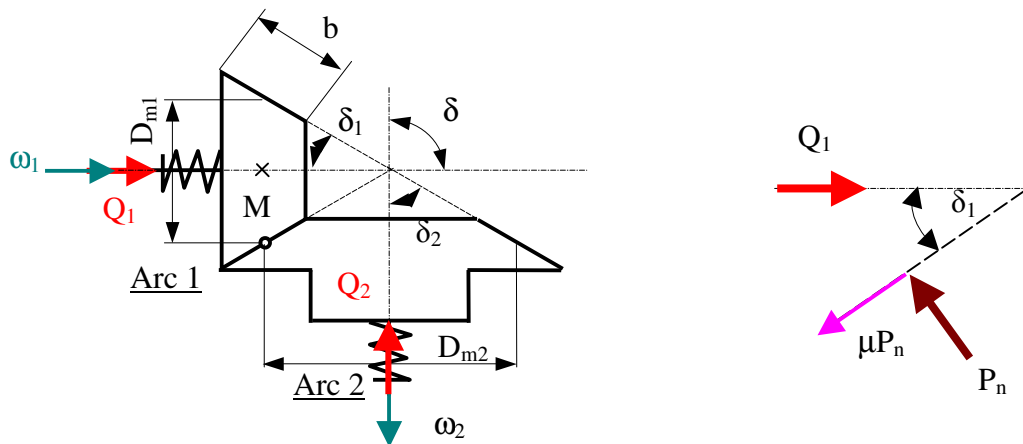
$$\left(\frac{1}{E_{red}} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \nu_1, \nu_2 = \text{coeficientii lui Poisson} \right)$$

13.3. Roți cu fricțiune conice

δ - unghiul dintre arborii roților: $\delta = \delta_1 + \delta_2$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{m2}}{D_{m1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

din condiția vitezelor periferice egale într-un punct M $\omega_1 \frac{D_{m1}}{2} = \omega_2 \frac{D_{m2}}{2}$



Pentru $\delta = \pi/2 \Rightarrow i = \text{ctg } \delta_1$

O problemă specifică: Care roată trebuie apăsată (cu sistem special – de obicei arc –) pentru a avea situația optimă ?

La montaj:

$$Q_1 = P_n \sin \delta_1 + \mu P_n \cos \delta_1$$

$$Q_2 = P_n \sin \delta_2 + \mu P_n \cos \delta_2$$

$$\Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sin \delta_1 + \mu \cos \delta_1}{\sin \delta_2 + \mu \cos \delta_2} =$$

$$= \frac{\sin \delta_1 + \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \cos \delta_1}{\sin \delta_2 + \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \cos \delta_2} = \frac{\sin(\delta_1 + \varphi)}{\sin(\delta_2 + \varphi)} < 1$$

Deoarece $\delta_1 < \delta_2$ ($\varphi =$ unghi de frecare) $\Rightarrow Q_1 < Q_2$; deci este bine să apăsăm roata mică (va rezulta un arc mai mic) și roata mare să prezinte doar reacțiune (ca atare, arcul 2 nu va trebui).

Elemente de calcul

- Diametrele D_{m1}, D_{m2} ; $D_{m1} \approx (5 \dots 10) d_1$, $d_1 =$ diametrul arborelui 1

sau $v = \omega_1 D_{m1} < v_a = (5 \dots 7) \text{ m/s}$ și rezultă $D_{m1}; D_{m2} = i D_{m1}$

- Lățimea b – idem roțile cilindrice : $q = \frac{F_n}{b} \leq q_a$ unde F_n se determină din

condiția de transmitere a momentului de torsiune $M_{f12} = k_a M_{t1}$;

$$M_{f12} = \mu F_n \frac{D_{m1}}{2} \Rightarrow F_n = \frac{2k_a M_{t1}}{\mu D_{m1}}$$

- Verificarea la presiune hertziană de contact – se aplică relația lui Hertz pentru conul mediu echivalent (înlocuitor R_{1v}, R_{2v}):

$$R_{1v} = \frac{D_{m1}}{2 \cos \delta_1}; \quad R_{2v} = \frac{D_{m2}}{2 \cos \delta_2}$$

$$\sigma_{Nmax} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{b} E_{rad} \left(\frac{1}{R_{1v}} + \frac{1}{R_{2v}} \right)} \leq p_{adm} = f(HB_1, HB_2), \text{ } HB_1, HB_2 \text{ fiind duritățile}$$

suprafețelor celor două roți;

$$R_{1v} = D_{1v}/2; \quad R_{2v} = D_{2v}/2.$$

Bibliografie

1. Chisiu A. s.a. - Organe de mașini. Edit.Did. si Pedag, București, 1978
2. Gafițanu M.ș.a. - Organe de mașini. Edit. Tehnică, București ,1981 și 1983;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985.

14. Transmisii prin curele

14.1. Caracterizare. Rol funcțional

Transmiterea fluxului de forță de la arborele motor (1) la arborele condus se face indirect, prin intermediul unui element flexibil (fig.14.1). Acesta poate fi curea

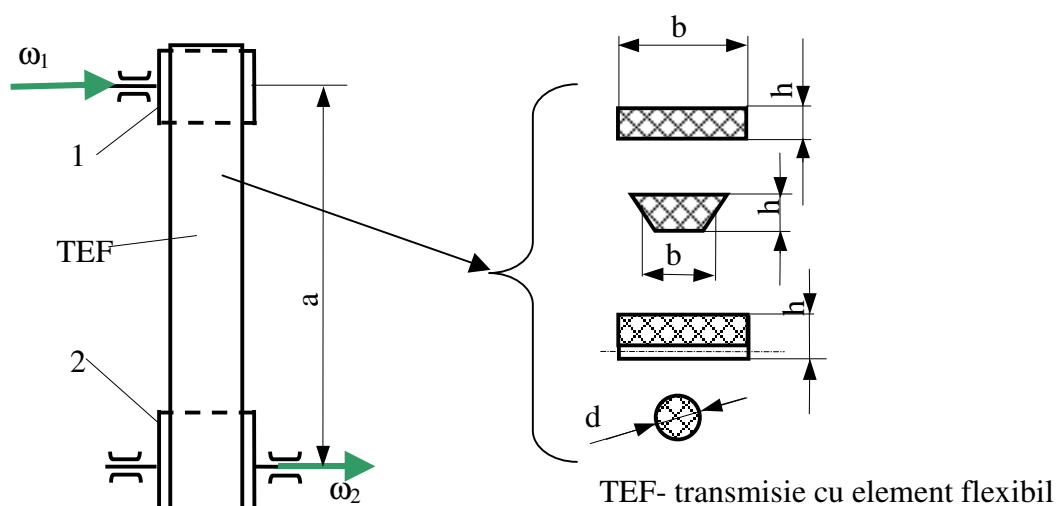


Fig.14.1

lată, trapezoidală, dințată, rotundă.

Domenii de utilizare:

- puteri transmise $P \leq 2000$ kW pentru curele late;
 $P \leq 1200$ kW pentru curele trapezoidale
- viteze periferice $v < 30$ m/s pentru curele late;
 $v < 40$ m/s pentru curele trapezoidale
- distanțe dintre axe $a < 12$ m pentru curele late;
 $a < 10$ m pentru curele trapezoidale
- raparte de transmisie $i \leq 6$ pentru curele late;
 $i \leq 10$ m pentru curele trapezoidale

Avantaje

- transmite la distanțe mari și poziții convenabile;
- funcționare relativ silențioasă;
- amortizează șocurile și vibrațiile;
- preț de cost scăzut în comparație cu roțile dințate, lanț;
- precizie de execuție relativ scăzută.

Dezavantaje

- gabarit mare, comparativ cu roțile dințate;
- i nu poate fi menținut constant pentru forțe tangențiale variabile datorită alunecărilor;
- produc încărcări suplimentare în lagăre;
- durabilitate limitată; randament $\eta = 0,94 \dots 0,96$.

Clasificare

- după poziția relativă
 - cu axe paralele
 - cu axe încrucișate
- după forma secțiunii
 - late, trapezoidale, dințate, rotunde.

14.2. Transmisii prin curele late (TCL)

Materiale: În funcție de materialul din care sunt confecționate, se disting curele din piele, textile țesute (cauciucate sau necauciucate), materiale compuse (țesute și piele), bandă de oțel etc.

b1) Elemente geometrice (fig.14.2)

Exemplu pentru arbori paraleli : - diametrele roților: D_1, D_2

- distanța dintre axele $O_1, O_2 \dots a$

- unghiurile de înfășurare β_1, β_2

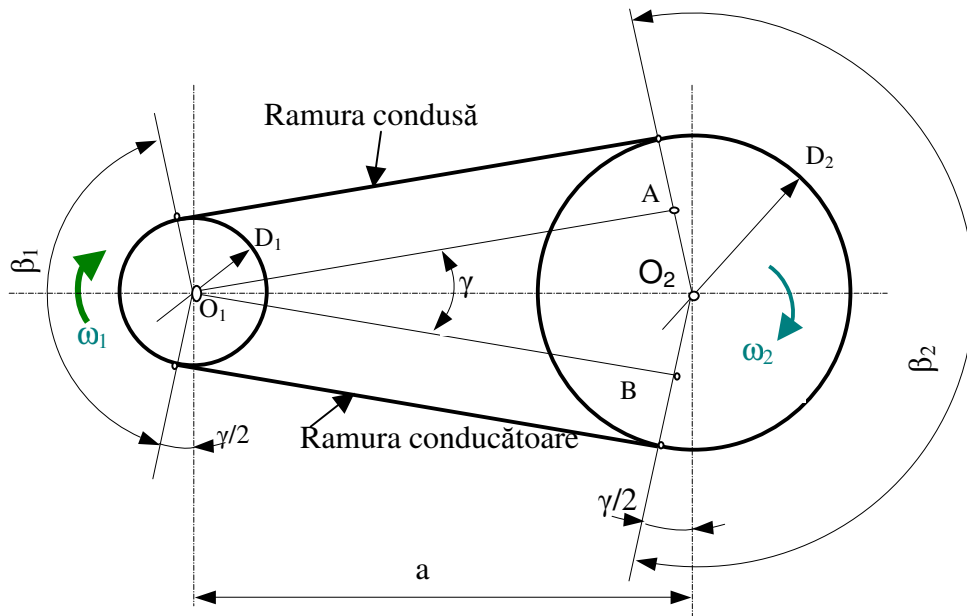


Fig.14.2

- unghiul dintre ramurile curelei (γ)

$$\beta_1 = 180 - \gamma; \quad \beta_2 = 180 + \gamma$$

În funcție de sensul vitezei unghiulare ω_1 (roata conducătoare) se definește ramura conducătoare și ramura condusă.

Geometric – lungimea curelei este :

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \beta_1 \frac{D_1}{2} + \beta_2 \frac{D_2}{2} \quad (\beta_1, \beta_2 - \text{în radiani})$$

dar $\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2a}$ (cunoscut), $\cos \frac{\gamma}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\gamma}{2}} \approx 1 - \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2 / 2$ (descompunere

în serie) :

$$\cos x = 1 - \frac{x^2}{2!} + \dots (-1)^n \cdot \frac{x^{2n}}{(2n)!}$$

Astfel, $\Rightarrow L \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$

$$\text{Raportul de transmitere : } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2(1-\xi)}{D_1};$$

$$\xi = \text{coeficient de patinare, } \xi = (1\dots3)\% = (1\dots3) \cdot 10^{-2}$$

b2) Forțele din TCL

Se neglijează forțele de inerție (fig.14.3). Pentru a transmite momente de torsiune, cureaua trebuie întinsă inițial cu o forță F_0 .

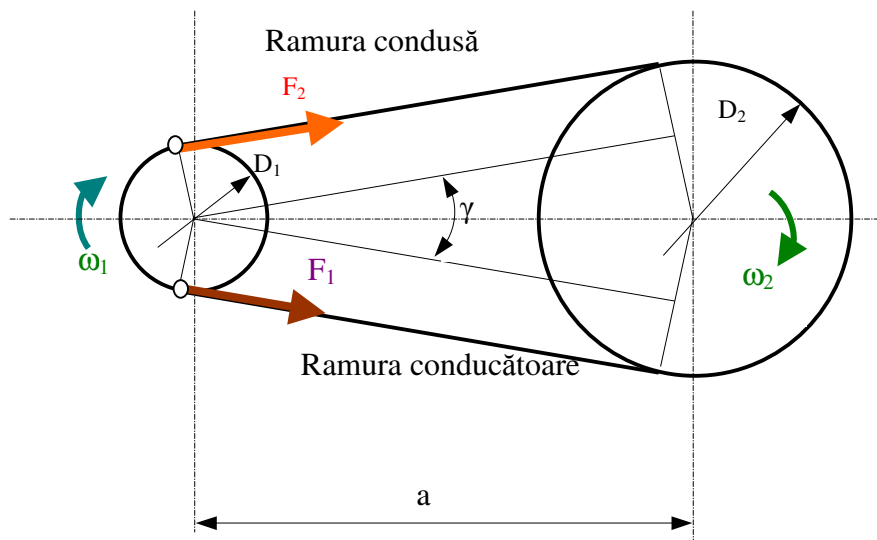


Fig.14.2

Cunoscând M_{tl} (momentul de torsiune ce trebuie transmis), unghiurile de înfășurare, coeficientul de frecare μ și diametrele D_1 , D_2 , ne interesează F_0 .

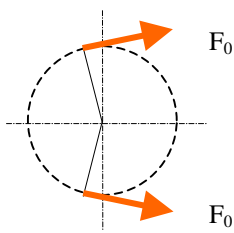
$$F_{frecare} = F_{utilă} = 2M_{tl}/D_1$$

Între F_1 și F_2 (forțele din ramurile curelei în timpul funcționării) se stabilește relația lui Euler (relația firelor) : $F_1 = F_2 e^{\mu\beta_1}$ (cu β_1 în radiani)

Dar $F_1 - F_2 = F_{utilă} = F_u$ (cunoscută)

$$\Rightarrow F_1 = F_u \frac{e^{\mu\beta_1}}{1^{\mu\beta_1} - 1}; \quad F_2 = F_u \frac{A}{1^{\mu\beta_1} - 1}$$

Dar, forțele F_1 și F_2 provin din forța inițială F_0 (condiția de echilibru)



$$F_0 \frac{D_1}{2} + F_0 \frac{D_1}{2} = F_1 \frac{D_1}{2} + F_2 \frac{D_1}{2} \Rightarrow F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

Deci :

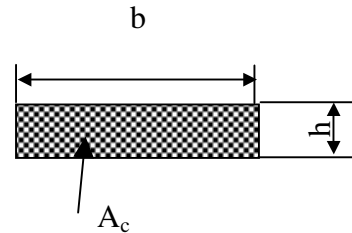
$$F_0 = \frac{1}{2} F_n \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1}$$

b3) Tensiunile (eforturile normale) din curea

- **Tensiuni de întindere** ca urmare a forțelor F_1 și F_2 :

$$\sigma_1 = F_1/A_c = F_1/(bh); \sigma_2 = F_2/(bh)$$

unde A_c este aria secțiunii curelei $A_c = b h$



dar $F_1 > F_2 \Rightarrow \sigma_1 > \sigma_2$

- **Tensiune de încovoiere** ca urmare a îndoirii curelei în zona roților – ecuația fibrei medii deformate.

$$\frac{1}{\rho_c} = \frac{M_i}{EI} \quad (\rho_c - \text{raza de curbură}, E - \text{modulul de elasticitate la încovoiere}, I$$

– momentul de inerție geometric, M_I – momentul de încovoiere)

pentru roata 1

$$\frac{2}{D_1} = \frac{M_i}{EI} = \frac{\sigma_{i1} W_i}{E W_i \frac{h}{2}} \Rightarrow \sigma_{i1} = E \frac{h}{D_1}$$

(W_I = modulul de rezistență la încovoiere)

pentru roata 2, analog

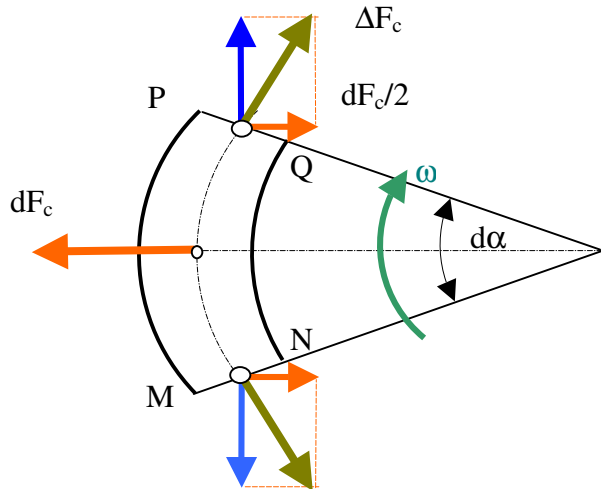
$$\sigma_{i2} = E \frac{h}{D_2}, \text{ cum } D_1 < D_2 \Rightarrow \sigma_{i1} > \sigma_{i2}$$

- **Tensiuni de tracțiune** ca urmare a forței centrifuge.

Fie un unghi elementar $d\alpha$ din zona de înfășurare.

Forța centrifugă a masei elementare este:

$$dm = \rho dV = \rho A_c dl = \rho A_c \frac{D}{2} d\alpha$$



unde: ρ - densitatea materialului curelei;

A_c - aria secțiunii curelei.

$$\Rightarrow dF_c = \frac{D}{2} \omega^2 dm$$

(dF_c - forța centrifugă a masei elementare).

În secțiunea curelei, corespunzător zonelor MN și PQ, efectele forței dF_c sunt forțe de tracțiune ΔF_c și forțe radiale preluate de roată. Unghiul elementar $d\alpha$ este mic, astfel că funcția sinus a acestui unghi se poate aproxima unghiul, exprimat în radiani:

$$\Delta F_c = \frac{dF_c}{2} / \sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{dF_c}{d\alpha}$$

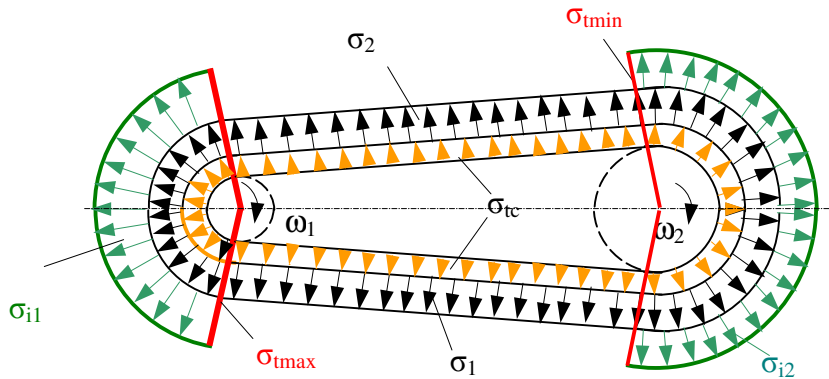
$$\sigma_{tc} = \frac{\Delta F_c}{A_c} = \frac{dF_c}{d\alpha A_c} = \frac{\frac{D}{2} \omega^2 \rho A_c \frac{D}{2} d\alpha}{A_c d\alpha} = \rho \omega^2 \frac{D^2}{4} = \rho v^2$$

unde $v = \omega \frac{D}{2}$ = viteza curelei.

Deci, în orice secțiune a curelei există tensiuni de întindere determinate de forțele centrifuge din zonele de curbură.

Efortul total (tensiunea maximă) din curea:

- reprezentăm tensiunile din ramurile curelei :
- σ_{tc} = constantă pe toată lungimea curelei $\sigma_{tc} = \rho v^2$
- σ_1 și σ_2
- σ_{i1} , σ_{i2} (numai în zonele unde cureaua este încovoiată = zonele roților)



La intrarea pe roata mică, apare tensiunea maximă:

$$\sigma_{tmax} = \sigma_{tc} + \sigma_1 + \sigma_{i1} = \rho v^2 + \frac{F_1}{A_c} + E \frac{h}{D_1}$$

La intrarea pe roata mare, apare tensiunea minimă:

$$\sigma_{tmin} = \rho v^2 + \frac{F_2}{A_c}$$

$\Rightarrow \sigma_t \in [\sigma_{tmin}, \sigma_{tmax}]$; ca urmare a variației tensiunilor din curea, apare oboseala curelei.

Deoarece tensiunile diferă pe roată, vom întâlni alunecări diferite și ca atare alunecări elastice, pot apare patinări “funcționale”.

b4) Metodica de calcul

Se dau : P_1 (puterea), turația n_1 sau viteza unghiulară ω_1 , raportul de transmitere i și, eventual, distanța dintre axe a .

Se cer : dimensiunile curelei (b, h, L), dimensiunile roților.

Se alege materialul \Rightarrow raportul $\frac{h}{D_1} \approx \frac{1}{30} \dots \frac{1}{40}$; σ_{na} (rezistența utilă admisibilă)

Din condiția transmiterii forței utile

$$\sigma_u = \frac{F_u}{A_c} = \frac{2M_{tl}/D_1}{hb} = \frac{2P_1/\omega_1}{D_1 hb} = \frac{2P_1}{\frac{\pi n_1}{30} \cdot D_1 \left(\frac{h}{D_1}\right) D_1 \cdot b} =$$

$$= \frac{2P_1}{\frac{\pi h_1}{30} \cdot D_1 \left(\frac{h}{D_1}\right) D_1 \left(\frac{b}{D_1}\right) D_1} \leq \sigma_{na} \Rightarrow D_1 = k_3 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}}$$

k fiind constantă, funcție de $\left(\frac{h}{D_1}, \frac{b}{D_1}, \sigma_{na}\right)$ alese)

- Diametrele roților $D_1 \rightarrow D_{1STAS} \Rightarrow D_2 = iD_{1STAS} \rightarrow d_{2STAS} \Rightarrow L$ pentru a ales sau impus;

dacă L este standardizat $\rightarrow L_{STAS}$ și se recalculează distanța dintre axe a sau se alege un sistem de întindere a curelei.

- Secțiunea curelei $h = \left(\frac{h}{D_1}\right) D_{1STAS}$; dar $\sigma_u = \frac{F_u}{A_c} \leq \sigma_{na} \Rightarrow A_c$ și apoi $b = A_c/h$.

-Verificarea curelei

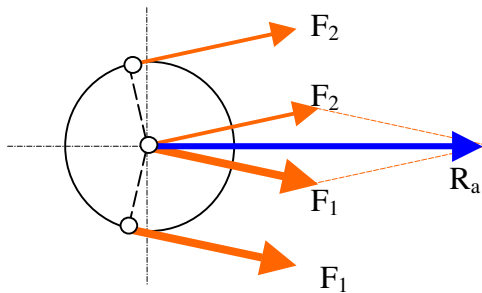
$$\sigma_{tmax} = \sigma_1 + \sigma_{tc} + \sigma_{il} \leq \sigma_{at} = \frac{\sigma_{rupere}}{c}; \quad c = 6...7 \text{ (coeficient de siguranță la}$$

rupere)

$$\text{frecvența de încovoiere} \quad f = \frac{v \cdot x}{L} \leq f_a = 5...15s^{-1}$$

unde x – numărul roților peste care trece cureaua.

- Forța exercitată de curea asupra arborilor



$$R_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}$$

14.3. Transmisii prin curele trapezoidale

În figura 14.3 sunt prezentate moduri de așezare a curelelor trapezoidale în canalul lor și caracteristicile dimensionale ale curelelor.

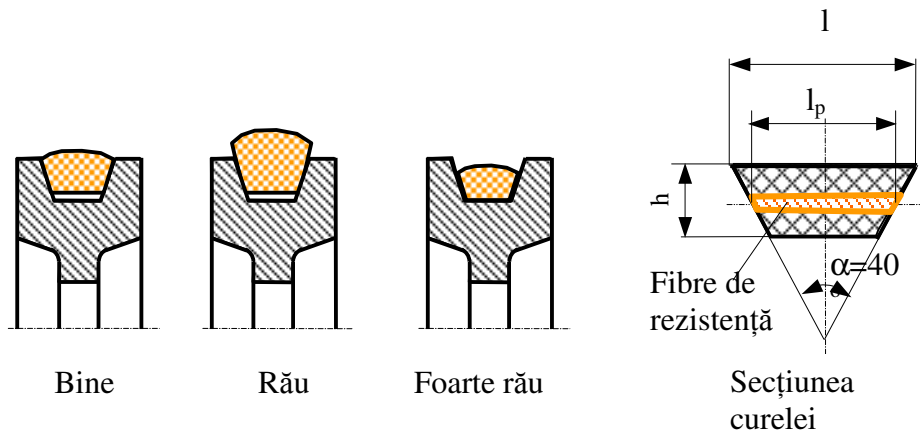


Fig.14.3

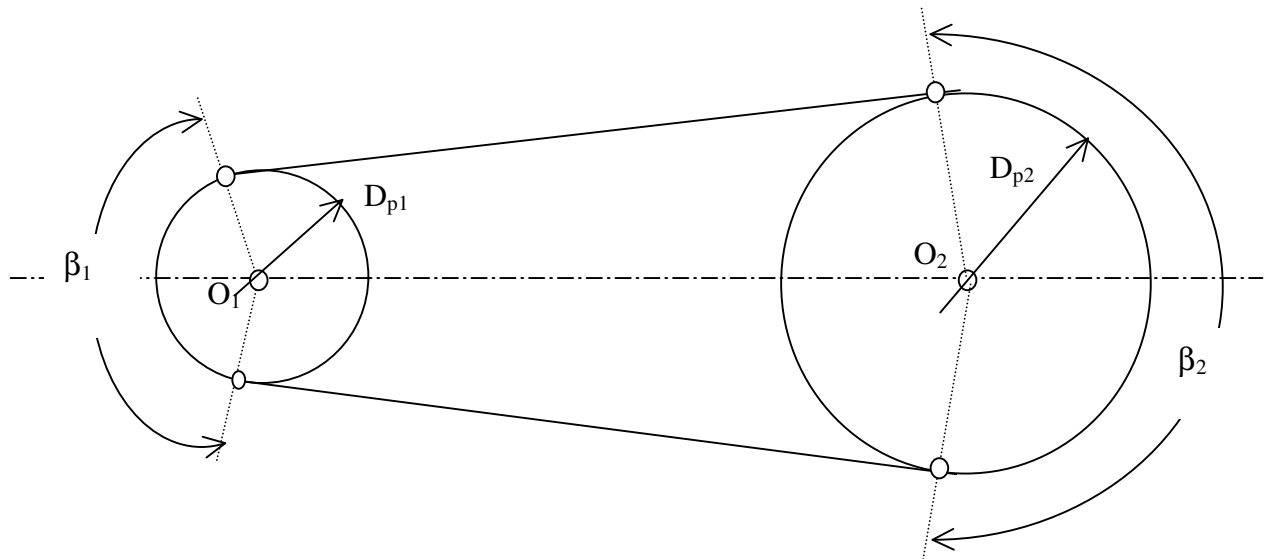
D_p = diametrul primitiv (similar curelelor late – fig.14.1)

L_p = lățimea primitivă a curelei trapezoidale (în secțiunea care nu suferă deformații de încovoiere)

Secțiunea curelei trapezoidale este standardizată:

- curele clasice (7 tipuri) STAS 1164 : Y, Z, A, B, C, D, E

- curele înguste (5 tipuri) STAS 7192-65 : 16X15; SP2; SPA; SPB; SPC

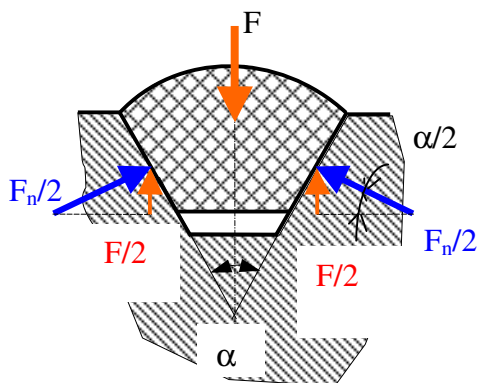


Considerații teoretice

Ca urmare a formei trapezoidale a secțiunii curelei, intervine efectul de pană, care contribuie la creșterea frecării și implicit la creșterea portanței.

Pentru o forță de întindere dată $F \Rightarrow$

$$F_n = \frac{F}{\sin \frac{\alpha}{2}} \Rightarrow F_{\text{frecare}} = \mu \frac{F}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \mu' F > \mu F$$



deci transmite mai mult ca la curele late :

$$(\mu' \approx 3...4\mu)$$

Pentru evitarea înțepenirii curelei în canalul roții $\alpha_{\min} > \varphi_{\text{frecare}}$; $\alpha_{\min} = 34^\circ$

(φ_{frecare} = unghi de frecare)

Se pot aplica concluziile de la curelele late și se pot face următoarele observații :

$$F_1 = F_2 I^{\mu\beta}$$

$$F_1 - F_2 = F_n = \frac{2M_c}{D_{p1}}$$

dar $\frac{I^{\mu\beta} - 1}{I^{\mu\beta}} \approx 1$ deoarece $\mu' > \mu \Rightarrow F_1 \approx F_n$ și $F_2 = 0,1F_n$;

$$F_0 = (F_1 + F_2) / 2 \approx 0,55F_n$$

Metodica de calcul a curelelor trapezoidale

Se cunosc : $P_1, n_1(\omega_1), i$

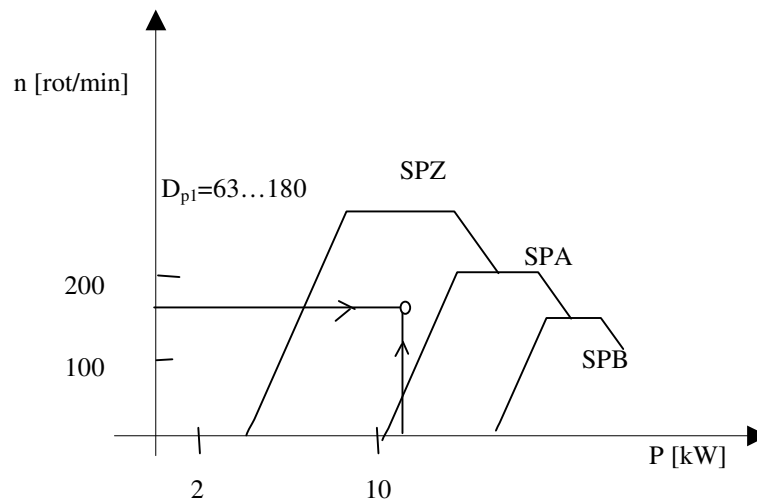
Alegerea curelei se face pe baza curbelor de oboseală deduse experimental (nomograme):

- nomograme pentru curele clasice
- nomograme pentru curele înguste

Cunoscand turația n_1 și puterea ce trebuie transmisă, din nomogramă rezultă profilul curelei (SPZ, SPA sau Y, Z, A, B, ...).

Exemplu : Nomogramă pentru curele trapezoidale înguste.

Din nomogramă se alege și intervalul în care se găsește D_{p1} (diametrul primitiv al roții mici).



- Din STAS 1162 se alege D_{p1} , apoi $D_{p2} = i D_{p1} \rightarrow D_{p2 \text{ STAS}}$

- Se alege distanța axială dacă nu este impusă

$$0,7(D_{p1} + D_{p2}) \leq a \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$$

- Se calculează lungimea primitivă a curelei $L_p \rightarrow L_{p \text{ STAS}} \rightarrow$ se recalculează a sau se iau măsuri de întindere a curelei

- Viteza curelei $v = \pi D_{p1} h_1 / 60 \leq 30$ m/s curele trapezoidale clasice
40 m/s curele trapezoidale înguste

- Se determină numărul de curele :

- preliminar $z_0 = \frac{P_1 C_f}{C_L C_\beta P_0}$;

P_1 – puterea de transmis

P_0 – puterea ce o poate transmite o curea (se alege din STAS – funcție de n_1);

C_f – coeficient de funcționare = funcție de mașina motoare și de mașina de lucru;

C_β = coeficient al unghiului de înfășurare;

C_L = coeficient al lungimii curelei;

$z = z_0 / C_z$; C_z = coeficient al numărului de curele.

- Verificări — durabilitate – nomograme speciale

frecvența îndoirilor $f = \frac{xv}{L_p} \leq f_a \approx 40$ îndoiri/secundă, $x =$

numărul roților de curea;

- Forța transmisă arborelui

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos \gamma} \text{ cu } \sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2a}$$

Bibliografie

1. Chișiu A. ș.a.- Organe de mașini. Edit.Didactică și Pedagogică, București, 1978.
 - 2.Rădulescu Gh. ș.a. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol III, Edit.Tehnică, București, 1986;
 3. Drăghici I. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București,1982;
 4. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
 5. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.
-

?? Intrebări recapitulative

- 1) *Roata de întindere a unei transmisii cu element flexibil se montează pe:*
 - a. ramura condusă;
 - b. ramura conducătoare;
 - c. nu are importanță pe care ramură.
- 2) *Cureaua unei transmisii cu element flexibil se rupe datorită:*
 - a. oboselii
 - b. încovoierii
 - c. întinderii
- 3) *Pentru care dintre următoarele tipuri de curele transmiterea fluxului de forță se realizează prin fețele laterale ale ei:*
 - a. trapezoidală;
 - b. lată;
- 4) *Alegerea curelei trapezoidale se face în funcție de:*

a. putere și turație;

b. moment de torsiune și turație;

5) Pentru evitarea căderii curelei late de pe roată, aceasta din urmă se execută:

a. ușor conică;

b. ușor în V;

c. cu un bombament;

d. dreaptă și mai lată decât cureaua.

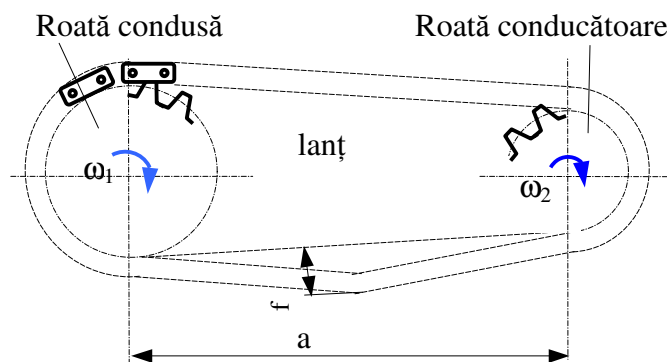
15. TRANSMISII PRIN LANȚ

15.1. Caracterizare. Rol funcțional

Transmisiile prin lanțuri sunt larg utilizate în construcția de mașini prezentând, comparativ cu alte tipuri de transmisii, o serie de avantaje: încărcare redusă pe arbori; randament relativ ridicat $\eta_r = 0,86...0,98$; gabarit redus; funcționează și în condiții de exploatare grele (praf, temperatură, umiditate)

Ca dezavantaje putem enumera: vibrații și zgomot; montaj precis; viteze relativ mici $v < 20 \text{ m/s}$.

Performanțe : $P < 4000 \text{ kW}$; $\omega < 500 \text{ rad/s}$; $a \leq 8 \text{ m}$.

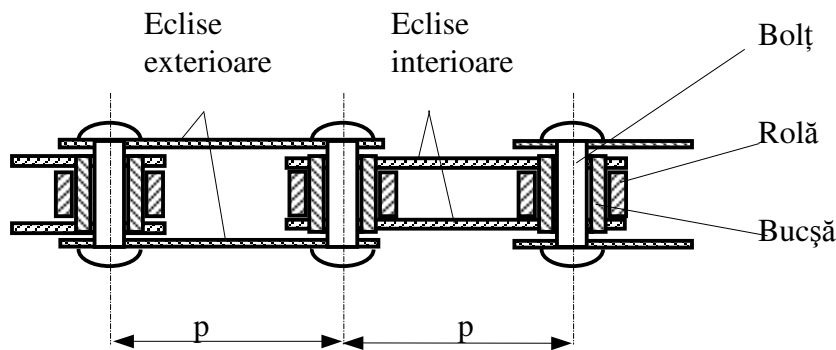


Clasificarea lanțurilor STAS 2577

- lanțuri de transmisie
 - cu eclise și bolțuri
 - cu buceșe
 - cu buceșe, eclise și bolțuri
- lanțuri pentru variator
- lanțuri de transmis

15.2. Elemente geometrice

- pasul (p)
- numărul de dinți ai roților (z_1, z_2)
- profilul dinților
- distanța dintre axe (a)
- lungimea și lățimea lanțului și razele cercurilor caracteristice.



*) Numerele de dinți ai roții mici z_1 se aleg cat mai mare posibil, pentru a mări durabilitatea;

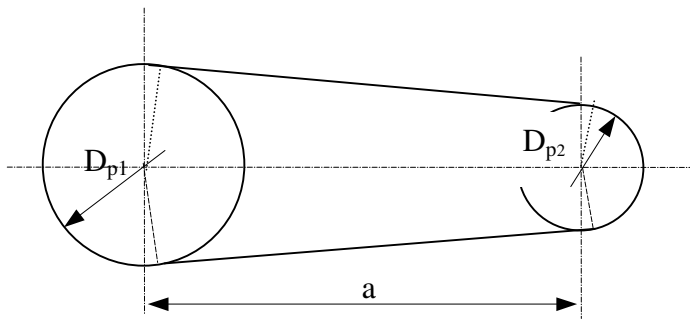
de exemplu : $z_1 = 30 \dots 27$ pentru lanț cu bucle și role pentru $i = 1 \dots 2$

$35 \dots 32$ pentru lanț cu bucle și role pentru $i = 1 \dots 2$

$\Rightarrow z_2 = i z_1$ (i = raportul de transmitere, dat sau ales).

**) Lungimea lanțului se determină la fel cum s-a calculat lungimea curelei :

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{180 - \gamma}{360} z_1 p + \frac{180 + \gamma}{360} z_2 p \approx 2a + \pi \frac{Dd_1 + Dd_2}{2} + \frac{(Dd_2 - Dd_1)^2}{4a}$$



$$OA = R_d = \frac{D_d}{2} = \frac{p}{2 \sin \frac{180}{z}} \Rightarrow D_d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}} \approx p \frac{z}{\pi}$$

(aproximând $\sin x \approx x$, x în radiani)

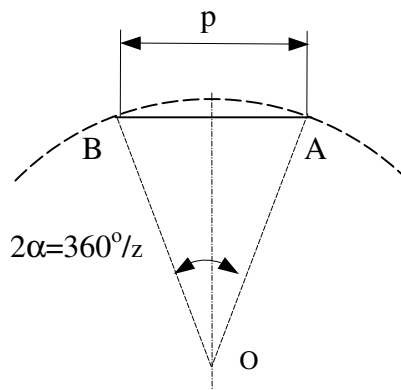
$$\Rightarrow L \approx 2a + \frac{z_1 + z_2}{2} p + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p^2}{a}$$

sau în numărul de zale

$$W = L/p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}$$

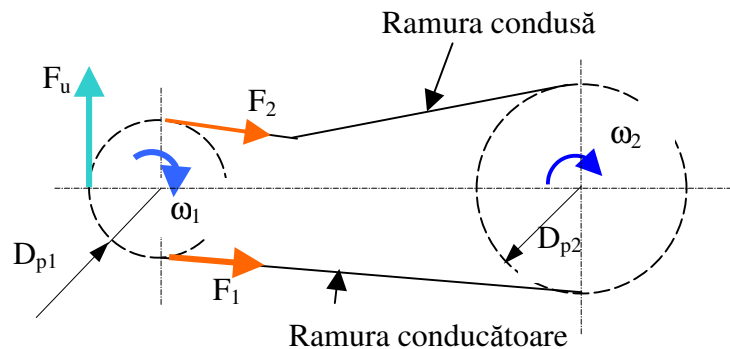
Se poate demonstra că raportul de

transmitere $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ nu este riguros constant pe lungimea unui pas (p).



15.3. Forțele din lanț

Forțele din lanț sunt similare celor de la curele – cu excepția faptului că lanțul nu este solicitat la încovoiere la trecerea peste roți (fiind format din elemente articulate), în schimb, apar forțe dinamice cauzate de accelerațiile lanțului.



$$F_u = \frac{2M_{t1}}{Dd_1}; \quad F_1 = F_u + F_g + F_c \pm F_{d1};$$

$$F_2 = F_c + F_g \pm F_{d2};$$

unde: F_g – forța datorată greutateii proprii a lanțului

$$F_g \approx k_g qa \quad (k_g - \text{coeficient al poziției lanțului});$$

$k_g = 6$ pentru transmisii orizontale, $k_g = 1$ pentru transmisii verticale);

q – greutatea lanțului pe metru liniar; [N/m];

F_c – forța de tracțiune ca urmare a forței centrifuge:

$$F_c = \frac{qv^2}{g} \quad (v - \text{viteza lanțului}; \quad g - \text{acelerația gravitațională});$$

F_{d1} , F_{d2} -forțe dinamice ca urmare a accelerațiilor lanțului (radiale și longitudinale).

15.4 Calculul transmisiei prin lanț

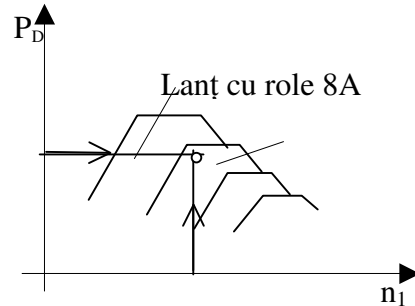
Se face la următoarele condiții de rezistență care determină durabilitatea și portanța:

- rezistența la uzare a elementelor articulațiilor (bolțuri și bușe)
- rupere la oboseală a elementelor zalelor (eclise și bolțuri)
- rezistența la șoc (oboseală) a rolelor (bușelor).

*) **Alegerea lanțului** – cu ajutorul unei transmisii de referință ($z_{01} = 19$; $i_0 = 3$; $\alpha_0 = 40^\circ$; $w = 100$ zale; 2 arbori paraleli; $h_0 = 15000$ ore de funcționare, alungirea ca urmare a uzării este 3%) \Rightarrow diagrame ale puterii limită admisibilă (P_D). Puterea limită (puterea de diagrame) $P_D = P_n / C_p$ [kW], unde P_n este puterea nominală ce trebuie transmisă [kW] și

C_p – factor de încărcare = $f(z_1, i)$.

Din diagrama $P_D = f(n_1) \Rightarrow$ tipul de lanț, de exemplu, lanț cu role 8A. Din STAS 5174, de exemplu, \Rightarrow celelalte elemente geometrice ale lanțului (p , geometria rozelor, bolțului, eclise etc.).



****) Verificarea lanțului**

- Verificarea la uzare se apreciază prin presiunea de contact dintre bușă și bolț.

$$p_{cef} = \frac{F_l}{jA_a} = \frac{F_u + F_c + F_g}{ja_1 d_3} \leq p_{ca} = c_u c_{rs} c_f \cdot p_{ca}^*$$

unde : j = numărul de randuri ale lanțului multiplu;

a_1 = lungimea bușei; d_3 = diametrul bolțului; c_u = coeficient de ungere;

c_{rf} = coeficient al regimului de solicitare;

c_f = coeficient al drumului de frecare;

p_{ca}^* = presiunea de contact de referință admisibilă = $f(v, z_1)$.

Exemplu: $p_{ca}^* = 32$ MPa pentru $v \geq 0,1$ m/s și $z_1 = 20$

- Verificarea la rupere la oboseală

- statică $c_{st} = \frac{s_r}{F_l} \geq 7$ unde s_r = sarcina de rupere dată în STAS 5174

- variabilă $c_v = \frac{s_r}{c_s F_l} \geq c_{av} = f(p, z_1)$;

c_s = coeficient de suprasarcină = $f(\text{mașina motoare și mașina de lucru})$

- Rezistența la șoc (spargere) a rozelor (bucșelor) se asigură prin limitarea turației roții mici și a frecvenței angrenării $n_1 < n_{1max} = f$ (tip lanț)

- Apăsarea lanțului pe arbori - $R = k_p Fn$ – mult mai mică decât la curele;

$k_p = 1,15$ – transmitere orizontală

1,05 – transmitere verticală = coeficient de poziție a lanțului.

Bibliografie

1. Rădulescu Gh. ș.a. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București, 1986;

2. Horovitz B. ș.a. – Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri, Edit.Tehnică, București, 1970;

3. Drăghici I. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București,1982;

4. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;

5. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.

?? Intrebări recapitulative

1) Alegerea tipului de lanț se face în funcție de:

a. putere și turație;

b. putere și număr de dinți;

c. putere și diametrul roții;

2) În relația forței datorată greutateii proprii a lanțului $F_g \approx K_g \cdot q \cdot a$, K_g este:

a. coeficient de siguranță;

b. coeficient al poziției lanțului;

3) În relația forței datorată greutateii proprii a lanțului $F_g \approx K_g \cdot q \cdot a$, q este:

a. greutatea pe metru liniar;

b. încărcarea specifică.

16. VARIATOARE DE TURAȚIE (VT)

16.1. Elemente cinematice și geometrice

Variatoarele sunt transmisii mecanice care au proprietatea de a regala continuu raportul de transmitere într-un interval dat.

Clasificarea variatoarelor se poate face:

- în funcție de transmisia de referință:

- cu contact direct – roți de fricțiune (cu variație în trepte sau continuă)
- cu contact indirect – element flexibil (curele, lanțuri speciale, benzi cu sabot)

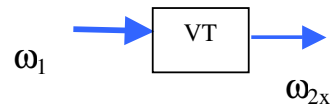
La orice variator există - element conducător (1)

- element condus (2)

- sistem de reglare a turației (SRT)

La variator se definește în afara raportului de transmitere $i_x = \omega_1 / \omega_{2x}$ și gama de reglare G_r

$$G_r = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}}; \quad G_r = 2 \dots 15.$$



În VT există alunecări specifice $a_s = (1 \dots 3)\%$ \Rightarrow randamente de ordinul

$$\eta = 0,85 \dots 0,92.$$

Puterile maxime transmise de un VT sunt $P_{max} \leq 16 \dots 20$ kW.

La orice variator trebuie cunoscut raportul P_{1max} / P_{1min} (P_1 fiind puterea la arborele de intrare).

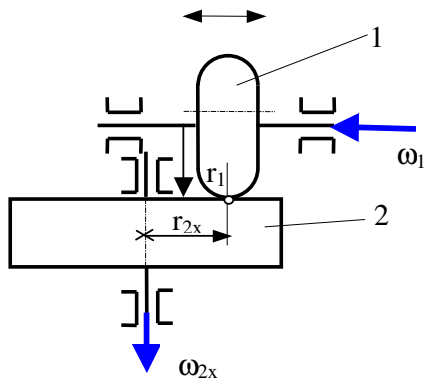
16.2. Scheme de variatoare

Variator cu contact direct: contactul teoretic liniar al acestor variatoare, în raport cu cel punctiform, prezintă dezavantajul unor alunecări geometrice

importante, cu consecințe defavorabile asupra durabilității la uzură. Acest dezavantaj este compensat doar, parțial, prin creșterea capacității de transmitere.

a) Variator frontal cu roți cilindrice.

Roata 1 are formă de tor pentru a reduce alunecările și uzurași se poate deplasa axial pe arborele său; roata 2 este fixată axial pe arbore.



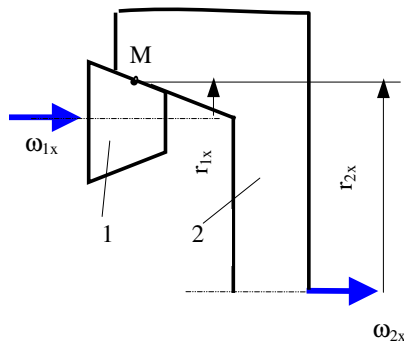
Din condiția $V_{1M}=V_{2M}$ (vitezele pe cele 2 roți)

$$\Rightarrow \omega_1 r_1 = \omega_{2x} r_{2x} \Rightarrow$$

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{r_{2x}}{r_1} \quad \text{și}$$

$$G_r = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{\omega_1 r_1 / r_{2\min}}{\omega_1 r_1 / r_{2\max}} = \frac{r_{2\max}}{r_{2\min}}$$

b) Variator direct cu conuri.

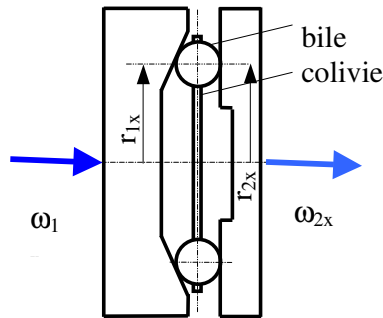


$$V_{1M} = V_{2M} \Rightarrow \omega_1 r_{1x} = \omega_{2x} r_{2x} \Rightarrow$$

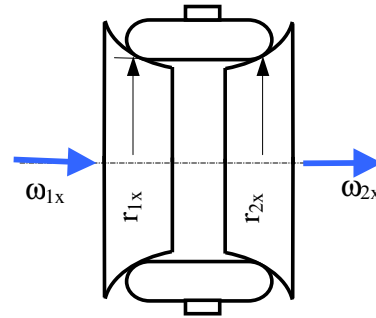
$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{r_{2x}}{r_{1x}}$$

$$\Rightarrow G_r = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{r_{2\max} r_{1\max}}{r_{2\min} r_{1\min}}$$

c) Variator direct cu bile.

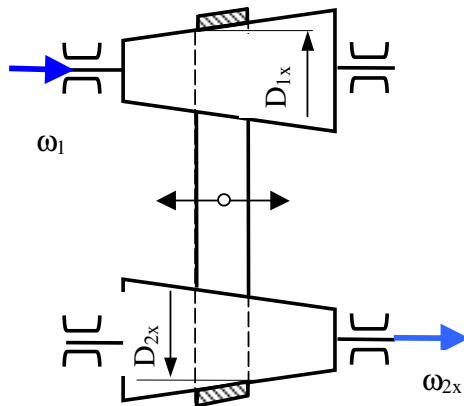


d) Variator cu roți toroidale.



Variator cu contact direct: contactul între elementul motor și cel condus este realizat prin intermediul unui element flexibil (curea, lanț, etc.).

a) *Variator indirect cu conuri:* are doi tamburi tronconici, cu axele și generatoarele paralele, peste care se înfășoară cureaua (lată, trapezoidală, banda metalică), tensionată permanent cu o rolă de întindere sau prin deplasarea unui tambur. Raportul de transmitere se modifică prin translatarea curelei cu ajutorul unei furci.

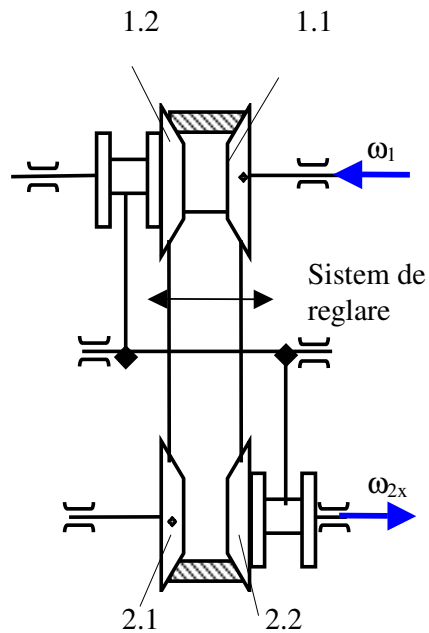


$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}}; \quad G_r = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \cdot \frac{D_{1\max}}{D_{1\min}}$$

b) *Variator cu curele tip "mono":* discurile roții 1 sunt fixe pe arbore, iar discurile roții 2 (2.1 și 2.2) se pot deplasa pe arborele său. Prin tensionarea curelei se modifică distanța dintre axe și se modifică diametrul de contact pe roata 2.

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}}; \quad G_r = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}}$$

c) *Variator cu curele tip “duo”*: ambele roți au diametre reglabile în opoziție



prin deplasare în diagonală (exemplul din schiță) sau simetrică, deci se modifică poziția relativă a discurilor pentru ambele roți (1.1, 1.2 și 2.1, 2.2). Roțile 1.1 și 2.1 sunt fixate axial, iar 1.2 și 2.2 se pot deplasa axial pe arborii respectivi.

16.3. Funcționarea variatoarelor

Funcție de necesitățile de lucru ale mașinii de lucru, variatoarele pot funcționa :

- a) la moment de torsiune constant : $M_{t2} = \text{constant}$;
- b) la putere constantă $P_2 = \text{constant}$;
- c) la momente și puteri variabile.

Întotdeauna variatorul are ω_{2x} (variabil) și $\omega_1 = \text{constant}$. Se consideră randamentul $\eta_x \approx \text{constant}$ cu turația ω_{2x} . Pentru orice variator interesează $P_{1\max}$, raportul $P_{1\max}/P_{1\min}$ (pentru alegerea corectă a motorului de antrenare) și forța utilă maximă (pentru dimensionarea sau verificarea elementelor intermediare: curele, bile, role) $F_{n\max}$

- a) Funcționarea la $M_{t2} = \text{constant}$; $i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \text{variabil}$.

$$\text{Din } \eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_{t2} \omega_{2x}}{M_{t1} \omega_1} \Rightarrow M_{t1} = M_{t2} \frac{\omega_{2x}}{\omega_1} = k \omega_{2x}$$

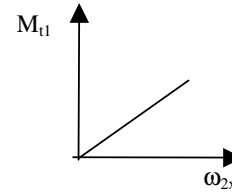
$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{M_{t2} \omega_{2x}}{\eta} \Rightarrow$$

$$P_{1\max} = M_{t2} \omega_{2\max} = M_{t2} \frac{\omega_1 \omega_2}{\omega_1} = k i_{\max}$$

$$P_{1\min} = M_{t2} \omega_{2\min} = k i_{\min}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{P_{1\max}}{P_{1\min}} \right) = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = G_r; \quad F_{n\max} = \frac{2M_{t2}}{D_{2\min}}$$

$D_{2\min}$ = diametrul minim al roții conduse.



$$\text{b) } P_2 = \text{constant}; \text{ din } \eta = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_1 = \frac{P_2}{\eta} \approx \text{constant} \Rightarrow P_{1\max}/P_{1\min} \approx 1$$

$$F_n = \frac{2M_{t2}}{D_2} \Rightarrow F_{n\max} = \frac{2M_{t2\max}}{D_{2\min}} = \frac{2P_2 \omega_1}{\omega_{2\min} D_{2\min} \cdot \omega_1} = \frac{2P_2}{\omega_1} \cdot \frac{i_{\max}}{D_{2\min}}$$

c) $P_2 = \text{constant}; M_{t2} \neq \text{constant};$ pentru determinarea $P_{1\max}, \frac{P_{1\max}}{P_{1\min}}$ și $F_{n\max}$

trebuie cunoscute $P_{2\max}, M_{t2\max}, P_{2\min},$ și $M_{t2\min}.$

Bibliografie

1. Chișiu A. ș.a.- Organe de mașini. Edit.Didactică și Pedagogică, București, 1978

2. Rădulescu Gh. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol III, Edit.Tehnică, București, 1986;

3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;

?? Intrebări recapitulative

1) Gama de reglare a variatoarelor cu roți este:

a. $G_r = \frac{\omega_{max}}{\omega_{min}};$

b. $G_r = \frac{\omega_2}{\omega_1};$

2. Gama de reglare a variatoarelor este:

- a. o caracteristică geometrică;
- b. o caracteristică cinematică;
- c. un indicator de performanță;

3. Variatoarele au turație de funcționare:

- a. $\omega_1 = ct; \omega_{2t} \neq ct;$
- b. $\omega_1 \neq ct; \omega_{2t} = ct;$

4. Pentru alegerea motorului de acționare a unui variator interesează raportul (1 – r – conducătoare; 2 – r – condusă):

- a. $P_{1max}/P_{1min};$
- b. $P_{2max}/P_{2min};$
- c. $P_{1max}/P_{2max};$
- d. $P_{1min}/P_{2max}.$

**V. ORGANE PENTRU CONDUCEREA ȘI ÎNCHIDEREA
CIRCULAȚIEI FLUIDELOR**

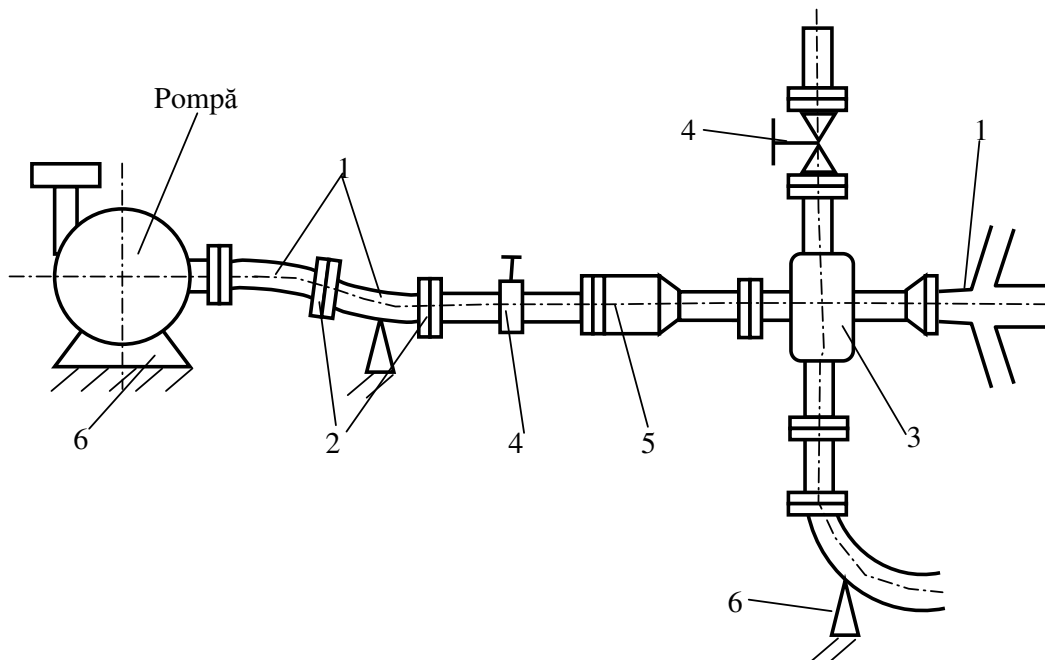
17.1. Conducte

17.1.1. Definiție. Părți componente

Prin *conductă* se înțelege un ansamblu de elemente montate pe un traseu determinat, separând un spațiu închis, prin care se transportă materiale în stare fluidă sau fluidizată (soluții sau corpuri solide aflate în suspensie).

De regulă, fluidul transportat umple întreaga secțiune transversală a conductei. Când fluidul umple numai parțial această secțiune, conducta se numește *canal*.

Părțile componente.



1. tubulatură (elementul principal)
2. flanșe
3. piese fasonate (ramificații)

4. armături
5. compensator de dilatări
6. suporti (dispozitive de rezemare)

Forma constructivă, dimensiunile și materialul conductelor depind de proprietățile fizico-chimice ale materialelor transportate, presiune, temperatură și debit.

Dimensiunea caracteristică a conductei și elementelor sale este diametrul nominal care corespunde cu secțiunea de trecere, fiind STAS 2099 ($D = 1 \dots 2000$ mm). De asemenea sunt standardizate presiunile nominale (p_n), presiuni de regim și presiuni de încercare (STAS 2250).

$$p_{regim} = p_n \text{ pentru } t < 120^\circ\text{C}$$

$$< p_n \text{ pentru } t \geq 120^\circ\text{C}$$

$$p_{incercare} = 1,5 p_n \text{ pentru } p_n < 200 \text{ at}$$

$$1,25 p_n \text{ pentru } p_n > 200 \text{ at}$$

17.1.2. Materialul conductelor

Materialul conductelor depinde de diametrul conductei, presiune, temperatură și natura inelului transportat, în special sub aspectul coroziunii.

Materiale metalice :

- feroase: fier pur (garnituri), OL, OLC, OT, aliat, OLT, Fc, Fm, Fgn.
- neferoase: Cu, alamă, Bz cu Sn, Pb.

Materiale nemetalice :

- anorganice : gresie antiacidă, sticlă și porțelan, azbest (garnituri), clingherit (garnituri), emailuri.
- organice : policlorura de ...(PCV), textalitul, cauciuc în plăci, polietilena, teflon, lacuri organice.

17.1.3. Elemente constructive

1. Tubulatura

Secțiunea transversală a conductei poate avea teoretic orice formă, dar în majoritatea cazurilor este circulară (inelară), deoarece asigură aria maximă la același perimetru.

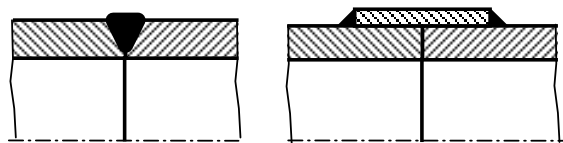
Tuburile cu secțiune inelară care au lungimea mult mai mare decât diametrul se numesc *țevi*.

Asamblarea conductelor se face ținând seama de materialul elementelor de îmbinat, condiții de funcționare, de montaj, de siguranță în exploatare și de aspectele economice.

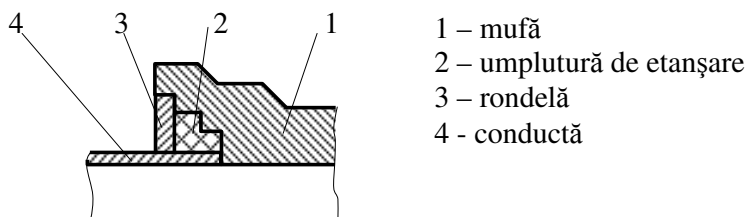
Asamblările pot fi: 1. nedemontabile, 2. demontabile

1. Asamblări nedemontabile

a) prin sudare – se aplică la țevi din oțel. Se evită sudura atunci când produsul transportat corodează materialul de aport al sudurii, când se cere o demontare frecventă sau când se află într-o zonă cu pericol de incendiu sau explozie de la lucrul cu flacără sau scânteie.

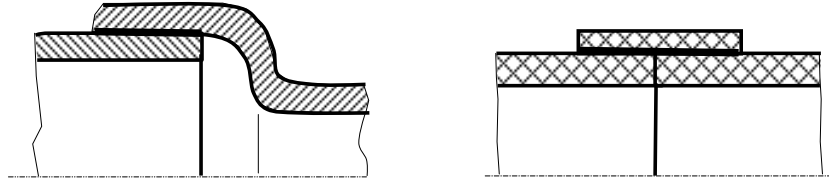


b) asamblare cu mufă – una din porțiunile de conductă este prevăzută cu mufă, în care intră capătul celeilalte porțiuni. Permit mici devieri de la coaxialitate la montaj.



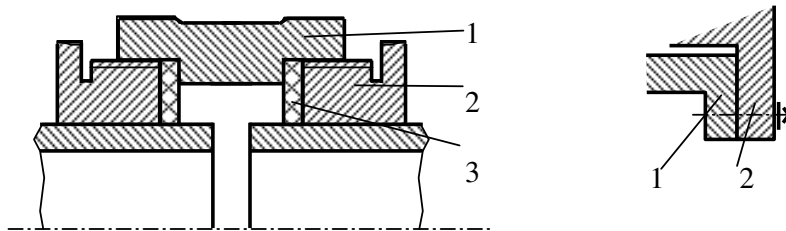
c) asamblări prin lipire și încleiere

Se aplică rar la tuburile de oțel. La tuburile din PVC se recomandă utilizarea manșonului intermediar.



2. Asamblări demontabile

a) *Asamblări cu presetupă*



Pentru asigurarea etanșeității, umplutura moale se presează cu lunetele 2 filetate, sau prevăzute cu flanșe și strânse cu șuruburi de flanșele montate.

Se utilizează pentru presiuni mici $p < 16$ bari (at)

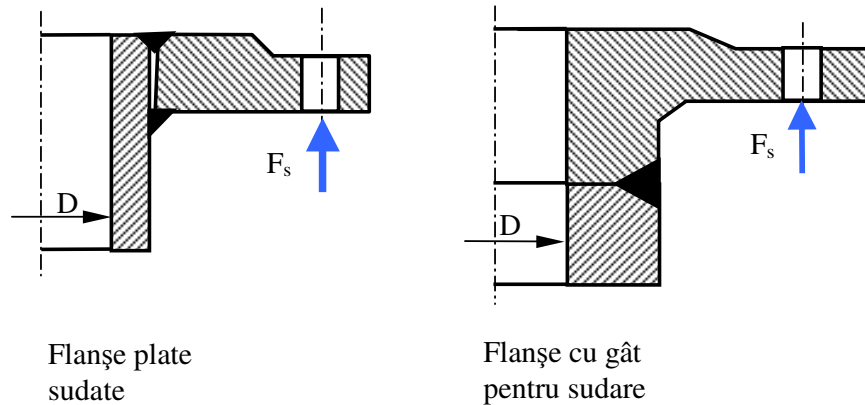
Se utilizează, în special, pentru tuburi din materiale neelastice (fontă, sticlă).

Prezintă avantajul unor mici devieri coaxiale și chiar mici deplasări axiale.

b) *Asamblări filetate* – pentru conducte de joasă presiune ($p \leq 6$ at) pentru apă, abur, aer comprimat, acolo unde îmbinarea sudată e dificilă sau neadmisibilă. Etanșarea se asigură prin înfășurarea filetului cu câlți de in (cânepă) unși cu pastă de minium de plumb. Pentru temperaturi mari se utilizează azbestul.

c) *Asamblări cu flanșe* – este cea mai răspândită formă de asamblare (deși consumurile de material și de manoperă sunt mai ridicate), deoarece e sigură în

exploatare, comodă la montaj). În STAS 1155 se dă clasificarea generală a flanșelor din oțel.



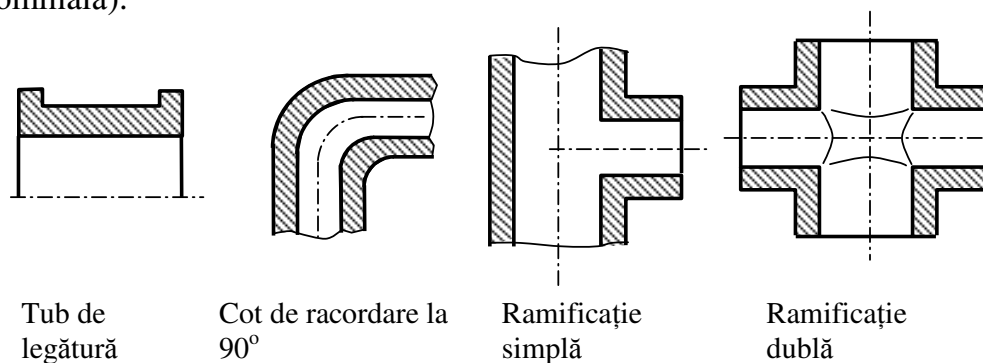
F_s – forța de strângere a flanșelor cu șuruburile

3. *Piesele fasonate*

Sunt elemente de conducte care au rolul :

- de a lega țevi cu același diametru sau diametre diferite
- de a schimba direcția traseului conductei
- de a ramifica o conductă specială, sau a închide un capăt sau orificiu al acesteia.

Forma constructivă = f(rol funcțional, material, proces tehnologic, dimensiune nominală).



4. *Compensatoarele de dilatare*

Sunt elemente de conductă care, prin forma lor constructivă, pot prelua deformațiile mari ale conductelor produse de variațiile de temperatură

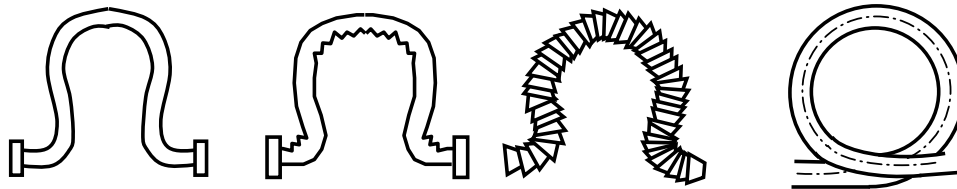
- fluid

- anotimp – fără a crea în pereții conductei tensiuni periculoase și fără a periclita etanșeitatea.

După principiul de funcționare și forma constructivă:

- compensatoare cu țevi îndoite
- lentriculare
- cu presetupă

a) *Compensatoare cu țevi îndoite*



Țevi îndoite
 $D \leq 250$ mm

Țevi cu cute din oțel
 $D > 250$ mm

Țevi ondulate

Țevi în formă de cerc

Avantaje - capacitate mare de compensare (< 400 mm)

- încărcări mici ale reazemelor

- ușurință de execuție

Dezavantaje - gabarit relativ mare

- rezistențe hidraulice mari

- apariția fenomenelor de oboseală în materialul compensatorului

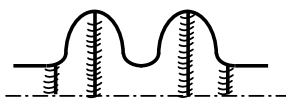
b) *Compensatoare lenticulare* – funcționează pe baza ăncovoierii elastice a plăcilor plane sau pe dilatarea ondulatorie a părților compensatorului.

Avantaje: capacitatea și ușurința manevrării

Dezavantaje: reacțiuni mari în reazeme, capacitate mică de compensare (5 – 10 mm pentru o cută și max 80)



Lenticulare cu o undă
- în special pentru
conducte care lucrează
în vacuum sau la
presiuni sub 6 at și $D >$
(100...150) mm



Lenticulare cu 2
unde



Lenticulare tip
burduf
- se execută prin
sudură din 2
discuri de tablă

Materiale: oțel, Cu, Al

c) *Compensatoare cu presetupă* – cel mai simplu – funcționează prin
posibilitatea de deplasare axială a conductelor. Funcționarea este aceeași cu a
îmbinărilor cu presetupă.

Sunt indicate pentru conducte din materiale puțin elastice (fontă, sticlă,
ceramică).

Presiunea maximă 16 at și $D < 150$ mm

Capacitatea mare de compensare > 300 mm

Dezavantaje – eforturi axiale mari transmise reazemelor

Mărimea dilatației liniare cauzată de variația Δt^0 a temperaturilor este :

$$\Delta l = \alpha l \Delta t$$

unde : l = lungimea inițială a porțiunii de conductă ce revine compensatorului

Δl – dilatația liniară

α - coeficient de dilatare termică liniară

Dacă extremitățile porțiunii de conductă nu au posibilitatea de deplasare liberă,
în pereții conductei iau naștere tensiuni σ^t :

$$\sigma^t = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l}{l} = E \frac{\alpha l \Delta t}{l} = \alpha E \Delta t$$

Reacțiunea introdusă de aceste tensiuni în reazemele capetelor conductei (R)

$$R = \sigma^t \cdot A_c = \alpha E A_c \Delta t \quad \text{unde } A_c - \text{aria netă a secțiunii conductei}$$

Pentru un compensator dat, se poate determina diferența maximă de temperatură Δt

$$\Delta t_{max} = \frac{\sigma_a^t}{\alpha E} \quad \sigma_a^t - \text{tensiunea admisibilă din reazem}$$

17.1.4. Elemente de calculul tubulaturii

- Calculul tubulaturii are 3 aspecte
- a) calculul hidraulic
 - b) calculul economic
 - c) calculul de rezistență

a) Calculul hidraulic – prin care se stabilește legătura dintre caracteristicile de transport ale fluidului (debit, viteză, presiune, temperatură) și caracteristicile constructive ale conductei (secțiune, lungime, traseu).

- diametrul interior al tubulaturii d_i – din condiția de debit

$$G = Q\gamma = \frac{\pi}{4} \gamma v d_i^2 \Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4G}{\pi\gamma v}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

unde : G – debitul gravimetric al fluidului (N/s)

Q – debitul volumetric al fluidului (m³/s)

γ - greutatea specifică a fluidului (N/m³)

v – viteza medie recomandată a fluidului (m/s)

$v = f$ (materialul fluidului și scop transport)

$v = 0,6 \dots 5$ m/s pentru apă

5...30 pentru abur

10...30 pentru aer

b) Calculul economic

Costul unei conducte $C = C_1 + C_2$

C_1 – costul materialului și al întreținerii

C_2 – costul pierderilor de energie de transport în timpul exploatării

Calculul economic constă în determinarea diametrului optim ($d_{i \text{ optim}}$) $C = \text{minim}$

$$C_1 = P_{a1} = \pi d_i \cdot s \cdot L \cdot \gamma_m \cdot a_1 \approx \pi d_i \cdot \frac{pd_i}{2\sigma_a} \cdot L \gamma_m a_1 = \frac{\pi}{2} d_i^2 \cdot \frac{p}{\sigma_a} \cdot L \cdot \gamma_m \cdot a_1$$

P = greutatea materialului conductei

d_i – diametrul interior al conductei

a_1 = costul unitar al materialului și întreținerii

$s = \frac{pd_i}{2\sigma_a}$ = grosimea pereților → din ecuația Laplace (tensiunile din

peretele vaselor sub presiune)

γ_m = greutatea specifică a materialului conductei

L = lungimea conductei

p = presiunea din conductă (presiune nominală - presiune hidrodinamică)

σ_a = rezistența admisibilă a materialului conductei

$C_2 = ?$

$$C_2 = W a_2$$

a_2 - costul unitar al energiei;

W = energia cinetică a materialului transportat;

$$W = Q p_p t = Q \frac{\gamma v^2}{2g} \lambda \frac{L}{d_i} t = Q \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_i^2} \right)^2 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{d_i} \cdot t = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \cdot \frac{Q^3 \gamma \lambda \cdot L \cdot t}{d_i^5}$$

λ = coeficient de pierderi liniare

$$\lambda = f_2(\text{Re}) \quad \text{Re} = \frac{v d_i}{\nu} \quad (\text{invariantul Reynolds})$$

$$Q = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot v \Rightarrow v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_i^2}$$

$$\Rightarrow C_2 = 0,0826 \frac{Q^3 \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot L \cdot t}{d_i^5} a_2$$

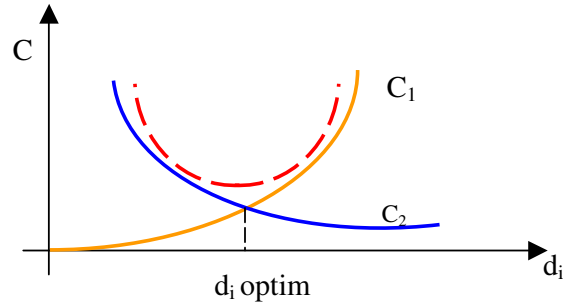
$$\text{Deci : } C = C_1 + C_2 = \frac{\pi}{2} \cdot d_i^2 \frac{p}{\sigma_a} \cdot L \cdot \gamma_m \cdot a_1 + 0,0826 \frac{Q^3}{d_i^5} \cdot \gamma \cdot t \cdot L \cdot \lambda \cdot a_2$$

$d_i = d_i$ optim când

$$\frac{\partial C}{\partial d_i} = 0 \Rightarrow 2 \frac{\pi p}{2 \sigma_a} \cdot L \cdot \gamma_m \cdot a_1 \cdot d_i - 5 \cdot 0,0826 Q^3 \gamma t \cdot L \lambda \cdot a_2 \cdot d_i^{-6} = 0$$

$$\Rightarrow d_{i \text{ optim}} = 0,75 \sqrt[7]{\frac{\sigma_a}{p} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_m} \cdot Q^3 \cdot t \cdot \lambda \cdot \frac{a_2}{a_1}}$$

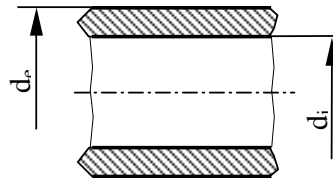
sau grafic



c) Calculul de rezistență

Conductele sunt expuse la solicitări complexe permanente sau accidentale,

provenite din presiunea interioară a fluidului $\beta = \frac{d_e}{d_i} \leq 1,2$ tuburi cu pereți subțiri



- grosimea pereților

$$s = \delta + c = \frac{p d_i}{2 \varphi \sigma_{at} - p} + C_a \quad (\text{dedusă din ecuația Laplace la sudura vaselor}$$

sub presiune)

$$C_a = \text{adaos} = C_{a1} + C_{a2} ;$$

φ = coeficient de calitate a sudurii: dacă conducta nu este sudată atunci $\varphi = 1$

p = presiunea interioară a fluidului – pentru conductele verticale sau înclinate se adaugă și presiunea hidrostatică.

Calculul complex constă din calculul la stabilitate pentru tuburile supuse și unei presiuni exterioare.

17.2. Organe de închidere (armăturile)

17.2.1. Caracterizare. Rol funcțional

Armăturile sunt dispozitive montate pe conducte, pe instalații similare (recipiente, cazane, rezervoare) sau pe părți de mașini (motoare, compresoare, mașini-unelte) au rolul de a închide, controla sau dirija circulația fluidelor, de a regla unele caracteristici ale acestora (debit, nivel, viteză, presiune).

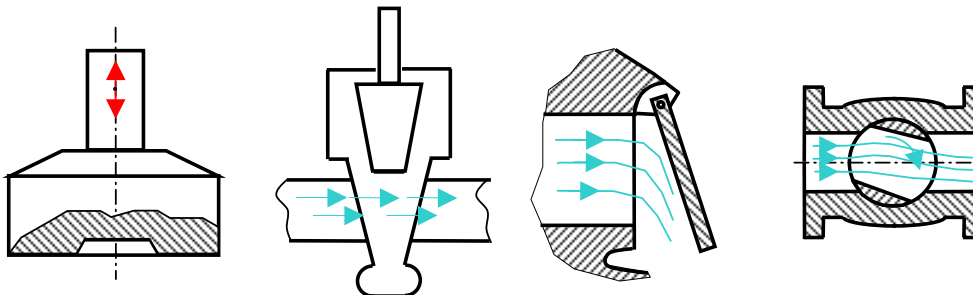
După rol

- armături de închidere
- armături de dirijare
- armături de reținere
- armături de reglare
- armături de siguranță
- armături de aerisire

Din punct de vedere constructive: element de acționare

organ de execuție a comenzii primite

Armături de închidere



Cu ventil
(supapă)

Cu sertar
(vană)

Cu valvă

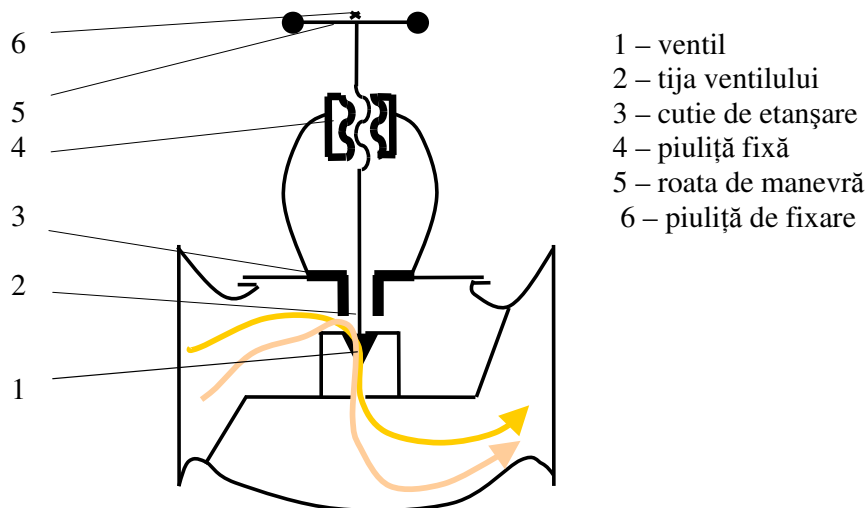
Cu cep

Condiții cerute la armăturile de închidere :

- rezistență mecanică suficientă
- asigurarea unei bune etanșeități
- rezistență la coroziune

17.2.2. Organele de închidere (robinetele) cu ventil

Forma și dimensiunile robinetelor din fontă și oțel turnat sunt STAS 1357, 1519



Elemente de calcul

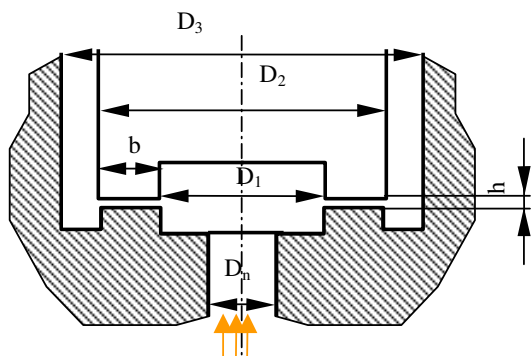
a) Calculul hidraulic

- Diametrul nominal al ventilului este același cu al conductei din care se face;
- Cursa ventilului (înălțimea de ridicare) h

Din condiția de continuitate a fluidului :

$$\frac{\pi}{4} D_n^2 v = \pi D_1 \cdot h \cdot v$$

$$\Rightarrow h = \frac{D_n^2}{4D_1} \approx \frac{D_n}{4}$$



Pentru a compensa pierderile prin schimbarea direcției fluidului, h rezultat se majorează.

Pentru robinete STAS, se majorează cu 70%.

Diametrul camerei \$D_3\$ trebuie să fie suficient de mare pentru a permite

trecerea fluidului pe lângă ventilul ridicat, fără strangulare:

$$\frac{\pi}{4} D_n^2 \cdot v = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_2^2) v \Rightarrow D_3 = \sqrt{D_n^2 + D_2^2}$$

$$D_2 \approx D_n + 2b$$

Pentru scurgerea ușoară se aplică o majorare de 10%.

b) Calculul de rezistență

- Talerul ventilului

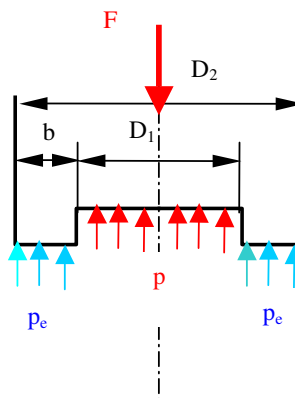
Forțe - forța \$F_1\$ - produsă de presiunea fluidului \$p = p_n + p_h\$ pe fața activă a talerului

$$F_1 = \frac{\pi}{4} D_m^2 p = \frac{\pi}{4} (D_1 + b)^2 p$$

- forța \$F_2\$ - reprezentând reacțiunea scaunului la apăsarea talerului în scopul asigurării etanșeității.

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p_e = \pi D_m b p_e$$

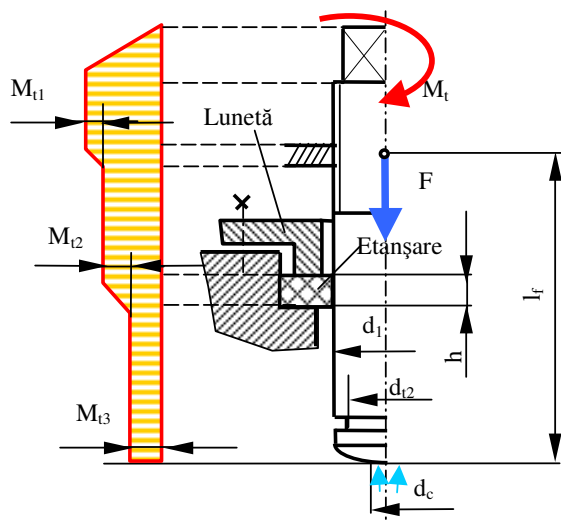
$$p_e = a + cp = \begin{cases} 13,0 \frac{N}{mm^2} \text{ pentru fontă} \\ 30 \frac{N}{mm^2} \text{ pentru Bz} \end{cases}$$



Forța totală ce trebuie acționată asupra talerului: $F = F_1 + F_2$

- Tija ventilului

- asupra ei acționează forța totală $F = F_1 + F_2$



Sunt cazuri când forțele F_1 și F_2 au sensuri diferite. Se tratează cazul cel mai defavorabil –

$$F = F_1 + F_2$$

Pentru realizarea forței F , dirijată în lungul tije, este necesar un moment de rotire a tije la roata de manevră, având valoarea :

$$M_t = M_{t1} + M_{t2} + M_{t3}$$

M_{t3} = momentul de frecare

dintre capul tije de formă sferică cu raza ρ și taler.

$$d_c = 2,23 \sqrt[3]{\frac{F \cdot \rho}{E}} \rightarrow \text{Hertz}$$

$$M_{t3} = \frac{1}{3} \mu_3 F d_c$$

$$\mu_3 \approx 0,1 \dots 0,15$$

E – modulul de elasticitate al materialului șurubului

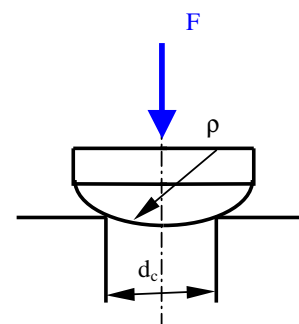
Dacă tija este solidară cu ventilul, frecarea are loc pe o suprafață inelară de etanșare

$$M_{t3} = \frac{1}{3} \mu_3 F \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2}$$

$$M_{t3} = M_f = \int_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D_2}{2}} 2\pi r dr p \cdot \mu \cdot r = 2\pi \frac{r^3}{3} \mu \int_{\frac{D_1}{2}}^{\frac{D_2}{2}} = \frac{2\pi}{12} \mu \frac{D_2^3 - D_1^3}{2} p = \frac{\pi}{12} \mu \frac{F(D_2^3 - D_1^3)}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} = \frac{1}{3} \mu F$$

$D_1 = 0 \Rightarrow$ cazul în care tija este direct pe taler.

M_{t2} – momentul de frecare al tije în cutia de etanșare



$$M_{t2} = \mu_2 (\pi d_t \cdot h) p_g \frac{d_t}{2}$$

$$F_f \frac{d_x}{2} = \mu F_n \frac{d_x}{2} = \mu (\pi d_t h) p_H$$

de regulă $p_g = 0,4 p_e \rightarrow$ presiunea medie dintre garnituri și tijă

Presiunea de etanșare obținută prin strângerea lunetei $p_e \approx (1,25 \dots 3) p_m$

$\mu_2 =$ coeficient frecare $0,06 \dots 0,1$

$M_{t1} =$ momentul de frecare ca urmare a înșurubării tijei în piuliță

$$M_{t1} = H \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')$$

$d_2 -$ diametrul mediu al filetului în zona filetată a tijei.

Cunoscând forța totală și momentele de torsiune, tija se predimensionează la solicitare compusă (tracțiune și torsiune) și se verifică din flambaj (lungimea la flambaj $l_f -$ fiind de la capătul tijei și mijlocul înălțimii piuliței).

$$\lambda = \frac{l_f}{i_{min}} > \lambda_0 = \begin{cases} 150 \text{ pentru OL37} \\ 90 \text{ OL42,50} \end{cases}; i_{min} = \sqrt{\frac{i_{min}}{A}} \text{ pentru flambaj elastic}$$

pentru flambajul plastic avem : $\lambda < \lambda_0; \sigma_f = a - b\lambda \Rightarrow c' = \frac{\sigma_f}{\sigma} > c_a' = 3$

Roata de manevră – se determină diametrul $D_r -$ din condiția de transmitere a momentului M_t .

$$M_t = F_n \cdot \frac{D_r}{2} \quad F_n - \text{forța periferică aplicată de om}$$

$$F_n = 100 \dots 150 \text{ N}$$

$$\Rightarrow D_r = \frac{2M_t}{F_n}$$

Luneta cutiei de etanșare

Forța de strângere :

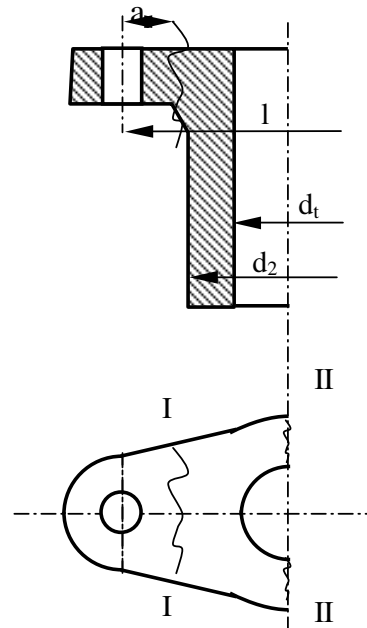
$$F_s = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_t^2) p_e$$

Încovoierea în secțiunile I-I și II-II

$$\sigma_{II} = \frac{F_s \cdot a_r}{i_s W_I}$$

i_s – număr de șuruburi

$$\sigma_{III} = \frac{F_s \frac{1}{2}}{i_s W_{II}}$$



Bibliografie

1. Rădulescu Gh. ș.a. - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București, 1986;
2. Drăghici I. ș.a. – Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol II, Edit.Tehnică, București,1982;
3. Pavelescu D. ș.a. - Organe de mașini. Edit. Didactică și Pedagogică, București, 1985;
4. *** Organe de mașini – Standarde și comentarii, Editura Tehnică, București, 1972.