

Jozef MAŠČENIK – Slavko PAVLENKO

**ČASTI A MECHANIZMY STROJOV V
PRÍKLADOCH**

2015

Táto vysokoškolská učebnica je určená predovšetkým pre štúdium študentom Fakulty výrobných technológií TU v Košiciach, ale môže byť tiež využívaná k štúdiu na profesijne príbuzných technických vysokých školách a univerzitách, ako aj pre prácu konštruktérov, technológov a technikov v priemyselnej praxi. Dokumentuje potrebné praktické poznatky súvisiace s návrhom jednotlivých konštrukčných prvkov technických zariadení vrátane ich dimenzovania. Popisuje manuálne postupy a výpočty dimenzovania rozoberateľných, nerozoberateľných spojov, normalizovaných a nenormalizovaných komponentov a prevodov.

Zhrňuje výsledky pedagogickej a vedeckovýskumnej činnosti autorov a je vydaná za podpory grantu VEGA 1/0904/13 a KEGA 080TUKE-4/2015.

ČASTI A MECHANIZMY STROJOV V PRÍKLADOCH

Autori: Ing. Jozef MAŠČENIK, PhD.
 prof. Ing. Slavko PAVLENKO, CSc.

Copyright © Všetky práva vyhradené. Reprodukcia, ukladanie do databáz, rozširovanie elektronicky, mechanicky alebo iným spôsobom povolené len so súhlasom vydavateľa a autorov

Recenzenti: prof. Ing. Vladimír KLIMO, CSc.
 prof. Ing. Emil RAGAN, CSc.

ISBN 978-80-553-2530-9

Predkladaná vysokoškolská učebnica časti a mechanizmy strojov v príkladoch je určená ako učebná pomôcka pre poslucháčov denného a externého štúdia bakalárskych študijných programov Fakulty výrobných technológií Technickej univerzity v Košiciach so sídlom v Prešove.

Cieľom tejto učebnice je mimo problematiky návrhu a kontroly rozoberateľných a nerozoberateľných spojov aj problematika dimenzovania častí strojov slúžiacich na prenášanie výkonu. Jedná sa o súčasti, ktoré sú počas prevádzky v pohybe a pri navrhovaní ktorých je nutné zohľadniť nielen statiku, pružnosť a pevnosť, ale aj dynamiku v nadväznosti na ďalšie vedné disciplíny. Všeobecne je možné konštatovať, že spôsob konštrukcie strojných súčasti a čiastkových funkčných celkov, ktoré sa podieľajú na prenose výkonu, rozhoduje o kvalite stroja ako celku. Pre zvládnutie náročných konštrukčných úloh je potrebné hlboké pochopenie problematiky navrhovania. Kvalita navrhovania súčastí strojov bude vždy závisieť na konštruktérovi a jeho schopnostiach.

Obsahová náplň je orientovaná na dimenzovanie žliabkovaných hriadeľov, zvarov, ložísk, hriadeľov, zverných spojov, tesných pier, nalisovaných spojov pružín spojok, ozubených prevodov, remeňových a reťazových prevodov.

december 2015

Autori

OBSAH:

Príklad č. 1 - Žliabkované hriadele.....	5
Príklad č. 2 - Kútový zvar.....	5
Príklad č. 3 - Ložiská.....	9
Príklad č. 4 - Zvaraná lanová kladka.....	9
Príklad č. 5 - Návrh riadeľa rotora.....	12
Príklad č. 6 - Navíjací bubon so zverným spojom.....	15
Príklad č. 7 - Elektromagnetické zdvíhacie zariadenie.....	19
Príklad č. 8 - Zverný spoj.....	21
Príklad č. 9 - Návrh a kontrola hriadeľa, tesného pera a ložísk.....	25
Príklad č. 10 - Návrh nosnej konštrukcie.....	29
Príklad č. 11 - Zvaraná konzola s pákou.....	34
Príklad č. 12 - Torzná tyč v zostave.....	39
Príklad č. 13 - Pohon uzatváracieho ventilu.....	43
Príklad č. 14 - Nalisovaný spoj.....	47
Príklad č. 15 - Valcová tlačná pružina.....	48
Príklad č. 16 - Valcová ťažná pružina.....	50
Príklad č. 17 - Kotúčová spojka.....	52
Príklad č. 18 - Trecia spojka.....	54
Príklad č. 19 - Kužeľové ozubené súkolesie.....	55
Príklad č. 20 - Zavitkovkové ozubené súkolesie.....	58
Príklad č. 21 - Čelné ozubené súkolesie.....	61
Príklad č. 22 - Čelno - kužeľová prevodová skrina.....	64
Príklad č. 23 - Čelný trecí prevod.....	68
Príklad č. 24 - Remeňový prevod.....	70
Príklad č. 25 - Reťazový prevod.....	73
Použitá literatúra.....	76

Príklad č. 1 - Žliabkované hriadele

Navrhnete žliabkovanie stredného radu pre prenos $M_K = 8\,800$ Nm, ak jeho veľký priemer nesmie presiahnuť 100 mm, $p_{D,otl} = 90$ MPa. Vzhľadom na prípustný veľký priemer volíme žliabkovanie \square d - 10x82f7x92a11x12f8, $S_{pier} = 30$ mm²/mm (účinná plocha na 1 mm dĺžky).

Sila pôsobiaca na boky žliabkov bude:

$$F = \frac{M_k}{R_s} = \frac{8800}{0,0435} = 2,22298 \cdot 10^5 \text{ N} ,$$

$$\text{stredný polomer } R_s = \frac{82+92}{4} = 43,5 \text{ mm} .$$

Potrebnú dĺžku náboja určíme z pevnostnej podmienky na otláčenie:

$$p_{D,otl} = \frac{F}{0,75 \cdot S \cdot l} \Rightarrow l = \frac{F}{0,75 S \cdot p_{D,otl}} = \frac{2,22298 \cdot 10^5}{0,75 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^6} = 0,109 \text{ m} .$$

Príklad č. 2 – Kútový zvar

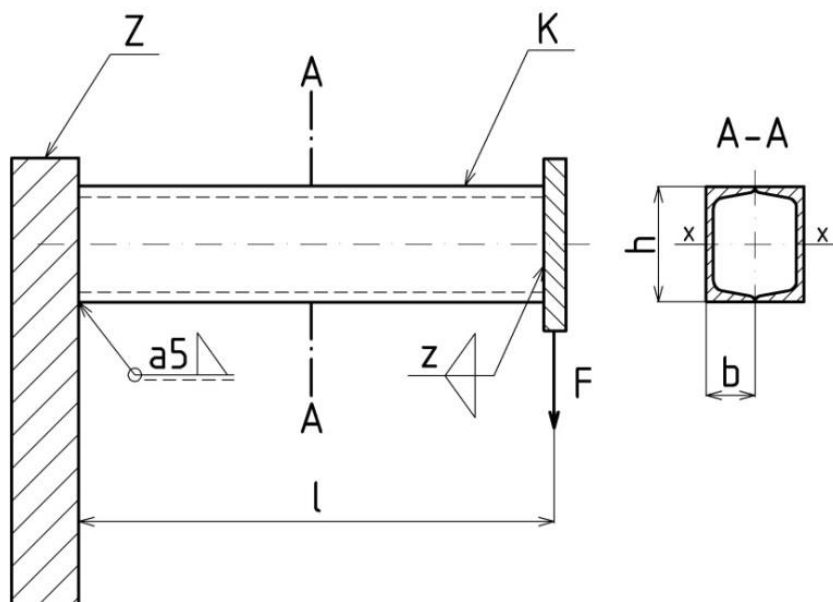
Konzolu K tvoria dva nosníky UE o výške h a šírke b podľa obr. 2.1, ktorá je privarená k základni Z a je zaťažená silou F .

Určte:

- či vyhovuje napätie vo zvaru, ktorým je konzola privarená k základni, ak veľkosť zvaru $a = 5$ mm, $\sigma_{Re} = 200$ MPa, súčiniteľ bezpečnosti $n = 2$, súčiniteľ hrúbky kútového zvaru voľte β vypočítajte zo vzťahu $\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z$, $z \cong a / 0,7$, prevodové súčinitele $\alpha_{\tau \perp} = 0,75$, $\alpha_{\tau //} = 0,65$,
- veľkosť zvaru „z“, ktorou je privarená doska na konci nosníkov, ak jeho dĺžka je iba $0,1h$,
- maximálne napätie v konzole.

Dané:

$F = 10$ kN, $h = 140$ mm, plocha prierezu nosníka $S_{nos} = 1560$ mm², $l = 1$ m, $b = 58$ mm, modul prierezu v ohybe $W_x = 70,2$ cm³.



Obr. 2.1

Riešenie:

a) Napätie kútového zvaru od ohybového momentu

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_{zv}}, \quad \text{od priecnej sily}$$

$$\tau_{//} = \frac{F}{S_{zv}},$$

modul prierezu zvarov

$$W_{zv} = \frac{J_{zv}}{y_{\max}}, \quad \text{kde} \quad J_{zv} = J_1 - J_2,$$

a y_{\max} – krajné vlákno prierezu.

$$J_1 = \frac{1}{12}(2b + 2a)(h + 2a)^3 = \frac{1}{12}(2.0,054 + 2.0,005)(0,14 + 2.0,005)^3 = 3,543 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4,$$

$$J_2 = \frac{1}{12}2b \cdot h^3 = \frac{1}{12}2.0,058 \cdot 0,14^3 = 2,469 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4,$$

$$J_{zv} = J_1 - J_2 = 1,074 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4,$$

$$W_{zv} = \frac{J_{zv}}{\frac{h}{2} + a} = \frac{1,074 \cdot 10^{-5}}{\frac{0,14}{2} + 0,005} = 1,432 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3,$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

kde $y_{\max} = \frac{h}{2} + a.$

Ohybový moment:

$$M_o = F \cdot l = 10000 \cdot 1,0 = 10 \cdot 10^3 \text{ Nm} .$$

Napätie zvaru od ohybového momentu:

$$\tau_{\perp} = \frac{10000}{1,432 \cdot 10^{-4}} = 69,8 \text{ MPa}.$$

Plocha zvaru:

$$S_1 = (2b + 2a) \cdot (h + 2a) = (2 \cdot 0,058 + 2 \cdot 0,005) \cdot (0,14 + 2 \cdot 0,005) = 0,0189 \text{ m}^2 ,$$

$$S_2 = 2b \cdot h = 2 \cdot 0,058 \cdot 0,14 = 0,0162 \text{ m}^2 ,$$

$$S = S_1 - S_2 = 2,66 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 .$$

Napätie od priečnej sily:

$$\tau_{//} = \frac{F}{S_{zv}} = \frac{10000}{2,66 \cdot 10^{-3}} = 7,59 \text{ MPa},$$

výsledné napätie

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}}{\alpha_{\tau_{//}}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{69,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{7,59}{0,65}\right)^2} = 93,79 \text{ MPa},$$

$$\tau_v \leq \beta \frac{\sigma_{Re}}{n} ,$$

$$\tau_v \leq 1 \cdot \frac{200}{2} ,$$

$$93,79 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}.$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

b) veľkosť zvaru $z = ?$, $l_{zv} = 0,1h$.

Napätie vo zvare od priečnej sily

$$\tau_{//} = \frac{F}{S_{zv}} ,$$

plocha zvaru:

$$S_{zv} = 2.0,1h \cdot a ,$$

$$\frac{F}{2.0,1h \cdot a} \leq \beta \frac{200}{2} ,$$

$$\frac{F}{2.0,1h \cdot a} \leq 100 \Rightarrow a = \frac{F}{2.0,1 \cdot h \tau_{dov}} = \frac{10000}{2.0,1 \cdot 0,14 \cdot 100 \cdot 10^6} = 0,00357 \text{ m} ,$$

$$a = 0,7z \Rightarrow z = \frac{a}{0,7} = \frac{0,00357}{0,7} = 0,0051 \text{ m} ,$$

navrhujeme veľkosť zvaru $z = 5 \text{ mm}$.

Maximálne napätie v konzole $\sigma = ?$, plocha prierezu $S_{nos} = 1560 \text{ mm}^2$, prierezový modul $W_x = 70,2 \text{ cm}^3$.

Napätie od ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{Okonz}} = \frac{M_o}{2W_x} = \frac{F \cdot l}{2W_x} = \frac{10000 \cdot 1}{2 \cdot 70,2 \cdot 10^{-6}} = 71,2 \text{ MPa}$$

Napätie od priečnej sily:

$$\tau = \frac{F}{S_{konz}} = \frac{F}{2 \cdot S_{nos}} = \frac{10000}{2 \cdot 1560 \cdot 10^{-6}} = 3,205 \text{ MPa} ,$$

$$\text{kde } S_{konz} = 2 \cdot S_{nos} = 2 \cdot 1560 \cdot 10^{-6} = 3120 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 ,$$

Výsledné napätie v konzole spôsobené kombinovaným namáhaním:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} ,$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{71,22^2 + 3 \cdot 3,205^2} = 71,43 \text{ MPa} .$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Príklad č. 3 - Ložiská

Určte, či vyhovuje ložisko 6210, ak pracuje pod radiálnym zaťažením $F_R = 5\,000\text{ N}$ a axiálnym zaťažením $F_A = 2\,000\text{ N}$, pri otáčkach $n = 450\text{ min}^{-1}$ a má predpokladanú životnosť $L_h = 10\,000$ hodín.

Riešenie:

Zo strojníckych tabuliek alebo katalógu ložísk určíme statickú únosnosť $C_o = 19\,600\text{ N}$ a dynamickú únosnosť $C = 27\,000\text{ N}$,

potom určíme pomery

$$\frac{F_a}{C_o} = 0,102 \rightarrow e = 0,3 ,$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,333 > e \Rightarrow X = 0,56, Y = 1,45 ,$$

ekvivalentné zaťaženie bude

$$F_{ekv} = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 0,56 \cdot 5000 + 1,45 \cdot 2000 = 6260\text{ N} ,$$

$$L_h = \left(\frac{C}{F} \right)^m \frac{10^6}{60n} \Rightarrow C = F \sqrt[3]{\frac{L_h n}{16666}} ,$$

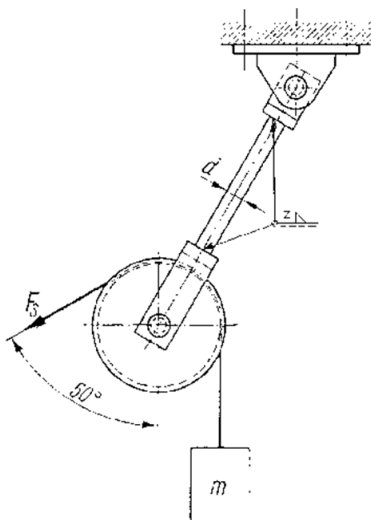
po dosadení vypočítaná dynamická únosnosť

$$C = \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 450}{16666}} 6260 = 40460 \leq C_{tab} = 27000 \rightarrow \text{ložisko nevyhovuje.}$$

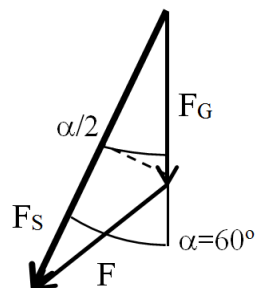
Príklad č. 4 – Zvaraná lanová kladka

Lanová kladka na obr. 4.1 je upevnená na otočnom tiahle. Pri zdvíhaní bremena o hmotnosti $m = 500\text{ kg}$ lano zaujalo polohu 60° odklonenú od vertikálnej roviny.

- Dimenzujte tiahlo $d = ?$, ak $\sigma_{D,t} = 90\text{ MPa}$.
- Určte veľkosť kútového zvaru, ktorým sú rozvidlené časti tiahla privarené k jeho valcovej časti, ak predpokladáme, že $d = 10\text{ mm}$, $\tau_{D,t} = 80\text{ MPa}$ a sila prenášaná tiahlom neprekročí 8500 N .



Obr. 4.1



Obr. 4.2

Riešenie:

a) $d = ?$, $\sigma_{D,t} = 90 \text{ MPa}$, $m = 500 \text{ kg}$, $\alpha = 60^\circ$.

Tiažová sila pôsobiaca na bremeno

$$F_G = m \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4905 \text{ N},$$

podľa obr. 4.2 určíme výslednú silu F zo silového obrazca pôsobiacu na tiahlo

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_s}{F_G} \Rightarrow \frac{F}{2} = F_G \cos \frac{\alpha}{2} = 4905 \cos \frac{60^\circ}{2} = 4247,8 \text{ N} ,$$

$$F = 2 \frac{F}{2} = 2 \cdot 4247,8 = 8495,7 \text{ N} ,$$

potom bude touto silou namáhané tiahlo ťahom

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \sigma_{D,t} ,$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

z toho priemer tiaha bude

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \sigma_{D,t}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8495,7}{\pi \cdot 90 \cdot 10^6}} = 0,0109 \text{ m} ,$$

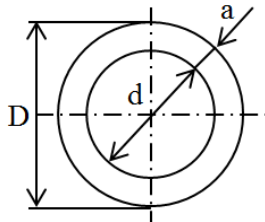
volíme priemer tiaha

$$d = 10 \text{ mm} .$$

b) veľkosť kútového zvaru $z = ?$, $d = 10 \text{ mm}$, $\tau_{D,zv} = 80 \text{ MPa}$ a sila prenášaná tiahom neprekročí 8500 N .

Namáhanie kútového zvaru

$$\sigma_{zv} = \frac{F_{tiah}}{S_{zv}} \leq \sigma_{D,zv} \Rightarrow S_{zv} = \frac{F_{tiah}}{\sigma_{D,zv}} = \frac{8500}{80 \cdot 10^6} = 1,0625 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 ,$$



Obr. 4.3

podľa obr. 4.3 definujeme rozmery:

$$D = d + 2 \cdot 0,7z = d + 2a ,$$

$$d = 0,01 \text{ m} ,$$

$$S_{zv} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) ,$$

$$\frac{4S_{zv}}{\pi} = D^2 - d^2 \Rightarrow D^2 = \frac{4S_{zv}}{\pi} + d^2 ,$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,06 \cdot 10^{-4}}{\pi} + 0,01^2} = \sqrt{2,3496 \cdot 10^{-4}} = 0,0153 \text{ m} ,$$

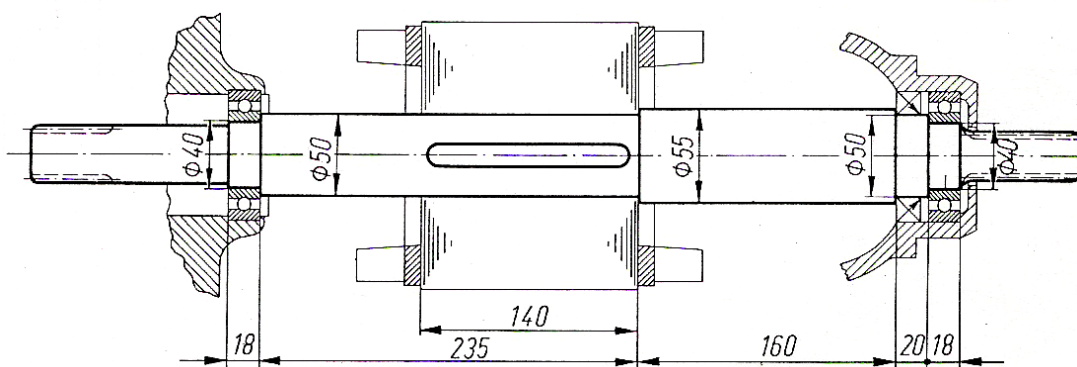
$$D = d + 2a \Rightarrow a = \frac{D - d}{2} = \frac{0,0153 - 0,01}{2} = 0,00266 \text{ m} ,$$

$$a = 0,7z \Rightarrow z = \frac{a}{0,7} = \frac{0,00266}{0,7} = 0,003806 \text{ m} ,$$

volíme veľkosť zvaru $z = 4 \text{ mm}$.

Príklad č. 5 – Návrh riadela rotora

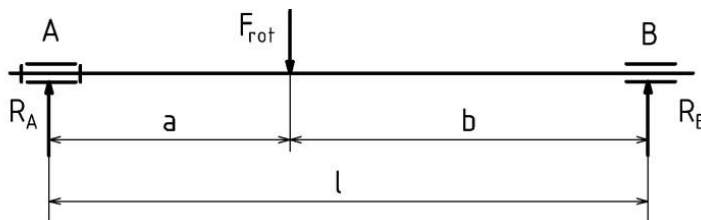
- Určte priehyb hriadeľa v mieste rotora (obr. 5.1), ak predpokladáme, že celý hriadeľ je hladký o priemere 50 mm a je vyrobený z ocele a hmotnosť rotora $m_{rot} = 20,38$ kg.
- Určte namáhanie hriadeľa, ak elektromotor má výkon $P = 2,8$ kW pre frekvenciu otáčok $n_{elmot} = 1450$ min⁻¹.
- Skontrolujte, či vyhovujú ložiská 6208, ak predpokladáme aj možnosť axiálneho zaťaženia 0,4 násobku radiálneho.
- Dané: $F_r = 2 \cdot 10^3$ N, $L_h = 3 \cdot 10^3$ hod., frekvencia otáčok $n = 1450$ min⁻¹.



Obr. 5.1

Riešenie:

- Pri výpočte priehybu hriadeľa „y“ budeme zjednodušene predpokladať, že tiažová sila rotora F_{rot} bude pôsobiť v bode vo vzdialenosti „a“ od reakcie R_A (vid' obr. 5.2). Ďalšie dané hodnoty: hladký hriadeľ o priemere $d = 50$ mm, pre oceľ $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Nm⁻², $m_{rot} = 20,38$ kg.



Obr. 5.2

Určenie dĺžkových rozmerov podľa obr. 5.1 a obr. 5.2.

$$a = \frac{18}{2} + 235 - \frac{140}{2} = 174 \text{ mm} ,$$

$$b = \frac{18}{2} + 20 + 160 + \frac{140}{2} = 259 \text{ mm} ,$$

vzdialenosť medzi podporami

$$l = a + b = 0,174 + 0,259 = 0,433 .$$

Tiažová sila spôsobená hmotnosťou rotora

$$F_{rot} = 20,38 \cdot 9,81 = 199,92 \text{ N} \cong 200 \text{ N} ,$$

potom priehyb hladkého hriadeľa

$$y = \frac{F_{rot} \cdot a^2 \cdot b^2}{3E \cdot J \cdot l} ,$$

kde

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,05^4}{64} = 3,06 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

po dosadení bude

$$y = \frac{200 \cdot 0,174^2 \cdot 0,259^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,06 \cdot 10^{-7} \cdot 0,433} = 4,866 \cdot 10^{-6} \text{ m} .$$

b) namáhanie hriadeľa $\sigma_{hr} = ?$, $P = 2,8 \text{ kW}$, $n_{elmot} = 1450 \text{ min}^{-1}$, $F_{rot} = 200 \text{ N}$.

Podľa obr. 5.2 určme reakciu R_A z momentovej podmienky k bodu B

$$\Sigma M_{iB} = 0 : -R_A \cdot l + F_{rot} \cdot b = 0 \Rightarrow R_A = \frac{F_{rot} \cdot b}{l} = \frac{200 \cdot 0,259}{0,433} = 120 \text{ N} ,$$

maximálny ohybový moment v mieste pôsobenia F_{rot}

$$M_{\max} = F_A \cdot a = 120 \cdot 0,174 = 20,88 \text{ Nm} .$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Krútiaci moment namáhajúci hriadeľ elektromotora určíme

$$\omega_{el\,mot} = \frac{2\pi \cdot n_{el\,mot}}{60} = \frac{2\pi \cdot 1450}{60} = 151,84 \Rightarrow M_k = \frac{P}{\omega_{el\,mot}} = \frac{2800}{151,84} = 18,44 \text{ Nm},$$

potom namáhanie hriadeľa ohybom a šmykom bude

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,05^3}{32} = 12,27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \Rightarrow \sigma = \frac{M_c}{W_o} = \frac{20,88}{12,27 \cdot 10^{-6}} = 1,70 \text{ MPa},$$

$$W_k = 2 \cdot W_o = 24,54 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \Rightarrow \tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{18,44}{24,54 \cdot 10^{-6}} = 0,75 \text{ MPa},$$

výsledné napätie pri kombinovanom namáhaní

$$\sigma_{zv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 2,14 \text{ MPa} .$$

- c) ložiská 6208, radiálne zaťaženie $F_R = 2.10^3 \text{ N}$, axiálne zaťaženie $F_A = 0,4 \cdot F_R$, požadovaná trvanlivosť $L_h = 3.10^3 \text{ hod.}$, frekvencia otáčok $n = 1450 \text{ min}^{-1}$.

Axiálne zaťaženie

$$F_A = 0,4 F_R = 800 \text{ N} ,$$

definujme si pomer $\frac{F_A}{C_o}$ potrebný pre určenie hodnoty e zo strojníckych tabuliek, resp. katalógu výrobcu ložísk

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{800}{17500} = 0,086 \Rightarrow e = 0,26,$$

$$F_A = 0,4 F_R \Rightarrow X = 0,56, \quad Y = 1,71 ,$$

potom ekvivalentné zaťaženie

$$F = X F_R + Y F_A = 0,56 \cdot 2000 + 1,71 \cdot 800 = 2488 \text{ N} ,$$

vypočítanú dynamickú únosnosť C porovnáme z tabuľkovou hodnotou C_{tab}

$$C = \sqrt[3]{\frac{1450 \cdot 300}{16667}} 2488 = 15899,8 \leq 25000 = C_{tab} , \text{ tzn. že ložisko 6208 vyhovuje.}$$

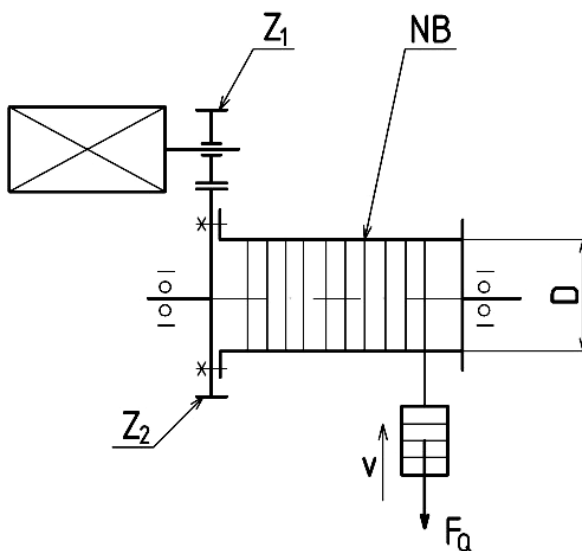
Príklad č. 6 – Navíjací bubon so zverným spojom

Navíjací bubon NB na obr. 6.1 je skrutkovým zverným spojom upevneným na ozubenom kolese Z_2 , ktoré je v zábere s ozubeným kolesom Z_1 .

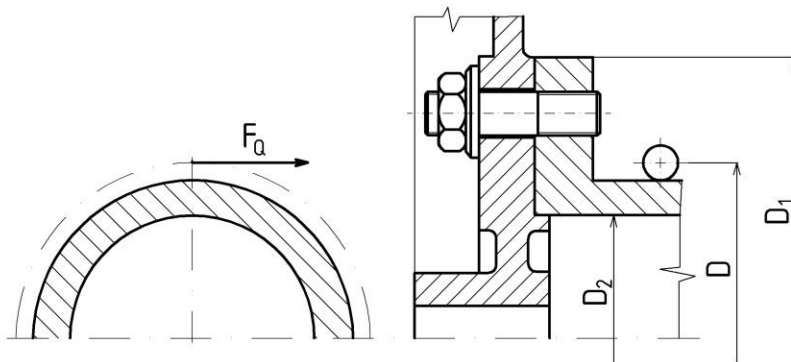
Dané: $F_Q = 3 \cdot 10^3$ N, $z_1 = 25$ zubov, $z_2 = 87$ zubov, rýchlosť pohybu bremena $v = 8,8$ ms⁻¹, frekvencia otáčok elektromotora $n_{elmot} = 1460$ min⁻¹.

Určte:

- priemer navíjacieho bubna $D = ?$,
- požadovaný výkon elektromotora $P = ?$,
- navrhnete spojenie ozubeného kolesa Z_1 s hriadeľom elektromotora pomocou tesného zaobleného pera, ak priemer čapu hriadeľa elektromotora je $d_{elmot} = 48$ mm, ak $p_{D,otl} = 50$ MPa.
- dimenzujte skrutky pre spojenie navíjacieho bubna NB s ozubeným kolesom Z_2 s 25% bezpečnosťou proti preklznutiu, ak prípustné namáhanie materiálu skrutiek $\sigma_{D,r} = 70$ MPa, súčiniteľ trenia $f = 0,12$, rozmery podľa obr. 6.2 sú $D_1 = 0,3$ m, $D_2 = 0,18$ m, počet skrutiek voľte $i = 8$,
- navrhnete valivé uloženie pre pravú stranu navíjacieho bubna, ak predpokladáme axiálne zaťaženie 0,4 - násobku radiálneho zaťaženia, priemer čapu nosného hriadeľa $d_{hr} = 50$ mm, $L_h = 3000$ hod.



Obr. 6.1



Obr. 6.2

Riešenie:

- a) priemer navijacieho bubna $D = ?$, frekvencia otáčok $n_{elmot} = 1460 \text{ min}^{-1}$, rýchlosť pohybu bremena $v = 8,8 \text{ ms}^{-1}$, počet zubov ozubených kolies $z_1 = 25$, $z_2 = 87$.

Uhlová frekvencia otáčania hriadeľa elektromotora

$$\omega_{elmot} = \frac{2\pi \cdot n_{elmot}}{60} = \frac{2\pi \cdot 1460}{60} = 152,89 \text{ rad.s}^{-1},$$

z prevodového pomeru p určíme frekvenciu otáčania bubna ω_B

$$p = \frac{\omega_{elmot}}{\omega_B} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow \omega_B = \omega_{elmot} \frac{z_1}{z_2} = 152,89 \frac{25}{87} = 43,934 \text{ rad.s}^{-1},$$

požadovanej rýchlosti pohybu bremena bude vyhovovať priemer bubna

$$v = \omega_B \cdot r \Rightarrow r = \frac{v}{\omega_B} = \frac{8,8}{43,934} = 0,2 \text{ m}, \text{ resp. priemer } D = 2 \cdot r = 0,4 \text{ m}.$$

- b) výkon elektromotora $P_{elmot} = ?$, $F_Q = 3 \cdot 10^3 \text{ N}$, $v = 8,8 \text{ ms}^{-1}$, priemer bubna $D = 0,4 \text{ m}$,

$$\omega_B = 43,934 \text{ rad.s}^{-1}$$

Výkon elektromotora, ak neuvažujeme so stratami v ozubenom prevode a ložiskách môžeme určiť

$$P_{elmot} = F_Q \cdot v = 8,8 \cdot 3000 = 26,4 \text{ kW},$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

resp. ak určíme krútiaci moment na hriadeli bubna M_{kB}

$$M_{kB} = F_Q \frac{D}{2} = 3000 \frac{0,4}{2} = 600 \text{ Nm} ,$$

$$P_{elmot} = M_{kelmot} \cdot \omega_{elmot} = M_{kB} \cdot \omega_B = 600 \cdot 43,934 = 26,36 \text{ kW} .$$

c) návrh spojenia ozubeného kolesa Z_1 s čapom elektromotora tesným zaobleným perom, $d_{elmot} = 48 \text{ mm}$, prípustné dotykové napätie $p_D = 50 \text{ MPa}$.

Priemeru hriadeľa $\varnothing 48 \text{ mm}$ v tabuľkách odpovedá pero $b \times h \rightarrow 14 \times 9$, $l_{min} = 40 \text{ mm}$,

krútiaci moment na hriadeli elektromotora určíme zo vzťahu:

$$M_{kelmot} = \frac{P_{elmot}}{\omega_{elmot}} = \frac{26,4}{152,89} = 172,67 \text{ Nm} .$$

Sila, ktorá spôsobí otláčenie pera:

$$M_{kelmot} = F_{otl} \frac{d}{2} \Rightarrow F_{otl} = \frac{2 \cdot M_{kelmot}}{d} = \frac{2 \cdot 172,67}{0,048} = 7194,7 \text{ N} ,$$

potom pero musí vyhovieť pevnostnej podmienke

$$p_D \geq \frac{F_{otl}}{S_{pera}} = \frac{F}{\frac{h}{2} l_{otl}} \Rightarrow l_{otl} = \frac{2 \cdot F}{h \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 7194,7}{0,009 \cdot 50 \cdot 10^6} = 0,0319 \text{ m} ,$$

celková dĺžka pera bude

$$l = l_{otl} + b = 32 + 14 = 46 \text{ mm} .$$

Doporučená šírka náboja $l_{náb} \cong 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 48 = 60 \text{ mm}$, čomu bude vyhovovať

Pero $b \times h \times l$ 14 x 9 x 40 STN 02 2562

d) skrutky pre spojenie ozubeného kolesa Z_2 s navíjacím bubnom, $\sigma_{D,t} = 70 \text{ MPa}$, $f = 0,12$, $D_1 = 0,3 \text{ m}$, $D_2 = 0,18 \text{ m}$, 25% bezp., počet skrutiek $i = 8$ skrutiek.

Zverný spoj s trením na čelnej ploche musí vyvodiť trecí moment M_T s 25% bezpečnosťou proti preklznutiu.

$$M_T = 1,25.M_{kB} = 1,25.600 = 750 \text{ Nm} ,$$

$$M_T = F_T \frac{D_T}{2} = F_N f \frac{D_T}{2} = \sigma_{D,i} \cdot S_j \cdot i \cdot f \frac{D_T}{2} \Rightarrow S_j = \frac{2M_T}{\sigma_{D,i} \cdot i \cdot f \cdot D_T},$$

kde $\frac{D_T}{2}$ je trecí polomer

$$D_T = \frac{2 D_2^3 - D_1^3}{3 D_2^2 - D_1^2} = \frac{2 \cdot 0,3^3 - 0,18^3}{3 \cdot 0,3^2 - 0,18^2} = 0,244 \text{ m} .$$

Z toho potrebný prierez skutky, resp. priemer bude:

$$S_j = \frac{2.750}{70 \cdot 10^6 \cdot 8.0 \cdot 12.0 \cdot 244} = 9,148 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 ,$$

$$S_j = \frac{\pi \cdot d_j^2}{4} \Rightarrow d_j = \sqrt{\frac{4 \cdot S_j}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,148 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,01079 \text{ m} = 10,79 \text{ mm} .$$

Vypočítanej hodnote odpovedá, ako najbližší väčší priemer jadra skrutky priemer $d_3 = 10,79 \text{ mm}$, ktorý patrí k skrutke M16, tzn. že skrutka M16 vyhovuje.

e) valivé uloženie pre pravú stranu navijacieho bubna: axiálne zaťaženie $F_A = 0,4.F_R$, radiálne zaťaženie $F_R = F_Q$, priemer čapu hriadeľa $d_{hr} = 50 \text{ mm}$, $n_{elmot} = 1460 \text{ min}^{-1}$, požadovaná trvanlivosť ložiska $L_h = 3000 \text{ hod}$.

Pre priemer čapu $\varnothing 50 \text{ mm}$ navrhujeme ložisko 6210 so

- základnou statickou únosnosťou $C_o = 16\,600 \text{ N}$,

- základnou dynamickou únosnosťou $C = 27\,000 \text{ N}$.

Axiálne zaťaženie

$$F_A = 0,4.F_R = 0,4 \cdot 3000 = 1\,200 \text{ N} ,$$

frekvencia otáčok bude

$$p = \frac{n_{elmot}}{n_B} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow n_B = n_{elmot} \frac{z_1}{z_2} = 1460 \frac{25}{87} = 419,54 \text{ min}^{-1} ,$$

z pomerov $\frac{F_A}{F_R}$ a $\frac{F_A}{C_o}$ určíme e a súčinitele X a Y ,

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

$$\frac{F_A}{F_R} = \frac{1200}{3000} = 0,4 ,$$

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{1200}{19600} = 0,0612 \Rightarrow e = 0,26 < \frac{F_A}{F_R} = 0,4 \dots X = 0,56, Y = 1,71 ,$$

potom ekvivalentné zaťaženie bude

$$F_{ekv.} = 0,56 F_R + 1,45 F_A = 0,56 \cdot 3000 + 1,71 \cdot 1200 = 3732 \text{ N} ,$$

vypočítajú dynamickú únosnosť v porovnaní s tabuľkou vyhovuje

$$C_v = \sqrt[3]{\frac{L_h n}{16666}} F_{ekv} = \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 419,54}{16666}} 3732 = 15774 < C_{tab} = 27000 \text{ N} .$$

Ložisko 6210 vyhovuje.

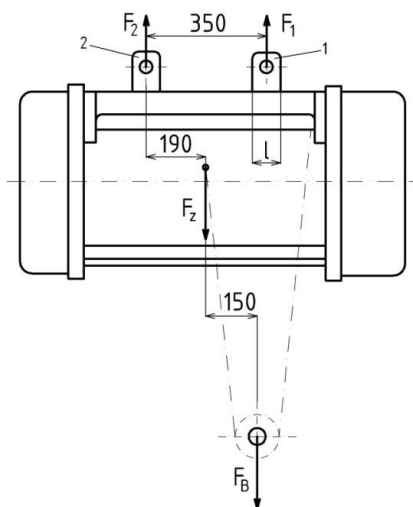
Príklad č. 7 – Elektromagnetické zdvíhacie zariadenie

Elektromechanické zdvíhacie zariadenie podľa obr. 7.1 je zavesené na dvoch závesoch 1 a 2 privarených tupými zvarmi k telesu zariadenia.

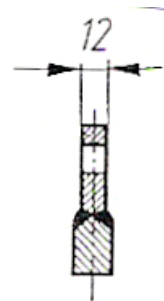
Dané: hmotnosť zdvíhacieho bremena $m_B = 3.10^3$ kg, hmotnosť zdvíhacieho zariadenia $m_z = 400$ kg, hrúbka závesu $s = 12$ mm.

Určte:

- veľkosť sily $F_1 = ?$,
- potrebnú šírku závesu $l = ?$, ak $\sigma_{D,t} = 105$ MPa a priemer otvorov v závesoch je 20 mm,
- potrebnú dĺžku zvaru $l_{zv} = ?$,



Obr. 7.1

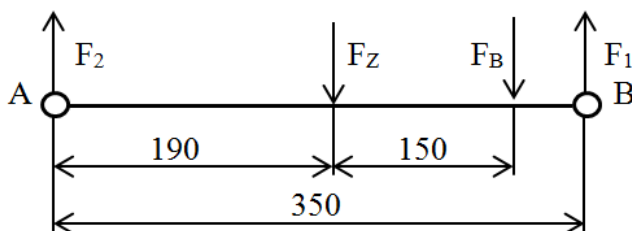


Obr. 7.2

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Riešenie:

- a) veľkosť sily $F_1 = ?$, bremeno $m_B = 3 \cdot 10^3$ kg, $m_Z = 400$ kg,



Obr. 7.3

Tiažové sily odpovedajúce hmotnostiam m_Z a m_B

$$F_B = 3000 \cdot 9,81 = 29430 \text{ N},$$

$$F_Z = 400 \cdot 9,81 = 3924 \text{ N},$$

Definujeme momentovú podmienku k bodu A

$$\sum M_{iA} = 0: -F_Z \cdot 0,190 - F_B(0,190 + 0,150) + F_1 \cdot 0,35 = 0,$$

z toho potom

$$F_1 = \frac{F_Z \cdot 0,190 + F_B \cdot 0,340}{0,35},$$

$$F_1 = \frac{3924 \cdot 0,190 + 29430 \cdot 0,340}{0,35},$$

$$F_1 = 30719,3 \text{ N},$$

- b) šírka závesu $l = ?$, prípustné napätie materiálu závesu v ťahu $\sigma_{D,t} = 105$ MPa, priemer otvoru $d = 20$ mm,

Pevnostná podmienka v ťahu podľa obr. 7.2

$$\sigma_t = \frac{F_1}{S_{z\u00e1v}} = \frac{F_1}{0,012(l-d)} = \frac{F_1}{0,012l - 0,012d} \leq \sigma_{D,t} \Rightarrow 0,012l - 0,012d = \frac{F_1}{\sigma_{D,t}},$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

z toho potom dĺžka závesu

$$l = \frac{F_1}{0,012\sigma_{D,t}} + d ,$$

podosadení $l = \frac{30719,3}{0,012 \cdot 105 \cdot 10^6} + 0,02 ,$

$$l = 0,0443 \text{ m} \approx 45 \text{ mm} .$$

c) potrebná dĺžka zvaru závesu $l_{zv} = ?$, $F_1 = 30,72 \text{ kN}$, $\sigma_{D,zv} = 105 \text{ MPa}$,

Pevnostná podmienka namáhania tupého zvaru v ťahu

$$\sigma_{zv} = \frac{F_1}{S_{zv}} \leq \sigma_{D,t} \Rightarrow \frac{F_1}{0,012 \cdot l_{zv}} \leq \sigma_{D,zv} \Rightarrow$$

z toho potom potrebná dĺžka tupého zvaru

$$l_{zv} = \frac{F_1}{0,012 \cdot \sigma_{D,t}} ,$$

podosadení

$$l_{zv} = \frac{30,72 \cdot 10^3}{0,012 \cdot 105 \cdot 10^6} = 0,0243 \text{ mm} ,$$

po zaokrúhlení $l_{zv} = 25 \text{ mm} ,$

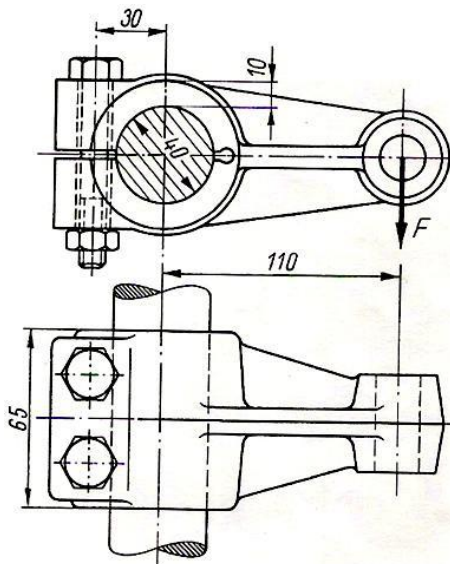
resp. ak uvažujeme s rozstrekom zvaru upravíme šírku závesu

$$l = 25 + 2 \cdot 12 = 49 \text{ mm} .$$

Príklad č. 8 – Zverný spoj

Pre zverný spoj podľa obr. 8.1 je potrebné navrhnuť:

- veľkosť skrutiek, ak $F = 830 \text{ N}$, bezp. zverného spoja 20%, $\sigma_{D,t\text{skrutiek}} = 90 \text{ MPa}$,
- určte silu, ktorá musí pôsobiť na ramene kľúča $R_{kl} = 200 \text{ mm}$, skrutky M10x1,25 pri uťahovaní, ak predpokladáme vyvedenie sily v skrutke $F_S = 5\,000 \text{ N}$, súčiniteľ trenia matice o podložku $f_l = 0,15$,
- pre parametre ako v bode b) určte namáhanie skrutky pri uťahovaní.



Obr. 8.1

- a) veľkosť skrutiek $Md = ?$, $F = 830$ N, rameno páky (obr. 8.1) $r = 110$ mm, bezpečnosť proti preklznutiu zverného spoja $k = 1,2$, súčiniteľ trenia medzi nábojom páky a čapom $f = 0,1$, $\sigma_{D,t'skr} = 90$ MPa,

Dĺžkové rozmery podľa obr. 8.1

$$D = 40 + 2 \cdot 10 = 60 \text{ mm},$$

$$d = 40 \text{ mm},$$

pre pomer $\frac{D}{d} = \frac{60}{40} = 1,5 \leq 2$ bude redukovaný súčiniteľ trenia $f' = \frac{4}{\pi} f$.

Krútiaci moment od sily F bude

$$M_K = F \cdot r = 830 \cdot 0,11 = 91,3 \text{ Nm},$$

treťou moment zverného spoja s bezpečnosťou k bude

$$M_T = k \cdot M_K,$$

z rovnováhyvnútorých a vonkajších momentov píšeme

$$F_N \cdot f' \cdot d = M_T = k \cdot M_K,$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

po úprave potrebná normálová sila

$$F_N = \frac{k \cdot M_k}{f' \cdot d} = \frac{1,2 \cdot 91,3}{\frac{4}{\pi} 0,1 \cdot 0,04} = 21512,05 \text{ N} .$$

Sila v skrutke vyplynie z rovnováhy k predpokladanému bodu deformácie (stred hrúbky náboja obr. 8.1)

$$F_Q = \frac{F_N c}{ib} = \frac{21512,05 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,055} = 4889,7 \text{ N} ,$$

pričom rozmery c a b určíme

$$c = 20 + 5 = 25 \text{ mm} ,$$

$$b = 25 + 30 = 55 \text{ mm} .$$

Pevnostná podmienka pre dimenzovanie skrutiek

$$\sigma_{D,t'skr} = \frac{F}{S_j} \Rightarrow S_j = \frac{F}{\sigma_{D,t'skr}} = \frac{4889,7}{90 \cdot 10^6} = 54,32 \text{ mm}^2 = 54,32 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 ,$$
$$S_j = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4S_j}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 54,32 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,00831 \text{ m} .$$

Volíme skrutku M10x1,25, ktorej $d_3 = 8,466 \text{ mm}$.

b) sila pri ťahovaní $F_{kl'} = ?$, rameno kľúča $R_{kl'} = 200 \text{ mm}$, Skrutka M10x1,25, sila v skrutke $F_S = 5\,000 \text{ N}$, súčiniteľ trenia na plochom závite $f = 0,1$, súčiniteľ trenia medzi podložkou a maticou $f_I = 0,15$,

Z tabuliek stredný priemer metrického závitu $d_2 = 9,188$, otvor kľúča $s = 17 \text{ mm}$, priemer otvoru pre skrutku $d_o = 11 \text{ mm}$.

Trecí uhol na ostrom závite

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,1}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,1154 \Rightarrow \varphi' = 6,586^\circ ,$$

uhol stúpania závitú

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 9,188} = 0,0433 \Rightarrow \gamma = 2,479^\circ ,$$

tretí polomer

$$R_T = \frac{s + d_o}{4} = \frac{17 + 11}{4} = 7 \text{ mm} ,$$

rovnováhavonkajších a vnútorných momentov

$$F_{kl} \cdot R_{kl} = M_{Tz} + M_{Tm} = F_S \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} + F_S \cdot f_1 \cdot R_T ,$$

po dosadení

$$F_{kl} \cdot R_{kl} = 5000 \cdot \operatorname{tg}(2,479^\circ + 6,586^\circ) \frac{0,009188}{2} + 5000 \cdot 0,15 \cdot 0,007 ,$$

$$F_{kl} \cdot R_{kl} = M_{Tz} + M_{Tm} = 3,6648 + 5,25 ,$$

$$F_{kl} \cdot R_{kl} = 8,9148 \text{ Nm} ,$$

z toho sila pri ťahovaní

$$F_{kl} = \frac{8,9148}{R_{kl}} = \frac{8,9148}{0,2} = 44,574 \text{ N} .$$

c) namáhanie skrutky pri ťahovaní $\sigma_{red} = ?$, priemer jadra skrutky $d_3 = 8,466 \text{ mm}$,

Pevnostná podmienka pre namáhanie ťahom

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S_j} = \frac{5000}{\frac{\pi (8,466 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 88,82 \text{ MPa} ,$$

modul prierezu v krútení

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,606 \cdot 10^{-6}}{16} ,$$

$$W_K = 1,19 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 ,$$

namáhanie šmykom pri ťahovaní

$$\tau = \frac{M_{Tz}}{W_K} = \frac{3,6648}{1,19 \cdot 10^{-7}} = 30,76 \text{ MPa} ,$$

vysledné napätie pri kombinovanom namáhaní

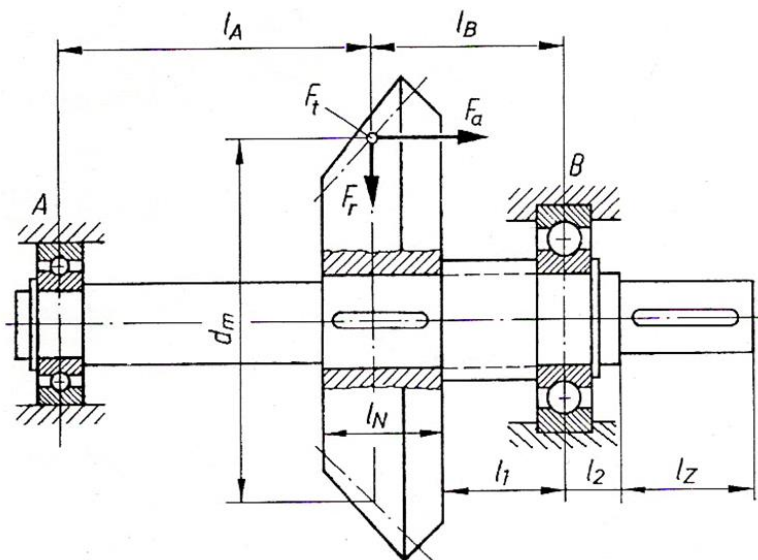
$$\sigma_{red} = \sqrt{88,82^2 + 3 \cdot 30,76^2} = 190,46 \text{ MPa} .$$

Príklad č. 9 – Návrh a kontrola hriadeľa, tesného pera a ložísk

Na hriadeľi na obr. 9.1 je upevnené kužeľové ozubené koleso. Na kolese pôsobia na strednom priemere d_m tri navzájom kolmé sily, obvodová F_t , radiálna F_r a axiálna F_a .

Dané: $F_t = 1820$ N, $F_r = 250$ N, $F_a = 615$ N, $d_m = 160$ mm, $l_A = 140$ mm, $l_B = 85$ mm, $l_1 = 55$ mm, $l_2 = 25$ mm, $l_Z = 60$ mm, šírka ozubeného kolesa $l_N = 50$ mm, frekvencia otáčok $n = 1000$ min⁻¹.

- dimenzujte hriadeľ $d = ?$, ak prípustné napätie materiálu hriadeľa $\sigma_{D,r} = 35$ MPa,
- navrhnite spojenie kužeľového ozubeného kolesa s hriadeľom pomocou tesného pera, ak $p_{D,out.} = 60$ MPa a priemer hriadeľa $d = 40$ mm,
- navrhnite a skontrolujte guľkové ložiská radu 60 v mieste A ($d_A = 30$ mm) a v mieste B ($d_B = 40$ mm) pri trvanlivosti $L_h = 10\,000$ hod.



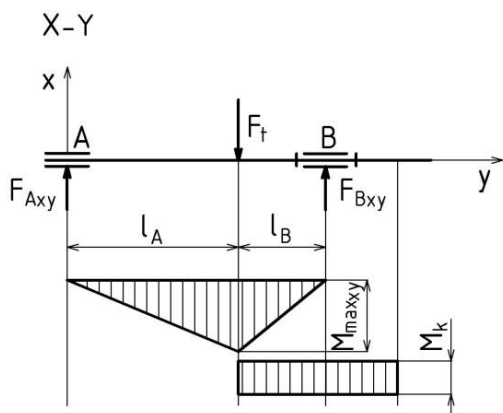
Obr. 9.1

Riešenie:

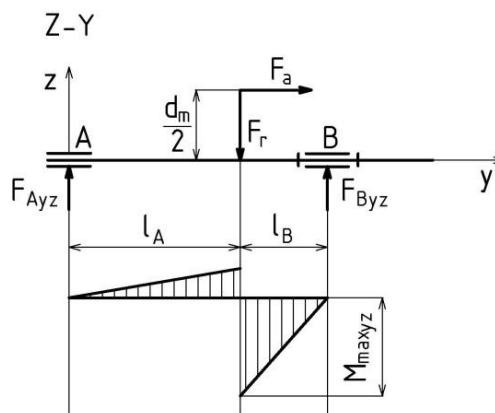
- dimenzujte hriadeľ $d = ?$, $\sigma_{D,r} = 35$ MPa, obvodová sila $F_t = 1820$ N, radiálna sila $F_r = 250$ N, axiálna sila $F_a = 615$ N, $d_m = 160$ mm, $l_A = 140$ mm, $l_B = 85$ mm,

Celková dĺžka bude:

$$l = l_A + l_B = 0,14 + 0,085 = 0,225 \text{ m,}$$



Obr. 9.2



Obr. 9.3

Rovina x - y

Reakciu F_{Axy} (obr. 9.2) určíme z momentovej podmienky k bodu B (1) a reakciu F_{Bxy} zo silovej v smere osi x (2)

$$(1) \quad \sum M_{iB} = 0: -F_{Axy}l + F_t l_B = 0 \quad ,$$

$$(2) \quad \sum F_{ix} = 0: -F_{Axy} + F_t + F_{Bxy} = 0 \quad ,$$

$$z (1) \quad F_{Axy} = \frac{F_t \cdot l_B}{l} = \frac{1820 \cdot 0,085}{0,225} = 687,56 \text{ N} \quad ,$$

$$z (2) \quad F_{Bxy} = F_t - F_{Axy} = 1820 - 687,56 = 1132,44 \text{ N} \quad ,$$

Rovina y- z

Reakciu F_{Ayz} a F_{Byz} (obr. 9.3) určíme z momentových podmienok k bodu B (3), resp. k bodu A (4)

$$(3) \quad \sum M_{iB} = 0: -F_{Ayz}l + F_r l_A - F_a \frac{d_m}{2} = 0 \quad ,$$

$$(4) \quad \sum M_{iA} = 0: F_{Byz}l - F_r l_A - F_a \frac{d_m}{2} = 0 \quad ,$$

$$z (3) \quad F_{Ayz} = \frac{F_r 0,085 - F_a 0,08}{0,225} = -124,22 \text{ N} \quad ,$$

$$z (4) \quad F_{Byz} = \frac{F_r 0,14 + F_a 0,08}{0,225} = 374,22 \text{ N} \quad .$$

Maximálne ohybové momenty v oboch rovinách sú

$$M_{max,xy} = F_{Axy} l_A = 687,56 \cdot 0,14 = 96,257 \text{ Nm} \quad ,$$

$$M_{max,xy} = F_{Bxy} l_B = 1132,44 \cdot 0,085 = 96,257 \text{ Nm} \quad ,$$

$$M_{max,yz} = F_{Ayz} l_A + F_a \frac{d_m}{2} = -124,22 \cdot 0,14 + 615 \cdot 0,08 = 31,81 \text{ Nm} \quad ,$$

$$M_{max,yz} = F_{Byz} l_B = 374,22 \cdot 0,085 = 31,81 \text{ Nm} \quad ,$$

výsledný ohybový moment z oboch rovín

$$M_{max} = \sqrt{M_{max,xy}^2 + M_{max,yz}^2} = \sqrt{96,257^2 + 31,81^2} = 101,37 \text{ Nm} \quad ,$$

krútiaci moment

$$M_k = F_t \frac{d_m}{2} = 1820 \frac{0,16}{2} = 145,6 \text{ Nm} \quad .$$

Dimenzovanie hriadeľa vykonáme z pevnostnej podmienky

$$\sigma_O = \frac{M_{red}}{W_O} \leq \sigma_{D,t'} \quad ,$$

pričom redukovaný moment

$$M_{red} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 M_K^2} = \sqrt{101,37^2 + 0,75 \cdot 145,6^2} = 161,788 \text{ Nm} \quad .$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

$$W_o = \frac{M_{red}}{\sigma_{D,t}} = \frac{161,788}{35 \cdot 10^6} = 4,622 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 ,$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_o}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4,622 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0361 \text{ m} ,$$

volíme priemer hriadeľr $d = 40 \text{ mm}$.

- b) navrhnete spojenie pomocou tesného pera, $p_{D,otl.} = 60 \text{ MPa}$, $d = 40 \text{ mm}$, $l_N = 50 \text{ mm}$, $M_k = 145,6 \text{ Nm}$

Fiala a kol.: Strojnícke tabuľky II., str. 584 pre $d = 40 \text{ mm}$, pero $b \times h \dots 12 \times 8$, $l = 45 \text{ mm}$, dĺžka pre otláčenie: $l_{sk} = l - b = 45 - 12 = 33 \text{ mm}$

Kontrola tesného pera na otláčenie:

Sila pôsobiaca na bok pera

$$F_{pera} = \frac{M_k}{\frac{d}{2}} = \frac{145,6}{\frac{0,04}{2}} = 7280 \text{ N} ,$$

potom tlak na bok pera bude

$$p = \frac{F_{pera}}{\frac{h}{2} l_{sk}} = \frac{7280}{\frac{0,008}{2} \cdot 0,033} = 55,15 \text{ MPa} ,$$

$$p = 55,15 \text{ MPa} \leq p_{D,otl.} .$$

Navrhnuté pero vyhovuje.

- c) navrhnete a skontrolujte guľkové ložiská radu 60 v mieste A ($d_A = 30 \text{ mm}$) a v mieste B ($d_B = 40 \text{ mm}$) pri trvanlivosti $L_h = 10\,000 \text{ hod.}$, $F_{Axy} = 687,56 \text{ N}$, $F_{Bxy} = 1132,44 \text{ N}$,

$$F_{Ayz} = -124,22 \text{ N}, \quad F_{Byz} = 374,22 \text{ N}, \quad F_a = 615 \text{ N} \text{ (v mieste B)} .$$

A: ložisko 6006, dynamická únosnosť $C = 10\,200 \text{ N}$, statická únosnosť $C_o = 6\,800 \text{ N}$

B: ložisko 6008, dynamická únosnosť $C = 12\,900 \text{ N}$, statická únosnosť $C_o = 9\,300 \text{ N}$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Určíme výsledné radiálne zaťaženie:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{687,56^2 + (-124,22)^2} = 698,69 \text{ N} ,$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{1132,44^2 + 374,22^2} = 1192,67 \text{ N} ,$$

$$F_{Aekv} = XF_A + YF_{Aax} .$$

$$\text{A: } \frac{F_a}{C_0} = 0 \dots e = 0,19 \geq \frac{F_a}{F_r} = 0 \Rightarrow X = 1, Y = 0 \Rightarrow F_{Aekv} = F_A = 698,69 \text{ N} ,$$

$$\text{B: } \frac{F_a}{C_r} = \frac{615}{112,67} = 0,515 > e = 0,26 \Rightarrow X = 0,56, Y = 1,71 ,$$

$$F_{Bekv} = X \cdot F_B + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1192,67 + 1,71 \cdot 615 = 1719,45 \text{ N} .$$

Vypočítame požadovanú dynamickú únosnosť

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{Ln}{16667}} F_{Aekv} = \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 1000}{16667}} 698,69 = 5892,94 \leq C_{tab} = 10200 \text{ N} - \text{vyhovuje},$$

$$C_B = \sqrt[3]{\frac{10^4 \cdot 10^3}{16667}} 1719,45 = 14502,3 \text{ N} \geq C_{tab} = 12900 \text{ N} - \text{nevyhovuje} .$$

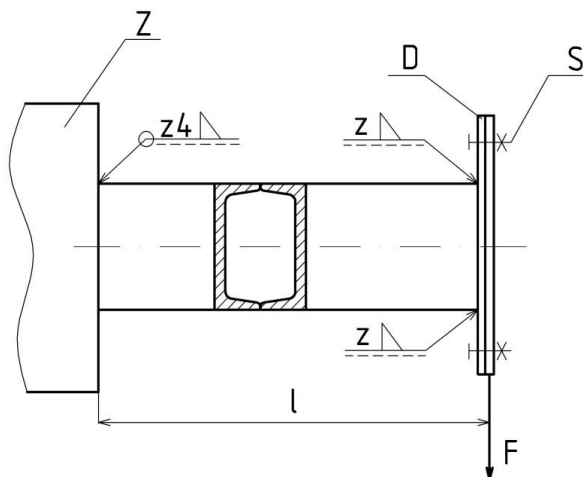
Príklad č. 10 – Návrh nosnej konštrukcie

Dva nosníky U200 vzájomne zvarené tvoria konzolu podľa obr. 10.1.

- Skontrolujte, či vyhovuje veľkosť nosníkov, ak zaťažujúca sila $F = 40 \text{ kN}$, $l = 1 \text{ m}$ a materiál nosníkov je 11 373.
- Určte veľkosť zvaru z v mieste privarenia dosky D , $\tau_{D,zv} = 60 \text{ MPa}$.
- Určte napätie vo zvare v mieste privarenia k základni Z , ak je veľkosť zvaru $z = 4 \text{ mm}$, prevodové súčinitele $\alpha_{t//} = 0,75$, $\alpha_{t\perp} = 0,80$, $\tau_{Dzv} = 60 \text{ MPa}$.
- Dimenzujte skrutky S , ak predpokladáme, že sila F sa preniesie len trením s bezpečnosťou $k = 2$, pri počte skrutiek $i = 8$, súčiniteľ trenia $f = 0,1$, materiál skrutiek $\sigma_{D,t} = 90 \text{ MPa}$.

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

- e) Určte rameno kľúča pre uťahovanie matíc, ak pracovník pôsobí na jeho konci uťahovacou silou 250 N, súčiniteľ trenia v závitoch $f = 0,1$, súčiniteľ trenia matice o podložku $f_m = 0,1$, silu v skrutke F_Q a dimenziu skrutky zoberte z riešenia bodu d).



Obr. 10.1

Riešenie:

- a) Namáhanie nosníkov $\sigma = ?$, zaťažujúca sila $F = 40 \text{ kN}$, $l = 1 \text{ m}$, materiál nosníkov 11 373.

Hodnoty odčítané z tabuliek

- plocha prierezu nosníka U200 $S = 3220 \text{ mm}^2$,
- prierezový modul v ohybe $W_o = 191 \text{ cm}^3$,

Nosníky sú v mieste privarenia k základni „Z“ namáhané

- ohybovým momentom M_o
- priečnou silou F

Ohybový moment

$$M_o = F \cdot l = 40 \cdot 10^3 \cdot 1 = 40 \cdot 10^3 \text{ Nm} ,$$

namáhanie od priečnej sily

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{40 \cdot 10^3}{2 \cdot 3220 \cdot 10^{-6}} = 6,211 \text{ MPa} ,$$

namáhanie ohybovým momentom

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{40 \cdot 10^3}{2 \cdot 191 \cdot 10^{-6}} = 104,71 \text{ MPa} ,$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Výsledné napätie spôsobené kombinovaným namáhaním

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(104,71 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (6,211 \cdot 10^6)^2} = 105,26 \text{ MPa}.$$

$\sigma_{red} \approx \sigma_{D,t}$ – pre 11 373 (medza klzu $R_e = 200$ MPa, pre statické namáhanie

$\sigma_{D,t} = 100$ - 110 MPa).

- b) veľkosť zvaru $z = ?$ v mieste privarenia dosky D , prípustné namáhanie zvaru $\tau_{D,zv} = 60$ MPa, šírka nosníka z tab. $b = 75$ mm, dĺžka zvaru $l_{zv} = 2 \cdot b = 150$ mm.

Ak zanedbáme hrúbku prírub kútové zvary budú namáhané od sily F šmykom:

$$\tau_{zv} = \frac{F}{S_{zv}} \leq \tau_{D,zv} \Rightarrow S_{zv} = \frac{F}{\tau_{D,zv}} = \frac{40 \cdot 10^3}{60 \cdot 10^6} = 6,666 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2,$$

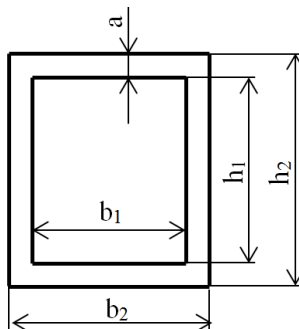
pričom plocha zvarov $S_{zv} = 2,0,7 \cdot z \cdot l_{zv}$,

$$S_{zv} = 2,0,7 \cdot z \cdot 150 \cdot 10^{-3} \Rightarrow z = \frac{S_{zv}}{2,0,7 \cdot 150 \cdot 10^{-3}} = \frac{6,666 \cdot 10^{-4}}{2,0,7 \cdot 150 \cdot 10^{-3}} = 3,174 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

Volíme veľkosť zvaru $z = 4$ mm.

- c) Výsledné napätie vo zvare $\tau_{zv} = ?$ v mieste privarenia k základni Z , veľkosť zvaru $z = 4$ mm.

Z tabuliek výška nosníka $U200$ $h = 200$ mm, šírka $b = 75$ mm, $z = 4$ mm, $b_1 = 150$ mm, $h_1 = 200$ mm, $a = 0,7$. $z = 2,8$ mm, $b_2 = b_1 + 2 \cdot a = 0,1556$ m, $h_2 = h_1 + 2 \cdot a = 0,205$ m, (obr. 10.2).



Obr. 10.2

Napätie zvaru v šmyku τ_1 od priečnej sily F :

$$\tau_1 = \frac{F}{S_{zv}},$$

pričom plocha zvarov bude daná

$$S_{zv} = 2(b+h) \cdot 0,7z = 2(0,15+0,2) \cdot 0,7 \cdot 0,004 = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2,$$

prierezový modul je daný $W_{zv} = \frac{J_2 - J_1}{y_{\max}}$,

$$W_{zv} = \frac{\frac{1}{12}b_2h_2^3 - \frac{1}{12}b_1h_1^3}{\frac{h_2}{2}} = \frac{b_2h_2^3 - b_1h_1^3}{6h_2} = \frac{0,1556 \cdot 0,205^3 - 0,15 \cdot 0,2^3}{6 \cdot 0,205} = 1,1423 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3,$$

$$\tau_1 = \frac{40 \cdot 10^3}{1,96 \cdot 10^{-3}} = 20,408 \text{ MPa},$$

Namáhanie zvaru v šmyku τ_2 od ohybového momentu

$$\tau_2 = \frac{M_o}{W_{zv}} = \frac{F \cdot l}{W_{zv}} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 1}{1,1423 \cdot 10^{-4}} = 35,014 \text{ MPa},$$

$$\tau_{zv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1}{\alpha_{\tau//}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{20,408}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{35,014}{0,80}\right)^2} = 51,52 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} (\tau_{Dzv})$$

Sila $F = 4 \text{ kN}$ sa preniesie len trením, bezpečnosť $k = 2$, počet skrutiek $i = 8$, $f = 0,1$, prípustné namáhanie materiálu skrutiek $\sigma_{D,t} = 90 \text{ MPa}$.

Potrebná trecia F_T bude

$$F_T = k \cdot F = 2 \cdot F = 2 \cdot 4 \cdot 10^3 = 8 \cdot 10^3 \text{ N},$$

potom normálová (prítlačná) F_N

$$F_T = F_N \cdot f \Rightarrow F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{8 \cdot 10^3}{0,1} = 8 \cdot 10^4 \text{ N},$$

z pevnostnej podmienky namáhania skrutiek ťahom osovou silou $F_Q = F_N$

$$\sigma_{D,t} = \frac{F_Q}{i \cdot S_j} \Rightarrow S_j = \frac{F_Q}{i \cdot \sigma_{D,t}} = \frac{8 \cdot 10^4}{8 \cdot 90 \cdot 10^6} = 1,111 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 111,1 \text{ mm}^2.$$

Volíme skrutku M16x2 (s jemným stúpaním), ktorej $S_j = 157 \text{ mm}^2$.

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

- d) rameno kľúča $R_{kr} = ?$, $F_{ur} = 250$ N, súč. trenia v závitoch $f = 0,1$, súč. trenia medzi maticou a podložkou $f_m = 0,1$,

$$\text{osová sila v skrutke } F_{Q1} = \frac{F_N}{i} = \frac{8 \cdot 10^4}{8} = 1 \cdot 10^4 \text{ N, Skrutka M16x2.}$$

Tabuľkové hodnoty pre skrutku M16x2:

- stredný priemer závitú $d_2 = 14,701$ mm,
- rozstup (stúpanie závitú) $p = 2$ mm,
- otvor kľúča $s = 24,0$ mm,
- priemer otvoru pre skrutku $d_o = 17,0$ mm.

Trečí polomer pri uťahovaní matice

$$R_T = \frac{d_o + s}{4} = \frac{17 + 24}{4} = 10,25 \text{ mm ,}$$

$$R_{kr} \cdot F_{ur} = F_{Q1} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} + F_{Q1} \cdot f_m \cdot R_T \text{ ,}$$

uhol stúpania závitú

$$\text{tg } \gamma = \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 0,04330 \Rightarrow \gamma = 2,479^\circ \text{ ,}$$

trečí uhol na ostrom závitě

$$\text{tg } \varphi' = \frac{\text{tg } \varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 0,11547 \Rightarrow \varphi' = 6,5867^\circ \text{ .}$$

Rameno kľúča určíme

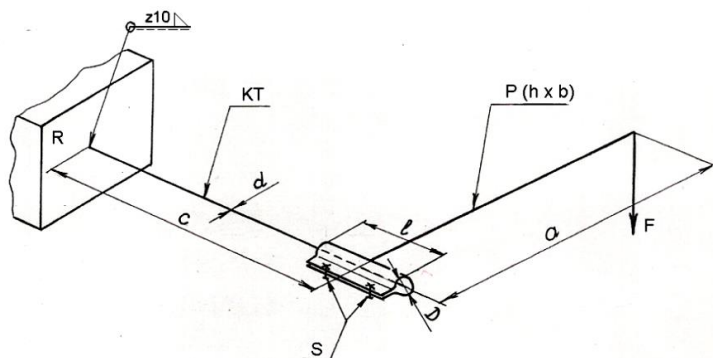
$$R_{kr} = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot \text{tg}(2,479^\circ + 6,5867^\circ) \frac{0,014701}{2} + 1 \cdot 10^4 \cdot 0,1 \cdot 0,01025}{250} = 0,0879 \text{ m .}$$

Príklad č. 11 – Zvaraná konzola s pákou

Kruhovú tyč KT podľa obr. 11.1 je na jednom konci privarená kútovým zvarom k rámu R a na druhom konci má nasadenú páku pomocou zverného spoja. Páka je na konci zaťažená zvislou silou F .

Dané: $F = 15\,000\text{ N}$, $a = 0,3\text{ m}$, $c = 0,5\text{ m}$.

- Dimenzujte kruhovú tyč, ak prípustné napätie materiálu tyče $\sigma_{D,t} = 90\text{ MPa}$.
- Vypočítajte napätie v kútovom zvare, ak priemer kruhovej tyče navrhujeme $d = 100\text{ mm}$ a veľkosť kútového zvaru $z = 10\text{ mm}$, prevodové súčinitele $\alpha_{t//} = 0,75$, $\alpha_{t\perp} = 0,80$.
- Navrhňte spojenie páky s kruhovou tyčou pomocou rozrezaného náboja zvieraného pomocou dvoch skrutiek S, pričom priemer náboja voľte $D = 1,5 \cdot d$, bezpečnosť proti prekláznutiu $k = 2$, súčiniteľ trenia $f = 0,15$, dovolený tlak v zvernom spoji $p_D = 40\text{ MPa}$.
- Dimenzujte skrutky S, ak materiál skrutiek $\sigma_{D,t} = 90\text{ MPa}$ a vypočítajte ťahovací moment pre vyvedenie potrebnej osovej sily v skrutkách.
- Navrhňte a dimenzujte odlievanú páku s ramenom obdĺžnikového prierezu, ak pomer $h/b = 2$ a $\sigma_{D,o} = 60\text{ MPa}$.



Obr. 11.1

Riešenie:

- a) kruhová tyč $d = ?$, $\sigma_{D,t} = 90\text{ MPa}$, $F = 15\,000\text{ N}$, $a = 0,3\text{ m}$, $c = 0,5\text{ m}$.

Kruhová tyč je namáhaná kombinovaným namáhaním

$$M_{red} = \sqrt{M_o^2 + 0,75M_k^2} = \sqrt{7500^2 + 0,75 \cdot 4500^2} = 8452\text{ Nm},$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

moment ohybový, resp. krútiaci v mieste privarenia k rámu je

$$M_0 = F \cdot c = 15000 \cdot 0,5 = 7500 \text{ Nm},$$

$$M_K = F \cdot a = 15000 \cdot 0,3 = 4500 \text{ Nm},$$

potom priemer d určí z pevnostnej podmienky

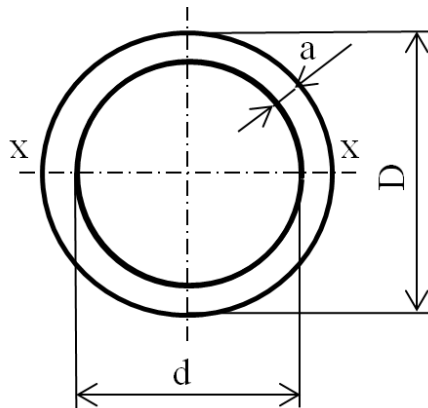
$$\sigma_{D,t} = \frac{M_{red}}{W_0} = \frac{M_{red}}{0,1d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{D,t}}} = \sqrt[3]{\frac{8452}{0,1 \cdot 90 \cdot 10^6}} = 0,0979 \text{ m}.$$

Volíme priemer kruhovej tyče $d = 0,1 \text{ m}$.

b) napätie v kútovom zvaru τ_{zv} , ak $d = 100 \text{ mm}$ a veľkosť zvaru $z = 10 \text{ mm}$.

$$d = 0,1 \text{ m},$$

$$D = 0,1 + 2a = 0,1 + 2 \cdot 0,07. z = 0,114 \text{ m}.$$



Obr. 11.2

Prierezový modul zvaru v ohybe

$$W_{O_{zv,x}} = \frac{\pi}{32} \frac{(D^4 - d^4)}{D} = \frac{\pi}{32} \frac{(0,114^4 - 0,1^4)}{0,114} = 5,933 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3,$$

v krútení

$$W_K = 2 \cdot W_O = 1,18 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3,$$

plocha zvaru

$$S_{zv} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} (0,114^2 - 0,1^2) = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2.$$

Namáhanie zvarov od prierej sily, ohybového momentu, resp. krútiaceho momentu bude

$$\tau_1 = \frac{F}{S_{zv}} = \frac{15000}{2,35 \cdot 10^{-3}} = 6,38 \text{ MPa} ,$$

$$\tau_2 = \frac{M_o}{W_{Ozv}} = \frac{7500}{5,933 \cdot 10^{-5}} = 126,41 \text{ MPa} ,$$

$$\tau_3 = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4500}{1,18 \cdot 10^{-4}} = 38,13 \text{ MPa} .$$

Výsledné napätie vo zvare bude

$$\tau_{zv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1}{\alpha_{\tau//}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_3}{\alpha_{\tau//}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{6,38}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{126,41}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{38,13}{0,75}\right)^2} = 166,2 \text{ MPa}.$$

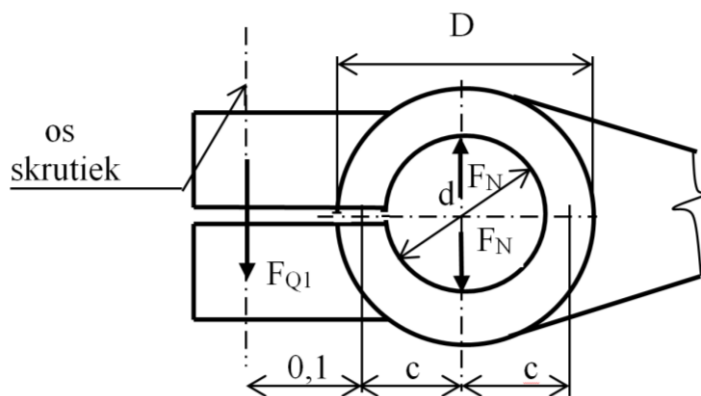
- c) Navrhните spojenie páky s kruhovou tyčou pomocou rozrezaného náboja zvieraného pomocou dvoch skrutiek S, $D = 1,5 \cdot d$, $k = 2$, $f = 0,15$, $p_D = 40 \text{ MPa}$.

$$d = 0,1 \text{ m} ,$$

$$D = 1,5 \cdot 0,1 = 0,15 \text{ m} ,$$

$$c = \frac{\frac{d}{2} + \frac{D}{2}}{2} = \frac{0,05 + 0,075}{2} = 0,0625 \text{ m} ,$$

$$b = 2 \cdot c + 0,1 = 0,135 \text{ m} .$$



Obr. 11.3

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Redukovaný súčiniteľ trenia pre zverný spoj na valcovej ploche ak pomer $\frac{D}{d} \leq 2$

$$f' = \frac{4}{\pi} f = \frac{4}{\pi} 0,15 = 0,19 ,$$

Z rovnováhy síl na obr. 11.3 píšeme

$$F_N \cdot f' \cdot d = k \cdot M_K \Rightarrow F_N = \frac{k \cdot M_K}{f' \cdot d} = \frac{2.4500}{0,19 \cdot 0,1} = 4,73 \cdot 10^5 \text{ N} ,$$

potom sila v jednej skrutke F_{Q1} bude

$$F_{Q1} \cdot b \cdot i = F_N \cdot c \Rightarrow F_{Q1} = \frac{F_N \cdot c}{b \cdot i} = \frac{4,73 \cdot 10^5 \cdot 0,0625}{2 \cdot 0,135} = 1,096 \cdot 10^5 \text{ N} ,$$

a z pevnostnej podmienky v tlaku určíme potrebnú dĺžku náboja zverného spoja

$$p = \frac{F_N}{l \cdot d} \leq p_D \Rightarrow l = \frac{F_N}{d \cdot p_D} = \frac{4,73 \cdot 10^5}{40 \cdot 10^6 \cdot 0,1} = 0,118 \text{ m} .$$

Volíme dĺžku zverného spoja $l = 0,12 \text{ m}$.

d) prípustné napätie materiálu skrutiek $\sigma_{D,t} = 90 \text{ MPa}$, uťahovací moment $M_{ut} = ?$, osová sila v skrutke $F_{Q1} = 1,096 \cdot 10^5 \text{ N}$,

Priemer skrutiek dimenzujeme z namáhania v ťahu

$$\sigma_{D,t} \geq \frac{F_{Q1}}{S_j} \Rightarrow S_j = \frac{F_{Q1}}{\sigma_{D,t}} = \frac{1,096 \cdot 10^5}{90 \cdot 10^6} = 1,217 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 12,17 \text{ cm}^2 ,$$

z toho potom priemer jadra skruky

$$S_j = \frac{\pi \cdot d_j^2}{4} \Rightarrow d_j = \sqrt{\frac{4 S_j}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,217 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0393 \text{ m} .$$

Navrhujeme skrutku M48x5, ktorej priemer jadra $d_3 = 41,866 \text{ mm}$, stredný priemer závitů $d_2 = 44,752 \text{ mm}$, priemer otvoru $d_o = 52 \text{ mm}$, otvor kľúča $S_{kl} = 75 \text{ mm}$.

Uťahovací moment M_{ut} musí byť v rovnováhe s vnútorným trecími momentmi

$$M_{ut} = M_{Tz} + M_{Tm} ,$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

kde M_{Tz} – trecí moment v závitoch pri uťahovaní,

M_{Tm} – trecí moment spôsobený trením matice o podložku.

Po dosadení

$$M_{ut} = F_{Q1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} + F_{Q1} \cdot f_m \cdot R_T ,$$

trecí polomer

$$R_T = \frac{s_{kl} + d_o}{4} = \frac{75 + 52}{4} = 31,75 \text{ mm} ,$$

súčiniteľ trenia na ostrom závite

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = \frac{0,15}{0,860} = 0,173 \Rightarrow \varphi' = 9,826^\circ ,$$

pričom uhol stúpania závitu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi d_2} = \frac{5}{44,725\pi} = 0,03558 \Rightarrow \gamma = 2,038^\circ ,$$

$$M_{ut} = 1,096 \cdot 10^5 \operatorname{tg}(2,038^\circ + 9,826^\circ) \frac{44,725 \cdot 10^{-3}}{2} + 1,096 \cdot 10^5 \cdot 0,15 \cdot 0,0317 ,$$

$$M_{ut} = 1036,03 \text{ Nm} .$$

- e) rozmery páky $h = ?$, $b = ?$, pomer $h/b = 2$, prípustné napätie v ohybe pre materiál páky $\sigma_{D,o} = 60 \text{ Mpa}$.

Podľa obr. 11.2 moment ohybový, ktorým je namáhaná páka bude

$$M_o = F \left(a - \frac{D}{2} \right) = 15000 \left(0,3 - \frac{0,15}{2} \right) = 3375 \text{ Nm} ,$$

potom z pevnostnej podmienky namáhania v ohybe vyplýva hrúbka páky

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{1}{6} b (2b)^2} = \frac{6 \cdot M_o}{4 \cdot b^3} \Rightarrow b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_o}{4 \cdot \sigma_{D,o}}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 3375}{4 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,0438 \text{ m} .$$

Navrhujeme rozmery páky: hrúbka $b = 45 \text{ mm}$, výška $h = 90 \text{ mm}$.

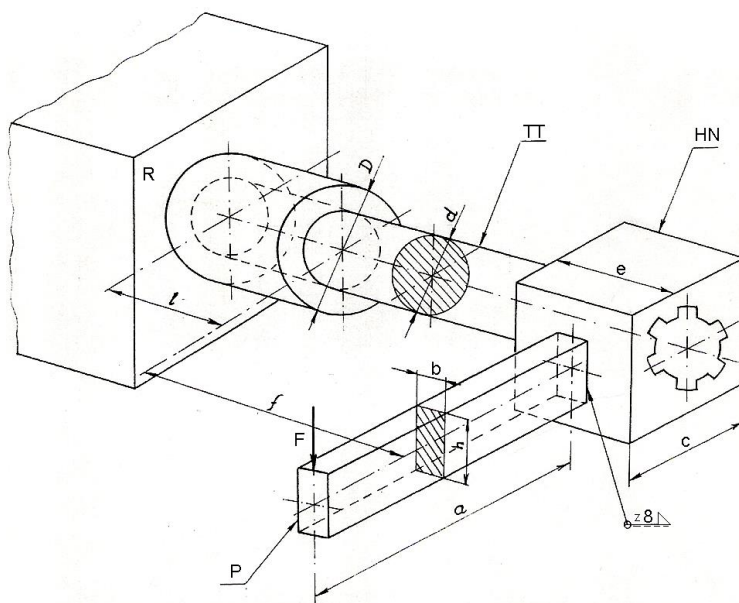
Príklad č. 12 – Torzná tyč v zostave

Torzná tyč TT (obr. 12.1) je na jednom konci nalisovaná do rámu R a na druhom konci má cez rovnoboké žliabkovanie (stredný rad) nasadenú páku P s obdĺžnikovým prierezom. Páka je privarená k hranolovitému náboju HN kútovým zvarom o veľkosti $z = 8$ mm a na konci je zaťažená silou F .

Dané: $a = 0,45$ m, $c = 0,1$ m, $e = 0,1$ m, $f = 1$ m, $l = 0,1$ m, $F = 3\,000$ N.

Rozsah riešenia:

- dimenzujte páku, ak pomer $h/b = 3/1$, $\sigma_{D,o} = 65$ MPa,
- skontrolujte, či vyhovuje kútový zvar $z = 8$ mm, ak $\tau_{D,zv} = 60$ MPa,
- dimenzujte torznú tyč, ak prípustné napätie materiálu tyče $\sigma_{D,t} = 66$ MPa,
- vypočítajte potrebný presah Δd a navrhnete uloženie pre nalisovanie torznej tyče do rámu R, ak materiál tyče aj náboja rámu je oceľ a súčiniteľ trenia $f_{oc-oc} = 0,15$, priemer náboja rámu $D = 1,5.d$, kde d – priemer čapu torznej tyče, ktorý je nalisovaný.
- Navrhnete rovnoboké žliabkovanie stredného radu pre nepohyblivé spojenie torznej tyče TT a náboja páky, ak $p_{D,oit} = 40$ MPa.



Obr. 12.1

Riešenie:

a) rozmery páky $h = ?$, $b = ?$, pomer $h/b = 3/1$, prípustné napätie v ohybe $\sigma_{D,o} = 65 \text{ MPa}$,

Rozmery páky určíme z pevnostnej podmienky v ohybe

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} ,$$

$$M_o = F \cdot a = 3000 \cdot 0,45 = 1350 \text{ Nm} ,$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{\frac{1}{6}bh^2} = \frac{M_o}{\frac{1}{6}b(3b)^2} = \frac{6M_o}{9b^3} = 0,666 \frac{M_o}{b^3} \Rightarrow$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{0,66M_o}{\sigma_o}} = \sqrt[3]{\frac{0,66 \cdot 1350}{65 \cdot 10^6}} = 0,02401 \text{ m} .$$

Volíme rozmery páky $b = 25 \text{ mm}$, $h = 3b = 3 \cdot 25 = 75 \text{ mm}$.

b) skontrolujte τ_{zv} , $\tau_{D,zv}$, kútový zvar $z = 8 \text{ mm}$, prípustné napätie vo zvare $\tau_{D,zv} = 80 \text{ MPa}$, prevodové súčinitele $\alpha_{\tau//} = 0,85$, $\alpha_{\tau\perp} = 0,80$.

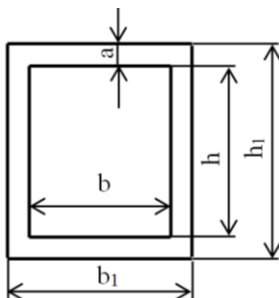
$$b = 0,025 \text{ m (obr. 12.2)},$$

$$h = 0,075 \text{ m} ,$$

$$a = 0,7 \cdot z = 0,7 \cdot 0,008 = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ m} ,$$

$$b_1 = b + 2 \cdot a = 0,025 + 2 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} = 0,0362 \text{ m} ,$$

$$h_1 = h + 2 \cdot a = 0,075 + 2 \cdot 5,6 \cdot 10^{-4} = 0,0862 \text{ m} .$$



Obr. 12.2

Výsledné napätie kútového zvaru bude

$$\tau_{zv} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2},$$

napätie od priecnej sily F

$$\tau_1 = \frac{F}{S_{zv}} = \frac{3000}{1,24 \cdot 10^{-3}} = 2,408 \text{ MPa},$$

napätie od momentu ohybového

$$\tau_2 = \frac{M_O}{W_{zv}} = \frac{3000 \cdot 0,45}{2,44 \cdot 10^{-5}} = 55,3 \text{ MPa},$$

plocha zvaru

$$S_{zv} = h_1 \cdot b_1 - h \cdot b = 0,0862 \cdot 0,0362 - 0,075 \cdot 0,025 = 1,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2,$$

prierezový modul

$$W_{zv} = \frac{1}{6} \frac{b_1 h_1^3 - b h^3}{h_1} = \frac{1}{6} \frac{(0,0362 \cdot 0,0862^3 - 0,025 \cdot 0,075^3)}{0,0862} = 2,44 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3,$$

$$\tau_{zv} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1}{\alpha_{\tau \perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{\alpha_{\tau \parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2,408 \cdot 10^6}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{55,3 \cdot 10^6}{0,85}\right)^2} = 65,128 \text{ MPa}$$

$$65,128 \text{ MPa} < \tau_{D,zv} = 80 \text{ MPa}.$$

Zvar vyhovuje.

c) $d = ?$ torznej tyče, prípustné napätie $\sigma_{D,t} = 66 \text{ MPa}$,

Torzná tyč je namáhaná kombinovaným namáhaním, pričom redukovaný moment bude

$$M_{red} = \sqrt{M_O^2 + 0,75M_k^2} = \sqrt{3000^2 + 0,75 \cdot 1500^2} = 3269,17 \text{ Nm},$$

kde moment ohybový

$$M_O = F \cdot f = 3000 \cdot 1 = 3000 \text{ Nm},$$

a moment krútiaci

$$M_k = F \left(a + \frac{c}{2} \right) = 3000 \left(0,45 + \frac{0,1}{2} \right) = 1500 \text{ Nm},$$

$$\sigma_{zv} = \frac{M_{red}}{W_O} = \frac{M_{red}}{0,1d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1 \cdot \sigma_{zv}}} = \sqrt[3]{\frac{3269,17}{0,1 \cdot 66 \cdot 10^6}} = 0,080001 \text{ m},$$

Volíme priemer torznej tyče $d = 80 \text{ mm}$.

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

- d) určte presah $\Delta d = ?$, a navrhnete uloženie, materiál tyče aj náboja rámu je oceľ, súčiniteľ trenia $f_{oc-oc} = 0,15$, priemer náboja $D = 1,5.d$, priemer čapu $d = 0,08$ m, dĺžka náboja $l = 0,1$, modul pružnosti v ťahu pre oceľ $E = 2,1.10^{11}$ MPa.

Z vyššie vykonaného výpočtu máme určený krútiaci moment

$$M_K = F \left(a + \frac{c}{2} \right) = 1500 \text{ Nm},$$

potrebný presah určíme

$$\Delta d = d.p \left(\frac{1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c + \mu_2}{E_2} \right), \text{ (platí pre plný čap)}$$

$$\text{pre } \mu_1 = \mu_2, \quad E_1 = E_2 = E,$$

$$\text{potom bude presah } \Delta d = d.p \frac{(c+1)}{E},$$

$$a = \frac{D}{d} = \frac{1,5.d}{d} = 1,5$$

a rozmerová konštanta

$$c = \frac{a^2 + 1}{a^2 - 1} = \frac{1,5^2 + 1}{1,5^2 - 1} = 2,6.$$

Výpočet tlaku p potrebného pre prenos krútiaceho momentu

$$M_K = \frac{\pi}{2} d^2 l . p . f \Rightarrow p = \frac{2.M_K}{d^2 l . f . \pi} = \frac{2.1500}{\pi . 0,08^2 . 0,1 . 0,15} = 9,947 \text{ MPa},$$

$$\Delta d = 0,08 . 9,947 . 10^6 \frac{(2,6+1)}{2,1.10^{11}} = 13,6 . 10^{-6}.$$

Návrh uloženia:

Z tabuliek určíme

$$H7_0^{+30}; \quad r6_{+43}^{+62}; \quad n6_{+20}^{+39}; \quad p6_{+32}^{+51};$$

$$\text{stredný presah pre } H7/r6 \quad p_{str} = 37 \text{ } \mu\text{m},$$

$$\text{pre } H7/n6 \quad p_{str} = 14,5 \text{ } \mu\text{m} - \text{vyhovuje},$$

$$\text{pre } H7/p6 \quad p_{str} = 26,5 \text{ } \mu\text{m}.$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

- e) rovnoboké žliabkovanie stredného radu pre spojenie torznej tyče TT a náboja páky,

$$p_{D,out} = 40 \text{ MPa}, e = 0,1 .$$

Pre orientačný priemer torznej tyče $d = 80 \text{ mm}$ navrhujeme:

- žliabkovanie \square $d - 8 \times 62f7 \times 72a11 \times 12f8$ šírka žliabku $b = 12 \text{ mm}$,
- zrezanie $f = 0,5 \text{ mm}$, počet žliabkov $n = 8$.

Otlačenie v žliabkovaní vyplynie z pevnostnej podmienky

$$p_D = \frac{2 \cdot M_k}{D_{str} \cdot S} \leq p_{D,out} ,$$

$$D_{str} = \frac{D + d}{2} = \frac{72 + 62}{2} = 67 \text{ mm} ,$$

$$S = 0,75 \cdot n \left(\frac{D - d}{2} - 2f \right) e = 0,75 \cdot 8 \left(\frac{0,072 - 0,062}{2} - 2 \cdot 0,0005 \right) 0,1 = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 .$$

Po dosadení bude otlačenie

$$p_D = \frac{2 \cdot 1500}{0,067 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}} = 18,65 \text{ MPa} \leq p_{D,out} = 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje} .$$

Príklad č. 13 – Pohon uzatváracieho ventilu

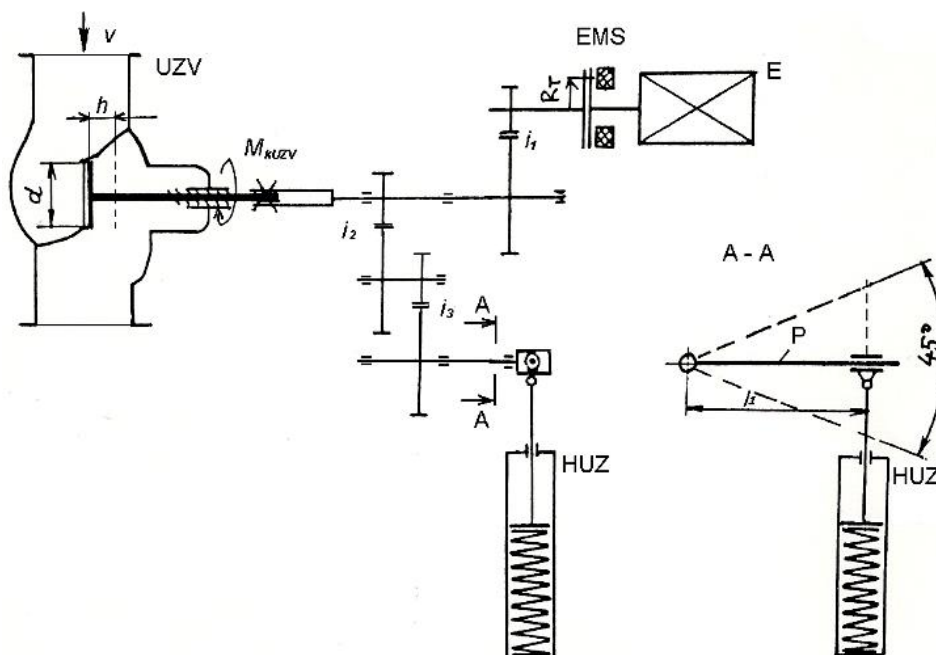
Navrhňte a prepočítajte pohon uzatváracieho ventilu podľa obr. 13.1. Uzatvárací ventil UZV je poháňaný elektromotorom E cez elektromagnetickú spojku EMS a jednostupňový prevod. V prípade výpadku napájania el. prúdom elektromagnetická spojka odopne el. motor a havarijný uzáver HAU uzavrie ventil cez dvojstupňový prevod.

Určte:

- a) veľkosť zdvihu uzatváracieho ventilu h , ak predpokladáme, že cez uzatvárací ventil bude pretekať voda s max. strednou prietokovou rýchlosťou $v = 2 \text{ ms}^{-1}$, pri prietokovom množstve $Q = 1,885 \text{ ls}^{-1}$, priemer sedla ventilu $d = 25 \text{ mm}$,
- b) potrebný počet otáčok elektromotora pre úplné uzatvorenie resp. otvorenie ventilu, ak vreteno má závit Tr 16x2, $i_1 = 5$,
- c) potrebný krútiaci moment pre uzatvorenie ventilu, ak na vreteno pôsobí dopravované médium silou $F_Q = 300 \text{ N}$ a súčiniteľ trenia na plochom závite je $f = 0,1$,

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

- d) celkový prevodový pomer $i_c = i_2 \cdot i_3$ tak, aby pootočením páky P havarijného uzáveru bolo v rozsahu 45° a postačovalo na úplné uzatvorenie,
- e) potrebnú silu, ktorú musí vyvodit' pružina pre uzatvorenie ventilu, ak $l_1 = 200$ mm a účinnosť 1 páru ozubených kolies $\eta_{oz} = 0,96$,
- f) potrebný presah a navrhnete uloženie nalisovaného spoja pre upevnenie páky P havarijného uzáveru na dutý čap o vnútornom priamere $d_1 = 10$ mm, vonkajšom priamere $d = 20$ mm, vonkajší priemer náboja $d_2 = 1,5d$, $l = 1,5 \cdot d$, bezpečnosť $k = 2$, súčiniteľ trenia $f = 0,1$, pričom čap a náboj sú z ocele.



Obr. 13.1

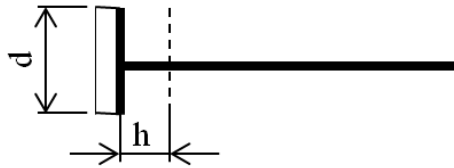
Riešenie:

- a) zdvihu uzatváracieho ventilu $h = ?$, rýchlosť prúdenia vody $v = 2 \text{ ms}^{-1}$, $Q = 1,885 \text{ ls}^{-1}$, priemer sedla ventilu $d = 25$ mm.

$$Q = S \cdot v = \pi \cdot d \cdot h \cdot v \Rightarrow \text{(obr.13.2)}$$

$$h = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot v} = \frac{1,885 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,025 \cdot 2} = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm} ,$$

kde h – potrebný zdvih ventilu,



Obr. 13.2

- b) počet otáčok elektromotora $n_e = ?$ pre úplné uzatvorenie resp. otvorenie ventilu, závit vretena Tr 16x2, stúpanie závitu $s = 2$ mm, prevodový pomer $i_1 = 5$, zdvih $h = 12$ mm.

Počet otáčok vretena potrebných pre úplné uzatvorenie ventilu

$$n_{vret} = \frac{h}{s} = \frac{12}{2} = 6 \text{ otáčok ,}$$

potom počet otáčok elektromotora bude

$$\frac{n_e}{n_{vret}} = i_1 \Rightarrow n_e = n_{vret} \cdot i_1 = 6 \cdot 5 = 30 \text{ otáčok .}$$

- c) $M_{Kvret} = ?$, $F_Q = 300$ N, súčiniteľ trenia na plochom závite, $f = 0,1$ stredný priemer závitu $d_2 = 15$ mm, stúpanie závitu $s = 2$ mm.

Krútiaci moment vretena musí prekonať odpor dopravovaného média a odpovedá krútiacemu momentu, ktorý pôsobí v závitoch skrutky pri ťahovaní a namáhaní osovou silou F_Q

$$M_{Kvret} = F_Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 300 \cdot \operatorname{tg}(2,43^\circ + 5,91^\circ) \cdot \frac{0,015}{2} ,$$

$$M_{Kvret} = 0,329 \text{ Nm ,}$$

pričom uhol stúpania závitu

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{15 \pi} = 0,0424 \Rightarrow \gamma = 2,43^\circ ,$$

a pre $\alpha = 30^\circ$ trecí uhol na ostrom závite

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{t}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \frac{30}{2}} \Rightarrow \varphi' = 5,91^\circ .$$

d) celkový prevodový pomer $i_c = ?$, pootočenie páky HAU v rozsahu 45° .

Pootočenie páky HAU o 45° odpovedá $n_{uzáv} = 45^\circ / 360^\circ = 1/8 = 0,125$ otáčky hriadeľa, z toho potom celkový prevodový pomer

$$i_c = \frac{n_{vret}}{n_{uzáv}} = \frac{6}{0,125} = 48.$$

e) potrebnú silu pružiny $F_{pr} = ?$, $l_1 = 0,2$ m, účinnosť ozubeného prevodu $\eta_{oz} = 0,96$.

Krútiaci moment na hriadeľi páky havarijného uzáveru bude

$$M_{Kuzv} = \frac{M_{Kvret}}{\eta_{oz}^2} i_c = \frac{0,329}{0,96^2} 48 = 17,135 \text{ Nm} ,$$

z toho sila v pružine bude

$$F_{uz} l_1 = M_{Kuzv} \Rightarrow F_{uz} = \frac{M_{Kuzv}}{l_1} = \frac{17,135}{0,2} = 85 \text{ N} .$$

f) potrebný presah $\Delta d = ?$, navrhnuť nalisovaný spoj pre upevnenie páky HUV na dutý čap, priemer čapu $d_1 = 10$ mm, vnútorný priemer čapu $d = 20$ mm, priemer náboja páky $d_2 = 1,5d$, šírka náboja páky $l = 1,5.d$, bezpečnosť $k = 2$, $f = 0,1$, čap a náboj sú z ocele.

Pre prenos krútiaceho momentu je potrebné vyvinúť tlak

$$p = \frac{2.k.M_{Kuzv}}{\pi.d^2.l.f} = \frac{2.2.17,135}{\pi.0,02^2.1,5.0,02.0,1} = 18,180 \text{ MPa} ,$$

Potrebný presah Δd pre čap a náboj ocele určíme

$$\Delta d = p.d \frac{c_1 + c_2}{E} ,$$

kde rozmerové konštanty sú

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} = \frac{0,02^2 + 0,01^2}{0,02^2 - 0,01^2} = 1,666 ,$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = \frac{0,03^2 + 0,02^2}{0,03^2 - 0,02^2} = 2,6 ,$$

po dosadení potrebný presah bude

$$\Delta d = 18,18.10^6.0,02 \frac{1,666 + 2,6}{2,1.10^{11}} ,$$

$$\Delta d = 7,386.10^{-6} \text{ m} = 7,386 \text{ } \mu\text{m} .$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Návrh uloženia: H7/n6

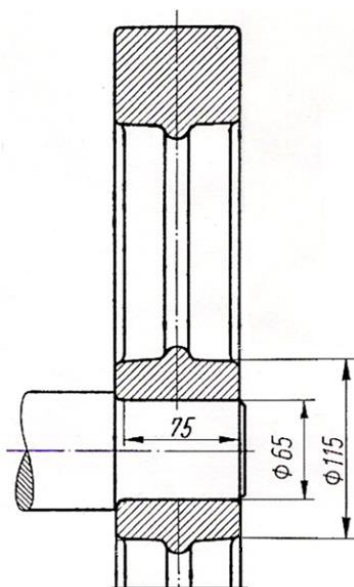
z tab. H7₀⁺²¹; n6₊₁₅⁺²⁸; p6₊₂₂⁺³⁶:

stredný presah pre H7/n6 $p_{str} = 11 \mu\text{m}$ - vyhovuje,

pre H7/p6 $p_{str} = 18,5 \mu\text{m}$.

Príklad č. 14 – Nalisovaný spoj

Na obr. 14.1 je pomocou nalisovaného spojenia upevnený zotrvačník. Určte potrebný presah, ak predpokladáme v extrémnych podmienkach zaťaženie $M_{kmax} = 500 \text{ Nm}$ a materiál čapu oceľ a náboja liatinu ($E_{liat.} = 1,25 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $\mu_{liat.} = 0,25$), bezpečnosť proti preklíznutiu $k = 2$, súčiniteľ trenia $f = 0,1$.



Obr. 14.1

Riešenie:

Potrebný presah $\Delta d = ?$, $M_{kmax} = 500 \text{ Nm}$, $\mu_{liat.} = 0,25$, $E_{liat.} = 1,25 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $k = 2$, $f = 0,1$,

priemer čapu $d = 65 \text{ mm}$, priemer náboja $d_2 = 115 \text{ mm}$, šírka náboja $l = 75 \text{ mm}$.

Pre prenesenie krútiaceho momentu M_{kmax} potrebujeme vyvinúť tlak v nalisovanom spoji pre vyvedenie trecieho momentu M_T

$$M_T = k \cdot M_{k \max} = 2 \cdot M_{k \max} = \pi \cdot l \cdot p \cdot f \frac{d^2}{2} \Rightarrow p$$

$$p = \frac{2 \cdot k \cdot M_{k \max}}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 500}{\pi \cdot 0,065^2 \cdot 0,075 \cdot 0,1} = 20,09 \text{ MPa},$$

potrebný presah pre plný čap bude

$$\Delta d = p \cdot d \left(\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2} \right),$$

$$\text{kde rozmerové konštanty } c_1 = \frac{d^2 + d_1}{d^2 - d_1} = 1,$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = \frac{115^2 + 65^2}{115^2 - 65^2} = 1,938,$$

$$\Delta d = 20,09 \cdot 10^6 \cdot 0,065 \left(\frac{1 - 0,3}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,938 + 0,25}{1,25 \cdot 10^{11}} \right) = 27,21 \cdot 10^{-6} \text{ m},$$

$$\Delta d = 27,21 \text{ } \mu\text{m}.$$

Príklad č. 15 – Valcová tlačná pružina

Valcová tlačná pružina, vyrobená z materiálu 14 260 ($R_e=1350 \text{ MPa}$, $G=83\,000 \text{ MPa}$), má tieto známe parametre: priemer drôtu pružiny $d = 10 \text{ mm}$, stredný priemer vnutia $D = 60 \text{ mm}$, celkový počet závitov $z = 16$, z toho počet záverných závitov $n_z = 2$.

Charakterizujte pružinu vzhľadom na jej vlastnosti.

Riešenie:

Dovolené napätie a korekčný súčiniteľ napätia

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{1350}{2} = 675 \text{ MPa} \Rightarrow \tau_D = 0,65 \cdot \sigma_D = 0,65 \cdot 675 = 438,75 \text{ MPa}$$

$$q = \frac{i + 0,25}{i - 1} + \frac{0,615}{i} = \frac{\frac{D}{d} + 0,25}{\frac{D}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}} = \frac{6,25}{5} + \frac{0,615}{6} = 1,35$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Sila vyvinutá pružinou pri najväčšom pracovnom zaťažení

$$\tau_{kmax} = q \cdot \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow F_8 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{DK}}{8 \cdot D \cdot q} = \frac{\pi \cdot 10^3 \cdot 438,75}{8 \cdot 60 \cdot 1,35} = 2126 \text{ N}$$

Deformácia (stlačenie) pružiny pri F_8

$$y_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot 2126 \cdot 60^3 \cdot 14}{83000 \cdot 10^4} = 62,95 \text{ mm}$$

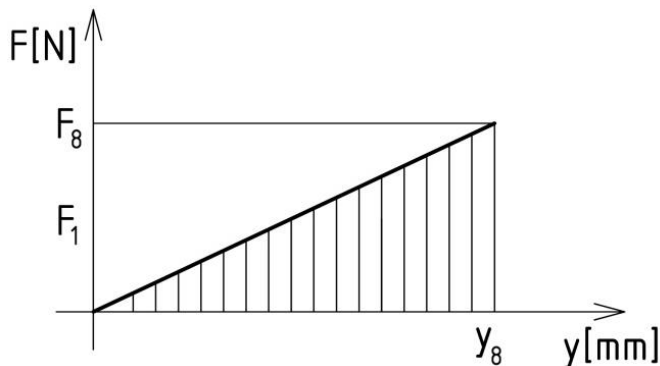
Počet činných závitov n

$$n = z - n_z = 16 - 2 = 14 \text{ - činných závitov}$$

Pružinová konštanta (tuhosť pružiny)

$$k = \frac{F_8}{y_8} = \frac{2126}{62,95} = 33,77 \text{ Nmm}^{-1}$$

Charakteristika pružiny



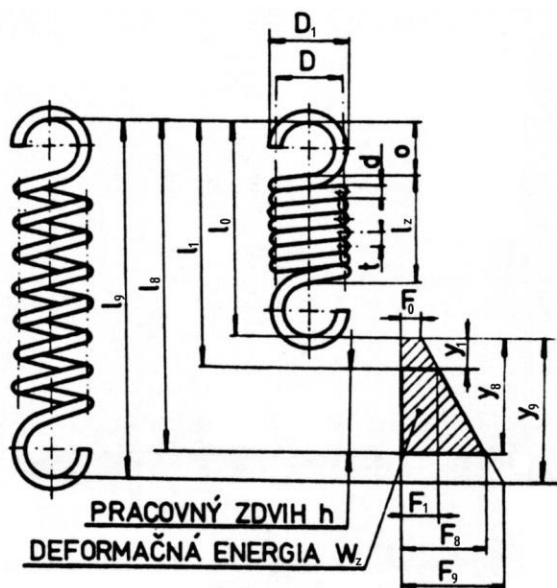
Obr. 15.1

Pretvárná práca pružiny

$$A = \frac{F_8 \cdot y_8}{2} = \frac{2126 \cdot 62,95 \cdot 10^{-3}}{2} = 66,92 \text{ J}$$

Príklad č. 16 – Valcová ťažná pružina

Navrhnete valcovú ťažnú pružinu pre zaťaženie $F_9 = F_{max} = 2500N$ vrátane predpätia pri predĺžení $y_9 = 90\text{ mm}$ a pomere $D : d = 5$. Dovolené napätie v krute $\tau_{Dk} = 650\text{ MPa}$. Pružina pri výrobe bola navrhnutá tak, že veľkosť jej predpätia pri jej základnej dĺžke l_0 je $F_0 = 500N$.



Obr. 16.1

Riešenie:

Napätie v pružine spôsobené predpätím F_0 , vypočítaného z priamoumernej závislosti napätia na zaťaženi

$$\tau_0 = \frac{\tau_{Dk} \cdot F_0}{F_{max}} = \frac{650 \cdot 500}{2500} = 130\text{ MPa}$$

Maximálny prírastok napätia pri predĺžení pružiny o 90 mm

$$\tau = \tau_{max} - \tau_0 = 650 - 130 = 520\text{ MPa}$$

Priemer drôtu pružiny vypočítame zo vzťahu pre maximálne napätie v pružine

$$\tau_{max} = \tau_k + \tau_s$$

kde $\tau_k = q_1 r = q_1 \frac{8FD}{\pi d^3}$, $\tau_2 = \frac{4F}{\pi d^2} \Rightarrow$ po odvodení

$$d = \sqrt{\frac{4.F(10.q_1 + 1)}{\pi.\tau_{max}}} = \sqrt{\frac{4.2500(10.1,4355 + 1)}{\pi.650}} = 8,673mm,$$

kde $q_1 = \frac{i + 0,25}{i - 1} + \frac{0,615}{i} = \frac{\frac{D}{d} + 0,25}{\frac{D}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}} = \frac{5,25}{4} + \frac{0,615}{5} = 1,4355.$

Volíme $d = 9mm$. Stredný priemer pružiny $D = 5.d = 5.9 = 45mm$.

Počet závitov

Počet pružiacich závitov sa vypočítava pre nezaťaženú pružinu (bez predpätia).

Veľkosť celkového predĺženia pružiny je priamo závislá od zaťaženia F_{max} . Preto teoreticky určené y_{max} odpovedá predĺženiu y_0 zväčšenému o veľkosť predĺženia Δy , ktoré by pripadlo na zaťaženie 500N vyjadrené predpätím, (t.j. v našom prípade o 20%). Teda by to odpovedalo predĺženiu pružiny, ktorá by pri svojej základnej dĺžke l_0 bola bez predpätia.

Teoretické predĺženie

$$y_{max} = y_0 \cdot 1,2 = 90 \cdot 1,2 = 108mm$$

Počet činných závitov (pružiacich)

$$n = \frac{y_{max} \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot F_{max} \cdot D^3} = \frac{108 \cdot 83000 \cdot 9^4}{8 \cdot 2500 \cdot 45^3} = 33$$

Teoretická dĺžka telesa navinutej pružiny

$$l_z = (n + 1) \cdot d = (33 + 1) \cdot 9 = 306mm.$$

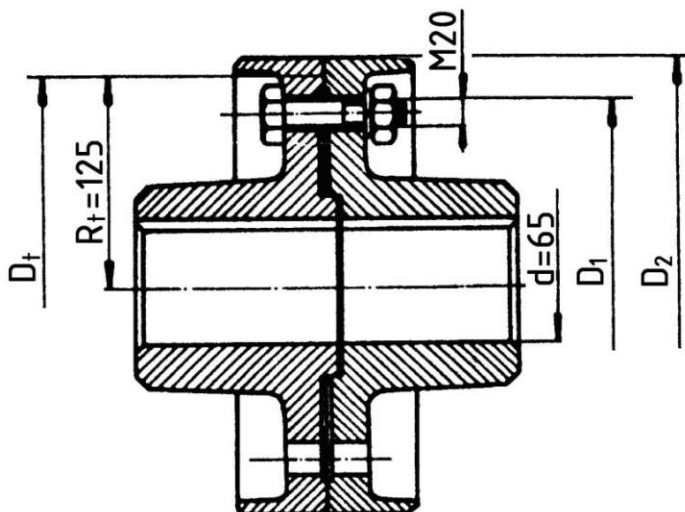
Celková dĺžka nenapnutej (voľnej) pružiny

$$l_0 = l_z + 2 \cdot o = l_z + 2 \cdot (D - d) = 306 + 2 \cdot 36 = 378mm.$$

Príklad č. 17 – Kotúčová spojka

Navrhnete a skontrolujete rozmery kotúčovej spojky pre výkon $P = 34 \text{ kW}$, frekvenciu otáčok hriadeľa $n = 12 \text{ s}^{-1}$, ak sa moment prenáša trením, pre tieto alternatívy:

- pohon elektromotorom, hnaný stroj je obrábací stroj,
- pohon elektromotorom, hnaný stroj je drvič.



Obr. 17.1

(Zadaným hodnotám vyhovuje elektromotor s priemerom výstupného hriadeľa $d = 65 \text{ mm}$, materiál hriadeľa $11\ 500 - Re = 270 \text{ MPa}$.) Prevádzkový súčiniteľ elektromotora je $C_1 = 0,5$ a prevádzkový súčiniteľ obrábacieho stroja je $C_2 = 1,25$ (viď literatúra).

Riešenie:

Maximálny prenášaný moment

- a) Prevádzkový súčiniteľ pre obrábací stroj: $K_a = K_1 + K_2 = 0,5 + 1,25 = 1,75$

$$M_{k_{maxa}} = K_a \cdot M_k = K_a \cdot \frac{P}{\omega} = K_a \cdot \frac{P}{2\pi \cdot n} = 1,75 \cdot \frac{34 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 12} = 789,4 \text{ Nm}$$

- b) Prevádzkový súčiniteľ pre drvič: $K_b = K_1 + K_2 = 0,5 + 2 = 2,5$,

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

kde K_2 - (viď literatúra).

$$M_{k_{max}} = K_b \cdot M_k = K_b \cdot \frac{P}{\omega} = K_b \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 2,5 \cdot \frac{34 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 12} = 1127,7 \text{ Nm}$$

Kontrola hriadeľa

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k_{max}}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1127,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 94,5}} = 39,3 \text{ mm}$$

Priemer hriadeľa elektromotora $d = 65 \text{ mm}$ vyhovuje aj pre najnepriaznivejšiu prevádzku spojky.

Dimenzovanie skrutiek:

Volíme počet skrutiek $i = 6$, materiál 11 373 ($R_e = 230 \text{ MPa}$), koeficient trenia $f = 0,12$, trecí polomer $R_t = 125 \text{ mm}$.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{230}{2} = 115 \text{ MPa}$$

$$M_t = F_t \cdot R_t = F_Q \cdot f \cdot R_t = i \cdot S_j \cdot \sigma_D \cdot f \cdot R_t \Rightarrow S_j = \frac{M_t}{i \cdot \sigma_D \cdot f \cdot R_t} = \frac{k \cdot M_{k_{max}}}{i \cdot \sigma_D \cdot f \cdot R_t}$$

1. prierez jadra skrutky pre obrábací stroj: $S_j = \frac{2.789,4 \cdot 10^3}{6 \cdot 115 \cdot 0,12 \cdot 125} = 152,54 \text{ mm}^2 \Rightarrow$

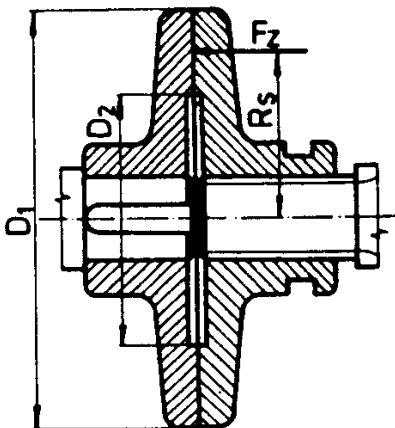
Vyhovuje skrutka M 16 STN 02 1101 ($S_j = 157 \text{ mm}^2$)

2. prierez jadra skrutky pre drvič $S_j = \frac{2.1127,7 \cdot 10^3}{6 \cdot 115 \cdot 0,12 \cdot 125} = 217,9 \text{ mm}^2$

Vyhovuje skrutka M 20 STN 02 1101 ($S_j = 245 \text{ mm}^2$)

Príklad č. 18 – Trecia spojka

Určte, aký veľký krútiaci moment M_k môže prenášať jednoduchá trecia spojka s ferodovým obložením, ktorá má rozmery: $D_2 = 240$ mm, $D_1 = 130$ mm pri počte otáčok $n = 8$ s⁻¹.



Obr. 18.1 Kotúčová spojka s jednou trecou plochou

Riešenie:

Zasúvacia sila

$$F_z = S \cdot p = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \cdot p = \frac{\pi}{4} (240^2 - 130^2) \cdot 0,2 = 6393 \text{ N}$$

„ p “ volíme vzhľadom na obvodovú rýchlosť a materiál trecích plôch (ocel'-ferodo):
 $p = 0,2$ MPa.

Krútiaci moment

$$M_t = k \cdot M_k = F_z \cdot f \cdot R_s \Rightarrow M_k = \frac{F_z \cdot f \cdot R_s}{k} = \frac{6393 \cdot 0,3 \cdot 0,0925}{2} = 88,7 \text{ Nm}$$

kde $f = 0,3$ pre ocel' - ferodo

k – súčiniteľ bezpečnosti volíme $k = 2$

Stredný (trecí) polomer

$$R_s = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{240 + 130}{4} = 92,5 \text{ mm}$$

Kontrola na oteplenie:

Ohriatie spojky sa kontroluje porovnávaním meraného trecieho výkonu

$$P_T = F_t \cdot v = f \cdot F_z \cdot v = f \cdot F_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_z \cdot n = 0,3 \cdot 6393 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0925 \cdot 8 \cong 8917 \text{ W}$$

$$P_M = \frac{P_T}{S} = \frac{P_T}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 8917}{\pi \cdot (240^2 - 130^2)} \cong 0,279 \text{ Wmm}^{-2}$$

$$P_M < P_{MD} \text{ - vyhovuje.}$$

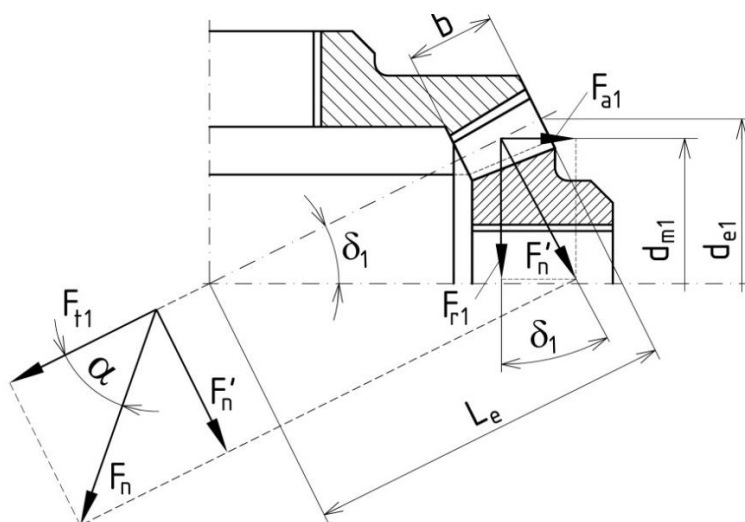
Príklad č. 19 – Kuželové ozubené súkolesie

Kuželové súkolesie so šikmými zubami je určené normalizovaným modulom $m_e = 2,5 \text{ mm}$. Uhlová vzdialenosť osí je $\Sigma\delta = 90^\circ$, počet zubov pastorka $z_1 = 25$.

- Navrhnete hlavné parametre a vypočítajte hlavné priemery tohto súkolesia pre prenos výkonu $P = 10 \text{ kW}$, pri otáčkach pastorka $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ a hodnote prevodového pomeru $u = 3,3$.
- Ďalej vypočítajte sily v zábere kuželového súkolesia.

Riešenie:

a)



Obr. 19.1

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Pre kuželový prevod platí :

Počet zubov kolesa:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3,3 \cdot 25 = 82,5 - \text{volíme najbližší vyšší počet zubov t.j. } 83 \text{ zubov}$$

Rozstupový priemer pastorka:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5 \text{ mm}$$

Rozstupový priemer kolesa:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 83 = 207,5 \text{ mm}$$

Polovičný vrcholový uhol valivého kužeľa

pre pastorok:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{25}{83} = \arctg 0,3012 = 16,76^\circ$$

pre koleso:

$$\delta_2 = 90 - 16,76 = 73,23^\circ$$

Šírka zuba - volíme:

$$b = \frac{R_e}{3} = \frac{108,35}{3} = 43,3 \text{ mm}$$

Výška hlavy zuba:

$$h_{ae} = 1 \cdot m = 2,5 \text{ mm}$$

Hlavová vôľa:

$$c_a = 0,2 \cdot 2,5 = 0,5 \text{ mm}$$

$$R_f = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 2,5 = 0,75 \text{ mm}$$

Výška päty zuba

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ mm}$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Priemer hlavovej kružnice

pre pastorok:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 62,5 + 2 \cdot 2,2,5 \cdot \cos 16,76 = 67,66 \text{ mm}$$

pre koleso:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 207,5 + 2 \cdot 2,2,5 \cdot \cos 73,23 = 208,83 \text{ mm}$$

Priemer päťnej kružnice

pre pastorok:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = 62,5 - 2 \cdot 2,3 \cdot \cos 16,76 = 57,127 \text{ mm}$$

pre koleso:

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = 207,5 - 2 \cdot 2,3 \cdot \cos 73,23 = 205,66 \text{ mm}$$

Stredný priemer

pre pastorok:

$$d_{m1} = d_{e1} \frac{Re - bw/2}{Re} = 62,5 \cdot \frac{108,35 - 21,5}{108,35} = 50,1 \text{ mm}$$

pre koleso:

$$d_{m2} = d_{e2} \frac{Re - bw/2}{Re} = 207,5 \cdot \frac{108,35 - 21,5}{108,35} = 166,04 \text{ mm}$$

b) silové pomery v zábere kuželového súkolesia uvažujeme na strednom priemere kolies, vid'. obr. 19.1

Obvodová sila v súkolesí na strednom priemere:

$$F_{t1} = \frac{2M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 55,5}{0,05} = 2219,08 \text{ N}$$

kde
$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{\frac{2\pi n_1}{60}} = \frac{10 \cdot 10^3}{\frac{2\pi \cdot 1000}{60}} = 55,5 \text{ Nm}$$

Normálová sila medzi zubmi v zábere:

$$F_N = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{2219,08}{\cos 20^\circ} = 2361,72 \text{ N}$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Axiálna sila na hriadeli pastorka:

$$F_{a1} = F'_{n1} \cdot \sin \delta_1 = 773,37 \cdot \sin 16,76^\circ = 232,91 N,$$

kde $F'_{n1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2219,08 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 807,68 N$

platí $F_{a1} = F_{r2}$

Radiálna sila na hriadeli pastorka:

$$F_{r1} = F'_{n1} \cdot \cos \delta_1 = 807,68 \cdot \cos 16,76^\circ = 773,37 N$$

platí $F_{r1} = F_{a2}$

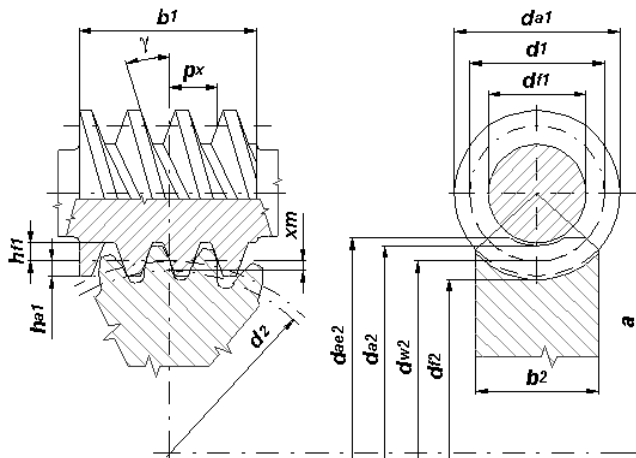
Príklad č. 20 – Zavitovkové ozubené súkolesie

Zavitovkové súkolesie s obecnou dvojhodou zavitovkou je určené normalizovaným modulom $m = 8$ mm, súčiniteľ priemeru zavitovky $q = 9$, prevodové číslo $u = 35$ a $\gamma = 12,8^\circ$, $\varphi' = 2^\circ$, $\alpha_n = 20^\circ$.

- Vypočítajte hlavné priemery zavitovkového súkolesia.
- Vykonajte grafický rozklad síl a vypočítajte obvodovú a axiálnu silu na zavitovke a zavitovkovom kolese, ak je prenášaný moment $Mk_1 = 55$ Nm.
- Vypočítajte obvodové rýchlosti v_1 a v_2 a klzovú rýchlosť v_k v spoluzábere zubov a normálové rýchlosti v_{1n} a v_{2n} , pri otáčkach zavitovky $n_1 = 920$ ot/min.

Riešenie:

a)



Obr. 20.1

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Rozstupový priemer obecnej zvitovky:

$$d_1 = q \cdot m = 9 \cdot 8 = 72 \text{ mm},$$

rozstupový priemer zvitovkového koleasa:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 = \frac{m}{\cos \gamma} \cdot z_2 ;$$

uhol γ vypočítame zo vzťahu:

$$q = \frac{z_1}{\sin \gamma} \Rightarrow \sin \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{9} = 0,222 \Rightarrow \gamma = \arcsin 0,222 = 12,84^\circ$$

a počet zubov zvitovkového koleasa zo vzťahu:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 35 \cdot 2 = 70 \text{ zubov}$$

potom:

$$d_2 = \frac{8 \cdot 70}{\sin 12,84^\circ} = 574,35 \text{ mm}.$$

hlavový priemer zvitovky:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 72 + 2 \cdot 8 = 88 \text{ mm}, \quad \text{kde} \quad h_a = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 8 = 8 \text{ mm}.$$

hlavový priemer zvitovkového koleasa:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 574,35 + 2 \cdot 8 = 590,35 \text{ mm}.$$

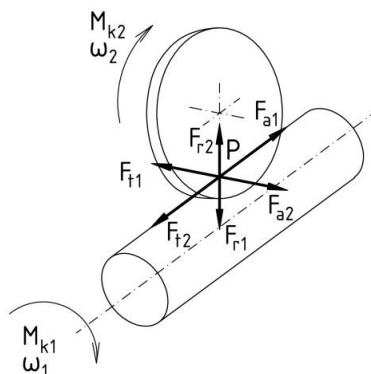
pätňý priemer zvitovky:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 72 - 2 \cdot 10 = 52 \text{ mm}, \quad \text{kde} \quad h_f = h_f^* \cdot m = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ mm}.$$

pätňý priemer zvitovkového koleasa:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 574,35 - 2 \cdot 10 = 554,35 \text{ mm}.$$

b) grafický rozklad sil:



Obr. 20.2

obvodová sila:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 55}{0,072} = 1527,78 \text{ N}.$$

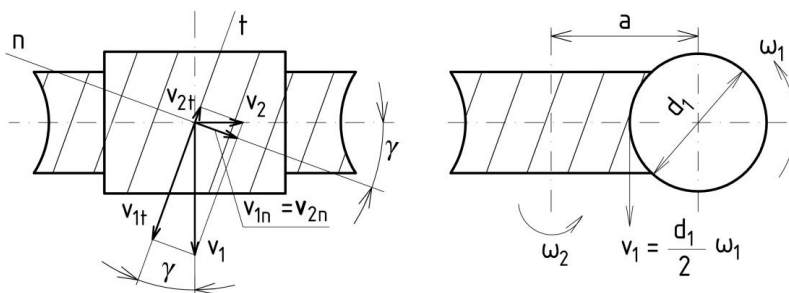
axiálna sila:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{1527,78}{\operatorname{tg}(12,84^\circ + 2^\circ)} = 5765,21 \text{ N} = F_{t2}.$$

radiálna sila:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = \frac{1527,78 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\sin 12,84^\circ + \cos 12,84^\circ \cdot \operatorname{tg} 2^\circ} = 2211,17 \text{ N} = F_{r2}$$

c)



Obr. 20.3

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

obvodové rýchlosti:

$$v_1 = \frac{d_1}{2} \omega_1 = \frac{0,072}{2} \cdot 75,4 = 2,714 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

kde $\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2\pi 720}{60} = 75,4 \text{ s}^{-1},$

$$v_2 = \frac{d_2}{2} \omega_2 = \frac{0,574}{2} \cdot 2,15 = 0,618 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

kde $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{75,4}{35} = 2,15 \text{ s}^{-1}.$

tangenciálne rýchlosti v zábere v smere dotyčnice:

$$v_{1t} = v_1 \cdot \cos \gamma = 2,714 \cdot \cos 12,84^\circ = 2,646 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$v_{2t} = v_2 \cdot \sin \gamma = 0,618 \cdot \sin 12,84^\circ = 0,137 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Klzná rýchlosť:

$$v_k = v_{1t} + v_{2t} = 2,646 + 0,137 = 2,783 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Normálové rýchlosti:

$$v_{1n} = v_1 \cdot \sin \gamma = 2,714 \cdot \sin 12,84^\circ = 0,603 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$v_{2n} = v_2 \cdot \cos \gamma = 0,618 \cdot \cos 12,84^\circ = 0,603 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow v_{1n} = v_{2n}.$$

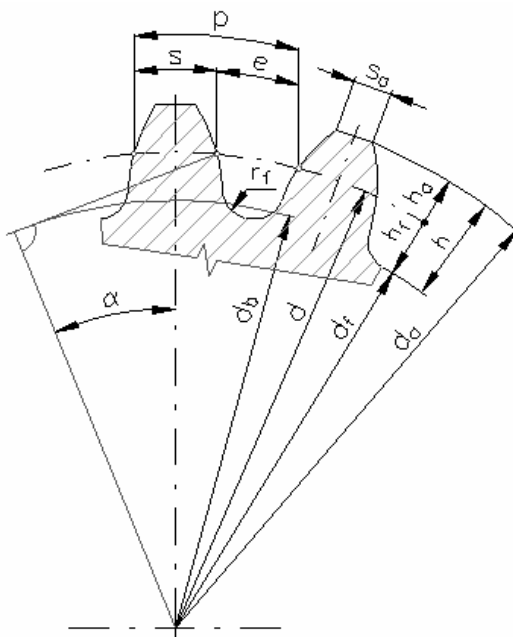
Príklad č. 21 – Čelné ozubené súkolesie

Čelné súkolesie so šikmými zubami prenáša výkon $P = 11 \text{ kW}$, pri otáčkach pastorka $n_1 = 750 \text{ min}^{-1}$ a hodnote prevráteného pomeru $i = 3,03$. Počet zubov pastorka $z_1 = 29$ a hodnota normalizovaného modulu je $m = 2 \text{ mm}$.

- Vypočítajte hlavné priemery závitkového súkolesia.
- Vykonajte grafický rozklad síl a vypočítajte obvodovú a axiálnu silu na pastorku a čelnom kolese so šikmými zubami.

Riešenie:

a)



Obr. 21.1

Pri čelnom súkolesí so šikmými zubami musíme poznať uhol zošikmenia zubov, ktorý vypočítame nasledovne:

$$\cos \beta = \frac{a}{a_t}, \quad \text{kde } a - \text{vzdialenosť osi medzi pastorkom a kolesom};$$

vypočítame ju nasledovne: $a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = 29 + 88 = 117 \text{ mm},$

kde $z_2 = z_1 \cdot i = 29 \cdot 3,03 = 88 \text{ zubov},$

potom môžeme písať:

$$\cos \beta = \frac{a}{a_t} = \frac{117}{125} = 0,936 \Rightarrow \beta = \arccos 0,936 = 20,61^\circ.$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

rozstupový priemer kružnice pastorka:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{29.2}{\cos 20,61^\circ} = 61,966 \text{ mm}.$$

rozstupový priemer kružnice kolesa:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{88.2}{\cos 20,61^\circ} = 188,034 \text{ mm}.$$

hlavový priemer pastorka:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 61,966 + 2.2 = 65,966 \text{ mm}, \text{ kde } h_a = h_a^* \cdot m = 1.2 = 2 \text{ mm}.$$

hlavový priemer kolesa:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 188,034 + 2.2 = 192,034 \text{ mm}.$$

pätňý priemer pastorka:

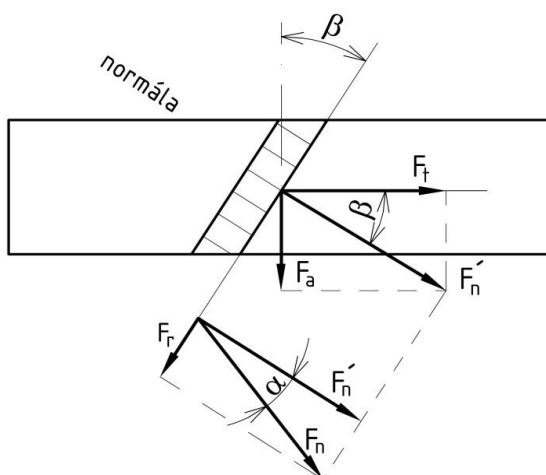
$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 61,966 - 2.2,5 = 56,966 \text{ mm},$$

kde $h_f = h_f^* \cdot m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$.

pätňý priemer kolesa:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 188,034 - 2.2,5 = 183,034 \text{ mm}.$$

b)



Obr. 21.2

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Obvodová sila v súkolesí na strednom priemere:

$$F_{t1} = \frac{2M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 140,13}{0,061966} = 4522,8 \text{ N},$$

$$\text{kde } M_{k1} = \frac{P}{\omega} = \frac{11000}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} = \frac{11000}{\frac{2\pi \cdot 750}{60}} = 140,13 \text{ Nm}.$$

Radiálna sila na hriadelí pastorka:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{4522,8}{\cos 20,61^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1758,42 \text{ N} = F_{a2}.$$

Axiálna sila na hriadelí pastorka:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 4522,8 \cdot \operatorname{tg} 20,61^\circ = 1700,91 \text{ N} = F_{r2}.$$

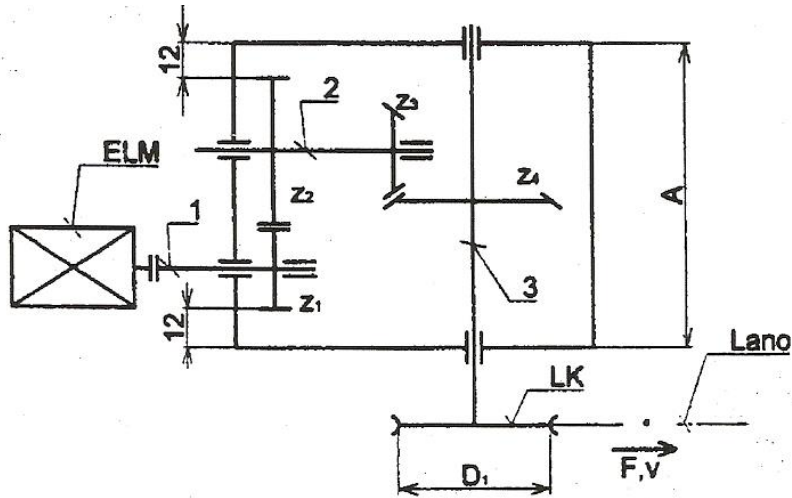
Príklad č. 22 – Čelno - kuželová prevodová skrina

Reduktor pozostávajúci z čelného a kuželového súkolesia poháňa lanové koleso.

Určte:

- Počet zubov pastorka kuželového súkolesia tak, aby na vstupe vyhovoval el. motor s otáčkami $n_e = 930 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, ak je dané: priemer lanového kolesa $D_l = 740 \text{ mm}$, rýchlosť lana $v = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, počet zubov čelného kolesa $z_2 = 68$ a kuželového kolesa $z_4 = 42$, prevodový pomer na čelnom súkolesí je $i_{1,2} = 4$.
- Rozmer „A“ prevodovej skrine, ak je dané: normalizovaný modul čelného súkolesia $m_{n1,2} = 3 \text{ mm}$, uhol zošikmenia zubov na čelnom súkolesí $\beta = 22^\circ$, vzdialenosť najväčšieho priemeru kolies od steny skrine je 12 mm.
- Potrebný výkon el. motora a krútiace momenty na hriadeloch 1,2,3. Dané: sila v lane $F = 3,1 \text{ kN}$, prevodový pomer na kuželovom súkolesí $i_{3,4} = 3$, účinnosť čelného súkolesia $\eta_{1,2} = 0,97$ a účinnosť kuželového súkolesia $\eta_{3,4} = 0,96$.
- Axiálnu a radiálnu silu na pastorku kuželového súkolesia, znázorníte tiež graficky.

Dané: normalizovaný modul kuželového súkolesia $m_{te} = 5 \text{ mm}$, počet zubov kuželového pastorka $z_3 = 14$, prevodový pomer kuželového súkolesia $i_{3,4} = 3$ a stredný priemer pre pastorok kuželového súkolesia $d_{m1} = 0,85 \cdot d_{e1}$.



Obr. 22.1

Riešenie:

a) Celkový prevodový pomer vypočítame podľa:

$$i_c = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \Rightarrow i_{3,4} = \frac{i_c}{i_{1,2}},$$

zároveň $i_c = \frac{n_e}{n_v}$,

kde n_v – výstupné otáčky kola D_1 .

otáčky na výstupe vypočítame podľa vzťahu:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_v}{60} \Rightarrow n_v = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 3}{\pi \cdot 0,74} = 77,43 \text{ ot. min}^{-1},$$

teda môžeme dosadiť $i_c = \frac{930}{77,43} = 12,01 \cong 12$, potom $i_{3,4} = \frac{i_c}{i_{1,2}} = \frac{12}{4} = 3$,

pre výpočet zubov platí vzorec:

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_3 = \frac{z_4}{i_{3,4}} = \frac{42}{3} = 14 \text{ zubov.}$$

b) Vnútorňý rozmer prevodovej skrine

zo zadania a geometrie ozubenia platí: $A = 12 + \frac{d_{a1}}{2} + a_{1,2} + \frac{d_{a2}}{2} + 12$,

kde $a_{1,2}$ – osová vzdialenosť hriadeľov 1 a 2 (viď obr. 22.1),

pričom: $z_1 = \frac{z_2}{i_{1,2}} = \frac{60}{4} = 17 \text{ zubov}$.

platí: $a_{1,2} = \frac{m_{n1,2} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{3 \cdot (17 + 68)}{2 \cdot \cos 22^\circ} = 137,54 \text{ mm}$.

priemer rozstupovej kružnice pastorka d_1 :

$$d_1 = m_{t1,2} \cdot z_1 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 17}{\cos 22^\circ} = 55 \text{ mm}.$$

priemer rozstupovej kružnice kolesa d_2 :

$$d_2 = m_{t1,2} \cdot z_2 = \frac{m_{n1,2} \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 68}{\cos 22^\circ} = 220,02 \text{ mm}.$$

priemer hlavovej kružnice pastorka d_{a1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a = 55 + 2 \cdot 3 = 61 \text{ mm}, \text{ kde } h_a = h_a^* \cdot m = 1 \cdot 3 = 3 \text{ mm}.$$

priemer hlavovej kružnice kolesa d_{a2} :

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a = 220,02 + 2 \cdot 3 = 226,02 \text{ mm}.$$

po dosadení bude rozmer „A“ hodnotu:

$$A = 12 + \frac{61}{2} + 137,5 + \frac{226,02}{2} + 12 = 305,01 \text{ mm}.$$

c) výkon el. motora vypočítame podľa vzťahu:

$$P_e = \frac{P_3}{\eta_c},$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

kde P_3 - výkon na výstupnom hriadeľi $P_3 = F \cdot v = 3100 \cdot 3 = 9300W$,

η_c - celková účinnosť prevodu $\eta_c = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} = 0,97 \cdot 0,96 = 0,9312$,

potom: $P_e = \frac{P_3}{\eta_c} = \frac{9300}{0,9312} = 9987,1W \cong 10kW$.

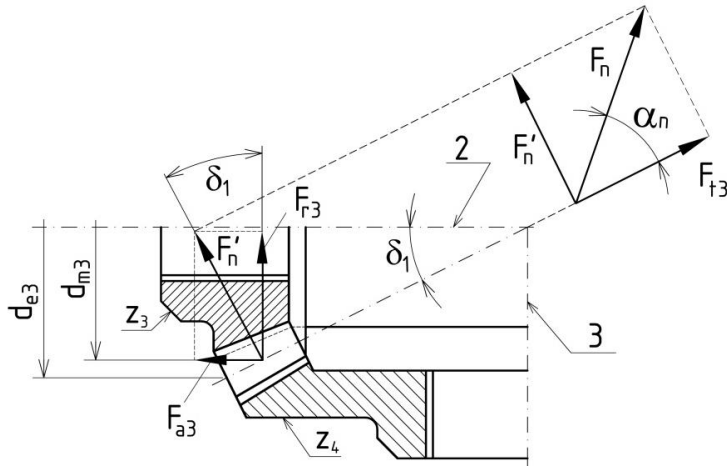
Krútiace momenty:

$$M_{k3} = F \cdot \frac{D_1}{2} = 3100 \cdot \frac{0,74}{2} = 1147 Nm,$$

$$M_{k2} = \frac{M_{k3}}{i_{3,4} \cdot \eta_{3,4}} = \frac{1147}{3,0,96} = 398,3 Nm,$$

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{1,2} \cdot \eta_{1,2}} = \frac{398,3}{4,0,97} = 102,65 Nm.$$

d) Axiálnu a radiálnu silu určíme na základe rozkladu síl v zábere:



Obr. 22.2

axiálna sila F_{a3} na pastorku z_3 :

$$F_{a3} = F_n' \cdot \sin \delta_1 = F_{r4}, \text{ kde } F_n' = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n,$$

pričom obvodová sila F_{t3} sa vypočíta podľa vzťahu: $F_{t3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{m3}} = F_{t4}$,

kde $d_{m3} = 0,85 \cdot d_{e3} = 0,85 \cdot m_e \cdot z_3 = 0,85 \cdot 5 \cdot 14 = 59,5 mm$.

Potom môžeme písať:

$$F_{t3} = \frac{2.398,3}{0,0595} = 13378N,$$

$$F_n' = 13378 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4347N,$$

následne dosadíme:

$$F_{a3} = 4347 \cdot \sin 18,43^\circ = 1241N.$$

radiálna sila F_{r3} na pastorku z_3 :

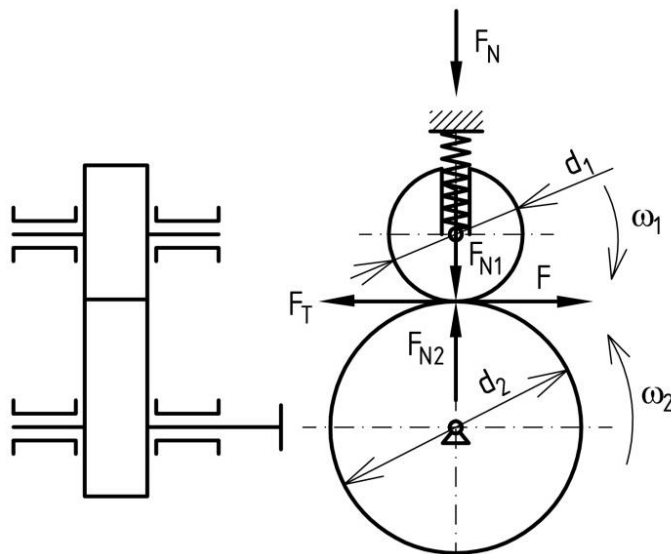
$$F_{r3} = F_n' \cdot \cos \delta_1 = F_{a4},$$

pričom platí: $i_{3,4} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} \Rightarrow \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{3} \Rightarrow \delta_1 = 18,43^\circ,$

potom: $F_{r3} = 4347 \cdot \cos 18,43^\circ = 4166,1N.$

Príklad č. 23 – Čelný trecí prevod

Navrhňte a prepočítajte čelný trecí prevod na prenos výkonu $P_1 = 3 \text{ kW}$, pri otáčkach $n_1 = 1420 \text{ ot/min}$. Požadované otáčky hnaného hriadeľa sú $n_2 = 560 \text{ min}^{-1}$ a osová vzdialenosť $a = 320 \text{ mm}$. Trecie kotúče sú vyrobené zo sivej liatiny 42 2425.



Obr. 23.1

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Riešenie:

a) Prevodový pomer trecieho prevodu vypočítame zo vzťahu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1420}{560} = 2,5357.$$

b) Výpočet geometrického radu trecieho prevodu:

geometrické rozmery trecieho prevodu musíme navrhovať tak, aby boli splnené požiadavky dané zadaním príkladu, t.j. aby boli dodržané otáčky hnaného hriadeľa n_2 (resp. i) a osová vzdialenosť a .

Osová vzdialenosť a a prevodový pomer sú dané vzťahmi:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \psi}, \text{ kde } \psi - \text{ súčiniteľ pružného sklzu } (\psi = 0,95 \div 0,98)$$

Ak si zo vzťahu pre prevodový pomer vyjadríme: $d_2 = i \cdot d_1 \cdot \psi$ a dosadíme do vzťahu pre osovú vzdialenosť, potom dostaneme: $a = \frac{d_1 + i \cdot d_1 \cdot \psi}{2}$, odkiaľ si vyjadríme priemer

$$\text{hnacieho kotúča: } d_1 = \frac{2a}{1 + i \cdot \psi} = \frac{2 \cdot 320}{1 + 2,5357 \cdot 0,97} = 184,99 \text{ mm},$$

volíme $d_1 = 185 \text{ mm}$.

Priemer hnaného kotúča potom bude:

$$d_2 = i \cdot d_1 \cdot \psi = 2,5357 \cdot 185 \cdot 0,97 = 455,03 \text{ mm}, \text{ volíme } d_2 = 455 \text{ mm}.$$

Kontrola osovej vzdialenosti:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{185 + 455}{2} = 320 \text{ mm}.$$

c) Výpočet krútiaceho momentu a obvodovej sily

Krútiaci moment na hnacom kolese je daný vzťahom:

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60}} = \frac{3 \cdot 10^3}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 1420}{60}} = 20,176 \text{ Nm}.$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Obvodová sila na hnacom kolese potom bude:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 20,175}{0,185} = 218,119 N .$$

d) Výpočet trecej a normálovej sily

Trečia sila F_T (v mieste styku) musí byť väčšia ako je prenášaná obvodová sila, preto platí:

$$F_T = k_B \cdot F_o = 1,5 \cdot 218,119 = 327,18 N ,$$

pričom k_B – súčiniteľ bezpečnosti proti preklznutiu, pre silové prevody sa volí 1,25 až 2 (v našom prípade volíme 1,5).

Potrebná normálová sila sa potom bude rovnat':

$$F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{327,18}{0,15} = 2181,19 N ,$$

kde f – súčiniteľ trenia a pre liatinu volíme $f = 0,15$.

Šírku kotúčov určíme zo vzťahu:

$$b = \psi_d \cdot d_1 = 0,5 \cdot 185 = 92,5 \text{ mm} ,$$

kde ψ_d – koeficient šírky kotúčov a pre menej presný prevod volíme $\psi_d = 0,5$,

⇒ Šírku kotúčov volíme $b = 95 \text{ mm}$.

Príklad č. 24 – Remeňový prevod

Navrhните remeňový prevod, pri výkone remenice $P = 4 \text{ kW}$, otáčkach elektromotora $n_e = 1440 \text{ ot/min}$. Ďalej je dané: prevodový pomer remeňa $u_I = 2$, priemer malej remenice $d_p = 125 \text{ mm}$. Vypočítajte aj silové pomery remeňového prevodu, ak je daný krútiaci moment elektromotora $M_e = 21,85 \text{ Nm}$.

Riešenie:

a) Návrh remeňového prevodu:

Volíme remeň klinový s klasickým prierezom typu „B“

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

$$D_p = u_1 \cdot d_p \cdot \psi = 2 \cdot 125 \cdot 0,99 = 247,5 \text{ mm},$$

kde ψ - súčiniteľ pružného prekĺzavania $\psi = 0,99$; Volíme $D_p = 250 \text{ mm}$.

Predbežná osová vzdialenosť

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) \leq A \leq 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (250+125) \leq A \leq 2 \cdot (250+125)$$

$$262,5 \leq A \leq 750$$

$$A = 500 \text{ mm}$$

Výpočet uhla opásania malej remenice

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2 \cdot A} = \frac{250 - 125}{2 \cdot 500} = 0,125$$

$$\frac{\beta}{2} = 82,82^\circ$$

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - 82,82^\circ = 7,18^\circ$$

Výpočet dĺžky remeňov

$$L_p = 2 \cdot A \cdot \cos \alpha + \frac{\pi}{2} \cdot (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \cdot (D_p - d_p)$$

$$L_p = 2 \cdot 500 \cdot \cos 7,18^\circ + \frac{\pi}{2} \cdot (250 + 125) + \frac{\pi \cdot 7,18^\circ}{180} \cdot (250 - 125) = 1596,56 \text{ mm}$$

Volíme $L_p = 1600 \text{ mm}$,

skutočná dĺžka remeňov sa vypočíta: $L_{ps} = L_p + \Delta L = 1600 + 8 = 1608 \text{ mm}$

Osová vzdialenosť

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 244,215 + \sqrt{244,215^2 - 1953,125} = 464,03 \text{ mm}$$

$$p = 0,25 \cdot L_{ps} - \frac{\pi}{8} \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1608 - \frac{\pi}{8} \cdot (250 + 125) = 244,215 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (250 - 125)^2 = 1953,125 \text{ mm}^2$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Výpočet potrebného počtu remeňov

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{4,1,2}{2,74 \cdot 0,94 \cdot 0,9} = 3,122$$

kde P_r – výkon, ktorý je jeden remeň schopný preniesť

c_1 - súčiniteľ uhla opásania ,

c_2 - súčiniteľ prevádzkového zaťaženia ,

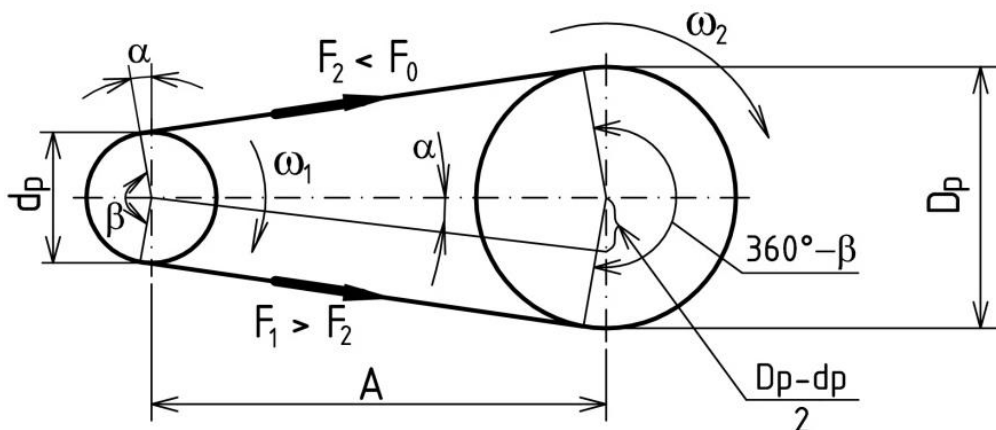
c_3 - súčiniteľ dĺžky remeňa (0,87 - 1,14).

Volíme 4 remene typu *B 17x11- 1600*.

Šírka remenice : S'' ; $z = 4$; $e = 19 \text{ mm}$; $f = 11,5 \text{ mm}$;

$$S = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (4 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 11,5 = 80 \text{ mm}$$

b) Výpočet síl v remeňoch



Obr. 24.1

Obvodová sila výpočtovom priemere hnacej remenice

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_p} = \frac{2 \cdot 21,85}{0,125} = 349,6 \text{ N}$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

$$\beta_r = \frac{\pi \cdot \beta}{180} = \frac{\pi \cdot 165,64}{180} = 2,889 \text{ rad},$$

kde $\beta = 180 - 2 \cdot \alpha = 180 - 2 \cdot 7,18 = 165,64^\circ$.

Pre určenie F_1 a F_2 platia vzťahy:

$$F_1 = F_o \cdot \frac{e^{\beta \cdot f}}{e^{\beta \cdot f} - 1} = 349,6 \cdot \frac{5,66}{5,66 - 1} = 424,62 \text{ N},$$

kde $e^{\beta f} = e^{2,889 \cdot 0,6} = 5,66$

$$F_2 = F_o \cdot \frac{1}{e^{\beta \cdot f} - 1} = 349,6 \cdot \frac{1}{5,66 - 1} = 75,02 \text{ N}$$

Predpätie pri montáži :

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{424,62 + 75,02}{2} = 249,82 \text{ N}$$

Skutočné predpätie

$$F_{ps} = (1,2 \div 1,6) \cdot F_p = 1,4 \cdot 249,82 = 349,75 \text{ N}$$

Príklad č. 25 – Reťazový prevod

Navrhňte reťazový prevod k čelno-čelnej prevodovke, ak výkon na výstupnom hriadeli $P = 8,5 \text{ kW}$, otáčky na vstupnom hriadeli $n_v = 2,32 \text{ s}^{-1}$. Ďalej vykonajte pevnostnú kontrolu.

Riešenie:

Vypočet diagramového výkonu:

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{8476,84}{0,82 \cdot 1,0,6} = 17,66 \text{ kW}$$

kde χ - súčiniteľ výkonu,

μ - súčiniteľ mastenia,

φ - súčiniteľ vyhotovenia reťaze.

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Podľa P_D a otáčok na výstupnom hriadeľi zvolíme vhodnú reťaz \Rightarrow volíme reťaz **16B-3** STN 023311 trojradová, ďalej volíme $z_1 = 15, z_2 = 30$

Výpočet rozstupových priemerov:

$$D_{t1} \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{15}} = 122,167 \text{ mm}$$

$$D_{t2} \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{30}} = 243,06 \text{ mm}$$

kde t – rozstup reťaze,
 z_1 – počet zubov pastorka,
 z_2 – počet zubov koleša.

Pevnostná kontrola reťaze:

Rýchlosť reťaze:

$$v = \frac{\pi \cdot D_{t1} \cdot n_1}{1000} = \frac{\pi \cdot 122,17 \cdot 316}{1000} = 0,888 \text{ ms}^{-1}$$

Obvodová rýchlosť na reťazovom kolese:

$$F_o = \frac{P \cdot 1000}{v} = \frac{8,476 \cdot 1000}{0,888} = 9545,045 \text{ N}$$

Obvodová sila, spôsobená účinkom odstredivej sily:

$$F_{oc} = m \cdot v^2 = 8,0,888^2 = 6,23 \text{ N}$$

Celková ťahová sila v reťazi:

$$F_t = F_o + F_{oc} = 9545,045 + 6,23 = 9551,27 \text{ N}$$

Výpočtový tlak v kĺbe reťaze:

$$P_p = \frac{F_t}{S} = \frac{9551,27}{631} = 15,136 \text{ MPa}$$

Časti a mechanizmy strojov v príkladoch

Dovolený tlak v kĺbe reťaze:

$$P_D = p \lambda \geq P_p$$
$$P_D = 26,6 \cdot 0,6 = 15,96 \text{ MPa}$$

kde λ - súčiniteľ trenia

$$15,96 \text{ MPa} \geq 15,136 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Súčiniteľ bezpečnosti proti pretrhnutiu pri statickom zaťažení:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_p} \geq 7 \Rightarrow \frac{181500}{9551,27} = 19,002 \geq 7 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Súčiniteľ bezpečnosti proti pretrhnutiu pri dynamickom zaťažení:

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_p \cdot Y} \geq 5 \Rightarrow \frac{181500}{9551,27 \cdot 1} = 19,002 \geq 5 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Počet článkov reťaze: volíme $a = 300 \text{ mm}$

$$X = 2 \cdot \frac{a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left[\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{t}{a} = 2 \cdot \frac{300}{25,4} + \frac{15 + 30}{2} + \left[\frac{30 - 15}{2\pi} \right]^2 \cdot \frac{25,4}{300} = 47,6 \Rightarrow$$

volíme 48 článkov

Skutočná osová vzdialenosť

$$a = \frac{t}{8} \cdot \left[2 \cdot X - Z_1 - Z_2 + \sqrt{(2X - Z_1 - Z_2)^2 - K(Z_2 - Z_1)^2} \right]$$
$$a = \frac{25,4}{8} \cdot \left[2 \cdot 48 - 15 - 30 + \sqrt{(2 \cdot 48 - 15 - 30)^2 - 0,8 \cdot (15)^2} \right] = 247,65 \text{ mm}$$

Použitá literatúra

- [1] BAJLA, J. a kol.: *Strojárske tabuľky , Výber noriem*, Bratislava: Slovenský ústav technickej normalizácie, ISBN 80-88971-18-7
 - [2] BAUMEISTER, K.: *Machine elements 8. kapitol , Mechanism and Gearing* McGraw-Hill Book Copany, Singapure, 1989, ISBN 0-07-100607-9
 - [3] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanizmy strojů II, Hřídele, tribologie, ložiska*, Edičné středisko VUT, Brno, 1987, ISBN 55-581-87
 - [4] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanizmy strojů III, Převody*, Edičné středisko VUT, Brno, 1987, ISBN 55-618-87
 - [5] BOLEK, A. – KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů 2. svazek*, Praha: STNL – Nakladatelství technické literatury, 1990, ISBN 80-03-00426-8
 - [6] ČILLÍK, L.: *Časti strojov*, Žilina: VŠDS – Edičné stredisko, 1992, ISBN 80-7100-072-8
 - [7] ČOMAJ, I. a kol.: *Časti na mechanizmy strojov, konštrukčné cvičenia*, Bratislava: Vydavateľstvo alfa, 1987, ISBN 80-05-00222-X
 - [8] DEMEČ, P.: *Výrobná technika*, Košice: Strojnícka fakulta TU Košice, ISBN 80-8073-426-7
 - [9] FROLOV, K.V. – POPOV, C.A. – MUSATOV, A. K.: *Teoria mechanizmov i mašin*, : Moskva, 1987, 490 s.
 - [10] HOSMEDL, S. – KRÁTKÝ, J.: *Průručka strojního inženýra*, Praha: Computers Press, 1. vydanie, 1999 ISBN 80- 7226-055-3
 - [11] HOMIŠIN, J. a kol.: *Základy strojného inžinierstva*, Košice: Vienala, 2001, ISBN 80 - 7099-661-7
 - [12] HUBKA,V., EDER,E.W.: *Design science, Introduction to the Needs, Scope and Organization of Engineering Design Knowledge, 2Rev. edition New York*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1977, s. 251, ISBN 3-540-1997-7
-

- [13] HUBKA, V.: *Konstrukční náuka - Obecný model postupu pri konštruovaní, Preklad originálu Allgeneines Vorgehensmodell des Konstruierens*, KONSERVIS, Praha, 1991, ISBN 80 - 90 1135-0-8
- [14] KACPERSKI, T. – KRUKOWSKI, A. – MARKUSIK, S. – OZIMOWSKI, W.: *Podstavy konstrukcii maszyn tom 3*, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999, ISBN 83-204-2346-5
- [15] KRÁL, Š. a kol.: *Časti a mechanizmy strojov II. diel*, Bratislava: STU, 2001, ISBN 80-227-1723-1
- [16] KRÍŽ, R. – WEIGNER, K. – SVOBODA, J.: *Stavba a provoz strojů*, Praha: STNL, 1979, ISBN 04-204-79
- [17] KOTINA, J.: *Dynamický model posuvného mechanizmu s kuličkovým šroubem (článek 1), Vliv teploty na chování pohyblivého šroubu (článek2)*, Strojírenství č. 10 (článek 1), č.8 (článek 2), SNTL, Praha , 1985
- [18] KURMAZ, L.W. – KURMAZ, O.L.: *Projektowanie węzłów i części maszyn*, Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świetokrzyskiej, 2006, ISBN 83-88906-51-8
- [19] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky, doplnené třetí vydání*, Praha: ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [20] MAREK, J.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, MM Speciál 2006, Brno, 2006
- [21] MATIJA, R. - VOJTKO, I.: *Tribologické aspekty obrábania*. In: Technologické inžinierstvo. roč. 3, č. 1 (2006), s. 44-45. ISSN 1336-5967.
- [22] MEDVECKÝ, Š. – ČÍLIK, L. – BARYSZ, I. – ŽARNAY, M. – HRČEKOVÁ, A. – BRONČEK, J. – KUČERA, L.: *Základy konštruovania*, Žilina: EDIS – vydavateľstvo Žilinskej univerzity, 1999, ISBN 80-7100-547-9.
- [23] MURÁŇ, M.: *Časti na mechanizmy strojov, Konštrukčné cvičenia*, Edičné stredisko SVŠT Bratislava, 1989, ISBN 80-227-0147-5.
- [24] PALKO, A. – SMRČEK, J. *Robotika. Koncové efekторы pre priemyselné a servisné roboty. Navrhovanie - Konštrukcia - Riešenia*. Sjf TU v Košiciach, 2004, 274 s., ISBN 80-8073-218-3

- [25] PAŠKO, J. – CABAN, S. – ŠMERINGAIOVÁ, A.: *Mechanika I.*, Prešov: FVT TU v Košiciach so sídlom v Prešove, 2006, ISBN 80-8073-547-6.
- [26] PAŠKO, J. – URAM, V. – ŠMERINGAIOVÁ, A.: *Vybrané kapitoly z technickej mechaniky II.*, Prešov, FVT TU v Košiciach so sídlom v Prešove, 2006, ISBN 80-8073-547-6.
- [27] PAVLENKO, S. – HALKO, J.: *Časti strojov I. – učebné texty pre externé štúdium*, Prešov: FVT TU v Košiciach so sídlom v Prešove, 2006, ISBN 80-8073-567-0.
- [28] PAVLENKO, S. – HALKO, J.: *Časti strojov I., Učebné texty pre externé štúdium, 2. vydanie*, Fakulta výrobných technológií TU v Košiciach so sídlom v Prešove, Prešov, 2006, 133 s., ISBN 80-8073-100-4.
- [29] PEKÁREK, F. – JANČINA, J. – STAREČEK, F.: *Kinematika*, 3.vydanie, Bratislava: Edičné stredisko SVŠT, 1979, 294 s., ISBN 85-343-79
- [30] PEKÁREK, F. – STAREK, L. – ŠOLEK, P.: *Mechanika II.*, 2.vydanie, Bratislava: Edičné stredisko SVŠT, 1986, 169 s., ISBN 63-807-85
- [31] PEŠÍK, L.: *Časti strojů 2. díl*, Liberec: Spoltext, 2002, ISBN 80-7083-608-3
- [32] SABEL, H.: *Marketing a vývoj výrobkov*, 1. vydanie, ČVUT Praha, 1997, Sborník recenzí kolokvia Stuttgart, 1998, s. 120.
- [33] SHIGLEY, J.E. – MISCHKE, CH.R.: *Mechanical Engineering Design, Fifth edition, Mechanical Engineering Series*, McGraw-Hill Book Copany, Singapore, 1989, ISBN 0-07-100607-9
- [34] SÝKORA, J. – SLÁDEK, Z.: *Časti strojov IV.*, Brno, 1972, 190s. ISBN 05-033-72
- [35] TOMAGOVÁ, M. – RITÓK, Z. – KARDOŠ, F.: *Radiálny piestový hydrogenerátor s možnosťou plynulej zmeny geometrického objemu*. XLII. Mezinárodní konference kateder částí strojů a mechanismů, Ostrava, 2001
- [36] TOMAGOVÁ, M. – VOJTKOVÁ, J. – MEDVECKÁ-BEŇOVÁ, S. – HARACHOVÁ, D. – MANTIČ, M.: *Základy strojnictva. Učebné texty a praktika*. Košice: Strojnícka fakulta, TU v Košiciach, 2007, ISBN 978-80-8073-916-4
- [37] VASILKOVÁ, D. – SEDLÁKOVÁ, J.: *Technická dokumentácia II.*, Prešov: FVT TU v Košiciach so sídlom v Prešove, 2006, ISBN 80-8073-627-8

- [38] VAVŘÍK, I.- BLECHA, P.: *Řízení jakosti*, 1. vydání, VUT Brno, Brno, 2000
- [39] VOJTKO, I. - MATIJA, R.: *Meranie a zhodnocovanie vibrácií*. In: *Nové smery vo výrobných technológiách 2006: 8. medzinárodná vedecká konferencia*, Prešov, Košice, 2006. s. 503-508. ISBN 80-8073-554-9.
- [40] ŽIAČIK, A. – MÁLIK, L. – FILO, M. – PECHANEC, A.: *Časti strojov, inžiniersky projekt*, Žilina: VŠDS Edičné stredisko, 1996, ISBN 80-7100-326-3
- [41] STN 01 3155 Zvárané a spájkované spoje.
- [42] STN 01 3222 Technické výkresy. Valivé ložiská. Podrobnejšie zjednodušené zobrazenie ložísk.
- [43] STN 01 4686 Pevnostný výpočet čelných a kuželových kolies.
- [44] STN 01 4809 Výpočet reťazových prevodov.
- [45] STN 02 3180 Remenice pre klinové remene.
- [46] STN 02 3111 Hnacie klinové remene klasického prierezu. Výpočet prevodov a výkonov.
- [47] STN 02 3114 Hnacie klinové remene úzkeho prierezu. Výpočet prevodov a výkonov.
- [48] STN 02 3311 Valčekové reťaze.
- [49] STN 03 1002 Prevodovky s ozubenými kolesami. Základné parametre.

Ing. Jozef MAŠČENIK, PhD.

prof. Ing. Slavko PAVLENKO, CSc.

ČASTI A MECHANIZMY STROJOV V PRÍKLADOCH

Vydanie: prvé

Vydal: Technická univerzita v Košiciach, FVT Prešov

Počet strán: 80

Náklad: 100 výtlačkov

Tlač: Univerzitná knižnica TUKE

ISBN 978-80-553-2530-9
