

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

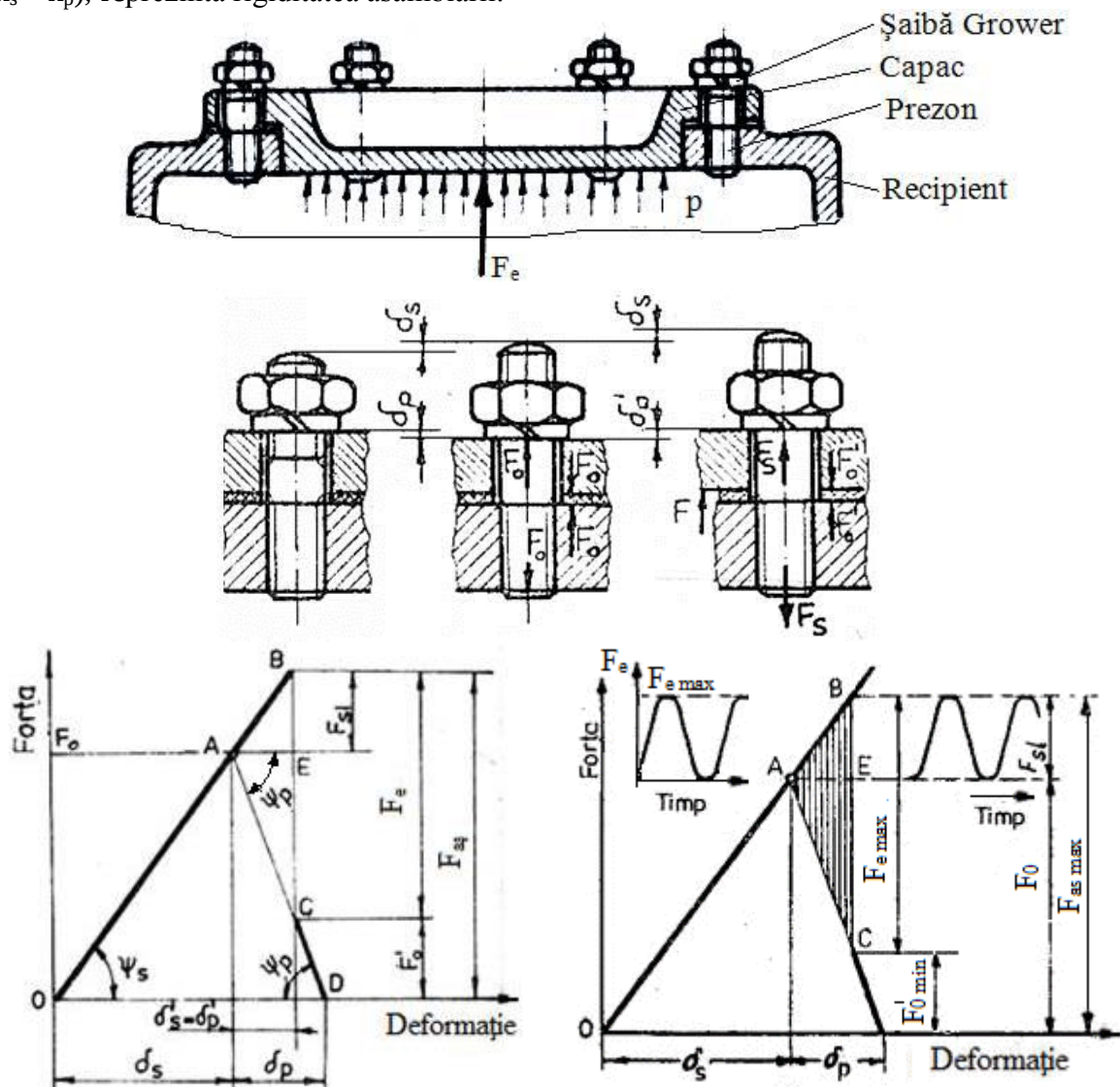
A

1.

Forța axială totală maximă din șurubul unei asamblări filetate montată cu pretensionare, ce apare ca urmare a încărcării cu sarcină variabilă pulsator, se poate determina cu relația,

$$F_{a\text{ș max}} = F_0 + \chi F_{e \text{ max}}, [\text{N}],$$

în care, $\chi = k_s / (k_s + k_p)$, reprezintă rigiditatea asamblării.

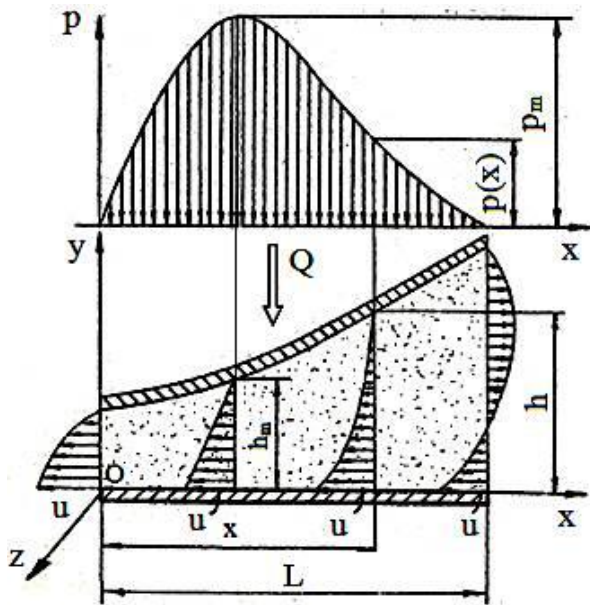


2.

Ecuția lui Reynolds, pentru decrierea ungerii hidrodinamice unidirecțional, poate avea următoarea formă:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 u \eta \frac{\partial h}{\partial x},$$

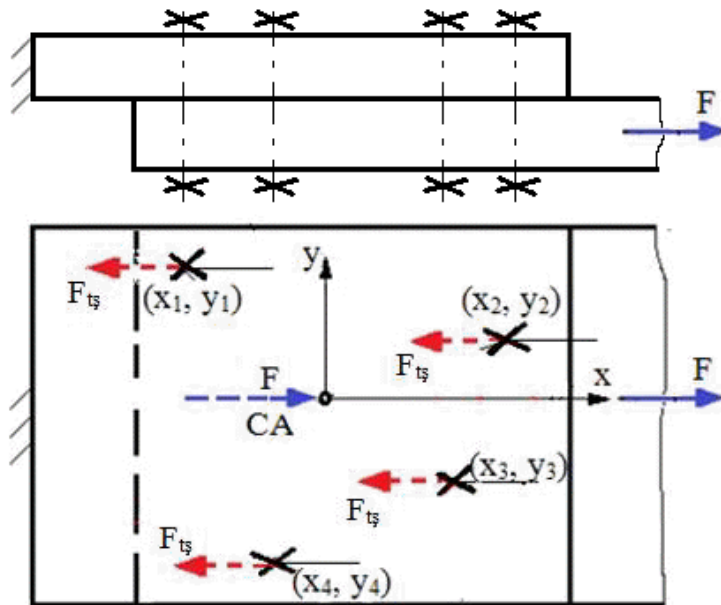
care prin integrare conduce la distribuția presiunilor hidrodinamice.



B

1.

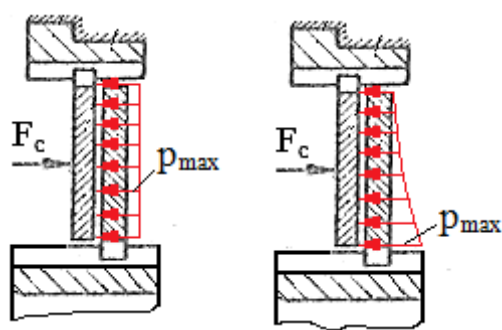
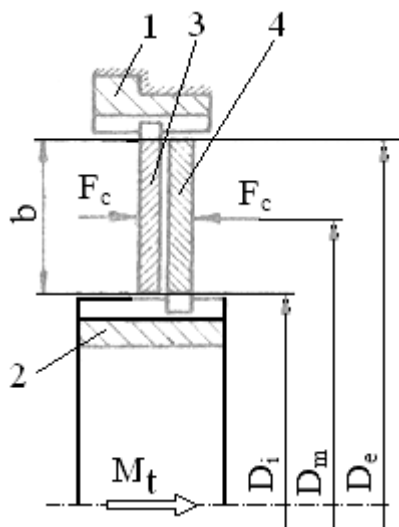
Ipotezele de calcul a asamblărilor cu șuruburi montate, cu sau fără joc, și solicitate transversal centric sunt: șuruburile au axele paralele cu o axa care conține centrul acestora, CA, în care $\sum_1^4 x_i = 0$ și $\sum_1^4 y_i = 0$ cu x_i și y_i sunt coordonatele punctelor asociate șuruburilor asamblării; șuruburile, consecință a încărcării cu forța exterioară F cu direcția ce trece prin punctul CA, sunt încărcate cu forțe transversale egale, $F_{ts} = F/4$ sau, pentru cazul general cu z șuruburi, $F_{ts} = F/z$; calculul asamblărilor cu șuruburi montate, cu joc sau fără joc, și solicitate transversal centric, în final, se reduce la calculul asamblării cu șurub (montat cu sau, respectiv, fără joc) încărcat cu forța transversală, F_{ts} .



2.

Condiția de transmitere a momentului de torsiune prin frecare, se poate verifica cu relația:

$$i F_f \frac{D_m}{2} \leq M_{tc}$$

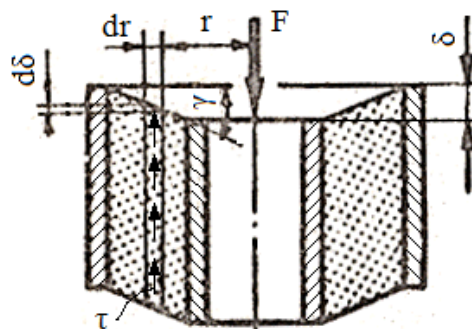
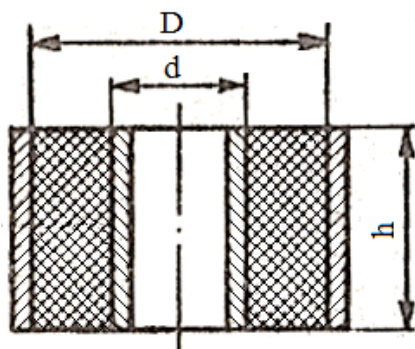


C

1.

Condiția de rezistență la forfecare a arcurilor din cauciuc de tip bușă de forfecare,

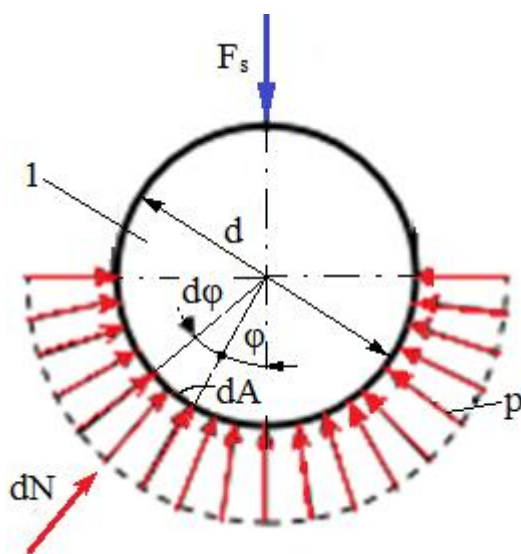
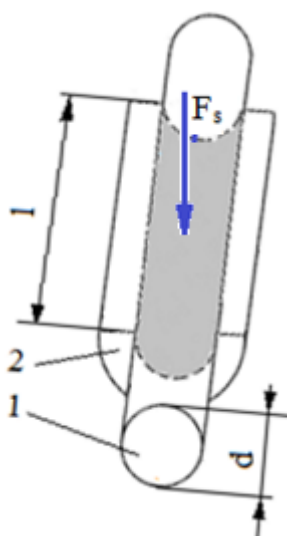
$$\frac{F}{2\pi dh} \leq \tau_a$$



2.

Condiția de echilibru a forțelor pentru contactul pe suprafețe conforme cilindrice considerând distribuția uniformă a presiunii pe circumferință, se descrie cu relația,

$$F_s = 2 \int_0^{\pi} dN \cos \varphi$$

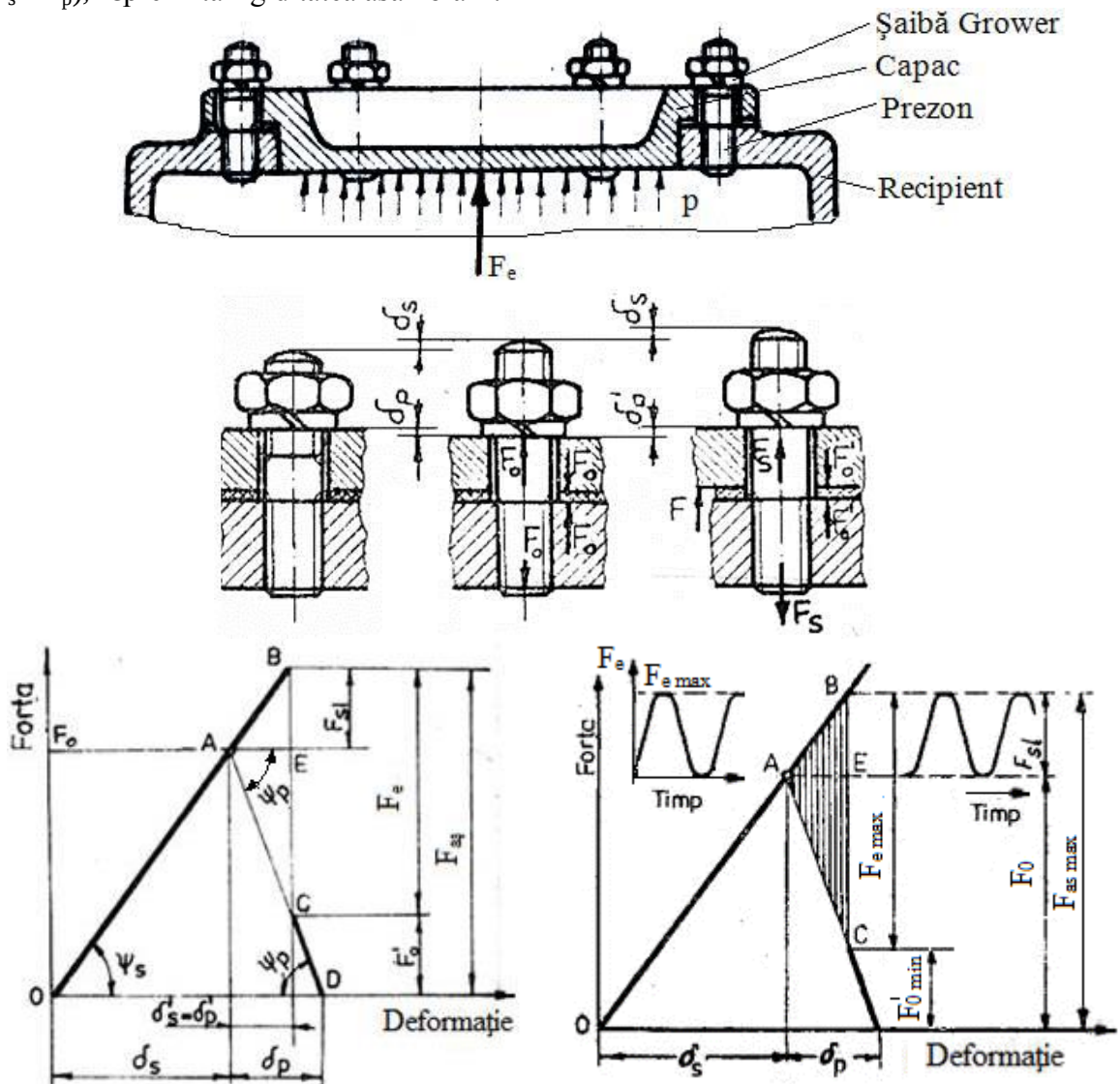


1.

Forța axială de strângere (remanentă) minimă preluată de piesele unei asamblări filetate montată cu pretenționare, ce apare ca urmare a încărcării cu sarcină variabilă pulsator, se poate determina cu relația,

$$F'_{0\min} = F_0 - (1 - \chi) F_{e\max} \text{ [N]},$$

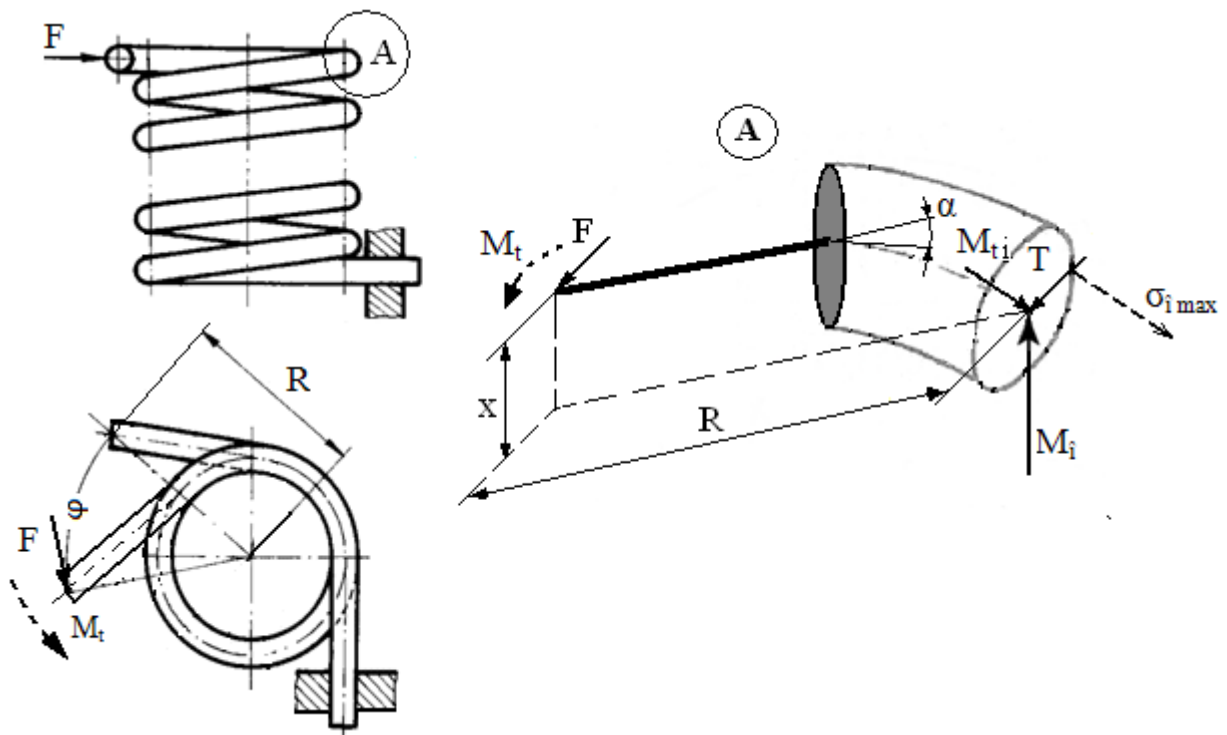
în care, $\chi = k_s / (k_s + k_p)$, reprezintă rigiditatea asamblării.



2.

Verificarea la solicitarea de încovoiere a unui arc elicoidal de compresiune/tracțiune se poate face cu relația,

$$K_i \frac{32 F R}{\pi d^4} \leq \sigma_{ai}$$

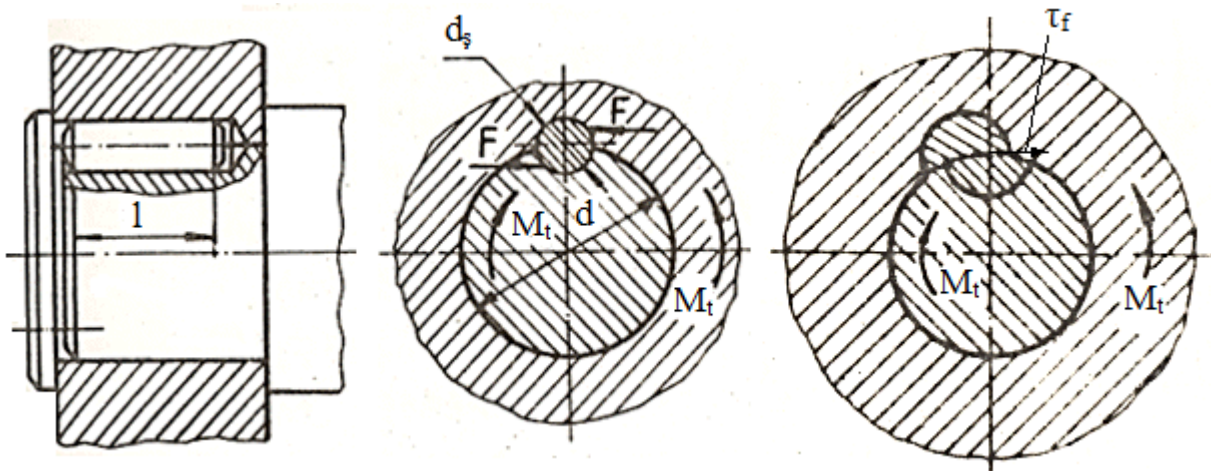


E

1.

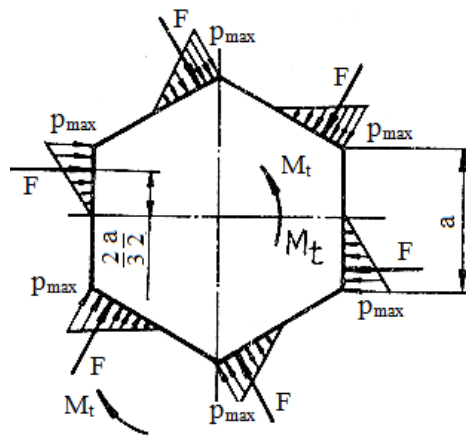
Condiția de rezistență la forfecare a știftului longitudinal este

$$\frac{4 M_t}{z d d_s l} \leq \tau_{af}$$



2.

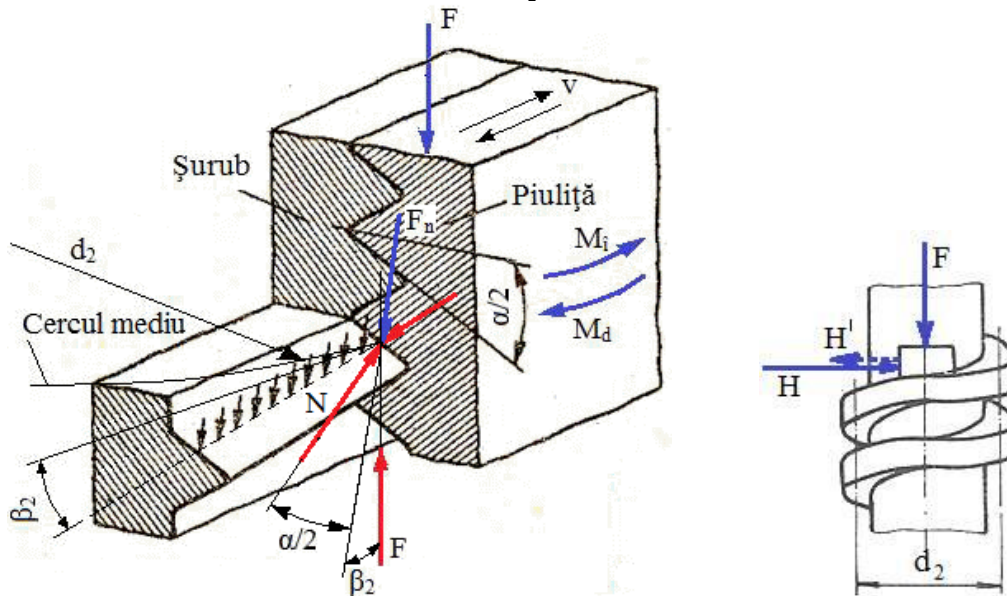
Ipotezele de calcul a asamblării profilate pe contur hexagonal sunt: sarcina exterioară (momentul de torsiune) se transmite de la arbore la butuc (sau invers) prin formă pe fețele asamblării pe care distribuția presiunilor este triunghiulară (liniară) pe jumătate din suprafață, cu valoarea maximă p_{max} ; pentru asamblările profilate cu profil triunghiular curbiliniu distribuția presiunilor este neuniformă; forța rezultantă a presiunilor de contact (cu arborele, respectiv cu butucul) pe o față de contact, acționează în centrul de greutate al triunghiului presiunii și, $F = \frac{M_t}{2a}$, unde, M_t [Nmm] reprezintă momentul de torsiune, a [mm] - lungimea laturii.



F

1.

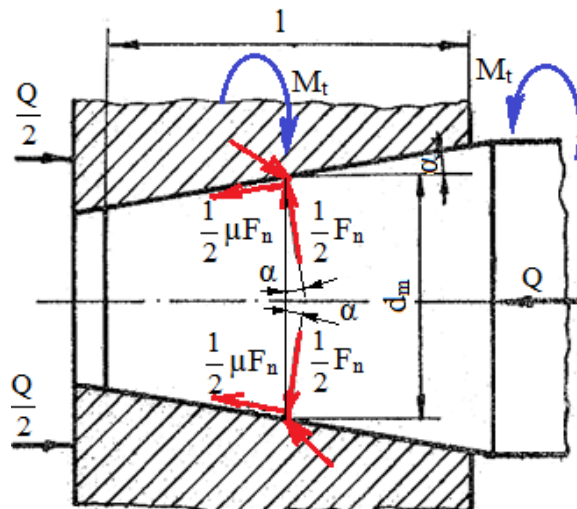
Ipoteze de calcul a forțelor și momentelor din asamblările filetate: deplasarea piuliței se asimilează cu deplasarea unui sector unghiular pe un plan înclinat tangent la un cerc mediu; distribuția presiunilor pe suprafețele în contact este uniformă și forța rezultantă se consideră concentrată într-un punct la nivelul unui cerc mediu.



2.

Condiția de rezistență la torsiune a arborelui în zona asamblării cu strângere pe con este

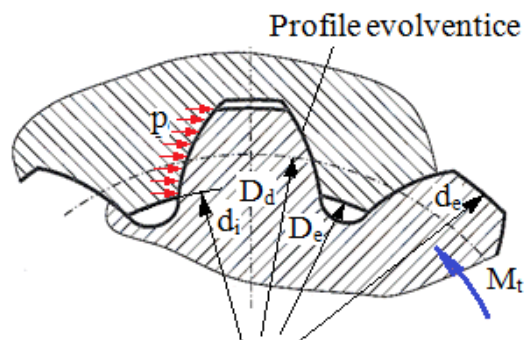
$$\frac{16 \beta_k M_t}{\pi d_m^4} \leq \tau_{at}.$$



1.

Condiția de rezistență la strivire a asamblării prin canelură fixă evolventică este,

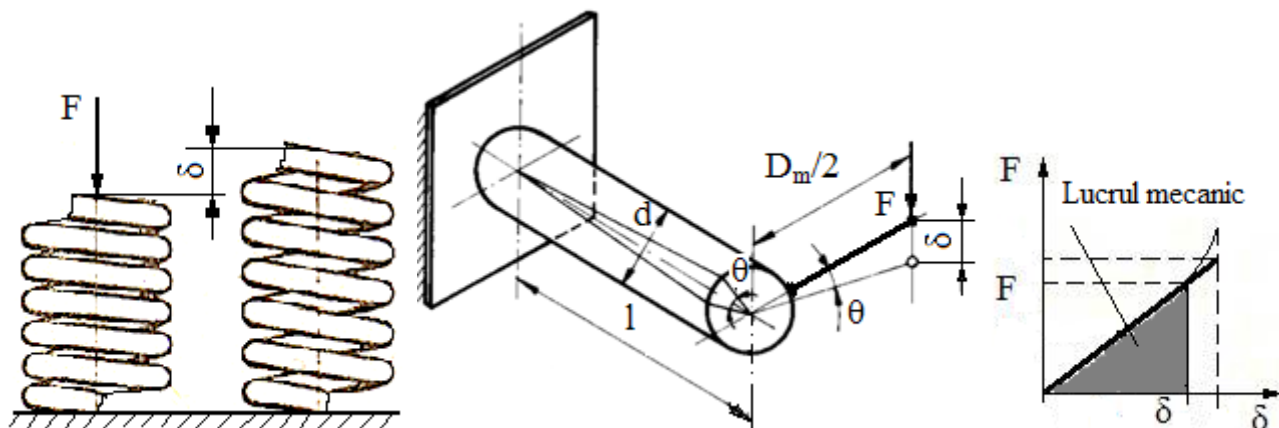
$$\frac{\frac{M_t}{z D_d}}{0,75 \frac{D_e - d_e}{2} L} \leq \sigma_{as}.$$



2.

Lucrul mecanic de încărcare (egal cu energia acumulată) a arcului de compresiune/tracțiune se calculează cu relația,

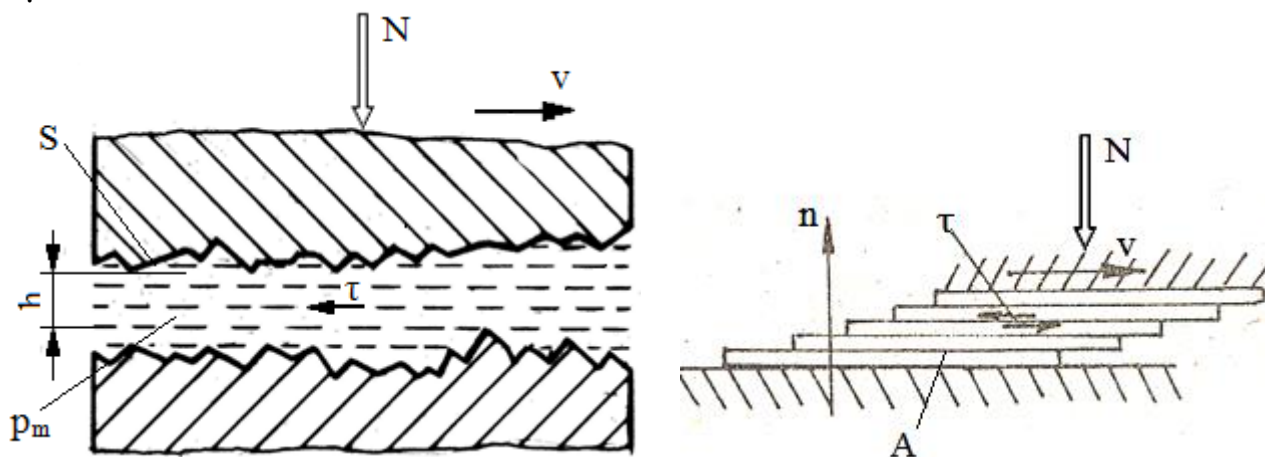
$$L = \frac{4 n D_m^3 F^2}{G d^4}.$$



1.

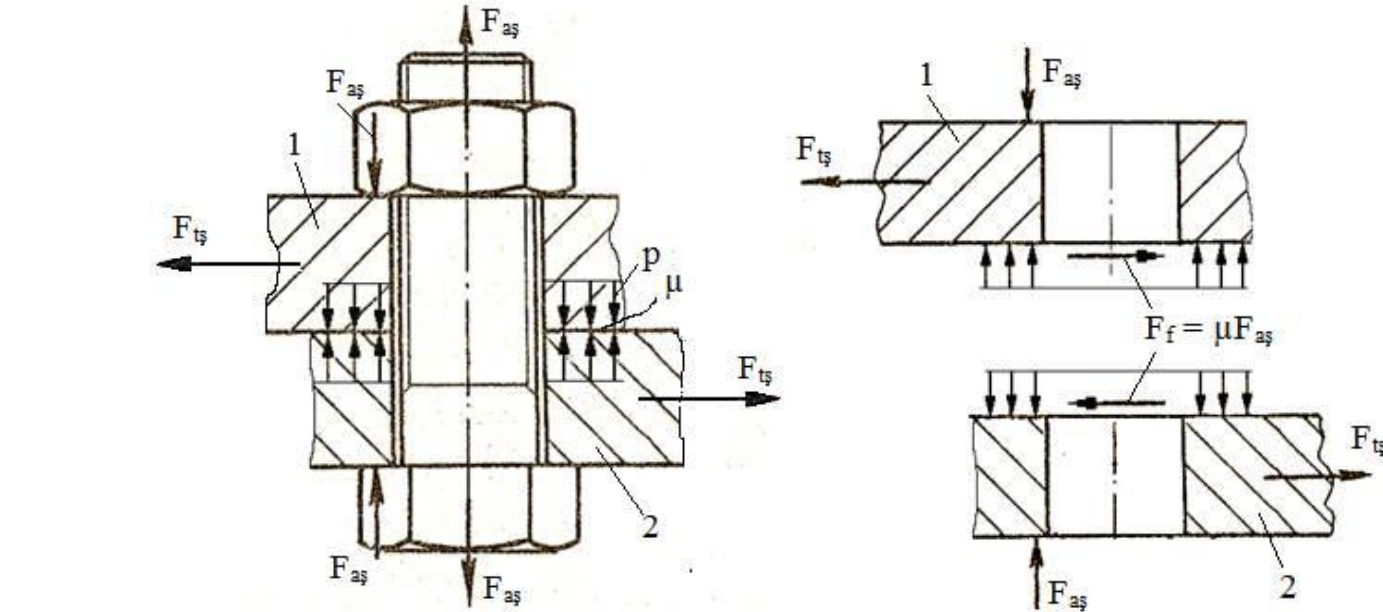
Coeficientul de frecare din fluid se poate calcula cu relația,

$$\mu_f = \frac{\tau A}{N}.$$



2.

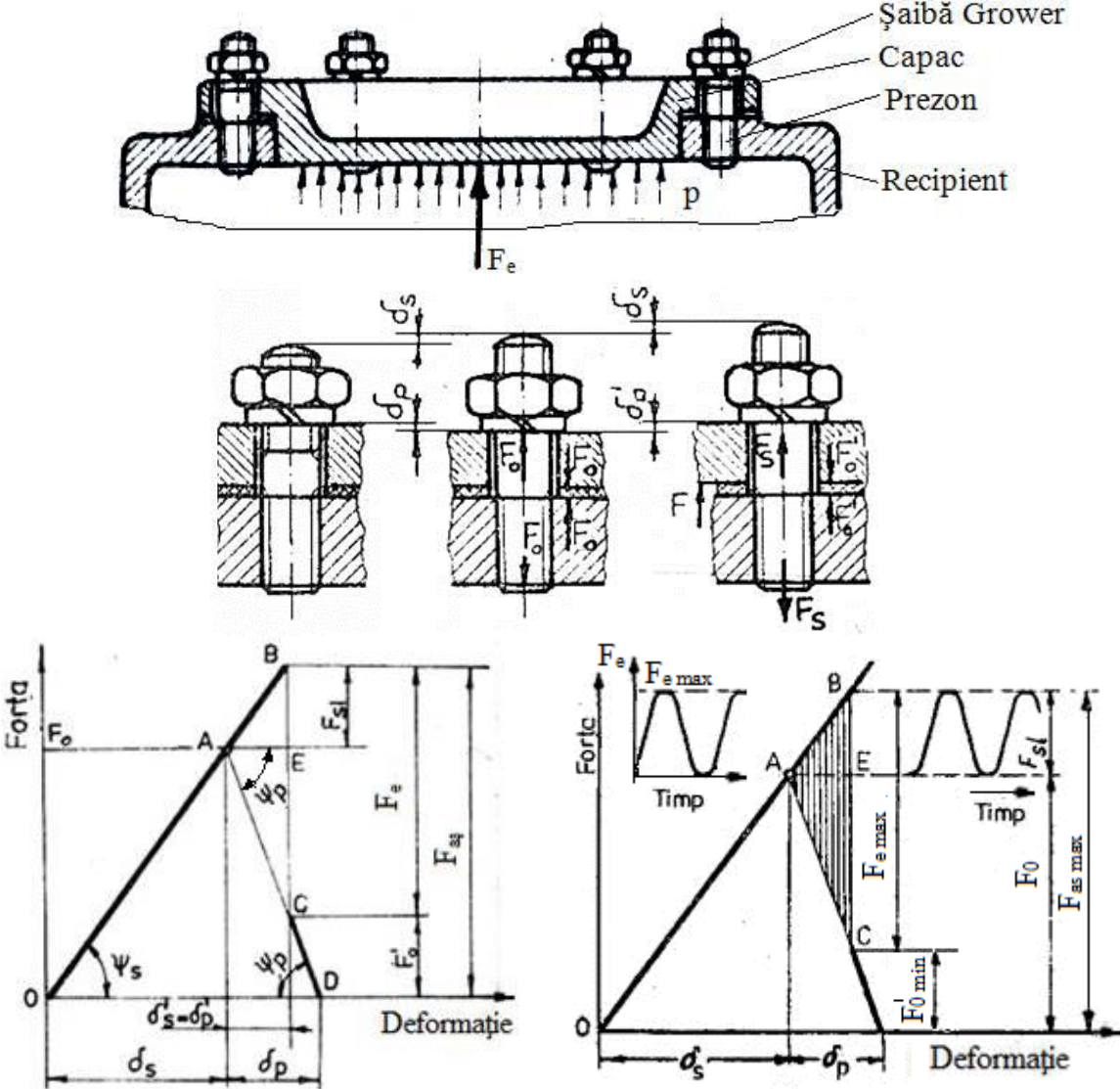
Condiția de transmitere a forței prin frecare de asamblarea cu șurub montat cu joc solicitată transversal este $\mu F_{a\dot{s}} \leq \beta_a F_{t\dot{s}}$.



I

1.

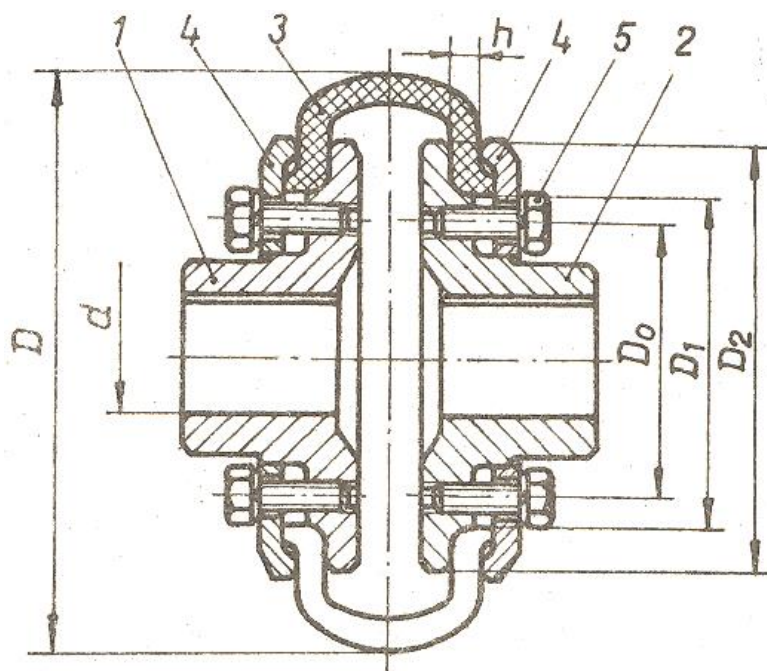
Forța axială totală maximă din șurubul unei asamblări filetate montată cu pretensionare, ce apare ca urmare a încărcării cu sarcină variabilă, se poate determina cu relația,
 $F_{a\dot{s} \max} = F_0 - \chi F_{e \max}$, [N],
 în care, $\chi = k_s / (k_s + k_p)$, reprezintă rigiditatea asamblării.



2.

Condiția de rezistență la strivire a bandajului cuplajului permanent elastic poate fi,

$$\frac{4 z_s F_s}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as}$$

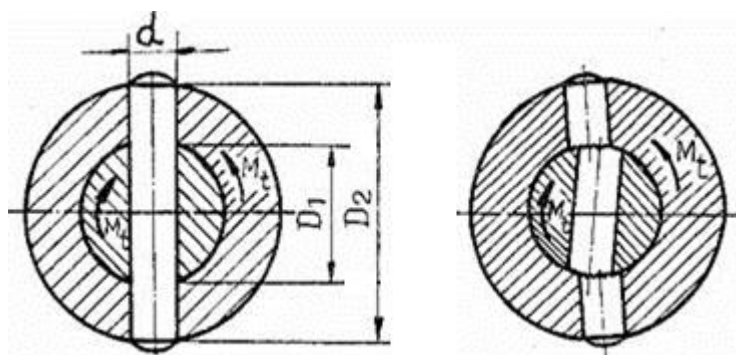


J

1.

Condiția de rezistență la forfecare a știftului este,

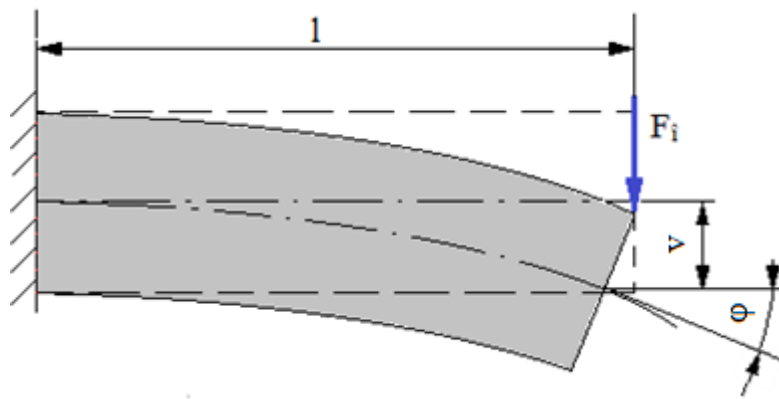
$$\frac{4 M_t}{\pi D_1 d^2} \leq \tau_{af}$$



2.

Forța de frecare în planul tangent din filet se determină cu relația,

$$F_f = \tan \phi' F_n.$$



L

1.

Rezistența la coroziune se apreciază prin viteza de corodare, $V_{\text{cor}} = \Delta m / S \cdot t$.

2.

Rigiditatea arcului bară de torsiune se poate determina cu relația,

$$k = \frac{\pi d^4 G}{32 l}$$

