

**SVEUČILIŠTE U ZAGREBU**  
**FAKULTET STROJATSKA I BRODOGRADNJE**

**PRORAČUN VITLA MOSNOG GRANIKA**

Patrik Črgar  
0035236302  
3-konspro-1

Zagreb, 2024.

# Sadržaj

Sadržaj .....	2
Popis tablica: .....	3
Popis slika: .....	4
1.Zadani parametri: .....	6
2.Koloturnik: .....	6
2.1Dimenzioniranje i odabir užeta: .....	7
3.Sklop kuke .....	8
3.1.Odabir kuke.....	8
3.2.Odabir nosača kuke.....	10
3.3. Provjera površinskog pritiska nosivih limova .....	10
3.4. Odabir normirane matice kuke .....	11
3.5. Odabir aksijalnog ležaja kuke.....	12
3.6. Dimenzioniranje užnice pomičnog bloka.....	12
3.7 Proračun osovine užnice .....	16
3.8 Odabir i proračun valjnih ležajeva užnice .....	17
4.Proračun užnice za izravnavanje.....	18
4.1. Dimenzioniranje male osovine užnice .....	19
4.2. Provjera nosivih limova na bočni tlak.....	20
4.3. Proračun zavora prema nosivoj konstrukciji .....	20
5.Dimenzioniranje bubnja .....	21
5.1. Osnovne dimenzije bubnja.....	21
5.2.Radna i ukupna dužina bubnja .....	23
5.3. Provjera napadnog kuta užeta .....	23
5.4. Proračun stijenke bubnja.....	24
5.5. Osnovne mjere i dimenzije bubnja .....	25
5.7. Veza čelone ploče i bubnja.....	27
5.8. Veza užeta s bubnjem.....	28
5.9. Proračun osovine bubnja .....	29
5.10. Odabir i proračun ležaja osovine bubnja .....	30
6.Odabir elektromotora za dizanje.....	32
6.1. Provjera odabrane pogonske jedinice s obzirom na izlazni moment .....	33
6.2. Provjera opterećenosti ležaja reduktora .....	34
7.Proračun nosive konstrukcije vitla .....	34
7.1. I-profil .....	35
7.1.1. Proračun čvrstoće i krutosti I profila.....	35

7.1.2. Zavar I-profila na pravokutni profil.....	37
7.2. Pravokutni profil.....	38
7.2.1. Proračun čvrstoće i krutosti kvadratnog profila.....	38
8. Dimenzioniranje kotača vitla.....	42
8.1. Proračunsko opterećenje kotača.....	42
8.2. Dimenzioniranje kotača .....	43
8.3. Proračun motora za vožnju.....	43
8.4. Kontrola proklizavanja.....	44
8.5. Provjera kočnice.....	45
8.6. Proračun vratila/osovine kotača .....	46
8.7. Odabir ležaja kotača.....	48

## Popis tablica:

Tablica 1 Zadani parametri .....	6
Tablica 2 Minimalni faktor sigurnosti S za pogonsku užad .....	7
Tablica 3 Odabir materijala kuke.....	8
Tablica 4 Faktori sigurnosti kod proračuna kuki .....	8
Tablica 5 Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu.....	9
Tablica 7 Dimenzije ovjesa i nosača kuke.....	10
Tablica 8 Dimenzije matice teretne kuke HN=2,5.....	11
Tablica 9 Minimalni odnosi (D/d) za pogonsku užad (DIN 15020) .....	13
Tablica 10 Koeficijent $c_p$ .....	13
Tablica 11 Mjere profila žlijeba užnice u mm .....	14
Tablica 13 Glavne mjere užnice oblika C .....	15
Tablica 14 Radijus profila žlijeba $r_2$ .....	22
Tablica 15 Karakteristike elektromotora s reduktorom i kočnicom za dizanje tereta .....	32
Tablica 16 Ovisnost faktora sigurnosti o vrsti mehanizma i mjestu primjene .....	33
Tablica 15 Karakteristike elektromotora s reduktorom i kočnicom za vožnju .....	44

## Popis slika:

Slika 1 Normalno pletena užad .....	7
Slika 2 Oznake mjera jednokrake kuke kovane u kalupu .....	9
Slika 4 Nosač kuke .....	10
Slika 6 Spoj nosivog lima i nosača kuke .....	10
Slika 7 Matice teretnih kuka (HN<6) .....	11
Slika 8 Podaci za ležaj 51108 .....	12
Slika 9 Profil užnice .....	14
Slika 10 Mjerna skica užnice oblika C.....	15
Slika 11 Skica osovine užnice.....	16
Slika 12 Podaci za ležaj 6214 – 2RS1 .....	17
Slika 11 Skica male osovine izravnavajuće užnice .....	19
Slika 11 Skica zavara izravnavajuće užnice.....	20
Slika 14 Osnovne mjere i profil žlijeba .....	21
Slika 15 Ostale mjere bubnja.....	22
Slika 16 Napadni kut užeta .....	23
Slika 17 Naprezanje elementa stijenke bubnja .....	24
Slika 18 Osnovne mjere i dimenzije bubnja .....	25
Slika 19 Osnovne mjere bubnja .....	26
Slika 20 Čelna ploča bubnja .....	26
Slika 21 Veza užeta s bubnjem.....	28
Slika 22 Proračun osovine bubnja .....	29
Slika 25 Podaci iz kataloga.....	34
Slika 26 Skica statičkog modela okvira vitla.....	34
Slika 27 Skica statičkog modela I-profila.....	35
Slika 28 Kraut statički model za proračun .....	35
Slika 29 Dimenzije i karakteristike I-profila.....	36



## 1. Zadani parametri:

Oblikovanje mehanizma za vožnju	Zaseban blok kotača
Ovjes vitla	Vozno vitlo
Nosivost	$Q_r = 3100 \text{ kg}$
Visina dizanja	$H = 8 \text{ m}$
Prijenosni omjer koloturnika	$i_k = 4/2$
Brzina vožnje vitla	$v_{voz} = 15 \text{ m/min}$
Brzina dizanja	$v_{diz} = 12 \text{ m/min}$
Pogonska grupa mehanizma za dizanje i mehanizma za vožnju	DIN 2m ISO M5

Tablica 1 Zadani parametri

## 2. Koloturnik:

$$i_{kol} = 4/2$$

faktor mehaničkog iskorištenja:

$$\eta = 0,98 \text{ za valjne ležajeve}$$

Iskoristivost faktorskih koloturnika određuje se prema izrazu:

$$\eta_{uk} = \frac{1}{u} \cdot \frac{1 - \eta_0^u}{1 - \eta_0}$$

Gdje je:

$$\eta_0 = 0,98 \dots \text{stupanj korisnosti valjnih ležajeva}$$

$$i_k = u = 4; \text{ broj nosivih užeta;}$$

$$\eta_{uk} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1-0,98^4}{1-0,98} = 0,97$$

## 2.1 Dimenzioniranje i odabir užeta:

$$F_u = \frac{Q_t \cdot g}{\eta_{uk} \cdot i_{kol}} = \frac{3100 \cdot 9,81}{0,97 \cdot 4}$$

$$F_u = 7680 \text{ N}$$

Gdje je:

$Q_t = 3100 \text{ kg}$ ; nosivost granika

$u = 4$ ; broj nosivih užeta

$\eta_{uk} = 0,97$ ; iskoristivost faktorskih koloturnika

Promjer užeta određuje se prema izrazu:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot F_u}{f \cdot \pi \cdot R_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5 \cdot 7680}{0,49 \cdot \pi \cdot 1570}} = 7,56 \text{ mm}$$

Gdje je vrijednost:

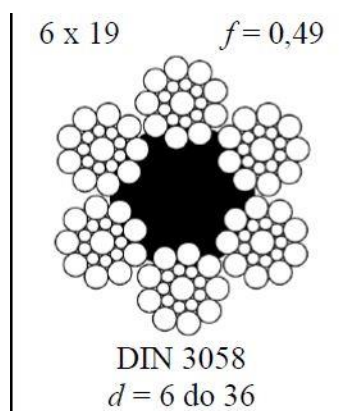
$S = 4,5$  – faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m

Pogonska grupa, DIN	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	-	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
Pogonska grupa, ISO	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Faktor sigurnosti $S \geq$	2.8	3.15	3.35	3.55	4	4.5	5.6	7.1	9

Tablica 2 Minimalni faktor sigurnosti S za pogonsku užad

$R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$ ; lomna čvrstoća užeta

$f = 0,49$ ; faktor ispune za paralelno pletenu SEALE užad



Slika 1 Normalno pletena užad

Odabire se normirani promjer  $d = 8 \text{ mm}$ .

### 3. Sklop kuke

#### 3.1. Odabir kuke

Potrebna veličina kuke odredit će se prema izrazu:

$$HN_{pot} \cong v_n \cdot \frac{Q_t \cdot g}{R_e}$$

Kao materijal odabiremo prema tablici.

Kvaliteta materijala	$R_e$ ili $R_{p0,2}$ <sup>*)</sup> kN/cm <sup>2</sup>	Faktor pogonske grupe $c_n = Q_t/HN$					
		1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
M	23,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,63
P	31,5	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8
(S)	39	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1
T	49	4	3,2	2,5	2	1,6	-
(V)	62	5	4	3,2	2,5	2	-
Faktor sigurnosti $v_n$ <sup>**)</sup>		1,25	1,5	2	2,5	3,15	4

Tablica 3 Odabir materijala kuke

Kao materijal, odabire se čelik oznake StE355 (S355N), razreda čvrstoće P, granice tečenja  $R_e = 31.5 \text{ kN/cm}^2$ . Nadalje, potrebno je odrediti potrebni faktor sigurnost za proračun kuke  $v_n$ .

Kvaliteta materijala	$R_e$ ili $R_{p0,2}$ <sup>*)</sup> kN/cm <sup>2</sup>	Faktor pogonske grupe $c_n = Q_t/HN$					
		1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
M	23,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,63
P	31,5	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8
(S)	39	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1
T	49	4	3,2	2,5	2	1,6	-
(V)	62	5	4	3,2	2,5	2	-
Faktor sigurnosti $v_n$ <sup>**)</sup>		1,25	1,5	2	2,5	3,15	4

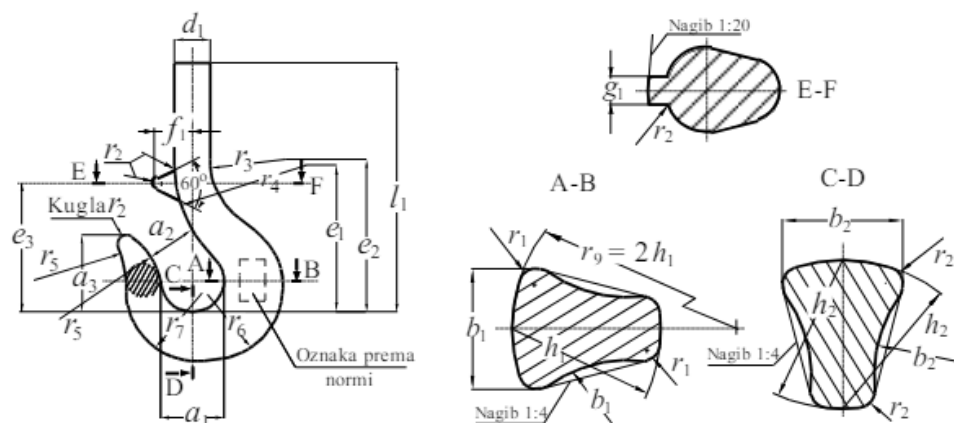
Tablica 4 Faktori sigurnosti kod proračuna kuki

Prema tome, potrebni broj kuke iznosi:

$$HN_{pot} \cong 2 \cdot \frac{3,1 \cdot 9,81}{31,5} \cong 1,9309$$



Odabrani broj kuke je  $HN = 2,5$ . Na slici su prikazane oznake, a u tablici su dane dimenzije za odgovarajuću kuku.



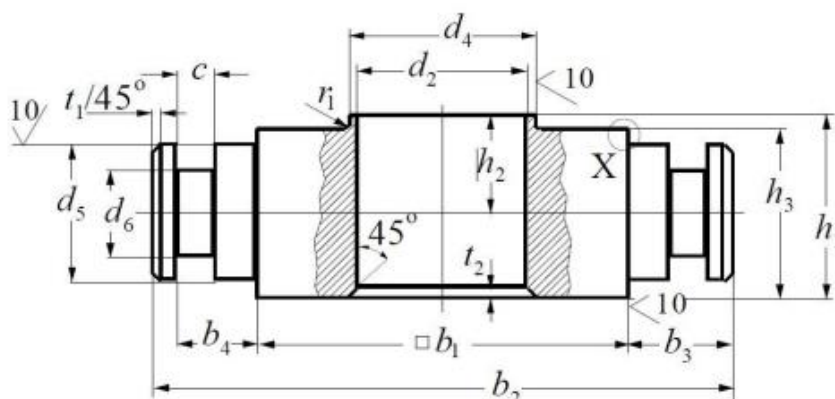
Slika 2 Oznake mjera jednokrake kuke kovane u kalupu

Broj kuke	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$b_1$	$b_2$	$d_1$	Navoj kuke	$e_1$	$e_2$	$e_3$	$h_1$	$h_2$	$l_1$	$f_1$	$g_1$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$	$r_6$	$r_7$	Masa $\approx$ kg
006	25	20	28	13	11	14	M 10	60	60	52	17	14	100	14,5	6,5	2	3	32	53	53	27	26	0,2
010	28	22	32	16	13	16	M 12	67	68	60	20	17	109	16,5	7	2	3,5	35	60	60	31	30	0,3
012	30	24	34	19	15	16	M 12	71	73	63	22	19	115	18	7,5	2,5	4	37	63	63	34	33	0,4
020	34	27	39	21	18	20	M 16	81	82	70	26	22	138	20	8,5	2,5	4,5	40	71	71	39	37	0,6
025	36	28	41	22	19	20	M 16	85	88	74	28	24	144	22	9	3	5	43	75	75	42	40	0,8
04	40	32	45	27	22	24	M 20	96	100	83	34	29	155	25	10	3,5	5,5	46	85	85	49	45	1,1
05	43	34	49	29	24	24	M 20	102	108	89	37	31	167	26	10,5	4	6	48	90	90	53	48	1,6
08	48	38	54	35	29	30	M 24	115	120	100	44	37	186	29	12	4,5	7	52	100	100	61	56	2,3
1	50	40	57	38	32	30	M 24	120	128	105	48	40	197	31	12,5	5	8	55	106	106	65	60	3,2
1.6	56	45	64	45	38	36	M 30	135	146	118	56	48	224	35	14	6	9	60	118	118	76	68	4,5
2.5	63	50	72	53	45	42	M 36	152	167	132	67	58	253	40	16	7	10	65	132	132	90	78	6,3
4	71	56	80	63	53	48	M 42	172	190	148	80	67	285	45	16	8	12	71	150	150	103	90	8,8
5	80	63	90	71	60	53	M 45	164	215	165	90	75	318	51	18	9	14	80	170	170	114	100	12,3
6	90	71	101	80	67	60	Rd50x6	218	240	185	100	85	374	57	18	10	16	90	190	190	131	112	17,1
8	100	80	113	90	75	67	Rd56x6	230	254	205	112	95	425	64	23	11	18	55	150	212	146	125	28

Tablica 5 Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu

### 3.2. Odabir nosača kuke

Dimenzije ovjesa i nosača kuke prikazane slikama:



Slika 3 Nosač kuke

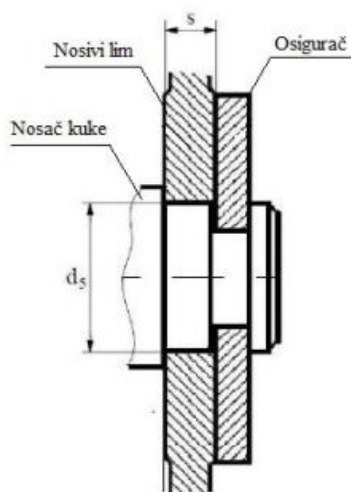
Za materijal nosača kuke odabire se Č1430(C35), a dimenzije su prikazane u tablici ispod.

Broj kuke	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$c$	$d_2$	$d_4$ j6	$d_5$ h9	$d_6$	$h_1$	$h_2$	$h_3$ h11	$r_1$ max	$r_2$	$s$	$s_1$	$s_2$	$t_1$	$t_2$	$t_3$ max	$u_1$	Ležaj
2.5	80	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,6	10	0,5	1,2	2	2	1	63,5	511 08
4	90	140	25	19	8	43	50	35	23	45	24	42	0,6	1,6	12	0,5	1,2	3	2	1	71	511 10
5	100	155	27,5	22	8	46	60	40	27	50	27,5	45	1	1,6	15	0,5	1,2	3	2	1	79,5	511 12
6	125	185	30	24	10	51	70	45	32	55	30	50	1	1,2	15	0,5	1,2	4	2,5	1	90	512 14

Tablica 6 Dimenzije ovjesa i nosača kuke

### 3.3. Provjera površinskog pritiska nosivih limova

Budući da se nosivi limovi prema slici ispod nose svu težinu sklopa kuke, potrebno je provjeriti površinski pritisak između nosivih limova i nosača kuke.



Slika 4 Spoj nosivog lima i nosača kuke

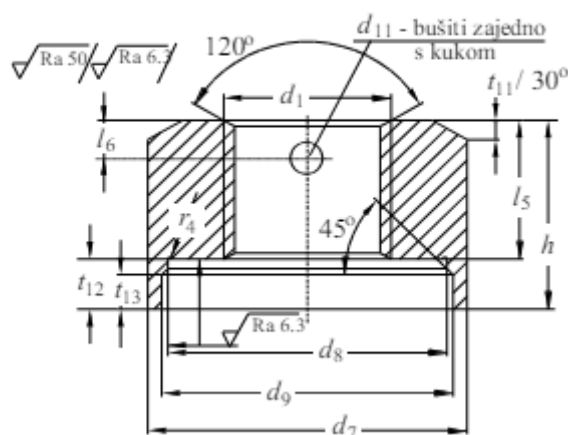
Površinski pritisak između nosivih limova i nosača kuke računa se prema:

$$p = \frac{Q_t}{2 \cdot d_5 \cdot s} = \frac{3100 \cdot 9,81}{2 \cdot 30 \cdot 10} = 50,69 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 50,69 \text{ N/mm}^2 < p_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2$$

### 3.4. Odabir normirane matice kuke

Odabir normirane matice kuke vrši se prema broju kuke (HN = 2,5).



Slika 5 Matice teretnih kuka (HN<6)

Broj kuke	Navoj d1	d7	d8 E9	d9	d11 H12	h	l5	l6	r4	t11	t12	t13
2,5	M 36	70	60	63	8	44	32	10	0,6	4	12	8
4	M 42	80	70	73	10	49	36	12	0,6	5	13	9
5	M 45	95	85	88	10	56	40	13	1	5	16	9

Tablica 6 Dimenzije matice teretne kuke HN=2,5

Odabrana je matica prema broju kuke 2,5.

### 3.5. Odabir aksijalnog ležaja kuke

Iz SKF kataloga odabire se ležaj 51108:

#### Dimensions

Bore diameter	40 mm
Outside diameter	60 mm
Height	13 mm

#### Performance

Basic dynamic load rating	25.5 kN
Basic static load rating	63 kN
Reference speed	5 000 r/min
Limiting speed	7 000 r/min

#### Properties

Axial load capability	Single-direction
Number of rows	1
Cage	Sheet metal
Housing washer type	Flat
Tolerance class	Normal
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without

#### Logistics

Product net weight	0.119 kg
eClass code	23-05-10-01
UNSPSC code	31171507

Slika 6 Podaci za ležaj 51108

### 3.6. Dimenzioniranje užnice pomičnog bloka

Kako bi se osigurala potrebna trajnost užeta, potreban je određeni promjer užnice i bubnja pa se tako izračunava minimalni potrebni promjer užnice na temelju sljedećeg izraza:

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d$$

gdje je:

$\left(\frac{D}{d}\right)_{min}$  - minimalni potrebni odnos promjera užnice ili bubnja

$c_p$  - faktor ovisan o broju pregiba užeta

Pogonska grupa	$(D/d)_{\min}$ za					
	bubanj		užnica		izravnavaјуća užnica	
1D <sub>m</sub>	11,2	(12,5) <sup>1)</sup>	12,5	(14) <sup>1)</sup>	10	(12,5) <sup>1)</sup>
1C <sub>m</sub>	12,5	(14)	14	(16)	12,5	(14)
1B <sub>m</sub>	14	(16)	16 <sup>2)</sup>	(18)	12,5	(14)
1A <sub>m</sub>	16	(18)	18	(20)	14	(16)
2 <sub>m</sub>	18	(20)	20	(22,4)	14	(16)
3 <sub>m</sub>	20	(22,4)	22,4	(25)	16	(18)
4 <sub>m</sub>	22,4	(25)	25	(28)	16	(18)
5 <sub>m</sub>	25	(28)	28	(31,5)	18	(20)

<sup>1)</sup> Vrijednosti u zagradama su za višeslojnu užad (užad s 2 ili 3 sloja pramena). Ukoliko se izborom konstrukcije višeslojnog užeta postiže dovoljna trajnost, mogu se koristiti koeficijenti za jednoslojnu užad.

<sup>2)</sup> Užnice u grabalicama, bez obzira na stvarnu pog. grupu, mogu se dimenzionirati prema  $(D/d)_{\min}$  za grupu 1B<sub>m</sub>.

Tablica 7 Minimalni odnosi  $(D/d)$  za pogonsku užad (DIN 15020)

Prema navedenoj tablici, za pogonsku grupu 2<sub>m</sub>, minimalni potrebni odnos  $(D/d)_{\min}$  za užnicu iznosi  $(D/d)_{\min} = 20$ . Nadalje, potrebno je odrediti faktor ovisan o broju pregiba užeta. Vidimo da je broj pregiba užeta jednak  $b_p = 3$ , a pripadajući koeficijent  $c_p$  iščitavamo iz sljedeće tablice.

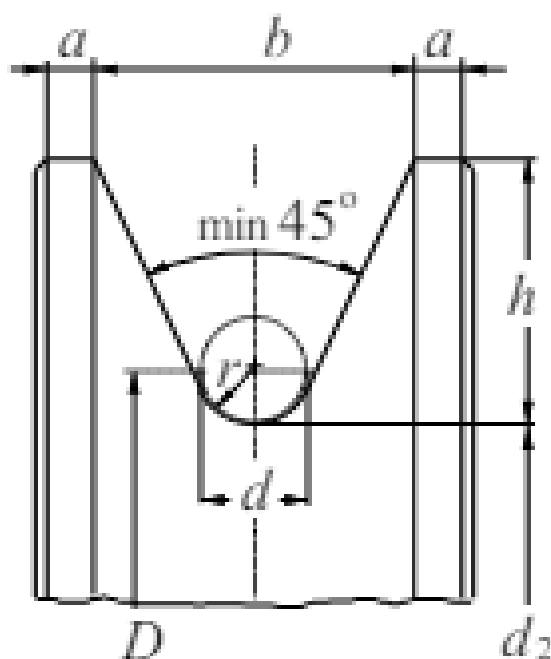
Broj pregiba $b_p$	$\leq 5$	6 do 9	$\geq 10$
Faktor $c_p$	1	1,12	1,25

Tablica 8 Koeficijent  $c_p$

Slijedom svega navedenoga, minimalni potrebni promjer užnice iznosi:

$$D_{užnice} \geq 20 \cdot 1 \cdot 8 = 160 \text{ mm}$$

Budući da je minimalni potrebni promjer  $(D/d)_{\min}$  za užnice ili bubanj mjeran kroz središnjicu užeta, potrebno je prvo odrediti nazivni promjer užnice  $d_2$ , naveden u tablici ispod.



Slika 7 Profil užnice

$r$	$d$	$h$	$b$	$a$
1,6	3	8	9	2
2,2	4	10	11	2
2,7	5	12,5	14	2
3,2	6	12,5	15	3
3,7	7	15	17	4
4,2	8	15	18	4
4,8	9	17,5	21	4,5
5,3	10	17,5	22	4,5
6	11	20	25	5
6,5	12	20	25	5
7	13	22,5	28	5
7,5	14	25	31	6
8	15	25	31	6
8,5	16	27,5	34	6
9	17	30	37	6
9,5	18	30	38	6
10	19	32,5	40	7
10,5	20	35	43	7
11	21	35	44	7
12	22	35	45	7
12,5	23	35	46	7
13	24	37,5	48	8

Tablica 9 Mjere profila žlijeba užnice u mm

Prema tome, promjer užnice mjeren kroz središnjicu užeta iznosi:

$$D_{užnice} = d_2 + d \geq 160 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq 160 - d = 160 - 8 = 152 \text{ mm}$$

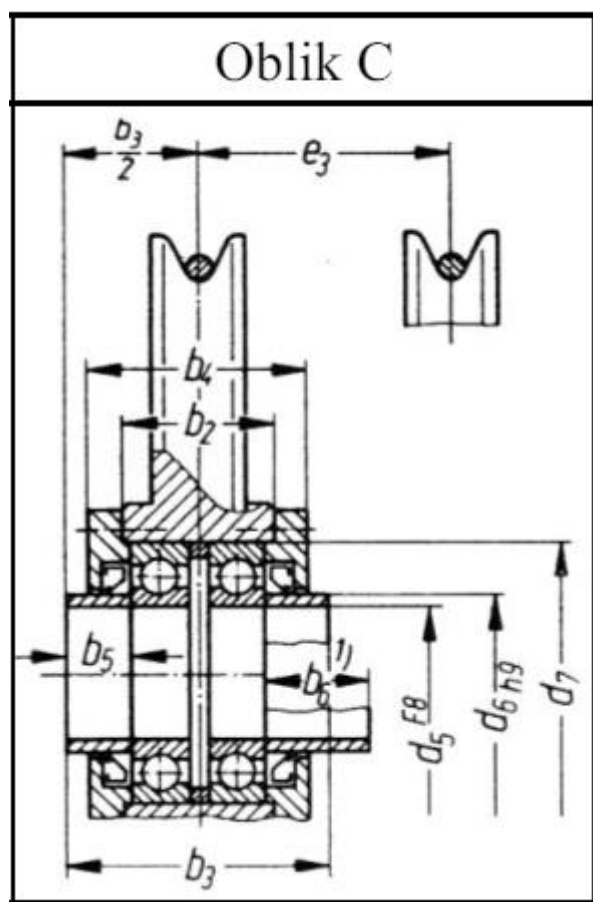
Prema tome, promjer užnice mjeren kroz središnjicu užeta iznosi:

$$D_{užnice} = d_2 + d = 152 + 8 = 160 \text{ mm}$$

Pripadajući promjer osovine iznosi  $d_5 = 60 \text{ mm}$ .



Sljedeća slika prikazuje oblike i mjerne skice užnice sa pripadajućim glavnim mjerama za izradu.



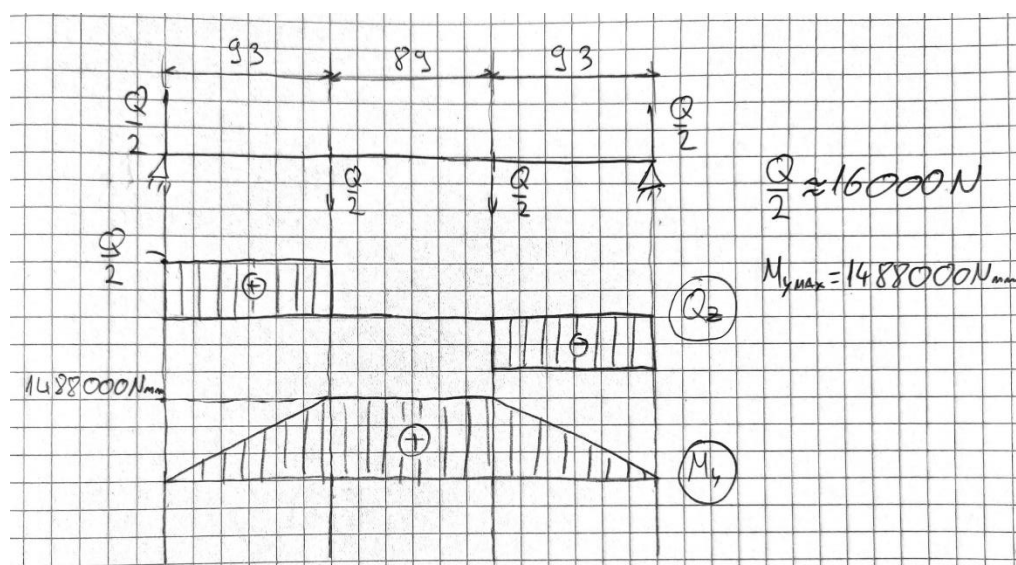
Slika 8 Mjerna skica užnice oblika C

Oblik C							
$d_5$	$b_3$	$d_6$	$b_2$	$b_4$	$d_7$	$b_5$	Ležaj
h9	0 -0,2		0 -0,2		K7		DIN625 T.1
60	110	70	60	82	110	30	6212

Tablica 10 Glavne mjere užnice oblika C

### 3.7 Proračun osovine užnice

Proračunska skica osovine užnice prikazana je na slici u nastavku.



Slika 9 Skica osovine užnice

Duljine su uzete između sredine užnice i sredine nosivih limova koji se spajaju na sklop kuke.

Maksimalni moment savijanja dobivem metodom površina iznosi:

$$M_{max} = 1488000 \text{ Nmm}$$

Dopušteno naprezanje za materijal E295 iznosi  $\sigma_{dop} = 76 \text{ Mpa}$ , dobiveno dijeljenjem  $\sigma_{fDI} = 380 \text{ Mpa}$  sa faktorom sigurnosti  $S = 5$ .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{max}}{\sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1488000}{76}} = 58,07 \text{ mm}$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

ODABRANO



### 3.8 Odabir i proračun valjnih ležajeva užnice

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje  $P_r$  iznosi:

$$P_r = \frac{Q}{4} = 7750 \text{ N}$$

Dinamičko opterećenje ležaja  $C_1$  računa se prema izrazu:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon}$$

Gdje je:

$$n_m = \frac{v_{diz} \cdot i_k}{D \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,16 \cdot \pi} = 47,75 \text{ min}^{-1}$$

$\varepsilon=3$  – eksponent vijeka trajanja za kuglične ležajeve,

$L_{10hmin} = 10000\text{h}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja u satima

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 7750 \cdot \left( \frac{60 \cdot 47,75 \cdot 10000}{10^6} \right)^{1/3} = 23714,28 \text{ N}$$

Odabrani je ležaj SKF 6012:

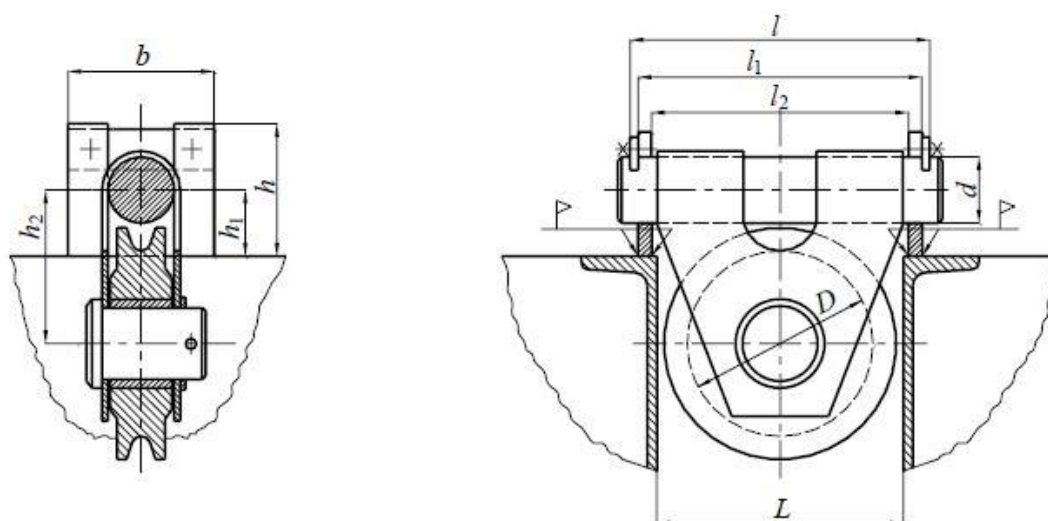
Dimensions		Performance	
Bore diameter	60 mm	Basic dynamic load rating	30.7 kN
Outside diameter	95 mm	Basic static load rating	23.2 kN
Width	18 mm	Reference speed	15 000 r/min
		Limiting speed	9 500 r/min
		SKF performance class	SKF Explorer
Properties		Logistics	
Filling slots	Without	Product net weight	0.395 kg
Number of rows	1	eClass code	23-05-08-01
Locating feature, bearing outer ring	None	UNSPSC code	31171504
Bore type	Cylindrical		
Cage	Sheet metal		
Matched arrangement	No		
Radial internal clearance	CN		
Material, bearing	Bearing steel		
Coating	Without		
Sealing	Without		
Lubricant	None		
Relubrication feature	Without		

Slika 10 Podaci za ležaj 6214 – 2RS1

Budući da je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno  $C = 30,7 \text{ kN} > C_1 = 23,71 \text{ kN}$ , odabrani ležaj zadovoljava proračun.

## 4. Proračun užnice za izravnavanje

Sila na izravnavajuću užnicu iznosi 16000 N ( pola tereta  $Q$  i težina kuke otprilike) te se izravnavajuća užnice bira prema tablici :



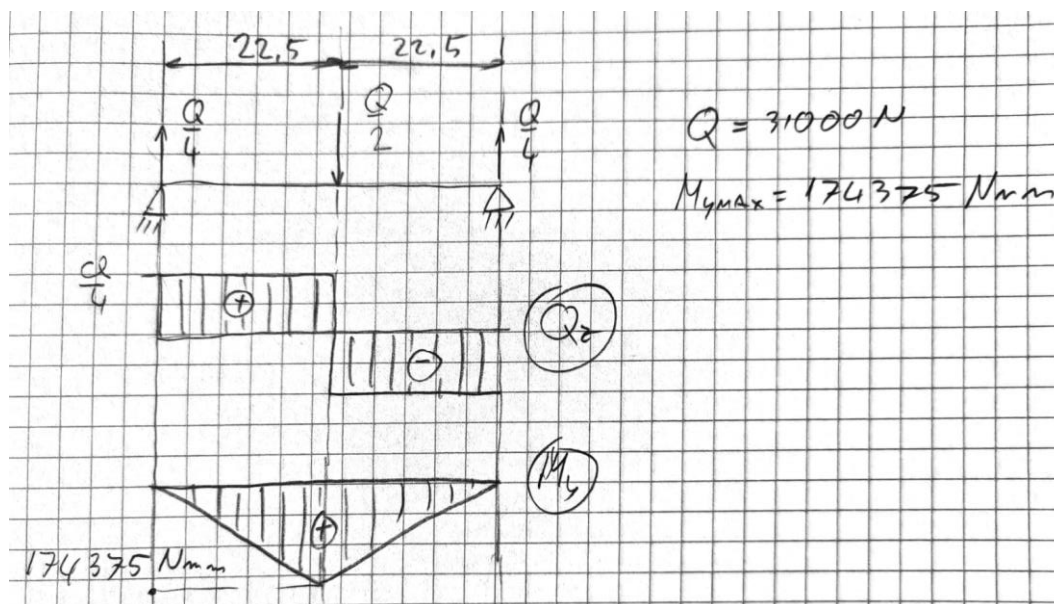
Tablica 13 Dimenzije izravnavajuće užnice

Sila na užnici (kN)	Promjer užeta (mm)	$D$	$L$	$b$	$d$	$h$	$h_1$	$h_2$	$l$	$l_1$	$l_2$	Masa u kg po kom.
16	9	125	165	95	45	90	45	105	219	195	175	10,57
25	11	140	180	110	50	100	50	115	242	210	190	15,15
31,5	12	160	210	115	55	110	55	135	272	240	220	20,4
40	13	180	230	120	60	115	60	145	296	264	240	27,7
50	16	200	260	145	65	130	65	165	334	294	270	38,1
62,5	18	225	290	150	70	140	70	180	364	324	300	49,8
80	20	250	325	160	80	150	80	200	399	359	335	67,6
100	22	280	365	170	90	170	90	230	445	405	375	91,6
125	24	300	385	175	95	175	95	245	465	425	395	96,1
160	27	315	410	190	110	185	100	265	490	450	420	128,5
200	30	400	510	220	120	210	110	315	600	550	520	190

Tablica 14 Dimenzije izravnavajuće užnice

#### 4.1. Dimenzioniranje male osovine užnice

Opterećenje je prikazano na slijedećoj slici:



Slika 11 Skica male osovine izravnavajuće užnice

Duljine su uzete između limova koji obgrljuju godnju osovину promjera 45 mm.

Maksimalni moment savijanja dobivem metodom površina iznosi:

$$M_{max} = 174375 \text{ Nmm}$$

Dopušteno naprezanje za materijal E295 iznosi  $\sigma_{dop} = 76 \text{ Mpa}$ , dobiveno dijeljenjem  $\sigma_{fDI} = 380 \text{ Mpa}$  sa faktorom sigurnosti  $S = 5$ .

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{max}}{\sigma_{dop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 174375}{76}} = 28,42 \text{ mm}$$
$$d = 30 \text{ mm}$$

ODABRANO

## 4.2. Provjera nosivih limova na bočni tlak

Bočni tlak iznosi:

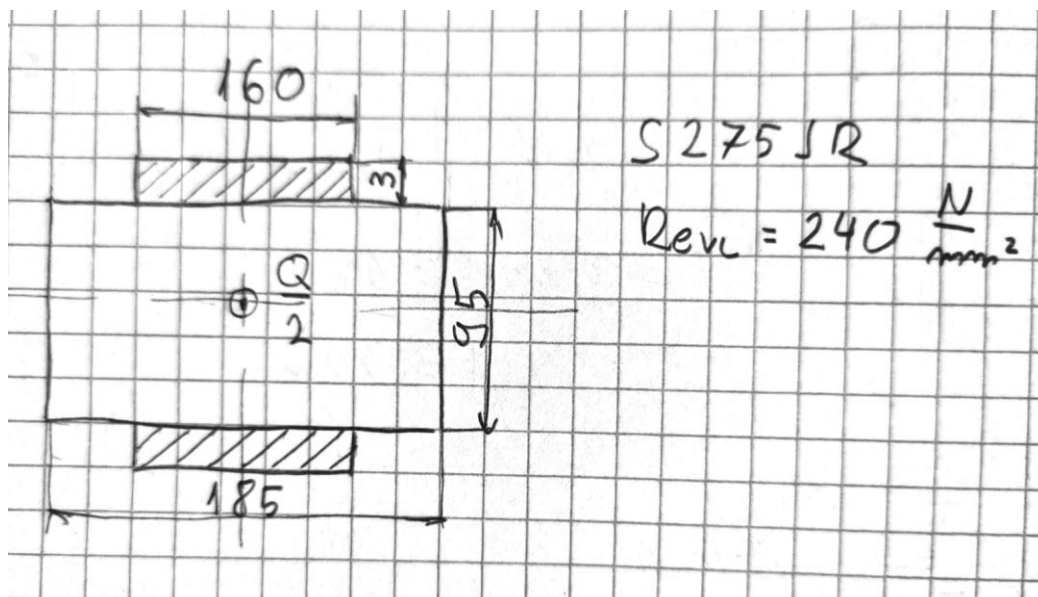
$$\frac{\frac{Q}{2}}{2 \cdot t \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$\frac{15500}{2 \cdot 5 \cdot 45} \leq 100$$

$$34,44 \leq 100$$

ZADOVOLJAVA

## 4.3. Proračun zavora prema nosivoj konstrukciji



Slika 12 Skica zavora izravnavajuće užnice

Površina zavora iznosi:

$$A = 2 \cdot 3 \cdot 160 = 960 \text{ mm}^2$$

Vlačno naprezanje iznosi:

$$\sigma = \frac{\frac{Q}{2}}{A} = \frac{\frac{31000}{2}}{960} = 16,15 \text{ Mpa}$$

Granica tečenja za materijal S275JR zavora iznosi 240 Mpa što znači da sigurnost S na zavar iznosi:

$$S = \frac{240}{16,15} = 14,87$$

## 5. Dimenzioniranje bubnja

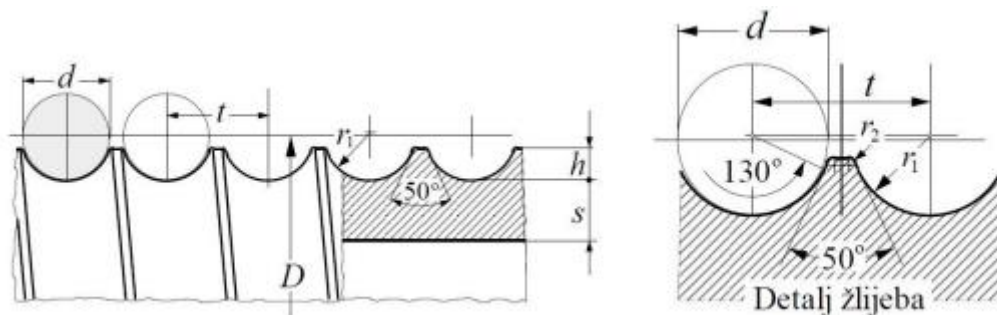
### 5.1. Osnovne dimenzije bubnja

Bubanj služi za pogon užeta i kao spremnik potrebne dužine užeta. Namatanje užeta treba izvesti tako da se spriječi zapletanje užeta na bubnju. To se većinom postiže namatanjem na ožljebljeni bubanj. Žljebovi čuvaju užu i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta. Prema tablici 9. vidimo da minimalni potrebni odnos promjera bubnja u odnosu na promjer užeta za pogonsku grupu 2m iznosi  $(D/d)_{\min} = 18$ , dok je koeficijent broja pregiba užeta isti kao i kod proračuna užeta, odnosno  $c_p = 1$ . Slijedom svega navedenog, minimalni potrebni promjer bubnja iznosi:

$$D_b \geq 18 \cdot 1 \cdot 8$$

$$D_b \geq 144 \text{ mm}$$

Na temelju minimalno potrebnog promjera bubnja odabire se čelična bešavna cijev vanjskog promjera  $D_c = 216 \text{ mm}$ , debljine stijenke  $\delta = 10 \text{ mm}$  – podaci odabrani iz Strojarski priručnik, B. Kraut



Slika 13 Osnovne mjere i profil žlijeba

Dimenzije profila žljebova slijede iz promjera užeta:

Visina profila žlijeba:  $0,375d \leq h \leq 0,4d$

Radijus profila žlijeba:  $r_1 = 0,53d$

Korak užeta na bubnju:  $t \cong 1,15d$

Budući da u našem slučaju promjer užeta iznosi  $d = 8 \text{ mm}$ , uvrštavanjem u izraze dobivamo:

$$3 \leq h \leq 3,2$$

Odabrana visina profila žlijeba iznosi  $h = 3,2 \text{ mm}$ .

Radijus profila žlijeba  $r_1$  iznosi:

$$r_1 = 0,53 \cdot 8 = 4,24 \text{ mm}$$

Tablicom 14. prikazane su preporučene vrijednosti radijusa profila žlijeba  $r_2$  u ovisnosti o promjeru užeta. Za promjer užeta  $d = 8 \text{ mm}$ , radijus profila žlijeba iznosi  $r_2 = 0,5 \text{ mm}$ .

$d$ , mm	3 do 9	10 do 28	29 do 37	38 do 44	45 do 54	56,58	60
$r_2$ , mm	0,5	0,8	1,3	1,6	2	2,5	3

Tablica 11 Radijus profila žlijeba  $r_2$

Potrebni korak užeta na bubnju iznosi:

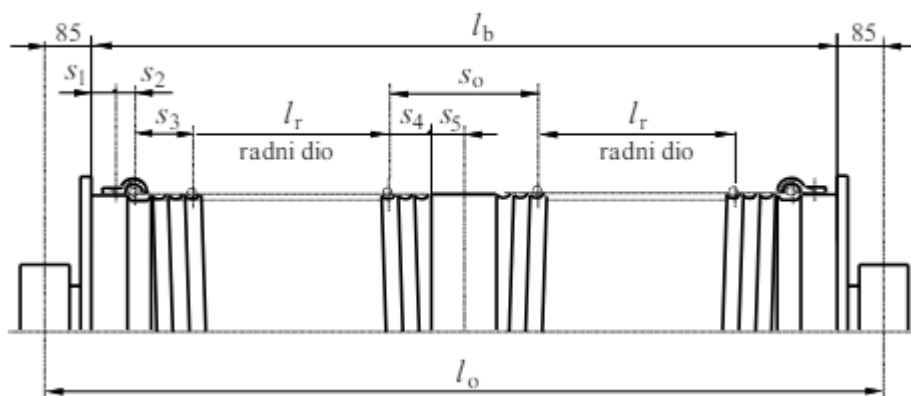
$$t \cong 1,15 \cdot 8 \cong 9,2 \text{ mm}$$

Odabrani korak užeta na bubnju iznosi  $t = 9 \text{ mm}$ .

Debljina stjenke  $s$  za zavarenu izvedbu bubnja iznosi:

$$s = \delta - h = 10 - 3,2 = 6,8 \text{ mm}$$

Ostale mjere bubnja prikazane su slikom u nastavku.



Slika 14 Ostale mjere bubnja

U nastavku su navedeni izrazi za prikazane mjere na slici:

$$s_1 = t + (40 \text{ do } 50) \text{ mm} = 9 + 41 = 50 \text{ mm}$$

$$s_2 \cong t = 9 \text{ mm}$$

$$s_3 = 4t = 36 \text{ mm}$$

$$s_4 = (2,5 \text{ do } 3,5)t = 2,5 \cdot 9 = 22,5 \text{ mm}$$

Računski promjer bubnja  $D$  dobijemo:

$$D_c - 2\delta + 2s + d = D$$

$$D = 216 - 2 \cdot 10 + 2 \cdot 6,8 + 8 = 217,6 \text{ mm}$$

## 5.2. Radna i ukupna dužina bubnja

Na radni dio bubnja treba se namotati uže u dužini  $k$  i  $H$ . Radi rasterećenja veze užeta s bubnjem trebaju 2 do 3 namotaja te za samu vezu 1 do 2 namotaja.

Radna dužina bubnja iznosi:

$$l_r = \frac{i_k \cdot H}{D\pi} t = \frac{2 \cdot 8000}{217,6 \cdot \pi} \cdot 9 = 210,65 \text{ mm} \cong 211 \text{ mm}$$

gdje je:

$i_k = 2$  – prijenosni omjer koloturnika,

$H = 8000 \text{ mm}$  – visina dizanja,

$D = 217,6 \text{ mm}$  – promjer bubnja,

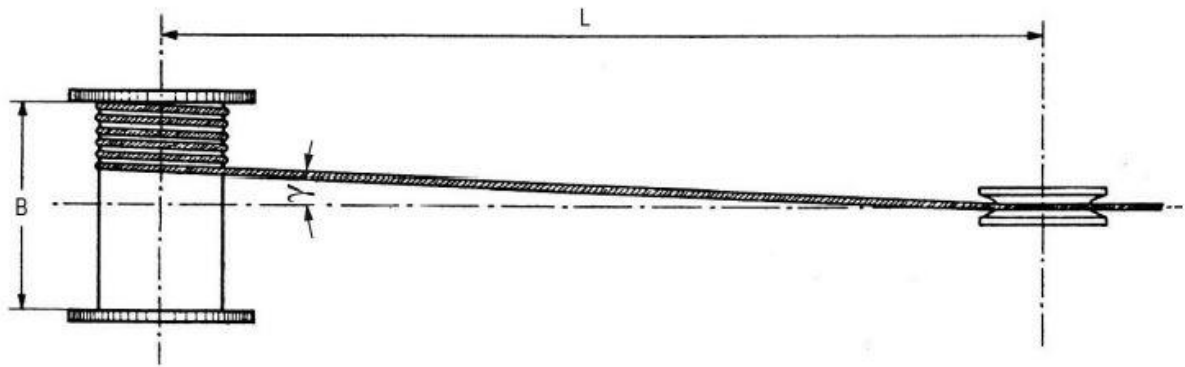
$t = 9 \text{ mm}$  – korak užeta na bubnju

Konačno, ukupna dužina bubnja za jednoužetni bubanj prema iznosi:

$$l_b = 2 \cdot (l_r + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + 30) = 2 \cdot (211 + 50 + 9 + 36 + 22,5 + 30) = 806 \text{ mm}$$

## 5.3. Provjera napadnog kuta užeta

Napadni kut užeta  $\gamma$  predstavlja kut pod kojim uže sa bubnja upada u užnicu. Zbog nemogućnosti ispadanja isti treba biti unutar dozvoljene granice  $\gamma_{\max} = 4^\circ$ . Odredit ćemo najmanju udaljenost  $L$  na koju je moguće dovesti pomični blok do bubnja.



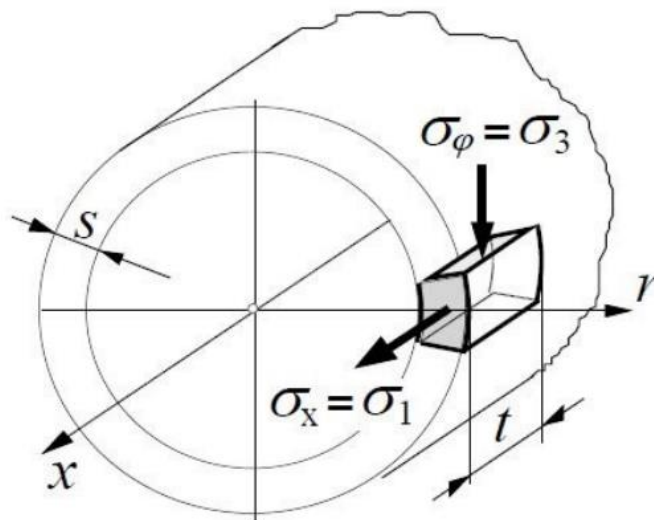
Slika 15 Napadni kut užeta

$$L_{\min} = \frac{40,5}{\tan \gamma} = \frac{40,5}{\tan 4^\circ} = 593 \text{ mm.}$$



## 5.4. Proračun stijenke bubnja

Stijenka bubnja opterećena je na uvijanje, savijanje i prolom. Kako je naprezanje na uvijanje najčešće malo, isto se zanemaruje. Naprezanje na savijanje ima utjecaj kod vrlo dugačkih bubnjeva dok naprezanje na prolom karakterizira namatanje užeta na bubanj pod opterećenjem. Time se stvara slični efekt kao djelovanje vanjskog tlaka. Stijenka bubnja dimenzionira se prvenstveno prema naprezanjima koja odatle slijede.



Slika 16 Naprezanje elementa stijenke bubnja

Cirkularno (tlačno) naprezanje bubnja računa se prema izrazu:

$$\sigma_{\varphi} = 0,5 \frac{F_u}{ts} = 0,5 \cdot \frac{7750}{9 \cdot 6,8} = 61,94 \text{ MPa}$$

gdje je:

$F_u = 7750 \text{ N}$  – maksimalna sila u užetu

Dopušteno cirkularno naprezanje za materijal S235JR iznosi 100 MPa.

Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja računa se prema izrazu:

$$\sigma_x = 0,96 F_u \sqrt{\frac{1}{Ds^3}} = 0,96 \cdot 7750 \cdot \sqrt{\frac{1}{217,6 \cdot 6,8^3}} = 28,44 \text{ MPa}$$

Dopušteno normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke za materijal S235JR iznosi  $\sigma_{xdop} = 50 \text{ MPa}$ .



Kako su cirkularna i normalna naprezanja manja od dopuštenih vrijednosti, odabrana debljina stijenke bubnja zadovoljava. Glavna naprezanja na mjestu namatanja užeta iznose:

$$\sigma_1 = \sigma_x = 28,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = \sigma_\varphi = -61,94 \text{ MPa}$$

Ekvivalentno naprezanje tada iznosi:

$$\sigma_{ekv} = \sigma_1 - \sigma_3 = 28,44 + 61,94 = 90,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ekv} \leq \frac{Re}{S} = \frac{220}{2}$$

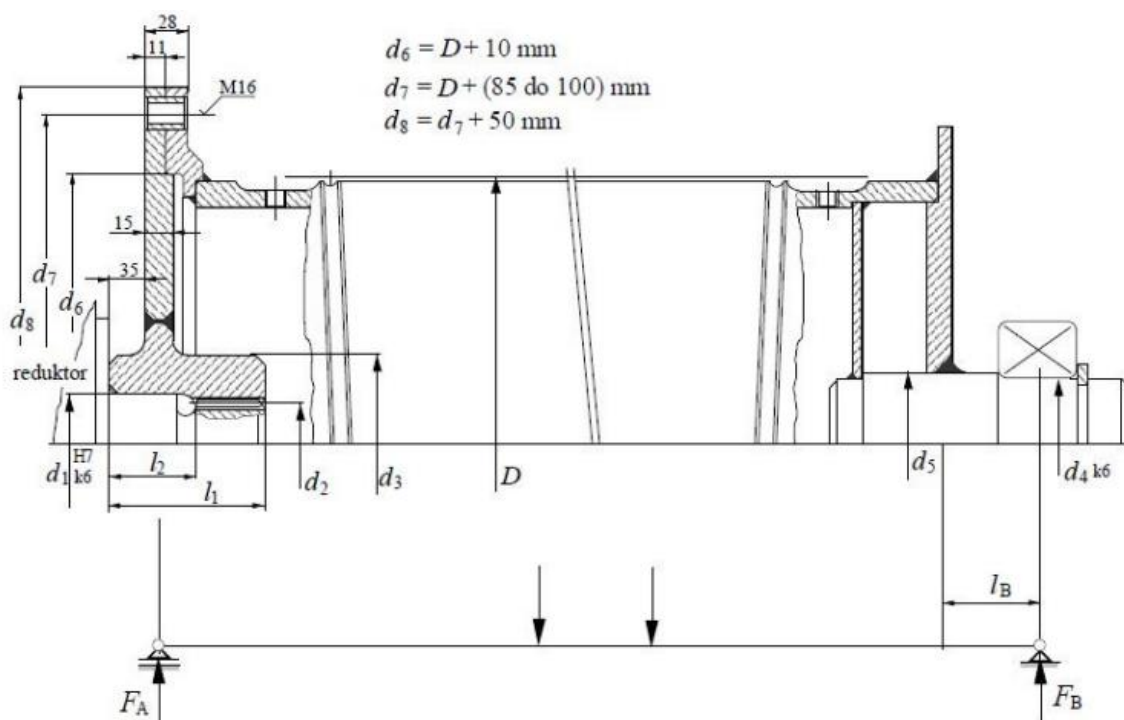
$$90,38 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa}$$

**ZADOVOLJAVA**

Kako je ekvivalentno naprezanje manje od dopuštenog naprezanja, cijev bubnja zadovoljava proračun.

## 5.5. Osnovne mjere i dimenzije bubnja

Na sljedećoj slici je prikazan primjer konstrukcijske zavarene izvedbe bubnja sa pripadajućim bitnim dimenzijama za proračun. Izvodi se sa nasadnim reduktorom što pojednostavljuje nosivu konstrukciju jer su potrebna samo dva oslonca za ležajeve bubnja i momentni oslonac za reduktor.



Slika 17 Osnovne mjere i dimenzije bubnja

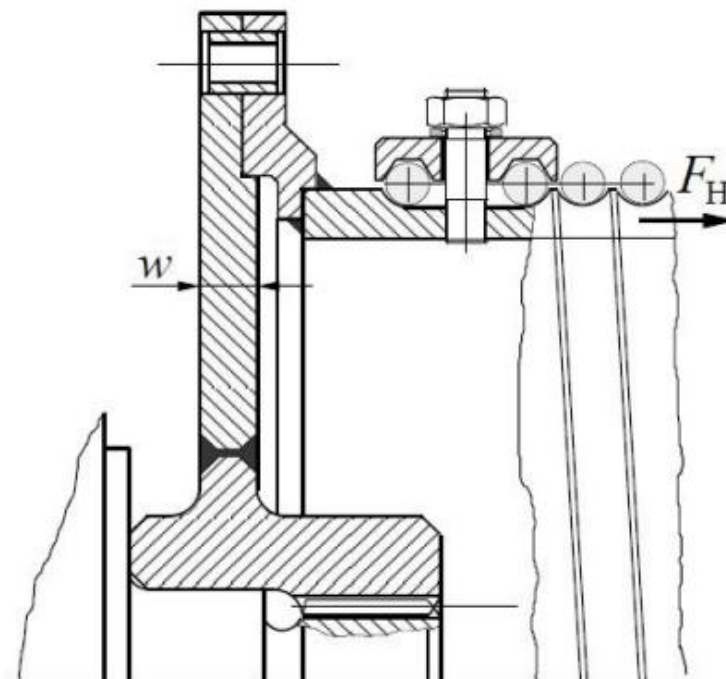
Tablicom ispod prikazane su preporučene mjere bubnja za maksimalnu obodnu silu za pogonsku grupu 2m. Budući da je u našem slučaju obodna sila jednaka  $F_u = 10,342 \text{ kN}$ , osnovne mjere bubnja izvode se prema maksimalnoj obodnoj sili od  $F_b = 50 \text{ kN}$ .

$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	max $M_b$ , kNm	max $F_b$ , kN
90	83,9	135	70	90	8	50
110	104,9	160	75	90	14	70
130	125,9	180	80	95	25	100
140	134,9	195	85	100	40	140
160	152,9	220	95	110	63	200

Slika 18 Osnovne mjere bubnja

## 5.6. Dimenzioniranje čelne ploče bubnja

Potrebno je dimenzionirati, odnosno proračunati čeonu ploču bubnja prikazanu na slici ispod.



Slika 19 Čelna ploča bubnja

Za bubanj u zavarenoj izvedbi debljina slijedi iz dopuštenog naprezanja:

$$\sigma = 1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_1}{D}\right) \cdot \frac{F_H}{w^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{R_e}{S}$$

gdje je:

$$\sigma_{dop} = 100 \text{ MPa}$$

$$S = 2 \text{ do } 3$$

$$F_H = 0,1 F_u = 0,1 \cdot 7750 \cong 775 \text{ N}$$

$F_u = 7750 \text{ N}$  – maksimalna sila u užetu

$D_1 = d_3 = 135 \text{ mm}$  - promjer glavine bubnja

$$D = 217,6 \text{ mm}$$

$$h = 3,2 \text{ mm}$$

Transformacijom izraza dobivamo izraz za potrebnu debljinu ploče:

$$w = \sqrt{1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_1}{D}\right) \cdot \frac{F_H}{\sigma_{dop}}} = \sqrt{1,44 \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{135}{217,6}\right) \cdot \frac{775}{100}} = 2,56 \text{ mm}$$

Odabrana debljina čelone ploče iznosi  $w = 6 \text{ mm}$ .

## 5.7. Veza čelone ploče i bubnja

Veza između čelone ploče i bubnja ostvaruje se vijčanim spojem. Prijenos okretnog momenta vrši se trenjem između čelone ploče i bubnja koje je posljedica pritezanja vijaka na promjeru  $d_7$ , slika 17. Prema tome, proračun se provodi prema sljedećem izrazu:

$$F_u \cdot \frac{D}{2} \leq A_j \cdot \mu \cdot n \cdot \frac{d_7}{2} \cdot \sigma_{dop}$$

Gdje je:

$\mu = 0,2$  – faktor trenja za čelik/čelik (Strojarski priručnik, B. Kraut)

$$d_7 = D + (85 \text{ do } 100) = 217,6 + 92,4 = 310 \text{ mm}$$

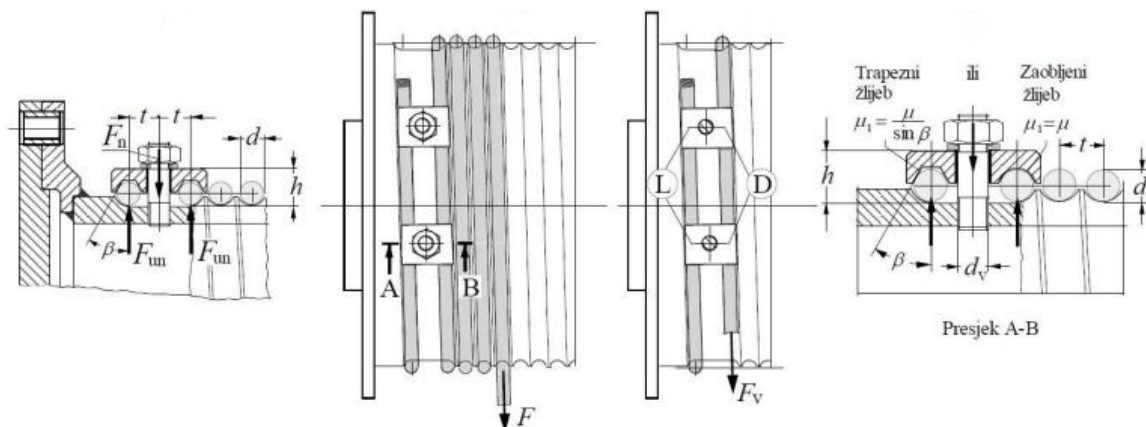
$A_j = 32,7 \text{ mm}^2$  - promjer vijka za odabrane vijke M8

$$n \geq \frac{F_u \cdot D}{\sigma_{dop} \cdot \mu \cdot A_j \cdot d_7} \geq \frac{7750 \cdot 217,6}{256 \cdot 0,2 \cdot 32,7 \cdot 310} \geq 3,25$$

Odabrani broj vijaka je  $n=4$ , M8, kvalitete 8.8

## 5.8. Veza užeta s bubnjem

Pričvršćenje užeta na bubanj ostvaruje se potisnim pločicama sa trapeznim ili zaobljenim žlijebom te pripadajućih vijaka. Vezu užeta s bubnjem treba proračunati prema najvećoj sili u užetu nazivnog opterećenja, uzimajući u obzir užetno trenje  $\mu = 0,1$ . Kod najnižeg položaja kuke trebaju na bubnju ostati još dva navoja užeta, ne računajući navoje koji služe za pričvršćenje. Prema tome, obuhvatni kut užeta za dva navoja prije vijčane veze jednak je  $\alpha = 4\pi \text{ rad}$ .



Slika 20 Veza užeta s bubnjem

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu, uz dva navoja prije vijčane veze, iznosi:

$$F_V = \frac{F_u}{e^{\mu\alpha}} = \frac{7750}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 2206 \text{ N}$$

Ukupna normalna sila u jednom vijku iznosi:

$$F_N = 2 \cdot \frac{F_V}{(\mu + \mu_1) \cdot (e^{\mu\alpha} + 1)} = \frac{2 \cdot 2206}{(0,1 + 0,1) \cdot (e^{0,1 \cdot 2\pi} + 1)} = 7675 \text{ N}$$

gdje je:

$$\mu = \mu_1 = 0,1$$

$$\alpha = 2\pi \text{ rad} - \text{obuhvatni kut užeta nakon ulaska u vijčanu vezu}$$

Nadalje, možemo izračunati potreban broj vijaka koji se opterećuju na vlak i savijanje:

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_{dop}} \cdot \left( \frac{1,3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d_1^3} \right)$$

Odabiru se vijci M8, kvalitete 8.8 koji imaju granicu tečenja  $R_e = 640 \text{ MPa}$ , promjer jezgre  $d_l = 6,647 \text{ mm}$ , te površine jezgre vijka  $A_j = 32,7 \text{ mm}^2$ . Dopušteno naprezanje tako iznosi:

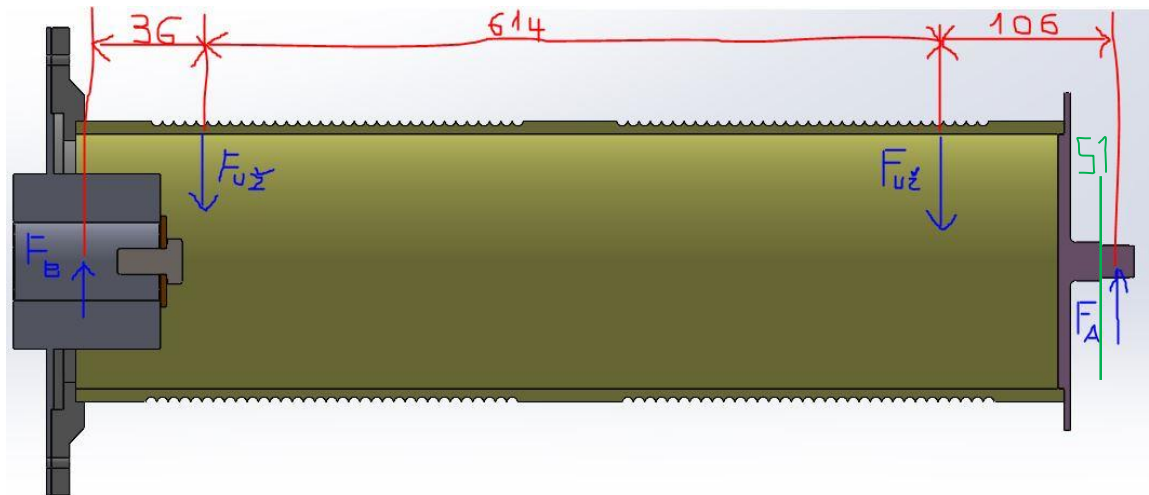
$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa}$$

$$z \geq \frac{7675}{256} \cdot \left( \frac{1,3}{32,7} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 16}{\pi \cdot 6,647^3} \right) = 2,86$$

Veza užeta s bubnjem ostvarit će se pomoću 3 vijka M8, kvalitete 8.8

Vijci se postavljaju po obodu bubnja na razmaku  $l_v \geq 5d = 5 \cdot 8 = 40$  mm.

## 5.9. Proračun osovine bubnja



Slika 21 Proračun osovine bubnja

Sile u osloncima ne ovise u kojem je položaju teret pošto je opterećenje simetrično s obzirom na sredinu bubnja, za ovaj slučaj uzeli smo položaj dok je teret skroz dole na dnu raspona dizanja. Udaljenosti koje se vide na slici su uzete između sredine ležaja na osloncu A i sredine vratila od reduktora u osloncu B. Pošto dimenzioniramo osovinu u osloncu A potrebna nam je samo momentna jednadžba oko oslonca B kako bi dobili silu  $F_A$  i opterećenje  $M_y$  na presjeku udaljenom za 10 mm ulijevo od djelovanja sile  $F_A$  što je jednako pola širine ležaja.

$F_{už} = 7750$  N – sila u užetu

$F_A$  iznosi :

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{už} \cdot 36 + F_{už} \cdot (36 + 614) = F_A \cdot (106 + 614 + 36)$$

$$F_A = 7033$$
 N

Moment na presjeku S1 iznosi:

$$F_A \cdot 10 = M_y$$

$$M_y = 7033 \cdot 10 = 70330$$
 Nmm

Potrebni promjer  $d$  za materijal osovine E295 ( $\sigma_{fDNdop} = 50$  Mpa) inosi:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_y}{\sigma_{fdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 70330}{50}} = 24,14 \text{ mm}$$

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

ODABRANO

### 5.10. Odabir i proračun ležaja osovine bubnja

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja bubnja  $P_r$  iznosi:

$$P_r = F_A = 7033 \text{ N}$$

Ekvivalentno dinamičko opterećenje  $C_1$  :

$$C_1 = P_r \left( \frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon}$$

Gdje je:

$$n_m = \frac{v_{diz} \cdot i_k}{D \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,218 \cdot \pi} = 35 \text{ min}^{-1} - \text{brzina vrtnje ležaja,}$$

$\varepsilon = 3$  – eksponent vijeka trajanja za kuglične ležajeve,

$L_{10hmin} = 10000 \text{ h}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja, u satima.

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 7033 \cdot \left( \frac{60 \cdot 10000 \cdot 35}{10^6} \right)^{1/3} = 19401 \text{ N}$$

Odabiremo samopodesivi ležaj SKF 2305 M:

Dimensions		Performance	
Bore diameter	25 mm	Basic dynamic load rating	24.2 kN
Outside diameter	62 mm	Basic static load rating	6.55 kN
Width	24 mm	Reference speed	22 000 r/min
		Limiting speed	16 000 r/min
Properties		Logistics	
Retaining feature, inner ring	None	Product net weight	0.362 kg
Locating feature, bearing outer ring	None	eClass code	23-05-08-06
Number of rows	2	UNSPSC code	31171532
Bore type	Cylindrical		
Cage	Machined metal		
Radial internal clearance	CN		
Tolerance class	Normal		
Material, bearing	Bearing steel		
Coating	Without		
Sealing	Without		
Lubricant	None		
Relubrication feature	Without		

Budući da je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno  $C = 24,2 \text{ kN} \geq C_I = 19,4 \text{ kN}$ , odabrani ležaj zadovoljava proračun.

## 6. Odabir elektromotora za dizanje

Za izračun snage elektromotora potrebno je uzeti u obzir silu za podizanje tereta te brzinu dizanja uzimajući u obzir gubitke u mehanizmima koji sudjeluju kod dizanja tereta. Potrebna snaga računa se prema sljedećem izrazu:

$$P_{EM} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{diz}}{\eta_{uk}}$$

Gdje je:

$$v_{diz} = 12 \text{ m/min} = 0,2 \text{ m/s}$$

$\eta_{uk} = \eta_{kol} \cdot \eta_b \cdot \eta_{red} \cdot \eta_k = 0,9801 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 0,89$ ; ukupna iskoristivost mehanizma za dizanje tereta

Vrijednosti iskoristivosti su pretpostavljene, osim izračunate iskoristivosti koloturnika.

$$P_{EM} = \frac{3100 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,89} = 6834 \text{ W} = 6,8 \text{ kW}$$

Iz kataloga proizvođača Watt Drive odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom, naziva **Helical Bevel Gearmotor with Brake SK 9042.1 - 132MP/4 BRE100 TF** čije su karakteristike prikazane u tablici ispod.

Nazivna snaga elektromotora	$P$	7,5kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	$n_1$	1460 min <sup>-1</sup>
Maksimalni moment kočenja kočnice	$M_k$	100 Nm
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	$n_2$	36 min <sup>-1</sup>
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	$M_2$	1990 Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{red}$	40,54
Izlazno vratilo	$dI$	Φ 60H7x120 mm
Ukupna masa sklopa elektromotora	$m_{EM}$	167 kg

Tablica 12 Karakteristike elektromotora s reduktorom i kočnicom za dizanje tereta



## 6.1. Provjera odabrane pogonske jedinice s obzirom na izlazni moment

Najveći moment koji se javlja na izlaznom vratilu reduktora možemo dobiti iz maksimalne sile u užetu i odgovarajućeg promjera bubnja. Budući da imamo 2 užeta koja se namataju na bubanj, potrebni moment na izlazu iz reduktora iznosi:

$$M_{2potr} = 2 \cdot F_u \cdot \frac{D}{2} = 2 \cdot 7750 \cdot \frac{0,218}{2} = 1690 \text{ Nm}$$

Budući da je maksimalni okretni moment izlaznog vratila reduktora veći od okretnog momenta koje se javlja pri dizanju tereta, odnosno  $M_2 = 1990 \text{ Nm} \geq M_2 = 1690 \text{ Nm}$ , odabrani sklop elektromotora s reduktorom zadovoljava.

$$M_{k\_potr} = M_{st} \cdot v_k$$

$M_{st}$  se računa prema izrazu:

$$M_{st} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{diz}}{2\pi \cdot \frac{n_1}{60}} \cdot \left( 2 - \frac{1}{\eta_{uk}} \right)$$

$$M_{st} = \frac{3100 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{2\pi \cdot \frac{1460}{60}} \cdot \left( 2 - \frac{1}{0,89} \right) = 34,87 \text{ Nm}$$

Nadalje, faktor sigurnosti  $v_k$  potreban za usporenuje masa u gibanju ovisi o vrsti pogonskog mehanizma te mjestu primjene.

$v_k$	Vrsta mehanizma, primjena
1,3 do 1,5	ručni pogon
1,5 do 1,75	mehanizmi vožnje, okretanja i promjene dohvata
1,75 do 2,5	mehanizmi dizanja na električni pogon (laki do vrlo teški uvjeti rada)
2,0 do 4,0	s teškim zahvatnim sredstvom (grabilica, magnet), granici u ljevaonicama i sl.

Tablica 13 Ovisnost faktora sigurnosti o vrsti mehanizma i mjestu primjene

Potrebni moment kočenja iznosi:

$$M_{k\_potr} = 34,87 \cdot 2 = 69,73 \text{ Nm} < 100 \text{ Nm} = M_k$$

Vidimo da je moment kočenja ugrađene kočnice veći od maksimalnog potrebnog momenta koji se javlja u pogonu, stoga odabrana kočnica zadovoljava proračun.

## 6.2. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

Budući da proizvođač Watt Drive navodi maksimalnu dozvoljenu silu na sredini izlaznog vratila, potrebno je provjeriti da li se u pogonu javlja sila većeg iznosa od dozvoljene. Sila  $F_B$  se može dobiti iz jednadžbe suma sila po Z-osi pošto znamo silu  $F_A$  iz predhodnog dijela te sile u užetu  $F_{už}$  su također poznate:

$$\sum F_z = 0$$

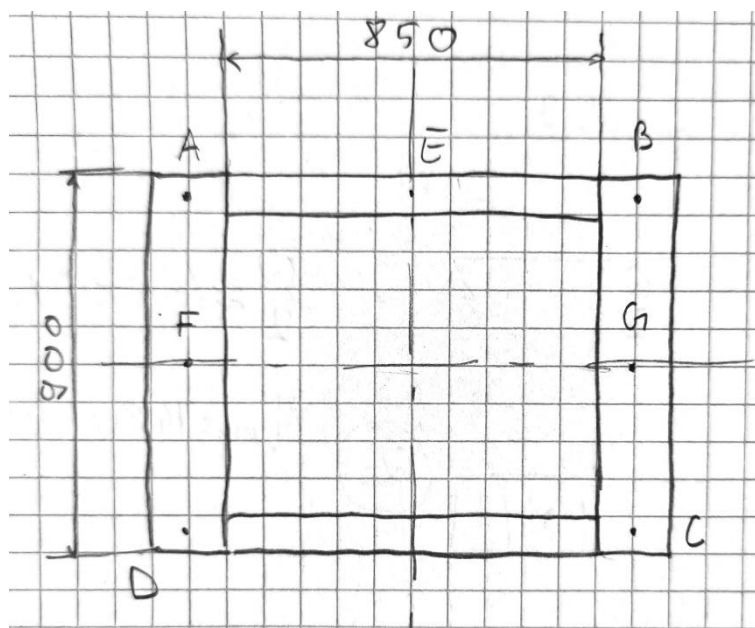
$$F_{už} + F_{už} = F_A + F_B$$

$$7750 + 7750 = 7033 + F_B$$

$$F_B = 8468 \text{ N}$$

Prema katalogu dopušteno radijalno opterećenje na sredini izlaznog vratila odabranog reduktora iznosi  $F_r = 37,8 \text{ kN}$ . Budući da je postojeće opterećenje vratila manje od dopuštenog opterećenja, odnosno  $F_B = 8468 \text{ N} < F_r = 37800 \text{ N}$ , ležajevi odabranog reduktora zadovoljavaju.

## 7. Proračun nosive konstrukcije vitla



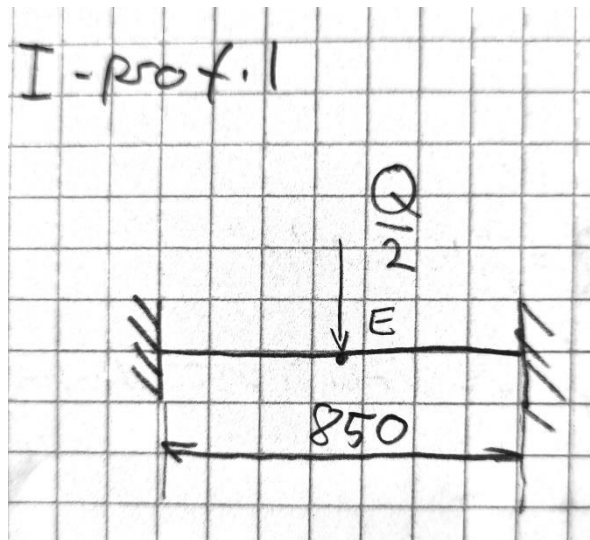
Slika 23 Skica statičkog modela okvira vitla

Na temelju skice bit će proveden proračun pojedinih dijelova nosive konstrukcije. Točke A, B, C i D predstavljaju mjesta na kojima se okvir vitla oslanja na kotače. Točka E je mjesto gdje se izravnavajuća užnica oslanja na konstrukciju. Mehanizam za dizanje oslanja se u točkama F i G. Poprečne grede će biti normirani I profili dok će okomite grede gdje su pričvršćeni kotači biti šuplji pravokutni profili.

## 7.1. I-profil

### 7.1.1. Proračun čvrstoće i krutosti I profila

Sila koja djeluje na gredu je sila u izravnavajućoj užnici; odnosno dvije sile u užetu ili jednostavnije zapisano pola ukupnog tereta  $Q$ .



Slika 247 Skica statičkog modela I-profila

Proračun naprezanja i reakcija u osloncima se vrši po ugledu na Krautov strojarski priručnik:

Momenti i progibi nosača				
Slika opterećenja	Moment savijanja $M_{\max}$	Opasni presjek	Progib	
			$f$	na mjestu
	$\frac{Fl}{8}$	A B C	$\frac{F}{EI} \cdot \frac{l^3}{192}$	C ( $x = l/2$ )

Slika 258 Kraut statički model za proračun

Maksimalni moment savijanja  $M_{\max}$  iznosi:

$$M_{\max} = \frac{F \cdot l}{8} = \frac{\frac{31000}{2} \cdot 850}{8} = 1646875 \text{ Nmm}$$

Za materijal nosive konstrukcije vita odabire se čelik S235JR čija trajna dinamička čvrstoća iznosi  $\sigma_{DI} = 220$  MPa. Prema tome, dopušteno naprezanje nosive konstrukcije vitla iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{DI}}{2} = \frac{220}{2} = 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s \leq \sigma_{dop}$$

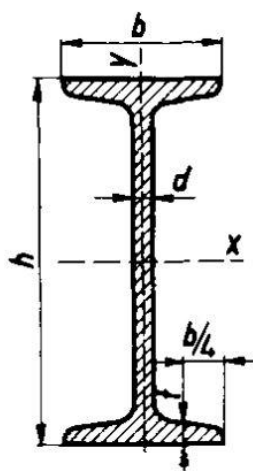
$$\frac{M_{max}}{W_x} \leq \sigma_{dop}$$

$$\frac{1646875}{W_x} \leq 110$$

$$\frac{1646875}{110} \leq W_x$$

$$W_x \geq 14972 \text{ mm}^3$$

Odabiremo normirani I profil I8 koji zadovoljava traženi moment otpora:



### Čelični profili I

vruće valjani (JUS C.B3.131 — 1962)

Statičke veličine:

$I$  — moment tromosti plohe

$W$  — moment otpora

Polumjer tromosti:

$$i_x = \sqrt{I_x/A}$$

$$i_y = \sqrt{I_y/A}$$

Konstruktivske mjere — vidi str. 431!

Oznaka*	Dimenzije mm				Pre- sjek $S$ mm <sup>2</sup>	Dulj. masa kg/m	Statičke veličine			
	$h$	$b$	$d$	$t$			$I_x$ 10 <sup>4</sup> mm <sup>4</sup> (= cm <sup>4</sup> )	$I_y$	$W_x$ 10 <sup>3</sup> mm <sup>3</sup> (= cm <sup>3</sup> )	$W_y$
I8	80	42	3,9	5,9	758	5,95	77,8	6,3	19,5	3,00

Slika 269 Dimenzije i karakteristike I-profila

I profil I8 ima moment otpora  $W_x = 19500 \text{ mm}^3$  što je veće od  $14972 \text{ mm}^3$  te on zadovoljava čvrstoću.

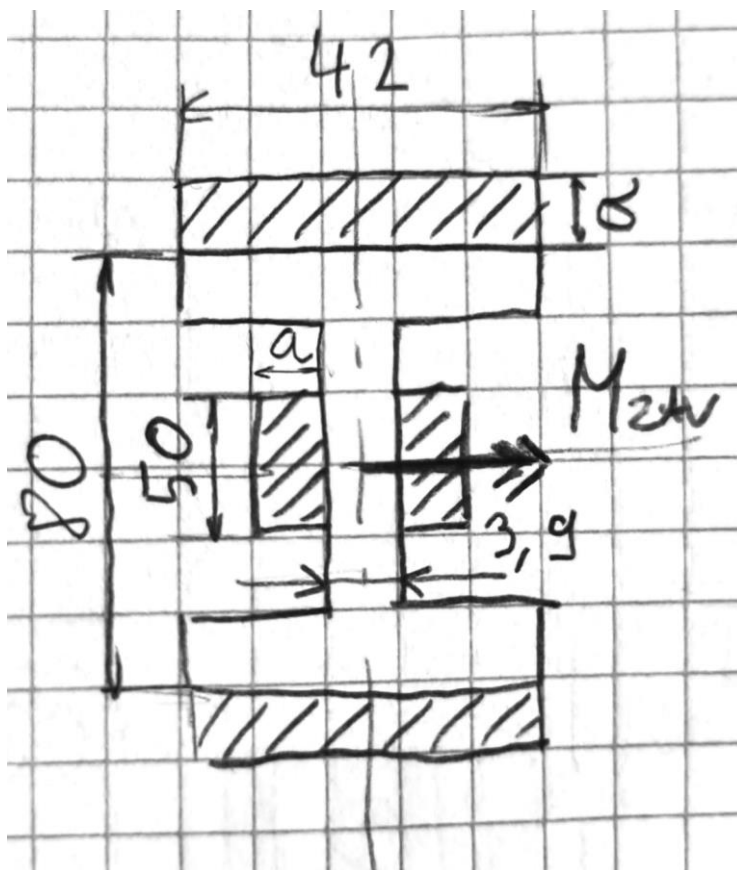
Potrebno je također provjeriti krutost i progib nosača. Progib iznosi:

$$f = \frac{F}{EI_x} \cdot \frac{l^3}{192} = \frac{\frac{31000}{2}}{210000 \cdot 77,8 \cdot 10^4} \cdot \frac{850^3}{192} = 0,304 \text{ mm}$$

ZADOVOLJAVA

### 7.1.2. Zavar I-profila na pravokutni profil

Opterećenje koje se javlja u zavaru je jednako maksimalnom momentu koji opterećuje I profil odnosno  $M_{zav} = M_{max} = 1646875 \text{ Nmm}$ .



Slika 30 Presjek zavora I-profila

Za materijal zavora odabire se čelik S235JR čija trajna dinamička čvrstoća iznosi  $\sigma_{DI} = 220 \text{ MPa}$ . Prema tome, dopušteno naprezanje nosive konstrukcije vitla iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{DI}}{2} = \frac{220}{2} = 110 \text{ MPa}$$

Naprezanje zavora mora biti manje od dopuštenog:

$$\sigma_{fzav} \leq \sigma_{dop}$$

$$\frac{M_{zav}}{W_{xzav}} \leq \sigma_{dop}$$

$$\frac{1646875}{W_x} \leq 110$$

$$\frac{1646875}{110} \leq W_{xzav}$$

$$W_{xzav} \geq 14972 \text{ mm}^3$$

$$W_{xzav} = \frac{1}{e} \cdot 2 \cdot \left( \frac{a^3 \cdot 42}{12} + \left( 40 + \frac{a}{2} \right)^2 \cdot a \cdot 42 + \frac{50^3 \cdot a}{12} \right)$$

$e = 40 + a$  – maksimalna udaljenost od x-osi

Kada se sve uvrsti i preokrene a iznosi:

$$a \geq 3,895 \text{ mm}$$

$$a = 4 \text{ mm}$$

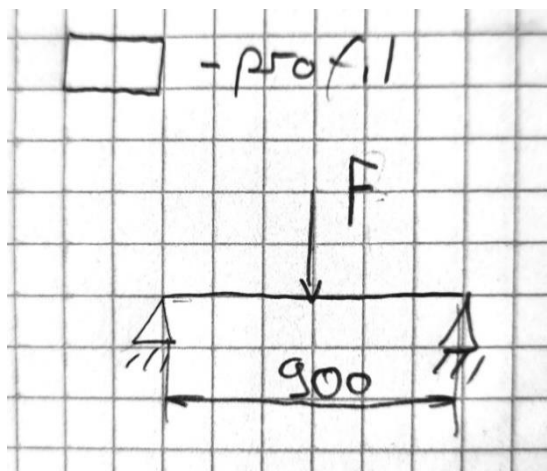
ODABRANO

## 7.2. Pravokutni profil

### 7.2.1. Proračun čvrstoće i krutosti kvadratnog profila

Sila koja djeluje na gredu je sila koja uzima u obzir teret, težinu bubnja i težinu elektromotora sa reduktorom i kočnicom na sebi.

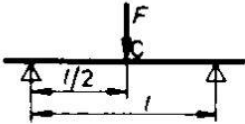
$$F = \frac{Q}{4} + G_{EM} + \frac{G_B}{2} = \frac{31000}{4} + 1670 + \frac{600}{2} = 9720 \text{ N}$$



Slika 31 Skica statičkog modela pravokutnog-profila

Proračun naprezanja i reakcija u osloncima se vrši po ugledu na Krautov strojarski priručnik:

***Momenti i progibi nosača***

Slika opterećenja	Moment savijanja $M_{max}$	Opasni presjek	Progib	
			$f$	na mjestu
	$\frac{Fl}{4}$	C	$\frac{F}{EI} \cdot \frac{l^3}{48}$	C ( $x = l/2$ )

*Slika 32 Kraut statički model za proračun*

Maksimalni moment savijanja  $M_{max}$  iznosi:

$$M_{max} = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{9720 \cdot 900}{4} = 2187000 \text{ Nmm}$$

Za materijal nosive konstrukcije vita odabire se čelik S235JR čija trajna dinamička čvrstoća iznosi  $\sigma_{DI} = 220 \text{ MPa}$ . Prema tome, dopušteno naprezanje nosive konstrukcije vitla iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{DI}}{2} = \frac{220}{2} = 110 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_s \leq \sigma_{dop}$$

$$\frac{M_{max}}{W_x} \leq \sigma_{dop}$$

$$\frac{2187000}{W_x} \leq 110$$

$$\frac{2187000}{110} \leq W_x$$

$$W_x \geq 19882 \text{ mm}^3$$



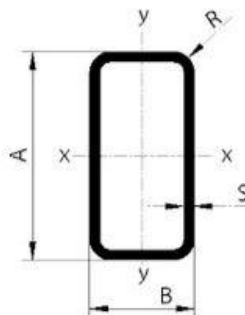
Odabiremo pravokutni profil 220x100 koji zadovoljava traženi moment otpora:

## Hladno oblikovane

Kvaliteta: S235JR, S355J2

Norma: EN 10219

Asortiman: od 30 x 15 mm do 500 x 300 mm

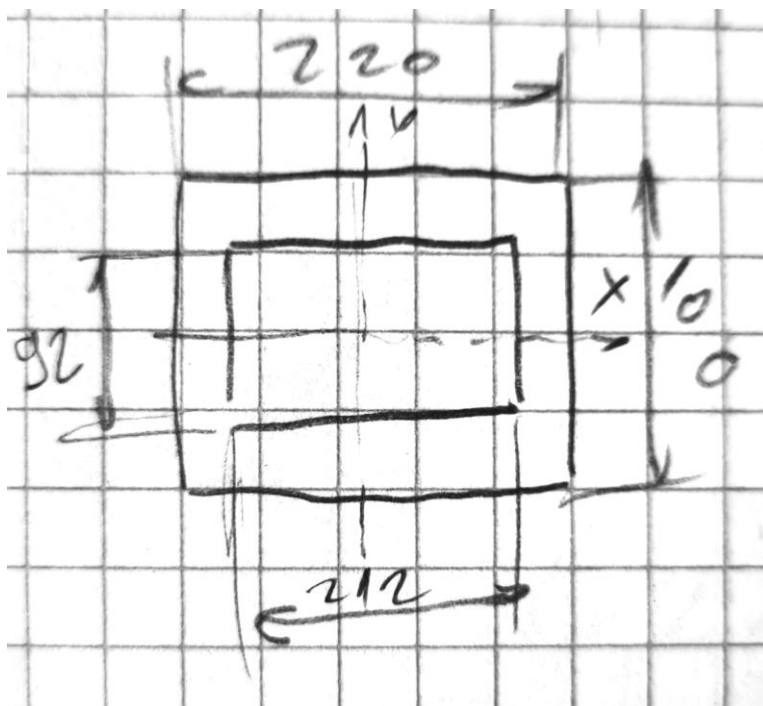


Dimenzija		Debljina stijenke mm													
		1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	6,3	7,0	8,0	10,0	12,5	14,2	16,0
A (mm)	B (col)	Težina (kg/m)													
120	100				9,85	13,00	16,00	18,90	19,40	21,30	23,90				
140	70				9,40	12,35	15,19	17,90	18,50						
140	80				9,85	13,00	16,00	18,90	19,40	21,30	23,90				
150	100					14,90	18,30	21,70	22,40	24,60	27,70				
160	80					14,20	17,50	20,70	21,40	23,50	26,40				
160	100					15,50	19,10	22,60	23,40	25,70	28,90				
180	80					15,50	19,10	22,60	23,40	25,70	28,90				
180	100					16,80	20,70	24,50	25,40	27,90	31,40				
200	80					16,80	20,70	24,50	25,40	27,90	31,40				
200	100					18,00	22,30	26,40	27,40	30,10	33,90				
200	120					19,30	23,80	28,30	29,30	32,30	36,50	44,40	52,60	58,20	
200	150					21,20	26,20	31,30	32,30	35,60	40,20	49,10	58,50	64,90	
220	100					19,30	23,80	28,30	29,30	32,30	36,50	44,40	52,60		
220	120					20,50	25,40	30,20	31,30	34,50	39,00	47,50	56,60	62,70	
220	140					21,80	27,00	32,10	33,30	36,70	41,50	50,70	60,50		
250	100					21,20	26,20	31,10	32,30	35,60	40,20	49,10	58,50		
250	150					24,30	30,10	35,80	37,20	41,10	46,50	57,00	68,30	76,10	
260	140					24,30	30,10	35,80	37,20	41,10	46,50	57,00	68,30	76,10	
300	100					24,30	30,10	35,80	37,20	41,10	46,50	57,00	68,30	76,10	
300	150						34,00	40,50	42,20	46,60	52,80	64,80	78,10	87,20	
300	200					30,60	38,00	45,20	47,10	52,10	59,10	72,70	88,00	98,30	
350	150						38,00	45,20	47,10	52,10	59,10	72,70	88,00	98,30	
350	250							54,70	57,00	63,10	71,60	88,40	108,00	121,00	134,00
400	100						38,00	45,20	47,10	52,10	59,10	72,70	88,00		
400	200						45,80	54,70	57,00	63,10	71,60	88,40	108,00	121,00	
400	250						49,70	59,40	62,00	68,60	77,90				
400	300							64,10	66,90	74,10	84,20	104,00	127,00	143,00	159,00
500	200							64,10	66,90	74,10	84,20	104,00	127,00	143,00	
500	300										96,70	120,00	147,00	165,00	184,00

Slika 33 Dimenzije i karakteristike pravokutnog profila



Moment otpora pravokutnog profila iznosi:



Slika 34 Presjek pravokutnog profila

$$W_x = \frac{1}{50} \cdot \left( \frac{220 \cdot 100^3}{12} - \frac{212 \cdot 92^3}{12} \right) = 91530,24 \text{ mm}^3$$

Pravokutni profil 220x100 (t=4 mm) ima moment otpora  $W_x=91530,24 \text{ mm}^3$  što je veće od  $19882 \text{ mm}^3$  te on zadovoljava čvrstoću.

$$I_x = W_x \cdot e = 91530,24 \cdot 50 = 4576512 \text{ mm}^4$$

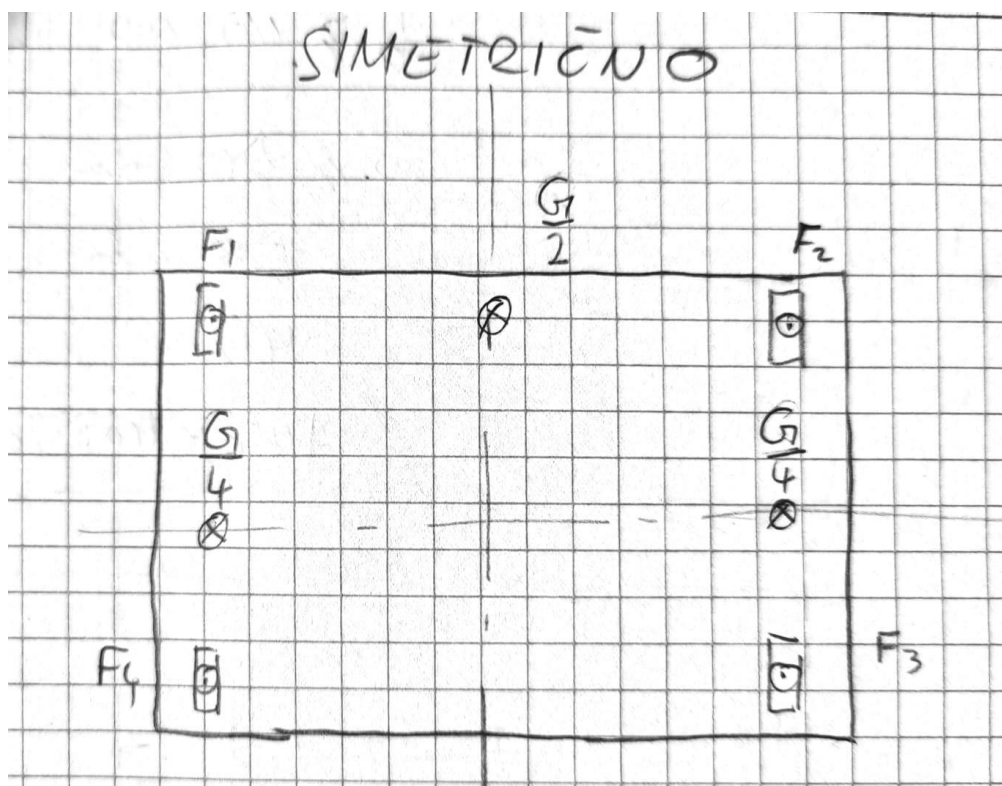
Potrebno je također provjeriti krutost i progib nosača. Progib iznosi:

$$f = \frac{F}{EI_x} \cdot \frac{l^3}{48} = \frac{9720}{210000 \cdot 4576512} \cdot \frac{900^3}{48} = 0,154 \text{ mm}$$

ZADOVOLJAVA

## 8. Dimenzioniranje kotača vitla

### 8.1. Proračunsko opterećenje kotača



Slika 35 Skica opterećenja kotača

Na mjestima gdje djeluju sile  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ ,  $F_4$  se nalaze kotači koji preuzimaju cijeli teret i težinu konstrukcije vitla. Pod silu  $G$  smo uzeli težinu tereta koji se prenosi  $Q$  te sveukupnu težinu svih dijelova konstrukcije (I profila, pravokutnih profila, težinu sklopa kuke, bubnja i elektromotora). Pošto težina elektromotora i bubnja ne mijenja ukupni iznos za značajnu vrijednost pojednostavljeno smo stavili da ta ukupna sila  $G$  dijeluje kako dijeluje teret  $Q$  na konstrukciju; odnosno pola ukupne težine ide na izravnjavajuću užnicu a pola na bubanj koji se zatim oslanja na uzdužne pravokutne grede što znači da svaka greda preuzima četvrtinu sile  $G$ . Pošto je opterećenje simetrično po vertikalnoj osi možemo zaključiti da će  $F_1 = F_2$  i  $F_4 = F_3$ .  $G$  sila koja se prenosi preko bubnja ravnomjerno se raspoređuje na sve kotače tako da svaki kotač preuzme  $1/8 G$ ; dok se sila  $G/2$  koja se prenosi preko izravnjavajuće užnice prenosi samo na kotač 1 i 2. Odnosno kotač 1 i 2 dodatno preuzimaju  $1/4 G$  sile te su oni najopterećeniji.

$$G = Q + G_{kuke} + G_{EM} + G_{nosača} = 31000 + 600 + 1700 + 450 = 33750 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = G \left( \frac{1}{8} + \frac{1}{4} \right) = \frac{3}{8} G = 12660 \text{ N}$$

## 8.2. Dimenzioniranje kotača

Prema DIN 15070:

- Dopusštena vrijednost Stribeckovog pritiska je  $p_s = 5,6 \text{ N/mm}^2$  za materijal kotača i tračnica čvrstoće min  $590 \text{ N/mm}^2$ , brzinu vrtnje kotača od  $31,5 \text{ okretaja/min}$  te za srednje pogonsko vrijeme od  $25...40 \%$ . Za ove uvjete, **uvjetna nosivost kotača** jednaka je:

$$F_0 = 5,6Db, \text{ N}$$

Brzina vožnje nam je zadana zadatkom kao  $v_{vož} = 15 \text{ m/min}$  iz toga možemo dobiti potrebni D kako bi brzina vrtnje iznosila  $31,5 \text{ o/min}$ .

$$D = \frac{2 \cdot v_{vož}}{2\pi \cdot n} = \frac{2 \cdot 15}{2\pi \cdot 31,5} = 0,1516 \text{ m} = 151,6 \text{ mm}$$

$$D = 150 \text{ mm}$$

ODABRANO

Potrebna širina b dobijemo računanjem:

$$F_0 = 5,6Db \geq F_1$$

$$b \geq \frac{F_1}{5,6D} = \frac{12660}{5,6 \cdot 150} = 15,07 \text{ mm}$$

$$b = 45 \text{ mm}$$

ODABRANO

Izabrana širina  $b=45 \text{ mm}$  kako bih mogla ići na normiranu standardnu dimenziju tračnice A 45 koja ima širinu  $45 \text{ mm}$ .

## 8.3. Proračun motora za vožnju

Vrijednost ekvivalentnog faktora otpora za valjne ležajeve uzet je najveći mogući radi sigurnosti te on iznosi  $f_e = 0,01$ . sada se može izračunati ukupna potrebna vučna sila:

$$F_V = G \cdot f_e = 33750 \cdot 0,01 = 337,5 \text{ N}$$

Potrebna snaga:

$$P = \frac{F_V \cdot v_{vož}}{\mu} = \frac{337,5 \cdot \frac{15}{60}}{0,95} = 88,82 \text{ W}$$

Sila pokretanja:

$$F_p = F_V + \beta \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{vož}}{t_p} = 337,5 + 1,4 \cdot 3375 \cdot \frac{0,25}{3} = 731,25 \text{ N}$$

Motor se za kratko vrijeme ubrzavanja može preopteretiti na 1,7 Mn. Prema tome nazivna sila, a time i moment za odabir motora iznose:

$$\frac{M_{pr}}{M_n} = \frac{F_{pr}}{F_n} = 1,7$$

$$F_n = 0,6F_p = 0,6 \cdot 731,25 = 438,75 \text{ N}$$

Nazivni moment:

$$M_n = F_n \cdot \frac{D}{2} = 438,75 \cdot \frac{150}{2} = 32907 \text{ Nmm}$$

Nazivna snaga:

$$P_n = \frac{F_n \cdot v_{vož}}{\mu} = \frac{438,75 \cdot 0,25}{0,95} = 115,5 \text{ W}$$

Iz kataloga proizvođača Watt Drive odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom, naziva **Shaft Mount Gearmotor with Brake SK 0182.1AXF - 63SP/4 BRE10 TF 2** komada čije su karakteristike prikazane u tablici ispod.

Nazivna snaga elektromotora	$P$	0,12 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	$n_1$	1370 min <sup>-1</sup>
Maksimalni moment kočenja kočnice	$M_k$	25 Nm
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	$n_2$	31 min <sup>-1</sup>
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	$M_2$	36,8 Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{red}$	43,98
Izlazno šuplje vratilo	$dI$	Φ 25H7 mm
Ukupna masa sklopa elektromotora	$m_{EM}$	10 kg

Tablica 14 Karakteristike elektromotora s reduktorom i kočnicom za vožnju

## 8.4. Kontrola proklizavanja

Potrebno je provjeriti je li kod pokretanja najveća sila koja se može prenijeti na podlogu (sile trenja) veća od pogonske sile na kotaču. Sila trenja računat će se za najnepovoljniji slučaj, kada nema tereta. Pretpostavit će se da je masa sklopa za vožnju i dizanje 300kg. Sila trenja na pogonskom kotaču tada iznosi:

$$F_{tr1} = \frac{m}{4} \cdot g \cdot \mu = \frac{300}{4} \cdot 10 \cdot 0,12 = 90 \text{ N}$$

Ova sila nije dovoljna za pokretanje i vožnju kada je dizalica ne opterećena. Provjera sile za pokretanje kada je dizalica opterećena:

$$F_{tr2} = \frac{\frac{G}{g}}{4} \cdot g \cdot \mu = \frac{\frac{33750}{10}}{4} \cdot 10 \cdot 0,12 = 1013 \text{ N}$$

Provjera može li se maksimalni moment motora prenijeti na podlogu:

$$F_m = \frac{1,7M_n}{\frac{D}{2}} = \frac{1,7 \cdot 32907}{\frac{150}{2}} = 746 \text{ N}$$

Maksimalna sila koju bi motor mogao isporučiti u slučaju ne opterećene dizalice je veća od sile trenja. Taj problem će se riješiti uvođenjem nekog od sustava za regulaciju momenta.

### 8.5. Provjera kočnice

Potreban moment kočenja može se dobiti iskustveno prema

$$M_k \geq v_k \cdot M_v = v_k \cdot F_v \cdot \frac{D}{2} = 1,625 \cdot 337,5 \cdot 75 = 41,13 \text{ Nm}$$

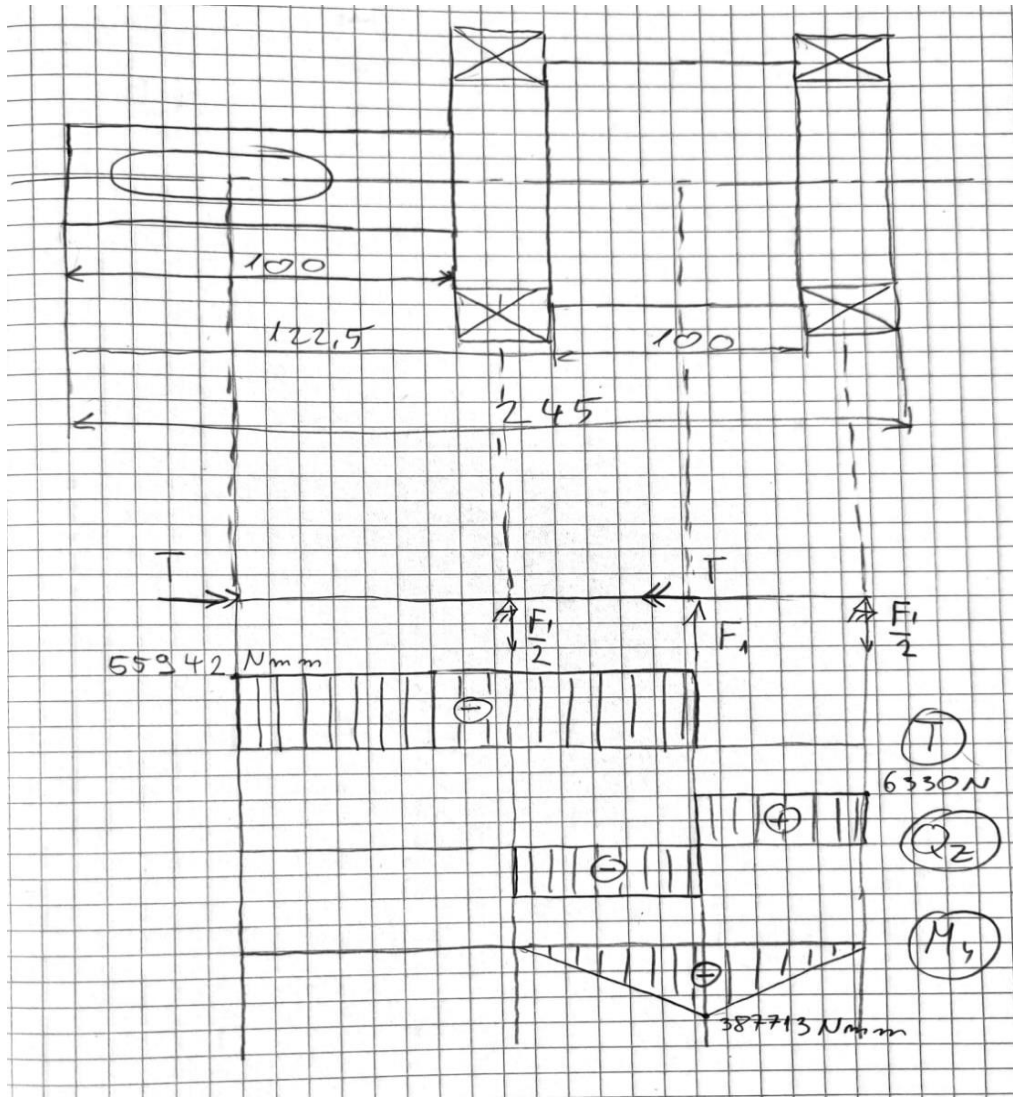
$v_k = 1,625$  – faktor sigurnosti kočenja

$$\begin{aligned} 2M_{kEM} &\geq M_k \\ 50 &\geq 41,13 \end{aligned}$$

ZADOVOLJAVA

## 8.6. Proračun vratila/osovine kotača

Proračunavat ćemo vratila 2 pogonska kotača pošto osovine 2 ne pogonska kotača će biti istih dimenzija i karakteristika bez produljenja nakon ležaja koje ima pero na sebi te služi tome da uđe u glavinu reduktora kako bi se moment mogao prenjeti.



Slika 36 Skica pogonskog vratila s opterećenjem

Dimenzionirat ćemo vratilo s obzirom na  $M_{pr}$  pošto je tad uvijanje najveće te na mjestu kotača 1 koji je uz kotač 2 najopterećeniji na konstrukciji. Ostali kotači će imati iste dimenzije vratila.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{red}}{\sigma_{fdop}}}$$

$$\sigma_{fDN} = 245 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{tDN} = 150 \text{ Mpa}$$

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{1,73\tau_{tDN}} = 0,94$$

$$\sigma_{fdop} = 61,25 \text{ MPa} \left( E295 - \frac{\sigma_{fDN}}{4} \right)$$

Presjek 1 kod spoja reduktora s vratilom:

$$M_{red1} = \sqrt{0,75(\alpha_0 \cdot T)^2} = \sqrt{0,75(0,94 \cdot 55942)^2} = 45540,36 \text{ Nmm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{red1}}{\sigma_{fdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 45540,36}{61,25}} = 19,52 \text{ mm}$$

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

ODABRANO

Presjek 2 na desnoj strani lijevog ležaja na slici:

$$M_{red2} = \sqrt{M_y^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T)^2} = \sqrt{(6330 \cdot 11,25)^2 + 0,75(0,94 \cdot 55942)^2} =$$

$$M_{red2} = 84529 \text{ Nmm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{red1}}{\sigma_{fdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 84529}{61,25}} = 23,99 \text{ mm}$$

$$d_2 = 35 \text{ mm}$$

ODABRANO

Presjek 3 na sredini kotača s lijeve strane (gdje postoji moment torzije):

$$M_{red3} = \sqrt{M_{yMAX}^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T)^2} = \sqrt{387713^2 + 0,75(0,94 \cdot 55942)^2} =$$

$$M_{red3} = 390378,4 \text{ Nmm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{red1}}{\sigma_{fdop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 390378,4}{61,25}} = 39,8 \text{ mm}$$

$$d_3 = 40 \text{ mm}$$

ODABRANO

## 8.7. Odabir ležaja kotača

Opterećenje Pr:

$$P_r = \frac{F_1}{2} = 6330 \text{ N}$$

Ekvivalnetno dinamičko opterećenje  $C_1$  :

$$C_1 = P_r \left( \frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon}$$

Gdje je:

$n_m = 31,5 \text{ min}^{-1}$  – brzina vrtnje ležaja,

$\varepsilon = 3$  – eksponent vijeka trajanja za kuglične ležajeve,

$L_{10hmin} = 10000 \text{ h}$  – zahtijevani nazivni vijek trajanja, u satima.

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_l = 6330 \cdot \left( \frac{60 \cdot 10000 \cdot 31,5}{10^6} \right)^{1/3} = 16862 \text{ N}$$



Odabran je ležaj SKF W6207-2Z:

### Dimensions

Bore diameter	35 mm
Outside diameter	72 mm
Width	17 mm

### Properties

Filling slots	Without
Number of rows	1
Locating feature, bearing outer ring	None
Bore type	Cylindrical
Cage	Sheet metal
Matched arrangement	No
Radial internal clearance	CN
Material, bearing	Stainless steel
Coating	Without
Sealing	Shield on both sides
Sealing type	Non-contact
Lubricant	Grease
Relubrication feature	Without

### Performance

Basic dynamic load rating	22.1 kN
Basic static load rating	15.3 kN
Reference speed	22 000 r/min
Limiting speed	11 000 r/min

### Logistics

Product net weight	0.275 kg
eClass code	23-05-08-01
UNSPSC code	31171504

Budući da je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno  $C = 22,1 \text{ kN} \geq C_I = 19,86 \text{ kN}$ , odabrani ležaj zadovoljava proračun.