



UNIVERZITET U BANJOJ LUCI MAŠINSKI FAKULTET

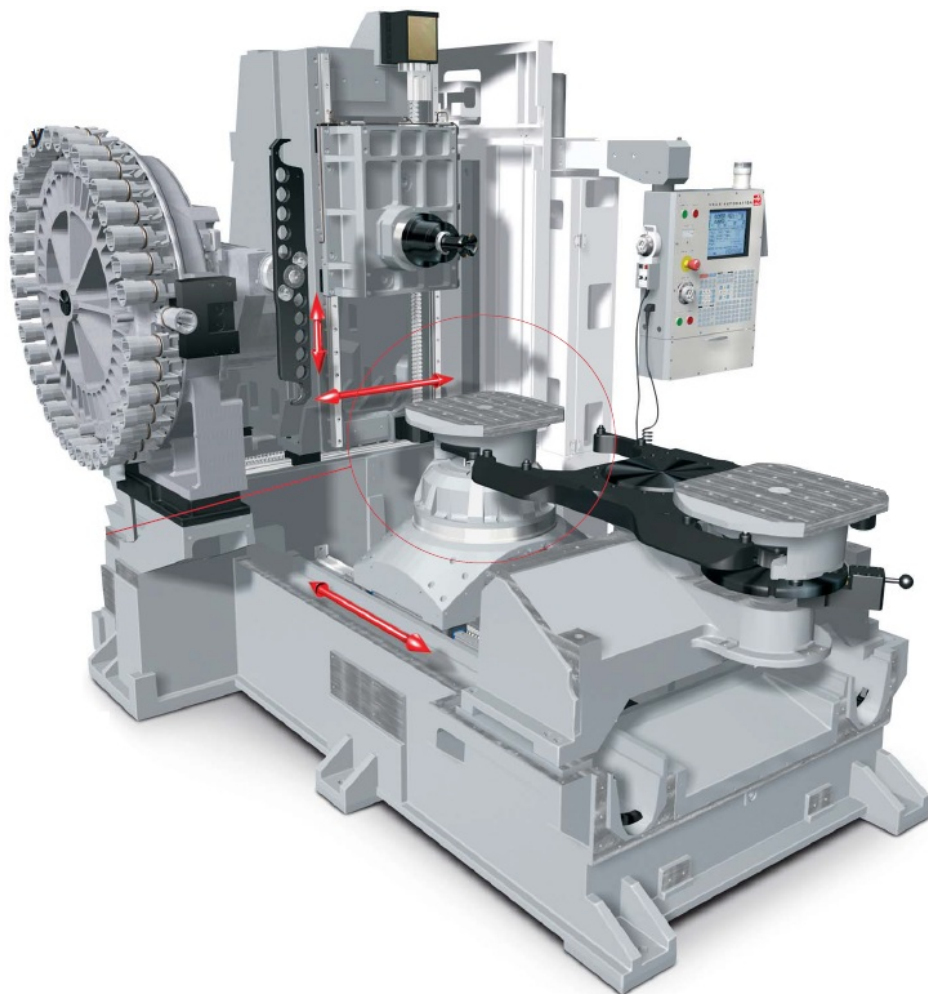
Katedra za proizvodne i računarom podržane
tehnologije



Branislav Sredanović
Gordana Globočki Lakić

PODLOGE ZA VJEŽBE IZ OBRADNIH SISTEMA ZA OBRADU REZANJEM

- Radna verzija skripte za vježbe -



Banja Luka, mart 2014. godine

Predgovor

Ova skripta je namjenjena studentima III godine Mašinskog fakulteta Univerziteta u Banjoj Luci koji pohađaju vježbe iz predmeta **Obradni sistemi za obradu rezanjem**. Koncipirana je kao podloga za semestralni zadatak, pri čemu studenti dobijaju polazne podatke i na osnovu njih riješavaju zadatke koncipirane u skripti.

Skripta je sačinjena iz sličnih dostupnih literaturnih izvora, knjiga, skripti i diplomskih radova. Koristi se uz prezentacije sa vježbi. Svaka primjedba na sadržaj, koncepciju i izgled ovog materijala je korisna.

SKRIPTA JE PREDVIĐENA ZA INTERNU UPOTREBU!

B. S.

Literatura

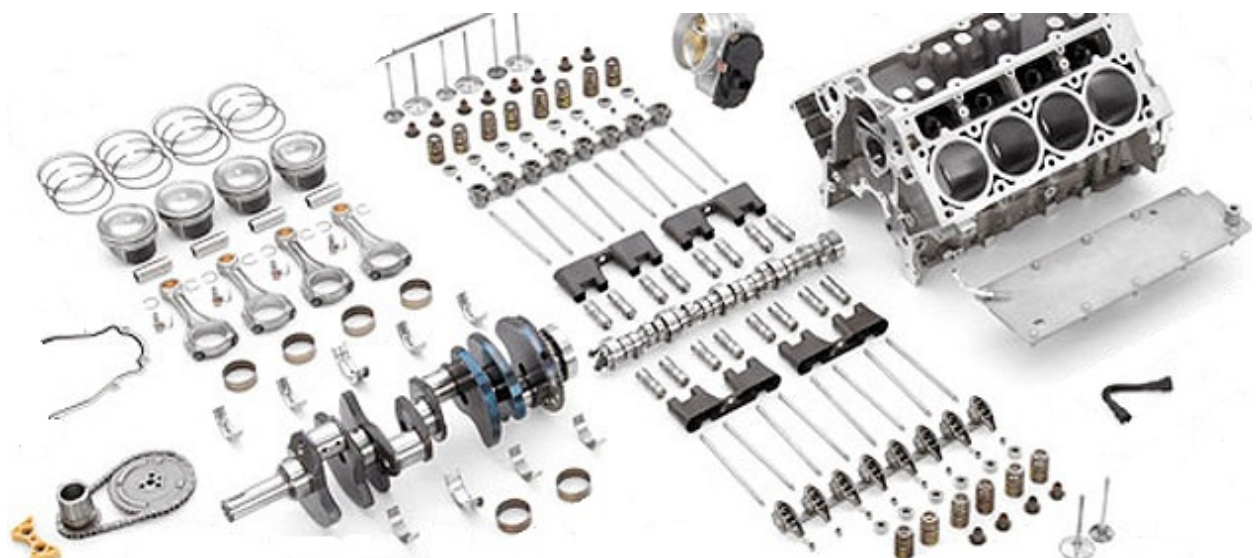
- [1] Lukić, Lj. FLEKSIBILNI TEHNOLOŠKI SISTEMI, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, Kraljevo, 2007.
- [2] Jovišević, V. PROJEKTOVANJE TEHNOLOŠKIH PROCESA, Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, 2005.
- [3] Djapic, M., Lukic, Lj. APPLICATION OF THE DEMPSTER - SHAFER THEORY IN CONCEPTUAL DESIGN OF THE MACHINING CENTERS, Technical Gazette, Vol. 20, No.1., pp. 65 - 71, 2013.
- [4] Nedić, B., MAŠINE ALATKE - PROJEKTOVANJE PRENOSNIKA MAŠINA ALATKI - Skripta, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2007
- [5] Glavonjić, M., Kokotović, B., Živanović, S. GLAVNO KRETANJA OBRADNOG CENTRA - KONFIGURISANJE GLAVNOG KRETANJA, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 2005.
- [6] Glavonjić, M., Kokotović, B., Živanović, S. POMOĆNA KRETANJA OBRADNOG CENTRA - KONFIGURISANJE POMOĆNIH KRETANJA, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 2005.
- [7] Živkov, S. VERTIKALNA NUMERIČKI UPRAVLJANA GLODALICA ZA IZRADU ALATA ZA LIVENJE PLASTIČNIH MASA - Diplomski rad, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 2002.
- [8] Petrović, P., PROJEKTOVANJE OBRADNIH SISTEMA - Separati predavanja, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd, 2011.
- [9] Grupa autora, KOMPONENTE NUMERIČKI UPRAVLJANIH ALATNIH MAŠINA - Skripta, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet, Niš, 2001,
- [10] Miltenović, V., MAŠINSKI ELEMENTI - TABLICE I DIJAGRAMI, Univerzitet u Nišu, Mašinski fakultet, Niš, 2002.
- [11] Obradni centri i moduli: www.hasscnc.com
- [12] Obradni centri i moduli: www.hurco.com
- [13] Glavna vretena: www.shaublin.ch
- [14] Glavna vretena: www.franc-kessler.de
- [15] Ležajevi i uležištenja: www.skf.com
- [16] Ležajevi i uležištenja: www.fkl.com
- [17] Elektromotori i električna vretena: www.dynospindles.com
- [18] Elektromotori i električna vretena: www.siemens.com

Sadržaj

1.	DEFINISANJE STRUKTURE OBRADNOG CENTRA	1
2. 1.	Analiza predmeta obrade	3
2. 2.	Potrebni oblici i veličine kretanja	7
2. 3.	Veličine kretanja i radni prostor	9
2. 4.	Morfološka analiza konstrukcije obradnog centra	10
2.	PRORAČUN OPTEREĆENJA OBRADNOG CENTRA	19
2.1.	Otpori kod glodanja	21
2.2.	Otpori kod bušenja	22
2.3.	Ukupni otpori	23
3.	KONFIGURISANJE MODULA GLAVNOG KRETANJA	25
3.1.	Predprojektovanje glavnog vretena	27
3.2.	Otpori u osloncima glavnog vretena	30
3.3.	Provjera opterećenja glavnog vretena	32
3.4.	Izbor uležištenja glavnog vretena	34
4.	KONFIGURISANJE MODULA POMOĆNOG KRETANJA	43
4.1.	Izbor i proračun vođica	45
4.2.	Izbor i proračun kugličnog zavojnog vretena	50
4.3.	Konstruisanje postolja X ose	54
5.	POGONI NA OBRADNOM CENTRU	57
5.1.	Izbor elektromotora glavnog vretena	59
5.2.	Izbor elektromotora X ose	60
6.	POKAZATELJI KVALITETA OBRADNOG CENTRA	63
6.1.	Laboratorijska vježba: Konstruisanje zupčastog prenosnika	65
6.2.	Laboratorijska vježba: Snimanje prenosnika glavnog kretanja	73
6.3.	Laboratorijska vježba: Ispitivanje statičke krutosti mašine	75
6.4.	Laboratorijska vježba: Ispitivanje geometrijske tačnosti mašine	79
6.5.	Laboratorijska vježba: Ispitivanje radne tačnosti mašine	83

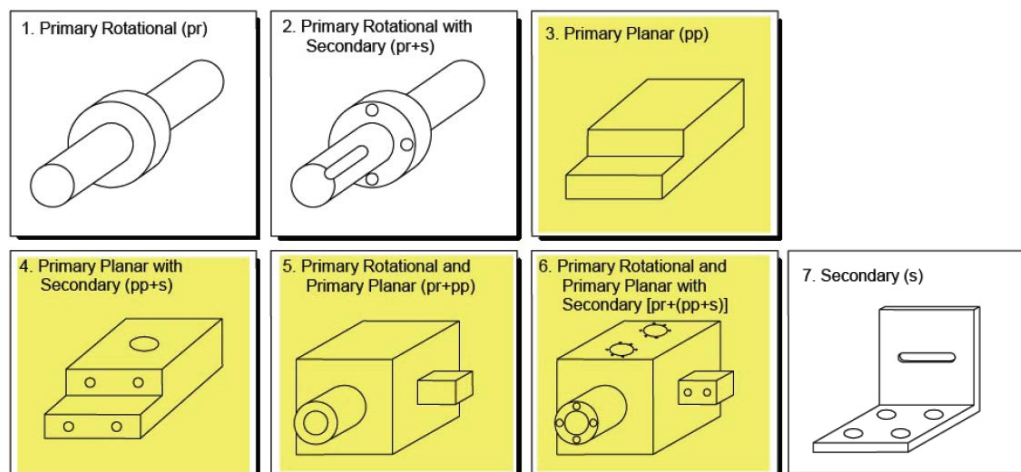
1. DEFINISANJE STRUKTURE OBRAĐNOG CENTRA

1.1. ANALIZA PREDMETA OBRADE



Slika 2.1. Razvrstani dijelovi proizvodnog programa

1.1.1. Učestanost klasificiranih oblika predmeta obrade [3]:



- (pr) - primarno rotacioni dijelovi
- (pr+s) - primarno rotacioni dijelovi sa dodatnim oblicima
- (pp) - primarno prizmatični dijelovi
- (pp+s) - primarno prizmatični dijelovi sa dodatnim oblicima
- (pr+pp) - primarno prizmatični i primarno rotacioni dijelovi
- (pr+(pp+s)) - primarno prizm. i rotac. dijelovi sa dodatnim oblicima
- (s) - svi ostali

Slika 2.2. Klasifikacija prema PERA – i

Tabela 2.1. Broj dijelova prema klasama i vrstama obrade

Obrade	Kategorije dijelova						
	pr	pr+s	pp	pp+s	pr+pp	pr+(pp+s)	s
Struganje	82	55			33	20	
Glodanje			80	44	45	23	5
Bušenje		27		32		33	68
Izrada navoja		10		13		13	27
Brušenje	18	8	20	11	22	11	

1.1.2. Odnosi gabaritnih dimenzija na radnim predmetima (količnika najveće i najmanje):

Tabela 2.2. Broj dijelova prema gabaritnim dimenzijama

Kategorija	Dugački: Max / Min > 4	Ujednačeni: Max / Min < 4
pp	14	86
pp+s	22	78
pr+pp	19	81
pr+(pp+s)	23	77

1.1.3. Učestanost dimenzija radnih predmeta po osama:

Tabela 2.3. Brojevi dijelova koje je moguće izraditi na stolu date dimenzije

Veličine kretanja	Broj dijelova			Dijagram učestanosti dimenzija
	X	Y	Z	
200	3	4	5	
250	6	11	8	
315	8	17	9	
400	15	19	11	
500	13	25	27	
630	29	9	2	
800	3	4	5	
1000	6	2	8	
1250	8	7	4	
1600	22	12	14	
2000	11	4	6	
2500	1	4	4	

--

1.1.4. Gabaritne dimenzije se biraju na osnovu dominantne učestanosti:

Po x osi: $X_g = 630$ mm

Po y osi: $Y_g = 500$ mm

Po z osi: $Z_g = 500$ mm

1.1.5. Maksimalne veličine alata koji se koriste za obradu tehnoloških formi na proizvodu.

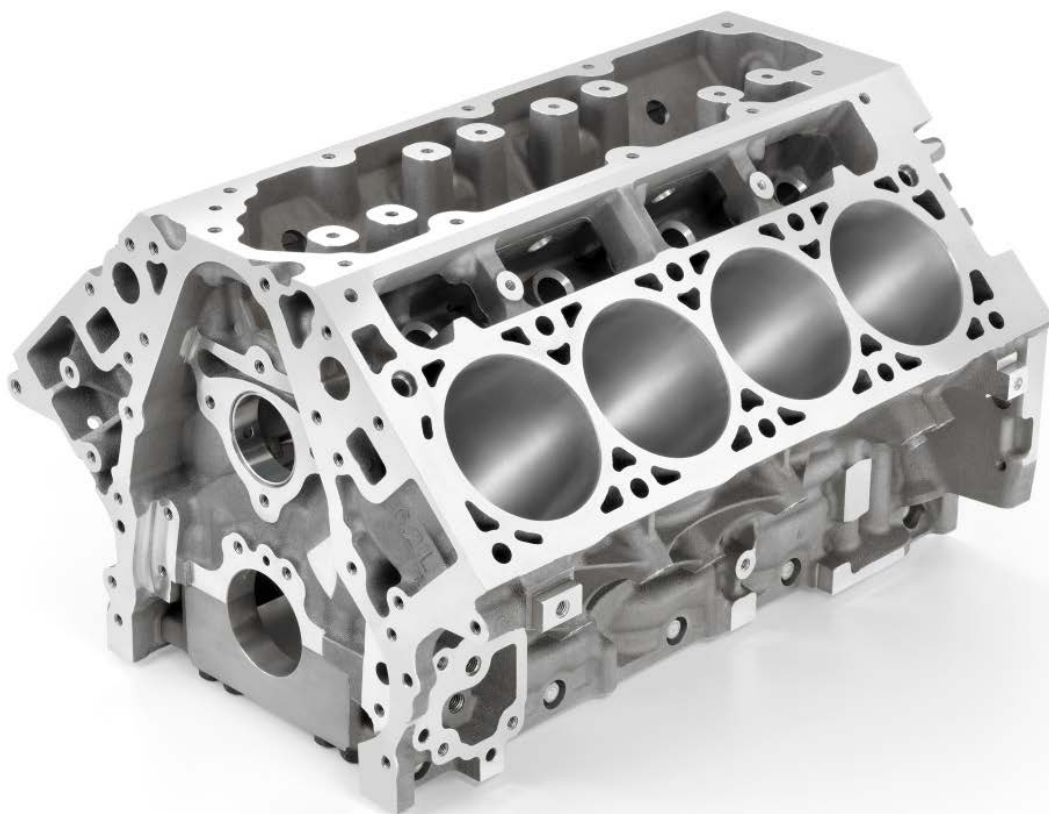
Tabela 2.4. Maksimalne veličine alata

Alat	Maks. prečnik D_{max} (mm)	Min. prečnik D_{min} (mm)	Maks. dužina sa adapterima L_{max} (mm)
Čeono glodalo	100	20	200
Vretenasta glodala	40	3	120
Burgije	30	2	220
Razvrtači	30	3	220
Ureznice	M16	M3	50

1.1.6. Osnovne informacije o proizvoda predstavnika [2]:

Tabela 2.5. Osnovne informacije o proizvodu predstavniku

Osobina RP	Vrijednost / Opis		
Dominantni tip oblika predmeta	Rotacioni	<i>Prizmatični</i>	Kombinovani
Odnosi gabaritnih dimenzija	<i>Ujednačen</i>		Dugački
Materijal sa najlošijom obradivošću	<i>Cr - Ni čelik</i>		
Dominantne obrade i odgovarajući alati	1	Ravno glodanje	Čeona glodala
	2	Glodanje stepenika i utora	Vretenasta glodala
	3	Obrada složenih površina	Vretenasta glodala
	4	Obrada otvora	Burgije i ureznici
Tačnost za dominantne obrade	± 0,01 mm		
Kvalitet za dominantne obrade	N7		
Težina predmeta obrade (m _g)	100 kg		
Radni predmet sa najsloženijim površinama i obradama	Blok motora BM - 200		

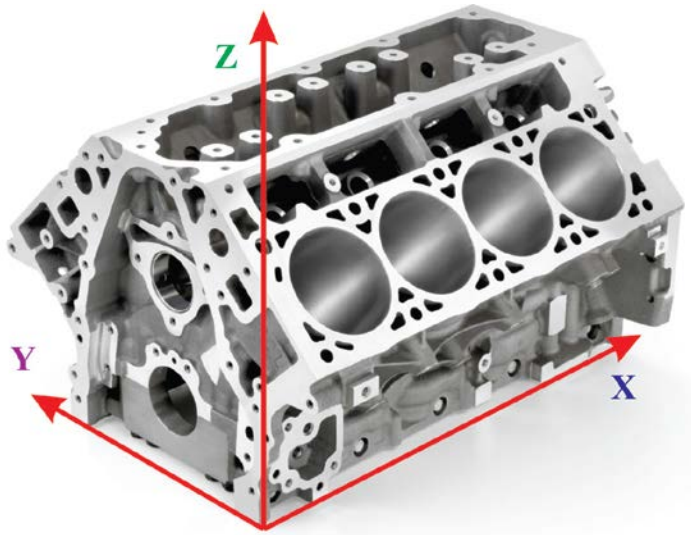


Slika 2.3. Karakterističan dio - blok motora

1.2. POTREBNI OBLICI I VRSTE KRETANJA

1.2.1. Povoljan položaj radnog predmeta - X osa orjentisana prema najdužoj ivici:

Rb	Karateristični oblici na radnom predmetu	Zahvat pomoću osa						Moguća ravan bazira	Alati
		X	Y	Z	A	B	C		
1	Gornja ravan paralelna xy ravni							XY	Čeono glodalo
2	Složena površina na gornjoj strani	+	+	+				XY	Vretenasto glodalo
3	Otvori na gornjoj strani							XY	Burgije i ureznice
4	Desna kosa ravan							XY	Čeono glodalo
5	Složena površ na desnoj kosoj strani	+	+	+	+			XY	Vretenasto glodalo
6	Otvori na desnoj kosoj strani							XY	Burgije i ureznice
7	Lijeva kosa ravan							XY	Čeono glodalo
8	Složena površ na lijevoj kosoj strani	+	+	+	+			XY	Vretenasto glodalo
9	Otvori na lijevoj kosoj strani							XY	Burgije i ureznice
10	Desna ravna strana paralelna XZ ravni							XY	Čeono glodalo
11	Složena površina na desnoj strani paralelnoj XZ ravni							XY	Vretenasto glodalo
12	Otvori sa desne strane paralelne XZ ravni							XY	Burgije i ureznice
13	Lijeva ravna strana paralelna XZ ravni							XY	Čeono glodalo
14	Složena površina na lijevoj strani paralelnoj XZ ravni	+	+	+	+			XY	Vretenasto glodalo
15	Otvori sa lijeve strane paralelne XZ ravni							XY	Burgije i ureznice
16	Bočna lijeva ravna strana paralelna YZ ravni							XY	Čeono glodalo
17	Složena površina na lijevoj strani paralelnoj YZ ravni	+	+	+			+	XY	Vretenasto glodalo
18	Otvori na lijevoj strani paralelnoj YZ ravni							XY	Burgije i ureznice
19	Bočna desna ravna strana paralelna YZ ravni							XY ili okretanje	Čeono glodalo
20	Složena površina na desnoj strani paralelnoj YZ ravni	+	+	+			+	XY ili okretanje	Vretenasto glodalo
21	Otvori na desnoj strani paralelnoj YZ ravni							XY ili okretanje	Burgije i ureznice
22	Donja ravna strana paralena XY ravni							Novo baziranje	Čeono glodalo
23	Složena površina na donjoj strani paralena XY ravni	+	+	+				Novo baziranje	Vretenasto glodalo
24	Otvori na donjoj strani paralena XY ravni							Novo baziranje	Burgije i ureznice



Slika 2.10. Obradak sa povoljnom orijentaciom

1.2.2. Potrebna kretanja, dobijena na osnovu analize potreba obrade odnosno potrebnih osa za dovođenje radnog predmeta u poziciju za obradu:

Biraju se:

Translatorne: **X, Y i Z**

Obrtne: **A i C**

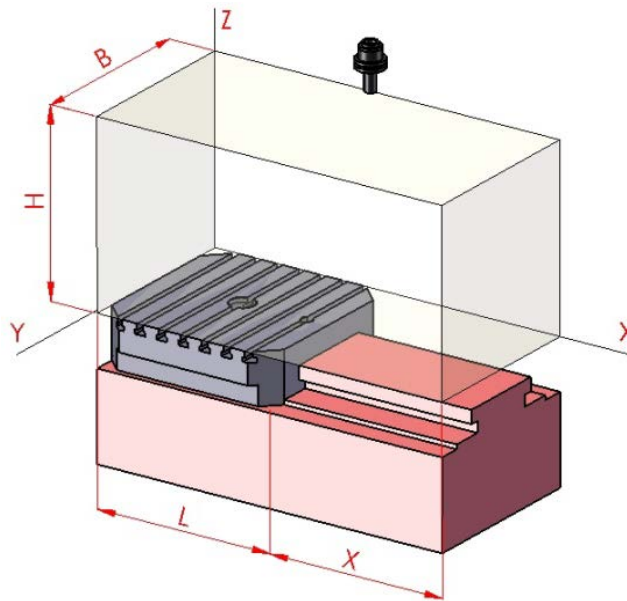
1.2.3. Položaj glavnog vretena se bira na osnovu dominantne učestanosti radnih predmeta i izdvojenih operacija izrade:

Bira se: **Vertikalno glavno vreteno**

1.2.4. Vrsta upravljanja zavisi od složenosti radnog predmeta, tehnologije i strukture mašine. S obzirom da je potrebno izvesti složenu obradu površina, bira se:

Bira se: **5D upravljanje**

1.3. VELIČINE KRETANJA I RADNI PROSTOR



Slika 2.11. Radni prostor kod vertikalnog obradnog sistema

1.3.1. Dimenzije radnog stola zavise od gabaritnih dimenzija najvećeg radnog predmeta:

$$X_S = 1.1 \cdot X_G = 1.1 \cdot 630 = 700 \text{ mm}$$

$$Y_S = 1.1 \cdot Y_G = 1.1 \cdot 500 = 550 \text{ mm}$$

$$Z_S = 1.1 \cdot Z_G = 1.1 \cdot 500 = 550 \text{ mm}$$

1.3.2. Potrebna veličina klizača za kretanje po X osi (struktura sa dugačkom X osom):

$$X_K = 1.1 \cdot (y + 1) \cdot Y_G = 1.1 \cdot (1 + 1) \cdot 630 = 1386 \text{ mm}$$

1.3.3. Potrebna veličina klizača za kretanje po Y osi (najkraća osa):

$$Y_K = 1.1 \cdot (x + 1) \cdot X_G = 1.1 \cdot (0 + 1) \cdot 500 = 550 \text{ mm}$$

1.3.4. Potrebna veličina klizača za kretanje po Z osi (struktura sa dugačkom Z osom):

$$Z_K = 1.1 \cdot Z_G + 1.5 \cdot L_{\max} = 1.1 \cdot 500 + 1.5 \cdot 220 = 880 \text{ mm}$$

1.3.5. Prostor radnog predmeta:

$$PRP = X_K \cdot Y_K \cdot Z_K = 1.4 \cdot 0.55 \cdot 0.88 = 0.68 \text{ m}^3$$

1.3.6. Radni prostor:

$$RP = X_S \cdot Y_S \cdot Z_S = 0.7 \cdot 0.55 \cdot 0.55 = 0.22 \text{ m}^3$$

1.4. MORFOLOŠKA ANALIZA OBRADNOG CENTRA

1.4.1. Izvršioći funkcija:

Tabela 2.6. Izvršioći funkcija

			Izvršioći funkcija			
			1	2	3	4
Modul glavnog vretena	1	Prihvat alata	ISO	HSK		
	2	Uležištenje	Aksijalno	Radijalno-aksijalno	Radijalno	Tandemi
	3	Pogon	Koračni	DC	AC	
	4	Veza sa vretenom	Električno vratilo	In line	Zupčasti prenosnik	Remeni prenosnik
Modul pomoćnog kretanja	5	Sistem vođenja	Kotrljajne	Klizne		
	6	Vrste kl. vodica	Klasične	Hidro-statičke	Hidro-dinamičke	Aero-statičke
	7	Oblik kliznih vodica	Otvorene pravugaone	Zatvorene pravugaone	V vodice	Lastin rep
	8	Regulisanje zazora	Letva bez nagiba	Letva sa nagibom	Bez regulisanja	
	9	Podmazivanje	Pumpom	Mašću	Potapanjem	
	10	Zaštita vodica	Uzdužni štitnici	Kruti štitnici	Teleskopski	Harmonika
	11	Pretvarač kretanja	Kuglično zavojno vreteno	Klizno zavojno vreteno	Zupčanik zupčasta letva	
	12	Uležištenje vretena	Jedna strana	Dvije strane		
	13	Pogon	Linearni motor	Koračni motor	Servomotor	
	14	Uležištenja	Radijalni kuglični	Radijalno aksijalno kug.	Radijalni valjčasti	Tandemi
Stacionarni dio - postolje	15	Oblik postolja	Otvoren	Zatvoren		
	16	Vrsta ojačanja	Rebra	Dupli zidovi		
	17	Položaj rebara	Poprečni	Uzdužni	Dijagonalni	
	18	Materijal	Sivi liv	Čelik	Beton	
Upravljanje	19	Način	Manuelno	Automatski		
Izmjena alata	20	Magacin alata	Lančasti sa radijalnim sjedištima	Lančasti sa paralelnim sjedištima	Doboš sa radijalnim sjedištima	Doboš sa paralelnim sjedištima
	21	Izmjena alata	Manuelno	Automatski		
Izmjena paleta	22	Izmjena paleta	Manuelno	Automatski		

1.4.2. Definisane varijante obradnog centra:

Tabela 2.7. Varijante prema izvršiocima

Element	Varijante		
	V1	V2	V3
1	2	1	1
2	2	4	1
3	2	3	2
4	1	4	3
5	1	2	2
6	3	2	1
7	3	3	2
8	1	2	2
9	1	1	2
10	3	4	2
11	1	1	3
12	2	2	1
13	1	3	2
14	2	3	1
15	2	1	2
16	1	1	1
17	1	2	2
18	2	1	2
19	2	2	2
20	2	4	5
21	2	2	2
22	1	1	1


1.4.3. Ocjene varijanti obradnog centra:

Tabela 2.8. Ocjene varijanti

Karakteristika mašine	Varijante		
	V1	V2	V3
Tačnost	10	9	8
Brzina	9	9	4
Snaga	6	10	5
Krutost	8	9	6
Fleksibilnost	5	8	7
Održavanje	4	7	5
<i>Ukupni zbir</i>	42	52	35
<i>Srednja ocjena</i>	7.0	8.7	5.8

1.4.4. Razmatranje izvedenih rješenja obradnog centra:


Tabela.2.9. Različite konstrukcije obradnih centara HURCO



Specifications	VMX24m	VMX24t	VMX30m	VMX30t	VMX42m	VMX42t
Winmax Control	Single screen	Twin screen	Single screen	Twin screen	Single screen	Twin screen
X,Y, Z Travel (mm)	610x508x610	610x508x610	760x508x610	760x508x610	1066x610x610	1066x610x610
Table working surface (mm)	760x510	760x510	1020x510	1020x510	1270x610	1270x610
Maximum Table Load	950 Kg	1360 Kg	950 Kg	1360 Kg	950 Kg	1360 Kg
Spindle Taper	CAT 40/BT opt.	CAT 40/BT opt.	CAT 40/BT opt.	CAT 40/BT opt.	CAT 40/BT opt.	CAT 40/BT opt.
Spindle Speed	10,000 RPM	12,000 RPM	10,000 RPM	12,000 RPM	10,000 RPM	12,000 RPM
Spindle Power	15kW (20HP)	9kW (12.5HP)	15kW (20HP)	13.2kW (18.5HP)	21.6kW (29HP)	18kW (24HP)
Spindle Torque (1 min) @ RPM	102 Nm @ 1450	95 Nm @ 900	102 Nm @ 1450	214 Nm @ 600	143 Nm @ 1450	237 Nm @ 720
X, Y, Z Rapids (m/min)	30/30/20	35/35/30	30/30/20	35/35/30	30/30/20	35/35/30
Accuracy (mm)	+/- 0.005mm	+/- 0.005mm	+/- 0.005mm	+/- 0.005mm	+/- 0.005mm	+/- 0.005mm
Repeatability (mm)	+/- 0.0025mm	+/- 0.0025mm	+/- 0.0025mm	+/- 0.0025mm	+/- 0.0025mm	+/- 0.0025mm
Toolchanger Stations	24	24	24	24 (40 option)	24 (40 option)	24 (40 option)
Machine Weight	4,350 Kg	4,640 Kg	4,450 Kg	4,740 Kg	6,400 Kg	6,350 Kg



	VMX42SR	VMX60SR	VMX42SW	VMX60SW
X, Y, Z Axis Travel, mm	1,067 x 610 x 610	1,525 x 660 x 610	1,067 x 610 x 610	1,525 x 660 x 610
Table Size, mm	Ø 610 (1270 x 610)	Ø 610 (1676 x 660)	1270 x 610	1676 x 660
Max Table Load, Kg	500 rotary, 1360 table	500 rotary, 1360 table	1360	1360
Max Spindle, RPM	12,000	12,000	12,000	12,000
Peak Spindle Motor, HP (Kw)	48 (36)	48 (36)	48 (36)	48 (36)
Max Spindle Motor Torque, Nm @ RPM	118 @ 2,900	118 @ 2,900	118 @ 2,900	118 @ 2,900
Rapid Traverse X, Y/Z Axis, M/min	35 / 30	30 / 20	35 / 30	30 / 20
Number of Tools Standard	40	40	40	40
Spindle Type	CAT (BT) 40	CAT (BT) 40	CAT (BT) 40	CAT (BT) 40
Accuracy, mm	±0.005	±0.005	±0.005	±0.005
Repeatability, mm	±0.0025	±0.0025	±0.0025	±0.0025
Machine Weight, Kg	7,550	9,090	7130	8670



	VM10U	VMX30U	VMX42U	VMX60U	VTXU
X, Y, Z Axis Travel, mm	533 x 406 x 483	762 x 508 x 520	1067 x 610 x 520	1524 x 660 x 520	800 x 700 x 510
Max Spindle, RPM	10,000	12,000	12,000	12,000	12,000
Table Size, mm	Ø 198	Ø 248	Ø 348	Ø 500	Ø 610 x 530
Max Weight on Table, Kg	150	200	250	400	300
Peak Spindle Motor, HP (Kw)	12 (9)	18 (13.4)	24 (18)	24 (18)	24 (18)
Max Spindle Motor Torque, Nm @ RPM	57 @ 1,500	214 @ 600	237 @ 720	237 @ 720	237 @ 720
Rapid Traverse X, Y, Z Axis, M/min	24	35 / 30	35 / 30	35 / 30	35
Number of Tools Standard	20 CAT (BT) 40	24 or 40 CAT (BT) 40	40 CAT (BT) 40	40 CAT (BT) 40	48 of 96 CAT (BT) 40
Positioning, mm	±0.005	±0.005	±0.005	±0.005	±0.005
Repeatability, mm	±0.0025	±0.0025	±0.0025	±0.0025	±0.0025
Machine Weight, Kg	2,977	4,980	7,200	8,445	12,500

1.4.5. Formiranje struktura obradnog centra se vrši na osnovu iskustva i mogućih izvedbi konstrukcije (potrebno je razmotriti što više mogućih modularnih struktura):

Tabela 3.6. Različite strukture obradnih centara stubnog tipa sa obrtnim stolovima

AFOXYZCv		FAOXYZCv	
AFXOYZCv		FAXOYZCv	
AFXYOZCv		FAXYOZCv	
AFYXOZCv		FAYXOZCv	

Različite strukture obradnih centara stubnog tipa sa obrtnim glavama

<p>AOXYZBC_v</p>		<p>FOXYZAC_v</p>	
<p>AXOYZBC_v</p>		<p>FXYOZAC_v</p>	
<p>FXYOZBC_v</p>		<p>FXYOZAV</p>	
<p>XOYZBAC_v</p>		<p>XYOZBAC_v</p>	

Tabela 3.7. Različite strukture obradnih centara portalnog tipa

<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">AFXYOZCv</p>		<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">AFYOXZCv</p>
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">AFOXYZCv</p>		<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">AFOXYZCv</p>
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">FOXYZCv</p>		<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">OXYZBACv</p>
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">AFOXZYCv</p>		<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">OXYZYABCv</p>

1.4.6. Izbor povoljne strukture obradnog sistema se vrši na osnovu karakteristika razmatranih struktura. U tom smislu mogu smislu može se koristiti sljedeća tabela:

Tabela 3.8. Neka pravila izbora oblika strukture

Ako je		Onda	Napomena	
Oblik RP	Cilindričan	Glavno kretanje izvodi RP	Strugovi	
	Prizmatičan	Glavno obrtno kretanje izvodi AL	Glodalice	
Masa radnog predmeta	$m_g > 400$ kg	Sva pomoćna i glavna kretanja izvodi AL	Portalni tip	
	$m_g < 200$ kg	Pomoćna horizontalna može da izvodi RP		
	$m_g < 100$ kg	Vertikalno pomoćno kretanje može da izvodi RP		
	$m_g < 200$ kg	Obrtna pomoćna kretanja može da izvodi RP		
	$m_g > 200$ kg	Obrtna pomoćna kretanja treba da izvodi AL		
Veličine radnog predmeta	$Z_g > 300$ mm	Vertikalno pomoćno kretanje treba da izvodi AL		
	$Z_g > 350$ mm	Vertikalno kretanje treba preko dugačke Z ose		
	$X_g > 400$ mm	Horizontalno kretanje po X osi treba da izvodi RP		
	$Y_g > 400$ mm	Kretanje po Y osi treba da izvodi RP		
	$X_g > 300$ mm	Treba izbjegavati nadovezivanje sa Y osom		
	$Y_g > 300$ mm	Treba izbjegavati nadovezivanje sa X osom		
	$Z_g < 300$ mm	Vertikalno kretanje može preko kratke Z ose		
Potrebna krutost (tačnost)	Povišena	Izbjegavati obrtna pomoćna kretanja AL		
	Povišena	U suštini izbjegavati pomoćna obrtna kretanja		
	Povišena	Izbjegavati vertikalno kretanje RP po Z osi		
	Povišena	Stacionarni modul u sredini strukturne formule		
	Povišena	Izbjegavati vezana obrtna kretanja		
	Povišena	Kretanje po Z osi treba vezati za postolje		
	Normalna	Podjeliti pomoćna obrtna kretanja na A i RP		
	Normalna	Obrtno kretanje oko dugačke X ose izvodi RP		

1.4.7. Povoljna struktura obradnog sistema je varijanta koja zadovoljava najveći broj kriterijuma postavljenih pred obradni sistem. Na osnovu smjernica bira se struktura:

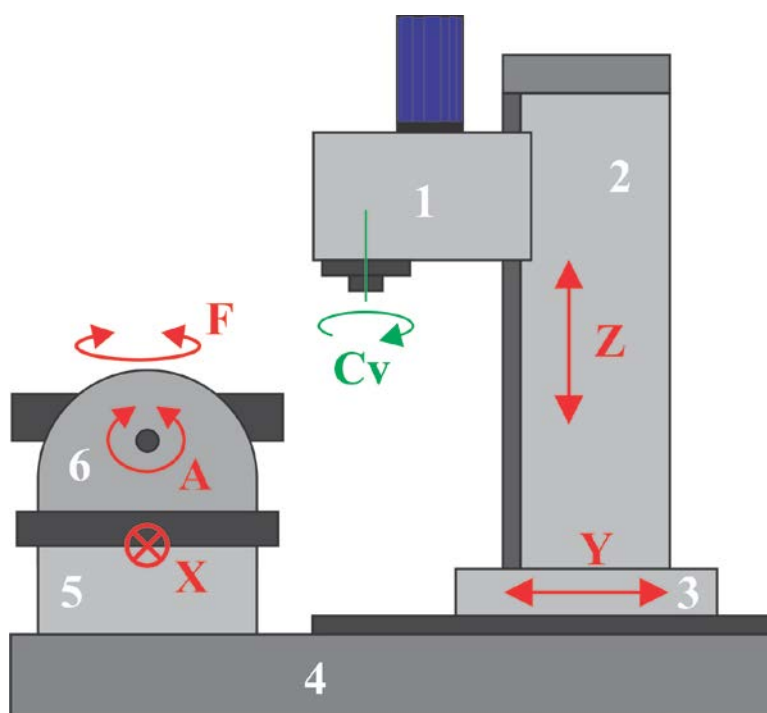
FAXOYZCv

1.4.8. Odabir izvedbe obradnog centra vrši se na osnovu povoljne strukture. Pri tome se vrši konačni izbor konstrukcije obradnog centra.

Slika 3.9. Različite izvedbe strukture FAXOYZCv

Dugačke X i Z ose		Kratke X i Z ose	
	<ul style="list-style-type: none"> - Dovoljna krutost - Dugačke X i Z ose - Mogućnost većeg radnog prostora - Inercijalne sile u Y osi povišene 		<ul style="list-style-type: none"> - Smanjena krutost - Kratke X i Z ose - Totalno smanjeni radni prostor - Inercijalne sile u Y osi smanjene
Dugačke X i Z ose		Portalni tip obradnog centra	
	<ul style="list-style-type: none"> - Dovoljna krutost - Dugačke X i Z ose - Smanjeni radni prostor - Inercijalne sile u Y osi povišene 		<ul style="list-style-type: none"> - Povišena krutost - Dugačke X, Y i Z ose - Mogućnost većeg radnog prostora - Smanjena mogućnost manipulacije obradkom

1.4.9. Odabire se prikazana struktura obradnog centra sa modulima:



Slika 3.7. Odabrana struktura obradnog centra

gdje je:

- 1 - Modul glavnog vretena (vertikalno)
- 2 - Modul linearnog kretanja u pravcu Z ose (stubna izvedba)
- 3 - Modul linearnog kretanja u pravcu Y ose
- 4 - Postolje obradnog centra (stacionarni modul)
- 5 - Modul linearnog kretanja u pravcu X ose (translatorni sto)
- 6 - Modul pomoćnog obrtnog kretanja oko osa X i Z (obrotno - zakretni sto)

2. PRORAČUN OPTEREĆENJA OBRAĐNIH CENTARA

2.1. OTPORI KOD GLODANJA

2.1.1. Vrijednost obimne sile glodanja se računa za predviđene teške uslove obrade vretenastim glodalom (u suštini, maksimalne vrijednosti sila ne prelaze 5000 N):

$$F_{GO} = C_f \cdot a^{x_f} \cdot S_1^{y_f} \cdot z_r \cdot b^{r_f} \cdot D^{q_f} \cdot K_\gamma \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_h$$

$$F_{GO} = 820 \cdot 10^{1.1} \cdot 0.1^{0.8} \cdot 3 \cdot 30^{0.95} \cdot 40^{-1.1} \cdot 1.1 \cdot 0.96 \cdot 1.8 \cdot 1.1 \approx 5000 \text{ [N]}$$

gdje je:

$b = 30 \text{ mm}$	Maksimalna širina glodanja
$a = 10 \text{ mm}$	Maksimalna dubina rezanja
$z_r = 3$	Pretpostavljeni broj zuba u zahvatu
$S_1 = 0.1 \text{ mm/z}$	Maksimalni korak po zubu
$D = 40 \text{ mm}$	Maksimalni prečnik glodala
$C_f = 820$	Koeficijent materijala obratka
$x_f = 1.1$	EkspONENT dubine rezanja
$y_f = 0.8$	EkspONENT koraka obrade
$r_f = 0.95$	EkspONENT širine glodanja
$q_f = -1.1$	EkspONENT prečnika glodanja

Tabela 4.1. Koeficijenti obimne sile glodanja [4]

Vrsta alata	Materijal predmeta obrade	C_f	x_f	y_f	r_f	q_f
Valjkasta, vretenasta i čeona glodala pri nesimetričnom rezanju	Čelik	680	0,86	0,74	1,00	-0,86
	Sivi liv	480	0,83	0,65		-0,83
Koturasta, testerasta i čeona glodala pri simetričnom rezanju	Čelik	820	1,10	0,80	0,95	-1,10
	Sivi liv	700	1,14	0,70	0,90	-1,14
Ispupčena i udubljena	Čelik	470	0,86	0,74	1,00	-0,86

2.1.2. Maksimalna sila glodanja u XY ravni:

$$F_{G \max} = 1.3 \cdot F_{GO} = 1.3 \cdot 5000 = 6500 \text{ [N]}$$

2.1.3. Maksimalni moment glodanja:

$$M_{G \max} = \frac{F_{GO} \cdot D_{\max}}{2000} = \frac{5000 \cdot 40}{2000} = 100 \text{ [Nm]}$$

2.2. OTPORI KOD BUŠENJA

2.2.1. Maksimalni otpor pomoćnom kretanju (u pravcu ose burgije):

$$F_3 = C_f \cdot D^{x_1} \cdot S^{y_1} = 1030 \cdot 25^1 \cdot 0.1^{0.7} \approx 5150 \quad [\text{N}]$$

gdje je:

$D = 25$ [mm]	Prečnik burgije
$S = 0.1$ [mm/o]	Maksimalni korak pri bušenju za predviđene uslove
$C_f = 840$	Koeficijent materijala obratka
$x_1 = 1$	Eksponent prečnika burgije
$y_1 = 0.7$	Eksponent koraka bušenja

2.2.2. Maksimalni obrtni moment (moment uvijanja burgije):

$$M_B = \frac{C_m \cdot D^x \cdot S^y}{1000} = \frac{420 \cdot 25^2 \cdot 0.1^{0.8}}{1000} = 42 \quad [\text{Nm}]$$

gdje je.

$C_m = 345$	Koeficijent materijala obratka
$x = 2$	Eksponent prečnika burgije
$y = 0.8$	Eksponent koraka bušenja

Tabela 4.3. Koeficijenti otpora pri bušenju [4]

Materijal predmeta obrade	R_m , MPa ili tvrdoća, HB	$F_3 = C_f \cdot d^{x_f} \cdot S^{y_f}$, N			$M = C_m \cdot d^{x_m} \cdot S^{y_m}$, Nmm		
		C_f	x_f	y_f	C_m	x_m	y_m
Ugljenični čelik	450	570	1,0	0,7	240	2,0	0,8
	550	660			275		
	650	760			310		
	750	840			345		
Hrom - nikel čelik	650	840	1,0	0,7	345	2,0	0,8
	750	940			380		
	850	1030			420		
Hrom čelik	650	840	1,0	0,7	345	2,0	0,8
	850	1030			420		
Sivi liv	170 HB	580	1,0	0,8	215	1,9	0,8
	190 HB	625			235		
	210 HB	665			250		

2.3. UKUPNA OPTEREĆENJA

2.3.1. Brzina obrade s obzirom na pretpostavku o korišćenim alatima i snazi mašine:

Tabela 4.4. Preporučene brzine obrade pri glodanju [4]

Materijal predmeta obrade	Vrsta obrade	Vrsta alata (glodala)			
		valjkasta	koturasta	čeona	vretenasta
Ugljenični čelici	gruba	36 - 50	40 - 50	34 - 55	53 - 75
	završna	42 - 60	48 - 60	40 - 66	62 - 90
Legirani čelici Cr i Ni	gruba	32 - 45	36 - 45	30 - 50	48 - 68
	završna	38 - 55	42 - 54	36 - 60	58 - 82
Legirani čelici Cr, Ni i Mo	gruba	28 - 40	32 - 40	27 - 45	40 - 60
	završna	32 - 45	40 - 50	32 - 54	48 - 72
Sivi liv tvrdoće < 200 HB	gruba	30 - 42	40 - 60	30 - 48	42 - 54
	završna	33 - 46	48 - 72	36 - 59	50 - 65
Sivi liv tvrdoće > 200 HB	gruba	26 - 37	36 - 54	26 - 42	36 - 48
	završna	30 - 42	42 - 64	31 - 50	42 - 58
Mesing, bronza	gruba	85 - 100	80 - 110	70 - 110	
	završna	100-120	96 - 130	84 - 132	

Tabela 4.5. Preporučene brzine obrade pri bušenju [4]

Materijal predmeta obrade	R_m , MPa ili HB	Prečnik otvora D , mm	Korak s , mm/o	Brzina rezanja v , m/min
Čelik	do 500	1 - 10	0,05 - 0,18	25 - 35
		10 - 25	0,18 - 0,25	35 - 45
	500 - 700	1 - 10	0,05 - 0,18	25 - 30
		10 - 25	0,18 - 0,25	25 - 40
	800 - 900	1 - 10	0,03 - 0,12	15 - 28
		10 - 25	0,12 - 0,25	
Sivi liv	do 180 HB	1 - 10	0,07 - 0,30	35 - 45
		10 - 25	0,30 - 0,80	25
	preko 180 HB	1 - 10	0,05 - 0,20	12 - 18
		10 - 25	0,20 - 0,30	18 - 20

- Preporučene brzine su:

✓ Brzina pri glodanju: $v_G = 82$ m/min

✓ brzina pri bušenju: $v_B = 40$ m/min

✓ mjerodavna brzina: $v = 90$ m/min

2.3.2. Snaga glodanja:

$$P_G = \frac{F_{G\max} \cdot v_{G\max}}{6000} = \frac{6500 \cdot 90}{60 \cdot 10^3} = 9.75 \text{ [kW]}$$

2.3.3. Snaga bušenja:

$$P_B = \frac{M_B \cdot n}{9.55 \cdot 10^6} = \frac{42 \cdot 510}{9.55 \cdot 10^3} = 2.25 \quad [\text{kW}]$$

gdje je za preporučenu brzinu rezanja i maksimalni prečnik alata:

$$n_B = \frac{1000 \cdot v_B}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 40}{\pi \cdot 25} = 510 \quad [\text{o/min}]$$

2.3.4. Mjerodavna snaga:

$$P_U = \max(P_G, P_B) = \max(9.75; 2.25) = 9.75 \quad [\text{kW}]$$

2.3.5. Mjerodavni moment:

$$M_U = \max(M_G, M_B) = \max(100, 42) = 100 \quad [\text{Nm}] - \text{maksimalni se javlja pri glodanju}$$

2.3.6. Referentni broj obrtaja pri pojavi mjerodavnog momenta:

$$n_r = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 40} = 716 \quad [\text{o/min}]$$

2.3.7. Maksimalni broj obrtaja glavnog vretena:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 3} = 9550 \quad [\text{o/min}]$$

2.3.8. Nominalni broj obrtaja glavnog vretena, bira se na osnovu maksimalnog broja obrtaja:

$$n = 10\,000 \quad [\text{o/min}]$$

2.3.9. Opterećenja glavnog vretena:

Tabela 4.6. Konačne vrijednosti opterećenja

Vrsta opterećenja		Vrijednost
Sila u pravcu Z ose	Aksijalna sila	5150 N
Sila u pravcu X ose	Radijalna sila	6500 N
Sila u pravcu Y ose		
Moment	Moment uvijanja	100 Nm

3. KONFIGURISANJE MODULA GLAVNOG VRETENA

3.1. PREDPROJEKTOVANJE GLAVNOG VRETENA

3.1.1. Tip prihvata se bira na osnovu broja obrtaja glavnog vretena i tipa mašine:

- ✓ Usvaja se: **ISO 40**

Tabela 5.1. Tipovi prihvata alata

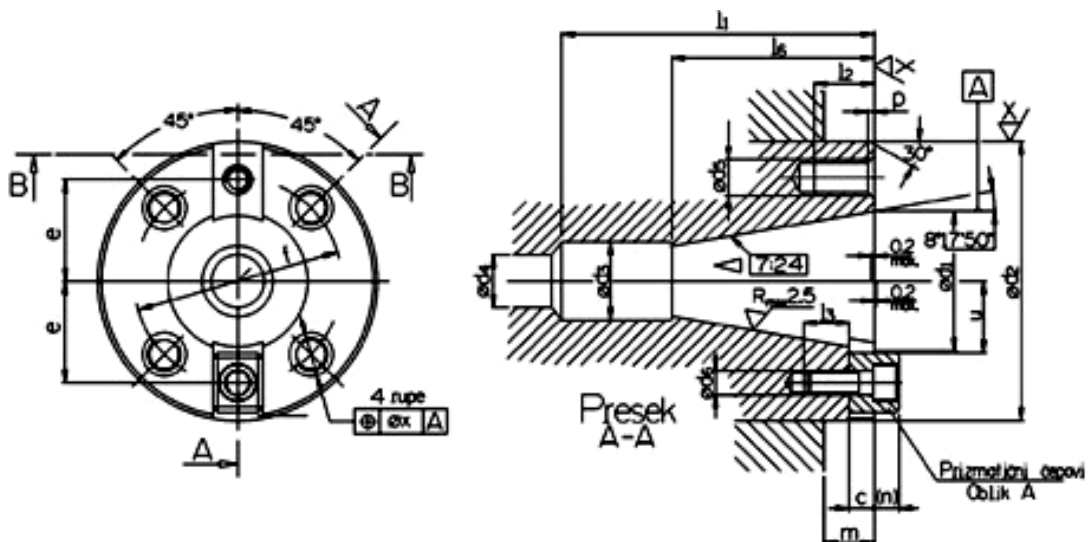
Tip	Osobine	Područije
ISO	Prihvat sa strmim konusom 7:24 (<i>Tepered Shank</i>)	$n \leq 10000 \text{ min}^{-1}$
HSK	Cilindrični prihvat (<i>Hollow Shank Taper</i>)	$n > 10000 \text{ min}^{-1}$

Tabela 5.2. Veličine prihvata alata

Tip	Oznaka veličine	Primjena
ISO	30	Veoma male mašine
	40	Obradni centri srednje veličine
	50	Veliki obradni centri
HSK	24	Mikromašine
	30	Obradni centri za mikroobradu
	38	Mali visokobrzinski obradni centri
	48	Visokobrzinski obradni centri srednje veličine
	60	Veliki visokobrzinski obradni centri

3.1.2. Materijal glavnog vretena:

- ✓ Bira se čelik: **Č.4320** (legirani čelik za cementaciju)
- ✓ Izdržljivost materijala na naizmjenično opterećenje savijanja: $\sigma_{D(-1)} = 320 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- ✓ Izdržljivost materijala na istosmjerno opterećenje uvijanja: $\tau_{D(0)} = 300 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- ✓ Izdržljivost materijala na istosmjerno opterećenje pritiska: $\tau_{D(0)} = 400 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- ✓ Jangov modul elastičnosti: $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$



Nazivna veličina konusa		30	40	45	50	55	60
b1		15.9	15.9	19	25.4	25.4	25.4
c		8	8	9.5	12.5	12.5	12.5
d1		31.75	44.45	57.15	69.85	88.9	107.95
d2		69.832	88.882	101.6	128.57	152.4	221.44
d3		17.4	25.3	32.4	39.6	50.4	60.2
d4		17	17	21	27	27	35
d5		M10	M12	M12	M16	M20	M20
d6		M6	M6	M8	M12	M12	M12
e		25	33	40	49.5	51.5	84
f		54	66.7	80	101.6	120.6	177.8
l1		73	100	120	140	178	220
l2		16	20	20	25	30	30
l3		9	9	12	18	18	18
l4		47.4	64.4	81.8	100.8	125.8	160.8
m		12.5	16	18	19	25	38
Oblika A		8	8	9.5	12.5	12.5	12.5
Oblik C		16.5	16.5	16.5	16.5	-	-
p		2	2	2	3	3	3
r		1.6	1.6	1.6	2	2	2
t		0.06	0.06	0.06	0.08	0.08	0.08
Oblika A	u1 min	16.5	23	30	36	48	61
	u2 min	16.7	23.3	29.8	36.2	-	-
Oblik C	u3 min	19.3	25.5	32	38.4	-	-
	x	0.15	0.15	0.15	0.2	0.2	0.2

Slika 5.7. Priključne dimenzije ISO prihvata [5]

3.1.3. Koeficijenti raspona u pogledu glavnih veličina glavnog vretena formiraju se na osnovu empirijskog znanja, prema datim smjernicama:

ako su odnosi $K_a = \frac{a}{D_A}$ i $K_b = \frac{b}{a}$ tada je:

Tabela 5.3. Približne vrijednosti prečnika glavnog vretena na prednjem ležaju:

Tip	Prečnik vretena na prednjem ležaju D_A za snage mašine (kW)				
	1.5 - 3.5	3.5 - 7.5	7.5 - 14.5	14.5 - 22	22 - 30
Strugovi	60 - 90	70 - 125	95 - 165	130 - 220	200 - 240
Glodalice	50 - 90	60 - 110	80 - 130	100 - 250	220 - 250
Brusilice	40 - 60	50 - 80	70 - 95	85 - 105	100 - 110

Tabela 5.4. Približne vrijednosti koeficijenata raspona

Tip	Preciznost obrade ili krutost vratila	Koeficijent prepusta kod prednjeg ležaja K_a	Koeficijent međurastojanja između ležajeva K_b
I	Visoka	0.60 - 1.50	3.70 - 1.25
II	Srednja	1.25 - 2.50	1.50 - 0.70
III	Niska	2.50 - 5.00	0.70 - 0.30

3.1.4. Karakteristični prečnici na glavnom vretenu, mogu se u predprojektu usvojiti na sljedeći način:

- ✓ Usvaja se spoljašnji prečnik na osloncu A: $D_A = 90$ [mm]
- ✓ Prečnik srednjeg dijela glavnog vretena: $D_S = 0.9 \cdot D_A = 0.9 \cdot 90 \approx 85$ [mm]
- ✓ Prečnik vretena na zadnjem osloncu - osloncu B: $D_B = 0.9 \cdot D_S = 0.9 \cdot 85 \approx 75$ [mm]

3.1.5. Veličine prepusta zavise od preuzetih koeficijenata.

- ✓ Rastojanje između oslonaca: **b = 400 mm**
- ✓ Maksimalni dozvoljeni prepust pri razmatranim režimima rezanja: **a = 120 mm**
- ✓ Prepust na strani remenog prenosnika: **c = 60 mm**

3.1.6. Konstrukcija glavnog vretena se razmatra za različite izvedbe sklopa glavnog vretena:

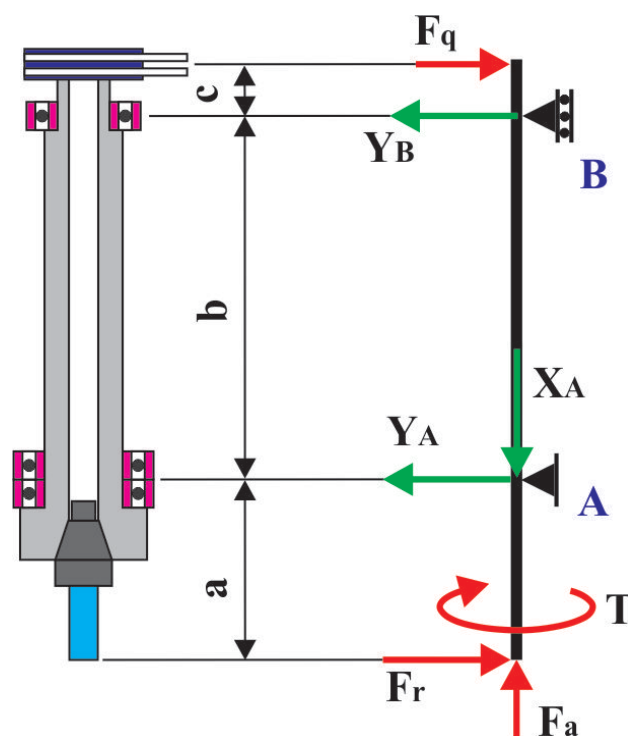
- ✓ Bira se: **Glavno vreteno sa remenim prenosnikom na konzolnom prepustu**

3.2. OTPORI U OSLONCIMA GLAVNOG VRETENA

3.2.1. Sila kojom remen pritiska vratilo, prema priručniku:

$$F_q = 1.5 \cdot C_A \frac{2 \cdot T}{d_w} = 1.5 \cdot 1.15 \cdot \frac{2 \cdot 100000}{100} = 3500 \text{ [N]}$$

3.2.2. Otpori oslonaca za konstrukciju sa konzolno postavljenim remenim prenosnikom:



Slika 5.12. Šema opterećenja vratila sa konzolno postavljenim remenim prenosom

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0 \quad F_a - X_A = 0$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0 \quad -F_r + Y_A + Y_B - F_q = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_A = 0 \quad F_r \cdot a + Y_B \cdot b - F_q \cdot (b+c) = 0$$

- Za prikazani smjer djelovanja sile rezanja:

$$X_A = F_a = 5150 \text{ [N]}$$

$$Y_B = \frac{F_q \cdot (b + c) - F_r \cdot a}{b} = \frac{3500 \cdot (400 + 60) - 6500 \cdot 120}{400} = 2075 \text{ [N]}$$

$$Y_A = F_r + F_q - Y_B = 6500 + 3500 - 2075 = 7925 \text{ [N]}$$

- Za suprotni smjer djelovanja sile rezanja:

$$Y_B = \frac{F_q \cdot (b + c) - F_r \cdot a}{b} = \frac{3500 \cdot (400 + 60) - (-6500) \cdot 120}{400} = 5975 \text{ [N]}$$

$$Y_A = F_r + F_q - Y_B = -6500 + 3500 - 5975 = -8975 \text{ [N]}$$

3.2.3. Maksimalni momenti savijanja:

Evidentno je da je najveći moment savijanja u osloncu A:

$$M_{\max} = M_{SA}^l = -F_r \cdot a = -6500 \cdot 120 = 780000 \text{ [Nmm]}$$

3.2.4. Ekvivalentni moment savijanja, moment koji uzima naprezanje na uvijanje:

$$M_i = \sqrt{M_{\max}^2 + \left(\frac{\alpha_o}{2} \cdot T\right)^2} = \sqrt{780000^2 + \left(\frac{1.07}{2} \cdot 100000\right)^2} = 781833 \text{ [Nmm]}$$

gdje je: $\alpha_o = \frac{\sigma_{D(-)}}{\tau_{D(0)}} = \frac{320}{300} = 1.07$ koeficijent ekvivalencije napona

3.2.5. Ugib glavnog vretena na prepustu, za maksimalnu vrijednost sile rezanja:

$$y_{gv} = \frac{F_r \cdot a^3}{3 \cdot I_x \cdot E} + \frac{F_r \cdot b \cdot a^2}{3 \cdot I_x \cdot E} - \frac{F_q \cdot b^2 \cdot a}{6 \cdot I_x \cdot E} \cdot \left(\frac{b-c}{b}\right) \cdot \frac{c}{b} \cdot \left(1 + \frac{c}{b}\right) = 0.027 \text{ mm}$$

gdje je:

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

3.3. PROVJERA OPTEREĆENJA GLAVNOG VRETENA

3.3.1. Provjera vratila s obzirom na savijanje:

$$\text{Dozvoljeni napon na savijanje: } \sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(-1)}}{S} = \frac{320}{3.5} = 91 \quad [\text{N/mm}^2]$$

$$\text{Jednačina savijanja je } \sigma_{doz} \geq \frac{M_s}{W_x} \text{ iz čega slijedi } W_x \geq \frac{M_s}{\sigma_{doz}}$$

$$\text{Otporni moment poprečnog presjeka } W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Zamjenom se dobija:

$$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{M_s}{\sigma_{doz}}$$

uvrštavanjem vrijednosti

$$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - 32^4}{D} \geq \frac{781833}{91}$$

dobija se nejednačina:

$$D^4 - 87513 \cdot D - 1048576 \geq 0$$

Rješenje nejednačine je približno $D \geq 47.85$ [mm] **što zadovoljava!**

3.3.2. Provjera vratila s obzirom na uvijanje:

$$\text{Napon na uvijanje je } \frac{T}{W_p} \leq \tau_{doz} \text{ iz čega slijedi } W_p \geq \frac{T}{\tau_{doz}}$$

$$\text{Otporni polarni moment poprečnog presjeka glavnog vretena: } W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

$$\text{Dozvoljeni napon na uvijanje: } \tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{S} = \frac{300}{3.5} = 85 \quad [\text{N/mm}^2]$$

Zamjenom veličina dobija se nejednačina:

$$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{T}{\tau_{doz}}$$

Uvrštavanjem veličina:

$$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - 32^4}{D} \geq \frac{100000}{85}$$

dobija se nejednačina:

$$D^4 - 5992 \cdot D - 1048576 \geq 0$$

Rješenje nejednačine je približno $D \geq 33.45$ [mm] **što zadovoljava!**

3.3.3. Provjera vratila s obzirom na pritisak:

Napon na pritisak je $\frac{F_a}{A} \leq \sigma_{doz}$ iz čega slijedi $A \geq \frac{F_a}{\sigma_{doz}}$

Površina poprečnog presjeka glavnog vretena: $A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$

Dozvoljeni napon na pritisak: $\sigma_{doz} = \frac{\sigma_{D(0)}}{S} = \frac{400}{3.5} = 115 \quad [\text{N/mm}^2]$

Zamjenom veličina dobija se nejednačina:

$$\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \geq \frac{F_a}{\sigma_{doz}}$$

Uvrštavanjem veličina:

$$\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - 32^2) \geq \frac{5150}{115}$$

dobija se nejednačina:

$$D \geq \sqrt{1081}$$

Rješenje nejednačine je približno $D \geq 32.88 \quad [\text{mm}]$ **što zadovoljava!**

3.3.4. Provjera deformisanja vratila s obzirom na pritisak:

Aksijalna krutost gleavnog vretena računa se za veličinu prepusta jer je oslonac A nepokretan.

Jednačina za deformaciju: $\Delta l = \frac{F_a \cdot l}{A \cdot E}$

Površina poprečnog presjeka: $A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$

Uvrštavanjem veličina dobije se

$$\Delta l = \frac{4 \cdot F_a \cdot a}{\pi \cdot E \cdot (D^2 - d^2)}$$

zamjenom vrijednosti dobija se veličina aksijalnog pomjeranja:

$$\Delta l = \frac{4 \cdot 5150 \cdot 120}{\pi \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot (90^2 - 32^2)} = 0.0005 \quad [\text{mm}]$$

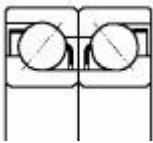
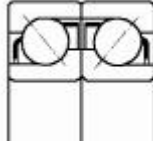
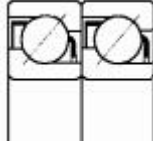
Aksijalna deformacija glavnog vretena je jako mala **što zadovoljava!**

3.4. IZBOR ULEŽIŠTENJA GLAVNOG VRETENA

3.4.1. Izbor tipa uležištenja

Bira se: **tandem ugradnja**



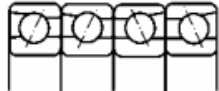

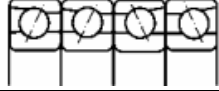

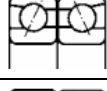





Tabela 5.8. Princip rasporeda više ležajeva na osloncu [15]

Principi ugradnje više ležajeva na jednom osloncu			
Način ugradnje			
Naziv	O raspored	X raspored	Tandem raspored
Karakteristike	Prenos aksijalne sile u oba pravca		Prenos aksijalne sile samo u jednom pravcu

3.4.2. Izbor sistema uležištenja

Bira se: **sistem C**

Tabela 5.9. Izbor sistema uležištenja [5]

Tip	Prednje nepokretno uležištenje	Zadnje pokretno uležištenje	Velike brzine	Tačnost u radu	Krutost	Radni vijek
A			+	++	+++	+++
B			++	+++	++	++
C			++	+++	++	++
D			+++	+++	+	+
D			+++	+++	+	+
E			++++	+++	-	-

3.4.3. Izbor ležaja na nepokretnom osloncu A:

- **Tip ležaja**, bira se na osnovu tipa opterećenja, a pošto se na mestu A javljaju radijalna i aksijalna sila, bira se ležaj iz grupe radijalno-aksijalnih ležajeva:

✓ **Precizni kuglični jednoredni ležaj sa kosim dodirom 25° montiran u TANDEMU, proizvođača SKF**

Tabela 5.11. Precizni jednoredni kuglični ležajevi sa kosim dodirom [15]

Precision angular contact ball bearings d 75 – 95 mm										
Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Fatigue load limit P_u	Calcula- tion factor f_0	Speed ratings Lubrication grease oil spot		Mass	Designation
d	D	B	C	C_0	N	–	r/min	–	kg	–
mm	mm	mm	mm	mm	N	–	r/min	–	kg	–
75	105	16	35 800	37 500	1 560	16	12 000	19 000	0,35	71915 CD
	105	16	33 800	35 500	1 500	–	10 000	17 000	0,35	71915 ACD
	115	20	52 700	49 000	2 080	16	11 000	18 000	0,62	7015 CD
	115	20	49 400	46 500	1 960	–	9 500	16 000	0,62	7015 ACD
	130	25	83 200	69 500	2 900	15	10 000	17 000	1,20	7215 CD
	130	25	79 300	67 000	2 800	–	9 000	15 000	1,20	7215 ACD
80	110	16	36 400	39 000	1 660	16	11 000	18 000	0,37	71916 CD
	110	16	21 200	20 800	880	11	15 000	24 000	0,36	71916 CE
	110	16	34 500	36 500	1 560	–	9 500	16 000	0,37	71916 ACD
	125	22	65 000	61 000	2 550	16	10 000	17 000	0,85	7016 CD
	125	22	34 500	30 500	1 270	11	14 000	22 000	0,82	7016 CE
	125	22	62 400	58 500	2 450	–	9 000	15 000	0,85	7016 ACD
85	140	26	97 500	81 500	3 350	15	9 500	16 000	1,45	7216 CD
	140	26	92 300	78 000	3 200	–	8 500	14 000	1,45	7216 ACD
	120	18	46 200	48 000	2 040	16	10 000	17 000	0,53	71917 CD
	120	18	43 600	45 500	1 930	–	9 000	15 000	0,53	71917 ACD
	130	22	67 600	65 500	2 650	16	9 500	16 000	0,89	7017 CD
	130	22	63 700	62 000	2 500	–	8 500	14 000	0,89	7017 ACD
90	150	28	99 500	88 000	3 450	15	9 000	15 000	1,80	7217 CD
	150	28	95 600	85 000	3 350	–	8 000	13 000	1,80	7217 ACD
	125	18	47 500	51 000	2 080	16	9 500	16 000	0,55	71918 CD
	125	18	29 100	29 000	1 180	11	13 000	20 000	0,53	71918 CE
	125	18	44 200	48 000	1 960	–	8 500	14 000	0,55	71918 ACD
	140	24	79 300	76 500	3 000	16	9 000	15 000	1,15	7018 CD
95	140	24	44 200	40 000	1 560	11	12 000	19 000	1,10	7018 CE
	140	24	74 100	72 000	2 850	–	8 000	13 000	1,15	7018 ACD
	160	30	127 000	112 000	4 250	15	8 500	14 000	2,25	7218 CD
	160	30	121 000	106 000	4 050	–	7 500	12 000	2,25	7218 ACD
	130	18	49 400	55 000	2 200	16	9 000	15 000	0,58	71919 CD
	130	18	46 200	52 000	2 080	–	8 500	14 000	0,58	71919 ACD
95	145	24	81 900	80 000	3 100	16	8 500	14 000	1,20	7019 CD
	145	24	76 100	76 500	2 900	–	8 000	13 000	1,20	7019 ACD
	170	32	138 000	120 000	4 400	15	8 000	13 000	2,70	7219 CD
	170	32	133 000	114 000	4 250	–	7 500	12 000	2,70	7219 ACD

- **Faktor vrste kotrljajnih tela α**

Obzirom da je riječ o prstenastom jednoreznom ležaju sa kotrljajnim tijelima u obliku kuglica, tada je:

$$\alpha = 3$$

- **Broj časova rada L_h** , za alatnu mašinu iznosi $L = 15000 \dots 25000$ h, te se usvaja:

$$L = 15000 \text{ [h]}$$

- **Odnos aksijalne i radijalne sile:**

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{5150}{8975} = 0.57$$

- **Koeficijent aksijalnog i radijalnog opterećenja**

✓ Prema tipu ležaja očitava se vrijednost: **$e = 0.68$**

Prema navedenom odnosu aksijalne i radijalne komponente sile i tipa ležaja, montiranja u tandemu, pošto je odnos sila **manji od e** , vrijednosti:

✓ Faktor radijalnog opterećenja: **$X = 1$**

✓ Faktor aksijalnog opterećenja: **$Y = 0$**

Tabela 5.10. Proračun ekvivalentnog opterećenja - SKF [15]

Equivalent dynamic bearing load For single row angular contact ball bearings arranged singly or paired in tandem	$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y	Y_0
$P = F_r$ when $F_a/F_r \leq e$ $P = XF_r + YF_a$ when $F_a/F_r > e$ The appropriate values for X and Y for the different contact angles will be found in Table 5 . When calculating bearing pairs, F_r and F_a represent the forces acting on the bearing pair.	Contact angle 15° (designation suffix CD and CE)				
	$\leq 0,178$	0,38	0,44	1,47	0,46
	0,357	0,40	0,44	1,40	0,46
	0,714	0,43	0,44	1,30	0,46
	1,07	0,46	0,44	1,23	0,46
	1,43	0,47	0,44	1,19	0,46
	2,14	0,50	0,44	1,12	0,46
	3,57	0,55	0,44	1,02	0,46
	$\geq 5,35$	0,56	0,44	1,00	0,46
	Contact angle 25° (designation suffix ACD)				
–	0,68	0,41	0,87	0,38	

- **Ekvivalentno dinamičko opterećenje na osloncu A**

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 8975 + 0 \cdot 5138 = 8975 \text{ [N]}$$

- **Potrebna dinamička nosivost ležaja na osloncu A**

$$C_A \geq F \cdot \alpha \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \geq 8.975 \cdot 3 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 15000}{10^6}} \geq 187 \text{ [kN]}$$

- **Provjera dinamičke nosivosti i izbor broja ležajeva**

Bira se ležaj: **7218 ACD - proizvođača SKF**

- ✓ Širina ležaja $B = 30$ mm; vanjski prečnik $D = 160$ mm
- ✓ Područije broja obrtaja: $n_{\max} < 12000 \text{ min}^{-1}$, što odgovara!
- ✓ Dinamička nosivost ležaja: $C = 121 \text{ kN}$

Kako dinamička nosivost jednog ležaja nije dovoljna, ugrađuje se više ležajeva (**broj ležajeva - i**), pri čemu se nosivost računa: $C_n = i^{0.7} \cdot C$, pa je broj potrebnih ležajeva:

$$i \geq \sqrt[0.7]{\frac{C_A}{C}} = \sqrt[0.7]{\frac{187}{121}} = 1.86, \text{ na osnovu čega se usvaja } i = 2 \text{ ležaja u tandemu}$$

3.4.4. Izbor ležaja na pokretnom osloncu B:

- **Tip ležaja**, bira se na osnovu tipa opterećenja, a pošto se na mestu B javljaju sile, bira se ležaj iz grupe radijalno ležajeva:

✓ **Jednoredni valjčasti ležaj sa konusnim provrtom tipa NU**

- **Faktor vrste kotrljajnih tela α**

Obzirom da je riječ o prstenastom jednorednom ležaju sa kotrljajnim tijelima u obliku kuglica, tada je:

$$\alpha = 3.33$$

- **Broj časova rada L_h se usvaja kao i za prednji ležaj:**

$$L = 15000 \text{ [h]}$$

- **Odnos aksijalne i radijalne sile** (kao radijalna sila može se uzeti težina konstrukcije):

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{1000}{5975} = 0.17$$

gdje je $F_{aB} = 1000 \text{ N}$ - težina vratila sa remenicom

- **Koeficijent aksijalnog i radijalnog opterećenja**

Iz tablice se očitavaju vrijednosti:

- ✓ Koeficijent radijalnog opterećenja: **X = 1**
- ✓ Koeficijent aksijalnog opterećenja: **Y = 0**

• **Ekvivalentno dinamičko opterečenje na osloncu B:**

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 5700 + 0 \cdot 1000 = 5975 \quad [\text{N}]$$

Tabela 5.12. Jednoredni valjčasti ležaj sa konusnim provrtom [15]

Page 3			Page 16			Single row cylindrical roller bear d 65 – 75 mm				
Type NU			Type NJ			Type NUP			Type N	
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass Bearing with standard cage	Designations Bearing with standard cage	Alternative standard cage design
d	D	B	C	C_0		Reference speed	Limiting speed			
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
65 cont.	140	33	212	196	25,5	5 300	5 600	2,28	NU 313 ECP	J, M, ML
	140	33	212	196	25,5	5 300	5 600	2,30	NJ 313 ECP	J, M, ML
	140	33	212	196	25,5	5 300	5 600	2,35	NUP 313 ECP	J, ML
	140	33	212	196	25,5	5 300	5 600	2,25	N 313 ECP	M
	140	48	285	290	38	5 300	5 600	3,30	NU 2313 ECP	ML
	140	48	285	290	38	5 300	5 600	3,35	NJ 2313 ECP	ML
	140	48	285	290	38	5 300	5 600	3,45	NUP 2313 ECP	ML
	160	37	183	190	24	4 800	5 600	3,60	NU 413	–
160	37	183	190	24	4 800	5 600	3,65	NJ 413	–	
70	110	20	76,5	93	12	6 300	7 000	0,62	NU 1014 ECP	–
	125	24	137	137	18	6 000	6 300	1,15	NU 214 ECP	J, M, ML
	125	24	137	137	18	6 000	6 300	1,15	NJ 214 ECP	J, M, ML
	125	24	137	137	18	6 000	6 300	1,20	NUP 214 ECP	M, ML
	125	24	137	137	18	6 000	6 300	1,15	N 214 ECP	–
	125	31	180	193	25,5	6 000	6 300	1,55	NU 2214 ECP	J, M, ML
	125	31	180	193	25,5	6 000	6 300	1,55	NJ 2214 ECP	M, ML
	125	31	180	193	25,5	6 000	6 300	1,55	NUP 2214 ECP	M, ML
	150	35	236	228	29	4 800	5 600	2,75	NU 314 ECP	J, M, ML
	150	35	236	228	29	4 800	5 600	2,80	NJ 314 ECP	J, M, ML
	150	35	236	228	29	4 800	5 600	2,85	NUP 314 ECP	M, ML
	150	35	236	228	29	4 800	5 600	2,75	N 314 ECP	M
	150	51	315	325	41,5	4 800	5 600	4,00	NU 2314 ECP	ML
	150	51	315	325	41,5	4 800	5 600	4,05	NJ 2314 ECP	ML
	150	51	315	325	41,5	4 800	5 600	4,15	NUP 2314 ECP	ML
	180	42	229	240	30	4 300	5 000	5,25	NU 414	–
180	42	229	240	30	4 300	5 000	5,35	NJ 414	–	
75	115	20	58,3	71	8,5	6 700	10 000	0,74	NU 1015 ML	–
	130	25	150	156	20,4	5 600	6 000	1,25	NU 215 ECP	J, M, ML
	130	25	150	156	20,4	5 600	6 000	1,30	NJ 215 ECP	J, M, ML
	130	25	150	156	20,4	5 600	6 000	1,30	NUP 215 ECP	M, ML
	130	25	150	156	20,4	5 600	6 000	1,25	N 215 ECP	–
	130	31	186	208	27	5 600	6 000	1,60	NU 2215 ECP	J, ML
	130	31	186	208	27	5 600	6 000	1,60	NJ 2215 ECP	J, ML
	130	31	186	208	27	5 600	6 000	1,65	NUP 2215 ECP	J, ML

- **Potrebna dinamička nosivost ležaja na osloncu B**

$$C_B \geq F \cdot \alpha \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \geq 5.975 \cdot 3.33 \sqrt{\frac{60 \cdot 10000 \cdot 15000}{10^6}} \geq 92 \text{ [kN]}$$

- **Provjera dinamičke nosivosti i izbor broja ležajeva**

Bira se ležaj: **NUP 215 ECP - proizvođača SKF**

- ✓ Širina ležaja B = 25 mm; vanjski prečnik D = 130 mm
- ✓ Područije broja obrtaja: $n_{\max} < 6700 \text{ min}^{-1}$, što granično odgovara!
- ✓ Dinamička nosivost ležaja: **C = 150 kN**, što odgovara!

3.4.5. Deformacija sistema uležištenja

Iskazuje se kroz odstupanje osnih linija neopterećenog i opterećenog glavnog vretena na prepustu (y_{ul}):

$$y_{ul} = \frac{F_r}{b^2} \cdot \left[\frac{(a+b)^2}{C_p} + \frac{a^2}{C_z} \right] = \frac{6500}{400^2} \cdot \left[\frac{(120+400)^2}{427380} + \frac{120^2}{175735} \right] = 0.029 \text{ [mm]}$$

pri čemu je:

$$\delta_r = \frac{0.48 \cdot F_r^{0.893}}{d^{0.815}} \text{ [}\mu\text{m]} - \text{radijalna deformacija ležajeva za jedan ležaj}$$

koja za uležištenja iznosi:

$$\delta_{rA} = \frac{0.48 \cdot F_{rA}^{0.893}}{d_A^{0.815}} = \frac{0.48 \cdot 8975^{0.893}}{90^{0.815}} = 41.6 \text{ [}\mu\text{m]}$$

$$\delta_{rB} = \frac{0.48 \cdot F_{rB}^{0.893}}{d_B^{0.815}} = \frac{0.48 \cdot 5975^{0.893}}{75^{0.815}} = 33.5 \text{ [}\mu\text{m]}$$

Na osnovu radijalne deformacije, mogu se izračunati krutosti ležajeva:

$$C_L = \frac{F_r}{\delta_r}$$

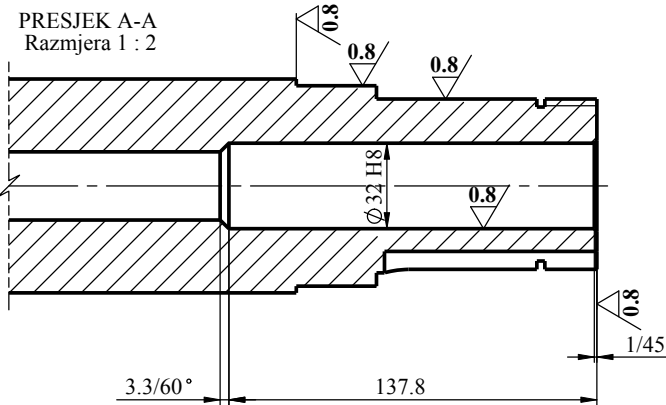
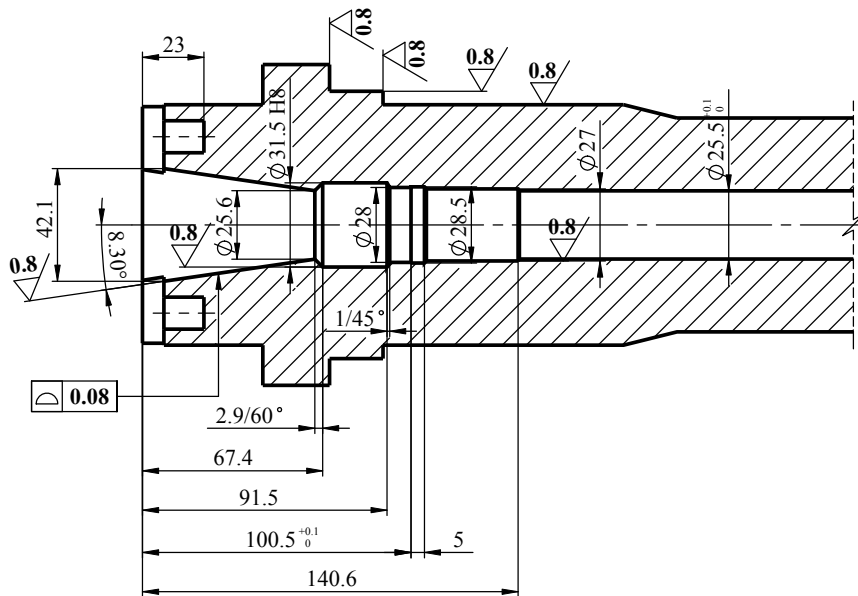
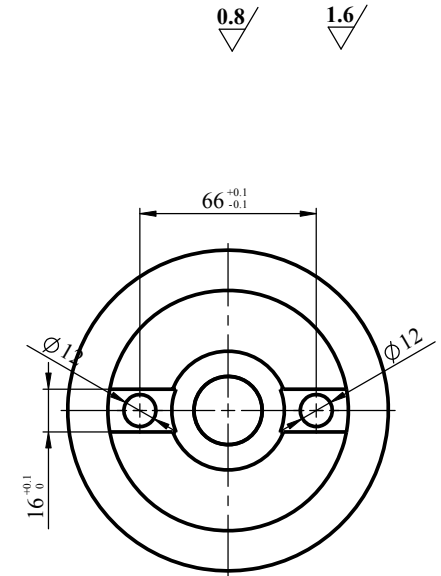
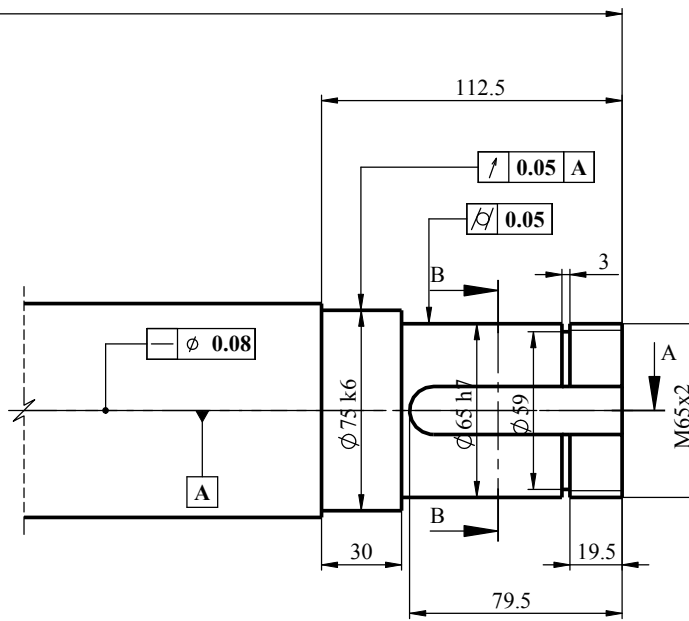
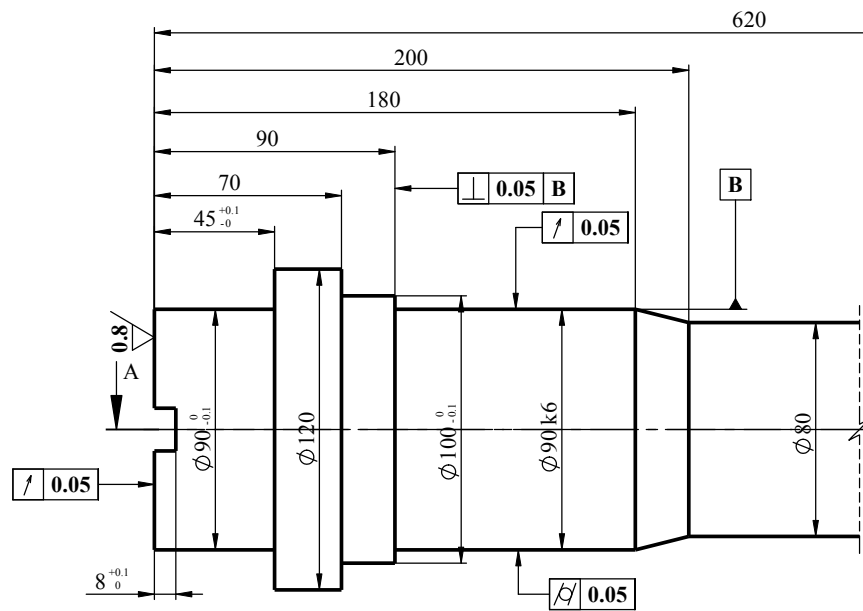
pa će krutosti ležajeva iznositi:

$$C_{LA} = \frac{F_{rA}}{\delta_{rA}} = \frac{8975}{0.042} = 213690 \text{ [N/mm]}$$

$$C_{LB} = \frac{F_{rB}}{\delta_{rB}} = \frac{5975}{0.034} = 175735 \text{ [N/mm]}$$

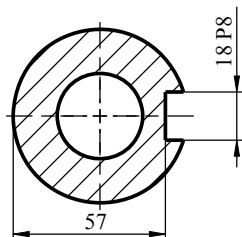
Dok će ukupna krutosti uležištenja A iznositi:

$$C_{UA} = i \cdot C_{UB} = 2 \cdot 213690 = 427380 \text{ [N/mm]}$$



Ø 31.5 H8	+0.039
	0.000
Ø 32 H8	+0.039
	0.000
Ø 32 k6	+0.018
	+0.002
Ø 75 k6	+0.021
	+0.002
18 P8	-0.032
	-0.078
Ø 65 h7	0.000
	-0.030

Nenaznačene ivice obriti 0.5/45°



PRESJEK B-B
Razmjera 1 : 2

Tolerancija slobodnih mjera: ISO 2768-1		Površinska hrapavost: Ra 0.8; Ra 1.6		Površinska zaštita:	
Materijal: Č.4320 (EN 19MnCr5)				Termička obrada: Cementirati 0.5 mm (procedura 11/E3)	
Masa:		Razmjera:		2:1	
Datum: 07.03.2014.		Naziv: GLAVNO VRETENO		List:	
Obradio: Marko Marković		Standard: Mr Branislav Sredanović		Oznaka: Vježbe iz Obradnih sistema za rezanje	
Izmjene:		Datum:		Izvođač: Zamjena za:	
Datum:		Ime:		L:	



4. KONFIGURISANJE MODULA POMOĆNOG KRETANJA

4.1. IZBOR I PRORAČUN VOĐICA

4.1.1. Oblik vođica je prvi korak u izboru vođica je izbor oblika kliznih vođica, prema zahtjevima u pogledu pokretljivosti i bočnog zazora. Klizne - za mašine normalne preciznosti ($> 0,001$ mm) i veće snage (> 3 kW). Kotrljajne - za mašine povišene preciznosti ($< 0,001$ mm) i manje snage (< 3 kW)

✓ Bira se: **klizne vođice - pravugaoni oblik**

4.1.2. Izbor nazivne mjere vođice je drugi korak u izboru vođica, koja se može usvojiti prema potrebnoj širini modula X za linearno pomoćno kretanje:

$$M_{vođica} = \frac{Y_S}{25} = \frac{550}{25} = 22$$

usvajanjem prve veće dobija se nazivna mjera $M_{vođica} = 25$

Tabela 6.1. Osnovne mjere kliznih vođica [6]

Trouglaste vođice																		
H	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250	320
H₁	$\approx 2H$; $\approx (2.2 \text{ do } 2.3)H$; $\approx (2.5 \text{ do } 2.7)H$;											-						
b	$\approx 0.2H$											$\approx 0.16H$				$\approx 0.12H$		
h	$H + 1$			$H + 2$			$H + 3$		$H + 4$			$H + 5$						
R	0.3	0.5	1	1.5	2	3	4			5								

Kvadratne vođice																	
H	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100				
B	$\approx (1.5 \text{ do } 1.7)H$; $\approx 2H$; $\approx 2.5H$; $\approx (3 \text{ do } 3.2)H$; $\approx 4H$;																
m	$\approx 0.4H$; $\approx 5H$; $\approx 6H$;																
b	$\approx 0.3H$						$\approx 0.25H$; $\approx 0.3H$										
b₁	$\approx 0.3H$	$\approx 0.25H$	$\approx 0.25H$	$\approx 0.25H$	$\approx 0.25H$	$\approx 0.25H$	$\approx 0.3H$	$\approx 0.15H$		$\approx 0.2H$							
s	0.5						1										

4.1.3. Osnovne mjere vođice

$$H = 25 \text{ mm}$$

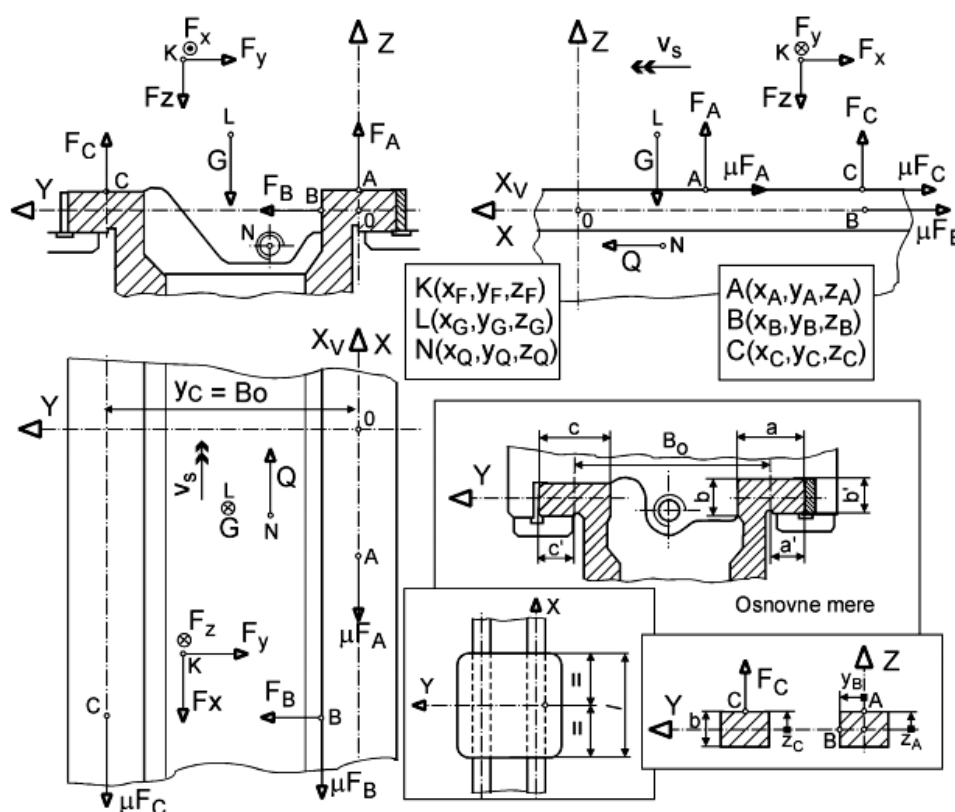
$$B = (2 \dots 2.5) \cdot H = 2 \cdot 25 = 50 \text{ mm}$$

$$m \approx 0.5 \cdot H = 0.5 \cdot 25 = 12.5 \text{ mm}$$

4.1.4. Materijal vođica:

✓ Bira se: **SL200**

4.1.5. Opterećenja vođica se proračunavaju na osnovu oblika konstrukcije, šeme opterećenja i rasporeda aktivnih opterećenja.



Slika 6.6. Raspored sila na vođicama [6]

4.1.6. Sile u pravcima osa:

Sila rezanja u pravcu X ose: $F_x = 6500 \text{ [N]}$

Sila rezanja u pravcu Y ose: $F_y = 6500 \text{ [N]}$

Sila rezanja u pravcu Z ose: $F_z = 5150 \text{ [N]}$

Težina radnog predmeta i stola: $G = 10000 \text{ [N]}$

- ✓ **Koordinate tačaka na vođicama** - regulisana strana je strana gdje se nalazi letva za poništavanje zazora i koja se smatra nepokretnim osloncem.

Y koordianata napadne tačke sile koja djeluje na sredini vođice na regulisanoj strani:

$$Y_A = 0$$

Z koordianata napadne tačke sile koja djeluje na sredini vođice na regulisanoj strani:

$$Z_A = H / 2 = 25 / 2 = 12.5 \text{ [mm]}$$

Y koordianata napadne tačke sile koja djeluje na unutrašnjem dijelu vođice na regulisanoj strani:

$$Y_B = B / 2 = 50 / 2 = 25 \text{ [mm]}$$

Z koordianata napadne tačke sile koja djeluje na unutrašnjem dijelu vođice na regulisanoj strani:

$$Z_B = 0$$

Y koordianata napadne tačke sile koja djeluje na sredini vođice na neregulisanoj strani:

$$Y_C = Y_S = 550 \text{ [mm]}$$

Z koordianata napadne tačke sile koja djeluje na sredini vođice na neregulisanoj strani:

$$Z_C = H / 2 = 25 / 2 = 12.5 \text{ [mm]}$$

- ✓ **Ostale poznate veličine su:**

Tačka djelovanja rezultujuće sile rezanja K (prema najdaljoj tački radnog prostora):

$$X_F = X_S = 700 \text{ [mm]}$$

$$Y_F = Y_S = 550 \text{ [mm]}$$

$$Z_F = Z_S = 550 \text{ [mm]}$$

Težišna tačka predmeta obrade L (ukoliko se obradak postavi na sredinu stola):

$$X_G = X_S / 2 = 700 / 2 = 350 \text{ [mm]}$$

$$Y_G = Y_S / 2 = 550 / 2 = 275 \text{ [mm]}$$

$$Z_G = Z_S / 2 = 550 / 2 = 275 \text{ [mm]}$$

Tačka djelovanja sila na zavojno vreteno N (ako je vreteno na sredini raspona i radnog stola):

$$X_Q = X_S / 2 = 700 / 2 = 350 \text{ [mm]}$$

$$Y_Q = Y_S / 2 = 550 / 2 = 275 \text{ [mm]}$$

$$Z_Q = - 100 \text{ [mm]} - \textit{procjenjena vrijednost}$$

- ✓ **Nepoznate veličine koje će se odrediti iz postavljenih uslova su:**

F_A, F_B, F_C - sile koje direktno djeluju na vođice

Q - sila na vučnom vretenu

X_A, X_B, X_C - koordinate djelovanja sila na vođicama

4.1.7. Uslovi ravnoteže prostornog sistema sila:

$$\Sigma F_{xi} = 0 \quad \mu \cdot F_A + \mu \cdot F_B + \mu \cdot F_C + F_x - Q = 0 \quad (1.1)$$

$$\Sigma F_{yi} = 0 \quad F_B - F_y = 0 \quad (1.2)$$

$$\Sigma F_{zi} = 0 \quad F_A + F_C - F_z - G = 0 \quad (1.3)$$

$$\Sigma M_{xi} = 0 \quad Y_C \cdot F_C + Z_F \cdot F_y - Y_F \cdot F_z - Y_G \cdot G = 0 \quad (1.4)$$

$$\Sigma M_{yi} = 0 \quad (X_A - \mu \cdot Z_A) \cdot F_A + (X_C - \mu \cdot Z_C) \cdot F_C - Z_Q \cdot Q - Z_F \cdot F_x - X_F \cdot F_z - X_G \cdot G = 0 \quad (1.5)$$

$$\Sigma M_{zi} = 0; \quad X_B \cdot F_B - \mu \cdot Y_B \cdot F_B - \mu \cdot Y_C \cdot F_C + Y_Q \cdot Q - Y_F \cdot F_x - X_F \cdot F_y = 0 \quad (1.6)$$

Dopunski uslov - krutost vođica srazmjerna je njihovoj efektivnoj širini, odnosno važi:

$$X_A \cdot F_A : a = X_C \cdot F_C : c \quad (1.7)$$

Rješavanjem sistema dobija se:

$$\text{Iz (1.2)} \rightarrow F_B = F_y = 6500 \text{ [N]}$$

$$\text{Iz (1.4)} \rightarrow F_C = \frac{Y_G \cdot G + Y_F \cdot F_z - Z_F \cdot F_y}{Y_C} = \frac{275 \cdot 10000 + 550 \cdot 5150 - 550 \cdot 6500}{550} = 3650 \text{ [N]}$$

$$\text{Iz (1.3)} \rightarrow F_A = F_z + G - F_C = 5150 + 10000 - 3650 = 11500 \text{ [N]}$$

$$\text{Iz (1.1)} \rightarrow Q = \mu \cdot F_A + \mu \cdot F_B + \mu \cdot F_C + F_x = 0.1 \cdot 11500 + 0.1 \cdot 6500 + 0.1 \cdot 3650 + 6500 = 8665 \text{ [N]}$$

$$\text{Iz (1.7)} \rightarrow X_A = \frac{a \cdot X_C \cdot F_C}{c \cdot F_A}$$

Uvrštavanjem u (1.5) dobije se:

$$X_C = \frac{\mu \cdot Z_A \cdot F_A + \mu \cdot Z_C \cdot F_C + Z_Q \cdot Q + Z_F \cdot F_x + X_F \cdot F_z + X_G \cdot G}{F_C \cdot \left(1 + \frac{a}{c}\right)}$$

$$X_C = \frac{0.1 \cdot 12.5 \cdot 11500 + 0.1 \cdot 12.5 \cdot 3650 + (-100) \cdot 8665 + 550 \cdot 6500 + 700 \cdot 5150 + 350 \cdot 10000}{3650 \cdot \left(1 + \frac{50}{50}\right)}$$

$$X_C = 1345 \text{ [mm]}$$

pa će na osnovu jednačine (1.7) biti:

$$X_A = \frac{a \cdot X_C \cdot F_C}{c \cdot F_A} = \frac{50 \cdot 1345 \cdot 3650}{50 \cdot 11500} = 427 \text{ [mm]}$$

Iz jednačine (1.6) slijedi da je:

$$X_B = \frac{\mu \cdot Y_B \cdot F_B + \mu \cdot Y_C \cdot F_C - Y_Q \cdot Q + Y_F \cdot F_x + X_F \cdot F_y}{F_B}$$

$$X_B = \frac{0.1 \cdot 25 \cdot 6500 + 0.1 \cdot 550 \cdot 3650 - 275 \cdot 8665 + 550 \cdot 6500 + 700 \cdot 6500}{6500} = 916 \text{ [mm]}$$

4.1.8. Raspodjela pritiska na vođicama se određuje na osnovu empirijskih obrazaca, na osnovu kojih se koriste odgovarajući kriterijumi provjere površinskog pritiska:

Ako je $|x_A, x_B, x_C| < L/6$ raspored je trapez, a provjera se vrši po kriterijumu: $p_{sr} \leq p_{srDoz}$

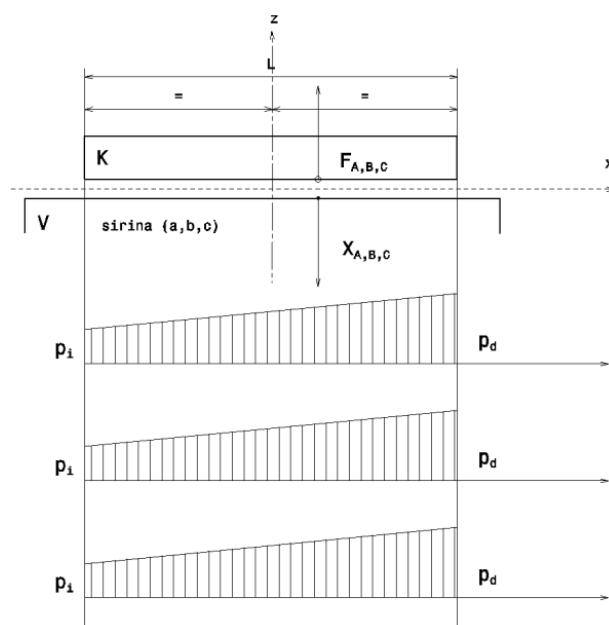
Ako je $|x_A, x_B, x_C| = L/6$ raspored je trougao, a provjera se vrši po kriterijumu: $p_{sr} \leq p_{srDoz}$

Ako je $|x_A, x_B, x_C| > L/6$ raspored je dva trougla, a provjera se vrši po kriterijumu: $p_{sr} \leq p_{maxDoz}$

gdje je:

$$L / 6 = 700 / 3 = 233,3 \text{ [mm]}$$

Pošto je: $(x_A, x_B, x_C) < L / 6$ raspodjela je trapez



Slika 6.7. Raspodjela pritiska na vođicama prikazana je na slici

4.1.9. Dimenzionisanje vođica od sivog liva SL200 vrši se na osnovu kriterijuma da je

$$p_{sr} \leq p_{maxDoz} == (10...15) \cdot 10^6 \text{ [Pa]}$$

Srednji pritisci za svaku od grana A, B, C su:

$$p_{srA} = \frac{F_A}{a \cdot L} = \frac{11500}{0,05 \cdot 0,7} = 3,2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < p_{maxDoz} \text{ - zadovoljava}$$

$$p_{srB} = \frac{F_B}{b \cdot L} = \frac{6500}{0,025 \cdot 0,7} = 3,8 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < p_{maxDoz} \text{ - zadovoljava}$$

$$p_{srC} = \frac{F_C}{c \cdot L} = \frac{3650}{0,05 \cdot 0,7} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} < p_{maxDoz} \text{ - zadovoljava}$$

4.2. IZBOR I PRORAČUN KUGLIČNOG ZAVOJNOG VRETENA

4.2.1. Izbor kugličnog vretena vrši se na osnovu preporuka proizvođača.

Tabela 6.2. Kuglično zavojno vreteno [6]

T3.1-1 Recirkulaciona zavojna vretena tip BNFN sa prednapregnutom dvodelnom navrtkom i pribornicom. (Izvor: THK)

Model BNFN

Model	Podaci o zavojnom vretenu							Mere navrtke										Mere završetka vretena					
	d	l	d_p	RxT	C_a	C_{0a}	N	D	D_1	L_1	H	B_1	PCD	d_1	d_2	h		L	l_0	l_1	l_2	d_3	d_4
BNFN 3210A-5	32	10	33.75	2x2.5	47.2	112.7	2350	74	108	190	15	175	90	9	14	8.5	M6	730	500	70	160	32	25.3
																		930	700				
																		1230	1000				
																		1430	1200				
																		1830	1600				
BNFN 4010-5	40	10	41.75	2x2.5	52.7	141.1	2650	82	124	193	18	175	102	11	17.5	11	M6	1730	1500	70	160	40	30.3
																		2030	1800				
																		2230	2000				
																		1300	1000				
																		1800	1500				
BNFN 5010-5	50	10	51.75	2x2.5	58.2	176.4	2890	93	135	193	18	175	113	11	17.5	11	PT1/8	1800	1500	100	200	50	40.3
																		2300	2000				
																		2600	2500				
																		1300	1000				
																		1800	1500				

Nazivni prečnik: $d = 40 \text{ mm}$

Standardna dužina neoslonjenog dijela mora biti veći od hoda X ose: $L_k = 1500 \text{ mm}$

4.2.2. Polazni podaci:

$$m = m_{sr} + m_{ob} = 500 + 500 = 1000 \text{ kg}$$

- masa pokretnih djelova

$$v_{max} = 0.5 \text{ m/s}$$

- maksimalna brzina

$$t_1 = 0,2 \text{ s}$$

- vrijeme ubrzanja

$$\mu = 0,1$$

- koeficijent trenja vođica

4.2.3. Kriterijum dozvoljene aksijalne sile koristi maksimalnu aksijalnu silu $F_{a_{max}}$

✓ **Ubrzanje:**

$$a_{max} = \frac{v_{max}}{t_1} = \frac{0,5}{0,2} = 2,5 \frac{m}{s^2}$$

✓ **Sila pri ubrzanju:**

$$F_{a1} = ma + \mu mg = 1000 \cdot 1,75 + 0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 2730 \text{ N}$$

✓ **Sila pri uniformnom kretanju:**

$$F_{a2} = \mu mg = 0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 981 \text{ N}$$

✓ **Sila pri usporavanju:**

$$F_{a3} = \mu mg - ma = 0,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 - 1000 \cdot 1,75 = -769 \text{ N}$$

✓ **Sila usred radnog opterećenja:**

$$F_R = \max(F_z, F_x, F_y) = 6500 \text{ N}$$

✓ **Maksimalna sila pritiska** – aksijalna sila na zavojnom vretenu je:

$$F_{amax} = F_{a1} + F_R = 2730 + 6500 = 9230 \text{ N}$$

✓ **Dozvoljena sila pritiska:**

$$F_{aDoz} = \frac{E \cdot d^4 \cdot \pi^3 \cdot f_k}{64 \cdot L_K^2} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 40^4 \cdot \pi^3 \cdot 4}{64 \cdot 1500^2} = 463027 \text{ N}$$

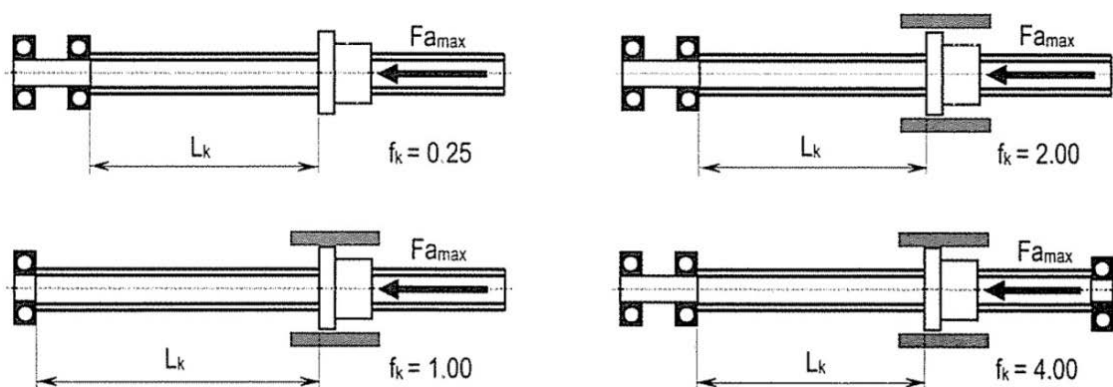
gdje je:

$E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ - Jangov modul elastičnosti

d - prečnik jezgra vretena

L_K - maksimalna neoslonjena dužina zavojnog vretena.

$f_k = 4$ - korekcionni faktor koji uzima u obzir tip uležištenja zavojnog vretena, za tip uležištenja sa 4 ležaja na obe strane vretena



© Lj.Lukić

Slika 6.10. Prikaz veličine korekcionog faktora s obzirom na tip uležištenja [1]

✓ **Provjera aksijalne sile**

$$F_{aDoz} = 463027 \text{ N} > F_{amax} = 9230 \text{ N}$$

Na osnovu provedenog proračuna i provjere zaključuje se da je maksimalna aksijalna sila na zavojnom vretenu znatno manja od dozvoljene vrijednosti.

4.2.4. Kriterijum graničnog broja obrtaja

✓ *Maksimalni broj okretaja zavojnog vretena*

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{p} = \frac{0,5}{0,01} = 50 \frac{o}{s} = 3000 \frac{o}{min}$$

gdje je:

$p = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$ - korak zavojnog vretena

✓ *Težina neoslonjenog dijela vretena:*

$$G_v = 9,81 \cdot \gamma \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot L_k = 9,81 \cdot 7500 \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot 1,5 = 140 \text{ N}$$

✓ *Izračunavanje graničnog broja obrtaja:*

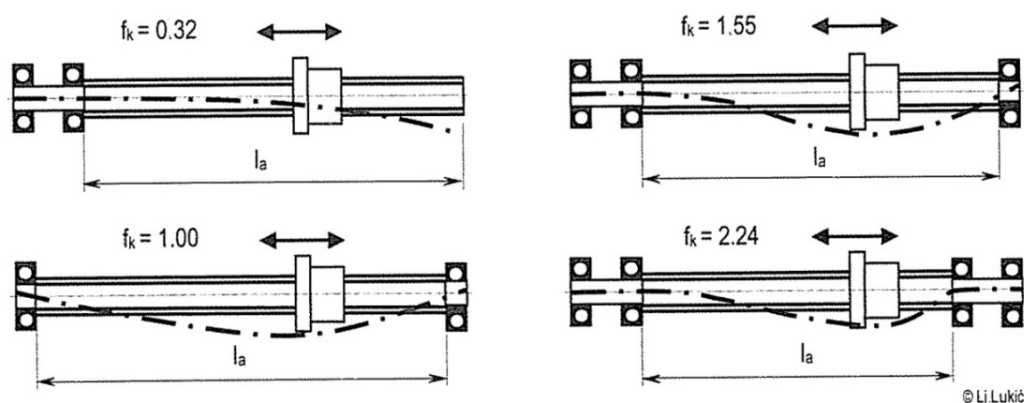
$$n_{gr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{E \cdot d^4 \cdot 10^4}{0,26 \cdot G_v \cdot L_k^3}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 40^4 \cdot 10^4}{0,26 \cdot 140 \cdot 1500^3}} = 1998 \frac{o}{min}$$

✓ *Dozvoljeni broj obrtaja:*

$$n_{doz} = 0,8 \cdot n_{gr} \cdot f_k = 0,8 \cdot 1998 \cdot 2,24 = 3580 \frac{o}{min}$$

gdje je:

$f_k = 2,24$ - korekcionni faktor koji uzima u obzir tip uležištenja zavojnog vretena, za tip uležištenja sa 4 ležaja na obe strane vretena



Slika 6.11. Korekcionni faktori koji uzimaju u obzir način ugradnje i tip uležištenja zavojnog vretena [1]

✓ *Provjera graničnog broja obrtaja:*

Na osnovu proračuna slijedi: $n_{max} = 3000 \text{ N} < n_{doz} = 3580 \text{ N}$ što zadovoljava!

4.2.5. Kriterijum krutosti

✓ *Dozvoljeno aksijalno opterećenje navrtke:*

$$F_{max} = \frac{C_{oa}}{f_s} = \frac{52700}{5} = 10540 \text{ N}$$

gdje je:

$C_a = 141 \text{ kN}$ - ukupna dinamička nosivost navrtke iz tabele

$f_s = 5$ - stepen sigurnosti, koji obuhvata uslove rada mašine (rad pod uticajem vibracija i udara)

✓ *Provjera krutosti*

$$F_{max} = 10540 \text{ N} > F_R = 6500 \text{ N} \quad \text{što zadovoljava!}$$

4.2.6. Kriterijum vijeka trajanja

✓ *Radni vijek prema ukupnom broju obrtaja:*

$$L_n = \left(\frac{2 \cdot C}{F_{a2} + F_R} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{2 \cdot 52700}{981 + 6500} \right)^3 \cdot 10^6 = 2,8 \cdot 10^9 \text{ obrtaja}$$

gdje je:

C (N) - dinamička krutost kugličnog zavojnog vretena

F_{a2} (N) - sila pri uniformnom kretanju radnog stola

F_R (N) - sila rezanja

✓ *Radni vijek prema ukupnom broju radnih sati:*

$$L_h = \frac{L_n}{60 \cdot n_m \cdot f_n} = \frac{2,8 \cdot 10^9}{60 \cdot 900 \cdot 1} = 51851 \text{ sat}$$

gdje je:

n_m (min^{-1}) - srednja vrijednost broja obrtaja (može se uzeti $n_m = n_{max} / 2$)

f_n (N) - stepen iskorišćenja kugličnog vretena

✓ *Provjera radnog vijeka kugličnog zavojnog vretena:*

Radni vijek za kuglična zavojna vretena se kreće u sljedećim granicama:

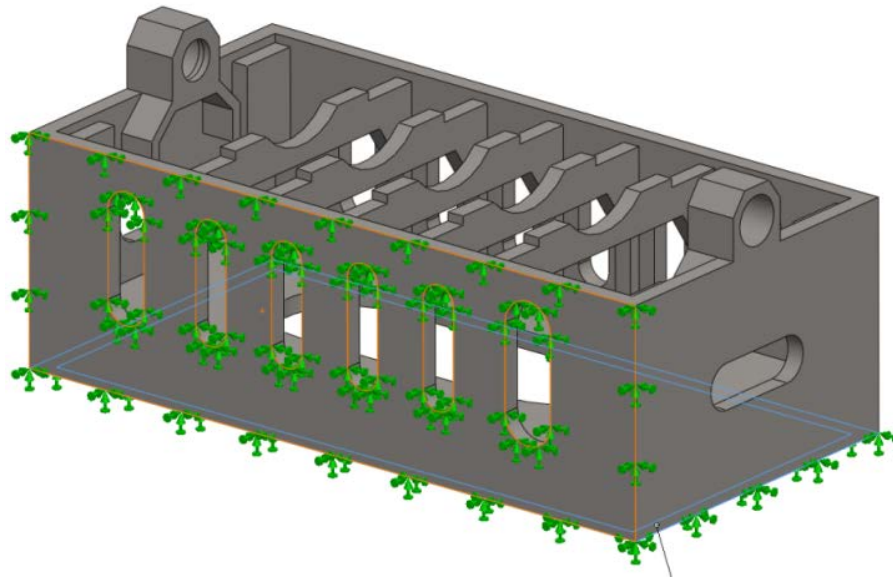
- Pri jednosmjernom opterećenju i punom iskorišćenju: $L_h = 10000 \dots 20000 \text{ h}$
- Pri dvosmjernom opterećenju i punom iskorišćenju: $L_h = 20000 \dots 40000 \text{ h}$

Na osnovu proračuna može se zaključiti da radni vijek kugličnog zavojnog vretena zadovoljava posavljene kriterijume!

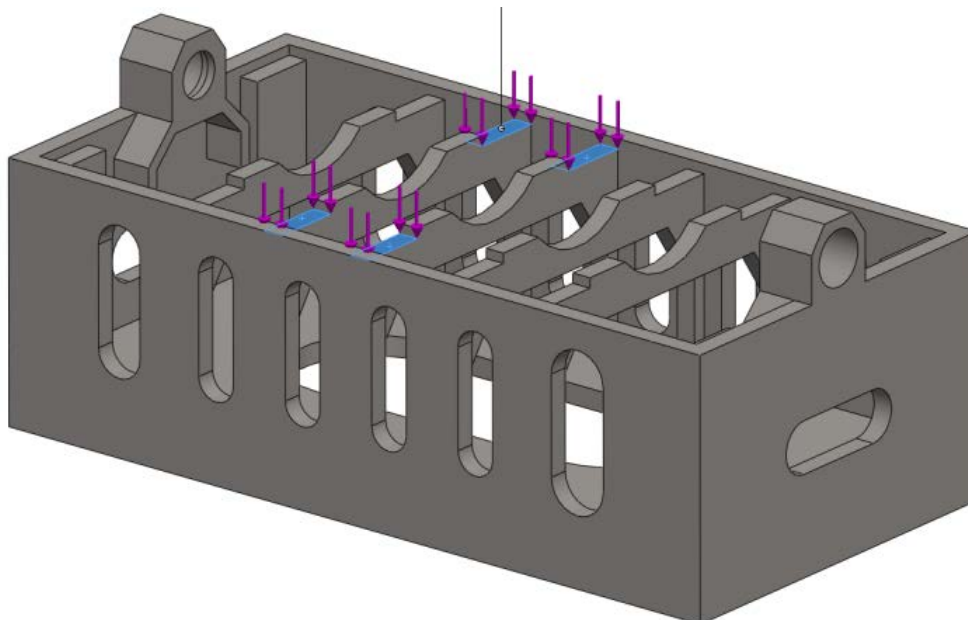
4.3. KONSTRUISANJE POSTOLJA X-OSE

4.3.1. Modeliranje napona i pomjeranja pomoću MKE:

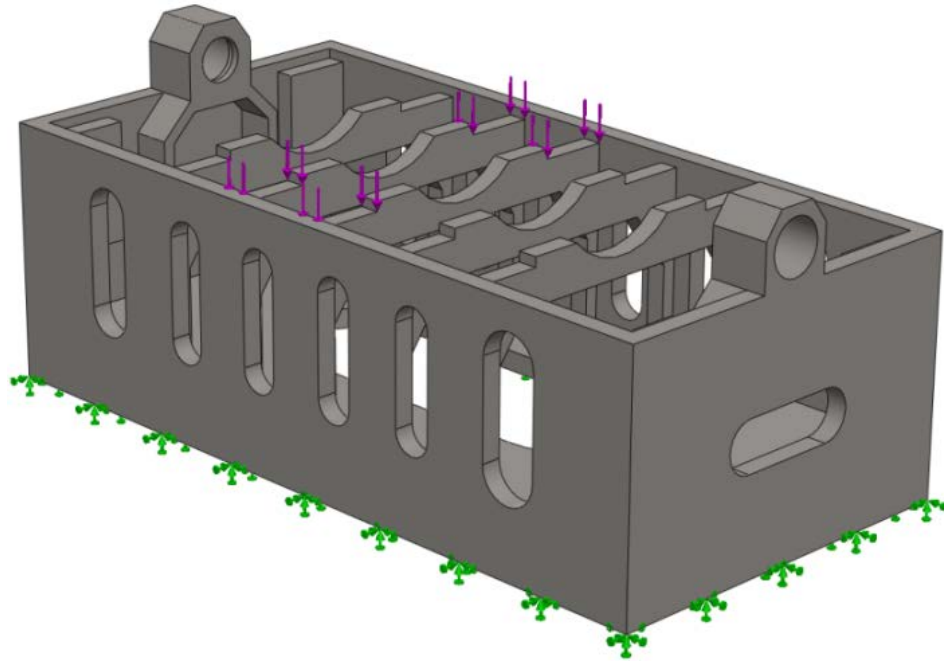
- Postolje se oslanja cijelom donjom stranom, pa je potrebno usvojiti fiksne oslonce:



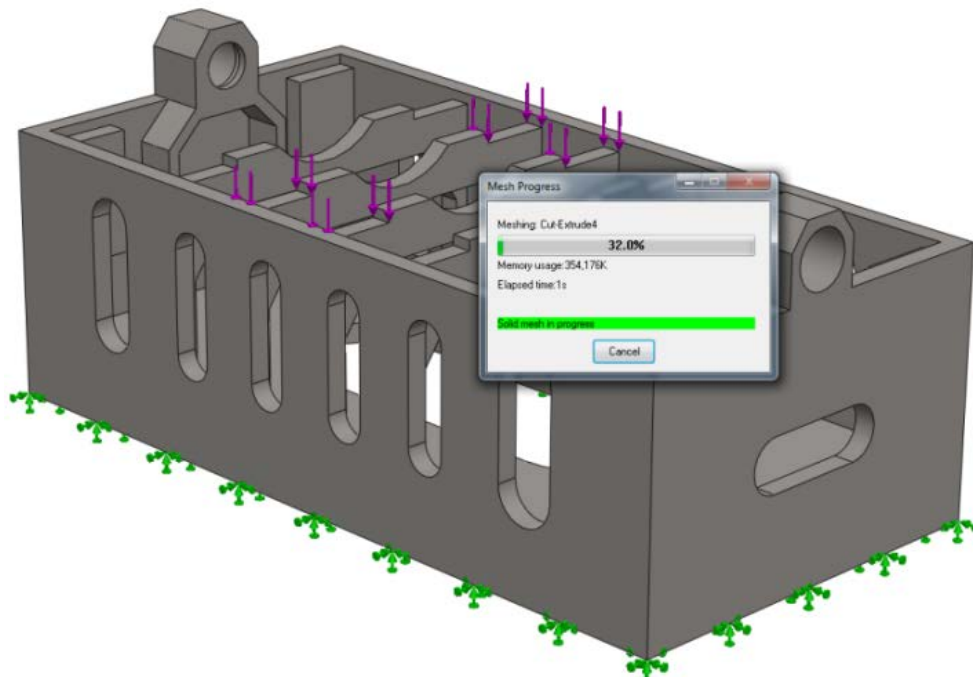
- Na širini stola vodica postavlja se ukupno opterećenje po osama:



- Definiše se veličina i tolerancija tetraedarskog konačnog elementa:



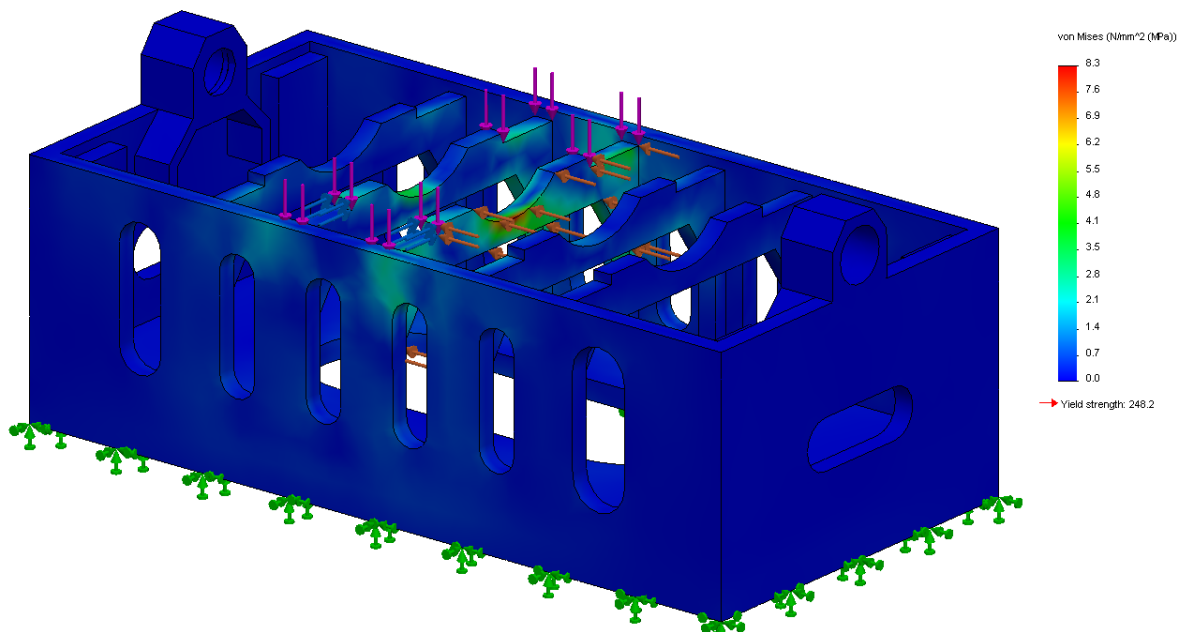
- Rješavanje matičnih jednačina:



4.3.2. Rezultati simulacije:

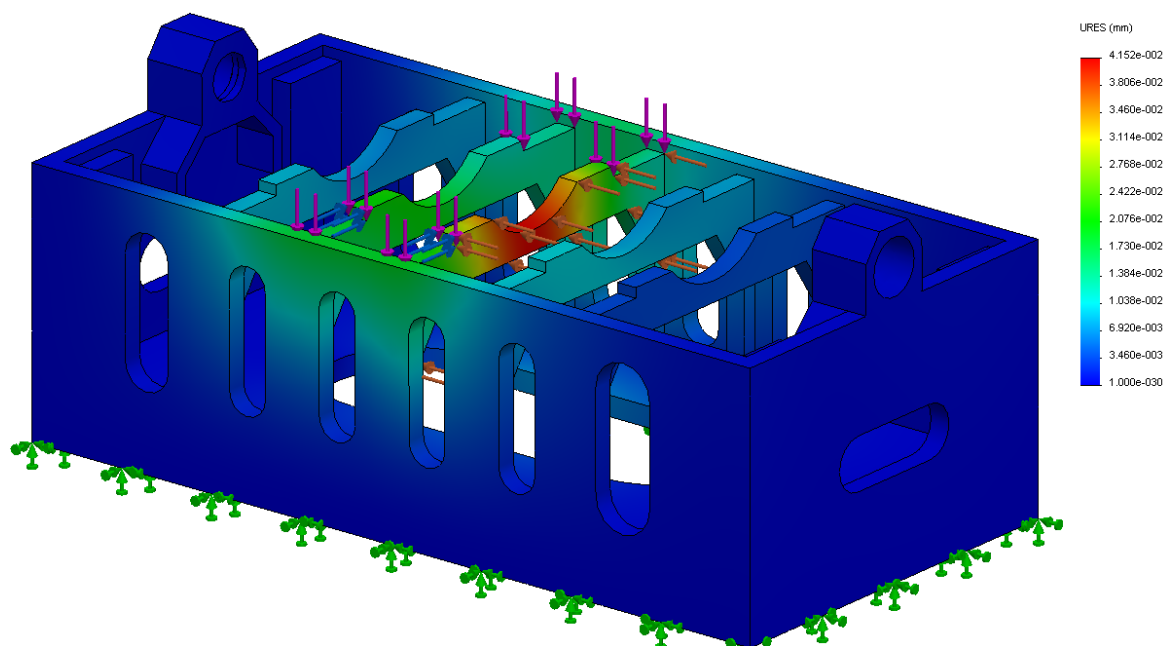
- **Maksimalni napon:**

Model name: Postoje X ose
Study name: Statika analiza
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 1



- **Maksimalno pomjeranje:**

Model name: Postoje X ose
Study name: Statika analiza
Plot type: Static displacement Displacement1
Deformation scale: 1



5. POGONI NA OBRADNOM CENTRU

5.1. IZBOR ELEKTROMOTORA GLAVNOG VRETENA

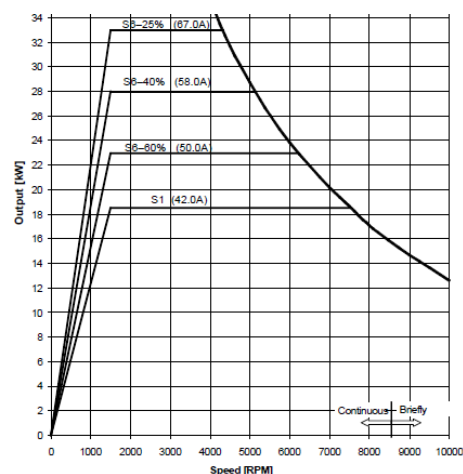
5.1.1. Ulazni podaci za izbor pogona glavnog vretena:

Tabela 7.3. Podaci potrebni za izbor pogona - preuzeto iz ranijeg proračuna

Karakteristika	Izvor	Vrijednost
Potrebna snaga	Proračun opterećenja	9.75 kW
Maksimalni moment	Proračun opterećenja	100 Nm
Broj obrtaja sa konstantnim momentom	Proračun opterećenja	716 o/min
Maksimalni broj obrtaja	Proračun opterećenja	9550 o/min

5.1.2. Izbor standardnog elektromotora:

- ✓ Proizvođač: SIEMENS
- ✓ Tip elektromotora: 1PH7
- ✓ Kataloška oznaka elektromotora: **1PH7135-2NFOC-OL**



Slika 7.17. Asihroni motor SIEMENS [18]

Tabela 7.4. Karakteristike izabranog asihronog elektromotora

Snaga (S1)	kW	18.5
Referentni broj obrtaja	min ⁻¹	1500
Moment (S1)	Nm	118
Maksimalni broj obrtaja	min ⁻¹	10000
Težina	kg	130
Moment inercije	kgm ²	0.109

5.2. IZBOR ELEKTROMOTORA ZA POGON X-OSE

5.2.1. Obrtni moment zavojnog vretena:

$$F_O = F_{a1} + F_R = F_{amax} = 9230 \text{ N}$$

5.2.2. Ugao uspona zavojaka na zavojnom vretenu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{p}{\pi \cdot d}\right) = \arctan\left(\frac{10}{\pi \cdot 40}\right) = 4,5 \text{ rad}$$

5.2.3. Ugao trenja:

$$\rho = \arctan(\mu) = \arctan(0,05) = 2,9 \text{ rad}$$

5.2.4. Obrtni moment zavojnog vretena:

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho) = 9230 \cdot \frac{0,04}{2} \cdot \tan(4,5 + 2,9) = 24 \text{ Nm}$$

5.2.5. Redukovani obrtni moment uslijed prenosnog odnosa:

$$M_M > M \cdot i > 24 \cdot 0,5 = 12 \text{ Nm}$$

5.2.6. Maksimalan obrtni moment elektromotora u dinamičkoj oblasti rada - za vrlo kratak vremenski interval od 200 ms za ubrzanje, u praksi se učetverostručuje:

$$M_{Mmax} = 4 \cdot M_M = 4 \cdot 12 = 48 \text{ Nm}$$

5.2.7. Maksimalni broj obrtaja motora - se računa na osnovu maksimalnog obrtaja zavojnog vretena:

$$n_{Mmax} = n_{max} \cdot i = 3000 \cdot 0,5 = 1500 \frac{o}{min}$$

5.2.8. Moment inercije obrtnih dijelova na kugličnom zavojnom vretenu:

$$I_O = I_V + I_{K1} + I_U = 3 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 10^{-4} = 0,004 \text{ kgm}^2$$

gdje je:

- moment inercije kugličnog vretena:

$$I_V = \frac{1}{32} \cdot \gamma \cdot d^4 \cdot \pi \cdot l = \frac{1}{32} \cdot 7850 \cdot 0,04^4 \cdot \pi \cdot 1,5 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- moment inercije remenice na kugličnom zavojnom vretenu:

$$I_{K1} = \frac{1}{32} \cdot \gamma \cdot d^4 \cdot \pi \cdot l = \frac{1}{32} \cdot 7850 \cdot 0,06^4 \cdot \pi \cdot 0,04 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

- moment inercije uležištenja na kugličnom zavojnom vretenu (usvojeno):

$$I_U = 2 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

5.2.9. Moment inercije linearnih elemenata na modulu:

$$I_L = 91 \cdot m_o \cdot \left(\frac{p^2}{3600} \right) = 91 \cdot 1000 \cdot \left(\frac{0,01^2}{3600} \right) = 3 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

5.2.10. Redukovani moment inercije sveden na vratilo elektromotora:

$$I_R = \frac{(I_O + I_L)}{i^2} = \frac{(0,004 + 0,003)}{0,5^2} = 0,028 \text{ kgm}^2$$

5.2.11. Moment inercije masa na vratilu elektromotora:

$$I_E = I_{EM} + I_{K2} = 0,005 + 0,006 = 0,011 \text{ kgm}^2$$

gdje je:

- moment inercije elektromotora:

$$I_{EM} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

- moment inercije remenice na elektromotoru:

$$I_{K2} = \frac{1}{32} \cdot \gamma \cdot d^4 \cdot \pi \cdot l = \frac{1}{32} \cdot 7850 \cdot 0,12^4 \cdot \pi \cdot 0,04 = 0,006 \text{ kgm}^2$$

5.2.12. Ukupni moment inercije masa na vratilu elektromotora:

$$I_M = I_E + I_R = 0,011 + 0,028 = 0,039 \text{ kgm}^2$$

5.2.13. Vrijeme ubrzanja pokretnih masa tum:

$$t_{um} = \pi \cdot \frac{n_{Mmax} \cdot I_M}{30 \cdot M_{Mmax}} = \pi \cdot \frac{1500 \cdot 0,039}{30 \cdot 48} = 0,127 \text{ s}$$

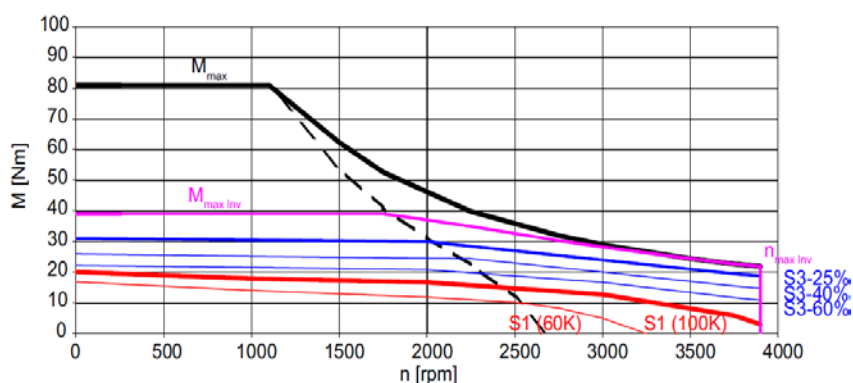
5.2.14. Provjera vremena ubrzanja:

$t_u = 0,127 \text{ s} < t_u = 0,2 \text{ s}$ što zadovoljava!

5.2.15. Izbor servomotor motora - motor se usvaja na osnovu izračunatog maksimalnog momenta i normalnog momenta motora.

Usvaja se sinhroni servomotor **SIEMENS 1FK7084 - 2 AC7** sledećih karakteristika:

Snaga motora	kW	3,5
Nazivni moment	Nm	15
Nazivni broj obrtaja	o/min	2000
Maksimalni broj obrtaja	o/min	4200
Maksimalni moment	Nm	81
Moment inercije	kgm ²	$45 \cdot 10^{-4}$



Slika 7.20. AC sinhroni servomotor za pomoćno kretanje SIEMENS [18]

6. LABORATORIJSKE I GRAFIČKE VJEŽBE

6.1. GRAFIČKI RAD 1

Konstrukcija zupčastog prenosa za glavno kretanje

A. Zakonitost promjene broja obrtaja

Podaci	
Vrsta promjene	Geometrijska
Tip	Jednostruka
Broj stepeni prenosa	$m = 4$
Maksimalni prečnik	$D_{\max} = 40 \text{ mm}$
Brzina obrade	$v = 90 \text{ m/min}$
Maksimalni broj obrtaja izlaznog vratila	$n_{\max} = 7500 \text{ o/min}$

1. Minimalni broj obrtaja glavnog vretena:

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 40} = 717 \quad [\text{o/min}]$$

2. Faktor stepenovanja:

$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[4-1]{\frac{7500}{717}} = 2.18$$

3. Standardni faktor stepenovanja:

Standardni faktori stepenovanja se biraju iz niza: 1.12; 1.25; 1.4; 1.6; 1.8 i 2.0. Faktori stepenovanja u suštini predstavljaju prenosne odnose.

Usvaja se prva manja standardna vrijednost: 2.0

4. Standardne vrijednosti brojeva obrtaja:

Za faktor stepenovanja 2.0, uzimajući o obzir minimalni i maksimalni broj obrtaja, standardne vrijednosti su:

$$n_1 = 900 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_2 = 1800 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_3 = 3550 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_4 = 7100 \quad [\text{o/min}]$$

5. Ekvivalentni prečnici - ekonomski prečnici (na kojima se predviđa promjena brzine):

$$D_1 = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot n_1} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 900} = 31.8 \quad [\text{mm}]$$

$$D_2 = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot n_2} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 1800} = 15.9 \quad [\text{mm}]$$

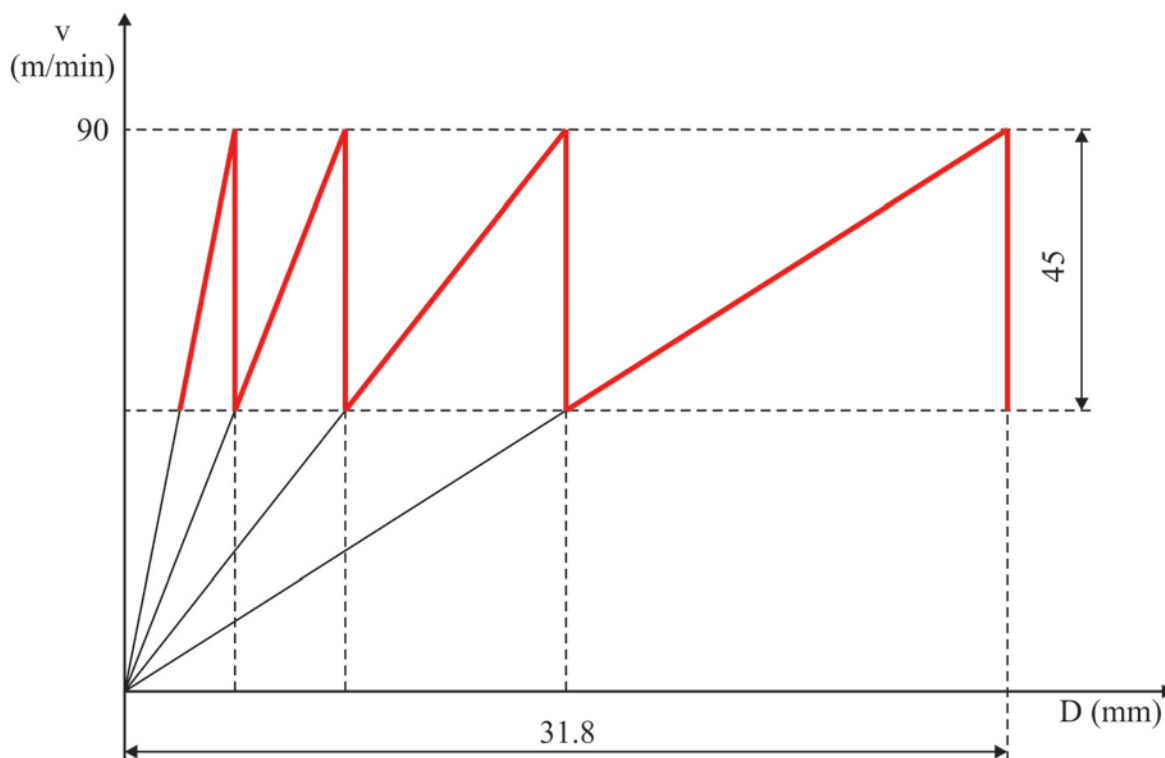
$$D_3 = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot n_3} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 3550} = 8.1 \quad [\text{mm}]$$

$$D_4 = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot n_4} = \frac{1000 \cdot 90}{\pi \cdot 7100} = 4.0 \quad [\text{mm}]$$

6. Gubitak brzine:

$$\Delta v = \frac{\varphi - 1}{\varphi} \cdot v = \frac{2 - 1}{2} \cdot 90 = 45 \quad [\text{m/min}]$$

7. Testerasti dijagram u prirodnim koordinatama:



Slika 6.1.1. Testerasti dijagram zupčastog prenosnika u prirodnim koordinatama

8. Radni testerasti dijagram:

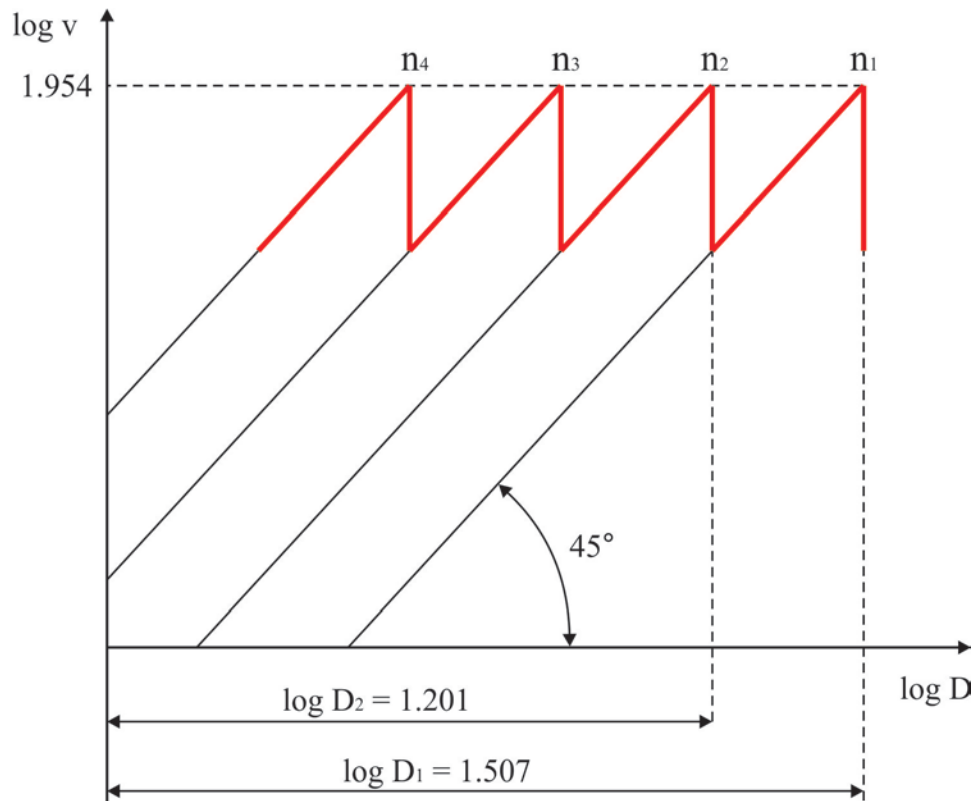
$$\log v = \log(90) = 1.954$$

$$\log D_1 = \log(31.8) = 1.502$$

$$\log D_2 = \log(15.9) = 1.201$$

$$\log D_3 = \log(8.1) = 0.908$$

$$\log D_4 = \log(4.0) = 0.602$$

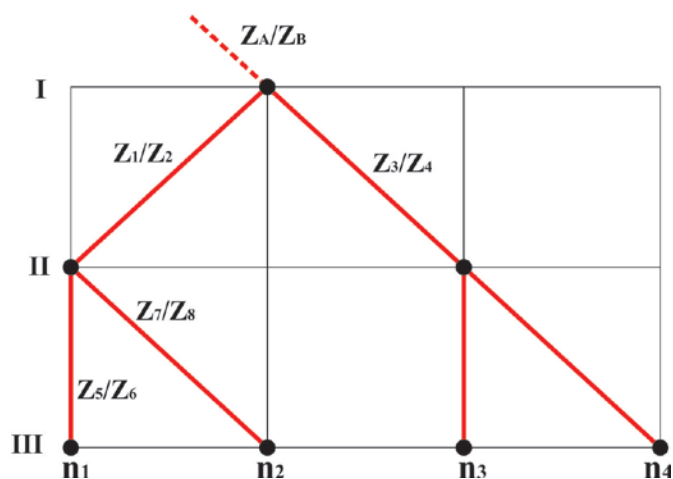


Slika 6.1.2. Testerasti dijagram zupčastog prenosnika u prirodnim koordinatama

B. Konstrukcija zupčastog prenosnika

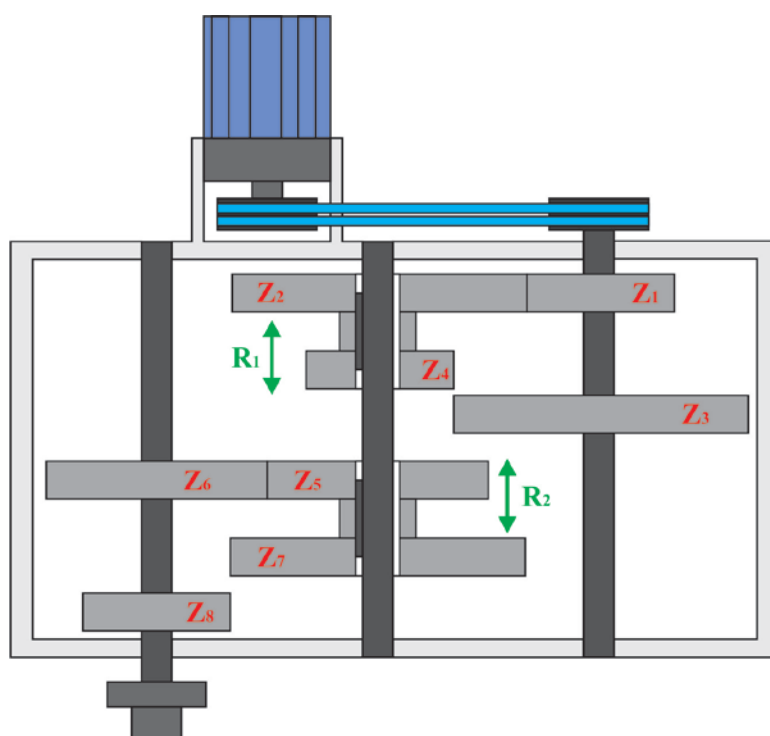
Dodatni podaci	
Minimalni broj zuba	17
Modul zupčanika	$m_n = 1 \dots 3.5$

9. Šlezingerov dijagram:



Slika 6.1.3. Šlezingerov zupčastog dijagram

10. Kinematska šema prenosnika:



Slika 6.1.4. Kinematska šema zupčastog prenosnika

11. Šema uključivanja se formira na osnovu položaja pomjerljivih grupa zupčanika i šlezingerovog dijagrama:

Ručica	Broj obrtaja			
	n_1	n_2	n_3	n_4
R_1	▲	▲	▼	▼
R_2	▲	▼	▲	▼

12. Proračun broja zubaca zupčanika (vrši se na osnovu činjenice o jednakom osnom rastojanju zupčanika na susjednim vratilima):

- Zupčasti par Z_1/Z_2

$$Z_1 = Z_{\min} = 17 \text{ usvaja se}$$

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \varphi^{-1}$$

$$Z_2 = \frac{Z_1}{\varphi^{-1}} = \frac{17}{2^{-1}} = 34$$

$$\boxed{Z_1 = 17} \quad \boxed{Z_2 = 34}$$

- Zupčasti par Z_3/Z_4

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = 51$$

$$\frac{Z_3}{Z_4} = \varphi^1 = 2^1 = 2$$

$$Z_3 = 51 - Z_4$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot 0.5$$

$$Z_3 = 51 - 0.5 \cdot Z_3$$

$$Z_3 + 0.5 \cdot Z_3 = 51$$

$$1.5 \cdot Z_3 = 51$$

$$Z_3 = \frac{51}{1.5} = 34$$

$$Z_4 = 51 - Z_3 = 51 - 34 = 17$$

$$\boxed{Z_3 = 34} \quad \boxed{Z_4 = 17}$$

- Zupčasti par Z_5/Z_6

$Z_5 = 26$ usvajamo (približno prethodnom zbiru, i djeljivo sa dva)

$$\frac{Z_5}{Z_6} = \varphi^0$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot \varphi^0 = 26 \cdot 1 = 26$$

$$Z_5 = 26$$

$$Z_6 = 26$$

- Zupčasti par Z_7/Z_8

$$Z_7 + Z_8 = Z_5 + Z_6 = 26 + 26 = 52$$

$$\frac{Z_7}{Z_8} = \varphi^1 = 2^1 = 2$$

$$Z_7 = 52 - Z_8$$

$$Z_8 = Z_7 \cdot 0.5$$

$$Z_7 = 52 - 0.5 \cdot Z_7$$

$$Z_7 + 0.5 \cdot Z_7 = 52$$

$$1.5 \cdot Z_7 = 52$$

$$Z_7 = \frac{52}{1.5} = 34.67$$

$$Z_8 = 52 - Z_7 = 52 - 34.67 = 17.33$$

Usvaja se

$$Z_7 = 35$$

$$Z_8 = 17$$

13. Proračun stvarnih brojeva obrtaja, vrši se na osnovu šlezigerovog dijagrama:

$$n_1 = n_u \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} = 1800 \cdot \frac{17}{34} \cdot \frac{25}{25} = 900 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_2 = n_u \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} = 1800 \cdot \frac{17}{34} \cdot \frac{35}{17} = 1853 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_3 = n_u \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} = 1800 \cdot \frac{34}{17} \cdot \frac{25}{25} = 3600 \quad [\text{o/min}]$$

$$n_4 = n_u \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} = 1800 \cdot \frac{34}{17} \cdot \frac{35}{17} = 7412 \quad [\text{o/min}]$$

14. Odstupanja stvarnih brojeva obrtaja, vrši se na osnovu standardnih i stvarnih brojeva obrtaja

Koristi se obrazac za proračun relativne greška: $\Delta n_i = \frac{n_{rac} - n_{stm}}{n_{stm}}$, čije su dozvoljene granice od -2% do 4.5%.

Tabela 7.1. Odstupanja brojeva obrtaja kod zupčastog prenosnika

i	Standardni	Proračunati	Greška	Ocjena
1	900	900	0.000%	U granicama
2	1800	1853	2.944%	U granicama
3	3550	3600	1.408%	U granicama
4	7100	7412	4.394%	U granicama

15. Proračun podionih prečnika zupčanika, vrši se na osnovu usvojenog modula i broja zuba

Usvaja se modul: $m_n = 3$ [mm]

Koristeći poznati obrazac $D_i = Z_i \cdot m_n$, podioni prečnici će biti:

Tabela 7.2. Prečnici zupčanika kod zupčastog prenosnika

i	Modul m_n	Broj zubaca Z_i	Podioni prečnik D_i [mm]
1	3	17	51
2	3	34	102
3	3	34	102
4	3	17	51
5	3	25	75
6	3	25	75
7	3	35	105
8	3	17	51

6.2. LABORATORIJSKA VJEŽBA 1

Snimanje prenosnika glavnog kretanja

Zadatak:

Na univerzalnoj horizontalnoj alatnoj glodalici potrebno je izvršiti snimanje prenosnika za glavno kretanje. Pri tome je potrebno skicirati šlezingerov dijagram, kinematsku šemu prenosnika i šemu uključivanja.

Rješenje:


1. Osnovni podaci:

Snaga motora: $P = 4 \text{ kW}$
Broj obrtaja motora: $n = 1440 \text{ o/min}$
Tip prenosnika: zupčasti prenosnik
Broj stepeni prenosa: $m = 12$
Vrsta prenosnika: IV/12
Tip prebacivanja: pomjerljive grupe

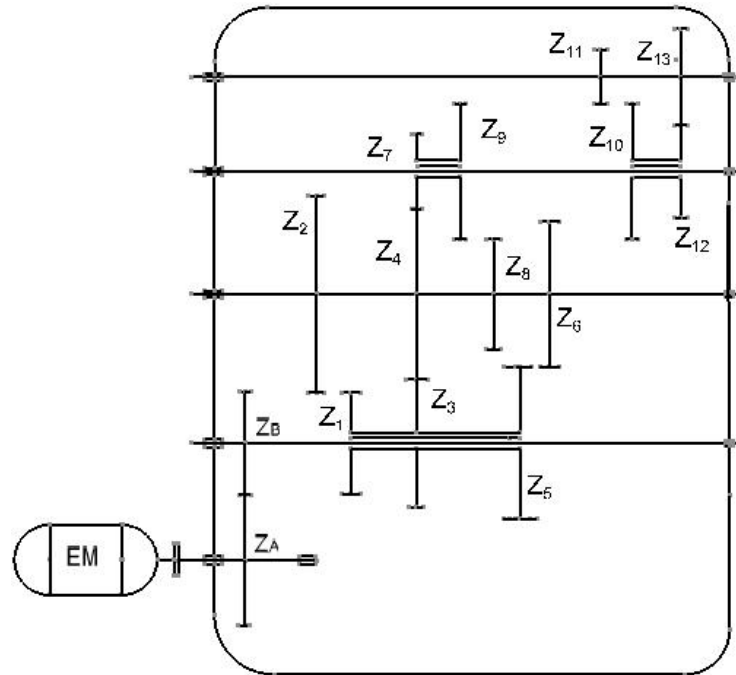
2. Faktor stepenovanja:

$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[12-1]{\frac{2000}{45}} = 1.4$$

3. Dostupan broj obrtaja glavnog vretena:

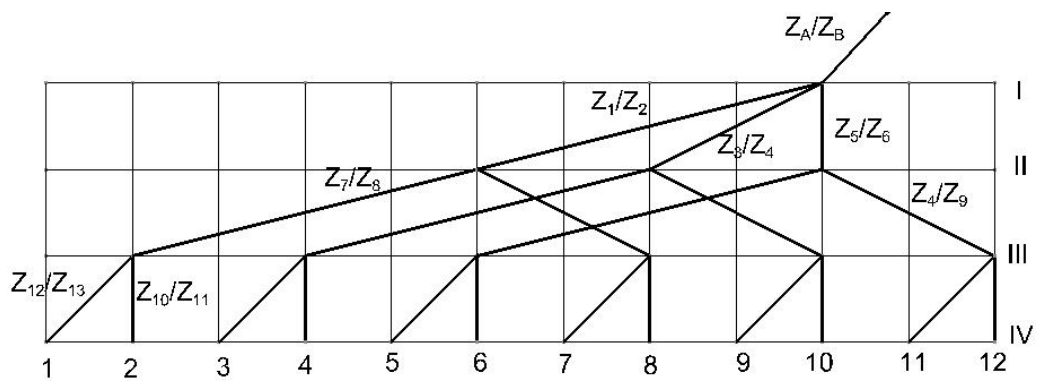
n	Broj obrtaja (o/min)	Slika prenosnika
1	45	
2	63	
3	90	
4	125	
5	180	
6	250	
7	355	
8	500	
9	710	
10	1000	
11	1400	
12	2000	

4. Kinematska šema prenosnika



Slika 6.2.1. Kinematska šema zupčastog prenosnika glodalice u laboratoriji

5. Šlezingerov dijagram



Slika 6.2.2. Šlezingerov dijagram zupčastog prenosnika glodalice u laboratoriji

6. Šema uključivanja

Ručica	Broj obrtaja											
	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}	n_{12}
R_1	◀	◀	▶	▶	▶	▶	◀	◀	▶	▶	▶	▶
R_2	▶	▶	▶	▶	▶	◀	◀	◀	◀	◀	◀	◀
R_3	▶	◀	▶	◀	▶	◀	▶	◀	▶	◀	▶	◀

6.3. LABORATORIJSKA VJEŽBA 2

Ispitivanje statičke krutost mašine alatke

Zadatak:

Izvršiti ispitivanje statičke krutosti univerzalnog struga *ADA POTISJE US-220*. U okviru ispitivanja odrediti krutost nosača pinole, glavnog vrtena i nosača alata. Silu pritiska mjeriti pomoću mjernog lanca *KISTLER 9257B*, a pomjeranja karakterističnih tačaka pomoću komparatora sa magnetnim stalkom tačnosti 0.001 mm.

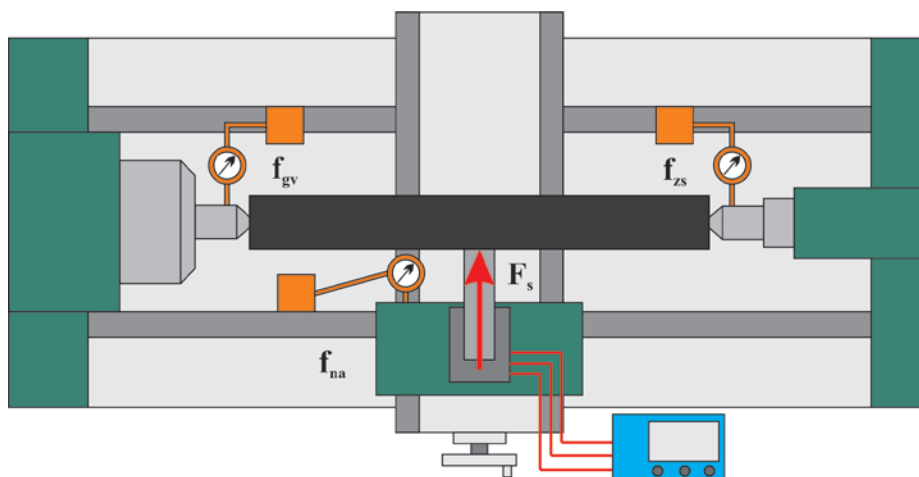
Rješenje:

1. Osnovni podaci:

Prečnik ispitnog obradka:	$D = 60 \text{ mm}$
Razdaljina između karakterističnih tačaka:	$L = 420 \text{ mm}$
Temperatura okoline:	$T_o = 20^\circ\text{C}$
Snaga mašine:	$P = 4 \text{ kW}$
Prečnik glavnog vrtena:	$D_s = 80 \text{ mm}$
Raspon koraka:	0.02 ... 0.720 mm/o
Raspon okrtaja:	16 ... 1440 o/min

2. Procedura mjerenja:

U steznu glavu mašine i u pinolu postavljaju se kruti šiljci, između kojih se stegne posebno pripremljen ispitni obradak. Komparatori sa magnetnim stalkom se postvljaju na postolje struga, na mjestima prema slici 8.7. Mjerenje se vrši na tako što se ispitni obradak preko nosača alata opterećuje silom F_s , koja se postepeno povećava (200 N, 400 N, 500 N, ...). Za svako opterećenje očitavaju vrijednosti pomjeranja nosača alata (f_{NA}), glavnog vrtena (f_{GV}) i zadnjeg suporta (f_{ZS}). Mjerenje se vrši više puta.



Slika 6.3.1. Šema mjerenja statičke krutosti kod univerzalnog struga

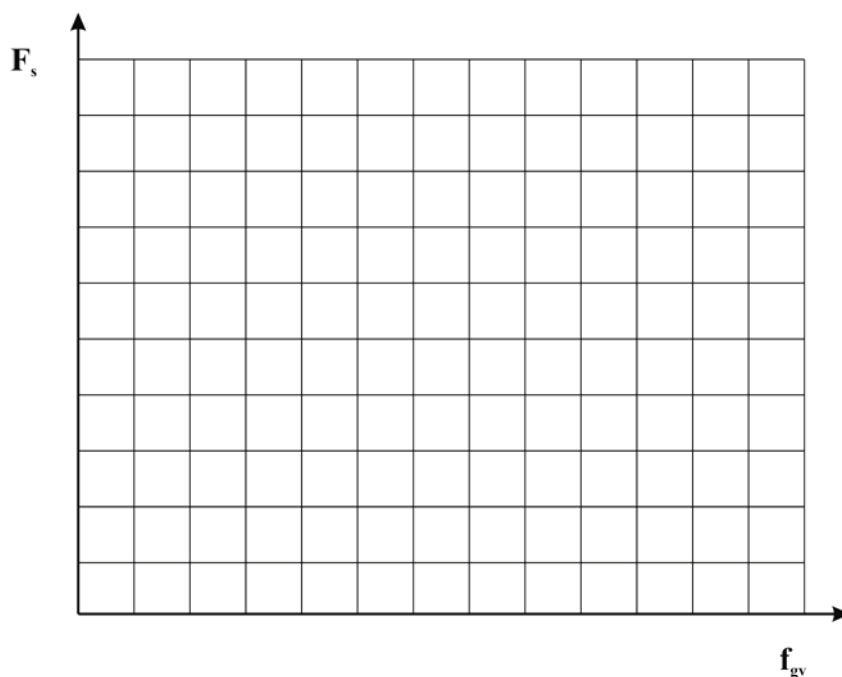
3. Rezultati mjerenja:

Tabela 6.3.1. Izmjerene vrijednosti

Pomjeranja		Sila pritiska F_s (N)							
f_{NA} (μm)	Rb								
	1								
	2								
	3								
	4								
f_{GV} (μm)	1								
	2								
	3								
	4								
	5								
f_{zs} (μm)	1								
	2								
	3								
	4								
	5								

4. Dijagrami sila – pomjeranje, histerzsis dijagrami:

Histerzsis dijagrami za svaku tačku u kojoj se mjeri pomjeranje:



Ukupno pomjeranje:

$$f_{GV} = \text{_____ } \mu\text{m}$$

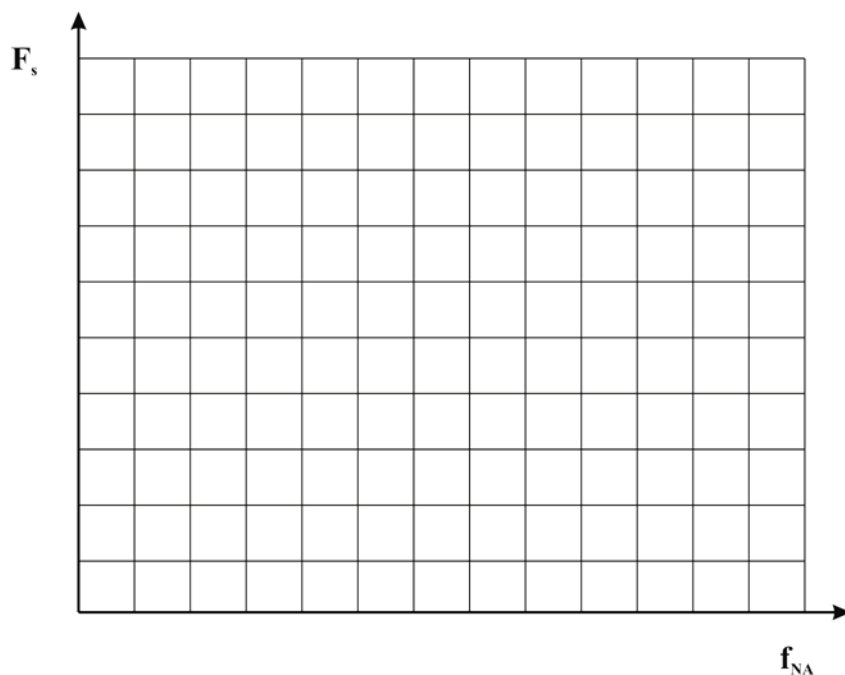
Elastično pomjeranje:

$$e_{GV} = \text{_____ } \mu\text{m}$$

Zazor:

$$z_{GV} = \text{_____ } \mu\text{m}$$

Slika 6.3.2. Histerzsis dijagram glavnog vretena

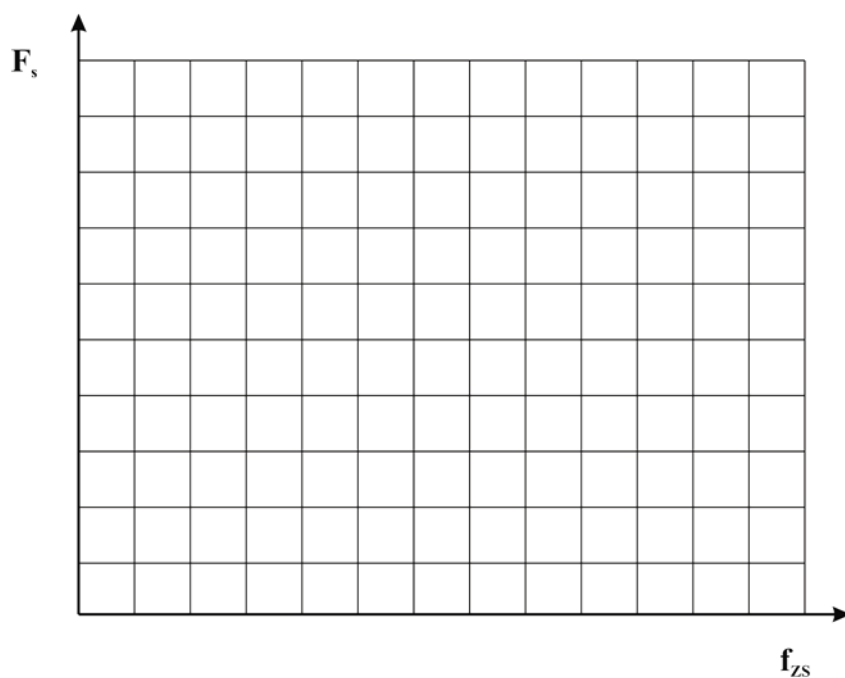


Ukupno pomjerenje:
 $f_{NA} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Elastično pomjerenje:
 $e_{NA} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Zazor:
 $z_{NA} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Slika 6.3.3. Histerezis dijagram nosača alata



Ukupno pomjerenje:
 $f_{ZS} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Elastično pomjerenje:
 $e_{ZS} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Zazor:
 $z_{ZS} = \text{_____ } \mu\text{m}$

Slika 6.3.4. Histerezis dijagram zadnjeg suporta

5. Proračun konstanti statičke krutosti:

Tabela 6.3.2. Statičke konstante mašine

Rb	Naziv	Obrazac	Jedinica	Vrijednost
1	Statička krutost glavnog vretena	$K_{GV} = \frac{F_{Smax}}{2 \cdot f_{GV}}$	kN/μm	
2	Statička krutost nosača alata	$K_{NA} = \frac{F_{Smax}}{f_{NA}}$	kN/μm	
3	Statička krutost zadnjeg suporta	$K_{ZS} = \frac{F_{Smax}}{2 \cdot f_{ZS}}$	kN/μm	
4	Statička krutost mašine	$\frac{1}{K_M} = \frac{1}{K_{NA}} + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{1}{K_{GV}} + \frac{1}{K_{ZS}} \right)$	kN/μm	
5	Ukupan zazor mašine	$z_M = z_{NA} + \frac{1}{2} \cdot (z_{GV} + z_{ZS})$	kN/μm	

6.4. LABORATORIJSKA VJEŽBA 3

Ispitivanje geometrijske tačnosti mašine alatke

Zadatak:

Izvršiti ispitivanje geometrijske tačnosti vertikalne NC glodalice *Microcut WF-800*. U okviru ispitivanja odrediti geometrijske tačnosti radnog stola i vretena. Odstupanja oblika i položaja karakterističnih tačaka mjeriti pomoću komparatora sa magnetnim stalkom tačnosti 0.001 mm.

Rješenje:

1. Osnovni podaci:

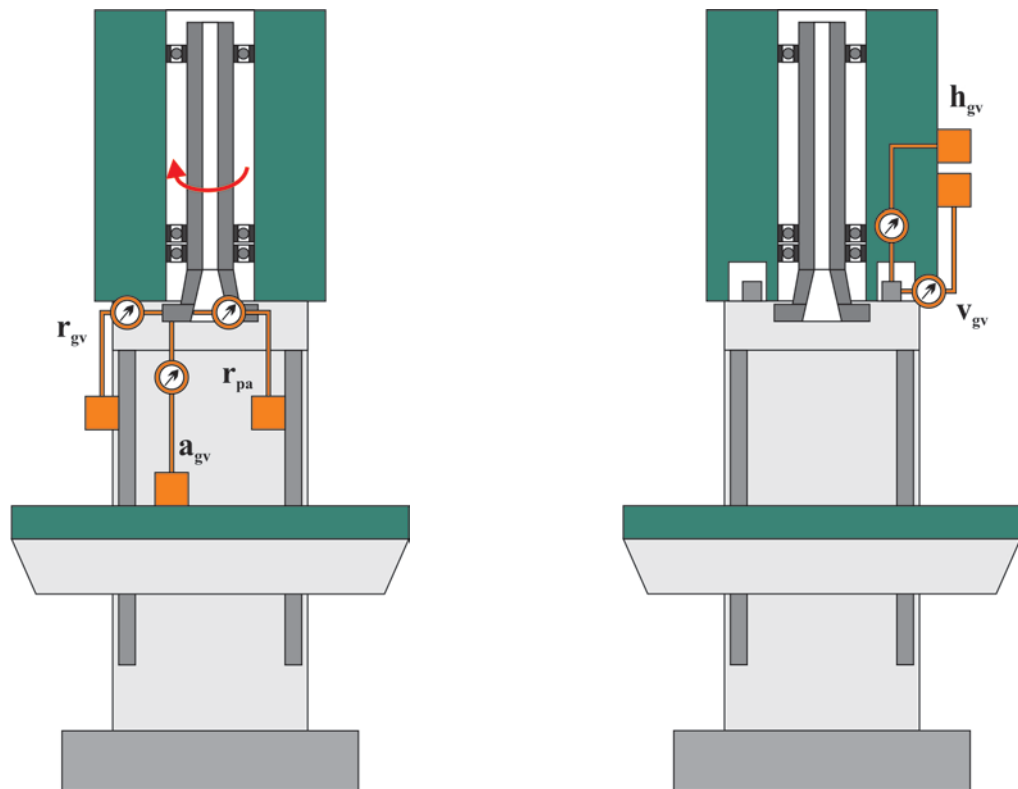
Temperatura okoline:	$T_o = 20^{\circ}\text{C}$
Snaga mašine:	$P = 5 \text{ kW}$
Dimenzije radnog stola:	800 x 500
Radni prostor / hodovi:	500 x 350 x 300
Kretanja X/Y/Z:	sto / alat / sto
Prihvat alata:	ISO 40
Spoljašnji prečnik vretena:	$D_s = 80 \text{ mm}$
Unutrašnji prečnik vretena:	$D_u = 40 \text{ mm}$
Prečnik prednjeg ležaja:	$D_l = 35 \text{ mm}$

2. Procedura mjerenja:

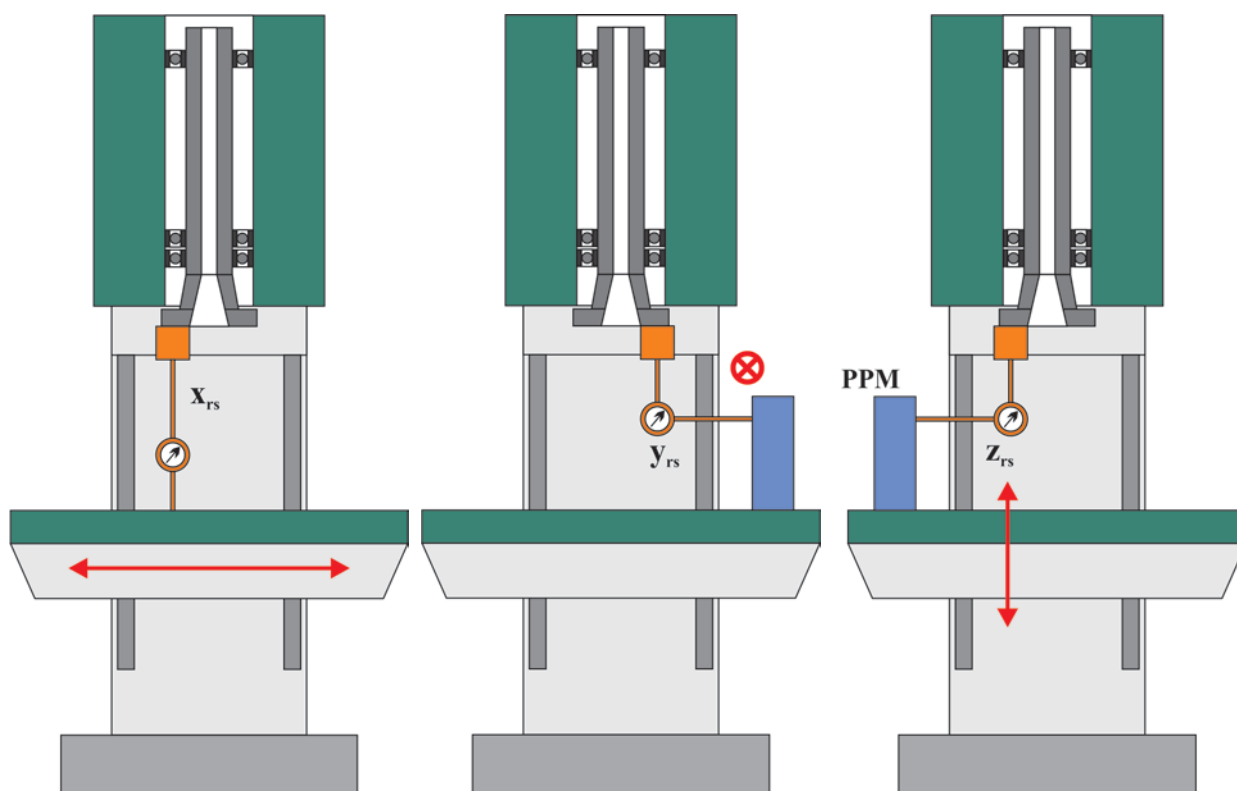
Ispitivanje spoljašnjeg radijalnog bacanja (r_{gv}), spoljašnjeg aksijalnog bacanja (a_{gv}) i unutrašnjeg aksijalnog bacanja (r_{pa}) glavnog vretena, izvodi se pomoći komparatora sa magnetnim stalkom koji se postavljaju na statične dijelove mašine, nezavisne od glavnog vretena (Slika 6.4.1. lijevo). Prilikom ispitivanja potrebno je glavnom vretenu zadati laganu rotaciju i pustiti da mjerne igle klize po odgovarajućim površinama.

Standardna procedura nalaže i ispitivanje paralelnosti vođica glavnog vretena u horizontalnoj (v_{gv}) i vertikalnoj ravni (h_{gv}). Ispitivanje je potrebno provesti uz lagano pomoćno kretanje nosača glavnog vretena, pri čemu mjerne igle klize po vertikalnoj odnosno horizontalnoj površini vođica (Slika 8.11. desno).

Ispitivanje tačnosti uzdužnog kretanja radnog stola (x_{rs}) izvodi se laganim pomjerenjem radnog stola po X osi, pri čemu ispitna igla klizi po ravnom dijelu stola. Komparator se pričvršćuje za glavno vreteno koje je, u svim slučajevima, zakočeno (Slika 6.4.2.) Ispitivanje poprečnog kretanja radnog stola (y_{rs}) se izvodi laganim kretanjem mašine po Y osi, pri čemu mjerna igla klizi po površini planparalelnog mjerila. Prizma mora biti pričvršćena za radni sto, umjerena i upravna na uzdužnu osu stola. Prizma ima dužinu veću od 300 mm. Ispitivanje tačnosti vertikalnog kretanja (z_{rs}) se izvodi laganim kretanjem mašine po Z osi. I u ovom slučaju se koristi planparalelno mjerilo, sa istim karakteristikama kao u prethodnom postupku. Mjerna igla prilikom mjerenja klizi po površini planparalelnog mjerila.



Slika 6.4.1. Ispitivanje tačnosti rotacije (lijevo) i kretanja (desno) glavnog vretena glodalice



Slika 6.4.2. Ispitivanje kretanja radnog stola glodalice

3. Rezultati mjerenja:

Tabela 6.4.1. Izmjerene vrijednosti odstupanja za glodalicu WF-800

Rb	Karakteristika	Oznaka	Odstupanje	
			Dozvoljeno	Izmjereno
1	Centričnost unutrašnjeg konusa glavnog vretena	r_{pa}	0.010 mm	_____ mm
2	Centričnost spoljašnjeg konusa glavnog vretena odnosno cilindra glavnog vretena	r_{gv}	0.010 mm	_____ mm
3	Aksijalno bacanje čeone strane glavnog vretena	a_{gv}	0.015 mm	_____ mm
4	Paralelnost površine radnog stola sa pravce njegovog uzdužnog pomjeranja	x_{rs}	0.020 mm	_____ mm
5	Paralelnost pravca poprečnog kretanja radnog stola sa pravcem ose glavnog vretena u vertikalnoj ravni	z_{rs}	0.020 na 300 mm	_____ mm
6	Paralelnost pravca poprečnog kretanja radnog stola sa pravcem ose glavnog vretena u u horizontalnoj ravni	y_{rs}	0.020 na 300 mm	_____ mm
7	Paralelnost vođica nosača glavnog vretena sa pravcem kretanja glavnog vretena u horizontalnoj ravni	h_{gv}	0.020 na 300 mm	_____ mm
8	Paralelnost vođica nosača glavnog vretena sa pravcem kretanja glavnog vretena u vertikalnoj ravni	v_{gv}	0.020 na 300 mm	_____ mm
9	Mrtvi hod ručice		4/100 obrtaja ručice	_____ mm

6.5. LABORATORIJSKA VJEŽBA 4

Ispitivanje radne tačnosti mašine alatke

Zadatak:

Izvršiti ispitivanje radne tačnosti vertikalne NC glodalice *Microcut WF-800*. U okviru ispitivanja odrediti tačnost rada osa radnog stola i vretena. Odstupanja mjera karakterističnih tačaka mjeriti pomoću komparatora montiranim na prihvat u glavnom vretenu tačnosti 0.001 mm.

Napomena: ispitivanje se improvizouje zbog nedostatka precizne mjerne opreme (laserski uređaj za mjerenje).

Rješenje:

1. Osnovni podaci:

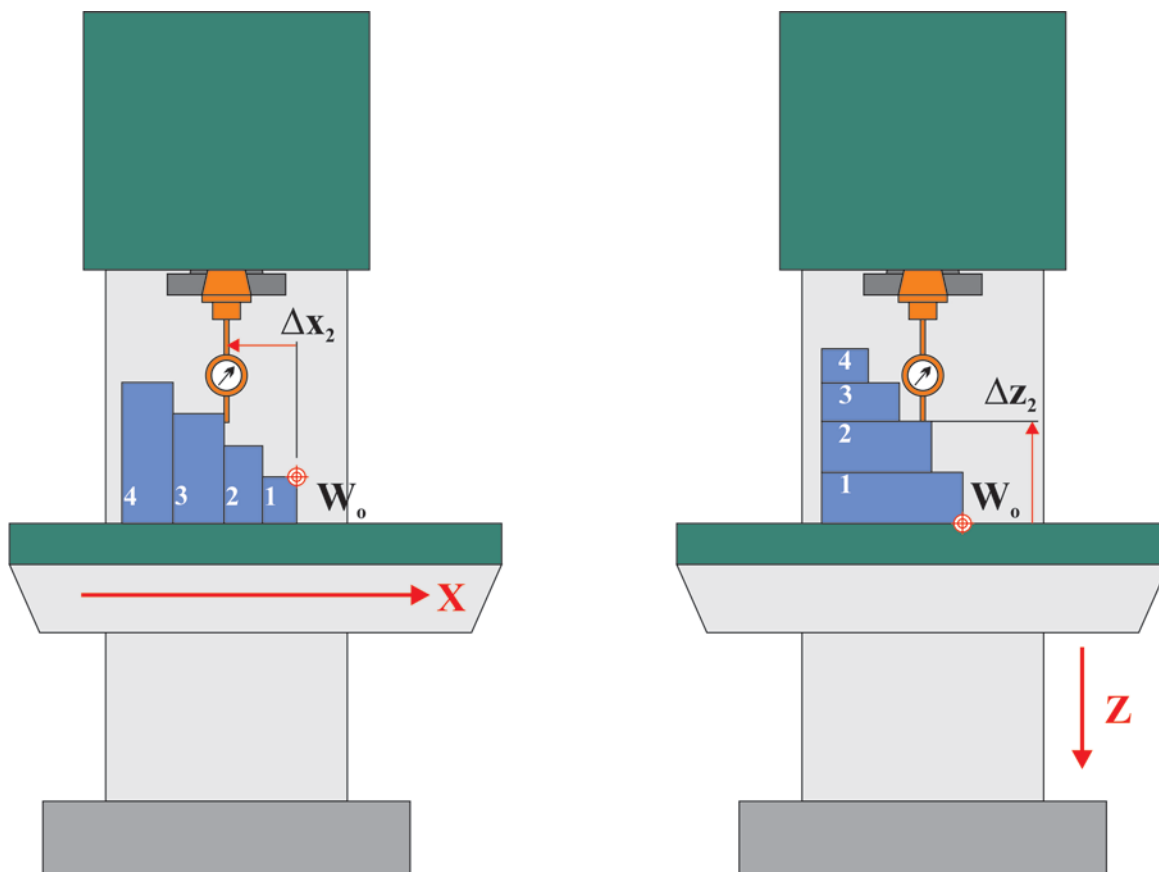
Temperatura okoline:	$T_o = 20^{\circ}\text{C}$
Snaga mašine:	$P = 5 \text{ kW}$
Dimenzije radnog stola:	800 x 500
Radni prostor / hodovi:	500 x 350 x 300
Kretanja X/Y/Z:	sto / alat / sto
Prihvat alata:	ISO 40
Upravljanje:	linijsko (paraaksijalno)
Upravljačka jedinica:	Haidenhain TNC 26

2. Procedura mjerenja:

Na prethodno postavljenom uređaju za stezanje na radnom stolu mašine alatke, potrebno je postaviti set planparalnih mjerila odgovarajuće nazivne mjere. Mjerila se postavljaju u odgovarajući položaj u zavisnosti od ose čija se tačnost kretanja ispituje (Slika 6.5.1.).

Prilikom ispitivanja, mašini se preko upravljačke jedinice zadaje pozicija koja se dobija sabiranjem ili oduzimanjem nazivnih mjera planparalelnih mjerila u setu. Kada se ticalo mikrometra, postavljenog u glavno vreteno, „nasloni“ na odgovarajuće mjerilo očitava se vrijednost na komparatoru. Očitana vrijednost, pozitivna ili negativna, predstavlja grešku pozicioniranja.

Mjernje i ispitivanje se može ponoviti i više puta, kombinujući različite pravce i smjerove prilaza planparalelnim mjerilima.



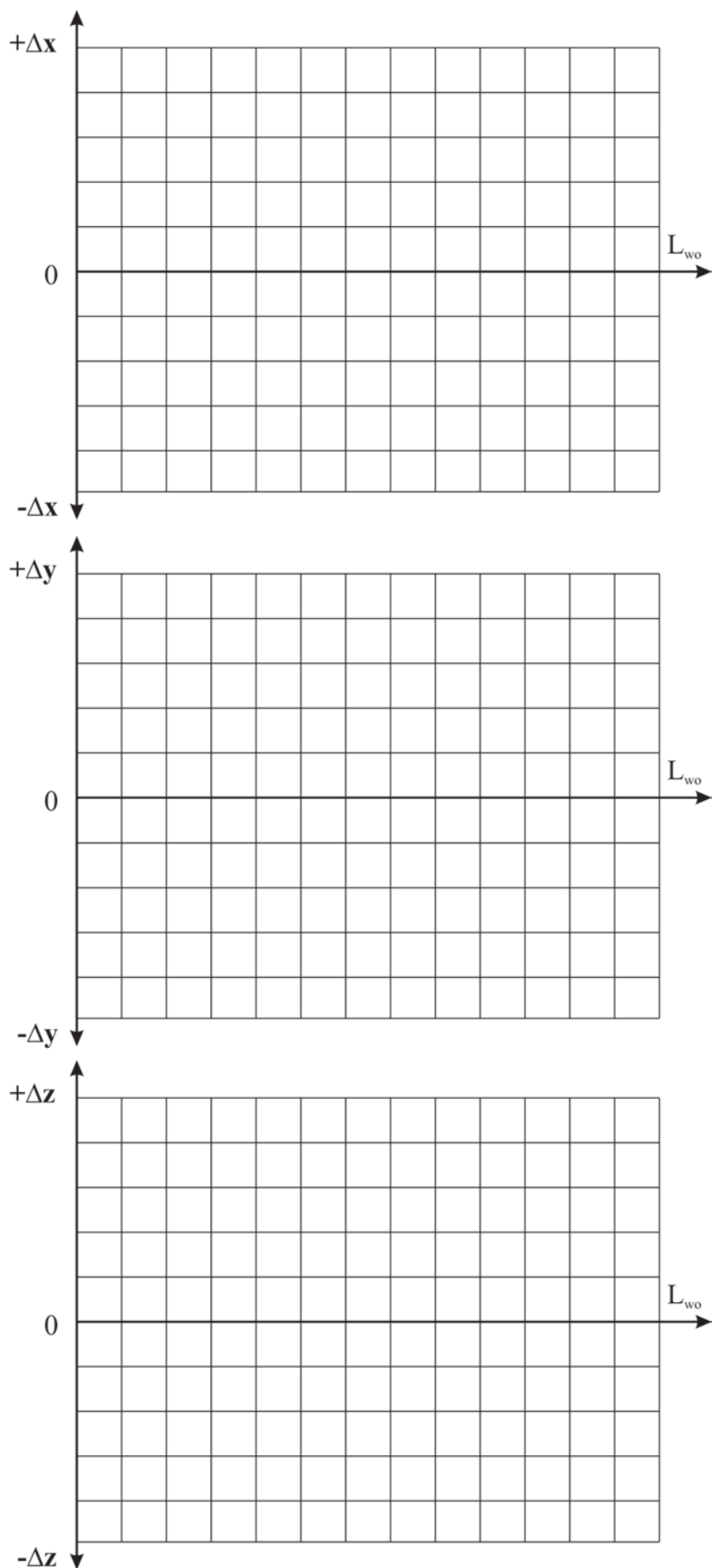
Slika 6.5.1. Ispitivanje radne tačnosti mašine: po X osi (lijevo) i Z osi (desno)

3. Rezultati mjerenja:

Tabela 6.5.1. Izmjerene vrijednosti odstupanja po osama za glodalicu WF-800

Rb mjere	Nominalna mjera	Δx	Δy	Δz
Smijer prilaženja br. 1				
1				
2				
3				
4				
Smijer prilaženja br. 2				
1				
2				
3				
4				

4. Dijagrami:



Slika 6.5.2. Dijagrami grešaka pozicioniranja po osama