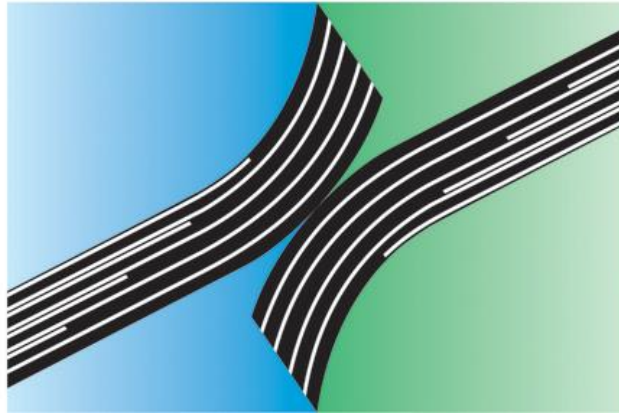


Univerza v *Ljubljani*
Fakulteta za strojništvo



2.Faza zasnove zobniškega gonila - Vrednotenje elementov gonila

Strojni elementi 2

Žiga Perne

23170029

Ljubljana, maj 2019

Kazalo

1	Popravki iz 1. faze	2
1.1	Kontrola odstopanj vrtilnih frekvenc.....	2
1.2	Popravki pri dimenzijah gredi 2.....	2
2	Doba trajanja ležajev	3
2.1	Vrednotenje ležajev na statično nosilnost	3
2.2	Imenska doba trajanja ležajev	3
2.3	Razširjen izračun dobe trajanja	4
3	Kontrola napetosti gredi 2.....	4
3.1	Določitev kritičnih prerezov	4
3.2	Izračun napetosti na kritičnih prerezih.....	5
3.2.1	Izračun napetosti na stopnici za zobnikom 2	5
3.2.2	Izračun napetosti pod zobnikom 3	6
4	Kontrola povesov in zasukov gredi.....	7
4.1	Kontrola povesa gredi 3 pod jermenico	7
4.2	Določitev zasuka gredi v ležaju E.....	9
5	Kontrola gredne vezi gred 2 – zobnik 2	10
6	Kontrola zobnikov.....	10
6.1	Bočni tlak na zobniku 3.....	11
7	Zaključek in komentar	13

Priloge:

- Sestavna risba gonila
- Delavniška risba gredi
- Poročilo 1. faze

1 Popravki iz 1. faze

1.1 Kontrola odstopanj vrtilnih frekvenc

Vrtilne frekvence iz podatkov:

$n_1 = n_m$	24,33	/s
$n_2 = n_a$	8	/s
n_3	3,25	/s

Dejanske kvrtilne frekvence:

$$n_{1,dej} = n_1 = 24,33 /s$$

$$n_{2,dej} = \frac{n_1}{i_{12,dej}} = \frac{24,33}{3,043} = 7,995 /s$$

$$n_{3,dej} = \frac{n_{2,dej}}{i_{2,dej}} = \frac{7,995}{2,435} = 3,284 /s$$

Odstopki:

$$odstoppek\ 1 = 0\%$$

$$odstoppek\ 2 = \left| \frac{n_{2,dej} - n_2}{n_2} \right| \cdot 100 = 0,06\%$$

$$odstoppek\ 3 = \left| \frac{n_{3,dej} - n_3}{n_3} \right| \cdot 100 = 1,05\%$$

Vidimo da so izbrani zobniki ustrezni, saj je odstopanje manjše od 3%.

1.2 Popravki pri dimenzijah gredi 2

Pri risanju reduktorja sem zaradi uležajanja moral nekoliko prilagoditi dimenzije gredi 2. Nove dimenzije so:

$$a = 60\text{ mm}$$

$$b = 77,5\text{ mm}$$

$$c = 57,5\text{ mm}$$

To nam rahlo spremeni reakcije v podporah. Postopek izračuna ostaja isti kot v prvi fazi. Nove vrednosti reakcij so:

Ravnina x-y:

$$A_y = -164,59\text{ N}$$

$$B_y = -652,71\text{ N}$$

$$M_{f,\max} = 37530,77\text{ Nmm}$$

Ravnina x-z:

$$A_z = 2500,9 \text{ N}$$

$$B_z = -3105,79 \text{ N}$$

$$M_{f,\max} = 178582,98 \text{ Nmm}$$

Upogibni moment pod zobnikom 2: $M_{f2} = 150329,14 \text{ Nmm}$

Upogibni moment pod zobnikom 3: $M_{f3} = 182484,08 \text{ Nmm}$

Reakcija v levem ležaju: $F_{rA} = 2506,3 \text{ N}$

Reakcija v desnem ležaju: $F_{rB} = 3173,6 \text{ N}$

2 Doba trajanja ležajev

V prvi fazi poročila smo že določili obremenitve v ležajih na gredi 2. Obremenitev v levem ležaju je 2506,3 N, v desnem pa 3173,6. Za ležaje na drugi gredi izvedemo kontrolo statične nosilnosti in izračunamo imensko dobo trajanja ležajev. Ker ležaj, izbran v prejšnji fazi (SKF 6010), ni prestal kontrole dobe trajanja, sem ga zamenjal za ležaj SKF 6210. Na obeh straneh sta montirana enaka ležaja.

2.1 Vrednotenje ležajev na statično nosilnost

Ker sta ležaja na obeh straneh enaka, lahko preračunamo le bolj obremenjen ležaj.

Ker nimamo aksialnih obremenitev upoštevamo:

$$x_0 = 1$$

$$y_0 = 0$$

Tako lahko izračunamo statično ekvivalentno obremenitev ležaja P_0 :

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a = 1 \cdot 3173,6 = 3173,6 \text{ N}$$

Sedaj lahko kontroliramo statično varnost. Vrednost C_0 dobimo v KSP 660.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{23200}{3173,6} = 7,31$$

$s_{0\min} = 1,5$ za kroglični ležaj, sunkovita obremenitev po T7 (str 22)

$$s_0 \geq s_{0,\min} \rightarrow 7,31 \geq 1,5$$

Pogoj je izpolnjen.

2.2 Imenska doba trajanja ležajev

Izračunamo jo po enačbi:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6$$

$$L_{10} = \left(\frac{35100}{3173,6}\right)^3 \cdot 10^6 = 1.352.897.166 \text{ vrtljajev}$$

Določimo še obratovalne ure:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{3600 \cdot n_2} = \frac{1.352.897.166}{3600 \cdot 8} = 46976 \text{ h}$$

Pogoj 15000 obratovanih ur je izpolnjen.

2.3 Razširjen izračun dobe trajanja

Dobo trajanja izračunamo še bolj natančno s tem da upoštevamo obratovalne pogoje. Upoštevamo kvaliteto mazanja, čistočo maziva in obratovalno temperaturo.

Uporabljamo olje ISO VG100 pri 60°C.

Iz grafov v predlogi odčitamo vse potrebne koeficiente:

$a_1 = 0,64$ za 95% verjetnost, da ne pride do poškodb po tabeli 9 (str 24)

$e_c = 0,55$ - koeficient čistoče maziva (predvidimo normalno čistočo)

$v_1 = 30$ za $d_m=70\text{mm}$ in $n_2=480 \text{ min}^{-1}$ po Diagramu 11 (str 25)

$v = 13$ za $T=60^\circ\text{C}$ in olje ISO VG32 po diagramu 10 (str 24)

$a_{ISO} = 1,2$ za $\kappa = v/v_1=0,43$ in $ec \cdot Cu/P=0,17$ po diagramu 12 (str 25)

Sedaj izračunamo dobo trajanja:

$$L_{n5} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} = 0,64 \cdot 1,2 \cdot 1.352.897.166 = 1.039.025.023 \text{ vrtljajev}$$

$$L_{n5h} = \frac{L_{n5}}{60 \cdot n_2} = \frac{999.139.600}{3600 \cdot 8} = 36077 \text{ h} \geq 15000 \text{ h}$$

Še vedno izpolnjujemo pogoj 15000 ur.

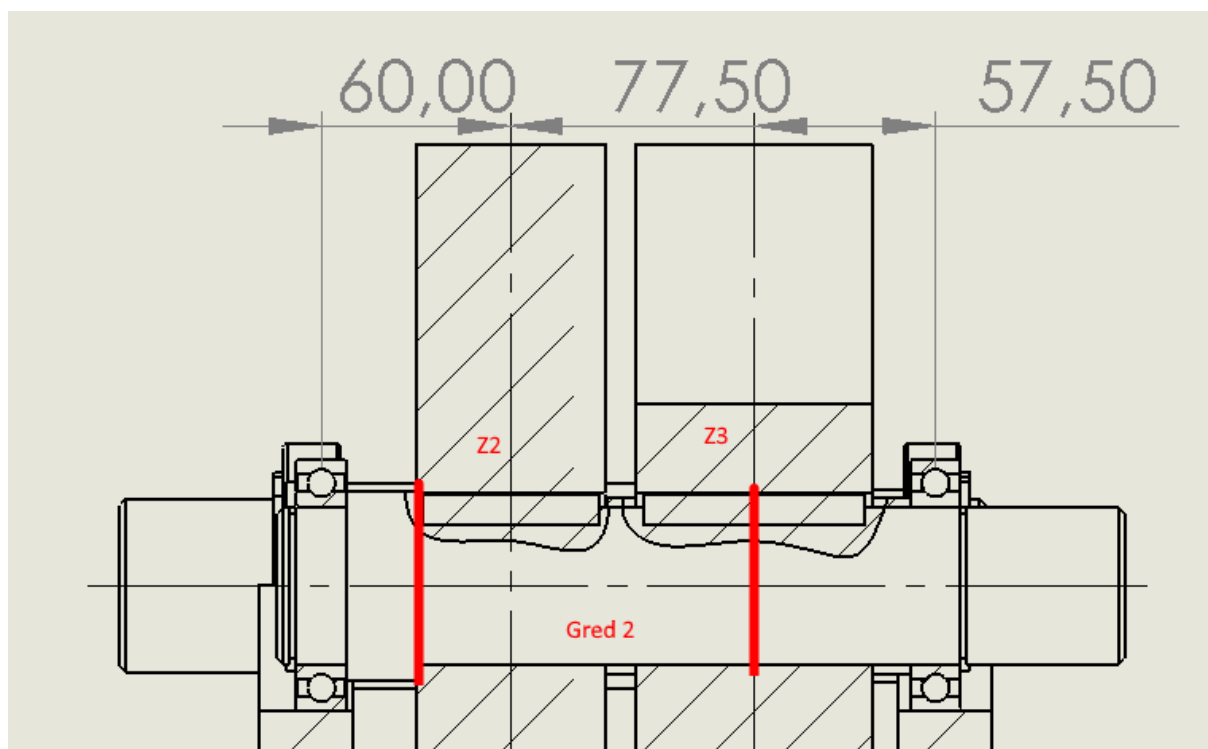
3 Kontrola napetosti gredi 2

3.1 Določitev kritičnih prerezov

Preračun napetosti bom izvedel za 2 mesta na gredi:

- pod zobnikom 3, kjer je gred bolj obremenjena kot pod zobnikom 2
- na stopnici, na katero nasede zobnik 2

Mesta sta označena na skici:



3.2 Izračun napetosti na kritičnih prerezih

Najprej odčitamo R_m in $R_{p0,2}$ za jeklo E295:

$R_m = 500 \text{ MPa}$

$R_{p0,2} = 275 \text{ MPa}$

3.2.1 Izračun napetosti na stopnici za zobnikom 2

Iz diagrama 1 in 2 najprej odčitamo koeficienta oblike zareze za stopničast prehod na gredi. Podatki za določitev so:

D [mm]	d [mm]	ρ [mm]	d/D	ρ/t
60	50	1	0,83	0,2

$\alpha_{kf} = 2,8$ (iz diagrama 1)

$\alpha_{kt} = 1,6$ (iz diagrama 2)

Izračunamo koeficient občutljivosti materiala na zareze:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{1} \cdot \left(1 - \frac{275}{500}\right)^3} = 0,58$$

Določimo lahko koeficienta zarezne učinka pri upogibu in torziji:

$$\beta_{kf} = 1 + \eta_k \cdot (\alpha_{kf} - 1) = 1 + 0,58 \cdot (2,8 - 1) = 2,04$$

$$\beta_{kt} = 1 + \eta_k \cdot (\alpha_{kt} - 1) = 1 + 0,58 \cdot (1,6 - 1) = 1,35$$

Manjka nam še upogibni moment na stopnici. Stopnica je na dolžini $x = 30\text{mm}$. Enačba za moment v prvem polju gredi je:

$$M_f(x) = F_{rA} \cdot x = 3173,6 \cdot 30 = 95208 \text{ Nmm} = 95,21 \text{ Nm}$$

Torzijski moment smo že določili v prvi fazi:

$$M_t = 285,36 \text{ Nm}$$

Izračunamo lahko upogibno in torzijsko napetost:

$$\sigma_{f,max} = \beta_{kf} \cdot \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d_g^3} = 2,04 \cdot \frac{32 \cdot 95,21}{\pi \cdot 0,05^3} = 15,83 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{t,max} = \beta_{kt} \cdot \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d_g^3} = 1,35 \cdot \frac{16 \cdot 285,36}{\pi \cdot 0,05^3} = 15,67 \text{ Mpa}$$

Izračunamo še α_0 , ki jo potrebujemo za izračun primerjalne napetosti. Najprej iz diagrama 5, str. 9 odčitamo potrebne podatke:

$$\sigma_{Df}^{R=-1} = 240$$

$$\tau_{Df}^{R=0} = 205 \text{ MPa}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{Df}^{R=-1}}{1,73 \cdot \tau_{Df}^{R=0}} = \frac{240}{1,73 \cdot 205} = 0,677$$

Primerjalno napetost dobimo po enačbi:

$$\sigma_P = \sqrt{\sigma_{f,max}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{t,max})^2} = \sqrt{57,2^2 + 3 \cdot (0,572 \cdot 15,6)^2} = 24,24 \text{ MPa}$$

Določiti moramo še dopustno napetost:

$$b_1 = 0,82 \text{ za } d=50 \text{ mm po D7 (str 10)}$$

$$b_2 = 0,94 \text{ za } R_m=500 \text{ MPa in } R_{max}=4 \mu\text{m po D8 (str 11)}$$

Za dinamično varnost vzamemo: $s_D = 2$

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{Df}^{R=-1} \cdot b_1 \cdot b_2}{s_D} = \frac{240 \cdot 0,82 \cdot 0,94}{2} = 92,5 \text{ MPa}$$

Vidimo da velja:

$$\sigma_{dop} \geq \sigma_P \rightarrow 92,5 \text{ MPa} \geq 24,24 \text{ MPa}$$

3.2.2 Izračun napetosti pod zobnikom 3

Postopek računanja ostaja enak. Različne so le nekatere vrednosti. Na tem mestu nam zarezni učinek povzroča utor za moznik.

Koeficiente oblike dobimo iz tabele 1, str.8:

$$\alpha_{kf} = 4$$

$$\alpha_{kt} = 2,8$$

η_k dobimo po isti enačbi, le da za ρ vzamemo 0,25 (tabela 1, stran 6)

$$\eta_k = 0,255$$

$$\beta_{kf} = 1,77$$

$$\beta_{kt} = 1,46$$

Upogibni moment pod zobnikom smo že določili pri statičnem preračunu. Torzijski moment ostaja enak.

$$M_f = 182,48 \text{ Nm}$$

$$M_t = 285,36 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{f,max} = 26,26 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{t,max} = 16,97 \text{ Mpa}$$

α_0 ostaja enak, določimo lahko primerjalno napetost:

$\sigma_p = 32,95 \text{ MPa}$ – napetost je večja kot na prvi kritični točki.

σ_{dop} tudi ostaja enaka, saj se b_1 in b_2 ne spremenita. Vidimo, da smo še vedno znotraj dopustne napetosti.

$$\sigma_{dop} \geq \sigma_p \rightarrow 92,5 \text{ MPa} \geq 32,95 \text{ MPa}$$

4 Kontrola povesov in zasukov gredi

4.1 Kontrola povesa gredi 3 pod jermenico

Sile s katerimi na gred deluje zobnik 4 smo že določili (sta enki kot na zobniku 3). Obodna sila znaša 3473,9 N, radialna pa 1264,4 N. Sila, s katero na gred deluje jermenica pa je podana v definiciji in znaša 3500N.

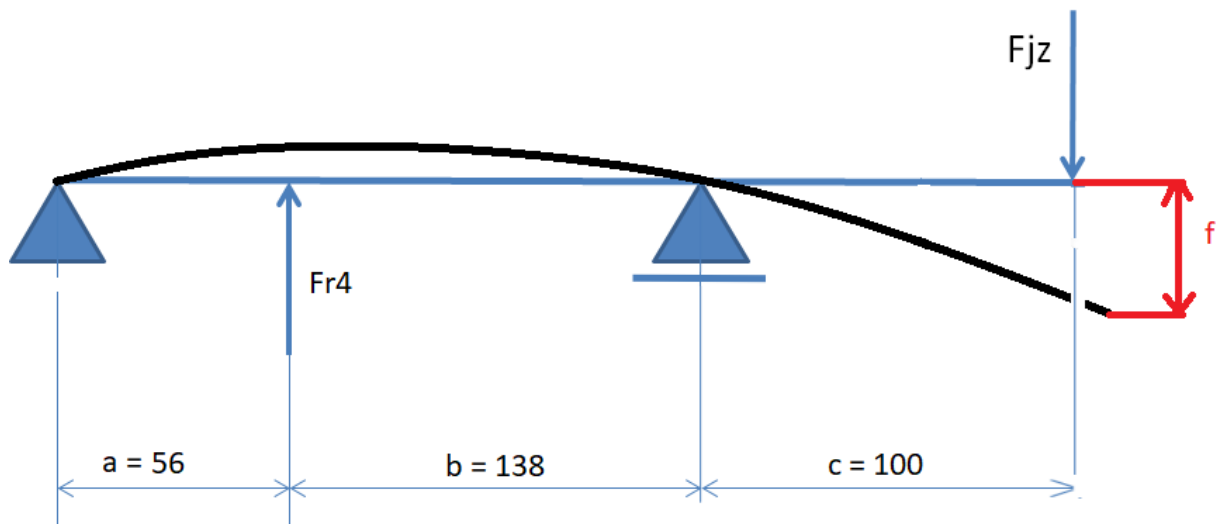
Gred je iz jekla E295, za katerega velja:

$$E = 190000 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 55^4}{64} = 559180 \text{ mm}^4$$

Ravnina x-z:

V ravnini x-z delujeta radialna sila F_{r4} in sila jermenice. Za izračun povesa določimo poves za vsako silo posebej, skupni poves pa dobimo po principu superpozicije.



Najprej nas zanima deformacijski kot, ki ga povzroči sila F_{r4} v ležaju E:

$$\tan \alpha_E = \frac{F_{r4} \cdot a \cdot b \cdot ((a + b) + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1264,4 \cdot 56 \cdot 138 \cdot (56 + 138 + 138)}{6 \cdot 190000 \cdot 449180 \cdot (56 + 138)} = 3,2656 \cdot 10^{-5}$$

$$\alpha_E = \arctan(3,2656 \cdot 10^{-5}) = 0,00187^\circ$$

Poves v jermenici zaradi sile F_r :

$$f_{Fr} = c \cdot \tan(\alpha_E) = 100 \cdot \tan(0,00187^\circ) = 0,0033 \text{ mm}$$

Določimo še poves zaradi sile jermenice po enačbi:

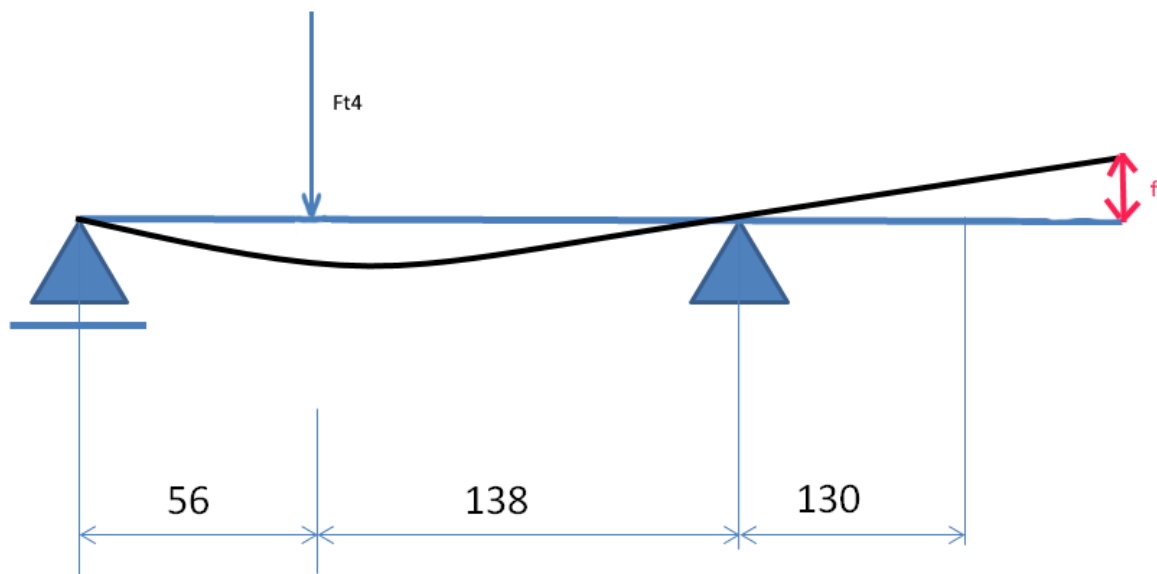
$$f_{Fj} = \frac{F \cdot c^2 \cdot (a + b + c)}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{3500 \cdot 100^2 \cdot (56 + 138 + 100)}{3 \cdot 190000 \cdot 449180} = 0,0402 \text{ mm}$$

Skupni poves je torej

$$f_{x-z} = f_{Fr} + f_{Fj} = 0,0435 \text{ mm}$$

Ravnina x- y:

V ravnini x-y deluje le tangencialna sila zobnika. Skica:



Vrednost povesa dobimo po enakem postopku kot v ravnini x-z:

$$\tan \alpha_E = \frac{F_{r4} \cdot a \cdot b \cdot ((a + b) + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = 8,972 \cdot 10^{-5}$$

$$\alpha_E = \arctan(8,972 \cdot 10^{-5}) = 0,00514^\circ$$

$$f_{x-y} = c \cdot \tan(\alpha_E) = 0,0090 \text{ mm}$$

Določitev skupnega povesa:

Oba povesa lahko seštejemo po pitagorovem izreku in dobimo dejansko vrednost povesa gredi pod jermenico:

$$f = \sqrt{f_{x-y}^2 + f_{x-z}^2} \leq f_{dop} = \frac{l}{3000}$$

$$\sqrt{0,0435^2 + 0,009^2} \leq \frac{56 + 138 + 100}{3000} \rightarrow 0,044 \text{ mm} \leq 0,108 \text{ mm}$$

Pogoj je izpolnjen.

4.2 Določitev zasuka gredi v ležaju E

Ravnina x-z:

Zasuk zaradi F_{r4} smo že določili pri računanju povesa:

$$\tan(\alpha_{F_{r4}}) = 3,2656 \cdot 10^{-5}$$

Zasuk zaradi F_j določimo po enačbi:

$$\tan(\alpha_{F_j}) = \frac{F \cdot c \cdot (a + b)}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{3500 \cdot 100 \cdot (56 + 138)}{3 \cdot 190000 \cdot 449180} = 2,652 \cdot 10^{-4}$$

Spet lahko zasuka seštejemo po principu superpozicije in dobimo:

$$\tan(\alpha)_{x-z} = \tan(\alpha_{Fr4}) + \tan(\alpha_{Fj}) = 2,979 \cdot 10^{-4}$$

Ravnina x-y:

Določimo še zasuk zaradi sile F_{t4} :

$$\tan(\alpha_{Ft4}) = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (a + b + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot (a + b)} = \frac{3473,9 \cdot 56 \cdot 138 \cdot (56 + 138 + 56)}{6 \cdot 190000 \cdot 449180 \cdot (56 + 138)} = 9,296 \cdot 10^{-5}$$

Skupni zasuk dobimo po pitagorovem izreku:

$$\tan \alpha = \sqrt{\tan^2 \alpha_{x-y} + \tan^2 \alpha_{x-z}} = \sqrt{0,000235^2 + 0,00040^2} = 3,12 \cdot 10^{-4}$$

Za kroglične ležaje: **$\tan \alpha_{dop} = 0,02 \geq 3,12 \cdot 10^{-4}$**

Pogoj je izpolnjen.

5 Kontrola gredne vezi gred 2 – zobnik 2

Vrednotiti moramo gredno vez med zobnikom 2 in gredjo 2. Vez je izvedena z moznikom. Moznik je zaradi prenosa torzijskega momenta na strig. Vendar strig ni kritičen za porušitev. Porušitev zveze nastopi, če se moznik vtisne v gred ali pesto, zato je kritičen površinski tlak med moznikom in pestom oz. med moznikom in gredjo.

Glede na dimenzije gredi in zobnika določimo dimenzije moznika (T4 str 18): 16x10x56. Podatki so vzeti iz KSP 623:

b[mm]	h[mm]	t [mm]	t1 [mm]	l _k [mm]	φ	n
16	10	6	4,3	40	1	1

Površinski tlak računamo po enačbi:

$$p = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_k \cdot \varphi \cdot n} = \frac{2 \cdot 285360}{50 \cdot (10 - 4,3) \cdot 40 \cdot 1 \cdot 1} = 50,06 \text{ MPa}$$

Izračunamo še dopustni tlak. Za faktor varnosti vzamemo 2,3. Zobnik je iz 42CrMo4, ki ima $R_{p0,2} = 480$ MPa.

$$p_{dop} = \frac{R_{p0,2}}{s} = \frac{480}{2,3} = 208,7 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_{dop} \rightarrow 50,06 \text{ MPa} \leq 208,7 \text{ MPa}$$

Površinski tlak na mozniku zadošča pogojem.

6 Kontrola zobnikov

Zaradi boljših lastnosti jekla sem se odločil, da za zobnike uporabim jeklo za poboljšanje 42CrMo4.

6.1 Bočni tlak na zobniku 3

Kontroliramo Hertzov tlak v dotikalni točki. Izračunamo ga po enačbi:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b_3 \cdot d_3} \cdot \frac{\frac{Z_4}{Z_3} + 1}{\frac{Z_4}{Z_3}}} \cdot (K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_A \cdot K_V)$$

Dopustna vrednost:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X}{S_{Hmin}}$$

Izračunamo in iz tabel in diagramov razberemo vse potrebne koeficiente:

- **Koeficient oblike zobnega boka:**

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha_n \cdot \tan \alpha_w}} = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 20^\circ \cdot \tan 20^\circ}} = 2,49$$

- **Koeficient elastičnosti materiala:**

$$Z_E = 190 \sqrt{N/mm^2} \text{ za jeklo po T7 (str 15)}$$

- **Bočni koeficient prekritja:**

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)}{3}} = \sqrt{\frac{(4-1,5)}{3}} = 0,91$$

- **Koeficient poševnosti zoba:**

$$Z_\beta = 1 \text{ za ravno ozobje}$$

- **Bočni koeficient porazdelitve sile po širini zoba:**

$$K_{H\alpha} = 1,1 \text{ za površinsko utrjeno ravno ozobje in IT8 po T1 (str 6)}$$

- **Bočni koeficient porazdelitve sile po širini zoba:**

- $f_{H\beta} = 20 \mu m$ za IT8 in $b=60mm$ po T3 (str 7)
- $f_{shg} = 8 \mu m$ za srednje toga gonila in $b=60mm$ po T2 (str 6)
- $F_{\beta x} = f_{H\beta} + f_{shg} = 28 \mu m$
- $K_A = 1,5$ po T4 (str 10)
- $\frac{F_m}{b} = \frac{F_t \cdot K_V \cdot K_A}{b} = \frac{5315,07}{60} = 88,6 MPa$
- $y_\beta = 15 \mu m$ za $F_{\beta x} = 28 \mu m$ in $\sigma_{Hlim} = 600 N/mm^2$ po D3 (str 8)
- $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = 13 \mu m$

$$K_{H\beta} = 2,6 \text{ za } F_{\beta y} = 13 \mu m \text{ in } \frac{F_m}{b} = 88,6 \text{ po D4 (str 9)}$$

- **Dinamični koeficient:**

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_a \cdot F_t/b} + K_2 \right) \cdot \frac{z_3 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 1,02 \text{ za } K_1=24,5; K_2=0,0193 \text{ po T5 str 10; } z_3=23; u=2,43; v=5,78$$

po T5 (str 10)

- **Bočna trajna dinamična trdnost:**

$$\sigma_{Hlim} = 600 MPa \text{ za } 42CrMo4 \text{ poboljšano jeklo po T6 (str 11)}$$

- **Koeficient dobe trajanja:**

$$Z_{NT} = 1,36 \text{ za jekla za poboljšanje in } 10^6 \text{ ciklov po D10 (str 16)}$$

- **Koeficienti maziva, hrapavosti in hitrosti:**

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 1 \text{ za strgane in brušene zobnike z } R_z < 4 \mu m$$

- **Koeficient para materialov:**

$$Z_W = 1 \text{ za enak material para zobnikov}$$

- **Koeficient velikosti:**

$$Z_X = 1 \text{ za } m=5 \text{ po D7 (str 12)}$$

- **Minimalna bočna varnost:**

$$S_{Hmin} = 1,2$$

Koeficienti podani v tabeli za lažjo preglednost:

Z_H	2,49
Z_E	190
Z_ε	0,91
Z_β	1
$K_{H\alpha}$	1,1
$K_{H\beta}$	1,95
K_a	1,5
K_v	1,02
Z_{NT}	1,36
$Z_L \times Z_V \times Z_R$	1
Z_W	1
Z_X	1
S_{Hmin}	1,2

$$\sigma_H = 2,49 \cdot 190 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{3473,9}{60 \cdot 115} \cdot \frac{\frac{56}{23} + 1}{\frac{56}{23}}} \cdot (1,1 \cdot 1,95 \cdot 1,5 \cdot 1,02) = 657,3 MPa$$

$$\sigma_{HP} = \frac{1170 \cdot 1,36 \cdot (1) \cdot 1 \cdot 1}{1,2} = 680 MPa$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \rightarrow 657,3 MPa \leq 680 MPa$$

Pogoj je še izpolnjen.

7 Zaključek in komentar

Skozi celotno zasnovo zobniškega gonila sem moral spremeniti nekaj stvari, ki sem si jih določil v prvi fazi zasnove. Pri izračunu dobe trajanja ležaja na drugi gredi sem mogel zamenjati ležaj 6010 na 6210, da sem dosegel dopustno dobo trajanja. Spremeniti sem moral tudi dimenzije gredi, vendar to na izračun ni veliko vplivalo, saj sem jih relativno malo spremenil. Izkazalo se je tudi, da splošno konstrukcijsko jeklo E295 ni dovolj dobro za izdelavo zobnikov. Zato sem izbral 42CrMo4 in zobnik je ravno še izpolnil pogoj trdnosti. Največji izziv pa mi je bil narisati celoten reduktor ter gred 2 in risbo opremiti po standardih tehničnega risanja.