

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:863884>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-10-03**

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 doživjeti ovu završnu stepenicu otišavši prerano. Tata, ovo je za tebe.

Također, zahvaljujem se i svim kolegama i kolegicama s kojima sam provela najljepše 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 brodstrojarski

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 prihvatnih 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 dogovoru s mentorom.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

28. rujna 2023.

30. studenoga 2023.

4. – 8. prosinca 2023.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

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 bubnja	14
3.4.1 Osnovne dimenzije bubnja	18
3.4.2 Naprezanja stijenke bubnja uslijed namatanja užeta.....	20
3.4.3 Dimenzioniranje čelne ploče bubnja	41
3.4.4 Vijčana veza čelne ploče i prirubnice bubnja.....	21
3.4.5 Veza užeta s bubnjem.....	22
3.4.6 Dimenzioniranje osovine bubnja.....	23
3.4.7 Odabir ležaja bubnja.....	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 bubanj	19
Slika 20. Dvoužetni ožljebljeni bubanj	20
Slika 21. Naprezanje elementa stjenke bubnja (lijevo) i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta (desno)	20
Slika 22. Čelna ploča bubnja.....	22
Slika 23. Veza užeta s bubnjem	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 bubnja
IVV-2024-400	Sklop kuke

POPIS OZNAKA**Latinične oznake:**

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
A_j	mm^2	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 bubnja
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
$F_{\text{už}}$	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^2	Gravitacijska konstanta
H	mm	Dužina povlačenja
i_k	/	Prijenosni omjer koloturnika
I_y	mm^4	Moment inercije
l_b	mm	Ukupna dužina bubnja
l_t	mm	Radna dužina bubnja
M_f	Nmm	Moment savijanja
n	min^{-1}	Broj okretaja u minuti
p	N/mm^2	Površinski pritisak
Q	kg	Masa tereta

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

Grčke oznake:

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis oznake
δ	mm	Debljina stijenke bubnja
μ	/	Faktor trenja
η_B	/	Stupanj djelovanja bubnja
η_u	/	Stupanj djelovanja koloturnika
η_{uk}	/	Ukupni stupanj djelovanja
σ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje
σ_f	N/mm ²	Savojno naprezanje
σ_{fDN}	N/mm ²	Dopušteno savojno dinamičko izmjenično naprezanje
σ_φ	N/mm ²	Cirkularno naprezanje
σ_{max}	N/mm ²	Maksimalno naprezanje
σ_x	N/mm ²	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 broskom 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.

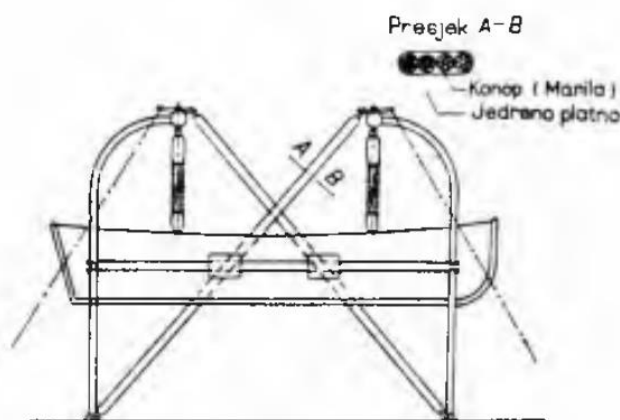
Key words: davit, lifeboat, gravity

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 ljuljanja 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.



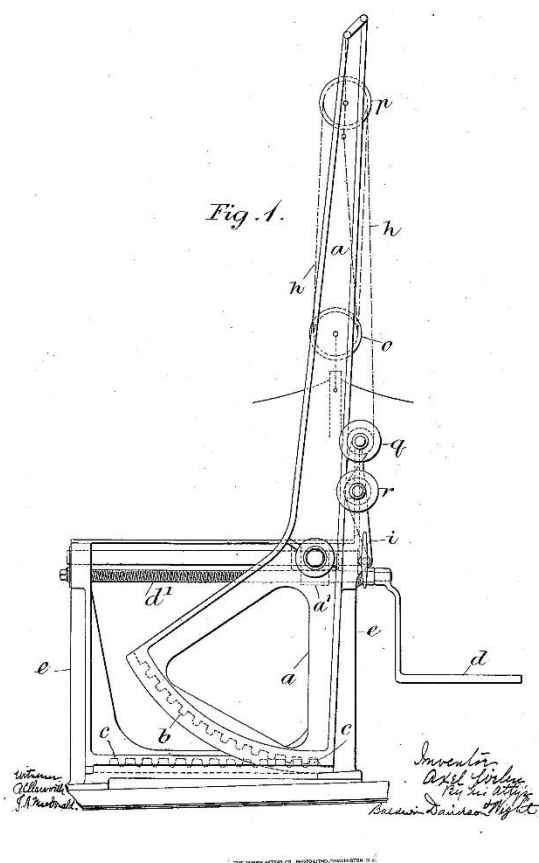
Slika 1. Okretne sohe sa čamcem obješenim van broda



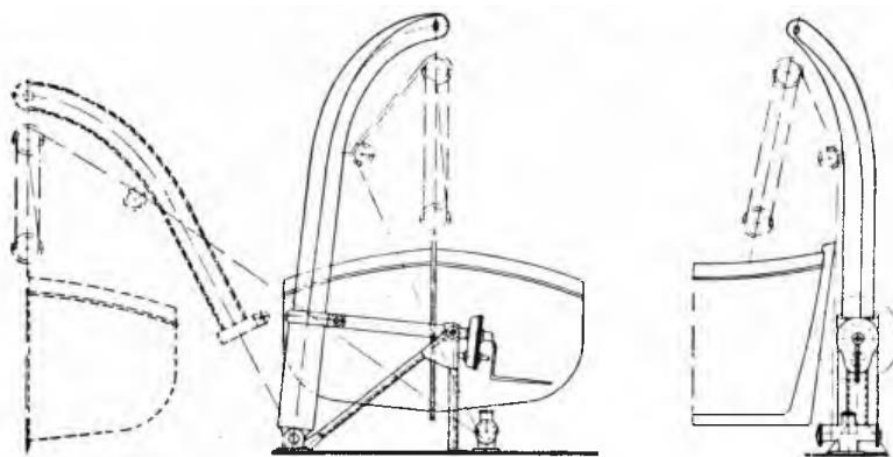
Slika 2. Okretna soha

1.2 Prekretne ili nagibne

Nagibne sohe se mogu okretati prema unutra ili prema van u željenom doseg u okretanjem ručke povezane s pužnim vijkom i pužnim kolom koje prenosi okretno gibanje na nosač sohe dok joj glava s čamcem ne dođe van broskog boka. Upotrebljavaju se za čamce do 2300 kg. Najstariji tip je Welinova kvadrantna soha. Donji dio kvadrantnih soha završava nazubljenim kvadrantom po kojemu 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 dvovojnim navojem. U početku dizanja čamca, kad je potrebna veća sila, djeluje jednovojno vreteno, a kad čamac pređe maksimalnu visinu i svojom težinom pomaže preokretanju sohe, počinje djelovati vreteno s dvovojnim navojem. Prekretne sohe montiraju se van krajeva čamca, čime se gubi na dužini raspoloživoj za smještaj čamca, 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.



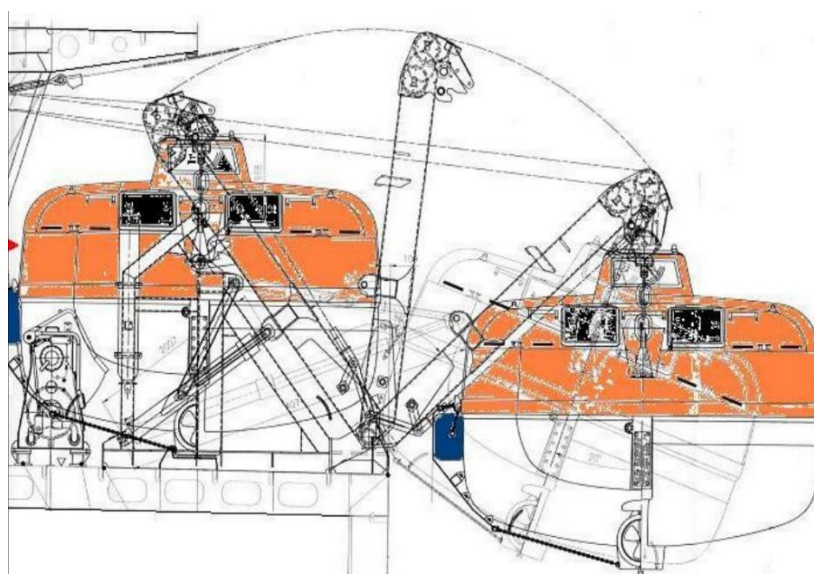
Slika 3. Welinova kvadrantna soha



Slika 4. Welinova poluokretna soha

1.3 Gravitacijske sohe

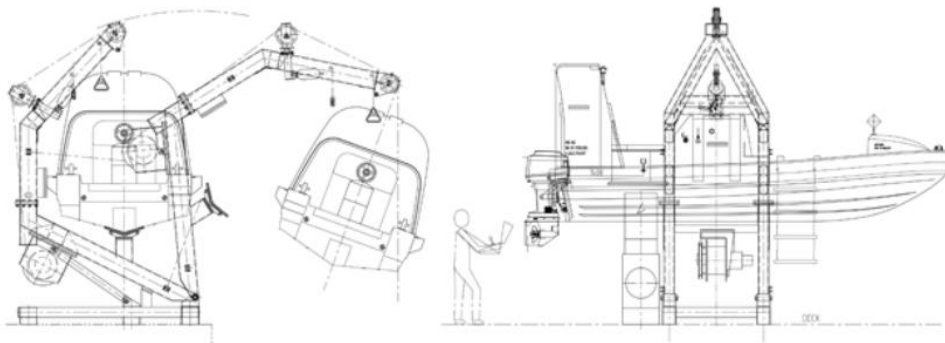
Ove sohe, kako im i naziv govori, koriste gravitacijsku silu, odnosno težinu same brodice za njezino spuštanje (slika 5.). Brodica mora biti smještena tako da se nakon oslobađanja osigurača može spustiti zbog vlastite težine pri čemu nema potrebe za vanjsko napajanje električnom energijom i ljudski rad. 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. Oslobađanjem zapora, soha povučena čamčanom masom klizi iz gornjeg (normalnog) položaja po stazi do donjeg graničnika, gdje brodica zauzima slobodan položaj izvan broskog 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: usljed udara o bok broda moguća oštećenja). Budući da je spuštanje brodice za spašavanje gravitacijskom sohom složena i opasna radnja, posada mora 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.



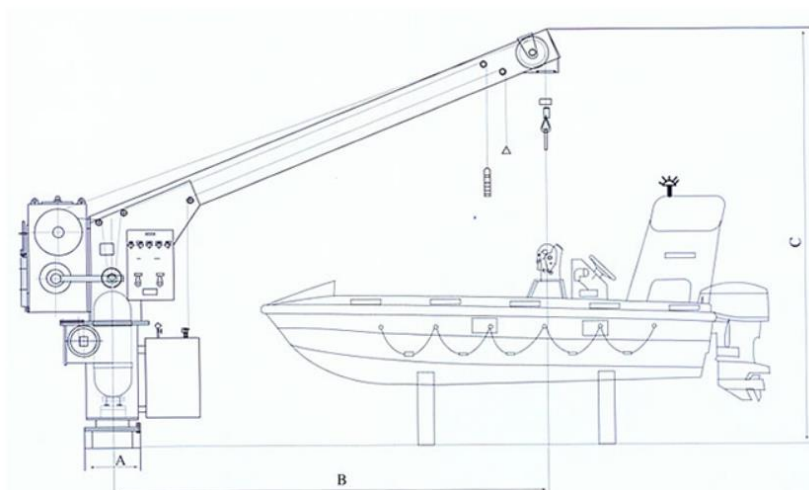
Slika 5. Gravitacijska soha

1.4 Ostale vrste

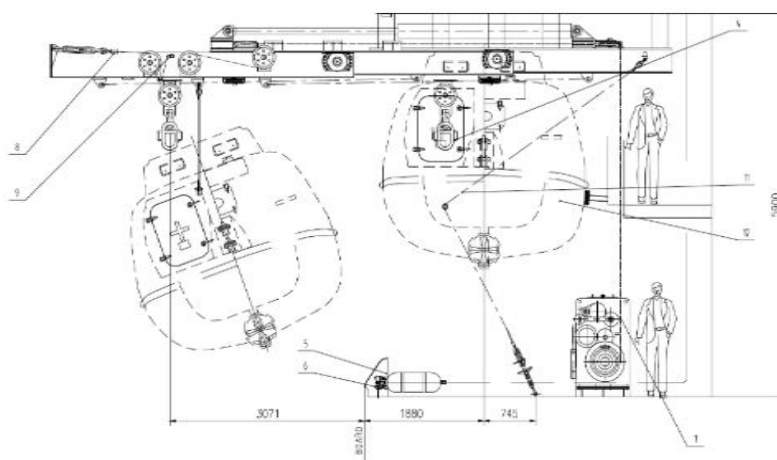
Pored glavnih tipova soha navedenih i pojašnjenih u prethodnim poglavljima, mogu se pronaći i brojne druge vrste, od kojih su neke prikazane na sljedećim slikama:



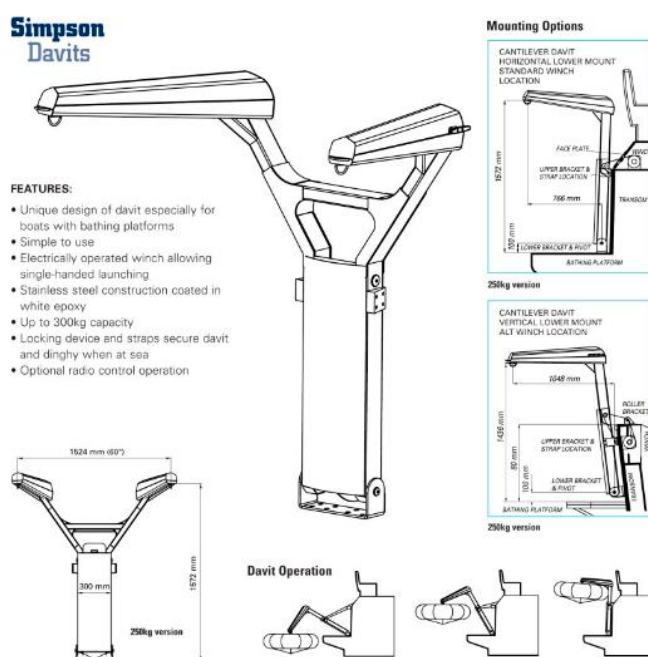
Slika 6. Soha s A-okvirom



Slika 7. Dizalice



Slika 8. Teleskopska soha



Slika 9. Konzolna soha

1.5 Primjena

Niz industrija koristi se sohama, 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 mjesta gdje su im potrebni. To uključuje skućene 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 funkcioniraju kao dizalice za podizanje kuke 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.

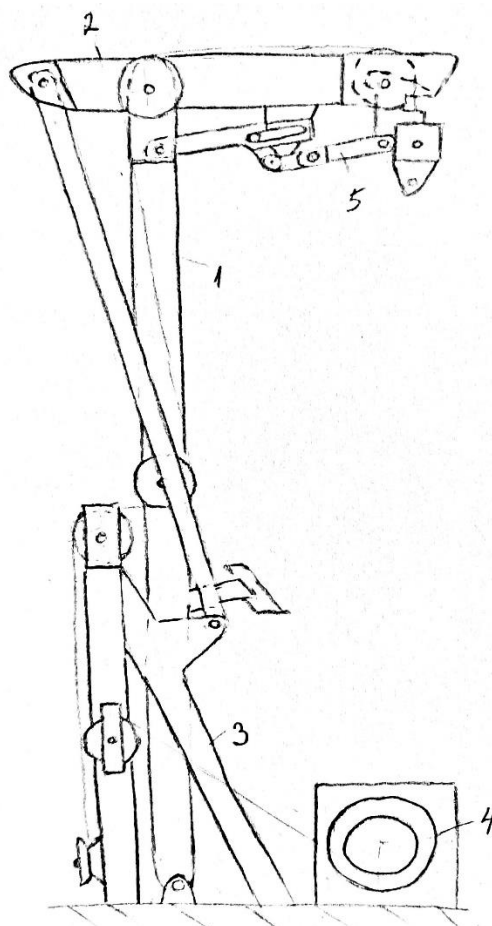
Naftne/petrokemijske platforme koriste sohe za vješanje i premještanje predmeta, kao što su bačve s naftom, u svrhu reorganizacije, čišćenja i kontrole štete. Ovi objekti također imaju spasilačke čamce za hitan odlazak u slučaju požara.

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

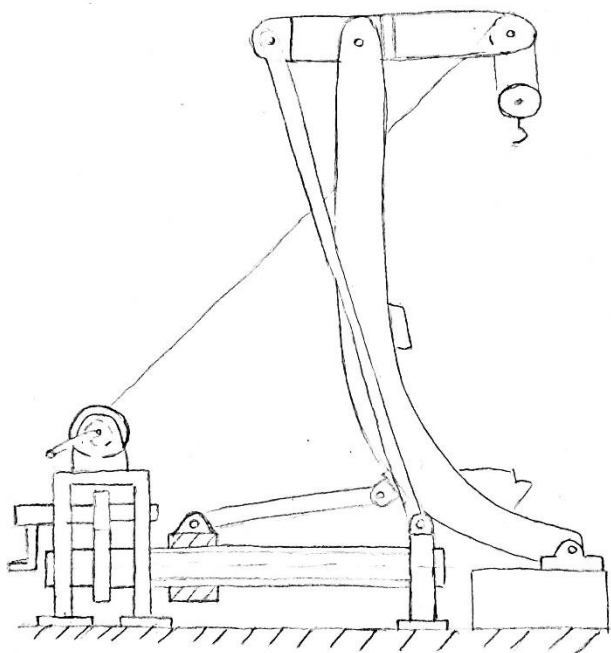
Koncept 1 je zamišljen kao gravitacijska soha. Štap je zglobno vezan sa poprečnom polugom (2) i postoljem (3) na način kojim njegova geometrija u unutarnjem, pohranjenom položaju čamca, presijeca nosač sohe, čime se omogućuje povoljna krivulja kretanja. Dakle, kretanje se odvija duž gotovo pravocrtne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

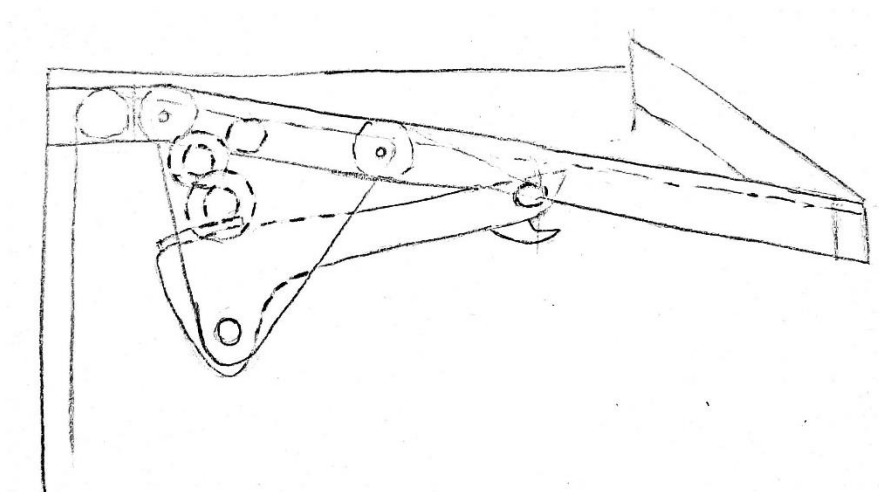
Nosač, odnosno zakrivljena greda, zglobnom je vezom povezana s postoljem pričvršćenim na palubi broda, mehanizmom za pokretanje i poprečnom polugom. Mehanizam za pokretanje ostvaruje gibanje pomoću navojnog vretena i matice. Za prijenos snage s vratila ručice na vreteno koristi se reduktor kako bi se 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 zupčanicom 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	Koncepti						
	Težinski faktor	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
Jednostavnost 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 spuštanje

3.1 Užetni sistem sohe

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

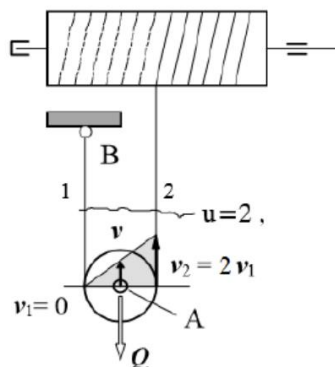
$$i_{kol} = \frac{v_2}{v} = \frac{2v}{v} = 2 = u, \quad (3.1)$$

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 bubanj. 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:

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

$$= 0,8747,$$

gdje je:

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

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

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

Odabir užeta vrši se na temelju računске 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 _m	1C _m	-	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
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 potrebni promjer užeta:

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

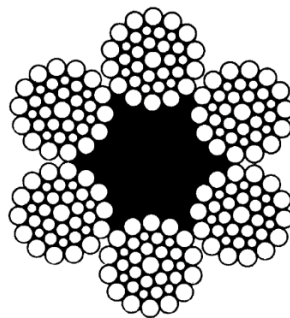
gdje je:

f – faktor ispune,

R_m – lomna čvrstoća užeta, N/mm².

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 izravnavajuće užnice glasi:

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

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		izravnavajuća užnica	
1D _m	11,2	(12,5) ¹⁾	12,5	(14) ¹⁾	10	(12,5) ¹⁾
1C _m	12,5	(14)	14	(16)	12,5	(14)
1B _m	14	(16)	16 ²⁾	(18)	12,5	(14)
1A _m	16	(18)	18	(20)	14	(16)
2 _m	18	(20)	20	(22,4)	14	(16)
3 _m	20	(22,4)	22,4	(25)	16	(18)
4 _m	22,4	(25)	25	(28)	16	(18)
5 _m	25	(28)	28	(31,5)	18	(20)

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

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

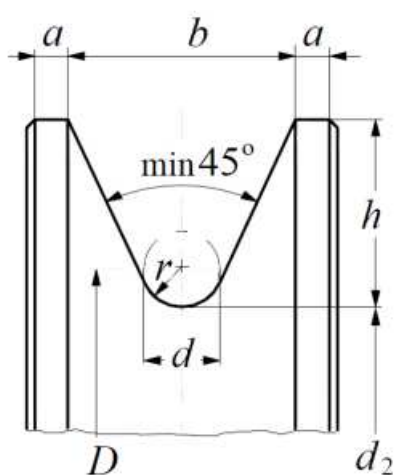
Tablica 3. Faktor pregibanja c_p

Broj pregiba b_p	≤ 5	6 do 9	≥ 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 potrebni promjer užnice:

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

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

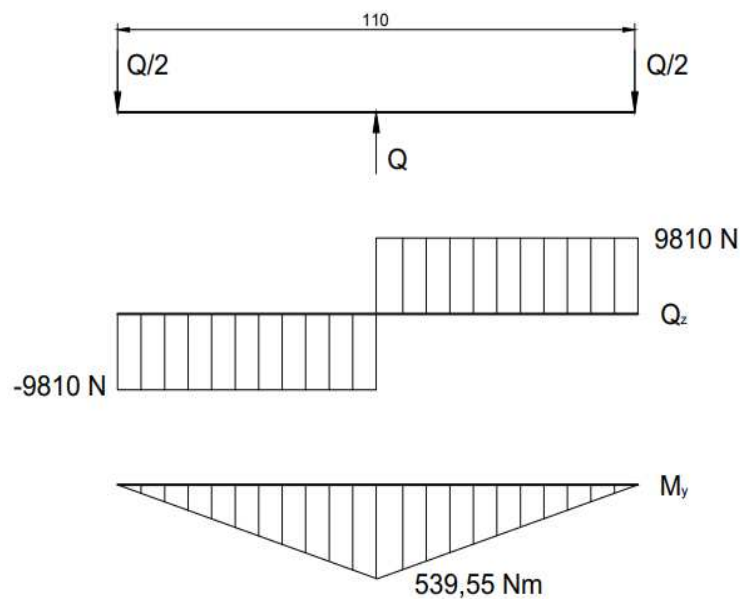


Slika 15. Profil užnice

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.

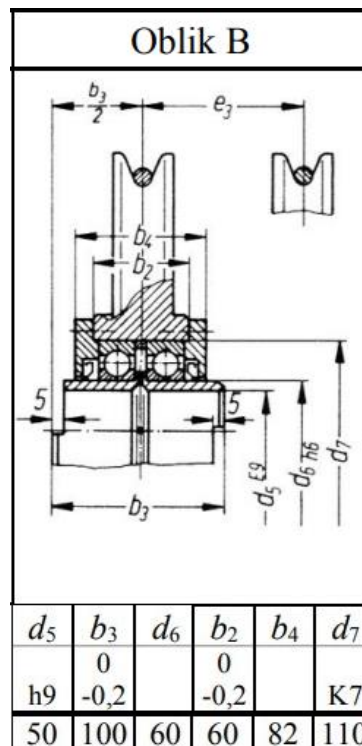
Površinski pritisak računa se izrazom:

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

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!

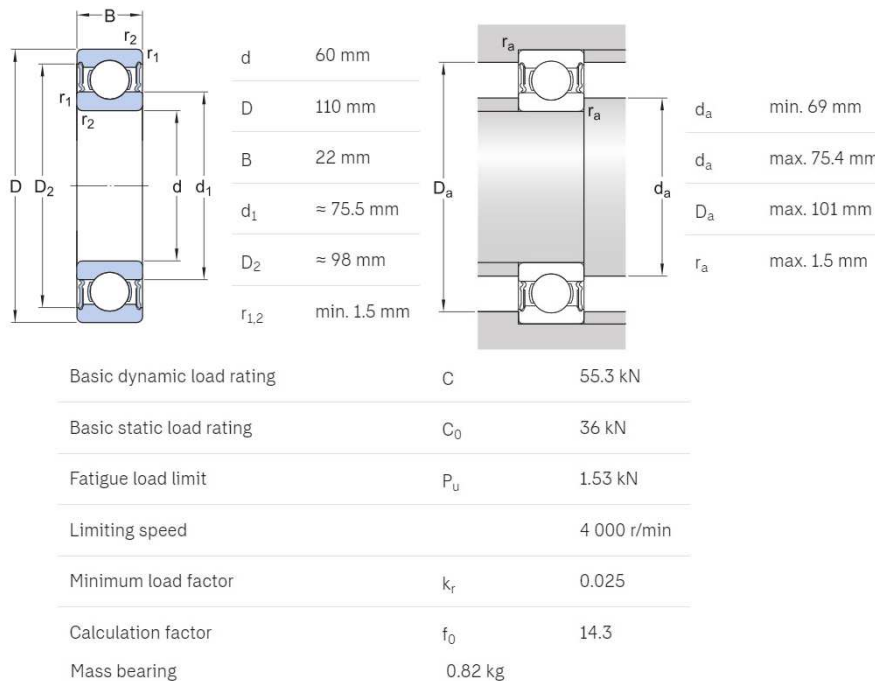
3.3.2 Odabir ležaja užnice

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 bubanj 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 bubnja

Bubanj 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 bubnju. To se uglavnom ostvaruje korištenjem ožljebljenog bubnja kod kojeg žlijebovi čuvaju užu i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta.

3.4.1 Osnovne dimenzije bubnja

Kao i kod dimenzioniranja užnice, potrebni promjer bubnja 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:

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

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

Osnovne mjere profila žljebova sa slike . su:

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

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

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

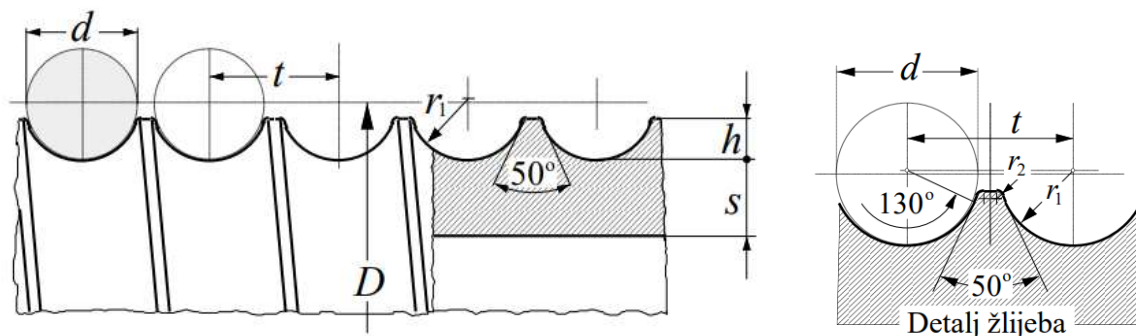
Odabrana je dubina žlijeba $h = 3$ mm.

Radijus zaobljenja žlijeba r_1 iznosi:

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

Potreban korak namatanja užeta t :

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



Slika 19. Ožljebljeni bubanj

Najmanji, proračunski promjer bubnja iznosi:

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

Radijus zaobljenja žlijeba r_2 iščitava se iz tablice 5. za promjer užeta $d_{u\dot{z}} = 8 \text{ mm}$ 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 bubnja 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 bubnja određuje se prema sljedećem izrazu:

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

gdje je:

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

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

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

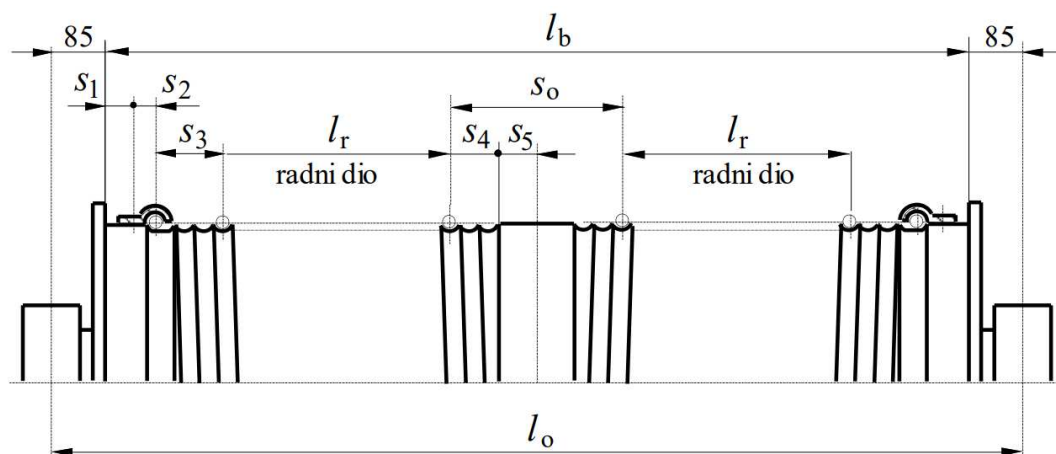
$$s_4 = (2,5 \dots 3,5) \cdot t = 3 \cdot 10 = 30 \text{ mm.} \quad (3.26)$$

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

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

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

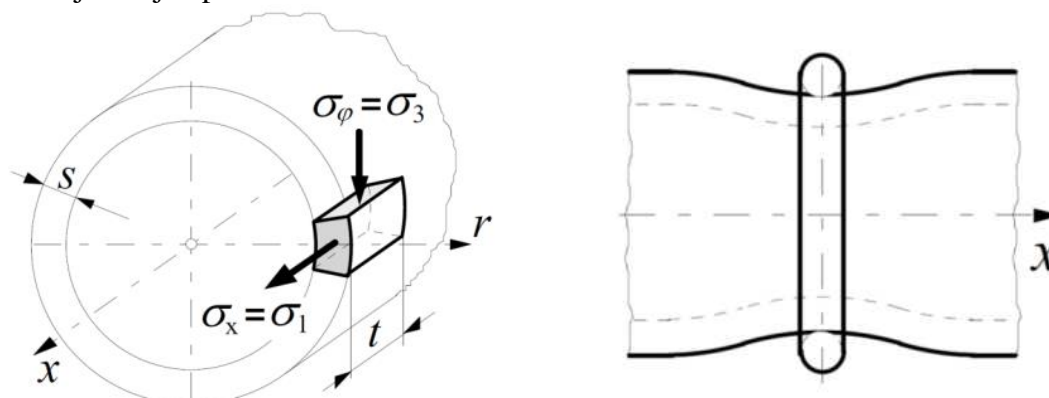
Osnovne dimenzije bubnja prikazane su na primjeru dvoužetnog ožljebljenog bubnja (slika 20.).



Slika 20. Dvoužetni ožljebljeni bubanj

3.4.2 Naprezanja stijenke bubnja uslijed namatanja užeta

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



Slika 21. Naprezanje elementa stijenke bubnja (lijevo) i lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta (desno)

Cirkularno (tlačno) naprezanje iznosi:

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

gdje je:

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

Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja iznosi:

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

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

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: $\sigma_\varphi < |\sigma_{\varphi dop}|$, $\sigma_x < \sigma_{x dop}$ i $\sigma_{ekv} < \sigma_{dop}$, stijenka bubnja zadovoljava kriterij čvrstoće.

3.4.3 Dimenzioniranje čelne ploče bubnja

Debljina čelne ploče bubnja 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:

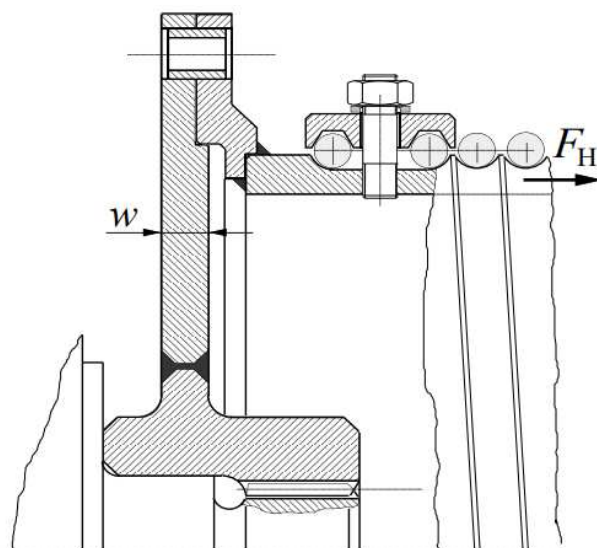
$$F_H = 0,1 \cdot F_{už} = 0,1 \cdot 8580,807 = 858 \text{ N},$$

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

σ_{dop} – do 100 MPa,

$S = 2 \dots 3$ – faktor sigurnosti.

Zbog konstrukcijskih razloga je odabrana debljina čelne ploče $w = 10$ 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:

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

gdje je:

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

$A_j = 32,8$ mm² - površina jezgre vijka M8,

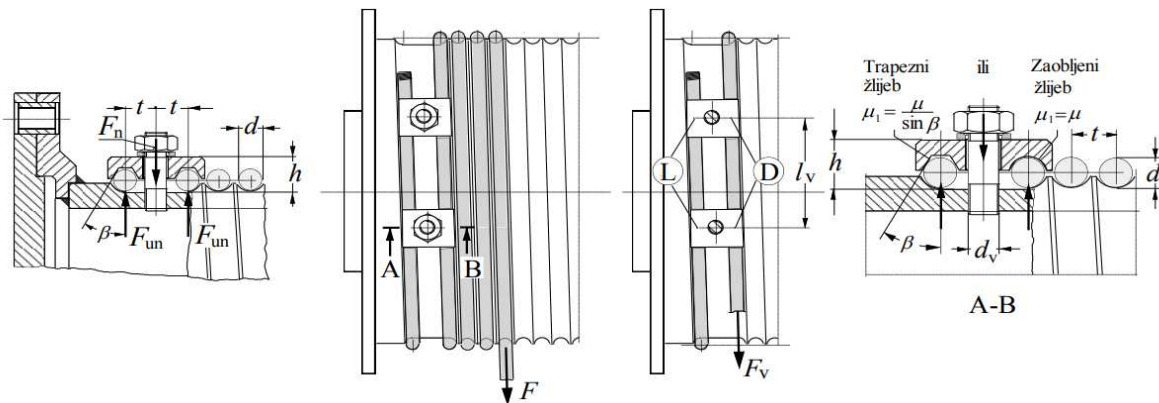
$\mu = 0,2$ - faktor trenja za čelik/čelik,

$d_7 = D + 90 = 351$ 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 bubnjem

Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu iznosi:

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

gdje je:

$\mu = 0,1$ – faktor trenja,

$\alpha = 4\pi$ – obuhvatni kut.

Potrebna normalna sila u jednom vijku računa se prema izrazu:

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

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

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.

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

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

3.4.6 Dimenzioniranje osovine bubnja

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 bubnja 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:

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

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

Odabran promjer osovine bubnja iznosi $d_5 = 55$ mm.

3.4.7 Odabir ležaja bubnja

Brzina vrtnje bubnja iznosi:

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

Za ležajno mjesto bubnja 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 $C = 43,6$ 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 bubnja,

$\eta_{koč} = 0,99$ - 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 prihvat 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]

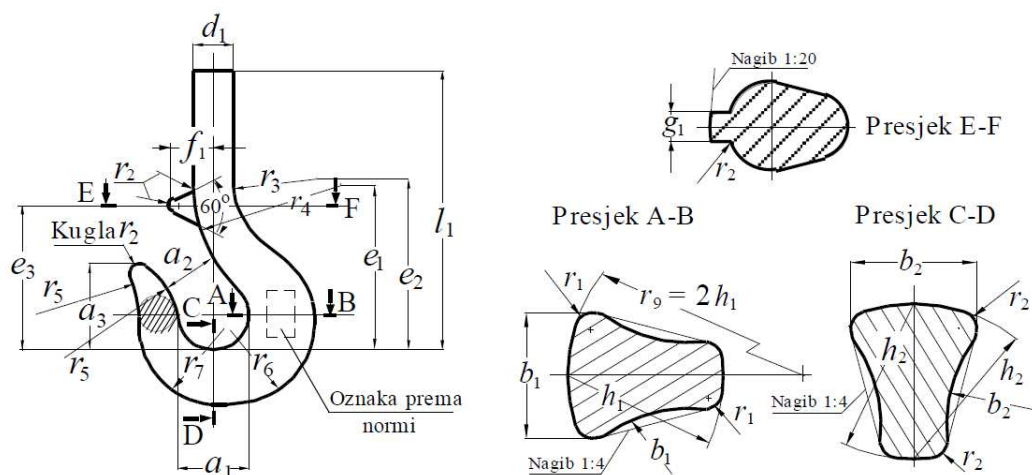
Kvaliteta materijala	R_e ili R_p 0,2*) kN/cm ²	Faktor pogonske grupe $c_n = Q_t/HN$					
		1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
M	23,5	2	1,6	1,25	1	0,8	0,63
P	31,5	2,5	2	1,6	1,25	1	0,8
(S)	39	3,2	2,5	2	1,6	1,25	1
T	49	4	3,2	2,5	2	1,6	-
(V)	62	5	4	3,2	2,5	2	-
Faktor sigurnosti v_n^{**}		1,25	1,5	2	2,5	3,15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



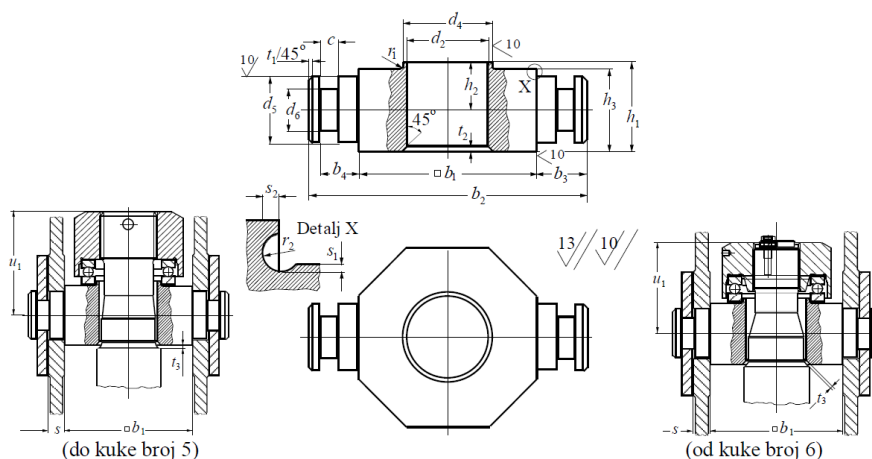
Slika 25. Oznake mjera jednokrakih kuka kovanih u kalupu

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

3.5.2 Odabir normiranih nosača i matice kuke

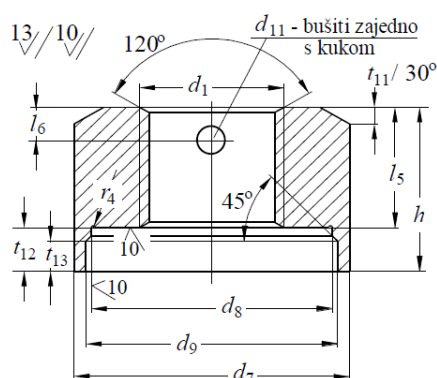
Iz dimenzija, odnosno broja kuke direktno proizlaze i dimenzije pripadajućeg nosača kuke i matice.



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 matrica 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 domenzije nosača kuke:

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

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

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

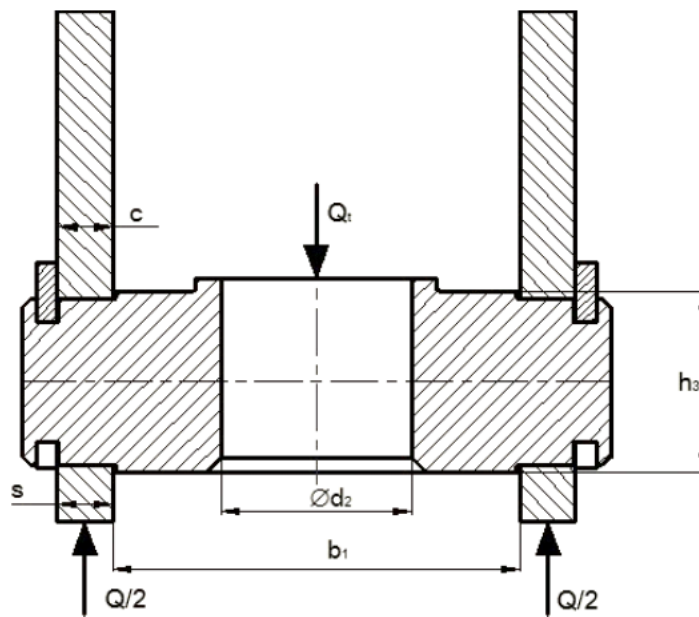
$$c = 8 \text{ mm}$$

$$d_5 (h_9) = 30 \text{ mm}$$

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

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

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. očitano 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 .

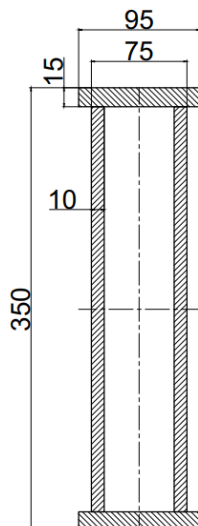
$$S_0 = \frac{63}{14,715} = 4,28 \geq S_{pot} = 1,5. \quad (3.54)$$

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

4. Proračun nosive konstrukcije

4.1 Provjera uvjeta čvrstoće horizontalnog nosača

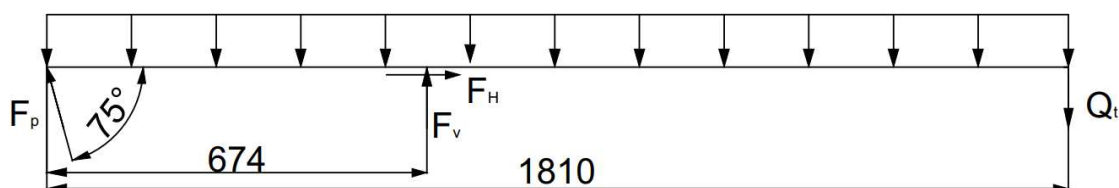
Horizontalni nosač je izveden kao kutijasti profil (slika 30.), sastavljen je od limova debljine 10 i 15 mm, a izrađen je od čelika S235JR.



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:

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

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

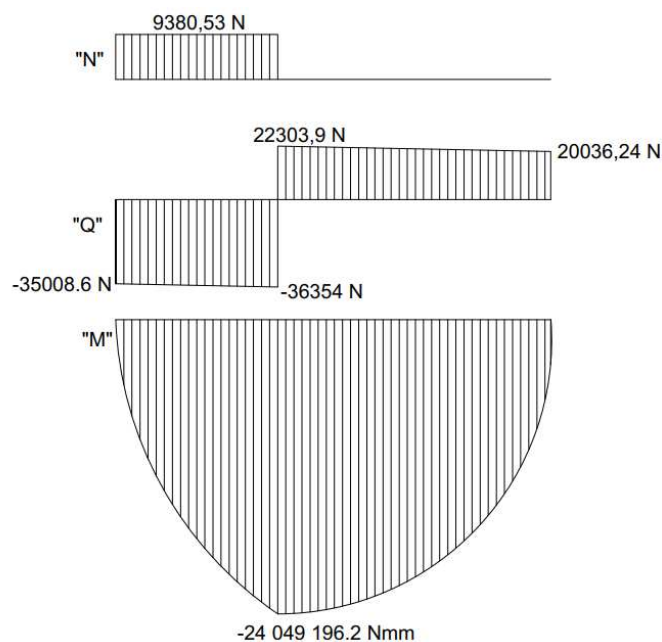
$$F_p = -36243,575 \text{ N.} \quad (4.6)$$

Uvrštavanjem izračunate sile F_p u jednačbe (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 naposljetku 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:

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

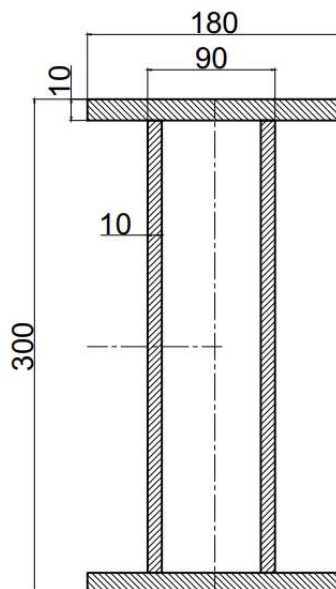
Kako bi dobili ukupni progib dohvatnika, potrebno je superponirati dobivene rezultate.

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

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

4.2 Vertikalni nosač

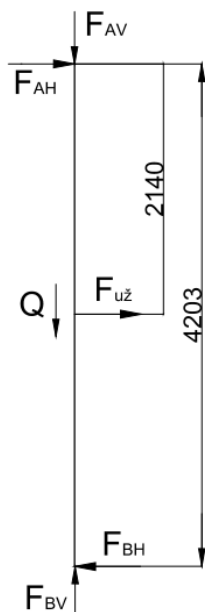
Vertikalni nosač je izveden kao kutijasti profil (slika 33.), sastavljen je od limova debljine 10 mm, a izrađen je od čelika S235JR.



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:

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

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

$$F_{už} = -19111,18 \text{ N.}$$

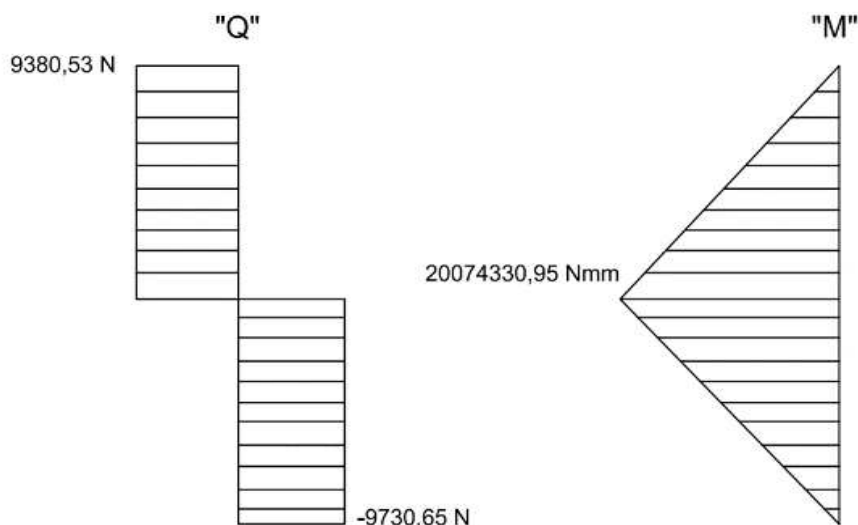
Suma sila u horizontalnom smjeru:

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

$$F_{BH} = F_{už} + F_{AH},$$

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

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:

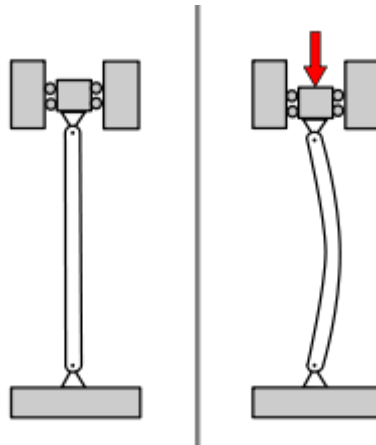
$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{3} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (4.23)$$

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 λ veća od granične vitkosti λ_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:

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

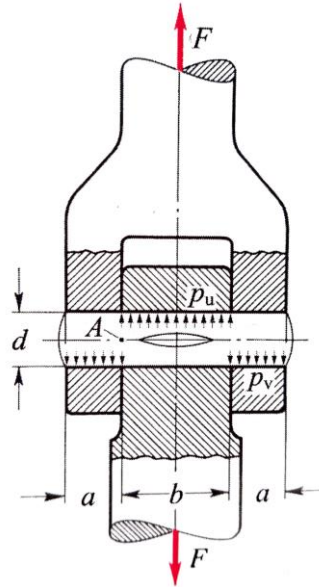
Gdje je $v = 5$ faktor sigurnosti za čelik.

Maksimalni iznos tlačne sile stupa iznosi $F_t = 62971,3 \text{ N}$. 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]:

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

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

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

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

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.

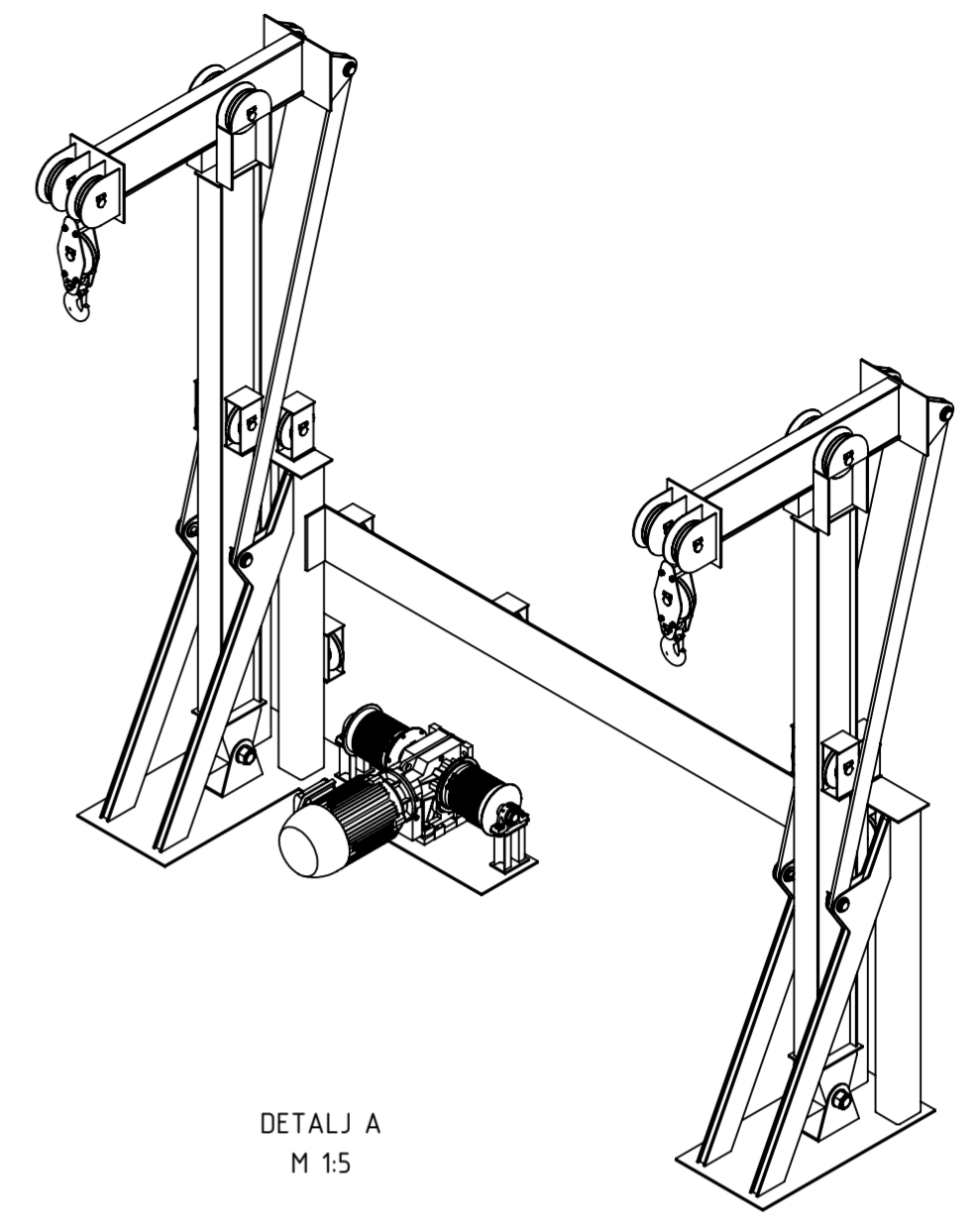
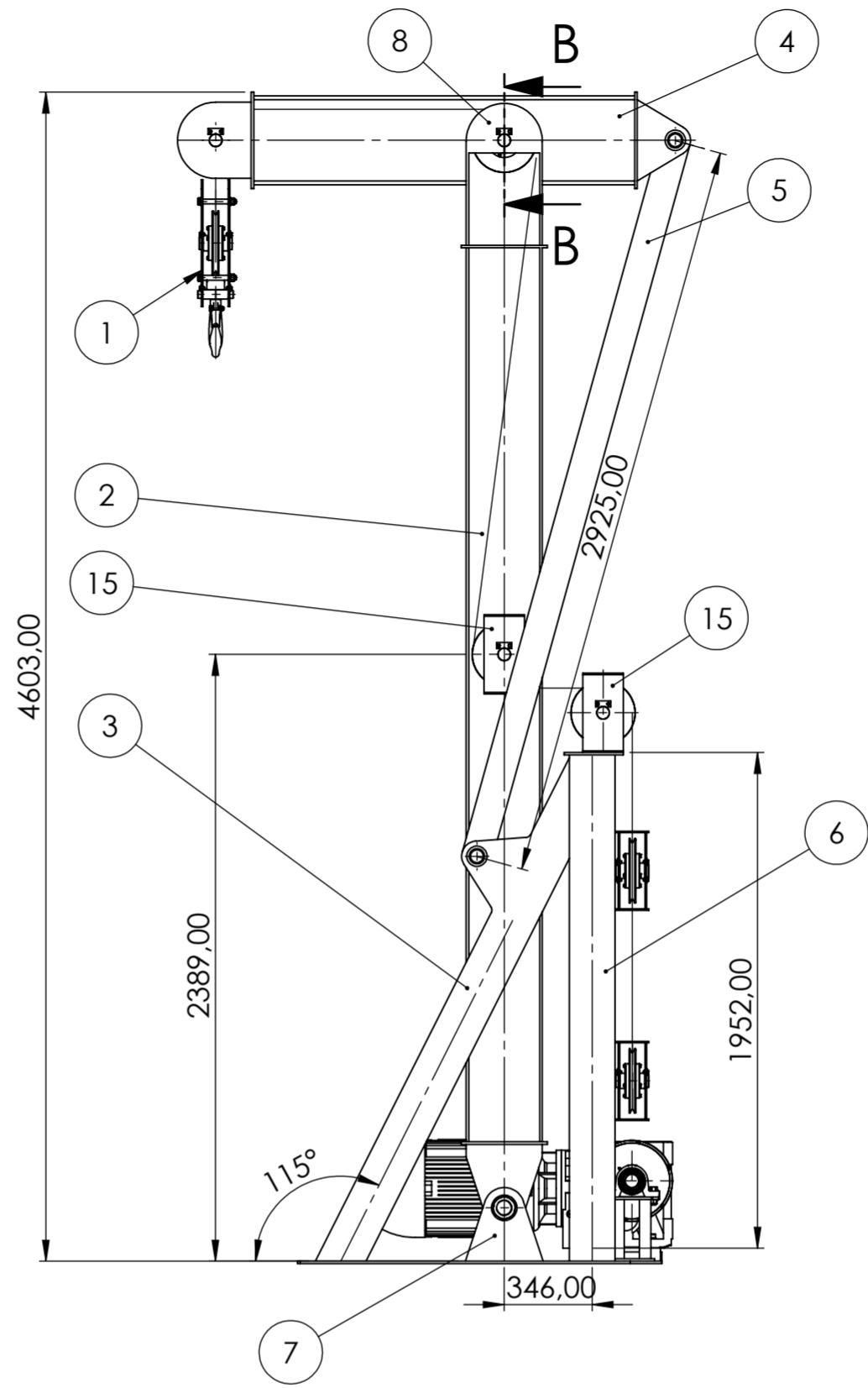
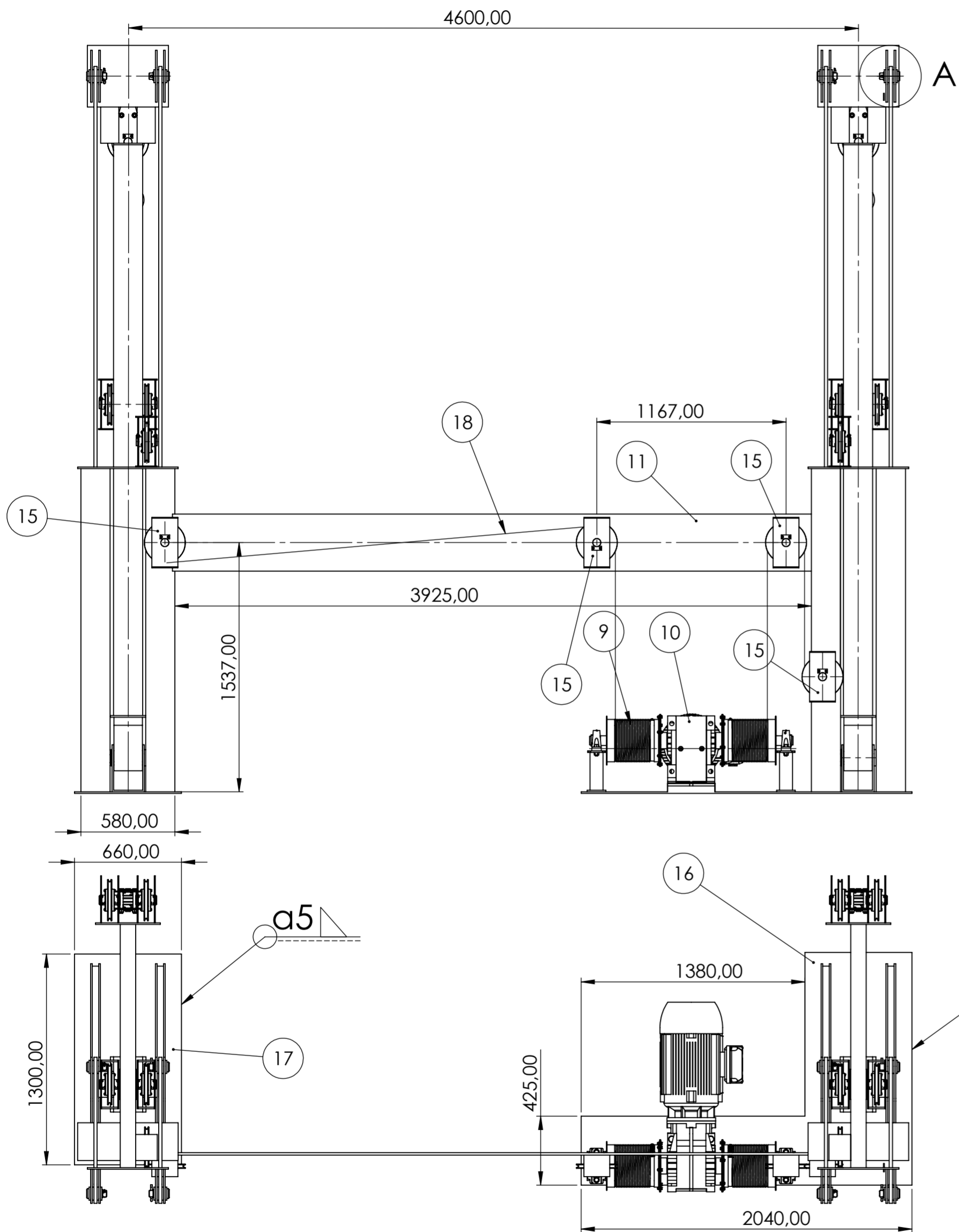
Da bi soha bila funkcionalna, ista mora biti izrađena u skladu s proračunom, ali i s trenutno važećim kako hrvatskim tako i međunarodnim normama i pravilnicima. Glavne cjeline sohe čine nosiva konstrukcija, sklop bubnja i kuke za dizanje tereta uz elektromotor koji vitlo pokreće pomoću užeta. Nosiva konstrukcija sastoji se od vertikalnog i horizontalnog nosača izvedenih u kutijastom profilu te pričvrstnog užeta. Mehanizam za spuštanje čamca sastoji se od sklopa ožljebljenog bubnja 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

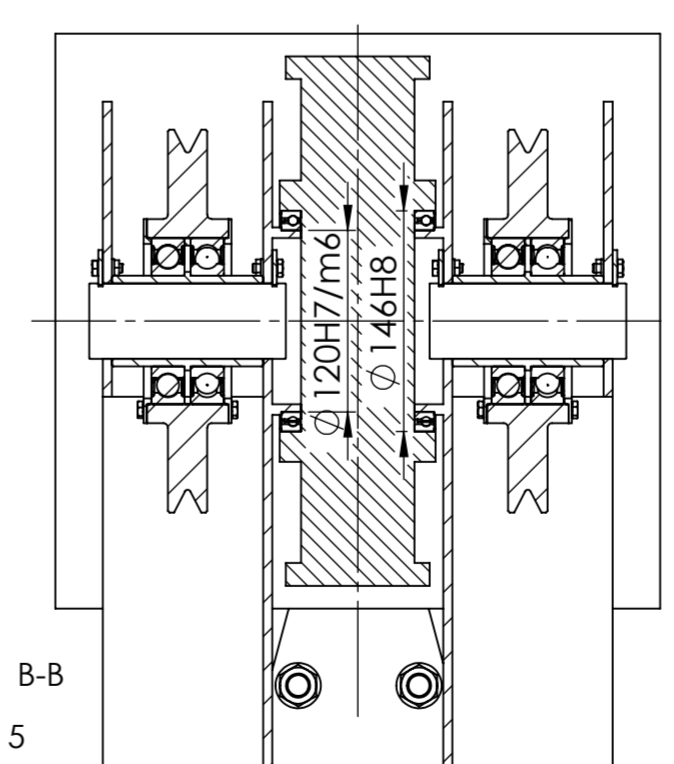
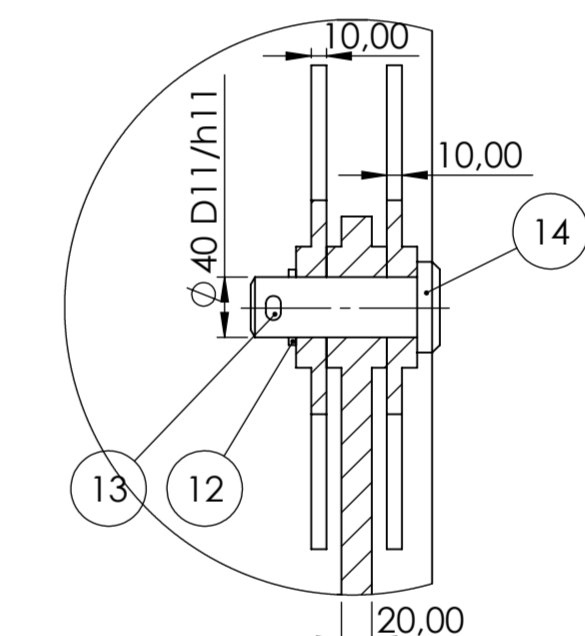
- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Husnjak, M.: Teorija mehanizama, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [5] Matejiček F., Semenski D., Vnućec 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



DETALJ A
M 1:5

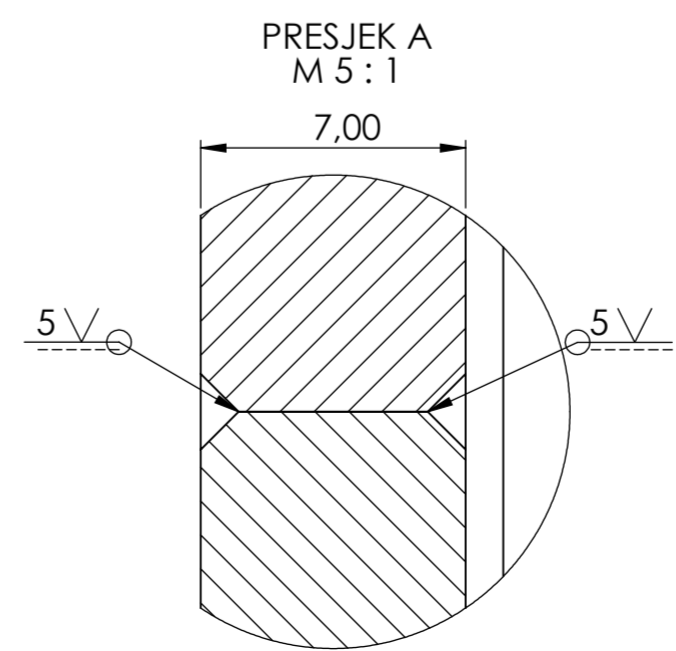
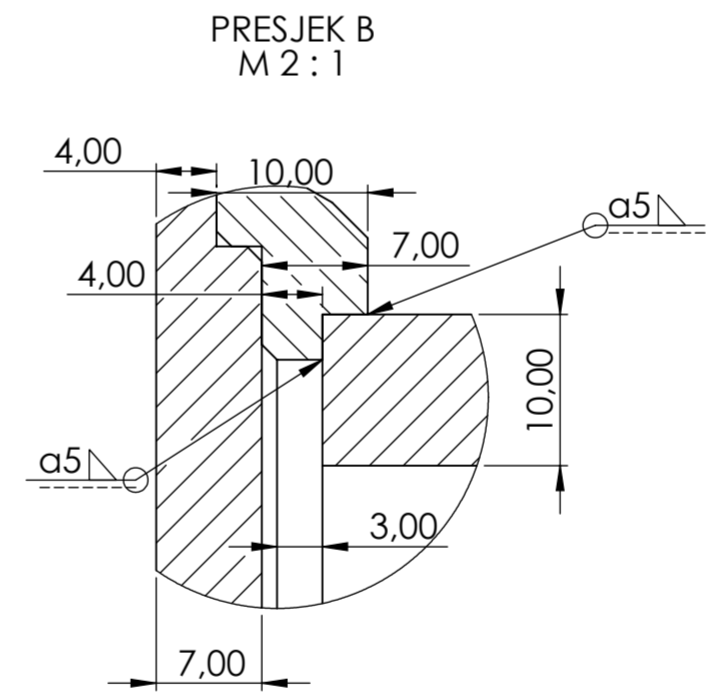
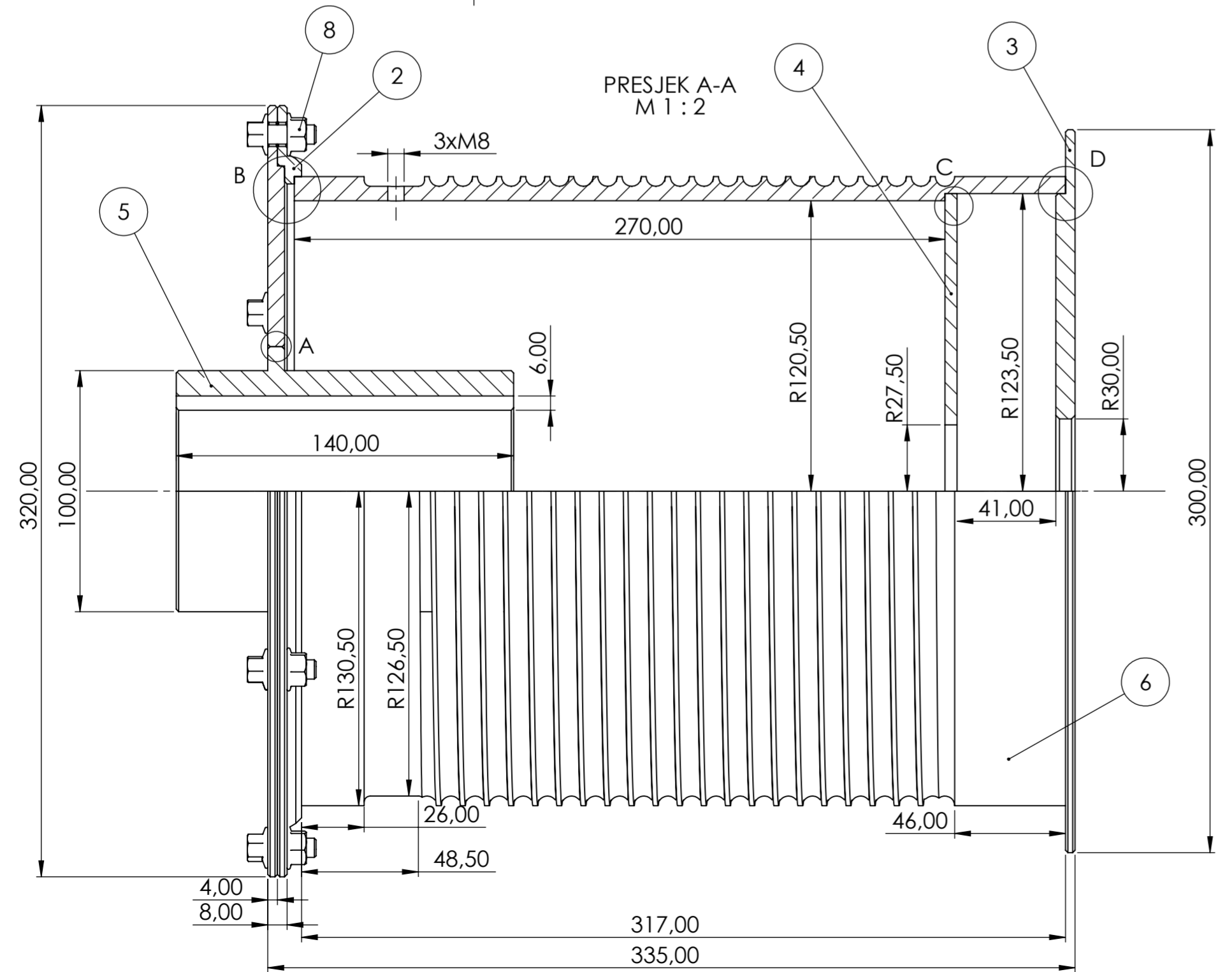
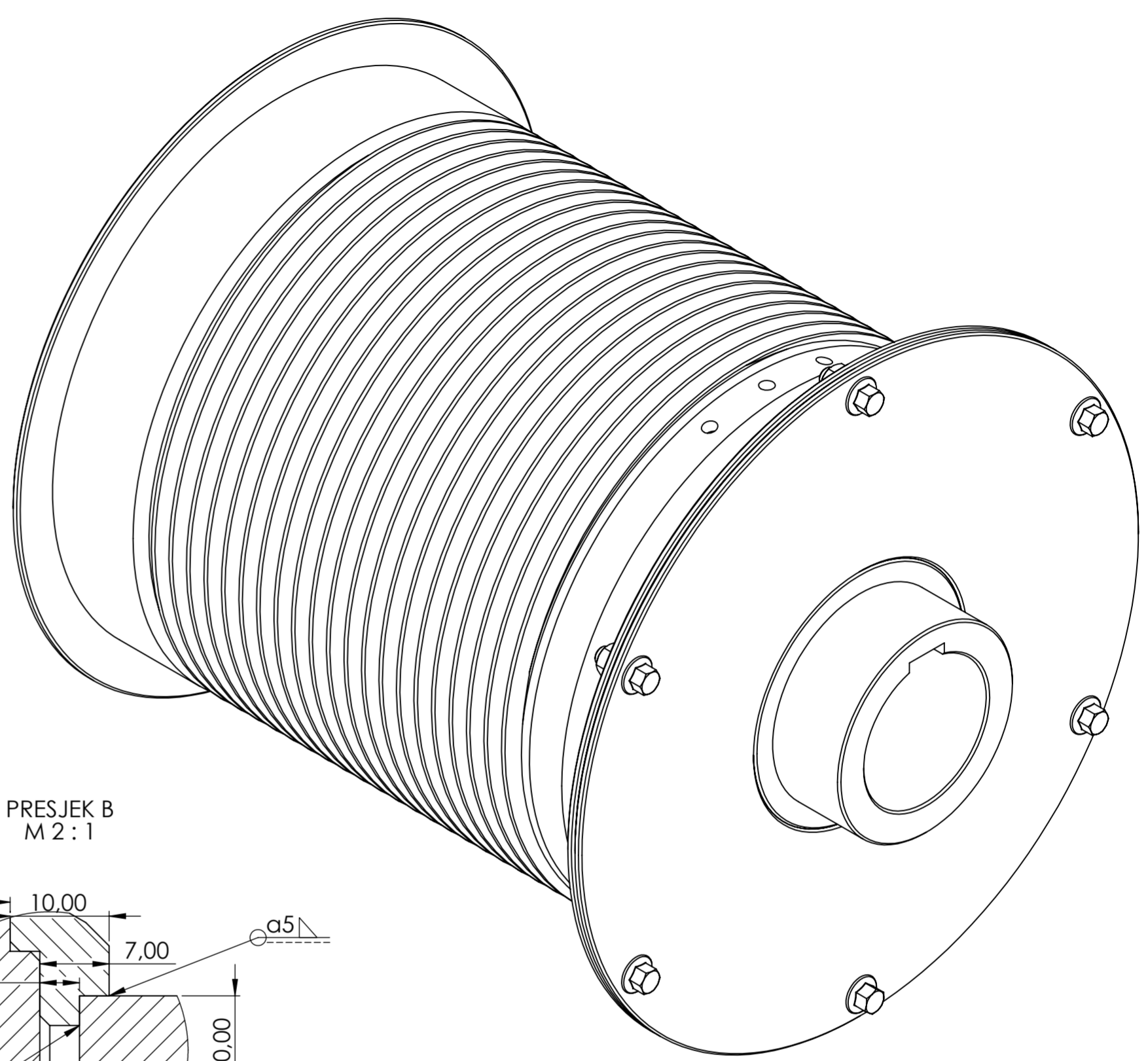
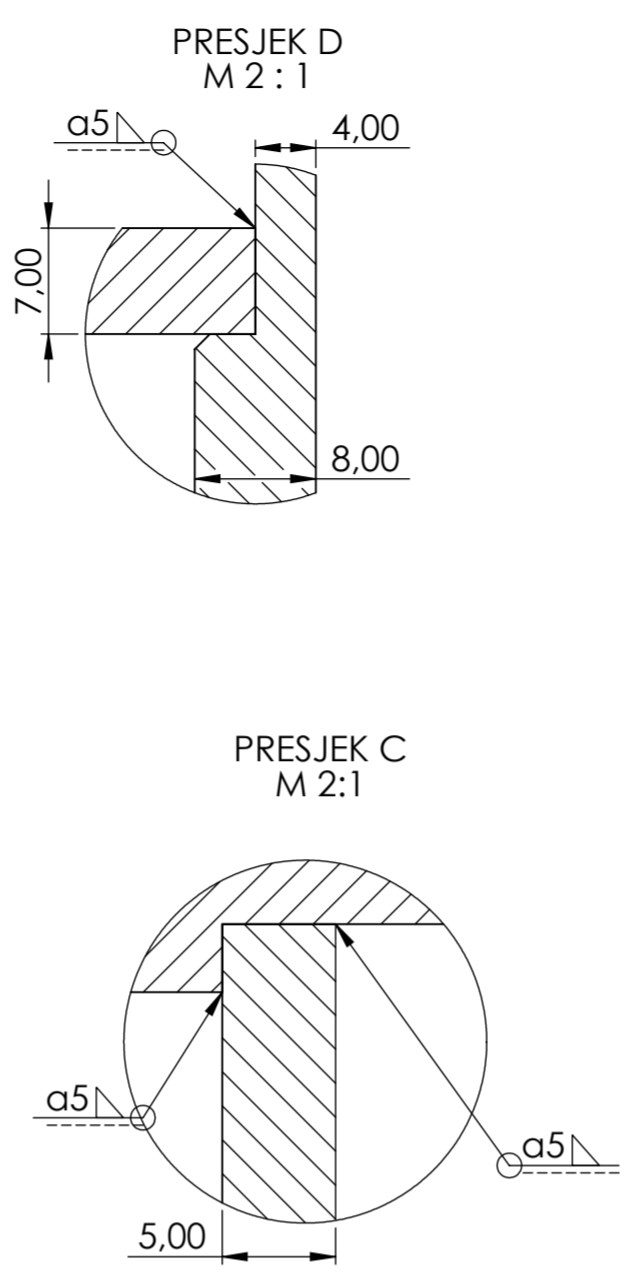
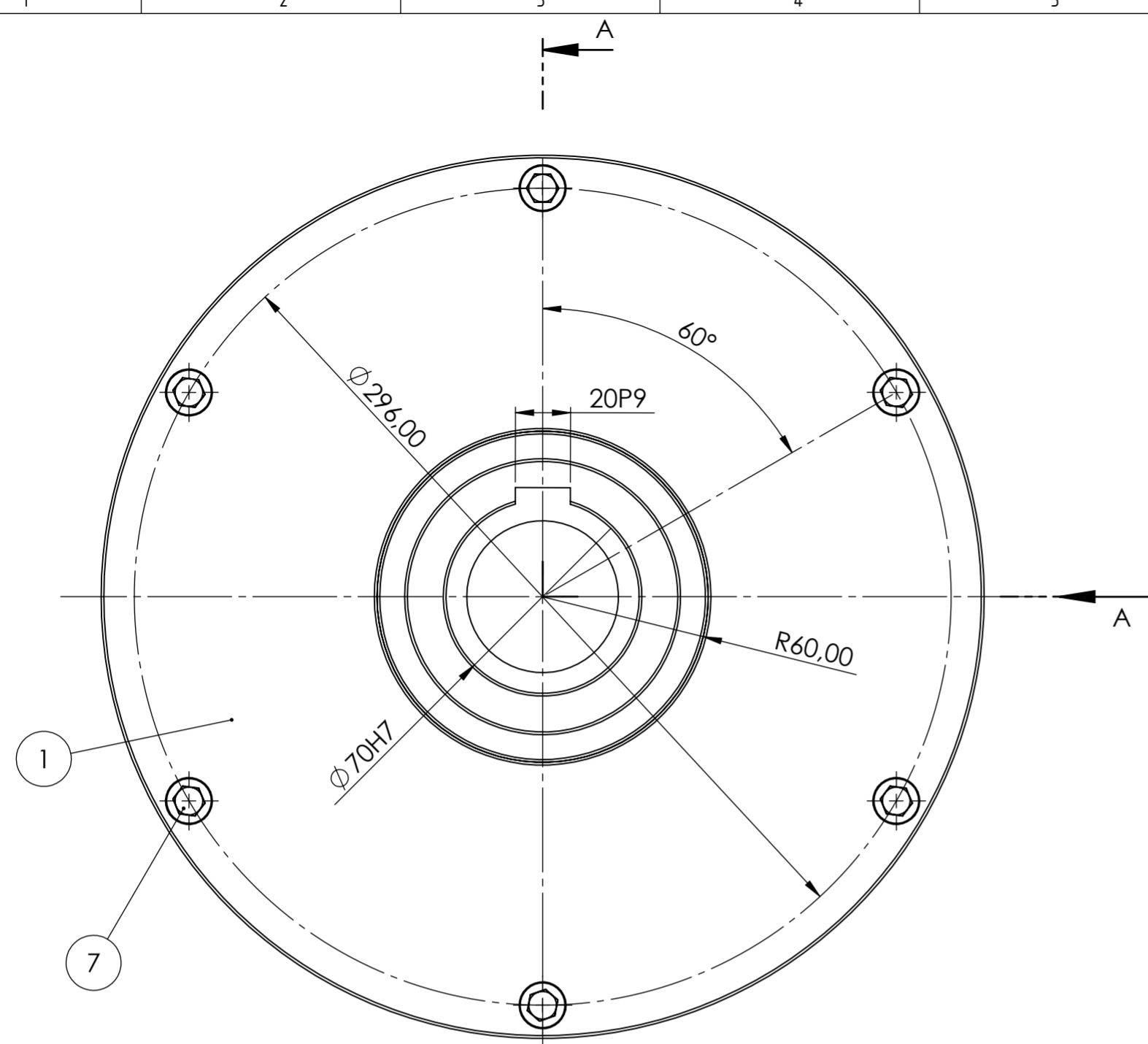


PRESJEK B-B
M 1:5

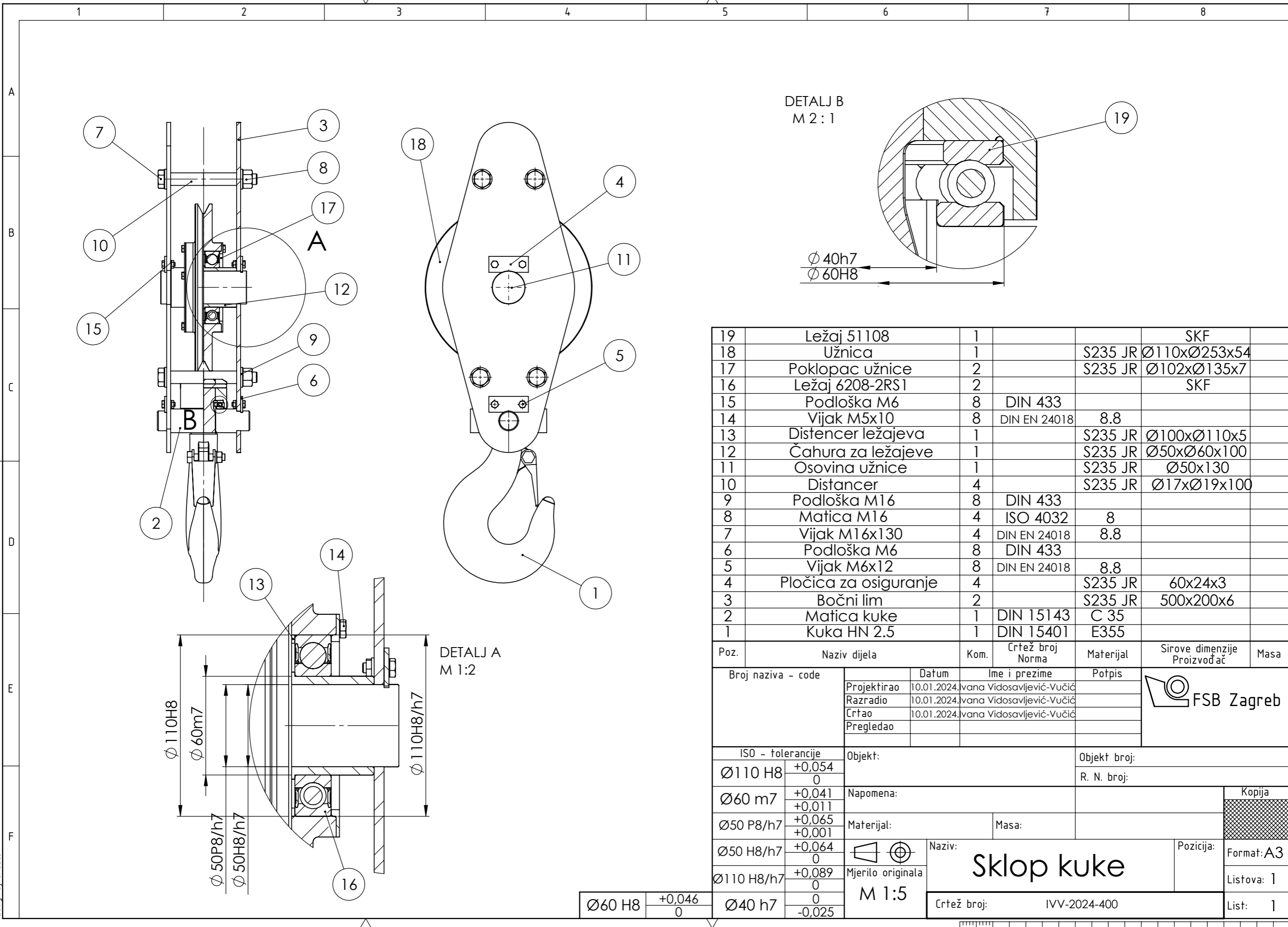
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
11	Rebro	1	IVV-2024-180	S235 JR		
10	Sklop pogona	1	IVV-2024-200			
9	Sklop bubnja	1	IVV-2024-300			
8	Ušica	4	IVV-2024-110	S235 JR		
7	Zglobni oslonac	2	IVV-2024-120	S235 JR		
6	Potporni stup	4	IVV-2024-130	S235 JR		
5	Ukruta	4	IVV-2024-140	S235 JR		
4	Horizontalna ruka	2	IVV-2024-150	S235 JR		
3	Potporni olonac ukrute	4	IVV-2024-160			
2	Vertikalna ruka	2	IVV-2024-170			
1	Sklop kuke	1	IVV-2024-400	S235 JR		

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	Sirove dimenzije Proizvođač		Masa
Projektirao		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić		FSB Zagreb		
Razradio		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić		Studij strojarstva		
Crtao		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić				
Pregledao							
Mentor							
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
$\varnothing 40D11/h11$	+0,400			R. N. broj:			
	+0,080						
$\varnothing 146H8$	+0,063	Napomena:		Smjer:		Kopija	
	0			Konstrukcijski			
$\varnothing 120H7/m6$	+0,035	Materijal:		Masa:		DIPLOMSKI RAD	
	+0,022						
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A2	
M1:25		Soha za spuštanje čamaca za spašavanje				Listova: 1	
		Crtež broj: IVV-2024-100				List: 1	

18	Uže	2	8DIN3064 6X36WS-FC1770BSZ			
17	Podložna ploča manja	1	S235 JR			
16	Podložna ploča veća	1	S235 JR			
15	Užnica na osloncu	10	S235 JR			
14	Svornjak s glavom	8				
13	Rascjepka 10x71	8	ISO 1234			
12	Podložna pločica	8	ISO 8738	S235 JR		

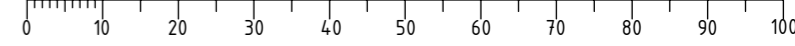


9						
8	Matica M8	6	ISO 4161	8		
7	Vijak M8x20	6	ISO 4162	8.8		
6	Bubanj	1	IVV-2024-360	S235 JR	Ø 261x320	
5	Čahura	1	IVV-2024-350	S235 JR	Ø 100x140	
4	Unutarnji držač	1	IVV-2024-340	S235 JR	Ø 247x5	
3	Vanjska ploča	1	IVV-2024-330	S235 JR	Ø 300x4	
2	Prirubna ploča	1	IVV-2024-320	S235 JR	Ø 320x7	
1	Celna ploča	1	IVV-2024-310	S235 JR	Ø 320x7	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		10.01.2024.	Ivana Vidosavijević-Vučić		 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Razradio		10.01.2024.	Ivana Vidosavijević-Vučić			
Crtao		10.01.2024.	Ivana Vidosavijević-Vučić			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
20P9	-0,022 -0,074	Napomena:		R. N. broj:		
Ø 70H7	+0,030 0	Materijal:		Smjer: Konstrukcijski		
Mjerilo originala		Masa:	DIPLOMSKI RAD		Kopija	
M1:2		Naziv: Sklop bubnja		Format: A2		
Crtež broj: IVV-2024-300		Materijal:		Listova: 1		
		Masa:		List: 1		



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
19	Ležaj 51108	1		SKF		
18	Užnica	1		S235 JR	Ø110xØ253x54	
17	Poklopac užnice	2		S235 JR	Ø102xØ135x7	
16	Ležaj 6208-2RS1	2		SKF		
15	Podloška M6	8	DIN 433			
14	Vijak M5x10	8	DIN EN 24018	8.8		
13	Distancer ležajeva	1		S235 JR	Ø100xØ110x5	
12	Čahura za ležajeve	1		S235 JR	Ø50xØ60x100	
11	Osovina užnice	1		S235 JR	Ø50x130	
10	Distancer	4		S235 JR	Ø17xØ19x100	
9	Podloška M16	8	DIN 433			
8	Matica M16	4	ISO 4032	8		
7	Vijak M16x130	4	DIN EN 24018	8.8		
6	Podloška M6	8	DIN 433			
5	Vijak M6x12	8	DIN EN 24018	8.8		
4	Pločica za osiguranje	4		S235 JR	60x24x3	
3	Bočni lim	2		S235 JR	500x200x6	
2	Matica kuke	1	DIN 15143	C 35		
1	Kuka HN 2.5	1	DIN 15401	E355		

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić		
Razradio		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić		
Crtao		10.01.2024.	Ivana Vidosavljević-Vučić		
Pregledao					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø110 H8	+0,054 0	Napomena:		R. N. broj:	
Ø60 m7	+0,041 +0,011	Materijal:		Masa:	
Ø50 P8/h7	+0,065 +0,001	Naziv:		Pozicija:	
Ø50 H8/h7	+0,064 0	Mjerilo originala		Format: A3	
Ø110 H8/h7	+0,089 0	M 1:5		Listova: 1	
Ø60 H8	+0,046 0	Crtež broj: IVV-2024-400		List: 1	
Ø40 h7	0 -0,025				



Design by CADLab