

***ARBORI și OSII,
LAGĂRE, CUPLAJE***



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Noțiuni generale. Clasificare

ARBORELE – organ de mașină care primește și transmite mișcarea de rotație în jurul axei sale geometrice și susține alte organe de mașini cu mișcare de rotație, fiind solicitat, în principal, la torsiune și încovoiere.

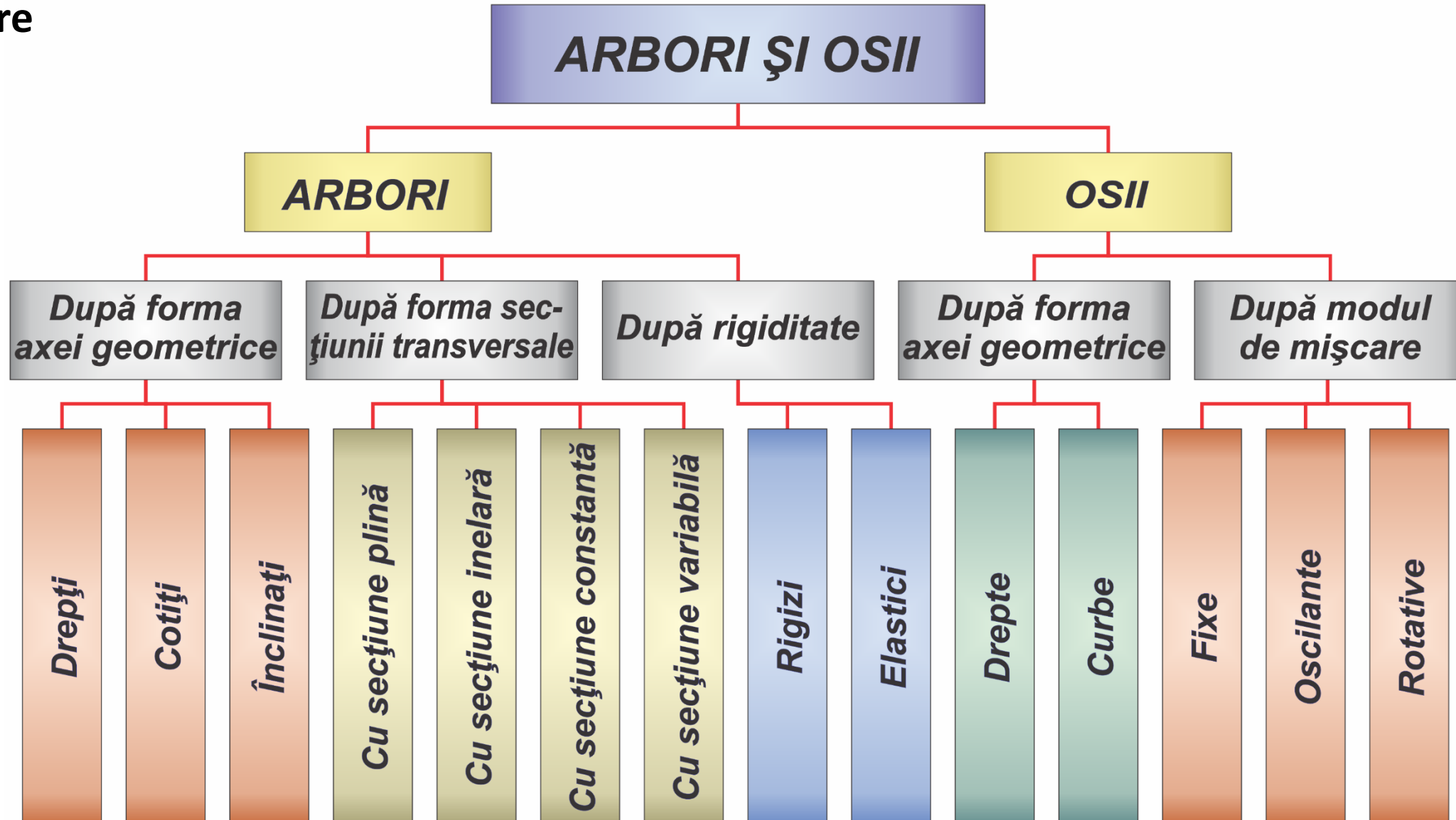
OSIA – organ de mașină de rotație sau fix, prevăzut cu cel puțin două fusuri, pe care se montează roțile de rulare sau prin care osia se sprijină în lagăre, fiind solicitată în principal la încovoiere.

Deosebirea funcțională dintre arbore și osie constă în aceea că arborele transmite moment de torsiune, iar osia nu transmite moment de torsiune util.



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Clasificare





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

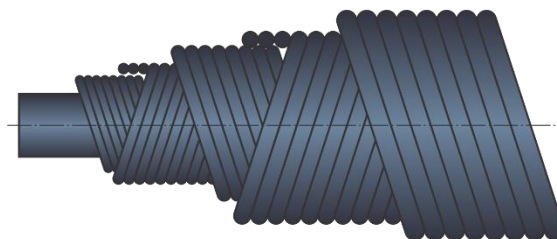
Construcția arborilor



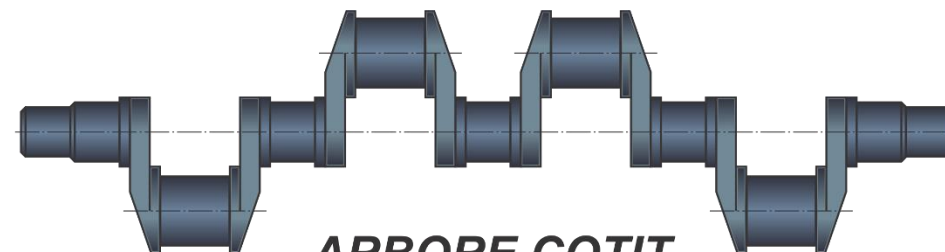
ARBORE NETED



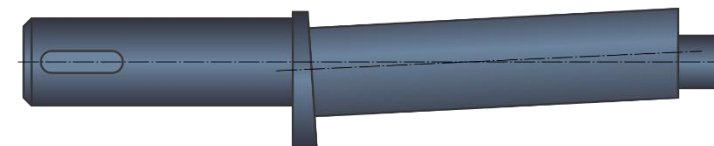
ARBORE ÎN TREPTE



ARBORE FLEXIBIL



ARBORE COTIT



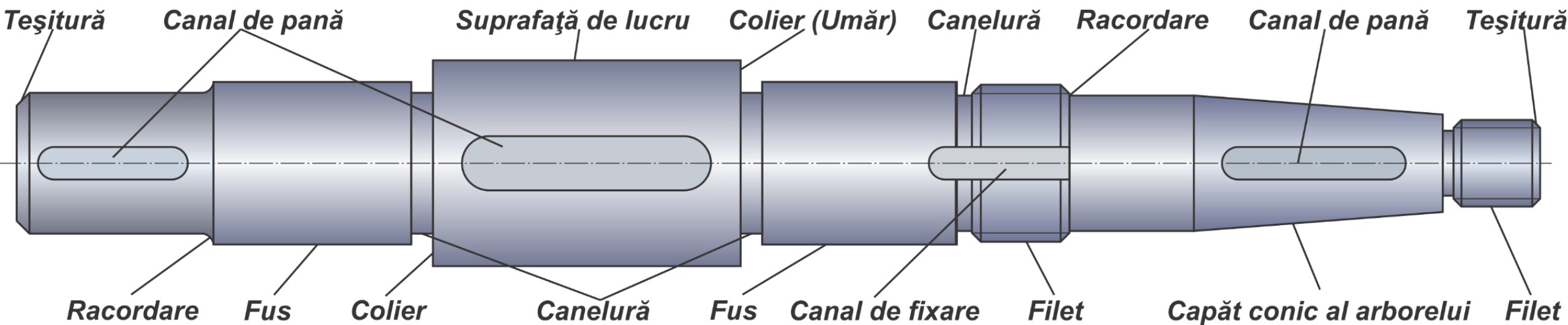
ARBORE ÎNCLINAT



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Construcția arborilor

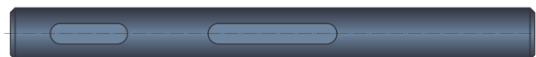
ELEMENTELE ARBORELUI





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Construcția arborilor



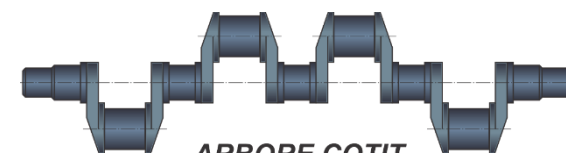
ARBORE NETED

Arborii drepti se execută, de regulă, cu secțiunea plină. Atunci când se impun condiții severe de greutate sau când este necesară introducerea prin arbore a unui alt arbore (arborii coaxiali ai cutiilor de viteze planetare sau arborii cutiilor de viteze cu axe fixe ale unor tractoare, prin interiorul cărora trece arborele prizei de putere), aceștia se execută tubulari (inelari).

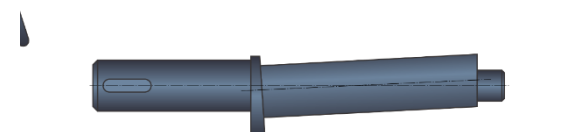


ARBORE ÎN TREPTE

Arborii cotiți se folosesc în construcția mecanismelor de tip bielă-manivelă, pentru transformarea mișcării de translație în mișcare de rotație (la motoarele cu ardere internă) sau invers (la compresoare, prese, mașini de forjat). Arborii cotiți sunt prevăzuți cu contragreutăți, pentru echilibrarea statică și dinamică, construcția și calculul lor fiind specifice domeniului de utilizare.

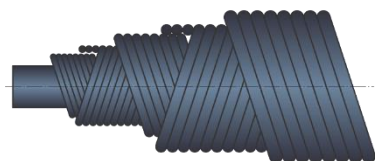


ARBORE COTIT



ARBORE ÎNCLINAT

Arborii flexibili formează o grupă specială de arbori, la care axa geometrică are o formă variabilă în timp. Aceștia se folosesc pentru transmiterea momentelor de torsiune între subansamble care își schimbă poziția relativă în timpul funcționării. Sunt confecționați din câteva straturi de sârmă, înfășurate strâns și în sensuri diferite, sensul de înfășurare al ultimului strat fiind invers sensului de rotație al arborelui, pentru a realiza, în timpul transmiterii mișcării, strângerea straturilor interioare de către stratul exterior.



ARBORE FLEXIBIL



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Materiale utilizate la fabricarea arborilor și osiilor

Stabilirea materialului și a tratamentului termic trebuie să ia în considerație atât modul de solicitare arborelui și osiei, cât și condițiile de lucru ale fusurilor.

Pentru arborii drepecți și pentru osii se recomandă:

- oțeluri de uz general pentru construcții **oțel 5** și **oțel 10** pentru arborii și osiile care nu necesită tratament termic și sunt supuși la solicitări ușoare;
- oțeluri carbon de calitate de îmbunătățire **oțel 45** și oțeluri aliate **oțel 40X** pentru arbori mediu solicitați și durată medie de funcționare a fusurilor și a canelurilor;
- *Oțeluri carbon de calitate de cementare* **oțel 20** și oțeluri aliate de cementare (**oțel 40XH**), pentru arbori puternic solicitați și pentru arborii care funcționează la turații înalte și când sunt impuse condiții față de rezistența la uzură a fusurilor arborilor.



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Materiale utilizate la fabricarea arborilor și osiilor

Arborii cotiți și, în general, arborii grei se execută din fontă cu grafit nodular sau din fontă modificată, care conferă arborilor sensibilitate mai redusă la concentratorii de tensiuni, proprietăți antifricțiune și de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, concomitent cu avantajul unor importante economii de material; în alte cazuri, se poate folosi fonta maleabilă perlitică, fonta aliată sau oțelul turnat.

Arborii flexibili se confecționează din sârmă de oțel carbon, cu diametrul de 0,3 ... 3 mm, trasă la rece. Mantaua arborilor flexibili poate fi metalică, sau cu straturi de țesătură și cauciuc. Mantaua metalică se realizează dintr-o platbandă de oțel zincată, cu secțiune profilată, înfășurată. Mantaua din țesătură cauciucată este formată dintr-un arc din bandă de oțel, tratat termic, și dintr-un șiret de bumbac acoperit cu cauciuc.



Arbore flexibil cu manta metalică.

Arbore flexibil cu manta din țesătură cauciucată



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Criteriile folosite în calculele de proiectare iau în considerație atât aspectele de rezistență a arborilor și osiilor, cât și cerințele impuse de funcționare corectă a organelor montate pe acestea.

Pentru efectuarea calcului arborilor și osiilor se stabilesc defectele întâlnite:

- **Ruperea arborilor și osiilor mobile se produce la oboseală;**
- **Deformarea la încovoiere** – deformarea transversală și deformarea unghiulară;
- **Deformarea la răsucire;**
- **Apariția vibrațiilor** – în cazul când sunt mase dezaxate.

Proiectarea arborilor și osiilor se desfășoară în următoarea succesiune:

- Predimensionarea din condiția de rezistență la torsiune;
- Dimensionarea din condiția de rezistență la solicitări compuse;
- Verificarea la rupere prin oboseală;
- Verificarea la rigiditate (deformații);
- Verificarea la vibrații.



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

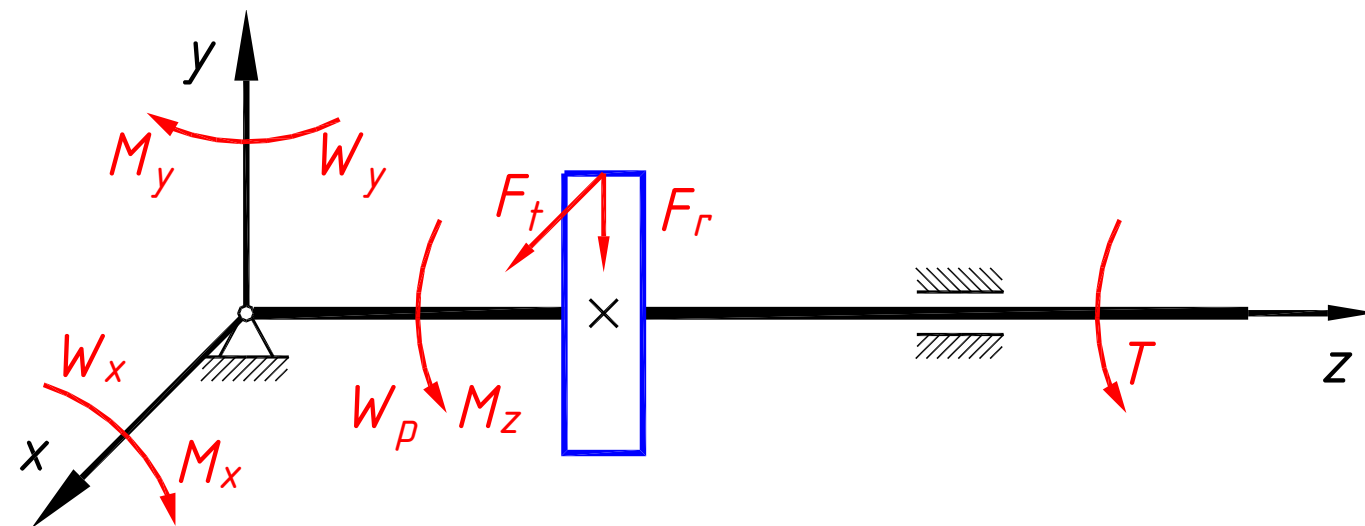
Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de predimensionare al arborilor din condiția de rezistență la torsiune.

Problema proiectării este legată pe de o parte de calcul, pe de altă parte este legată de construire:

Pentru calculul de construire a arborilor se iau încărcările cu sarcini statice. Calculul cu sarcini statice se numește **calculul de predimensionare**, în baza căruia se execută construcția arborelui.

Încărcarea arborilor se poate produce pe diferite porțiuni, cu momente și tensiuni de răsucire, cu momente și tensiuni de încovoiere sau cu solicitări compuse încovoiere-răsucire.



M_x, M_y – momentele de încovoiere față de axele x și y ;

M_z – momentul de răsucire;

W_x, W_y – momentele de rezistență față de axele x și y ;

W_p – momentul de rezistență polar.



4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de predimensionare al arborilor din condiția de rezistență la torsiune.

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau],$$

unde: τ – tensiunea tangențială calculată;

$[\tau]$ – tensiunea tangențială admisibilă;

T – momentul de torsiune;

W_p – momentul de rezistență polar.

Pentru secțiunea circulară W_p va avea următoarea formă.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0.2d^3,$$

La calculul de predimensionare se adoptă valori reduse ale tensiunilor admisibile de răsucire $[\tau]$.

$[\tau] = 12 \dots 15 \text{ MPa}$ – pentru arbori rapizi $n = 1000 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$;

$[\tau] = 15 \dots 20 \text{ MPa}$ – pentru arbori de turații medii $n = 100 \dots 1000 \text{ min}^{-1}$;

$[\tau] = 20 \dots 30 \text{ MPa}$ – pentru arbori de turații joase $n < 100 \text{ min}^{-1}$.

Din condiția de rezistență la torsiune se determină diametrul prealabil al arborelui:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}$$



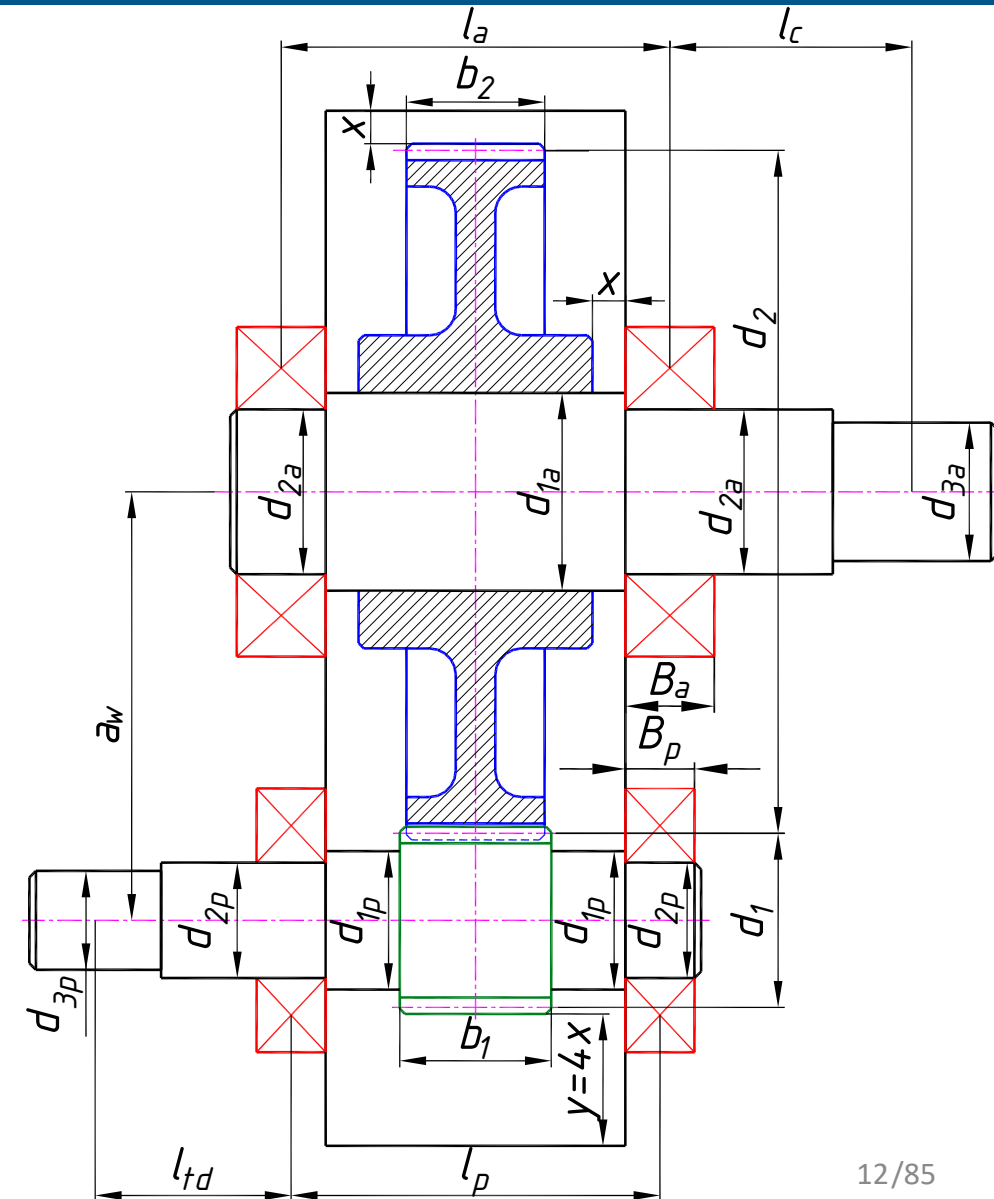
4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la solicitări compuse.

În baza rezultatelor obținute ale diametrelor se execută construirea, în formă de schițare prealabilă a mecanismului.

Pentru aceasta dimensiunile se standardizează conform șirului de dimensiuni liniare, se aleg în prealabil lagărele și se execută construcția. Din construcție se determină pozițiile roților și a lagărelor pe porțiunile arborilor. Aceste poziții permite executarea schemei de calcul și permite stabilirea secțiunilor cu încărcări simple și încărcări compuse.





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la sollicitări compuse.

Executarea schemei de calcul și stabilirea secțiunilor cu încărcări simple și încărcări compuse.

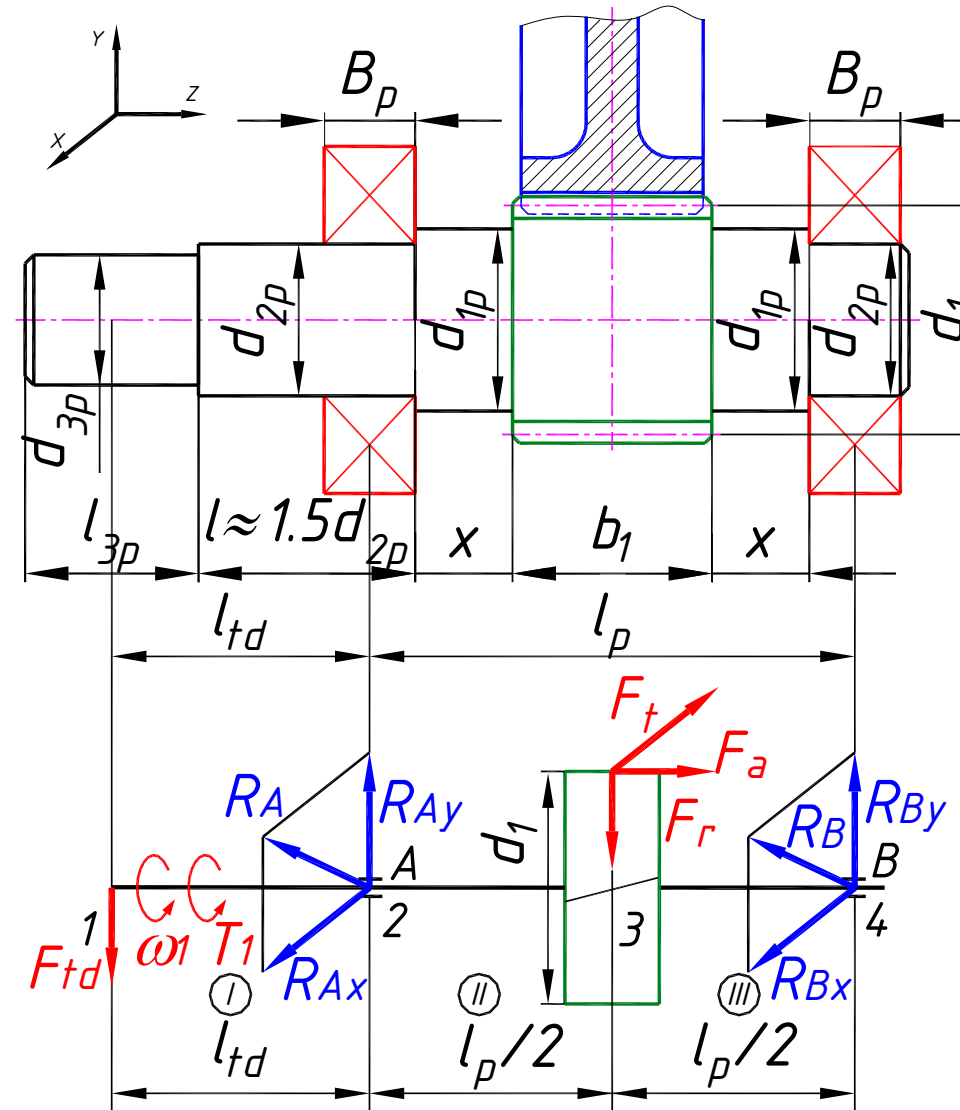
Determinarea forțelor de reacțiune în reazemele arborelui, se efectuează cu ajutorul ecuațiilor de echilibru static:

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0; \Rightarrow R_{Ax} - F_t + R_{Bx} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{yi} = 0; \Rightarrow -F_{td} + R_{Ay} - F_r + R_{By} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0,$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} \quad \text{– reacțiunile sumare în reazeme.}$$





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la sollicitări compuse.

Pentru porțiunile încărcate cu moment de încovoiere vom avea:

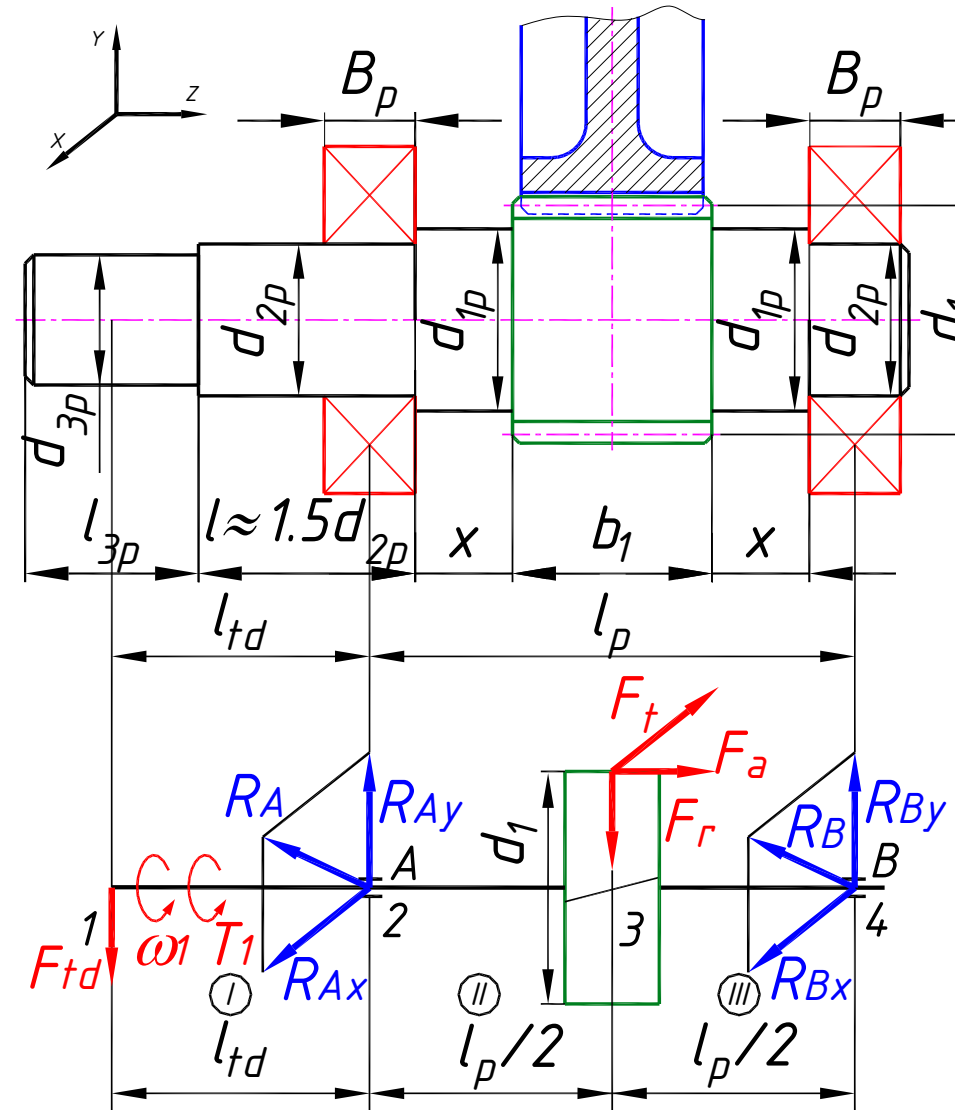
$$\sigma_{x,y} = \frac{M_i}{W_{x,y}} \leq [\sigma],$$

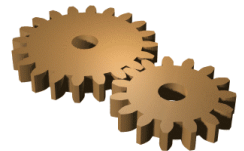
Din condiția de rezistență la încovoiere se determină diametrul arborelui:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_i}{\pi[\sigma]}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_i}{0.1[\sigma]}}$$

$[\sigma] = 30...100MPa$ – tensiunea admisibilă la încovoiere

– se determină prin calcul dacă se cunosc coeficienții de siguranță sau se alege din tabele în dependență de material și tipul sarcinii.





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la solicitări compuse.

Arborele poate fi încărcat cu momente de încovoiere într-un singur plan sau în plane perpendiculare **XOZ** și **YOZ**.

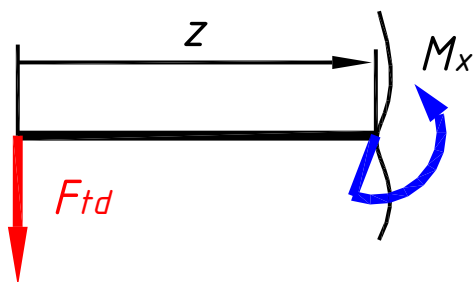
Planul (vertical) **YOZ**.

Pentru determinarea momentelor de încovoiere se utilizează metoda, care presupune divizarea arborelui în sectoare și analizarea fiecărui sector aparte.

Divizăm arborele în 3 sectoare și analizăm fiecare sector aparte.

Sectorul I.

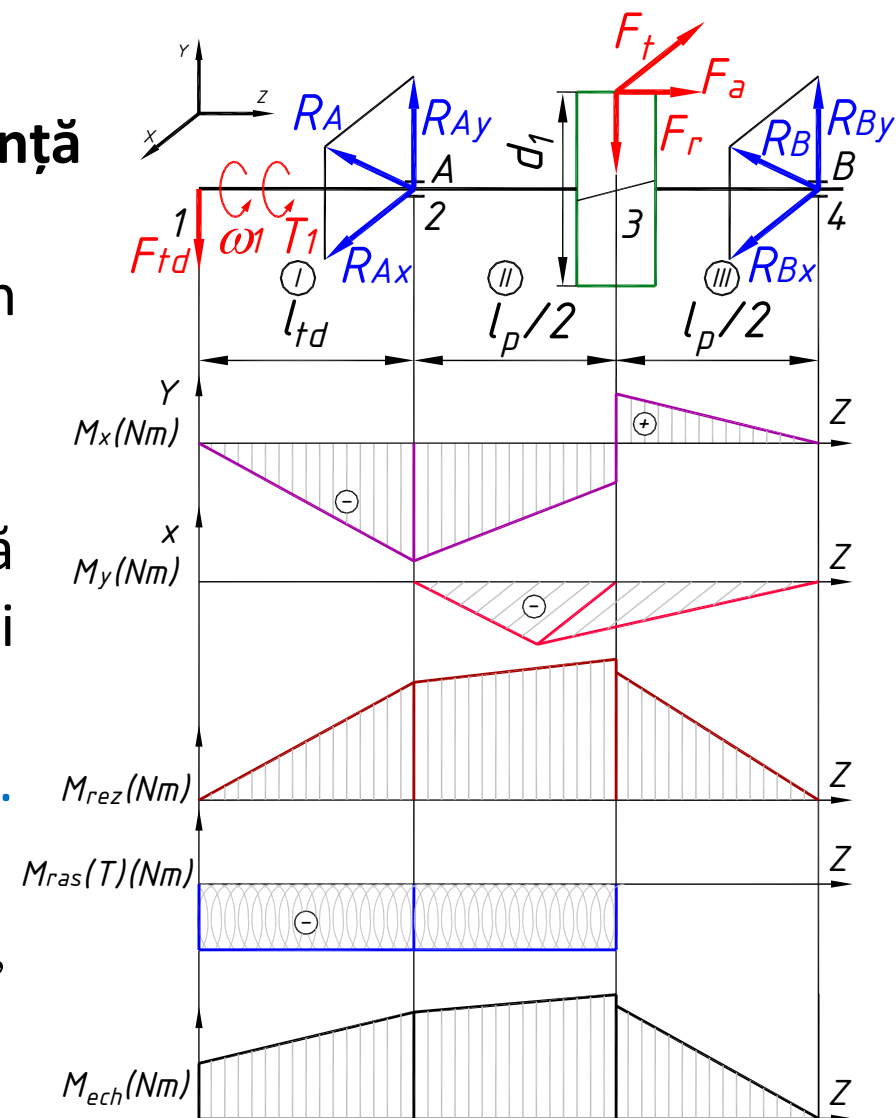
$$0 \leq z \leq l_{td}$$

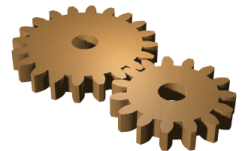


$$\sum M_{ix} = 0, \Rightarrow F_{td} \cdot z + M_x = 0, \Rightarrow M_x = -F_{td} \cdot z,$$

$$\text{pentru } z = 0 \Rightarrow M_x = 0;$$

$$\text{pentru } z = l_{td} \Rightarrow M_x = -F_{td} \cdot l_{td}.$$



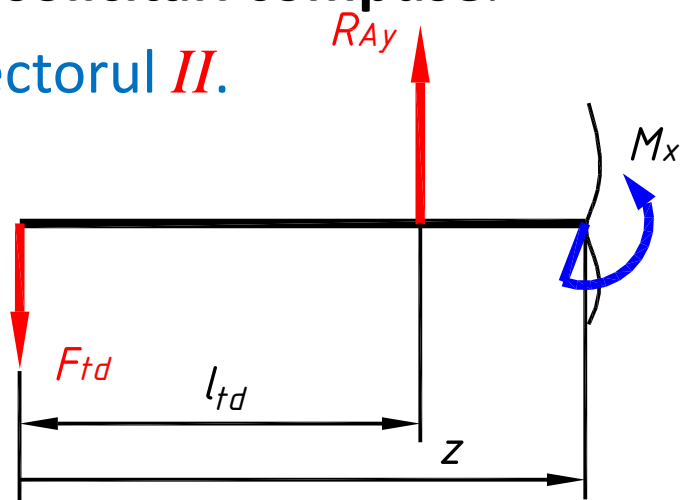


4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la sollicitări compuse.

Sectorul II.



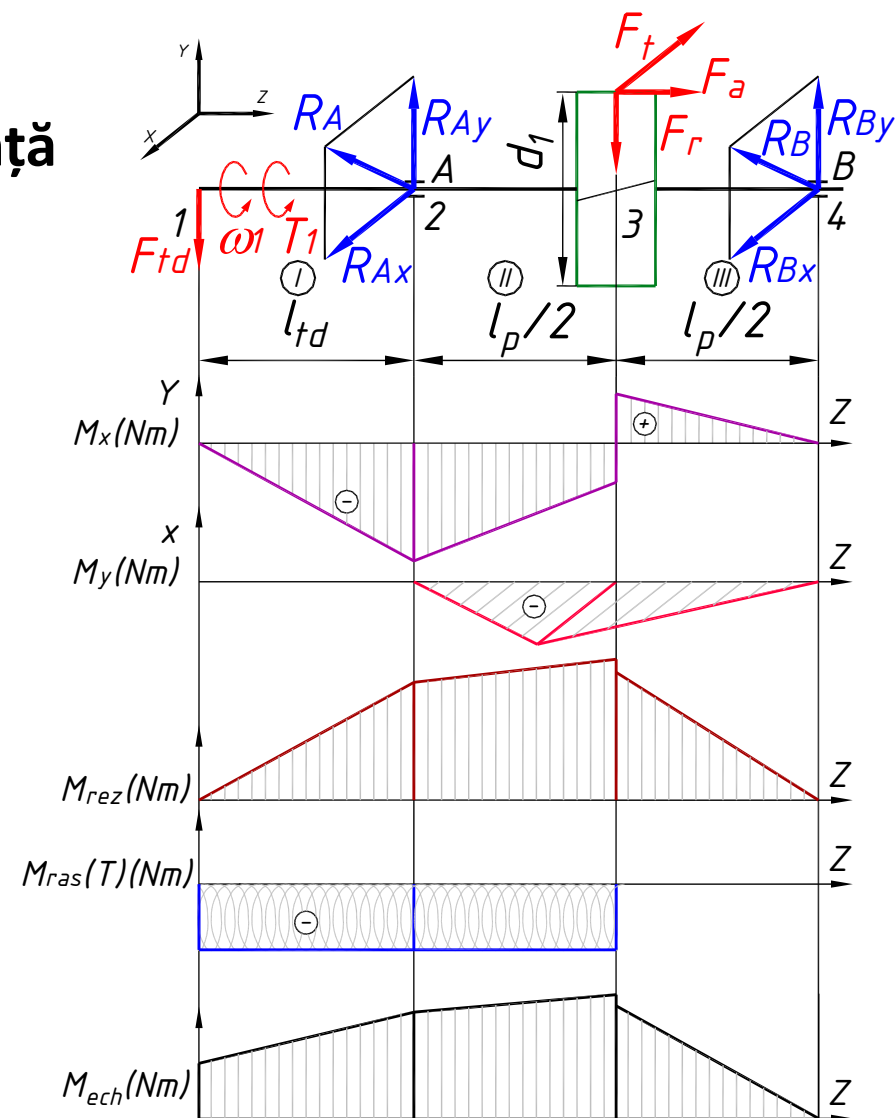
$$l_{td} \leq z \leq l_{td} + l_p/2$$

$$\sum M_{ix} = 0, \Rightarrow F_{td} \cdot z - R_{Ay} \cdot (z - l_{td}) + M_x = 0,$$

$$M_x = -F_{td} \cdot z + R_{Ay} \cdot (z - l_{td}),$$

pentru $z = l_{td} \Rightarrow M_x = -F_{td} \cdot l_{td}$;

pentru $z = l_{td} + l_p/2 \Rightarrow M_x = -F_{td} \cdot (l_{td} + l_p/2) + R_{Ay} \cdot l_p/2.$





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la sollicitări compuse.

Sectorul III.

$0 \leq z \leq l_p/2$

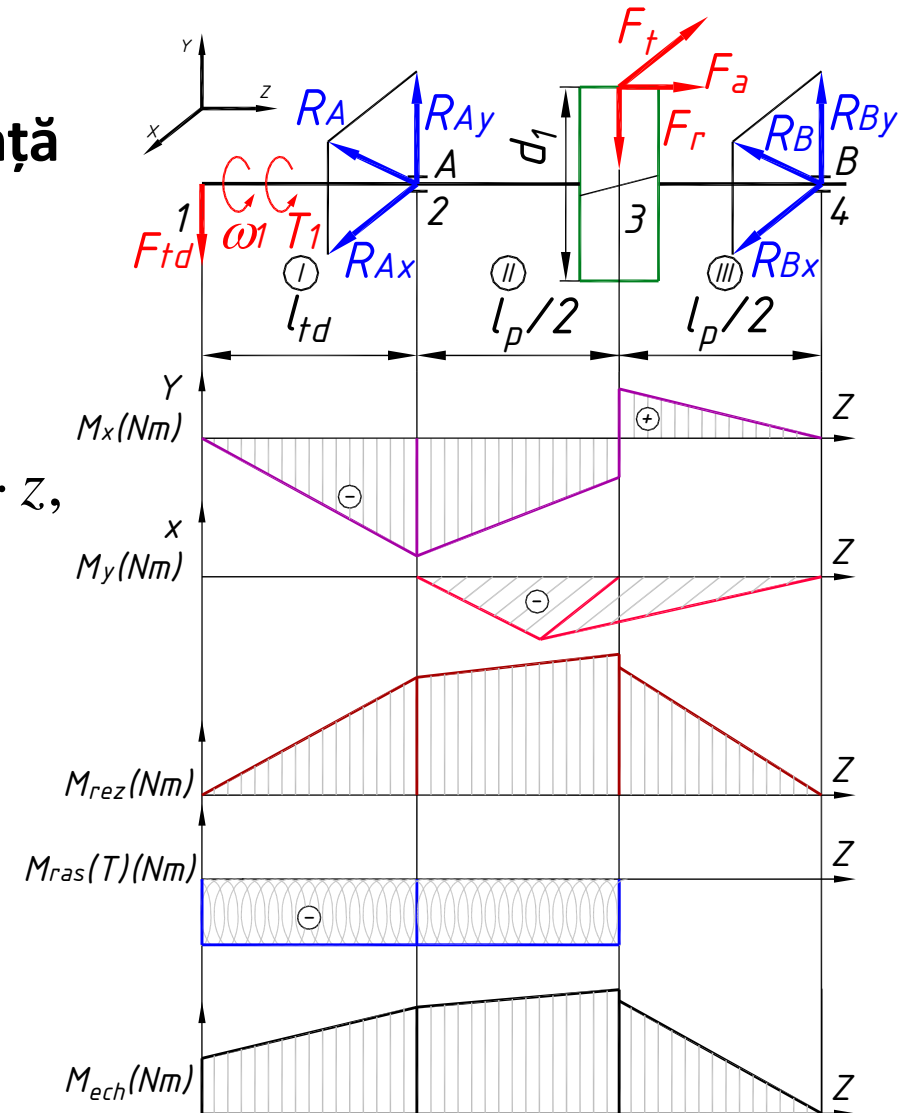
$$\sum M_{ix} = 0, \Rightarrow R_{By} \cdot z + M_x = 0, \Rightarrow M_x = -R_{By} \cdot z,$$

pentru $z = 0 \Rightarrow M_x = 0;$
 pentru $z = l_p/2 \Rightarrow M_x = -R_{By} \cdot l_p/2.$

Planul (orizontal) **XOZ** se determină analogic ca planul **YOZ**.

Construirea diagramelor momentelor încovoietoare.

Diagramele se construiesc după regula umbrelei.





4.3.1 ARBORI ȘI OSII

Calculul de proiectare a arborilor și osiilor

Calculul de dimensionare al arborilor din condiția de rezistență la sollicitări compuse.

Determinarea momentului de încovoiere rezultat se efectuează cu următoarea relație:

$$M_{rez} = \sqrt{M_{\hat{i}x}^2 + M_{\hat{i}y}^2}.$$

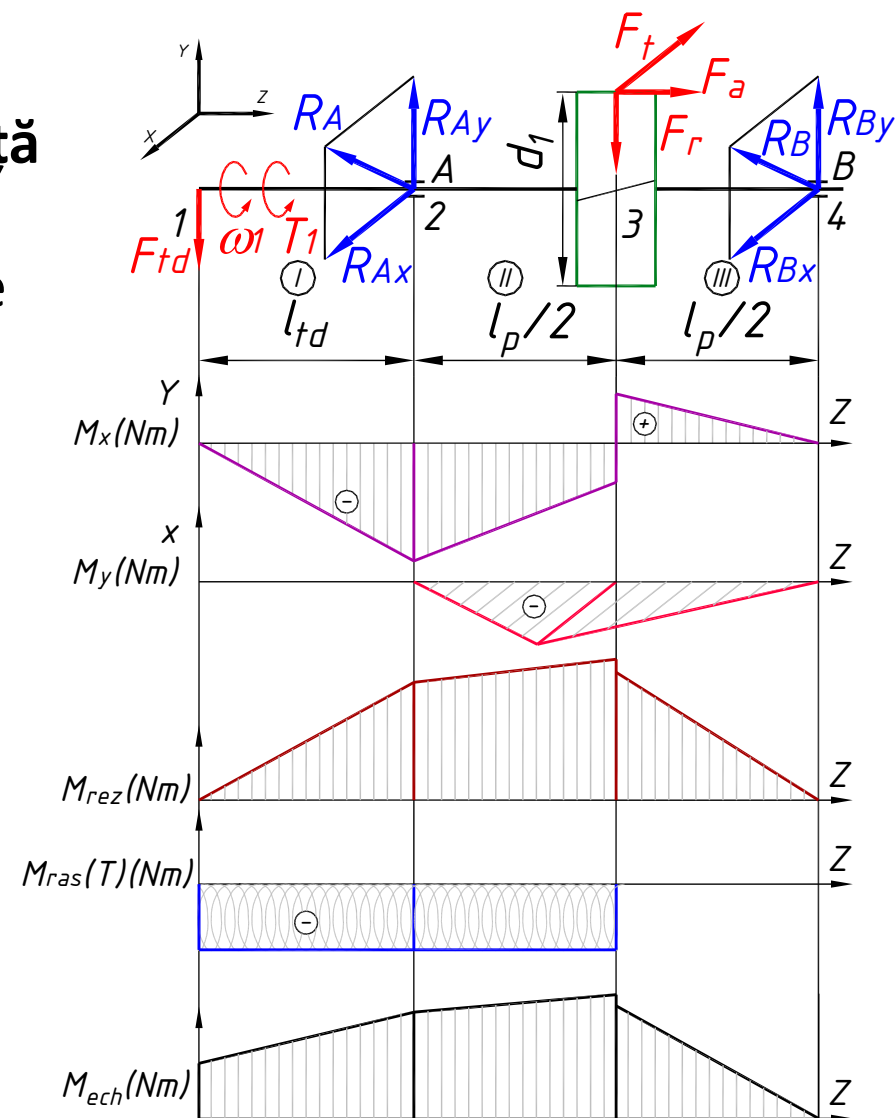
Pentru porțiunile arborelui cu încărcări compuse, condiția de rezistență se stabilește în raport cu tensiunile echivalente și momentul echivalent:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{\hat{i}}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma].$$

$$M_{ech} = \sqrt{M_{rez}^2 + 0.75T^2} = \sqrt{M_{rez}^2 + 0.75M_{ras}^2}.$$

Din condiția de rezistență se determină diametrul al arborelui pentru secțiunea periculoasă:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{ech}^{max}}{\pi[\sigma]}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{ech}^{max}}{0.1[\sigma]}}.$$





4.4 LAGĂRE

Clasificarea și destinația lagărelor

Lagărele asigură rezemarea și rotirea osiilor și arborilor. Ele admit solicitări radiale și axiale aplicate la arbore și le transmit carcasei mașinii. Totodată arborele trebuie să fie fixat într-o poziție anumită și să se rotească în jurul axei geometrice date.

Pentru a evita scăderea randamentului mecanic, pierderile în lagăre trebuie să fie minime. De calitatea lagărelor în mare măsură depinde capacitatea de funcționare și durabilitatea mașinii.

Lagărele se deosebesc după regimul de frecare și după direcția preluării sarcinii. Conform primului criteriu, toate lagărele se împart în 2 grupe de bază:

- 1. Lagăre cu alunecare**, la care suprafața de sprijin a arborelui alunecă pe suprafața lagărului.
- 2. Lagăre cu rostogolire** (rulmenți), la care frecarea cu alunecare este înlocuită prin frecare cu rostogolire prin instalarea bilelor sau rolelor între suprafețele de sprijin ale arborelui și lagărului.

După al doilea criteriu deosebim:

1. Lagăre radiale, admit numai solicitări radiale.
2. Lagăre axiale, admit numai solicitări axiale.
3. Lagăre radiale-axiale, admit atât solicitări radiale cât și axiale.



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Caracteristica generală și clasificarea a lagărelor cu alunecare

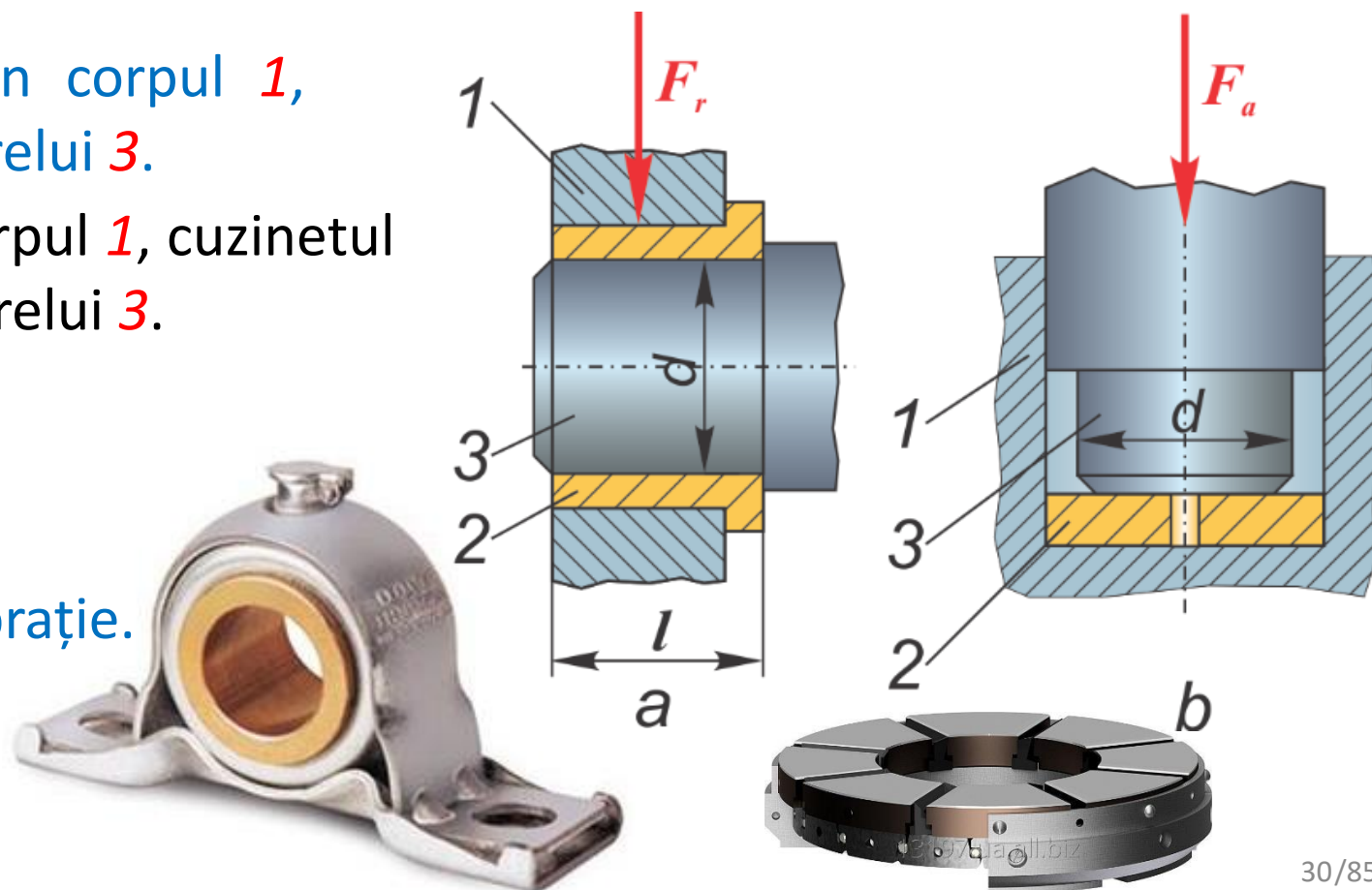
Lagărele cu alunecare sunt organe de mașini pe care se sprijină **fusurile** sau **pivoții** arborilor și osiilor în mișcare de rotație, preluând sarcini radiale, axiale sau combinate prin intermediul suprafețelor de alunecare.

Lagărul radial (*fig.a*) este construit din corpul **1**, cuzinetul **2**, în care se rotește fusul arborelui **3**.

Lagărul axial (*fig.b*) este construit din corpul **1**, cuzinetul - crapodină **2** pe care apasă pivotul arborelui **3**.

Avantaje:

1. Demontabile, comode la asamblare.
2. Simplitatea construcției și fabricării.
3. Lucrează la viteze mari și sarcini de vibrație.
4. Dimensiuni radiale mici.
5. Lucrează în medii agresive
6. Sunt ieftine.





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Caracteristica generală și clasificarea a lagărelor cu alunecare

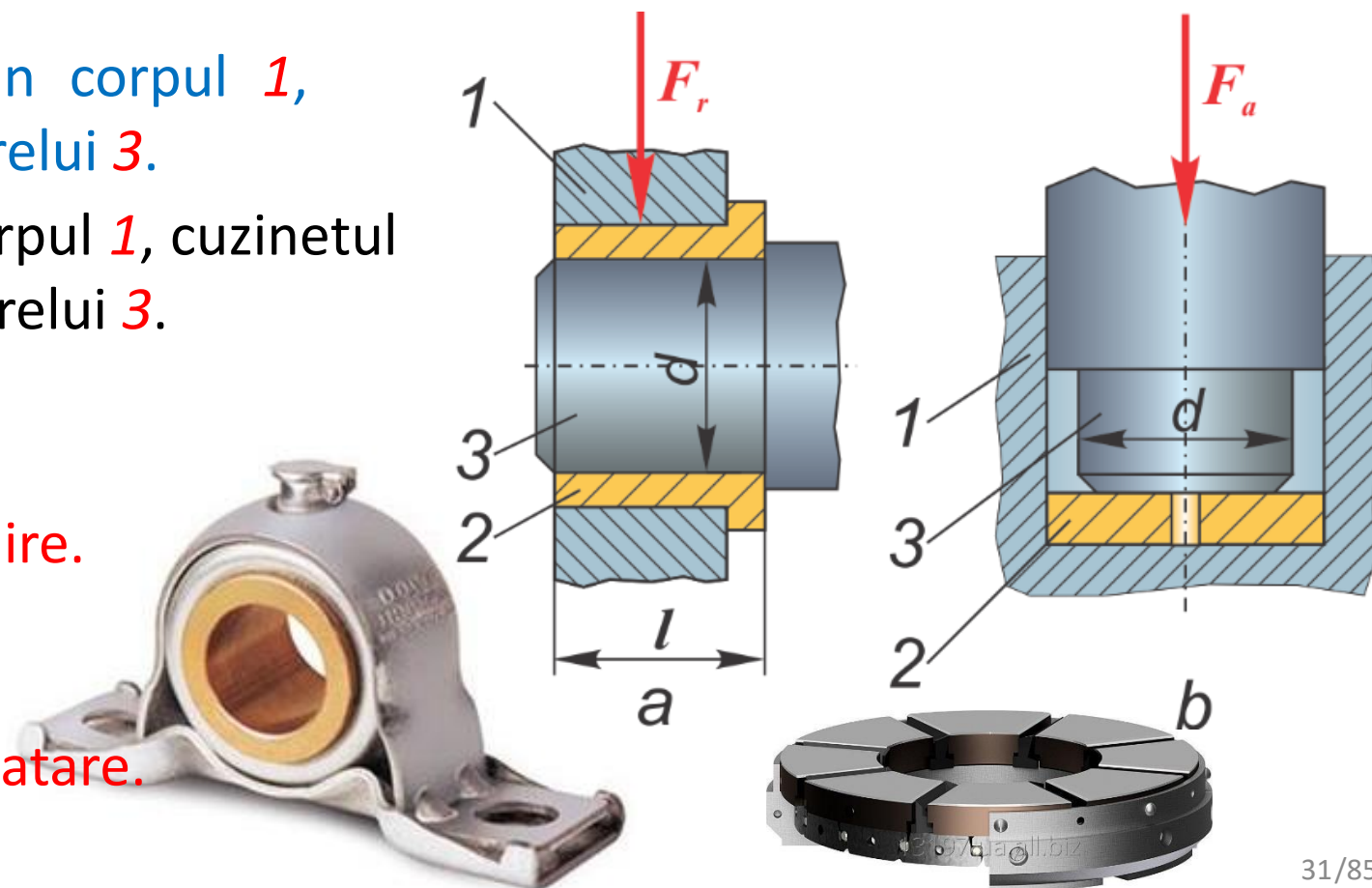
Lagărele cu alunecare sunt organe de mașini pe care se sprijină **fusurile** sau **pivoții** arborilor și osiilor în mișcare de rotație, preluând sarcini radiale, axiale sau combinate prin intermediul suprafețelor de alunecare.

Lagărul radial (*fig.a*) este construit din corpul **1**, cuzinetul **2**, în care se rotește fusul arborelui **3**.

Lagărul axial (*fig.b*) este construit din corpul **1**, cuzinetul - crapodină **2** pe care apasă pivotul arborelui **3**.

Dezavantaje:

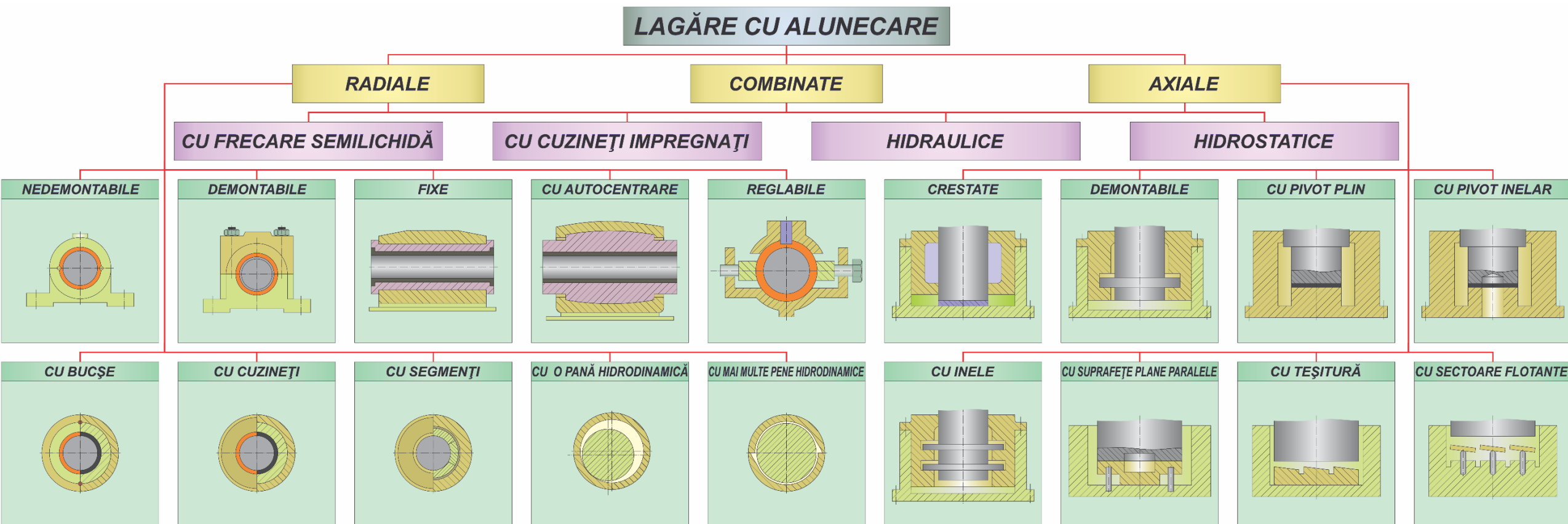
1. Pierderi la frecare în perioada de pornire.
2. Consum mare de lubrifiant.
3. Uzură sporită la ungeri insuficientă.
4. Cerințe înalte către condițiile de exploatare.





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Caracteristica generală și clasificarea a lagărelor cu alunecare





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Domenii de utilizare

Deși în construcția modernă de mașini lagărele cu alunecare se utilizează pe scară mult mai mică decât lagărele cu rostogolire, ele s-au menținut într-o serie de domenii importante în care se folosesc preponderent, sau în mod egal cu rulmenții.

Aceste domenii sunt:

- lagăre cu funcționare la viteze ridicate, care depășesc vitezele limită ale rulmenților și la care acestea ar realiza durabilități foarte reduse;
- lagăre de dimensiuni mari, nestandardizate;
- lagăre destinate să lucreze la încărcături înalte, cu șocuri și vibrații;
- lagărele pentru ghidarea de mare precizie a arborilor;
- lagărele cu plan de separare (care conform cerințelor de montaj trebuie să fie demontate în plan diametral);
- lagăre pentru gabarite diametrale reduse;
- lagăre care lucrează în condiții specifice de mediu (apă, medii agresive chimice, temperaturi ridicate etc).



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Particularitățile de lucru ale lagărelor

Condițiile de lucru ale lagărului cu alunecare depind de parametrii regimului (**sarcina specifică p** și **viteza unghiulară ω** ale fusului arborelui), tipul lubrifiantului (**lichid, solid sau gazos**), caracteristicile fizico-mecanice ale contactului și se caracterizează prin pierderile la frecare.

Regimuri de frecare

Tipurile frecării de alunecare sunt următoarele: uscată, limită, fluidă, mixtă.

- **Frecarea riguros uscată** se realizează în condiții de laborator (în vid), și se caracterizează prin pierderile cele mai mari de energie.
- **Frecarea tehnic uscată** este frecvent întâlnită în tehnică și se caracterizează prin prezența unui mediu gazos și o contaminare redusă a suprafețelor în contact, cu corpuri străine.
- **Frecarea limită** se caracterizează prin prezența pe suprafețele pieselor în contact a unui strat foarte subțire ($10^{-3} \dots 10^{-2} \mu m$), dar puternic ancorat, de corpuri străine, care împiedică formarea punctelor de adeziune moleculară, dar nu înlătură angrenarea microasperităților.
- **Frecarea fluidă** apare atunci când între suprafețele pieselor este interpus un strat (film) de lubrifiant suficient de gros, astfel că este exclus contactul direct dintre suprafețele celor două piese.
- **Frecarea mixtă** apare atunci când grosimea filmului de lubrifiant este prea mică sau suprafețele pieselor sunt prelucrate grosolan, astfel că unele microasperități ajung în contact, rupând – din loc în loc – filmul de lubrifiant. Pierderile prin frecare sunt mai mari ca la frecarea fluidă.



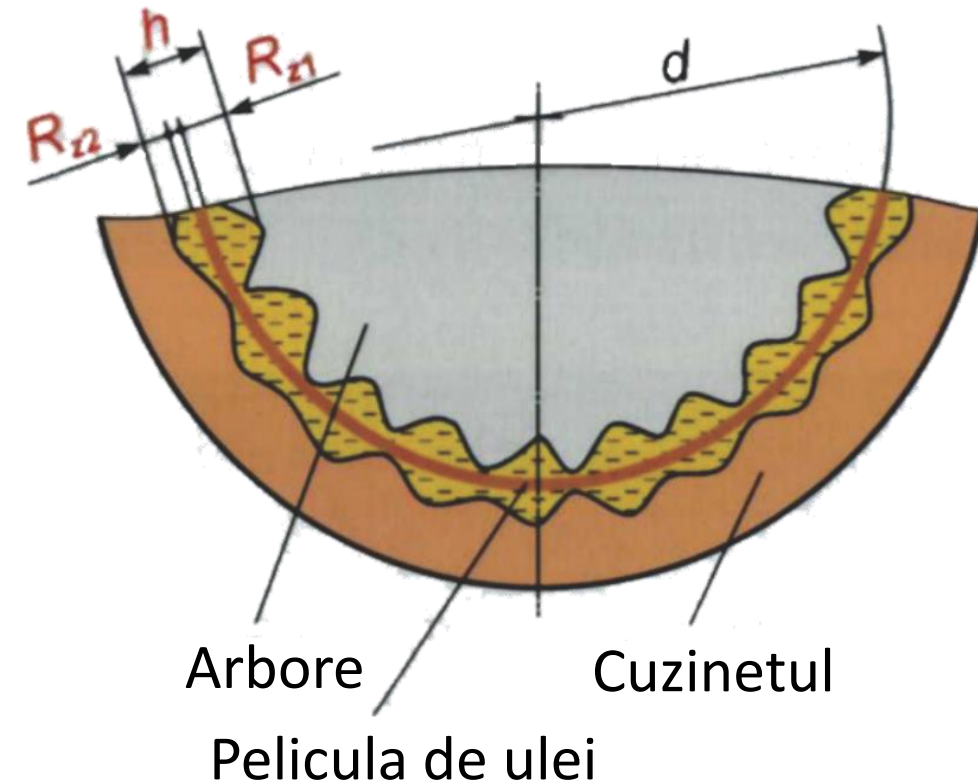
4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Particularitățile de lucru ale lagărelor

La lagărele radiale cu **frecarea fluidă** (hidrodinamice), pentru realizarea filmului de lubrifianț autoportant, care să învingă forța care încarcă fusul arborelui și să întrerupă contactul direct dintre fus și cuzinet, trebuie îndeplinite următoarele condiții:

- să existe, între fus și cuzinet, un joc în formă de pană;
- să existe o mișcare relativă între fus și cuzinet, în sensul convergenței jocului;
- să existe în lagăr o cantitate suficientă de lubrifianț, cu proprietățile de aderență și vâscozitate.

La funcționare în regim de frecare fluidă (hidrodinamică) suprafețele de contact ale lagărului sunt separate de o peliculă de ulei, grosimea h a căreia este mai mare ca suma înălțimilor rugozităților suprafețelor R_z (în fig. alăturată pelicula de ulei este indicată printr-o linie îngroșată) $h > R_{z1} + R_{z2}$. În aceste condiții pelicula de ulei va prelua solicitarea exterioară, evitând atingerea suprafețelor de contact, adică uzarea lor.





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

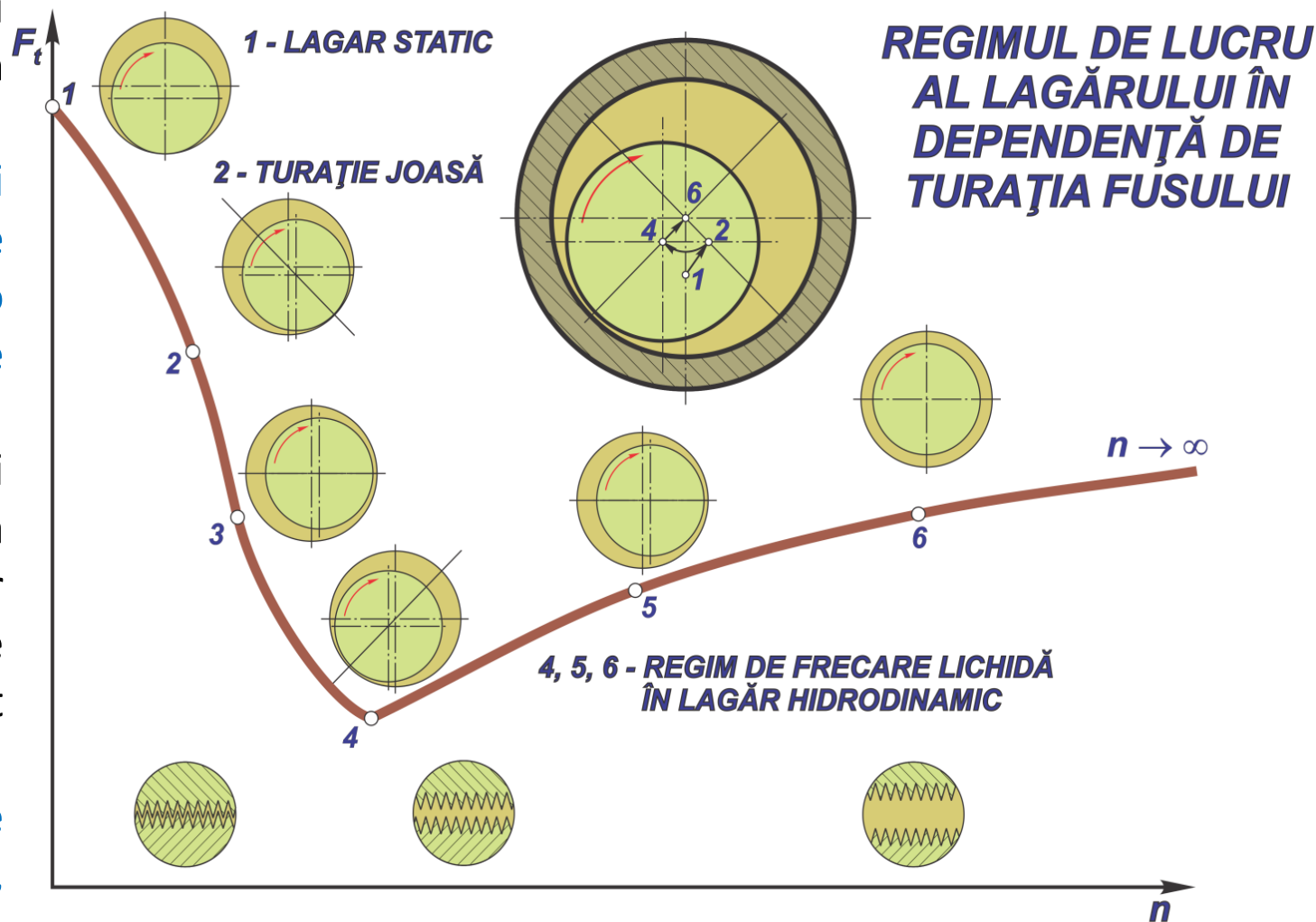
Particularitățile de lucru ale lagărelor

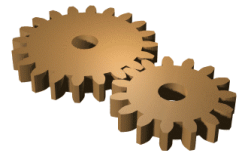
1. În repaus, fusul se sprijină pe cuzinet și lubrifianțul dintre cele două suprafețe în contact este expulzat.

2-3. În momentul demarajului, datorită frecării foarte mari dintre fus și cuzinet, fusul se deplasează în sensul rotirii și ajunge într-o zonă lubrifiată, creându-se condițiile necesare realizării ungerii hidrodinamice.

4. La turație redusă, grosimea minimă a filmului de lubrifianț h_{min} este mai mică decât suma înălțimilor maxime ale microasperităților suprafețelor celor două piese în mișcare relativă, astfel că regimul de frecare realizat este mixt.

5-6. La creșterea turației, de la o anumită valoare a acesteia, se realizează un joc minim optim, necesar obținerii regimului de frecare fluidă.





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Particularitățile de lucru ale lagărelor

În lagărele radiale forma de pană a jocului este caracteristică însăși construcției lagărului. El se formează din cauza dezaxării centrelor fusului și cuzinetului.

La viteza unghiulară $\omega > \omega_{cr}$ fusul se ridică în ulei și se deplasează în direcția rotirii.

La creșterea vitezei unghiulare se mărește grosimea stratului de ulei h , iar centrul fusului se apropie de centrul cuzinetului.

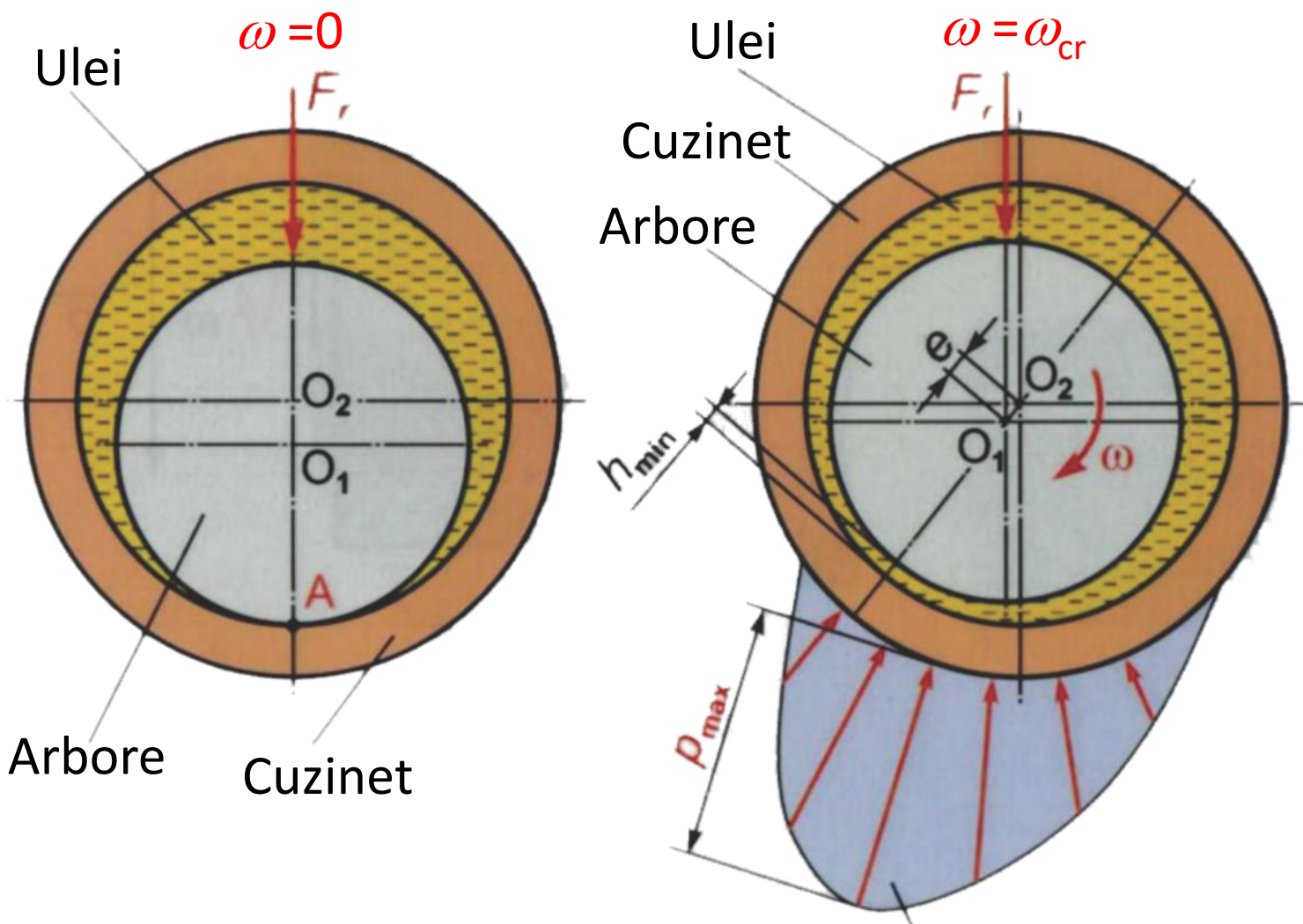


Diagrama presiunii în pelicula de ulei



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Particularitățile de lucru ale lagărelor

Grosimea stratului de ulei h , este o funcție a caracteristicii regimului de lucru al lagărului:

$$h = F_r (\mu\omega / p),$$

Unde: $\mu\omega/p$ – caracteristica regimului de lucru al lagărului;

μ – vâscozitatea uleiului;

ω – viteza unghiulară a fusului;

p – presiunea convențională a arborelui;

F_r – forța de solicitare a lagărului.

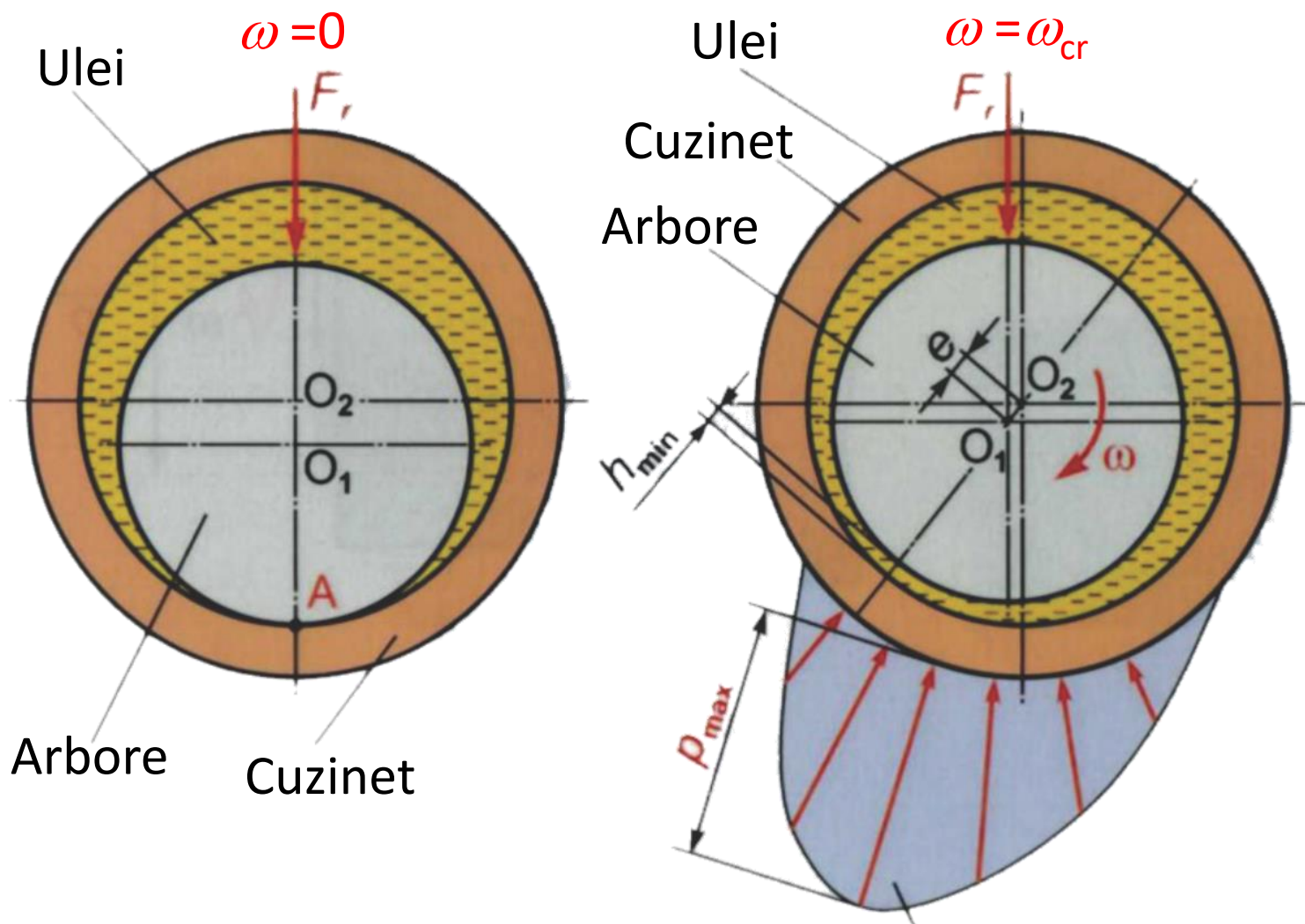


Diagrama presiunii în pelicula de ulei



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Calculul lagărelor cu alunecare

Vom examina lagărele cu regim de ungere mixt. Astfel de lagăre sunt folosite în mecanisme cu viteză mică, cu demarări și opriri multiple, sau cu condiții nesatisfăcătoare de ungere.

Aceste lagăre sunt calculate:

- după valoarea admisibilă a presiunii în lagăr,

$$p = F_r / l \cdot d \leq [p];$$

- după produsul admisibil presiune-viteză

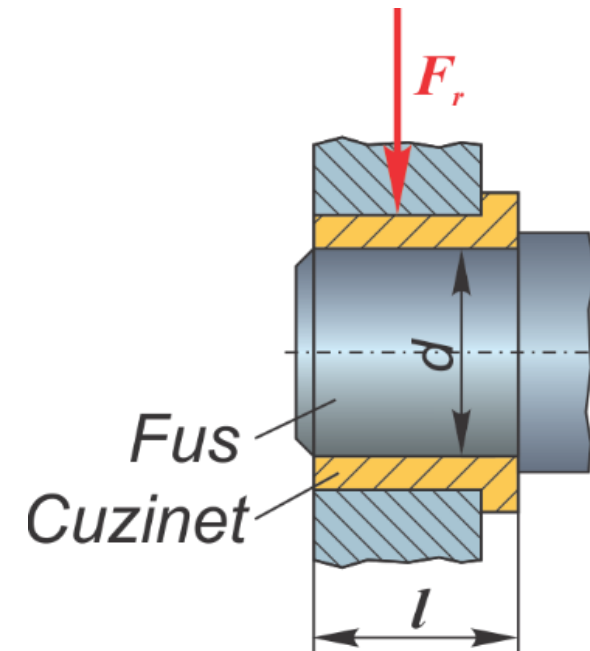
$$pv \leq [pv],$$

unde: F_r – forța radială de solicitare a lagărului.

l – lungimea lui;

d – diametrul fusului;

v – viteza circulară a fusului.





4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

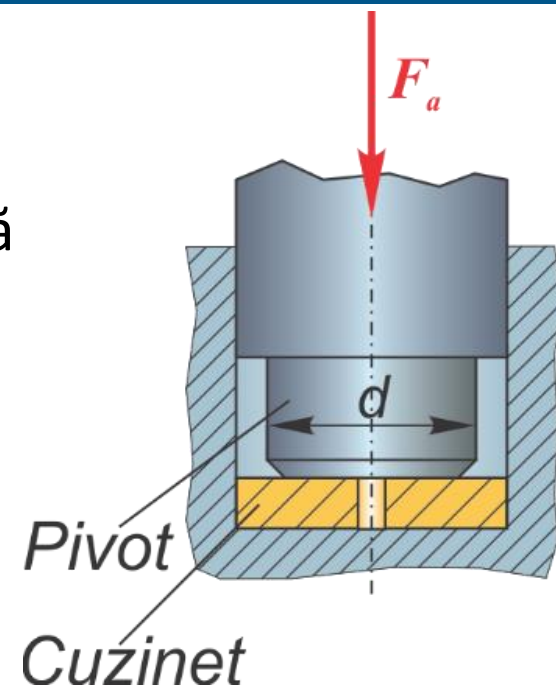
Calculul lagărelor cu alunecare

Pentru fusurile axiale (pivoți) diametrul este determinat de cel al arborelui, calculat din condițiile de rezistență la solicitări compuse. Presiunea specifică de contact:

$$p = F_a / A \leq [p],$$

unde: F_a – forța axială de solicitare a lagărului;

A – proiecția suprafeței de contact pe un plan perpendicular pe direcția forței (pentru fusul cilindric plan, $A = \pi d^2 / 4$; pentru fusul inelar cu diametrul exterior d_e și diametrul interior d_i , $A = \pi (d_e^2 - d_i^2) / 4$).



Calculul după criteriul $[pv]$ prevede într-o formă apropiată prevenirea uzării intensive a lagărului, supraîncălzirea și griparea.

Valorile admisibile $[p]$ și $[pv]$ sunt determinate din practica de exploatare a unor construcții asemănătoare.

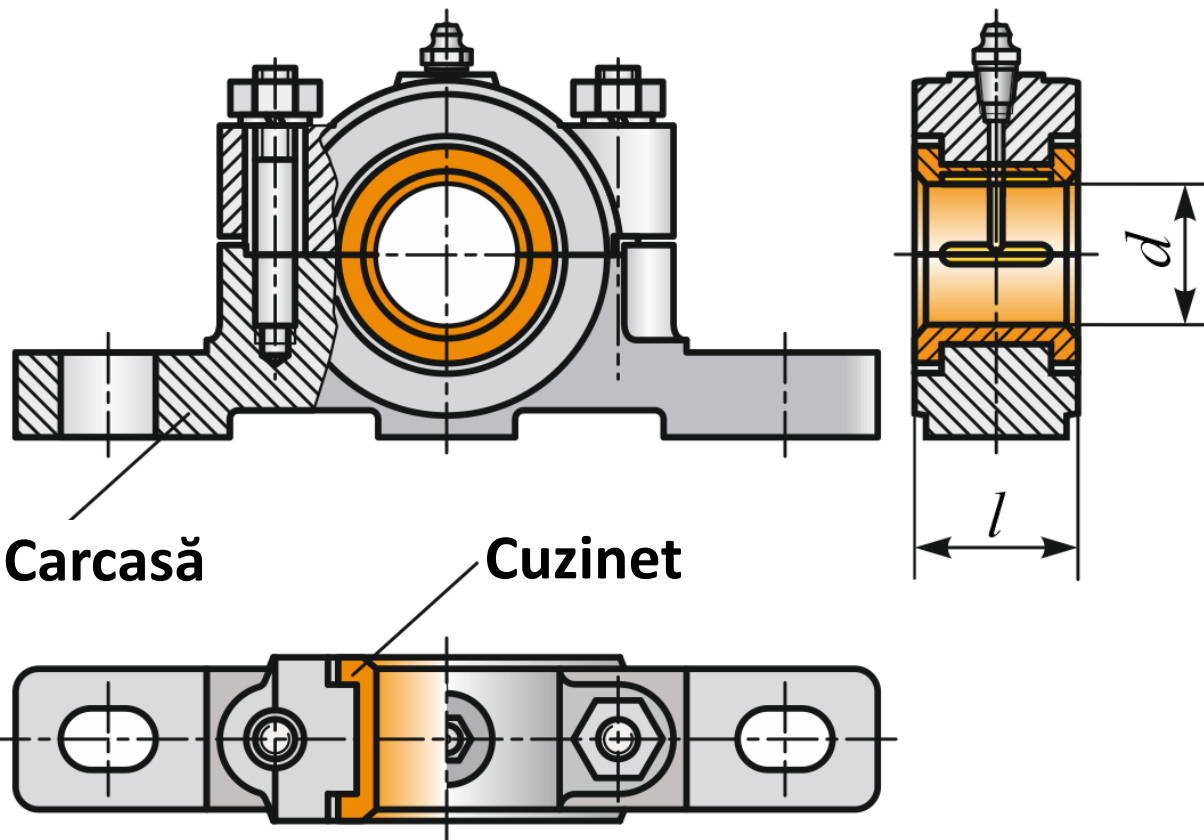
Pentru majoritatea mașinilor staționare $[p] = 1...4 \text{ MPa}$, iar $[pv] = 2...10 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$, în cuzineții arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă $[p] = 4...20 \text{ MPa}$, iar $[pv] = 25... 35 \text{ MPa}\cdot\text{m/s}$.



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Calculul lagărelor cu alunecare

Valori recomandate a rapoartelor lungime-diametru pentru lagărul radial



l/d	Condiția de funcționare a lagărului
0,3...0,4	Lagăre încărcate ușor cu gabarite axiale reduse
0,4...0,7	Lagăre de viteze mari și încărcate mediu
0,5...0,9	Lagăre de viteze mari și încărcate cu sarcini mari
0,8...1,2	Lagăre de viteze mici și încărcate cu sarcini medii și mari
1,0...1,5	Lagăre de viteze mici și încărcate cu sarcini mari și arbori rigizi



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Materialele lagărelor cu alunecare

Materialul cuzinetului trebuie să aibă următoarele proprietăți:

- coeficient de frecare cât mai redus și rezistență înaltă la gripare în perioada lipsei regimului de ungere fluidă (demarări, frânări etc);
- duritatea suficientă pentru asigurarea unei rezistențe la uzură și strivire corespunzător solicitărilor;
- rezistență la solicitări dinamice atât în stratul superficial cât și în adâncime;
- rezistență la coroziune și greutate specifică redusă pentru realizarea unor construcții ușoare.

Cuzineții lagărelor cu alunecare sunt fabricați din următoarele materiale:

Fonta (fonte cenușii, fonte maleabile) se utilizează pentru construcția integrală a cuzineților, care funcționează în condiții ușoare de încărcare și viteză ($p < 1 \text{ MPa}$, $v < 3 \text{ m/s}$).

Bronzul aliat cu staniu, plumb și zinc este utilizat pentru fabricarea cuzineților cu funcționare la sarcini permanente; din bronzuri aliate cu aluminiu se fabrică lagărele reductoarelor și mașinilor - unelte. **Alamele** sunt folosite la presiuni înalte - până la 12 MPa și viteze mici de alunecare - 2 m/s .



4.4.1 LAGĂRE CU ALUNECARE

Materialele lagărelor cu alunecare

Babitul (compozit pe bază de staniu) este cunoscut ca având cele mai bune proprietăți antifricțiune: frecare redusă, rezistență la uzură chiar în cazul ungerii insuficiente, anticoroziv, dar nu suportă sarcini de șoc. Este folosit la presiuni $p < 15 \text{ MPa}$. De obicei se aplică în formă de straturi subțiri, aplicate pe bucșe din oțel sau bronz.

Materiale metalice poroase ($1-3\%$ grafit, restul F_e sau 10% cositor, $1-4\%$ grafit, restul C_u), fiind obținute prin sinterizare din pulberi metalice sunt folosite în lagărele cu ungere săracă. Se caracterizează prin porozități însemnate ($15-35\%$ din volum), care sunt îmbibate cu ulei, astfel devenind autolubrifiante. Cuzineții din F_e -grafit pot fi folosiți la viteze $v = 0,1-4 \text{ m/s}$, și presiuni $p = 0,8-15 \text{ MPa}$.

Materiale nemetalice (mase plastice, lemn presat, lemn tare, cauciucul, grafitul) la rând cu proprietăți antifricțiune înalte posedă și o rezistență înaltă la uzură, însă au o conductibilitate termică scăzută. De aceea, cel mai bun lubrifiant pentru ei este apa, care asigură și răcirea lor, iar domeniile de folosire sunt ansamblurile cu sarcini și viteze mici de alunecare.



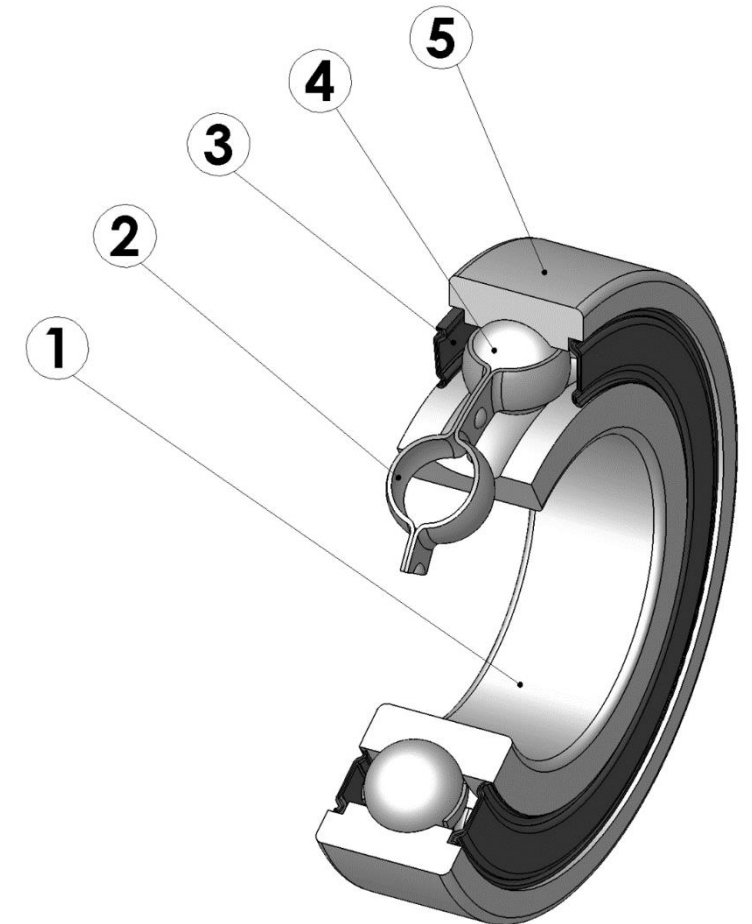
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Caracteristica generală și clasificarea rulmenților

Lagărele cu rostogolire sunt lagăre cu frecare de rostogolire, elementul principal al acestora fiind rulmentul.

Rulmenții sunt organe de mașini complexe și se compun în mod obișnuit din inelul interior 1, inelul exterior 5, corpurile de rulare 4, garnitura de etanșare 3 și colivia (separator) 2 care menține corpurile de rulare la distanțe egale între ele.

Construcția rulmenților permite fabricarea lor în masă ca produs standardizat. Ei sunt produși de uzine specializate ceea ce reduce simțitor costul producerii.





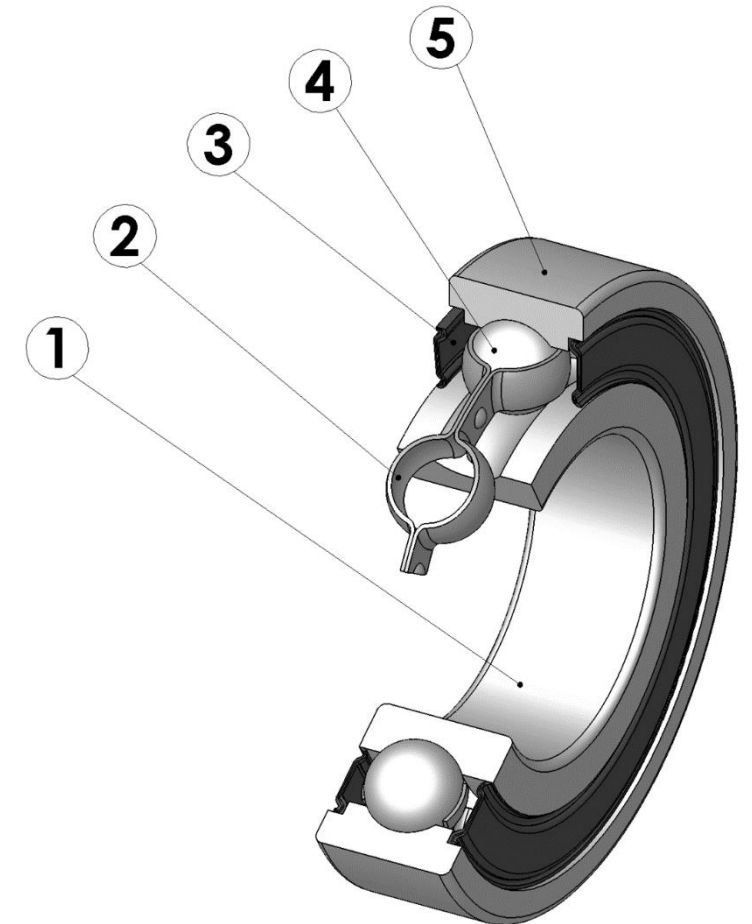
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Caracteristica generală și clasificarea rulmenților

Lagărele cu rostogolire sunt lagăre cu frecare de rostogolire, elementul principal al acestora fiind rulmentul.

AVANTAJE:

1. Pierderi prin frecare foarte mici.
2. Capacitate portantă mare pe unitate de lungime, deci gabarite axiale reduse.
3. Simplitatea montării și întreținerii
4. Consum neînsemnat de lubrifianț.
5. Sunt standardizate pe scară internațională.





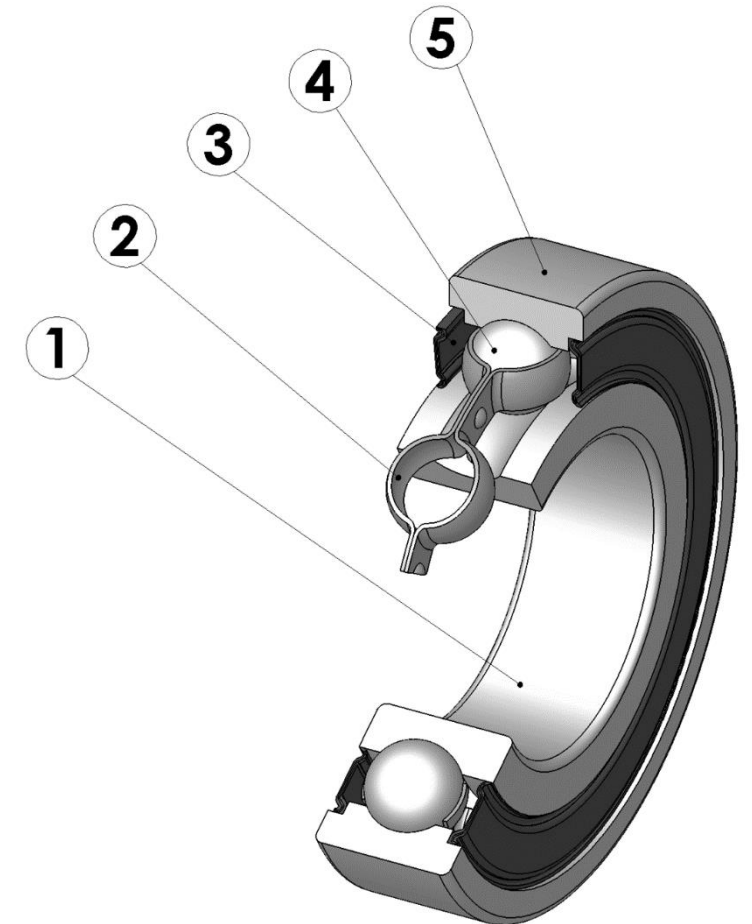
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Caracteristica generală și clasificarea rulmenților

Lagărele cu rostogolire sunt lagăre cu frecare de rostogolire, elementul principal al acestora fiind rulmentul.

DEZAVANTAJE:

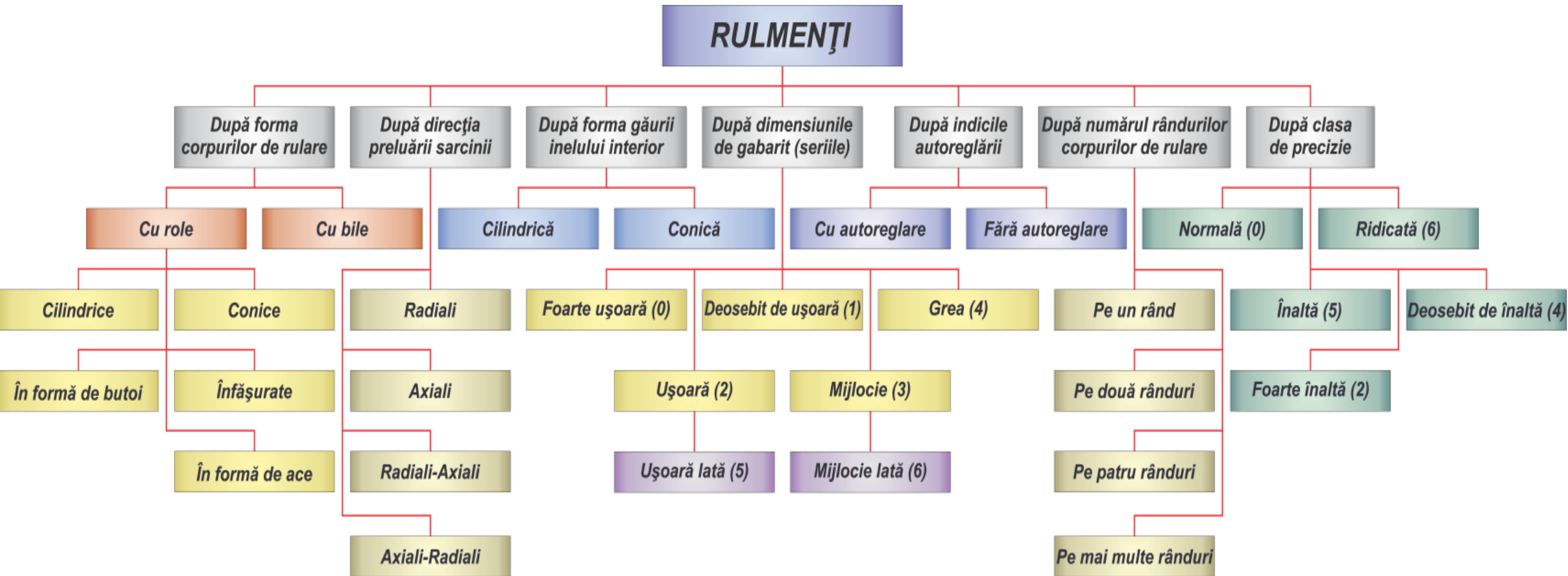
1. Absența construcțiilor demontabile.
2. Gabarite radiale mari.
3. Durata de funcționare redusă în cazul vitezelor mari.
4. Comportare nesatisfăcătoare la sarcini de șoc și vibrații.
5. Precizia ridicată de execuție și condiții severe de montaj.





4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Caracteristica generală și clasificarea rulmenților

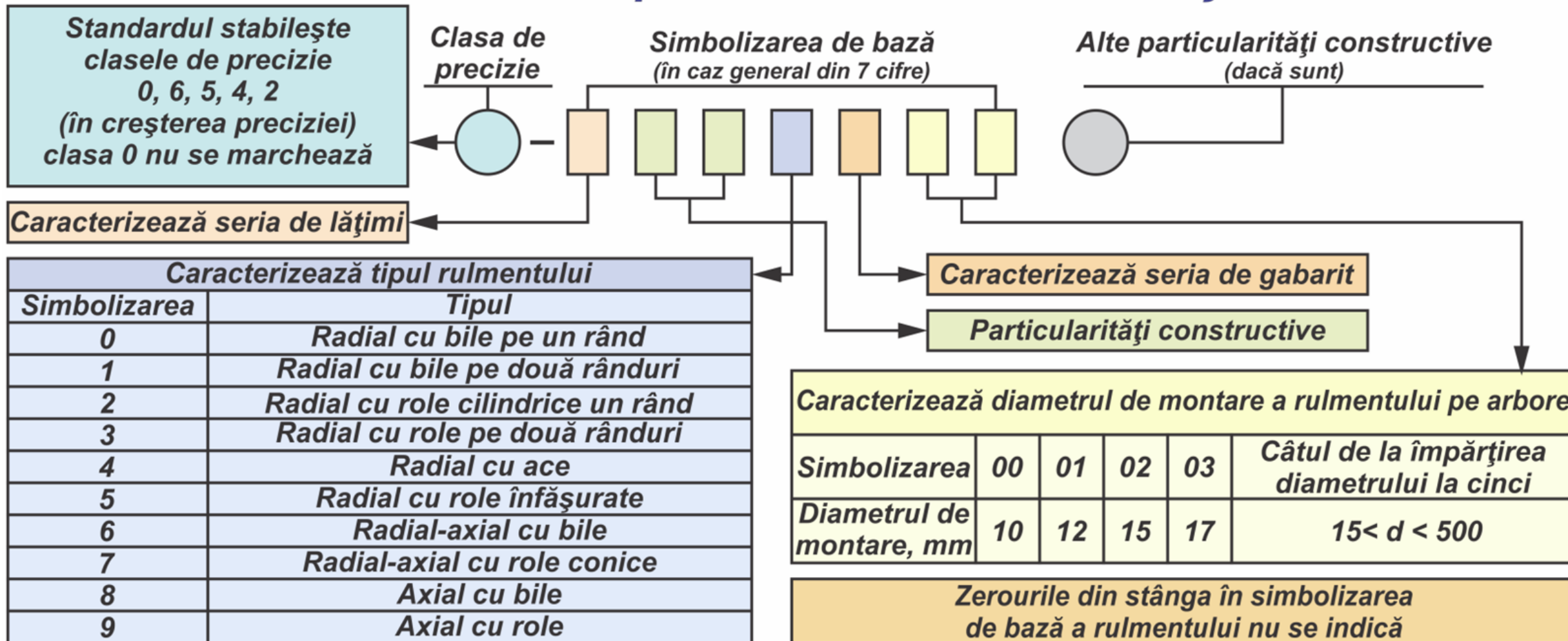




4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Simbolizarea rulmenților

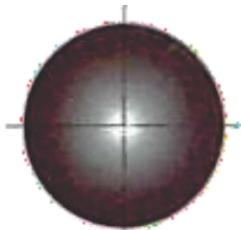
Structura completă a simbolizării rulmenților



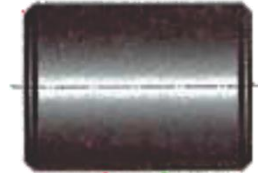


4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Tipurile de baza a rulmenților. Corpuri de rulare



Bilă



Rolă cilindrică scurtă



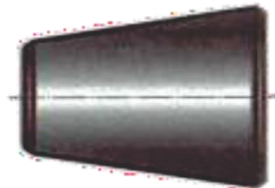
Rolă cilindrică lungă



Rolă în formă de ac



Rolă înfășurată



Rolă conică



Rolă în formă de butoi



Rolă sfero-conică

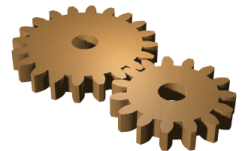
Rulmenții cu **bile** se utilizează în cazul vitezelor mari și sarcinilor mici.

Rulmenții cu **role** se utilizează în cazul vitezelor mici și medii și sarcini considerabile.

Rulmenții cu **role în formă de ace** se utilizează în limitării dimensionale pe direcția radială.

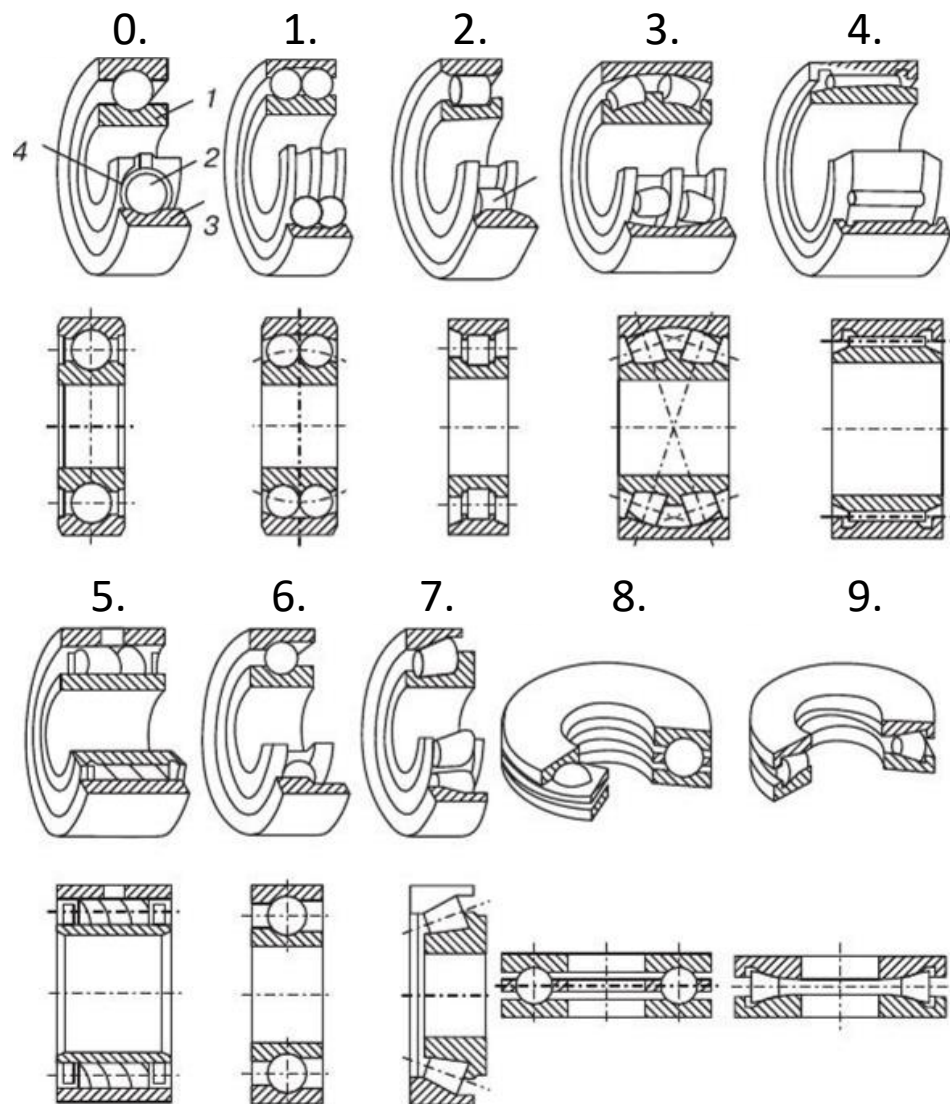
Rulmenții cu **role înfășurate** se utilizează în cazul sarcinilor dinamice mari.

Rulmenții cu **role în formă de butoi** și **sfero-conice** se utilizează în cazul abaterilor de la coaxialitate a inelelor rulmentului.



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Tipurile de baza a rulmenților



- 0. Rulment radial cu bile pe un rând.
- 1. Rulment radial cu bile pe două rânduri.
- 2. Rulment radial cu role cilindrice un rând.
- 3. Rulment radial cu role pe două rânduri.
- 4. Rulment radial cu ace.
- 5. Rulment radial cu role înfășurate.
- 6. Rulment radial-axial cu bile.
- 7. Rulment radial-axial cu role conice.
- 8. Rulment axial cu bile.
- 9. Rulment axial cu role.



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Defecte întâlnite în rulmenți

Suprafețele de contact dintre inele și corpurile de rulare se încarcă cu tensiuni de contact (hertziene). Poziția contactului pe inel este mobilă și variabilă. Tensiunile au caracter variabil.

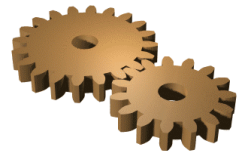
Pitting-ul este cel mai des întâlnit defect în rulmenți.

Criteriul de rezistență la tensiuni de contact și criteriul de durabilitate sunt criteriile de bază la alegerea rulmenților.

Deformarea locală a căilor de rulare (**brinelarea**) – se produce la încărcări cu sarcini foarte mari și viteze mici sau fără mișcare (statice).

Uzura corpului de rulare și a căilor de rulare (caracteristic rulmenților deschiși) – conduce la schimbarea formei căilor de rulare și a corpurilor de rulare.

Distrugerea coliviilor – coliviile se distrug în cazul alegerii incorecte a rulmentului și exploatării incorecte.



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Alegerea rulmenților

Alegerea rulmenților se face conform tipului de bază și a seriei de gabarit.

Tipul de bază – se alege conform direcțiilor sarcinilor preluate de rulment:

- În cazul când în reazeme acționează numai forțe radiale se aleg rulmenți radiali;
- În cazul când în reazeme acționează numai forțe axiale se aleg rulmenți axiali;
- În cazul când în reazeme acționează forțe radiale și forțe axiale se aleg rulmenți radiali-axiali;
- În cazul lungimilor mari ale arborilor se aleg rulmenți oscilanți sferici.





4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante statice

Calculul este elaborat pentru rulmenții cu $n < 10 \text{ min}^{-1}$. Condiția de calcul este următoarea:

$$F_0 = X_0 \cdot R_r + Y_0 \cdot R_a \leq C_0,$$

unde: F_0 – forța statică de încărcare a rulmentului;

X_0 – coeficientul sarcinii statice radiale a rulmentului;

Y_0 – coeficientul sarcinii statice axiale a rulmentului;

R_r – sarcina radială a rulmentului;

R_a – sarcina axială a rulmentului;

C_0 – capacitatea portantă statică de bază.

Capacitatea de încărcare statică de bază se definește ca fiind sarcină statică radială, în cazul rulmenților radiali, sau axială, în cazul rulmenților axiali, căreia îi corespunde deformația remanentă totală a corpurilor de rulare și inelelor în punctul de contact cel mai sollicitat, egală cu 0,0001 din diametrul corpului de rulare.



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante dinamice

Calculul este elaborat pentru rulmenții cu $n > 10 \text{ min}^{-1}$. Condiția de calcul este următoarea:

$$C_{rc} \leq C_r,$$

unde: C_{rc} – capacitatea de încărcare dinamică calculată;

C_r – capacitatea de încărcare dinamică de bază.

Capacitatea de încărcare dinamică de bază reprezintă sarcina pur radială, în cazul rulmenților radiali, sau pur axială, în cazul rulmenților axiali, de valoare și direcție constante, care acționând asupra unui lot de rulmenți identici, având inelul interior rotitor, iar cel exterior fix, asigură acestora durabilitatea de bază de 1 milion de rotații.

Între capacitatea de încărcare dinamică C_r , durabilitatea de bază $L_b = 1 \text{ mln de rotații}$ și sarcina F_e care încarcă rulmentul s-a stabilit următoarea dependență experimentală:

$$L_b = (C_r / F_e)^m,$$

unde: $m = 3$ – pentru rulmenți cu bile;

$m = 10/3$ – pentru rulmenți cu role.



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante dinamice

Capacitatea de încărcare dinamică calculată se determină din următoarea relație:

$$C_{rc} = F_e \sqrt[m]{573 \cdot \omega \frac{L_{hc}}{10^6}},$$

unde: $F_e [N]$ – sarcina dinamică echivalentă;

$\omega, [s^{-1}]$ – viteza unghiulară a arborelui corespunzător;

$L_{hc}, [ore]$ – durata de funcționare necesară calculată în ore, se ia în considerație durata de funcționare $L, [ani]$ a mecanismului de acționare prevăzută în sarcina tehnică:

$$L_{hc} = L \cdot N_z \cdot N_h,$$

unde: $N_z = 365 \cdot K_z$ este numărul de zile lucrătoare, iar $K_z = 0,6 \dots 0,75$;

$N_h = 24 \cdot K_h$ – numărul de ore lucrătoare, iar $K_h = 0,33$ (lucru într-un schimb) sau $K_h = 0,66$ (lucru în două schimburi).



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante dinamice

Dacă se cunoaște sarcina F_e , care încarcă rulmentul, turația n a inelului rotitor atunci durata de funcționare impusă L_h în ore va fi:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_r}{F_e} \right)^m,$$

Condiția de funcționare este următoarea:

$$L_{hc} \leq L_h,$$



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante dinamice

Determinarea sarcinii dinamice echivalente a rulmenților F_e , care ia în considerație caracterul și direcția sarcinilor, care acționează asupra rulmentului, condițiile de funcționare și depinde de tipul rulmentului. În caz general sarcina dinamică se calculează din relațiile:

$$F_e = X \cdot V \cdot R_r \cdot K_s \cdot K_t, \quad \text{pentru } \rightarrow \frac{R_a}{V \cdot R_r} < e;$$

$$F_e = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) K_s \cdot K_t \quad \text{pentru } \rightarrow \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

unde: X – coeficientul sarcinii radiale a rulmentului;

Y – coeficientul sarcinii axiale a rulmentului;

V – coeficientul de rotire (pentru cazul rotirii inelul interior $V = 1$, pentru cazul rotirii inelul exterior $V = 1,2$);

R_r – sarcina radială a rulmentului;

R_a – sarcina axială a rulmentului;

K_s – coeficientul de siguranță: se ia $K_s = 1...1,4$;

K_t – coeficientul de temperatură, $K_t = 1,0$ pentru $t < 125^\circ\text{C}$;

e – coeficientul influenței solicitării axiale (coeficient tabelar).



4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Calculul de durabilitate și capacitate portantă dinamică și statică

Calculul de verificare a capacității portante dinamice

La determinarea forței axiale F_a se ține cont de forțele axiale suplimentare S , apărute ca rezultat al acțiunii forței radiale F_r la unghiul de contact α . Sarcinile și sunt aplicate în punctul de intersecție a normalei cu axa rulmentului. Forțele axiale suplimentare se determină cu relațiile:

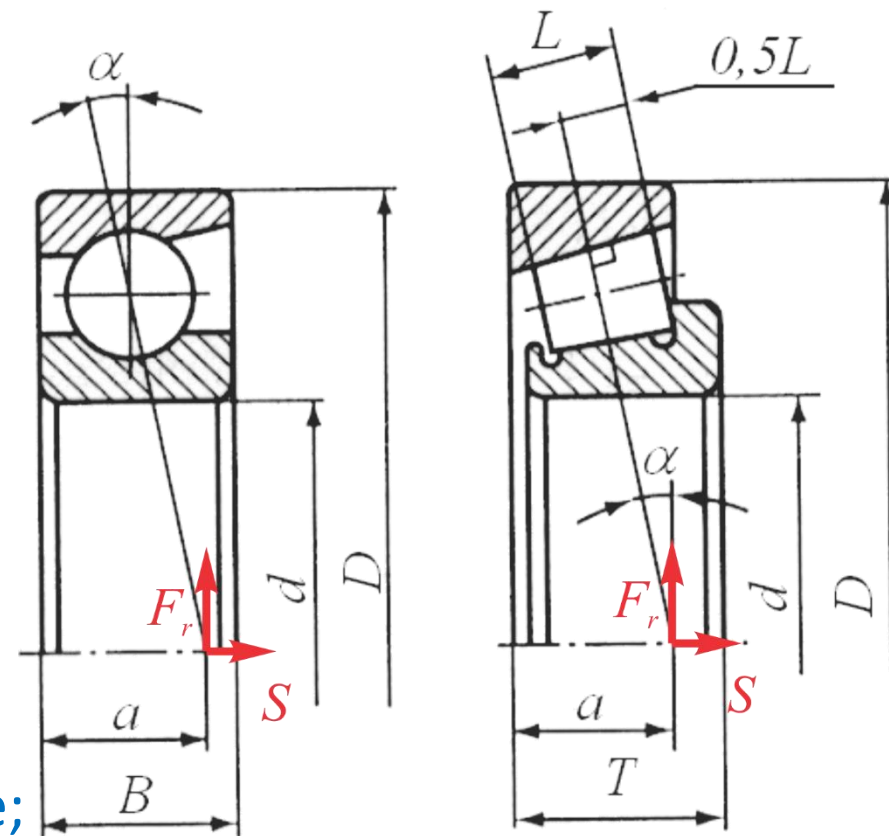
$S = eF_r$ – rulmenți radiali - axiali cu bile;

$S = 0,83eF_r$ – rulmenți radiali-axiali cu role, unde e este parametrul solicitării axiale.

Determinarea punctului de aplicare a sarcinii:

$$a = 0,5 \cdot \left[B + \frac{d + D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right] \text{ - pentru rulmenți radiali-axiali cu bile;}$$

$$a = 0,5 \cdot \left[T + \frac{(d + D)}{3} \cdot e \right] \text{ - pentru rulmenți radiali-axiali cu role conice.}$$





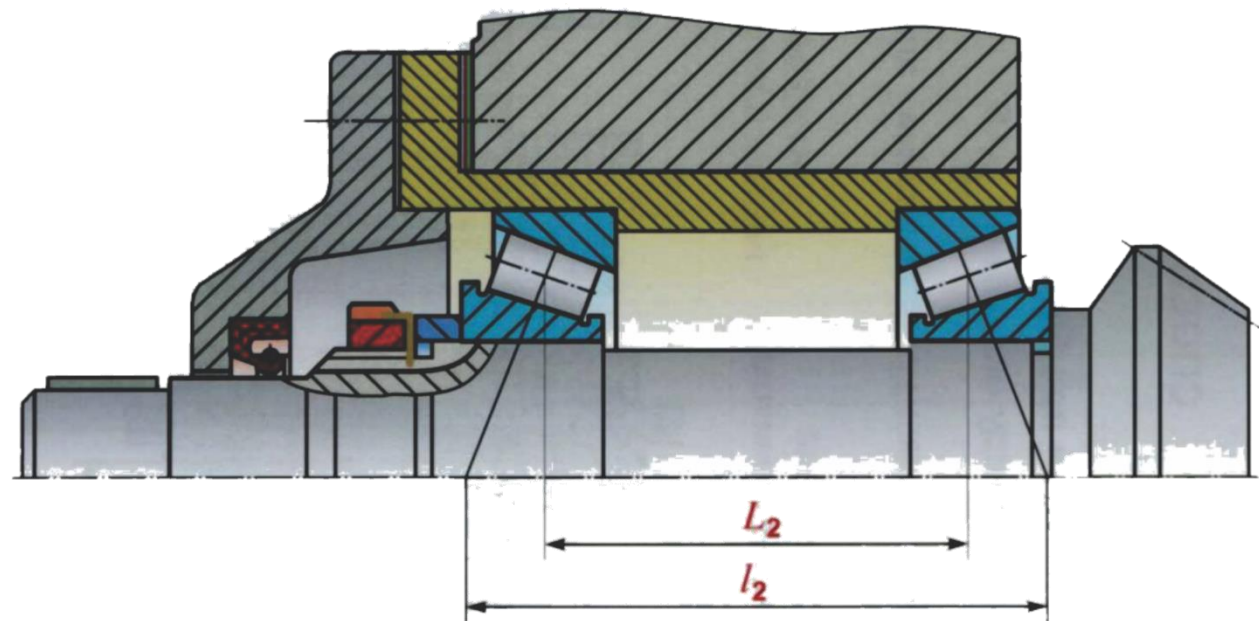
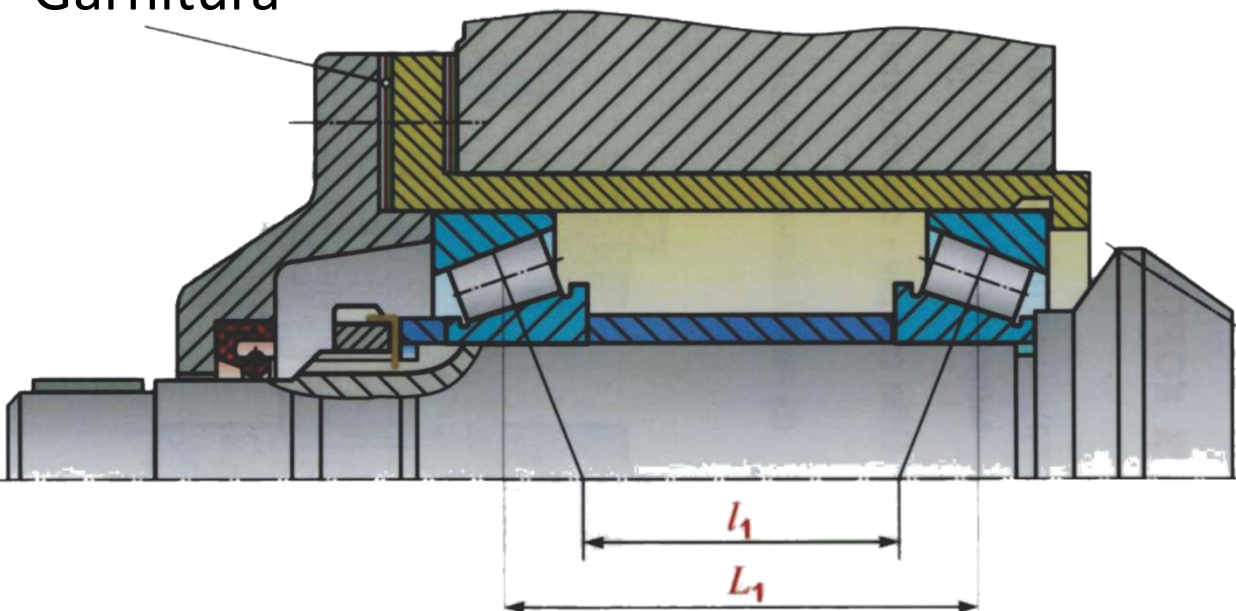
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Scheme de instalare a rulmenților radiali-axiali și reglarea jocului axial

Cu împingere: $l_1 < L_1$

Cu întindere: $l_1 > L_1$

Garnitură



Reglarea jocului din rulmenți se efectuează cu ajutorul garniturilor metalice dintre capacul și paharul nodului de rulmenți.

Reglarea jocului din rulmenți se efectuează cu ajutorul piuliței de reglare care deplasează inelul interior al rulmentului.

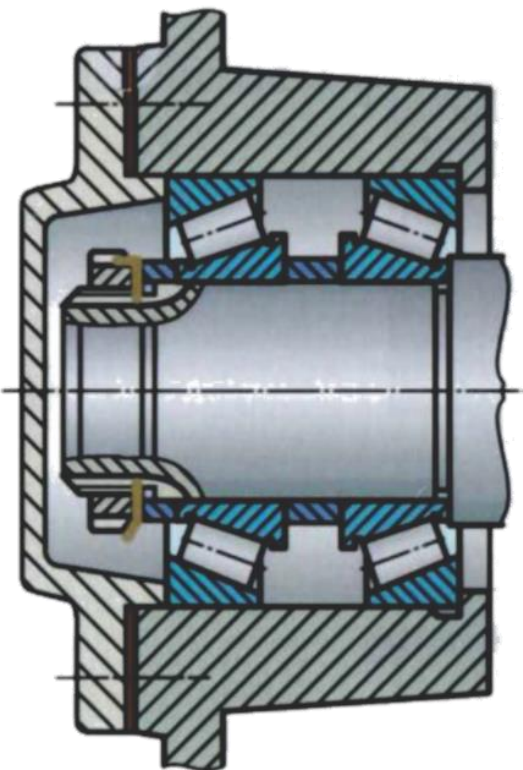


4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

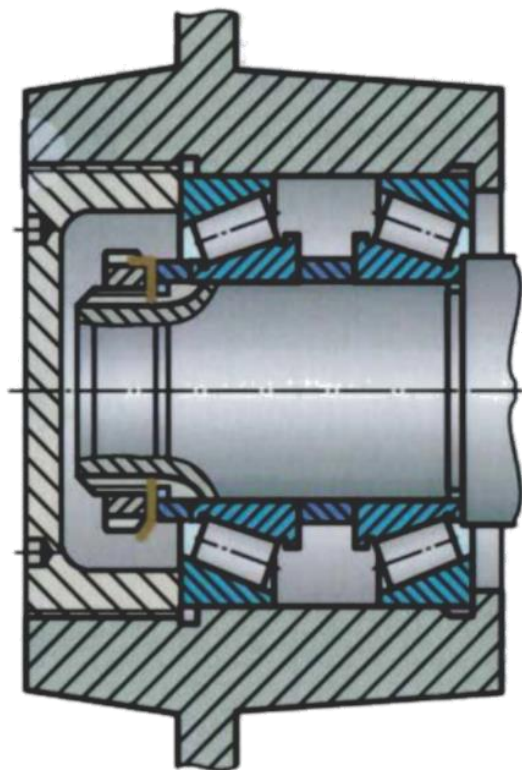
Scheme de instalare a rulmenților radiali-axiali și reglarea jocului axial

Deplasarea axială a inelului exterior:

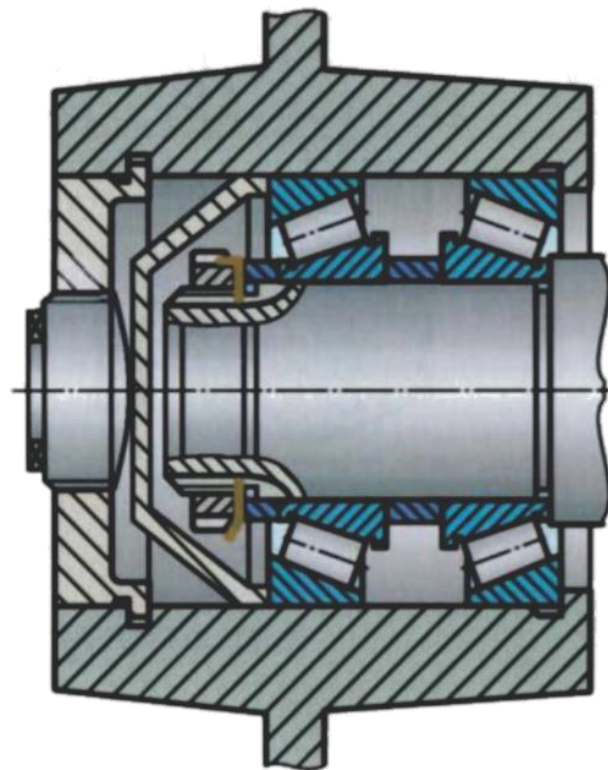
Cu garnituri metalice
dintre capac și carcasă



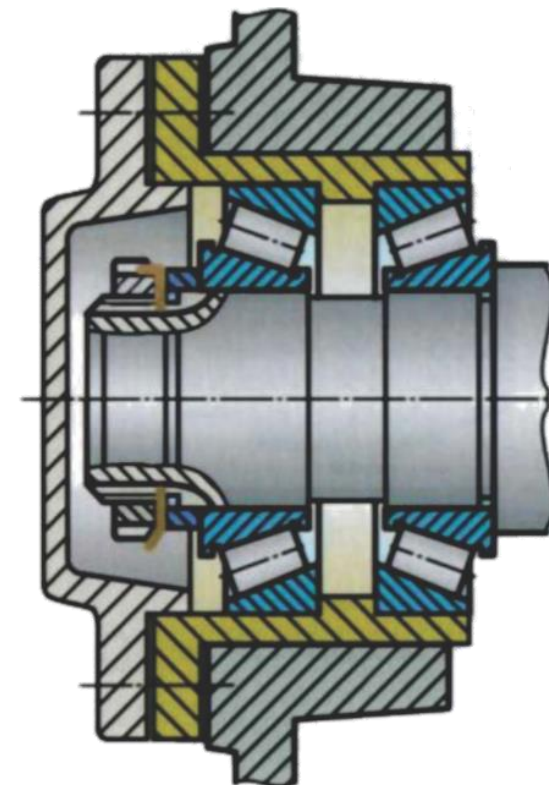
Cu șurub înșurubat în
carcasă



Cu șurub înșurubat în
capac



Deplasarea axială a
inelului interior:
Cu piuliță

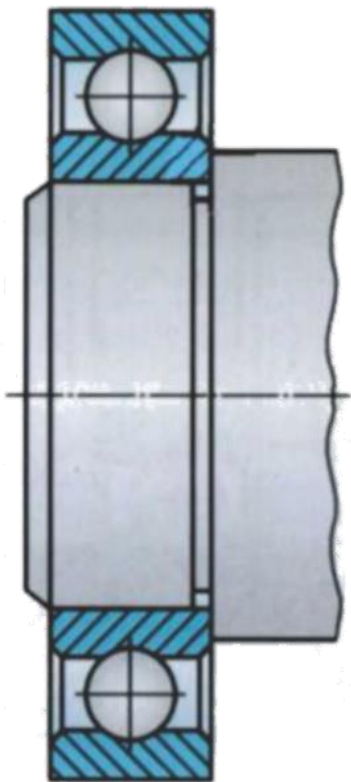




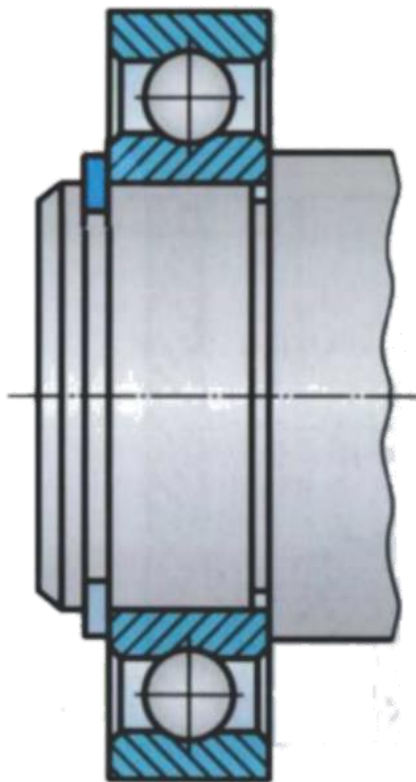
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Montarea și fixarea rulmenților pe arbori

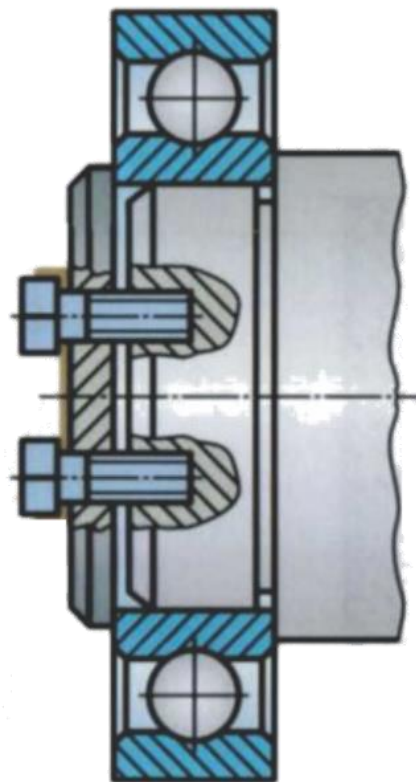
Ajustaj cu strângere și rezemare



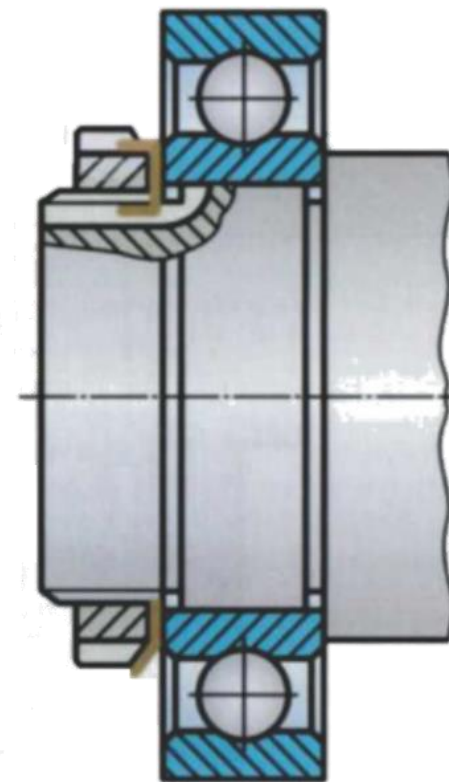
Fixare cu inel elastic



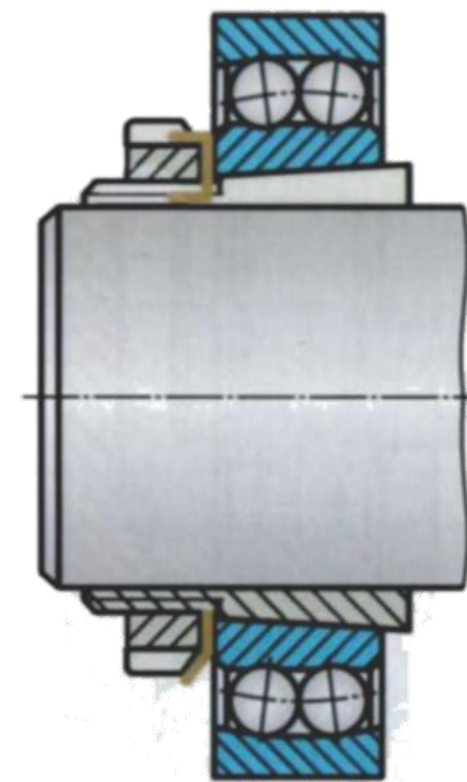
Fixare cu șaibă frontală și buloane



Fixare cu piuliță de reglare



Fixare cu bucsă conică secționată și piuliță de reglare

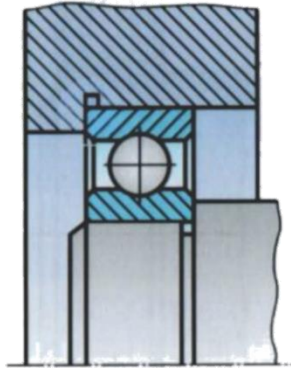




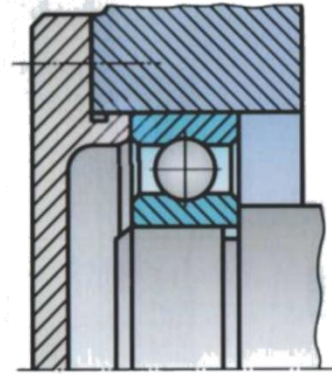
4.4.2 LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE (RULMENȚI)

Montarea și fixarea rulmenților în carcasă

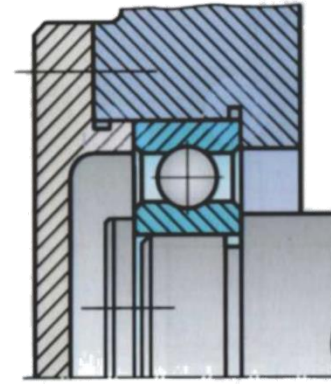
Rezemat în umăr



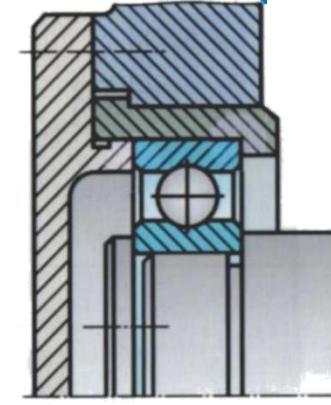
Fixat cu capac lateral



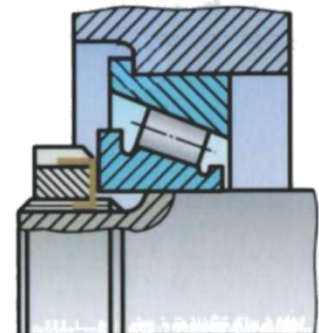
Fixat cu capac și rezemat în umăr



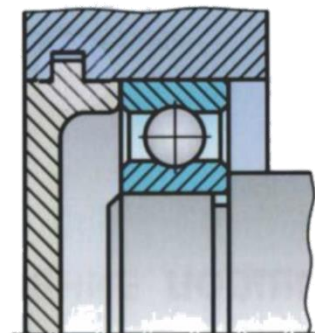
Fixat în pahar și strâns cu capac



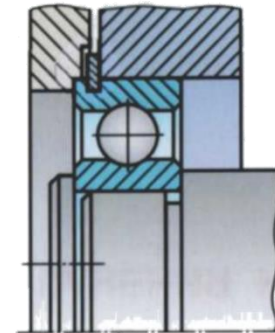
Rezemat cu flanșa rulmentului



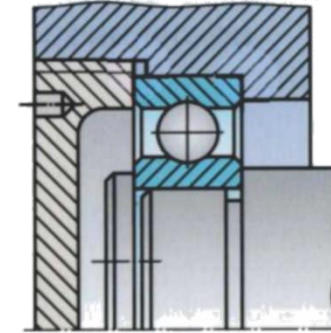
Fixat cu capac încorporat



Fixat cu inel elastic



Fixat cu piuliță și rezemat în umăr





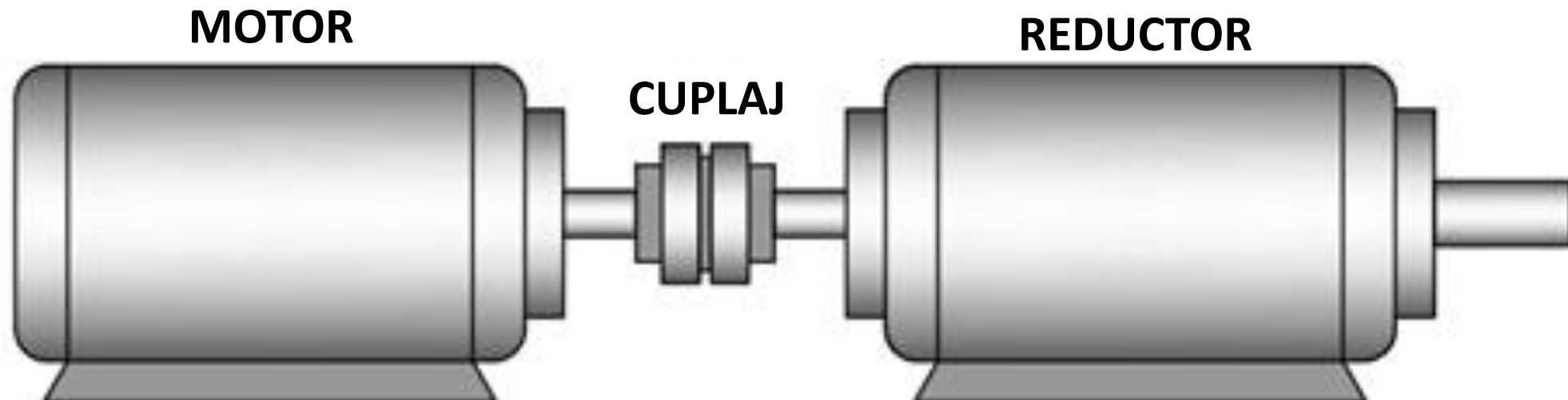
4.5 CUPLAJE MECANICE

Noțiuni generale, destinația și clasificarea cuplajelor mecanice

Cuplajele mecanice sunt numite dispozitivele care asigură legătura arbori cu scopul de a transmite momentul de torsiune de la un arbore conducător la unul condus în diferite mecanisme.

În construcția generală a mașinii cuplajul se prezintă ca unitate de ansamblu sau formează un nod.

Necesitatea unirii arborilor apare în legătură cu aceea că majoritatea mașinilor sunt compuse dintr-un anumit număr de ansambluri ce conțin arbori de intrare și ieșire.





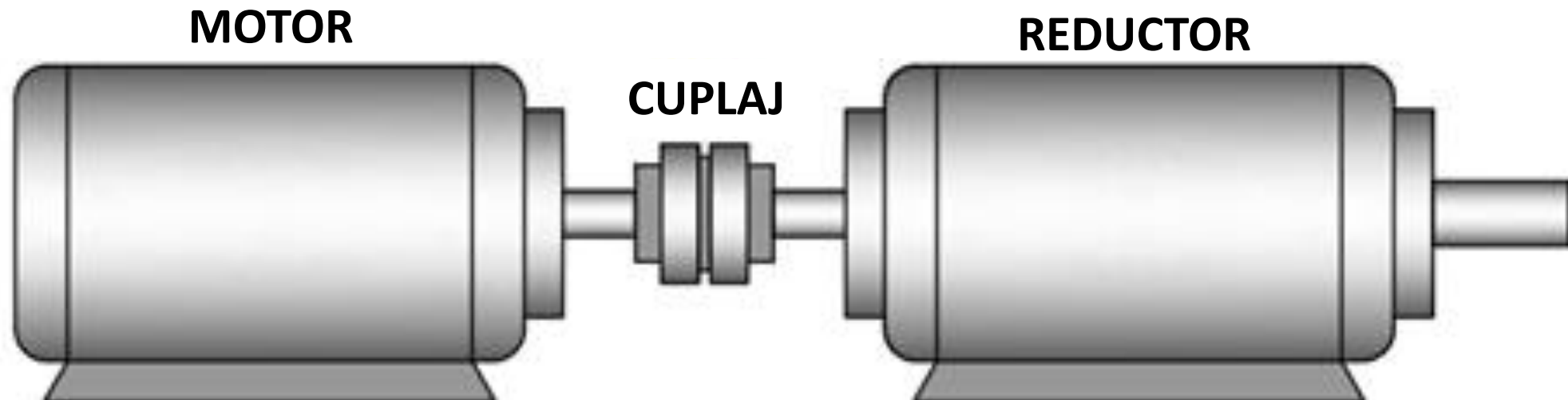
4.5 CUPLAJE MECANICE

Noțiuni generale, destinația și clasificarea cuplajelor mecanice

Pe lângă transmiterea momentului de torsiune cuplajele mecanice au și alte destinații cum ar fi:

- Cuplarea și decuplarea arborilor în timpul funcționării (ambreiaje);
- Protecția mașinilor împotriva suprasolicitărilor (cuplaje de siguranță);
- Compensarea dezaxării arborilor, consecință a montajului greșit (cuplaje compensatoare);
- Atenuarea șocurilor și oscilațiilor (cuplaje elastice) și altele.

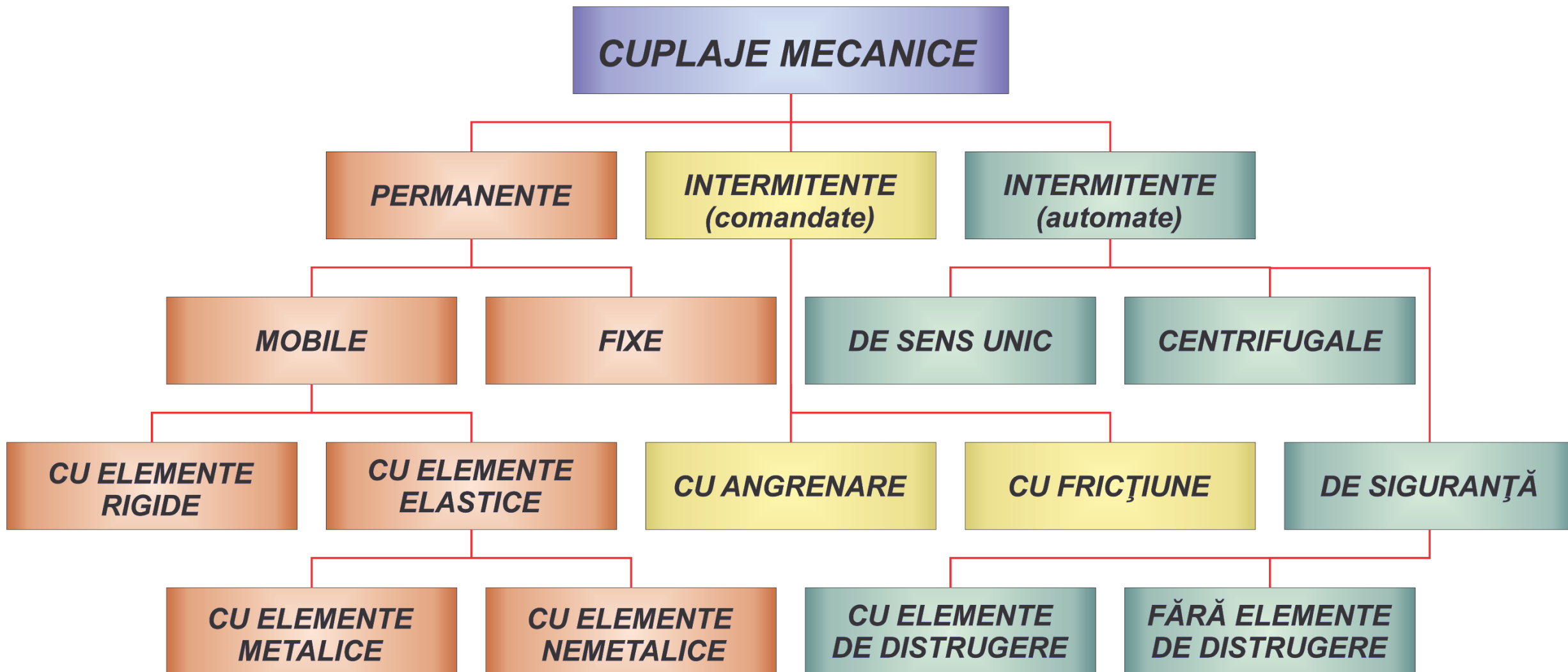
În construcția de mașini moderne cuplajele mecanice au o utilizare foarte largă și se deosebesc după modul de acțiune și dirijare, destinație și construcție.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Noțiuni generale, destinația și clasificarea cuplajelor mecanice





4.5 CUPLAJE MECANICE

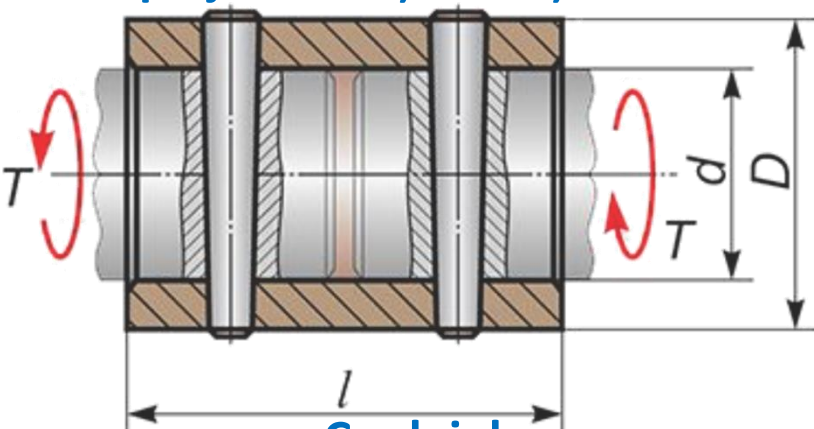
Cuplaje mecanice fixe

Cuplajele mecanice fixe asigură legătura fixă și rigidă a arborilor.

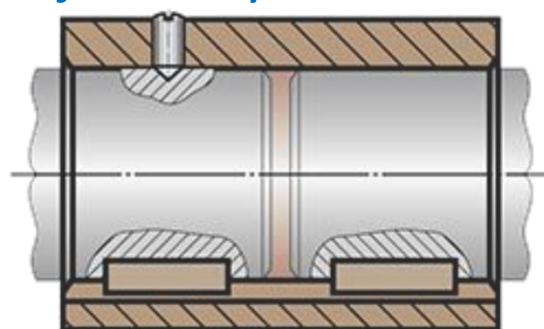
Cuplajul cu manșon este cel mai simplu tip al cuplajelor fixe. Fixarea manșonului pe arbori este realizată prin **știfturi**, **pene** sau **caneluri**.

Cuplajele cu manșon sunt utilizate pe larg în mașinile ușoare. Ele se deosebesc prin simplitatea construcției și gabarite reduse.

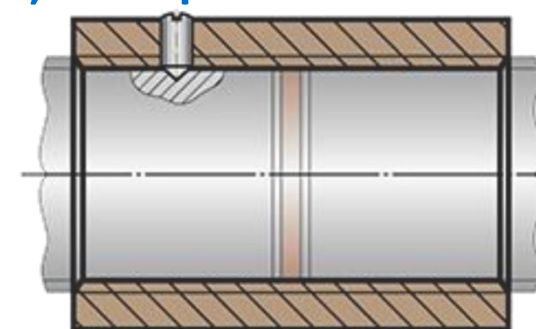
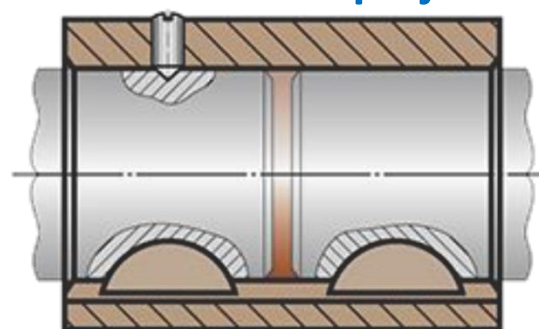
Cuplaj cu manșon cu știfturi



Cuplaj cu manșon cu caneluri



Cuplaj cu manșon cu pene



Cuplajele cu manșon sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune

$d = 4 \dots 100 \text{ mm};$

$T = 0,3 \dots 4000 \text{ Nm}.$

$d = 21 \dots 92 \text{ mm};$

$T = 150 \dots 12500 \text{ Nm}.$

$d = 20 \dots 100 \text{ mm};$

$T = 71 \dots 5600 \text{ Nm}.$

$d = 10 \dots 35 \text{ mm};$

$T = 8 \dots 450 \text{ Nm}.$

Calculul cuplajelor cu manșon se efectuează analogic asamblărilor cu știfturi, pene sau caneluri.



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice fixe

Cuplajul cu flanșe este prezentat în figura alăturată în 2 variante constructive: semicuplajele sunt asamblate prin șuruburi instalate **cu joc** și **fără joc**.

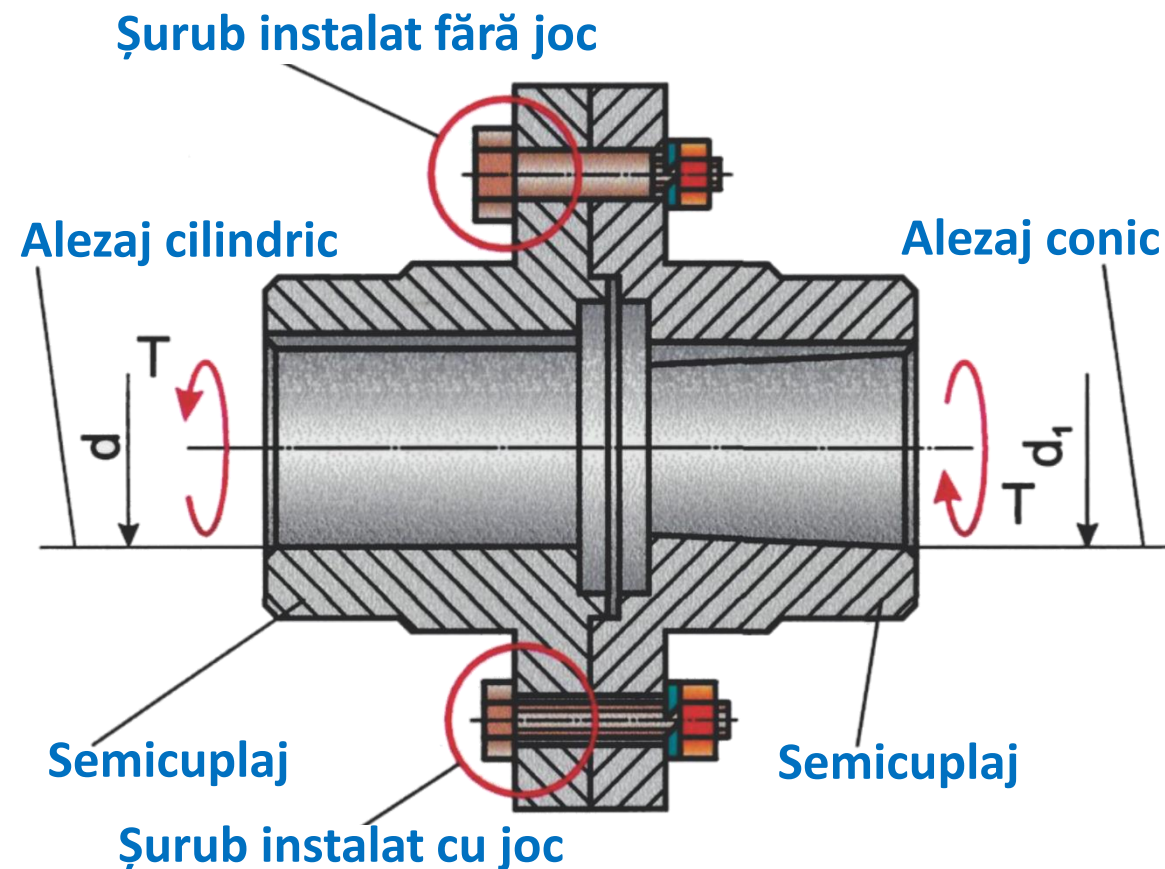
În primul caz momentul se transmite prin intermediul forțelor de frecare, care apar între semicuplajele strânse cu șuruburi, în cazul doi – prin șuruburile instalate fără joc în alezajele lor, care lucrează la forfecare și strivire.

Cuplajele cu flanșe sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune pentru semicuplaje din oțel.

$$d = 11...250 \text{ mm};$$

$$T = 16...40000 \text{ Nm}.$$

Pentru semicuplaje din fontă valorile momentelor de torsiune se reduc de două ori.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

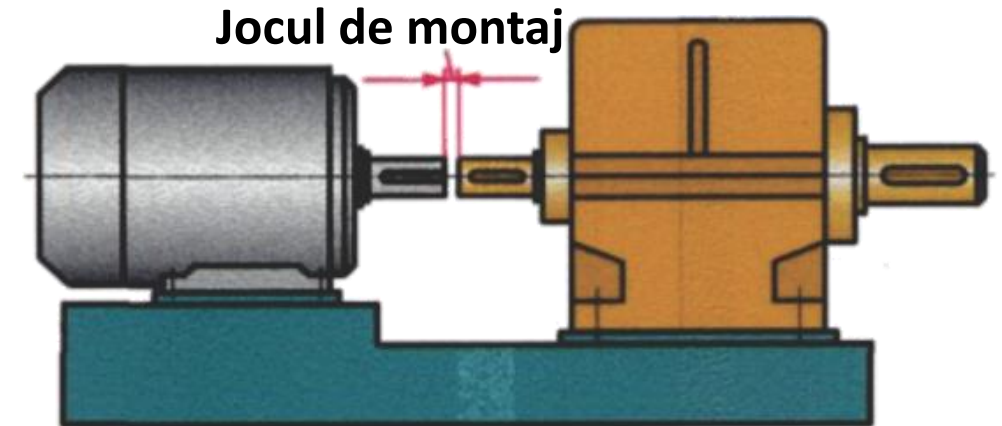
Drept rezultat al greșelilor de fabricație și montaj, există o necoincidență în amplasarea reciprocă a axelor geometrice ale arborilor ce se unesc.

Ca urmare a abaterilor asupra arborilor și reazemelor acționează o sarcină suplimentară. Pentru diminuarea acțiunii acestor sarcini asupra arborilor și reazemelor, sunt utilizate cuplaje compensatoare.

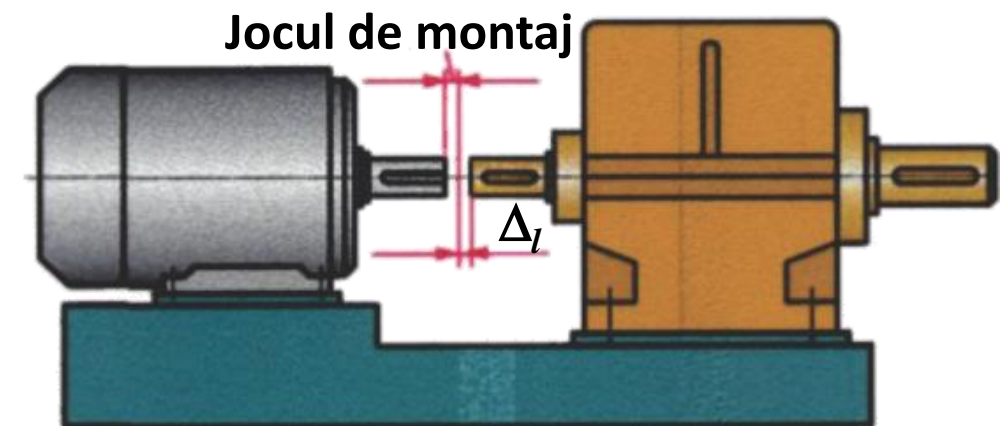
Deosebim trei cazuri de abateri de la amplasarea corectă a arborilor:

Deplasarea axială Δ_l poate avea loc ca rezultat al greșelilor de montaj sau alungirilor termice ale arborilor.

Amplasarea reciprocă a arborilor fără abateri



Abatere axială





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

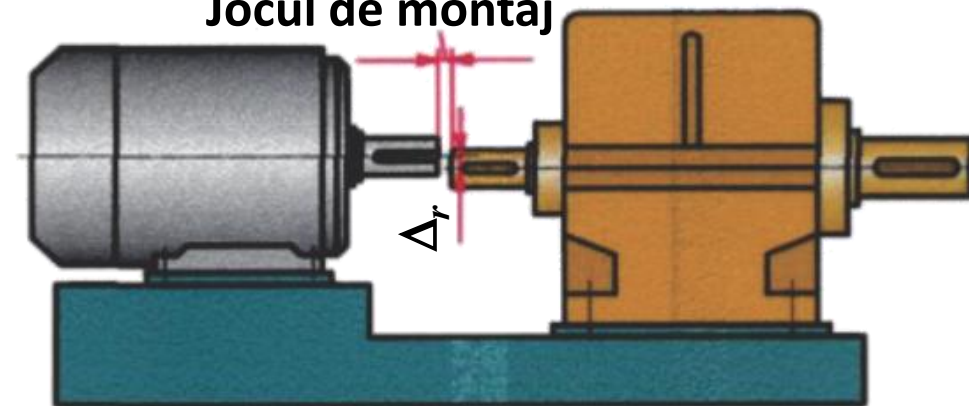
Deplasarea radială Δ_r , sau excentricitatea, poate avea loc ca rezultat al greșelilor de montaj sau bătăii capătului arborelui (erori de fabricație).

Deplasarea unghiulară Δ_α sau deformația unghiulară, este motivată de aceiași factori ca și Δ_r .

Compensarea influenței dăunătoare, a dezaxării arborilor este realizată cu ajutorul mobilității unor piese rigide în cuplajele rigide și din contul deformației elementelor elastice în cazul cuplajelor elastice.

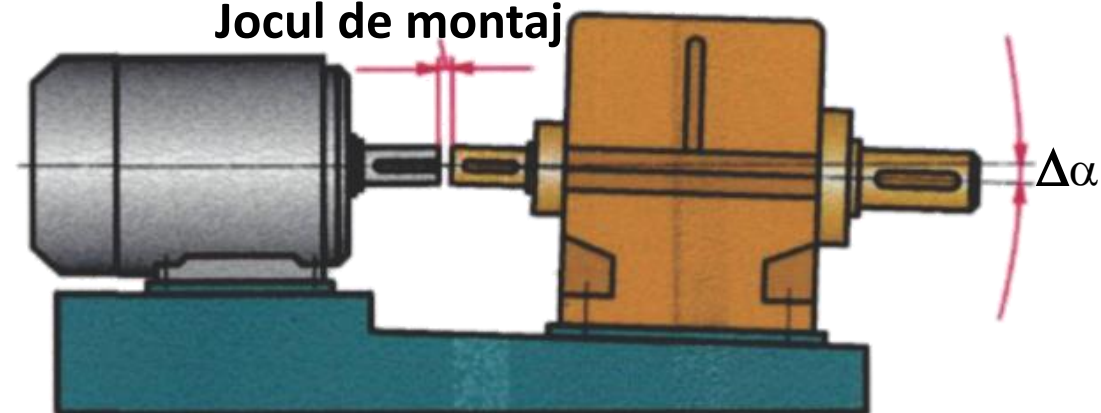
Abatere radială

Jocul de montaj



Abatere unghiulară

Jocul de montaj





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

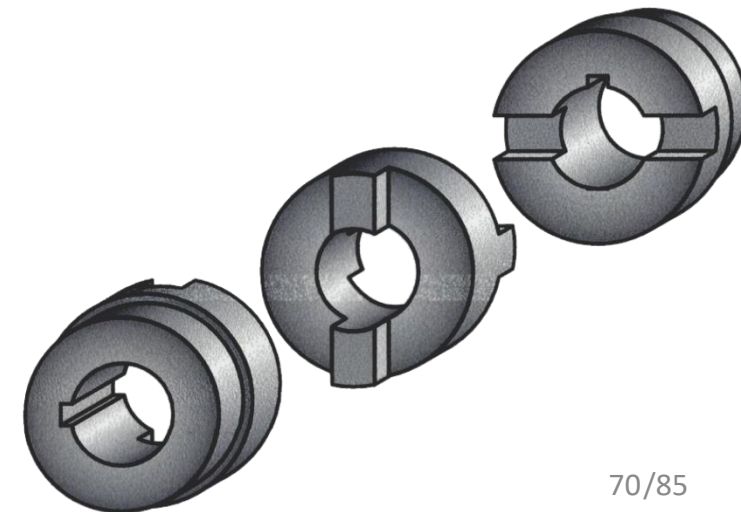
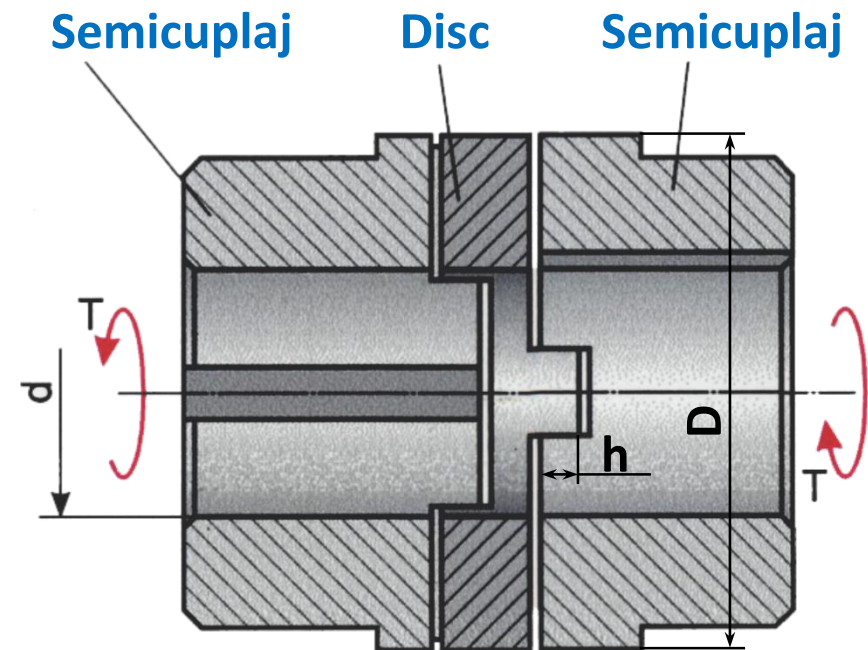
Cuplajul cu gheare și disc este compus din 2 semicuplaje și un disc intermediar. Cele 2 semicuplaje au fiecare câte un canal pe suprafața frontală, iar discul are pe ambele fețe frontale câte o nervură, executate decalat la 90° . La cuplajul asamblat nervurile discului contactează cu canelurile semicuplajelor.

Cuplajele cu gheare și disc sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

$$d = 16 \dots 150 \text{ mm};$$
$$T = 16 \dots 16000 \text{ Nm}.$$

Posibilitățile de compensare a cuplajelor:

- abaterea radială $0,6 \dots 5,0 \text{ mm}$
- abaterea unghiulară $30'$.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

Cuplajul cu gheare și disc

Calculul cuplajelor cu gheare și disc se efectuează din condiția de rezistență la strivire a ghearelor.

$$\sigma_{str} = \frac{6KT}{h(D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{str}]$$

unde: K – coeficientul dinamic al regimului de funcționare;

T – momentul de torsiune transmis;

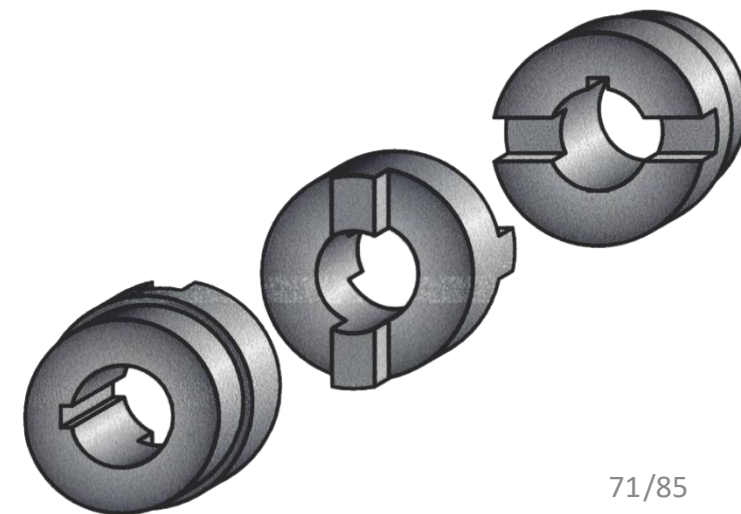
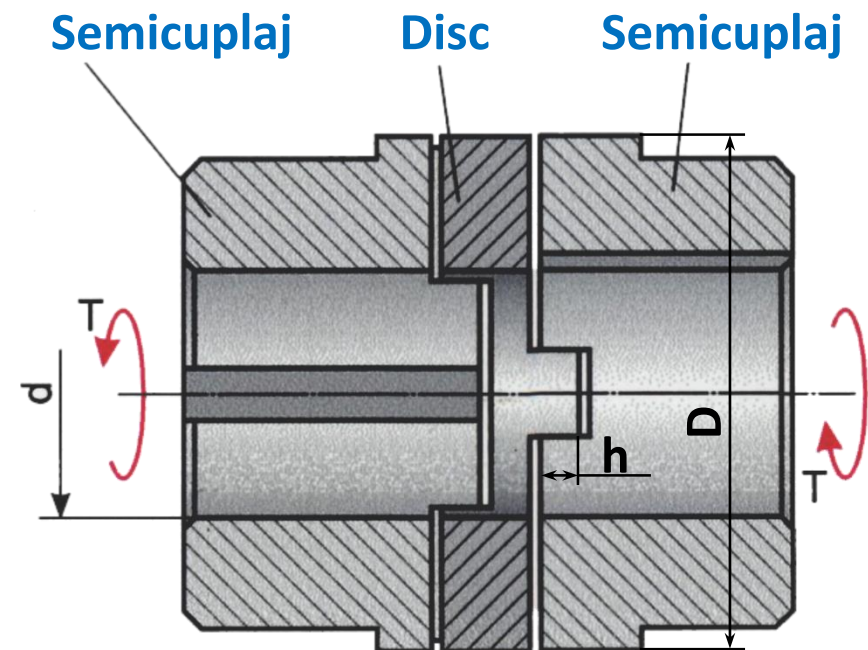
h – înălțimea suprafețelor de contact;

D și d – diametrele exterior și interior al discului;

$[\sigma_{str}]$ – tensiunea admisibilă la strivire.

De obicei piesele acestor cuplaje sunt executate din oțel 5 sau 25Л (turnat). Pentru aceste cuplaje se admite:

$$[\sigma_{str}] = 15...20MPa.$$





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

Cuplajul dințat – compus din două semicuplaje cu dinți exteriori și manșoanele cu dinți interiori. Cuplajul compensează toate abaterile posibile ale arborilor Δ_l , Δ_r și Δ_α .

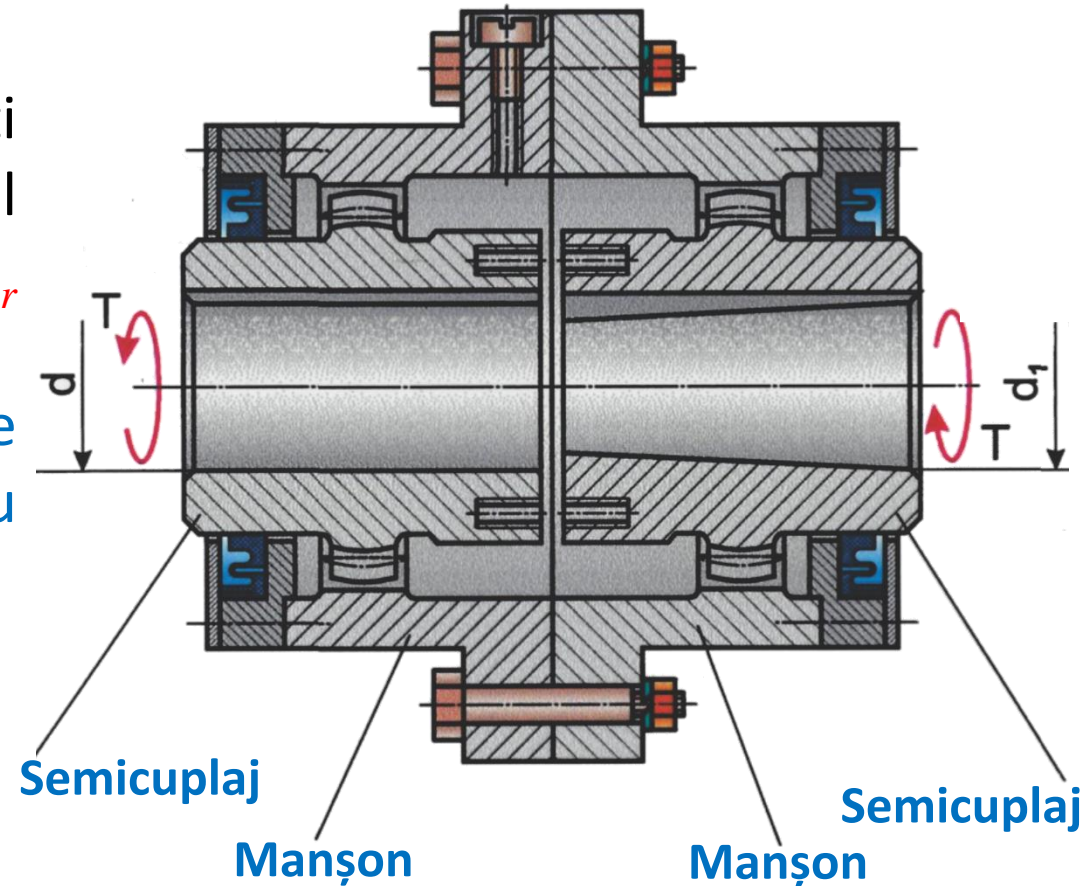
Cuplajele dințate sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune (pentru semicuplaje din oțel).

$d = 11...250 \text{ mm};$

$T = 16...40000 \text{ Nm}.$

Pentru semicuplajele din fontă valorile momentelor de torsiune se reduc de două ori.

Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt determinate din condiția ca unghiul dintre axa manșonului și axa unuia din arbori să nu depășească **$0^\circ 30'$** .





4.5 CUPLAJE MECANICE

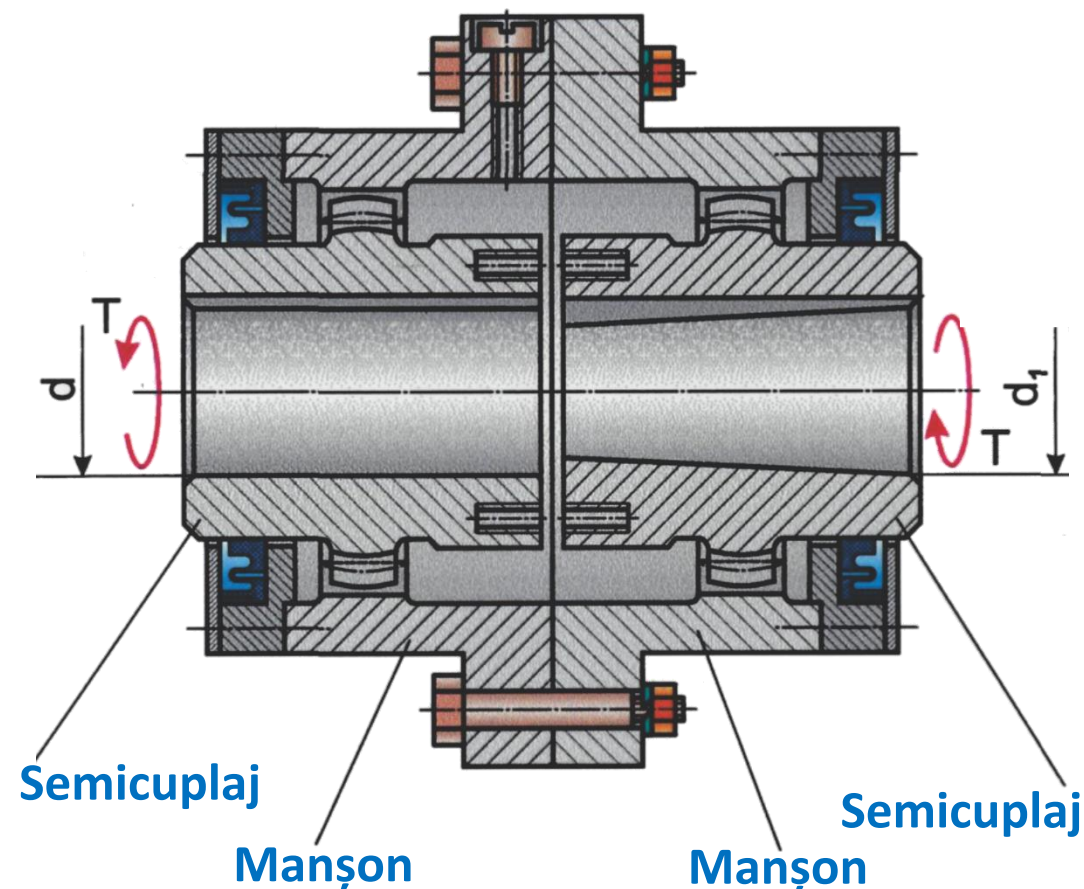
Cuplaje mecanice compensatoare rigide

Cuplajul dințat

Calculul cuplajelor cu dinți se efectuează reieșind din condiția de rezistență la strivire a dinților.

$$\sigma_{str} = \frac{KT}{A \cdot z(D_0/2)} \leq [\sigma_{str}]$$

- unde:
- K – coeficientul dinamic al regimului de funcționare;
 - T – momentul de torsiune transmis;
 - $D_0 = zm$ – diametrul de divizare;
 - z – numărul de dinți;
 - m – modulul dinților;
 - $A = bh$ – proiecția suprafeței de lucru a dintelui pe planul diametral mediu;
 - b – lungimea dintelui;
 - h – înălțimea dintelui;
 - $[\sigma_{str}]$ – tensiunea admisibilă la strivire.

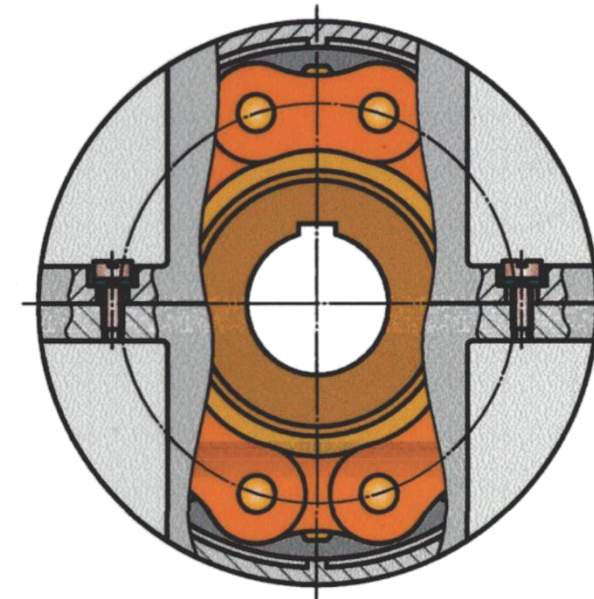
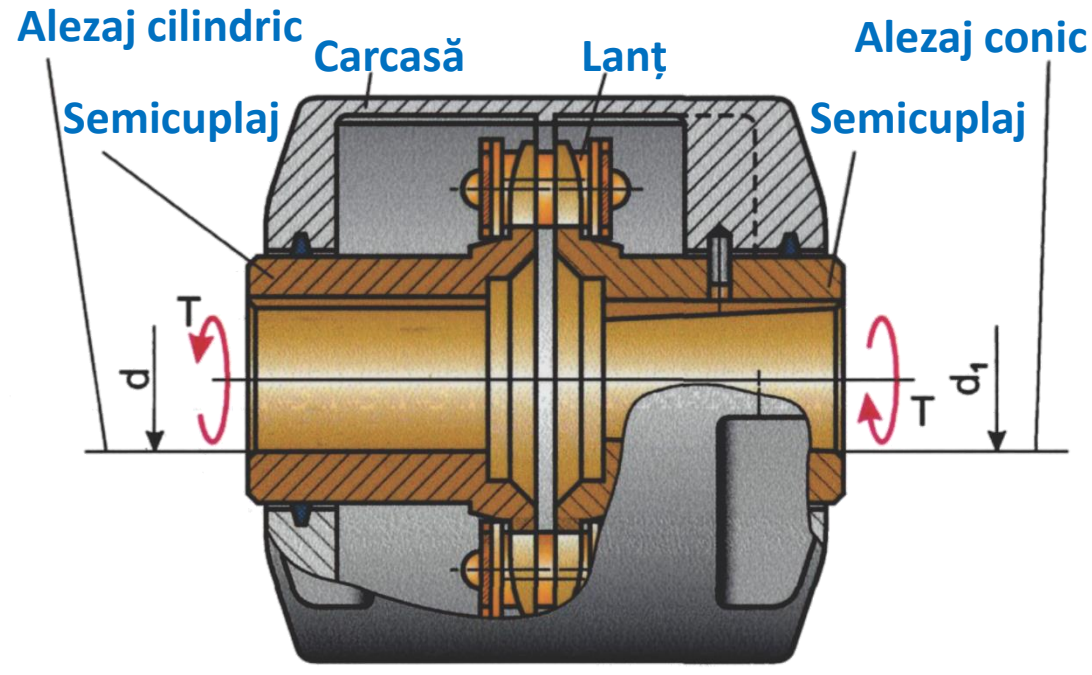




4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare rigide

Cuplajul cu lanț – compus din două semicuplaje cu dinți exteriori pe care este montat un lanț cu unu sau două rânduri. Cuplajul compensează abaterile radiale și unghiulare ale arborilor Δ_r și Δ_α .



Cuplajele cu lanț sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

**$d = 20...180 \text{ mm};$
 $T = 63...16000 \text{ Nm}.$**

Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

Abaterea radială

$\Delta_r = 0,16...1,2 \text{ mm};$

Abaterea unghiulară

$\Delta_\alpha = 1^\circ 00' ... 1^\circ 12'.$



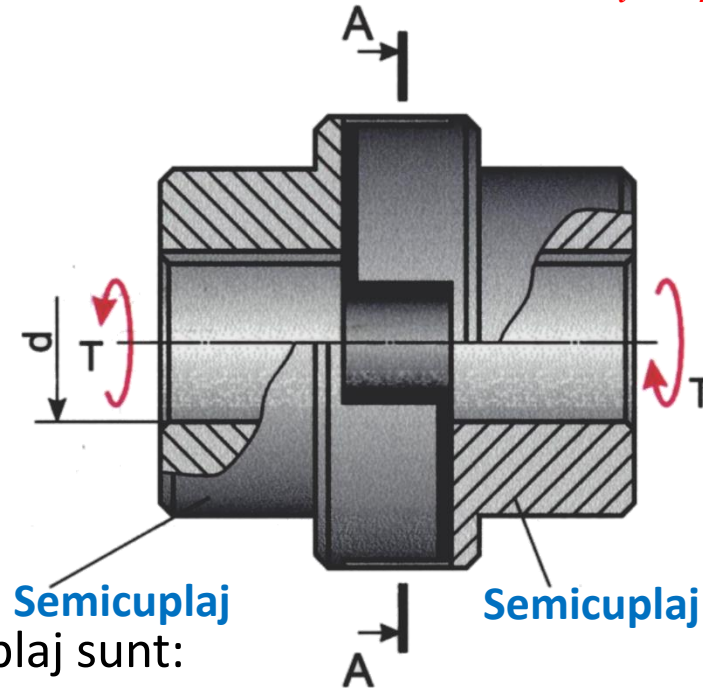
4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare elastice

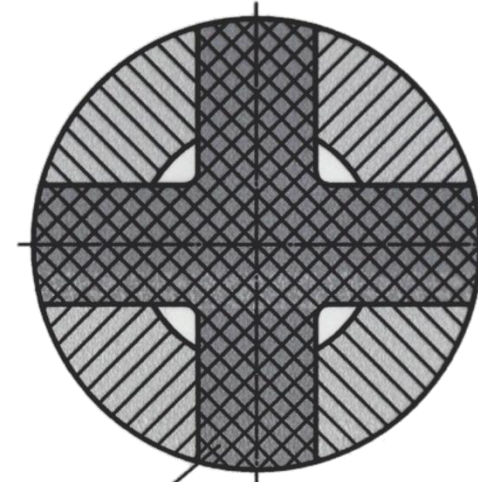
Cuplaj cu stea din cauciuc – compus din două semicuplaje cu nervuri frontale între care este montată steaua din cauciuc, dinții căreia sunt instalați între nervurile semicuplajelor. Cuplajul compensează toate abaterile posibile ale arborilor Δ_l , Δ_r și Δ_α .

Cuplajele cu bolțuri și bucșe elastice sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

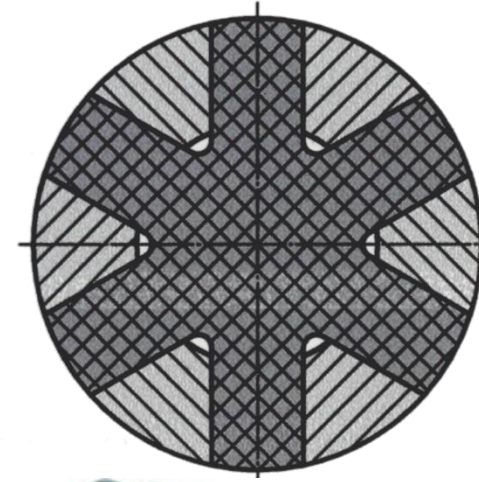
$d = 6...48 \text{ mm};$
 $T = 2,5...400 \text{ Nm}.$



A - A
(cuplaje cu $T = 2,5...16 \text{ Nm}$)



A - A
(cuplaje cu $T = 16...400 \text{ Nm}$)



Stea din cauciuc



Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

Abaterea axială

$$\Delta_l = 1,0...5,0 \text{ mm};$$

Abaterea radială

$$\Delta_r = 0,1...0,4 \text{ mm};$$

Abaterea unghiulară

$$\Delta_\alpha = 1^\circ 00'...1^\circ 30'.$$



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare elastice

Cuplaj cu stea din cauciuc.

Dinții stelei sunt solicitați la încovoiere și strivire. Capacitatea de funcționare a elementului elastic este determinată de valoarea tensiunilor de strivire și poate fi determinată cu relația:

$$\sigma_{str} = \frac{24DKT}{z \cdot h(D^3 - d^3)} \leq [\sigma_{str}]$$

unde: K – coeficientul al regimului de funcționare;

T – momentul de torsiune;

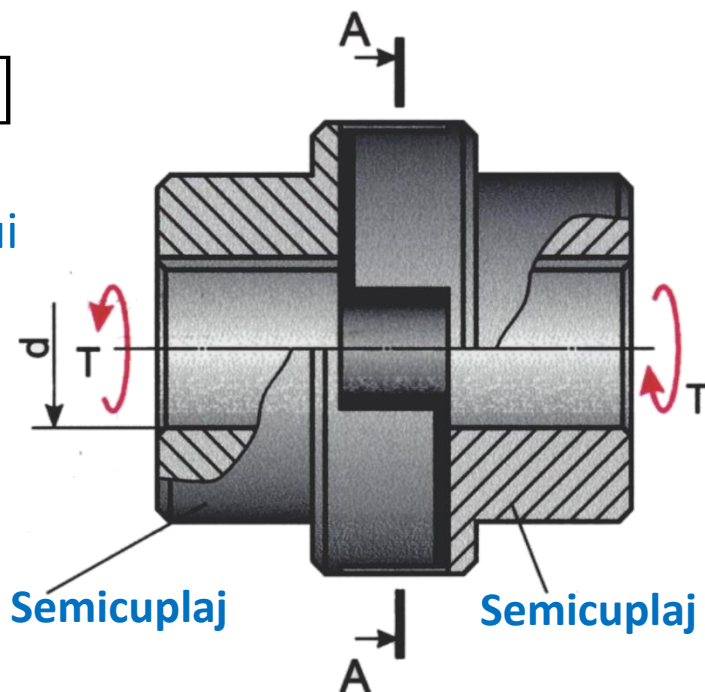
D – diametrul exterior;

d – diametrul interior;

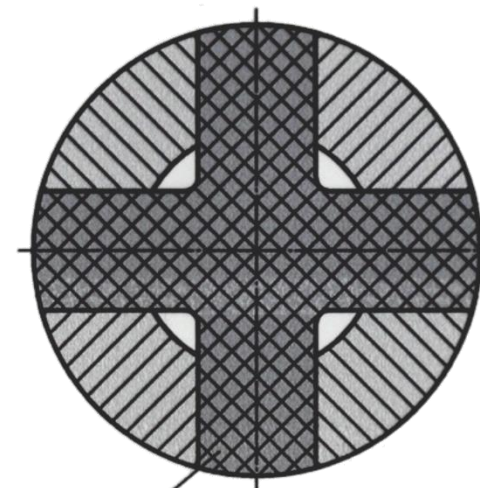
z – numărul de dinți ai stelei;

h – lățimea contactului;

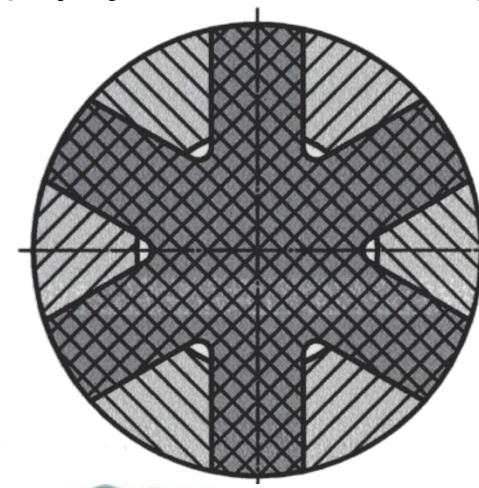
$[\sigma_{str}]$ – tensiunea admisibilă la strivire.



A - A
(cuplaje cu $T = 2,5 \dots 16 \text{ Nm}$)



A - A
(cuplaje cu $T = 16 \dots 400 \text{ Nm}$)



Stea din cauciuc



$$[\sigma_{str}] = 0.2 \dots 2.5 \text{ MPa}$$



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare elastice

Cuplaj cu bolțuri și bucșe elastice – compus din două semicuplaje între care sunt montate bolțurile cu bucșele elastice. Ca elemente elastice sunt utilizate bucșe gofrate din cauciuc sau inele cu secțiunea trapezoidală. Cuplajul compensează toate abaterile posibile ale arborilor Δ_l , Δ_r și Δ_α .

Cuplajele cu bolțuri și bucșe elastice sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

$$d = 9 \dots 160 \text{ mm};$$

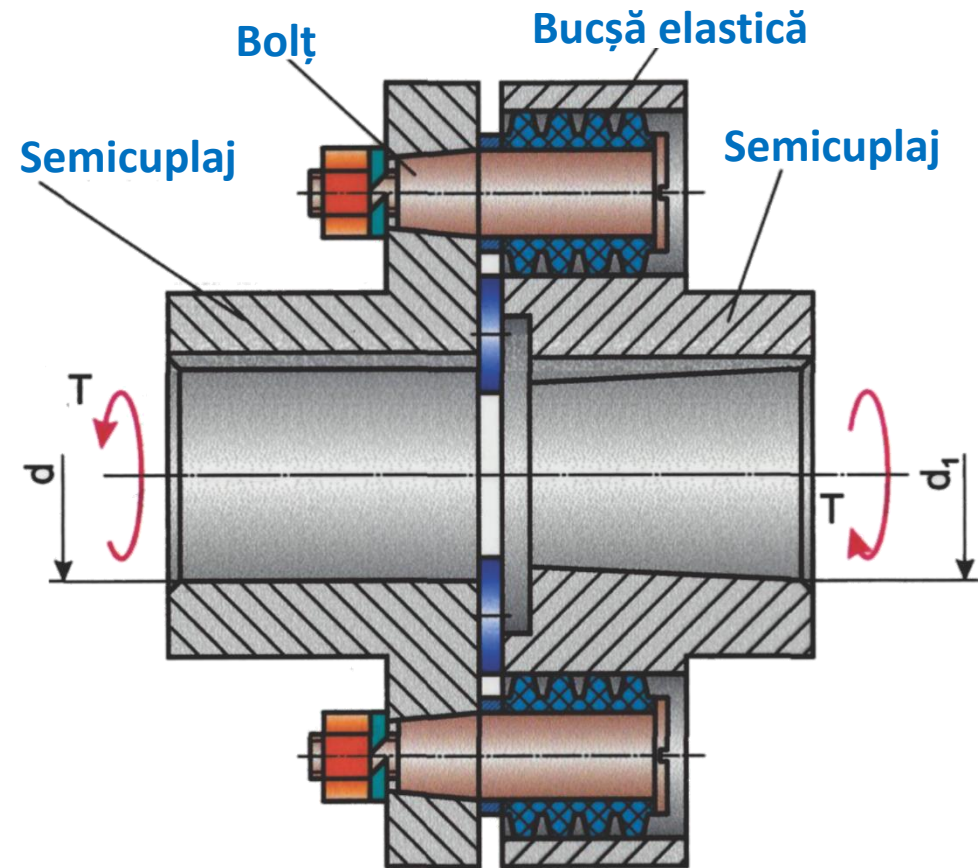
$$T = 6,3 \dots 16000 \text{ Nm}.$$

Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

Abaterea axială $\Delta_l = 1,0 \dots 5,0 \text{ mm};$

Abaterea radială $\Delta_r = 0,2 \dots 0,6 \text{ mm};$

Abaterea unghiulară $\Delta_\alpha = 0^\circ 30' \dots 1^\circ 30'.$





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare elastice

Cuplaj cu bolțuri și bucșe elastice

Pentru calculul de rezistență se efectuează calculul bolțurilor la încovoiere, iar bucșa se calculează după tensiunile de strivire pe suprafața de contact a bucșei cu bolțul:

$$\sigma_{str} = \frac{2KT}{d \cdot l \cdot z \cdot D} \leq [\sigma_{str}]$$

unde: K – coeficientul al regimului de funcționare;

T – momentul de torsiune transmis;

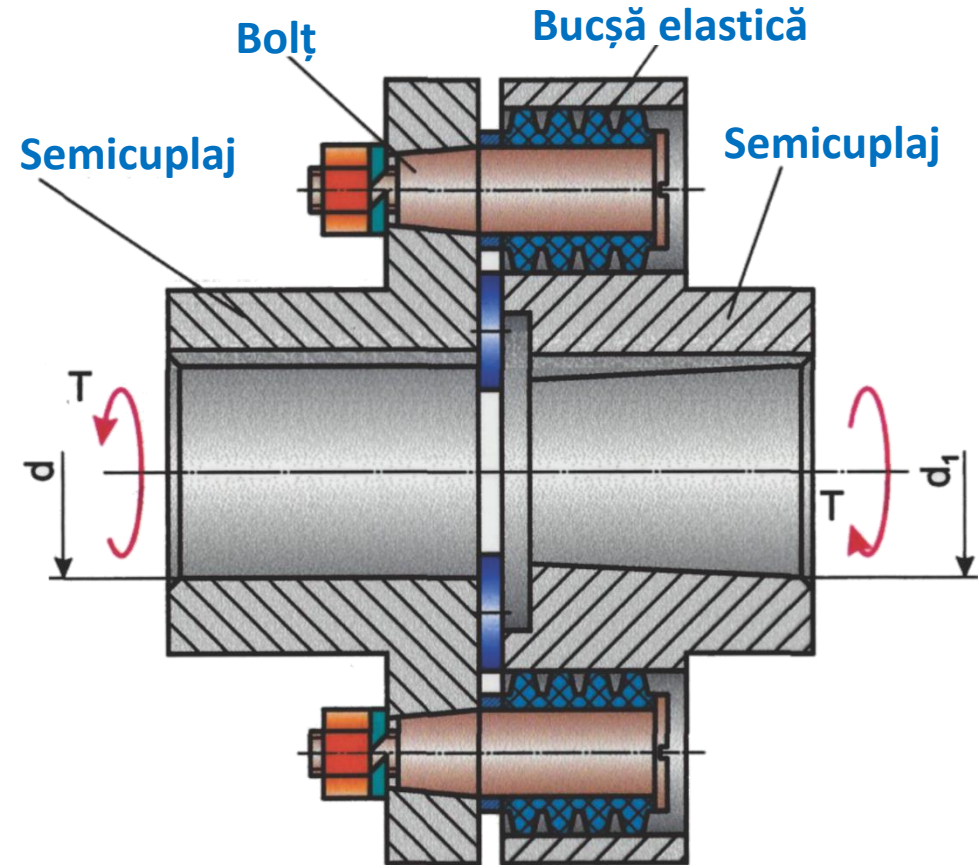
D – diametrul de distribuire a bolțurilor;

d – diametrul bolțurilor;

z – numărul de bolțuri;

l – lungimea bucșei;

$[\sigma_{str}]$ – tensiunea admisibilă la strivire. $[\sigma_{str}] = 1.8...2.0MPa$





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice compensatoare elastice

Cuplaj cu manșon elastic toroidal – compus din două semicuplaje între care este montat manșonul toroidal. Cuplajul compensează toate abaterile posibile ale arborilor Δ_l , Δ_r și Δ_α .

Cuplajele cu manșon elastic toroidal sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

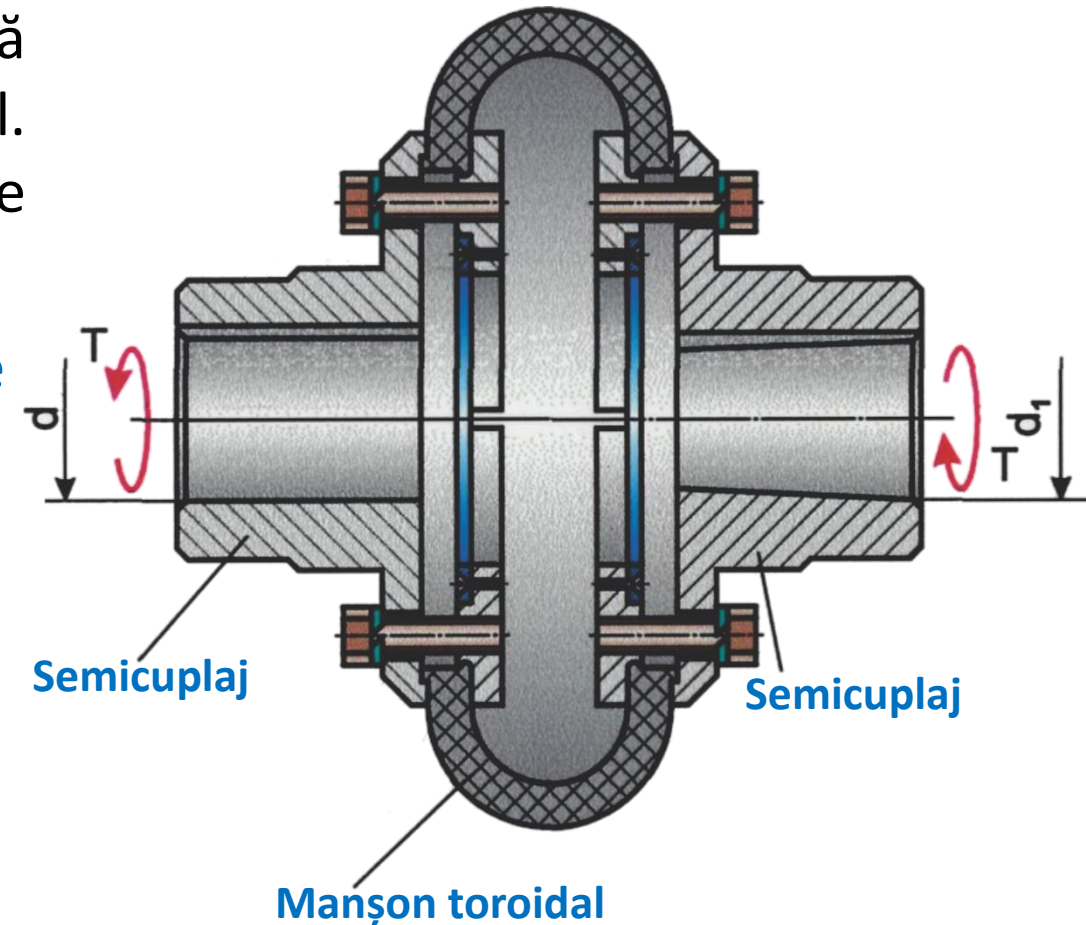
$$d = 14 \dots 240 \text{ mm};$$
$$T = 20 \dots 40000 \text{ Nm}.$$

Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

Abateră axială $\Delta_l = 1,0 \dots 11,0 \text{ mm};$

Abateră radială $\Delta_r = 1,0 \dots 5,0 \text{ mm};$

Abateră unghiulară $\Delta_\alpha = 1^\circ 00' \dots 1^\circ 30'.$





4.5 CUPLAJE MECANICE

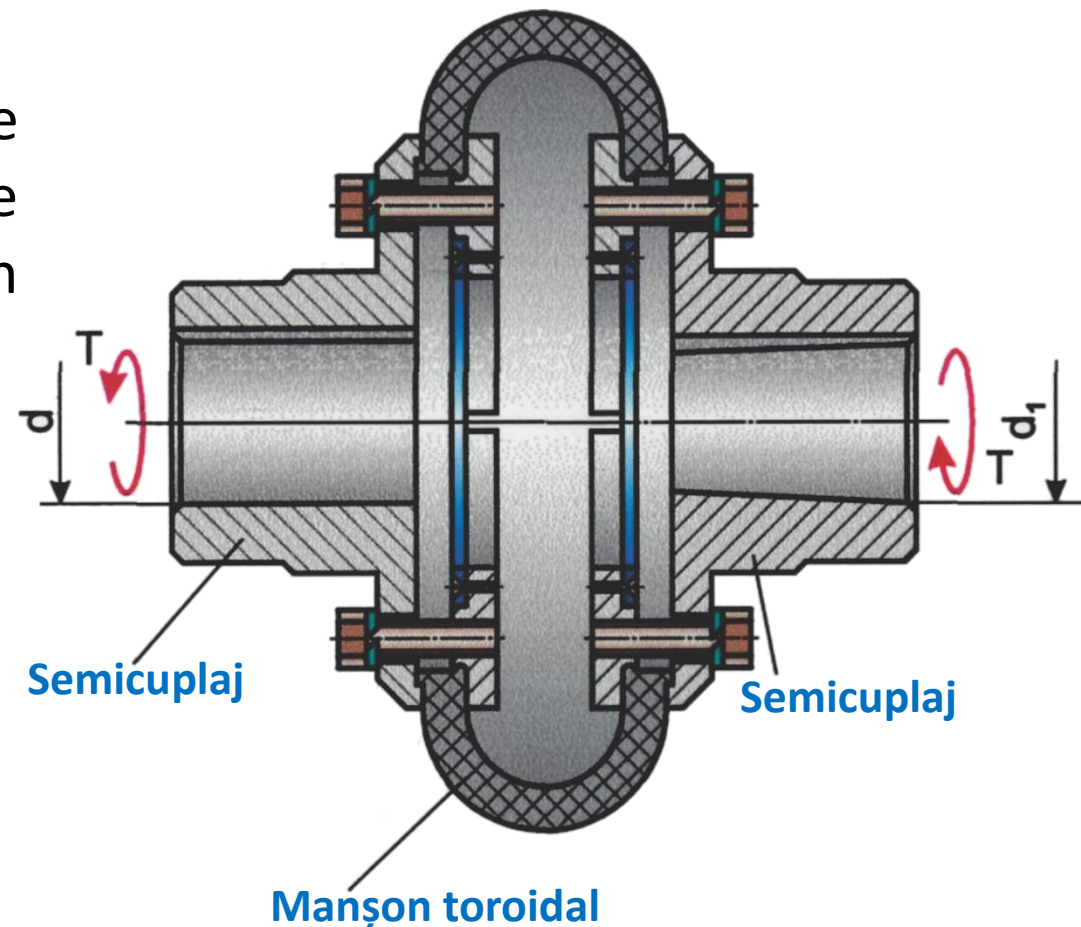
Cuplaje mecanice compensatoare elastice

Cuplaj cu manșon elastic toroidal

Capacitatea portantă a cuplajului este limitată de pierderea stabilității de către manșon. Calculul se efectuează pentru rezistența manșonului la alunecare în secțiunea apropiată de fixator.

$$\tau_f = \frac{2KT}{\pi D\delta} \leq [\tau_f]$$

- unde: K – coeficientul al regimului de funcționare;
 T – momentul de torsiune transmis;
 D – diametrul exterior al semicuplajului;
 δ – grosimea manșonului;
 $[\tau_f] = 0,4 \text{ MPa}$ – tensiunea admisibilă la forfecare.





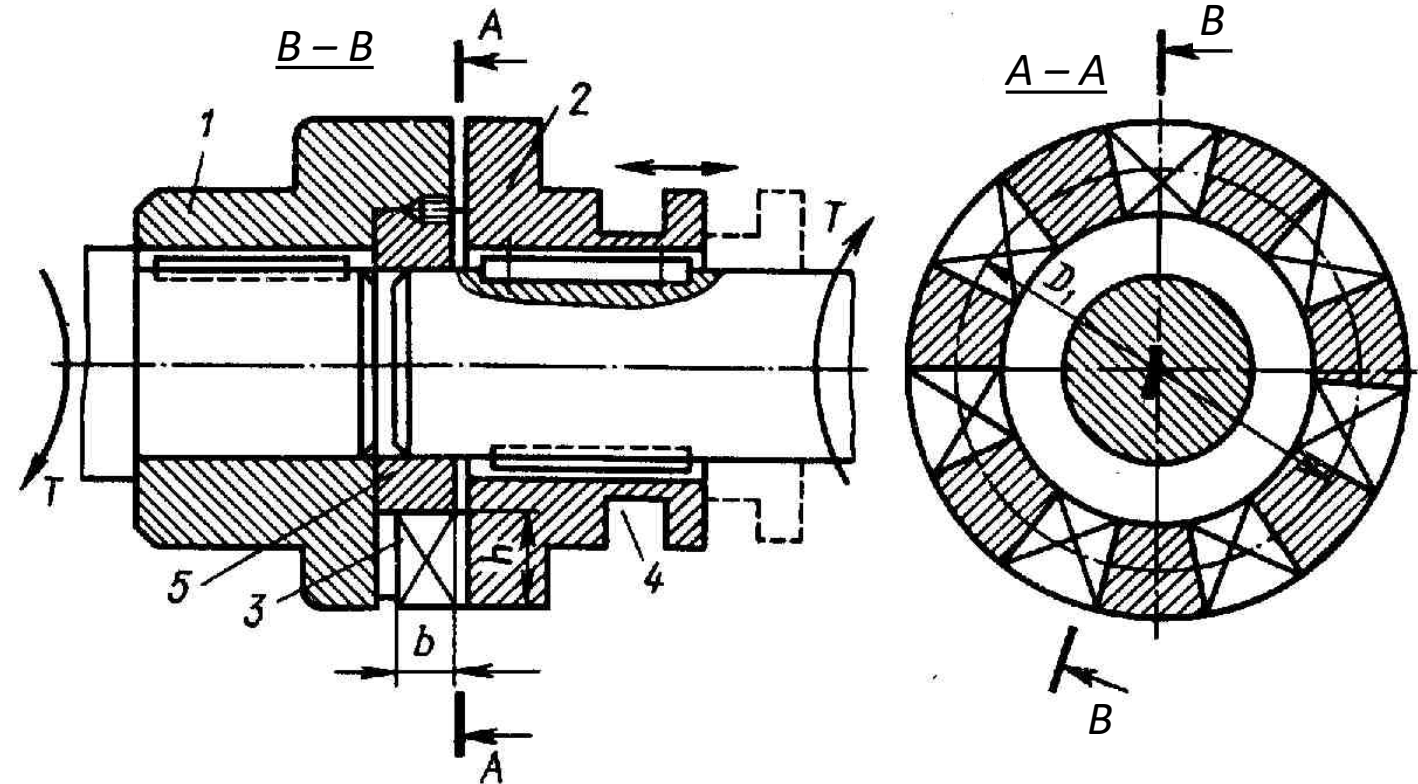
4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Cuplajele comandate permit cuplarea și decuplarea arborilor, utilizând mecanismul de comandă. După principiul de funcționare aceste cuplaje formează două grupe: ambreiaje pe baza angrenării (cu gheare și dinți); ambreiaje cu fricțiune.

Ambreiaje cu gheare

Pe părțile frontale ale semicuplajelor **1** și **2** sunt amplasate ghearele **3**. În poziția de funcționare ghearele unui semicuplaj intră în golurile celuilalt. Pentru cuplarea și decuplarea ambreiajului, semicuplajul **2** este instalat mobil pe arbore în direcție axială. Semicuplajul mobil este deplasat cu ajutorul unui dispozitiv special – furcă de decuplare. Furca de decuplare este instalată în canalul **4**. Inelul **5** servește pentru centrarea arborilor. Dezaxarea arborilor scade brusc capacitatea de funcționare a ambreiajului.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

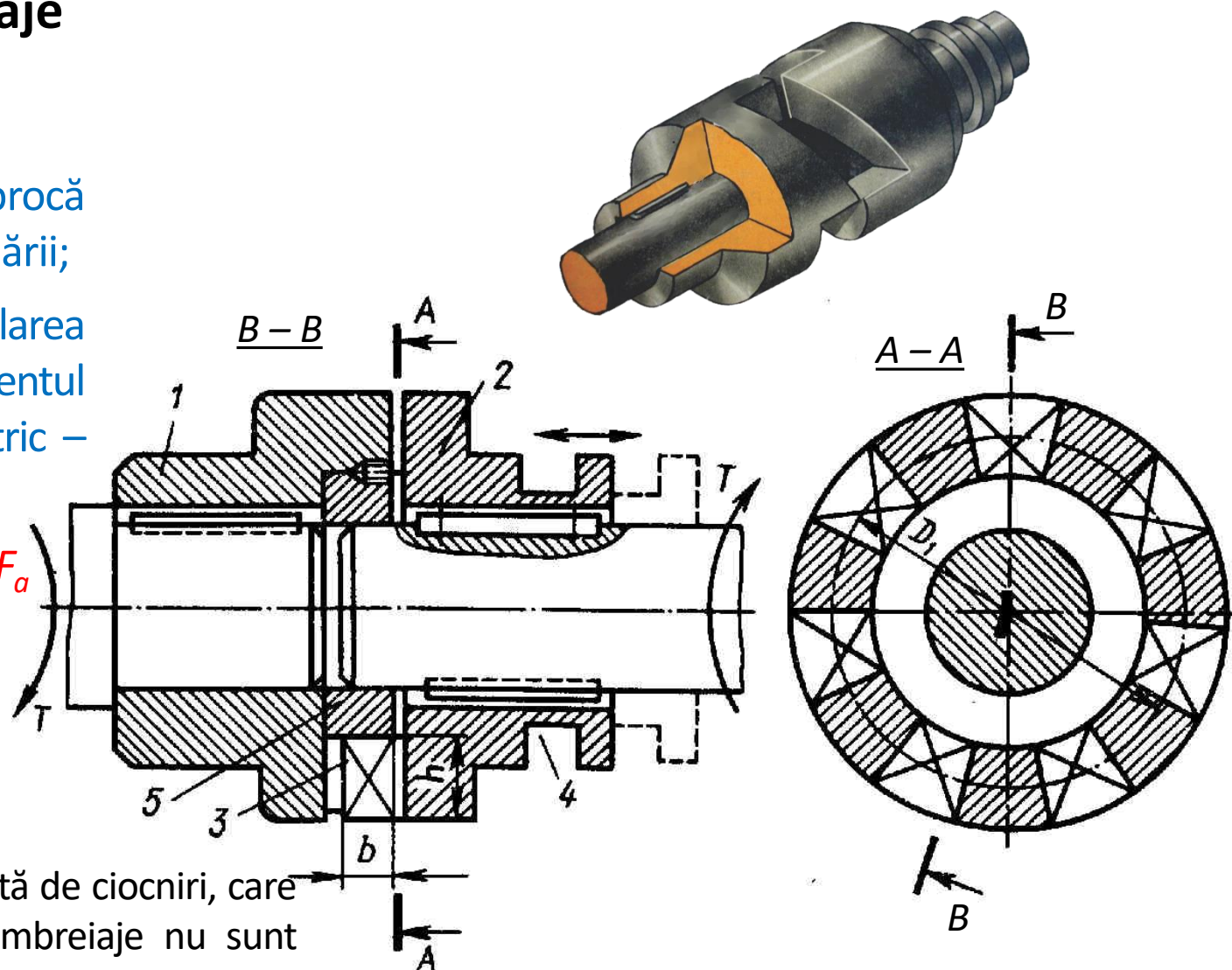
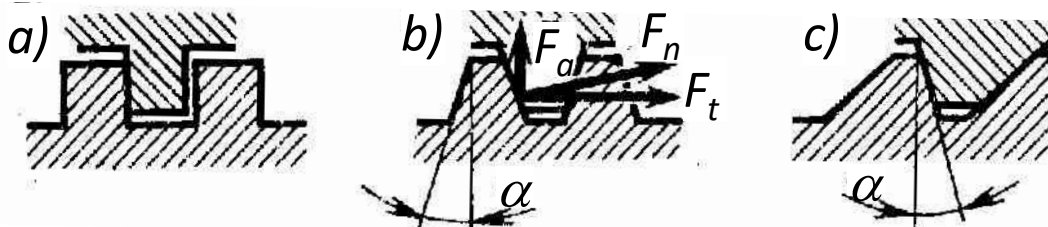
Ambreiaje cu gheare

Tipuri de gheare utilizate:

Figura a – profil dreptunghiular – cere instalarea reciprocă a semicuplajelor cu o precizie înaltă în momentul cuplării;

Figurile b și c – profil trapezoidal, nu necesită instalarea reciprocă a semicuplajelor cu precizie înaltă în momentul cuplării. Profilul simetric este reversibil, iar cel asimetric – ireversibil.

În ambreiajele cu gheare trapezoidale apar forțe axiale F_a care tind să decupleze semicuplajele și se opun cuplării.



Cuplarea ambreiajelor cu gheare în timpul rotirii este însoțită de ciocniri, care pot cauza distrugerea ghearelor. De aceea, asemenea ambreiaje nu sunt indicate pentru cuplarea mecanismelor solicitate și cu turații înalte ($v \leq 1 \text{ m/s}$).



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje cu gheare

Capacitatea de funcționare a ambreiajelor cu gheare este determinată de uzura ghearelor, care depinde de tensiunile de strivire pe suprafața de contact.

Aceste tensiuni sunt determinate aproximativ după următoarea relație:

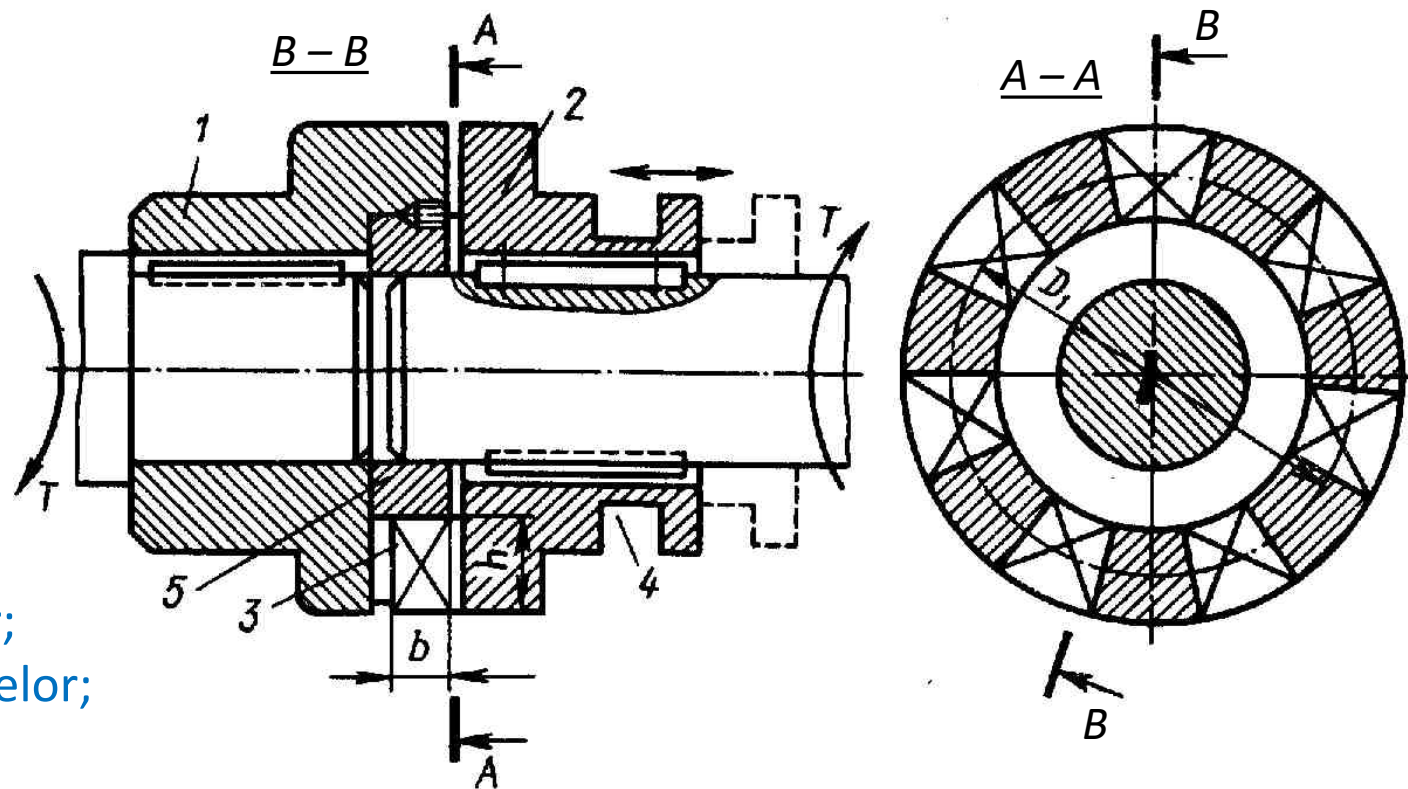
$$\sigma_{str} = 2KT / (D_1 \cdot z \cdot b \cdot h) \leq [\sigma_{str}]$$

unde: z – numărul ghearelor semicuplajului;
 $[\sigma_{str}]$ – tensiunea admisibilă la strivire.

Pe lângă aceasta, este determinată rezistența ghearelor la încovoiere. Aceasta se determină, de asemenea, aproximativ după următoarea relație:

$$\sigma_i = Fb / 2W = KTb / (z \cdot D_1 \cdot W) \leq [\sigma_i]$$

unde: F – forța care acționează asupra ghearelor;
 W – momentul axial de rezistență a ghearelor;
 $[\sigma_i]$ – tensiunea admisibilă la încovoiere.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje cu gheare

Pentru micșorarea uzurii, suprafețele ghearelor trebuie să aibă o duritate înaltă. Aceasta este realizată prin călire sau cementare. Utilizarea cementării este mai avantajoasă, deoarece este păstrată plasticitatea miezului, astfel mărind rezistența ghearei împotriva distrugerii fragile provocată de ciocniri.

Ambreiajele cu gheare sunt fabricate:

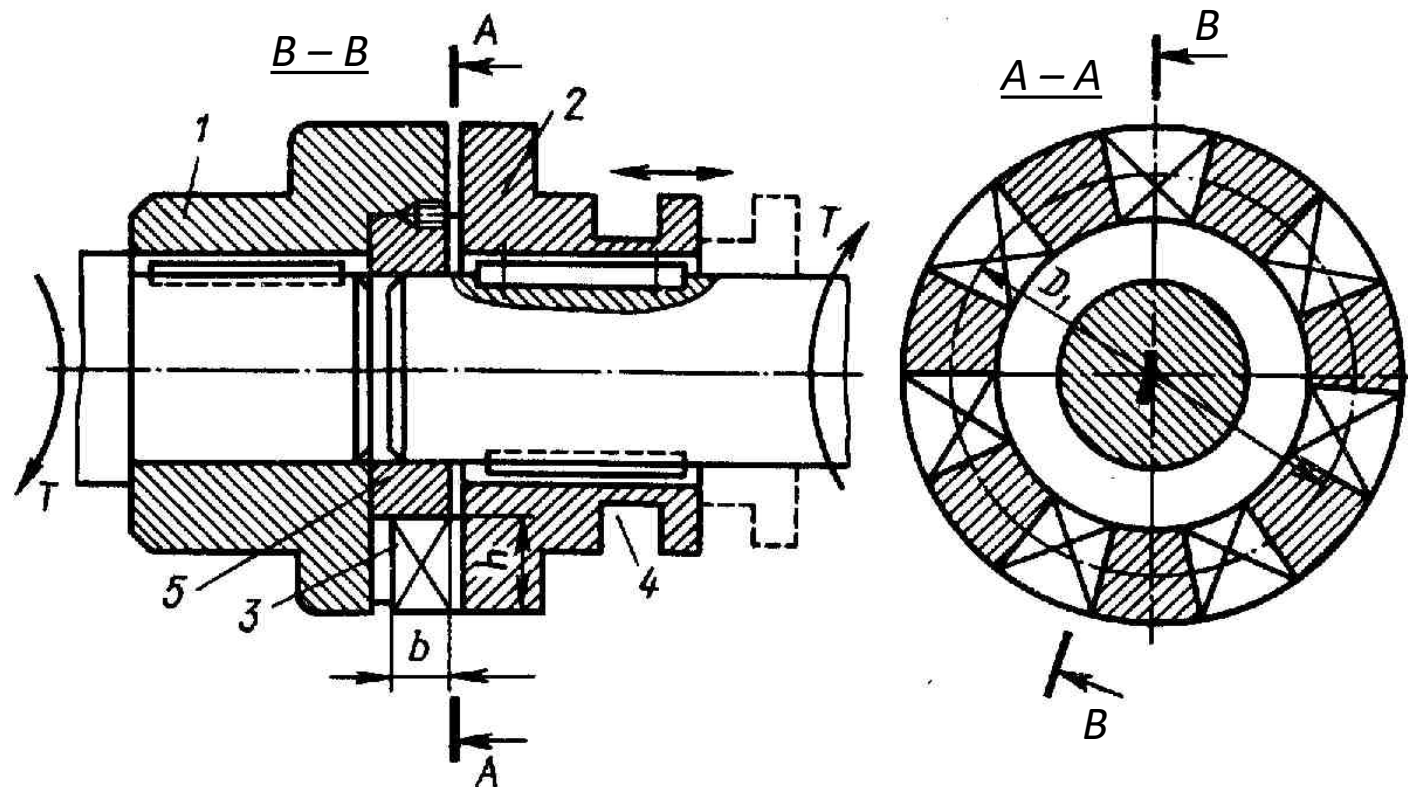
- cu gheare cementate din oțeluri de tipul **15X, 20X**;
- cu gheare călite – din oțel **40X, 30XH** și altele.

Pentru calcul sunt indicate următoarele tensiuni admisibile:

$[\sigma_{str}] = 90...120 \text{ MPa}$ – cuplare în stare de repaus;

$[\sigma_{str}] = 50...70 \text{ MPa}$ – cuplare la turație joasă;

$[\sigma_{str}] = 35...45 \text{ MPa}$ – cuplare la turație înaltă.



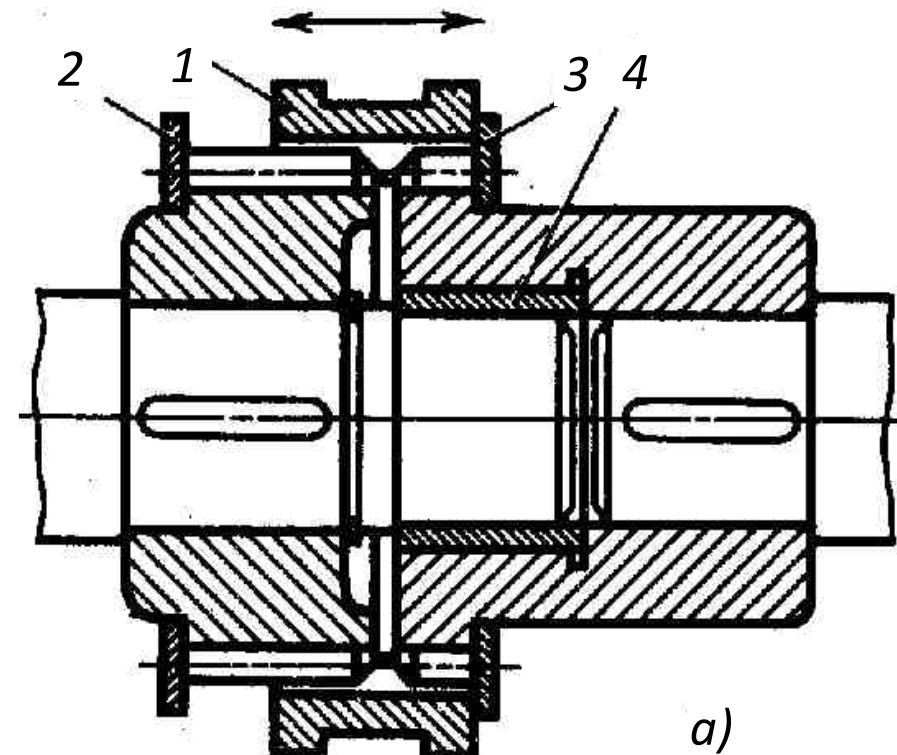


4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

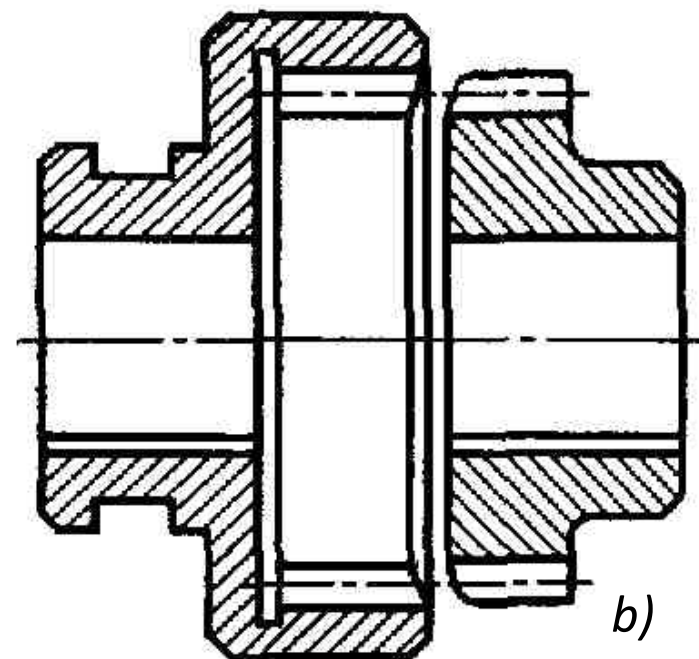
Ambreiaje dințate

După construcție și metoda de calcul acest ambreiaj este asemănător cu cuplajul dințat cu diferența că aici (**figura a**) manșonul **1** este mobil pe arbore și este condus de furca de decuplare. Discurile **2** și **3** au funcția de limitatori, iar bucușă **4** centrează arborii și, totodată, are funcția unui lagăr la rotirea lor relativă, când ambreiajul este decuplat.



Sunt utilizate de asemenea ambreiaje fără manșonul **1** (**figura b**), la care un semicuplaj are dinți interiori, iar altul – dinți exteriori.

Tensiunile admisibile de strivire la calculul rezistenței sunt aceleași ca și la cuplajele cu gheare.





4.5 CUPLAJE MECANICE

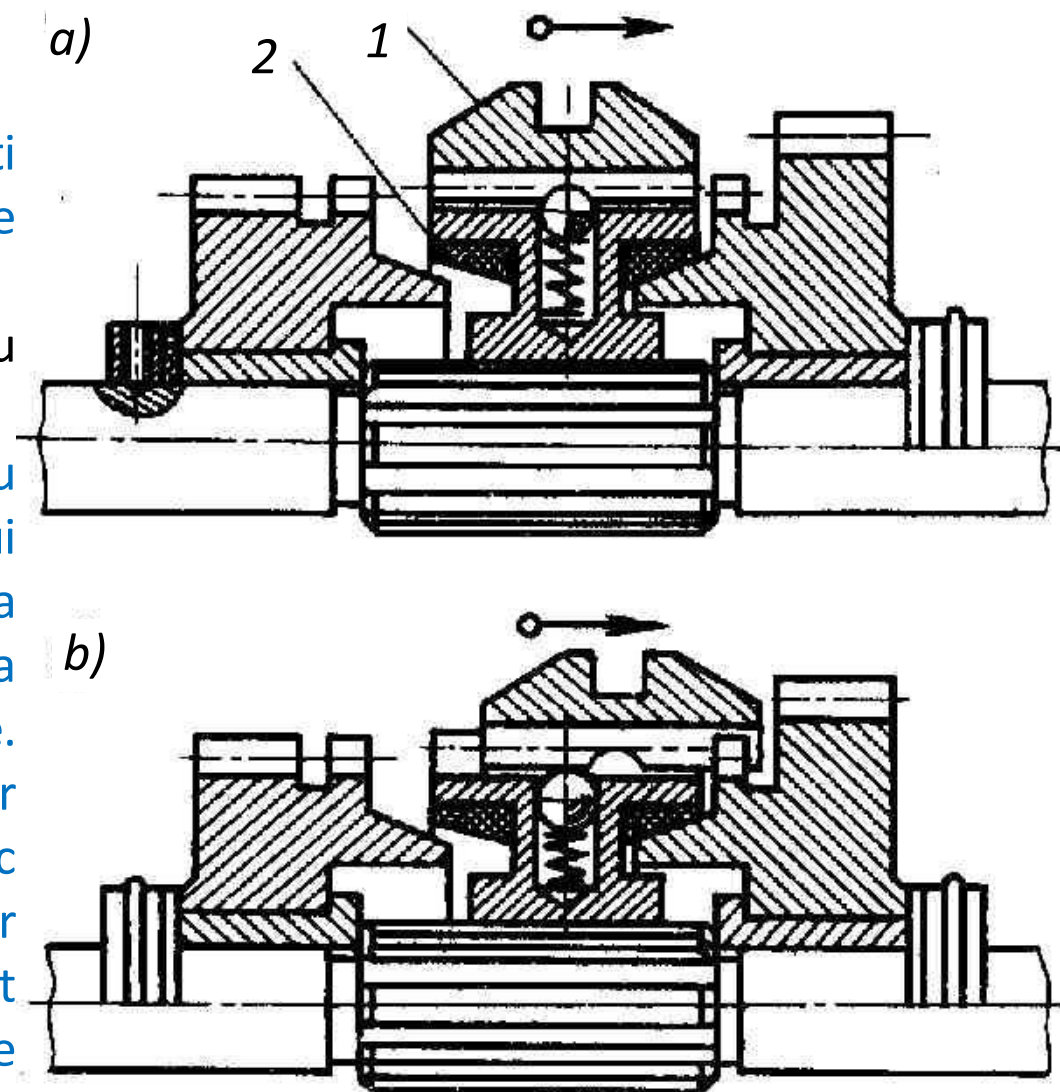
Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje dințate

Pentru evitarea ciocnirilor la cuplare în ambreiajele dințate sunt utilizați sincronizatorii. Sincronizatorii echivalează vitezele arborilor înainte de cuplare. Principiul de lucru se explică cu ajutorul figurilor *a* și *b*.

Construcția ambreiajului dințat este înzestrată cu un cuplaj conic cu fricțiune bilaterală *2*, care și este sincronizator.

La deplasarea manșonului *1* cu dinți interiori în partea dreaptă sau stângă el transmite prin intermediul bilei forța axială semicuplajului conic al sincronizatorului și îl cuplează cu semicuplajul conic al uneia din roțile dințate (**figura a**). Alunecarea care apare la cuplarea ambreiajului de fricțiune asigură pornirea lentă a elementelor conduse. Și astfel are loc egalarea vitezelor unghiulare ale arborelui conducător și roții conduse. La deplasarea de mai departe a manșonului *1* are loc cuplarea ambreiajului dințat (**figura b**). Antrenarea elementelor conduse are loc la mersul în gol. De aceea sincronizatorul este calculat la transmiterea momentului numai pentru depășirea forțelor de inerție, care sunt mult mai mici ca cele de lucru.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

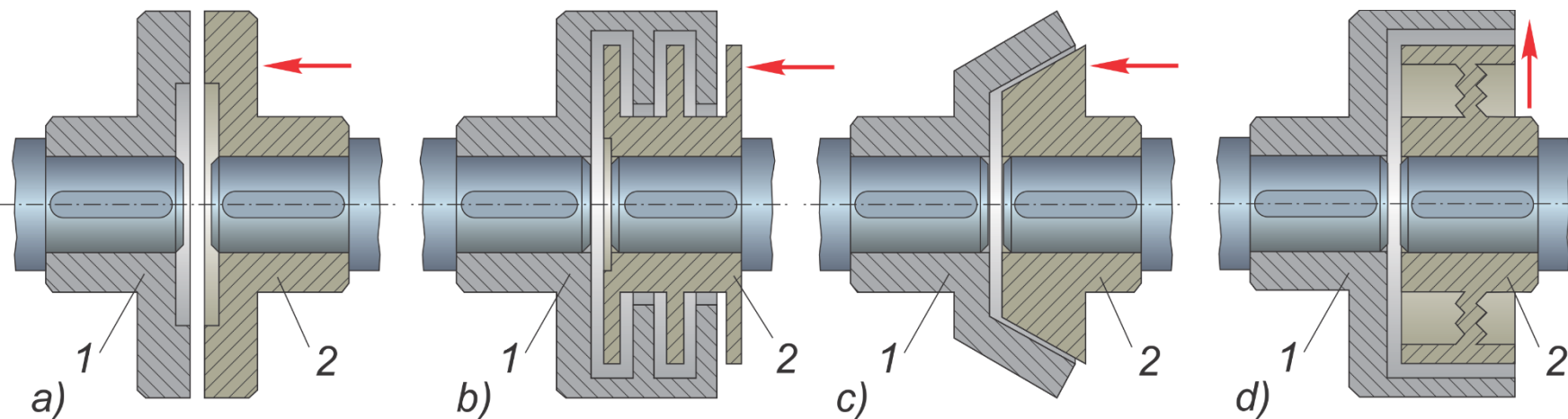
Ambreiaje de fricțiune

La cuplarea ambreiajelor de fricțiune momentul de torsiune crește permanent pe măsura creșterii forței de strângere pe suprafața de frecare. Aceasta permite cuplarea arborilor încărcăți și cu o diferență mare a vitezelor unghiulare inițiale. În procesul cuplării ambreiajul patinează, iar pornirea arborelui condus are loc lent și fără șoc.

Fiind calculate la transmiterea unui moment de torsiune de limită, ambreiajele de fricțiune sunt și elemente de siguranță împotriva unor supraîncărcări.

După forma suprafețelor de fricțiune, aceste ambreiaje pot fi:

- cu discuri plane, suprafețele de fricțiune fiind suprafețele laterale ale discurilor fig. *a* și *b*;
- conice, suprafețele de fricțiune sunt conice fig. *c*;
- cilindrice, suprafețele de fricțiune sunt cilindrice fig. *d* (ambreiaje cu bandă sau saboți).



Ambreiajele de fricțiune, asemenea celor cu gheare, nu admit dezaxările arborilor. Centrarea semicuplajelor este realizată prin instalarea ambelor pe același arbore sau cu ajutorul unor inele de centrare speciale



4.5 CUPLAJE MECANICE

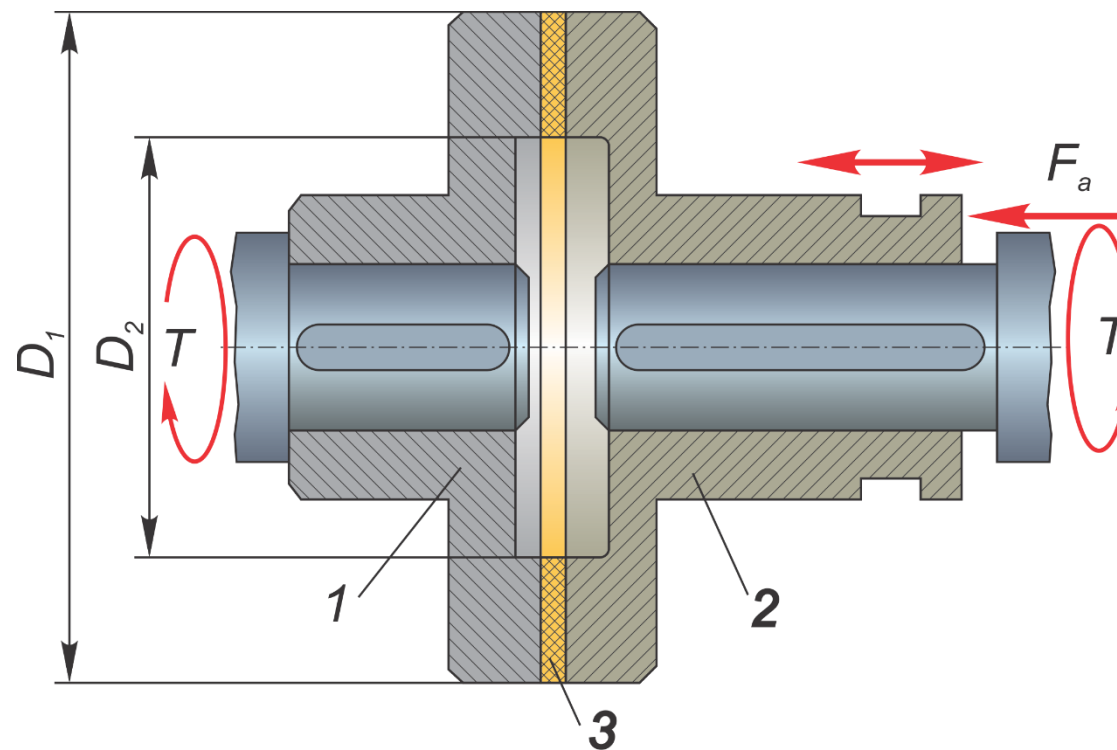
Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune cu discuri plane

Aici semicuplajul **1** este fixat pe arbore, iar semicuplajul **2** este mobil în direcție axială. Pentru cuplarea arborilor la semicuplajul mobil este aplicată forța F_a . Valoarea momentului de frecare T_{fr} este determinată cu expresia:

$$KT = T_{fr} = F_a \cdot f \cdot R_m \cdot z$$

- unde:
- $R_m = (D_1 + D_2)/4$ – raza medie a suprafețelor de lucru ale discurilor, care e apreciată aproximativ ca raza redusă a forțelor de frecare pe aceste suprafețe;
 - F_a – forța axială care acționează asupra discului;
 - $z = n - 1$ – numărul cuplelor de frecare;
 - n – numărul de discuri;
 - f – coeficientul de frecare din contact.



Pentru a limita condițiile uzurii neuniforme, de obicei este indicat $D_1/D_2 = 1,5...2$.



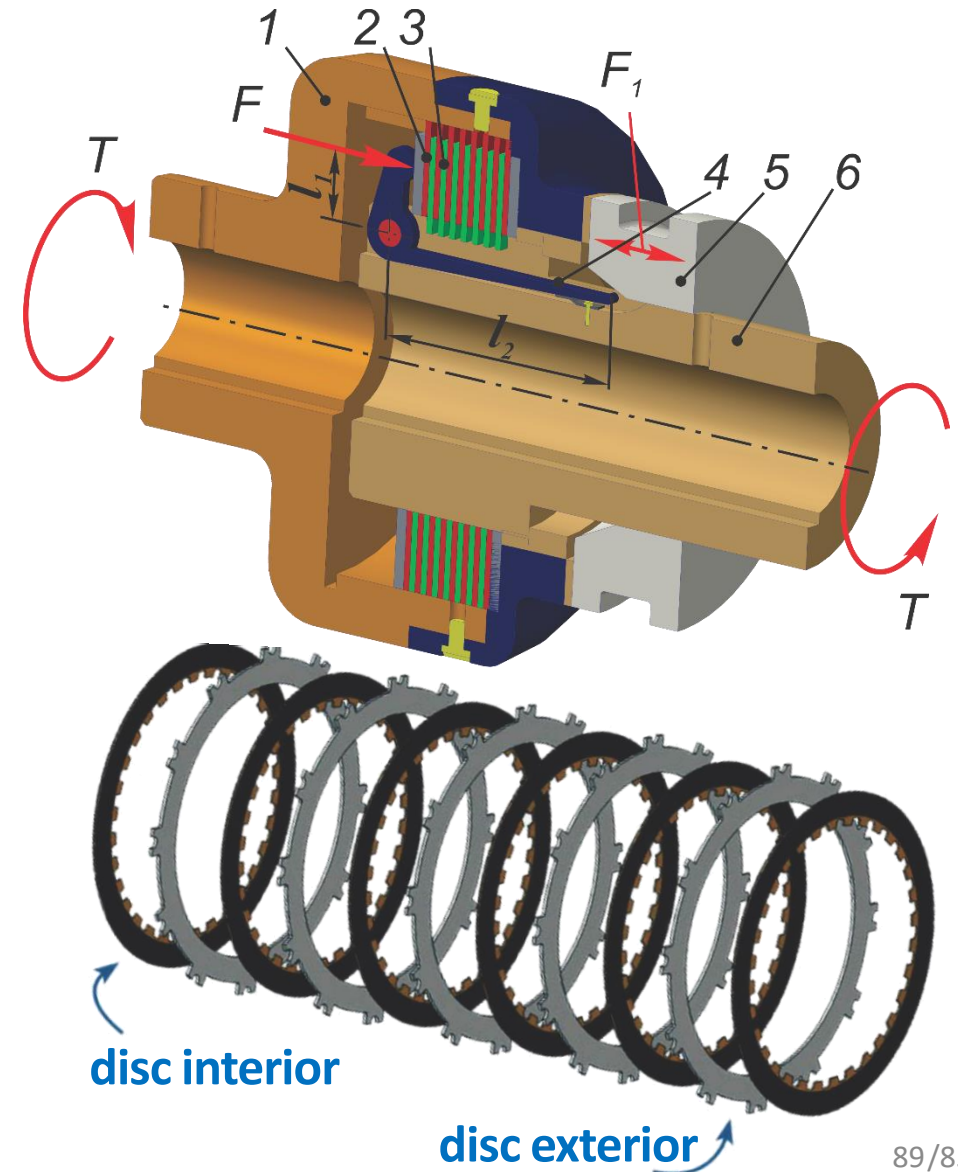
4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune cu discuri plane

Pentru micșorarea forței F și a gabaritelor ambreiajului sunt utilizate construcții cu mai multe suprafețe de frecare — ambreiaje cu discuri plane multilamelare. Aceste ambreiaje includ două grupuri de discuri: exterioare 2 și interioare 3 . Discurile exterioare sunt unite cu semicuplajul 1 , iar cele interioare — cu semicuplajul 6 cu ajutorul unei îmbinări mobile prin caneluri. Ultimul disc exterior din partea dreaptă contactează cu piulițele de reglare; asupra ultimului disc din partea stângă acționează forța de cuplare F din partea mecanismului de comandă. Forța de cuplare F se transmite tuturor suprafețelor de frecare.

Astfel, utilizarea ambreiajelor cu discuri plane multilamelare contribuie la mărirea momentului de torsiune de z ori în comparație cu cel cu două discuri, păstrând totodată valoarea forței de ambreiere F și diametrele discurilor.





4.5 CUPLAJE MECANICE

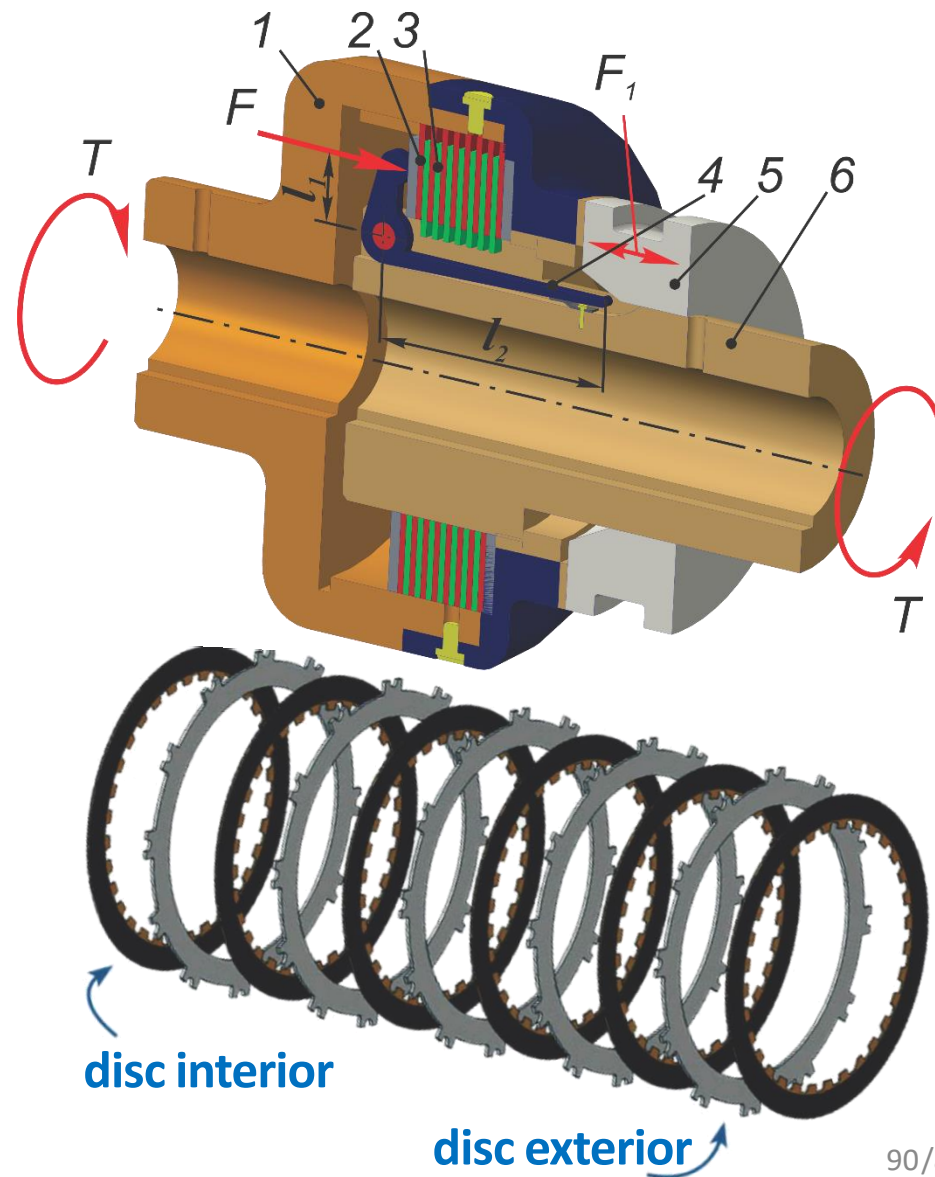
Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune cu discuri plane

Din relația de calcul reiese că T_{fr} poate fi mărit majorând F , f și diametrele discurilor. Mărirea diametrelor duce la mărirea gabaritelor ambreiajului, de aceea în practică este folosit în ultimul rând. Mărirea lui F este limitată de valoarea presiunii specifice medii admisibile $[p]$ pe suprafețele de frecare.

$$p = \frac{F}{\pi/4(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p]$$

Coeficientul de frecare poate fi mărit, dacă vom înzestra discurile cu eclise din materiale speciale. Totodată trebuie să ținem cont că folosirea ecliselor mărește gabaritul axial al ambreiajului la același număr de discuri, iar valoarea $[p]$ de obicei se micșorează.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune cu discuri plane

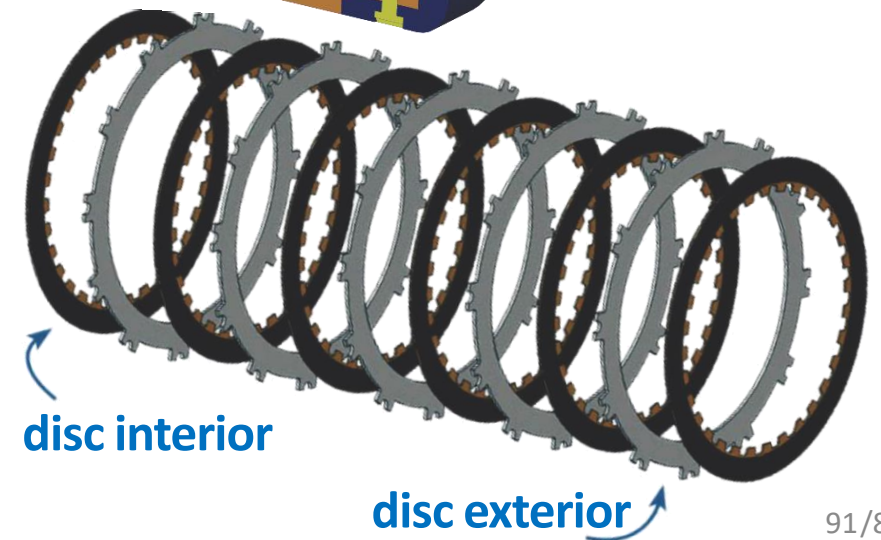
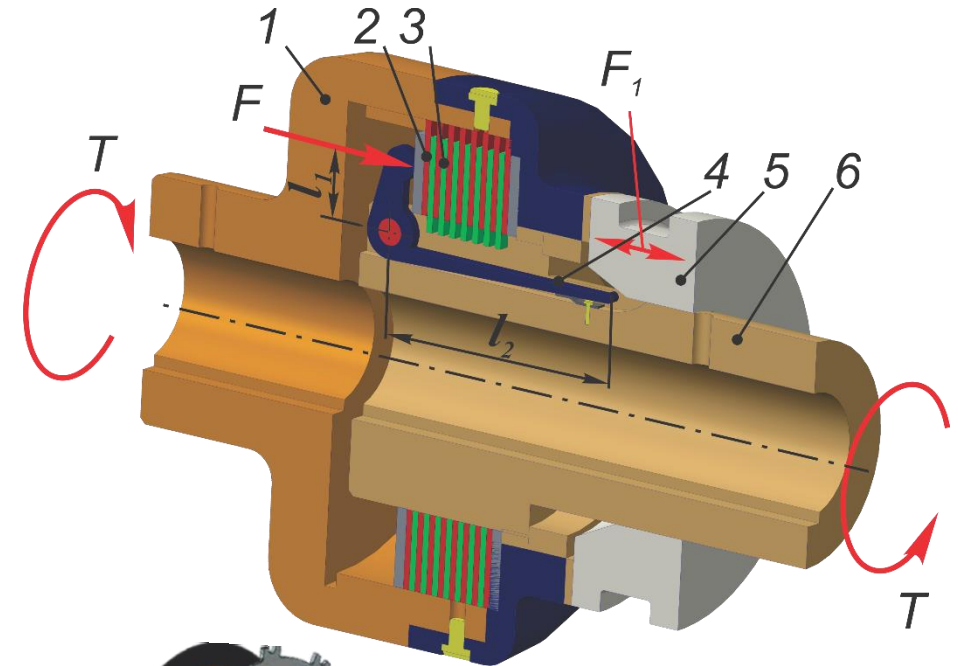
Mecanismele de comandă cu ambreiajele de fricțiune utilizate în practică sunt foarte variate nu numai după construcție, dar și după principiul de lucru. În dependență de ultimul, deosebim ambreiaje cu comandă electromagnetică, hidraulică, pneumatică și mecanică.

Valoarea maximală a forței axiale, F_1 , care trebuie aplicată la inelul mecanismului de decuplare **5**, la cuplarea ambreiajului este determinată cu relația:

$$F_1 = F \frac{l_1}{l_2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

unde: α – unghiul conicității inelului;
 ρ – unghiul de frecare.

La alegerea formei pârghiei de strângere **4** trebuie ținut cont de deformațiile ei elastice. Este de dorit, ca pârghia să aibă proprietățile arcului elastic. În asemenea caz uzura discurilor nu va contribui la scăderea bruscă a forței de cuplare F .





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune conice

În urma acțiunii forței F pe suprafața conică de contact apare presiunea specifică p și forțele specifice de frecare pf . Forțele de frecare, îndreptate pe tangentă la cercul conului, sunt utilizate la transmiterea momentului de torsiune.

Din echilibrul semicuplajului din dreapta obținem:

$$F = pb\pi D_{med} \sin \alpha,$$

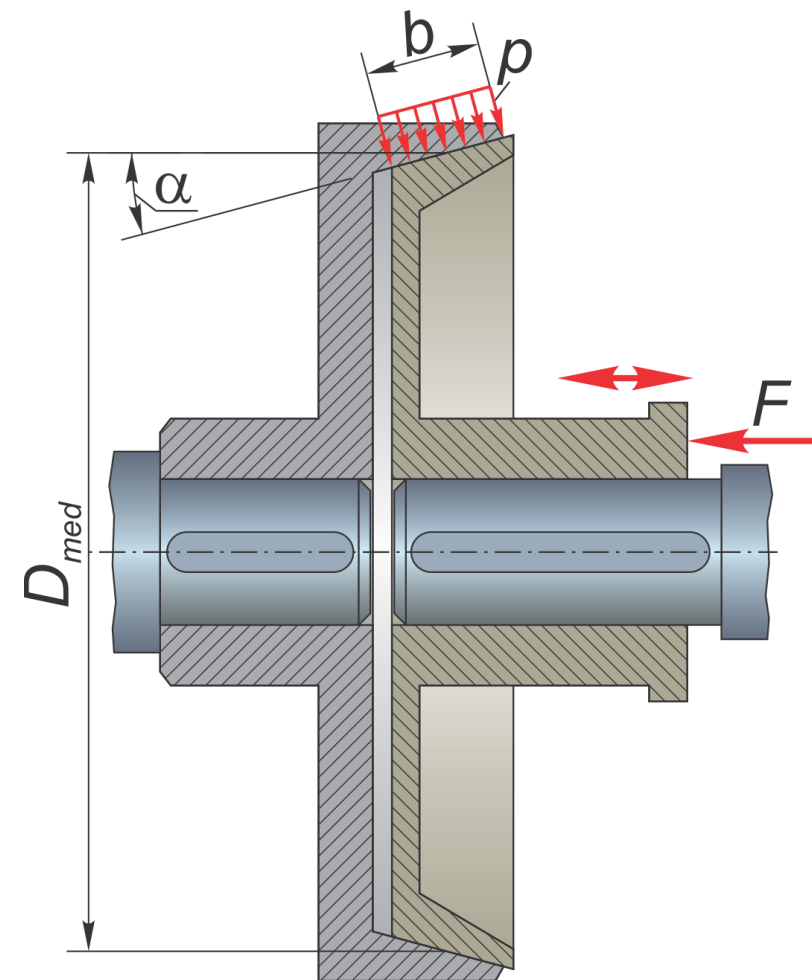
$$KT = T_{rf} = pfb\pi \frac{D_{med}^2}{2}$$

Rezolvând aceste expresii împreună, obținem:

$$KT = T_{rf} = \frac{FD_{med}}{2} \cdot \frac{f}{\sin \alpha} = F \frac{D_{med}}{2} f'$$

unde: $f' = f/\sin \alpha$ – coeficientul de frecare redus.

Valoarea lui f' crește odată cu micșorarea unghiului α . Creșterea lui f' ne permite să micșorăm tot de atâtea ori forța F .





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice comandate sau ambreiaje

Ambreiaje de fricțiune conice

Utilizarea unghiurilor α forate mici în practică nu este indicată, fiindcă poate avea loc autoblocarea semicuplajelor, ceea ce îngreunează decuplarea lor. Pentru evitarea autoblocării trebuie să ținem cont de următoarea condiție:

$$\alpha > \rho = \arctg f,$$

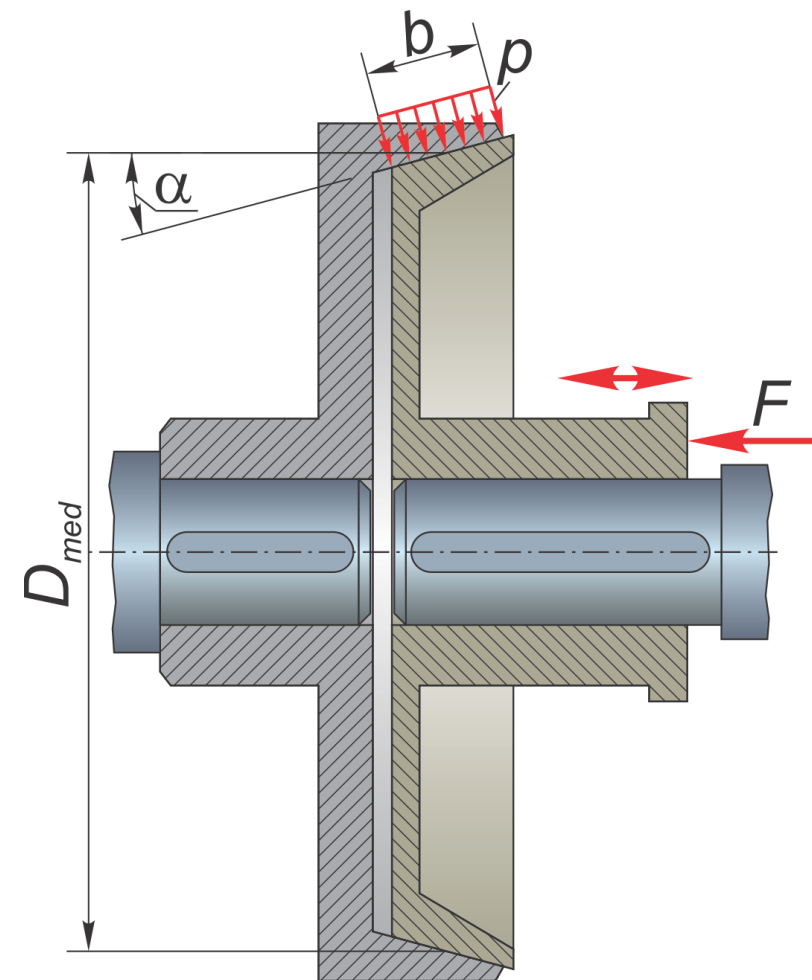
unde ρ – unghiul de frecare.

De obicei, $\alpha = 15^\circ$

Condiția rezistenței la uzură a suprafețelor de lucru:

$$p = \frac{F}{b\pi D_{med} \sin \alpha} \leq [p].$$

Ambreiajele conice în comparație cu cele de fricțiune multilamelare au gabarite mai mari. Ele sunt mai complicate la fabricare și utilizarea lor necesită o centrare exactă a arborilor. Din aceste cauze ambreiajele conice au o utilizare mai redusă ca cele cu discuri.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Aceste cuplaje sunt destinate pentru decuplarea automată a arborilor în acele cazuri, când parametrii de funcționare ai mașinii sunt inadmisibili după unele sau alte criterii. Se deosebesc următoarele tipuri de cuplaje automate:

- Cuplaje limitatoare de sarcină – cuplaje de siguranță;
- Cuplaje limitatoare de turație – cuplaje centrifugale;
- Cuplaje limitatoare de sens – cuplaje unisens.

Cuplaje de siguranță

Aceste cuplaje sunt utilizate pentru protejarea mașinii de supraîncărcări. Orice ambreiaj de fricțiune reglat pentru transmiterea momentului limită are rolul elementului de siguranță. În cuplajele de siguranță, forțele de cuplare sunt asigurate de arcuri cu acțiune permanentă. Calculul unor asemenea cuplaje este analogic celui pentru ambreiajelor de fricțiune.



4.5 CUPLAJE MECANICE

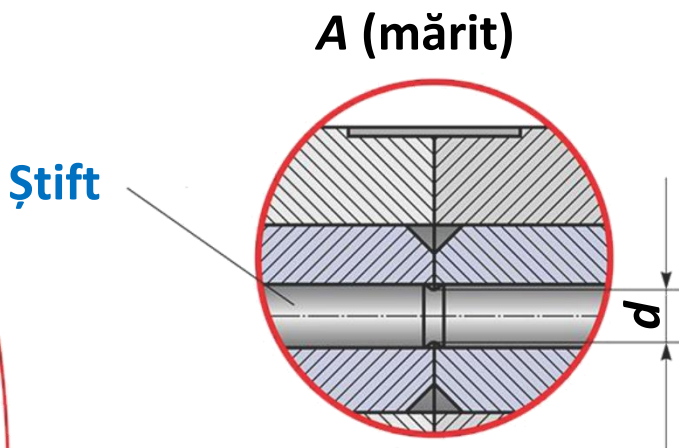
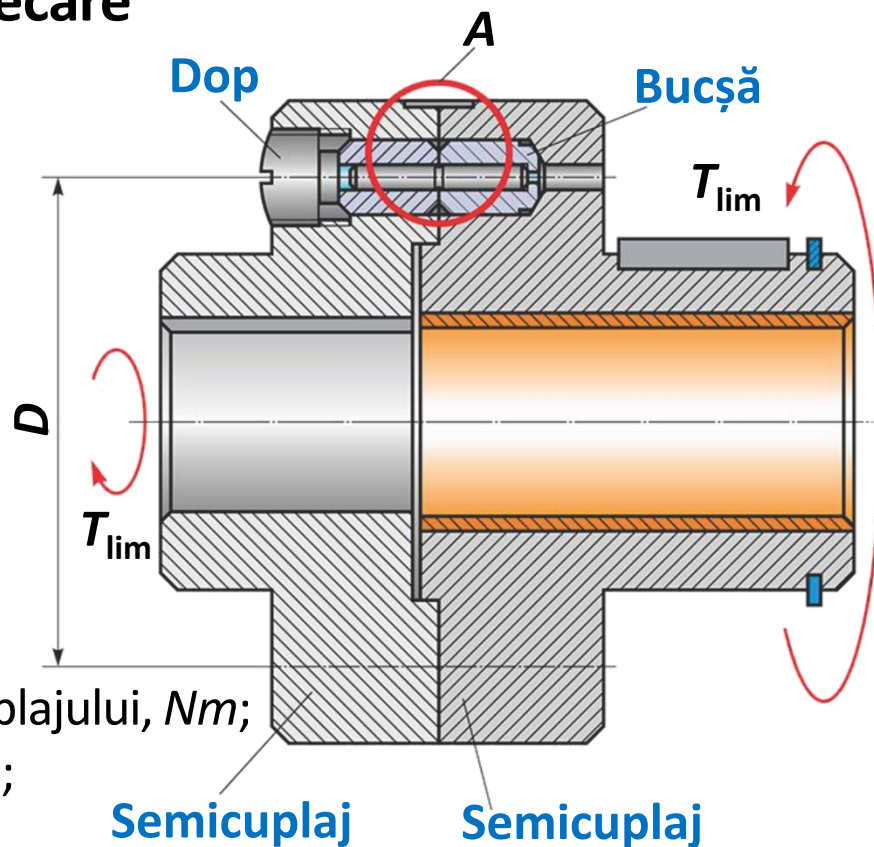
Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje de siguranță cu știfturi de forfecare

Momentul de torsiune între semicuplaje se transmite prin știfturi, care sunt forfecate la suprasolicitare. Pentru restabilirea stării funcționale știfturile sunt schimbate. Bucșele călite protejează materialul mai puțin dur de strivire și apropie condițiile reale de forfecare de cele de calcul:

$$KT = T_{lim} = \frac{zD\pi d}{k \cdot 2 \cdot 4} [\tau],$$

- unde: T_{lim} – momentul de torsiune limită a cuplajului, Nm ;
- D – diametrul de amplasare a știfturilor, mm ;
- d – diametrul știftului, mm ;
- z – numărul de știfturi;
- k – coeficientul neuniformității distribuirii sarcinii între știfturi;
- $[\tau]$ – tensiunea admisibilă la forfecare a materialului știftului, MPa ;



Calculul diametrului știftului din condiția de rezistență la forfecare:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot kT_{lim} \cdot 10^3}{\pi D z [\tau]}}$$



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje de siguranță cu gheare

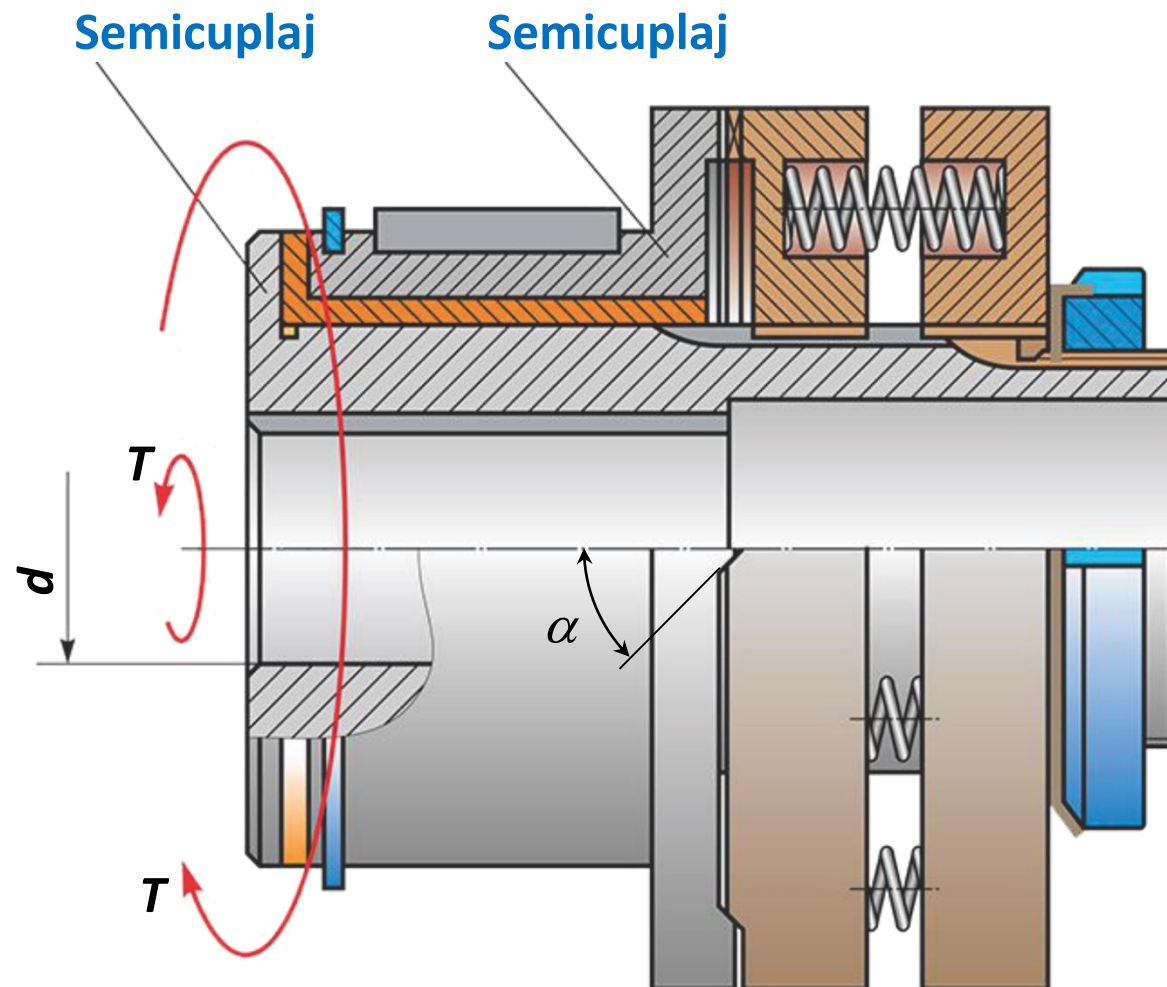
Momentul de torsiune între semicuplaje se transmite prin gheare trapezoidale cu unghiul α .

Cuplajele de siguranță cu gheare sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

$$d = 8...48 \text{ mm};$$
$$T = 4...400 \text{ Nm}.$$

Suprafețele de ajustare se execută:

- 1 – cu asamblare prin pene;
- 2 – cu asamblare prin caneluri dreptunghiulare;
- 3 – cu asamblare prin caneluri evolventice.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje de siguranță cu bile

Momentul de torsiune între semicuplaje se transmite prin intermediul bilelor.

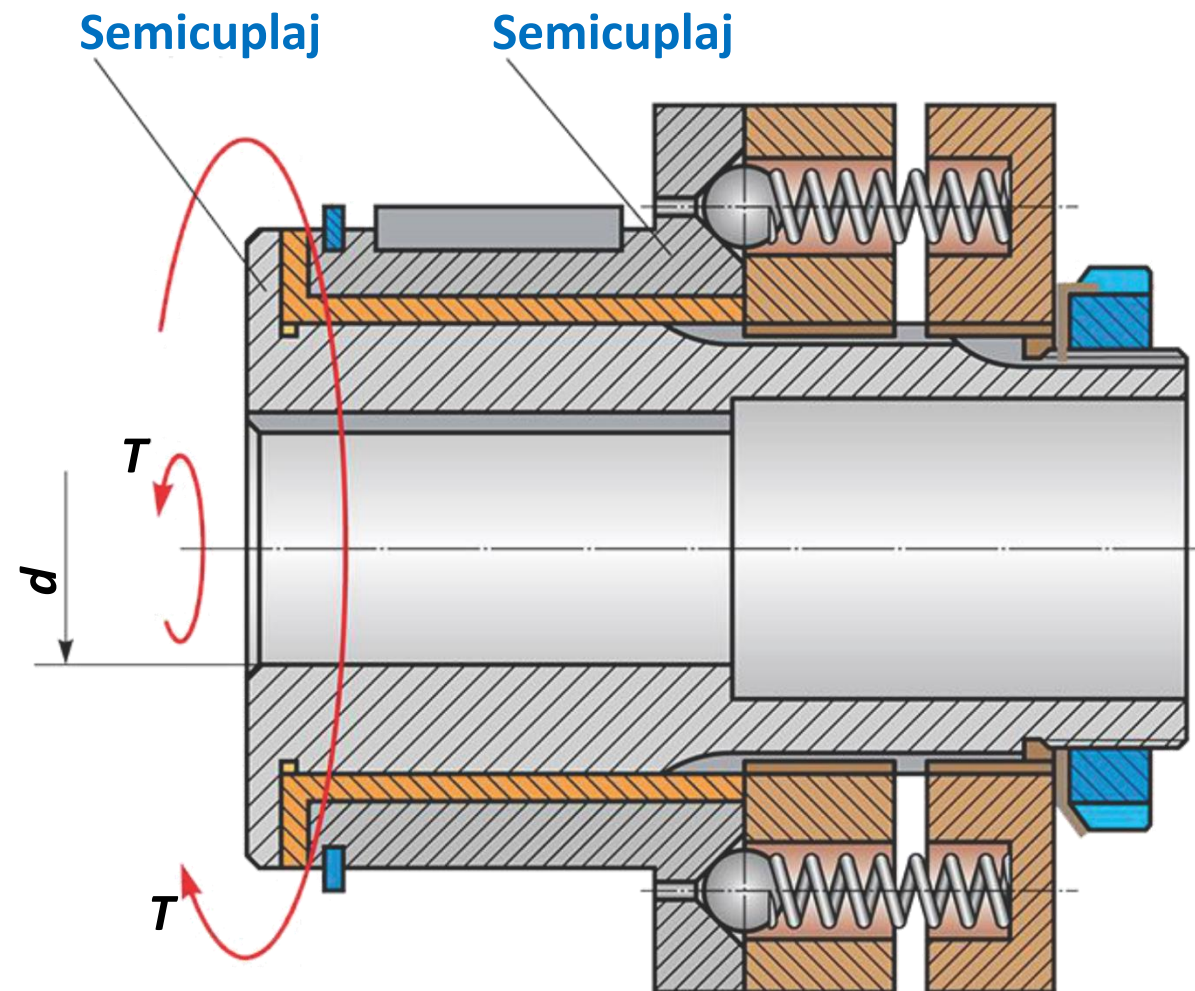
Cuplajele de siguranță cu bile sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

$$d = 8...48 \text{ mm};$$

$$T = 4...400 \text{ Nm}.$$

Suprafețele de ajustare se execută:

- 1 – cu asamblare prin pene;
- 2 – cu asamblare prin caneluri dreptunghiulare;
- 3 – cu asamblare prin caneluri evolventice.





4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje de siguranță cu discuri de fricțiune

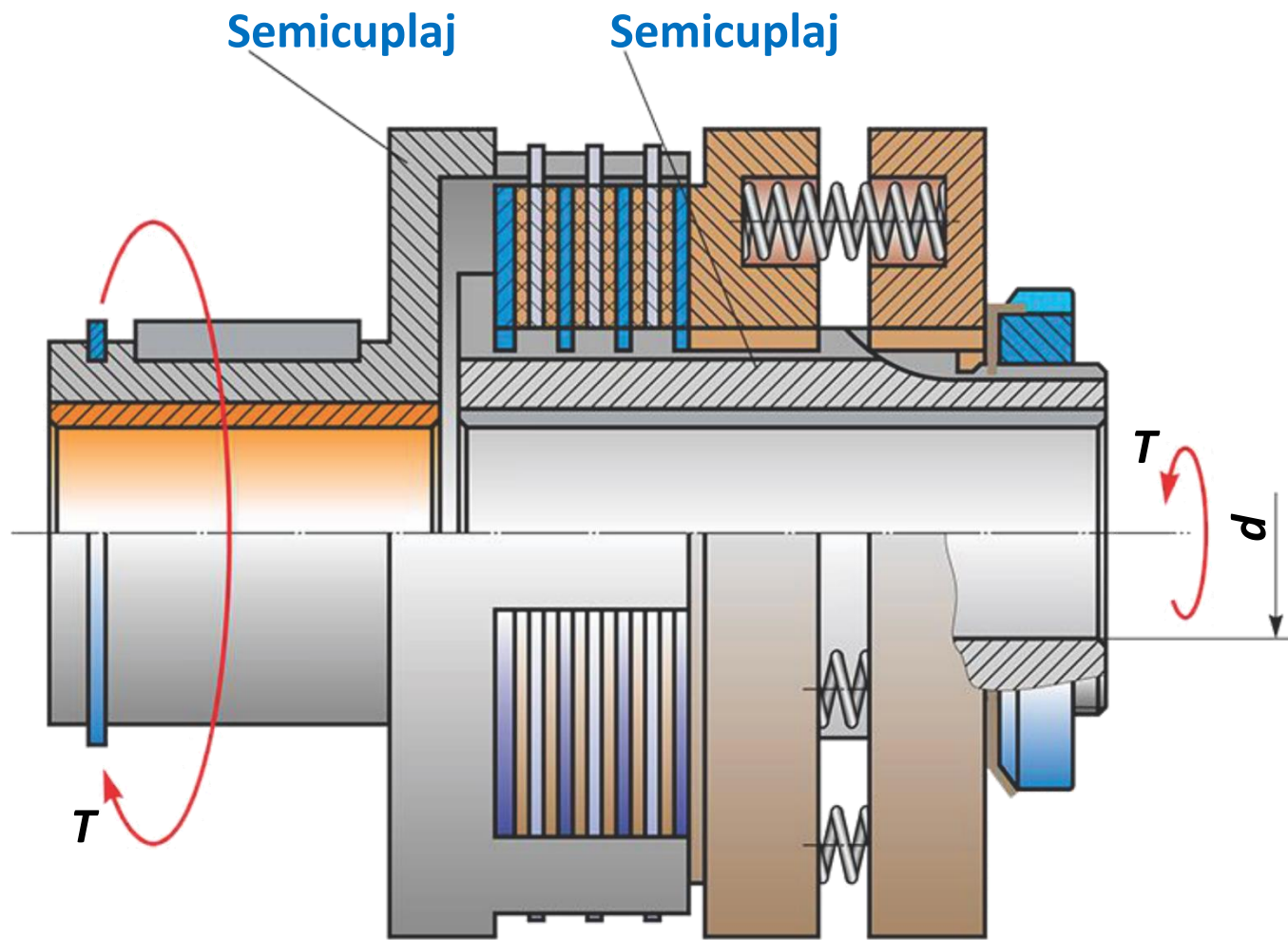
Momentul de torsiune între semicuplaje se transmite prin intermediul forțelor de frecare dintre discuri.

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune sunt standardizate în limitele diametrelor și a momentelor de torsiune.

$$d = 9...48 \text{ mm};$$
$$T = 6,3...400 \text{ Nm}.$$

Suprafețele de ajustare se execută:

- 1 – cu asamblare prin pene;
- 2 – cu asamblare prin caneluri dreptunghiulare;
- 3 – cu asamblare prin caneluri evolventice.





4.5 CUPLAJE MECANICE

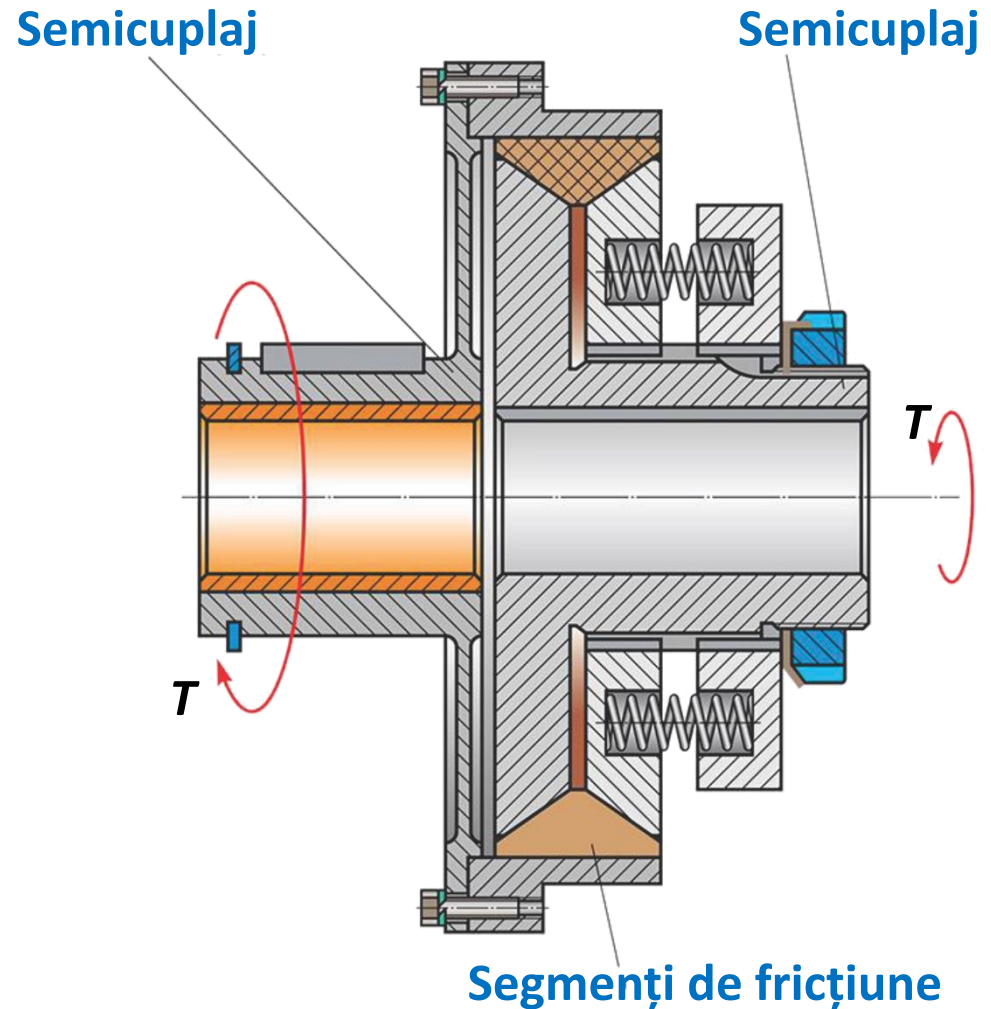
Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje de siguranță conic de fricțiune

Momentul de torsiune între semicuplaje se transmite prin intermediul forțelor de frecare dintre conuri.

Suprafețele de ajustare se execută:

- 1 – cu asamblare prin pene;
- 2 – cu asamblare prin caneluri dreptunghiulare;
- 3 – cu asamblare prin caneluri evolventice.

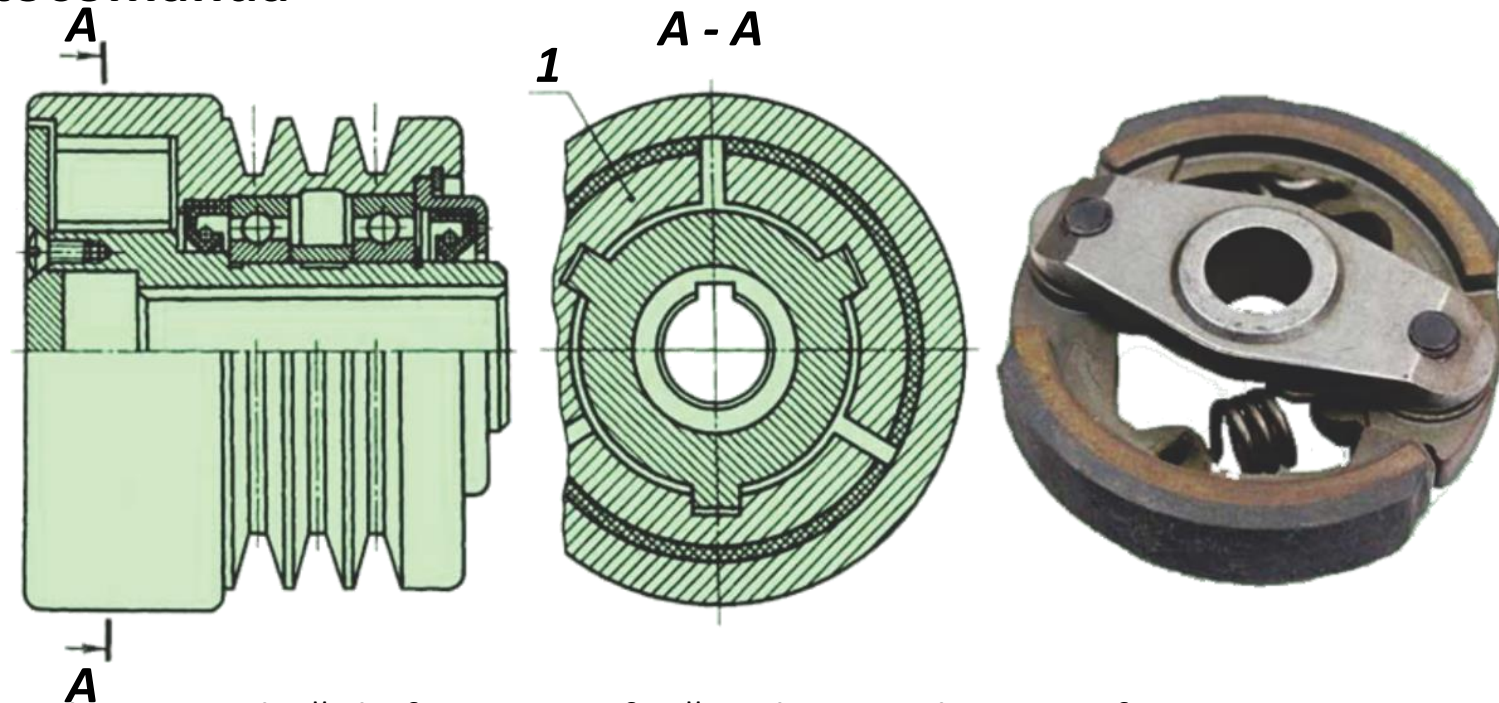




4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă Cuplaje centrifugale

Aceste cuplaje fac parte din categoria cuplajelor intermitente automate care realizează legătura între doi arbori în momentul în care turația arborelui conducător atinge o valoare, inițial stabilită, la care, prin frecare, turația arborelui condus, treptat și fără șocuri, ajunge la turația arborelui conducător, transmitându-i integral momentul de torsiune.



Principiul de funcționare constă în aceea că forța de cuplare este dată de forța centrifugă a elementelor centrifugate. Elementele centrifugate care creează legătura cinematică între cele două semicuplaje se numesc **saboți**, în diverse forme constructive.

Caracteristica principală a acestor cuplaje este **turația** – la care cuplajul transmite o anumită valoare a momentului de torsiune, în funcție de natura elementului centrifugat și de masa acestuia.

Odată cu creșterea forței centrifuge, saboții se rotesc în jurul unei articulații, între semicuplajul conducător și saboți, readucerea saboților în poziția decuplat se realizează cu ajutorul unor arcuri elicoidale de tracțiune.



4.5 CUPLAJE MECANICE

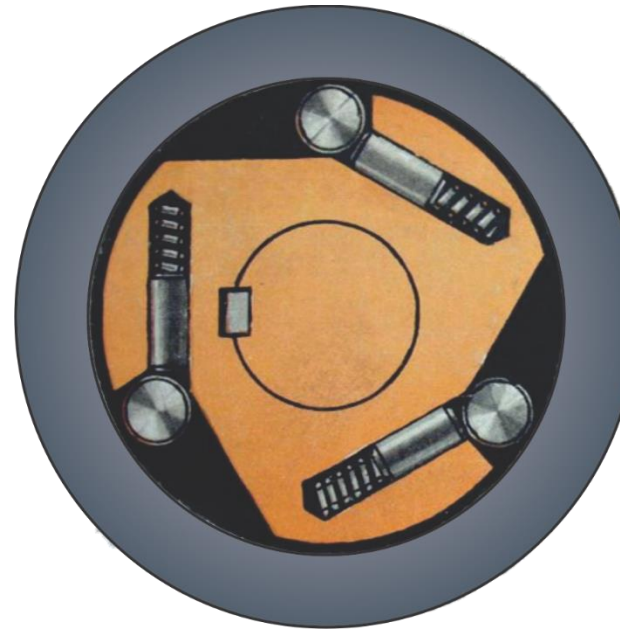
Cuplaje mecanice automate sau cu autocomandă

Cuplaje unisens

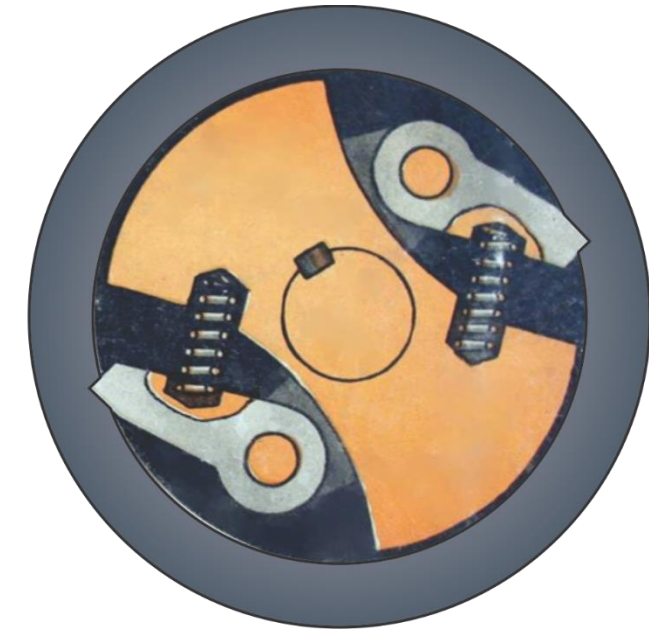
Cuplajele unisens sunt cuplaje intermitente ce transmit mișcarea într-un singur sens, intrând în acțiune automat, prin intermediul corpurilor de blocare, care realizează legătura între cele două semicuplaje – ca urmare a formei de pană a spațiului dintre acestea; în urma blocării, cele două părți ale cuplajului se rotesc sincronizat.

Corpurile de blocare pot fi executate sub forma unor role cilindrice sau sub forma unor piese profilate.

Cuplaj cu role



Cuplaj cu clicheti



Cel mai frecvent se folosesc cuplajele unisens cu role cilindrice, spațiul în formă de pană realizându-se prin intermediul unor suprafețe profilate, executate pe unul din cele două inele.

Aceste cuplaje – transmițând mișcarea într-un singur sens – au un domeniu de folosire limitat:

transmisii ale laminoarelor; transportoare cu role; transmisii ale meselor rotitoare și instalațiilor de ridicat; sisteme de avans pentru presele de debitat; cutii de viteze pentru autovehicule, când este necesară cuplarea automată a unei trepte de viteză, la decuplarea alteia; transmisii față ale autovehiculelor cu două punți motoare, în scopul evitării circulației parazite de putere etc.



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice combinate

Rolul funcțional complex impus transmisiilor a dus la realizarea de cuplaje cu funcții multiple, cuplaje care, constructiv, se obțin prin legarea, într-un anumit mod, a două sau mai multe cuplaje simple. Funcțiile cuplajelor combinate rezultă prin însumarea funcțiilor cuplajelor simple.

Legarea în serie sau în paralel a două cuplaje de același tip nu duce la mărirea numărului de funcții pe care ansamblul de cuplaje, astfel obținut, le poate realiza, influențând însă caracteristicile transmisiei.

Astfel, legarea în serie a două cuplaje elastice identice duce la dublarea unghiului de rotire între arborele de intrare și cel de ieșire.

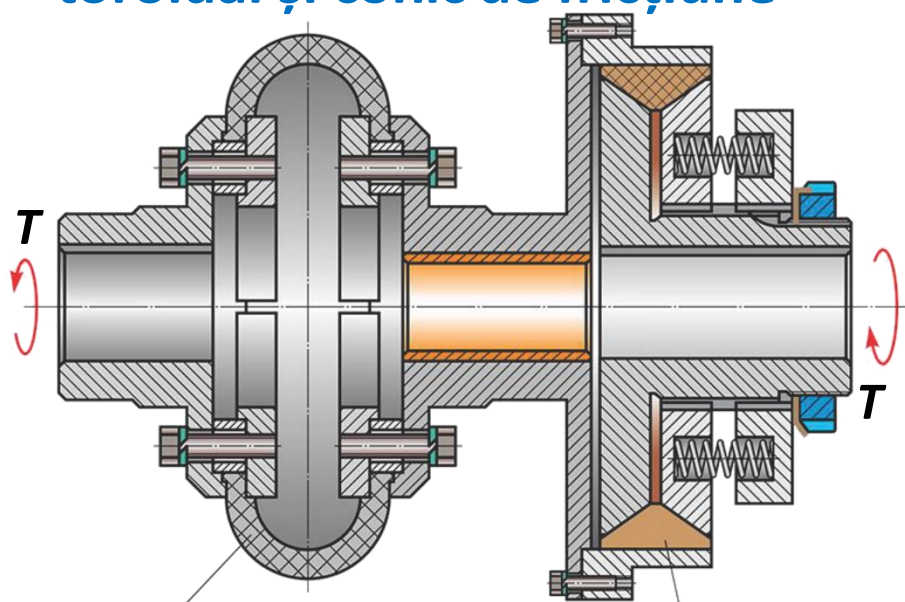
Legarea acestora în paralel are drept efect dublarea momentului de torsiune transmis și mărirea rigidității transmisiei; acest mod de legare poate duce la micșorarea diametrului cuplajului.



4.5 CUPLAJE MECANICE

Cuplaje mecanice combinate “compensatoare – siguranță”

Combinarea cuplajelor cu manșon elastic toroidal și conic de fricțiune



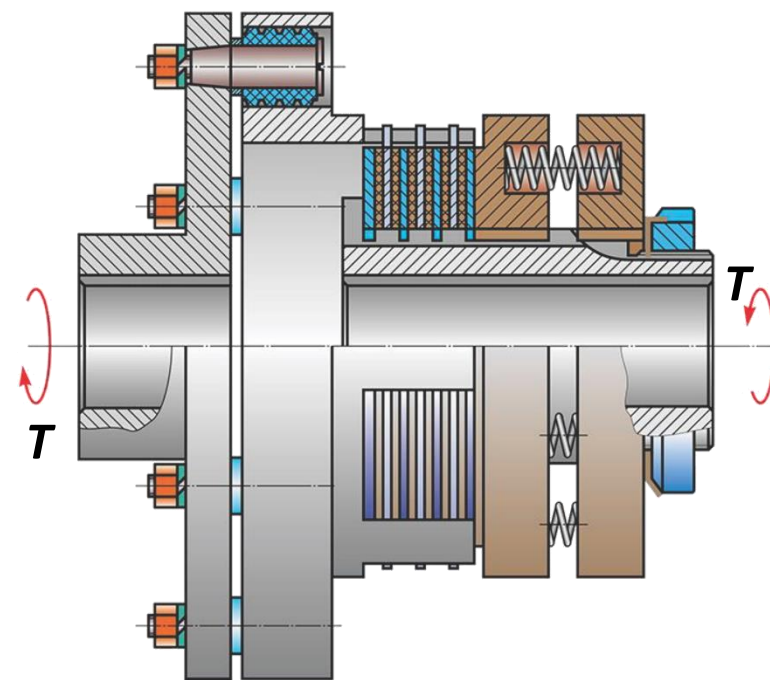
Cuplaj cu manșon elastic toroidal

Segmenti de fricțiune

Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

- Abateră axială $\Delta_l = 1,0 \dots 6,0 \text{ mm};$
- Abateră radială $\Delta_r = 1,0 \dots 5,0 \text{ mm};$
- Abateră unghiulară $\Delta_\alpha = 1^\circ 00' \dots 1^\circ 30'.$

Combinarea cuplajelor cu bolțuri și bucșe elastice și cu discuri de fricțiune



Abaterile arborilor, admise de cuplaj sunt:

- Abateră axială $\Delta_l = 1,0 \dots 5,0 \text{ mm};$
- Abateră radială $\Delta_r = 0,2 \dots 0,6 \text{ mm};$
- Abateră unghiulară $\Delta_\alpha = 0^\circ 30' \dots 1^\circ 30'.$