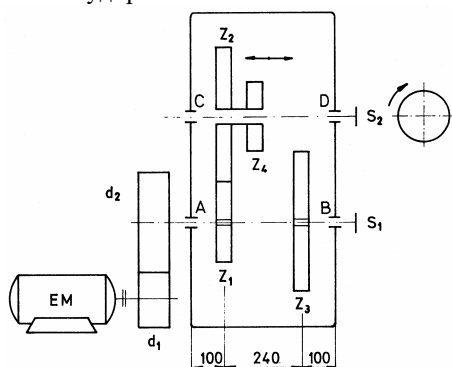


РАЧУНСКИ ПРИМЕРИ

Задатак 4.1 За потребе радне машине конструисан је преносник на скици. Преносник се састоји из цилиндричног фриксионог пара и редуктора-мењача са два излазна вратила. Друго вратило мењача има могућност промене броја обртаја у два режима. Погонска машина је електромотор. Радна машина је са знатним ударима.



У задатку треба:

- Одредити максималну снагу електромотора при $n_{em} = 950(\text{min}^{-1})$ ако је:
 $T_{s1} = 100(\text{Nm}), T_{s2} = 300(\text{Nm}),$
 $d_1 = 100(\text{mm}), d_2 = 250(\text{mm}),$
 $z_1 = 18, z_2 = 50, z_3 = 29,$
 $z_4 = 42, m_{1-2} = m_{3-4} = 3(\text{mm}),$
 $\alpha_n = 20^\circ, \beta_0 = 0^\circ$
- Степен искоришћења зупчастог пара је 0,98 а фриксионог пара 0,96.
- Нацртати шеме оптерећења вратила мењача. Преносник је у хоризонталници. Тежину обртних елемената на вратилу занемарити.
- Димензионисати вратило мењача на коме се налазе померљиви зупчаници z_2 и z_4 .
Материјал за израду вратила Č.1121.
Степен сигурности $S=3$
- Изабрати жлебни спој подглавка вратила CD и отвора главчине померљивих зупчаника.

Решење:

1. Снага електромотора

Преносни однос цилиндричног фриксионог пара

$$u_f = \frac{d_{f2}}{d_{f1}} = \frac{250}{100} = 2,5.$$

Преносни однос мењача

I режим рада

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{18} = 2,778.$$

II режим рада

$$u_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{42}{29} = 1,448.$$

Број обртаја спојнице S_1 :

$$n_{s1} = \frac{n_{em}}{u_f} = \frac{950}{2,5} = 380(\text{min}^{-1}).$$

Број обртаја спојнице S_2 :

I режим рада

$$n_{s2} = \frac{n_{s1}}{u_{1-2}} = \frac{380}{2,778} = 136,789(\text{min}^{-1})$$

II режим рада

$$n_{s2} = \frac{n_{s1}}{u_{3-4}} = \frac{380}{1,448} = 262,431(\text{min}^{-1})$$

Потребна снага електромотора за I режим рада:

$$P_{s2} = \frac{T_{s2} \cdot n_{s2}}{9549} = \frac{300 \cdot 136,789}{9549} = 4,297(\text{kW}),$$

$$P_{s1} = \frac{T_{s1} \cdot n_{s1}}{9549} = \frac{100 \cdot 380}{9549} = 3,979(\text{kW}).$$

Снага на зупчанику z_1 :

$$P_{z1} = \frac{P_{s2}}{\eta_z} = \frac{4,297}{0,98} = 4,385(\text{kW}),$$

$$P_{f2} = P_{z1} + P_{s1} = 4,385 + 3,979 = 8,364(\text{kW}),$$

$$P_{em} = \frac{P_{f2}}{\eta_f} = \frac{8,364}{0,96} = 8,712(\text{kW}).$$

Потребна снага електромотора за II режим рада:

Снага на спојници S_2 :

$$P_{s2} = \frac{T_{s2} \cdot n_{s2}}{9549} = \frac{300 \cdot 262,431}{9549} = 8,245(\text{kW}).$$

Снага на зупчанику z_2 :

$$P_{z2} = \frac{P_{s2}}{n_z} = \frac{8,245}{0,98} = 8,413(\text{kW}).$$

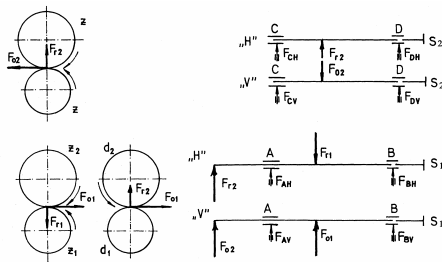
Снага на гоњеном фриксионом точку:

$$P_{f2} = P_{z3} + P_{s1} = 8,413 + 3,979 = 12,392(\text{kW})$$

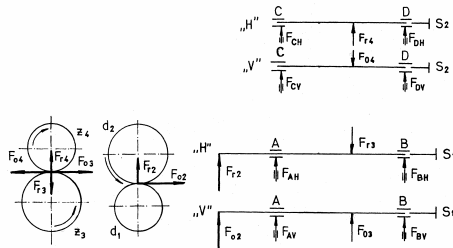
$$P_{em} = \frac{P_{f2}}{\eta_f} = \frac{12,392}{0,96} = 12,908(\text{kW}).$$

2. Шема оптерећења вратила

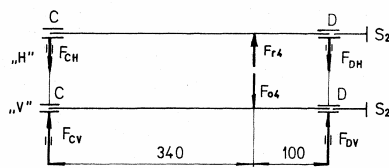
I режим рада



II режим рада



3. Димензионисање вратила CD за II режим рада:



Обимна сила на зупчанику z_4 :

$$F_{04} = \frac{2T_{S2}}{d_4} = \frac{2 \cdot 300}{126 \cdot 10^{-3}} = 4761,905(\text{N}),$$

$$d_4 = m_{3-4} \cdot z_4 = 3 \cdot 42 = 126(\text{mm})$$

Радијална сила:

$$F_{r4} = F_{04} \cdot \tan 20^\circ = 4761,905 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{r4} = 1733,192(\text{N}).$$

На основу шеме оптерећења вратила и услова равнотеже израчунати су отпори

ослонаца и моменти савијања на месту зупчаника z_4 :

$$F_{r4} - F_{CH} - F_{DH} = 0$$

$$F_{CH} + F_{DH} = F_{r4} = 1773,192(\text{N})$$

$$-F_{CH} \cdot 440 + F_{r4} \cdot 100 = 0$$

$$F_{CH} = \frac{F_{r4} \cdot 100}{440} = \frac{1773,192 \cdot 100}{440} = 393,907(\text{N})$$

$$F_{DH} = F_{r4} - F_{CH} = 1773,192 - 393,907$$

$$F_{DH} = 1339,285(\text{N})$$

$$M_H = -F_{DH} \cdot 0,1 = -1339,285 \cdot 0,1$$

$$M_H = -133,928(\text{Nm})$$

$$F_{04} - F_{CV} - F_{DV} = 0$$

$$F_{CV} + F_{DV} = F_{04} = 4761,905(\text{N})$$

$$F_{04} \cdot 340 - F_{DV} \cdot 440 = 0$$

$$F_{DV} = \frac{F_{04} \cdot 340}{440} = \frac{4761,905 \cdot 340}{440}$$

$$F_{DV} = 3679,654(\text{N})$$

$$F_{CV} = F_{04} - F_{DV} = 4761,905 - 3679,654$$

$$F_{CV} = 1082,251(\text{N})$$

$$M_V = F_{DV} \cdot 0,1 = 3679,654 \cdot 0,1$$

$$M_V = 367,965(\text{Nm})$$

Резултујући момент савијања на месту зупчаника z_4 има вредност:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{(-133,928)^2 + 367,965^2}$$

$$M = 391,580(\text{Nm}).$$

Идеални момент на месту зупчаника z_4 има вредност, јер једновременно делују момент савијања и момент увијања.

$$M_i = \sqrt{M^2 + \left(\frac{\sigma_{D(-1)}}{2\tau_{D(0)}} \cdot T \right)^2}$$

$$M_i = \sqrt{391,580^2 + \left(\frac{290}{2 \cdot 220} \cdot 300 \right)^2}$$

$$M_i = 438,670(\text{Nm})$$

Пречник вратила на месту зупчаника z_4 :

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{10M_i}{\sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_i \cdot S}{\sigma_{D(-1)}}}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 438,670 \cdot 10^3 \cdot 3}{290}} = 35,669(\text{mm})$$

усваја се $d_{v4} = 38(\text{mm})$.

У ослонцу D меродавно оптерећење је услед момента увијања $T = 300(\text{Nm})$.

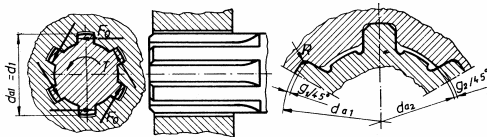
$$d_D = \sqrt[3]{\frac{5T_{s2}}{\tau_{\text{doz}}}} = \sqrt[3]{\frac{5T_{s2} \cdot S}{\tau_{D(0)}}},$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 3}{220}} = 27,348(\text{mm}).$$

Усваја се $d_D = 30(\text{mm})$, због жеља.

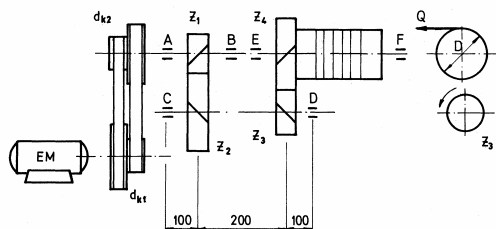
4. Жлебни спој

За везу подглавка вратила и отвора главине бира се жлебни спој ознаке профила $z \times d \times d_1$, односно $8 \times 42 \times 48 \text{JUSM.C1.421}$. жлебног споја са правим боковима.



Налегање за покретну везу H7/f7.

Задатак 4.2 Елактромотор $P=7(\text{kW})$, подиже терет преко отвореног каишног преносника, двостепеног зупчаног пара са еволвентним зупчаницама $\alpha_0=20^\circ$; $\beta_{03-4}=11^\circ$; $\beta_{01-2}=25^\circ$; $u_{1-2}=u_{3-4}=5$ и добоша за намотавање ужета $D=250(\text{mm})$. Степен искоришћења каишног преносника је 0,92 а зупчаног пара је 0,98.



У задатку треба:

- Одредити максималну тежину која се може подићи ако каишни преносник ради у два режима $u_{k1}=2$ и $u_{k2}=4$. Губитке у лежиштима занемарити.

- Нацртати шему оптерећења вратила на коме се налазе зупчанице z_2 и z_3 и израчунати интензитете сила које оптерећују вратило ако је: $z_1=17$; $m_{n1-2}=4(\text{mm})$; $d_3=110(\text{mm})$ преносник је у хоризонталници.
- Димензионисати вратило преносника на коме се налазе зупчанице z_2 и z_3 . Материјал за израду вратила је Č0545.
- Изабрати клин без нагиба за везу зупчаника z_2 и вратила.

Решење:

- Одређивање максималне тежине.

Тежина која се може подићи одређена је изразом:

$$Q_{\text{max}} = \frac{P_{\text{em}} \cdot \eta_{\text{uk}}}{v_{D \min}}$$

I режим рада

$$Q_{\text{max}} = \frac{P_{\text{em}} \cdot \eta_{\text{uk}}}{v_{D \min}} = \frac{7 \cdot 0,884}{0,196} = 31,571(\text{kN}).$$

Укупан степен искоришћења преносника:

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_k \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4}$$

$$\eta_{\text{uk}} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,884,$$

$$n_{D \min} = \frac{n_{\text{em}}}{u_{k \max} \cdot u_{1-2} \cdot u_{3-4}}$$

$$n_{D \min} = \frac{1500}{4 \cdot 5 \cdot 5} = 15(\text{min}^{-1})$$

а минимална брзина дизања терета има вредност:

$$v_{D \min} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{D \min}}{60}$$

$$v_{D \min} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 15}{60} = 0,196(\text{m/s})$$

II режим рада

$$Q_{\text{max}} = \frac{P_{\text{em}} \cdot \eta_{\text{uk}}}{v_{D \max}} = \frac{7 \cdot 0,884}{0,393}$$

$$Q_{\text{max}} = 15,745(\text{kN})$$

Максимални број обртаја добоша за

$$u_{k \min} = 2$$

$$n_{D \max} = \frac{n_{\text{em}}}{u_{k \min} \cdot u_{1-2} \cdot u_{3-4}},$$

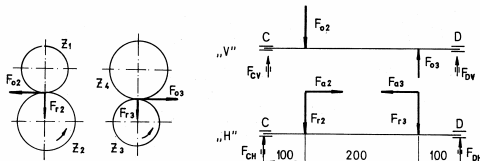
$$n_{D\max} = \frac{1500}{2 \cdot 5 \cdot 5} = 30(\text{min}^{-1})$$

а максимална брзина дизања терета:

$$v_{D\max} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{D\max}}{60}$$

$$v_{D\max} = \frac{\pi \cdot 0,25 \cdot 30}{60} = 0,393(\text{m/s})$$

2. Шема оптерећења вайишала:



Снага и број обртаја на зупчанику z_1 :

$$P_{k2} = P_{z1} = P_{em} \cdot \eta_k = 7 \cdot 0,92 = 6,44(\text{kW})$$

$$n_{z1\min} = \frac{n_{em}}{u_{k\max}} = \frac{1500}{4} = 375(\text{min}^{-1})$$

Обртни момент на зупчанику z_1 :

$$T_{z1} = \frac{9549 \cdot P_{z1}}{n_{z1\min}} = \frac{9549 \cdot 6,44}{375}$$

$$T_{z1} = 163,988(\text{Nm})$$

а на зупчанику z_2 :

$$T_{z2} = T_{z3} = \frac{9549 \cdot P_{z2}}{n_{z2\min}}$$

$$T_{z2} = \frac{9549 \cdot 6,311}{75} = 803,516(\text{Nm})$$

$$\text{за } n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{u_{1-2}} = \frac{375}{5} = 75(\text{min}^{-1})$$

или

$$T_{z1} \cdot \omega_{z1} = P_{z1}$$

$$T_{z1} \cdot \omega_{z1} = P_{em} \cdot \eta_k$$

$$T_{z1} = \frac{P_{em} \cdot \eta_k}{\omega_{z1}} = \frac{P_{em} \cdot \eta_k}{2\pi \frac{n_{em}}{u_{k\max}}}$$

$$T_{z1} = \frac{7000 \cdot 0,92 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 25} = 163,993(\text{Nm})$$

$$T_{z2} = T_{z3}$$

$$u_{1-2} \cdot \eta_{1-2} = \frac{T_{z2}}{T_{z1}}$$

$$T_{z2} = T_{z1} \cdot u_{1-2} \cdot \eta_{1-2}$$

$$T_{z2} = 163,993 \cdot 5 \cdot 0,98 = 803,566(\text{Nm})$$

Интензитети сила које оптерећују вратило на месту зупчаника z_2 :

$$d_2 = m_{1-2} \cdot z_1$$

$$d_2 = u_{1-2} = \frac{m_{n1-2}}{\cos \beta_{01-2}} \cdot z_1 \cdot u_{1-2}$$

$$d_2 = \frac{4}{\cos 25^\circ} \cdot 17 \cdot 5 = 375,148(\text{mm})$$

обимна сила:

$$F_{02} = \frac{2T_{z2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 803,566}{0,375} = 4285,68(\text{N})$$

радијална сила:

$$F_{r2} = \frac{F_{02} \cdot \tan \alpha_0}{\cos \beta_{01-2}}$$

$$F_{r2} = \frac{4285,68 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 25^\circ} = 1721,117(\text{N}) \text{ и}$$

аксијална сила:

$$F_{a2} = F_{02} \cdot \tan \beta_{01-2} = 4285,68 \cdot \tan 25^\circ$$

$$F_{a2} = 1998,445(\text{N})$$

Интензитети сила на месту зупчаника z_3 :

Обимна сила:

$$F_{03} = \frac{T_{z3}}{d_{03}} = \frac{2 \cdot 803,566}{0,11}$$

$$F_{03} = 14610,291(\text{N})$$

радијална сила:

$$F_{r3} = \frac{F_{03} \cdot \tan \alpha_0}{\cos \beta_{03-4}} = \frac{14610,291 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 11^\circ} \text{ и}$$

$$F_{r3} = 5417,241(\text{N})$$

аксијална сила:

$$F_{a3} = F_{03} \cdot \tan \beta_{03-4}$$

$$F_{a3} = 14610,291 \cdot \tan 11^\circ = 2839,953(\text{N})$$

3. Димензионисање вайишала CD

Отпори ослонаца

$$\Sigma y_i = 0; \quad F_{cv} + F_{dv} + F_{02} - F_{03} = 0$$

$$\Sigma M_C = 0; \quad -F_{02} \cdot 100 + F_{03} \cdot 300 - F_{dv} \cdot 400 = 0$$

$$F_{dv} = \frac{-4285,685 \cdot 100 + 14610,291 \cdot 300}{400}$$

$$F_{dv} = 9886,297(\text{N}), \quad F_{cv} = 438,309(\text{N})$$

$$\begin{aligned}\Sigma X_i &= 0; & F_{CH} - F_{r2} - F_{r3} + F_{DH} &= 0 \\ \Sigma M_C &= 0; \\ F_{r2} \cdot 100 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r3} \cdot 300 - F_{DH} \cdot 400 &= 0 \\ F_{CH} + F_{DH} &= F_{r2} + F_{r3} = 1721,117 + 5417,241 \\ F_{CH} + F_{DH} &= 7138,358 \text{ (N)} \\ F_{DH} &= \frac{1721,117 \cdot 100 + 1998,448 \cdot \frac{375,148}{2} - 2839,953 \cdot \frac{110}{2} + 5417,241 \cdot 300}{400} \\ F_{DH} &= 5039,859 \text{ (N)}\end{aligned}$$

$$F_{CH} = 7138,358 - 5039,859 = 2098,499 \text{ (N)}$$

Моменти савијања у пресеку I и II вратила CD на месту зупчаника z_2 и z_3 :

$$\begin{aligned}M_{SVI} &= -438,309 \cdot 0,1 = -43,831 \text{ (N)} \\ M_{SHI} &= 2098,449 \cdot 0,1 = 209,850 \text{ (N)} \\ M_{SVII} &= -9886,297 \cdot 0,1 = -988,630 \text{ (Nm)} \text{ и} \\ M_{SHII} &= 5039,859 \cdot 0,1 = 503,986 \text{ (Nm)}.\end{aligned}$$

Вредности резултујућих момената савијања:

$$\begin{aligned}M_{SI} &= \sqrt{M_{SVI}^2 + M_{SHI}^2} \\ M_{SI} &= \sqrt{(-43,831)^2 + (209,850)^2}, \\ M_{SI} &= 214,379 \text{ (Nm)}. \\ M_{SII} &= \sqrt{M_{SVII}^2 + M_{SHII}^2} \\ M_{SII} &= \sqrt{(-988,630)^2 + (503,986)^2} \\ M_{SII} &= 1109,680 \text{ (N)}\end{aligned}$$

Идеални момент има вредност:

$$\begin{aligned}M_{II} &= \sqrt{M_{SI}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} T_{z2}\right)^2} \\ M_{II} &= \sqrt{214,379^2 + \left(\frac{1,25}{2} \cdot 803,566\right)^2} \\ M_{II} &= 546,070 \text{ (Nm)} \\ M_{III} &= \sqrt{M_{SII}^2 + \left(\frac{\alpha}{2} T_{z2}\right)^2} \\ M_{III} &= \sqrt{1109,680^2 + \left(\frac{1,25}{2} \cdot 803,566\right)^2} \\ M_{III} &= 1218,04 \text{ (Nm)}\end{aligned}$$

α - однос меродавних карактеристика материјала при савијању и увијању:

$$\alpha = \frac{\left[\frac{G}{\tau}\right]}{\left[\frac{\sigma}{\tau}\right]} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{\tau_{D(0)}} = \frac{250}{200} = 1,25$$

Дозвољени напон:

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{DS(-1)}}{k \cdot s} = \frac{250}{2,1 \cdot 2} = 59,524 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{k \cdot s} = \frac{200}{2,1 \cdot 2} = 47,619 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

где су: $k = (2 \div 2,2)$ - фактор који узима у обзир концентрацију напона са жлебом по ободу вратила, $s = (1,5 \div 2,5)$ - степен сигурности вратила.

Пречник вратила на месту зупчаника z_2 :

$$\begin{aligned}d_I &= \sqrt[3]{\frac{10 M_{II}}{\sigma_{doz}}} \\ d_I &= \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 546,070 \cdot 10^3}{59,242}} = 45,17 \text{ (mm)}.\end{aligned}$$

Усваја се $d_I = 50 \text{ (mm)}$

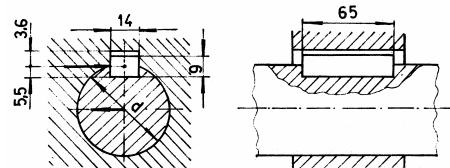
Пречник вратила на месту зупчаника z_3 :

$$\begin{aligned}d_{II} &= \sqrt[3]{\frac{10 M_{III}}{\sigma_{doz}}} \\ d_{II} &= \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1218,041 \cdot 10^3}{59,242}} = 61,548 \text{ (mm)},\end{aligned}$$

усваја се $d_{II} = 65 \text{ (mm)}$

4. Избор клина

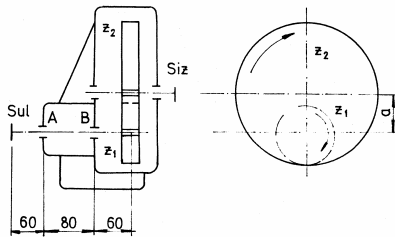
Облици клинова без нагиба JUS M.C2.060 тип В са равним челом. За пречник подглавка $\phi 50 \text{ (mm)}$ бира се: клин В 14x9x65 JUSM.C2.060 где је дужина клина: $l = 1,3d = 1,3 \cdot 50 = 65 \text{ (mm)}$.



Материјал за израду клина хладно вучен угљенични челик $\check{C}0545.5$. Степен сигурности против пластичних деформација површинског слоја у клину:

$S = \sigma_v / p [2,8 - 3,5]$, а степен сигурности против пластичних деформација смицањем $S = 0,8 \sigma_v / \tau [2 - 3]$.

Задатак 4.3 Преносник на скици се састоји из цилиндричног еволвентног зупчаног пара $z_1 - z_2$ са правим зубима са унутрашњим озубљењем степена искоришћења $\eta_z = 0,98$ и преносног односа $u_{1-2} = 3,15$.



У задатку треба одредити:

1. Потребну снагу погонске машине на улазној спојници за $n_{ul}=1450(\text{min}^{-1})$. Обртни момент на излазној спојници $T_{iz}=70(\text{Nm})$. Степен искоришћења свих лежаја $\eta_L=0,99$, а спојница $\eta_s = 0,97$.
2. Геометријске величине зупчаног пара и осно растојање ако је $z_1=21$ зуба, а $\alpha_n=20^\circ$. Материјал за израду зупчаника Č.1530 за побољшање.
3. Нацртати шему оптерећења и дијаграм обртног момента вратила АВ на коме се налази зупчаник z_1 . Сила од тежине спојнице $G_{sul}=95(\text{N})$ и $G_{z1}=45(\text{N})$.
4. Димензионисати вратило АВ, материјал за израду вратила је Č.0645.
5. Изабрати котрљајни лежај у ослоњу А и В. Век лежаја $L_n=8000(\text{h})$, а радна температура $<100^\circ\text{C}$.

Решење:

1. Снага погонске машине

Број обртаја гоњеног зупчаника

$$n_{ul} = n_{z1} 1450(\text{min}^{-1}),$$

$$u_{1-2} = \frac{n_{z1}}{n_{z2}} = \frac{1450}{n_{z2}} \Rightarrow n_{z2} = \frac{1450}{3,15} = 460(\text{min}^{-1})$$

Однос обртног момента на улазном вратилу према обртном моменту на излазном вратилу има вредност:

$$\frac{T_{iz1}}{T_{ul}} = \eta_z \cdot u_{1-2} \cdot \eta_L \cdot \eta_s$$

$$T_{ul} = \frac{T_{iz1}}{\eta_z \cdot u_{1-2} \cdot \eta_L \cdot \eta_s}$$

$$T_{ul} = \frac{70}{0,98 \cdot 3,15 \cdot 0,99 \cdot 0,97} = 23,613(\text{Nm}),$$

$$T_{ul} = 9549 \frac{P_{ul}}{n_{ul}}$$

$$P_{ul} = \frac{T_{ul} \cdot n_{ul}}{9549} = \frac{23,613 \cdot 1450}{9549} = 3,585(\text{kW}).$$

2. Геометријске величине зупчаног пара

Број зубаца гоњеног зупчаника има вредност:

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$z_2 = u_{1-2} \cdot z_1 = 3,15 \cdot 21 = 66,15$$

Усваја се $z_2 = 66$

Пречник подеоног круга погонског зупчаника за:

$\phi = 0,6$ - фактор ширине,

$K_A = (1 \div 1,2) = 1,2$ - фактор радних услова,

$K^* = 1,8$ - фактор који зависи од врсте материјала,

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot T_{ul} \cdot K_A \cdot u_{1-2} + 1}{\phi \cdot K^* \cdot u_{1-2}}},$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2000 \cdot 23,613 \cdot 1,2 \cdot \frac{3,15 + 1}{3,15}}{0,6 \cdot 1,8}} = 41(\text{mm}).$$

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{41}{21} = 1,952(\text{mm})$$

Усваја се стандардни модул $m = 2(\text{mm})$.

Пречници подеоних кругова:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 21 \cdot 2 = 42(\text{mm}) \text{ и}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 66 = 132(\text{mm}).$$

Пречници основних кругова за

$$\alpha_0 = \alpha_n = \alpha_t = 20^\circ$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_0 = 42 \cdot \cos 20^\circ$$

$$d_{b1} = 39,467(\text{mm})$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_0$$

$$d_{b2} = 132 \cdot \cos 20^\circ = 24,039(\text{mm})$$

Осно растојање

$$a = m \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} = 2 \cdot \frac{66 - 21}{2} = 45 \text{ (mm)}.$$

Пречници подножних кругова:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2h_{fp}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (m_n + c_p)$$

$$d_{f1} = 42 - 2(2 + 0,4) = 37,2 \text{ (mm)}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2h_{fp}$$

$$d_{f2} = d_2 + 2(m_n + c_p)$$

$$d_{f2} = 132 + 2(2 + 0,4) = 136,8 \text{ (mm)}$$

Темени зазор $c_p = 0,2 \cdot m_n = 0,4$

Пречници темених кругова:

$$d_{a1} = d_{f2} - 2a - 2c_p$$

$$d_{a1} = 136,8 - 2 \cdot 45 - 20,4 = 46 \text{ (mm)}$$

$$d_{a2} = 2a + d_{f1} + 2c_p$$

$$d_{a2} = 2 \cdot 45 + 37,2 + 20,4 = 128 \text{ (mm)}$$

Подеони корак:

$$P_f = m_t \cdot \pi = 2 \cdot 3,14 = 6,28 \text{ (mm)}.$$

3. Шема оптерећења вратила АВ

Обимна сила има вредност:

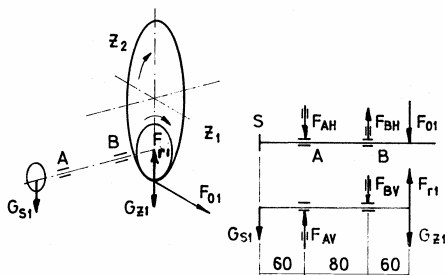
$$F_{01} = \frac{2T_{u1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 27,613 \cdot 10^3}{41} = 1152 \text{ (N)},$$

а радијална сила:

$$F_{r1} = F_{01} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0$$

$$F_{r1} = 1152 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 419 \text{ (N)}$$

Шема оптерећења вратила:



Одређивање отпора ослонаца у хоризонталној равни:

$$\Sigma X_i = 0; \quad -F_{AH} - F_{BH} + F_{01} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_{01} \cdot 140 + F_{BH} \cdot 80 = 0$$

$$F_{BH} = 2016 \text{ (N)} \text{ и } F_{AH} = -864 \text{ (N)}.$$

Одређивање отпора ослонаца у вертикалној равни:

$$\Sigma Y_i = 0; \quad F_{AV} + F_{BV} - G_s - G_{z1} + F_{r1} = 0$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad F_{r1} \cdot 140 - G_{z1} \cdot 140 + F_{Br} \cdot 80 + G_{su1} \cdot 60 = 0$$

$$F_{BV} = -725,75 \text{ (N)} \text{ и } F_{AV} = 446,75 \text{ (N)}.$$

Резултујући отпор ослонаца:

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} = 972,66 \text{ (N)}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} = 2142,65 \text{ (N)}$$

4. Димензионисање вратила АВ

Материјал за израду вратила $\check{C}.0645$
 $\{\sigma_{Dn(-1)} = 290 \text{ (N/mm}^2\text{)} \text{ и } \tau_{D(0)} = 210 \text{ (N/mm}^2\text{)}\}$

Момент савијања у карактеристичним пресецима има вредност:

$$M_{SAV} = -G_s \cdot 0,06 = 5,7 \text{ (Nm)}$$

$$M_{SA} = \sqrt{M_{SAH}^2 + M_{SAV}^2} = 5,7 \text{ (Nm)}$$

$$M_{SBV} = (F_{r1} - G_{z1}) \cdot 0,06 = 22,44 \text{ (Nm)}$$

$$M_{SB} = \sqrt{M_{SAH}^2 + M_{SAV}^2} = 5,7 \text{ (Nm)}$$

Резултујући момент савијања:

$$M_{iA} = \sqrt{M_{SA}^2 + \left(\frac{\sigma_{Dn(-1)}}{2 \cdot \tau_{D(0)}} \cdot T_{u1} \right)^2}$$

$$M_{iA} = \sqrt{5,7^2 + \left(\frac{290}{2 \cdot 210} \cdot 23,613 \right)^2}$$

$$M_{iA} = 17,27 \text{ (Nm)}.$$

Пречници вратила у карактеристичним пресецима:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{iA}}{\sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 17,27}{116}} = 11,41 \text{ (mm)},$$

уважа се: $d_A = 15 \text{ (mm)}.$

$$\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{Dn(-1)}}{k \cdot s} = \frac{290}{2,5} = 116 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$M_{iB} = \sqrt{M_{SB}^2 + \left(\frac{\sigma_{Dn(-1)}}{2 \cdot \tau_{D(0)}} \cdot T_{u1} \right)^2}$$

$$M_{iB} = \sqrt{72,67^2 + \left(\frac{290}{2 \cdot 210} \cdot 23,613 \right)^2}$$

$$M_{iB} = 74,47 \text{ (Nm)}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10M_{iB}}{\sigma_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 74,47}{116}} = 18,58 \text{ (mm)}$$

усваја се: $d_B = 20 \text{ (mm)}$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{5T_{ul}}{\tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 23,613}{84}} = 11,2 \text{ (mm)}, \text{ усваја}$$

се: $d_s = 15 \text{ (mm)}$

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{k \cdot s} = \frac{210}{2,5 \cdot 1} = 84 \text{ (N/mm}^2\text{)},$$

$$d_{z1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_{ul}}{T_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 23,613}{84}} = 11,2 \text{ (mm)},$$

усваја се $d_{z1} = 15 \text{ (mm)}$.

5. Избор лежаја

Динамичка моћ лежаја:

$$C \geq \frac{F}{K_t} \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot L_h}{10^6}} \text{ за } T < 100^\circ \Rightarrow K_t = 1$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{0,A} = 0$$

$$F_{RA} = \sqrt{F_{AV}^2 + F_{AH}^2} = F_A = 972,66 \text{ (N)}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{0}{972,66} = 0 < e$$

$$X = 1; Y = 0$$

$$F = X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 1 \cdot 972,66$$

$$F = 972,66 \text{ (N)}$$

Динамичка носивост лежаја за ослонац А:

$$C \geq 8,6198 \text{ (kN)}$$

$$F_{aB} = 0; F_{rB} = \sqrt{F_{BV}^2 + F_{BH}^2} = F_B = 2142,65 \text{ (N)}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{0}{2142,65} = 0 < e$$

Динамичка носивост лежаја за ослонац В:

$$X = 1; Y = 0$$

$$F = X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 1 \cdot 2142,65$$

$$F = 2142,65 \text{ (N)}$$

$$C \geq 18,988 \text{ (kN)}$$

Усваја се једноредни куглични лежај са радијалним додиром за ослонац А:

6303 JUS M.C3.801 са $c = 8,8 \text{ (kN)}$,

а за ослонац В: 6404 JUS M.C3.801.0