

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.

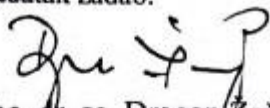
Rok predaje rada:

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

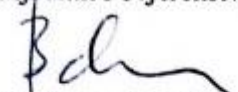
Predviđeni datumi obrane:

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 prirubnica 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



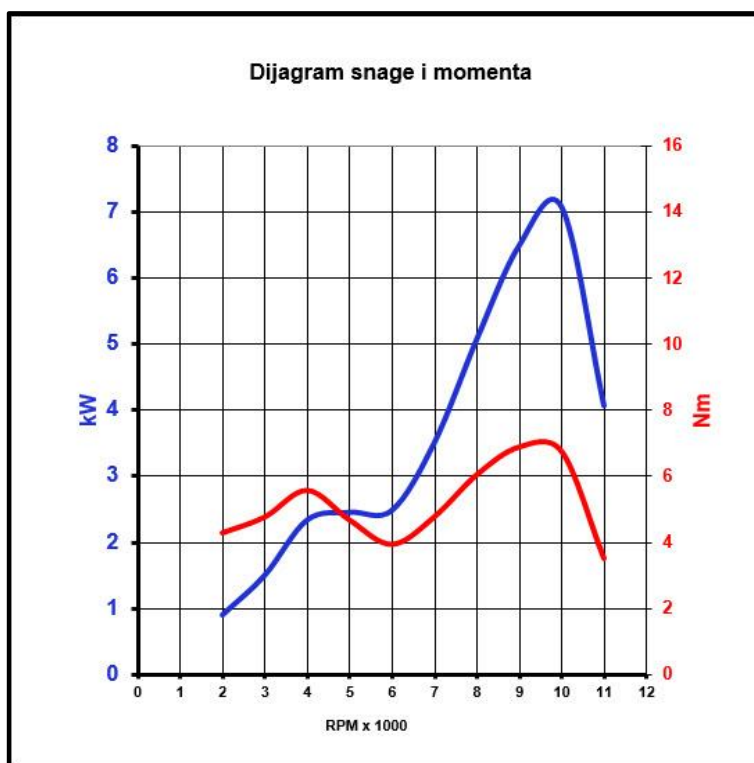
Slika 2. Tomos D6

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

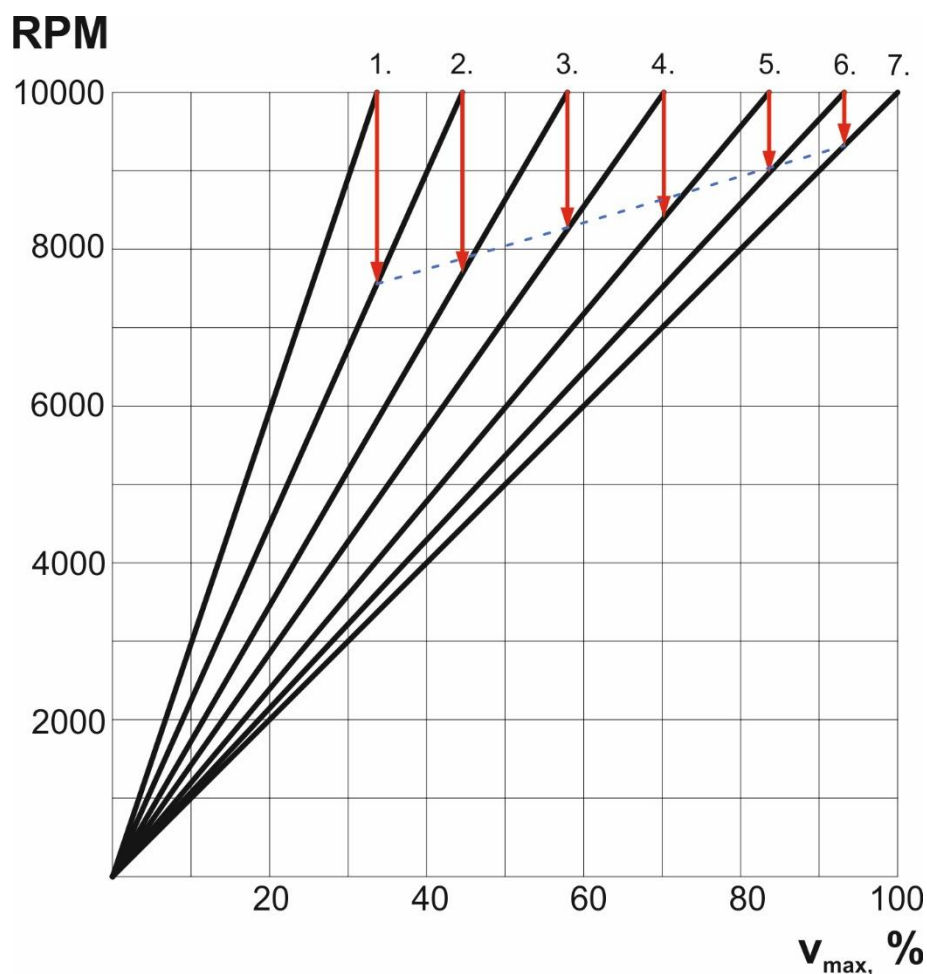
Koristeći serijski blok mopeda Tomos dolaze i ograničenja u pogledu prostora u kojem se moraju naći zupčanici. Razmak osi između pogonskog i gonjenog vratila je 44 mm dok je širina između ležajeva 65 mm. U taj prostor mora se ugraditi svih 7 zupčanika.

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 iskorištavaju 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:

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

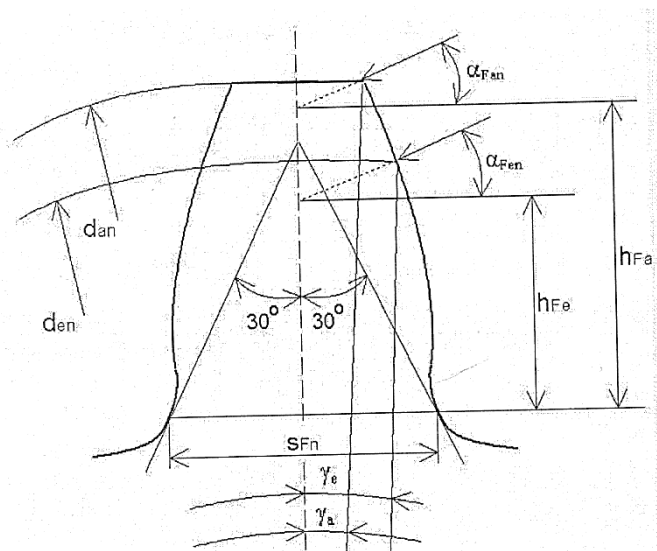
$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{13,13^2 - 10,57^2}}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} + \frac{\sqrt{33,89^2 - 30,31^2}}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} - \frac{44 \cdot \sin 21,718^\circ}{1,5 \cdot \pi \cdot \cos 20^\circ} = 1,509 \quad (20)$$

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 :

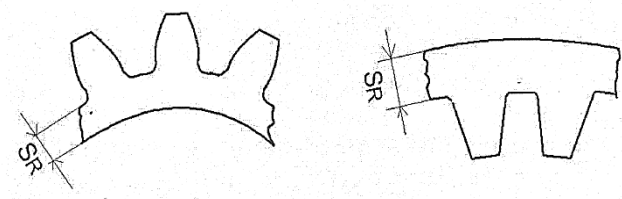
$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,25 + \frac{0,75}{1,509} = 0,747 \quad (37)$$

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:

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

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

Pomoćni kut α_{en} :

$$\alpha_{\text{en}2} = \arccos\left(\frac{d_{\text{b}2}}{d_{\text{en}2}}\right) = \arccos\left(\frac{60,61}{65,898}\right) = 0,403 \text{ rad} \quad (50)$$

Izračun kuta γ_e :

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

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

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

Izračun kuta α_{Fen} :

$$\alpha_{\text{Fen}2} = \alpha_{\text{en}2} - \gamma_{e2} = 0,403 - 0,0297 = 0,3733 \text{ rad} \quad (52)$$

Specifični krak djelovanja sile iznosi:

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

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

Faktora oblika zuba Y_{F} iznosi:

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

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:

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

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:

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

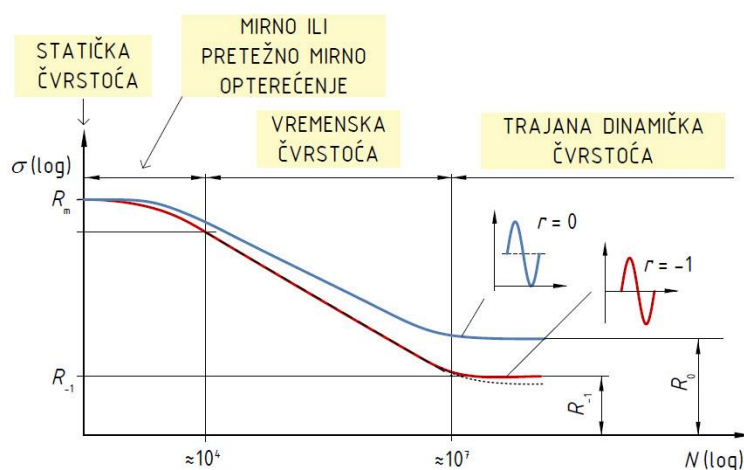
Faktor utjecaja ulja za podmazivanje Z_L iznosi:

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

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:

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

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

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

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 skraćenja 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

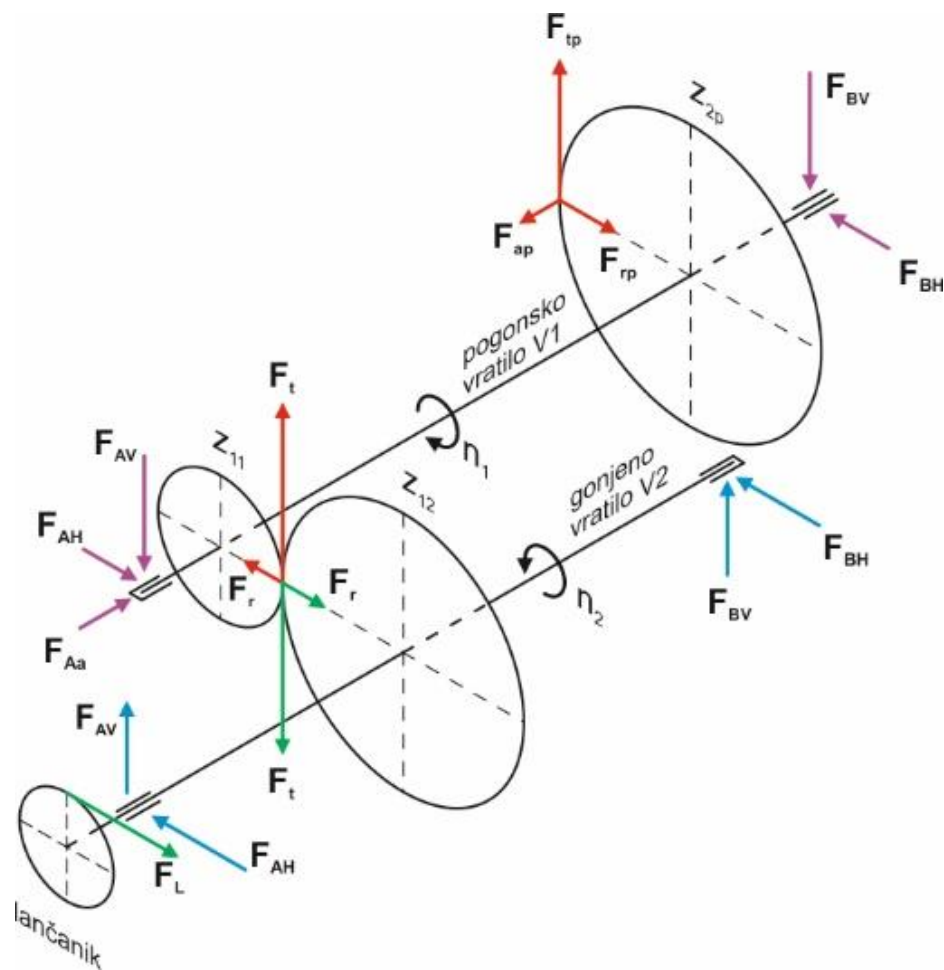
| Podaci o zupčaniku | Pogonski zupčanik z_{71} | Gonjeni zupčanik z_{72} |
|---|----------------------------|---------------------------|
| Modul m /mm | 1,5 | |
| Broj zubi z | 29 | 28 |
| Diobeni promjer d /mm | 43,500 | 42,000 |
| Pogonski kut zahvatne linije $\alpha_w /^\circ$ | 24,077 | |
| Faktor 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:

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

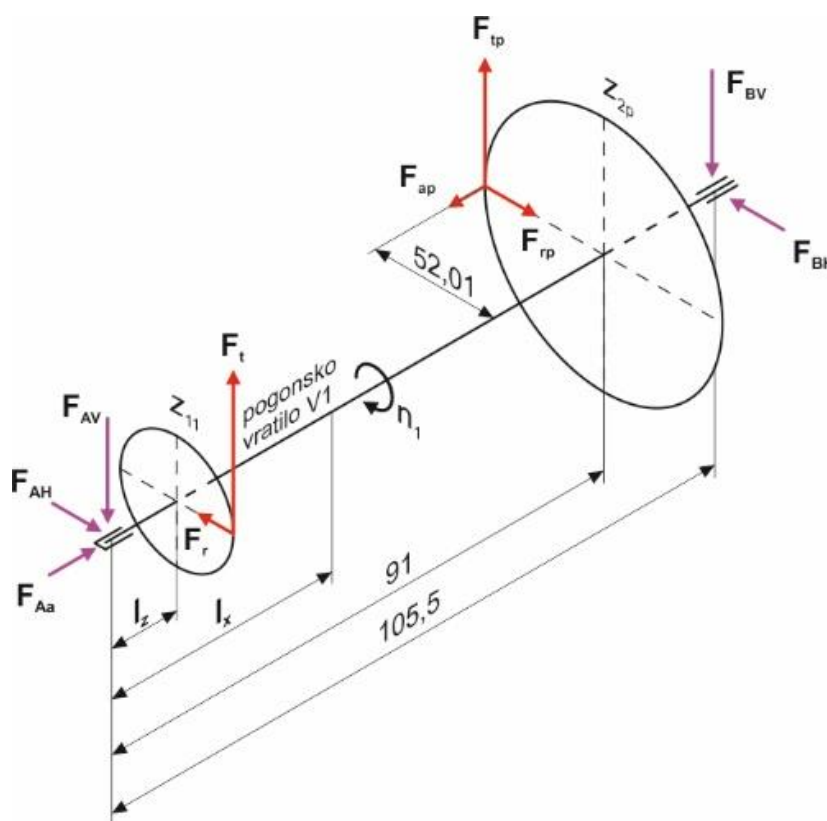
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w = 2462,3 \cdot \tan 21,718^\circ = 980,8 \text{ N} \quad (104)$$

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.

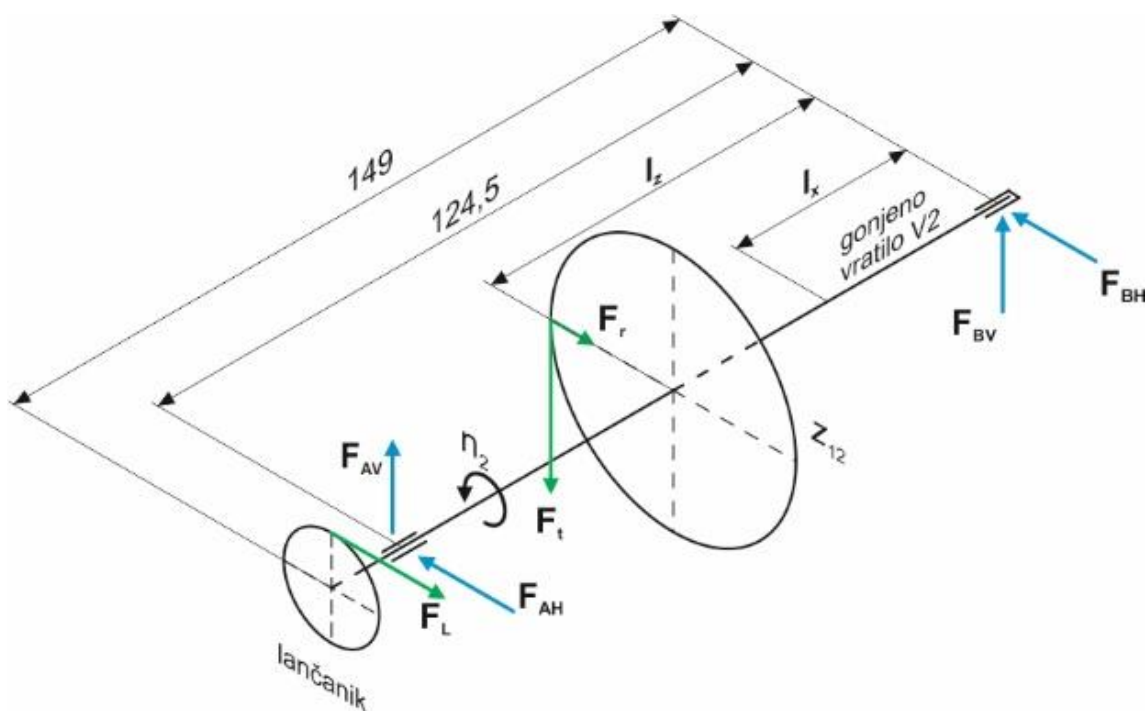
3.4.2. Proračun gonjenog vratila V2

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

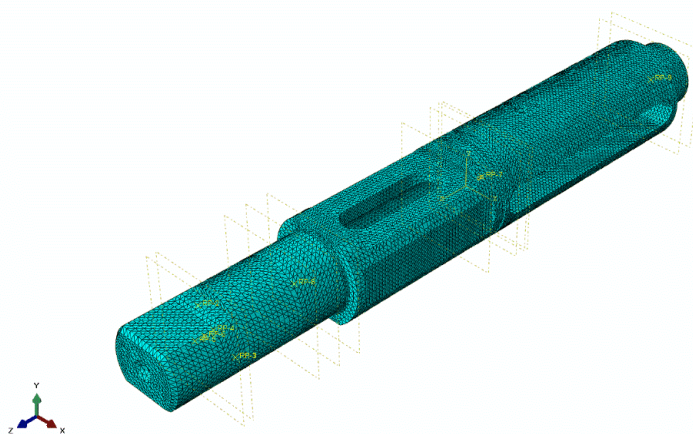
| Moment /Nm | Udaljenost presjeka l_x /mm | Stupanj prijenosa | | | | | | |
|-------------------------|-------------------------------------|-------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | | 1. | 2. | 3. | 4. | 5. | 6. | 7. |
| M_H | 10,5 | -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.

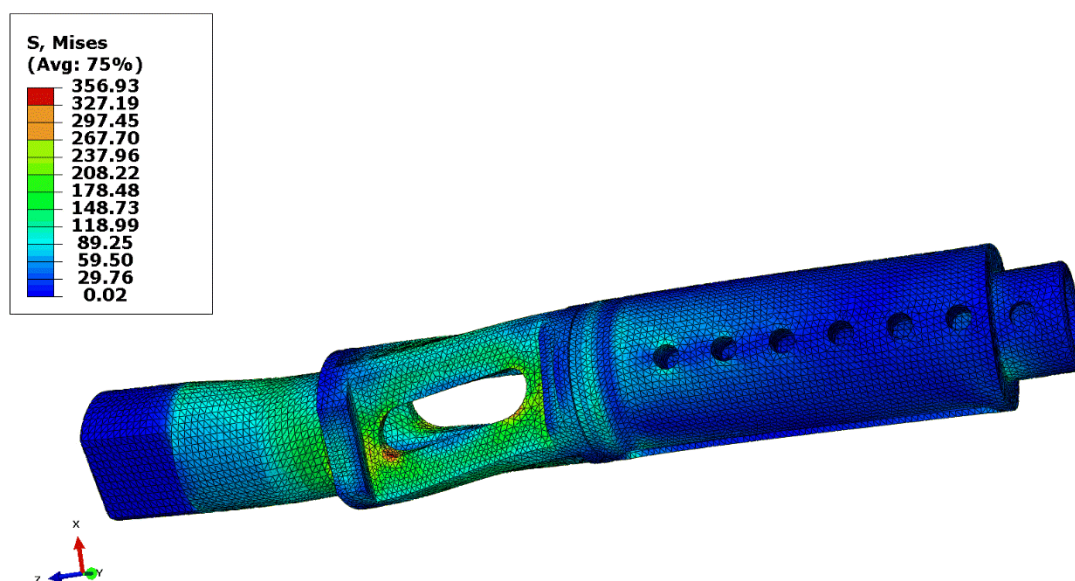


Slika 11. Mreža konačnih elemenata

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:

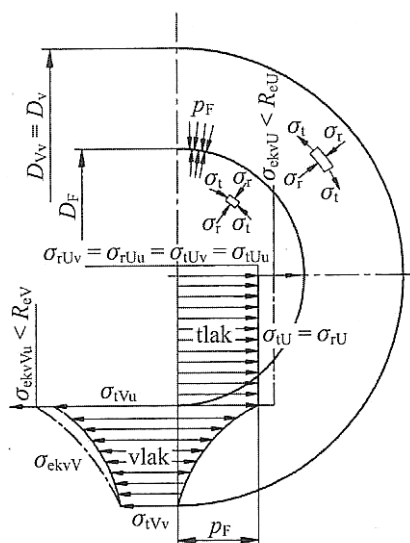
$F_T = 8050 \text{ N}$, potrebna sila prijanjanja spoja

$d_F = 16 \text{ mm}$, 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 preklap 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 preklop za unutrajni 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 preklop 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 preklop 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 preklop 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 preklop 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.

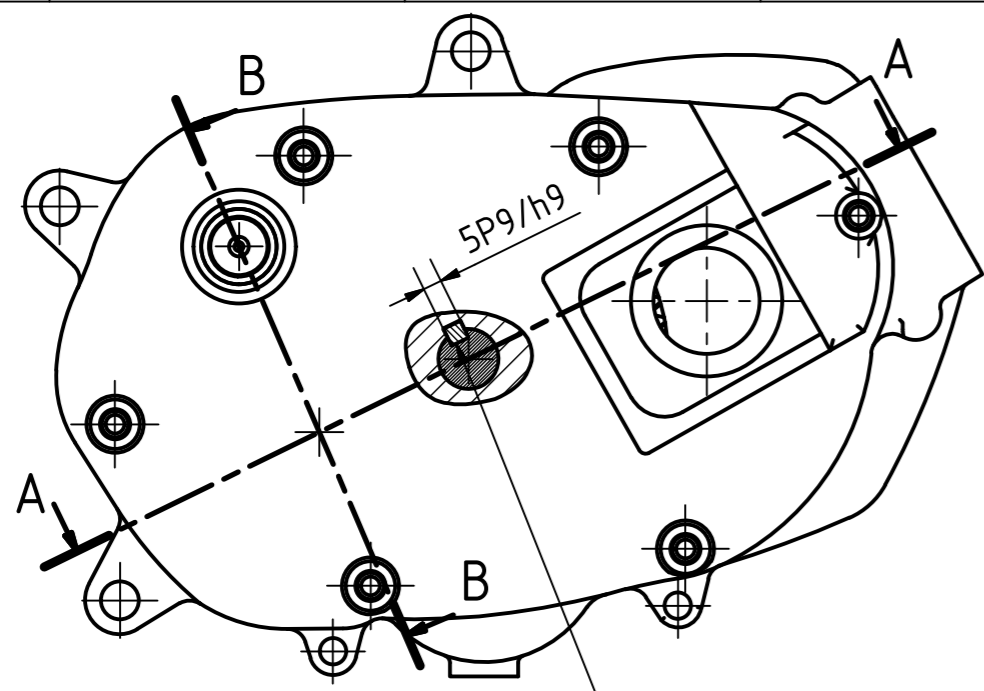
Danas u tehnici postoji sve više i više proizvoda koji se moraju prilagoditi nekoj postojećoj konstrukciji, a ovo je savršeni primjer takvog. Potrebno je držati se postojećih normi određene struke te ideju pokušati implementirati u proizvod. U tom smislu, izrada završnog rada mi je bila od velike koristi.

LITERATURA

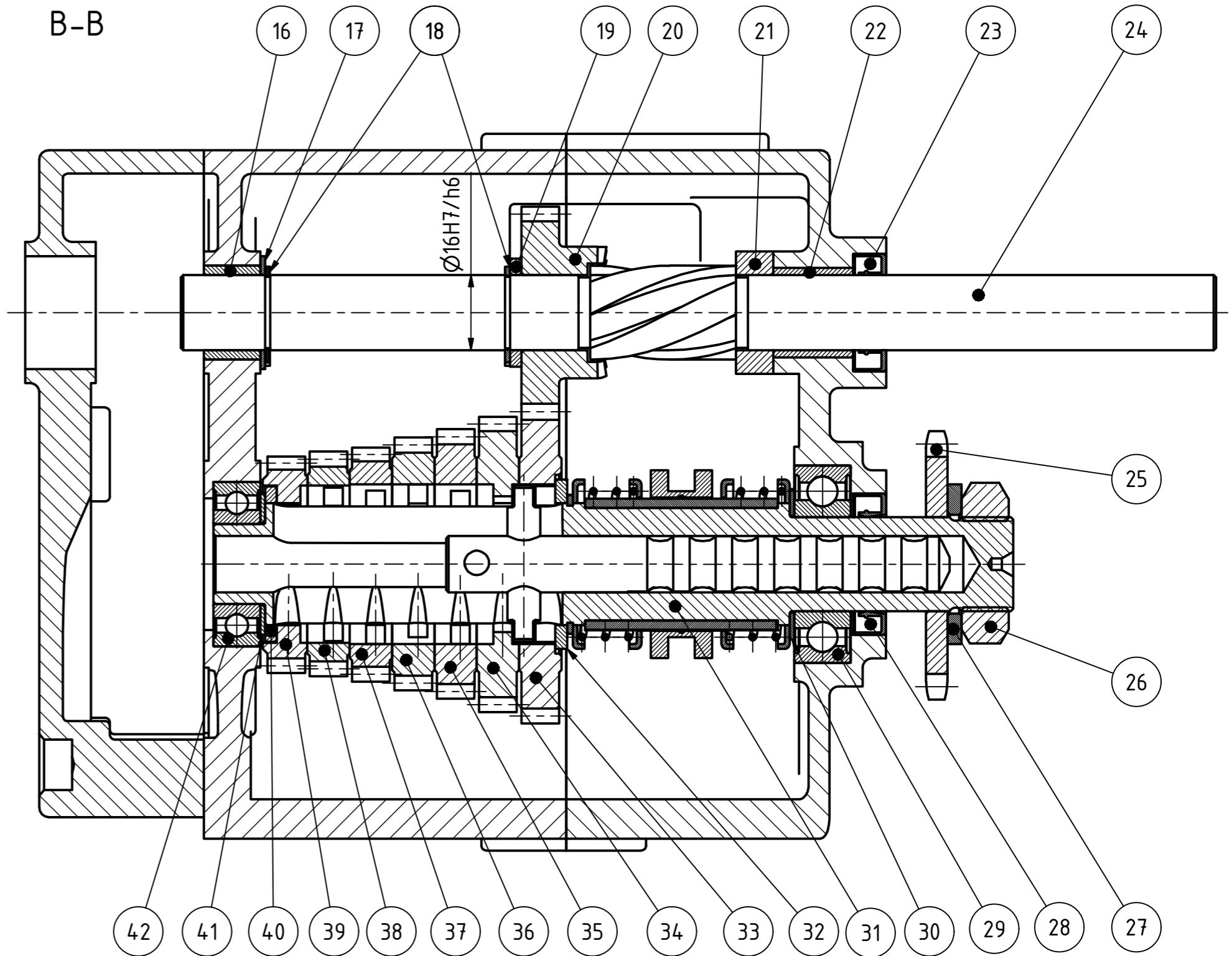
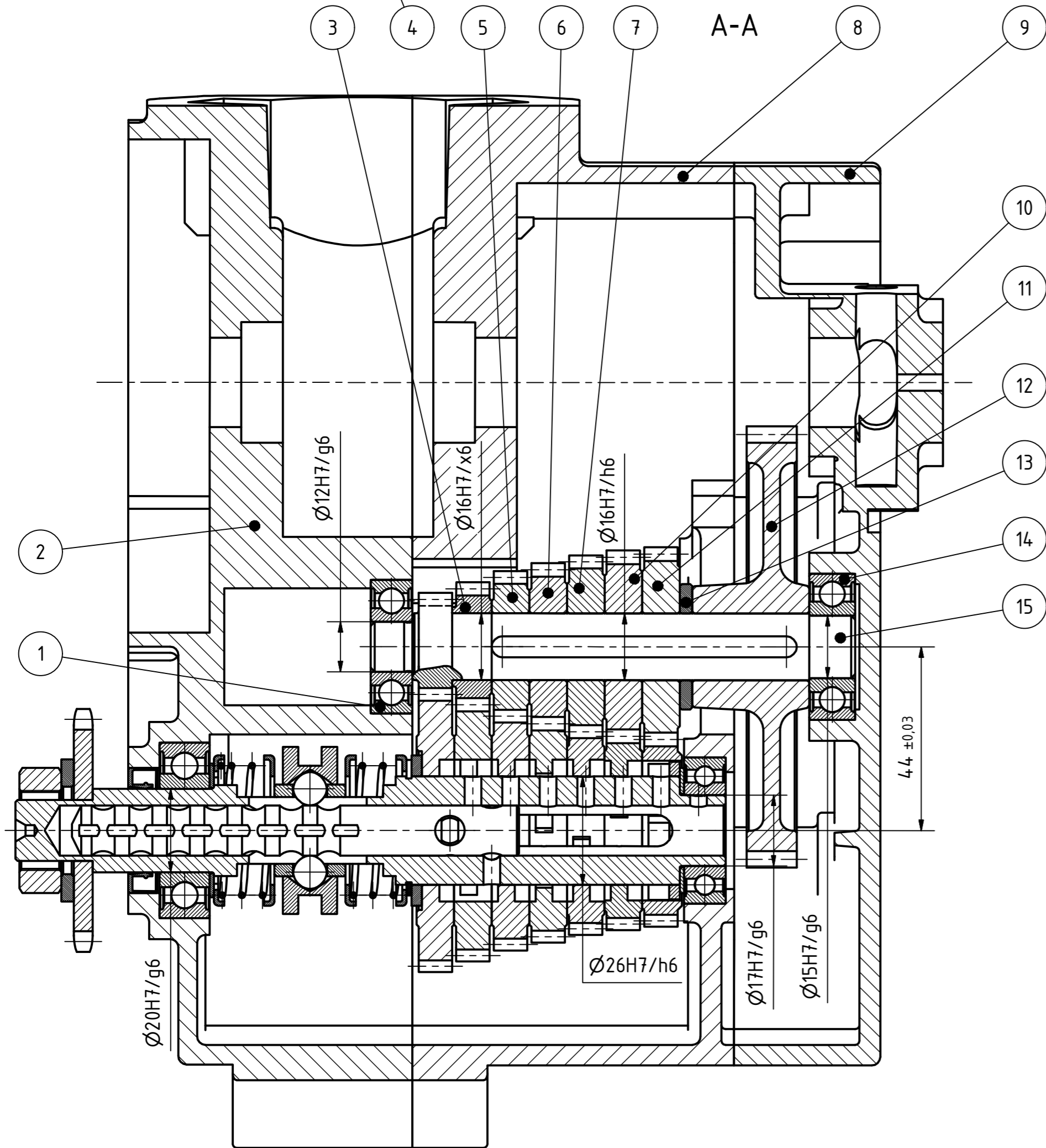
- [1] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, SNL, Zagreb, 1990.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [3] Opalić M.; Rakamarić P.: Reduktor – proračun i konstrukcija jednostupanjskog zupčanog prijenosnika, Zagreb, 2001.
- [4] Horvat, Z. i suradnici: 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 | |


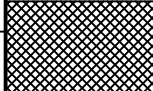


| Broj naziva - code | Datum | Ime i prezime | Potpis |
|--------------------|----------|-----------------------|--------|
| Projektirao | 7.9.2016 | Mate Grbac | |
| Razradio | 7.9.2016 | Mate Grbac | |
| Crtao | 7.9.2016 | Mate Grbac | |
| Pregledao | | Dr. sc. Dragan Zeželi | |
| Mentor | | | |

| 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: Konstrukcijski 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 | |

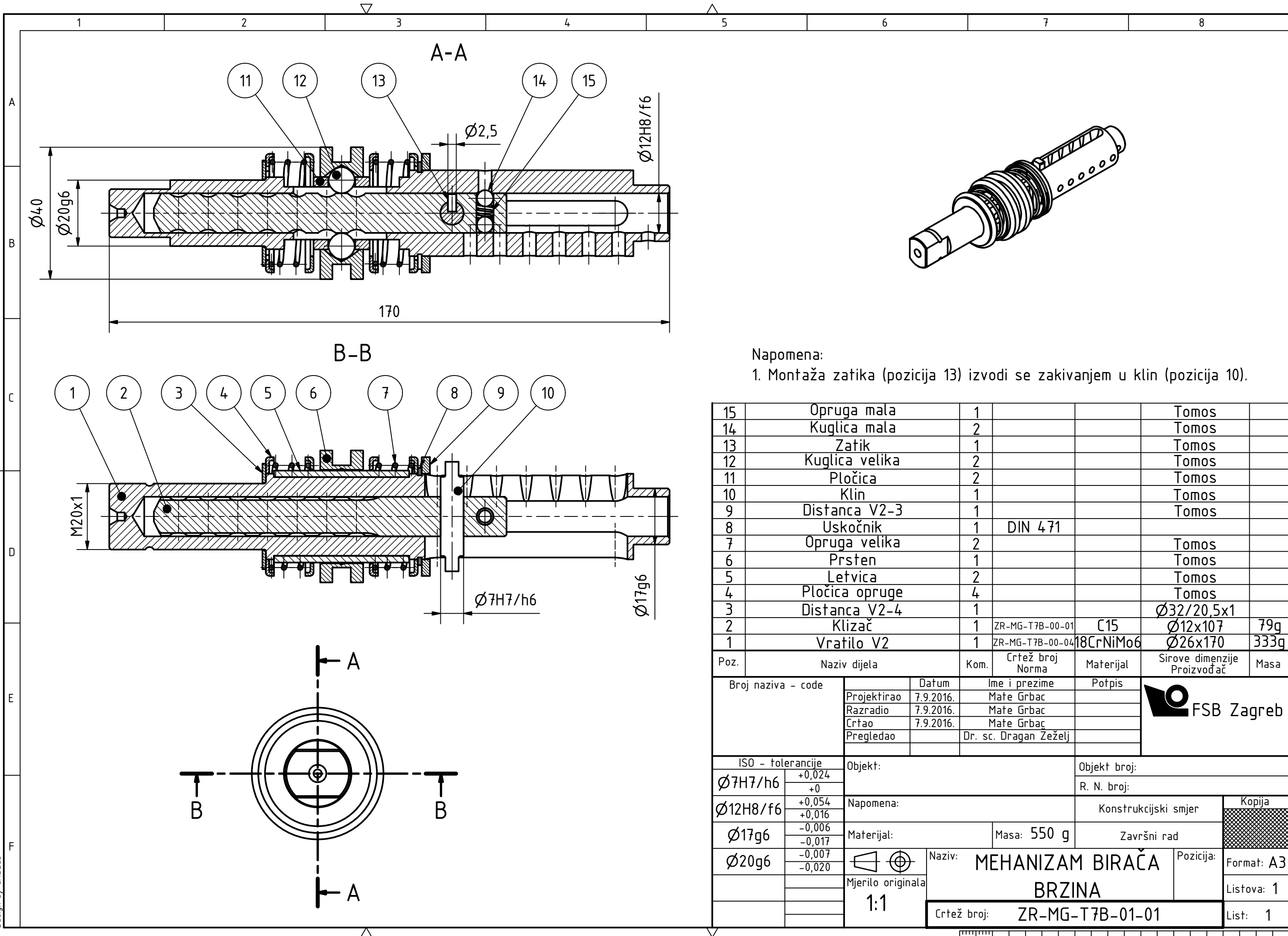


| Kopija |
|------------|
| Format: A2 |
| Listova: 2 |
| List: 1 |

| | | | | | | |
|----|---------------------------------------|---|-----------------|-----------|---------|-------|
| 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 dijelo sklopa sekvecijalnog mjenjača | | Format: A4 |
| | | Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-00 | | Listova: 2 |
| | | | | List: 2 |

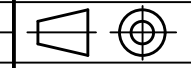
Design by CADLab



Napomena:

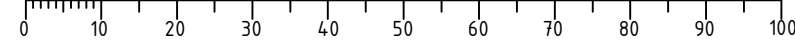
1. Montaža zatika (pozicija 13) izvodi se zakivanjem u klin (pozicija 10).

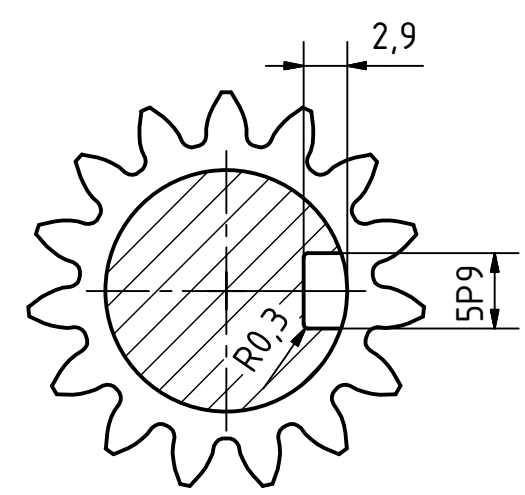
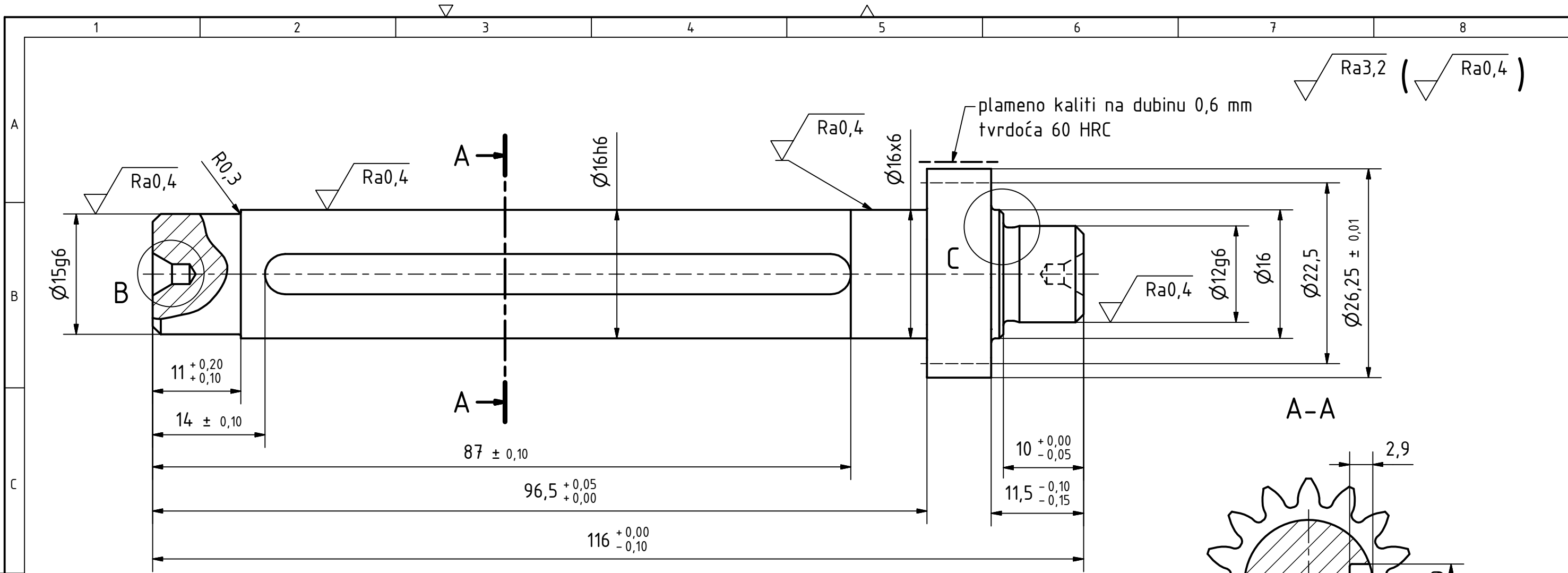
Design by CADLab



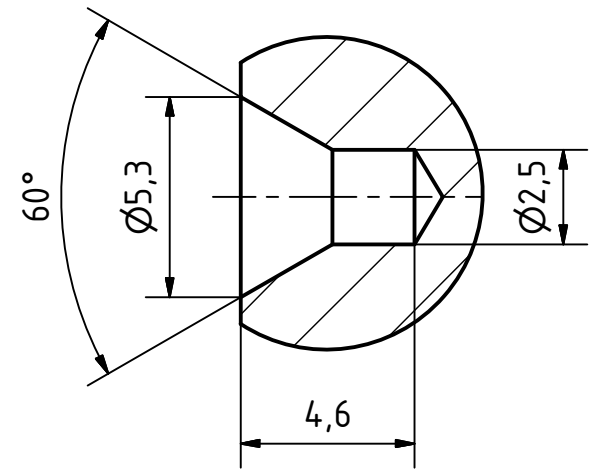
Mjerilo originala
1:1

Naziv: **MEHANIZAM BIRAČA BRZINA**
 Pozicija: **Format: A3**
 Listova: **1**
 Crtež broj: **ZR-MG-T7B-01-01**
 List: **1**

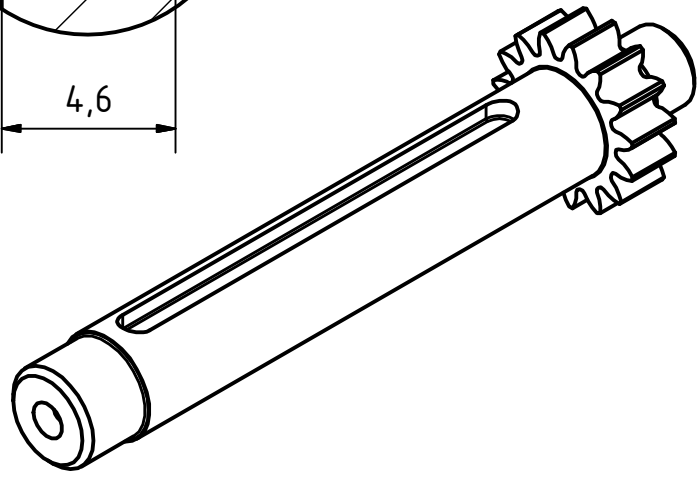
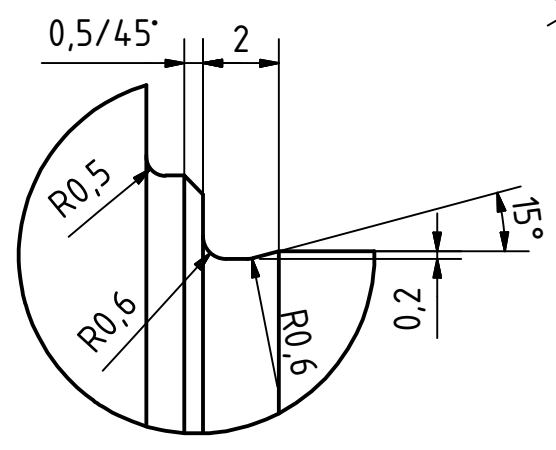




DETALJ B
M 5 : 1



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

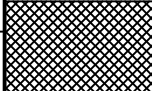
| | | | | |
|--------------------|----------------------|-----------------------------|----------------------|------------|
| Broj naziva - code | Datum | Ime i prezime | Potpis | |
| Projektirao | 7.9.2016. | Mate Grbac | | |
| Razradio | 7.9.2016. | Mate Grbac | | |
| Crtao | 7.9.2016. | Mate Grbac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

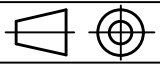
| | | |
|----------------------------------|-------------------|---|
| Broj zubi | z_1 | 15 |
| Modul | m | 1,5 mm |
| Standardni profil | - | HRN M.C1.015 |
| Promjer diobene kružnice | d_f | 22,5 mm |
| Pomak profila | $x_1 m$ | 0,375 mm |
| Promjer temeljne kružnice | d_{b1} | 21,143 mm |
| Kontrola; kvaliteta | - | S" 8fe5 HRN M.C1.031 |
| Mjerni broj zubi | z_{w1} | 2 |
| Mjera preko nekoliko zubi | $W_{AW,g}^{AW,d}$ | $7,214_{-0,114}^{-0,076}$ 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 | $a \pm A_{a,g,d}$ | $44 \pm 0,03$ mm |
| Kut zahvatne linije | α_w | $21,718^\circ$ |
| Kružna zračnost | j | 0,185...0,315 mm |
| Broj okretaja | n_1 | 2440 min^{-1} |

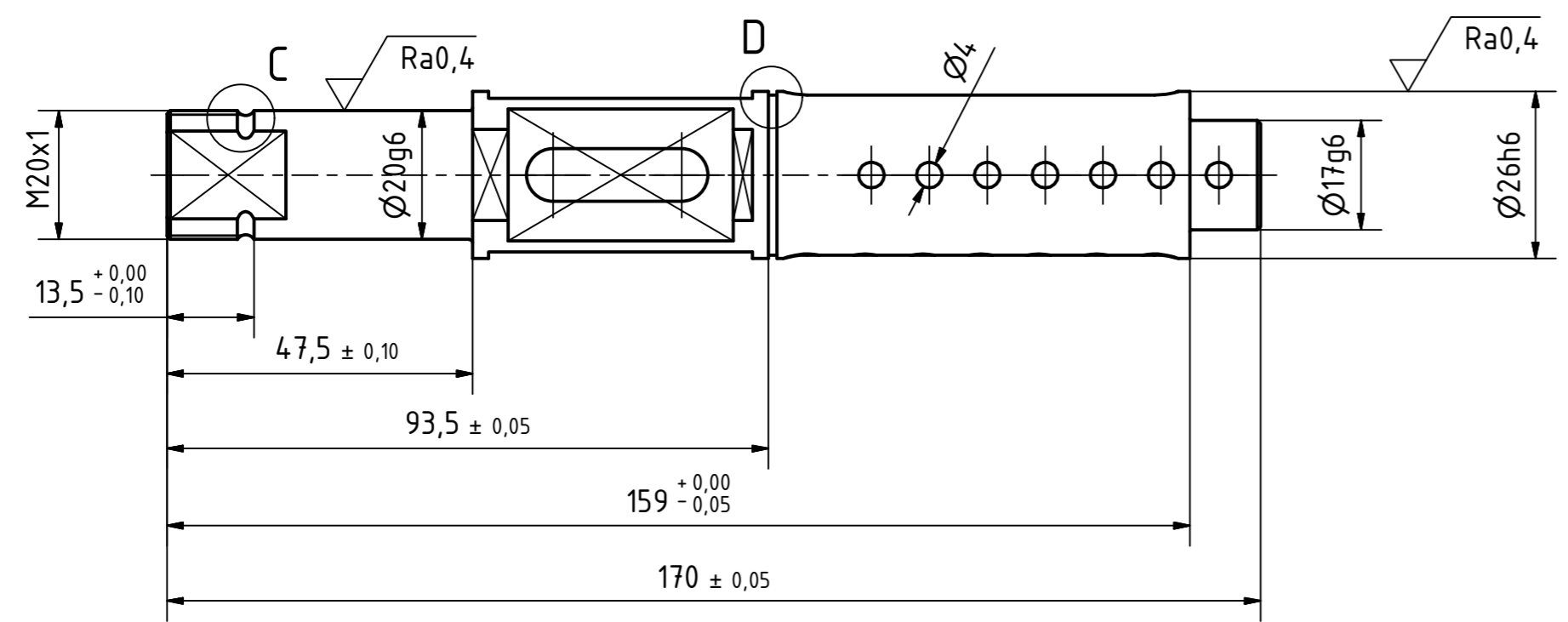
| | | | | |
|-------------|-----------|-----------------------|--------|---|
| | Datum | Ime i prezime | Potpis |  FSB Zagreb |
| Projektirao | 7.9.2016. | Mate Grbac | | |
| Razradio | 7.9.2016. | Mate Grbac | | |
| Crtao | | | | |
| Pregledao | | Dr. sc. Dragan Žeželj | | |

| | |
|---------|--------------|
| Objekt: | Objekt broj: |
| | R. N. broj: |

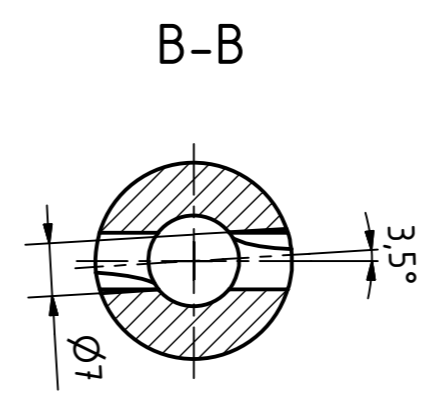
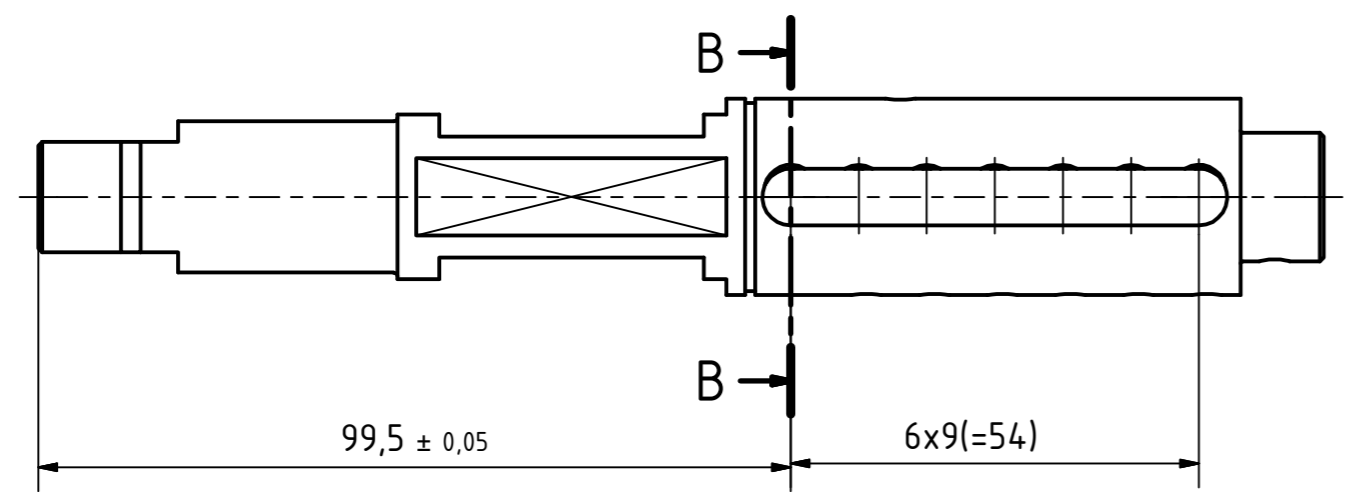
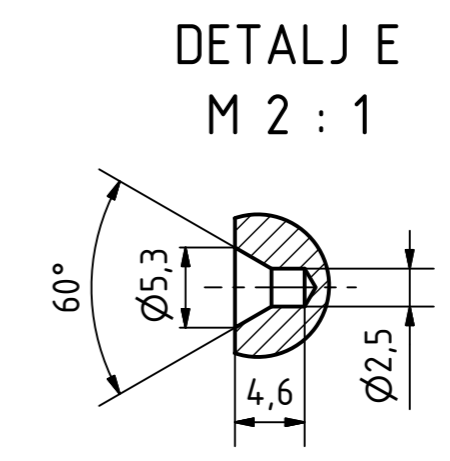
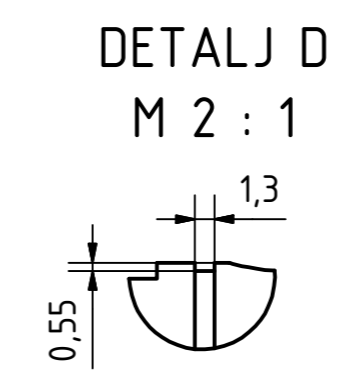
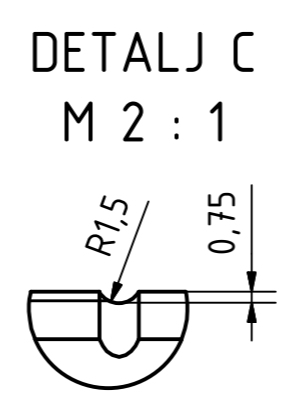
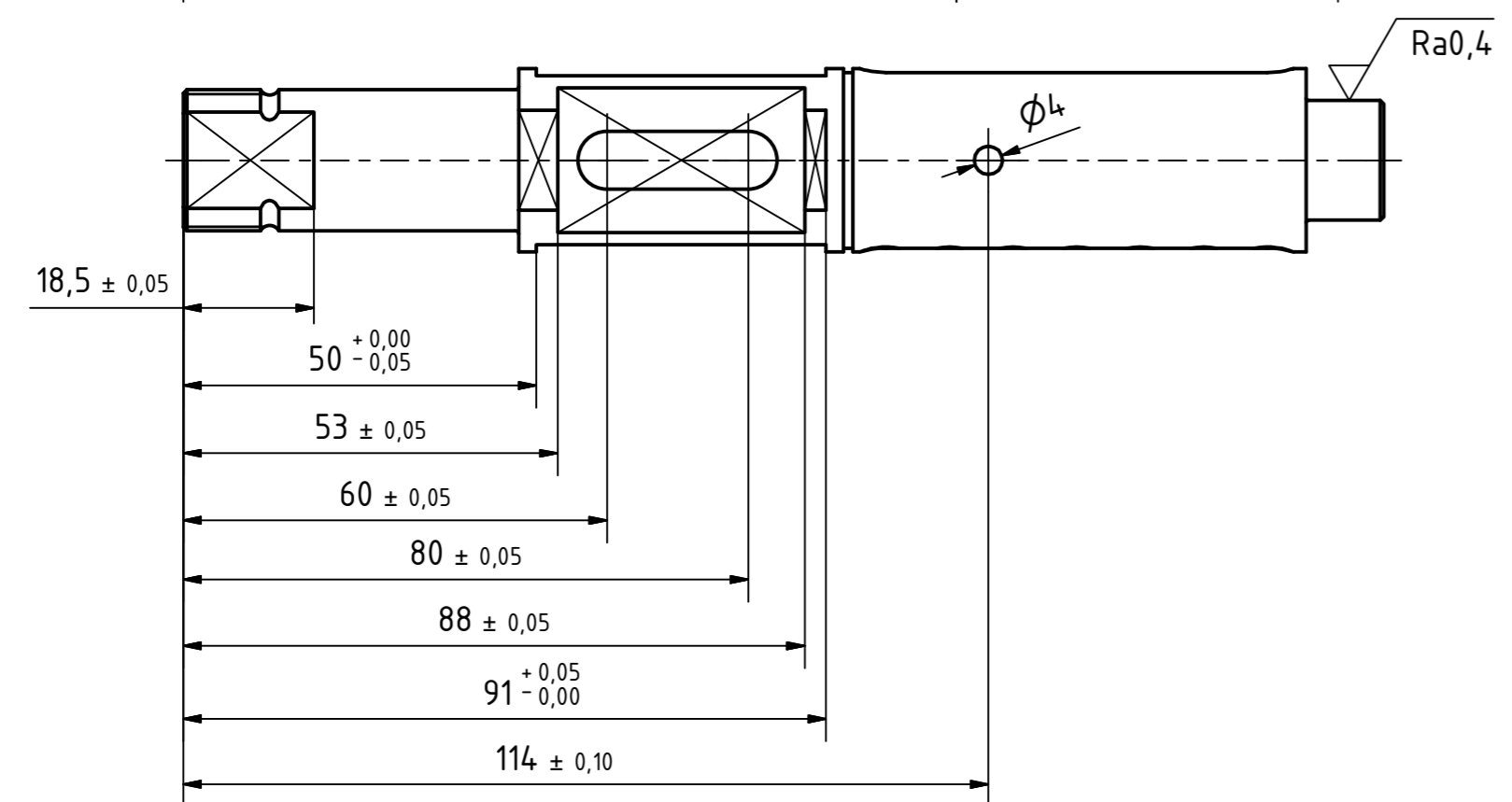
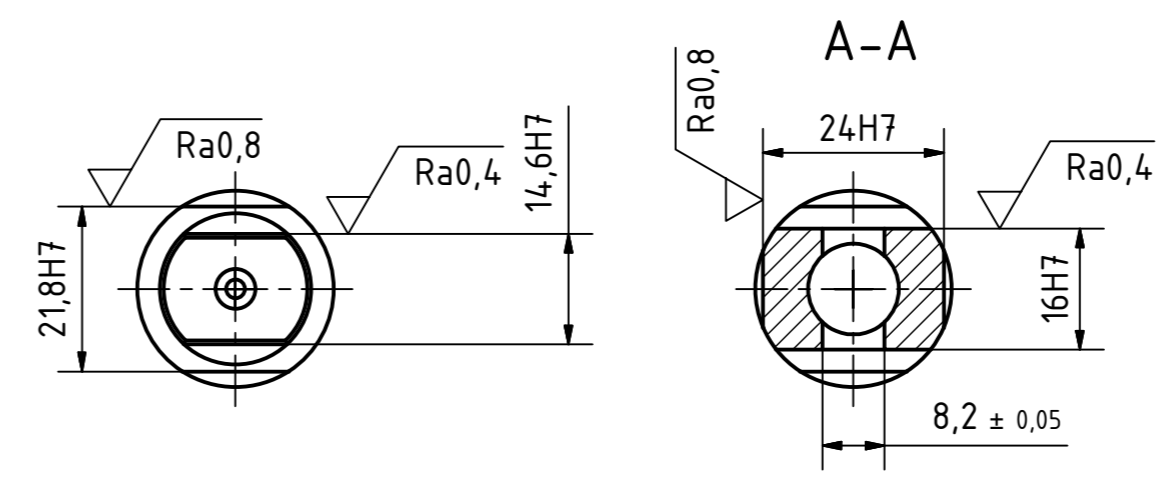
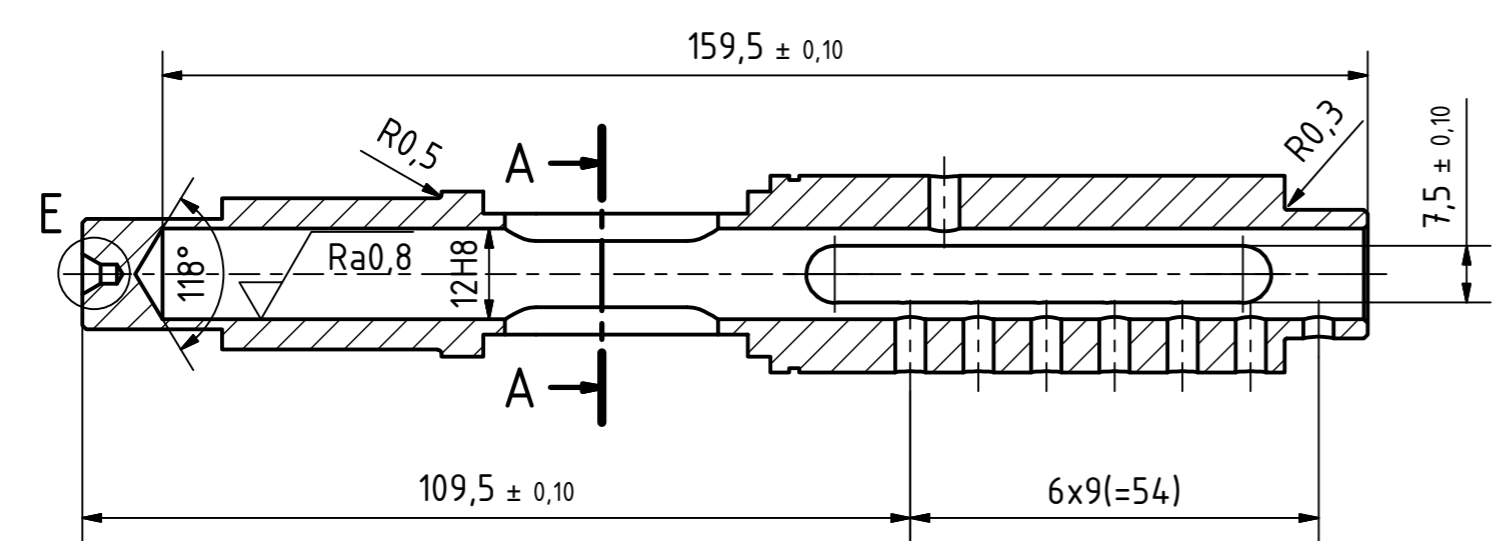
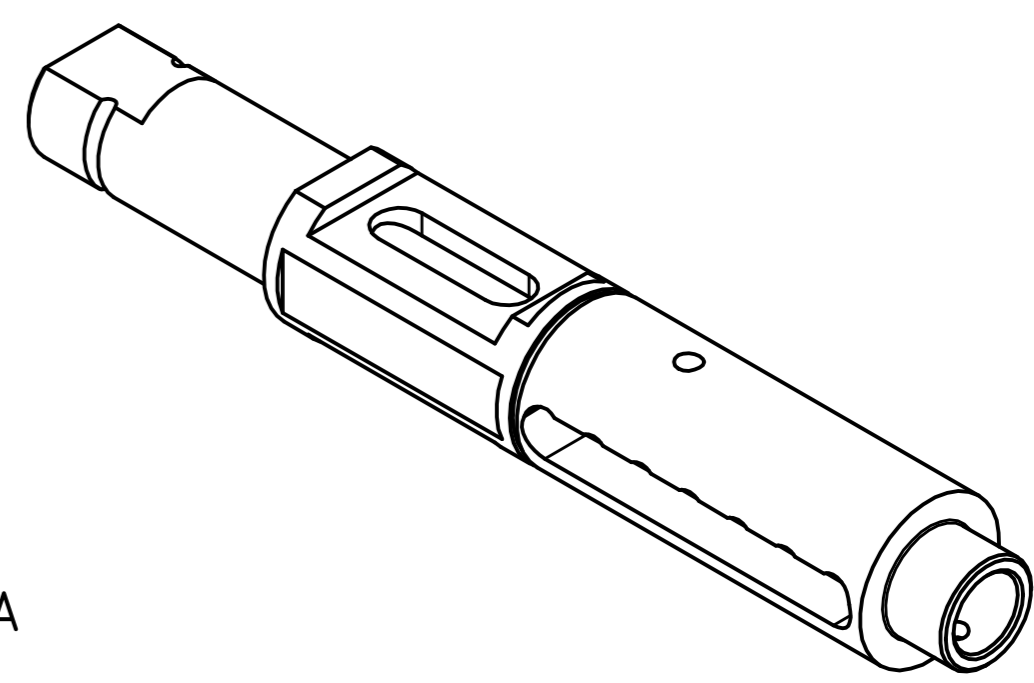
| | | |
|-----------|----------------------|--------|
| Napomena: | Konstrukcijski smjer | Kopija |
|-----------|----------------------|--------|

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

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



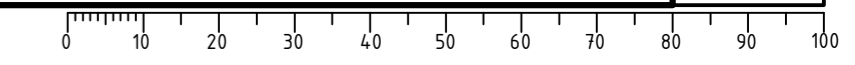
Ra6,3 (Ra0,8 , Ra0,4)

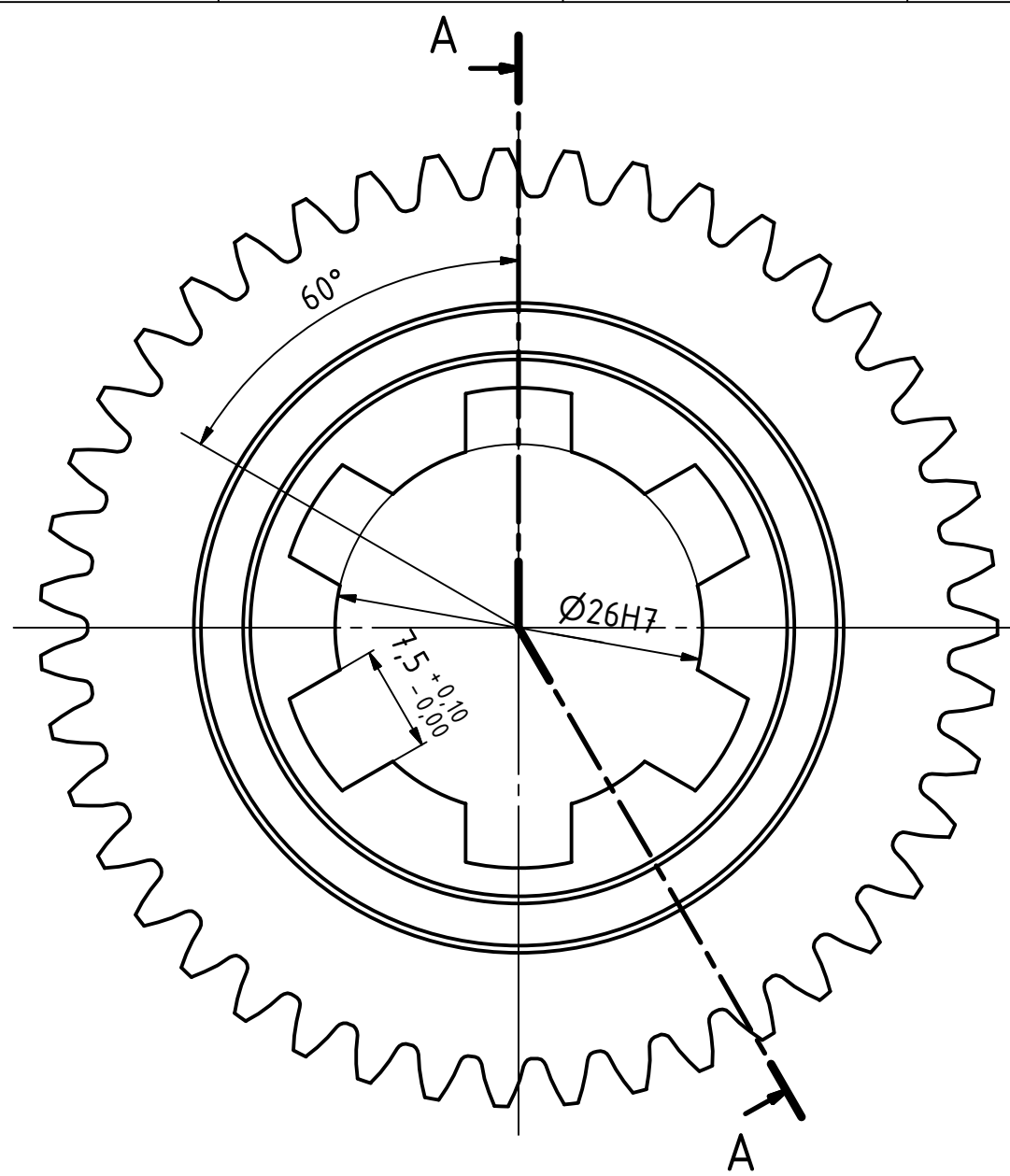


Napomena:

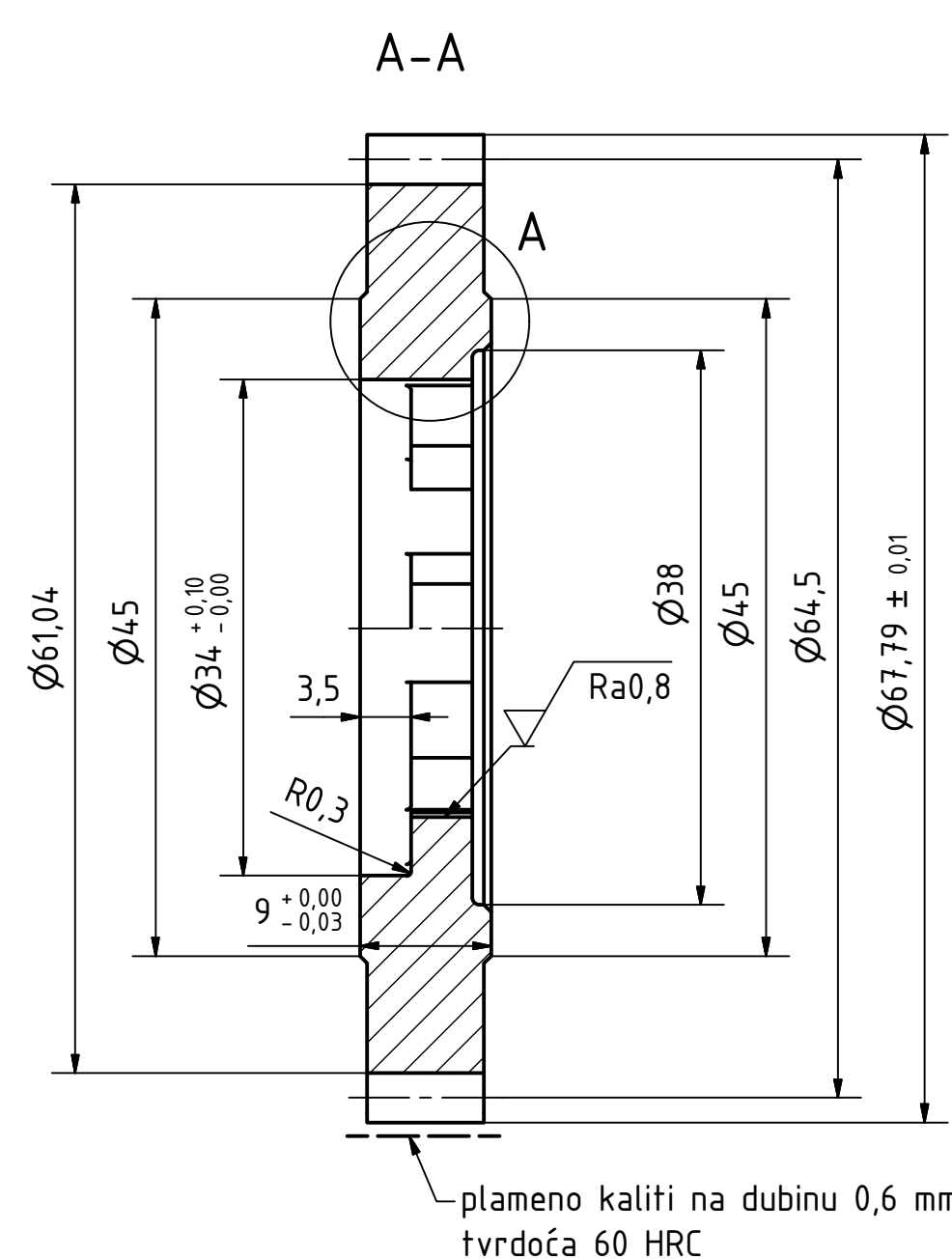
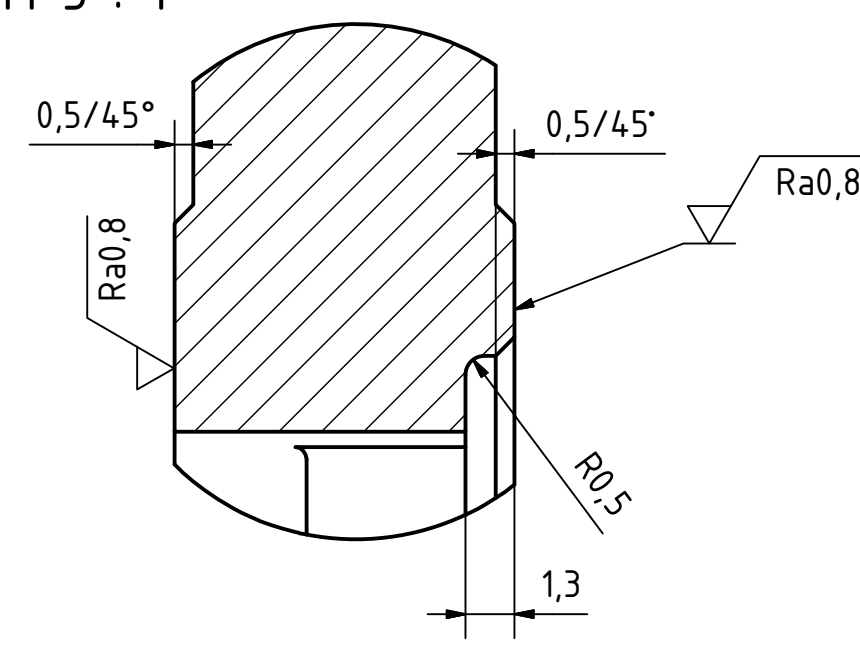
1. Nektirana skošenja na čelu vratila iznose 0,5/45°
2. Središnji uvt na čelu vratila izraditi prema DIN 332, odnosno detalju E
3. Plameno kaliti na dubinu 1 mm, tvrdoća 60 HRC

| | | | | |
|------------------------|----------------------|-----------------------------|-------------|------------|
| 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 | | R. N. broj: | | |
| Ø14,6H7 +0,018 +0 | Napomena: | Konstruktivski smjer | Kopija | |
| Ø16H7 +0,018 +0 | Materijal: 18CrNiMo6 | Masa: 333 g | Završni rad | |
| Ø17g6 -0,006 -0,017 | Mjerilo originala | Naziv: VRATILO V2 | Pozicija: | Format: A2 |
| Ø26h6 +0 -0,013 | 1:1 | Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-04 | Listova: 1 | List: 1 |
| Ø24H7 +0,021 +0 | | | | |

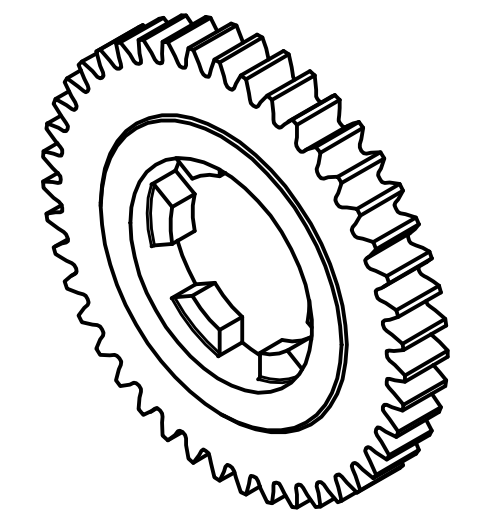




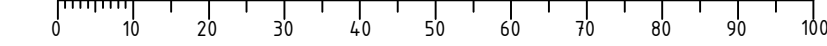
DETALJ A
M 5 : 1




▽ 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 | | R. N. broj: | | |
| | | 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 |

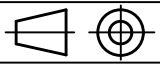


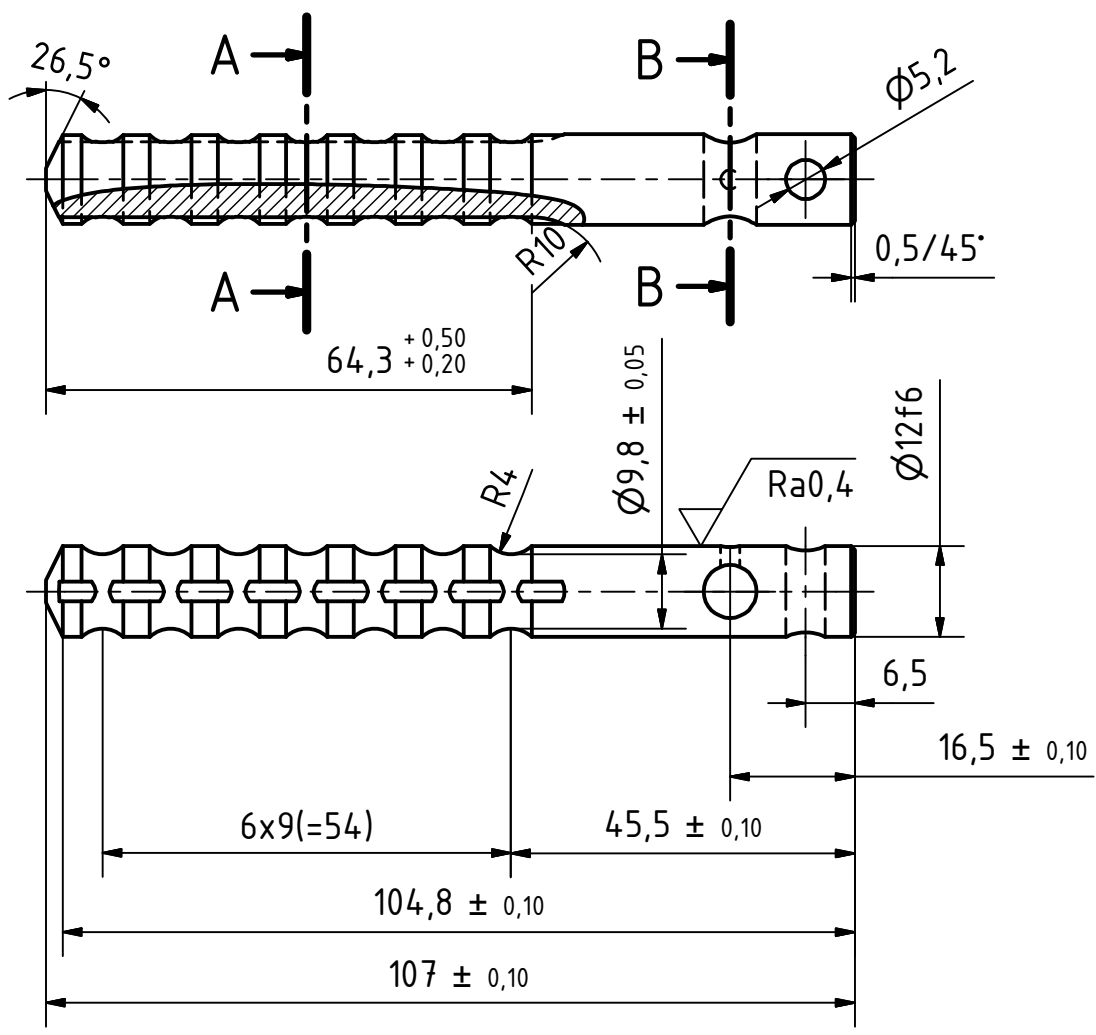
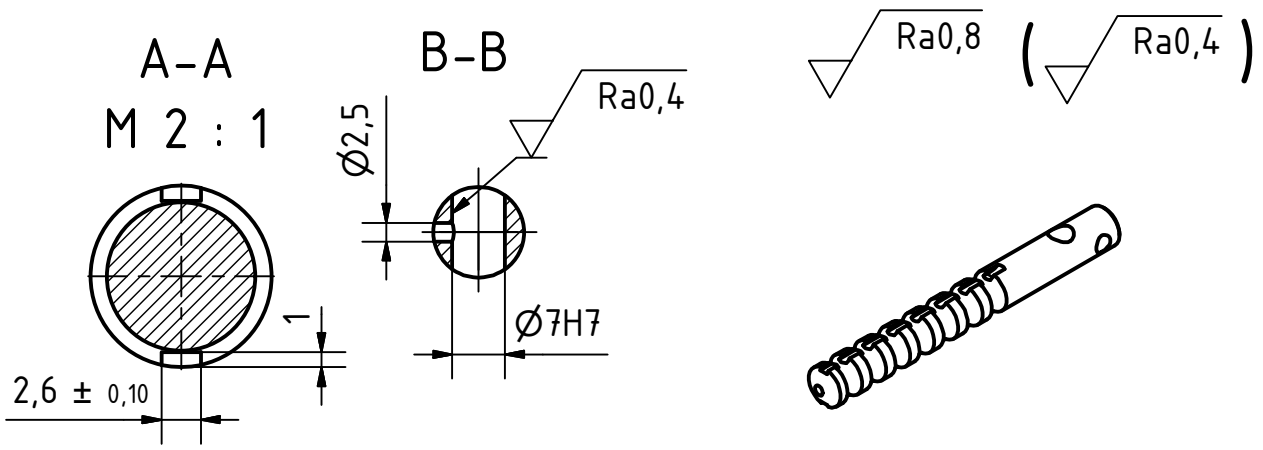
| | | |
|----------------------------------|---------------------|---|
| Broj zubi | z_2 | 43 |
| Modul | m | 1,5 mm |
| Standardni profil | - | HRN M.C1.015 |
| Promjer diobene kružnice | d_2 | 64,5 mm |
| Pomak profila | $x_2 m$ | 0,145 mm |
| Promjer temeljne kružnice | d_{b2} | 60,61 mm |
| Kontrola; 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 | Mate Grbac | | |
| | | Razradio | Mate Grbac | | |
| | | Crtao | 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 | |
| | | | | Pozicija: | |
| | | Mjerilo originala | | Format: A4 | |
| | | 1:1 | | Listova: 1 | |
| | | Naziv: KLIZAČ BIRAČA | | List: 1 | |
| | | Crtež broj: ZR-MG-T7B-00-01 | | | |

Design by CADLab