

GLOSAR

RELAȚII de CALCUL OM II⁽¹⁾

Relația	Semnificație
$a = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$	Distanța dintre axe de referință în plan frontal
$a_w = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	Distanța dintre axe reală în plan frontal
$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - 2 a_w \sin \alpha_w}{2 \pi m_n \cos \alpha}$	Gardul de acoperire al unui angrenaj cilindric
$F_t = \frac{2 T_1}{d_{w1}}$	Relații de calcul a forțelor din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă
$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{2 T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_w$	
$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2 T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w}$	
$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{F_{nc}}{l_k} \frac{1}{\rho}}$	Tensiunea maximă normală de contact
$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{D_1/2} \pm \frac{1}{D_2/2}$	Curbura redusă
$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$	Factorul de elasticitate
$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{BH}}{N_L}}$	Factorul ciclurilor de sollicitare la contact
$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_1^2} K_A K_v K_H \beta K_{H\alpha} \frac{u+1}{u}}$	Relații de calcul a tensiunii maxime de contact din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă
$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H}{m z_1} \sqrt{\frac{2 T_1}{b} K_A K_v K_H \beta K_{H\alpha} \frac{u+1}{u}}$	
$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H}{a_w} \sqrt{\frac{T_1}{2 b} K_A K_v K_H \beta K_{H\alpha} \frac{(u+1)^3}{u}}$	
$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_v K_H \beta K_{H\alpha}}{\psi_d \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2 \frac{u+1}{u}$	Relații de dimensionare a angrenajului cilindric cu dantură dreaptă din condiția de rezistență la contact
$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_v K_H \beta K_{H\alpha}}{\psi_m z_1^2 \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2 \frac{u+1}{u}$	

(1 - acest glosar nu conține relațiile de calcul elementare.

$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 \psi_a u \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2$	
$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_H \lim Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$	Tensiunile admisibile la contact pentru pinion, respectiv, roată
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1}{b_{1,2} d_1^2} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	Relații de calcul a tensiunilor maxime de încovoiere pentru pinion, respectiv, roata angrenajului cilindric cu dantură dreaptă
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1}{b_{1,2} m^2 z_1} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{T_1 z_1 (u \pm 1)^2}{2 b_{1,2} a_w^2} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1}{\psi_d} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	Relații de dimensionare a angrenajului cilindric cu dantură dreaptă din condiția de rezistență la încovoiere
$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1}{\psi_m z_1} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$a_w = \sqrt[3]{\frac{T_1 z_1 (u \pm 1)^2}{2 \psi_a} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_F \lim_{1,2} Y_{N1,2} Y_{ST}}{S_F \min} Y_{\delta 1,2} Y_{R1,2} Y_x$	Tensiunile admisibile la încovoiere pentru pinion, respectiv, roată
$m_n = m_t \cos \beta$	Dependența dintre modulul normal și cel frontal al unei roți cilindrice cu dantură înclinată
$F_t = \frac{2 T_1}{d_{w1}}$	Relații de calcul a forțelor din angrenajul cilindric cu dantură înclinată
$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{wt} = \frac{2 T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_{wt}$	
$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_w = \frac{2 T_1}{d_{w1}} \operatorname{tg} \beta_w$	
$F_n = \frac{F_t}{\operatorname{tg} \beta_w \cos \alpha_{wn}} = \frac{2 T_1}{d_{w1} \operatorname{tg} \beta_w \cos \alpha_{wn}}$	
$\operatorname{tg} \alpha_{wt} = \operatorname{tg} \alpha_{wn} / \cos \beta_w$	Dependența dintre unghiul de angrenare în plan frontal și cel în plan normal al unei roți cilindrice cu dantură înclinată
$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$	Factorul înclinării danturii pentru solicitarea de contact
$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_1^2} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}}$	Relații de calcul a tensiunii maxime de contact din angrenajul cilindric cu dantură înclinată

$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{m z_1} \sqrt{\frac{2 T_1}{b} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}}$	
$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{a_w} \sqrt{\frac{T_1}{2 b} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)^3}{u}}$	
$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2 \frac{u \pm 1}{u}}$	
$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_m} \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{\sigma_{HP} z_1} \right)^2 \frac{u \pm 1}{u}}$	Relații de dimensionare a angrenajului cilindric cu dantură înclinată din condiția de rezistență la contact
$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 \psi_a u \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1}{b_{1,2} d_1^2 \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	Relații de calcul a tensiunilor maxime de încovoiere pentru pinion, respectiv, roata angrenajului cilindric cu dantură înclinată
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1}{b_{1,2} m^2 z_1 \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{T_1 z_1 (u \pm 1)^2}{2 b_{1,2} a_w^2 \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1}{\psi_d \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	Relații de dimensionare a angrenajului cilindric cu dantură înclinată din condiția de rezistență la încovoiere
$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1}{\psi_m z_1 \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$a_w = \sqrt[3]{\frac{T_1 z_1 (u \pm 1)^2}{2 \psi_a \cos \beta} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$\left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max} = \max \left(\frac{Y_{Sa1} Y_{Fa1}}{\sigma_{FP1}}, \frac{Y_{Sa2} Y_{Fa2}}{\sigma_{FP2}} \right)$	Expresia factorului sintetic din relațiile de mai sus
$d_{m1} = d_{e1} (1 - \psi_d \sin \delta_1) = d_{e1} (1 - 0,5 \psi_R)$	Parametri geometrici ai roților și angrenajului conic
$d_{m1,2} = 2 R_m \sin \delta_{1,2}$	
$m_m = m_e (1 - \psi_d \sin \delta_1) = m_e (1 - 0,5 \psi_R)$	
$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$	Raportul de angrenare al angrenajului conic
$F_t = \frac{2 T_1}{d_{m1}}$	Forțe în angrenajul conic ortogonal
$F_{r1} = R_1 \cos \delta_1 = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$	

$F_{a1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$	
$F_n = \frac{2 T_1}{d_{m1} \cos \alpha}$	
$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_{e1}^2} \frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{(1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	Relații de calcul a tensiunii maxime de contact din angrenajele conice
$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_{e1}^2} \frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{(\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} \frac{(1 + u^2)^{3/2}}{u}}$	
$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_{e1}^2} \frac{K_A K_V K_{H\beta}}{(1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	
$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{2 T_1}{b d_{e1}^2} \frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{(\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} \frac{(1 + u^2)^{3/2}}{u}}$	
$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	
$d_{e1} = \sqrt{1 + u^2} \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d (\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	Relații de dimensionare a angrenajelor conice din condiția de rezistență la contact
$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_d (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	
$d_{e1} = \sqrt{1 + u^2} \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta}}{\psi_d (\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{b_{1,2} d_{e1}^2 (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2 \cos \beta_m} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{b_{1,2} d_{e1}^2 \cos \beta_m} \frac{\sqrt{1 + u^2}}{(\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	Relații de calcul a tensiunilor maxime de încovoiere din roțile angrenajelor conice
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta}}{b_{1,2} d_{e1}^2 (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta}}{b_{1,2} d_{e1}^2} \frac{\sqrt{1 + u^2}}{(\sqrt{1 + u^2} - \psi_d)^2} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$	
$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{\psi_d (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2 \cos \beta_m} \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	

$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{\psi_d \cos \beta_m} \frac{\sqrt{1+u^2}}{(\sqrt{1+u^2} - \psi_d)^2} \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	Relații de dimensionare a angrenajelor conice din condiția de rezistență la încovoiere
$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta}}{\psi_d (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta}}{\psi_d} \frac{\sqrt{1+u^2}}{(\sqrt{1+u^2} - \psi_d)^2} \left(\frac{Y_{Sa} Y_{Fa}}{\sigma_{FP}} \right)_{\max}}$	
$M_{t2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{P_1}{\omega_1} u \eta = T_1 u \eta = T_1 \frac{d_{m2}}{d_{m1}} \frac{\cos \beta_{m2}}{\cos \beta_{m1}} \eta$	Momentul de torsiune la roata angrenajului hipoid
$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cos \beta_2}{d_1 \cos \beta_1} = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{ctg} \gamma$	Raportul de angrenare al angrenajului melcat
$\gamma = \operatorname{artg} \frac{m_{x1} z_1}{d_1} = \operatorname{artg} \frac{z_1}{q}$	Unghiul elicei melcului
$d_1 = m_x (q + 2x)$	Diametrul de divizare al melcului
$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 T_1}{d_1}$	Forțe în angrenajul melcat
$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 T_2}{d_2}$	
$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$	
$F_{r1} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma}$	
$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$	
$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$	Randamentul angrenajului melcat
$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \alpha_n}$	Unghiul de frecare redus din angrenajul melcat
$M_{ix} = \sqrt{(M_{ix}^I)^2 + (M_{ix}^{II})^2}$	Momentul de încovoiere resultant în secțiunea X
$\tau_{tX} = \frac{16 M_{tX}}{\pi (d_A^X)^3}$	Tensiunea de torsiune secțiunea X
$\sigma_{iX} = \frac{32 M_{iX}}{\pi (d_A^X)^3}$	Tensiunea de încovoiere în secțiunea X

$\sigma_{eX} = \sqrt{(\sigma_{iX} + \sigma_{cX})^2 + 4(\alpha \tau_{tX})^2}$	Tensiunea echivalentă în secțiunea X (σ_{cX} deseori se neglijează)
$\sigma_{eX} = \frac{\sqrt{(M_{iX})^2 + (\alpha M_{tX})^2}}{W_z}$	Tensiunea echivalentă în secțiunea X (torsiune și încovoiere)
$\frac{32}{\pi} \left(\frac{M_{red X}}{(d_A^X)^3} \right)_{X \in AB}^{max} \leq \sigma_{aiIII}$	Relația de verificare la solicitări compuse (torsiune și încovoiere)
$M_{redX} = \sqrt{(M_{iX})^2 + (\alpha M_{tX})^2}$	Momentul echivalent în secțiunea X
$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$	Sarcina dinamică echivalentă din rulmenți
$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = X F_r + Y F_a$	
$P_m = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{100} P_i^p}$	Sarcina dinamică echivalentă medie pentru rulmenții încărcăți cu sarcini variabile
$P = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{100} \frac{n_i}{n_m} P_i^p}$	
$n_m = \sum_{i=1}^n \frac{q_i}{100} n_i$	Turația echivalentă medie a rulmenților încărcăți cu turații și sarcini variabile
$P^p L = C^p L_b, L_b = 1$	Relația de calcul a rulmenților
$V_u = k d B p_m v L_h$	Volumul de material rezultat prin uzare
$p v_m \leq (p v)_{au}$	Relații de verificare la uzare și, respectiv, la încălzire a lagărelor cu alunecare cu frecare uscată
$p_m v \leq (p v)_{ai}$	
$\sigma_i = \frac{16 F_r B}{\pi d^3}$	Tensiunea de încovoiere din fusul de cap al unui lagăr de alunecare
$F_r \mu \omega \frac{d}{2} = \alpha_c A (T - T_0)$	Ecuția de bilanț termic al unui lagăr cu alunecare cu frecare uscată
$F_a = \pi r p (D_e - D_i)$	Ecuția de echilibru a forțelor în direcție axială din lagărul cu alunecare axial în cazul ipotezei presiunii neuniforme
$F_r = \frac{\eta n}{\psi^2} d B S$	Ecuția de echilibru a forțelor în direcție axială din lagărul cu alunecare radial în regimul de frecare fluidă
$p_m = \frac{F_r}{d B} = \frac{\eta n}{\psi^2} S$	Presiunea medie convențională din lagărul cu alunecare în regimul cu frecare fluidă
$M_f = F_f \frac{d}{2} = \mu_f F_r \frac{d}{2}$	Momentul de frecare din lagărul cu alunecare în regimul cu frecare fluidă

(1 - acest glosar nu conține relațiile de calcul elementare.

$F_r \mu_f \omega \frac{d}{2} = c q (T - T_i) + \alpha_c A (T - T_0)$	Ecuția de bilanț termic al unui lagăr cu alunecare în regimul cu frecare fluidă
$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$	Relații de calcul a geometriei transmisiilor prin curele
$\beta_{1,2} = \pi \mp 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$	
$L_p = 2A \cos \gamma/2 + \beta_1 \frac{D_{p1}}{2} + \beta_2 \frac{D_{p2}}{2}$	
$A = \frac{1}{8} \left[2L_p - \pi(D_{p1} + D_{p2}) + \sqrt{(2L_p - \pi(D_{p1} + D_{p2}))^2 - 8(D_{p2} - D_{p1})^2} \right]$	
$F_u = \frac{2 M_{t1}}{D_{p1}}$	Forța utilă transmisă de cureaua
$F_1 = F_0 + \frac{M_{t1}}{D_{p1}}, F_2 = F_0 - \frac{M_{t1}}{D_{p1}}$	Relații de calcul a forțelor din ramurile unei curele
$F_c = \rho A_c v^2 = m_c v^2$	Forța din cureaua generată de forța centrifugă
$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu \beta}$	Relația lui Euler asociată transmisiilor prin curele luând în considerare efectul forței centrifuge
$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}$	Coeficientul de frecare redus din transmisiile prin curele trapezoidale
$\sigma_i = E_i \frac{h}{D+h} \cong E_i \frac{h}{D}$	Tensiunea de încovoiere din cureaua la înfășurarea pe roți
$R = \sqrt{F_{1c}^2 + F_{2c}^2 + 2 F_{1c} F_{2c} \cos \gamma}$	Forța care încarcă arborii transmisiei prin curele
$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$	Relații de calcul a coeficientului de alunecare elastică
$\xi = \frac{F_u}{E A_c}$	
$i = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \frac{1}{1-\xi}$	Raportul de transmitere al transmisiei prin curele considerând alunecarea elastică
$z_{e1,2} = \frac{\beta_{1,2}}{2 \pi} z_{1,2}$	Numărul mediu de dinți (activi) în contact cu roțile unei transmisii prin cureaua dințată
$\sigma_{i1,2} = k_i E \frac{d}{D_{p1,2}}$	Tensiunile de încovoiere din cureaua dințată la înfășurarea pe roți
$\sigma_i = \frac{F_u h_z}{z_e \frac{b s_d^2}{6}}$	Tensiunea de încovoiere a dintelui unei curele dințate
$\sigma_s = \frac{F_u}{z_e b h_z}$	Tensiunea de strivire a flancului dintelui unei curele dințate

$\tau_f = \frac{F_u}{z_e b S_d}$	Tensiunea de forfecare a dintelui unei curele dințate
$D_{d1,2} = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z_{1,2}}}$	Relații de calcul a parametrilor geometrici ai transmisiei cu lanț
$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{d2}-D_{d1}}{2A} = 2 \arcsin \frac{p}{2\pi A} (z_2 - z_1)$	
$L = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{p}{2} (z_2 + z_1) + \frac{1}{2A} \left(\frac{p}{\pi} (z_2 - z_1) \right)^2$	
$Z = \frac{L}{p}$	
$A = \frac{p}{4} \left[z - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(z - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$	
$V_m = \frac{\pi n_1}{30} \frac{p}{2 \cdot 1000 \sin \frac{\pi}{z_1}} \text{ [m/s]}$	Viteza medie a lanțului
$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}$	Coeficientul de frecare redus pentru transmisii prin curele trapezoidale
$F_u = \frac{2 M_{t1}}{D_{d1}}$	Forța utilă transmisă prin lanț
$F_c = m \frac{v_m^2}{p} = \frac{q v_m^2}{g}$	Forța de întindere a lanțului consecință a acțiunii forței centrifuge
$p = k_e \frac{F}{a d_b}$	Presiunea din zona de contact bolț-bucșă
$\sigma_s = \frac{F}{2 d_b t}$	Tensiunea de strivire din zona bolț-eclisă exterioară
$\tau_f = \frac{2 F}{\pi d_b^2}$	Tensiunea de forfecare a bolțului lanțului
$\sigma_t = \frac{F}{2t (D_z - d_r)}$	Tensiunea de tracțiune a eclisei interioare în zona bolțului lanțului
$i = \frac{1}{1 - \xi_e} \frac{d_2}{d_1}$	Raportul de transmitere al transmisiilor prin fricțiune cu axe paralele
$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{1 - \xi_e} \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$	Raportul de transmitere al transmisiilor prin fricțiune cu axe concurente
$Q = \frac{F_a}{\sin \delta} = \frac{F_{t1}}{\sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}$	Relațiile forțelor de apăsare asociate sistemelor de apăsare automate pentru transmisii cu fricțiune cu axe

$Q = \frac{2 M_t}{d_a \sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}$	concurente sau încrucișate
$F_{nc} = Q = \frac{c F_t}{\mu z} = \frac{c M_t}{\mu z r_{1M}}$	Forța normală de calcul la contact a transmisiilor prin fricțiune cu raport de transmitere constant
$G = \frac{n_{2 \max}}{n_{2 \min}} = \frac{n_{2 \max}}{n_1} \frac{n_1}{n_{2 \min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$	Gama de reglare
$\xi_g = \frac{b}{2 R_{2x}}$	Alunecarea geometrică în cazul variatorului frontal mono
$F_{n \min} = \frac{c M_{t1}}{\mu R_{1 \max}}$	Forța minimă de apăsare în cazul variatorului frontal mono
$i_x = \frac{R_{2x}}{R_{1x}} = \frac{R_3 \cos(\alpha \mp \gamma)}{R_3 \cos(\alpha \pm \gamma)} = \frac{\cos(\alpha \mp \gamma)}{\cos(\alpha \pm \gamma)}$	Raportul de transmitere instantaneu în cazul variatorului sferic
$i_x = \frac{R_{2x}}{R_{1x}} = \frac{A - R \cos(\gamma \pm \alpha)}{A - R \sin(\frac{\pi}{2} - (\gamma \mp \alpha))} = \frac{A - R \cos(\gamma \pm \alpha)}{A - R \cos(\gamma \mp \alpha)}$	Raportul de transmitere instantaneu în cazul variatorului toroidal
$\frac{F_0 - F_2}{F_0 - F_1} = e^{\mu \beta_1}$	Relația lui Euler pentru variatorul cu conuri deplasabile și element de împingere