

# Stroj za namatanje jezgri transformatora

---

**Palešćak, Vili**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2024**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:163952>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-30**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Vili Palešćak

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

**Stroj za namatanje jezgri transformatora**

Mentor:

Prof. dr. sc. Neven Pavković, dipl. ing.

Student:

Vili Paleščak

Zagreb, 2024.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći navedenu literaturu i znanje stečeno tijekom studija.

Hvala prof. dr. sc. Nevenu Pavkoviću na svim korisnim savjetima, pruženoj pomoći, uputama i strpljenju prilikom pisanja ovog rada.

Zahvaljujem tvrtci Končar- Mjerni transformatori na prilici za konstruiranje ovakvog stroja i timu Tehnologije na svim savjetima pri njegovoj izradi.

Također, velika zahvala mojoj obitelji na podršci i razumijevanju tijekom studija te svim kolegama koji su mi u istome pomogli. Zahvaljujem i mojim prijateljima koji su mi više odmorili u studiranju, ali pomogli u drugim sferama života.

Hvala i Petri na razumijevanju pri pisanju i lektoriranju ovog rada te podršci koju mi pruža u životu.

Vili Palešćak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
 Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 1	
Ur.broj: 15 - 24 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Vili Palešćak** JMBAG: 0035209656

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Stroj za namatanje jezgri transformatora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Winding machine for transformer cores**

Opis zadatka:

Potrebno je koncipirati i konstruirati stroj za namatanje jezgri transformatora od role lima. Stroj treba prihvatiti rolu materijala te omogućiti odmatanje role i vođenje lima. Nakon namatanja dobivenu jezgru je potrebno prihvatiti i preusmjeriti u sljedeću fazu proizvodnog procesa. Bujan namatalice treba biti prilagodljiv velikom rasponu unutarnjih promjera jezgara. Mogućnosti prilagodbe trebaju obuhvatiti cca 2000 različitih jezgara u rasponu unutarnjih promjera od 200 do 740 mm za limove širine od 10 do 210 mm, te debljine od 0,15 do 0,20 mm. Mase jezgara u sadašnjem asortimanu u rasponu su od 20 do 150 kg. Zbog budućeg razvoja sve većih transformatora i većih jezgara potrebno je omogućiti nosivost stroja od maksimalno 300 kg. Stroj treba izvesti u gabaritima od maksimalno 5x2x1,5 m (DxVxŠ). Brzina namatanja je 40 - 160 okretaja u minuti.

U radu treba:

- Analizom tržišta i metodičkom razradom obuhvatiti različita konceptijska rješenja;
- Koncipirati više varijanti rješenja, usporediti ih i vrednovanjem odabrati najpovoljnije;
- Odabrano projektno rješenje uređaja razraditi s potrebnim proračunima nestandardnih dijelova;
- Izraditi računalni model uređaja i tehničku dokumentaciju u 3D CAD sustavu.

Opseg konstrukcijske razrade, modeliranja i izrade tehničke dokumentacije dogovoriti tijekom izrade rada.

Rad treba raditi u suradnji s tvrtkom Končar – Mjerni transformatori d.d.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

7. ožujka 2024.

Datum predaje rada:

9. svibnja 2024.

Predviđeni datumi obrane:

13. – 17. svibnja 2024.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Neven Pavković

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## Sadržaj

Sadržaj .....	III
Popis slika .....	V
Popis tablica .....	VII
Popis tehničke dokumentacije .....	VIII
Popis oznaka .....	IX
Sažetak .....	XIV
Summary .....	1
1. Uvod .....	2
2. Analiza tržišta .....	4
2.1. Tvrtka SUMWIC .....	4
2.2. Tvrtka TRANCO .....	8
3. Funkcijska dekompozicija .....	11
4. Morfološka matrica .....	14
5. Koncipiranje .....	19
5.1. Koncept 1 .....	19
5.2. Koncept 2 .....	25
6. Razrada odabranog koncepta – proračun namatalice .....	27
6.1. Proračun namatanja lima .....	30
6.2. Odabir elektromotora za namatanje .....	32
6.3. Proračun izbacivanja gotovih jezgri .....	33
6.4. Odabir linearnih aktuatora izbacivača .....	35
6.5. Proračun vratila namatalice .....	36
6.5.1. Vertikalna ravnina vratila .....	36
6.5.2. Horizontalna ravnina vratila .....	39
6.5.3. Rezultante sila u osloncima .....	40
6.5.4. Odabir ležajeva vratila namatalice .....	41
6.5.5. Kontrola pojedinih presjeka .....	43
Presjek 1-1 .....	44
Presjek 2-2 .....	45
Presjek 3-3 .....	46
Presjek 4-4 .....	48
Presjek 5-5 .....	49
6.5.6. Kontrola krutosti na kritičnom mjestu .....	51
6.5.7. Proračun pera vratila .....	52
Pero 1 - presjek 1-1 .....	52

---

Pero 2 (položaj prirubnice).....	53
6.6. Proračun pomične konstrukcije .....	54
6.6.1. Proračun vodilica.....	54
Glavne vodilice .....	54
Vodilice krakova izbacivača .....	56
6.6.2. Proračun konstrukcije.....	56
Cijev na vodilicama.....	56
6.7. Proračun nosive konstrukcije .....	58
6.7.1. Greda horizontalnih vodilica .....	58
6.7.2. Greda oslanjanja 2 linearna aktuatora .....	61
6.7.3. Greda oslanjanja 1 linearnog aktuatora .....	63
6.7.4. Nosiva prednja rešetka .....	66
6.7.5. Nosiva stražnja rešetka .....	67
6.7.6. Bočna rešetka .....	69
7. Zaključak.....	71
Literatura .....	72
Prilozi .....	73

## Popis slika

Slika 1. Postojeća stara namatalica u KMT-u .....	2
Slika 2. Sklop starog omatača .....	3
Slika 3. Poboljšanja postojeće namatlice .....	3
Slika 4. Poboljšanja postojeće namatlice - izometrija .....	3
Slika 5. Prikaz cijelog stroja [1] .....	5
Slika 6. Prikaz dijela za namatanje [1] .....	6
Slika 7. Prikaz namatlice [1] .....	6
Slika 8. Prikaz druge šablone za namatanje [1].....	7
Slika 9. Prikaz različitih šablona [1] .....	7
Slika 10. Namatanje na svornjak šablone [1] .....	8
Slika 11. Prikaz cijelog stroja [2] .....	9
Slika 12. Vertikalno odmicanje namatlice [2] .....	9
Slika 13. Sustav gurtne (remenice) i usmjerivača za namatanje [2] .....	10
Slika 14. Podešavanje širini lima [2].....	10
Slika 15. Sklop za rezanje sa servom [2] .....	10
Slika 16. Funkcijska dekompozicija uređaja .....	11
Slika 17. P1 - Prihvat role lima .....	11
Slika 18. P2 - Vođenje i namatanje lima .....	12
Slika 19. P3 - Prihvat namotane jezgre .....	12
Slika 20. P4 - Upravljanje uređajem .....	13
Slika 21. P5 – Zavarivanje .....	13
Slika 22. CAD model koncepta 1 .....	19
Slika 23. CAD model koncepta 1 - 2. pogled.....	20
Slika 24. Sklop izbacivača s nosivom konstrukcijom.....	20
Slika 25. Prilagodba krakova različitim promjerima - najveći promjer .....	21
Slika 26. Prilagodba krakova različitim promjerima .....	21
Slika 27. Početni položaj izbacivača .....	22
Slika 28. Krajnji položaj izbacivača.....	22
Slika 29. Mini šablona s prikazom 3 naslona za jezgru te jednog od prstena s izdancima .....	23
Slika 30. Mala šablona .....	23
Slika 31. Srednja 1 šablona .....	24
Slika 32. Srednja 2 šablona .....	24
Slika 33. Velika šablona .....	25
Slika 34. Koncept 2 .....	25
Slika 35. Prilagođavanje mehanizma izbacivča promjeru šablone .....	26
Slika 36. Prilagođavanje mehanizma izbacivča promjeru šablone - max. promjer .....	26
Slika 37. Izometrija sklopa namatlice.....	27
Slika 38. Sklop vratila i ležajeva na konstrukciji namatlice .....	27
Slika 39. Presjek vratila i ležajeva namatlice .....	28
Slika 40. Izbacivanje jezgre pomoću sustava sinkronog pomicanja 3 linearna aktuatora .....	28
Slika 41. Šablona s utorom i prsten .....	29
Slika 42. Prilagodba izbacivača različitim promjerima pomicanjem klizača pomoću linearnog aktuatora .....	29
Slika 43. Dodaci na izbacivačima .....	30
Slika 44. Tehničke karakteristike motora za namatanje [3] .....	32
Slika 45. Prsten na fiksnoj šablona .....	33
Slika 46. Opterećenje stijenke prstena s namotanim limom [4].....	33
Slika 47. Naprezanje elementa stijenke prstena [4] .....	34



---

Slika 48. Prikaz položaja lineranih aktuatora (označeni zeleno).....	35
Slika 49. Tehničke specifikacije linearnog aktuatora proizvođača <i>HIWIN</i> [5].....	35
Slika 50. Izometrija vratila s ležajevima i prurubnicom s prikazom opterećenja .....	36
Slika 51. Opterećenje vratila u vertikalnoj ravnini.....	36
Slika 52. Dijagrami sila i momenta vertikalne ravnine vratila.....	37
Slika 53. Opterećenje vratila u vertikalnoj ravnini.....	39
Slika 54. Dijagrami sile i momenta horizontalne ravnine vratila.....	39
Slika 55. Tehnički podaci odabranih ležajeva[6] .....	41
Slika 56. Zadana opterećenja na ležajeve[6] .....	41
Slika 57. Ekvivalentno dinamičko opterećenje ležajeva i minimalna potrebna opterećenja ležajeva [6] .....	42
Slika 58. Životni vijek ležajeva u satima[6].....	42
Slika 59. Tolerancije vratila i kućišta ležajeva prema [6] .....	43
Slika 60. Tolerancije dosjeda ležajeva s vratilom i kućištem [6].....	43
Slika 61. Kritično mjesto vratila .....	51
Slika 62. Opterećenja na pomičnoj konstrukciji .....	54
Slika 63. Opterećenje klizača vodilice .....	55
Slika 64. Opterećenje cijevi pomične konstrukcije na vodilicama .....	56
Slika 66. Opterećenje grede horizontalnih vodilica .....	58
Slika 67. Dijagrami sila i momenta grede horizontalnih vodilica.....	59
Slika 68. Opterećenje grede 2 aktuatora.....	61
Slika 69. Dijagrami sila i momenata u horizontalnoj ravnini grede 2 linearna aktuatora.....	61
Slika 70. Dijagrami sila i momenata u vertikalnoj ravnini grede 2 linearna aktuatora.....	62
Slika 71. Opterećenje grede 1 aktuatora.....	63
Slika 72. Dijagrami sila i momenata u horizontalnoj ravnini grede 1 linearnog aktuatora.....	64
Slika 73. Dijagrami sila i momenata u vertikalnoj ravnini grede jednog linearnog aktuatora.	64

## Popis tablica

Tablica 1. Iznosi sila u štapovima prednje rešetke .....	67
Tablica 2. Iznosi sila u štapovima stražnje rešetke .....	68
Tablica 3. Iznosi sila u štapovima bočne rešetke .....	70

## **Popis tehničke dokumentacije**

DR24-VP-S0	Sklop namatalice
DR24-VP-S2	Zavarena cijev
DR24-VP-S3	Pomična konstrukcija
DR24-VP-S0-33	Odstojni lim
DR24-VP-S0-34	Lim navođenja
DR24-VP-S0-35	Granični lim
DR24-VP-S3-17	Klizna cijev
DR24-VP-S4-03	Prirubnica
DR24-VP-S4-15	Zglob aktuatora

## Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$\text{mm}^2$	Površina poprečnog presjeka
$b$	mm	Širina pera
$b_1$	-	Faktor veličine strojnog dijela kod savijanja i uvijanja
$b_2$	-	Faktor kvalitete površinske obrade
$C_0$	N	Statička nosivost ležaja
$C$	N	Dinamička nosivost ležaja
$d_v$	mm	Vanjski promjer jezgre
$D_F$	mm	Promjer spoja
$d$	mm	Promjer vratila
$E$	$\text{N/mm}^2$	Modul elastičnosti
$F_A$	N	Rezultanta sile u osloncu A
$F_{Ax}$	N	Sila u osloncu A u smjeru osi x
$F_{Ay}$	N	Sila u osloncu A u smjeru osi y
$F_{Az}$	N	Sila u osloncu A u smjeru osi z
$F_B$	N	Rezultanta sile u osloncu B
$F_{By}$	N	Sila u osloncu B u smjeru osi y
$F_{Bz}$	N	Sila u osloncu B u smjeru osi z
$F_{Cv}$	N	Vertikalna sila u osloncu C
$F_{Dv}$	N	Vertikalna sila u osloncu D
$F_{el,aktuat}$	N	Sila u električnom aktuatoru
$F_{Eh}$	N	Horizontalna sila u osloncu E
$F_{Fh}$	N	Horizontalna sila u osloncu F
$F_{Gv}$	N	Vertikalna sila u osloncu G

---

$F_{Hv}$	N	Vertikalna sila u osloncu H
$F_{is}$	N	Sila isprešavanja prstena
$F_{Iv}$	N	Vertikalna sila u osloncu I
$F_{Jv}$	N	Vertikalna sila u osloncu J
$F_{Kv}$	N	Vertikalna sila u osloncu K
$F_{Kh}$	N	Horizontalna sila u osloncu K
$F_{Lv}$	N	Vertikalna sila u osloncu L
$F_{Lh}$	N	Horizontalna sila u osloncu L
$F_{Mh}$	N	Horizontalna sila u osloncu M
$F_{Nh}$	N	Horizontalna sila u osloncu N
$F_{Oy}$	N	Sila u osloncu O u smjeru osi y
$F_{Oz}$	N	Sila u osloncu O u smjeru osi z
$F_{Pz}$	N	Sila u osloncu P u smjeru osi z
$F_{Ry}$	N	Sila u osloncu R u smjeru osi y
$F_{Rz}$	N	Sila u osloncu R u smjeru osi z
$F_{Sz}$	N	Sila u osloncu S u smjeru osi z
$F_{Ty}$	N	Sila u osloncu T u smjeru osi y
$F_{Tz}$	N	Sila u osloncu T u smjeru osi z
$F_{Uz}$	N	Sila u osloncu U u smjeru osi z
$F_{zatez}$	N	Sila zatezanja lima
$f$	mm	Progib
$f_{dop}$	mm	Dopušteni progib
$G_{nos}$	N	Ukupna težina nosive konstrukcije
$G_{pom}$	N	Ukupna težina pomične konstrukcije
$G_{red}$	N	Ukupna težina sklopa elektromotora i reduktora

$G_{\text{vrat}}$	N	Ukupna težina vratila
$G_{\text{šab}}$	N	Ukupna težina šablone
$g$	$\text{m/s}^2$	Gravitacijska konstanta
$I_y$	$\text{mm}^4$	Moment tromosti oko osi y
$i$	-	Prijenosni omjer
$L_{10h}$	h	Nazivni vijek trajanja ležaja u satima
$L_h$	h	Nazivni vijek trajanja klizača vodilica
$l$	mm	Duljina
$l_{\text{uk}}$	mm	Ukupna duljina
$M_{\text{max}}$	Nm	Maksimalni moment
$M_p$	Nm	Moment pokretanja
$M_y$	Nm	Moment oko osi y
$M_z$	Nm	Moment oko osi z
$n_{\text{EM}}$	$\text{s}^{-1}$	Brzina vrtnje elektromotora
$P$	W	Snaga
$P_{\text{max}}$	W	Maksimalna snaga
$P_{\text{potr,EM}}$	W	Potrebna snaga na elektromotoru
$P_r$	N	Dinamičko ekvivalentno radijalno opterećenje
$p$	$\text{N/mm}^2$	Tlak
$p_{\text{dop}}$	$\text{N/mm}^2$	Dopušteni tlak
$p_{\text{max}}$	$\text{N/mm}^2$	Maksimalni tlak na stijenci prstena
$Q$	N	Nosivost
$R_e$	$\text{N/mm}^2$	Granica tečenja
$R_m$	$\text{N/mm}^2$	Vlačna čvrstoća
$S$	-	Faktor sigurnosti

$S_{is}$	-	Faktor sigurnosti isprešavanja
$s$	mm	Debljina stijenke
$T$	Nm	Moment uvijanja
$W_y$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora
$W_p$	mm <sup>3</sup>	Polarni moment optora
$Z_{max}$	mm	Najveća udaljenost od težišta presjeka
$Z_T$	mm	Udaljenost od težišta presjeka

## Grčke

Oznaka	Jedinica	Opis
$\alpha_0$	-	Faktor čvrstoće materijala
$\beta_{kf}$	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
$\beta_{kf2}$	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
$\beta_{kt}$	-	Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja
$\beta_{kt1,4}$	-	Faktor zareznog djelovanja kod uvijanja
$\eta$	-	Stupanj iskoristivosti
$\mu$	-	Faktor trenja
$\mu_N$	-	Faktor trenja u navoju
$\sigma_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje
$\sigma_f$	N/mm <sup>2</sup>	Savojno naprezanje
$\sigma_{red}$	N/mm <sup>2</sup>	Reducirano naprezanje
$\sigma_t$	N/mm <sup>2</sup>	Tlačno naprezanje
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vlačno naprezanje
$\sigma_\varphi$	N/mm <sup>2</sup>	Cirkularno naprezanje
$\varphi$	-	Faktor udara
$\tau_t$	N/mm <sup>2</sup>	Smično naprezanje
$\tau_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno smično naprezanje
$\omega_{EM}$	rad/s	Kutna brzina elektromotora



## Sažetak

Za potrebe tvrtke Končar-Mjerni transformatori potrebno je konstruirati novi stroj za namatanje jezgri transformatora. Navedeni stroj treba se sastojati od mehanizma za prihvat role lima, tj. odmatača, sustava zatezanja i vođenja istog do bubnja za namatanje, mehanizma za rezanje lima te sustava prihvata gotove jezgre. Za potrebe diplomskog rada napravljen je sklop namatalice koji se sastoji od nosive rešetkaste konstrukcije, vratila na samopodesivim ležajevima pogonjenim elektromotorom s prijenosnikom, više fiksnih šablona s prstenovima za ubacivanje u istu koji odgovaraju različitim potrebnim unutarnjim promjerima jezgri te sustava prilagođavajućih krakova kojima se izbacuju namotane jezgre.

U uvodnom dijelu analizirani su postojeći principi konstrukcijskih izvedbi te je napravljena kratka analiza tržišta. Ponuđena su dva konceptijska rješenja od kojih je jedno odabrano kao optimalno. Nakon uvodnog razmatranja slijedi proračun svih komponenti od kojih se mehanizam sastoji. Na kraju rada je i tehnička dokumentacija sa prikazom proračunate konstrukcije.

Modeli te sva tehnička dokumentacija izrađeni su u programskom paketu *CREO Parametric*.

Ključne riječi: namatanje jezgri, transformatorski lim, bubanj za namatanje

## Summary

For the needs of the company Končar Mjerni transformatori, it is necessary to design a new machine for winding transformer cores. The mentioned machine should consist of a decoiler, a tensioning and guiding system to the winding mandrel, a sheet cutting mechanism, and a system for accepting finished cores. For the purpose of this master's thesis, an assembly of the winder was made, consisting of a load-bearing steel bracing structure, shaft on self-adjusting bearings driven by a geared motor, several fixed mandrels with insertion rings, corresponding to various required internal core diameters, and a system of adjustable arms for ejecting wound cores.

In the introduction, the existing principles of design implementation are analysed and a brief market analysis is made. Furthermore, two conceptual solutions are offered, one of which is selected as optimal. The introduction is followed by a calculation of all of the components that the mechanism consists of. Finally, there is technical documentation that represents calculated construction.

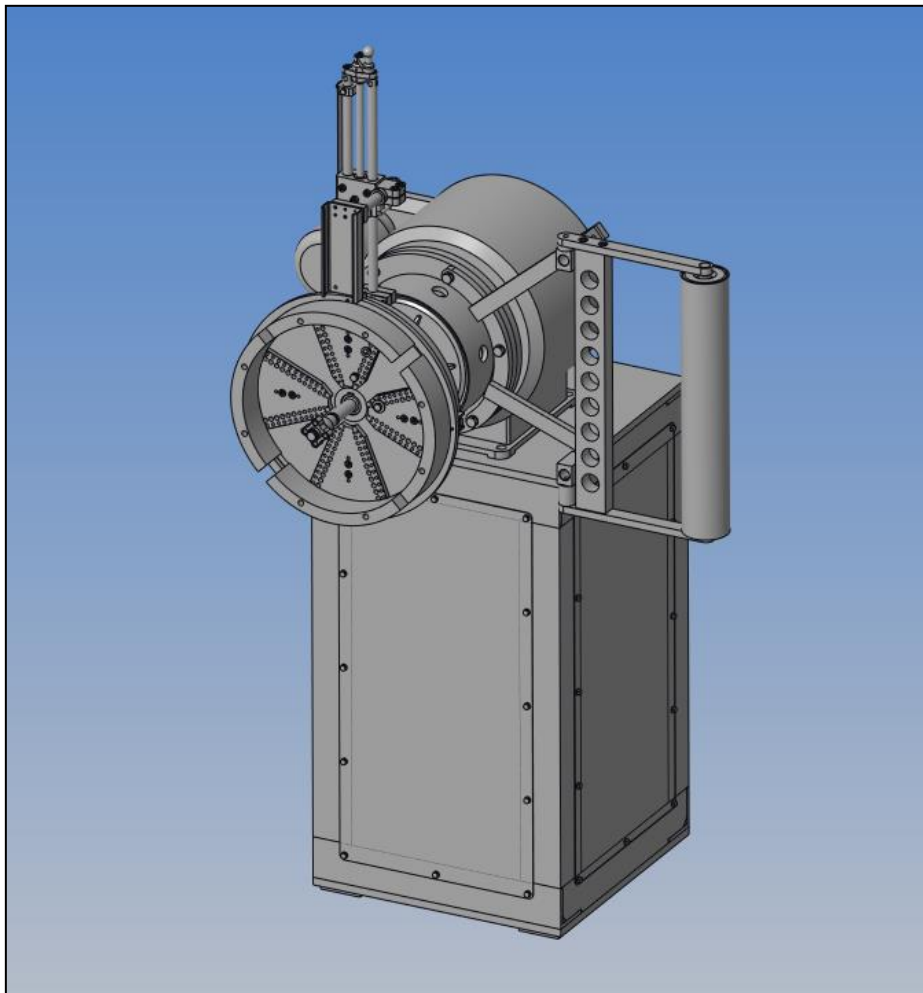
The models and technical documentation were created using the software package *CREO Parametric*.

Keywords: core winding, transformer sheet, winding mandrel

## 1. Uvod

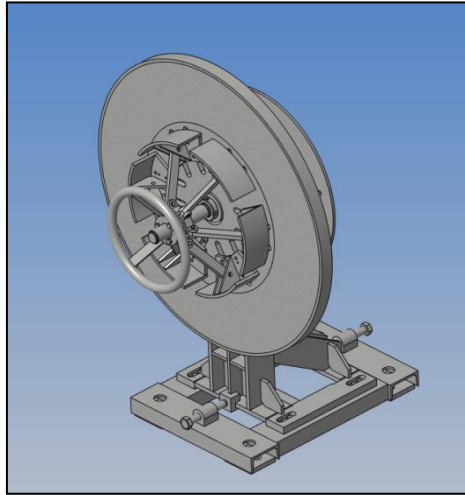
Tvrtci Končar- Mjerni transformatori potrebno je napraviti novi stroj za namatanje jezgri transformatorskog lima. Takvi strojevi postoje na tržištu, ali ne zadovoljavaju sve potrebe ove firme. Stroj RC500-120 tvrtke SUMWIC najbliže je potrebama Končara, ali, osim same cijene stroja, ima određene nedostatke, stoga je potrebno stroj napraviti unutar firme.

Prvo je napravljen model postojeće namatalice čiji je problem izrada velikih jezgri. Velike jezgre većinom ispadaju jajaste što je problem dalje u proizvodnji na stroju za namatanje papira. Predloženo je ubacivanje limova na postojeće navojne rupe šablone za osiguravanje kružnosti pri izradi velikih jezgara. Na slici 1. prikazan je sklop stare namatalice.



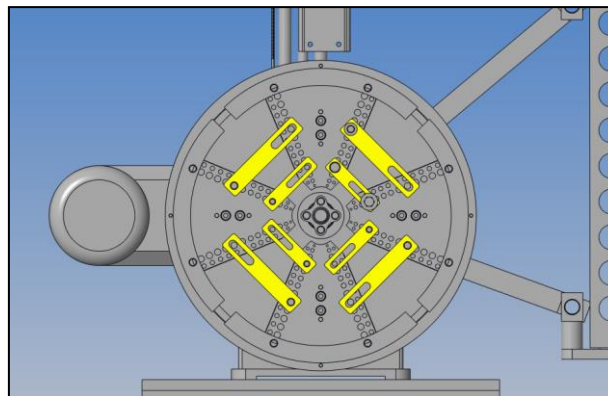
**Slika 1. Postojeća stara namatalica u KMT-u**

Na slici 2. prikazan je sklop odmatača namatalice koji je također izmodeliran iz stare papirnate dokumentacije.

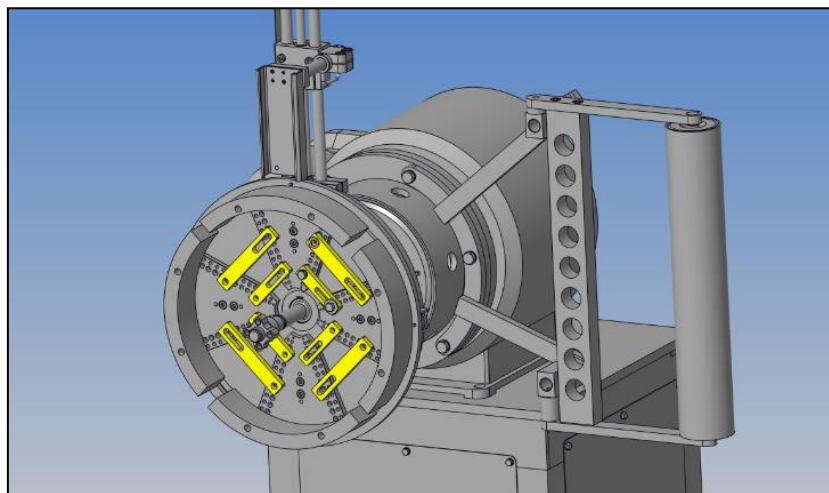


**Slika 2. Sklop starog omatača**

Na slikama 3. i 4. prikazana su predložena poboljšanja stroja, označena žuto, koja bi trebala poboljšati stroj uz zamjenu ležajeva te klizača šablona.



**Slika 3. Poboljšanja postojeće namatlice**



**Slika 4. Poboljšanja postojeće namatalice - izometrija**

## 2. Analiza tržišta

### 2.1. Tvrtka SUMWIC

Tvrtka SUMWIC tajvanski je proizvođač strojeva za namatanje lima za jezgre transformatora te rezanje istog. Prema [1] serija strojeva RC namijenjena je baš za namatanje jezgri transformatora različitih dimenzija promjera ovisno o stroju. Automatizirana namatalica RC500-120 za velike jezgre transformatora najbliže je stroju koji bi zadovoljavao sve potrebe Mjernih transformatora za namatanjem. Navedeni stroj opremljen je kontrolnom pločom s HMI dodirom na zaslon za upravljanje odmatača, PLC sistemom, namatalicom i strojem za lasersko zavarivanje. Odmatač konstantno dobavlja namatalicu limom s role kroz sistem poravnavanja lima, jedinice za skidanje srha i valjaonice do sistema prihvata lima (na toj poziciji se ujedno buši prihvat za svornjak bubnja namatalice i rezanje lima na kraju namatanja jezgre) koji dobavlja lim na poziciju zahvata sa svornjakom na izbacivanje pa do bubnja namatalice pogonjenog servo motorom. Laser točkasto zavari jednom početni zavoj te na kraju u više točaka. Gotovu jezgru izbacuje sustav izbacivača na mehaničku prihvatnu ruku koja prenosi namotanu jezgru na konvejer.

- Stroj za točkasto zavarivanje koristi laser snage 200 W za zagrijavanje i zavarivanje lima. Laser ima optički kabel duljine 5 ili 10 m i može raditi na do 4 stroja u liniji. Penetracija zavara je 0,1-1,5 mm.
- **Odmatač** ima mogućnost prilagodbe širine ovisno o širini lima, brzinu dobavljanja do 200m/min i maksimalnu nosivost do 100 kg. Pogonjen sa servo motorom i Panasonicovim frekventnim pretvaračem za prilagođavanje brzini vrtnje namatalice te se može vrtjeti u obje strane.
- **PLC**
- **DMI touch screen**
- Panasonicovi **servo motori s reduktorom** nalaze se u RC seriji namatača, točnije njih 5. 1. se koristi za pomicanje žiga za rezanje lima pomoću kugličnog vretena po linearnim vodilicama. 2. servo služi za rezanje i bušenje rupa. 3. servo pogoni namatalicu. 4. servo služi za pogon izbacivača jezgri pomoću kugličnih vretena. 5. je pogon sistema za prihvat lima s role i vođenje do šablone (bubnja).
- **Žig**

- **Izmjenjivač topline**
- **Ruka prihvata**
- **Komponente vođenja** (linearne vodilice, kuglična vretena)
- **Pneumatika**

Glavni problem je količina šablona. SUMWIC koristi za svaki promjer posebnu šablonu, komplet bubnja i ploče za izbacivanje. KMT-u je potrebna velika mogućnost varijacije promjera zbog količine različitih jezgara i jednostavno nije praktično imati jako puno šablona koje, uz veliku masu, zauzimaju puno skladišnog prostora. Na slikama 5., 6., 7., 8., 9. i 10. prikazani su značajni dijelovi Sumwicovih strojeva.



Slika 5. Prikaz cijelog stroja [1]



Slika 6. Prikaz dijela za namatanje [1]



Slika 7. Prikaz namatalice [1]

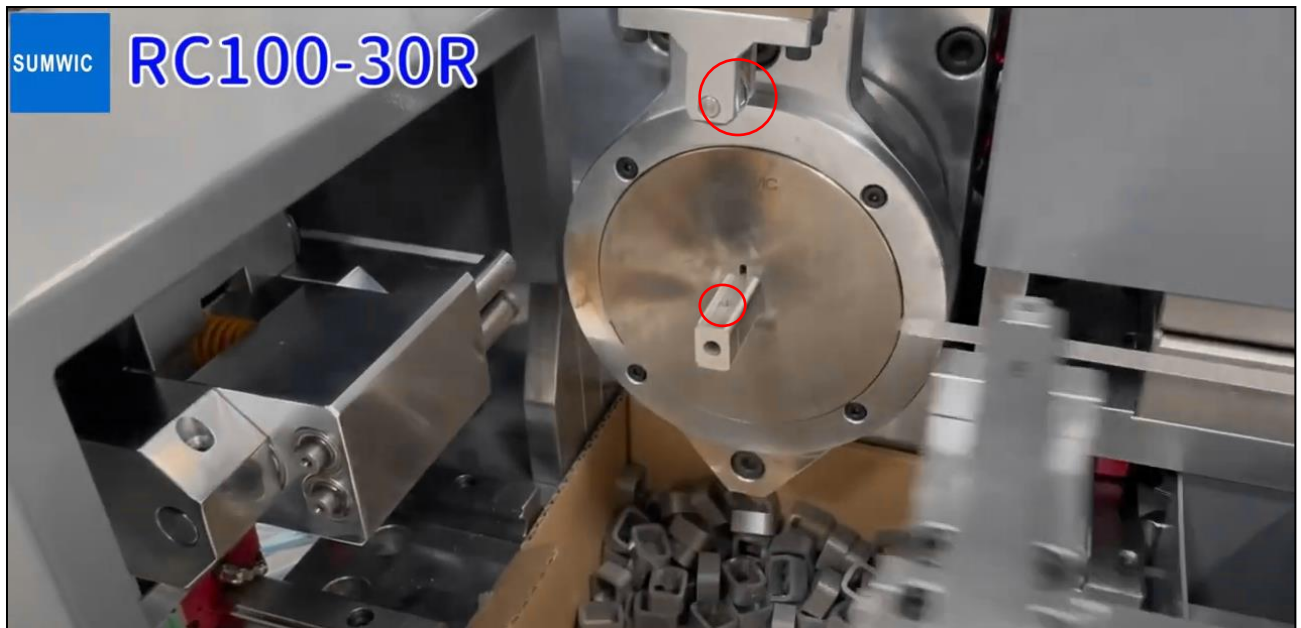


**Slika 8. Prikaz druge šablone za namatanje [1]**



**Slika 9. Prikaz različitih šablona [1]**





Slika 10. Namatanje na svornjak šablone [1]

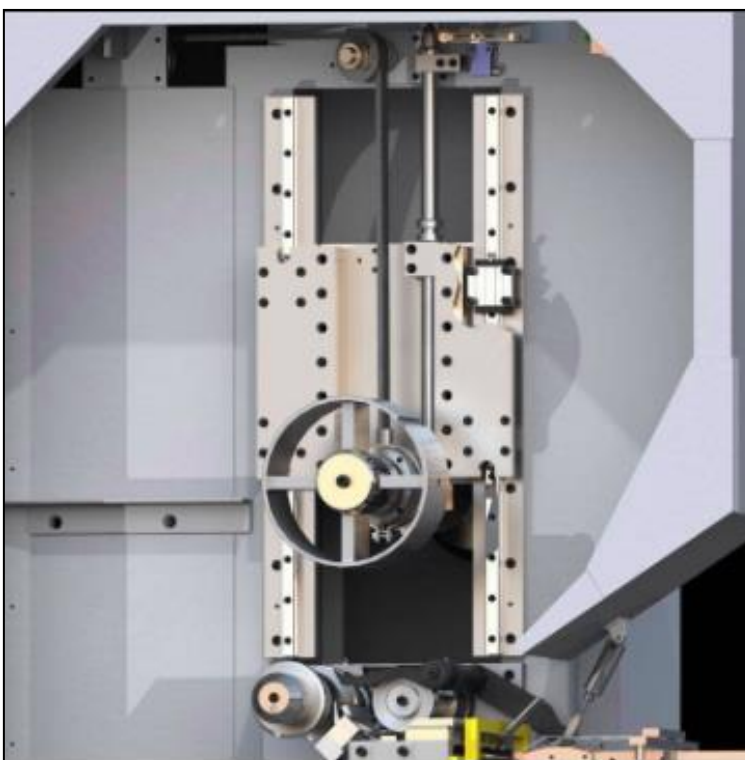
## 2.2. Tvrtka TRANCO

Tvrtka TRANCO kanadski je proizvođač opreme za namatanje jezgri. Prema [2] njihov namatač je model SD 1036 koji nema u sklopu odmatač, već se sastoji od korisničkog panela sa HMI zaslonom na dodir i bubnja za namatanje na koji se postavljaju šablone različitih promjera, dok je odvajanje šablona riješeno pomoću zazoru na cijevi šablone zbog koje se, kod otpuštanja šablone i izvlačenja s bubnja, ona deformira pa se gotova jezgra lako izvlači. Ima mogućnost prilagodbe vođenja lima širini lima pomoću ručnog pomicanja navojnim vretenom. Lim se usmjerava prema šabloni pomoću sustava valjaka, dok se kontakt lima i cijevi šablone prvog zavoja ostvaruje pomoću gurtne koju je poslije moguće maknuti. Za rezanje lima koristi se štanca pogonjena servom. Na slikama 11., 12., 13., 14. i 15. prikazani su značajni dijelovi Trancovog stroja za namatanje.

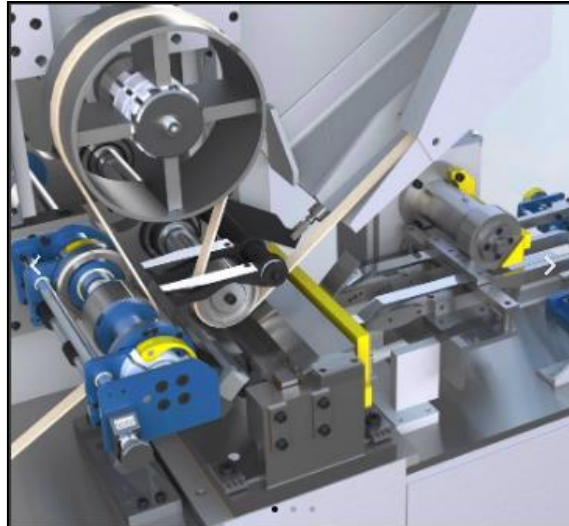
- Linearne vodilice – kako teče proces namatanja tako se cijeli sustav bubnja sa šablonom odmiče od dna radnog prostora da bi se mogao povećavati vanjski promjer jezgre
- Pneumatika
- PLC



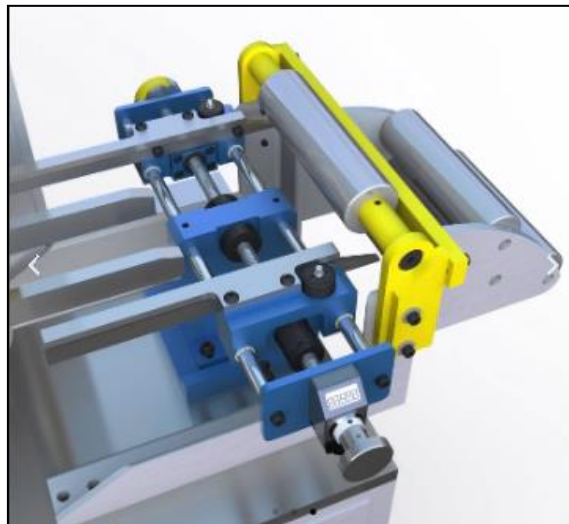
**Slika 11. Prikaz cijelog stroja [2]**



**Slika 12. Vertikalno odmicanje namatalice [2]**



**Slika 13. Sustav gurtne (remanice) i usmjerivača za namatanje [2]**



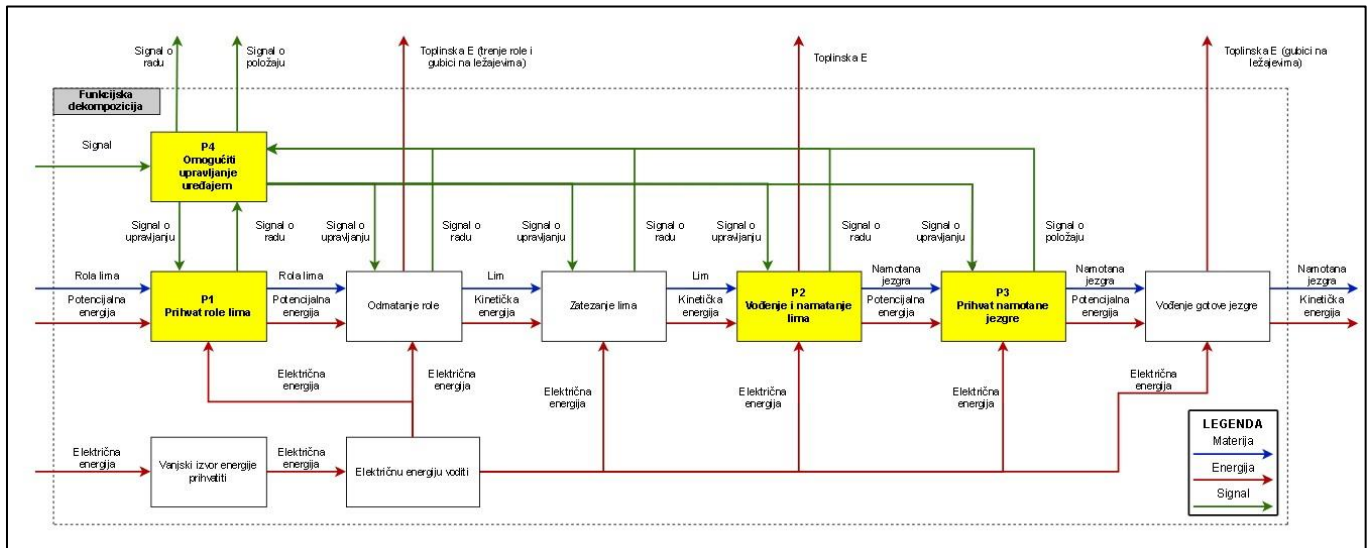
**Slika 14. Podešavanje širini lima [2]**



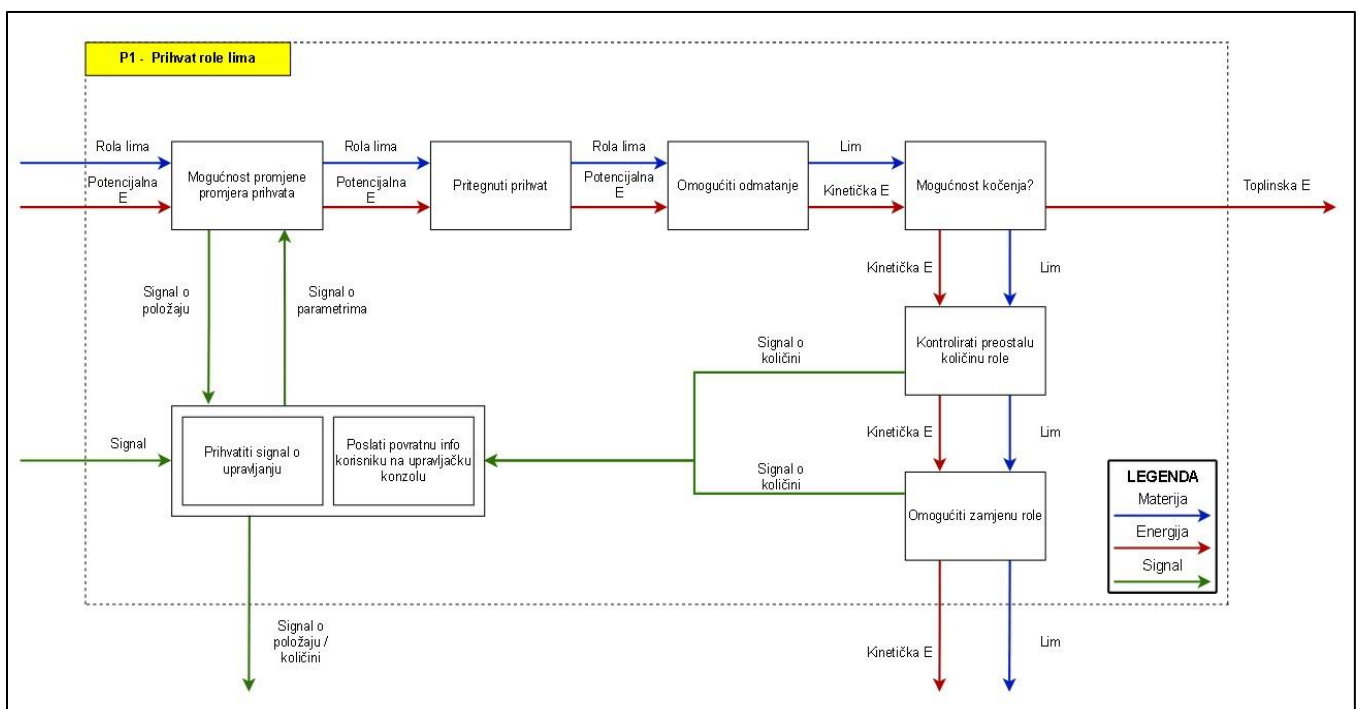
**Slika 15. Sklop za rezanje sa servom [2]**

### 3. Funkcijska dekompozicija

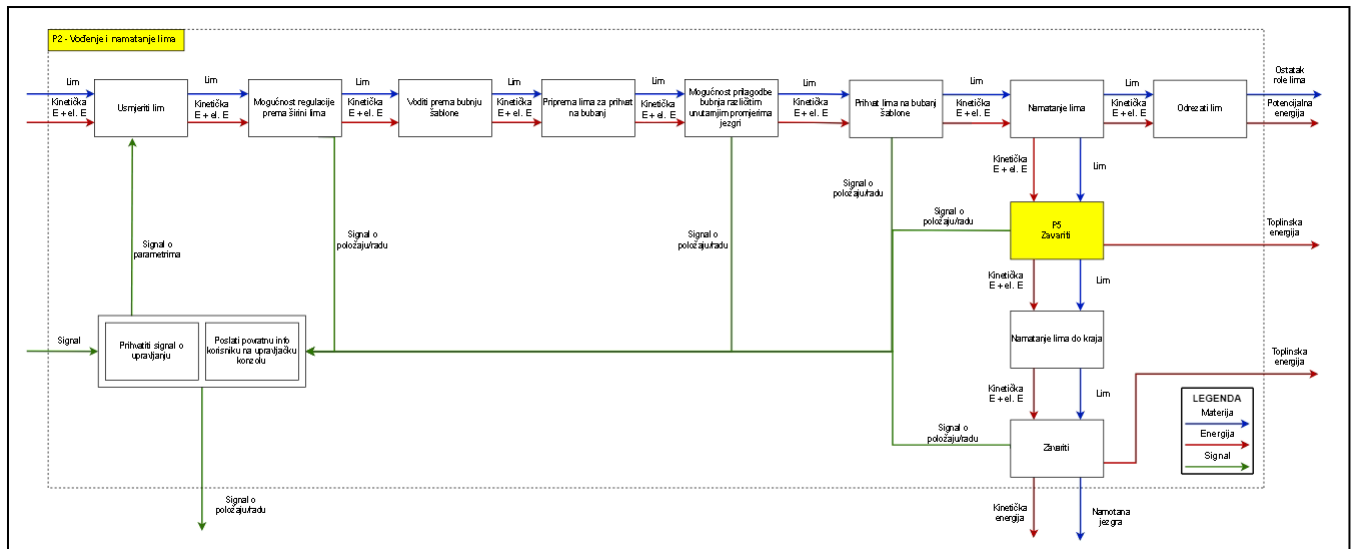
Nakon provedene analize tržišta napravljena je funkcijska dekompozicija za sve glavne funkcije stroja za namatanje lima. Iako je naknadno odlučeno u firmi kako to nije potreban dio stroja, prikazana je i funkcijska dekompozicija za zavarivanje. Na slikama 16., 17., 18., 19., 20. i 21. prikazane su dekompozicije za pojedine funkcije stroja.



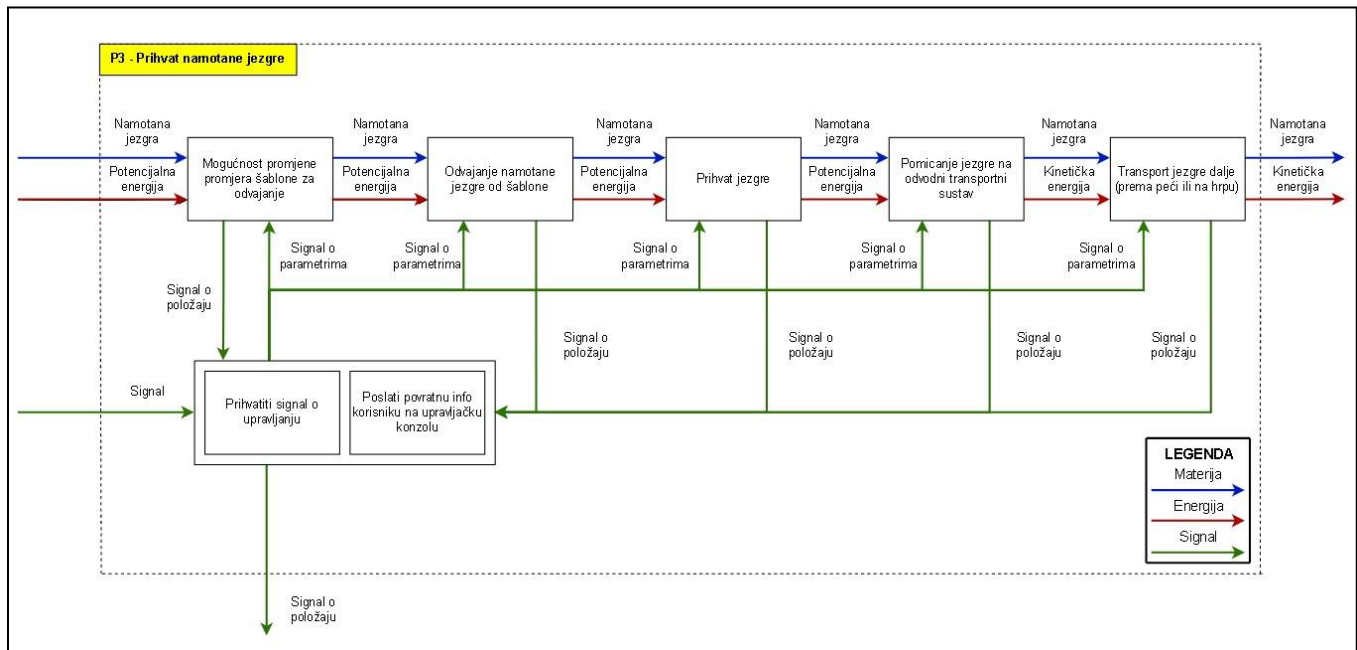
Slika 16. Funkcijska dekompozicija uređaja



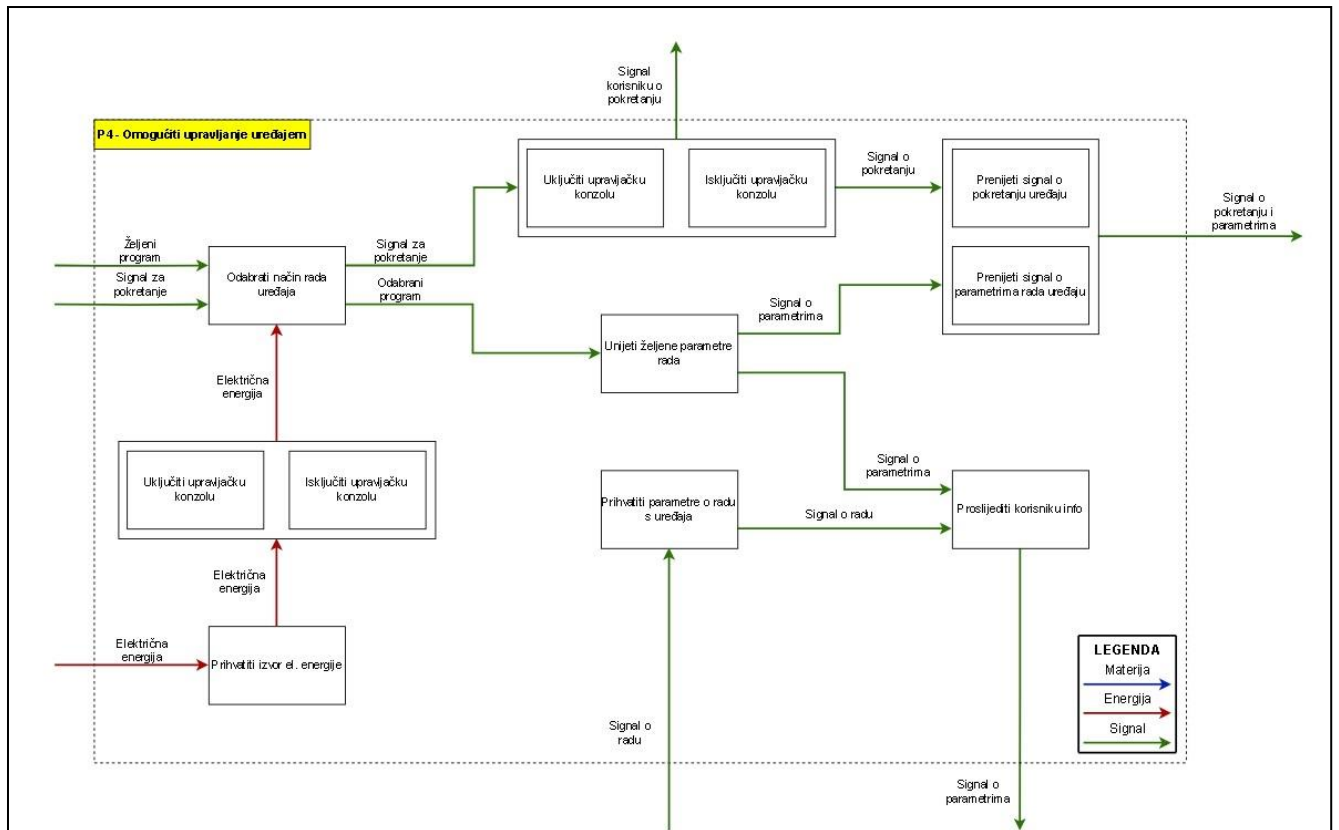
Slika 17. P1 - Prihvati role lima



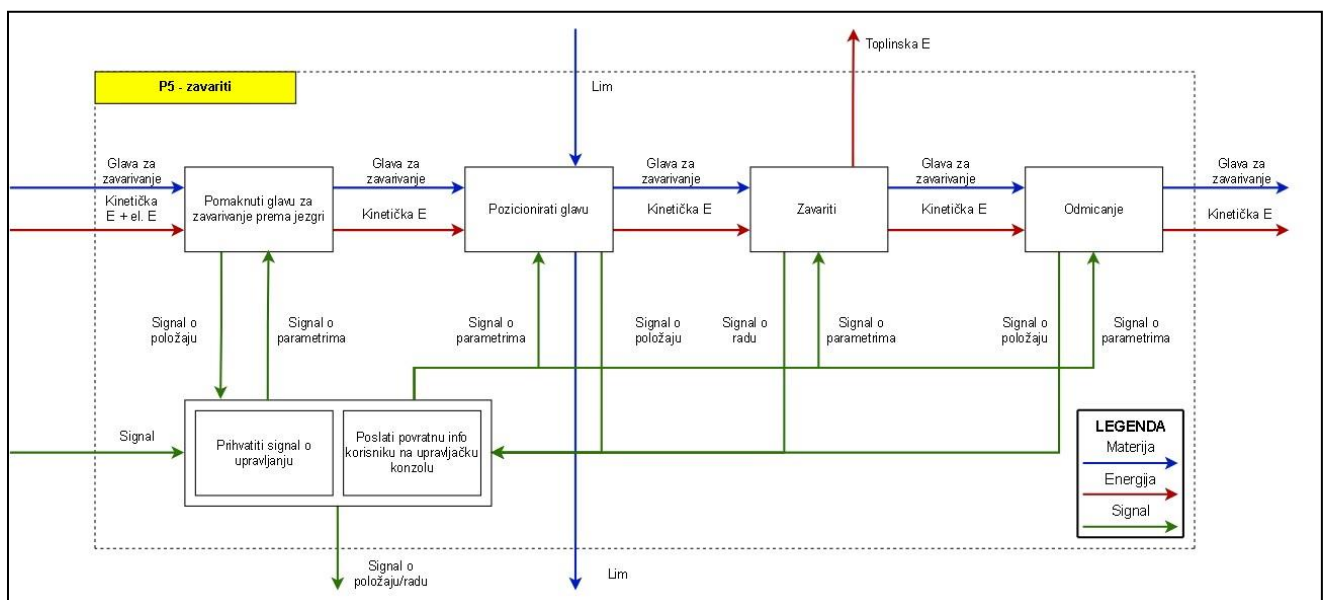
Slika 18. P2 - Vodenje i namatanje lima



Slika 19. P3 - Prihvata namotane jezgre



Slika 20. P4 - Upravljanje uređajem

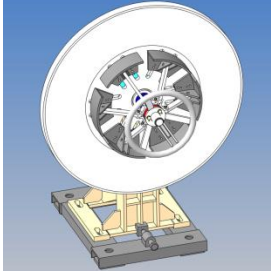


Slika 21. P5 – Zavarivanje

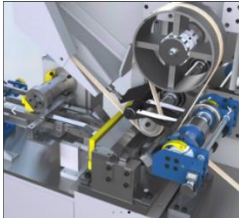
## 4. Morfološka matrica

Nakon izvedene funkcijske dekompozicije napravljena je morfološka matrica za sve funkcije stroja.

### P1 – Prihvat role lima

<b>Mogućnost promjene promjera prihvata</b>	Stezne čeljusti <b>1 2 3</b> 			
<b>Pritegnuti prihvat</b>	Ručno – navojno vreteno	Hidraulički	Pneumatski	Kuglično vreteno <b>1 2</b>
<b>Omogućiti odmatanje</b>	Elektromotor <b>1</b>	Kočnica <b>2</b>		
<b>Kontrolirati preostalu količinu role</b>	Senzor <b>1 2</b>			
<b>Omogućiti zamjenu role</b>	Ručno – navojno vreteno	Hidraulički	Pneumatski	Kuglično vreteno <b>1 2</b>
<b>Prihvatiti parametre o radu s uređaja i prenijeti uređaju signal o pokretanju i parametrima rada</b>	Slanje/primanje signala bežičnim putem	Slanje/primanje signala žičanim putem <b>1 2</b>		

**P2 – Vođenje i namatanje lima**









Usmjeriti lim	Valjci <b>1</b>	Kanalice <b>2</b>	Profilirani usmjerivači		
Mogućnost regulacije prema širini lima	Ručno preko navojnog vretena <b>1</b>	Automatski preko kugličnog vretena <b>2</b>	Graničnici na odmatalici <b>1</b>	Graničnik prije izlaska na bubanj	
Voditi prema bubnju šablone	Pogonski valjci <b>1 2</b>				
Priprema lima za prihvat na bubanj	Probijanje	Bušenje rupe <b>1 2</b>	Glodanje izdužene rupe	Glodanje od sredine do kraja lima	Bez pripreme
Mogućnost prilagodbe bubnja različitim unutarnjim promjerima jezgri	Različite šablone za svaki promjer (postojeće rješenje)	Dodavanje prstena na šablonu <b>1 2</b>	Bubanj s krakovima s mogućnošću regulacije promjera		
Prihvat lima na bubanj šablone	Fiksni svornjak	Mehanizam brave (npr. skošeni svornjak na izbacivanje) <b>1 2</b>	Utor za lim na bubnju	Gurtina (reman) 	
Namatanje lima	Bubanj pogonjem elektromotorom <b>1 2</b>				
Odrežati lim	Štancanje <b>2</b>	Rezanje <b>1</b>	Plazma		
Namatanje lima do kraja	Bubanj pogonjem elektromotorom <b>1 2</b>				
Prihvatiti parametre o radu s uređaja i prenijeti uređaju signal o pokretanju i parametrima rada	Slanje/primanje signala bežičnim putem	Slanje/primanje signala žičanim putem <b>1 2</b>			


**P3 – Prihvat namotane jezgre**



<b>Mogućnost promjene promjera šablone odvajanje za</b>	Posebna šablona za svaki promjer - rotirajuća (postojeće rješenje)	Rotirajući sistem s oduzimanjem prstenova	Rotirajuću krakovi s mogućnošću regulacije promjera <b>1</b>	3 fiksna izbacivača <b>2</b>	
<b>Odvajanje namotane jezgre od šablone</b>	Hidraulički cilindri	Pneumatski cilindri	Kuglično vreteno <b>1 2</b>		
<b>Prihvat jezgre</b>	Ruka s jednim prihvatom	Ruka s tri prihvata <b>1 2</b>	Direktno u kanalicu		
<b>Pomicanje jezgre na odvodni transportni sustav</b>	Polijeganje na transportni sustav <b>1 2</b>	Direktno ispuštanje u transportni sustav	Polaganje na hrpu		
<b>Transport jezgre dalje</b>	Pogonjeni konvejer	Nakošena vodilica/kanalica <b>1 2</b>			
<b>Prihvatiti parametre o radu s uređaja i prenijeti uređaju signal o pokretanju i parametrima rada</b>	Slanje/primanje signala bežičnim putem	Slanje/primanje signala žičanim putem <b>1 2</b>			

## P4 - omogućiti upravljanje uređajem

<p>Izvor električne energije prihvatiti</p>	 <p>Li-ion baterija</p>	<p>Povezano na uređaj s električnim kabelom</p>	
<p>Upravljačku konzolu uključiti/ isključiti</p>	 <p>Tipka</p>	 <p>Sklopka</p>	
<p>Način rada uređaja odabrati i potrebne parametre unijeti</p>	<p>Putem ekrana osjetljivog na dodir na upravljačkoj konzoli (unaprijed zadan program rada)</p>	 <p>Putem tipki na upravljačkoj konzoli (unaprijed zadan program rada)</p>	 <p>Joystick (ručno upravljanje radom)</p>
<p>Uređaj uključiti/isključiti</p>	 <p>Tipka</p>	 <p>Sklopka</p>	 <p>On/off na ekranu osjetljivom na dodir</p>
<p>Prihvatiti parametre o radu s uređaja i prenijeti uređaju signal o pokretanju i parametrima rada</p>	<p>Slanje/primanje signala bežičnim putem</p>		<p>Slanje/primanje signala žičanim putem</p>

<b>Prosljediti korisniku informaciju o parametrima rada</b>	 <p>Display</p>
---	---

## P5 – Zavarivanje

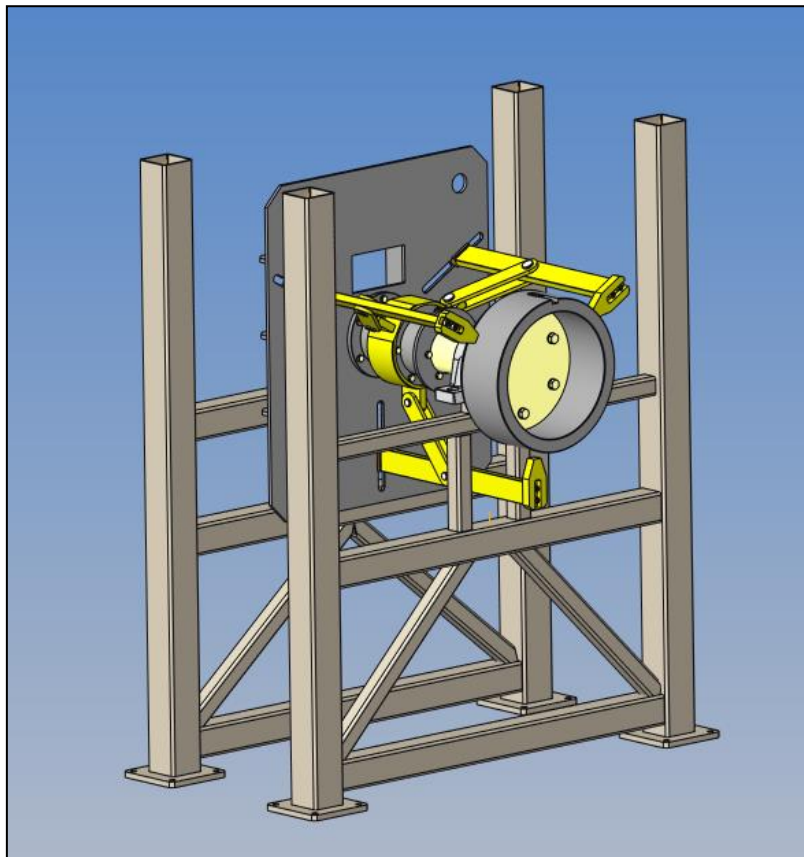
<b>Pomaknuti glavu za zavarivanje prema jezgri</b>	Kuglično vreteno i vodilice <b>1 2</b>	Hidraulički cilindar i vodilice	Pneumatski cilindar i vodilice		
<b>Pozicionirati glavu</b>	Senzor <b>1 2</b>				
<b>Odmicanje</b>	Kuglično vreteno i vodilice <b>1 2</b>	Hidraulički cilindar i vodilice	Pneumatski cilindar i vodilice		
<b>Prihvatiti parametre o radu s uređaja i prenijeti uređaju signal o pokretanju i parametrima rada</b>	Slanje/primanje signala bežičnim putem	Slanje/primanje signala žičanim putem <b>1 2</b>			

## 5. Koncipiranje

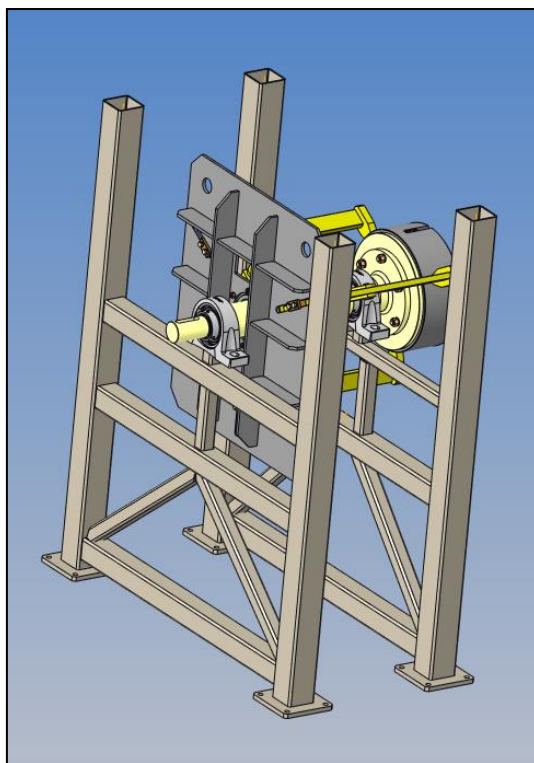
Nakon izrađene funkcijske dekompozicije te morfološke matrice slijedi koncipiranje. Mogućnost jednostavne prilagodbe izbacivača različitim veličinama unutanjih promjera jezgri je središte koncipiranja jer je to glavni problem koji postojeći uređaji nemaju riješen, a ključno je za potrebe KMT-a.

### 5.1. Koncept 1

Na slikama 22. i 23. prikazan je CAD model koncepta 1. Ideja koncepta 1 je ostvariti pomicanje sva 3 kraka (označena žuto) istovremeno i time mijenjati promjer izbacivanja. Aksijalnim pomicanjem srednjeg prstena s kliznom čahurom (također žuto označeno) po cijevi zglobno vezani krakovi se pomiču prema ili od središta šablone, ovisno o smjeru pomicanja prstena, na principu sličnom mehanizmu prhvata role lima kod industrijskih odmatača limova (eng. decoiler mandrel). Aksijalni pomak prstena po cijevi ostvario bi se električnim aktuatorom.

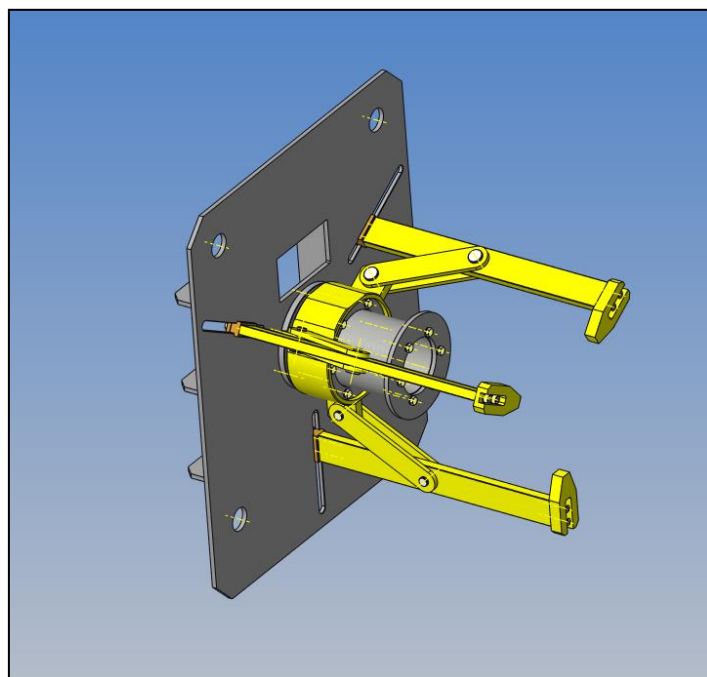


Slika 22. CAD model koncepta 1

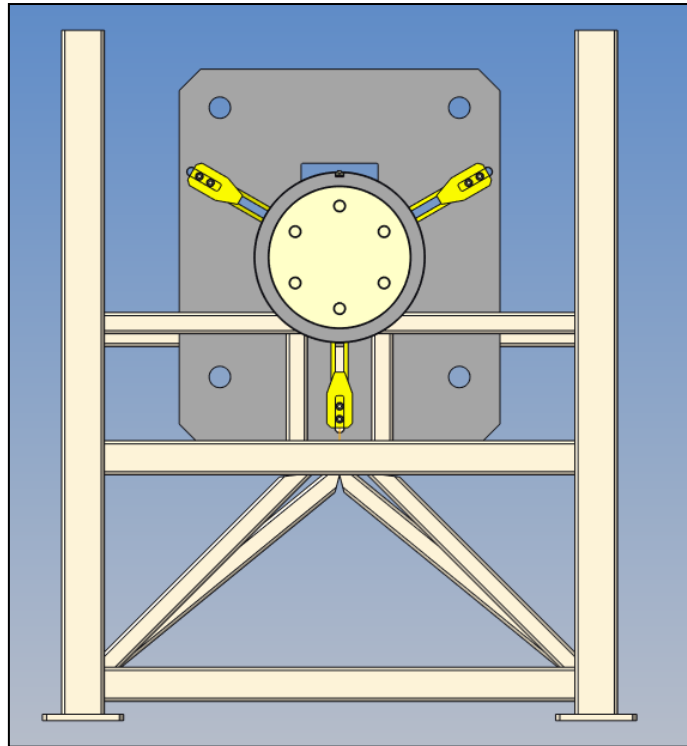


**Slika 23. CAD model koncepta 1 - 2. pogled**

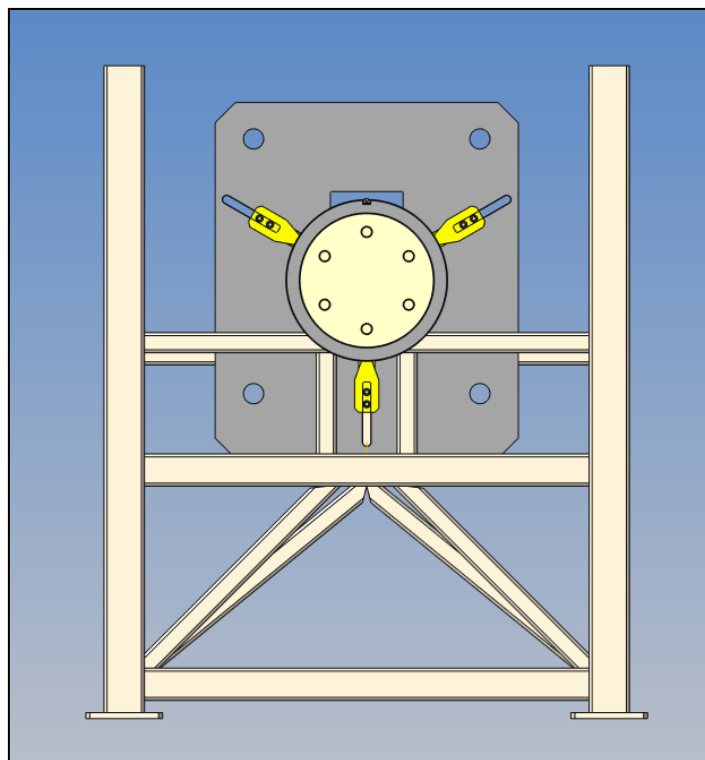
Sami sklop izbacivača s pomičnim krakoviuma i nosivom konstrukcijom koja bi trebala biti na 4 vodilice prikazana je na slici 24., a prilagodba različitim promjerima prikazana je na slikama 25. i 26.



**Slika 24. Sklop izbacivača s nosivom konstrukcijom**

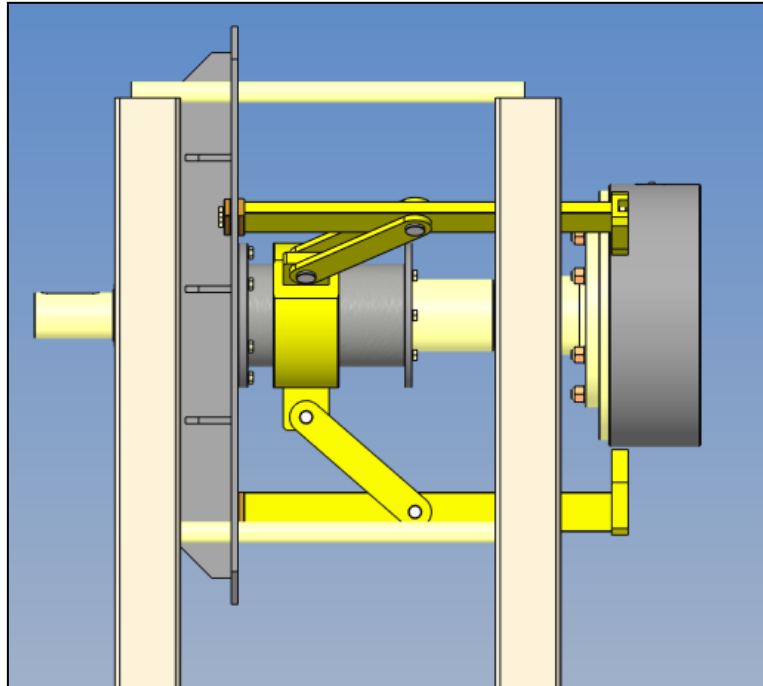


**Slika 25. Prilagodba krakova različitim promjerima - najveći promjer**

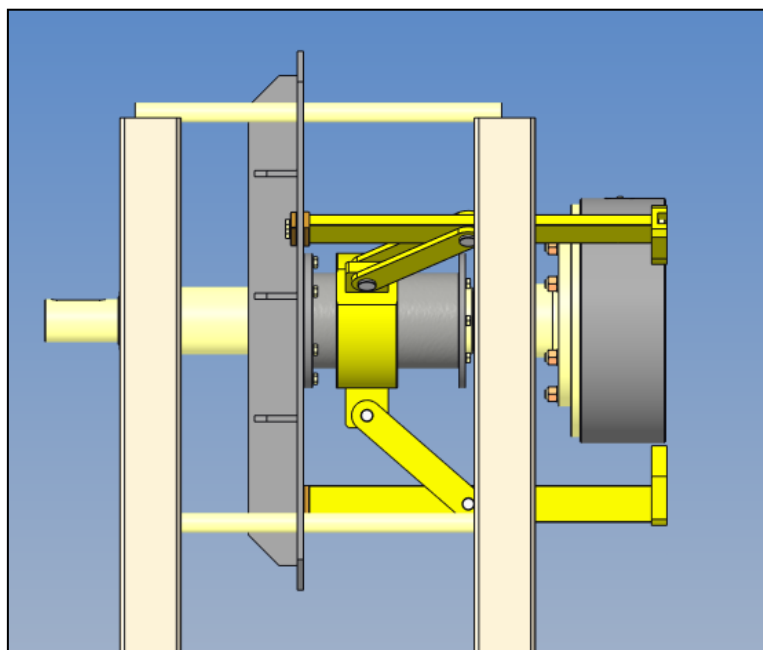


**Slika 26. Prilagodba krakova različitim promjerima**

Izbacivanje jezgri ostvarilo bi se pomicanjem cijelog sklopa izbacivača po vodilicama pomoću 2 linearna aktuatora. Naravno, izbacivanje slijedi nakon dovođenja krakova u kontakt s jezgrom određenog promjera na šabloni. Početni položaj izbacivača prikazan je na slici 27. a krajnji na slici 28.



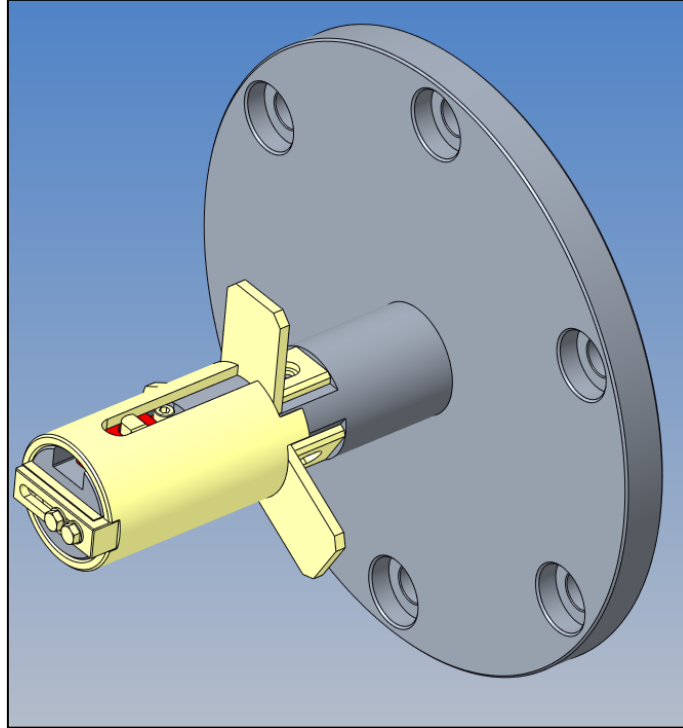
**Slika 27. Početni položaj izbacivača**



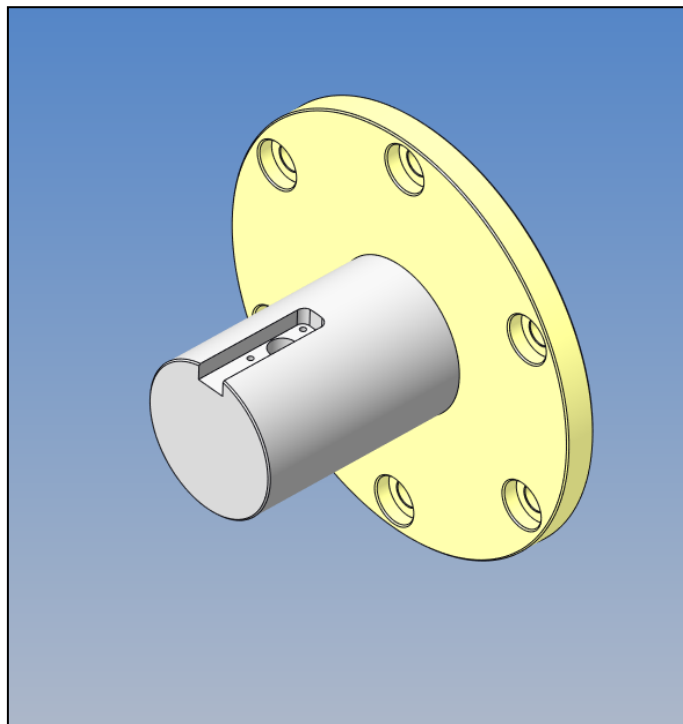
**Slika 28. Krajnji položaj izbacivača**

Koristilo bi se 5 fiksnih šablona različitih dimenzija koje bi se fiksno vezale na vratilo vijčanom vezom preko prirubnice, a ostali promjeri bi se regulirali dodavanjem prstena različitih dimenzija na fiksne šablone. Svaki prsten treba imati 3 izdanka na koje bi nasjeli krakovi pri izbacivanju jezgri. Također, svaka šablona bi na 3 mjesta imala naslone za jezgre. Koriste se 3 naslona i 3 kraka izbacivača jer je ravnina određena s 3 točke pa je pretpostavka da bi se svakim krakom više, tj. svakim pokušajem dodatnog dodira kraka i jezgre više

odmoglo izbacivanju jezgri jer jezgra nebi došla u kontakt sa svim krakovima pa izbacivanje nebi bilo jednoliko po cijeloj jezgri, a to znači mogućnost deformiranja jezgre koja je slojevito namotana. Na slikama 29., 30., 31., 32. i 33. prikazane su fiksne šablone namatalice.

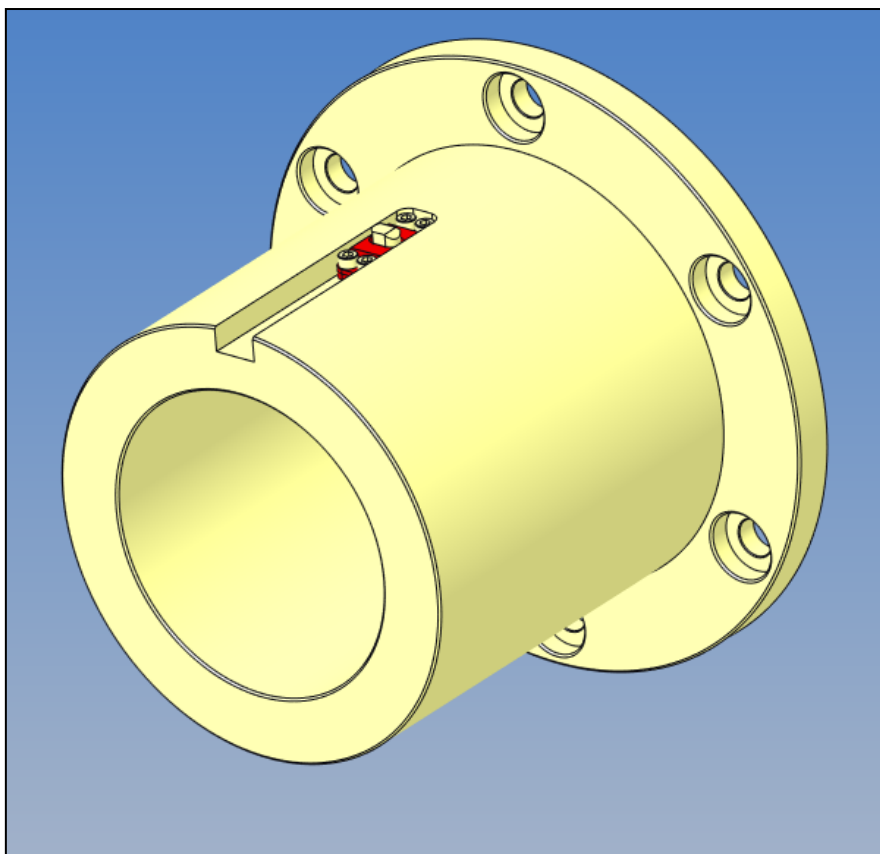


**Slika 29. Mini šablona s prikazom 3 naslona za jezgri te jednog od prstena s izdancima**

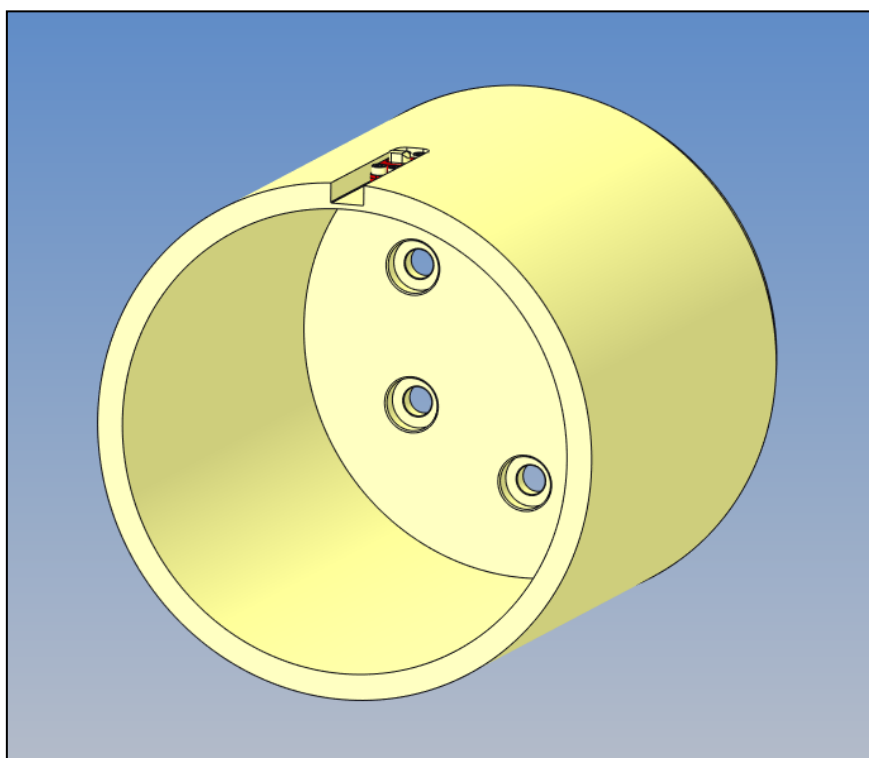


**Slika 30. Mala šablona**

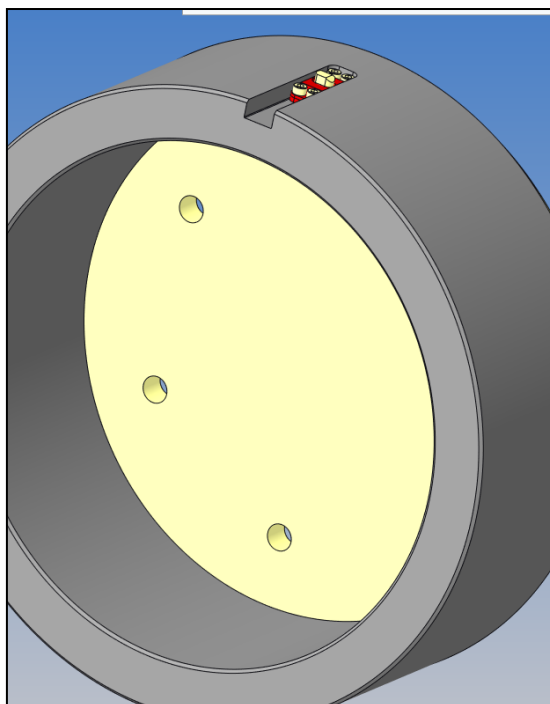




**Slika 31. Srednja 1 šablona**



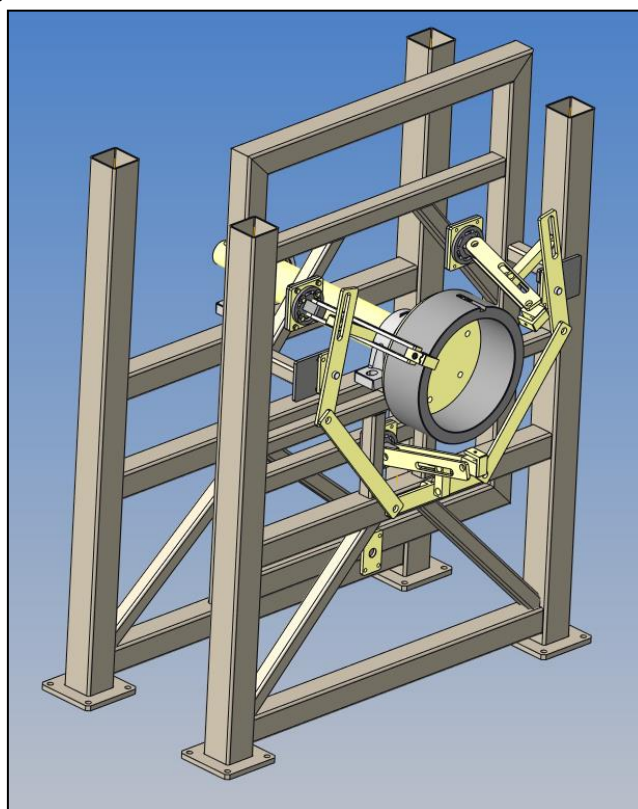
**Slika 32. Srednja 2 šablona**



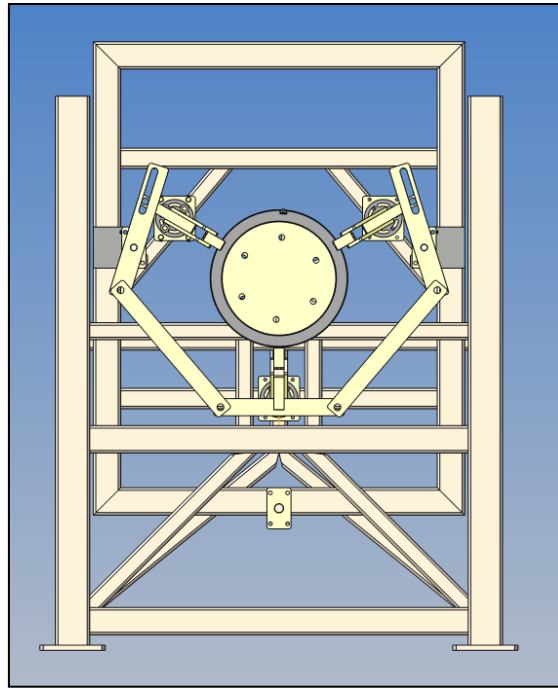
Slika 33. Velika šablona

## 5.2. Koncept 2

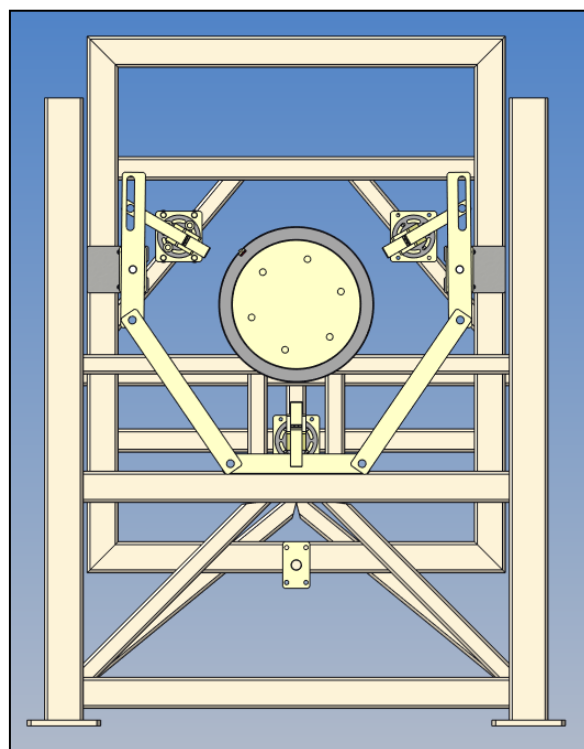
Koncept 2 sličan je konceptu 1. Koriste se šablone s prstenima za dobivanje različitih unutarnjih promjera jezgri, ali je mehanizam izbacivača drugačiji. Na slikama 34., 35. i 36. prikazan je koncept 2.



Slika 34. Koncept 2



**Slika 35. Prilagođavanje mehanizma izbacivča promjeru šablone**



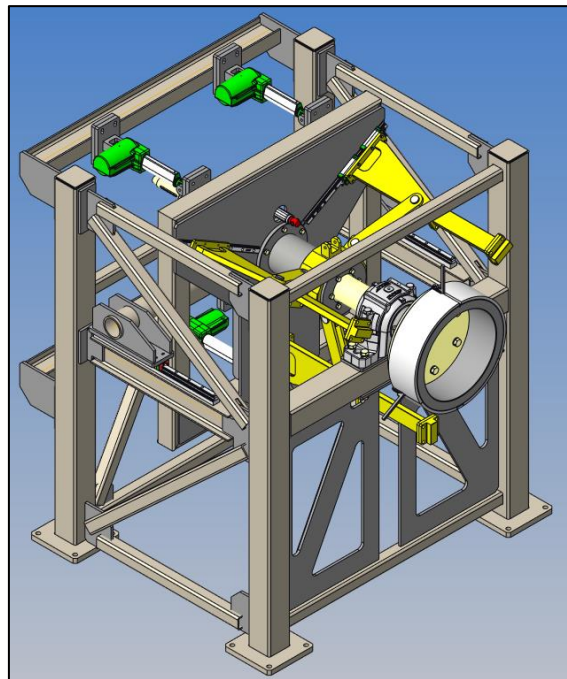
**Slika 36. Prilagođavanje mehanizma izbacivča promjeru šablone - max. promjer**

Prilagođavanje različitim promjerima ostvarilo bi se pomoću električnog aktuatora koji bi ovdje pomicao donji lim mehanizma vertikalno i time bi se svi krakovi pomicali bliže ili dalje šabloni.

## 6. Razrada odabranog koncepta – proračun namatalice

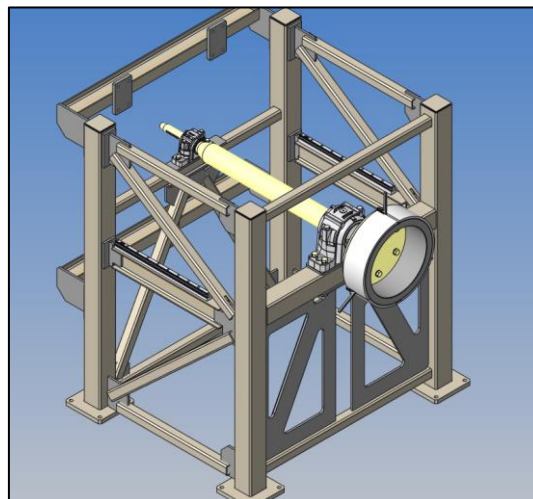
Uređaj se sastoji od sklopa odmatača na koji se postavlja rola lima unutarnjeg promjera  $\text{Ø}500$  mm. Lim dolazi u širinama od 10 do 60 mm. On se zateže i navodi do sklopa namatalice prije koje prolazi kroz regulaciju širine te sklop za rezanje. Prihvatna ruka pomiče odrezani lim do bubnja za namatanje te slijedi namatanje u jezgre željenog unutarnjeg i vanjskog promjera te prihvat i polaganje gotove jezgre na konvejer.

Za diplomski rad fokus razrade je usmjeren na sklop namatalice zato što je to glavni problem koji je potrebno riješiti jer se na tržištu ne nude strojevi koji zadovoljavaju uvjet prilagodbe izbacivača namatalice različitim unutarnjim promjerima gotove jezgre. Sklop namatalice prikazan je na slici 37.



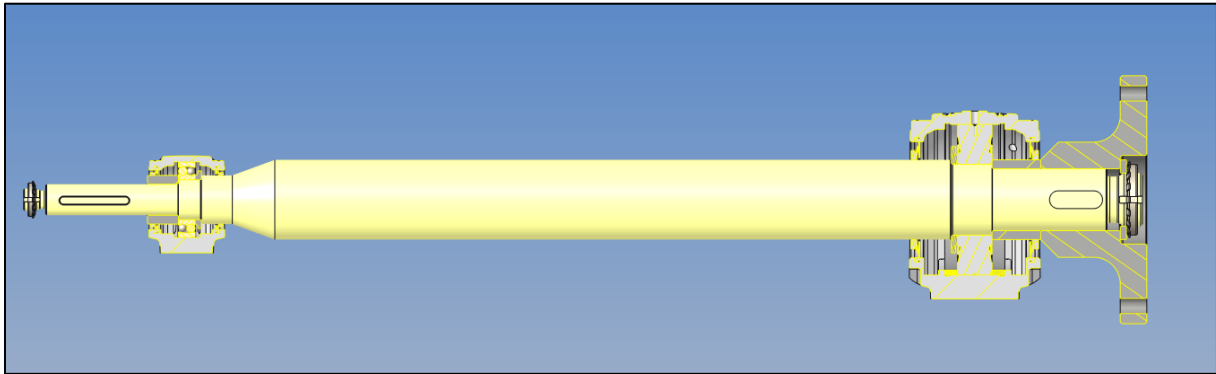
Slika 37. Izometrija sklopa namatalice

Namatalica se sastoji od nosive rešetkaste konstrukcije na koju je vijčanom vezom povezan sklop vratila i samopodesivih ležajeva, vidljivo na slici 38.



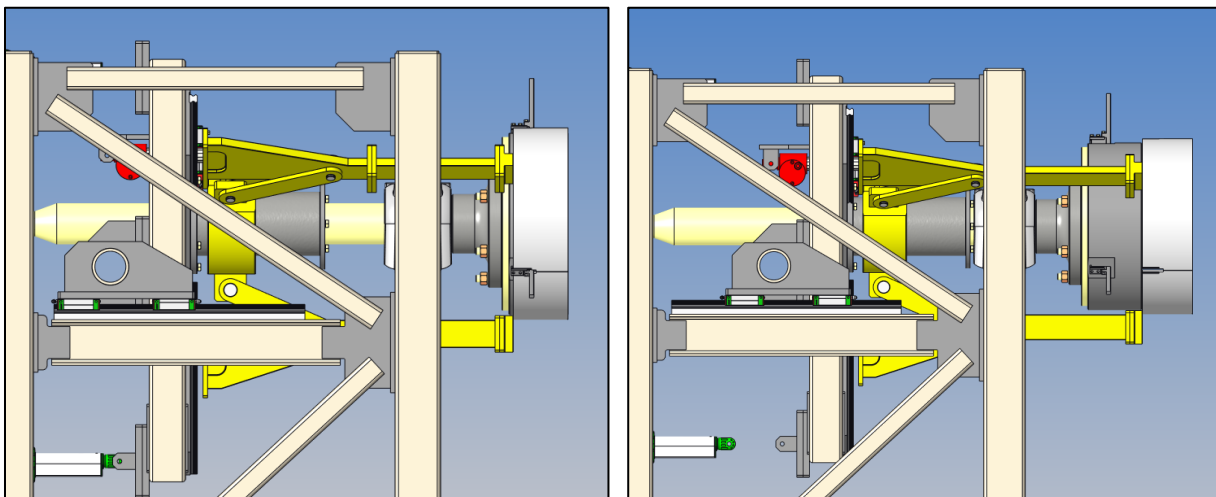
Slika 38. Sklop vratila i ležajeva na konstrukciji namatalice

Jedno ležajno mjesto je slobodno (lijevo), dok je drugo čvrsto (desno). Radijalnu silu preuzima kućište ležaja koje vijčanom vezom prenosi opterećenje na rešetkastu konstrukciju, dok su, prema preporuci proizvođača ležaja (*SKF*), na za to predviđena mjesta na kućištu čvrstog ležajnog mjesta postavljeni svornjaci koji preuzimaju reakciju aksijalne sile vratila uzrokovne izbacivanjem jezgre. Vratilo i ležajna mjesta sa svim popratnim distantnim prstenovima i maticama za osiguranje prikazani su na slici 39.



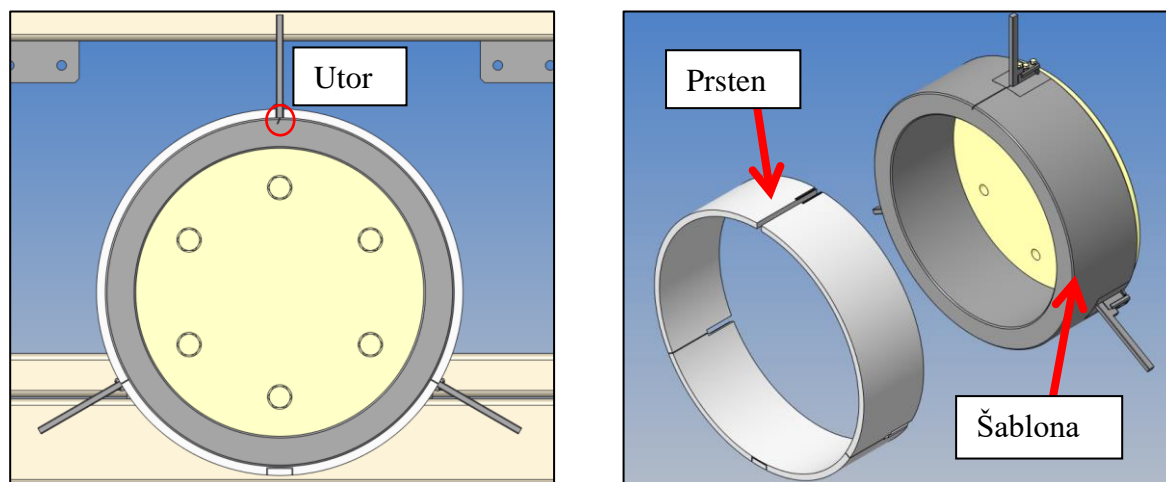
**Slika 39. Presjek vratila i ležajeva namatalice**

Jezgre se namataju na sklop šablone s prstenovima. Zamišljeno je postojanje 6 fiksnih šablona, svaka za raspon unutarnjih promjera od 100 mm (200-700 mm) na koje se ubacuju prstenovi određenog vanjskog promjera koji odgovaraju potrebnom unutarnjem promjeru jezgre. Prsten je razrezan u 3 dijela te se nakon izbacivanja raspadne kako bi se jezgra mogla skinuti s istog. Prsteni imaju urezane utore (kanalicu) putem koje se navode na lim navođenja i pozicioniraju na šablonu. Svaki dio prstena izbacuje jedan krak izbacivača koji dodir ostvaruje preko stražnje strane prstena. Izbacivanje prstena prikazano je na slici 40.



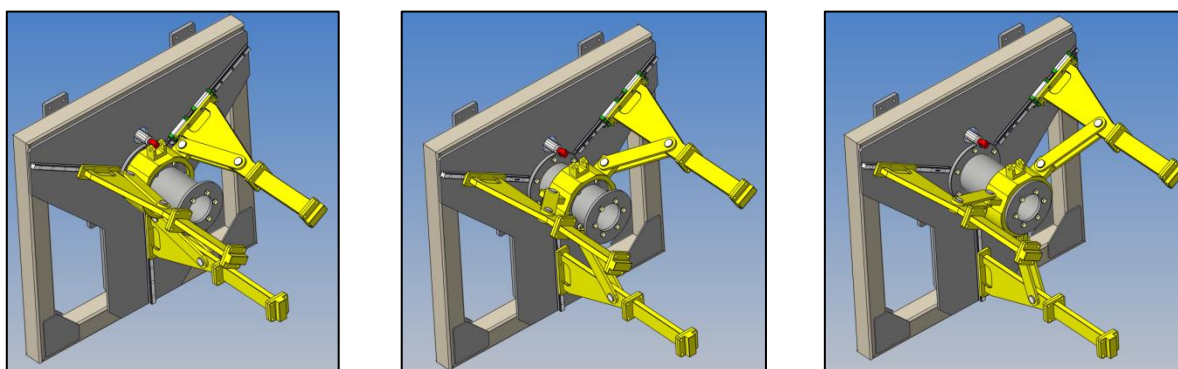
**Slika 40. Izbacivanje jezgre pomoću sustava sinkronog pomicanja 3 linearna aktuatora**

U šablona je urezan utor za lim jezgre u koji se ugura početni dio lima jezgre pri namatanju. Isti takav princip se koristi na postojećoj namatalici u Mjernim transformatorima. To je rješenje koje je Končar dobio u ponudi od Sumwica, stoga se uzima kao najjednostavnije rješenje. Na šablonu su vijčanom vezom spojeni granični limovi, uz lim navođenja, koji osiguravaju cjelovitost jezgre, tj. sprečavaju razmicanje slojeva jezgre pri namatanju. Šablona se vijčanom vezom povezuje s pribudnicom na vratilu. Šablona s prstenom prikazana je na slici 41.



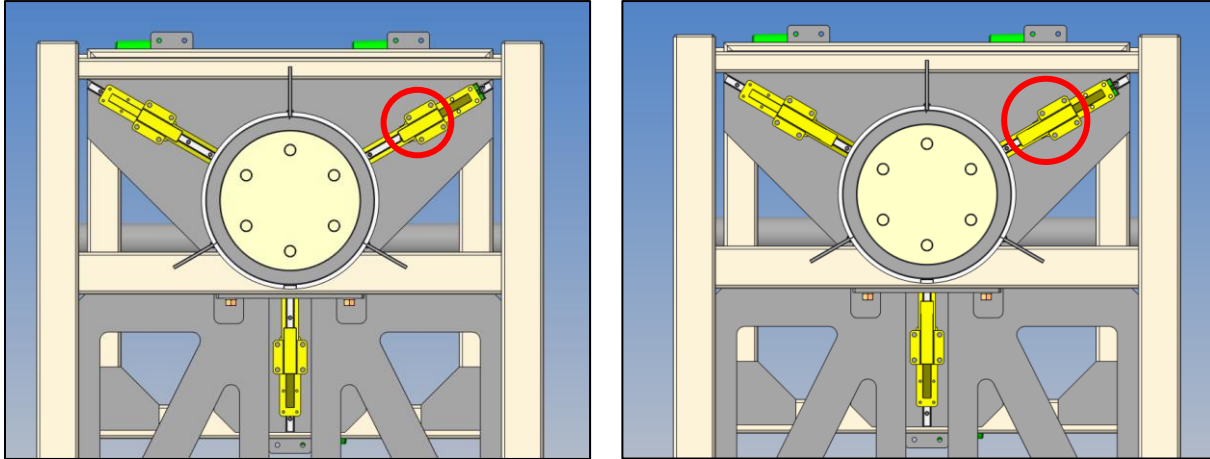
Slika 41. Šablona s utorom i prsten

Nakon namatanja slijedi izbacivanje koje se ostvaruje guranjem pomične konstrukcije izbacivača po vodilicama pomoću sustava od 3 linearna aktuatora koji se sinkrono pomiču. Prilagođavanje izbacivača različitim promjerima prstena ostvaruje se klizanjem velikog prstena po cijevi preko SKF-ovog kliznog ležaja. Prsten je zgloбно vezan na linearni aktuator čiji aksijalni pomak po cijevi uzrokuje radijalno razmicanje, odnosno skupljanje krakova izbacivača. Sustav izbacivača i njegove regulacije prikazan je na slici 42.



Slika 42. Prilagodba izbacivača različitim promjerima pomicanjem klizača pomoću linearnog aktuatora

Za jezgre manje od 300 mm potrebno je zamijeniti dodatke na izbacivače kojima se kompenzira nemogućnost dodira donjeg kraka izbacivača s prstenom jezgre jer mu je ograničen pomak zbog kvadratne cijevi nosive konstrukcije. Neki od dodataka prikazani su na slici 43.



Slika 43. Dodaci na izbacivačima

## 6.1. Proračun namatanja lima

S postojećeg stroja za namatanje otprilike je poznata sila zatezanja lima pri namatanju, tj. naprezanje u limu pri namatanju od  $40 \text{ N/mm}^2$ , dok je brzina odmatanja od  $100 \text{ m/min}$  prosječna brzina odmatača od proizvođača na tržištu. Najveći potreban moment za namatanje trenutnih jezgri je moment od  $134,4 \text{ Nm}$  za jezgre unutarnjeg promjera  $\text{Ø}420 \text{ mm}$  te vanjskog od  $\text{Ø}560 \text{ mm}$ , ali u obzir se moraju uzeti najveće jezgre unutarnjeg promjera  $\text{Ø}740 \text{ mm}$  te vanjskog od  $\text{Ø}803 \text{ mm}$  za koje se trenutno namataju limovi širine  $20 \text{ mm}$ , ali uz mogućnost potrebe za jezgrama istog promjera širine lima  $60 \text{ mm}$ , stoga je potrebno provjeriti potreban moment za takve jezgre.

Lim širine  $60 \text{ mm}$  i debljine  $0,2 \text{ mm}$  ima površinu poprečnog presjeka:

$$A = 60 \cdot 0,2 = 12 \text{ mm}^2, \quad (6.1)$$

pa je sila zatezanja u limu:

$$F_{\text{zatez}} = \sigma_{\text{VL}} \cdot A = 40 \cdot 12 = 480 \text{ N}, \quad (6.2)$$

a maksimalan potreban moment na vratilu namatalice:

$$T_{\text{potr,MAX}} = F_{\text{zatez}} \cdot \frac{d_{\text{V}}}{2} = 480 \cdot \frac{803}{2} = 192720 \text{ Nmm} = 192,7 \text{ Nm}. \quad (6.3)$$

Kako bi se izračunala snaga na vratilu namatalice potrebno je izračunati opseg jezgre unutarnjeg promjera  $\text{Ø}740 \text{ mm}$ :

$$o = d \cdot \pi = 740 \cdot \pi = 2324,78 \text{ mm} \quad (6.4)$$

pomoću kojeg je uz poznatu brzinu odmatanja lima od  $v_{odm}=100$  m/min broj okretaja jednak:

$$n = \frac{v_{odm}}{o} = \frac{100}{2,325} = 43 \text{ min}^{-1} = 0,717 \text{ s}^{-1} \quad (6.5)$$

te se time dobije potrebna kutna brzina:

$$\omega = n \cdot 2\pi = 0,717 \cdot 2\pi = 4,5 \text{ rad/s}, \quad (6.6)$$

za izračun snage:

$$P = T_{potr} \cdot \omega = 192,72 \cdot 4,5 = 867,24 \text{ W}. \quad (6.7)$$

Najveća snaga na vratilu namatalice potrebna je za postojeću jezgru unutarnjeg promjera  $\varnothing 245$ , vanjskog  $\varnothing 525$  mm, širine 60 mm i površine presjeka:

$$A = 60 \cdot 0,2 = 12 \text{ mm}^2, \quad (6.8)$$

pa je sila zatezanja u limu:

$$F_{zatez} = \sigma_{VL} \cdot A = 40 \cdot 12 = 480 \text{ N}, \quad (6.9)$$

a potreban moment na vratilu namatalice:

$$T_{potr,1} = F_{zatez} \cdot \frac{d_V}{2} = 480 \cdot \frac{525}{2} = 126000 \text{ Nmm} = 126 \text{ Nm}. \quad (6.10)$$

Kako bi se izračunala snaga na vratilu namatalice potrebno je izračunati opseg jezgre unutarnjeg promjera  $\varnothing 245$  mm:

$$o = d \cdot \pi = 245 \cdot \pi = 769,69 \text{ mm}, \quad (6.11)$$

pomoću kojeg je uz poznatu brzinu odmatanja lima od  $v_{odm}=100$  m/min broj okretaja jednak:

$$n = \frac{v_{odm}}{o} = \frac{100}{0,77} = 130 \text{ min}^{-1} = 2,17 \text{ s}^{-1} \quad (6.12)$$

te se time dobije potrebna kutna brzina:

$$\omega = n \cdot 2\pi = 2,17 \cdot 2\pi = 13,63 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (6.13)$$

za izračun maksimalne potrebne snage na izlaznom vratilu:

$$P_{max} = T_{potr,2} \cdot \omega = 126 \cdot 13,63 = 1717,4 \text{ W}. \quad (6.14)$$



## 6.2. Odabir elektromotora za namatanje

Izradom sve većih transformatora potrebe za sve većim jezgrama u budućnosti su vrlo vjerojatne, stoga se odabire elektromotor s reduktorom koji ima dovoljnu rezervu snage i momenta za namatanje još većih jezgri. Snaga potrebna na elektromotoru jednaka je,

$$P_{\text{potrEM}} = \frac{P_{\text{max}}}{\eta_{\text{uk}}} = \frac{P_{\text{max}}}{\eta_{\text{vl}}^2 \cdot \eta_{\text{red}} \cdot \eta_{\text{s}}} = \frac{1714}{0,98^2 \cdot 0,85 \cdot 0,97} = 2164 \text{ W}, \quad (6.15)$$

a najveći potreban moment izračunat je u jednadžbi 5.3. Iz kataloga Demaga [3] odabran je sklop elektromotora, reduktora i kočnice koji odgovara svim potrebnim uvjetima, a to je motor WUH30DD ZBA100B4 B050 mase 45 kg koji ima izlazni broj okretaja  $n_2=124 \text{ min}^{-1}$ , snagu 3 kW ( $>P_{\text{potrEM}} = 2,164 \text{ kW}$ ) i okretni moment  $M_2 = 202 \text{ Nm}$  ( $>T_{\text{potr,MAX}} = 192,72 \text{ Nm}$ ). Navedeni i ostali tehnički podaci motora i reduktora prikazani su na slici 44.

3.5.2 Angular geared motor selection tables


Single speed

$P_1$ [kW]	$n_2$ [rpm]	$M_2$ [Nm]	$i$	$F_R$ [N] <sup>2)</sup>	$f_B$	Gearbox	Motor	Brake	Weight [kg] <sup>1)</sup>				
3,0	20	1421	69,3	16000	0,95	W.60TD	ZBA 100 B 4	B050	99				
	23	1263	61,6	16000	1,07								
	25	1142	55,7	16000	1,18								
	28	1023	49,9	16000	1,32								
	31	925	45,1	16000	1,46								
	37	779	38,0	16000	1,73								
	41	703	34,3	16000	1,92								
	46	625	30,5	16000	2,16								
	51	566	27,6	16000	2,39								
	61	471	23,0	16000	2,86								
	67	426	20,8	16000	3,17								
	77	371	18,1	16000	3,64								
	30	824	46,0	14000	0,98					W.50DD	ZBA 100 B 4	B050	75
	35	703	39,9	14000	1,07								
	39	644	36,1	14000	1,19								
	43	573	32,5	14000	1,28								
	52	476	27,0	14000	1,51								
	57	435	24,4	14000	1,68								
	65	383	21,7	14000	1,82								
	71	349	19,6	14000	2,03								
	82	300	17,0	14000	2,25								
	91	275	15,4	14000	2,50								
	107	231	13,1	14000	2,82								
	119	210	11,8	14000	3,15								
	146	171	9,69	14000	3,78								
	46	545	30,2	10000	0,92	W.40DD	ZBA 100 B 4	B050	49				
	52	482	27,0	10000	1,04								
	57	440	24,4	10000	1,14								
	62	403	22,6	10000	1,24								
	68	370	20,5	10000	1,35								
	79	316	17,7	10000	1,58								
	88	289	16,0	10000	1,73								
	101	246	13,9	9659	2,02								
	111	227	12,6	9363	2,20								
	125	202	11,2	9102	2,47								
	135	185	10,4	8865	2,70								
	148	170	9,44	8695	2,94								
	170	150	8,24	8098	3,33								
	186	135	7,51	8313	3,69								
	75	332	18,6	5600	0,99	W.30DD	ZBA 100 B 4	B050	45				
	83	303	16,8	5600	1,09								
	96	260	14,6	5600	1,27								
	106	236	12,7	5600	1,40								
	124	202	11,3	5600	1,64								
	137	184	10,2	5600	1,78								
	162	158	8,64	5600	2,09								
	174	143	8,03	5600	2,30								
	193	131	7,26	5600	2,52								
	206	124	6,78	5600	2,67								
	267	96	5,24	5600	3,45								
	120	211	11,7	4100	0,95					W.20DD	ZBA 100 B 4	B050	41
	132	199	10,8	4100	1,06								
	160	157	8,73	4100	1,27								
	198	129	7,07	4100	1,55								
	257	99	5,45	4100	2,01								

DEMAG

See section 3.5.4 for dimension sheets

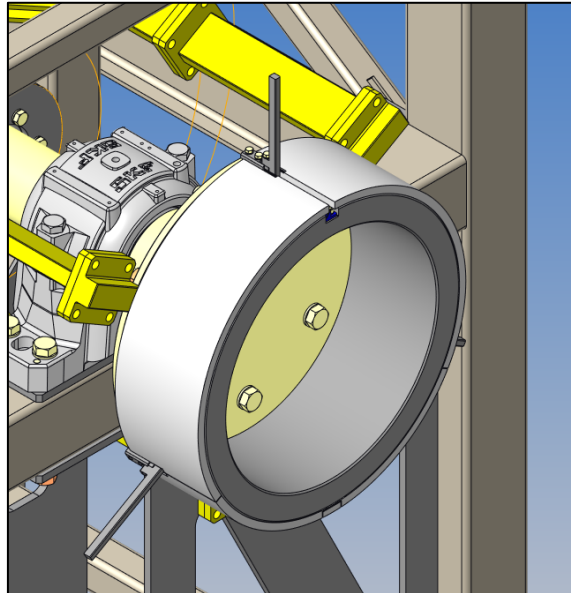
1) Weight of WUH with oil filling in mounting position B14.0; motor with standard brake.  
2)  $F_R$  refers to types WUV and WGV. Lower  $F_R$  values are permitted for WVF, refer to Drive Designer for these values.



Slika 44. Tehničke karakteristike motora za namatanje [3]

### 6.3. Proračun izbacivanja gotovih jezgri

Jezgre se namataju na fiksnu šablону na koju se ubacuju prstenovi različitih promjera ovisno o potrebnom unutarnjem promjeru jezgre pa se gotove jezgre izbacuju zajedno s prstenovima sa šablone, stoga je potrebno izračunati tlak kojim jezgra pritišće prsten na mjestu dosjeda prstena i šablone. Prikaz šablone s prstenom prikazan je na slici 45. Uzima se pretpostavka kako, nakon namatanja, prsten sa šablonom čini čvrsti dosjed pa je prsten potrebno isprešati.

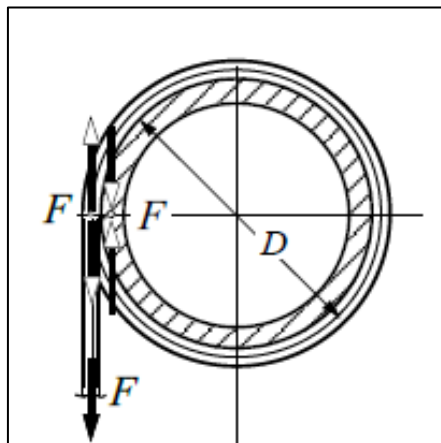


Slika 45. Prsten na fiksnoj šablони

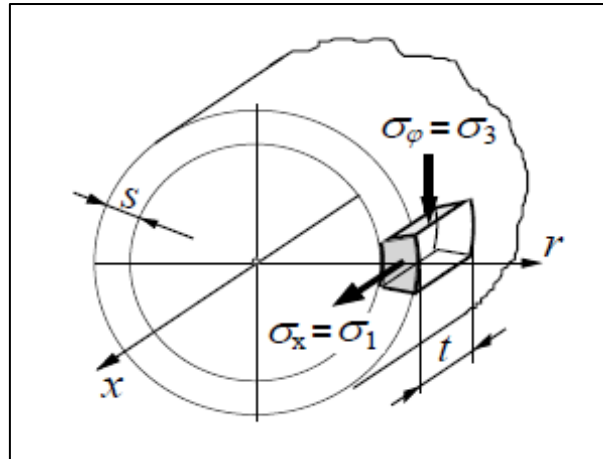
Prvo se računa cirkularno naprezanje prstena uslijed namatanja lima gdje je prsten opterećen s maksimalnom silom zatezanja,

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F_{\text{zatez}}}{t \cdot s} = \frac{480}{60 \cdot 10} = 0,8 \text{ N/mm}^2, \quad (6.16)$$

opterećenje stijenke prstena prikazano je na slici 46., dok je naprezanje elementa stijenke prstena prikazano na slici 47.



Slika 46. Opterećenje stijenke prstena s namotanim limom [4]



Slika 47. Naprezanje elementa stijenke prstena [4]

Nakon dobivenog cirkularnog opterećenja isto se izjednačava s cirkularnim naprežanjem vanjske stijenke kod debelostijenih cijevi opterećenih vanjskim tlakom,

$$\sigma_{\varphi} = -p \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}, \quad (6.17)$$

iz čega se može izvući potreban tlak na vanjskoj stijenci prstena,

$$p = -\sigma_{\varphi} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} = -0,8 \cdot \frac{795^2 - 680^2}{795^2 + 680^2} = 0,124 \text{ N/mm}^2, \quad (6.18)$$

a maksimalni tlak na unutarnjoj stijenci prstena jednak je,

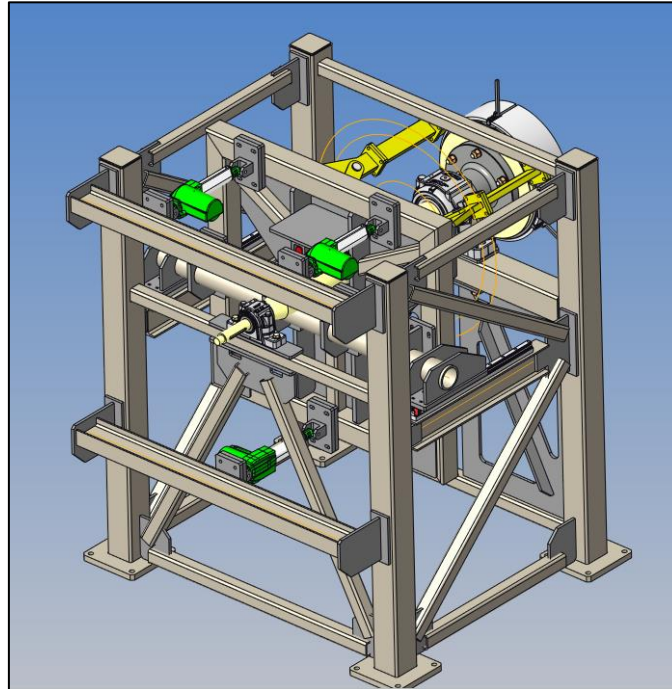
$$p_{\max} = 2 \cdot p = 0,248 \text{ N/mm}^2. \quad (6.19)$$

Pomoću dobivenog tlaka moguće je izračunati potrebnu silu isprešavanja prstena s namotanom jezgrom,

$$F_{\text{is}} \geq D_F \cdot \pi \cdot l \cdot p_{\max} \cdot \mu_{\text{pu}} \cdot S_{\text{is}} = 680 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 0,248 \cdot 0,2 \cdot 2 = 12715 \text{ N}. \quad (6.20)$$

## 6.4. Odabir linearnih aktuatora izbacivača

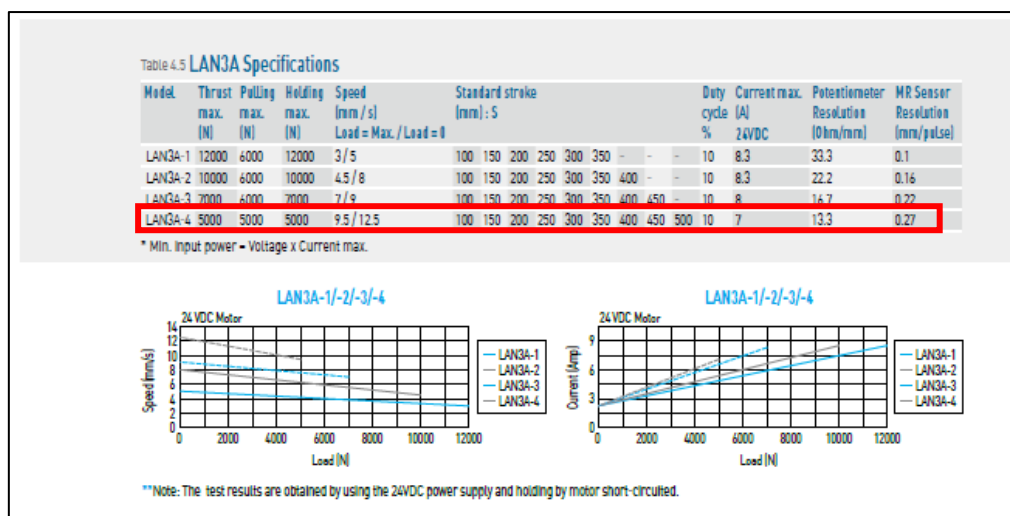
Prema izračunatoj sili isprešavanja prstena odabiru se linerani aktuatori, točnije 3 komada koji guraju pomičnu nosivu konstrukciju izbacivača po vodilicama, prema slici 48.



Slika 48. Prikaz položaja lineranih aktuatora (označeni zeleno)

$$F_{el,aktuat} \geq \frac{F_{is}}{3} = \frac{12715}{3} = 4238,88 \text{ N} \quad (6.21)$$

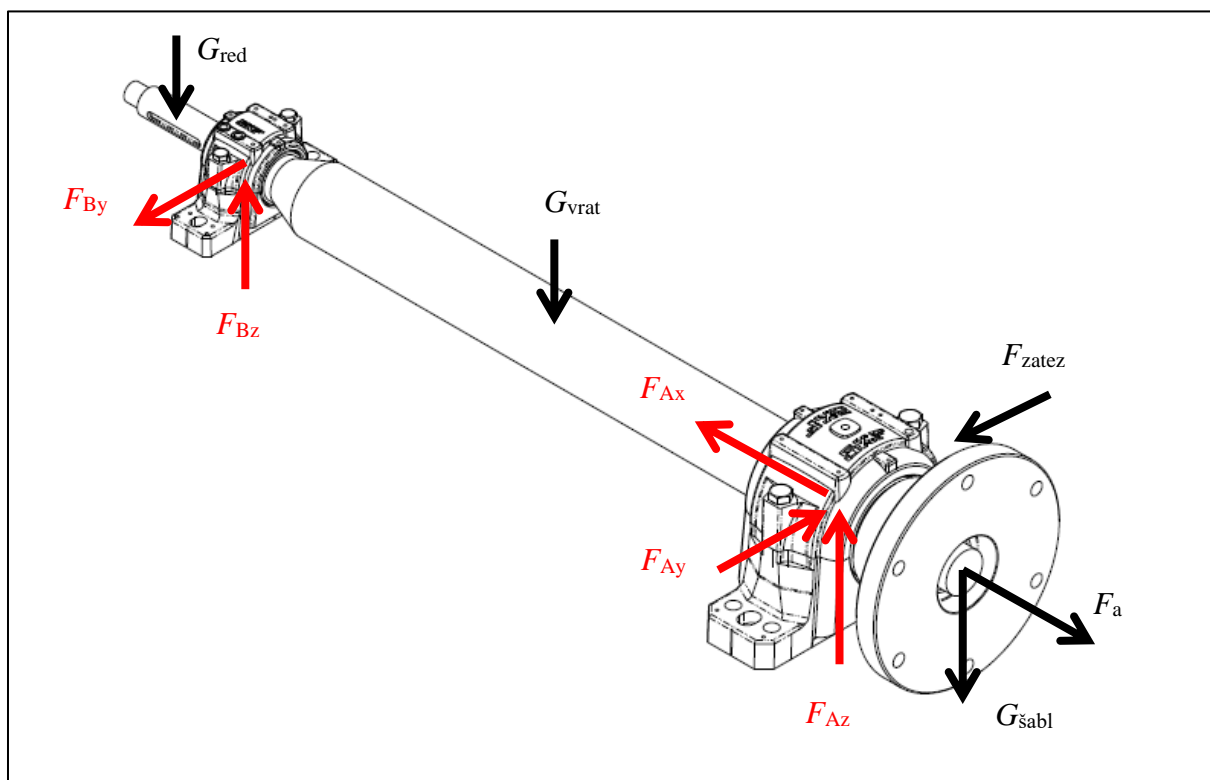
Odabrana su kuglična vretena proizvođača HIWIN prema njihovom katalogu [5], modela *LAN3A-4* sile guranja/vučenja od 5000 N koja zadovoljavaju potrebnu silu isprešavanja ( $>F_{el,aktuat} = 4238,8 \text{ N}$ ). Odabrani aktuator prikazan je na slici 49.



Slika 49. Tehničke specifikacije linearnog aktuatora proizvođača *HIWIN*[5]

## 6.5. Proračun vratila namatalice

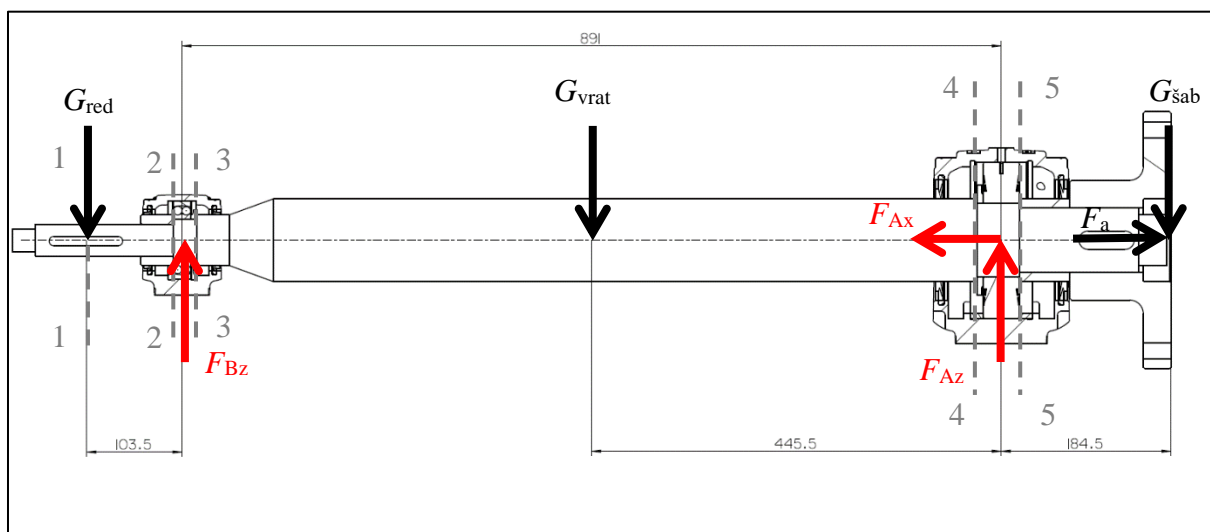
Nadalje, potrebno je provjeriti zadovoljava li vratilo namatalice sa slike 50. potreban moment za namatanje velikih jezgri te ostala prisutna opterećenja, bilo od težine šablone i jezgre ili vlastite težine vratila.



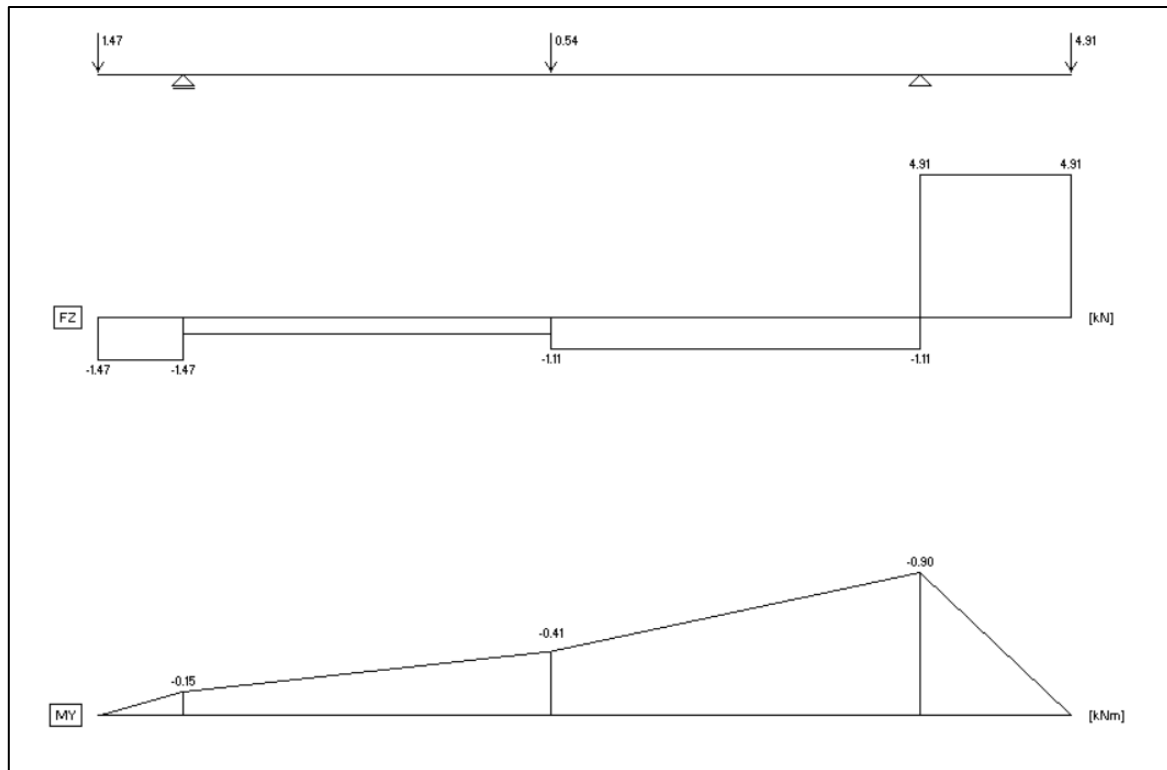
Slika 50. Izometrija vratila s ležajevima i prurubnicom s prikazom opterećenja

### 6.5.1. Vertikalna ravnina vratila

Opterećenje vratila u vertikalnoj ravnini prikazano je na slikama 51 i 52.



Slika 51. Opterećenje vratila u vertikalnoj ravnini



Slika 52. Dijagrami sila i momenta vertikalne ravnine vratila

Iz sume sila u smjeru osi x dobije se aksijalna sila u osloncu A,

$$\sum F_x = 0; F_{Ax} = F_a = 12715 \text{ N}, \quad (6.22)$$

Iz sume sila u smjeru osi z dobije se izraz za izračun radijalne sile vertikalne ravnine u osloncu B,

$$\sum F_z = 0; F_{Bz} = G_{\text{red}} + G_{\text{vrat}} + G_{\text{šab}} - F_{Az}, \quad (6.23)$$

a iz sume momenta oko oslonca B dobije se radijalna sila vertikalne ravnine u osloncu A,

$$\sum M_B = 0; G_{\text{red}} \cdot 103,5 - G_{\text{vrat}} \cdot 445,5 - G_{\text{šab}} \cdot 1075,5 + F_{Az} \cdot 891 = 0, \quad (6.24)$$

$$F_{Az} = \frac{G_{\text{vrat}} \cdot 445,5 - G_{\text{red}} \cdot 103,5 + G_{\text{šab}} \cdot 1075,5}{891} = \quad (6.25)$$

$$= \frac{540 \cdot 445,5 - 1472 \cdot 103,5 + 4905 \cdot 1075,5}{891},$$

$$F_{Az} = 6019,7 \text{ N}, \quad (6.26)$$

iz koje se, uvrštavanjem u jednadžbu 6.23, dobije i sila u osloncu B,

$$F_{Bz} = 897,3 \text{ N}, \quad (6.27)$$

iz dijagrama momenta savijanja i uvijanja (uvijanje je prisutno cijelom dužinom vratila u istome iznosu) sa slike 52. isčitavaju se sljedeći podaci:

- za presjek 1-1 ( $x = 0 \text{ mm}$ ):

$$M_{y1} = 0 \text{ Nmm}, \quad (6.28)$$

$$T = 220500 \text{ Nmm}, \quad (6.29)$$

- za presjek 2-2 ( $x=95 \text{ mm}$ ):

$$M_{y2} = 139840 \text{ Nmm}, \quad (6.30)$$

$$T = 220500 \text{ Nmm}, \quad (6.31)$$

- za presjek 3-3 ( $x=121 \text{ mm}$ ):

$$M_{y3} = 162409 \text{ Nmm}, \quad (6.32)$$

$$T = 220500 \text{ Nmm}, \quad (6.33)$$

- za presjek 4-4 ( $x = 969 \text{ mm}$ ):

$$M_{y4} = 876554 \text{ Nmm}, \quad (6.34)$$

$$T = 220500 \text{ Nmm}, \quad (6.35)$$

- za presjek 5-5 ( $x = 1015 \text{ mm}$ ):

$$M_{y5} = 465975 \text{ Nmm}, \quad (6.36)$$

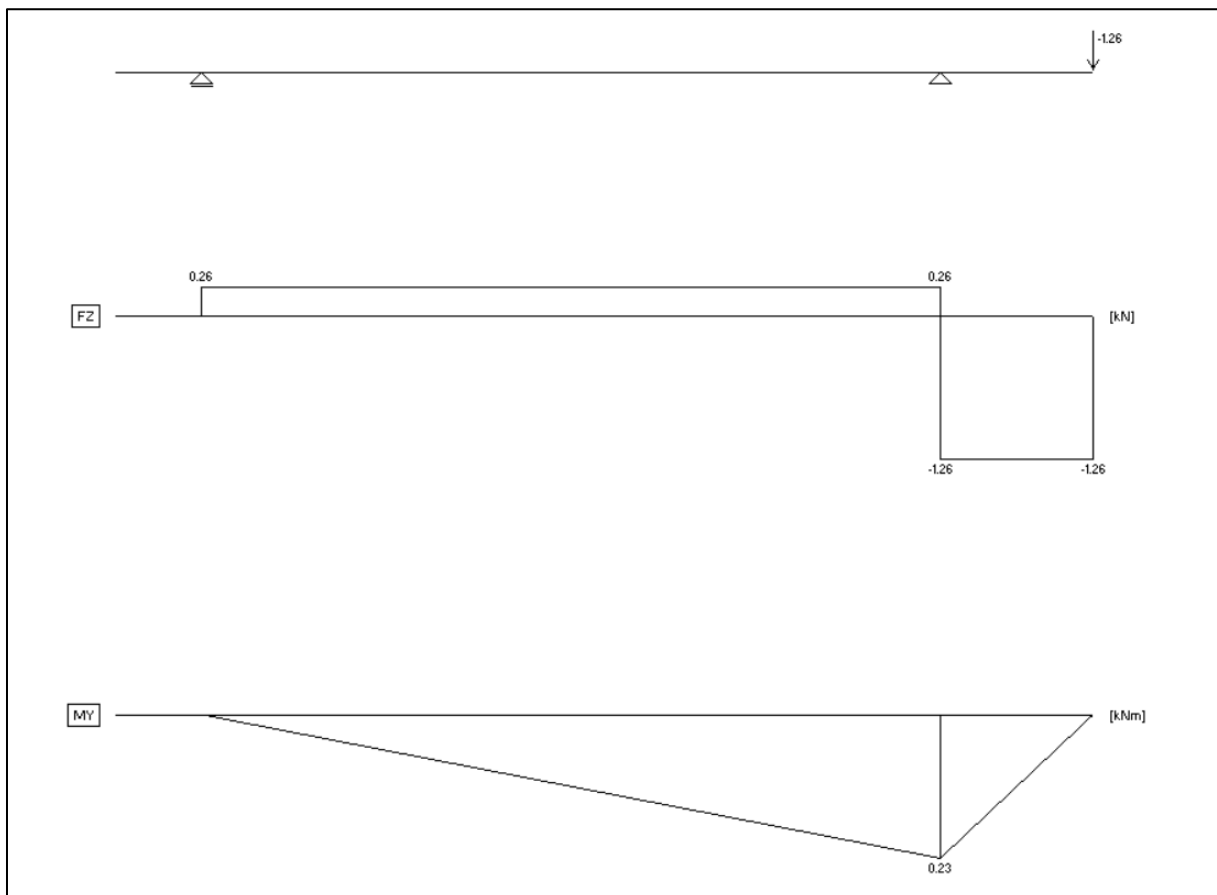
$$T = 220500 \text{ Nmm}, \quad (6.37)$$

### 6.5.2. Horizontalna ravnina vratila

Opterećenje vratila u horizontalnoj ravnini prikazano je na slikama 53 i 54.



Slika 53. Opterećenje vratila u vertikalnoj ravnini



Slika 54. Dijagrami sile i momenta horizontalne ravnine vratila



Iz sume sila u smjeru osi y dobije se izraz za izračun radijalne sile horizontalne ravnine u osloncu A,

$$\sum F_y = 0; F_{Ay} = F_{By} + F_{zatez}, \quad (6.38)$$

a iz sume momenta oko oslonca A dobije se radijalna sila vertikalne ravnine u osloncu B,

$$\sum M_A = 0; -F_{By} \cdot 891 + F_{zatez} \cdot 184,5 = 0, \quad (6.39)$$

$$F_{By} = 260,9 \text{ N}, \quad (6.40)$$

iz koje se, uvrštavanjem u jednadžbu 6.37 dobije i sila u osloncu A,

$$F_{Ay} = 1520,9 \text{ N}, \quad (6.41)$$

iz dijagrama momenta savijanja sa slike 54. iščitavaju se sljedeći podaci:

- za presjek 1-1 ( $x = 0 \text{ mm}$ ):

$$M_{z1} = 0 \text{ Nmm}, \quad (6.42)$$

- za presjek 2-2 ( $x = 95 \text{ mm}$ ):

$$M_{z2} = 0 \text{ Nmm}, \quad (6.43)$$

- za presjek 3-3 ( $x = 121 \text{ mm}$ ):

$$M_{z3} = 4564,75 \text{ Nmm}, \quad (6.44)$$

- za presjek 4-4 ( $x = 969 \text{ mm}$ ):

$$M_{z4} = 184743,3 \text{ Nmm}, \quad (6.45)$$

- za presjek 5-5 ( $x = 1015 \text{ mm}$ ):

$$M_{z5} = 206640 \text{ Nmm}, \quad (6.46)$$

### 6.5.3. Rezultante sila u osloncima

Rezultanta sila horizontalne i vertikalne ravnine u osloncu A:

$$F_A = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{1520,9^2 + 6019,7^2} = 6208,9 \text{ N}, \quad (6.47)$$

a rezultanta sila horizontalne i vertikalne ravnine u osloncu B:

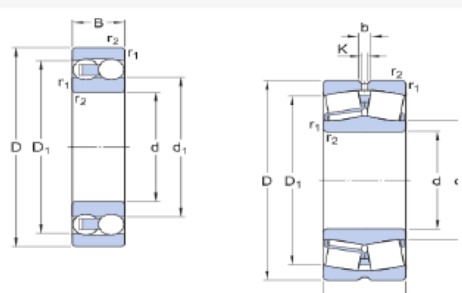
$$F_B = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = \sqrt{260,9^2 + 897,3^2} = 934,5 \text{ N}. \quad (6.48)$$

### 6.5.4. Odabir ležajeva vratila namatalice

Iz jednadžbi 6.22, 6.47 i 6.48 poznate su sve potrebne sile za proračun te daljni odabir ležajeva vratila namatalice. Opterećenja su upisana u SKF-ov kalkulator za proračun ležajeva. Na slici 55. prikazani su tehnički podaci odabranih samopodesivih ležajeva. Lijevo ležajno mjesto je slobodno pa je ovdje odabran ležaj 1209 ETN9, dok je desno čvrsto pa je ovdje zbog preuzimanja radijalne i aksijalne sile odabran ležaj 21316 E.

**2. Input**

**2.1. Bearing data**



Designation	Bearing type	Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings	
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	Dynamic C (kN)	Static C <sub>0</sub> (kN)	P <sub>u</sub> (kN)	Reference n <sub>ref</sub> (r/min)	Limiting n <sub>lim</sub> (r/min)
Left 1209 ETN9	Self-aligning ball bearing	45.0	85.0	19.0	22.9	7.8	0.4	17000.0	11000.0
Right 21316 E	Spherical roller bearing	80.0	170.0	39.0	331.0	375.0	39.0	3800.0	5300.0

Slika 55. Tehnički podaci odabranih ležajeva[6]

Na slici 56. prikazana su zadana opterećenja na ležajeve na razmaku od 891 mm.

**2.2. Loads & Speed**

Locating	1	
Bearing distance	892.0	mm
Shaft orientation	Horizontal	
Rotating ring	Inner ring rotation	

Load	Coordinate system	Coordinates			Forces			Speed (r/min)	Case weight
		x r (mm)	y θ (mm deg)	z (mm)	Fx Fr (kN)	Fy Fθ (kN)	Fz (kN)		
LC1 F1	Cartesian	0.0	0.0	0.0	0.0	-1.447	0.0	124.0	1
F2	Cartesian	0.0	0.0	892.0	0.0	-5.641	12.715		

**2.3. Temperature**

Load cases	Left		Right	
	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)	Inner ring (°C)	Outer ring (°C)
LC1	70	65	70	65

Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity,  $\kappa$ ,  $a_{SKF}$  and SKF rating life.  
Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.

**2.4. Lubrication**

Designation	Lubricant Type	Lubricant method	Lubricant Name	Effective EP additives	Contamination	
					Method	Cleanliness / Factor
Left 1209 ETN9	Grease	SKF grease	LGMT 2: all purpose industrial and automotive	False	Detailed guidelines	Normal cleanliness
Right 21316 E	Grease	SKF grease	LGMT 2: all purpose industrial and automotive	False	Detailed guidelines	Normal cleanliness

Slika 56. Zadana opterećenja na ležajeve[6]

Na slici 57. prikazana su dobivena ekvivalentna dinamička opterećenja i statički faktori sigurnosti ležajeva te minimalna potrebna opterećenja ležajeva.

3. Results					
<b>3.1. Loads &amp; static safety</b>					
	Load ratio	Static safety factor	Equivalent dynamic load	Equivalent static load	
Designation	C/P	$S_0$	$P$ (kN)	$P_0$ (kN)	
Left <u>1209 ETN9</u>	15.83	5.39	1.45	1.45	
Right <u>21316 E</u>	5.79	9.09	57.18	41.2	
<b>3.2. Bearing minimum load</b>					
	Reaction forces		Minimum load	Equivalent minimum load	Requirements
Designation	Radial	Axial	$F_{rm}$ (kN)	$P_m$ (kN)	met?
	$F_r$ (kN)	$F_a$ (kN)			
Left <u>1209 ETN9</u>	1.45	0	0.0364		yes
Right <u>21316 E</u>	5.64	-12.7		3.75	yes
<b>3.3. Adjusted reference speed</b>					
	Adjusted reference speed	Adjustment factors			
Designation	$n_m$ (r/min)	For bearing load P		For oil viscosity	
		$f_p$	$f_v$		
Left <u>1209 ETN9</u>	15500	0.92	1.0		
Right <u>21316 E</u>	2160	0.57	1.0		
<b>3.4. Lubrication conditions</b>					
	Operating viscosity			Viscosity ratio	
Designation	Actual	Rated	Rated @ 40 °C	$\kappa$	
	$\nu$ (mm <sup>2</sup> /s)	$\nu_r$ (mm <sup>2</sup> /s)	$\nu_{ref}$ (mm <sup>2</sup> /s)		
Left <u>1209 ETN9</u>	26.2	90.1	432	0.29	
Right <u>21316 E</u>	26.2	63.2	279	0.41	

Slika 57. Ekvivalentno dinamičko opterećenje ležajeva i minimalna potrebna opterećenja ležajeva [6]

Na slici 58. prikazan je životni vijek ležajeva u satima koji je veći od minimalnog životnog vijeka od 20000 sati prema [7] za oba ležaja, stoga oba zadovoljavaju nanesena opterećenja.

3.5. Grease life and relubrication interval				
	Relubrication interval	Grease quantity		Speed factor
Designation	$t_r$ (h)	Side	Ring	Speed x mean diameter
		$G_p$ (g)	(g)	$nd_m$ (mm/min)
Left <u>1209 ETN9</u>	22900	8		7970
Right <u>21316 E</u>	4680	33	13	15600
<b>Left bearing</b>				
<b>Consideration</b>				
The grease life / relubrication interval is reduced depending on the contamination level. Higher cleanliness will improve the duration.				
<b>Right bearing</b>				
<b>Consideration</b>				
The grease life / relubrication interval is reduced depending on the contamination level. Higher cleanliness will improve the duration.				
<b>3.6. Bearing rating life</b>				
	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor
Designation	Basic	SKF	$a_{skf}$	$\eta_c$
	$L_{10h}$ (h)	$L_{10mh}$ (h)		
Left <u>1209 ETN9</u>	> 2x10 <sup>5</sup>	104000	0.2	0.13
Right <u>21316 E</u>	46800	11400	0.25	0.26

Slika 58. Životni vijek ležajeva u satima [6]

Na slici 59. prikazane su potrebne tolerancije vratila i kućišta za odabrane ležajeve prema SKF-ovim preporukama.

3.10. Fits and tolerances											
<b>Note</b>											
Typically, it is not sufficient to use an interference fit alone to axially locate a bearing ring on a cylindrical seat.											
3.10.1. Recommended tolerance class											
		Tolerance Class									
	Designation	Shaft			Housing						
Left	<u>1209 ETN9</u>	k5	H8								
Right	■ <u>21316 E</u>	n6	H7								
<b>Consideration</b>											
The recommendation for the tolerance classes is based on the load case with the highest equivalent dynamic load.											
<b>Consideration</b>											
Valid for solid steel shaft and split or non-split cast iron or steel housings.											
3.10.2. Tolerances											
Designation	Shaft outer diameter		Bearing bore		Bearing outer diameter		Housing bore		Smoothing		
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Shaft and bearing bore	Bearing outer ring and housing	
	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	
Left	<u>1209 ETN9</u>	2	13	-12	0	-15	0	0	54	4	21
Right	■ <u>21316 E</u>	20	39	-15	0	-25	0	0	40	8	21
<b>Consideration</b>											
For the tolerances calculation, the normal tolerance for the bearing bore and outer diameter is used.											

Slika 59. Tolerancije vratila i kućišta ležajeva prema [6]

Na slici 60. prikazane su tolerancije dosjeda vratila s ležajevima i kućišta s ležajevima.

3.10.3. Fits, Probable Interference (+) / Clearance (-)							
Designation	Shaft			Housing			
	Probable minimum	Middle	Probable maximum	Probable minimum	Middle	Probable maximum	
	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	( $\mu\text{m}$ )	
Left	<u>1209 ETN9</u>	1	10	18	-84	-56	-27
Right	■ <u>21316 E</u>	17	29	41	-77	-54	-30

Slika 60. Tolerancije dosjeda ležajeva s vratilom i kućištem [6]

### 6.5.5. Kontrola pojedinih presjeka

Odabran je čelik vratila E360 (Č.0745), sljedećih svojstava:

$$\sigma_{DI} = 400 \text{ N/mm}^2, \quad (6.49)$$

$$\sigma_{fDI} = 500 \text{ N/mm}^2, \quad (6.50)$$

$$\tau_{tDI} = 260 \text{ N/mm}^2, \quad (6.51)$$

$$\sigma_{fDN} = 350 \text{ N/mm}^2, \quad (6.52)$$

$$R_e = 350 \text{ N/mm}^2, \quad (6.53)$$

$$R_m = 700 \text{ N/mm}^2, \quad (6.54)$$

### Presjek 1-1

Promjer vratila s utorom za pero opterećenog samo na uvijanje je  $\varnothing 35$  mm. Potrebno je izračunati polarni moment otpora poprečnog presjeka  $W_p$  kako bi se dobilo naprezanje  $\tau_t$  uslijed djelovanja momenta uvijanja  $T$ :

$$d_1 = d - t = 35 - 4,7 = 30,7 \text{ mm}, \quad (6.55)$$

$$W_p = \frac{d_1^3 \cdot \pi}{16} = \frac{30,3^3 \cdot \pi}{16} = 5462 \text{ mm}^3, \quad (6.56)$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{220500}{5462} = 40,37 \text{ N/mm}^2. \quad (6.57)$$

Potrebno je uzeti u obzir i faktor čvrstoće materijala  $\alpha_0$  te faktor zareznog djelovanja kod uvijanja  $\beta_{kt}$  za izračun reduciranog naprezanja i dobivanje zadovoljavajućeg faktora sigurnosti  $S_1$  uz odgovarajući faktor udara  $\varphi$ , faktor veličine  $b_1$  i faktor kvalitete površine  $b_2$ :

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{350}{\sqrt{3} \cdot 260} = 0,78, \quad (6.58)$$

$$\beta_{kt} = 1,8, \quad (6.59)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{3} \cdot \alpha_0 \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t = \sqrt{3} \cdot 0,78 \cdot 1,8 \cdot 40,37 = 98,17 \text{ N/mm}^2. \quad (6.60)$$

Iz [7] izvađeni su podaci za:

$$b_1 = 0,875, \quad (6.61)$$

$$b_2 = 0,9, \quad (6.62)$$

$$\varphi = 1,2, \quad (6.63)$$

kako bi se dobio faktor sigurnosti:

$$S_1 = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red1}} = \frac{0,875 \cdot 0,9 \cdot 350}{1,2 \cdot 98,17} = 2,34 \quad (6.64)$$

$$S_1 = 2,34 > S_{potr} = 2 \quad (6.65)$$

Iz dobivenih proračuna zaključuje se kako presjek 1-1 zadovoljava uvjet čvrstoće.

**Presjek 2-2**

Promjer vratila opterećenog na savijanje i uvijanje je  $\varnothing 35$  mm. Potrebno je izračunati polarni moment otpora poprečnog presjeka  $W_p$  kako bi se dobilo naprezanje  $\tau_t$  uslijed djelovanja momenta uvijanja  $T$  te aksijalni moment otpora poprečnog presjeka  $W$  kako bi se dobilo naprezanje  $\sigma_f$  uslijed djelovanja momenta  $M_{y2}$ :

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{35^3 \cdot \pi}{16} = 8418 \text{ mm}^3, \quad (6.66)$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{220500}{8418} = 26,2 \text{ N/mm}^2, \quad (6.67)$$

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{35^3 \cdot \pi}{32} = 4209 \text{ mm}^3, \quad (6.68)$$

$$\sigma_f = \frac{M_{y2}}{W_y} = \frac{139840}{4209} = 33,22 \text{ N/mm}^2 \quad (6.69)$$

Nadalje, potrebno je uzeti u obzir i faktor čvrstoće materijala  $\alpha_0$  te faktore zareznog djelovanja kod uvijanja  $\beta_{kt}$  i zareznog djelovanja kod savijanja  $\beta_{kf}$  za izračun reduciranog naprezanja i dobivanje zadovoljavajućeg faktora sigurnosti  $S_2$  uz odgovarajući faktor udara  $\varphi$ , faktor veličine  $b_1$  i faktor kvalitete površine  $b_2$ :

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{350}{\sqrt{3} \cdot 260} = 0,78, \quad (6.70)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{45}{35} = 1,29, \quad (6.71)$$

$$c_1 = 0,6, \quad (6.72)$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{0,5}{35} = 0,014, \quad (6.73)$$

$$\beta_{kf2} = 2,6, \quad (6.74)$$

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) = 1 + 0,6 \cdot (2,6 - 1) = 1,96, \quad (6.75)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1,8, \quad (6.76)$$

$$c_2 = 0,92, \quad (6.77)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,92 \cdot (1,8 - 1) = 1,796, \quad (6.78)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red2}} &= \sqrt{(\beta_{\text{kf}} \cdot \sigma_{\text{f}})^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{\text{kt}} \cdot \tau_{\text{t}})^2} = \\ &= \sqrt{(1,96 \cdot 33,22)^2 + 3 \cdot (0,78 \cdot 1,796 \cdot 26,2)^2} = 91,1 \text{ N/mm}^2.\end{aligned}\quad (6.79)$$

Iz [7] izvađeni su podaci za:

$$b_1 = 0,875, \quad (6.80)$$

$$b_2 = 0,9, \quad (6.81)$$

$$\varphi = 1,2, \quad (6.82)$$

kako bi se dobio faktor sigurnosti:

$$S_2 = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{\text{fDN}}}{\varphi \cdot \sigma_{\text{red2}}} = \frac{0,875 \cdot 0,9 \cdot 350}{1,2 \cdot 91,1} = 2,52 \quad (6.83)$$

$$S_2 = 2,52 > S_{\text{potr}} = 2 \quad (6.84)$$

Iz dobivenih proračuna zaključuje se kako presjek 2-2 zadovoljava uvjet čvrstoće.

### Presjek 3-3

Promjer vratila opterećenog na savijanje i uvijanje je  $\varnothing 45$  mm. Potrebno je izračunati polarni moment otpora poprečnog presjeka  $W_p$  kako bi se dobilo naprezanje  $\tau_t$  uslijed djelovanja momenta uvijanja  $T$  te aksijalni moment otpora poprečnog presjeka  $W$  kako bi se dobilo naprezanje  $\sigma_f$  uslijed djelovanja momenta  $M_3$ :

$$M_3 = \sqrt{M_{y3}^2 + M_{z3}^2} = \sqrt{162409,25^2 + 4565,75^2} = 162473,4 \text{ Nmm}, \quad (6.85)$$

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{45^3 \cdot \pi}{16} = 17892 \text{ mm}^3, \quad (6.86)$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{220500}{17892} = 12,32 \text{ N/mm}^2, \quad (6.87)$$

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{45^3 \cdot \pi}{32} = 8946 \text{ mm}^3, \quad (6.88)$$

$$\sigma_f = \frac{M_3}{W_y} = \frac{162473,4}{8946} = 18,16 \text{ N/mm}^2 \quad (6.89)$$

Nadalje, potrebno je uzeti u obzir i faktor čvrstoće materijala  $\alpha_0$  te faktore zarezno djelovanja kod uvijanja  $\beta_{kt}$  i zarezno djelovanja kod savijanja  $\beta_{kf}$  za izračun reduciranog naprezanja i dobivanje zadovoljavajućeg faktora sigurnosti  $S_2$  uz odgovarajući faktor udara  $\varphi$ , faktor veličine  $b_1$  i faktor kvalitete površine  $b_2$ :

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{350}{\sqrt{3} \cdot 260} = 0,78, \quad (6.90)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{55}{45} = 1,22, \quad (6.91)$$

$$c_1 = 0,5, \quad (6.92)$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{45} = 0,022, \quad (6.93)$$

$$\beta_{kf2} = 2,5, \quad (6.94)$$

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) = 1 + 0,5 \cdot (2,5 - 1) = 1,75, \quad (6.95)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1,7, \quad (6.96)$$

$$c_2 = 0,84, \quad (6.97)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,84 \cdot (1,7 - 1) = 1,588, \quad (6.98)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red3} &= \sqrt{(\beta_{kf} \cdot \sigma_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t)^2} = \\ &= \sqrt{(1,75 \cdot 18,16)^2 + 3 \cdot (0,78 \cdot 1,588 \cdot 12,32)^2} = 41,34 \text{ N/mm}^2, \end{aligned} \quad (6.99)$$

Iz [7] izvađeni su podaci za:

$$b_1 = 0,84, \quad (6.100)$$

$$b_2 = 0,9, \quad (6.101)$$

$$\varphi = 1,2, \quad (6.102)$$

kako bi se dobio faktor sigurnosti:

$$S_3 = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red3}} = \frac{0,84 \cdot 0,9 \cdot 350}{1,2 \cdot 41,34} = 5,3 \quad (6.103)$$

$$S_3 = 5,3 > S_{potr} = 2 \quad (6.104)$$

Iz dobivenih proračuna zaključuje se kako presjek 3-3 zadovoljava uvjet čvrstoće.



**Presjek 4-4**

Ø80 mm je promjer vratila opterećenog na savijanje i uvijanje. Potrebno je izračunati polarni moment otpora poprečnog presjeka  $W_p$  kako bi se dobilo naprezanje  $\tau_t$  uslijed djelovanja momenta uvijanja  $T$  te aksijalni moment otpora poprečnog presjeka  $W$  kako bi se dobilo naprezanje  $\sigma_f$  uslijed djelovanja momenta  $M_4$ :

$$M_4 = \sqrt{M_{y4}^2 + M_{z4}^2} = \sqrt{876554^2 + 184743,3^2} = 895810,8 \text{ Nmm}, \quad (6.105)$$

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{80^3 \cdot \pi}{16} = 100530 \text{ mm}^3, \quad (6.106)$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{220500}{100530} = 2,2 \text{ N/mm}^2, \quad (6.107)$$

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{80^3 \cdot \pi}{32} = 50265 \text{ mm}^3, \quad (6.108)$$

$$\sigma_f = \frac{M_4}{W_y} = \frac{895810,8}{50265} = 17,82 \text{ N/mm}^2 \quad (6.109)$$

Potrebno je uzeti u obzir i faktor čvrstoće materijala  $\alpha_0$  te faktore zreznog djelovanja kod uvijanja  $\beta_{kt}$  i zreznog djelovanja kod savijanja  $\beta_{kf}$  za izračun reduciranog naprezanja i dobivanje zadovoljavajućeg faktora sigurnosti  $S_2$  uz odgovarajući faktor udara  $\varphi$ , faktor veličine  $b_1$  i faktor kvalitete površine  $b_2$ :

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{350}{\sqrt{3} \cdot 260} = 0,78, \quad (6.110)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{92}{80} = 1,15, \quad (6.111)$$

$$c_1 = 0,35 \quad (6.112)$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{1}{80} = 0,0125, \quad (6.113)$$

$$\beta_{kf2} = 2,7, \quad (6.114)$$

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) = 1 + 0,35 \cdot (2,7 - 1) = 1,595, \quad (6.115)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1,9, \quad (6.116)$$

$$c_2 = 0,7, \quad (6.117)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,7 \cdot (1,9 - 1) = 1,63, \quad (6.118)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red4} &= \sqrt{(\beta_{kf} \cdot \sigma_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t)^2} = \\ &= \sqrt{(1,595 \cdot 17,82)^2 + 3 \cdot (0,78 \cdot 1,63 \cdot 2,2)^2} = 28,83 \text{ N/mm}^2, \end{aligned} \quad (6.119)$$

Iz [7] izvađeni su podaci za:

$$b_1 = 0,79, \quad (6.120)$$

$$b_2 = 0,9, \quad (6.121)$$

$$\varphi = 1,2, \quad (6.122)$$

kako bi se dobio faktor sigurnosti:

$$S_4 = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red4}} = \frac{0,84 \cdot 0,9 \cdot 350}{1,2 \cdot 28,83} = 7,64 \quad (6.123)$$

$$S_4 = 7,64 > S_{potr} = 2 \quad (6.124)$$

Iz dobivenih proračuna zaključuje se kako presjek 4-4 zadovoljava uvjet čvrstoće.

### Presjek 5-5

Promjer vratila opterećenog na savijanje i uvijanje je  $\varnothing 70$  mm. Potrebno je izračunati polarni moment otpora poprečnog presjeka  $W_p$  kako bi se dobilo naprezanje  $\tau_t$  uslijed djelovanja momenta uvijanja  $T$  te aksijalni moment otpora poprečnog presjeka  $W$  kako bi se dobilo naprezanje  $\sigma_f$  uslijed djelovanja momenta  $M_5$ :

$$M_5 = \sqrt{M_{y5}^2 + M_{z5}^2} = \sqrt{465975^2 + 206640^2} = 509737,96 \text{ Nmm}, \quad (6.125)$$

$$W_p = \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = \frac{70^3 \cdot \pi}{16} = 67348 \text{ mm}^3, \quad (6.126)$$

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{220500}{67348} = 3,27 \text{ N/mm}^2, \quad (6.127)$$

$$W_y = \frac{d^3 \cdot \pi}{32} = \frac{70^3 \cdot \pi}{32} = 33674 \text{ mm}^3, \quad (6.128)$$

$$\sigma_f = \frac{M_5}{W_y} = \frac{509737,96}{33674} = 15,14 \text{ N/mm}^2 \quad (6.129)$$

Nadalje, potrebno je uzeti u obzir i faktor čvrstoće materijala  $\alpha_0$  te faktore zarezno djelovanja kod uvijanja  $\beta_{kt}$  i zarezno djelovanja kod savijanja  $\beta_{kf}$  za izračun reduciranog naprezanja i dobivanje zadovoljavajućeg faktora sigurnosti  $S_2$  uz odgovarajući faktor udara  $\varphi$ , faktor veličine  $b_1$  i faktor kvalitete površine  $b_2$ :

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{350}{\sqrt{3} \cdot 260} = 0,78, \quad (6.130)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{80}{70} = 1,14, \quad (6.131)$$

$$c_1 = 0,35 \quad (6.132)$$

$$\frac{\rho}{d} = \frac{0,5}{70} = 0,007, \quad (6.133)$$

$$\beta_{kf2} = 2,8, \quad (6.134)$$

$$\beta_{kf} = 1 + c_1(\beta_{kf2} - 1) = 1 + 0,34 \cdot (2,8 - 1) = 1,612, \quad (6.135)$$

$$\beta_{kt1,4} = 1,92, \quad (6.136)$$

$$c_2 = 0,68, \quad (6.137)$$

$$\beta_{kt} = 1 + c_2(\beta_{kt1,4} - 1) = 1 + 0,68 \cdot (1,92 - 1) = 1,626, \quad (6.138)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red5} &= \sqrt{(\beta_{kf} \cdot \sigma_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_t)^2} = \\ &= \sqrt{(1,612 \cdot 15,14)^2 + 3 \cdot (0,78 \cdot 1,626 \cdot 3,27)^2} = 25,44 \text{ N/mm}^2, \end{aligned} \quad (6.139)$$

Iz [7] izvađeni su podaci za:

$$b_1 = 0,75, \quad (6.140)$$

$$b_2 = 0,9, \quad (6.141)$$

$$\varphi = 1,2, \quad (6.142)$$

kako bi se dobio faktor sigurnosti:

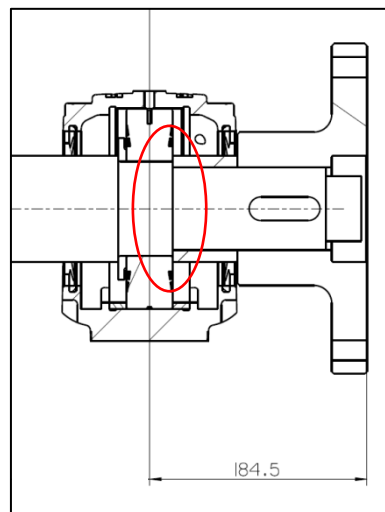
$$S_5 = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{red5}} = \frac{0,75 \cdot 0,9 \cdot 350}{1,2 \cdot 25,44} = 15,9 \quad (6.143)$$

$$S_5 = 7,74 > S_{potr} = 2 \quad (6.144)$$

Iz dobivenih proračuna zaključuje se kako presjek 5-5 zadovoljava uvjet čvrstoće.

### 6.5.6. Kontrola krutosti na kritičnom mjestu

Potrebna je velika krutost vratila na dijelu konzole, tj. dodira distantnog prstena i unutarnjeg prstena ležaja, prikazano na slici 61., kako bi se osiguralo ispravno namatanje jezgre na šablonu. Progib na tome mjestu treba biti manji od dopuštenog:



Slika 61. Kritično mjesto vratila

$$f_{dop} = 0,0003 \cdot l = 0,0003 \cdot 891 = 0,2673 \text{ mm}, \quad (6.145)$$

dok je sila koja opterećuje vratilo jednaka:

$$F = \sqrt{F_{zatez}^2 + G_{šabl}^2} = \sqrt{1260^2 + 4905^2} = 5064 \text{ N}, \quad (6.146)$$

a aksijalni moment tromosti presjeka jednak je:

$$I_y = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{70^4 \cdot \pi}{64} = 1178588 \text{ mm}^4, \quad (6.147)$$

pa je progib na navedenom mjestu:

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot (l + a)}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{5064 \cdot 184,5^2 \cdot (891 + 184,5)}{3 \cdot 210000 \cdot 1178588} = 0,25 \text{ mm}, \quad (6.148)$$

$$f = 0,25 \text{ mm} < f_{dop} = 0,2673 \text{ mm}, \quad (6.149)$$

i obzirom na to da je dobiveni progib manji od dopuštenog vratilo zadovoljava uvjet krutosti.

### 6.5.7. Proračun pera vratila

#### Pero 1 - presjek 1-1

Na mjestu presjeka 1-1 djeluje moment uvijanja  $T = 220500 \text{ Nmm}$  na promjeru vratila od  $\varnothing 35 \text{ mm}$  pa je odabrano pero prema DIN 6885-A:  $10 \times 8 \times 100$ . Potrebno je provjeriti zadovoljava li odabrano pero obzirom na odrez i bočni tlak:

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{220500}{\frac{35}{2}} = 12600 \text{ N}, \quad (6.150)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot l_t} = \frac{12600}{10 \cdot 90} = 14 \text{ N/mm}^2, \quad (6.151)$$

a dopuštena smična čvrstoća prema [8] iznosi:

$$\tau_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2, \quad (6.152)$$

$$\tau = 14 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2. \quad (6.153)$$

Dopušteni tlak prema [8] iznosi:

$$p_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2, \quad (6.154)$$

$$p = \frac{F}{t_5 \cdot l_t} = \frac{12600}{3 \cdot 90} = 46,67 \text{ N/mm}^2, \quad (6.155)$$

$$p = 46,67 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2. \quad (6.156)$$

Odabrano pero zadovoljava proračun bočnog tlaka i odreza.

### Pero 2 (položaj prirubnice)

Na mjestu prirubnice djeluje moment uvijanja  $T = 220500 \text{ Nmm}$  na promjeru vratila od  $\varnothing 70 \text{ mm}$  pa je odabrano pero prema DIN 6885-A: 20x12x58. Potrebno je provjeriti zadovoljava li odabrano pero obzirom na odrez i bočni tlak:

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{220500}{\frac{70}{2}} = 6300 \text{ N}, \quad (6.157)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot l_t} = \frac{6300}{20 \cdot 38} = 8,29 \text{ N/mm}^2, \quad (6.158)$$

a dopuštena smična čvrstoća prema [8] iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = 80 \text{ N/mm}^2, \quad (6.159)$$

$$\tau = 8,29 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{dop}} = 80 \text{ N/mm}^2. \quad (6.160)$$

Dopušteni tlak prema [8] iznosi:

$$p_{\text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2, \quad (6.161)$$

$$p = \frac{F}{t_5 \cdot l_t} = \frac{6300}{4,6 \cdot 38} = 36 \text{ N/mm}^2, \quad (6.162)$$

$$p = 36 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2. \quad (6.163)$$

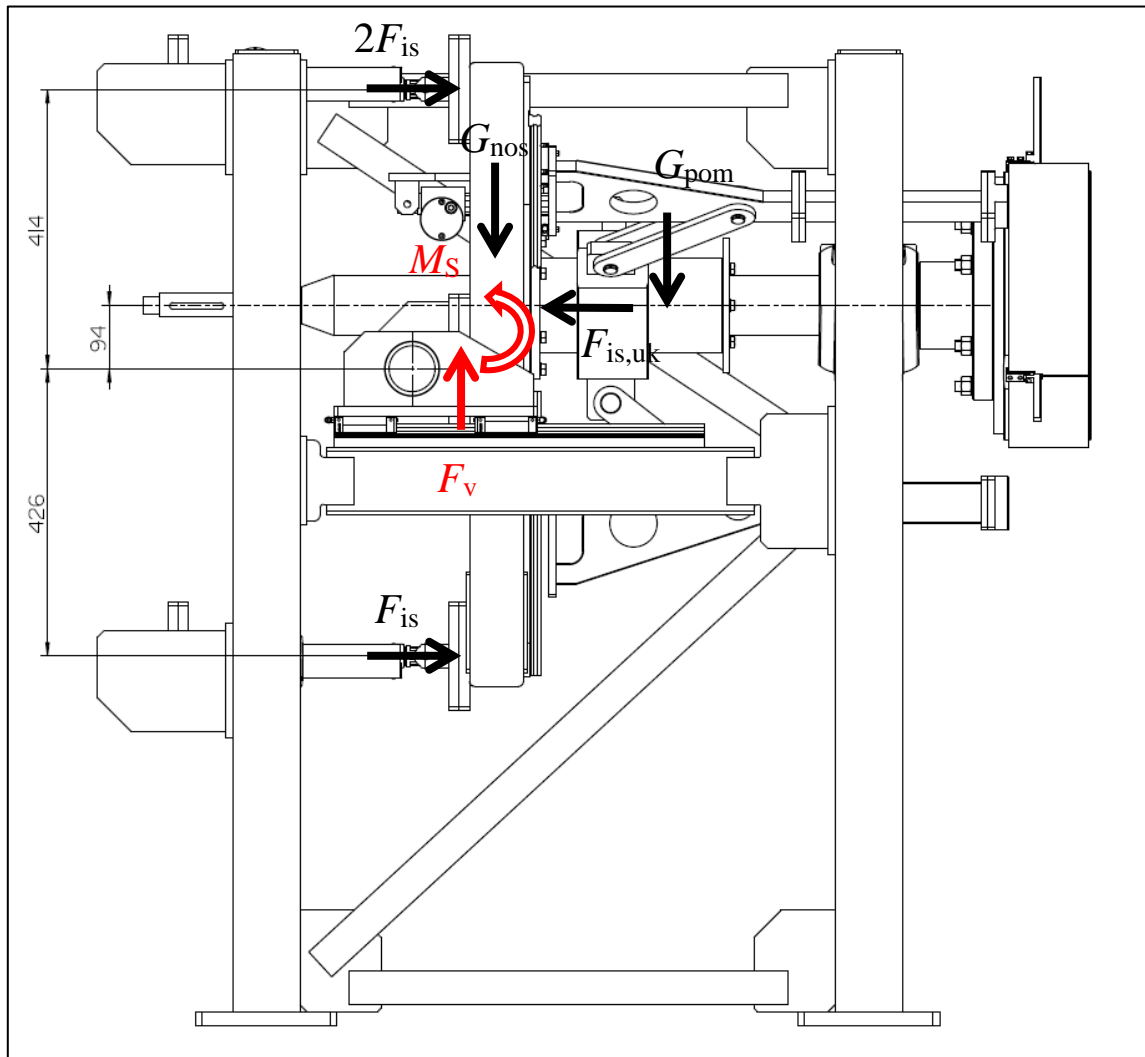
Odabrano pero zadovoljava proračun bočnog tlaka i odreza.

## 6.6. Proračun pomične konstrukcije

### 6.6.1. Proračun vodilica

#### Glavne vodilice

Prema opterećenju sa slike 62. određuje se reakcijski moment na ploči spoja pomične konstrukcije i cijevi klizača na vodilicama:



Slika 62. Opterećenja na pomičnoj konstrukciji

$$\sum F_z = 0; F_v = G_{nos} + G_{pom} = 1590 \text{ N}, \quad (6.164)$$

gdje su:

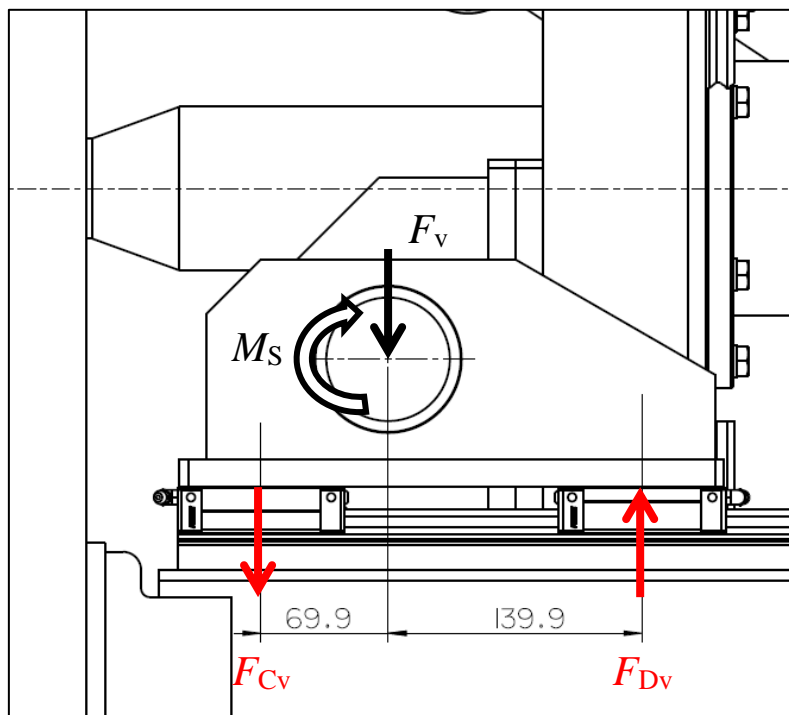
$$G_{nos} = 98 \cdot 9,81 = 962 \text{ N} \sim 970 \text{ N} \quad (6.165)$$

$$G_{pom} = 63 \cdot 9,81 = 618 \text{ N} \sim 620 \text{ N} \quad (6.166)$$

$$\sum M_o = 0; M_s = 2 \cdot F_{is,max} \cdot 414 - F_{is,uk} \cdot 94 - F_{is,max} \cdot 426, \quad (6.167)$$

$$M_s = 2 \cdot 5000 \cdot 414 - 15000 \cdot 94 - 5000 \cdot 426 = 600000 \text{ Nmm}, \quad (6.168)$$

Prema opterećenju sa slike 63. određuju se reakcijske sile na klizačima vodilica:



Slika 63. Opterećenje klizača vodilice

$$\sum M_C = 0; -M_s - F_v \cdot 70 + F_{Dv} \cdot 210 = 0, \quad (6.169)$$

$$F_{Dv} = P_C = \frac{M_s + F_v \cdot 70}{210} = \frac{600000 + 1590 \cdot 70}{210} = 3387 \text{ N}. \quad (6.170)$$

$$\sum F_z = 0; F_{Cv} = F_{Dv} - F_v = 1797 \text{ N}, \quad (6.171)$$

Uz dobivene reakcije u klizačima vodilica moguće je provjeriti nazivni vijek trajanja klizača prema katalogu [9] proizvođača HIWIN za odabrane vodilice HGH 20 HAZOC:

$$L = \left( \frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P_C} \right)^3 \cdot 50 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 32,7}{2 \cdot 3,39} \right)^3 \cdot 50 = 5609 \text{ km}, \quad (6.172)$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_c \cdot 60} = \frac{5609 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 60} = 186967 \text{ h}, \quad (6.173)$$

Klizači imaju veći nazivni vijek od 20000 sati prema [8] čime zadovoljavaju potrebne zahtjeve.



**Vodilice krakova izbacivača**

Potrebno je nadalje odrediti i reakcijske sile na klizačima vodilica:

$$\sum F_H = 0; F_{Fh} = F_{Eh} + F_{is,max}, \quad (6.174)$$

$$\sum M_E = 0; F_{Fh} \cdot 120 - F_{is,max} \cdot 85 = 0, \quad (6.175)$$

$$F_{Fh} = F_{is,max} \cdot \frac{85}{120} = 5000 \cdot \frac{85}{120} = 3542 \text{ N}, \quad (6.176)$$

$$F_{Eh} = F_{Fh} - F_{is,max} = -1458 \text{ N}. \quad (6.177)$$

Uz dobivene reakcije u klizačima vodilica moguće je provjeriti nazivni vijek trajanja klizača prema katalogu [9] proizvođača HIWIN za odabrane vodilice HGH 20 HAZ0C:

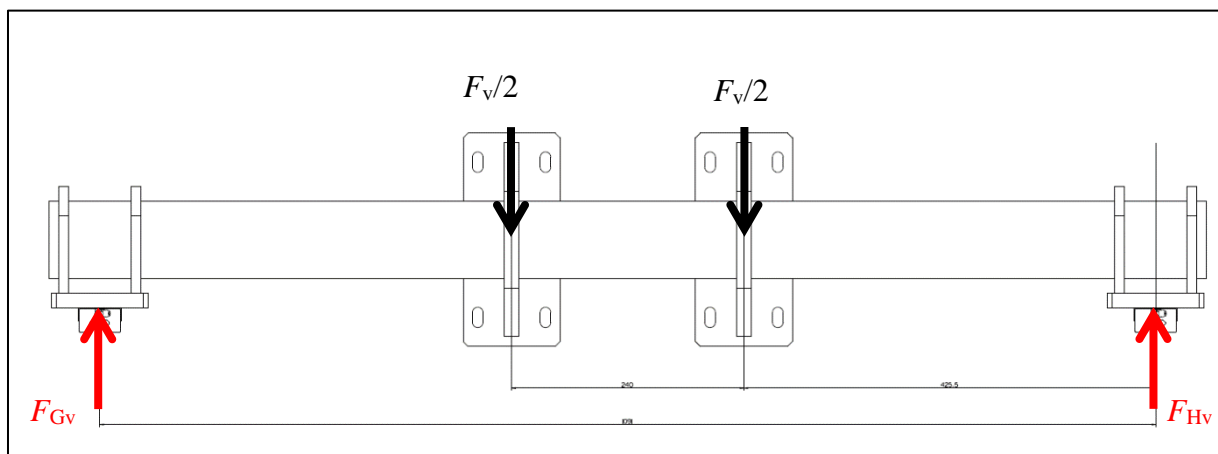
$$L = \left( \frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P_C} \right)^3 \cdot 50 = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 32,7}{2 \cdot 3,54} \right)^3 \cdot 50 = 4926 \text{ km}, \quad (6.178)$$

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_c \cdot 60} = \frac{4926 \cdot 10^3}{2 \cdot 60} = 82100 \text{ h}, \quad (6.179)$$

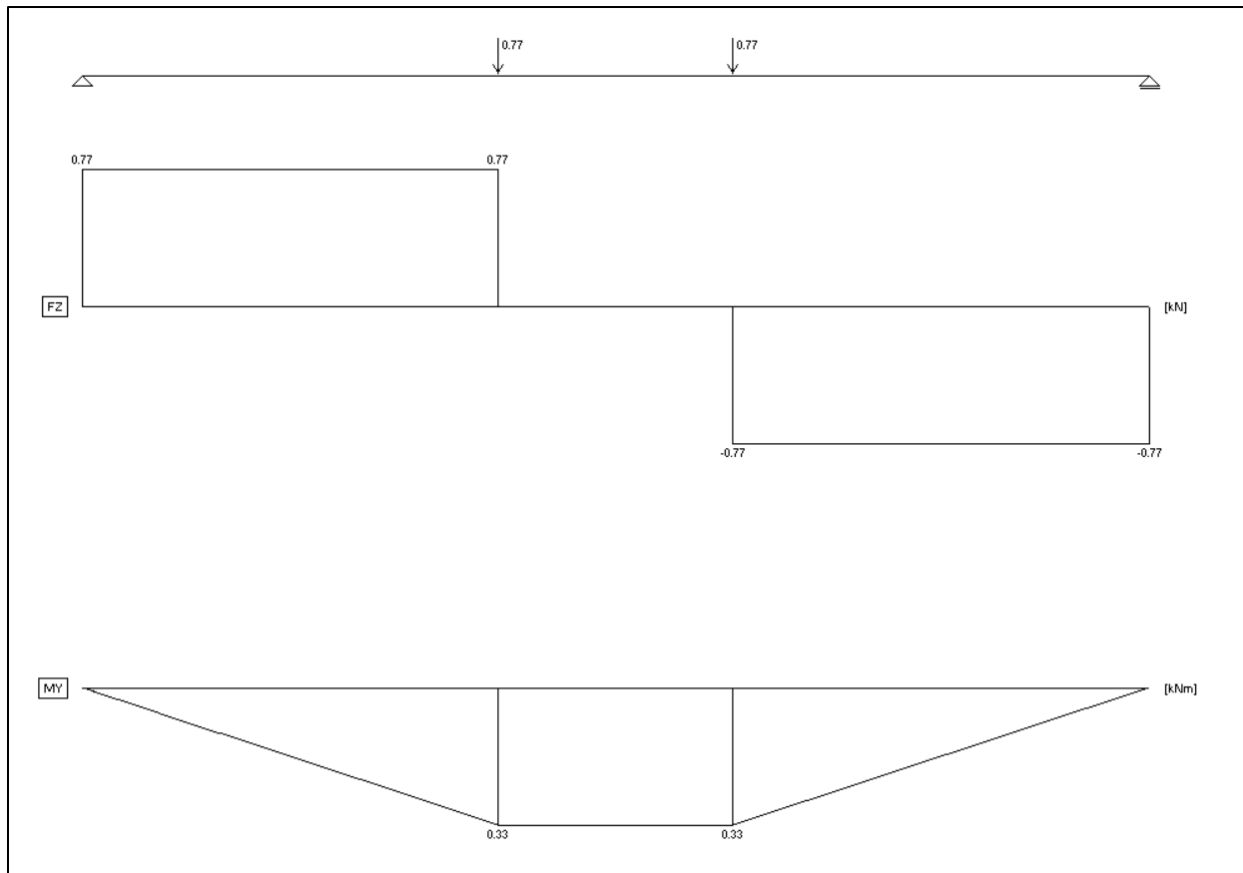
Klizači imaju veći nazivni vijek od 20000 sati prema [8] čime zadovoljavaju potrebne zahtjeve.

**6.6.2. Proračun konstrukcije****Cijev na vodilicama**

Reakcije u osloncima G i H prema slikama 64. i 65. iznose:



**Slika 64. Opterećenje cijevi pomične konstrukcije na vodilicama**



Slika 65. Dijagram opterećenja pomične cijevi

$$\sum F_V = 0; F_{Gv} = F_{Hv} = \frac{F_V}{2} = \frac{1590}{2} = 765 \text{ N}, \quad (6.180)$$

dok je najveći moment jednak:

$$M_{\max} = 338272,5 \text{ Nmm} \quad (6.181)$$

te najveće uvijanje:

$$T = \frac{M_S}{2} = \frac{600000}{2} = 300000 \text{ Nmm} \quad (6.182)$$

Moment otpora cijevi  $\varnothing 80/\varnothing 68$  iznosi:

$$W_y = \frac{(D^4 - d^4) \cdot \pi}{32 \cdot D} = \frac{(80^4 - 68^4) \cdot \pi}{32 \cdot 80} = 24026,6 \text{ mm}^3, \quad (6.183)$$

dok je polarni moment otpora:

$$W_p = 2 \cdot W_y = 48053,2 \text{ mm}^3, \quad (6.184)$$

Savijanje u nosaču jednako je:

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{W_y} = \frac{338272,5}{24026,6} = 14,08 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.185)$$

uvijanje koje se pojavljuje:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{300000}{48053,2} = 6,24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.186)$$

te je reducirano naprezanje jednako:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{14,08^2 + 3 \cdot 6,24^2} = 17,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.187)$$

Dobiveno reducirano naprezanje mora biti manje od dozvoljenog:

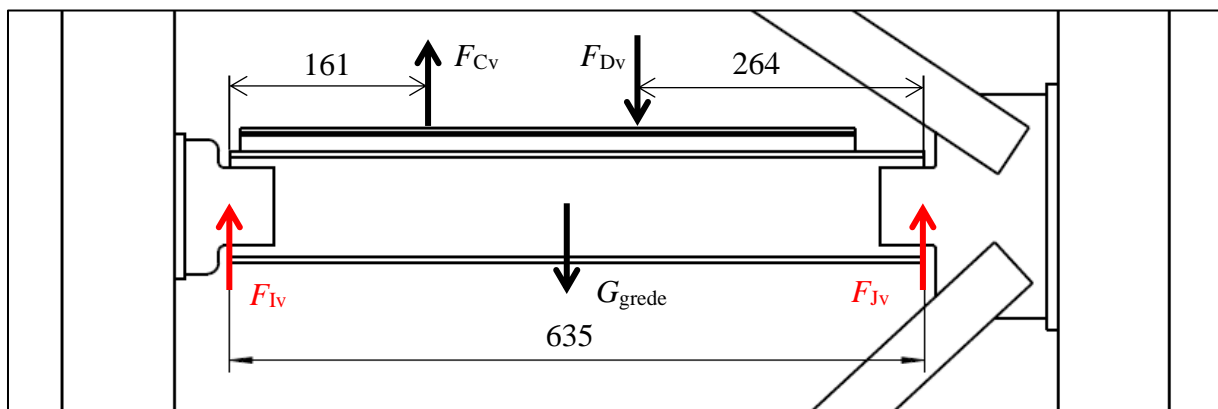
$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.188)$$

Budući da je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, cijev vodilica ZADOVOLJAVA.

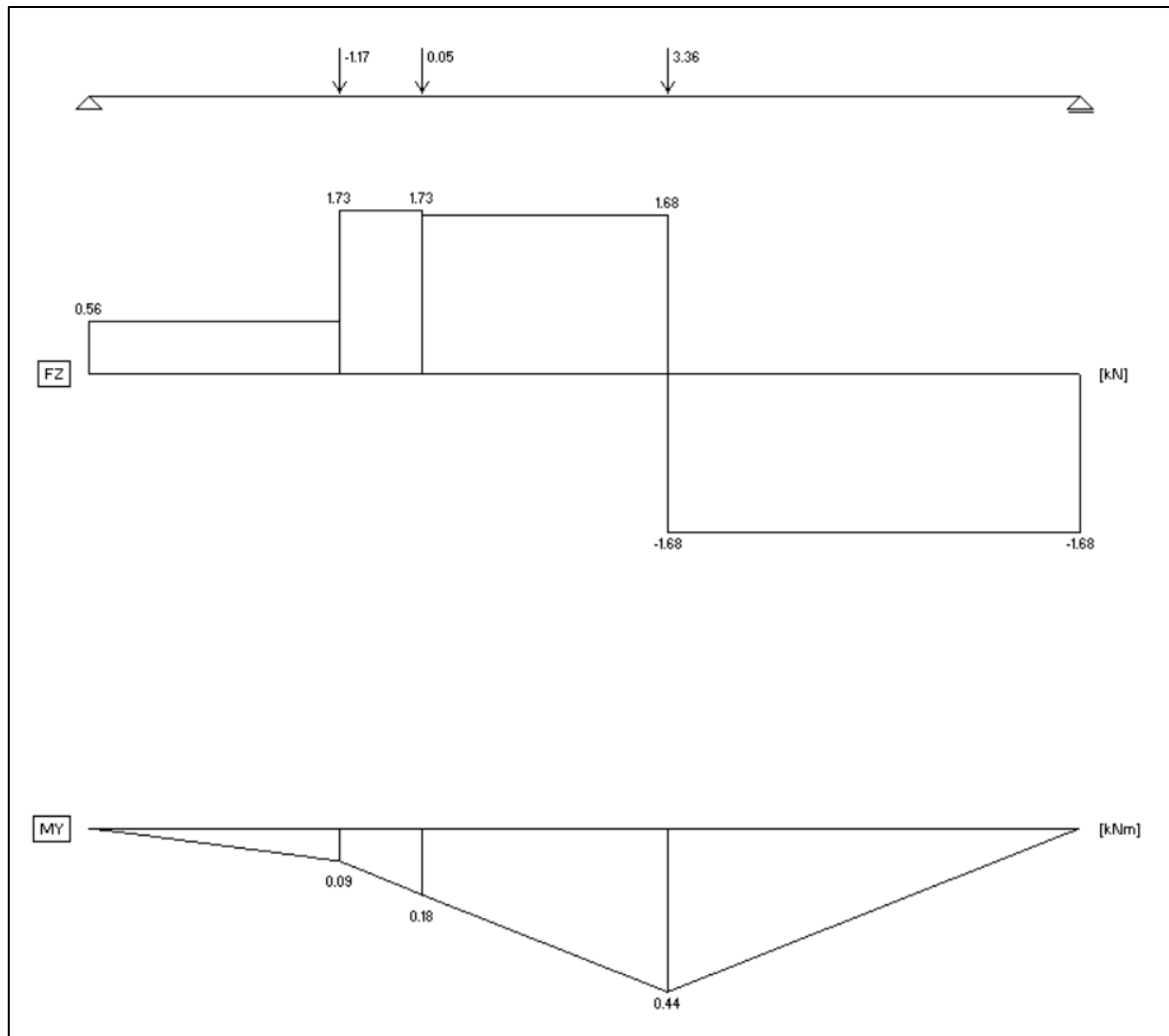
## 6.7. Proračun nosive konstrukcije

### 6.7.1. Greda horizontalnih vodilica

Reakcije u osloncima I i J iznose, prema slikama 66. i 67.,:



Slika 66. Opterećenje grede horizontalnih vodilica



Slika 67. Dijagrami sila i momenta grede horizontalnih vodilica

$$\sum F_z = 0; F_{Iv} + F_{Cv} - G - F_{Dv} + F_{Jv} = 0, \quad (6.189)$$

$$\sum M_I = 0; F_{Cv} \cdot 161 - G \cdot \frac{635}{2} - F_{Dv} \cdot 371 + F_{Jv} \cdot 635 = 0, \quad (6.190)$$

$$F_{Jv} = \frac{-F_{Cv} \cdot 161 + G \cdot \frac{635}{2} + F_{Dv} \cdot 371}{635} =$$

$$= \frac{-1173 \cdot 161 + 52 \cdot 317,5 + 3363 \cdot 371}{635} = 1694 \text{ N}, \quad (6.191)$$

$$F_{Iv} = 1694 + 1173 - 52 - 3363 = -548 \text{ N}. \quad (6.192)$$

dok je najveći moment jednak:

$$M_{\max} = 447216 \text{ Nmm} . \quad (6.193)$$

Moment otpora IPE 100 profila iznosi, prema [10],:

$$W_y = 34,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 . \quad (6.194)$$

Savijanje u nosaču jednako je:

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{W_y} = \frac{447216}{34200} = 13,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} , \quad (6.195)$$

odrez koji se pojavljuje:

$$\tau = \frac{Q_z}{A_{II}} = \frac{1694}{508} = 3,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.196)$$

te je reducirano naprezanje jednako:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{13,1^2 + 3 \cdot 3,4^2} = 14,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} . \quad (6.197)$$

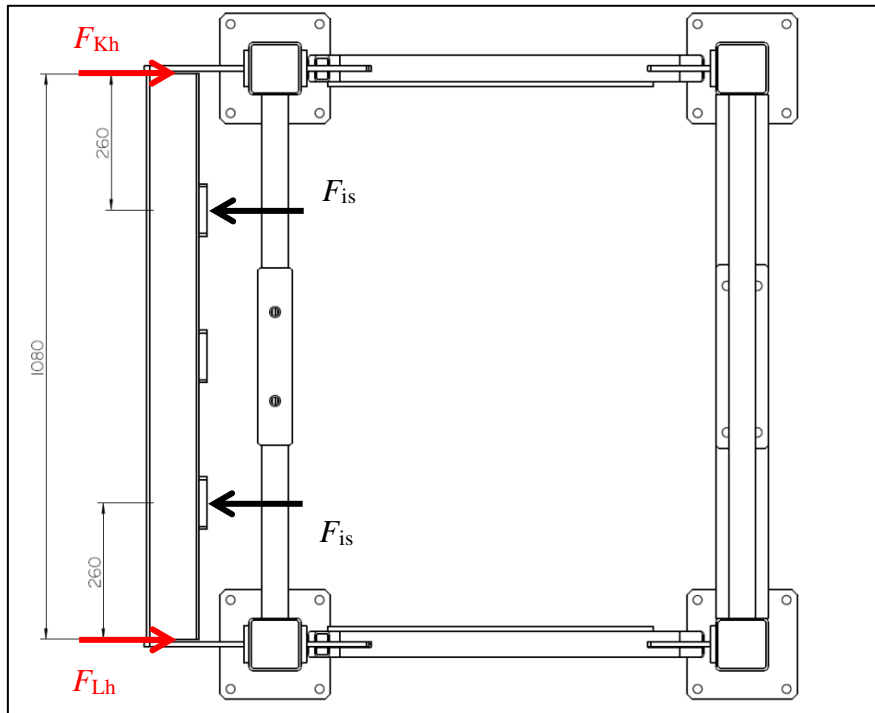
Dobiveno reducirano naprezanje mora biti manje od dozvoljenog:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} . \quad (6.198)$$

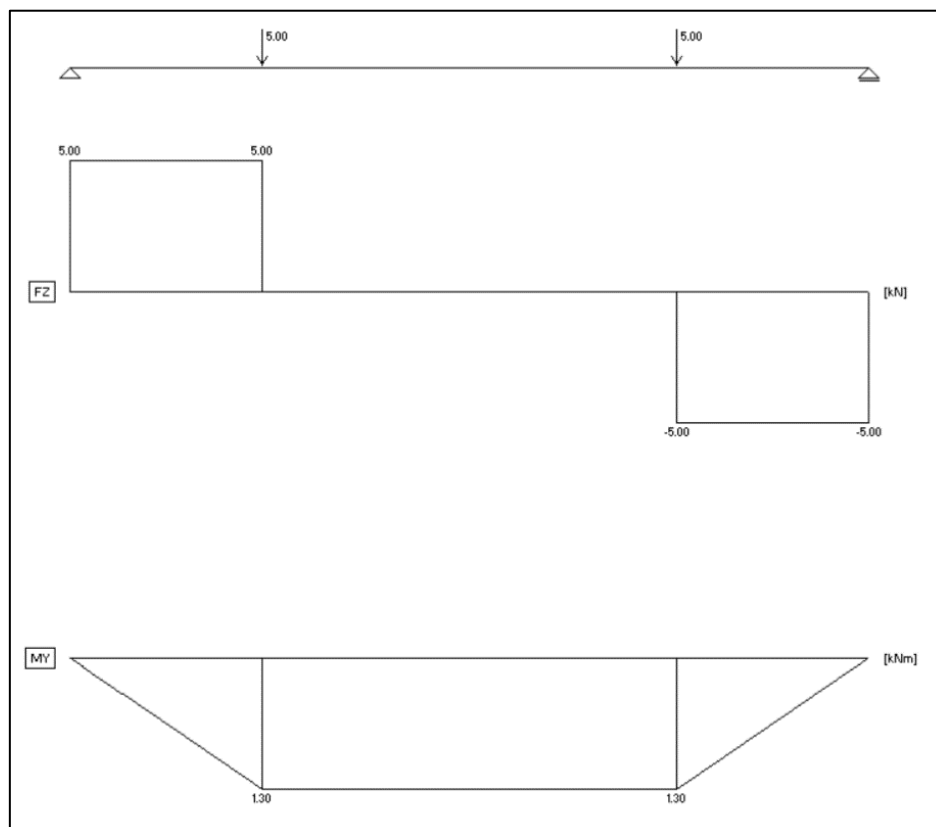
Budući da je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, gređa horizontalnih vodilica ZADOVOLJAVA.

### 6.7.2. Greda oslanjanja 2 linearna aktuatora

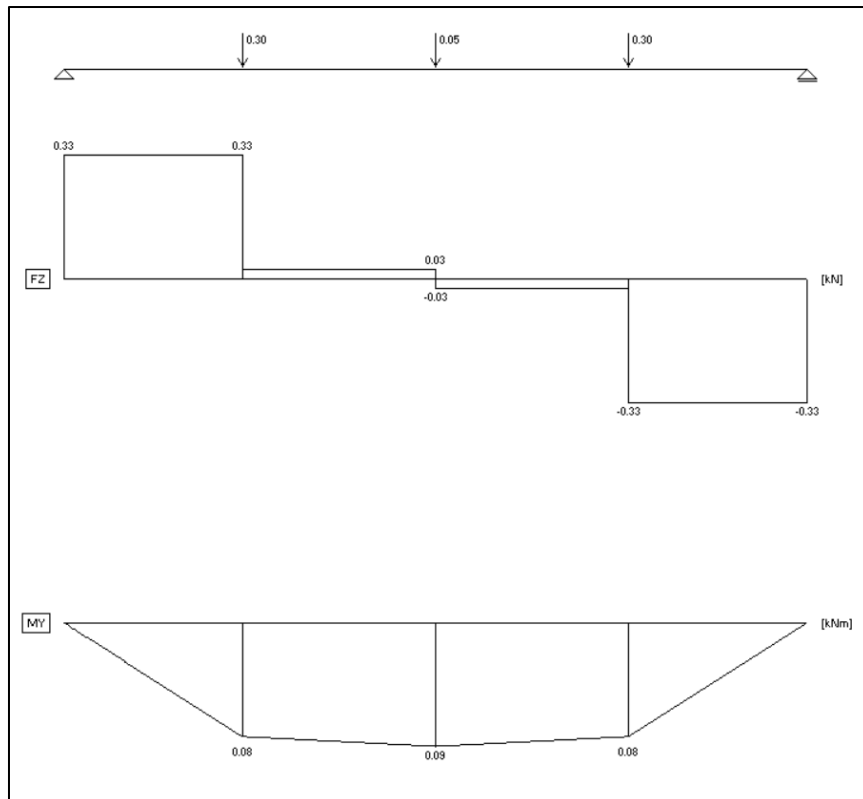
Reakcije u osloncima K i L iznose, prema slikama 68., 69. i 70.,:



Slika 68. Opterećenje grede 2 aktuatora



Slika 69. Dijagrami sila i momenata u horizontalnoj ravni grede 2 linearna aktuatora



Slika 70. Dijagrami sila i momenata u vertikalnoj ravni grede 2 linearna aktuatora

$$\sum F_y = 0; F_{Kh} = F_{Lh} = 5000 \text{ N}, \quad (6.199)$$

dok je najveći moment jednak:

$$M_{y\max} = 1300000 \text{ Nmm}. \quad (6.200)$$

Moment otpora IPE 100 profila iznosi, prema [10],:

$$W_y = 34,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3, \quad (6.201)$$

$$W_z = 8646 \text{ mm}^3, \quad (6.202)$$

Savijanje u nosaču oko osi y jednako je:

$$\sigma_{fy} = \frac{M_{y\max}}{W_y} = \frac{1300000}{34200} = 38 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.203)$$

dok je savijanje oko osi z jednako:

$$\sigma_{fz} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{92040}{8646} = 10,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.204)$$

pa je najveće savojno naprezanje jednako:

$$\sigma_f = \sigma_{fy} + \sigma_{fz} = 37 + 10,65 = 48,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.205)$$

odrez koji se pojavljuje:

$$\tau = \frac{Q_z}{A_{II}} = \frac{5000}{508} = 9,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.206)$$

te je reducirano naprezanje jednako:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{48,65^2 + 3 \cdot 9,9^2} = 51,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.207)$$

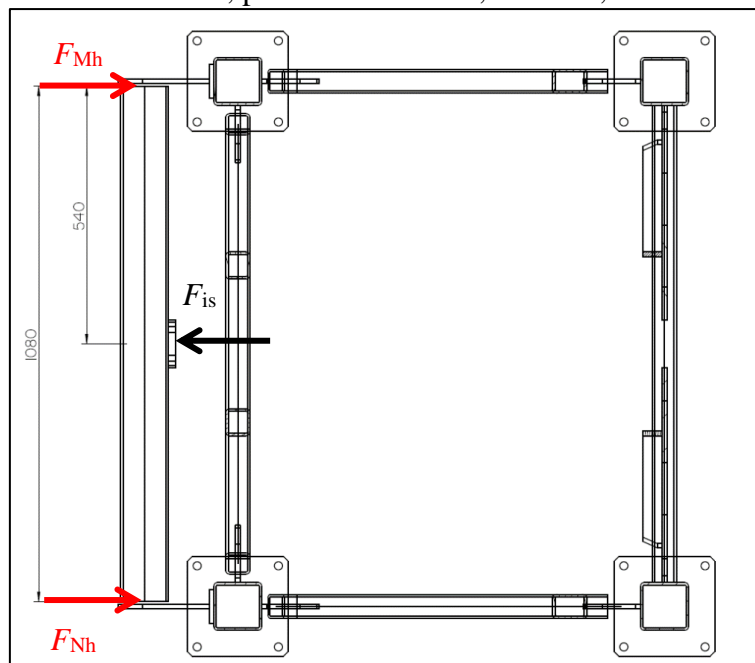
Dobiveno reducirano naprezanje mora biti manje od dozvoljenog:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.208)$$

Budući da je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, greda oslanjanja 2 linearna aktuatora ZADOVOLJAVA.

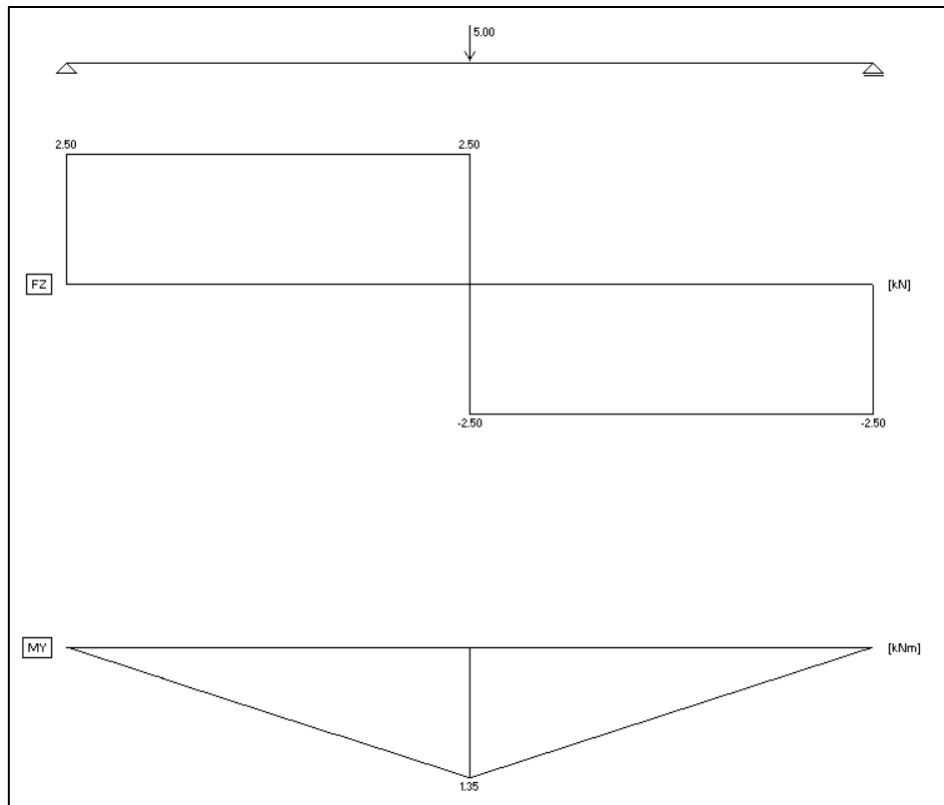
### 6.7.3. Greda oslanjanja 1 linearnog aktuatora

Reakcije u osloncima C i D iznose, prema slikama 71., 72. i 73.,:

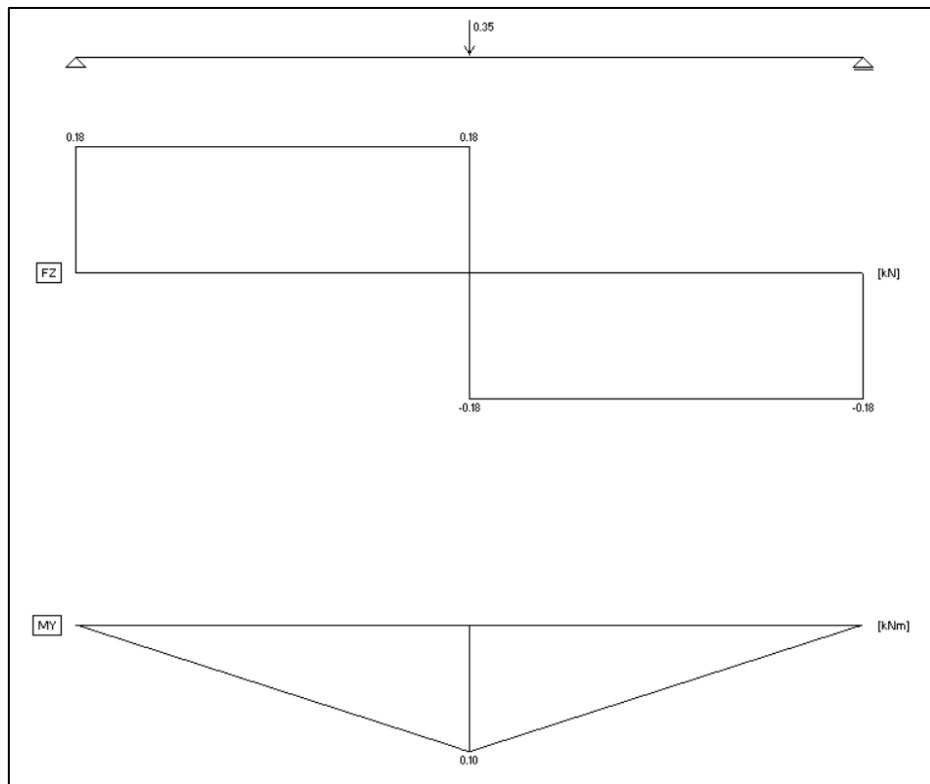


Slika 71. Opterećenje grede 1 aktuatora





Slika 72. Dijagrami sila i momenata u horizontalnoj ravni grede 1 linearnog aktuatora



Slika 73. Dijagrami sila i momenata u vertikalnoj ravni grede jednog linearnog aktuatora

$$\sum F_z = 0; F_{Mh} = F_{Nh} = 2500 \text{ N}, \quad (6.209)$$

dok je najveći moment jednak:

$$M_{y\max} = 1350000 \text{ Nmm}. \quad (6.210)$$

Moment otpora IPE 100 profila iznosi, prema [10],:

$$W_y = 34,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3, \quad (6.211)$$

$$W_z = 8646 \text{ mm}^3, \quad (6.212)$$

Savijanje u nosaču oko osi y jednako je:

$$\sigma_{fy} = \frac{M_{y\max}}{W_y} = \frac{1350000}{34200} = 39,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.213)$$

dok je savijanje oko osi z jednako:

$$\sigma_{fz} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{95040}{8646} = 11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.214)$$

pa je najveće savojno naprezanje jednako:

$$\sigma_f = \sigma_{fy} + \sigma_{fz} = 39,5 + 11 = 50,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.215)$$

odrez koji se pojavljuje:

$$\tau = \frac{Q_z}{A_{II}} = \frac{2500}{508} = 4,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (6.216)$$

te je reducirano naprezanje jednako:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{50,5^2 + 3 \cdot 4,9^2} = 51,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.217)$$

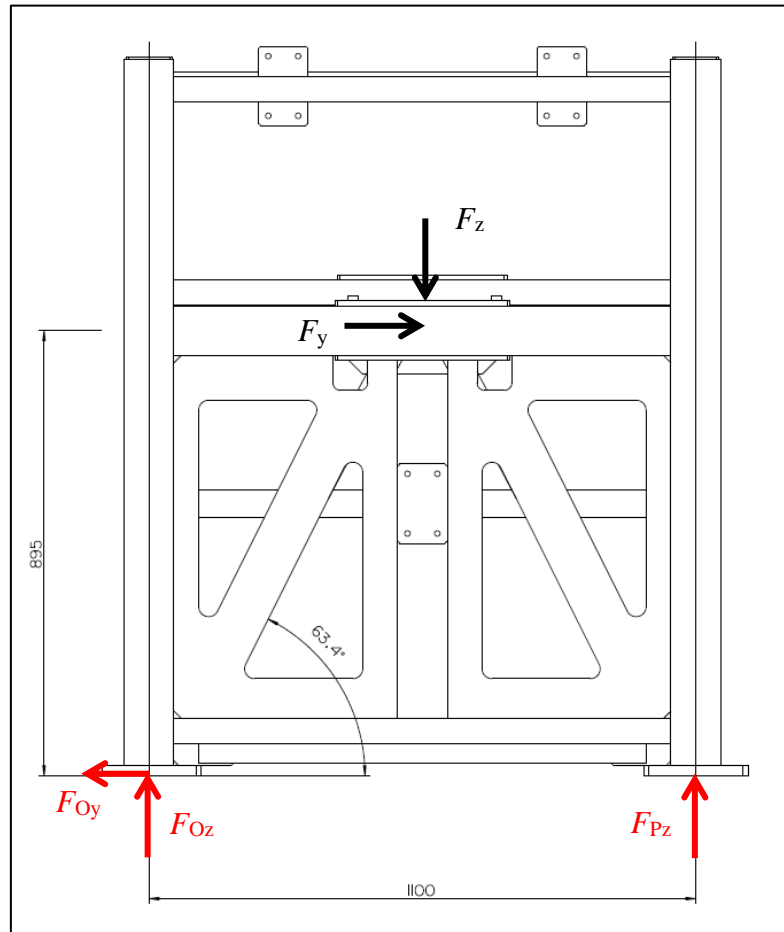
Dobiveno reducirano naprezanje mora biti manje od dozvoljenog:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.218)$$

Budući da je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, gređa oslanjanja jednog linearnog aktuatora ZADOVOLJAVA.

### 6.7.4. Nosiva prednja rešetka

Prednja rešetka preuzima reakcije na osloncu ležaja koji preuzima radijalne i aksijalne sile. Rastavljanjem tijela veza dolazi se do reakcija u osloncima prednje rešetke prema slici 74.:



Slika 74. Opterećenje prednje rešetke nosive konstrukcije

$$\sum F_y = 0; F_{Oy} = F_y = 1520,9 \text{ N}, \quad (6.219)$$

$$\sum M_O = 0; -F_z \cdot \frac{1100}{2} - F_y \cdot 945 + F_{Pz} \cdot 1100 = 0, \quad (6.220)$$

$$F_{Pz} = \frac{F_z \cdot 550 + F_y \cdot 945}{1100} = \frac{6019,7 \cdot 550 + 1520,9 \cdot 945}{1100} = 4316,44 \text{ N}, \quad (6.221)$$

$$\sum F_z = 0; F_{Oz} - F_z + F_{Pz} = 0, \quad (6.222)$$

$$F_{Oz} = -F_{Pz} + F_z = -4316,44 + 6019,7 = 1703,26 \text{ N}. \quad (6.223)$$

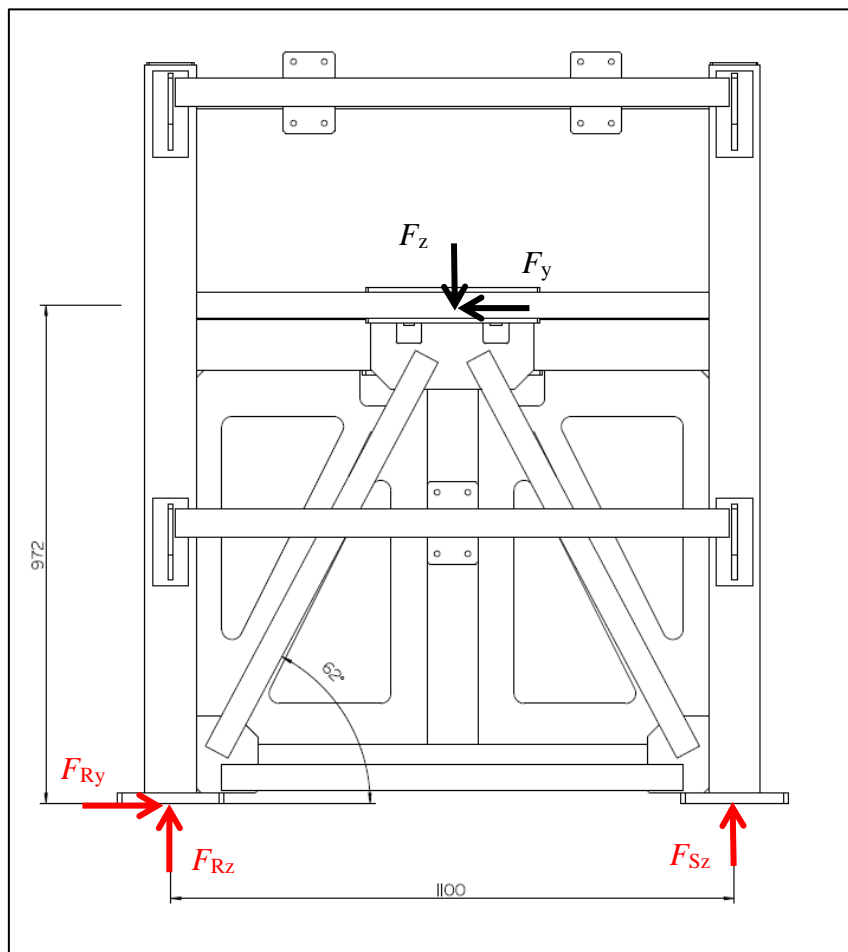
Nadalje, metodom čvorova izračunate su sile u štapovima rešetke čiji su iznosi navedeni u tablici 1.:

Tablica 1. Iznosi sila u štapovima prednje rešetke

Štap	Sila	Mjerna jedinica
1	0	N
2	0	N
3	0	N
4	0	N
5	2388,7	N
6	-1911,63	N
7	-4844,5	N

### 6.7.5. Nosiva stražnja rešetka

Stražnja rešetka preuzima reakcije na osloncu ležaja koji preuzima samo radijalnu silu te reakciju od momente poluge sklopa elektromotora i reduktora. Rastavljanjem tijela veza dolazi se do reakcija u osloncima stražnje rešetke prema slici 75.:



Slika 75. Opterećenje stražnje rešetke nosive konstrukcije

$$\sum F_y = 0; F_{Ry} = F_y = 260,9 \text{ N}, \quad (6.224)$$

$$\sum M_R = 0; -(F_z + F_T) \cdot 550 + F_y \cdot 945 + F_{Sz} \cdot 1100 = 0, \quad (6.225)$$

$$F_{Sz} = \frac{(F_z + F_T) \cdot 550 - F_y \cdot 945}{1100} = \frac{(897,3 + 440) \cdot 550 - 260,9 \cdot 945}{1100} = \quad (6.226)$$

$$= 444,5 \text{ N},$$

$$\sum F_z = 0; F_{Rz} - F_z + F_{Sz} = 0, \quad (6.227)$$

$$F_{Rz} = F_z - F_{Sz} = 897,3 - 444,5 = 453 \text{ N}. \quad (6.228)$$

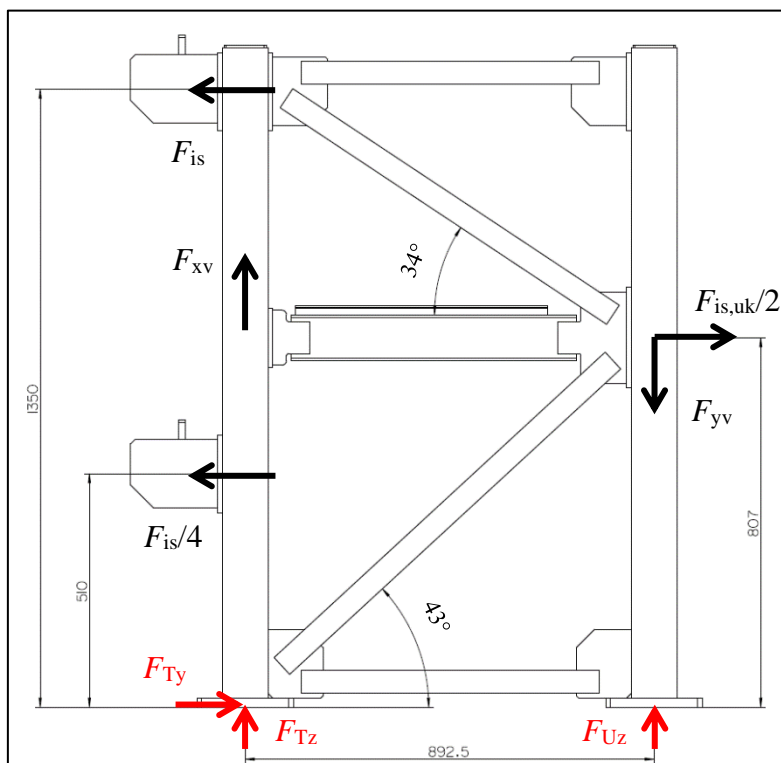
Metodom čvorova izračunate su sile u štapovima rešetke čiji su iznosi navedeni u tablici 2.:

**Tablica 2. Iznosi sila u štapovima stražnje rešetke**

Štap	Sila	Mjerna jedinica
1	0	N
2	0	N
3	0	N
4	0	N
5	213,6	N
6	-1011	N
7	-1145	N

### 6.7.6. Bočna rešetka

Bočna rešetka preuzima reakcije od grede glavnih vodilica te reakciju od aksijalnih sila isprešavanja. Rastavljanjem tijela veza dolazi se do reakcija u osloncima bočne rešetke prema slici 76.:



Slika 76. Opterećenje bočne rešetke nosive konstrukcije

$$\sum F_y = 0; \frac{1}{2} \cdot F_{is,uk} + F_{Ty} - F_{is} - \frac{1}{2} \cdot F_{is} = 0, \quad (6.229)$$

$$F_{Ty} = 0, \quad (6.230)$$

$$\sum M_T = 0; F_{is} \cdot 1440 + \frac{1}{4} \cdot F_{is} \cdot 782 - \frac{1}{2} \cdot F_{is,uk} \cdot 782 - F_{yv} \cdot 892 + F_{Uz} \cdot 892 = 0, \quad (6.231)$$

$$F_{Uz} = \frac{-F_{is} \cdot 1440 - \frac{1}{4} \cdot F_{is} \cdot 782 + \frac{1}{2} \cdot F_{is,uk} \cdot 782 + F_{yv} \cdot 892}{892} = \quad (6.232)$$

$$= \frac{-5000 \cdot 1440 - \frac{1}{4} \cdot 5000 \cdot 782 + \frac{1}{2} \cdot 15000 \cdot 782 - 3363 \cdot 892}{892} =$$

$$= 770,5 \text{ N},$$

$$\sum F_z = 0; F_{Tz} + F_{Uz} - F_{yv} + F_{xv} = 0, \quad (6.233)$$

$$F_{Tz} = F_{yv} - F_{xv} - F_{Uz} = 3363 - 1773 - 770,5 = 819,5 \text{ N.} \quad (6.234)$$

Metodom čvorova izračunate su sile u štapovima rešetke čiji su iznosi navedeni u tablici 3.:

**Tablica 3. Iznosi sila u štapovima bočne rešetke**

Štap	Sila	Mjerna jedinica
1	-1760,97	N
2	-3533,96	N
3	0	N
4	0	N
5	-770,5	N
6	240,9	N
7	1380,45	N
8	1250	N
9	6321,94	N

## 7. Zaključak

Prema navedenim zahtjevima, konstruiran je stroj za namatanje transformatorskog lima prema postojećim normama i literaturi. Stroj je, uz određene preinake, temeljen na prvom konceptu. Kao glavni dijelovi namatalice proizlaze nosiva konstrukcija u rešetkastoj izvedbi, vratilo oslonjeno na dva samopodesiva ležaja pogonjeno elektromotorom s reduktorom, nekoliko fiksnih šablona s izmjenjujućim prstenovima te sklop izbacivača s mogućnošću radijalne prilagodbe krakova za izbacivanje velikog raspona jezgri različitih unutarnjih promjera. Ostvaren je cilj dobivanja stroja koji zadovoljava potrebe tvrtke Končar- Mjerni transformatori za namatanje velikog broja jezgri različitih unutarnjih i vanjskih promjera koji nisu mogući postojećim rješenjima na tržištu. Uz namatalicu prikazanu u radu, potreban je daljnji razvoj preostalih sustava stroja za namatanje kako bi se napravio kompletan i funkcionalan stroj koji zadovoljava sve potrebne funkcije odmatanja, vođenja, rezanja te konačno i namtanja jezgri.

Konstrukcija zadovoljava sve uvjete čvrstoće i kontrolirana je u skladu s literaturom, preporukama proizvođača i normama.

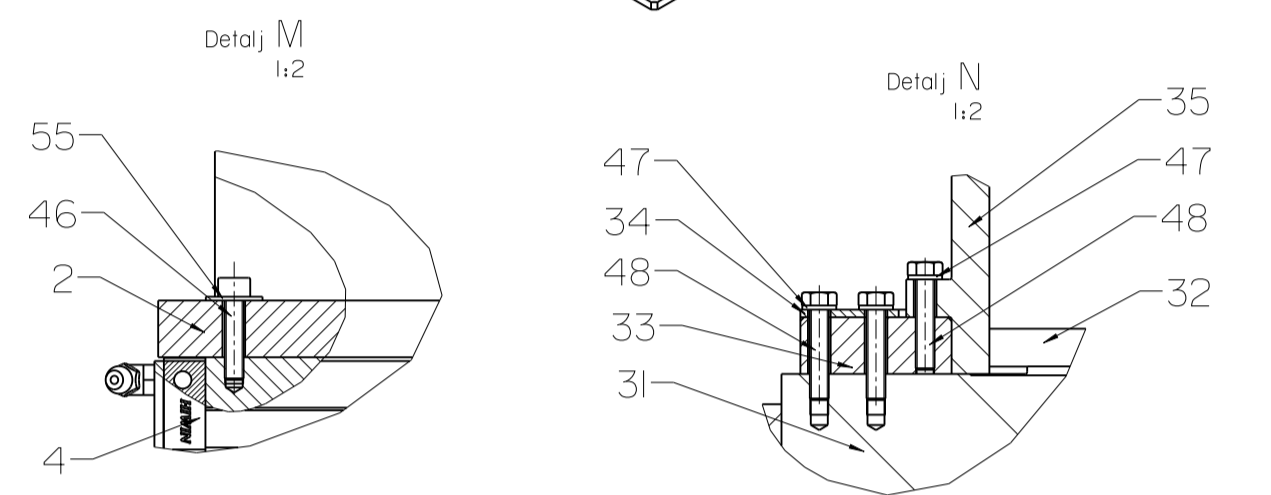
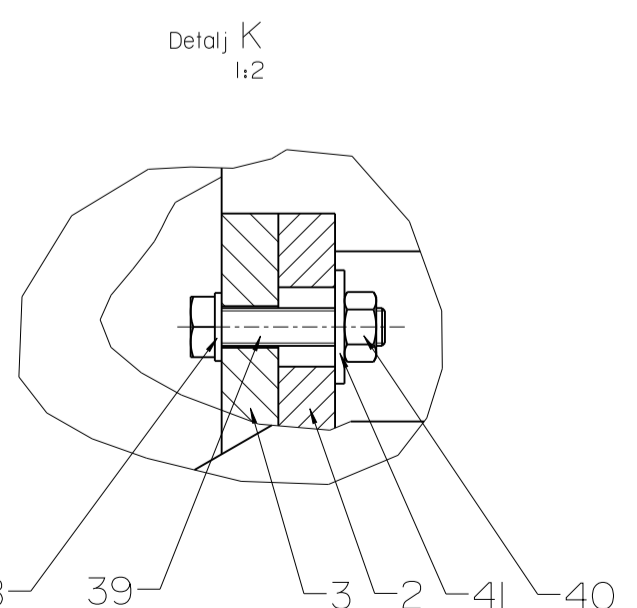
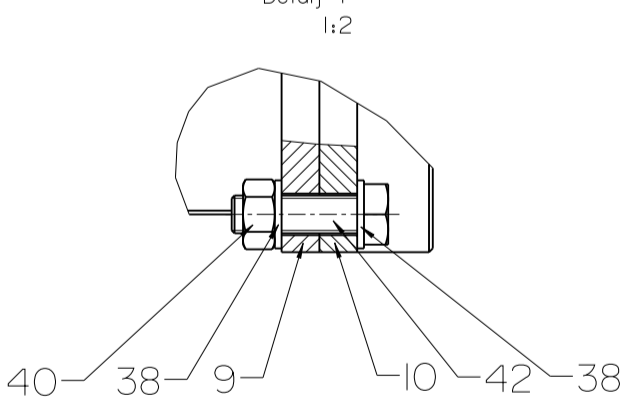
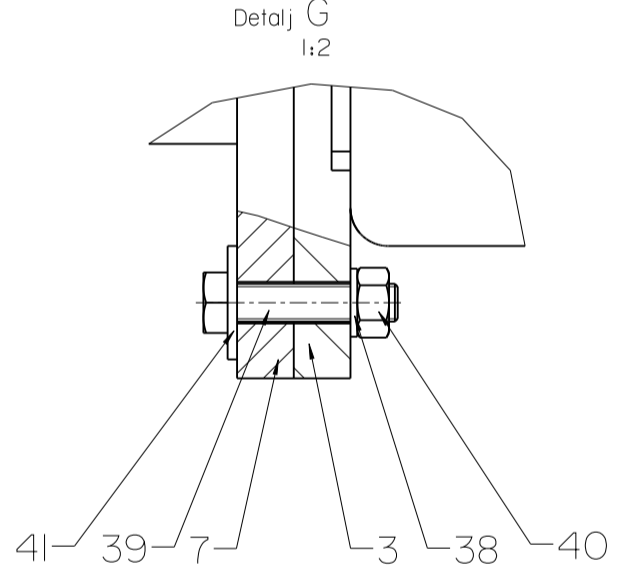
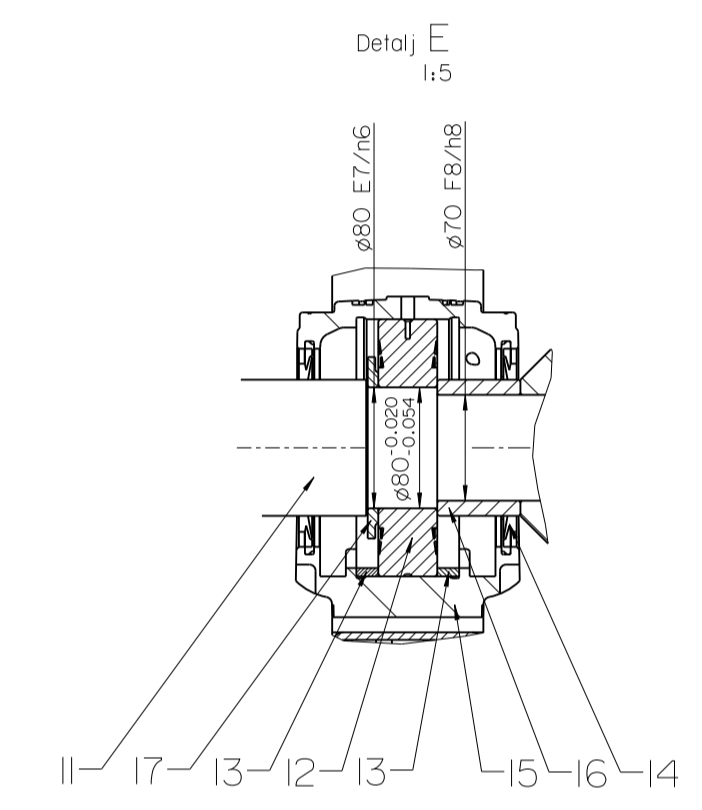
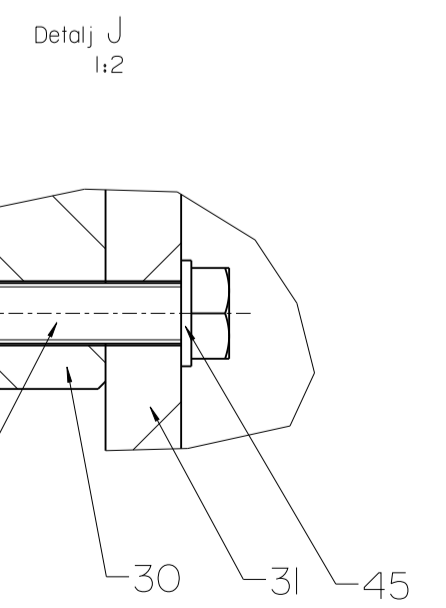
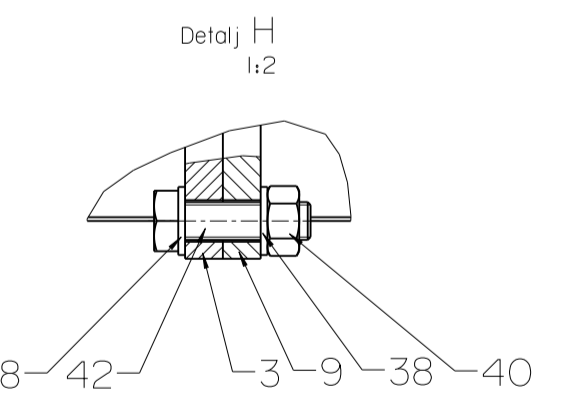
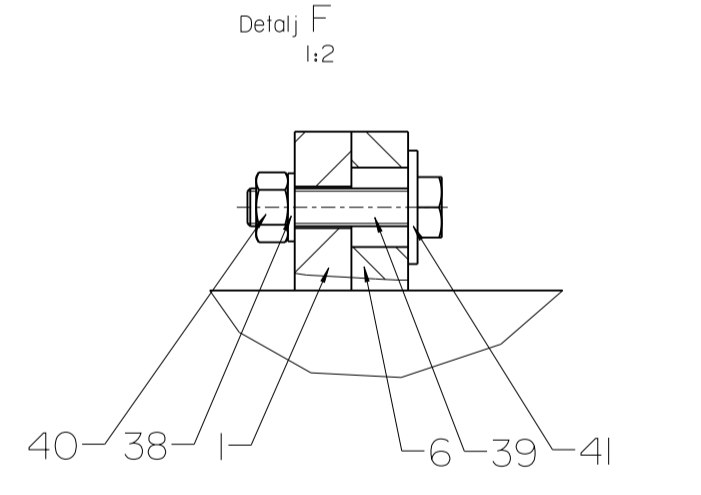
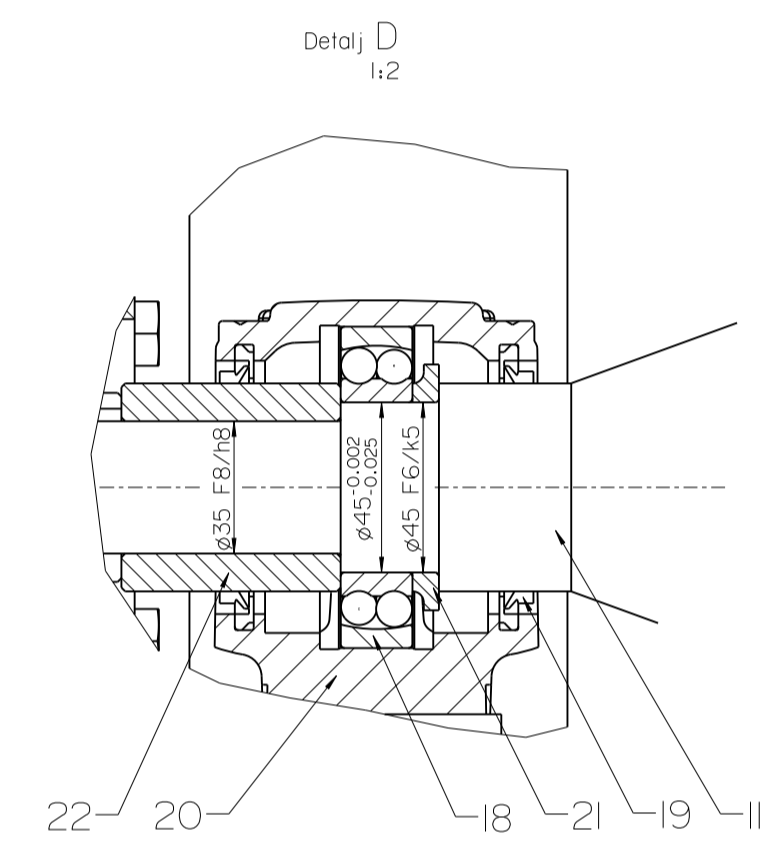
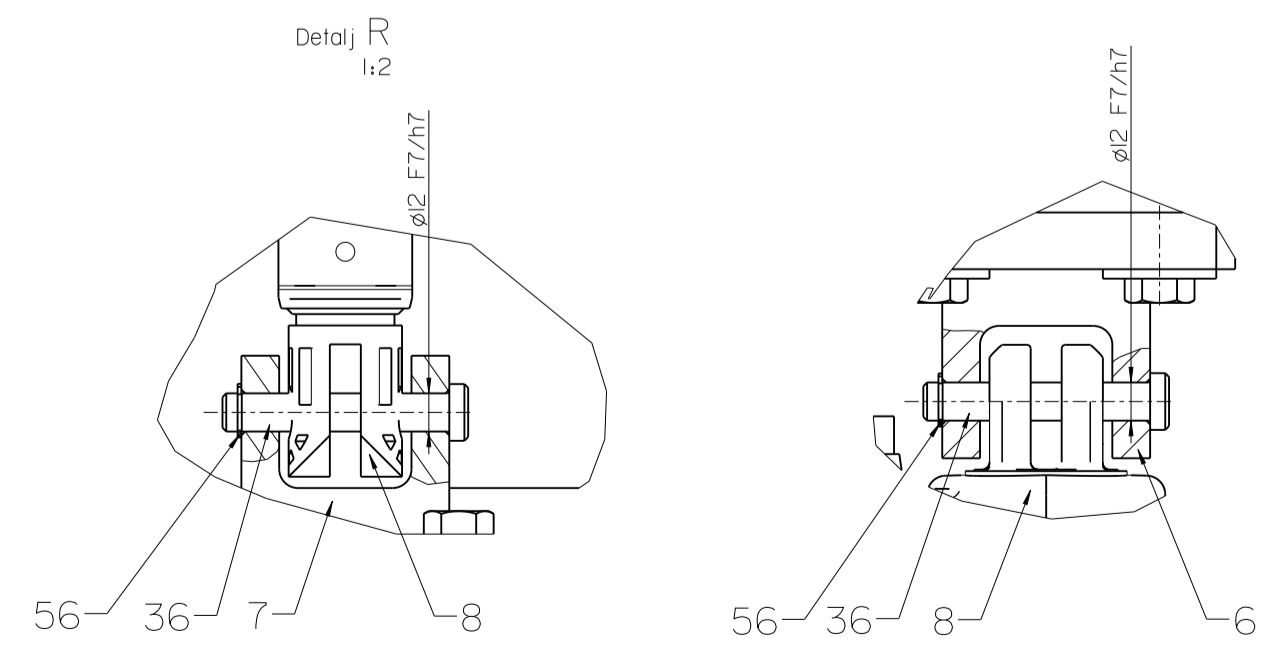
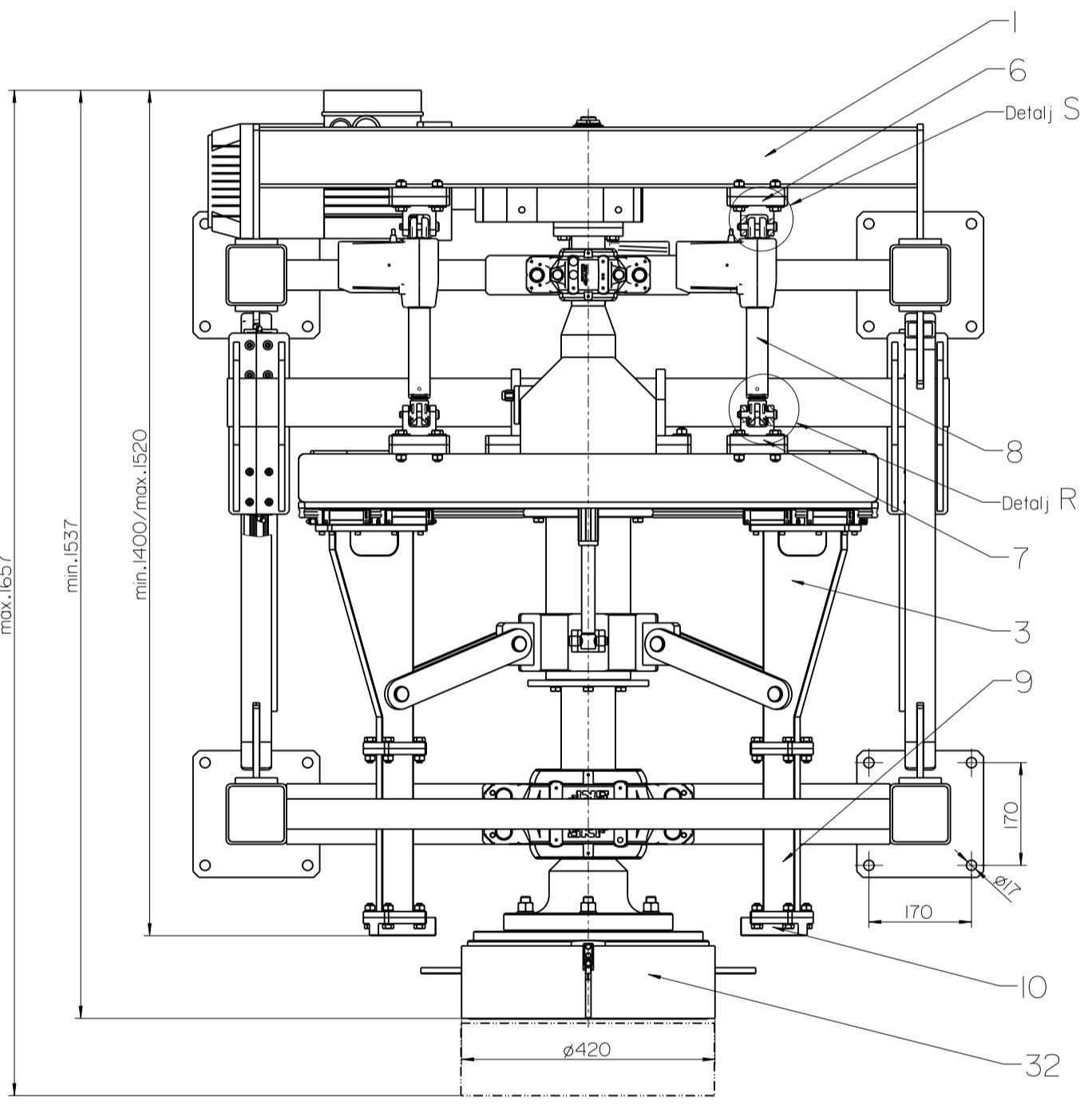
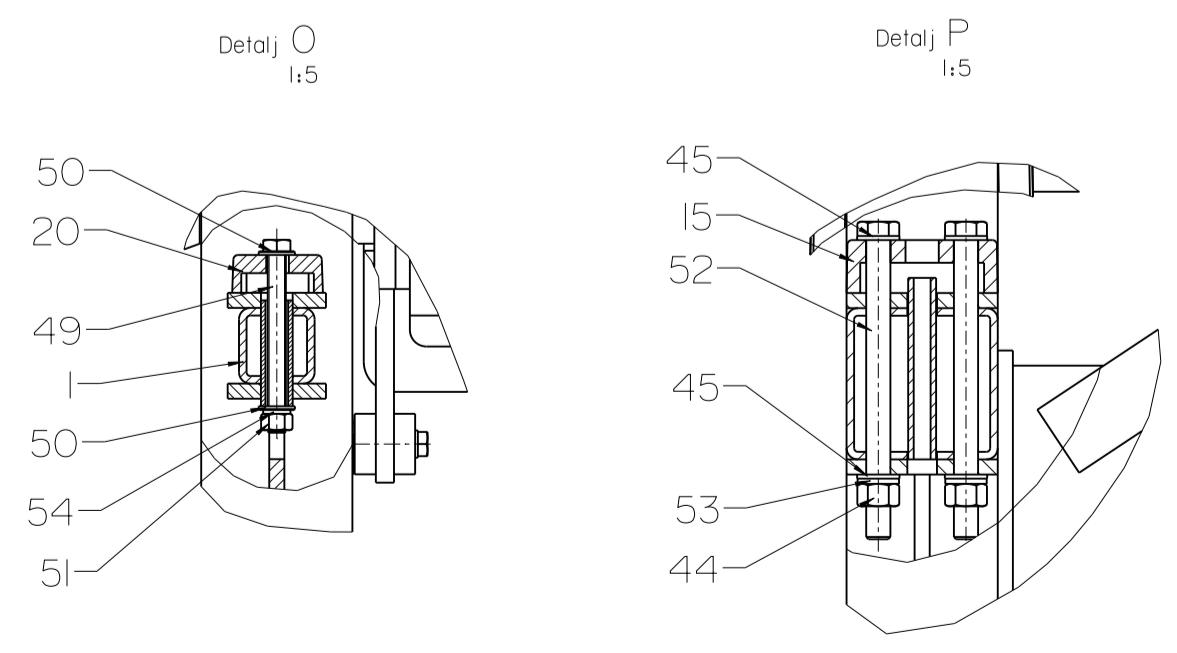
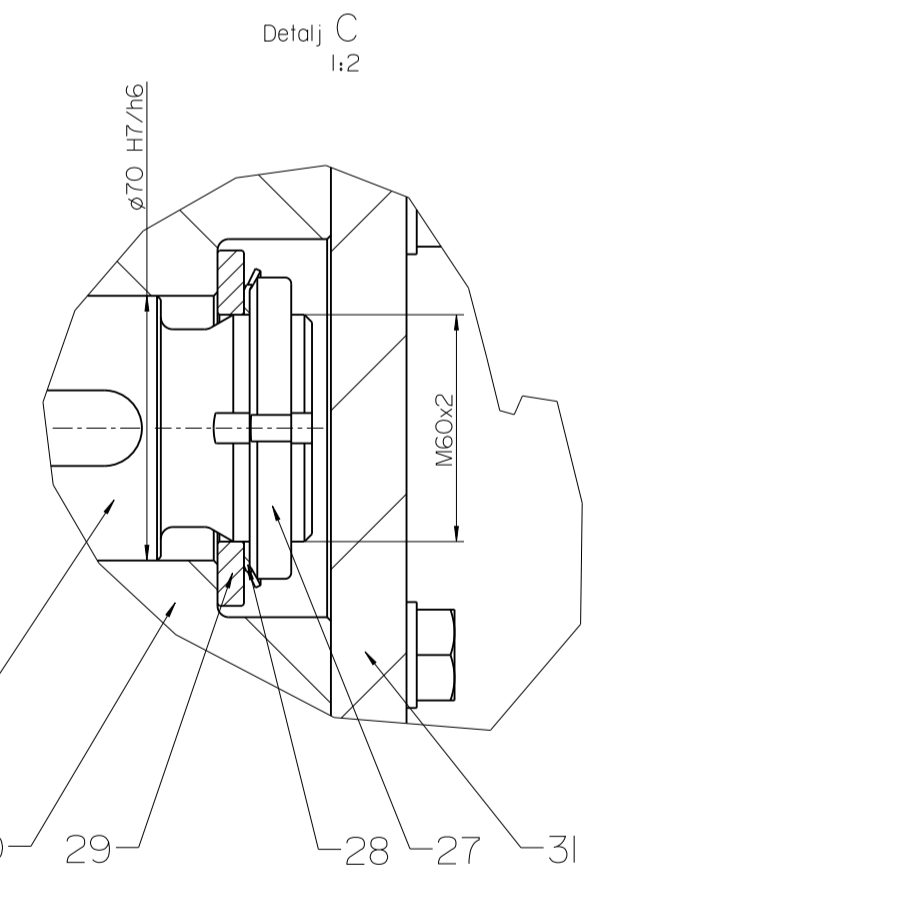
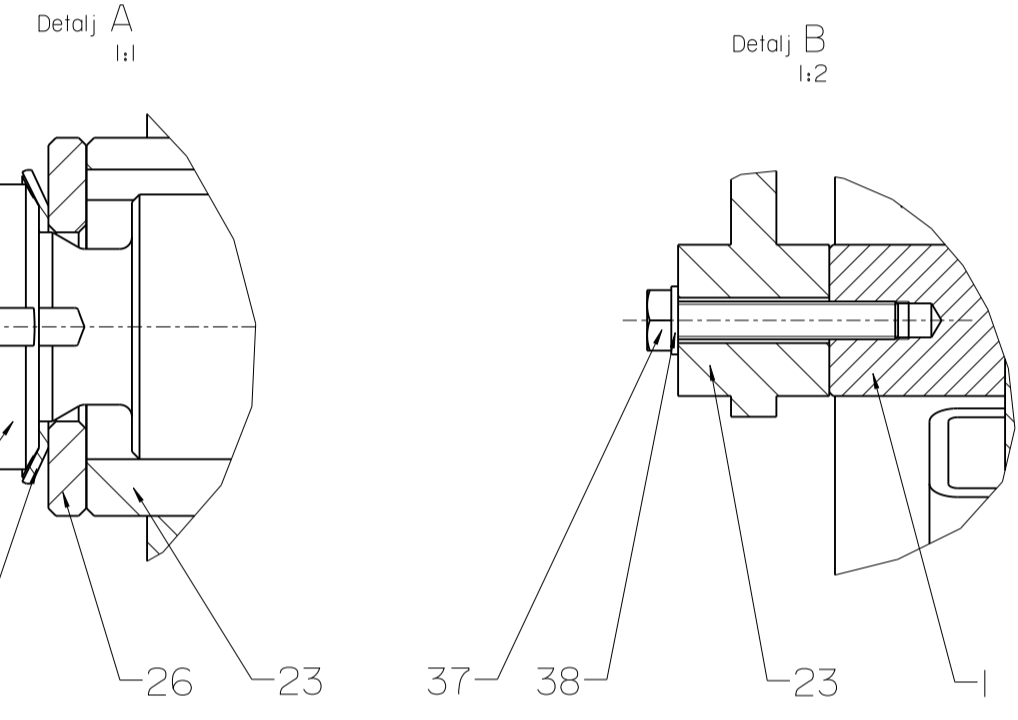
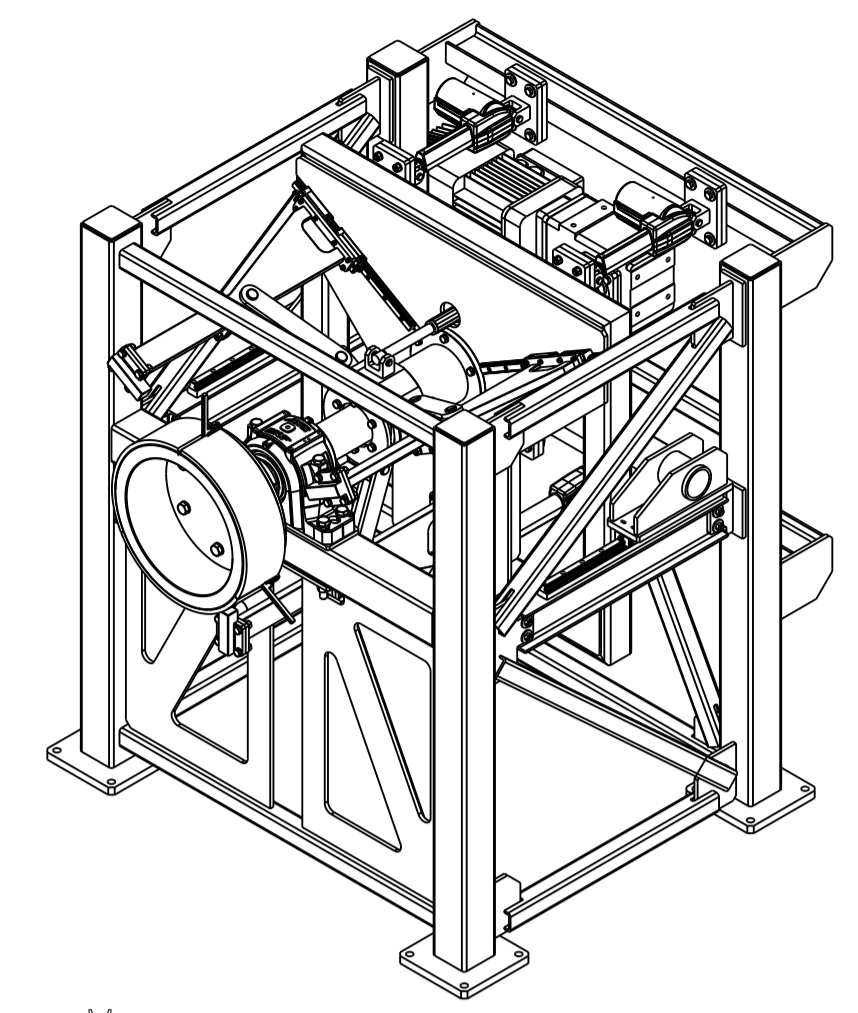
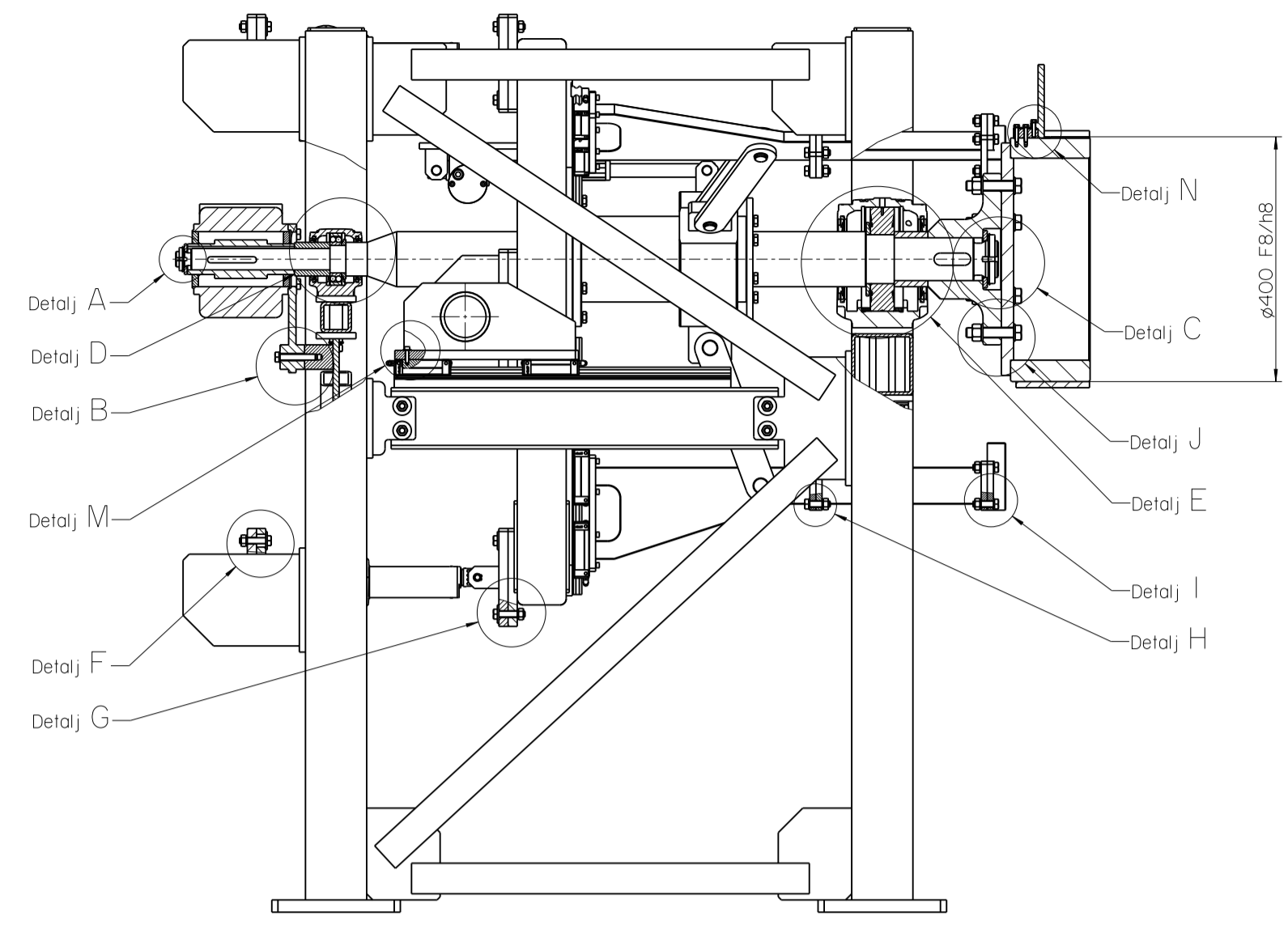
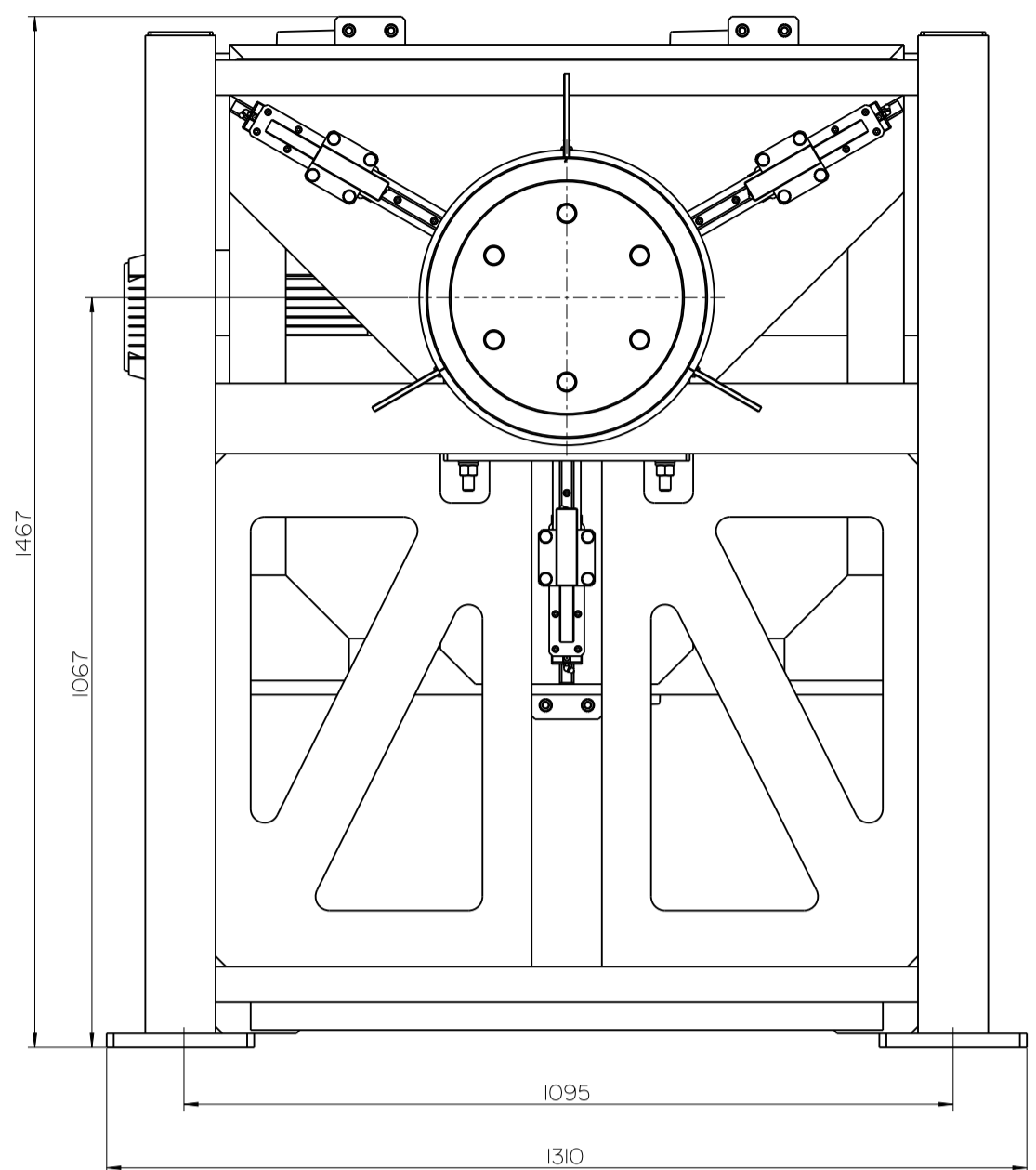
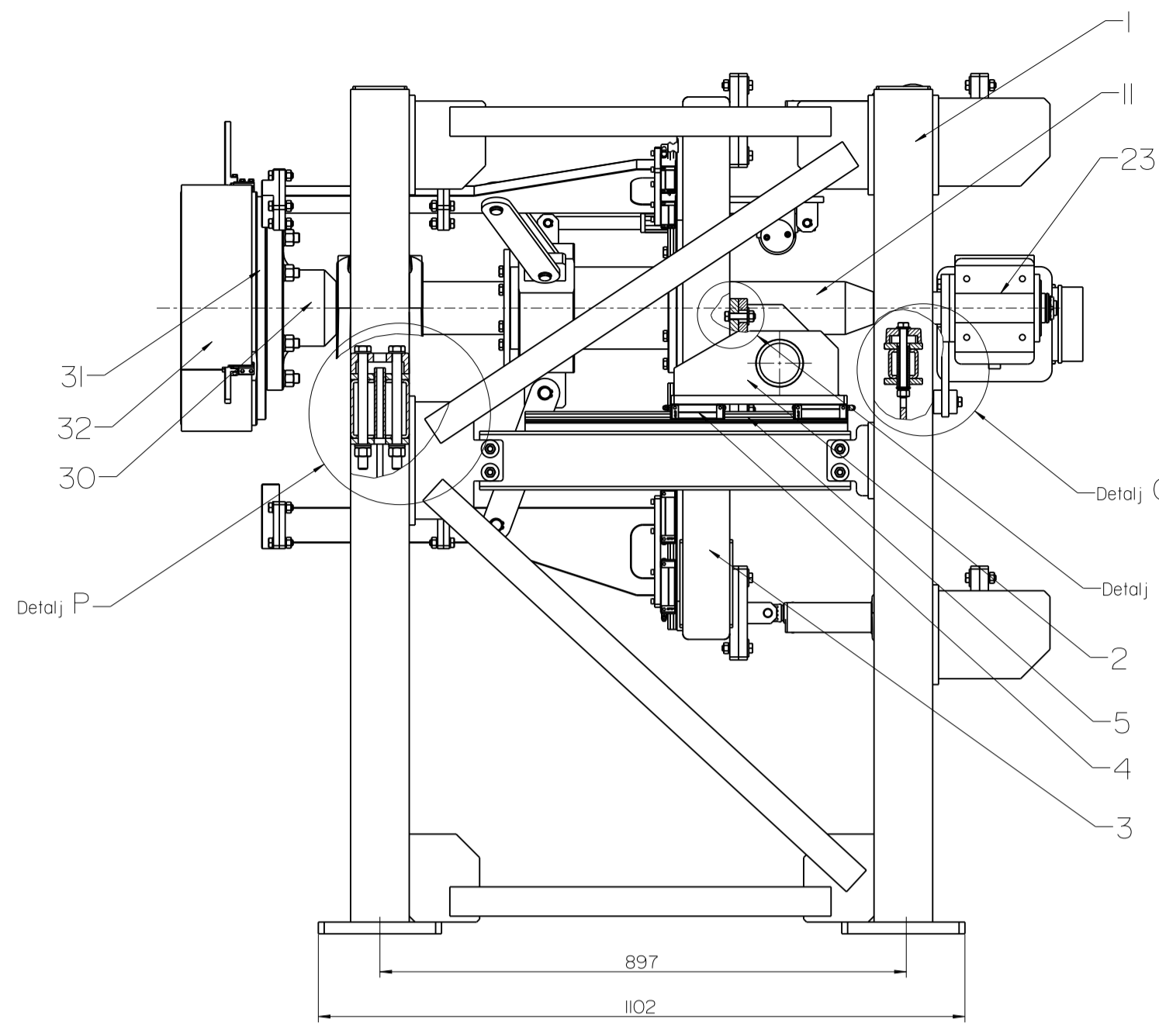


## Literatura

- [1] *Sumwic*—<http://sumwic.tw/>
- [2] *Tranco*—<https://www.tranco.ca/product/model-sd-1036-core-winding-machine>
- [3] Katalog elektromotora s prijenosnikom proizvođača *Demag* - <https://www.demagcranes.com/en/products/drives/geared-motors>
- [4] Herold Z., Šćap, D., Hoić M.: *Prenosila i dizala*, Zagreb, 2020.
- [5] Katalog električnih aktuatora proizvođača *Hiwin* – <https://www.hiwin.it/en/products/electrical-actuators>
- [6] Katalog ležajeva proizvođača *SKF* - <https://www.skf.com/hr>
- [7] Horvat, Z.: *proračun Vratilo*, FSB, Zagreb
- [8] Decker, K. H.: *Elementi strojeva*, Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [9] Katalog vodilica proizvođača *Hiwin* - <https://www.hiwin.it/en/products/linear-guideways>
- [10] *Eurocode Applied* - <https://eurocodeapplied.com/design/en1993/ipe-hea-heb-hem-design-properties>

## **Prilozi**

### I. Tehnička dokumentacija



№	Ime	Šifra	Standard	Dimenzije	Materijal	Masa
56	Uskoknik	6	DIN 471	-	ø12x1	0,001
55	Podloška A4	16	DIN 9021	-	A4	0,001
54	Osiguravajuća podloška A12	2	DIN 127	-	A12	0,001
53	Osiguravajuća podloška A16	4	DIN 127	-	A16	0,001
52	Vijak M16x200	4	DIN 933	8,8	M16x200	0,12
51	Matica M12	2	DIN 934	8	M12	0,01
50	Podloška A12	4	DIN 125	-	A12	0,001
49	Vijak M12x120	2	DIN 933	8,8	M12x120	0,08
48	Vijak M15x25	9	DIN 933	5,6	M15x25	0,03
47	Podloška A5	9	DIN 125	-	A5	0,001
46	Vijak M4x22	16	DIN 912	5,6	M4x22	0,012
45	Podloška A16	20	DIN 125	-	A16	0,005
44	Matica M16	10	DIN 934	8	M16	0,09
43	Vijak M16x80	6	DIN 933	8,8	M16x80	0,09
42	Vijak M10x35	24	DIN 933	8,8	M10x35	0,03
41	Podloška-siroka A10	24	DIN 9021	-	A10	0,003
40	Matica M10	48	DIN 934	8	M10	0,01
39	Vijak M10x45	24	DIN 933	8,8	M10x45	0,039
38	Podloška A10	73	DIN 125	-	A10	0,001
37	Vijak M10x60	1	DIN 933	5,6	M10x60	0,045
36	Svornjak	6	DR24-VP-SO-36	C15E	ø15x65	0,03
35	Granični lim	3	DR24-VP-SO-35	S235	120x22x8	0,08
34	Lim navođenja	3	DR24-VP-SO-34	S235	35x16x7	0,01
33	Odstojni lim	3	DR24-VP-SO-33	S235	40x15x5	0,03
32	Prsten	1	DR24-VP-SO-32	S235	ø420/ø400x120	11,9
31	Sablona I	1	DR24-VP-SO-S4	-	ø400/ø330x145	49
30	Prirubnica	1	DR24-VP-SO-30	S235	ø280/ø70x120	19,03
29	Distanтни prsten 4	1	DR24-VP-SO-29	S235	ø94/ø60x7	0,22
28	Zvijezdasta sigurnosna pločica	1	SKF	-	MB 12	0,024
27	Matica za aksijalno osiguranje	1	SKF	-	KM 12	0,176
26	Distanтни prsten 3	1	DR24-VP-SO-26	S235	ø50/ø26x5	0,06
25	Zvijezdasta sigurnosna pločica	1	SKF	-	MB 5	0,006
24	Matica za aksijalno osiguranje	1	SKF	-	KM 5	0,033
23	Elektromotor s reduktorom	1	DEMAG	-	WUH3000ZBA100B4 B050	45
22	Distanтни prsten 2	1	DR24-VP-SO-22	S235	ø55/ø35x58	0,64
21	Prsten za izvlačenje 2	1	DR24-VP-SO-21	S235	ø65/ø45x7	0,08
20	Lezajno mjesto	1	SKF	-	SNL 209	2,94
19	Brtva	2	SKF	-	TSN 209 A	0,01
18	Lezaj	1	SKF	-	I209 ETN9	0,452
17	Prsten za izvlačenje 1	1	DR24-VP-SO-17	S235	ø20/ø80x7	0,29
16	Distanтни prsten 1	1	DR24-VP-SO-16	S235	ø90/ø70x55	1,08
15	Lezajno mjesto	1	SKF	-	SNL 519-616	14,2
14	Brtva	2	SKF	-	TSN 316 A	0,283
13	Odstojni prsten	2	SKF	-	FRB 14,5/170	0,209
12	Lezaj	1	SKF	-	21316 E	4,53
11	Vratilo	1	DR25-VP-SO-11	E360	ø90x1344	49
10	Nastavak kontakta	3	DR24-VP-SO-10	C15E	110x80x30	1
9	Nastavak brtva	3	DR24-VP-SO-S3	-	280x80x80	2,44
8	Linearni aktuator	3	HIWIN	-	LAN3A-4-150	5,2
7	Zglobna ploča 2	3	DR24-VP-SO-S2	-	160x100x65	2,19
6	Zglobna ploča 1	3	DR24-VP-SO-S1	-	160x100x65	2,19
5	Vodilica	2	HIWIN	-	HGR20R550C	1,1
4	Klizac	4	HIWIN	-	HGH20HAZ0C	0,3
3	Pomoćna konstrukcija p	1	DR24-VP-S3	-	1000x360x648	170,15
2	Nosiva cijev klizaca	1	DR24-VP-S2	-	1191x300x220	35,2
1	Nosiva konstrukcija	1	DR24-VP-S1	-	1445x1310x192	318

Broj naziva	code	Datum	Ime i prezime	Polis
Projekcija	06.05.2024.	Vili Pašalić		
Revizija	06.05.2024.	Vili Pašalić		
Oriž	06.05.2024.	Vili Pašalić		
Pregledao	06.05.2024.	Prof. Neven Pavlović		

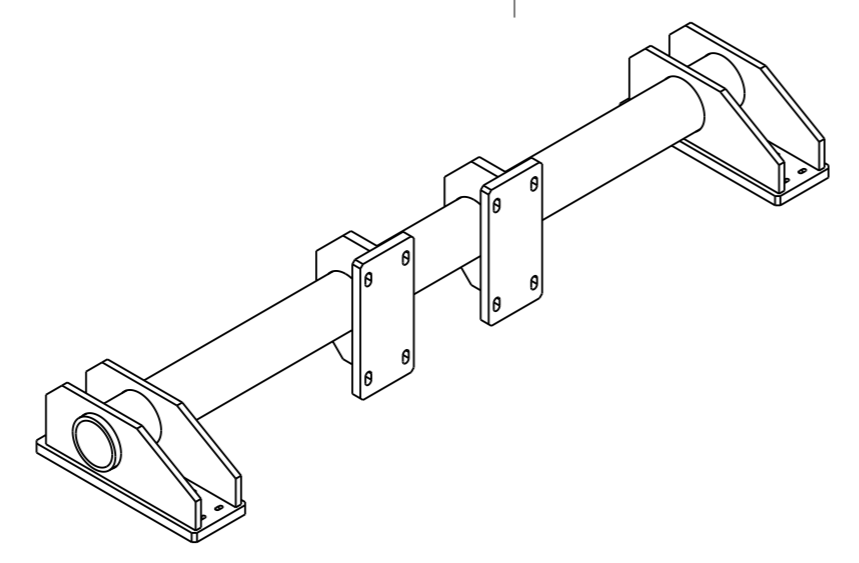
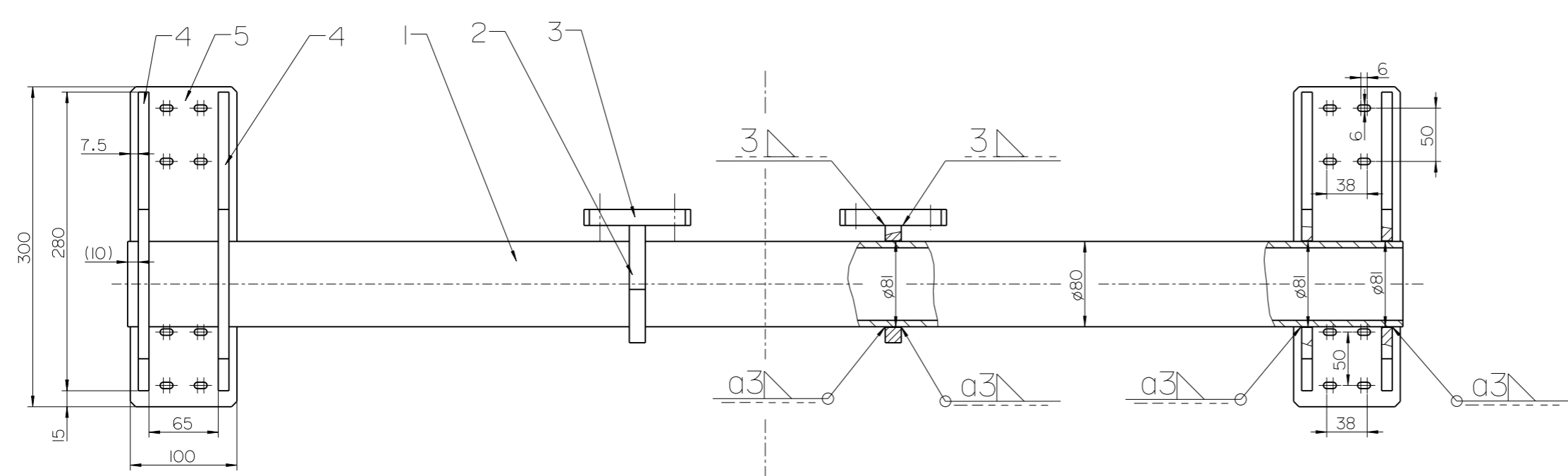
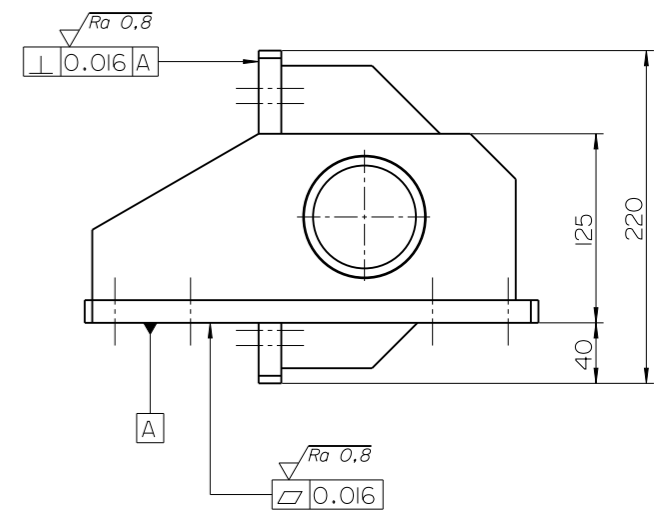
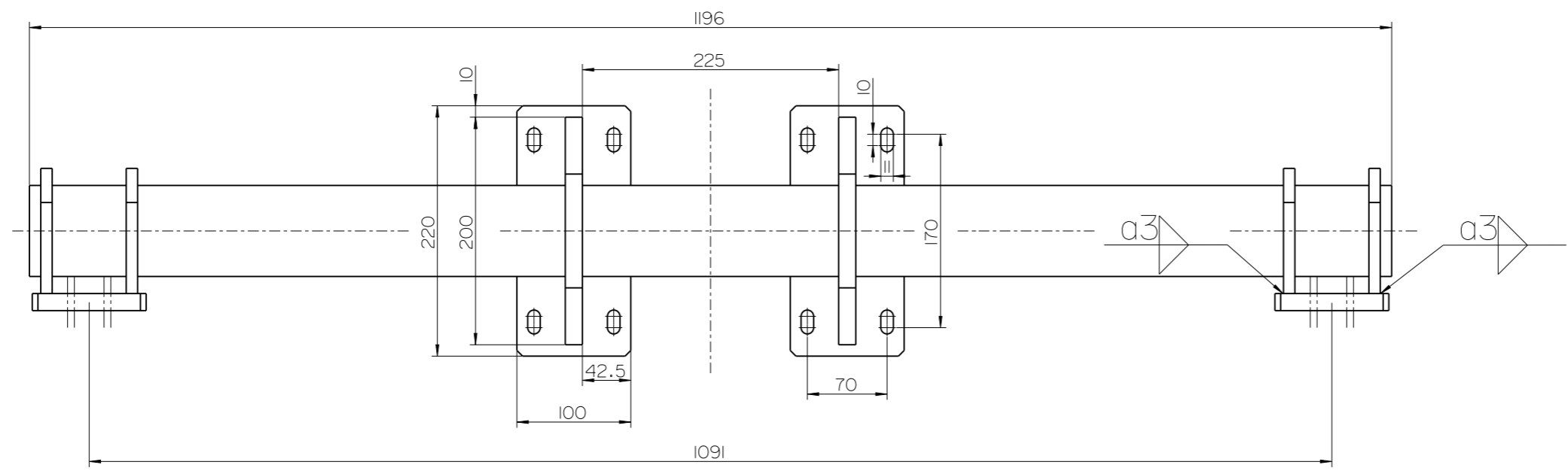
  

ISO - tolerancije	Objekt	Objekt broj
ø400F8/H8	+0,240 -0,062	R.N. broj
ø80 E7/17	-0,010 -0,001	Kodir
ø70 H7/h6	-0,043 0	Materijal
ø70 F8/h8	-0,122 -0,030	Masa: 166,35 kg
ø45 F6/k5	-0,039 -0,002	Naziv
ø12 F7/h7	-0,052 -0,016	Postupak

Naziv		Format	
Sklop namatalice		A1	
1:10		Listava 1	
Orež broj: DR24-VP-SO		Leti 1	

✓ (√Ra 0,8)



Poz.	Naziv	Kom.	Broj crteza/standard	Materijal	Dimenzije/br. modela	Masa
5	Ploca 4	2	DR24-VP-S2-05	S235	300x100x15	3,46
4	Ploca 3	4	DR24-VP-S2-04	S235	280x110x10	1,7
3	Ploca 2	2	DR24-VP-S2-03	S235	220x100x15	2,5
2	Ploca 1	2	DR24-VP-S2-02	S235	200x110x15	1,7
1	Cijev	1	DR24-VP-S2-01	S235	ø80x1196	13,1

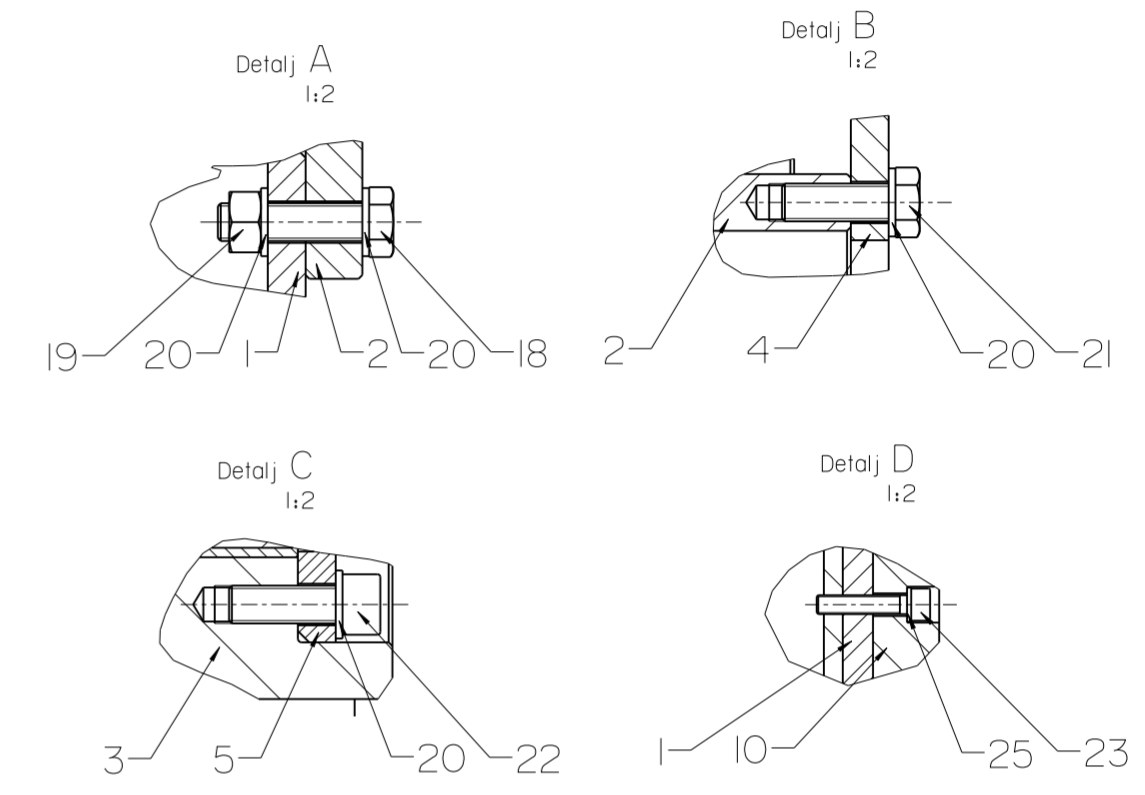
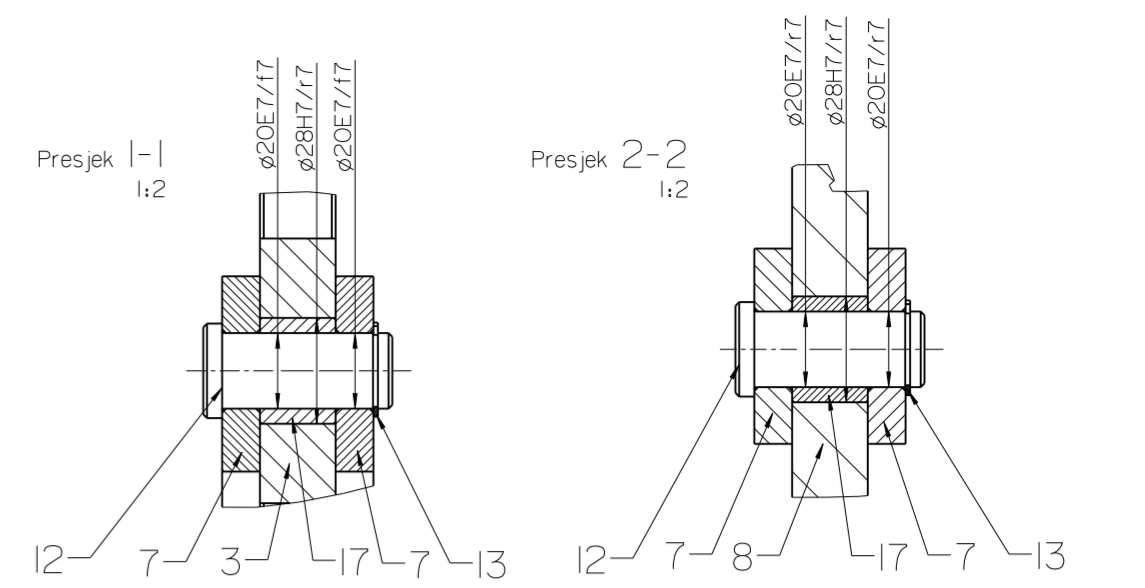
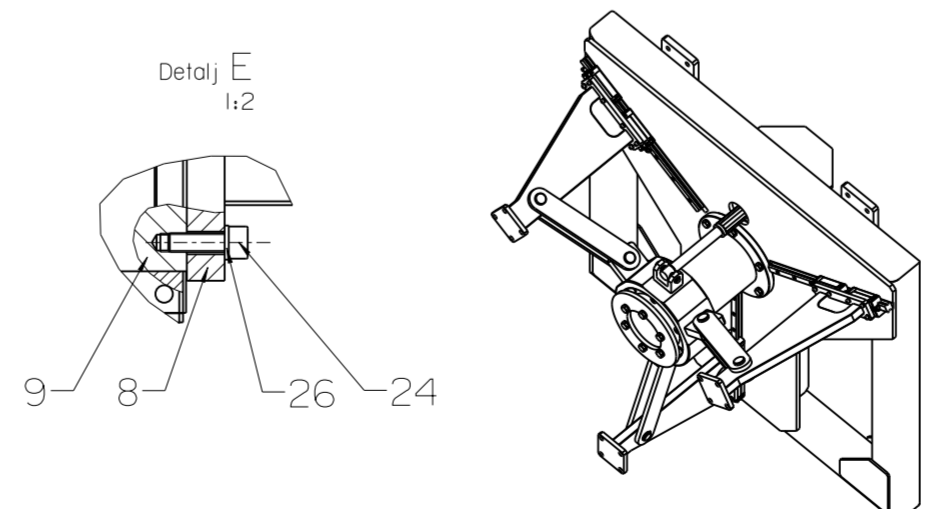
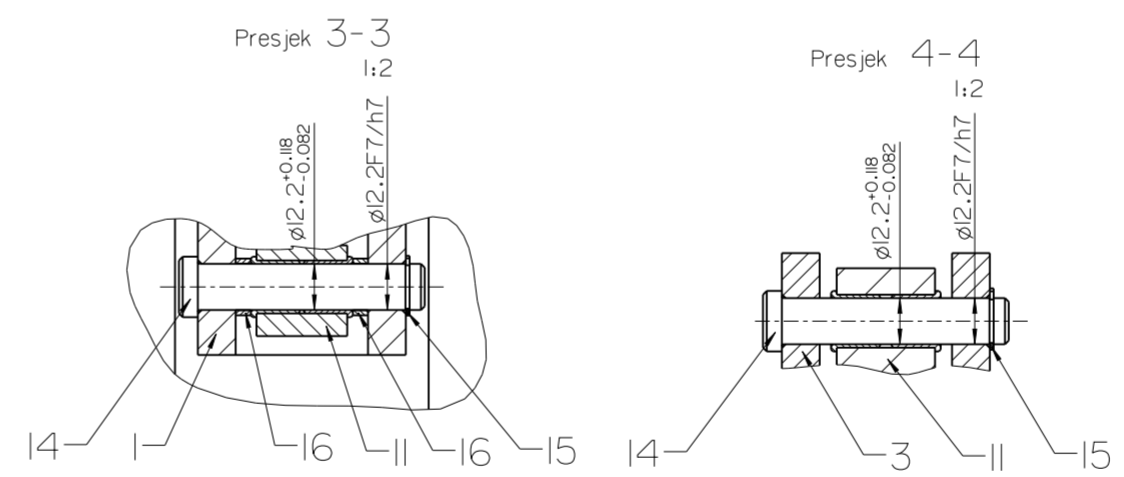
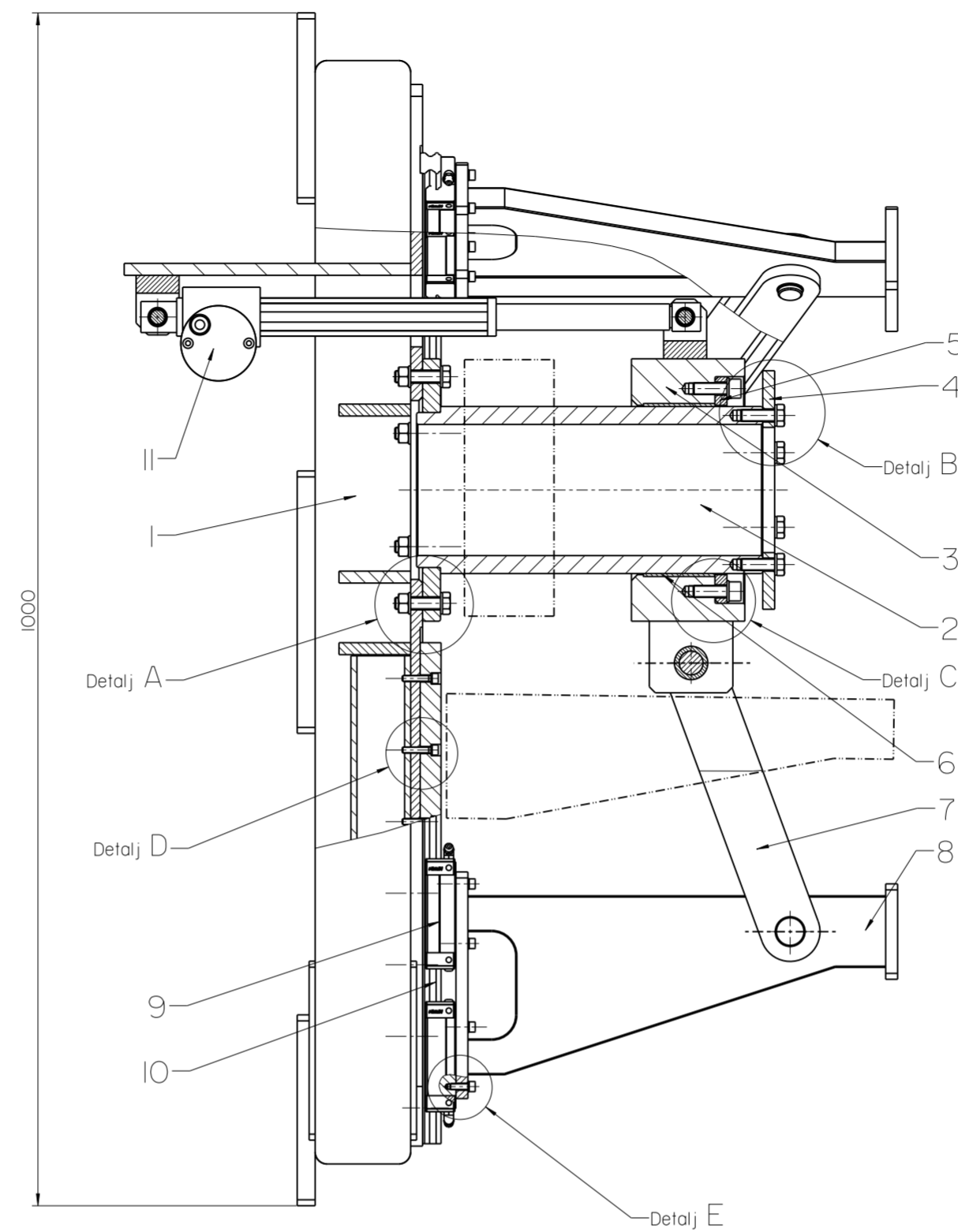
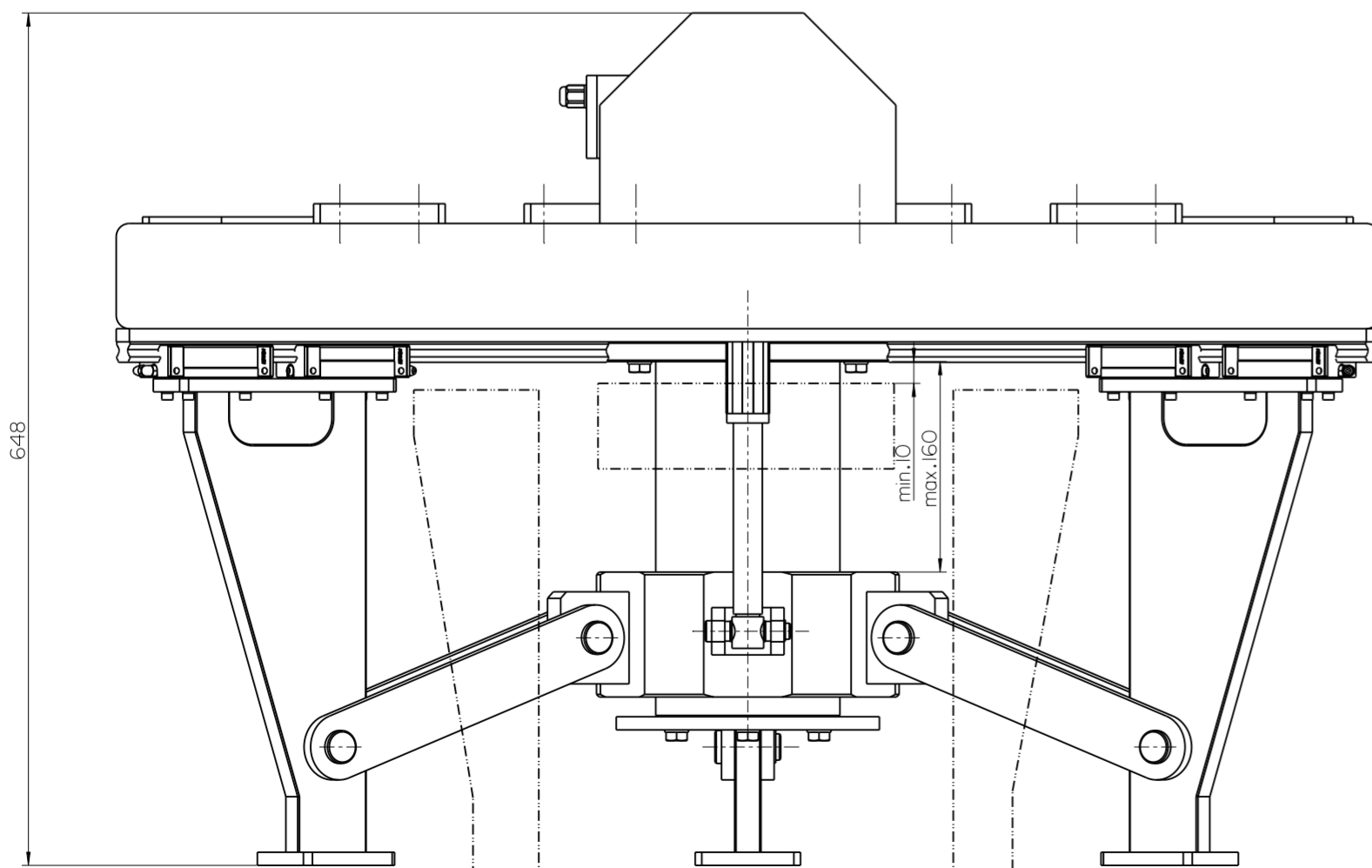
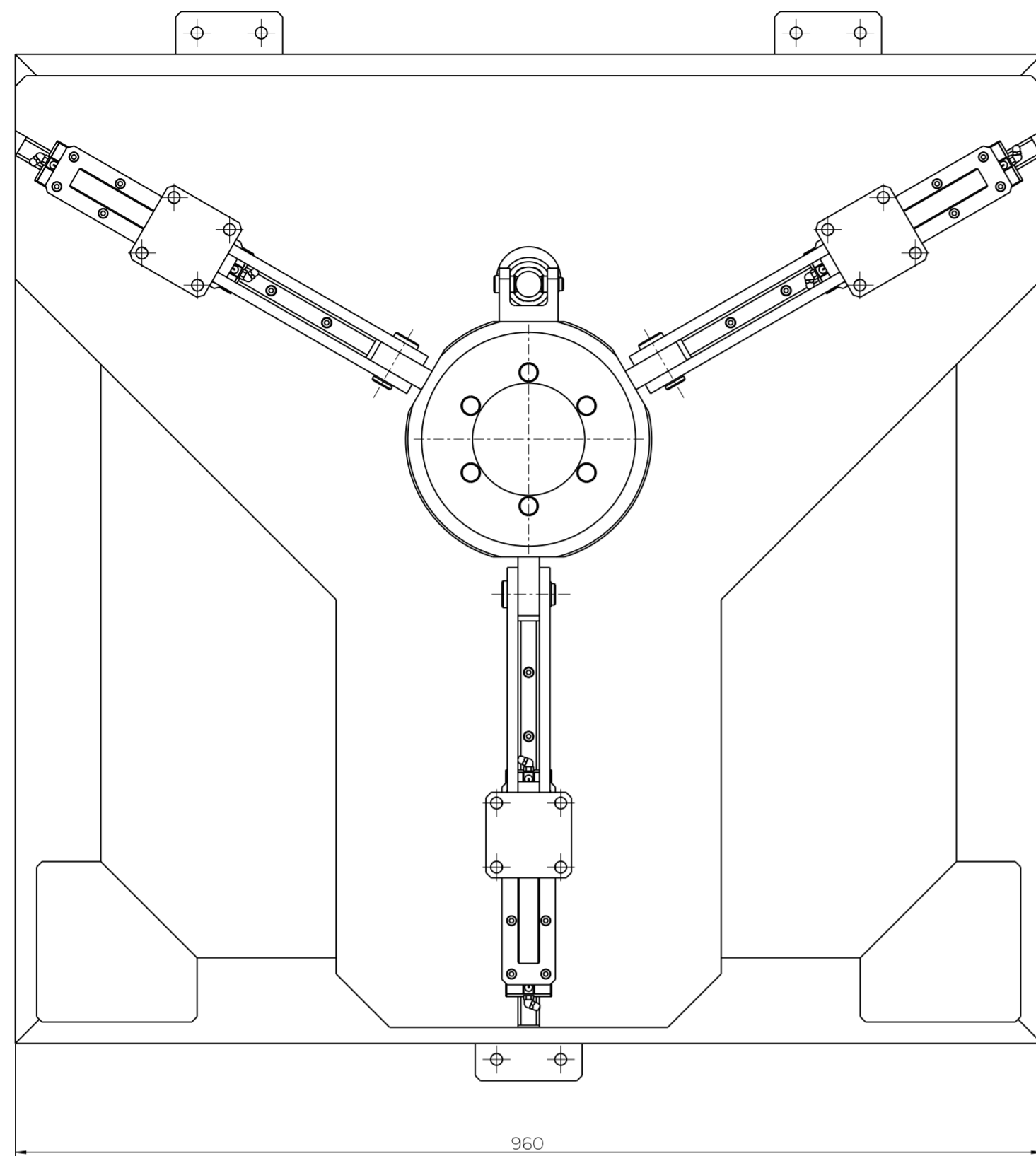
  

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Polpis
Projektirao		06.05.2024.	Vili Palešćak	
Razradio		06.05.2024.	Vili Palešćak	
Crtao		06.05.2024.	Vili Palešćak	
Pregledao		06.05.2024.	Prof. Neven Pavković	

ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
				R.N. broja:	
		Napomena:		Kopija	
Materijal:		Masa: 35,2 kg			
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:	
1:5		Nosiva cijev klizaca		2	
		Crtez broj: DR24-VP-S2		Format: A3	
				Listova: 1	
				List: 1	

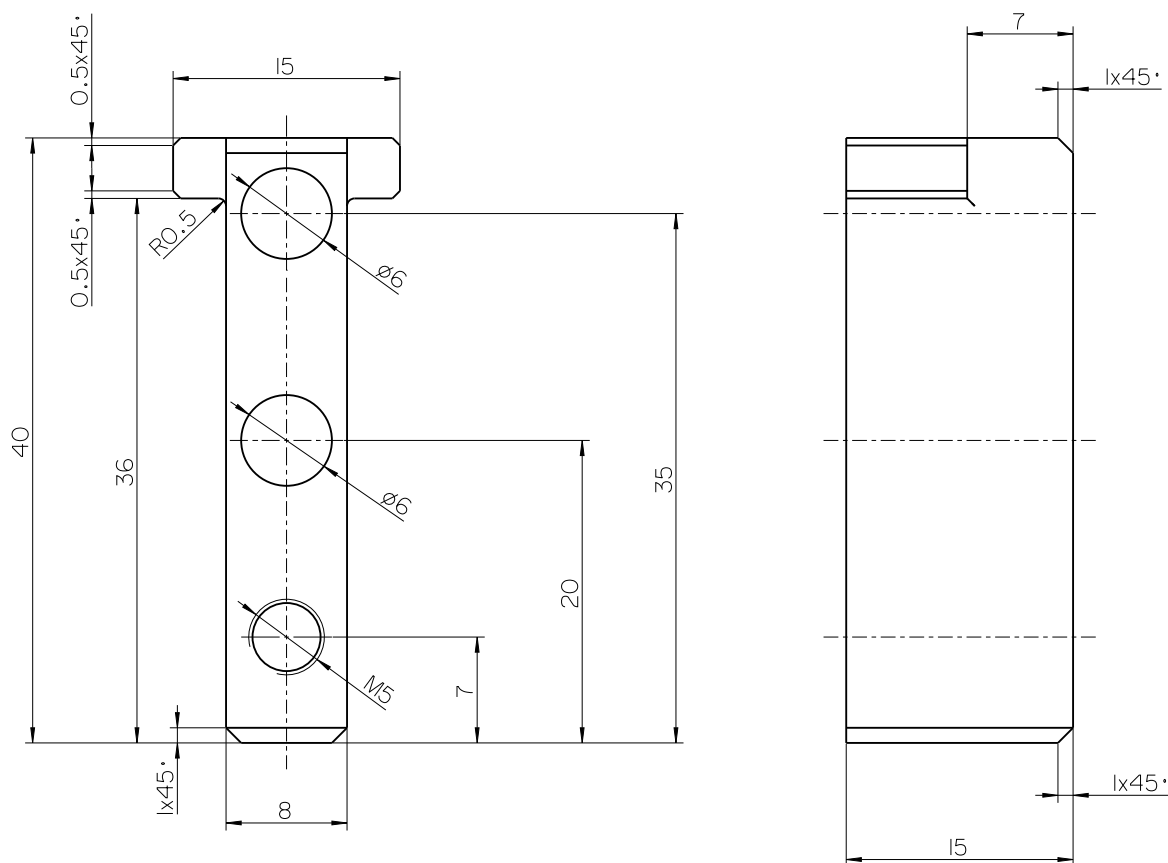






26	Podloska A4	24	DIN 125	-	A5	0,001	
25	Podloska A5	21	DIN 125	-	A5	0,001	
24	Vijak M4x16	24	DIN 912	8.8	M5x16	0,01	
23	Vijak M5x25	21	DIN 912	8.8	M5x25	0,013	
22	Vijak M10x30	6	DIN 912	5.6	M10x30	0,028	
21	Vijak M10x35	6	DIN 933	5.6	M10x35	0,03	
20	Podloska A10	24	DIN 125	-	A10	0,001	
19	Matica M10	6	DIN 934	8	M10	0,01	
18	Vijak M10x40	6	DIN 933	8.8	M10x40	0,036	
17	Klizna cahura	6	SKF	-	PBM 202820 MIGI	0,052	
16	Odstojna cahura	2	DR24-VP-S3-16	S235	$\phi 15/\phi 12,5 \times 4$	0,002	
15	Uskocnik	2	DIN 471	-	$\phi 12 \times 1$	0,001	
14	Svarnjak 2	2	DR24-VP-S3-14	C15E	$\phi 16 \times 65$	0,06	
13	Uskocnik	6	DIN 471	-	$\phi 20 \times 1,2$	0,002	
12	Svarnjak 1	6	DR24-VP-S3-12	C15E	$\phi 25 \times 50$	0,13	
11	Linearni aktuator	1	HIWIN	-	LAMI-2 150	4	
10	Vodilica	3	HIWIN	-	HGR20R420C	0,94	
9	Klizac	6	HIWIN	-	HGH20HAZ0C	0,3	
8	Krak	3	DR24-VP-S3-08	S235	370x200x50	5,18	
7	Povezni lim	6	DR24-VP-S3-07	S235	290x50x10	1,05	
6	Klizna cahura	1	SKF	PTFE	PCM 14014560 E	0,49	
5	Poklopac 2	1	DR24-VP-S3-05	S235	$\phi 190/\phi 142 \times 10$	0,92	
4	Poklopac 1	1	DR24-VP-S3-04	S235	$\phi 200/\phi 105 \times 10$	1,74	
3	zavarena klizna cijev	1	DR24-VP-S3-03	S235	$\phi 340/\phi 410 \times 95$	17,67	
2	Zavarena cijev	1	DR24-VP-S3-S2	-	$\phi 220/\phi 110 \times 290$	15,83	
1	Nosiva pomivna konstrukcija	1	DR24-VP-S3-S1	-	1000x960x250	108,75	
Poz.	Naziv	Kom.	Broj	crtezo/standard	Materijal	Dimenzije/br.modela	Masa

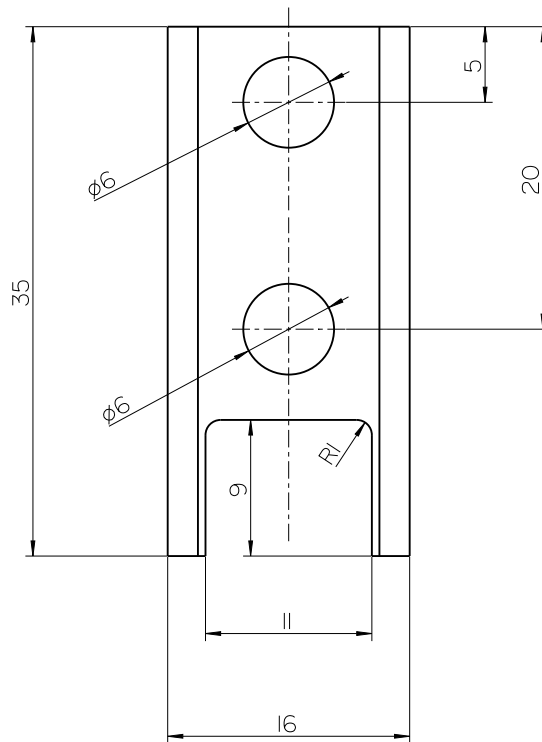
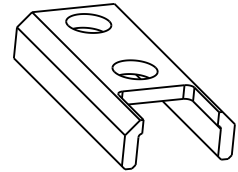
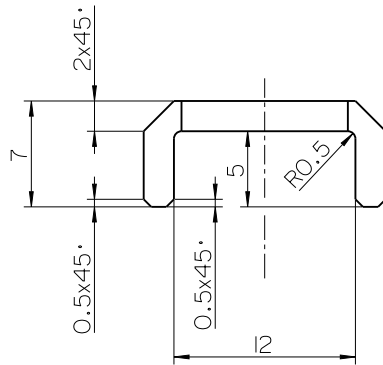
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis	
Projektkirao		06.05.2024.		VIII Polescak			
Razradio		06.05.2024.		VIII Polescak			
Crtao		06.05.2024.		VIII Polescak			
Pregledao		06.05.2024.		Prof.Neven Pavkovic			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		R.N. broj:	
$\phi 28 H7/r7$		-		-		-	
$\phi 20 E7/h7$		-		-		-	
$\phi 12.2F7/h7$		-		-		-	
Napomena:		Masa: 170,15 kg		Naziv:		Pozicija:	
Mjerilo originalo		1:5		Pomivna konstrukcija		3	
Mjerna oznaka		Crtez broj: DR24-VP-S3		Format: A2		Listova: 1	
						List: 1	



$\sqrt{Ra\ 6,3}$



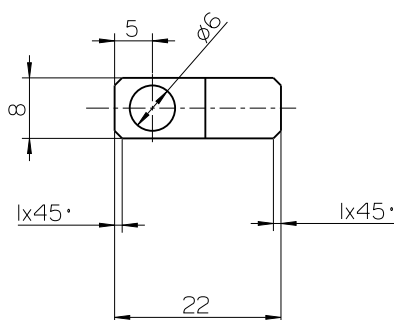
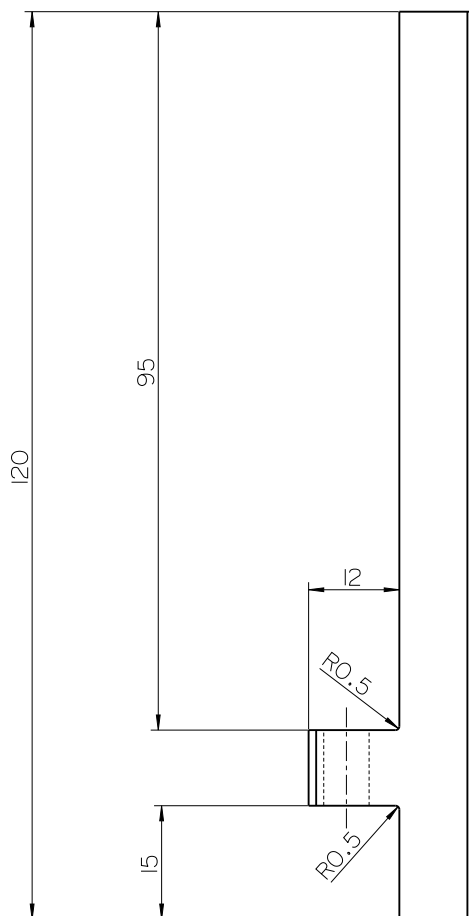
Broj naziva - code	Projekтирао	06.05.2024.	Vili Palescak	Polpis	
	Rozradio	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Crtao	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Pregledao	06.05.2024.	Prof. Neven Pavkovic		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R.N. broja:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal: S235	Masa: 0.03 kg			
	 Mjerilo originala 2:1	Naziv: Odstojni lim		Pozicija: 33	Format: A4
	Crtez broj: DR24-VP-SO-33				Listova: I
					List: I




$\sqrt{Ra\ 6,3}$



Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Polpis	
	Projektirao	06.05.2024.	Vili Palescak	
	Rozradio	06.05.2024.	Vili Palescak	
	Crtao	06.05.2024.	Vili Palescak	
	Pregledao	06.05.2024.	Prof. Neven Pavkovic	
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:	
			R.N. broja:	
	Napomena:			Kopija
	Materijal: S235	Masa: 0,01 kg		
	 Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:	Format: A4
	2:1	Lim navodenja	34	Listova: 1
		Crtez broj: DR24-VP-SO-34		List: 1

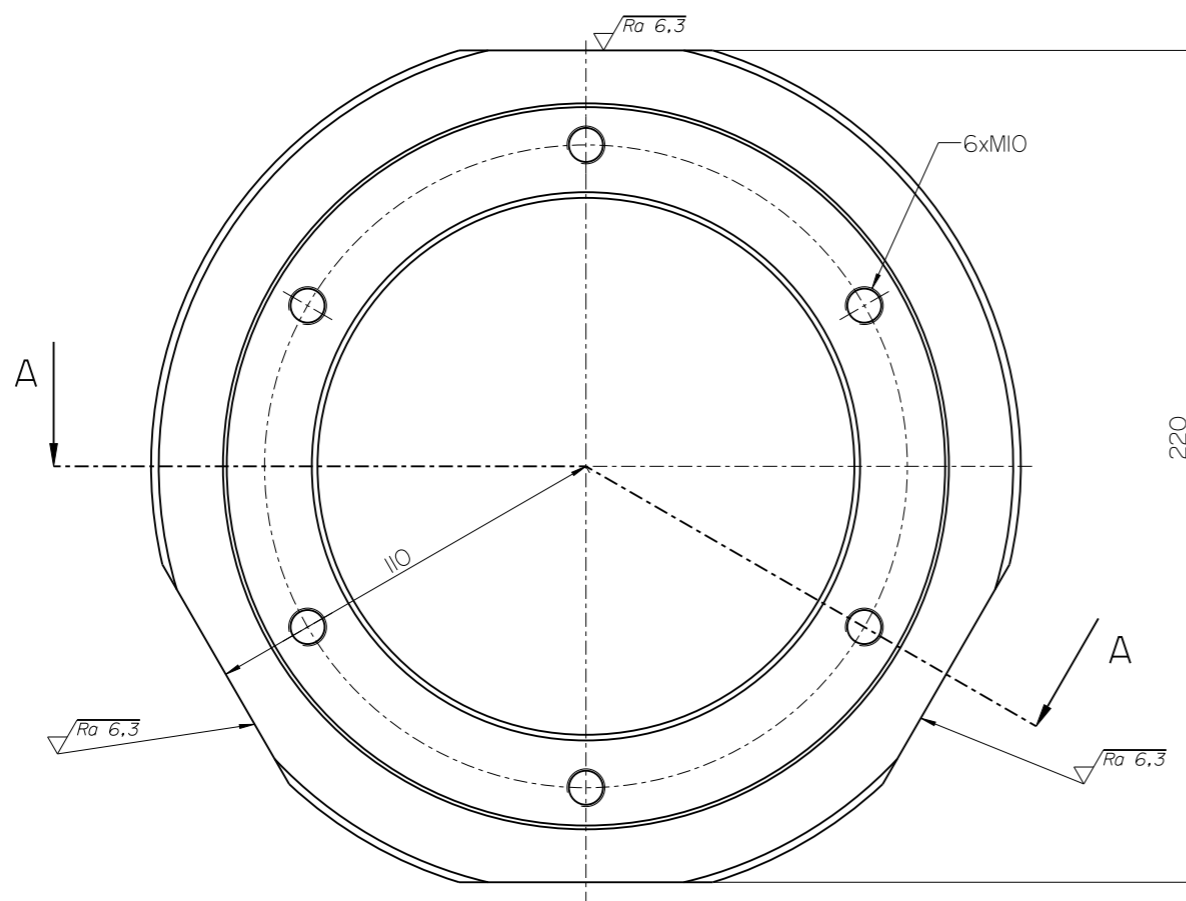
$\sqrt{Ra\ 6,3}$



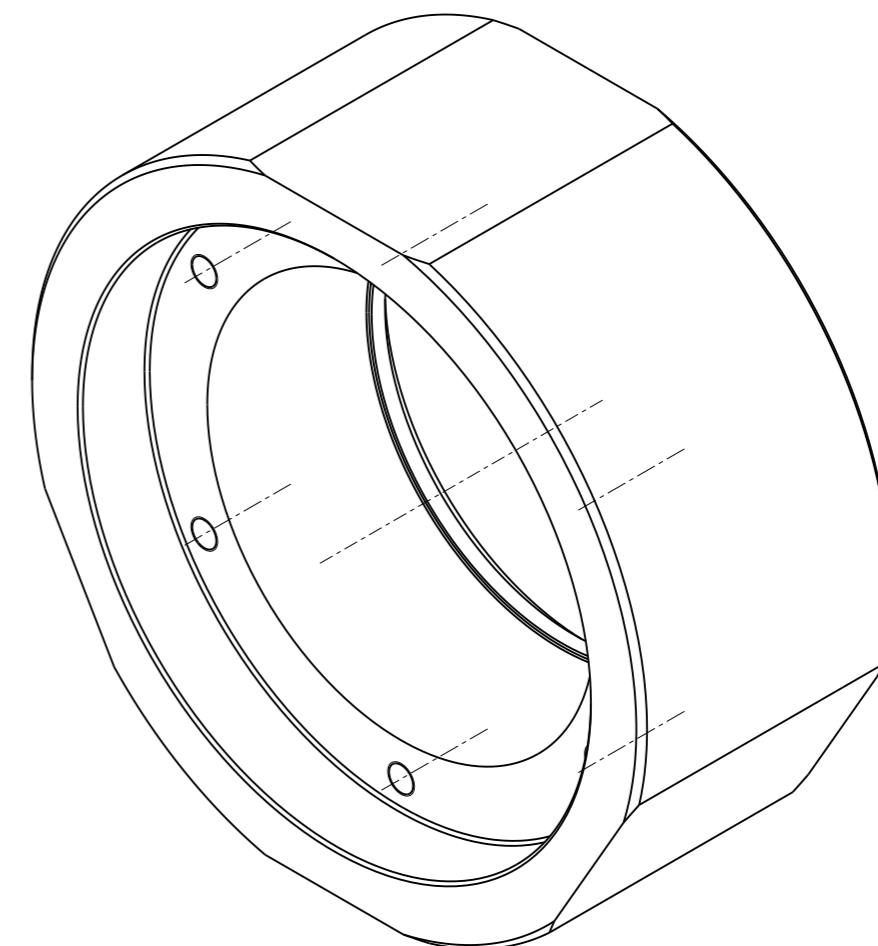
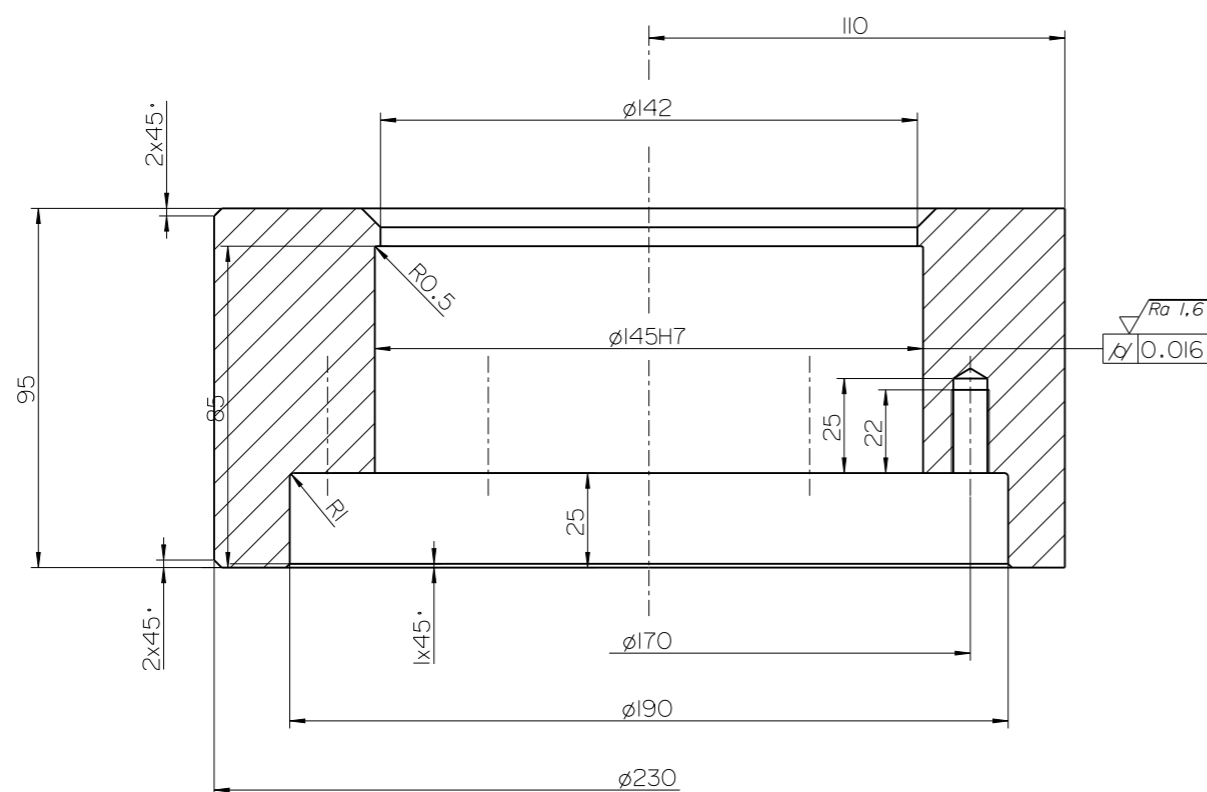
Broj naziva - code	Projekтирао	06.05.2024.	Vili Palescak	Polpis	
	Rozradio	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Crtao	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Pregledao	06.05.2024.	Prof. Neven Pavkovic		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R.N. broja:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal: S235	Masa: 0.08 kg			
	 Mjerilo originala	Naziv:		Pozicija:	Format: A4
	 1:1	Granicni lim		35	Listova: I
		Crtez broj: DR24-VP-SO-35			List: I



✓ ( $\sqrt{Ra\ 6,3}$ ,  $\sqrt{Ra\ 1,6}$ )



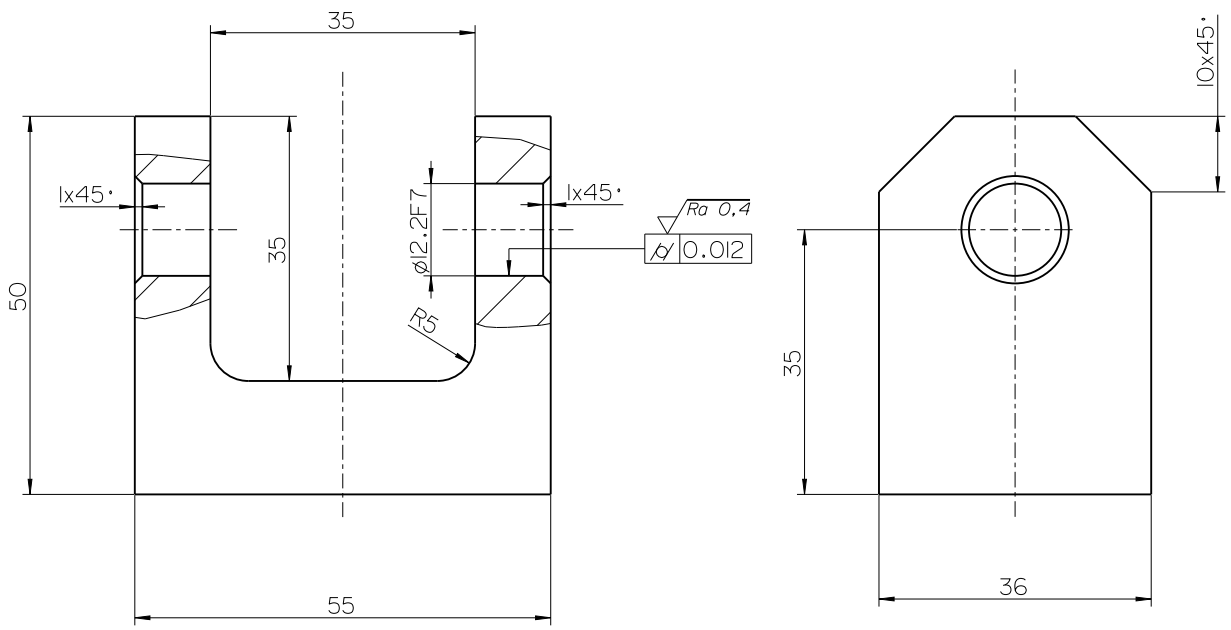
Presjek A-A



Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Podpis	
Projektirao	06.05.2024.	Vili Palesscak		
Razradio	06.05.2024.	Vili Palesscak		
Crtao	06.05.2024.	Vili Palesscak		
Pregledao	06.05.2024.	Prof. Neven Pavkovic		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:	
$\phi 145\ H7$	$+0.040$		R.N. broj:	
	Napomena:			Kopija
	Materijal: S235	Masa: 17,5 kg		
	Naziv:		Pozicija:	Format: A3
	Klizna cijev		I	Listova: 1
	Mjerilo originala	1:2	Crtez broj: DR24-VP-S3-17	List: 1



$\sqrt{Ra\ 6,3}$  ( $\sqrt{Ra\ 0,4}$ )



Broj naziva - code	Projektirao	06.05.2024.	Vili Palescak	Polpis	
	Rozradio	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Crtao	06.05.2024.	Vili Palescak		
	Pregledao	06.05.2024.	Prof.Neven Pavkovic		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:		
$\phi 12,2\ F7$	+0,034		R.N. broja:		
	+0,016	Napomena:			Kopija
		Materijal: S235	Masa: 0.40 kg		
		Naziv:		Pozicija:	Format: A4
		Zglob aktuatora		15	Listova: 1
		Crtez broj: DR24-VP-S4-I5			List: 1