

TRANSMISII MECANICE

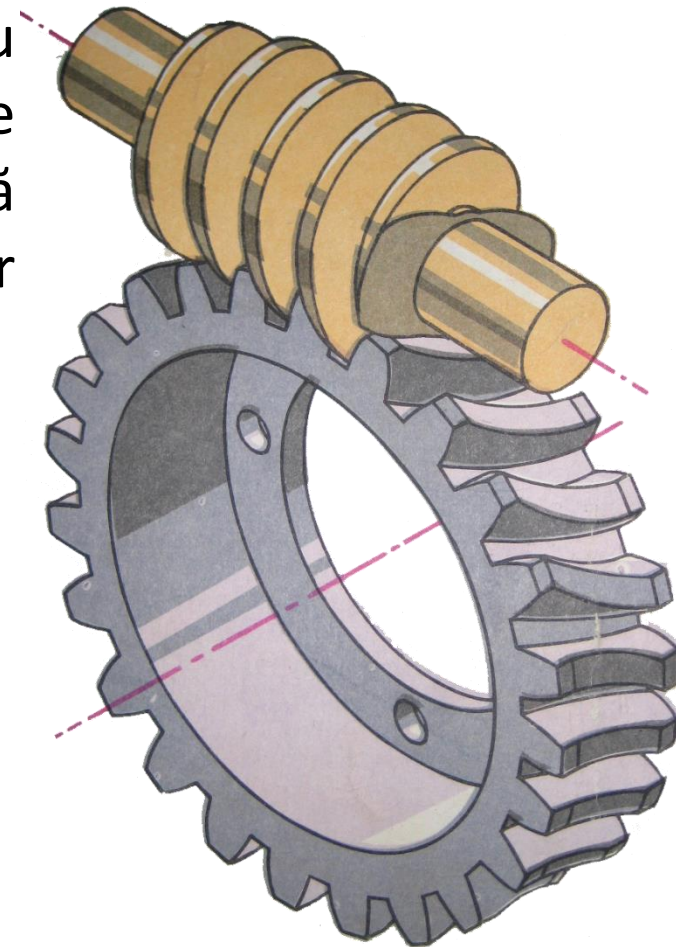
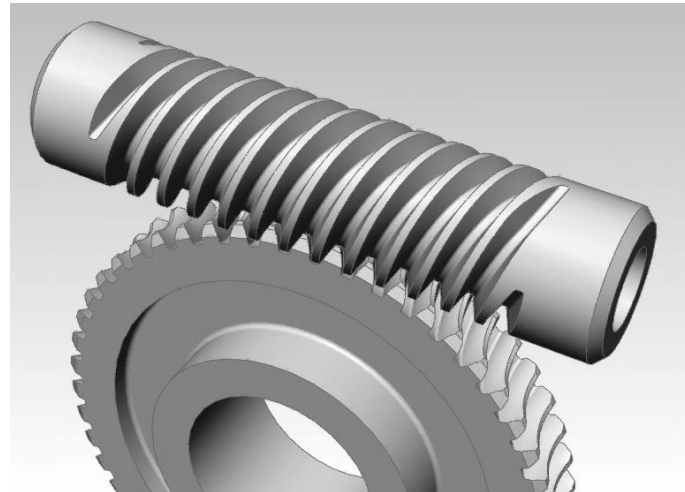


4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica generală a angrenajului melcat. Clasificări

Angrenajele cu melc și roată melcată se referă la transmisiile cu angrenaj cu axe concurente ale arborilor. Unghiul de încrucișare este egal, de obicei, cu 90° . Mișcarea în transmisia dată se realizează după principiul cuplei elicoidale. În calitate de șurub servește melcul, iar roata melcată este asemeni unui sector de piuliță înfășurat pe un cerc.

Transmisia melcata se deosebește principal față de transmisiile cilindrice și conice prin faptul că vitezele circulare ale melcului și roții melcate nu coincid nici după mărime, nici după direcție, deci în procesul de funcționare melcul alunecă față de dinții roții melcate. Se realizează frecare de alunecare.





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica generală a angrenajului melcat. Clasificări

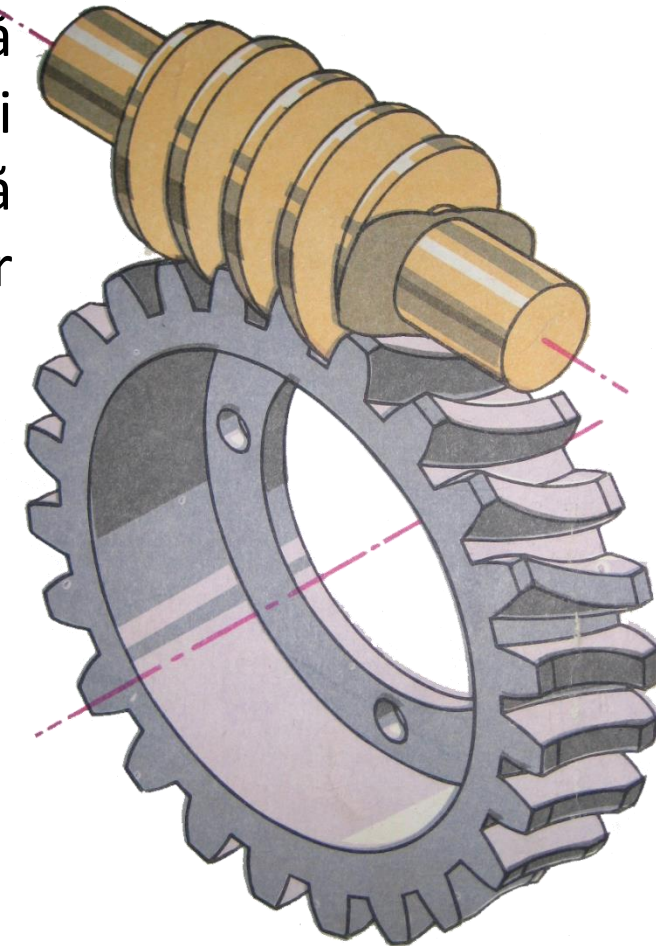
Toți termenii, denumirile, parametrii ce țin de transmisia melcată corespund ГОСТ 18498-89 “*Transmisii melcate*”. Spiarele melcului contactează cu dinții roții melcate pe linie, astfel constituind o cuplă cinematică superioară. În majoritatea cazurilor elementul conducător este melcul.

Avantaje:

- realizează rapoarte mari de transmisie $i=10...60$;
- funcționează silențios și fără zgomot;
- precizie cinematică ridicată;
- pot asigura condiția de autofrânare.

Dezavantaje:

- randament scăzut ($\eta=0.6 - 0.9$, $i = 60 - 10$);
- necesitatea folosirii unor materiale cu calități antifricțiune deosebite;
- costul mai ridicat;
- tehnologia de execuție și montaj mai complicată.



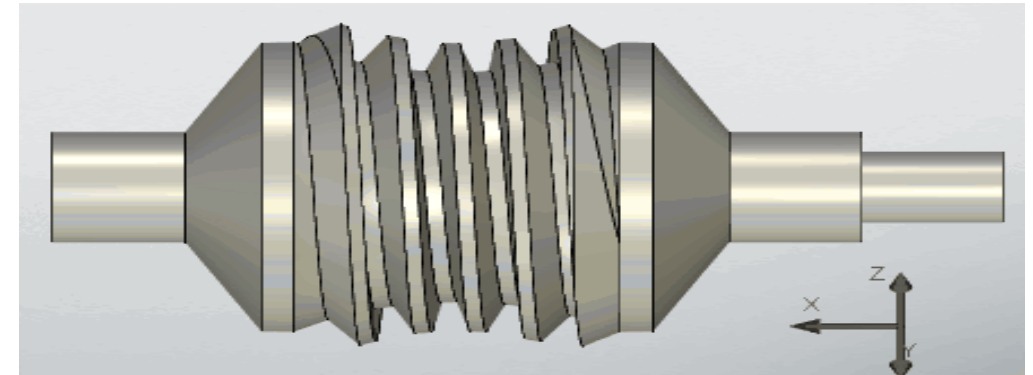


4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

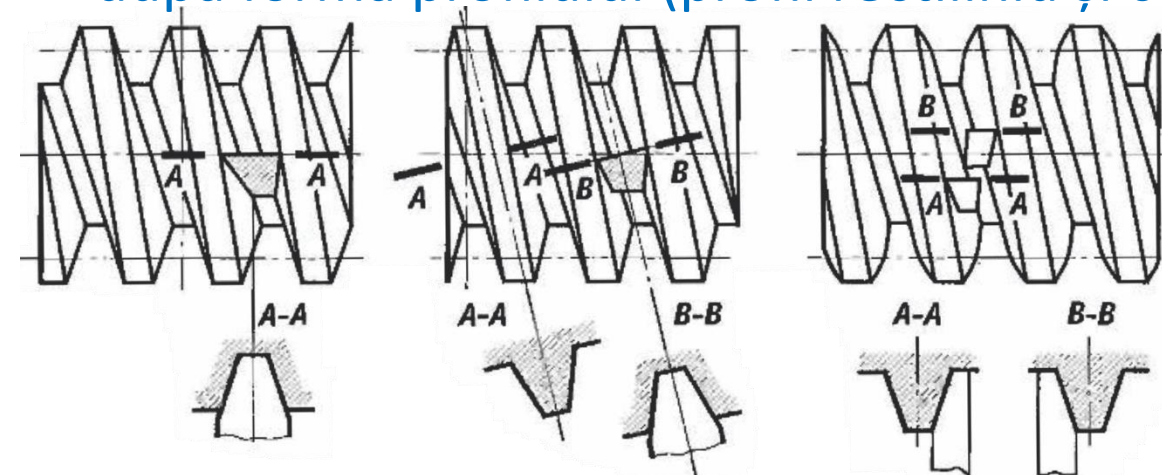
Caracteristica generală a angrenajului melcat. Clasificări

Melcii se disting după următoarele criterii:

- după forma suprafeței pe care se formează filetul (cilindrici și globoidali);



- după forma profilului (profil rectiliniu și curbiliniu în secțiune axială).



În practică cei mai răspândiți sunt melcii cu profil rectiliniu în secțiune axială. În secțiunea frontală spirele sunt conturate de o spirală arhimedică, de aici și denumirea de **melc arhimedic**. Melcul arhimedic este similar șurubului cu filet trapezoidal.



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica generală a angrenajului melcat. Clasificări

Materiale. În legătură cu vitezele de alunecare mari și condițiile de ungere nefavorabile, materialele cuplului melcat trebuie să posede proprietăți antifricțiune, rezistență la uzură și tendința spre gripare scăzută.

Melcii se execută din oțeluri cu conținut mediu de carbon și aliate. O capacitate înaltă de încărcare posedă cuplul, la care spirele melcului sunt supuse prelucrării termice de duritate înaltă (călire, cimentare, etc.) cu rectificarea ulterioară.



Roțile melcate se execută din materiale mai puțin dure cum sunt bronzurile, alamele, fontele și masele plastice. Caracteristic pentru materialele roților melcate sunt proprietățile antifricțiune, coeficientul de frecare redus și uzura redusă





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica geometrică a angrenajului melcat.

Caracteristica geometrică de baza este distanța dintre axe - a

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_a (q + z_2)}{2}$$

unde: d_1 și d_2 – diametrele de divizare ale melcului și roții melcate:

$$d_1 = m_a \cdot q$$

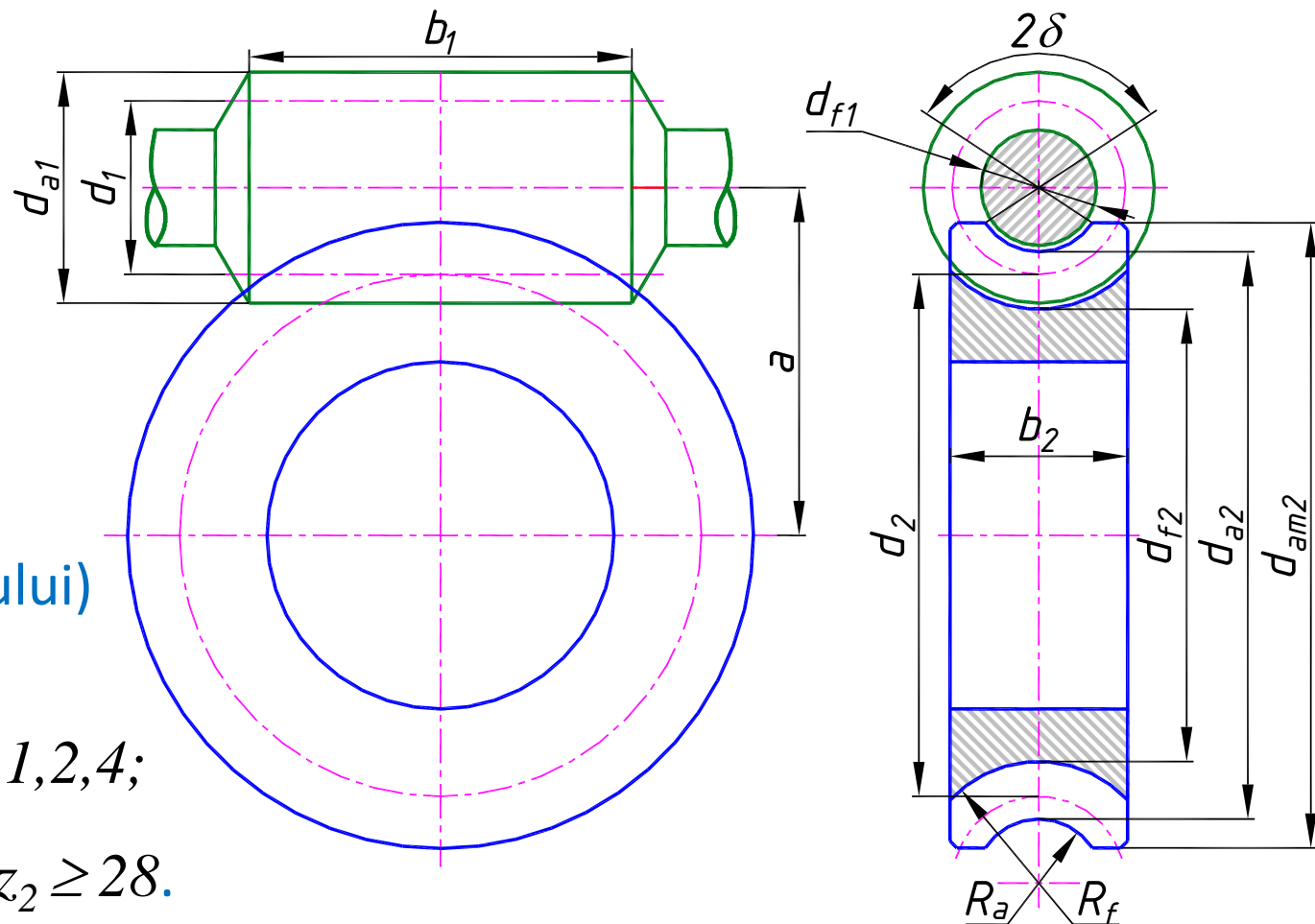
$$d_2 = m_a \cdot z_2$$

q – coeficient diametral al melcului (pentru asigurarea rigidității melcului)

$q \rightarrow GOST \rightarrow q = 8 \dots 16$

z_1 – numărul de intrări a melcului $z_1 = 1, 2, 4$;

z_2 – numărul de dinți a roții melcate $z_2 \geq 28$.





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica geometrică a angrenajului melcat.

m_a – modulul axial al angrenajului:

$$m_a = \frac{p_a}{\pi} \rightarrow GOST;$$

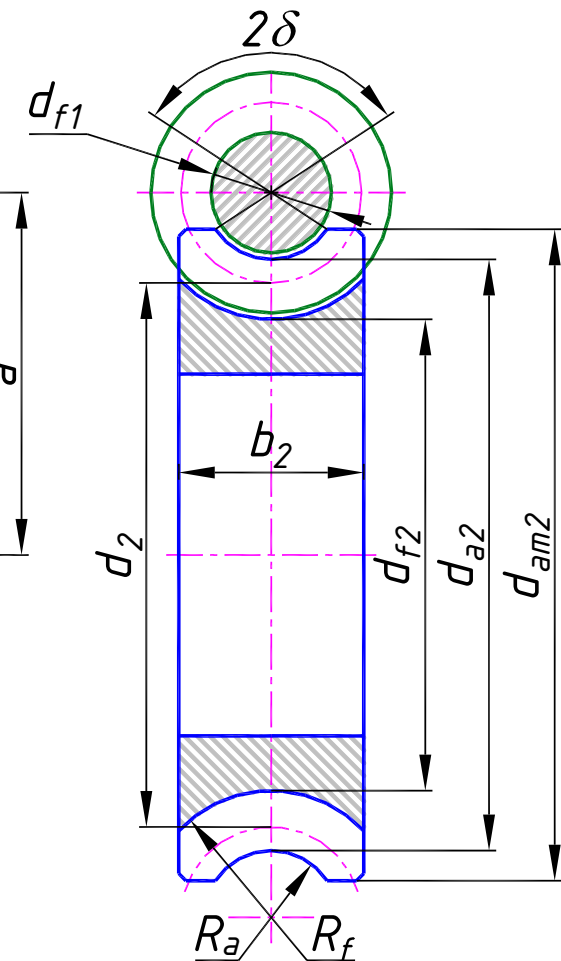
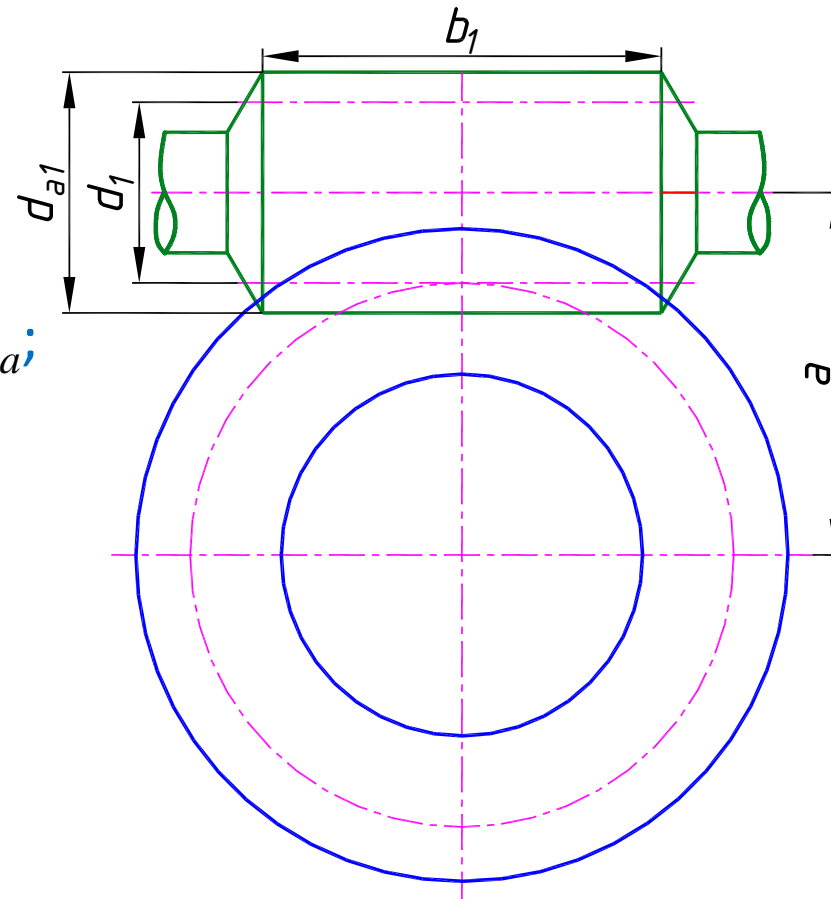
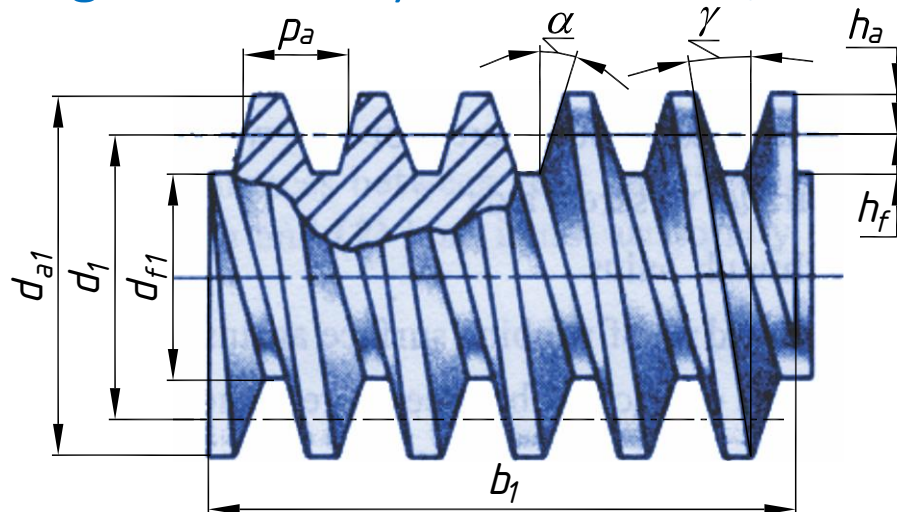
p_a – pasul axial al angrenajului;

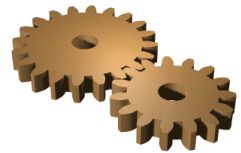
h_a – înălțimea capului dintelui – $h_a = 1m_a$;

h_f – înălțimea piciorului dintelui – $h_f = 1,25m_a$;

α – unghiul de angrenare – $\alpha = 20^\circ$;

γ – unghiul de înfășurare a elicei;

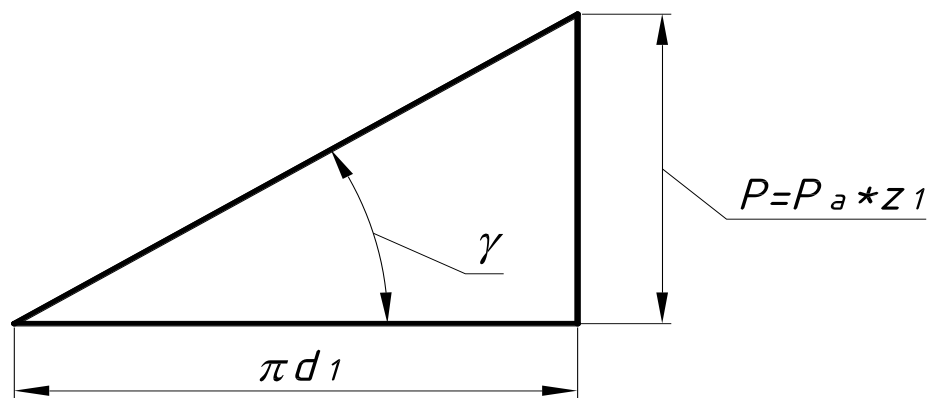




4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica geometrică a angrenajului melcat.

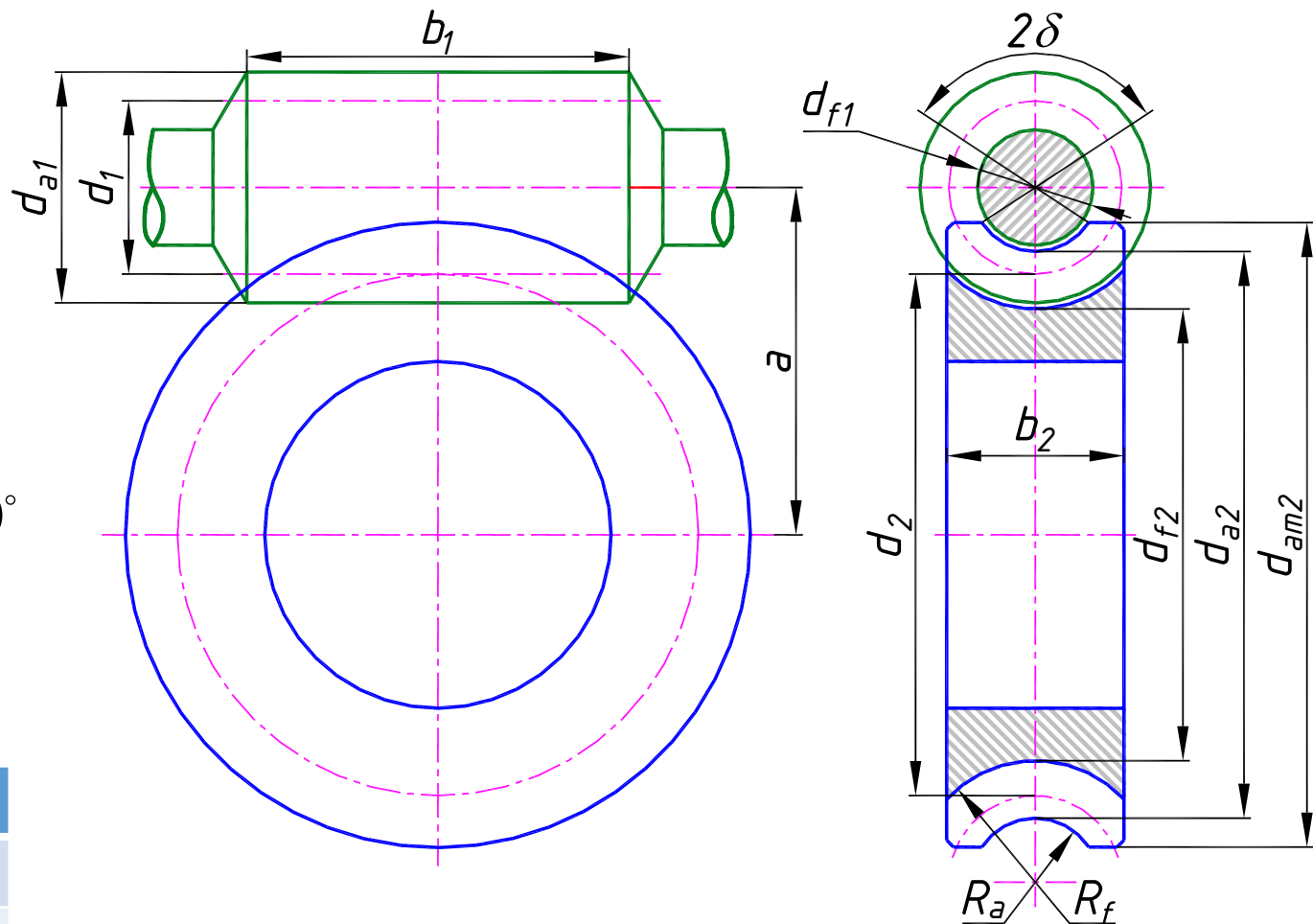
γ – unghiul de înfășurare a elicei;



$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_a \cdot z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m_a \cdot z_1}{m_a \cdot q} = \frac{z_1}{q} \Rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = 5 \dots 20^\circ$$

Unghiul de înfășurare a elicei γ influențează asupra randamentului:

z_1	1	2	4
i	60	30	10
η	0.7	0.8	0.9





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica geometrică a angrenajului melcat.

Diametrele de cap ale melcului și roții melcate în secțiunea medie:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_a;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_a.$$

Diametrele de picior ale melcului și roții melcate în secțiunea medie:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m_a$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m_a$$

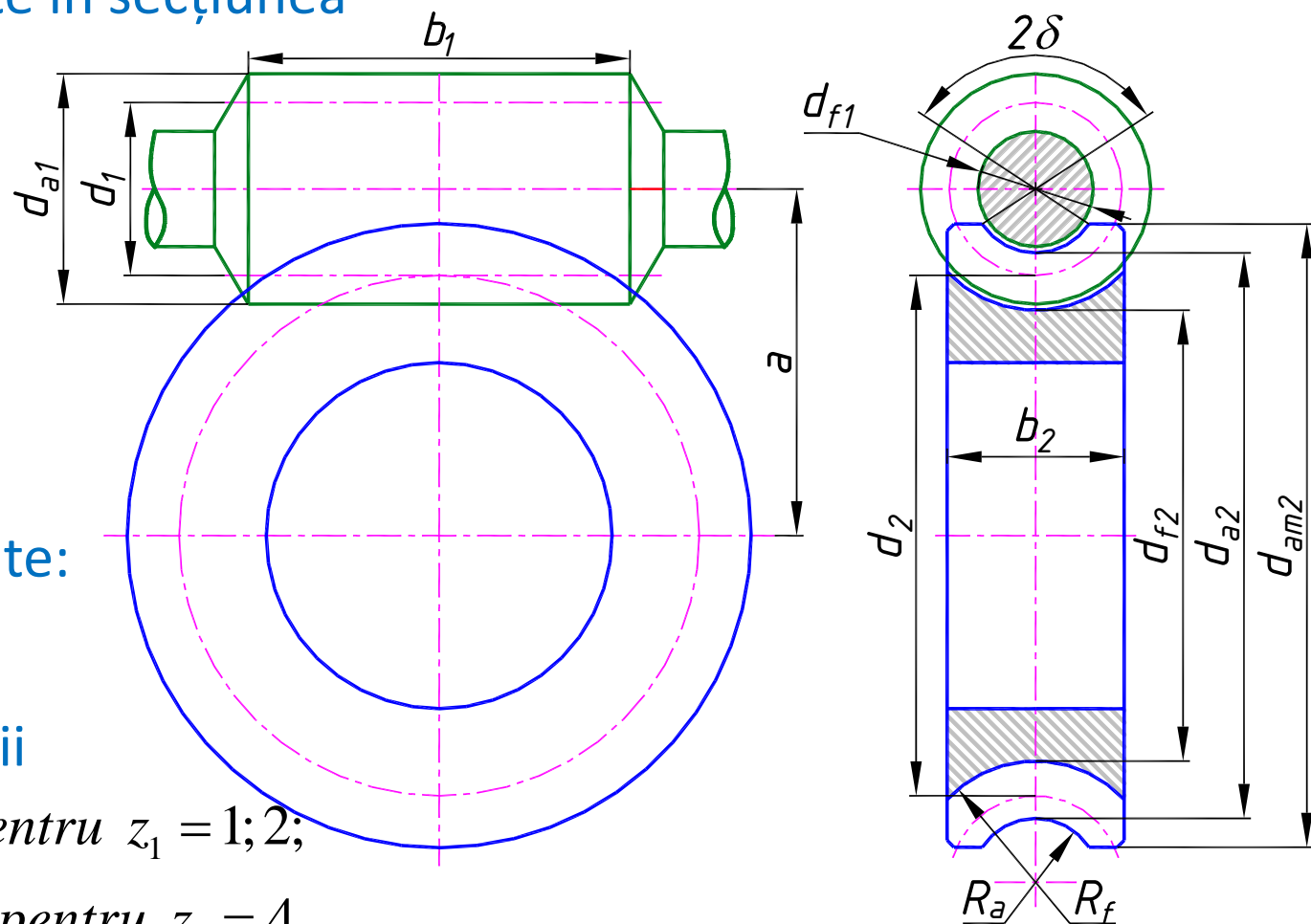
Diametrul (de strunjire) exterior a roții melcate:

$$d_{am2} < (d_{a2} + 2m_a; 1.5m_a; m_a) \text{ pentru } z_1 = 1; 2; 4$$

Lungimea danturata a melcului și lățimea roții melcate:

$$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m_a \text{ și } b_2 \leq 0.75d_{a1} \text{ pentru } z_1 = 1; 2;$$

$$b_1 \geq (12.5 + 0.09z_2)m_a \text{ și } b_2 \leq 0.67d_{a1} \text{ pentru } z_1 = 4.$$



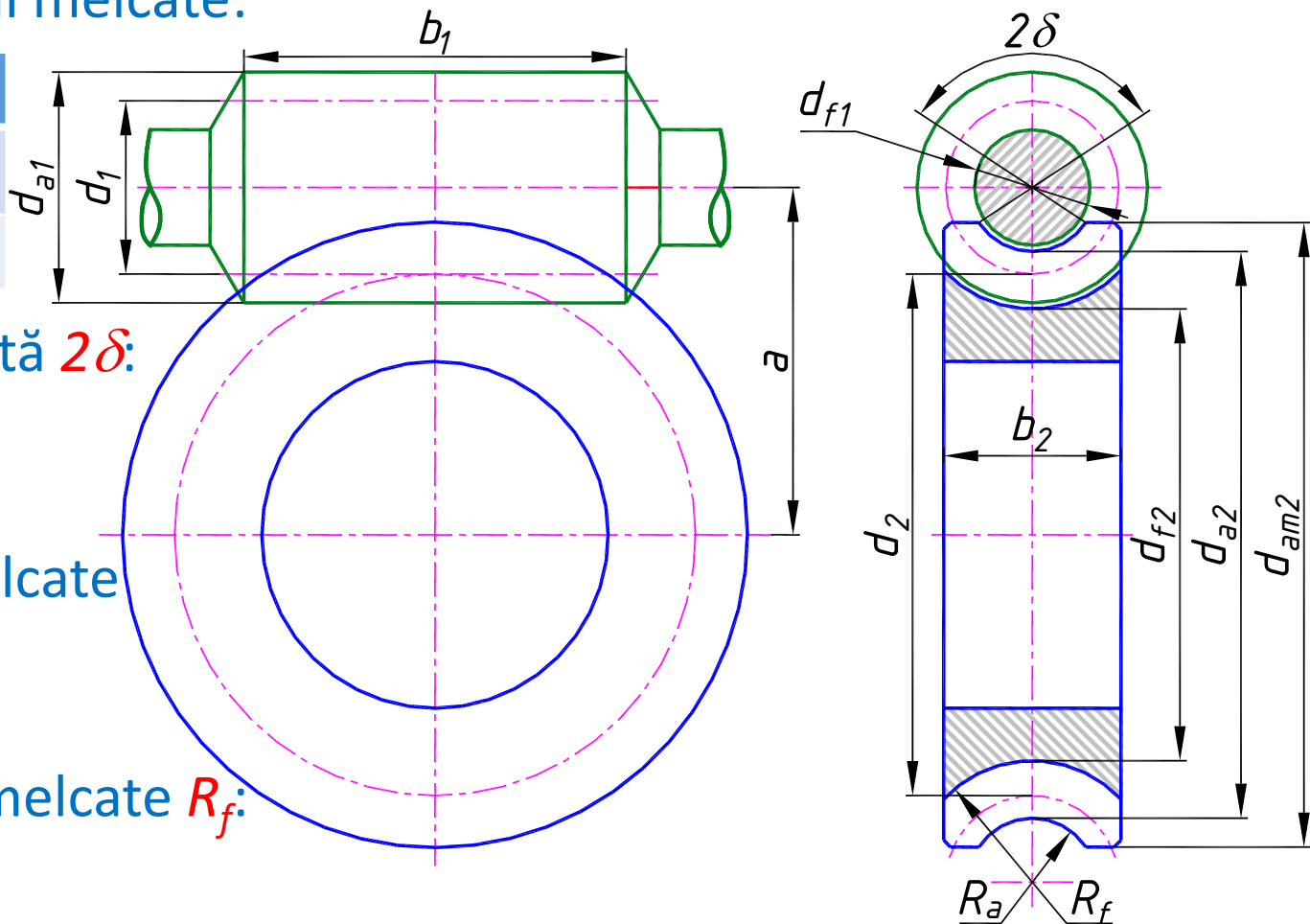


4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica geometrică a angrenajului melcat.

Lungimea danturata a melcului si lățimea roții melcate:

z_1	1-2	4
b_1	$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m_a$	$b_1 \geq (12.5 + 0.09z_2)m_a$
b_2	$b_2 \leq 0.75d_{a1}$	$b_2 \leq 0.67d_{a1}$



Unghiul de înfășurare a melcului de către roată 2δ :

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m_a}$$

Raza de rotunjire de la capul dintelui roții melcate

R_a :

$$R_a = \frac{d_1 - 2m_a}{2}$$

Raza de rotunjire de la piciorul dintelui roții melcate R_f :

$$R_f = \frac{d_1 + 2.5m_a}{2}$$



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica cinematică a angrenajului melcat.

Caracteristica cinematică de baza este raportul de transmitere – i :

$$i = \frac{\omega_1 \cdot n_1 \cdot z_2}{\omega_2 \cdot n_2 \cdot z_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} = 10 \dots 60$$

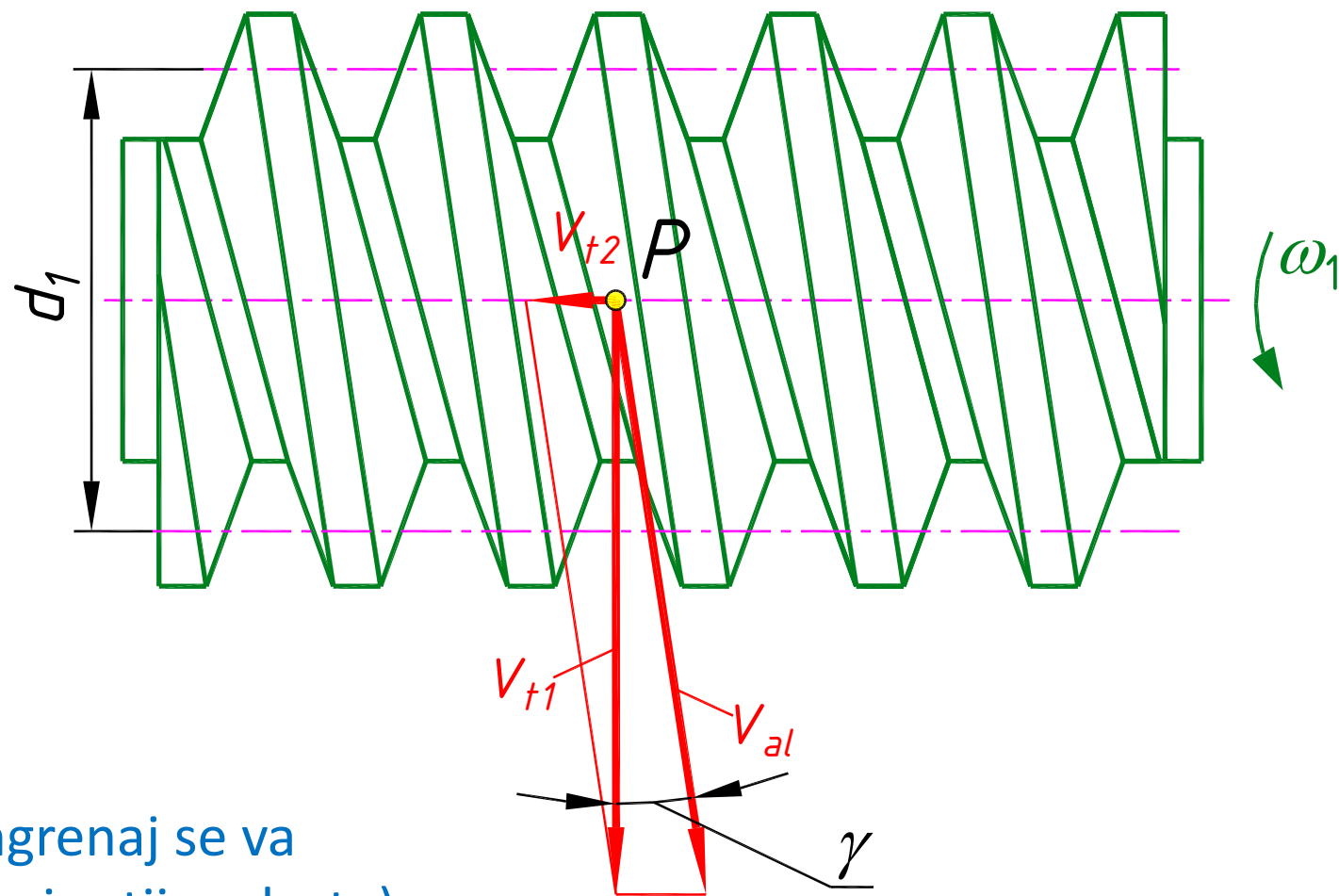
Viteza circulară a melcului V_{t1} : $V_{t1} = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2}$

Viteza circulară a roții V_{t2} : $V_{t2} = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2}$

Viteza de alunecare în angrenaj V_{al} :

$$V_{al} = \sqrt{V_{t1}^2 + V_{t2}^2} = \frac{V_{t1}}{\cos \gamma} = \frac{V_{t2}}{\sin \gamma}$$

În dependență de viteza de alunecare în angrenaj se va alege materialul roții melcate (sau a coroanei roții melcate).





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Caracteristica cinematică a angrenajului melcat.

Randamentul angrenajului melcat – η :

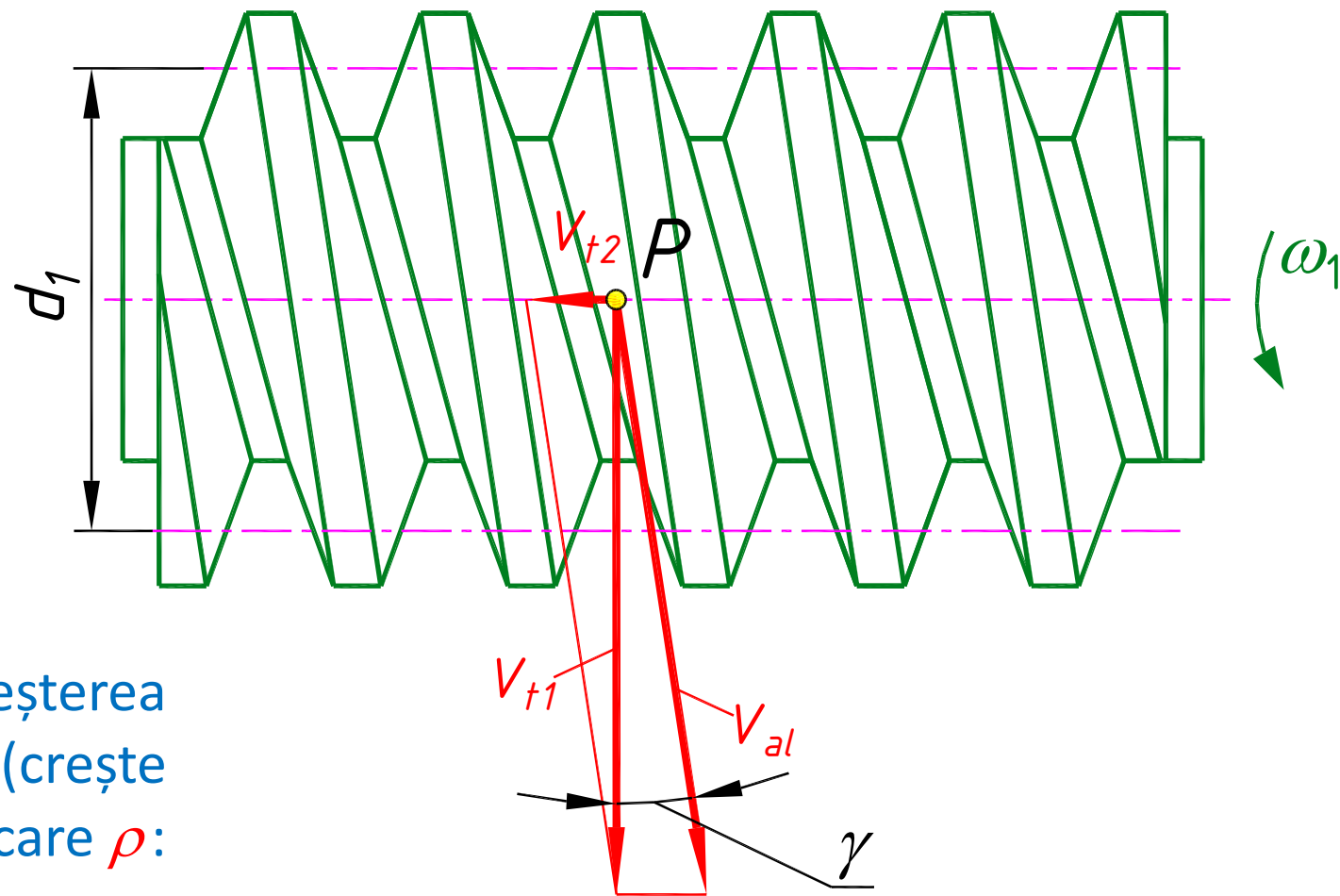
$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = 0,6 \dots 0,9$$

unde: ρ – unghiul de frecare, depinde de coeficientul de frecare f ;

P_u – puterea utilă;

P_c – puterea consumată.

Randamentul crește odată cu creșterea numărului de începuturi ale melcului (crește unghiul γ) și cu reducerea unghiului de frecare ρ :





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

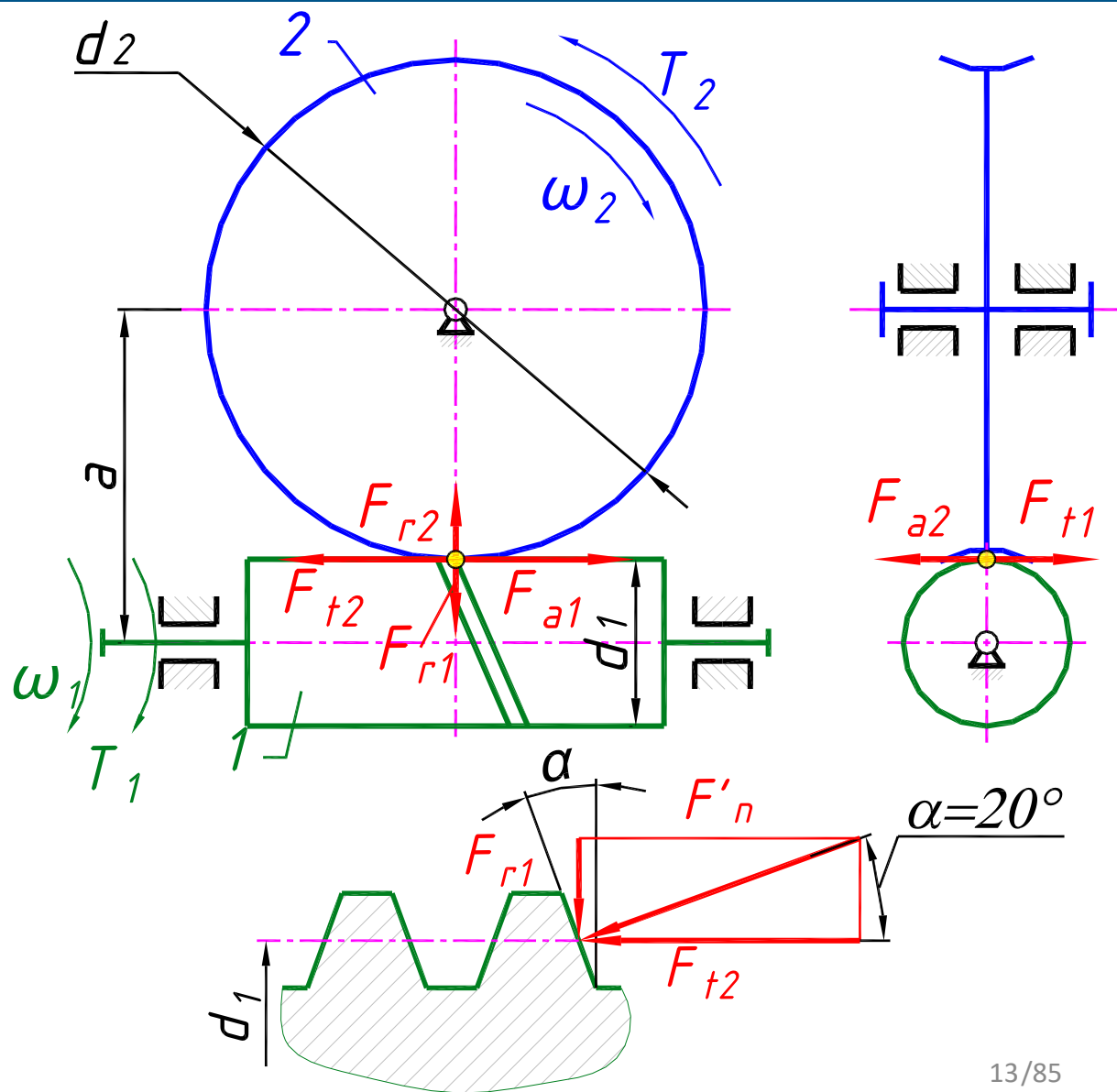
Calculul forțelor în angrenajul melcat.

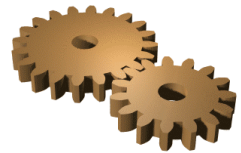
F_n – forța normală îndreptată pe linia de angrenare ca normala comună la suprafețele de lucru ale dinților.

Forța normală F_n este transferată în pol și se descompune în forța tangențială F_t , forța radială F_r și forța axială F_a .

$F_{t1} = F_{a2}$ – forța tangențială a melcului este opusă forței axiale a roții melcate deoarece axele roților sunt concurente în spațiu, și respectiv $F_{t2} = F_{a1}$.

F_{t2} – forța tangențială a roții melcate (forța motrică, forța utilă) care provoacă mișcarea, deoarece formează, împreună cu brațul $d_2/2$, momentul de torsiune T_2 .





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Calculul forțelor în angrenajul melcat.

Cunoscând momentul de torsiune T și diametrul de divizare d se determină:

– forța tangențială : $F_{t1} = 2T_1/d_1 = F_{a2}$;

$$F_{t2} = 2T_2/d_2 = F_{a1}$$

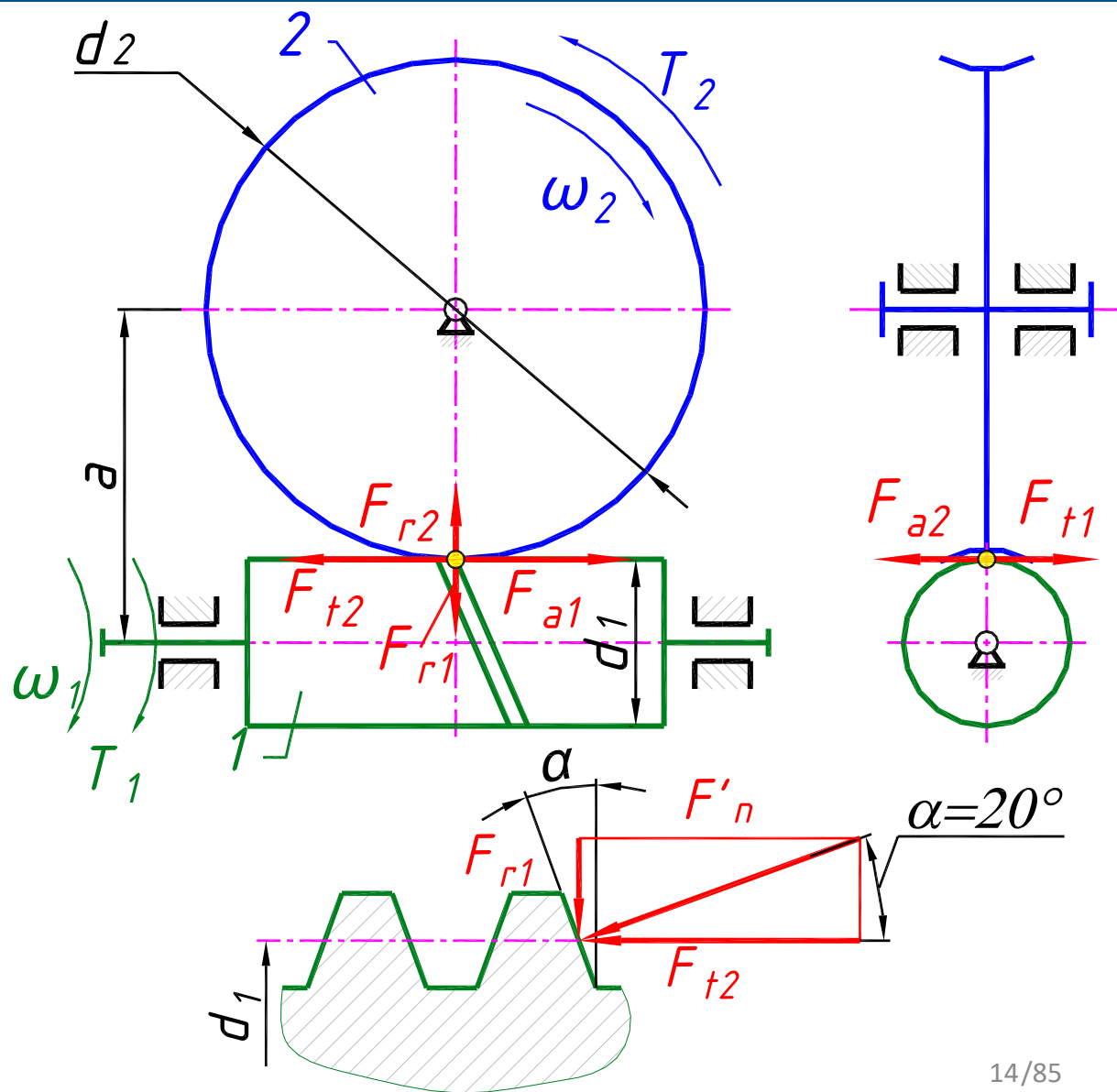
– forța radială: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \delta$;

– forța normală în planul axial:

$$F'_n = F_t / \cos \alpha$$

– forța normală în planul axial :

$$F_n = F'_n / \cos \gamma = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma}$$





4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului melcat

Acest calcul include *calculul rezistenței la presiunea de contact* și *calculul de rezistență la încovoiere*.

Particularitățile calculului rezistenței la presiunea de contact.

Spre deosebire de transmisiile cu roți dințate, în transmisiile melcate se observă mai des uzura și griparea, dar nu ciupirea suprafețelor dinților. La materialele moi ale roților melcate (bronzuri) griparea apare în așa-numita «ungere» a bronzului pe melc, la care transmisia poate lucra încă timp îndelungat. La materiale dure (fonta) griparea trece în zgârierea suprafeței și distrugerea rapidă a dinților roții melcate.

Uzura sporită și griparea transmisiilor melcate sunt legate de vitezele mari de alunecare și direcția nefavorabilă a alunecării față de liniile de contact.

În rezultatul interacțiunii multiple apare o neuniformitate de distribuire a forței între perechile de dinți angrenate și ca urmare sunt introduși următorii coeficienți:

$\varepsilon_{\alpha} = 1,8 \dots 2,2$ – coeficientul de acoperire frontală în planul mediu al roții melcate;

$k_{\varepsilon} = 0,75$ – coeficient care ține cont de micșorarea lungimii liniilor de contact.



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului melcat

Calculul rezistenței la presiunea de contact. Conform relației lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

unde: q – sarcina specifică distribuită pe linia de contact a dinților:

$$q = \frac{F_n \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{l_\Sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma} = \frac{F_{t2} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot 360}{\frac{\pi \cdot d_1}{\cos \gamma} \cdot 2\delta \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha \cdot \cancel{\cos \gamma}} = \frac{\cancel{Z} T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot 360}{\pi \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cancel{Z} \delta \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha};$$

$\frac{1}{\rho_{red}}$ – raza redusă de curbură a flancurilor dinților melcului și roții melcate de contact;

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_{v1}} + \frac{1}{\rho_{v2}} = 0 + \frac{2}{d_{v2} \sin \alpha} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}, \text{ deoarece în cazul angrenajului arhimedal } \rho_{v1} = \infty.$$

E_{red} – modulul de elasticitate redus a materialelor roților; $E_{red} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

μ – coeficientul lui Poisson (caracteristică de deformare);

l_Σ – lungimea sumară a liniilor de contact. $l_\Sigma = \frac{\pi \cdot d_1}{\cos \gamma} \cdot \frac{2\delta}{360} \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha$



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului melcat

Înlocuind elementele în relația lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot 360}{\pi \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \delta \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_1 \sin \alpha} \cdot \frac{E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2) \cdot \pi (1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H];$$

Înlocuind în relația tensiunii de contact elementele constante, acceptând $\alpha = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ MPa (oțel); $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ bronz sau fontă; $\mu_1 = \mu_2 \approx 0,3$; și considerând egalitățile: $d_1 = m_a \cdot q$; $d_2 = m_a \cdot z_2$; $m_a = 2a(q + z_2)$

obținem:

$$\sigma_H = \frac{5400}{z_2/q} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a}\right)^3 \cdot T_2 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}} \leq [\sigma_H];$$

La proiectare se determină distanța dintre axe din următoarea relație:

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{5400}{[\sigma_H] z_2/q}\right) T_2 k_{H\beta} k_{Hv}},$$



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului melcat

Calculul de rezistență la încovoiere.

La rezistența de încovoiere se calculează numai dinții roții melcate, deoarece spirele melcului după formă și material sunt mult mai rezistente.

Cel mai periculos moment în vederea calculului la încovoiere, este momentul de intrare și ieșire din angrenaj a dintelui roții melcate, deoarece forța normală este concentrată la vârful dintelui.

Relația pentru verificarea tensiunilor admisibile la încovoiere este următoarea:

$$\sigma_F = Y_F Y_\gamma Y_\varepsilon \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F]$$

unde: Y_F – coeficientul formei dintelui, care se determină tabelar în dependență de numărul de dinți ai roții echivalente z_v : $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$,

Y_γ – coeficientul unghiului de înclinare a dintelui γ :

Y_ε – coeficientul care ia în considerație suprapunerea dinților:

Pentru un oarecare $\gamma = 10^\circ$ obținem: $Y_\gamma \approx 0.93$; $Y_\varepsilon \approx 0.74$.



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului melcat

Înlocuim coeficienții Y_γ și Y_ε în relația pentru verificarea tensiunilor admisibile la încovoiere:

$$\sigma_F = 0.7 \cdot Y_F \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F]$$

unde: W_{Ft} – coeficientul sarcinii de calcul.

$$W_{Ft} = \frac{F_{t2} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_2}, \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2},$$

m_n – modulul normal al angrenajului $m_n = m_a \cdot \cos \gamma$

m_a – modulul axial al angrenajului

$$\sigma_F = 1.7 \cdot Y_{F2} \frac{T_2 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{d_1 \cdot d_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_{F2}]$$

Din această relație, introducând unele substituiri, determinăm modulul angrenajului :

$$m_n \geq 12 \sqrt[3]{Y_{F2} \frac{T_2 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{z_2 \cdot q \cdot [\sigma_{F2}]}}$$



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Calculul termic, răcirea și ungerea angrenajului melcat

Energia mecanică pierdută în angrenaj se transformă în energie termică și încălzește transmisia. Dacă eliminarea căldurii este insuficientă, transmisia se supraîncălzește și iese din funcțiune.

Cantitatea de căldură care se elimină în angrenaj :

$$Q = P_1(1 - \eta)$$

Pe de altă parte se determină cantitatea de căldură care se elimină prin pereții reductorului:

$$Q_1 = k(t - t_0) \cdot A$$

unde: P_1 – puterea la arborele conductor;

η – randamentul angrenajului melcat;

k – coeficient de transfer de căldură;

t – temperatura din zona de contact;

t_0 – temperatura mediului ambiant;

A – aria suprafeței spălată de ulei(se ține cont de suprafețele nervurilor)



4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Calculul termic, răcirea și ungerea angrenajului melcat

Condiția normală de exploatare este:

$$Q \leq Q_1;$$

$$t = \frac{P_1(1-\eta)_1}{k \cdot A} + t_0 \leq [t^\circ C].$$

k – coeficientul de transfer de căldură, depinde de modul de răcire:

$k = 7...15$ – răcire prin convecție;

$k = 100...200$ – radiator de răcire în baia de ulei.

Ungerea și răcirea transmisiei. La proiectarea transmisiei melcate este necesar de atras atenție deosebită modalității de ungere din cauza vitezelor mari de alunecare a spirelor melcului. Metoda de ungere și marca uleiului se alege în dependență de condițiile de funcționare și viteza de alunecare.

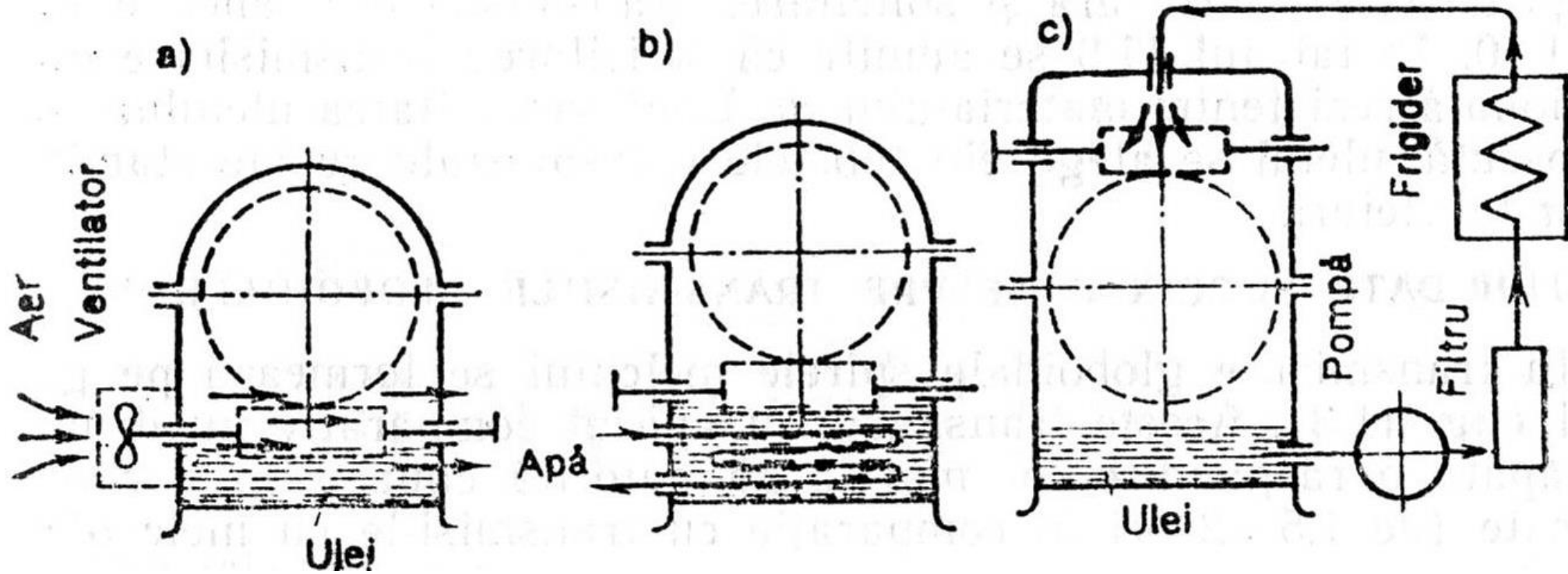


4.2.6 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI MELCATE

Calculul termic, răcirea și ungerea angrenajului melcat

Pentru eliminarea eficientă a căldurii, corpul reductorului este dotat cu nervuri de răcire. În cazul în care căldura nu poate fi eliminată pe cale naturală, se recurge la răcirea artificială:

- Corpul reductorului este suflat cu aer cu ajutorul ventilatorului – convecție (*fig. a*);
- În corp sunt prevăzute țevi cu apă circulantă – radiator (*fig. b*);
- Utilizarea sistemelor de circulație a uleiului cu frigidere speciale (*fig. c*);





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Principiul de funcționare și clasificarea transmisiilor prin fricțiune

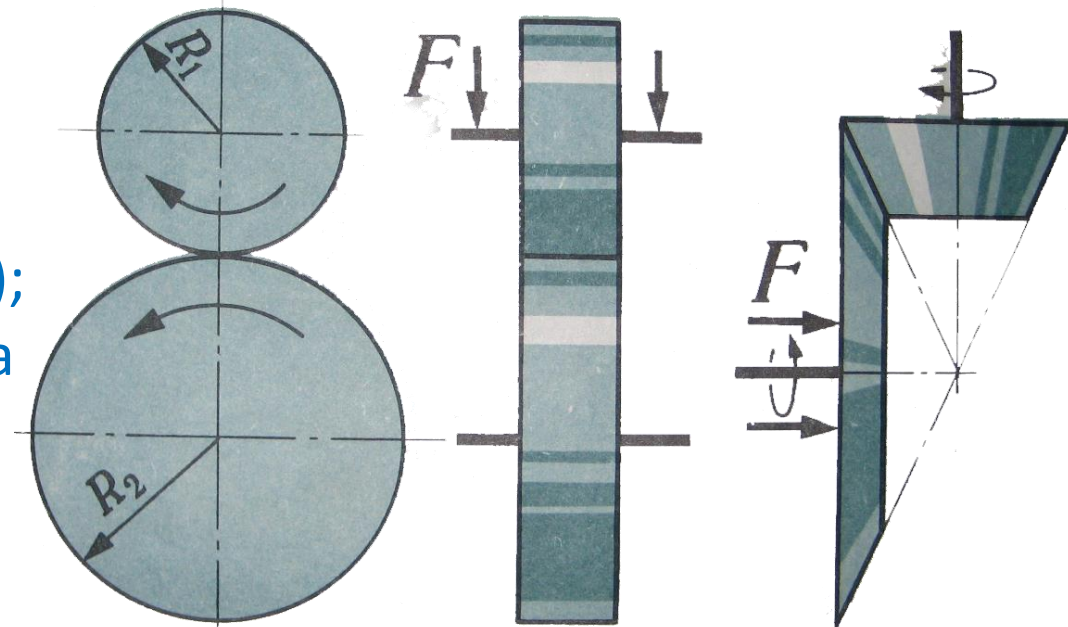
Transmisia prin roți de fricțiune se numește mecanismul, destinat pentru transmiterea mișcării de rotație de la un arbore la altul prin intermediul forțelor de frecare, care apar la interacțiunea a două discuri cilindrice sau conice, instalate pe arborii respectivi, în rezultatul acțiunii unei forțe exterioare de împingere.

Transmisiile prin fricțiune pot fi clasificate în două grupe principale:

- **transmisii nereglabile** (raport de transmitere constant);
- **transmisii reglabile sau variatoare** (reglarea continuă a raportului de transmitere).

Avantaje:

- simplitatea constructivă;
- funcționare fără zgomot;
- evitarea suprasolicitării MA;
- posibilitatea varierii raportului de transmisiei în timpul.



Dezavantaje:

- solicitări radiale însemnate;
- raport de transmitere variabil.



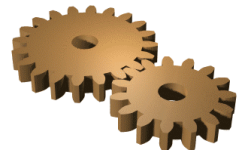
4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Domenii de utilizare a transmisiilor prin fricțiune

Transmisiile prin fricțiune cu raport de transmitere constant se utilizează relativ rar. Domeniul acestora se limitează cu precădere la lanțurile cinematice ale aparatelor, de la care se cere mișcare lentă, funcționare silențioasă, cuplarea fără șoc în timpul lucrului, etc. În calitate de transmisii de putere aceste transmisii nu pot concura cu transmisiile prin angrenare ordinare după gabarite, fiabilitate, randament, etc.

Variatoarele cu roți de fricțiune se folosesc atât în transmisiile cinematice, cât și în transmisiile de putere în cazul când este necesară reglarea continuă a vitezei. În practică utilizarea variatoarelor cu roți de fricțiune este limitată de diapazonul puterilor mici și medii – până la 10kW, mai rar 20kW. În acest interval ele concurează cu succes cu variatoarele hidraulice și electrice, deosebindu-se de acestea prin construcție simplă, gabarite mici și randament sporit.

Variatoarele sunt folosite pe larg în construcția de mașini-unelte, mașini de sudat și de turnătorie, mașini din industria ușoară, chimică, în diferite ramuri ale construcției de aparate, etc. Importanța variatoarelor cu roți de fricțiune în calitate de reglări lente ale vitezei crește în legătură cu volumul mare de lucrări privind automatizarea dirijării proceselor de producție.



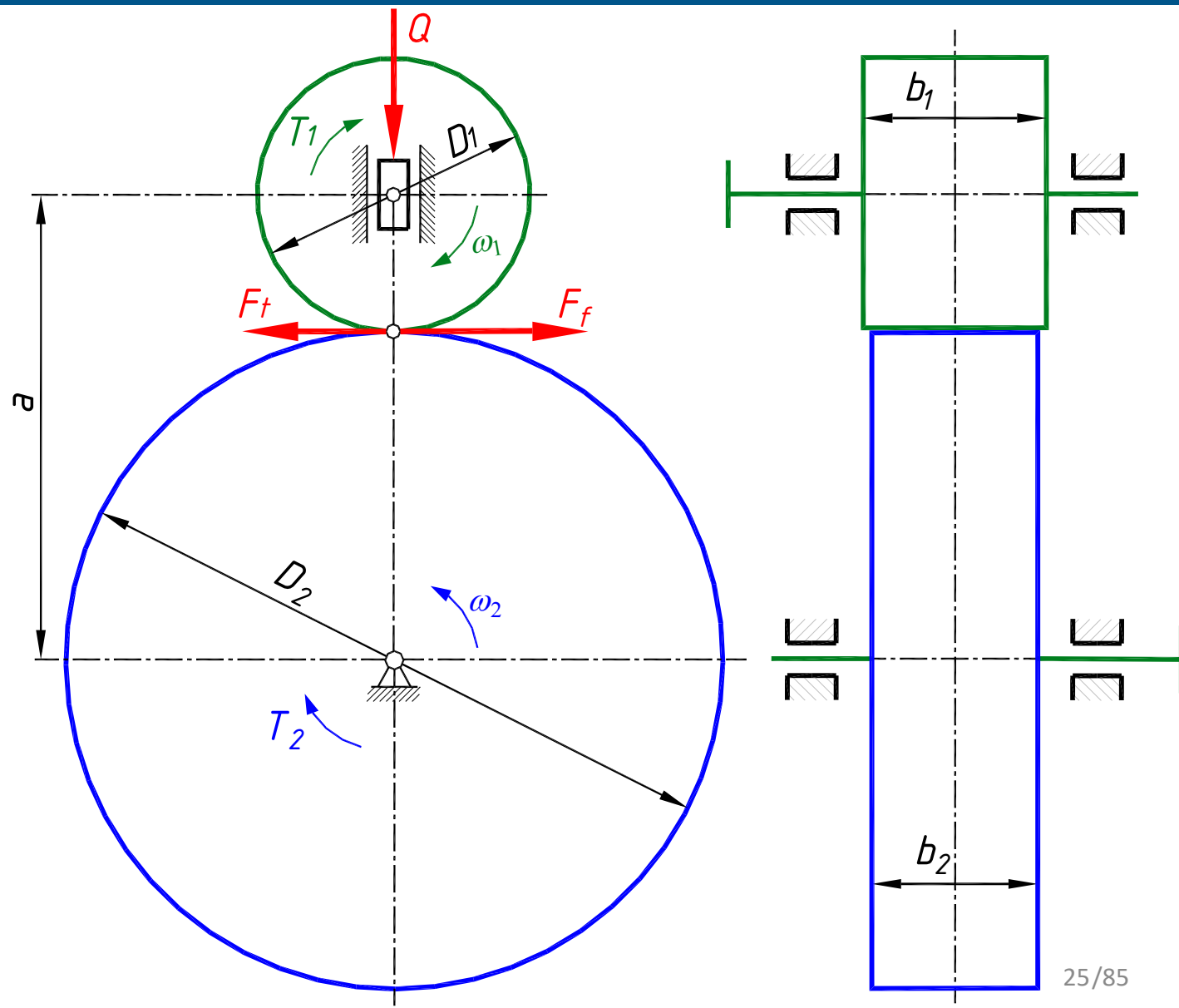
4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

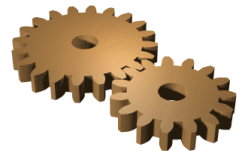
Transmisii prin roți de fricțiune cilindrice

Cinematica. În rezultatul alunecării inevitabile în timpul funcționării a transmisiei, roata condusă v-a întârzia față de roata conducătoare, iar raportul de transmitere real se v-a determina din relația:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

unde: ε – coeficientul de alunecare (oțel 0,01...0,03, textolit \approx 0,1). În practică se acceptă $i = D_2/D_1$. Pentru transmisiile de putere $i \leq 7$, iar cele cinematice – $i \leq 25$.





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Transmisii prin roți de fricțiune cilindrice

Forțe și sarcini. Pentru transmiterea momentului de torsiune de la un arbore la altul, este necesar ca prin intermediul forței de frecare de comunicat roți conducătoare o forță tangențială:

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1},$$

Condiția de funcționare a transmisiei are forma: $F_f \succ F_t, \Rightarrow F_f = k \cdot F_t = f \cdot Q$

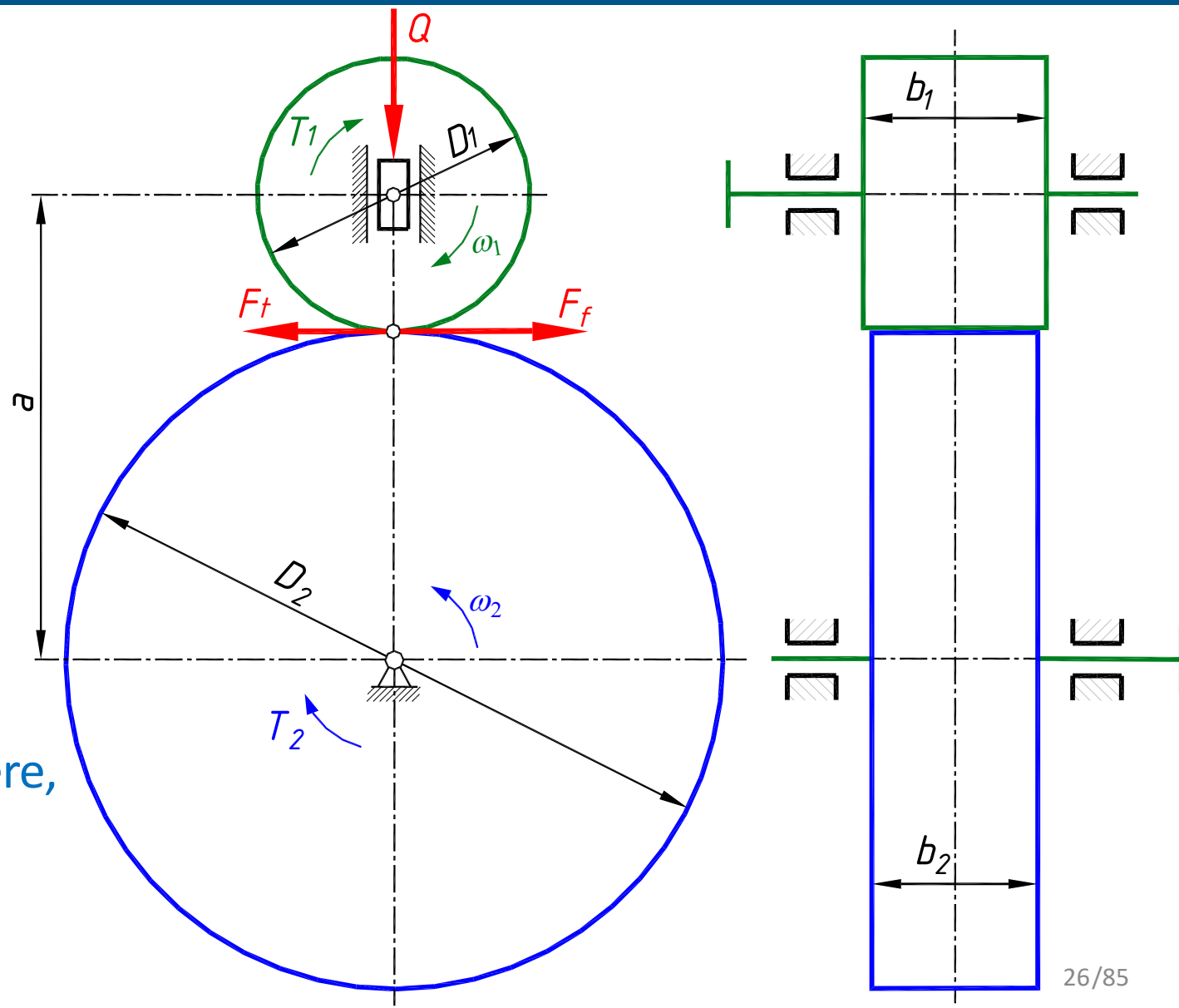
unde: f – coeficientul de frecare;

k – rezerva de aderență,

$k = 1,25-1,5$ pentru transmisii de putere,

$k \approx 3$ pentru transmisii cinematice.

$$f \cdot Q = \frac{2T_1}{D_1} \cdot k \Rightarrow Q = \frac{2T_1}{D_1 \cdot f} \cdot k$$





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Transmisii prin roți de fricțiune conice

Cinematica. Pentru transmiterea mișcării între arbori cu axe concurente este utilizată transmisia cu roți conice de fricțiune.

Unghiul $\delta\Sigma$ între axele arborilor poate fi diferit, însă cel mai des el este $\delta\Sigma=90^\circ$

Fără considerarea alunecării raportul de transmitere va fi:

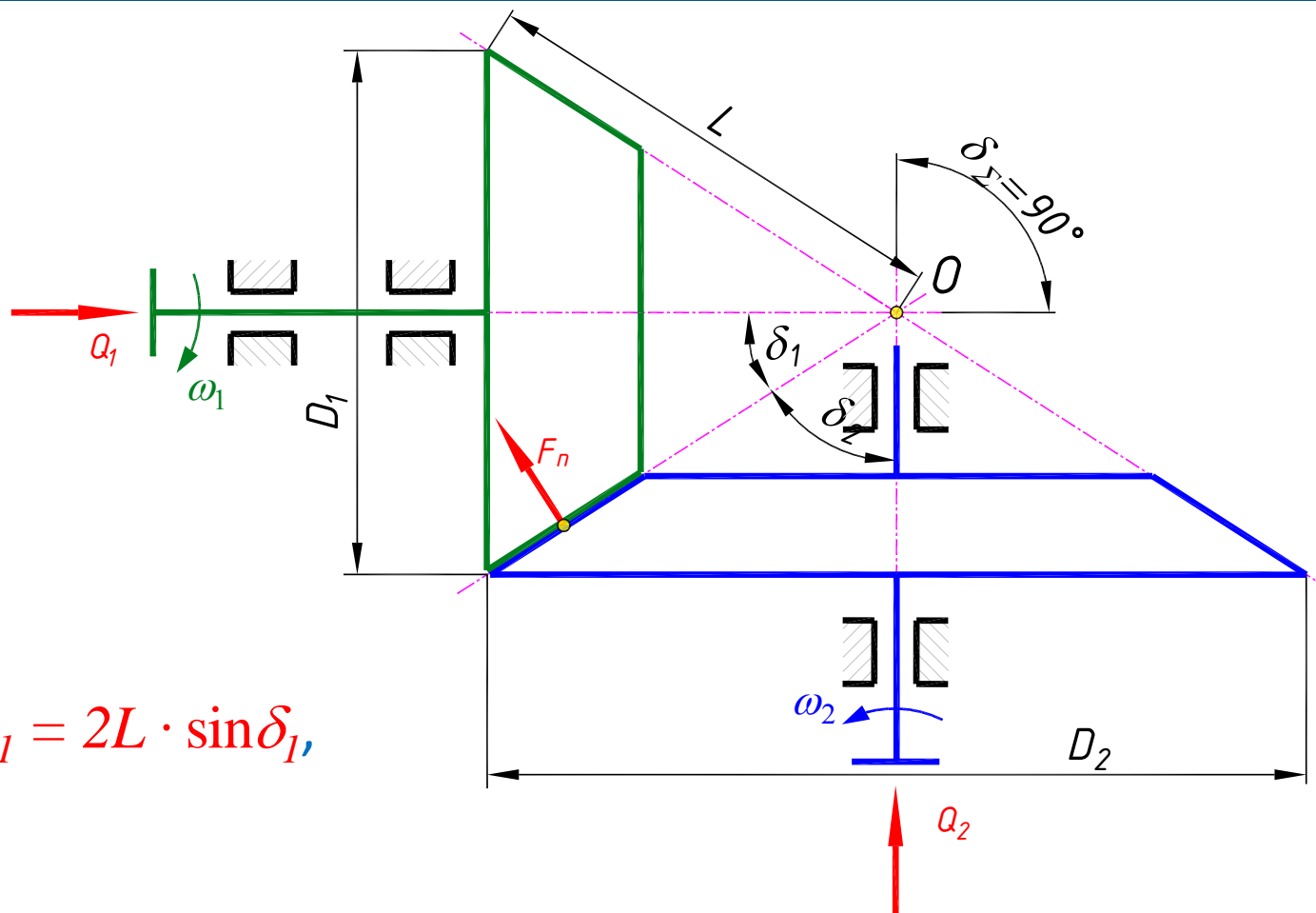
$$i \approx \frac{D_2}{D_1},$$

Ținând cont de faptul că $D_2 = 2L \cdot \sin\delta_2$, iar $D_1 = 2L \cdot \sin\delta_1$, pentru transmisia cu roți conice obținem:

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

În cazul când $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$

$$i_2 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

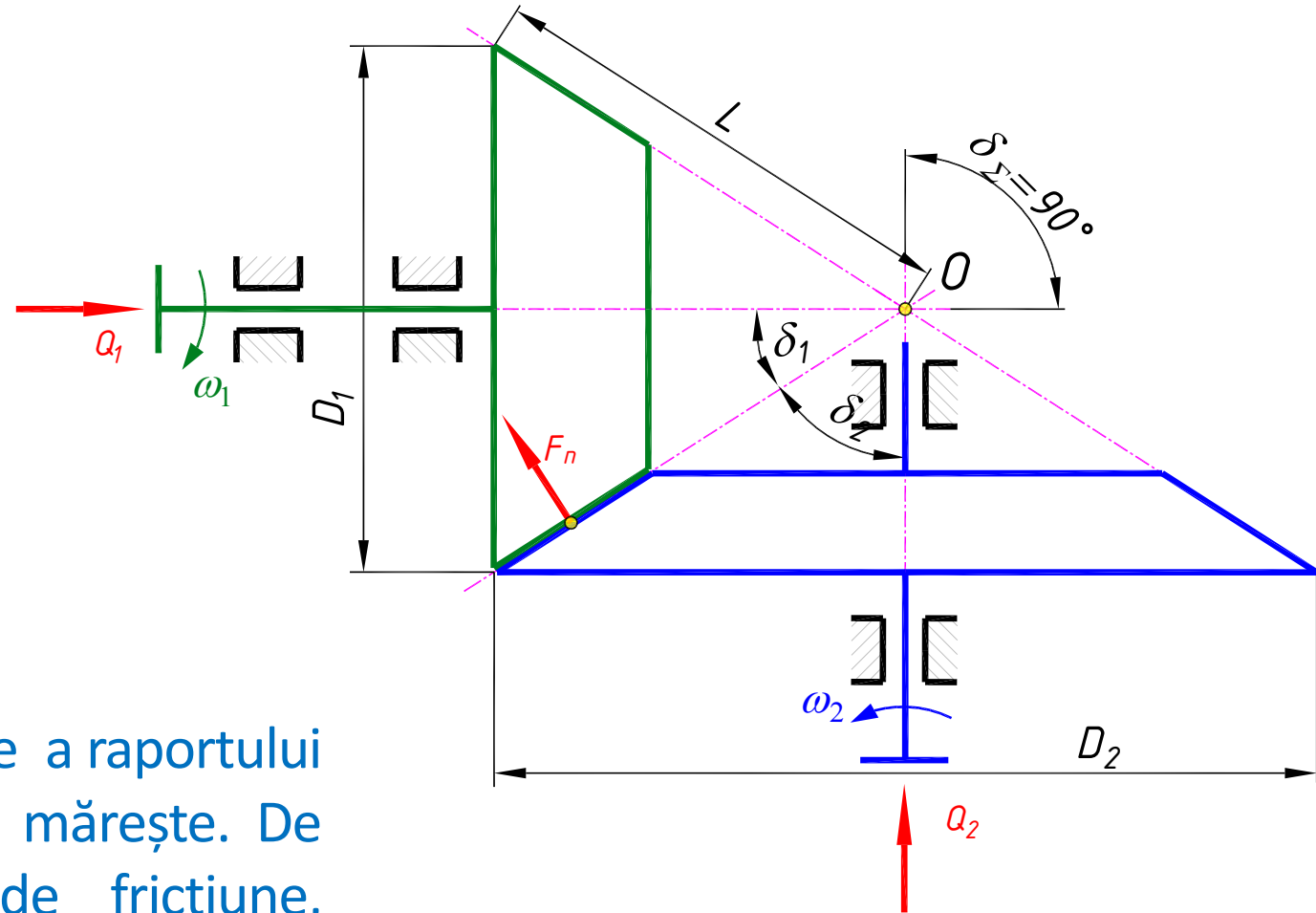
Transmisii prin roți de fricțiune conice

Forțe și sarcini. Valoarea necesară a forțelor de apăsare Q_1 și Q_2 este determinată cu relațiile:

$$k \cdot F_t = f \cdot F_n = f \frac{Q_1}{\sin \delta_1},$$

$$k \cdot F_t = f \cdot F_n = f \frac{Q_2}{\sin \delta_2},$$

Din relațiile de mai sus rezultă că drept urmare a raportului de transmitere Q_1 se micșorează, iar Q_2 se mărește. De aceea în transmisiile prin roți conice de fricțiune, dispozitivul de apăsare se recomandă de al instala pe arborele conducător.





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Calculul transmisie prin fricțiune

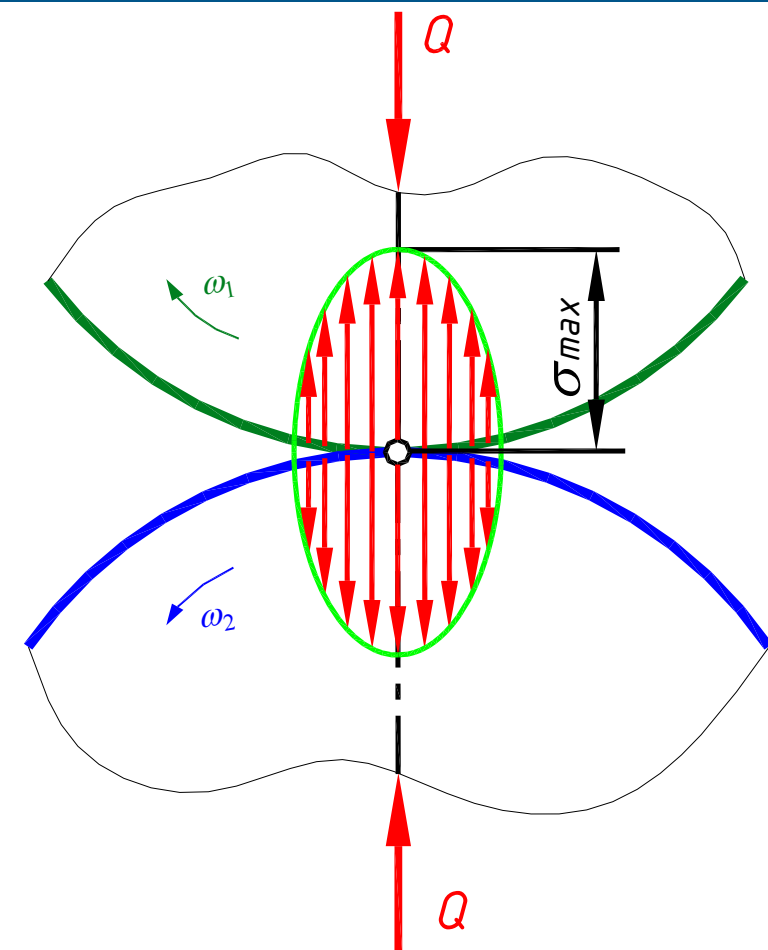
Criteriul de funcționalitate al transmisiei cu roți de fricțiune îl constituie rezistența la uzură a suprafețelor de lucru a roților.

În procesul de funcționare, pe suprafața corpurilor de rulare se dezvoltă tensiuni de contact ce variază ciclic și care, respectiv, contribuie la apariția gripării pe suprafețele de rulare.

Pentru corpurile de rulare executate din materiale care sunt spuse legii lui Hooke (metale, textolite), tensiunile maxime de contact se determină din relația lui Hertz:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

unde: $[\sigma_H]$ – tensiunea de contact admisibilă, se determină în dependență de duritatea materialului;





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Calculul transmisie prin fricțiune

Tensiunile maxime de contact se determină din relația lui Hertz:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

q – sarcina specifică de distribuție a forței pe linia de contact, $q = Q/b$;

ρ_{red} – raza redusă a suprafețelor de contact, $\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2}$;

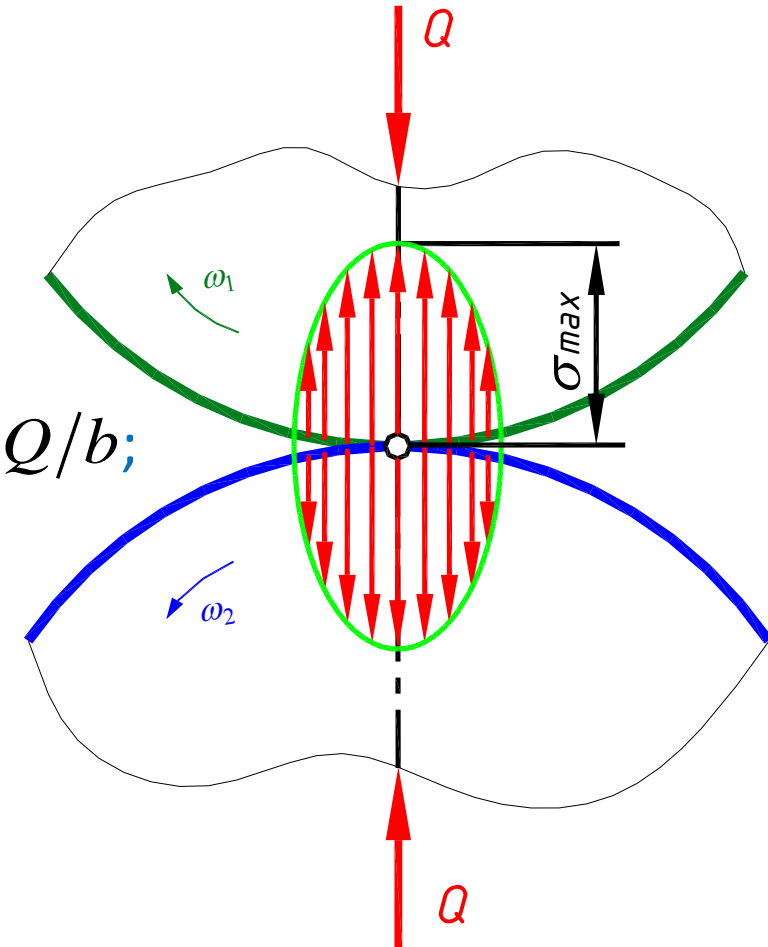
μ – coeficientul lui Poisson (caracteristică de deformare);

E_{red} – modulul de elasticitate redus, $E_{red} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$.

Relația pentru calculul de proiect:

$$a = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{0.418}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{E_{red} \cdot k \cdot T_1}{f \cdot \psi_a \cdot i}}$$

Unde k – coeficientul de rezervă a angrenării; f – coeficientul de frecare.





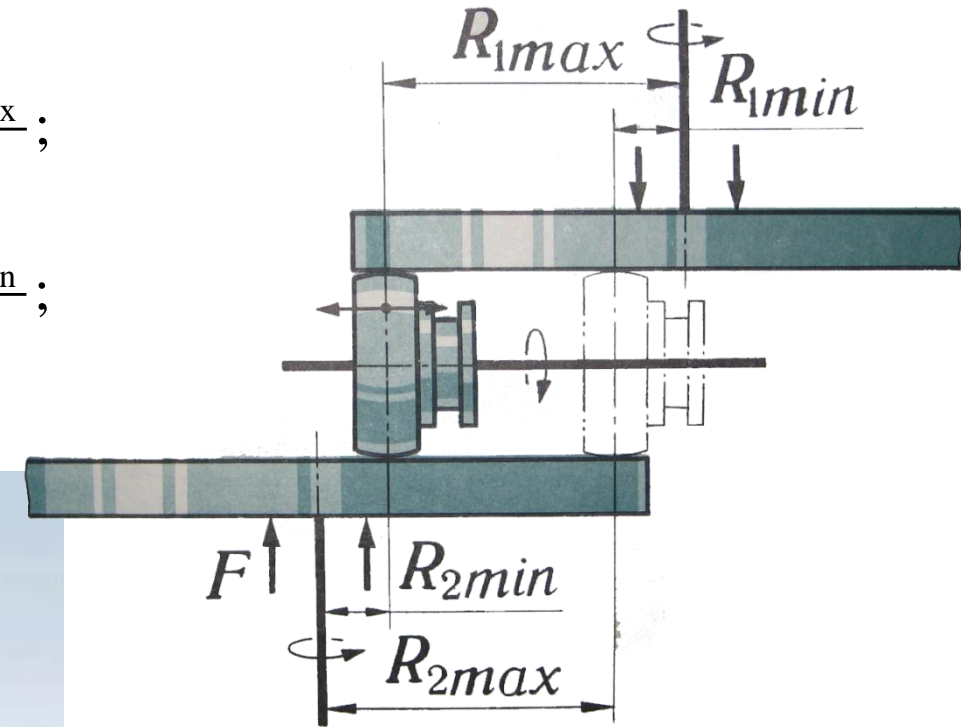
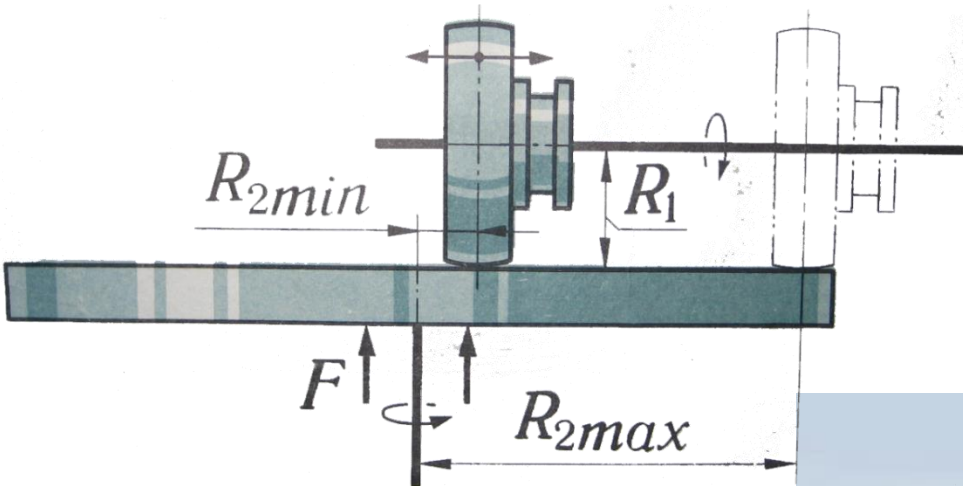
4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Variator frontal

Gama de reglare este una din performanțele de bază ale variatorului frontal. Teoretic se poate obține $R_{2min} \rightarrow 0$, iar $R_1 \rightarrow \infty$. Practic, gama de reglare este limitată de valorile $D \leq 3$. Valoarea maximă și minimă a raportului de transmitere:

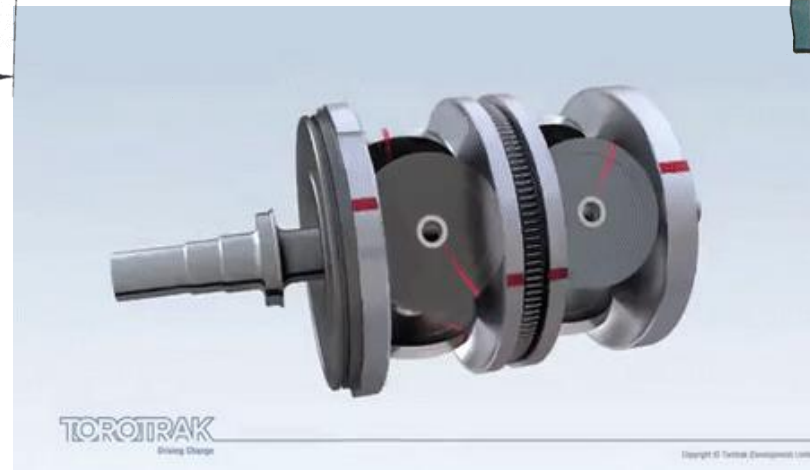
$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} \approx \frac{R_{2max}}{R_1};$$

$$i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} \approx \frac{R_{2min}}{R_1};$$



Gama de reglare:

$$D = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{R_{2max}}{R_{2min}}.$$





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Variator toroidal

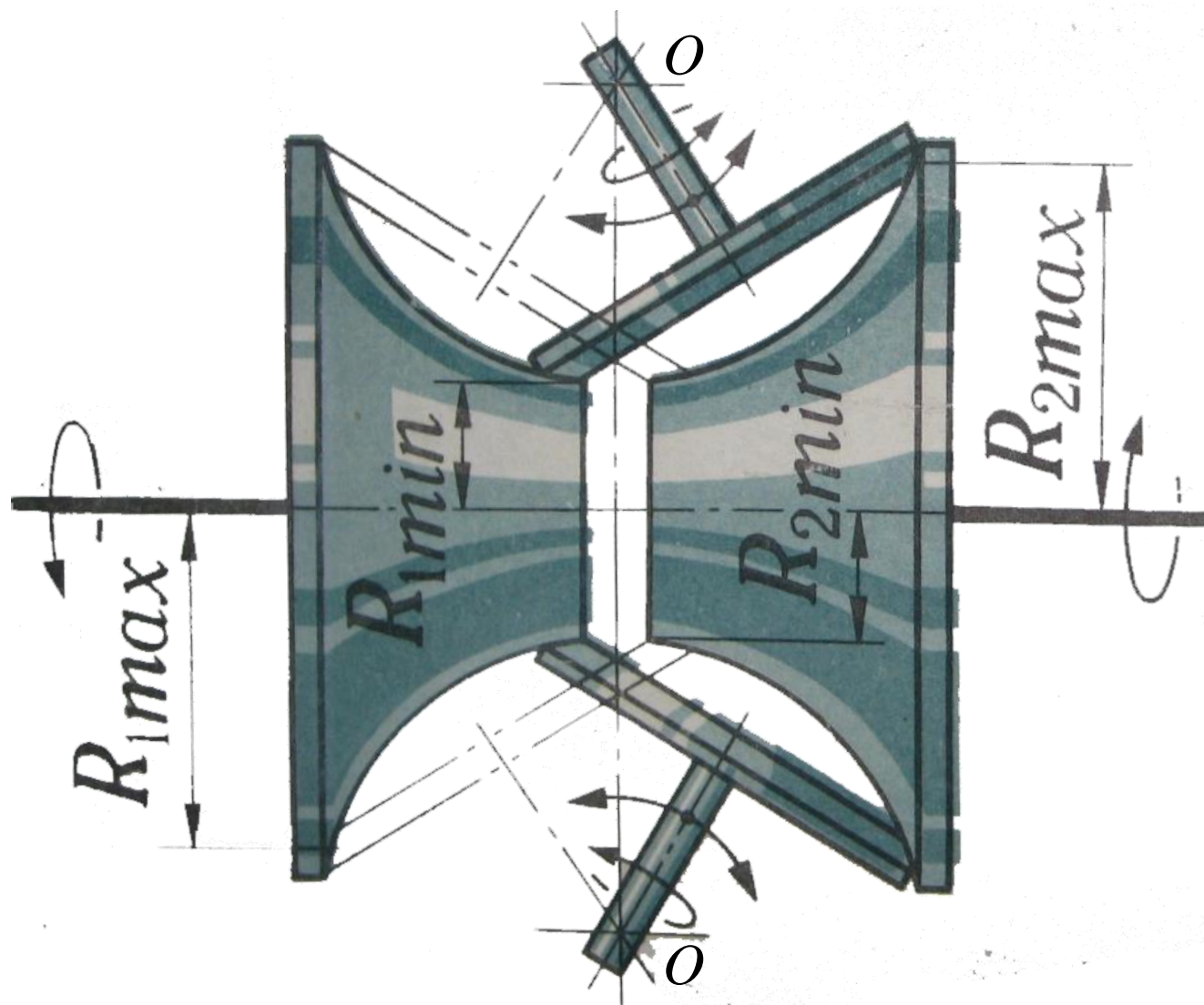
În acest variator pe arborii conducător și condus sunt fixate cupe, executate în formă de tor circular. Între cupe sunt strânse rolele. Variația raportului de transmitere este atinsă prin rotirea rotelor în jurul axei fixe OO .

Axele rotelor sunt fixate într-o ramă specială în așa fel, ca ele să se situeze în permanență simetric față de axele cupelor.

Relațiile cinematice sunt următoarele:

$$i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}}; \quad i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}};$$

Gama de reglare: $D = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2} = 3...6.$





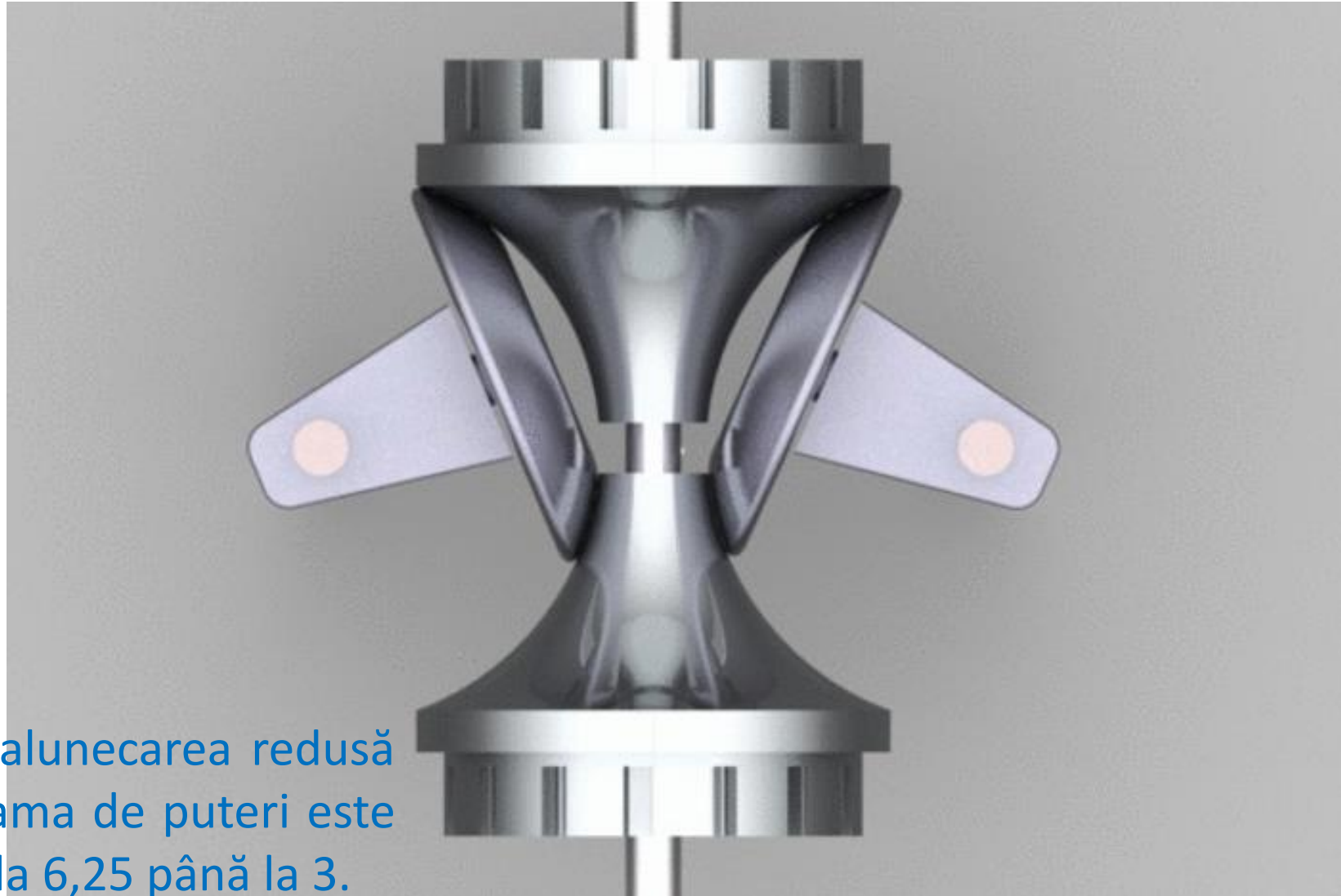
4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Variator toroidal

Lucrul cupelor cu rola poate fi examinat condiționat drept rostogolire a trei conuri de rostogolire.

Lucrul fără alunecare e posibil numai în cazul când vârfului tuturor conurilor se întrunesc într-un punct. Cu cât abaterea vârfului e mai mare, cu atât sporește alunecarea.

Avantajele principale constau în alunecarea redusă și randament de până la 0,95. Gama de puteri este 1,5...20kW la gama de reglare de la 6,25 până la 3.





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

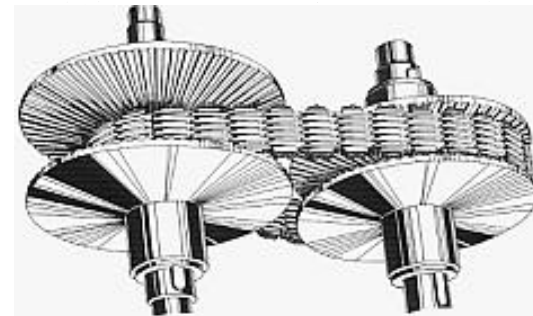
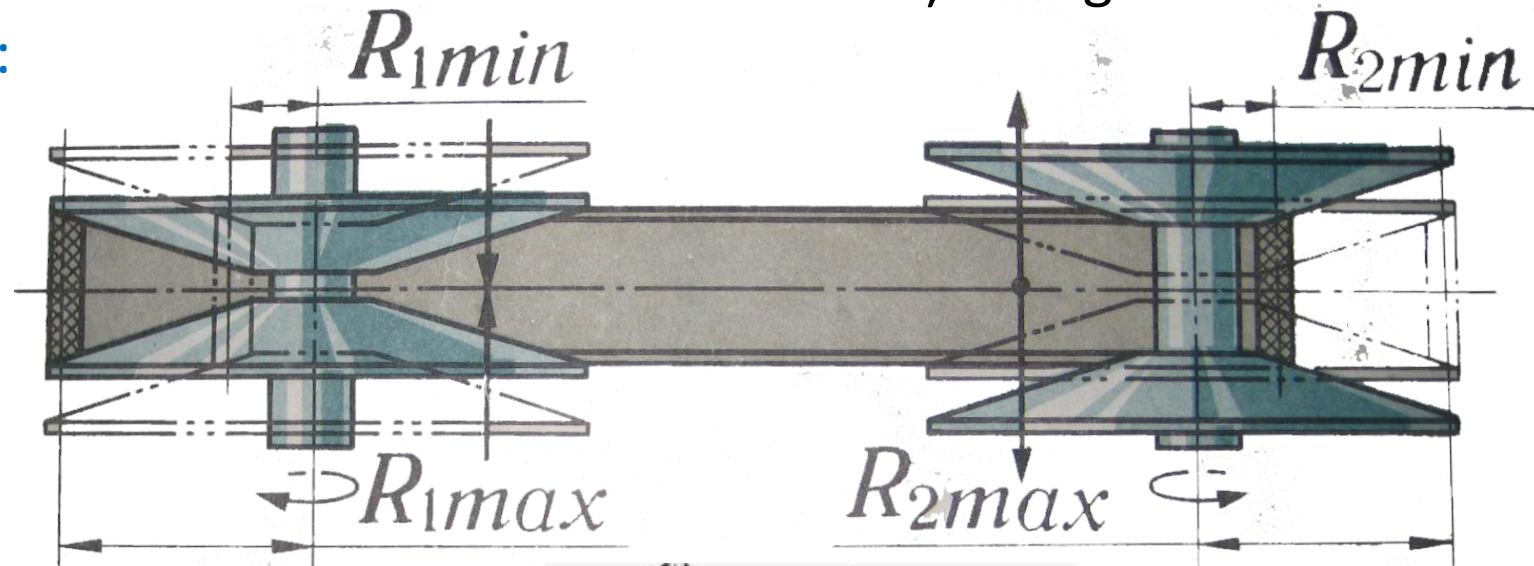
Variator prin curea

Drept element de transmitere aici servește cureaua trapezoidală sau un lanț special. Mecanismul de dirijare depărtează o pereche de conuri și apropie concomitent altă pereche cu aceeași mărime. Astfel, cureaua se deplasează la alte diametre de lucru fără variația lungimii ei.

Relațiile cinematice sunt următoarele:

$$i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}}; \quad i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}};$$
$$D = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2} = 1,5.$$

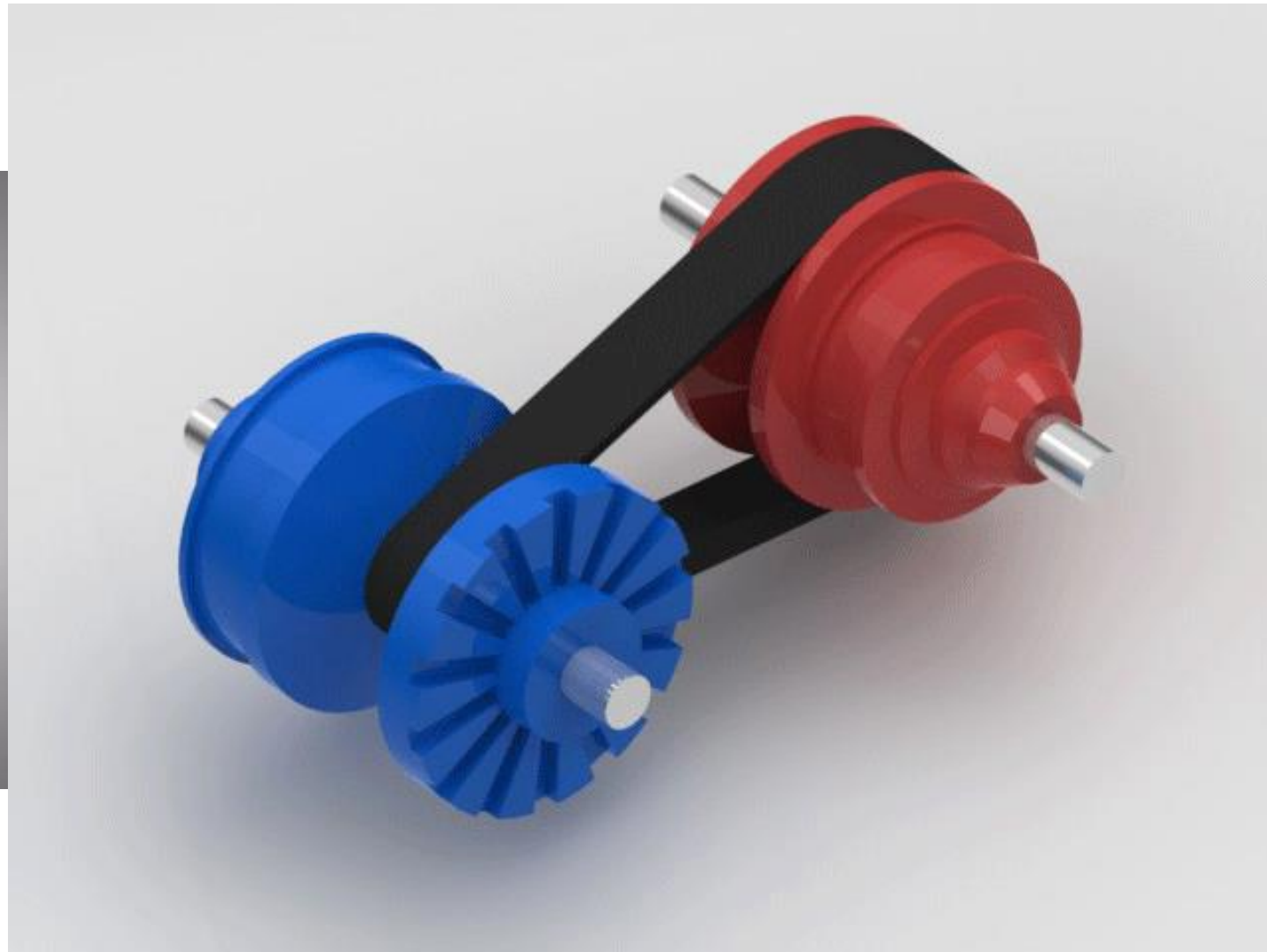
Gama de reglare posibilă din considerente constructive depinde de lățimea curelei. Curelele trapezoidale standard permit obținerea unei game $D=1.5$, iar cele speciale – până la 5.

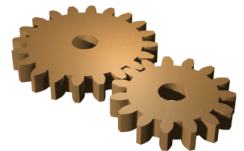




4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Variator prin curea





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

Aplicații industriale ale variatoarelor de turații prin curea





4.2.7 TRANSMISII MECANICE PRIN FRICȚIUNE

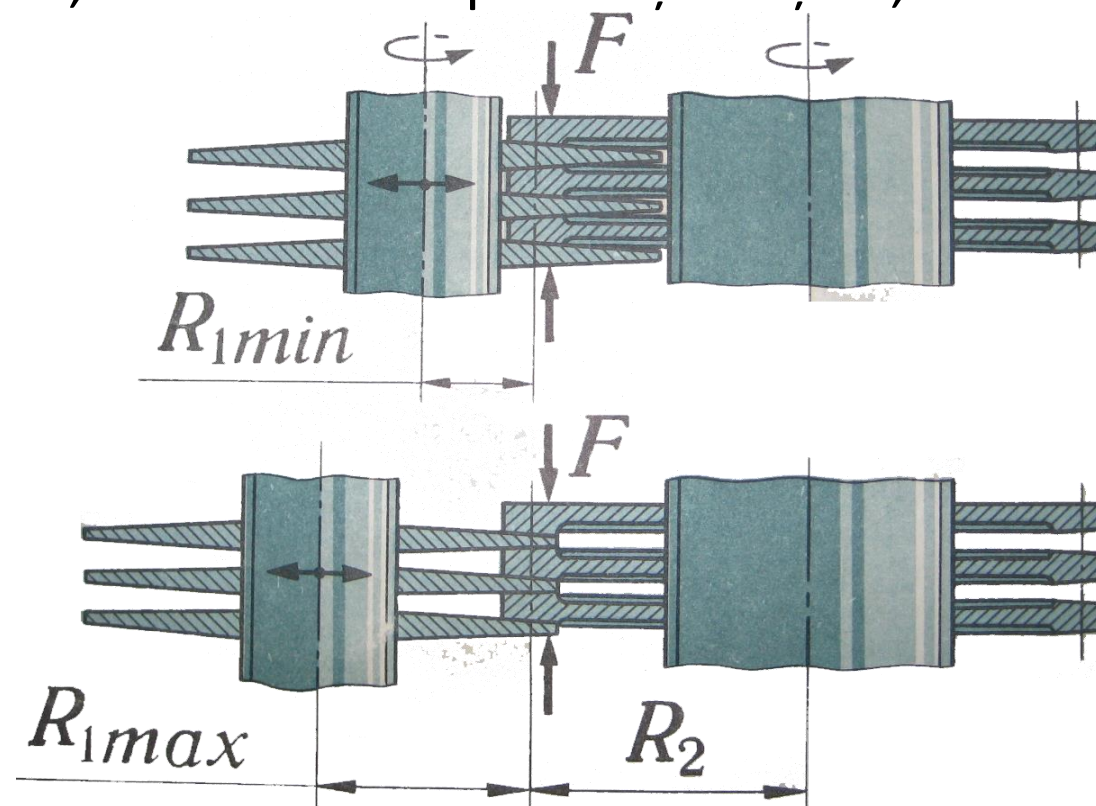
Variator cu discuri

În aceste variatoare sarcina se transmite prin intermediul seturilor de discuri conducătoare și conduse. Variația raportului de transmitere are loc în urma deplasării arborelui conducător față de arborele condus. Astfel, variază distanța dintre axe și diametrul de lucru. În construcțiile realizate acest variator este combinat, de obicei, cu transmisii prin roți dințate, unde arborele care se deplasează este intermediar.

Relațiile cinematice sunt următoarele:

$$i_{\max} = \frac{R_2}{R_{1\min}}; \quad i_{\min} = \frac{R_2}{R_{1\max}};$$

Aceste variatoare se confecționează având o putere de până la 400kW cu gama de reglare până la 4,5 și randamentul de 0,8...0,9.





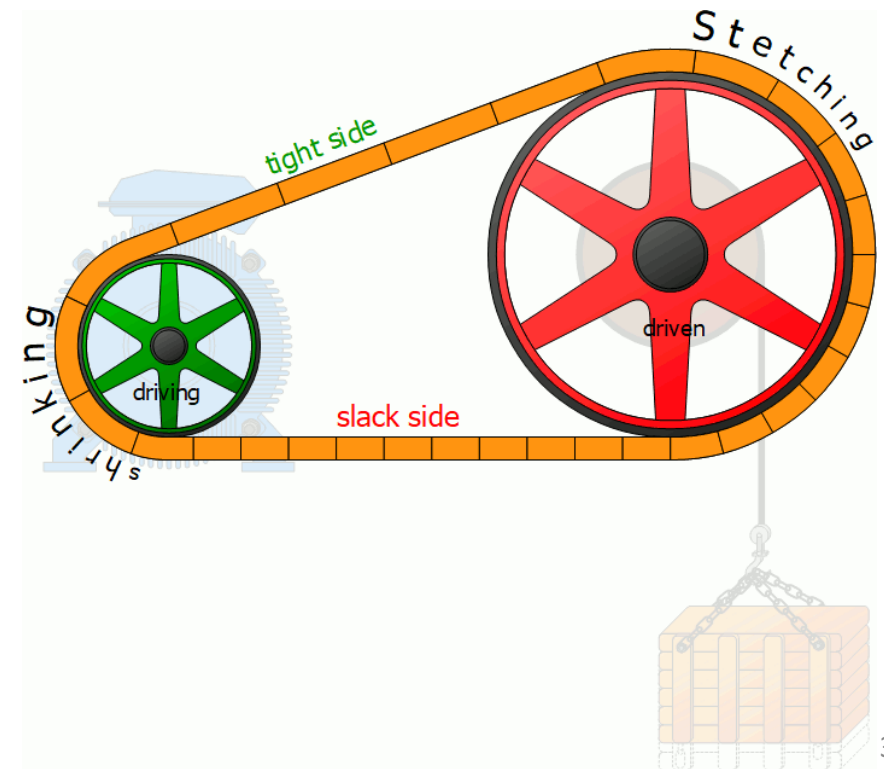
4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Considerații generale. Clasificări

Transmisiile prin curele constituie unul dintre cele mai vechi tipuri de transmisii mecanice, care nu și-au pierdut importanța până în prezent. Ea se utilizează practic în toate ramurile construcției de mașini. Transmisia prin curea conține două roți de curea, fixate pe arbori, și curea care înfășoară roțile de curea. Sarcina se transmite prin intermediul forțelor de frecare, care apar între roțile de curea și curea în urma întinderii acesteia.

Avantaje:

1. Transmite puterea la distanțe mari
2. Simplitatea construcției și exploatarea
3. Sunt silențioase – forțe dinamice reduse
4. Preț de cost scăzut, ușor de montat, demontat și întreținut;
5. Servesc ca element de siguranță în caz de suprasarcină.





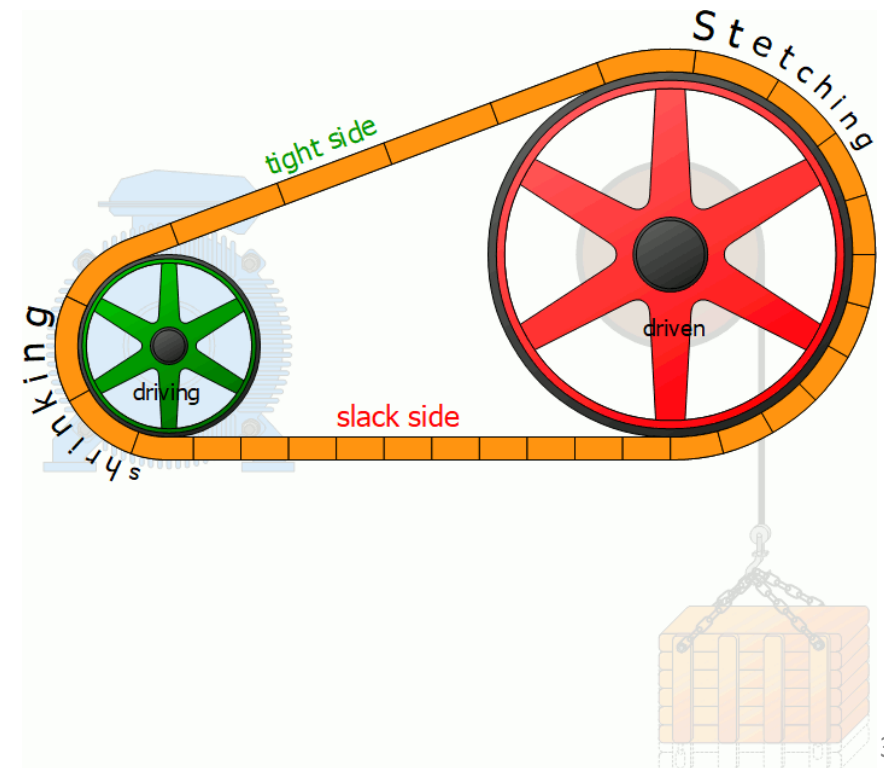
4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Considerații generale. Clasificări

Transmisiile prin curele constituie unul dintre cele mai vechi tipuri de transmisii mecanice, care nu și-au pierdut importanța până în prezent. Ea se utilizează practic în toate ramurile construcției de mașini. Transmisia prin curea conține două roți de curea, fixate pe arbori, și curea care înfășoară roțile de curea. Sarcina se transmite prin intermediul forțelor de frecare, care apar între roțile de curea și curea în urma întinderii acesteia.

Dezavantaje:

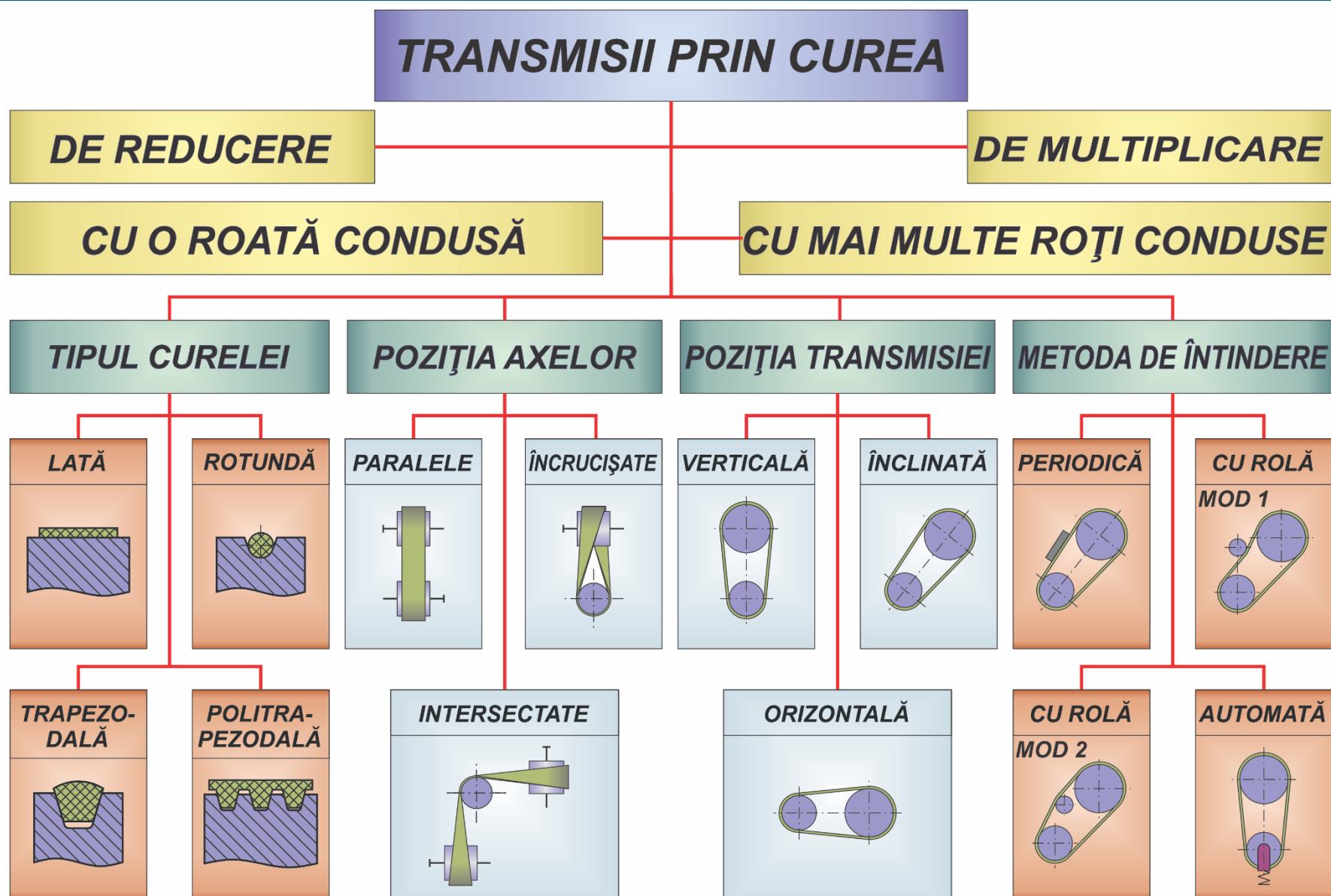
1. Gabarite mari în comparație cu roțile dințate, de aproximativ 5 ori mai mari
2. Nu asigură raport de transmitere constant din cauza patinării (alunecării) curelei
3. Durabilitatea curelei reduse
4. Este limitată puterea transmisă
5. Încărcare suplimentară a arborilor și reazemelor din cauza forțelor de întindere a curelei.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

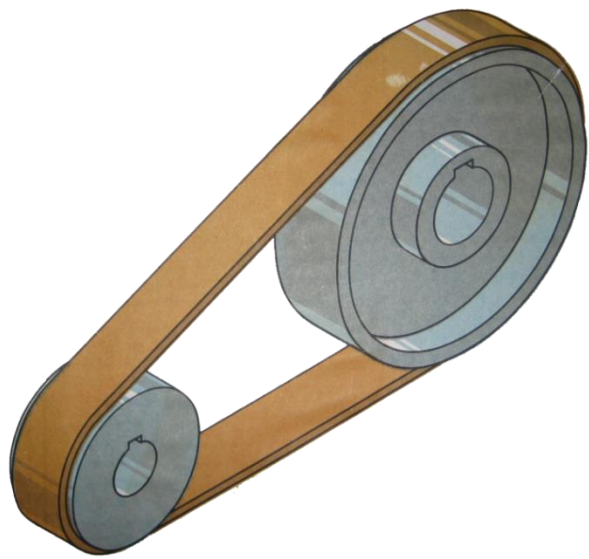
Clasificări



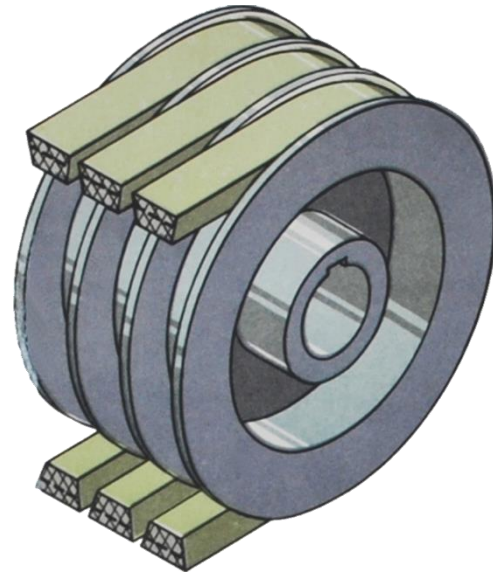


4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

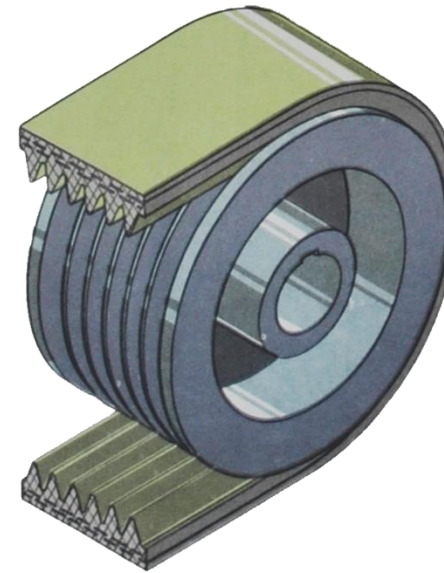
Clasificări



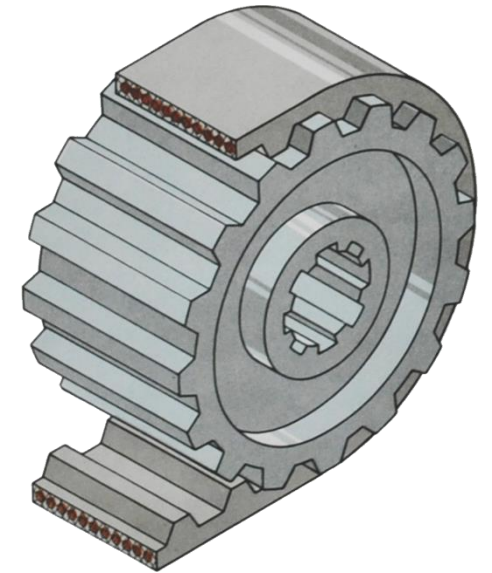
a. Transmisie cu curea lată;



b. Transmisie cu curea trapezoidală;



c. Transmisie cu curea politrapezoidală;



d. Transmisii cu curea dințată.



4.2.8 TRANSMISIILE MECANICE PRIN CURELE

Domenii de utilizare

Transmisiile prin curele se folosesc în special în cazurile când conform construcției arborii sunt situați la distanțe mari sau când vitezele mari nu permit folosirea altor transmisii.

Transmisiile prin curele se utilizează în calitate de transmisii de putere în diverse domenii (pentru puteri de până la 60 de kilowați, rapoarte de transmitere $i \leq 2-20$, viteze periferice până la 30m/s), de asemenea, se folosesc în aparate din mecanica fină.

În construcția de mașini contemporană cea mai largă răspândire o au curelele trapezoidale.

Curelele late se utilizează în transmisiile rapide.

Curelele rotunde se execută din cauciuc și sunt utilizate numai pentru transmiterea puterilor mici: în aparate electronice, mecanisme de uz casnic ș. a.

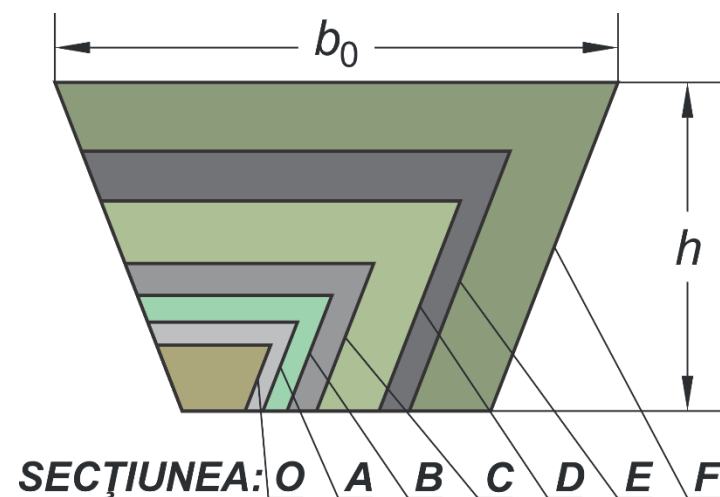
Curelele dințate sunt utilizate în mecanismele care funcționează cu o precizie cinematică înaltă: automobile; mecanisme de ridicare și transportare; tehnica de oficiu (imprimante, scanere).



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Structura și clasificarea curelei trapezoidale

Cureaua trapezoidală de destinație generală este formată din țesătură din cordul din fibre cauciucate 1, care lucrează la întindere, un strat de cauciuc sau țesătură cauciucată 2, care lucrează la comprimare și învelișul de protecție 3, constituit din câteva straturi de țesătură înfășurată pe învelișul de cauciuc. Lungimea curelelor și dimensiunile secțiunii transversale sunt standardizate.



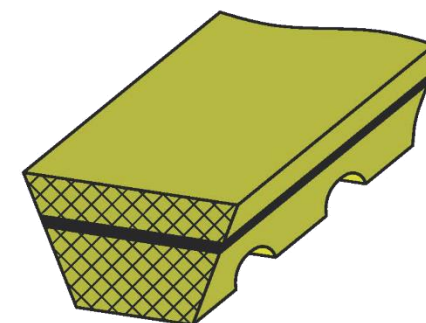
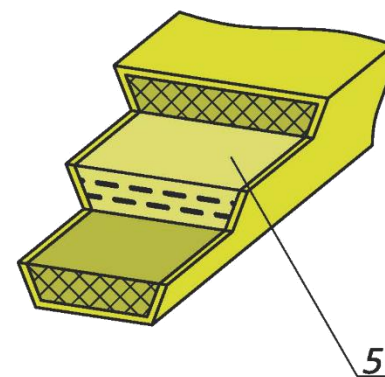
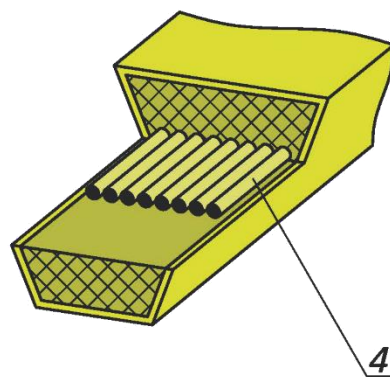
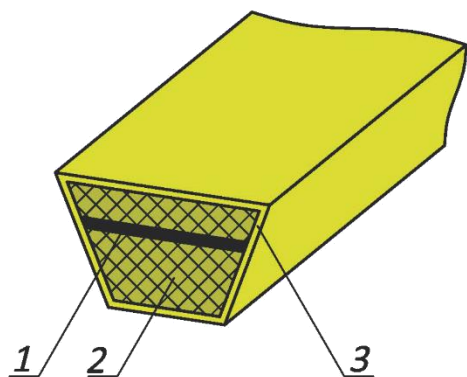
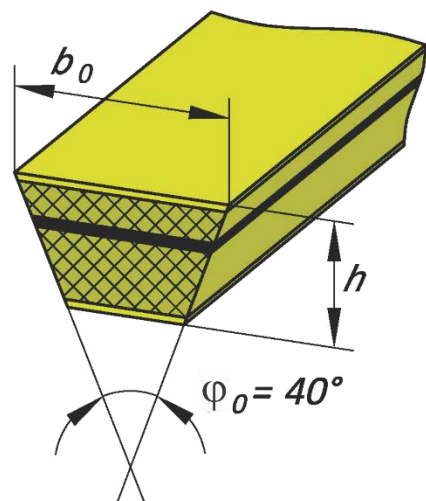
FĂRĂ ÎNVELIȘ LATERAL

CU ÎNVELIȘ LATERAL

CU CORD DIN CABLU

CU CORD DIN ȚESĂTURĂ

CU CRESTARE A STRATULUI DE COMPRIMARE



1 - ELEMENT PORTANT 2 - CAUCIUC 3 - ÎNVELIȘ 4 - CORDOANE 5 - STRATURI DE ȚESĂTURĂ



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Cinematica transmisiei prin curele

Vitezele circulare ale roților sunt:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

unde: d_1 și d_2 – diametrele roților, mm ;

n_1 și n_2 – turațiile roților, min^{-1} .

Considerând alunecarea elastică a curelei

inevitabilă, $v_2 < v_1$ sau: $v_2 = v_1(1 - \varepsilon)$

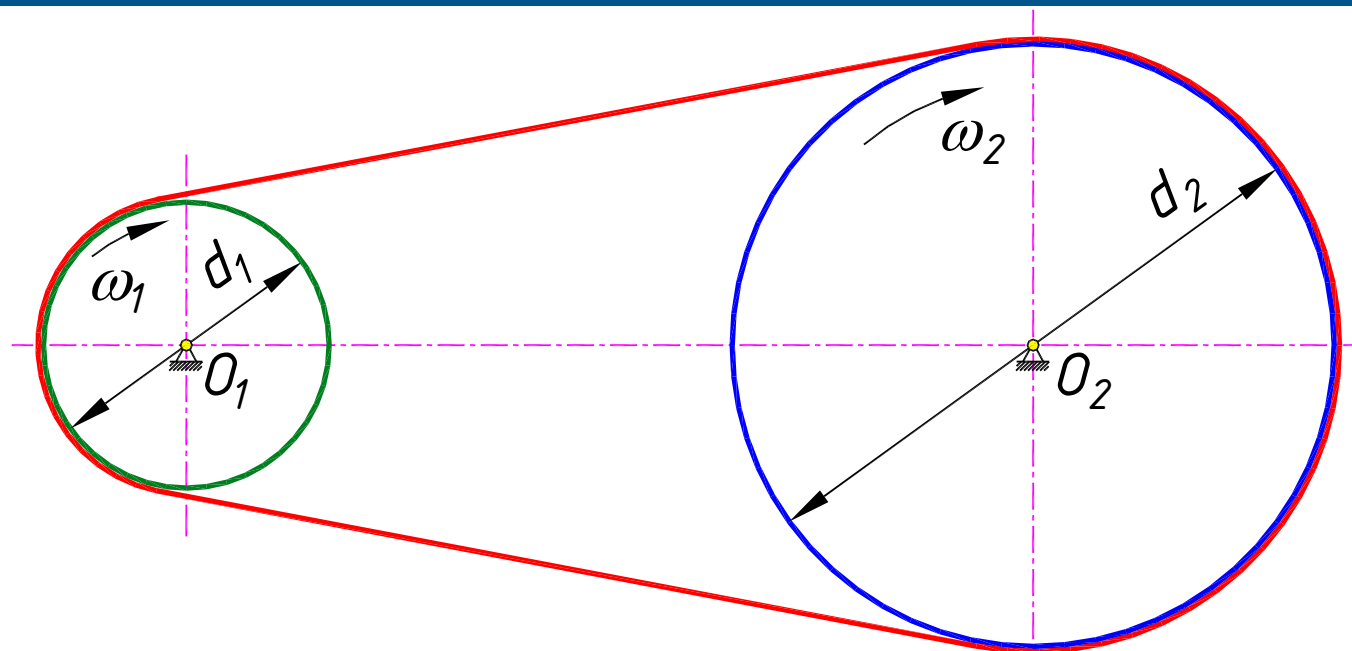
unde: ε – coeficientul de alunecare elastică. Coeficientul are valori variabile. Din aceasta cauză și

raportul de transmitere este variabil: $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$

Caracteristica cinematică de bază a transmisiei prin curele este raportul de transmitere, i :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

Pentru calcule practice se admite ca: $i = \frac{d_2}{d_1}$





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Cinematica transmisiei prin curele

Numărul de curse sau (*frecvența ciclică a curelei*)

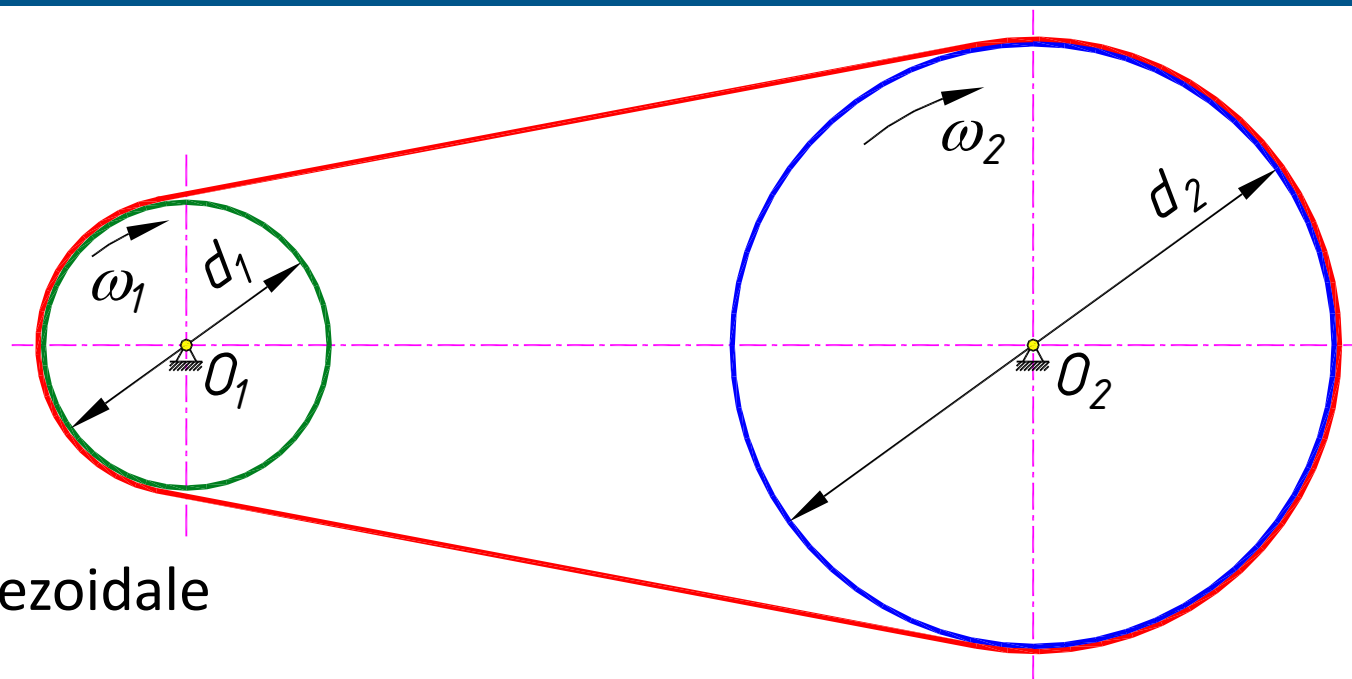
Numărul de curse a curelei într-o secundă

O caracteristică a transmisiei prin curele (v) care influențează asupra durabilității curelei.

$$v = \frac{v}{l} (s^{-1}) \leq [v] = 10 \dots 15 \text{ – pentru curele trapezoidale}$$

unde: v – viteza curele, m/s ;

l – lungimea curele, m .



În dependență de numărul de curse se va alege secțiunea curelei;

Daca numărul de curse este mare atunci e mai bine de ales secțiunea mai mică a curele, dar mai multe curele.



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Geometria transmisiei prin curele

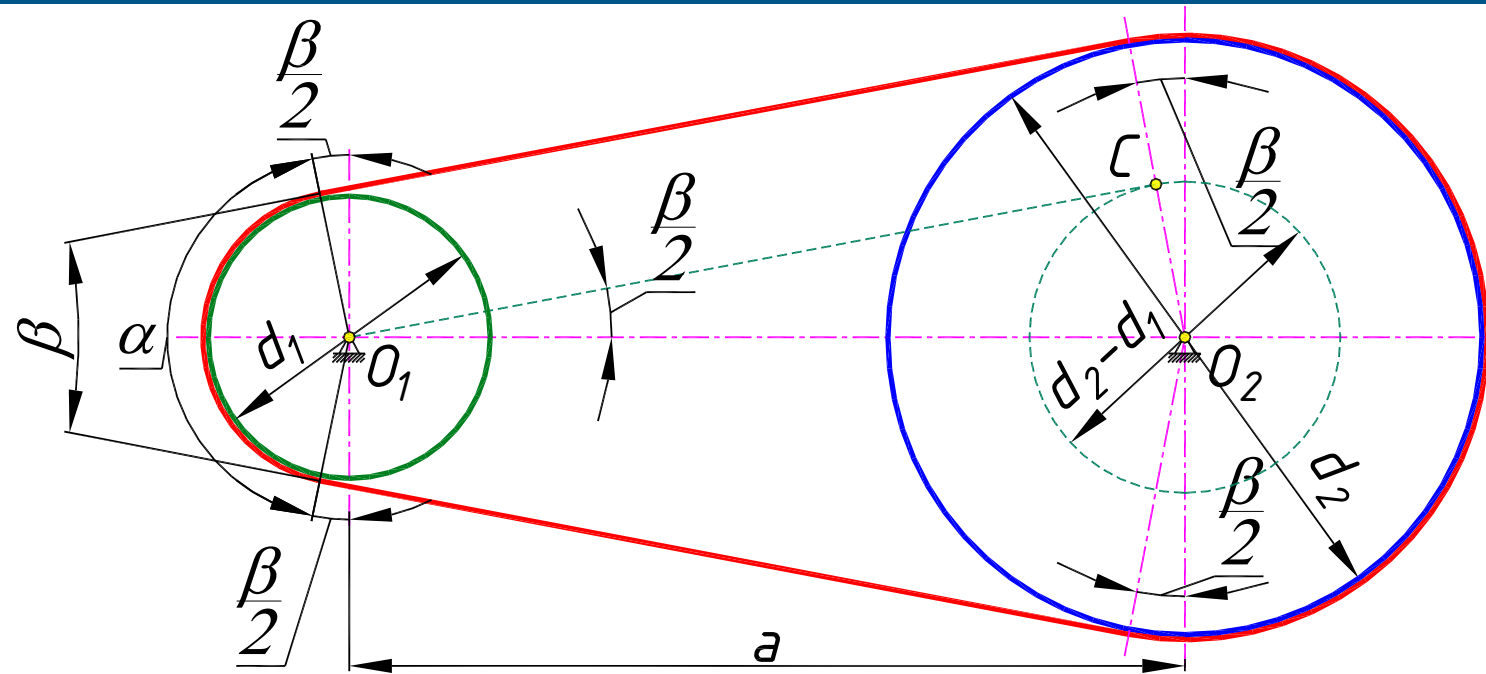
α - unghiul de înfășurare a roții conducătoare;

β - unghiul la vârf al ramurilor;

d_1 și d_2 - diametrele roții conducătoare și conduse:

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt{\frac{P_1}{n_1}} \rightarrow GOST$$

$$d_2 = d_1 \cdot i(1 - \varepsilon)$$



unde: ε – coeficientul de alunecare elastică: $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$;

i – raportul de transmitere;

P_1 – puterea pe arborele de intrare;

n_1 – turația arborelui de intrare.



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Geometria transmisiei prin curele

Din triunghiul O_1CO_2 (construcție cu linie întreruptă) determinăm unghiul dintre ramuri:

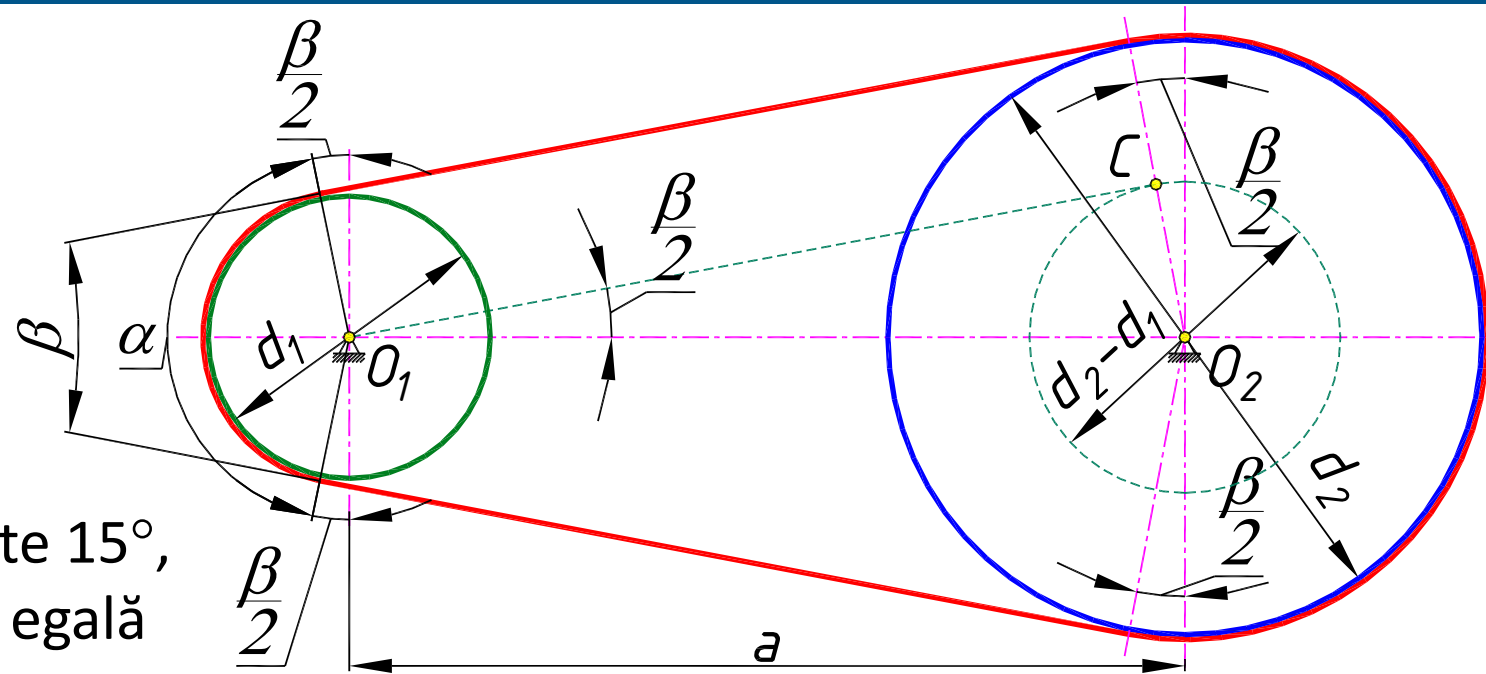
$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{O_2C}{O_1O_2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}$$

Considerând că $\beta/2$ cpractic nu depășește 15° , obținem aproximativ valoarea sinusului egală cu valoarea argumentului și notăm:

$$\sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}, rad \Rightarrow \beta = \frac{d_2 - d_1}{a}, rad \approx \beta = \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ.$$

$$\alpha = 180 - \beta = 180 - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57^\circ$$

Unghiul α este limitat de jos, pentru curele trapezoidale: $\alpha \geq 120^\circ$.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Geometria transmisiei prin curele

Distanța dintre axele arborilor a trebuie să fie mai mare ca a_{min} :

$$a_{min} = 0.55(d_2 + d_1) + h \Rightarrow a \geq a_{min}$$

unde: h – înălțimea secțiunii curelei.

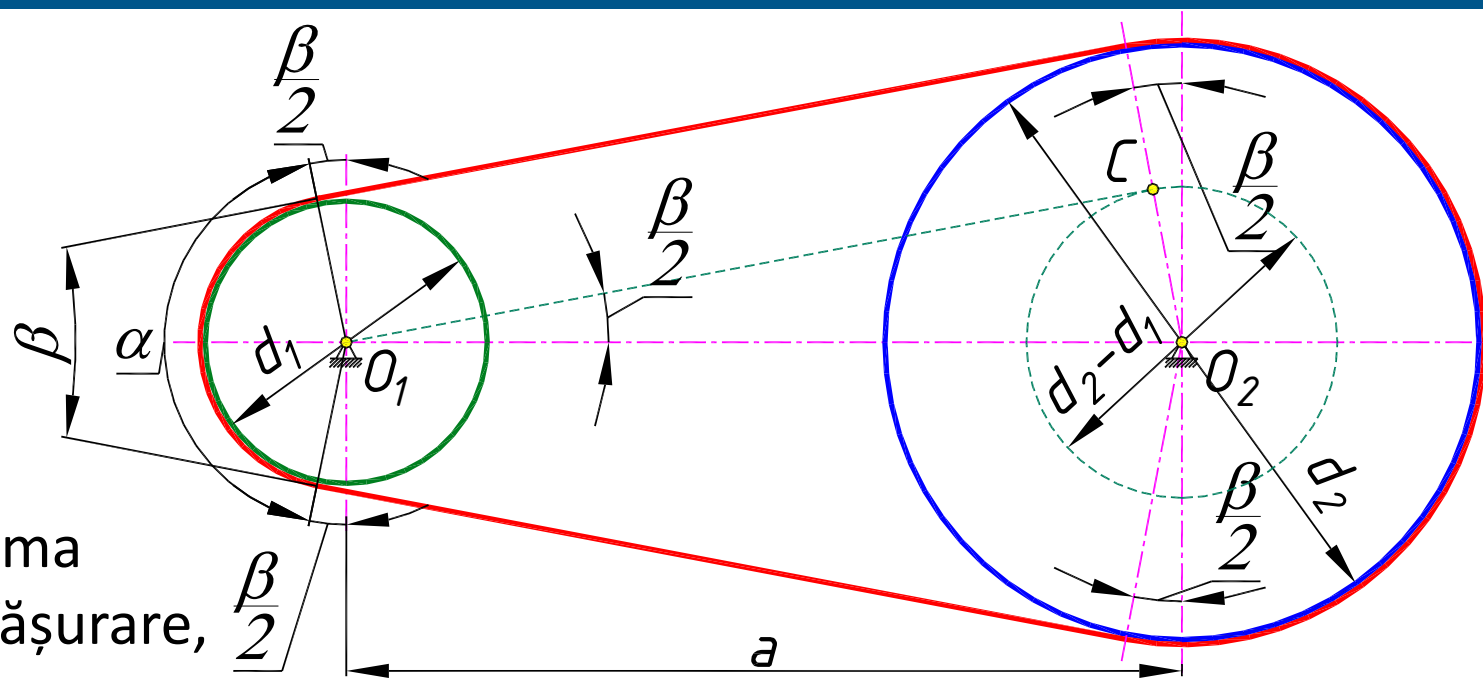
Lungimea curelei se determina drept suma segmentelor liniare si a coardelor de înfășurare, si după e serie de transformări obținem

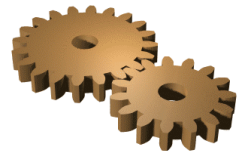
următoarea expresie:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \rightarrow GOST.$$

La proiectare se recalculează distanța dintre axe:

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Forțele în transmisia prin curele

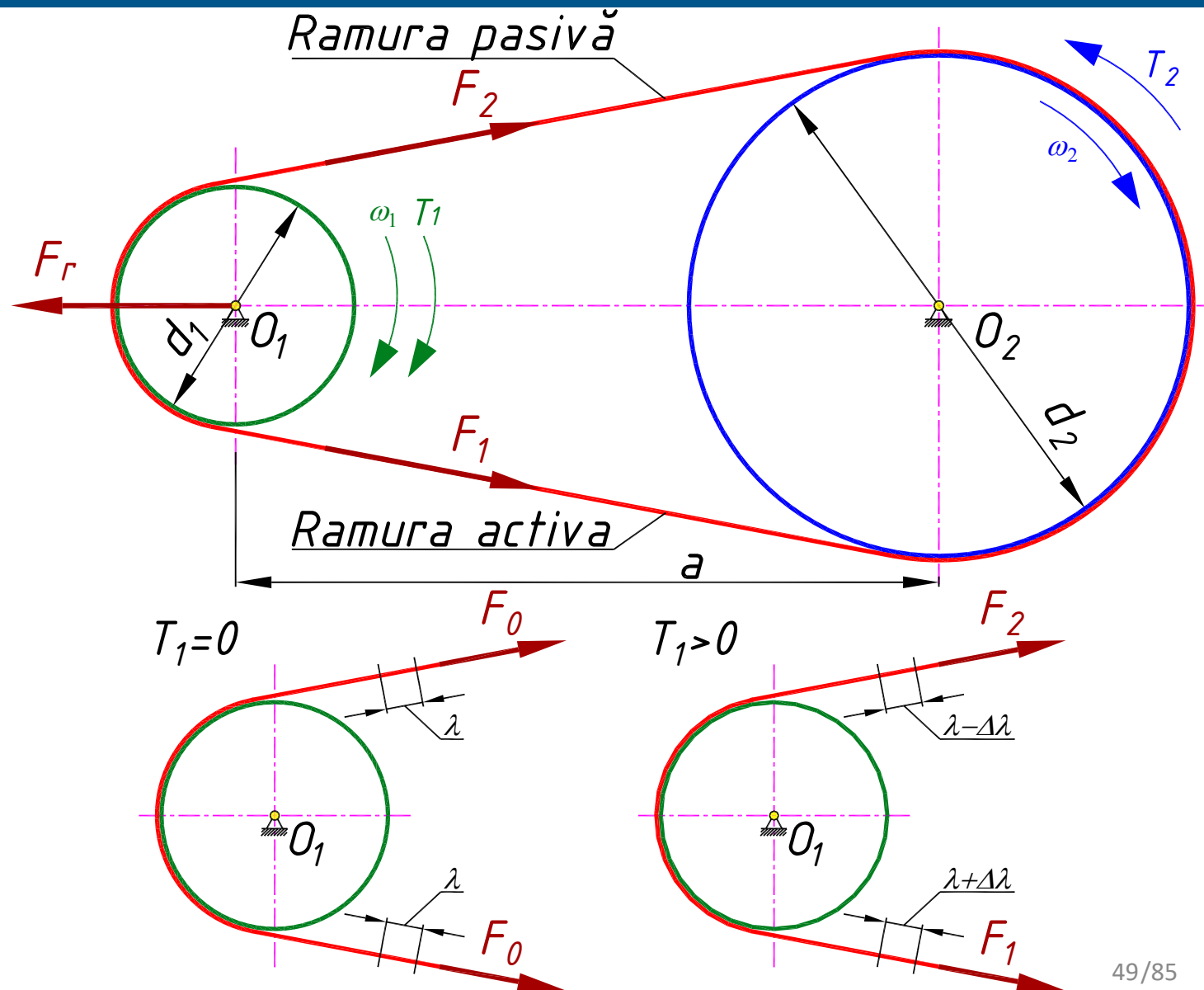
Figura reprezintă solicitarea ramurilor curelei în 2 cazuri: fără solicitare $T_1=0$ și sub sarcină $T_1>0$:

unde: F_0 – întinderea prealabilă a curelei.

F_1 și F_2 – forțele în ramurile activă și pasivă a curelei.

$$F_1 > F_2 \Rightarrow F_1 - F_2 = F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

F_t – forța tangențială (de lucru), care trebuie să fie mai mică ca forța de frecare.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

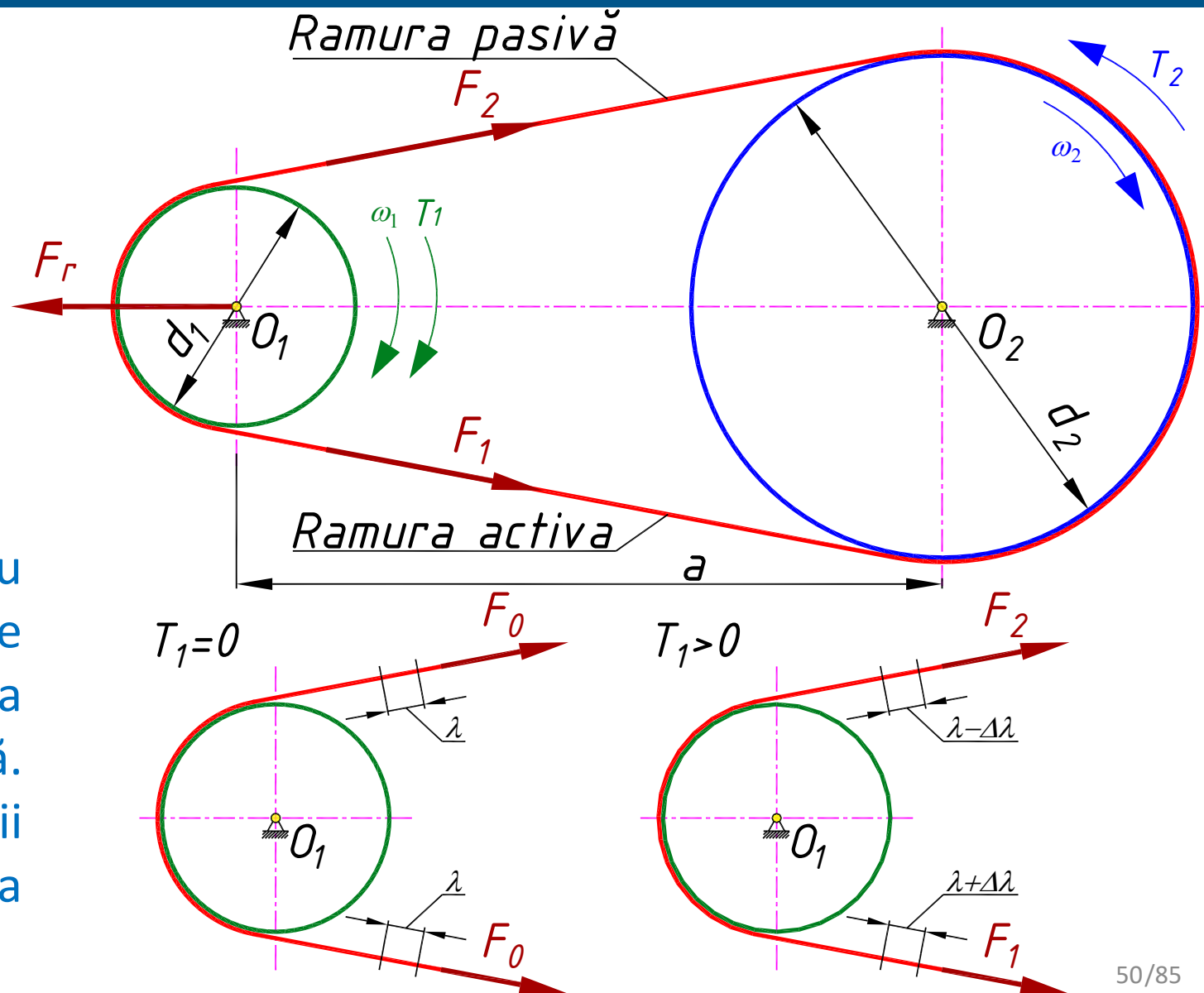
Forțele în transmisia prin curele

Conform condiției de echilibru a roții de curea vom avea:

$$T_1 = \frac{d_1}{2} (F_1 - F_2)$$

Legătura dintre F_0 , F_1 și F_2 poate fi stabilită pe baza următoarelor concepții.

Lungimea geometrică a curelei nu depinde de solicitare și rămâne neschimbată atât în transmisia nesolicitată, cât și în transmisia solicitată. Deci, întinderea suplimentară a ramurii active este compensată de comprimarea egală a ramurii pasive.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Forțele în transmisia prin curele

Astfel putem scrie următoarele ecuații:

$$F_1 = F_0 + \Delta F,$$

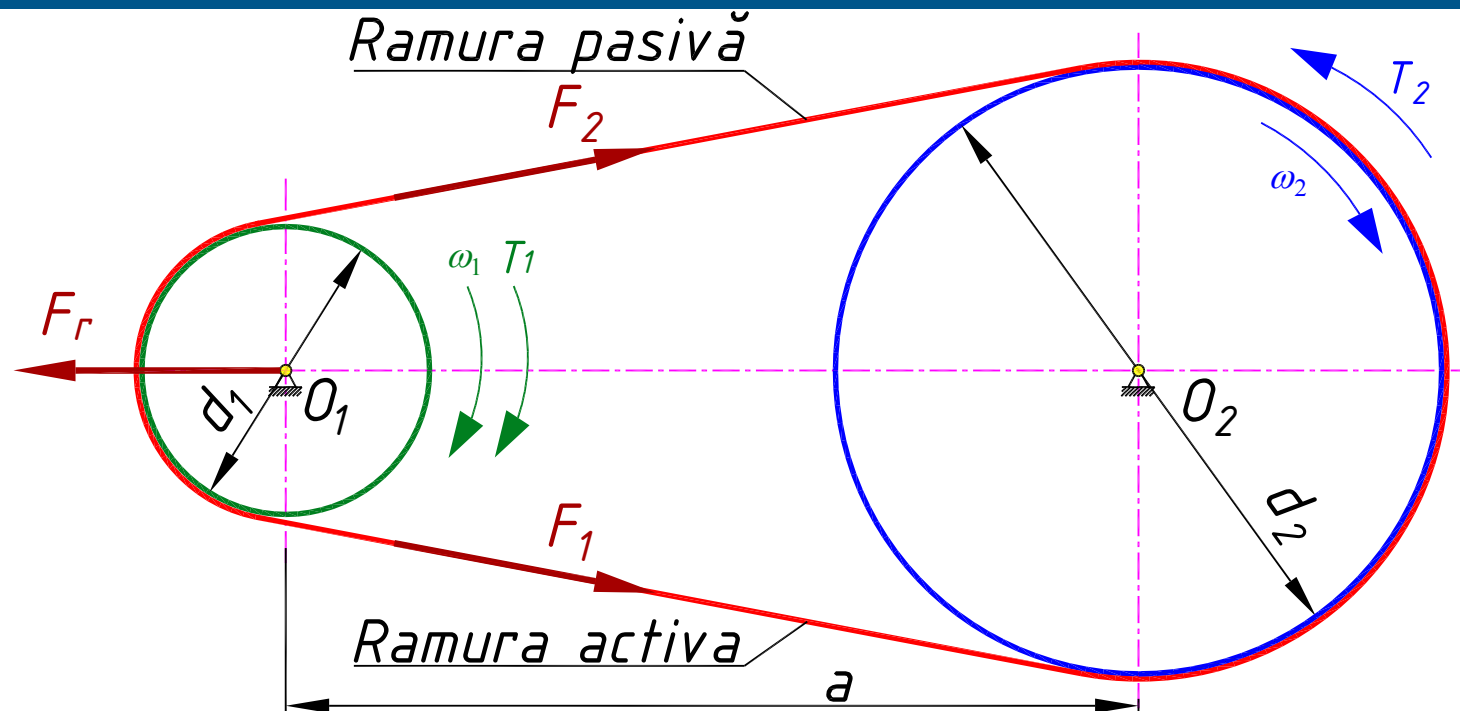
$$F_2 = F_0 - \Delta F,$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Reieșind din condiția de echilibru a roții de curea și ecuațiile de mai sus rezultă:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Am obținut un sistem de 2 ecuații și 3 necunoscute F_0 , F_1 și F_2 . Aceste ecuații determină variația tensiunii ramurii active și celei pasive în dependență de sarcina F_t și întinderea preliminară F_0 , însă nu determină capacitatea de tracțiune a transmisiei care este legată de valoarea forței de frecare dintre curea și roata de curea. Această dependență a fost stabilită de către Euler.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Forțele în transmisia prin curele

Euler a stabilit relația dintre F_1 și F_2 la limita de alunecare, adică a determinat valoarea maximal admisibilă F_t în dependență de F_0 cu condiția folosirii complete a rezervei forțelor de frecare și a introdus următoarea expresie:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} \Rightarrow F_1 = F_2 \cdot e^{f \cdot \alpha},$$

unde: e – reprezintă baza logaritmului natural, $e = 2,7$;

f – coeficientul de frecare;

α – unghiul de înfășurare a roții de către curea.

Reieșind din condiția de echilibru a roții de curea și ecuația de mai sus obținem:

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$F_2 = F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Relațiile determină legătura dintre forțele de întindere a ramurilor transmisiei care lucrează cu valoarea sarcinii F_t și factorii de frecare (f și α). Ele permit de asemenea să fie determinată valoarea minimală necesară a tensionării prealabile F_0 a curelei, când mai este posibilă transmiterea sarcinii date F_t .



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Forțele în transmisia prin curele

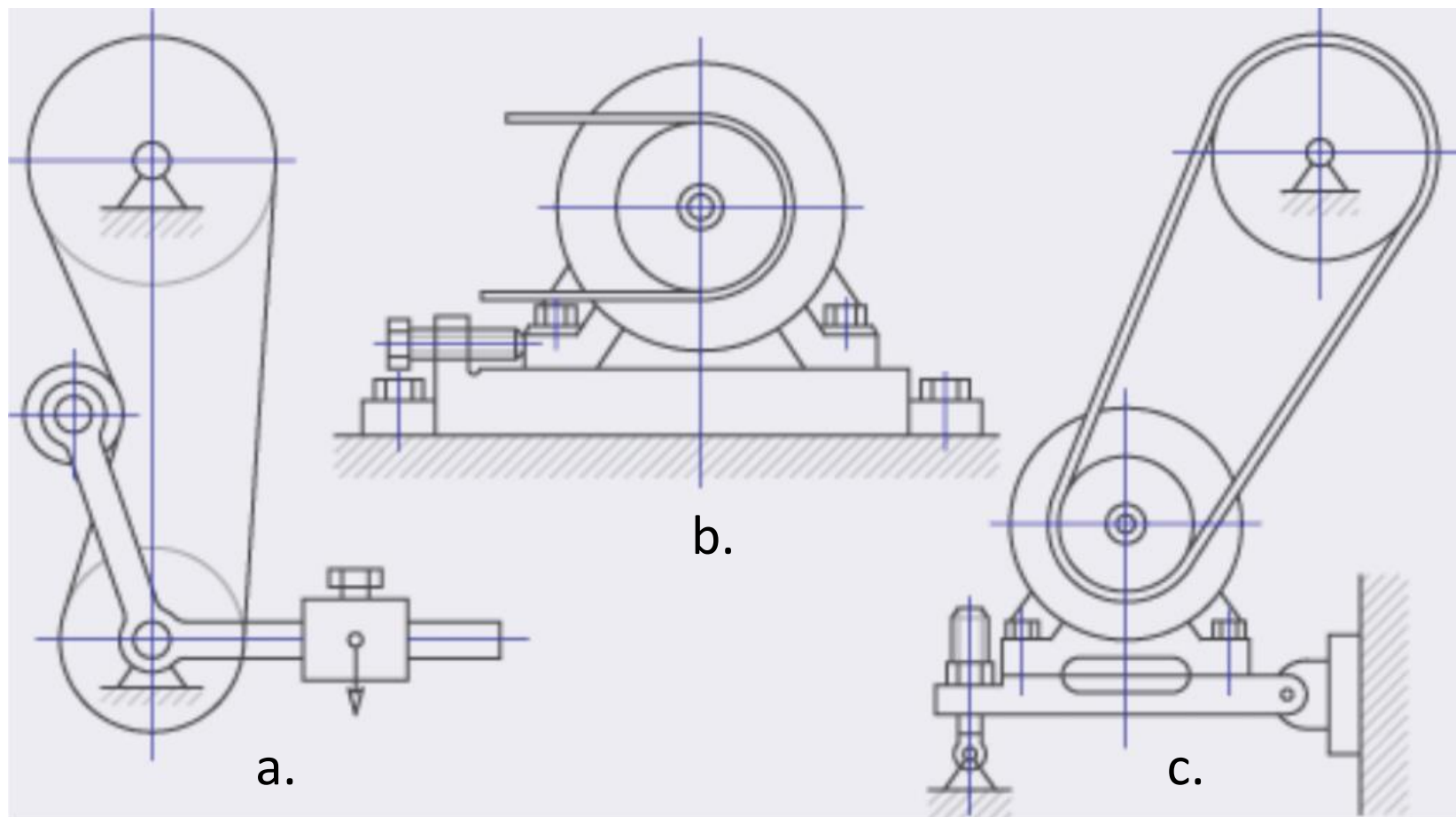
Întinderea curelei cu forța F_0 se realizează

prin următoarele metode:

- a. – cu rolă de întindere;
- b. – cu ghidaje;
- c. – cu suport oscilant.

Forța care acționează asupra arborelui F_r :

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right).$$

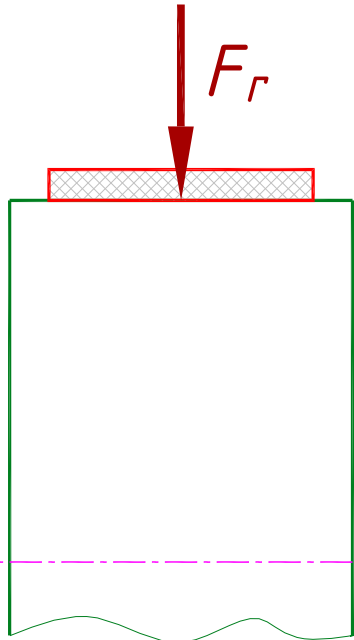




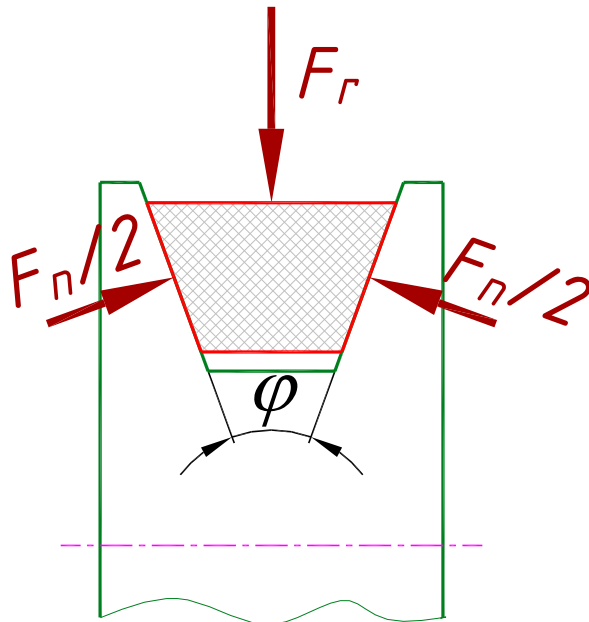
4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Forțele în transmisia prin curele

Determinarea forței de frecare F_f pentru curele late și trapezoidale:



$$F_f = f \cdot F_r$$



$$F_f = f \cdot F_n$$

$$F_r = 2 \frac{F_n}{2} \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \Rightarrow F_n = \frac{F_r}{\sin(\varphi/2)}$$

$$F_f = f \cdot F_n = f \cdot \frac{F_r}{\sin(\varphi/2)}$$

notăm: $\frac{f}{\sin(\varphi/2)} = f'$ - coeficient de frecare redus.

Pentru curelele standardizate unghiul $\varphi = 40^\circ$. Deci:

$$f' = \frac{f}{\sin 20} \approx 3f$$

Astfel, forma trapezoidală a curelei mărește aderența ei la roata de curea aproximativ de 3 ori.



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Tensiunile în curele

Curelele sunt supuse la următoarele tipuri de deformații: - întindere; - încovoiere; - inerție.

Tensiuni de întindere:

$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$ – tensiunea în ramura activă;

$\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$ – tensiunea în ramura pasivă;

$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$ – tensiunea prealabilă în curea.

unde: A – aria secțiunii curelei.

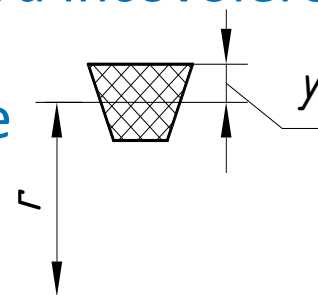
Tensiuni de încovoiere:

Legea lui Hooke pentru încovoiere

$\sigma = E \frac{y}{r}$ – încovoiere pură;

$\sigma_{F1} = E \frac{h}{d_1}$ – roata conducătoare;

$\sigma_{F2} = E \frac{h}{d_2}$ – roata condusă.



Tensiuni de la forța de inerție:

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2$$

unde: ρ – densitatea materialului;
 v – viteza curelei.

Tensiunile de încovoiere sunt de 3...5 ori mai mari decât tensiunile de întindere. Și aceste tensiuni esențial influențează durabilitatea curelei.



4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Tensiunile în curele

Materialul curelei își pierde rezistența în urma solicitării ciclice la încovoiere și întindere. Astfel are loc ruperea curelei la oboseală.

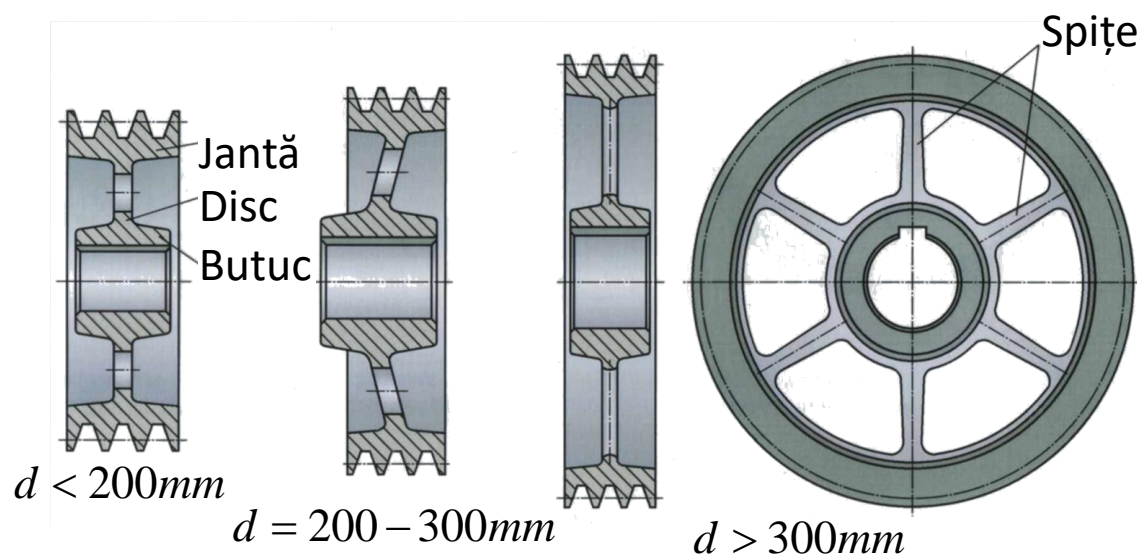
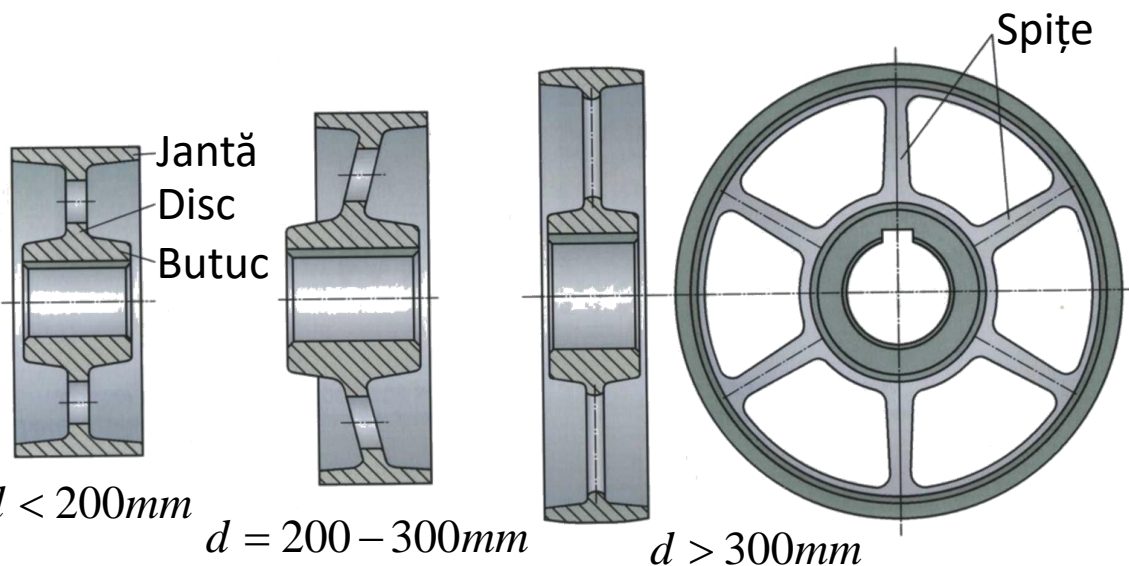
Tensiunea maximală sumară în ramura activă se află punctul de tangență a curelei cu roata mică.

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_C + \sigma_{F1}$$

2.8.8 Tipuri de roți de curea

Roți pentru curele late.

Roți pentru curele trapezoidale.





4.2.8 TRANSMISII MECANICE PRIN CURELE

Ordinea de proiectare a transmisiei prin curele

Date inițiale pentru proiectare transmisiei prin curele:

- Puterea pe arborele conducător P_1 ;
- Turația arborelui conducător n_1 ;
- Raportul de transmitere i ;
- Cerințe de gabarit;
- Poziția transmisiei.

1. Alegerea secțiunii curelei în dependență de putere și turația arborelui conducător.
2. Determinarea diametrelor roților de curea.
3. Calculul distanței dintre axe.
4. Calculul lungimii curelei.
5. Recalcularea distanței dintre axe.
6. Calculul vitezei curelei.
7. Calculul numărului de curse
8. Calculul forțelor în curea.
9. Calculul și alegerea numărului de curele.
10. Calculul durabilității curelei.
11. Calculul forței radiale care acționează asupra arborilor.

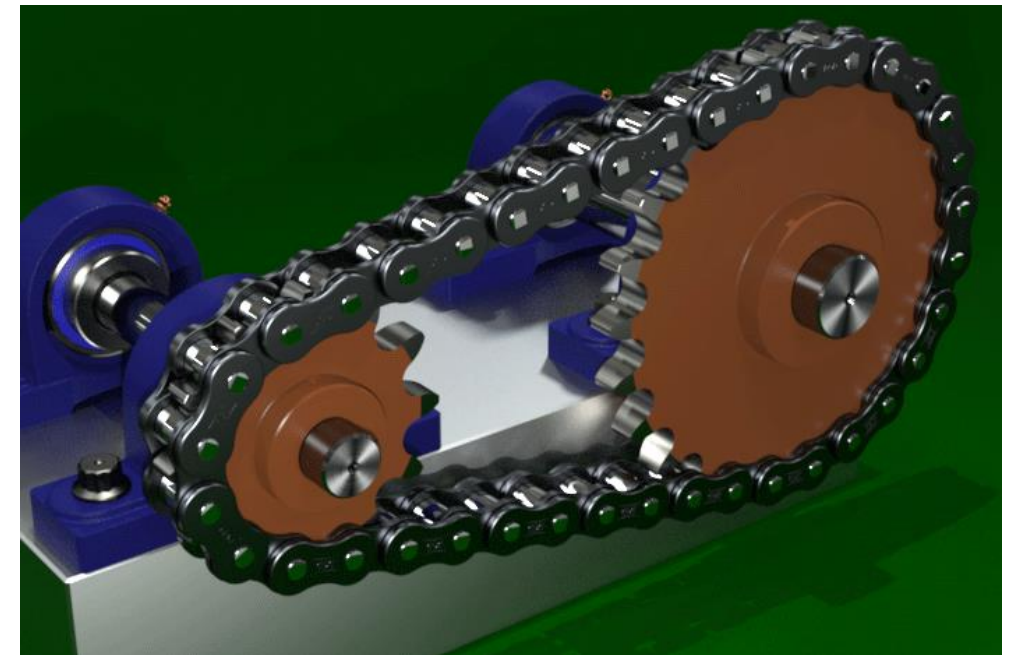
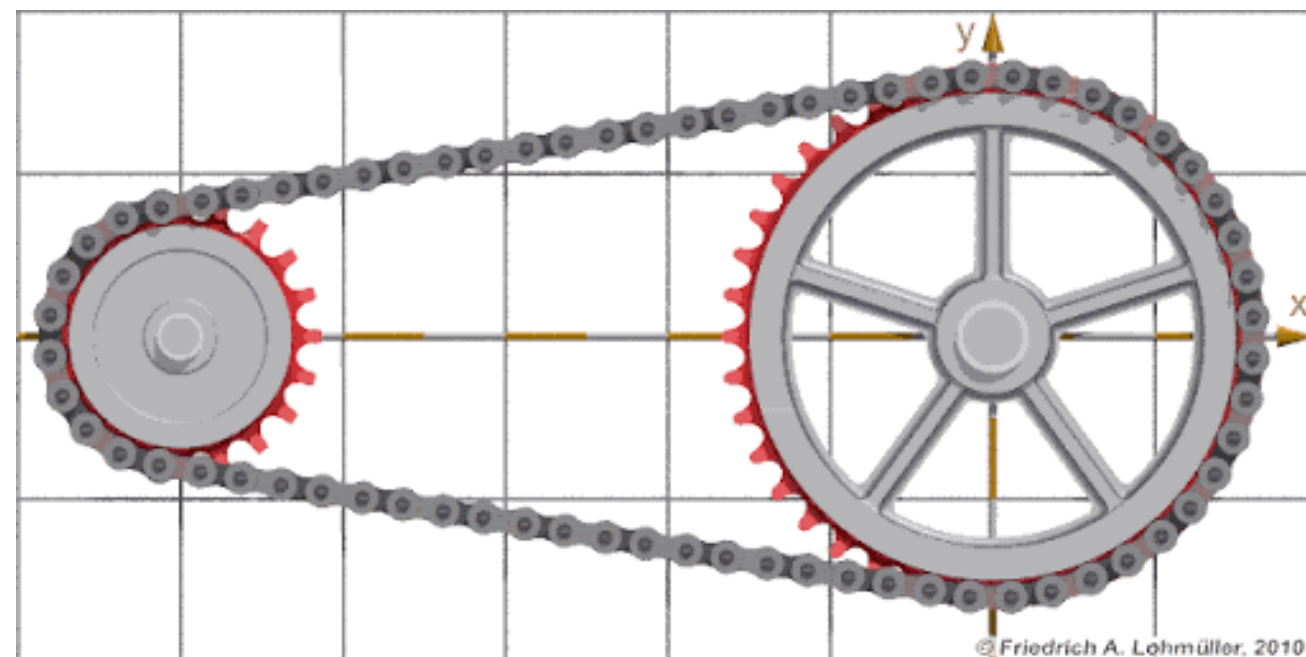


4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Considerații generale. Clasificări

Transmisia prin lanț se numește mecanismul, care este destinat pentru transformarea mișcării de rotație între arbori paraleli cu ajutorul a două roți dințate (roți de lanț), rigid fixate pe arbori și a unui lanț închis înfășurat pe acestea.

Principiul angrenării nu necesită o pretensionare prealabilă a lanțului, drept rezultat se reduce sarcina asupra arborilor și reazemelor.



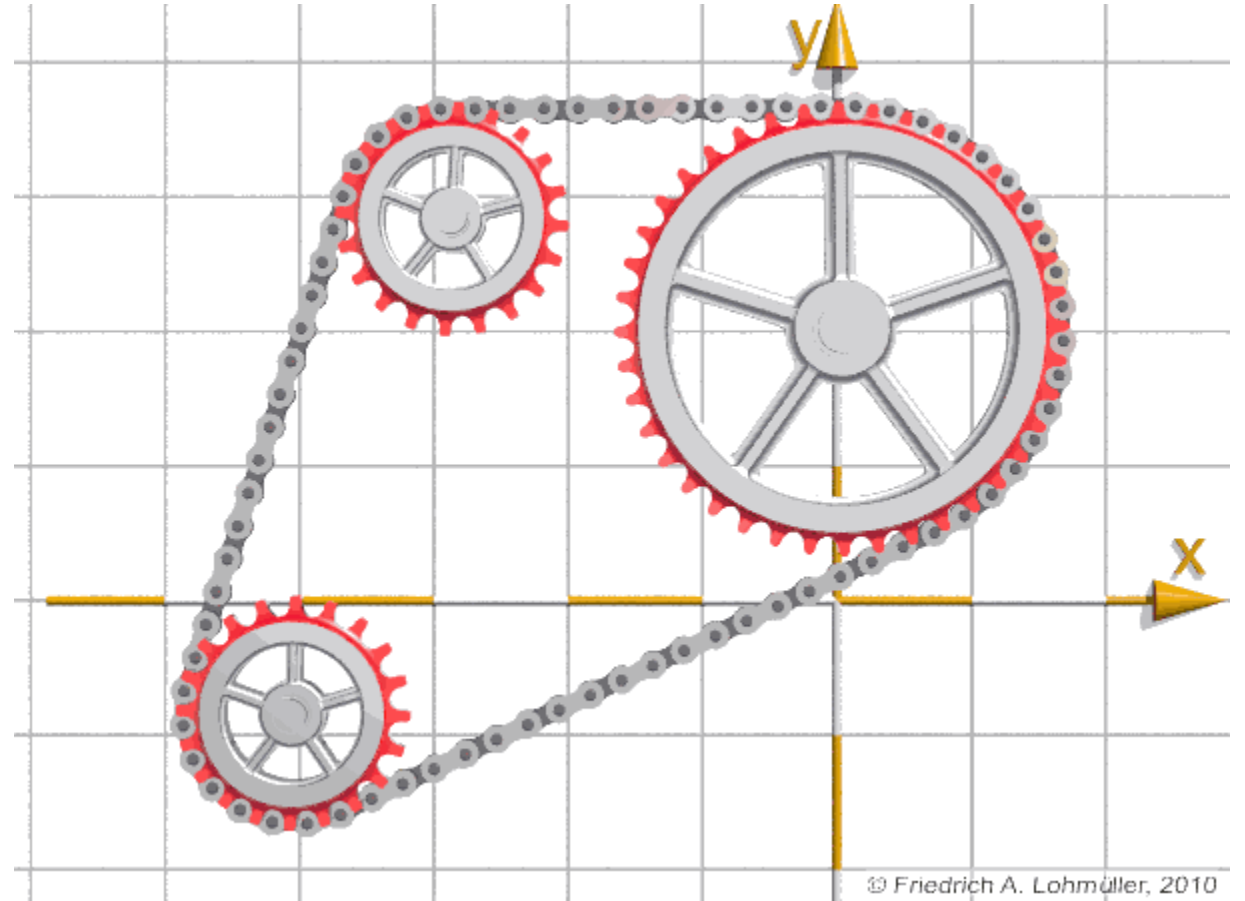


4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Considerații generale. Clasificări

Unghiul de înfășurare a roții de lanț n-are o importanță hotărâtoare ca și în cazul transmisiei prin curea. De aceea transmisiile prin lanț pot lucra efectiv la distanțe mici dintre axe și rapoarte de transmitere mari. De asemenea aceste transmisiuni pot transmite simultan puterea de la arborele motor la câțiva arbori conduși.

Lanțul reprezintă o consecutivitate de elemente rigide legate articulat între ele. Neajunsul principal al transmisiunilor prin lanț constă în faptul că lanțul constă din elemente separate și înfășoară roata nu pe circumferință, ci pe poligon. Acest fapt contribuie la uzura intensivă a articulațiilor lanțului, zgomot și sarcini dinamice suplimentare.





4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Considerații generale. Clasificări

AVANTAJE:

1. Raport de transmitere constant;
2. Funcționare la suprasarcini de scurtă durată;
3. Reducerea sarcinilor pe arbori și reazeme;
4. Posibilitatea transmiterii mișcării la mai mulți arbori conduși;
5. Posibilitatea funcționării în condiții grele de exploatare (praf, umiditate, temperaturi ridicate).

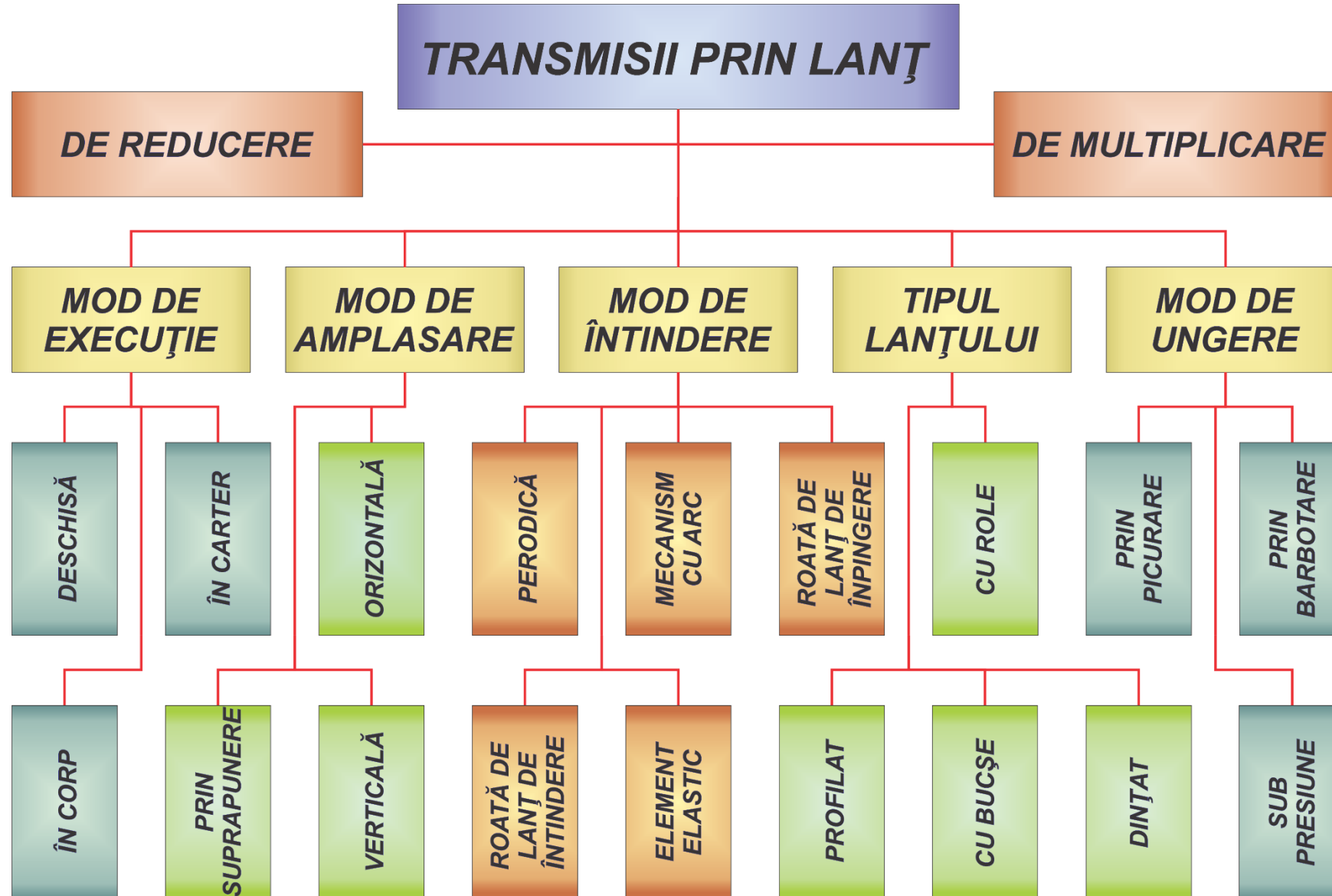
DEZAVANTAJE:

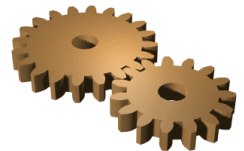
1. Sarcini dinamice, vibrații și zgomot în funcționare;
2. Uzura în articulații, care duce la mărirea pasului;
3. Ungere dificilă a articulațiilor reduce durata de funcționare a transmisiei;
4. Necesită o precizie mai ridicată de montare.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Clasificări





4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Domenii de utilizare

Transmisiile prin lanț se utilizează la distanțe dintre axe considerabile, de asemenea pentru transmiterea mișcării de la un arbore motor la câțiva arbori conduși și în acele cazuri, când transmisiile cu roți dințate nu pot fi utilizate, iar transmisiile prin curea nu sunt destul de viabile.

O răspândire largă transmisiile prin lanț au primit în industria de mașini agricole, de transport și chimice, mașini-unelte, în utilajul minier și dispozitive de ridicare-transportare.

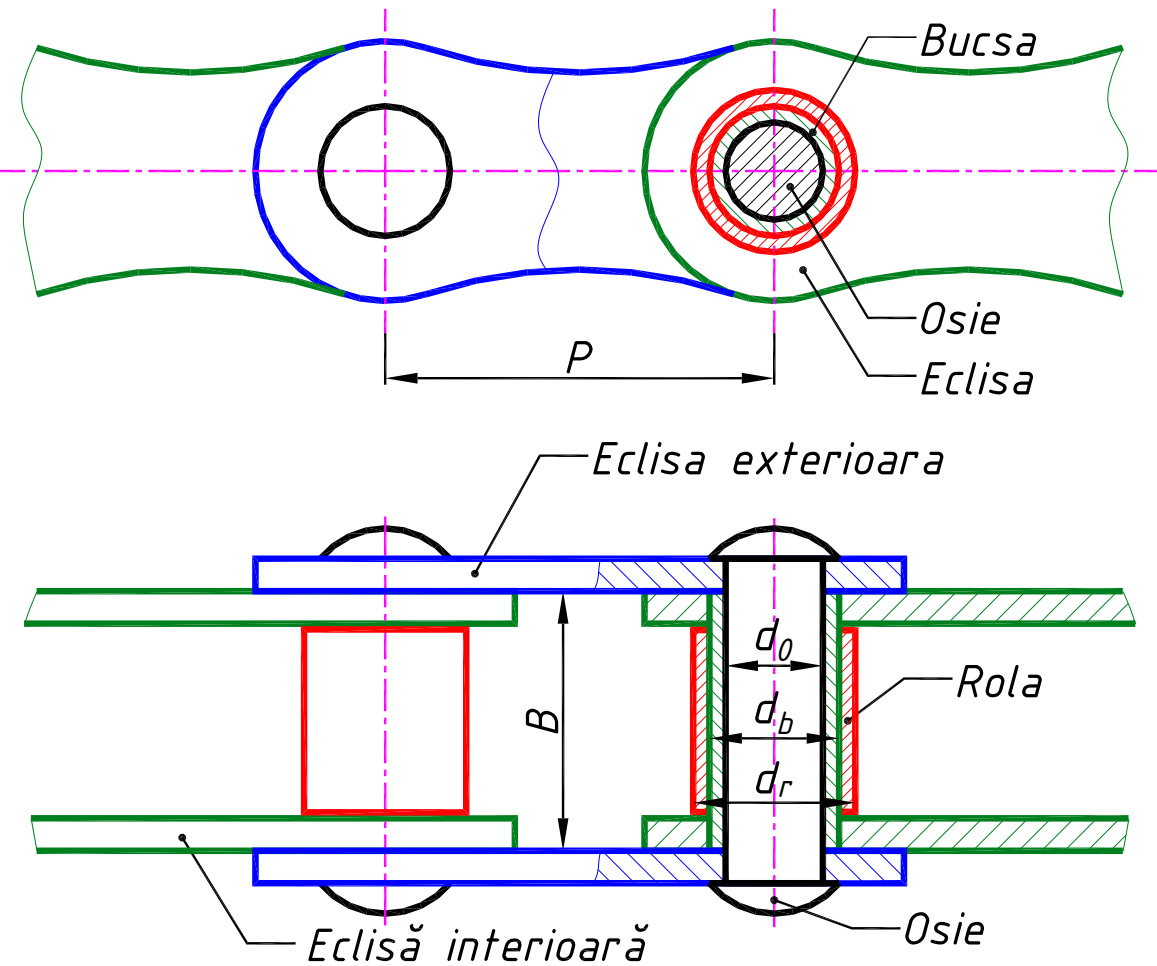




4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Construcția lanțurilor de acționare

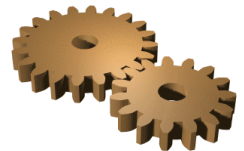
Tipurile principale a lanțurilor de acționare moderne sunt lanțurile articulate cu role, bucșe și cu dinți. Caracteristicile principale ale lanțurilor sunt pasul, lățimea și sarcina de rupere.



În figura alăturată este prezentată structura lanțului cu role, unde osia este plasată în gaura eclisei exterioare, iar bucșa este presată în gaura eclisei interioare.

Bucșa pe osie și rola pe bucșă pot să se rotească liber.

Angrenarea lanțului cu dintele roții de lanț are loc prin rolă. Utilizarea bucșei permite distribuirea sarcinii pe toată lungimea osiei și reducerea uzării articulațiilor. Rostogolirea rolei pe dinte înlocuiește parțial frecarea de alunecare cu frecarea de rostogolire, fapt care reduce uzura dinților.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Construcția lanțurilor de acționare

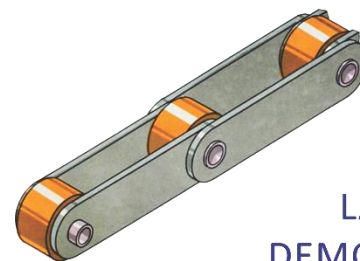
După destinație lanțurile se împart în:

Lanțuri de transmisie;

Lanțuri de transportare.

LANȚURI DE TRANSPORTARE

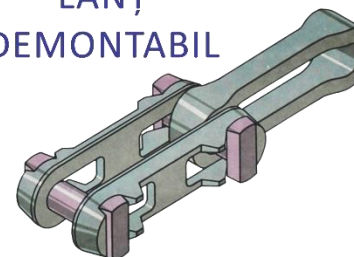
LANȚ CU ECLISE



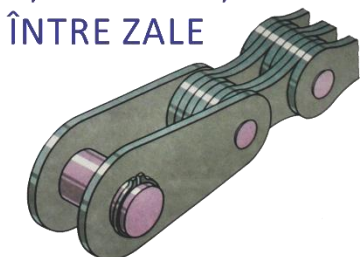
LANȚ CU ZALE OVALE



LANȚ DEMONTABIL

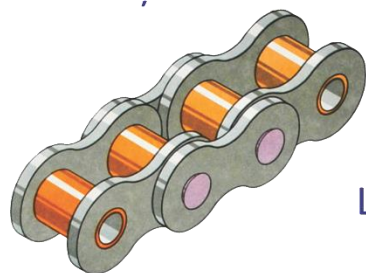


LANȚ FĂRĂ SPAȚII ÎNTRE ZALE

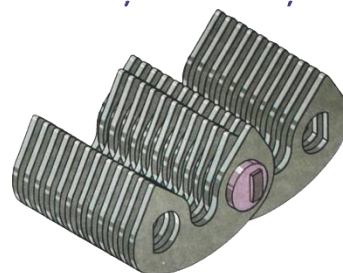


LANȚURI DE TRANSMISIE

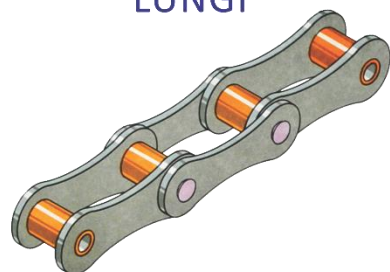
LANȚ CU ROLE



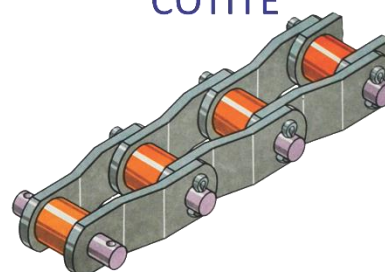
LANȚ CU DINȚI

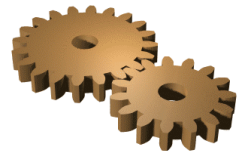


LANȚ CU ZALE LUNGI



LANȚ CU ECLISE COTITE





4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Construcția roții de lanț

Roțile de lanț ale transmisiilor prin lanț sunt asemănătoare cu roțile dințate cilindrice. **Circumferința divizoare a roții de lanț trece prin centrele articulațiilor lanțului.**

Roțile de lanț au următoarele elemente constructive:

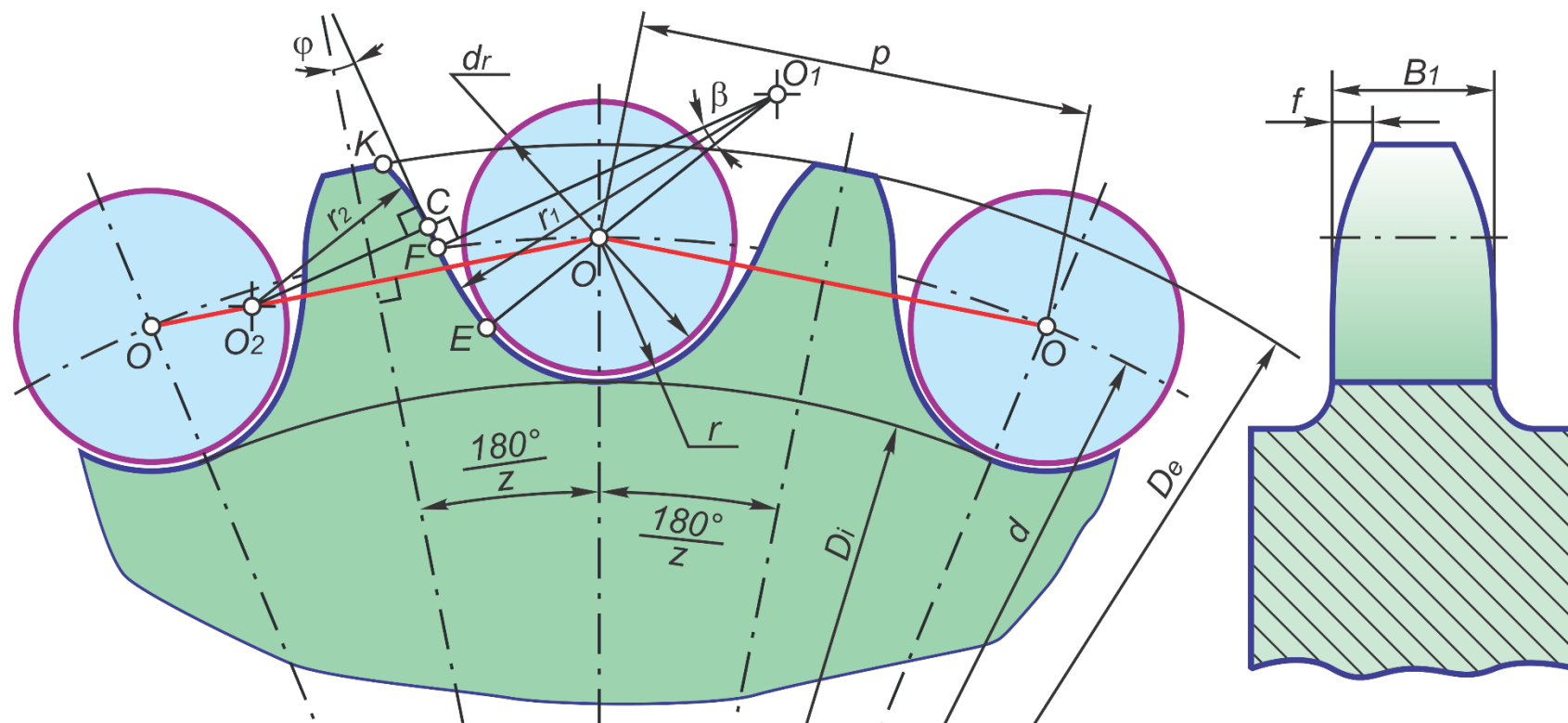
d – diametrul de divizare, [mm];

p (t) – pasul lanțului, [mm];

d_r – diametrul rolei [mm];

z – numărul de dinți ai roții de lanț;

$r = 0,5 d_r + 0,05$ – raza de rotunjire dintre dinții roții de lanț [mm].



D_i – diametrul inferior, [mm];

D_e – diametrul exterior, [mm];

B_1 – lățimea roții de lanț [mm];



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Caracteristici geometrice ale transmisiei prin lanț

d_1 și d_2 – diametrele de divizare, [mm];

$$d_1 = \frac{p}{\sin(180/z_1)},$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin(180/z_2)}.$$

D_e – diametrul exterior, [mm],

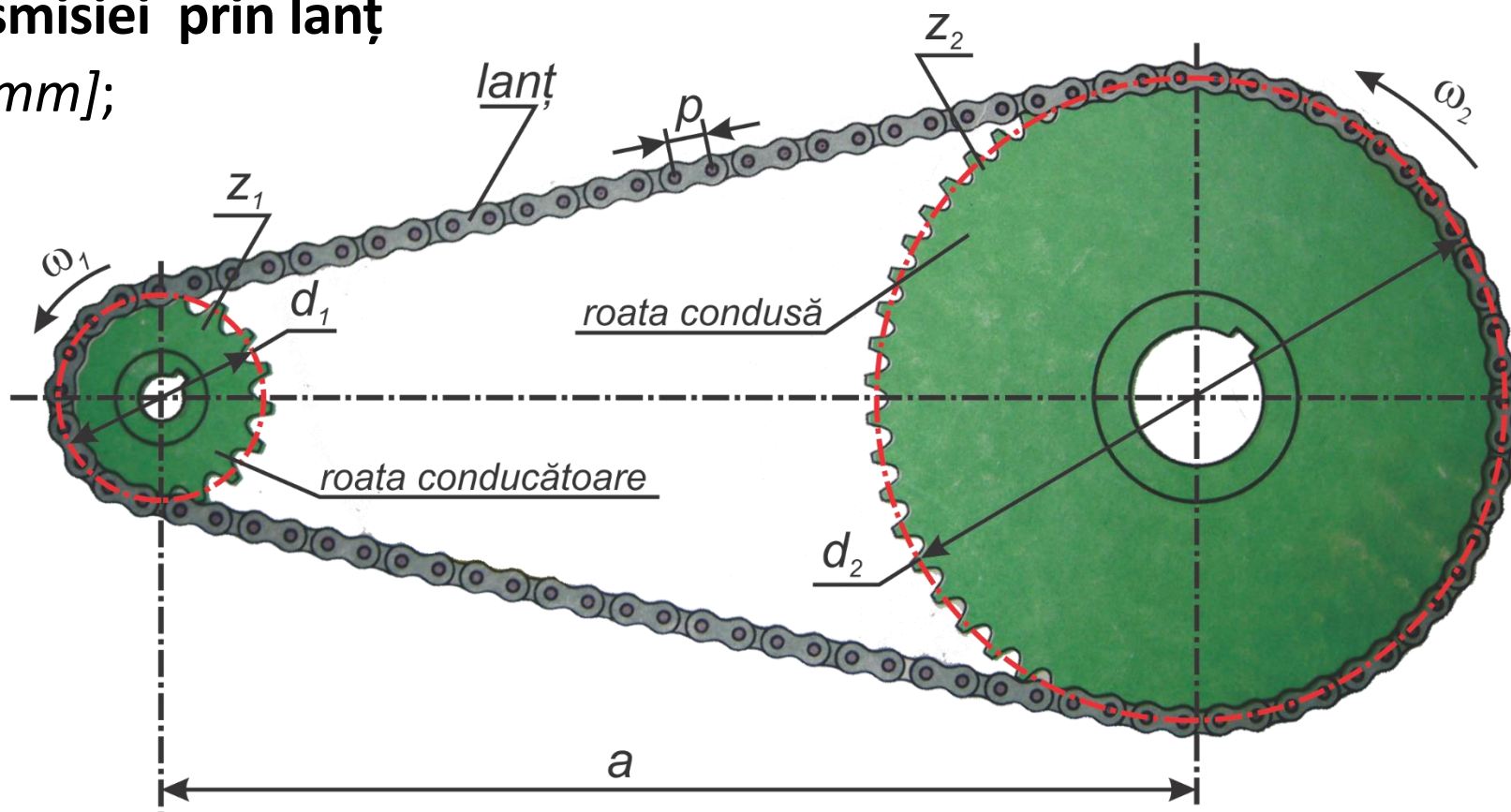
$$D_e = p(0.5 + \text{ctg}(180/z));$$

D_i – diametrul inferior, [mm],

$$D_i = d - 2r.$$

a – distanța dintre axe, [mm],

$$a = (30 \dots 50) p.$$





4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Caracteristici geometrice ale transmisiei prin lanț

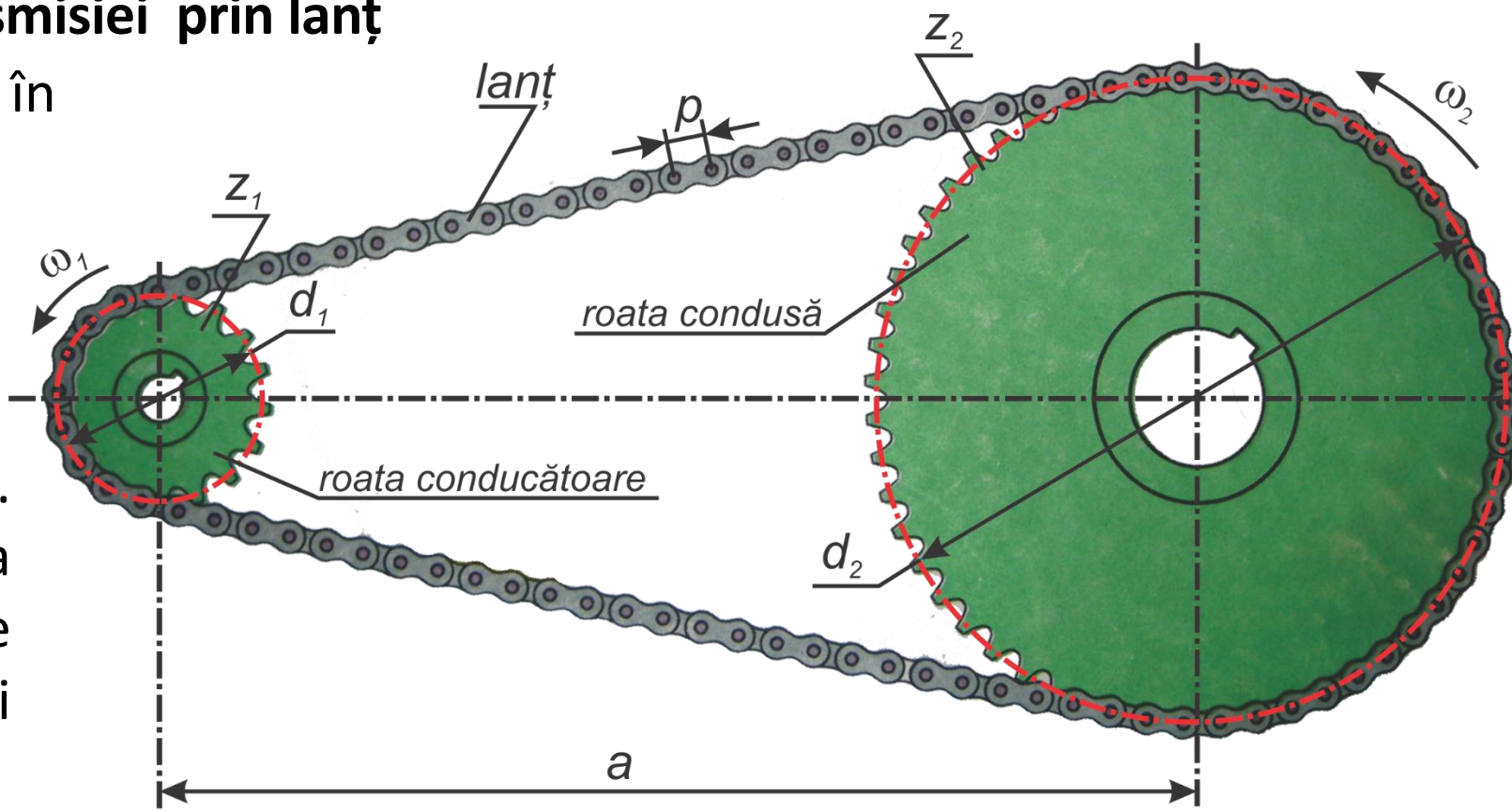
L_p – lungimea lanțului, exprimată, în pași sau numărul de elemente ale lanțului:

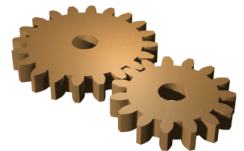
$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

Această relație este aproximativă. Valoarea L_p se rotunjește până la un număr întreg, care este de dorit să fie par, pentru a nu folosi elemente speciale de cuplare.

Pentru valoarea acceptată L_p se recalculă distanța dintre axe a , [mm]:

$$a = \frac{1}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$





4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Caracteristici cinematice ale transmisiei prin lanț

În transmisia prin lanț viteza lanțului v_L variază față de viteza roții conducătoare v_1 în dependență de unghiul β_1 conform următoarelor relații:

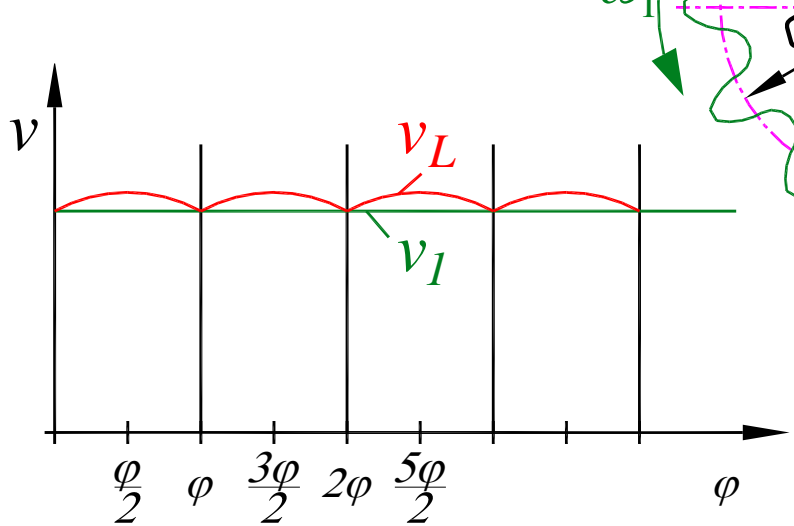
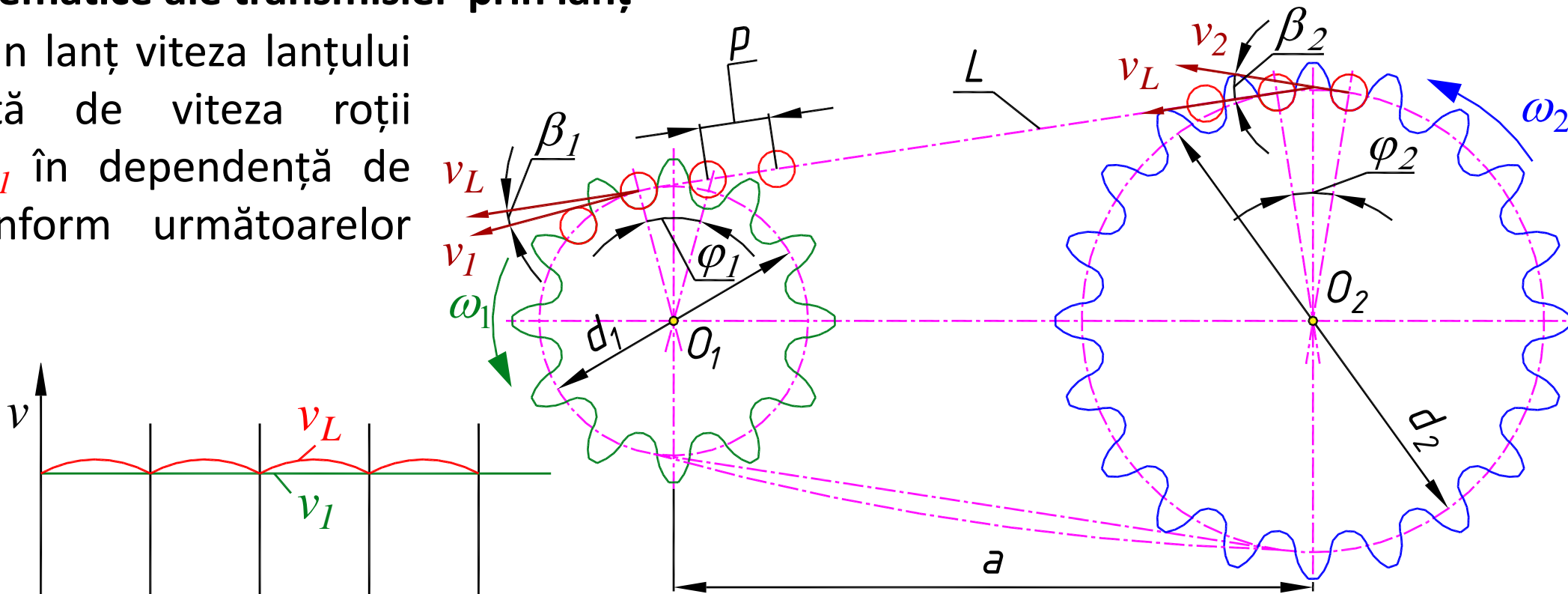
$$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2};$$

$$v_L = v_1 \cdot \cos \beta_1;$$

$$v_2 = \frac{v_L}{\cos \beta_2};$$

$$v_L = v_2 \cdot \cos \beta_2;$$

$$v_2 = \omega_2 \cdot \frac{d_2}{2}.$$



Viteza liniară a roții conduse v_2 variază în vecinătatea unor valori medii.

Variația periodică a acestei viteze generează instabilitatea raportului de transmitere și solicitări dinamice suplimentare.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Caracteristici cinematice ale transmisiei prin lanț

Raportul de transmitere se determină cu relația:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1}$$

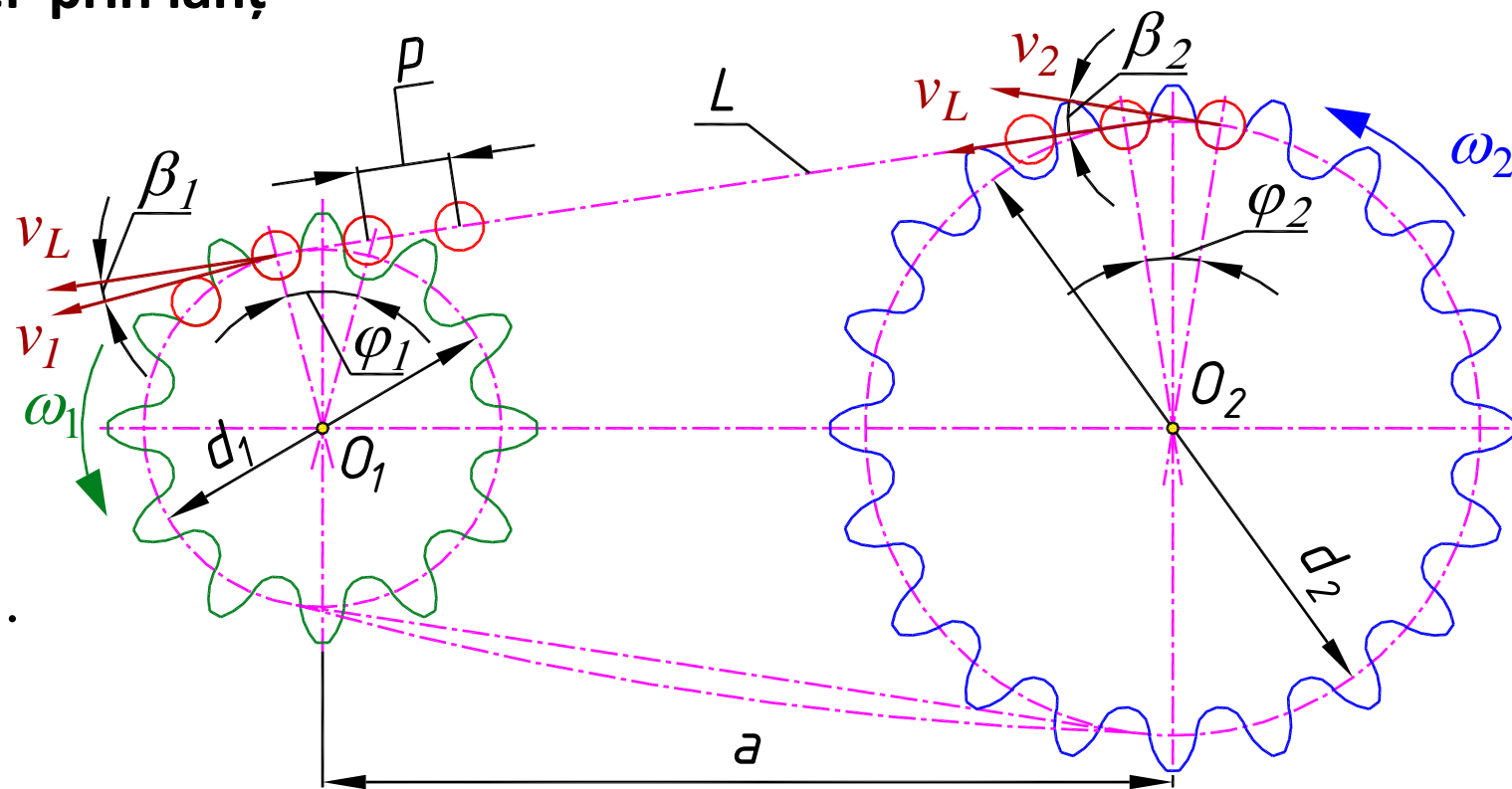
β_1 variază $-\frac{\varphi_1}{2} \leq \beta_1 \leq \frac{\varphi_1}{2}$, $\varphi_1 = \frac{360^\circ}{z_1}$;

β_2 variază $-\frac{\varphi_2}{2} \leq \beta_2 \leq \frac{\varphi_2}{2}$, $\varphi_2 = \frac{360^\circ}{z_2}$.

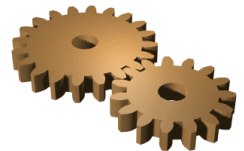
Numărul de dinți a roții conducătoare z_1 și conduse z_2 se determină reieșind din relațiile:

$$z_1 = 29 - 2i,$$

$$z_2 = z_1 \cdot i,$$



Pentru asigurarea unei durabilități satisfăcătoare se recomandă $z_1 > 7$ și $z_2 < 120...140$.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Forțele în transmisia prin lanț

Schema forțelor în transmisia prin lanț este asemănătoare transmisiei prin curele:

F_1 – forța în ramura activă;

F_2 – forța în ramura pasivă;

F_t – forța tangențială (forța utilă).

$$F_1 = F_t + F_c + F_g,$$

$$F_2 = F_c + F_g,$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1},$$

$$F_c = q \cdot v^2,$$

$$F_g = k_f \cdot a \cdot q \cdot g.$$

unde: F_c – forța centrifugală;

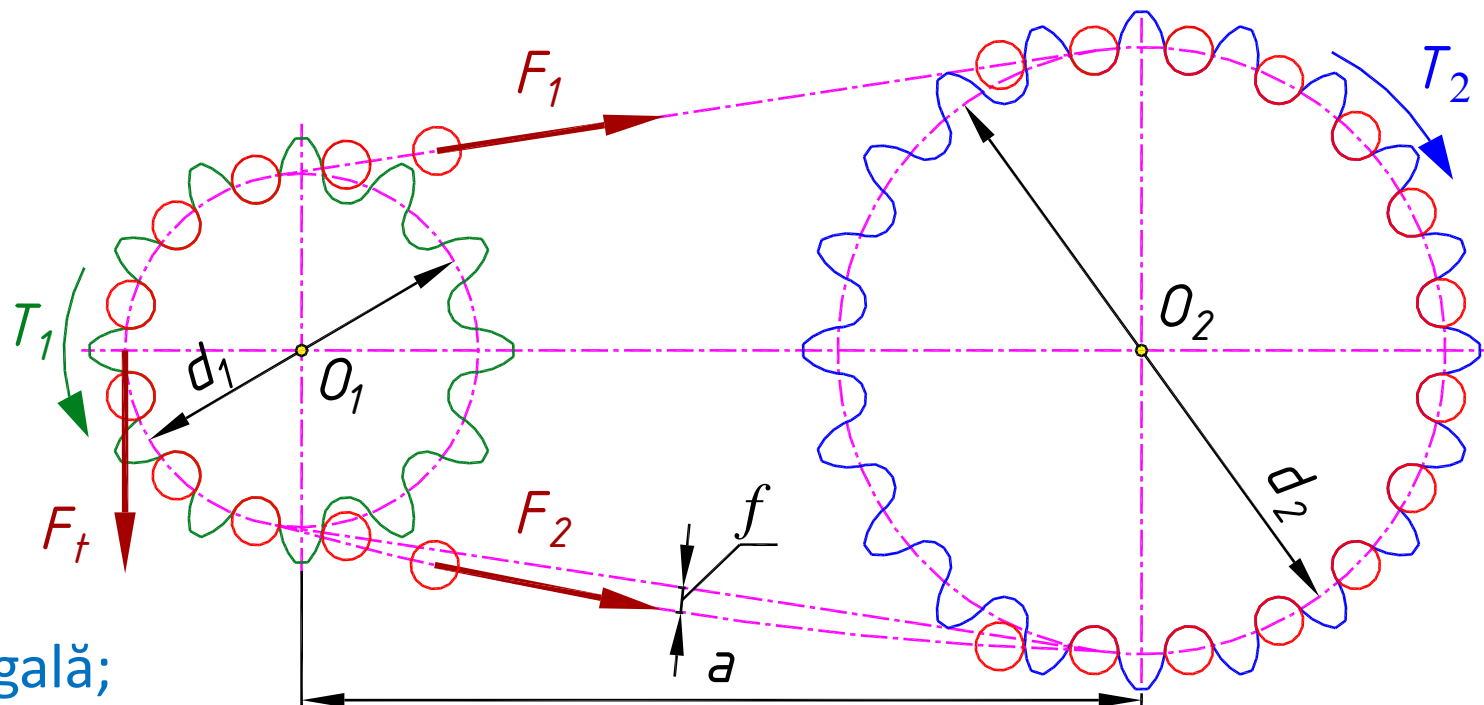
F_g – forța de întindere de la greutatea proprie;

k_f – coeficientul influenței săgeții de încovoiere;

a – distanța dintre axe;

q – masa unui metru de lanț;

g – accelerația căderii libere.



$$F_r = K_s \cdot F_t,$$

unde: F_r – forța care solicită arborele;

K_s – coeficientul sarcinii, dependent de poziția transmisiei.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Criteriile capacității de funcționare și de calcul a transmisiei prin lanț

Pentru majoritatea condițiilor de lucru ale transmisiilor prin lanț cauza principală a pierderii capacității de funcționare este uzura articulațiilor lanțului.

În corespundere cu aceasta, în calitate de calcul de bază este luat calculul la uzură a articulațiilor lanțului, iar drept criteriu – calculul de bază:

$$P = \frac{F_t}{d_0 \cdot B \cdot m} \leq [P],$$

unde: P – presiunea specifică în articulație calculată, $[N/mm^2]$;

F_t – forța de întindere de la greutatea proprie $[N]$;

d_0 – diametrul osiei lanțului $[mm]$;

B – lățimea bucsei lanțului $[mm]$;

m – numărul de rânduri a lanțului;

$[P]$ – presiunea medie admisibilă în articulația tipică, $[N/mm^2]$, care se determină în dependență de viteza unghiulară a roții conducătoare și pasul lanțului.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Criteriile capacității de funcționare și de calcul a transmisiei prin lanț

$[P]$ – presiunea medie admisibilă în articulația tipică, $[N/mm^2]$, se determină din relația:

$$[P] = \frac{[P_0]}{k_e},$$

unde: $[P_0]$ – presiunea admisibilă în articulațiile transmisiei de referință (tipică), $[N/mm^2]$;

k_e – coeficientul de exploatare,

$$k_e = k_d \cdot k_a \cdot k_{reg} \cdot k_u \cdot k_t \cdot k_s;$$

k_d – coeficientul dinamicității;

k_a – coeficientul distanței dintre axe;

k_{reg} – coeficientul de reglare;

k_u – coeficientul metodei de ungere;

k_t – coeficientul influenței temperaturii;

k_s – coeficientul numărului de schimburi.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Criteriile capacității de funcționare și de calcul a transmisiei prin lanț

La calculul de proiect substituim următorii parametri și îi înlocuim în condiția de rezistență la presiunea din articulație:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2\pi T_1}{z_1 \cdot p}; \quad d_1 = \frac{z_1 \cdot p}{\pi}; \quad d_0 \cdot B = 0,28 \cdot p^2. \quad P = \frac{2\pi \cdot T_1 \cdot k_e}{z_1 \cdot p \cdot 0,28 \cdot p^2 \cdot m} \leq [P_0],$$

La calculul de proiect determinăm valoarea orientativă a pasului lanțului din relația:

$$p \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_e}{z_1 \cdot [P_0] \cdot m}}$$

Calculul de verificare la rezistența de rupere a lanțului:

$$S = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{F_t + F_c + F_g} \geq [S], \quad [S] \geq 5.$$

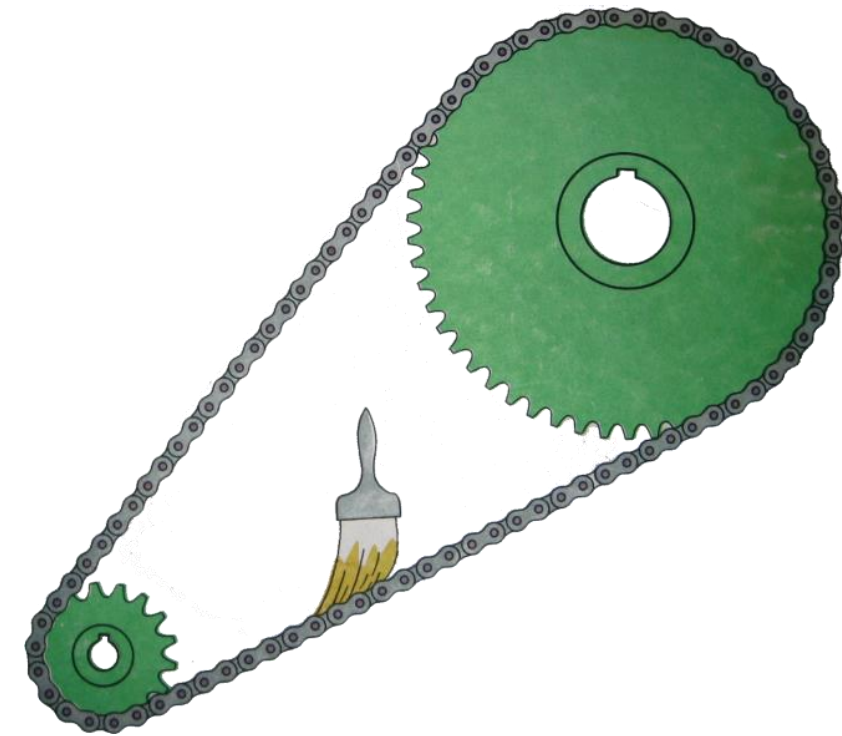
unde: Q – sarcina de rupere a lanțului;

$[S]$ – coeficientul de siguranță.



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

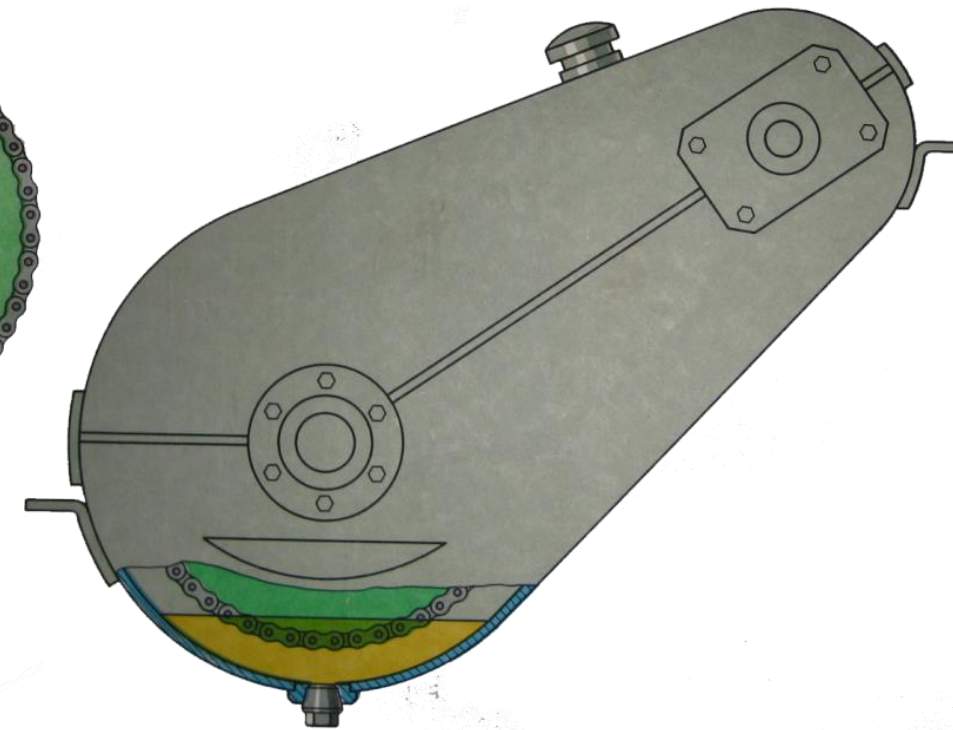
Metode de lubrifiere a transmisiilor prin lanț



Ungere periodică



Ungere prin picurare



Ungere în baie de ulei



4.2.9 TRANSMISII MECANICE PRIN LANȚ

Ordinea de proiectare a transmisiei prin lanț

Date inițiale pentru proiectarea transmisiei prin lanț:

- Puterea pe arborele conducător P_1 ;
- Turația arborelui conducător n_1 ;
- Raportul de transmitere i ;
- Cerințe de gabarit;
- Poziția transmisiei.

1. Determinarea numărului de dinți a roții conducătoare z_1 și conduse z_2 .
2. Determinarea coeficientului de exploatare k_e .
3. Determinarea presiunii medii admisibile în articulație $[P]$.
4. Calculul pasului lanțului p .
5. Acceptarea distanței dintre axe $a=40p$.
6. Calculul vitezei medii a lanțului.
7. Determinarea numărului de zale ale lanțului L_t .
8. Calculul forțelor în lanț.
9. Calculul de verificare a presiunii în articulații P .
10. Calculul de verificare la rezistența de rupere a lanțului.
11. Calculul forței care soliciță arborii.