# Konstrukcijsko riješenje varijatora s dvije konusne tarenice

**Lukšić, Domagoj**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2016**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:209828

*Rights / Prava:* In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-03-29**

*Repository / Repozitorij:*

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb








SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Domagoj Lukšić**

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor: Student:

Doc. dr. sc. Ivica Galić, dipl. ing. Domagoj Lukšić

Zagreb, 2016.

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

Zahvaljujem se doc. dr. sc. Ivici Galiću na stručnoj pomoći tijekom izrade ovog rada.

Domagoj Lukšić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije


| Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
|---|---|
| Datum 19 -09- 2016 | Prilog |
| Klasa: 602 - 04/16 - 6/3 | |
| Ur.broj: 15 - 1703 - 16 - 366 | |


# ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Domagoj Lukšić** Mat. br.: 0035193909

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcijsko rješenje varijatora s dvije konusne tarenice**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design solution of CVT with two conus**

Opis zadatka:

Varijatori predstavljaju vrstu prijenosnika koji mogu za određenu konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljivati radni stroj različitim brzinama vrtnje. Ova opskrba se odvija kontinuirano, bez skokova. Jedno od konstrukcijskih rješenja je i varijator s dvije konusne tarenice. Kod ovog tipa varijatora, snaga se preko spojke predaje vratilu koje pogoni konusnu tarenicu, koja zatim preko pomične međutarenice pokreće drugu konusnu tarenicu. Pomicanjem međutarenice duž konusnih tarenica ostvaruje se različit prijenosni omjer.
Potrebno je izraditi konstrukcijsko rješenje varijatora s dvije konusne tarenice. Tijekom razmatranja rješenja potrebno je uzeti u obzir:

- snaga, koju je potrebno prenijeti pomoću ovog prijenosnika, iznosi 3 kW,
- broj okretaja pogonskog stroja iznosi 950 $min^{-1}$,
- prijenosni omjer treba biti kontinuirano promjenjiv od $i_{min} = 0,5$ do $i_{max} = 2$,
- provjeru čvrstoće i ostale potrebne proračune izvršiti prema važećim normama.

Vrijednosti nužne za provedbu proračuna kao i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih sličnih rješenja, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

Uz rad priložiti podatke odabranih komercijalnih proizvoda.
Kompletno konstrukcijsko rješenje razraditi do razine radioničkih crteža.
U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:
25. studenog 2015.

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

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

Zadatak zadao:
Doc. dr. sc. Ivica Galić

Predsjednik Povjerenstva:
Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA ..... III
POPIS TABLICA ..... IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE ..... V
POPIS OZNAKA ..... VI
SAŽETAK ..... IX
SUMMARY ..... X
1. UVOD ..... 1
1.1. Vrste prijenosnika snage i gibanja ..... 1
1.1.1. Vrste prijenosnika obzirom na prijenos okretnog momenta ..... 1
1.1.2. Vrste prijenosnika obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera ..... 2
1.2. Uvod u zadatak ..... 3
2. PRORAČUN ..... 4
2.1. Proračun tarenica $T_{12}$ ..... 4
2.1.1. Dimenzioniranje ..... 4
2.1.2. Opterećenje ..... 5
2.1.3. Širina tarenice 2 ..... 8
2.2. Proračun tarenica $T_{23}$ ..... 8
2.2.1. Dimenzioniranje ..... 8
2.2.2. Opterećenje ..... 10
2.3. Stupanj djelovanja ..... 11
2.3.1. Stupanj djelovanja tarnog para $T_{12}$ ..... 11
2.3.2. Stupanj djelanja tarnog para $T_{23}$ ..... 11
2.4. Provjera čvrstoće tarenica ..... 12
2.4.1. Čvrstoća tarnog para $T_{12}$ ..... 12
2.4.2. Čvrstoća tarnog para $T_{23}$ ..... 12
2.5. Proračun vratila 1 ..... 13
2.5.1. Reakcije u osloncima ..... 13
2.5.1.1. Reakcije u vertikalnoj (z-y) ravnini i momenti savijanja ..... 13
2.5.1.2. Reakcije u horizontalnoj (y-x) ravnini i momenti savijanja ..... 15
2.5.1.3. Rezultantne sile u osloncima ..... 16
2.5.2. Dimenzioniranje vratila 1 ..... 17
2.5.2.1. Odabir materijala vratila 1 ..... 17
2.5.2.2. Dimenzija vratila u kritičnom presjeku E ..... 17
2.5.3. Odabir i proračun ležajeva ..... 19
2.5.3.1. Ležajno mjesto A ..... 19
2.5.3.2. Ležajno mjesto B ..... 21
2.5.4. Kontrolni proračun vratila ..... 23
2.6. Proračun međuvratila ..... 25
2.6.1. Reakcije u osloncima međuvratila ..... 25
2.6.2. Dimenzioniranje međuvratila ..... 26
2.6.3. Odabir i proračun ležajeva međuvratila ..... 27
2.6.3.1. Ležajno mjesto F ..... 27
2.6.3.2. Ležajno mjesto G ..... 28
2.6.4. Kontrolni proračun vratila 2 ..... 29

2.7. Proračun vratila 2 ..... 30
2.8. Proračun tanjuraste opruge ..... 31
2.9. Proračun pera između vratila 1 i tarenice 1 ..... 32
3. ZAKLJUČAK ..... 34
LITERATURA ..... 35
PRILOZI ..... 36

# POPIS SLIKA

Slika 1. Shematski prikaz zadatka ..... 3
Slika 2. Skica tarnog para $T_{12}$ ..... 5
Slika 3. Skida tarnog para $T_{23}$ ..... 9
Slika 4. Sile na vratilo 1 u vertikalnoj ravnini ..... 13
Slika 5. Sile na vratilo 1 u horizontalnoj ravnini ..... 15
Slika 6. Ležaj 6207 ..... 19
Slika 7. Ležaj NU 1007 ECP ..... 21
Slika 8. Sile na međuvratilo u vertikalnoj ravnini ..... 25
Slika 9. Ležaj N 205 ECP ..... 27
Slika 10. Tanjurasta opruga DIN 2093 ..... 31

# POPIS TABLICA

Tablica 1. Karakteriska tarnog para $T_{12}$ ..... 6
Tablica 2. Karakteristike odabranog materijala ..... 17
Tablica 3. Dimenzije i karakteristike ležaja 6207 ..... 19
Tablica 4. Dimenzije i karakteristike ležaja NU 1007 ECP ..... 22
Tablica 5. Dimenzije i karakteristike ležaja N 205 ECP ..... 27
Tablica 6. Dimenzije i karakteristike tanjuraste opruge ..... 31
Tablica 7. Dimenzije pera 12x8 ..... 32

# POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

DL-01-092016-000 Mehanički varijator
DL-01-092016-001 Donje kućište
DL-01-092016-002 Gornje kućište
DL-01-092016-003 Vratilo
DL-01-092016-004 Međuvratilo
DL-01-092016-005 Konusna tarenica
DL-01-092016-006 Međutarenica
DL-01-092016-007 Distantni prsten manji
DL-01-092016-008 Distantni prsten veći
DL-01-092016-009 Poklopac vratila s provrtom
DL-01-092016-010 Poklopac vratila
DL-01-092016-011 Poklopac vretena s provrtom
DL-01-092016-012 Poklopac vretena
DL-01-092016-013 Vilica
DL-01-092016-014 Valjak
DL-01-092016-015 Vreteno

# POPIS OZNAKA

| Oznaka | Jedinica | Opis |
|---|---|---|
| $b_1$ | - | Faktor kvalitete površinske obrade |
| $b_2$ | - | Faktor veličine strojnog dijela |
| $B_2$ | mm | Širina tarenice 2 |
| $C$ | N | Dinamička nosivost ležaja |
| $C_0$ | N | Statička nosivost ležaja |
| $C_1$ | N | Dinamička opterećenost ležaja |
| $d_\mathrm{A}$ | mm | Promjer vratila u presjeku A |
| $d_\mathrm{B}$ | mm | Promjer vratila u presjeku B |
| $d_\mathrm{C}$ | mm | Promjer vratila u presjeku C |
| $d_\mathrm{D}$ | mm | Promjer vratila u presjeku D |
| $d_\mathrm{E}$ | mm | Promjer vratila u presjeku E |
| $d_\mathrm{v}$ | mm | Odabrani promjer vratila |
| $E$ | N/mm$^2$ | Ekvivalentni modul elastičnosti |
| $f$ | kWh | Faktor istrošenja |
| $f_0$ | - | Računski faktor |
| $F_\mathrm{aA}$ | N | Aksijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A |
| $F_\mathrm{aB}$ | N | Aksijalna komponenta reakcijske sile na oslonac B |
| $F_\mathrm{a1}$ | N | Aksijalna komponenta maksimalne normalne sile na tarenicu 1 |
| $F_\mathrm{rA}$ | N | Radijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A |
| $F_\mathrm{rB}$ | N | Radijalna komponenta reakcijske sile na oslonac B |
| $F_\mathrm{r1}$ | N | Radijalna komponenata maksimalne normalne sile na tarenicu 1 |
| $F_\mathrm{AH}$ | N | Horizontalna komponenta rekacijske sile na ležajno mjesto A |
| $F_\mathrm{BH}$ | N | Horizontalna komponenta rekacijske sile na ležajno mjesto B |
| $F_\mathrm{AV}$ | N | Vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A |
| $F_\mathrm{BV}$ | N | Vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto B |
| $F_\mathrm{FV}$ | N | Vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto F |
| $F_\mathrm{GV}$ | N | Vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto G |
| $F_\mathrm{F}$ | N | Reakcijska sila na ležajno mjesto F |
| $F_\mathrm{G}$ | N | Reakcijska sila na ležajno mjesto G |
| $F_\mathrm{N}$ | N | Normalna sila na tarenicu |
| $F_\mathrm{N1,max}$ | N | Maksimalna normalna sila na tarenicu 1 |
| $F_\mathrm{N1,min}$ | N | Minimalna normalna sila na tarenicu 1 |
| $F_\mathrm{N2,max}$ | N | Maksimalna normalna sila na tarenicu 2 |

| | | |
|---|---|---|
| $F_{\mathrm{N2,min}}$ | N | Minimalna normalna sila na tarenicu 2 |
| $F_{\mathrm{opr}}$ | N | Sila opruge |
| $F_{\mathrm{opr,max}}$ | N | Maksimalna sila opruge |
| $F_{\mathrm{o1,max}}$ | N | Maksimalna obodna sila na tarenicu 1 |
| $F_{\mathrm{o1,min}}$ | N | Minimalna obodna sila na tarenicu 1 |
| $F_{\mathrm{o2,max}}$ | N | Maksimalna obodna sila na tarenicu 2 |
| $F_{\mathrm{o2,min}}$ | N | Minimalna obodna sila na tarenicu 2 |
| $F_{\mathrm{t}}$ | N | Obodna sila koja djeluje na pero |
| $G_{\mathrm{TN1}}$ | N | Težina tarenice 1 |
| $G_{\mathrm{TN2}}$ | N | Težina tarenice 2 |
| $H_{\mathrm{B}}$ | - | Tvrdoća prema Brinellu |
| $i_{\mathrm{max}}$ | - | Maksimalni prijenosni omjer |
| $i_{\mathrm{min}}$ | - | Minimalni prijenosni omjer |
| $k$ | - | Pritisak valjanja |
| $k_{\mathrm{gr}}$ | N/mm$^2$ | Granični pritisak valjanja |
| $l_{\mathrm{p}}$ | mm | Odabrana duljina pera |
| $l_{\mathrm{t}}$ | mm | Nosiva duljina pera |
| $L_{\mathrm{10n_min}}$ | h | Zahtjevani nazivni vijek trajanja |
| $M_{\mathrm{AH}}$ | Nm | Moment savijanja u horizontalnoj ravnini u točki A |
| $M_{\mathrm{BH}}$ | Nm | Moment savijanja u horizontalnoj ravnini u točki B |
| $M_{\mathrm{CH}}$ | Nm | Moment savijanja u horizontalnoj ravnini u točki C |
| $M_{\mathrm{DH}}$ | Nm | Moment savijanja u horizontalnoj ravnini u točki D |
| $M_{\mathrm{EH}}$ | Nm | Moment savijanja u horizontalnoj ravnini u točki E |
| $M_{\mathrm{AV}}$ | Nm | Moment savijanja u vertikalnoj ravnini u točki A |
| $M_{\mathrm{BV}}$ | Nm | Moment savijanja u vertikalnoj ravnini u točki B |
| $M_{\mathrm{CV}}$ | Nm | Moment savijanja u vertikalnoj ravnini u točki C |
| $M_{\mathrm{DV}}$ | Nm | Moment savijanja u vertikalnoj ravnini u točki D |
| $M_{\mathrm{EV}}$ | Nm | Moment savijanja u vertikalnoj ravnini u točki E |
| $M_{\mathrm{red}}$ | Nm | Reducirani moment |
| $M_{\mathrm{f}}$ | Nm | Moment savijanja |
| $n_{\mathrm{EM}}$ | min$^{-1}$ | Brzina vrtnje pogonskog uređaja |
| $n_{\mathrm{m}}$ | min$^{-1}$ | Brzina vrtnje |
| $P_{\mathrm{em}}$ | kW | Ulazna snaga |
| $P_{\mathrm{EM}}$ | W | Snaga pogonskog uređaja |
| $p_{\mathrm{H,dop}}$ | MPa | Maksimalni dopušteni površinski pritisak |
| $p_{\mathrm{H1,max}}$ | MPa | Površinski pritisak tarnog para $T_{12}$ |
| $P_{\mathrm{rA}}$ | N | Dinamičko radijalno opterećenje ležajnog mjesta A |
| $P_{\mathrm{rB}}$ | N | Dinamičko radijalno opterećenje ležajnog mjesta B |
| $P_{\mathrm{rF}}$ | N | Dinamičko radijalno opterećenje ležajnog mjesta F |
| $P_{\mathrm{rG}}$ | N | Dinamičko radijalno opterećenje ležajnog mjesta G |
| $p_{\mathrm{TN1}}$ | MPa | Bočni tlak na tarenicu 1 |

| | | |
|---|---|---|
| $p_{\mathrm{TN1,dop}}$ | MPa | Dopušteni bočni tlak za odabrani materijal |
| $p_{\mathrm{v1}}$ | MPa | Bočni tlak na vratilo 1 |
| $q_{\mathrm{f,gr}}$ | - | Karakteristika zagrijavanja |
| $q_{\mathrm{r}}$ | - | Faktor gubitka |
| $R_{\mathrm{e}}$ | N/mm$^2$ | Granica razvlačenja |
| $R_{\mathrm{m}}$ | N/mm$^2$ | Vlačna čvrstoća |
| $r_{1,\mathrm{max}}$ | mm | Maksimalni polumjer tarenice 1 |
| $r_{1,\mathrm{min}}$ | mm | Minimalni polumjer tarenice 1 |
| $r_1$ | mm | Polumjer tarenice 1 |
| $r_2$ | mm | Polumjer tarenice 2 |
| $r_{3,\mathrm{max}}$ | mm | Maksimalni polumjer tarenice 3 |
| $r_{3,\mathrm{min}}$ | mm | Minimalni polumjer tarenice 3 |
| $S_{\mathrm{k}}$ | - | Faktor sigurnosti proklizavanja |
| $S_{\mathrm{post}}$ | - | Postignuta sigurnost vratila |
| $S_{\mathrm{potr}}$ | - | Potrebna sigurnost vratila |
| $\mathrm{T_{EM}}$ | Nm | Okretni moment pogonskog uređaja |
| $T_{\mathrm{EM}}$ | Nm | Okretni moment pogonskog uređaja |
| $W$ | mm$^3$ | Moment otpora |
| $X$ | - | Dinamični radijalni faktor ležaja |
| $Y$ | - | Dinamični aksijalni faktor ležaja |
| $\alpha_1$ | ° | Kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 1 |
| $\alpha_2$ | ° | Kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 2 |
| $\alpha_3$ | ° | Kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 3 |
| $\beta_{\mathrm{kf2}}$ | - | Faktor zareznog djelovanja kod savijanja |
| $\beta_{\mathrm{kt2}}$ | - | Faktor zareznog djelovanja kod torzije |
| $\gamma$ | - | Faktor iskorištenja |
| $\varepsilon$ | - | Eksponent vijeka trajanja |
| $\eta$ | - | Stupanj djelovanja |
| $\mu$ | - | Faktor trenja |
| $\rho$ | mm | Polumjer zakrivljenosti |
| $\sigma_{\mathrm{fDN}}$ | N/mm$^2$ | Dopušteno naprezanje |
| $\sigma_{\mathrm{f,dop}}$ | N/mm$^2$ | Dopušteno naprezanje na savijanje |
| $\sigma_{\mathrm{red}}$ | Nm | Reducirano naprezanje |
| $\varphi$ | - | Faktor udara za ravnomjerni pogon |
| $\omega_{\mathrm{EM}}$ | rad/s | Kutna brzina pogonskog uređaja |

# SAŽETAK

Završni zadatak na temu konstrukcijskog rješenja varijatora sa dvije konusne tarenice izrađen je u potpunosti sa pripadajućim proračunom i tehničkom dokumentacijom. Ulazni parametri koji su definirali tijek rada su: prijenosni omjer od 0,5 do 2, snaga u iznosu od 3 kW te brzina vrtnje pogonskog stroja od 950 $min^{-1}$. Mehanički varijator se sastoji od tri tarenice, dvije konusne, pogonska i gonjena, te jednom cilindričnom međutarenicom koja linearnim pomicanjem ostvaruje promjenu zadanog prijenosnog omjera. Proveden je cjelokupni proračun varijatora koji se sastoji od dimenzioniranja tarenica i vratila, provjere sigurnosti vratila, odabira ležaja te proračuna ostalih konstrukcijskih elemenata. Radu je uz proračun priložena tehnička dokumentacija konstrukcijski oblikovanog mehaničkog varijatora.

Ključne riječi: mehanički varijator, konusne tarenice, cilindrična tarenica, promjena prijenosnog omjera

## SUMMARY

The subject of this final paper is constructional solution of twin cone CVT. It is made with all needed calculation and technical documentation. Paper was determined with given parameters: transmission ratio from 0,5 to 2, power in the amount of 3 kW and spinning speed of power machine with 950 $min^{-1}$. Cone CVT is consisted of three rollers, two conical, and one cylindrical between them. Cylindrical roller creates the variation by moving along the slope of the cones. Calculation includes dimensioning rollers, checking safety, choosing the right bearing and calculating other construction elements. Also, there is technical documentation for constructional made CVT in addition.

Key words: mechanical transmission, conical rollers, cylindrical roller, variable transmission ratio

# 1. UVOD

## 1.1. Vrste prijenosnika snage i gibanja

Prijenosnici snage i gibanja su tehnički sustavi koji imaju cilj prenijeti tražena svojstva sa pogonskog stroja na radni. Pogonski stroj daje snagu, točnije okretni moment pri kutnoj brzini. Njihova snaga je pretvorena iz različitih oblika energije. Mehanička, električna, kemijska te toplinska energija su osnovni izvori koji, unutar strojarskih okvira, služe za dobivanje određene snage. Radni stroj potom iskorištava dobivenu snagu unutar svojih okvira, pretvara u određeni rad, a sve to uz težnju prema minimalnim gubicima. U pravilu, pogonski stroj ne daje određene parametre koji odgovaraju radnom stroju, te je potrebno reducirati ili multiplicirati brzinu vrtnje i moment, kompenzirati koaksijalnost i sl. Da bi se zadovoljio taj zahtjev, potrebno je između radnog stroja i pogonskog stroja ugraditi uređaj koji će zadovoljiti zahtjeve i omogućiti željeni rad – prijenosnik snage i gibanja.

Prijenosnici snage i gibanja dijele se na više načina. Osnovna podjela temelji se na načinu prijenosa snage te promjenjivost prijenosnog omjera. Također se mogu dijeliti prema izvedbama: s normalnim učinkom i visokoučinski, standardna i planetarna izvedba.

### *1.1.1. Vrste prijenosnika obzirom na prijenos okretnog momenta*

Postoje tri osnovne vrste prijenosnika obzirom na prijenos okretnog momenta: mehanički, hidraulički i pneumatski prijenosnici, te električni prijenosnici. Ovisno o prirodi radnog stroja tj. pogonskog stroja, odabran će bit jedan od ova tri osnovna prijenosnika.

Mehanički prijenosnici su oni pod koji spada tema ovog rada. Stoga se osnovna podjela može svesti na one koji moment prenose trenjem te one koji moment prenose oblikom. Pogonski i gonjeni član mogu biti posredno i neposredno u kontaktu što se ostvaruje raznim izvedbama.

Hidraulički i pneumatski prijenosnici definirani su svojstvom da se okretni moment prenosi pomoću stlačene tekućine ili plina. Oni se dijele na hidrodinamičke i hidrostatičke prijenosnike. Hidrodinamičke karakterizira razmjerno niski tlak i visoka brzina strujanja, dok hidrostatičke karakterizira viši tlak, te manja brzina strujanja.

Posljednja podjela je na električne prijenosnike snage. Njih karakterizira to što se okretni moment prenosi električnim putem.

Mehanički prijenosnici će biti daljnja tema uvoda budući da je tema rada iz tog područja.

### *1.1.2. Vrste prijenosnika obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera*

Promjenjivost prijenosnog omjera ima za rezultat podjelu na dvije osnovne vrste: prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom te prijenosnike s promjenjivim prijenosnim omjerom. Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom su konstruirani da u cijelom režimu rada imaju samo jedan prijenosni omjer dok su prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom konstruirani da se može regulirati prijenosni omjer.

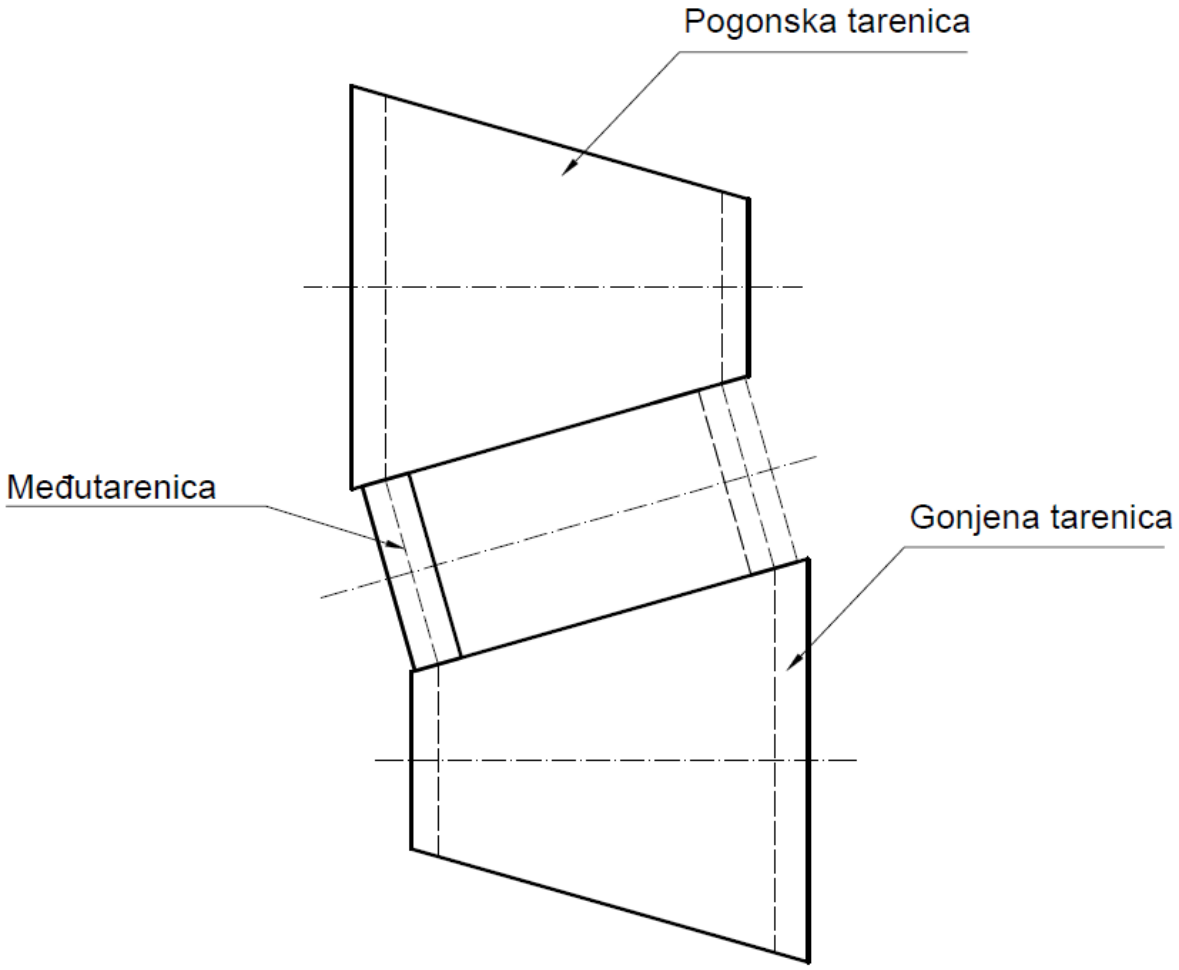
Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom su najčešće mehanički prijenosnici. Njihovo projektiranje i eksploatacija je najpovoljnija te je održavanje jednostavno. Prema načinu prijenosa snage i oblika dijele se na zupčaničke, lančane, remenske te tarne prijenosnike. Remenski i tarni prijenosnici imaju karakteristiku da rade sa određenim proklizavanjem. Zupčanički i lančani prijenosnici imaju danas najširu upotrebu gdje im veliku prednost daje dugotrajnost te široka upotreba u različitim pogonima. Tarni i remenski prijenosnici temelje se na prijenosu obodne sile trenjem. Tarni prijenosnici sa konstantnim prijenosnim omjerom se najčešće projektiraju sa paralelnim i okomitim osima. Veliku prednost imaju u cijeni, osnom razmaku i težini naspram remenskog prijenosa. Prednost remenskog prijenosa je u tome što je moguć razvod snage na više vratila s jednim pogonskim remenom. Rade tiho i prigušuju udarna opterećena, te imaju razmjeno mali broj dijelova.

Prijenosnici sa promjenjivim prijenosnim omjerom mogu dovest radnom stroju različite brzine vrtnje: skokovito i kontinuirano. Skokovita promjena prijenosnog omjera ostvaruje se najčešće sa zupčanicima, popularno zvani mjenjači. Kontinuirana promjena prijenosnog omjera se može ostvariti na puno više načina. Najčešće se koristi tarni prijenos, kao što je slučaj u ovom radu. Također se koriste i hidraulički i električni prijenosnici.

Mehanički varijatori su prijenosnici koji koriste tarenice za prijenos snage i gibanja te postižu kontinuirani prijenosni omjer. Kod mehaničkih varijatora snaga se prenosi trenjem, točnije prenosiva je obodna sila. Najčešće se koristi kaljeni čelik kao materijal te je zbog niskog koeficijenta trenja potrebna velika normalna sila gdje ujedno ta normalna sila puno više opterećuje ležajeve nego kod prijenosnika koji snagu i gibanje prenose oblikom. Također se zaključuje da je snaga koja se može prenijeti tarnim prijenosom puno manja nego kod prijenosa oblikom. Tarni prijenosnici rade u suhim uvjetima te u ulju. Prednost varijatora jest u tome što omogućuje velik prijenosni omjer, tihi rad i manji osni razmak. Nedostatak je u tome što je pristuno veliko opterećenje vratila i ležajeva.

## 1.2. Uvod u zadatak

Osnovni zahtjev u zadatku je broj i oblik tarenica. Koristiti će se dvije konusne tarenice te jedna cilindrična tarenica koja će se nalaziti između dvije konusne. Zadana je ulazna snaga, brzina vrtnje te prijenosni omjer koji je potrebno ostvariti. Cilindrična tarenica ima ulogu međutarenice koja pomoću mehanizma za pozicioniranje zadržava određeni položaj između dvije konusne tarenice te tako mijenja prijenosni omjer. Konstrukciji prethodi osnovni proračun te će tako biti odabrane dimenzije tarenica i osni razmak. Shematski prikaz zadanog varijatora prikazan je na Slici 1.




**Slika 1. Shematski prikaz zadatka**

# 2. PRORAČUN

**Zadane vrijednosti:**

Snaga, koju je potrebno prenijeti pomoću prijenosnika: $P_{\mathrm{em}} = 3$ kW

Broj okretaja pogonskog stroja: $n_{\mathrm{em}} = 950\ \mathrm{min}^{-1}$

Prijenosni omjer, promjenjiv od $i_{\min} = 0{,}5$ do $i_{\max} = 2$

## 2.1. Proračun tarenica $T_{12}$

### *2.1.1. Dimenzioniranje*

Maksimalna dimenzija pogonske tarenice $T_1$je odabrana:

$r_{1,\max} = 100$ mm

Preko maksimalnog i minimalnog prijenosnog omjera određuju se ostale dimenzije tarenica, gdje se uzima pretpostavka da su tarenica 1 i tarenica 3 istih dimenzija:

$$i_{\max} = 2 = \frac{r_{1,\max}}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_{3,\min}} = \frac{r_{1,\max}}{r_{3,\min}}$$

$$r_{1,\min} = r_{3,\min} = 50 \text{ mm}$$

$$i_{\min} = 0{,}5 = \frac{r_{1,\min}}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_{3,\max}} = \frac{r_{1,\min}}{r_{3,\max}}$$

$$r_{1,\max} = r_{3,\max} = 100 \text{ mm}$$

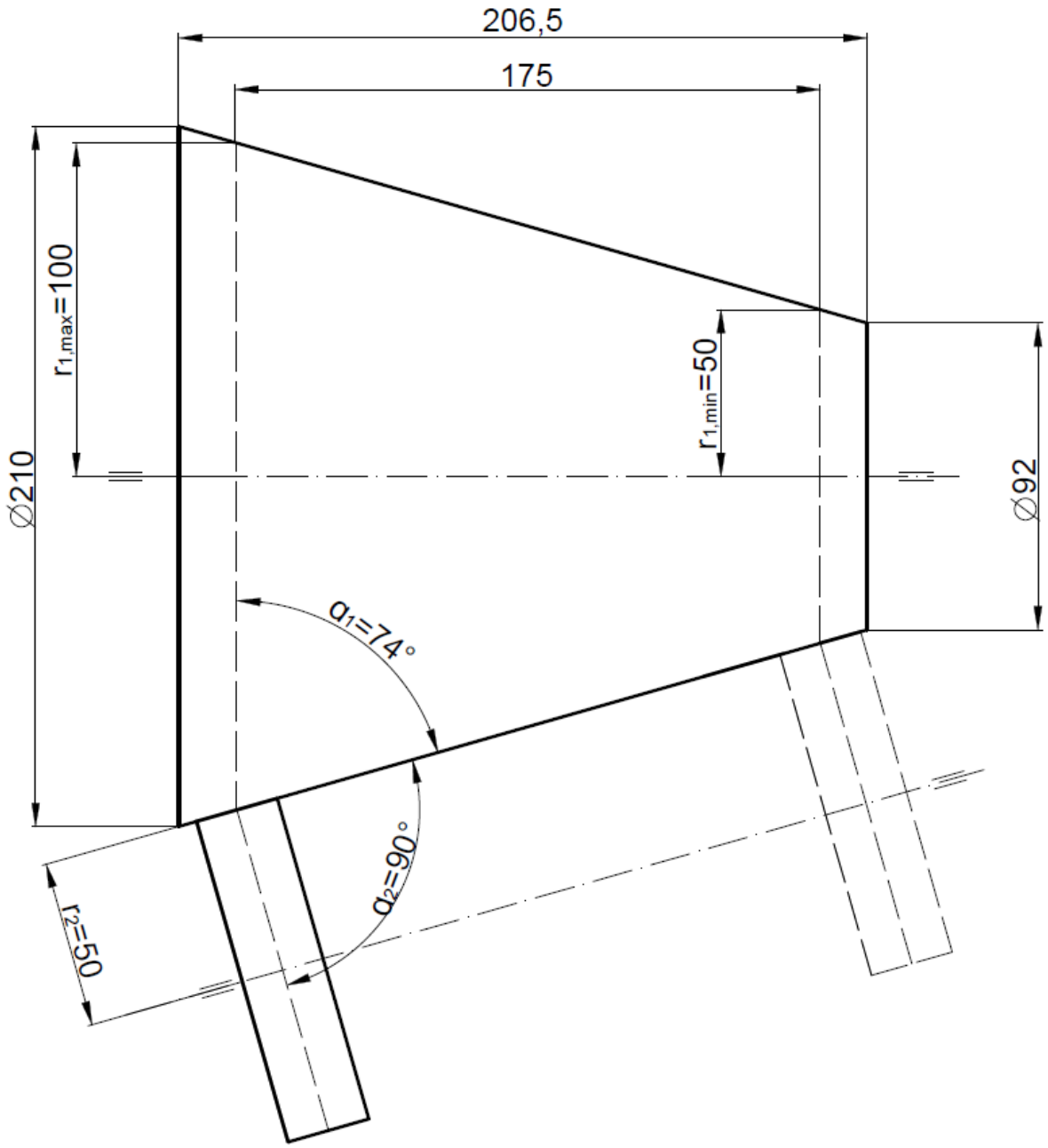
Tarenica 2 ima konstantni promjer te je njezina vrijednost odabrana:

$r_2 = 50$ mm

Kutovi za tarni par $T_{12}$ između dodirne plohe i normale osi vrtnje, nakon odabira duljine tarenice, su:

$\alpha_1 = 74°$

$\alpha_2 = 90°$




**Slika 2. Skica tarnog para $T_{12}$**

### *2.1.2. Opterećenje*

Potrebno je izračunati normalnu silu na tarenicu, točnije njezine krajnje vrijednosti: maksimalnu i minimalnu. Normalna sila direktno ovisi o obodnoj sili, koja se računa omjerom momenta pogonskog uređaja i radijusa na kojem djeluje, te faktoru trenja i odabranom faktoru sigurnosti.

Normalna sila proračunava se za pogonsku tarenicu 1, te ima istu vrijednost za gonjenu tarenicu 2.

Materijal tarenica koji je odabran je kaljeni čelik/kaljeni čelik za oba tarna para. Definirane su neke od karakteristika u Tablici 1:

**Tablica 1. Karakteriska tarnog para $T_{12}$**

| | |
|---|---|
| Materijal tarenica | Kaljeni čelik/kaljeni čelik |
| Ekvivalentni modul elastičnosti, $E$ | 210000 N/mm$^2$ |
| Faktor trenja, $\mu$ | $\sqrt[3]{\frac{0,2}{\rho}}$ |
| Granični pritisak valjanja, $k_{gr}$ | $\left(\frac{H_B}{380}\right)^2 \leq 29\ \mathrm{N/mm^2}$ |
| Faktor istrošenja, $f$ | 0,5 mm$^3$/kWh |
| Karakteristika zagrijavanja, $q_{f,gr}$ | 3,3 |

Okretni moment na pogonskom vratilu:

$$\omega_{EM} = \frac{n_{EM}}{30} \cdot \pi = \frac{950}{30} \cdot \pi = 99,48 \frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}$$

$$T_{EM} = \frac{P_{EM}}{\omega_{EM}} = \frac{3000}{99,48} = 30,16\ \mathrm{Nm}$$

$\omega_{EM}$ – kutna brzina pogonskog uređaja u [rad/s]

$P_{EM}$ – snaga pogonskog uređaja u [W]

$n_{EM}$ – brzina vrtnje pogonskog uređaja u [min$^{-1}$]

$T_{EM}$ – okretni moment pogonskog uređaja u [Nm]

Minimalna i maksimalna obodna sila na tarenicu $T_1$:

$$F_o = \frac{T_{EM}}{r}$$

$$F_{o1,max} = \frac{T_{EM}}{r_{1,min}} = \frac{30,16}{0,05} = 603,2\ \mathrm{N}$$

$$F_{o1,min} = \frac{T_{EM}}{r_{1,max}} = \frac{30,16}{0,1} = 301,6\ \mathrm{N}$$

$F_{o1,max}$ – maksimalna obodna sila na tarenicu 1 u [N]

$F_{o1,min}$ – minimalna obodna sila na tarenicu 1 u [N]

Ekvivalentni polumjer zakrivljenostiρ$_{12}$ za povoljniji slučaj maksimalne veličine tarenice 1:

$$\rho_{12} = \frac{r_{1,max} \cdot r_2}{r_{1,max} \cdot \sin(\alpha_2) + r_2 \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{100 \cdot 50}{100 \cdot \sin(74°) + 50 \cdot \sin(90°)} = 33{,}8 \text{ mm}$$

$r_{1,max}$ – maksimalni polumjer tarenice 1 u [mm]

$r_2$ – polumjer tarenice 2 u [mm]

$\alpha_1$ – kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 1 u [°]

$\alpha_2$ – kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 2 u [°]

Faktor trenja $\mu$:

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{0{,}2}{\rho_{12}}} = \sqrt[3]{\frac{0{,}2}{33{,}8}} = 0{,}182$$

$\rho_{12}$ – ekvivalentni polujer zakrivljenosti [mm]

Minimalna i maksimalna normalna sila na tarenicu 1:

$$F_N = \frac{F_o \cdot S_k}{\mu}$$

$$F_{N1,max} = \frac{F_{o1,max} \cdot S_k}{\mu} = \frac{603{,}2 \cdot 1{,}3}{0{,}182} = 4318{,}06 \text{ N}$$

$$F_{N1,min} = \frac{F_{o1,min} \cdot S_k}{\mu} = \frac{301{,}6 \cdot 1{,}3}{0{,}182} = 2159{,}03 \text{ N}$$

$F_{N1,max}$ – maksimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

$F_{N1,min}$ – minimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

$S_k$ – faktor sigurnosti protiv proklizavanja, $S_k = 1{,}3 \div 2$

$S_k = 1{,}3$, odabrano

$\mu$ – faktor trenja

### *2.1.3. Širina tarenice 2*

Širina tarenice 2 ovisi o maksimalnoj normalnoj sili koja opterećuje istu, ekvivalentnom faktoru zakrivljenosti te pritisku valjanja.

Pritisak valjanja k:

$$k = \left(\frac{H_\mathrm{B}}{380}\right)^2 = \left(\frac{600}{380}\right)^2 = 2{,}6$$

$k -$ pritisak valjanja

$H_\mathrm{B} -$ tvrdoće prema Brinellu, $\mathrm{H_B} = 300 \div 610$

$H_\mathrm{B} = 600,$ odabrano

Širina tarenice računa se prema izrazu:

$$B_2 = \frac{F_{\mathrm{N1,max}}}{2 \cdot \rho_{12} \cdot k} = \frac{4318{,}06}{2 \cdot 33{,}8 \cdot 2{,}6} = 24{,}83\mathrm{mm}$$

$B_2 -$ širina tarenice 2

$F_{\mathrm{N1,max}} -$ maksimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

$\rho_{12} -$ ekvivalentni polujer zakrivljenosti [mm]

Odabrana širina tarenice:

$B_2 = 25$ mm

## 2.2. Proračun tarenica $T_{23}$

### *2.2.1. Dimenzioniranje*

Tarenica 2 zadržava dimenziju iz tarnog para $\mathrm{T_{12}}$:

$\mathrm{r_2} = 50$ mm

Preko maksimalnog i minimalnog prijenosnog omjera određuju se ostale dimenzije tarenica:

$$i_\mathrm{max} = 2 = \frac{r_{1,\mathrm{max}}}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_{3,\mathrm{min}}} = \frac{r_{1,\mathrm{max}}}{r_{3,\mathrm{min}}}$$

$$r_{3,\mathrm{min}} = r_{1\mathrm{min}} = 50 \text{ mm}$$

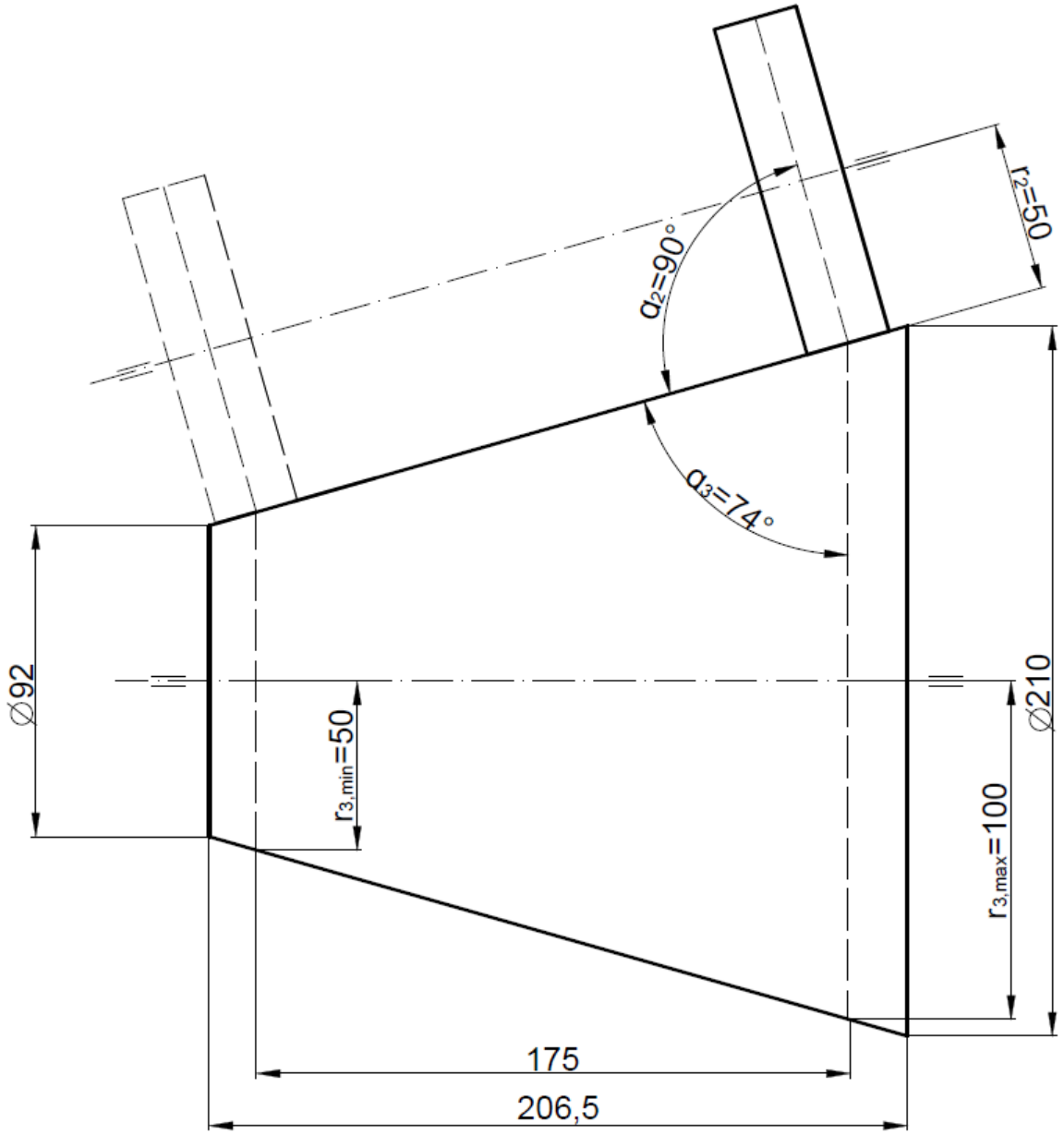
$$i_\mathrm{min} = 0{,}5 = \frac{r_{1,\mathrm{min}}}{r_2} \cdot \frac{r_2}{r_{3,\mathrm{max}}} = \frac{r_{1,\mathrm{min}}}{r_{3,\mathrm{max}}}$$

$$r_{3,\mathrm{max}} = r_{1,\mathrm{max}} = 100 \text{ mm}$$

Kutovi za tarni par $T_{23}$ između dodirne plohe i normale osi vrtnje su:

$\alpha_3 = 74°$

$\alpha_2 = 90°$




**Slika 3. Skica tarnog para $T_{23}$**

### *2.2.2. Opterećenje*

Minimalna i maksimalna obodna sila na tarenicu $T_2$ jednaka je kao i na tarenicu $T_1$:

$$F_{o2,max} = F_{o1,max} = 603{,}2 \text{ N}$$

$$F_{o2,min} = F_{o1,min} = 301{,}6 \text{ N}$$

$F_{o2,max}$ – maksimalna obodna sila na tarenicu 2 u [N]

$F_{o2,min}$ – minimalna obodna sila na tarenicu 2 u [N]

Ekvivalenti polumjer zakrivljenosti $\rho_{23}$ za povoljniji slučaj maksimalne veličine tarenice 1:

$$\rho_{23} = \frac{r_{3,max} \cdot r_2}{r_{3,max} \cdot \sin(\alpha_2) + r_2 \cdot \sin(\alpha_3)} = \frac{100 \cdot 50}{100 \cdot \sin(74°) + 50 \cdot \sin(90°)} = 33{,}8 \text{ mm}$$

$r_{3,max}$ – maksimalni polumjer tarenice 3 u [mm]

$r_2$ – polumjer tarenice 2 u [mm]

$\alpha_3$ – kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 3 u [°]

$\alpha_2$ – kut između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenice 2 u [°]

Faktor trenja μ:

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{0{,}2}{\rho_{23}}} = \sqrt[3]{\frac{0{,}2}{33{,}8}} = 0{,}182$$

$\rho_{23}$ – ekvivalentni polujer zakrivljenosti [mm]

Minimalna i maksimalna normalna sila na tarenicu 1:

$$F_N = \frac{F_o \cdot S_k}{\mu}$$

$$F_{N2,max} = \frac{F_{o2,max} \cdot S_k}{\mu} = \frac{603{,}2 \cdot 1{,}3}{0{,}182} = 4318{,}06 \text{ N}$$

$$F_{N2,min} = \frac{F_{o2,min} \cdot S_k}{\mu} = \frac{301{,}6 \cdot 1{,}3}{0{,}182} = 2159{,}03 \text{ N}$$

$F_{N2,max}$ – maksimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

$F_{N2,min}$ – minimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

$S_k$ – faktor sigurnosti protiv proklizavanja, $S_k = 1{,}3$, odabrano

$\mu$ – faktor trenja

## 2.3. Stupanj djelovanja

Stupanj djelovanja tarnog para ovisi o faktoru gubitka, dodirnoj liniji, kutovima između dodirne plohe i normale na os vrtnje tarenica te samoj osi pogonske tarenice. Očituje se u postotku i ima izraženije gubitke naspram drugih oblika prijenosa snage.

### *2.3.1. Stupanj djelovanja tarnog para $T_{12}$*

Faktor iskorištenja $\gamma$ jest omjer obodne sile i sile trenja na pogonsku tarenicu prema [2] iznosi:

$$\gamma = \frac{F_{\mathrm{o1,max}}}{\mu \cdot F_{\mathrm{N1,max}}} = \frac{603{,}2}{0{,}1816 \cdot 4318{,}06} = 0{,}7962$$

$\gamma$ – faktor iskorištenja

$\mu$ – faktor trenja

$F_{\mathrm{o1,max}}$ – maksimalna obodna sila na tarenicu 1 u [N]

$F_{\mathrm{N1,max}}$ – maksimalna normalna sila na tarenicu 1 u [N]

Faktor gubitaka $q_r$ računa se prema:

$$q_{\mathrm{r}} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1}{\gamma} + \gamma\right) = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1}{0{,}7962} + 0{,}7962\right) = 0{,}517$$

$q_{\mathrm{r}}$ – faktor gubitaka

Stupanj djelovanja$\eta_{12}$računa se prema:

$$\eta_{12} = 1 - \frac{B_2}{r_{1,\mathrm{max}}} \cdot \left(\sin(\alpha_1) - \frac{\sin(\alpha_2)}{i}\right) \cdot q_r = 1 - \frac{25}{100} \cdot \left(\sin(74) - \frac{\sin(90)}{2}\right) \cdot 0{,}517$$

$$\eta_{12} = 0{,}94$$

$B_2$ – širinatarenice 2 u [mm]

$r_{1,\mathrm{max}}$ – maksimalni polumjer tarenice 1 u [mm]

### *2.3.2. Stupanj djelanja tarnog para $T_{23}$*

Faktor iskorištenja $\gamma$i faktor gubitaka $q_r$ suza tarni par $T_{23}$ istovjetni faktoru iskorištenja i faktoru gubitaka za tarni par $T_{12}$:

$$\gamma = 0{,}7962$$

$$q_{\mathrm{r}} = 0{,}517$$

Stupanj djelovanja$\eta_{23}$računa se prema:

$$\eta_{23} = 1 - \frac{B_2}{r_2} \cdot \left( \sin(\alpha_2) - \frac{\sin(\alpha_3)}{i} \right) \cdot q_\mathrm{r} = 1 - \frac{25}{50} \cdot \left( \sin(90) - \frac{\sin(74)}{2} \right) \cdot 0{,}517$$

$$\eta_{23} = 0{,}87$$

$B_2$ – širinatarenice 2 u [mm]

$r_{1,\max}$– maksimalni polumjer tarenice 1 u [mm]

## 2.4. Provjera čvrstoće tarenica

Čvrstoća tarenica provjerava se na način da se proračuna površinski pritisak koji ovisi o: modulu elastičnosti, maksimalnoj normalnoj sili, širini tarenice te ekvivalentnom faktoru zakrivljenosti.

Površinski pritisak mora biti manji od maksimalnog dopuštenog površinskog pritiska koji je definiran za odabrani materijal.

### *2.4.1. Čvrstoća tarnog para $T_{12}$*

Površinski pritisak računa se prema:

$$p_{\mathrm{H1,max}} = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{F_{\mathrm{N1,max}} \cdot E}{\rho \cdot B_2}} \leq p_{\mathrm{H,dop}}$$

$$p_{\mathrm{H1,max}} = 0{,}418 \cdot \sqrt{\frac{4318{,}06 \cdot 210000}{33{,}8 \cdot 25}} = 435{,}34\ \mathrm{MPa} \leq p_{\mathrm{H,dop}} = 1000\mathrm{MPa}$$

$p_{\mathrm{H1,max}}$ – površinski pritisak tarnog para $\mathrm{T}_{12}$u [MPa]

$E$ – ekvivalentni modul elastičnosti[MPa]

$B_2$ – širina tarenice 2 u [mm]

$p_{\mathrm{H,dop}}$ – maksimalni dopušteni površinski pritisak u [Mpa]

$p_{\mathrm{H,dop}} = 1000\mathrm{MPa}$ – za navedeni materijal prema [2]

Proračun zadovoljava navedeni uvjet budući da je maksimalni površinski dodirni pritisak manji od dopuštenog.

### *2.4.2. Čvrstoća tarnog para $T_{23}$*

Proračun čvrstoće tarnog para $\mathrm{T}_{23}$ istovjetan je proračunu izvedenom pod točkom 2.4.1. gdje je proračunat površinski pritisak tarnog para $\mathrm{T}_{12}$. Stoga zaključujemo da je i ovaj uvjet zadovoljen.

## 2.5. Proračun vratila 1

### *2.5.1. Reakcije u osloncima*

Promjer vratila odredit ćemo tako da će prvo biti izračunati momenti savijanja, te će se potom izračunati reakcije u osloncima. Također, pomoću reakcija u osloncima proračunati ćemo ležajna mjesta.

Sile koje opterećuju vratilo podjeljene su u horizontalnu i vertikalnu ravninu, te će se naposljetku odrediti reakcije obje komponente na pojedino ležajno mjesto.

Opterećenje vratila računa se za slučaj maksimalne obodne, tj. normalne sile koja djeluje na tarenicu 1:

$$F_{\mathrm{o1,max}} = 603{,}2\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{a1}} = F_{\mathrm{N1,max}} \cdot \cos(\alpha_1) = 4318{,}1 \cdot \cos(74°) = 1190\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{r1}} = F_{\mathrm{N1,max}} \cdot \sin(\alpha_1) = 4318{,}1 \cdot \sin(74°) = 4150{,}8\ \mathrm{N}$$

Dimenzije vratila:

$$l = 400\ \mathrm{mm}$$

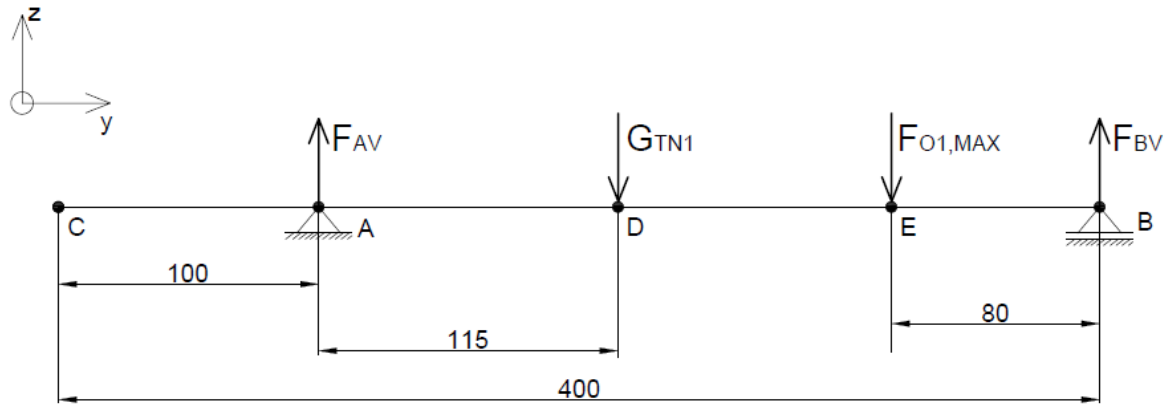
$$l_1 = 100\ \mathrm{mm}$$

$$l_2 = 115\ \mathrm{mm}$$

$$l_3 = l - l_1 - l_2 - l_4 = 400 - 110 - 115 - 80 = 105\ \mathrm{mm}$$

$$l_4 = 80\ \mathrm{mm}$$

#### *2.5.1.1. Reakcije u vertikalnoj (z-y) ravnini i momenti savijanja*




**Slika 4. Sile na vratilo 1 u vertikalnoj ravnini**

Kako bismo odredili reakcijske sile u osloncima vertikalne ravnine, odrediti ćemo jednadžbe ravnoteže:

Prvo ćemo postaviti sumu momenata oko točke A jednaku nuli, te će se tako definirati jedna jednadžba sa jednom nepoznanicom.

$$\sum M_{\mathrm{A}} = 0$$

$$-G_{\mathrm{TN1}} \cdot l_2 - F_{\mathrm{o1,max}} \cdot (l_2 + l_3) + F_{\mathrm{BV}} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

$$F_{\mathrm{BV}} = \frac{G_{\mathrm{TN1}} \cdot l_2 + F_{\mathrm{o1,max}} \cdot (l_2 + l_3)}{l_2 + l_3 + l_4}$$

$$F_{\mathrm{BV}} = \frac{280 \cdot 115 + 603{,}2 \cdot 220}{300}$$

$$F_{\mathrm{BV}} = 549{,}68 \text{ N}$$

$G_{\mathrm{TN1}} -$ težina tarenice 1 u [N]

$F_{\mathrm{BV}} -$ vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto B u [N]

$F_{\mathrm{o1,max}} -$ maksimalna obodna sila na tarenicu 1 u [N]

Potom je postavljena jednadžba ravnoteže po z-osi:

$$\sum F_{\mathrm{z}} = 0$$

$$F_{\mathrm{AV}} - G_{\mathrm{TN1}} - F_{\mathrm{O1,max}} + F_{\mathrm{BV}} = 0$$

$$F_{\mathrm{AV}} = G_{\mathrm{TN1}} + F_{\mathrm{O1,max}} - F_{\mathrm{BV}}$$

$$F_{\mathrm{AV}} = 333{,}52 \text{ N}$$

$F_{\mathrm{AV}} -$ vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A u [N]

Momenti savijanja koji se javljaju u vertikalnoj ravnini su:

$$M_{\mathrm{CV}} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{AV}} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{DV}} = -F_{\mathrm{AV}} \cdot l_2 = -333{,}52 \cdot 0{,}115 = -38{,}35 \text{ Nm}$$

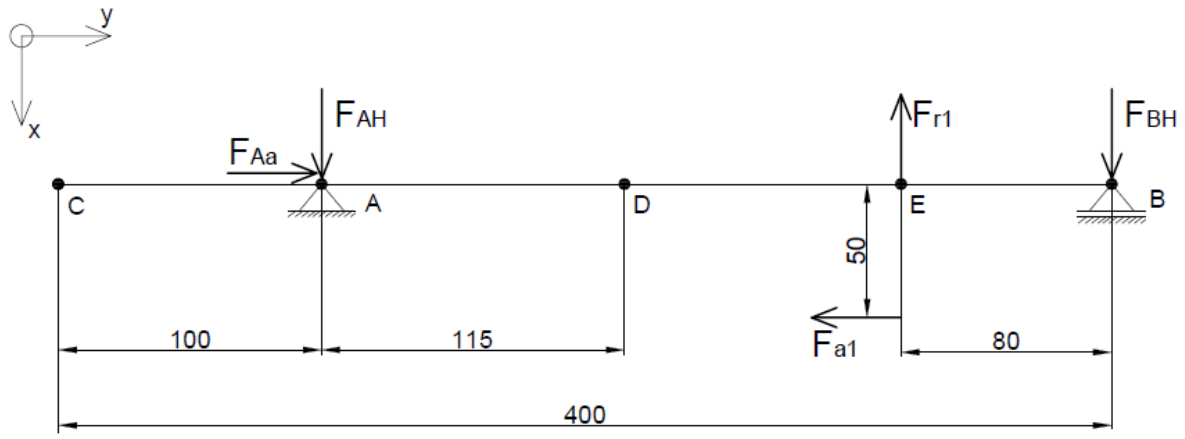
$$M_{\mathrm{EV}} = -F_{\mathrm{BV}} \cdot l_4 = -549{,}68 \cdot 0{,}08 = -43{,}97 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{BV}} = 0 \text{ Nm}$$

$M_{\mathrm{DV}} -$ moment savijanja u točki D u [Nm]

$M_{\mathrm{EV}} -$ moment savijanja u točki E u [Nm]

### *2.5.1.2. Reakcije u horizontalnoj (y-x) ravnini i momenti savijanja*




**Slika 5. Sile na vratilo 1 u horizontalnoj ravnini**

Kao i u slučaju prije, ovdje ćemo isto postavljati jednadžbe ravnoteže.

U horizontalnuravninu smjestili smo aksijalnu komponentu maksimalne normalne sile na tarenicu 1. Na tarenicu 1 se naslanja opruga koja u potpunosti preuzima aksijalnu komponentu sile te stoga ta sila ne opterećuje vratilo i nije ucrtana na Slici 5., ali izaziva reakciju u ležajnom mjestu A istovjetne vrijednosti. Prvo ćemo, dakle, postaviti jednadžbu ravnoteže po y-osi:

$$\sum F_{\mathrm{y}} = 0$$

$$F_{\mathrm{aA}} - F_{\mathrm{a1}} = 0$$

$$F_{\mathrm{aA}} = F_{\mathrm{a1}} = 1190\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{opr}} = 1190\ \mathrm{N}$$

$F_{\mathrm{aA}}$ – aksijalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A u [N]

$F_{\mathrm{a1}}$ – aksijalna komponenta maksimalne normalne sile na tarenicu 1 u [N]

$F_{\mathrm{opr}}$ – sila opruge u [N]

Zatim postavljamo sumu momenata oko točke A jednaku nuli:

$$\sum M_{\mathrm{A}} = 0$$

$$-F_{\mathrm{a1}} \cdot r_{1,\mathrm{min}} + F_{\mathrm{r1}} \cdot (l_2 + l_3) - F_{\mathrm{BH}} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

$$F_{\mathrm{BH}} = \frac{-F_{\mathrm{a1}} \cdot r_{1,\mathrm{min}} + F_{\mathrm{r1}} \cdot (l_2 + l_3)}{l_2 + l_3 + l_4}$$

$$F_{\mathrm{BH}} = \frac{-1190 \cdot 50 + 4150{,}8 \cdot 220}{300}$$

$$F_{\mathrm{BH}} = 2845{,}6 \text{ N}$$

$F_{\mathrm{r1}}$

$-$ radijalna komponenta maksimalne normalne sile na tarenicu 1 u [N]

$F_{\mathrm{BH}} -$ horizontalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto B u [N]

Posljednje se postavlja jednadžba ravnoteže po z-osi:

$$\sum F_{\mathrm{z}} = 0$$

$$F_{\mathrm{AH}} - F_{\mathrm{r1}} + F_{\mathrm{BH}} = 0$$

$$F_{\mathrm{AH}} = F_{\mathrm{r1}} - F_{\mathrm{BH}}$$

$$F_{\mathrm{AH}} = 4150{,}8 - 2845{,}6$$

$$F_{\mathrm{AH}} = 1305{,}2 \text{ N}$$

$F_{\mathrm{AH}} -$ horizontalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A u [N]

Momenti savijanja koji se javljaju u horizontalnoj ravnini su:

$$M_{\mathrm{CH}} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{AH}} = -F_{\mathrm{a1}} \cdot r_{1,\mathrm{min}} = -1190 \cdot 0{,}05 = -59{,}5 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{DH}} = -F_{\mathrm{a1}} \cdot r_{1,\mathrm{min}} + F_{\mathrm{AV}} \cdot l_2$$

$$M_{\mathrm{DH}} = -1190 \cdot 0{,}05 + 333{,}52 \cdot 0{,}115 = 90{,}58 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{EH}} = -F_{\mathrm{BH}} \cdot l_4 + F_{\mathrm{AH}} \cdot (l_4 + l_3)$$

$$M_{\mathrm{EH}} = -2845{,}6 \cdot 0{,}08 + 1305 \cdot 0{,}22 = 227{,}64 \text{ Nm}$$

$$M_{\mathrm{BH}} = 0 \text{ Nm}$$

$M_{\mathrm{AH}} -$ moment savijanja u točki D u [Nm]

$M_{\mathrm{DH}} -$ moment savijanja u točki D u [Nm]

$M_{\mathrm{EH}} -$ moment savijanja u točki E u [Nm]

### *2.5.1.3. Rezultantne sile u osloncima*

Oslonac B:

$$F_{\mathrm{BV}} = 549{,}68 \text{ N}$$

$$F_{\mathrm{BH}} = 2845{,}6 \text{ N}$$

$$F_{\mathrm{rB}} = \sqrt{(F_{\mathrm{BV}})^2 + (F_{\mathrm{BV}})^2} = \sqrt{(549{,}68)^2 + (2845{,}6)^2} = 2898{,}2\ \mathrm{N}$$

Oslonac A:

$$F_{\mathrm{AV}} = 333{,}52\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{AH}} = 1305{,}2\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{rA}} = \sqrt{(F_{\mathrm{AV}})^2 + (F_{\mathrm{AH}})^2} = \sqrt{(333{,}52)^2 + (1305{,}2)^2} = 1374{,}13\ \mathrm{N}$$

$$F_{\mathrm{aA}} = 1190\ \mathrm{N}$$

$F_{\mathrm{rB}} -$ radijalna komponenta reakcijske sile na oslonac B u [N]

$F_{\mathrm{aB}} -$ aksijalna komponenta reakcijske sile na oslonac B, $F_{\mathrm{aB}} = 0$

$F_{\mathrm{rA}} -$ radijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A u [N]

$F_{\mathrm{aA}} -$ aksijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A u [N]

### *2.5.2. Dimenzioniranje vratila 1*

#### *2.5.2.1. Odabir materijala vratila 1*

Materijal odabran za vratilo 1 je: **S235JR** (St 37-2)

Neke od karakteristika odabranog materijala prikazane su u Tablici 2, te će se iste koristiti u daljnjim proračunima:

**Tablica 2. Karakteristike odabranog materijala**

| | |
|---|---|
| Vlačna čvrstoća $R_{\mathrm{m}}$ | 370 N/mm$^2$ |
| Granica razvlačenja, $R_{\mathrm{e}}$ | 220 N/mm$^2$ |
| Dopušteno naprezanje $\sigma_{\mathrm{fDN}}$ | 190 N/mm$^2$ |
| Dopušteno naprezanje na savijanje $\sigma_{\mathrm{f,dop}}$ | 50N/mm$^2$ |

#### *2.5.2.2. Dimenzija vratila u kritičnom presjeku E*

Prvo će biti potrebno odrediti reducirani moment budući da se na vratilu javlja torzijski moment pogonskog uređaja i moment savijanja. Torzijski moment pogonskog uređaja je konstantan od točke A do točke E te prima svoju maksimalnu vrijednost po duljini vratila, dok je moment savijanja najveći u točki E, stoga će taj presjek biti proračunat kao kritični te će vratilo u toj točki biti najveće dimenzije.

Nakon određivanja reduciranog momenta, odredit ćemo dimenziju vratila na tom presjeku koja će ovisiti, osim o reduciranom momentu, i o dopuštenom naprezanju na savijanje.

Reducirani moment računa se prema:

$$M_{\mathrm{red}} = \sqrt{M_{\mathrm{f1}}^2 + 0{,}75 \cdot T_{\mathrm{EM}}^2}$$

$$M_{\mathrm{red}} = \sqrt{M_{\mathrm{EH}}^2 + M_{\mathrm{EV}}^2 + 0{,}75 \cdot T_{\mathrm{EM}}^2}$$

$$M_{\mathrm{red}} = \sqrt{(227{,}64)^2 + (-43{,}94)^2 + 0{,}75 \cdot (30{,}16)^2}$$

$$M_{\mathrm{red}} = 233{,}3 \text{ Nm}$$

$M_{\mathrm{EH}} -$ moment savijanja u točki E u [Nm]

$M_{\mathrm{EV}} -$ moment savijanja u točki E u [Nm]

$\mathrm{T_{EM}}$ – okretni moment pogonskog uređaja u [Nm]

Promjer vratila na presjeku E računa se prema:

$$d_{\mathrm{E}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\mathrm{red}}}{\sigma_{\mathrm{f,dop}}}}$$

$$d_{\mathrm{E}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 233{,}3 \cdot 10^3}{50}} = 36 \text{ mm}$$

$\sigma_{\mathrm{f,dop}} -$ dopušteno naprezanje na savijanje u $[\mathrm{N/mm^2}]$

S obzirom na proračun, odabrana dimenzija vratila na presjeku E jest:

$$d_{\mathrm{E}} = 40 \text{ mm}$$

Ostale dimenzije vratila određene su na način da se svakom stupnju smanji promjer za 5 milimetara, te smo naposljetku dobili sljedeće dimenzije:

$$d_{\mathrm{D}} = d_{\mathrm{E}} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{\mathrm{A}} = 35 \text{ mm}$$

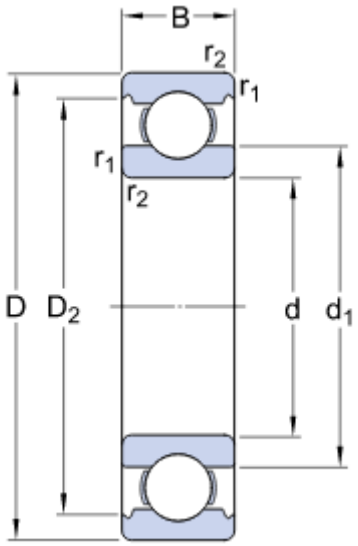
$$d_{\mathrm{B}} = 35 \text{ mm}$$

$$d_{\mathrm{C}} = 30 \text{ mm}$$

### *2.5.3. Odabir i proračun ležajeva*

#### *2.5.3.1. Ležajno mjesto A*

Ležajno mjesto A jest čvrsto ležajno mjesto, opterećeno radijalnom i aksijalnom silom. Odabran je ležaj 6207, jednoredni radijalni kuglični ležaj. Prikazan je slikom i definiranim karakteristikama u Tablici 3.:




**Slika 6. Ležaj 6207**

**Tablica 3. Dimenzije i karakteristike ležaja 6207**

| | |
|---|---|
| Promjer $d$ | 35 mm |
| Promjer $d_1$ | 49,94 mm |
| Promjer $D$ | 72 mm |
| Promjer $D_2$ | 62,69 mm |
| Širina $B$ | 17mm |
| Radijus $r_{12}$ | 1,1 mm |
| Dinamička nosivost ležaja $C$ | 27 kN |
| Statička nosivost ležaja $C_0$ | 15,3 kN |
| Računski faktor $f_0$ | 13,8 |

Ležaj treba proračunati i provjeriti zadovoljava li uvjet da dinamička opterećenosti $C_1$ mora biti manja od dinamičke nosivosti ležaja C.

Dinamički faktori ležaja određuju se tako da se prvo odredi relativno aksijalno opterećenje koje se računa prema:

$$\frac{f_0 \cdot F_{\mathrm{aA}}}{C_0} = \frac{13{,}8 \cdot 1190}{15300} = 1{,}07$$

$F_{\mathrm{aA}} -$ aksijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A u [N]

$f_0 -$ računski faktor

$C_0 -$ statička nosivost ležaja u [N]

Potom se linearnom interpolacijom određuje referentna vrijednost *e*, koja uvjetuje dinamičke faktore ležaja:

$$e = 0{,}28$$

Omjer aksijalne i radijalne komponente u ležajnom mjestu A:

$$\frac{F_{\mathrm{aA}}}{F_{\mathrm{rA}}} = \frac{1190}{1347{,}13} = 0{,}88 > e$$

$F_{\mathrm{rA}} -$ radijalna komponenta reakcijske sile na oslonac A u [N]

Budući da je omjer veći od e uzimamo da je:

$$X = 0{,}56$$

$$Y = 1{,}53$$

$X -$ dinamični radijalni faktor ležaja

$Y -$ dinamični aksijani faktor ležaja

Potrebno je odrediti dinamičko radijalno opterećenje, koje se računa prema izrazu:

$$P_{\mathrm{rA}} = X \cdot F_{\mathrm{rA}} + Y \cdot F_{\mathrm{aA}}$$

$$P_{\mathrm{rA}} = 0{,}56 \cdot 1347{,}13 + 1{,}53 \cdot 1190 = 2575{,}1 \text{ N}$$

$P_{\mathrm{rA}} -$ dinamičko radijano opterećene ležajnog mjesta A u [N]

Dinamička opterećenost ležaja računa se prema izrazu:

$$C_1 = P_{\mathrm{rA}} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{\mathrm{m}} \cdot L_{10\mathrm{n_min}}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$C_1 = 2575{,}1 \cdot \left(\frac{60 \cdot 950 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_1 = 19820 \text{ N} < C = 27000$$

$C_1 -$ dinamička opterećenost ležaja u [N]

$C -$ dinamička nosivost ležaja u [N]

$n_{\mathrm{m}} -$ brzina vrtnje u $[\mathrm{min}^{-1}]$

$L_{10\mathrm{n_min}} -$ zahtijevani nazivni vijek trajanja u [h]

$L_{10\mathrm{n_min}} = 8000\ \mathrm{h}$

$\varepsilon -$ eksponent vijeka trajanja

$\varepsilon = 3;$ ležaj sa teorijskim dodirom u točki

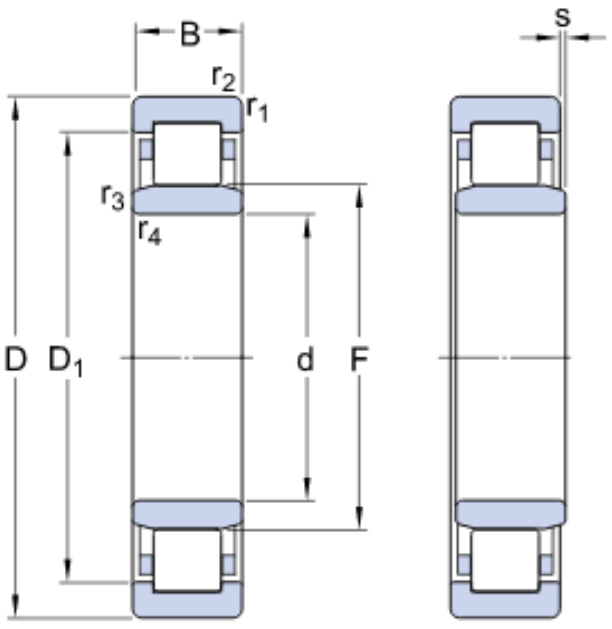
Pošto je u proračunu utvrđeno da je dinamička opterećenost ležaja manja od dinamičke nosivosti, zaključuje se da ležaj zadovoljava.

### *2.5.3.2. Ležajno mjesto B*

Budući da je mjesto B slobodno ležajno mjesto te je opterećeno radijanom silom, odabran je ležaj NU 1007 ECP.

Proračun ćemo provesti na isti način kao i za prethodni ležaj,tj. dinamička opterećenost ležaja mora biti manja od dinamičke nosivosti ležaja.

Ležaj je prikazan Slikom 7. i definiran Tablicom 4.:




**Slika 7. Ležaj NU 1007 ECP**

**Tablica 4. Dimenzije i karakteristike ležaja NU 1007 ECP**

| | |
|---|---|
| Promjer *d* | 35 mm |
| Promjer *F* | 42 mm |
| Promjer *D* | 62 mm |
| Promjer $D_1$ | 53,95 mm |
| Širina *B* | 14 mm |
| Radijus $r_{12}$ | 1 mm |
| Radijus $r_{34}$ | 0,6 mm |
| Širina *s* | 1 mm |
| Dinamička nosivost ležaja *C* | 35,8 kN |
| Statička nosivost ležaja $C_0$ | 38 kN |

Potrebno je odrediti dinamičko radijalno opterećenje za ovaj slučaj B, u kojem nema aksijalne komponente sile te se opterećenje sastoji samo od radijane komponente:

$$P_{\mathrm{rB}} = F_{\mathrm{rB}} = 2898{,}2 \text{ N}$$

$P_{\mathrm{rB}} -$ dinamičko radijano opterećene ležajnog mejsta B u [N]

Dinamička opterećenost ležaja računa se prema izrazu:

$$C_1 = P_{\mathrm{rB}} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{\mathrm{m}} \cdot L_{10\mathrm{n_min}}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$C_1 = 2898{,}2 \cdot \left(\frac{60 \cdot 950 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_1 = 18189 \text{ N} < C = 35800 \text{ N}$$

$n_{\mathrm{m}} -$ brzina vrtnje u $[\mathrm{min}^{-1}]$

$L_{10\mathrm{n_min}} -$ zahtijevani nazivni vijek trajanja u [h]

$L_{10\mathrm{n_min}} = 8000$ h

$\varepsilon -$ eksponent vijeka trajanja

$\varepsilon = 10/3;$ ležaj sa teorijskim dodirom u točki

S obzirom da je utvrđeno da je dinamička opterećenost ležaja manja od dinamičke nosivosti, zaključuje se da ležaj zadovoljava.

### *2.5.4. Kontrolni proračun vratila*

Kontrolni proračun vratila, tj njegova sigurnost, proračunavati će se za kritično mjesto D, budući da nepogodno djeluje utor za pero, a moment savijanja je nešto manji nego u kritičnom mjestu E. Utor za pero će ujedno i definirati faktore zareznog djelovanja pri savijanju i torziji.

Moment savijanja koji djeluje u točki D jest:

$$M_{\mathrm{f2}} = \sqrt{((-F_{\mathrm{AV}} \cdot 0{,}16) + (-G_{\mathrm{TN1}} \cdot 0{,}055))^2 + ((F_{a1} \cdot 0{,}055) + (F_{\mathrm{AH}} \cdot 0{,}16))^2}$$

$$M_{\mathrm{f2}} = \sqrt{((-333{,}52 \cdot 0{,}16) + (-280 \cdot 0{,}055))^2 + ((1190 \cdot 0{,}055) + (1305 \cdot 0{,}16))^2}$$

$$M_{\mathrm{f2}} = 276{,}97\ \mathrm{N}$$

$F_{\mathrm{AH}} -$ horizontalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A u [N]

$F_{\mathrm{AV}} -$ vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto A u [N]

$G_{\mathrm{TN1}} -$ težina tarenice 1 u [N]

$F_{\mathrm{a1}}$
$-$ aksijana komponenta maksimalne normalne sile na tarenicu 1 u [N]

Faktor zareznog djelovanja $\beta_{\mathrm{kf2}}$ kod savijanja za situaciju sa utorom za pero određuje se iz uvjeta prekidne čvrstoće za odabrani materijal vratila i oblika utora:

$$R_{\mathrm{m}} = 370\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}, \text{oblik utora je B}$$

$$\beta_{\mathrm{kf2}} = 1{,}44$$

Faktor zareznog djelovanja $\beta_{\mathrm{kt2}}$ kod uvijanja za situaciju sa utorom za pero iznosi:

$$\beta_{\mathrm{kt2}} = 1{,}8$$

Reducirani moment računa se prema izrazu:

$$M_{\mathrm{red}} = \sqrt{(M_{\mathrm{f2}} \cdot \beta_{\mathrm{kf2}})^2 + 0.75 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{\mathrm{kt2}} \cdot T_{\mathrm{EM}})^2}$$

$$M_{\mathrm{red}} = \sqrt{(276{,}97 \cdot 1{,}44)^2 + 0{,}75 \cdot (1 \cdot 1{,}8 \cdot 30{,}16)^2}$$

$$M_{\mathrm{red}} = 401{,}59\ \mathrm{Nm}$$

$M_{\mathrm{f2}} -$ moment savijanja za kritični presjek D u [Nmm]

$\beta_{\mathrm{kf2}} -$ faktor zareznog djelovanja kod savijanja

$\beta_{\mathrm{kt2}} -$ faktor zareznog djelovanja kod torzije

$\mathrm{T_{EM}}$ – okretni moment pogonskog uređaja u [Nm]

Moment otpora za zadani presjek računa se prema:

$$W = 0{,}1 \cdot {d_\mathrm{v}}^3$$

$$W = 0{,}1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ mm}^3$$

$d_\mathrm{v}$ – promjer vratila u presjeku D u [mm]

Reducirano naprezanje za zadani presjek:

$$\sigma_\mathrm{red} = \frac{M_\mathrm{red}}{W} = \frac{401{,}59 \cdot 10^3}{6400} = 62{,}74 \text{ Nm}$$

$M_\mathrm{red}$ – reducirani moment u presjeku D u [Nm]

$W$ – moment otpora u [$\mathrm{mm}^3$]

Faktor veličine strojnog djela $b_2$ i faktor kvalitete površinske obrade $b_1$ određuju se iz dijagrama:

$$b_1 = 0{,}84$$

$$b_2 = 0{,}93$$

Sigurnost vratila računa se prema izrazu:

$$S_\mathrm{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_\mathrm{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_\mathrm{red}}$$

$$S_\mathrm{post} = \frac{0{,}84 \cdot 0{,}93 \cdot 190}{1 \cdot 62{,}74}$$

$$S_\mathrm{post} = 2{,}4 > S_\mathrm{potr} = 1{,}4$$

$b_1$ – faktor kvalitete površinske obrade

$b_2$ – faktor veličine strojnog djela

$\sigma_\mathrm{fDN}$ – dopušteno naprezanje u [$\mathrm{N/mm}^2$]

$\varphi$ – faktor udara za ravnomjerni pogon

$\varphi = 1$

$\sigma_\mathrm{red}$ – reducirano naprezanje u presjeku D u [Nm]

Sigurnost koju je potrebno zadovoljiti u ovom slučaju je manja nego postignuta sigurnost, stoga možemo smatrati da je ovo vratilo, na kritičnom presjeku, zadovoljilo uvjet sigurnosti.

## 2.6. Proračun međuvratila

### *2.6.1. Reakcije u osloncima međuvratila*

Vratilo je opterećeno samo sa dvije obodne sile, koje su iste veličine kao i maksimalna obodna sila na tarenicu 1, te su istog smjera. Komponente normalne sile djeluju na istom pravcu, ali u različitim smjerovima te se poništavaju i ne opterećuju niti vratilo niti ležajeve.

Obodne sile djeluju u vertikalnoj ravnini pa ćemo zato proučavati samo slučaj vertikalnog opterećenja.

Sile koje opterećuju vratilo:

$$F_{\mathrm{o2,max}} = F_{\mathrm{o1,max}} = 603{,}2\ \mathrm{N}$$

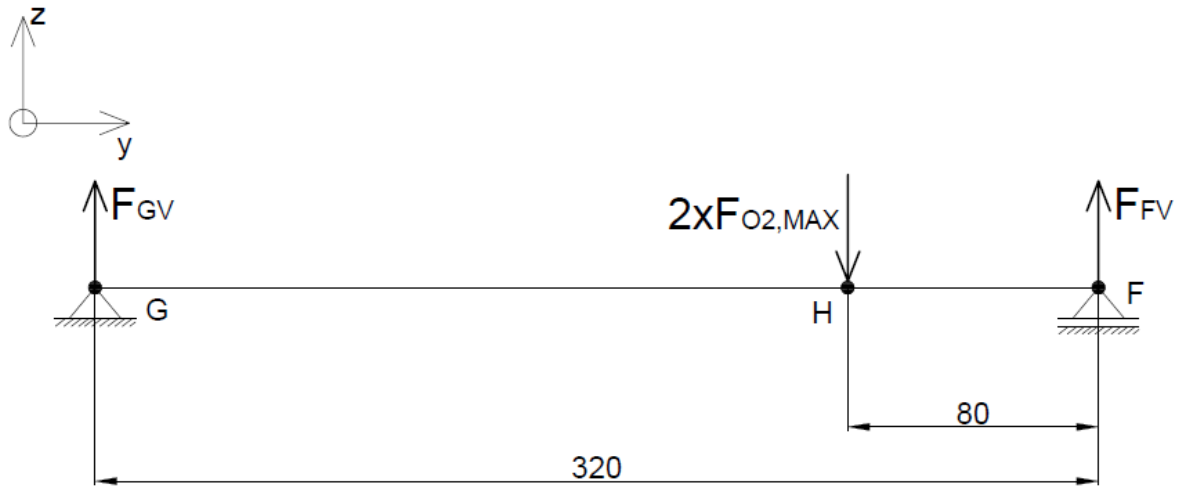
$$G_{\mathrm{TN2}} = 15\ \mathrm{N}$$

Dimenzije vratila:

$$l = 320\ \mathrm{mm}$$

$$l_1 = l - l_2 = 320 - 80 = 240\ \mathrm{mm}$$

$$l_2 = 80\ \mathrm{mm}$$




**Slika 8. Sile na međuvratilo u vertikalnoj ravnini**

Prvo ćemo postaviti sumu momenata oko točke G jednaku nuli, te će se tako definirati jedna jednadžba sa jednom nepoznanicom.

$$\sum M_{\mathrm{G}} = 0$$

$$\left(-G_{\mathrm{TN2}} - 2 \cdot F_{\mathrm{O2,max}}\right) \cdot l_2 + F_{\mathrm{FV}} \cdot l = 0$$

$$F_{\mathrm{FV}} = \frac{(15 + 2 \cdot 603{,}2) \cdot 240}{300}$$

$$F_{\mathrm{FV}} = 977{,}12 \text{ N}$$

$G_{\mathrm{TN2}} -$ težina tarenice 2 u [N]

$F_{\mathrm{FV}} -$ vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto F u [N]

$F_{\mathrm{O2,max}} -$ maksimalna obodna sila na tarenicu 2 u [N]

Potom je postavljena jednadžba ravnoteže po z-osi:

$$\sum F_{\mathrm{z}} = 0$$

$$F_{\mathrm{GV}} - G_{\mathrm{TN2}} - 2 \cdot F_{\mathrm{o2,max}} + F_{\mathrm{FV}} = 0$$

$$F_{\mathrm{GV}} = G_{\mathrm{TN2}} + 2 \cdot F_{\mathrm{o1,max}} - F_{\mathrm{FV}}$$

$$F_{\mathrm{GV}} = 244{,}12 \text{ N}$$

$F_{\mathrm{GV}} -$ vertikalna komponenta reakcijske sile na ležajno mjesto G u [N]

Ovaj slučaj ima samo vertikalnu komponentu, stoga će reakcijske sile na ležajna mjesta biti jednake vertikalnoj komponenti:

$$F_{\mathrm{F}} = F_{\mathrm{FV}} = 977{,}12 \text{ N}$$

$$F_{\mathrm{G}} = F_{\mathrm{GV}} = 244{,}12 \text{ N}$$

$F_{\mathrm{G}} -$ reakcijska sila na ležajno mjesto G u [N]

$F_{\mathrm{F}} -$ reakcijska sila na ležajno mjesto F u [N]

### *2.6.2. Dimenzioniranje međuvratila*

Materijal odabran za vratilo 1 će biti također odabran za međuvratilo: **S235JR**(St 37-2).

Međuvratilo je glatko i ima konstanti promjer po cijeloj dužini, koji je određen iz formule:

$$d_{\mathrm{v}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot F_{FV} \cdot l_2}{\sigma_{\mathrm{f,dop}}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 977{,}12 \cdot 80}{50}} = 24{,}88 \text{ mm}$$

$\sigma_{\mathrm{f,dop}} -$ dopušteno naprezanje na savijanje u [N/mm$^2$]

Odabran promjer vratila:

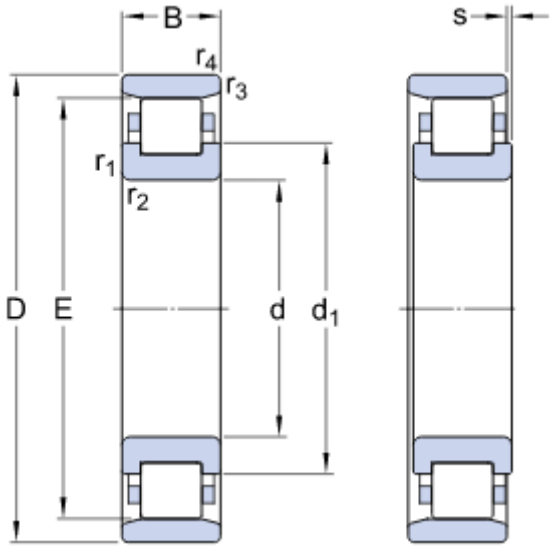
$$d_{\mathrm{v}} = 25 \text{ mm}$$

### *2.6.3. Odabir i proračun ležajeva međuvratila*

#### *2.6.3.1. Ležajno mjesto F*

Ležajno mjesto F opterećeno je samo radijalnom komponentom reakcijske sile na ležajno mjesto F, te je stoga odabran ležaj: N 205 ECP.

Dimenzije i karakteristike ležaja prikazane su na Slici 9. i u Tablici 5.:




**Slika 9. Ležaj N 205 ECP**

**Tablica 5. Dimenzije i karakteristike ležaja N 205 ECP**

| | |
|---|---|
| Promjer *d* | 25 mm |
| Promjer *E* | 46,5 mm |
| Promjer *D* | 52 mm |
| Promjer $d_1$ | 34,7 mm |
| Širina *B* | 15 mm |
| Radijus $r_{12}$ | 1 mm |
| Radijus $r_{34}$ | 0,6 mm |
| Širina *s* | 1,3 mm |
| Dinamička nosivost ležaja *C* | 32,5 kN |
| Statička nosivost ležaja $C_0$ | 37 kN |

Dinamičko radijalno opterećenje za slučaj F određujemo tako da uklonimo aksijalnu komponentu sile te se opterećenje sastoji samo od radijane komponente:

$$P_{\mathrm{rF}} = F_{\mathrm{rF}} = 977{,}12\ \mathrm{N}$$

$P_{\mathrm{rF}} -$ dinamičko radijano opterećene ležajnog mejsta F u [N]

Dinamička opterećenost ležaja računa se prema izrazu:

$$C_1 = P_{\mathrm{rF}} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{\mathrm{m}} \cdot L_{10\mathrm{n_min}}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$C_1 = 977{,}12 \cdot \left(\frac{60 \cdot 950 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_1 = 7549{,}98\ \mathrm{N} < C = 32500\ \mathrm{N}$$

$n_{\mathrm{m}} -$ brzina vrtnje u [$\mathrm{min}^{-1}$]

$L_{10\mathrm{n_min}} -$ zahtjevani nazivni vijek trajanja u [h]

$L_{10\mathrm{n_min}} = 8000\ \mathrm{h}$

$\varepsilon -$ eksponent vijeka trajanja

$\varepsilon = 10/3;$ ležaj sa teorijskim dodirom u točki

S obzirom da je dinamička opterećenost ležaja manja od dinamičke nosivosti, zaključujemo da ležaj zadovoljava.

### *2.6.3.2. Ležajno mjesto G*

Za ležajno mjesto G odabran je isti ležaj budući da je situacija u potpunosti ista, osim što je sila različite veličine, stoga ćemo samo provesti proračun provjere dinamičke opterećenosti:

$$P_{\mathrm{rG}} = F_{\mathrm{rG}} = 244{,}12\ \mathrm{N}$$

$P_{\mathrm{rG}} -$ dinamičko radijano opterećene ležajnog mjesta G u [N]

Dinamička opterećenost ležaja računa se prema izrazu:

$$C_1 = P_{\mathrm{rG}} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{\mathrm{m}} \cdot L_{10\mathrm{n_min}}}{10^6}\right)^{\frac{1}{\varepsilon}}$$

$$C_1 = 244{,}12 \cdot \left(\frac{60 \cdot 950 \cdot 8000}{10^6}\right)^{\frac{3}{10}}$$

$$C_1 = 1885\ \mathrm{N} < C = 32500\ N$$

Također zaključujemo da ležaj zadovoljava.

### *2.6.4. Kontrolni proračun međuvratila*

Kontrolni proračun međuvratila provest će se istim postupkom kao i za vratilo 1. Ovdje nemamo utjecaj momenta uvijanja, nego samo momenta savijanja te će stoga i proračun biti utoliko jednostavniji.

Reducirani moment ovdje je jednak momentu savijanja budući da nema momenta uvijanja niti zareznog djelovanja:

$$M_{\mathrm{red}} = M_{\mathrm{f}} = 97{,}17 \text{ Nm}$$

$M_{\mathrm{f}} -$ moment savijanja za kritični presjek H u [Nmm]

Moment otpora za zadani presjek računa se prema:

$$W = 0{,}1 \cdot {d_{\mathrm{v}}}^3$$

$$W = 0{,}1 \cdot 25^3 = 1562{,}5 \text{ mm}^3$$

$d_{\mathrm{v}} -$ promjer vratila u presjeku H u [mm]

Reducirano naprezanje za zadani presjek:

$$\sigma_{\mathrm{red}} = \frac{M_{\mathrm{red}}}{W} = \frac{97{,}17 \cdot 10^3}{1562{,}5} = 62{,}18 \text{ N/mm}^2$$

$M_{\mathrm{red}} -$ reducirani moment u presjeku D u [Nm]

$W -$ moment otpora u [$\mathrm{mm}^3$]

Faktor veličine strojnog djela $b_2$ i faktor kvalitete površinske obrade $b_1$ određuju se iz dijagrama:

$$b_1 = 0{,}93$$

$$b_2 = 0{,}93$$

Sigurnost vratila računa se prema izrazu:

$$S_{\mathrm{post}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\mathrm{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\mathrm{red}}}$$

$$S_{\mathrm{post}} = \frac{0{,}93 \cdot 0{,}93 \cdot 190}{1 \cdot 62{,}18}$$

$$S_{\mathrm{post}} = 2{,}65 > S_{\mathrm{port}} = 1{,}4$$

$b_1 -$ faktor kvalitete površinske obrade

$b_2 -$ faktor veličine strojnog djela

$\sigma_{\mathrm{fDN}} -$ dopušteno naprezanje u [$\mathrm{N/mm}^2$]

$\varphi -$ faktor udara za ravnomjerni pogon

$\varphi = 1$

$\sigma_{\mathrm{red}} -$ reducirano naprezanje u presjeku H u [Nm]

Sigurnost koju je potrebno zadovoljiti u ovom slučaju je manja nego postignuta sigurnost, stoga možemo smatrati da je ovo vratilo, na kritičnom presjeku, zadovoljilo uvjet sigurnosti.

## 2.7. Proračun vratila 2

Proračun vratila 2 provodi se analogno proračunu vratila 1. Opterećenja su skoro ili potpuno ista, te je dužina vratila ista. Stoga se ovaj proračun neće posebno raspisivati budući da su sve vrijednosti za vratilo 1 istovjetne te će, s obzirom na situaciju, i sve karakteristike i odabrani ležajevi biti isti.

Materijal odabran za vratilo 2 je: **S235JR** (St 37-2).

Promjeri vratila:

$d_{\mathrm{E}} = 40\ \mathrm{mm}$

$d_{\mathrm{A}} = 35\ \mathrm{mm}$

$d_{\mathrm{B}} = 35\ \mathrm{mm}$

$d_{\mathrm{C}} = 30\ \mathrm{mm}$

$d_{\mathrm{D}} = 40\ \mathrm{mm}$

Sigurnost na kritičnom presjeku:

$S_{\mathrm{post}} = 2{,}4 > S_{\mathrm{port}} = 1{,}4$

Ležaj na ležajnom mjestu A:

Odabran je ležaj NU 1007 ECP.

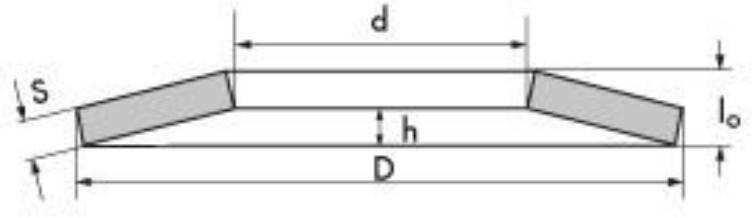
Ležaj na ležajnom mjestu B:

Odabran je ležaj 6207.

Vratilo 2 će također biti tarenicom vezano preko pera, kao što je to slučaj i kod vratila 1.

## 2.8. Proračun tanjuraste opruge

Aksijalna komponenta sile koja djeluje na tarenicu potrebno se ostvariti oprugom. Odabrana je tanjurasta opruga norme DIN 2093 te je proveden proračun iste kako bi se ustvrdilo je li maksimalna sila opruge veća od aksijalne komponente normalne sile na tarenicu. Ako je maksimalna sila opruge veća od aksijalne sile, tada smatramo da opruga zadovoljava te može ostvariti tu istu aksijalnu silu.




**Slika 10. Tanjurasta opruga DIN 2093**

**Tablica6. Dimenzije i karakteristike tanjuraste opruge**

| | |
|---|---|
| Promjer *d* | 36 mm |
| Promjer *D* | 71 mm |
| Debljina *s* | 2 mm |
| Duljina *h* | 2,6 mm |
| Duljina $l_0$ | 4,6 mm |
| Faktor elastičnosti *k* | 923000 N/mm$^2$ |
| Faktor $\alpha$ | 0,7 N/mm$^2$ |
| Progib *f* | 0,39 mm |

Opruga se proračunava prema izrazu:

$$F_{\text{opr,max}} = k \cdot \frac{s^3}{\alpha \cdot D^2} \cdot f \cdot \left( \left( \frac{h}{s} - \frac{f}{s} \right) \left( \frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + 1 \right)$$

$$F_{\text{opr,max}} = 923\,000 \cdot \frac{2^3}{0{,}7 \cdot 71^2} \cdot 0{,}39 \cdot \left( \left( \frac{2{,}6}{2} - \frac{0{,}39}{2} \right) \left( \frac{2{,}6}{2} - \frac{0{,}39}{4} \right) + 1 \right)$$

$$F_{\text{opr,max}} = 1900\ \text{N} > F_{\text{opr}} = 1190\ \text{N}$$

Maksimalna sila koja se javlja u opruzi veća je od potrebne sile koju treba ostvariti, stoga ova opruga zadovoljava.

## 2.9. Proračun pera između vratila 1 i tarenice 1

Pero povezuje tarenicu 1 i vratilo 1, te je potrebno provesti proračun za bočni tlak koji djeluje na vratilo i tarenicu. Bočni tlak mora biti manji od dopuštenog za određeni materijal te tada slučaj zadovoljava.

S obzirom na promjer vratila na kojem djeluje pero, prema podacima iz tablice odabrano je sljedeće: **Pero 12x8, Oblik A**, norme DIN 6885.

Dimenzije pera prikazane su u tablici:

**Tablica 7. Dimenzije pera 12x8**

| | |
|---|---|
| Širina *b* | 12 mm |
| Visina *h* | 8 mm |
| Visina $t_1$ | 5 mm |
| Visina $t_2$ | 3,3 mm |

Obodna sila koja djeluje na pero računa se prema izrazu:

$$F_\mathrm{t} = \frac{2 \cdot T_\mathrm{EM}}{d_\mathrm{v}} = \frac{2 \cdot 30{,}16}{0{,}04} = 1508 \text{ N}$$

$T_\mathrm{EM} -$ moment torzije pogonskog uređaja u [N]

$d_\mathrm{v} -$ promjer vratila na koje je postavljeno pero u [m]

Odabrana duljina pera:

$$l_\mathrm{p} = 60mm$$

Nosiva duljina pera se zatim računa prema izrazu:

$$l_\mathrm{t} = l_\mathrm{p} - b = 60 - 12 = 48mm$$

Bočni tlak koji djeluje na tarenicu 1 računa se prema:

$$p_\mathrm{TN1} = \frac{F_\mathrm{t}}{t_2 \cdot l_\mathrm{t}}$$

$$p_\mathrm{TN1} = \frac{1508}{3{,}3 \cdot 48} = 9{,}52 \text{ MPa} < p_\mathrm{TN1,dop} = 80 \text{ MPa}$$

$p_\mathrm{TN1} -$ bočni tlak na tarenicu 1 u [MPa]

$l_\mathrm{t} -$ nosiva duljina pera u [mm]

$F_\mathrm{t} -$ obodna sila koja djeluje na pero u [N]

$$p_{\mathrm{TN1,dop}} - \text{dopuštenibočni tlak za odabrani materijal u [MPa]}$$

Bočni tlak koji djeluje na tarenicu 1 računa se prema:

$$p_{\mathrm{v1}} = \frac{F_{\mathrm{t}}}{t_1 \cdot l_{\mathrm{t}}}$$

$$p_{\mathrm{v1}} = \frac{1508}{5 \cdot 48} = 6{,}28\ \mathrm{MPa} < p_{\mathrm{v1,dop}} = 80\ \mathrm{MPa}$$

$$p_{\mathrm{v1}} - \text{ bočni tlak na vratilo 1 u [MPa]}$$

Proračunom je pokazano da odabrano pero zadovoljava.

Isto pero je odabrano i za slučaj vratila 3 i tarenice 3, proračun se provodi na isti način te pero zadovoljava i u tom slučaju.

# 3. ZAKLJUČAK

Nakon obavljene konstrukcije i pripadajućeg proračuna, možemo zaključiti da varijator ispunjava sve zadane parametre. Budući da je njegova svrha kontinuirana promjena prijenosnog omjera, iz proračuna se jasno vidi da je uvjet ostvaren te da je konstrukcija ostvarila zadani parametar. Svi dijelovi su proračunati te su, oni koji su morali, zadovoljili traženu sigurnost.

Mehanizam za pozicioniranje izveden je trapeznim navojnim vretenom i vilicom koja se kreće pri okretanju trapeznog vretena. Krajnje pozicije vodilice ostvaruju prijenosni omjer od 0,5 do 2 te možemo smatrati konstrukciju zadovoljavajućom.

Gdje god su se mogli koristiti standardni dijelovi poput vijaka, matica, opruga, ležajeva, brtvi i sl., korišteni su kako bi se proizvodnja pojeftinila i ubrzala.

Gornji i donji dio kućišta je lijevan, vratila je potrebno tokariti i površinski obraditi, što znači da su pomno odabrani proizvodni procesi. Materijal svih tarenica je kaljeni čelik koji se proračunom pokazao kao najoptimalniji za snagu, tj okretni moment pri kutnoj brzini koja nam je zadana.

# LITERATURA

[1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.

[2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.

[3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.

[4] Vučkovi, K.: Valjni i klizni ležajevi, skripta za internu uporabu, Zagreb, 2015.

[5] Vučkovi, K.: Osovine i vratila, skripta za internu uporabu, Zagreb, 2015.

[6] Vučkovi, K.: Tarni prijenos, skripta za internu uporabu, Zagreb, 2015.

[7] Opalić, M.: Prijenosniic snage i gibanja, HDESK, Zagreb, 1998.

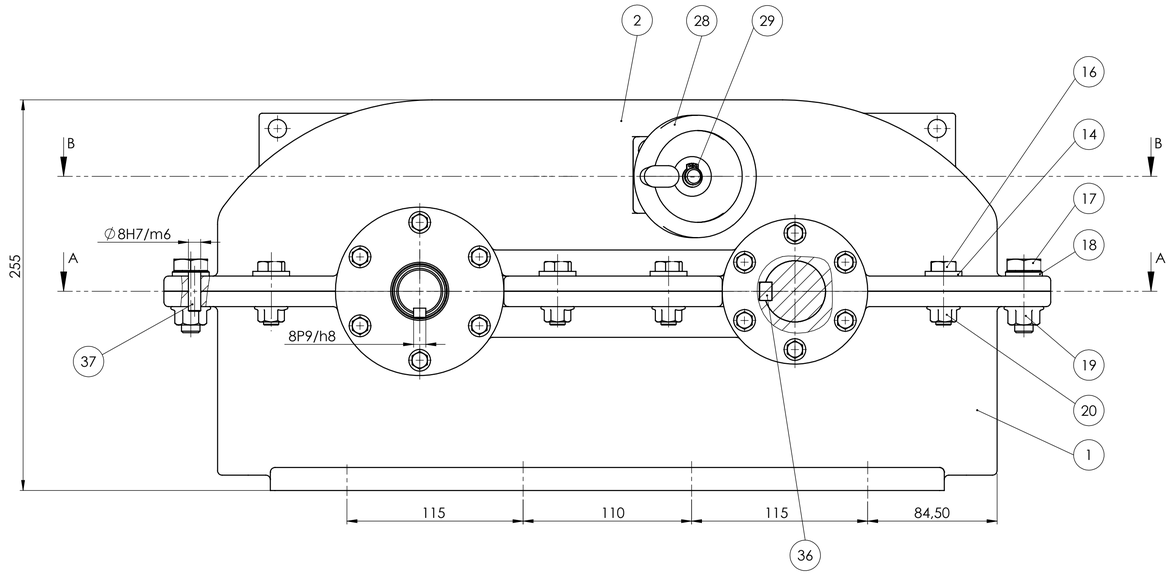
[8] SKF katalog

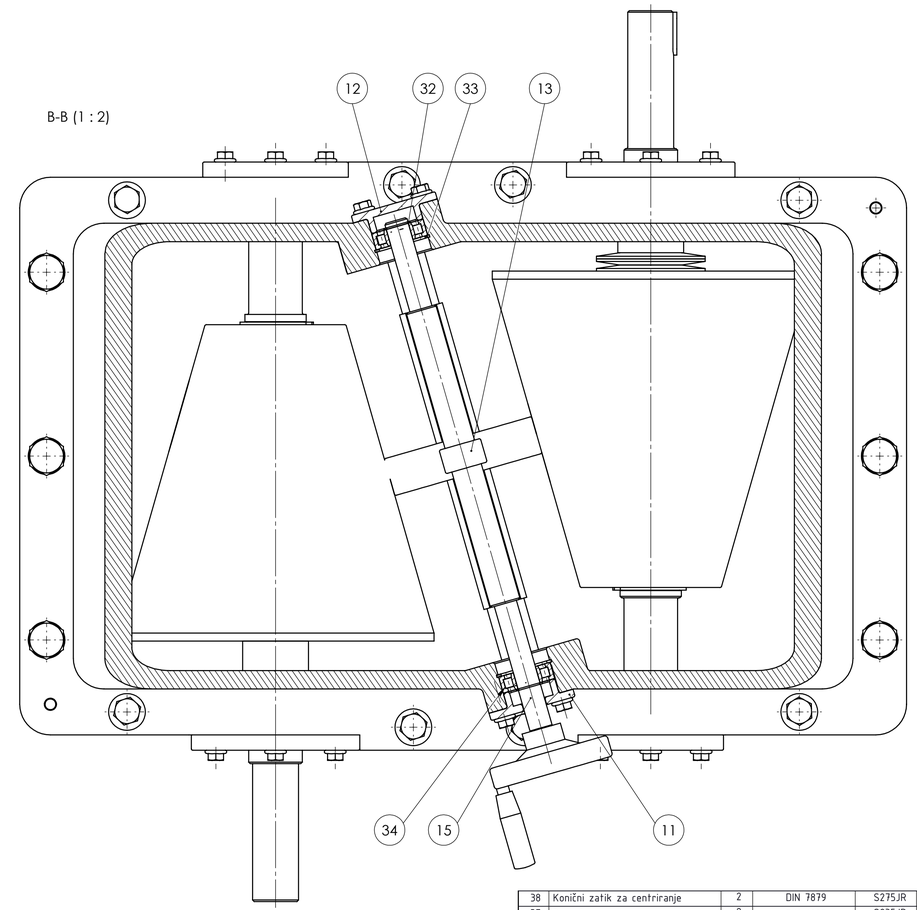
[9] Schaeffler: Tehnical Pocket Guide, STT, Herzogenaurach, 2014.

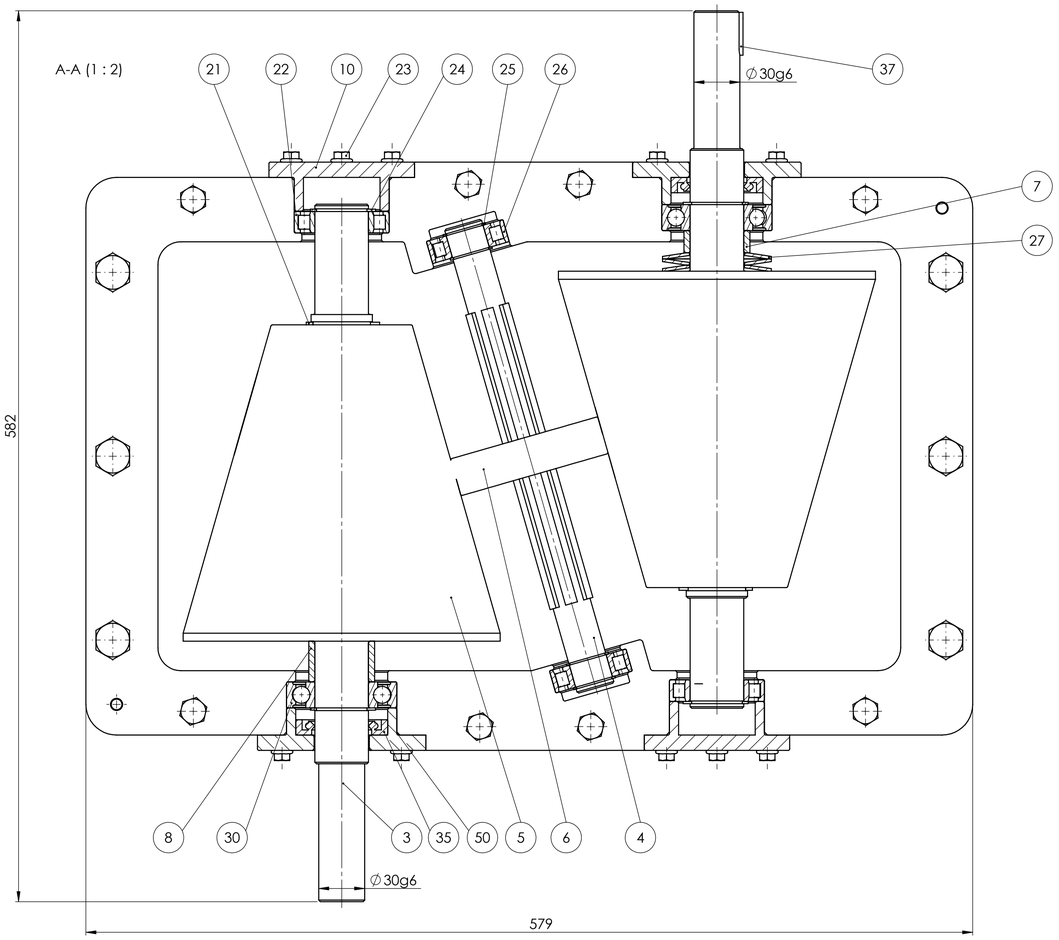
# PRILOZI

I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija




| Poz. | Naziv dijela | Kom. | Crtež broj / Norma | Materijal | Sirove dimenzije / Proizvođač | Masa |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 38 | Konični zatik za centriranje | 2 | DIN 7879 | S275JR | ø8 | 0,08kg |
| 37 | Pero 2 | 2 | DIN 6885 | S235JR | 22x10x6 | 0,04kg |
| 36 | Pero 1 | 2 | DIN 6885 | S235JR | 46x12x8 | 0,04kg |
| 35 | O-ring | 4 | DIN 3771 | | | |
| 34 | Ležaj NU 202 ECP | 2 | NU 202 ECP | | SKF | 0,1kg |
| 33 | Uskočnik 6 | 2 | DIN 472 | | ø37,2x1 | |
| 32 | Uskočnik 5 | 2 | DIN 471 | | ø17,6x1 | |
| 31 | Brtveni prsten | 2 | DIN 3760 | | 72x12 | 0,1kg |
| 30 | Ležaj 6207 | 1 | 6207 | | SKF | 0,1kg |
| 29 | Uskočnik 4 | 2 | DIN 471 | | ø13,2x1 | |
| 28 | Ručica | 1 | HR-80-11 | GGG50 | ø25x35x15 | 0,7kg |
| 27 | Tanjurasta opruga | 3 | DIN 2093 | CK75 | ø60x5 | 0,33kg |
| 26 | Ležaj N 205 ECP | 2 | N 205 ECP | | SKF | 0,1kg |
| 25 | Uskočnik 3 | 4 | DIN 471 | | ø28,4x1 | |
| 24 | Uskočnik 2 | 4 | DIN 471 | | ø38,8x1,5 | |
| 23 | Vijak M6 | 32 | DIN 6921 | 8.8 | Vijci kranjec | 0,1kg |
| 22 | Ležaj NU 1007 ECP | 2 | NU 1007 ECP | | SKF | 0,1kg |
| 21 | Uskočnik 1 | 2 | DIN 471 | | ø44x1,5 | |
| 20 | Matica M10 | 8 | DIN 6923 | 8 | Vijci kranjec | 0,1kg |
| 19 | Matica M12 | 8 | DIN 6923 | 8 | Vijci kranjec | 0,1kg |
| 18 | Podloška za vijak M12 | 8 | DIN 6916 | | Vijci kranjec | |
| 17 | Vijak M12 | 8 | DIN 6914 | 8.8 | Vijci kranjec | 0,3kg |
| 16 | Vijak M10 | 8 | DIN 609 | 8.8 | Vijci kranjec | 0,8kg |
| 15 | Vreteno | 1 | DL-01-092016-015 | | | 0,7kg |
| 14 | Podloška za vijak M10 | 8 | DIN6902 | ø20x365 | Vijci kranjec | |
| 13 | Vilica | 1 | DL-01-092016-016 | S235JR | S235JR | 0,3kg |
| 12 | Poklopac vretena | 2 | DL-01-092016-012 | S275JR | 57x50x15 | 0,13kg |
| 11 | Poklopac vretena s provrtom | 2 | DL-01-092016-011 | S275JR | 57x50x15 | 0,13kg |
| 10 | Poklopac vratila | 2 | DL-01-092016-010 | S275JR | ø95x32 | 0,7kg |
| 9 | Poklopac vratila sa provrtom | 2 | DL-01-092016-009 | S275JR | ø100x28 | 0,8kg |
| 8 | Distantni prsten veći | 1 | DL-01-092016-008 | S235JR | ø43x27 | 0,1kg |
| 7 | Distantni prste manji | 1 | DL-01-092016-007 | S235JR | ø43x15 | 0,05kg |
| 6 | Međutarenica | 1 | DL-01-092016-006 | Ck45 | ø100x25 | 1,41kg |
| 5 | Konusna tarenica | 2 | DL-01-092016-005 | Ck45 | ø207x207 | 9,6kg |
| 4 | Međuvratilo | 1 | DL-01-092016-004 | S235JR | ø30x315 | 1,3kg |
| 3 | Vratilo | 2 | DL-01-092016-003 | S235JR | ø45x455 | 3,74kg |
| 2 | Gornje kućište | 1 | DL-01-092016-002 | GG25 | 579x384x125 | 13kg |
| 1 | Donje kućište | 1 | DL-01-092016-001 | GG25 | 579x384x130 | 14,5kg |

| | Datum | Ime i prezime | Potpis |
|---|---|---|---|
| Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |

Broj naziva - code

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

| | | |
|---|---|---|
| 8P9/h8 | +0,027 | -0,043 |
| ø30g6 | -0,009 | -0,025 |
| ø8H7/m6 | +0,011 | -0,018 |

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena:

Kopija

Materijal:

Masa: 48.6kg

ZAVRŠNI RAD

Mjerilo originala 1:2

Naziv: Mehanički varijator

Pozicija:

Format: A1

Listova: 1

Crtež broj: DL-01-092016-000

List: 1

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Design by CADLab

Ra 6,3 | Ra 50 | Ra 6,3 | Ra 1,6

287,69 | 167 | 142,50 | 222 | 167 | 10 | 52 | 10 | 42 | 36,25 | 34,75 | 42 | 20 | 20 | ∅8H7 | 17,50 | 384 | 6x∅13 | 120 | 47 | 120 | 18,30 | 25 | ∅45 | Ra 1,6 | Ra 1,6 | Ra 1,6 | R15 | R20 | 8x∅11 | 20 | 15 | ∅60 | 77 | ∅52H7 | 16° | ∅45 | Ra 1,6 | 15 | 62 | 70 | 2x45° | ∅72H7 | 257 | 72,50 | 15 | 2x45° | ∅52 | ∅62H7 | 70

A-A

⊥ 0,2 R | ⊥ 0,2 R | 280 | B | C | 12 | 110 | 30 | 10 | 15 | 15 | R8 | 10 | 264 | D | Ra 6,3 | 364

Detalj B
M1:1

Ra 6,3 | M6 | 8 | 10

Detalj C
M1:1

Ra 6,3 | M6 | 8 | 10

Detalj D
M1:1

∅8H7 | 10 | 20

579 | 509 | D | E | 0.2 | A | ∅90 | ∅76 | Ra 6,3 | 30° | 130 | 120 | 30 | R55 | 3xM6 | 3xM6 | R47,50 | 8x∅16 | 0,3 | A | 115 | 110 | 115 | 50 | 440 | 34,50

NAPOMENA:
1. Sva nekotirana skošenja su 1x45°
2. Svi nekotirani radijusi su R3, ako se ne može izvesti je R1
5. Prvo obraditi referentnu ravninu E
3. Provrte bušiti u sklopu sa gornjim djelom kućišta (Poz: 02)
4. Nepomičnosti osigurati sa zatikom (detalj D)

| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | | FSB Zagreb |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | | |

| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: |
|---|---|---|---|
| ∅52H7 | +0,030 0 | Mehanički varijator | R. N. broj: |
| ∅72H7 | +0,030 0 | Napomena: | Kopija |
| ∅62H7 | +0,030 0 | Materijal: GG25 / Masa: 14.5kg | ZAVRŠNI RAD |
| ∅8H7 | +0,018 0 | Naziv: Donje kućište | Pozicija: 01 |
| | | Mjerilo originala 1:2 | Format: A2 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-001 | Listova: 1 |
| | | | List: 1 |

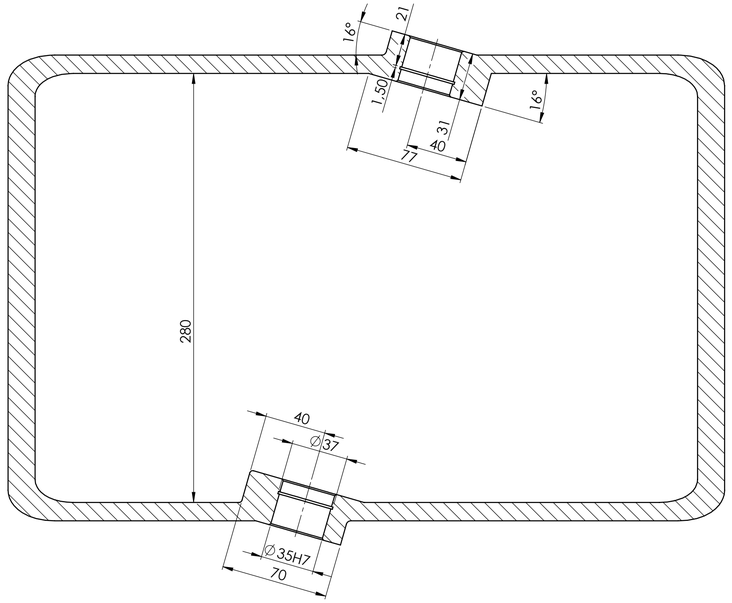
Design by CADLab&DŽ

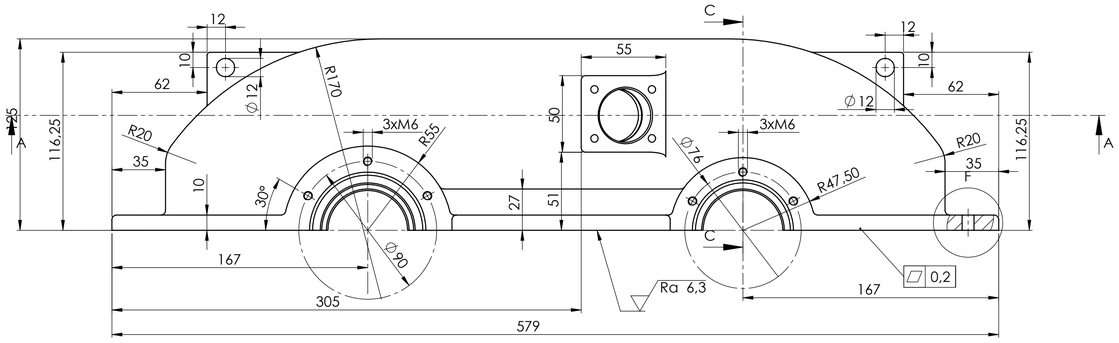
Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

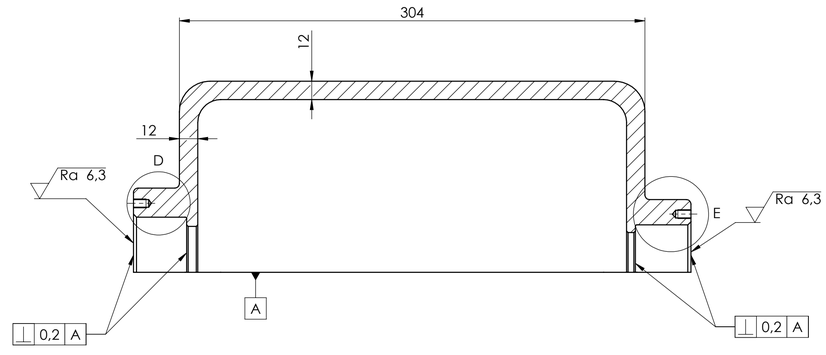
Ra 50 (Ra 6,3, Ra 1,6)

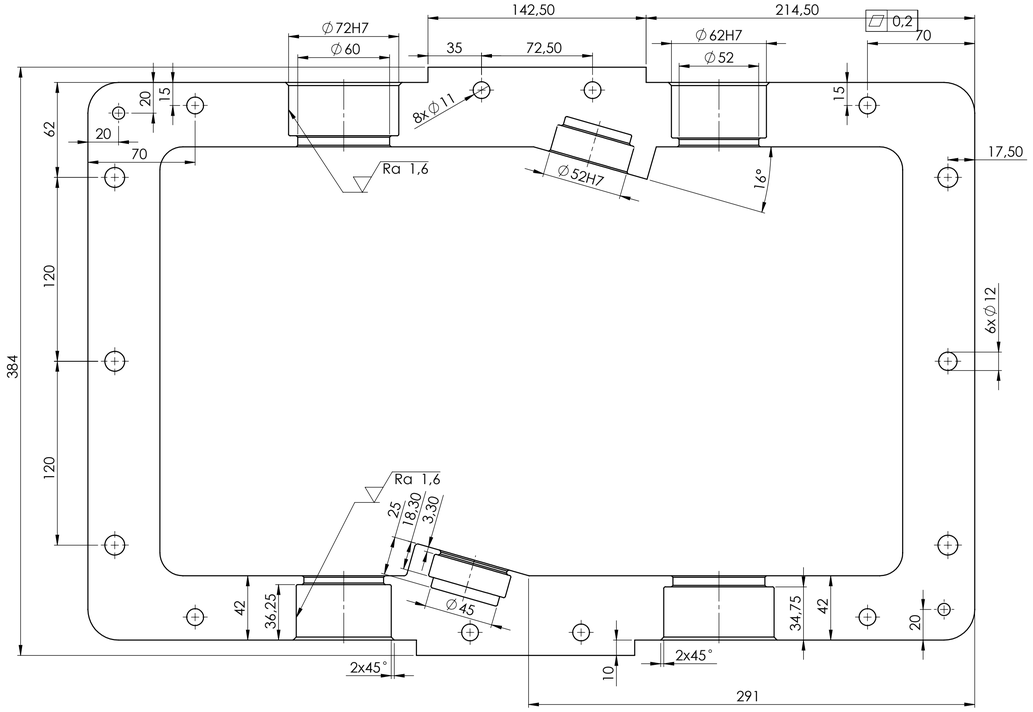
A-A



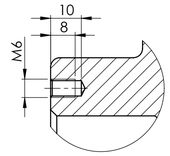




C-C

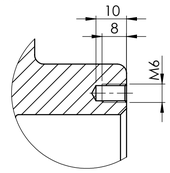


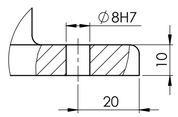

Detalj E
M1:1




Detalj D
M1:1




Detalj F
M1:1




NAPOMENA:
1. Sva nekotirana skošenja su 1x45°
2. Svi nekotirani radijusi su R3, ako se ne može izvesti je R1
5. Prvo obraditi referentnu ravninu A
3. Provrte bušiti u sklopu sa gornjim dijelom kućišta (Poz: 01)
4. Nepomičnosti osigurati sa zatikom (detalj F)

| | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |

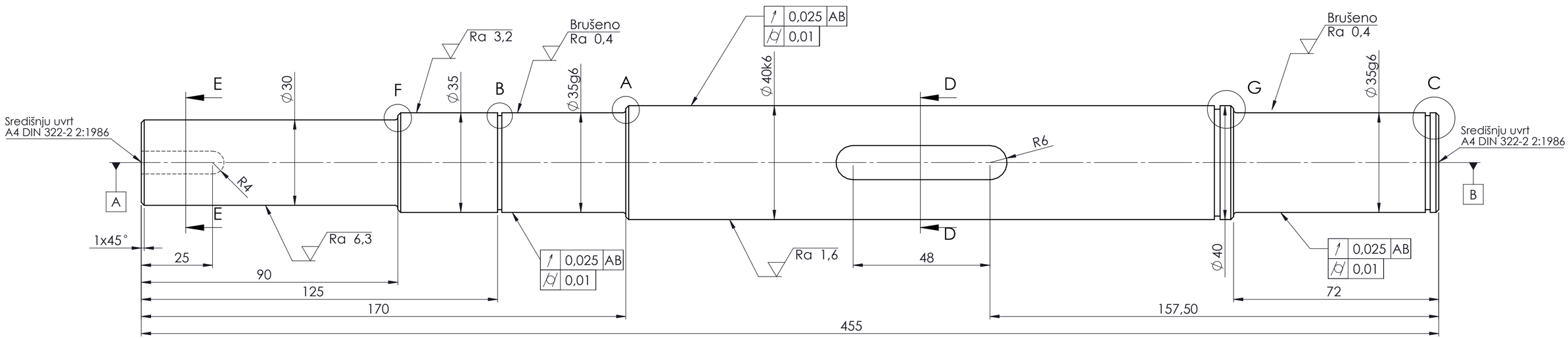
FSB Zagreb

| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: |
|---|---|---|---|
| ∅35H7 | +0,025 0 | Mehanički varijator | R. N. broj: |
| ∅52H7 | +0,030 0 | Napomena: | Kopija |
| ∅62H7 | +0,030 0 | Materijal: GG25 / Masa: 13kg | ZAVRŠNI RAD |
| ∅72H7 | +0,030 0 | Naziv: | Pozicija: |
| ∅8H7 | +0,018 0 | Gornje kućište | 02 |
| | | Mjerilo originala 1:2 | Format: A1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-002 | Listova: 1 / List: 1 |

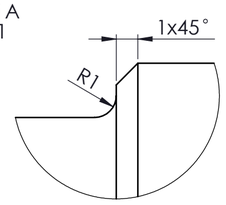
Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

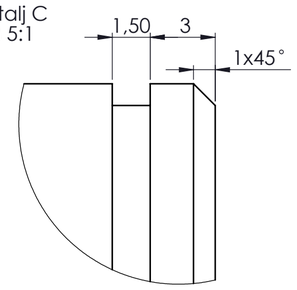
Ra 6,3 ( Ra 3,2 , Ra 1,6 , Brušeno Ra 0,4 )



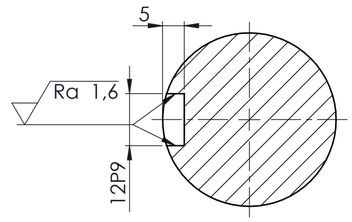

Detalj A
M 5:1



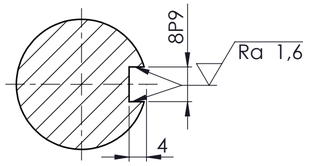

Detalj C
M 5:1



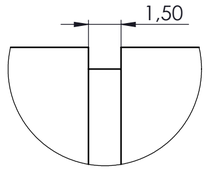

D-D (1 : 1)



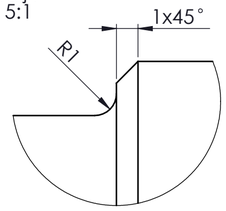

E-E (1 : 1)



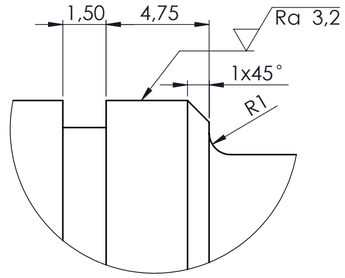

Detalj B
M 5:1




Detalj F
M 5:1




Detalj G
M 5:1




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| ISO - tolerancije | | Objekt: Mehanički varijator | | | Objekt broj: |
| 12P9 | -0,018 / -0,061 | | | | R. N. broj: |
| 8P9 | -0,015 / -0,051 | Napomena: | | | Kopija |
| Ø40k6 | -0,018 / +0,002 | Materijal: S235JR | Masa: 3.74kg | ZAVRŠNI RAD | |
| Ø35g6 | -0,009 / -0,025 | Naziv: Vratilo | | Pozicija: 03 | Format: A2 |
| | | Mjerilo originala 1:1 | | | Listova: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-003 | | | List: 1 |

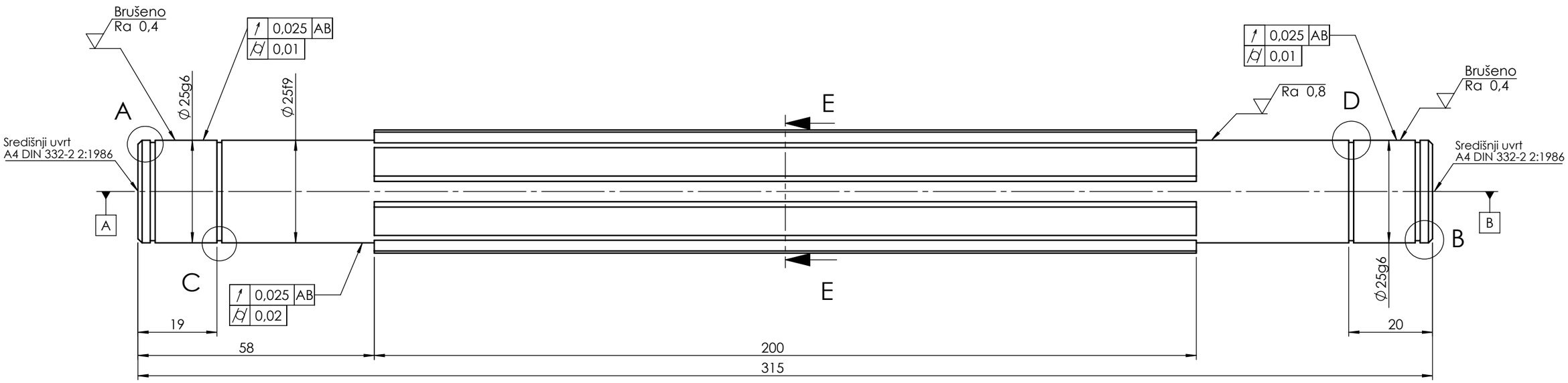
FSB Zagreb

Design by CADLab&DŽ

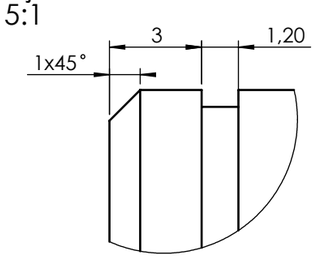
Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

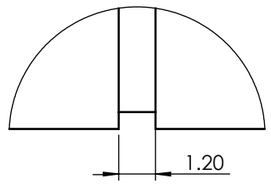
Ra 25 ( Ra 6,3 , Ra 0,8 , Brušeno Ra 0,4 )



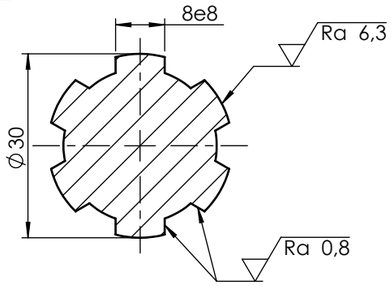

Detalj A
M 5:1



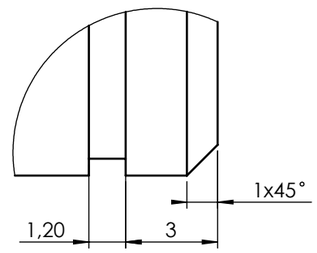

Detalj C
M 5:1



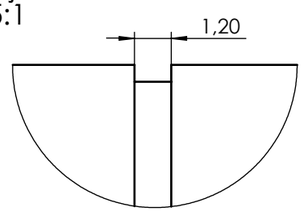

E-E




E-E




Detalj D
M 5:1



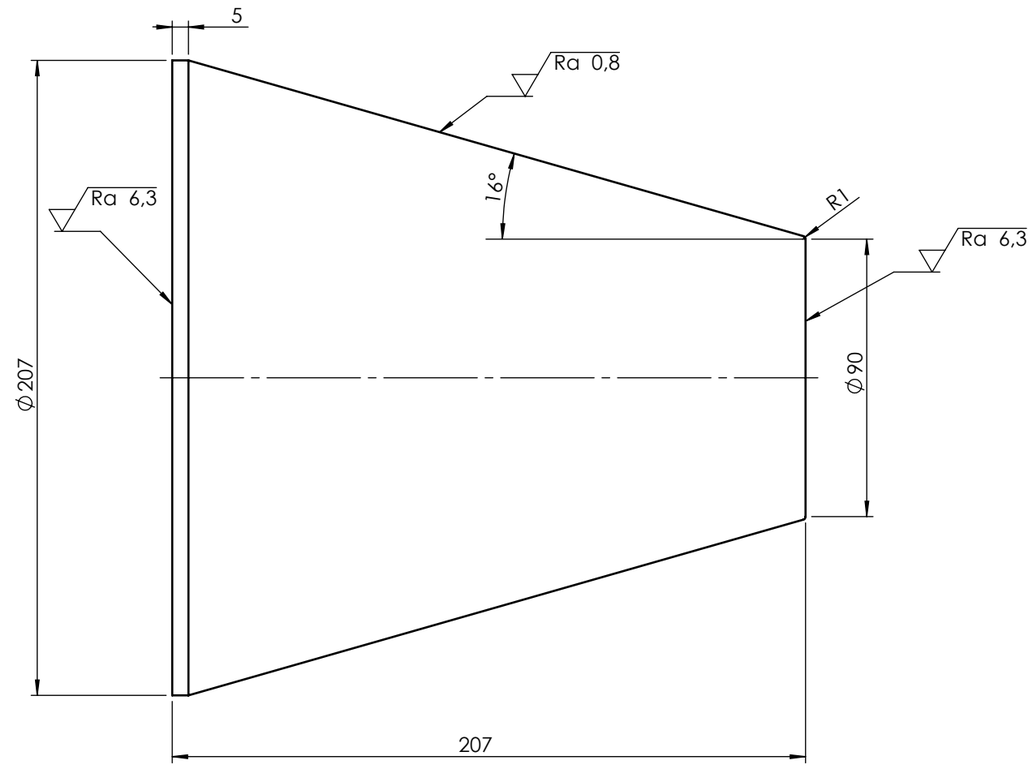

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| ISO - tolerancije | | | | | FSB Zagreb |
| Ø25g6 | -0,007 / -0,020 | Objekt: Mehanički varijator | | | Objekt broj: |
| 8e8 | -0,025 / -0,047 | | | | R. N. broj: |
| | | Napomena: | | | Kopija |
| | | Materijal: S235JR | Masa: 1.3kg | ZAVRŠNI RAD | |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Međuvratilo | Pozicija: 04 | Format: A3 |
| | | | | | Listova: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-004 | | | List: 1 |

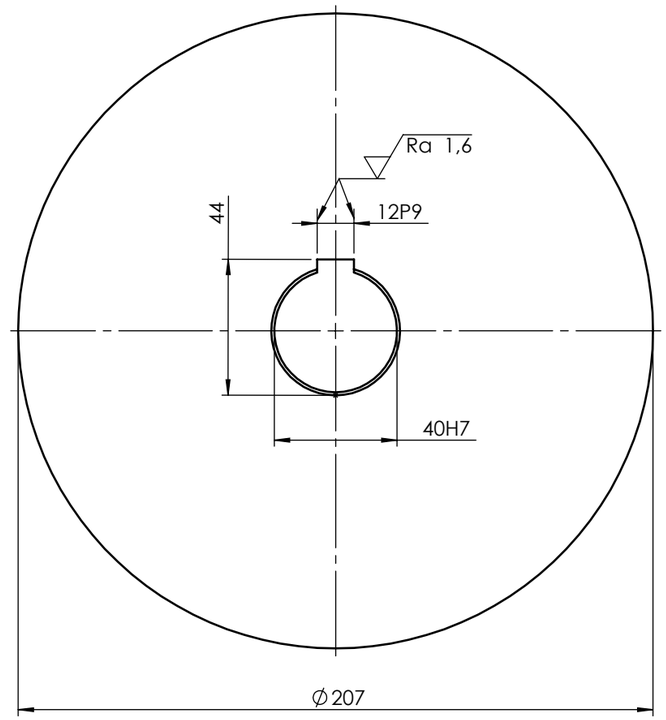
Design by CADLab

Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

Ra 25 ( Ra 6,3 , Ra 1,6 , Ra 0,8 )




NAPOMENA:
Sva nekotirana skošenja su 1x45°

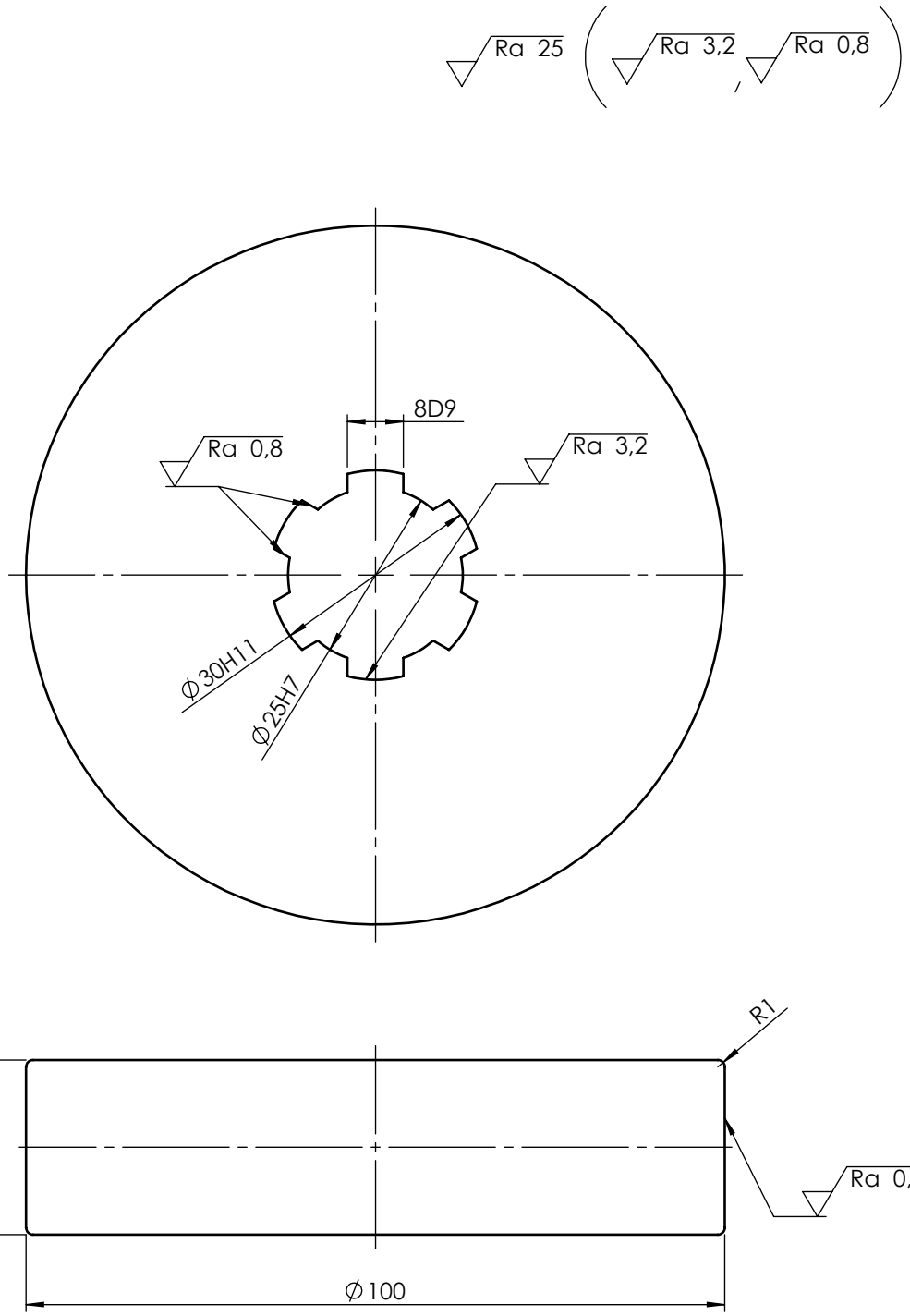
| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |

FSB Zagreb

| ISO - tolerancije | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Ø40H7 | +0,025 / 0 | Objekt: Mehanički varijator | | Objekt broj: |
| 12P9 | -0,018 / -0,061 | Napomena: | | R. N. broj: |
| | | Materijal: Ck45 | Masa: 9,6kg | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:2 | Naziv: Konusna tarenica | Pozicija: 05 |
| | | | Crtež broj: DL-01-092016-005 | Kopija / Format: A3 / Listova: 1 / List: 1 |

Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



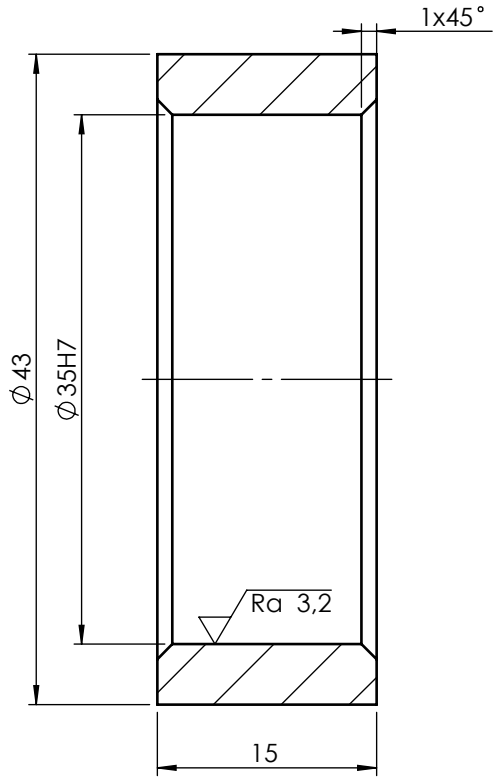

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

FSB Zagreb

| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: | |
|---|---|---|---|---|
| 8D9 | +0,076 / +0,040 | Mehanički varijator | R. N. broj: | |
| Ø25H7 | +0,021 / 0 | Napomena: | | Kopija |
| Ø30H11 | +0,130 / 0 | Materijal: Ck45 | Masa: 1,41kg | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Međutarenica | Pozicija: 06 |
| | | | Crtež broj: DL-01-092016-006 | Format: A4 / Listova: 1 / List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 ( Ra 3,2 )



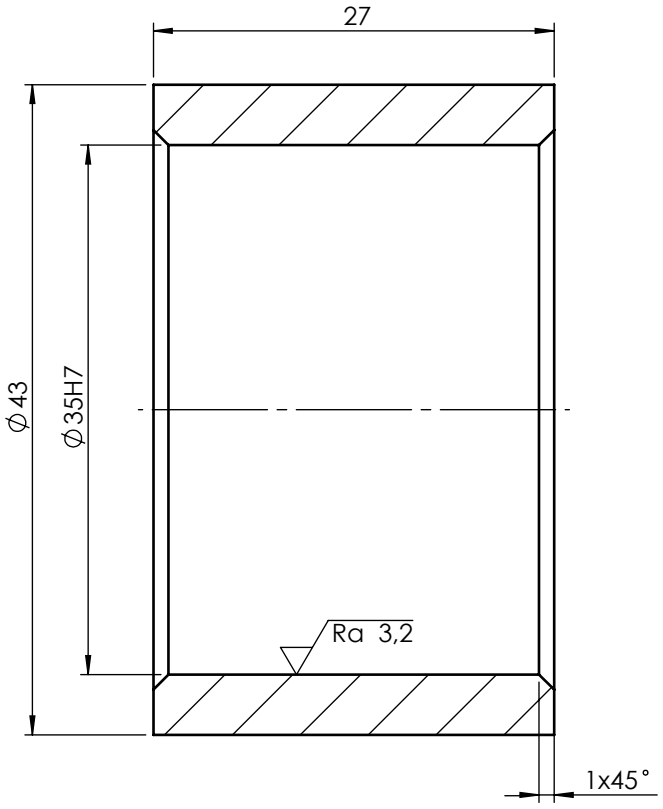

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

FSB Zagreb

| | | | |
|---|---|---|---|
| ISO - tolerancije | | Objekt: Mehanički varijator | Objekt broj: |
| Ø35H7 | +0,021 / 0 | | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S235JR | Masa: 0.06kg |
| | | | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 2:1 | Naziv: Distantni prsten manji |
| | | | Pozicija: 07 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-007 | Format: A4 |
| | | | Listova: 1 |
| | | | List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 ( Ra 3,2 )

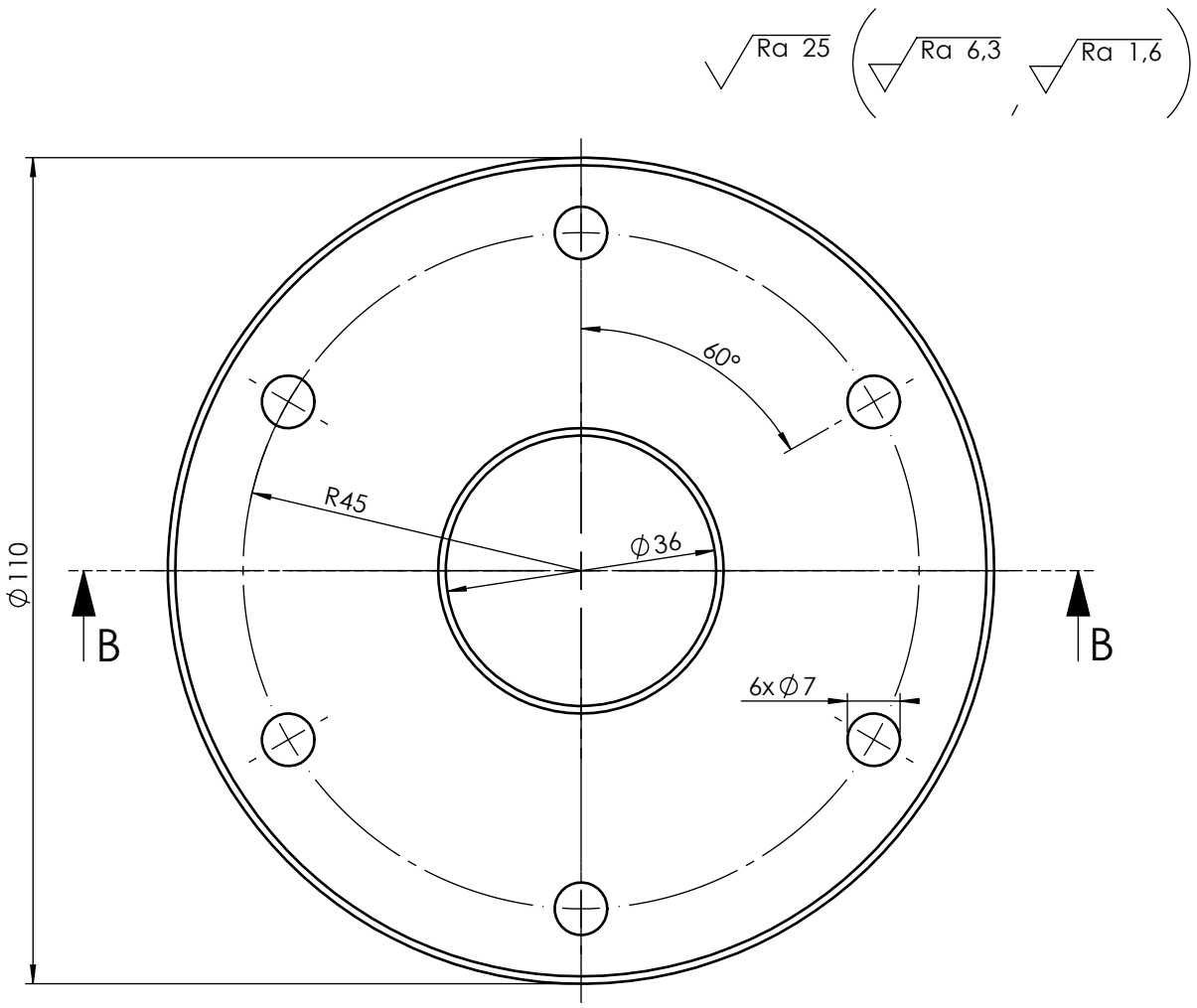


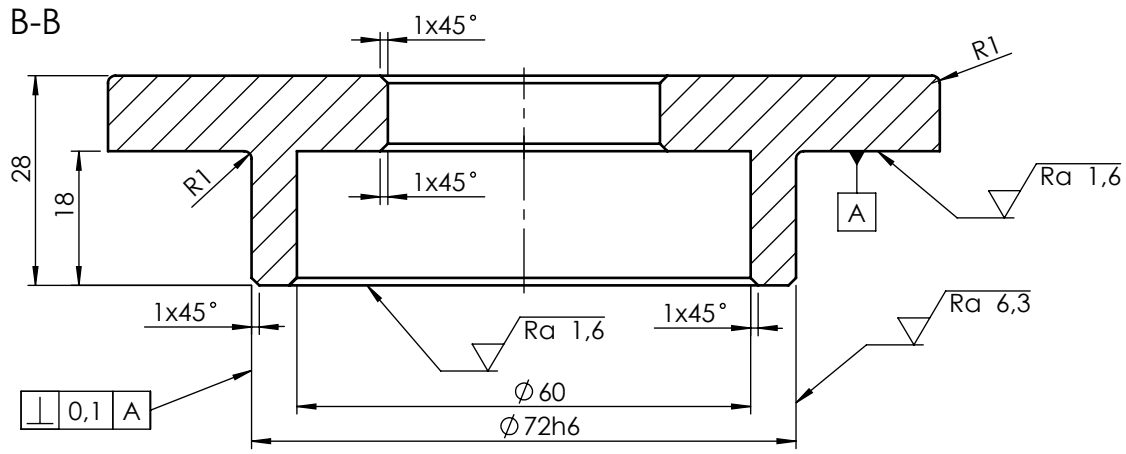

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

FSB Zagreb

| | | | |
|---|---|---|---|
| ISO - tolerancije | | Objekt: Mehanički varijator | Objekt broj: |
| Ø35H7 | +0,021 / 0 | | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S235JR | Masa: 0.1kg |
| | | | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 2:1 | Naziv: Distantni prsten veći |
| | | | Pozicija: 08 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-008 | Format: A4 |
| | | | Listova: 1 |
| | | | List: 1 |

Design by CADLab



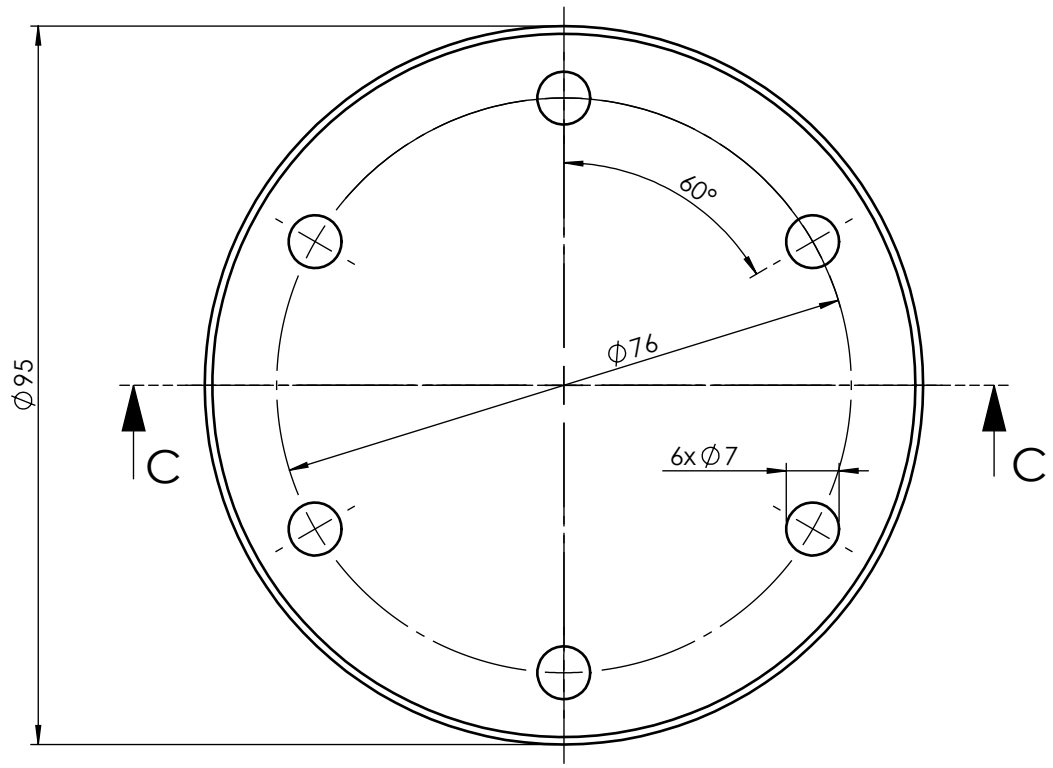

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

FSB Zagreb

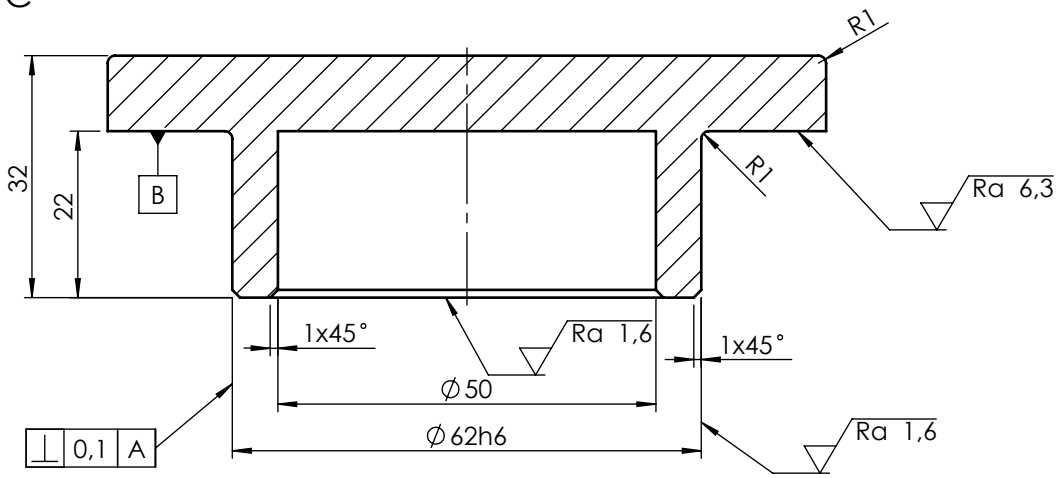
| | | | |
|---|---|---|---|
| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: |
| ⌀72h6 | 0 / -0,030 | Mehanički varijator | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S275JR | Masa: 0.8kg |
| | | | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Poklopac vratila s provrtom |
| | | | Pozicija: 09 |
| | | | Format: A4 |
| | | | Listova: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-009 | List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 (Ra 6,3, Ra 1,6)




C-C



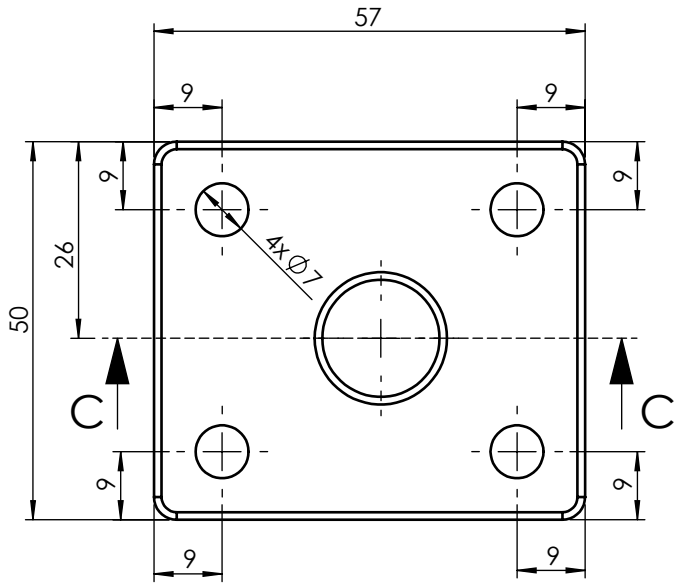

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

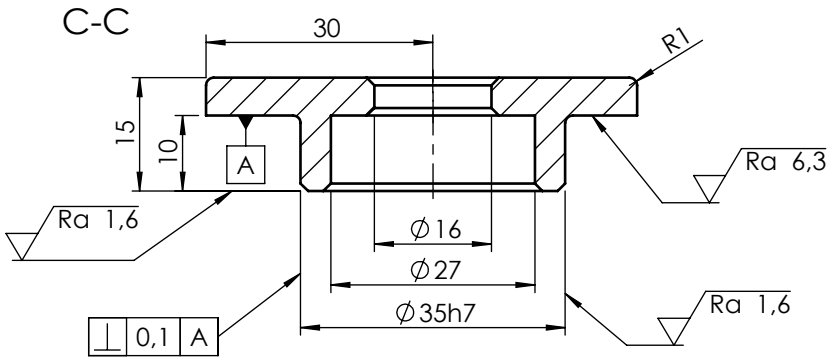
FSB Zagreb

| | | | |
|---|---|---|---|
| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: |
| ϕ62h6 | 0 / -0,030 | Mehanički varijator | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S275JR | Masa: 0.71kg |
| | | | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Poklopac vratila |
| | | | Pozicija: 10 |
| | | | Format: A4 |
| | | | Listova: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-010 | List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 ( Ra 6,3 , Ra 1,6 )




NAPOMENA:
Sva nekotirana skošenja su 1x45°

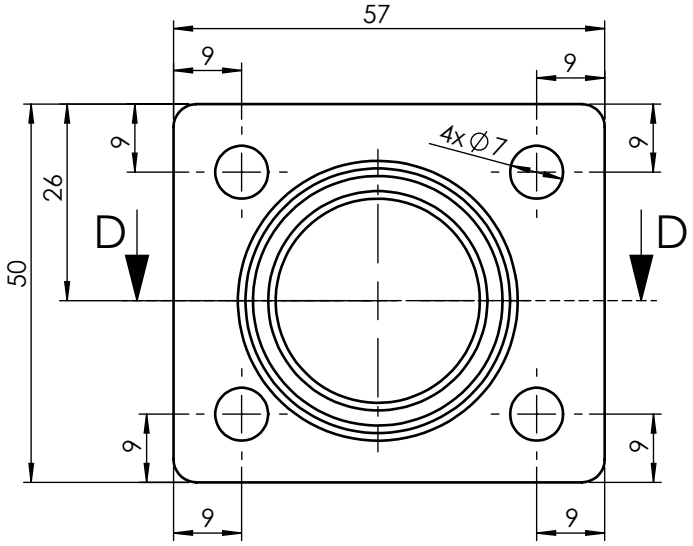
| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

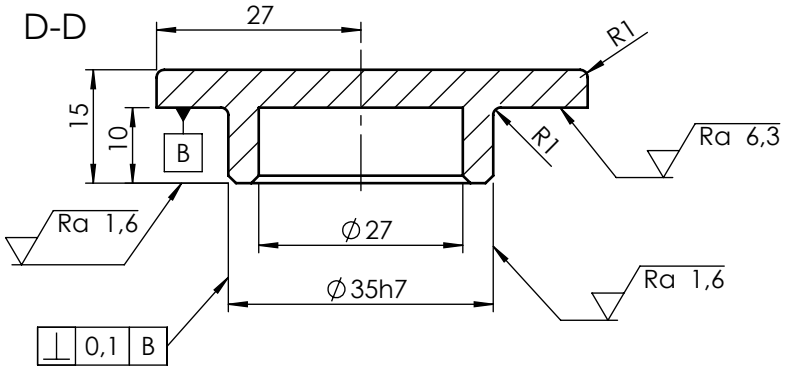
FSB Zagreb

| | | | |
|---|---|---|---|
| ISO - tolerancije | | Objekt: Mehanički varijator | Objekt broj: |
| Ø35h7 | 0 / -0,025 | | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S275JR | Masa: 0.13kg |
| | | | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Poklopac vretena s provrtom |
| | | | Pozicija: 11 |
| | | | Format: A4 |
| | | | Listova: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-011 | List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 ( Ra 6,3 , Ra 1,6 )




NAPOMENA:
Sva nekotirana skošenja su 1x45°
Svi nekotirani radijusi su R3

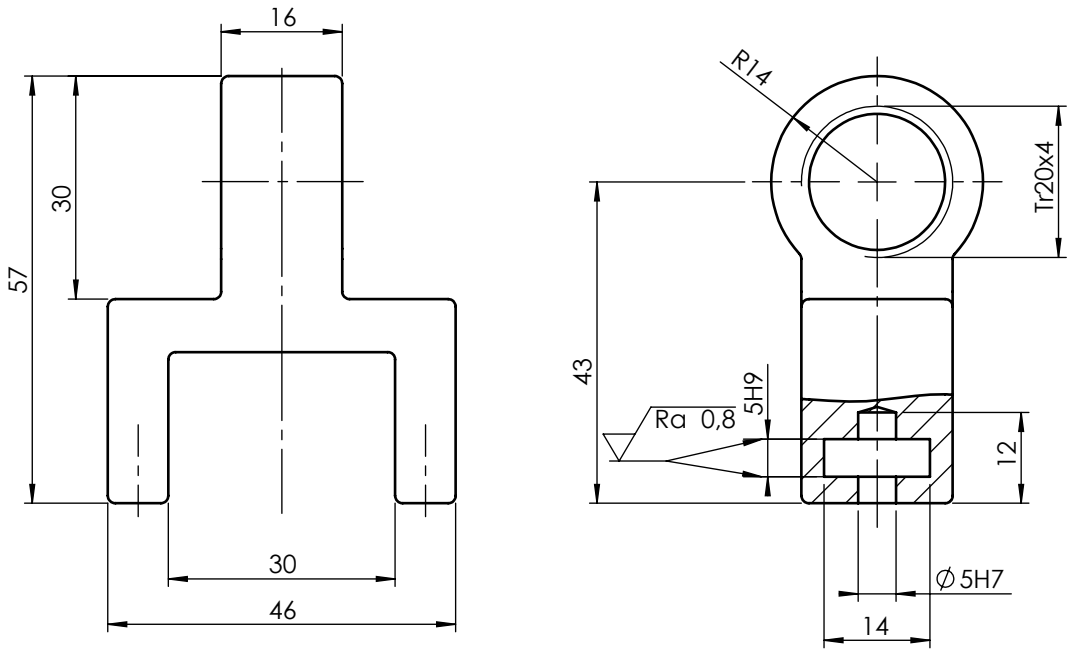
| | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |

FSB Zagreb

| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: |
|---|---|---|---|
| ∅35h7 | 0 / -0,025 | Mehanički varijator | R. N. broj: |
| | | Napomena: | Kopija |
| | | Materijal: S275JR | Masa: 0.13kg |
| | | ZAVRŠNI RAD | |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Poklopac vretena |
| | | Pozicija: 12 | Format: A4 |
| | | Listova: 1 | List: 1 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-012 | |

Design by CADLab

lijevano Ra 50 ( Ra 0,8 )

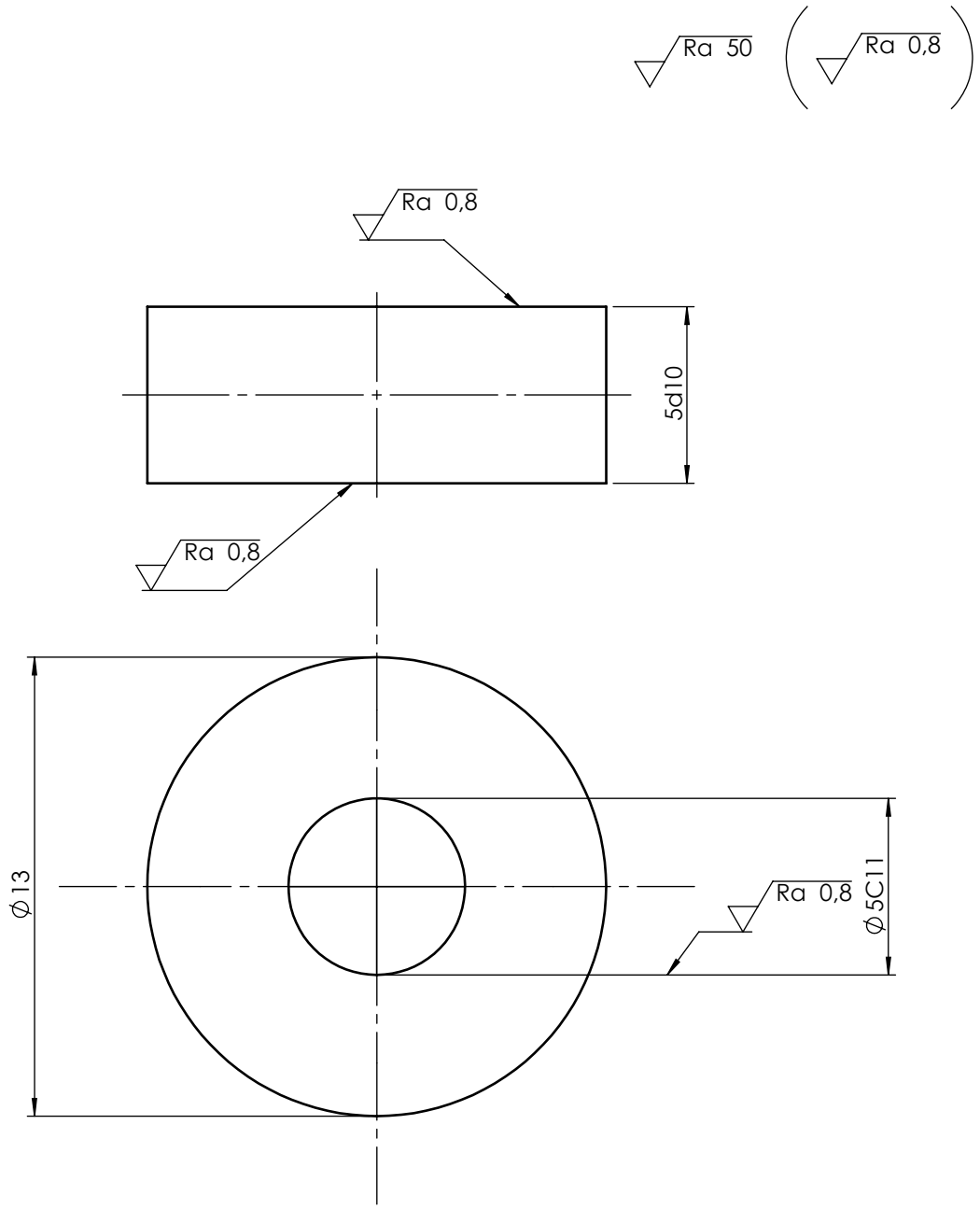



NAPOMENA:
Svi nekotirani radijusi su R1

| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis | FSB Zagreb |
|---|---|---|---|---|---|
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | | |

| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: | |
|---|---|---|---|---|
| ∅5H7 | +0,030 / 0 | Mehanički varijator | R. N. broj: | |
| 5H9 | +0,012 / 0 | Napomena: | | Kopija |
| | | Materijal: GGG50 | Masa: 0.14kg | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Vodilica | Pozicija: 13 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-013 | | Format: A4 / Listova: 1 / List: 1 |

Design by CADLab



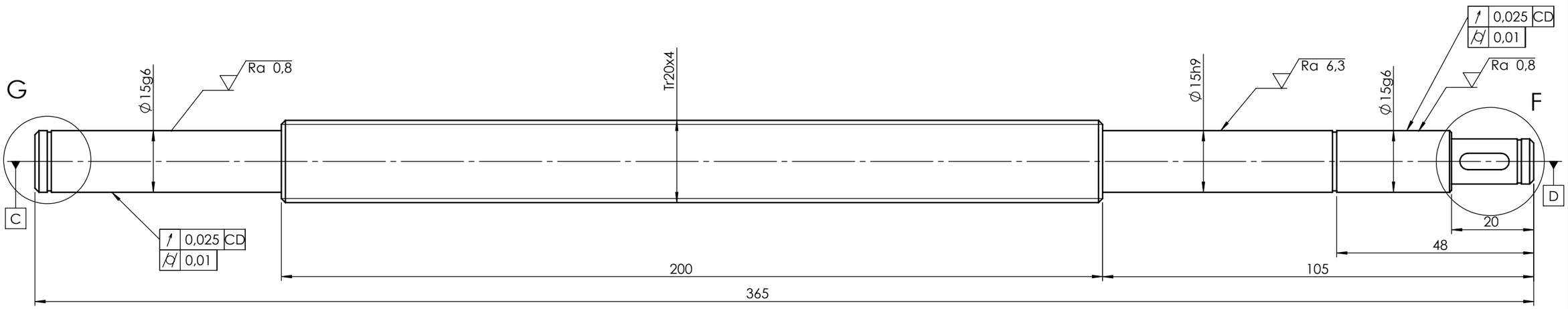

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| | | | | |

FSB Zagreb

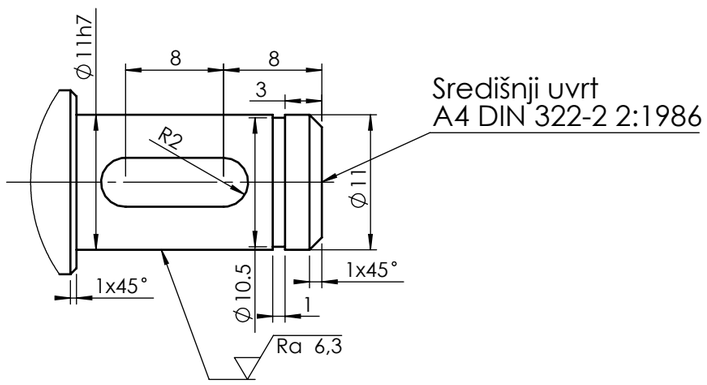
| ISO - tolerancije | | Objekt: | Objekt broj: | |
|---|---|---|---|---|
| 5d10 | -0,030 / -0,078 | Mehanički varijator | R. N. broj: | |
| ϕ5C11 | +0,145 / +0,070 | Napomena: | | Kopija |
| | | Materijal: E355 | Masa: 0.05kg | ZAVRŠNI RAD |
| | | Mjerilo originala 5:1 | Naziv: Valjak | Pozicija: 14 |
| | | Crtež broj: DL-01-092016-014 | | Format: A4 / Listova: 1 / List: 1 |

Design by CADLab

Ra 25 ( Ra 6,3 , Ra 0,8 )

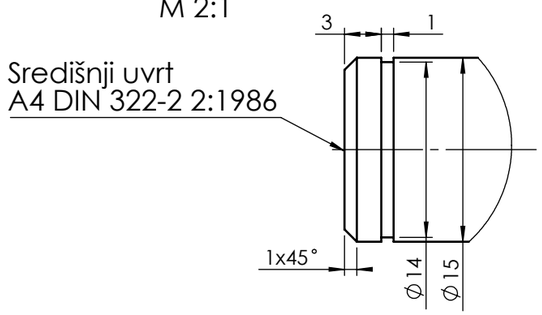



Detalj F
M 2:1




Središnji uvrt
A4 DIN 322-2 2:1986

Detalj G
M 2:1




Središnji uvrt
A4 DIN 322-2 2:1986

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Broj naziva - code | | | Datum | Ime i prezime | Potpis |
| | | Projektirao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Razradio | | Domagoj Lukšić | |
| | | Crtao | | Domagoj Lukšić | |
| | | Pregledao | | doc.dr.sc. Ivica Galić | |
| ISO - tolerancije | | Objekt: Mehanički varijator | | | Objekt broj: |
| Ø15g6 | -0,006 / -0,017 | | | | R. N. broj: |
| Ø15h9 | 0 / -0,043 | Napomena: | | | Kopija |
| Ø11h7 | 0 / -0,018 | Materijal: S235JR | | Masa: 0.7kg | |
| | | Mjerilo originala 1:1 | Naziv: Vreteno | | Pozicija: 15 |
| | | | Crtež broj: DL-01-092016-015 | | Format: A3 / Listova: 1 / List: 1 |

FSB Zagreb

Design by CADLab

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100