

# Preklopni dohvatznik s minimiziranim najmanjim dohvatom

---

**Pandža, Vladimir**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2022**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:444938>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-04-29**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Vladimir Pandža**

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Vladimir Pandža

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru doc. dr sc. Matiji Hoiću na pomoći i savjetima tijekom izrade završnog rada.

Vladimir Pandža



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodostrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 22 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Vladimir Pandža

JMBAG: 0035217602

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

Preklopni dohvativnik s minimiziranim najmanjim dohvatom

Naslov rada na engleskom jeziku:

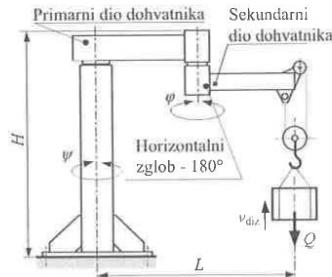
Articulated jib crane with minimized minimum reach

Opis zadatka:

Za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu potrebno je konstruirati okretni dohvativnik s horizontalnim preklapanjem. Dohvatnik se oslanja na betonsku podlogu preko sidrenih vijaka. Svi pogoni moraju biti električni.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Nosivost:  $Q = 500 \text{ kg}$ ;
- 2) Najveći dohvat:  $L = 4 \text{ m}$ ;
- 3) Visina dohvativnika:  $H = 3 \text{ m}$ ;
- 4) Brzina dizanja:  $v_{\text{diz}} = 16 \text{ m/min}$ ;
- 5) Brzina promjene dohvata:  $v_{\text{doh}} = 22 \text{ m/min}$ ;
- 6) Obodna brzina na najvećem dohvatu:  $v_{\text{ob}} = 12 \text{ m/min}$ ;
- 7) Zakret primarnog dijela dohvativnika:  $\psi = 270^\circ$ ;
- 8) Zakret sekundarnog dijela dohvativnika:  $\varphi = 180^\circ$ .



Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodni pregled preklopnih granika;
- 2) Kratki opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja;
- 3) Proračun mehanizama za dizanje i promjenu dohvata;
- 4) Proračun nosive konstrukcije;
- 5) Sklopni crteži granika s potrebnim presjecima i detaljima;
- 6) Sklopne crteže ili detalje na glavnom sklopnom crtežu mehanizama za dizanje i promjenu dohvata.

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

Zadatak zadan:

30. 11. 2021.

Datum predaje rada:

1. rok: 24. 2. 2022.
2. rok (izvanredni): 6. 7. 2022.
3. rok: 22. 9. 2022.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 28. 2. – 4. 3. 2022.
2. rok (izvanredni): 8. 7. 2022.
3. rok: 26. 9. – 30. 9. 2022.

Zadatak zadao:  
*Hoić*  
Doc. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:  
*V Soldo*  
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	IV
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY .....	XI
1. UVOD.....	1
2. PROJEKTNI PARAMETRI.....	3
3. ODABIR PODIZNE I POGONSKE GRUPE .....	4
4. ELEMENTI ZA PRIHVAT I DIZANJE TERETA .....	5
4.1. Dimenzioniranje i izbor kuke.....	5
4.1.1. Provjera čvrstoće nosača kuke .....	5
4.2. Stupanj djelovanja koloturnika .....	7
4.3. Dimenzioniranje i izbor užeta .....	8
4.4. Užnica pomicnog bloka .....	8
4.4.1. Proračun osovine užnice .....	9
4.4.2. Odabir valjnih ležajeva užnice.....	11
4.5. Skretna užnica .....	11
4.5.1. Proračun zavara sklopa skretne užnice .....	12
4.6. Proračun prihvata užeta za konstrukciju .....	13
4.6.1. Proračun zavara nosivih limova.....	13
4.6.2. Proračun nosivog lima prihvata užeta na dodirni pritisak.....	14
4.6.3. Proračun zatika prihvata užeta na savijanje .....	14
4.6.4. Proračun zatika prihvata užeta na odrez .....	15
5. MEHANIZAM ZA DIZANJE TERETA .....	16
5.1. Bubanj .....	16
5.1.1. Osnovne dimenzije bubenja.....	16
5.1.2. Ukupna i radna dužina bubenja .....	18
5.1.3. Provjera napadnog kuta užeta .....	18
5.1.4. Proračun stjenke bubenja.....	19
5.1.4.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta.....	19
5.1.4.2. Naprezanje uslijed savijanja bubenja.....	20
5.1.4.3. Ekvivalentno naprezanje glavnog dijela bubenja .....	21
5.1.5. Provjera čeone ploče bubenja .....	22
5.1.6. Veza čeone ploče i bubenja .....	22
5.1.7. Proračun osovine bubenja.....	23
5.1.8. Veza užeta s bubenjem .....	24
5.1.9. Odabir ležajne jedinice bubenja.....	25
5.2. Odabir pogona mehanizma za dizanje tereta .....	26

5.2.1.	Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment .....	27
5.2.2.	Provjera ugrađene kočnice .....	27
5.2.3.	Provjera opterećenosti ležaja reduktora .....	28
6.	PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE .....	29
6.1.	Proračun nosive konstrukcije za slučaj ispruženog dohvavnika.....	30
6.1.1.	Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću.....	30
6.1.2.	Proračun nosive konstrukcije na krutost .....	32
6.1.2.1.	Proračun progiba i nagiba primarnog nosača kao zasebne konzole .....	33
6.1.2.2.	Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole .....	34
6.1.2.3.	Kontrola progiba nosača .....	35
6.1.3.	Proračun nosive konstrukcije na stabilnost.....	35
6.2.	Proračun nosive konstrukcije za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača ( $90^\circ$ ).....	36
6.2.1.	Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću.....	36
6.2.2.	Proračun nosive konstrukcije na krutost .....	39
6.2.2.1.	Proračun progiba i zakreta primarnog nosača kao zasebne konzole.....	40
6.2.2.2.	Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole .....	41
6.2.2.3.	Kontrola progiba nosača .....	41
6.2.3.	Proračun nosive konstrukcije na stabilnost.....	41
6.3.	Proračun osovine primarnog zgloba .....	41
6.3.1.	Proračun primarne osovine za slučaj ispruženog nosača .....	41
6.3.2.	Proračun primarne osovine za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača ( $90^\circ$ ) .....	43
6.3.3.	Proračun ležajeva primarnog zgloba .....	43
6.3.3.1.	Radijalni ležajevi .....	43
6.3.3.2.	Aksijalni ležaj .....	44
6.4.	Proračun osovine sekundarnog zgloba.....	44
6.4.1.	Proračun ležajeva sekundarnog zgloba .....	45
6.4.1.1.	Radijalni ležajevi .....	45
6.4.1.2.	Aksijalni ležaj .....	46
6.5.	Proračun vijčanih spojeva nosive konstrukcije.....	46
6.5.1.	Proračun sidrenih vijaka.....	46
6.5.2.	Proračun vijčanog spoja stupa i primarnog zgloba .....	47
6.5.3.	Proračun aksijalnih vijaka sekundarnog zgloba .....	48
6.6.	Proračun zavara nosive konstrukcije.....	48
6.6.1.	Proračun zavara prirubnice glavnog stupa .....	48
6.6.2.	Proračun zavara prirubnice primarnog zgloba .....	50
6.6.3.	Proračun zavara primarne grede s osovinom zgloba .....	50
6.6.4.	Proračun zavara primarne grede s kućištem zgloba .....	51
6.6.5.	Proračun zavara sekundarne grede s osovinom zgloba.....	52
7.	POGONI DOHVATNIKA .....	54
7.1.	Proračun pogona primarnog dohvavnika .....	54
7.1.1.	Odabir i proračun elektromotora primarnog pogona dohvavnika.....	54
7.1.1.1.	Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvavnika .....	54
7.1.1.2.	Odabir pogona za okretanje dohvavnika .....	56
7.1.1.3.	Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment....	57
7.1.1.4.	Provjera ugrađene kočnice .....	57
7.1.1.5.	Provjera opterećenosti ležaja reduktora .....	57
7.1.2.	Proračun zupčanog para pogona .....	59
7.1.3.	Proračun vratila primarnog pogona.....	62
7.1.4.	Proračun pera primarnog pogona .....	63

7.1.5.	Proračun zatika protiv okretanja primarnog pogona .....	63
7.1.5.1.	Proračun zatika na odrez .....	64
7.1.5.2.	Proračun zatika na dodirni pritisak .....	64
7.1.5.3.	Proračun zatika na savijanje .....	64
7.2.	Proračun pogona sekundarnog dohvavnika .....	65
7.2.1.	Odabir i proračun elektromotora sekundarnog pogona dohvavnika .....	66
7.2.1.1.	Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvavnika .....	66
7.2.1.2.	Odabir pogona za okretanje dohvavnika .....	67
7.2.1.3.	Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment .....	68
7.2.1.4.	Provjera ugrađene kočnice .....	68
7.2.1.5.	Provjera opterećenosti ležaja reduktora .....	68
7.2.2.	Proračun zupčanog para sekundarnog pogona .....	70
7.2.3.	Proračun vratila sekundarnog pogona .....	70
7.2.4.	Proračun pera sekundarnog pogona .....	71
7.2.5.	Proračun zatika protiv okretanja sekundarnog pogona .....	71
7.2.5.1.	Proračun zatika na odrez .....	72
7.2.5.2.	Proračun zatika na dodirni pritisak .....	72
7.2.5.3.	Proračun zatika na savijanje .....	72
7.2.5.4.	Proračun zavara zatika .....	73
LITERATURA .....	74	
PRILOZI .....	75	

## POPIS SLIKA

Slika 1. Opterećenje ovjesa i nosača kuke .....	6
Slika 2. Prikaz izvedbe faktorskog koloturnika 2 .....	7
Slika 3. Dijagrami opterećenja osovine užnice .....	10
Slika 4. Prikaz opterećenja zavara skretne užnice.....	12
Slika 5. Prikaz prihvata užeta za konstrukciju .....	13
Slika 6. Dimenzije ozlijedbljenog bubenja i profila žlijeba [4] .....	16
Slika 7. Ostale mjere bubenja .....	17
Slika 8. Napadni kut užeta.....	18
Slika 9. Naprezanje elementa stjenke bubenja i lokalno savijanje ljske bubenja .....	19
Slika 10. Prikaz savijanja stjenke bubenja .....	20
Slika 11. Veza užeta s bubenjem [4].....	24
Slika 12. Dimenzije profila RHS i CHS [10] .....	29
Slika 13. Prikaz opterećenog ispruženog dohvavnika.....	30
Slika 14. Statički model nosive konstrukcije u ispruženom stanju .....	31
Slika 15. Prikaz progiba nosive konstrukcije .....	33
Slika 16. Gotove formule za izračun progiba [11] .....	34
Slika 17. Ovisnost kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [11].....	35
Slika 18. Prikaz opterećenog zakrenutog dohvavnika .....	37
Slika 19. Statički model nosive konstrukcije zakrenutog dohvavnika.....	37
Slika 20. Prikaz progiba nosive konstrukcije .....	40
Slika 21. Dijagrami opterećenja osovine primarnog zgloba .....	42
Slika 22. Dijagrami opterećenja osovine sekundarnog zgloba .....	44
Slika 23. Broj i raspored sidrenih vijaka .....	47
Slika 24. Prikaz zavara stupa s prirubnicom .....	49
Slika 25. Prikaz zavara primarne grede s osovinom .....	50
Slika 26. Prikaz zavara primarne grede s kućištem.....	51
Slika 27. Pogon primarnog dohvavnika .....	54
Slika 28. Prikaz opterećenja ležaja primarnog pogona .....	58
Slika 29. Faktor oblika zuba $Z_H$ za $\alpha = 20^\circ$ [15] .....	62
Slika 30. Pogon sekundarnog dohvavnika .....	65
Slika 31. Prikaz opterećenja ležaja sekundarnog pogona .....	69

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Traženi projektni parametri .....	3
Tablica 2. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [4] .....	5
Tablica 3. Minimalno potrebni faktori sigurnosti za pogonsku užad [4] .....	8
Tablica 4. Minimalni potrebni odnosi promjera [4] .....	9
Tablica 5. Koeficijenti broja pregiba $c_p$ [4] .....	9
Tablica 6. Preporučene vrijednosti radijusa žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta [4] .....	17
Tablica 7. Specifikacije odabranog motora s reduktorom za dizanje tereta.....	27
Tablica 8. Ovisnost faktora sigurnosti $v_k$ o vrsti mehanizma i primjeni [4].....	28
Tablica 9. Proračunske vrijednosti profila nosive konstrukcije [10] .....	29
Tablica 10. Vrijednosti težina bitnih za proračun nosive konstrukcije .....	30
Tablica 11. Specifikacije odabranog motora za pogon primarnog dohvavnika .....	56
Tablica 12. Specifikacije odabranog motora za pogon sekundarnog dohvavnika .....	67

## POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
1_01_00_00	Preklopni dohvatznik

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$\text{mm}^2$	Površina
$a$	mm	Proračunska visina zavara
$A_j$	$\text{mm}^2$	Proračunska površina presjeka vijka
$b$	m	Širina
$C$	kN	Dinamička nosivost ležaja
$c_p$	-	Faktor broja pregiba užeta
$C_0$	kN	Statička nosivost ležaja
$D, d$	mm	Promjer
$D_v, d_v$	mm	Vanjski promjer
$D_u, d_u$	mm	Unutrašnji promjer
$F$	N	Sila
$F_N$	N	Normalna Sila
$G$	N	Težina
$G_b$	N	Težina bubenja s motor reduktorom
$G_{s1}$	N	Težina primarnog zgloba
$G_{s2}$	N	Težina sekundarnog zgloba
$G_t$	N	Težina maksimalnog tereta s kukom
$f$	-	Faktor ispune užeta
$F_u$	N	Sila u užetu
$g$	$\text{m/s}^2$	Gravitacijska konstanta
$H$	m	Visina dohvata
$h$	m	Visina
$HN$	-	Broj kuke
$I$	$\text{mm}^4$	Aksijalni moment tromosti
$i$	-	Prijenosni omjer
$i_k$	-	Prijenosni omjer sustava koloturnika
$i_{\min}$	mm	Minimalni polumjer tromosti
$J$	$\text{kNm}^2$	Moment tromosti
$J_{uk}$	$\text{kNm}^2$	Ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju
$L_{10h\_min}$	h	Zahtjevani vijek trajanja ležaja
$L$	m	Najveći dohvat
$l$	m	Dužina
$M$	Nm	Moment
$M_{in}$	Nm	Moment inercije
$M_k$	Nm	Moment kočnice

$m$	kg	Masa
$m$	mm	Modul
$m_k$	kg	Masa kuke
$n$	-	Broj vijaka
$n_m$	okr/min	Brzina vrtnje
$P_a$	kN	Ekvivalentno dinamičko aksijalno opterećenje ležaja
$P_{EM}$	kW	Snaga elektromotora
$P_r$	kN	Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja
$P_{0a}$	kN	Ekvivalentno staticko aksijalno opterećenje ležaja
$P_{0r}$	kN	Ekvivalentno staticko radijalno opterećenje ležaja
$Q$	kg	Nosivost
$r$	mm	Radius
$R_e$	MPa	Granica tečenja
$R_m$	MPa	Vlačna čvrstoća
$S$	-	Sigurnost
$s$	mm	Debljina
$T$	Nm	Moment torzije
$t$	mm	Korak užeta na bubnju
$u$	-	Broj nosivih užeta
$u_b$	-	Broj užeta koji se namataju na bubanj
$v_{diz}$	m/min	Brzina dizanja
$v_{doh}$	m/min	Brzina promjene dohvata
$v_{ob}$	m/min	Obodna brzina na najvećem dohvatu
$W$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora
$w$	mm	Progib
$x_1$	-	Pomak profila zuba prvog zupčanika
$x_2$	-	Pomak profila zuba drugog zupčanika
$z_1$	-	Broj zubi prvog zupčanika
$z_2$	-	Broj zubi drugog zupčanika
$\alpha$	rad	Zakret
$\gamma$	°	Napadni kut
$\delta$	mm	Debljina stjenke
$\varepsilon$	rad/s <sup>2</sup>	Kutno ubrzanje
$\varepsilon_a$	-	Stupanj prekrivanja para zupčanika
$\zeta$	°	Kut između pritisnih pločica
$\eta$	-	Stupanj korisnog djelovanja
$\eta_b$	-	Stupanj korisnog djelovanja bubenja
$\eta_k$	-	Stupanj korisnog djelovanja kočnice
$\eta_{kol}$	-	Stupanj korisnog djelovanja sustava koloturnika
$\eta_o$	-	Stupanj korisnog djelovanja užnice s valjnim ležajevima
$\eta_{red}$	-	Stupanj korisnog djelovanja reduktora

$\lambda$	-	Vitkost štapa
$\mu$	-	Faktor trenja
$v_n$	-	Sigurnost kuke
$\sigma$	MPa	Normalno naprezanje
$\sigma_{ekv}$	MPa	Ekvivalentno naprezanje
$\sigma_f$	MPa	Savojno naprezanje
$\sigma_{f,DI}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savijanje
$\sigma_{f,DN}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za naizmjениčno savijanje
$\sigma_H$	MPa	Hertzov pritisak
$\sigma_v$	MPa	Vlačno naprezanje
$\sigma_{v,DI}$	MPa	Trajna vlačna dinamička čvrstoća za istosmjerno opterećenje
$\tau$	MPa	Tangencijalno naprezanje
$\varphi$	$^\circ$	Zakret sekundarnog dijela dohvavnika
$\psi$	$^\circ$	Zakret primarnog dijela dohvavnika

## SAŽETAK

Ovaj završni rad prikazuje postupak konstruiranja preklopног dohvatnika s minimiziranim najmanjim dohvatom. Dohvatnik se koristi za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu, stoga se zanemaruje utjecaj vjetra. Dohvatnik se oslanja na betonsku podlogu preko sidrenih vijaka. Najveća nosivost iznosi 500 kg, maksimalni dohvati su 4 m, dok je visina dohvatnika 3 m. Mehanizam promjene dohvata kao i okretanja dohvatnika je izведен pomoću vertikalne osovine, para radijalnih ležajeva i aksijalnog ležaja. Pogoni su izvedeni električni.

Završni rad se sastoji od: proračuna mehanizma za prihvati i dizanje, proračuna nosive konstrukcije i odabira i provjere pogonskog sustava.

Sva tehnička dokumentacija i 3D modeli su izrađeni u programskom paketu *Solidworks 2015*.

Ključne riječi: horizontalni zglob, preklopni dohvativnik, transportni uređaj

## SUMMARY

This undergraduate thesis presets the construction procedure of the articulated jib crane with minimized minimum reach. The crane is used for transshipment of unit loads in closed warehouses, hence the influence of the wind can be disregarded. The crane is connected to the concrete base by anchor bolts. The maximum capacity is five hundred kilograms, the maximum reach is four meters and the height of the crane is 3 meters. The reach changing mechanism is derived from a vertical shaft, a set of radial bearings and an axial bearing. All driving mechanisms are electrical.

The thesis consists of: calculation of mechanisms for acceptance and lift, calculation of load-bearing structures and selection and review of driving mechanisms.

All technical documentation and 3D models were made in the software package Solidworks 2015.

Key words: horizontal joint, articulated jib crane, transport device

## 1. UVOD

Transportna tehnika, u koju spada transport robe i ljudi, dijeli se na javni transport ili prometnu tehniku i unutrašnji transport ili dobavnu tehniku. Dobavna tehnika podrazumijeva premještanje robe u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima. Prenosila i dizala su tehnička sredstva dobavne tehnike koja u sustavu transportnog lanca služe za dizanje, prijenos, pretovar, skladištenje, rukovanje materijalom i predmetima kao i za prijevoz materijala i ljudi na kraćim udaljenostima.

Djelatnosti složenih sustava kao što su pošte, bolnice, vojske i sl. ovisi o uspješnosti njihove dobavne tehnike. To pokazuje veliku potrebu za raznolikosti njihove konstrukcije. Ona mogu biti jednostavne naprave, uređaji i mehanizmi, ali i vrlo složeni sustavi s ručnim, poluautomatskim ili automatskim upravljanjem.

Premještanje robe pomoću prenosila i dizala naziva se dobavni postupak. Svaki dobavni postupak se sastoji od zahvata, prijenosa i odlaganja robe ili materijala. Dobavni postupci mogu se obavljati prekidno i neprekidno. Sukladno s tim, korištena tehnička sredstva nazivaju se sredstvima prekidne dobave odnosno sredstvima neprekidne dobave.

Prekidna dobava se odvija u radnim ciklusima koji su međusobno odvojeni stankama jednakog ili različitog trajanja. Svaki radni ciklus se sastoji od zahvata, prijenosa i odlaganja robe kao i vraćanja dobavnog sredstva u položaj za sljedeći zahvat. Iako u literaturi ne postoji opće prihvaćena podjela ovih sredstava prekidne dobave radi upoznavanja sa istima možemo ih podijeliti na: granike (kranove), dizalice, dizala ili liftove, manipulatore i industrijske robote.

Neprekidna dobava vrši se u pravilu neprekinutim tokom do mjesta zahvata do mjesta odlaganja. Sredstva neprekidne dobave u pravilu rade dulje vremena bez prekida. Sredstva neprekidne dobave se dijele prema principu njihova djelovanja na: mehanička prenosila sa vlačnim elementom, mehanička prenosila bez vlačnog elementa i pneumatska i hidraulička prenosila.

Na dalje transportni materijal se dijeli na komadni i sipki materijal. Pod komadni materijal se podrazumijeva teret kojim se rukuje pojedinačno, bez obzira na njegov oblik ili masu. Materijal kojim se rukuje u rasutom stanju, čije su čestice, zrna ili grude slobodno pokretljive, spada pod sipki materijal.

Od različitih vrsta pogona što se danas ugrađuju u prenosila i dizala najvažniji je električni pogon. Pod ostale vrste spadaju: ručni pogon, pogon motorom s unutrašnjim izgaranjem, pogon parnim strojem, hidraulički pogon i pneumatski pogon.

Nakon ovog kratkog uvoda u transportnu tehniku, transportni uređaj koji se konstruira u ovom radu možemo smjestiti u kategoriju dobavne tehnike (unutrašnji transport) s prekidnom dobavom komadnog tereta koji se pogoni električnim pogonom.

## 2. PROJEKTNI PARAMETRI

Potrebno je projektirati preklopni dohvativnik s minimiziranim najmanjim dohvatom za potrebe pretovara u zatvorenom skladištu prema projektnim zahtjevima prikazanim u nastavku [Tablica 1].

**Tablica 1. Traženi projektni parametri**

Nosivost, $Q$	500	kg
Najveći dohvat, $L$	4	m
Visina dohvativnika, $H$	3	m
Brzina dizanja, $v_{\text{diz}}$	16	m/min
Brzina promjene dohvata, $v_{\text{doh}}$	22	m/min
Obodna brzina na najvećem dohvatu, $v_{\text{ob}}$	12	m/min
Zakret primarnog dijela dohvativnika, $\psi$	270	°
Zakret sekundarnog dijela dohvativnika, $\varphi$	180	°

### **3. ODABIR PODIZNE I POGONSKE GRUPE**

S obzirom na vrstu i način rada, granike dijelimo u podizne i pogonske grupe. Pogonska i podizna grupa odabiru se na temelju zadanih uvjeta rada granika, vrsti zahvatnog sredstva te načinu podizanja i spuštanja tereta. Za okretni granik namijenjen za potrebe pretovara s kukom u zatvorenom skladištu dodijeljena je podizna grupa HC2 te poluteški pogonski uvjeti [17]. Za zadani granik i poluteške uvijete dodjeljuje se pogonska grupa prema:

HRN EN 13001-1 : S4

DIN 15018 : B4

ISO : M5

FEM : 2<sub>m</sub>

## 4. ELEMENTI ZA PRIHVAT I DIZANJE TERETA

### 4.1. Dimenzioniranje i izbor kuke

Izraz za izračunavanje potrebnog broja kuke glasi:

$$HN_{\text{pot}} \cong \frac{Q \cdot g}{R_e} \cdot v_n . \quad (4.1)$$

Za materijal kuke odabran je sitnozrnati čelik oznake S275N razreda čvrstoće M granice tečenja  $R_e = 23,5 \text{ kN/cm}^2$ . U tablici [Tablica 2] je prikazana ovisnost potrebnog faktora sigurnosti o pogonskim grupama. Za razmatrani slučaj potrebnii faktor sigurnosti za proračun kuke iznosi  $v_n = 2$ .

**Tablica 2. Faktor sigurnosti za proračun kuke u ovisnosti o pogonskoj grupi [4]**

Faktor sigurnosti, $v_n$	1,25	1,5	2	2,5	3,15	4
Za nove pogonske grupe (DIN)	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
Za stare pogonske grupe (DIN, HRN)	0 (ručni pogon)	1 (laka)	2 (srednja)	3 (teška)	4 (vrlo teška)	-

Prema tome potrebnii broj kuke iznosi:

$$HN_{\text{pot}} \cong \frac{0,5 \cdot 9,81}{23,5} \cdot 2 = 0,42 . \quad (4.2)$$

Broj odabrane kuke je  $HN = 2,5$ . Dimenzije: kuke, ovjesa i nosača kuke i matice kuke su dane u normama: DIN 15401-1, DIN 15401-2, DIN 15411, DIN 15412-2 i DIN 15413. Iste su prihvaciene s iznimkom širine nosača i ovjesa kuke. Zbog izmjene dimenzije s obzirom na normu potrebno je proračunati nosač kuke.

#### 4.1.1. Provjera čvrstoće nosača kuke

Nosač kuke se proračunava kao nosač na dva oslonca opterećen na savijanje. Opterećenje nosača je prikazano na slici [Slika 1].

Razmak nosivih limova nosača kuke iznosi:

$$l = b_1 + 2 \cdot \frac{s}{2} = b_1 + s , \quad (4.3)$$

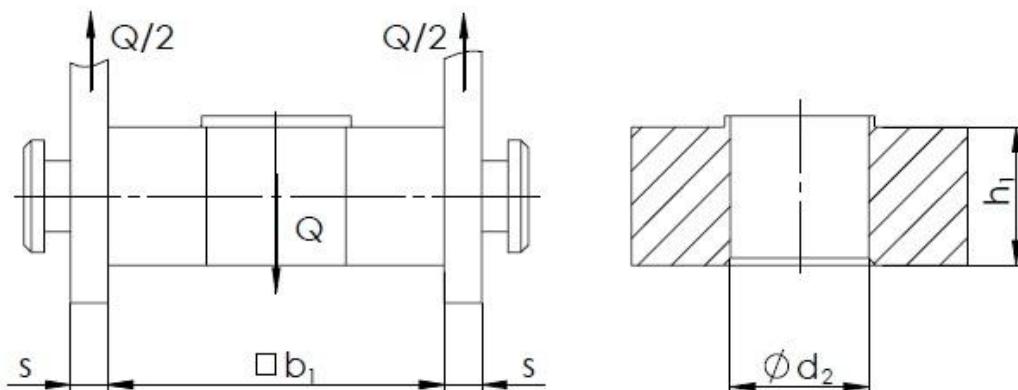
gdje je:

$b_1 = 90 \text{ mm}$  – Širina glavnog dijela nosača (izmijenjena s obzirom na normu) i

$s = 10 \text{ mm}$  – debljina nosivog lima sklopa kuke.

Prema tome razmak nosivih limova iznosi:

$$l = 90 + 10 = 100 \text{ mm}. \quad (4.4)$$



Slika 1. Opterećenje ovjesa i nosača kuke

Najveći moment savijanja jednak je:

$$M_{\max} = \frac{Q_t \cdot g \cdot l}{4} = \frac{538 \cdot 9,81 \cdot 100}{4} = 131900 \text{ Nmm}, \quad (4.5)$$

gdje je:

$Q_t = Q + m_k = 500 + 38 = 538 \text{ kg}$  – maksimalna masa tereta i sklopa kuke.

Moment otpora presjeka nosača kuke računamo prema:

$$W_{\text{nos}} = \frac{(b_1 - d_2) \cdot h_1^2}{6}, \quad (4.6)$$

gdje je:

$d_2 = 37 \text{ mm}$  – Provrt nosača kuke i

$h_1 = 37 \text{ mm}$  – Visina nosača kuke.

Prema tome moment otpora presjeka nosača kuke iznosi:

$$W_{\text{nos}} = \frac{(90 - 37) \cdot 37^2}{6} = 12090 \text{ mm}^3. \quad (4.7)$$

Prema tome najveće naprezanje nosača kuke iznosi:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{\text{nos}}} = \frac{131900}{12090} = 11 \text{ MPa}. \quad (4.8)$$

Dopušteno naprezanje nosača kuke prema [5] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \dots 120 \text{ MPa} = 80 \text{ MPa}. \quad (4.9)$$

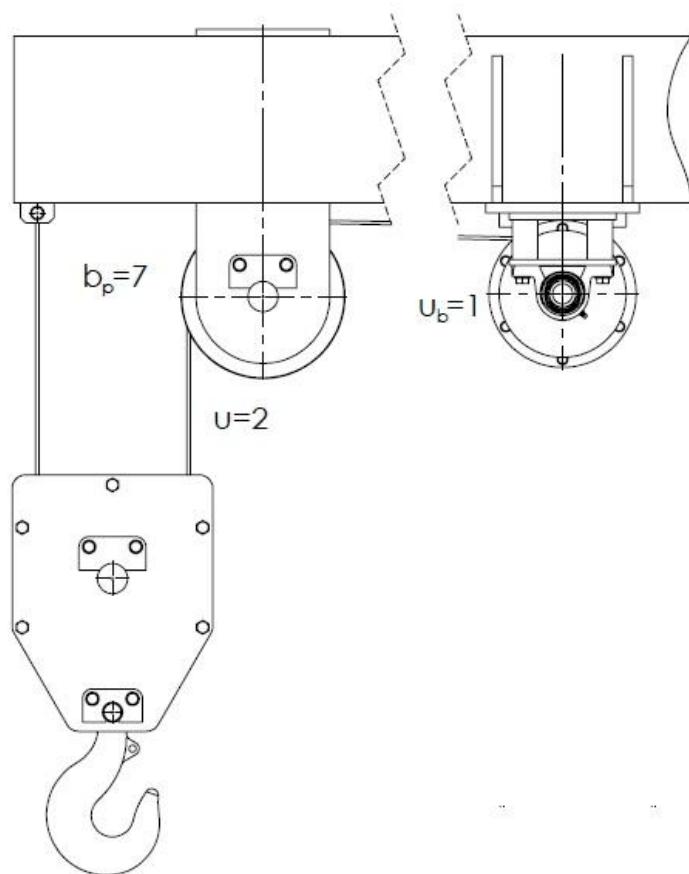
S obzirom da vrijedi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \text{ MPa} \geq \sigma = 11 \text{ MPa}, \quad (4.10)$$

nosač kuke zadovoljava.

## 4.2. Stupanj djelovanja koloturnika

Sklop koloturnika izведен je kao obični faktorski koloturnik 2 prikazan u nastavku [Slika 2].



**Slika 2. Prikaz izvedbe faktorskog koloturnika 2**

Prijenosni omjer koloturnika iznosi:

$$i_k = \frac{u}{u_b} = \frac{2}{1} = 2, \quad (4.11)$$

gdje je:

$$u = 2 - \text{broj nosivih užeta i}$$

$$u_b = 1 - \text{broj užeta koji se namataju na buben.}$$

Stupanj djelovanja koloturnika iz iskoristivost valjnih ležajeva užnica  $\eta_o = 0,98$  iznosi:

$$\eta_{kol} = \eta_o \cdot \frac{1}{i_k} \cdot \frac{1 - \eta_o^{i_k}}{1 - \eta_o} = 0,98 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98} = 0,97, \quad (4.12)$$

### 4.3. Dimenzioniranje i izbor užeta

Maksimalna sila u užetu koja se može javiti u pogonu iznosi:

$$F_u = \frac{Q_t \cdot g}{u \cdot \eta_{kol}} = \frac{538 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,97} = 2720 \text{ N}. \quad (4.13)$$

Potrebni promjer užeta računa se prema sljedećem izrazu:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S \cdot F_u}{f \cdot \pi \cdot R_m}}. \quad (4.14)$$

Odabрано je normalno pleteno uže 6 x 7, faktora ispune  $f = 0,47$ . Prema [4] slijedi da vlačna čvrstoća užeta iznosi  $R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$ . U nastavku je dana tablica [Tablica 3] koja prikazuje minimalno potrebne faktore sigurnosti za pojedine pogonske grupe. Prema tome, potrebni faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2<sub>m</sub> iznosi  $S = 4,5$ .

**Tablica 3. Minimalno potrebni faktori sigurnosti za pogonsku užad [4]**

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>
Faktor sigurnosti, $S$	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5,6	7,1	9

Uvrštavanjem svih veličina dobiva se minimalno potrebni promjer užeta:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5 \cdot 2720}{0,47 \cdot \pi \cdot 1570}} = 4,6 \text{ mm}. \quad (4.15)$$

Na temelju minimalnog potrebnog promjera užeta odabire se prvi veći normirani promjer užeta koji iznosi  $d = 5 \text{ mm}$ .

### 4.4. Užnica pomičnog bloka

Kako bi se osigurala potreban trajnost užeta potreban je određeni promjer užnice i bubenja. Minimalni potrebni promjer užnice izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$D \geq \left( \frac{D}{d} \right)_{\min} \cdot c_p \cdot d. \quad (4.16)$$

Minimalni potrebni odnos promjera užnice i bubnja u odnosu na promjer užeta ( $D/d$ )<sub>min</sub> za razne pogonske grupe prikazuje tablica u nastavku [Tablica 4].

Tablica 4. Minimalni potrebni odnosi promjera [4]

Pogonska grupa	$(D/d)$ <sub>min</sub> za					
	bubanj		užnica		izravnavajuća užnica	
1D <sub>m</sub>	11,2	(12,5) <sup>1)</sup>	12,5	(14) <sup>1)</sup>	11,2	(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 s višeslojnog užeta postiže dovoljna trajnost, mogu se koristiti koeficijenti za jednoslojnu užad.

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

Minimalni potrebni odnos promjera užnice u odnosu na promjer užeta za pogonsku grupu 2<sub>m</sub> iznosi ( $D/d$ )<sub>min</sub> = 20. Na potrebni minimalni promjer utječe i faktor ovisan o broju pregiba užeta  $c_p$ . Broj pregiba užeta za obični faktorski koloturnik 2, prikazan na slici 2. [Slika 2], iznosi  $b_p = 7$ . Prema tablici danoj u nastavku [Tablica 5] koeficijent  $c_p$  za  $b_p = 7$  iznosi  $c_p = 1,12$ .

Tablica 5. Koeficijenti broja pregiba  $c_p$  [4]

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

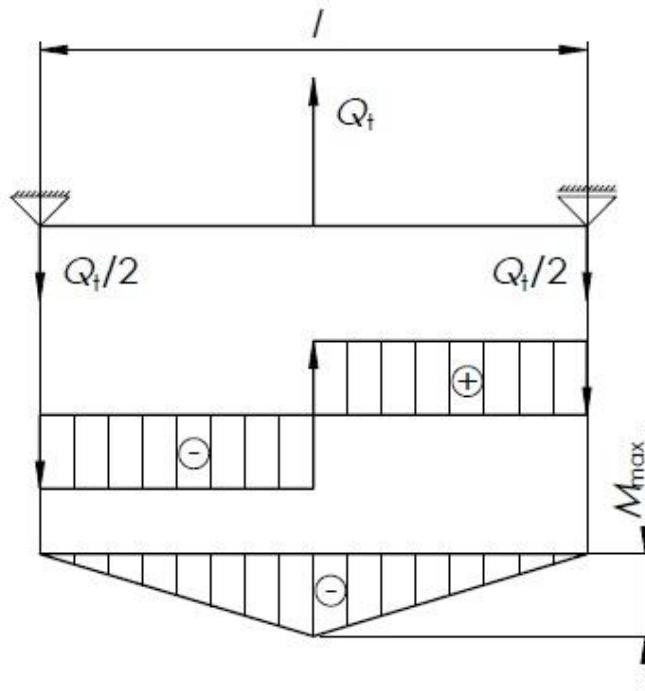
Prema tome minimalni potrebni promjer užnice iznosi:

$$D \geq 20 \cdot 1,12 \cdot 5 = 112 \text{ mm} . \quad (4.17)$$

Odabrani promjer užnice prema [4] iznosi  $D_{\text{užnica}} = 225 \text{ mm}$ .

#### 4.4.1. Proračun osovine užnice

Na slici 3. u nastavku prikazana je proračunska shema osovine s užnicom te pripadni dijagrami opterećenja.



**Slika 3. Dijagrami opterećenja osovine užnice**

Prema tome najveći moment savijanja iznosi:

$$M_{\max} = \frac{Q_t \cdot g \cdot l}{4} = \frac{538 \cdot 9,81 \cdot 100}{4} = 131900 \text{ Nmm}. \quad (4.18)$$

Moment otpora osovine užnice iznosi:

$$W_{\text{os}} = \frac{d_s^3 \cdot \pi}{32} = \frac{45^3 \cdot \pi}{32} = 8946 \text{ mm}^3. \quad (4.19)$$

Najveće naprezanje osovine užnice jednako je:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{\text{os}}} = \frac{131900}{8946} = 15 \text{ MPa}. \quad (4.20)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,\text{dop}} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa}, \quad (4.21)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost osovine.

S obzirom da vrijedi:

$$\sigma_{f,\text{dop}} = 120 \text{ MPa} \geq \sigma = 15 \text{ MPa}, \quad (4.22)$$

osovina užnice zadovoljava.

#### 4.4.2. Odabir valjnih ležajeva užnice

Odabran je jednoredni kuglični ležaj oznake 6209-2RS1 proizvođača SKF, dimenzija 85 x 45 x 19 dinamičke nosivosti  $C = 35,1 \text{ kN}$ .

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje ležaja iznosi:

$$P_r = \frac{Q_t \cdot g}{2} = \frac{538 \cdot 9,81}{2} = 2639 \text{ N}. \quad (4.23)$$

Dinamičko opterećenje ležaja  $C_1$  izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$C_1 = P_r \left( \frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}. \quad (4.24)$$

gdje je:

$$n_m = \frac{v_{diz} \cdot i_k}{D_{užnice} \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,225 \cdot \pi} = 34 \text{ min}^{-1} - \text{brzina vrtnje},$$

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

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

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 2,639 \cdot \left( \frac{60 \cdot 34 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 7,21 \text{ kN}. \quad (4.25)$$

Kako je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno  $C = 35,1 \text{ kN} \geq C_1 = 7,21 \text{ kN}$ , odabrani ležaj zadovoljava.

#### 4.5. Skretna užnica

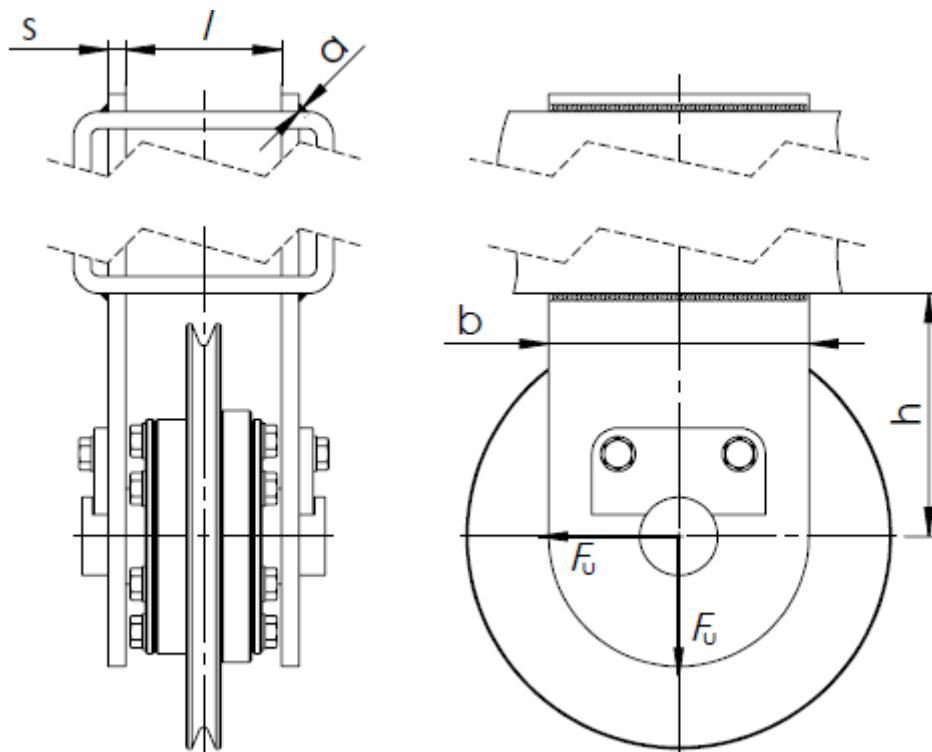
Nazivni promjer skretne užnice isti je kao i nazivni promjer prethodno izračunate užnice pomičnog bloka. Dakle,  $D_{užnice} = 225 \text{ mm}$ .

Dimenziije osovine skretne užnice iste su kao i dimenziije osovine užnice pomičnog bloka. S obzirom da je opterećenje iste povoljnije nego kod osovine užnice pomičnog bloka i ona će zadovoljiti.

Također koriste se i isti ležajevi kao kod užnice pomičnog bloka to jest 6209-2RS1. I oni će zadovoljiti s obzirom na povoljnije opterećenje naspram ležajeva užnice pomičnog bloka.

#### 4.5.1. Proračun zavara sklopa skretne užnice

Zavar sklopa skretne užnice je opterećen na savijanje, vlak i smik kao što je prikazano u nastavku [Slika 4], ali zbog izraženosti savijanja zavar proračunavamo samo na savijanje. Pretpostavljamo da donji par zavara preuzima opterećenje.



Slika 4. Prikaz opterećenja zavara skretne užnice

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{F_u \cdot h}{2 \cdot \frac{b^3 \cdot a \cdot 2}{12 \cdot b}} = \frac{4 \cdot F_u \cdot h}{b^2 \cdot a} = \frac{4 \cdot 2720 \cdot 140}{150^2 \cdot 3} = 23 \text{ MPa}, \quad (4.26)$$

gdje je:

$a = 3 \text{ mm}$  – visina zavara nosivog lima,

$b = 150 \text{ mm}$  – širina nosivog lima i

$h = 140 \text{ mm}$  – krak djelovanja sile.

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa}, \quad (4.27)$$

gdje je:

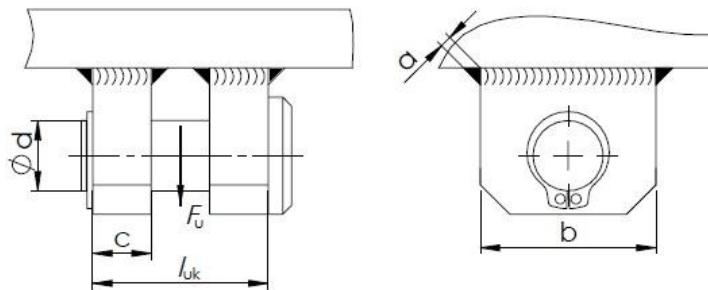
$$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa} - \text{prema [1] za čelik S235JR i}$$

$$S = 2,5 - \text{potrebna sigurnost osovine.}$$

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 120 \text{ MPa} \geq \sigma_f = 23 \text{ MPa}$ , zavar zadovoljava.

#### 4.6. Proračun prihvata užeta za konstrukciju

Prihvat užeta za konstrukciju se sastoji od dvaju limova s provrtom zavarenih za konstrukciju te zatika osiguranim uskočnikom na jednom kraju i glavom zatika na drugom. Element je prikazan i opterećen kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 5].



Slika 5. Prikaz prihvata užeta za konstrukciju

##### 4.6.1. Proračun zavara nosivih limova

Zavar je opterećen silom  $F_u$  na vlast dinamički istosmjerno. Kako bi izračunali vlačno opterećenje potrebno je izračunati proračunska površinu zavara. Ona iznosi:

$$A_v = b \cdot a + c \cdot a = (b + c) \cdot 4a = (30 + 10) \cdot 4 \cdot 2 = 320 \text{ mm}^2, \quad (4.28)$$

gdje je:

$$a = 2 \text{ mm} - \text{visina zavara},$$

$$b = 30 \text{ mm} - \text{širina nosivog lima i}$$

$$c = 10 \text{ mm} - \text{debljina nosivog lima.}$$

Sada možemo izračunati vlačno naprezanje zavara koje iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_u}{A_v} = \frac{2720}{320} = 9 \text{ MPa}. \quad (4.29)$$

Dopušteno naprezanje računamo prema:

$$\sigma_{v,dop} = \frac{\sigma_{v,DI}}{S} = \frac{200}{2,5} = 80 \text{ MPa} . \quad (4.30)$$

gdje je:

$\sigma_{v,DI} = 200 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost zavara.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno  $\sigma_{v,dop} = 80 \text{ MPa} \geq \sigma_v = 9 \text{ MPa}$ , zavar zadovoljava.

#### 4.6.2. Proračun nosivog lima prihvata užeta na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F_u}{A_p} = \frac{F_u}{2 \cdot d \cdot c} = \frac{2720}{2 \cdot 12 \cdot 10} = 11 \text{ MPa} , \quad (4.31)$$

gdje je:

$d = 12 \text{ mm}$  – promjer zatika prihvata užeta.

Dopušteni dodirni pritisak između lima i nosača prema [5] iznosi  $p_{dop} = 100 \text{ MPa}$ . S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno  $p_{dop} = 100 \text{ MPa} \geq p = 11 \text{ MPa}$ , nosivi lim zadovoljava.

#### 4.6.3. Proračun zatika prihvata užeta na savijanje

Zatik je opterećen na savijanje prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{F_u \cdot l}{W_{zat}} = \frac{\frac{F_u \cdot l}{4}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{8 \cdot F_u \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{8 \cdot 2720 \cdot 20}{12^3 \cdot \pi} = 80 \text{ MPa} , \quad (4.32)$$

gdje je:

$l = l_{uk} - c = 30 - 10 = 20 \text{ mm}$  – udaljenost između hvatišta sila reakcije.

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa} , \quad (4.33)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost zatika.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 120 \text{ MPa} \geq \sigma_f = 80 \text{ MPa}$ , zatik zadovoljava.

#### 4.6.4. Proračun zatika prihvata užeta na odrez

Zatik je opterećen na odrez prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F_u}{2A_z} = \frac{F_u}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{2F_u}{d^2\pi} = \frac{2 \cdot 2720}{12^2 \cdot \pi} = 12 \text{ MPa}, \quad (4.34)$$

gdje je:

$A_z$  – površina presjeka zatika.

Dopušteno jednosmjerno promjenjivo naprezanje za čelik S235JR prema [2] iznosi  $\tau_{a,dop} = 40 \text{ MPa}$ . Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno  $\tau_{a,dop} = 40 \text{ MPa} \geq \tau_a = 12 \text{ MPa}$ , zatik zadovoljava.

## 5. MEHANIZAM ZA DIZANJE TERETA

### 5.1. Bubanj

#### 5.1.1. Osnovne dimenzije bubenja

Bubanj služi za pogon užeta i kao spremnik potrebne dužine užeta. Namatanje užeta treba izvesti tako da se spriječi zapletanje užeta na bubenju. To se uglavnom postiže namatanjem na ožlijebljeni bubenj. Na bubenj se može namotati jedno uže (jednoužetni bubenj) ili da užeta (dvoužetni bubenj). Žljebovi na bubenju čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta.

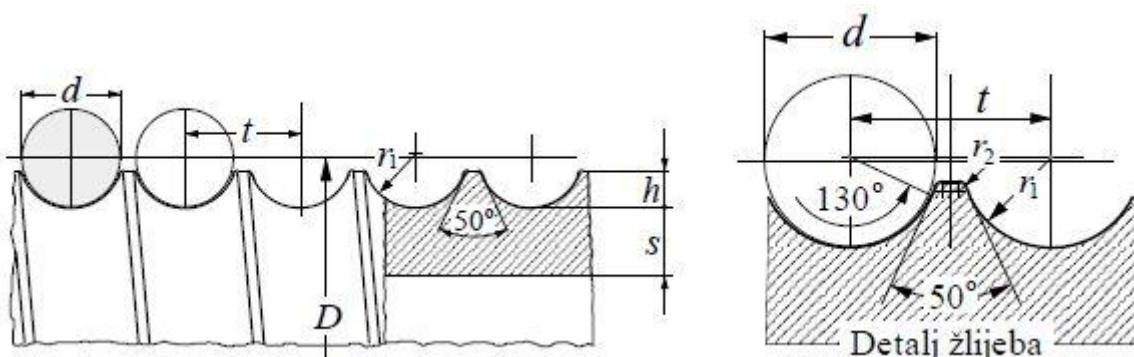
Minimalni potrebni promjer bubenja izračunava se prema poznatom izrazu (4.16).

Minimalnu potrebni odnos promjera bubenja u odnosu na promjer užeta za pogonsku grupu  $2_m$  prema tablici 4. [Tablica 4] te iznosi  $(D/d)_{\min} = 18$ , dok koeficijent broja pregiba užeta, kao i za slučaj užnica, iznosi  $c_p = 1,12$ . Prema tome, minimalni potrebni promjer bubenja iznosi:

$$D \geq 18 \cdot 1,12 \cdot 5 = 100,8 \text{ mm}. \quad (5.1)$$

Na temelju minimalno potrebnog promjera bubenja odabire se bešavna cijev vanjskog promjera  $D_v = 101,6 \text{ mm}$  i debljine stjenke  $\delta = 6,3 \text{ mm}$  proizvođača *Strojopromet* prema [6].

U nastavku su dane osnovne dimenzije ožlijebljenog bubenja i profila žlijeba bubenja [4].



Slika 6. Dimenzije ožlijebljenog bubenja i profila žlijeba [4]

Visina profila žlijeba  $h$  prema preporuci [4] iznosi:

$$0,375d \leq h \leq 0,4d$$

$$0,375 \cdot 5 \leq h \leq 0,4 \cdot 5 \quad (5.2)$$

$$1,875 \leq h \leq 2,$$

gdje je:

$$d = 5 \text{ mm} - \text{promjer užeta}$$

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

U nastavku [Tablica 6] su prikazane preporučene vrijednosti radijusa profila žlijeba bubenja  $r_2$  u ovisnosti o promjeru užeta. Za promjer užeta  $d = 5 \text{ mm}$  radius profila žlijeba iznosi  $r_2 = 0,5 \text{ mm}$ .

**Tablica 6. Preporučene vrijednosti radijusa žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta [4]**

$d, \text{ mm}$	3 do 9	10 do 28	29 do 37	38 do 44	45 do 54	56 do 58	60
$r_2, \text{ mm}$	0,5	0,8	103	106	2	2,5	3

Potrebni korak užeta na bubenju iznosi

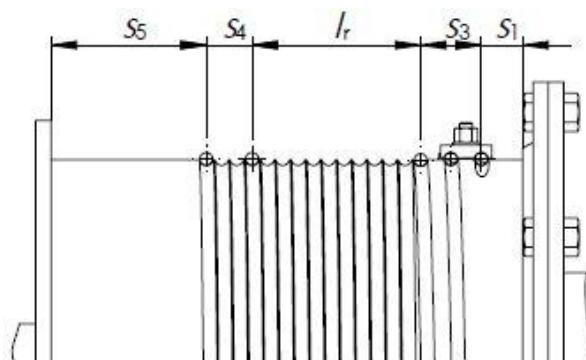
$$t \cong 1,15 \cdot d$$

$$t \cong 1,15 \cdot 5 \quad (5.3)$$

$$t \cong 5,75 \text{ mm},$$

Odabrani korak užeta iznosi  $t = 6 \text{ mm}$ .

Ostale mjere bubenja su prikazane na slici u nastavku [Slika 7]. Preporuke prema [4] su kako slijedi:



**Slika 7. Ostale mjere bubenja**

$$s_1 = t + (40...50) = 6 + (40...50) = 46...56 \text{ mm} , \quad (5.4)$$

$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 6 = 24 \text{ mm} , \quad (5.5)$$

$$s_4 = (2,5...3,5) \cdot t = (2,5...3,5) \cdot 6 = 15...21 \text{ mm} , \quad (5.6)$$

$$s_5 = (2...3) \cdot t = (2...3) \cdot 6 = 12...18 \text{ mm} . \quad (5.7)$$

U konačnici odabrane mjere bubenja glase:  $s_1 = 22 \text{ mm}$ ,  $s_3 = 24 \text{ mm}$ ,  $s_4 = 19 \text{ mm}$  i  $s_5 = 63 \text{ mm}$ .

### 5.1.2. Ukupna i radna dužina bubenja

Na radni dio bubenja treba namotati  $i_r H_{\text{diz}}$  dužine bubenja gdje je:

$$H_{\text{diz}} = 1100 \text{ mm} - \text{visina dizanja.}$$

Stoga radna dužina bubenja iznosi:

$$l_r = \frac{i_r \cdot H_{\text{diz}}}{D \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 1100}{102,6 \cdot \pi} = 41 \text{ mm}, \quad (5.8)$$

gdje je:

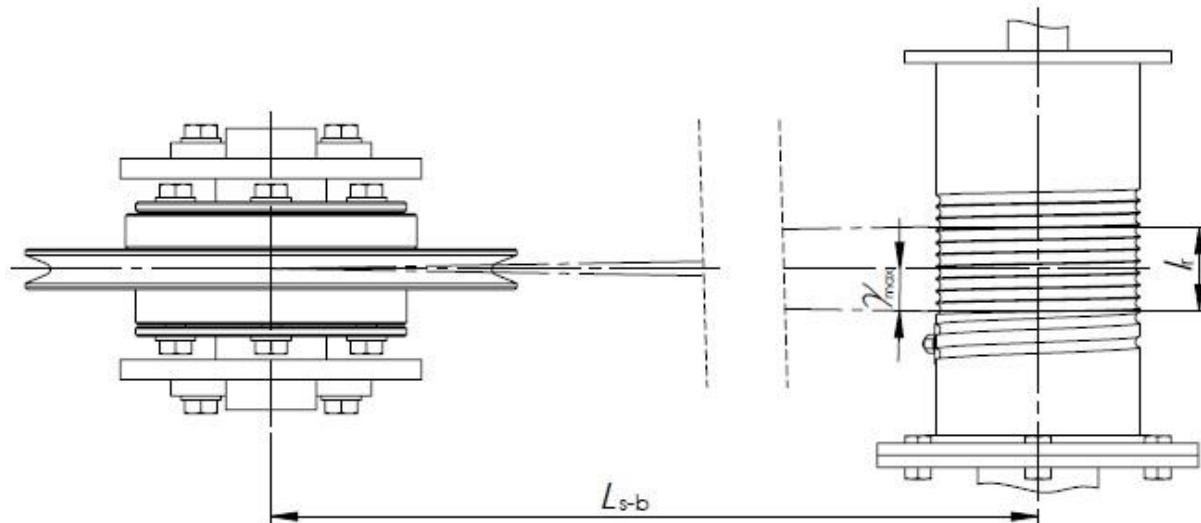
$$D = D_v - 2h + d = 101,6 - 4 + 5 = 102,6 \text{ mm} - \text{kinematski promjer bubenja.}$$

Konačno ukupna dužina bubenja iznosi:

$$l_b = l_r + s_1 + s_3 + s_4 + s_5 = 41 + 22 + 24 + 19 + 63 = 169 \text{ mm.} \quad (5.9)$$

### 5.1.3. Provjera napadnog kuta užeta

Napadni kut užeta predstavlja otklon užeta koji treba biti unutar dozvoljene granice od  $\gamma_{\text{dop}} = 2^\circ$  kako bi se produžio vijek trajanja užeta. Otklon užeta se kontrolira između bubenja i skretne užnice kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 8].



Slika 8. Napadni kut užeta

Napadni kut računamo prema sljedećem izrazu:

$$\gamma_{\max} = \arctg \left( \frac{l_r}{2 \cdot L_{s-b}} \right) = \arctg \left( \frac{41}{2 \cdot 1325} \right) = 0,88^\circ, \quad (5.10)$$

gdje je:

$$L_{s-b} = 1325 \text{ mm} - \text{udaljenost između skretne užnice i bubnja.}$$

S obzirom da je maksimalni napadni kut užeta manji od dopuštenog, odnosno  $\gamma_{\text{dop}} = 2^\circ \geq \gamma_{\text{max}} = 0,88^\circ$ , zaključujemo da je otklon užeta unutar dopuštenih granica.

#### 5.1.4. Proračun stjenke bubnja

Stjenka bubnja opterećena je na uvijanje, savijanje i prolom. Opterećenje uvijanjem može se zanemariti jer je torzijsko naprezanje najčešće jako malo, dok opterećenje uslijed savijanja bubnja dolazi do izražaja kod dugačkih bubnjeva. Prolom predstavlja naprezanje nastalo namatanjem užeta na bubenj čime se stjenka bubnja steže, slično djelovanju vanjskog tlaka. Stjenka bubnja se prvenstveno dimenzionira prema naprezanjima uslijed namatanja užeta.

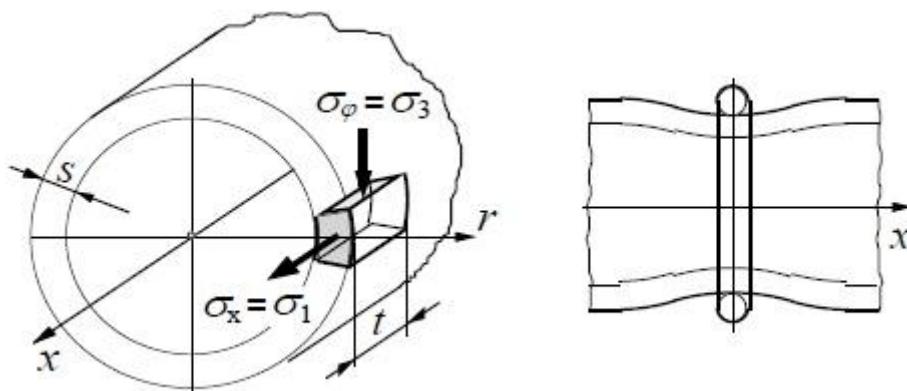
Promjer bubnja relevantan za daljnji proračun iznosi:

$$D_b = D - 2 \cdot h = 101,6 - 2 \cdot 2 = 97,6 \text{ mm}. \quad (5.11)$$

Nosiva debljina stjenke bubnja jednaka je:

$$s = \delta - h = 6,3 - 2 = 4,3 \text{ mm}. \quad (5.12)$$

##### 5.1.4.1. Naprezanje uslijed namatanja užeta



Slika 9. Naprezanje elementa stjenke bubnja i lokalno savijanje ljske bubnja

- 1) Cirkularno (tlačno) naprezanje

$$\sigma_\phi = -0,5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = -0,5 \cdot \frac{2720}{6 \cdot 4,3} = -53 \text{ MPa}. \quad (5.13)$$

Dopušteno cirkularno naprezanje za materijal S235JR prema [4] iznosi  $|\sigma_{\phi,\text{dop}}| = 100 \text{ MPa}$ . Pošto je apsolutna vrijednost cirkularnog naprezanja manja od apsolutno dopuštene, odnosno  $|\sigma_\phi| = 53 \text{ MPa} < |\sigma_{\phi,\text{dop}}| = 100 \text{ MPa}$ , bubenj zadovoljava na cirkularno naprezanje.

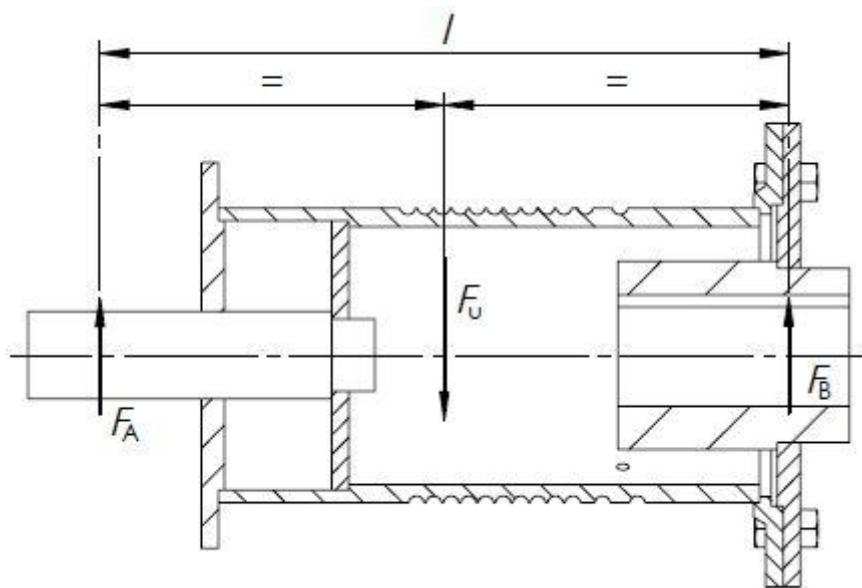
## 2) Normalno naprezanje (od lokalnog savijanja stjenke na mjestu namatanja)

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 2720 \cdot \sqrt{\frac{1}{97,6 \cdot 4,3^3}} = 30 \text{ MPa}. \quad (5.14)$$

Dopušteno normalno naprezanje (od lokalnog savijanja stjenke na mjestu namatanja) za materijal S235JR prema [4] iznosi  $\sigma_{x,\text{dop}} = 50$  MPa. Pošto je normalno naprezanje manje od dopuštenog, odnosno  $\sigma_x = 30$  MPa  $< \sigma_{x,\text{dop}} = 50$  MPa, bubanj zadovoljava na normalno naprezanje.

## 5.1.4.2. Naprezanje uslijed savijanja bubenja

Najnepovoljniji slučaj naprezanja bubenja uslijed savojnog opterećenja ostvaruje se kada se uže nalazi na sredini između dva oslonca kao što je prikazano na slici u nastavku [Slika 10]. Radi jednostavnosti proračuna bubanj će se razmatrati kao greda oslonjena na dva oslonca. Također, težina bubenja se može zanemariti budući da je opterećenje užetom mnogo veće.



Slika 10. Prikaz savijanja stjenke bubenja

Moment savijanja tada iznosi:

$$M_{\max} = \frac{F_u \cdot l}{4} = \frac{2720 \cdot 218}{4} = 148200 \text{ Nmm}, \quad (5.15)$$

gdje je:

$l = 218 \text{ mm}$  – udaljenost između dvaju oslonaca.

Moment otpora presjeka bubenja računa se prema sljedećem izrazu:

$$W_b = \frac{I_b}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D_b^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d_u^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi}{32 \cdot D} \cdot (D_b^4 - d_u^4), \quad (5.16)$$

gdje je:

$$d_u = D - 2\delta = 101,6 - 2 \cdot 6,3 = 89 \text{ mm} - \text{unutarnji promjer bubenja.}$$

Prema top moment otpora presjeka bubenja iznosi:

$$W_b = \frac{\pi}{32 \cdot 101,6} \cdot (97,6^4 - 89^4) = 27054 \text{ mm}^3, \quad (5.17)$$

Konačno naprezanje uslijed savijanja bubenja iznosi:

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{W_b} = \frac{148200}{27054} = 5 \text{ MPa}. \quad (5.18)$$

#### 5.1.4.3. Ekvivalentno naprezanje glavnog dijela bubenja

Ako razmotrimo izračunata naprezanja možemo lako izraziti glavna naprezanja elementa kao što vidimo u nastavku:

$$\sigma_1 = \sigma_x + \sigma_f = 30 + 5 = 35 \text{ MPa}, \quad (5.19)$$

$$\sigma_2 = 0 \text{ MPa} \text{ i} \quad (5.20)$$

$$\sigma_3 = \sigma_\phi = -53 \text{ MPa}. \quad (5.21)$$

Ekvivalentno naprezanje prema teoriji najvećeg posmičnog naprezanja [7] glasi:

$$\sigma_{ekv} = \sigma_1 - \sigma_3 = 35 - (-53) = 88 \text{ MPa}. \quad (5.22)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \text{ MPa}, \quad (5.23)$$

gdje je:

$$R_e = 235 \text{ MPa} - \text{prema [1] za čelik S235JR i}$$

$$S = 2,5 - \text{potrebna sigurnost bubenja.}$$

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog naprezanja, odnosno  $\sigma_{dop} = 94 \text{ MPa} \geq \sigma_{ekv} = 88 \text{ MPa}$ , glavni dio bubenja zadovoljava.

### 5.1.5. Provjera čeone ploče bubenja

Potrebna debljina čeone ploče bubenja, za bubenj u zavarenoj izvedbi, računa se iz sljedećeg izraza [4]:

$$\sigma = 1,44 \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D_v} \right) \cdot \frac{F_H}{w^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{R_e}{S}. \quad (5.24)$$

Iz čega se dobiva izraz:

$$w \geq \sqrt{1,44 \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D_v} \right) \cdot \frac{F_H}{\sigma_{dop}}}, \quad (5.25)$$

gdje je:

$D_1 = 60 \text{ mm}$  – promjer glavine bubenja,

$F_H = 0,1 \cdot F_u = 0,1 \cdot 2720 = 272 \text{ N}$  – iznos horizontalne sile prema [4] i

$\sigma_{dop} = 96 \text{ MPa}$  – dopušteno naprezanje za materijal S235JR prema [1] uz  $S = 2,5$ .

Prema tome, potrebna debljina čelične ploče bubenja je:

$$w \geq \sqrt{1,44 \cdot \left( 1 - \frac{2}{3} \frac{60}{101,6} \right) \cdot \frac{272}{96}} = 1,6 \text{ mm}. \quad (5.26)$$

Odobrana debljina čeone ploče bubenja je  $w = 8 \text{ mm}$ .

### 5.1.6. Veza čeone ploče i bubenja

Veza čeone ploče i bubenja ostvaruje se vijčanim spojem. Kod proračuna potrebnog broja vijaka pretpostavljen je prijenos okretnog momenta isključivo trenjem između čeone ploče i bubenja koje je posljedica pritezanja vijaka. Prema tome proračun se provodi prema sljedećem izrazu:

$$F_u \cdot \frac{D}{2} \leq n \cdot \mu \cdot F_N \cdot \frac{d_7}{2}, \quad (5.27)$$

gdje je:

$n$  – broj vijaka u spoju,

$\mu = 0,2$  – faktor trenja za čelik/čelik prema [1],

$F_N = \sigma_{dop} \cdot A_j$  – normalna sila u vijku i

$d_7 = 138 \text{ mm}$  – promjer na kojem su smješteni vijci.

Odabrani su vijci M8, kvalitete 5.6 koji imaju granicu tečenja  $R_e = 300 \text{ MPa}$ , te prema [1] ima površinu jezgre  $A_j = 32,8 \text{ mm}^2$ . Uz odabranu sigurnost  $S = 2,5$  dobivamo dopušteno naprezanje vijaka:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa}. \quad (5.28)$$

Uvrštavanjem odgovarajućih vrijednosti u prethodni izraz (5.27) dobivamo potreban broj vijaka:

$$n \geq \frac{F_u \cdot D}{\mu \cdot \sigma_{\text{dop}} \cdot A_j \cdot d_7} = \frac{2720 \cdot 102,6}{0,2 \cdot 120 \cdot 32,8 \cdot 138} = 2,57. \quad (5.29)$$

Odabрано je ukupno 6 vijaka M8 kvalitete 5.6.

### 5.1.7. Proračun osovine bubenja

Potrebni promjer osovine bubenja računa se prema izrazu:

$$d_{\text{os}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot l_A \cdot F_{A,\text{max}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{dop}}}}, \quad (5.30)$$

gdje je:

$l_A = 35 \text{ mm}$  – udaljenost ležajne jedinice bubenja od čeone ploče,

$\sigma_{\text{dop}} = 75 \dots 100 \text{ MPa} = 75 \text{ MPa}$  – dopušteno naprezanje osovine bubenja prema [4] i

$F_{A,\text{max}}$  – najveću silu u ležaju u osloncu A (prema [Slika 10]) koje se proračunava prema jednadžbi statike za najnepovoljniji slučaj.

Prema tome najveću silu u ležaju  $F_{A,\text{max}}$  računamo prema:

$$F_{A,\text{max}} = \frac{F_u \cdot l_B}{l} = \frac{2720 \cdot 90}{210} = 1166 \text{ N}, \quad (5.31)$$

gdje je:

$l_B = 90 \text{ mm}$  – najveća udaljenost užeta od oslonca B (prema [Slika 10]).

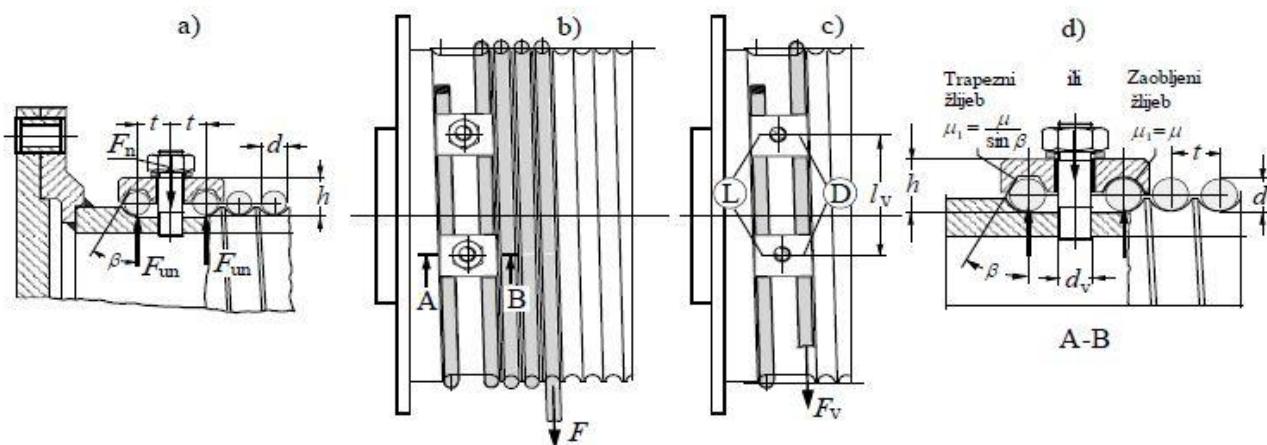
Prema tome potrebni promjer osovine bubenja iznosi:

$$d_{\text{os}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 35 \cdot 1166}{\pi \cdot 75}} = 17,7 \text{ mm}. \quad (5.32)$$

Konačno odabrana je osovinica promjera 30 mm.

### 5.1.8. Veza užeta s bubnjem

Veza užeta i bubenja ostvaruje se pomoću pritisnih pločica sa zaobljenim žlijebom i odgovarajućih vijaka. U najnižem položaju tereta na bubenju ostavljamo još dva navoja užeta, ne računajući navoje koji služe za pričvršćenje užeta tako da je prije ulaska u zahvat maksimalna sila u užetu smanjena užetnim trenjem. Koeficijent trenja između bubenja i užeta prema [4] iznosi  $\mu = 0,1$  dok je obuhvatni kut za spomenuta dva navoja jednak  $\alpha = 4\pi$  rad.



Slika 11. Veza užeta s bubenjem [4]

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu stoga iznosi:

$$F_v = \frac{F_u}{e^{\mu\alpha}} = \frac{2720}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 774 \text{ N}. \quad (5.33)$$

Ukupna normalna sila koja mora djelovati na uže iznosi

$$F_N = 2 \cdot \frac{F_v}{(\mu + \mu_1)(e^{\mu\alpha} + 1)} = 2 \cdot \frac{774}{(0,1 + 0,1)(e^{0,1 \cdot 2\pi} + 1)} = 2693 \text{ N}, \quad (5.34)$$

gdje je:

$\mu_1 = \mu = 0,1$  – ekvivalentni koeficijent trenja zaobljenog žlijeba prema [4] i  
 $\alpha = 2\pi$  rad – obuhvatni kut užeta nakon ulaska u vijčanu vezu.

Potreban broj vijaka prema opterećenju na vlak i savijanje izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$z \geq \frac{F_N}{\sigma_{\text{dop}}} \left( \frac{1,3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d_1^3} \right). \quad (5.35)$$

Odabiru se vijci M5, kvalitete 8.8 granice tečenja  $R_e = 640 \text{ MPa}$ , promjera jezgre  $d_1 = 4,134 \text{ mm}$ , te površine jezgre  $A_j = 12,7 \text{ mm}^2$  (prema [1]). Shodno dopušteno naprezanje ovih vijaka uz sigurnost  $S = 2,5$  iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa}. \quad (5.36)$$

Odabrana vrijednost visine pritisne pločice  $h$  prema slici 11 [Slika 11] iznosi  $h = 8 \text{ mm}$ . Prema tome potreban broj vijaka veze užeta i bubenja iznosi:

$$z \geq \frac{2693}{256} \left( \frac{1,3}{12,7} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 8}{\pi \cdot 4,134^3} \right) = 2,3. \quad (5.37)$$

Veza užeta s bubenjem ostvarit će se pomoću 3 vijka M5 kvalitete 8.8.

Vijci se postavljaju po obodu bubenja na razmaku  $lv \geq 5 \cdot d = 5 \cdot 5 = 25 \text{ mm}$  iz čega proizlazi minimalno potreban kut između pritisnih pločica:

$$\zeta \geq \frac{2 \cdot l_v}{D} = \frac{2 \cdot 25}{102,6} = 0,487 \text{ rad} = 27,92^\circ. \quad (5.38)$$

Odabrani kut između pritisnih pločica iznosi  $\zeta = 30^\circ$ .

### 5.1.9. Odabir ležajne jedinice bubenja

Ekvivalentno dinamičko radikalno opterećenje ležaja bubenja  $P_r$  iznosi:

$$P_r = F_{A,\max} = 1166 \text{ N}. \quad (5.39)$$

Kao ležajno mjesto bubenja odabrana je ležajna jedinica SY 30 TR proizvođača SKF, dinamičke nosivosti  $C = 19,5 \text{ kN}$ .

Dinamičko opterećenje ležaja  $C_1$  računamo prema izrazu:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h\_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (5.40)$$

gdje je:

$$n_m = \frac{v_{\text{diz}} \cdot i_k}{D \cdot \pi} = \frac{16 \cdot 2}{0,1026 \cdot \pi} = 99,3 \text{ min}^{-1} - \text{brzina vrtnje ležaja},$$

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

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

Prema tome, dinamičko opterećenje ležaja iznosi:

$$C_1 = 1,166 \cdot \left( \frac{60 \cdot 99,3 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 4,6 \text{ kN}. \quad (5.41)$$

Kako je dinamička nosivost odabranog ležaja veća od dinamičkog opterećenja ležaja, odnosno  $C = 19,5 \text{ kN} \geq C_1 = 4,6 \text{ kN}$ , odabrani ležaj zadovoljava.

## 5.2. Odabir pogona mehanizma za dizanje tereta

Potrebna snaga elektromotora za podizanje tereta se može izračunati prema sljedećem izrazu:

$$P_{\text{EM}} = \frac{Q_t \cdot g \cdot v_{\text{diz}}}{\eta_{\text{uk}}} . \quad (5.42)$$

Brzina dizanja tereta zadana je zadatkom te ona iznosi  $v_{\text{diz}} = 16 \text{ m/min} = 0,2667 \text{ m/s}$ , dok se ukupna iskoristivost mehanizma za dizanje tereta  $\eta_{\text{uk}}$  dobiva množenjem pojedinačnih stupnjeva korisnosti unutar mehanizma prema sljedećem izrazu:

$$\eta_{\text{uk}} = \eta_{\text{kol}} \cdot \eta_b \cdot \eta_{\text{red}} \cdot \eta_k = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 0,9 , \quad (5.43)$$

gdje je:

$\eta_{\text{kol}} = 0,97$  – stupanj djelovanja koloturnika izračunat u izrazu (4.12),

$\eta_b = 0,98$  – stupanj djelovanja bubenja,

$\eta_{\text{red}} = 0,96$  – prepostavljeni stupanj djelovanja reduktora i

$\eta_k = 0,99$  – stupanj djelovanja kočnice.

Prema tome potrebna snaga elektromotora za pokretanje mehanizma za podizanje tereta iznosi:

$$P_{\text{EM}} = \frac{538 \cdot 9,81 \cdot 0,2667}{0,9} = 1564 \text{ W} . \quad (5.44)$$

Kako bi našli prikladan sklop elektromotora s reduktorom potrebno je još naći potrebnu brzinu vrtnje na izlazu reduktora kako bi se zadovoljila brzina dizanja zadana zadatkom. Brzina vrtnje na izlazu iz reduktora je jednaka brzini vrtnje ležajne jedinice bubenja koju smo već izračunali i koja iznosi  $n_m = 99,3 \text{ min}^{-1}$ .

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake KU 50A 3C 100L-06E-TH-TF-BR32 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 7].

**Tablica 7. Specifikacije odabranog motora s reduktorom za dizanje tereta**

Nazivna snaga elektromotora	$P$	1,5 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	$n_1$	950 min <sup>-1</sup>
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	$n_2$	98 min <sup>-1</sup>
Nazivni moment elektromotora	$M_1$	15 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	$M_2$	147 Nm
Maksimalni moment kočnice elektromotora	$M_k$	32 Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{\text{red}}$	9,74
Ukupna masa sklopa elektromotora	$m_{\text{uk}}$	48,9 kg

### 5.2.1. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

Najveći potrebni okretni moment na izlaznom vratilu reduktora dobivamo iz sile u užetu i promjera bubnja. Stoga potrebni okretni moment iznosi:

$$M_{2,\text{potr}} = F_u \cdot \frac{D}{2} = 2720 \cdot \frac{0,1026}{2} = 140 \text{ Nm}. \quad (5.45)$$

S obzirom da je okretni moment na izlaznom vratilu reduktora veći od potrebnog izračunatog, odnosno  $M_2 = 147 \text{ Nm} \geq M_{2,\text{potr}} = 140 \text{ Nm}$ , odabrani sklop elektromotora i reduktora zadovoljava s obzirom na potrebni izlazni okretni moment.

### 5.2.2. Provjera ugrađene kočnice

Potrebni moment kočenja može se izračunati prema sljedećem izrazu:

$$M_{k,\text{potr}} = M_{\text{st}} \cdot \nu_k. \quad (5.46)$$

Statički moment  $M_{\text{st}}$  dobije se iz izraza:

$$M_{\text{st}} = Q_t \cdot g \cdot \frac{\nu_d}{\omega_1} \cdot \eta_{\text{koc}} = Q_t \cdot g \cdot \frac{\nu_d}{2\pi \cdot \frac{n_1}{60}} \cdot \left( 2 - \frac{1}{\eta_{\text{uk}}} \right). \quad (5.47)$$

Uvrštavanjem potrebnih veličina dobiva se statički moment kočenja:

$$M_{\text{st}} = 538 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,2667}{2\pi \cdot \frac{950}{60}} \cdot \left( 2 - \frac{1}{0,9} \right) = 12,6 \text{ Nm}. \quad (5.48)$$

Faktor sigurnosti (povećanja statičkog momenta)  $v_k$  određuje se prema tablici u nastavku [Tablica 8] ovisno o vrsti pogonskog mehanizma i mjestu primjene.

**Tablica 8. Ovisnost faktora sigurnosti  $v_k$  o vrsti mehanizma i primjeni [4]**

$v_k$	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.

S obzirom da ovaj mehanizam za dizanje tereta spada u mehanizme dizanja na električni pogon (laki do vrlo teški uvjeti rada) odabran je faktor sigurnosti  $v_k = 2$ .

Prema tome potrebni moment kočenja iznosi:

$$M_{k,\text{potr}} = 12,6 \cdot 2 = 25,2 \text{ Nm} . \quad (5.49)$$

S obzirom da je potrebni moment kočenja manji od raspoloživog momenta kočenja, odnosno  $M_k = 32 \text{ Nm} \geq M_{k,\text{potr}} = 25,2 \text{ Nm}$ , kočnica elektromotora zadovoljava.

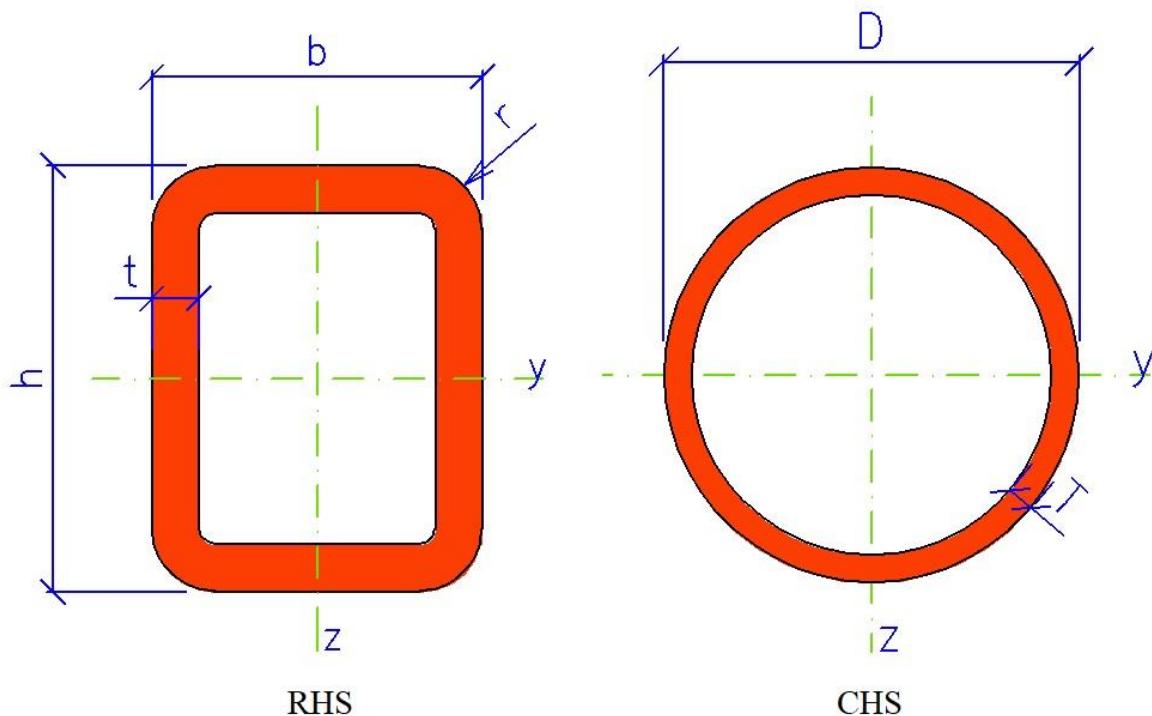
### 5.2.3. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

Za odabranu izvedbu bubenja s jednom ležajnom jedinicom i zglobnim oslanjanjem na vratilo reduktora potrebno je provjeriti da li ležajevi reduktora mogu podnijeti opterećenje na bubenju. Za najveće radikalno opterećenje vratila reduktora uzeti će se sila u užetu, to jest pretpostaviti će se da cijelo radikalno opterećenje bubenja preuzimaju ležajevi reduktora. Također pretpostavlja se, radi pojednostavljenja proračuna, da sila djeluje na središtu vratila iako je hvatište sile bliže reduktoru.

Iz kataloga proizvođača [9] dobivamo vrijednost dozvoljenog radikalnog opterećenja na sredini vratila  $F_w$  za vratilo izlazne dimenzije  $\varnothing 30 \times 60$  i izlaznog okretnog momenta  $M_2 = 150 \text{ Nm}$ . Ono iznosi  $F_w = 7700 \text{ N}$ . S obzirom da je dopušteno radikalno opterećenje veće od sile u užetu, odnosno  $F_w = 7700 \text{ N} \geq F_u = 2720 \text{ N}$ , ležajevi reduktora zadovoljavaju.

## 6. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE

Nosiva konstrukcija se u grubo može podijeliti na stup, primarni i sekundarni nosač. Stup je izrađen iz cijevnog profila CHS 219,1 x 12,5. Primarni nosač je izrađen iz profila RHS 300 x 200 x 10. Dok je sekundarni nosač izrađen iz profila RHS 250 x 150 x 10. Svi profili su prikazani na slici u nastavku [Slika 12], dok su proračunske vrijednosti prikazani u tablici [Tablica 9].



Slika 12. Dimenzije profila RHS i CHS [10]

Tablica 9. Proračunske vrijednosti profila nosive konstrukcije [10]

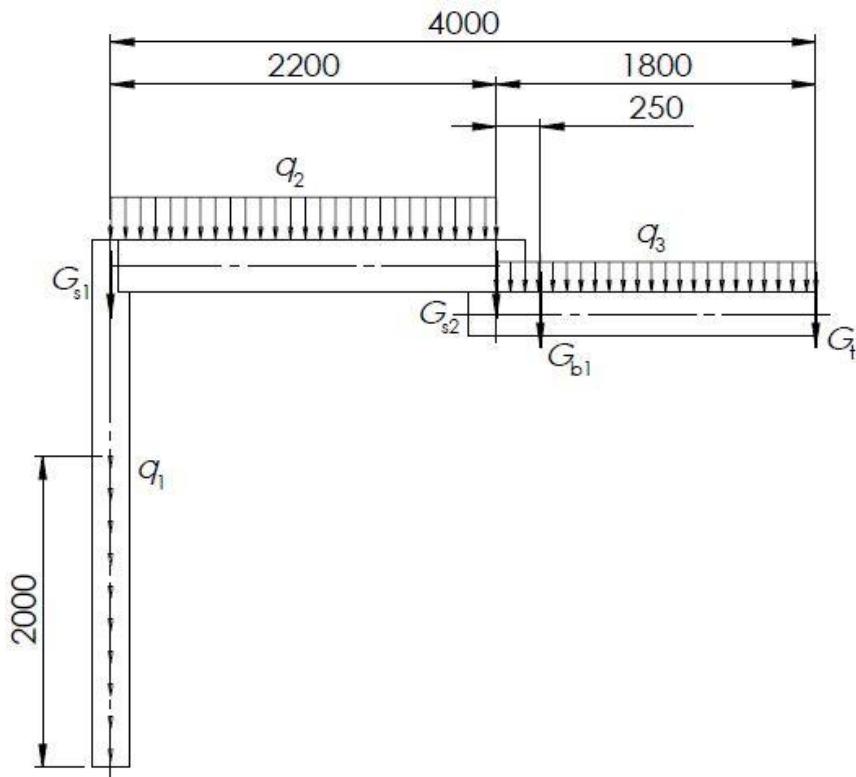
Oznaka	Nosač			Mjerna jedinica	Opis
	Primarni	Sekundarni	Stup		
A	9490	7490	8110	mm <sup>2</sup>	Površina presjeka
$I_y$	$1,18 \cdot 10^8$	$6,17 \cdot 10^7$	$4,43 \cdot 10^7$	mm <sup>4</sup>	Aksijalni moment tromosti oko osi y
$W_y$	$7,88 \cdot 10^5$	$4,94 \cdot 10^5$	$3,97 \cdot 10^5$	mm <sup>3</sup>	Aksijalni moment otpora oko osi y
$i_y$	112	90,8	73,2	mm	Polumjer tromosti
$I_t$	$1,29 \cdot 10^8$	$6,09 \cdot 10^7$	$8,69 \cdot 10^7$	mm <sup>4</sup>	Torzijski moment tromosti
$q$	74,5	58,8	63,7	kg/m <sup>-1</sup>	Težina profila po metru duljine

Elementi nosive konstrukcije će se provjeravati za slučaj kada je dohvativnik ispružen [Slika 13] i za slučaj kada je sekundarni nosač zakrenut naspram primarnog [Slika 18]. Potrebno je postaviti statičke jednadžbe za oba slučaja te izračunati unutarnje momente i sile u pojedinim presjecima kako bi se nosiva konstrukcija u oba slučaja mogla proračunati na čvrstoću, krutost i stabilnost.

## 6.1. Proračun nosive konstrukcije za slučaj ispruženog dohvativnika

### 6.1.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću

Na sljedećoj slici [Slika 13] prikazano je opterećenje ispruženog dohvativnika. Težina pojedinih elemenata na konstrukciji bitnih za proračun konstrukcije su prikazani u tablici u nastavku [Tablica 10].

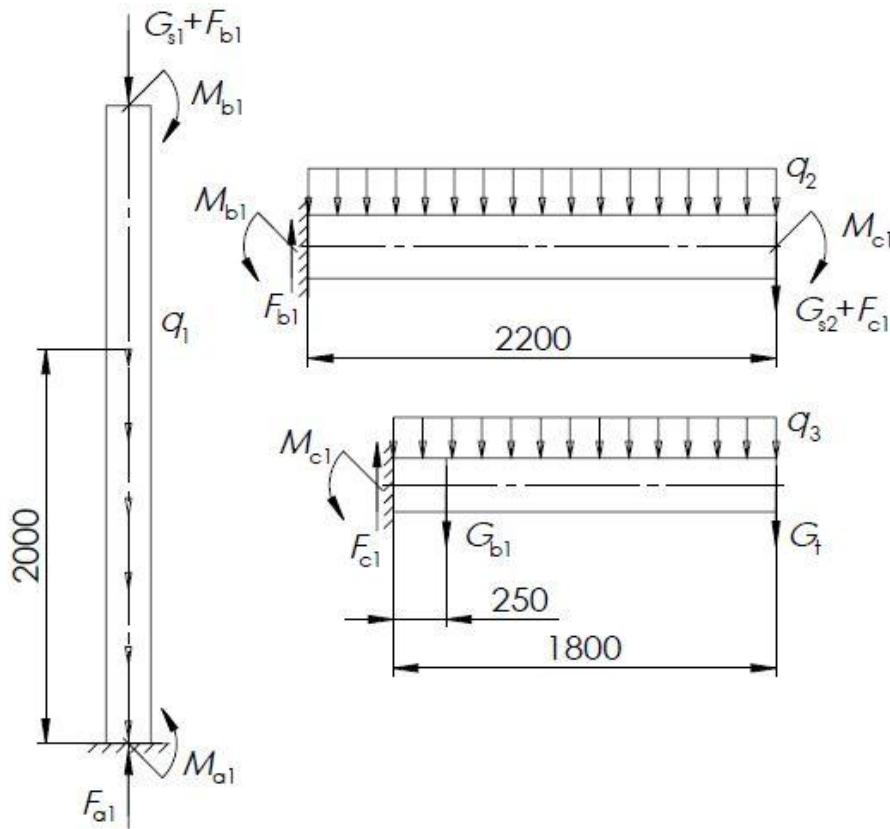


Slika 13. Prikaz opterećenog ispruženog dohvativnika

Tablica 10. Vrijednosti težina bitnih za proračun nosive konstrukcije

$G_{s1} = 309 \cdot 9,81 = 3031 \text{ N}$	Težina primarnog zgloba konstrukcije
$G_{s2} = 169 \cdot 9,81 = 1658 \text{ N}$	Težina sekundarnog zgloba konstrukcije
$G_{b1} = 61 \cdot 9,81 = 598 \text{ N}$	Težina sklopa bubenja s motor reduktorom
$G_t = 538 \cdot 9,81 = 5278 \text{ N}$	Težina maksimalnog tereta sa sklopom kuke

Radi jednostavnijeg računanja naprezanja u pojedinim dijelovima konstrukcije možemo rastaviti konstrukciju na tri dijela kao što je prikazano na slici ispod [Slika 14].



**Slika 14. Statički model nosive konstrukcije u ispruženom stanju**

Konačno koristeći podatke iz tablice 9 [Tablica 9], tablice 10 [Tablica 10] i slike poviše [Slika 14] možemo napisati statičke jednadžbe ravnoteže za stup, primarni dohvatznik i sekundarni dohvatznik kao što slijedi:

$$\sum F_{v3} = 0 \quad F_{c1} = G_{b1} + G_t + q_3 \cdot g \cdot 1,8 = 598 + 5278 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 6914 \text{ N}, \quad (6.1)$$

$$\sum M_{c3} = 0 \quad M_{c1} = G_{b1} \cdot 0,25 + G_t \cdot 1,8 + \frac{q_3 \cdot g \cdot 1,8^2}{2} = 10584 \text{ Nm}, \quad (6.2)$$

$$\sum F_{v2} = 0 \quad F_{b1} = G_{s2} + F_{c1} + q_2 \cdot g \cdot 2,2 = 1658 + 6914 + 74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 = 10180 \text{ N}, \quad (6.3)$$

$$\sum M_{b2} = 0 \quad M_{b1} = (G_{s2} + F_{c1}) \cdot 2,2 + \frac{q_2 \cdot g \cdot 2,2^2}{2} + M_{c1} = 31211 \text{ Nm}, \quad (6.4)$$

$$\sum F_{v1} = 0 \quad F_{a1} = G_{s1} + F_{b1} + q_1 \cdot g \cdot 2 = 3031 + 10180 + 63,7 \cdot 9,81 \cdot 2 = 14460 \text{ N} \text{ i} \quad (6.5)$$

$$\sum M_{a1} = 0 \quad M_{a1} = M_{b1} = 31211 \text{ Nm}. \quad (6.6)$$

Kod proračuna nosive konstrukcije na čvrstoću za slučaj ispruženog dohvavnika uzimamo u obzir samo savijanje zbog zanemarivo malog utjecaja drugih naprezanja. Shodno jednadžba za proračun konstrukcije na savijanje glasi:

$$\sigma_{f,i} = \frac{M_i}{W_i} \leq \sigma_{\text{dop}}. \quad (6.7)$$

Potrebne vrijednosti za izračunavanje naprezanja očitavamo iz tablice 9. [Tablica 9] i jednadžbi: (6.2), (6.4) i (6.6). Dopušteno naprezanje za dva nosača računamo prema:

$$\sigma_{f,\text{dop}} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa}, \quad (6.8)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost nosača.

Dok dopušteno naprezanje za stup računamo prema:

$$\sigma_{f,\text{dop}} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{170}{2} = 85 \text{ MPa}, \quad (6.9)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN} = 170 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2$  – potrebna sigurnost stupa.

Konačno uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu (6.7) dobivamo:

$$\sigma_{f,a1} = \frac{M_{a1}}{W_1} = \frac{31211000}{3,97 \cdot 10^5} = 79 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = 85 \text{ MPa}, \quad (6.10)$$

$$\sigma_{f,b1} = \frac{M_{b1}}{W_2} = \frac{31211000}{7,88 \cdot 10^5} = 40 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ MPa} \text{ i} \quad (6.11)$$

$$\sigma_{f,c1} = \frac{M_{c1}}{W_3} = \frac{10584000}{4,94 \cdot 10^5} = 21 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ MPa}. \quad (6.12)$$

S obzirom da su dopuštena naprezanja veća od stvarnih, kao što je prikazano u tri jednadžbe poviše, nosiva konstrukcija u slučaju ispruženog dohvavnika zadovoljava na čvrstoću.

### 6.1.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost

Kod proračuna nosive konstrukcije na krutost potrebno je kontrolirati progib dvaju nosača prilikom opterećenja maksimalnim teretom tako da vrijedi:

$$w_1 \leq w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{4000}{600} = 6,67 \text{ mm}, \quad (6.13)$$

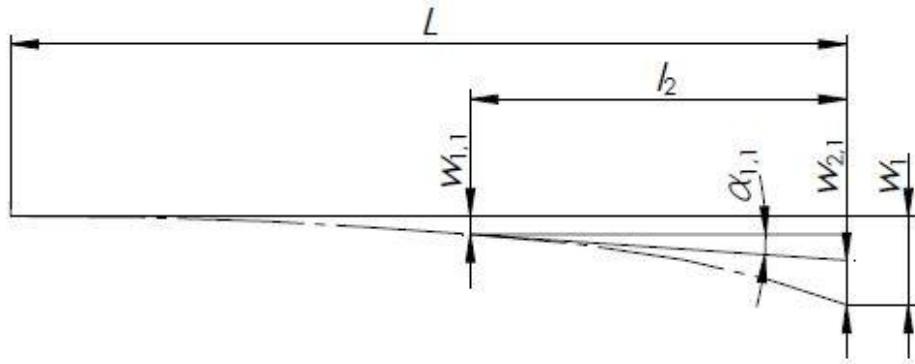
gdje je  $w_{dop}$  definiran preko duljine nosača prema [4].

Kako bi se izračunao ukupan progib nosača potrebno je izračunati progib i nagib prvog nosača i progib drugog kao zasebne konzole. Tada koristeći te podatke možemo izračunati ukupan nagib nosača prema izrazu:

$$w_1 = w_{1,1} + w_{2,1} + \alpha_{1,1} \cdot l_2, \quad (6.14)$$

gdje je:

$l_2 = 1800 \text{ mm}$  – duljina sekundarnog nosača.



Slika 15. Prikaz progiba nosive konstrukcije

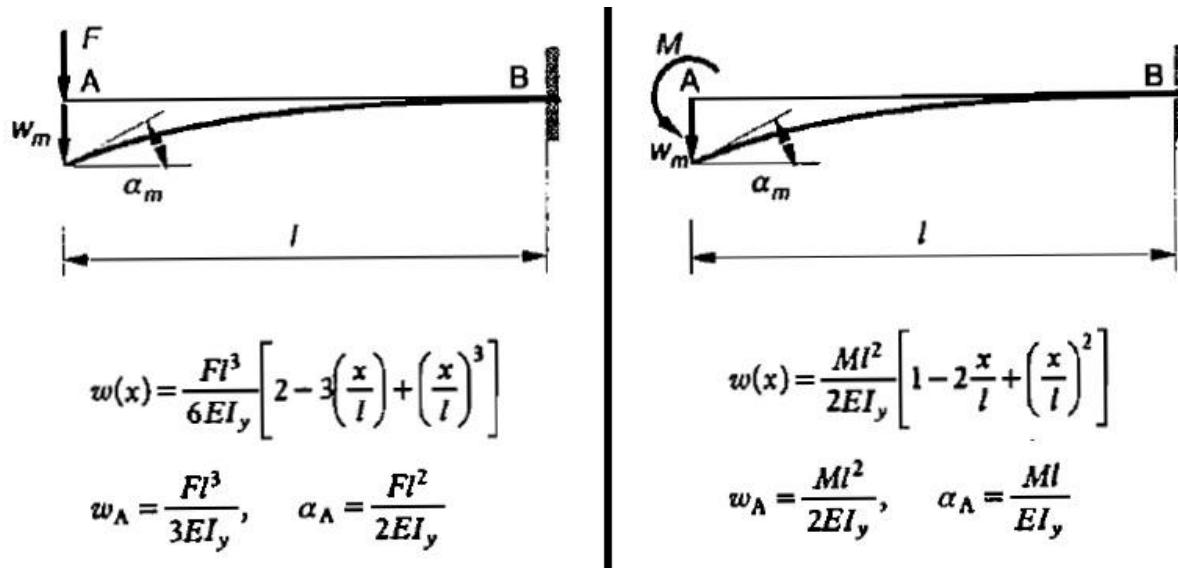
#### 6.1.2.1. Proračun progiba i nagiba primarnog nosača kao zasebne konzole

Progib i nagib nosača računamo preko gotovih formula kao što su prikazane na slici u nastavku [Slika 16]. Koristeći iste možemo napisati izraze za progib i zakret nosača:

$$w_{1,1} = \frac{F_{ekv,1,1} \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{ekv,1,1} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2} \quad (6.15)$$

$$\alpha_{1,1} = \frac{F_{ekv,1,1} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{ekv,1,1} \cdot l_1}{E \cdot I_2}, \quad (6.16)$$

gdje su  $F_{ekv,1,1}$  i  $M_{ekv,1,1}$  rezultante svodenja sila koje utječu na savijanje, samim time i progibanje, primarnog nosača na rub nosača. Potrebno je spomenuti da kontinuirana naprezanja  $q_2$  i  $q_3$  svodimo na sile, umjesto korištenja dodatnih gotovih formula za kontinuirano naprezanje, samim time radimo svjesnu grešku u proračunu, u svrhu pojednostavljenja istog, koja je dovoljno mala da je zanemariva.



Slika 16. Gotove formule za izračun progiba [11]

Nadalje silu  $F_{ekv\_1,1}$  i moment  $M_{ekv\_1,1}$  svodimo na rub primarnog nosača uz pomoć slike opterećenog ispruženog dohvavnika [Slika 13]. Oni glase:

$$\begin{aligned} F_{ekv\_1,1} &= G_t + G_{b1} + G_{s2} + q_3 \cdot g \cdot 1,8 + q_2 \cdot g \cdot 2,2 \\ F_{ekv\_1,1} &= 5278 + 598 + 1658 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 + 74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 = 10180 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.17)$$

$$M_{ekv\_1,1} = M_{c1} - \frac{q_2 \cdot g \cdot 2,2^2}{2} = 10584 - \frac{74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2^2}{2} = 8815 \text{ Nm} \quad (6.18)$$

Konačno uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u prethodni izraz (6.15) i (6.16) dobivamo:

$$w_{1,1} = \frac{10180 \cdot 2200^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} + \frac{8815000 \cdot 2200^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} = 2,32 \text{ mm}, \quad (6.19)$$

$$\alpha_{1,1} = \frac{10180 \cdot 2200^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} + \frac{8815000 \cdot 2200}{210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} = 1,78 \cdot 10^{-3} \text{ rad}. \quad (6.20)$$

#### 6.1.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole

Progib računamo ekvivalentno točki prije (6.1.2.1). Tako da još jednom koristimo sliku s gotovim formulama za izračun progiba [Slika 16] da dobijemo jednadžbu progiba za sekundarni nosač:

$$w_{2,1} = \frac{F_{ekv\_2,1} \cdot l_2^3}{3 \cdot E \cdot I_3} + \frac{M_{ekv\_2,1} \cdot l_2^2}{2 \cdot E \cdot I_3}, \quad (6.21)$$

gdje još jednom silu  $F_{ekv\_2,1}$  i moment  $M_{ekv\_2,1}$  (ovaj put za sekundarni nosač), uz pomoć slike opterećenog ispruženog dohvavnika [Slika 13], računamo prema izrazu:

$$\begin{aligned} F_{\text{ekv},2,1} &= G_t + G_{\text{bl}} + q_3 \cdot g \cdot 1,8 \\ F_{\text{ekv},2,1} &= 5278 + 598 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 6914 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.22)$$

$$\begin{aligned} M_{\text{ekv},2,1} &= -G_{\text{bl}} \cdot (1,8 - 0,25) - \frac{q_3 \cdot g \cdot 1,8^2}{2} \\ M_{\text{ekv},2,1} &= -598 \cdot (1,8 - 0,25) - \frac{58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8^2}{2} = -1861 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (6.23)$$

Sada možemo uvrstiti vrijednosti za izračun progiba sekundarnog nosača te dobivamo:

$$w_{2,1} = \frac{6914 \cdot 1800^3}{3 \cdot 210000 \cdot 6,17 \cdot 10^7} - \frac{1861000 \cdot 1800^2}{2 \cdot 210000 \cdot 6,17 \cdot 10^7} = 0,80 \text{ mm}, \quad (6.24)$$

#### 6.1.2.3. Kontrola progiba nosača

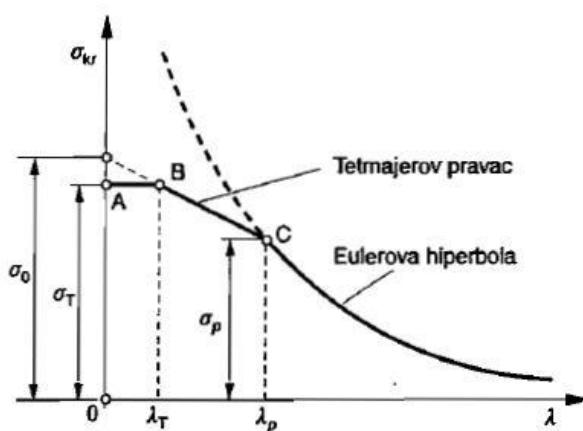
Koristeći već zadane izraze (6.13) i (6.14) te upravo izračunate vrijednosti (6.19), (6.20) i (6.24) dobivamo izraz koji glasi:

$$w_1 = 2,32 + 0,80 + 1,78 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 = 6,32 \text{ mm} \leq w_{\text{dop}} = 6,67 \text{ mm}, \quad (6.25)$$

što znači da nosač za slučaj ispruženog dohvavnika zadovoljava uvjet krutosti.

#### 6.1.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost

Ako pogledamo dijagram ovisnosti kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [Slika 17] zaključujemo da prvo trebamo izračunati vitkost štapa  $\lambda$  i usporediti je s granicom proporcionalnosti  $\lambda_p$  kako bi znali u kojem se području nalazimo.



Slika 17. Ovisnost kritičnog naprezanja o vitkosti štapa [11]

Vitkost štapa  $\lambda$  računamo prema izrazu:

$$\lambda = \frac{l_o}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot H}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot 3000}{73,2} = 82, \quad (6.26)$$

gdje je:

$l_0$  – slobodna duljina izvijanja štapa i

$i_{\min} = 73,2 \text{ mm}$  – minimalni polumjer tromosti [Tablica 9].

Dok granicu proporcionalnosti očitavamo za meki čelik prema [1] kao  $\lambda_p = 105$ .

S obzirom da je vitkost štapa manja od granice proporcionalnosti kritično naprezanje uslijed izvijanja računamo prema izrazu [1]:

$$\sigma_{kr} = 310 - 1,14\lambda = 310 - 1,14 \cdot 82 = 217 \text{ MPa}, \quad (6.27)$$

Konačno možemo izračunati dopušteno aksijalno opterećenje stupa prema izrazu:

$$F_{dop} = \frac{F_{kr}}{S} = \frac{\sigma_{kr} \cdot A}{S} = \frac{217 \cdot 8110}{5} = 352 \text{ kN}, \quad (6.28)$$

gdje je:

$A = 8110 \text{ mm}^2$  – Površina presjeka stupa [Tablica 9] i

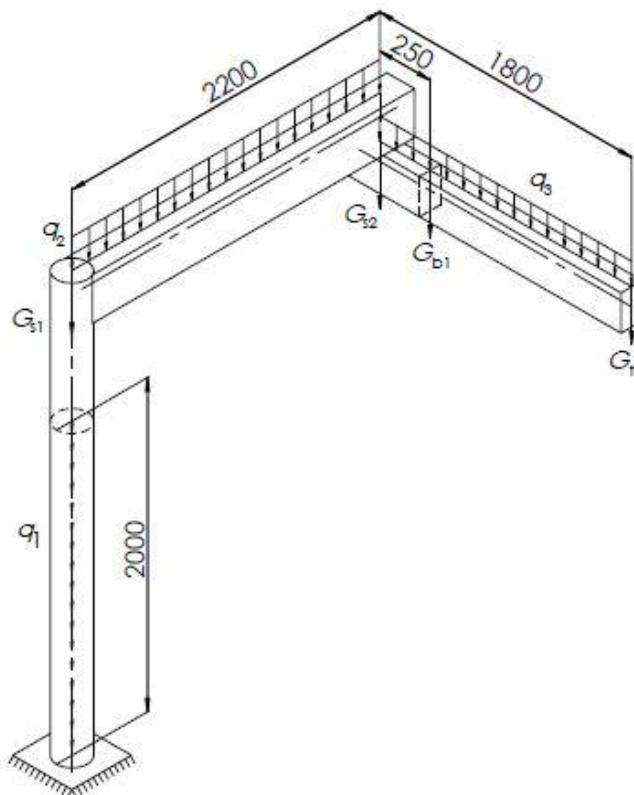
$S = 5$  – Sigurnost protiv izvijanja za čelik prema [1].

S obzirom da je dopušteno aksijalno opterećenje stupa  $F_{dop}$  veće od najveće tlačne sile u stupu  $F_{a1}$ , odnosno  $F_{dop} = 352 \text{ kN} \geq F_{a1} = 14,5 \text{ kN}$ , stup zadovoljava s obzirom na izvijanje.

## 6.2. Proračun nosive konstrukcije za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača ( $90^\circ$ )

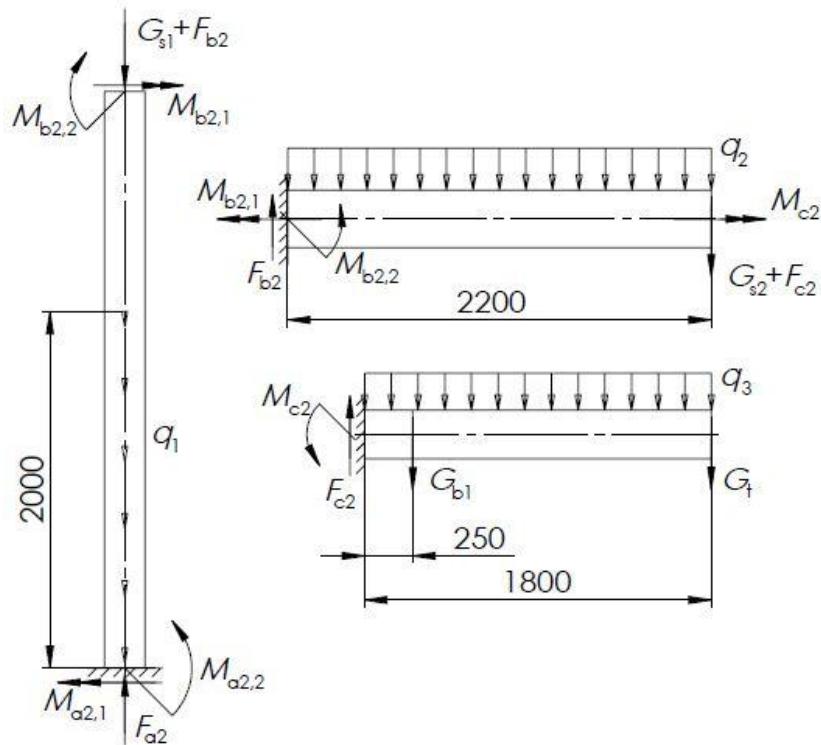
### 6.2.1. Proračun nosive konstrukcije na čvrstoću

Na sljedećoj slici [Slika 18] prikazano je opterećenje konstrukcije za slučaj kada je sekundarni nosač zakrenut naspram primarnom za  $90^\circ$ . Težine pojedinih elemenata sa slike su dani tablično [Tablica 10].



**Slika 18. Prikaz opterećenog zakrenutog dohvavnika**

Kao u točci 6.1.1. radi jednostavnijeg računanja rastavljamo konstrukciju na tri dijela kao što je prikazano na slici ispod [Slika 19].



**Slika 19. Statički model nosive konstrukcije zakrenutog dohvavnika**

Koristeći podatke iz tablice 9 [Tablica 9], tablice 10 [Tablica 10] i slike poviše [Slika 19] možemo napisati statičke jednadžbe ravnoteže za stup, primarni i sekundarni dohvatznik kao što slijedi:

$$\sum F_{v3} = 0 \quad F_{c2} = G_{bl} + G_t + q_3 \cdot g \cdot 1,8 = 598 + 5278 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 = 6914 \text{ N}, \quad (6.29)$$

$$\sum M_{c3} = 0 \quad M_{c2} = G_{bl} \cdot 0,25 + G_t \cdot 1,8 + \frac{q_3 \cdot g \cdot 1,8^2}{2} = 10584 \text{ Nm}, \quad (6.30)$$

$$\sum F_{v2} = 0 \quad F_{b2} = G_{s2} + F_{c2} + q_2 \cdot g \cdot 2,2 = 1658 + 6914 + 74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 = 10180 \text{ N}, \quad (6.31)$$

$$\sum M_{b2,1} = 0 \quad M_{b2,1} = M_{c2} = 10584 \text{ Nm}, \quad (6.32)$$

$$\sum M_{b2,2} = 0 \quad M_{b2,2} = (G_{s2} + F_{c2}) \cdot 2,2 + \frac{q_2 \cdot g \cdot 2,2^2}{2} = 20627 \text{ Nm}, \quad (6.33)$$

$$\sum F_{v1} = 0 \quad F_{a2} = G_{s1} + F_{b2} + q_1 \cdot g \cdot 2 = 3031 + 10180 + 63,7 \cdot 9,81 \cdot 2 = 14460 \text{ N}, \quad (6.34)$$

$$\sum M_{a2,1} = 0 \quad M_{a2,1} = M_{b2,1} = 10584 \text{ Nm i} \quad (6.35)$$

$$\sum M_{a2,2} = 0 \quad M_{a2,2} = M_{a2,1} = 20627 \text{ Nm}. \quad (6.36)$$

Vektorskim zbrajanjem izraza (6.35) i (6.36) dobivamo izraz za moment savijanja koji opterećuje stup nosive konstrukcije u uklještenju:

$$M_{a2} = \sqrt{M_{a2,1}^2 + M_{a2,2}^2} = \sqrt{10584^2 + 20627^2} = 23184 \text{ Nm} \quad (6.37)$$

Na dalje koristeći jednadžbu (6.7) za izračun naprezanja uslijed savijanja kao i jednadžbu za proračun torzijskog naprezanja

$$\tau_i = \frac{T_i}{W_{t,i}} \quad (6.38)$$

možemo izračunati sva relevantna naprezanja za proračun (ostala su zanemariva). Uvrštavanjem izračunatih momenata (6.30), (6.32), (6.33) i (6.37) kao i odgovarajućih momenata otpora iz tablice 9 [Tablica 9] dobivamo izraze za naprezanja:

$$\sigma_{f,a2} = \frac{M_{a2}}{W_1} = \frac{23184000}{3,97 \cdot 10^5} = 58 \text{ MPa}, \quad (6.39)$$

$$\sigma_{f,b2} = \frac{M_{b2,2}}{W_2} = \frac{20627000}{7,88 \cdot 10^5} = 26 \text{ MPa}, \quad (6.40)$$

$$\sigma_{f,c2} = \frac{M_{c2}}{W_3} = \frac{10584000}{4,94 \cdot 10^5} = 21 \text{ MPa i} \quad (6.41)$$

$$\tau_{b,2} = \frac{M_{b2,1}}{W_{t,2}} = \frac{10584000}{7,88 \cdot 10^5} = 13 \text{ MPa}. \quad (6.42)$$

S obzirom da je primarni nosač opterećen na savijanje i uvijanje potrebno je izračunati ekvivalentno naprezanje koje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{ekv,b2} = \sqrt{\sigma_{f,b2}^2 \cdot 3\tau_{b,2}^2} = \sqrt{26^2 \cdot 3 \cdot 13^2} = 34 \text{ MPa}. \quad (6.43)$$

Dopušteno naprezanje za stup i primarni nosač iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{170}{2} = 85 \text{ MPa}, \quad (6.44)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN} = 170 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2$  – potrebna sigurnost stupa.

Dok je dopušteno naprezanje za sekundarni nosač iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ MPa}, \quad (6.45)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost nosača.

S obzirom da su dopuštena naprezanja veća od stvarnih, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 85 \text{ MPa} \geq \sigma_{f,a2} = 58 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{f,dop} = 85 \text{ MPa} \geq \sigma_{ekv,b2} = 34 \text{ MPa}$  i  $\sigma_{f,dop} = 85 \text{ MPa} \geq \sigma_{f,c2} = 21 \text{ MPa}$ , nosiva konstrukcija u slučaju zakrenutog dohvata zadovoljava s obzirom na krutost.

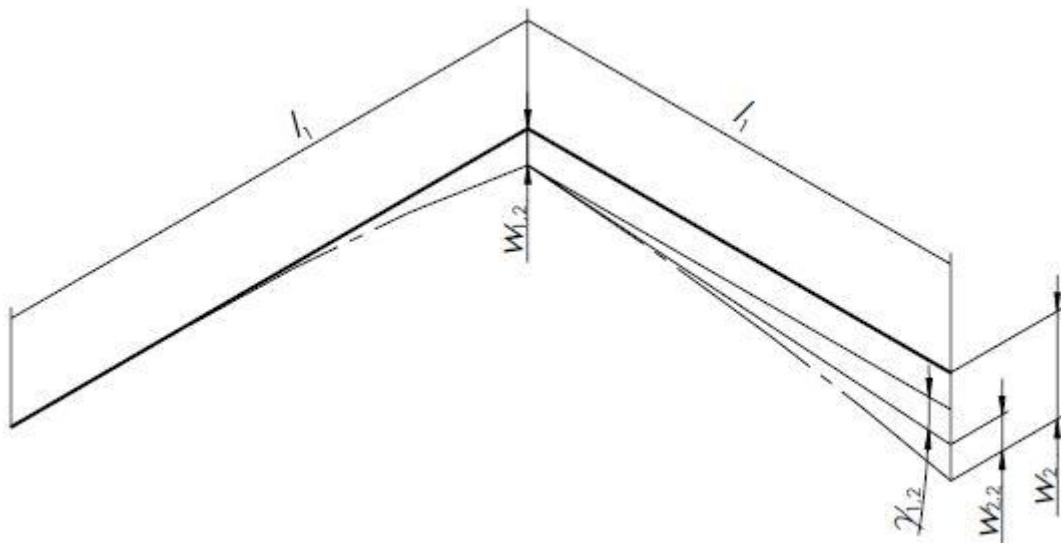
### 6.2.2. Proračun nosive konstrukcije na krutost

Kod proračuna nosive konstrukcije na krutost, kao i u točci 6.1.2, potrebno je kontrolirati progib na kraju nosača prilikom opterećenja maksimalnim teretom tako da vrijedi:

$$w_2 \leq w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{4000}{600} = 6,67 \text{ mm}. \quad (6.46)$$

Kako bi se izračunao ukupan progib nosača potrebno je izračunati progib i zakret prvog nosača kao i progib drugog nosača. Tada koristeći te podatke možemo izračunati ukupan nagib prema izrazu

$$w_2 = w_{1,2} + w_{2,2} + \gamma_{1,2} \cdot l_2. \quad (6.47)$$



**Slika 20. Prikaz progiba nosive konstrukcije**

#### 6.2.2.1. Proračun progiba i zakreta primarnog nosača kao zasebne konzole

Progib računamo pomoću gotovih formula kao što su prikazane na slici 16 [Slika 16]. Stoga izraz za progib primarnog nosača glasi:

$$w_{1,2} = \frac{F_{ekv\_1,2} \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{M_{ekv\_1,2} \cdot l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_2}. \quad (6.48)$$

Dok zakret računamo preko izraza:

$$\alpha_{1,2} = \frac{M_{c2}}{G \cdot I_t} \cdot l_1. \quad (6.49)$$

Sila  $F_{ekv1,2}$  i moment  $M_{ekv1,2}$  su rezultante svodenja sila koje utječu na savijanje, samim time i progibanje, primarnog nosača na rub nosača. Moment  $M_{c2}$  je moment koji djeluje cijelom dužinom nosača te ga zakreće.

Nadalje silu  $F_{ekv1,2}$  i moment  $M_{ekv1,2}$  svodimo na rub primarnog nosača uz pomoć slike opterećenog zakrenutog dohvavnika [Slika 18]. Oni glase:

$$\begin{aligned} F_{ekv\_1,2} &= G_t + G_{b1} + G_{s2} + q_3 \cdot g \cdot 1,8 + q_2 \cdot g \cdot 2,2 \\ F_{ekv\_1,2} &= 5278 + 598 + 1658 + 58,8 \cdot 9,81 \cdot 1,8 + 74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 = 10180 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.50)$$

$$M_{ekv\_1,2} = \frac{q_2 \cdot g \cdot 2,2^2}{2} = -\frac{74,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2^2}{2} = -1769 \text{ Nm} \quad (6.51)$$

Konačno uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u prethodne izraze (6.48) i (6.49) dobivamo progib i zakret primarnog nosača:

$$w_{1,2} = \frac{10180 \cdot 2200^3}{3 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} - \frac{1769000 \cdot 1800^2}{2 \cdot 210000 \cdot 1,18 \cdot 10^8} = 1,34 \text{ mm}, \quad (6.52)$$

$$\alpha_{1,2} = \frac{10584000}{81000 \cdot 1,29 \cdot 10^8} \cdot 2200 = 2,23 \cdot 10^{-3} \text{ rad}. \quad (6.53)$$

### 6.2.2.2. Proračun progiba sekundarnog nosača kao zasebne konzole

Progib sekundarnog nosača se ne mijenja s obzirom na promjenu pozicije istog naspram primarnog nosača. Stoga možemo zaključiti da će progib sekundarnog nosača u zakrenutoj poziciji biti isti kao u ispruženoj. To jest vrijedi:

$$w_{2,2} = w_{2,1} = 0,80 \text{ mm}. \quad (6.54)$$

### 6.2.2.3. Kontrola progiba nosača

Koristeći vrijednosti izračunate u izrazima (6.52), (6.53) i (6.54) kao i izraze (6.46) i (6.47) dobivamo izraz koji glasi:

$$w_2 = 1,34 + 0,80 + 2,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1800 = 6,15 \text{ mm} \leq w_{\text{dop}} = 6,67 \text{ mm}, \quad (6.55)$$

što znači da nosač u zakrenutoj poziciji također zadovoljava uvjet krutosti.

## 6.2.3. Proračun nosive konstrukcije na stabilnost

S obzirom da se aksijalno opterećenje stupa ne mijenja s obzirom na položaj dohvata, kao ni njegova geometrija, proračun nosive konstrukcije na stabilnost je ekvivalentan onom u točki 6.1.3. Stoga stup zadovoljava na izvijanje i za slučaj zakrenutog nosača.

## 6.3. Proračun osovine primarnog zgloba

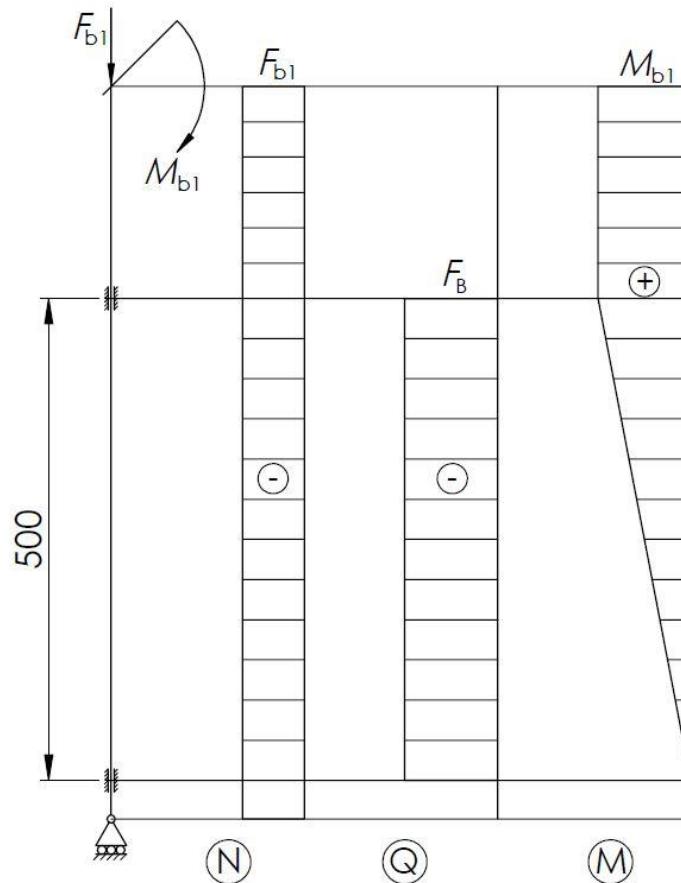
Proračun osovine primarnog zgloba će se provesti za slučaj ispruženog dohvavnika te za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača. Također izvršit će se provjera ležajeva osovine.

### 6.3.1. Proračun primarne osovine za slučaj ispruženog nosača

Opterećenje osovine primarnog zgloba je prikazano na slici u nastavku [Slika 21], dok su sile koje opterećuju osovinu izračunate u izrazima (6.3) i (6.4).

Osovinu primarnog zgloba proračunavamo na savijanje, zanemarivajući neznatna naprezanja uslijed aksijalne sile prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} \leq \sigma_{dop}. \quad (6.56)$$



**Slika 21. Dijagrami opterećenja osovine primarnog zgloba**

Moment otpora presjeka W računamo prema izrazu:

$$W = \frac{I}{D} = \frac{\frac{D^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64}}{D} = \frac{(D^4 - d^4)}{D} \cdot \frac{\pi}{32} = \frac{(140^4 - 69^4)}{100} \cdot \frac{\pi}{32} = 253000 \text{ mm}^3, \quad (6.57)$$

gdje je:

$D = 140 \text{ mm}$  – vanjski promjer kritičnog presjeka i

$d = 69 \text{ mm}$  – unutarnji promjer kritičnog presjeka.

Za čelik S235JR dopušteno trajno dinamičko istosmjerno naprezanje na savijanje prema [1] iznosi  $\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$ . Stoga uz sigurnost  $S = 2,4$  dopušteno naprezanje osovine primarnog zgloba iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,4} = 125 \text{ MPa}. \quad (6.58)$$

Konačno možemo uvrstiti potrebne vrijednosti u izraz (6.56) te dobivamo izraz:

$$\sigma_f = \frac{31211000}{253000} = 123 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{dop}} = 125 \text{ MPa}. \quad (6.59)$$

S obzirom da je prethodni izraz zadovoljen, odnosno naprezanje uslijed savijanja osovine sekundarnog zgloba je manje od dopuštenog, osovina primarnog zgloba zadovoljava.

### 6.3.2. Proračun primarne osovine za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača (90°)

Kao i za slučaj ispruženog dohvavnika osovina je opterećena dominantno savijanjem te se zanemaruje naprezanje uslijed aksijalne sile i torzije pogona. Za ovaj slučaj naprezanje savijanjem uzrokuju momenti izračunati u izrazima (6.32) i (6.33). Oni se mogu svesti na jedan ekvivalentni moment prema izrazu:

$$M_{\text{ekv}} = \sqrt{M_{b2,1}^2 + M_{b2,2}^2} = \sqrt{10584^2 + 20627^2} = 23184 \text{ Nm}. \quad (6.60)$$

S obzirom da je moment koji opterećuje primarnu osovinu za slučaj zakrenutog sekundarnog nosača manji od onoga kada je dohvavnik ispružen, a on je već proračunat, primarna osovina zadovoljava i u ovom slučaju.

### 6.3.3. Proračun ležajeva primarnog zgloba

#### 6.3.3.1. Radikalni ležajevi

Par radikalnih ležajeva oznake 6028-2RS1 proizvođača SKF imaju statičku nosivost  $C_0 = 108$  kN te preuzimaju radikalnu silu osovine. Brzinu vrtnje ležaja računamo prema izrazu:

$$n = \frac{30 \cdot v_{\text{voz}}}{L \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 0,2}{4 \cdot \pi} = 0,48 \text{ min}^{-1}. \quad (6.61)$$

S obzirom da je brzina vrtnje radikalnih ležajeva manja od  $10 \text{ min}^{-1}$  ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radikalni ležaj iznosi:

$$F_r = \frac{M}{h} = \frac{31211}{500} = 62,4 \text{ kN}. \quad (6.62)$$

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0r} = F_r = 62,4 \text{ kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{108}{1,5} = 72 \text{ kN}, \quad (6.63)$$

gdje je:

$$s_0 = 1,5 - \text{tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja},$$

radijalni ležajevi stupa zadovoljavaju.

### 6.3.3.2. Aksijalni ležaj

Aksijalni ležaj označke 29318 E proizvođača SKF ima statičku nosivost  $C_0 = 1080 \text{ kN}$  te preuzima aksijalnu silu osovine. S obzirom da je brzina vrtnje aksijalnog ležaja također manja od  $10 \text{ min}^{-1}$  ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj izračunata je u izrazu (6.3) te iznosi  $F_a = 10,2 \text{ kN}$ .

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0a} = F_a = 10,2 \text{ kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{1080}{2,5} = 432 \text{ kN}, \quad (6.64)$$

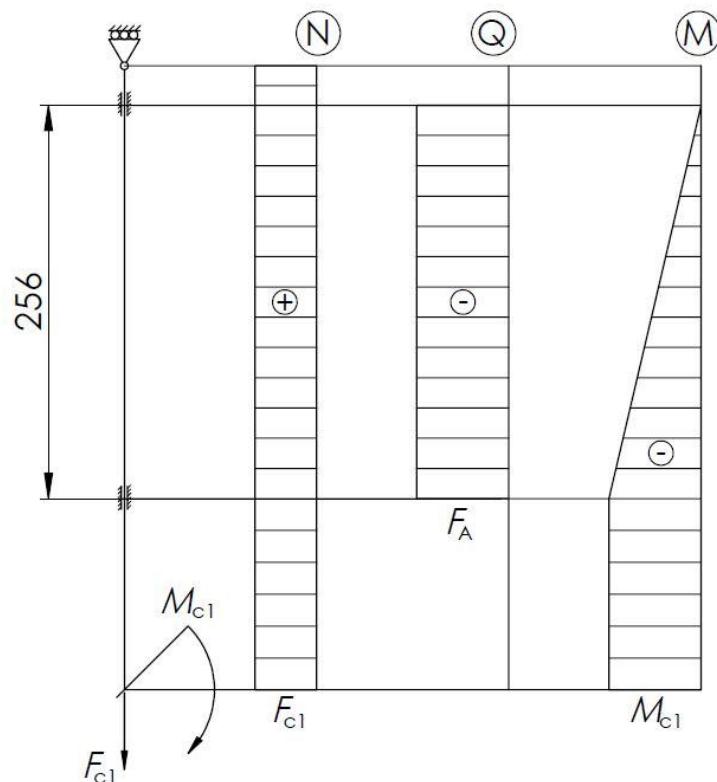
gdje je:

$s_0 = 2,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti aksijalnog ležaja,

aksijalni ležaj stupa zadovoljava.

## 6.4. Proračun osovine sekundarnog zgloba

Opterećenje osovine sekundarnog zgloba je prikazano na slici u nastavku [Slika 22], dok su sile koje opterećuju osovinu izračunate u izrazima (6.1) i (6.2).



Slika 22. Dijagrami opterećenja osovine sekundarnog zgloba

Kao i za primarnu osovinu, osovinu sekundarnog zgloba proračunavamo na savijanje, zanemarivajući neznatna naprezanja uslijed aksijalne silen prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} \leq \sigma_{dop}. \quad (6.65)$$

Moment otpora presjeka W računamo prema izrazu:

$$W = \frac{I}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{D^4 \cdot \pi}{64} - \frac{d^4 \cdot \pi}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{(D^4 - d^4)}{D} \cdot \frac{\pi}{32} = \frac{(108^4 - 42,3^4)}{108} \cdot \frac{\pi}{32} = 121000 \text{ mm}^3, \quad (6.66)$$

gdje je:

$D = 108 \text{ mm}$  – vanjski promjer kritičnog presjeka i

$d = 42,3 \text{ mm}$  – unutarnji promjer kritičnog presjeka.

Za čelik S235JR dopušteno trajno dinamičko istosmjerno naprezanje na savijanje prema [1] iznosi  $\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$ . Stoga uz sigurnost  $S = 2,4$  dopušteno naprezanje osovine primarnog zgloba iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2,4} = 125 \text{ MPa}. \quad (6.67)$$

Konačno možemo uvrstiti potrebne vrijednosti u izraz (6.65) te dobivamo izraz:

$$\sigma_f = \frac{10584000}{121000} = 87 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop} = 125 \text{ MPa}. \quad (6.68)$$

S obzirom da je prethodni izraz zadovoljen, odnosno naprezanje uslijed savijanja osovine sekundarnog zgloba je manje od dopuštenog, osovina zadovoljava.

#### 6.4.1. Proračun ležajeva sekundarnog zgloba

##### 6.4.1.1. Radikalni ležajevi

Par radikalnih ležajeva označke 6220-2RS1 proizvođača SKF imaju statičku nosivost  $C_0 = 93 \text{ kN}$  te preuzimaju radikalnu silu osovine. Brzinu vrtnje ležaja računamo prema izrazu:

$$n = \frac{30 \cdot v_{voz}}{L \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 0,367}{1,8 \cdot \pi} = 1,9 \text{ min}^{-1}. \quad (6.69)$$

S obzirom da je brzina vrtnje radikalnih ležajeva manja od  $10 \text{ min}^{-1}$  ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radikalni ležaj iznosi:

$$F_r = \frac{M}{h} = \frac{10584}{256} = 41 \text{ kN} . \quad (6.70)$$

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0r} = F_r = 41 \text{ kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{93}{1,5} = 62 \text{ kN} , \quad (6.71)$$

gdje je:

$s_0 = 1,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja,  
radijalni ležajevi stupa zadovoljavaju.

#### 6.4.1.2. Aksijalni ležaj

Aksijalni ležaj oznake 29318 E proizvođača *SKF* ima statičku nosivost  $C_0 = 1080$  kN te preuzima aksijalnu silu osovine. S obzirom da je brzina vrtnje aksijalnog ležaja također manja od  $10 \text{ min}^{-1}$  ležaj se proračunava na statičku nosivost. Sila koja djeluje na radijalni ležaj izračunata je u izrazu (6.1) te iznosi  $F_a = 6,9$  kN.

Konačno provjeravamo ležaj preko izraza:

$$P_{0a} = F_a = 6,9 \text{ kN} \leq \frac{C_0}{s_0} = \frac{1080}{2,5} = 432 \text{ kN} , \quad (6.72)$$

gdje je:

$s_0 = 2,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti aksijalnog ležaja,  
aksijalni ležaj osovine zadovoljava.

## 6.5. Proračun vijčanih spojeva nosive konstrukcije

### 6.5.1. Proračun sidrenih vijaka

Sidreni vijci spajaju temeljnu ploču zavarenu za stup za betonsku bazu. Sidreni vijci prenose moment uvijanja i savijanja na podlogu. Moment uvijanja zbog relativno malog iznosa naspram momentu savijanja možemo zanemariti. Broj i raspored vijaka je prikazan na slici u nastavku [Slika 23].

Momente savijanja stupa smo već izračunali u točkama 6.1.1. i 6.2.1. Maksimalni moment savijanja je izračunat u izrazu (6.6) te on iznosi  $M_{a1} = 31211$  Nm.

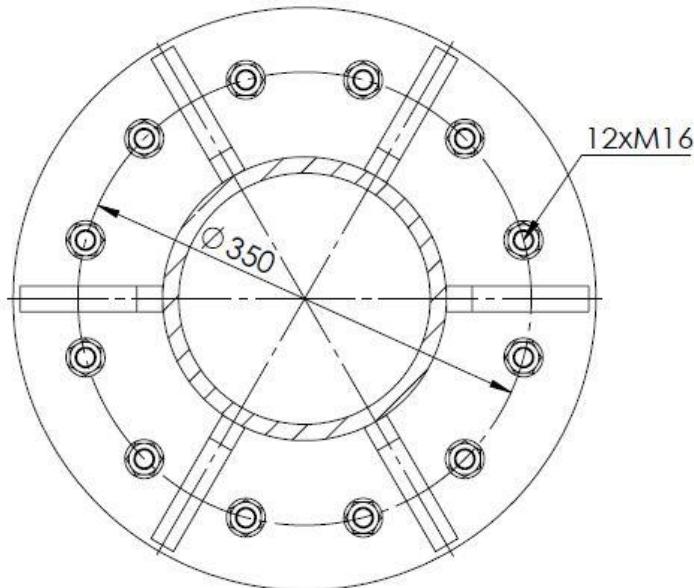
Iznos najveće sile koja se može pojaviti u sidrenom vijku kao posljedica djelovanja prethodno izračunatog momenta savijanja računamo prema [12] po izrazu:

$$F_v = \frac{4 \cdot M_{\max}}{n \cdot d} = \frac{4 \cdot 31211000}{12 \cdot 350} = 29,7 \text{ kN}, \quad (6.73)$$

gdje je:

$n = 12$  – broj sidrenih vijaka,

$d = 350 \text{ mm}$  – promjer kružnice na koju su postavljeni sidreni vijci.



**Slika 23. Broj i raspored sidrenih vijaka**

Odabiru se sidreni vijci M16 kvalitete 8.8, granice tečenja  $640 \text{ MPa}$ , površine jezgre  $A_j = 144 \text{ mm}^2$  [1]. Njihova maksimalno dopuštena aksijalna sila uz sigurnost  $S = 2,5$  iznosi:

$$F_{v,\text{dop}} = A_j \cdot \sigma_{\text{dop}} = A_j \cdot \frac{R_e}{S} = 144 \cdot \frac{640}{2,5} = 36,9 \text{ kN}. \quad (6.74)$$

S obzirom da je dopuštena sila u vijke veća od stvarne, odnosno  $F_{v,\text{dop}} = 36,9 \text{ kN} \geq F_v = 29,7 \text{ kN}$ , sidreni vijci zadovoljavaju.

### 6.5.2. Proračun vijčanog spoja stup-a i primarnog zgloba

Kao u prijašnjoj točki vijčani spoj je opterećen momentom savijanja i uvijanja te se moment uvijanja zanemaruje zbog malog iznosa.

Stup i primarni zglob su spojeni prirubnicama povezanim vijčanim spojem. Po obodu prirubnica na promjeru  $d = 370 \text{ mm}$  postavljeno je  $n = 6$  vijaka M20 kvalitete 8.8, granice tečenja  $640 \text{ MPa}$  i površine jezgre  $A_j = 225 \text{ mm}^2$  [1].

Moment savijanja koji opterećuje stup je jednak po cijeloj visini stupa stoga je jednak onome u izrazu (6.6) te on iznosi  $M = 31211 \text{ Nm}$ .

Iz vrijednosti navedenih možemo izračunati najveće opterećenje vijka koje prema [12] iznosi:

$$F_v = \frac{4 \cdot M_{\max}}{n \cdot d} = \frac{4 \cdot 31211000}{6 \cdot 370} = 56,2 \text{ kN}. \quad (6.75)$$

Također dopuštena aksijalna sila u vijku iznosi:

$$F_{v,dop} = A_j \cdot \sigma_{dop} = A_j \cdot \frac{R_e}{S} = 225 \cdot \frac{640}{2,5} = 57,6 \text{ kN}. \quad (6.76)$$

S obzirom da je dopuštena sila u vijku veća od stvarne, odnosno  $F_{v,dop} = 57,6 \text{ kN} \geq F_v = 56,2 \text{ kN}$ , vijčani spoj stupa i primarnog zgloba zadovoljava.

### 6.5.3. Proračun aksijalnih vijaka sekundarnog zgloba

Aksijalna sila se sa sekundarnog nosača na prvi se prenosi preko stupa sekundarnog zgloba na aksijalni ležaj preko vijčanog spoja. S obzirom da je vijčani spoj opterećen isključivo aksijalnom silom, koja je izračunata u izrazu (6.1) te iznosi  $F_{c1} = 6914 \text{ N}$ , vijčani spoj provjeravamo samo na nju.

Vijčani spoj je sastavljen od 6 vijaka M10 ( $A_j = 52,3 \text{ mm}^2$  prema [1]) kvalitete 8.8. Dopušteno naprezanje vijka uz sigurnost  $S = 2,5$  stoga iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{800 \cdot 0,8}{2,5} = 256 \text{ MPa}. \quad (6.77)$$

Konačno možemo provjeriti vijčani spoj:

$$\sigma_{v,a} = \frac{F_{a,v}}{n \cdot A_j} = \frac{6914}{6 \cdot 52,3} = 22 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop} = 256 \text{ MPa}. \quad (6.78)$$

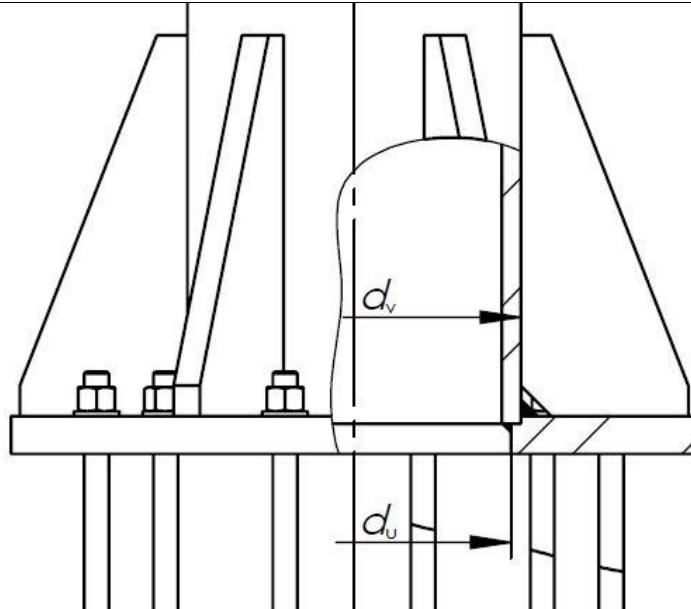
S obzirom na prijašnji izraz vijčani spoj zadovoljava.

## 6.6. Proračun zavara nosive konstrukcije

### 6.6.1. Proračun zavara prirubnice glavnog stupa

Zavar stupa prirubnice se nalazi na oba kraja stupa. S obzirom da je geometrija kao i opterećenje zavara isto nije potrebno zasebno proračunavanje istih. Zavari su opterećeni primarno na savijanje i zbog dominantnosti naprezanje uslijed savijanja na njega se i proračunavaju.

Opterećenje stupa na savijanje je konstantno po visini te je vrijednost istog prikazana u izrazu (6.6) te iznosi  $M_{\max} = 31211 \text{ Nm}$ . Geometrija zavara je prikazana u slici u nastavku.



**Slika 24. Prikaz zavara stupa s prirubnicom**

Promjer vanjskog zavara iznosi  $d_v = 219,1$  mm, promjer unutrašnjeg zavara iznosi  $d_u = 194,1$  dok visina vanjskog zavara iznosi  $a_v = 8$  mm i visina unutarnjeg iznosi  $a_u = 4$  mm.

Kako bi izračunali opterećenje zavara moramo prvo izračunati moment otpora zavara koji računamo prema sljedećem izrazu.

$$W = \frac{2(I_v + I_u)}{d_v + 2a_v} = \frac{2 \cdot (2,6 \cdot 10^7 + 1,56 \cdot 10^7)}{219,1 + 2 \cdot 8} = 3,94 \cdot 10^5 \text{ mm}^3, \quad (6.79)$$

gdje je:

$$I_v = \frac{(d_v + a_v)^4 - d_v^4}{64} \cdot \pi = \frac{(219,1 + 8)^4 - 219,1^4}{64} \cdot \pi = 2,60 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad \text{- moment tromosti vanjskog zavara i}$$

$$I_u = \frac{d_u^4 + (d_u - a_u)^4}{64} \cdot \pi = \frac{194,1^4 + (194,1 - 4)^4}{64} \cdot \pi = 1,56 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 \quad \text{- moment tromosti unutarnjeg zavara.}$$

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{170}{2} = 85 \text{ MPa}, \quad (6.80)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN} = 170$  MPa – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2$  – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{31211000}{3,94 \cdot 10^5} = 79 \text{ MPa} \leq \sigma_{f,\text{dop}} = 85 \text{ MPa} . \quad (6.81)$$

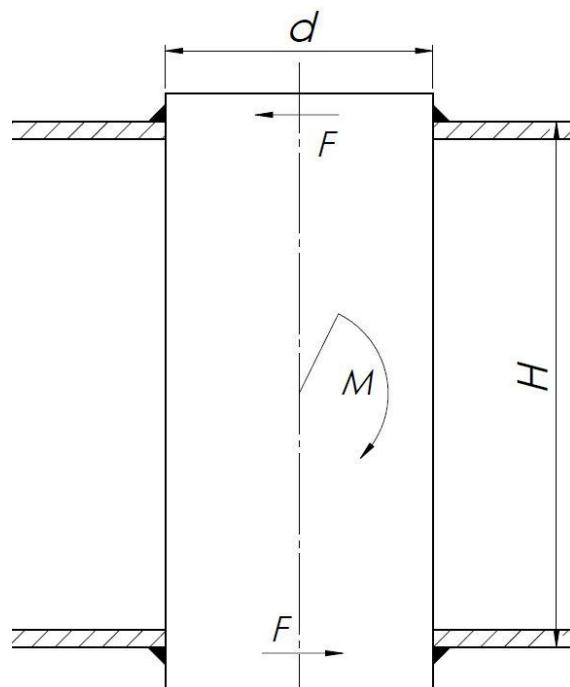
S obzirom da prethodni izraz, zavar zadovoljava.

### 6.6.2. Proračun zavara prirubnice primarnog zgloba

S obzirom na jednak opterećenje zavara kao u prošloj točki 6.6.1 ( $M_{\max} = 31211 \text{ Nm}$ ), a veće dimenzije zavara (veći promjer na kojem se nalaze zavari i veće visine istih) i ovaj zavar zadovoljava.

### 6.6.3. Proračun zavara primarne grede s osovinom zgloba

Prikaz zavara u pitanju se nalazi na slici u nastavku. Greda je zavarena na osovinu te se prenosi moment savijanja  $M = 31211 \text{ Nm}$  izračunat u izrazu (6.4) i aksijalna sila koja je za ovaj proračun zanemariva.



**Slika 25. Prikaz zavara primarne grede s osovinom**

Zavari su opterećeni na smik uslijed sile koja iznosi:

$$F = \frac{M}{H} = \frac{31211}{300} = 104 \text{ kN} , \quad (6.82)$$

Gdje je:

$$H = 300 \text{ mm} - \text{visina grede.}$$

Za proračunsku površinu zavara uzimamo pola površine vijenca zavara, odnosno:

$$A = \frac{\left[ (d+a)^2 - d^2 \right] \cdot \pi}{4} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\left[ (152,4+6)^2 - 152,4^2 \right] \cdot \pi}{4} \cdot \frac{1}{2} = 1493 \text{ mm}^2, \quad (6.83)$$

gdje je:

$$d = 152,4 \text{ mm} - \text{promjer osovine,}$$

$$a = 6 \text{ mm} - \text{visina zavara.}$$

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{\tau_{\text{DI}}}{S} = \frac{150}{2} = 75 \text{ MPa}, \quad (6.84)$$

gdje je:

$$\tau_{\text{DI}} = 150 \text{ MPa} - \text{prema [1] za čelik S235JR i}$$

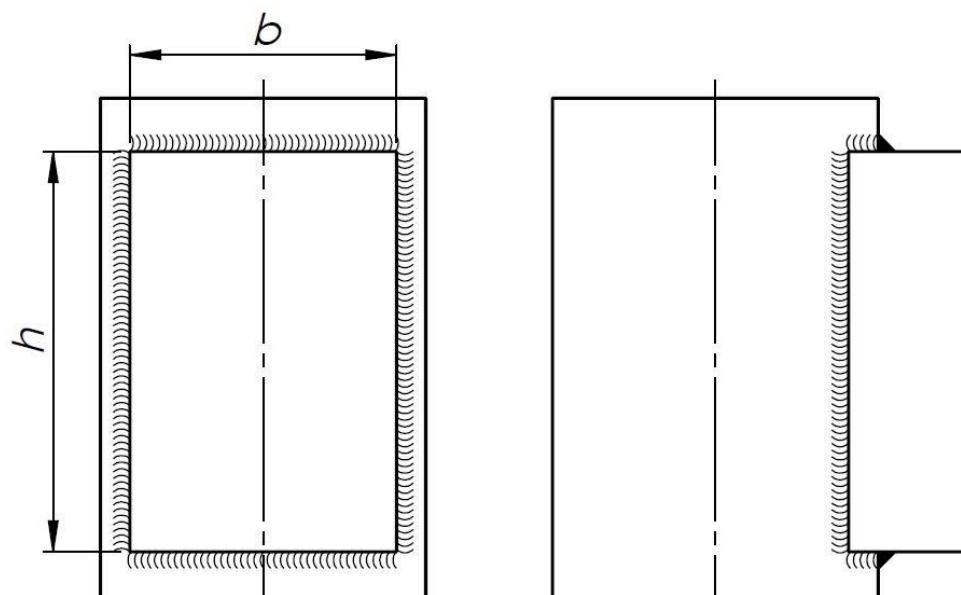
$$S = 2 - \text{potrebna sigurnost zavara.}$$

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{104000}{1493} = 70 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 75 \text{ MPa}. \quad (6.85)$$

S obzirom na prethodni izraz, zavar zadovoljava.

#### 6.6.4. Proračun zavara primarne grede s kućištem zgloba



Slika 26. Prikaz zavara primarne grede s kućištem zgloba

Prikaz zavara se nalazi na slici poviše. Zavar prenosi moment savijanja i poprečnu silu sa kućišta zglobo na primarnu gredu. Zbog zanemarivog iznosa naprezanja poprečna sila se zanemaruje i u obzir se uzima samo savijanje čiji je iznos izračunat pod izrazom (6.2) te iznosi  $M = 10584 \text{ Nm}$ .

Kako bi izračunali opterećenje zavara moramo prvo izračunati moment otpora zavara koji računamo prema sljedećem izrazu.

$$W = \frac{2I}{h+2a} = \frac{2 \cdot 7,13 \cdot 10^7}{300 + 2 \cdot 5} = 4,60 \cdot 10^5 \text{ mm}^3, \quad (6.86)$$

gdje je:

$$I = \frac{(h+2a)^3 \cdot (b+2a)}{12} - \frac{h^3 b}{12} = \frac{(300+2 \cdot 5)^3 \cdot (200+2 \cdot 5)}{12} - \frac{300^3 \cdot 200}{12} = 7,13 \cdot 10^7 \text{ mm}^4 -$$

moment tromosti zavara,

$a = 5 \text{ mm}$  – visina zavara,

$h = 300 \text{ mm}$  – visina grede i

$b = 200 \text{ mm}$  – širina grede.

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{300}{2} = 150 \text{ MPa}, \quad (6.87)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DI} = 300 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2$  – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{10584000}{4,6 \cdot 10^5} = 23 \text{ MPa} \leq \sigma_{f,dop} = 150 \text{ MPa}. \quad (6.88)$$

S obzirom da prethodni izraz, zavar zadovoljava.

### 6.6.5. Proračun zavara sekundarne grede s osovinom zgloba

Ovaj zavar je ekvivalentan zavaru proračunatom pod točkom 6.6.3 prema tome se ekvivalentno proračunava samo s drugim vrijednostima. Zavar prenosi moment izračunat pod izrazom (6.2) te iznosi  $M = 10584 \text{ Nm}$ . Visina grede iznosi  $H = 250 \text{ mm}$ . Promjer osovine iznosi  $d = 108 \text{ mm}$  i zavar je visine  $a = 4 \text{ mm}$ .

Zavari su opterećeni na smik uslijed sile koja iznosi:

$$F = \frac{M}{H} = \frac{10584}{250} = 42 \text{ kN}, \quad (6.89)$$

Za proračunsku površinu zavara uzimamo pola površine vijenca zavara, odnosno:

$$A = \frac{\left[(d+a)^2 - d^2\right] \cdot \pi}{4} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\left[(108+4)^2 - 108^2\right] \cdot \pi}{4} \cdot \frac{1}{2} = 704 \text{ mm}^2, \quad (6.90)$$

Dopušteno naprezanje za zavar čelika S235JR iznosi:

$$\tau_{\text{dop}} = \frac{\tau_{\text{DI}}}{S} = \frac{150}{2} = 75 \text{ MPa}, \quad (6.91)$$

gdje je:

$\tau_{\text{DI}} = 150 \text{ MPa}$  – prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2$  – potrebna sigurnost zavara.

Konačno naprezanje zavara provjeravamo prema izrazu:

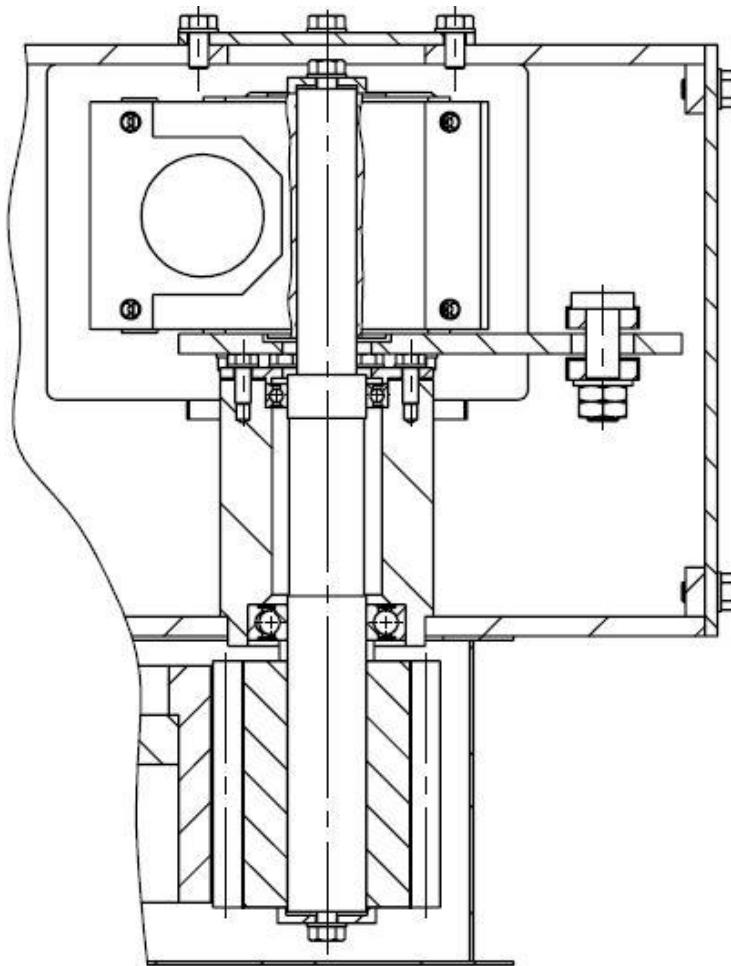
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{42000}{704} = 60 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 75 \text{ MPa}. \quad (6.92)$$

S obzirom na prethodni izraz, zavar zadovoljava.

## 7. POGONI DOHVATNIKA

### 7.1. Proračun pogona primarnog dohvatnika

Za proračun pogona dohvatnika, prikazanog na slici u nastavku [Slika 27], potrebno je proračunati: elektromotor, kućište s ležajevima, par zupčanika, vratilo s perom i zatik pogona.



Slika 27. Pogon primarnog dohvatnika

#### 7.1.1. Odabir i proračun elektromotora primarnog pogona dohvatnika

##### 7.1.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvatnika

Prilikom pokretanja dohvatnika iz stanja mirovanja potrebno je savladati sile trenja u ležajevima kao i sile inercije masa koje ubrzavaju. Tako da ukupan moment kojeg elektromotor treba nadvladati možemo izraziti jednadžbom:

$$M_{\text{potr},2} = M_{\text{tr}} + M_{\text{in}} . \quad (7.1)$$

Za moment potreban za savladavanje sila trenja u ležajevima iskorišten je SKF-ov online alat za odabir ležajeva [14]. Odabirući ležajeve i njihovo opterećenje dobivamo (podaci iz točke 6.3.3) dobivamo rezultate:  $M_r = 16 \text{ Nm}$  (moment potreban za savladavanje trenja jednog radijalnog ležaja) i  $M_a = 5 \text{ Nm}$  (moment potreban za savladavanje trenja jednog aksijalnog ležaja). Stoga vrijedi:

$$M_{tr} = 2M_r + M_a = 2 \cdot 16 + 5 = 37 \text{ Nm}. \quad (7.2)$$

Moment inercije računamo prema izrazu:

$$M_{in} = J_{uk} \cdot \varepsilon, \quad (7.3)$$

gdje je:

$J_{uk}$  – ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju i

$\varepsilon$  – potrebno kutno ubrzanje dohvavnika.

Ukupni moment tromosti možemo rastaviti na moment tromosti primarnog dohvavnika, sekundarnog dohvavnika i kuke s teretom. Također pošto smo zanemarili neke manje bitne mase povećati ćemo dobiveni izraz za 10% tako da u konačnici izraz izgleda:

$$J_{uk} = 1,1 \cdot (J_I + J_{II} + J_T). \quad (7.4)$$

Pojedine momente tromosti računamo pomoću već poznatih veličina, navedenih na prethodnoj slici [Slika 13] i tablici [Tablica 10] kao i projektnog parametra it prve tablice [Tablica 1]  $Q_0 = 2556 \text{ kg}$ , prema izrazima:

$$J_I = \frac{m_1 \cdot l_1^2}{2} = \frac{164 \cdot 2,2^2}{2} = 397 \text{ kgm}^2, \quad (7.5)$$

$$J_{II} = m_2 \cdot \left[ \left( \frac{l_2}{2} \right)^2 + \left( l_1 + \frac{l_2}{2} \right)^2 \right] = 106 \cdot \left[ \left( \frac{1,8}{2} \right)^2 + \left( 2,2 + \frac{1,8}{2} \right)^2 \right] = 1104 \text{ kgm}^2 \text{ i} \quad (7.6)$$

$$J_T = (m_K + Q_0) \cdot L^2 = (38 + 500) \cdot 4^2 = 8608 \text{ kgm}^2. \quad (7.7)$$

Uvrštavajući dobivene izraze u jednadžbu (7.4) dobivamo ukupan moment tromosti:

$$J_{uk} = 1,1 \cdot (397 + 1104 + 8608) = 10109 \text{ kgm}^2. \quad (7.8)$$

Kako bi izračunali moment inercije još nam je potrebno kutno ubrzanje koje računamo prema izrazu:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_u} = \frac{v_{voz}}{L \cdot t_u} = \frac{0,2}{4 \cdot 1} = 0,05 \text{ rad/s}^2, \quad (7.9)$$

gdje je:

$t_u = 1 \text{ s}$  – vrijeme potrebno za ubrzavanje na željenu brzinu vožnje i

$v_{voz} = 12 \text{ m/min} = 0,2 \text{ m/s}$  – tražena brzina vožnje tereta.

Sada se možemo vratiti na izraz (7.3) za izračun momenta inercije koji iznosi:

$$M_{in} = J_{uk} \cdot \varepsilon = 10109 \cdot 0,05 = 505 \text{ Nm}. \quad (7.10)$$

Konačno potrebnii moment za pokretanje dohvavnika iznosi:

$$M_{potr,2} = 37 + 505 = 542 \text{ Nm}. \quad (7.11)$$

#### 7.1.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvavnika

S obzirom da se između pogona i dohvavnika nalazi dodatan par zupčanika prijenosnog omjera  $i = 4,125$ , potrebnii moment pogona iznosi:

$$M_{potr,1} = \frac{M_{potr,2}}{i} = \frac{542}{4,125} = 131 \text{ Nm}. \quad (7.12)$$

Brzinu vrtnje pogona računamo prema izrazu:

$$n_1 = i \cdot \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = i \cdot \frac{v_{voz}}{2\pi \cdot L} = 4,125 \cdot \frac{12}{2\pi \cdot 4} = 1,97 \text{ min}^{-1}. \quad (7.13)$$

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake SUA 506C 3A 63-06F-TH-TF-BR4 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 11].

**Tablica 11. Specifikacije odabranog motora za pogon primarnog dohvavnika**

Nazivna snaga elektromotora	$P$	0,12 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	$n_1$	$890 \text{ min}^{-1}$
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	$n_2$	$1,9 \text{ min}^{-1}$
Nazivni moment elektromotora	$M_1$	1,3 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	$M_2$	327 Nm
Maksimalni moment kočnice elektromotora	$M_k$	4 Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{red}$	477,99
Ukupna masa sklopa elektromotora	$m_{uk}$	30,2 kg
Stupanj korisnog djelovanja elektromotora s reduktorom	$\eta_{EM}$	0,48

### 7.1.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

S obzirom da smo izračunali potrebnii moment elektromotora u prethodnoj točki samo ga je potrebno usporediti s izlaznim momentom sklopa elektromotora s reduktorom kako slijedi:  $M_2 = 327 \text{ Nm} \geq M_{\text{potr},1} = 131 \text{ Nm}$ . S obzirom da je izlazni moment veći od potrebnog pogon zadovoljava ovaj uvijet.

### 7.1.1.4. Provjera ugrađene kočnice

Kočnica treba zaustaviti mase u pokretu te ako se uzme jednako vrijeme kočenja kao i ubrzanja, odnosno  $t_u = t_k = 1 \text{ s}$ , moment inercije će biti jednak onome izračunatom u izrazu (7.10), to jest,  $M_{\text{in}} = 505 \text{ Nm}$ .

Dodatno, s obzirom da je moment inercije izračunat na zupčaniku kućišta, potrebno je uračunati prijenosni omjer kao i stupanj korisnog djelovanja kako slijedi:

$$M_k = 2 \text{ Nm} \geq M_{\text{in}} \cdot \frac{n_2}{n_1 \cdot i} \cdot \left( 2 - \frac{1}{\eta_{\text{EM}} \cdot \eta_z} \right) = 505 \cdot \frac{1,9}{890 \cdot 4,125} \cdot \left( 2 - \frac{1}{0,48 \cdot 0,98} \right) = -0,03 \text{ Nm}, \quad (7.14)$$

gdje je:

$$\eta_z = 0,98 - \text{stupanj korisnog djelovanja para zupčanika.}$$

S obzirom da je ukupni stupanj djelovanja nešto niži od 0,5 sustav je samokočan. Samim time kočnica nije potrebna za zaustavljanje dohvavnika.

### 7.1.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

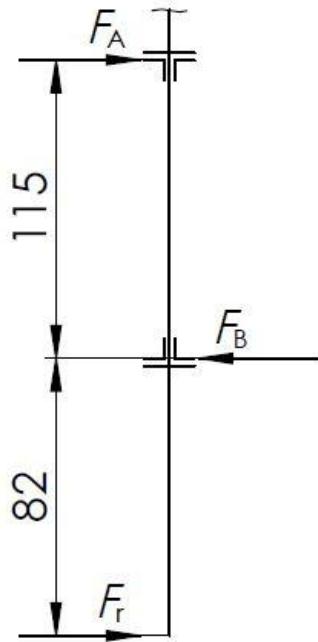
Zbog prevelikog opterećenja ležaja reduktora ugrađen je par ležaja unutar kućišta koji preuzimaju radikalnu silu koja nastaje uslijed rada zupčanog para. Na slici sa početka poglavlja [Slika 27] je prikazano kućište s ležajevima kao i položaj zupčanika. Na slici u nastavku [Slika 28] je dana skica sa potrebnim dimenzijama za proračun ugrađenih ležajeva.

Radikalnu silu uslijed djelovanja para zupčanika računamo prema izrazu:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 327}{97,6} = 6,7 \text{ kN}, \quad (7.15)$$

gdje je:

$$d_{w1} = 97,6 \text{ mm} - \text{kinematski promjer manjeg zupčanika.}$$



**Slika 28. Prikaz opterećenja ležaja primarnog pogona**

Ležaj označke 6208-2RS1 proizvođača SKF statičke nosivosti  $C_0 = 19 \text{ kN}$  ugrađen je na ležajno mjesto B. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja B koje glasi:

$$F_B = F_r \cdot \frac{115+82}{115} = 6,7 \cdot \frac{115+82}{115} = 11,5 \text{ kN}. \quad (7.16)$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od  $10 \text{ min}^{-1}$  proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 11,5 \text{ kN}. \quad (7.17)$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 11,5 \text{ kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{19}{1,5} = 12,7 \text{ kN}, \quad (7.18)$$

gdje je:

$s_0 = 1,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

Ležaj označke 61908-2RS1 proizvođača SKF statičke nosivosti  $C_0 = 10 \text{ kN}$  ugrađen je na ležajno mjesto A. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja A koje glasi:

$$F_A = F_B - F_r = 11,5 - 6,7 = 4,8 \text{ kN}. \quad (7.19)$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od  $10 \text{ min}^{-1}$  proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 4,8 \text{ kN}. \quad (7.20)$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 4,8 \text{ kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{10}{1,5} = 6,7 \text{ kN}, \quad (7.21)$$

gdje je:

$s_0 = 1,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

S obzirom na prijašnje izraze radijalni ležajevi pogona zadovoljavaju.

### 7.1.2. Proračun zupčanog para pogona

Pogon za okretanje dohvavnika ostvaren je na način da elektromotor s reduktorom smješten za betonsku bazu te prenosi snagu preko malog zupčanika  $z_1$  na veliki zupčanik  $z_2$  postavljen na dohvavnik koji rotira.

Odabran modul zupčanika je  $m = 6 \text{ mm}$ . Broj zubi manjeg zupčanika iznosi  $z_1 = 16$ , dok je broj zubi većeg zupčanika  $z_2 = 66$ . Odabrana širina zupčanika iznosi  $b = 120 \text{ mm}$ . Zahvatni kut je standardan i iznosi  $\alpha = 20^\circ$ . Osni razmak je povećan na  $a_w = 250 \text{ mm}$  radi postizanja pozitivnog pomaka profila.

Razmak osi nultih zupčanika iznosi:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 6 \cdot \frac{16 + 66}{2} = 246 \text{ mm}. \quad (7.22)$$

Budući da se radi pozitivan pomak profila na paru zupčanika razmak osi zupčanika će biti veći od razmaka osi nultog para zupčanika i samim time zahvatni kut je veći kako slijedi:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos(\alpha)\right) = \arccos\left(\frac{246}{250} \cdot \cos(20^\circ)\right) = 22,4^\circ. \quad (7.23)$$

Ukupan pomak profila računamo prema izrazu:

$$x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\operatorname{ev}(\alpha_w) - \operatorname{ev}(\alpha)}{2 \operatorname{tg}(\alpha)} = (16 + 66) \cdot \frac{\operatorname{ev}(22,4^\circ) - \operatorname{ev}(20^\circ)}{2 \operatorname{tg}(20^\circ)} = 0,71, \quad (7.24)$$

te ga dijelimo na:

$$x_1 = 0,6 \text{ i}$$

$$x_2 = 0,11.$$

S do sad izračunatim i navedenim podacima možemo izračunati dimenzije zupčanika kako slijedi:

$$d_1 = z_1 \cdot m = 16 \cdot 6 = 96 \text{ mm} . \quad (7.25)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cdot (1 + x_1) = 96 + 2 \cdot 6 \cdot (1 + 0,6) = 115,2 \text{ mm} . \quad (7.26)$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 96 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(22,4^\circ)} = 97,6 \text{ mm} . \quad (7.27)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - x_1) = 96 - 2 \cdot 6 \cdot (1,25 - 0,6) = 88,2 \text{ mm} . \quad (7.28)$$

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos(\alpha_w) = 97,6 \cdot \cos(22,4^\circ) = 90,2 \text{ mm} . \quad (7.29)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m = 66 \cdot 6 = 396 \text{ mm} . \quad (7.30)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x_2) = 396 + 2 \cdot 6 \cdot (1 + 0,11) = 409,3 \text{ mm} . \quad (7.31)$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} = 396 \cdot \frac{\cos(20^\circ)}{\cos(22,4^\circ)} = 402,4 \text{ mm} . \quad (7.32)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - x_1) = 396 - 2 \cdot 6 \cdot (1,25 - 0,11) = 382,3 \text{ mm} . \quad (7.33)$$

$$d_{b2} = d_{w2} \cdot \cos(\alpha_w) = 402,4 \cdot \cos(22,4^\circ) = 372,1 \text{ mm} . \quad (7.34)$$

Potrebno je, također, kontrolirati tjemenu zračnost. Minimalna potrebna tjemena zračnost računa se prema izrazu:

$$c_{\min} = 0,12 \cdot m = 0,12 \cdot 6 = 0,72 \text{ mm} , \quad (7.35)$$

dok postojeću tjemenu zračnost računamo prema izrazu:

$$c = a_w - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} = 250 - \frac{115,2 + 382,3}{2} = 1,25 \text{ mm} . \quad (7.36)$$

S obzirom da je postojeća tjemena zračnost veća od minimalne potrebne, odnosno  $c = 1,25 \text{ mm} \geq c_{\min} = 0,72 \text{ mm}$ , nije potrebno raditi skraćenje tjemena zupčanika.

S obzirom da se za oba zupčanika koristi konstrukcijski čelik E360 (Č0745) koji se neće kaliti provjera zupčanika će se vršiti prema dodirnom pritisku. Trajna dinamička čvrstoća materijala na Hertzov pritisak prema [15] iznosi  $\sigma_{Hlim} = 460 \text{ MPa}$ , dok je potrebni faktor sigurnosti protiv ljuštenja bokova zupčanika za povremeni (interminirajući) pogon prema [16]  $S_H = 1,2$ . Stoga dopušten Hertzov dodirni pritisak iznosi:

$$\sigma_{H,dop} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} = \frac{460}{1,2} = 383 \text{ MPa} . \quad (7.37)$$

Izraz za izračun Hertzovog dodirnog pritiska glasi:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{u+1}{u} \cdot \frac{F_{tw}}{b \cdot d_{w1}} \cdot K_{Ha}} . \quad (7.38)$$

Parametar  $u$  predstavlja omjer broja zubi zupčanika  $z_1$  i  $z_2$  što je ujedno prijenosni omjer zupčanog para:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{66}{16} = 4,125 . \quad (7.39)$$

Maksimalna tangencijalna sila na obodu zupčanika iznosi:

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot M_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 327000}{97,6} = 6700 \text{ N} , \quad (7.40)$$

gdje je:

$M_2 = 327 \text{ Nm}$  – moment na izlazu iz elektromotora samim time i na manjem zupčaniku.

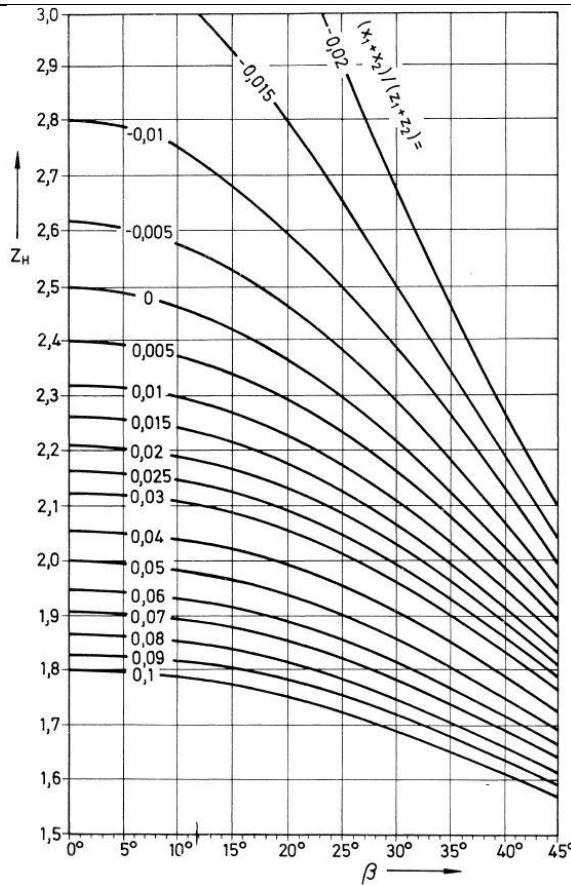
Faktor materijala za zupčani par izrađen od čelika iznosi  $Z_M = 189,5 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ . Faktor oblika boka  $Z_H$  ovisi o odnosu faktora pomaka profila i broja zubi. Taj odnos iznosi:

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{0,6 + 0,11}{16 + 66} = 0,009 , \quad (7.41)$$

Iz dijagrama prikazanog na slici u nastavku očitavamo faktor oblika boka  $Z_H = 2,33$ .

Kako bi se izračuna faktor stupnja prekrivanja  $Z_\varepsilon$  prvo je potrebno izračunati stupanj prekrivanja koji se računa prema sljedećem izrazu:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a_w \cdot \sin(\alpha_w)}{m \cdot \pi \cdot \cos(\alpha)} \\ \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{\left(\frac{115,2}{2}\right)^2 - \left(\frac{90,2}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{409,3}{2}\right)^2 - \left(\frac{372,1}{2}\right)^2} - 250 \cdot \sin(22,4^\circ)}{6 \cdot \pi \cdot \cos(20^\circ)} = 1,46 \end{aligned} \quad (7.42)$$



**Slika 29. Faktor oblika zuba  $Z_H$  za  $\alpha = 20^\circ$  [15]**

Uvrštavanjem svih izračunatih vrijednosti u izraz za izračun Hertzovog dodirnog pritiska (7.38) dobivamo njegovu vrijednost koju možemo usporediti s dopuštenim dodirnim pritiskom iz izraza (7.37).

$$\sigma_H = 189,5 \cdot 2,33 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{4,125+1}{4,125} \cdot \frac{6700}{120 \cdot 97,6}} \cdot 1,18 = 372 \text{ MPa} \geq \sigma_{H,\text{dop}} = 383 \text{ MPa}. \quad (7.43)$$

S obzirom da je Hertzov dodirni pritisak manji od dopuštenog zupčani par zadovoljava pogonske uvjete.

### 7.1.3. Proračun vratila primarnog pogona

Vratilo pogona je na svom kritičnom presjeku opterećeno na savijanje, torziju i vlak. Zbog relativno malog iznosa naprezanja usred vlaka ono će se zanemariti. Samim time vratilo promjera  $d = 40$  mm izrađeno od čelika oznake E335 trajne dinamičke čvrstoće na naizmjenično savijanje  $\sigma_{f,DN} = 290$  MPa prema [1] mora zadovoljiti:

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{\text{dop}} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S}, \quad (7.44)$$

gdje je:

$$S = 2,5 - \text{potrebna sigurnost vratila.}$$

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{F_r \cdot 111,5}{d^3 \cdot \pi} = \frac{6700 \cdot 76,5}{40^3 \cdot \pi} = 82 \text{ MPa}, \quad (7.45)$$

dok naprezanje uslijed torzije računamo prema izrazu:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_2}{d^3 \cdot \pi} = \frac{327000}{40^3 \cdot \pi} = 26 \text{ MPa}. \quad (7.46)$$

Uvrštavanjem dobivenih naprezanja u izraz (7.44) dobivamo:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{82^2 + 3 \cdot 26^2} = 94 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop} = \frac{290}{2,5} = 116 \text{ MPa}, \quad (7.47)$$

što znači da vratilo zadovoljava.

#### 7.1.4. Proračun pera primarnog pogona

Dva pera se nalaze na vratilu pogona. Jedan se nalazi na izlazu pogona te se ne mora proračunavati s obzirom da je proračun od strane proizvođača. Drugo pero se nalazi između vratila i malog zupčanika te je kritično na dodirni pritisak. Moment koji prenosi iznosi  $M = 327 \text{ Nm}$ , promjer na kojem se nalazi pero je jednako  $d = 40 \text{ mm}$ . Proračunska duljina pera iznosi  $l = 80 \text{ mm}$ , širina pera  $b = 12 \text{ mm}$  i visina pera u dodiru s zupčanikom  $t_2 = 3,2 \text{ mm}$ .

Pero na dodirni pritisak proračunavamo preko izraza:

$$p = \frac{F_t}{A} = \frac{2M_2}{d \cdot t_2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 327000}{40 \cdot 3,2 \cdot 80} = 64 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 100 \text{ MPa}, \quad (7.48)$$

gdje je:

$$p_{dop} = 100 \text{ MPa} - \text{dopušten dodirni pritisak za pero prema [2].}$$

S obzirom da je izračunati dodirni pritisak manji od dozvoljenog pero zadovoljava.

#### 7.1.5. Proračun zatika protiv okretanja primarnog pogona

Zatik vidljiv na slici primarnog pogona [Slika 27] služi kao radikalni oslonac. On preuzima potrebni moment kako bi „zakočio“ motor reduktor da se on ne kreće zakretati. Sila koju on preuzima je jednak maksimalnom momentu pogona podijeljenog s krakom djelovanja to jest:

$$F = \frac{M_2}{l} = \frac{327000}{140} = 2336 \text{ N}, \quad (7.49)$$

Nadalje zatik se proračunava na odrez, površinski pritisak i savijanje.

#### 7.1.5.1. Proračun zatika na odrez

Naprezanje na odrez se računa prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F}{2A_z} = \frac{F}{2 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2F}{d^2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 2336}{17^2 \cdot \pi} = 5 \text{ MPa}, \quad (7.50)$$

gdje je:

$A_z$  – površina presjeka zatika.

Dopušteno naprezanje za izmjenično promjenjivo opterećenje i za čelik S235JR prema [2] iznosi  $\tau_{a,dop} = 20$  MPa. Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno  $\tau_{a,dop} = 20$  MPa  $\geq \tau_a = 5$  MPa, zatik zadovoljava.

#### 7.1.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{2336}{17 \cdot 10} = 14 \text{ MPa}, \quad (7.51)$$

Dopušteni dodirni pritisak zatika prema [2] za čelik S235JR i naizmjenično opterećenje iznosi  $p_{dop} = 36$  MPa. S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno  $p_{dop} = 36$  MPa  $\geq p = 14$  MPa, zatik zadovoljava.

#### 7.1.5.3. Proračun zatika na savijanje

Naprezanje uslijed savijanja se računa prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{\frac{F \cdot l}{4}}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{8 \cdot F \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{8 \cdot 2336 \cdot 26}{17^3 \cdot \pi} = 31 \text{ MPa}, \quad (7.52)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72 \text{ MPa}, \quad (7.53)$$

gdje je:

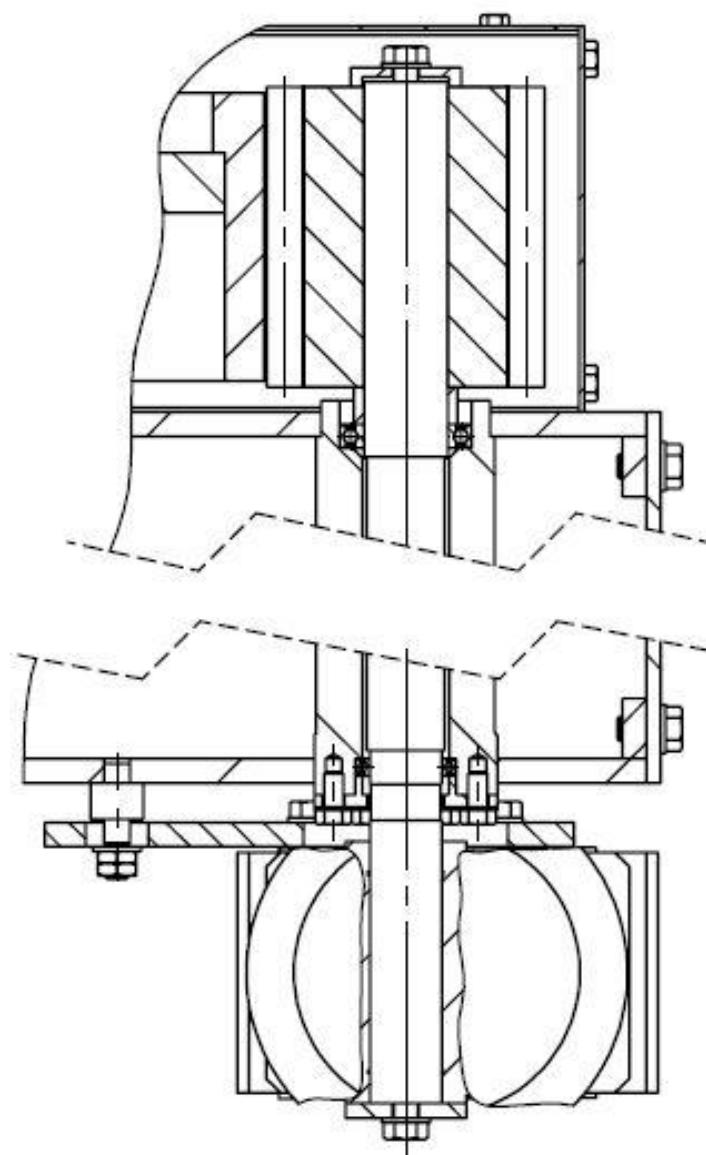
$\sigma_{f,DN} = 180 \text{ MPa}$  – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – Potrebna sigurnost.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 72 \text{ MPa} \geq \sigma_f = 31 \text{ MPa}$ , zatik zadovoljava.

## 7.2. Proračun pogona sekundarnog dohvavnika

Za proračun pogona dohvavnika, prikazanog na slici u nastavku [Slika 30], potrebno je proračunati: elektromotor, kućište s ležajevima, par zupčanika, vratilo s perom i zatik pogona.



Slika 30. Pogon sekundarnog dohvavnika

## 7.2.1. Odabir i proračun elektromotora sekundarnog pogona dohvavnika

### 7.2.1.1. Proračun potrebnog momenta za pokretanje dohvavnika

Prilikom pokretanja dohvavnika iz stanja mirovanja potrebno je savladati sile trenja u ležajevima kao i sile inercije masa koje ubrzavaju. Tako da ukupan moment kojeg elektromotor treba nadvladati možemo izraziti jednadžbom:

$$M_{\text{potr},2} = M_{\text{tr}} + M_{\text{in}} . \quad (7.54)$$

Za moment potreban za savladavanje sila trenja u ležajevima iskorišten je SKF-ov online alat za odabir ležajeva [14]. Odabirući ležajeve i njihovo opterećenje dobivamo (podaci iz točke 6.4.1) dobivamo rezultate:  $M_r = 7,5 \text{ Nm}$  (moment potreban za savladavanje trenja jednog radijalnog ležaja) i  $M_a = 3,5 \text{ Nm}$  (moment potreban za savladavanje trenja jednog aksijalnog ležaja). Stoga vrijedi:

$$M_{\text{tr}} = 2M_r + M_a = 2 \cdot 7,5 + 3,5 = 19 \text{ Nm} . \quad (7.55)$$

Moment inercije računamo prema izrazu:

$$M_{\text{in}} = J_{\text{uk}} \cdot \varepsilon , \quad (7.56)$$

gdje je:

$J_{\text{uk}}$  – ukupni moment tromosti masa koje ubrzavaju i

$\varepsilon$  – potrebno kutno ubrzanje dohvavnika.

Ukupni moment tromosti možemo rastaviti na moment tromosti primarnog dohvavnika, sekundarnog dohvavnika i kuke s teretom. Također pošto smo zanemarili neke manje bitne mase povećati ćemo dobiveni izraz za 10% tako da u konačnici izraz izgleda:

$$J_{\text{uk}} = 1,1 \cdot (J_{\text{II}} + J_{\text{T}}) . \quad (7.57)$$

Pojedine momente tromosti računamo pomoću već poznatih veličina, navedenih na prethodnoj slici [Slika 13] i tablici [Tablica 10] kao i projektnog parametra it prve tablice [Tablica 1]  $Q_0 = 2556 \text{ kg}$ , prema izrazima:

$$J_{\text{II}} = m_2 \cdot \left( \frac{l_2}{2} \right)^2 = 106 \cdot \left( \frac{1,8}{2} \right)^2 = 86 \text{ kgm}^2 \text{ i} \quad (7.58)$$

$$J_{\text{T}} = (m_{\text{K}} + Q_0) \cdot l_2^2 = (38 + 500) \cdot 1,8^2 = 1743 \text{ kgm}^2 . \quad (7.59)$$

Uvrštavajući dobivene izraze u jednadžbu (7.4) dobivamo ukupan moment tromosti:

$$J_{\text{uk}} = 1,1 \cdot (86 + 1743) = 2012 \text{ kgm}^2 . \quad (7.60)$$

Kako bi izračunali moment inercije još nam je potrebno kutno ubrzanje koje računamo prema izrazu:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_u} = \frac{v_{voz}}{l_2 \cdot t_u} = \frac{0,367}{1,8 \cdot 1} = 0,2 \text{ rad/s}^2, \quad (7.61)$$

gdje je:

$t_u = 1 \text{ s}$  – vrijeme potrebno za ubrzavanje na željenu brzinu vožnje i

$v_{voz} = 22 \text{ m/min} = 0,367 \text{ m/s}$  – tražena brzina vožnje tereta.

Sada se možemo vratiti na izraz (7.56) za izračun momenta inercije koji iznosi:

$$M_{in} = J_{uk} \cdot \varepsilon = 2012 \cdot 0,2 = 402 \text{ Nm}. \quad (7.62)$$

Konačno potrebni moment za pokretanje dohvavnika iznosi:

$$M_{potr,2} = 19 + 402 = 421 \text{ Nm}. \quad (7.63)$$

#### 7.2.1.2. Odabir pogona za okretanje dohvavnika

S obzirom da se između pogona i dohvavnika nalazi dodatan par zupčanika prijenosnog omjera  $i = 4,125$ , potrebni moment pogona iznosi:

$$M_{potr,1} = \frac{M_{potr,2}}{i} = \frac{421}{4,125} = 102 \text{ Nm}. \quad (7.64)$$

Brzinu vrtnje pogona računamo prema izrazu:

$$n_1 = i \cdot \frac{\omega \cdot 60}{2\pi} = i \cdot \frac{v_{voz}}{2\pi \cdot l_2} = 4,125 \cdot \frac{22}{2\pi \cdot 1,8} = 8 \text{ min}^{-1}. \quad (7.65)$$

Na web stranici proizvođača *Watt drive* preko alata za odabir sklopa motor reduktora [8] odabran je sklop elektromotora s reduktorom i ugrađenom kočnicom oznake KUA 60C 3A 71-04E-TH-TF-BR4 čije su specifikacije prikazane u tablici u nastavku [Tablica 12].

**Tablica 12. Specifikacije odabranog motora za pogon sekundarnog dohvavnika**

Nazivna snaga elektromotora	$P$	0,12 kW
Nazivna brzina vrtnje elektromotora	$n_1$	$955 \text{ min}^{-1}$
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora	$n_2$	$8 \text{ min}^{-1}$
Nazivni moment elektromotora	$M_1$	2,5 Nm
Okretni moment izlaznog vratila reduktora	$M_2$	184 Nm

Maksimalni moment kočnice elektromotora	$M_k$	4 Nm
Prijenosni omjer reduktora	$i_{\text{red}}$	120
Ukupna masa sklopa elektromotora	$m_{\text{uk}}$	23,5 kg
Stupanj korisnog djelovanja elektromotora s reduktorom	$\eta_{\text{EM}}$	0,69

#### 7.2.1.3. Provjera odabranog sklopa elektromotora s obzirom na izlazni moment

S obzirom da smo izračunali potrebni moment elektromotora u prethodnoj točki samo ga je potrebno usporediti s izlaznim momentom sklopa elektromotora s reduktorom kako slijedi:  $M_2 = 184 \text{ Nm} \geq M_{\text{potr},1} = 102 \text{ Nm}$ . S obzirom da je izlazni moment veći od potrebnog pogon zadovoljava ovaj uvjet.

#### 7.2.1.4. Provjera ugrađene kočnice

Kočnica treba zaustaviti mase u pokretu te ako se uzme jednak vrijeme kočenja kao i ubrzanja, odnosno  $t_u = t_k = 1 \text{ s}$ , moment inercije će biti jednak onome izračunatom u izrazu (7.62), to jest,  $M_{\text{in}} = 402 \text{ Nm}$ .

Dodatno, s obzirom da je moment inercije izračunat na zupčaniku kućišta, potrebno je uračunati prijenosni omjer kao i stupanj korisnog djelovanja kako slijedi:

$$M_k = 4 \text{ Nm} \geq M_{\text{in}} \cdot \frac{n_2}{n_1 \cdot i} \cdot \left( 2 - \frac{1}{\eta_{\text{EM}} \cdot \eta_z} \right) = 402 \cdot \frac{8}{955 \cdot 4,125} \cdot \left( 2 - \frac{1}{0,69 \cdot 0,98} \right) = 0,4 \text{ Nm}, \quad (7.66)$$

gdje je:

$$\eta_z = 0,98 - \text{stupanj korisnog djelovanja para zupčanika.}$$

S obzirom da je moment kočnice veći od potrebnog momenta za kočenje sustava, kočnica zadovoljava.

#### 7.2.1.5. Provjera opterećenosti ležaja reduktora

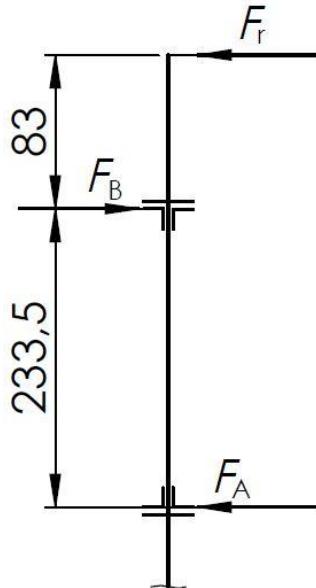
Zbog prevelikog opterećenja ležaja reduktora ugrađen je par ležaja unutar kućišta koji preuzimaju radikalnu silu koja nastaje uslijed rada zupčanog para. Na slici sa početka poglavlja [Slika 30] je prikazano kućište s ležajevima kao i položaj zupčanika. Na slici u nastavku [Slika 31] je dana skica sa potrebnim dimenzijama za proračun ugrađenih ležajeva.

Radikalnu silu uslijed djelovanja para zupčanika računamo prema izrazu:

$$F_r = \frac{2 \cdot M_2}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 184}{97,6} = 3,8 \text{ kN}, \quad (7.67)$$

gdje je:

$d_{w1} = 97,6 \text{ mm}$  – kinematski promjer manjeg zupčanika.



**Slika 31. Prikaz opterećenja ležaja sekundarnog pogona**

Ležaj oznake 61907-2RS1 proizvođača SKF statičke nosivosti  $C_0 = 7,8 \text{ kN}$  ugrađen je na ležajno mjesto B. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja B koje glasi:

$$F_B = F_r \cdot \frac{233,5 + 83}{233,5} = 3,8 \cdot \frac{233,5 + 83}{233,5} = 5,2 \text{ kN}. \quad (7.68)$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od  $10 \text{ min}^{-1}$  proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 5,2 \text{ kN}. \quad (7.69)$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 5,2 \text{ kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{7,8}{1,5} = 5,2 \text{ kN}, \quad (7.70)$$

gdje je:

$s_0 = 1,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

Ležaj označke 61806-2RS1 proizvođača SKF statičke nosivosti  $C_0 = 2,9$  kN ugrađen je na ležajno mjesto A. Statičkom jednadžbom ravnoteže dobivamo vrijednosti opterećenja ležaja A koje glasi:

$$F_A = F_B - F_r = 5,2 - 3,8 = 1,4 \text{ kN}. \quad (7.71)$$

S obzirom da se ležajevi vrte sporije od  $10 \text{ min}^{-1}$  proračunavaju se s obzirom na statičku nosivost. Ekvivalentno statičko opterećenje, s obzirom na malu aksijalnu silu, iznosi:

$$P_{0r} = F_B = 1,4 \text{ kN}. \quad (7.72)$$

Konačno možemo provjeriti ležaj s izrazom:

$$P_{0r} = 1,4 \text{ kN} \geq \frac{C_0}{s_0} = \frac{2,9}{1,5} = 1,9 \text{ kN}, \quad (7.73)$$

gdje je:

$s_0 = 1,5$  – tražena sigurnost statičke sigurnosti ležaja.

S obzirom na prijašnje izraze radijalni ležajevi pogona zadovoljavaju.

### 7.2.2. Proračun zupčanog para sekundarnog pogona

Zupčani par sekundarnog pogona je identičan onome primarnog proračunatog u točki 7.1.2, ali je opterećen manjom radijalnom silom  $F_r = 3770$  N. Iz toga možemo zaključiti da zupčani par sekundarnog pogona također zadovoljava

### 7.2.3. Proračun vratila sekundarnog pogona

Vratilo pogona je na svom kritičnom presjeku opterećeno na savijanje, torziju i vlak. Zbog relativno malog iznosa naprezanja usred vlaka ono će se zanemariti. Samim time vratilo promjera  $d = 35$  mm izrađeno od čelika označke E335 trajne dinamičke čvrstoće na naizmjenično savijanje  $\sigma_{f,DN} = 290$  MPa prema [1] mora zadovoljiti:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau_t^2} \leq \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S}, \quad (7.74)$$

gdje je:

$S = 2,5$  – potrebna sigurnost vratila.

Naprezanje uslijed savijanja računamo prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{F_r \cdot 111,5}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{3770 \cdot 83}{\frac{35^3 \cdot \pi}{32}} = 74 \text{ MPa}, \quad (7.75)$$

dok naprezanje uslijed torzije računamo prema izrazu:

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_2}{\frac{d^3 \cdot \pi}{16}} = \frac{184000}{\frac{35^3 \cdot \pi}{16}} = 22 \text{ MPa}. \quad (7.76)$$

Uvrštavanjem dobivenih naprezanja u izraz (7.44) dobivamo:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{74^2 + 3 \cdot 22^2} = 83 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop} = \frac{290}{2,5} = 116 \text{ MPa}, \quad (7.77)$$

što znači da vratilo zadovoljava.

#### 7.2.4. Proračun pera sekundarnog pogona

Dva pera se nalaze na pogonu dohvavnika. Jedan se nalazi na izlazu motora s reduktorom te se ne mora proračunavati s obzirom da je proračun od strane proizvođača. Drugo pero se nalazi između vratila i malog zupčanika te je kritično na dodirni pritisak. Moment koji prenosi iznosi  $M = 184 \text{ Nm}$ , promjer na kojem se nalazi pero je jednako  $d = 30 \text{ mm}$ . Proračunska duljina pera iznosi  $l = 80 \text{ mm}$ , širina pera  $b = 8 \text{ mm}$  i visina pera u dodiru s zupčanikom  $t_2 = 3 \text{ mm}$ .

Pero na dodirni pritisak proračunavamo preko izraza:

$$p = \frac{F_t}{A} = \frac{2M_2}{d \cdot t_2 \cdot l} = \frac{2 \cdot 184000}{30 \cdot 3 \cdot 80} = 51 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 100 \text{ MPa}, \quad (7.78)$$

gdje je:

$p_{dop} = 100 \text{ MPa}$  – dopušten dodirni pritisak za pero prema [2].

S obzirom da je izračunati dodirni pritisak manji od dozvoljenog pero zadovoljava.

#### 7.2.5. Proračun zatika protiv okretanja sekundarnog pogona

Zatik vidljiv na slici sekundarnog pogona [Slika 30] služi kao radijalni oslonac. On preuzima potrebni moment kako bi „zakočio“ motor reduktor da se on ne krene zakretati. Sila koju on preuzima je jednak maksimalnom momentu pogona podijeljenog s krakom djelovanja to jest:

$$F = \frac{M_2}{l} = \frac{184000}{120} = 1533 \text{ N}, \quad (7.79)$$

Nadalje zatik se proračunava na odrez, površinski pritisak i savijanje.

### 7.2.5.1. Proračun zatika na odrez

Naprezanje na odrez se računa prema izrazu:

$$\tau_a = \frac{F}{2A_z} = \frac{F}{2 \frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = \frac{2F}{d^2 \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 1533}{11^2 \cdot \pi} = 8 \text{ MPa}, \quad (7.80)$$

gdje je:

$A_z$  – površina presjeka zatika.

Dopušteno naprezanje za izmjenično promjenjivo opterećenje i za čelik S235JR prema [2] iznosi  $\tau_{a,dop} = 20$  MPa. Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno  $\tau_{a,dop} = 20$  MPa  $\geq \tau_a = 8$  MPa, zatik zadovoljava.

### 7.2.5.2. Proračun zatika na dodirni pritisak

Dodirni pritisak se računa prema izrazu:

$$p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{1533}{11 \cdot 10} = 14 \text{ MPa}, \quad (7.81)$$

Dopušteni dodirni pritisak zatika prema [2] za čelik S235JR i naizmjenično opterećenje iznosi  $p_{dop} = 36$  MPa. S obzirom da je dopušteni dodirni pritisak veći od stvarnog, odnosno  $p_{dop} = 36$  MPa  $\geq p = 14$  MPa, zatik zadovoljava.

### 7.2.5.3. Proračun zatika na savijanje

Naprezanje uslijed savijanja se računa prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot l}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}} = \frac{32 \cdot F \cdot l}{d^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1533 \cdot 22}{22^3 \cdot \pi} = 32 \text{ MPa}. \quad (7.82)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72 \text{ MPa}, \quad (7.83)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN} = 180$  MPa – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – Potrebna sigurnost.

Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 72$  MPa  $\geq \sigma_f = 32$  MPa, zatik zadovoljava.

#### 7.2.5.4. Proračun zavara zatika

Zavar zatika je opterećen na savijanje prema izrazu:

$$\sigma_f = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot l}{\left( d_v^3 - d_u^3 \right) \cdot \pi} = \frac{32 \cdot F \cdot l}{\left( d_v^3 - d_u^3 \right) \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 1533 \cdot 22}{\left( 25^3 - 22^3 \right) \cdot \pi} = 69 \text{ MPa}, \quad (7.84)$$

gdje je:

$d_v = d + a = 22 + 3 = 25 \text{ mm}$  – vanjski promjer zavara i

$a = 3 \text{ mm}$  – proračunska visina zavara.

Dopušteno naprezanje zavara za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DN}}{S} = \frac{180}{2,5} = \frac{180}{2,5} = 72 \text{ MPa}, \quad (7.85)$$

gdje je:

$\sigma_{f,DN} = 180 \text{ MPa}$  – dopušteno dinamičko naizmjenično naprezanje na savijanje prema [1] za čelik S235JR i

$S = 2,5$  – Potrebna sigurnost.

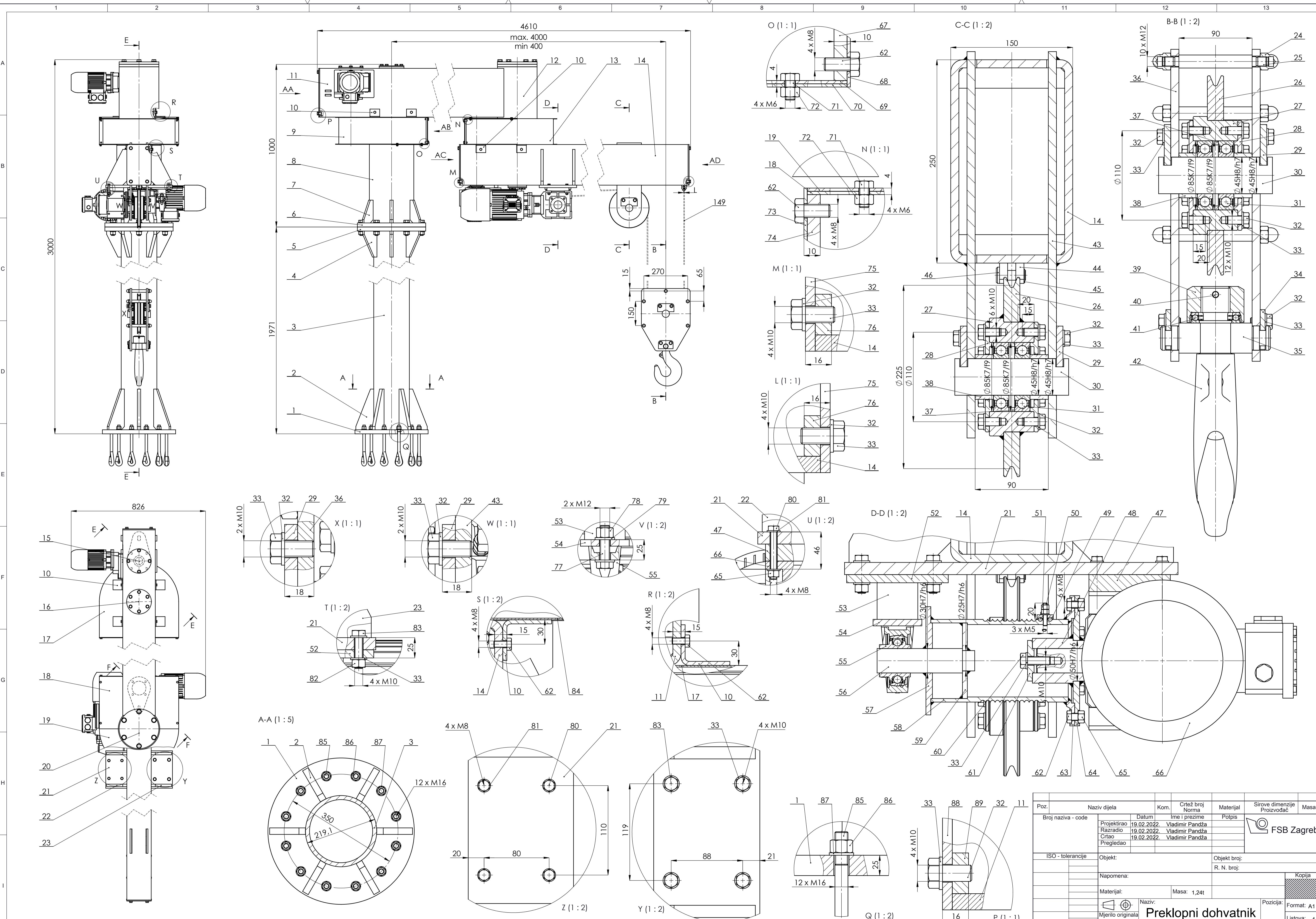
Kako je dopušteno naprezanje veće od stvarnog, odnosno  $\sigma_{f,dop} = 72 \text{ MPa} \geq \sigma_f = 69 \text{ MPa}$ , zavar zatika zadovoljava.

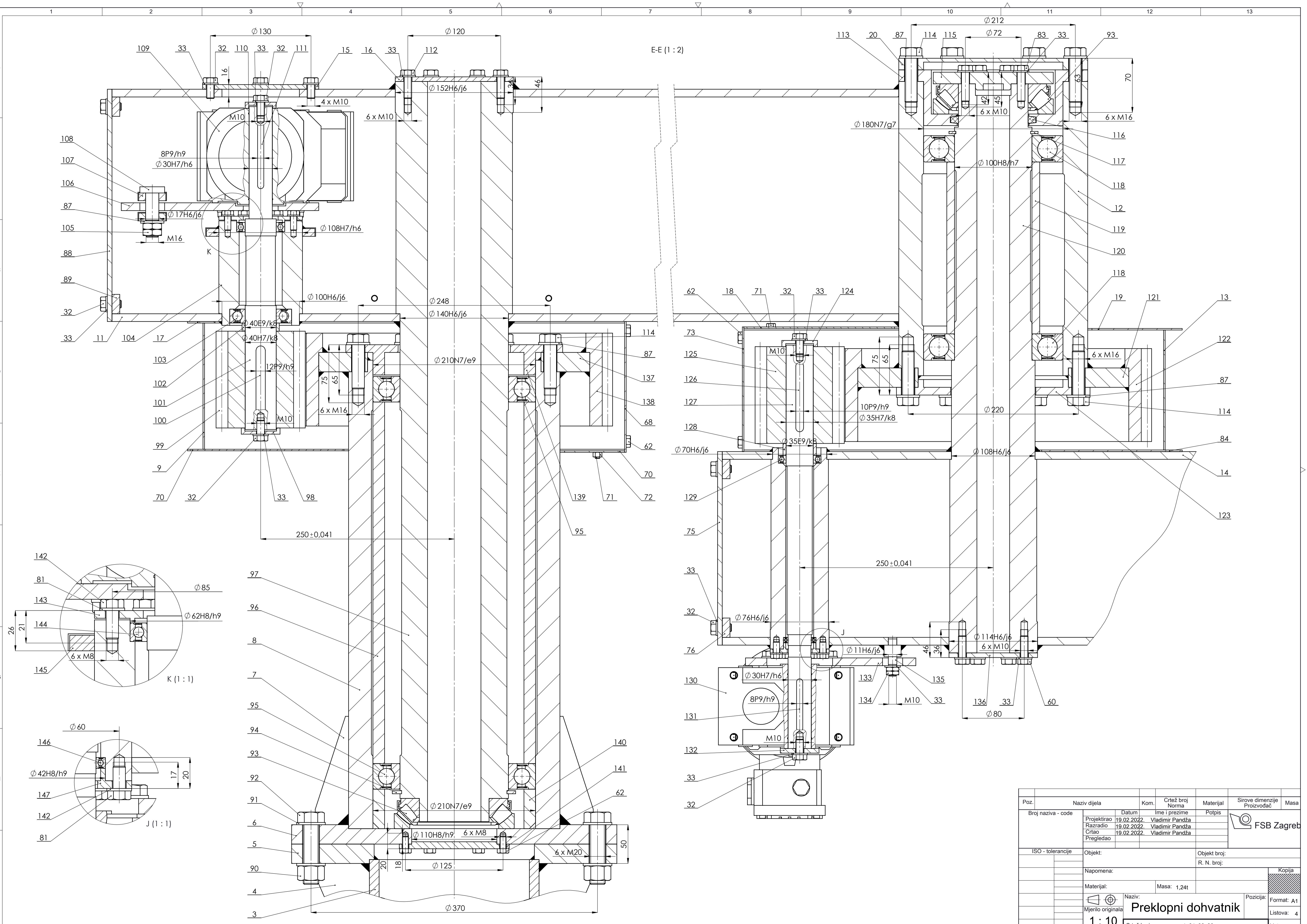
## LITERATURA

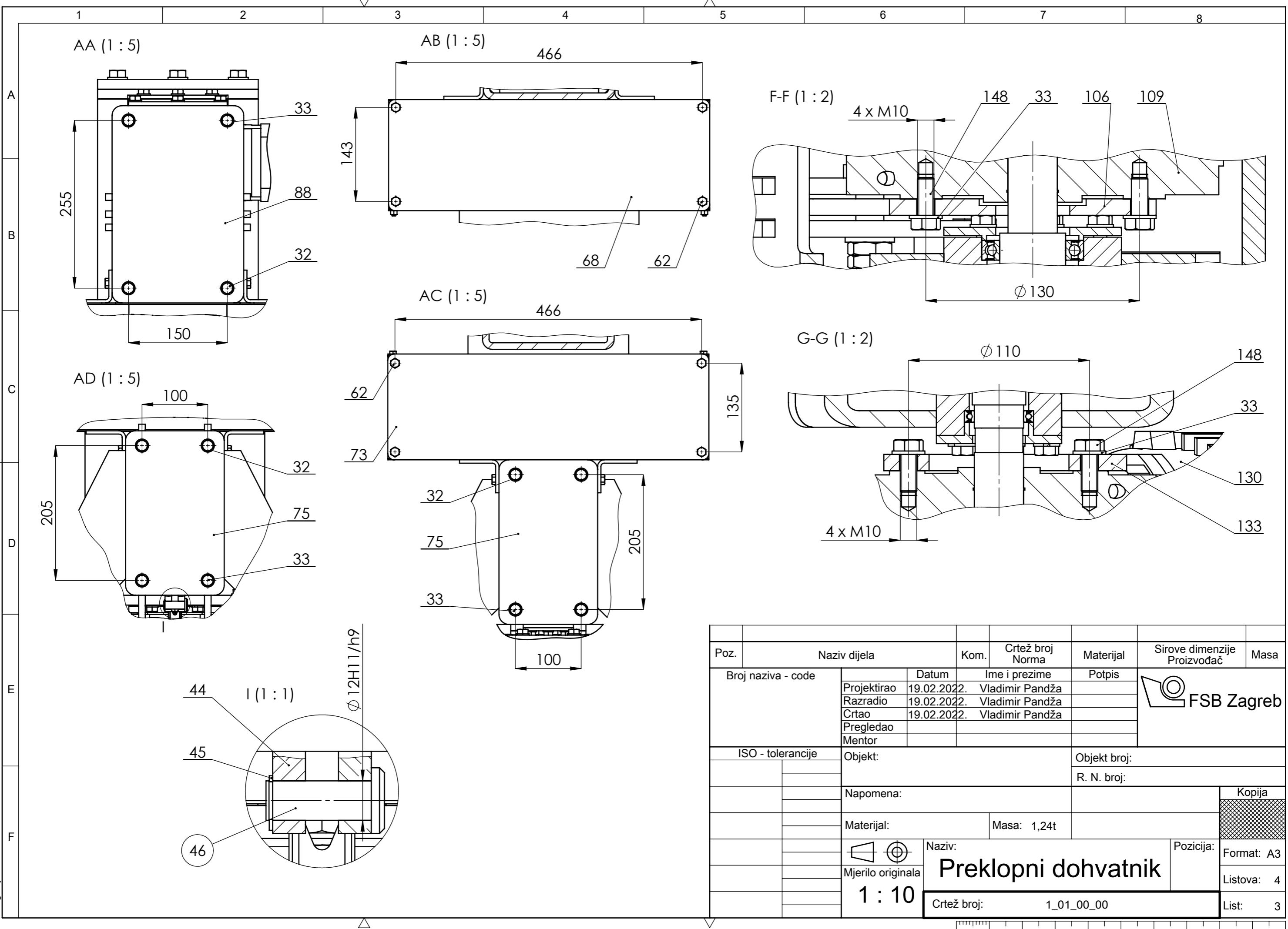
- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Opalić, M., Klajun M., Sebastijanović, S.: Tehničko crtanje, Zrinski d.d. Čakovec/Slavonski Brod, 2007.
- [4] Herold, Z., Šćap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala
- [5] Šćap, D.: Prenosila i dizala Podloga za konstrukciju i proračun, Zagreb, 1990.
- [6] Strojopromet, Katalog, Zagreb, 2020.
- [7] Alfirević, I.: Nauka o čvrstoći I, Zagreb, 1995.
- [8] Watt drive, web stranica za odabir motor reduktora:  
<https://cat4cad.wattdrive.com/cat4cad2/>
- [9] Watt drive, web stranica za odabir motor reduktora:
- [10] <http://www.staticstools.eu/en>
- [11] Školska knjiga: Inženjerski priručnik Temelj inženjerskih znanja, Zagreb, 1996.
- [12] Moo-Zung, Lee: How bolt patterns react to external loads, Machine Design, 2011.
- [13] Alfirević, I.: Linearna analiza konstrukcije, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb 2011.
- [14] SKF Bearing Select, web alat za izbor i proračun ležajeva:  
<https://www.skfbearingselect.com/#/bearing-selection-start>
- [15] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, Zagreb, 1982.
- [16] Opalić, M., Rakamarić, P.: Program reduktor, FSB, Zagreb
- [17] Rules for the design of hoisting appliance, F.E.M. 1.001, 1998.

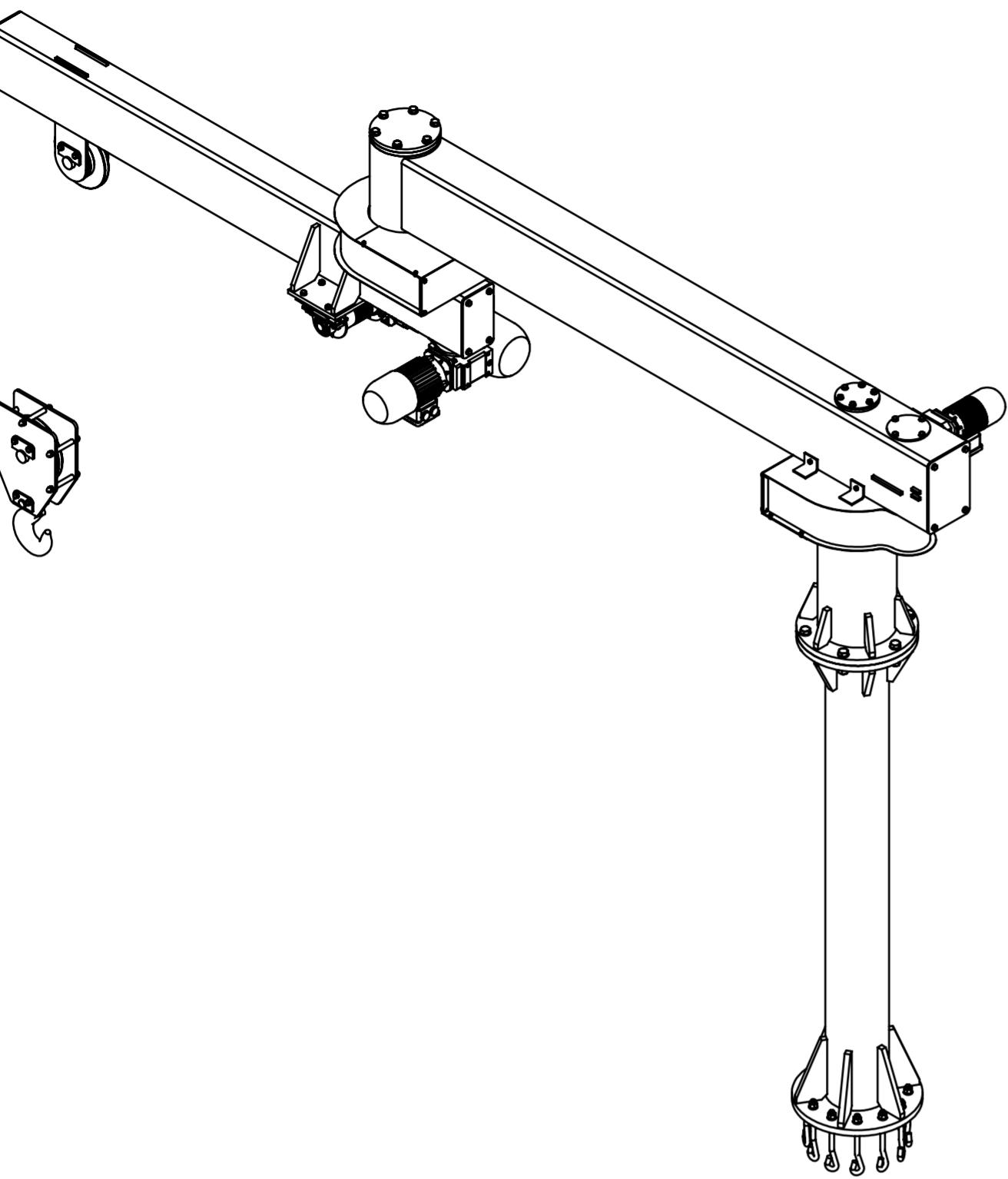
## **PRILOZI**

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija









ISO - tolerancije							
8P9/h9	0,021 0,051	Ø 35H7/k8 Ø 35E9/k8	0,025 -0,039	Ø 70H6/j6 Ø 76H6/j6	0,026 -0,012	Ø 114H6/j6 Ø 140H6/j6	-0,031 -0,013
10P9/h9	0,021 0,051	Ø 35E9/k8	0,112 0,011	Ø 76H6/j6 Ø 85K7/f9	0,026 0,113	Ø 140H6/j6 Ø 152H6/j6	-0,036 -0,014
12P9/h9	0,025 0,061	Ø 40E9/k8	0,112 0,011	Ø 85K7/f9	0,113 0,011	Ø 152H6/j6	0,036 -0,014
Ø 11H6/j6	0,014 -0,008	Ø 40H7/k8	0,025 -0,039	Ø 100H8/h7	0,089 0,000	Ø 180N7/g7	0,042 -0,038
Ø 12H11/h9	0,153 0,000	Ø 42H8/h9	0,074 -0,027	Ø 100H6/j6	0,031 -0,013	Ø 210N7/e9	0,201 0,040
Ø 17H6/j6	0,014 -0,008	Ø 45H8/h7	0,064 0,000	Ø 108H6/j6	0,031 -0,013		
Ø 25H7/h6	0,034 0,000	Ø 50H7/h6	0,041 0,000	Ø 108H7/h6	0,057 0,000		
Ø 30H7/h6	0,034 0,000	Ø 62H8/h9	0,088 -0,032	Ø 110H8/h9	0,103 -0,038		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A	B	C	D	E	F	G	H				
135. Sekundarni zatik okretnog osigurača	1		5.6	Ø 20x48	≈0kg	60. Vijak M10x30		13	DIN EN 24018	5.6	≈0kg
134. Tankica matica M10	2	DIN EN 24035	5		≈0kg	59. Ukruta bubnja		1	S235JR	Ø 85/25x6	0,3kg
133. Okretni osigurač sekundarnog EM	1		S235JR	220x140x10	1,2kg	58. Cijev bubnja		1	S235JR	Ø 101,6/89x169	2kg
132. Donji aksijalni osigurač sekundarnog vratila	1		S235JR	Ø 50x6	≈0kg	57. Čeona ploča bubnja		1	S235JR	Ø 133/30x6	0,7kg
131. Pero sekundarnog pogona	1	DIN 6885	E360	68x8x7	≈0kg	55. Ležajna jedinica - SY 30 TR		1	S235JR	Ø 30x120	0,6kg
130. Sekundarni pogon	1			Watt Drive	23,5kg	54. Pločica ležajne jedinice		1	S235JR	160x60x8	0,6kg
129. Radijalni ležaj 61907-2RS1	1			SKF	0,1kg	53. Nosač ležajne jedinice	2		S235JR	UPN50x45	0,2kg
128. Distancer sekundarnog pogona	1		S235JR	Ø 43/35x16	≈0kg	52. Prirubnica ležajne jedinice	1		S235JR	160x125x10	1,5kg
127. Vratilo sekundarnog pogona	1		E335	Ø 35x521	3,3kg	51. Matica M5	6	DIN 1587	8		≈0kg
126. Pero sekundarnog zupčanika	1	DIN 6885	E360	90x10x8	≈0kg	50. Navojna šipka osiguranja užeta	3	DIN 976	8,8		≈0kg
125. Manji sekundarni zupčanik	1		E360	Ø 120/35x125	6,8kg	49. Pritisna pločica osiguranja užeta	3		S235JR	20x10x5	≈0kg
124. Gornji aksijalni osigurač sekundarnog vratila	1		S235JR	Ø 46x8	≈0kg	48. Glavina vratila reduktora	1		S235JR	Ø 55/30x65	0,8kg
123. Donji poklopac sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 250/110x20	3,3kg	47. Pričekavajuća pločica (pogon)	1		S235JR	135x100x25	2,1kg
122. Veliki sekundarni zupčanik	1		E360	Ø 410/340x120	26,3kg	46. Zatik užeta	1		S235JR	Ø 20x36	≈0kg
121. Nosač velikog sekundarnog zupčanika	1		S235JR	Ø 350/194x25	12,6kg	45. Uskočnik Ø 12	1	DIN 471	C75		≈0kg
120. Osovina sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 114,3/84,6x735	40,6kg	44. Nosač zatika užeta	2		S235JR	30x25x10	≈0kg
119. Distancer ležajeva sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 120/100x222	5,9kg	43. Nosivi lim skretne užnice	2		S235JR	475x150x10	5,2kg
118. Radijalni ležaj - 6220-2RS1	2			SKF	3,1kg	42. Kuka	1	DIN 15401	S275N		6kg
117. Uskočnik Ø 100	1	DIN 471	C75		≈0kg	41. Aksijalni ležaj - 51108	1		SKF	Ø 8x70	0,1kg
116. Brtva sekundarnog zgloba	1	DIN 5419	NBR		≈0kg	40. Zatik kuke	1	DIN 1	S235JR	Ø 8x70	≈0kg
115. Poklopac sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 155x23	2,2kg	39. Matica kuke	1	DIN 15413	C35		0,8kg
114. Vijak M16x60	18	DIN EN 24018	8,8		≈0kg	38. Vanjski distancer ležajeva užnice	4		S235JR	Ø 55/45x23	0,1kg
113. Aksijalni nosač sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 244x72	6,6kg	37. Unutarnji distancer ležajeva užnice	2		S235JR	Ø 85/75x7	≈0kg
112. Vijak M10x30	13	DIN EN 24018	5,6		≈0kg	36. Nosivi lim pomičnog bloka	2		S235JR	385x300x10	7,6kg
111. Pero primarnog pogona	1	DIN 6885	E360	88x8x7	≈0kg	35. Nosač kuke	1	DIN 15411	C35		1,8kg
110. Gornji aksijalni osigurač primarnog vratila	1		S235JR	Ø 40x8	≈0kg	34. Osigurač nosača kuke	2		S235JR	90x50x6	0,2kg
109. Pogon primarnog nosača	1			Watt Drive	30,2kg	33. Podložna pločica M10	92	DIN 125 - A	140HV		≈0kg
108. Zatik primarnog okretnog osigurača	1		5,6	Ø 25x65	0,1kg	32. Vijak M10x20	56	DIN EN 24018	5,6		≈0kg
107. Letvica primarnog okretnog osigurača	2		S235JR	220x35x10	0,6kg	31. Radijalni ležaj - 6209-2RS1	4		SKF	Ø 45x140	0,4kg
106. Okretni osigurač primarnog EM	1		S235JR	255x150x10	1,9kg	30. Osovina užnice	2		S235JR	100x50x8	0,3kg
105. Tankica matica M16	2	DIN EN 24035	5		≈0kg	29. Osigurač osovine užnice	4		S235JR	135/56x5	0,5kg
104. Kućište radijalnih ležaja primarnog pogona	1		S235JR	Ø 108/55,6x135	6,3kg	28. Poklopac užnice	4		S235JR	Ø 145/85x55	3,8kg
103. Radijalni ležaj - 6208-2RS1	1			SKF	0,4kg	27. Glavina užnice	2		S235JR	Ø 245/135x20	4,4kg
102. Distancer primarnog zupčanika	1		S235JR	Ø 48/40x10	≈0kg	26. Užnica	2		S235JR	Ø 16x126	0,2kg
101. Vratilo primarnog pogona	1		E335	Ø 40x417	3,3kg	25. Distancer sklopa kuke	5				
100. Pero primarnog zupčanika	1	DIN 6885	E360	92x12x8	≈0kg	24. Žir matica M12	10	DIN 1587	5		≈0kg
99. Primarni manji zupčanik	1		E360	Ø 116x125	6,5kg	23. Rebro nosača bubnja (ležaj)	2		S235JR	220x160x15	2kg
98. Donji aksijalni osigurač primarnog vratila	1		S235JR	Ø 50x8	≈0kg	22. Rebro nosača bubnja (pogon)	2		S235JR	220x160x15	2kg
97. Osovina primarnog zgloba	1		S235JR	Ø 152,4/69x956	87kg	21. Nosač sklopa bubnja	1		S235JR	410x230x15	10,8kg
96. Distancer ležajeva primarnog zgloba	1		S235JR	Ø 210/180x470	33kg	20. Poklopac kućišta sekundarnog zgloba	1		S235JR	Ø 244x15	3,3kg
95. Radijalni ležaj - 6028-2RS1	2			SKF	3,4kg	19. Gornji lim sekundarnog kućišta	1		S235JR	566x488x2	2,2kg
94. Uskočnik Ø 140	1	DIN 471	C75		≈0kg	18. Dopunski lim sekundarnog kućišta	1		S235JR	488x322x2	2kg
93. Aksijalni ležaj - 29318 E	2			SKF	2,9kg	17. Gornji lim primarnog kućišta	1		S235JR	570x500x2	2,2kg
92. Vijak M20x80	6	DIN EN 24018	8,8		≈0kg	16. Poklopac primarne osovine	1		S235JR	Ø 155x6	0,8kg
91. Podložna pločica M20	12	DIN 125 - A	200HV		≈0kg	15. Poklopac primarnog pogona	1		S235JR	Ø 150x6	0,8kg
90. Matica M20	6	DIN 1587	8		≈0kg	14. Sekundarna greda	1		S235JR	RHS250x150x10x2290	128kg
89. Nosač poklopca primarne grede	2		S235JR	180x25x10	0,3kg	13. Plašč sekundarnog kućišta	1		S235JR	864x155x2	3,2kg
88. Poklopac primarne grede	1		S235JR	300x200x6	2,7kg	12. Kućište sekundarnog zupčanika	1		S235JR	Ø 244/180x380	58,7kg
87. Podložna pločica M16	31	DIN 125 - A	200HV		≈0kg	11. Primarna g					