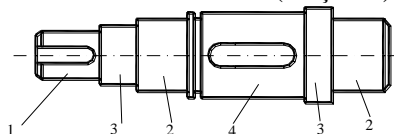


CONCEPTE FUNDAMENTALE UTILE ÎN EXERCITAREA PROFESIEI DE INGINER

DISCIPLINA: ORGANE DE MAȘINI

1. ARBORI

Arborii sunt organe de mașini ce au rolul de a centra și susține alte organe de mașini aflate în mișcare de rotație, se rotesc în jurul axei lor geometrice, transmit momente de torsiune și putere; sunt solicitați la torsiune și încovoiere. Osiile sunt organe de mașini ce susțin alte componente de mașini aflate, se rotesc fără să transmită momente de torsiune și sunt solicitate în principal la încovoiere (solicitarea de torsiune datorată frecării din lagăre se neglijează, fiind mică în raport cu solicitarea de încovoiere). Denumirea de osie se folosește, în principal, în construcția de vehicule feroviare. Noțiunea de ax (bolț) se folosește în mecanică fină la mașini și aparate, în general, pentru piese având diametrul mai mic de 10 mm. Axele (bolțurile) sunt fixe și supuse preponderent la încovoiere.



Părțile componente ale unui arbore sunt (fig): 1, 4 – porțiuni de calare (fixare), sunt zone pe care se fixează organele de mașină care primesc sau transferă mișcarea de rotație; 1 - se mai numește capăt de arbore (în cazul arborilor de cuplare), cu dimensiunile standardizate; 2 - fusurile - zonele de rezemare (sprijin), ale arborelui în lagăre; 3 – zone (porțiuni) de trecere, cu rol de legătură între toate zonele arborelui. În funcție de tipul constructiv și rolul funcțional al arborelui una sau alta dintre părți poate să lipsească sau altele să se repete.

Clasificarea arborilor se face după mai multe criterii, și anume: - după formă - arbori drepecți arbori cotiți; după secțiune - în construcție masivă sau tubulară - cu diametru constant, cu diametru variabil, cu caneluri; după rezemare - static determinați, static nedeterminați; după puterea transmisă greu încărcăți, mediu încărcăți, ușor încărcăți; după rigiditate - rigizi, elastici; după poziție - orizontali, verticali, înclinați; după poziția în fluxul energetic - de intrare (motori), intermediari, de ieșire (conduși)

Materialele folosite pentru construcția arborilor se recomandă a fi: oțeluri carbon de uz general: OL 42; OL 50; OL 60 pentru arbori cu solicitări reduse; oțeluri carbon de calitate: OLC 35; OLC 45; OLC 60, pentru arbori cu solicitări medii; oțeluri aliate: 30Mn16; 33MoCrNi11; 41MoCr11; 50VCr11; 30CrNi15 pentru arbori puternic solicitați sau la care se impun restricții de gabarit; fonte de înaltă rezistență Fgn 400-5; Fgn 450-5 și fonte speciale pentru arbori de dimensiuni mari sau formă complicată.

Principalele procedee tehnologice de obținere a semifabricatelor pentru arbori sunt: laminarea în bare (pentru diametre $d \leq 140$ mm); laminare cu forjare liberă (pentru diametre $d > 140$ mm); forjarea în lingouri (arbori cotiți, osii de locomotive și vagoane); forjarea în matriță/turnarea (pentru arbori din fontă maleabilă, cu grafit nodular, oțel turnat pentru forme complicate). Tratamentele termice la care se supun arborii sunt: îmbunătățire (călire urmată de revenire joasă, medie sau înaltă, în funcție de proprietățile necesare pentru arbore); călire superficială; normalizare. Prelucrările mecanice la care sunt supuse diferite porțiuni ale arborilor sunt: strunjire de degroșare - corpul arborelui; strunjire de finisare sau rectificare - porțiunile de calare și fusurile. Baza tehnologică pentru prelucrarea arborilor o constituie găurile de centrare.

Etapele de calcul. Datorită naturii variate a solicitărilor și a influențelor constructive asupra comportării arborilor, dimensiunile acestora pot fi determinate în diferite etape. Acestea sunt:

1. predimensionarea pe baza unui calcul simplificat de solicitare la torsiune;
2. proiectarea formei constructive complete, cu considerarea condițiilor funcționale, de execuție și de montaj ale pieselor conjugate;
3. verificarea arborilor: la suprasarcini (rezistența globală la solicitările compuse), la oboseală (siguranță la oboseală în secțiunile periculoase); la rigiditate (deformații flexionale, torsionale); la vibrații flexionale și torsionale (pulsată/turația critică).
4. definitivarea formei constructive a arborilor (optimizare).

De exemplu: Determinarea preliminară a diametrului minim al arborelui se face pe baza unui calcul simplificat, considerând numai solicitarea de torsiune (neexistând, pentru moment, informații despre încovoiere) În general, se cunoaște puterea P [kW], turația n [rot/min], sau momentul M_t [Nmm], respectiv viteza unghiulară ω [rad/s] și materialul prin τ_{at} [N/mm²] rezistența admisibilă la torsiune. Din

$$\text{egalitatea } M_t = 10^6 \cdot \frac{P}{\omega} = 10^6 \cdot \frac{P}{(2 \cdot \pi \cdot n) / 60} = W_p * \tau_{at} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at} \quad \text{se obține} \quad d = (16 M_t / \pi \tau_{at})^{1/3} [\text{mm}],$$

valoare care, apoi, se majorează/standardizează, de la caz la caz. Pornind de la această valoare se determină, apoi, succesiv, toate celelalte dimensiuni ale arborelui, după care se poate trece la verificări.

2. ETANSARI

Definire: Etansările reprezintă ansamblul de elemente ce îndeplinesc un dublu rol funcțional - împiedică sau reduc transferul de substanță (lubrifianți, apă sau particule abrazive) între două medii și diminuează simultan poluarea mediului ambiant.

Rol funcțional: Etansările trebuie să aibă o largă varietate de calități: durabilitate convențională la acțiunea agresivă datorată mediului etansat sau rezultată din condițiile de exploatare (rezistența chimică la uzare și stabilitate la variațiile de temperatură, compatibilitate cu mediul etansat); rezistența mecanică față de eforturile ce apar la montaj și în exploatare; pierderi energetice prin frecare reduse; cost de exploatare cât mai mic; acces ușor în vederea schimbării periodice a elementului de etansare.

Alegerea uneia sau altele din posibilitățile de etansare trebuie să fie rezultatul unei analize selective funcție de: dimensiunile nominale ale zonei de etansat, parametrii funcționali (viteza relativă, turatie, încărcare, etc.), tipul, caracteristicile fizico-mecanice și presiunea, respectiv temperatura mediului de etansat, etc.

Clasificarea: după principiul de funcționare: cu contact direct, cu contact prin element intermediar, fără contact; funcție de caracterul mișcării relative: între suprafețe fixe, între suprafețe mobile (cu mișcare de translație sau cu mișcare de rotație). Criteriile de clasificare pot fi completate cu forma suprafețelor conjugate ale pieselor ce se etansează (plane, cilindrice, conice sau sferice), respectiv stadiul de prelucrare al elementului intermediar de etansare.

Mecanica procesului de etansare: Procesul etansării prin contact legat de prezenta unui interstitiu ce trebuie închis este caracterizat prin gradientul presiunii dp/dt , marime care determină alura curbei caderii de presiune de-a lungul lungimii l a interstitiului etansării. Cu cât gradientul este mai mare, cu atât curba variației presiunii în interstitiu este mai abruptă. Fiecare tip de etansare are o curbă a caderii de presiune caracteristică. O cadere mare de presiune, care este echivalentă cu un gradient mare al presiunii impune o presare mare aplicată local garniturii, pentru a închide trecerea fluidului. Presarea de etansare poate fi realizată în moduri diferite: prin forțe exterioare, realizate prin suruburi de strângere, capace filetate, arcuri; prin forțe interioare provenite de la presiunea fluidului etansat (autoetansare); prin forțe exterioare și interioare, acționând simultan sau succesiv.

Etansări cu contact prin element intermediar:

1. Etansarea cu inel O din cauciuc - este una din cele mai simple și eficiente etansări utilizate atât în cazul suprafețelor în repaus relativ, cât și pentru suprafețele în mișcare relativă; prezintă simplitate constructivă, execuție relativ ușoară a canalelor, montare, întreținere și înlocuire facilă și funcționare sigură. 2. Etansarea cu inel din pasla - este un inel decupat dintr-o placă de pasla sau realizat din bandă; este ieftină, simplă și se pretează mai ales în cadrul utilizării unsoarelor consistente; 3. Manseta de rotație - pentru realizarea unor cerințe de etansare mai ridicate, are o largă varietate de tipuri constructive; domeniile de utilizare și durabilitate a acestora sunt dictate în general de temperatura ce apare pe suprafața de etansare ca urmare a frecărilor, de condițiile de evacuare a căldurii și temperatura mediului ambiant; buza de etansare se va dispune de preferință spre incinta etansată, caz în care eventuala presiune interioară contribuie la îmbunătățirea efectului mansetei, iar lubrifianțul va avea acces nestingherit pentru a o unge; 4. Etansări axiale cu contact - cu saibe de reținere (inele Nilos) confecționate din tablă elastică, fixate axial pe o parte de unul dintre inelele rulmentului și rezemate elastic pe cel de-al doilea.

Etansări fără contact:

Eliminarea contactului dintre suprafețele etansate are ca urmare înlăturarea frecărilor, uzării, excluzându-se ungerea etansării și evitându-se astfel griparea, supraîncălzirea, deformările termice, etc. Acestea își bazează funcționarea pe mărirea rezistenței la scurgere a lubrifianțului prin adoptarea unor forme corespunzătoare pentru interstitiul dintre piesele etansate; pretențiile față de forma etansării și precizia de execuție sporesc. 1. Etansarea cu joc circular (cu fantă radială). 2. Etansarea cu canale circulare sau elicoidale - se bazează pe reducerea succesivă a lubrifianțului în dreptul strângării, de către turbioanele ce se formează în spațiul lărgit care urmează după strângere; uneori este completată cu un disc de azvârlire suplimentar. 3. Etansarea cu labirint - se utilizează în cazul arborilor cu viteze periferice mari, al unui mediu cu grad înalt de poluare; efectul de etansare se obține prin realizarea unui interstitiu sinuos între elementele rotitoare și cele fixe. 4. Etansarea cu disc de azvârlire (de centrifugare).

3. RULMENȚI

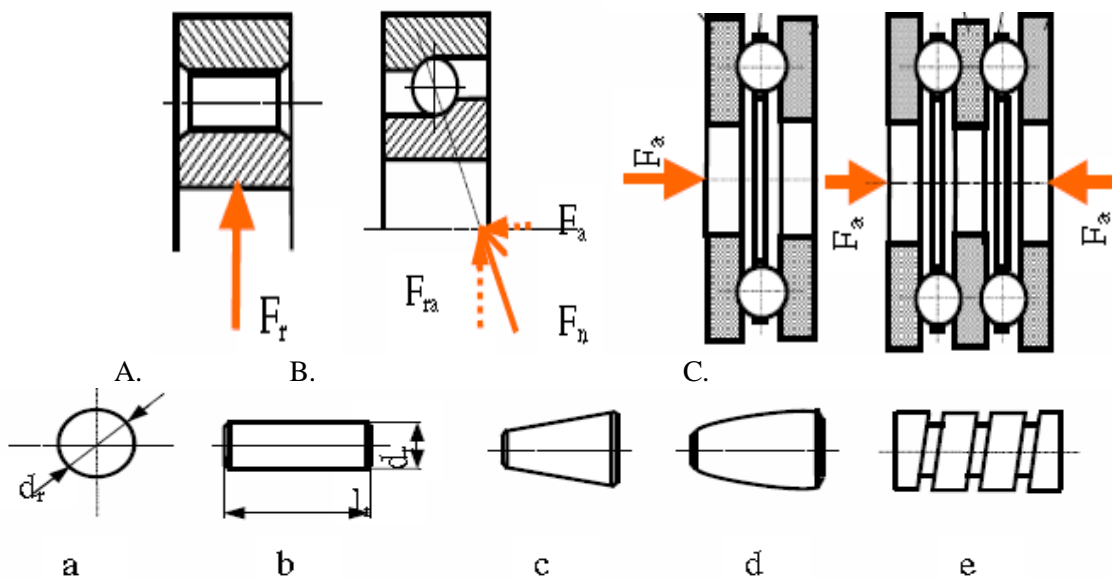
Definiție generală. Rulmenții sunt *organe de mașini complexe*, standardizate, destinate susținerii pieselor de rotație (arbori, osii, butuci de roți) și ale căror elemente componente au o mișcare relativă de *rotație*. Rulmenții

materializează cuplele cinematice de rotație și se mai numesc "lagăre cu rostogolire" după natura forței de frecare predominante.

Avantaje: Coeficient de frecare redus, practic independent de viteza unghiulară, pierderi energetice reduse, randament bun; Portanță mare, raportul $l/d \leq 1$; Inexistența uzurii fusurilor și/sau alezajelor în funcționare; Sensibilitate redusă la întreruperea temporară a ungerii, consum redus de lubrefiant, întreținere relativ simplă; Jocuri axiale și/sau radiale foarte mici ceea ce mărește precizia de lucru a mașinii; Nu folosesc materiale deficitare (neferoase); Montare și înlocuire ușoare, timpi de concepere și realizare reduși, datorită standardizării.

Dezavantaje. Sensibilitate sporită la șocuri, suprasarcini și vibrații; Funcționare mai puțin silențioasă; Gabarit radial mărit și pretenții deosebite la montaj; Capacitate de amortizare mai redusă care poate fi ameliorată, în detrimentul portanței, prin pretensionare; Durabilitate limitată condiționată în mare măsură de încărcare (sarcină).

Clasificare. Rulmenții se pot clasifica după *direcția de preluare a sarcinilor* în: radiali (A), radial-axiali (B) și axiali (C), iar după *forma corpurilor de rostogolire*: cu bile (a), cu role cilindrice (b), conice (c) și butoi (d).



Avariile caracteristice ale rulmenților sunt: *brinelarea, coroziunea de contact, oboseala superficială, uzura abrazivă, griparea, blocarea și spargerea* corpurilor de rostogolire. Principalele cauze ale avariilor sunt, încărcarea exterioară respectiv erorile de execuție, montaj și exploatare (ungere și etanșare).

Simbolizarea rulmenților este una alfa-numerică (ISO) și cuprinde un *simbol de bază* (tip, serii dimensionale, diametrul alezajului $d/5$) și unul *auxiliar* (caracteristici suplimentare).

Alegerea tipodimensiunii necesare a unui rulment se face din *cataloge (standarde)* în funcție de *cerințele dimensionale ale fusului arborelui susținător* și de *direcțiile sarcinilor* sau încărcărilor exterioare (F_r , F_a , F_n).

Verificarea rulmenților. În funcție de cinematica cazului analizat ($\omega_{rel} \leq 1s^{-1}$ respectiv $\omega_{rel} > 1s^{-1}$) se va recurge la o verificare a *siguranței cvasistatice* respectiv a *durabilității* estimative. După caz, se va recurge la optimizări, prin redimensionări, sau chiar realegeri, în vederea evitării supradimensionărilor, respectiv a raționalizării durabilităților pe același produs, spre exemplu reductoare, cutii de viteze etc..

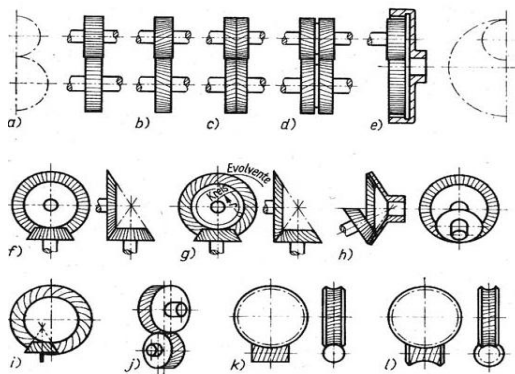
4. TRANSMISII PRIN ROTI DINTATE (TRD)

Definire generală: TRD sau „angrenaje”, reprezintă mecanisme destinate realizării transferului energo-cinematic între o roată conducătoare (pinion) și una sau mai multe roți conduse (roți), în mod direct, ca urmare a întrepătrunderii profilelor (danturilor) conjugate existente pe periferia acestora (angrenare).

Avantaje: raportul de transmitere (angrenare) $i = u = n_1/n_2$ riguros constant, durabilitate sporită și siguranță în funcționare, dimensiuni și gabarit reduse, transmiterea puterii într-un domeniu larg de viteze și rapoarte de transmitere, randament energetic ridicat etc.

Dezavantaje: costuri tehnologice mai ridicate, datorită cerințelor de precizie de execuție și montaj, zgomete și vibrații mai ales la viteze mari, rapoarte de transmitere discrete (numere de dinți întregi) etc.

Clasificare: Avându-se în vedere criteriile de bază ale clasificării angrenajelor (forma dinților și poziția relativă a axelor) se pot distinge o serie de configurații tipice prezentate mai jos



a) cilindrice /(axe paralele) cu dinți drepți; b) cilindrice cu dinți înclinați; c) și d) cilindrice cu dantura în V; e) cilindrice interioare cu d.d. sau d.i.; f) conice/axe concurente cu d.d. sau d.i.; g) conice cu dinți curbi; h) conice interioare; i) pseudo-conice/(axe încrucișate); j) elicoidale; k) melcate/melc cilindric; l) melcate/melc globoidal

Avarii caracteristice: principalele cauze de distrugere ale angrenajelor sunt: *ruperea dinților* (la suprasarcini sau prin oboseala) respectiv *deteriorarea flancurilor active* (oboseală superficială/pitting, uzare adezivă/gripare, uzare abrazivă respectiv corozivă).

Materiale pentru roțile dințate: *oțeluri carbon* de calitate pentru cementare și îmbunătățire (OLC 15, OLC45), *oțeluri aliate* de cementare și îmbunătățire (13CrNi35, 41MoCr11), oțel turnat, *fonte* diverse, *bronzuri* (CuSn10) și *alame* (cu pinion din oțel) respectiv materiale *nemetalice (plastice)* strificate (textolit) sau injectabile (poliamide).

Elemente constructive: roțile dințate de dimensiuni reduse sunt monobloc (corp comun) cu arborele susținător iar cele mai mari se compun din trei porțiuni caracteristice: *butucul* (legătura cu arborele), *coroana danturată* și *discul (spîtele)* de legătură.

Calculul organologic al unui angrenaj presupune, în principiu: stabilirea sollicitării critice (*încovoierea dinților sau oboseala superficială a flancurilor*), predimensionare (determinarea distanței dintre axe/modulului STAS), calculul geometric al danturii, verificări de rezistență și gripare, eventuale optimizări. Urmează apoi proiectarea constructivă definitivă a roții dințate și stabilirea tuturor elementelor necesare realizării desenului de piesă (execuție).

5. ARCURI

Definiție: Arcul este un organ de mașină care, prin forma sa constructivă și datorită proprietăților elastice ale materialului din care este confecționat, transformă, prin deformarea lui elastică, lucrul mecanic în energie acumulată în câmpul forțelor elastice, fiind capabil să re-transforme integral sau parțial această energie în lucru mecanic.

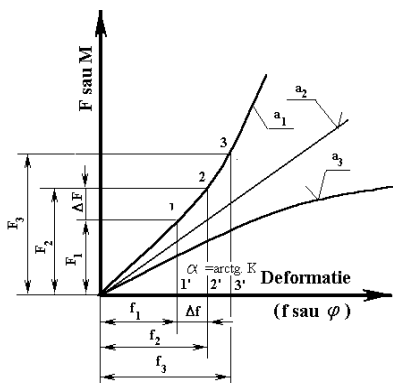
Clasificare Cel mai sugestiv criteriu este după forma constructivă: Arcuri lamelare și arcuri cu foi, Arcuri elicoidale, Arcuri disc, Arcuri inelare, Arcuri spirale, Arcuri bară de torsiune, Arcuri speciale, Membrane, Tuburi ondulate, manometrice, Arcuri bimetalice, Arcuri din elastomeri.

Funcții și aplicații reprezentative: amortizor de șocuri și vibrații (tampoane amortizoare, suspensii elastice în general); modificarea pulsației proprii unui sistem oscilant (arcurile cuplajelor mobile elastice dintr-un lanț cinematic); acumulator de energie mecanică în scopul acționării unor mecanisme de orologerie prin rapel (readucere); exercitarea unor forțe elastice cu intensitate constantă (frâne, ambreiaje), distribuirea, reglementarea sau limitarea intensității forțelor de închidere elastică; element pentru traducerea semnalelor; element pentru realizarea unor legături elastice, între două sau mai multe elemente constructive.

Materiale pentru arcuri. Materiale metalice: oțeluri speciale pentru arcuri, călite și detensionate, ecruisate; aliajele Ni pentru arcuri cu proprietăți anticorozive, refractare și amagnetice; aliajele Co, pentru arcurile aparatelor electrice, cu proprietăți amagnetice; aliaje neferoase: alama, alama cu Ni, bronzurile cu Si-Mn-Be, pentru arcurile care funcționează în medii umede și corozive; elastomerii (capacitate foarte bună de amortizare)

Parametrii funcționali ai arcului:

a) Caracteristica arcului este constituită de dependența (exprimată grafic sau analitic) dintre sarcină și deformăție, dacă se acceptă pentru sarcină semnificația de forță generalizată F sau M , iar pentru deformăție cea de deplasare generalizată, f sau φ . Caracteristica arcului poate fi: liniară pe tot domeniul (a_2); neliniară - progresivă (a_1) sau regresivă (a_3); mixtilinie; liniară pe porțiuni, dar cu pantă variabilă.



b) *Rigiditatea sau constanta elastică* a arcului reprezintă sarcina corespunzătoare deformației unitare (valoarea inversă a rigidității se numește elasticitatea (sensibilitatea) arcului).

$$K_f = \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{dF}{df} \text{ sau } K_\varphi = \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} = \frac{dM}{d\varphi} \quad [\text{N/mm}]$$

Deformația arcurilor elicoidale de compresiune este de tip săgeată și se notează în continuare rigiditatea acestora cu K.

c) *Energia acumulată* de arc într-un interval de deformație dat este proporțională cu aria mărginită de caracteristica sarcină deformație și axa

$$\text{absciselor: } W = \int_{f_1}^{f_2} F df \text{ sau } W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M d\varphi \quad [\text{J}] \quad \text{d) } \textit{Randamentul}$$

arcului reprezintă raportul dintre energia W_u restituită la descărcarea arcului și energia acumulată: $\eta_a = \frac{W_u}{W} \quad [-]$

e) *Coeficientul de amortizare* este raportul dintre energia disipată prin frecare și energia totală de încărcare și

$$\text{descărcare: } \delta = \frac{W - W_u}{W + W_u} = \frac{1 - \eta_a}{1 + \eta_a} \quad [-]$$

f) *Factorul de utilizare a volumului de material* reprezintă eficiența procesului de acumulare a energiei în funcție de

$$\text{volumul de material supus solicitării: } \eta_w = \frac{W}{V} \frac{2E}{\sigma_{\max}^2} \text{ sau } \eta_w = \frac{W}{V} \frac{2G}{\tau_{\max}^2} \quad [-]$$

6. CUPLAJE

Considerații generale asupra cuplajelor:

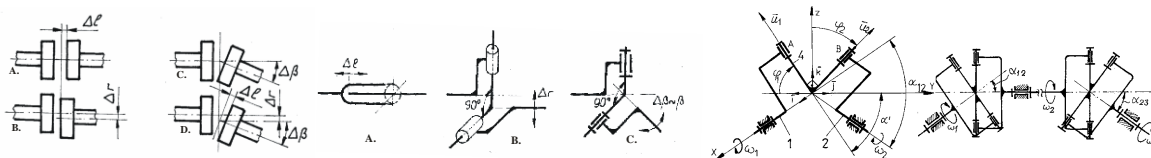
Cuplajul este un organ de mașină sau un sistem echivalent funcțional acestuia, care realizează legătura între două elemente consecutive ale unui lanț cinematic în scopul transmiterii momentului de torsiune și a mișcării de rotație, fără a modifica legea de mișcare. În general, un cuplaj este format din partea conducătoare, element de transmitere a momentului și partea condusă. Elementele de transmitere a momentului pot fi corpuri solide în contact direct (fără sau cu fricțiune), fluide, câmpuri magnetice etc. În conformitate cu STAS 8072-84, se prezintă criteriile de clasificare a cuplajelor: A. După tip: mecanice; hidrodinamice; electromagnetice. B. După natura legăturii: a. permanente: fixe; mobile; rigide; elastic. b. intermitente: comandate; sincron; asincron; automate; centrifugale; de siguranță; de sens unic. Parametrii caracteristici ai unei tipodimensiuni de cuplaj sunt: momentul de torsiune nominal (M_n), indicat în standarde sau în documentația tehnică a firmei producătoare – corespunde valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj în regimul staționar de funcționare; viteza unghiulară limită; masa (m) și momentul de inerție masic (J); cotele da gabarit și de legătură (D, L/d, l).

Cuplaje permanente fixe

Din punct de vedere constructiv se caracterizează prin simplitate și robustețe, conferind legăturii o rigiditate mare (rigiditatea sa la încovoiere și torsiune depășește cu mult rigiditatea elementelor cuplate). Ca urmare, șocurile și vibrațiile se transmit fără atenuare între elementul conducător și condus. Acestor cuplaje li se prescriu condiții severe de aliniere (centrare) deoarece imperfecțiunile de execuție și montaj au ca efect suprasolicitări în arbori și lagăre.

Exemple: Cuplajul cu manșon nedivizat reprezintă cea mai simplă soluție constructivă de cuplaj fiind constituit din: *manșon*, cuprinzând capetele de arbori și *elemente de legătură manșon-capete de arbori* știfturi crestate, pene disc, pene paralele, caneluri. Deplasările relative în direcția axială a manșonului trebuie blocate. Pentru montarea și demontarea cuplajului este necesară deplasarea axială a unui arbore. Relația de echiporantă la torsiune a arborelui și a manșonului permite fie dimensionarea, fie verificarea cuplajului; **Cuplajul cu flanșe** constă din două semicuple identice al căror butuci sunt prevăzuți cu flanșe frontale, îmbinate prin șuruburile montate fără joc sau cu joc.

Cuplaje permanente mobile: rigide preiau și transmit integral parametrii mișcării compensând abaterile: axiale (Δa), radiale (Δr), unghiulare ($\Delta \beta$) sau combinații ale acestora. Aceste tipuri de cuplaje se preferă în exploatare deoarece nu impun centrarea perfectă a arborilor ce se couplează și au costuri și siguranță în exploatare (fig. 1,2,3).



Cuplaje intermitente (Ambreiaje)

Ambreiajele permit cuplarea și decuplarea arborilor în timpul mersului. Trecerea din starea cuplată în cea decuplată și invers se poate realiza automat sau comandat (printr-un dispozitiv mecanic, hidrostatic, pneumatic sau electromagnetic). Ambreiajele trebuie să îndeplinească următoarele condiții: construcție sigură; gabarit și masă (pe partea antrenată) minime; cuplarea și decuplarea (ambreierea și debreierea) să se facă în timp cât mai scurt, pentru a evita uzura și pierderile prin frecare; cuplarea și decuplarea să se facă fără șocuri; acționarea mecanismului de cuplare și decuplare să fie simplă; întreținere și reglare ușoară; forța de acționare la cuplare și decuplare să fie cât mai mică. Ele sunt utilizate la echipamentele și mașinile a căror funcționare implică frecvente modificări ale regimului cinematic: demaraje și frânări, schimbarea treptelor de viteză sau a sensului de rotație. **Ambreiaje rigide comandate:** Permit cuplarea și decuplarea numai la viteze relativ reduse (în repaus sau la mersul în gol). **Ambreiaje automate** au caracter limitativ deoarece trec din starea cuplată în cea decuplată și invers condiționat de: viteza unghiulară limitată la care se asigură cuplarea lină fără șocuri (centrifugală); momentul maxim ce poate fi transmis fără a periclita lanțul cinematic (de siguranță); sensul preferențial de rotație al elementului condus (de sens unic sau cursă liberă). Dintre calitățile ambreiajelor automate se enumeră: funcționarea precisă, reproductibilă și sigură; construcție compactă și robustă; reglare și întreținere cât mai ușoară.

Metodele de verificare diferă funcție de tipul elementelor de fixare; Calculul de rezistență al ambreiajelor cu discuri se reduce la determinarea dimensiunilor și a numărului suprafețelor de frecare, precum și la verificarea principalelor elemente componente ale acestora.

7 LAGĂRE CU MIȘCARE DE ALUNECARE

Lagărele materializează cuplele cinematice de rotație. În lagărele cu mișcare de alunecare, frecarea dintre fus (arbore) și piesele fixe (cuzineți) este de alunecare. Între fus și cuzinet se introduce un al treilea corp numit lubrifiant pentru a reduce frecarea dintre cele două elemente.

Clasificarea lagărelor cu alunecare: după direcția sarcinii – radiale, axiale, radial - axiale; după lubrifiantul folosit - cu lubrifiant lichid, cu lubrifiant semifluid, cu lubrifiant solid, cu lubrifiant gazos; după felul sarcinii - cu sarcină constantă, cu sarcină variabilă, după poziția fusului pe arbore - de capăt, intermediar; după forma geometrică a fusului - cilindrice, conice, inelare, canelate, sferice.

Lagărele cu alunecare (se folosesc la viteze mari sau foarte reduse de funcționare) prezintă, față de rulmenți, anumite avantaje: amortizează șocurile și vibrațiile (strat continuu de lubrifiant); funcționează cu zgomot redus; au gabarit radial redus; au preț de cost scăzut; montare, demontare și întreținere simplă. Dezavantajele sunt: coeficient de frecare mare la pornire și la oprire, gabarit axial mare, consum mare de lubrifiant, pierderi energetice mari în cazul funcționării intermitente (demarare - frânare).

Părțile componente ale lagărelor cu alunecare sunt: cuzinetul - elementul de reazem; carcasa și capacele de lagăr; elementele auxiliare pentru etanșare, lubrifiere, răcire, reglarea jocului și a poziției. Rolul principal îl are cuzinetul, deoarece pe el se sprijină fusul. Buna funcționare a lagărului depinde, în mare măsură, de calitatea materialului și a prelucrării cuzinetului. Corpul și capacul lagărului au rolul de a transmite fundației sarcina primită prin cuzinet de la fus, cât și de a primi și conduce spre exterior căldura dezvoltată prin frecarea dintre fus și cuzinet.

Lagărele cu alunecare trebuie: să asigure contactul între fus și cuzinet pe toată lungimea fusului, ungerea să fie corectă, cu posibilitatea recuperării lubrifiantului, cu posibilitatea corijării uzării cuzinetului, să permită evacuarea căldurii din lagăr (lagărele se construiesc cu suprafață mare), cuzinetul să fie rezistent, dar să se uzeze mai ușor decât fusul, întreținere simplă și ieftină, diferențe reduse între dilatățile elementelor componente ale lagărului pentru a nu se modifica prea mult jocul inițial. Aceste condiții sunt îndeplinite de materialele de antifricțiune: aliaje feroase: fontă perlitică, oțel grafitizat; aliaje neferoase: bronz, compozite, aliaje ușoare, materiale poroase: obținute prin metalizare, sinterizate (metalo-ceramice), materiale sintetice: materiale plastice, materiale ceramice, cărbune grafitic. Materialul cuzinetului trebuie corelat în mod corespunzător cu materialul fusului. La cuzineții din materiale moi $HB < 30$ (compozite, materiale plastice) se pot utiliza fusuri din oțeluri normalizate sau îmbunătățite; cuzineții din materiale mai dure (bronz cu plumb, materiale sinterizate, fontă) trebuie cuplați cu fusuri dure (oțeluri călite superficial sau cementate).

Funcționarea lagărelor cu alunecare presupune o peliculă continuă de lubrifiant, care să micșoreze frecarea dintre cele două suprafețe. În stare de repaus, există contact direct fus-cuzinet. În momentul începerii mișcării, datorită onctuoității lubrifiantului și a microgeometriei suprafețelor, o parte a lubrifiantului aderă la fus și se mișcă

împreună cu acesta în zona de contact; astfel se formează o peliculă discontinuă de lubrifiant. Pe măsură ce crește viteza unghiulară se formează pelicula continuă de lubrifiant, coeficientul de frecare scade brusc, după care se sesizează o creștere lentă a coeficientului de frecare ce tinde spre o valoare constantă în zona regimului de ungere fluid ce este caracterizat de un strat de lubrifiant continuu, gros ($10 - 100 \mu\text{m}$) sau subțire ($1 - 10 \mu\text{m}$). Această ultimă etapă corespunde tendinței fusului de a deveni coaxial cu lagărul și de menținere a peliculei continue de lubrifiant. Funcționarea corectă a unui lagăr cu alunecare trebuie să aibă loc în zona frecării fluide, pelicula de lubrifiant să fie continuă în condițiile regimului de funcționare (sarcini, turații, lubrifiant, impuse de sistemul mecanic).

Calculul unui lagăr cu alunecare presupune: calculul de rezistență al fusului lagărelor cu alunecare, verificarea lagărelor cu regim de ungere semifluid, calculul de rezistență al pivoților lagărelor axiale, calculul lagărelor radiale cu regim de ungere fluid, calculul termic al lagărelor cu alunecare. Fusul este solicitat la încovoiere și contact. Din condiția de capacitate portantă egală la ambele solicitări (fusul lucrează la limită pentru ambele solicitări) se face dimensionarea fusului. Raportul lungime l și diametru d al lagărului $(l/d)_{opt}$ reprezintă condiția ca fusul să lucreze la limită pentru ambele solicitări și este dependent numai de caracteristicile materialelor utilizate la construcția fusurilor și cuzineților și se numește raport optim. Pentru un lagăr concret, în funcție de tipul mașinii din care face parte acesta, se recomandă în literatura de specialitate valori pentru $(l/d)_{efectiv}$. Din compararea valorilor, rezultă trei situații: a. $(l/d)_{efectiv} > (l/d)_{opt}$ - calculul se face numai la încovoiere; b. $(l/d)_{efectiv} = (l/d)_{opt}$ - fusul lucrează la limită pentru ambele solicitări și este indiferent pentru care solicitare se face dimensionarea fusului; c. $(l/d)_{opt} < (l/d)_{efectiv}$ - calculul se face numai la solicitarea de contact. Calculul lungimii fusului se execută întotdeauna numai la solicitarea de contact.

8. TRANSMISII PRIN CURELE

1. Definiere generală

Definiție: Transferul energetic între doi (sau mai mulți) arbori distanțați în spațiu se poate realiza cu ajutorul unui element intermediar fără fine (fără capăt), cureaua de transmisie, care se montează pretensionat pe două (sau mai multe) roți, aflate pe respectivii arbori.

Clasificare:

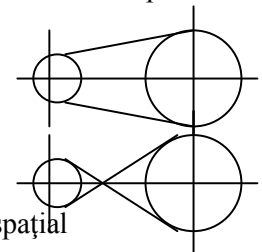
1. După poziția relativă a axelor arborilor: - cu axe //

- cu ramuri deschise

- cu ramuri încrucișate

- cu axe \neq - cu ramuri semi-încrucișate

cu ramuri deschise, dar ghidate spațial



2. După forma secțiunii transversale a curelei:

a) curea rotundă ○ b) curea lată □ c) curea trapezoidală



Avantaje: posibilitatea transmiterii mișcării la distanță; simplitate constructivă; întreținere ușoară; amortizarea șocurilor și vibrațiilor între elementul motor și cel condus, datorită caracteristicilor elastice ale transmisiei; element de siguranță (la suprasarcină apare patinarea).

Dezavantaje: încărcarea arborilor și lagărelor datorită pretensionării curelei; gabarit axial extins; apare alunecarea elastică între roată și curea; alunecarea elastică variază cu sarcina; în funcționare, cureaua se încarcă electrostatic.

2. Elemente de construcție mecanică

Cureaua lată; material: piele de bovine, straturi de țesătură, folie sau șnur, incluse în masă de cauciuc. Curelele late multistrat (compozite) au unul sau mai multe straturi de rezistență, au, pe partea interioară, un strat de aderență la roată iar pe exterior care asigură o cât mai mică încărcare electrostatică. Performanțe energetice: $P \leq 2000 \text{ kW}$; $\eta = 0,96-0,98$; viteza periferică $\leq 40 \dots 60 \text{ m/s}$; $i = 1 \dots 10$.

Cureaua lată se livrează în profil deschis, cu lățimi tipizate; îmbinarea capetelor se face cu elemente speciale sau prin forme speciale ale capetelor de închidere și lipire (vulcanizare), dar nu prin suprapunere.

Cureaua trapezoidală: material: cureaua are cordajul de rezistență din fibre poliamidice /sticlă, înglobate într-o masă de cauciuc, iar pe exterior, pentru a mari rezistența la uzură, are o țesătură cu ochiuri mari, de nylon. Performanțe energetice: $P \leq 600 \text{ kW}$; $\eta = 0,94-0,96$; viteza periferică $\leq 40 \text{ m/s}$; $i = 1 \dots 8, \text{ max } 10$. Se folosește numai în transmisii cu axe paralele și axe deschise. Se livrează în contur închis, cu secțiuni transversale și lungimi primitive tipizate.

Familii de curele trapezoidale: clasice: Y, Z, A, B, C, D, E; înguste: SPZ, SPA, SPB, 16x15, SPC; curele trapezoidale late (pt. variatoare); curea trapezoidală dublă; curea trapezoidală multiplă.

Roți de curea, material: oțel, fontă, aliaje ușoare (de Al), materiale plastice. Compunere: coroana, butuc, element intermediar; forme constructive standardizate.

3. Metode de calcul ingineresc

Date inițiale: Caracteristicile mașinii motoare, puterea P_1 , turația, n_1 ; caracteristicile consumatorului, puterea P_2 , turația, n_2 , durata de funcționare, caracterul variației sarcinii.

Se cere: tipul și profilul curelei, diametrele primitive ale roților d_{p1} , d_{p2} , distanța dintre axe a , lungimea primitivă L_p a curelei, calculul de rezistență al curelei.

Alegerea tipului curelei (lată, trapezoidală) se face în funcție de viteza periferică, puterea transmisă, frecvența flexiunilor curelei, raport de transmitere, etc. Se alege poziția relativă a axelor transmisiei; se alege sistemul de tensionare a transmisiei; se alege coeficientul de regim; se alege mașina motoare; se determină puterea de calcul a transmisiei $P_c = k_r \cdot P_1$.

Dimensionarea transmisiilor prin curele prezintă următoarele etape:

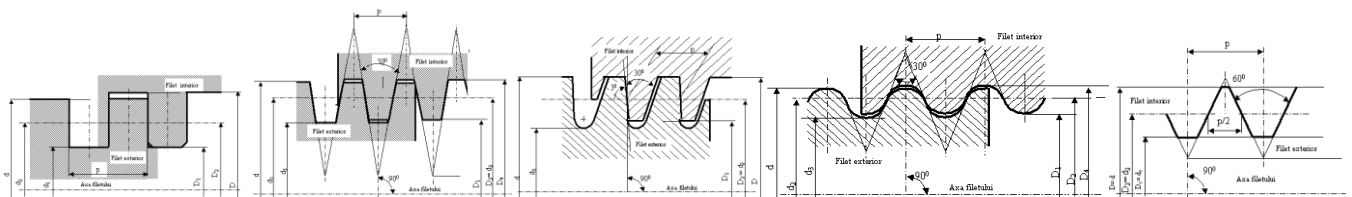
3.1 Alegerea profilului curelei; 3.2 Calculul geometric și cinematic al transmisiei; 3.3 Dimensionarea curelei în baza unui calcul de rezistență.

Calculul transmisiilor prin curele trapezoidale este standardizat.

9. FILETE ȘI ÎMBINĂRI FILETATE

Alegerea tipului de filet utilizat se face în funcție de: caracterul sarcinii transmise (variabilă, constantă, etc.); intensitatea, direcția și sensul sarcinii de transmis; destinația și condițiile de lucru; randamentul impus mecanismului.

Tipuri de filete:



a) pătrat (Pt)

b) trapezoidal (Tr)

c) fierăstrău, (S)

d) rotund, (Rd)

e) metric (M)

Solicitările principale sunt:

a) în tija șurubului - solicitare compusă: tracțiune (compresiune) și torsiune, flambaj.

b) în spira filetului: - de strivire a spirelor în interacțiune, de încovoiere și forfecare a spirei.

Solicitarea critică: la filetele de mișcare - strivirea (p_s^*); la îmbinările filetate tracțiunea (σ_t);

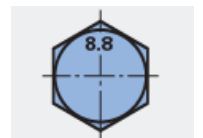
Dimensionarea filetului din condiția de tracțiune:

$$d_{1nec} = \sqrt{\frac{4 \cdot K_\beta \cdot F_s}{\pi \cdot \sigma_{at}}}$$

unde:

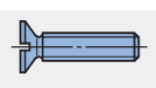
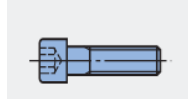
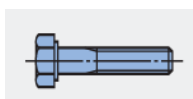
d_{1nec} [mm] - diametrul interior necesar al filetului; F_s [N] - forța axială din tija șurubului; K_β [-] - coeficient care ține seama de solicitarea la torsiune a tijei șurubului, σ_{at} [MPa] - tensiunea admisibilă la tracțiune.

Clasele de materiale pentru șuruburi și piulițe se simbolizează cu 2 cifre: prima, tensiunea limită la tracțiune (R_m) în sute de MPa, a doua limita la curgere ($R_{0,2}$) în zeci de procente din R_m



Ex: Dacă pe capul șurubului este înscris simbolul 8.8, materialul acestuia are $R_m = 8 \times 100 \text{ MPa} = 800 \text{ MPa}$, și $R_{0,2} = 800 \text{ MPa} \times 80\% = 640 \text{ MPa}$

Tipuri de șuruburi (după forma capului):



a) cu cap hexagonal; b) cu cap cilindric și locaș hexagonal c) cu cap cilindric și creștătură; d) cu cap înecat, etc.

Simbolul minimal al șurubului conține indicații despre: tipul filetului, diametrul și lungimea tijei filetate, standardul șurubului (cu precădere pentru forma capului). Ex: un șurub M10x40, STAS 4272 este un șurub cu cap hexagonal cu filet metric normal cu diametrul exterior al tijei de 10mm și cu lungimea tijei 40mm.

Tipuri de îmbinări filetate:

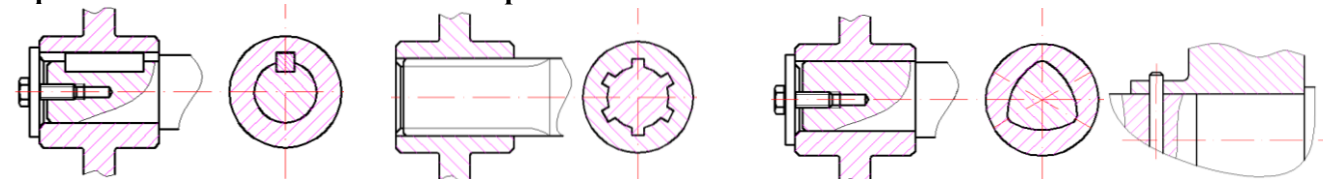
a) cu șurub și piuliță, b) cu șurub în gaură filetată, c) cu prezon, etc.

10. ÎMBINĂRI ARBORE BUTUC

Îmbinările arbore/butuc au rolul de a poziționa rotorii pe arbori și de a prelua încărcările acestora. Ajustajul (cilindric sau conic) al îmbinării preia 4 grade de libertate relative, elementul de îmbinare propriu zis are rolul de a prelua răsucirea relativă și translația în lungul axei, sau doar una din aceste grade de libertate.

Tipuri îmbinări arbore butuc:

- prin formă



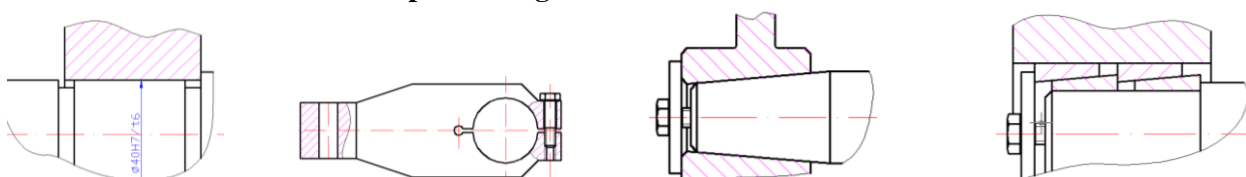
a) cu pene paralele etc

b) cu caneluri

c) cu arbori profilați

d) cu știfturi,

- prin strângere



a) cu adustaj cilindric cu strângere

b) cu cleme elastice

c) cu adustaj conic

d) cu inele tronconice, etc

Diametrul nominal al îmbinării este diametrul tronsonului de arbore pe care se face îmbinarea. Acesta se dimensionează în funcție de solicitarea de torsiune din secțiunea îmbinării (v. cap. arbori), sau constructiv.

Îmbinarea propriu-zisă se alege din standarde, se dimensionează sau se verifică (după caz), în funcție de solicitarea transmisă, în general moment de răsucire.

Exemplu: Îmbinarea cu pene paralele:

M_t : Momentul de torsiune din arbore, de răsucire din îmbinare;

d : diametrul nominal al îmbinării, [mm];

L : lungimea îmbinării, [mm].

Verificarea la strivire p: $p_{a,b} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t_{1,2} \cdot L} \leq p_{a,b,adm}$;

Verificarea la forfecare τ : $\tau_f = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot L} \leq \tau_{adm}$;

unde: b : lățimea penei, [mm]; $t_{1,2}$: adâncimea canalului de pana în arbore, respectiv butuc; adm: sufix pentru valorile limită admisibile ale solicitărilor critice.

