

POLITEHNIKA PULA

Visoka tehničko-poslovna škola s p.j.

Stručni studij politehnike

Proračun i konstrukcija 1-stupnjaskog reduktora s cilindričnim ravnim zubima

Timski projektni zadatak

Kristijan Cetina¹, Stjepan Grgin², and Igor Mrkić³

¹kcetina@politehnika-pula.hr JMBAG: 2424011721

²sgrgin@politehnika-pula.hr JMBAG: 0112005802

³imrkic@politehnika-pula.hr JMBAG: 0114017089

Pula, 12. siječnja 2019.

Sažetak

U ovom radu predstavljamo proračun strojnog sklopa - 1-stupanjskog reduktora zajedno s pripradajućim vratilima i ležajevima koji je zadan kao sastavni dio kolegija Konstrukcije.



ZADATAK ZA PROGRAM "JEDNOSTUPANJSKI REDUKTOR"

Proračunati i konstruirati prijenos s cilindričnim zupčanicima s ravnim zubima prema predlošku broj 3 ako su zadani sljedeći pogonski podaci:

Pogonski podaci:

- pogonski stroj: **Klipni stroj**
- radni stroj: **Bager**
- ulazna snaga: **$P_1 = 14 \text{ kW}$**
- ulazna brzina vrtnje: **$n_1 = 1100 \text{ min}^{-1}$**
- prijenosni omjer: **$i_z = 4$**
- materijal zupčanika: **E360 (Č0745)**
- min. trajnost ležaja: **$L_{hmin} = 19000 \text{ sati}$**

Program mora obuhvatiti:

- a) proračun dimenzija zupčanika
- b) proračun vratila
- c) proračun steznog spoja
- d) proračun trajnosti valjnih ležajeva
- e) sklopni crtež sa sastavnicom
- f) radioničke crteže vratila i zupčanika

Proračun treba biti popraćen odgovarajućim komentarima, te dopunjen potrebnim skicama.

Zadano: 25.10.2018.

Rok predaje: 24.1.2019.

Z a d a o:

Feda Balić, mag. ing. mech.

Sadržaj

1	Opis zadatka i ograničenja	3
1.1	Uvod	3
1.2	Mehaničke karakteristike materijala	3
2	Proračun sklopa	5
2.1	Proračun dimenzija zupčanika	5
2.2	Proračun sila i momenata na zupčanicima	7
2.3	Proračun vratila	8
2.3.1	Preliminarni proračun vratila	8
2.3.2	Kontrolni proračun vratila	10
2.4	Proračun steznog spoja	14
2.5	Proračun valjnih ležajeva	15
	Literatura	19
	Dodatak A: Radionički nacrt pogonskog vratila	20
	Dodatak B: Radionički nacrt gonjenog vratila	21
	Dodatak C: Radionički nacrt gonjenog zupčanika	22

Poglavlje 1

Opis zadatka i ograničenja

1.1 Uvod

Ovaj projektni zadatak nastao je kao obavezni zadatak u sklopu kolegija Konstrukcije koji se održava pod vodstvom Milenka Jokića, dipl.ing., predavača na stručnom studiju politehnike pri Politehnici Pula te asistenciju Feđe Balića, mag. ing. mech.

Prema zadanom predlošku (predložak 3) i zadanim podacima konstruiran je 1-stupanjski reduktor s cilindričnim ravnim zubima. Uvedena su sljedeća pojednostavljena i zanemareni sljedeći dijelovi proračuna:

- kontrolni proračun
- izbor ulja za podmazivanje
- toplinski proračun
- određivanje stupnja korisnosti

Kod proračuna dimenzija zupčanika zanemareni su sljedeći proračuni:

- nosivost boka zuba
- sigurnost na *pitting* (površinski zamor)
- nosivost korjena zuba

Kod proračuna vratila izražena je samo kontrola na plastičnu deformaciju te je zanemarena kontrola na zamor materijala.

1.2 Mehaničke karakteristike materijala

Zadani materijal za izradu reduktora je Č0745 (E360) čije su karakteristike preuzete iz literature [1] te su navedeni u tablici 1.1

Karakteristika	Čvrstoća $\frac{N}{mm^2}$
Vlačna čvrstoća	$R_m = 700$
Granica tečenja	$R_e = 370$
Trajna ishodišna dinamička čvrstoća pri vlaku	$R_{d0} = 370$
Trajna izmjenična dinamička čvrstoća pri vlaku/tlaku	$R_{d-1} = 320$
Trajna ishodišna dinamička čvrstoća pri savijanju	$R_{ds0} = 520$
Trajna izmjenična dinamička čvrstoća pri savijanju	$R_{ds-1} = 340$
Trajna ishodišna dinamička čvrstoća pri torziji	$R_{dt0} = 260$
Trajna izmjenična dinamička čvrstoća pri torziji	$R_{dt-1} = 370$
Granica tečenja pri vlaku/tlaku	$R_{eN} = 360$
Granica tečenja pri savijanju	$R_{esN} = 430$
Granica tečenja pri torziji	$R_{etN} = 250$

Vrijednosti označene s indeksom N odnose se na nazivni promjer $d_N = 16\text{ mm}$.

Tablica 1.1: Mehaničke karakteristike korištenog materijala Č0745

Poglavlje 2

Proračun sklopa

2.1 Proračun dimenzija zupčanika

Na temelju poznatih pogonskih podataka određen je minimalni diobeni promjer pogonskog zupčanika po izrazu

$$d_1 \geq 4045 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\psi_b \cdot n_1} \cdot \frac{i_z + 1}{i_z} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_{Hmin}}{\sigma_{Hlim}}\right)^2} \quad (2.1)$$

Pri čemu je $\psi_b = 1$ - omjer širine zupčanika i diobenog promjera, $P_1 [kW]$ - snaga pogonskog stroja, $n_1 [s^{-1}]$ - broj okretaja pogonskog stroja, i_z - željeni prijenosni omjer, $K_A = 2$ - faktor primjene očitane iz tablice [1], $K_V = 1$ - faktor dodatnih dinamičkih opterećenja, $K_{H\alpha} = 1$ - faktor raspodjele opterećenja na zube koji su istovremeno u zahvatu, $K_{H\beta} = 1$ - faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba, $S_{Hmin} = 1,3$ - stupanj sigurnosti na površinski zamor (*pitting*), $\sigma_{Hlim} = 1$ - trajna dinamička čvrstoća boka zuba na kontaktna naprezanja.

Uvrštavanje poznatih podataka u (2.1) dobije se minimalni diobeni promjer pogonskog zupčanika

$$d_1 \geq 100,3 \text{ mm}$$

Broj zuba pogonskog zupčanika određen je u odnosu na njegovu kutnu brzinu po izrazu

$$\nu = \frac{d_1 \cdot n_1 \cdot \pi}{60} \quad (2.2)$$

Uvrštavanje poznatih podataka u (2.2) dobivena je kutna brzina

$$\nu = 5,77 \text{ ms}^{-1}$$

te je iz tablice [1] očitane mogući raspon broja zuba te je usvojen

$$z_1 = 21$$

Broj zuba gonjenog zupčanika je određen

$$z_2 = z_1 \cdot i_z$$

$$z_2 = 21 \cdot 4$$

$$z_2 = \mathbf{84}$$

Stvarni i željeni prijenosni omjer su isti

$$i_z = \mathbf{i_{stv}} = \frac{\mathbf{z_2}}{\mathbf{z_1}} = \mathbf{4}$$

Normalni modul zuba m_n je izračunat i odabran na osnovu standardnih mjera:

$$m_n = \frac{d_1}{z_1}$$

$$m_n = \frac{100,3}{21}$$

$$m_n = 4,776mm \Rightarrow \mathbf{m_n = 5 mm}$$

Razmak između osi zupčanika a je određen:

$$a = \frac{m_n}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$a = \frac{5}{2} \cdot 105$$

$$a = \mathbf{262,5 mm}$$

Stvarni diobeni promjer pogonskog zupčanika izračunat je u odnosu na normalni modul i ranije određen broj zuba

$$d_1 = m_n \cdot z_1$$

$$d_1 = 5 \cdot 21$$

$$d_1 = \mathbf{105 mm}$$

Širina gonjenog zupčanika:

$$b_2 = \psi_b \cdot d_1$$

$$b_2 = 1 \cdot 105$$

$$b_2 = \mathbf{105 mm}$$

Širina pogonskog zupčanika je uvećana za 5 mm u odnosu na gonjeni zupčanik radi aksijalnih pomaka

$$b_1 = b_2 + 5 mm$$

$$b_1 = \mathbf{110 mm}$$

Diobeni promjer gonjenog zupčanika:

$$\begin{aligned}d_2 &= m_n \cdot z_2 \\d_2 &= 5 \cdot 84 \\d_2 &= \mathbf{420 \text{ mm}}\end{aligned}$$

Kao zahvatni kut između zupčanika je odabran standardni kut $\alpha_n = 20^\circ$.
Radijalna zračnost:

$$\begin{aligned}c &= c^* \cdot m_n \\c &= 0,25 \cdot 5 \\c &= \mathbf{1,25 \text{ mm}}\end{aligned}$$

Visina korijena zuba:

$$\begin{aligned}h_f &= m_n + c \\h_f &= 5 + 1,25 \\h_f &= \mathbf{6,25 \text{ mm}}\end{aligned}$$

Promjer preko korijena zuba zupčanika:

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_f & d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_f \\d_{f1} &= 105 - 2 \cdot 6,25 & d_{f2} &= 420 - 2 \cdot 6,25 \\d_{f1} &= \mathbf{92,5 \text{ mm}} & d_{f2} &= \mathbf{407,5 \text{ mm}}\end{aligned}$$

Promjer preko glave zuba zupčanika:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= 2 \cdot a - d_{f2} - 2 \cdot c & d_{a2} &= 2 \cdot a - d_{f1} - 2 \cdot c \\d_{a1} &= 2 \cdot 262,5 - 407,5 - 2 \cdot 1,25 & d_{a2} &= 2 \cdot 262,5 - 92,5 - 2 \cdot 1,25 \\d_{a1} &= \mathbf{115 \text{ mm}} & d_{a2} &= \mathbf{430 \text{ mm}}\end{aligned}$$

2.2 Proračun sila i momenata na zupčanicima

Moment na ulaznom vratilu:

$$\begin{aligned}T_1 &= \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \\T_1 &= \frac{14 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1100} \\T_1 &= \mathbf{121,5 \text{ Nm}}\end{aligned}$$

Snaga na izlaznom vratilu je umanjena za gubitke u sustavu.

$$\begin{aligned}P_2 &= \prod_{i=1}^n \eta_i \cdot P_1 \\P_2 &= (0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98) \cdot 14 \cdot 10^3 \\P_2 &= \mathbf{13311 \text{ W}}\end{aligned}$$

Brzina vrtnje na izlaznom vratilu $n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1100}{4} = \mathbf{275 \text{ min}^{-1}}$. Moment na izlaznom vratilu:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_1} = \frac{P_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2}$$

$$T_2 = \frac{13311 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 275}$$

$$T_2 = \mathbf{462 \text{ Nm}}$$

Obodna sila na zupčanicima:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \qquad F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 121,5}{0,105} \qquad F_{t2} = \frac{2 \cdot 462}{0,42}$$

$$F_{t1} = \mathbf{2314 \text{ N}} \qquad F_{t2} = \mathbf{2200 \text{ N}}$$

Radijalna sila na zupčanicima:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_n \qquad F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_n$$

$$F_{r1} = 2314 \cdot \tan 20^\circ \qquad F_{r2} = 2200 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{r1} = \mathbf{842 \text{ N}} \qquad F_{r2} = \mathbf{801 \text{ N}}$$

Rezultantna sila na zupčanicima:

$$F_1 = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \qquad F_2 = \sqrt{F_{t2}^2 + F_{r2}^2}$$

$$F_1 = \sqrt{2314^2 + 842^2} \qquad F_2 = \sqrt{2200^2 + 801^2}$$

$$F_1 = \mathbf{2462 \text{ N}} \qquad F_2 = \mathbf{2341 \text{ N}}$$

S obzirom da su ležajevi jednako udaljeni od središta zupčanika svaki od njih trpi jednaku silu:

$$F_{A1} = F_{B1} = \frac{F_1}{2} \qquad F_{A2} = F_{B2} = \frac{F_2}{2}$$

$$F_{A1} = F_{B1} = \frac{2462}{2} \qquad F_{A2} = F_{B2} = \frac{2341}{2}$$

$$F_{A1} = F_{B1} = \mathbf{1231 \text{ N}} \qquad F_{A2} = F_{B2} = \mathbf{1171 \text{ N}}$$

2.3 Proračun vratila

2.3.1 Preliminarni proračun vratila

Minimalni potrebni promjer vratila izračunat je pomoću izraza:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_n \cdot K_A \cdot S}{\pi \cdot R_{dt0}}} \quad (2.3)$$

Pri čemu je T_n - nazivni okretni moment, S - faktor sigurnosti u rasponu od 10 do 15 zbog zanemarivanja naprezanja uzrokovanih momentom savijanja kao i nepoznavanja konačnog oblika vratila, koncentracija naprezanja i površinske obrade. R_{dt0} - trajna ishodišna dinamička čvrstoća materija pri torziji. Očitano iz tablice [3]

Pogonsko vratilo

Za pogonsko vratilo uvrštavanjem u izraz (2.3) izračunati minimalni promjer je:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 121,5 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 11}{\pi \cdot 260}}$$

$$d \geq 37,41 \text{ mm}$$

Prema tablici[1] standardnih dimenzija krajeva cilindričnog vratila prema normi DIN 748 usvojena je dimenzija **38 × 80 DIN 748** ($\phi 38k6$). Maksimalni radijus prijelaza je $r_{max} = 1 \text{ mm}$.

Prema tablici standardnih dimenzija uložnih pera[1] po DIN 6885 normi usvojeno je pero **DIN6885 – A10 × 8 × 70 – E295** s dubinom utora u vratilu $t_1 = 5 \text{ mm}$ i utorom u glavini $t_2 = 3,3 \text{ mm}$.

Promjer na poziciji ležaja uzimajući u obzir standardne dimenzije ležajeva $d_L = d + 7 \text{ mm} = \mathbf{45 \text{ mm}}$. Prema katalogu proizvođača ležajeva[4] odabran je ležaj **SKF 6008** s potrebnom dimenzijom oslonca ležaja $44,6 \text{ mm} \leq d_a \leq 49,25 \text{ mm}$ te je odabran **d_a = 48 mm**.

Gonjeno vratilo

Za gonjeno vratilo uvrštavanjem u izraz (2.3) izračunati minimalni promjer je:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 462 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 11}{\pi \cdot 260}}$$

$$d \geq 58,39 \text{ mm}$$

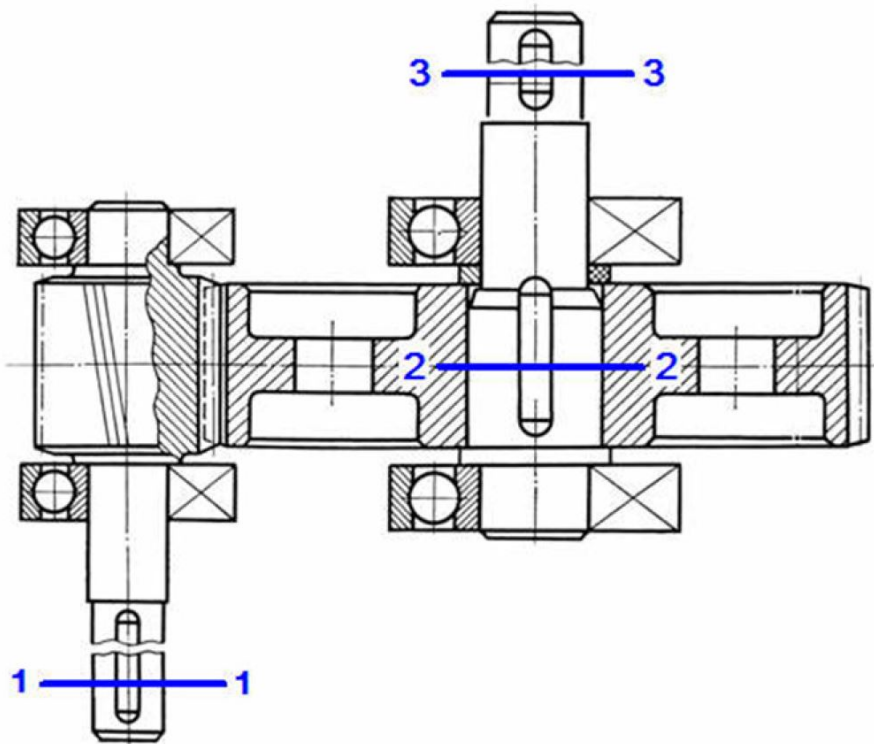
Prema tablici[1] standardnih dimenzija krajeva cilindričnog vratila prema normi DIN 748 usvojena je dimenzija **60 × 140 DIN 748** ($\phi 60m6$). Maksimalni radijus prijelaza je $r_{max} = 1,6 \text{ mm}$.

Prema tablici standardnih dimenzija uložnih pera[1] po DIN 6885 normi usvojeno je pero **DIN6885 – A18 × 11 × 125 – E295** s dubinom utora u vratilu $t_1 = 7 \text{ mm}$ i utorom u glavini $t_2 = 4,4 \text{ mm}$.

Promjer na poziciji ležaja $d_L = d + 5 \text{ mm} = \mathbf{65 \text{ mm}}$. Prema katalogu proizvođača ležajeva[4] odabran je ležaj **SKF 31913** s potrebnom dimenzijom oslonca ležaja $73 \text{ mm} \leq d_a \leq 86 \text{ mm}$ te je odabran **d_a = 84 mm**.

2.3.2 Kontrolni proračun vratila

Na slici 2.1 prikazani su predviđeni kritični presjeci na vratilima reduktora za koje je izvršena provjera na plastičnu deformaciju prema normi DIN 743.



Slika 2.1: Kritični presjeci na vratilima reduktora

Na pogonskom vratilu provjera je izvršena u presjeku 1-1 (na spoju reduktora s pogonskim strojem) gdje je vratilo najtanje. Na gonjenom vratilu reduktora provjera je izvršena na označenim presjecima 2-2 i 3-3.

Kontrolom na plastičnu deformaciju računa se koliko je puta granica tečenja R_e ili $R_{p0,2}$ veća od najvećeg naprezanja. Naprezanja se javljaju kao posljedica opterećenja M_{smax} , F_{amax} i T_{max} . Kao maksimana opterećenja uzeta su 3 puta veća od normalnih opterećenja koja se mogu javiti kod pokretanja ili zaustavljanja stoja ili raznih udarnih opterećenja. Faktor sigurnosti koji treba biti veći ili jedna 1.2 izračunat je pomoću sljedećeg izraza

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{smax}}{R_{es}} + \frac{\sigma_{v,tlmax}}{R_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{R_{et}}\right)^2}} \geq 1,2 \quad (2.4)$$

Stvarne granice tečenja su određene uzimajući u obzir tehnološki faktor K_t

zbog smanjenja granice tečenja s povećanjem promjera vratila zbog nehomogenosti materijala. Za korišteni materijal E360 (Č0745) korišten je izraz

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log \left(\frac{D}{32} \right) \quad (2.5)$$

Granice tečenja:

$$R_e = K_t \cdot R_{eN} \quad (2.6)$$

$$R_{es} = K_t \cdot R_{esN} \quad (2.7)$$

$$R_{et} = K_t \cdot R_{etN} \quad (2.8)$$

Pri čemu su R_{eN} , R_{esN} i R_{etN} su očitani iz tablice 1.1.

presjek 1-1

Uvrštavanjem podataka u (2.5) dobiven je tehnološki faktor K_t

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log \left(\frac{D}{32} \right)$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log \left(\frac{105}{32} \right)$$

$$K_t = 0,8658$$

U presjeku 1-1 ne javljaju se vlačna niti tlačna opterećenja kao niti opterećenja koje uzrokuju savijanje ili su isti zanemarivo mali već postoji samo moment uvijanja koji uzrokuje torzijsko naprezanje. Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.8) dobivena je stvarna granica plastičnosti materijala pri torziji.

$$R_{et} = 0,8658 \cdot 250$$

$$R_{et} = 216 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Maksimalno torzijsko naprezanje koje se javlja u presjeku 1-1:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_p} = \frac{3 \cdot T_n \cdot 16}{(d - t_1)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = \frac{3 \cdot 121,5 \cdot 10^3 \cdot 16}{(35)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = 43,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.4) dobiven je stvarni faktor sigurnosti

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{43,3}{216} \right)^2}}$$

$$S_p = 4,99 > 1,2$$

Faktor sigurnosti u presjeku 1-1 zadovoljava postavljeni uvjet.

presjek 2-2

Uvrštavanjem podataka u (2.5) dobiven je tehnološki faktor K_t

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log \left(\frac{D}{32} \right)$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log \left(\frac{80}{32} \right)$$

$$K_t = \mathbf{0,8965}$$

U presjeku 2-2 ne javljaju se vlačna niti tlačna opterećenja ili su isti zanemarivo mali već postoje samo moment uvijanja koji uzrokuje torzijsko naprezanje i sila na zupčanicima koja uzrokuje savijanje vratila između oslonaca (ležajeva). Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.8) dobivena je stvarna granica plastičnosti materijala pri torziji.

$$R_{et} = 0,8965 \cdot 250$$

$$R_{et} = \mathbf{224} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.7) dobivena je stvarna granica plastičnosti materijala pri savijanju.

$$R_{es} = 0,8965 \cdot 430$$

$$R_{es} = \mathbf{385,5} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Maksimalno torzijsko naprezanje koje se javlja u presjeku 2-2:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_p} = \frac{3 \cdot T_n \cdot 16}{(d - t_1)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = \frac{3 \cdot 462 \cdot 10^3 \cdot 16}{(71)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = \mathbf{19,7} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Maksimalno naprezanje pri savijanju koje se javlja u presjeku 2-2:

$$\sigma_{smax} = \frac{M_{smax}}{W} = \frac{3 \cdot M_s \cdot 32}{(d - t_1)^3 \pi}$$

$$\sigma_{smax} = \frac{3 \cdot 74358,5 \cdot 16}{(71)^3 \pi}$$

$$\sigma_{smax} = \mathbf{6,35} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Uvršavanjem poznatih podataka u (2.4) dobiven je stvarni faktor sigurnosti

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{6,35}{385,5}\right)^2 + \left(\frac{19,7}{224}\right)^2}}$$

$$S_p = \mathbf{11,1} > \mathbf{1,2}$$

Faktor sigurnosti u presjeku 2-2 zadovoljava postavljeni uvjet.

presjek 3-3

Uvrštavanjem podataka u (2.5) dobiven je tehnološki faktor K_t

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{D}{32}\right)$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{80}{32}\right)$$

$$K_t = \mathbf{0,8965}$$

U presjeku 3-3 ne javljaju se vlačna niti tlačna opterećenja kao niti opterećenja koje uzrokuju savijanje ili su isti zanemarivo mali već postoji samo moment uvijanja koji uzrokuje torzijsko naprezanje. Uvršavanjem poznatih podataka u (2.8) dobivena je stvarna granica plastičnosti materijala pri torziji.

$$R_{et} = 0,8965 \cdot 250$$

$$R_{et} = \mathbf{224 \frac{N}{mm^2}}$$

Maksimalno torzijsko naprezanje koje se javlja u presjeku 3-3:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_p} = \frac{3 \cdot T_n \cdot 16}{(d - t_1)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = \frac{3 \cdot 462 \cdot 10^3 \cdot 16}{(53)^3 \pi}$$

$$\tau_{tmax} = \mathbf{47,4 \frac{N}{mm^2}}$$

Uvršavanjem poznatih podataka u (2.4) dobiven je stvarni faktor sigurnosti

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{47,4}{224}\right)^2}}$$

$$S_p = \mathbf{4,7} > \mathbf{1,2}$$

Faktor sigurnosti u presjeku 3-3 zadovoljava postavljeni uvjet.

2.4 Proračun steznog spoja

Dodirna površina između gonjenog vratila i zupčanika koji se navlači na njega je

$$\begin{aligned}A_F &= D_F \cdot l_F \cdot \pi \\A_F &= 84 \cdot 100 \cdot \pi \\A_F &= \mathbf{26389,3 \text{ mm}^2}\end{aligned}$$

Potrebna sila treba između zupčanika i vratila:

$$\begin{aligned}F_F &= \frac{2 \cdot T_2 \cdot \nu}{D_F} \\F_F &= \frac{2 \cdot 462 \cdot 1,8}{84 \cdot 10^{-3}} \\F_F &= \mathbf{19800 \text{ N}}\end{aligned}$$

Potrebna normalna sila usljed faktora trenja očitano iz [3](tablica 9.11, str. 346.)

$$\begin{aligned}F_N &= \frac{F_F}{\mu} \\F_N &= \frac{19800}{0,11} \\F_N &= \mathbf{180000 \text{ N}}\end{aligned}$$

Minimalni potrebni tlak steznog spoja:

$$p_{min} = \frac{F_N}{A_F} = \frac{180000}{26389,3} = \mathbf{6,82 \frac{N}{mm^2}}$$

Minimalni potrebni prijeklop je izračunat po izrazu

$$P_{st} = p \cdot D_F \cdot (K_V + K_U) \quad (2.9)$$

pri kojem su:

$$K_V = \frac{(m_V + 1) + (m_V - 1) \cdot Q_V^2}{m_V \cdot E_V \cdot (1 - Q_V^2)} \quad (2.10)$$

i

$$K_U = \frac{m_U - 1}{m_U \cdot E_U} \quad (2.11)$$

gdje je $\nu = 0,3$ - *Poissonov* broj za čelik, $E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$ - *Youngov* modul elastičnosti za čelik, $m = \frac{1}{\nu}$, $Q_V = \frac{D_F}{D_V}$, $D_V \approx 2 \cdot D_F$. Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.10) dobiven je faktor

$$K_V = \frac{(4,33) + (2,33) \cdot 0,5^2}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,5^2)} = \mathbf{9,36 \cdot 10^{-6} \frac{mm^2}{N}}$$

Uvrštavanjem poznatih podataka u (2.11) dobiven je faktor

$$K_U = \frac{m_U - 1}{m_U \cdot E_U} = \frac{2,33}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = \mathbf{3,33 \cdot 10^{-6} \frac{mm^2}{N}}$$

Uvrštavanjem dobivenih faktora u (2.9) dobije se minimalni potrebni prijeklop

$$P_{st} = 6,82 \cdot 84 \cdot (9,36 \cdot 10^{-6} + 3,33 \cdot 10^{-6}) = \mathbf{7,27 \mu m}$$

Pri likom navlačenja zupčanika na vratilo pri čvrstom dosjedu dolazi do zaglađivanja hrapavosti površine. Zbog toga je potrebno povećati stvarni minimalni prijeklop po izrazu

$$P_{min} = P_{st} + 3,2 \cdot (R_{a os} + R_{a gl}) \quad (2.12)$$

Pri čemu je R_a - srednje aritmetičko odstupanje profila hrapavosti. Očitano iz [3] (tablica 3.44, str 104) za kvalitetu obrade površine N7 ($R_{a(N7)} = 1,6 \mu m$). Uvrštavanjem dobivenih podataka u (2.12) dobije se stvarni minimalni prijeklop

$$P_{min} = \mathbf{17,51 \mu m}$$

Maksimalni dopušteni tlak na steznoj površini je određen putem izraza

$$p_{max} \leq \frac{R_e \cdot (1 - Q_V^2)}{1,2 \cdot \sqrt{3 + Q_V^4}} \quad (2.13)$$

te uvrštavanjem poznatih podataka u izraz (2.13) dobije se

$$p_{max} \leq \frac{322 \cdot (1 - 0,5^2)}{1,2 \cdot \sqrt{3 + 0,5^4}} = \mathbf{115 \frac{N}{mm^2}}$$

Stvarni dopušteni maksimalni prijeklop po izrazu (2.9) iznosi

$$P_{max} = 115 \cdot 84 \cdot (9,36 \cdot 10^{-6} + 3,33 \cdot 10^{-6}) = \mathbf{122,58 \mu m}$$

TREBA ODABRATI TOLERANCIJSKA POLJA ZA ČVRSTI DOSJED PREMA DOBIVENIM PODACIMA

2.5 Proračun valjnih ležajeva

Trajnost ležajeva se može proračunati po izrazu

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F} \cdot f_t \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.14)$$

pri čemu je C - dinamička nosivost ležaja, p - eksponent vijeka trajanja. Za kuglične ležajeve $p = 3$, za ostale $p = \frac{10}{3}$ i f_t - temperaturni faktor. Za $\vartheta < 150^\circ C \Rightarrow f_t = 1$.

Odabrani ležajevi za pogonsko vratilo imaju dinamičku nosivost $C = 17,8 \text{ kN}$. Uvršavanje poznatih podataka u (2.14) dobije se minimalna trajnost ležaja

$$L_{10h1} = \left(\frac{17800}{1231} \cdot 1 \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1100}$$

$$L_{10h1} = \mathbf{45808 \text{ h}}$$

Odabrani ležaj zadovoljava potrebnu minimalnu trajnost iz zahtjeva.

Odabrani ležajevi za gonjeno vratilo imaju dinamičku nosivost $C = 54,7 \text{ kN}$. Uvršavanje poznatih podataka u (2.14) dobije se minimalna trajnost ležaja

$$L_{10h2} = \left(\frac{54700}{1171} \cdot 1 \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 275}$$

$$L_{10h2} = \mathbf{22247650 \text{ h}}$$

Odabrani ležaj zadovoljava potrebnu minimalnu trajnost iz zahtjeva.

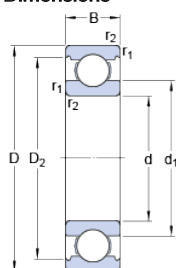
Tehnički podaci odabranog ležaja za pogonsko vratilo se nalazi na slici 2.2. Tehnički podaci odabranog ležaja za gonjeno vratilo se nalazi na slici 2.3



6008

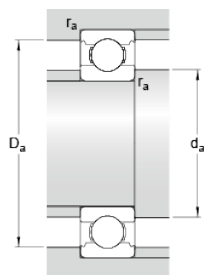
Popular item
SKF Explorer

Dimensions



d	40	mm
D	68	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 49.25	mm
D ₂	≈ 61.1	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	44.6	mm
D _a	max.	63.4	mm
r _a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	17.8	kN
Basic static load rating	C ₀	11	kN
Fatigue load limit	P _u	0.49	kN
Reference speed		22000	r/min
Limiting speed		14000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	15	

Mass

Mass bearing	0.19	kg
--------------	------	----

Slika 2.2: Tehnički podaci ležaja pogonskog vratila SKF 6008

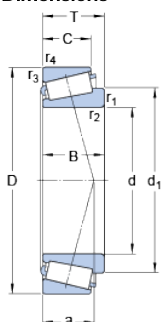
32913

SKF Explorer

Dimension series

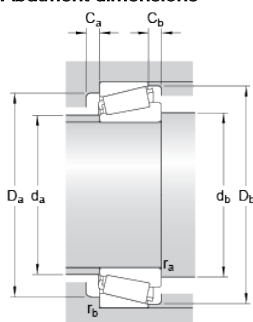
2BC

Dimensions



d	65	mm
D	90	mm
T	17	mm
d ₁	≈ 78.8	mm
B	17	mm
C	14	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 1	mm
a	16.537	mm

Abutment dimensions



d _a	max. 71	mm
d _b	min. 73	mm
D _a	min. 83	mm
D _a	max. 83	mm
D _b	min. 86	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 3	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 1	mm

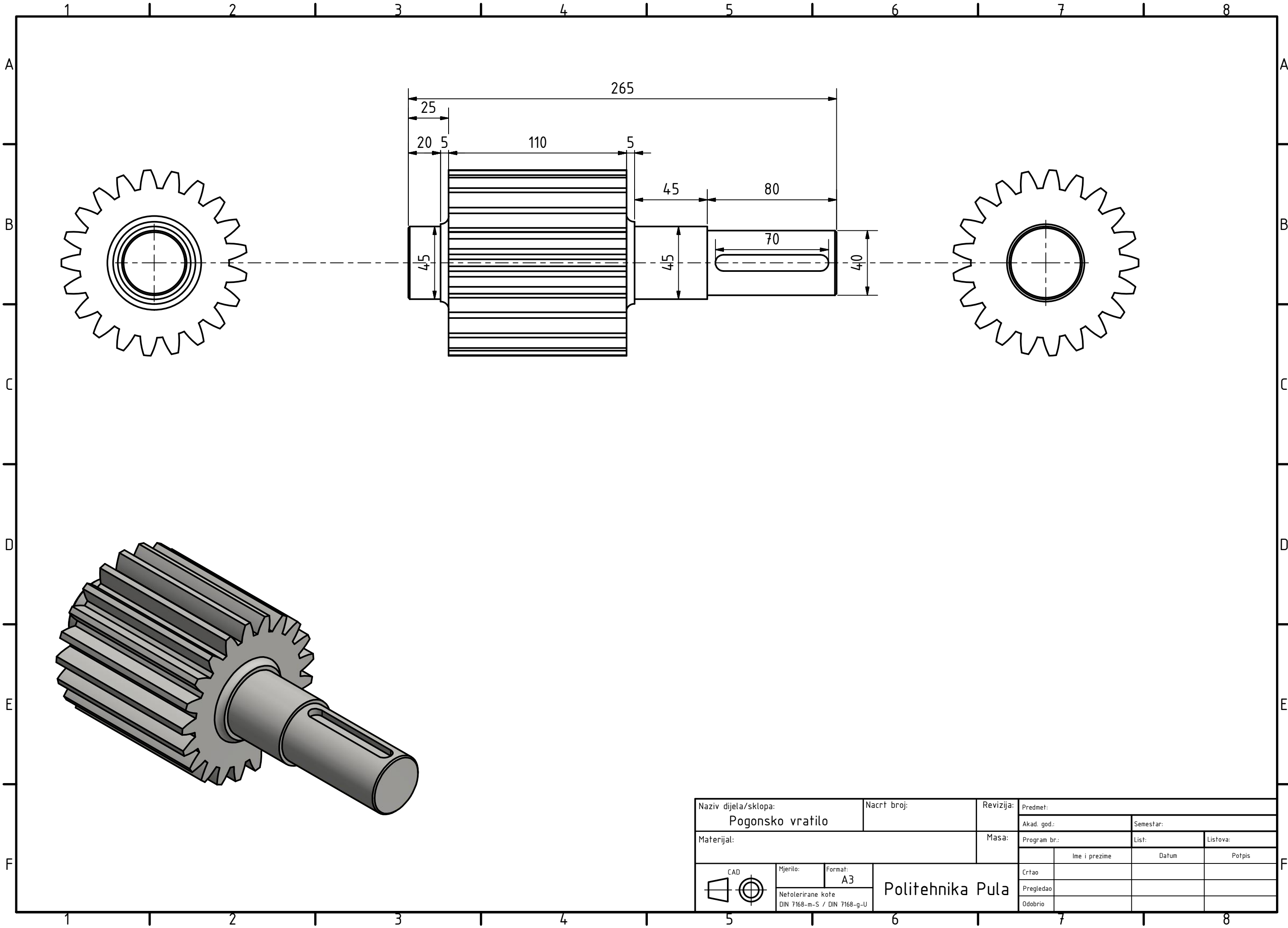
Calculation data

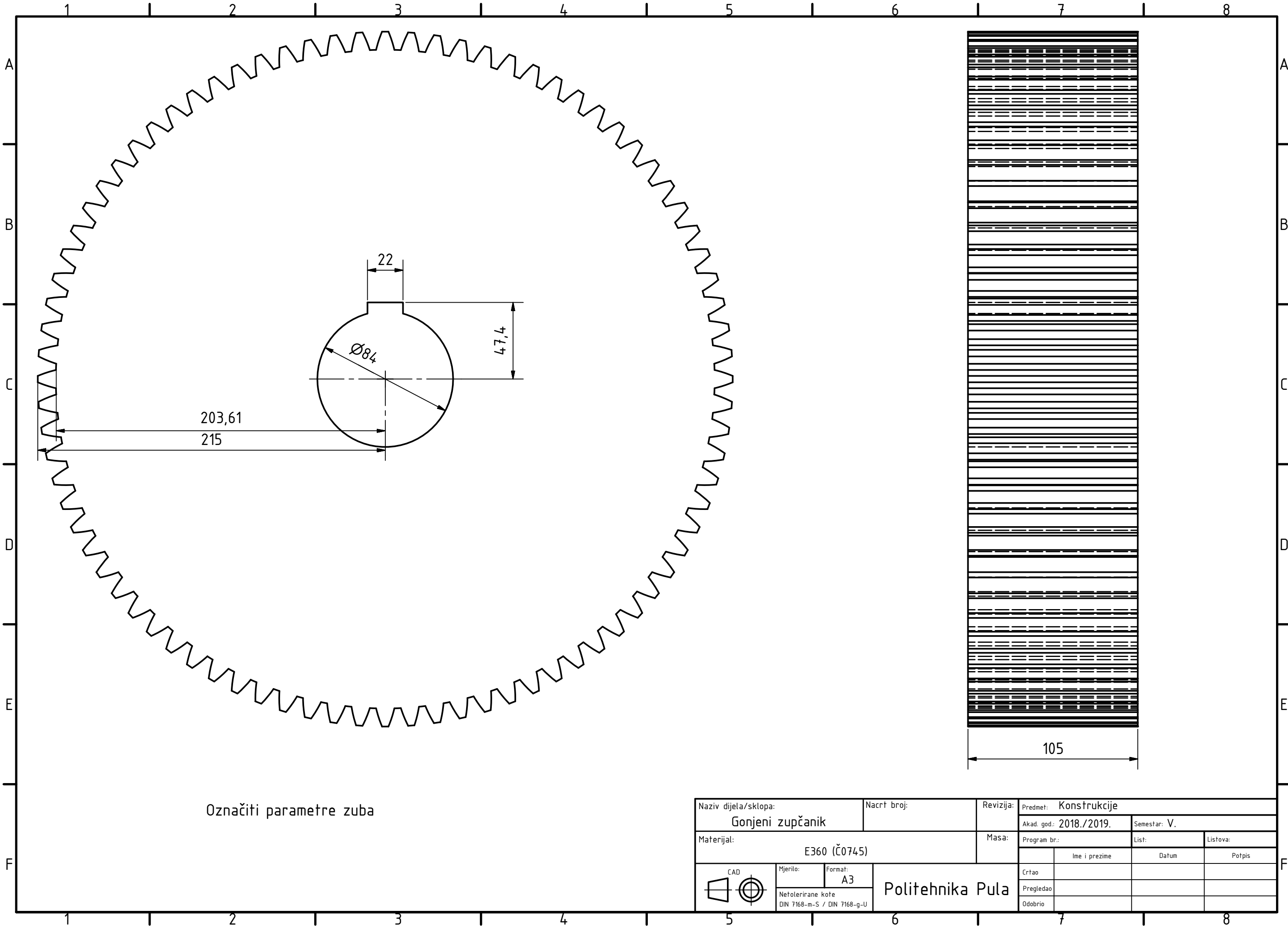
Basic dynamic load rating	C	54.7	kN
Basic static load rating	C ₀	80	kN
Fatigue load limit	P _u	8.15	kN
Reference speed		5600	r/min
Limiting speed		6700	r/min
Calculation factor	e	0.35	
Calculation factor	Y	1.7	

Slika 2.3: Tehnički podaci ležaja pogonskog vratila SKF 32913

Literatura

- [1] M. Jokić. *Zbirka potrebnih materijala i tablica za izradu timskog projektnog zadatka*. Politehnika Pula, 2018.
- [2] B. Križan. *Interna skripta iz kolegija Elementi strojeva 2 za konstrukcijske vježbe*. Politehnika Pula, 2018.
- [3] B. Križan. *Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata*. Školska knjiga, Zagreb, 2008.
- [4] SKF. Product catalogue. <http://www.skf.com/group/products/index.html> (27.10.2018), 2018.





Naziv dijela/sklopa: Gonjeni zupčanik		Nacrt broj:		Revizija:		Predmet: Konstrukcije	
Materijal:		Mjerilo:		Format:		Akad. god.: 2018./2019.	
E360 (Č0745)		A3		Masa:		Semestar: V.	
CAD		Mjerilo:		Format:		Program br.:	
Netolerirane kote DIN 7168-m-S / DIN 7168-g-U		A3		Politehnika Pula		Ime i prezime	
Crtao		Pregledao		Datum		Potpis	
Odobrio							