

Preinaka mjenjača brzina mopeda Tomos

Grbac, Mate

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:633995>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-08-07**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mate Grbac

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Dragan Žeželj, dipl. ing.

Student:

Mate Grbac

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Draganu Žeželju za svu pruženu pomoć i savjete tijekom izrade ovog rada.

Također, zahvaljujem se svojim roditeljima na velikoj potpori i razumijevanju tijekom dosadašnje faze studiranja.

Mate Grbac



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje
Datum 19-09-2016 Prilog
Klasa: 602-04/16-6/3
Ur.broj: 15-1703-16-332

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Mate Grbac** Mat. br.: 0036441841

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Preinaka mjenjača brzina mopeda Tomos**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Adaptation of the gearbox of the Tomos moped**

Opis zadatka:

Moped Tomos T15 izvorno je izveden s peterostupanjskim mjenjačem i motorom snage 4 kW. Obzirom na dimenzije kućišta mjenjača u njega je moguće smjestiti i veći broj stupnjeva prijenosa.

Potrebno je načiniti konstrukcijsko rješenje preinake mjenjača mopeda Tomos T15 tako da se iskoristi postojeće kućište, a u njega smjesti sedmerostupanjski mjenjač. Tijekom provedbe potrebno je načiniti raspodjelu prijenosnih omjera po stupnjevima, odabrati brojeve zuba parova zupčanika te materijale. Treba težiti tome da materijali svih zupčanika budu isti. Potrebno je provesti i odgovarajuće proračune čvrstoće zupčanika i vratila.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

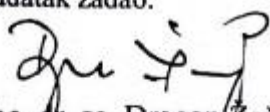
Računalni model odabranog rješenja uređaja izraditi u 3D CAD sustavu, cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih.

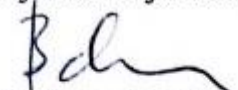
U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:
25. studenog 2015.

Rok predaje rada:
1. rok: 25. veljače 2016.
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

doc. dr. sc. Dragan Zeželj

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD.....	1
1.1. Tomos.....	1
2. „FRIZIRANI“ TOMOS	2
3. PRORAČUN MJENJAČA	3
3.1. Ograničenja	3
3.2. Odabir prijenosnih omjera	3
3.3. Proračun zupčanika	5
3.3.1. Proračun prvog para zupčanika.....	5
3.3.1.1. Dimenzije zupčanika prvog stupnja prijenosa	6
3.3.1.2. Proračun čvrstoće zuba zupčanika s obzirom na savijanje u korijenu.....	9
3.3.1.3. Proračun čvrstoće zuba zupčanika s obzirom na opterećenje boka	17
3.3.1.4. Izračun mjere preko nekoliko zubi zupčanika 1	21
3.3.1.5. Izbor kružne zračnosti.....	22
3.3.2. Podaci zupčanika prvog stupnja prijenosa	24
3.3.3. Podaci zupčanika drugog stupnja prijenosa	26
3.3.4. Podaci zupčanika trećeg stupnja prijenosa.....	28
3.3.5. Podaci zupčanika četvrtog stupnja prijenosa	30
3.3.6. Podaci zupčanika petog stupnja prijenosa	32
3.3.7. Podaci zupčanika šestog stupnja prijenosa	34
3.3.8. Podaci zupčanika sedmog stupnja prijenosa	36
3.4. Proračun vratila mjenjača.....	38
3.4.1. Proračun pogonskog vratila V1.....	39
3.4.1.1. Izračun reakcijskih sila u osloncima vratila V1	40
3.4.1.2. Izračun momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila V1	42
3.4.1.3. Karakteristike materijala vratila.....	44
3.4.1.4. Izračun maksimalnog reduciranog naprežanja.....	44
3.4.2. Proračun gonjenog vratila V2	46
3.4.2.1. Izračun reakcijskih sila u osloncima vratila V2	46
3.4.2.2. Izračun momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila V2	48
3.4.2.3. FEM analiza najopterećenijih presjeka	50
3.4.3. Proračun ležajeva	52
3.4.3.1. Ležajevi pogonskog vratila V1	52
3.4.3.2. Ležajevi gonjenog vratila V2.....	54
3.4.4. Stezni spoj vratila i pogonskog zupčanika druge brzine.....	56

3.5. Kontrola pritiska na peru kod trećeg stupnja prijenosa.....	60
4. ZAKLJUČAK.....	61
LITERATURA.....	62
PRILOZI.....	63

POPIS SLIKA

Slika 1.	Tomos APN6.....	1
Slika 2.	Tomos D6.....	1
Slika 3.	Dijagram snage i momenta	2
Slika 4.	Pilasti dijagram.....	3
Slika 5.	Veličine za kontrolu naprezanja u korijenu zuba prema ISO 6336.....	9
Slika 6.	Debljina kružnog vijenca zupčanika	12
Slika 7.	Wöhlerov dijagram.....	19
Slika 8.	Shematski prikaz vratila i opterećenja.....	38
Slika 9.	Sile na pogonskom vratilu V1	40
Slika 10.	Sile na pogonskom vratilu V2	46
Slika 11.	Mreža konačnih elemenata	50
Slika 12.	Raspodjela naprezanja na vratilu V2.....	51
Slika 13.	Radni vijek ležaja SKF 6201	52
Slika 14.	Radni vijek ležaja SKF 6202.....	53
Slika 15.	Radni vijek ležaja SKF 6004.....	54
Slika 16.	Radni vijek ležaja SKF 6003.....	55
Slika 17.	Raspored naprezanja u steznom spoju.....	56

POPIS TABLICA

Tablica 1. Karakteristike motora.....	2
Tablica 2. Odabrani prijenosni omjeri.....	4
Tablica 3. Izabrani parovi zupčanika	5
Tablica 4. Odabrani broj ciklusa pojedinog stupnja prijenosa	13
Tablica 5. Podaci zupčanika prvog stupnja prijenosa	24
Tablica 6. Podaci zupčanika drugog stupnja prijenosa	26
Tablica 7. Podaci zupčanika trećeg stupnja prijenosa.....	28
Tablica 8. Podaci zupčanika četvrtog stupnja prijenosa.....	30
Tablica 9. Podaci zupčanika petog stupnja prijenosa.....	32
Tablica 10. Podaci zupčanika šestog stupnja prijenosa.....	34
Tablica 11. Podaci zupčanika sedmog stupnja prijenosa	36
Tablica 12. Podaci zupčanika primarnog stupnja prijenosa	39
Tablica 13. Reakcije u osloncima vratila V1 s obzirom na stupanj prijenosa.....	41
Tablica 14. Momenti savijanja na određenim presjecima vratila V1	43
Tablica 15. Reakcije u osloncima vratila V2 s obzirom na stupanj prijenosa.....	47
Tablica 16. Momenti savijanja na određenim presjecima vratila V2.....	49

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
ZR-MG-T7B-00-00	Sekvencijalni mjenjač
ZR-MG-T7B-01-01	Mehanizam birača brzina
ZR-MG-T7B-00-03	Vratilo V1
ZR-MG-T7B-00-04	Vratilo V2
ZR-MG-T7B-00-02	Zupčanik z ₁₂
ZR-MG-T7B-00-01	Klizač birača

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	diobeni osni razmak
A_a	mm	granično odstupanje razmaka osi vratila
a_w	mm	pogonski osni razmak
A_w	mm	granično odstupanje debljine zuba
b	mm	širina ozubljenja
b	-	eksponent krivulje Wöhlerovog dijagrama
b_1	-	faktor veličine strojnog dijela
b_2	-	faktor kvalitete površinske obrade
c	mm	tjemena zračnost
d	mm	diobeni promjer zupčanika
d_a	mm	tjemeni promjer zupčanika
d_f	mm	podnožni promjer zupčanika
d_F	mm	promjer steznog spoja
d_w	mm	kinematski promjer zupčanika u zahvatu
F_a	N	aksijalna sila
F_r	N	radijalna sila
F_t	N	obodna sila
h_f	mm	podnožna visina zuba
j	mm	kružna zračnost
k	-	faktor skraćanja
K_A	-	faktor udara pogona
$K_{F\alpha}$	-	faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opterećenja korijena
$K_{H\alpha}$	-	faktor raspodjele opterećenja pri proračunu opterećenja bokova
l	mm	duljina steznog spoja
l_x	mm	pozicija presjeka od oslonca
l_z	mm	pozicija zupčanika od oslonca
m	mm	modul
M	Nm	moment savijanja
ν	mm ² /s	kinematska viskoznost
N	-	vijek trajanja, broj ciklusa
ν	-	faktor prijanjanja
P	mm	preklop dosjeda steznog spoja
p_F	MPa	potreban tlak u steznom spoju
R_e	MPa	granica tečenja

R_m	MPa	vlačna čvrstoća
s	mm	debljina zuba na diobenom promjeru
s_a	mm	debljina zuba na tjemenu promjeru
S_F	-	faktor sigurnosti protiv loma u korijenu zuba
S_{post}	-	postignuta sigurnost na presjeku vratila
T	Nm	moment torzije
T_{max}	Nm	moment torzije na pogonskom vratilu
T_{rad}	Nm	moment torzije na koljenastom vratilu
t_v	°C	temperatura zagrijavanja dijela steznog spoja
v	m/s	obodna brzina
W	mm	mjera preko nekoliko zubi
W	mm ³	moment otpora presjeka
x	-	faktor pomaka profila
Y_B	-	faktor tankog vijenca
Y_F	-	faktor oblika zuba za proračun opterećenja korijena zuba
Y_S	-	faktor zareznog djelovanja kod proračuna naprezanja korijena zuba
Y_ε	-	faktor učešća opterećenja
z	-	broj zubi zupčanika
Z	-	reducirani stezni preklap
$Z_{B,D}$	-	faktor naprezanja u unutarnjim točkama zahvata
Z_E	-	faktor utjecaja materijala
Z_H	-	faktor oblika zuba za proračun opterećenja boka zuba
Z_L	-	faktor utjecaja ulja za podmazivanje
Z_N	-	faktor utjecaja vijeka trajanja
Z_R	-	faktor utjecaja hrapavosti
Z_V	-	faktor utjecaja brzine
z_w	-	mjerni broj zubi
Z_ε	-	faktor utjecaja stupnja prekrivanja
α	°	kut zahvatne crte
α_0	-	faktor čvrstoće materijala s obzirom na način njegovog opterećenja
α_a	°	kut tjemene kružnice
α_t	°	čelni kut zahvatne crte
α_{tw}	°	čelni pogonski kut zahvatne crte
α_w	°	pogonski kut zahvatne crte
β	°	kut nagiba boka zuba
β_{kf}	-	faktor zareznog djelovanja kod savijanja
β_{kt}	-	faktor zareznog djelovanja kod torzije
ε_α	-	stupanj prekrivanja

ρ_f	mm	radijus na korijenu zuba
σ_F	MPa	vrijednost naprezanja u korijenu zuba
σ_{fDN}	MPa	dinamička izdržljivost pri izmjeničnom opterećenju na savijanje
σ_{Fdop}	MPa	dopuštena vrijednost naprezanja u korijenu zuba
σ_H	MPa	vrijednost kontaktnog pritiska bokova
σ_{Hdop}	MPa	dopuštena vrijednost kontaktnog pritiska bokova
σ_r	MPa	naprezanje u radijalnom smjeru steznog spoja
σ_t	MPa	naprezanje u obodnom smjeru steznog spoja
τ_{tDI}	MPa	dinamička izdržljivost pri istosmjernom opterećenju na torziju

SAŽETAK

Tema rada je preinaka postojeće izvedbe mjenjača brzina mopeda Tomos. U standardnoj izvedbi moped ima 5 brzina, a preinaka će biti izvedena na 7 brzina. U početku će biti rečeno nešto o Tomosu kao proizvođaču i njegovoj povijesti. Zatim će se prikazati računalno simulirani dijagram snage motora te odabrani novi prijenosni omjeri koristeći se adekvatnim pilastim dijagramom.

Središnji dio ovog rada je proračun mjenjača, odnosno parova zupčanika, prema ISO 6336 metodi B, te proračun vratila. Proračunat će se još i potreban stezni spoj te će za analizu napreznaja gonjenog vratila biti korištena FEM analiza.

Komponente mjenjača i postojeće kućište motora modelirani su u programskom paketu Autodesk Inventor te je u njemu napravljena i priložena tehnička dokumentacija. Programski paket Abaqus je korišten za FEM analizu.

Na kraju rada slijedi zaključak kao osvrt na problematiku adaptacije postojećih tehničkih rješenja.

Ključne riječi: adaptacija, mjenjač, Tomos

SUMMARY

The subject of this thesis is the adaptation of an existing version of a Tomos moped gearbox. The standard version is a 5-speed gearbox, while after adaptation it will be a 7-speed gearbox. In the beginning, you will learn about Tomos as a manufacturer and its history. You will then see a computer-simulated diagram of engine power and selected new gear ratios using the appropriate slope diagram.

The central part of this thesis is the calculation of the gearbox, respectively gear pairs, according to the ISO 6336 method B, and the calculation of shafts. There will also be calculations of the required clamp connection and an FEM analysis will be used for stress analysis of the driven shaft.

The components of the gearbox and the existing motor housing are modeled in Autodesk Inventor software package which was also used to provide the technical documentation. Abaqus software package is used for FEM analysis.

In the end of this thesis, there will be the conclusion as a reference to the issues of adaptation of the existing technical solutions.

Key words: adaptation, gearbox, Tomos

1. UVOD

U ovom radu biti će prikazan proračun te adaptacija izvedenog stanja mjenjača brzina mopeda Tomos. Iako na prvi pogled zvuči kao jednostavna stvar, kroz rad će se pokazati da to baš i nije tako.

1.1. Tomos

Tvrtka Tomos sa sjedištem u Kopru uspješno posluje više od 60 godina. Prvi motocikl je izašao na tržište 1954. godine. Ključno tržište u početku prodaje bilo je tržište istočne Europe, dok danas Tomos svoje proizvode plasira i u Nizozemsku, te zemlje Beneluksa.

Na našim prostorima tvrtka Tomos je najpoznatija po modelu APN. Neki od još poznatih modela su sljedeći: BT 50, 15 SL, 14 TL, CTX 80, ATX 50C, Electronic 90. U svim modelima su dvotaktni motori zapremine 50 ccm, dok su CTX 80 i Electronic 90 veće zapremine kako je vidljivo iz njihovog naziva. Svi Tomosovi modeli sa nožnim mjenjačem brzina (bilo je i onih sa ručnim mjenjačem) koriste isti blok motora. Jedina razlika kod modela CTX i Electronic u odnosu na ostale je veći volumen samog cilindra te drugačija pribudnica bloka.

Tomos je također proizveo i par „specijalki“. To su bili tvornički napravljeni sportski mopedi zapremine također 50 ccm, ali puno veće snage, pripremljeni za trke. Ističu se modeli D5 i D6. Slabija inačica D5 razvijala je snagu od 6,2 kW pri 12000 min⁻¹ te je imala mjenjač od 5 brzina. Model D6 u svojoj najsnažnijoj verziji razvijao je snagu od 10,3 kW pri 13500 min⁻¹. Imao je mjenjač od 6 brzina te je postizao maksimalnu brzinu od 160 km/h.



Slika 1. Tomos APN6



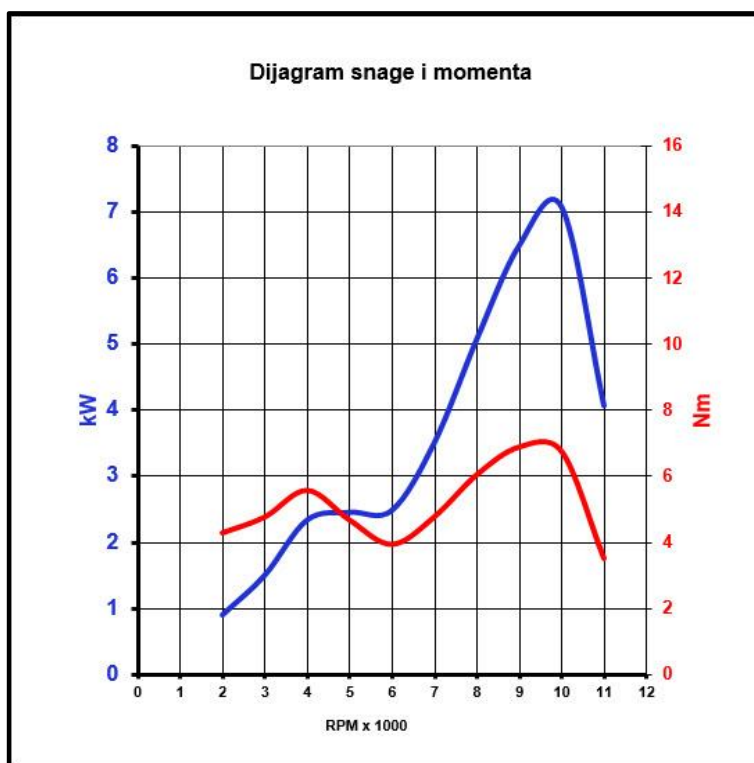
Slika 2. Tomos D6

2. „FRIZIRANI“ TOMOS

Dobivanje veće snage iz iste zapremine dvotaktnog motora je moguće uz male preinake na samome cilindru pa su stoga takvi motori pogodni za „friziranje“. Preinake na cilindru zahtijevaju i odgovarajuće preinake na rezonantnoj ispušnoj cijevi koja pripomaže punjenju cilindra.

Tvornički napravljeni mjenjači su prilagođeni karakteristikama motora koji su izrazito elastični. „Friziranjem“ motora gubi se elastičnost pa tvornički mjenjači nisu adekvatni za nove karakteristike snage i momenta. Stoga, potrebno je izraditi novi mjenjač, istog ili većeg broja stupnjeva prijenosa, ali sa potpuno novim prijenosnim omjerima.

Prema programu prof. Gordona P. Blaira koji je dat u njegovoj knjizi „*The Basic Design of Two-Stroke Engines*“ uz određene parametre dobiven je dijagram simulirane snage "friziranog" motora. Dijagram simulirane snage je prikazan na sljedećoj slici.



Slika 3. Dijagram snage i momenta

Tablica 1. Karakteristike motora

RPM x 1000	Moment /Nm	Snaga /kW
2	4,30	0,90
3	4,78	1,50
4	5,58	2,34
5	4,69	2,45
6	3,95	2,48
7	4,78	3,51
8	6,05	5,07
9	6,89	6,49
10	6,76	7,07
11	3,53	4,06
12	3,46	4,35

3. PRORAČUN MJENJAČA

3.1. Ograničenja

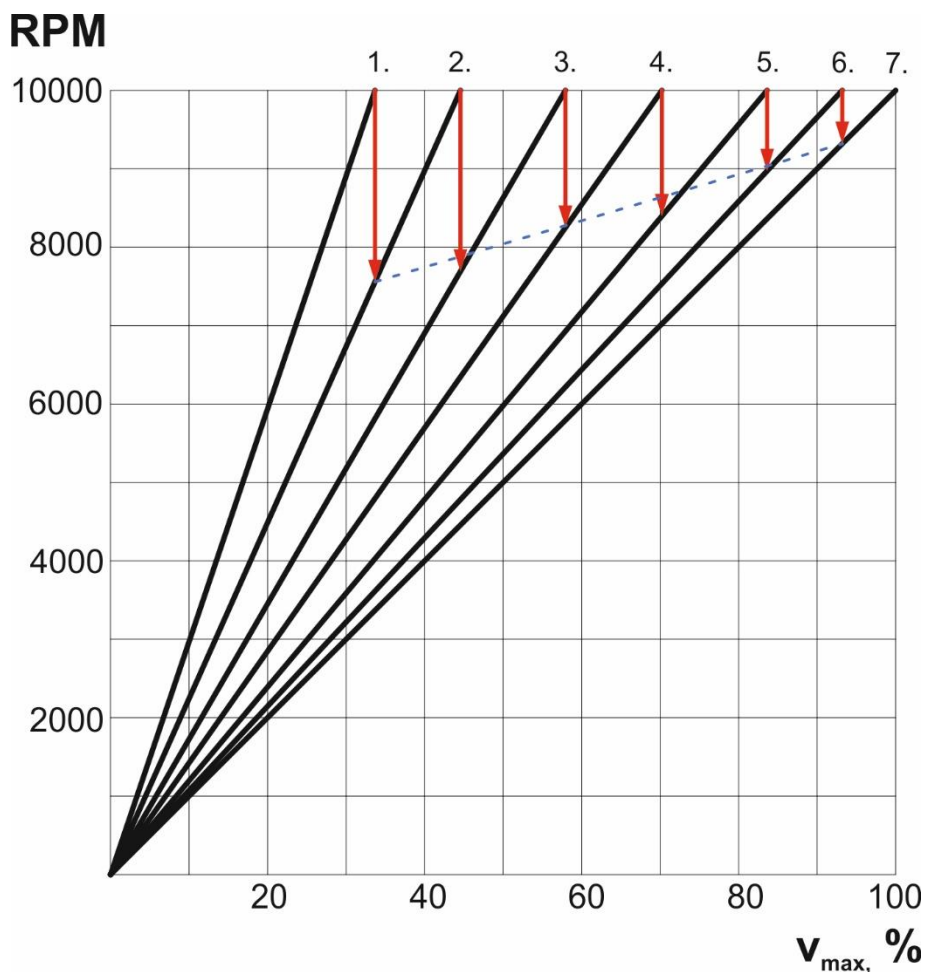
Koristeći serijski blok mopeda Tomos dolaze i ograničenja u pogledu prostora u kojem se moraju naći zupčanici. Razmak osi između pogonskog i gonjenog vratila je 44 mm dok je širina između ležajeva 65 mm. U taj prostor mora se ugraditi svih 7 zupčanika.

3.2. Odabir prijenosnih omjera

S obzirom na dobivene računalno simulirane podatke o snazi motora potrebno je odabrati pravilne prijenosne omjere da bi se osjetio pravi efekt dobivene snage i poteznog momenta.

Korištenjem tzv. pilastog dijagrama odredit će se prijenosni omjeri koji daju progresivne skokove između brzina. Cilj je postići što manji pad broja okretaja prilikom promjene u viši stupanj prijenosa, a u odnosu na okretaje pri maksimalnoj snazi.

Na sljedećoj slici prikazan je pilasti dijagram.



Slika 4. Pilasti dijagram

Prijenosni omjeri su raspoređeni na način da dobro iskoristavaju simuliranu snagu motora što je vidljivo iz pilastog dijagrama. Prilikom promjene u više stupnjeve prijenosa pad broja okretaja je sve manji. Tako pri promjeni iz prvog u drugi stupanj, gdje je potrebna manja snaga za savladavanje sila otpora zraka i kotrljanja, pad broja okretaja je najveći. Kod promjene iz šestog u sedmi stupanj prijenosa pad broja okretaja je najmanji i nalazi se blizu područja najvećeg momenta i najveće snage. Sila otpora zraka pri velikoj brzini je najveća i stoga je potrebno da radna točka motora bude što bliže maksimalnoj snazi. Odabrani prijenosni omjeri su prikazani u sljedećoj tablici.

Tablica 2. Odabrani prijenosni omjeri

Stupanj prijenosa	Prijenosni omjer (apsolutni)	Prijenosni omjer (relativni)	Pad RPM od 10000
1.	2,867	2,969	
2.	2,167	2,244	7560
3.	1,667	1,726	7690
4.	1,375	1,424	8250
5.	1,154	1,195	8400
6.	1,036	1,073	8970
7.	0,966	1,000	9320

3.3. Proračun zupčanika

Za odabrane prijenosne omjere i za postojeći osni razmak vratila (44 mm) izabrani su sljedeći parovi zupčanika, a samim time i modul. Zupčanici će biti izrađeni s ravnim zubima. Parovi zupčanika su prikazani u sljedećoj tablici. Prvi indeks u oznaci zupčanika se odnosi na pojedini stupanj prijenosa, dok drugi na vratilo na kojem se nalazi (pogonsko-1 ili gonjeno-2).

Tablica 3. Izabrani parovi zupčanika

Stupanj prijenosa	Gonjeno vratilo V2	Pogonsko vratilo V1	Modul m /mm
1.	$z_{12} = 43$	$z_{11} = 15$	1,5
2.	$z_{22} = 39$	$z_{21} = 18$	1,5
3.	$z_{32} = 35$	$z_{31} = 21$	1,5
4.	$z_{42} = 33$	$z_{41} = 24$	1,5
5.	$z_{52} = 30$	$z_{51} = 26$	1,5
6.	$z_{62} = 29$	$z_{61} = 28$	1,5
7.	$z_{72} = 28$	$z_{71} = 29$	1,5

3.3.1. Proračun prvog para zupčanika

Na koljenastom vratilu motora smještena je spojka koja nosi zupčanik s kosim zubima z_{1p} primarnog stupnja prijenosa. Primarni stupanj prijenosa služi za redukciju broja okretaja motora prema mjenjaču. Na pogonskom vratilu mjenjača se nalazi zupčanik z_{2p} uzubljen sa zupčanikom z_{1p} . Preko primarnog stupnja prijenosa (zupčanika z_{1p} i z_{2p}) pogonsko vratilo mjenjača prima snagu. Njihov broj zubi je $z_{1p} = 15$, te $z_{2p} = 61$. Maksimalni moment koji služi kao podatak za proračun zupčanika iznosi:

$$T_{\max} = T_{\text{rad}} \cdot \frac{z_{2p}}{z_{1p}} = 6,89 \cdot \frac{61}{15} \approx 28 \text{ Nm} \quad (1)$$

Ulazni podaci potrebni za proračun su sljedeći:

Moment torzije:	$T_{\max} = 28 \text{ Nm}$
Faktor udara:	$K_A = 2$
Modul:	$m = 1,5 \text{ mm}$
Širina zuba:	$b = 8 \text{ mm}$

Radijus na korijenu zuba: $\rho_f = 0,38m$

Podnožna visina zuba: $h_f = 1,25m$

Kut alata: $\alpha = 20^\circ$

3.3.1.1. Dimenzije zupčanika prvog stupnja prijenosa

Diobeni promjer zupčanika 1:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \text{ mm} \quad (2)$$

Analogno gornjoj jednadžbi diobeni promjer zupčanika 2:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1,5 \cdot 43 = 64,5 \text{ mm} \quad (3)$$

Razmak osi zupčanika 1 i zupčanika 2:

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m = \frac{15 + 43}{2} \cdot 1,5 = 43,5 \text{ mm} \quad (4)$$

Zbog već definiranog osnovnog razmaka od 44 mm potrebno je odrediti pomak profila.

Pogonski kut zahvatne linije iznosi:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a_d}{a_w} \cdot \cos \alpha\right) = \arccos\left(\frac{43,5}{44} \cdot \cos 20^\circ\right) = 21,718^\circ \quad (5)$$

$$ev \alpha_w = \tan \alpha_w - \frac{\alpha_w \cdot \pi}{180^\circ} = 0,019263$$

Suma faktora pomaka profila iznosi:

$$x_{12} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot (ev \alpha_w - ev \alpha)}{2 \cdot \tan \alpha} = \frac{(15 + 43) \cdot (0,019263 - 0,014904)}{2 \cdot \tan 20^\circ} = 0,347 \quad (6)$$

Odabran je veći faktor pomaka profila na zupčaniku 1 zbog njegove manje geometrije u odnosu na zupčanik 2. Odabrani faktor pomaka profila prvog zupčanika iznosi:

$$x_1 = 0,25$$

Faktor pomaka profila drugog zupčanika:

$$x_2 = x_{12} - x_1 = 0,347 - 0,25 = 0,097$$

Tjemeni promjeri zupčanika 1 i zupčanika 2 iznose:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1) = 22,5 + 2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 0,25) = 26,250 \text{ mm} \quad (7)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2) = 64,5 + 2 \cdot 1,5 \cdot (1 + 0,097) = 67,792 \text{ mm} \quad (8)$$

Potrebno je provjeriti zašiljenost vrha zuba na tjemenom promjeru.

Najmanja dopuštena debljina zuba na tjemenom promjeru iznosi:

$$s_{\text{amin}} = 0,4 \cdot m = 0,6 \text{ mm}$$

Debljina zuba zupčanika 1 na diobenom promjeru:

$$s_1 = \frac{m \cdot \pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \tan \alpha = \frac{1,5 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 0,25 \cdot 1,5 \cdot \tan 20^\circ = 2,861 \text{ mm} \quad (9)$$

Kut tjemene kružnice zupčanika 1:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left(\frac{d_1}{d_{a1}} \cdot \cos \alpha \right) = \arccos \left(\frac{22,5}{26,25} \cdot \cos 20^\circ \right) = 36,35^\circ \quad (10)$$

$$\text{ev} \alpha_1 = \tan \alpha_{a1} - \frac{\alpha_{a1} \cdot \pi}{180^\circ} = 0,10145$$

Debljina zuba zupčanika 1 na tjemenom promjeru:

$$s_{a1} = d_{a1} \cdot \left(\frac{s_1}{d_1} + \text{ev} \alpha - \text{ev} \alpha_{a1} \right) = 26,25 \cdot \left(\frac{2,629}{22,5} + 0,0149 - 0,1014 \right) = 0,795 \text{ mm} \quad (11)$$

$$s_{a1} = 0,795 \text{ mm} > s_{\text{amin}} = 0,6 \text{ mm}$$

Analogno slijedi i proračun debljine zuba zupčanika 2:

$$s_{a2} = 1,12 \text{ mm} > s_{\text{amin}} = 0,6 \text{ mm} \quad (12)$$

Oba zupčanika zadovoljavaju kontrolu zašiljenosti.

Kinematski promjer zupčanika 1:

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 22,5 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,718^\circ} = 22,759 \text{ mm} \quad (13)$$

Podnožni promjer zupčanika 1:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m + 2 \cdot x_1 \cdot m - 2 \cdot c = 22,5 - 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 0,25 \cdot 1,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 1,5 = 19,5 \text{ mm} \quad (14)$$

Promjer temeljne kružnice zupčanika 1:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 22,5 \cdot \cos 20^\circ = 21,143 \text{ mm} \quad (15)$$

Kinematski promjer zupčanika 2:

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 64,5 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21,718^\circ} = 65,241 \text{ mm} \quad (16)$$

Podnožni promjer zupčanika 2:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m + 2 \cdot x_2 \cdot m - 2 \cdot c = 64,5 - 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 0,097 \cdot 1,5 - 2 \cdot 0,25 \cdot 1,5 = 61,042 \text{ mm} \quad (17)$$

Promjer temeljne kružnice zupčanika 2:

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 64,5 \cdot \cos 20^\circ = 60,61 \text{ mm} \quad (18)$$

Kontrola tjemene zračnosti:

$$c = a_w - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} = 44 - \frac{26,25 + 61,042}{2} = 0,354 \text{ mm} \quad (19)$$

$$c_{\min} = 0,12 \cdot m = 0,18 \text{ mm}$$

Zupčanici zadovoljavaju kontrolu tjemene zračnosti.

Stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha} + \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha} - \frac{a_w \cdot \sin \alpha_w}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha}$$

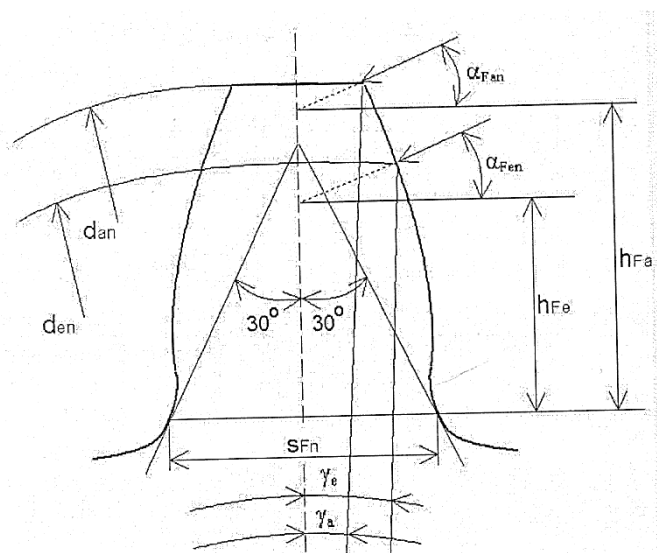
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{13,13^2 - 10,57^2}}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} + \frac{\sqrt{33,89^2 - 30,31^2}}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} - \frac{44 \cdot \sin 21,718^\circ}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} = 1,509 \quad (20)$$

Obodna sila koja djeluje na zube zupčanika 1 i 2 iznosi:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\max}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 27100}{22,759} = 2381,6 \text{ N} \quad (21)$$

3.3.1.2. Proračun čvrstoće zuba zupčanika s obzirom na savijanje u korijenu

Veličine specifične za proračun naprezanja u korijenu zuba prema ISO 6336 su prikazane na [Slika 5].



Slika 5. Veličine za kontrolu naprezanja u korijenu zuba prema ISO 6336

ZUPČANIK 1

Slijedi izračun potrebnih veličina za proračun naprezanja u korijenu zuba.

Izračun faktora oblika zuba Y_F kod opterećenja korijena zuba zupčanika 1.

Izračun veličine E :

$$E = \left[\frac{\pi}{4} - h_F \tan \alpha - \frac{\rho_f (1 - \sin \alpha)}{\cos \alpha} \right] m$$

$$E = \left[\frac{\pi}{4} - 1,25 \tan 20^\circ - \frac{0,38 \cdot (1 - \sin 20^\circ)}{\cos 20^\circ} \right] \cdot 1,5 = 0,097 \text{ mm} \quad (22)$$

Veličina E ovisi isključivo o profilu alata te je za sve parove zupčanika ista.

Izračun bezdimenzijske veličine G :

$$G_1 = \rho_f - h_f + x_1 = 0,38 - 1,25 + 0,25 = -0,62 \quad (23)$$

Izračun bezdimenzijske veličine H :

$$H_1 = \frac{2}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{15} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{-0,097}{1,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,846 \quad (24)$$

Izračun pomoćnog kuta ϑ dobiva se iteracijom te on iznosi:

$$\vartheta_1 = 2 \frac{G_1}{z_1} \tan \nu_1 - H = 2 \cdot \frac{-0,62}{15} \cdot \tan \nu_1 + 0,846 = 0,7664 \text{ rad} \quad (25)$$

Slijedi izračun specifične debljine zuba u koriјjenu:

$$\begin{aligned} \frac{s_{F1}}{m} &= z_1 \sin\left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_1\right) + \sqrt{3} \left(\frac{G_1}{\cos \vartheta_1} - \rho_f \right) \\ \frac{s_{F1}}{m} &= 15 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - 0,76641\right) + \sqrt{3} \left(\frac{-0,62}{\cos 0,76641} - 0,38 \right) = 2,008 \end{aligned} \quad (26)$$

Promjer d_{en} iznosi:

$$\begin{aligned} d_{en1} &= 2 \sqrt{\left(\frac{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}{2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha (\varepsilon_\alpha - 1)^2 + \frac{d_{b1}^2}{4} \right)} \\ d_{en1} &= 2 \sqrt{\left(\frac{26,25^2 - 21,143^2}{2} - 1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ \cdot (1,509 - 1)^2 + \frac{21,143^2}{4} \right)} = 23,858 \text{ mm} \end{aligned} \quad (27)$$

Pomoćni kut α_{en} :

$$\alpha_{en1} = \arccos\left(\frac{d_{b1}}{d_{en1}}\right) = \arccos\left(\frac{21,143}{23,858}\right) = 0,4817 \text{ rad} \quad (28)$$

Izračun kuta γ_e :

$$\begin{aligned} \gamma_{e1} &= \frac{1}{z_1} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha \right) + \text{ev} \alpha - \text{ev} \alpha_{en1} \\ \gamma_{e1} &= \frac{1}{15} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,25 \cdot \tan 20^\circ \right) + 0,014904 - 0,04108 = 0,0907 \text{ rad} \end{aligned} \quad (29)$$

Pod kutem α_{Fen} na promjeru d_{en} djeluje sila na zub.

Izračun kuta α_{Fen} :

$$\alpha_{Fen1} = \alpha_{en1} - \gamma_{e1} = 0,4817 - 0,0907 = 0,391 \text{ rad} \quad (30)$$

Specifični krak djelovanja sile iznosi:

$$\frac{h_{Fe1}}{m} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_{e1} - \sin \gamma_{e1} \cdot \tan \alpha_{Fen1}) \frac{d_{en1}}{m} - z_1 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_1 \right) - \frac{G_1}{\cos \vartheta_1} + \rho_f \right]$$

$$\frac{h_{Fe}}{m} = \frac{1}{2} \left[(\cos 0,0907 - \sin 0,0907 \cdot \tan 0,391) \frac{23,858}{1,5} - 15 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - 0,7664 \right) - \frac{-0,62}{\cos 0,7664} + 0,38 \right] = 1,037 \quad (31)$$

Sada imamo sve veličine potrebne za izračun faktora oblika zuba Y_F :

$$Y_{F1} = \frac{6 \frac{h_{Fe1}}{m} \cos \alpha_{Fen1}}{\left(\frac{s_{F1}}{m} \right)^2 \cos \alpha} = \frac{6 \cdot 1,037 \cdot \cos 0,391}{2,008^2 \cdot \cos 20^\circ} = 1,518 \quad (32)$$

Slijedi izračun faktora zareznog djelovanja Y_S .

Specifični radijus zaobljenja korijena zuba iznosi:

$$\frac{\rho_{F1}}{m} = \rho_F + \frac{2G_1^2}{\cos \vartheta_1 (z_1 \cos^2 \vartheta_1 - 2G_1)}$$

$$\frac{\rho_F}{m} = 0,38 + \frac{2 \cdot (-0,62)^2}{\cos 0,7664 \cdot (15 \cdot \cos^2 0,7664 + 2 \cdot 0,62)} = 0,498 \quad (33)$$

Slijedi izračun dvije pomoćne bezdimenzijske veličine L i q_s . Veličina L iznosi:

$$L_1 = \frac{s_{F1}}{h_{Fe}} = \frac{2,008}{1,037} = 1,936 \quad (34)$$

Veličina q_s :

$$q_{s1} = \frac{s_{F1}}{2\rho_{F1}} = \frac{2,008}{2 \cdot 0,498} = 2,015 \quad (35)$$

Faktor zareznog djelovanja Y_S iznosi:

$$Y_{S1} = (1,2 + 0,13L_1) q_{s1} \left(\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_1}} \right)$$

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \cdot 1,936) \cdot 2,015 \left(\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,936}} \right) = 1,944 \quad (36)$$

Faktor učešća opterećena Y_ε :

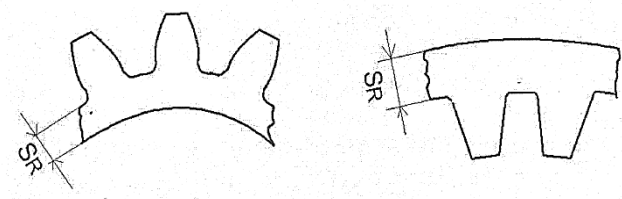
$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,509} = 0,747 \quad (37)$$

Faktor raspodjele opterećenja $K_{F\alpha} = 1$.

Naprezanje u korijenu zuba je:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_B \cdot K_{F\alpha} \cdot K_A}{b \cdot m} < \sigma_{Fdop} \quad (38)$$

U gornjoj jednadžbi javlja se još faktor Y_B koji do sada nije bio spomenut. Radi se o faktoru koji uzima u obzir tanki vijenac zupčanika kako je prikazano na slici. Tankim vijencem se smatra vijenac gdje je omjer između debljine vijenca i modula $1,75 < \frac{s_R}{m} < 3,5$. Faktor Y_B biti će korišten pri izračunu naprezanja zupčanika pogonskog vratila druge i treće brzine, te zupčanika gonjenog vratila šeste i sedme brzine.



Slika 6. Debljina kružnog vijenca zupčanika

Faktor Y_B izračunava se prema jednadžbi:

$$Y_B = 1,15 \cdot \ln \left(8,324 \cdot \frac{m}{s_R} \right) \quad (39)$$

U [Tablica 4] prikazan je odabrani broj ciklusa pojedinog stupnja prijenosa. Kod prvog i drugog stupnja prijenosa odabran je manji broj ciklusa od ostalih stupnjeva jer su oni manje u upotrebi za razliku od ostalih. Odabrani broj ciklusa definira dopušteno naprezanje zuba zupčanika.

Tablica 4. Odabrani broj ciklusa pojedinog stupnja prijenosa

Stupanj prijenosa	Odabrani broj ciklusa
1.	$3 \cdot 10^5$
2.	$1 \cdot 10^6$
3.	$3 \cdot 10^6$
4.	$3 \cdot 10^6$
5.	$3 \cdot 10^6$
6.	$3 \cdot 10^6$
7.	$3 \cdot 10^6$

Odabrani materijal za izradu svih zupčanika i vratila je 18CrNiMo6. Podaci prema [6] potrebni za proračun dopuštenog naprezanja su sljedeći:

$$\sigma_{D 3 \cdot 10^6} = 920 \text{ MPa} \quad - \text{ dinamička izdržljivost pri } 3 \cdot 10^6 \text{ ciklusa}$$

$$\sigma_{st} = 2300 \text{ MPa} \quad - \text{ statička čvrstoća korijena zuba}$$

Dopušteno dinamičko naprezanje u korijenu zuba s obzirom na odabrani broj ciklusa i materijal računa se prema:

$$\sigma_{Fdop} = \sigma_{D 3 \cdot 10^6} \left(\frac{3 \cdot 10^6}{N_{L1}} \right)^{\exp} \quad (40)$$

gdje je:

$$\exp = 0,2876 \cdot \log \frac{\sigma_{st}}{\sigma_{D 3 \cdot 10^6}} = 0,2876 \cdot \log \frac{2300}{920} = 0,114 \quad (41)$$

Dopušteno dinamičko naprezanje sada iznosi:

$$\sigma_{Fdop} = 920 \left(\frac{3 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^5} \right)^{0,114} = 1197,4 \text{ MPa} \quad (42)$$

Uvrštavanje svih veličina u jednadžbu (38) dobiva se naprezanje u korijenu zuba:

$$\sigma_{F1} = \frac{2381,6 \cdot 1,518 \cdot 1,944 \cdot 0,747 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2}{8 \cdot 1,5} = 875,7 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\sigma_{F1} = 875,7 < \sigma_{Fdop} = 1197,4 \text{ MPa}$$

Postignuta sigurnost iznosi:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fdop}}{\sigma_{F1}} = \frac{1197,4}{875,7} = 1,37 \quad (44)$$

ZUPČANIK 2

Slijedi izračun faktora oblika zuba Y_F kod opterećenja korijena zuba zupčanika 2.

Izračun bezdimenzijske veličine G :

$$G_2 = \rho_f - h_f + x_2 = 0,38 - 1,25 + 0,097 = -0,773 \quad (45)$$

Izračun bezdimenzijske veličine H :

$$H_2 = \frac{2}{z_2} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m} \right) - \frac{\pi}{3} = \frac{2}{43} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{-0,097}{1,5} \right) - \frac{\pi}{3} = -0,977 \quad (46)$$

Izračun pomoćnog kuta ϑ dobiva se iteracijom te on iznosi:

$$\vartheta_2 = 2 \frac{G_2}{z_2} \tan \nu_2 - H_2 = 2 \cdot \frac{-0,773}{43} \cdot \tan \nu_2 + 0,977 = 0,9289 \text{ rad} \quad (47)$$

Slijedi izračun specifične debljine zuba u korijenu:

$$\frac{s_{F2}}{m} = z_2 \sin \left(\frac{\pi}{3} - \vartheta_2 \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G_2}{\cos \vartheta_2} - \rho_f \right)$$

$$\frac{s_{F2}}{m} = 43 \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - 0,9289 \right) + \sqrt{3} \left(\frac{-0,773}{\cos 0,9289} - 0,38 \right) = 2,181 \quad (48)$$

Promjer d_{en} iznosi:

$$d_{en2} = 2 \sqrt{\left(\frac{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}{2} - m \cdot \pi \cdot \cos \alpha (\varepsilon_\alpha - 1)^2 + \frac{d_{b2}^2}{4} \right)}$$

$$d_{\text{en2}} = 2 \sqrt{\left(\frac{67,792^2 - 60,61^2}{2} - 1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ \cdot (1,509 - 1)^2 + \frac{60,61^2}{4} \right)} = 65,858 \text{ mm} \quad (49)$$

Pomoćni kut α_{en} :

$$\alpha_{\text{en2}} = \arccos\left(\frac{d_{\text{b2}}}{d_{\text{en2}}}\right) = \arccos\left(\frac{60,61}{65,898}\right) = 0,403 \text{ rad} \quad (50)$$

Izračun kuta γ_e :

$$\gamma_{e2} = \frac{1}{z_2} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha \right) + \text{ev} \alpha - \text{ev} \alpha_{\text{en2}}$$

$$\gamma_e = \frac{1}{43} \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,097 \cdot \tan 20^\circ \right) + 0,014904 - 0,023 = 0,0297 \text{ rad} \quad (51)$$

Pod kutem α_{Fen} na promjeru d_{en} djeluje sila na zub.

Izračun kuta α_{Fen} :

$$\alpha_{\text{Fen2}} = \alpha_{\text{en2}} - \gamma_{e2} = 0,403 - 0,0297 = 0,3733 \text{ rad} \quad (52)$$

Specifični krak djelovanja sile iznosi:

$$\frac{h_{\text{Fe2}}}{m} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_{e2} - \sin \gamma_{e2} \cdot \tan \alpha_{\text{Fen2}}) \frac{d_{\text{en2}}}{m} - z_2 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - \varrho_2 \right) - \frac{G_2}{\cos \varrho_2} + \rho_f \right]$$

$$\frac{h_{\text{Fe}}}{m} = \frac{1}{2} \left[(\cos 0,0297 - \sin 0,0297 \cdot \tan 0,3733) \frac{65,858}{1,5} - 43 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{3} - 0,9289 \right) - \frac{-0,773}{\cos 0,9289} + 0,38 \right] = 1,186 \quad (53)$$

Faktora oblika zuba Y_{F} iznosi:

$$Y_{\text{F2}} = \frac{6 \frac{h_{\text{Fe2}}}{m} \cos \alpha_{\text{Fen2}}}{\left(\frac{s_{\text{F2}}}{m} \right)^2 \cos \alpha} = \frac{6 \cdot 1,186 \cdot \cos 0,3733}{2,181^2 \cdot \cos 20^\circ} = 1,482 \quad (54)$$

Slijedi izračun faktora zareznog djelovanja Y_S .

Specifični radijus zaobljenja korijena zuba iznosi:

$$\frac{\rho_{F2}}{m} = \rho_F + \frac{2G_2^2}{\cos \vartheta_2 (z_2 \cos^2 \vartheta_2 - 2G_2)}$$

$$\frac{\rho_F}{m} = 0,38 + \frac{2 \cdot (-0,773)^2}{\cos 0,9289 \cdot (43 \cdot \cos^2 0,9289 + 2 \cdot 0,773)} = 0,498 \quad (55)$$

Slijedi izračun dvije pomoćne bezdimenzijske veličine L i q_s . Veličina L iznosi:

$$L_2 = \frac{s_{F2}}{h_{Fe2}} = \frac{2,181}{1,186} = 1,839 \quad (56)$$

Veličina q_s :

$$q_{s2} = \frac{s_{F2}}{2\rho_{F2}} = \frac{2,181}{2 \cdot 0,498} = 2,192 \quad (57)$$

Faktor zareznog djelovanja Y_S iznosi:

$$Y_{S2} = (1,2 + 0,13L_2) q_{s2}^{\left(\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L_2}} \right)}$$

$$Y_{S2} = (1,2 + 0,13 \cdot 1,839) \cdot 2,192^{\left(\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{1,839}} \right)} = 1,98 \quad (58)$$

Faktor učešća opterećena Y_ε :

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,509} = 0,747 \quad (59)$$

Faktor raspodjele opterećenja $K_{F\alpha} = 1$.

Naprezanje u korijenu zuba zupčanika 2 računa se prema jednadžbi (38) te iznosi:

$$\sigma_{F2} = \frac{2381,6 \cdot 1,482 \cdot 1,98 \cdot 0,747 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2}{8 \cdot 1,5} = 870,1 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\sigma_{F2} = 870,1 < \sigma_{Fdop} = 1197,4 \text{ MPa}$$

Postignuta sigurnost iznosi:

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{F\text{dop}}}{\sigma_{F2}} = \frac{1197,4}{870,1} = 1,38 \quad (61)$$

3.3.1.3. Proračun čvrstoće zuba zupčanika s obzirom na opterećenje boka

ZUPČANIK 1

Slijedi izračun potrebnih veličina za proračun čvrstoće zuba s obzirom na opterećenje boka.

Faktor oblika zuba Z_H iznosi:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \alpha_w}{\cos^2 \alpha \cdot \sin \alpha_w}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 21,718^\circ}{\cos^2 20^\circ \cdot \sin 21,718^\circ}} = 2,385 \quad (62)$$

Faktor naprezanja u unutarnjim točkama zahvata $Z_{B,D}$, gdje se indeks B odnosi na pogonski zupčanik, a indeks D na gonjeni zupčanik. Faktor Z_B iznosi:

$$Z_B = \frac{\tan \alpha_w}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}} \right]}}$$

$$Z_B = \frac{\tan 21,718^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{26,25}{21,143} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{15}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{67,792}{21,143} \right)^2 - 1 - (1,509 - 1) \cdot \frac{2\pi}{43}} \right]}} = 1,083 \quad (63)$$

Ako je $Z_B < 1$, koristi se $Z_B = 1$.

Faktor utjecaja materijala Z_E za čelik/čelik iznosi:

$$Z_E = 189,9 \sqrt{\frac{N}{\text{mm}^2}} \quad (64)$$

Faktor prekrivanja Z_ε iznosi:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,509}{3}} = 0,911 \quad (65)$$

Faktor raspodjele opterećenja $K_{H\alpha} = 1$.

Naprezanje na boku zuba zupčanika 1 iznosi:

$$\sigma_{HI} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_{w1} \cdot b \cdot u} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A}$$

$$\sigma_{HI} = 1,083 \cdot 2,385 \cdot 0,911 \cdot 189,9 \cdot \sqrt{\frac{2381,6 \cdot (2,867+1)}{22,759 \cdot 8 \cdot 2,867}} \cdot 1 \cdot 2 = 2653,8 \text{ MPa} \quad (66)$$

Slijedi izračun faktora potrebnih za proračun dopuštenog naprezanja koje se izračunava prema:

$$\sigma_{Hdop} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \quad (67)$$

Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N za odabrani broj ciklusa ($3 \cdot 10^5$) prve brzine prema [1] iznosi:

$$Z_{N1} = 1,6 \quad (68)$$

Faktor utjecaja brzine Z_V iznosi:

$$Z_V = 0,93 + \frac{0,14}{\sqrt{0,8 + \left(\frac{32}{v}\right)^2}} \quad (69)$$

gdje je v obodna brzina na kinematskom promjeru zupčanika.

Obodna brzina zupčanika 1 iznosi:

$$v_1 = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \frac{z_{1rad}}{z_{2rad}} \cdot \frac{n\pi}{30} = \frac{22,759}{2} \cdot \frac{15}{59} \cdot \frac{9000 \cdot \pi}{30} = 2,73 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (70)$$

$$Z_{V1} = 0,93 + \frac{0,14}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v_1}}} = 0,93 + \frac{0,14}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{2,73}}} = 0,97 \quad (71)$$

Budući da ulje koje se koristi u bloku mora biti motorno izabrano je ulje Mobil Super 2000 X1 10W-40 sljedeće karakteristike viskoznosti:

$$v_{40} = 97 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \text{ pri } 40^\circ\text{C}$$

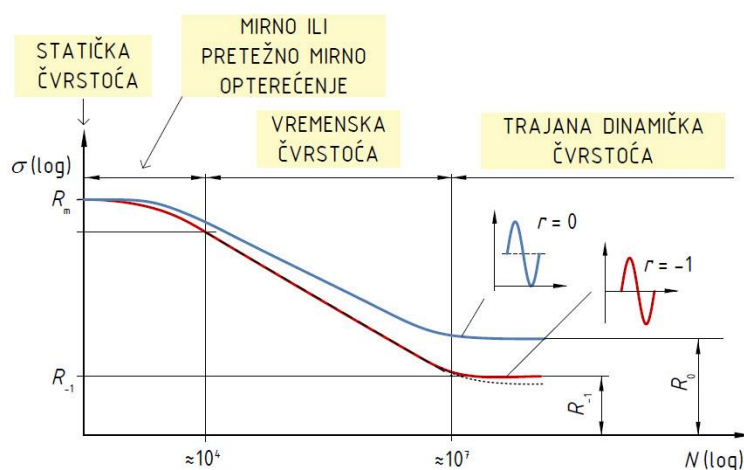
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L iznosi:

$$Z_L = 0,91 + \frac{0,36}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} = 0,91 + \frac{0,36}{\left(1,2 + \frac{134}{97}\right)^2} = 0,964 \quad (72)$$

Faktor utjecaja hrapavosti površine Z_R za fino glodane zube iznosi:

$$Z_R = 1,0 \quad (73)$$

S obzirom na odabrani broj ciklusa i na podatke o čvrstoći odabranog materijala prema [6] treba izračunati dinamičku čvrstoću materijala prema Wöhlerovom ili S-N dijagramu prikazanom na slici.



Slika 7. Wöhlerov dijagram

Podaci prema [6]:

Granična čvrstoća do pojave <i>pittiga</i> $\left[\frac{N}{\text{mm}^2}\right]$	Broj ciklusa
3100	$1 \cdot 10^3$
2500	$1 \cdot 10^5$
1650	$5 \cdot 10^7$

U log - log skali, S - N krivulja se može aproksimirati pravcem, pa sljedeća jednačba prikazuje odnos između napreznja S i broja ciklusa N .

$$N_1 = N_2 \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (74)$$

Eksponent krivulje b računa se prema:

$$b = \frac{-(\log S_1 - \log S_2)}{\log N_2 - \log N_1} \quad (75)$$

Sada prema jednadžbi (75) eksponent b za potreban broj ciklusa iznosi:

$$b = \frac{-(\log 2500 - \log 1650)}{\log 5 \cdot 10^7 - \log 10^5} = -0,0669 \quad (76)$$

Iz jednadžbe (74) granična čvrstoća za odabrani broj ciklusa iznosi:

$$S_{3 \cdot 10^5} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^b \cdot S_1 = \left(\frac{3 \cdot 10^5}{10^5} \right)^{-0,0669} \cdot 2500 \approx 2300 \text{ MPa} \quad (77)$$

Dopušteno naprezanje na boku zuba prema jednadžbi (67) iznosi:

$$\sigma_{\text{Hdop}} = 2300 \cdot 1,6 \cdot 0,964 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 3267,6 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$\sigma_{\text{H1}} = 2653,8 < \sigma_{\text{Hdop}} = 3267,6 \text{ MPa}$$

Postignuta sigurnost zupčanika 1 iznosi:

$$S_{\text{H1}} = \frac{\sigma_{\text{Hdop}}}{\sigma_{\text{H1}}} = \frac{3267,6}{2653,8} = 1,23 \quad (79)$$

ZUPČANIK 2

Faktor naprezanja u unutrašnjoj točki zahvata Z_D iznosi:

$$Z_D = \frac{\tan \alpha_w}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{z_2}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}} \right]}} \quad (80)$$

$$Z_D = \frac{\tan 21,718^\circ}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{67,792}{60,61} \right)^2 - 1 - \frac{2\pi}{43}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{26,25}{21,143} \right)^2 - 1 - (1,509 - 1) \cdot \frac{2\pi}{15}} \right]}} = 0,925$$

Ako je $Z_D < 1$, koristi se $Z_D = 1$.

Naprezanje na boku zuba zupčanika 2 iznosi:

$$\sigma_{H2} = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_{w1} \cdot b \cdot u}} \cdot K_{Ha} \cdot K_A$$

$$\sigma_{H2} = 1 \cdot 2,385 \cdot 0,911 \cdot 189,9 \cdot \sqrt{\frac{2381,6 \cdot (2,867+1)}{22,759 \cdot 8 \cdot 2,867}} \cdot 1 \cdot 2 = 2490,6 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$\sigma_{H2} = 2490,6 < \sigma_{Hdop} = 3267,6 \text{ MPa}$$

Postignuta sigurnost zupčanika 2 iznosi:

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hdop}}{\sigma_{H2}} = \frac{3267,6}{2490,6} = 1,32 \quad (82)$$

3.3.1.4. Izračun mjere preko nekoliko zubi zupčanika 1

Mjera preko nekoliko zubi W_1 zupčanika 1 iznosi:

$$W_1 = m \cdot \cos \alpha \cdot (\pi \cdot (z_{w1} - 0,5) + z_1 \cdot ev\alpha + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha) \quad (83)$$

Mjerni broj zubi z_{w1} iznosi:

$$z_{w1} = \frac{z_1}{\pi} \cdot (\tan \alpha_{x1} - ev\alpha) - \frac{2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha}{\pi} + 0,5 \quad (84)$$

Veličina $\tan \alpha_{x1}$ iznosi:

$$\tan \alpha_{x1} = \sqrt{\tan^2 \alpha + \frac{4 \cdot \frac{x_1}{z_1} \cdot \left(1 + \frac{x_1}{z_1}\right)}{\cos \alpha}} = \sqrt{\tan^2 20^\circ + \frac{4 \cdot \frac{0,25}{15} \cdot \left(1 + \frac{0,25}{15}\right)}{\cos 20^\circ}} = 0,45234 \quad (85)$$

Uvrštavanjem u jednadžbu (84) dobiva se:

$$z_{w1} = \frac{15}{\pi} \cdot (0,45234 - 0,014904) - \frac{2 \cdot 0,25 \cdot \tan 20^\circ}{\pi} + 0,5 = 2,53 \quad (86)$$

Mjerni broj zubi z_w zaokružuje se na cijeli broj, stoga $z_{w1} = 2$.

Mjera preko nekoliko zubi W_1 sada iznosi:

$$W_1 = 1,5 \cdot \cos 20^\circ \cdot (\pi \cdot (2 - 0,5) + 15 \cdot 0,014904 + 2 \cdot 0,25 \cdot 20^\circ) = 7,214 \text{ mm} \quad (87)$$

3.3.1.5. Izbor kružne zračnosti

Granična odstupanja osi vratila su zadana od strane proizvođača i iznose $44 \pm 0,03$ mm, odnosno

$$a = a \pm A_{a,g,d} = 44 \pm 0,03 \text{ mm} \quad (88)$$

Prema [1], orijentacijska veličina kružne zračnosti bez posebnih zahtjeva za $m = 1,5$ mm iznosi:

$$j_{\max} = 0,12 \text{ mm}; \quad j_{\min} = 0,065 \text{ mm} \quad (89)$$

Za zupčanik 1 odabrano je sljedeće granično odstupanje debljine zubi:

$$\begin{aligned} A_{W1,g} &= -0,076 \text{ mm (f)} \\ A_{W1,d} &= -0,114 \text{ mm (e)} \end{aligned} \quad (90)$$

Za zupčanik 2 odabrano je sljedeće granično odstupanje debljine zubi:

$$\begin{aligned} A_{W2,g} &= -0,120 \text{ mm (e)} \\ A_{W2,d} &= -0,160 \text{ mm (d)} \end{aligned} \quad (91)$$

Odabrana kvaliteta zupčanika je 8.

Da bi se izbjeglo zaglavljivanje zuba o zub zupčanika u zahvatu mora biti ispunjen sljedeći uvjet:

$$j_{\min} \geq 2 \cdot (T_{i1}'' + T_{i2}'') \cdot \tan \alpha_w \quad (92)$$

gdje su T_{i1}'' i T_{i2}'' dozvoljena odstupanja pri radijalnoj kontroli zupčanika u zahvatu (oznaka kontrole S'') koja obuhvaća niz istovremeno izraženih grešaka ozubljenja.

Za kvalitetu zupčanika 8 dozvoljena odstupanja prema [1] iznose:

$$T_{i1}'' = 0,088 \text{ mm}; \quad T_{i2}'' = 0,093 \text{ mm} \quad (93)$$

Uvrštavanjem (93) u (92) dobiva se:

$$j_{\min} \geq 2 \cdot (0,088 + 0,093) \cdot \tan 21,718^\circ = 0,144 \text{ mm} \quad (94)$$

Provjera kružne zračnosti:

$$j_{\min} = -\frac{(A_{W1,g} + A_{W2,g})}{\cos \alpha} + 2 \cdot A_{a,d} \cdot \tan \alpha_w$$

$$j_{\min} = -\frac{(-0,076 - 0,114)}{\cos 20^\circ} - 2 \cdot 0,03 \cdot \tan 21,718^\circ \quad (95)$$

$$j_{\min} = 0,185 > 0,144 \text{ mm}$$

$$j_{\max} = -\frac{(A_{W1,d} + A_{W2,d})}{\cos \alpha} + 2 \cdot A_{a,g} \cdot \tan \alpha_w$$

$$j_{\min} = -\frac{(-0,114 - 0,160)}{\cos 20^\circ} + 2 \cdot 0,03 \cdot \tan 21,718^\circ \quad (96)$$

$$j_{\min} = 0,315 > 0,144 \text{ mm}$$

Konačne vrijednosti graničnih odstupanja mjere preko nekoliko zubi kod izrade zupčanika iznose:

Zupčanik z1: kvaliteta 8 fe $A_{W1,g} = -0,076 \text{ mm}$, $A_{W1,d} = -0,114 \text{ mm}$

Zupčanik z2: kvaliteta 8 ed $A_{W1,g} = -0,120 \text{ mm}$, $A_{W1,d} = -0,160 \text{ mm}$

Ostvarena srednja vrijednost kružne zračnosti iznosi:

$$j = \frac{0,315 + 0,185}{2} = 0,25 \text{ mm} \quad (97)$$

Alat se pri izradi zupčanika mora primaknuti zubu za radijalnu veličinu kružne zračnosti:

$$j'_r = \frac{j}{4 \cdot \tan \alpha_w} = \frac{0,25}{4 \cdot \tan 21,718^\circ} \approx 0,157 \text{ mm} \quad (98)$$

Ostvarena srednja kružna zračnost izražena kao radijalna iznosi:

$$j_r = 2 \cdot j'_r = 2 \cdot 0,157 \approx 0,314 \text{ mm} \quad (99)$$

3.3.2. Podaci zupčanika prvog stupnja prijenosa

Tablica 5. Podaci zupčanika prvog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{21}	Gonjeni zupčanik z_{22}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	15	43
Diobeni promjer d /mm	22,500	64,500
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	21,718	
Faktor pomaka profila x	0,250	0,097
Tjemeni promjer d_a /mm	26,250	67,792
Kinematski promjer d_w /mm	22,759	65,241
Podnožni promjer d_f /mm	19,500	61,042
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	21,143	60,610
Diobena debljina zuba s /mm	2,629	2,462
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,795	1,120
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,354	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,509	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	2462,3	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,518	1,482
Faktor zareznog djelovanja Y_S	1,944	1,980
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,747	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,0	1,0
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	1197,4	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	905,4	899,6
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	1,32	1,33
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,385	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,083	1,0
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ε	0,911	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,6	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,969	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	3264,9	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	2698,4	2490,6
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,21	1,31

3.3.3. Podaci zupčanika drugog stupnja prijenosa

Tablica 6. Podaci zupčanika drugog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{21}	Gonjeni zupčanik z_{22}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	18	39
Diobeni promjer d /mm	27,000	58,500
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	24,077	
Faktor pomaka profila x	0,450	0,467
Tjemeni promjer d_a /mm	31,350	62,902
Kinematski promjer d_w /mm	27,789	60,211
Podnožni promjer d_f /mm	24,600	56,152
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	25,372	54,972
Diobena debljina zuba s /mm	2,848	2,866
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,702	0,963
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,249	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,478	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	2016,5	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,308	1,327
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,159	2,202
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,758	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,22	1,0
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	1043,3	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	877,1	744,2
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	1,19	1,40
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,251	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,052	1,0
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ε	0,917	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,55	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,973	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2954,4	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	2121,8	2017,3
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,39	1,46

3.3.4. Podaci zupčanika trećeg stupnja prijenosa

Tablica 7. Podaci zupčanika trećeg stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{31}	Gonjeni zupčanik z_{32}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	21	35
Diobeni promjer d /mm	31,500	52,500
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	26,236	
Faktor pomaka profila x	0,800	0,741
Tjemeni promjer d_a /mm	36,600	57,424
Kinematski promjer d_w /mm	33,000	55,000
Podnožni promjer d_f /mm	30,150	50,974
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	29,600	49,334
Diobena debljina zuba s /mm	3,230	3,165
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,694	0,962
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,213	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0,100	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,356	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	1698,1	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,176	1,269
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,362	2,305
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,803	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,15	1,0
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	920	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	725,8	665,0
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	1,27	1,38
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,144	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,033	1,0
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ε	0,939	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,45	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,976	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2579,3	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	1790,2	1732,5
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,44	1,49

3.3.5. Podaci zupčanika četvrtog stupnja prijenosa

Tablica 8. Podaci zupčanika četvrtog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{41}	Gonjeni zupčanik z_{42}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	24	33
Diobeni promjer d /mm	36,000	49,500
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	24,077	
Faktor pomaka profila x	0,450	0,467
Tjemeni promjer d_a /mm	40,350	53,901
Kinematski promjer d_w /mm	37,053	50,947
Podnožni promjer d_f /mm	33,600	47,152
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	33,829	46,515
Diobena debljina zuba s /mm	2,848	2,866
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,821	0,916
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,249	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,505	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	1512,4	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,271	1,274
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,201	2,228
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,748	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,0	1,0
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	920	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	527,9	535,3
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	1,74	1,72
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,251	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,025	1,0
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ϵ	0,912	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,45	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,979	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2585,9	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	1677,0	1635,6
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,54	1,58

3.3.6. Podaci zupčanika petog stupnja prijenosa

Tablica 9. Podaci zupčanika petog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{51}	Gonjeni zupčanik z_{52}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	26	30
Diobeni promjer d /mm	39,000	45,000
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	26,236	
Faktor pomaka profila x	0,770	0,771
Tjemeni promjer d_a /mm	44,010	50,014
Kinematski promjer d_w /mm	40,857	47,143
Podnožni promjer d_f /mm	37,560	43,564
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	36,648	42,286
Diobena debljina zuba s /mm	3,197	3,198
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,825	0,886
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,213	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0,1	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,374	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	1371,6	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,180	1,216
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,367	2,344
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,796	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,0	1,09
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	920	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	508,3	565,3
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	1,81	1,63
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,144	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,019	1,0
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ϵ	0,936	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,45	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,981	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2591,7	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	1534,6	1507,9
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,69	1,72

3.3.7. Podaci zupčanika šestog stupnja prijenosa

Tablica 10. Podaci zupčanika šestog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{61}	Gonjeni zupčanik z_{62}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	28	29
Diobeni promjer d /mm	42,000	43,500
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	24,077	
Faktor pomaka profila x	0,455	0,462
Tjemeni promjer d_a /mm	46,365	47,887
Kinematski promjer d_w /mm	43,228	44,772
Podnožni promjer d_f /mm	39,615	41,137
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	39,467	40,877
Diobena debljina zuba s /mm	2,853	2,861
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,871	0,879
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,249	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,510	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	1296,4	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,270	1,247
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,214	2,237
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,747	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,0	1,36
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	920	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	453,7	611,7
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	2,03	1,50
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,251	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,009	1,005
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ϵ	0,911	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,45	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,982	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2595,1	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	1508,5	1502,2
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,72	1,73

3.3.8. Podaci zupčanika sedmog stupnja prijenosa

Tablica 11. Podaci zupčanika sedmog stupnja prijenosa

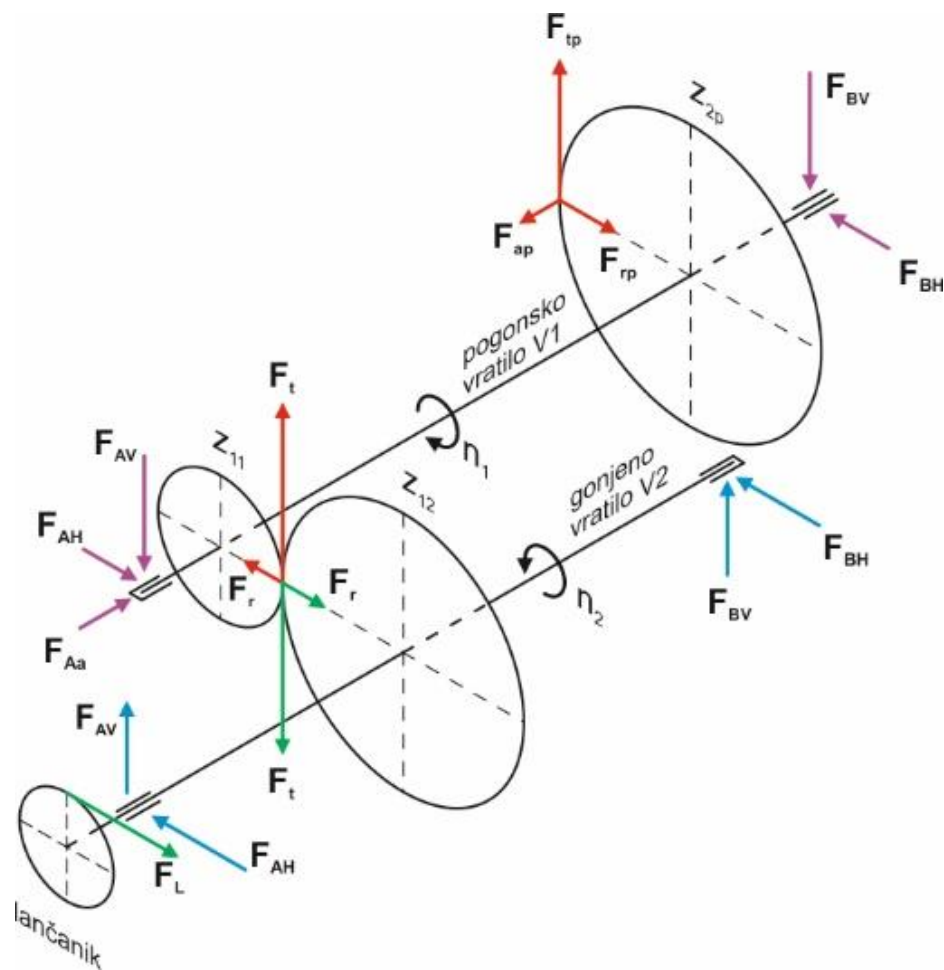
Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Modul m /mm	1,5	
Broj zubi z	29	28
Diobeni promjer d /mm	43,500	42,000
Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$	24,077	
Faktor pomaka profila x	0,462	0,455
Tjemeni promjer d_a /mm	47,887	46,365
Kinematski promjer d_w /mm	44,772	43,228
Podnožni promjer d_f /mm	41,137	39,615
Promjer temeljne kružnice d_b /mm	40,877	39,467
Diobena debljina zuba s /mm	2,861	2,853
Tjemena debljina zuba s_a /mm	0,879	0,871
Min. dop. tjemena debljina zuba s_{amin} /mm	0,600	
Tjemena zračnost c /mm	0,249	
Min. dop. tjemena zračnost c_{min} /mm	0,180	
Faktor skraćanja tjemena k	0	
Stupanj prekrivanja ε_α	1,510	
Širina zuba zupčanika b /mm	8	
Obodna sila na zupčanik F_t /N	1251,6	
Faktor udara K_A	2,0	
Faktor oblika zuba kod savijanja Y_F	1,247	1,270
Faktor zareznog djelovanja Y_S	2,237	2,214
Faktor učešća opterećenja Y_ε	0,747	

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{71}	Gonjeni zupčanik z_{72}
Faktor tankog vijenca Y_B	1,0	1,62
Dop. naprezanje korijena zuba s obzirom na savijanje σ_{Fdop} /MPa	920	
Naprezanje u korijenu zuba σ_F /MPa	434,4	709,6
Faktor sigurnosti kod savinjanja korijena S_F	2,12	1,30
Faktor oblika zuba kod Herzovog pritiska Z_H	2,251	
Faktor naprezanja u unut. točkama zahvata Z_B, Z_D	1,005	1,009
Faktor utjecaja materijala Z_M	189,9	
Faktor prekrivanja Z_ε	0,911	
Faktor utjecaja vijeka trajanja Z_N	1,45	
Faktor utjecaja brzine Z_V	0,984	
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L	0,964	
Dop. naprezanje boka zuba s obzirom na Hertzov pritisak σ_{Hdop} /MPa	2597,3	
Naprezanje na boku zuba σ_H /MPa	1476,1	1482,2
Faktor sigurnosti kod naprezanja boka zuba S_H	1,76	1,75

3.4. Proračun vratila mjenjača

Sustav mjenjača se sastoji od dva vratila. Prvo pogonsko vratilo V1 prima snagu preko primarnog stupnja prijenosa kako je već ranije navedeno u tekstu. Snaga se zatim prenosi na gonjeno vratilo V2 preko određenog stupnja prijenosa. Gonjeno vratilo V2 na svome izlaznom kraju ima smješten lančanic preko kojeg se snaga prenosi na zadnji pogonski kotač mopeda.

Na [Slika 8] prikazan je shematski crtež vratila sa uključenim prvim stupnjem prijenosa. Na slici su naznačeni smjerovi vrtnje vratila, sile na zupčanicima, kao i reakcije u osloncima vratila.



Slika 8. Shematski prikaz vratila i opterećenja

3.4.1. Proračun pogonskog vratila V1

Zupčanik z_{2p} izrađen je sa kosim zubima nagiba boka $\beta = 25^\circ$. Podaci o primarnom stupnju prijenosa potrebni za proračun prikazani su u sljedećoj tablici.

Tablica 12. Podaci zupčanika primarnog stupnja prijenosa

Podaci o zupčaniku	Pogonski zupčanik z_{1p}	Gonjeni zupčanik z_{2p}
Normalni modul m_n /mm	1,5	
Broj zubi z	15	61
Kut nagiba boka zuba β /°	25,0	
Diobeni promjer d /mm	24,826	100,959
Čelni kut zahvatne linije α_t /°	21,88	
Faktor pomaka profila x	0,700	0,682
Pogonski kut zahvatne linije α_{tw} /°	25,76	
Kinematski promjer d_w /mm	25,579	104,021
Osni razmak a_w /mm	64,8	
Širina zuba zupčanika b /mm	12	

Sile koje djeluju na zupčanik z_{2p} iznose:

$$F_{tp} = \frac{2 \cdot T_{rad}}{d_{w1p}} = \frac{2 \cdot 6890}{25,579} = 538,7 \text{ N} \quad (100)$$

$$F_{rp} = F_{tp} \cdot \tan \alpha_{tw} = 538,7 \cdot \tan 25,76^\circ = 259,9 \text{ N} \quad (101)$$

$$F_{ap} = F_{tp} \cdot \tan \beta = 538,7 \cdot \tan 25^\circ = 251,2 \text{ N} \quad (102)$$

Sile koje djeluju na zupčanik z_{11} iznose:

$$F_t = 2462,3 \text{ N} \quad (103)$$

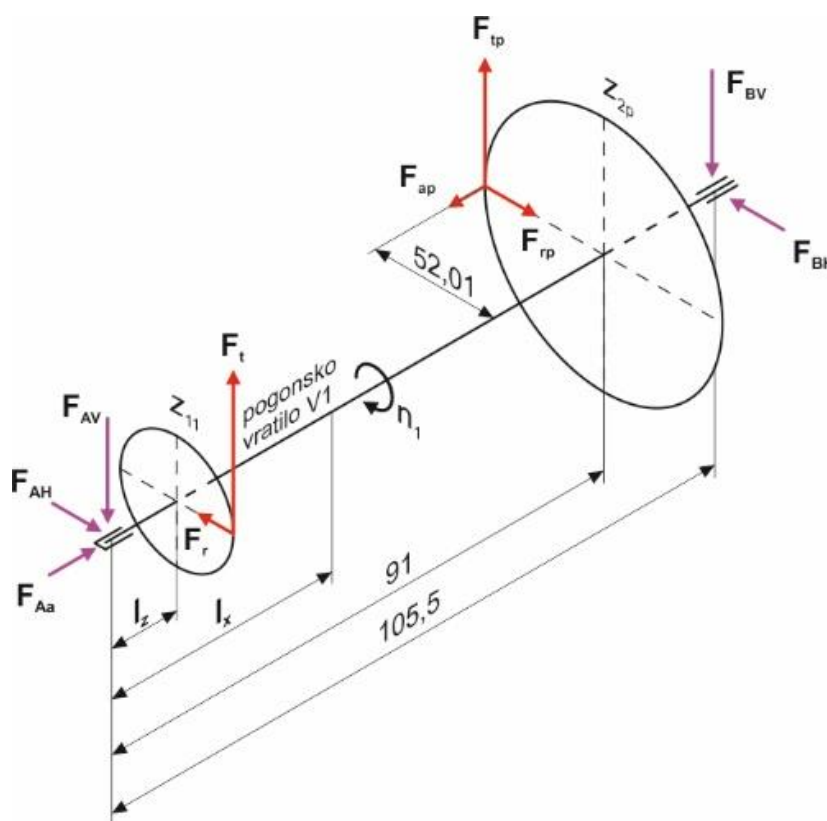
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w = 2462,3 \cdot \tan 21,718^\circ = 980,8 \text{ N} \quad (104)$$

U osloncima A i B vratila javljaju se reakcijske sile kao posljedica djelovanja gore navedenih sila. Reakcije u osloncima mogu se rastaviti u dvije ravnine, horizontalnu i vertikalnu.

Na [Slika 9] prikazane su sile na pogonsko vratilo V1. Ucertane su još i dimenzije potrebne za izračun reakcija u osloncima, kao i dvije fluktuirajuće dimenzije l_z i l_x .

Dimenzija l_z određuje poziciju pojedinog stupnja prijenosa od oslonca A u koracima po 9 mm kolika je širina glavčine svakog zupčanika. Početna vrijednost dimenzije $l_z = 10,5$ mm, dok je krajnja vrijednost $l_z = 64,5$ mm.

Dimenzija l_x određuje poziciju na vratilu gdje će se računati momenti savijanja. Njezine vrijednosti bit će prikazane u tablici.



Slika 9. Sile na pogonskom vratilu V1

3.4.1.1. Izračun reakcijskih sila u osloncima vratila V1

HORIZONTALNA RAVNINA

Korištenjem sljedećih jednadžbi dobivene su reakcije u osloncima A i B u horizontalnoj ravnini.

$$F_{BH} = \frac{F_{rp} \cdot 91 - F_{ap} \cdot 52,01 - F_r \cdot l_z}{105,5} \quad (105)$$

$$F_{AH} = F_r - F_{rp} + F_{BH} \quad (106)$$

$$F_{Aa} = F_{ap} \quad (107)$$

Aksijalna sila F_{Aa} u osloncu A je konstantna s obzirom na odabrani stupanj prijenosa i ne utječe na savijanje vratila, već samo na ukupnu reakcijsku silu u osloncu.

VERTIKALNA RAVNINA

Korištenjem sljedećih jednadžbi dobivene su reakcije u osloncima A i B u vertikalnoj ravnini.

$$F_{BV} = \frac{F_t \cdot l_z + F_{tp} \cdot 91}{105,5} \quad (108)$$

$$F_{AV} = F_t + F_{tp} - F_{BV} \quad (109)$$

Rezultantne sile u osloncima iznose:

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2 + F_{Aa}^2} \quad (110)$$

$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} \quad (111)$$

U sljedećoj tablici prikazane su vrijednosti reakcijskih sila u osloncima u ovisnosti od pojedinog stupnja prijenosa.

Tablica 13. Reakcije u osloncima vratila V1 s obzirom na stupanj prijenosa

Stupanj prijenosa	SILA /N						
	F_{AH}	F_{AV}	F_{Aa}	F_A	F_{BH}	F_{BV}	F_B
1.	723,6	2291,3	251,2	2415,9	2,7	709,7	709,8
2.	575,0	1717,9	251,2	1828,9	-66,2	837,4	840,0
3.	451,3	1313,4	251,2	1411,3	-125,7	923,4	931,9
4.	276,0	1048,9	251,2	1113,3	-139,9	1002,3	1012,0
5.	218,5	841,1	251,2	904,6	-197,6	1069,2	1087,3
6.	115,0	688,4	251,2	741,8	-204,4	1146,6	1164,7
7.	57,8	560,5	251,2	616,9	-241,6	1229,9	1253,4

3.4.1.2. Izračun momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila VI

Kako su reakcije u osloncima podijeljene u dvije ravnine, tako će se i momenti savijanja vratila izračunati za svaku pojedinu ravninu na određenim presjecima. Koristit će se tri jednadžbe za izračun momenata savijanja u ovisnosti o položaju presjeka, tj u ovisnosti od dimenzije l_x .

HORIZONTALNA RAVNINA

$$M_H = F_{AH} \cdot l_x \quad \text{ako je } l_x \leq l_z \quad (112)$$

$$M_H = F_{AH} \cdot l_x - F_r \cdot (l_x - l_z) \quad \text{ako je } l_z \leq l_x \leq 91 \quad (113)$$

$$M_H = F_{AH} \cdot l_x - F_r \cdot (l_x - l_z) + F_{ap} \cdot 52,01 + F_{tp} \cdot (l_x - 91) \quad \text{ako je } l_x > 91 \quad (114)$$

VERTIKALNA RAVNINA

$$M_V = F_{AV} \cdot l_x \quad \text{ako je } l_x \leq l_z \quad (115)$$

$$M_V = F_{AV} \cdot l_x - F_t \cdot (l_x - l_z) \quad \text{ako je } l_z \leq l_x \leq 91 \quad (116)$$

$$M_V = F_{AV} \cdot l_x - F_t \cdot (l_x - l_z) - F_{tp} \cdot (l_x - 91) \quad \text{ako je } l_x > 91 \quad (117)$$

Ukupni moment na nekom presjeku vratila iznosi:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} \quad (118)$$

U sljedećoj tablici prikazane su vrijednosti momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila.

Tablica 14. Momenti savijanja na određenim presjecima vratila V1

Moment /Nm	Udaljenost presjeka l_x /mm	Stupanj prijenosa						
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
M_H	10,5	7,6	6,0	4,7	2,9	2,3	1,2	0,6
M_V		24,1	18,0	13,8	11,0	8,8	7,2	5,9
M_1		25,2	19,0	14,6	11,4	9,1	7,3	5,9
M_H	19,5	5,3	11,2	8,8	5,4	4,3	2,2	1,1
M_V		22,5	33,5	25,6	20,5	16,4	13,4	10,9
M_2		23,1	35,3	27,1	21,1	16,9	13,6	11,0
M_H	28,5	3,0	8,3	12,9	7,9	6,2	3,3	1,6
M_V		21,0	30,8	37,4	29,9	24,0	19,6	16,0
M_3		21,2	31,9	39,6	30,9	24,8	19,9	16,1
M_H	37,5	0,7	5,3	9,4	10,4	8,2	4,3	2,2
M_V		19,4	28,1	34,0	39,3	31,5	25,8	21,0
M_4		19,5	28,6	35,2	40,7	32,6	26,2	21,1
M_H	46,5	-1,7	2,4	5,9	6,8	10,2	5,3	2,7
M_V		17,9	25,4	30,5	35,2	39,1	32,0	26,1
M_5		18,0	25,5	31,1	35,8	40,4	32,5	26,2
M_H	55,5	-4,0	-0,5	2,4	3,2	6,0	6,4	3,2
M_V		16,4	22,7	27,0	31,0	34,3	38,2	31,1
M_6		16,8	22,8	27,2	31,1	34,9	38,7	31,3
M_H	64,5	-6,3	-3,5	-1,0	-0,4	1,9	2,2	3,7
M_V		14,8	20,1	23,6	26,8	29,6	32,7	36,1
M_7		16,1	20,4	23,6	26,8	29,7	32,8	36,3
M_H	78	-9,8	-7,9	-6,2	-5,8	-4,3	-4,1	-3,0
M_V		12,5	16,0	18,4	20,6	22,4	24,5	26,8
M		15,9	17,9	19,4	21,4	22,8	24,9	27,0
M_H	91	-13,1	-12,1	-11,2	-11,0	-10,2	-10,1	-9,6
M_V		10,3	12,1	13,4	14,5	15,5	16,6	17,8
M		16,7	17,1	17,5	18,2	18,6	19,5	20,2
M_H	98	0,0	0,5	0,9	1,0	1,5	1,5	1,8
M_V		5,3	6,3	6,9	7,5	8,0	8,6	9,2
M		5,3	6,3	7,0	7,6	8,2	8,7	9,4

3.4.1.3. Karakteristike materijala vratila

Materijal pogonskog vratila je 18CrNiMo6 kao i materijal zupčanika pošto je pogonski zupčanik prvog stupnja prijenosa izrađen u komadu sa vratilom.

Karakteristike materijala su sljedeće:

- Dinamička izdržljivost pri izmjeničnom opterećenju na savijanje:

$$\sigma_{\text{IDN}} = 640 \text{ MPa} \quad (119)$$

- Dinamička izdržljivost pri istosmjernom opterećenju na torziju:

$$\tau_{\text{tDI}} = 510 \text{ MPa} \quad (120)$$

- Granica tečenja:

$$R_e = 800 \text{ MPa} \quad (121)$$

- Vlačna čvrstoća:

$$R_m = 1450 \text{ MPa} \quad (122)$$

3.4.1.4. Izračun maksimalnog reduciranog naprezanja

Kako je vidljivo iz [Tablica 14] najveći moment savijanja djeluje kada je uključen četvrti stupanj prijenosa na presjeku vratila $l_x = 37,5$ mm te iznosi $M = 40,7$ Nm. Moment torzije na pogonskom vratilu je po cijeloj dužini isti za bilo koji stupanj prijenosa te iznosi $T_{\text{max}} = 28$ Nm.

Na tom presjeku vratila nalazi se utor za pero za kojeg faktori zarezno djelovanja za savijanje i torziju prema [4] iznose:

$$\beta_{\text{kf}} = 2,1 \quad \beta_{\text{kt}} = 1,8 \quad (123)$$

Faktor čvrstoće materijala iznosi:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{\text{IDN}}}{1,73 \cdot \tau_{\text{tDI}}} = \frac{640}{1,73 \cdot 510} = 0,73 \quad (124)$$

Reducirani moment savijanja na presjeku vratila iznosi:

$$M_{\text{red}} = \sqrt{(M \cdot \beta_{\text{kf}})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{\text{max}} \cdot \beta_{\text{kt}})^2}$$

$$M_{\text{red}} = \sqrt{(40,7 \cdot 2,1)^2 + 0,75 \cdot (0,73 \cdot 28 \cdot 1,8)^2} = 91,2 \text{ MPa} \quad (125)$$

Moment otpora presjeka na mjestu utora za pero iznosi:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 16^3 \approx 410 \text{ mm}^3 \quad (126)$$

Sada je moguće izračunati reducirano naprezanje na tom presjeku te ono iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{M_{\text{red}}}{W} = \frac{91200}{410} = 222,4 \text{ MPa} \quad (127)$$

Faktori potrebni za izračun postojeće sigurnosti presjeka vratila su faktor veličine strojnog dijela b_1 i faktor kvalitete površinske obrade b_2 . Njihove vrijednosti prema [4] iznose:

$$b_1 = 0,98 \quad b_2 = 0,96 \quad (128)$$

Postojeća sigurnost na presjeku vratila iznosi:

$$S_{\text{post}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{K_A \cdot \sigma_{\text{red}}} = \frac{0,98 \cdot 0,96 \cdot 640}{2 \cdot 222,4} = 1,35 \quad (129)$$

Na ostalim presjecima vratila ili nema utora za pero ili postoji prijelaz sa promjera 15 mm na promjer 16 mm. Promjeri 15 mm nalaze se na krajevima vratila zbog ležajeva. Na krajevima vratila ne postoji torzija i momenti savijanja su manji. Prema navedenom, a s obzirom na podatke iz [Tablica 14] ostali presjeci vratila imaju manja reducirana naprezanja.

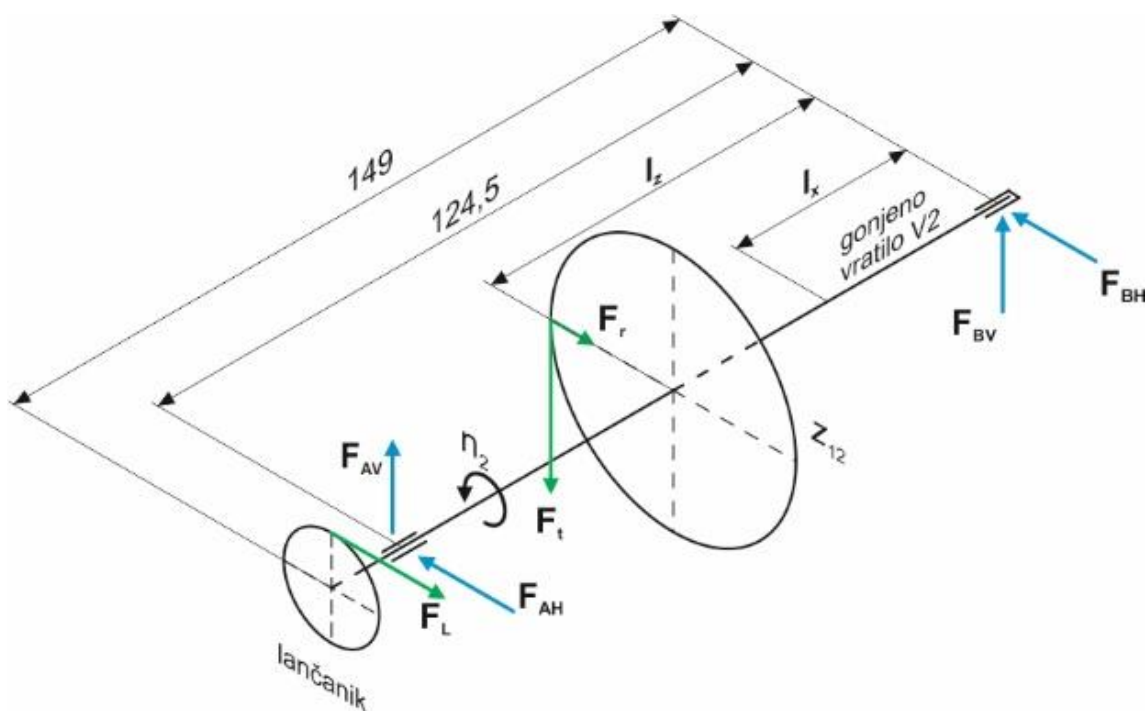
3.4.2. Proračun gonjenog vratila V2

Proračun gonjenog vratila V2 biti će analogan proračunu pogonskog vratila V1. Prvo će se izračunati reakcije u osloncima vratila A i B, a zatim momenti savijanja vratila na pojedinim presjecima.

Na [Slika 10] prikazane su sile na gonjeno vratilo V2 kada je uključen prvi stupanj prijenosa. Ucertane su još i dimenzije potrebne za izračun reakcija u osloncima, kao i dvije fluktuirajuće dimenzije l_z i l_x .

Dimenzija l_z određuje poziciju pojedinog stupnja prijenosa od oslonca B u koracima po 9 mm kolika je širina glavčine svakog zupčanika. Vrijednost dimenzije $l_z = 64,5$ mm za prvi stupanj prijenosa, dok je vrijednost $l_z = 10,5$ mm za sedmi stupanj prijenosa.

Dimenzija l_x određuje poziciju na vratilu gdje će se računati momenti savijanja. Njezine vrijednosti bit će prikazane u tablici.



Slika 10. Sile na pogonskom vratilu V2

3.4.2.1. Izračun reakcijskih sila u osloncima vratila V2

HORIZONTALNA RAVNINA

Korištenjem sljedećih jednadžbi dobivene su reakcije u osloncima A i B u horizontalnoj ravnini.

$$F_{BH} = \frac{F_r \cdot l_z - F_L \cdot (149 - 124,5)}{124,5} \quad (130)$$

$$F_{AH} = F_L + F_r - F_{BH} \quad (131)$$

VERTIKALNA RAVNINA

Korištenjem sljedećih jednadžbi dobivene su reakcije u oslancima A i B u vertikalnoj ravnini.

$$F_{BV} = \frac{F_t \cdot l_z}{124,5} \quad (132)$$

$$F_{AV} = F_t - F_{BV} \quad (133)$$

Rezultantne sile u oslancima iznose:

$$F_A = \sqrt{F_{AH}^2 + F_{AV}^2} \quad (134)$$

$$F_B = \sqrt{F_{BH}^2 + F_{BV}^2} \quad (135)$$

Lančanik koji se nalazi na izlaznom kraju gonjenog vratila V2 je standardni lančanik prema DIN 8187, koraka $p = 12,7$ mm, broja zubi $z = 13$, te promjera diobene kružnice $d = 54,32$ mm.

U sljedećoj tablici su prikazane reakcije u oslancima A i B, iznos vučne (obodne) sile na lančaniku, te iznos momenta torzije u pojedinom stupnju prijenosa.

Tablica 15. Reakcije u oslancima vratila V2 s obzirom na stupanj prijenosa

Stupanj prijenosa	Sila /N							Torzija /Nm
	F_{AH}	F_{AV}	F_A	F_{BH}	F_{BV}	F_B	F_L	T
1.	4120,9	1275,7	4313,8	-117,3	1186,7	1192,4	3022,8	80,3
2.	3132,2	898,9	3258,7	53,5	1117,6	1118,9	2284,6	60,7
3.	2413,0	634,2	2495,0	181,3	1063,9	1079,2	1757,4	46,7
4.	1936,4	455,5	1989,3	189,3	1056,9	1073,7	1449,9	38,5
5.	1608,9	314,0	1639,2	283,8	1057,6	1095,0	1216,7	32,3
6.	1396,0	203,0	1410,7	275,4	1093,3	1127,5	1092,1	29,0
7.	1264,0	105,6	1268,4	313,4	1146,1	1188,2	1018,1	27,0

3.4.2.2. Izračun momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila V2

Izračun momenata savijanja vratila V2 biti će analogan kao i kod vratila V1.

HORIZONTALNA RAVNINA

$$M_H = F_{BH} \cdot l_x \quad \text{ako je } l_x \leq l_z \quad (136)$$

$$M_H = F_{BH} \cdot l_x - F_r \cdot (l_x - l_z) \quad \text{ako je } l_z \leq l_x \leq 124,5 \quad (137)$$

$$M_H = F_{BH} \cdot l_x - F_r \cdot (l_x - l_z) + F_{AH} \cdot (l_x - 124,5) \quad \text{ako je } l_x > 124,5 \quad (138)$$

VERTIKALNA RAVNINA

$$M_V = F_{BV} \cdot l_x \quad \text{ako je } l_x \leq l_z \quad (139)$$

$$M_V = F_{BV} \cdot l_x - F_t \cdot (l_x - l_z) \quad \text{ako je } l_z \leq l_x \leq 124,5 \quad (140)$$

$$M_V = F_{BV} \cdot l_x - F_t \cdot (l_x - l_z) + F_{AV} \cdot (l_x - 124,5) \quad \text{ako je } l_x > 124,5 \quad (141)$$

Ukupni moment na nekom presjeku vratila iznosi:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} \quad (142)$$

U sljedećoj tablici prikazane su vrijednosti momenata savijanja na pojedinim presjecima vratila.

Tablica 16. Momenti savijanja na određenim presjecima vratila V2

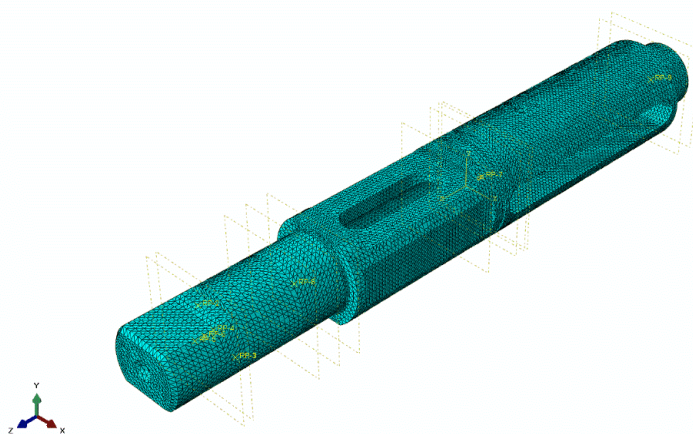
Moment /Nm	Udaljenost presjeka l_x /mm	Stupanj prijenosa						
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
M_H	10,5	-1,2	0,6	1,9	2,0	3,0	2,9	3,3
M_V		12,5	11,7	11,2	11,1	11,1	11,5	12,0
M_7		12,5	11,7	11,3	11,3	11,5	11,8	12,5
M_H	19,5	-2,3	1,0	3,5	3,7	5,5	5,4	1,1
M_V		23,1	21,8	20,7	20,6	20,6	21,3	11,1
M_6		23,3	21,8	21,0	20,9	21,4	22,0	11,1
M_H	28,5	-3,3	1,5	5,2	5,4	8,1	2,6	-1,1
M_V		33,8	31,9	30,3	30,1	30,1	19,5	10,1
M_5		34,0	31,9	30,8	30,6	31,2	19,7	10,2
M_H	37,5	-4,4	2,0	6,8	7,1	4,6	-0,1	-3,3
M_V		44,5	41,9	39,9	39,6	27,3	17,7	9,2
M_4		44,7	42,0	40,5	40,3	27,7	17,7	9,8
M_H	46,5	-5,5	2,5	8,4	2,7	1,0	-2,8	-5,6
M_V		55,2	52,0	49,5	35,5	24,5	15,8	8,2
M_3		55,4	52,0	50,2	35,6	24,5	16,1	9,9
M_H	55,5	-6,5	3,0	2,5	-1,7	-2,5	-5,6	-7,8
M_V		65,9	62,0	43,8	31,4	21,7	14,0	7,3
M_2		66,2	62,1	43,8	31,5	21,8	15,1	10,7
M_H	64,5	-7,6	-4,7	-3,4	-6,0	-6,0	-8,3	-10,0
M_V		76,5	53,9	38,1	27,3	18,8	12,2	6,3
M_1		76,9	54,1	38,2	28,0	19,8	14,7	11,8
M_H	80	-24,6	-17,8	-13,5	-13,6	-12,1	-13,0	-13,8
M_V		56,8	40,0	28,2	20,3	14,0	9,0	4,7
M		61,9	43,8	31,3	24,4	18,5	15,8	14,6
M_H	100	-46,5	-34,8	-26,6	-23,3	-20,0	-19,1	-18,7
M_V		31,3	22,0	15,5	11,2	7,7	5,0	2,6
M		56,1	41,1	30,8	25,8	21,4	19,7	18,9
M_H	124,5	-73,5	-55,5	-42,7	-35,2	-29,6	-26,5	-24,7
M_V		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
M		73,5	55,5	42,7	35,2	29,6	26,5	24,7
M_H	137	-35,7	-27,0	-20,7	-17,1	-14,4	-12,9	-12,0
M_V		0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
M		35,7	27,0	20,7	17,1	14,4	12,9	12,0

Kako je vidljivo iz [Tablica 16] najveći moment savijanja djeluje kada je uključen prvi stupanj prijenosa na presjeku vratila $l_x = 64,5$ mm te iznosi $M = 76,9$ Nm. Moment torzije na vratilu je također najveći kada je uključen prvi stupanj prijenosa te on prema podacima iz [Tablica 15] iznosi $T_{\max} = 80,3$ Nm. Pozicije svih ostalih presjeka vratila su također najopterećenije kada je uključen prvi stupanj prijenosa. U sljedećem odlomku biti će izračunata približna naprezanja na najopterećenijem presjeku vratila.

3.4.2.3. FEM analiza najopterećenijeh presjeka

Zbog složene geometrije gonjenog vratila V2 pri određivanju naprezanja poslužio je programski paket Abaqus u kojem je preuzeta geometrija iz programskog paketa Autodesk Inventor.

Koristeći se programskim paketom Abaqus napravljena je statička analiza naprezanja vratila V2 pri uključenom prvom stupnju prijenosa. Model je podijeljen sa par ravnina da se naznače pojedini karakteristični pojasi vratila gdje dolaze ležajevi, zupčanik prvog stupnja prijenosa, te lančanik. Na tim mjestima u osi vratila stavljene su referentne točke (reference points). One su povezane sa površinama na vratilu gdje djeluju pojedini elementi kako prikazuje sljedeća slika.

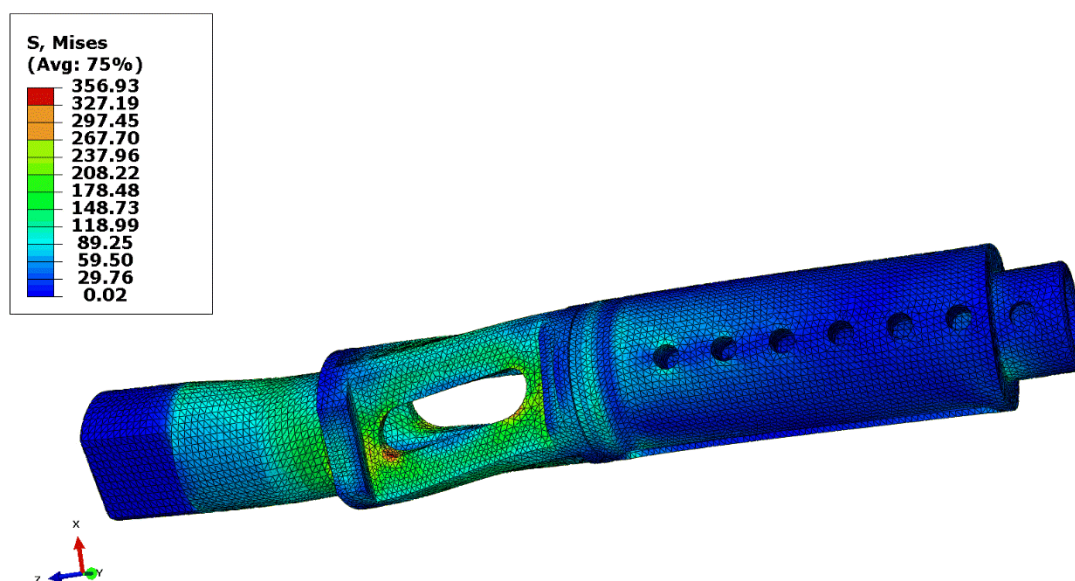


Slika 11. Mreža konačnih elemenata

Zatim su na vratila primjenjena opterećenja prema podacima iz [Tablica 15], jednadžbi (103) i (104), te rubni uvjeti prema [Slika 10]. Napravljena je mreža konačnih elemenata. Tip elementa koji se koristio je tetraedarski prvog reda sa 4 čvora (C3D4). Broj elemenata je 271239.

Vratilo se može zamisliti kao greda na dva oslonca opterećena na savijanje i torziju. Razlog iz kojeg su rubni uvjeti oslonaca stavljeni u točke na osi vratila proizlazi zbog načina deformiranja grede na dva oslonca. U osloncima mora biti omogućen kut zakreta. Ako bi se rubni uvjeti oslonaca stavili direktno na površinu na koju djeluju (koja nije jedinična niti u točki) to bi predstavljalo rubni uvjet uklještenja.

Raspodjela naprezanja po vratilu je prikazana na sljedećoj slici. Također je vidljivo i najveće naprezanje u iznosu 357 MPa na mjestu gdje se nalazi prsten birača brzina.



Slika 12. Raspodjela naprezanja na vratilu V2

Kao što je već gore spomenuto ovo su rezultati statičke analize pri punom opterećenju vratila. U obzir treba uzeti da je problem dinamičke prirode, te da nije poznat spektar opterećenja. Vratilo u eksploataciji nije stalno opterećeno pri maksimalnom momentu koljenastog vratila. Budući da su naprezanja na vratilu dobivena računalnom simulacijom treba biti oprezan s njihovim vrijednostima. Materijal vratila V2 je isti kao i materijal vratila V1 (18CrNiMo6), istih mehaničkih karakteristika. Dobiveni rezultati su manji od vrijednosti dinamičke izdržljivosti tog materijala za faktor $K = 1,79$.

Svi Tomosovi mopedi sa nožnim mjenjačem koriste ovakav oblik gonjenog vratila. To znači da ima i jačih mopeda koji koriste isti oblik vratila.

Uzimajući u obzir sve gore navedeno smatram da vratilo V2 zadovoljava analizu čvrstoće te da njegova eksploatacija nije upitna.

3.4.3. Proračun ležajeva

3.4.3.1. Ležajevi pogonskog vratila VI

Ležajno mjesto A izvedeno je kao čvrsto zbog postojanja aksijalne sile F_{Aa} . Za ležaj A korišten je ležaj SKF 6201 te prema SKF Bearing Calculator ležaj izdrži vijek od 53 radna sata prilikom maksimalnog opterećenja. Vrijednosti koje su korištene u kalkulatoru i rezultati su prikazani na sljedećoj slici.

Bearing life : 6201	
Input parameters	
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	2.4 kN
F_a Axial load	0.25 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	2440 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	70 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	ISO 4406 cleanliness code -/17/14
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
Viscosity at 40 °C	97 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	14.4 mm ² /s
Result	
L_{10mh} SKF rating life	53 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	0.28
κ Viscosity ratio	1.96
P Equivalent dynamic bearing load	2.4 kN
η_c Factor for contamination level	0.05
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	16.3 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	190 hour
C/P Load ratio	3

Slika 13. Radni vijek ležaja SKF 6201

Ležajno mjesto B izvedeno je kao slobodno, a odabran je ležaj SKF 6202. Prema SKF Bearing Calculator ležaj izdrži vijek od 390 radnih sati prilikom maksimalnog opterećenja. Vrijednosti koje su korištene u kalkulatoru i rezultati su prikazani na sljedećoj slici.

Bearing life : 6202	
Input parameters	
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	1.54 kN
F_a Axial load	0.0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	2440 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	70 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	ISO 4406 cleanliness code -/17/14
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
Viscosity at 40 °C	97 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	14.4 mm ² /s
Result	
L_{10mh} SKF rating life	390 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	0.4
κ Viscosity ratio	2.09
P Equivalent dynamic bearing load	1.54 kN
η_c Factor for contamination level	0.06
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	15.3 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	980 hour
C/P Load ratio	5.2

Slika 14. Radni vijek ležaja SKF 6202

3.4.3.2. Ležajevi gonjenog vratila V2

Za ležajno mjesto A korišten je ležaj SKF 6004. Prema SKF Bearing Calculator ležaj izdrži vijek od 59 radnih sati prilikom maksimalnog opterećenja. Premda kalkulator kaže da je opterećenje ležaja veliko ($C/P = 2,3$) ležaj je korišten na svim Tomosovim mopedima sa nožnim mjenjačem brzina. Vrijednosti koje su korištene u kalkulatoru i rezultati su prikazani na sljedećoj slici.

Bearing life : 6004	
Input parameters	
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	4.32 kN
F_a Axial load	0.0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	850 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	70 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	ISO 4406 cleanliness code -/17/14
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
Viscosity at 40 °C	97 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	14.4 mm ² /s
Warning	
The bearing load is high (C/P=2.3). Please contact SKF Application Engineering.	
Result	
L_{10mh} SKF rating life	59 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	0.24
κ Viscosity ratio	1.29
P Equivalent dynamic bearing load	4.32 kN
η_c Factor for contamination level	0.05
ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	24.7 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	240 hour
C/P Load ratio	2.3

Slika 15. Radni vijek ležaja SKF 6004

Za ležajno mjesto B korišten je ležaj SKF 6003. Prema SKF Bearing Calculator ležaj izdrži vijek od 430 radnih sati prilikom maksimalnog opterećenja. Vrijednosti koje su korištene u kalkulatoru i rezultati su prikazani na sljedećoj slici.

Bearing life : 6003	
Input parameters	
Select bearing internal radial clearance	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	1.2 kN
F_a Axial load	0.0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	2485 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	70 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	ISO 4406 cleanliness code -/17/14
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C and 100 °C
Viscosity at 40 °C	97 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	14.4 mm ² /s
Result	
L_{10mh} SKF rating life	430 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	0.43
κ Viscosity ratio	2.15
P Equivalent dynamic bearing load	1.2 kN
η_c Factor for contamination level	0.06
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	14.9 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	1000 hour
C/P Load ratio	5.3

Slika 16. Radni vijek ležaja SKF 6003

3.4.4. Stezni spoj vratila i pogonskog zupčanika druge brzine

Spoj vratila promjera 16 mm i zupčanika će biti izrađen kao stezni spoj zbog smanjenih dimenzija zupčanika, te velikog zareznog djelovanja koje bi bilo uzrokovano spojem sa perom.

Obodna sila koja se javlja na naležnoj površini spoja iznosi:

$$F = \frac{2 \cdot T_{\max}}{d_F} = \frac{2 \cdot 28000}{16} = 3500 \text{ N} \quad (143)$$

Da bi se pogonsko opterećenje moglo sigurno prenijeti potrebna sila prijanjanja na naležnoj površini steznog spoja mora iznositi:

$$F_T \geq K_A \cdot S \cdot F = 2 \cdot 1,5 \cdot 3500 = 8050 \text{ N} \quad (144)$$

Potrebni tlak na naležnoj površini steznog spoja iznosi:

$$p_F = \frac{F_T}{d_F \cdot \pi \cdot l \cdot \nu} = \frac{8050}{16 \cdot \pi \cdot 8,5 \cdot 0,2} = 94,2 \text{ MPa} \quad (145)$$

gdje je:

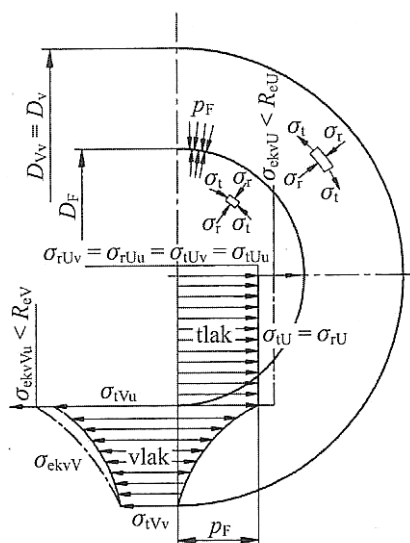
$F_T = 8050 \text{ N}$, potrebna sila prijanjanja spoja

$d_F = 16 \text{ mm}$, promjer vratila

$l = 8,5 \text{ mm}$, duljina steznog spoja

$\nu = 0,2$, faktor prijanjanja prema [2]

Na sljedećoj slici prikazan je raspored naprezanja u steznom spoju.



Slika 17. Raspored naprezanja u steznom spoju

$$Q_V = \frac{D_F}{D_V} = \frac{16}{24,6} = 0,65 \quad Q_U = \frac{D_U}{D_F} = 0 \quad (146)$$

Naprezanja u vanjskom dijelu iznose:

$$\sigma_{tVu} = p_F \cdot \frac{1+Q_V^2}{1-Q_V^2} = 94,2 \cdot \frac{1+0,65^2}{1-0,65^2} = 232 \text{ MPa} \quad (147)$$

$$\sigma_{tVv} = p_F \cdot \frac{2 \cdot Q_V^2}{1-Q_V^2} = 94,2 \cdot \frac{2 \cdot 0,65^2}{1-0,65^2} = 137,8 \text{ MPa} \quad (148)$$

$$\sigma_{rVv} = 0 \quad (149)$$

$$\sigma_{rVu} = -p_F = -94,2 \text{ MPa} \quad (150)$$

Naprezanja u unutarnjem dijelu iznose:

$$\sigma_{tUv} = \sigma_{rUv} = \sigma_{tUu} = \sigma_{rUu} = -p_F = -94,2 \text{ MPa} \quad (151)$$

Ekvivalentno naprezanje za vanjski dio iznosi:

$$\sigma_{ekvVu} = \frac{2 \cdot p_F}{1-Q_V^2} = \frac{2 \cdot 94,2}{1-0,65^2} = 326,2 \text{ MPa} \quad (152)$$

Ekvivalentno naprezanje za unutarnji dio iznosi:

$$\sigma_{ekvUu} = \left| -\frac{2 \cdot p_F}{1-Q_V^2} \right| = \left| -\frac{2 \cdot 94,2}{1-0,65^2} \right| = 326,2 \text{ MPa} \quad (153)$$

Za elastične stezne spojeve dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_e}{S_p} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{800}{1,15} = 803,3 \text{ MPa} \quad (154)$$

Da ne dođe do plastičnih deformacija u steznom spoju, te u slučaju punog unutarnjeg dijela i istog korištenog materijala dopušteni reducirani preklop za vanjski dio iznosi:

$$Z_{vdop} = \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{3} \cdot S_p \cdot E} = \frac{2 \cdot 800}{\sqrt{3} \cdot 1,15 \cdot 210000} = 0,00383 \quad (155)$$

Dopušteni reducirani preklap za unutrašnji dio iznosi:

$$Z_{Udop} = \frac{4 \cdot R_e}{\sqrt{3} \cdot S_p \cdot (1 - Q_V^2) \cdot E} = \frac{4 \cdot 800}{\sqrt{3} \cdot 1,15 \cdot (1 - 0,65^2) \cdot 210000} = 0,01325 \quad (156)$$

Dopušteni reducirani preklap spoja: $Z_{dop} = Z_{Vdop} = 0,00383$

Provrt zupčanika će biti izrađen u tolerancijskom polju H7 ($R_{zV} = 3,2 \mu\text{m}$), dok će vratilo na mjestu spoja biti obrađeno kvalitetom IT6 ($R_{zU} = 1,6 \mu\text{m}$).

Dopušteni najveći preklap spoja sada iznosi:

$$P_{\max} = Z_{dop} \cdot D_F + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot (R_{zV} + R_{zU}) = 0,00383 \cdot 16 + 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot (3,2 + 1,6) = 0,065 \text{ mm} \quad (157)$$

Izabrani dosjed steznog spoja $\varnothing 16\text{H7x6}$: $P_g = P_{\max} = 56 \mu\text{m}$

$$P_d = P_{\min} = 27 \mu\text{m}$$

Minimalni reducirani stezni preklap iznosi:

$$Z_{\min} = \frac{P_d}{D_F} = \frac{0,027}{16} = 0,00169 \quad (158)$$

Najmanji tlak prijanjanja naležnih površina iznosi:

$$p_{F\min} = Z_{\min} \cdot \frac{1 - Q_V^2}{2} \cdot E = 0,00169 \cdot \frac{1 - 0,65^2}{2} \cdot 210000 = 102,5 \text{ MPa} \quad (159)$$

$$p_{F\min} = 102,5 > p_F = 94,2 \text{ MPa}$$

Maksimalni reducirani stezni preklap iznosi:

$$Z_{\max} = \frac{P_g}{D_F} = \frac{0,056}{16} = 0,0035 \quad (160)$$

Najveći tlak prijanjanja naležnih površina iznosi:

$$p_{F\max} = Z_{\max} \cdot \frac{1 - Q_V^2}{2} \cdot E = 0,0035 \cdot \frac{1 - 0,65^2}{2} \cdot 210000 = 212,2 \text{ MPa} \quad (161)$$

Da ne bi došlo do plastičnih deformacija mora biti zadovoljeno:

$$p_{FVdop} = \frac{1 - Q_v^2}{\sqrt{3} \cdot S_p} \cdot R_e \geq p_{Fmax}$$

$$p_{FVdop} = \frac{1 - 0,65^2}{\sqrt{3} \cdot 1,15} \cdot 800 = 231,9 > p_{Fmax} = 212,2 \text{ MPa} \quad (162)$$

$$p_{FUdop} = \frac{2 \cdot R_e}{\sqrt{3} \cdot S_p} \geq p_{Fmax}$$

$$p_{FUdop} = \frac{2 \cdot 800}{\sqrt{3} \cdot 1,15} = 803,3 > p_{Fmax} = 212,2 \text{ MPa} \quad (163)$$

Stezni spoj zadovoljava kontrolu naprezanja!

Stezni spoj će se formirati stezanjem vanjskog zagrijanog dijela (zupčanika). Potrebna temperatura zagrijavanja vanjskog dijela iznosi:

$$t_v = \frac{P_{max} + P_t}{\alpha_v \cdot D_F} + t_{ok} = \frac{0,056 + 0,01}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 16} + 20 = 395 \text{ °C} \quad (164)$$

Zagrijavanje zupčanika potrebno je izvesti poslije kaljenja. Temperatura zagrijavanja je znatno niža od temperature srednjeg popuštanja (630-650°C). Zagrijavanje je vremenski vrlo kratko u odnosu na duže vrijeme potrebno za popuštanje. Zbog zagrijavanja može doći do neznatnog smanjenja čvrstoće materijala, dok mu se žilavost blago poveća. Utjecaj zagrijavanja na mehaničke karakteristike materijala zbog izvedbe steznog spoja je minimalan.

3.5. Kontrola pritiska na peru kod trećeg stupnja prijenosa

Kako je tek pogonski zupčanik trećeg stupnja prijenosa z_{31} spojen preko pera sa vratilom V1 potrebno je provjeriti bočni tlak. Za promjer vratila V1 od 16 mm izabrano je visoko pero dimenzija $b \times h \times t = 5 \times 5 \times 2,9$ mm. Širina glavine zupčanika iznosi 9 mm.

Bočni tlak na pero iznosi:

$$p_{31} = \frac{F_{t31}}{0,5 \cdot h \cdot l_t} = \frac{1698,1}{0,5 \cdot 5 \cdot 9} = 75,47 \text{ MPa} \quad (165)$$

Dopušteni bočni tlak prema [2] iznosi $p_{\text{dop}} = 80$ MPa stoga odabrano zadovoljava kontrolu bočnog tlaka.

Na zupčanike viših stupnjeva prijenosa djeluje manja obodna sila tako da bočni tlak na pero je definitivno ispod granice dopuštenog bočnog tlaka.

4. ZAKLJUČAK

Adaptacija postojećih stanja proizvoda u bilo kojoj grani tehnike iziskuje mnogo truda i vremena. Često se događa da se tijekom adaptacije susreće s puno ograničenja u bilo kojem pogledu, kao što su to bila prostorna ograničenja u ovom radu. Cilj je prevladati ih i učiniti proizvod, ako je to moguće, boljim.

Možda ovo nije atraktivan proizvod s obzirom na motocikle koji danas postoje i na snage koje razvijaju. Međutim, uvjeren sam da postoji još zaljubljenika u „stare“ stvari. Također, zanimljivo je primjetiti način na koji je izvedena konstrukcija mjenjača, te način biranja pojedinog stupnja prijenosa.

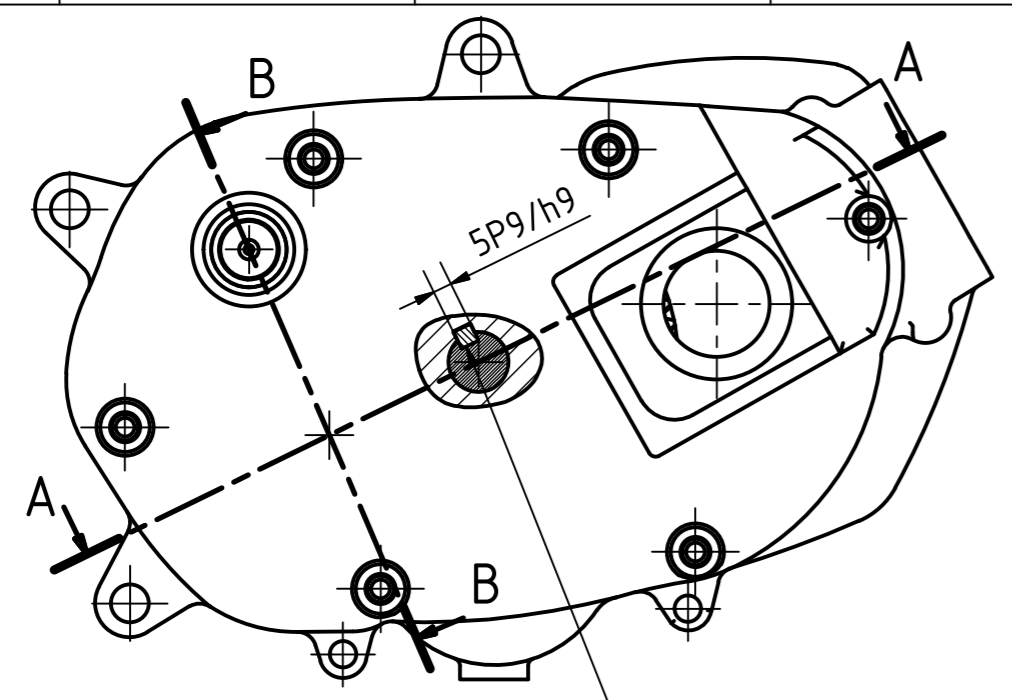
Danas u tehnici postoji sve više i više proizvoda koji se moraju prilagoditi nekoj postojećoj konstrukciji, a ovo je savršeni primjer takvog. Potrebno je držati se postojećih normi određene struke te ideju pokušati implementirati u proizvod. U tom smislu, izrada završnog rada mi je bila od velike koristi.

LITERATURA

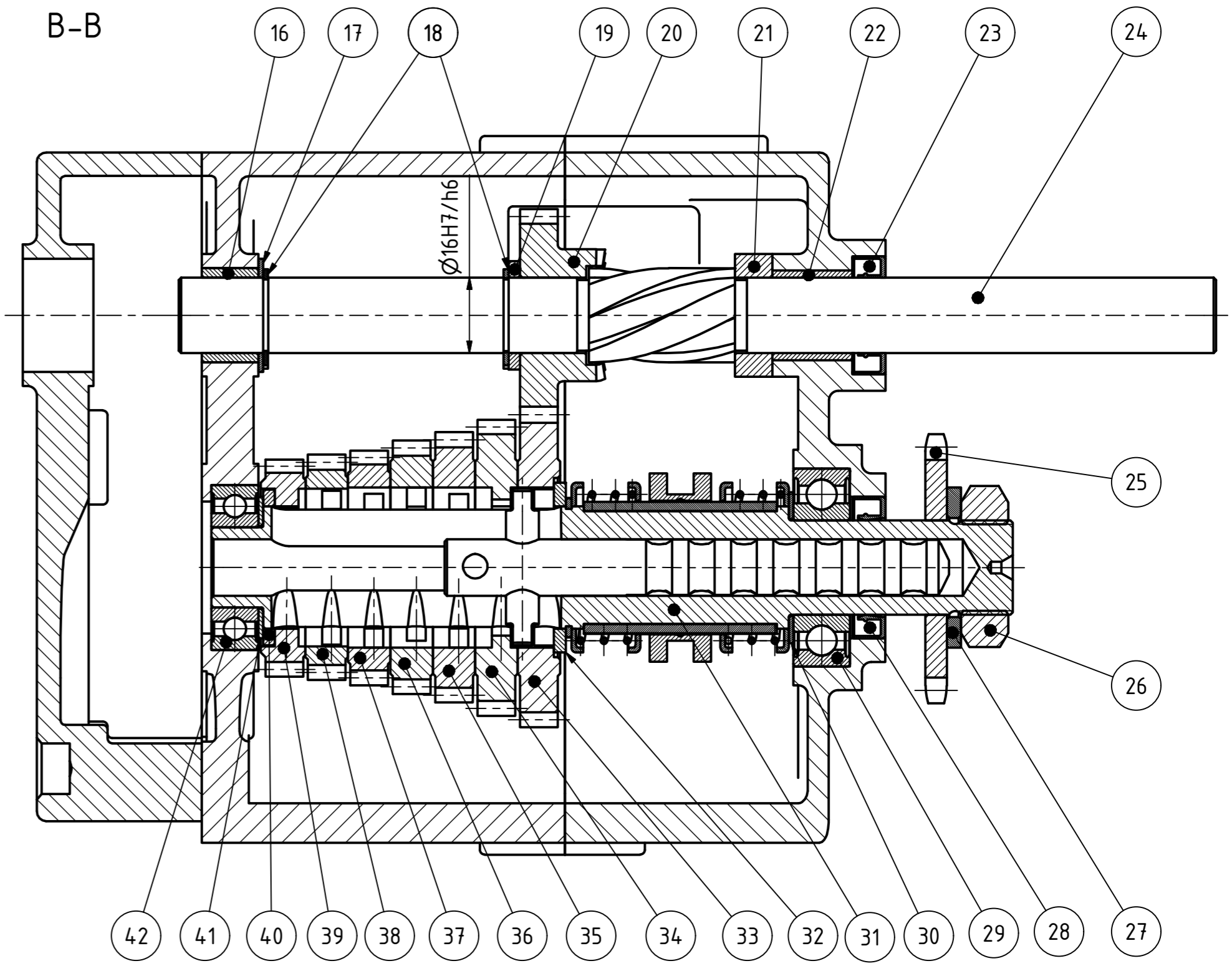
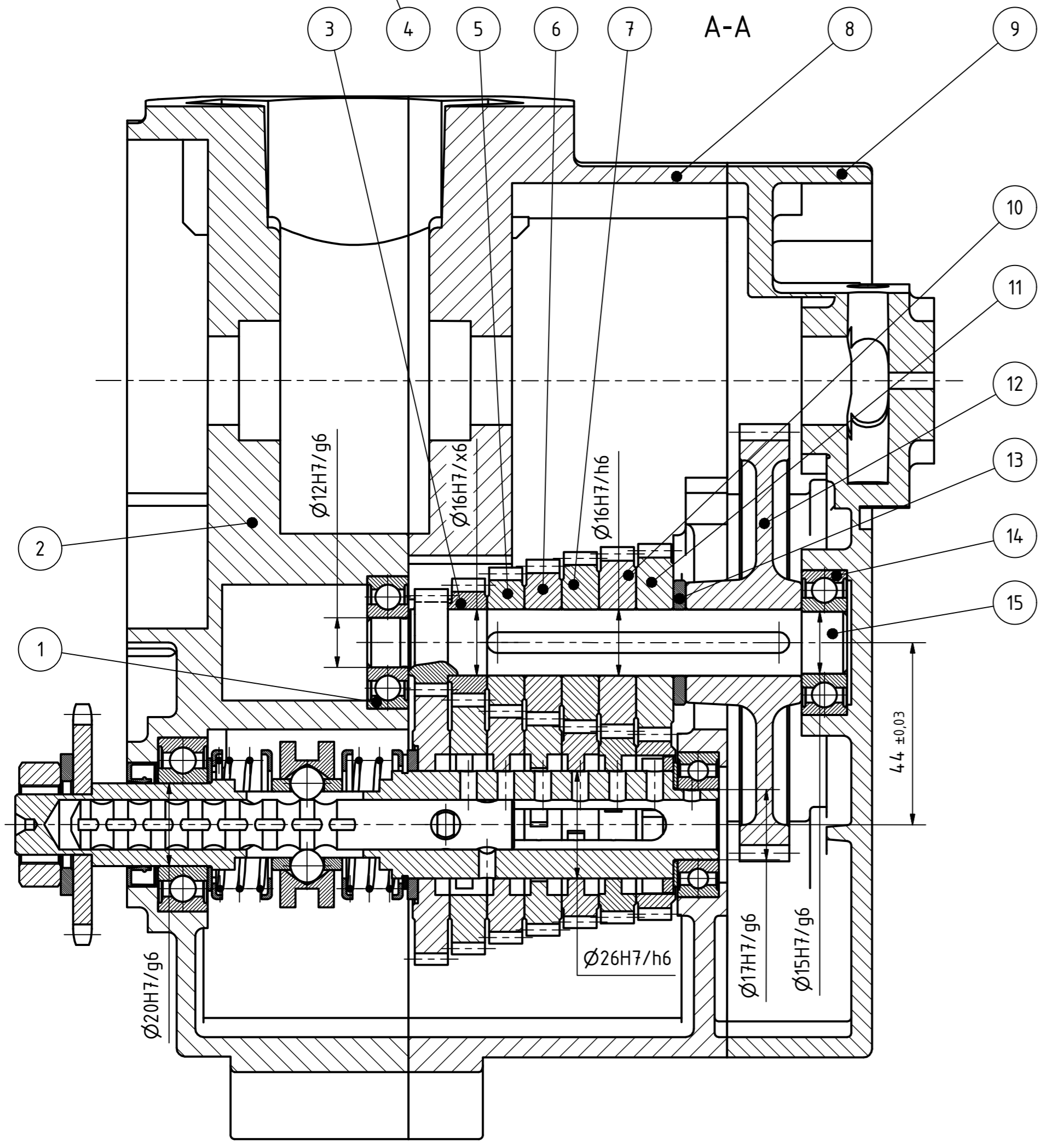
- [1] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, SNL, Zagreb, 1990.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [3] Opalić M.; Rakamarić P.: Reduktor – proračun i konstrukcija jednostupanjskog zupčanog prijenosnika, Zagreb, 2001.
- [4] Horvat, Z. i suradnici: Vratilo, Zagreb
- [5] International Standard ISO 6336: Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, 2006.
- [6] Det Norske Veritas: Calculation of Gear Rating for Marine Transmissions, 2012.
- [7] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1982.
- [8] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [9] Kranjčević, N.: Elementi strojeva, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



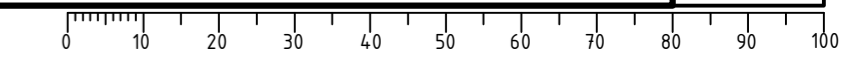
M 1 : 2




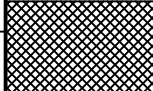


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
16	Klizni ležaj 1	1			Tomos	
15	Vratilo V1	1	ZR-MG-T7B-00-03	18CrNiMo6	Ø27x116	175 g
14	Ležaj 6202	1			SKF	
13	Distanca V1	1				
12	Veliki zupčanik primarnog stupnja prijenosa	1			Tomos	
11	Pogonski zupčanik 7. stupnja prijenosa	1				
10	Pogonski zupčanik 6. stupnja prijenosa	1				
9	Desni blok	1			Tomos	
8	Srednji blok	1			Tomos	
7	Pogonski zupčanik 5. stupnja prijenosa	1				
6	Pogonski zupčanik 4. stupnja prijenosa	1				
5	Pogonski zupčanik 3. stupnja prijenosa	1				
4	Pero	1				
3	Pogonski zupčanik 2. stupnja prijenosa	1				
2	Lijevi blok	1			Tomos	
1	Ležaj 6201	1			SKF	

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	7.9.2016	Mate Grbac	
Razradio	7.9.2016	Mate Grbac	
Crtao	7.9.2016	Mate Grbac	
Pregledao		Dr. sc. Dragan Zeželi	
Mentor			

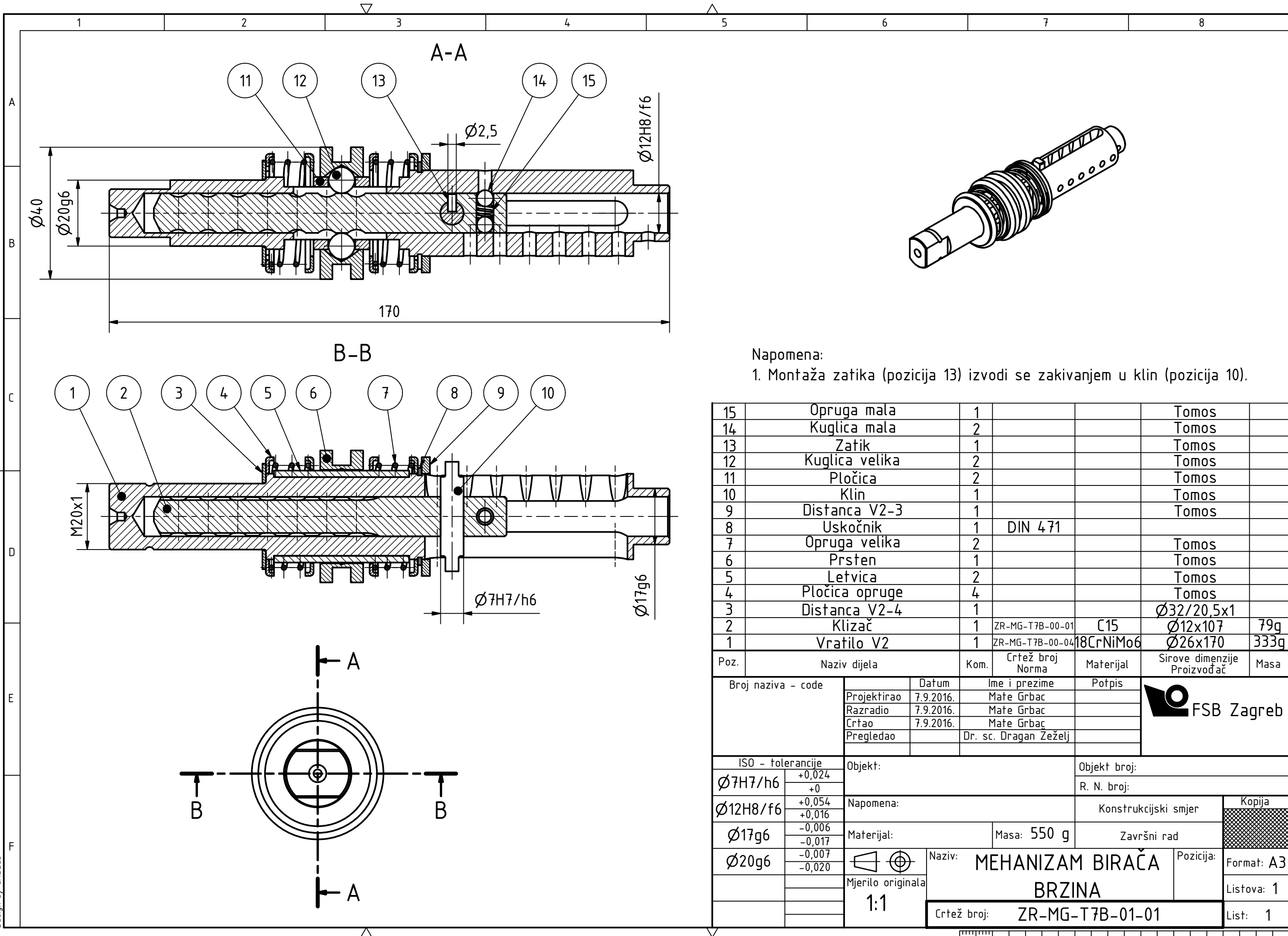
ISO - tolerancije		ISO - tolerancije		Objekt broj:	
Ø20H7/g6	+0,041 +0,007	5P9/h9	+0,018 -0,042	Objekt broj:	
Ø26H7/h6	+0,034 +0	Ø12H7/g6	+0,035 +0,006	R. N. broj:	
		Ø15H7/g6	+0,035 +0,006	Smjer: Konstruktivni smjer	
		Ø16H7/h6	+0,029 +0	Materijal: Masa: 1600 g	
		Ø16H7/x6	-0,027 -0,056	Završni rad	
		Ø17H7/g6	+0,035 +0,006	Naziv: SEKVENCIJALNI MJENJAČ	
				Mjerilo originala: 1:1	
				Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-00	

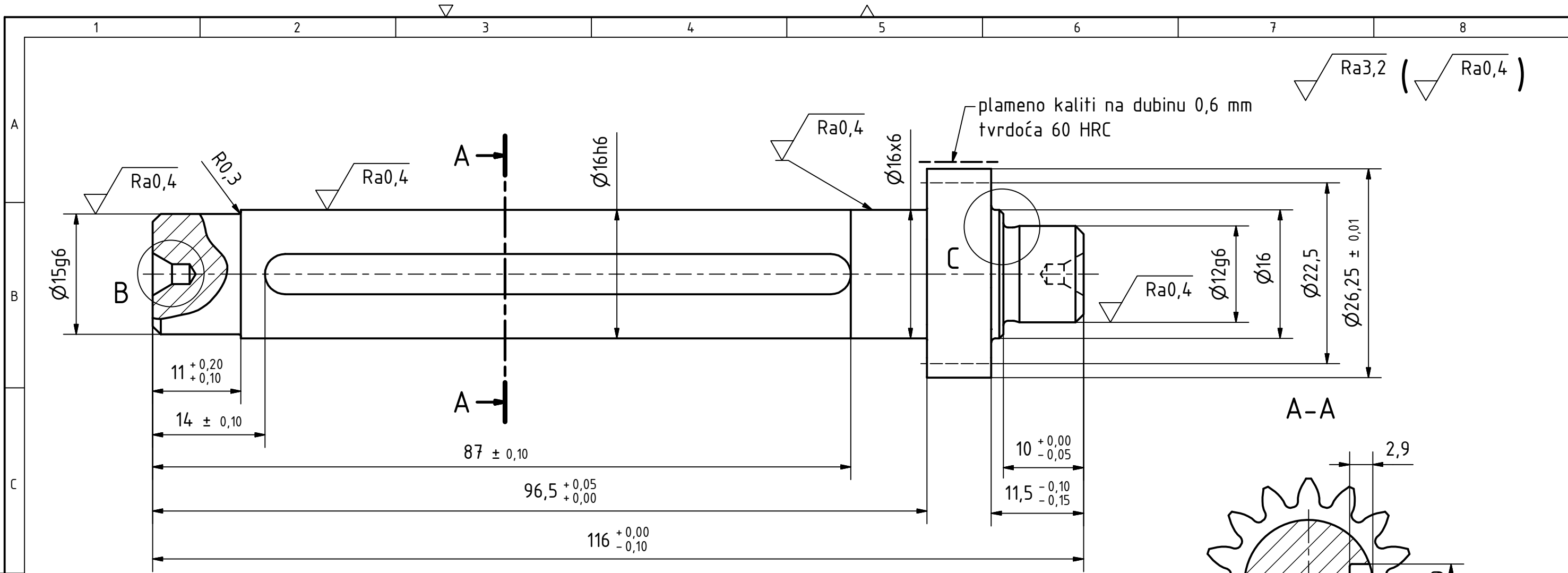


42	Ležaj 6003	1			SKF	
41	Distanca V2_1	1				
40	Distanca V2_2	1				
39	Gonjeni zupčanik 7. stupnja prijenosa	1				
38	Gonjeni zupčanik 6. stupnja prijenosa	1				
37	Gonjeni zupčanik 5. stupnja prijenosa	1				
36	Gonjeni zupčanik 4. stupnja prijenosa	1				
35	Gonjeni zupčanik 3. stupnja prijenosa	1				
34	Gonjeni zupčanik 2. stupnja prijenosa	1				
33	Gonjeni zupčanik 1. stupnja prijenosa	1	ZR-MG-T7B-00-02	18CrNiMo6	Ø70x9	155 g
32	Distanca V2_3	1			Tomos	
31	Mehanizam birača brzina	1	ZR-MG-T7B-01-01		Ø40x170	
30	Distanca V2_4	1			Tomos	
29	Ležaj 6004	1			SKF	
28	Semering Ø20x30x7	1			Tomos	
27	Podloška	1			Tomos	
26	Matica M20x1	1				
25	Lančanic	1			Tomos	
24	Vratilo startera	1			Tomos	
23	Semering Ø15x25x7	1			Tomos	
22	Klizni ležaj L	1			Tomos	
21	Distanca vratila startera	1			Tomos	
20	Zupčanik startera	1				
19	Distanca zupčanika startera	1			Tomos	
18	Uskočnik	2	DIN 471			
17	Klizni ležaj S	1			Tomos	

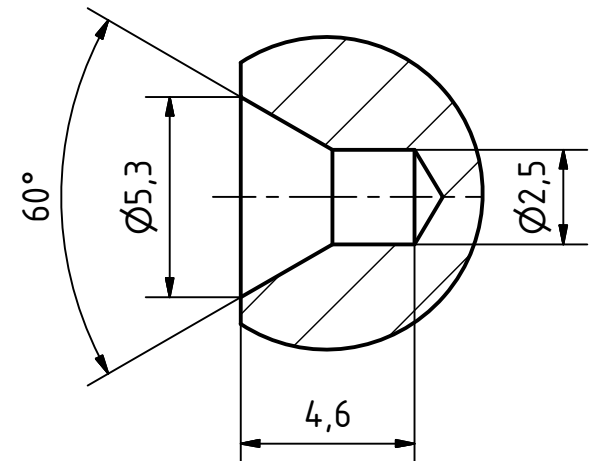
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Projektirao	7.9.2016.	Mate Grbac	
	Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac	
	Crtao	7.9.2016.	Mate Grbac	
	Pregledao		Dr. sc. Dragan Žeželj	
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:	
			R. N. broj:	
	Napomena:		Konstrukcijski smjer	Kopija
	Materijal:	Masa:	Završni rad	
	 	Naziv:		Pozicija:
	Mjerilo originala	Nastavak popisa dijela sklopa sekvecijalnog mjenjača		Format: A4
		Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-00		Listova: 2
				List: 2

Design by CADLab

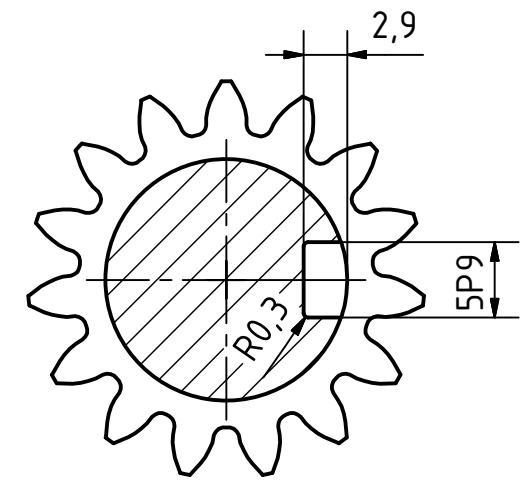
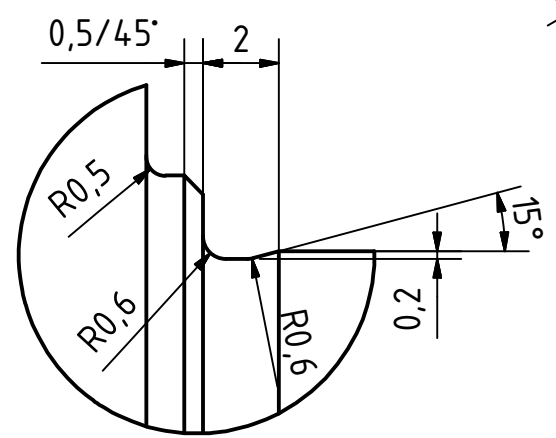




DETALJ B
M 5 : 1



DETALJ C
M 5 : 1




Napomena:

1. Nekotirana skošenja na čelu vratila iznose 1/45°
2. Središnje uvrte na čelima vratila izraditi prema DIN 332, odnosno detalju B

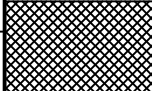
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac		
Crtao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Pregledao		Dr. sc. Dragan Žeželi		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:	
5P9	-0,012		R. N. broj:	
	-0,042			
Ø12g6	-0,006	Napomena:		Konstruktorski smjer
	-0,017			Kopija
Ø15g6	-0,006	Materijal: 18CrNiMo6	Masa: 175 g	Završni rad
	-0,017			
Ø16h7	+0	Naziv: VRATILO V1		Pozicija: Format: A3
	-0,018			Listova: 2
Ø16x6	+0,056	Mjerilo originala		List: 1
	+0,045	2:1	Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-03	

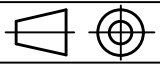
Broj zubi	z_1	15
Modul	m	1,5 mm
Standardni profil	-	HRN M.C1.015
Promjer diobene kružnice	d_f	22,5 mm
Pomak profila	$x_1 m$	0,375 mm
Promjer temeljne kružnice	d_{b1}	21,143 mm
Kontrola; kvaliteta	-	S" 8fe5 HRN M.C1.031
Mjerni broj zubi	z_{w1}	2
Mjera preko nekoliko zubi	$W_{AW,g}^{AW,d}$	7,214 ^{-0,076} _{-0,114} mm
Promjer kinematske kružnice	d_{w1}	22,759 mm
Broj kodeksa zupčanika u zahvatu	-	(Napomena: radi ispravnog sparivanja nakon obrade i kontrole)
Broj zubi zupčanika u zahvatu	z_1	43
Razmak osi vratila	$a \pm A_{a,g,d}$	44 ± 0,03 mm
Kut zahvatne linije	α_w	21,718°
Kružna zračnost	j	0,185...0,315 mm
Broj okretaja	n_1	2440 min ⁻¹

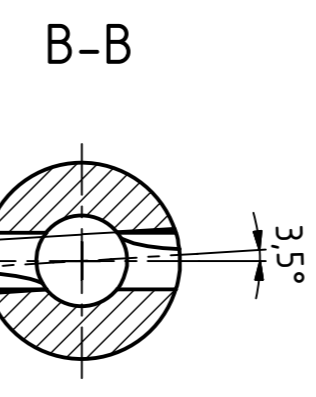
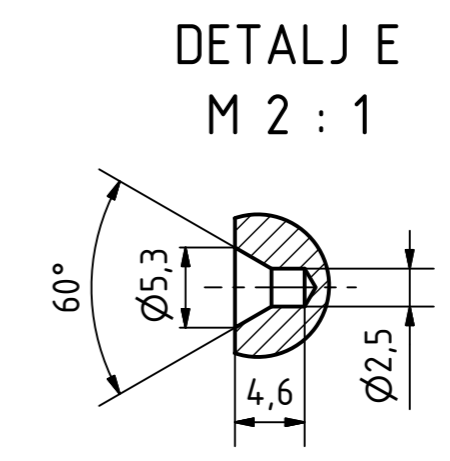
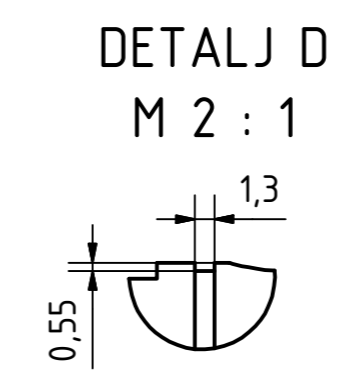
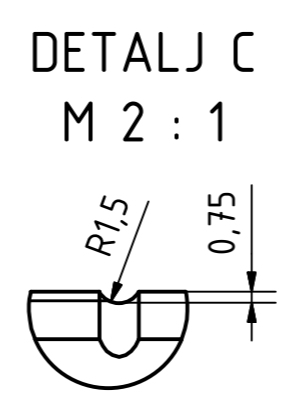
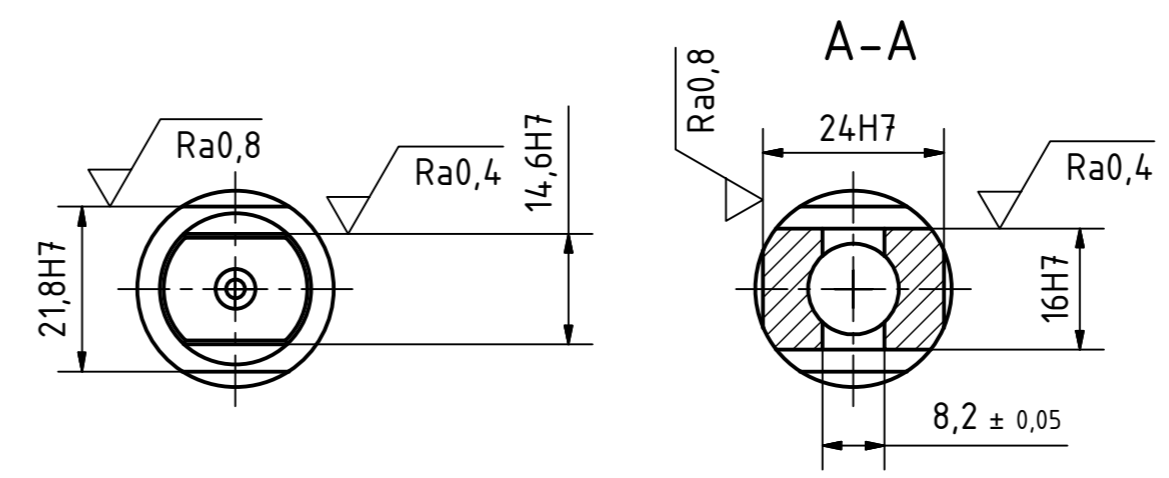
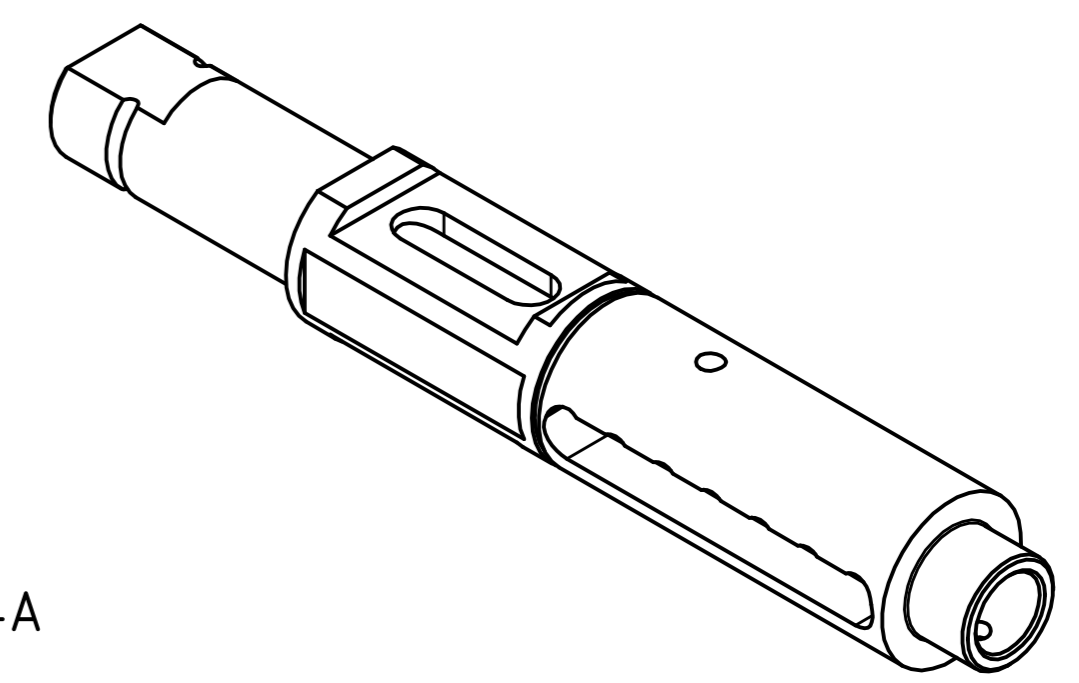
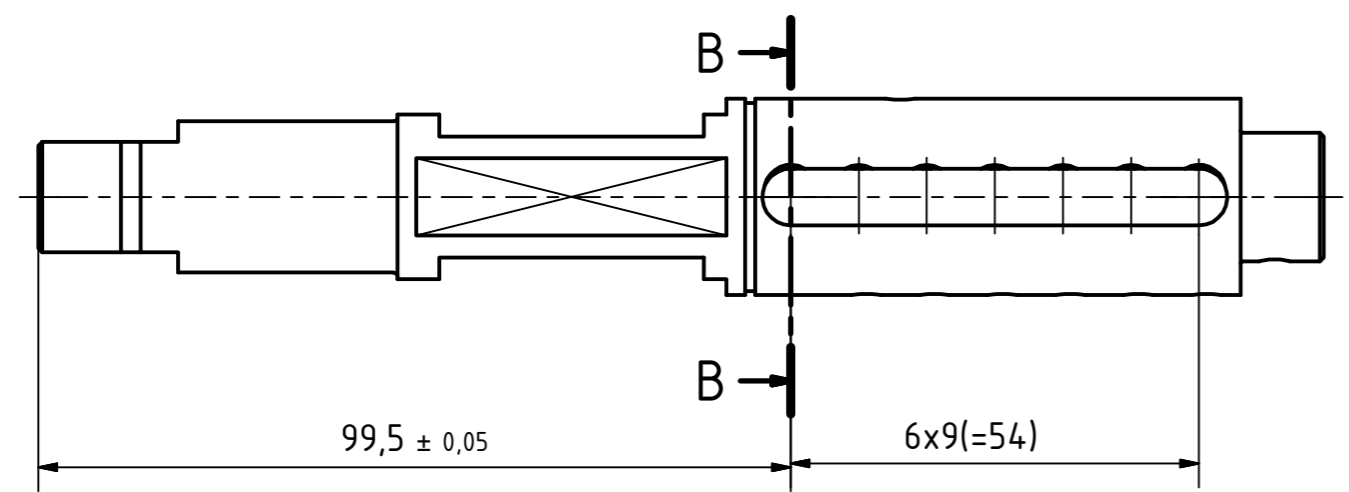
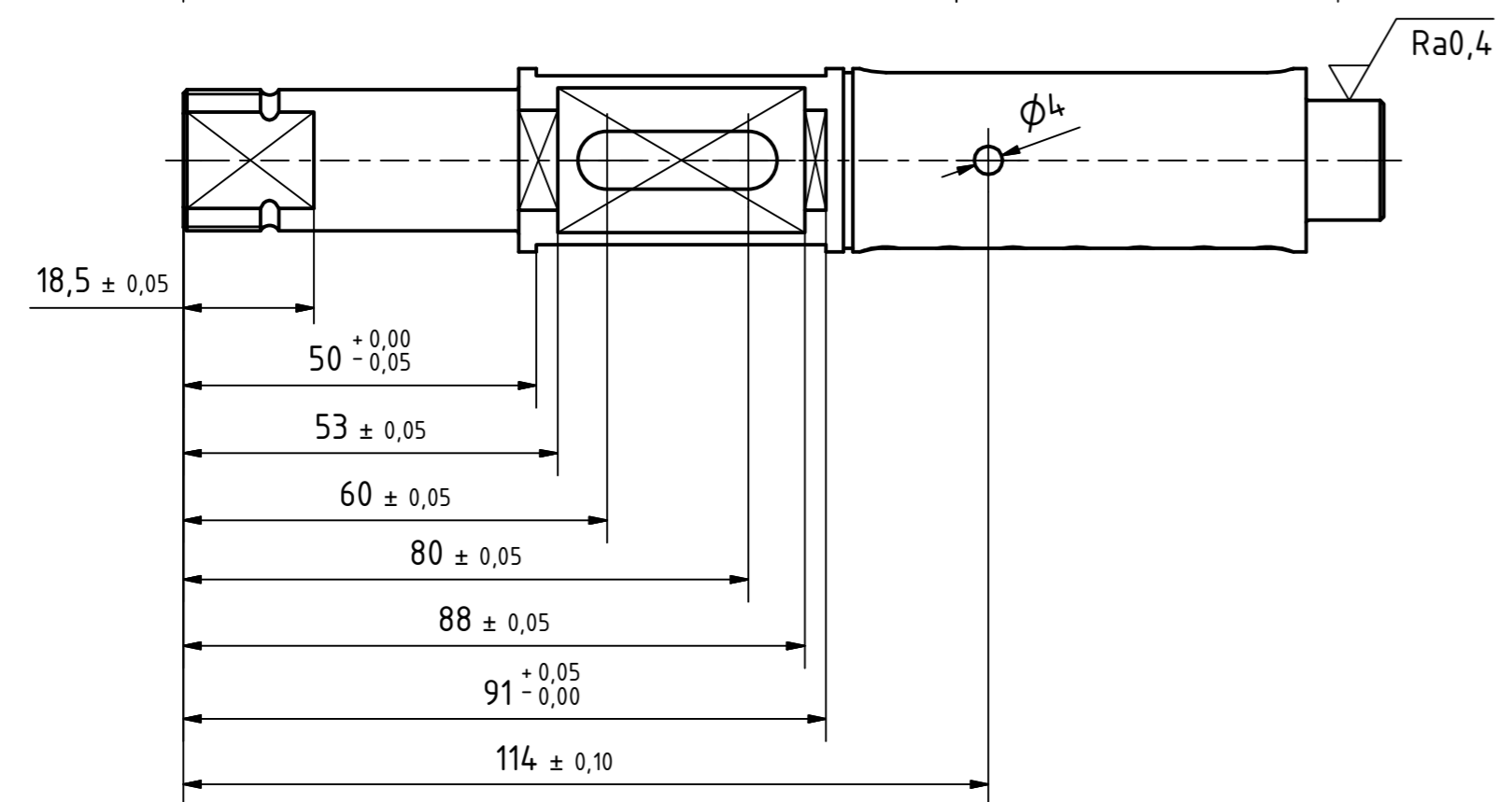
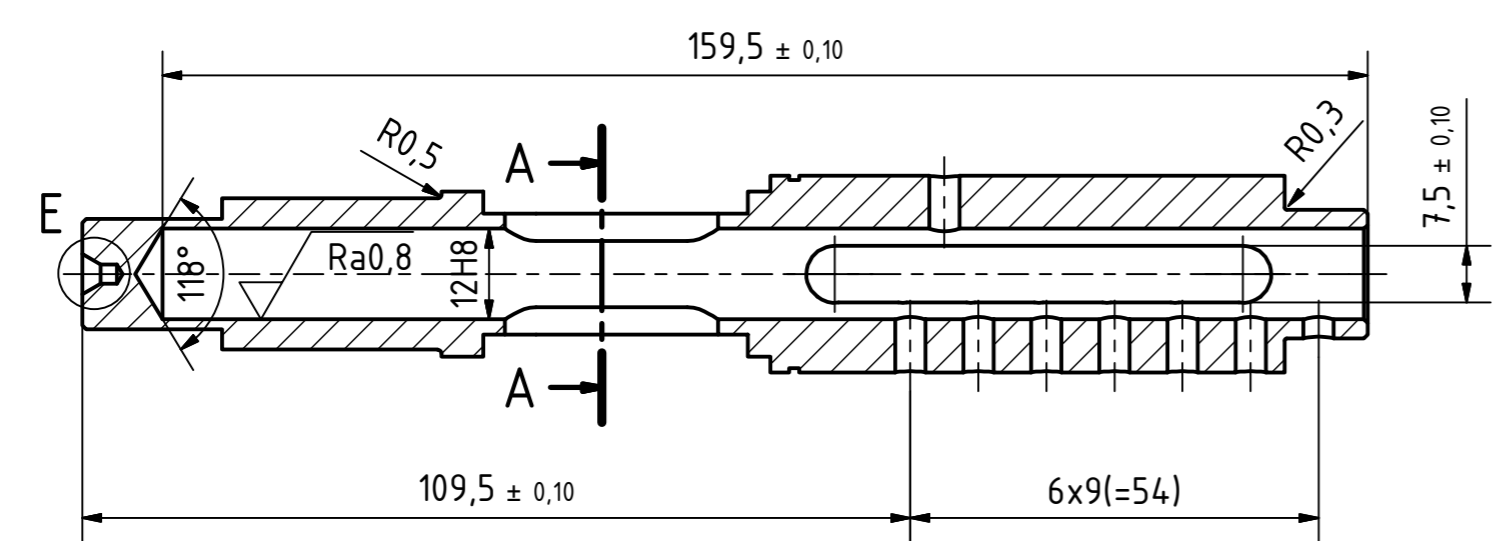
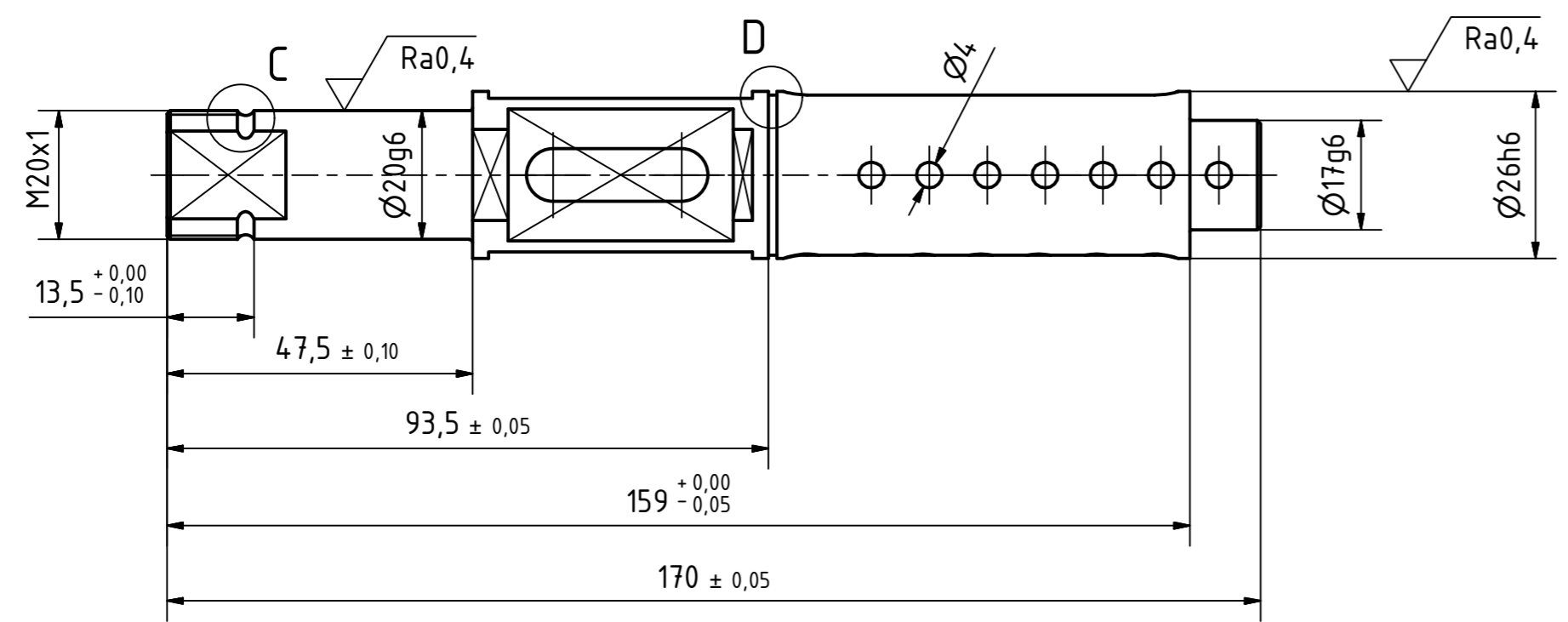
	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Projektirao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac		
Crtao				
Pregledao		Dr. sc. Dragan Žeželj		

Objekt:	Objekt broj:
	R. N. broj:

Napomena:	Konstrukcijski smjer	Kopija
-----------	----------------------	--------

Materijal:	Masa:	Završni rad	
------------	-------	-------------	---

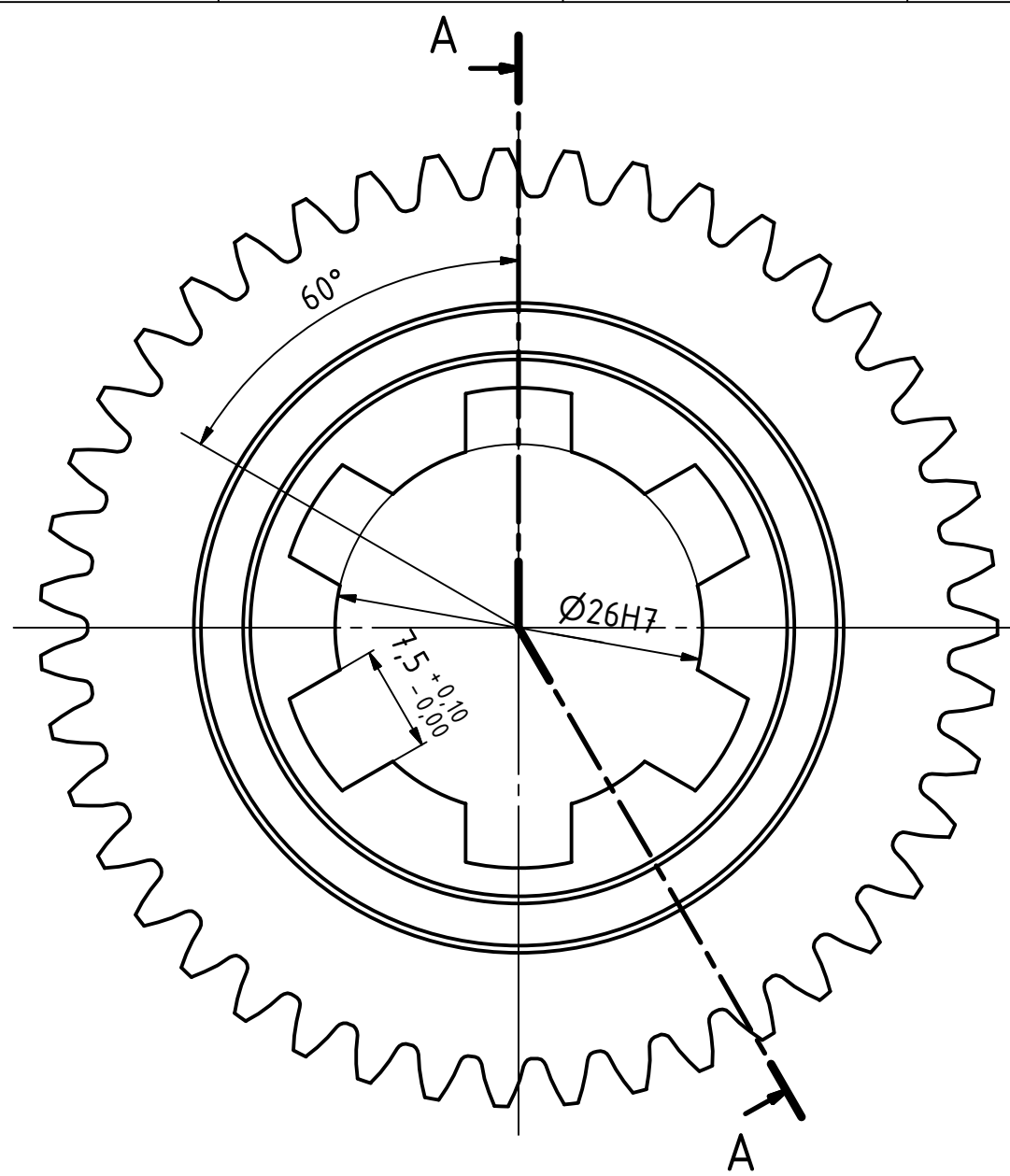
 Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:	Format: A4
	TABLICA VRATILO V1		Listova: 2
Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-03			List: 2



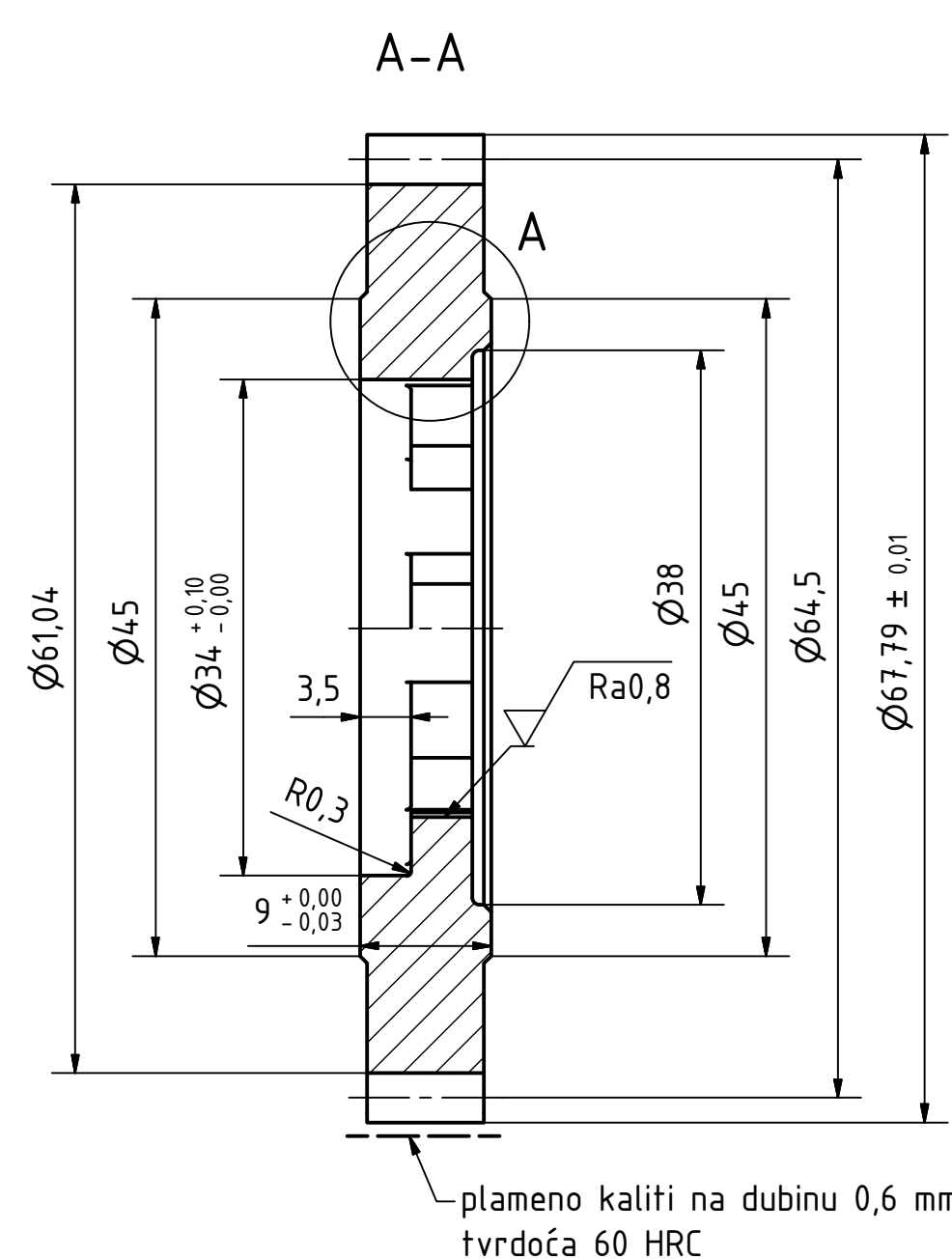
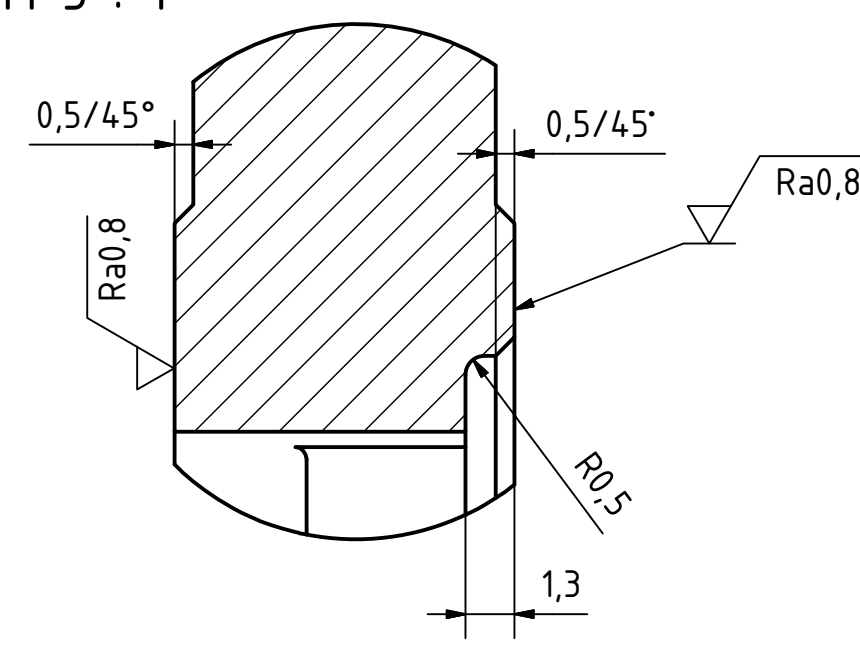
Napomena:

1. Nektirana skošenja na čelu vratila iznose 0,5/45°
2. Središnji uvirt na čelu vratila izraditi prema DIN 332, odnosno detalju E
3. Plameno kaliti na dubinu 1 mm, tvrdoća 60 HRC

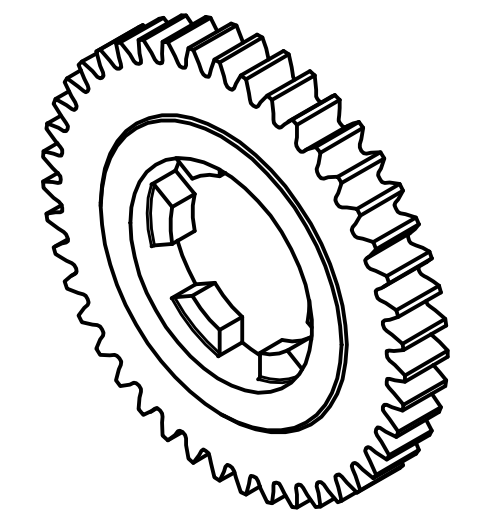
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb
Projektirao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac		
Crtao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Pregledao		Dr. sc. Dragan Zeželi		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:	
Ø12H8 +0,027 +0	Napomena:		R. N. broj:	
Ø14,6H7 +0,018 +0	Materijal: 18CrNiMo6		Masa: 333 g	Kopija
Ø16H7 +0,018 +0	Završni rad			
Ø17g6 -0,006 -0,017	Naziv: VRATILO V2		Pozicija:	Format: A2
Ø26h6 +0 -0,013	Mjerilo originala			Listova: 1
Ø24H7 +0,021 +0	1:1		Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-04	List: 1



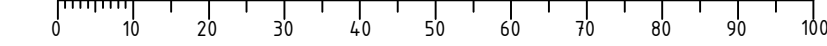
DETALJ A
M 5 : 1




▽ Ra3,2 (▽ Ra0,8)



Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac		
	Crtao	7.9.2016.	Mate Grbac		
	Pregledao		Dr. sc. Dragan Zeželi		
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:		
Ø26H7	+0,021 +0				
		Napomena:		Konstrukcijski smjer	
		Materijal: 18CrNiMo6	Masa: 155 g	Završni rad	
		Mjerilo originala 2:1	Naziv: ZUPČANIK z12		Pozicija:
			Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-02		Format: A3
					Listova: 2
					List: 1

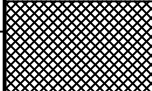


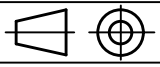
Broj zubi	z_2	43
Modul	m	1,5 mm
Standardni profil	-	HRN M.C1.015
Promjer diobene kružnice	d_2	64,5 mm
Pomak profila	$x_2 m$	0,145 mm
Promjer temeljne kružnice	d_{b2}	60,61 mm
Kontrola; kvaliteta	-	S" 8fe5 HRN M.C1.031
Mjerni broj zubi	z_{w2}	5
Mjera preko nekoliko zubi	$W_2^{AW,g}_{AW,d}$	20,93 ^{-0,120} _{-0,160} mm
Promjer kinematske kružnice	d_{w2}	65,241 mm
Broj kodeksa zupčanika u zahvatu	-	(Napomena: radi ispravnog sparivanja nakon obrade i kontrole)
Broj zubi zupčanika u zahvatu	z_1	15
Razmak osi vratila	$a \pm A_{a,g,d}$	44 ± 0,03 mm
Kut zahvatne linije	α_w	21,718°
Kružna zračnost	j	0,185...0,315 mm
Broj okretaja	n_2	850 min ⁻¹

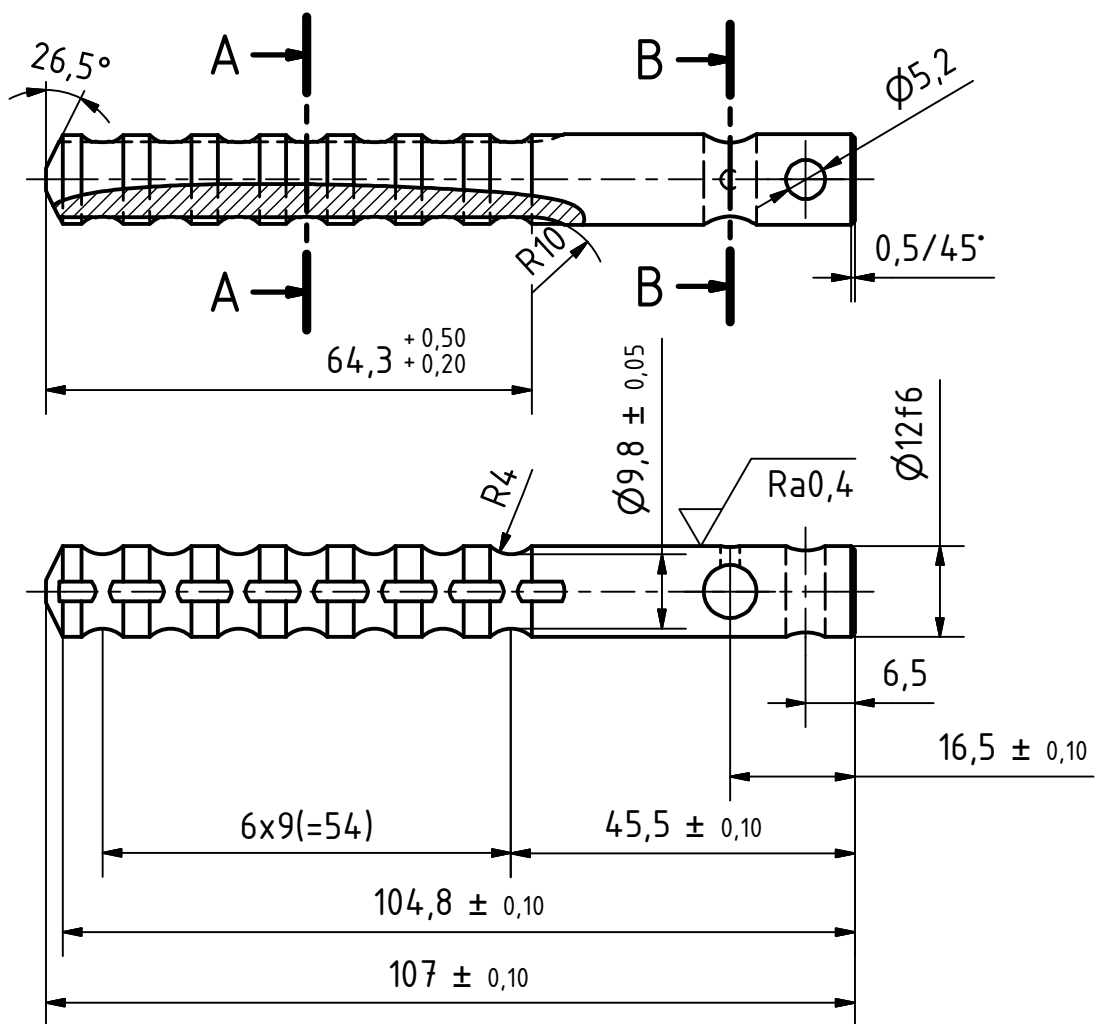
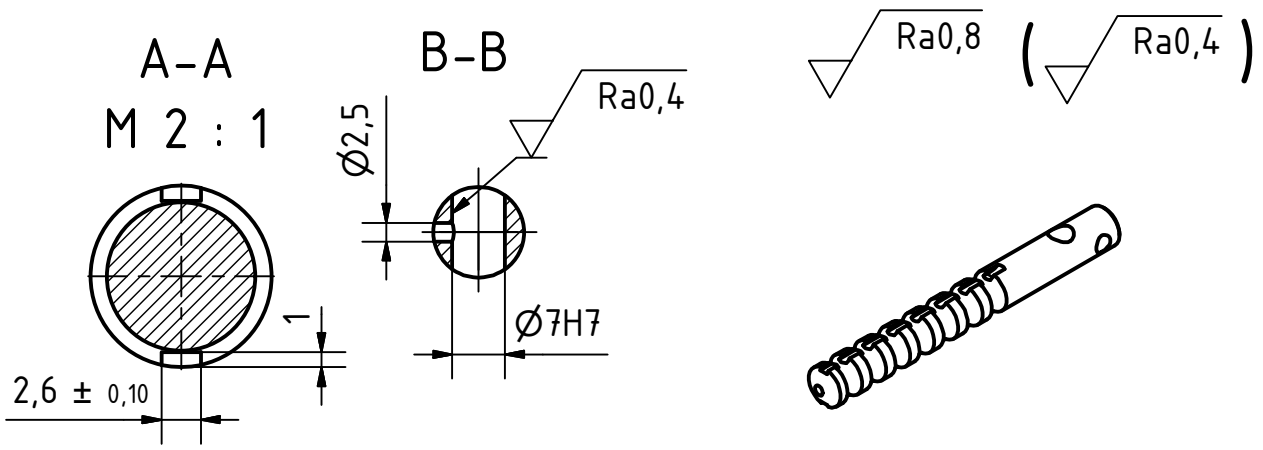
	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Projektirao	7.9.2016.	Mate Grbac		
Razradio	7.9.2016.	Mate Grbac		
Crtao				
Pregledao		Dr. sc. Dragan Žeželj		

Objekt:	Objekt broj:
	R. N. broj:

Napomena:	Konstrukcijski smjer	Kopija
-----------	----------------------	--------

Materijal:	Masa:	Završni rad	
------------	-------	-------------	---

 Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:	Format: A4
	TABLICA ZUPČANIK z12		Listova: 2
Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-02			List: 2



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao		7.9.2016.	Mate Grbac		
Razradio		7.9.2016.	Mate Grbac		
Crtao		7.9.2016.	Mate Grbac		
Pregledao			Dr. sc. Dragan Žeželj		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø7H7	+0,015 +0			R. N. broj:	
Ø12f6	-0,016 -0,027	Napomena: Cementirano i kaljeno u vodi.		Konstrukcijski smjer	
		Materijal: C15	Masa: 79 g	Završni rad	
		Naziv: KLIZAČ BIRAČA		Pozicija:	
		Mjerilo originala 1:1		Format: A4	
		Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-01		Listova: 1	
				List: 1	

Design by CADLab