

Să se identifice starea de adevăr (A) sau de fals (F) a afirmațiilor următoare:

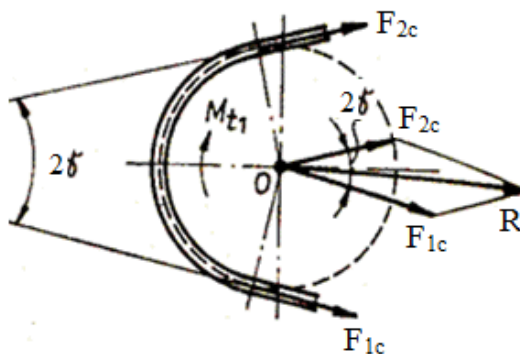
A

1.

Forța de încărcare a arborelui la funcționarea transmisiei sub sarcină se determină cu relația,

$$R = \sqrt{F_{1c}^2 + F_{2c}^2 + 2 F_{1c} F_{2c} \cos 2\gamma}$$

în care, $F_{1c} = F_1 + F_c$ și respectiv $F_{2c} = F_2 + F_c$, γ - unghiul ramurilor curelei.



2.

Relația de verificare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură înclinată este

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2},$$

în care,

$$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{m z_1} \sqrt{\frac{T_1}{b} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} \quad [\text{N/mm}^2] \text{ este tensiunea efectivă la contact și}$$

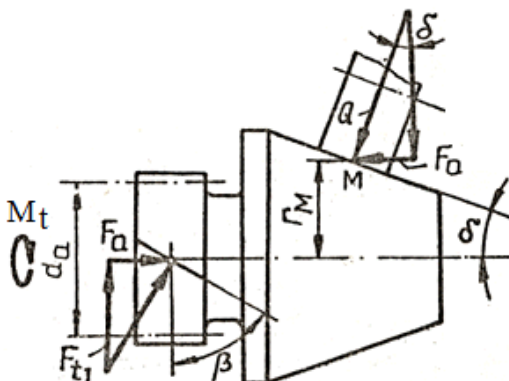
$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x \quad [\text{N/mm}^2] - \text{tensiunea admisibilă la contact pentru pinion, respectiv, roată.}$$

B

1.

Subsistemul de apăsare automată din figura folosit pentru transmisiile cu roți de fricțiune cu axe concurente sau încrucișate generează o forță axială (dependentă de momentul de torsiune transmis) care ca urmare a deplasării axiale a roții de fricțiune generează forța de apăsare [N],

$$Q = \frac{2 F_t}{d_a \sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}.$$



2.

Relația de verificare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură înclinată este

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2},$$

în care,

$$\sigma_H = \frac{Z_E Z_{\epsilon} Z_H Z_{\beta}}{a_w} \sqrt{\frac{T_1}{2 b} K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} \frac{(u \pm 1)^2}{u}} \quad [\text{MPa}] \text{ este tensiunea efectivă la contact și}$$

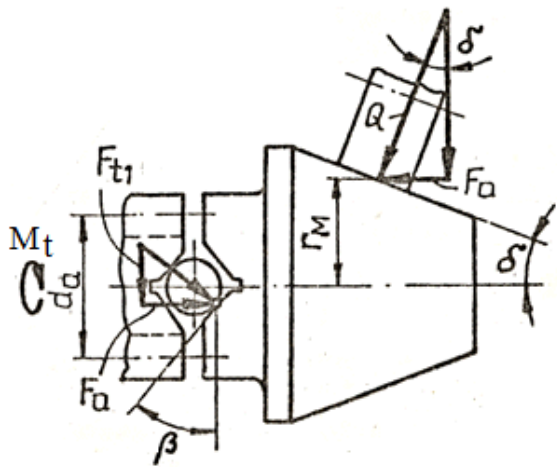
$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X \quad [\text{MPa}] \text{ - tensiunea admisibilă la contact pentru pinion, respectiv, roată.}$$

C

1.

Subsistemul de apăsare automată din figura folosit pentru transmisiile cu roți de fricțiune cu axe concurente sau încrucișate generează o forță axială (dependentă de momentul de torsiune transmis) care ca urmare a deplasării axiale a roții de fricțiune generează forța de apăsare [N],

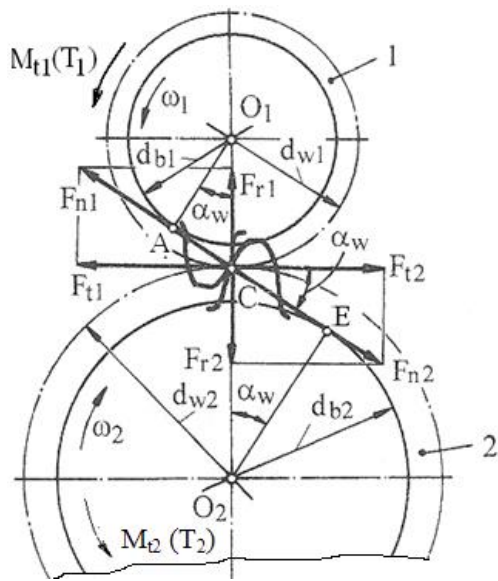
$$Q = \frac{2 M_t}{d_a \sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}.$$



2.

Relația de calcul a forței normale din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă este

$$F_n = \frac{2 T_1}{d_{w1} \cos \alpha_w}.$$



D

1.

Relația de dimensionare din solicitarea de contact a unui angrenaj melcat cilindric este

$$d_2 = 1,16 \sqrt[3]{T_2 \frac{z_2}{q} K_A K_v K_{H\beta} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2},$$

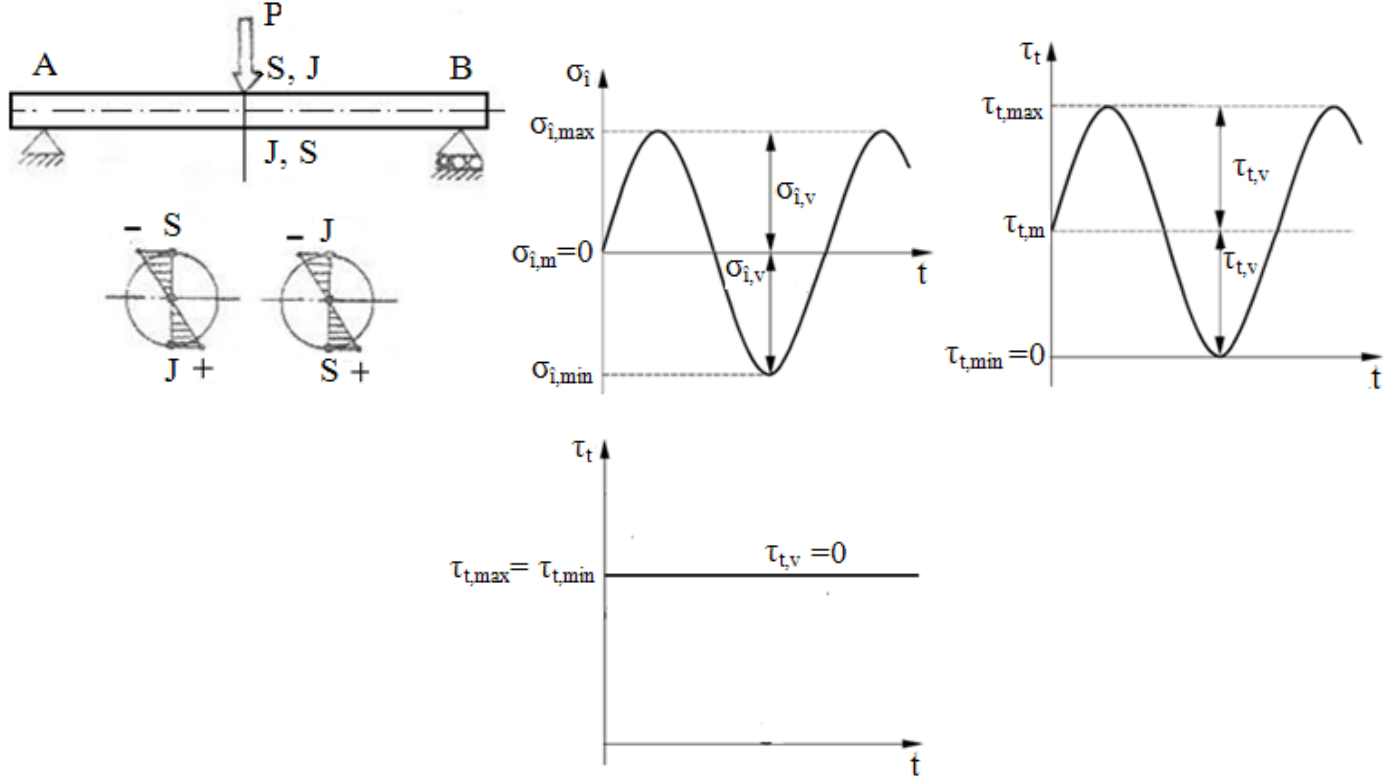
$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x,$$

[MPa] este tensiunea admisibilă la contact a roții melcate unde: $\sigma_{H \lim}$ [MPa] – tensiunea limită la contact a materialului roții melcate; $S_{H \min}$ – factorul minim de siguranță; Z_x – factorul dimensional; Z_w – factorul durițăților; Z_v – factorul de viteză; Z_R – factorul rugozităților flancurilor; Z_L – factorul lubrifianului; Z_{N2} – factorul numărului ciclurilor de solicitare ale roții melcate.

2.

Relația de calcul a tensiunii echivalente [MPa] din secțiunea transversală X a unui arbore drept este

$$\sigma_{eX} = \sqrt{(\sigma_{iX} + \sigma_{cX})^3 + 4(\alpha \tau_{tX})^3}.$$



E

1.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj conic ortogonal cu dantură dreaptă poate fi

$$d_{e1} = \sqrt{1 + u^2} \sqrt[3]{\frac{2T_1 K_A K_v K_{H\beta}}{\psi_d (\sqrt{1+u^2} - \psi_d)^2 u} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2}$$

în care, $\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x$ [MPa], tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde, $\sigma_{H \lim}$ [MPa] – tensiunea limită la contact, $S_{H \min}$ – factorul minim de siguranță, Z_x – factorul dimensional, Z_w – factorul durițăților, Z_v – factorul de viteză, Z_R – factorul rugozităților flancurilor, Z_L – factorul lubrifianului, $Z_{N1,2}$ – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și, respectiv, roții.

2.

Relația de dimensionare din solicitarea de contact a unui angrenaj melcat cilindric este

$$a = 0,6 \left(1 + \frac{q}{z_2} \right) \sqrt[3]{T_1 \frac{z_2}{q} K_A K_v K_{H\beta} \left(\frac{Z_E Z_H}{\sigma_{HP2}} \right)^2},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x,$$

în care, [MPa] este tensiunea admisibilă la contact a roții melcate unde: $\sigma_{H \lim}$ [MPa] – tensiunea limită la contact a materialului roții melcate; $S_{H \min}$ – factorul minim de siguranță; Z_x – factorul dimensional; Z_w – factorul durităților; Z_v – factorul de viteză; Z_R – factorul rugozităților flancurilor; Z_L – factorul lubrifianului; Z_{N2} – factorul numărului ciclurilor de solicitare ale roții melcate.

F

1.

Relațiile de verificare la solicitarea de încovoiere a dinților unui angrenaj conic ortogonal cu dantură curbă sunt:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}, \quad \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2},$$

în care,

$$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{b_{1,2} d_{e1}^2 \cos \beta_m} \frac{\sqrt{1+u^2}}{(\sqrt{1+u^2} - \psi_d)^2} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2}$$

[MPa] este tensiunea efectivă la încovoiere a

dintelui pinionului, respectiv, roții și

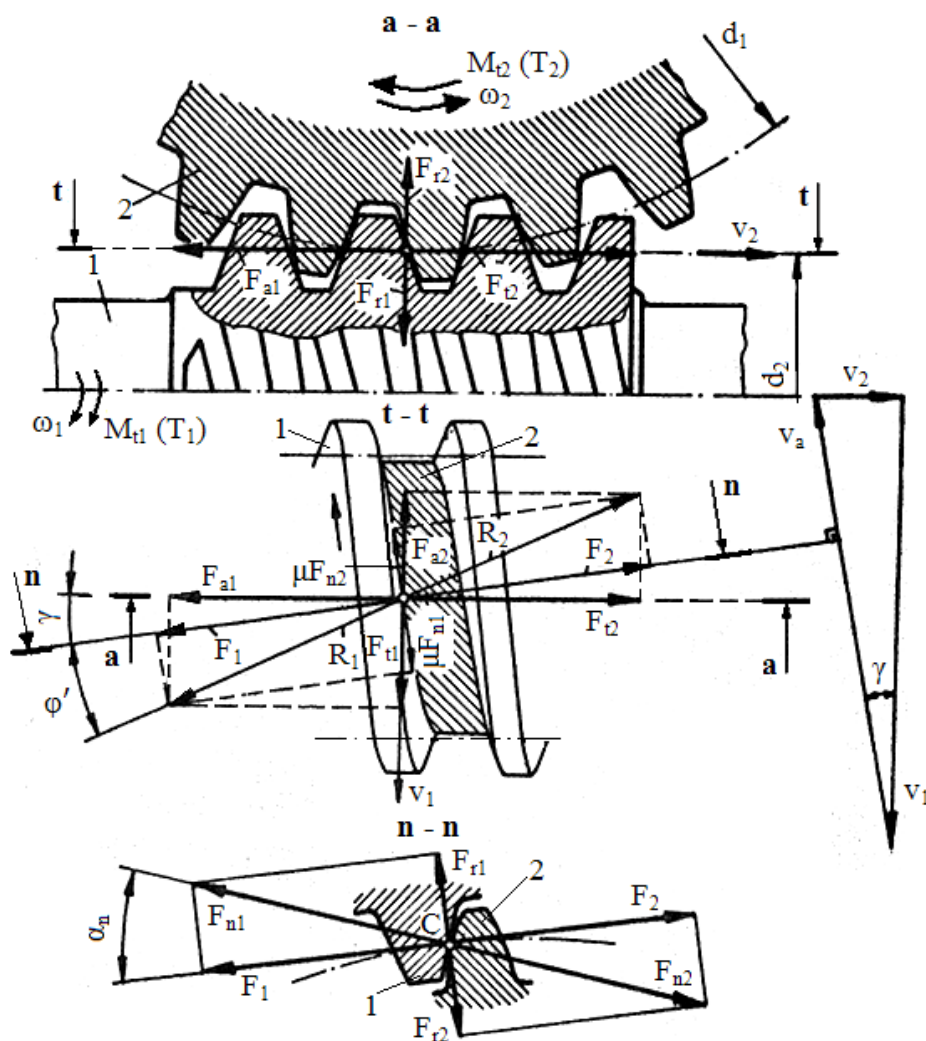
$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{F \lim 1,2} Y_{N1,2} Y_{ST}}{S_{F \min}} Y_{\delta 1,2} Y_{R1,2} Y_x$$

[MPa] - tensiunea admisibilă la încovoiere pentru pinion, respectiv, roată.

2.

Relația de calcul a forței axiale ce acționează asupra melcului angrenajului melcat cilindric este:

$$F_{a1} = \frac{2 T_1}{d_1},$$

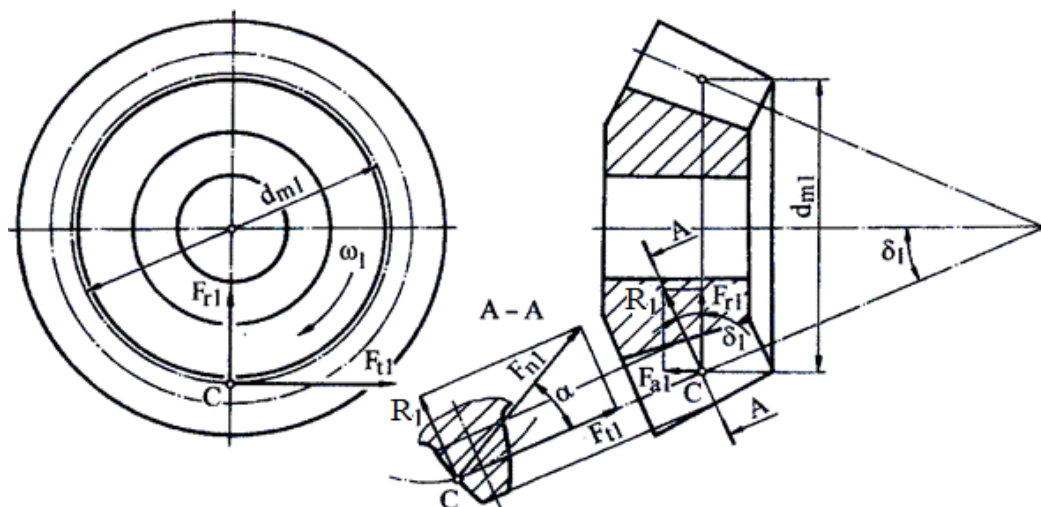


G

1.

Relația de calcul a forței radiale ce acționează asupra pinionului unui angrenaj conic ortogonal cu dantură dreaptă este:

$$F_{r1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \delta_1 \cos \alpha$$



2.

Relațiile de verificare la solicitarea de încovoiere a dinților unui angrenaj conic neortogonal cu dantură curbă sunt:

$$\sigma_{F1} \geq \sigma_{FP1}, \quad \sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2},$$

în care,

$$\sigma_{F1,2} = \frac{2 T_1 z_1 K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta}{b_{1,2} d_{e1}^2 (1 - \psi_d \sin \delta_1)^2 \cos \beta_m} Y_{Sa1,2} Y_{Fa1,2} \quad [\text{MPa}] \text{ este tensiunea efectivă la încovoiere a dintelui pinionului, respectiv, roții și}$$

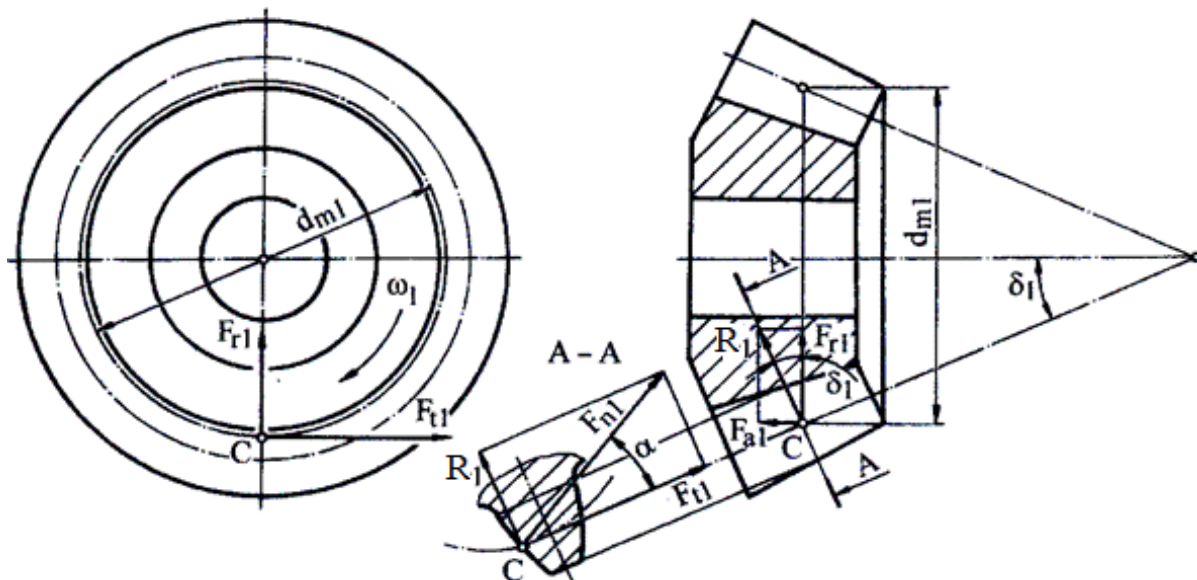
$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{F \lim 1,2} Y_{N1,2} Y_{ST}}{S_{F \min}} Y_{\delta 1,2} Y_{R1,2} Y_x \quad [\text{MPa}] - \text{tensiunea admisibilă la încovoiere pentru pinion, respectiv, roată.}$$

H

1.

Relația de calcul a forței axiale ce acționează asupra pinionului unui angrenajul conic ortogonal cu dantură dreaptă este:

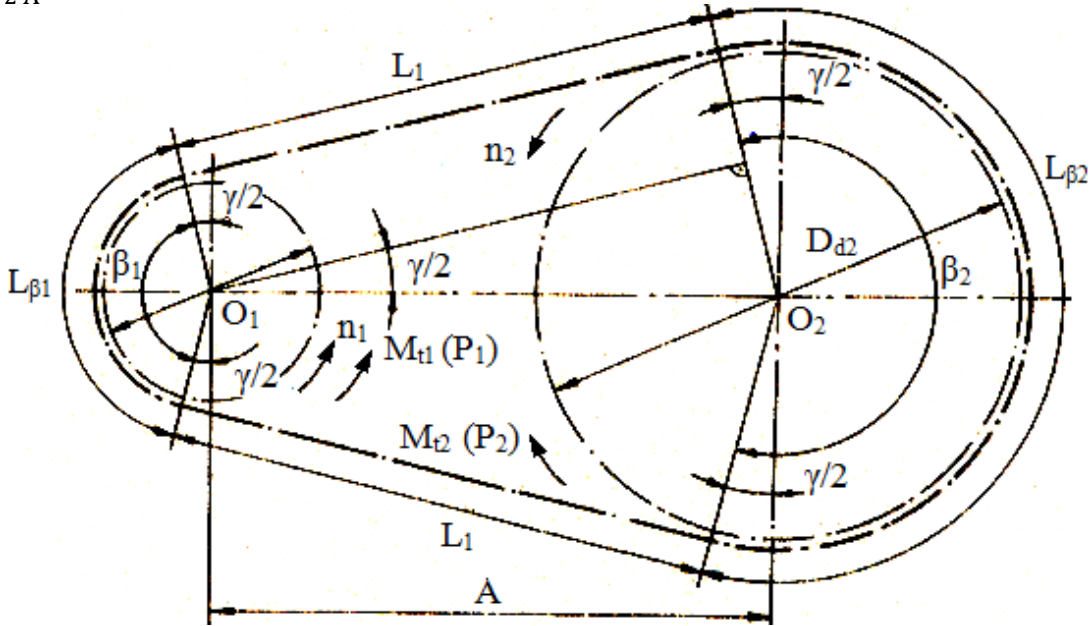
$$F_{a1} = \frac{2 T_1}{d_{m1}} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$



2.

Relația de calcul a unghiului ramurilor unei transmisii prin lanț sunt:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{d2}-D_{d1}}{2 A} .$$

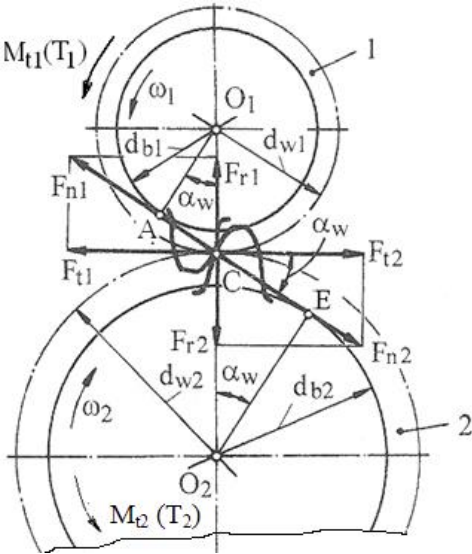


I

1.

Relația de calcul a forței radiale din angrenajul cilindric cu dantură dreaptă este

$$F_r = \frac{2 T_1}{d_{w1}} \cos \alpha_w .$$

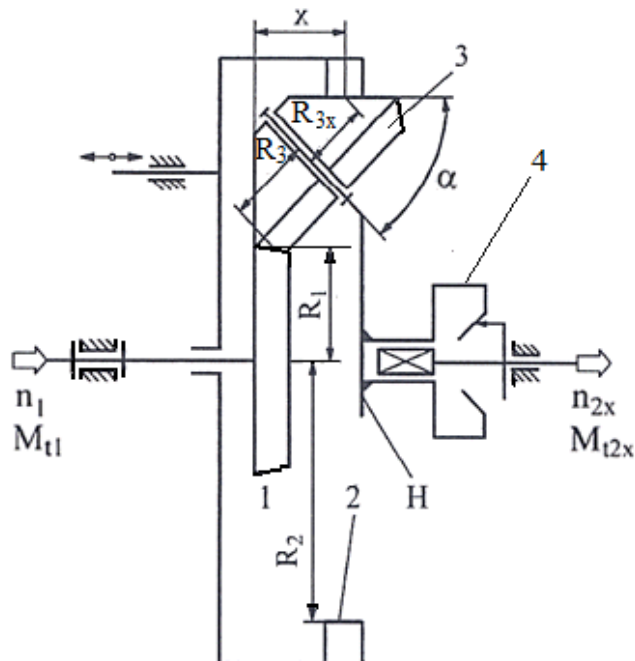


2.

Rapoartele de transmitere (instantaneu, minim, maxim) ale variatorului planetar din fig sunt:

$$i_x = 1 - \frac{R_3}{R_1} \frac{R_2}{x \sin \alpha} ,$$

$$i_{min} = n_1/n_{2max} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3min}) \text{ și, respectiv, } i_{max} = n_1/n_{2min} = 1 - (R_3/R_1)/(R_2/R_{3max}).$$



J

1.

Relația de verificare a unui angrenaj melcat din condiția de menținere a proprietăților de ungere a uleiului este

$$t_u = \frac{(1+\psi)P_1 10^3}{k_t S (1-\eta)} + t_0 \leq t_{umax}$$

2.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă poate fi,

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_V K_H \beta K_{H\alpha}}{2 \psi_a u \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2$$

în care $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$ [MPa] – tensiunea admisibilă la contact a angrenajului cu

$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{N1,2}}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$ [MPa], tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde σ_{Hlim} [MPa] – tensiunea limită la contact, S_{Hmin} – factorul minim de siguranță, Z_x – factorul dimensional, Z_w – factorul durităților, Z_v – factorul de viteză, Z_R – factorul rugozităților flancurilor, Z_L – factorul lubrifianului, $Z_{N1,2}$ – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și roții.

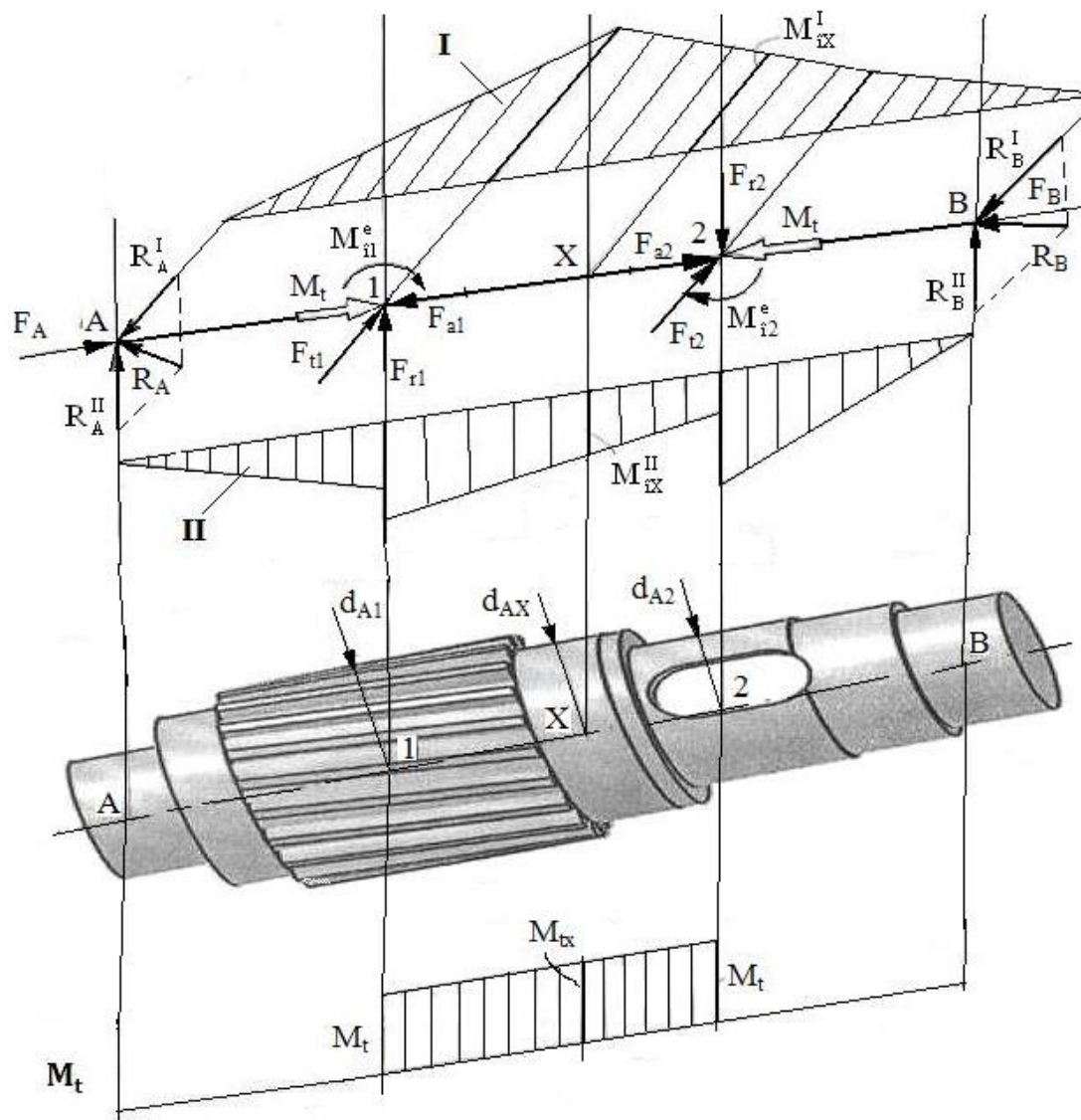
K

1.

Relația tensiunii echivalente [MPa] din secțiunea transversală X a unui arbore drept este, neglijând tensiunea de compresiune ($\sigma_{cx}=0$), este

$$\sigma_{eX} = \frac{\sqrt{(M_{iX})^2 + (\alpha M_{tX})^2}}{W_z}$$

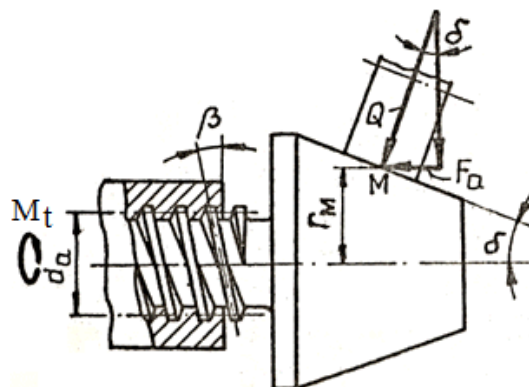
unde, $M_{ix} = \sqrt{(M_{ix}^I)^2 + (M_{ix}^{II})^2}$.



2.

Subsistemul de apăsare automată din figura folosit pentru transmisiile cu roți de fricțiune cu axe concurente sau încrucișate generează o forță axială (dependentă de momentul de torsiune transmis) care ca urmare a deplasării axiale a roții de fricțiune generează forța de apăsare [N],

$$Q = \frac{M_t}{d_a \sin \delta \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}.$$



L

1.

Relația de dimensionare la solicitarea de contact a unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă poate fi,

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_m z_1^2 \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H)^2 \frac{u \pm 1}{u}$$

în care, $\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$ [Nmm] – tensiunea admisibilă la contact a angrenajului cu

$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X$ [MPa], tensiunile admisibile la contact pentru pinion și roată, unde, $\sigma_{H \lim}$ [MPa] – tensiunea limită la contact, $S_{H \min}$ – factorul minim de siguranță, Z_X – factorul dimensional, Z_W – factorul durităților; Z_V – factorul de viteză; Z_R – factorul rugozităților flancurilor; Z_L – factorul lubrifiantului, $Z_{N1,2}$ – factorii numerelor ciclurilor de solicitare ale pinionului și roții.

2.

Relația de calcul a forței axiale ce acționează asupra roții melcate a angrenajului melcat cilindric este:

$$F_{a2} = \frac{2 T_1}{d_1},$$

