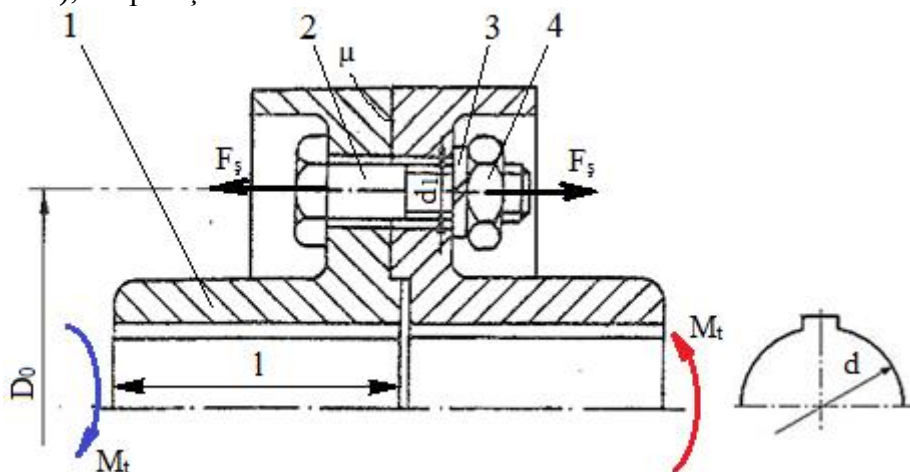


I_10.1

Să se dimensioneze cuplajul cu flanșă cu șuruburi montate cu joc.

Se dau: momentul de torsiune nominal transmis $M_{tn} = 125 \text{ Nm}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,4$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor $D_0 = 62 \text{ mm}$; numărul de șuruburi $z_s = 4$; coeficientul de frecare din cuplaj $\mu = 0,22$; factorul concentratorului de tensiuni (pentru calcul arborilor la oboseală), $\beta_k = 1,4$; factorul care ține cont de solicitarea de torsiune a tijei șurubului, $\beta = 1,3$; tensiunea admisibilă la torsiune convențională de calcul arborilor $\tau_{at} = 40 \text{ MPa}$; materialul șurubului este din grupa 6.6; coeficientul de siguranță $c = 3$; coeficientul de frecare din filet și dintre piuliță și șaibă; $\mu_s = 0,25$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - șurub de fixare (metric); 3 - șaibă Grower (de asigurare împotriva autodesfacerii); 4 - piuliță.



Rezolvare:

a. Determinarea diametrului arborelui conducător/condus

Diametrul arborelui, din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

$$\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi d_m^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 125000}{\pi \cdot 40}} = 28,139 \text{ mm. Se adoptă, } d = 30 \text{ mm.}$$

b. Forța axială de încărcare a șuruburilor

Din condiția de transmitere a momentului de torsiune prin frecare (șuruburile sunt montate cu joc),

$$M_{tn} K_s \leq \mu F_s z_s \frac{D_0}{2},$$

rezultă, forța axială din șuruburi,

$$F_s = \frac{2 M_{tn} K_s}{\mu z_s D_0} = \frac{2 \cdot 125000 \cdot 1,4}{0,22 \cdot 4 \cdot 62} = 6414,96 \text{ N.}$$

c. Dimensionarea șuruburilor

Diametrul interior al filetului șuruburilor din condiția de rezistență la tracțiune, ținând cont de efectul torsiunii care apare la strângerea asamblării prin factorul β și de tensiunea admisibilă la tracțiune $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c$, rezultă,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \beta F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 c \beta F_s}{\pi \sigma_{02}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 1,3 \cdot 6414,96}{\pi \cdot 360}} = 9,4 \text{ mm.}$$

d. Dimensiunile filetului și piuliței

Se adoptă filet metric (de fixare cu unghiul filetului, $\alpha = 60^\circ$) cu pas normal, M12: diametrul nominal al filetului $d = 12 \text{ mm}$; diametrul mediu al filetului $d_2 = 10,863 \text{ mm}$; diametrul interior al filetului șurubului $d_1 = 10,106 \text{ mm}$; pasul filetului $p = 1,75 \text{ mm}$; dimensiunea cheii de strângere a piuliței $S = 17 \text{ mm}$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 14 \text{ mm}$.

e. Momentul de strângere a piuliței

Momentul de înșurubare (frecare din filet),

$$M_i = F_s \frac{d_2}{2} \text{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_s \frac{d_2}{2} \text{tg}(\arctg \frac{p}{\pi d_2} + \arctg \frac{\mu_s}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 6414,96 \frac{10,863}{2} \text{tg}(\arctg \frac{1,75}{\pi 10,863} + \arctg \frac{0,25}{\cos \frac{60}{2}}) = 12022,94 \text{ Nmm.}$$

Momentul de frecare de pivotare dintre piuliță și șaiba Grower se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu F_s \frac{S+d_0}{4} = 0,25 \cdot 6414,96 \frac{17+14}{4} = 12428,985 \text{ Nmm.}$$

Momentul de strângere a piuliței cu cheia,

$$M_m = M_i + M_p = 12022,94 + 12428,985 = 24451,925 \text{ Nmm.}$$

f. Tensiunea echivalentă din șurub

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (care apare în timpul strângerii piuliței), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4 F_s}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_i}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 6414,96}{\pi \cdot 10,863^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 12022,94}{\pi \cdot 10,863^3}\right)^2} = 117,97 \text{ MPa.}$$

g. Verificarea la solicitări compuse a șurubului

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului arborelui, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 360/3 = 120 \text{ MPa}$.

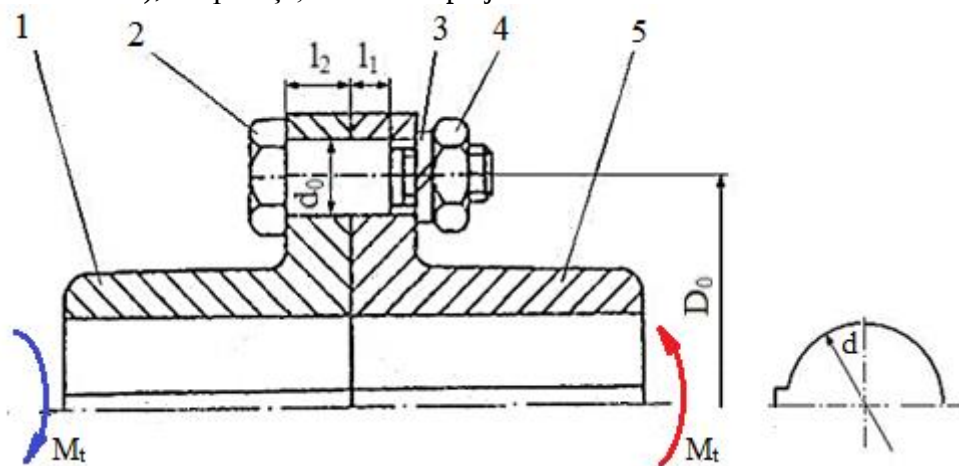
Verificarea la solicitări compuse, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$; $117,97 < 120$ (se verifică).

I_10.2

Să se dimensioneze cuplajul cu flanșă cu șuruburi montate fără joc.

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_{tn} = 125 \text{ Nm}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,4$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor $D_0 = 62 \text{ mm}$; lungimea minimă a zonei de contact a tijei șurubului cu semicuplajele, $l_1 = 5 \text{ mm}$; numărul de șuruburi $z_s = 4$; materialul șuruburilor, oțel din grupa 6.6; materialul semicuplajului, oțel E335; se consideră $\tau_{af} = 0,25\sigma_{02}$ și $\sigma_{as} = 0,4 \sigma_{at}$; factorul concentratorului de tensiuni (pentru calcul arborilor la oboseală), $\beta_k = 1,4$.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2 - șurub de păsuire (montat fără joc); 3 - șaibă Grower (de asigurare împotriva desfacerii); 4 - piuliță; 5 - semicuplaj condus.



Rezolvare:

a. Determinarea diametrului arborelui conducător/condus

Diametrul arborelui, din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

$$\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 125000}{\pi \cdot 40}} = 28,139 \text{ mm. Se adoptă, } d = 30 \text{ mm.}$$

b. Forța transversală de încărcare a șuruburilor

Din condiția de transmitere a momentului de torsiune prin formă (ecuația de momente în raport cu axa),

$$M_{tn} K_s = F_{ts} z_s \frac{D_0}{2},$$

rezultă, forța transversală care încarcă șuruburile,

$$F_{ts} = \frac{2 M_{tn} K_s}{z_s D_0} = \frac{2 \cdot 125000 \cdot 1,4}{4 \cdot 62} = 1411,29 \text{ N.}$$

c. Dimensionarea șuruburilor

Din condițiile de rezistență la strivire a asamblării șurub-semicuplaj,

$$\frac{2 M_{tc}}{z_s D_0 d_0 l_1} \leq \sigma_{as},$$

de rezistență la forfecare a știftului,

$$\frac{8 M_{tc}}{\pi z_s D_0 d_0^2} \leq \tau_{af},$$

ținând cont de momentul de calcul $M_{tc} = K_s M_{tn}$, tensiunile admisibile la strivire ale materialelor semicuplajului și șuruburilor $\sigma_{as}^s = 0,4 \sigma_{02}^s$, respectiv, $\sigma_{as}^s = 0,4 \sigma_{02}^s$ și de tensiunea admisibilă la forfecare a materialului șurubului, $\tau_{af} = 0,25 \sigma_{02}^s$, rezultă diametrul tijei de păsuire necesar,

$$d_0 = \max\left(\frac{2 M_{tc}}{z_s D_0 l_1 \cdot \min(\sigma_{as}^s, \sigma_{as}^s)}, \sqrt{\frac{8 M_{tc}}{\pi z_s D_0 \tau_{af}}}\right) = \max\left(\frac{2 K_s M_{tn}}{z_s D_0 l_1 \cdot \min(0,4 \sigma_{02}^s, 0,4 \sigma_{02}^s)}, \sqrt{\frac{8 K_s M_{tn}}{\pi z_s D_0 0,25 \sigma_{02}^s}}\right) =$$

$$\max\left(\frac{2 \cdot 1,4 \cdot 125000}{4 \cdot 62 \cdot 5 \cdot \min(0,4 \cdot 335; 0,4 \cdot 360)}, \sqrt{\frac{8 \cdot 1,4 \cdot 125000}{\pi \cdot 4 \cdot 62 \cdot 0,25 \cdot 360}}\right) = \max(2,1; 4,47) = 4,47 \text{ mm}.$$

Se adoptă, $d_0 = 6 \text{ mm}$.

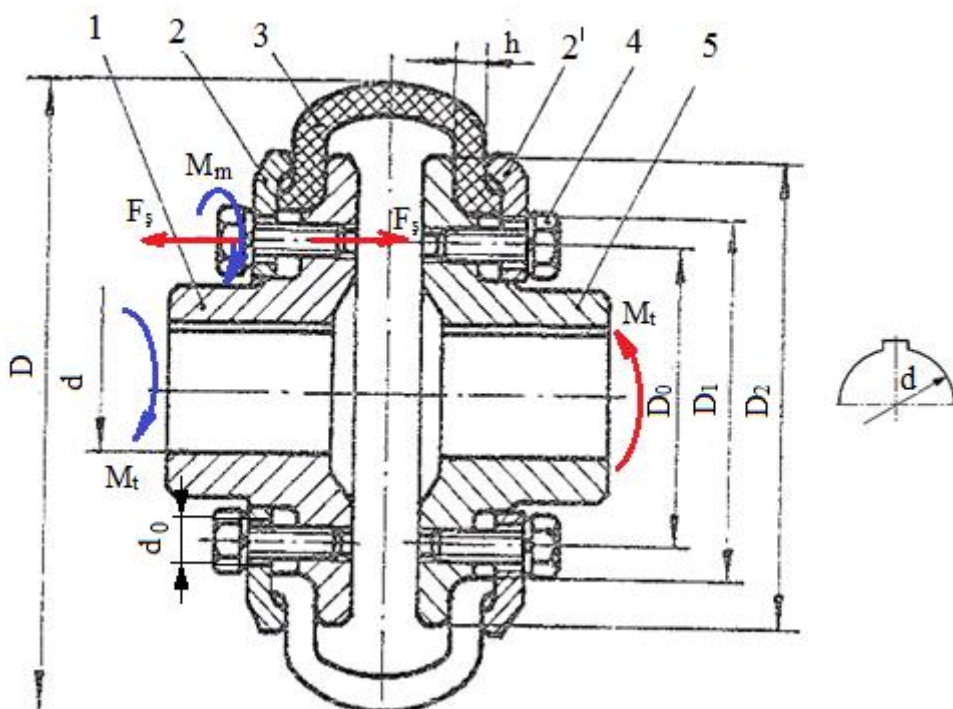
Obs. Se observă că în acest caz al cuplajului cu șuruburi montate fără joc (pășuite) la aceleași valori ale momentului de torsiune nominal (M_{tn}) și ale gabaritului radial (D_0) se obțin șuruburi cu diametrul tijei mult redus decât în cazul cuplajului cu șuruburi montate cu joc (v. problema 1).

I_10.3

Să se verifice cuplajul elastic cu bandaj din cauciuc (Periflex).

Se dau: momentul de torsiune transmis $M_t = 195 \text{ Nm}$; coeficientul de frecare dintre bandaj (din cauciuc) și semicuplaj sau disc (din oțel) $\mu = 0,35$; z_s - numărul de șuruburi; numărul suprafețelor de frecare $i = 2$; diametrul cercului de dispunere a șuruburilor $D_0 = 2,5d$; diametrul interior al suprafețelor de frecare $D_1 = D_0 + 15 \text{ mm}$; diametrul exterior al suprafețelor de frecare $D_2 = D_1 + 25 \text{ mm}$; grosimea bandajului din cauciuc $h = 6 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă la strivire a cauciucului $\sigma_{as} = 5 \dots 7 \text{ MPa}$; coeficientul de siguranță al cuplajului $K_s = 1,5$; factorul concentratorului de tensiuni (pentru calcul arborilor la oboseală), $\beta_k = 1,4$; tensiunea admisibilă la torsiune convențională de calcul arborilor $\tau_{at} = 30 \text{ MPa}$; tensiunea admisibilă la forfecare a cauciucului $\tau_{af} = 5 \text{ MPa}$; dimensiunile șurubului cu pas normal, M6: diametrul nominal, $d = 6 \text{ mm}$; diametrul interior, $d_1 = 4,917 \text{ mm}$; diametrul mediu, $d_2 = 5,35 \text{ mm}$; pasul, $p = 1 \text{ mm}$; dimensiunea cheii de strângere a piulițelor, $S = 10 \text{ mm}$; coeficientul de frecare din filet $\mu = 0,2$; diametrul găurii de trecere $d_0 = 6,5 \text{ mm}$; coeficientul de frecare dintre piuliță și șaiba Grower, $\mu_1 = 0,25$; materialul șuruburilor, oțel din grupa 6.8.

Structura constructivă: 1 - semicuplaj conducător; 2, 2' - discuri de strângere; 3 - bandaj din cauciuc; 4 - șuruburi de fixare; 5 - semicuplaj condus.



Rezolvare:

a. Determinarea diametrului arborelui conducător/conduc

Diametrul arborelui, din condiția de rezistență la torsiune, ținând cont de efectul solicitării de oboseală prin factorul β_k ,

$$\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi d^3} \leq \tau_{at},$$

rezultă,

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \beta_k M_{tn}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 195000}{\pi \cdot 30}} = 35,92 \text{ mm. Se adoptă, } d = 40 \text{ mm.}$$

b. Forța axială de încărcare a șuruburilor

Din condiția de transmitere prin frecare a momentului de torsiune, de la semicuplajul conducător la bandajul din cauciuc și de la acesta la semicuplajul condus,

$$M_t K_s \leq \mu i z_s F_s \frac{D_1 + D_2}{4}$$

ținând cont că $D_1 = 2,5d + 15 = 2,5 \cdot 40 + 15 = 115 \text{ mm}$, $D_2 = D_1 + 20 = 115 + 20 = 135 \text{ mm}$ și numărul suprafețelor de frecare $i = 2$, se obține,

$$F_s = \frac{4 M_t K_s}{\mu i z_s (D_1 + D_2)} = \frac{4 \cdot 195000 \cdot 1,5}{0,35 \cdot 2 \cdot 4 (115 + 135)} = 1638,66 \text{ N.}$$

c. Verificarea bandajului la strivire

Tensiunea maximă de strivire a manșonului din cauciuc,

$$\sigma_s = \frac{4 z_s F_s}{\pi (D_2^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 1638,66}{\pi (140^2 - 115^2)} = 1,31 \text{ MPa.}$$

Verificarea la solicitări compuse: $\sigma_s < \sigma_{as}$; $1,31 < 5$ (se verifică).

d. Verificarea bandajului la forfecare

Tensiunea de forfecare maximă din manșonul din cauciuc,

$$\tau_{fmax} = \frac{2 K_s M_t}{\pi D_2^2 h} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 195000}{\pi \cdot 140^2 \cdot 5} = 1,9 \text{ MPa.}$$

Verificarea la forfecare: $\tau_{fmax} \leq \tau_{af}$; $1,31 < 5$ (se verifică).

e. Momentul de strângere a șuruburilor

Momentul de înșurubare (frecare din file),

$$M_i = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi') = F_s \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_2} + \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}) = 1638,66 \frac{5,35}{2} \operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \frac{1}{\pi 5,35} + \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}}) = 1290,84 \text{ Nmm.}$$

Momentul de frecare de pivotare, dintre capul șurubului și șaiba Grower, se determină cu relația simplificată,

$$M_p = \mu_1 F_s \frac{d_0 + S}{4} = 0,25 \cdot 1638,66 \frac{10 + 6,5}{4} = 1642,785 \text{ Nmm.}$$

Momentul de strângere a piuliței cu cheia dinamometrică,

$$M_m = M_i + M_p = 1290,84 + 1642,785 = 2933,625 \text{ Nmm.}$$

f. Tensiunea echivalentă maximă din șuruburi

Ținând cont de solicitarea compusă tracțiune și torsiune (apare în timpul strângerii la montaj), conform teoriei tensiunii tangențiale maxime, tensiunea echivalentă maximă din șuruburi se determină cu relația,

$$\sigma_e = \sqrt{\left(\frac{4 F_s}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 M_i}{\pi d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 1638,66}{\pi \cdot 5,35^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{16 \cdot 1290,84}{\pi \cdot 5,35^3}\right)^2} = 112,63 \text{ MPa.}$$

g. Verificarea șuruburilor la solicitări compuse

Tensiunea admisibilă la tracțiune a materialului șuruburilor, $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 480/3 = 120 \text{ MPa}$.

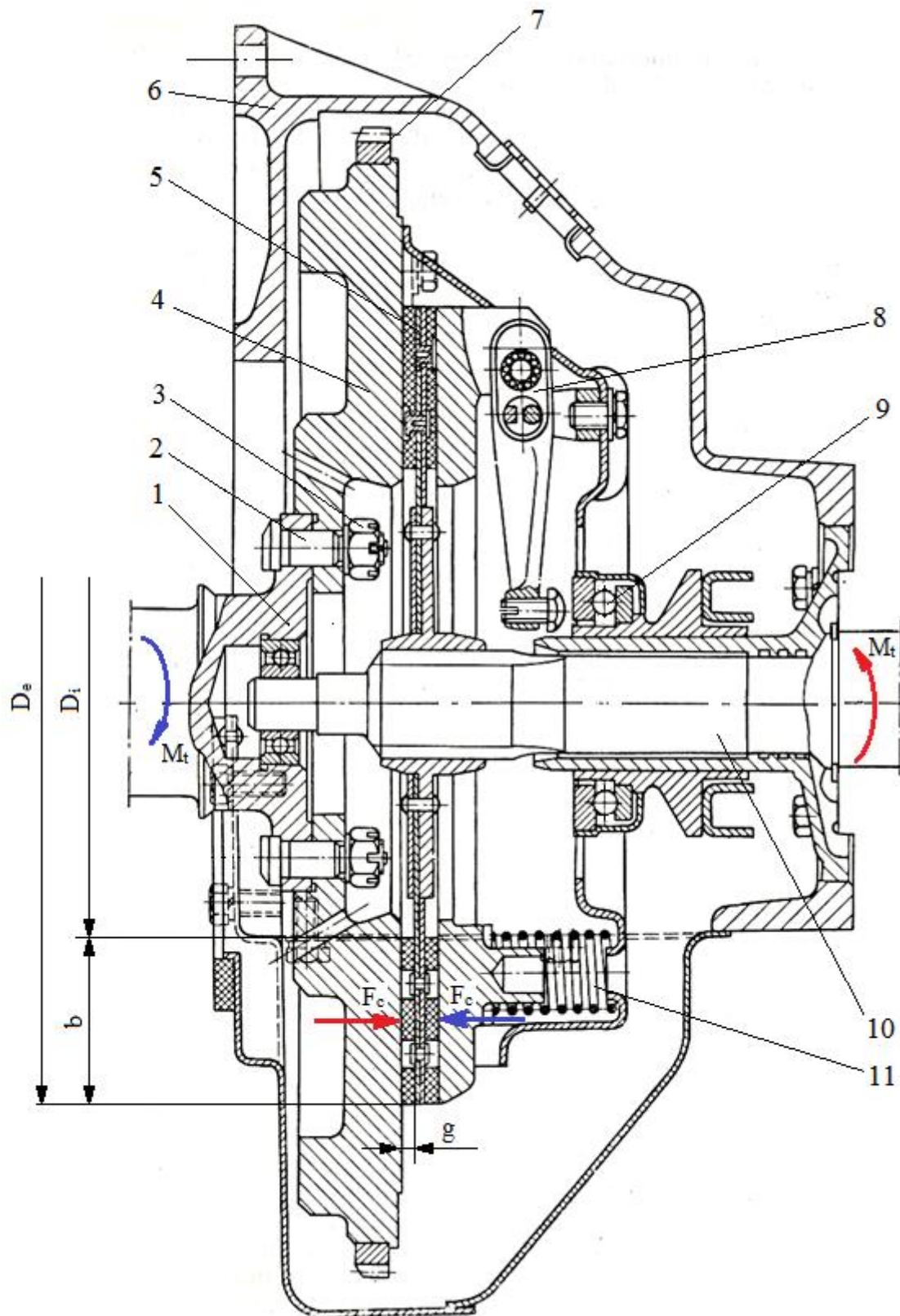
Verificarea la solicitări compuse, a șuruburilor din partea de sus, $\sigma_e \leq \sigma_{at}$, $112,63 < 120$ (se verifică).

I_10.3

Să se dimensioneze garnitura de frecare și să se determine forța de apăsare (cuplare).

Se dau: momentul de torsiune nominal transmis $M_t = 350 \text{ Nm}$; coeficientul de siguranță al ambreiajului $K_s = 1,5$; factorul de lățime optim $\psi_{opt} = 0,27$; coeficientul de frecare $\mu = 0,35$ și tensiunea admisibilă de contact (strivire) $\sigma_{as} = 0,4 \text{ MPa}$ (garnitură de fricțiune din rășini sintetice cu fibră de carbon).

Structura constructivă: 1 - arbore cotit; 2 - șurub de păsiune (montat fără joc); 3 - piuliță crenelată asigurată cu cui spintecat; 4 - volant; 5 - subansamblul discului ambreiajului; 6 - carcasa ambreiajului; 7 - coroană dințată; 8 - pârghie de debreiere; 9 - rulment axial (de presiune); 10 - arborele de intrare al cutiei de viteze; 11 - arc elicoidal cilindric.



Rezolvare:

a. Dimensionarea garniturii de frecare

Din condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecare conform ipotezei uzurii uniforme cu frecare uscată (fără ungere),

$$\frac{\pi}{2} i \mu \sigma_{as} \Psi (1 - \Psi) D_m^3 \geq M_{tc},$$

ținând cont că momentul de torsiune de calcul $M_{tc} = K_s M_t$, numărul suprafețelor de frecare $i = 2$, factorul de lățime al suprafețelor de frecare $\psi = b/D_m = \psi_{opt}$, se obține diametrul mediu al garniturii de frecare,

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2 K_s M_t}{i \mu \sigma_{as} \Psi}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 350000}{2 \cdot 0,35 \cdot 0,4 \cdot 0,27}} = 240,37 \text{ mm.}$$

b. Parametrii geometrici ai garniturii de frecare

Diametrele teoretice ale garniturii de frecare: $D_e = (1 + \psi_{opt}) D_m = (1 + 0,27) 180,35 = 180,35 \text{ mm}$; $D_i = (1 - \psi_{opt})$

$$D_m = (1-0,27) 284,45 = 207,6485 \text{ mm.}$$

Se adoptă conform producătorului (de ex. http://fermit.ro/ro/catalogue/search_pdf) garnitură cu următoarele dimensiuni: $D_i = 175 \text{ mm}$, $D_e = 310 \text{ mm}$, $g = 4 \text{ mm}$. Factorul de lăţime efectiv, $\psi = (D_e - D_i) / (D_e + D_i) = (310 - 175) / (310 + 175) = 0,278$.

c. Forţa de apăsare (cuplare)

Forţa de apăsare (cuplare) minimă, din condiţia de transmitere a momentului de torsiune prin frecare,

$$i \mu F_{c \min} \frac{D_m}{2} \geq M_{tc},$$

ţinând cont că momentul de torsiune de calcul $M_{tc} = K_s M_t$, numărul suprafeţelor de frecare $i = 2$ şi diametrul mediu $D_m = (D_e + D_i)/2$, este

$$F_{c \min} = \frac{4 K_s M_t}{i \mu (D_e + D_i)} = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 350000}{2 \cdot 0,35 \cdot (310 + 175)} = 6185,57 \text{ N.}$$

Forţa de apăsare (cuplare) maximă, din condiţia de rezistenţă la strivire a garniturii de frecare, conform ipotezei uzurii uniforme cu frecare uscată (fără ungere),

$$\frac{F_{c \max}}{\pi D_i b} \leq \sigma_{as},$$

ţinând cont că lăţimea garniturii $b = (D_e - D_i)/2$, este

$$F_{c \min} = \frac{\pi D_i (D_e - D_i) \sigma_{as}}{2} = \frac{\pi 175 (310 - 175) \cdot 0,4}{2} = 14844 \text{ N.}$$

Se adoptă, pentru calculul subsistemului de apăsare, din considerente de siguranţă la patinare, valoarea forţei de apăsare mai mare cu aprox. 10% mai mare decât cea minimă, $F_c = 6800 \text{ N}$.

Obs. Valori mult mărite ale forţei de apăsare ar conduce la forţe mărite de debreiere şi respectiv la dimensiuni mărite ale subsistemului de acţionare a ambreiajului.