ELEMENTE CONSTRUCTIVE DE MECATRONICĂ

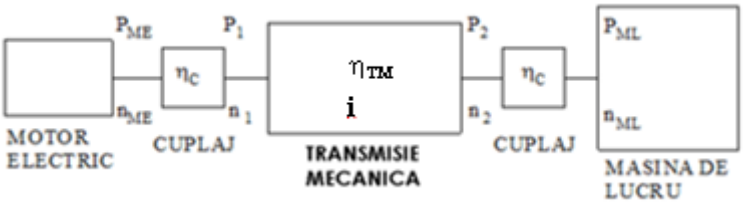


Fig. 1 Schema unui sistem mecanic mobil

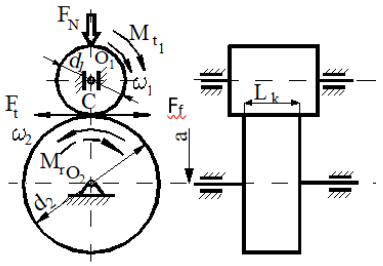
Mărimile ce caracterizează un sistem mecanic mobil (fig. 1) sunt:
- puterea P [kW]:P_{ME} – la motor, $P_{1,2}$ – intrare/ieșire transmisie mecanică, P_{ML} – la mașina de lucru;
- turația n [rot/min]: n_{ME} – la motor, $n_{1,2}$ – intrare/ieșire transmisie mecanică, n_{ML} – la mașina de lucru;
- raportul de transmitere al transmisiei mecanice: i [-]:

$\boldsymbol{i = \frac{n_1}{n_2}}$**: i > 1**- transmisie reductoare**, i < 1** – transmisie amplificatoare; **i** – constant/variabil;
- randamentele elementelor din sistemul mecanic –η_c – cuplaj, η_{TM} - transmisie mecanica.

Transmiterea mişcării de rotaţie între două elemente se poate realiza prin:
- frecare - roţi cu fricţiune, curele;
- angrenare - roţi dinţate, curele sincrone, mecanisme cu lanţ.

Axele între care se transmite mişcarea de rotaţie pot fi: paralele, concurente în plan, încrucişate în spaţiu.

1. Transmisii prin frecare cu roți cilindrice



Transmiterea energiei se face prin frecare, deci va fi nevoie de o forță de apăsare (fig.2). Forţa de frecare este proporţională cu forţa de apăsare $F_f = f \cdot F_N$. Pentru a transmite forţa tangenţială (utilă) F_t este necesar ca $F_f > F_t$ din care rezultă forţa necesară de apăsare:

$$F_N = \frac{c \cdot F_t}{f}$$

în care: $c \in [1,2;\ 2,5]$ - coeficient de siguranţă contra patinării;
f - coeficient de frecare;
F_t - forţa tangenţială (forţa utilă transmisă).

Fig. 2 Transmisie prin friciune

Forţa tangenţială, ţinând seama că puterea transmisă se exprimă în [*kW*], va avea expresia:

$$P = F_t \cdot v \Rightarrow F_t[N] = \frac{10^3 \cdot P_1[kW]}{v\left[\frac{m}{s}\right]} = \frac{10^6 \cdot P_1[kW]}{\frac{d_1}{2}[mm] \cdot \omega_1\left[\frac{rad}{s}\right]}$$

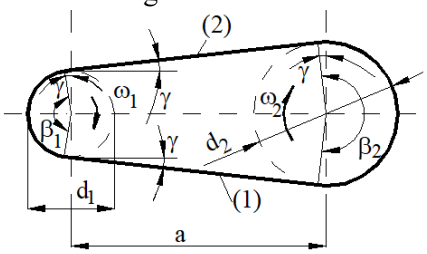
Cinematica transmisiei permite scrierea relaţiei: $\mathbf{v_c = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2} \rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}}$

Calculul de rezistenţă al roţilor de fricţiune cilindrice cu suprafaţă netedă se face cu ajutorul relaţiei lui Hertz pentru contact liniar: $\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_N}{\rho \cdot L_K}}$, în care F_N- forţa de apăsare normală; Z_E – factor de elasticitate; ρ – raza echivalentă în zona de contact; L_K – lungimea de contact. La dimensionare se determină distanța între axe ***a***.

2. Transmisii prin curele

Este o transmisie prin fricţiune la care energia se transmite de la un arbore la celălalt (ceilalţi) datorită frecării dintre un element intermediar flexibil şi fără fine numit *curea* şi *roţile de curea* condusă şi conducătoare (conduse). O transmisie prin curea constă din două sau multe roţi de curea (numite şi şaibe sau fulii) peste care s-a înfăşurat o curea. Puterea se transmite prin frecarea dintre curea si roţile de curea. Transmiterea de putere este posibilă numai în cazul în care cureaua se montează cu o tensionare iniţială care asigură frecarea dintre roţi şi curea. La pornirea roţii motoare, ramura trăgătoare (1) a curelei se tensionează suplimentar în timp ce în ramura trasă tensiunea scade (fig. 3).

La calculul geometric se determina lungimea curelei, respectiv distanta intre axe.



Vitezele celor două ramuri sunt diferite, diferenţele fiind determinate de deformaţia ramurilor, deci de forţa din fiecare ramură, motiv pentru care raportul de transmitere depinde de alunecarea elastica (ξ)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1-\xi)}$$

Din solicitările la care este supusă transmisia prin curele - întindere a ramurilor curelei, încovoiere la înfășurarea pe roțile de curea, întindere datorită forței centrifuge – se determină solicitarea maximă și durabilitatea curelei.

Fig. 3 Transmisia prin curele

Problemele constructive si de exploatare sunt: limitarea inferioară și superioară a diametrului primei roți (creşterea solicitării de încovoiere la înfăşurarea curelei pe roată, respectiv creşterea vitezei curelei şi creşterea gabaritului transmisiei); limitarea inferioară și superioară a distanței între axe (necolidarea roților, respectiv creşterea gabaritului transmisiei și a „bătăii” ramurii trase).

Toate transmisiile prin curele au un sistem de tensionare, sistem care poate fi permanent (tensionarea este produsă de o forță exterioară) sau automată (comandată direct sau indirect de momentul rezistent). In fig. 4 se prezinta cateva sisteme de tensionare a transmisiilor prin curele – cu distanța constantă / variabilă între axe.

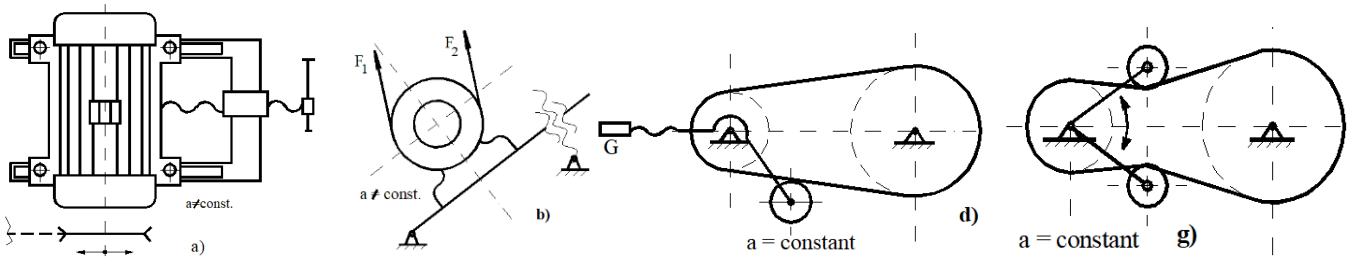


Fig. 4 Sisteme de tensionare a transmisiilor prin curele

3. Transmisii prin angrenare

Angrenajul este un mecanism elementar alcătuit din două roţi dinţate conjugate, mobile în jurul a două axe, una antrenând-o pe cealaltă prin acţiunea dinţilor aflaţi succesiv în contact. Din punct de vedere al poziţiei, axele pot avea poziţie relativă invariabilă - angrenaje ordinare, respectiv poziţie relativă variabilă - angrenaje planetare. Continuitatea angrenării implică existenţa în contact a cel puţin unei perechi de dinţi, determinând forma profilelor conjugate şi a suprafeţelor de flanc.

Datorită simplităţii sculelor cu ajutorul cărora se taie profilul evolventic şi a altor avantaje, cum ar fi insensibilitatea la variaţia distanţei dintre axe (în principal pentru angrenajele cilindrice, conice), profilul flancului dinţilor este evolventic (evolventa reprezintă succesiunea de puncte ce se obtin prin rostogolirea unei drepte peste un cerc).

Pentru ca două roti dintate cu profil evolventic sa angreneze, punctele succesive de contact vor fi întotdeauna pe aceeaşi dreaptă, şi anume pe tangenta comună la cele două cercuri de bază; acestă dreaptă se numeşte *linie de angrenare*.

Pentru ca două roți dințate cu profil evolventic să angreneze este necesar ca pașii pe cercul de bază, respectiv pe cel de divizare să fie identici: $p_{b_1} = p_{b_2} \rightarrow p_1 = p_2$. Din lungimea cercului la nivelul diametrului de divizare rezultă: $\pi \cdot d_{1,2} = z_{1,2} \cdot p$ (Fig. 4). Din aceasta relatie expresia diametrului este: $d_{1,2} = z_{1,2} \cdot \frac{p}{\pi}$. Deoarece π este un numar irațional, se introduce ***modulul*** roții dintate: $m = \frac{p}{\pi}$ [mm], în funcție de care se definesc toate dimensiunile roților dințate ($d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$). Pentru o angrenare corectă, dinții celor doua roți dințate trebuie să fie identici, adică $p_1 = p_2$, respectiv $\boldsymbol{m_1 = m_2 = m}$.

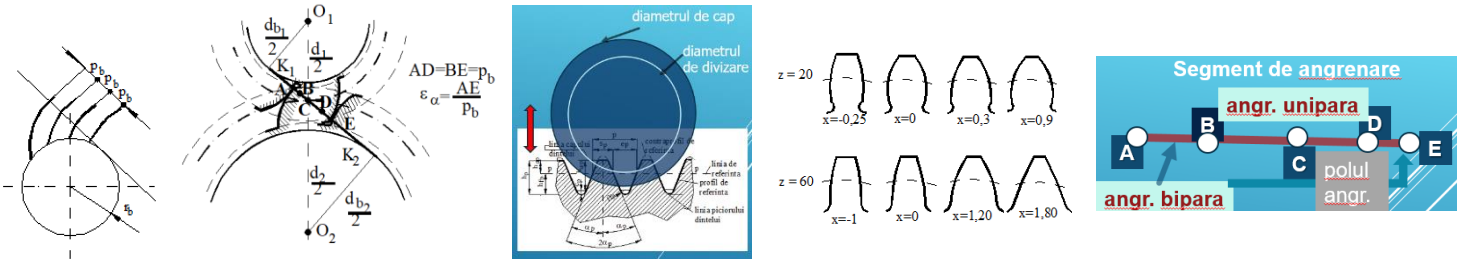


Fig. 4 Roți dințate, angrenare, cremaliera, deplasare de profil, segment de angrenare, grad de acoperire

Cremaliera este roata dințată la care raza cercului de bază tinde la infinit, iar evolventa devine o dreaptă; se numește cremalieră de referință, dacă se obțin roți dințate (fig. 4). În cazul în care diametrul de divizare al roții dințate (diametrul pentru care plinul dintelui este egal cu golul dintre doi dinți) și linia de referință a cremalierei (linia pentru care plinul dintelui este egal cu golul dintre doi dinți) nu sunt tangente, se obțin dinți cu deplasare de profil. Dreapta de angrenare reprezintă locul geometric al punctelor de contact a două profiluri în angrenare. Primul punct se va găsi în vârful dintelui roţii conduse (deci pe cercul de cap al roţii conduse) şi un punct pe piciorul dintelui roţii conducătoare (fig.4) (notat cu *A* în figură). Ultimul punct de contact va fi pe vârful roţii conducătoare, deci la intersecţia dreptei de angrenare şi cercul de cap al roţii conducătoare (punctul *E* din figură). În momentul în care perechea de dinţi intră în angrenare în punctul *A*, perechea de dinţi aflată anterior în angrenare se află încă în angrenare, şi anume în punctul *D*. Când contactul între perechea de dinţi proaspăt intrată în angrenare parcurge distanţa *AB* = *DE*, perechea anterioară aflată în angrenare a ajuns în punctul *E*, punct în care cei doi dinţi ies din contact. Pe porţiunile *AB* şi *DE* avem două perechi de dinţi în angrenare (se numeşte porţiunea angrenării bipare sau angrenării duble) în timp ce în porţiunea *BD* a segmentului de angrenare avem în contact o singură pereche de dinţi (porţiune numită angrenare unipară sau angrenare singulară). Raportul dintre segmentul de angrenare şi pasul de bază poartă denumirea de *grad de acoperire* (ε) – arată câte perechi de dinți se află în angrenare pe segmentul de angrenare. Valoarea gradului de acoperire trebuie riguros să fie mai mare decât *1*. Pentru siguranță este necesar ca gradul de acoperire sa fie $\varepsilon \in [1.1, 1.9]$ pentru angrenaje cu dinți drepți, respectiv $\varepsilon \geq 1.1$ pentru angrenaje cu dinți înclinați (β ∈ [10,…, 25]°avantaje: intrarea treptată în angrenare, existența a 2-3 perechi de dinți în angrenare – reduce zgomotul, crește capacitatea portantă, dezavantaje - apar forţe axiale proporţionale cu unghiul de înclinare care încarcă lagărele, sunt mai sensibile faţă de abaterile de paralelism ale axelor, abaterile liniei dinţilor, abaterile pasului şi de profil).

Din punct de vedere al raportului de transmitere, o transmisie mecanicî poate avea raport de transmitere constant (reductoare de turație cu 2, 3 sau mai multe trepte de turație), respectiv variabil – în trepte – cutie de viteze (manuală, automată sau robotizată), continuu – variatoarele de turație – modificarea turației se face între 2 limite (n_{min}, n_{max}).

Elementele componente ale transmisiei mecanice sunt (pe lânga roțile de curea, curea, roți dințate etc): **arborii**, **lagarele**, elementele de fixare ale roților pe arbore (pene), **etanșări**le.

4. Arborii - organe de maşini ce au rolul de a centra şi susţine alte organe de maşini aflate în mişcare de rotaţie, se rotesc în jurul axei lor geometrice, transmit momente de torsiune, respective putere; sunt solicitaţi la torsiune şi încovoiere.

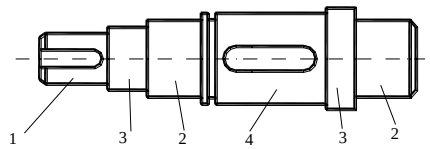


Fig. 5 Forma generală a unui arbore

Părţile componente ale unui arbore sunt (fig. 5): *1*, *4* - porţiuni de arbore pe care se fixează organele de maşină care primesc mişcarea de rotaţie sau care transmit mişcarea de rotaţie la alte organe de maşină cu care vin în contact - roti dintate, roti de curea; *1* - se mai numeşte capăt de arbore, cu dimensiunile standardizate - cuplaje; *2* - fusurile - zonele de sprijin, de rezemare ale arborelui în lagăr; *3* - corpul arborelui cu rol de legătură între toate zonele arborelui.

Datorită naturii variate a solicitărilor şi a influenţelor constructive asupra comportării arborilor, dimensiunile lor nu pot fi determinate numai prin calcule de rezistenţă. Se cunoaşte puterea de transmis P [kW], turaţia n [rot/min], sau momentul de torsiune T [N·mm], respectiv viteza unghiulară ω [rad/s] a arborelui. Determinarea preliminară a diametrului arborelui se face pe baza unui calcul simplificat, considerând numai solicitarea de torsiune:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} \leq \tau_{t\,admc}$$

Forma arborilor trebuie riguros corelată cu funcţionalitatea ansamblului, tipul, geometria şi montajul organelor de maşină ce se fixează pe aceştia, sistemul de rezemare, repartiţia sarcinii în lungul arborelui, tehnologia de execuţie. Având diametrul preliminar calculat, se determină pe baza unor recomandări constructive lungimea şi diametrele tronsoanelor arborelui cu luarea în considerare a rolului funcţional al pieselor susţinute. Diametrele fusurilor pentru montarea rulmenţilor se stabilesc după seria de dimensiuni pentru rulmenţi din standardele firmelor producătoare, ţinând cont de diametrul preliminar calculate. Pentru rezemarea axială a rulmenţilor fusurile se prevăd cu umeri de sprijin şi raze de racordare. verificarea arborilor: la oboseală; la rigiditate (la deformaţii flexionale); la vibraţii flexionale (turaţie critică).

5. Lagărele - organe de maşini care materializează cuplele cinematice de rotaţie, constituind reazemele elementelor cu mişcare de oscilaţie sau de rotaţie (arbori, axe, roţi de vehicule). Dupa miscarea relativa intre elementele componente, lagarele pot fi cu miscare de alunecare, respective cu miscare de rostogolire; dupa directia sarcinii pe care o pot prelua pot fi: radiale; axiale; radial-axiale; axial-radiale. În *lagărele cu alunecare*, frecarea dintre fus şi piesele fixe este cu alunecare. Piesele fixe se numesc cuzineţi. Între fus şi cuzinet se introduce un al treilea corp numit lubrifiant pentru a reduce frecarea dintre cele două elemente. Părţile componente ale lagărelor cu alunecare sunt: - cuzinetul - elementul de reazem; carcasa şi capacele de lagăr; elemente auxiliare pentru: etanşare; lubrifiere; răcire; reglarea jocului şi a poziţiei.

Lagărele cu rostogolire (rulmenţii) sunt organe de maşini care functioneaza prin frecarea de rostogolire între inele şi corpurile de rulare (rostogolire). Rulmenţii, comparativ cu lagărele cu alunecare, prezintă o serie de avantaje: coeficient de frecare mic şi, ca urmare, pierderi energetice şi încălziri reduse, deci un randament sporit; consum de lubrifiant scăzut; gabarit axial redus; utilizarea rulmenţilor evită uzarea fusurilor arborilor. Dezavantajele rulmenţilor: durabilitate redusă, mai ales la viteze unghiulare mari (motiv pentru care viteza unghiulară este limitată superior); mai puţin rezistenţi la suprasarcini, şocuri şi vibraţii; capacitate de amortizare redusă, datorită rigidităţii sporite; gabarit radial mai mare. Rulmenţii nu se calculează, ci se aleg şi se verifică (diametrul fusului - din calculul de dimensionare al arborelui - direcţia sarcinii pe care o va prelua rulmentul, precum şi alte prescripţii referitoare la viteza unghiulară de funcţionare, gabarit, deformaţii unghiulare admisibile la arbore, precizia de funcţionare, felul lubrifierii). Se determină durabilitatea rulmenților în funcție de capacitatea de încărcare a rulmentului (din catalogul de rulmenți), reacțiunea din reazem, respectiv durabilitatea modificată ce ține seama de turația de funcționare a rulmentului, comportamentului viscozității lubrefiantului la temperatura la care se incalzeste.

6. Etanşările - organe de maşini ce au următoarele funcţii: împiedicarea scăpărilor de lichide şi / sau de lubrifianţi din incinte; împiedicarea pătrunderii impurităţilor, gazelor, apei, prafului, acizilor în zonele cuplelor de frecare; separarea spaţiilor în care se află fluide la presiuni diferite. Etansarile sunt standardizate ca tipuri si dimensiuni. Alegerea tipului de etanşare utilizat într-un anumit caz se face în funcţie de viteza relativă a pieselor ce se află în contact, în mişcare relativă şi în funcţie de posibilităţile tehnologice (există o mare varietate de forme de garnituri), diametrul arborelui şi turaţia de funcţionare.

7. Cuplajele - organe de maşini care realizează legătura între doi arbori; au rolul de a transmite de la un arbore la altul mişcarea de rotaţie şi momentul fără a modifica valoarea nominală şi sensul acestora. În funcţie de caracteristicile constructive ale cuplajelor, acestea asigură transmiterea puterii mecanice în mod permanent sau cu intermitenţă; unele cuplaje pot avea şi rolul de element limitativ (de cuplu, de viteză sau sens de mişcare).

8. Imbinari - ansamblul format din două sau mai multe elemente aflate în repaus relativ, astfel încât aceste elemente să formeze un tot, capabil să transmită solicitari (forte, momente). Clasificarea îmbinărilor se face de obicei, în funcţie de posibilitatea de a fi desfăcută cu sau fără distrugerea unei părţi a construcţiei în: îmbinări demontabile (îmbinări filetate (şuruburi), pene, ştifturi, suprafeţe profilate; îmbinări nedemontabile (nituire, sudare, lipire), respectiv după modul de transmitere a eforturilor: îmbinări prin formă (şuruburi, pene, caneluri); îmbinări prin forţă (îmbinări prin strângere).

Bibliografie:

1. C. Sticlaru, M. Balekics – Mecanisme, Editura Politehnica, Timisoara, 2001, 973-8247-26-7;
2. C. Sticlaru, M. Balekics – Organe de masini, Editura Politehnica, Timisoara, 2001, 973-8247-55-0