

# Reduktor za sporo okretanje dizel motora

---

**Marković, Anton Ivan**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2024**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:767887>

*Rights / Prava:* [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-01-13**



*Repository / Repozitorij:*

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



**SVEUČILIŠTE U RIJECI**

**TEHNIČKI FAKULTET**

Sveučilišni diplomski studij strojarstva

Diplomski rad

**REDUKTOR ZA SPORO OKRETANJE DIZEL MOTORA**

Mentor: Prof. dr. sc. Neven Lovrin

Komentor: Doc. dr. sc. Željko Vrcan

Rijeka, rujan, 2024.

Anton Ivan Marković  
0035197378

Rijeka, 22.03.2024.

Zavod: Zavod za konstruiranje  
Predmet: Prijenosnici snage

## ZADATAK ZA DIPLOMSKI RAD

Pristupnik: **Anton Ivan Marković (0035197378)**  
Studij: Sveučilišni diplomski studij strojarstva (2100)  
Modul: Konstruiranje i mehatronika (2111)

Zadatak: **REDUKTOR ZA SPORO OKRETANJE DIZEL MOTORA / DIESEL ENGINE TURNING GEAR**

### Opis zadatka:

Konstruirati planetni reduktor za sporo okretanje brodskog dizel motora pri njegovom servisiranju i kontroli. Planetni reduktor je preko ulaznog remenskog prijenosa pogonjen dvobrzinskim 4/8 polnopreklopnim elektromotorom napona 3x440 V, 60 Hz. Na izlaznom vratilu reduktora potrebno je osigurati max. zakretni moment od 20 000 Nm pri max. brzini vrtnje od 1,5 min<sup>-1</sup>. Izraditi proračun i u Excel-u s mogućnošću promjene ulaznih podataka. Izraditi montažne i radioničke nacрте reduktora u dogovoru s mentorima.

Rad mora biti napisan prema Uputama za pisanja diplomskih / završnih radova koje su objavljene na mrežnim stranicama studija.

Zadatak uručen pristupniku: 20.03.2024.

Mentor:  
prof. dr. sc. Neven Lovrin

Komentor:  
izv. prof. dr. sc. Željko Vrcan

Predsjednik povjerenstva za  
diplomski ispit:  
izv. prof. dr. sc. Igor Bonefačić

## **IZJAVA**

kojom ja, Anton Ivan Marković, kao autor diplomskog rada naslova “Reduktor za sporo okretanje dizel motora” izjavljujem da sam diplomski rad samostalno izradio pod mentorstvom prof. dr. sc. Nevena Lovrina te doc. dr. sc. Željka Vrcana sukladno članku 8. Pravilnika o diplomskom radu, diplomskom ispitu i završetku diplomskih sveučilišnih studija Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci.

Anton Ivan Marković

---



# SADRŽAJ

1. UVOD .....	4
1.1 Strojevi za sporo zakretanje brodskih motora .....	4
1.2 Remeni prijenos.....	6
1.3 Planetni prijenosnik.....	9
2. OSNOVNI PODACI PRIJENOSA .....	11
2.1 Zadani parametri prijenosa.....	11
2.2 Odabir elektromotora .....	12
2.3 Raspodjela prijenosnog omjera .....	14
2.4 Momenti torzije .....	16
3. PRORAČUN REMENOG PRIJENOSA .....	18
3.1 Odabir dimenzija remenog prijenosa .....	19
3.1.1 Broj okretaja i dimenzije remenica .....	19
3.1.2 Preporučeni osni razmak i odabrani osni razmak.....	19
3.1.3 Duljina remena .....	20
3.1.4 Obuhvatni kut.....	20
3.1.5 Broj remena .....	21
3.2 Odabrane remenice i remena.....	25
3.3 Sile remena .....	27
3.4 Kontrola na pojavljivanje savijanja.....	30
4. PRORAČUN PLANETNOG PRIJENOSA .....	31
4.1 Proračun I. stupnja planetnog prijenosa .....	31
4.1.1 Broj zubi zupčanika.....	31
4.1.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa.....	31
4.1.3 Apsolutne i relativne brzine vrtnje .....	32

4.1.4	Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera .....	33
4.1.5	Teoretski razmak osi.....	34
4.1.6	Izbor standardnog modula .....	35
4.1.7	Stvarni, izvedeni razmak osi .....	35
4.1.8	Diobeni promjeri i širina zupčanika .....	36
4.2	Proračun II. stupnja planetnog prijenosa.....	37
4.2.1	Broj zubi zupčanika.....	37
4.2.2	Kontrola uvjeta planetnog prijenosa.....	37
4.2.3	Apsolutne i relativne brzine vrtnje .....	38
4.2.4	Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera .....	39
4.2.5	Teoretski razmak osi.....	40
4.2.6	Izbor standardnog modula .....	41
4.2.7	Stvarni, izvedeni razmak osi .....	41
4.2.8	Diobeni promjeri i širina zupčanika .....	41
5.	KONTROLA NOSIVOSTI PLANETNOG PRIJENOSA .....	43
5.1	Ulazni parametri reduktora.....	44
5.2	Vrijednosti za I. stupanj prijenosa .....	45
5.3	Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa .....	46
5.4	Faktori sigurnosti.....	47
5.5	Kontrola osovinica planeta .....	48
5.5.1	Kontrola osovine prvog stupnja .....	48
5.5.2	Kontrola osovine drugog stupnja .....	49
5.6	Ulje za podmazivanje planetnog prijenosa.....	50
6.	PROJEKTI PRORAČUN VRATILA.....	51
6.1	Pogonsko vratilo.....	52

6.2 Gonjeno vratilo .....	53
6.3 Izlazno vratilo prvog stupnja .....	54
6.4 izlazno vratilo reduktora .....	55
7. ODABIR I KONTROLA TRAJNOSTI LEŽAJA PLANENOG PRIJENOSA .....	56
7.1 Kontrola ležaja prvog stupnja .....	56
7.2 Trajnost ležaja drugog stupnja .....	57
7.3 Trajnost ležaja izlaznog vratila .....	58
8. KONTROLA PERA .....	59
8.1 Pero ulaznog vratila .....	60
8.2 Pero izlaznog vratila .....	60
8.3 Pero vratila gonjene remenice .....	61
9. ZAKLJUČAK .....	62
10. LITERATURA .....	63
POPIS SLIKA .....	64
POPIS TABLICA .....	65
POPIS OZNAKA I KRATICA .....	66
SAŽETAK .....	70
SUMMARY .....	71
PRILOZI .....	72



# 1. UVOD

## 1.1 Strojevi za sporo zakretanje brodskih motora

Za pogon velikih brodova potrebni su vrlo veliki brodski dizelski motori. Uzevši u obzir dimenzije dizelskih motora, gotovo je nemoguće vršiti ručno zakretanje vratila ili zamašnjaka istih. Vratilo i zamašnjak potrebno je, u nekim situacijama, zakrenuti prije pokretanja kako bi se provjerilo postoje li kakve fizičke prepreke koje bi mogle uzrokovati zakazivanje motora prilikom pokretanja. Iz tog razloga, na velikim brodskim motorima, mogu se pronaći i strojevi za sporo zakretanje brodskih motora. Ovi strojevi nalaze se u neposrednoj blizini zamašnjaka kako bi se što lakše, s pomoću ručnog mehanizma, doveli u zahvat sa zamašnjakom motora. Motori za sporo pokretanje motora najčešće se sastoje od elektromotora te reduktora vrlo visokog stupnja prijenosa.

Neke od glavnih zadataka strojeva za sporo zakretanje motora su:

- Zakretanje elemenata motora u odgovarajuću poziciju zbog remonta i servisa
- Omogućava zakretanje motora za puni krug prije samog paljenja
- Služi za izbacivanje vode, ulja i ostataka goriva iz motora prije paljenja
- Kako bi ulje za podmazivanje došlo do cilindra te ostatka motora prije paljenja.
- Povremeno zakretanje kako ne bi došlo do popuštanja koljenastog vratila što dovodi do oštećenja ležaja prilikom paljenja.
- Kada je brod usidren u luci, stroj za sporo okretanje potrebno je staviti u zahvat sa zamašnjakom kako se, uslijed djelovanja valova na propeler, osovina ne bi neželjeno zakretala.



*Slika 1.1 Stroj za sporo okretanje s planetnim reduktorom [1]*

Cilj rada je konstrukcija stroja za sporo okretanje dizel motora s pomoću elektromotora s reduktorom. Ukupna redukcija sustava postiže se remenskim prijenosom te dvostupanjskim planetnim reduktorom.

## 1.2 Remeni prijenos

Remeni prijenos koristi najmanje dvije remenice koje su povezane remenom. Jedna remenica je pogonska remenica, a druga je gonjena. Između remenice i remena mora postojati dovoljno trenje kako ne bi došlo do proklizavanja remena.



*Slika 1.2 Stroj s remenim prijenosom [2]*

Remeni prijenos sastoji se od pogonske remenice, gonjene remenice te remena. Ponekad je potrebno ubaciti i zatezač u obliku dodatne remenice kako bi se remen držao napetim. Postoji više izvedbi remena i remenica kao što su:

- Plosnato remenje i valjkaste remenice
- Klinasto remenje i remenice za klinasto remenje
- Zupčasti remen i remenica za zupčasto remenje

Remeni prijenos ima nekoliko karakterističnih prednosti za primjenu u reduktoru za sporo okretanje [3]:

- Jednostavna izvedba i mali broj dijelova sustava
- Lako održavanje
- Nije potrebno podmazivanje
- Elastično djelovanje ako dođe do naglog povećanja opterećenja ukoliko se u cilindru motora nađe fizička zapreka
- Visoka iskoristivost
- Mogućnost prijenosa snage na velike udaljenosti

Dok su glavni nedostaci:

- Težina i glomaznost konstrukcije
- Veliko opterećenje ležajeva

Prvi nedostatak, što su težina i glomaznost konstrukcije, gotovo i ne igraju ulogu pri pokretanju broskog motora uzevši u obzir da je sam motor velikih dimenzija, te konstruiranje velikog reduktora ne predstavlja veliki problem [4].



*Slika 1.3 Stroj s plosnatim remenom [4]*

Pokazalo se kako su plosnati remeni prijenosi s valjkastim remenicama po gotovo svemu, osim po složenosti održavanja, lošiji od klinastih remena i remenica [4]. Glavne prednosti klinastog remenja su:

- veći poprečni presjek remena, što znači i veća nosivost
- moguće korištenje više klinastih remena na istoj remenici
- mirniji i tiši rad
- uklonjena opasnost od sklizanja remena sa remenice
- smanjena opasnost od proklizavanja
- mogu se koristiti za postizanje dvostruko većeg prijenosnog omjera nego ravnim remenom
- nije potrebno spajanje remena

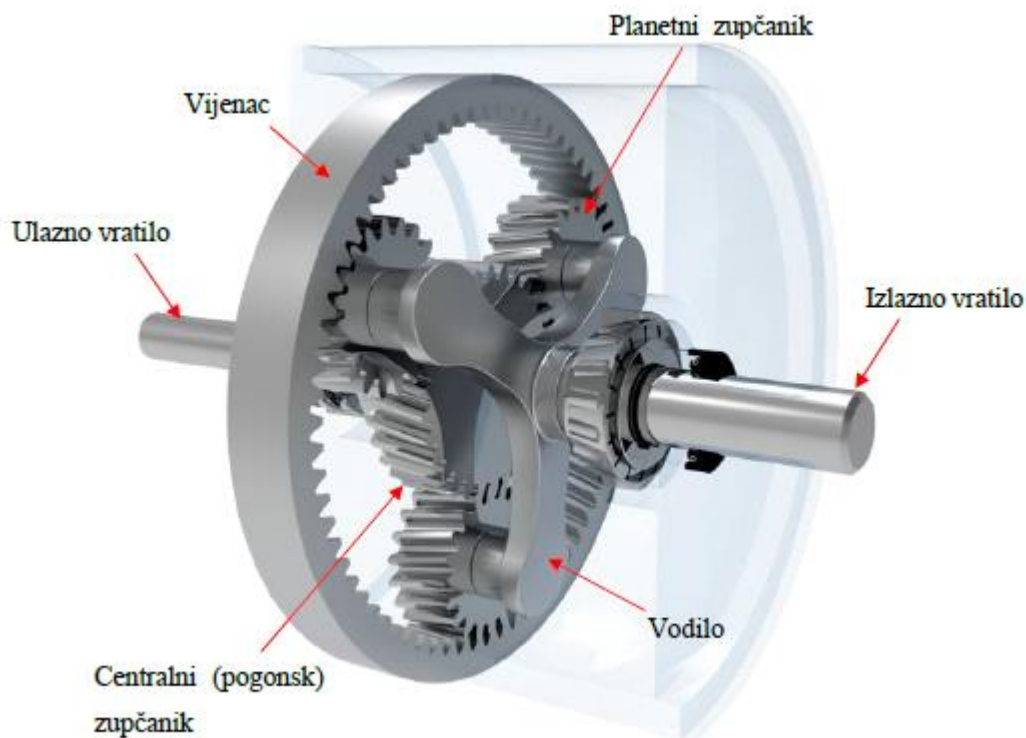


*Slika 1.4 Stroj s klinastim remenjem [4]*

### 1.3 Planetni prijenosnik

Planetni prijenosnik visoko je složen mehanički prijenosnik snage. Planetni prijenosnik sastoji se od 4 različite osnovne komponente koje su u pravilu jednostavne kada se izvode kao zasebne komponente. Njihovom kombinacijom dobiva se složeni planetni prijenosnik. Elementi planetnog prijenosa su:

- Centralni zupčanik s vanjskim ozubljenjem (sunčani)
- Planetni zupčanici, najčešće 3 ili više, koji također imaju vanjsko ozubljenje
- Centralni zupčanik s unutarnjim ozubljenjem (vijenac)
- Vodilo, koje povezuje sve navedene komponente.



Slika 1.5 Planetni prijenos s komponentama [5]

Prema definiciji, u planetnom prijenosniku vodilo se rotira dok je vijenac ili centralni zupčanik zakočen. Međutim, kako je planetni prijenos fleksibilan u primjeni, moguće je zakočiti bilo koji od članova prijenosa, ovisno o potrebama primjene koje se žele postići. Planetni reduktori, iz gore navedenih razloga, u teoriji su vrlo primjenjivi u raznim situacijama. Međutim, u praksi, zbog cijene izrade, tehničke složenosti te cijene održavanja cijelog prijenosnika, odabiru se druge vrste prijenosnika. Ipak nezamjenjivi su kada je potrebno postići velike prijenosne omjere i okretne

momente, a da dimenzije i masa prijenosnika ne bude prevelika. Tako su svoju primjenu, planetni prijenosnici našli u radnim strojevima, helikopterima, automobilima te kamionima.

Glavne prednosti planetnih reduktora su:

- Malene dimenzije i masa, a visoki prijenosni omjeri
- Mogu prenositi vrlo velike momente
- Mogu raditi s velikim brzinama okretaja
- Visoka efikasnost
- Jednoliko su opterećeni pri radu
- Jednoliko trošenje planetnog prijenosa
- Različitost primjene te širok raspon prijenosnih omjera

Glavni nedostaci planetnog prijenosa su:

- Visoka cijena razvoja i proizvodnje
- Velik broj dijelova te složenost izvedbe
- Teško i zahtjevno održavanje prijenosnika uz otežanu inspekciju dijelova
- Potreban velik broj ležajeva u sustavu što dodatno povećava troškove proizvodnje

## 2. OSNOVNI PODACI PRIJENOSA

Uzevši u obzir zahtjeve i karakteristike reduktora potrebno je definirati osnovne ulazne i izlazne parametre. Na temelju tih ulaznih i izlaznih parametara radi se proračun i dimenzioniranje elemenata reduktora. Cijeli sustav sastoji se od elektromotora, remenog prijenosa te planetnog prijenosa. Polazišna točka je odabir elektromotora nakon čega slijedi dimenzioniranje sustava.

### 2.1 Zadani parametri prijenosa

Projektni zadatak definira se kao dvostupanjski reduktor, gdje je prvi stupanj redukcije remeni prijenos, drugi stupanj je dvostupanjski planetni prijenos. Tip elektromotora definiran je kao dvobrzinski 4/8 polnopraklopni elektromotor. Ostali ulazni podaci prikazani su u tablici niže.

Tablica 2.1 Zadani parametri

ZADANI PARAMETRI	
Napon elektromotora	$U = 3x440 \text{ V}$
Frekvencija elektromotora	$f = 60 \text{ Hz}$
Zakretni moment na izlaznom vratilu	$T_{izl} = 20000 \text{ Nm}$
Brzina vrtnje na izlaznom vratilu	$n_{izl} = 1,5 \text{ min}^{-1}$



## 2.2 Odabir elektromotora

Zakretni moment na izlaznom vratilu i izlazna brzina vrtnje dovoljni su kako bi se mogla izračunati potrebna snaga elektromotora. Potrebno je prvo izračunati snagu na izlazu reduktora:

$$P_{izl} = T_{izl} \cdot \omega_{izl} = T_{izl} \cdot \frac{n_{izl} \cdot \pi}{30} \quad (2.1)$$

$$P_{izl} = 20000 \cdot \frac{1,5 \cdot \pi}{30}$$

$$P_{izl} = 3141,6 \text{ W} = 3,141 \text{ kW}$$

Pomoću poznate izlazne snage, može se odrediti snaga elektromotora za napon  $U = 440 \text{ V}$  i frekvenciji  $f = 60 \text{ Hz}$  prema formuli:

$$P_{EM} = \frac{P_{izl}}{\eta_{rem} \cdot \eta_{pl}} \quad (2.2)$$

$\eta_{rem} = 0,96$  – iskoristivost remenog prijenosa

$\eta_{pl} = 0,98^2 = 0,96$  – iskoristivost dvostupanjskog planetnog prijenosa

Snaga elektromotora iznosi:

$$P_{EM} = \frac{3141,6}{0,96 \cdot 0,96} = 3409 \text{ W} = 3,409 \text{ kW} \quad (2.3)$$

Odabran je motor iz kataloga tvrke KONČAR-MES d.d. za napon  $U = 400 \text{ V}$  i frekvenciju  $f = 50 \text{ Hz}$  što znači da se mora izračunati snaga motora pri naponu  $400 \text{ V}$ . Snaga pri gore navedenim parametrima računa se prema izrazu:

$$P_{EM(380)} = P_{EM(440)} \frac{U_{50}}{U_{60}} \quad (2.4)$$

-  $U_{50} = 400 \text{ V}$  – iznos napona pri  $f = 50 \text{ Hz}$

-  $U_{60} = 440 \text{ V}$  – iznos napona pri  $f = 60 \text{ Hz}$

Slijedi:

$$P_{EM(380)} = 3409 \cdot \frac{400}{440} = 3099 = 3,1 \text{ kW}$$

Izračunata snaga parametar je po kojem se odabire model trofaznog asinkronog kaveznog elektromotora s konstantnim momentum na obje brzine oznake 5AZP 160M-8/4 [6]. Pri manjim brzinama electromotor radi kao osmeropolni dok se pri većim brzinama uzima kao četveropolni [7].

Podatke iz kataloga potrebno je prilagoditi naponu  $U = 440 \text{ V}$  i frekvenciji  $f = 60 \text{ Hz}$  koristeći se gore navedenim izrazima. Prilagođeni parametri nalaze se u tablici ispod

Tablica 2.2 Karakteristike motora za 400V/50Hz i 440V/60Hz

5AZP 160M-8/4	2p=8	2p=4
Snaga elektromotora (pri $U = 400 \text{ V}$ i $f = 50 \text{ Hz}$ )	4500 W	6000 W
Brzina vrtnje (pri $U = 400 \text{ V}$ i $f = 50 \text{ Hz}$ )	720 $\text{min}^{-1}$	1450 $\text{min}^{-1}$
Snaga elektromotora (pri $U = 440 \text{ V}$ i $f = 60 \text{ Hz}$ )	4950 W	6600 W
Brzina vrtnje (pri $U = 440 \text{ V}$ i $f = 60 \text{ Hz}$ )	864 $\text{min}^{-1}$	1740 $\text{min}^{-1}$
Masa motora	65 kg	

### 2.3 Raspodjela prijenosnog omjera

Na elektromotor je vezan remeni prijenos čija se gonjena remenica koristi kao ulaz u planetni prijenos. Sustav se dakle sastoji od remenog i planetnog prijenosa. Ukupni omjer koji se mora zadovoljiti podijeljen je na ta dva člana. Kako bi se zaključio ukupni prijenosni omjer, potrebno je znati omjer ulazne i izlazne brzine vrtnje.

$$i_{uk} = \frac{n_{EM}}{n_{izl}} \quad (2.5)$$

$$i_{uk} = \frac{864}{1,5} = 576$$

Maksimalni prijenosni omjer remenog prijenosa iznosi 10, te se radi povećanja izbora remena i remenica odabire prijenosni omjer remena:

$$i_{rem} = 9$$

Slijedi kako je omjer planetnog prijenosa:

$$i_{pl} = \frac{i_{uk}}{i_{rem}} = \frac{576}{9} = 64 \quad (2.6)$$

Vrijednost omjera planetnog vrijednosti veličine 64 gotovo je neostvariv, međutim zadovoljen je uvjet maksimalnog opterećenja unutar područja  $18 < i < 71$  [8]. Prijenosni omjer I. stupnja iznosi:

$$\begin{aligned} i_{pl,1}' &= 1,068 \cdot i_{pl}^{0,577} \\ i_{pl,1}' &= 1,068 \cdot 64^{0,577} = 12,569 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Međutim, takav prijenosni omjer nije predložen u tablici 7.1 (literature) te se za prvi stupanj uzima posljednji najveći planetni prijenosnik sa 3 planeta te tako usvajamo da je:

$$i_{pl,1}' = 8,75$$

Slijedi da je prijenosni omjer II. stupnja jednak:

$$i_{pl,2}' = \frac{i_{pl}}{i_{pl,1}'} = \frac{64}{8,75} = 7,314 \quad (2.8)$$

Prema literaturi, potrebno je odabrati najbliže moguće vrijednosti iz tablice 7.1, te je u ovom slučaju  $i_{pl,1}' = 8,75$ , a najbliža vrijednost za prijenosni omjer II. Stupnja je  $i_{pl,2}' = 7,29$ .

$i_{IV}^3$	$Z_1$	$Z_2$	$-Z_3$	$i_{IV}^3$	$Z_1$	$Z_2$	$-Z_3$
4,00	15	15	45	6,00	16	32	80
4,10	19	20	59	6,19	16	33	83
4,20	15	16	48	6,23	13	27	68
4,31	16	18	53	6,38	16	35	86
4,40	15	18	51	6,46	13	29	71
4,50	14	17	49	6,53	17	38	94
4,60	15	19	54	6,64	14	32	79
4,69	16	21	59	6,68	14	34	82
4,80	15	21	57	6,94	16	39	95
4,90	19	27	74	7,13	16	41	98
5,05	19	29	77	7,29	14	37	88
5,17	18	28	75	7,50	14	38	91
5,20	15	24	63	7,62	13	36	86
5,33	18	30	78	7,85	13	38	89
5,44	16	27	71	8,08	13	39	92
5,55	20	35	91	8,31	13	41	95
5,63	16	29	74	8,54	13	42	98
5,70	20	37	94	8,75	12	40	93
5,81	16	30	77	9,00	12	42	96

Slika 2.1 Kombinacije planetnih prijenosa s 3 planeta [8]

Ove odabrane vrijednosti odabrane su privremeno te služe samo odabiru zupčanika. Uzevši to u obzir, za najbliži prijenosni omjer I. stupnja reduktora  $i=8,75$ , broj zubiju na zupčaniku je sljedeći:

$$Z_3 = 12 - \text{centralni zupčanik}$$

$$Z_4 = 40 - \text{planetni zupčanik}$$

$$Z_5 = -93 - \text{zupčanik s unutarnjim ozubljenjem}$$

Unutarnji prijenosni omjer I. stupnja je:

$$u_{pl,1} = \frac{Z_5}{Z_3} = \frac{-93}{12} = 7,75 \quad (2.9)$$

Pravi prijenosni omjer računa se pomoću izraz koji uzima u obzir da je vijenac zakočen, a omjer je jednak onome sunčanog zupčanika na vodilo:

$$i_{pl,1} = i_{3v_1}^5 = 1 - u_{pl,1} = 1 - (-7,75) = 8,75 \quad (2.10)$$

Zatim je potrebno ponoviti postupak za II. Stupanj. Najbliži prijenosni omjer je  $i=7,29$  što znači da su brojevi zubiju sljedeći:

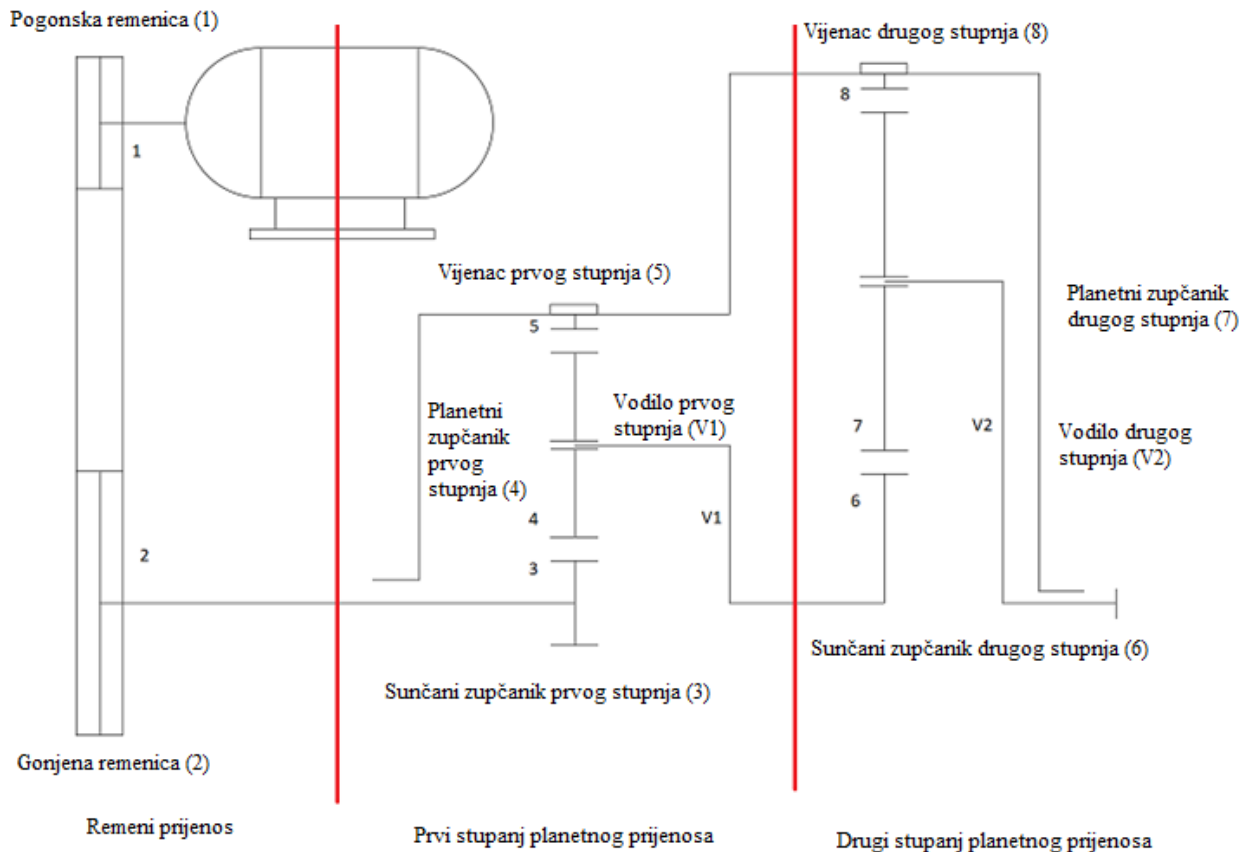
$$Z_6 = 14 - \text{centralni zupčanik}$$

$$Z_7 = 37 - \text{planetni zupčanik}$$

$$Z_8 = -88 - \text{zupčanik s unutarnjim ozubljenjem}$$

Pravi prijenosni omjer za II. Stupanj iznosi:

$$i_{pl,2} = i_{6v2}^8 = 1 - \frac{z_8}{z_6} = 1 - \frac{-88}{14} = -7,285 \quad (2.11)$$



Slika 2.2 Shematski prikaz reduktora

## 2.4 Momenti torzije

Kako bi se mogli odrediti promjeri vratila te kako bi se mogao izvršiti proračun. Momenti torzije osnovna su vrijednost proračuna prema kojoj se vrši dimenzioniranje gotovo svih komponenata sustava te je potrebno izračunati momente torzije na svim dijelovima

Vrijednost pogonskog vratila jest ona vrijednost koja se nalazi na samome početku reduktora, na izlazu iz elektromotora. Ona je jednaka momentu na prvoj remenici:

$$T_1 = T_{ul} = \frac{T_{izl}}{i_{uk} \cdot \eta_{rem} \cdot \eta_{pl}} \quad (2.12)$$

$$T_1 = T_{ul} = \frac{20000}{576 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 37,67 \text{ Nm}$$

Moment gonjene remenice, jednak je momentu torzije na ulazu u planetni prijenos te slijedi:

$$T_2 = T_{gonj} = T_{ul,pl} = T_3 \quad (2.13)$$

$$T_2 = \frac{T_{izl}}{i_{pl} \cdot \eta_{pl}}$$

$$T_2 = T_3 = \frac{20000}{64 \cdot 0,96} = 325,52 \text{ Nm}$$

Moment ulaznog vratila II. stupnja i momenta na vodilu jednaki su momentu izlaznog vratila I. stupnja što znači da je:

$$T_6 = T_{iz,pl}^1 = T_{V1} = T_{ul,pl}^2 \quad (2.14)$$

$$T_6 = T_{V1} = -i_{3V1}^5 \cdot T_2 = -8,75 \cdot 325,52 = -2848,3 \text{ Nm}$$

Moment vijenca prvog stupnja koji je vezan za kućište iznosi:

$$T_5 = -u_{pl,1} \cdot T_2 = -(-7,75) \cdot 325,52 = 2522,78 \text{ Nm} \quad (2.15)$$

Provjera ispravnosti momenata vrši se sljedećim izrazom:

$$T_3 + T_{V1} + T_5 = 0 \quad (2.16)$$

$$325,52 - 2848,3 + 2522,78 = 0$$

Gornja jednačba je istinita, što znači da su vrijednosti momenata ispravne.

Moment na vodilu II. Stupnja jednak je:

$$T_{V2} = -i_{6V2}^8 \cdot T_6 = -7,285 \cdot 2848,3 = -20749,865 \text{ Nm} \quad (2.17)$$

Moment na vijencu II. Stupnja iznosi:

$$T_8 = -i_{68}^{V2} \cdot T_6 = -(-6,285) \cdot 2848,3 = 17901,565 \text{ Nm} \quad (2.18)$$

Provjera ispravnosti momenata vrši se sljedećim izrazom:

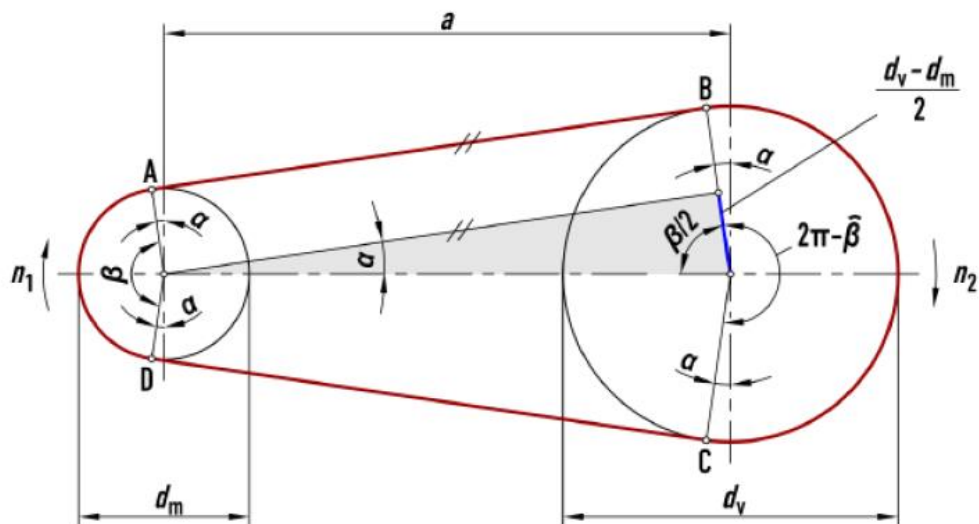
$$T_6 + T_{V2} + T_8 = 0 \quad (2.19)$$

$$2848,3 - 20749,865 + 17901,565 = 0$$

Ispravnost je potvrđena.

### 3. PRORAČUN REMENOG PRIJENOSA

Prvi stupanj prijenosa je onaj remenog prijenosa te prijenosni omjer iznosi 9. Za odabir remena i remenica korišten je službeni SKF kalkulator za remenje i remenice te će rezultati biti priloženi kao prilog. Remeni prijenos izveden je kao na slici niže, jer prilikom korištenja remenog prijenosa kao reduktora, pogonska remenica mora imati manji promjer nego gonjena remenica iz čega proizlaze sve druge dimenzije prijenosa.



Slika 3.1 Parametri remenog prijenosa [9]

### 3.1 Odabir dimenzija remenog prijenosa

#### 3.1.1 Broj okretaja i dimenzije remenica

Poznato je kako je brzina vrtnje pogonske remenice jednaka brzini vrtnje pogonskog motora što znači da je brzina vrtnje jednaka  $n_1 = 864 \text{ min}^{-1}$  čime se, uz pretpostavku prijenosnog omjera  $i_{rem} = 9$ , lako može izračunati broj okretaja gonjene remenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{rem}} \quad (3.1)$$

$$n_2 = \frac{864}{9}$$

$$n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$$

Odabire se proizvoljni promjer pogonske remenice  $d_1 = 90 \text{ mm}$  iz čega se lako može izračunati promjer gonjene remenice:

$$d_2 = d_1 \cdot i_{rem} \quad (3.2)$$

$$d_2 = 90 \cdot 9$$

$$d_2 = 810 \text{ mm}$$

$d_1$  – promjer pogonske remenice

$d_2$  – promjer gonjene remenice

#### 3.1.2 Preporučeni osni razmak i odabrani osni razmak

Nakon odabira dimenzija pogonske i gonjene remenice, određuju se granice osnog razmaka. Osni razmak remenog prijenosa računa se prema formuli:

$$0,7 \cdot (d_1 + d_2) \leq a_{12} \leq 2 \cdot (d_1 + d_2) \quad (3.3)$$

$$0,7 \cdot (90 + 810) \leq a_{12} \leq 2 \cdot (90 + 810)$$

$$630 \text{ mm} \leq a_{12} \leq 1800 \text{ mm}$$

Odabrani razmak osi je 930 mm, što znači kako vrijedi:

$$a_{12} = 930 \text{ mm}$$

$a_{12}$  – odabrani osni razmak



### 3.1.3 Duljina remena

Potrebno je izračunati koja duljina remena je potrebna kako bi se opasao oko pogonske i gonjene remenice.

$$L_w = 2 \cdot a_{12} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_{12}} \quad (3.4)$$

$$L_w = 2 \cdot 930 + \frac{\pi}{2} \cdot (90 + 810) + \frac{(810 - 90)^2}{4 \cdot 930}$$

$$L_w = 3413,5 \text{ mm}$$

$L_w$  – stvarna duljina remena

Usvojena duljina remena je:

$$L_w = 3415 \text{ mm}$$

Kako bi se osiguralo da je usvojena duljina remena dovoljna, potrebno je izračunati unutarnju duljinu remena. Za izračun unutarnje duljine remena, isčitavaju se vrijednosti unutarnjih promjera remenica te u ovom slučaju one iznose:

$$d_{u1} = 85 \text{ mm}$$

$$d_{u2} = 800 \text{ mm}$$

Unutarnja duljina remena računa se po sljedećem izrazu:

$$L_u = 2 \cdot a_{12} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{u1} + d_{u2}) + \frac{(d_{u2} - d_{u1})^2}{4 \cdot a_{12}} \quad (3.5)$$

$$L_u = 2 \cdot 930 + \frac{\pi}{2} \cdot (85 + 800) + \frac{(800 - 85)^2}{4 \cdot 930}$$

$$L_u = 3387 \text{ mm}$$

$L_u$  – unutarnja duljina remena

### 3.1.4 Obuhvatni kut

Kut koji remen zatvara po obodu remenice manjeg promjera računa se pomoću izraza:

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a_{12}} \quad (3.6)$$

$$\cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{801 - 89}{2 \cdot 930}$$

$\beta = 2,356$  rad – obuhvatni kut u radijanima

$\beta = 134^{\circ}59'$  – obuhvatni kut u stupnjevima

### 3.1.5 Broj remena

Broj klinastih remena odabire se pomoću sljedećeg izraza:

$$Z = \frac{P \cdot C_{uk}}{P_{kr1}} \quad (3.7)$$

$Z$  – broj klinastih remena

$P$  – snaga na pogonskoj remenici

$C_{uk}$  – ukupni korekcijski faktor

$P_1$  – jedinična snaga odabranog klinastog remena

Snaga na pogonskoj remenici jednaka je sljedećem izrazu:

$$P = T_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{mp,1}}{60} \quad (3.8)$$

$$P = 37,76 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{864}{60}$$

$$P = 3416,5 \text{ W}$$

Ukupni korekcijski faktor u sebi sadrži nekoliko varijabli koje je moguće isčitati iz tablica. Izraz za ukupni korekcijski faktor je:

$$C_{uk} = \frac{C_B}{C_L \cdot C_\beta} \quad (3.9)$$

- $C_B$  – faktor primjene
- $C_L$  – faktor duljine remena
- $C_\beta$  – faktor obuhvatnog kuta

Faktor obuhvatnog kuta ovisi o dobijenom obuhvatnom kutu u stupnjevima te se interpoliranjem crveno zaokruženih vrijednosti [10]:

Faktor obuhvatnog kuta za <b>KLINASTO</b> remenje $C_\beta$																		
$\beta$	200°	190°	180°	170°	160°	150°	140°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	95°	90°	85°	80°
$C_\beta$	1,04	1,02	1,0	0,97	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72	0,68	0,66	0,64

Slika 3.2 Faktor obuhvatnog kuta za klinastro remenje [10]

$$C_\beta = 0,87$$

Faktor primjene  $C_B$  određuje se prema tablici niže [10]:

Faktor primjene (pogonski faktor) $C_B$ za <b>PLOSNATO</b> i <b>KLINASTO</b> remenje						
Radni strojevi	Pogonski strojevi					
	Grupa A za dnevno trajanje pogona u h			Grupa B za dnevno trajanje pogona u h		
	do 10	preko 10 do 16	preko 16	do 10	preko 10 do 16	preko 16
<b>Lagani pogoni</b> centrifugalne pumpe i kompresori, trakasti transporteri (za lagani materijal), ventilatori i pumpe	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Srednje teški pogoni</b> škare za lim, preše, lančani i trakasti transporteri (za teški materijal), vibracijska sита, generatori, uzbuđivači, gnječilice, alati strojevi (tokarilice i brusilice), strojevi za pranje, strojevi za tisak, ventilatori i pumpe preko 7,4 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Teški pogoni</b> mlinovi, klipni kompresori, visokoužinski bacači i udarni transporteri (pužasti transporteri, člankasti transporteri, elevatori s kablčicama, elevatori sa žlicama), dizala, preše za brikete, tekstilni strojevi, strojevi za industriju papira, klipne pumpe, pumpe za bagera, galeri i mlinovi čekičari	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Vrlo teški pogoni</b> visoko opterećeni mlinovi, drobilice, kalanderi, miješalice, vitla, kranovi i bageri	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Slika 3.3 Faktor primjene za plosnato i klinasto remenje [10]

$$C_B = 1,2$$

Faktor duljine remena ovisi o izračunatoj vrijednosti duljine remena te o grupi u kojoj se nalazi remeni prijenos. Uzevši uobzir ta dva parametra, vrijednost faktora duljine remena isčitava se iz sljedeće tablice [10]:

Faktor duljine remena $c_L$ za beskonačni normalni klinasti remen DIN 2215 – prema DIN 2218														
Profil	Y (6)	Z (10)	A (13)	B (17)	C (22)	D (32)	E (40)	Y (6)	Z (10)	A (13)	B (17)	C (22)	D (32)	E (40)
$l_w$	280	422	660	943	1452	3225	4832	515	700	1730	2693	3802	8075	8082
$l_d$	265	400	630	900	1400	3150	4750	500	678	1700	2650	3750	8000	8000
$c_L$	0,97	0,87	0,81	0,81	0,81	0,86	0,91	1,11	0,97	1,00	1,03	1,00	1,06	1,02
$l_w$	295	447	740	1043	1652	3625	5082	545	732	1830	2843	4052	8575	8582
$l_d$	280	425	710	1000	1600	3550	5000	530	710	1800	2800	4000	8500	8500
$c_L$	0,98	0,88	0,82	0,84	0,84	0,89	0,92	1,13	0,99	1,01	1,05	1,02	1,07	1,03
$l_w$	315	472	830	1163	1852	4075	5382	865	822	2030	3193	4552	9075	9082
$l_d$	300	450	800	1120	1800	4000	5300	850	800	2000	3150	4500	9000	9000
$c_L$	1,00	0,89	0,85	0,86	0,85	0,91	0,94	1,25	1,00	1,03	1,07	1,04	1,08	1,05
$l_w$	350	497	930	1293	2052	4575	5682		922	2270	3593	5052	9575	9582
$l_d$	335	475	900	1250	2000	4500	5600		900	2240	3550	5000	9500	9500
$c_L$	1,02	0,90	0,87	0,88	0,88	0,93	0,95		1,03	1,06	1,10	1,07	1,10	1,06
$l_w$	355	522	1030	1443	2292	5075	6082		1072	2530	4043	5652	10075	10082
$l_d$	340	500	1000	1400	2240	5000	6000		1050	2500	4000	5600	10000	10000
$c_L$	1,03	0,91	0,89	0,90	0,91	0,96	0,96		1,06	1,09	1,13	1,09	1,11	1,07
$l_w$	370	552	1150	1643	2552	5675	6382		1142	2830	4543	6352	11275	11282
$l_d$	355	530	1120	1600	2500	5600	6300		1120	2800	4500	6300	11200	11200
$c_L$	1,04	0,93	0,91	0,93	0,93	0,98	0,97		1,08	1,11	1,15	1,12	1,14	1,10
$l_w$	415	582	1280	1843	2852	6375	6782		1272	3180	5043	7152	12575	12582
$l_d$	400	560	1250	1800	2800	6300	6700		1250	3150	5000	7100	12500	12500
$c_L$	1,06	0,94	0,93	0,95	0,95	1,00	0,99		1,11	1,13	1,18	1,15	1,17	1,12
$l_w$	440	622	1430	2043	3202	7175	7182		1422	4030	5643	8052	14075	14082
$l_d$	425	600	1400	2000	3150	7100	7100		1400	4000	5600	8000	14000	14000
$c_L$	1,07	0,95	0,96	0,98	0,97	1,03	1,00		1,14	1,20	1,20	1,18	1,20	1,15
$l_w$	465	652	1630	2283	3602	7575	7582		1622	5030	6343	10052	16075	16082
$l_d$	450	630	1600	2240	3550	7500	7500		1600	5000	6300	10000	16000	16000
$c_L$	1,08	0,96	0,99	1,00	0,98	1,05	1,01		1,17	1,25	1,23	1,23	1,22	1,18

Slika 3.4 Faktor duljine remena za beskonačni normalni klinasti remen [10]

Interpolacijom između ove dvije odabrane vrijednosti dolazi se do iznosa:

$$C_L = 1,15$$

Ukupni korekcijski faktor dobija se uvrštavanjem gore određenih vrijednosti:

$$C_{uk} = \frac{C_B}{C_L \cdot C_\beta} \tag{3.10}$$

$$C_{uk} = \frac{1,2}{1,15 \cdot 0,87}$$

$$C_{uk} = 1,2$$

Jedinična snaga remena isčitava se iz dolje navedene tablice:

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]											Additional power per belt for speed ratio			
	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	1,00 to 1,05	1,06 to 1,24	1,25 to 1,59	> 1,59
	r/min	kW											kW		
100	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,32	0,34	0,37	0,40	0,43	0,00	0,01	0,02	0,02
200	0,33	0,37	0,41	0,45	0,49	0,53	0,58	0,62	0,67	0,73	0,78	0,00	0,02	0,04	0,05
300	0,47	0,52	0,58	0,63	0,69	0,75	0,82	0,88	0,96	1,03	1,11	0,01	0,03	0,05	0,07
400	0,59	0,66	0,73	0,80	0,87	0,96	1,04	1,12	1,22	1,32	1,43	0,01	0,04	0,07	0,09
500	0,70	0,79	0,88	0,96	1,05	1,15	1,26	1,36	1,48	1,59	1,73	0,01	0,05	0,09	0,11
600	0,81	0,91	1,02	1,12	1,22	1,34	1,46	1,58	1,72	1,86	2,02	0,01	0,06	0,11	0,14
700	0,91	1,03	1,15	1,27	1,38	1,52	1,66	1,80	1,96	2,11	2,29	0,02	0,07	0,13	0,16
720	0,93	1,05	1,17	1,29	1,41	1,56	1,70	1,84	2,00	2,16	2,35	0,02	0,08	0,13	0,16
800	1,01	1,14	1,28	1,41	1,54	1,70	1,85	2,01	2,18	2,36	2,56	0,02	0,08	0,15	0,18
900	1,10	1,25	1,40	1,54	1,69	1,86	2,04	2,21	2,41	2,60	2,82	0,02	0,09	0,16	0,20
960	1,16	1,31	1,47	1,63	1,78	1,96	2,14	2,33	2,53	2,74	2,98	0,02	0,10	0,18	0,22
1000	1,19	1,36	1,52	1,68	1,84	2,03	2,22	2,40	2,62	2,83	3,08	0,02	0,10	0,18	0,23
1100	1,28	1,46	1,63	1,81	1,98	2,19	2,39	2,59	2,83	3,06	3,32	0,03	0,11	0,20	0,25
1200	1,36	1,55	1,74	1,93	2,12	2,34	2,56	2,78	3,03	3,28	3,56	0,03	0,13	0,22	0,27
1300	1,44	1,65	1,85	2,05	2,25	2,49	2,72	2,96	3,23	3,49	3,80	0,03	0,14	0,24	0,29

Slika 3.5 Jedinična snaga klinastog remena [11]

$$P_1 = 1,4 \text{ kW}$$

Uvrštavanjem dobijenih vrijednosti u jednačbu za broj klinastih remena dobija se:

$$Z = \frac{P \cdot C_{uk}}{P_{kr1}} \quad (3.11)$$

$$Z = \frac{3416,5 \cdot 1,2}{1400}$$

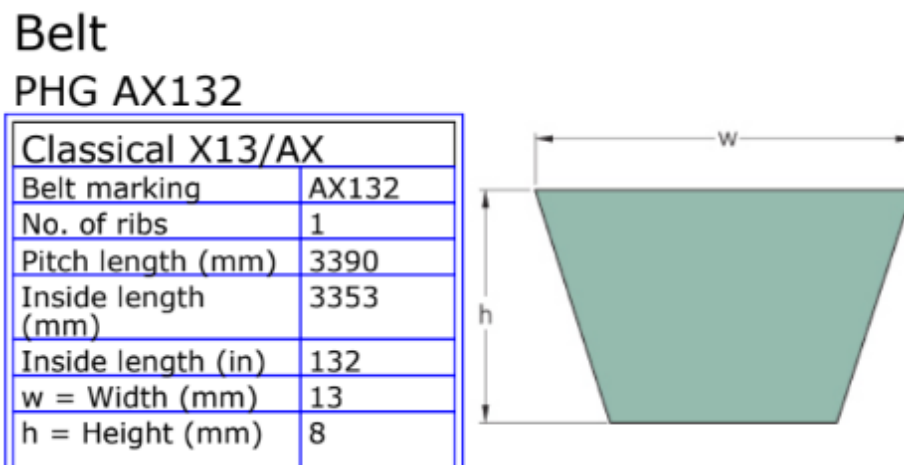
$$Z = 2,9$$

Broj remena dobija se zaokruživanjem vrijednosti na prvi veći broj te je usvojeni broj remena:

$$Z = 3$$

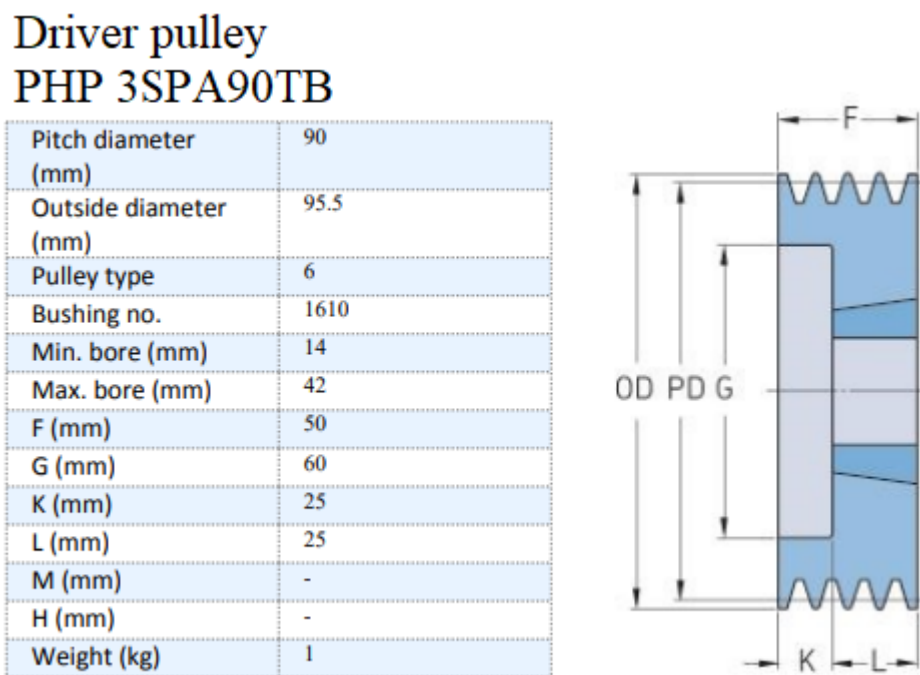
### 3.2 Odabrane remenice i remena

Obje remenice I remen odabrani su po kalkulatoru za remenice I remen proizvođača SKF. Odabran je remen PHG AX132 s dimenzijama prikazanim na slici [11]:



Slika 3.6 Dimenzije remena PHG AX132 [11]

Odabrana pogonska remenica je PHP 3SPA90TB sa dimenzijama prikazanim na slici [11]:

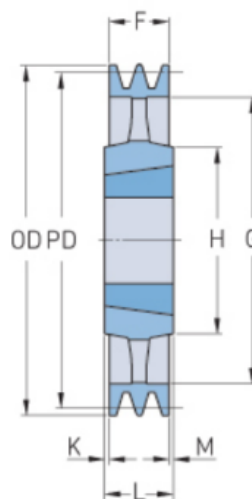


Slika 3.7 Dimenzije pogonske remenice PHP 3SPA90TB [11]

Dimenzije i karakteriske gonjene remenice prikazani su na slici [11]:

### Driven pulley PHP 3SPA800TB

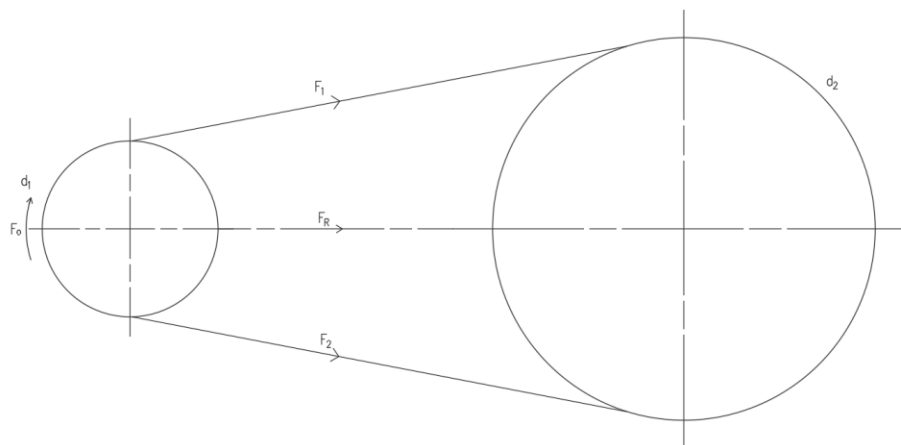
Pitch diameter (mm)	800
Outside diameter (mm)	805.5
Pulley type	4
Bush no.	3535
Min. bore (mm)	35
Max. bore (mm)	90
F	50
E	-
G	765
K	19.5
L	89
M	19.5
H	170
Weight (lbs.)	40.8



Slika 3.8 Dimenzije gonjene remenice PHP 3SPA800TB [11]

### 3.3 Sile remena

Potrebno je napraviti proračun sila remenog prijenosa.



Slika 3.9 Shema remenog prijenosa

Prvo je potrebno izračunati obodnu silu preko pogonske remenice:

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (3.12)$$

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot 37,67}{0,089}$$

$$F_{o1} = 846,5 \text{ N}$$

$F_{o1}$  – obodna sila pogonske remenice

Faktor trenja za klinasti remen potrebno je korigirati sa vrijednosti kuta utora remenice:

$$\mu_k = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (3.13)$$

$\mu = 0,5$  – faktor trenja

$\varphi = 34^\circ$  - kut utora remenice

$\mu_k$  – korigirani faktor trenja

$$\mu_k = \frac{0,5}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} \quad (3.14)$$



$$\mu_k = 1,71$$

Modul remena računa se pomoću korigiranog faktora trenja te obuhvatnog kuta manje remenice u radjanima:

$$m = e^{\mu_k \cdot \beta} \quad (3.15)$$

$$m = e^{1,71 \cdot 2,356}$$

$$m = 56,2$$

Slijedi kako je sila na remenici:

$$F_{1a} = F_{o1} \cdot \frac{m}{m - 1} \quad (3.16)$$

$$F_{1a} = 846,5 \cdot \frac{56,2}{56,2 - 1}$$

$$F_{1a} = 861,835 \text{ N}$$

$F_{1a}$  – sila na remenici

Sila  $F_{1b}$  na remenici računa se preko sljedećeg izraza:

$$F_{1b} = F_{1a} - F_{o1} \quad (3.17)$$

$$F_{1b} = 861,835 - 846,5$$

$$F_{1b} = 15,335 \text{ N}$$

Rezultantna sila na vratilu računa se prema sljedećem izrazu:

$$F_{R1} = \sqrt{F_{1a}^2 + F_{1b}^2 - 2 \cdot F_{1a} \cdot F_{1b} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.18)$$

$$F_{R1} = \sqrt{861,835^2 + 15,335^2 - 2 \cdot 861,835 \cdot 15,335 \cdot \cos(134^\circ 59')}$$

$$F_{R1} = \sqrt{861,835^2 + 15,335^2 - 2 \cdot 861,835 \cdot 15,335 \cdot \cos(134^\circ 59')}$$

$$F_{R1} = 872,75 \text{ N}$$

$F_{R1}$  – rezultantna sila na vratilu

Potrebno je također izračunati silu prednaprezanja remena u sva 3 remena. Sila prednaprezanja računa se sljedećim izrazom:

$$F_P = \frac{F_{o1}}{2} \cdot \frac{m + 1}{m - 1} \quad (3.19)$$

$$F_P = \frac{846,5}{2} \cdot \frac{56,2 + 1}{56,2 - 1}$$

$$F_P = 438,58 \text{ N}$$

$F_P$  – sila prednaprezanja u sva 3 remena

Silu prednaprezanja potrebno je povećati za 50% prema SKF-om katalogu što znači da je sila prednaprezanja u remenima:

$$F_{P,SKF} = F_P \cdot 1,5 \quad (3.20)$$

$$F_{P,SKF} = 438,58 \cdot 1,5$$

$$F_{P,SKF} = 658 \text{ N}$$

Sila pritezanja u svakom pojedinom remenu dobija se sljedećim izrazom:

$$F_{P,SKF,R} = \frac{F_{P,SKF}}{Z} \quad (3.21)$$

$$F_{P,SKF,R} = \frac{658}{3}$$

$$F_{P,SKF,R} = 219,4 \text{ N}$$

$F_{P,SKF,R}$  – sila pritezanja za jedan remen

### 3.4 Kontrola na pojavljanje savijanja

Kontrola pojavljanja savijanja ovisi o brzini kojom remen putuje te stvarnoj duljini remena i broju remenica:

$$f_1 = z \cdot \frac{v_{rem}}{L_w} \leq f_{dop} \quad (3.22)$$

$v_{rem}$  – brzina vrtnje remena

$f_{dop}$  –  $60 \text{ s}^{-1}$  dopuštena frekvencija

$$v_{rem} = \frac{n_1}{60} \cdot d_1 \cdot \pi \quad (3.23)$$

$$v_{rem} = \frac{864}{60} \cdot 0,089 \cdot \pi$$

$$v_{rem} = 4,026 \text{ m/s}$$

$$f_1 = 3 \cdot \frac{4,026}{3,395} \leq f_{dop}$$

$$f_1 = 2,4 \text{ s}^{-1} \leq 60 \text{ s}^{-1}$$

Uvjet je zadovoljen.

## 4. PRORAČUN PLANETNOG PRIJENOSA

Nakon proračuna remenog prijenosa potrebno je napraviti proračun planetnog prijenosa. Planetni prijenos je dvostupanjski kao što je naglašeno u poglavlju 2.3. Kontrolni dio proračuna prikazan je u obliku ispisa iz programa “*Planetni prijenos*” autora Željka Orlića. Ostatak se izvodi prema literaturi [2].

### 4.1 Proračun I. stupnja planetnog prijenosa

#### 4.1.1 Broj zubi zupčanika

Odabrani prijenosni omjer je  $i_{pl,1} = 8,75$ , broj zubi iznosi:

- $Z_3 = 12$  – centralni zupčanik
- $Z_4 = 40$  – planetni zupčanik
- $Z_5 = -93$  – zupčanik s unutarnjim ozubljenjem
- $p_1 = 3$  - broj planeta u I. stupnju prijenosa

#### 4.1.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa

Kako bi se osigurao zahvat zupčanika i montaža, potrebno je da su ispunjeni različiti kinematski i geometrijski uvjeti:

1. Uvjet koaksijalnosti – ovim uvjetom osigurava se da je razmak osi jednak te iz tog razloga mora vrijediti [8]:

$$Z_3 + 2 \cdot Z_4 + Z_5 = 0 \quad (4.1)$$

$$12 + 2 \cdot 40 - 93 = 0$$

$$-1 = 0$$

Uvjet koaksijalnosti nije zadovoljen, potrebno će biti korigirati zupčanike pomakom profila kako bi se osigurao ispravam zahvat u planetnom prijenosu.

2. Uvjet susjedstva – osni razmak planeta nužno je da bude veći od maksimalnog promjera planeta kako bi se izbjegao kontakt planeta:

$$(Z_3 + Z_4) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{p_1}\right) > Z_4 \quad (4.2)$$

$$(12 + 40) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > 40$$

$$45 > 40$$

3. Uvjet montaže – osigurava zahvat planeta sa sunčanim zupčanicom:

$$K = \frac{Z_3 - Z_5}{p_1} = \text{cijeli broj} \quad (4.3)$$

$$K = \frac{12 - (-93)}{3} = 35 = \text{cijeli broj}$$

Uvjet je zadovoljen.

#### 4.1.3 Apsolutne i relativne brzine vrtnje

Kako bi se ostale vrijednosti planetnog prijenosa mogle izračunati, potrebna je brzine vrtnje barem jednog člana. Kako su gonjena remenica i sunčani zupčanik vezani vratilom, njihova brzina vrtnje je jednaka što znači:

$$n_3 = n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$$

Poznavajući gornji izraz, moguće je izračunati brzinu vrtnje vodila iz prijenosnog omjera prvog stupnja:

$$n_{V1} = \frac{n_3}{i_{pl,1}} = \frac{96}{8,75} = 10,97 \text{ min}^{-1} \quad (4.4)$$

U ovoj izvedbi planetnog prijenosa, vijenac je zakočen što znači kako mu je brzina vrtnje uvijek 0.

Osim apsolutnih brzina vrtnje, potrebno je izračunati i relativne brzine, poglavito onu odvaljivanja planeta po sunčanom zupčanicu. Vrijednost te relativne brzine računa se prema sljedećim izrazima:

$$n_{3V1} = n_3 - n_{V1} \quad (4.5)$$

$$n_{3V1} = 96 - 10,97$$

$$n_{3V1} = 85,03 \text{ min}^{-1}$$

Planeti će se rotirati oko statičnog vijenca brzinom:

$$n_{5V1} = n_5 - n_{V1} \quad (4.6)$$

$$n_{5V1} = 0 - 10,97$$

$$n_{5V1} = -10,97 \text{ min}^{-1}$$

Kako se planeti rotiraju i oko svoje osi i oko osi vodila, potrebno je izračunati relativnu brzinu vrtnje planeta na vodilu:

$$n_{4V1} = -(n_3 - n_{V1}) \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \quad (4.7)$$

$$n_{4V1} = -(96 - 10,97) \cdot \frac{12}{40}$$

$$n_{4V1} = -25,5 \text{ min}^{-1}$$

#### 4.1.4 Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera

Kako je prijenosni omjer prvog stupnja 8,75, to znači da je moment na vodilu 8,75 puta veći nego onaj na sunčanom zupčaniku. Moment na vijencu tada iznosi  $8,75 \cdot 1 = 7,75$  puta veći od onog na vratilu sunčanog zupčanika.

S ovim vrijednostima lako je izračunati ostale prijenosne omjere.

##### 1. Pogonski član na sunčani zupčanik 3

Prijenos na vodilo V1 uz zakočen vijenac 5:

$$i_{3V1}^5 = \frac{n_3}{n_{V1}} = \frac{8,75}{1} = 8,75 \quad (4.8)$$

Prijenos na vijenac 5 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{35}^{V1} = \frac{n_3}{n_5} = -\frac{7,75}{1} = -7,75 \quad (4.9)$$

##### 2. Pogonski član na vodilo V1

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeni vijenac 5:

$$i_{V13}^5 = \frac{n_{V1}}{n_3} = \frac{1}{8,75} = 0,114 \quad (4.10)$$

Prijenos na vijenac 5 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{V15}^3 = \frac{n_{V1}}{n_5} = \frac{7,75}{8,75} = 0,885 \quad (4.11)$$

### 3. Pogonski član je vijenac 5

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{53}^{V1} = \frac{n_5}{n_3} = -\frac{1}{7,75} = -0,13 \quad (4.12)$$

Prijenos na vodilu V1 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{5V1}^3 = \frac{n_5}{n_{V1}} = \frac{8,75}{7,75} = 1,13 \quad (4.13)$$

Ispravnost prethodno izračunatih prijenosnih omjera određena je uvjetom:

$$i_{35}^{V1} \cdot i_{5V1}^3 \cdot i_{V13}^5 = -1 \quad (4.14)$$

$$-7,75 \cdot 1,13 \cdot 0,114 = -1$$

$$-1 = -1$$

Uvjet ispravnosti omjera je zadovoljen.

#### 4.1.5 Teoretski razmak osi

Jedna od glavnih i osnovnih dimenzija reduktora je razmak osi zupčanika te se računa prema izrazu:

$$a' \geq K_2 \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_3}{\psi_{d1}} \cdot \frac{u_1 + 1}{u_1} \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_H}{\sigma_{Hlim1}}\right)^2} \quad (4.15)$$

- $K_2 = 360$  – konstantno za ravne zube
- $u_1 = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{40}{12} = 3,34$  – omjer broja zubi zupčanika u zahvatu

Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetom

$$T'_3 = \frac{T_3 \cdot k_\gamma}{p_1} \quad (4.16)$$

- $k_\gamma = 1,1$  - nejednolikost raspodjele opterećenja

$$T'_3 = \frac{325,25 \cdot 1,1}{3} = 119,26 \text{ Nm}$$

- $\psi_{d1} = \frac{b}{d_3} \approx 0,8$  – Faktor širine zupčanika
- $K_A = 1,25$  – Faktor primjene
- $K_{H\beta} = 1,2$  – Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba
- $S_H = 1,2$  – faktor sigurnosti na pitting
- $\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$  – dinamička čvrstoća boka zuba

$$a' \geq 360 \cdot (3,34 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{119,26}{0,8} \cdot \frac{3,34 + 1}{3,34} \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,2}{1470}\right)^2}$$

$$a' \geq 99,53 \text{ mm}$$

Usvaja se prvi sljedeći cijeli broj što znači da je razmak osi I. stupnja:

$$a' = 100 \text{ mm}$$

#### 4.1.6 Izbor standardnog modula

Izbor modula zupčanika vrši se pomoću teoretskog razmaka osi sljedećim izrazom:

$$m_n' = \frac{2 \cdot a'}{Z_3 + Z_4} \quad (4.17)$$

$$m_n' = \frac{2 \cdot 100}{12 + 40}$$

$$m_n' = 3,846 \text{ mm}$$

Potrebno je usvojiti najbliži standardni modul iz tablice niže prema 1. Prioritetu.

Tablica 4.1 Standardni moduli [8]

1. prioritet	1 1,25 1,5 2 2,5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50 60
2. prioritet	1,25 1,375 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5 7 9 11 14 18 22 38 36

Usvojeni standardni modul je

$$m_{n1} = 4 \text{ mm}$$

#### 4.1.7 Stvarni, izvedeni razmak osi

Vrijednost teoretskog razmaka osi računa se pomoću izraza:

$$a'_{34} = 0,5 \cdot m_{n1} \cdot (Z_3 + Z_4) \quad (4.18)$$

$$a'_{34} = 0,5 \cdot 4 \cdot (12 + 40)$$

$$a'_{34} = 104 \text{ mm}$$

Preporuča se odabrati nešto veći razmak osi nego što je vrijednost izračunata gornjim izrazom te se odabire prva sljedeća okrugla vrijednost. To znači da je odabrani razmak osi:



$$a_{34} = 105 \text{ mm}$$

#### 4.1.8 Diobeni promjeri i širina zupčanika

Nakon odabira razmaka osi, potrebno je do kraja definirati i dimenzionirati zupčanike. Sve dimenzije ovise o broju zubiju zupčanika te odabranog modula. Tako slijedi da je:

$$d_3 = m_{n1} \cdot Z_3 = 4 \cdot 12 = 48 \text{ mm} \quad (4.19)$$

$d_3$  – diobeni promjer pogonskog zupčanika

$$d_4 = m_{n1} \cdot Z_4 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm} \quad (4.20)$$

$d_4$  – diobeni promjer planeta

$$d_5 = m_{n1} \cdot Z_5 = 4 \cdot (-93) = 372 \text{ mm} \quad (4.21)$$

$d_5$  – diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja

Širina zahvata zupčanika je također i širina vijenca i planeta, te ona iznosi:

$$b_l = \psi_{d1} \cdot d_3 = 0,8 \cdot 48 = 38,4 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Usvaja se:

$$b_l = b_4 = b_5 = 39 \text{ mm}$$

Širina sunčanog zupčanika mora biti nešto veća od gore navedene širine koristi izraz:

$$b_3 = b_l + (2 \dots 10) \quad (4.23)$$

$$b_3 = 39 + 7$$

$$b_3 = 45 \text{ mm}$$

## 4.2 Proračun II. stupnja planetnog prijenosa

### 4.2.1 Broj zubi zupčanika

Odabrani prijenosni omjer je  $i_{pl,2} = 7,29$ , broj zubi iznosi:

- $Z_6 = 14$  – centralni zupčanik
- $Z_7 = 37$  – planetni zupčanik
- $Z_8 = -88$  – zupčanik s unutarnjim ozubljenjem
- $p_2 = 3$  - broj planeta u II. stupnju prijenosa

### 4.2.2 Kontrola uvjeta planetnog prijenosa

1. Uvjet koaksijalnosti:

$$Z_6 + 2 \cdot Z_7 + Z_8 = 0 \quad (4.24)$$

$$14 + 2 \cdot 37 - 88 = 0$$

$$0 = 0$$

Uvjet koaksijalnosti je zadovoljen.

2. Uvjet susjedstva:

$$(Z_6 + Z_7) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{p_2}\right) > Z_{47} \quad (4.25)$$

$$(14 + 37) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > 37$$

$$44,16 > 37$$

Uvjet susjedstva je zadovoljen.

3. Uvjet montaže – osigurava zahvat planeta sa sunčanim zupčanikom

$$K = \frac{Z_6 - Z_8}{p_2} = \text{cijeli broj} \quad (4.26)$$

$$K = \frac{14 - (-88)}{3} = 34 = \text{cijeli broj}$$

Uvjet je zadovoljen.

#### 4.2.1 Apsolutne i relativne brzine vrtnje

Brzina vrtnje sunčanog zupčanika jednaka je brzini vrtnje vodila I. stupnja planetnog prijenosa:

$$n_6 = n_{V1} = 10,67 \text{ min}^{-1}$$

Poznavajući gornji izraz, moguće je izračunati brzinu vrtnje vodila:

$$n_{V2} = \frac{n_6}{i_{pl,2}} = \frac{10,67}{7,29} = 1,5 \text{ min}^{-1} \quad (4.27)$$

U ovoj izvedbi planetnog prijenosa, vijenac je zakočen što znači kako mu je brzina vrtnje uvijek 0.

Osim apsolutnih brzina vrtnje, potrebno je izračunati i relativne brzine, poglavito onu odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku. Vrijednost te relativne brzine računa se prema sljedećim izrazima:

$$n_{6V2} = n_6 - n_{V2} \quad (4.28)$$

$$n_{6V2} = 10,67 - 1,5$$

$$n_{6V2} = 9,17 \text{ min}^{-1}$$

Planeti će se rotirati oko statičnog vijenca brzinom:

$$n_{8V2} = n_8 - n_{V2} \quad (4.29)$$

$$n_{8V2} = 0 - 1,5$$

$$n_{8V2} = -1,5 \text{ min}^{-1}$$

Kako se planeti rotiraju i oko svoje osi i oko osi vodila, potrebno je izračunati relativnu brzinu vrtnje planeta u na vodilu:

$$n_{7V2} = -(n_6 - n_{V2}) \cdot \frac{Z_6}{Z_7} \quad (4.30)$$

$$n_{7V2} = -(10,67 - 1,5) \cdot \frac{14}{37}$$

$$n_{7V2} = -3,47 \text{ min}^{-1}$$

#### 4.2.4 Kontrola ispravnosti prijenosnih omjera

Kako je prijenosni omjer stupnja 7,29, to znači da je moment na vodilu 7,29 puta veći nego onaj na sunčanom zupčaniku. Moment na vijencu tada iznosi  $7,29-1=6,29$  puta veći od onog na vratilu sunčanog zupčanika.

S ovim vrijednostima lako je izračunati ostale prijenosne omjere.

##### 4. Pogonski član na sunčani zupčanik 6

Prijenos na vodilo V2 uz zakočen vijenac 8:

$$i_{6V2}^8 = \frac{n_6}{n_{V2}} = \frac{7,29}{1} = 7,29 \quad (4.31)$$

Prijenos na vijenac 8 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{68}^{V2} = \frac{n_6}{n_8} = -\frac{6,29}{1} = -6,29 \quad (4.32)$$

##### 5. Pogonski član na vodilo V2

Prijenos na sunčani zupčanik 6 uz zakočeni vijenac 8:

$$i_{V26}^8 = \frac{n_{V2}}{n_6} = \frac{1}{7,29} = 0,137 \quad (4.33)$$

Prijenos na vijenac 8 uz zakočeni sunčani zupčanik 6:

$$i_{V28}^6 = \frac{n_{V2}}{n_8} = \frac{6,29}{7,29} = 0,862 \quad (4.34)$$

##### 6. Pogonski član je vijenac 5

Prijenos na sunčani zupčanik 3 uz zakočeno vodilo V1:

$$i_{86}^{V2} = \frac{n_8}{n_6} = -\frac{1}{6,29} = -0,159 \quad (4.35)$$

Prijenos na vodilu V1 uz zakočeni sunčani zupčanik 3:

$$i_{8V2}^6 = \frac{n_8}{n_{V2}} = \frac{7,29}{6,29} = 1,16 \quad (4.36)$$

Ispravnost prethodno izračunatih prijenosnih omjera određena je uvjetom:

$$i_{68}^{V2} \cdot i_{8V2}^6 \cdot i_{V26}^8 = -1$$

$$-6,29 \cdot 1,16 \cdot 0,137 = -1$$

$$-1 = -1$$

Uvjet ispravnosti omjera je zadovoljen.

#### 4.2.5 Teoretski razmak osi

Kao i za I. stupanj prijenosa, potrebno je izračunati razmak osi II. stupnja:

$$a' \geq K_2 \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_6}{\psi_{d2}} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_H}{\sigma_{Hlim2}}\right)^2} \quad (4.38)$$

- $K_2 = 360$  – konstantno za ravne zube
- $u_2 = \frac{z_7}{z_6} = \frac{37}{14} = 2,64$  – omjer broja zubi zupčanika u zahvatu

Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetom

$$T'_6 = \frac{T_6 \cdot k_\gamma}{p_2} \quad (4.39)$$

- $k_\gamma = 1,1$  - nejednolikost raspodjele opterećenja

$$T'_6 = \frac{2848,3 \cdot 1,1}{3} = 1044,4 \text{ Nm}$$

- $\psi_{d1} = \frac{b}{d_6} \approx 0,6$  – Faktor širine zupčanika
- $K_A = 1,25$  – Faktor primjene
- $K_{H\beta} = 1,2$  – Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba
- $S_H = 1,2$  – faktor sigurnosti na pitting
- $\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$  – dinamička čvrstoća boka zuba

$$a' \geq 360 \cdot (2,64 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1044,4}{0,6} \cdot \frac{2,64 + 1}{2,64} \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,2}{1270}\right)^2}$$

$$a' \geq 193,5 \text{ mm}$$

Usvaja se prvi sljedeći cijeli broj što znači da je razmak osi II. stupnja:

$$a' = 194 \text{ mm}$$

#### 4.2.6 Izbor standardnog modula

Izbor modula zupčanika vrši se pomoću teoretskog razmaka osi sljedećim izrazom:

$$m_n' = \frac{2 \cdot a'}{Z_6 + Z_7} \quad (4.40)$$

$$m_n' = \frac{2 \cdot 194}{14 + 37}$$

$$m_n' = 7,6 \text{ mm}$$

Potrebno je usvojiti najbliži standardni modul iz tablice niže prema 1. Prioritetu.

Tablica 4.2 Standardni moduli [8]

1. prioritet	1 1,25 1,5 2 2,5 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50 60
2. prioritet	1,25 1,375 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5 7 9 11 14 18 22 38 36

Usvojeni standardni modul je

$$m_{n2} = 8 \text{ mm}$$

#### 4.2.7 Stvarni, izvedeni razmak osi

Vrijednost teoretskog razmaka osi računa se pomoću izraza:

$$a'_{67} = 0,5 \cdot m_{n2} \cdot (Z_6 + Z_7) \quad (4.41)$$

$$a'_{67} = 0,5 \cdot 8 \cdot (14 + 37)$$

$$a'_{67} = 204 \text{ mm}$$

Preporuča se odabrati nešto veći razmak osi nego što je vrijednost izračunata gornjim izrazom te se odabire prva sljedeća okrugla vrijednost. To znači da je odabrani razmak osi:

$$a_{67} = 205 \text{ mm}$$

#### 4.2.8 Diobeni promjeri i širina zupčanika

Nakon odabira razmaka osi, potrebno je do kraja definirati i dimenzionirati zupčanike. Sve dimenzije ovise o broju zubiju zupčanika te odabranog modula. Tako slijedi da je:

$$d_6 = m_{n2} \cdot Z_6 = 8 \cdot 14 = 112 \text{ mm} \quad (4.42)$$

$d_6$  – diobeni promjer pogonskog zupčanika

$$d_7 = m_{n2} \cdot Z_7 = 8 \cdot 37 = 196 \text{ mm} \quad (4.43)$$

$d_7$  – diobeni promjer planeta

$$d_8 = m_{n2} \cdot Z_8 = 8 \cdot (-88) = 704 \text{ mm} \quad (4.44)$$

$d_8$  – diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja

Širina zahvata zupčanika je također i širina vijenca i planeta, te ona iznosi:

$$b_{II} = \psi_{d2} \cdot d_6 = 0,6 \cdot 112 = 67,2 \text{ mm} \quad (4.45)$$

Usvaja se:

$$b_{II} = b_7 = b_8 = 70 \text{ mm}$$

Širina sunčanog zupčanika mora biti nešto veća od gore navedene širine te se računa po sljedećem izrazu:

$$b_6 = b_{II} + (2 \dots 10) \quad (4.46)$$

$$b_6 = 70 + 5$$

$$b_6 = 75 \text{ mm}$$

## 5. KONTROLA NOSIVOSTI PLANETNOG PRIJENOSA

Kontrola nosivosti planetnog dijela prijenosa napravljena je u Excel program “*Planetni prijenos*”. Program je preuzet s platforme “Merlin” s kolegija “Prijenosnici snage” na Tehničkom fakultetu Rijeka. Program funkcionira ubacivanjem poznatih i izračunatih parametara te računa sve potrebne vrijednosti kako bi se mogla odraditi kontrola nosivosti.

Zahtjevi koji se moraju zadovoljiti su  $S_H$  (faktor sigurnosti na pitting) te  $S_F$  (faktor sigurnosti na lom) za sve zahvate unutar planetnog prijenosa.

Potrebno je naglasiti kako su u programu zupčanici I. stupnja označavaju brojevima 1,2 i 3 u indeksu, dok se u ovom proračunu označavaju s brojevima 3,4 i 5. Isto vrijedi i za II. stupanj planetnog prijenosa.



## 5.1 Ulazni parametri reduktora

Tablica 5.1 Ulazni parametri reduktora

Naziv parametra	Oznaka i vrijednost
Brzina vrtnje na ulazu u reduktor	$n_3 = n_2 = 96 \text{ min}^{-1}$
Izlazna brzina vrtnje	$n_{izl} = 1,5 \text{ min}^{-1}$
Zahtijevana trajnost pri maksimalnom opterećenju	$L_h = 720 \text{ h}$
Broj zubi – zupčanik 1	$Z_3 = 12$
Broj zubi – zupčanik 2	$Z_4 = 40$
Broj zubi – zupčanik 3	$Z_5 = -93$
Broj planeta – prvi stupanj	$p_1 = 3$
Broj zubi – zupčanik 4	$Z_6 = 14$
Broj zubi – zupčanik 5	$Z_7 = 37$
Broj zubi – zupčanik 6	$Z_8 = -88$
Broj planeta – drugi stupanj	$p_2 = 3$
Moment na ulaznom vratilu	$T_2 = T_3 = 325,52 \text{ Nm}$

## 5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Tablica 5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Kut nagiba zuba	$\beta = 0^\circ$
Faktor širine zupčanika	$\psi_{d1} = 0,6$
Faktor primjene	$K_A = 1,25$
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta} = 1,2$
Zahtijevani faktor sigurnosti na pitting	$S_H = 1,2$
Materijal zupčanika 1	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 1	$\sigma_{Hlim1} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	$Q = 7$
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	$Z_{LRV} = 1$
Material zupčanika 2	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 2	$\sigma_{Hlim2} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 1	$\sigma_{FE1} = 760 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 2	$\sigma_{FE2} = 760 \text{ N/mm}^2$
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A1} = 1 \ Y_{A2} = 0,7 \ Y_{A3} = 1$
Material zupčanika 3	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 3	$\sigma_{Hlim2} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 3	$\sigma_{FE3} = 760 \text{ N/mm}^2$

### 5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Tablica 5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Kut nagiba zuba	$\beta = 0^\circ$
Faktor širine zupčanika	$\psi_{d2} = 0,6$
Faktor primjene	$K_A = 1,25$
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta} = 1,2$
Zahtijevani faktor sigurnosti na pitting	$S_H = 1,2$
Materijal zupčanika 4	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 4	$\sigma_{Hlim4} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	$Q = 7$
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	$Z_{LRV} = 1$
Material zupčanika 5	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 5	$\sigma_{Hlim5} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 4	$\sigma_{FE4} = 760 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 5	$\sigma_{FE5} = 760 \text{ N/mm}^2$
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A1} = 1 \ Y_{A2} = 0,7 \ Y_{A3} = 1$
Material zupčanika 6	Č5431 (kaljen)
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 6	$\sigma_{Hlim6} = 1270 \text{ N/mm}^2$
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 6	$\sigma_{FE6} = 760 \text{ N/mm}^2$

## 5.4 Faktori sigurnosti

Dolje u tablici nalaze se vrijednosti sigurnosnih faktora koji su postignuti gore navedenim vrijednostima:

Tablica 5.4 Faktori sigurnosti na pitting i lom

1. Stupanj	Zahvat			
	Sunčani – planet		Planet – vijenac	
Sigurnost na pitting	$S_{H1} = 1,30$	$S_{H2} = 1,55$	$S_{H2} = 2,77$	$S_{H3} = 2,96$
Sigurnost na lom	$S_{F1} = 4,74$	$S_{F2} = 3,35$	$S_{F2} = 4,04$	$S_{F3} = 6,04$
2. Stupanj	Zahvat			
	Sunčani - planet		Planet - vijenac	
Sigurnost na pitting	$S_{H4} = 1,67$	$S_{H5} = 1,96$	$S_{H5} = 1,54$	$S_{H6} = 1,73$
Sigurnost na lom	$S_{F4} = 4,13$	$S_{F5} = 3,57$	$S_{F5} = 4,03$	$S_{F6} = 6,48$

## 5.5 Kontrola osovinica planeta

Kako bi se povezali planeti sa vodilom, kroz planete prolaze osovine koje je potrebno provjeriti na savijanje za oba stupnja planetnog prijenosa. Mora vrijediti sljedeći izraz:

$$\sigma_S = \frac{M_S}{W} = \frac{16 \cdot F_{tV} \cdot l_{os}}{d_{os}^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{sdop} \quad (5.1)$$

- $F_{tV}$  – tangencijalna sila na osovinici [N]
- $l_{os}$  – duljina osovine [mm]
- $d_{os}$  – promjer osovine [mm]
- $\sigma_{sdop}$  – dopušteno naprezanje na savijanje [N/mm<sup>2</sup>]

### 5.5.1 Kontrola osovinica prvog stupnja

Odabrani materijal je čelik Č0745 prema DIN EN 10083-1. Potreban podatak za isčitati je trajna dinamička čvrstoća na savijanje te ona iznosi:

$$R_{ds-1N} = 350 \text{ N/mm}^2$$

Potrebno je izračunati tangencijalnu silu na osovinu:

$$F_{tV1} = \frac{T_{V1} \cdot k_\gamma}{p_1 \cdot a_{34}} \quad (5.2)$$

$$F_{tV1} = \frac{2848,3 \cdot 1,1}{3 \cdot 0,105}$$

$$F_{tV1} = 9946,5 \text{ N}$$

Računska duljina osovine računa se izrazom:

$$l_{os1} = (1 \dots 2) \cdot b_3 \quad (5.3)$$

$$l_{os1} = 1,5 \cdot 45$$

$$l_{os1} = 67,5 \text{ mm}$$

Dopušteno naprezanje mora uzeti u obzir i faktor sigurnosti koji za savijanje iznosi  $S = 4$  te se uvrštava u sljedeću formulu za dopušteno naprezanje

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1N}}{S} \quad (5.4)$$

$$\sigma_{sdop} = \frac{350}{4}$$

$$\sigma_{sdop} = 87,5 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je:

$$d_{os1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{tV1} \cdot l_{os1}}{\sigma_{sdop} \cdot \pi}} \quad (5.5)$$

$$d_{os1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9946,5 \cdot 67,5}{87,5 \cdot \pi}}$$

$$d_{os1} \geq 33,9 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer osovine je:

$$d_{os1} \geq 50 \text{ mm}$$

### 5.5.2 Kontrola osovine drugog stupnja

Odabrani materijal je čelik Č0745 prema DIN EN 10083-1. Potreban podatak za isčitati je trajna dinamička čvrstoća na savijanje te ona iznosi:

$$R_{ds-1N} = 350 \text{ N/mm}^2$$

Potrebno je izračunati tangencijalnu silu na osovinu:

$$F_{tV2} = \frac{T_{V2} \cdot k_{\gamma}}{p_2 \cdot a_{67}} \quad (5.6)$$

$$F_{tV2} = \frac{20750 \cdot 1,1}{3 \cdot 0,205}$$

$$F_{tV2} = 37113,82 \text{ N}$$

Računska duljina osovine računa se izrazom:

$$l_{os2} = (1 \dots 2) \cdot b_6 \quad (5.7)$$

$$l_{os2} = 1,5 \cdot 75$$

$$l_{os2} = 112,5 \text{ mm}$$

Dopušteno naprezanje mora uzeti u obzir i faktor sigurnosti koji za savijanje iznosi  $S = 4$  te se uvrštava u sljedeću formulu za dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1N}}{S} \quad (5.8)$$

$$\sigma_{sdop} = \frac{350}{4}$$

$$\sigma_{sdop} = 87,5 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je:

$$d_{os2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{tV2} \cdot 112.5}{\sigma_{sdop} \cdot \pi}} \quad (5.9)$$

$$d_{os2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37113,8 \cdot 112.5}{87,5 \cdot \pi}}$$

$$d_{os2} \geq 62.5 \text{ mm}$$

Usvojeni promjer osovine je:

$$d_{os2} \geq 65 \text{ mm}$$

## 5.6 Ulje za podmazivanje planetnog prijenosa

Planetni prijenos potrebno je podmazivati uljem ili mazivom kako bi se smanjio utjecaj trenja, zagrijavanja, trošenja elemenata te štiti elemente od korozije. Kako je promjer zupčanika veći od 400 mm, potrebno je odabrati ulje viskoziteta  $\nu_{40} = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Odabrano je mineralno ulje INA Epol SP220 prema web katalogu [12].

## 6. PROJEKTNI PRORAČUN VRATILA

Potrebno je izvršiti proračun svih vratila na torzijsko naprezanje jer vratila sudjeluju u prijenosu momenta. Momenti savijanja također su prisutni, međutim, glavno opterećenje javlja se zbog torzije, što znači da povećanjem faktora sigurnosti kod proračuna torzije, kompenzirana su i naprezanja savijanja. Dopušteno torzijsko naprezanje ovisi isključivo o odabranom materijalu i faktoru sigurnosti te se računa sljedećim izrazom:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.1)$$

-  $R_{dt0N}$  – trajna dinamička čvrstoća za torziju te ovisi o odabranom materijalu

-  $S = 10$  – faktor sigurnosti

Vratila se računaju određivanjem minimalnog promjera vratila za dopušteno naprezanja uzevši u obzir torziju prema izrazu:

$$d_{vr} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.2)$$



## 6.1 Pogonsko vratilo

Za pogonsko vratilo odabire se materijal čelik Č0745 prema DIN EN 10025:

$$R_{dt0N} = 250 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.3)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{250}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 25,00 \text{ N/mm}^2$$

Moment na pogonskom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer pogonskog vratila:

$$d_{vr1} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_1}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.4)$$

$$d_{vr1} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 37,76}{25,00 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr1} \geq 19,163 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila kako bi odgovarao vratilu elektromotora:

$$d_{vr1} = 42 \text{ mm}$$

## 6.2 Gonjeno vratilo

Za gonjeno vratilo odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10083-1:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.5)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{400}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na gonjenom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer gonjenog vratila:

$$d_{vr2} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_2}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.6)$$

$$d_{vr2} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 325,52}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr2} \geq 33,4 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se odabire sljedeći promjer vratila:

$$d_{vr2} = 34 \text{ mm}$$

U ovom slučaju, također mora vrijediti kako je promjer preko korijena zuba sunčanog zupčanika veći od minimalnog promjera vratila.

$$d_{f3} > d_{vr2} \quad (6.7)$$

$$38 \text{ mm} > 34 \text{ mm}$$

Uvjet je zadovoljen te se usvaja minimalni promjer vratila:

$$d_{vr2} = 34 \text{ mm}$$

### 6.3 Izlazno vratilo prvog stupnja

Za izlazno vratilo prvog stupnja, koje je ujedno i ulazno vratilo drugog stupnja, odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10083-1:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.8)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{400}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na pogonskom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer pogonskog vratila:

$$d_{vr3} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_6}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.9)$$

$$d_{vr3} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 2848,3}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr3} \geq 71,3 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se odabire:

$$d_{vr3} = 85 \text{ mm}$$

U ovom slučaju također mora vrijediti kako je promjer preko korijena zuba sunčanog zupčanika drugog stupnja veći od odabranog minimalnog promjera vratila:

$$d_{f3} > d_{vr2} \quad (6.10)$$

$$92 \text{ mm} > 85 \text{ mm}$$

Uvjet je zadovoljen te se usvaja vrijednost minimalnog promjera vratila:

$$d_{vr3} = 85 \text{ mm}$$

## 6.4 izlazno vratilo reduktora

Za izlazno vratilo drugog stupnja odabire se materijal čelik Č5431 prema DIN EN 10025:

$$R_{dt0N} = 400 \text{ N/mm}^2$$

Slijedi kako je dopušteno naprezanje za torziju na vratilu:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0N}}{S} \quad (6.11)$$

$$\tau_{tdop} = \frac{250}{10}$$

$$\tau_{tdop} = 40 \text{ N/mm}^2$$

Moment na izlaznom vratilu poznat je od ranije te se može izračunati minimalni promjer izlaznog vratila:

$$d_{vr4} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_{V2}}{\tau_{tdop} \cdot \pi}} \quad (6.12)$$

$$d_{vr4} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 20749}{40 \cdot \pi}}$$

$$d_{vr4} \geq 138,5 \text{ mm}$$

Odabire se nešto veći minimalni promjer vratila te se usvaja:

$$d_{vr4} = 170 \text{ mm}$$

## 7. ODABIR I KONTROLA TRAJNOSTI LEŽAJA PLANENOG PRIJENOSA

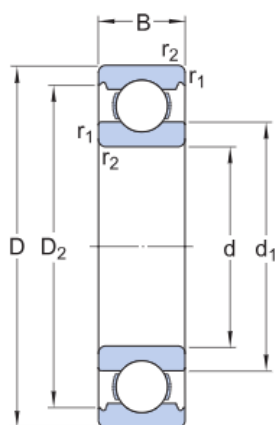
Za planetni prijenos moraju se odabrati i kontrolirati ležajevi osovine planeta. U ovome slučaju, aksijalnih sila nema što znači da je opterećenje ležaja samo radijalno.

### 7.1 Kontrola ležaja prvog stupnja

Radijalna sila jednaka je tangencijalnoj sili na osovini planeta, što znači kako vrijedi:

$$F_{ros1} = F_{tv1} = 10kN$$

Odabire se sferični valjkasti ležaj SKF-6012 [13]:



#### Dimensions

d	60 mm	Bore diameter
D	95 mm	Outside diameter
B	18 mm	Width
d <sub>1</sub>	≈ 71.3 mm	Shoulder diameter
D <sub>2</sub>	≈ 86.5 mm	Recess diameter
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1 mm	Chamfer dimension

Slika 7.1 Dimenzije kugličnog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tv1} = 10 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 30,7 \text{ kN}$$

Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

- $n$  – brzina vrtnje ležaja

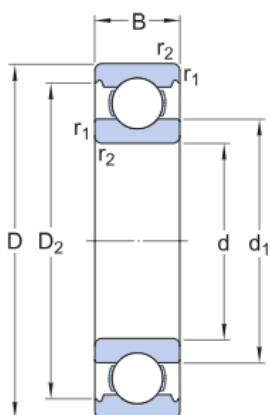
Uvjet je zadovoljen. Dodatno, ovaj ležaj će se koristiti i kao ležaj za gonjeno vratilo jer je promjer gonjenog vratila gotovo jednak kao i promjer na osovini planeta prvoga stupnja. Također, sila koja djeluje je jednaka.

## 7.2 Trajnost ležaja drugog stupnja

Radijalna sila jednaka je tangencijalnoj sili na osovini planeta, što znači kako vrijedi:

$$F_{ros2} = F_{tv2} = 37,113kN$$

Odabire se kuglični valjkasti ležaj SKF 6214 [13]:



### Dimensions

d	70 mm	Bore diameter
D	125 mm	Outside diameter
B	24 mm	Width
d <sub>1</sub>	≈ 87.05 mm	Shoulder diameter
D <sub>2</sub>	≈ 111 mm	Recess diameter
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm	Chamfer dimension

Slika 7.2 Dimenzije kugličnog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tv1} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 63,7 \text{ kN}$$

Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

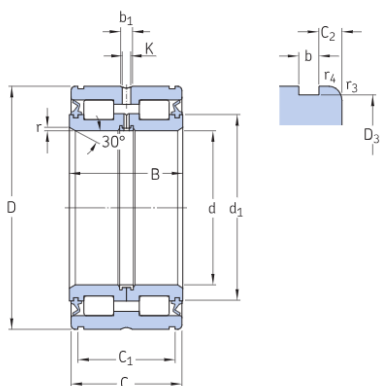
Uvjet je zadovoljen.

### 7.3 Trajnost ležaja izlaznog vratila

Moment na izlaznom vratilu jednak je momentu vodila drugog stupnja što znači da je tangencijalna sila:

$$F_{tV2} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabire se dvostruki valjkasti ležaj SKF 319436 DA-2LS [13]:



Dimensions

d	180 mm	Bore diameter
D	240 mm	Outside diameter
B	80 mm	Width
C	79 mm	Outer ring width (sealed bearing)
d <sub>1</sub>	≈ 203 mm	Shoulder diameter inner ring
D <sub>3</sub>	236 mm	Snap ring groove diameter at outer ring
C <sub>1</sub>	71.2 mm	Distance between two snap ring grooves of the outer ring outside surface
	+ 0.2 mm	Tolerance for distance C <sub>1</sub>
C <sub>2</sub>	3.9 mm	Distance outer ring side face - snap ring groove (sealed bearing)
b	5.2 mm	Width snap ring groove outer ring
b <sub>1</sub>	7 mm	Width annular lubrication groove outer ring
K	4 mm	Diameter lubrication hole (outer ring)
r	min. 1.8 mm	Chamfer dimension (sealed bearing)
r <sub>3,4</sub>	min. 0.6 mm	Chamfer dimension

Slika 7.3 Dimenzije dvostrukog valjkastog ležaja

Kako je tangencijalna sila jedina koja djeluje na ovaj ležaj, ekvivalentno opterećenje jednako je tangencijalnoj sili:

$$P_{ekv} = F_{tV1} = 37,113 \text{ kN}$$

Odabrani ležaj ima propisanu dinamičku nosivost iznosa:

$$C = 528 \text{ kN}$$

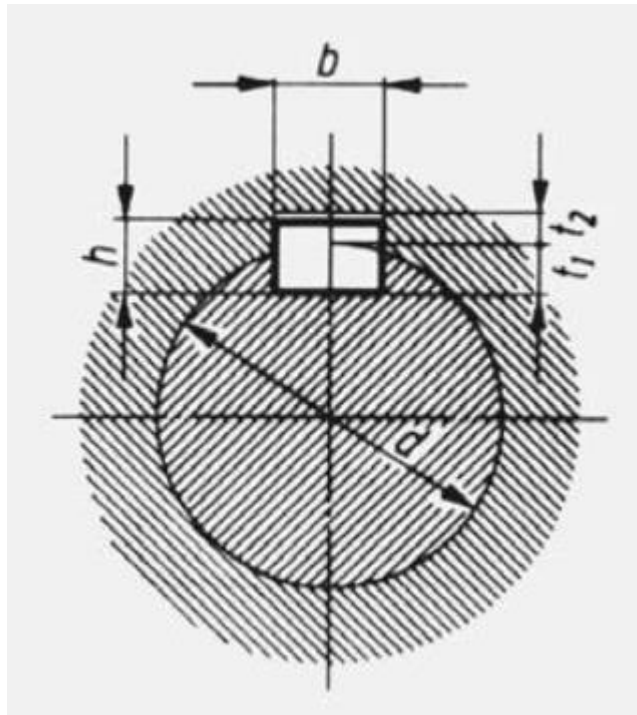
Kako bi se provjerila trajnost ležaja, vrijednosti se uvrštavaju u sljedeći izraz:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_{ekv}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

Uvjet je zadovoljen

## 8. KONTROLA PERA

Potrebno je napraviti proračun pera koje se nalazi na ulaznom i izlaznom vratilu reduktora. Na perima je najveće naprezanje na površinski pritisak nab ok zuba te se zbog toga, odabir pera vrši preko pritiska na boku zuba. Slika prikazuje presjek spoja vratila i glavine te su prikazane dimenzije pera potrebne za kontrolni proračun



Slika 8.1 Dimenzije uložnog pera [14]

Kako bi pero zadovoljilo proračun, potrebno je utvrditi duljinu pera koja se računa pomoću sljedeće formule:

$$l_p \geq \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.1)$$



## 8.1 Pero ulaznog vratila

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_1 = 37,67 \text{ Nm}$
- $d_{vr1} = 42 \text{ mm}$
- $t_{11} = 3 \text{ mm}$
- $b_{p1} = 6 \text{ mm}$
- $h_{p1} = 6 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p1} \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_{vr1} \cdot (h_{p1} - t_{11}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.2)$$

$$l_{p1} \geq \frac{2 \cdot 37,67 \cdot 10^3}{42 \cdot (6 - 3) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p1} \geq 3,8 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 15 mm

## 8.2 Pero izlaznog vratila

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_8 = 17901,565 \text{ Nm}$
- $d_{vr4} = 170 \text{ mm}$
- $t_{14} = 13,5 \text{ mm}$
- $b_{p4} = 40 \text{ mm}$
- $h_{p4} = 22 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p4} \geq \frac{2 \cdot T_8}{d_{vr4} \cdot (h_{p4} - t_{14}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.3)$$

$$l_{p4} \geq \frac{2 \cdot 17901,565 \cdot 10^3}{170 \cdot (22 - 13,5) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p4} \geq 154,9 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 160 mm

### 8.3 Pero vratila gonjene remenice

Za kontrolu pera, potrebni su ulazni podaci za kontrolu pera:

- $T_2 = 325,52 \text{ Nm}$
- $d_{vr2} = 36 \text{ mm}$
- $t_{12} = 5,5 \text{ mm}$
- $b_{p2} = 14 \text{ mm}$
- $h_{p2} = 9 \text{ mm}$
- $p_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2$

Duljina pera dobija se uvrštavanjem gornjih vrijednosti:

$$l_{p2} \geq \frac{2 \cdot T_2}{d_{vr2} \cdot (h_{p2} - t_{12}) \cdot p_{dop} \cdot i} \quad (8.4)$$

$$l_{p2} \geq \frac{2 \cdot 325,52 \cdot 10^3}{36 \cdot (9 - 5,5) \cdot 160 \cdot 1}$$

$$l_{p2} \geq 32,3 \text{ mm}$$

Prema DIN 6885 odabrano je pero duljine 35 mm.

## 9. ZAKLJUČAK

Cilj ovog rada projektiranje je reduktora koji služi za sporo okretanje brodskog dizel motora. Uvjet rada je koristiti remeni prijenos kao prvi stupanj reduktora, te planetni prijenos za drugi stupanj reduktora. Planetni prijenos izrađen je kao dvostupanjski planetni prijenosnik.

U zadatku su definirane vrijednosti za izlazno vratilo reduktora te je definirano kako je potrebno odabrati odgovarajući 4/8 polnopraklopni elektromotor. Odabirom elektromotora, moguće je izvršiti proračun reduktora. Potrebno je izračunati ukupni potrebni prijenosni omjer te ga podijeliti na remeni prijenos te na planetni prijenos. Nakon raspodjele prijenosnih omjera, potrebno je izračunati brzine vrtnje i momente na svim elementima u reduktoru kako bi se moglo izvesti dimenzioniranje elemenata.

Za remeni prijenos odabran je klinasti remen te remenice iz kataloga “SKF” proizvoda. Provjerom sila utvrđuje se kako remeni prijenos zadovoljava uvjete zadatka.

Za planetni prijenos odabire se dvostupanjski planetni prijenos te se izrađuje proračun za oba stupnja planetnog prijenosa. Kontrola nosivosti zupčanika vrši se pomoću Excel programa “ORLIĆ-PLANETNI PRIJENOS” te se odabirom materijala postižu zupčanici željenih karakteristika i nosivosti.

Potom se izvršava proračun osovina planeta te dimenzioniranje vratila reduktora, nakon čega se odabiru potrebni ležajevi, također iz “SKF” kataloga te se potom vrši kontrola nosivosti ležajeva.

Pomoću programskog alata “Autocad” izrađeni su montažni nacrti sklopa radionički nacrt glavnih dijelova.

## 10. LITERATURA

- [1] S interneta, [tornegear-katalog-3-530-K5-02.pdf \(eegholm.dk\)](#) , 25.08.2024
- [2] S interneta, [Belt Reduction Drive \(28 to 40 hp\) – Bandit Airdrives](#) , 20.08.2024
- [3] S interneta, [Engineering for Deck Officers – Turning Gear – ShipHappens \(wordpress.com\)](#) , 15.08.2024
- [4] S interneta, [Difference Between Flat Belt Drive and V-Belt Drive \(differencebox.com\)](#) , 10.08.2024
- [5] S interneta, [Planetary gear | 3D CAD Model Library | GrabCAD](#) , 20.08.2024
- [6] S interneta, KONČAR-MES, d.d.: Katalog “Elektromotori”, [katalog-elektromotori-2019-web.pdf \(koncar-mes.hr\)](#) , 05.08.2024
- [7] Antić Franko, Diplomski rad “Reduktor za sporo okretanje dizel motora”, Repozitorij, 18.07.2024
- [8] Orlić, Ž; Orlić, G.: “Planetni prijenosi”, Zigo, Rijeka, 2006.
- [9] Lukšić, Domagoj, Diplomski rad “Traktorski priključak za usitnjavanje kamena”, Repozitorij, 08.05.2024
- [10] Vučković, K: Remenski prijenos, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2018.
- [11] S interneta, SKF katalog, [skfftp.com/CategorySearch/Index/2](#) , 12.08.2024
- [12] S interneta, INA MAZIVA d.o.o., [INA\\_MAZIVA\\_KATALOG\\_125116.pdf \(ina-maziva.hr\)](#), 25.08.2024
- [13] S interneta, SKF katalog ležajeva , [0901d196802809de\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf \(skf.com\)](#), 25.08.2024
- [14] S interneta, [DIN-Keys & Keyways to ISO - AVSLD International](#), 25.08.2024

## **POPIS SLIKA**

Slika 1.1 Stroj za sporo okretanje s planetnim reduktorom

Slika 1.2 Stroj sa remenim prijenosom

Slika 1.3 Stroj sa plosnatim remenom

Slika 1.4 Stroj sa klinastim remenjem

Slika 1.5 Planetni prijenos sa komponentama

Slika 2.1 Kombinacije planetnih prijenosa s 3 planeta

Slika 2.2 Shematski prikaz reduktora

Slika 3.1 Parametri remenog prijenosa

Slika 3.2 Faktor obuhvatnog kuta za klinasto remenje

Slika 3.3 Faktor primjene za plosnato i klinasto remenje

Slika 3.4 Faktor duljine remena za beskonačni normalni klinasti remen

Slika 3.5 Jedinična snaga klinastog remena

Slika 3.6 Dimenzije remena PHG AX132

Slika 3.7 Dimenzije pogonske remenice PHP 3SPPA90TB

Slika 3.8 Dimenzije gonjene remenice PHP3SPA800TB

Slika 3.9 Shema remenog prijenosa

Slika 7.1 Dimenzije kugličnog ležaja

Slika 7.2 Dimenzije kugličnog ležaja

Slika 7.3 Dimenzije dvostrukog valjkastog ležaja

Slika 8.1 Dimenzije uložnog pera

## **POPIS TABLICA**

Tablica 2.1 Zadani parametri

Tablica 2.2 Karakteristike motora za 400V/50Hz i 440V/60Hz

Tablica 4.1 Standardni moduli

Tablica 4.2 Standardni moduli

Tablica 5.1 Ulazni parametri reduktora

Tablica 5.2 Vrijednosti za I. stupanj prijenosa

Tablica 5.3 Vrijednosti za II. Stupanj prijenosa

Tablica 5.4 Faktori sigurnosti na pitting i lom

## POPIS OZNAKA I KRATICA

Naziv	Oznaka	Mjerna jedinica
Napon elektromotora	$U$	V
Frekvencija elektromotora	$f$	Hz
Zakretni moment na izlaznom vratilu	$T_{izl}$	Nm
Brzina vrtnje na izlaznom vratilu	$n_{izl}$	min <sup>-1</sup>
Izlazna snaga reduktora	$P_{izl}$	kW
Snaga elektromotora	$P_{EM}$	kW
Iskoristivost remenog prijenosa	$\eta_{rem}$	-
Iskoristivost planetnog prijenosa	$\eta_{pl}$	-
Snaga elektromotora pri naponu 400V	$P_{EM(400)}$	kW
Snaga elektromotora pri 440V	$P_{EM(440)}$	kW
Napon pri 50Hz	$U_{50}$	V
Napon pri 60Hz	$U_{60}$	V
Ukupni prijenosni omjer	$i_{uk}$	-
Brzina okretaja elektromotora	$n_{EM}$	min <sup>-1</sup>
Prijenosni omjer remena	$i_{rem}$	-
Prijenosni omjer planetnog prijenosa	$i_{pl}$	-
Usvojeni prijenosni omjer I. planetarnog stupnja	$i_{pl,1}'$	-
Usvojeni prijenosni omjer II. planetarnog stupnja	$i_{pl,2}'$	-
Broj zubiju sunčanog zupčanika I. stupnja	$Z_3$	-
Broj zubiju planetnog zupčanika I. stupnja	$Z_4$	-
Broj zubi vijenca I. planetarnog stupnja	$Z_5$	-
Unutarnji prijenosni omjer I. stupnja	$u_{pl,1}$	-
Broj zubiju sunčanog zupčanika II. stupnja	$Z_6$	-
Broj zubiju planetnog zupčanika II. stupnja	$Z_7$	-
Broj zubi vijenca II. planetarnog stupnja	$Z_8$	-
Moment na pogonskoj remenici	$T_1$	Nm
Moment gonjene remenice	$T_2$	Nm
Moment ulaznog vratila II. stupnja	$T_6$	Nm
Moment iodila I. stupnja	$T_{V1}$	Nm
Moment vijenca prvog stupnja	$T_5$	Nm
Moment na vodilu II. stupnja	$T_{V2}$	Nm
Moment na vijencu II. stupnja	$T_8$	Nm
Promjer pogonske remenice	$d_1$	mm
Promjer gonjene remenice	$d_2$	mm
Osni razmak remenog prijenosa	$a_{12}$	mm
stvarna duljina remena	$L_w$	mm
Unutarnji promjer pogonske remenice	$d_{u1}$	mm
Unutarnji promjer gonjene remenice	$d_{u2}$	mm
Unutarnja duljina remena	$L_u$	mm

Obuhvatni kut	$\beta$	$^{\circ}$
Broj klinastih remena	$Z$	-
Ukupni korekcijski faktor	$C_{uk}$	-
Snaga na pogonskoj remenici	$P$	-
Jedinična snaga odabranog klinastog remena	$P_1$	-
Faktor primjene	$C_B$	-
Faktor duljine remena	$C_L$	-
Faktor obuhvatnog kuta	$C_{\beta}$	-
Obodna sila pogonske remenice	$F_{o1}$	N
Faktor trenja	$\mu$	-
Kut utora remenice	$\varphi$	$^{\circ}$
Korigirani faktor trenja	$\mu_k$	-
Faktor trenja	$\mu$	-
Kut utora remenice	$\varphi$	$^{\circ}$
Modul remena	$m$	-
Sila na remenici	$F_{1a}$	N
Sila na remenici	$F_{1b}$	N
Rezultantna sila na vratilu	$F_{R1}$	N
Sila prednaprezanja u sva 3 remena	$F_P$	N
Sila pritezanja za jedan remen	$F_{P,SKF,R}$	N
Brzina vrtnje remena	$v_{rem}$	m/s
Dopuštena frekvencija remena	$f_{dop}$	$s^{-1}$
Faktor uvjeta montaže	$K$	-
Brzina odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku	$n_{3V1}$	$min^{-1}$
Brzina rotacije planeta oko vijenca	$n_{5V1}$	$min^{-1}$
Relativna brzina vrtnje planeta na vodilu	$n_{4V1}$	$min^{-1}$
Prijenos na vodilu uz zakočen vijenac 5	$i_{3V1}^5$	-
Prijenosni omjer na vijenac uz zakočeno vodilo	$i_{35}^{V1}$	-
Teoretski razmak osi planetnog prijenosa	$a'$	mm
Omjer broja zubi zupčanika u zahvatu I. stupnja	$u_1$	-
Moment zahvata sunčanog zupčanika	$T'_3$	Nm
Nejednolikost raspodjele opterećenja	$k_{\gamma}$	-
Faktor širine zupčanika	$\psi_{d1}$	-
Faktor primjene	$K_A$	-
Faktor raspodjele opterećenja po dužini zuba	$K_{H\beta}$	-
Faktor sigurnosti na pitting	$S_H$	-
Dinamička čvrstoća boka zuba	$\sigma_{Hlim1}$	$N/mm^2$
Usvojeni preliminarni razmak osi	$a'$	mm
Standardni modul I. stupnja	$m_{n1}$	-
Teoretski razmak osi prijenosa I. stupnja	$a'_{34}$	mm
Usvojeni razmak osi I. stupnja	$a_{34}$	mm
Diobeni promjer pogonskog zupčanika I. stupnja	$d_3$	mm



Diobeni promjer planeta I. stupnja	$d_4$	mm
Diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja I. stupnja	$d_5$	mm
Širina zahvata I. stupnja	$b_I$	mm
Širina sunčanog zupčanika	$b_3$	mm
Brzina odvaljivanja planeta po sunčanom zupčaniku	$n_{6V2}$	min <sup>-1</sup>
Brzina rotacije planeta oko vijenca	$n_{8V2}$	min <sup>-1</sup>
Relativna brzina vrtnje planeta na vodilu	$n_{7V2}$	min <sup>-1</sup>
Prijenos na vodilu uz zakočen vijenac 5	$i_{6V2}^8$	-
Prijenosni omjer na vijenac uz zakočeno vodilo	$i_{68}^{V2}$	-
Omjer broja zubi zupčanika II. stupnja	$u_1$	-
Moment zahvata sunčanog zupčanika s planetima II. stupnja	$T'_6$	Nm
Standardni modul II. stupnja	$m_{n2}$	-
Teoretski razmak osi prijenosa II. stupnja	$a'_{67}$	mm
Usvojeni razmak osi II. stupnja	$a_{67}$	mm
Diobeni promjer pogonskog zupčanika II. stupnja	$d_6$	mm
Diobeni promjer planeta II. stupnja	$d_7$	mm
Diobeni promjer unutarnjeg ozubljenja II. stupnja	$d_8$	mm
Širina zahvata I. stupnja	$b_{II}$	mm
Širina sunčanog zupčanika II. stupnja	$b_6$	mm
Broj planeta I. stupanj	$p_1$	-
Kvaliteta ozubljenja zupčanika	$Q$	-
Faktor utjecaja maziva, hrapavosti i brzine	$Z_{LRV}$	-
Zahtjevana vremenska trajnost pri maksimalnom opterećenju	$L_h$	h
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 2	$\sigma_{Hlim2}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 1	$\sigma_{FE1}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 2	$\sigma_{FE2}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 3	$\sigma_{Hlim3}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 3	$\sigma_{FE3}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 5	$\sigma_{Hlim5}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 4	$\sigma_{FE4}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 5	$\sigma_{FE5}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća boka zuba zupčanika 6	$\sigma_{Hlim6}$	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupčanika 6	$\sigma_{FE6}$	N/mm <sup>2</sup>
Sigurnost na pitting	$S_H$	-
Sigurnost na lom	$S_F$	-
Tangencijalna sila na osovinici I. stupnja	$F_{tV1}$	N
Duljina osovine I. stupnja	$l_{os1}$	mm
Promjer osovine I. stupnja	$d_{os1}$	mm
Dopušteno naprezanje na savijanje I. stupnja	$\sigma_{sdop1}$	N/mm <sup>2</sup>
Trajna dinamička čvrstoća na savijanje	$R_{ds-1N}$	N/mm <sup>2</sup>
Tangencijalna sila na osovinici II. stupnja	$F_{tV2}$	N

Duljina osovine II. stupnja	$l_{os2}$	mm
Promjer osovine II. stupnja	$d_{os2}$	mm
Dopušteno naprezanje na savijanje II. stupnja	$\sigma_{sdop2}$	N/mm <sup>2</sup>
Viskozitet ulja	$\nu_{40}$	mm <sup>2</sup> /s
Trajna dinamička čvrstoća	$R_{dt0N}$	N/mm <sup>2</sup>
Dopušteno naprezanje za torziju	$\tau_{tdop}$	N/mm <sup>2</sup>
Minimalni promjer vratila	$d_{vr}$	mm
Radijalna sila na osovini planeta	$F_{ros1}$	N
Ekvivalentno opterećenje	$P_{ekv}$	kN
Nosivost ležaja	$C$	kN
Duljina pera	$l_p$	mm
Visina pera unutar vratila	$t$	mm
Širina utora za pero	$b_p$	mm

## SAŽETAK

Tema ovog diplomskog rada projektiranje je planetno-remenog reduktora za sporo okretanje brodskog motora. Reduktor je izveden kao trostupanjski reduktor gdje je prvi stupanj redukcije izveden remenim prijenosom, dok su preostala dva stupnja izvedena kao dvostupanjski planetni prijenosnik. Okretanje se vrši pomoću elektromotora koji također ima i temeljnu ploču koja se montira na sam vijenac reduktora. Reduktor se zatim veže na zasebnu temeljnu ploču.

Rad je izvršen odabirom elektromotora, proračunom sila i brzina i odabirom kataloških elemenata za remeni prijenos, te proračunom zupčanika za planetni prijenos.

Zatim su odabrani standardni ležajevi, uložna pera, brtve te ostali elementi potrebni za rad reduktora.

Izrađeni su i potrebni radionički nacrti elemenata reduktora te radionički nacrti pojedinih dijelova.

**Ključne riječi:** Planetno-remeni reduktor, planetni prijenosnik, remeni prijenos, brodski dizel motor, zupčanik, prijenosni omjer

## SUMMARY

The subject of this thesis is the design of a planetary-belt reducer for slow rotation of marine engine. The reducer is made as a three-stage reducer, first stage being the belt transmission, while the remaining two stages are made as a two-stage planetary gear. Rotation is engaged using an electric motor that also has a base plate mounted on the reducer.

The thesis was carried out by selecting an electric motor, calculating forces and speeds needed, after which the selecting of catalog elements for belt transmission and calculation of gears for planetary transmission was carried out.

Then, standard bearings, insert keys, seals and other elements necessary for the operation of the reducer were selected.

Necessary workshop drawings of reducer elements and workshop drawings of individual parts were also made.

**Key words:** Planetary-belt transmission, planetary transmission, belt transmission, marine diesel engine, gear, transmission rate.

## **PRILOZI**

Prilog 1: Ispis proračuna nosivosti zupčanika

Prilog 2: Sklopni nacrt

Prilog 3: Radionički nacrt sunčanog zupčanika Z3

Prilog 4: Radionički nacrt izlaznog vratila

Prilog 5: Radionički nacrt sunčanog zupčanika Z6

Prilog 6: Radionički nacrt vodila I. stupnja

Prilog 7: Radionički nacrt vijenca Z5

Prilog 8: Radionički nacrt vijenca Z8

Prilog 9: Radionički nacrt zupčanika Z7

Prilog 10: Radionički nacrt osovine planetnog zupčanika Z7

Prilog 11: Radionički nacrt osovine planetnog zupčanika Z4

## © ORLIĆ: PLANETNI PRIJENOS - OSNOVE

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog redukt.**

Datum: 8/9/2024

Namjena: Osnovne raspodjele u 2-stup. reduktoru

### ZADANO

Brzina vrtnje na ulazu u reduktor	$n_1$	<b>96</b>	$\text{min}^{-1}$
Izlazna brzina vrtnje (zahtijevana, priližno)	$n_{\text{izl}}'$	<b>1.50</b>	$\text{min}^{-1}$
Zahtijevani prijenosni omjer	$i'$	64.00	
Zahtijevana ekvivalentna trajnost pri max. opterećenju	$L_h$	<b>2500</b>	h
Brojevi zubi zupčanika - prvi stupanj $i_I = 8.75$	$Z_1$	<b>12</b>	
	$Z_2$	<b>40</b>	
	$Z_3$	<b>-93</b>	
	p	<b>3</b>	
- drugi stupanj $i_{II} = 7.29$	$Z_4$	<b>14</b>	
	$Z_5$	<b>37</b>	
	$Z_6$	<b>-88</b>	
	p	<b>3</b>	
Ukupan prijenosni omjer reduktora (postignuti)	$i_R$	<b>63.75</b>	
Stvarna izlazna brzina vrtnje	$n_{\text{izl}}$	1.5	$\text{min}^{-1}$

### PRVI STUPANJ

- kontrola koaksijalnosti	$Z_1+2*Z_2+Z_3$	-1	
- kontrola susjedstva: $Z_2+2 < (Z_1+Z_2)*\sin(180/p)$	42	45.0	
- kontrola montaže (cijeli broj)	K	35	
Specifični momenti			
1. član (sunčani zupčanik 1)		1	
2. član (vijenac 3)		-7.75	
3. član (vodilo $V_I$ )		8.75	
Prijenosni omjeri:			
od 1 na $V_I$ uz mirujuć 3	$i_{1V_I}$	8.75	
od 1 na 3 uz mirujuće vodilo $V_I$	$i_{13}$	-7.75	
od vodila $V_I$ na 1 uz mirujuć 3	$i_{V_I1}$	0.11	
od vodila $V_I$ na 3 uz mirujuć 1	$i_{V_I3}$	0.89	
od 3 na 1 uz mirujuće vodilo $V_I$	$i_{31}$	-0.13	
od 3 na vodilo $V_I$ uz mirujuć 1	$i_{3V_I}$	1.13	
Kontrola umnoška prijenosnih omjera: $i_{13} * i_{3V_I} * i_{V_I1} = -1$		-1.000	
Relativne snage			
- odvaljivanje	$\varepsilon_{\text{odv}}$	88.57	%
- spojka	$\varepsilon_{\text{sp}}$	11.43	%
Moment na ulaznom vratilu reduktora	$T_1$	<b>325.52</b>	Nm
- moment na vodilu $V_I$	$T_{V_I}$	-2848.3	Nm
- moment na sunčanom zupčaniku 1	$T_1$	325.5	Nm
- moment na vijencu 3	$T_3$	2522.8	Nm
Kontrola proračuna momenata ( $T_1+T_3+T_{V_I} = 0$ )	$\Sigma T$	0.0	Nm
Moment na planetu 2	$T_2$	1085.1	Nm

Brzine vrtnje			
- sunčanog zupčanika 1	$n_1$	96	$\text{min}^{-1}$
- vodila $V_I$	$n_{VI}$	11.0	$\text{min}^{-1}$
- vijenca 3	$n_3$	0	$\text{min}^{-1}$
Relativne brzine vrtnje			
- zupčanika 1 prema vodilu $V_I$	$n_{1VI}$	85.0	$\text{min}^{-1}$
- zupčanika 3 prema vodilu $V_I$	$n_{3VI}$	-11.0	$\text{min}^{-1}$
- zupčanika 2 prema vodilu $V_I$	$n_{2VI}$	-25.5	$\text{min}^{-1}$

## DRUGI STUPANJ

- kontrola koaksijalnosti	$Z_4+2*Z_5+Z_6$	0	
- kontrola susjedstva: $Z_5+2 < (Z_4+Z_5)*\sin(180/p)$	39	44.2	
- kontrola montaže (cijeli broj)	K	34	
Specifični momenti			
1. član (sunčani zupčanik 4)		1	
2. član (vijenac 6)		-6.286	
3. član (vodilo $V_{II}$ )		7.286	
Prijenosni omjeri:			
od 4 na $V_{II}$ uz mirujuć 6	$i_{4VII}$	7.286	
od 4 na 6 uz mirujuće vodilo $V_{II}$	$i_{46}$	-6.286	
od vodila $V_{II}$ na 4 uz mirujuć 6	$i_{VII4}$	0.137	
od vodila $V_{II}$ na 6 uz mirujuć 4	$i_{VII6}$	0.863	
od 6 na 4 uz mirujuće vodilo $V_{II}$	$i_{64}$	-0.159	
od 6 na vodilo $V_{II}$ uz mirujuć 4	$i_{6VII}$	1.159	
Kontrola umnoška prijenosnih omjera: $i_{46}*i_{6VII}*i_{VII4} = -1$		-1	
Relativne snage			
- odvajivanje	$\varepsilon_{odv}$	86.27	%
- spojka	$\varepsilon_{sp}$	13.73	%
Moment na ulaznom vratilu reduktora	$T_4$	2848.3	Nm
- moment na vodilu $V_{II}$	$T_{VII}$	-20751.9	Nm
- moment na sunčanom zupčaniku 4	$T_4$	2848.3	Nm
- moment na vijencu 6	$T_6$	17903.6	Nm
Kontrola proračuna momenata ( $T_4+T_6+T_{VII} = 0$ )	$\Sigma T$	0.0	Nm
Moment na planetu 5	$T_5$	7527.7	Nm
Brzine vrtnje:			
- sunčanog zupčanika 4	$n_4$	11.0	$\text{min}^{-1}$
- vodila $V_{II}$	$n_{VII}$	1.5	$\text{min}^{-1}$
- vijenca 6	$n_6$	0	$\text{min}^{-1}$
Relativne brzine vrtnje:			
- zupčanika 4 prema vodilu $V_{II}$	$n_{4VII}$	9.5	$\text{min}^{-1}$
- zupčanika 6 prema vodilu $V_{II}$	$n_{6VII}$	-1.5	$\text{min}^{-1}$
- zupčanika 5 prema vodilu $V_{II}$	$n_{5VII}$	-3.6	$\text{min}^{-1}$

## © ORLIĆ: I. STUPANJ - ZAHVAT SUNČANI ZUPČANIK / PLANET

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog red.**  
Kontrola: Z1/Z2

Datum: 8/9/2024

**ZADANO** (masnije štampane (**crno**) vrijednosti prenesene su iz Osnove)

Broj zubi (manji zupčanik)	$Z_1$	<b>12</b>	
	$Z_2$	<b>40</b>	
Omjer broja zubi ( > 1)	$u$	3.33	
Relativna brzina vrtnje pogonskog vratila prema vodilu	$n_{1V}$	<b>85.0</b>	$\text{min}^{-1}$
Prenosivi moment u jednom zahvatu	$T_{1'}$	<b>119.4</b>	Nm
Kut nagiba zuba	$\beta$	<b>0.00</b>	$^\circ$
Konstanta ovisna o nagibu zuba	$K$	360	
Faktor širine zupčanika	$\Psi_d$	<b>0.8</b>	
Faktor primjene	$K_A$	<b>1.25</b>	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	<b>1.2</b>	
Zahtjevani faktor sigurnosti na pitting	$S_H$	<b>1.2</b>	
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 1	$\sigma_{Hlim1}$	<b>1270</b>	$\text{N/mm}^2$
Termička obrada boka zuba		<b>kaljen</b>	

### PRORAČUN RAZMAKA OSI I GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Izračunati razmak osi za postavljene zahtjeve	$a'$	99.53	mm
Usvojeni privremeni računski razmak osi	$a''$	<b>100</b>	mm
Računska vrijednost modula	$m_{n'}$	3.846	mm
Usvojeni standardni modul	$m_n$	<b>4.00</b>	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	$m_t$	4.000	mm
Diobeni promjer	$d_1$	48.000	mm
	$d_2$	160.000	mm
Teoretski razmak osi	$a_d$	104.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	$a$	<b>105.000</b>	mm
Širina zupčanika - proračunata vrijednost	$b'$	38.4	mm
- usvojena radna širina zupčanika	$b = b_2$	<b>39</b>	mm
- širina pogonskog zupčanika	$b_1$	<b>45</b>	mm
Proračun faktora pomaka profila:			
- kut zahvata u normalnom presjeku	$\alpha_n$	<b>20</b>	$^\circ$
- zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	$\alpha_t$	20.0000	$^\circ$
- pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	$\alpha_{wt}$	21.4490	$^\circ$
Zahvatni kut na V-cilindru pogonskog zupčanika	$\alpha_{vt1}$	20.0000	$^\circ$
Zahvatni kut na V-cilindru gonjenog zupčanika	$\alpha_{vt2}$	21.9241	$^\circ$



Suma faktora pomaka profila:

$\text{inv}\alpha_{\text{wt}}$	0.018527041
$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384
$X_1+X_2$	0.259

Raspodjela faktora pomaka profila:

- faktor pomaka profila zupčanika 1	$X_1$	<b>0.000</b>
- faktor pomaka profila zupčanika 2	$X_2$	0.259

Promjer preko korijena zuba

$d_{f1}$	38.000	mm
$d_{f2}$	152.072	mm

Promjer preko glave zuba

$d_{a1'}$	55.928	mm
-----------	--------	----

- usvojeni

$d_{a1}$	<b>56.000</b>	mm
----------	---------------	----

- usvojeni

$d_{a2'}$	170.000	mm
-----------	---------	----

$d_{a2}$	<b>170.000</b>	mm
----------	----------------	----

Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu

$c^*_1$	0.241
$c^*_2$	0.250

Promjer temeljnog kruga

$d_{b1}$	45.105	mm
$d_{b2}$	150.351	mm

Promjer pogonskog kruga

$d_{w1}$	48.462	mm
$d_{w2}$	161.538	mm

Stupanj prekrivanja profila

$\varepsilon_\alpha$	1.513
----------------------	-------

Stupanj prekrivanja koraka

$\varepsilon_\beta$	0.000
---------------------	-------

## NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti (čelik)

$Z_E$	190
-------	-----

Faktor zone

$Z_H$	2.40
-------	------

Kut nagiba zuba na temeljnom krugu

$\beta_b$	0.000	°
-----------	-------	---

Faktor nagiba zuba

$Z_\beta$	1.00
-----------	------

Faktor stupnja prekrivanja

$Z_\varepsilon$	0.91
-----------------	------

Tangencijalna sila

$F_{t1}$	4926	N
----------	------	---

Obodna brzina

$v$	0.22	m/s
-----	------	-----

Faktor primjene

$K_A$	1.25
-------	------

Kvaliteta ozubljenja zupčanika (DIN 3961)

$Q$	<b>7</b>
-----	----------

Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi

$K_{v\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi

$K_{v\beta}$	1.00
--------------	------

Faktor raspodjele opterećenja na par zubi

$K_{H\alpha}$	1.10
---------------	------

Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba

$K_{H\beta}$	1.23
--------------	------

Naprezanje na pritisak na bokovima zuba

$\sigma_H$	999	N/mm <sup>2</sup>
------------	-----	-------------------

Faktor utjecaja maziva, hrapavosti boka zuba i brzine		$Z_{LRV}$	<b>1</b>	
Faktor povećanja tvrdoće za zahvat tvrdi/meke		$Z_W$	1	
Faktor veličine zupčanika		$Z_X$	1	
Broj promjena opterećenja boka za trajanja $L_h$		$N_{L1}$	3.8E+07	
		$N_{L2}$	3.8E+06	
Faktor trajnosti - bok zuba		$Z_{N1}$	1.02	< 1,6
		$Z_{N2}$	1.22	< 1,6
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 1	<b>16MnCr6</b>	$\sigma_{Hlim1}$	1270	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 2	<b>16MnCr6</b>	$\sigma_{Hlim2}$	<b>1270</b>	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na pitting</b>		<b><math>S_{H1}</math></b>	<b>1.30</b>	
		<b><math>S_{H2}</math></b>	<b>1.55</b>	

### NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika		$Z_{n1}$	12	
		$Z_{n2}$	40	
Faktor zahvata na vrhu zuba		$Y_{FS1}$	4.72	
		$Y_{FS2}$	4.18	
Faktor kuta nagiba zuba		$Y_\beta$	1	
Faktor stupnja prekrivanja		$Y_\epsilon$	0.75	
Faktor raspodjele opterećenja na zube		$K_{F\alpha}$	1.10	
Faktor raspodjele uzduž zuba - korijen		$K_{F\beta}$	1.20	
Naprezanje na savijanje u korijenu zuba		$\sigma_{F1}$	160.2	N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_{F2}$	163.7	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 1	<b>kaljen</b>	$\sigma_{FE1}$	<b>760</b>	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 2	<b>kaljen</b>	$\sigma_{FE2}$	<b>760</b>	N/mm <sup>2</sup>
Faktor promjene smjera opterećenja		$Y_{A1}$	<b>1</b>	
		$Y_{A2}$	<b>0.7</b>	
Faktor utjecaja hrapavosti		$Y_R$	1	
Faktor veličine zupčanika		$Y_X$	1	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja $L_h$		$N_{L1}$	3.8E+07	
		$N_{L2}$	7.7E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba		$Y_{N1}$	1	< 2,5
		$Y_{N2}$	1	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 1		$\sigma_{Fdop1}$	760.0	N/mm <sup>2</sup>
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 2		$\sigma_{Fdop2}$	532.0	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na lom</b>		<b><math>S_{F1}</math></b>	<b>4.74</b>	
		<b><math>S_{F2}</math></b>	<b>3.25</b>	

## ZAHVAT PLANET - VIJENAC

Kontrola: Z2/Z3

### ZADANO

Broj zubi	$Z_2$	<b>40</b>	
	$Z_3$	<b>-93</b>	
Omjer broja zubi	$u$	-2.33	
Brzina vrtnje planeta prema vodilu	$n_{2VI}$	25.5	$\text{min}^{-1}$
Prenosivi moment u jednom zahvatu planet/vijenac	$T_2'$	398	Nm

### PRORAČUN GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Usvojeni standardni modul	$m_n$	4.00	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	$m_t$	4.00	mm
Diobeni promjer	$d_2$	160.000	mm
	$d_3$	-372.000	mm
Teoretski razmak osi	$a_d$	-106.0	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	$a$	-105	mm
Širina zupčanika	$b = b_2$	39	mm
	$b_3$	39	mm
Proračun faktora pomaka profila			
Kut zahvata u normalnom presjeku	$\alpha_n$	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	$\alpha_t$	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	$\alpha_{wt}$	18.4424	°
Zahvatni kut na V-cilindru zupčanika - vijenca	$\alpha_{v13}$	20.0615	°
Suma faktora pomaka profila:			
	$\text{inv}\alpha_{wt}$	0.011597267	
	$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384	
	$X_2+X_3$	0.241	
Raspodjela faktora pomaka profila:			
- faktor pomaka profila zupčanika 2	$X_2$	0.259	
- faktor pomaka profila zupčanika 3	$X_3$	-0.018	
Promjer preko korijena zuba	$d_{f2}$	152.072	mm
	$d_{f3}$	-382.146	mm
Promjer preko glave zuba	$d_{a2}$	170.000	mm
	$d_{a3'}$	-364.072	mm
- usvojeni	$d_{a3}$	<b>-365.000</b>	mm
Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu	$c^*_2$	0.268	
	$c^*_3$	0.381	
Promjer temeljnog kruga	$d_{b2}$	150.351	mm
	$d_{b3}$	-349.566	mm

Promjer pogonskog kruga	$d_{w2}$	161.538	mm
	$d_{w3}$	-371.538	mm
Stupanj prekrivanja profila	$\varepsilon_{\alpha}$	1.73	
Stupanj prekrivanja koraka	$\varepsilon_{\beta}$	0.00	

### NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti	$Z_E$	190	
Faktor zone	$Z_H$	2.61	
Faktor nagiba zuba	$Z_{\beta}$	1	
Faktor stupnja prekrivanja	$Z_{\varepsilon}$	0.87	
Tangencijalna sila	$F_{t2}=F_{t3}$	4926	N
Obodna brzina	$v$	0.22	m/s
Faktor primjene	$K_A$	1.25	
Kvaliteta ozubljenja	$Q$	7	
Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi	$K_{v\alpha}$	1.01	
Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi	$K_{v\beta}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja na par zubi	$K_{H\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	1.07	
Naprezanje na pritisak na bokovima zuba	$\sigma_H$	558.6	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 2	$\sigma_{Hlim2}$	1270	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 3	$\sigma_{Hlim3}$	<b>1270</b> kaljen	N/mm <sup>2</sup>
Broj promjena opterećenja boka za trajanja $L_h$	$N_{L2}$	3.8E+06	
	$N_{L3}$	1.6E+06	
Faktor trajnosti - bok zuba	$Z_{N2}$	1.22	< 1,6
	$Z_{N3}$	1.30	< 1,6
<b>Postignuta sigurnost na pitting</b>	<b><math>S_{H2}</math></b>	<b>2.77</b>	
	<b><math>S_{H3}</math></b>	<b>2.96</b>	

### NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	$Z_{n2}$	40	
	$Z_{n3}$	-93	
Faktor zahvata na vrhu zuba	$Y_{FS2}$	4.18	
	$Y_{FS3}$	3.99	
Faktor kuta nagiba zuba	$Y_{\beta}$	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	$Y_{\varepsilon}$	0.68	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.06	

Naprezanje na savijanje	$\sigma_{F2}$	131.8	N/mm <sup>2</sup>
	$\sigma_{F3}$	125.8	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 2	kaljen	$\sigma_{FE2}$	760 N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 3	kaljen	$\sigma_{FE3}$	760 N/mm <sup>2</sup>
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A2}$	0.7	
	$Y_{A3}$	1	
Faktor utjecaja hrapavosti	$Y_R$	1	
Faktor veličine zupčanika	$Y_X$	1	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja Lh	$N_{L2}$	7.7E+06	
	$N_{L3}$	4.9E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba	$Y_{N2}$	1	< 2,5
	$Y_{N3}$	1	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 2	$\sigma_{Fdop2}$	532	N/mm <sup>2</sup>
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 3	$\sigma_{Fdop3}$	760	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na lom</b>	<b><math>S_{F2}</math></b>	<b>4.04</b>	
	<b><math>S_{F3}</math></b>	<b>6.04</b>	

#### KONTROLNE MJERE ZUPČANIKA - teoretske vrijednosti

Zupčanik 1:

mjerni broj zubi:	k	2	$W_k$	18.385	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	5.548	mm
visina do tetive:			$h_c$	2.990	mm

Zupčanik 2:

mjerni broj zubi:	k	5	$W_k$	56.088	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	6.214	mm
visina do tetive:			$h_c$	3.869	mm

Zupčanik 3:

mjerni broj uzubina:	k	-11	$W_k$	-129.249	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	5.595	mm
visina do tetive:			$h_c$	-4.518	mm

## © ORLIĆ: II. STUPANJ - ZAHVAT SUNČANI ZUPČANIK / PLANET

(smije se mijenjati samo podatke označene **plavom** bojom)

Korisnik: **ORLIĆ - primjer proračuna 2-stupanjskog planetnog red.**  
Kontrola: Z4/Z5

Datum: 8/9/2024

**ZADANO** (masnije štampane (**crno**) vrijednosti prenesene su iz Osnove)

Broj zubi (manji zupčanik)	Z <sub>4</sub>	<b>14</b>	
	Z <sub>5</sub>	<b>37</b>	
Omjer broja zubi (> 1)	u	2.64	
Relativna brzina vrtnje pogonskog vratila prema vodilu	n <sub>4V</sub>	<b>9.5</b>	min <sup>-1</sup>
Prenosivi moment u jednom zahvatu	T <sub>4'</sub>	<b>1044.4</b>	Nm
Kut nagiba zuba	β	<b>0.00</b>	°
Konstanta ovisna o nagibu zuba	K	360	
Faktor širine zupčanika	Ψ <sub>d</sub>	<b>0.6</b>	
Faktor primjene	K <sub>A</sub>	<b>1.25</b>	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	K <sub>Hβ</sub>	<b>1.2</b>	
Zahijevani faktor sigurnosti na pitting	S <sub>H</sub>	<b>1.2</b>	
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika Z4	16MnCr5 QT	<b>1270</b>	N/mm <sup>2</sup>
Termička obrada boka zuba Z4		<b>nitriran</b>	

### PRORAČUN RAZMAKA OSI I GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Izračunati razmak osi za postavljene zahtjeve	a'	193.52	mm
Usvojeni privremeni računski razmak osi	a''	<b>194</b>	mm
Računska vrijednost modula	m <sub>n'</sub>	7.608	mm
Usvojeni standardni modul	m <sub>n</sub>	<b>8</b>	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	m <sub>t</sub>	8	mm
Diobeni promjer	d <sub>4</sub>	112.000	mm
	d <sub>5</sub>	296.000	mm
Teoretski razmak osi	a <sub>d</sub>	204.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	a	<b>205.000</b>	mm
Širina zupčanika - proračunata vrijednost	b'	67	mm
- usvojena radna širina zupčanika	b = b <sub>5</sub>	<b>70</b>	mm
- širina pogonskog zupčanika	b <sub>4</sub>	<b>75</b>	mm
Proračun faktora pomaka profila:			
Kut zahvata u normalnom presjeku	α <sub>n</sub>	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	α <sub>t</sub>	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	α <sub>wt</sub>	20.7543	°
Zahvatni kut na V-cilindru pogonskog zupčanika	α <sub>vt4</sub>	20.0000	
Zahvatni kut na V-cilindru gonjenog zupčanika	α <sub>vt5</sub>	30.9853	

Suma faktora pomaka profila:

$\text{inv}\alpha_{\text{wt}}$	0.016721009
$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384
$X_4+X_5$	0.127

Raspodjela faktora pomaka profila:

- faktor pomaka profila zupčanika 4	$X_4$	<b>0.000</b>
- faktor pomaka profila zupčanika 5	$X_5$	0.127

Promjer preko korijena zuba

$d_{f4}$	92.000	mm
$d_{f5}$	278.032	mm

Promjer preko glave zuba

- usvojeni	$d_{a4'}$	127.968	mm
	$d_{a4}$	<b>128.000</b>	mm
	$d_{a5'}$	314.000	mm
- usvojeni	$d_{a5}$	<b>315.000</b>	mm

Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu

$c^*_4$	0.248
$c^*_5$	0.188

Promjer temeljnog kruga

$d_{b4}$	105.246	mm
$d_{b5}$	278.149	mm

Promjer pogonskog kruga

$d_{w4}$	112.549	mm
$d_{w5}$	297.451	mm

Stupanj prekrivanja profila

$\varepsilon_\alpha$	1.596
----------------------	-------

Stupanj prekrivanja koraka

$\varepsilon_\beta$	0
---------------------	---

## NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti

$Z_E$	190
-------	-----

Faktor zone

$Z_H$	2.44
-------	------

Kut nagiba zuba na temeljnom krugu

$\beta_b$	0.00	°
-----------	------	---

Faktor nagiba zuba

$Z_\beta$	1
-----------	---

Faktor stupnja prekrivanja

$Z_\varepsilon$	0.90
-----------------	------

Tangencijalna sila

$F_{t4}$	18650	N
----------	-------	---

Obodna brzina

$v$	0.06	m/s
-----	------	-----

Faktor primjene

$K_A$	1.25
-------	------

Kvaliteta ozubljenja (DIN 3961)

$Q$	6
-----	---

Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi

$K_{v\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi

$K_{v\beta}$	1.00
--------------	------

Faktor raspodjele opterećenja na par zubi

$K_{H\alpha}$	1.00
---------------	------

Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba

$K_{H\beta}$	1.19
--------------	------

Naprezanje na pritisak na bokovima zuba

$\sigma_H$	921.5	N/mm <sup>2</sup>
------------	-------	-------------------

Faktor utjecaja maziva, hrapavosti boka zuba i brzine	$Z_{LRV}$	<b>1</b>	
Faktor povećanja tvrdoće za zahvat tvrdi/meki	$Z_W$	1	
Faktor veličine zupčanika	$Z_X$	1	
Broj promjena opterećenja boka za trajanja $L_h$	$N_{L4}$	4.3E+06	
	$N_{L5}$	5.4E+05	
Faktor trajnosti - bok zuba	$Z_{N4}$	1.21	< 1,6
	$Z_{N5}$	1.42	< 1,6
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 4	$\sigma_{Hlim4}$	1270	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 5	16MnCr5 QT $\sigma_{Hlim5}$	<b>1270</b>	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na pitting</b>	<b><math>S_{H4}</math></b>	<b>1.67</b>	
	<b><math>S_{H5}</math></b>	<b>1.96</b>	

### NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	$Z_{n4}$	14	
	$Z_{n5}$	37	
Faktor zahvata na vrhu zuba	$Y_{FS4}$	4.63	
	$Y_{FS5}$	4.23	
Faktor kuta nagiba zuba	$Y_\beta$	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	$Y_\epsilon$	0.72	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.1	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.17	
Naprezanje na savijanje u korijenu zuba	$\sigma_{F4}$	178.6	N/mm <sup>2</sup>
	$\sigma_{F5}$	163.2	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 4	nitričan $\sigma_{FE4}$	<b>760</b>	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 5	nitričan $\sigma_{FE5}$	<b>760</b>	N/mm <sup>2</sup>
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A4}$	<b>1</b>	
	$Y_{A5}$	<b>0.7</b>	
Faktor utjecaja hrapavosti	$Y_R$	1	
Faktor veličine zupčanika	$Y_X$	0.97	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja $L_h$	$N_{L4}$	4.3E+06	
	$N_{L5}$	1.1E+06	
Faktor trajnosti - korijen zuba	$Y_{N4}$	1	< 2,5
	$Y_{N5}$	1.13	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 4	$\sigma_{Fdop4}$	737.2	N/mm <sup>2</sup>
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 5	$\sigma_{Fdop5}$	583.1	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na lom</b>	<b><math>S_{F4}</math></b>	<b>4.13</b>	
	<b><math>S_{F5}</math></b>	<b>3.57</b>	



## ZAHVAT PLANET - VIJENAC

Kontrola: Z5/Z6

### ZADANO

Broj zubi	$Z_5$	<b>37</b>	
	$Z_6$	<b>-88</b>	
Omjer broja zubi	$u$	-2.38	
Brzina vrtnje planeta prema vodilu	$n_{5VII}$	3.6	$\text{min}^{-1}$
Prenosivi moment u jednom zahvatu planet/vijenac	$T_5'$	2760.1	Nm

### PRORAČUN GEOMETRIJE ZUPČANOG PARA

Usvojeni standardni modul	$m_n$	<b>8</b>	mm
Modul u čeonom presjeku - kosi modul	$m_t$	8	mm
Diobeni promjer	$d_5$	296.000	mm
	$d_6$	-704.000	mm
Teoretski razmak osi	$ad$	-204.000	mm
Usvojeni izvedeni razmak osi	$a$	<b>-205.000</b>	mm
Širina zupčanika	$b = b_5$	<b>70</b>	mm
	$b_6$	70	mm
Proračun faktora pomaka profila			
Kut zahvata u normalnom presjeku	$\alpha_n$	20	°
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	$\alpha_t$	20.0000	°
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	$\alpha_{wt}$	20.7543	°
Zahvatni kut na V-cilindru zupčanika - vijenca	$\alpha_{vt6}$	20.8848	
Suma faktora pomaka profila:	$\text{inv}\alpha_{wt}$	0.016721009	
	$\text{inv}\alpha_t$	0.014904384	
	$X_5+X_6$	-0.127	
Raspodjela faktora pomaka profila:			
- faktor pomaka profila zupčanika 5	$X_5$	0.127	
- faktor pomaka profila zupčanika 6	$X_6$	-0.254	
Promjer preko korijena zuba	$d_{f5}$	278.032	mm
	$d_{f6}$	-728.064	mm
Promjer preko glave zuba	$d_{a5}$	315.000	mm
	$d_{a6'}$	-692.032	mm
- usvojeni	$d_{a6}$	<b>693.000</b>	mm
Faktor radijalne zračnosti zupčanika u zahvatu	$c^*_5$	0.191	
	$c^*_6$	0.311	
Promjer temeljnog kruga	$d_{b5}$	278.149	mm
	$d_{b6}$	-661.544	mm

Promjer pogonskog kruga	$d_{w5}$	297.451	mm
	$d_{w6}$	-707.451	mm
Stupanj prekrivanja profila	$\varepsilon_{\alpha 2}$	1.84	
Stupanj prekrivanja koraka	$\varepsilon_{\beta}$	0	

### NOSIVOST BOKA ZUBA

Faktor modula elastičnosti	$Z_E$	190	
Faktor zone	$Z_H$	2.44	
Faktor nagiba zuba	$Z_{\beta}$	1	
Faktor stupnja prekrivanja	$Z_{\varepsilon}$	0.85	
Tangencijalna sila	$F_{t5}=F_{t6}$	18650	N
Obodna brzina	$v$	0.06	m/s
Faktor primjene	$K_A$	1.25	
Kvaliteta ozubljenja	$Q$	6	
Faktor dodatnih din. opterećenja - ravni zubi	$K_{v\alpha}$	1.00	
Faktor dodatnih din. opterećenja - kosi zubi	$K_{v\beta}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja na par zubi	$K_{H\alpha}$	1.00	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba	$K_{H\beta}$	1.15	
Naprezanje na pritisak na boku zuba	$\sigma_H$	1171.3	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 5	$\sigma_{Hlim5}$	1270	N/mm <sup>2</sup>
Din. čvrstoća boka zuba zupčanika 6	$\sigma_{Hlim6}$	<b>1270</b> kaljen	N/mm <sup>2</sup>
Broj promjena opterećenja boka za trajanja $L_h$	$N_{L5}$	5.4E+05	
	$N_{L6}$	2.3E+05	
Faktor trajnosti - bok zuba	$Z_{N5}$	1.42	< 1,6
	$Z_{N6}$	1.60	< 1,6
<b>Postignuta sigurnost na pitting</b>	<b><math>S_{H5}</math></b>	<b>1.54</b>	
	<b><math>S_{H6}</math></b>	<b>1.73</b>	

### NOSIVOST KORIJENA ZUBA

Fiktivni broj zubi zupčanika	$Z_{n5}$	37	
	$Z_{n6}$	-88	
Faktor zahvata na vrhu zuba	$Y_{FS5}$	4.23	
	$Y_{FS6}$	3.96	
Faktor kuta nagiba zuba	$Y_{\beta}$	1.00	
Faktor stupnja prekrivanja	$Y_{\varepsilon}$	0.66	
Faktor raspodjele opterećenja na zube	$K_{F\alpha}$	1.10	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž zuba - korijen	$K_{F\beta}$	1.13	

Naprezanje na savijanje	$\sigma_{F5}$	144.7	N/mm <sup>2</sup>
	$\sigma_{F6}$	135.4	N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 5	nitiran	$\sigma_{FE5}$	760 N/mm <sup>2</sup>
Dinamička čvrstoća korijena zuba zupč. 6	kaljen	$\sigma_{FE6}$	<b>760</b> N/mm <sup>2</sup>
Faktor promjene smjera opterećenja	$Y_{A5}$	0.7	
	$Y_{A6}$	1	
Faktor utjecaja hrapavosti	$Y_R$	1	
Faktor veličine zupčanika	$Y_X$	0.97	
Broj promjena opterećenja korijena za trajanja Lh	$N_{L5}$	1.1E+06	
	$N_{L6}$	6.8E+05	
Faktor trajnosti - korijen zuba	$Y_{N5}$	1.13	< 2,5
	$Y_{N6}$	1.19	< 2,5
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 5	$\sigma_{Fdop5}$	583.1	N/mm <sup>2</sup>
Dop. naprezanje na savijanje u korijenu zuba zupč. 6	$\sigma_{Fdop6}$	877.3	N/mm <sup>2</sup>
<b>Postignuta sigurnost na lom</b>	$S_{F5}$	<b>4.03</b>	
	$S_{F6}$	<b>6.48</b>	

#### KONTROLNE MJERE ZUPČANIKA - teoretske vrijednosti

Zupčanik 4:

mjerni broj zubi:	k	2	$W_k$	36.994	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	11.096	mm
visina do tetive:			$h_c$	5.981	mm

Zupčanik 5:

mjerni broj zubi:	k	7	$W_k$	158.351	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	11.749	mm
visina do tetive:			$h_c$	7.362	mm

Zupčanik 6:

mjerni broj uzubina:	k	-11	$W_k$	-259.229	mm
tetivna debljina zuba:			$s_c$	12.403	mm
visina do tetive:			$h_c$	-700.757	mm

**ZUPČASTI PAROVI I. STUPNJA: 7 cd 25**

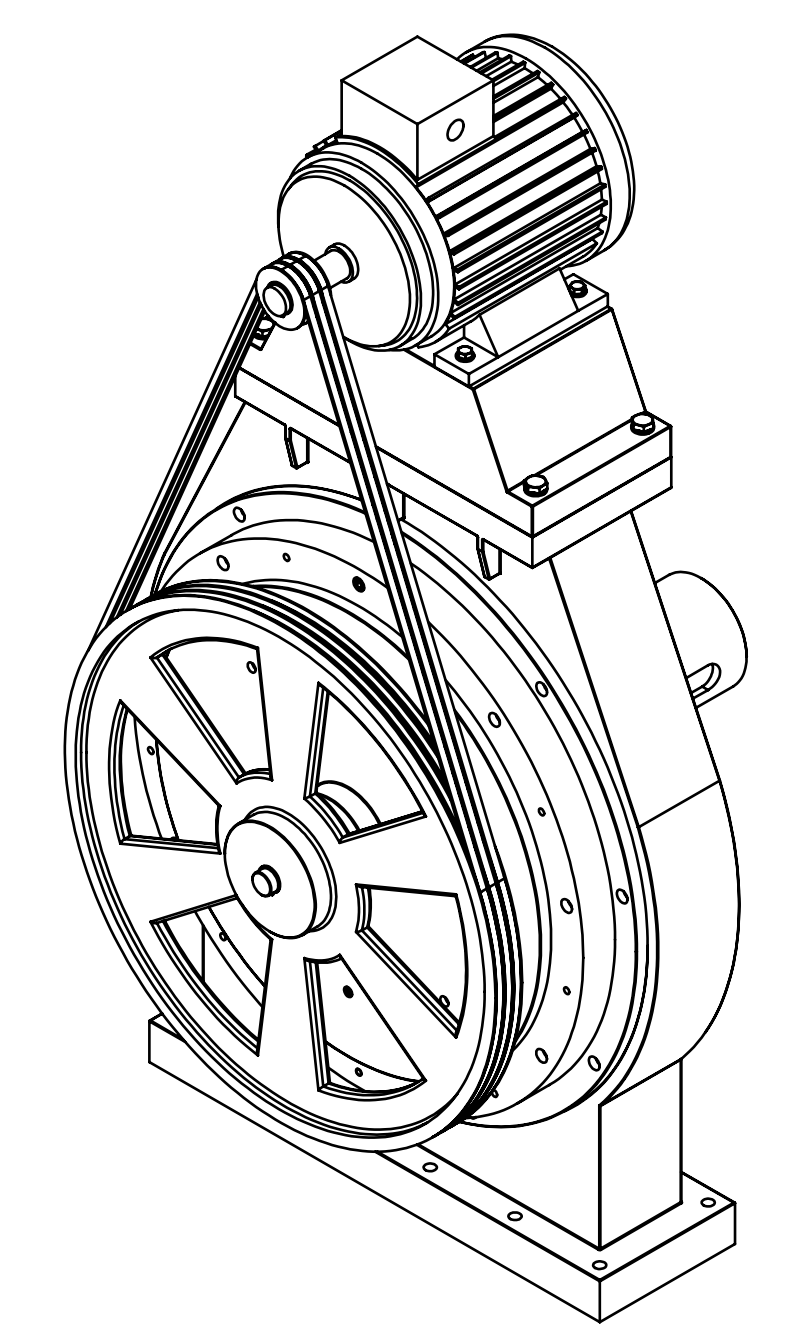
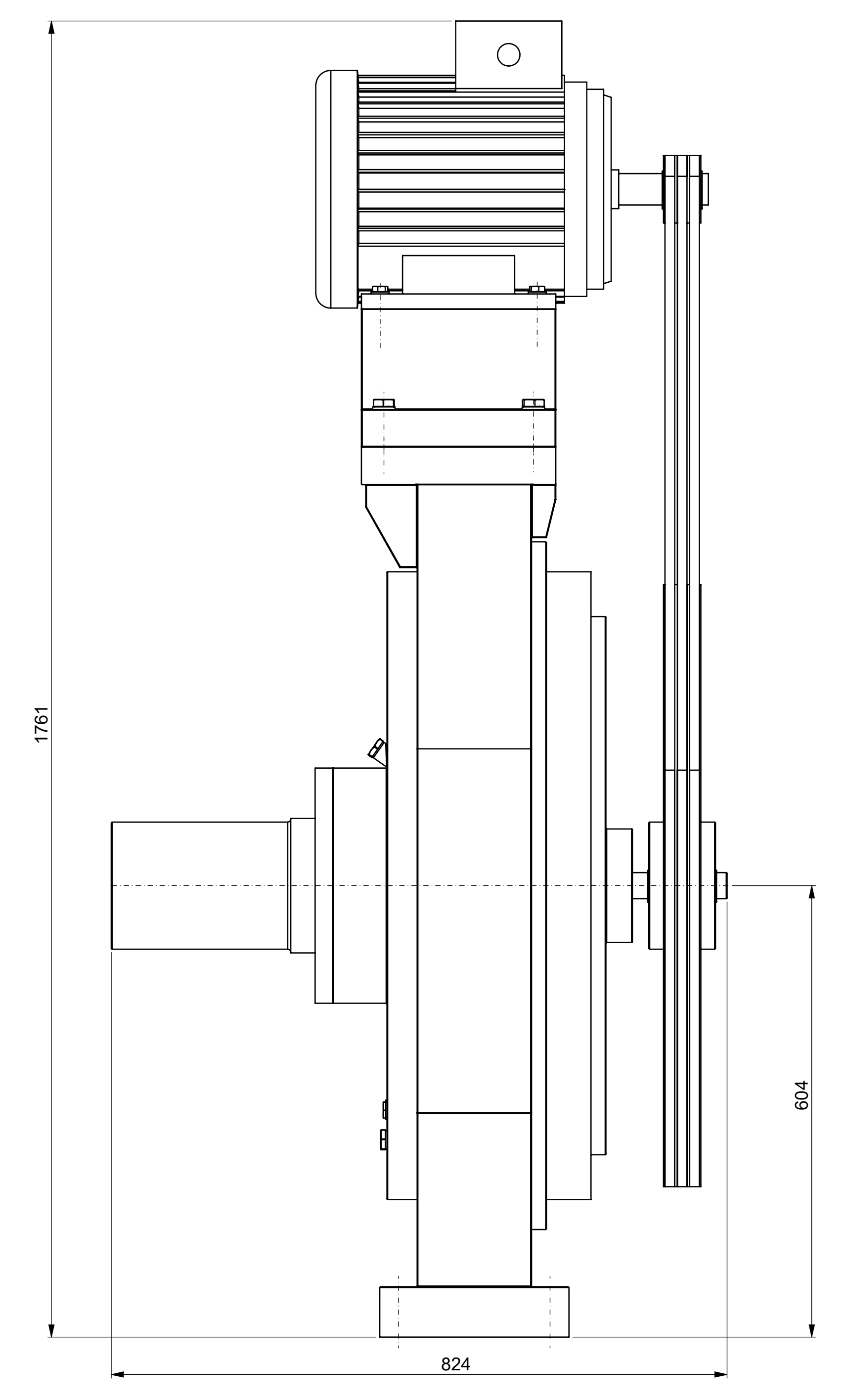
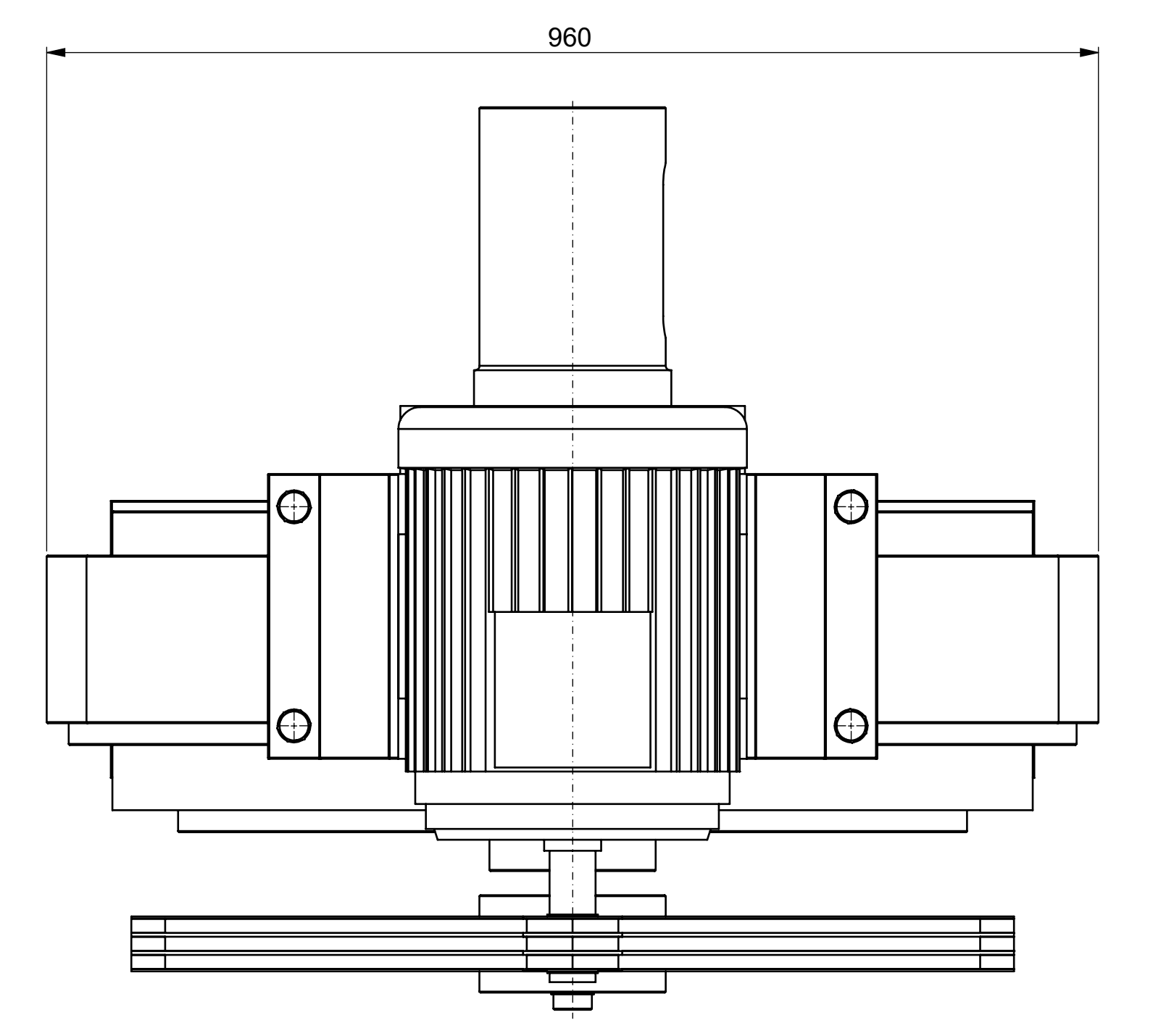
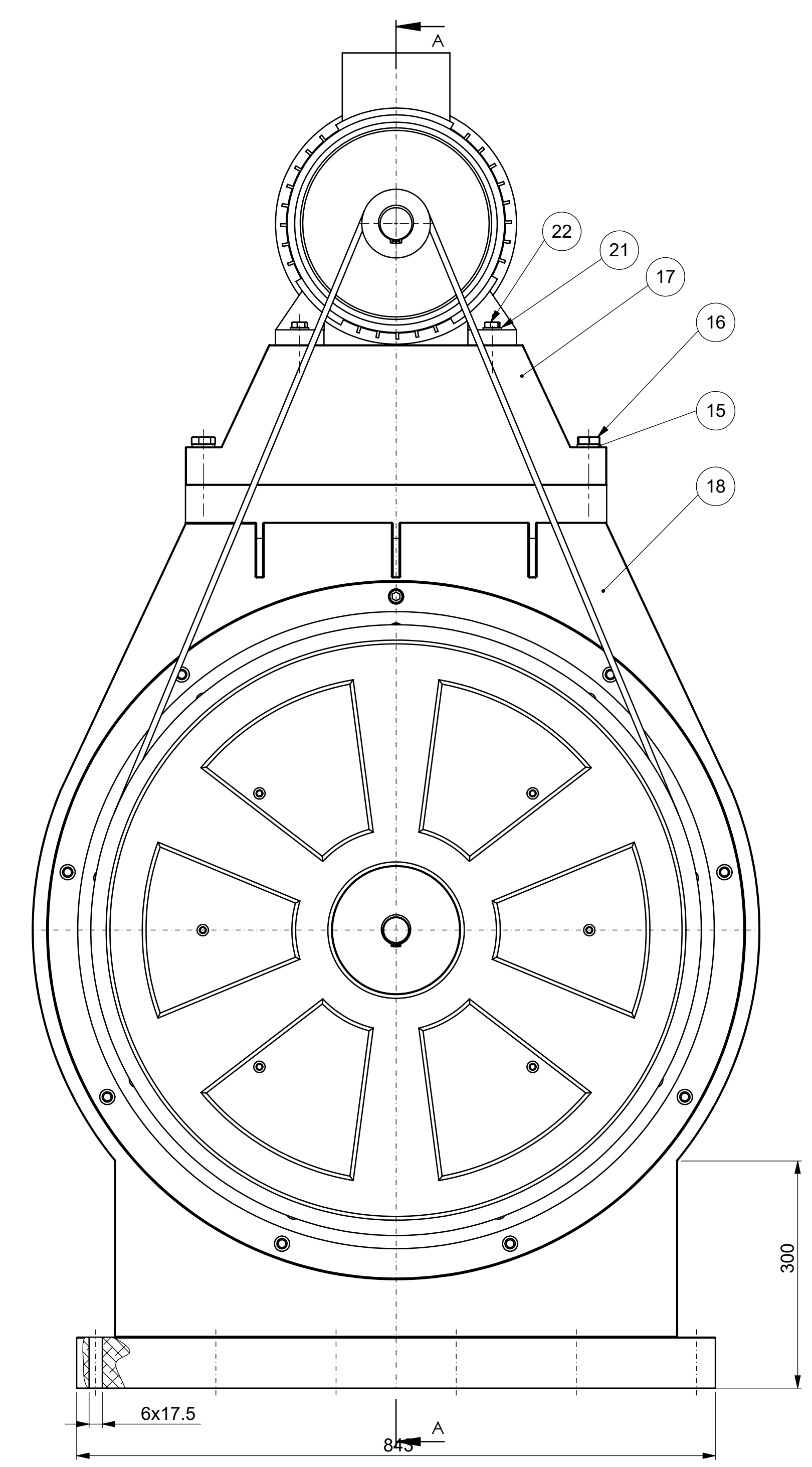
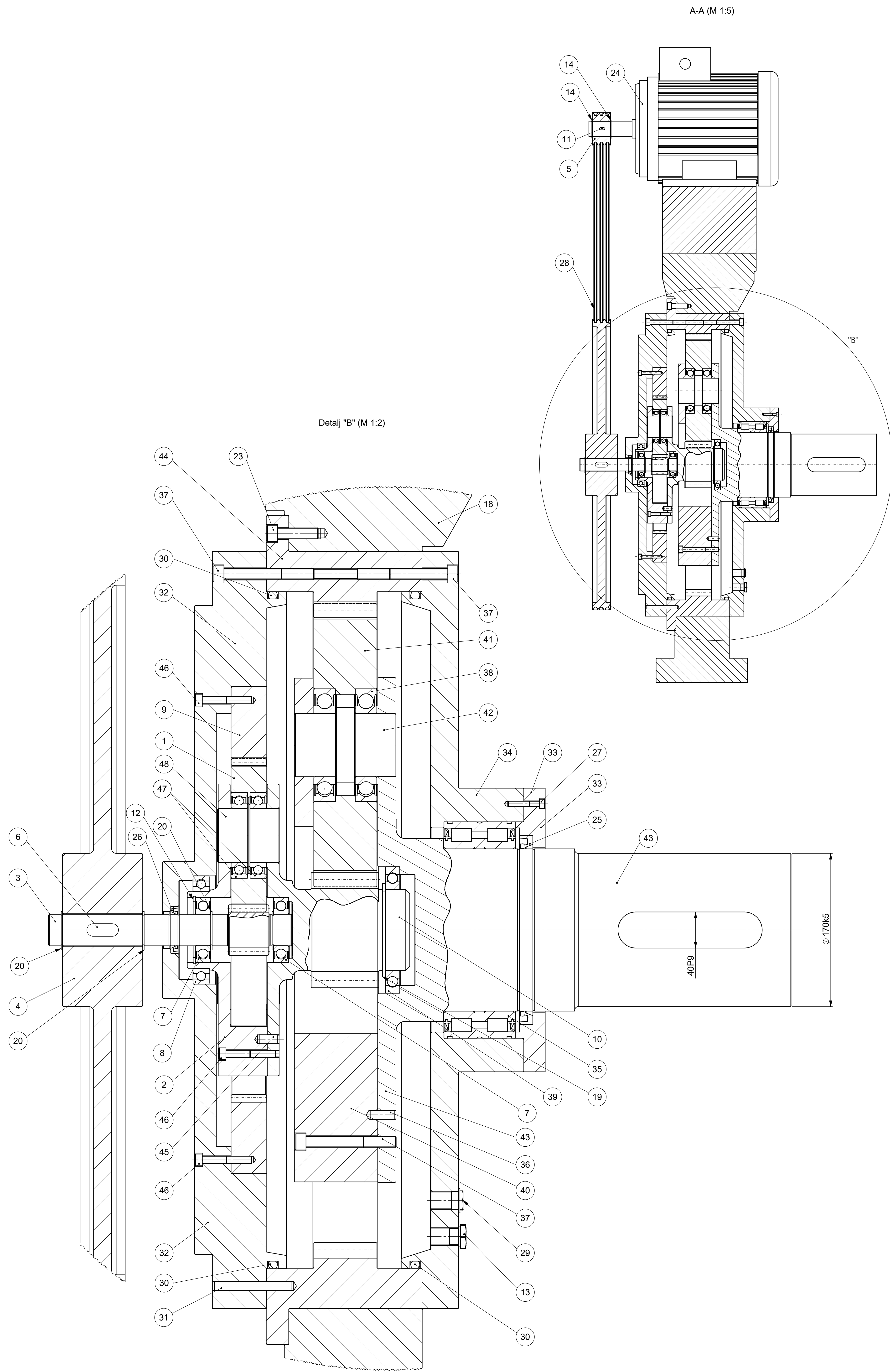
Datum: 8/9/2024

smije se promijeniti samo vrijednosti označene **plavom** bojom  
prema Tab. 6.9; 6.10 i 6.11

		ZUPČANIK BROJ		
		1	2	3
d	mm	48.000	160.000	-372.000
A <sub>sne</sub>	μm	<b>-70</b>	<b>-70</b>	<b>-95</b>
T <sub>sn</sub>	μm	<b>40</b>	<b>40</b>	<b>50</b>
A <sub>sni</sub>	μm	-110	-110	-145
A <sub>ai</sub>	μm	<b>-15</b>		
A <sub>ae</sub>	μm	<b>15</b>		
j <sub>nmin</sub>	μm	120	140	
j <sub>nmax</sub>	μm	220	250	
k		2	5	-11
W <sub>k</sub>	mm	18.385	56.088	-129.249
W <sub>kmax</sub>	mm	18.319	56.022	-129.338
W <sub>kmin</sub>	mm	18.282	55.985	-129.291
h <sub>c</sub>	mm	2.990	3.869	-4.518
s <sub>c</sub>	mm	5.548	6.214	5.595
s <sub>cmax</sub>	mm	5.478	6.144	5.5
s <sub>cmin</sub>	mm	5.438	6.104	5.45

**ZUPČASTI PAROVI II. STUPNJA: 7 c 25**

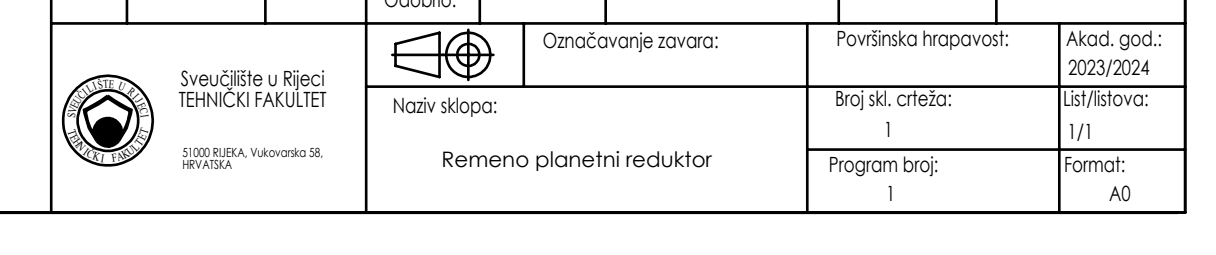
		ZUPČANIK BROJ		
		4	5	6
d	mm	112.000	296.000	-704.000
A <sub>sne</sub>	μm	<b>-85</b>	<b>-85</b>	<b>-115</b>
T <sub>sn</sub>	μm	<b>40</b>	<b>40</b>	<b>50</b>
A <sub>sni</sub>	μm	-125	-125	-165
A <sub>ai</sub>	μm	<b>-15</b>		
A <sub>ae</sub>	μm	<b>15</b>		
j <sub>nmin</sub>	μm	150	180	
j <sub>nmax</sub>	μm	250	280	
k		2	7	-11
W <sub>k</sub>	mm	36.994	158.351	-259.229
W <sub>kmax</sub>	mm	36.914	158.271	-259.337
W <sub>kmin</sub>	mm	36.877	158.234	-259.384
h <sub>c</sub>	mm	5.981	7.362	-700.757
s <sub>c</sub>	mm	11.096	11.749	12.403
s <sub>cmax</sub>	mm	11.011	11.664	12.288
s <sub>cmin</sub>	mm	10.971	11.624	12.238



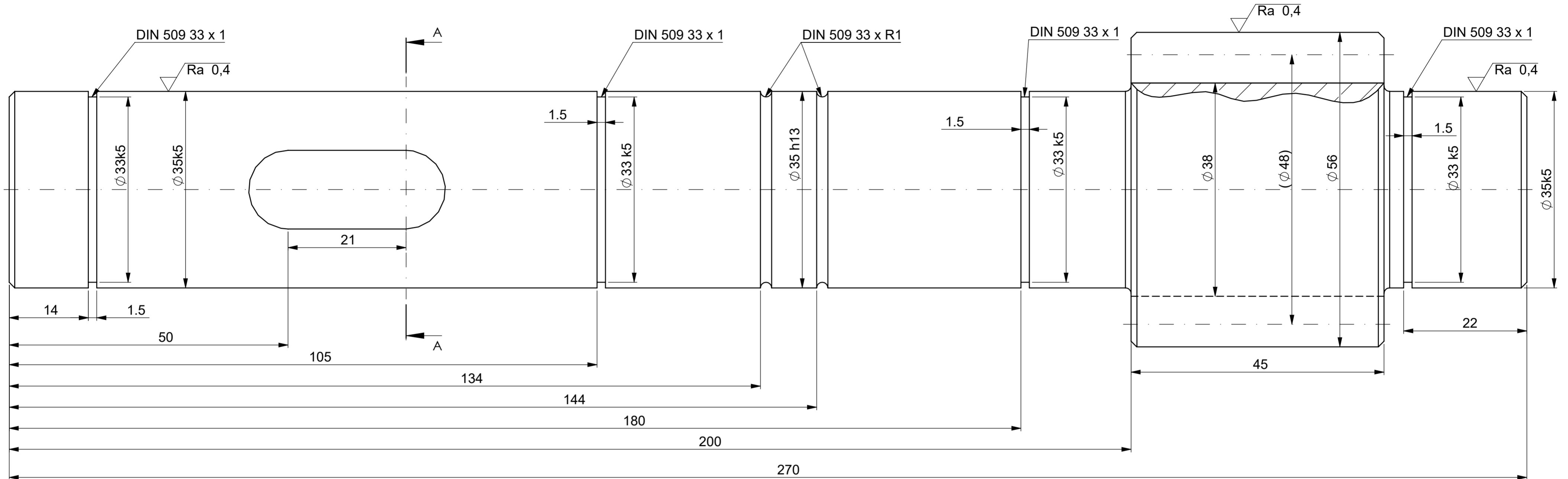
Napomena:  
Koristiti ulje gradacije ISO VG 220

48	3	Osovina planeta Z4		Č0745
47	6	Ležaj SKF6012	SKF	
46	11	Usadni vijak M8x55	DIN 912	
45	3	Cilindrični zatik M8x24	ISO 2338	
44	1	Vijenac Z8		Č5431
43	1	Izlazno vratilo		Č5431
42	3	Osovina planeta Z7		Č0745
41	1	Planetni zupčanik Z7		Č5431
40	1	Vodilo II. stupnja		Č0745
39	1	Ležaj SKF16018	SKF	
38	6	Ležaj SKF6014	SKF	
37	21	Usadni vijak M12x125x100	DIN 912	
36	3	Cilindrični zatik M6x30	ISO 2338	
35	1	Ležaj SKF319436 DA-ZLS	SKF	
34	1	Polkopac vijenca		Č0745
33	1	Izlazni polkopac		Č0745
32	1	Ulazni polkopac		Č0745
31	9	Cilindrični zatik M6x90	ISO 2338	
30	2	Oprstan 732.5x10	DIN 3771	Viton
29	1	Ispekujisko ogledalo M16	GAMM	
28	3	Remeni PHC AX132	SKF	
27	9	Usadni vijak M8x35	DIN 912	
26	1	Radialna brtva 35x52x8-Rm-g	DIN 3760	
25	1	Radialna brtva 180x210x15-Rm-g	DIN 3760	
24	1	Končar 5AP 160M	Končar	
23	9	Usadni vijak M12x45	DIN 912	
22	4	Vijak M12x50	ISO 4014	
21	4	Podloška M12	ISO 7089	
20	4	Uskočnik d35x1.5	DIN 471	
19	1	Uskočnik d90x3	DIN 471	
18	1	Temeljni vijenac		SL200
17	1	Temeljna ploča		SL200
16	4	Vijak M16x95	ISO 7412	
15	4	Podloška M16	ISO 7089	
14	2	Uskočnik d42x1.75	DIN 471	
13	2	Čep za ispuštanje/bočenje ulja M16	GAMM	
12	1	Uskočnik d72x2.5	DIN 471	
11	1	Uložno pero A 15 x 6 x 6	DIN 6885-1	
10	1	Sunčani zupčanik Z8		Č5431
9	1	Vijenac Z5		Č5431
8	1	Ležaj SKF61917	SKF	
7	2	Ležaj SKF6207	SKF	
6	1	Uložno pero A 35 x 14 x 9	DIN 6885-1	
5	1	Poprsna remenica SKF PHPSPPA90TB	SKF	
4	1	Govljena remenica SKF PHPSPPA90TB	SKF	
3	1	Sunčani zupčanik Z3		Č5431
2	1	Vodilo I. stupnja		Č0745
1	3	Planetni zupčanik Z4		Č5431

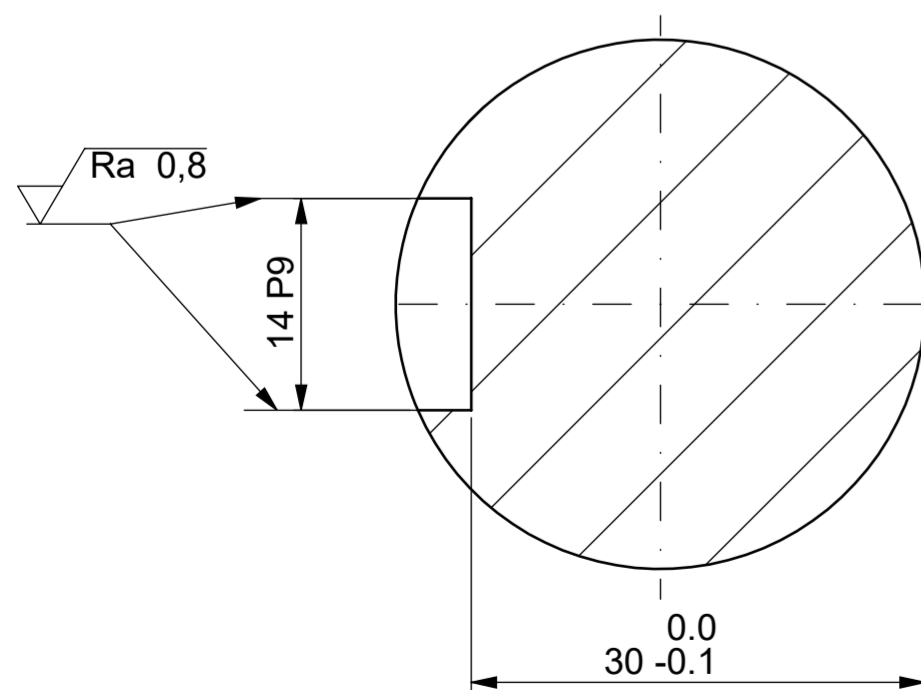
Pril.	Kom.	Ime dijela	Standard/normi broj/oznaka	Materijal		
Br. sk.	Datum	Izjela	Datum	Ime i prezime	Priloga	Mjerilo
		Nacrtao:	4.3.2024.	Anton Ivan Matković		M 1:10 N 1:5 N 1:2
		Projektirao:				
		Oslobodio:				
		Ime i prezime:				
		Broj sk. crteža:				
		Ime i prezime:				
		Program broj:				
		Ime i prezime:				
		Program broj:				



Ra 3,2 / Ra 0,8 / Ra 0,4



**A-A (2:1)**



**NAPOMENA:**

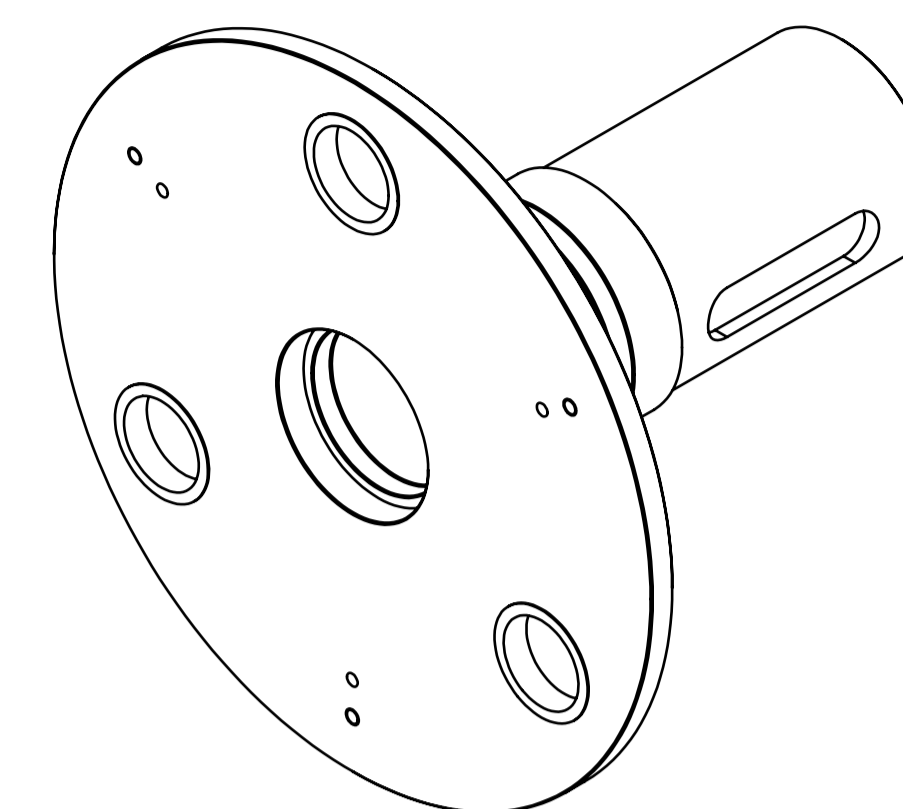
- Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
- Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1
- Termička obrada boka zuba: kaljenje
- Materijal: Č5431

PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z3		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	105mm
Promjer preko glave zuba	d	56mm
Evolventni kut	$\alpha$	20°
Modul	mn	4
Broj zubi	n	12
Kut nagib zuba	$\beta$	0
Promjer diobenog kruga	d	48mm
Promjer preko korijena zuba	d	38mm
Faktor pomaka profila	x	0
Visina zube od tetive	hc	2,99mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	5,548mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
	jne	120 $\mu\text{m}$
Bočna zračnost	jni	220 $\mu\text{m}$

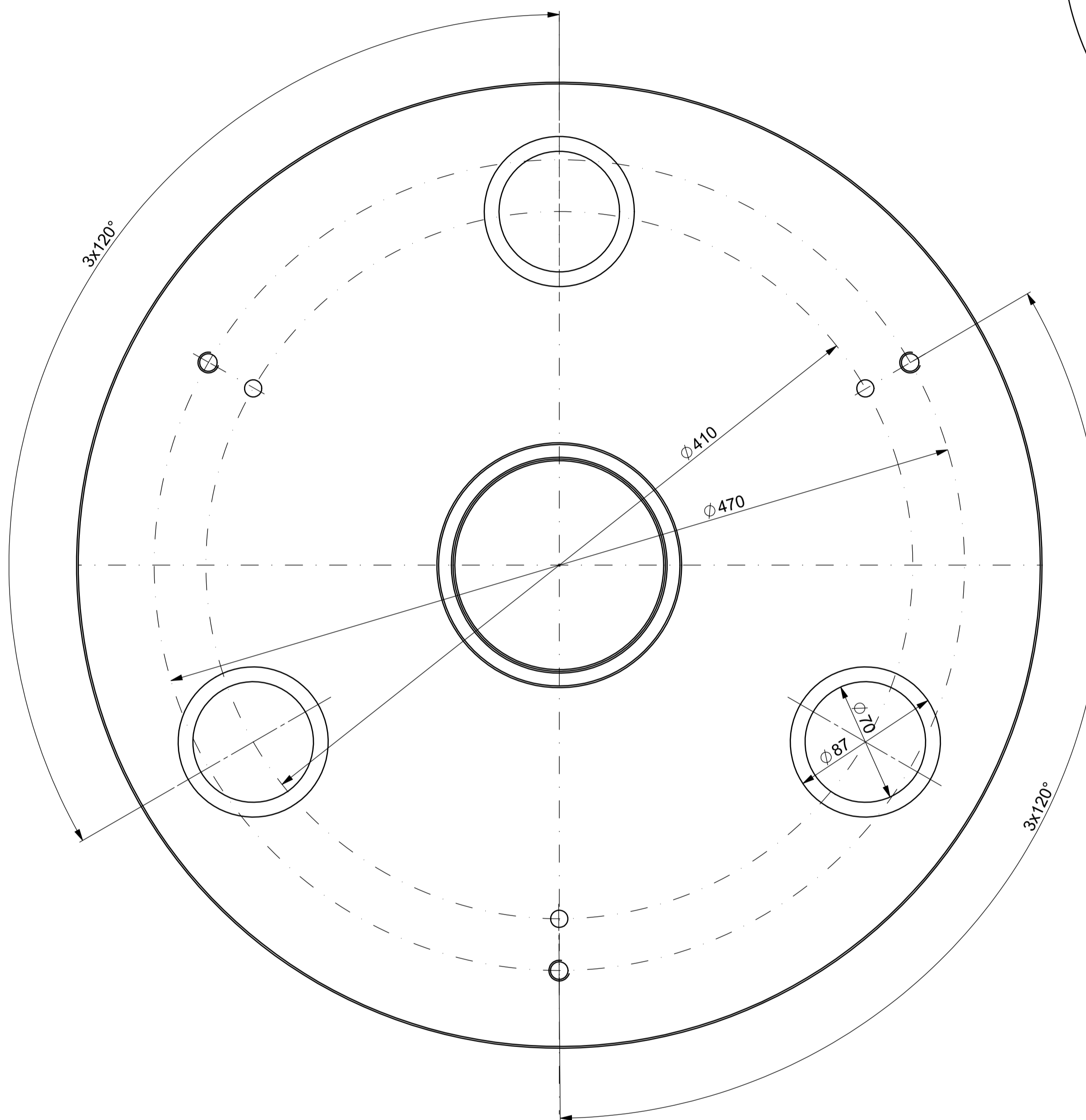
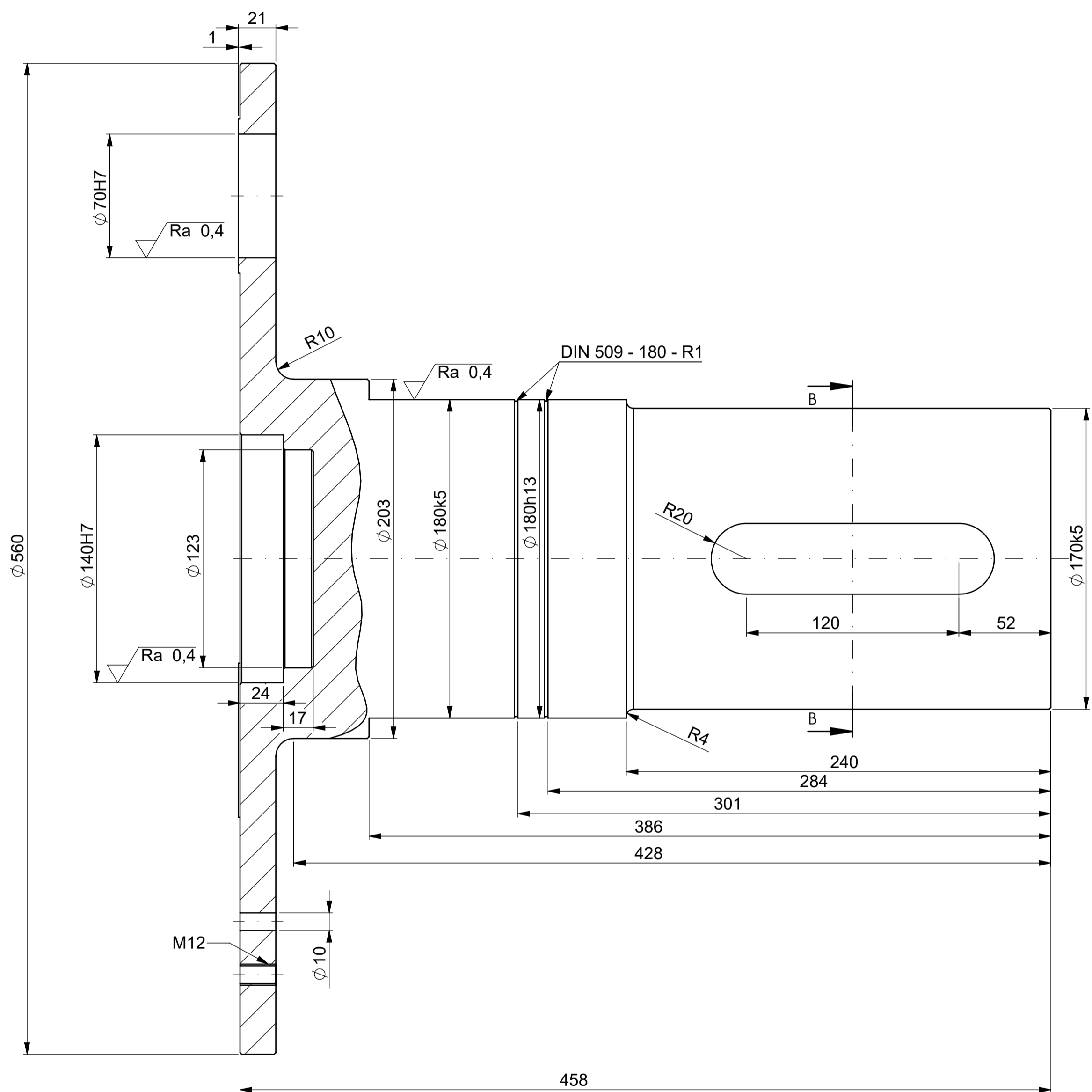
ISO-TOL	
14 P9	-0.018 -0.061
33 k5	+0.013 +0.002
35 k5	+0.013 +0.002
35 h13	+0 -0.39

Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 3.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 2:1
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET	1000 RIJEKA, Vukovarska 58, HRVATSKA	Broj crteža: 1/9	Naziv dijela: Sunčani zupčanik Z3	
	Materijal: Č5431			

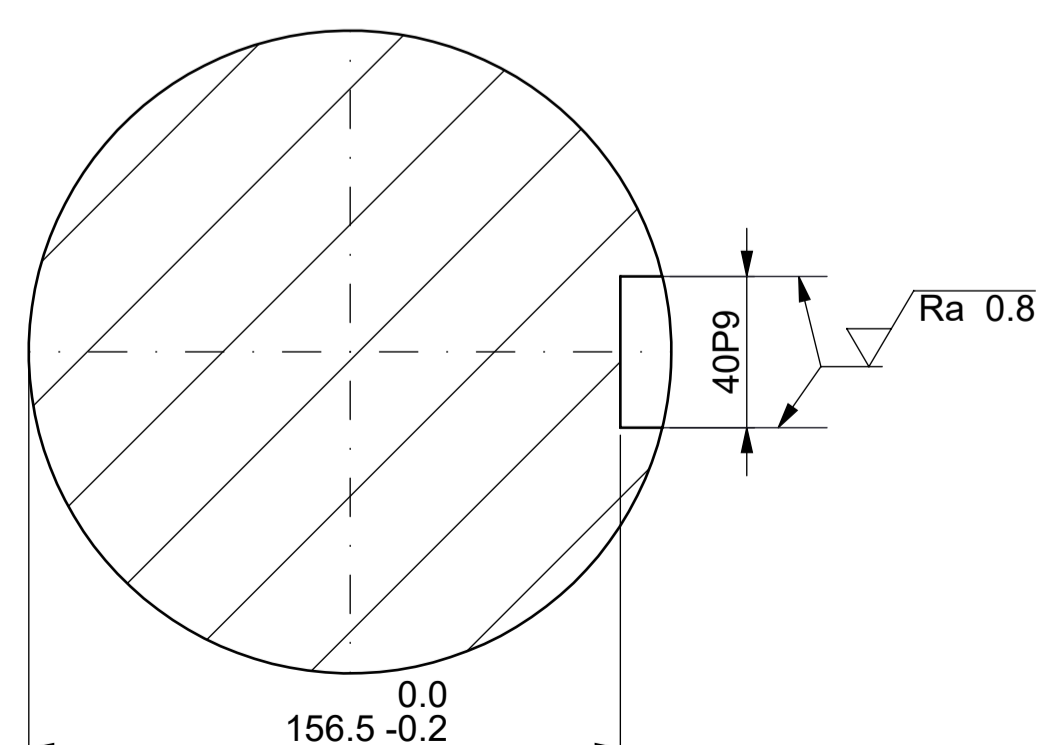
Ra 3,2 / Ra 0,4



A-A (M 1:2)



B-B (M 1:2)

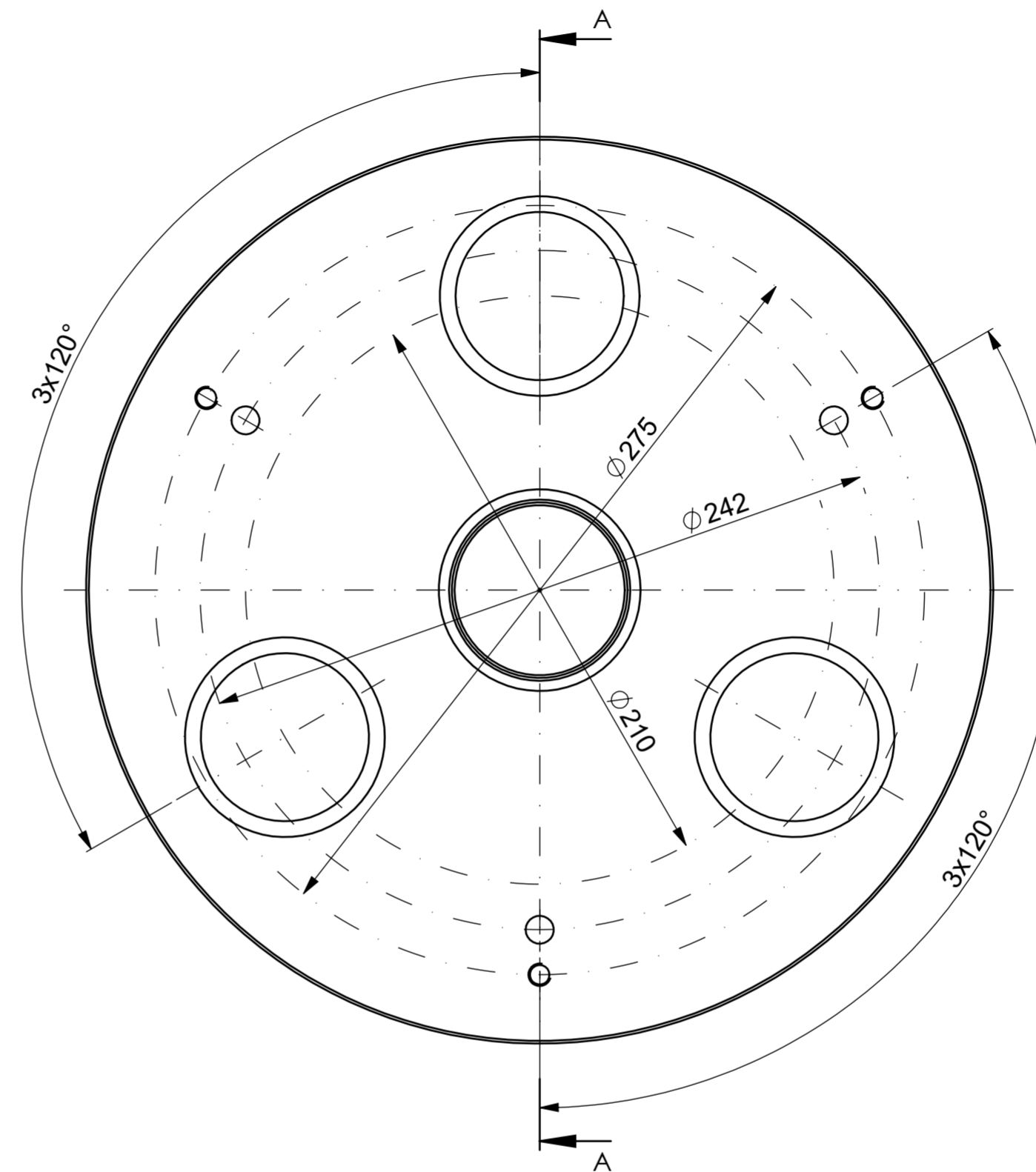
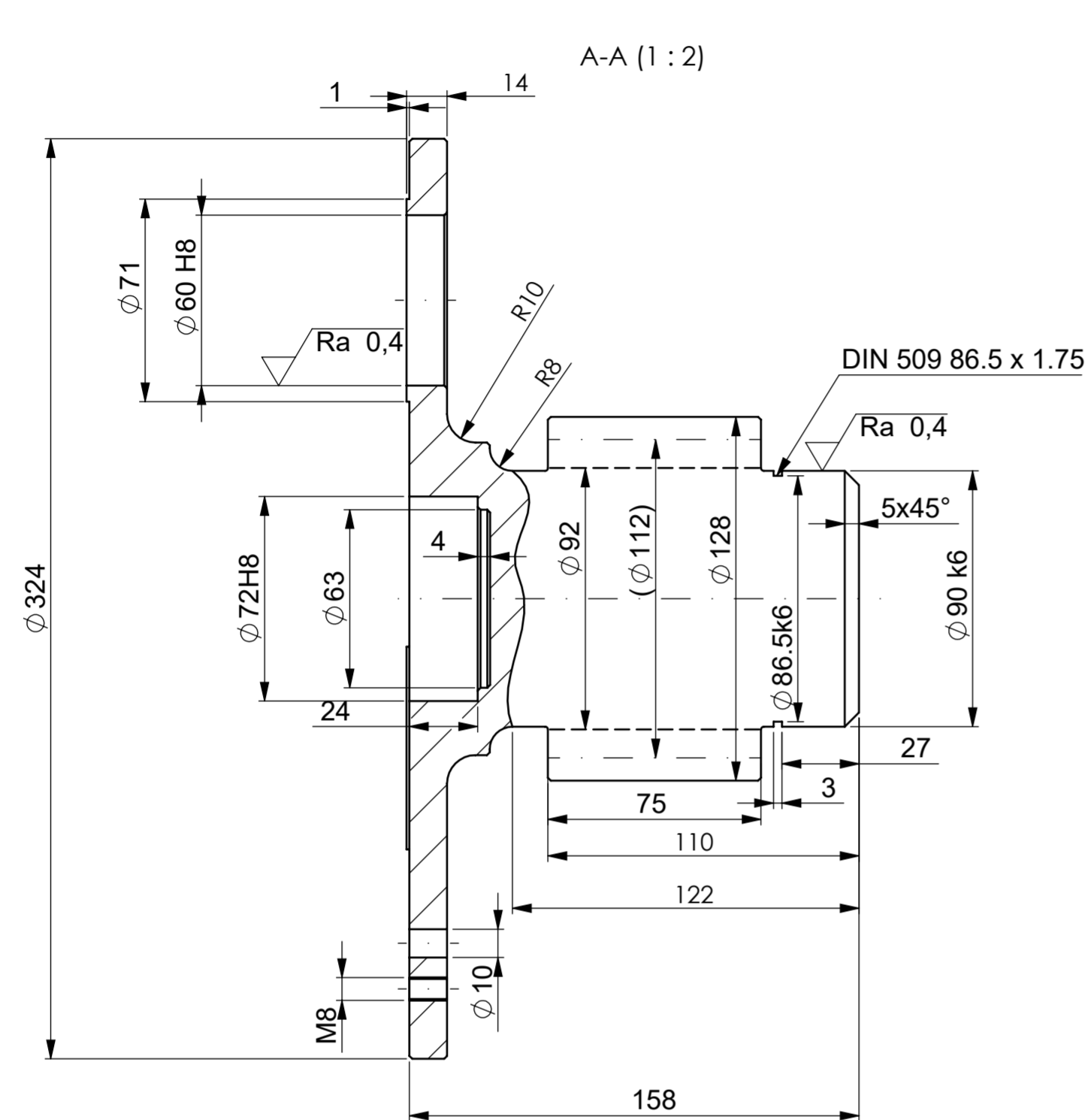


ISO-TOL	
40P9	-0,026 -0,088
$\varnothing 70H7$	+0,030 +0
$\varnothing 140H7$	+0,040 +0
$\varnothing 170k5$	+0,024 +0,004
$\varnothing 180k5$	+0,024 +0,004
$\varnothing 180h13$	+0 -0,630

**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Materijal: C0745

Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:5 M 1:2
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET	Polazište: Materijal: C0745	Broj crteža: 2/9	
Naziv dijela: Izlazno vratilo			

Ra 3,2 / Ra 0,4



PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z6		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	205mm
Promjer preko glave zuba	d	128mm
Evolventni kut	$\alpha$	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	14
Kut nagib zuba	$\beta$	0
Promjer diobenog kruga	d	112mm
Promjer preko korijena zuba	d	92mm
Faktor pomaka profila	x	0
Visina zube od tetive	hc	5,981mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	11,096mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
	jne	150 $\mu\text{m}$
Bočna zračnost	jni	250 $\mu\text{m}$

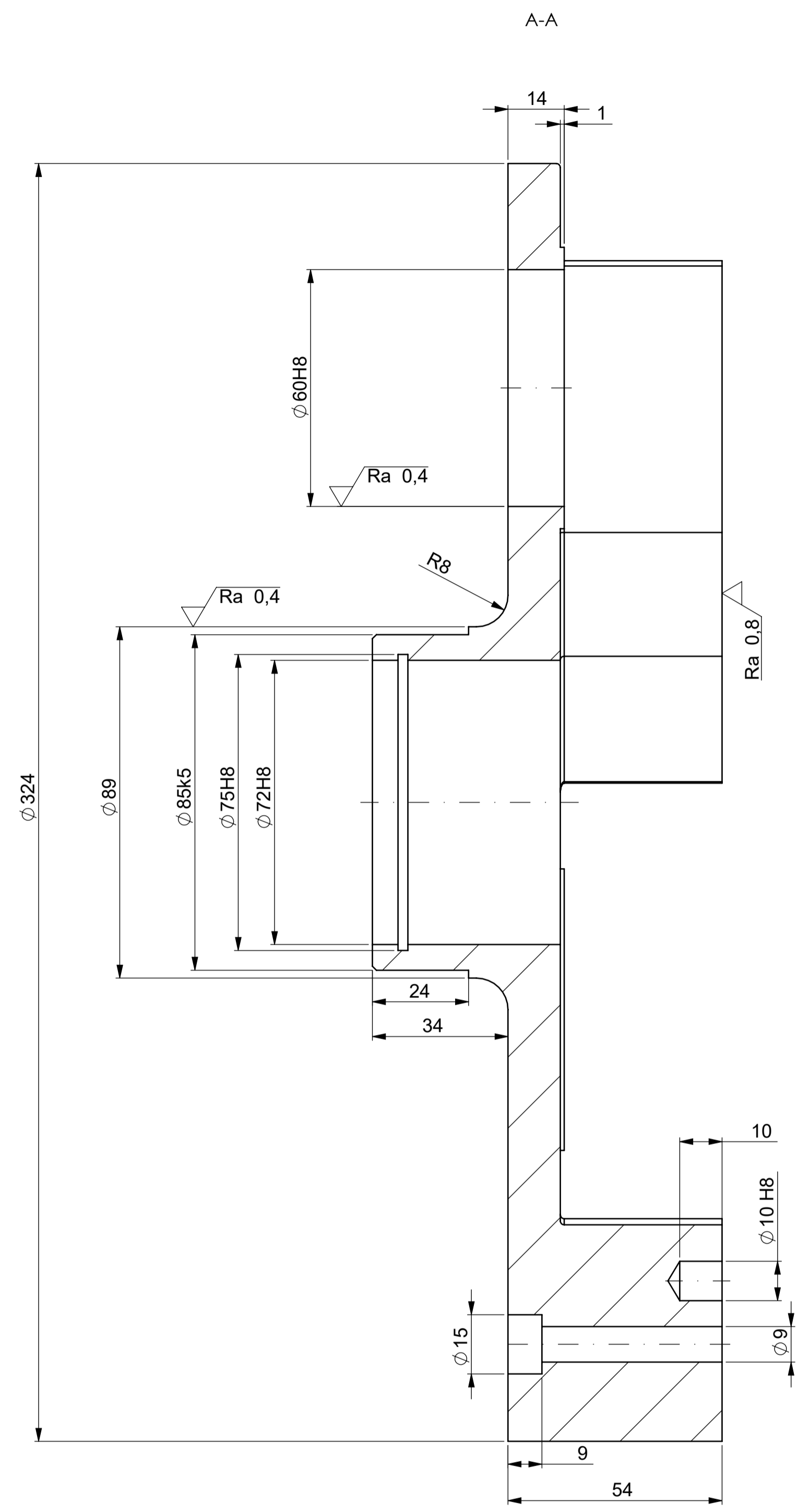
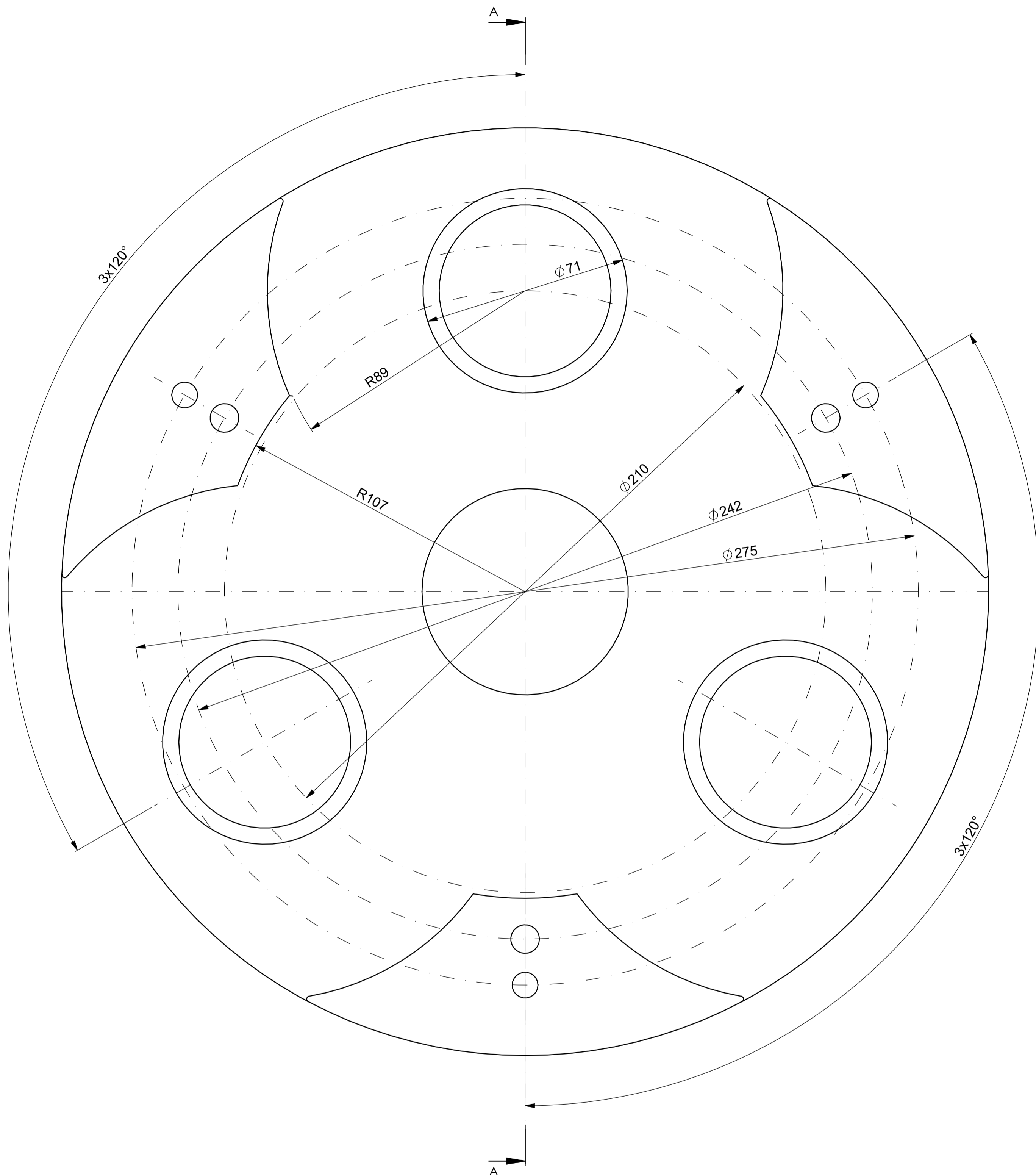
ISO-TOL	
$\phi 60 \text{ H8}$	+0,046 +0
$\phi 72 \text{ H8}$	+0,046 +0
$\phi 86.5 \text{ k6}$	+0,025 +0,003
$\phi 90 \text{ k6}$	+0,025 +0,003

**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje  
 - Materijal: C5431

Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:2
Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET	Šifra: Č5431	Broj crteža: 3/9	
51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Naziv dijela: Sunčani zupčanik Z6		



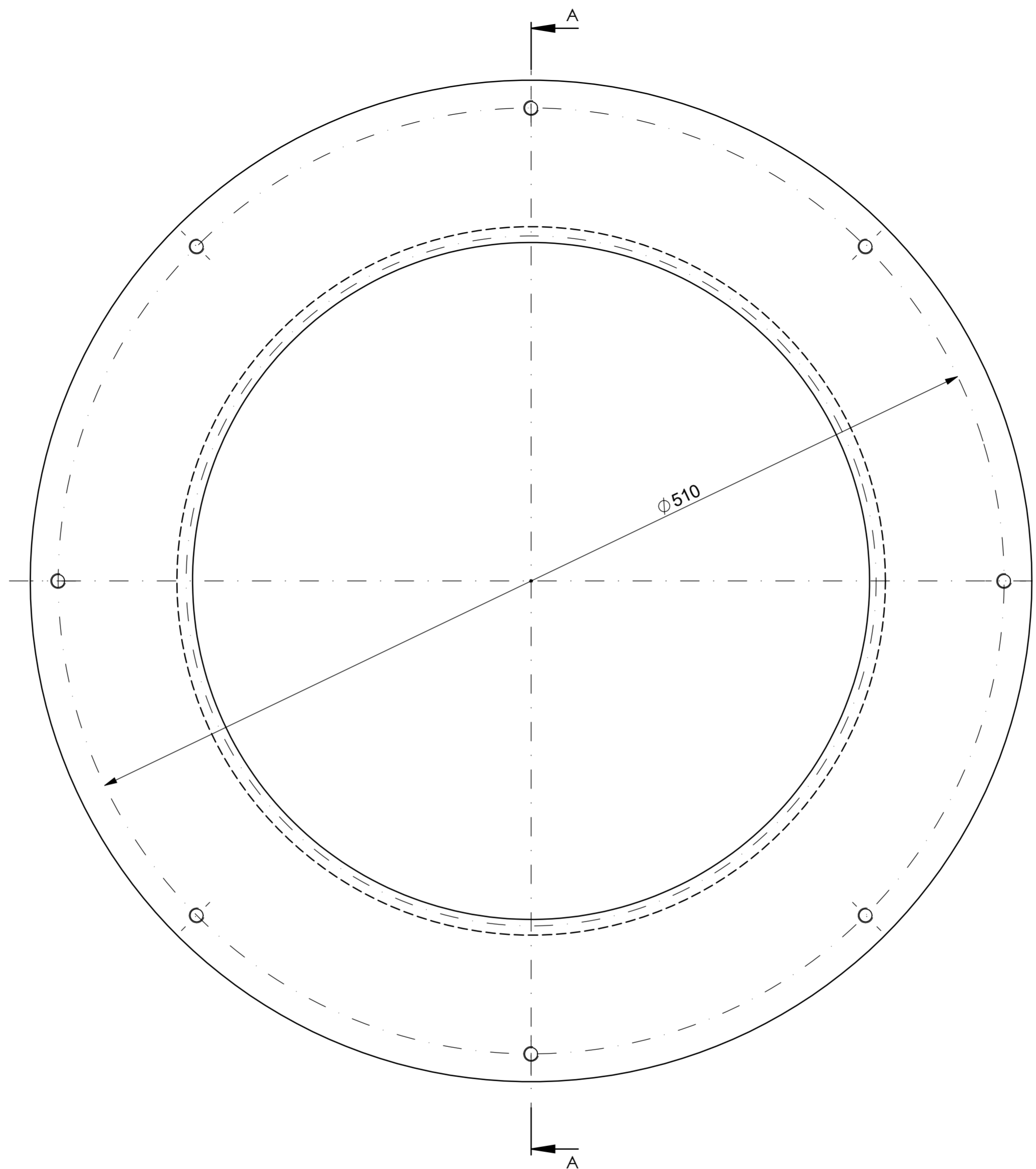
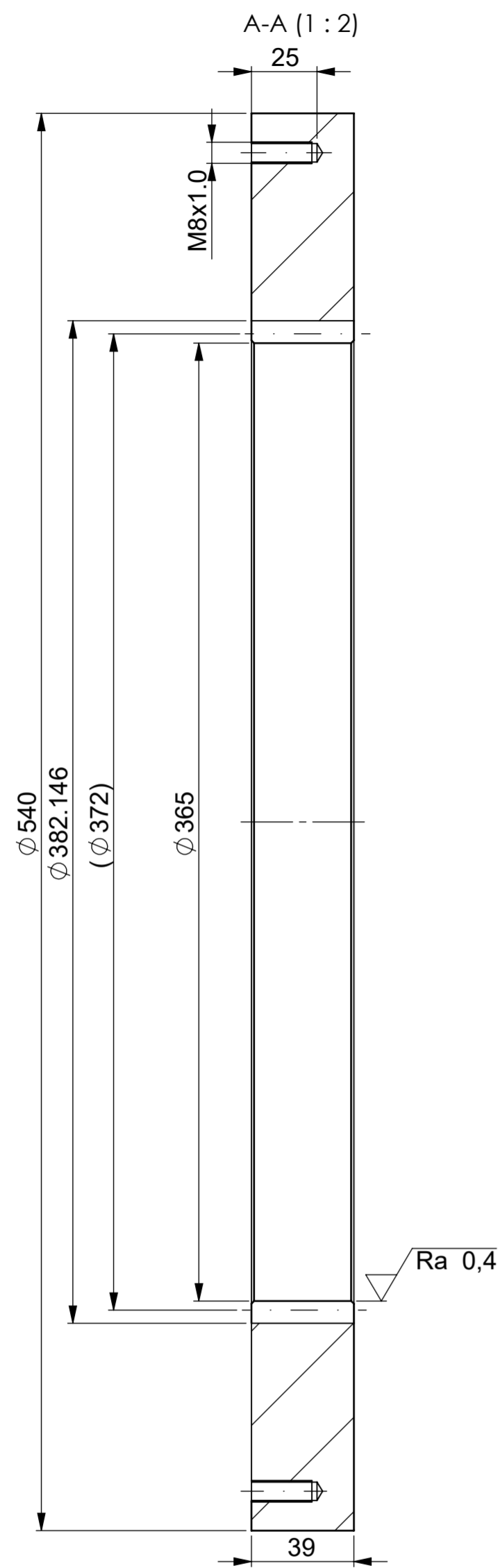
Ra 3,2 / Ra 0,8 / Ra 0,4



ISO-TOL	
Ø 10 H8	+0,022
	+0
Ø 60 H8	+0,046
	+0
Ø 72 H8	+0,046
	+0
Ø 75 H8	+0,046
	+0
Ø 85 k5	+0,018
	+0,002

**Napomena:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti s R1 mm  
 - Materijal: C0745


Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET <small>51000 BUKA, Vukovarska 58, HRVATSKA</small>	Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj): 4/9	Mjerilo: M 1:1
	Pozicija: Materijal: C0745	Naziv dijela: Vodilo I. stupnja		



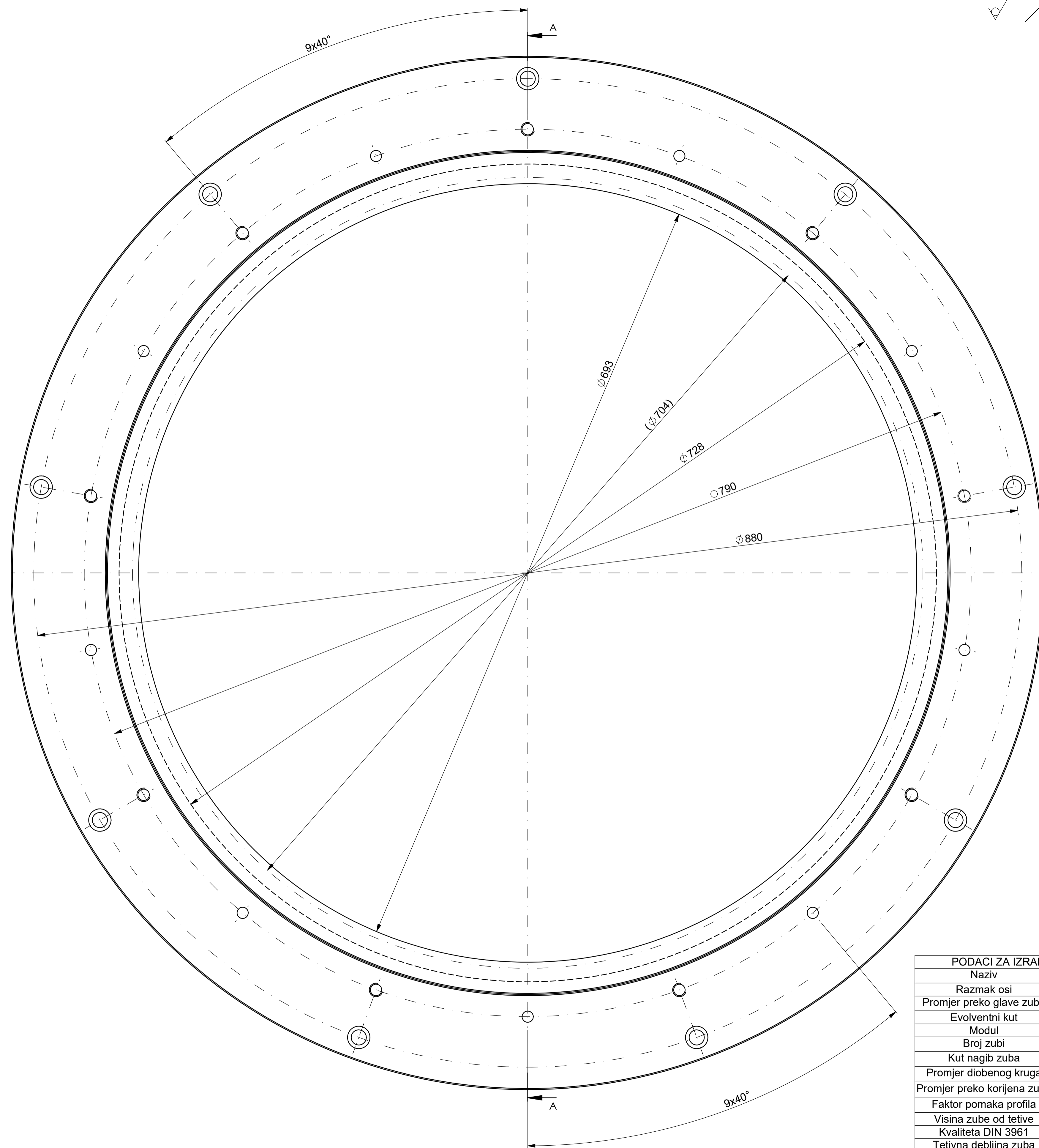
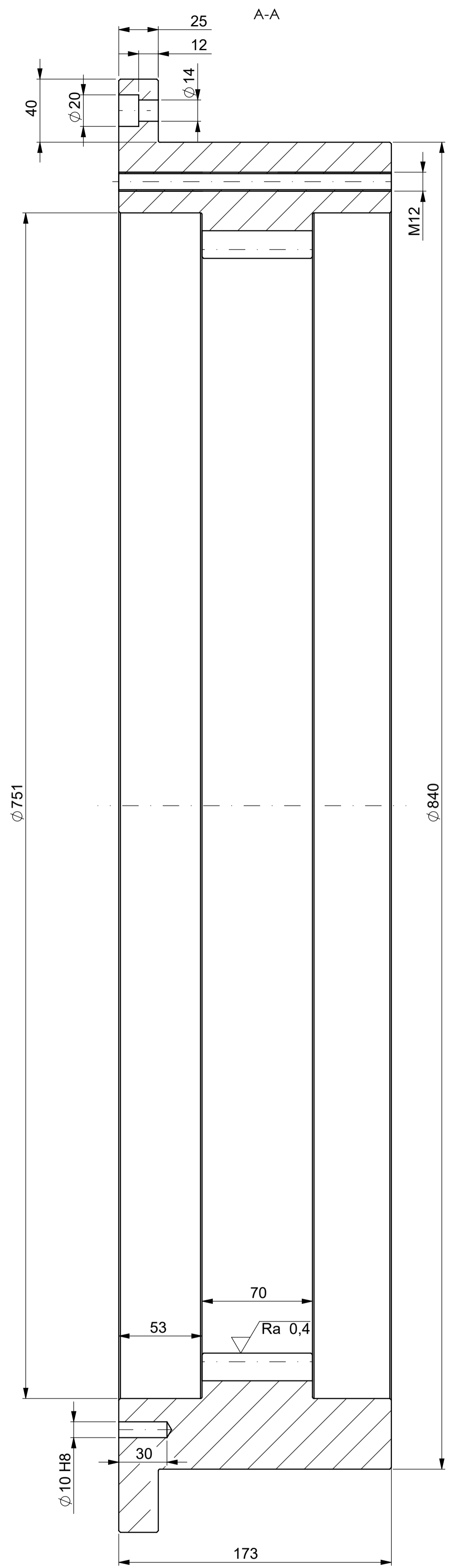
Surface finish symbols:  $\sqrt{\text{Ra } 3,2}$  and  $\sqrt{\text{Ra } 0,4}$

PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z5		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-105mm
Promjer preko glave zuba	d	-365mm
Evolventni kut	$\alpha$	20°
Modul	mn	4
Broj zubi	n	-93
Kut nagib zuba	$\beta$	0
Promjer diobenog kruga	d	-372mm
Promjer preko korijena zuba	d	-382,146mm
Faktor pomaka profila	x	-0,018
Visina zube od tetive	hc	-4,518
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	5,595
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu\text{m}$
Bočna zračnost	jne	140 $\mu\text{m}$
	jni	250 $\mu\text{m}$

- NAPOMENA:**
- Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°
  - Sva nekotirana zaobljena izvesti R1
  - Termička obrada boka zuba: kaljenje
  - Materijal: C5431

Ime i prezime: Anton Ivan Marković	Datum: 4.9.2024	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:2
 Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Pozicija: Materijal: Č5431 Broj crteža: 5/9	Naziv dijela: Vijenac Z5	

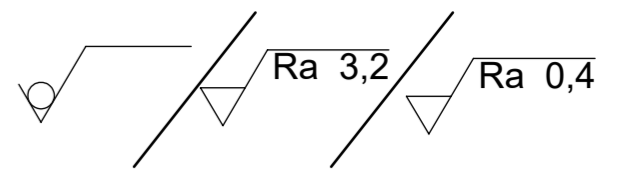
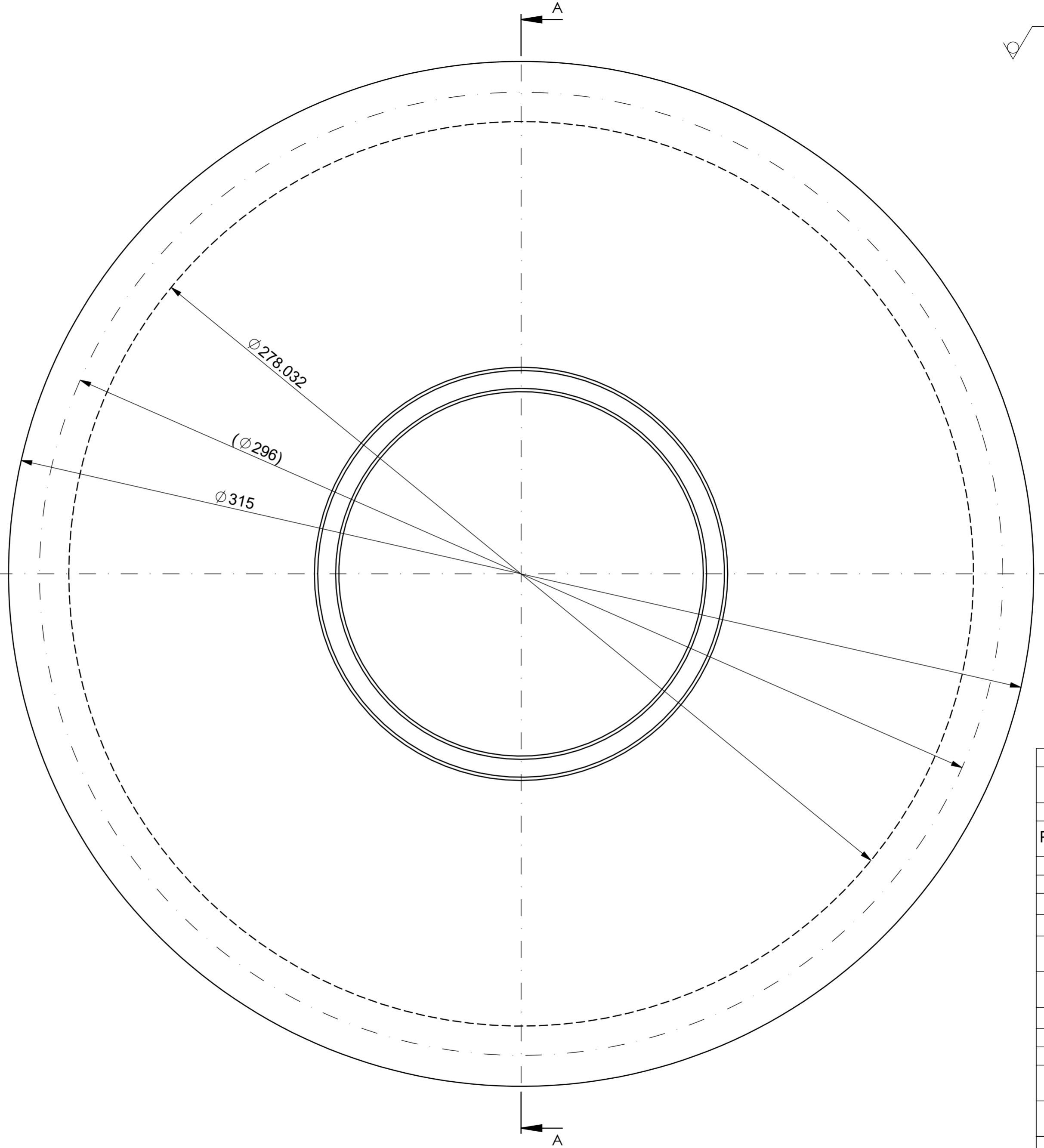
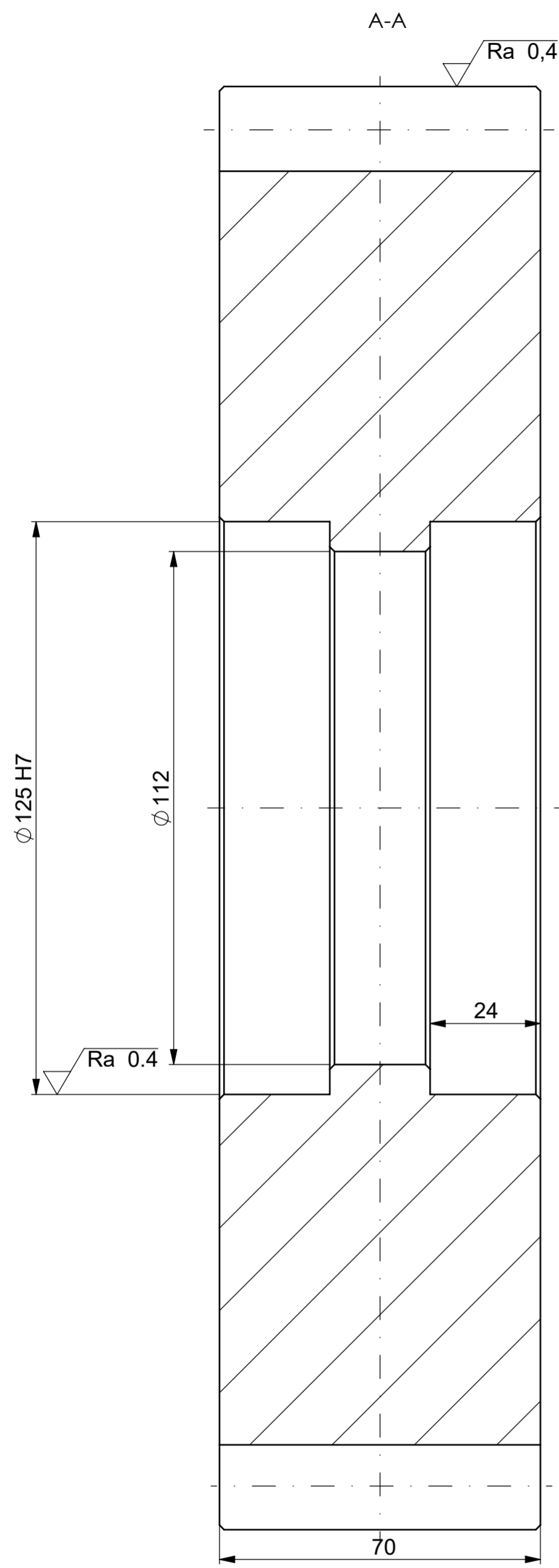
Ra 3,6 / Ra 0,4



PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z8		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-205mm
Promjer preko glave zuba	d	693mm
Evolventni kut	$\alpha$	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	-88
Kut nagib zuba	$\beta$	0
Promjer diobenog kruga	d	-704mm
Promjer preko korijena zuba	d	-728mm
Faktor pomaka profila	x	-0,254
Visina zube od tetive	hc	-700,757mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	12,403mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15 \mu m$
	jne	180 $\mu m$
Bočna zračnost	jni	280 $\mu m$


**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje  
 - Materijal: C5431

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024		Sklopni crtež (broj):		Mjerilo: M 1:2	
$\phi 10 H8$	+0,022	Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET		Materijal: C5431		Broj crteža: 6/9			
	+0	S1000 BJEKA, Vukovarska 58 HRVATSKA		Naziv dijela: Vijenac Z8					

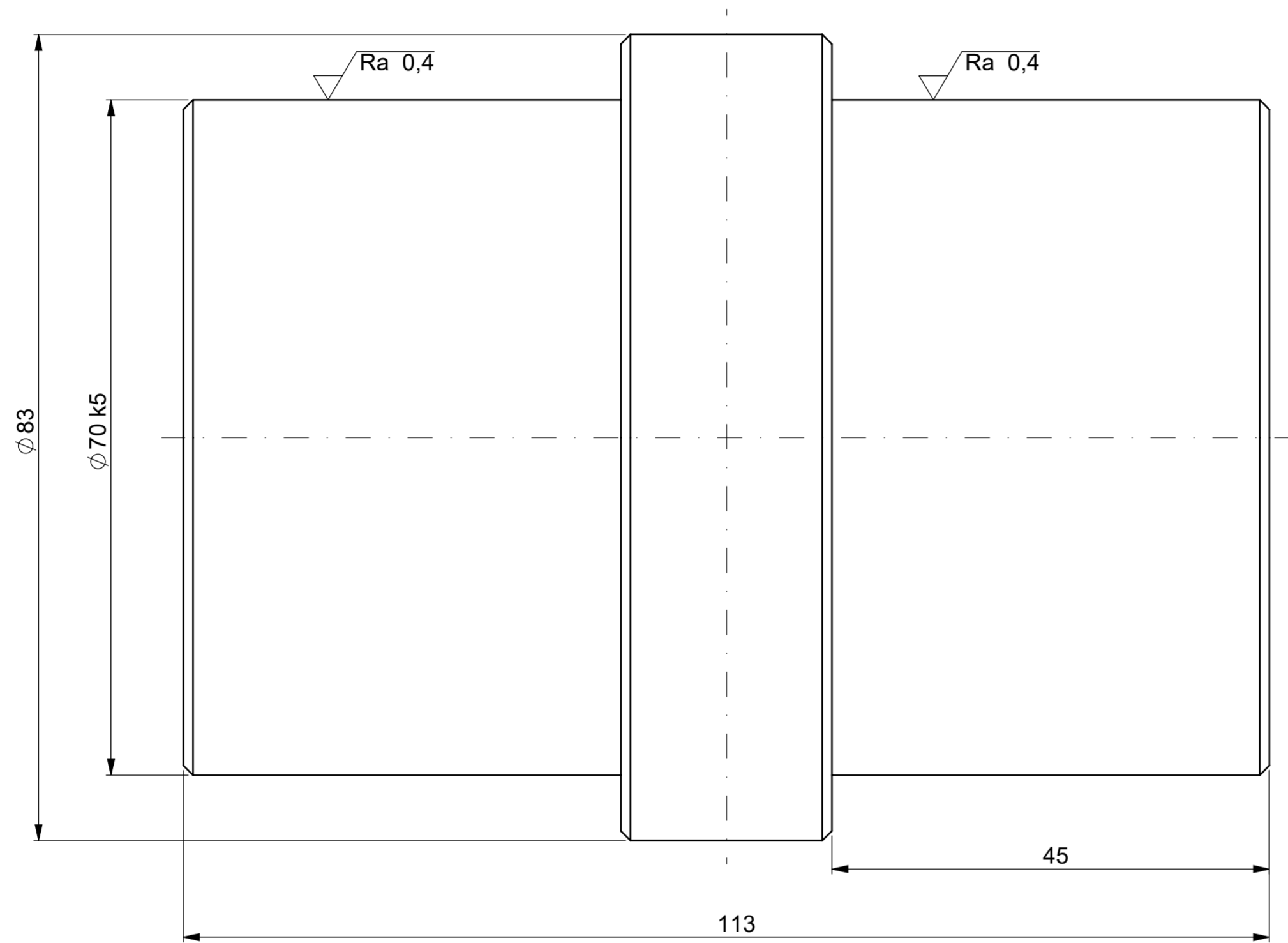


PODACI ZA IZRADU OZUBLJENJA Z7		
Naziv	Oznaka	Vrijednost
Razmak osi	a	-205mm
Promjer preko glave zuba	d	315mm
Evolventni kut	$\alpha$	20°
Modul	mn	8
Broj zubi	n	37
Kut nagib zuba	$\beta$	0
Promjer diobenog kruga	d	296mm
Promjer preko korijena zuba	d	278,032mm
Faktor pomaka profila	x	0,127
Visina zube od tetive	hc	7,362mm
Kvaliteta DIN 3961	Q	7
Tetivna debljina zuba	S	11,749mm
Odstupanje razmaka osi	Aa	$\pm 15\ \mu\text{m}$
Bočna zračnost	jne	180 $\mu\text{m}$
	jni	280 $\mu\text{m}$


**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Termička obrada boka zuba: kaljenje  
 - Materijal: C5431  
 - Izraditi 3 komada

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 1:1
$\phi 125\ H7$	+0,040	 Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Pozicija: Č5431 Broj crteža: 7/9	Naziv dijela: Planetni zupčanik Z7		
	+0					

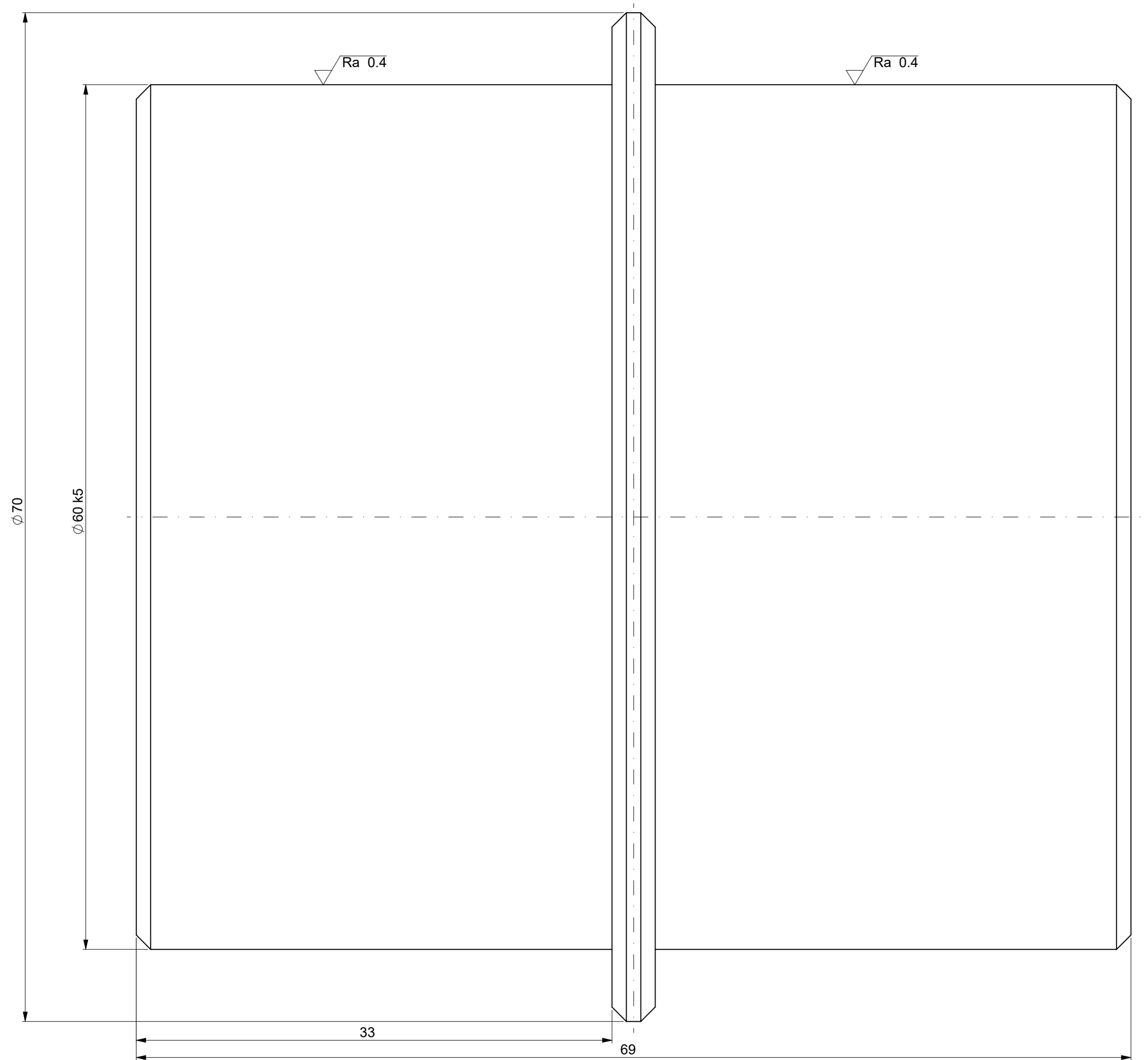

 Ra 3,2 / Ra 0,4



**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Materijal: C0745  
 - Izraditi 3 komada

ISO-TOL		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 2:1
Ø 70 k5	+0,015	 Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET 51000 RIJEKA, Vukovarska 58. HRVATSKA	Pozicija:	Materijal: Č4732	Broj crteža: 8/9	
	+0,002		Naziv dijela: Osovina planetnog zupčanika Z7			

Ra 3.2 / Ra 0.4



**NAPOMENA:**  
 - Sva nekotirana zaobljenja izvesti R1  
 - Sva nekotirana skošenja izvesti 1x45°  
 - Izraditi 3 komada  
 - Materijal Č0745

<b>ISO TOL</b> +0,015 +0,002		Ime i prezime: Anton Ivan Marković		Datum: 4.9.2024.	Sklopni crtež (broj):	Mjerilo: M 5:1
		Sveučilište u Rijeci TEHNIČKI FAKULTET <small>51000 RIJEKA, Vukovarska 58, HRVATSKA</small>	Pozicija:	Materijal: Č0745	Broj crteža: 9/9	Naziv dijela: Osovina planeta zupčanika Z4