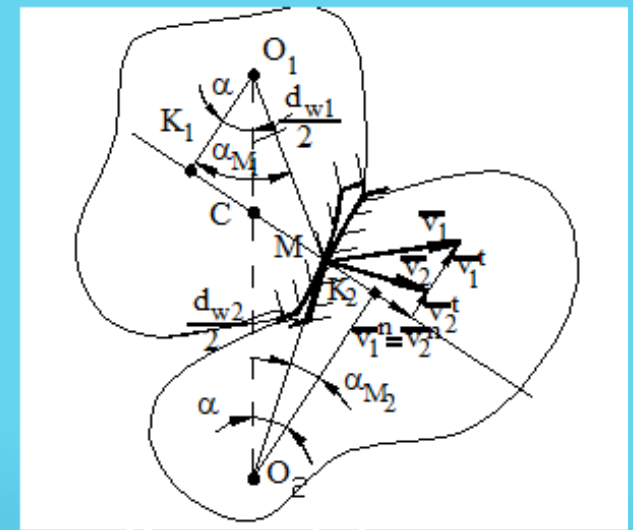
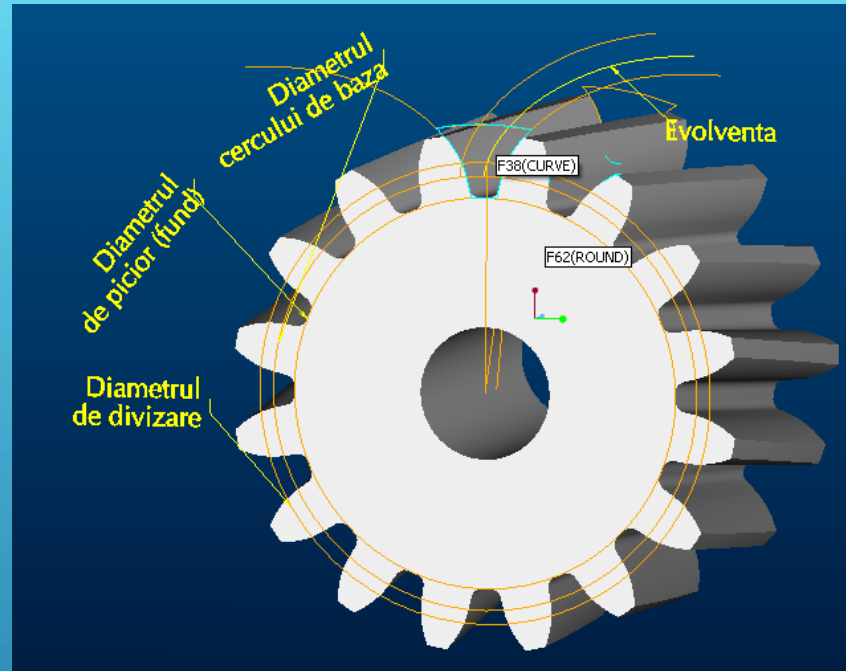
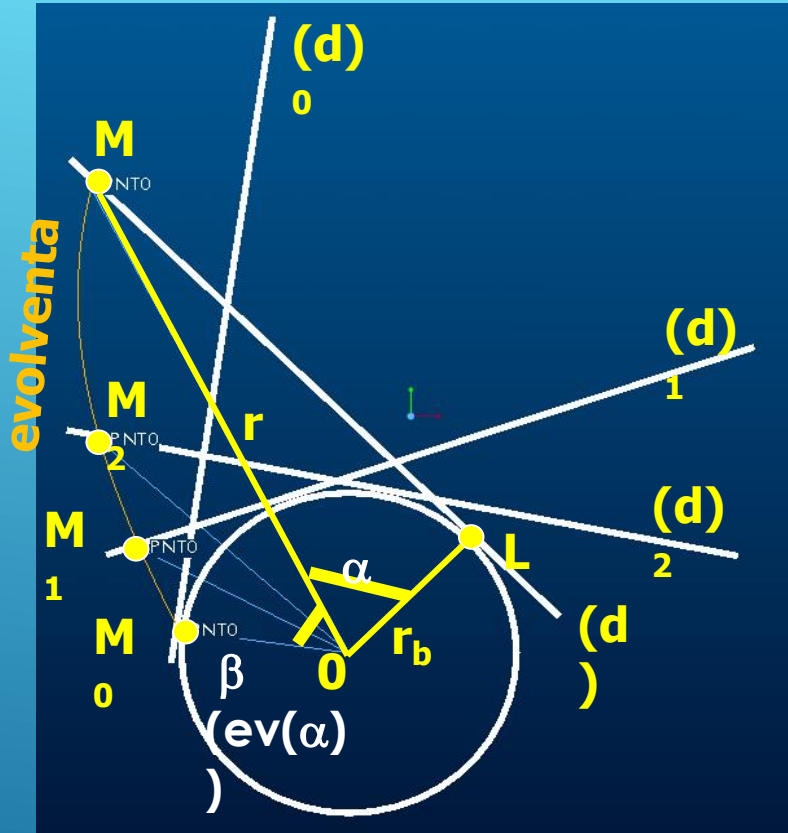


TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

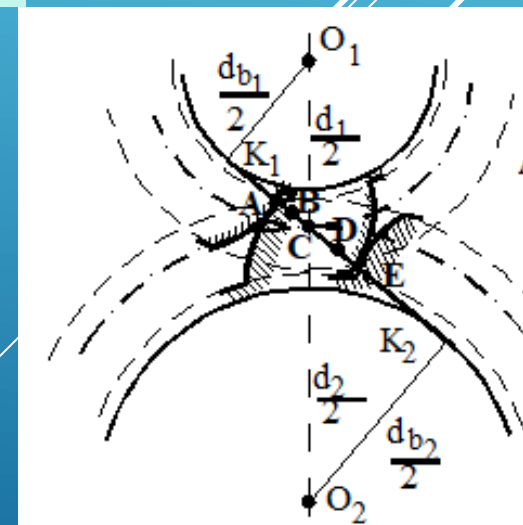
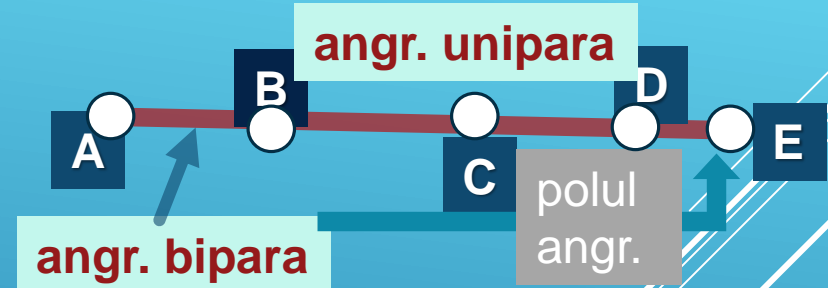
CALCULUL DE REZISTENTA

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENȚA



Segment de angrenare



$$m = \frac{p}{\pi}$$

$$d = m \cdot z$$

pentru ca două roți dințate să angreneze

$$p_1 = p_2$$

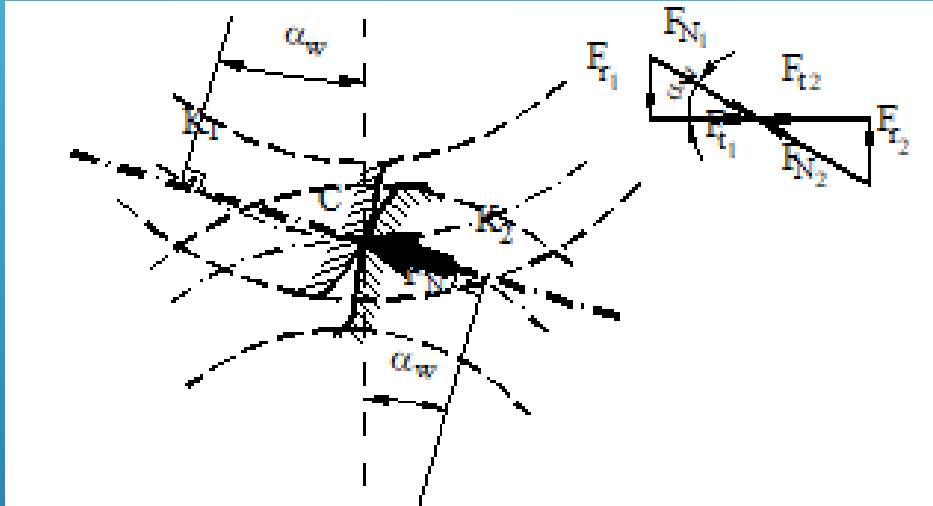
$$m_1 = m_2 = m$$

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$$

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENȚA

Calculul de rezistență din sollicitarea de contact



$$F_N = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{10^6 \cdot P_1}{\cos \alpha \cdot 0,5 \cdot d_1 \cdot \omega_1} = \frac{10^6 \cdot P_1 \cdot (i+1)}{a \cdot \omega_1 \cdot \cos \alpha}$$

factor de elasticitate

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

relația lui Hertz:

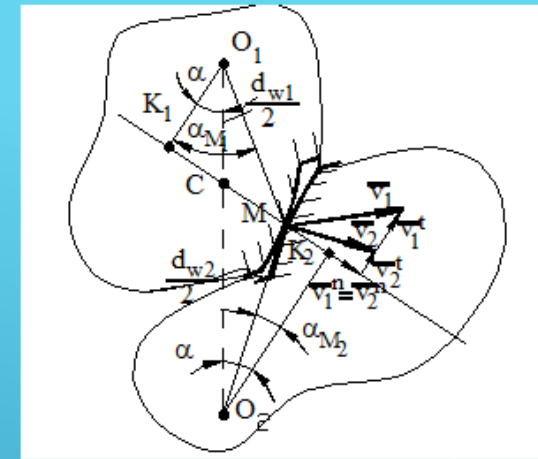
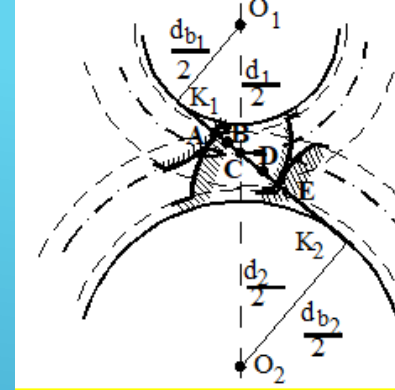
$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_N}{\rho \cdot L_K}}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} &= \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{K_1 C} + \frac{1}{C K_2} = \frac{K_1 C + C K_2}{K_1 C \cdot C K_2} = \\ &= \frac{0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha + 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha}{0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha \cdot 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha} = \frac{i+1}{0,5 \cdot d_1 \cdot i \cdot \sin \alpha} \end{aligned}$$

$$0,5 \cdot d_1 + 0,5 \cdot d_2 = a \Rightarrow 0,5 \cdot d_1 = \frac{a}{i+1}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{(i+1)^2}{a \cdot i \cdot \sin \alpha}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot P_1 \cdot (i+1)^3}{b \cdot a^2 \cdot \omega_1 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$



TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENȚA

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot P_1 \cdot (i+1)^3}{b \cdot a^2 \cdot \omega_1 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$$

$Z_H = f(\alpha, \beta, (x_1+x_2)/(z_1+z_2))$ = factor zonal;

Z_B = mutarea punctului de calcul din B în C, numai pentru $z_1 < 20$;

Z_ε = factorul gradului de acoperire;

Z_β = factor de înclinare al dinților;

$K_A = K_{A1} \times K_{A2} \times K_{A3}$ = factor de exploatare în funcție de tipul mașinii motoare, mașinii de lucru, numărul conectărilor pe oră și durata zilnică de lucru;

K_v = factor dinamic;

$K_{H\beta} = f(b, d_1, \text{treapta de precizie})$ = factor de lățime;

$K_{H\alpha} = f(z_1, a)$ = factor frontal

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_B \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot P_1 \cdot (i+1)^3}{b \cdot a^2 \cdot i \cdot \omega_1}} \leq \sigma_{Hp}$$

$$b = a \cdot \psi_A \in [0,1;1,2] \cdot a$$

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENȚA

$$a_H = \sqrt[3]{\frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot P_1 \cdot (i+1)^3 \cdot (Z_E \cdot Z_H \cdot Z_B \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta)^2}{\sigma_{HP}^2 \cdot \omega_1 \cdot \psi_A \cdot i}}$$

se cunoaște distanța dintre axe a

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{s_{Hmin}} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w$$

$$b_H = \frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot P_1 \cdot (i+1)^3 \cdot (Z_E \cdot Z_H \cdot Z_B \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta)^2}{\sigma_{HP}^2 \cdot \omega_1 \cdot a^2 \cdot i}$$

Z_N = factor de durabilitate;

Z_L = factor de viscozitate;

Z_v = factor de viteza;

Z_R = factor de rugozitate;

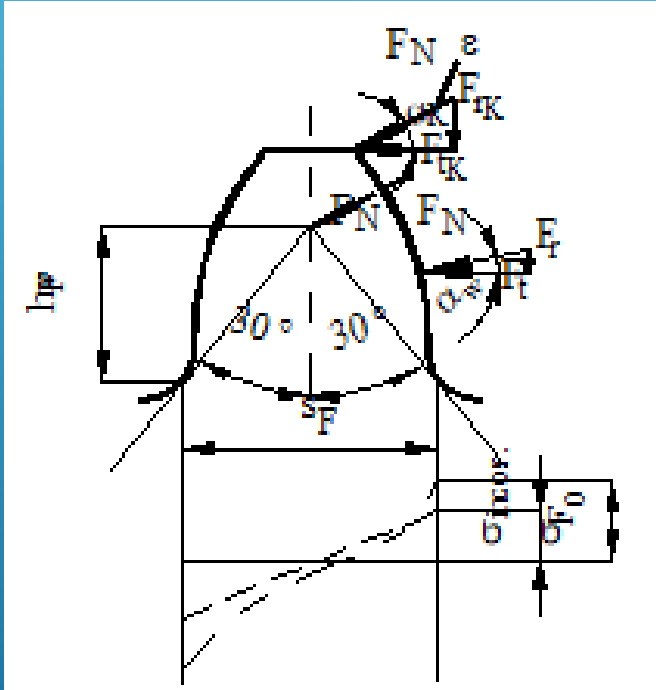
Z_w = factor de duritate;

$s_{Hmin} \in [1,0; 1,3]$ = coeficientul de siguranta

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENȚA

Calculul de rezistență al bazei dintelui



$$\sigma_{F_0} = \frac{M}{W_z} = \frac{F_{t_k} \cdot h^*}{\frac{s_{30}^2 \cdot b}{6}} = \frac{6 \cdot \frac{F_N}{\varepsilon} \cdot \cos \alpha_k h_F^*}{s_F^2 \cdot b} = \frac{6 \cdot F_t \cdot h^* \cdot \cos \alpha_k}{\varepsilon \cdot s_F^2 \cdot b \cdot \cos \alpha} =$$

$$= \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \frac{6 \cdot \left(\frac{h_F^*}{m} \right) \cdot \cos \alpha_k}{\left(\frac{s_F}{m} \right)^2 \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

$$\sigma_{ef} = \sigma_{F_0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{Fp}$$

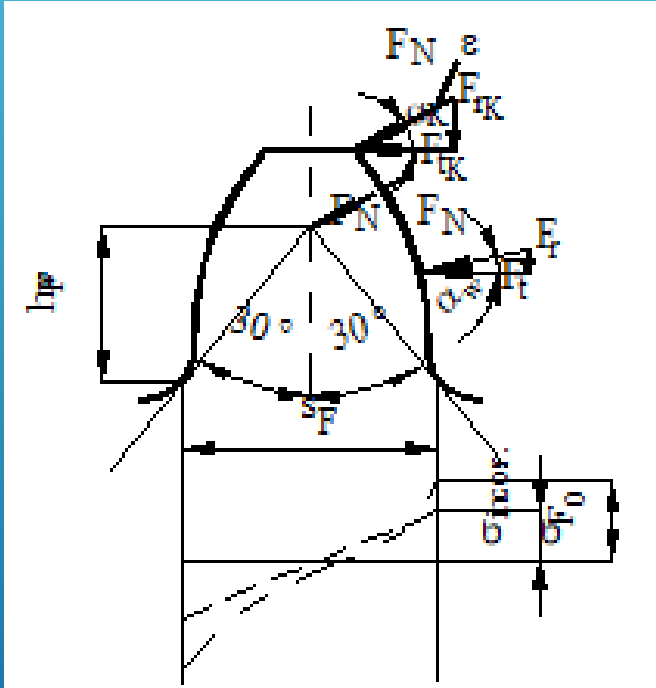
$$F_r = F_N \cdot \sin \alpha = F_t \cdot \tan \alpha$$

K_A = factorul de exploatare similar cu cel de la solicitarea de contact;
 K_v = factor dinamic similar cu cel de la solicitarea de contact;
 $K_{F\beta} = 0,85 K_{H\beta}$ - factor de latime;
 $K_{F\alpha}$ = factor frontal.

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

CALCULUL DE REZISTENTA

Calculul de rezistență al bazei dintelui



$$\sigma_F = \frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot P_1 \cdot z_1 \cdot (i+1)^2 \cdot (Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta)}{a^2 \cdot b \cdot \omega_1} \leq \sigma_{Fp}$$

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{lim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{St} \cdot Y_{Nt} \cdot Y_{\delta_{rel}} \cdot Y_{R_{rel}} \cdot Y_x$$

Y_{St} = factor de corectie;

Y_{NT} = factor de durabilitate;

$Y_{\delta_{rel}}$ = factor de sprijin;

$Y_{R_{rel}}$ = factor de marime

$$a_F = \sqrt[3]{\frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot P_1 \cdot z_1 \cdot (i+1)^2 \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}{\sigma_{Fp} \cdot \omega_1 \cdot \psi_A}}$$

$$b_F = \frac{10^6 \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot P_1 \cdot z_1 \cdot (i+1)^2 \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta}{\sigma_{Fp} \cdot \omega_1 \cdot a^2}$$

TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

ANGRENAJE CILINDRICE CU DINTI INCLINATI

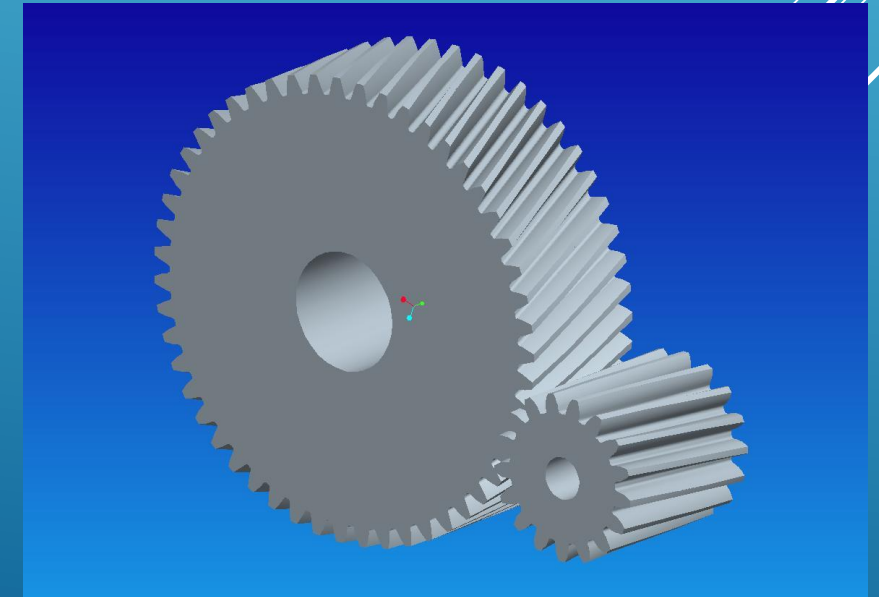
a. avantaje:

- intrarea treptată în angrenare asigură reducerea șocurilor, a vibrațiilor și a zgomotului (efectul maxim de reducere se obține pentru un unghi de înclinare $\beta = [20, 25]^\circ$);
- capacitatea portantă crește la solicitarea de contact și la cea de oboseală a bazei dintelui cu creșterea unghiului de înclinare;

b. dezavantaje:

- apar forțe axiale proporționale cu unghiul de înclinare care încarcă lagărele (se limitează superior la $\beta = 25^\circ$);
- sunt mai sensibile față de abaterile de paralelism al axelor, abaterile liniei dinților, abaterile pasului și de profil; din acest motiv, în general, trebuie încadrate în trepte de precizie mai bune);
- au tendință mai mare la gripare;
- nu se pot folosi ca angrenaje baladoare.

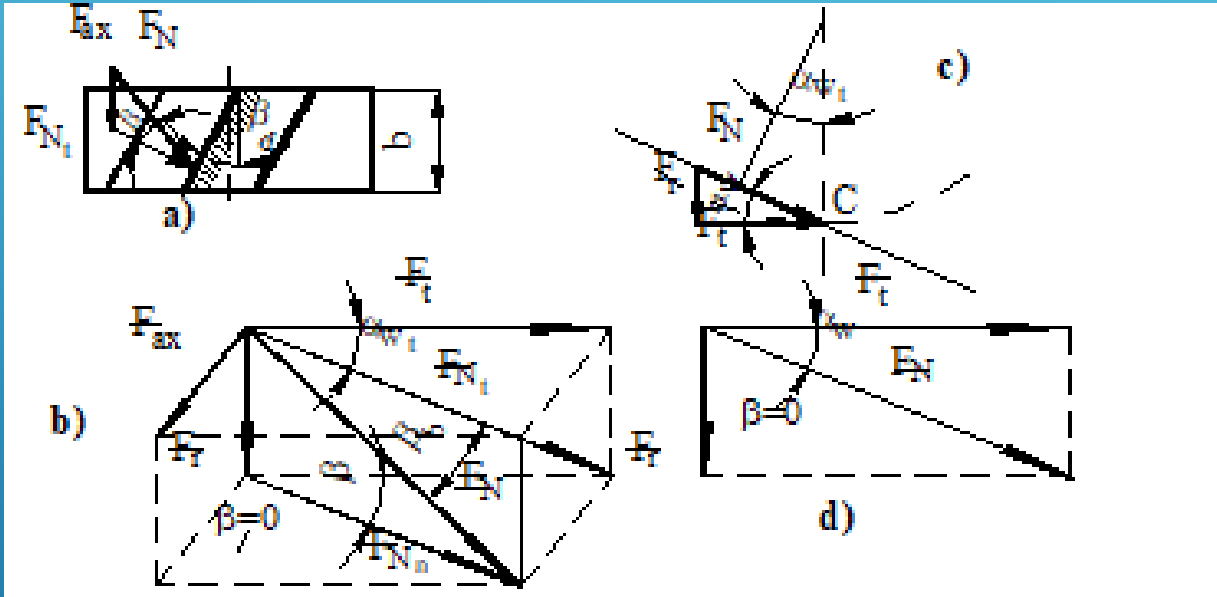
Observație: pentru $\beta < 8^\circ 30'$ efectul înclinării este nul.



TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

ANGRENAJE CILINDRICE CU DINTI INCLINATI

Forțele din angrenajele cilindrice



- forța tangențială:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_w} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot P_1}{\omega \cdot d_w} = \frac{1,91 \cdot 10^7 \cdot P_1}{n \cdot d_w}$$

- forța radială:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$$

- forța axială:

$$F_{ax} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Nr crt	Denumirea	U.M.	Relația de calcul	
			Dinți dreپți	Dinți înclinați
1.	Profilul de referință STAS 821-82	[-]	α_0, f_0, w_0	$\alpha_{0n}, f_{0n}, w_{0n}$
2.	Unghiul de înclinare	[°]	$\beta = 0$	β
3.	Modulul normal	[mm]	m	m_n
4.	Modulul frontal	[mm]	m	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$
5.	Coefficienți de deplasare de profil în plan normal	[-]	$x_{1,2}$	$x_{n1,2}$
6.	Coefficienți de deplasare de profil în plan frontal	[-]	$x_{1,2}$	$x_{t1,2} = x_{n1,2} \cdot \cos \beta$

7.	Unghiul normal al cremalierii din secț. frontală	[°]	α_0	$\alpha_{0t} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_{0n}}{\cos\beta_0}\right)$
8.	Diametrele cercurilor divizare	[mm]	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$	$d_{1,2} = m_t \cdot z_{1,2}$
9.	Diametrele cercurilor bază	[mm]	$d_{b1,2} = m \cdot z_{1,2} \cdot \cos \alpha_0$	$d_{b1,2} = m_t \cdot z_{1,2} \cdot \cos \alpha_{0t}$
10.	Diametrele cercurilor rostogolire	[mm]	$d_{w1,2} = m \cdot z_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$	$d_{w1,2} = m_t \cdot z_{1,2} \cdot \frac{\cos \alpha_{0t}}{\cos \alpha_t}$
11.	Diametrele cercurilor interioare	[mm]	$d_{i1,2} = m \cdot \left[z_{1,2} - 2 \cdot \left(f_0 - x_{1,2} - w_0 \right) \right]$	$d_{i1,2} = m_t \cdot \left[z_{1,2} - 2 \cdot \left(f_{0t} - x_{t1,2} - w_{0t} \right) \right]$

12.	Înălțimea dintelui	[mm]	$h = a - \frac{d_{f1} + d_{f2}}{2} - w_0 \cdot m$	$h = a - \frac{d_{f1} + d_{f2}}{2} - w_{0t} \cdot m_t$
13.	Diametrul cercului de cap	[mm]	$d_{a1,2} = d_{f1,2} + 2 \cdot h$	$d_{a1,2} = d_{f1,2} + 2 \cdot h$
14.	Arcul dinților pe cercul de divizare	[mm]	$s_{1,2} = m \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \right]$	$s_{t1,2} = m_t \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{t1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{0t} \right]$
15.	Unghiul de presiune pe cercul de cap	[°]	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{d_{1,2}}{d_{a1,2}}\right) \cdot \cos \alpha_0$	$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{d_{1,2}}{d_{a1,2}}\right) \cdot \cos \alpha_{0t}$
16.	Grosimea dintelui pe cercul de cap	[mm]	$s_{a1,2} = d_{a1,2} \left(\frac{s_{1,2}}{d_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_{a1,2} \right)$	$s_{a1,2} = d_{a1,2} \cdot \left(\frac{s_{t1,2}}{d_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha_{0t} - \operatorname{inv} \alpha_{a1,2} \right)$
17.	Gradul de acoperire	[-]	$\varepsilon = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \operatorname{tg} \alpha \right) + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \operatorname{tg} \alpha \right)$	$\varepsilon = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \operatorname{tg} \alpha_t \right) + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \operatorname{tg} \alpha_t \right) + \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m_t}$