

Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

Slivar, Mateo

Undergraduate thesis / Završni rad

2020

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Pula / Sveučilište Jurja Dobrile u Puli**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:137:134640>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-28**



Repository / Repozitorij:

[Digital Repository Juraj Dobrila University of Pula](#)



Sveučilište Jurja Dobrile u Puli
Odjel za Tehničke studije



MATEO SLIVAR

IZRADA TEHNIČKE DOKUMENTACIJE ZA PRORAČUN REDUKTORA

Završni rad

Pula, srpanj, 2020.

Sveučilište Jurja Dobrile u Puli
Odjel za tehničke studije



MATEO SLIVAR

IZRADA TEHNIČKE DOKUMENTACIJE ZA PRORAČUN REDUKTORA

Završni rad

JMB: 0233007935 3, izvanredni student

Studijski smjer: proizvodno strojarstvo

Predmet: Tehnička dokumentacija – CAD

Znanstveno područje: Tehničke znanosti

Znanstveno polje: Strojarsstvo

Znanstvena grana: Proizvodno strojarstvo

Mentor: doc. dr. sc. Marko Kršulja

Komentor; dr. sc. Damir Karabaić, pred.

Pula, srpanj, 2020.

ZAHVALA

Zahvaljujem se svim ljudima koji su me podržavali tijekom mog studiranja a to su moja obitelj, prijatelji i kolege.

Također se zahvaljujem svim zaposlenicima i vanjskim suradnicima Sveučilišta Jurja Dobrile u Puli – Odjel za tehničke studije na brojnim stručnim savjetima, pomoći oko studiranja i uzastopnom podržavanju.

Prvenstveno se zahvaljujem svome mentoru doc. dr. sc. Marku Kršulji i komentoru dr. sc. Damiru Karabaiću pred. na mentorstvu tijekom pisanja završnog rada, a posebice na stručnim savjetima i mišljenjima te utrošenom vremenu i strpljenju.

Doc.dr.sc. Marko Kršulja
Dr. sc. Damir Karabaić, pred.



Odjel za tehničke studije

(Ime i prezime nastavnika)

Tehnička dokumentacija i CAD
(Predmet)

Sveučilište Jurja Dobrile u Puli
ODJEL ZA TEHNIČKE STUDIJE
ZADATAK TEME ZAVRŠNOGA RADA

Pristupniku Mateo Slivar

MBS: 0233007935

Studentu stručnog studija Odjela za tehničke studije, izdaje se zadatak za završni rad – tema završnog rada pod nazivom:

Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

Sadržaj zadatka: Na temelju odabranih pogonskih podataka napraviti proračun reduktora (zubi, vratilo, ležajevi, kućište) te konstrukciju jednostupanjskog reduktora. Isto tako potrebno je napraviti i kontrolni proračun. Nakon izrade proračuna potrebno je izraditi 3D model reduktora u programu „Solidworks“ te svu tehničku dokumentaciju dijelova potrebnih kod konstrukcije reduktora. Na temelju dobivenih rezultata predložiti mjere za unaprjeđenje modela.

Rad obraditi sukladno odredbama Pravilnika o završnom radu Sveučilišta u Puli.

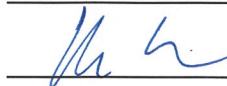
Redovni ili izvanredni, proizvodno strojarstvo
(izvanredni, proizvodno strojarstvo)

Datum: 10.7.2020

Potpis nastavnika



Potpis nastavnika





IZJAVA O AKADEMSKOJ ČESTITOSTI

Ja, dolje potpisani MATEO SLIVAR, kandidat za prvostupnika PROJEKTOVANOG STROJARSTVA ovime izjavljujem da je ovaj Završni rad rezultat isključivo mogega vlastitog rada, da se temelji na mojim istraživanjima te da se oslanja na objavljenu literaturu kao što to pokazuju korištene bilješke i bibliografija. Izjavljujem da niti jedan dio Završnog rada nije napisan na nedozvoljeni način, odnosno da je prepisan iz kojega necitiranog rada, te da ikoji dio rada krši bilo čija autorska prava. Izjavljujem, također, da nijedan dio rada nije iskorišten za koji drugi rad pri bilo kojoj drugoj visokoškolskoj, znanstvenoj ili radnoj ustanovi.

Student
Slivar, M.

U Puli, 10.07.2020.



IZJAVA O KORIŠTENJU AUTORSKOG DJELA

Ja, MATEO SLIVAR dajem odobrenje Sveučilištu Jurja Dobrile u Puli, kao nositelju prava iskorištavanja, da moj Završni rad pod nazivom "IZrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora"

koristi na način da gore navedeno autorsko djelo, kao cjeloviti tekst trajno objavi u javnoj internetskoj bazi Sveučilišne knjižnice Sveučilišta Jurja Dobrile u Puli te kopira u javnu internetsku bazu završnih radova Nacionalne i sveučilišne knjižnice (stavljanje na raspolaganje javnosti), sve u skladu s Zakonom o autorskom pravu i drugim srodnim pravima i dobrom akademskom praksom, a radi promicanja otvorenoga, slobodnoga pristupa znanstvenim informacijama.

Za korištenje autorskog djela na gore navedeni način ne potražujem naknadu.

U Puli, 10.07.2020.

Potpis

Slivar M

SADRŽAJ

1. UVOD	1
1.1. Opis problema	1
1.2. Cilj i svrha rada	1
1.3. Hipoteza	2
1.4. Metode rada	2
1.5. Struktura rada	2
2. PRIJENOSNICI SNAGE I GIBANJA.....	4
2.1. Vrste prijenosnika snage i gibanja u tehničkim sustavima	5
2.1.1. Grupa prijenosnika prema načinu prijenosnog okretnog momenta.....	5
2.1.2. Grupa prijenosnika s obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera	6
2.1.3. Grupa prijenosnika prema tome dominira li prijenos snage i gibanja ili samo gibanja.....	7
2.2. Elementi zupčanog prijenosnika	7
2.2.1. Zupčanici	8
2.2.2. Vratila	9
2.2.3. Ležaji	10
2.2.4. Kućište.....	11
3. PRORAČUN JEDNOSTUPANJSKOG PRIJENOSNIKA SNAGE – POGONSKI/ULAZNI PODACI	13
3.1. Proračun dimenzija zupčanika.....	14
3.2. Proračun sila i okretni moment na zupčanicima i vratilu	16
3.3. Preliminarni proračun i oblikovanje pogonskog vratila od Č.1531	17
3.3.1. Kontrolni proračun pogonskog vratila	19
3.4. Preliminarni proračun i oblikovanje gonjenog vratila od Č.0545	25
3.4.1. Kontrola proračuna gonjenog vratila	28
3.5. Proračun cilindričnog steznog spoja	35
3.6. Proračun trajnosti ležaja	38
4. 3D MODEL	41
4.1. 3D model – Pogonsko vratilo i zupčanik	43
4.2. 3D model – Gonjeni zupčanik.....	44
4.3. 3D model – Gonjeno vratilo	45
4.4. 3D model – Kućište donji dio	46
4.5. 3D model – Kućište gornji dio	47
4.6. Mjere za unapređenje modela	48
4.7. Izrada 3D modela jednostupanjskog reduktora.....	50
5. ZAKLJUČAK	61

LITERATURA.....	63
POPIS SLIKA, TABLICA I PRILOGA.....	65
POPIS OZNAKA I KRATICA	67
POPIS JEDNADŽBI I FORMULA	69
SAŽETAK.....	77

1. UVOD

Tema ovog rada je izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora. U ovome radu potrebno je izračunati i oblikovati sve elemente zupčanog prijenosnika tj. reduktora od zupčanika, vratila, ležaja i kućišta. Pri proračunu ovih elemenata vrlo je važno znati snagu, brzinu vrtnje i okretni moment pogonskog stroja tj. elektromotora. Nakon oblikovanja konstrukcijskih elemenata jednostupanjskog reduktora izraditi će se 3D model istih dijelova. Nakon izrade 3D modela predložiti će se mjere za poboljšanje na temelju dobivenih proračunskih rezultata i konstrukcijske 3D izvedbe jednostupanjskog reduktora.

1.1. Opis problema

Na temelju pogonskih/ulaznih podataka treba proračunati i odabrati sve elemente zupčanog prijenosnika. Pomoću računalnog CAD alata treba što optimalnije i što je više moguće efikasnije konstruirati elemente jednostupanjskog reduktora kako bi zadovoljili zahtijevanu funkciju odnosno redukcije brzine vrtnje radnog stroja.

1.2. Cilj i svrha rada

Cilj završnog rada je:

- Teorijski opisati i napraviti podjelu prijenosnika snage i gibanja te elemenata jednostupanjskog reduktora.
- Izraditi proračun jednostupanjskog prijenosnika snage na temelju pogonskih/ulaznih podataka koji uključuju proračun dimenzija zupčanika, proračun sila i okretni moment na zupčaniku i vratilu, preliminarni proračun i oblikovanje pogonskog i gonjenog vratila, proračun steznog spoja i proračun trajnosti ležaja.
- Izraditi radioničke nacрте glavnih dijelova jednostupanjskog reduktora od pogonskog vratila, gonjenog zupčanika, gonjenog vratila te kućišta donji i gornji dio.
- Izraditi montažni nacrt jednostupanjskog reduktora te predložiti mjere za unapređenje modela.

1.3. Hipoteza

Temeljem poznatih pogonskih/ulaznih podataka treba proračunati sve elemente reduktora tako da zadovoljavaju zahtijevanu funkciju tj. redukciju brzine vrtnje kod radnog stroja koji je bezstupanjski varijator i alatni stroj.

Pravilnom upotrebom standardnih formula postići će se planirani izlazni zakretni moment od $M = 121 \text{ Nm}$.

1.4. Metode rada

U ovome radu za izradu proračunu jednostupanjskog reduktora koristile su se:

- Matematička metoda – ova metoda koristila se za proračunavanje konstrukcijskih elemenata reduktora.
- Analitička metoda – ova metoda služila je za analizu raznih knjiga koje su se koristile pri pisanju ovoga rada tj. za odabir optimalnih formula za proračunavanje konstrukcijskih dijelova za konkretan slučaj.
- Metoda modeliranja – ova metoda koristila se kod simuliranja 3D modela jednostupanjskog reduktora tj. prenošenje dobivenih rezultata u proračunu na realni 3D model jednostupanjskog reduktora.

1.5. Struktura rada

Završni rad s uvodom i zaključkom sastoji se od pet poglavlja. Prvo poglavlje nas upućuje u temu rada i problematiku koju se istražuje i to kroz uvod, opis i definiciju problema, hipotezu, metode rada i strukturu rada.

Drugo poglavlje teorijski će opisivati prijenosnike snage i gibanja. U ovome poglavlju napraviti će se podjela prijenosnika snage i gibanja u tehničkim sustavima. Isto tako opisati će se elementi zupčanog prijenosnika a to su zupčanici, vratila, ležaji i kućište te će se za svaki element prikazati temeljna funkcija u tehničkom sustavu.

U trećem poglavlju proračunati će se svi elementi jednostupanjskog reduktora od zupčanika, vratila, ležaja i kućišta. U ovome poglavlju napraviti će se i kontrolni proračun za potrebne konstrukcijske elemente jednostupanjskog reduktora.

Završni rad: Mateo Slivar: Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

Četvrto poglavlje sastojati će se od radioničkih nacrti koji će se izraditi za pogonsko vratilo i zupčanik, gonjeni zupčanik, gonjeno vratilo te kućište donji i gornji dio. Isto tako u ovome poglavlju izraditi će se i montažni nacrt jednostupanjskog reduktora. Na kraju poglavlja prikazati će se mjere za unapređenje modela jednostupanjskog reduktora. U ovome poglavlju prikazana je izrada jednostupanjskog reduktora sa 3D printerom u mjerilu 1:5 u odnosu na originalne dimenzije.

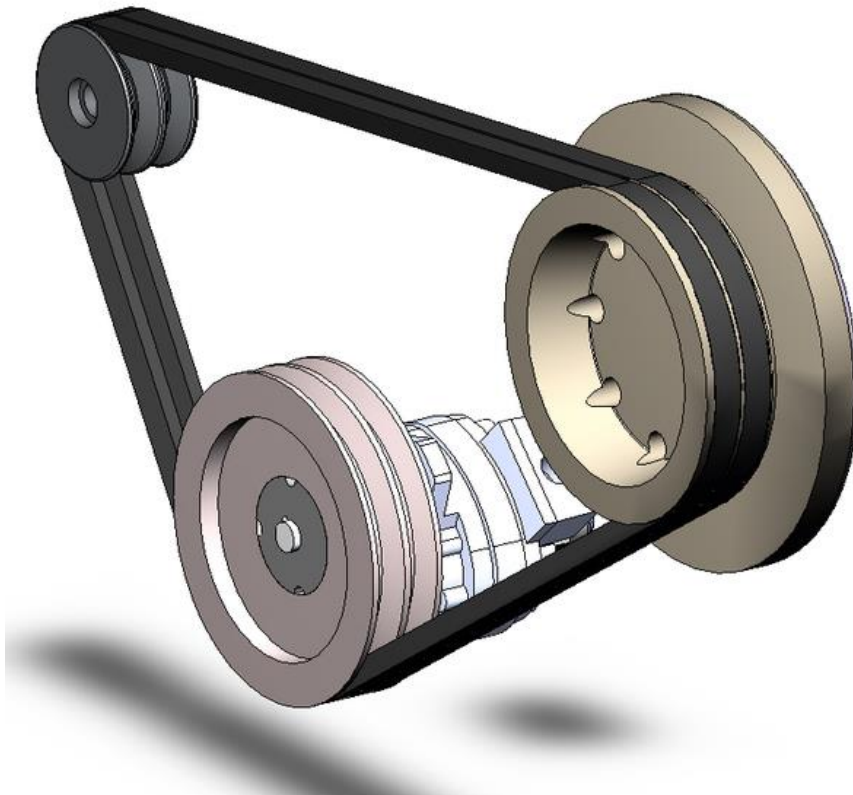
Peto poglavlje će biti zaključak kojim će se dati kratak osvrt na cijeli rad, prikazati najbitniji podaci dobiveni iz proračuna te opisati servisiranje reduktora.

2. PRIJENOSNICI SNAGE I GIBANJA

Prijenosnici snage i gibanja su uređaji bez kojih je nemoguć rad u svim tehničkim sustavima koji danas postoje.

„U tehničkim sustavima danas razlikujemo dvije velike grupe strojeva: pogonske i radne. Pogonski strojevi takvi su strojevi koji pretvaraju jednu vrstu energije u drugu, najčešće mehaničku. Tipični primjeri ove grupe strojeva jesu: elektromotori (pretvorba električne u mehaničku energiju), vodne, plinske i parne turbine, vjetrenjače, parni stapni strojevi te motori s unutrašnjim izgaranjem. Radni strojevi takvi su strojevi koji dobivenu snagu od pogonskih strojeva ili živih bića pretvaraju u rad. Tipični primjeri za ovu grupu strojeva jesu: vozila, valjaonički stanovi, pumpe i alatni strojevi. Pogonski stroj bilo koje vrste karakterizira sposobnost davanja neke snage P , odnosno okretnog momenta T pri određenoj kutnoj brzini ω . Poznavanje dviju veličina, okretnog momenta i kutne brzine, definira u svakom trenutku pogonski stroj.“ (Opalić, 1998, str. 3).

Slika 1 Mehanički prijenosnik



Izvor: Wikiward dostupno na

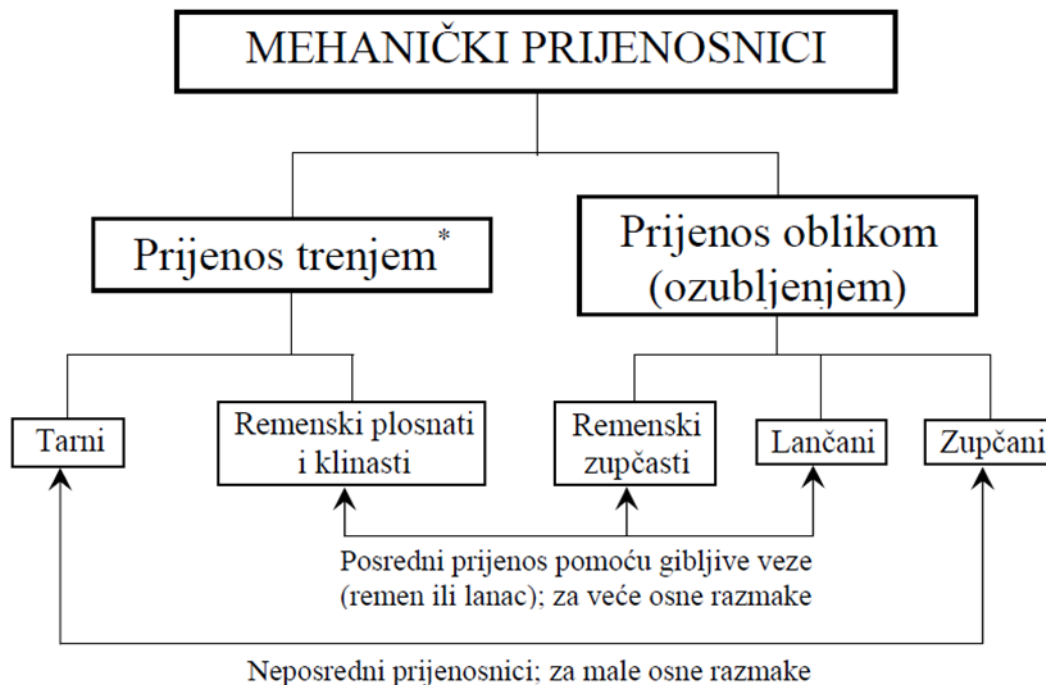
<https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/4/42/Keilriemen-V-Belt.png/600px-Keilriemen-V-Belt.png> (pristupljeno 07.06.2020.)

2.1. Vrste prijenosnika snage i gibanja u tehničkim sustavima

2.1.1. Grupa prijenosnika prema načinu prijenosnog okretnog momenta

Mehanički prijenosnici kod kojih se moment prenosi mehanički na dva osnovna načina i to trenjem i oblikom s neposrednim i posrednim dodirnom pogonskog i gonjenog člana.

Slika 2 Mehanički prijenosnici



Izvor: Križan B.: Elementi strojeva 2 – Prijenosnici snage i gibanja, Interna skripta, Politehnika Pula, 2016.

„Hidraulički i pneumatski prijenosnici, kod kojih se okretni moment prenosi uz pomoć tekućina odnosno plinova (većina pod tlakom). S obzirom na karakteristike, upotreba im je ograničena na prijenose s promjenjivim prijenosnim odnosom i na prijenosnike za ekstremno velike snage (i do 150 MW). S obzirom na način prenošenja i promjene okretnog momenta (putem potencijalne ili kinetičke energije tekućina), razlikujemo hidrostatske (volumetričke) i hidrodinamičke prijenosnike. Umjesto tekućina ponekad se upotrebljavaju i plinovi (većina pod tlakom), ali ovakva su rješenja manje zanimljiva.“ (Opalić, 1998., str. 38)

Hidrodinamski prijenosnici za razliku od hidrostatskih koristimo ih za prijenos snage pretežno kinetičkom energijom tekućine. Često se u literaturi i ovi prijenosnici zovu pretvarači okretnog momenta. Zadatak im je bezstepena pretvorba momenta i gibanja

pogonskog stroja (elektromotora, motora s unutrašnjim izgaranjem) potrebna radnim strojevima (cestovnim vozilima, tračnim vozilima, brodovima, dizalicama). (Opalić, 1998., str. 46)

Slika 3 Kutni prijenosnik za hidrauličke motore



Izvor: Hebarkon dostupno na <https://shop.haberkorn.hr/dam/base/0000ECA8.jpg> (pristupljeno 07.06.2020.)

„Električni prijenosnici zajedničko i osnovno načelo rada električnih prijenosnika snage i gibnja jest u tome što se napon ili frekvencija koji se dovode elektromotoru mogu mijenjati i na taj način utjecati na brzinu vrtnje i zakretni moment elektromotora. Klasični izgled postrojenja za elektromotore istosmjerne struje kao pogonske strojeve izgleda tako da jedan motor (obično izmjenične struje) pokreće generator istosmjerne struje koji napaja pogonski elektromotor primjenjivim istosmjernim naponom. U slučaju izmjeničnih motora zadatak je generatora da dovodi promjenjivu frekvenciju kojom se onda napaja izmjenični elektromotor kao pogonski stroj.“ (Opalić, 1998., str. 51)

2.1.2. Grupa prijenosnika s obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera

Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom

„Kada se radi o prijenosnicima s konstantnim prijenosnim omjerom, gotovo isključivu primjenu imaju mehanički prijenosnici jer su ekonomski najpovoljniji, kako pri projektiranju i proizvodnji tako i u eksploataciji. Robusni su i jednostavni za održavanje u svim uvjetima okoline. Upotrebljavaju se također u kombinaciji s drugim vrstama prijenosnika, gdje međusobno dopunjuju svoje karakteristike (na primjer s hidrauličkim prijenosnicima). Prema načinu prijenosa obodne sile, trenjem ili oblikom, ovdje spadaju

zupčanički, lančani i remenski zupčasti prijenosnici čiji je prijenosni odnos jednoznačno određen brojem zubi ozubljenih elemenata, te remenski i tarni prijenosnici kod kojih se sila prenosi trenjem i koji rade s određenim proklizavanjem. Svi spomenuti mehanički prijenosnici mogu se naći i u izvedbi prijenosnika s promjenjivim ili sa stalnim prijenosnim odnosom.“ (Opalić, 1998., str. 23)

Prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom

„Ovoj skupini prijenosnika pripadaju prijenosnici koji za određenu, konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljuju radni stroj različitim brzinama vrtnje. To se odvija na dva osnovna načina: skokovito i kontinuirano. Kada se radi o skokovitoj promjeni prijenosnog omjera (vozila, alatni strojevi), u pravilu se radi o mehaničkim prijenosnicima, najčešće sa zupčanicima (prijenos obodne sile oblikom). Često ih zovemo i mjenjači, mada se cijela skupina može nazvati istim nazivom. Kontinuirana promjena prijenosnog omjera postiže se primjenom mehaničkih (tarnih), hidrauličkih (hidrostatskih i hidrodinamskih) i električnih prijenosnika. Uobičajeno je stanje mehaničkih tarnih prijenosnika zvati varijatorima, dok se hidraulički i elektronički prijenosnici iste vrste često nazivaju i pretvaračima. U novijoj literaturi prevladava naziv podesivi prijenosnici.“ (Opalić, 1998., str. 30)

2.1.3. Grupa prijenosnika prema tome dominira li prijenos snage i gibanja ili samo gibanja

„Imamo prijenosnike snage i prijenosnike gibanja. Moguće su i još neke drukčije podjele, kao na primjer: standardne i planetarne izvedbe, s normalnim učinkom i visokoučinski, s obzirom na geometriju (osi). Često se susrećemo i s kombiniranim prijenosnicima, što još više komplicira podjelu prijenosnika.“ (Opalić, 1998., str. 23)

2.2. Elementi zupčanog prijenosnika

Zupčani prijenosnici najčešće se upotrebljavaju u strojarstvu ali i drugim tehničkim granama industrije. U našem slučaju elemente zupčanog prijenosnika čine jedan par zupčanika, vratila, ležajevi i kućište te ostali dijelovi poput čepa, vijaka, brtvi i sl. Naš slučaj je jednostupanjski reduktor koji služi smanjivanje (redukciju) brzine vrtnje od pogonskog na gonjeno vratilo odnosno sa pogonskog stroja na gonjeni stroj.

2.2.1. Zupčanici

„Zupčanici prenose okretno gibanje s jednog vratila na drugo s pomoću tzv. Veze oblikom, koju u ovom slučaju čini zahvat zubaca. Zupčanim prijenosnicima nije prema tome potreban poseban prijenosni element kao kod remenskih (remen) i lančanih prijenosnika (lanac). Ako se u sprezi nalaze dva ili više zupčanika, govori se o prijenosniku. Razlikuju se prijenosnici sa stalnim prijenosnim omjerom (npr. između pogonskog i radnog stroj), mjenjači brzina, kod kojih se dovođenjem u zahvat različitih zupčanika prijenosni omjer može mijenjati (npr. alatni strojevi i motorna vozila), razdjelni prijenosnici za istodobni pogon više vratila (npr. viševretenske bušaće glave).“ (Decker, 2006., str. 401)

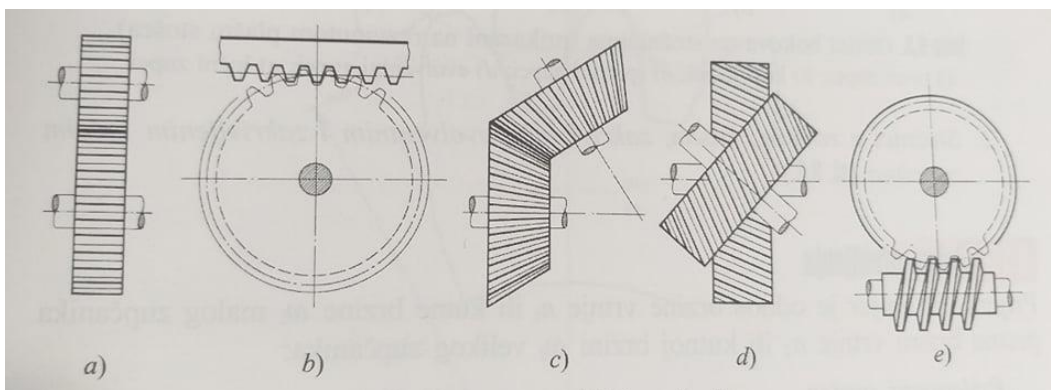
Zupčani prijenos namijenjen je za:

- Prijenos okretnog momenta
- Promjenu broja okretaja
- Promjenu smjera okretaja
- Pretvaranje kružnog gibanja u pravocrtno i obrnuto (rotacija u translaciju)

Prema međusobnom položaju osi vratila mogu zupčanici imati ove oblike:

- Čelnici, kod usporednih vratila
- Ozubnice, kao beskonačno veliki čelnici za promjenu okretnog gibanja u pravocrtno
- Stožnici, kod vratila koje se sijeku
- Vijčani zupčanici, kod mimosmjernih vratila
- Puževi i pužna kola kod mimosmjernih vratila (najčešće pod pravim kutom)

Slika 4 Oblici zupčanika

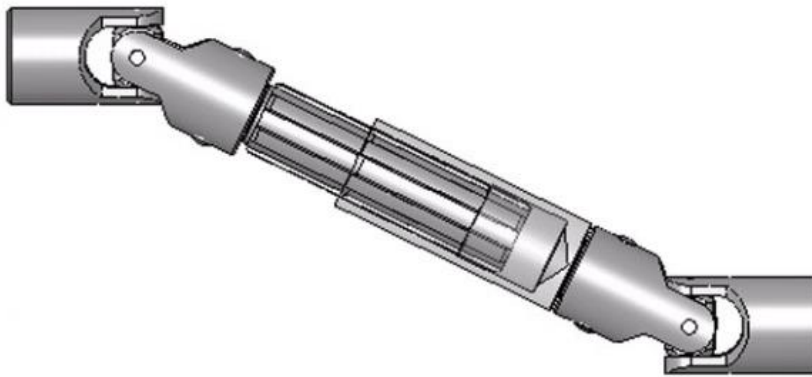


Izvor: Elementi strojeva, (Karl-Heniz Decker, 2006., str. 401)

2.2.2. Vratila

„Vratila su rotirajući strojni elementi koji služe kao nosači elemenata kao što su spojke, zupčanici, remenice i lančanici a ti elementi prenose okretne momente. Opterećena su na uvijanje i savijanje. Prema svojoj masi dijele se na laka (napregnuta samo na uvijanje zbog prijenosa okretnog momenta), naprezanje na savijanje se zanemaruje i teška (napregnuta su na uvijanje, a zbog vlastite težine i težine elemenata koje nose i na savijanje). Prema obliku vratila se mogu podijeliti na prava i koljenasta.“ (Lučić, 2009., str. 117).

Slika 5 Vratilo



Izvor: AUTOMANE dostupno na

https://automane.com/media/k2/items/cache/45e8f4939bc3bd36e4b87ab1e324d227_L.jpg

(pristupljeno 07.06.2020.)

„Za izradu osovina i vratila upotrebljavaju se konstrukcijski čelici, čelici za poboljšanje i čelici za cementiranje. Pri izboru materijala za osovine i vratila najvažnije je uzeti u obzir čvrstoću odabranog čelika, otpornost materijala na koncentraciju naprezanja (na mjestima promjene promjera i na mjestima različitih utora) te otpornost na koroziju. Osovine i vratila najčešće se oblikuju postupcima vučenja i hladnog vučenja, a potom se pristupa završnoj obradi skidanjem materijala kako bi se izradili utori za klinove i kako bi se ona dotjerala na točne mjere. Rukavci vratila i osovina, prijelazi, utori za osigurače i slična mjesta fino se tokare ili bruse, lepuju ili obrađuju superfinskiš postupkom.“ (Lučić, 2009., str. 119).

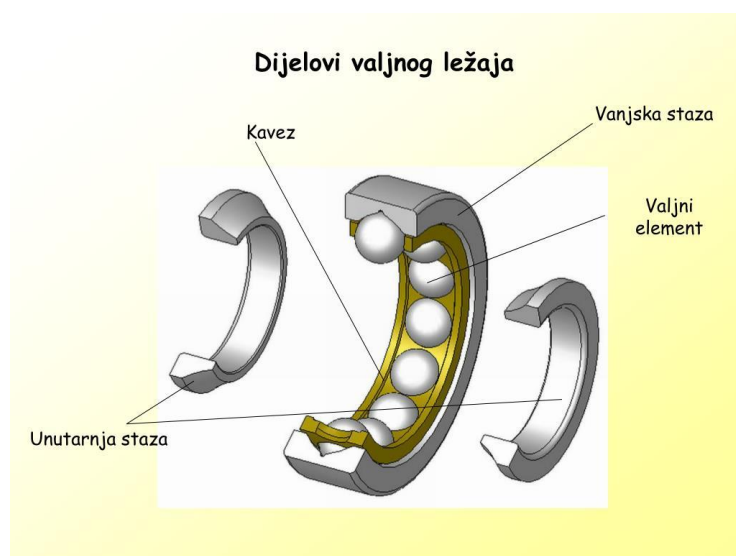
2.2.3. Ležaji

„Ležaji su elementi strojeva u kojima se oslanjaju osovine i vratila i omogućuju im okretanje. U užem smislu, oni i nisu elementi jer su obično sastavljeni od više dijelova. Uporaba kliznih ležaja je počela pronalaskom kotača, a valjni ležaji prvi se put spominju u Engleskoj 1852. g. na pedalama bicikla. Ležaji su oblikovani tako da prihvate opterećenja koja djeluju na osovine i vratila i spriječe pomake te da omoguće neposredno okretanje rukavca pri trenju klizanja ili valjanja.“ (Pandžić et.al., 2008., str. 95).

„Prema pokretnosti mogu biti nepokretni kad podupiru rotirajuće osovine i rotirajući ako osovina miruje. Prema vrsti trenja dodirnih površina mogu biti klizni s trenjem klizanja i valjni s valjnim elementima koji omogućavaju trenje valjanja. Prema ugradnji moguće su izvedbe kao nerastavljivi ili kao dio kućišta (klizni) i ugradbeni u kućište (klizni i valjni). Prema pravcu djelovanja opterećenja i klizni i valjni ležajevi mogu biti poprečni ili radijalni, poprečno – uzdužni, uzdužni ili aksijalni i uzdužno poprečni.“ (Pandžić et.al., 2008., str. 95).

„Valjni ležaj čine dva prstena jedan u drugom ili koluta jedan do drugog, između kojih se okreću valjni elementi. Valjni elementi su prema obliku kuglica, valjci, stošci, bačvica i iglica. Dijelovi valjnog poprečnog ležaja su unutarnji prsten, vanjski prsten i kavez.“ (Pandžić et.al., 2008., str. 95).

Slika 6 Dijelovi valjnog ležaja



Izvor: SlideServe dostupno na <https://image2.slideserve.com/4718556/slide13-l.jpg> (pristupljeno 07.06.2020.)

Prednosti i nedostaci kliznih ležaja

Prednosti: jednostavne su konstrukcije, dobro podnose udare, prigušuju vibracije i tihog su rada.

Nedostaci: imaju veliko trenje pri pokretanju i zaustavljanju, veliki su gubici zbog trenja klizanja, promjenjiva im je zračnost, velika je potrošnja maziva, zauzimaju dosta prostora i potrebni su stalni pregledi.

Slika 7 Ležaji



Izvor: CLK – Interpromet d.o.o dostupno na <https://shop.clkinterpromet.com/wp-content/uploads/2018/09/Kuglicni-radijalni-kategorija.png> (pristupljeno 07.06.2020.)

2.2.4. Kućište

Kućište reduktora služi kao nosač ležaja s kojim rotiraju zupčanici. Zupčani par prenosi zakretni moment pogonskog motora (u našem slučaju elektromotora) na radni stroj odnosno alatni stroj.

Kućište je tako konstruirano da sadrži i mazivo ulje koje služi za podmazivanje zupčanika i ležaja. Na kućištu se nalazi uljevni otvor te izlazni otvor sa čepom za ispuštanje ulja. Zbog zagrijavanja ulja do najviše 60 °C i bučkanja na najvišoj točki gornjeg dijela kućišta nalazi se odzračni čep za izjednačavanje pritiska ulja s atmosferom. Nivo odnosno količina ulja se kontrolira sa uljokaznim staklom.

Završni rad: Mateo Slivar: Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

U velikoj serijskoj proizvodnji je opravdano koristiti kućište u lijevanoj izvedbi. Najčešće se koristi od sivog ljeva ili modularnog ljeva.

Za pojedinačnu i maloserijsku proizvodnju kućišta radimo u zavarenoj konstrukciji. Problem zavarene konstrukcije je u velikom zagrijavanju pri zavarivanju što ima za posljedicu zaostala naprezanja. Zbog smanjenja naprezanja i olakšane strojne obrade glodanja i bušenja kućišta nakon zavarivanja je poželjno žariti.

Materijal zavarene konstrukcije s čelici s nižim postotkom ugljika, tako da se koristi Č.0361 i Č.0545, koji imaju do maksimalno 35% C i zadovoljavajuće su čvrstoće.

Zbog dobre strojne obrade ne upotrebljavamo klasične brtve od klingenta ili slično, već upotrebljavamo premaze za rastavljive spojeve vrste LOCTITE 510. Na reduktoru premazujemo spoj donjeg kućišta i poklopca te bočnih poklopaca na mjestu ležaja.

Slika 8 Kućište



Izvor: Grabcad community dostupno na

<https://d2t1xqeiof9utc.cloudfront.net/screenshots/pics/f0393e8401d83573f34e8a60896337fe/large.jpg>

(pristupljeno 14.06.2020.)

3. PRORAČUN JEDNOSTUPANJSKOG PRIJENOSNIKA SNAGE – POGONSKI/ULAZNI PODACI

Sa elektromotora se preko jednostupanjskog prijenosnika snaga prenosi na bezstupanjski varijator preko kojeg se okreće glavno vreteno alatnog stroja.

Pogonski/ulazni podaci:

- a) Pogonski stroj je trofazni elektromotor (3 x 380 V, 50 Hz) oznake 7AZ 180M-4
 - snaga $P = 18,5 \text{ kW}$
 - brzina vrtnje $n = 1460 \text{ okr/min}$
 - zakretni moment $M = 121 \text{ Nm}$
 - promjer vratila 48 mm na dužini 110 mm, širina pera 14

- b) Jednostupanjski prijenosnik snage tj. reduktor
 - prijenosni omjer $i_z = 3$
 - jedan par zupčanika sa ravnim zubima
 - materijal zupčanika Č.1531
 - materijal gonjenog vratila Č.0545
 - minimalna trajnost ležaja $L_{h,min} = 15 \text{ 000 h}$

- c) Radni stroj - bezstupanjski varijator i alatni stroj

Konstrukcija kućišta:

Kućište je dvodijelno u zavarenoj izvedbi, vratila su u horizontalnom, međusobno paralelnom položaju, obostrano uležištenom. Gornji dio se steže vijcima, a na kućištu postoji otvor s čepom za dolijevanje ulja, kao i za ispust ulja. Za kontrolu razine ulja ugrađuje se uljokaz.

3.1. Proračun dimenzija zupčanika

1. Približni proračun određivanja diobenog promjera pogonskog zupčanika:

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

Gdje su:

$$P_1 = 18,5 \text{ Kw.}$$

$$n_1 = 1460 \text{ okr/min, u gonjenu relaciju ulazi } n_1 = 1460/60 = 24,3 \text{ okr/sec.}$$

$\Psi_b = 1$ - omjer širine zupčanika i diobenog promjera.

$i_z = 3$ - prijenosni omjer.

$K_A = 1,25$ – faktor primjene (za elektromotor i alatni stroj).

$K_V = 1$ – faktor dodatnih dinamičkih opterećenja.

$K_{H\alpha} = 1$ – faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu - K_{Hd} .

$K_{H\beta} = 1$ – faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba.

$S_{Hmin} = 1,3$ – stupanj sigurnosti na površinski zamor, koji se uzima od 1,0 do 1,5.

$\sigma_{Hmin} = 530 \text{ N/mm}^2$ – trajna dinamička čvrstoća boka zuba za Č.1531.

Podatke uvrštavamo u formulu:

$$d_1' = 4045 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,5}{1 \cdot 24,3} \cdot \frac{3 + 1}{3} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1,3}{530}\right)^2} = 79,6 \text{ mm.}$$

Dobio se promjer diobene kružnice 79,6 mm.

2. Kutna brzina pogonskog zupčanika

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1460}{60} = 152,8 \text{ s}^{-1}.$$

3. Obodna brzina

$$V_1 = \frac{d_1' \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{79,6 \cdot \pi \cdot 1460}{60 \cdot 1000} = 6,08 \text{ m/s.}$$

4. Iz sljedeće tablice a na osnovu izračunatih podataka odabiremo broj zubi pogonskog zupčanika $Z_1 = 21$

Tablica 1 Ovisnost broja zubi o obodnoj brzini

Obodna brzina m/s	Manje od < 1	1...5	Veće od > 5
Broj zubi	17...20	18...22	20...25

5. Broj zubi većeg, gonjenog zupčanika

$$Z_2 = i_z \cdot Z_1 = 3 \cdot 21 = 63 \text{ zuba.}$$

Da bi se izbjegla učestalost zahvata istih zubi odabrat ćemo $Z_2 = 64$ zuba, te je stvarni prijenosni odnos:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{64}{21} = 3,05.$$

Odstupanje prijenosnog odnosa mora biti manje od 2,5 %, a u našem slučaju je

$$p = \frac{i - i_z}{i} \cdot 100 \% = \frac{3,05 - 3}{3} \cdot 100 \% = 1,6\%.$$

Konačno:

$$Z_1 = 21.$$

$$Z_2 = 64.$$

$$i = 3,05.$$

6. Proračun normalnog modula:

$$m_n = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{79,6}{21} = 3,79 \text{ mm.}$$

Odabire se prvi veći standardni modul $m_n = 4$ mm.

7. Na osnovu svih proračunskih podataka možemo proračunati osni razmak

$$a = m_n \cdot \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{4 \cdot (21 + 64)}{2} = 170 \text{ mm.}$$

8. Stvarne vrijednosti diobenih promjera

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 = 4 \cdot 21 = 84 \text{ mm.}$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 = 4 \cdot 64 = 256 \text{ mm.}$$

9. Širina zupčanika

Gonjeni:

$$b_2 = \Psi_b \cdot d_1 = 1 \cdot 84 = 84 \text{ mm.}$$

Usvaja se $b_2 = 85 \text{ mm.}$

Pogonski

$$b_1 = b_2 + 5 = 84 + 5 = 89 \text{ mm.}$$

Usvaja se $b_1 = 90 \text{ mm.}$

10. Zupčanici su evolventni čiji je kut zahvata $\alpha_n = 20^\circ$

11. Radijalna zračnost

$c = c' \cdot m_n$ – gdje je koeficijent radijalne zračnosti $c' = 0,25$.

$$c = 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ mm.}$$

12. Visina korijena

$$h_f = m_n + c = 4 + 1 = 5 \text{ mm.}$$

13. Promjer preko korijena

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f = 84 - 2 \cdot 5 = 74 \text{ mm.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f = 256 - 2 \cdot 5 = 246 \text{ mm.}$$

14. Promjer preko glave

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_f = 84 + 2 \cdot 4 = 92 \text{ mm.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_f = 256 + 2 \cdot 4 = 264 \text{ mm.}$$

3.2. Proračun sila i okretni moment na zupčanicima i vratilu

Okretni moment na ulaznom vratilu $M = T_1 = 121 \text{ N}_m$ – odabire se ulazni moment torzije na pogonsko vratilo.

Izlazna snaga $P_2 = \eta \cdot P_1$ – gdje je η ukupni stupanj iskorištenja $\eta = \eta_Z \cdot \eta_L \cdot \eta_B$.

- $\eta_Z = 0,99$ stupanj iskorištenja ozubljenja.
- $\eta_L = 0,98$ stupanj iskorištenja uležištenja.
- $\eta_B = 0,98$ stupanj iskorištenja zbog brtvljenja i rasprskavanja ulja.

$$\eta = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98.$$

Dobiva se izlazna snaga:

$$P_2 = 0,95 \cdot 18,5 = 17,6 \text{ kW}.$$

Izlazna brzina vrtnje je:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1460}{3,05} = 478,7 \text{ okr/min}.$$

Kutna brzina je:

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 478,7}{60} = 50,1 \text{ s}^{-1}.$$

Okretni moment na izlaznom vratilu je:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{17600}{50,1} = 351,3 \text{ N}_m.$$

Obodna sila na zupčaniku je:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}.$$

Slijedi:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 121}{84 \cdot 10^{-3}} = 2881 \text{ N}.$$

Radijalna sila na zupčaniku je:

$$F_r = F_t \cdot t_g \alpha_u = 2881 \cdot t_g 20^\circ = 1048,6 \text{ N}.$$

3.3. Preliminarni proračun i oblikovanje pogonskog vratila od Č.1531

Naprezanje na torziju vratila mora biti manje od dopuštenog: $\tau_t \leq \tau_{t \text{ dop}}$.

Dopušteno naprezanje:

$$\tau_{t \text{ dop}} = \frac{R_{dt0}}{\nu} = \frac{340}{10} = 34 \text{ N/mm}^2.$$

Završni rad: Mateo Slivar: Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

gdje su: dinamička čvrstoća na torziju $R_{dt0} = 340 \text{ N/mm}^2$, a faktor sigurnosti $\nu = 10$.

Vratilo računamo prema ekvivalentnom torzijskome momentu koji se javlja pri pokretanju ili zaustavljanju stroja te iznosi:

$$T_{e\dot{g}1} = K_A \cdot T_1 = 1,25 \cdot 121 \times 10^3 = 151,25 \times 10^3 \text{ Nm.}$$

Gdje je $K_A = 1,25$ faktor primjene (pogonski faktor), za elektromotor – alatni stroj.

Približni promjer rukavca:

$$d_{pr1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{e\dot{g}1}}{\pi \cdot \tau_{t,dop}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 151,25 \times 10^3}{\pi \cdot 34}} = 28,3 \text{ mm.}$$

Prema DIN 748 odabiremo prvi veći promjer: $d_{pr1} = 30 \text{ mm}$.

Prema standardnoj tablici odabire se:

- Duljina rukavca $l_1 = 80 \text{ mm}$.
- Tolerancija rukavca $\Phi 30 \text{ k6}$.
- Radijus prelaza $r = 1$.
- Uložno pero prema DIN 6885 je DIN 6885 A8X7X70 - E 295 gdje je dužina pera $l_p = l_1 - 10 = 80 - 10 = 70 \text{ mm}$.

Dubina žljeba u osovini $t_1 = 4$.

Promjer rukavca na mjestu ležaja je:

$$d_{L1} = d_{pr1} + (2 \dots 10) = 30 + 5 = 35 \text{ mm.}$$

Visina bočnog oslonca valjnog ležaja je:

$$d_3 = d_4 + 2 \cdot h = 35 + 2 \cdot 3,5 = 42 \text{ mm.}$$

Za $d = 35$, $h = 3,5$ iz tablice.

Na mjestu prijelaza s promjera $d_{L1} = 35 \text{ mm}$ na $d_3 = 42 \text{ mm}$., izrađuje se bočni prijelazni utor prema DIN 509, oblika E.

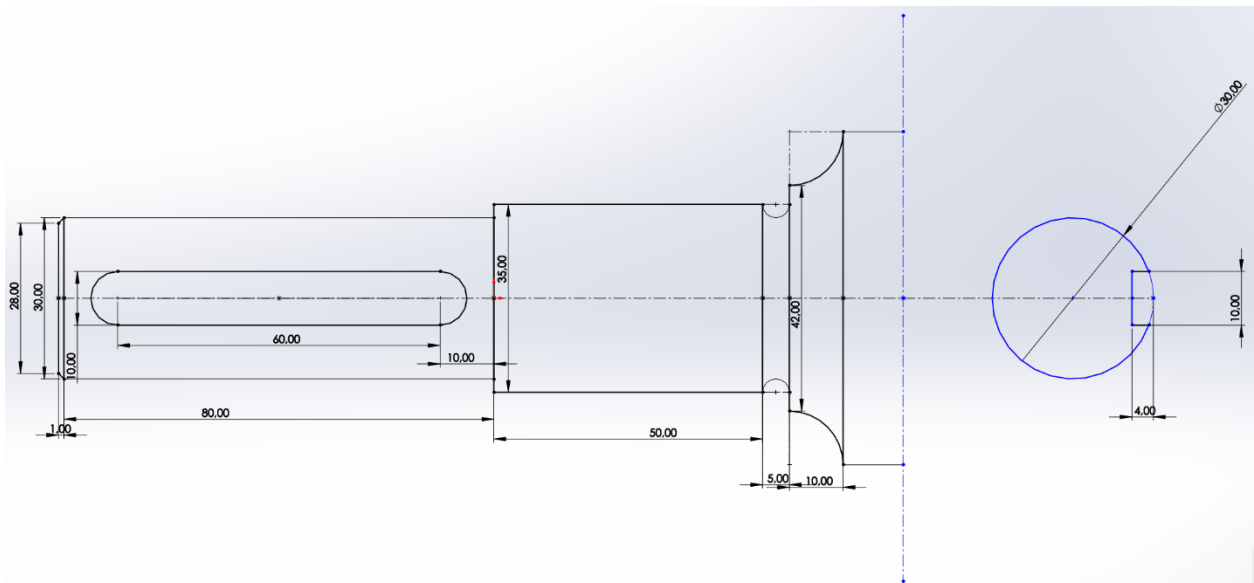
Na osnovu proračunatoga izabiremo kuglični ležaj po DIN 625 (niz 62): 6207 sa dimenzijama $d = 35$, $D = 72$, $B = 17$, $r = 2$, $C = 22,4$ kN, $C_0 = 16$ kN.

3.3.1. Kontrolni proračun pogonskog vratila

Poslije preliminarnog proračuna i oblikovanja pogonskog vratila izvode se dvije vrste kontrolnog proračuna i to: kontrola na pojavu plastične deformacije prema DIN 743 i kontrola na pojavu zamornog loma.

3.3.1.1. Kontrola na pojavu plastične deformacije prema DIN 743

Slika 9 Oblikovanje pogonskog vratila



Izvor: Autor

Presjek 1 – 1

Tehnološki promjer: $D_T = d_{pr1} + 4 = 30 + 4 = 34$ mm.

Tehnološki faktor:

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{D_t}{16}\right) = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{34}{16}\right) = 0,91.$$

Za Č.1531 je nazivna granica tečenja za torziju $R_{etN} = 340$ N/mm², te je proračunska granica tečenja: $R_{eT} = K_t \cdot R_{etN} = 0,91 \cdot 340 = 309$ N/mm².

Maksimalni moment torzije računamo pri kratkotrajnom vršnom opterećenju:

$$T_{1max} = K_A \cdot T_1 = 2,5 \cdot 121 = 302,5 \text{ Nm.}$$

Moment otpora:

$$W_t = \frac{\pi \cdot (d_{pr1} - t_1)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (30 - 4)^3}{16} = 3450 \text{ mm}^3.$$

Maksimalno torzijsko naprezanje u presjeku 1 - 1:

$$\tau_{t1max} = \frac{T_{1max}}{W_t} = \frac{302,5 \times 10^3}{3450} = 87,7 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti:

$$Sp = \frac{R_{et}}{\tau_{t1max}} = \frac{309}{87,7} = 3,5 \geq Sp_{min}.$$

Minimalni faktor sigurnosti $S_{p,min} = 1,2$ te ova kontrola zadovoljava.

Presjek 2 – 2

Svi podaci iz presjeka 1 – 1 se uzimaju kao važeći:

$$D_T = 34.$$

$$k_T = 0,91.$$

Granica tečenja na savijanje za Č.1531 je $R_{esN} = 590 \text{ N/mm}^2$, te je proračunska granica tečenja na savijanje:

$$R_{es} = k_T \cdot R_{esN} = 0,91 \cdot 590 = 537 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalni moment savijanja:

$$M_{S2-2,MAX} = 2,5 \cdot \left(F_A \cdot \frac{B}{2} \right) = 2,5 \cdot \left(1533 \cdot \frac{17}{2} \right) = 32576 \text{ Nmm.}$$

Polarni moment otpora:

$$W_p = \frac{d_{L1}^3 \cdot \pi}{16} = \frac{35^3 \cdot \pi}{16} = 8414 \text{ mm}^3.$$

Aksijalni moment otpora:

$$W = \frac{d_{L1}^3 \cdot \pi}{32} = \frac{35^3 \cdot \pi}{32} = 4207 \text{ mm}^3.$$

Maksimalno torzijsko naprezanje:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{1,max}}{W_p} = \frac{302500}{8414} = 36 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalno naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{smax} = \frac{M_{S2-2,max}}{W} = \frac{32576}{4207} = 7,7 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti protiv plastičnih deformacija: $Sp \geq S_{pmin} = 1,2$.

$$Sp = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{smax}}{Res}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{Ret}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{7,7}{537}\right)^2 + \left(\frac{36}{309}\right)^2}} = 8,5.$$

$$Sp = 8,5 > Sp, min = 1,2.$$

Dobiveni faktor sigurnosti je veći od minimalnog te u presjeku 2 – 2 neće doći do plastičnih deformacija.

3.3.1.2. Kontrola na pojavu zamornog loma

Presjek 1 - 1

Dopušteno naprezanje na torziju:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\tau} \cdot b_2}{\beta_{kt}}.$$

Sva kritična mjesta su izvedena sa istom hrapavošću površine, te je faktor utjecaja površinske hrapavosti:

$$b_{1\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \left(\log \frac{R_m}{20} - 1 \right).$$

$$b_{1\tau} = 0,575 \cdot b_{1\sigma} + 0,425.$$

Faktor utjecaja veličine konstrukcijskog elementa b_2 se određuje iz tablice:

Tablica 2 Određivanje faktora veličine konstrukcije b_2 u ovisnosti o promjeru

d	20	30	40
b_2	0,94	0,88	0,85

Faktor utjecaja režima rada se uzima $b_3 = 1$.

Prema poznatim podacima za Č.1531:

- Trajna dinamička čvrstoća $R_{dt0} = 340 \text{ N/mm}^2$.
- Granica tečenja $R_{p0,2} = 490 \text{ N/mm}^2$.
- Vlačna čvrstoća $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$.
- Faktor sigurnosti: $v_d = 1,6$.
- Hrapavost rukavca $R_z = 16 \mu\text{m}$.

Slijedi:

$$b_{1\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \left(\log \frac{700}{20} - 1 \right) = 0,79.$$

$$b_{1\tau} = 0,575 \cdot 0,79 + 0,425 = 0,88.$$

Efektivni faktor koncentracije naprezanja:

$$\beta_{kt} = 1 + \eta_k(\alpha_{kt} - 1).$$

Po DIN 6885 se usvaja vrijednost geometrijskog faktora koncentracije naprezanja

$$\alpha_{kt} = 2,8.$$

Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho_1} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,25} \cdot \left(1 - \frac{490}{700}\right)^3} = 0,54.$$

$\rho_1 = 0,25$ – radijus u žljebu za pero te je:

$$\beta_{kt} = 1 + 0,54 \cdot (2,8 - 1) = 1,972.$$

Dopušteno naprezanje na torziju je:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\tau} \cdot b_2}{\beta_{kt}} = \frac{340}{1,6} \cdot \frac{0,88 \cdot 0,88}{1,972} = 83,5 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na torziju je:

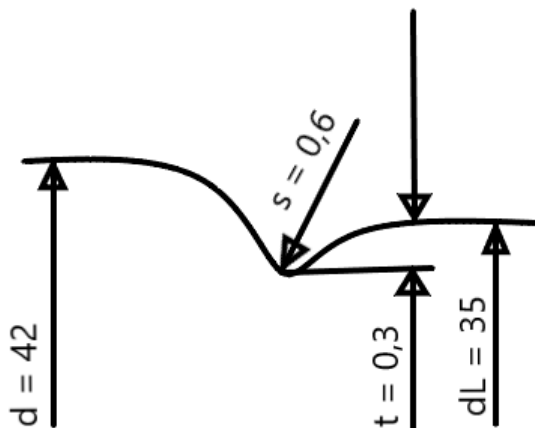
$$\tau_{tmax} = \frac{T_{e\bar{g}1}}{W_t} = \frac{K_A \cdot T_1}{W_t} = \frac{1,25 \cdot 121 \cdot 10^3}{3450} = 43,8 \text{ N/mm}^2.$$

$$\tau_{tmax} = 43,8 \text{ N/mm}^2 < \tau_{tdop} = 83,5 \text{ N/mm}^2.$$

Ovaj kriterij protiv zamora materijala u presjeku 1 – 1 zadovoljava.

Presjek 2 – 2

Slika 10 Prijelazni utor prema DIN 509-E



Izvor: Autor

Dopušteno naprezanje na savijanje računamo po:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}}$$

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

$$v_d = 1,6.$$

$$b_{1\sigma} = 0,79.$$

$$b_2 = 0,856 \text{ dobiva se interpolacijom } b_2 = \frac{0,88+0,85}{2} = 0,856.$$

$$b_3 = 1.$$

Efektivni faktor koncentracije naprezanja na savijanje:

$$\beta_{ks} = 1 + \eta_k(\alpha_{ks} - 1)$$

Geometrijski faktor α_{ks} dobivamo iz dijagrama kao funkciju d/D i ρ/t .

$$\text{Iz slike } D = d_3 = 42.$$

$$d = 35 - 2 \cdot 0,3 = 34,4.$$

omjer:

$$\frac{d}{D} = \frac{34,4}{42} = 0,82.$$

$$\frac{\rho_1}{t} = \frac{\frac{\delta_1}{2}}{\frac{D-d}{2}} = \frac{2 \cdot \rho_1}{D-d} = \frac{2 \cdot 0,6}{42 - 34,4} = 0,16.$$

Tada je iz tablice: $\alpha_{ks} = 2,8$.

Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,6} \cdot \left(1 - \frac{490}{700}\right)^3} = 0,73.$$

Tada je efektivni faktor koncentracije naprezanja na savijanje:

$$\beta_{ks} = 1 + 0,46 \cdot (2,8 - 1) = 1,83.$$

Dozvoljeno naprezanje na savijanje je:

$$\sigma_{s,dop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}} = \frac{350}{2} \cdot \frac{0,79 \cdot 0,865 \cdot 1}{1,56} = 76,6 \text{ N/mm}^2.$$

Proračun naprezanja:

- Na savijanje

$$M_{S2-2} = A_r \cdot \left(\frac{B}{2}\right) = 1533 \cdot \left(\frac{17}{2}\right) = 13030 \text{ Nmm.}$$

Ekvivalentni moment savijanja:

$$M_{S2-2eq} = M_{S2-2} \cdot K_A = 13030 \cdot 1,25 = 16288 \text{ Nmm.}$$

- aksijalni moment otpora:

$$W = \frac{\pi \cdot d_{l2}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209 \text{ mm}^3.$$

- naprezanje na savijanje

$$\sigma_s = \frac{M_{S2-2eq}}{W} = \frac{16288}{4207} = 3,87 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na torziju:

$$\tau_t = \frac{T_{1e\bar{g}}}{W_p}.$$

- Ekvivalentni moment torzije:

$$T_{1e\bar{g}} = T_1 \cdot K_A = 1,25 \cdot 121 \times 10^3 = 151\,250 \text{ Nmm.}$$

- polarni moment otpora:

$$W_p = \frac{d_{L1}^3 \cdot \pi}{16} = \frac{35^3 \cdot \pi}{16} = 8414 \text{ mm}^3.$$

$$\tau_t = \frac{T_{2eq}}{W_p} = \frac{151\,250}{8414} = 18 \text{ N/mm}^2.$$

Ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{e\bar{g}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{3,87^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 18)^2} = 22,1 \text{ N/mm}^2.$$

$$\sigma_{e\bar{g}} = 22,1 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{sdop} = 76,6 \text{ N/mm}^2.$$

Stvarna naprezanja su manja od dopuštenih te proračun zadovoljava.

3.4. Preliminarni proračun i oblikovanje gonjenog vratila od Č.0545

Proračun gonjenog vratila od Č.0545 je dinamička ishodišna čvrstoća na torziju. $R_{dt0} = 205 \text{ N/mm}^2$.

Uz faktor sigurnosti $S = 10$ je dopušteno naprezanje na torziju:

$$\tau_{dop} = \frac{R_{dt0}}{S} = \frac{205}{10} = 20,5 \text{ N/mm}^2.$$

Ekvivalentni moment torzije na vratilu:

$$T_{eq2} = K_A \cdot T_2 = 1,25 \cdot 351,3 = 425,07 \text{ Nm.}$$

Na osnovu gonjenog vratila izračunava se približni promjer rukavca:

$$d_{pr} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{eq}}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 425,07 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20,5}} = 47,3 \text{ mm.}$$

Usvajamo $d_{pr} = 48 \text{ mm}$.

Usvaja se d prema DIN 748: $d = 48 \text{ mm}$, dužina rukavca 110 mm i radijus prijelaza $R = 1 \text{ mm}$.

Prema DIN 6885 usvajamo uložno pero (za $\Phi 48$) 14×9 , dubina utora $t_1 = 5,5 \text{ mm}$.

Dužina uložnog pera:

$$l_p = l - 10 = 110 - 10 = 100 \text{ mm.}$$

DIN 6885 – A 14 X 9 X 100 – E 295.

Promjer na poziciji ležaja:

$$d_{L2} = d_{P2} + (2 \dots 10) = 48 + 7 = 55 \text{ mm.}$$

Iz kataloga po DIN 625 odabiremo kuglični ležaj 6211:

$$d = 55, D = 100, B = 21, r = 2,5.$$

- statička nosivost $C_0 = 26 \text{ kN}$.

- dinamička nosivost $C = 32,5 \text{ kN}$.

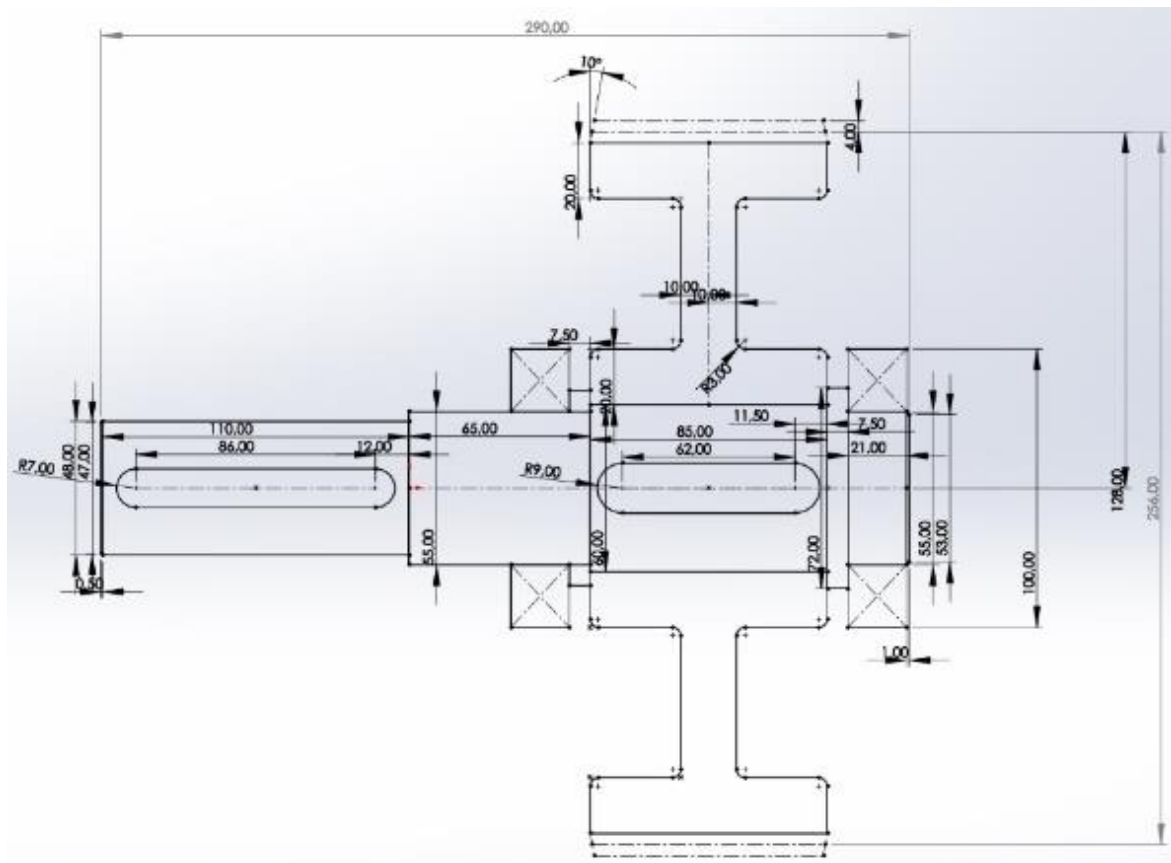
Visina bočnog oslonca za $d = 55 \text{ mm}$ iznosi $h = 4,5 \text{ mm}$ te je:

$$d_\alpha = d_3 = d_{L2} + 2 \cdot h = 55 + 2 \cdot 4,5 = 64 \text{ mm.}$$

Radijus prijelaza $R = 5 \text{ mm}$.

Promjer na poziciji zupčanika odabiremo $D_f = 60 \text{ mm}$, po DIN 6885 odabiremo uložno pero $18 \times 11 \times 80$, dubina utora $t_1 = 7 \text{ mm}$, duljinu smo odabrali prema skici a u ovisnosti o širini gonjenog zupčanika $b_2 = 85 \text{ mm}$.

Slika 11 Razmak centra ležaja gonjenog vratila



Izvor: Autor

Razmak centra ležaja

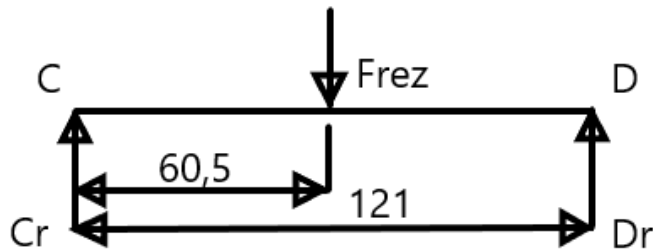
$l_2 = 121 \text{ mm}$, tangencijalna i radijalna sila djeluje simetrično.

Rezultanta radijalne i tangencijalne sile je:

$$F_{rez} = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{1048,6^2 + 2881^2} = 3066 \text{ N.}$$

Reakcije u ležajevima C i D:

Slika 12 Određivanje reakcija u ležaju C i D



Izvor: Autor

$$Iz \sum M_0 = 0.$$

$$D_r \cdot 121 - F_{rez} \cdot 60,5 = 0., \text{ slijedi}$$

$$D_r = \frac{60,5}{121} \cdot F_{rez} = \frac{60,5}{121} \cdot 3066 = 1533 \text{ N.}$$

$$Iz \sum F_Y = 0.$$

$$C_r - F_{rez} + D_r = 0, \text{ slijedi}$$

$$D_r + C_r = F_{rez}.$$

$$C_r = F_{rez} - D_r = 3066 - 1533 = 1533 \text{ N.}$$

Reakcija u ležajevima C i D je ista kao i u ležajevima pogonskog vratila A i B.

Trajnost ležaja C i D:

$$L_{h10h} = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \geq L_{hmin}.$$

Gdje je $C = 32,5 \text{ kN}$.

$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_A$, uz $F_A = 0$, nema aksijalne komponente i $X = 1$ vrijedi

$$F = F_r = C_r = D_r = 1533 \text{ N.}$$

Broj okretaja gonjenog vratila:

$$N = 478,7 \text{ min}^{-1} \text{ te je}$$

$$L_{h10h} = \left(\frac{32,5}{1,533}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 478,7} = 331 \text{ 00 h.}$$

Trajnost ležaja mnogostruko zadovoljava.

3.4.1. Kontrola proračuna gonjenog vratila

Na gonjenom vratilu vrši se kontrola:

1. Na pojavu plastične deformacije prema DIN 743.
2. Kontrola na pojavu zamornog loma.

Kontrola se vrši u karakterističnim presjecima (1, 2 i 3).

3.4.1.1. Kontrola na pojavu plastične deformacije

Presjek 1 – 1

Tehnološki promjer:

$$D_t = d_a + 4 \text{ mm} = 64 + 4 = 68 \text{ mm.}$$

Tehnološki faktor:

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{D_t}{16}\right) = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{68}{16}\right) = 0,84.$$

Nazivna granica tečenja na torziju (za Č.0545) je $R_{etN} = 205 \text{ N/mm}^2$.

Stvarna granica tečenja na torziju:

$$R_{et2} = K_t \cdot R_{etN} = 0,84 \cdot 205 = 172,2 \text{ N/mm}^2$$

Maksimalni okretni moment: $T_{2MAX} = K_A \cdot T_2 = K_A \cdot M_2 = 2,5 \cdot 351,3 = 878 \text{ Nm}$.

Moment otpora na torziju rukavca s klinom:

$$W_t = \frac{\pi \cdot (d_{p2} - t_1)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (48 - 5,5)^3}{16} = 15065 \text{ mm}^3.$$

Na osnovu gonjenog vratila je maksimalno torzijsko opterećenje

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{2MAX}}{W_t} = \frac{878 \times 10^3}{15065} = 58,3 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti :

$$Sp = \frac{R_{et2}}{\tau_{tmax2}} = \frac{172,2}{58,3} = 2,95 \geq Sp_{min} (1,2).$$

Kako je dobiveni faktor sigurnosti veći od minimalnog zaključujemo da presjek 1 – 1 zadovoljava.

Presjek 2 – 2

Ovaj presjek opterećen je na torziju i savijanje. Proračun iz presjeka 1 – 1 je dobar i uzimaju se sljedeći podaci:

Tehnološki promjer: $D_t = 68 \text{ mm}$.

Tehnološki faktor: $K_t = 0,84$.

Granica tečenja za torziju je: $R_{et2} = 172,2 \text{ N/mm}^2$.

Maksimalni okretni moment: $T_{2MAX} = 878 \text{ Nm}$.

Nazivna granica tečenja na savijanje za čelik Č.0545: $R_{esN} = 355 \text{ N/mm}^2$.

Stvarna granica tečenja na savijanje:

$$R_{es} = K_t \cdot R_{esN} = 0,84 \cdot 355 = 298,2 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalni moment savijanja:

$$M_{S2,MAX} = K_A \cdot F_e \cdot \frac{B}{2} = 1,25 \cdot 1533 \cdot \frac{21}{2} = 20120 \text{ Nmm}.$$

Napomena: Sila u ležaju:

$$F_C = F_C = 1533 \text{ N}.$$

$$M_{S2,MAX} = 1,25 \cdot 1533 \cdot \frac{21}{2} = 20120 \text{ Nmm}.$$

Moment otpora za $d_L = 55 \text{ mm}$.

Polarni moment otpora:

$$W_p = \frac{d_{l2}^3 \cdot \pi}{16} = \frac{55^3 \cdot \pi}{16} = 32667 \text{ mm}^3.$$

Aksijalni moment otpora:

$$W = \frac{d_{l2}^3 \cdot \pi}{32} = \frac{55^3 \cdot \pi}{32} = 16333 \text{ mm}^3.$$

Maksimalno naprezanje na torziju:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{2MAX}}{W_p} = \frac{878 \times 10^3}{32667} = 26,9 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalno naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{smax} = \frac{M_{S2,MAX}}{W} = \frac{20120}{16333} = 1,23 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti:

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{smax}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1,23}{298,2}\right)^2 + \left(\frac{26,9}{172,2}\right)^2}} = 6,4 > S_{pmin} = 1,2.$$

Dobiveni faktor je veći od dozvoljenog te i presjek 2 – 2 zadovoljava.

Presjek 3 – 3

U presjeku 3 – 3 se javlja utor za klin širine 18 mm, dubine $t_1 = 7$ mm na promjeru rukavca (zupčanika) 60 mm.

Podaci su isti kao u presjeku 1 – 1 i 2 – 2.

Tehnološki promjer: $D_t = 68$ mm.

Tehnološki faktor: $K_t = 0,84$.

Nazivna granica tečenja za torziju: $R_{es} = 298,2$ N/mm².

Stvarna granica tečenja na torziju:

$$R_{et2} = K_t \cdot R_{etN} = 0,84 \cdot 205 = 172,2 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalni moment na savijanje:

$$M_{S3,MAX} = K_A \cdot F_C \cdot \frac{l_2}{2} = 1,25 \cdot 1533 \cdot \frac{121}{2} = 115933 \text{ Nmm}.$$

Aksijalni moment otpora:

$$W = \frac{\pi \cdot (D_f - t_1)^3}{32} = \frac{\pi \cdot (60 - 7)^3}{32} = 14,615 \text{ mm}^3.$$

Moment otpora na torziju:

$$W_t = \frac{\pi \cdot (D_f - t_1)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (60 - 7)^3}{16} = 29,217 \text{ mm}^3.$$

Maksimalno naprezanje na torziju:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{2MAX}}{W_t} = \frac{878000}{29217} = 30 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalno naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{smax} = \frac{M_{3-3,MAX}}{W} = \frac{115933}{14615} = 7,93 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti:

$$S_p = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{smax}}{R_{es}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{R_{et}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{7,93}{298,2}\right)^2 + \left(\frac{30}{172,2}\right)^2}} = 5,67 S_{pmin} = 1,2.$$

U presjeku 3 – 3 (po DIN 743) je faktor sigurnosti veći od minimalnog 1,2 te kompletno vreteno zadovoljava kontrolu na pojavu plastične deformacije.

3.4.1.2. Kontrola na pojavu zamornog loma

Presjek 1 – 1

Za Č.0545 je trajna ishodišna dinamička čvrstoća $R_{dt0} = 205 \text{ N/mm}^2$ te je dopušteno naprezanje na torziju:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\tau} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{kt}}$$

Ostali podaci:

Granica tečenja: $R_{p0,2} = 295 \text{ N/mm}^2$.

Vlačna čvrstoća: $R_m = 490 \text{ N/mm}^2$.

Faktor sigurnosti: $v_d = 1,8$.

Hrapavost rukavca $R_z = 16 \text{ }\mu\text{m}$.

$$b_{1\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \left(\log \frac{R_m}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \log 16 \left(\log \frac{490}{20} - 1 \right) = 0,89.$$

$$b_{1\tau} = 0,575 \cdot b_{1\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,89 + 0,425 = 0,93.$$

Faktor utjecaja veličine konstrukcijskog elementa b_2 . interpolacijom za $\Phi 48$:

$$b_2 = 0,82 + 2 \cdot 0,003 = 0,826.$$

Faktor utjecaja režima rada b_3

Efektivni faktor koncentracije naprezanja na torziju:

$$\beta_{kt} = 1 + \eta_k (\alpha_{kt} - 1).$$

Gdje je geometrijski faktor koncentracije naprezanja na torziju $\alpha_{kt} = 2,8$.

Faktor osjetljivosti na koncentraciju naprezanja:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho_1} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,25} \cdot \left(1 - \frac{295}{490}\right)^3} = 0,33.$$

Pri čemu je radijus zaobljenja u utoru za klin $\delta = 0,25 \text{ mm}$, tada je

$$\beta_{kt} = 1 + 0,33 \cdot (2,8 - 1) = 1,59.$$

Dopušteno naprezanje na torziju je:

$$\tau_{tdop} = \frac{R_{dt0}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\tau} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{kt}} = \frac{205}{1,6} \cdot \frac{0,93 \cdot 0,826 \cdot 1}{1,59} = 61,9 \text{ N/mm}^2.$$

Maksimalno tangencijalno naprezanje:

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{2MAX}}{W_t} \leq \tau_{tdop}.$$

$$T_{2MAX} = K_A \cdot T_2 = 2,5 \cdot 351,3 = 878 \text{ Nm}.$$

$$W_t = \frac{\pi \cdot (D_f - t_1)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (48 - 5,5)^3}{16} = 15065 \text{ mm}^3.$$

$$\tau_{tmax} = \frac{T_{2eq}}{W_t} = \frac{878 \times 10^3}{15065} = 58,3 \text{ N/mm}^2.$$

Kriterij čvrstoće u presjeku 1 – 1 zadovoljava.

Presjek 2 – 2

U ovom presjeku imamo složeno naprezanje torzije i savijanja te je ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{sdop}.$$

Gdje su:

$$\sigma_s = \frac{M_{s2}}{W}.$$

naprezanje na savijanje.

$$\tau_t = \frac{T_2}{W_p}.$$

naprezanje na torziju.

σ_{sdop} – dozvoljeno naprezanje na savijanje kojeg računamo prema izrazu:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}}.$$

Za Č.0545 je:

$$R_{ds-1} = 245 \text{ N/mm}^2.$$

$$R_{p0,2} = 295 \text{ N/mm}^2.$$

$$R_m = 490 \text{ N/mm}^2.$$

Faktor sigurnosti zbog složenog opterećenja uzimamo $v_d = 1,8$ uz površinsku hrapavost $R_z = 16 \mu\text{m}$ je koeficijent utjecaja hrapavosti:

$$b_{1\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \left(\log \frac{R_m}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \log 16 \left(\log \frac{490}{20} - 1 \right) = 0,89.$$

(isti kao u presjeku 1 – 1).

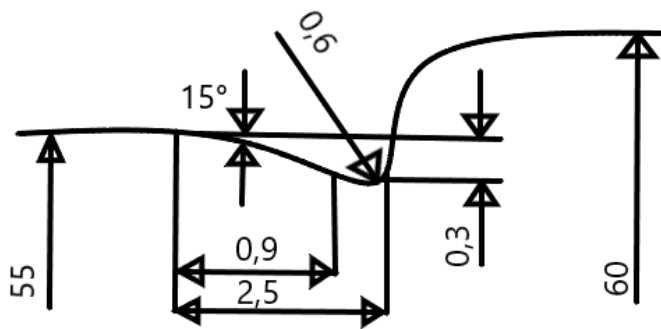
Faktor utjecaja veličine konstrukcijskog elementa b_2 za promjer 55 mm.

$$b_2 = \frac{0,82 + 0,79}{2} = 0,805.$$

Faktor utjecaja režima rada $b_3 = 1$.

Geometrijski faktor koncentracije naprezanja pro svijanju određujemo iz dijagrama na osnovu parametara.

Slika 13 Određivanje faktora koncentracije naprezanja pri savijanju α_{ks}



Izvor: Autor

$$\frac{d - 2 \cdot t}{D} = \frac{55 - 2 \cdot 0,3}{60} = 0,91.$$

$$\frac{\delta}{t} = \frac{0,6}{\frac{D-d}{2}} = \frac{2 \cdot 0,6}{60 - 55} = \frac{1,2}{5} = 0,24.$$

$\alpha_{ks} = 2,8$ očitano iz dijagrama

Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,6} \cdot \left(1 - \frac{295}{490}\right)^3} = 0,54.$$

Efektivni faktor koncentracije naprezanja na savijanje:

$$\beta_{ks} = 1 + \eta_k (\alpha_{ks} - 1) = 1 + 0,54 \cdot (2,8 - 1) = 1,97.$$

Dopušteno naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}} = \frac{245}{1,8} \cdot \frac{0,89 \cdot 0,85 \cdot 1}{1,97} = 52,3 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na savijanje:

$$M_{S2-2} = (F_C \cdot \frac{B}{2} + 7,5) = 1533 \cdot \left(\frac{21}{2} + 7,5\right) = 27594 \text{ Nmm.}$$

Ekvivalentni moment savijanja

$$M_{sMAX} = M_{S2-2} \cdot K_A = 1,25 \cdot 27594 = 35000 \text{ Nmm.}$$

Aksijalni moment otpora

$$W_p = \frac{d_L^3 \cdot \pi}{32} = \frac{55^3 \cdot \pi}{32} = 16326 \text{ mm}^3$$

Naprezanje na savijanje

$$\sigma_s = \frac{M_{sMAX}}{W} = \frac{35000}{16326} = 2,11 \text{ N/mm}^2.$$

Torzijsko naprezanje

Maksimalni moment $T_2 = 878 \text{ Nm.}$

Polarni moment otpora:

$$W_p = \frac{d_{L2}^3 \cdot \pi}{16} = \frac{55^3 \cdot \pi}{16} = 32651 \text{ mm}^3$$

Torzijsko naprezanje

$$\tau_t = \frac{T_{2eq}}{W_p} = \frac{878 \times 10^3}{32651} = 26,9 \text{ N/mm}^2.$$

Uz bachov faktor $\alpha_0 = 0,7$ je ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{2,11^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 26,9)^2} = 32,7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e = 32,7 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{sdop} = 49,5.$$

Kriterij čvrstoće u presjeku 2 – 2 zadovoljava.

Presjek 3 – 3

U presjeku 3 – 3 imamo složeno naprezanje savijanja i torzije a istovremeno presjek je oslabljen utorom za uložno pero.

Dopušteno naprezanje na dinamički složeno opterećenje je:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}}.$$

Podaci za Č.0545 su poznati od prije.

Faktor sigurnosti $v_d = 1,8$.

Površinska hrapavost na mjestu zupčanika uzimamo $R_z = 6,3 \mu\text{m}$ te računamo:

$$b_{1\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log R_z \left(\log \frac{R_m}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \log 6,3 \left(\log \frac{490}{20} - 1 \right) = 0,93.$$

$$b_{1\tau} = 0,575 \cdot b_{1\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,93 + 0,425 = 0,96.$$

Faktor utjecaja veličine konstrukcijskog elementa za promjer $D_f = 50 \text{ mm}$ je $b_2 = 0,79$.

Faktor utjecaja režima rada $b_3 = 1$.

Geometrijski faktor:

$$\alpha_{ks} = 4,3.$$

$$\frac{d}{D} = 0,94.$$

$$\frac{\delta}{t} = \frac{0,2}{2} = 0,1.$$

Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja:

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,25} \cdot \left(1 - \frac{295}{490}\right)^3} = 0,33.$$

Radius zakrivljenosti u utoru za uložno pero $\delta = 0,25$.

Efektivni faktor koncentracije na savijanje:

$$\beta_{ks} = 1 + \eta_k(\alpha_{ks} - 1) = 1 + 0,33 \cdot (4,3 - 1) = 2,1.$$

Dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{sdop} = \frac{R_{ds-1}}{v_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}} = \frac{245}{2} \cdot \frac{0,93 \cdot 0,79 \cdot 1}{2,1} = 47,6 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na savijanje

Moment savijanja

$$M_{S3-3} = (F_C \cdot \frac{l_2}{2}) = 1533 \cdot \frac{121}{2} = 92747 \text{ Nmm.}$$

$$M_{sMAX} = M_{S3-3} \cdot K_A = 92747 \cdot 1,25 = 115933 \text{ Nmm.}$$

Aksijalni moment otpora:

$$W = \frac{\pi \cdot (D_f - t_1)^3}{32} = \frac{\pi \cdot (60 - 7)^3}{32} = 24536 \text{ mm}^3.$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_s = \frac{M_{sMAX}}{W_p} = \frac{115933}{24536} = 4,72 \text{ N/mm}^2.$$

Naprezanje na torziju

Maksimalni moment torzije $T_{2MAX} = 878 \text{ Nm}$.

Moment otpora na torziju

$$W_t = \frac{(D_f - t_1)^3 \cdot \pi}{16} = \frac{(60 - 7)^3 \cdot \pi}{16} = 49072 \text{ mm}^3.$$

$$\tau_t = \frac{T_{2MAX}}{W_t} = \frac{878000}{49072} = 17,9 \text{ N/mm}^2.$$

Ekvivalentno naprezanje

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{4,72^2 + 3 \cdot (0,7 \cdot 17,9)^2} = 22,2 \text{ N/mm}^2.$$

.

$$\sigma_e = 22,2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{sdop} = 47,6 \text{ N/mm}^2.$$

Kriterij u presjeku 3 – 3 protiv zamora loma zadovoljava.

3.5. Proračun cilindričnog steznog spoja

Promjer steznog spoja je a dužina je $D_f = 60 \text{ mm}$ ista kao i širina zupčanika, te je $l_f = b_2 = 85 \text{ mm}$.

Površina dodirne površine je: $A_f = D_f \cdot \pi \cdot l_f = 60 \cdot \pi \cdot 85 = 16014 \text{ mm}^2$.

Potrebna sila trenja:

$$F_f = \nu \cdot F_t = 1,8 \cdot 7263,6 = 13074,48 \text{ N.}$$

Gdje je $\nu = 1,8$ minimalni faktor sigurnosti.

F_t – obodna sila na promjeru D_f uz djelovanje okretnog momenta T_2 .

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{D_f} = \frac{2 \cdot 351,3 \times 10^3}{60} = 11\,710 \text{ N.}$$

Normalna sila u steznom spoju iz izraza:

$$F_f = \mu \cdot F_N$$

Gdje je koeficijent trenja $\mu = 0,12$ te je:

$$F_N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{21078}{0,12} = 175650 \text{ N.}$$

Potreban minimalni pritisak na površini steznog spoja

$$p_{min} = \frac{F_N}{A_f} = \frac{175650}{16014} = 10,79 \text{ N/mm}^2.$$

Minimalni potrebni prijeklop:

$$P_{st} = p_{min} \cdot D_f \cdot (K_v + K_u).$$

Gdje su faktori K_v i K_u u funkciji recipročne vrijednosti Poissonovog koeficijenta, modula elastičnosti te omjeru:

$$Q_v = \frac{D_F}{D_v}.$$

Za čelike je Poissonov koeficijent: $\nu = 0,3$.

$$m_u = m_v = \frac{1}{\nu} = \frac{1}{0,3} = 3,33.$$

Modul elastičnosti za čelik: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Ako je $D_f = 60 \text{ mm}$ uzimamo da je vanjski promjer glavčine $D_v = 100 \text{ mm}$.

Te je:

$$Q_v = \frac{D_F}{D_v} = \frac{60}{100} = 0,6$$

Vanjski pomoćni faktor

$$K_v = \frac{(m_v + 1) + (m_v - 1) \cdot Q_v^2}{m_v \cdot E_v (1 - Q_v^2)} = \frac{(3,33 + 1) + (3,33 - 1) \cdot 0,6^2}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,6^2)}.$$

$$K_v = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2.$$

Unutarnji pomoćni faktor:

$$K_u = \frac{m_u - 1}{m_u \cdot E_u} = \frac{3,33 - 1}{3,33 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^2.$$

Te je minimalni potrebni prijeklop:

$$P_{st} = p_{min} \cdot D_f \cdot (K_v + K_u) = 10,79 \cdot 60 \cdot (11,6 \cdot 10^{-6} + 3,33 \cdot 10^{-6}).$$

$$P_{st} = 0,0098 \text{ mm} = 0,010 = 10 \text{ } \mu\text{m}.$$

Zbog zaglađivanja površine je stvarni minimalni potrebni prijeklop:

$$P_{min} = P_{st} + 3,2 \cdot (R_{aOS} + R_{aGL}).$$

Po [2], strana 106 je srednje odstupanje profila hrapavosti za kvalitetu N7:

- vratila: $R_{aOS} = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$.

- glavine: $R_{aGL} = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$.

Stvarni minimalni potrebni prijeklop:

$$P_{min} = P_{st} + 3,2 \cdot (R_{aOS} + R_{aGL}) = 10 + 3,2 \cdot (1,6 + 1,6) = 20 \text{ } \mu\text{m}.$$

Maksimalni prijeklop je ovisan o maksimalno dopuštenom pritisku na steznoj površini, kojeg računamo iz izraza:

$$\sigma_{max} = P_{max} \cdot \frac{\sqrt{3+Q_v^4}}{1-Q_v^2} \leq \sigma_{dop}.$$

Dopušteno naprezanje za materijal gonjenog zupčanika Č.1531 je.

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{1,2} = \frac{490}{1,2} = 408,3 \text{ N/mm}^2.$$

Gdje su $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ granica tečenja $\nu = 1,1 \dots 1,3$ faktor sigurnosti

Iz gornjeg izraza je:

$$p_{max} \leq \frac{\sigma_{dop} \cdot (1 - Q_v^2)}{\sqrt{3 + Q_v^4}} = \frac{408,3 \cdot (1 - 0,5^2)}{\sqrt{3 + 0,5^4}}.$$

$$p_{max} = 175 \text{ N/mm}^2.$$

Stvarni maksimalni dopušteni prijeklop:

$$P_{max} = p_{max} \cdot D_f \cdot (K_v + K_u) = 175 \cdot 60 (11,6 \cdot 10^{-6} + 3,33 \cdot 10^{-6}) = 157 \text{ } \mu\text{m}.$$

Odabir čvrstog dosjeda

Odabir mora biti takav da najveći i najmanji moraju biti između $P_{min} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ i

$$P_{max} = 157 \text{ } \mu\text{m}.$$

Provrt $\Phi 60 \text{ H7}$:

- Gornje odstupanje $E_S = 30 \text{ } \mu\text{m}$.

- Donje odstupanje $E_I = 0 \mu\text{m}$.

Vratilo $\Phi 60 \text{ H7}$:

- Gornje odstupanje $e_s = 83 \mu\text{m}$.
- Donje odstupanje $e_i = 53 \mu\text{m}$.

Izabiremo dosjed $\Phi 60 \text{ H7/s6}$ sa maksimalnim prijeklopom (stvarni)

$$P_{min,st} = e_s - E_I = 83 - 0 = 18 \mu\text{m}.$$

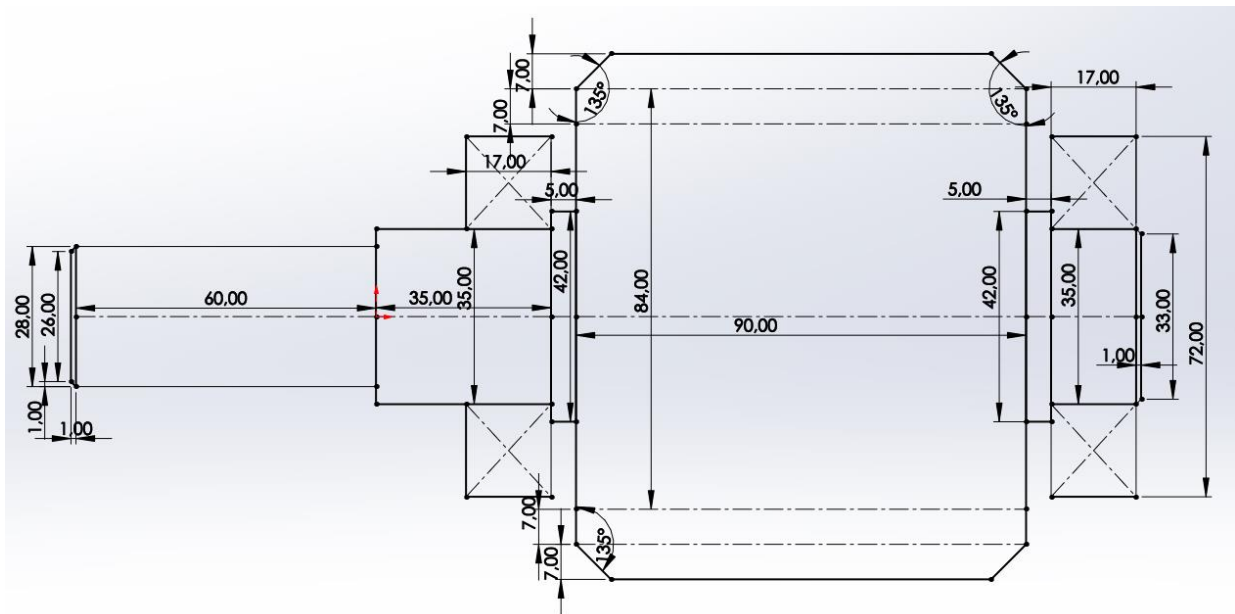
$$P_{max,st} = e_i - E_S = 53 - 30 = 23 \mu\text{m}.$$

Proračunati prijeklop je veći od stvarnog te izbor dosjeda zadovoljava:

$$[P_{min} < P_{min,st} ; P_{max,st} > P_{max}].$$

3.6. Proračun trajnosti ležaja

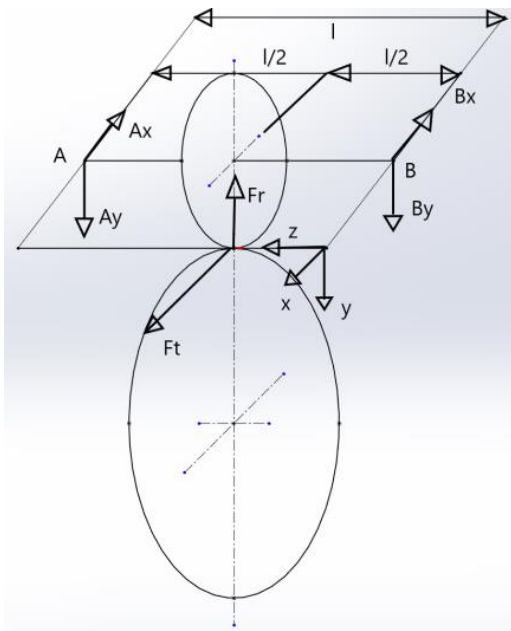
Slika 14 Razmak centra ležaja pogonskog vratila



Izvor: Autor

Razmak centra ležaja 117 mm, tangencijalna i radijalna sila prema slici djeluje simetrično.

Slika 15 Određivanje reakcije u ležajevima



Izvor: Autor

Reakcije u ležajima:

Ravnina X – Z

$$\sum M_A = 0.$$

$$F_r \cdot \frac{l}{2} - B_x \cdot l = 0.$$

$$B_x = \frac{F_r}{2} = \frac{1048,6}{2} = 524,3 \text{ N.}$$

$$\sum F_x = 0.$$

$$A_x + B_x = F_r.$$

$$A_x = F_r - B_x = 1048,6 - 524,3 = 524,2 \text{ N.}$$

Ravnina Y – Z

$$\sum M_A = 0.$$

$$F_t \cdot \frac{l}{2} - B_y \cdot l = 0.$$

$$B_y = \frac{F_t}{2} = \frac{2881}{2} = 1440,5 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0.$$

$$A_y + B_y = F_t.$$

$$A_y = F_t - B_y = 2881 - 1440,5 = 1440,5 \text{ N.}$$

Radikalna komponenta u ležaju A:

$$A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{524,3^2 + 1440,5^2} = 1533 \text{ N.}$$

Radikalna komponenta u ležaju B:

$$B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{524,3^2 + 1440,5^2} = 1533 \text{ N.}$$

Zbog simetričnosti reakcije u ležajima A i B su iste, te za daljnjim proračunom ćemo uzimati $F_r = 1533 \text{ N}$. Kako se radi o zupčanicima s ravnim zubima, aksijalno naprezanje je nula, te za proračun ležaja koristimo:

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_A \text{ uz } X = 1, F_A = 0.$$

$$F = F_r = 1533 \text{ N.}$$

Kako ležaj može izdržati $C = 22,4 \text{ kN}$, te bi trajnost ležaja iznosila:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \geq L_{hmin}.$$

$$L_{10h} = \left(\frac{22,4}{1,533}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1460} = 35600 \text{ h.}$$

Trajnost ležaja je višestruku veća od zahtijevane $L_{h,min}$.

4. 3D MODEL

Nacrti su izrađeni u softveru od Dassault Systèmes-a – SolidWorks verzija 2019, izvedba (eng.: service pack) SP 5.0.

Foto-realistične slike su renderane u komponenti istog softvera koja se zove Photoview 360.

Princip rada je bio crtanje individualnih komponenti (eng.: part) i sa završetkom svake slagati iste u sklop komponenti (eng.: assembly) kako bi se odmah kontrolirane dimenzije, tolerancije i razmaci između komponenti.

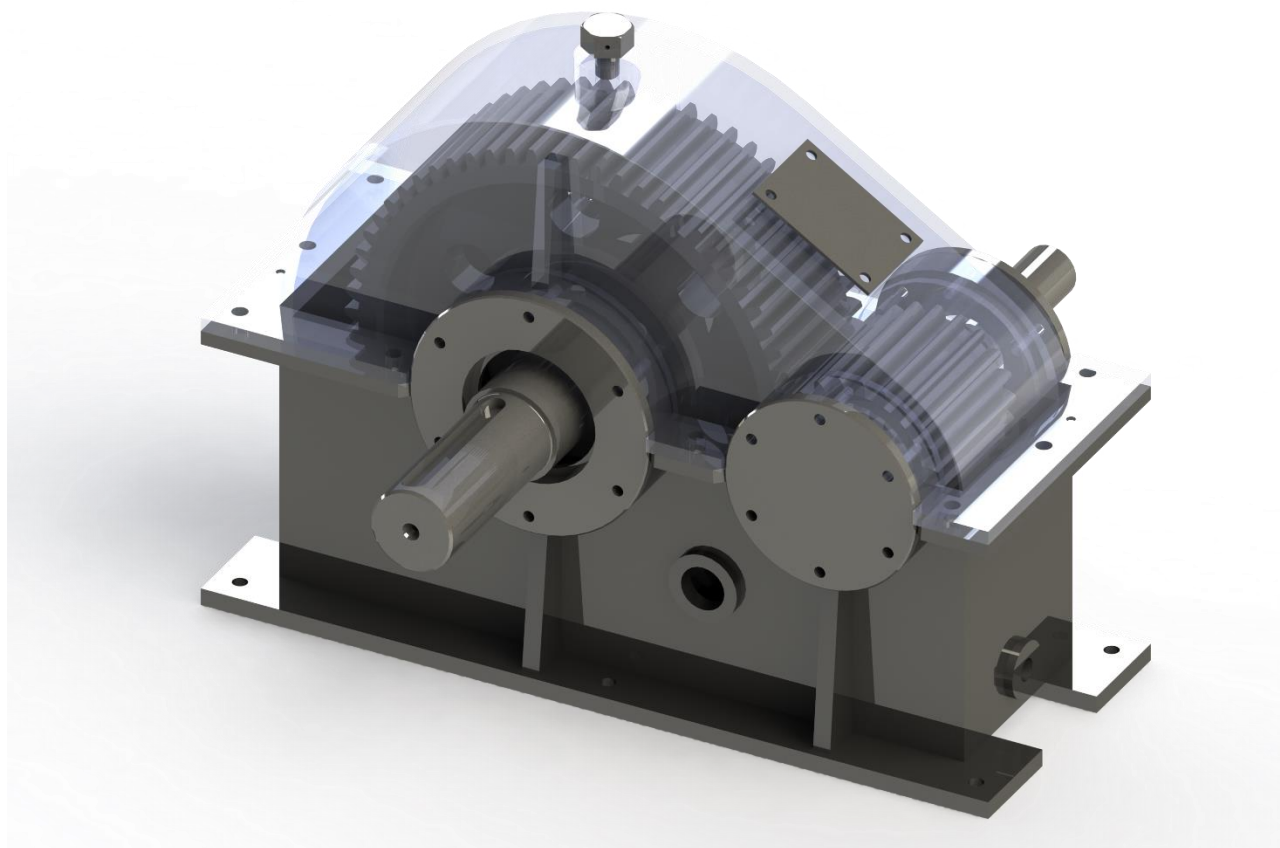
Redoslijed crtanja je započeo od donjeg kućišta (cca 4 sata crtanja), zatim gonjenog vratila (cca 2 sata), zupčanika gonjenog vratila (cca 1 sat i 30 min), pogonskog vratila sa zupčanicom (cca 2 sat), gornjeg dijela kućišta (cca 3 sata), te svih 5 poklopaca i ventilom na vrhu sklopa (cca 40 min/komad). Sveukupno na crtanje je potrošeno oko 15 sati i 50 min.

Crtanje je proteklo bez većih poteškoća izuzev crtanje zubaca na zupčanicima. Pri crtanju zupčanika nisu se koristili alati već su izrađeni individualno, stoga zupčanicima u sklopu nisu pravi evolventni.

Također preporuča se da se u ovom softveru uvijek paralelno radi sa komponentama jer je sklop naknadno značajno teže ispravljati greške radi kompatibilnosti komponenti u sklopu.

Dostupni softveri su bili Dassault Systèmes SolidWorks i Autodesk Inventor (ili Autocad za 2D). Izbor za SolidWorks se temeljio na iskustvu prakse pri čemu su Autocad i Inventor pogodniji za građevinsku praksu, a SolidWorks za strojarstvo.

Slika 16 3D model jednostupanjskog reduktora



Izvor: Autor

4.1. 3D model – Pogonsko vratilo i zupčanik

Tablica 3 Podaci za pogonsko vratilo i zupčanik

Čelnik s vanjskim ozubljenjem		
Modul	m	4
Broj zuba	z	21
Kut nagiba zuba	β	0°
Promjer diobene kružnice	d_0	Φ 84
Broj zuba drugog zupčanika	z	64
Osni razmak	a	170

Tablica 4 Tolerancije za pogonsko vratilo i zupčanik

ISO – TOLERNACIJE	
Φ 35 ^{j6}	+ 0,011
	- 0,005
Φ 30 ^{k6}	+ 0,015
	+ 0,002
g ^{P9}	- 0,015
	- 0,051

Slika 17 3D model pogonskog vratila i zupčanika



Izvor: Autor

4.2. 3D model – Gonjeni zupčanik

Tablica 5 Podaci za gonjeni zupčanik

Čelnik s vanjskim ozubljenjem		
Modul	m	4
Broj zuba	z	64
Kut nagiba zuba	β	0°
Promjer diobene kružnice	d_0	Φ 84
Broj zuba drugog zupčanika	z	21
Osni razmak	a	170

Tablica 6 Tolerancije za gonjeni zupčanik

ISO – TOLERNACIJE	
Φ 60 ^{H7}	+ 0,030
	0,0
18 ^{P9}	- 0,018
	- 0,061

Slika 18 3D model gonjenog zupčanika



Izvor: Autor

4.3. 3D model – Gonjeno vratilo

Tablica 7 Tolerancije za gonjeno vratilo

ISO - TOLERANCIJE	
$\Phi 48^{k6}$	+ 0,018
	+ 0,002
$\Phi 55^{j6}$	+ 0,012
	- 0,007
$\Phi 60^{s6}$	+ 0,072
	+ 0,053
14^{P9}	- 0,018
	- 0,061
18^{P9}	- 0,018
	- 0,061

Slika 19 3D model gonjenog vratila



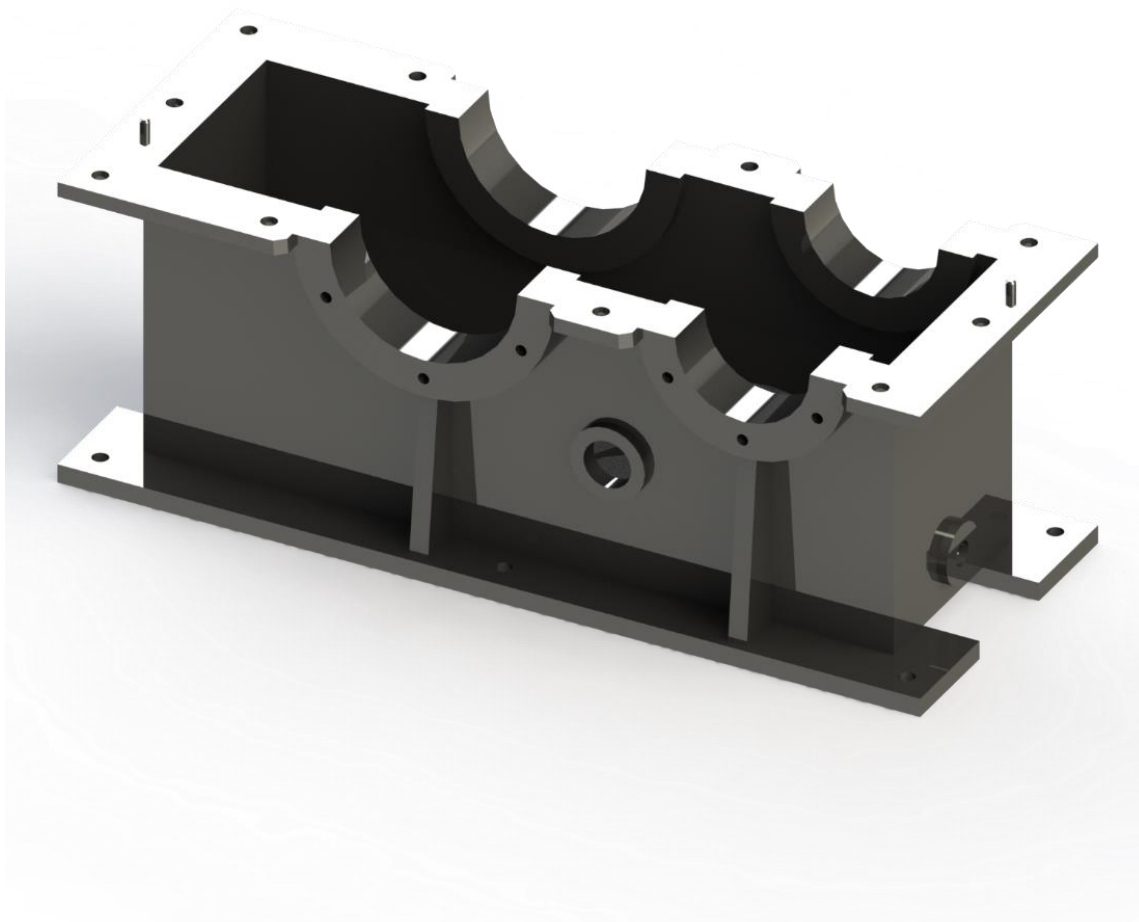
Izvor: Autor

4.4. 3D model – Kućište donji dio

Tablica 8 Tolerancije za kućište - donji dio

Provrti za ležaje 6207 i 6211 se izvode nakon spajanja donjeg kućišta i poklopca vijcima u tolerancijama:	
$\Phi 72^{H7}$	+
	0,030
$\Phi 100^{H7}$	+
	0,035
170 mm – osni razmak na donjem kućištu i poklopcu	+
	0,05
	-
	0,05

Slika 20 3D model Kućišta donji dio



4.5. 3D model – Kućište gornji dio

Tablica 9 Tolerancije za kućište - gornji dio

Provrti za ležaje 6207 i 6211 se izvode nakon spajanja donjeg kućišta i poklopca vijcima u tolerancijama:	
$\Phi 72^{H7}$	+0,030
	0,0
$\Phi 100^{H7}$	+0,035
	0,0
170 mm – osni razmak na donjem kućištu i poklopcu	+0,05
	-0,05

Slika 21 3D model Kućišta gornji dio



4.6. Mjere za unapređenje modela

Izmjene i poboljšanja na postojećem reduktoru

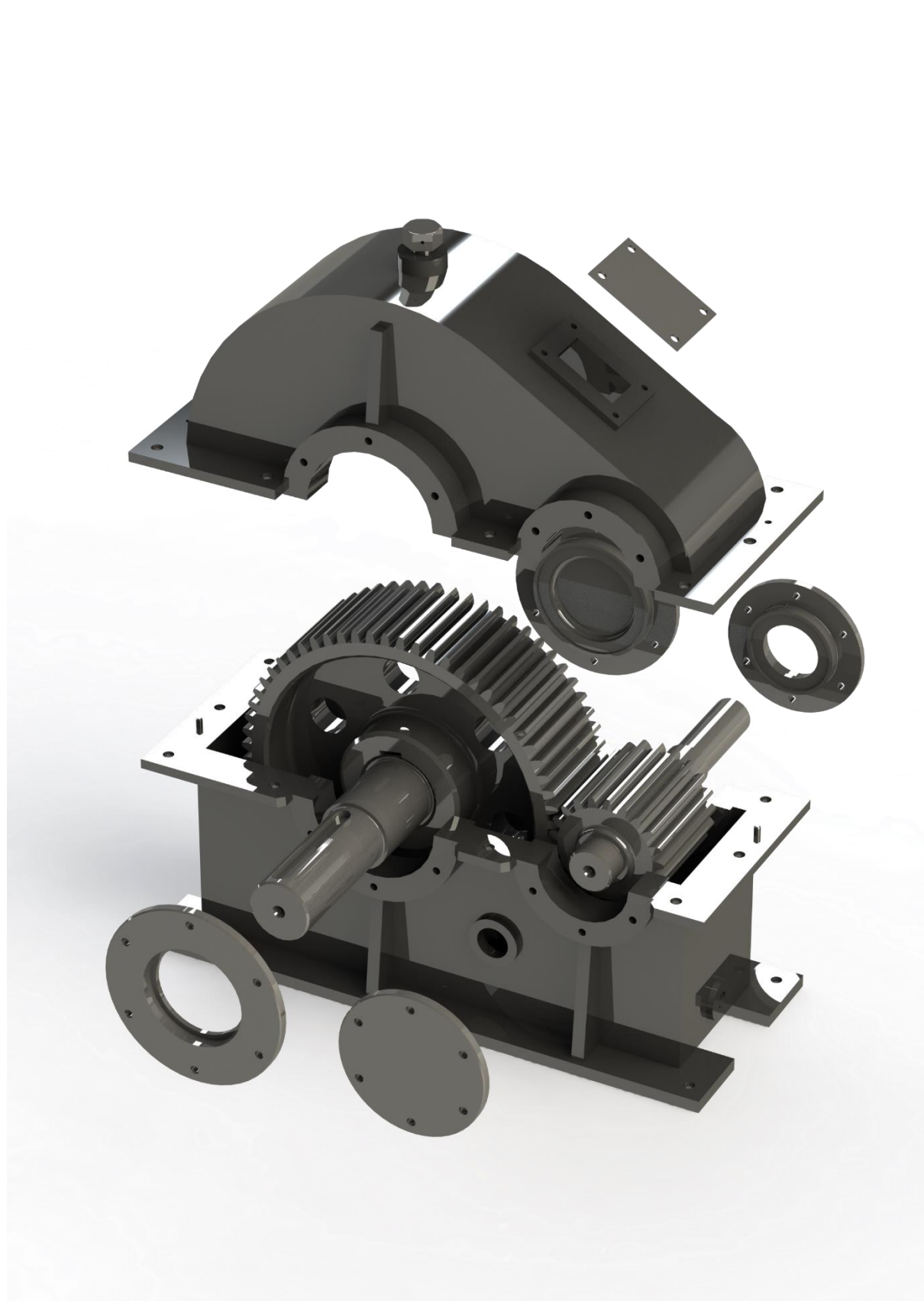
Postojeće bi kućište trebalo izvesti od lijevanog željeza čime bi masa bila manja jer se debljina stijenki mogu formirati u različitim debljinama te nakon žarenja i prirodnog starenja bi struktura bila homogenija i boljih osobina za strojnu obradu.

Kod zavarene konstrukcije zbog velike količine zavara obavezno treba kućište žariti i normalizirati uz bojazan izvitoperenja kućišta te stvaranja tvrdih površina za strojnu obradu, a pogotovo male površine koje se brže hlade. Izborom debljine limova masa zavarene konstrukcije je veća. Normalno lijevana izvedba je skupa i ima opravdanje u većoj seriji izrade reduktora.

Također što bi trebalo izmijeniti je upotreba kvalitetnijih i skupljih čelika. Ulazno vratilo napraviti iz čelika za cementaciju te nakon izrade zubaca i ostalog izvršiti cementaciju, kaljenje te brušenje kako zubaca tako i rukavca za ležaje. Izlazno vratilo se može zadržati ali gonjeni zupčanik treba napraviti iz čelika za cementaciju i postupak kao za ulazno - pogonsko vratilo.

Preporučeni čelik je Č.4320 (DIN 16MnCr5) koji nakon cementacije i kaljenja zadržava žilavu strukturu. Međutim takvi reduktori zahtijevaju skupu opremu za izradu.

Slika 22 3D model jednostupanjskog reduktora sa dijelovima



Izvor: Autor

4.7. Izrada 3D modela jednostupanjskog reduktora

Model u omjeru 1:5 je izrađen tehnologijom 3D printanja. Koristila se PLA plastika sa 4 ležaja i 38 vijaka i matica.

Model 3D printera je Ultimaker 2 extended+. Materijal koji se koristio je PLA plastika, odnosno filament od 2,85 mm, cca 1,24 g/cm³.

Procedura je da se model prilagodio omjeru u SolidWorksu, te se radi kompatibilnosti spremi u .stl formatu (stereolithography file) koji se učitava u softveru Ultimaker CURA koji je slicer za spomenuti 3D printer, te se .gcode (strojni ili mašinski kod) spremi na SD karticu koja se ubaci u 3D printer, te se pokrene printanje.

Projekt izrade je krenuo sa odabirom omjera. CURA automatski izračunava vrijeme printanja te potrošnju materijala. Model u punoj veličini bi zahtijevao otprilike 10 ak kilograma plastike, te preko 300 sati printanja uz napomenu da je maksimalni volumen ovog 3D printera 22x22x32 cm dakle uz izrazito vrijeme izrade i vrlo visok trošak materijala (cca 35€/kg), model bi se morao podijeliti na nekoliko komponenti po komponenti reduktora kako bi ga uopće bilo moguće isprintati. Iz navedenih razloga je odabran omjer 1:5 koji je reducirao materijal na procijenjenih 60 ak grama, te vrijeme izrade na nešto ispod 12 sati prema softveru.

Slijedeći problem pri izradi su bili spojnici, odnosno vijci. U originalnoj sastavnici, reduktor je sastavljen od M6 i M8 vijaka sa odgovarajućim maticama, kada se reducira 1:5 omjer, dobije se M1,2 i M1,6 od kojih niti jedan nije realno dostupan na tržištu u racionalno vrijeme, stoga su odabrani prvi dostupni najmanji spojnici, i to M2 sa maticom, i M1,6 urezni.

Drugi korak je bio odabir i nabava ležaja. U modelu su predviđene 2 veličine ležaja, koje, skalirane 1:5 također nisu bile dobavljive u racionalnom roku, stoga su nabavljena 4 jednaka ležaja „najbližih“ dostupnih dimenzija što se svelo na 4 ležaja 7 mm-19 mm i 6 mm debljine što je iziskivalo vrlo značajne prilagodbe modela kako bi isti odgovarali, i na kućište i na poklopce.

Treći problem kod 3D printanja je izrazita nepreciznost 3D printera, koji ima nominalnu grešku od 0,1 mm, o čemu se treba voditi računa pri pripremi modela za print.

Kako bi se model pripremio za 3D print, potrebno ga je u SolidWorksu „skalirati“

odnosno smanjiti 1:5, pritom vodeći računa o novim dimenzijama spojnika i ležaja te nepreciznosti uređaja.

Smanjivanje i prilagođavanje modela novim uvjetima trajalo je cca 3 sata, te je opet napravljen sklop (eng. assembly) kako bi se prekontrolirala kompatibilnost.

Donje kućište se printalo prvo. Prilagodba u odnosu na original, osim veličine je bila promjena dimenzija otvora za sva 4 ležaja na 19 mm, te rupa predviđenih za vijke na M2 (u odnosu na M1,2 koji bi u teoriji bio korektan prema omjeru 1:5). Vrijeme printanja je bilo 4 sata i 30 minuta, a težina komponente je 28 grama. Bitno je napomenuti da se u realnosti troši značajno više plastike nego na samu komponentu radi nosača koji su potrebni kako se ravni dijelovi modela koji „vise“ u zraku (konzole) mogli isprintati, stoga je ova težina nešto veća nego realna težina same komponente, koje time teže manje nego je zapisano u ovom radu. Ova napomena vrijedi za gornje i donje kućište, gonjeno vratilo i zupčanik te pogonsko vratilo i zupčanik. Svih 5 poklopaca i odzračni čep su isprintani bez potrebe nosača.

Slijedio je gornji dio kućišta koji je također imao prilagodbu otvora za ležajevе na 19 mm pri čemu je otvor pogonskog vratila došao skoro na sam rub kućišta, ali je manjom prilagodbom odgovarao unutar pola milimetra. Otvori za vijke su također povećani na M2, te je ostatak kućišta u omjeru. Vrijeme printanja je bilo 2 sata i 57 minuta, a težina je 20 grama.

Zatim je izrađen zupčanik gonjenog vratila kao slijedeća najveća komponenta. Zupčanik je bez modifikacija reduciran omjerom 1:5 te je printan 2 sata i 23 minute i teži 17 grama. S obzirom da 3D printer ima horizontalnu najmanju debljinu 0,4mm (ujedno debljina sapnice), posebno je prekontrolirana dimenzija zuba zupčanika kako bi se osigurala mogućnosti printa. Problem je nastao čišćenjem „brima“ odnosno sloja oko dijela zupčanika koji se nalazio na donjem staklu 3D printera koji služi kako bi se spriječilo izvijanje plastika uslijed termalnih naprezanja printa, te su se zupci zupčanika spojili sa spomenutim „brimom“ što je izrazito otežalo čišćenje istog. Cijela procedura je iziskivala još 30 ak minuta.

Gonjeno vratilo je moralo biti značajno modificirano iz nekoliko razloga. Jedan problem su bili ležajevi čiji je unutarnji otvor od 7 mm značajno manji omjerom u odnosu na

original skaliran 1:5, stoga je morao biti prilagođen sa obje strane, vodeći računa da već isprintani zupčanik mora biti naguran na vratilo. Nakon prilagodbi je vratilo isprintano za 37 minuta, te teži svega 3 grama.

Slijedeće je printano pogonsko vratilo sa zupčanikom koje je isto smanjeno omjerom 1:5 sa modifikacijom promjera vratila radi dimenzija ležaja. Printalo se 38 minuta i teži 4 grama.

Kako bi se prekontroliralo trenutno stanje sklopa prije printanja poklopaca, na oba vratila su nagurana sva 4 ležaja, te je sve skupa sklopljeno u oba dijela kućište i lagano pritegnuto vijcima. U tom trenutku je došla do izražaja izrazita nepreciznost 3D printera. Kako se nekakav model printa, tako se iz termalne sapnice provlači plastika (fillament) i lijepi za prethodni sloj. Taj proces nije idealan i vanjski rubovi finih dimenzija, poput zupčanika, se malo rašire u odnosu na originalni model. Posljedica toga je da je sklop toliko zapinjao da je bio potpuno neupotrebljiv iz razloga, koji je kasnije otkriven, da između zupčanika nije zapravo postojao razmak, nego su „gurali“ jedan u drugoga, i što se više zatezalo kućište vijcima, to je sklop lošije radio.

Kako bi se taj problem korigirao, nakon kraće kalkulacije, model pogonskog vratila sa zupčanikom (koji je od svih „krivaca“ najmanji) je korigiran u dimenziji promjera samog zupčanika i baze zupčanika za 0,05 mm sa svake strane, dakle promjer je reduciran za 0,1 mm.

Novih 38 minuta printanja i 4 grama plastike kasnije, ponovno sklopljeni model sa novim pogonskim vratilom i zupčanikom je funkcionirao značajno bolje uz vrlo mala povremena zapinjanja koja su za sve praktične svrhe tolerantna.

U ovom trenutku je dakle bio isprintan model oba dijela kućišta sa internim komponentama u 2 boje PLA plastika (bijela i plava) spojen sa 10 M2 vijaka i matica koji funkcionira.

Slijedio je redizajn poklopaca. Radi promjene dimenzija ležaja, koji je u odnosu na original značajno drugačiji, te su oba ležaja ista, od skaliranja 4 poklopca za vratila nije bilo koristi, te se odlučilo za kompletan redizajn. S obzirom na ograničenja preciznosti 3D printera, te drugačije ležajeve, poklopci su značajno pojednostavljeni te su pripremljeni za print. Sva 4 su se printala odjednom iz praktičnih razloga. Sveukupno

je trajalo 33 minute, te su svaki po cca 1 gram.

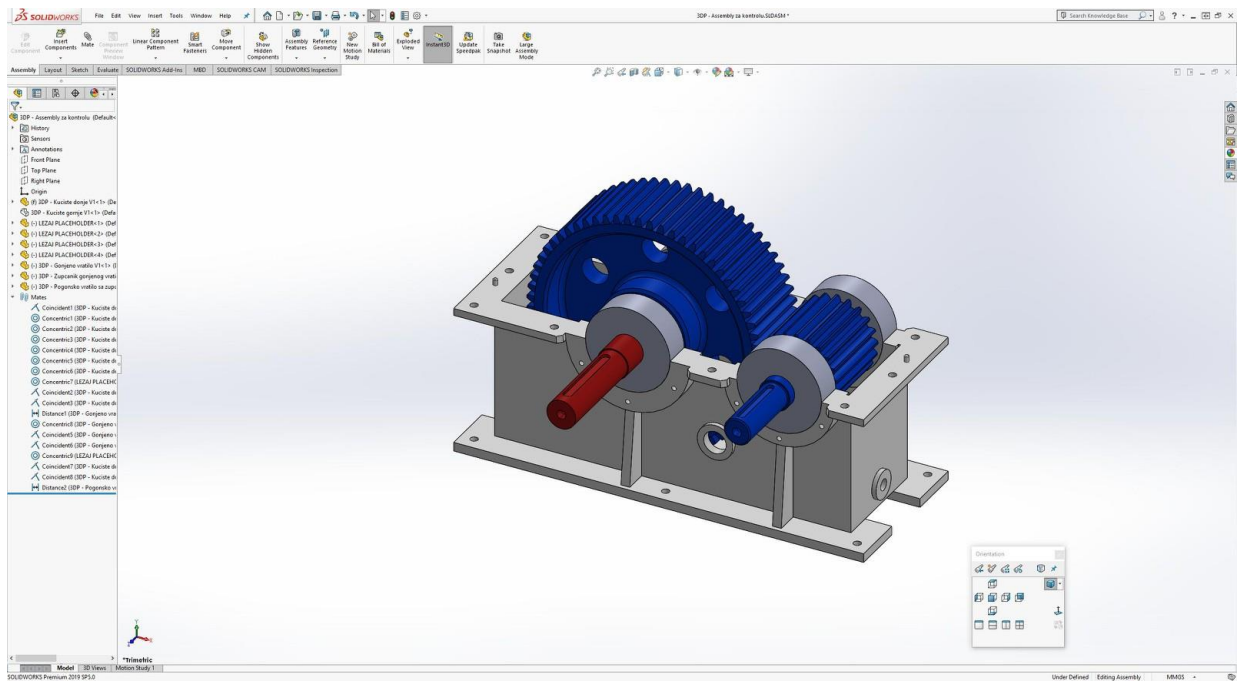
Slijedilo je pričvršćivanje poklopaca na sam model što se iz nekoliko razloga ispostavilo kao najveći problem cijele izrade modela. Problemi su uključivali, ali nisu ograničeni na: neadekvatan alat, nerealnu količinu vijaka u odnosu na sada smanjeni model reduktora, razliku u promjeru vijaka u odnosu na rezultat 3D printanja (pri čemu je bušilica i svrdla od 1, 1,5 i 2 mm bila spasonosna), razliku u dubini rupa i duljini vijaka u odnosu na originalni omjer (što se riješilo dodatnim maticama, te ujedno izgleda bliže originalu op.a.) i korištenje narezni vijaka umjesto standardnih (jer je na tu dimenziju praktično neizvedivo napraviti upotrebljiv navoj).

Nakon niza problema oko poklopaca, zadnji su dimenzionirani i printani odzračni čep i poklopac na vrhu reduktora (koji u originalu služi za dolijevanje ulja). Oboje se printalo odjednom kroz 3 minute i sa 4 cm filamenta teže ispod 1 grama. Poklopac je u omjeru ispao pretanak, te je pri montaži puknuo, te je povećana debljina na 1 mm, te je printan opet i pričvršćen. Tu je opet nastao problem vrlo dugačkih vijaka u nedostatku nečega bližeg originalu, stoga su vijci morali biti malo otpušteni kako ne bi zapinjali o zupčanike unutar reduktora.

Model na kraju teži točno 94 grama. Slicer CURA predviđa težinu svih plastičnih dijelova na 76 grama, ali s obzirom na prethodnu napomenu, teško je utvrditi koliko od toga je potrošeno na nosače a koliko na sam model, stoga se može procijeniti da su plastični dijelovi modela bliže 63-68 grama. Ostatak težine otpada na 4 ležaja te sve vijke i matice.

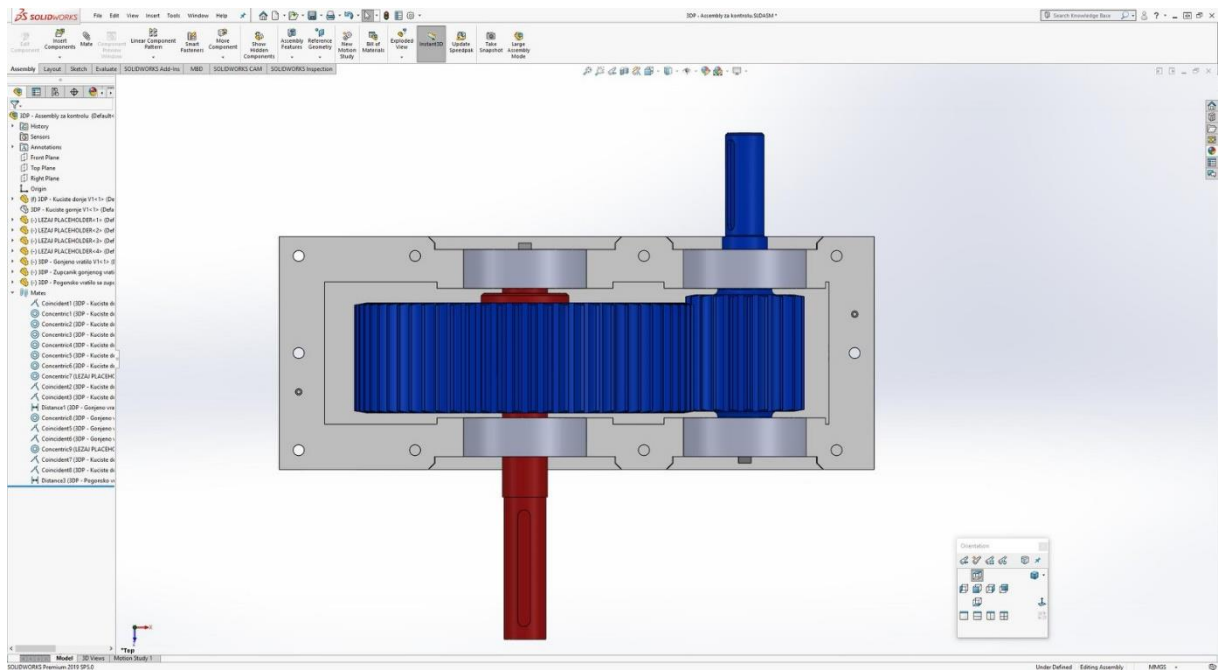
Ukupno vrijeme printanja je 11 sati i 41 minuta. Ukupno vrijeme izrade, sa prilagođavanjem i skaliranjem modela, ponovljenim printanjem komponenti pod greškom i montažom svih spojeva iznosi cca 20 sati.

Slika 23 Prilagođavanje reduktora u SolidWorksu



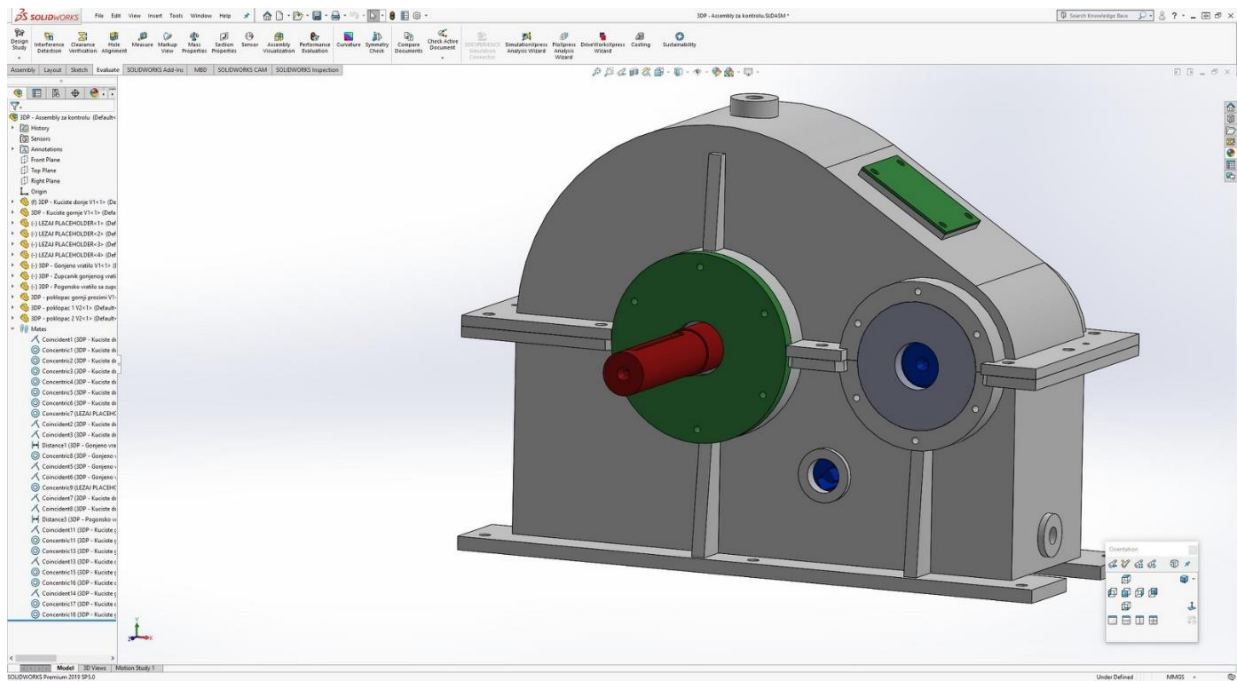
Izvor: Autor

Slika 24 Jednostupanjski reduktor u pripremi za printanje



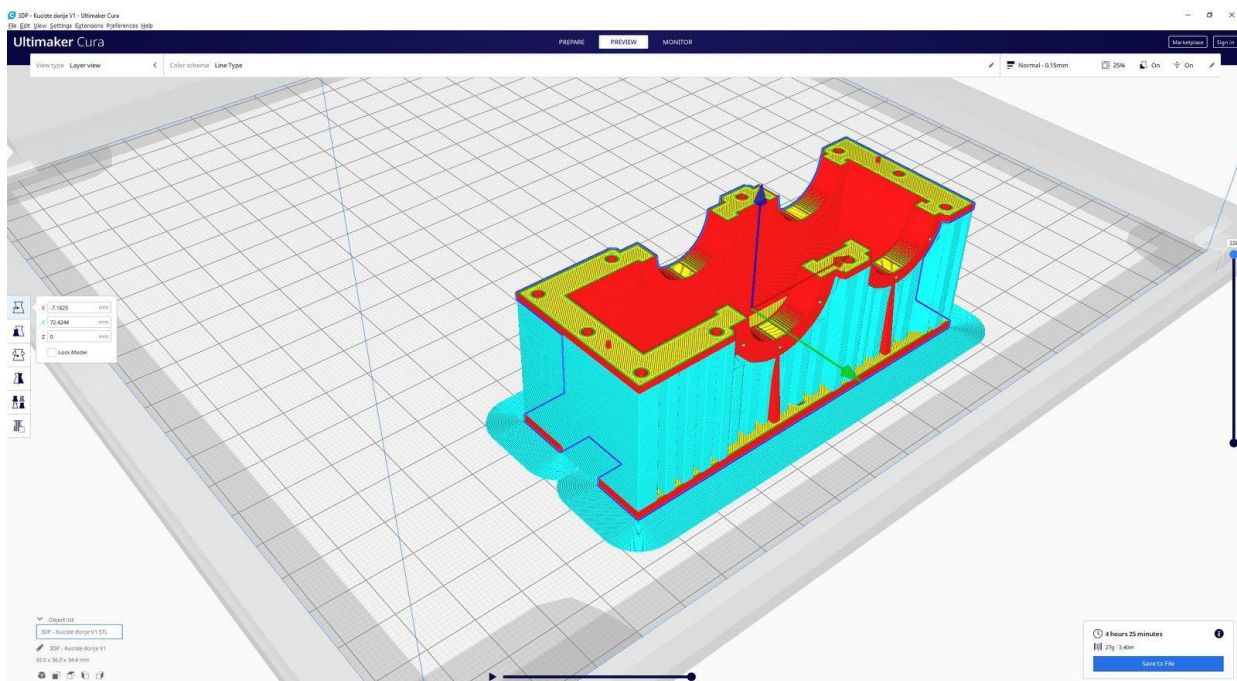
Izvor: Autor

Slika 25 Model jednostupanjskog reduktora u pripremi za printanje



Izvor: Autor

Slika 26 Softver Ultimaker CURA - kućište



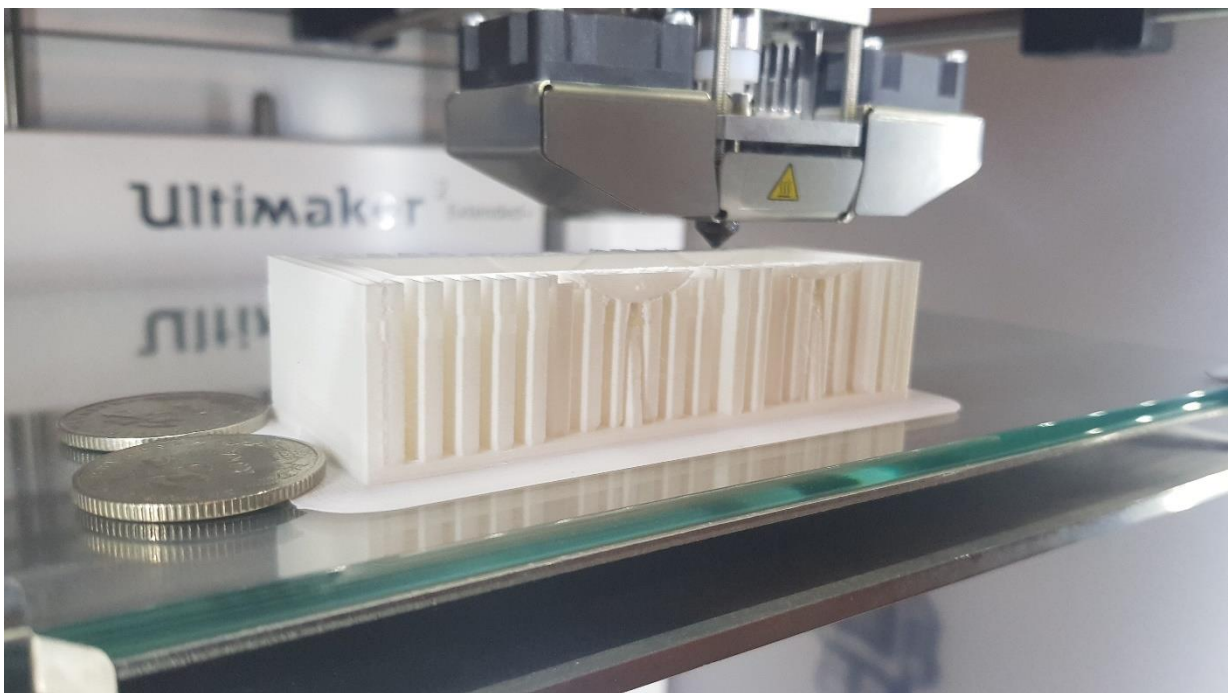
Izvor: Autor

Slika 27 Početak printanja jednostupanjskog reduktora



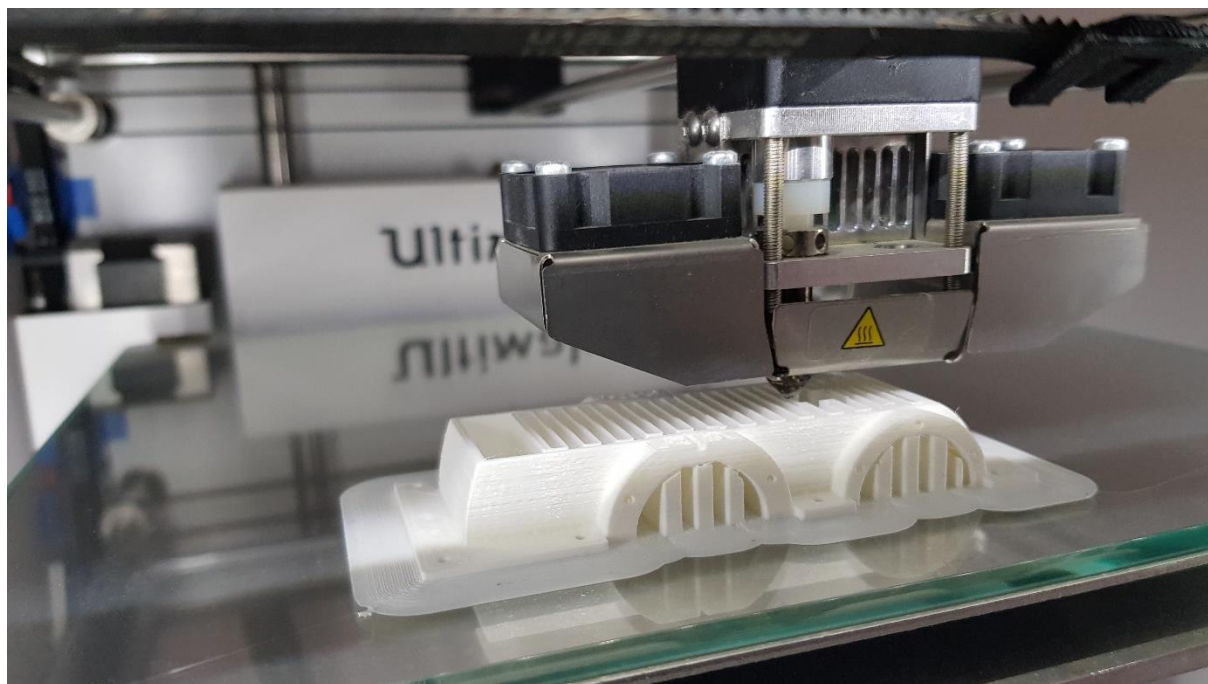
Izvor: Autor

Slika 28 Printanje kućišta jednostupanjskog reduktora



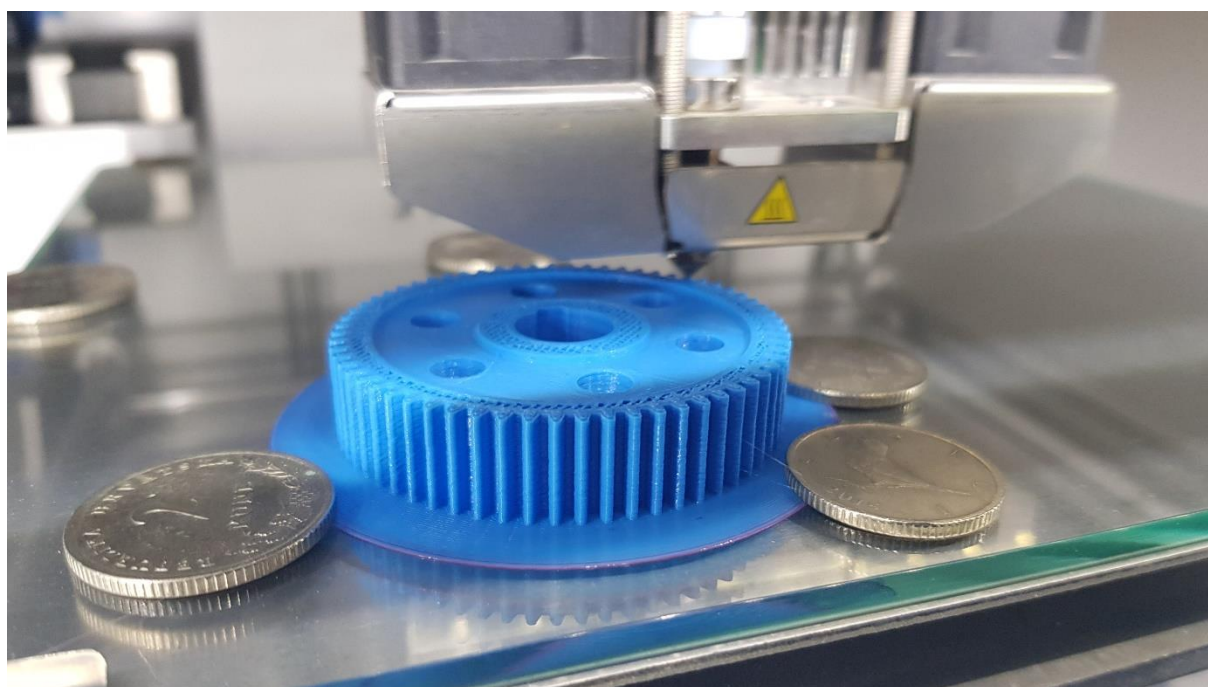
Izvor: Autor

Slika 29 Kućište u fazi printanja



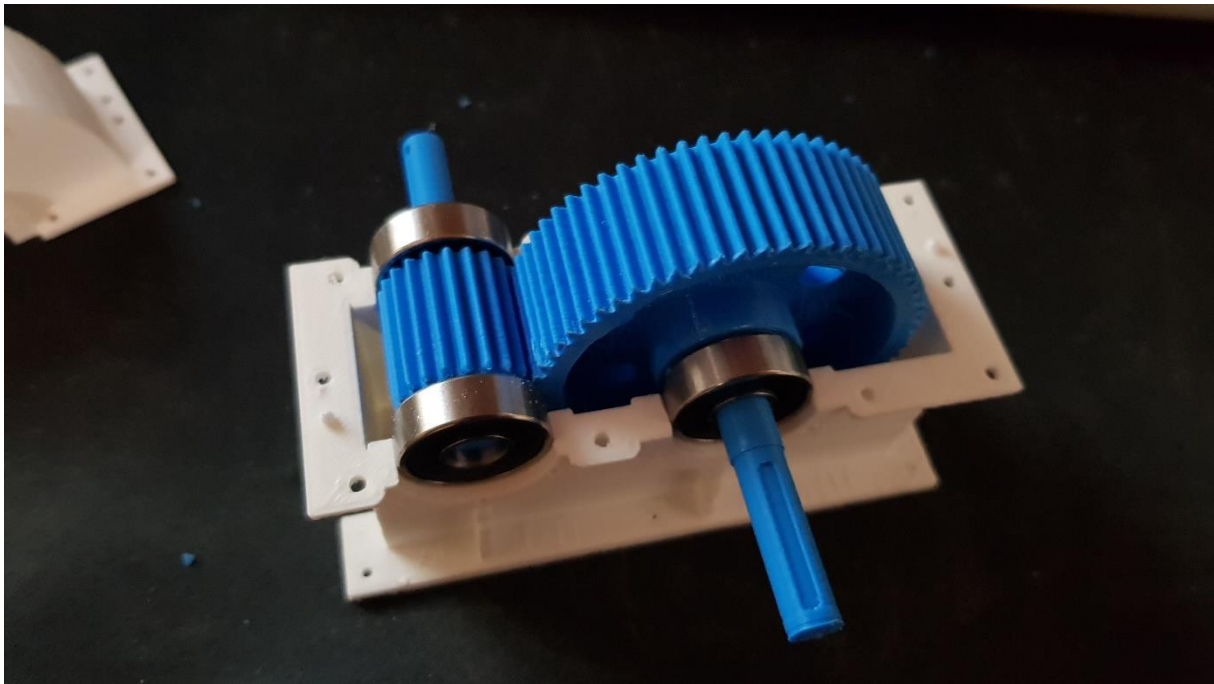
Izvor: Autor

Slika 30 Zupčanik u fazi printanja



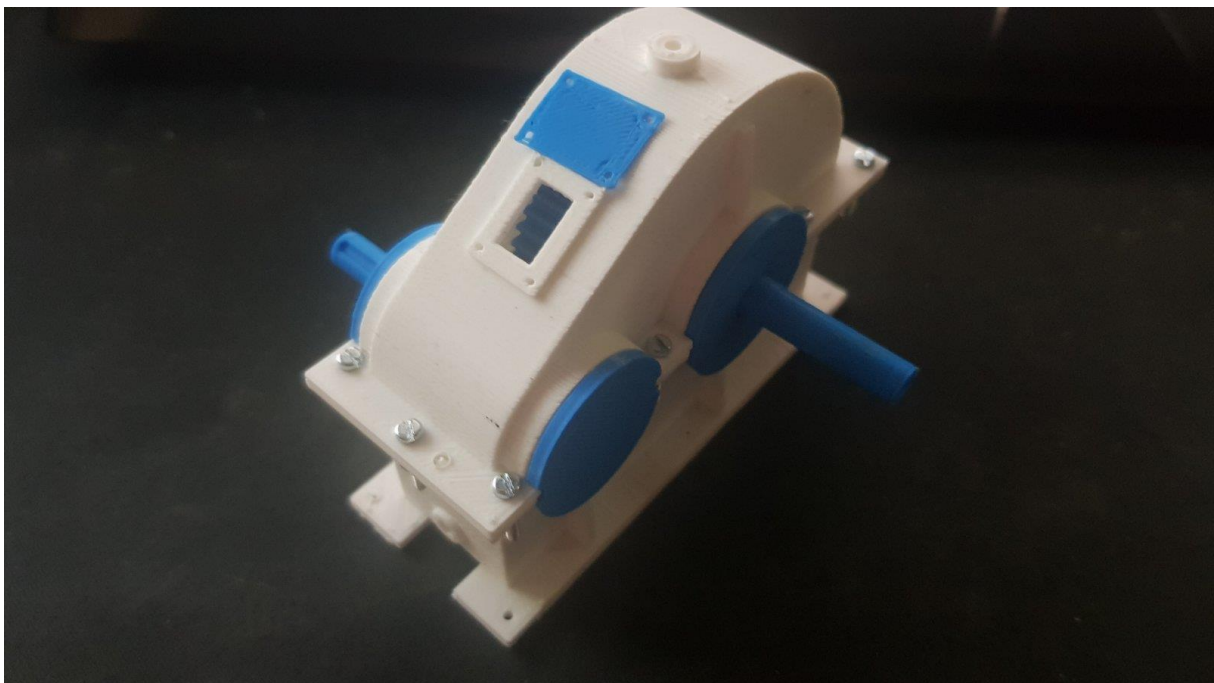
Izvor: Autor

Slika 31 Jednostupanjski reduktor u fazi montaže



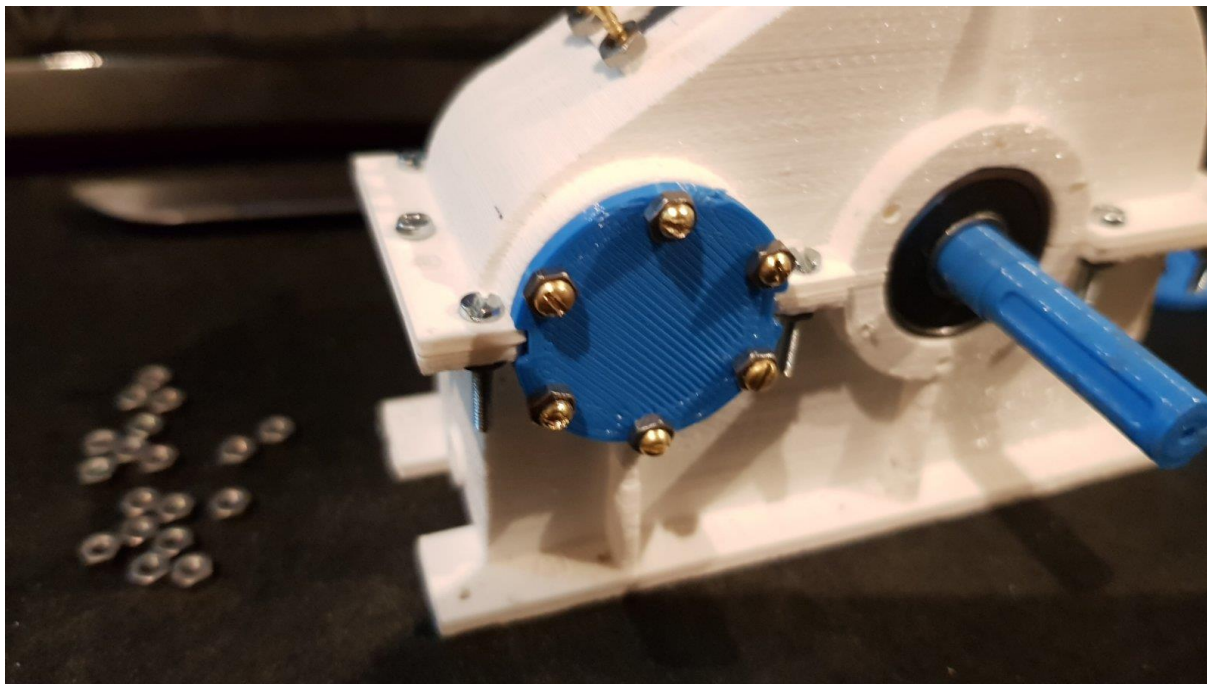
Izvor: Autor

Slika 32 Montaža jednostupanjskog reduktora



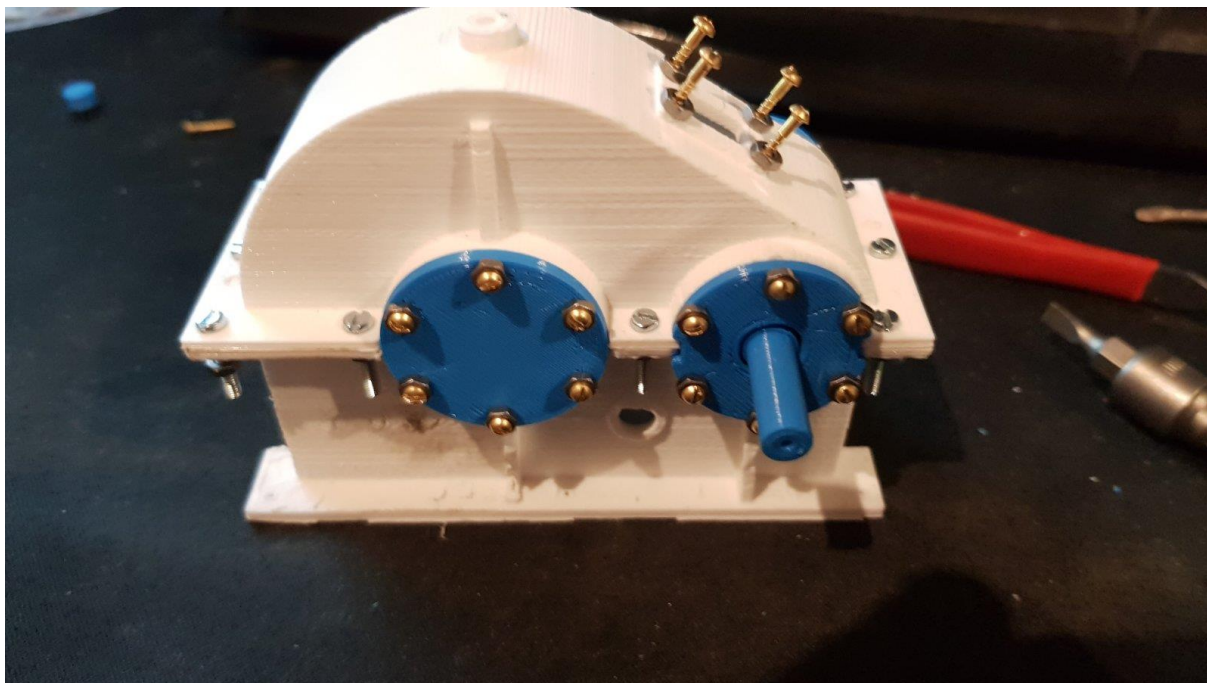
Izvor: Autor

Slika 33 Montaža jednostupanjskog reduktora vijcima



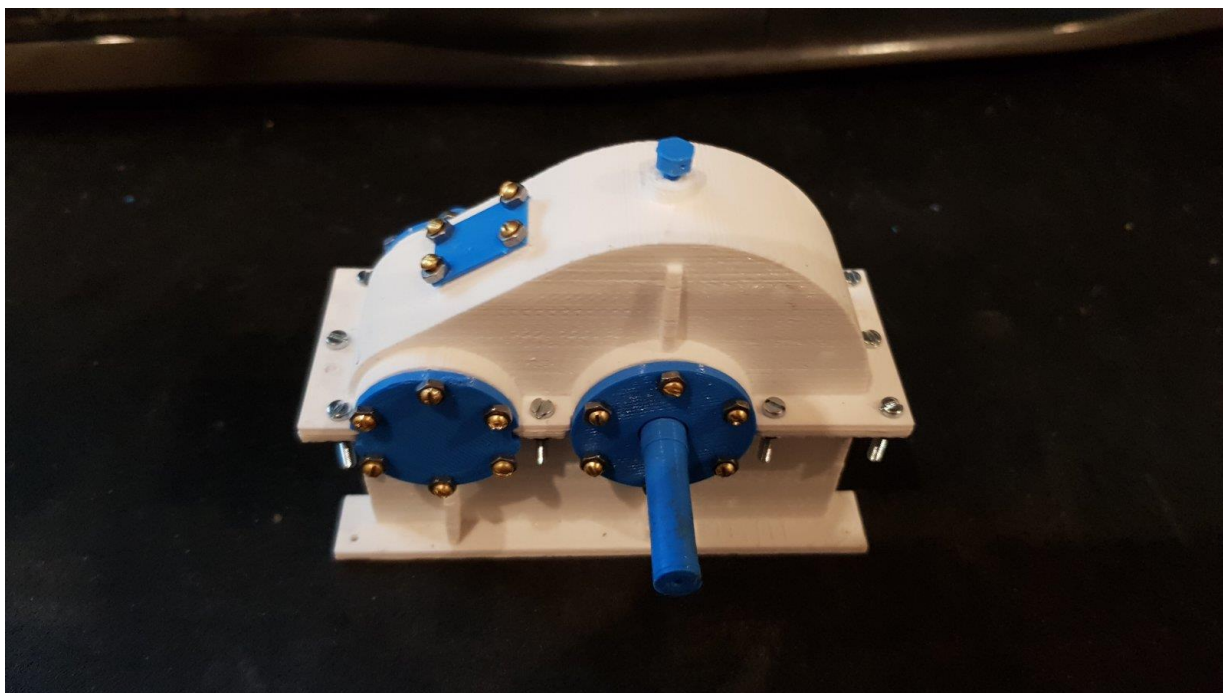
Izvor: Autor

Slika 34 Proces montaže jednostupanjskog reduktora



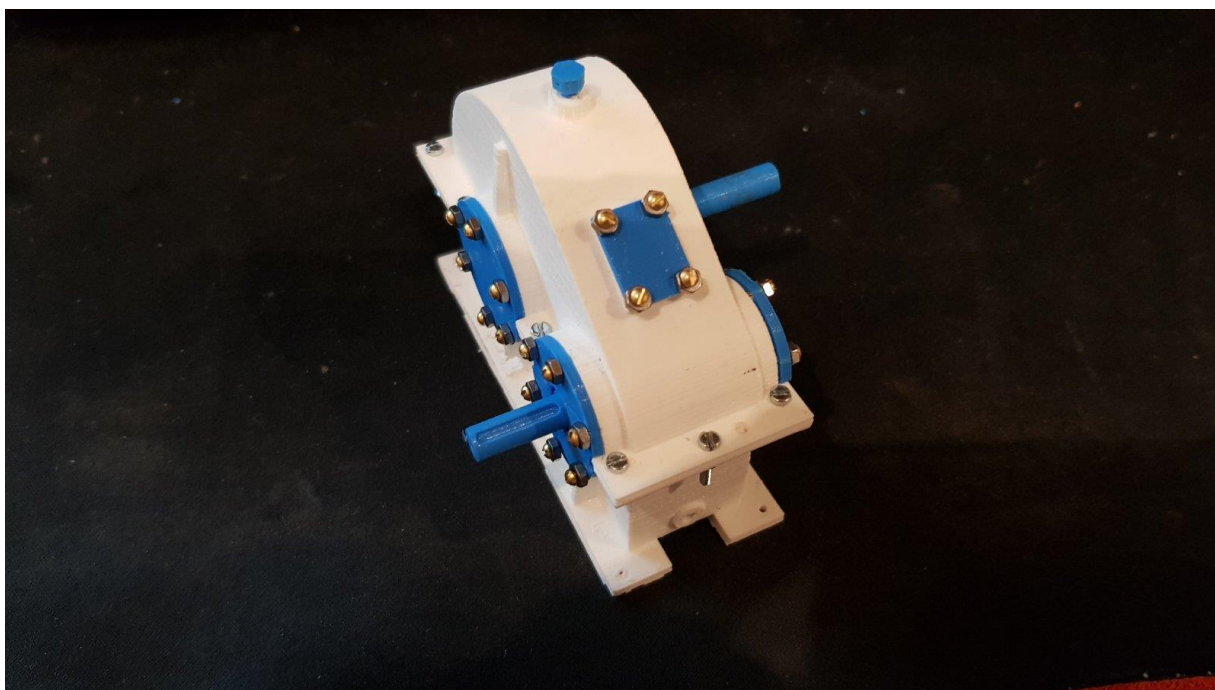
Izvor: Autor

Slika 35 3D model isprintanog jednostupanjskog reduktora



Izvor: Autor

Slika 36 Jednostupanjski reduktor u finalnoj verziji



Izvor: Autor

5. ZAKLJUČAK

Završnim radom bilo je potrebno konstruirati jednostupanjski reduktor. Ovim radom bilo je potrebno dokazati hipotezu tj. pravilnom upotrebom standardnih formula postići izlazni moment $M=121 \text{ Nm}$ što je i dokazano.

Na temelju ulaznih/pogonskih podataka koje imamo poznato je da se sa elektromotora preko jednostupanjskog prijenosnika snaga prenosi na radni/alatni stroj preko kojeg se okreće glavno vreteno alatnog stroja. Pomoću poznatih podataka elektromotora i jednostupanjskog reduktora proračunali su se i oblikovali svi dijelovi jednostupanjskog reduktora.

U proračun i oblikovanje spadaju zupčanici, vratila, ležajevi i kućište.

Nakon približnog proračuna određivanja diobenog promjera pogonskog zupčanika odabire se pogonski zupčanik sa $Z_1 = 21$ zubom i gonjeni zupčanik $Z_2 = 64$ zuba, pa je to jedan par zupčanika sa ravnim zubima.

Nakon određivanja broja zubi na zupčanicima izradio se preliminarni proračun i oblikovanje pogonskog vratila od Č.1531 i preliminarni proračun i oblikovanje gonjenog vratila od Č.0545. Za oba vratila izrađeni su kontrolni proračuni i to na pojavu plastične deformacije i na pojavu zamornog loma. U proračunskom dijelu proračunat je cilindrični stezni spoj te proračun trajnosti ležaja kojim je utvrđeno kako je minimalna trajnost ležaja $L_{h,min} = 15\ 000 \text{ h}$ dok je proračunata trajnost ležaja $L_{h,min} = 35600 \text{ h}$ što znači da ležajevi višestruko zadovoljavaju.

Jednostupanjski reduktor koji se obrađuje u ovome radu sastoji se od zupčanika, vratila, ležajeva i kućišta koje je u zavarenoj izvedbi te ono spada za malo serijsku proizvodnju tj. pojedinačnu izradu.

Nakon proračuna i oblikovanja svih elemenata jednostupanjskog reduktora izrađeni su 3D modeli u CAD alatu Solidworks tj. dijelovi jednostupanjskog reduktora. Izrađeni su radionički nacrti sa glavnim kotama za kućište i to donji i gornji dio, pogonsko vratilo sa zupčanikom, gonjeni zupčanik i gonjeno vratilo. Napravljen je i montažni crtež sa svim pozicijama na reduktoru sa pripadajućom tablicom gdje se nalazi popis svih dijelova za montažu reduktora sa navedenom vrstom materijala i standardima prema kojima su odabrani ti materijali. Na kraju rada prikazana je 3D shema jednostupanjskog reduktora sa glavnim dijelovima.

Završni rad: Mateo Slivar: Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

Servisiranje ovog reduktora neophodno je kako bi zadovoljio trajnost svih konstrukcijskih elemenata. Ulje koje služi za podmazivanje reduktora naziva je „INA Hipenol GTL DB 90“ te ono služi za podmazivanje zupčanih prijenosnika.

Nakon proračuna i izrade radioničkih nacрта jednostupanjski reduktor izrađen je tehnologijom 3D printanja. Printer koji se koristio marke je Ultimaker 2 extendedx a koristila se PLA plastika od 2,85 mm. Nakon prilagođavanja 3D modela u SolidWorksu u omjer 1:5, 3D model je učitao u softver Ultimaker CURA koji nam služi za proces printanja 3D modela. Isprintani 3D model teži 94 grama a potrebno vrijeme za pripremu modela, printanje modela i montažom modela iznosi cca 20 sati.

Zaključno jednostupanjski reduktori koriste se kod raznih alatnih obradnih strojeva u metalnoj, drvnoj i plastičnoj industriji čija im je primarna svrha reduciranje brzine vrtnje sa pogonskog na alatni stroj te kao takvi vrlo su važni u industrijskog proizvodnji što znači da trebaju biti pravilno konstruirani i izrađeni od onih materijala koji će zadovoljiti određena naprezanja i opterećenja tijekom rada u određenim uvjetima.

LITERATURA

Popis knjiga:

- [1] Decker, Karl - Heinz. (1975.) *Elementi strojeva*. Zagreb: IRO – Tehnička knjiga.
- [2] Decker, Karl - Heinz. (2006.) *Elementi strojeva*. Zagreb: Golden marketing – Tehnička knjiga.
- [3] *Elektrovina* (1985.), Maribor
- [4] Obsieger, B. (2003.) *Prijenosnici sa zupčanicima*. Rijeka: Zigo – Rijeka.
- [5] Orlić, Ž. i Orlić G. (2006.) *Planetarni prijenosi*. Rijeka: Zigo – Rijeka.
- [6] Oberšmit, E. (1982.) *Ozubljenja i zupčanici*. Zagreb: Sveučilišna naklada Liber.
- [7] Oberšmit, E. (1990.) *Ozubljenja i zupčanici*. Zagreb: Udžbenici Sveučilišta u Zagrebu.
- [8] Oberšmit, E. (2003.) *Remenski prijenosi*. Rijeka: Zigo - Rijeka.
- [9] Opalić, M. (1998.) *Prijenosnici snage i gibanja*. Zagreb: Hrvatsko društvo za elemente strojeva i konstrukcije.
- [10] Orlić, Ž. i Orlić G. (2004.) *Osovine i vratila – kontrolni proračun prema DIN 743 - 2000*. Rijeka: Zigo – Rijeka.
- [11] Lučić, M. (2009.) *Elementi strojeva i konstrukcije*. Osijek: Grafika - Osijek.
- [12] Hercigonja, E. (1995.) *Elementi strojeva 1*. Osijek: Zagreb. Školska knjiga.
- [13] Katedra za elemente strojeva. (1988.) *Elementi strojeva – Reduktor – Jednostepeni – Zupčani cilindar sa ravnim zubima - Proračun*. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb.
- [14] Nemet, Z. (1978.) *Smjernice za proračun elemenata strojeva*. Zagreb: Visoka škola za tekstil i odjeću – Zagreb.
- [15] Pandžić, J. i Pasanović, B. (2008.) *Elementi strojeva i konstrukcije*. Zagreb: Nedodidacta d.o.o.
- [16] Jelaska, D. (2003.) *Cilindrični zupčanici – Uputstvo za proračun*. Split: Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje u Splitu, Sveučilište u Splitu.

- [17] Jokić, M. (2018.) *Zbirka potrebnih materijala i tablica za izradu timskog projektnog zadatka*, Pula, Politehnika Pula
- [18] Križan, B. (2008.) *Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata*. Zagreb: Školska knjiga d.d.
- [19] Jelaska, D. (2011.) *Zupčanici i zupčani prijenosi*. Split: Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje u Splitu, Sveučilište u Splitu.
- [20] Sew Eurodrive (2006.) *Reduktori i reduktori s motorom - Priručnik*
- [21] Sew Eurodrive (2013.) *Upute za montažu i uporabu – Reduktori – Tipske vrste R..7, F..7, K..7, K..9, S..7, SPIROPLAN W*
- [22] SKF Product catalogue www.skf.com
- [23] Šilić, Đ. Stojković, V. i Mikulić, D. (2012.) *Goriva i maziva*. Velika Gorica: Veleučilišta Velika Gorica.

POPIS SLIKA, TABLICA I PRILOGA

Slike:

Slika 1 Mehanički prijenosnik	4
Slika 2 Mehanički prijenosnici.....	5
Slika 3 Kutni prijenosnik za hidrauličke motore.....	6
Slika 4 Oblici zupčanika	8
Slika 5 Vratilo	9
Slika 6 Dijelovi valjnog ležaja	10
Slika 7 Ležaji.....	11
Slika 8 Kućište.....	12
Slika 9 Oblikovanje pogonskog vratila	19
Slika 10 Prijelazni utor prema DIN 509-E	22
Slika 11 Razmak centra ležaja gonjenog vratila	26
Slika 12 Određivanje reakcija u ležaju C i D	27
Slika 13 Određivanje faktora koncentracije naprezanja pri savijanju α_{ks}	33
Slika 14 Razmak centra ležaja pogonskog vratila.....	38
Slika 15 Određivanje reakcije u ležajevima	39
Slika 16 3D model jednostupanjskog reduktora.....	42
Slika 17 3D model pogonskog vratila i zupčanika.....	43
Slika 18 3D model gonjenog zupčanika.....	44
Slika 19 3D model gonjenog vratila	45
Slika 20 3D model Kućišta donji dio	46
Slika 21 3D model Kućišta gornji dio	47
Slika 22 3D model jednostupanjskog reduktora sa dijelovima	49
Slika 23 Prilagođavanje reduktora u SolidWorksu	54
Slika 24 Jednostupanjski reduktor u pripremi za printanje	54
Slika 25 Model jednostupanjskog redutkora u pripremi za printanje	55
Slika 26 Softver Ultimaker CURA - kućište	55
Slika 27 Početak printanja jednostupanjskog reduktora.....	56
Slika 28 Printanje kućišta jednostupanjskog reduktora	56
Slika 29 Kućište u fazi printanja.....	57
Slika 30 Zupčanik u fazi printanja	57
Slika 31 Jednostupanjski reduktor u fazi montaže	58

Slika 32 Montaža jednostupanjskog reduktora	58
Slika 33 Montaža jednostupanjskog reduktora vijcima.....	59
Slika 34 Proces montaže jednostupanjskog reduktora	59
Slika 35 3D model isprintanog jednostupanjskog reduktora	60
Slika 36 Jednostupanjski reduktor u finalnoj verziji	60

Tablice:

Tablica 1 Ovisnost broja zubi o obodnoj brzini	15
Tablica 2 Određivanje faktora veličine konstrukcije b2 u ovisnosti o promjeru	21
Tablica 3 Podaci za pogonsko vratilo i zupčanik.....	43
Tablica 4 Tolerancije za pogonsko vratilo i zupčanik	43
Tablica 5 Podaci za gonjeni zupčanik.....	44
Tablica 6 Tolerancije za gonjeni zupčanik	44
Tablica 7 Tolerancije za gonjeno vratilo.....	45
Tablica 8 Tolerancije za kućište - donji dio	46
Tablica 9 Tolerancije za kućište - gornji dio	47
Tablica 10 Sastavnica jednostupanjskog reduktora.....	76

Prilozi:

Prilog 1 Radionički nacrt - Pogonsko vratilo i zupčanik.....	70
Prilog 2 Radionički nacrt - Gonjeni zupčanik	71
Prilog 3 Radionički nacrt - Gonjeno vratilo.....	72
Prilog 4 Radionički nacrt – Kućište donji dio	73
Prilog 5 Radionički nacrt – Kućište gornji dio.....	74
Prilog 6 Montažni nacrt – Jednostupanjski reduktor	75

POPIS OZNAKA I KRATICA

Oznaka	Naziv	Mjerna jedinica
a	Razmak osi zupčanika	mm
A_f	Dodirna površina	mm ²
b_1	Širina pogonskog zupčanika	mm
b_2	Širina gonjenog zupčanika	mm
b_1	Faktor utjecaja površinske hrapavosti	
b_2	Faktor utjecaja veličine konstrukcijskog elementa	
b_3	Faktor utjecaja režima rada	
c	Radijalna zračnost	mm
d_1, d_2	Stvarni diobeni promjeri	mm
d_f	Promjeri preko glave zuba	mm
d_a	Promjeri preko korijena zuba zupčanika	mm
D_f	promjer cilindrične stezne površine	mm
d_{pr}	približni promjer rukavca	mm
d_l	promjer na poziciji ležaja	mm
D_t	Tehnološki promjer	mm
DIN	"Deutsches Institut für Normung" Njemački institut za norme	
E	Modul elastičnosti	N/mm ²
F_f	Potrebna sila trenja	N
F_N	Potrebna normalna sila	N
F_r	Radijalna sila	N
F_t	Obodna sila	N
F_{rez}	Ukupna radijalna sila	N
h	sat	
h	Visina pera	mm
h_a	Visina tjemena	mm
h_f	Visina korijena	mm
l_f	Duljina cilindrične stezne površine	mm
i_{stv}	Stvarni prijenosni omjer	
i_z	Prijenosni omjer	
K_A	Faktor primjene	
K_V	Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja	
$K_{H\alpha}$	Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	
K_t	Tehnološki faktor	
L_h	Očekivana trajnost ležaja	h
l	Međuležajni razmak	mm
l_p	Dužina pera	mm
m_n	Normalni modul	mm
$M_{s2-2,MAX}$	Maksimalni moment savijanja	Nmm
M_{Seq2-2}	Ekvivalentni moment savijanja	Nmm
n	Brzina vrtnje	min ⁻¹

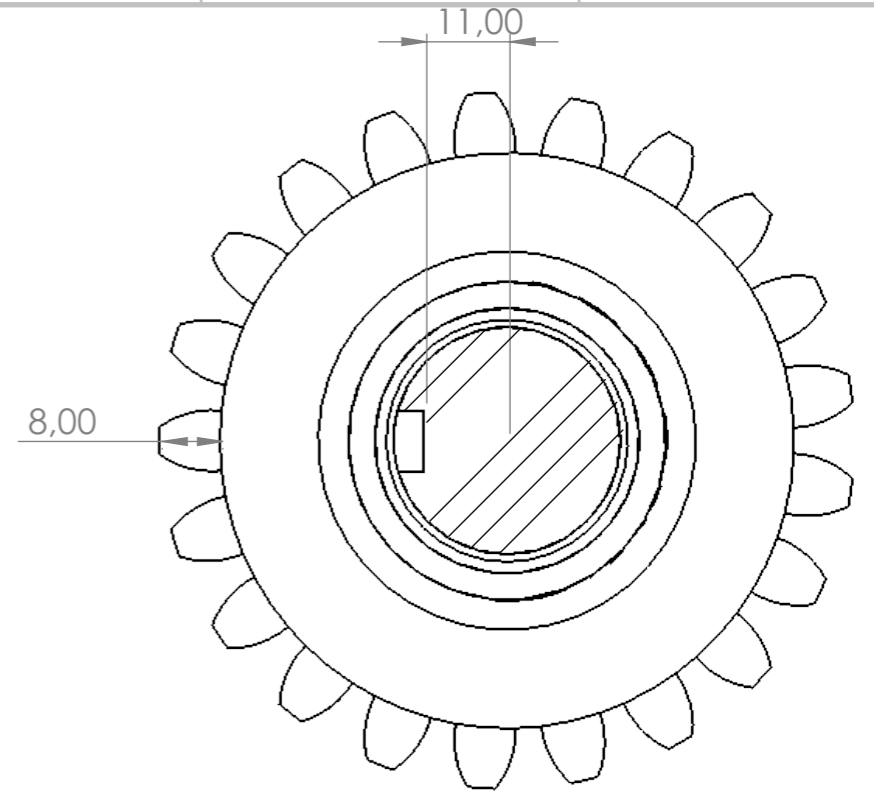
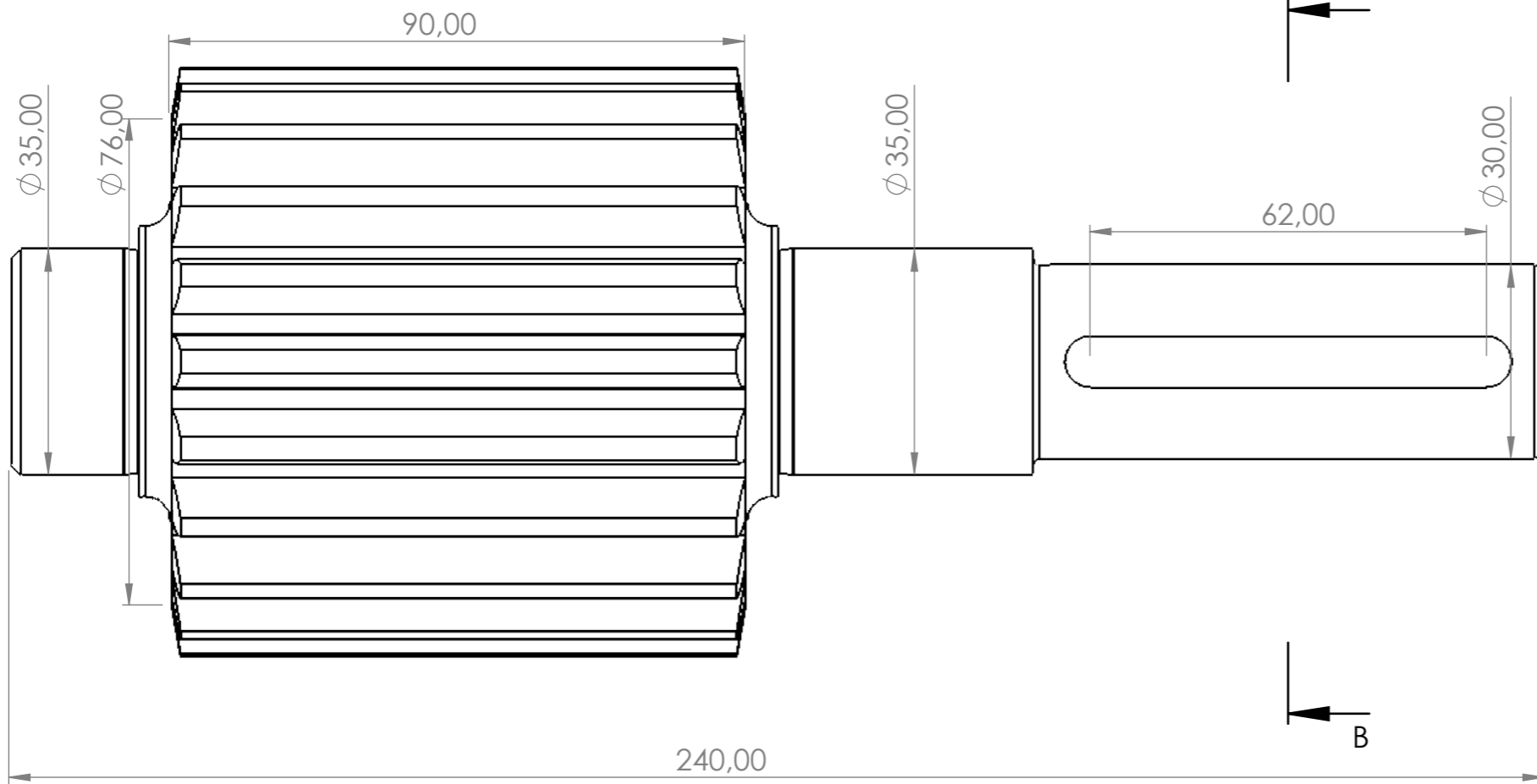
Završni rad: Mateo Slivar: Izrada tehničke dokumentacije za proračun reduktora

P	Snaga	W
p_{min}	Minimalni potrebni pritisak	N/mm^2
P_{max}	Maksimalni dopušteni pritisak na steznoj površini	N/mm^2
P_{st}	Stvarni potrebni prijeklop	N/mm^2
R_{dt0}	trajna ishodišna dinamička čvrstoća na torziju	N/mm^2
R_{etN}	nazivna granica tečenja za torziju	N/mm^2
R_{et}	ispravljena granica tečenja za torziju	N/mm^2
r_r, r_a, r_l	radijusi zaobljenja	mm
R_{esN}	nazivna granica tečenja za savijanje	N/mm^2
R_{es}	ispravljena granica tečenja za savijanje	N/mm^2
$R_{p0,2}$	granica tečenja	N/mm^2
R_m	vlačna čvrstoća	N/mm^2
R_z	površinska hrapavost	μm
S	Faktor sigurnosti	
S_{Hmin}	Stupanj sigurnosti na površinski zamor	
S_p	faktor sigurnosti	
S_{pmin}	Minimalni faktor sigurnosti	
T_{eq}	Ekvivalentni okretni moment	Nm
T	Okretni moment	Nm
t	Dubina utora u vratilu	mm
T_{MAX}	Maksimalni okretni moment	Nm
v	Obodna brzina	Ms^{-1}
v_d	Faktor sugurnosti	
z_1	Broj zubi pogonskog zupčanika	
z_2	Broj zubi gonjenog zupčanika	
W_p	Polarni moment otpora	mm^3
W	Aksijalni moment otpora	mm^3
W_t	Torzijski moment otpora	mm^3
α_n	standardni zahvatni kut	$^\circ$
α_0	bachov faktor korekcije	
α_{kt}	faktor koncentracije naprezanja	
β_{kt}	efektivni faktor koncentracije naprezanja	
τ_{tmax}	maksimalno torzijsko naprezanje	N/mm^2
τ_{dop}	dopušteno naprezanje na torziju	N/mm^2
σ_e	ekvivalentno naprezanje	N/mm^2
σ_{smax}	maksimalno naprezanje na savijanje	N/mm^2
σ_{hlim}	trajna dinamička kontaktna čvrstoća boka zuba	N/mm^2
ψ_b	Omjer širine zupčanika i diobenog promjera	
Ω	Kutna brzina	s^{-1}
η	Ukupni stupanj korisnog djelovanja	
η_{kf}	Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja	
μ	Faktor trenja za poprečni cilindrični stezni spoj	
ρ_1	Poissonov broj	

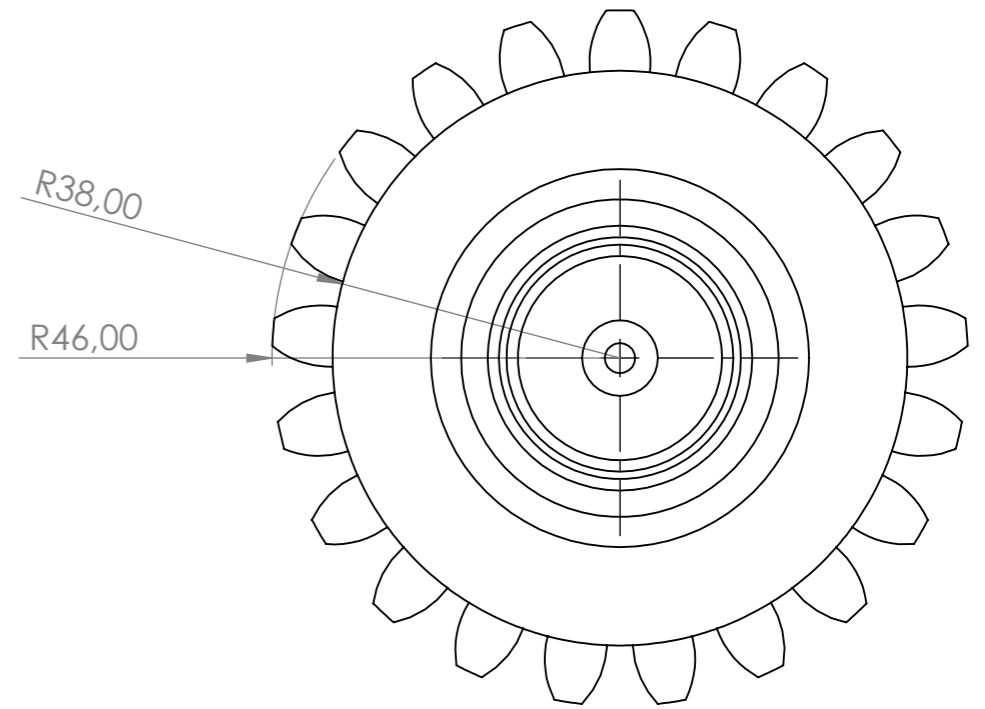
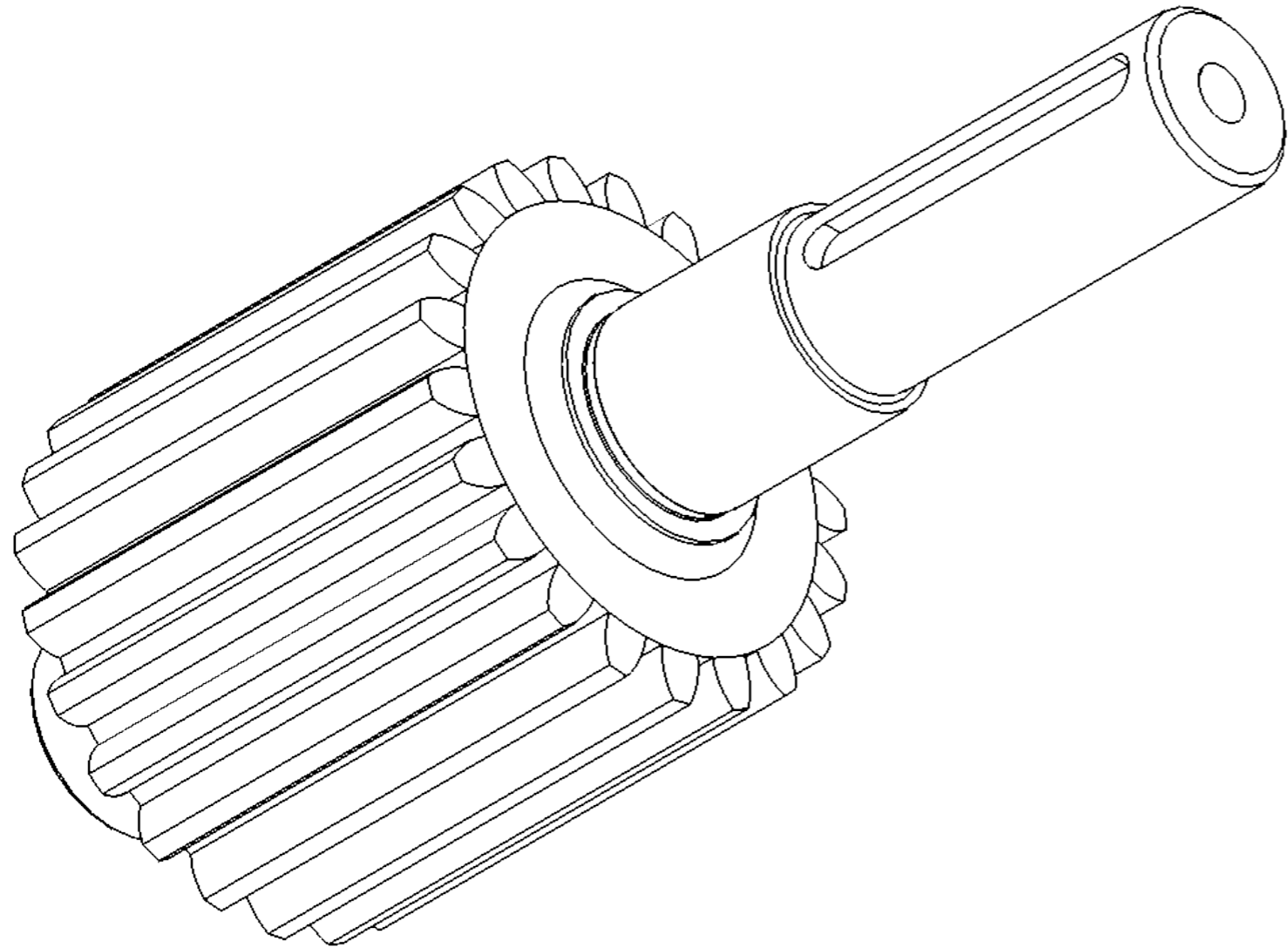
POPIS JEDNADŽBI I FORMULA

Br.	Naziv jednadžbe / formule	Jednadžba / formula
1.	Diobeni promjer zupčanika	$d_1 \geq 4045 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\Psi_b \cdot n_1} \cdot \frac{i_Z + 1}{i_Z} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot \left(\frac{S_{Hmin}}{\sigma_{Hlim}}\right)^2}$
2.	Obodna brzina	$V = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{1000}$
3.	Osni razmak	$a = m_n \cdot \frac{(Z_1 + Z_2)}{2}$
4.	Ukupni stupanj iskorištenja	$\eta = \eta_Z \cdot \eta_L \cdot \eta_B$
5.	Izlazna snaga	$P_2 = \eta \cdot P_1$
6.	Dopušteno torziono naprezanje	$\tau_{t dop} = \frac{R_{dt0}}{\nu}$
7.	Najveće torziono naprezanje	$\tau_{t1max} = \frac{T_{1max}}{W_t}$
8.	Moment otpora na torziju	$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$
9.	Naprezane na savijanje	$\sigma_s = \frac{M_s}{W}$
10.	Aksijalni moment inercije	$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$
11.	Ekvivalentno naprezanje	$\sigma_{e\ddot{g}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2}$
12.	Dopušteno naprezanje na složeno dinamičko opterećenje	$\sigma_{s,dop} = \frac{R_{ds-1}}{\nu_d} \cdot \frac{b_{1\sigma} \cdot b_2 \cdot b_3}{\beta_{ks}}$
13.	Faktor osjetljivosti materijala na koncentraciju naprezanja	$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{8}{\rho} \cdot \left(1 - \frac{R_{p0,2}}{R_m}\right)^3}$
14.	Efektivni faktor	$\beta_{kt} = 1 + \eta_k(\alpha_{kt} - 1)$

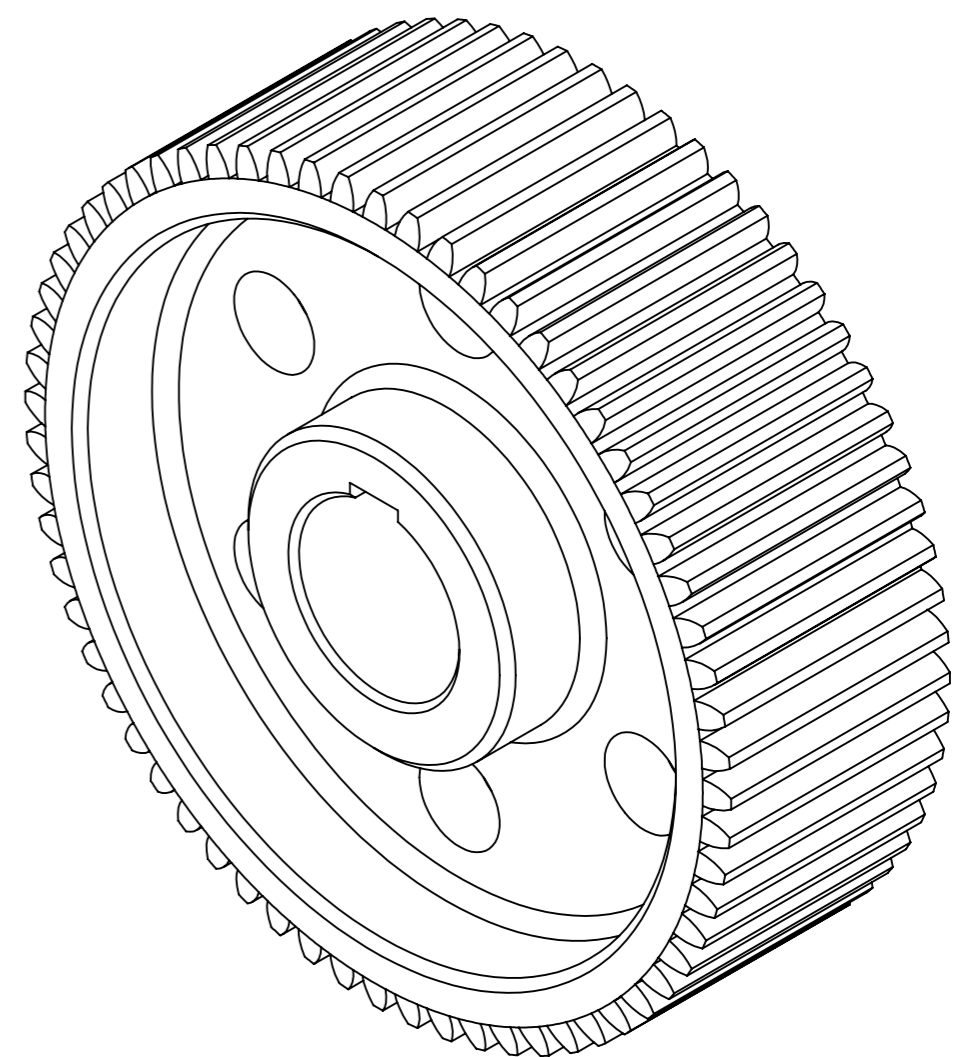
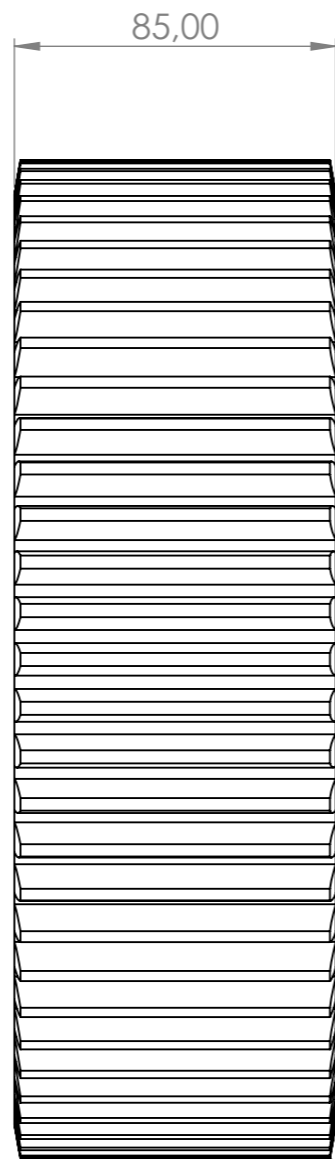
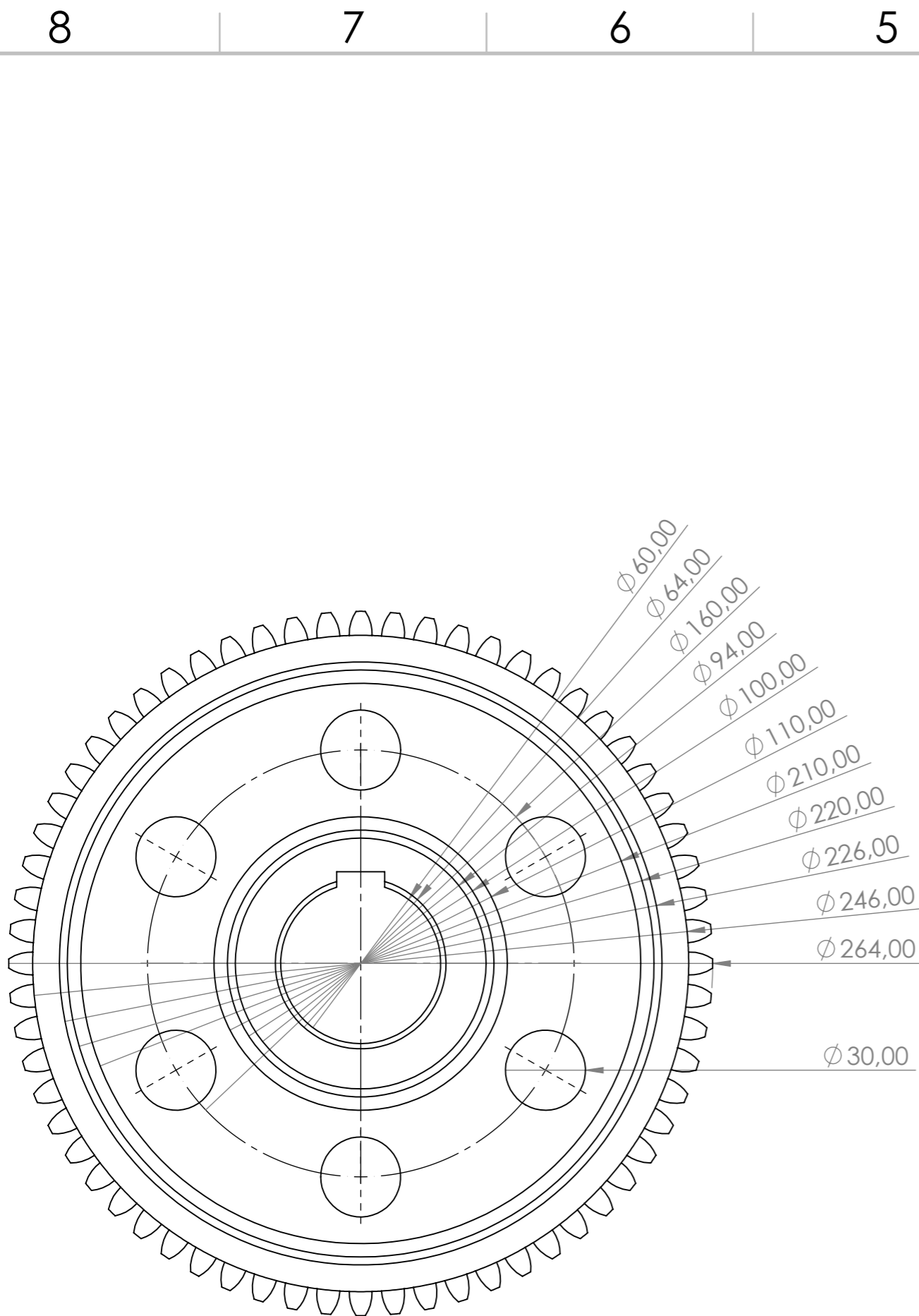
15.	Aksijalni moment otpora na savijanje rukavca s utorom za klin	$W_p = \frac{(d - t)^3 \cdot \pi}{32}$
16.	Moment otpora na torziju rukavca s utorom na klin	$W_t = \frac{\pi \cdot (d_{p2} - t_1)^3}{16}$
17.	Efektivna površina dodira steznog spoja	$A_f = D_f \cdot \pi \cdot l_f$
18.	Sila trenja	$F_f = v \cdot F_t$
19.	Minimalni prijeklop steznog spoja	$P_{st} = p_{min} \cdot D_f \cdot (K_v + K_u)$
20.	Stvarni minimalni prijeklop	$P_{min} = P_{st} + 3.2 \cdot (R_{aOS} + R_{aGL})$
21.	Stvarni maksimalni prijeklop	$P_{max} = p_{max} \cdot D_f \cdot (K_v + K_u)$
22.	Minimalni pritisak steznog spoja	$p_{min} = \frac{F_N}{A_f}$
23.	Maksimalni pritisak steznog spoja	$p_{max} \leq \frac{\sigma_{dop} \cdot (1 - Q_v^2)}{\sqrt{3 + Q_v^4}}$
24.	Omjer promjera	$Q_v = \frac{D_f}{D_v}$
25.	Vanjski pomoćni faktor	$K_v = \frac{(m_v + 1) + (m_v - 1) \cdot Q_v^2}{m_v \cdot E_v (1 - Q_v^2)}$
26.	Unutarnji pomoćni faktor	$K_u = \frac{m_u - 1}{m_u \cdot E_u}$



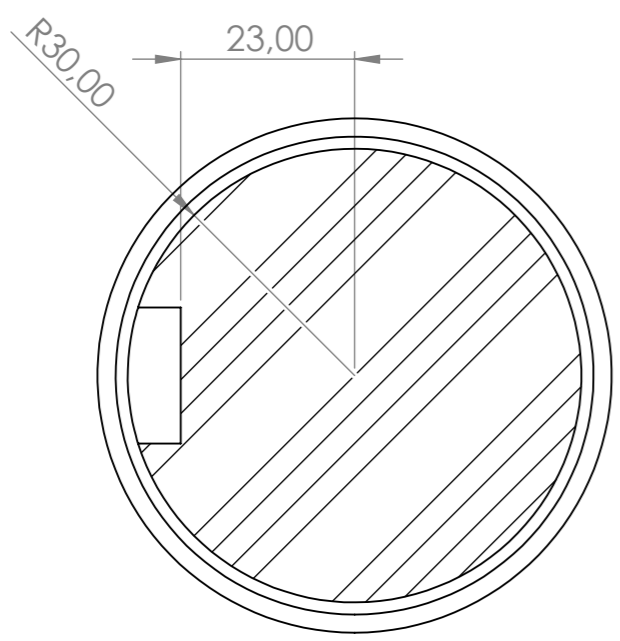
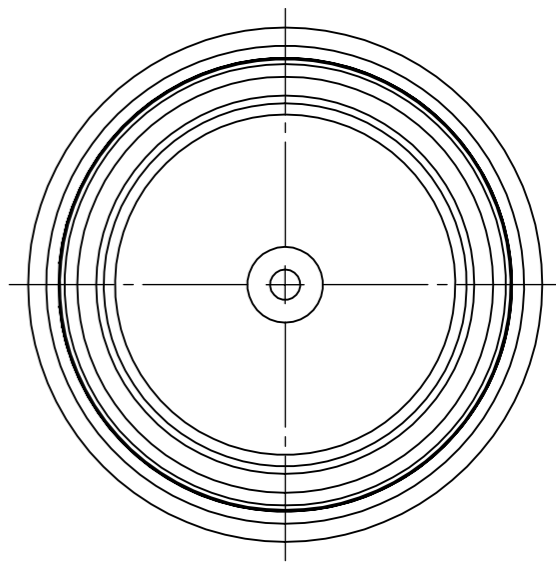
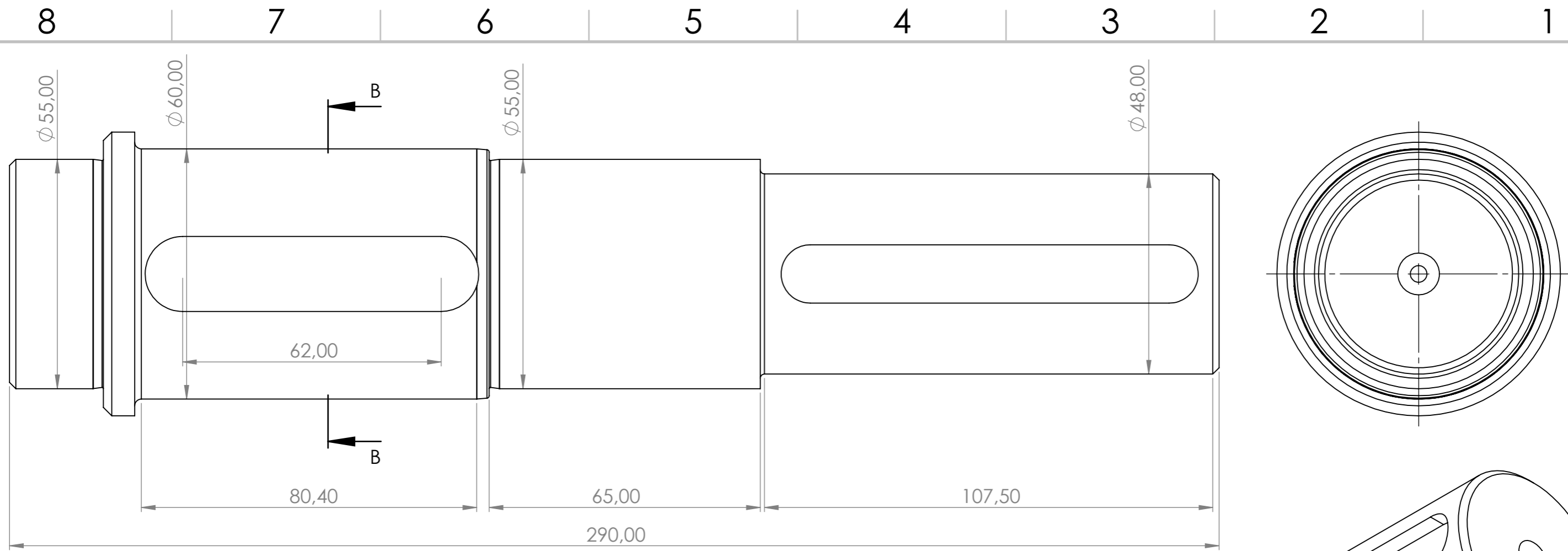
Presjek B-B



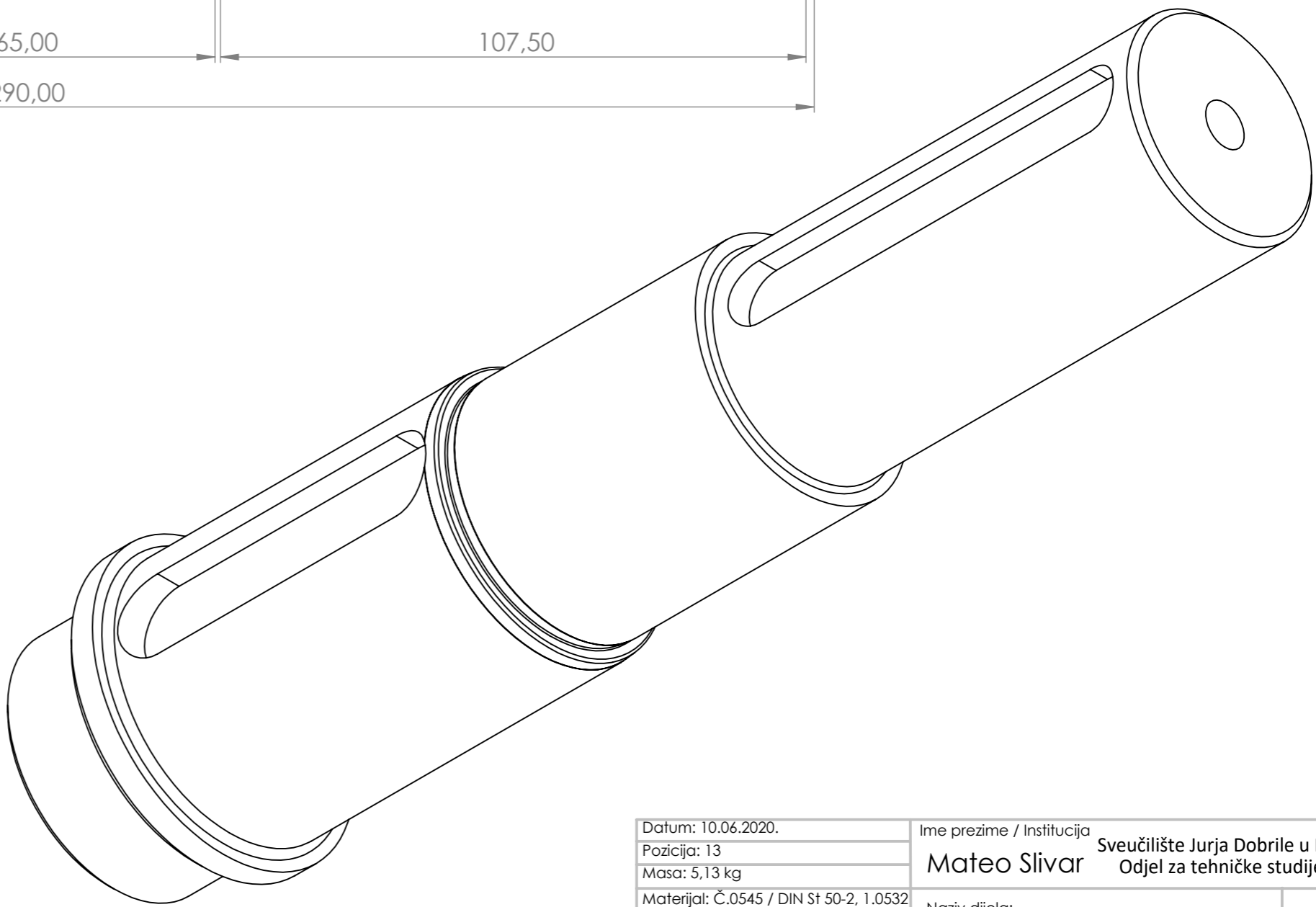
Datum: 10.06.2020.	Ime prezime / Institucija	
Pozicija: 11	Sveučilište Jurja Dobrile u Puli	
Masa: 4,97 kg	Mateo Slivar	Odjel za tehničke studije
Materijal: Č.1531 / DIN C45, 1.0503	Naziv dijela:	
Mjerilo: 1:1	Pogonsko vratilo i zupčanik	
Broj crteža: 1	A3	



Datum: 10.06.2020.	Ime prezime / Institucija	
Pozicija: 12	Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli	
Masa: 16,49 kg	Odjel za tehničke studije	
Materijal: Č.1531 / DIN C45, 1.0503	Naziv dijela:	
Mjerilo: 1:2	Gonjeni zupčanik	
Broj crteža: 2	A3	



PRESJEK B-B



Datum: 10.06.2020.	Ime prezime / Institucija	
Pozicija: 13	Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli	
Masa: 5,13 kg	Odjel za tehničke studije	
Materijal: Č.0545 / DIN St 50-2, 1.0532	Naziv dijela:	
Mjerilo: 1:2	Gonjeno vratilo	
Broj crteža: 3	A3	

8 7 6 5 4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

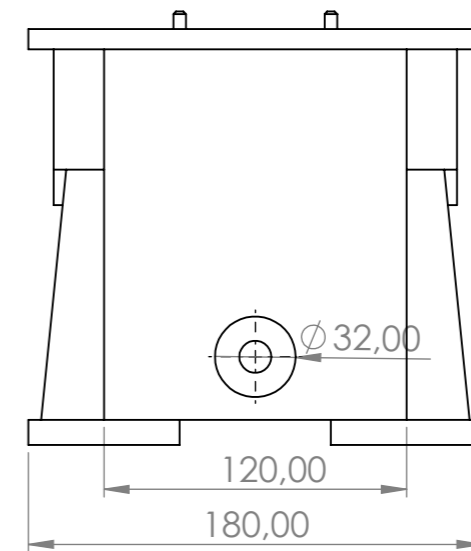
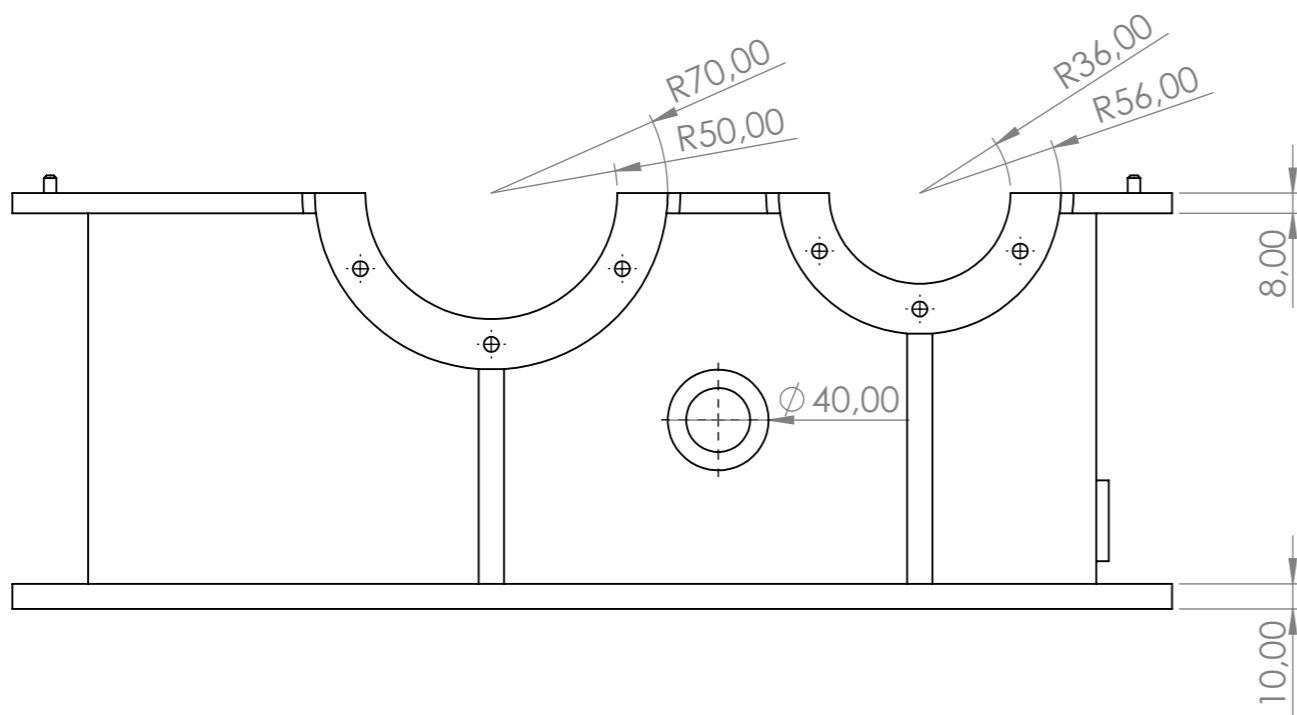
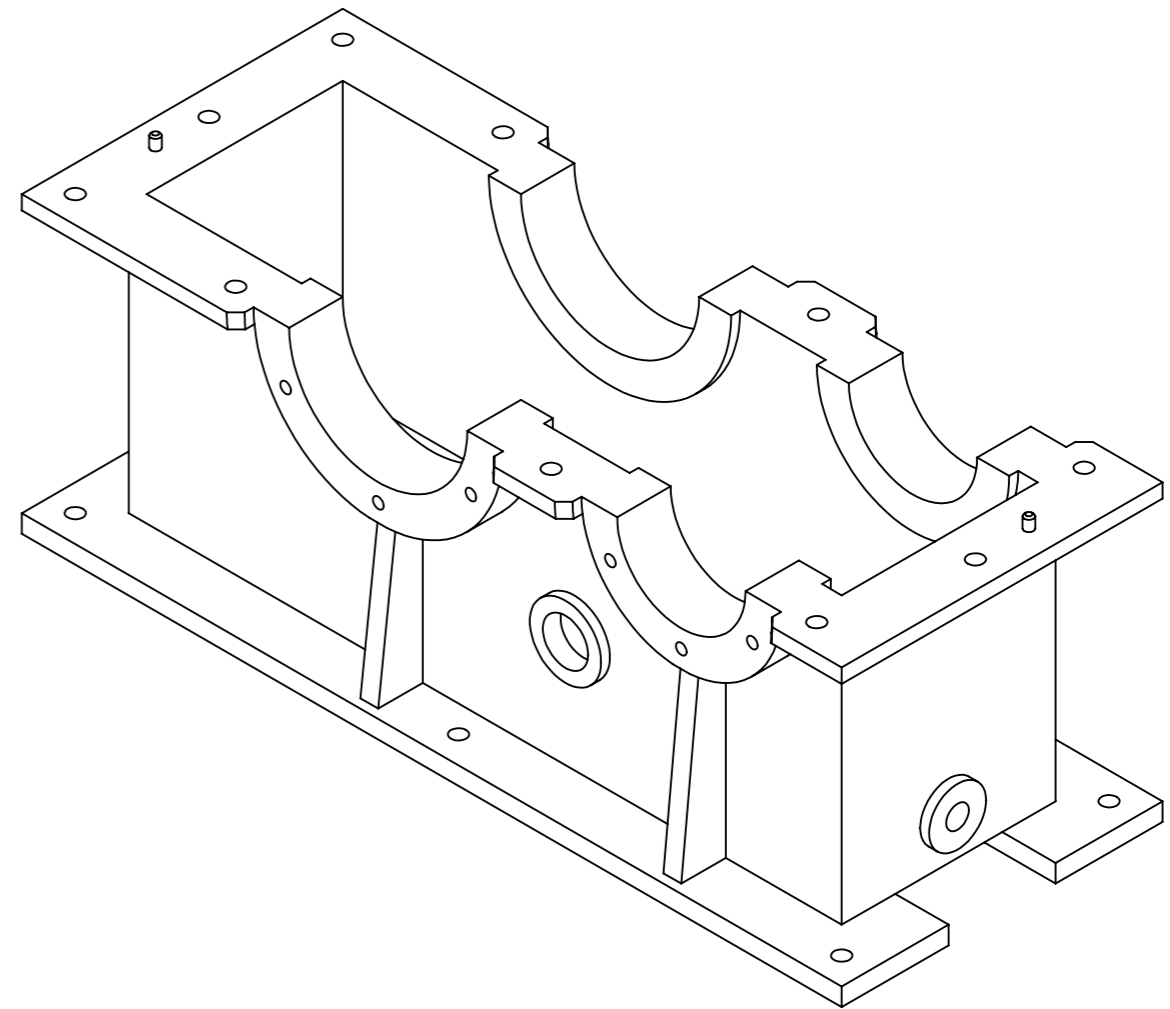
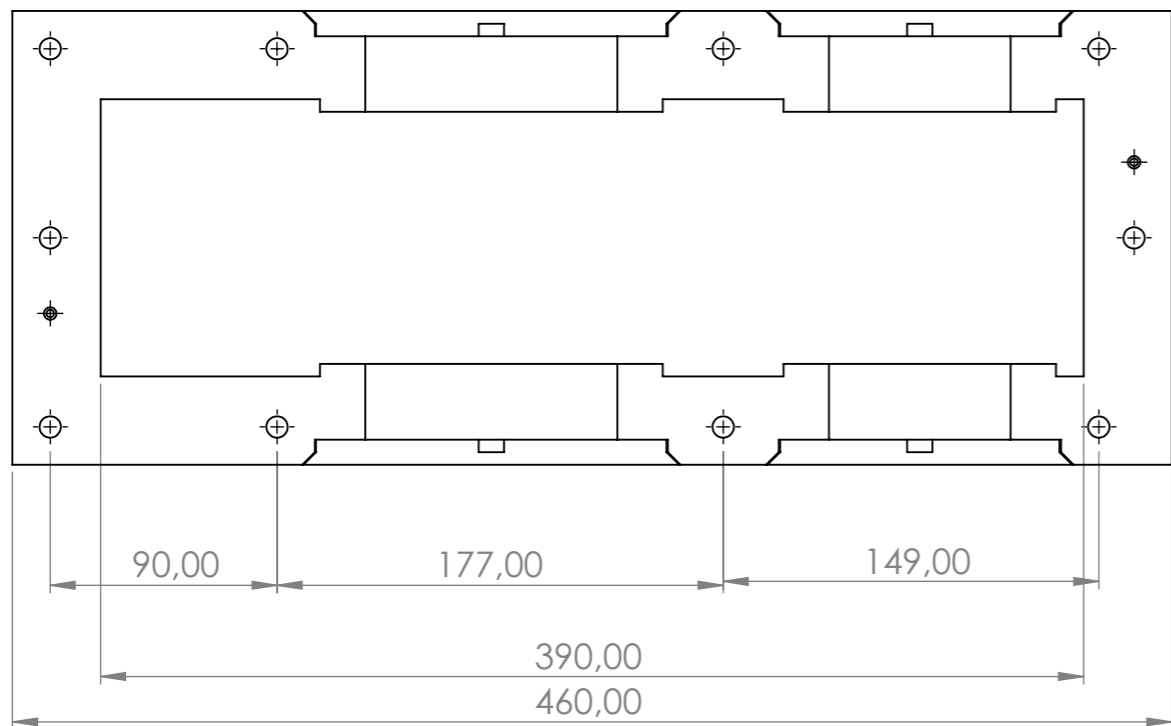
C

B

B

A

A



Datum: 10.06.2020.	Ime prezime / Institucija	
Pozicija: 1	Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli	
Masa: 15,92 kg	Odjel za tehničke studije	
Materijal: Č.0361 / DIN S235 JRG2, 1.0038	Naziv dijela:	
Mjerilo: 1:3	Kućište - donji dio	
Broj crteža: 4	A3	

8 7 6 5 4 3 2 1

8 7 6 5 4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

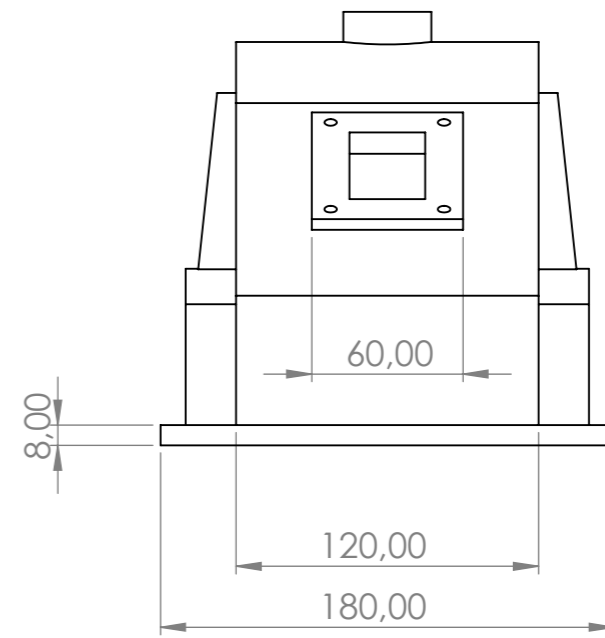
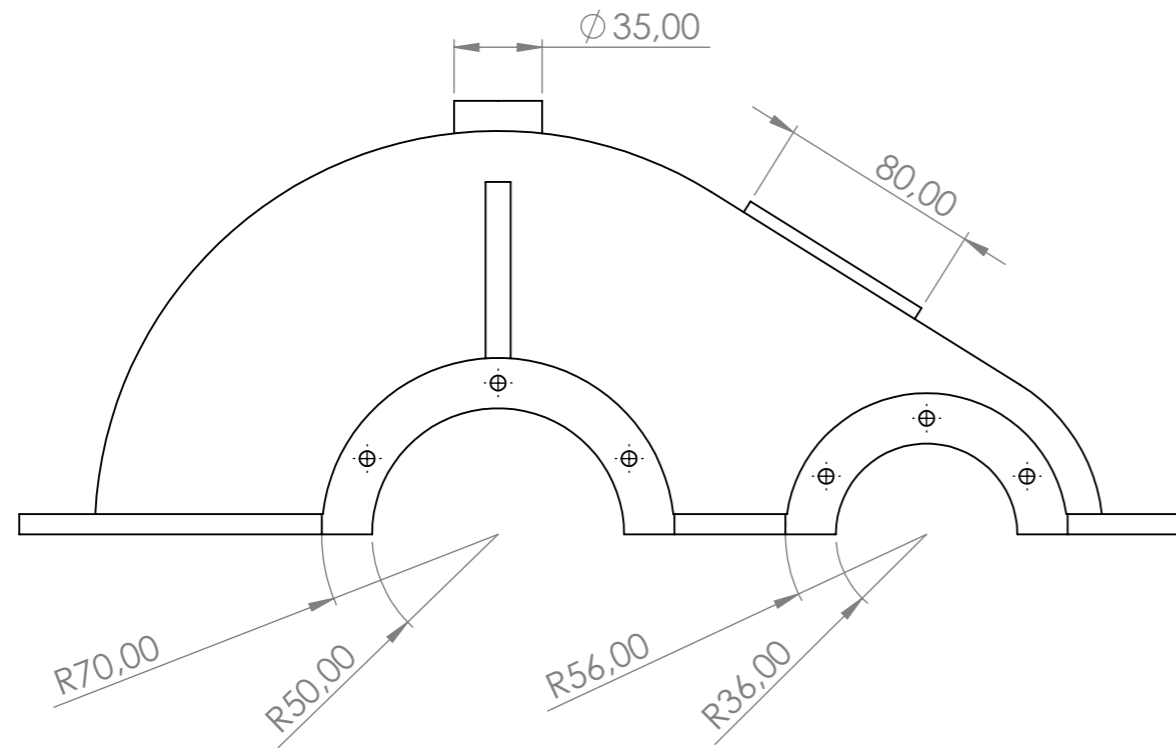
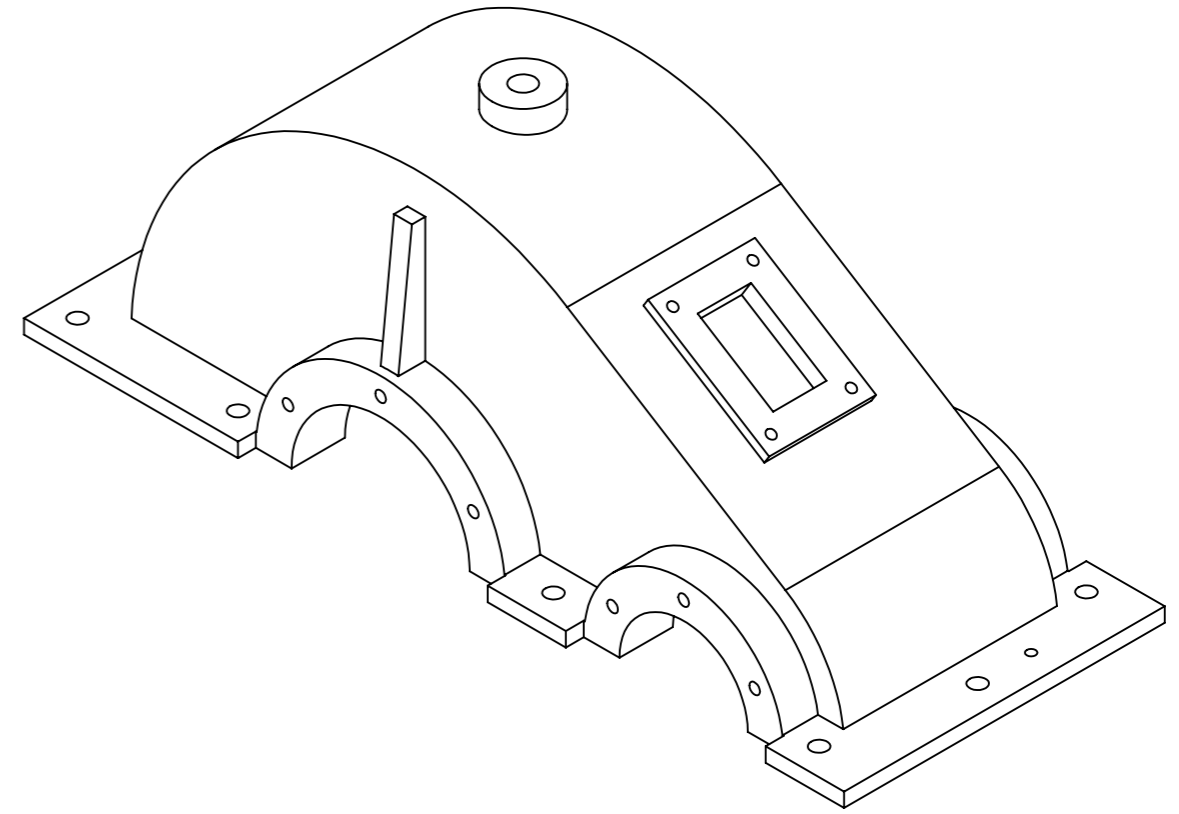
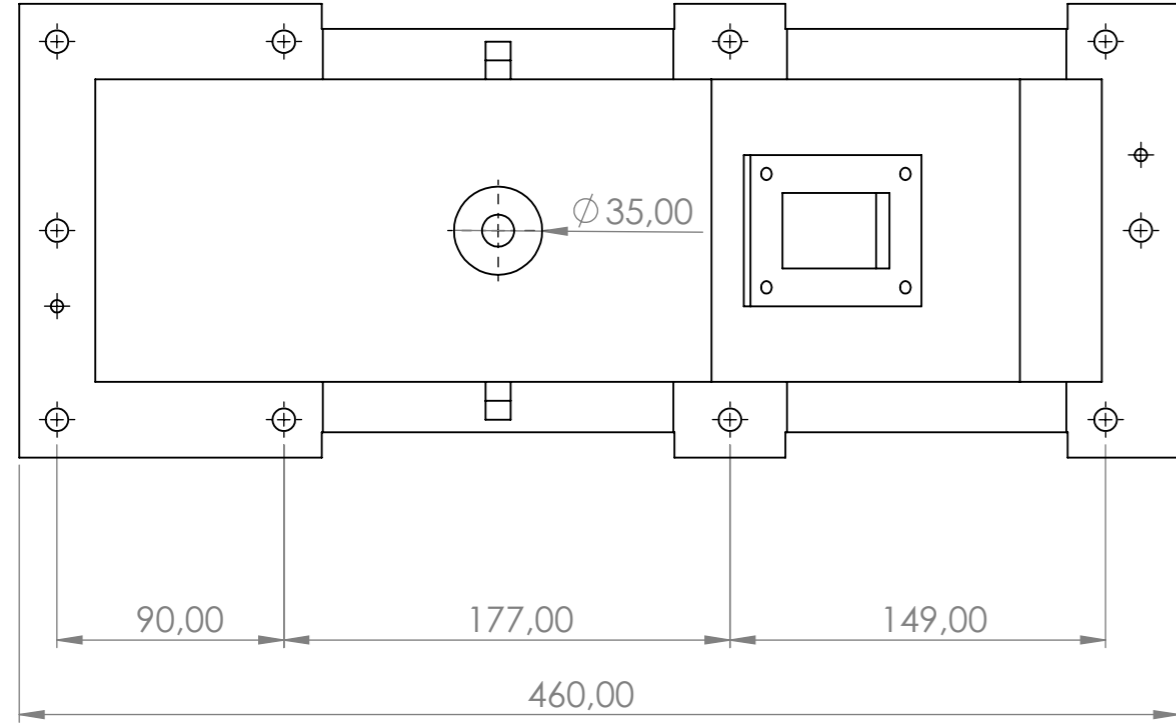
C

B

B

A

A



Datum: 10.06.2020.
 Pozicija: 19
 Masa: 9,42 kg
 Materijal: Č.0361 / DIN S235 JRG2, 1.0038
 Mjerilo: 1:3
 Broj crteža: 5

Ime prezime / Institucija
Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli
 Odjel za tehničke studije
 Naziv dijela:
Kuciste - gornji dio
 A3

8 7 6 5 4 3 2 1

8 7 6 5 4 3 2 1

F F

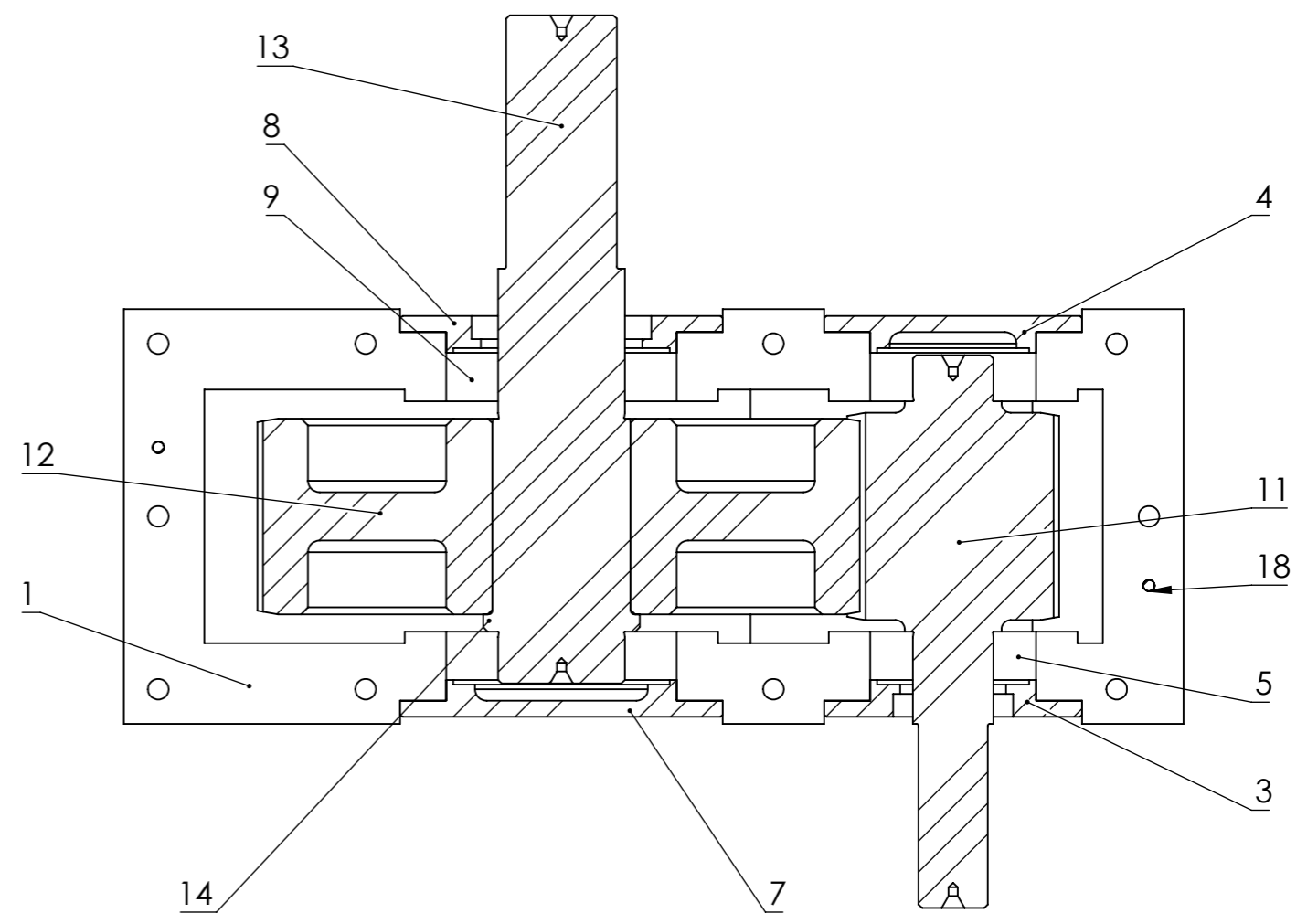
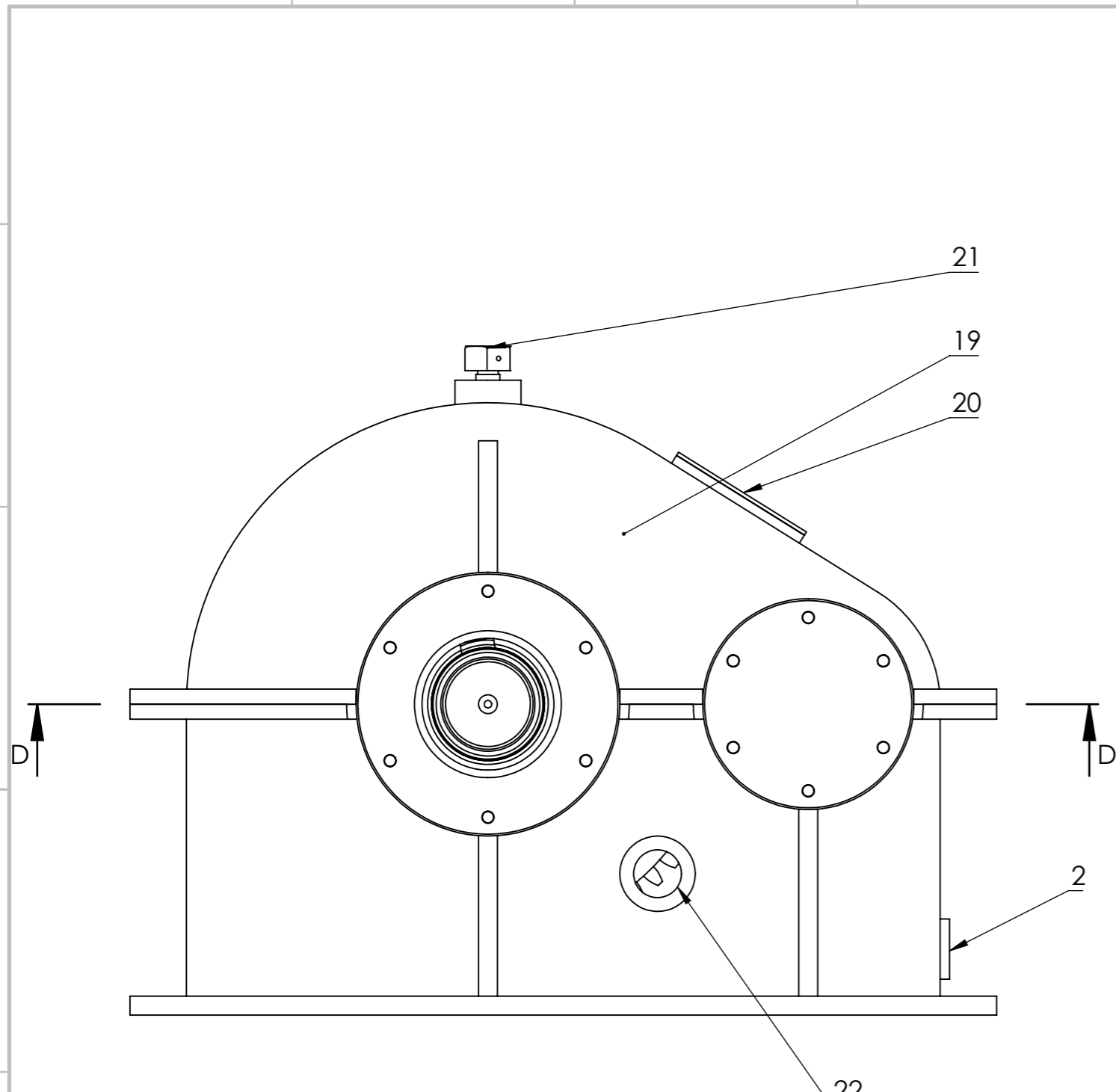
E E

D D

C C

B B

A A



PRESJEK D-D

Datum: 10.06.2020.	Ime prezime / Institucija	
Pozicija: sve	Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli	
Masa: 54,55 kg	Odjel za tehničke studije	
Materijal: Prema pozicijama	Naziv dijela:	A3
Mjerilo: 1:3	Jednostupanjski reduktor	
Broj crteža: 6		

8 7 6 5 4 3 2 1

Montažni nacrt – Jednostupanjski reduktor

Tablica 10 Sastavnica jednostupanjskog reduktora

Poz.	Naziv djela	kom	Mat.	Standard	Radionički nacrt	
1	Kućište – donji dio	1	Č.0361	HRN / DIN St 37-2	Radionički nacrt	
2	Čep ispusta ulja 1/2	1		DIN 910		
3	Bočni poklopac	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2		
4	Bočni poklopac	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2		
5	Kuglični ležaj 6207	2		DIN 625		
6	Semering A 35x72x7	1		DIN 3760 A		
7	Bočni poklopac	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2		
8	Bočni poklopac	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2		
9	Kuglični ležaj 6211	2		DIN 625		
10	Semering A 55x100x10	1		DIN 3760		
11	Pogonsko vratilo i zupčanik	1	Č.1531	HRN / DIN C45	Radionički nacrt	
12	Gonjeni zupčanik	1	Č.1531	HRN / DIN C45	Radionički nacrt	
13	Gonjeno vratilo	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2	Radionički nacrt	
14	Odstojni prsten	1	Č.0545	HRN / DIN St 50-2		
15	Uložno pero A 8x7x70 E295	1		DIN 6885		
16	Uložno pero A 14x9x100 E295	1		DIN 6885		
17	Uložno pero A 18x11x80 E295	1		DIN 6885		
18	Zatik Φ 5x20	2		HRN M.C2.201		
19	Kućište – gornji dio	1	Č.0361	HRN / DIN St 37-2	Radionički nacrt	
20	Poklopac	1	Č.0361	HRN / DIN St 37-2		
21	Odzračni čep	1	Mesing			
22	Uljokazno staklo 1"	1		Hennlich SK 16		
23	Vijak M 12x40	6		DIN 931		
24	Podloška A 12	6		DIN 125		
25	Vijak M 8x25	10		DIN 912		
26	Matica M8	10		DIN 934		
27	Podloška A8	10		DIN 125		
28	Vijak M 5x10	4		DIN 912		
29	Podloška A5	4		DIN 125		
30	Vijak M 6x25	24		DIN 912		
31	Podloška A6	24		DIN 125		
Datum: 10.06.2020.		Ime i prezime / Institucija Mateo Slivar Sveučilište Jurja Dobrile u Puli – Odjel za tehničke studije				
Pozicija: sve pozicije						
Masa. 54,55 kg		Naziv dijela: Jednostupanjski reduktor				A3
Materijal: prema pozicijama						
Mjerilo: 1:3						
Broj crteža: 6						

SAŽETAK

Reduktori pronalaze široku primjenu u industriji tj. proizvodnim pogonima. Reduktori spadaju u prijenosnike snage i gibanja te kao takvi prenose snagu i gibanje od pogonskih do radnih strojeva, a radni strojevi najčešće se povezani sa metalnom, drvnom i plastičnom industrijom.

Prijenosnike snage i gibanja podijelilo se na mehaničke, hidrauličke, pneumatske i električne a podjela se napravila na temelju okretnog momenta koji oni prenose. Kada govorimo o jednostupanjskom reduktoru on nam služi za reduciranje brzine vrtnje sa pogonskog stroja na radni stroj.

Hipoteza ovog rada temelji se na pretpostavci kako se pravilnom upotrebom standardnih formula postići izlazni zakretni moment od $M = 121 \text{ Nm}$ što se i dokazalo. Pri izradi ovog rada koristila se matematička metoda za proračunavanje konstrukcijskih elemenata dok se analitička metoda koristila za analizu razni formula i jednadžbi te odabir najoptimalnijih za naš slučaj. Koristila se i metoda modeliranja kod simulacija 3D dijelova jednostupanjskog reduktora.

Ovim radom proračunali su se i oblikovali svi elementi reduktora od zupčanika, vratila, ležaja i kućišta. Za potrebne elemente reduktora izvršio se i kontrolni proračun.

Proračun se izradio na temelju pogonskih ulaznih podataka i to pogonski stroj koji je trofazni elektromotor (3 x 380 V, 50 Hz) oznake 7AZ 180M-4.

- snaga $P = 18,5 \text{ kW}$
- brzina vrtnje $n = 1460 \text{ okr/min}$
- zakretni moment $M = 121 \text{ Nm}$
- promjer vratila 48 mm na dužini 110 mm, širina pera 14

u ulazne podatke također padaju i podaci jednostupanjskog prijenosnika snage tj. reduktora:

- prijenosni omjer $iz = 3$
- jedan par zupčanika sa ravnim zubima
- materijal zupčanika Č.1531
- materijal gonjenog vratila Č.0545
- minimalna trajnost ležaja $Lh, \text{min} = 15 \text{ 000 h}$

Kako se u današnje vrijeme tehnika svela na 3D modele za naš slučaj izradio se 3D model svih elemenata reduktora koji su se u konačnici spojili u jednu cjelinu.

Pri izradi tehničke dokumentacije izrađeni su radionički nacrti pogonskog vratila, gonjenog zupčanika, gonjenog vratila te kućišta donji i gornji dio. Radionički nacrti popraćeni su sa potrebnim ISO tolerancijama. Također je izrađen je i montažni nacrt sa pozicijama elemenata reduktora koji pobliže definira standarde, materijale i samo mjesto montaže pojedinog dijela reduktora.

Vrlo je važno poznavati i pravilno odabrati materijale elemenata reduktora pri konstruiranju reduktora zbog uvjeta u kojemu će reduktor raditi kao i opterećenja i naprezanja pod kojim će izvršavati svoju funkciju.

Ključne riječi: prijenosnici snage i gibanja, jednostupanjski reduktor, konstrukcija, zupčanici, vratila, ležajevi, kućište, 3D model

ABSTRACT

Reducers are widely used in industry, ie in production plants. Reducers are power and motion transmitters and as such transmit power and motion from drive to working machines, and working machines are most often associated with the metal, wood and plastic industries.

We divided power and motion transmitters into mechanical, hydraulic, pneumatic and electrical, based on the torque they transmit.

When we talk about a single-stage reducer, it serves to reduce the speed from the drive machine to the working machine.

The hypothesis of this paper is based on the assumption that the correct use of standard formulas achieves an output torque of $M = 121$ Nm, which has been proven. In making this paper, a mathematical method was used to calculate the structural elements, while the analytical method was used to analyze various formulas and equations and select the most optimal for our case. The modeling method was also used in simulations of 3D parts of a single-stage reducer.

This work calculated and designed all the elements of the gearbox from gears, shafts, bearings and housings. A control calculation was performed for the required gear elements.

A control calculation was performed for the required reducer elements.

The calculation was based on the drive input data, and that is a three-phase electric motor (3 x 380 V, 50 Hz) mark 7AZ 180M-4.

- power $P = 18.5$ kW
- rotation speed $n = 1460$ rpm
- torque $M = 121$ Nm
- shaft diameter 48 mm at length 110 mm, pin width 14

the input data also includes the data of a single-stage power transmission, ie a reducer:

- gear ratio $iz = 3$
- one pair of gears with straight teeth
- gear material Č.1531
- driven shaft material Č.0545

- minimum bearing life $L_{h,min} = 15,000$ h

As nowadays the technique has been reduced to 3D models for our case, a 3D model of all the elements of the reducer was made, which eventually merged into one whole. During the preparation of the technical documentation, workshop drawings of the drive shaft, driven gear, driven shaft and lower and upper housing were made.

Workshop designs are accompanied by the required ISO tolerances. An assembly plan was also made with the positions of the reducer elements, which defines the standards, materials and the place of assembly of each part of the reducer.

It is very important to know and correctly choose the materials of the reducer elements when designing the gearbox because of the conditions in which the gearbox will work as well as the loads and stresses under which it will perform its function.

Keywords: power and motion transmissions, single-stage reducer, constructing, gears, shafts, bearings, housing, 3D model