

# Soha za čamce za spašavanje

---

**Vidosavljević-Vučić, Ivana**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2024**

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

*Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:863884>*

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

*Download date / Datum preuzimanja: **2024-05-14***

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

## DIPLOMSKI RAD

Ivana Vidosavljević-Vučić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

## DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Studentica:

Ivana Vidosavljević-Vučić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći, savjetima i vremenu koje je posvetio kako bi mi pomogao pri izradi ovog rada.

Zahvaljujem se svojoj obitelji na strpljenju, podršci i razumijevanju koje su mi pružili tijekom studija. Posebno se zahvaljujem svojem pokojnom ocu koji mi je prenio svoje znanje i ljubav prema strojarstvu te omogućio da ostvarim svoje snove. Bio si na svakom mom koraku, ali nisi uspio doživit ovu završnu stepenicu otišavši prerano. Tata, ovo je za tebe.

Također, zahvaljujem se i svim kolegama i kolegicama s kojima sam provela najljješe dane svoga studiranja. Vi ste učinili da ovi dani budu lakši te sretni i zabavni.

Ivana Vidosavljević-Vučić



**SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite



Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student:

**Ivana Vidosavljević-Vučić**

JMBAG: 0035206911

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

**Soha za čamce za spašavanje**

Naslov rada na engleskom jeziku:

**Lifeboat davit**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati sohu za spuštanje čamaca za spašavanje s broda. Uređaj treba omogućiti pouzdano i brzo spuštanje čamca bez potrebe za električnim ili nekom drugom vrstom napajanja. Uređaj može imati mehanizme na ručni pogon kojima istovremeno upravljaju najviše dvije odrasle osobe.

Konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- |                                  |                         |
|----------------------------------|-------------------------|
| 1) Bruto masa čamca:             | $Q = 4000 \text{ kg}$ , |
| 2) Duljina čamca:                | $L = 5000 \text{ mm}$ , |
| 3) Širina čamca:                 | $K = 2200 \text{ mm}$ , |
| 4) Visina čamca:                 | $H = 3000 \text{ mm}$ , |
| 5) Razmak prihvavnih huka čamca: | $M = 4600 \text{ mm}$ , |
| 6) Visina spuštanja:             | $P = 6000 \text{ mm}$ . |

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodni pregled soha za spuštanje čamaca,
- 2) Opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja,
- 3) Proračun mehanizma za spuštanje,
- 4) Proračun nosive konstrukcije,
- 5) Sklopni crtež sohe s pripadajućim presjecima i detaljima,
- 6) Radioničku dokumentaciju prema dogовору с mentorom.

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

Zadatak zadan:

28. rujna 2023.

Datum predaje rada:

30. studenoga 2023.

Predviđeni datumi obrane:

4. – 8 . prosinca 2023.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

*Sloč*

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

**SADRŽAJ**

SADRŽAJ .....	II
POPIS SLIKA .....	IV
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VII
POPIS OZNAKA .....	VIII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY .....	XI
1. SOHA .....	1
1.1 Zakretne, okretne ili iskretne .....	1
1.2 Prekretne ili nagibne.....	2
1.3 Gravitacijske sohe .....	4
1.4 Ostale vrste .....	5
1.5 Primjena.....	6
2. Koncepti .....	8
2.1 Koncept 1 .....	8
2.2 Koncept 2 .....	9
2.3 Koncept 3 .....	10
2.4 Vrednovanje koncepata .....	11
3. Proračun mehanizma za spuštanje.....	12
3.1 Užetni sistem sohe.....	12
3.3 Dimenzioniranje i odabir užnice .....	10
3.3.1 Proračun osovine glavne užnice .....	11
3.3.2 Odabir ležaja užnice .....	12
3.4 Dimenzioniranje bubenja .....	14
3.4.1 Osnovne dimenzije bubenja .....	18
3.4.2 Naprezanja stijenke bubenja uslijed namatanja užeta .....	20
3.4.3 Dimenzioniranje čelne ploče bubenja .....	41
3.4.4 Vijčana veza čelne ploče i prirubnice bubenja.....	21
3.4.5 Veza užeta s bubenjem.....	22
3.4.6 Dimenzioniranje osovine bubenja.....	23
3.4.7 Odabir ležaja bubenja.....	23
3.4.8 Odabir pogonske jedinice za dizanje tereta.....	24
3.5 Sklop kuke .....	25

3.5.1 Dimenzioniranje kuke .....	25
3.5.2 Odabir normiranih nosača i matice kuke.....	26
3.5.3 Provjera čvrstoće nosača kuke .....	26
3.5.4 Provjera dodirnog pritiska između nosača kuke i nosivog lima.....	29
4. Proračun nosive konstrukcije .....	11
4.1 Provjera uvjeta čvrstoće horizontalnog nosača .....	31
4.1.1 Određivanje opterećenja horizontalnog nosača.....	31
4.1.2 Provjera čvrstoće horizontalnog nosača.....	32
4.1.3 Provjera krutosti horizontalnog nosača .....	33
4.2 Vertikalni nosač.....	34
4.2.2 Određivanje opterećenja vertikalnog nosača.....	35
4.2.3 Provjera čvrstoće vertikalnog nosača .....	36
4.2.4 Provjera na izvijanje.....	37
4.3 Proračun ostalih elemenata nosive konstrukcije .....	38
4.3.1 Kontrola svornjaka na mjestu spoja horizontalnog nosača i ukrute.....	38
5. Zaključak .....	42
LITERATURA .....	42
PRILOZI.....	43

**POPIS SLIKA**

Slika 1. Okretne sohe sa čamcem obješenim van broda .....	1
Slika 2. Okretna soha .....	2
Slika 3. Welinova kvadrantna soha .....	3
Slika 4. Welinova poluokretna soha .....	3
Slika 5. Gravitacijska soha .....	4
Slika 6. Soha s A-okvirom .....	5
Slika 7. Dizalice .....	5
Slika 8. Teleskopska soha .....	5
Slika 9. Konzolna soha .....	6
Slika 10. Koncept 1 .....	8
Slika 11. Koncept 2 .....	9
Slika 12. Koncept 3 .....	10
Slika 13. Obični faktorski koloturnik s parnim prijenosnim omjerom .....	12
Slika 14. Presjek odabrane konstrukcije užadi .....	13
Slika 15. Profil užnice .....	15
Slika 16. Dijagrami sila i momenata .....	17
Slika 17. Oblik i mjerna skica užnice prema DIN 15 062 T.2 .....	17
Slika 18. Tehničke specifikacije ležaja 6212- 2RS1 .....	17
Slika 19. Ožljebljeni bubenj .....	19
Slika 20. Dvoužetni ožljebljeni bubenj .....	20
Slika 21. Naprezanje elementa stjenke bubenja (lijevo) i lokalno savijanje ljske bubenja od jednog navoja užeta (desno) .....	20
Slika 22. Čelna ploča bubenja .....	22
Slika 23. Veza užeta s bubenjem .....	23
Slika 24. Tehničke specifikacije ležaja YAR 211-2F .....	24
Slika 25. Oznake mjera jednokrakih kuka kovanih u kalupu .....	27
Slika 26. Prikaz mjera normiranih nosača kuke .....	28
Slika 27. Prikaz normirane matice za teretne kuke .....	28
Slika 28. Opterećenje nosača kuke .....	29
Slika 29. Aksijalni kuglični ležaj 51108 .....	30
Slika 30. Oblik presjeka horizontalnog nosača .....	32
Slika 31. Statički model horizontalnog nosača .....	32

Slika 32. Dijagrami opterećenja okvirnog nosača.....	33
Slika 33. Presjek vertikalnog nosača.....	35
Slika 34. Statički model vertikalnog nosača .....	36
Slika 35. Dijagrami opterećenja vertikalnog nosača .....	37
Slika 36. Model izvijanja .....	38

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Minimalni faktor sigurnosti za pojedinu pogonsku grupu .....	13
Tablica 2. Minimalni omjer promjera za pogonsku užad (DIN15020).....	14
Tablica 3. Faktor pregibanja $c_p$ .....	14
Tablica 4. Standardne dimenzije profila žlijeba užnice u mm .....	15
Tablica 5. Radijus profila žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta.....	19
Tablica 3. Osnovne značajke nosivosti kuka prema DIN 15400 [4].....	26
Tablica 4. Dimenzije jednokrakih kuka kovanih u kalupu [4].....	27
Tablica 5. Dimenzije nosača kuke [4].....	28
Tablica 6. Mjere normiranih matica za teretne kuke materijal C 35 ili C 45 [4] .....	28

## POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

IVV-2024-100	Soha za spuštanje čamaca za spašavanje
IVV-2024-200	Sklop pogona mehanizma
IVV-2024-300	Sklop bubenja
IVV-2024-400	Sklop kuke

## POPIS OZNAKA

### Latinične oznake:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
$A_j$	mm <sup>2</sup>	Površina jezgre vijka
$c_p$	/	
$C$	N	Dopušteno dinamičko opterećenje ležaja
$C_0$	N	Dopušteno statičko opterećenje ležaja
$d$	mm	Promjer užeta
$d_{\min}$	mm	Minimalan potreban promjer
$D_b$	mm	Promjer bubenja
$f$	/	Faktor ispune užeta
$F$	N	Sila u užetu
$F_H$	N	Sila u horizontalnoj ravnini
$F_V$	N	Sila u vertikalnoj ravnini
$F_{uk}$	N	Ukupna sila
$F_{už}$	N	Sila u užetu
$F_L$	N	Računska sila loma
$F_{sv}$	N	Sila u vijku uslijed prevrtanja
$F_{tv}$	N	Sila u vijku uslijed trenja
$F_v$	N	Sila u vijku
$g$	m/s <sup>2</sup>	Gravitacijska konstanta
$H$	mm	Dužina povlačenja
$i_k$	/	Prijenosni omjer koloturnika
$I_y$	mm <sup>4</sup>	Moment inercije
$l_b$	mm	Ukupna dužina bubenja
$l_r$	mm	Radna dužina bubenja
$M_f$	Nmm	Moment savijanja
$n$	min <sup>-1</sup>	Broj okretaja u minuti
$p$	N/mm <sup>2</sup>	Površinski pritisak
$Q$	kg	Masa tereta

$Q_{\text{uk}}$	t	Ukupna masa koja opterećuje
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Granica tečenja
$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Vlačna čvrstoća
$s$	mm	Debljina nosivog lima
$S$	/	Faktor sigurnosti
$s_0$	/	Statički faktor sigurnosti ležaja
$v_{\text{spu}}$	m/min	Brzina spuštanja tereta
$v_n$	/	Nazivni faktor sigurnosti
$w$	mm	Progib
$W$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora presjeka
$W_b$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora presjeka bubenja
$z$	/	Broj vijaka

**Grčke oznake:**

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
$\delta$	mm	Debljina stijenke bubenja
$\mu$	/	Faktor trenja
$\eta_B$	/	Stupanj djelovanja bubenja
$\eta_u$	/	Stupanj djelovanja koloturnika
$\eta_{\text{uk}}$	/	Ukupni stupanj djelovanja
$\sigma_{\text{dop}}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje
$\sigma_f$	N/mm <sup>2</sup>	Savojno naprezanje
$\sigma_{fDN}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno savojno dinamičko izmjenično naprezanje
$\sigma_\phi$	N/mm <sup>2</sup>	Cirkularno naprezanje
$\sigma_{\text{max}}$	N/mm <sup>2</sup>	Maksimalno naprezanje
$\sigma_x$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje u smjeru osi x

**SAŽETAK**

Tema ovog rada je konstrukcija brodske sohe za spuštanje čamaca za spašavanje. Sigurno korištenje čamca za spašavanje i sigurnost osoba ovisi o odabranim uređajima za spuštanje čamca. Čamac se mora moći sigurno spustiti do mora, i u pravilu, uređaj za spuštanje mora biti neovisan o brodskom sustavu napajanja električnom energijom, kako bi bio što sigurniji i ne bi zakazao prilikom potpunog nestanka električne energije. Zbog toga se na brodove ugrađuju uređaji za spuštanje čamaca koja koriste gravitacijsku silu.

Na samome početku ovog rada provedena je analiza tržišta i postojećih patenata, nakon čega je uslijedila izrada koncepata prema postojećim rješenjima koja se trenutno nalaze na tržištu. Konstruirana su tri koncepta koji su bili ocjenjivani s različitim kriterijima i težinskim faktorima te je na temelju tih ocjena izabran završni koncept koji je ujedno najbolje konstrukcijsko rješenje.

U nastavku je proveden proračun mehanizma za spuštanje čamaca, proračun nosive konstrukcije te svih komponenti, pripadnih ležajeva i užadi. Za prikaz konstrukcijskog rješenja izrađen je 3D model CAD programu SolidWorks i tehnička dokumentacija.

Ključne riječi: soha, čamac za spašavanje, gravitacija

**SUMMARY**

The topic of this paper is the construction of a ship's davit for launching lifeboats. The safe use of a lifeboat and the security of individuals depend on the chosen mechanisms for lowering the lifeboat. The lifeboat must be able to be safely lowered to the sea, and typically, the lowering device must be independent of the ship's electrical power system to ensure safety and prevent failure in the event of a complete power outage. Therefore, ships are equipped with davit devices that utilize gravitational force for lifeboat lowering.

At the beginning of this work, a market analysis and examination of existing patents were conducted, followed by the development of concepts based on current solutions available in the market. Three concepts were constructed, each evaluated against various criteria and weighted factors. Based on these assessments, the final concept, deemed the best construction solution, was selected.

Subsequently, calculations were performed for the lifeboat lowering mechanism, the structural support, and all components, including relevant bearings and ropes. A 3D model using the SolidWorks CAD program was created for the presentation of the construction solution, along with technical documentation.

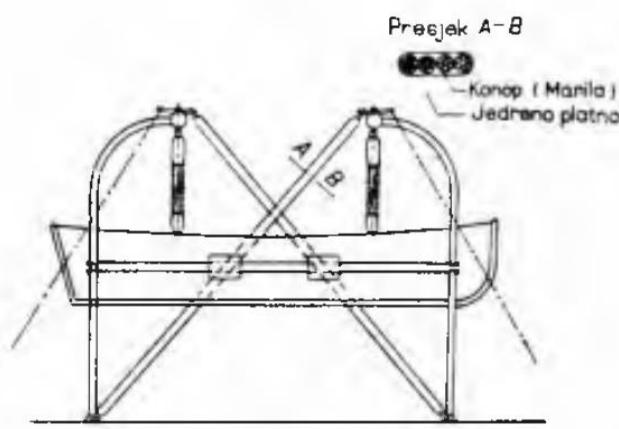
Key words: davit, lifeboat, gravity

## 1. SOHA

Soha je čelična konstrukcija koja se koristi za spuštanje i dizanje tereta s ruba visokog pada. Primjerice, upotrebljava se kod spuštanja visećih radnih platformi niz zgradu ili lansiranja spasilačkog čamca s bočne strane broda. Izvorni oblik „guščjeg vrata“ sohe znatno je napredovao nakon 1926. godine kad je A. P. Schat patentirao nekoliko sustava koji su omogućili spasilačkom čamcu da klizi preko prepreka na trupu broda.

### 1.1 Zakretne, okretne ili iskretne

Okretne sohe su opremljene posebnim navojima na kojima se sohe zajedno s čamcem okreću u položaj za spuštanje. Njima je relativno teško rukovati pošto se zakretanje isključivo vrši pomoću ljudske snage. Najčešće se koriste na non-SOLAS brodovima za dizanje i spuštanje manjih tereta, manjih čamaca, pritezanje sidra i sl. Donji dio i sredina sohe su ravni, a na vrhu su iskrivljene u obliku luka. To je najstarija vrsta soha i takve se sada rijetko grade. Sohe se okreću oko vertikalne osi, a razmaknute su nešto manje od dužine čamca. Kad se želi okrenuti čamac, koji leži na palubi, da dođe izvan broda, treba zakrenuti najprije krmu, a zatim pramac, inače čamac ne bi mogao proći između soha. Na ratnim brodovima, čamac, koji visi na radijalnim sohama, osigurava se od ljaljanja s vanjske strane sa dva unakrsna potpasa, a s unutrašnje strane jednom oblicom (odbojnikom). Na glavi sohe nalazi se koloturnik za dizanje čamca, zaporna prtica, koja se provuče kroz kariku za dizanje u čamcu i priteže ili popušta, kako se čamac diže ili spušta. Osim toga, na glavi sohe nalazi se zaporna sklizna kuka, kojom se čamac, ako treba, zakvači za sohu.



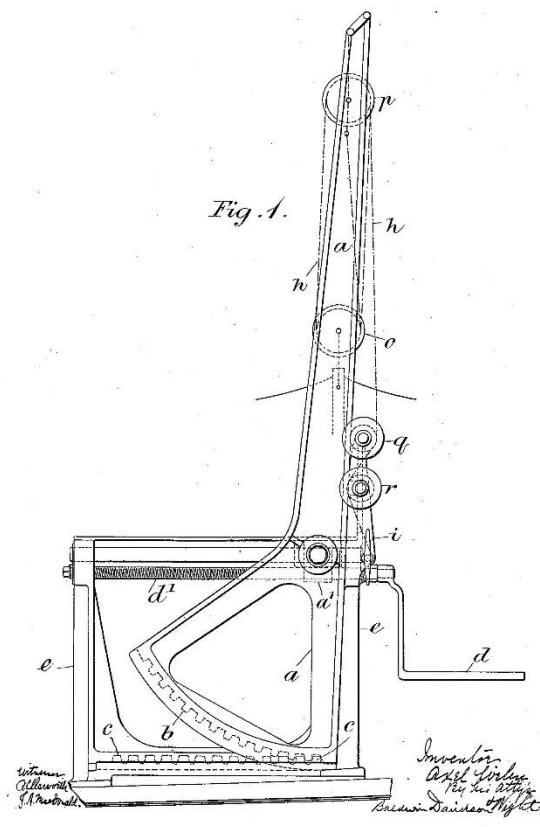
Slika 1. Okretne sohe sa čamcem obješenim van broda



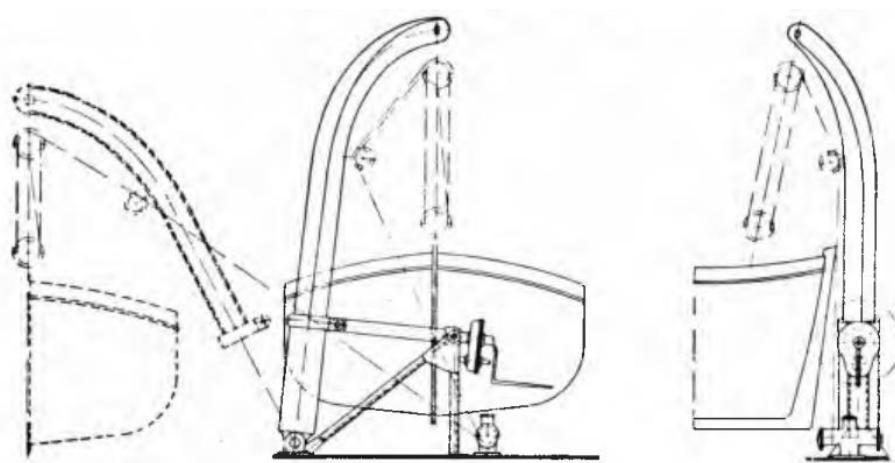
**Slika 2. Okretna soha**

## **1.2 Prekretne ili nagibne**

Nagibne sohe se mogu okretati prema unutra ili prema van u željenom dosegu okretanjem ručke povezane s pužnim vijkom i pužnim kolom koje prenosi okretno gibanje na nosač sohe dok joj glava s čamcem ne dođe van brodskog boka. Upotrebljavaju se za čamce do 2300 kg. Najstariji tip je Welinova kvadrantna soha. Donji dio kvadrantnih soha završava nazubljenim kvadrantom po kojem se nagibaju (slika 3.). Često se upotrebljavala i Welinova poluokretna soha (slika 4.) koja na peti završava sa zglobom oko kojeg se okreće gornji dio. Na principu zgloba na peti, oko kojeg se izbacuje soha okretanjem vretena s navojem, zasnivaju se i druge patentne prekretne sohe, kao npr. Stewardova. Redovito imaju dva vretena, jedno s jednovojnim i drugo s dvovojskim navojem. U početku dizanja čamca, kad je potrebna veća sila, djeluje jednovojno vreteno, a kad čamac pređe maksimalnu visinu i svojom težinom pomaže prekretanju sohe, počinje djelovati vreteno s dvovojskim navojem. Prekretne sohe montiraju se van krajeva čamca, čime se gubi na dužini raspoloživoj za smještaj čamaca, a postoji i opasnost da čamac na uzdignutom boku iskoči preko unutarnjeg dijela posteljice kad se brod nagne. Ovi nedostaci se izbjegavaju srpastim prekretnim sohama, koje se montiraju unutar dužine čamca. Osnovni su nedostaci prekretnih soha: dugo vrijeme izbacivanja, velika opterećenja vretena i velike sile potrebne za okretanje vretena u slučaju glomaznih i teških čamaca.



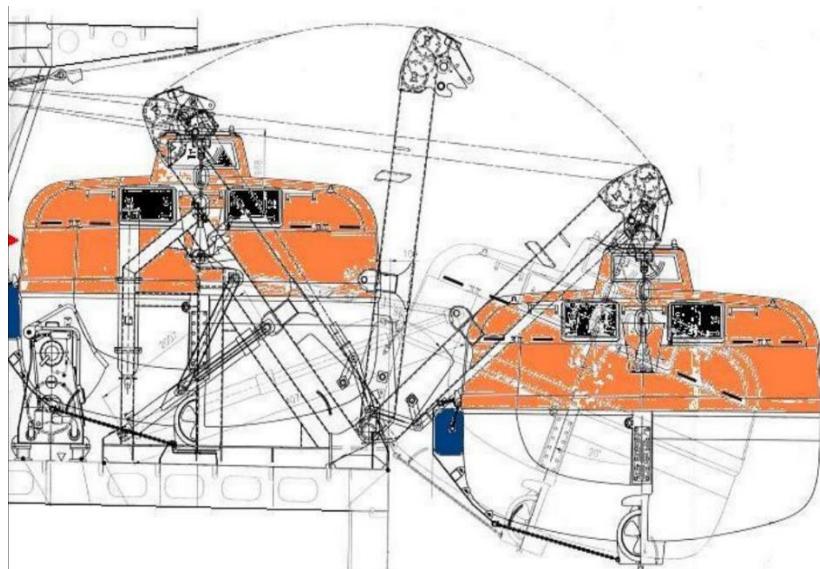
Slika 3. Welinova kvadrantna soha



Slika 4. Welinova poluokretna soha

### 1.3 Gravitacijske sohe

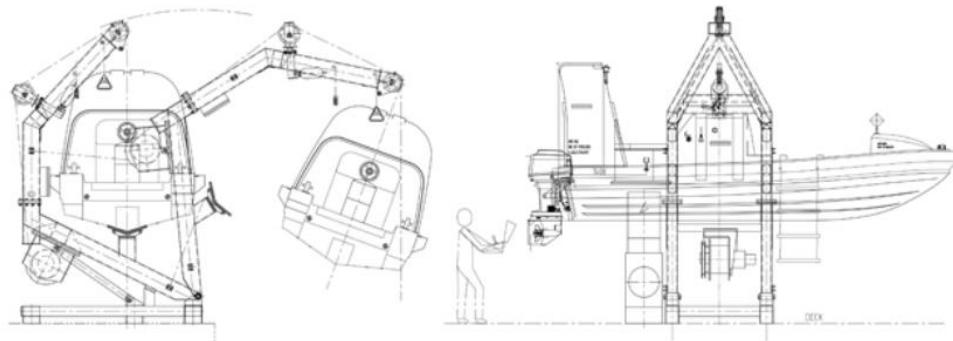
Ove sohe, kako im i naziv govori, koriste gravitacijsku silu, odnosno težinu same brodice za njezino spuštanje (slika 5.). Brodica mora biti smještena tako da se nakon oslobođanja osigurača može spustiti zbog vlastite težine pri čemu nema potrebe za vanjsko napajanje električnom energijom i ljudski rad. Sastavljena je od dvaju dijelova, nosača sohe i palubnog okvira kojim se stvara staza. Kada je brodica u potpunosti podignuta, ona leži u konkavnom donjem dijelu dviju grana lučnog oblika, a soha sa svojim kotačićima leži na kosim kliznim stazama. Oslobođanjem zapora, soha povučena čamčanom masom klizi iz gornjeg (normalnog) položaja po stazi do donjeg graničnika, gdje brodica zauzima slobodan položaj izvan brodskog boka, nakon čega se počinje spuštati s pomoću vitla s ručnom i centrifugalnom kočnicom i s pogonom elektromotorom ili motorom na komprimirani zrak. Električni motori su smješteni između dva susjedna para soha, tako da u slučaju potrebe jedan elektromotor može spuštati po dvije brodice odjednom. U obrnutnom slučaju, kad kolotura s kukom (na kojoj visi brodica) udari o koloturu na glavi sohe, motor s pomoću užeta povuče brodicu i grane sohe (po kliznoj stazi) u normalan položaj. Razlikuju se još i izvedbe u kojima je brodica postavljena tako da se nakon otpuštanja poluge nosači iskreću u položaj iz kojeg je moguće okomito spuštanje u more (nedostatak: nosači se mogu zaglaviti) te izvedba s brodicom koja iz ležišta klizi po saonicama uz bok broda u more (nedostatak: uslijed udara o bok broda moguća oštećenja). Budući da je spuštanje brodice za spašavanje gravitacijskom sohom složena i opasna radnja, posada mора biti uvježbana i upoznata sa sustavom. Svaka brodica ima svoga zapovjednika i zamjenika zapovjednika koji su odgovorni za upravljanje spuštanjem brodice tijekom vježbi ili stvarnog napuštanja broda.



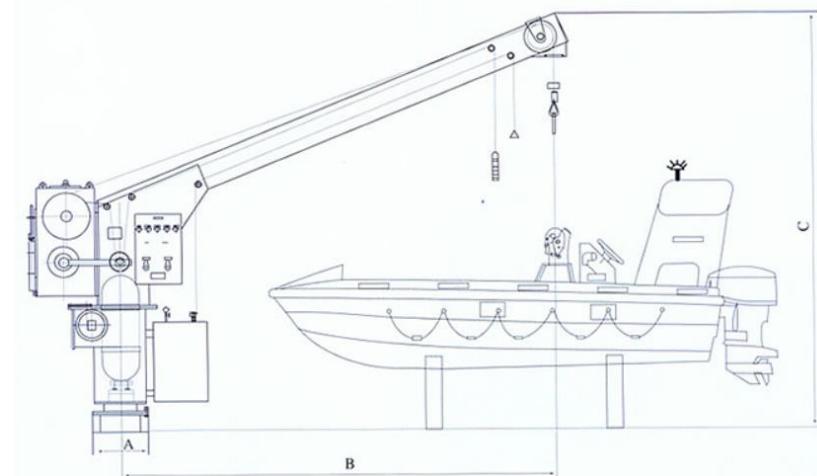
**Slika 5. Gravitacijska soha**

## 1.4 Ostale vrste

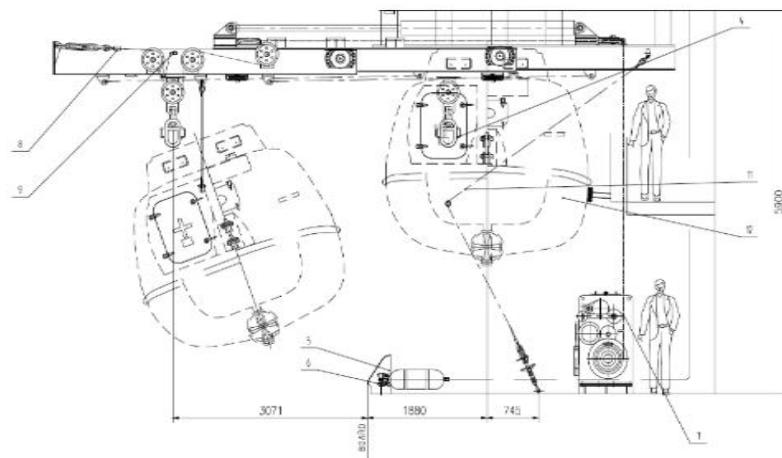
Pored glavnih tipova soha navedenih i pojašnjenih u prethodnim poglavljima, mogu se pronaći i brojene druge vrste, od kojih su neke prikazane na sljedećim slikama:



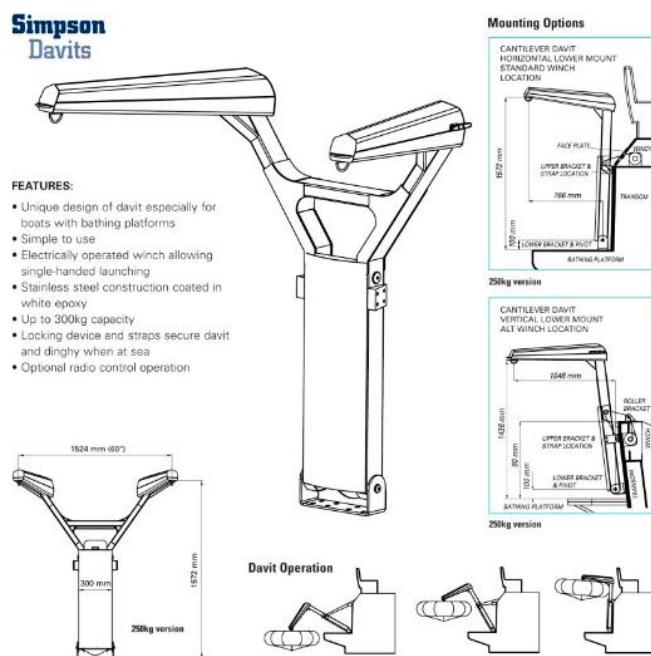
**Slika 6. Soha s A-okvirom**



**Slika 7. Dizalice**



**Slika 8. Teleskopska soha**



Slika 9. Konzolna soha

## 1.5 Primjena

Niz industrija koristi se sohami, i to za različite svrhe. To pokazuje koliko su ovi uređaji postali svestrani i sofisticirani. U elektroprivredi se zahtijevaju sohe za vješanje vodova i optičkih vlakana.

Sohe u građevini uglavnom služe kao sredstvo za dohvaćanje i podizanje, a da pritom obavljaju ove zadatke istovremeno, kao u slučaju kada se palete ili čelični nosači uzdižu, spuštaju ili premještaju s jednog područja na drugo prilikom dostave osoblja i/ili potrepština na mesta gdje su im potrebni. To uključuje skučene prostore gdje je teško pristupiti.

Sohe u proizvodnji djeluju slično kao i kranovi s rukom koji olakšavaju proizvodni proces. Montažne linije zahtijevaju sohe kako bi podizale dijelove u određeni položaj ili uklanjale prepreke kako bi rad bio lakši.

Sohe na brodovima za krstarenje podižu/spuštaju teret, sidra i spasilačke čamce. Oni rade na principima hidraulike, slobodnog pada i/ili mehaničkog sustava koji su kontrolirani prekidačem za ograničavanje.

Ribarske sohe funkcioniрају као dizalice за podizanje кuke sidra na pramac. Zakrivljeni nosači, izrađeni od drva ili željeza, protežu se preko stražnjih strana kako bi podizali/spuštali spasilačke čamce. Ove sohe također podižu ribarske mreže i druge potrebne opreme za vuču.

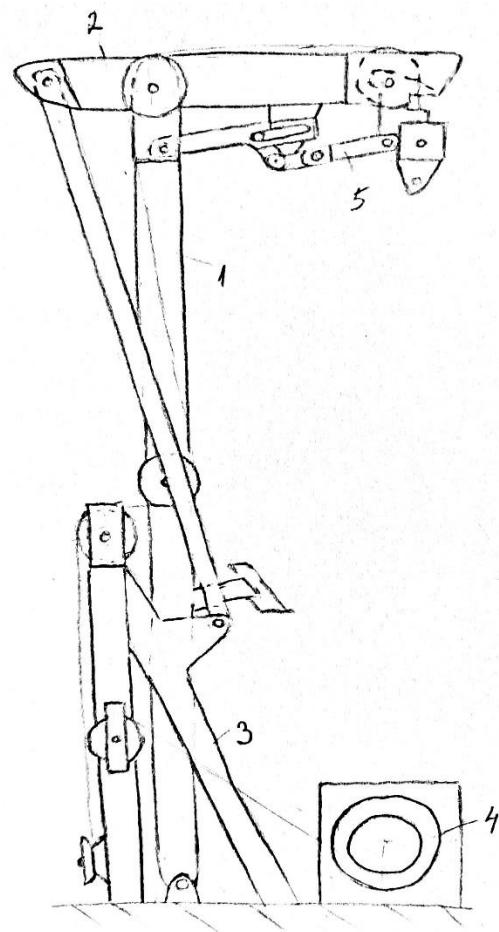
Naftne/petrokemijske platforme koriste sohe za vješanje i premještanje predmeta, kao što su bačve s naftom, u svrhu reorganizacije, čišćenja i kontrole štete. Ovi objekti također imaju spasilačke čamce za hitan odlazak u slučaju požara.

U današnje vrijeme sohe su nužne gotovo u svakom aspektu života. Nastavak širenja njihovih konstrukcija odražava rastuće potrebe ljudske civilizacije i pokazuje kako će ovi sustavi utjecati na buduću tehnologiju.

## 2. Koncepti

### 2.1 Koncept 1

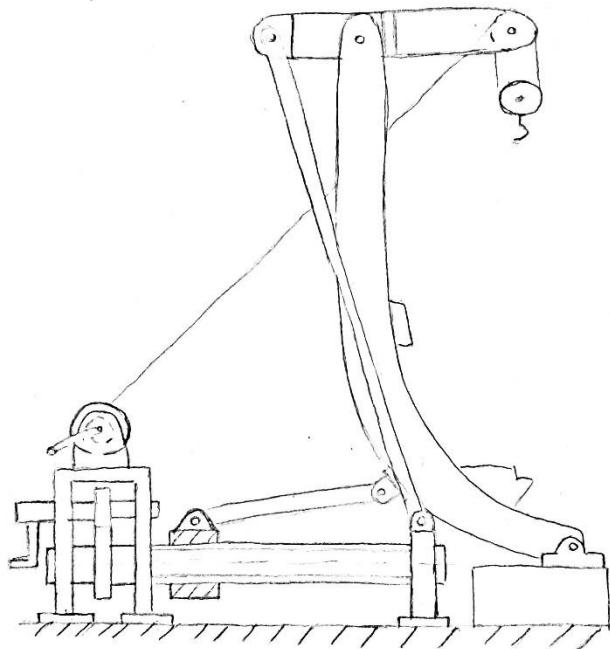
Koncept 1 je zamišljen kao gravitacijska soha. Štap je zglobno vezan sa poprečnom polugom (2) i postoljem (3) na način kojim njegova geometrija u unutarnjem, pohranjenom položaju čamca, presijeca nosač sohe, čime se omogućuje povoljna krivulja kretanja. Dakle, kretanje se odvija duž gotovo pravocrtnе linije koja se spušta prema vani sa dovoljnim nagibom da gravitacija rezultira željenim vanjskim zanošenjem u hitnoj situaciji. Kut nagiba može iznositi do  $30^\circ$  u odnosu na ravnicu palube. Spuštanje čamca je regulirano preko integriranog sustava užeta i kolotura otpuštanjem ručne kočnice bubenja (4). Prilikom podizanja čamca bubanj je pogonjen elektromotorom. Čamac za spašavanje je u unutarnjem položaju osiguran mehanizmom za zaključavanje (5) koji također rastereće sustav užeta tijekom dugih vremenskih razdoblja kada se soha nalazi u svojem spremljenom položaju.



Slika 10. Koncept 1

## 2.2 Koncept 2

Oblik koncepta 2 je sličan prethodnom konceptu 1, s tim da je nosač izведен u obliku polumjeseca. Međutim, u ovom konceptu se zakretanje sohe u položaj za spuštanje čamca isključivo temelji na ručnoj sili (ljudskoj snazi).



Slika 11. Koncept 2

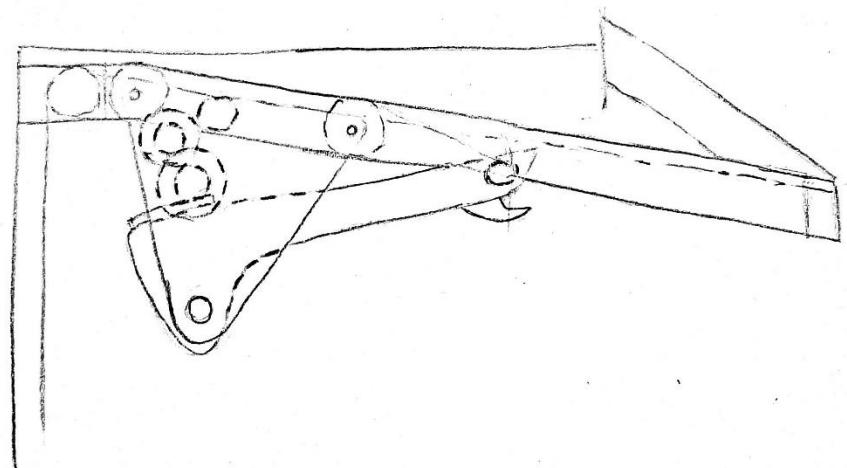
Nosač, odnosno zakriviljena greda, zglobnom je vezom povezana s postoljem pričvršćenim na palubi broda, mehanizmom za pokretanje i poprečnom polugom. Mehanizam za pokretanje ostvaruje gibanje pomoću navojnog vretena i maticice. Za prijenos snage s vratila ručice na vreteno koristi se reduktor kako bi se povećao okretni moment i olakšao posao operateru.

Kada se čamac želi spustiti, kuka se pričvršćuje za priveznice, užad se zateže vitlom kako bi se čamac podigao s potpora, a ruke se potom zakreću prema van pomoću mehanizma za pokretanje. U vanjskom položaju brod se spušta pomoću vitla.

### 2.3 Koncept 3

Konceptom 3 je zamišljeno da se nosači soha spuštaju pod vlastitom težinom i težinom visećeg čamca otpuštanjem upravljačkih užadi iz vitla.

Nosač je zglobno vezan sa kolicima koja su postavljena na kotačima ili valjcima smještenima u tračnicama koje su pričvršćene na donju stranu gornje palube. Nazubljeni kvadrant nosača je zupčaničkim prijenosnikom povezan s čeonim zupčanikom montiranim na kolicima i spojenim sa zupčastom letvom pričvršćenom na stazu. Postavljeni prijenosni omjer omogućuje da unaprijed određeno kutno pomicanje nosača sohe uzrokuje kretanje kolica duž tračnice od krajnjeg unutarnjeg položaja do krajnjeg vanjskog položaja ili obrnuto. Krajnji položaji su određeni graničnicima.



Slika 12. Koncept 3

## 2.4 Vrednovanje koncepata

Vrednovanje koncepata provodi se prema kriterijima koji su definirani zahtjevima koje transportni uređaj ovakve namjene mora zadovoljiti. Vrednovanje se vrši primjenom težinskih faktora, gdje je najvažnijim kriterijima dodijeljen najveći postotak, a onima najmanje važnim najmanji postotak od ukupnih 100 %. Koncept koji na kraju ima najveću sumu ponderirane ocjenu odabire se za konstrukcijsku razradu.

Kriterij odabira	Težinski faktor	Koncepti					
		Koncept 1		Koncept 2		Koncept 3	
		Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena
Brzina spuštanja	20 %	5	1	3	0.6	4	0.8
Cijena	5 %	3	0.15	3	0.15	3	0.15
Jedostavnost rukovanja	10 %	4	0.4	2	0.2	4	0.4
Održavanje	5 %	3	0.15	4	0.2	2	0.1
Dimenzije	10 %	3	0.3	2	0.2	5	0.5
Prilagodba vanjskim utjecajima	15 %	5	0.75	4	0.6	3	0.45
Jednostavnost proizvodnje	5 %	4	0.2	3	0.15	3	0.15
Nosivost	15 %	3	0.45	2	0.3	3	0.45
Sigurnost	5 %	3	0.15	4	0.2	3	0.15
Kompaktnost	10 %	4	0.4	3	0.3	4	0.4
Ukupna ocjena	100 %	3.95		2.9		3.55	

Na temelju rezultata vrednovanja koncepata pomoću matrice odlučivanja vidi se da je koncept 1 s ukupnom ponderiranom ocjenom 3,95 najbolje rješenje te se stoga s njime kreće u konstrukcijsku razradu.

### 3. Proračun mehanizma za sruštanje

#### 3.1 Užetni sistem sohe

Kako bi se reducirala sila u užetu odabran je obični faktorski koloturnik s prijenosnim odnosom:

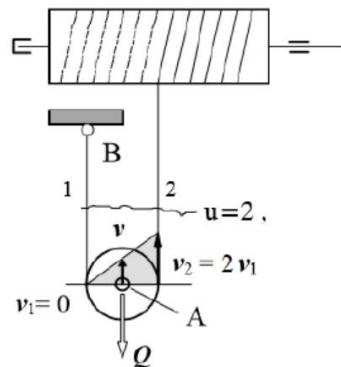
$$i_{kol} = \frac{v_2}{v} = \frac{2v}{v} = 2 = u, \quad (3.1)$$

gdje je:

$v$  – brzina podizanja tereta,

$u$  – broj užadi u sustavu.

Kao što je prikazano na slici 13. jedan kraj užeta običnog faktorskog koloturnika vezan je za fiksnu točku, dok je drugi kraj namotan na bubenj. S povećanjem prijenosnog omjera moguće je povećati nosivost konstrukcije, ali mehanizam postaje kompleksniji te se skraćuje njegov radni vijek.



Slika 13. Obični faktorski koloturnik s parnim prijenosnim omjerom

#### 3.2 Dimenzioniranje i odabir užeta

Ukupan stupanj djelovanja faktorskog koloturnika sa šest skretnih užnica računa se prema:

$$\eta_{uk,k} = \left( 2 - \frac{1}{\frac{1}{u} \cdot \frac{1 - \eta_0^u}{1 - \eta_0}} \right) \cdot \left( 2 - \frac{1}{\eta_0} \right)^6 = \left( 2 - \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98}} \right) \cdot \left( 2 - \frac{1}{0,98} \right)^6 = 0,8747, \quad (3.2)$$

gdje je:

$\eta_0 = 0,98$  – pojedinačna iskoristivost svake užnice s valjnim ležajem.

Maksimalna sila u užetu koju se namata na bubenj biti će proporcionalna ukupnom faktoru korisnosti, a obrnuto proporcionalna prijenosnom omjeru faktorskog koloturnika:

$$F_{uz} = \frac{Q \cdot g}{i_{kol}} \cdot \eta_{uk,k} = \frac{\frac{4000}{2} \cdot 9,81}{2} \cdot 0,8747 = 8580,807 \text{ N.} \quad (3.3)$$

Odabir užeta vrši se na temelju računske lomne sile  $F_L$ :

$$F_L = A_{už} \cdot R_m = f \cdot \frac{d_{už}^2 \pi}{4}. \quad (3.4)$$

Pritom je potrebno uzeti u obzir i faktor sigurnosti zbog dinamičkog opterećenja koje nastaje uslijed kolebanja tereta, udaraca, promjena ubrzanja i ostalih faktora:

$$F_L \geq S \cdot A_{už}. \quad (3.5)$$

Iz tablice 1., za pogonsku grupu 2m prema normi DIN 15020, očitava se faktor sigurnosti koji iznosi  $S = 4,5$ .

**Tablica 1. Minimalni faktor sigurnosti za pojedinu pogonsku grupu**

Pogonska grupa, DIN	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	-	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
Pogonska grupa, ISO	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Faktor sigurnosti $S \geq$	2,8	3,15	3,35	3,55	4	4,5	5,6	7,1	9

Iz jednadžbi (3.4) i (3.5) slijedi potrebnii promjer užeta:

$$d_{už} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{f \cdot \pi \cdot R_m}} \cdot \sqrt{F_{už}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5}{0,5 \cdot \pi \cdot 1770}} \cdot \sqrt{8580,807} = 7,453 \text{ mm} \quad (3.5)$$

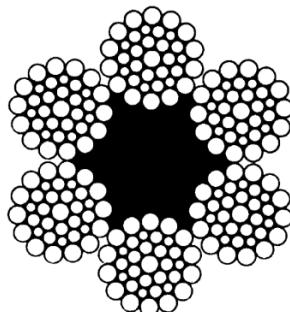
gdje je:

$f$  – faktor ispune,

$R_m$  – lomna čvrstoća užeta, N/mm<sup>2</sup>.

Izabrano je paralelno pleteno uže Ø8 Warrington-Seal izvedbe s faktorom ispune  $f = 0,5$  proizvođača B.W.S. nv.

Oznaka užeta je: **8 DIN 3064 6x36 WS – FC 1770 B sz.**



**Slika 14. Presjek odabrane konstrukcije užadi**

### 3.3 Dimenzioniranje i odabir užnice

Kako bi se povećala trajnost i pouzdanost užeta te izbjegla nekompaktnost konstrukcije potrebno je pravilno dimenzionirati užnice koloturnika, što uključuje i skretne užnice. Izraz prema kojem se određuje promjer promjer bubnja, užnice i izravnavaajuće užnice glasi:

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d_{uz}. \quad (3.6)$$

Minimalno dozvoljeni omjer ( $D/d$ ) očitava se iz tablice 2. za pogonsku grupu 2m, odakle slijedi da je  $(D/d)_{min} = 20$ .

**Tablica 2. Minimalni omjer promjera za pogonsku užad (DIN15020)**

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

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

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

Faktor pregibanja užeta  $c_p$  ovisan je o broju pregiba na istom odsječku užeta prema tablici 3.

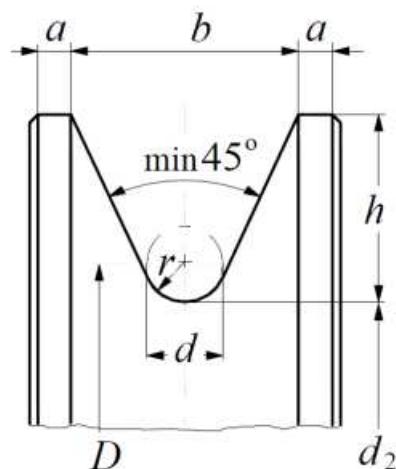
**Tablica 3. Faktor pregibanja  $c_p$**

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

Za razmatranu konstrukciju sohe i ukupan broj pregiba  $b_p \geq 10$ , faktor pregibanja  $c_p$  iznosi 1,25. Uvrštavanjem očitanih vrijednosti u jednadžbu (3.6) dobiva se najmanji potrebnii promjer užnice:

$$D \geq 20 \cdot 1,25 \cdot 8 \geq 200 \text{ mm.} \quad (3.7)$$

Dimenziije profila žlijeba užnice (slika 15.) definirane su standardom DIN 15061 T.1 i očitavaju se iz tablice 4. ovisno o promjeru užeta.

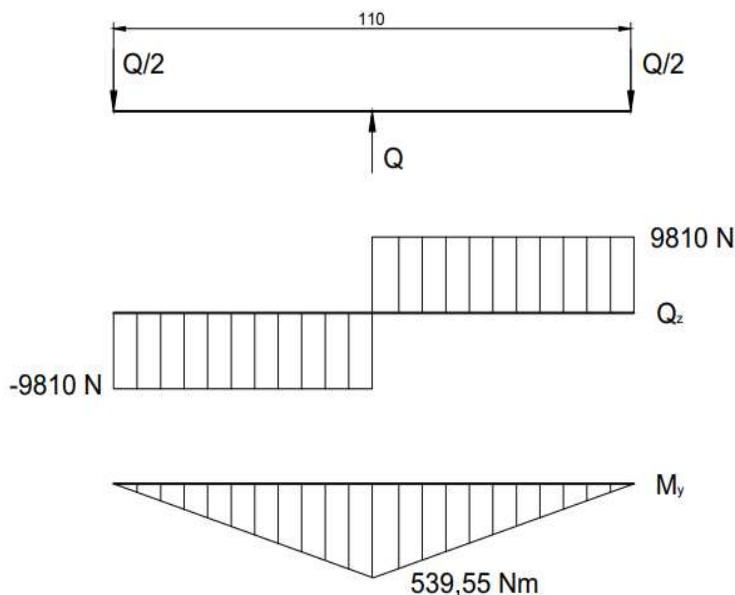


Slika 15. Profil užnice

Tablica 4. Standardne dimenzije profila žlijeba užnice u mm

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

### 3.3.1 Proračun osovine glavne užnice



Slika 16. Dijagrami sila i momenata

Maksimalni moment savijanja kojim je opterećena osovina užnice uslijed djelovanja tereta iznosi:

$$M_{max} = \frac{Q}{2} \cdot 55 = \frac{2000 \cdot 9,81}{2} \cdot 55 = 539550 \text{ Nmm.} \quad (3.8)$$

Moment otpora je:

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} = 12271,85 \text{ mm}^3. \quad (3.9)$$

Uvrštavanjem prethodno dobivenih vrijednosti u jednadžbu (3.10) dobiva se savojno naprezanje:

$$\sigma_f = \frac{M_{max}}{W_0} = \frac{539550}{12271,85} = 43,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{dop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.10)$$

Kako je  $\sigma_{dop} > \sigma_f$  zaključuje se da osovina zadovoljava!

Potom je potrebno provjeriti površinski pritisak između nosivog lima i osovine užnice.

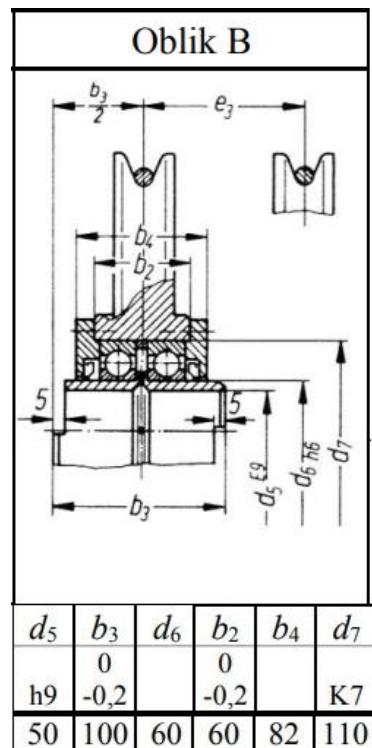
Površinski pritisak računa se izrazom:

$$p = \frac{F}{2td_{os}} = \frac{2000 \cdot 9,81}{2 \cdot 10 \cdot 50} = 19,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (3.11)$$

Budući da je dopušteni površinski pritisak nosivih limova jednak  $p_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2$ , može se zaključiti da je uvjet  $p < p_{dop}$  zadovoljen!

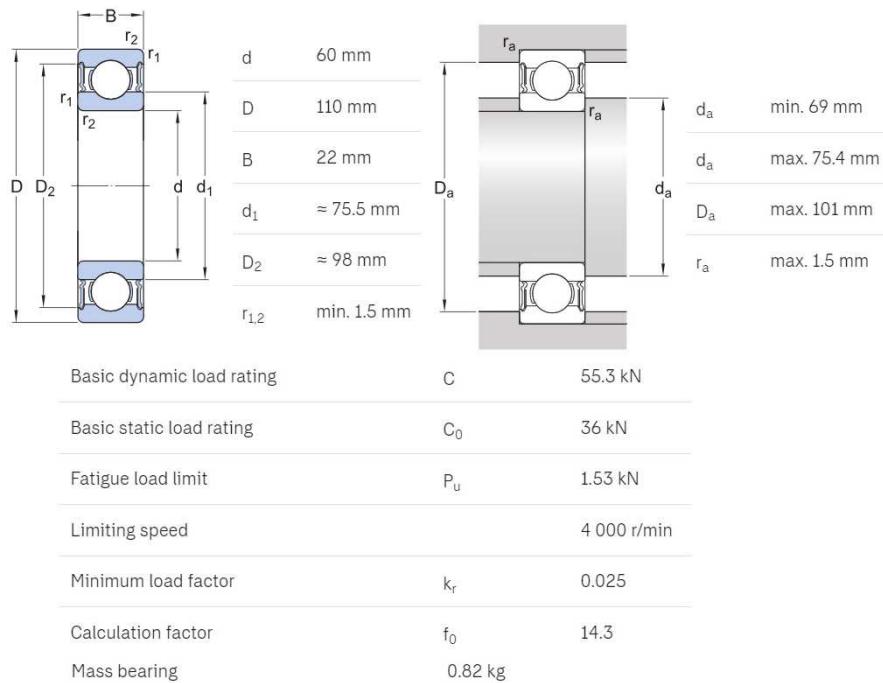
### 3.3.2 Odabir ležaja užnice

Ležajno mjesto užnice izvedeno je prema obliku B norme DIN 15 062 T.2.



Slika 17. Oblik i mjerna skica užnice prema DIN 15 062 T.2

Odabran je jednoredni kuglični ležaj s brtvenim pločama, oznake 6212-2RS1, proizvođača SKF. Karakteristike ležaja prikazane su na sljedećoj slici.



Slika 18. Tehničke specifikacije ležaja 6212- 2RS1

Kako bi se mogao provesti kontrolni proračun ležaja, potrebno je izračunati brzinu okretanja užnice. Ona ovisi o brzini spuštanja tereta i prijenosnom omjeru koloturnika.

Brzina užeta koje se namata na bubenj iznosi:

$$v_{uže} = i_{kol} \cdot v_{spu} = 2 \cdot 0,52 = 1,04 \text{ m/s}, \quad (3.12)$$

gdje je brzina spuštanja tereta jednaka:

$$v_{spu} = 0,4 + 0,02H = 0,4 + 0,02 \cdot 6 = 0,52 \text{ m/s}. \quad (3.13)$$

Iz toga slijedi da je brzina okretanja užnice:

$$\omega_{užnice} = \frac{2 \cdot v_{uže}}{D} = \frac{2 \cdot 1,04}{0,225} = 9,24 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 554,67 \frac{\text{rad}}{\text{min}}, \quad (3.14)$$

odnosno

$$n_{užnice} = \frac{\omega_{užnice}}{2\pi} = \frac{554,67}{2\pi} = 88,28 \text{ min}^{-1}. \quad (3.15)$$

Za promatrani spoj zbog konstrukcijskih razloga odabran je ležaj 6212-2RS1.

### 3.4 Dimenzioniranje bubenja

Bubenj je element pogonskog mehanizma koji služi za prijenos snage, odnosno pogon užeta te kao spremište potrebne duljine užeta. Prilikom namatanja užeta treba spriječiti zapletanje užeta na bubenju. To se uglavnom ostvaruje korištenjem ožljebljjenog bubenja kod kojeg žlijebovi čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta.

#### 3.4.1 Osnovne dimenzije bubenja

Kao i kod dimenzioniranja užica, potrebnii promjer bubenja određuje se prema jednadžbi (3.6):

$$D_{bub} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{min} \cdot c_p \cdot d_{už} \geq 18 \cdot 1,25 \cdot 8 \geq 180 \text{ mm}. \quad (3.16)$$

gdje je:

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{min} = 18 - \text{minimalno dozvoljeni omjer } (D/d) \text{ očitan iz tablice 2.}$$

Iz Krauta [1] je odabrana bešavna cijev S235JR (Č.0361) nazivnog promjera  $D_N = 250 \text{ mm}$ , vanjskog promjera  $D_V = 267 \text{ mm}$ , uz debljinu stijenke  $\delta$  od 10 mm.

Osnovne mjere profila žlijeba sa slike . su:

$$0,375 \cdot d_{už} \leq h \leq 0,4 \cdot d_{už} \quad (3.17)$$

$$0,375 \cdot 8 \leq h \leq 0,4 \cdot 8$$

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

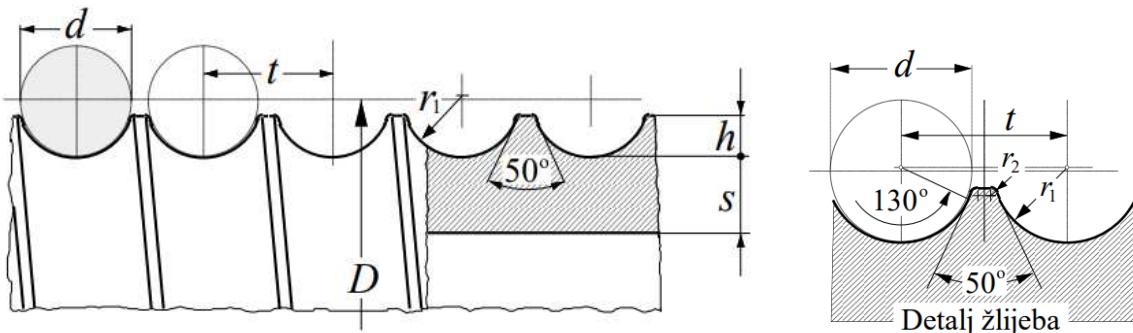
Odabrana je dubina žlijeba  $h = 3 \text{ mm}$ .

Radius zaobljenja žlijeba  $r_1$  iznosi:

$$r_1 = 0,53 \cdot d_{už} = 0,53 \cdot 8 = 4,24 \text{ mm (odabрано 4,50 mm)} \quad (3.18)$$

Potreban korak namatanja užeta  $t$ :

$$t \cong 1,15 \cdot d_{uz} = 1,15 \cdot 8 = 9,2 \text{ mm (odabrano 10 mm)} \quad (3.19)$$



Slika 19. Ožljebljjeni bubanj

Najmanji, proračunski promjer bubenja iznosi:

$$D_b = D_V - 2 \cdot h = 267 - 2 \cdot 3 = 261 \text{ mm} \quad (3.20)$$

Radius zaobljenja žlijeba  $r_2$  iščitava se iz tablice 5. za promjer užeta  $d_{uz} = 8 \text{ mm}$  te iznosi  $r_2 = 0,5 \text{ mm}$ .

Tablica 5. Radijus profila žlijeba u ovisnosti o promjeru užeta

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

Duljina bubenja koja je potrebna za spremanje užeta (radna duljina) je:

$$l_r = \frac{i_{kol} \cdot H}{D_b \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 6000}{261 \cdot \pi} \cdot 10 = 146,35 \text{ mm.} \quad (3.21)$$

Ukupna dužina jednoužetnog bubenja određuje se prema sljedećem izrazu:

$$l_b = l_r + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + 30, \quad (3.22)$$

gdje je:

$$s_1 = t + (40 \dots 50) = 10 + 45 = 55 \text{ mm,} \quad (3.23)$$

$$s_2 \cong t = 10 \text{ mm,} \quad (3.24)$$

$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 10 = 40 \text{ mm,} \quad (3.25)$$

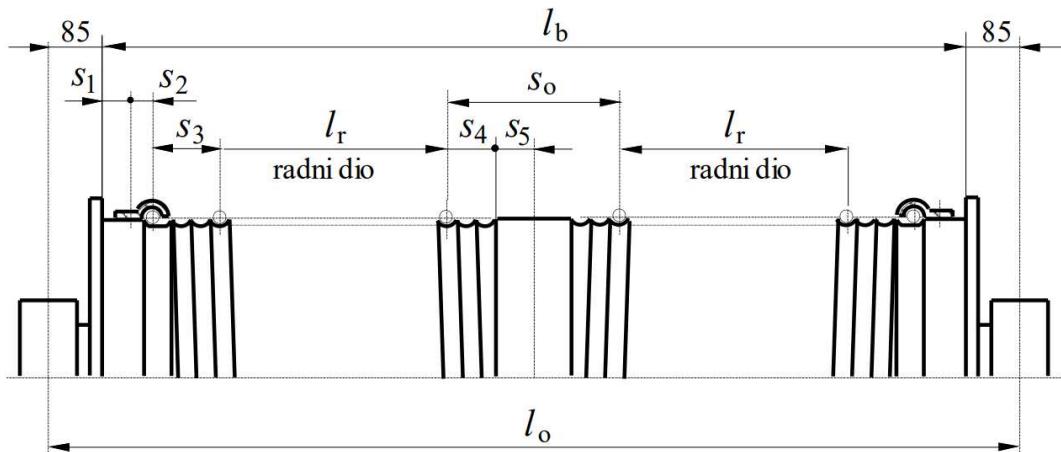
$$s_4 = (2,5 \dots 3,5) \cdot t = 3 \cdot 10 = 30 \text{ mm.} \quad (3.26)$$

Uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u jednadžbu (3.23) slijedi da je:

$$l_b = 146,35 + 55 + 10 + 40 + 30 + 30 = 311,35 \text{ mm.} \quad (3.27)$$

$$l_b = 320 \text{ mm.}$$

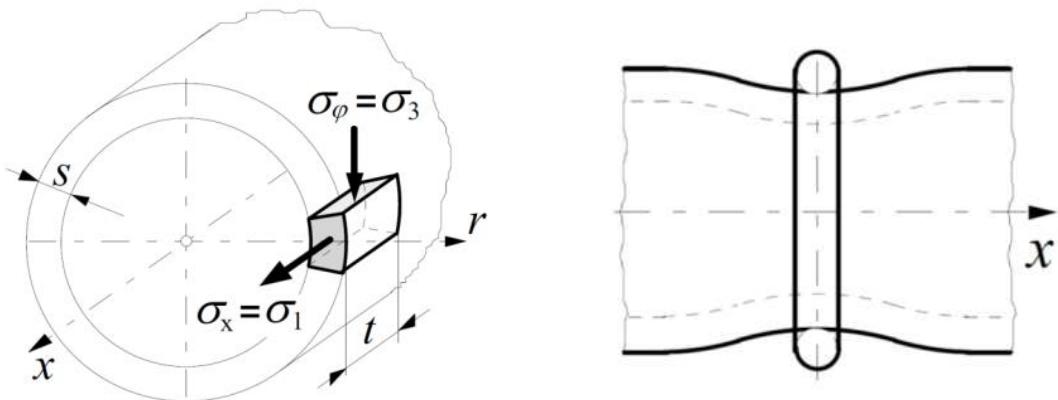
Osnovne dimenzije bubenja prikazane su na primjeru dvoužetnog ožljebljenog bubenja (slika 20.).



Slika 20. Dvoužetni ožljebljeni bubanj

### 3.4.2 Naprezanja stijenke bubenja uslijed namatanja užeta

Stijenka bubenja dimenzionira se prvenstveno prema cirkularnim i normalnim naprezanjima koja nastaju uslijed proloma.



Slika 21. Naprezanje elementa stjenke bubenja (lijevo) i lokalno savijanje ljske bubenja od jednog navoja užeta (desno)

Cirkularno (tlačno) naprezanje iznosi:

$$\sigma_\varphi = -0,5 \cdot \frac{F_{uz}}{t \cdot s} = -0,5 \cdot \frac{8580,807}{10 \cdot 7} = -61,3 \text{ N/mm}^2 \leq |\sigma_{\varphi dop}| = 100 \text{ N/mm}^2, \quad (3.28)$$

gdje je:

$$s = \delta - h = 10 - 3 = 7 \text{ mm}. \quad (3.29)$$

Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja iznosi:

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_{uz} \cdot \sqrt{\frac{1}{D_b \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 8580,807 \cdot \sqrt{\frac{1}{261 \cdot 7^3}} \quad (3.30)$$

$$\sigma_x = 27,53 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{x dop} = 50 \text{ N/mm}^2$$

Glavna naprezanja na mjestu namatanja su stoga jednaka:

$$\sigma_1 = \sigma_x = 27,53 \text{ N/mm}^2, \quad (3.31)$$

$$\sigma_2 = 0, \quad (3.32)$$

$$\sigma_3 = \sigma_\varphi = -64,5 \text{ N/mm}^2. \quad (3.33)$$

Ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{ekv} = \sigma_1 - \sigma_3 = 27,53 - (-64,5) = 92,03 \text{ N/mm}^2. \quad (3.34)$$

Dopušteno naprezanje uz faktor sigurnosti  $S = 2,5$  je:

$$\sigma_{dop} = \frac{Re}{S} = \frac{235}{3} = 94 \text{ N/mm}^2. \quad (3.35)$$

Budući da vrijedi:  $\sigma_\varphi < |\sigma_{\varphi dop}|$ ,  $\sigma_x < \sigma_{xdop}$  i  $\sigma_{ekv} < \sigma_{dop}$ , stijenka bubenja zadovoljava kriterij čvrstoće.

### 3.4.3 Dimenzioniranje čelne ploče bubenja

Debljina čelne ploče bubenja u zavarenoj izvedbi dobiva se iz izraza:

$$w = \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot D_1}{3 \cdot D_b}\right) \cdot F_H \cdot S}{\sigma_{dop}}}, \quad (3.36)$$

$$w = \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 90}{3 \cdot 261}\right) \cdot 858 \cdot 2,5}{100}} = 4,88 \text{ mm},$$

gdje je:

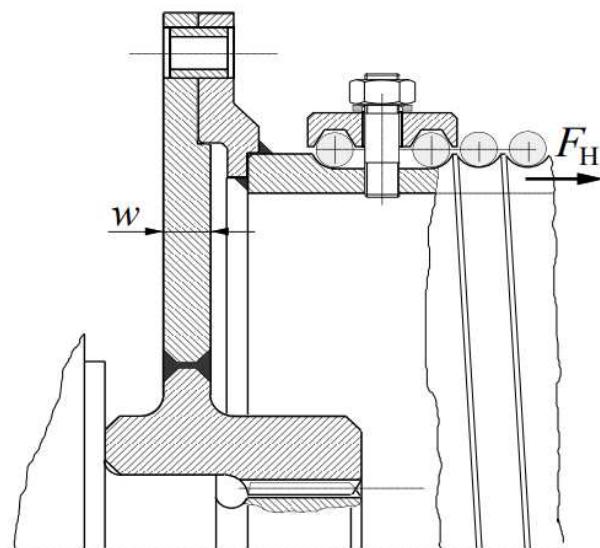
$$F_H = 0,1 \cdot F_{uz} = 0,1 \cdot 8580,807 = 858 \text{ N},$$

$$D_1 = 90 \text{ mm} - vanjski promjer glavine,$$

$$\sigma_{dop} - do 100 \text{ MPa},$$

$$S = 2 \dots 3 - faktor sigurnosti.$$

Zbog konstrukcijskih razloga je odabrana debljina čelne ploče  $w = 10 \text{ mm}$ .



**Slika 22. Čelna ploča bubnja**

#### 3.4.4 Vijčana veza čelne ploče i prirubnice bubnja

Kod rastavljive veze čelne ploče i bubnja, okretni moment se prenosi putem vijaka, odnosno sile trenja. Potrebni broj vijaka određuje se prema:

$$n \geq \frac{F_{uz} \cdot D_b}{\mu \cdot \sigma_{dop} \cdot A_j \cdot d_7} = \frac{8580,807 \cdot 261}{0,2 \cdot 300 \cdot 32,8 \cdot 351} = 2,7, \quad (3.37)$$

gdje je:

$\sigma_{dop} = Re/S = 900/3 = 300 \text{ MPa}$  - maksimalno dopušteno naprezanje za vijak kvalitete 10.9,

$A_j = 32,8 \text{ mm}^2$  - površina jezgre vijka M8,

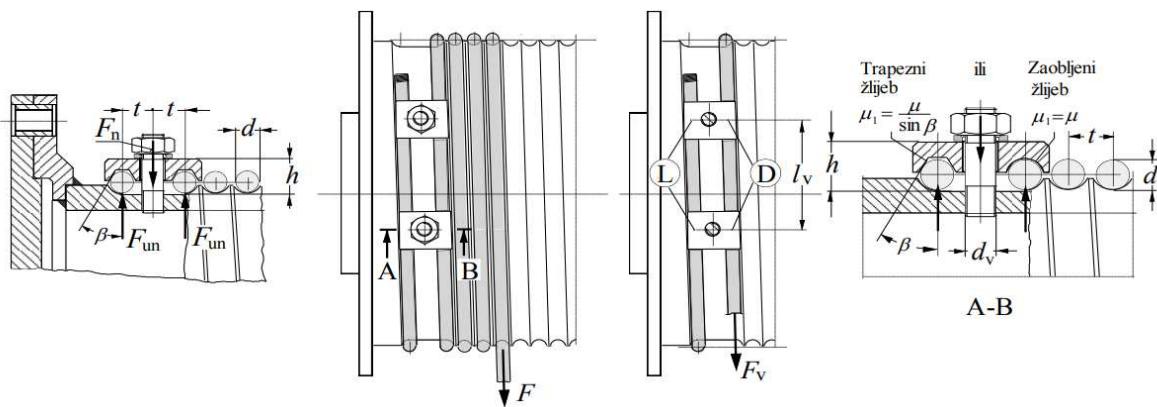
$\mu = 0,2$  - faktor trenja za čelik/čelik,

$d_7 = D + 90 = 351 \text{ mm}$  - promjer na kojem se nalaze vijci.

Za ostvarivanje vijčane veze između čelne ploče i bubnja odabire se  $n = 6$  M8 vijaka kvalitete materijala 10.9.

#### 3.4.5 Veza užeta s bubnjem

Uže se u pravilu pričvršćuje za bubanj pomoću vijčane veze (slika 23.). Tu je vezu potrebno proračunati prema najvećoj sili u užetu kod nazivnog opterećenja, uzimajući u obzir užetno trenje. Kad se kuka nalazi u najnižem položaju, na bubnju moraju ostati još dva navoja užeta, uz navoje koji služe za pričvršćenje.



Slika 23. Veza užeta s bubenjem

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu iznosi:

$$F_V = \frac{F_{uz}}{e^{\mu\alpha}} = \frac{8580,807}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 2442,18 \text{ N} \leq 0,4 \cdot F_{uz} = 3432,32 \text{ N}, \quad (3.38)$$

gdje je:

$\mu = 0,1$  – faktor trenja,

$\alpha = 4\pi$  – obuhvatni kut.

Potrebna normalna sila u jednom vijku računa se prema izrazu:

$$F_n = 2 \cdot F_{un} = 2 \cdot \frac{F_V}{(\mu + \mu_1) \cdot (e^{\mu\alpha} + 1)} \cong 0,8 \cdot F_{uz} = 0,8 \cdot 8580,807 \quad (3.39)$$

$$F_n = 6864,65 \text{ N},$$

dok se potreban broj vijaka računa prema opterećenju na savijanje i vlak:

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_{dop}} \cdot \left( \frac{1,3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d_1^3} \right) = \frac{6864,65}{213,3} \cdot \left( \frac{1,3}{32,8} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 16}{\pi \cdot 6,647^3} \right) \geq 2,55. \quad (3.40)$$

gdje je:

$\sigma_{dop} = Re/S = 640/3 = 213,3 \text{ MPa}$  - maksimalno dopušteno naprezanje za vijak kvalitete 8.8,

$A_j = 32,8 \text{ mm}^2$  - površina jezgre vijka M8,

$\mu_1 = \mu = 0,1$  - faktor trenja za zaobljeni žlijeb,

$h = 16 \text{ mm}$  – dimenzija prema slici 23., određena iz konstrukcije,

$d_1 = 6,647 \text{ mm}$  - promjer jezgre vijka.

Odarvana su  $z = 3$  M8 vijka kvalitete 8.8. Vijci se stavljaju po obodu bubenja na razmaku:

$$l_V \geq 5 \cdot d_{uz} \geq 5 \cdot 8 \geq 40 \text{ mm}. \quad (3.41)$$

### 3.4.6 Dimenzioniranje osovine bubenja

Bubanj se s jedne strane oslanja na vratilo reduktora, dok je s druge strane uležištenje izvedeno pomoću rukavca zavarenog za čelnu ploču. Rukavac se provjerava na moment savijanja, pri

čemu se sila  $F_B$  na osloncu izjedačava sa silom u užetu. Iako je stvarna sila manja jer uže ne može doći iznad oslonca s ovim pojednostavljenjem se ide na stranu sigurnosti.

Promjer osovine bubenja mora zadovoljiti:

$$d_5 \geq \sqrt{\frac{32 \cdot c_B \cdot F_{už}}{\pi \cdot \sigma_{dop}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 1,5 \cdot 8580,807}{\pi \cdot 90}} = 38,167 \text{ mm}, \quad (3.42)$$

gdje je:

$$c_B = 1,5 \dots 2,$$

$$\sigma_{dop} = 90 \text{ MPa} \text{ za materijal sa čvrstoćom loma } R_m = 500 \text{ MPa.}$$

Odabran promjer osovine bubenja iznosi  $d_5 = 55 \text{ mm}$ .

### 3.4.7 Odabir ležaja bubenja

Brzina vrtnje bubenja iznosi:

$$n_{bub} = \frac{v_{spu} \cdot i_{kol}}{D_b \cdot \pi} = \frac{31,2 \cdot 2}{0,261 \cdot \pi} = 76,1 \text{ min}^{-1}. \quad (3.43)$$

Za ležajno mjesto bubenja odabire se sklop ležaja SYJ 55 TF, proizvođača SKF, sa karakteristikama prikazanim na slici 24.

#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	43.6 kN
Basic static load rating	$C_0$	29 kN
Fatigue load limit	$P_u$	1.25 kN
Limiting speed	3 600 r/min	
		Limiting speed with shaft tolerance h6

#### Mass

Mass bearing unit	3.5 kg
-------------------	--------

#### Slika 24.Tehničke specifikacije ležaja YAR 211-2F

Dinamička nosivost odabranog ležaja je  $C = 43,6 \text{ kN}$ . Kako je  $C_1 < C$  zaključujemo da odabrani ležaj YAR 211 - 2F zadovoljava tražene zahtjeve.

### 3.4.8 Odabir pogonske jedinice za dizanje tereta

Potrebna snaga koja se mora dovesti na izlazno vratilo reduktora se izračunava prema izrazu:

$$P_{diz} = \frac{Q_t \cdot g \cdot v_{diz}}{\eta_{uk}} = \frac{4000 \cdot 9,81 \cdot 0,52}{0,7} = 28,917 \text{ kW.} \quad (3.44)$$

gdje je:

$Q_t$  – sveukupna masa koju elektromotor mora podignuti,

$\eta_{uk} = \eta_{kol}^2 \cdot \eta_{bub}^2 \cdot \eta_{koč} \cdot \eta_{red}$  – ukupna iskoristivost,

$\eta_{kol} = 0,8747$  – stupanj djelovanja koloturnika,

$\eta_{bub} = 0,98$  - stupanj djelovanja bubenja,

$\eta_{koč} = 0,99$  - stupanj djelovanja kočnice,

$\eta_{red} = 0,97$  - stupanj djelovanja reduktora.

Potreban moment za podizanje tereta na izlazu iz reduktora:

$$M_{diz} = \frac{P_{diz}}{\omega_{bub}} = \frac{P_{diz}}{2\pi \cdot n_{bub}} = \frac{28917}{2\pi \cdot 1,268} = 3628,6 \text{ Nm.} \quad (3.45)$$

Iz kataloga [10] je odabran elektromotor koji sadržava reduktor te kočnicu proizvođača

Wattdrive: KB093-22P-200L-04E-TH-TF-BRGHS60

### 3.5 Sklop kuke

#### 3.5.1 Dimenzioniranje kuke

Kako bi se omogućio prihvatanje tereta, potrebno je odabrati i dimenzionirati kuku. Kuke su u normama označene brojevima (oznaka HN) koji je povezan s njihovom nosivošću, ovisno o pogonskoj grupi. Potreban broj kuke računa se prema izrazu:

$$HN \geq \frac{Q_t}{c_n} = \frac{Q_t \cdot g}{R_e} \cdot v_n. \quad (3.46)$$

Pri čemu je:

$Q_t$ - zadana masa tereta (2000 kg)

$R_e$ - vlačna čvrstoća

$c_n$  – faktor pogonske grupe

$v_n$ - faktor sigurnosti za zadanu pogonsku grupu

Vlačna čvrstoća, faktor pogonske grupe te faktor sigurnosti očitavaju se iz [4] za razred čvrstoće (odabran : P )

**Tablica 6. Osnovne značajke nosivosti kuka prema DIN 15400 [4]**

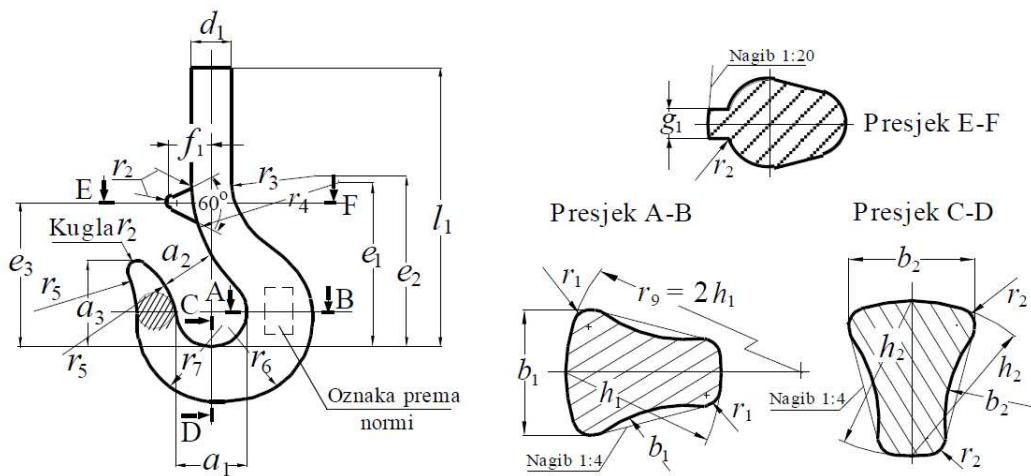
Kvaliteta materijala	$R_e$ ili $R_{p0,2}^{*}$ kN/cm <sup>2</sup>	Faktor pogonske grupe $c_n = Q_t/HN$					
		1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
M	23,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,63
P	31,5	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8
(S)	39	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1
T	49	4	3,2	2,5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

Iz čega izlazi broj kuke:

$$HN \geq \frac{Q_t}{c_n} = \frac{Q_t \cdot g}{R_e} \cdot v_n = \frac{2 \cdot 9,81}{31,5} \cdot 2 = 1,246. \quad (3.47)$$

Odabrana je normirana jednokraka kuka kovana u kalupu broja 2,5 zbog nedostatka manjih nosača kuke.

Provjeru čvrstoće potrebno je provesti u slučaju da mjere kuke ne odgovaraju u potpunosti odgovarajućoj normi. Iz razloga što sve dimenzije u potpunosti odgovaraju normi, a odabrana kuka je ionako predimenzionirana, provjera čvrstoće neće biti provedena.



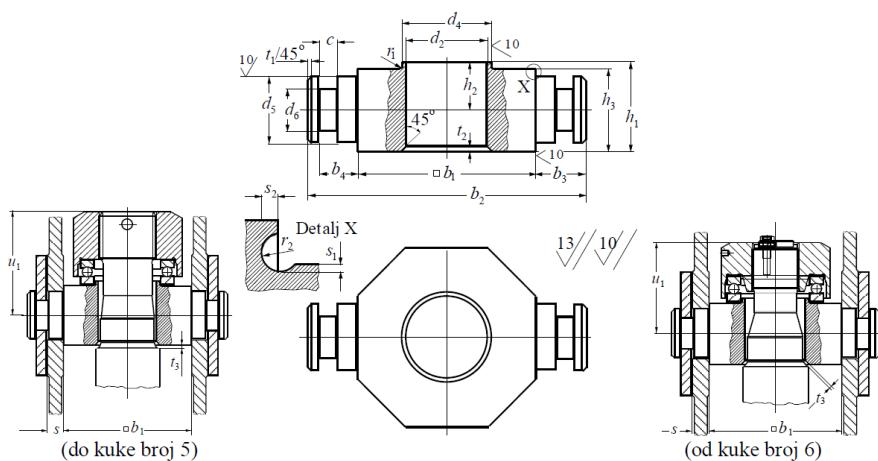
Slika 25. Oznake mjera jednokrakih kuka kovanih u kalupu

Tablica 7. Dimenziije jednokrakih kuka kovanih u kalupu [4]

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

### 3.5.2 Odabir normiranih nosača i matice kuke

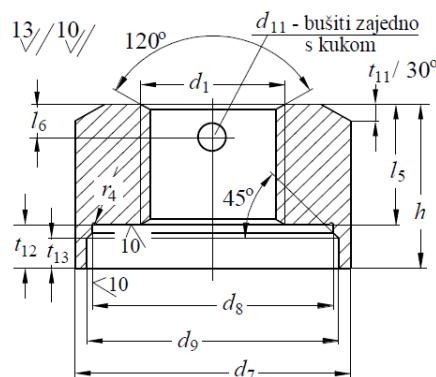
Iz dimenzija, odnosno broja kuke direktno proizlaze i dimenziije pripadajućeg nosača kuke i matice.



Slika 26. Prikaz mjera normiranih nosača kuke

Tablica 8. Dimenzije nosača kuke [4]

Broj kuke	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$c$	$d_2$	$d_4$ j6	$d_5$ h9	$d_6$	$h_1$	$h_2$	$h_3$ h11	$r_1$ max	$r_2$	$s$	$s_1$	$s_2$	$t_1$	$t_2$	$t_3$ max	$u_1$	Ležaj
2,5	80	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,6	10	0,5	1,2	2	2	1	63,5	511 08



Slika 27. Prikaz normirane matice za teretne kuke

Tablica 9. Mjere normiranih matica za teretne kuke materijal C 35 ili C 45 [4]

Broj kuke	Navoj $d_1$	$d_7$	$d_8$ E9	$d_9$	$d_{11}$ H12	$h$	$l_5$	$l_6$	$r_4$	$t_{11}$	$t_{12}$	$t_{13}$
2,5	M 36	70	60	63	8	44	32	10	0,6	4	12	8

### 3.5.3 Provjera čvrstoće nosača kuke

Iz Tablice 6. napravljene u skladu s normom DIN 15 412-B-2,5-M očitane su domenzijske vrijednosti nosača kuke:

$$b_1 = 80 \text{ mm}$$

$$b_4 = 17 \text{ mm}$$

$$d_2 = 37 \text{ mm}$$

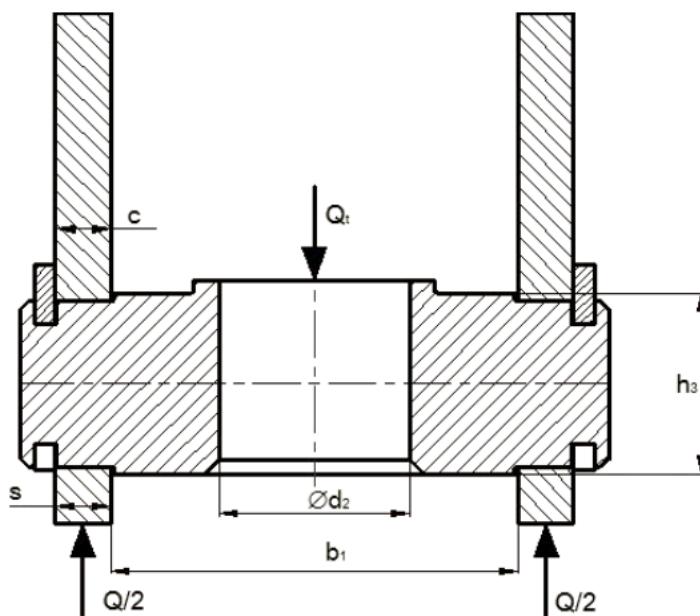
$$c = 8 \text{ mm}$$

$$d_5 (\text{h}9) = 30 \text{ mm}$$

$$h_1 = 40 \text{ mm}$$

$$h_3 (\text{h}11) = 37 \text{ mm}$$

Materijal nosača kuke je C 35 (Č 1430).



Slika 28. Opterećenje nosača kuke

Nosač kuke proračunava se kao nosač na dva oslonca opterećen na savijanje slika 28.

$$M_{max} = \frac{Q_t \cdot g \cdot (b_1 + s)}{4} = \frac{2000 \cdot 9,81 \cdot (80 + 10)}{4} = 441450 \text{ Nmm.} \quad (3.48)$$

Moment otpora presjeka određuje se izrazom:

$$W = \frac{h_3^2}{6}(b_1 - d_2) = \frac{37^2}{6}(80 - 37) = 9811,17 \text{ mm}^3. \quad (3.49)$$

Iznos maksimalnog naprezanja određuje se prema izrazu:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{441450}{9811,17} = 45 \text{ MPa.} \quad (3.50)$$

Prema [3] slijedi iznos dopuštenog naprezanja je :

$$\sigma = 45 \text{ MPa} < \sigma_{dop} = 120 \text{ MPa.} \quad (3.51)$$

Zaključujemo da nosač kuke zadovoljava zadane uvjete.

### 3.5.4 Provjera dodirnog pritiska između nosača kuke i nosivog lima

Debljina lima definirana je brojem nosača kuka, a za nosač kuke 2,5, debljina lima jednaka je 10 mm, što je vidljivo u Tablici 6.

Provjera bočnog tlaka između nosača kuke i nosivog lima:

$$p_{dop} \geq \frac{Q_t \cdot g}{2 \cdot d_5 \cdot s} \geq \frac{2000 \cdot 9,81}{2 \cdot 30 \cdot 10} \geq 32,7 \text{ MPa.} \quad (3.52)$$

Dopušteni dodirni pritisak iznosi  $p_{dop} = 120 \text{ MPa}$  [3]

Zaključujemo da iznos dodirnog pritiska između nosača kuke i nosivog lima **zadovoljava** zadane uvjete.

### 3.5.5 Provjera nosivosti aksijalnog ležaja nosača kuke

Iz Tablice 5. očitan je i odabran ležaj 51108, potrebna nosivost aksijalnog ležaja provjerava preko statičkog opterećenja.

#### CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	25.5 kN
Basic static load rating	$C_0$	63 kN
Fatigue load limit	$P_u$	2.32 kN
Reference speed		5 000 r/min
Limiting speed		7 000 r/min
Minimum load factor	A	0.02

#### MASS

Mass bearing (including seat washer where applicable)	0.12 kg
---	---------

**Slika 29. Aksijalni kuglični ležaj 51108 [10]**

Provjeru statičke nosivosti ležaja provodimo prema [8]:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{0a}} \geq S_{pot}. \quad (3.53)$$

Gdje su:

$S_0$  – statički faktor sigurnosti valjnih ležajeva

$C_0$  – statička nosivost valjnih ležajeva

$P_{0a} = Q_t \cdot g = 14715 \text{ N}$  - statičko ekvivalentno aksijalno opterećenje

$S_{pot} = 1,5$  - najmanja potrebna statička sigurnost [8]

Uvrštavanjem u prethodno napisanu formulu dolazimo do iznosa faktora sigurnosti  $S_0$ .

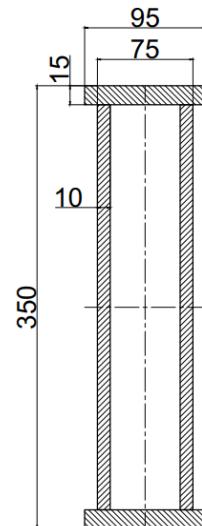
$$S_0 = \frac{63}{14,715} = 4,28 \geq S_{pot} = 1,5. \quad (3.54)$$

Zaključujemo da ležaj 51108 **zadovoljava** tražene uvjete.

## 4. Proračun nosive konstrukcije

### 4.1 Provjera uvjeta čvrstoće horizontalnog nosača

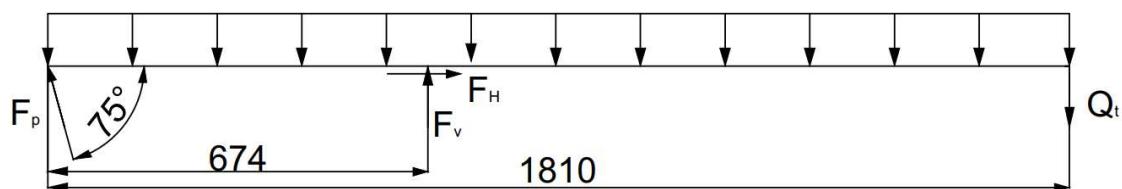
Horizontalni nosač je izведен kao kutijasti profil (slika 30.), sastavljen je od limova debljine 10 i 15 mm, a izrađen je od čelika S235JR.



Slika 30. Oblik presjeka horizontalnog nosača

#### 4.1.1 Određivanje opterećenja horizontalnog nosača

Horizontalni nosač oslonjen je na nepomični zglobni oslonac, opterećen je težinom tereta i kontinuiranim opterećenjem uslijed vlastite težine te povezan ukrutom sa potpornom konstrukcijom. Slika 31. prikazuje statički model horizontalnog nosača.



Slika 31. Statički model horizontalnog nosača

Kao prvi korak proračuna čvrstoće nosača potrebno je odrediti reakcije u osloncu i silu u ukruti tako što ćemo postaviti jednadžbe ravnoteže.

Kontinuirano opterećenje koje djeluje po duljini horizontalnog nosača iznosi:

$$q = \frac{G}{L_{nos}} = \frac{3613,1211}{1810} = 1,9962 \text{ N/mm.} \quad (4.1)$$

Iznos sile težine ukupnog tereta (uračunat i sklop kuke) iznosi:

$$Q_t = 20036,24 \text{ N.} \quad (4.2)$$

Suma sila u horizontalnom smjeru:

$$\sum F_H = 0, \quad (4.3)$$

$$F_H = F_p \cdot \cos 75^\circ.$$

Suma sila u vertikalnom smjeru:

$$\sum F_V = 0, \quad (4.4)$$

$$F_V + F_p \cdot \sin 75^\circ = Q_t + q \cdot 1810.$$

Suma momenata oko nepomičnog oslonca A:

$$\sum M_A = 0, \quad (4.5)$$

$$Q_t \cdot 1136 + q \cdot 1136 \cdot 568 + F_p \cdot \sin 75^\circ \cdot 674 = q \cdot 674 \cdot 337,$$

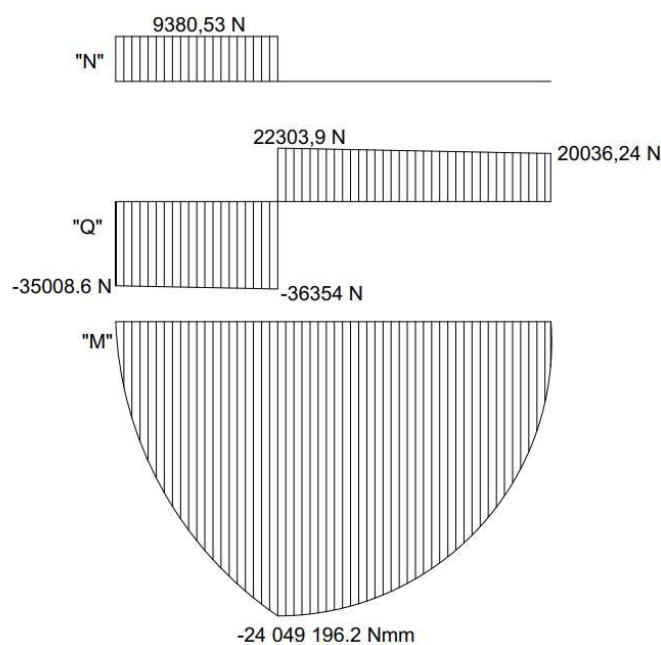
$$F_p = -36243,575 \text{ N.} \quad (4.6)$$

Uvrštavanjem izračunate sile  $F_p$  u jednadžbe (4.3) i (4.4) dobiju se iznosi sila u osloncu:

$$F_H = -36243,575 \cdot \cos 75^\circ = -9380,53 \text{ N.} \quad (4.7)$$

$$F_V = 58657,967 \text{ N.} \quad (4.8)$$

Dijagrami opterećenja horizontalnog nosača prikazani su na sljedećoj slici:



Slika 32. Dijagrami opterećenja okvirnog nosača

Kad su nam poznati iznosi unutarnjih sila i momenata nosača možemo odrediti naprezanje i progib nosača.

#### 4.1.2 Provjera čvrstoće horizontalnog nosača

Kritična točka nosača bit će točka s najvećim momentom savijanja. Najveći moment savijanja iznosi 24049196,2 Nmm.

Izraz za izračun savojnog naprezanja glasi:

$$\sigma_f = \frac{M_{s,max}}{W_y}. \quad (4.9)$$

gdje je prema [13]:

$M_y$  - unutarnji moment savijanja,

$W_y$  – moment otpora presjeka prema:

$$W_y = \left( \frac{75 \cdot 350^3}{12} - \frac{55 \cdot 320^3}{12} \right) \cdot \frac{2}{350} = 673040,5 \text{ mm}^3. \quad (4.10)$$

Uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu (4.9) dobivamo iznos savojnog naprezanja:

$$\sigma_f = \frac{24049196,2}{673040,5} = 35,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.10)$$

Granica razvlačenja čelika S235JR iznosi  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ . Prema tome, uz faktor sigurnosti  $S = 3$ , dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{3} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.11)$$

Usporedbom stvarnog naprezanja koje se javlja u nosaču i dopuštenog naprezanja, vidimo da nosač **ZADOVOLJAVA** kriterij čvrstoće.

$$\sigma_f = 35,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{dop} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.12)$$

#### 4.1.3 Provjera krutosti horizontalnog nosača

Uz kriterij čvrstoće, nosač mora zadovoljiti i kriterij krutosti, gdje progib mora biti manji od dopuštenog progiba. Maksimalni dopušteni progib prema [3] iznosi:

$$w_{dop} = \frac{L_{nos}}{600} = \frac{1810}{600} = 3 \text{ mm}. \quad (4.13)$$

Progib nosača računati ćemo prema gotovoj formuli za jednostavnu gredu s pregibom, oslonjenu u 2 točke. Uz to, uračunati ćemo i progib uslijed vlastite težine grede, te naposlijetku superponirati progibe uslijed ta dva opterećenja.

Progib uslijed težine tereta prilikom spuštanja računa se prema:

$$w_{II,F} = \frac{Q_t \cdot l \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{20036,24 \cdot 1810 \cdot 1136^2}{3 \cdot 210\,000 \cdot 11778,2 \cdot 10^4} = 0,63 \text{ mm.} \quad (4.14)$$

gdje:

$E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$  - modul elastičnosti,

$I = 11778,2 \text{ cm}^4$  - moment tromosti presjeka horizontalnog nosača.

Progib grede s pregibom opterećene kontinuiranom silom računa se prema:

$$\begin{aligned} w_{II,q} &= \frac{q \cdot l^4}{24 \cdot E \cdot I} \cdot \left( 3 - 8 \frac{a}{l} + 6 \frac{a^2}{l^2} - \frac{a^3}{l^3} \right) = \\ &= \frac{1,9962 \cdot 1810^4}{24 \cdot 210\,000 \cdot 13670 \cdot 10^4} \cdot \left( 3 - 8 \cdot \frac{674}{1810} + 6 \cdot \frac{674^2}{1810^2} - \frac{674^3}{1810^3} \right) = \\ &= 0,03 \text{ mm.} \end{aligned} \quad (4.15)$$

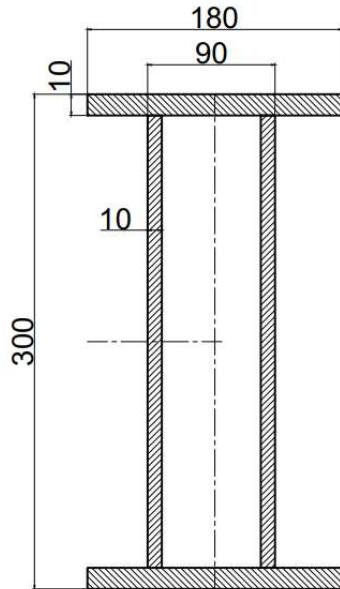
Kako bi dobili ukupni progib dohvavnika, potrebno je superponirati dobivene rezultate.

$$w_{II} = w_{II,F} + w_{II,q} = 0,63 + 0,03 = 0,66 \text{ mm.} \quad (4.16)$$

Kako je  $w_{dop} > w_{II}$  nosač **zadovoljava** uvjet progiba!

## 4.2 Vertikalni nosač

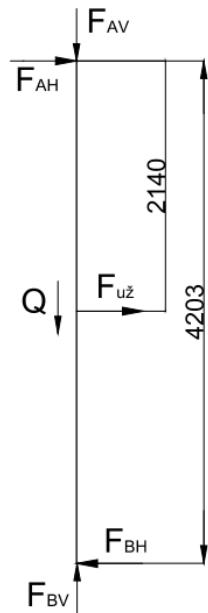
Vertikalni nosač je izведен kao kutijasti profil (slika 33.), sastavljen je od limova debljine 10 mm, a izrađen je od čelika S235JR.



Slika 33. Presjek vertikalnog nosača

#### 4.2.2 Određivanje opterećenja vertikalnog nosača

Vertikalni nosač oslonjen je na nepomične zglobne oslonce i opterećen silom u užetu. Slika 34. prikazuje statički model vertikalnog nosača.



Slika 34. Statički model vertikalnog nosača

Kao prvi korak proračuna čvrstoće nosača potrebno je odrediti reakcije u osloncima tako što ćemo postaviti jednadžbe ravnoteže.

Suma sila u vertikalnom smjeru:

$$\sum F_V = 0, \quad (4.17)$$

$$F_{AV} + Q = F_{BV},$$

$$F_{BV} = 58657,967 + 4313,36 = 62971,3 \text{ N.}$$

Suma momenata oko oslonca B:

$$\sum M_B = 0, \quad (4.18)$$

$$F_{AH} \cdot 4203 + F_{uz} \cdot 2063 = 0,$$

$$F_{uz} = -19111,18 \text{ N.}$$

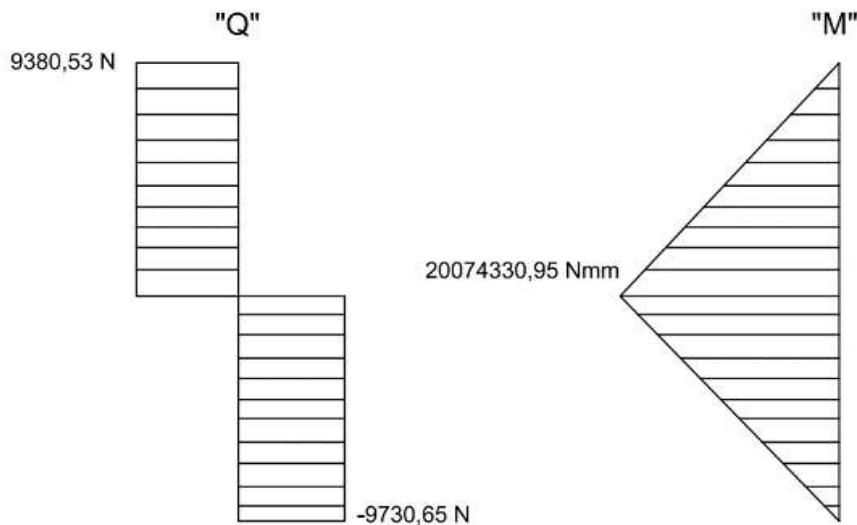
Suma sila u horizontalnom smjeru:

$$\sum F_H = 0, \quad (4.19)$$

$$F_{BH} = F_{uz} + F_{AH},$$

$$F_{BH} = -19111,18 + 9380,53 = -9730,65 \text{ N.}$$

Dijagrami opterećenja vertikalnog nosača prikazani su na sljedećoj slici:



**Slika 35. Dijagrami opterećenja vertikalnog nosača**

#### 4.2.3 Provjera čvrstoće vertikalnog nosača

Kritična točka nosača bit će točka s najvećim momentom savijanja. Najveći moment savijanja iznosi 20074330,95 Nmm.

Izraz za izračun savojnog naprezanja glasi:

$$\sigma_f = \frac{M_{s,max}}{W_y}. \quad (4.20)$$

gdje je prema [13]:

$M_y$  - unutarnji moment savijanja,

$W_y$  – moment otpora presjeka prema:

$$W_y = \left( \frac{90 \cdot 300^3}{12} - \frac{70 \cdot 280^3}{12} \right) \cdot \frac{2}{300} = 496311,1 \text{ mm}^3. \quad (4.21)$$

Uvrštavanjem vrijednosti u jednadžbu (4.9) dobivamo iznos savojnog naprezanja:

$$\sigma_f = \frac{20074330,95}{496311,1} = 40,447 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.22)$$

Granica razvlačenja čelika S235JR iznosi  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ . Prema tome, uz faktor sigurnosti  $S = 3$ , dopušteno naprezanje iznosi:

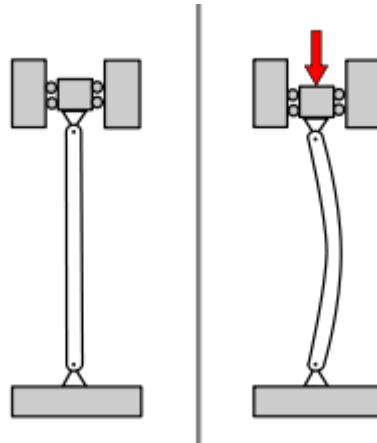
$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{3} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.23)$$

Usporedbom stvarnog naprezanja koje se javlja u nosaču i dopuštenog naprezanja, vidimo da nosač **ZADOVOLJAVA** kriterij čvrstoće.

$$\sigma_f = 40,447 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{dop} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.24)$$

#### 4.2.4 Provjera na izvijanje

Slobodna duljina izvijanja jednaka je visini stupa.



**Slika 36. Model izvijanja**

Vitkost stupa prema [6] iznosi:

$$\lambda = \frac{l_o}{i} = \frac{4203}{18,84} = 223 > 105. \quad (4.25)$$

S obzirom da dobivena vitkost  $\lambda$  veća od granične vitkosti  $\lambda p$ , za sigurnost protiv izvijanja mjerodavan je Eulereov izraz prema lit.[2] str. 138:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 10221666,67}{4203^2} = 1199283,82 \text{ N.} \quad (4.26)$$

Svarna sila s kojom se stranica nosača može opteretiti iznosi:

$$F_{stv} = \frac{F_{kr}}{\nu} = \frac{1199283,82}{5} = 239856,764 \text{ N.} \quad (4.27)$$

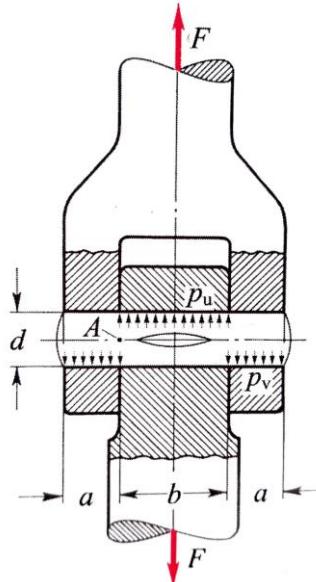
Gdje je  $\nu = 5$  faktor sigurnosti za čelik.

Maksimalni iznos tlačne sile stupa iznosi  $F_t = 62971,3$  N. Budući je  $F_{stv} > F_t$  stup **zadovoljava proračun na izvijanje!**

### 4.3 Proračun ostalih elemenata nosive konstrukcije

#### 4.3.1 Kontrola svornjaka na mjestu spoja horizontalnog nosača i ukrute

Horizontalni profil i ukruta su povezani preko ušica sa svornjakom. Svornjak je potrebno proračunati na bočni tlak, naprezanje na savijanje i naprezanje na odrez.



Slika 37. Prikaz spoja sa svornjakom

Dopuštena naprezanja su redom [5]:

$$\sigma_{f,dop} = 100 \text{ N/mm}^2,$$

$$\tau_{dop} = 54 \text{ N/mm}^2,$$

$$p_{udop} = 30 \text{ N/mm}^2,$$

$$p_{vdop} = 30 \text{ N/mm}^2.$$

Dodirni pritisak na ušicu:

$$p_v = \frac{F_A}{2ad} = \frac{35008,6}{2 \cdot 20 \cdot 40} = 21,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.28)$$

Dodirni pritisak na svornjak:

$$p_u = \frac{F_A}{bd} = \frac{35008,6}{40 \cdot 40} = 21,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.29)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 35008,6 \cdot 0,5 \cdot 20}{0,1 \cdot 40^3} = 27,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{f,dop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.30)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_a = \frac{F}{2A} = \frac{9380,53}{2 \cdot \frac{40^2 \pi}{4}} = 3,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \tau_{a,\text{dop}} = 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.31)$$

Zaključujemo da svornjak **ZADOVOLJAVA** sva 4 tražena kriterija.

## 5. Zaključak

Čamac za spašavanje je iznimno važan dio brodske opreme jer je u slučaju nesreće on osnovno sredstvo za spašavanje putnika i članova posade. Operacije spuštanja i podizanja čamca za spašavanje se vrše uz pomoć brodskih soha, gdje je prema zadanim zahtjevima u ovom radu konstruirana gravitacijska nagiba soha s dvostrukim kranom. Međutim, kojom god da se sohom čamac spuštao, opasnost je uvijek prisutna. Može doći do greške prilikom rukovanja, zbog neispravnosti opreme ili pak zbog nepovoljnih vremenskih uvjeta. Svaki je korak u procesu spuštanja i podizanja jasno opisan te ga se svaki član posade treba držati kako bi sve išlo prema planu i zadržala se najviša razina sigurnosti.

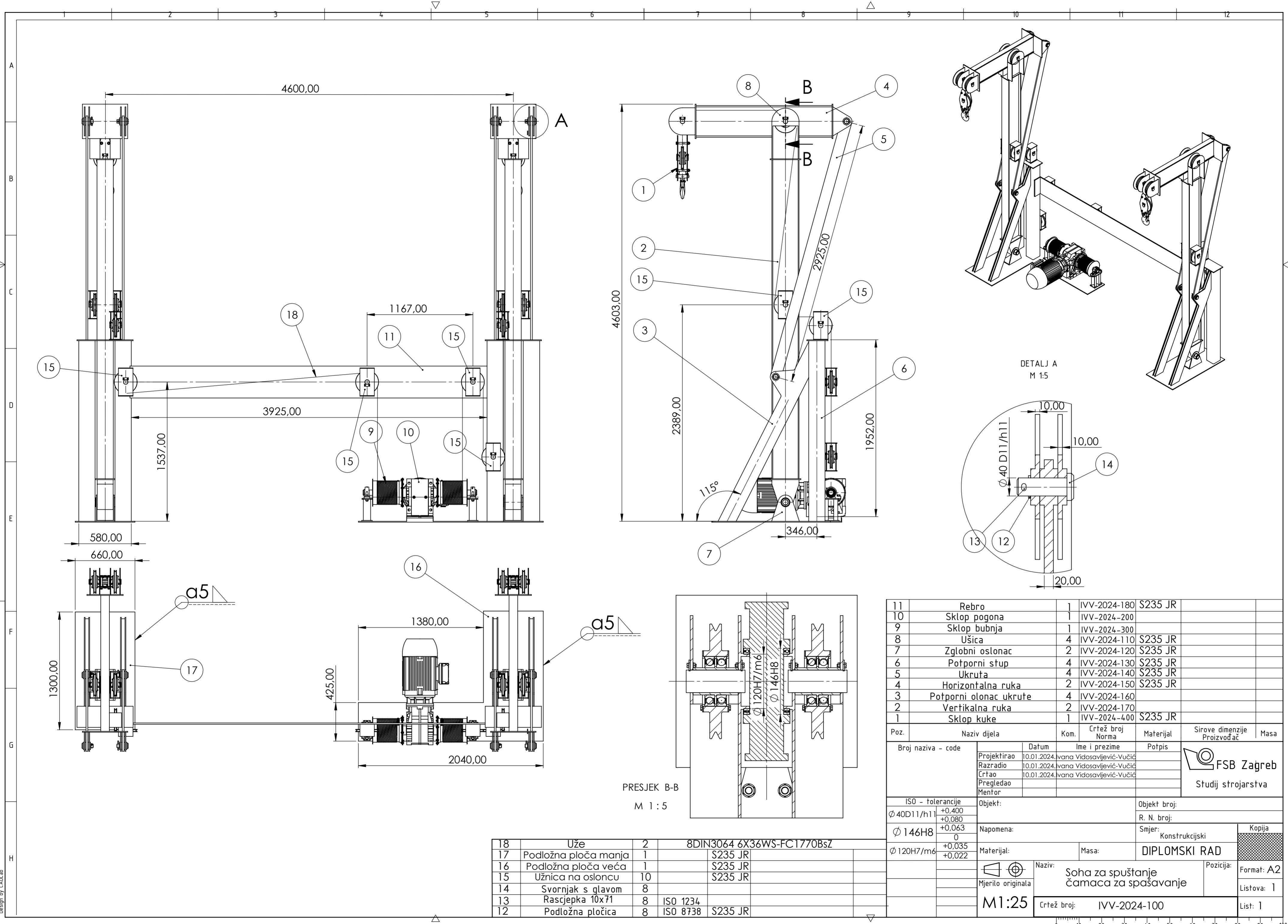
Da bi soha bila funkcionalna, ista mora biti izrađena u skladu s proračunom, ali i s trenutno važećim kako hrvatskim tako i međunarodnim normama i pravilnicima. Glavne cjeline sohe čine nosiva konstrukcija, sklop bubenja i kuke za dizanje tereta uz elektromotor koji vitlo pokreće pomoću užeta. Nosiva konstrukcija sastoji se od vertikalnog i horizontalnog nosača izvedenih u kutijastom profilu te pričvrsnog užeta. Mechanizam za spuštanje čamca sastoji se od sklopa ožljeblijenog bubenja koji je pogonjen elektromotorom, faktorskog koloturnika te sklopa kuke za ovjes tereta. Pri konstruiranju ovoga uređaja posebna je pažnja bila na sigurnosti putnika. Uz ekonomsku isplativost proizvodnje, korišteno je što je moguće više standardnih dijelova te se pazilo da konstrukcija ne bude uvelike predimenzionirana.

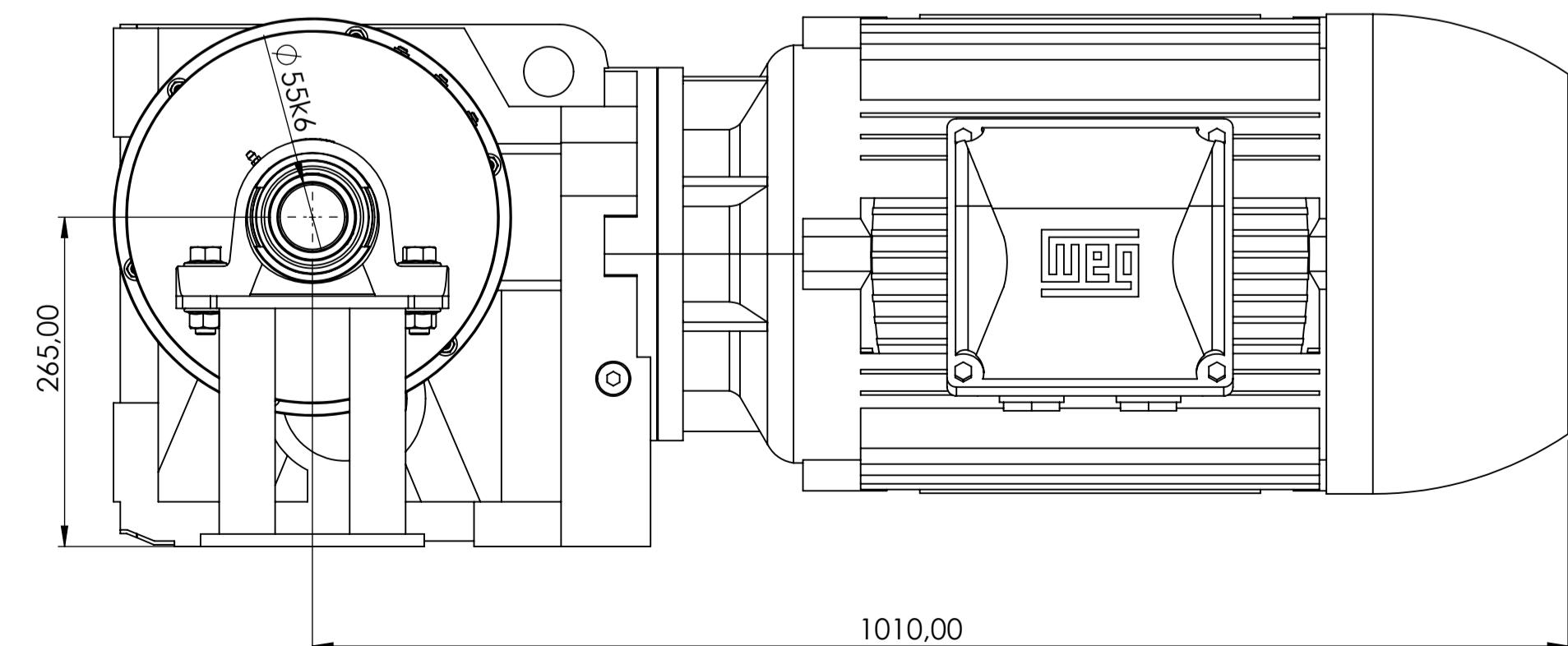
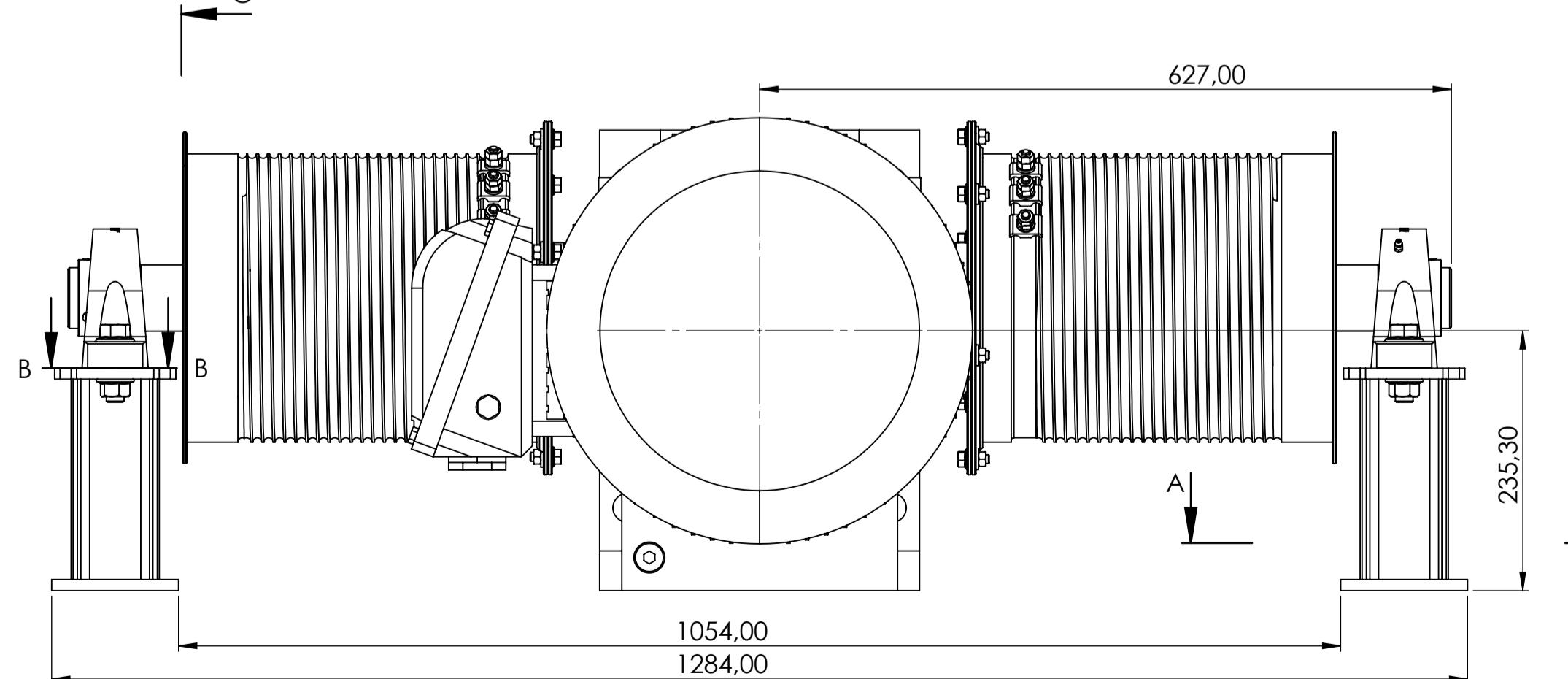
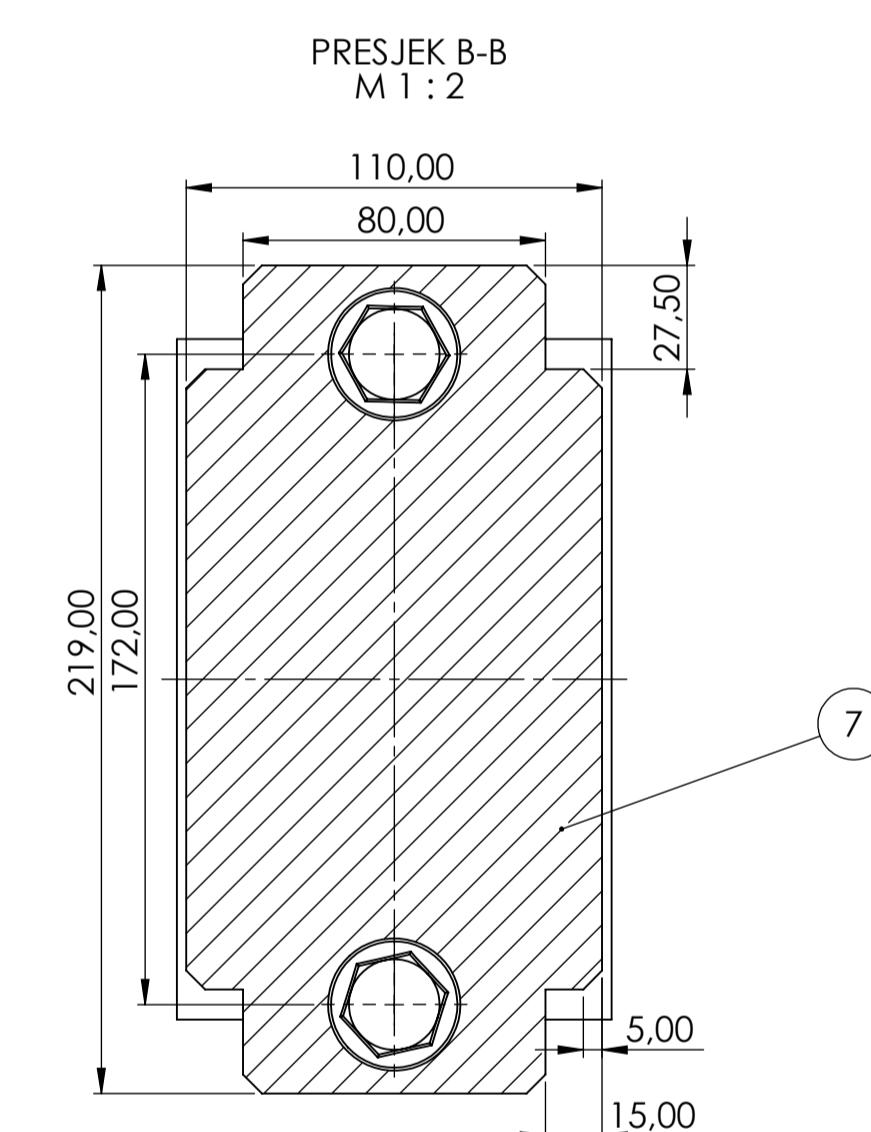
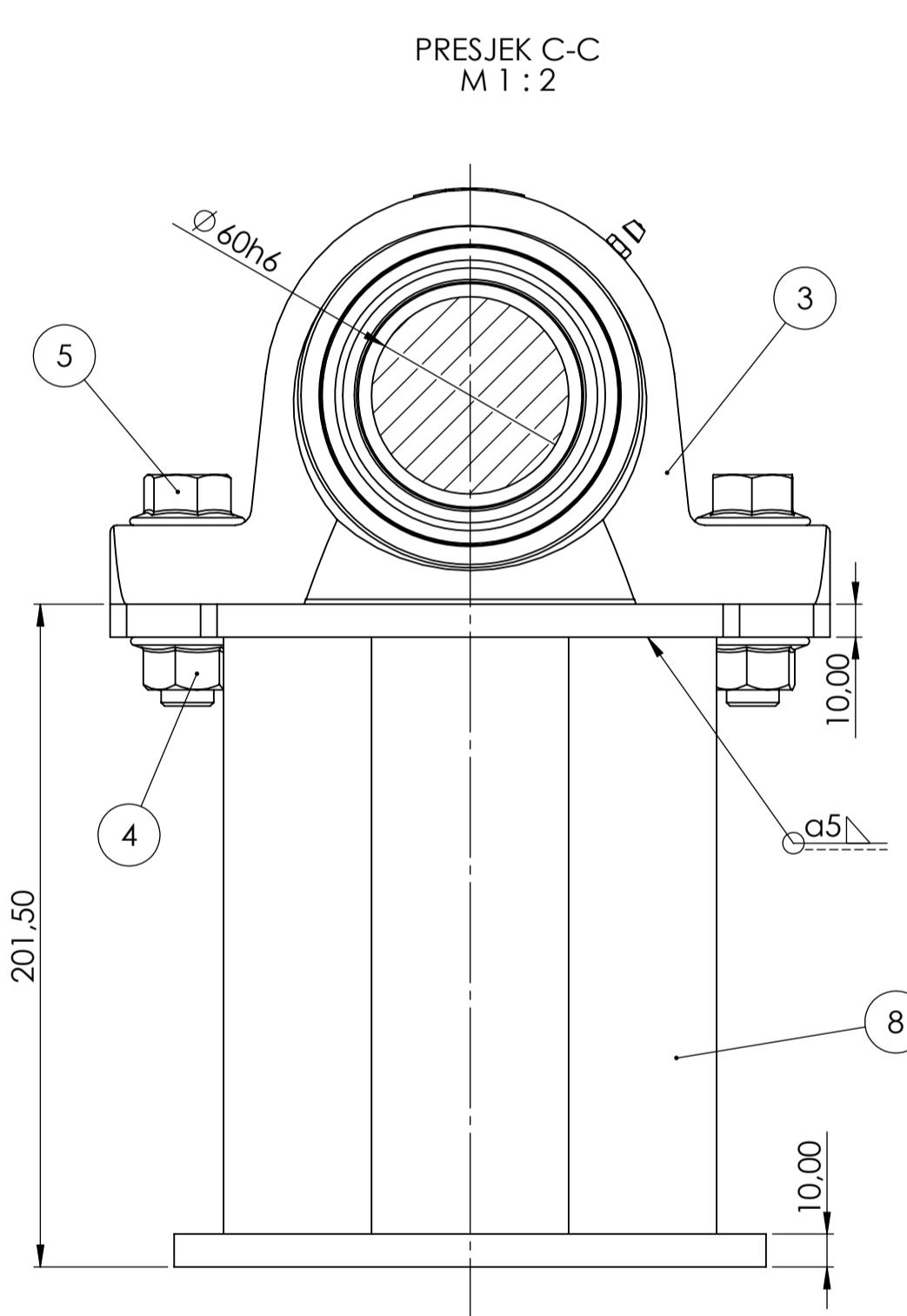
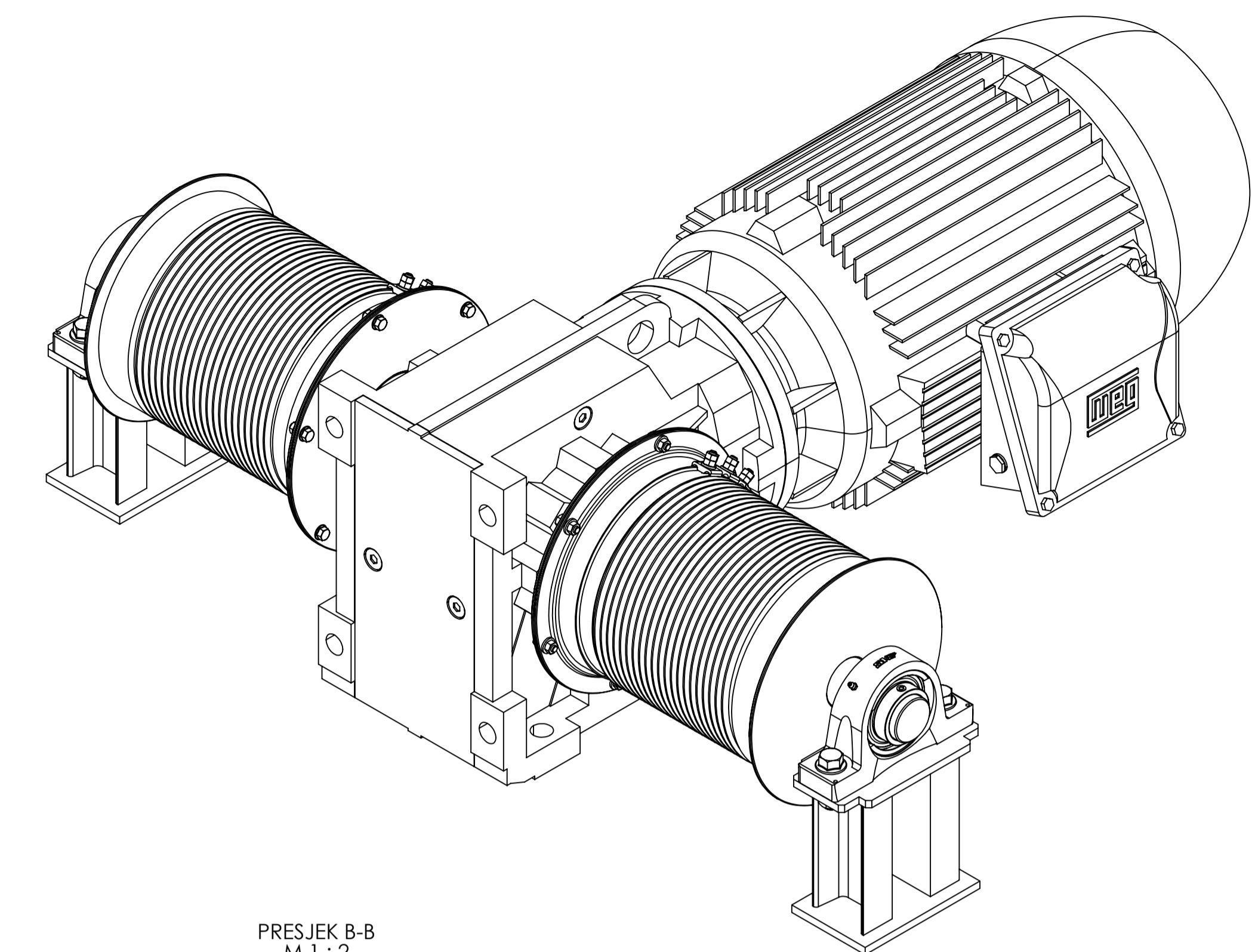
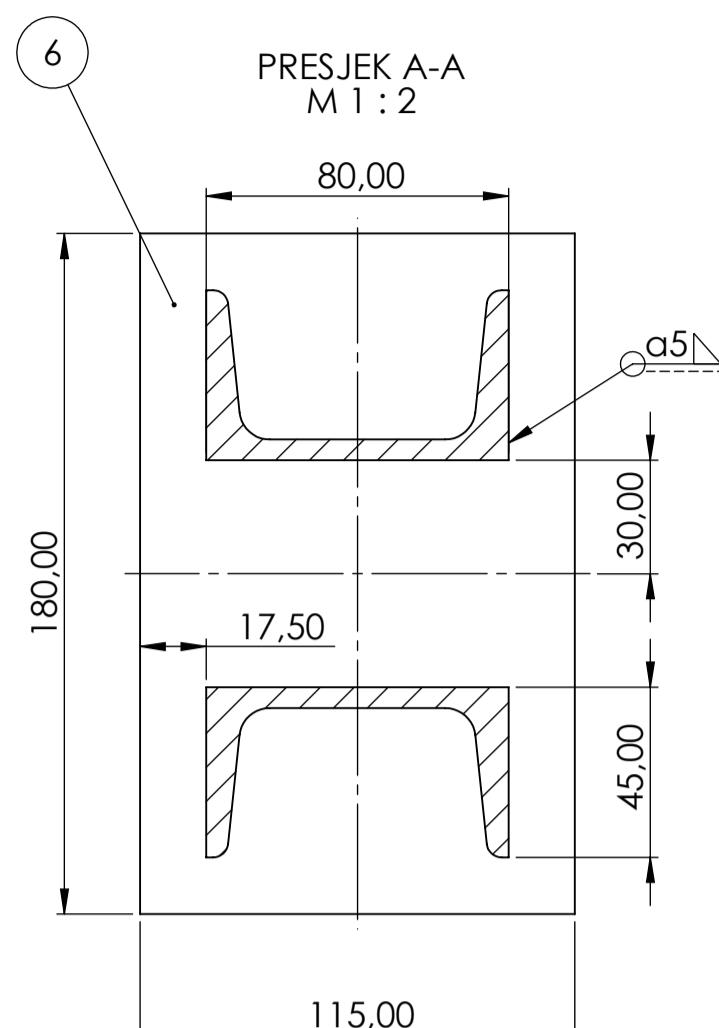
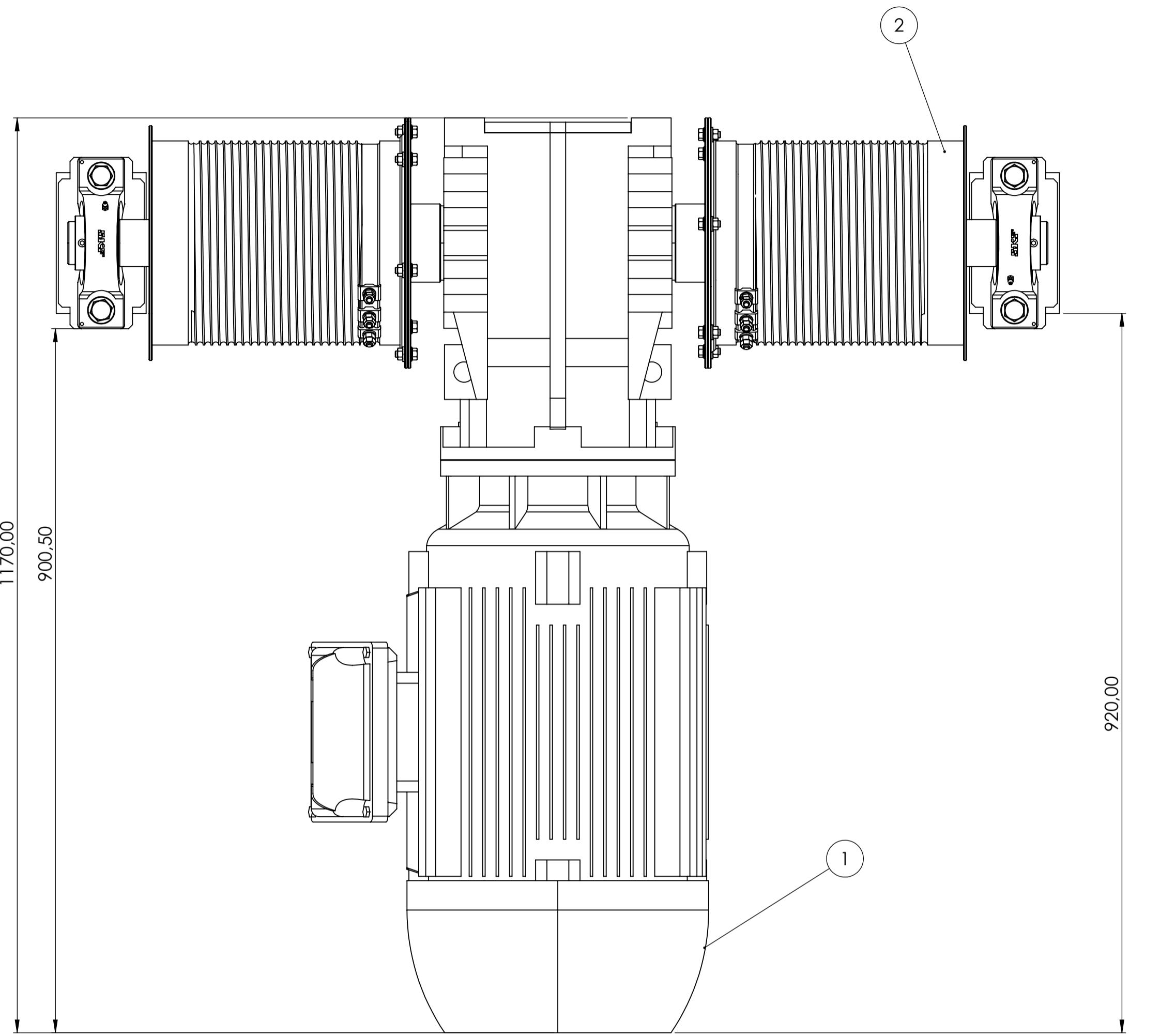
## LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Husnjak, M.: Teorija mehanizama, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [5] Matejiček F., Semenski D., Vnučec Z.: Uvod u statiku, Tehnička knjiga Zagreb, 2005.
- [6] Alfirević, I.: Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga Zagreb, 1989.
- [7] Opalić M., Kljajin M., Sebastijanović S.: Tehničko crtanje, ZRINSKI d.d., 2007.
- [8] <http://www.skf.com/>
- [9] Lloyd's register, Code for Lifting Appliances in a Marine Environment, 2013.
- [10] <http://www.wattdrive.com/en/>
- [11] <https://www.dlubal.com/en/cross-section-properties/>

## **PRILOZI**

### I. Tehnička dokumentacija





**DIPLOMSKI RAD**

Design by CADLab

Objekt: **Sklop pogona mehanizma**

Objekt broj: **M 1:5**

Crtež broj: **IVV-2024-200**

Format: A1

Smjer: Konstrukcijski

Kopija

ISO - tolerancije

$\varnothing 60h6$	0	Objekt:	Objekt broj:
-0.019			R. N. broj:
+0.021		Napomena:	Smjer:
+0.002			Konstrukcijski

Materijal: Naziv: Masa: Pozicija: **DIPLOMSKI RAD**

Mjerilo originalata: Sklop pogona mehanizma

Format: A1

Listova: 1

Crtež broj: IVV-2024-200

List: 1

