

**Vaja 2:**

**Zobni iško gonilo z evolventnim zobjem**

## Kazalo

<b>1</b>	<b>Definicija naloge.....</b>	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>Uvod.....</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>Prera un zob in sil na zobnike.....</b>	<b>5</b>
3.1	Izbira asinhronskega elektromotorja ter doležitev prestave, modula in števila zob zobnikov.....	5
3.2	Geometrijske veličine ozobja.....	6
3.2.1	<i>Premera delilnih krogov.....</i>	<i>6</i>
3.2.2	<i>Premera osnovnih krogov.....</i>	<i>6</i>
3.2.3	<i>Premera kinematičnih krogov.....</i>	<i>6</i>
3.2.4	<i>Premera vznožnih krogov.....</i>	<i>6</i>
3.2.5	<i>Premera temenskih krogov.....</i>	<i>7</i>
3.2.6	<i>Kontrola temenskih razstopov.....</i>	<i>7</i>
3.2.7	<i>Širina zobnikov.....</i>	<i>7</i>
3.2.8	<i>Višina zob.....</i>	<i>7</i>
3.2.9	<i>Profilna stopnja prekrivanja.....</i>	<i>8</i>
3.2.10	<i>Celotna stopnja prekritja.....</i>	<i>8</i>
3.3	Sile na zobniški dvojici.....	8
3.3.1	<i>Obodna sila.....</i>	<i>8</i>
3.3.2	<i>Radialna sila.....</i>	<i>8</i>
3.3.3	<i>Smer delovanja sil.....</i>	<i>9</i>
3.4	Reakcije v podporah in notranje sile.....	9
3.4.1	<i>Reakcije v podporah (pastorek).....</i>	<i>9</i>
3.4.2	<i>Reakcije v podporah (izhodna gred).....</i>	<i>10</i>
3.4.3	<i>Notranje sile (pastorek).....</i>	<i>11</i>
3.4.4	<i>Notranje sile (izhodna gred).....</i>	<i>12</i>
3.5	NTM diagrami.....	14
3.6	Kvaliteta ozobja.....	16
<b>4</b>	<b>Trdnostna kontrola po DIN 3990.....</b>	<b>17</b>
4.1	Kontrola bognega tlaka.....	17
4.1.1	<i>Dejanski bogni tlak pastorka.....</i>	<i>17</i>
4.1.2	<i>Dejanski bogni tlak velikega zobnika.....</i>	<i>18</i>
4.1.3	<i>Dopustni bogni tlak pastorka.....</i>	<i>19</i>
4.1.4	<i>Dopustni bogni tlak velikega zobnika.....</i>	<i>19</i>
4.1.5	<i>Komentar.....</i>	<i>20</i>
4.2	Kontrola korenske trdnosti.....	20
4.2.1	<i>Dejanska napetost v korenu zoba pastorka.....</i>	<i>20</i>
4.2.2	<i>Dejanska napetost v korenu zoba velikega zobnika.....</i>	<i>21</i>
4.2.3	<i>Dopustna napetost v korenu zoba pastorka.....</i>	<i>21</i>
4.2.4	<i>Dopustna napetost v korenu zoba velikega zobnika.....</i>	<i>21</i>

4.2.5	Komentar.....	22
<b>5</b>	<b>M era ez zobe za pogonski in odgonski zobnik .....</b>	<b>22</b>
5.1	M erno število zob.....	22
5.2	Teoreti na m era ez zobe.....	22
5.3	Toleranca m ere ez zobe.....	22
<b>6</b>	<b>Kontrola grednih vezi.....</b>	<b>23</b>
6.1	Prera un m oznikov.....	23
<b>7</b>	<b>Prera un ležajev.....</b>	<b>24</b>
7.1	Stati na nosilnost .....	25
7.2	D inam i na nosilnost.....	25
<b>8</b>	<b>Trdnostna kontrola gredi .....</b>	<b>26</b>
<b>9</b>	<b>Kontrola dopustnih deformacij gredi.....</b>	<b>32</b>
9.1	E na be za zasuk in poves gredi.....	33
9.2	Rezultati .....	35
<b>10</b>	<b>Zak lju ek .....</b>	<b>36</b>
<b>Priloga 1: Podatk i in tabele za prera un .....</b>		<b>37</b>

## 1 Definicija naloge

Potrebno je skonstruirati in preraunati enostopenjski reduktor z ravnimi zobmi. Boki zob imajo obliko evolvente. Manjši oziroma pogonski zobnik je izdelan na gredi, večji oz. odgonski zobnik pa je montiran na gred z gredno vezjo. Reduktor je gnan s trifaznim asinhronskim elektromotorjem, na katerega je priključen z elastično sklopko. Reduktor mora biti primeren za vgradnjo na gradbene stroje in mora omogočati kontinuirano obratovanje. Njegova življenjska doba naj bo 10 let. Vrtilni moment in moč na izhodni gredi sta podana v tabeli.

V sklopu vaje je potrebno narediti:

Izbrati asinhronski elektromotor za pogon.

Glede na elektromotor in vrtilni moment na izhodni gredi je potrebno približno določiti prestavo reduktorja.

Glede na izbrano prestavo je potrebno izbrati modul ter število zob za pogonski in odgonski zobnik.

Potrebno je preraunati geometrijske karakteristike reduktorja.

Potrebno je izvršiti trdnostno kontrolo zobnikov po standardu DIN 3990.

Potrebno je izračunati mere zob za pogonski in odgonski zobnik.

Potrebno je oblikovati ohišje reduktorja tako, da bosta zagotovljeni njegova funkcionalnost in montažne lažje.

Potrebno je izvršiti trdnostni preraun obeh gredi ter kontrolirati povprečno mazo zobnikov in zasuk gredi na ležajnih mestih.

Potrebno je izvršiti kontrolo vseh grednih vezi in lažjev reduktorja.

Potrebno je izdelati delavniško risbo vhodne gredi s pastorkom.

Potrebno je izdelati sestavno risbo celotnega reduktorja.

## 2 Uvod

Delo pri samivaji sem se lotil na način, kot je opisan v definiciji vaje. Večinoma komentarjev bom podajal pri posameznih odsekih. Za sam preraun pa potrebujem o vhodne podatke na podlagi katerih bom temeljil ves preraun reduktorja:

Podatki številka 5:

Moč (kW) ... 18

Izhodna vrtilna frekvenca ( $\text{min}^{-1}$ ) ... 450

### 3 Preračun zob in sil na zobnike

#### 3.1 Izbera asinhronskega elektromotorja ter določitev prestave, modula in števila zob zobnikov

Elektromotor, ki bo poganjal moj reduktor sem izbral iz katalogov, ki so dostopni na Lavek-ovi doma in internetni strani.

Sam sem izbral elektromotor Siemens 1LG4 183-4AA, ki je 4-polni. Njegova nazivna moč je  $P_{el} = 18,5 \text{ kW}$ . Vrti pa se z  $n_{el} = 1500 \text{ min}^{-1}$  obrati.

Kot lahko vidimo iz podatkov je ta elektromotor idealen za naš reduktor, saj je malenkost monejši, njegov obrati pa tudi niso previsoki, zato tudi prestava ne bo zelo velika.

Da dobimo približno prestavo:

$$i_{pr} = \frac{n_{el}}{n_{izh}} = \frac{1500 \text{ min}^{-1}}{450 \text{ min}^{-1}} = 3,33$$

Ko imamo enkrat približno prestavo, si izberemo modul in pa število zob zobnikov. Modul izberemo iz standardne vrste.

Za manjši zobnik sem izbral material 34Cr4, ki ga karbonitriramo, da dosežemo zadostno trdnost. Potem pa moramo zobe še brusiti. Za večji zobnik pa sem izbral drugačen material in sicer 31CrMoV9.

Za določitev nominalnega modula  $m_n$  pa uporabimo ena bo (za ocenitev):

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{Y_F}{z_1^2} \frac{2 K_A T_1}{(b/d_1) (\sigma_{Flim}/1,7)}}$$

Priemer so:

- $Y_F = 2,22 \dots$  ..koeficient oblike zoba (razberemo iz diagrama iz predloge za vaje)
- $z_1 = 79$
- $K_A = 1,5 \dots$  ..koeficient obratovanja (iz tabele 8 iz predloge za vaje)
- $T_1 = 117,8 \text{ Nm} \dots$  ..(izračunamo po ena bi:  $T_1 = \frac{30 P_{el}}{n_{el}} 1000$ )
- $(b/d_1) = 0,3 + i_{pr}/20 = 0,46$  zaokrožimo na 0,5
- $\sigma_{Flim} = 450 \text{ N/mm}^2 \dots$  ..trajna dinamična trdnost zobnega korena pastorka (za naš material)

Po tej ena bi dobimo  $m_n > 0,1 \text{ mm}$ . Ker v standardni vrsti ni tako majhnega modula, lahko vzamemo najmanjšega, ki znaša 1 mm ali pa si ga izberemo sami.

Sam sem izbral  $m_n = 1,25 \text{ mm}$ .

Število zob manjšega zobnika ne sme biti manjše od 17, saj v tem primeru pride do spodrezave korena zoba. Za manjši zobnik sem izbral  $z_1 = 79$  zob.

Na podlagi približne prestave in pa manjšega števila zob izračunamo število zob večjega zobnika po ena bi:

$$z_2 \quad i_{pr} \quad z_1 \quad 3,33 \quad 79 \quad 263,07$$

Za  $z_2$  izberem 263 zob in tako dobim dejansko prestavo, ki znaša  $i_{dej} = 3,329$ .

Ker sem izbral dokaj veliko število zob tako majhnega kot velikega zobnika in pa majhen modul, lahko pri akujem, da bo naša stopnja prekritja (koliko zob prenaša sile) večja od 1, kar je tudi naš cilj, saj je v tem primeru reductor tišji.

### 3.2 Geometrijske veličine ozobja

Ko enkrat izberemo modul in število zob zobnikov se lahko lotimo preračuna geometrijskih veličin ozobja, s pomočjo katerih bomo potem lahko izvedli tudi trdnostno kontrolo.

#### 3.2.1 Premera delilnih krogov

$$d_1 \quad m_n \quad z_1 \quad 1,25 \quad 79 \quad 98,75mm$$

$$d_2 \quad m_n \quad z_2 \quad 1,25 \quad 263 \quad 328,75mm$$

#### 3.2.2 Premera osnovnih krogov

$$d_{b1} \quad d_1 \cos \quad 98,75 \cos 20 \quad 92,7946mm$$

$$d_{b2} \quad d_2 \cos \quad 328,75 \cos 20 \quad 308,9239mm$$

... ubimikotna delilnem krogu v radialnem prerezu ( $20^\circ$ )

#### 3.2.3 Premera kinematičnih krogov

$$d_{w1} \quad d_1 \frac{\cos \quad}{\cos \quad_{wt}} \quad 98,75mm$$

$$d_{w2} \quad d_2 \frac{\cos \quad}{\cos \quad_{wt}} \quad 328,75mm$$

Pri ravnih zobnikih sta  $\cos \quad$  in  $\cos \quad_{wt}$  enaka.

#### 3.2.4 Premera vznožnih krogov

$$d_{f1} \quad d_1 + 2 h_{f1} \quad 98,75 + 2 \cdot 1,5625 \quad 95,625mm$$

$$d_{f2} \quad d_2 + 2 h_{f2} \quad 328,75 + 2 \cdot 1,5625 \quad 325,625mm$$

Za naš primer je:

$$h_{f1,2} \quad h_{fp}^* m_n + c_p \quad h_{fp}^* m_n + c_p^* m_n \quad 1 \cdot 1,25 + 0,25 \cdot 1,25 \quad 1,5625mm$$

Priemer je:

$$h_{fp}^* = 1,0 \text{ za standardni profil (koeficient višine zobnih korenov osnovnega profila)}$$

$c_p^* = 0,25$  za standardno orodje (koeficient temenskega razstopa)

### 3.2.5 Premera temenskih krogov

$$d_{a1} = d_1 + 2 h_{a1} = 98,75 + 2 \cdot 1,25 = 101,25 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 h_{a2} = 328,75 + 2 \cdot 1,25 = 331,25 \text{ mm}$$

Za izračun  $h_{a1,2}$  uporabimo:

$$h_{a1,2} = h_{aP} + h_{aP}^* \cdot m_n = 1,25 + 1,25 \text{ mm}$$

$h_{aP}^*$ ... koeficient višine zobnih vrhov osnovnega profila (1,0 za standardni profil)

### 3.2.6 Kontrola temenskih razstopov

Temenski razstopi naših zobnikov morajo biti večji od minimalnega temenskega razstopa:

$$c_{\min} = 0,12 \cdot m_n = 0,12 \cdot 1,25 = 0,15 \text{ mm}$$

$$c_1 = a - \frac{d_{a1} - d_{f2}}{2} = 213,75 - \frac{101,25 - 325,625}{2} = 0,3125 \text{ mm} > 0,15 \text{ mm}$$

$$c_2 = a - \frac{d_{a2} - d_{f1}}{2} = 213,75 - \frac{331,25 - 95,625}{2} = 0,3125 \text{ mm} > 0,15 \text{ mm}$$

Priemer je a medosna razdalja:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{98,75 + 328,75}{2} = 213,75 \text{ mm}$$

### 3.2.7 Širina zobnikov

Širina zobnikov je poljubna, vendar za orientacijsko vrednost izberemo razmerje ( $b/d_1$ ). Na ta način dobimo širino pastorka. Širina večjega zobnika pa je vedno manjša od širine pastorka.

Za naš primer:

$$b_1 = 60 \text{ mm}$$

$$b_2 = 50 \text{ mm}$$

Za širino zobnikov sem vzel nekoliko večje vrednosti, saj s tem dobimo večjo površino na katero pritiskajo sile, zato je manjša nevarnost, da polomimo zobe zobnikov.

### 3.2.8 Višina zob

Višini zob določimo po enačbah:

$$h_1 = \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2} = 2,8125 \text{ mm}$$

$$h_2 = \frac{d_{a2} - d_{f2}}{2} = 2,8125 \text{ mm}$$

V išini zob sta enaki, saj noben zobnik ni korigiran.

### 3.2.9 Profilna stopnja prekrivanja

Profilna stopnja prekritja nam pove koliko zob hkrati prenaša sile med zobniki. Izračunamo jo po ena bi:

$$\frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a \sin \omega_t}{2 m_t \cos \omega_t} = 1,8757$$

Priemer so oznake:

$$\omega_t = 20^\circ \text{ (za standardno ozobje)}$$

$$m_t = m_n = 1,25 \text{ mm}$$

### 3.2.10 Celotna stopnja prekritja

Ker imamo ravno ozobje znaša za naš primer bo na stopnja prekritja 0. To pomeni, da je celotna stopnja prekritja enaka kar profilni stopnji prekritja.

$$1,8757$$

## 3.3 Sile na zobniški dvojci

Silo, ki deluje na bok zob v oprijemu, razdelimo pri zobnikih s poševnim ozobjem na tri osnovne komponente. Ker pa imamo v našem primeru zobnike z ravnim ozobjem se pri nas pojavita samo dve od treh sil.

### 3.3.1 Obodna sila

Za pastorek jo izračunamo po:

$$F_{t1} = \frac{2 T_1}{d_{w1}} = 2385,3 \text{ N}$$

Obodna sila za veliki zobnik pa je po velikosti enaka, vendar druga usmerjena. Torej:

$$F_{t2} = 2385,3 \text{ N}$$

### 3.3.2 Radialna sila

Za pastorek:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \omega_t = 2385,3 \tan 20^\circ = 868,2 \text{ N}$$



Podobno kot za obodno silo velja tudi za radialno silo. Torej je radialna sila na veliki zobnik enako velika, vendar drugače usmerjena:

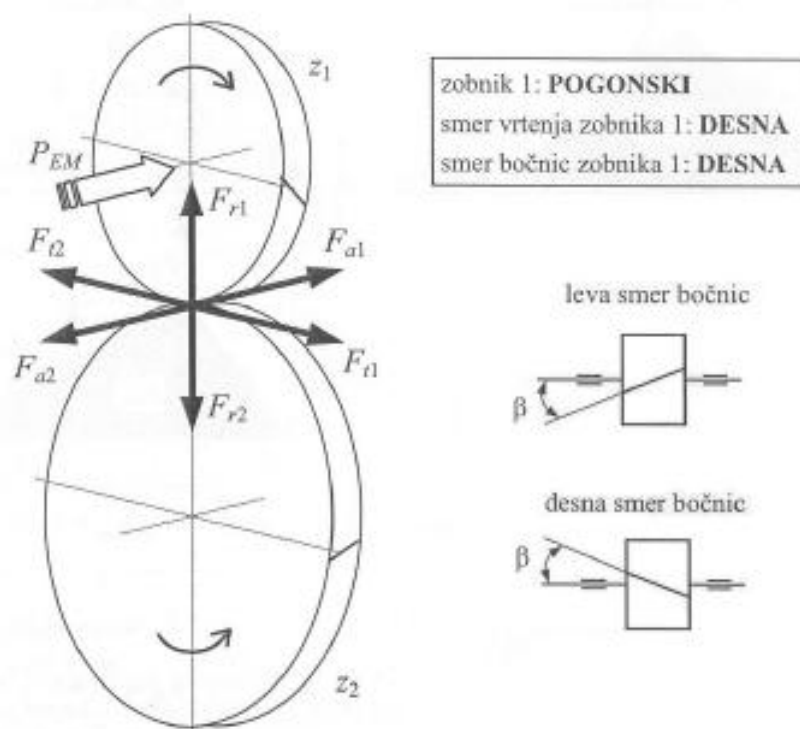
$$F_{r2} = 868,2N$$

### 3.3.3 Smer delovanja sil

Na pogonski zobnik (pastorek) deluje obodna sila v nasprotni smeri njegovega vrtenja, radialna sila pa deluje proti središču zobnika.

Na odgonski zobnik pa deluje obodna sila v smeri njegovega vrtenja, radialna sila pa prav tako kot pri pogonskem zobniku deluje proti središču zobnika.

Skica:



Sl. 10: Smer delovanja sil na zobniški dvojici s poševnim ozobjem (vir: Glodež in Ren 2005)

## 3.4 Reakcije v podporah in notranje sile

Reakcije v podporah in notranje sile bom posebej izračunal za pastorek in za izhodno gred. Za izračun notranjih sil sem tako pastorek kot izhodno gred prerezal na dva polja.

### 3.4.1 Reakcije v podporah (pastorek)

Iz statike za podpore sledi, da morajo biti vse sile in vsi momenti v ravnotežju:

$$F_x = 0 \quad A_x = 0$$

$$F_y = 0 \quad A_y \quad F_{R1} \quad B_y = 0$$

$$F_z = 0 \quad A_z \quad F_{T1} \quad B_z = 0$$

$$M_y = 0 \quad F_{T1} \quad E_2 \quad A_z(E_1 \quad E_2) = 0$$

$$M_z = 0 \quad F_{R1} \quad E_2 \quad A_y(E_1 \quad E_2) = 0$$

Ko vse enačbe preuredimo in vstavimo vrednosti dobimo:

$$A_x = 0$$

$$A_y = \frac{F_{R1} \quad E_2}{(E_1 \quad E_2)} = 434,1N$$

$$A_z = \frac{F_{T1} \quad E_2}{(E_1 \quad E_2)} = 1192,6N$$

$$B_y = F_{R1} \frac{F_{R1} \quad E_2}{(E_1 \quad E_2)} = 434,1N$$

$$B_z = F_{T1} \frac{F_{T1} \quad E_2}{(E_2 \quad E_1)} = 1192,6N$$

Pri tem je  $E_1$  razdalja med središčem zobnika in središčem levega leaja,  $E_2$  je razdalja med središčem zobnika in središčem desnega leaja.

$$E_1 = 100mm$$

$$E_2 = 100mm$$

### 3.4.2 Reakcije v podporah (izhodna gred)

Iz statike za podpore sledi, da morajo biti vse sile in vsi momenti v ravnotežju:

$$F_x = 0 \quad D_x = 0$$

$$F_y = 0 \quad C_y \cdot F_{R2} \cdot D_y = 0$$

$$F_z = 0 \quad C_z \cdot F_{T2} \cdot D_z = 0$$

$$M_y = 0 \quad F_{T2} \cdot E_2 \cdot C_z \cdot (E_1 - E_2) = 0$$

$$M_z = 0 \quad F_{R2} \cdot E_2 \cdot C_y \cdot (E_1 - E_2) = 0$$

Ko vse enačbe preuredimo in vstavimo vrednosti dobimo:

$$D_x = 0$$

$$C_y = \frac{F_{R2} \cdot E_2}{(E_1 - E_2)} = 434,1N$$

$$C_z = \frac{F_{T2} \cdot E_2}{(E_1 - E_2)} = 1192,6N$$

$$D_y = F_{R2} \cdot \frac{F_{R2} \cdot E_2}{(E_1 - E_2)} = 434,1N$$

$$D_z = F_{T2} \cdot \frac{F_{T2} \cdot E_2}{(E_2 - E_1)} = 1192,6N$$

Priemer razdalje je poznan o.

### 3.4.3 Notranje sile (pastorek)

Prvo polje:

$$\begin{aligned}
 N &= 0 \\
 T_y \quad A_y \quad 0 \quad T_y \quad A_y \quad 434,1N \\
 T_z \quad A_z \quad 0 \quad T_z \quad A_z \quad 1192,6N \\
 M_x &= 0 \\
 M_z \quad A_y \quad X \quad M_z \quad A_y \quad X \quad M_{z0} \quad 0Nm \cdots M_{zs} \quad 43,4Nm \\
 M_y \quad A_z \quad X \quad M_y \quad A_z \quad X \quad M_{y0} \quad 0Nm \cdots M_{ys} \quad 119,2Nm \\
 0 \quad X \quad E_1
 \end{aligned}$$

**Drugo polje:**

$$\begin{aligned}
 N &= 0 \\
 T_y \quad B_y \quad 0 \quad T_y \quad B_y \quad 434,1N \\
 T_z \quad B_z \quad 0 \quad T_z \quad B_z \quad 1192,6N \\
 M_x &= 117,8Nm \\
 M_z \quad B_y \quad X \quad M_z \quad B_y \quad X \quad M_{z0} \quad 0Nm \cdots M_{zs} \quad 43,4Nm \\
 M_y \quad B_z \quad X \quad M_y \quad B_z \quad X \quad M_{y0} \quad 0Nm \cdots M_{ys} \quad 119,2Nm \\
 0 \quad X \quad E_2
 \end{aligned}$$

### 3.4.4 Notranje sile (izhodna gred)

**Prvo polje:**

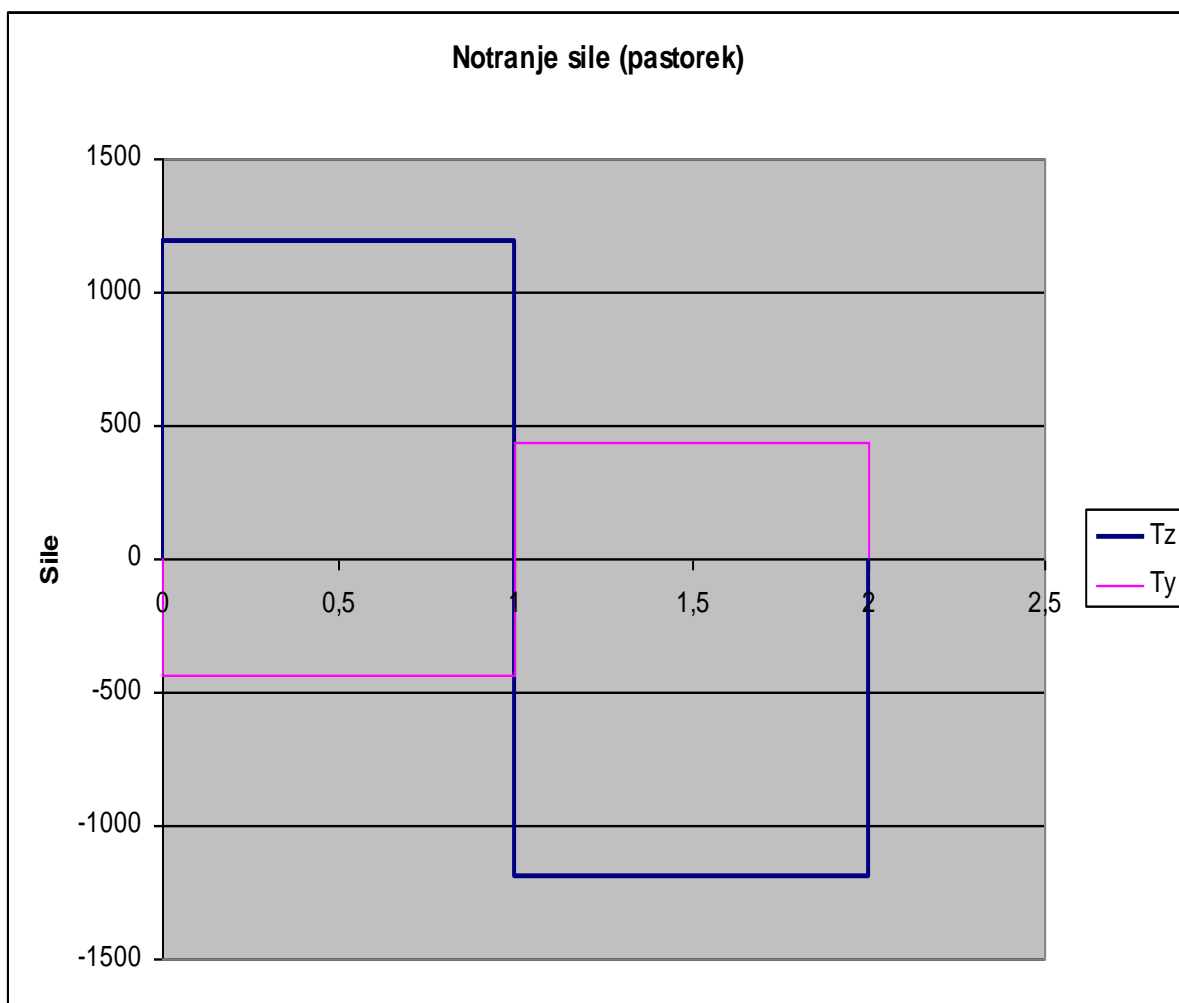
$$\begin{aligned}
 N &= 0 \\
 T_y \quad C_y \quad 0 \quad T_y \quad C_y &= 434,1N \\
 T_z \quad C_z \quad 0 \quad T_z \quad C_z &= 1192,6N \\
 M_x &= 392,1Nm \\
 M_z \quad C_y \quad X \quad M_z \quad C_y \quad X \quad M_{z0} \quad 0Nm \cdots M_{zs} &= 43,4Nm \\
 M_y \quad C_z \quad X \quad M_y \quad C_z \quad X \quad M_{y0} \quad 0Nm \cdots M_{ys} &= 119,2Nm \\
 0 \quad X \quad E_1 &
 \end{aligned}$$

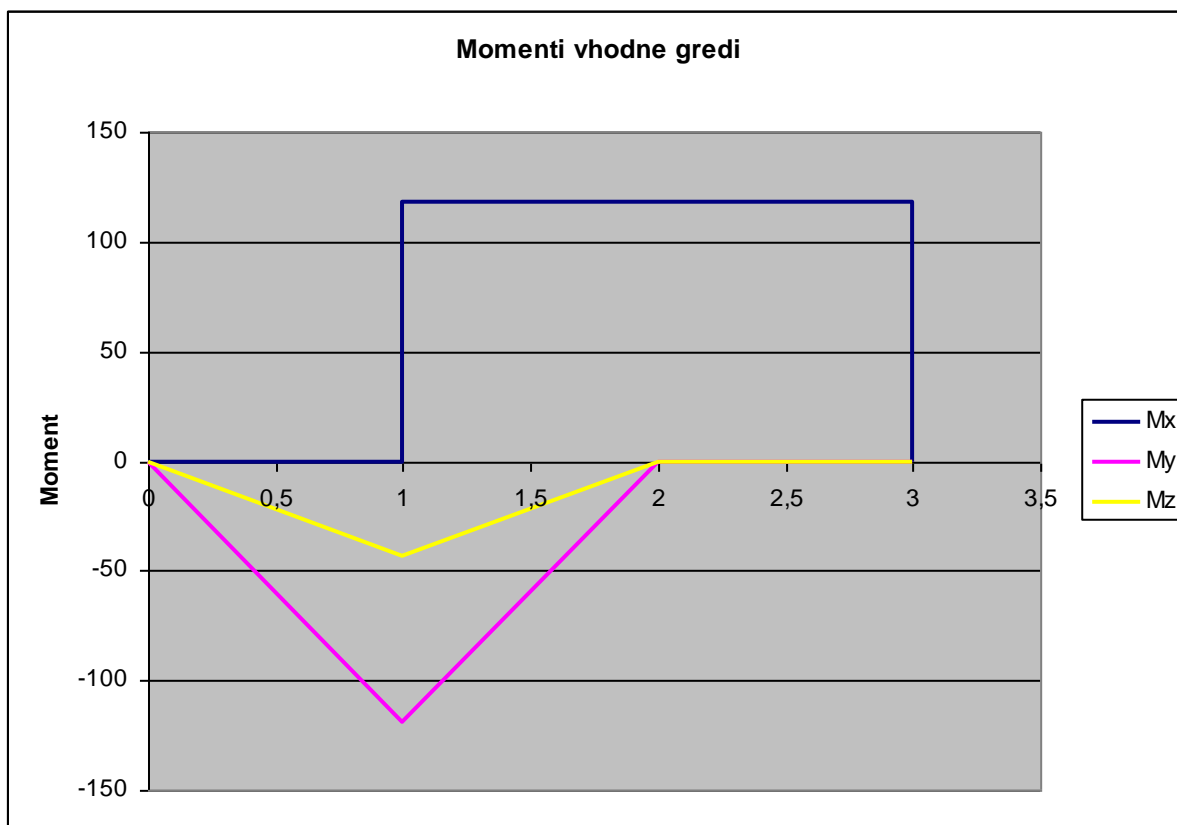
**Drugo polje:**

$$\begin{aligned}
 N &= 0 \\
 T_y \quad D_y \quad 0 \quad T_y \quad D_y &= 434,1N \\
 T_z \quad D_z \quad 0 \quad T_z \quad D_z &= 1192,6N \\
 M_x &= 0 \\
 M_z \quad D_y \quad X \quad M_z \quad D_y \quad X \quad M_{z0} \quad 0Nm \cdots M_{zs} &= 43,4Nm \\
 M_y \quad D_z \quad X \quad M_y \quad D_z \quad X \quad M_{y0} \quad 0Nm \cdots M_{ys} &= 119,2Nm \\
 0 \quad X \quad E_2 &
 \end{aligned}$$

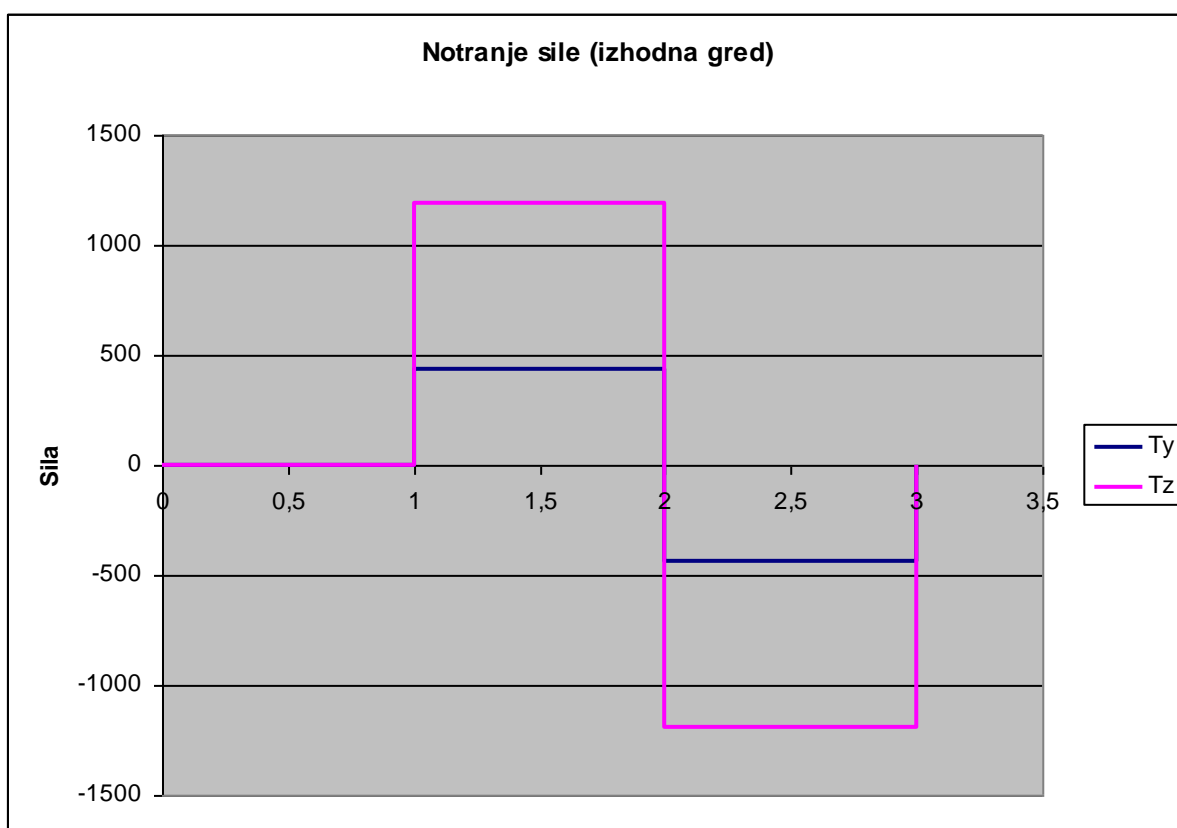
Ko imamo enkrat izračunane vse notranje sile in momente lahko narišemo NTM diagrame, ki jih bomo potrebovali za določitev in preračun kritičnih mest gredi.

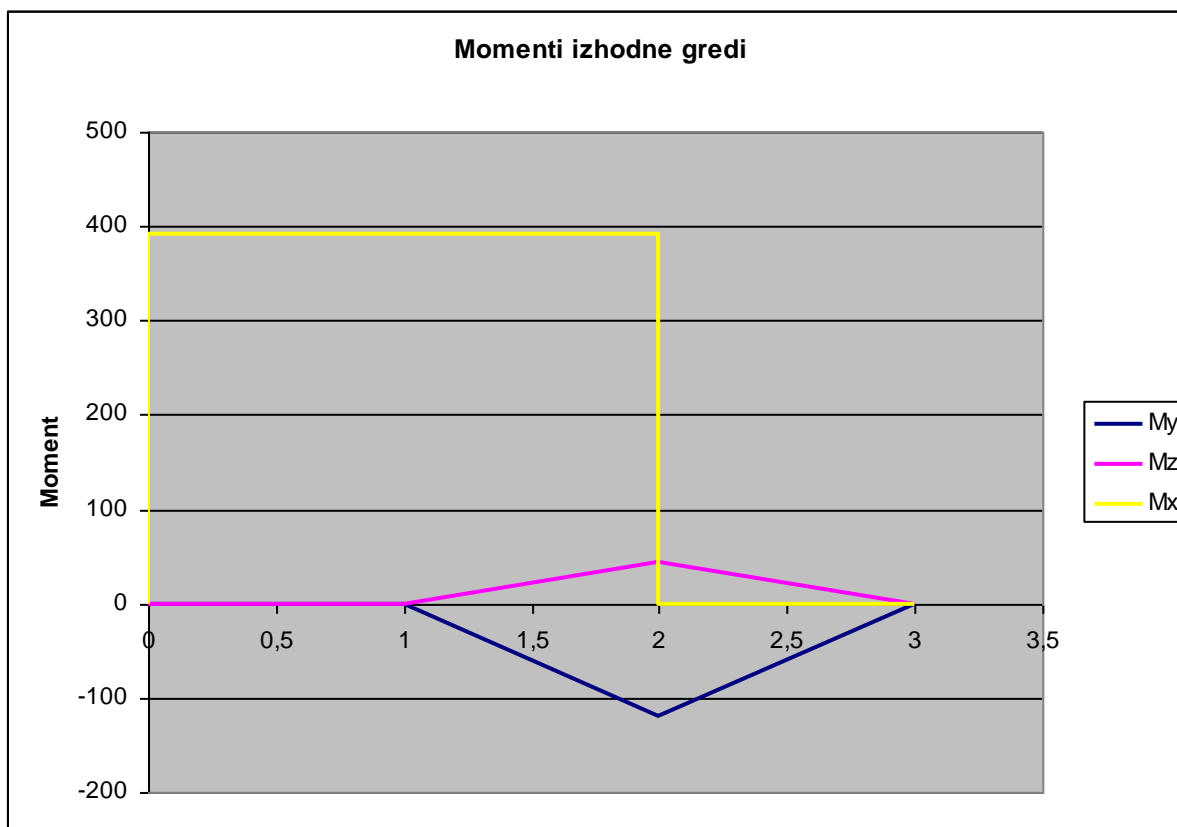
### 3.5 NTM diagrami





Pri tem je  $M_x = M_T$  moment, ki ga daje elektromotor.





Pri tem je  $M_X = M_T$  moment, ki ga dobimo na izhodni gredi.

Legenda za pastorek:

- 0... ..levi le aj
- 1... ..sredina zobnika
- 2... ..desni le aj
- 3... ..za etek gredi

Legenda za izhodno gred:

- 0... ..za etek izhodne gredi
- 1... ..levi le aj
- 2... ..sredina velikega zobnika
- 3... ..desni le aj

### 3.6 Kvaliteta ozobja

Sam sem za svoje zobnike izbral kvaliteto 7 po DIN standardu. To kvaliteto pa lahko za kaljene ozirom a karbonitrirane zobnike dose em o sam o z dodatnim brušenjem .

V ta kvalitetni razred spadajo zobniki za osebna vozila, gonila obdelovalnih strojev, avtobuse, transportne naprave,...



## 4 Trdnostna kontrola po DIN 3990

Sama kontrola zobnikov se izvaja na dva načina. V prvem delu preverim obojni tlak, v drugem pa še korenisko trdnost zobnikov.

### 4.1 Kontrola obojnega tlaka

Kontrola obojnega tlaka bom izvedli tako, da bom najprej izračunali dejanski obojni tlak na zobe. Potem bom izračunali še dopustni obojni tlak za naša zobnika. Če dejanski obojni tlak ni nižji od dopustnega, potem je naše ozobje ustrezno, v nasprotnem primeru pa moramo prilagoditi ali množiti ali zmanjšati število zob.

Dejanski obojni tlak izračunamo ločeno za pastorek in za velik zobnik.

#### 4.1.1 Dejanski obojni tlak pastorka

Uporabimo enačbo:

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K K_H K_H} = 897,1 \text{ N/mm}^2$$

Pri tem so koeficienti:

$Z_B$  in  $M_1$  in ga izračunamo po enačbi:

$$M_1 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} \frac{2}{z_1} \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} \frac{2}{z_2}} = 1,0068$$

Pri tem moramo opozoriti, da tako izračunamo  $Z_B$  samo, če je  $M_1$  večji od 1. Če  $M_1$  ni večji od 1 uporabimo za  $Z_B$  kar 1.

$$K_A = 1,5$$

$K$  in ga izračunamo po sledeči enačbi:

$$K = 1 + \frac{K_1}{K_A (F_t / b_A)} + K_2 \frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{i_{dej}^2}{1 - i_{dej}^2}}$$

Pri tem sta  $K_1$  in  $K_2$  odvisna od kvalitete ozobja in znašata za sedmo kvaliteto ozobja 15,3 in 0,0193.  $b_A$  je aktivna širina zobnikov in je enaka širini obojnega zobnika (torej velikega zobnika).  $v$  pa je hitrost vrtenja zobnikov in znaša 7,75 m/s.

Da določimo  $K_H$  pa najprej potrebujemo še nekaj podatkov. Enačba:

$$K_H = 1 + \frac{F_y c_y}{2 (F_m / b_A)} = 1,413$$

Pri tem je  $F_m = F_t K_A K = 8472,4 \text{ N}$ .

$F_y = \max \left( 0,005 \frac{F_m}{b_A}; 0,5 f_H \right) \cdot 7$ , pri tem  $f_H$  razberemo iz tabele 11 iz predloge.

$c_y = 20 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \text{m}) \dots$  ..orientacijska vrednost, ki je povsem dovolj natan na za vsakdanjo rabo.

$$K_H = 1 \text{ (iz tabele 12 v predlogi)}$$

Kot lahko vidimo pa v zgornji ena bi potrebujemo še imenski bojni tlak  $H_0$ , ki ga izračunamo na naslednji način:

$$H_0 = Z_H \cdot Z_E \cdot Z \cdot Z \cdot \sqrt{\frac{F_t}{d_1} \cdot \frac{i_{dej}}{b_A} \cdot \frac{1}{i_{dej}}} = 397,7 \text{ N}/\text{mm}^2$$

Seveda se tudi tu pojavijo številni koeficienti:

$Z_H = 3,11 \dots$  ..koeficient oblike zobnega boka, in se ga izračunava na naslednji način:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_{wt} \sin \alpha_{wt}}}$$

$Z_E = 191,64 \dots$  ..koeficient elastičnosti, in ga izračunamo po naslednji ena bi:

$$Z_E = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \cdot \frac{1}{2}$$

Priemer sta  $E_1$  in  $E_2$  elastični moduli pastorka in velikega zobnika (v našem primeru sta enaka in znašata  $210000 \text{ MPa}$ ),  $\nu_1$  in  $\nu_2$  pa sta Poissonovi števili materiala pastorka in velikega zobnika (v našem primeru sta tudi ti dve števili enaki in znašata  $0,3$ ).

$$Z = 0,841 \dots$$
 ..bojni koeficient prekritja, ki ga izračunamo s:  $Z = \sqrt{\frac{4}{3}}$

$$Z = 1 \dots$$
 ..bojni koeficient poševnosti zob:  $Z = \sqrt{\cos \alpha}$  (ker imamo ravno ozobje sledi, da je enak 0)

#### 4.1.2 Dejanski bojni tlak velikega zobnika

Dejanski bojni tlak velikega zobnika se izračunava povsem enak na in kot dejanski bojni tlak pastorka. Vse ena be, ki smo jih uporabili zgoraj, lahko uporabimo tudi v tem primeru. Spremeni se samo en koeficient:

$$Z_D = M_2, \text{ ki ga izračunamo po:}$$

$$M_2 = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} \cdot \frac{2}{z_2} + \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} \cdot \frac{2}{z_1}} = 0,997$$

Vendar moramo za  $Z_D$  vzeti 1, saj je  $M_2$  m anjši od 1.

Torej:

$$H_2 Z_D H_0 \sqrt{K_A K K_H K_H} = 890,9 \text{ N/mm}^2$$

### 4.1.3 Dopustnibo ni tlak pastorka

Dopustnibo ni tlak izra unam o z naslednjo ena bo:

$$HP1 \frac{H_{lim} Z_{NT} (Z_L Z Z_R) Z_W Z_X}{S_{Hmin}} = 944,2 \text{ N/mm}^2$$

Koeficienti:

$H_{lim} = 1350 \text{ N/mm}^2$ ... .trajna dinam i na trdnost m ateriala 34C r4 iz katerega je izdelan pastorek.

$Z_{NT} = 1$ ... .bo ni koeficient ivljenjske dobe, ki ga preberm o iz tabele 14 iz predloge.

$Z_L = 0,945$ ... .koeficient m aziva, in ga izra unam o po:  $Z_L = C_{ZL} \frac{4 (1 - C_{ZL})}{(1,2 - 134/40)^2}$  pri

em er je  $C_{ZL} = 0,91$  (predloga, odvisen od m ateriala),  $40$  pa je im enska kinem ati na viskoznostolja ISO VG 68 in znaša  $68 \text{ m}^2/\text{s}$ .

$Z = 0,993$ ... .koeficient hitrosti:  $Z = C_Z \frac{2 (1 - C_Z)}{\sqrt{0,8 - 32/}}$ , pri tem je  $C_Z = C_{ZL} = 0,02$  in pa obodna hitrost (za naš prim er  $7,75 \text{ m/s}^2$ ).

$Z_R = 0,929$ ... .koeficient hrapavosti:  $Z_R = \frac{3^{C_{ZR}}}{R_{Z100}}$ , pri tem je  $C_{ZR} = 0,08$  (iz

predloge, odvisen od materiala),  $R_{Z100} = R_Z \sqrt[3]{\frac{100}{a}}$ , pri em er je  $R_Z$  srednja višina neravnin (odvisno od obdelave) in jo dobim o iz S trojniškega priro nika, a pa je vsota absolutnih vrednosti kinem ati nih polm erov zobnikov:  $a = |r_{w1}| + |r_{w2}| = 213,75 \text{ mm}$ .

$Z_W = 1,041$ ... .koeficient parjenja m aterialov:  $Z_W = 1,2 \frac{HB - 130}{1700}$ , pri tem je HB trdota zobnih bokov po Brinellu in znaša  $400 \text{ HB}$ .

$Z_X = 1$ ... .bo ni koeficient velikosti zobnikov, iz tabele 15 iz predloge.

$S_{Hmin} = 1,3$ ... .varnost proti jam i enju zobnih bokov, iz predloge, za naš prim er izberem o hitroteko a gonila.

### 4.1.4 Dopustnibo ni tlak velikega zobnika

Izra unam o ga na enak na in kot za pastorek:

$$HP2 \frac{H_{lim} Z_{NT} (Z_L Z Z_R) Z_W Z_X}{S_{Hmin}} = 979,2 \text{ N/mm}^2$$

Pri tem so vsi koeficienti enaki, spremeni se samo:

$\sigma_{lim} = 1400 \text{ N/mm}^2$  ... trajna dinamična trdnost materiala 31CrMoV9, iz katerega je izdelan veliki zobnik

#### 4.1.5 Komentar

Kot lahko vidimo iz rezultatov je dopustni bolni tlak tako za pastorek kot za veliki zobnik vedno večji kot je dejanski bolni tlak. To pomeni, da bodo naši zobje zdravi ali predpisane obremenitve.

### 4.2 Kontrola korenske trdnosti

Prav tako kot pri kontroli bolnega tlaka bomo tudi tu kontrolo izvajali na dva načina. Najprej bomo izračunali dejansko napetost v korenu zoba, nato pa še dopustno napetost v korenu zoba. Če bo dopustna napetost večja od dejanske potem so naši zobje pravilno izdelani.

Seveda bomo kontrolo korenske trdnosti izdelali ločeno za pastorek in za veliki zobnik.

#### 4.2.1 Dejanska napetost v korenu zoba pastorka

Izračunamo jo po enačbi:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} K_A K_V K_F K_{F1} = 421,2 \text{ N/mm}^2$$

Pri tem so posamezni koeficienti (opisal bom samo tiste, ki jih še ne poznamo):

$K_F = 1,386$  ... korenski koeficient porazdelitve sile po širini zoba:  $K_F = (K_H)^{N_F}$ , pri tem moramo izračunati:  $N_F = (b/h)^2 / 1 - b/h = (b/h)^2$ , pri tem je  $b/h$  najmanjše razmerje širine in višine zob:  $b/h = \min \{b_1/h_1 - 3; b_2/h_2 - 3\}$ . Za naš primer je  $b/h = 17,77$ .

$K_{F1} = 1$  ... korenski koeficient porazdelitve sile na zobe (iz tabele 12 iz predloge)

Potrebujemo pa še imensko napetost v korenu zoba  $\sigma_{F01}$ :

$$\sigma_{F01} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_Y = 85,6 \text{ N/mm}^2$$

Koeficienti:

$b = 60 \text{ mm}$  ... širina pastorka

$Y_{FS} = 4,14$  ... iz tabele 12, 13, 14 in 15 iz predloge

$Y_Y = 0,649$  ... korenski koeficient prekritja:  $Y_Y = 0,25 \frac{0,75 \cos^2}{\dots}$  (za naš primer je enak 0).

$Y = 1$  ... korenski koeficient kota poševnosti zob:  $Y = 1 - \frac{\dots}{120}$

#### 4.2.2 Dejanska napetost v korenu zoba velikega zobnika

Izraunamo jo po isti enaobi:

$$F_2 = F_{02} K_A K K_F K_F = 515,2 \text{ N/mm}^2$$

Pri tem se spremeni samo imenska napetost:

$$F_{02} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y Y = 104,6 \text{ N/mm}^2$$

Koeficienti, ki se spremenijo:

$b = 50 \text{ mm}$  ... širina velikega zobnika

$Y_{FS} = 4,22$  ... iz tabel 12, 13, 14 in 15 iz predloge

#### 4.2.3 Dopustna napetost v korenu zoba pastorka

Dopustno napetost izraunamo z enaobo:

$$F_{P1} = \frac{F_{lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{relT} Y_{RrelT} Y_X}{S_{Fmin}} = 562,5 \text{ N/mm}^2$$

Izraun koeficientov:

$F_{lim} = 450 \text{ N/mm}^2$  ... trajna dinamična trdnost zobnih korenov za material iz katerega je izdelan pastorek

$Y_{ST} = 2$  ... korekcijski napetostni koeficient, konstanten (iz predloge)

$Y_{NT} = 1$  ... korenski koeficient življenjske dobe (iz tabele 16 iz predloge)

$Y_{relT} = 1$  ... relativni opomnikoeficient (tabela 17 iz predloge)

$Y_{RrelT} = 1$  ... relativni koeficient površine, odvisen od obdelave, za  $R_z < 16 \mu\text{m}$  znaša 1 (v našem primeru znaša  $R_z = 9,6 \mu\text{m}$ ).

$Y_X = 1$  ... korenski koeficient velikosti (tabela 18 iz predloge)

$S_{Fmin} = 1,6$  ... varnost proti lomu v korenu zoba, izberemo hitro tekočega gonila

#### 4.2.4 Dopustna napetost v korenu zoba velikega zobnika

Uporabimo isto enaobo:

$$F_{P2} = \frac{F_{lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{relT} Y_{RrelT} Y_X}{S_{Fmin}} = 625 \text{ N/mm}^2$$

Spremeni se samo en koeficient:

$F_{lim} = 500 \text{ N/mm}^2$  ... trajna dinamična trdnost zobnih korenov za material iz katerega je izdelan velik zobnik.

#### 4.2.5 Komentar

Iz rezultatov lahko vidimo, da so dopustne napetosti v korenu zob v obeh primerih (za pastorek in za veliki zobnik) vedno veje od dejanskih napetosti. To pomeni, da bodo naši zobje zdr ali napetosti, ki se pojavijo pri obratovanju.

### 5 Mera ez zobe za pogonski in odgonski zobnik

Mero ez zobe dolo imo zato, da lahko dejansko kontroliram o e izdelane zobnik. Najprej dolo imo merno število zob t.j. ez koliko zob bom o m erili, nato dolo imo teoreti no mero ez zobe, potem pa še toleranco m ere ez zobe.

#### 5.1 Merno število zob

Merno število zob izra unamo posebej za pastorek in posebej za veliki zobnik:

$$Z_{w1} = \frac{n}{180 \tan n} \sqrt{\frac{z_{n1}^2 x_1^2}{\cos n}} z_{n1}^2 = 8,777$$

$$Z_{w2} = \frac{n}{180 \tan n} \sqrt{\frac{z_{n2}^2 x_2^2}{\cos n}} z_{n2}^2 = 29,222$$

Pri tem so:

$z_{n1} = 79 \dots$  ..nandom estno število zob pastorka

$z_{n2} = 263 \dots$  ..nandom estno število zob velikega zobnika

$x_{1,2} = 0 \dots$  ..profilni prem ik zobnice

$n = 20^\circ \dots$  ..po DIN standardu

Merno število zob vedno zaokro imo na najbli je celo število. To pomeni, da je  $z_{w1} = 9$  in  $z_{w2} = 29$ .

#### 5.2 Teoreti na m era ez zobe

Izra unamo jo po ena bi:

$$W_1 = m_n \cos n z_{w1} = 0,5 \quad z_1 \text{ inv} \quad 2 x_1 \tan n = 14,2221 \text{ mm}$$

$$W_2 = m_n \cos n z_{w2} = 0,5 \quad z_2 \text{ inv} \quad 2 x_2 \tan n = 47,6717 \text{ mm}$$

#### 5.3 Toleranca m ere ez zobe

Izm erjena m era ez zobe lahko odstopa od teoreti ne m ere ez zobe le za toliko, kot to dopušta dopustna odstopka debeline zob  $E_{bni}$  in  $E_{bns}$ . Toleranco dolo imo po standardu ISO 1328-1.

$$W_{1,2} \quad E_{bni,2} \quad W_{dej} \quad W_{1,2} \quad E_{bns,2}$$

Ker sem izbral H8 toleranco, dobimo:

$$\begin{aligned} \text{pastorek: } E_{bni} & 0,054\text{mm} \\ E_{bns} & 0 \\ \text{velik zobnik: } E_{bni} & 0,089\text{mm} \\ E_{bns} & 0 \end{aligned}$$

Torej sledi (pastorek):

$$\begin{aligned} W_{1,2} \quad E_{bn\bar{i},2} \quad W_{dej} \quad W_{1,2} \quad E_{bnsl,2} \\ 14,1681\text{mm} \quad W_{dej} \quad 14,2221\text{mm} \end{aligned}$$

In (velik zobnik):

$$\begin{aligned} W_{1,2} \quad E_{bn\bar{i},2} \quad W_{dej} \quad W_{1,2} \quad E_{bnsl,2} \\ 47,5827\text{mm} \quad W_{dej} \quad 47,6717\text{mm} \end{aligned}$$

## 6 Kontrola grednih vezi

Kot piše v zahtevah moramo kontrolirati gredne vezi. V reduktorju se pojavijo tri gredne vezi. Vse tri gredne vezi so mozniki.

Prvi moznik je na začetku vhodne gredi (na mestu kjer bo pritrjena elastična sklopka), to mesto sem poimenoval A1.

Drugi moznik je na koncu izhodne gredi, to mesto sem poimenoval B1.

Tretji moznik (pravzaprav sta dva) pa služi za pritrditev velikega zobnika na izhodno gred. To mesto sem poimenoval B2.

### 6.1 Preračun moznikov

Moznik moramo kontrolirati na breni tlak. Ker je moznik vedno izdelan iz boljšega materiala kot pesto ali gredni nevarnosti, da bi zaradi striga prišlo do porušitve (to se izkaže v praksi).

Kontrolno izvedemo s sledečo enačbo:

$$P_m = \frac{2 c_B T}{d h' l' n} \leq P_{zul}$$

Oznake:

T... ..torzijski moment

$c_B$ ... ..obratovni faktor, ki se ga odita iz tabele 3 v prilogi (gred in gredne vezi)

n... ..število moznikov

$h' = 0,45 h$ ... ..nosilna višina moznika

$l' = l - b \dots$  ..nosilna dol in a m oznika

$\dots$  ..faktor prenosa sile

$d \dots$  ..premer gredi

$p_{zul} \dots$  ..dopustni bo ni tlak, ki se ga izra una po ena bi  $p_{dop} \frac{R_e}{3}$ , pri em er je  $R_e$  meja plasti nosti šibkejšega m ateriala (pesto – siva litina), pa je faktor varnosti, ki za m oznik znaša 3.

Rezultate prera una sem podal v tabeli:

Na mestu A1		Na mestu B1		Na mestu B2	
cb	1,1	cb	1,1	cb	1,1
T	117,774682 Nm	T	392,085335 Nm	T	392,085335 Nm
b	14 mm	b	14 mm	b	18 mm
h	9 mm	h	9 mm	h	11 mm
h'	4,05 mm	h'	4,05 mm	h'	4,95 mm
l	50 mm	l	80 mm	l	50 mm
l'	36 mm	l'	66 mm	l'	32 mm
n	1	n	1	n	2
ro	1	ro	1	ro	0,75
d	0,048 m	d	0,05 m	d	0,062 m
Re	200 Mpa	Re	200 Mpa	Re	200 Mpa
ni	3	ni	3	ni	3
p dop	66,6666667 Mpa	p dop	66,6666667 Mpa	p dop	66,6666667 Mpa
p	37,0233627 Mpa	p	64,5407959 Mpa	p	58,5551576 Mpa

## 7 Prera un ležajev

Da lahko prera unam o le aje m oram o poznati sile na zobnike, ki so posledni o tudi sile na le aje. S ile, ki delujejo na le aje sem e izra unal v prejšnjih poglavjih.

K ot je zapisano v definiciji naloge m orajo le aji zdr ati 10 let kontinuirane obrem enitve. To pomeni, da se vrtijo 24 ur na dan, 7 dni v tednu, 365 dni v letu, 10 let. ivljenjska doba le ajev mora torej biti najmanj:

$$L_{nah} = 24 \cdot 365 \cdot 10 = 87600 \text{ ur}$$

C eloten prera un le ajev je razdeljen na dva dela. Najprej izra unam o stati no nosilnost potem pa še dinam i no nosilnost le ajev. e bo dinam i na nosilnost le ajev presegala 87600 ur potem so naši le aji pravilno izbrani.

V našem prim eru im am o štiri le aje. Po dva na pastorku in dva na izhodni gredi. Za le aje na pastorku sem izbral le aj ISO 6210, za le aje na izhodni gredi pa ISO 6012. Le aji so vgrajeni tako, da jih m a em o z istim oljem kot m a em o zobnike, torej ISO VG 68.



## 7.1 Stati na nosilnost

Najprej moramo po ena bi določiti nadomestno vrednost števila vrtljajev:

$$n_m = q_i n_i$$

V našem primeru je  $q_i = 1$ ,  $n_i$  pa so vrtljaji na minuto, torej:

$$n_{m1} = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{m2} = 450 \text{ min}^{-1}$$

Priemer pomeni  $n_{m1}$  vrtljaje pastorka,  $n_{m2}$  pa vrtljaje izhodne gredi.

Za statično nosilnost moramo najprej določiti statično obremenitev leaja  $P_0$ .

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Ker imamo v našem primeru samo radialne sile je  $Y_0$  vedno enak 0. V ena bi sta za leaje na pastorku  $X_0 = 1,0$  in  $Y_0 = 0,0$  in za leaje na izhodni gredi prav tako.

$$P_{0Pa} = 868,2 \text{ N (pastorek)}$$

$$P_{0Izz} = 868,2 \text{ N (izhodna gred)}$$

Leaj zdrž obremenitve, če je izpolnjen kriterij:

$$s_0 = \frac{C_0}{P} f_s$$

V našem primeru je  $f_s = 2,0$  (za sunkovite obremenitve, pri katerih zahtevamo visoko natanost teka).  $C_0$  je statična nosilnost leajev in je tabelirana v strojniškem priročniku.

Za leaje na pastorku v našem primeru znaša  $C_{0Pa} = 23,2 \text{ kN}$  za leaje na izhodni gredi pa  $C_{0Izz} = 23,2 \text{ kN}$ .

$$V \text{ našem primeru je } S_{0Pa} = 26,7 ; S_{0Izz} = 26,7$$

To pomeni da sta izbrana leaja dovolj močna, da preneseta statične obremenitve. Ker je  $S_0$  več kot 10-krat večji od kriterija, bi lahko trdili, da imamo predimenzionirane leaje vendar še nismo izvedli dinamične kontrole.

## 7.2 Dinamika na nosilnost

Najprej je potrebno določiti ekvivalentno dinamično obremenitev leajev.

Za leaje na pastorku znaša kar  $F_r$ , saj nimamo aksialne sile, za leaje na izhodni gredi pa prav tako. Torej:

$$P_{0Pa} = 868,2 \text{ N}$$

$$P_{0Izz} = 868,2 \text{ N}$$

Sedaj ko imamo ekvivalentno dinamično obremenitev, moramo izračunati še nadomestno ekvivalentno obremenitev.

$$P_m = \sqrt[p]{P_i q_i}$$

p... ..eksponent ivljenjske dobe in znaša za krogli ne le aje 3

q... ..trajan je obremenitve

Za naše le aje sta  $P_{mPa} = 868,2 \text{ N}$  in  $P_{mIzz} = 868,2 \text{ N}$ .

Sedaj ko im am o vse elem ente lahko izra unam o nom inalno ivljenjsko dobo le aja v urah  $L_{10h}$ .

$$L_{10h} = 10^6 \frac{C}{P_m}^p \frac{1}{60 n_m}$$

C predstavlja dinam i no nosilnost le ajev in je tabelirana v Strojniškem priro niku ali na internetni strani proizvajalcev.

Za le aje na pastorku znaša 867056 ur za le aje na izhodni gredi pa 1467842 ur. To izra unano ivljenjsko dobo le aja m oram o še korigirati z dvem a faktorjem a.

Faktor  $a_1$  nam pove kolikšna je verjetnost odpovedi le aja. Ker oba le aja obratujeta v istih pogojih je tudi  $a_1$  za oba le aja enak. V rednost  $a_1$  dobimo iz tabel, pomeni pa verjetnost odpovedi le aja. Tabele, ki jih navajam na tem mestu se nahajajo v predlogi Gred in gredne vezi. Sam sem izbral, da je verjetnost odpovedi 5%, kar pomeni, da je:

$$a_1 = 0,62$$

Faktor  $a_{23}$  pa je faktor obratovalnih pogojev in m ateriala. Dolo i se ga s pom o jo diagram ov in tabel v prilogi Gred in gredne vezi. Ker sem za mazanje le ajev izbral olje ISO VG 68 nam faktorja znašata:

$$a_{23Pa} = 0,32$$

$$a_{23Izz} = 0,2$$

Torej je korigirana vrednost enaka:

$$L_{nah} = L_{10h} a_1 a_{23}$$

$$L_{nahPa} = 172024 \text{ ur}$$

$$L_{nahIzz} = 182012 \text{ ur}$$

Torej oba le aja ustrezata zahtevam , ki so podane na za etku naloge saj zdr ita precej ve ur kot je potrebno.

Sedaj ko im am o e oblikovano gred in na njej tudi e dolo ene in prekontrolirane le aje m oram o še dolo iti kriti na m esta gredi in jih trdnostno kontro lirati.

## 8 Trdnostna kontrola gredi

Za trdnostno kontro lo bom o potrebovali nekaj dodatnih ena b. V kriti nem prerezu se lahko pojavijo upogibne, natezne in torzijske napetosti:

$$\sigma_{up} = \frac{M}{W}$$

$$\sigma_N = \frac{F}{A}$$

$$t \frac{T}{W_t}$$

Kadar imamo hkrati več napetosti moramo uporabiti primerjalno napetost, ki se jo najla je izražena po hipotezi maksimalnega preobraznega dela:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_{up}^2 + N^2 \left( \frac{\sigma_2}{\sigma_0} \right)^2}$$

Kriterij za kontrolo napetosti, ki ga moramo izpolniti primerjalna napetost v kritičnem prerezu, da ne pride do porušitve zaradi utrujanja je:

$$\frac{\sigma_0}{\sigma_{ekv}} \leq S_D$$

Primer je  $S_D$  za našo gred 2 ali več, saj imamo skoraj iste izmenične obremenitve. Samo v primeru iste torzije (na začetku pastorka in na koncu izhodne gredi) pa je  $S_D = 1,7$ .

Oblikovno trdnost ( $\sigma_0$ ) se izražena po ena bi:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{DN} b_p}{k_f} \left( 1 - \frac{s_r}{N_{up}} \right) k_{DN}$$

$k_{DN}$  ... je za oblikovno trdnost

$b_p$  ... faktor kvalitete površine, ga razberemo iz diagrama 1 iz predloge Gred in gredne vezi

$\sigma_{DN}$  ... izmenična dinamična trdnost

$$k_f = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2}{r^*}}}$$

$k_f$  ... koeficient oblike zareze in se ga dobi iz diagramov.

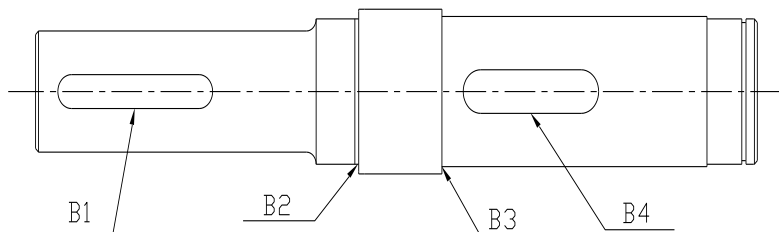
$r^*$  ... radij ekvivalentne zareze, za naš material je 0,01 mm

... ..reducirani gradient napetosti in se ga izražena po ena bi:  $\frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}$  (kadar imamo upogib) ali  $\frac{2}{d} - \frac{1}{d_0}$  (kadar imamo izključno torzijo). Primer je radij zaokrožitve dna zareze in  $d$  je najmanjši premer kritičnega prereza.

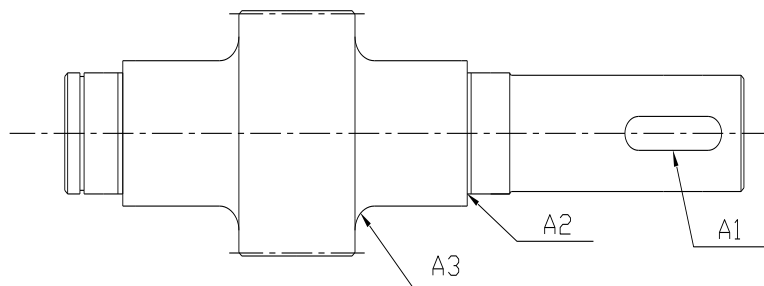
Vaja 2: Zobniško gonilo z evolventnim ozobjem

Sam sem izbral tri kriti na m esta na pastorku in štiri kriti na m esta na izhodni gredi. Da bodo kriti na m esta bolj razumljiva podajam skico:

Izhodna gred



Pastorek



Vaja 2: Zobniško gonilo z evolventnim ozobjem

Za določitev posameznih momentov sem si pomagal z NTM diagrami, ki so podani na začetku poročila. Preračun sem izvedel v Excelu, zato podajam samo tabele s posameznimi komentarji.

1. Kritična točka (A1)		2. Kritična točka (A2)	
Pazi! Možnik			
Wt	2,1715E-05	A	0,0019635
T	117,774682 Nm	Wt	2,4544E-05
d (gredi)	0,048 m	T	117,774682 Nm
tau	5,4237346 N/mm <sup>2</sup>	d (gredi)	0,05 m
3*alfa <sup>2</sup>	1,47	W	0,0000125 m
sig_ekv	<u>6,57592872 N/mm<sup>2</sup></u>	Mup	60 Nm
sig_DN	600 N/mm <sup>2</sup>	tau	4,79857226 N/mm <sup>2</sup>
k	1,6	sig_up	4,8 N/mm <sup>2</sup>
bp	0,92	sig_ekv	<u>7,54245681 N/mm<sup>2</sup></u>
beta kf	3,04389817	k	2,1
alfa kf	3,2	bp	0,92
ro *	0,01	beta kf	2,64957265
red.gradient	0,263	alfa kf	3,1
R	-1	ro *	0,01
sig_0	<u>90,6732041</u>	red.gradient	2,89
sig_0/sig_ekv	<u>13,7886537</u>	R	-1
		sig_0	<u>151,250585</u>
Kriterij: sig_0/sig_ekv > 1.7		sig_0/sig_ekv	<u>20,0532253</u>
		Kriterij:	<u>S0 = 2</u>

V kritični točki A1 imam o isto torzijo, zato kontroliram samo na torzijo. V točki A2 imam o e torzijo in pa upogib. V tej točki imam o tudi lež za iztek orodja, zato se reducimi gradient zelo spremeni. Kot lahko vidim o je v tej točki e kar nekaj upogibnega momenta, vendar pa se premer gredi poveča. Kot vidim o iz rezultatov obe kritični mesti preneseta predpisane obremenitve.

Vaja 2: Zobniško gonilo z evolventnim ozobjem

3. Kriti na to ka (A3)		1. Kriti na to ka (B1)	
A	0,00282743 m <sup>2</sup>	Wt	2,4544E-05
Wt	4,2412E-05	T	392,085335 Nm
T	117,774682	d (gredi)	0,05
d (gredi)	0,06 m		
W	0,0000216	tau	15,9749937 N/mm <sup>2</sup>
Mup	152 Nm	3*alfa <sup>2</sup>	1,47
tau	2,77695154 N/mm <sup>2</sup>	sig_ekv	19,3686505 N/mm <sup>2</sup>
sig_up	7,03703704 N/mm <sup>2</sup>		
		sig_DN	600 N/mm <sup>2</sup>
sig_ekv	<u>7,80100867</u> N/mm <sup>2</sup>	k	1,6
k	2,1	bp	0,92
bp	0,8	beta kf	3,04389817
beta kf	1,52831564	alfa kf	3,2
alfa kf	1,6	ro *	0,01
ro*	0,01	red.gradient	0,263
red.gradient	0,22	R	-1
R	-1	sig_0	90,6732041
sig_0	<u>157,035624</u>	sig_0/sig_ekv	<u>4,68144148</u>
sig_0/sig_ekv	<u>20,1301691</u>		
Kriterij:	S0 = 2		Kriterij: sig_0/sig_ekv > 1,7
			Zdrži !

V to ki A 3 se e pojavijo veliki upogibni momenti vendar se tudi sama gred poveča, prav tako pa imamo velike zaokrožitve. V to ki B 1 (nahaja se na izhodni gredi) pa imamo ponovno isto torzijo. Ker je na izhodni gredi torzija približno 3-krat večja vidimo, da se e zelo približamo kriteriju, vendar smo še vedno na varni strani.

2. Kriti na to ka (B2)			3. Kriti na to ka (B3)		
Wt	4,2412E-05		Wt	4,6796E-05	
T	392,085335	Nm	T	392,085335	Nm
d (gredi)	0,06	m	d (gredi)	0,062	m
W	0,0000216		W	2,3833E-05	
Mup	80	Nm	Mup	120	Nm
tau	9,24478803	N/mm <sup>2</sup>	tau	8,3786807	N/mm <sup>2</sup>
sig_up	3,7037037	N/mm <sup>2</sup>	sig_up	5,03507771	N/mm <sup>2</sup>
sig_ekv	11,8047701	N/mm <sup>2</sup>	sig_ekv	11,3379616	N/mm <sup>2</sup>
k	2,1		k	2,1	
bp	0,92		bp	0,92	
beta kf	2,77807719		beta kf	3,17804363	
alfa kf	3,25		alfa kf	3,5	
ro *	0,01		ro *	0,01	
red.gradient	2,88571429		red.gradient	1,0263	
R	-1	N/mm <sup>2</sup>	R	-1	N/mm <sup>2</sup>
sig_0	99,3492914	N/mm <sup>2</sup>	sig_0	86,8458813	N/mm <sup>2</sup>
<u>sig_0/sig_ekv</u>	8,41602935		<u>sig_0/sig_ekv</u>	7,65974379	
<u>Kriterij:</u>	Ve kot 2!		<u>Kriterij:</u>	Ve kot 2!	

V teh dveh to kah na izhodni gredi se pove uje samo upogibni moment in pama lenkostno premer gredi. 0 be kriti nim esti zdr ita obremen itve.

4. Kritična točka (B4)		
2x Moznik		
Wt	4,6796E-05	
T	392,085335	Nm
d (gredi)	0,062	m
W	2,3833E-05	
Mup	180	Nm
		N/mm <sup>2</sup>
tau	8,3786807	2
		N/mm <sup>2</sup>
sig_up	7,55261656	2
		N/mm <sup>2</sup>
sig_ekv	12,6585696	2
		N/mm <sup>2</sup>
k	1,6	
bp	0,92	
beta kf	3,05914633	
alfa kf	3,2	
ro *	0,01	
red.gradient	0,212	
R	-1	
		N/mm <sup>2</sup>
sig_0	90,2212482	2
		N/mm <sup>2</sup>
<u>sig_0/sig_ekv</u>	7,1272862	
<u>Kriterij:</u>	Ve kot 2 !	

Tudi zadnja kritična točka zadovoljuje obremenitvene pogoje. Kot lahko vidimo je tukaj upogibni moment zelo velik pa vendar naša gred zdrži.

## 9 Kontrola dopustnih deformacij gredi

Kontrolirati je potrebno tudi povprečno gredino na mestu zobnikov ter zasukano gredino na mestu ležajev. Za naš primer dopusten povprečni na mestu zobnikov znaša:

$$f_m = \frac{m}{100} \cdot \frac{1,25}{100} = 0,0125mm$$



Dopustni zasuk na mestu ule ajenja za krogline le aje pa znaša:

$$d_{op} = 0,002 \text{ .}$$

Najprej je potrebno določiti število polj na gredi. Polje se spremeni e se spremeni presek gredi ali pa na mestu deluje zunanja sila oz. moment. V našem primeru imamo za pastorek dve polji in za velik zobnik dve polji.

Eno polje na pastorku poteka od sredine le aja do sredine zobnika, drugo pa od sredine zobnika do sredine drugega le aja. Obe polji sta enako dolgi.

Enako razdelitev polj imamo tudi na gredi z velikim zobnikom.

Razdalja od sredine le aja do sredine pastorka je  $E_1 = E_2 = 100\text{mm}$ .

Za vsako polje moramo sedaj izračunati skupno upogibno deformacijo gredi, po deformacijski ena bi:

$$y''(x) = \frac{M_{up}(x)}{EI(x)}$$

Pri tem moramo upoštevati vse robne pogoje:

$$Y(x=0) = 0, Y(x=E_1 + E_2) = 0$$

$$Y''(x=0) = 0, Y''(x=E_1 + E_2) = 0$$

povesna konca enega polja je enak povesu na začetku naslednjega

zasuk na koncu enega polja je enak zasuku na začetku naslednjega polja

Zasuk gredi dobimo tako, da deformacijsko ena bo enkrat integriramo. Za povespa moramo še enkrat integrirati ena bo zasuka:

$$y'(x) = \int y''(x) dx$$

$$y(x) = \int y'(x) dx$$

Na ta način dobimo torej v vsakem polju po dve ena bi, kar pomeni, da skupaj dobimo 4 ena be. Pri tem loeno izračunamo povesa in zasuke za xy in zx ravnino, nato pa jih po Pitagorovo seštejem o.

Na tem mestu moramo opozoriti, da ena be ustrezajo za pastorek, za velik zobnik pa so povsem enake, s to razliko, da se spremeni premer d. Za velik zobnik, zato podajam samo rezultate.

## 9.1 Ena be za zasuk in poves gredi

Torej (xy):

$$w_1 = \frac{1}{EI_y} B_y \frac{x^2}{2} + C_1$$

$$w_1 = \frac{1}{EI_y} B_y \frac{x^3}{6} + C_1 x + C_2$$

$$w'_2 = \frac{1}{EI_y} B_y E_2 x + B_y \frac{x^2}{2} + F_{R1} \frac{x^2}{2} + C_3$$

$$w_2 = \frac{1}{EI_y} B_y E_2 \frac{x^2}{2} + B_y \frac{x^3}{6} + F_{R1} \frac{x^3}{6} + C_3 x + C_4$$

Še (zx):

$$w'_1 = \frac{1}{EI_y} B_z \frac{x^2}{2} + C_1$$

$$w_1 = \frac{1}{EI_y} B_z \frac{x^3}{6} + C_1 x + C_2$$

$$w'_2 = \frac{1}{EI_y} B_z E_2 x + B_z \frac{x^2}{2} + F_{T1} \frac{x^2}{2} + C_3$$

$$w_2 = \frac{1}{EI_y} B_z E_2 \frac{x^2}{2} + B_z \frac{x^3}{6} + F_{T1} \frac{x^3}{6} + C_3 x + C_4$$

Ob upoštevanju vseh za etnih pogojev dobimo 4 enačbe za xy in 4 enačbe za zx iz katerih dobimo neznane konstante. Pretvorimo jih v matrično obliko. Poenostavljeno se izrazimo in napišemo v obliki:

$$\bar{A}\bar{x} = \bar{B}$$

V vektorju  $\bar{A}$  se nahajajo koeficienti konstant, v vektorju  $\bar{B}$  pa prosti členi enačb. Išemo vektor rešitev  $\bar{x}$  zato enačbo prevedemo v naslednjo obliko:

$$\bar{x} = \bar{A}^{-1}\bar{B}$$

Tako končno dobimo vektor rešitev:

xy

3,3688E-05	C1	
0	C2	
0	C3	
0,0022459	C4	

zx

-9,256E-05	C1	
0	C2	
0	C3	
-0,0061706	C4	

Te dobljene koeficiente vstavimo v enačbe.

Zanim a nas poves na mestu zobnikov, zato v ena be vstavimo ustrezne dol ine in dobim o skupni poves.

## 9.2 Rezultati

Poves pastorka: 0,006566mm

Poves na mestu ve jega zobnika: 0,0031667mm

Zanim a nas še zasuk pastorka na mestu ule ajenja, zato vstavim o v ena bo za zasuk na mestu le aja ustrezne dol ine in dobim o:

Pastorek:  $9,84 \cdot 10^{-5} \circ$  (za oba le aja)

Velik zobnik:  $4,75 \cdot 10^{-5} \circ$  (za oba le aja)

Kot vidim o je dejanski poves veliko m anjši od kriti nega, tudi zasuk je veliko m anjši od dovoljenega, kar pomeni da so zagotovljene razmere za miren tek.

Podajam še prera un iz Excella za pastorek:

Prera un upogibnice						
E1	100 mm	E	210000 Mpa			
E2	100 mm	I	306796,158			
xy		d	50 mm			
By	434,090826 N					
Fr1	868,181652 N					
A1	0					
A2	0,0022459					
A3	0,00112295					
A4	3,3688E-05					
0	1	0	0			
0	0	100	1			
100	1	0	-1			
1	0	-1	0			
-0,005	0,005	0,005	0,5	0	3,3688E-05	C1
1	0	0	0	0,0022459	0	C2
-0,005	0,005	0,005	-0,5	0,00112295	0	C3
0,5	0,5	-0,5	50	3,3688E-05	0,0022459	C4
Upogib na mestu zobnika						
y =	0,0022459					
Zasuk na mestih ležaja:						
y' =	3,3688E-05		y' =		3,3688E-05	

zx									
Bz	-1192,655		N						
Ft1	2385,31002		N						
A1	0								
A2	-0,0061706								
A3	-0,0030853								
A4	-9,256E-05								
	0	1	0	0					
	0	0	100	1					
	100	1	0	-1					
	1	0	-1	0					
	-0,005	0,005	0,005	0,5	0	-9,256E-05	C1		
	1	0	0	0	-0,0061706	0	C2		
	-0,005	0,005	0,005	-0,5	-0,0030853	-6,776E-21	C3		
	0,5	0,5	-0,5	50	-9,256E-05	-0,0061706	C4		
Upogib na mestu zobnika									
y =	-0,0061706								
Zasuk na mestih ležaja:									
y' =	-9,256E-05		y' =		-9,256E-05				

## 10 Zaključek

V eino komentarjev sem podal skozi celoten preraun. Kot lahko vidimo, je preraun in konstruiranje reduktorja dokaj zahtevno delo.

Predvsem moramo biti pozorni na same prehode na gredi ter na mesta ulaganja. S tem ko je manjši oznik izdelan na gredi se znebimo enega kritičnega mesta, vendar pa je po drugi strani taka gredmalce dražja, saj mora biti izdelana iz istega materiala kot naj bi bil izdelan zobnik.

Ko imamo enkrat izbrano in oblikovano gredmoramo še izbrati leaje in gredne vezi. Tudi tu je veliko faktorjev, ki vplivajo na gred.

Na koncu sledi še oblikovanje ohišja reduktorja. Sam sem izbral varjeno ohišje reduktorja, ki je izdelano tako kot vidite na sestavni risbi.

## **Priloga 1: Podatki in tabele za prera un ...**

Sestavna risba reduktorja

Delavniška risba pastorka