

Mosna dizalica s četiri glavna nosača

Vujnović, Luka

Undergraduate thesis / Završni rad

2023

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:235:769790>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-18**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Luka Vujnović

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Student:

Luka Vujnović

Zagreb, 2023.

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

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

Također, zahvaljujem svojoj obitelji na potpori tijekom cijelog školovanja.

Luka Vujnović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za završne i diplomске 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 - 1703 - 23 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Luka Vujnović** JMBAG: **0035214588**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Mosna dizalica s četiri glavna nosača**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Bridge crane with four main girders**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati mosnu dizalicu za dizanje tereta standardnom kukom. Konstrukcijsko rješenje mosta treba sadržavati četiri glavna nosača te dva ili četiri čeona nosača mosta.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------|
| 1) Nosivost: | $Q = 5 \text{ t}$, |
| 2) Visina dizanja: | $H = 6 \text{ m}$, |
| 3) Raspon mosta dizalice: | $L = 10 \text{ m}$, |
| 4) Prijenosni omjer koloturnika: | $i_{kol} = 4/2$, |
| 5) Brzina dizanja: | $v_{diz} = 12 \text{ m/min}$, |
| 6) Brzina vožnje vitla/mosta: | $v_{voz} = 20 \text{ m/min}$, |
| 7) Pogonska grupa: | 2_m . |

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o mosnim dizalicama,
- 2) Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja,
- 3) Nekoliko konceptijskih rješenja,
- 4) Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve,
- 5) Proračun mehanizma za dizanje, vožnju vitla i vožnju mosta,
- 6) Proračun i oblikovanje nosive konstrukcije,
- 7) Sklopni crtež s potrebnim presjecima i detaljima.

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

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datumi obrane:
30. 11. 2022.	1. rok: 20. 2. 2023. 2. rok (izvanredni): 10. 7. 2023. 3. rok: 18. 9. 2023.	1. rok: 27. 2. – 3. 3. 2023. 2. rok (izvanredni): 14. 7. 2023. 3. rok: 25. 9. – 29. 9. 2023.

Zadatak zadao: Predsjednik Povjerenstva:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK.....	XIV
SUMMARY	XV
1. UVOD	1
1.1. Mosni granici.....	1
1.1.1. Mosni granici s jednim glavnim nosačem.....	1
1.1.2. Mosni granici s dva glavna nosača.....	2
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	4
3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA.....	5
3.1. Koncept 1.....	5
3.2. Koncept.....	6
3.3. Koncept 3.....	6
3.4. Vrednovanje i odabir koncepta.....	7
4. PRORAČUN MEHNIZMA ZA DIZANJE	8
4.1. Parametri ciljanog konstrukcijskog rješenja.....	8
4.2. Uže	8
4.2.1. Sila u užetu	9
4.2.2. Dimenzioniranje užeta.....	10
4.3. Sklop kuke	11
4.3.1. Izbor kuke.....	11
4.3.2. Matica kuke i nosač kuke	14

4.3.3.	Kontrola aksijalnog ležaja kuke	15
4.3.4.	Dimenzioniranje užnica	16
4.3.5.	Dimenzioniranje osovine užnice	18
4.3.6.	Izbor i kontrola ležaja užnica	20
4.4.	Izravnavajuća užnica	21
4.4.1.	Dimenzioniranje izravnavajuće užnice	21
4.4.2.	Dimenzioniranje svornjaka izravnavajuće užnice i nosivog lima	22
4.4.3.	Dimenzioniranje šipke izravnavajuće užnice	25
4.5.	Bubanj	26
4.5.1.	Odabir promjera bubnja	26
4.5.2.	Dimenzioniranje bubnja	27
4.5.3.	Proračun stijenke bubnja	29
4.5.4.	Proračun debljine čelne ploče bubnja	30
4.5.5.	Proračun veze čelne ploče i bubnja	31
4.5.6.	Proračun veze užeta i bubnja	32
4.5.7.	Dimenzioniranje osovine bubnja	33
4.5.8.	Kontrola ležaja bubnja	34
4.6.	Odabir elektromotara i reduktora za dizanje tereta	35
5.	PRORAČUN VITLA	39
5.1.	Proračun okvira vitla	39
5.1.1.	Proračun krutosti grede GH	40
5.1.2.	Proračun čvrstoće grede GH	44
5.1.3.	Proračun krutosti grede AB	45
5.1.4.	Proračun čvrstoće grede AB	50
5.1.5.	Proračun krutosti grede CD	50
5.1.6.	Proračun čvrstoće grede CD	53

5.1.7. Proračun krutosti grede KE	54
5.1.8. Proračun krutosti grede KE	56
5.1.9. Kontrola stupa ležaja na izvijanje	57
5.1.10. Proračun nosivih zavara	60
5.1.10.1. Proračun zavara ušica izravnavajuće užnice	61
5.1.10.2. Proračun zavara grede GH	62
5.1.10.3. Proračun zavara grede KE	63
5.2. Odabir kotača za vožnju vitla	64
5.3. Odabir pogona za vožnju vitla	66
5.3.1. Provjera elektromotora s obzirom na pokretanje	69
5.3.2. Provjera elektromotora s obzirom na proklizavanje	71
5.3.3. Provjera kočnice pogonskog sklopa vitla	71
6. PRORAČUN MOSTA	73
6.1. Proračun greda koje čine most	73
6.1.1. Proračun krutosti glavnog nosača	73
6.1.2. Proračun čvrstoće glavnog nosača	76
6.1.3. Proračun krutosti i čvrstoće čeonog nosača	76
6.2. Odabir kotača za vožnju mosta	78
6.3. Odabir pogona za vožnju mosta	79
6.3.1. Provjera elektromotora s obzirom na pokretanje	82
6.3.2. Provjera elektromotora s obzirom na proklizavanje	83
6.3.3. Provjera kočnice pogonskog sklopa mosta	83
ZAKLJUČAK	85
LITERATURA	86
PRILOZI	87

POPIS SLIKA

Slika 1.	Mosni granik s jednim glavnim nosačem [1].....	1
Slika 2.	Mosni granik s dva glavna nosača [1].....	2
Slika 3.	Dio ponude granika poduzeća <i>Demag</i> [1].....	4
Slika 4.	Koncept 1	5
Slika 5.	Koncept 2	6
Slika 6.	Koncept 3	7
Slika 7.	Udvojeni faktorski kolturnik sa $i_{kol}=4/2$ [2].....	9
Slika 8.	Paralelno pleteno uže Seal 6 x 19 prema DIN 3058 [3].....	11
Slika 9.	Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu; (DIN 15401 T.1) [3]	13
Slika 10.	Mjere obrađenog vrata kuke za kuke kovane u kalupu (DIN 15401 T.2) [3].....	13
Slika 11.	Crtež matice teretne kuke [3]	14
Slika 12.	Nosač kuke [3]	15
Slika 13.	Profil užnice [3]	17
Slika 14.	Proračunska shema osovine užnice.....	19
Slika 15.	Zavješenje izravnavajuće užnice [3]	22
Slika 16.	Spoj ostvaren svornjakom [7]	23
Slika 17.	Proračunska shema šipke izravnavajuće užnice.....	26
Slika 18.	Profil žlijeba bubnja [3]	27
Slika 19.	Osnovne mjere bubnja [3].....	28
Slika 20.	Čelna ploča bubnja [3]	30
Slika 21.	Veza užeta s bubnjem [3].....	32
Slika 22.	Primjer konstrukcijske izvedbe bubnja [3]	33
Slika 23.	Zavareni okvir vitla.....	39
Slika 24.	Proračunski model okvira vitla	39
Slika 25.	Karakteristike IPN 120 profila [9]	40

Slika 26.	Proračunska shema grede GH	41
Slika 27.	Progib grede GH [10].....	43
Slika 28.	Ovisnost oblika elastične linije o položaju sile F [11].....	44
Slika 29.	Karakteristike UPN 180 profila [9].....	45
Slika 30.	Proračunska shema grede IB	46
Slika 31.	Progib grede IB pod utjecajem M_{okv} [10].....	48
Slika 32.	Progib grede IB izračunat pomoću [10].....	49
Slika 33.	Proračunska shema grede JD	51
Slika 34.	Karakteristike UPN 200 profila [9].....	54
Slika 35.	Proračunska shema grede KE	54
Slika 36.	Karakteristike UPN 50 profila [9].....	57
Slika 37.	Slobodna duljina izvijanja stupa ležaja [8]	58
Slika 38.	Ušice izravnavajuće užnice	61
Slika 39.	Proračunski presjek zavara ušice izravnavajuće užnice.....	61
Slika 40.	Proračunski presjek zavara H.....	62
Slika 41.	Proračunski presjek zavara grede CD i grede KE.....	63
Slika 42.	Most granika	73
Slika 43.	Karakteristike IPN 450 profila [9]	74
Slika 44.	Proračunska shema glavnog nosača.....	75
Slika 45.	Karakteristike IPN 200 profila [9]	77

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Zadane konstrukcijske karakteristike	8
Tablica 2.	Minimalni faktori sigurnosti S za pogonsku užad [3]	10
Tablica 3.	Osnovne značajke nosivosti kuka prema DIN 15400 [3].....	12
Tablica 4.	Mjere matica teretnih kuka (DIN 15413) [3]	14
Tablica 5.	Mjere ovjesa i nosača kuke [3].....	15
Tablica 6.	Karakteristike ležaja SKF 51112 [4]	16
Tablica 7.	Faktor pregiba užeta c_p [3]	17
Tablica 8.	Minimalni odnos (D/d) za pogonsku užad [3]	17
Tablica 9.	Mjere profila užnice (DIN 15061 T.1) [3]	18
Tablica 10.	Svojstva kugličnog radijalnog ležaja SKF 6012 – 2RS1 [4].....	20
Tablica 11.	Dopuštena naprezanja za spojeve sa zatikom i svornjakom [7].....	23
Tablica 12.	Ovisnost radijusa zakrivljenosti ruba žlijeba o promjeru užeta [3].....	28
Tablica 13.	Svojstva ležaja SKF SYJ 50 TF [4]	34
Tablica 14.	Karakteristike motora za dizanje s reduktorom i kočnicom.....	36
Tablica 15.	Faktor povećanja statičkog momenta [3]	38
Tablica 16.	Tetmajerove jednadžbe za naprezanje σ_k [8].....	59
Tablica 17.	Dopuštena naprezanja zavara kranskih nosača [12].....	60
Tablica 18.	Vrijednosti faktora c_1 za neke materijale [3].....	65
Tablica 19.	Vrijednosti faktora c_2 u ovisnosti o brzini vrtnje kotača [3]	65
Tablica 20.	Vrijednosti faktora c_3 [3].....	65
Tablica 21.	Mjere odabrane tračnice [3]	66
Tablica 22.	Karakteristike pogonskog sklopa za vožnju vitla.....	69
Tablica 23.	Karakteristike odabranog sklopa za vožnju mosta.....	81

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

00-00-00 MOSNI GRANIK S ČETIRI GLAVNA NOSAČA

01-00-00 VOZNO VITLO

01-01-00 SKLOP KUKE

01-02-00 SKLOP BUBNJA S POGONOM I LEŽAJEM

01-02-01.0 ZAVARENI SKLOP BUBNJA I OSOVINE

01-03-00 SKLOP IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE

01-04-00.0 ZAVARENI OKVIR VITLA

02-00-00 MOST GRANIKA

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{jM10}	mm ²	Površina poprečnog presjeka jezgre vijka M10
A_{svor}	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka
a_{GH}	mm	Udaljenost od oslonca G do mjesta djelovanja sile F_{30kv}
a_{IB}	mm	
a_{lim}	mm	Širina nosivog lima izravnavajuće užnice
b_{GH}	mm	Udaljenost od mjesta djelovanja sile F_{30kv} do oslonca H
b_{IB}	mm	udaljenost od oslonca I do mjesta djelovanja sile F_{10kv}
$b_{\check{c}ah}$	mm	Širina čahure
b_p	-	Broj pregibanja užeta
C_0	kN	Statička nosivost aksijalnog ležaja
C_{0_B}	kN	Statička nosivost ležaja osovine bubnja
$C_{0_{u\check{z}}}$	kN	Statička nosivost valjnog ležaja užnice
C_B	kN	Dinamička nosivost ležaja osovine bubnja
$C_{u\check{z}}$	kN	Dinamička nosivost valjnog ležaja užnice
c_B	-	Koeficijent osovine bubnja
c_n	-	Faktor pogonske grupe
c_p	-	Faktor pregibanja užeta
D_1	mm	Vanjski promjer glavine
D_{bu}	mm	Promjer bubnja mjeren kroz središnjicu užeta
$D_{izu\check{z}n}$	mm	Promjer izravnavajuće užnice mjeren kroz središnjicu užeta
$D_{n_{bc}}$	mm	Nazivni promjer bešavne cijevi
$D_{u\check{z}n}$	mm	Promjer užnice mjeren kroz središnjicu užeta
$D_{v_{bc}}$	mm	Vanjski promjer bešavne cijevi
d_{1M10}	mm	Promjer jezgre vijka M10
d_{2M10}	mm	Srednji promjer vijka M10
d_7	mm	Promjer na kojem se nalaze vijčani spojevi čeone ploče
d_B	mm	Promjer osovine bubnja
$d_{ou\check{z}}$	mm	Promjer osovine užnice

d_{svor}	mm	Promjer svornjaka
$d_{\text{šip}}$	mm	Promjer šipke izravnavajuće užnice
$d_{\text{už}}$	mm	Promjer užeta
$d_{\text{už,min}}$	mm	Minimalni potrebni promjer užeta
$\left(\frac{D}{d}\right)_{\text{min_bu}}$	-	Minimalno dozvoljeni odnos (D/d) za bubanj
$\left(\frac{D}{d}\right)_{\text{min_izužn}}$	-	Minimalno dozvoljeni odnos (D/d) za izravnavajuću užnicu
$\left(\frac{D}{d}\right)_{\text{min_užn}}$	-	Minimalno dozvoljeni odnos (D/d) za užnicu
$E_{\text{č}}$	N/mm ²	Modul elastičnosti čelika
$F_{1\text{okv}}$	N	Sila koja opterećuje okvir vitla
$F_{2\text{okv}}$	N	Sila koja opterećuje okvir vitla
$F_{3\text{okv}}$	N	Sila koja opterećuje okvir vitla
F_{G}	N	Reakcijska sila u osloncu G
$F_{\text{RED_diz}}$	N	dopušteno radijalno opterećenje izlaznog vratila reduktora za
$F_{\text{n_užb}}$	N	potrebna normalna sila u pojedinom vijku za spoj užeta i bubnja
$F_{\text{nvij_čp}}$	N	Najveća normalna sila koja se postiže u vijku kojim se spajaju
$F_{\text{r_RED}}$	N	Radijalna sila koja opterećuje izlazno vratilo reduktora za dizanje
F_{u}	N	Sila u užetu
f	-	Faktor ispune užeta
g	m/s ²	Gravitacijska konstanta
H	m	Visina na koju treba podignuti teret
HN	-	Broj kuke
HN_{pot}	-	Potrebni broj kuke
h	mm	Visina žlijeba bubnja
$h_{\text{užb}}$	mm	Udaljenost mjerena od dna žlijeba do mjesta nalijeganja matice
I_{yGH}	mm ⁴	Moment tromosti presjeka grede GH oko osi y
I_{yIB}	mm ⁴	Moment tromosti presjeka grede IB oko osi y
$i_{\text{RED_diz}}$	-	Prijenosni omjer reduktora za dizanje
i_{kol}	-	Zadani prijenosni omjer udvojenog faktorskog koloturnika

L	m	Raspon mosta granika
L_{10h_B}	h	Nazivni vijek trajanja ležaja osovine bubnja u satima rada
$L_{10h_už}$	h	Nazivni vijek trajanja ležaja užnice u satima
$L_{10h_min_B}$	h	Zahtijevani vijek trajanja ležaja osovine bubnja
$L_{10h_min_už}$	h	Zahtijevani vijek trajanja ležaja užnice
l_B	mm	Duljina od središnjice čeone ploče bubnja do središnjice ležaja
l_{GH}	mm	Duljina grede GH
l_{IB}	mm	Duljina grede IB
l_b	mm	Ukupna duljina dvoužetnog bubnja
l_r	mm	Radna duljina bubnja
M_{GHmax}	Nmm	Najveći unutarnji moment savijanja grede GH
$M_{KOČ_diz}$	Nmm	Moment kočnice sklopa za dizanje
M_{RED_diz}	Nmm	Najveći izlazni moment vratila reduktora za dizanje
M_{iz_red}	Nmm	Potrebni moment izlaznog vratila reduktora za dizanje
$M_{max_ouž}$	Nmm	Najveći moment savijanja osovine užnice
M_{iz_red}	Nmm	Potrebni moment izlaznog vratila reduktora za dizanje
M_{st_diz}	Nmm	Statički moment na vratilu elektromotora za dizanje
$M_{y_{max_šip}}$	Nmm	Najveći moment savijanja šipke izravnavajuće užnice
m_{sk}	kg	Masa sklopa kuke
n_{RED_diz}	o/min	Brzina vrtanje izlaznog vratila reduktora za dizanje
n_{m_B}	o/min	Brzina vrtnje bubnja
n_{iz_red}	o/min	Tražena brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora za dizanje
$n_{m_už}$	o/min	Brzina vrtnje ležaja užnice
$n_{vij_čp}$	-	Broj vijaka kojima su spojeni bubanj i čeona ploča
P_{0a}	kN	Statičko ekvivalentno aksijalno opterećenje
P_{0r_B}	kN	Statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja osovine bubnja
$P_{0r_už}$	kN	Statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja užnice
P_{EM_diz}	kW	Nazivna snaga elektromotora za dizanje
p_{dop_svor}	N/mm ²	Dopušteni površinski pritisak svornjaka
$p_{d_ouž}$	N/mm ²	Dopušteni površinski pritisak između nosivog lima i osovine

$p_{ouž}$	N/mm^2	Površinski pritisak između nosivog lima i osovine užnice
$p_{u_čah}$	N/mm^2	Površinski tlak na dodiru svornjaka i čahure
p_{v_lim}	N/mm^2	Površinski tlak na dodiru svornjaka i nosivog lima
Q	kg	Masa tereta kojeg granikom treba podignuti
Q_{uk}	N	Ukupna težina koju granikom treba dignuti
q_{GH}	N/mm	Kontinuirano opterećenje grede GH vlastitiom težinom
q_{IB}	N/mm	Kontinuirano opterećenje grede IB vlastitiom težinom
$R_{m,ž}$	N/mm^2	Lomna čvrstoća žica
$R_{e8.8}$	N/mm^2	Granica plastičnosti za razred čvrstoće vijaka 8.8
R_{eE295}	N/mm^2	Granica plastičnosti materijala E295
R_{eS235}	N/mm^2	Granica plastičnosti za materijal S235
r_1	mm	Polumjer zakrivljenosti žlijeba bubnja
r_2	mm	Radijus zakrivljenosti ruba žlijeba bubnja
$S_{čp}$	-	Faktor sigurnosti čelne ploče bubnja
S_{okv}	-	Odabrani faktor sigurnosti okvira vitla
$S_{ouž}$	-	Faktor sigurnosti osovine užnice
$S_{už}$	-	Faktor sigurnosti užeta
s	mm	Debljina stijenke bubnja
s_0	-	Statička sigurnost aksijalnog ležaja
s_{0_B}	-	Statička sigurnost ležaja osovine bubnja
s_{0_min}	-	Minimalno potrebna statička sigurnost aksijalnog ležaja
$s_{0_min_B}$	-	Minimalno potrebna statička sigurnost ležaja osovine bubnja
$s_{0_min_už}$	-	Minimalno potrebna statička sigurnost radijalnog ležaja užnice
$s_{0_už}$	-	Statička sigurnost valjnog ležaja užnice
s_{lim}	mm	Debljina nosivog lima sklopa kuke
t	mm	Korak žlijeba bubnja
u	-	Broj užadi iznad užnice
v_{diz}	m/s	Brzina dizanja tereta
v_k	-	Faktor povećanja statičkog momenta kočnice
v_{voz}	m/s	Brzina vožnje vitla/mosta

W_{yGH}	mm ³	Moment otpora presjeka grede GH oko osi y
w_{1GH}	mm	Najveći progib grede GH uslijed djelovanja vlastite težine
w_{1IB}	mm	Najveći progib grede IB uslijed djelovanja vlastite težine
w_{2GH}	mm	Najveći progib grede GH uslijed djelovanja sile F_{30kv}
w_{2IB}	mm	najveći progib grede IB uslijed djelovanja sile F_{10kv}
w_{GHdop}	mm	Najveći dopušteni progib grede GH
w_{IBdop}	mm	najveći dopušteni progib grede IB
$w_{\check{c}p}$	mm	Debljina čelne ploče bubnja
w_{ukGH}	mm	Ukupni najveći prgib grede GH
x_{1GH}	mm	udaljenost od oslonca G na kojoj se javlja proib w_{1GH}
x_{2GH}	mm	udaljenost od oslonca G na kojoj se javlja proib w_{2GH}
$Z_{u\check{z}b}$	-	Broj vijaka za spoj užeta i bubnja
Grčke oznake		
δ_{bc}	mm	Debljina stijenke bešavne cijevi
ε_t	-	EkspONENT vijeka trajanja za ležaje s dodirom u točki
η_0	-	Stapanj djelovanja za valjne ležajeve
η_{bu}	-	Stupanj djelovanja bubnja
η_{ufk}	-	Stupanj djelovanja udvojenog faktorskog koloturnika
$\mu_{1u\check{z}b}$	-	Korigirani faktor trenja za trapezni žlijeb
$\mu_{\check{c}}$	-	Faktor trenja za čelik-čelik
σ_{dB}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje osovine bubnja
$\sigma_{d_{ou\check{z}}}$	N/mm ²	Najveće dopušteno normalno naprezanje osovine užnice
$\sigma_{dop,okv}$	N/mm ²	Dopušteno normalno naprezanje okvira vitla
$\sigma_{d_{u\check{z}b}}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje vijaka za spoj užeta i bubnja
$\sigma_{d,vij,\check{c}p}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje za vijke kojima se spajaju bubanj i čeona
σ_{fGH}	N/mm ²	Najveće normalno naprezanje grede GH
$\sigma_{fdop_{svor}}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje na savijanje svornjaka
$\sigma_{f_{svor}}$	N/mm ²	Naprezanje na savijanje koje se javlja u svornjaku
σ_x	N/mm ²	Normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu
σ_{xdop}	N/mm ²	Dopušteno normalno naprezanje bubnja

σ_{φ}	N/mm ²	Cirkularno naprezanje bubnja
$\sigma_{\varphi\text{dop}}$	N/mm ²	Najveće dopušteno cirkularno naprezanje bubnja
τ_{a_svor}	N/mm ²	Naprezanje na odrez u presjeku svornjaka
τ_{adop_svor}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje na odrez svornjaka

SAŽETAK

Tema ovog rada je konstrukcija mosnog granika s četiri glavna nosača. Nakon pregleda tržišta i izrade konceptijskih rješenja odabrano je jedno koje je pogodno za daljnju konstrukcijsku razradu. Nakon dimenzioniranja i odabira standardnih dijelova mehanizma za dizanje u skladu s traženim parametrima, pristupilo se oblikovanju okvira vitla te dijelova za vožnju. Gotovo vitlo je bilo baza za odabir oblika i dimenzija četiri glavna nosača, dva čeona nosača kao i pogona cijelog vitla. U izradi su se koristili standardni dijelovi i međunarodne norme. Zaključno je izrađena potrebna tehnička dokumentacija u programskom paketu *Solidworks*.

Ključne riječi: mosni granik, četiri glavna nosača

SUMMARY

Topic of this final thesis is the construction of a bridge crane with four main girders. After the overview of existing solutions, several conceptual solutions were created. After evaluation one was chosen for further development. Dimensioning and selection of standardised parts for lifting mechanism were conducted in compliance with required parameters. Next was the shaping of drive mechanism. Finished lifting mechanism with its frame and drive was the base for development of the shape and size of four main girders along with their driving mechanism. Standardised parts and international norms were used during the realization of this paper. In conclusion, necessary technical documentation was created in SolidWorks software package.

Key words: bridge crane, four main girders

1. UVOD

Granike ubrajamo u sredstva prekidne dobave, a njima se obavljaju dobavni odnosno manipulacijski postupci unutar ograničenog radnog prostora. Važno je reći da su tereti koji se prenose ovakvim mehanizmima velike mase te je rukovanje takvim objektima izvan granica uobičajenih ljudskih sposobnosti. Granikom se teret koji je zavješten na nosivom sredstvu diže, horizontalno prenosi i spušta uz pomoć tri ili više pogonskih mehanizama.

1.1. Mosni granici

Mosni granici su mehanizmi koji se sastoje od paralelnih tračnica na određenoj visini između kojih se giba most na kojem se nalazi vitlo sa mehanizmom za dizanje, mehanizam za vožnju te ostali sklopovi potrebni za obavljanje radnje. Mosni se granici uobičajeno koriste prilikom proizvodnih i montažnih radova u zatvorenim prostorima.

Prema tome koliko imaju glavnih nosača, mosne granke dijelimo u dvije skupine:

- Granici s jednim glavnim nosačem.
- Granici s dva glavna nosača.

1.1.1. Mosni granici s jednim glavnim nosačem

Mosni granici s jednim glavnim nosačem obično su granici male nosivosti s jednim glavnim nosačem koji je izrađen od standardnih čeličnih profila. Glavni nosač je na svojim krajevima spojen s bočnim nosačima koji su oslonjeni na kotače za vožnju. Ova se vrsta granika najčešće izvodi s ovjesnim vitlom ili kolicima. Jedan takav granik prikazuje [Slika 1].



Slika 1. Mosni granik s jednim glavnim nosačem [1]

Glavne prednosti granika s jednim glavnim nosačem su jednostavnost i cijena. Pod pojmom jednostavnosti misli se na jednostavnu izradu, ugradnju i održavanje. Zauzimaju manje prostora u odnosu na granike s dva glavna nosača te im je također manja mrtva težina što smanjuje opterećenja koja se prenose na okolinu.

Nedostaci granika s jednim glavnim nosačem su manja nosivost, manja visina dizanja kao i manji mogući raspon u usporedbi s granicama s dva glavna nosača. Uz to na njih se teže ugrađuju staze za hodanje, upravljačke kabine (ako su potrebne) i ostala specijalizirana oprema.

1.1.2. Mosni granici s dva glavna nosača

Kada mosni granici s jednim glavnim nosačem ne mogu u potpunosti ili dovoljno dobro ispuniti tražene parametre, koriste se mosni granici s dva glavna nosača. Glavni nosači su vezani za bočne nosače koji su oslonjeni na kotače. Nosači su izvedeni kao punostjeni ili rešetkasti. Vitlo se najčešće konstruira na način da se kreće po gornjoj strani nosivog profila. [Slika 2] prikazuje jedan mosni granik s dva glavna nosača.



Slika 2. Mosni granik s dva glavna nosača [1]

Prednosti mosnih granika s dva glavna nosača naspram onih s jednim glavnim nosačem su u tome što imaju veću nosivost te se može ostvariti duži raspon mosta. Također, za istu visinu radnog prostora moguće je granicama s dva glavna nosača postići veću visinu dizanja. Uz to, ranije navedeni problemi kod granika s jednim glavnim nosačem uz postavljanje staza za hodanje i ostalog se ovdje jednostavno rješavaju.

Nedostaci ovih granika u odnosu na granike s jednim glavnim nosačem ogledaju se u višoj cijeni, složenijoj konstrukciji, većoj masi, a posljedično onda i u većim opterećenjima koja se prenose na okolinu.

2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

Pretragom literature i internetskih izvora nije nađen primjer granika s četiri glavna nosača koji ima samo jedan bubanj. Nađeni su primjeri kada na jednom mostu postoje dva mehanizma za dizanje te svaki koristi po dva glavna mosna nosača. Takvo rješenje se koristi kada je najveći teret koji se diže izrazito velik te se dodaje manji mehanizam za lakše terete radi ekonomičnije eksploatacije, a također i mogućnosti ostvarivanja većih brzina dizanja odnosno vožnje.

Iz prethodno navedenih razloga teško je odlučiti s kojim rješenjem bi gotovu konstrukciju trebalo uspoređivati. *Demag* kao jedno od vodećih poduzeća u području proizvodnje granika nudi rješenja za tražene zahtjeve i kao granike s jednim glavnim nosačem i kao granike s dva glavna nosača. Dio ponude granika s jednim glavnim nosačem koji se izborom sklopova mogu prilagoditi traženim zahtjevima zadatka prikazuje [Slika 3].



Crane type	EKKE	EVKE	EPKE
Profile-section girder	Box-section girder	V-type girder	Rolled-profile section
Max. load capacity* [t]	1-16	1-12,5	16
Max. span* [m]	30	30	18
Travel speed [m/min]	4-40	4-40 (DFO, DFM), 10/40 (DFW)	4-40
Cross-travel speed [m/min]	30	30	30
Lifting speed [m/min]	Pole-changing up to 12.5 m/min		

Slika 3. Dio ponude granika poduzeća *Demag* [1]

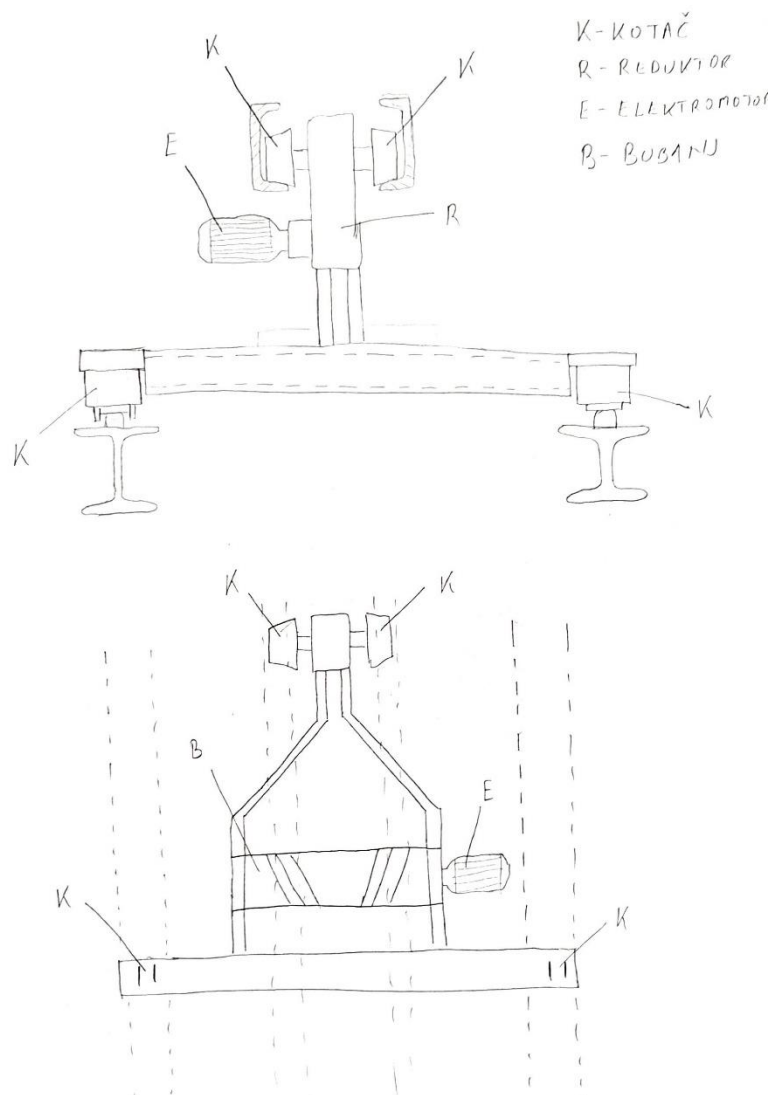
Demag za tražene zahtjeve nudi i granike s dva glavna nosača. Razlike koje su navedene u prethodnom poglavlju naravno vrijede. Uz višu cijenu idu bolje performanse. Trenutno nije jasno vidljivo na koji način bi granik s četiri glava nosača mogao pružiti poboljšanje u odnosu na postojeće konstrukcije te će se izradom i vrednovanjem koncepata pokušati naći odgovor na to pitanje te nakon toga izradom konstrukcije koja moe poslužiti kao model za usporedbu.

3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA

S obzirom da se nije uspjelo u pregledu tržišta naći postojeća rješenja, a također je teško izgledno da se može napraviti optimalnije opće rješenje od najjednostavnijih kao što je mosni granik s jednim glavnim nosačem, pokušat će se sa što različitim konceptima vidjeti postoji li negdje prostor gdje bi rješenje sa četiri glavna nosača bilo optimalno. U nastavku će biti prikazana tri koncepta, a nakon toga će se provesti njihova procjena i odabir.

3.1. Koncept 1

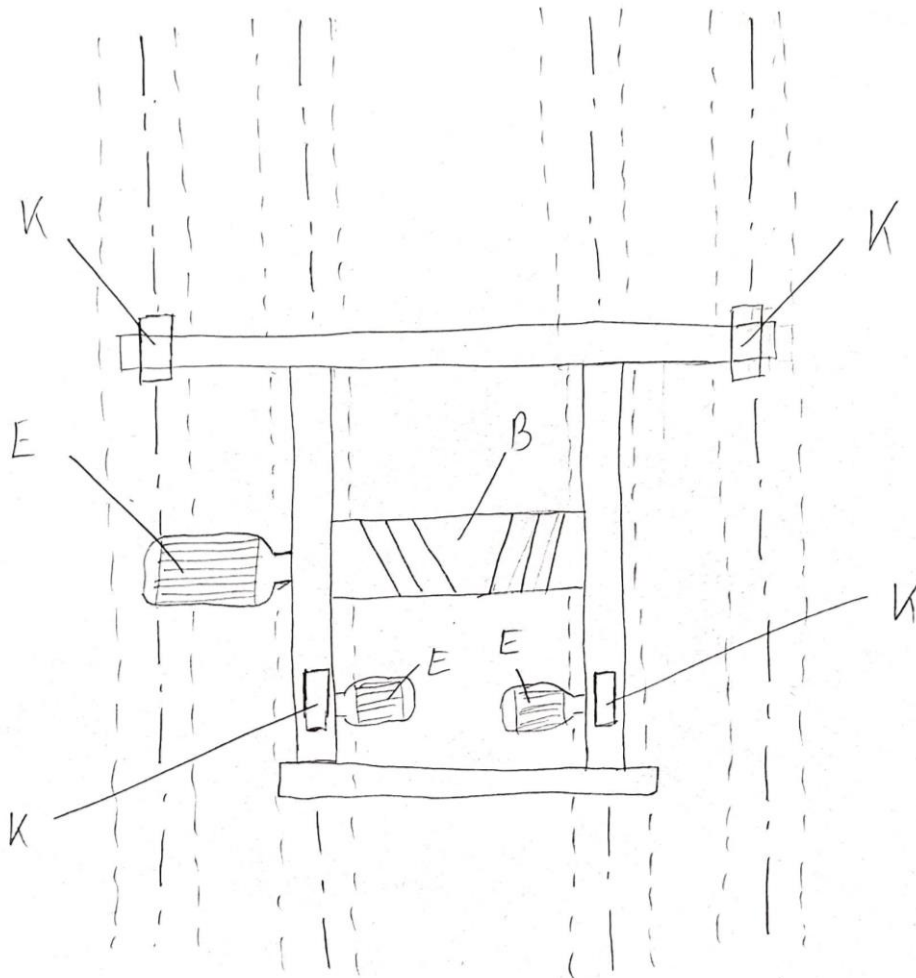
Koncept 1 prikazuje [Slika 4]. Glavna ideja koncepta je sa jednim motorom i reduktorom pogoniti dva kotača koja se nalaze iznad glavnog dijela konstrukcije. Pogonski kotači bi se oslanjali na UPN profile dok bi druga dva kotača bila oslonjena na IPN profile koji se nalaze ispod glavnog dijela konstrukcije.



Slika 4. Koncept 1

3.2. Koncept

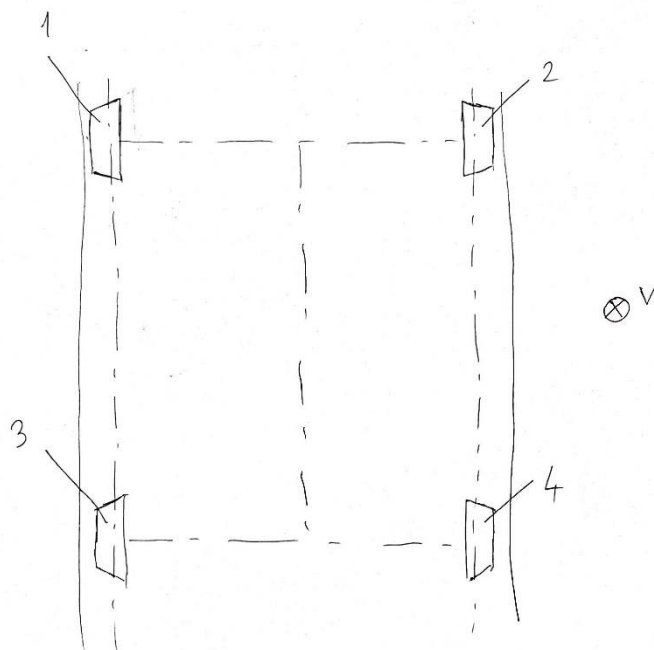
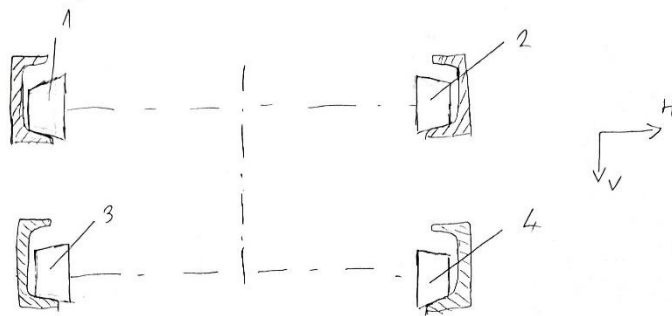
Koncept 2 prikazuje [Slika 5]. Koncept se sastoji od četiri paralelna IPN profila na kojima su tračnice. Svaki kotač konstrukcije se giba po svom profilu i na taj način se smanjuje naprezanje u svakom od profila na pola u odnosu na granike s dva glavna nosača.



Slika 5. Koncept 2

3.3. Koncept 3

Koncept tri prikazuje [Slika 6]. Ideja koncepta je da su po dva kolinearna kotača na istoj visini pri čemu se svaki od kotača oslanja na svoj UPN profil. Rješenje nudi uštedu prostora u horizontalnom smjeru te bi bilo pogodno za primjenu u manjim prostorima.



Slika 6. Koncept 3

3.4. Vrednovanje i odabir koncepta

Za odabir koncepta se neće koristiti sustav ocjenjivanja jer zadatak ne daje jasne naputke što bi točno završno rješenje trebalo poboljšati. Je li to vertikalna visina, horizontalna, brzina, sigurnost ili nešto drugo. Svako od prethodno prikazanih rješenja nudi odgovor na neki od mogućih zahtjeva. S obzirom na potencijalnu kompleksnost koncepta 1 i 3, odlučeno je da će se u konstrukcijsku razradu poslati koncept 2.

4. PRORAČUN MEHNIZMA ZA DIZANJE

Nakon odabira koncepta koji će biti osnova za izradu traženog granika, kreće se s proračunom mehanizma za dizanje. Na početku će se dati kratki pregled uvjeta za koje se očekuje da će ih završno rješenje zadovoljavati.

4.1. Parametri ciljanog konstrukcijskog rješenja

Potrebno je konstruirati mosni granik za dizanje tereta standardnom kukom. Specifičnost, a i glavni izazov traženog rješenja je to da će sadržavati četiri glavna nosača. Tražene karakteristike prikazuje [Tablica 1].

Tablica 1. Zadane konstrukcijske karakteristike

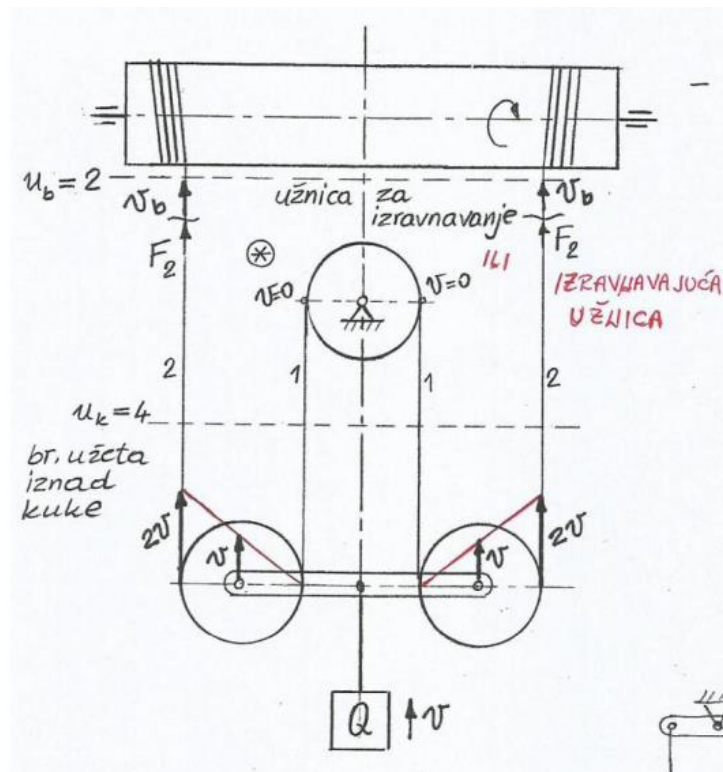
Naziv parametra	Vrijednost	Jedinica
Nosivost, Q	5	t
Visina dizanja, H	6	m
Raspon mosta dizalice, L	10	m
Prijenosni omjer koloturnika, i_{kol}	4/2	-
Brzina dizanja, v_{diz}	12	m/min
Brzina vožnje vitla/mosta, v_{voz}	20	m/min
Pogonska grupa	2m	-

4.2. Uže

Prvi dio koji će se dimenzionirati odnosno odabrati je čelično uže. Na početku je potrebno odrediti kolika je najveća sila koja ga opterećuje, a zatim izvršiti dimenzioniranje.

4.2.1. Sila u užetu

Najveći iznos mase tereta koji granik treba dignuti iznosi 5000 kilograma. Da bi se smanjila sila u čeličnom užetu koristi se sustav koloturnika. Zadatom je zadano da je koloturnik koji će se koristiti udvojeni faktorski koloturnik sa prijenosnim omjerom 4/2. Jedan takav koloturnik shematski prikazuje [Slika 7].



Slika 7. Udvojeni faktorski koloturnik sa $i_{kol}=4/2$ [2]

Glavna prednost udvojenih faktorskih koloturnika u odnosu na obične je to što ne dolazi do horizontalnog pomaka tereta uslijed dizanja i spuštanja kao ni do njegovog zakreta. Uz to, prostorni razmak između užeta i užnica smanjuje sklonost tereta njihanju.

Ukupna težina koju treba dignuti sastoji se od težine tereta i težine kuke te iznosi:

$$Q_{uk} = (Q + m_{sk}) \cdot g = (5000 + 104) \cdot 9,81 = 50070,3 \text{ N} \quad (4.1)$$

Gdje je:

Q_{uk} – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$Q = 5000 \text{ kg}$ – masa tereta koji treba podignuti,

$m_{sk} = 104 \text{ kg}$ – masa sklopa kuke,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta.

Stupanj djelovanja udvojenog faktorskog koloturnika prema [3] iznosi:

$$\eta_{\text{ufk}} = \frac{1}{i_{\text{kol}}} \cdot \frac{1 - \eta_0^{i_{\text{kol}}}}{1 - \eta_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98} = 0,99 \quad (4.2)$$

Gdje je:

η_{ufk} – stupanj djelovanja udvojenog faktorskog koloturnika,

$\eta_0 = 0,98$ – stupanj djelovanja za valjne ležajeve [3],

$i_{\text{kol}} = 4/2 = 2$ – zadani prijenosni omjer udvojenog faktorskog koloturnika.

Na kraju se dolazi do sile u užetu koja iznosi [3]:

$$F_u = \frac{Q_{\text{uk}}}{\eta_{\text{ufk}} \cdot u} = \frac{50070,3}{0,99 \cdot 4} = 12644 \text{ N} \quad (4.3)$$

Gdje je:

F_u – sila u užetu,

$Q_{\text{uk}} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$\eta_{\text{ufk}} = 0,99$ – stupanj djelovanja udvojenog faktorskog koloturnika,

$u = 4$ – broj užadi iznad užnice.

4.2.2. Dimenzioniranje užeta

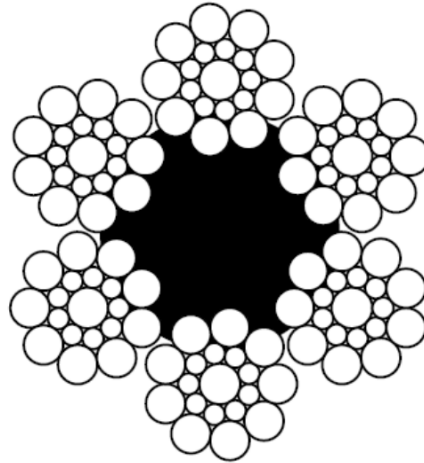
Dimenzioniranje užeta će se provesti na način da se prvo izračuna minimalni potrebni promjer užeta, a zatim se odabire standardno uže prema principu sljedeći veći promjer. Prije određivanja minimalno potrebnog promjera mora se odrediti faktor sigurnosti užeta. Za to će biti potrebna [Tablica 2].

Tablica 2. Minimalni faktori sigurnosti S za pogonsku užad [3]

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

Prema zadatkom zadanoj pogonskoj grupi 2_m očitano je da faktor sigurnosti treba biti veći ili jednak 4,5. Odabire se faktor sigurnosti užeta $S_{už} = 4,5$.

Uz faktor sigurnosti potrebno je unaprijed odabrati vrstu užeta radi određivanja faktora ispune užeta f . Prema DIN 3058 odabrano je uže Seale 6 x 19 faktora ispune užeta $f = 0,49$. Presjek navedenog užeta prikazuje [Slika 8].



Slika 8. Paralelno pleteno uže Seal 6 x 19 prema DIN 3058 [3]

Nakon što su određene sve potrebne veličine prelazi se na određivanje minimalno potrebnog promjera užeta prema [3]:

$$d_{už,min} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S_{už}}{f \cdot \pi \cdot R_{m,ž}}} \cdot \sqrt{F_u} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,5}{0,49 \cdot \pi \cdot 1570}} \cdot \sqrt{12644} = 9,71 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Gdje je:

$d_{už,min}$ – minimalni potrebni promjer užeta,

$S_{už} = 4$ – faktor sigurnosti užeta,

$f = 0,49$ – faktor ispune užeta,

$R_{m,ž} = 1570 \text{ N/mm}^2$ – lomna čvrstoća žica [3],

$F_u = 12644 \text{ N}$ – sila u užetu.

Odabire se prvi sljedeći veći normirani promjer $d_{už} = 10 \text{ mm}$. Puna oznaka izabranog užeta glasi: **8 6x19 S – NFC 1570 U sZ** (DIN 3058).

4.3. Sklop kuke

Prelazi se na dimenzioniranje i oblikovanje sklopa kuke. Kreće se od same kuke na koju će biti zavješten teret te se zatim odabiru svi ostali elementi potrebni za spajanje kuke s nosivim limovima, limova s osovinom te zatim osovine s užnicama odnosno oblikovanje cjelokupnog sklopa kuke.

4.3.1. Izbor kuke

Izbor standardne kuke prema normi DIN 15400 bit će izvršen preko potrebnog broja kuke HN_{pot} . Nakon toga izabrat će se kuka odnosno broj kuke prema principu sljedeći veći broj.

Za određivanje potrebnog faktora pogonske grupe poslužit će [Tablica 3].

Tablica 3. Osnovne značajke nosivosti kuka prema DIN 15400 [3]

Kvaliteta materijala	R_e ili $R_p 0,2^*)$ kN/cm ²	Faktor pogonske grupe $c_n = Q/HN$					
		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

Potreban broj kuke određuje se prema izrazu:

$$HN_{\text{pot}} = \frac{Q}{c_n} = \frac{5}{1,25} = 4,09 \quad (4.5)$$

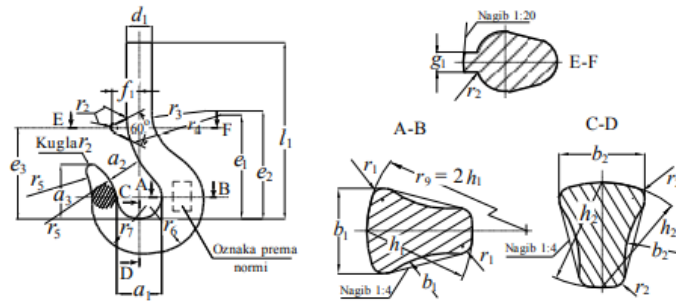
Gdje je:

$Q = 5$ t – masa najvećeg tereta u tonama

HN_{pot} – potrebni broj kuke,

$c_n = 1,25$ – faktor pogonske grupe prema pogonskoj grupi 2_m i odabranoj kvaliteti materijala M [Tablica 3].

Odabire se jednokraka kuka sa već obrađenim vratom i brojem kuke $HN = 5$ prema normi DIN 15401. [Slika 9] i [Slika 10] na sljedećoj stranici prikazuju skice s označenim veličinama, a ispod skica se nalaze tablice u kojima su dane veličine za $HN = 5$ uokvirene.

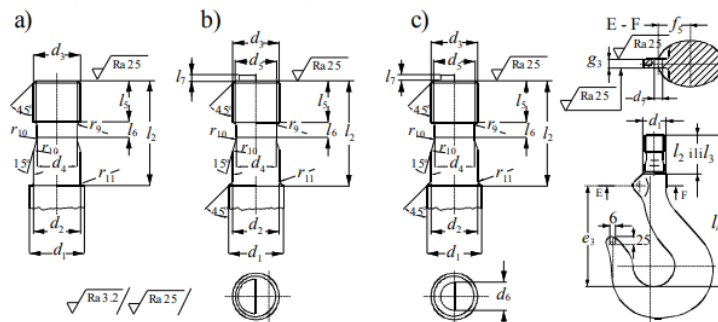


Slika 2.4-12 Oznake mjera jednokrake kuke kovane u kalupu

Tablica 2.4-6 Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu; (DIN 15401 T.1)

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 e 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

Slika 9. Mjere jednokrake kuke kovane u kalupu; (DIN 15401 T.1) [3]



Slika 2.4-15 Obradeni vrat kuke

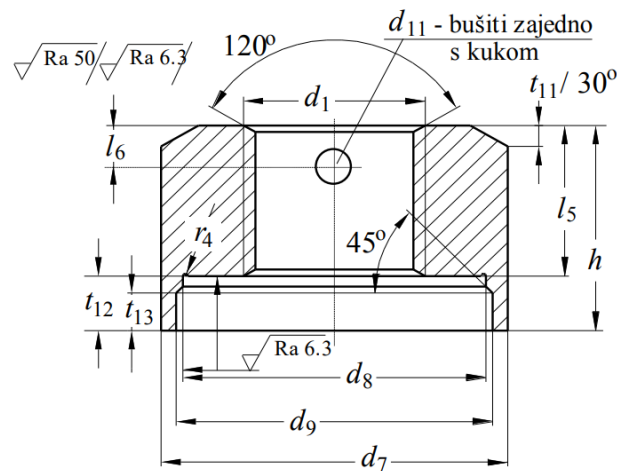
Tablica 2.4-9 Mjere obradenog vrata za kuke kovane u kalupu, mm; (DIN 15401 T.2)

Broj kuke	d ₁	d ₂ h11	Navoj d ₃ , c11	d ₄	d ₅ c11	d ₇	e ₃	f ₅	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	l ₆	l ₇	r ₉	r ₁₀	r ₁₁
006	14	10	M 10	7,5	-	3,2	52	11,5	30,5	-	97,5	9	4,5	-	1	2,5	2
010	16	12	M 12	9	-	3,2	60	13	32,5	-	106	11	5	-	1,2	3	2
012	16	12	M 12	9	-	3,2	63	14	32,5	-	112	11	5	-	1,2	3	2
020	20	16	M 16	12,5	-	4,2	70	16	41,5	-	135,5	15	6	-	1,2	3	2
025	20	16	M 16	12,5	-	4,2	74	17	41,5	-	141,5	15	6	-	1,2	3	2
04	24	20	M 20	16	-	5,2	83	19	46	-	152,5	18	7,5	-	1,6	4	2
05	24	20	M 20	16	-	5,2	89	20	46	-	164	18	7,5	-	1,6	4	2
08	30	24	M 24	19,5	-	6,2	100	22	55	-	183	22	9	-	2	5	3
1	30	24	M 24	19,5	-	6,2	105	23	55	-	194	22	9	-	2	8	3
1.6	36	30	M 30	24,5	-	6,2	118	26	68	-	221	27	10	-	2	10	3
2.5	42	36	M 36	30	-	10,2	132	30	83	-	250	32	10	-	2	10	3
4	48	42	M 42	35,5	-	10,2	148	33	93	-	281,5	36	15	-	3	10	3
5	53	45	M 45	38,5	-	10,2	165	37	103	-	314,5	40	15	-	3	10	3
6	60	50	Rd 50x6	42	43,4	10,2	180	41	112	-	375	45	20	10	4	14	3
8	67	56	Rd 56x6	48	49,4	12,2	205	32	133	122	413	50	20	10	4	16	3

Slika 10. Mjere obradenog vrata kuke za kuke kovane u kalupu (DIN 15401 T.2) [3]

4.3.2. Matica kuke i nosač kuke

Matice kuka su normirane normom DIN 15413 i odabiru se prema broju kuke, u ovom slučaju to je matica koja odgovara broju kuke pet. [Slika 11] prikazuje crtež matice sa svim potrebnim veličinama, a [Tablica 4] crveno uokvireno sve vrijednosti tih veličina za broj kuke pet. Ako su dimenzije nepromijenjene odnosno jednake onima u normi, nije potrebno provoditi kontrolu naprezanja.

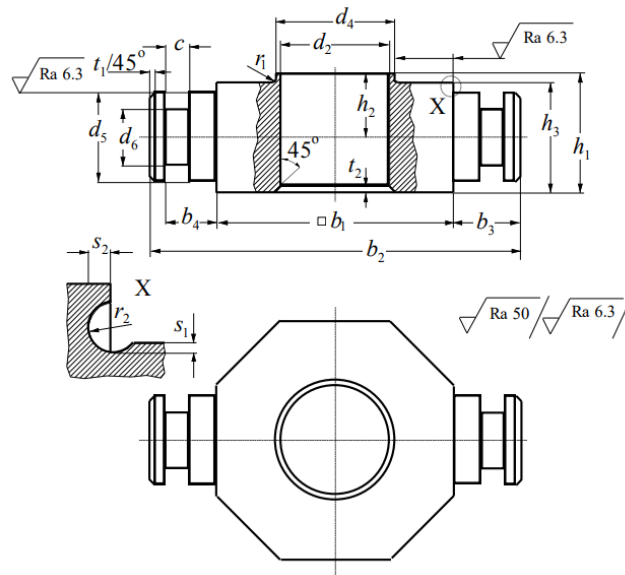


Slika 11. Crtež matice teretne kuke [3]

Tablica 4. Mjere matrica teretnih kuka (DIN 15413) [3]

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
4	M 42	80	70	73	10	49	36	12	0,6	5	13	9
5	M 45	95	85	88	10	56	40	13	1	5	16	9

Nosači kuke su također normirani. O ovjesu i nosaču kuke govore dvije norme: DIN 15411 i DIN 15412 T.2. Kao i kod matice, dimenzije nosača su određene brojem kuke. Nije potrebno provoditi kontrolu naprezanja ukoliko su dimenzije jednake onima u normi. Kotirani crtež nosača prikazuje [Slika 12], a dimenzije [Tablica 5].



Slika 12. Nosač kuke [3]

Tablica 5. Mjere ovjesa i nosača kuke [3]

Broj kuke	b_1	b_2	b_3	b_4	c	d_2	d_4 j6	d_5 h9	d_6	h_1	h_2	h_3 h11	r_1 max	r_2	s	s_1	s_2	t_1	t_2	t_3 max	u_1	Ležaj
2,5	80	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,6	10	0,5	1,2	2	2	1	63,5	511 08
4	90	140	25	19	8	43	50	35	23	45	24	42	0,6	1,6	12	0,5	1,2	3	2	1	71	511 10
5	100	155	27,5	22	8	46	60	40	27	50	27,5	45	1	1,6	15	0,5	1,2	3	2	1	79,5	511 12
6	125	185	30	24	10	51	70	45	32	55	30	50	1	1,2	15	0,5	1,2	4	2,5	1	90	512 14
8	140	210	35	29	10	58	80	50	36	60	32,5	55	1	1,2	20	0,5	1,2	4	3,5	1	98	512 16
10	160	230	35	29	10	66	90	55	40	65	35	60	1,3	1,2	20	0,3	1,2	4	5	1	110	512 18
12	180	265	42,5	34	10	74	100	60	42	78	42	72	1,3	2	25	0,5	2	5	6	1	127	512 20
16	190	275	42,5	36	12	82	110	70	50	88	47	82	1,3	2	25	0,5	2	5	7	1,5	136	512 22
20	200	295	47,5	41	12	93	120	80	56	95	51	88	1,3	2	30	0,5	2,2	5	6,5	1,5	150	512 24
25	220	318	49	41	12	103	130	90	64	105	56	98	1,6	2	30	0,5	2,2	5	8	1,5	166	512 26
32	260	378	59	51	12	113	160	100	72	115	62	106	1,6	2	40	1	1	5	9	1,5	188	512 32
40	285	415	65	58	14	128	180	110	80	130	70	120	1,6	2,5	45	0,5	2,3	5	11	2	208	512 36
50	335	465	65	58	14	143	220	125	92	145	77,5	135	2	2,5	45	0,5	2,3	5	12	2	224	512 44
63	380	522	71	63	14	163	240	140	104	160	85	150	2,5	2,5	50	0,5	2,3	5	13	2	260	512 48
80	420	565	72,5	63	14	183	280	160	120	180	95	170	2,5	2,5	50	0,5	2,3	6	15,5	2	287	512 56
100	470	645	87,5	77	18	203	300	180	136	200	106	188	2,5	2,5	60	0,5	2,2	6	18,5	2	326	512 60
125	510	685	87,5	77	18	229	340	200	150	240	126	228	2,5	5	60	0,5	3,4	6	14	2	365	512 68
160	550	750	100	87	18	254	360	220	164	270	142	256	3	5	70	0,5	3,4	6	25	2	406	512 72
200	610	810	100	87	18	284	360	240	184	305	160	290	4	5	70	0,5	3,4	6	25	2	454	293 72
250	700	920	110	97	18	325	420	260	200	350	185	330	5	5	80	0,5	3,4	6	27	2	512	293 84

4.3.3. Kontrola aksijalnog ležaja kuke

Preporučeni aksijalni ležaj je, prema uokvirenim podacima koje prikazuje [Tablica 5], 511 12. Odabran je ležaj proizvođača SKF. S obzirom na stvarne uvjete korištenja, provest će se proračun statičke nosivosti ležaja. Karakteristike aksijalnog ležaja potrebne za proračun prikazuje [Tablica 6]. Potpuni prikaz karakteristika ležaja nalazi se u Prilozima.

Tablica 6. Karakteristike ležaja SKF 51112 [4]

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	41.6 kN
Basic static load rating	C_0	122 kN
Fatigue load limit	P_u	4.55 kN
Reference speed		3 600 r/min
Limiting speed		5 000 r/min
Minimum load factor	A	0.077

Statička sigurnost aksijalnog ležaja računa se prema sljedećem izrazu [4]:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_{0a}} = \frac{122}{49,05} = 2,4 \geq s_{0\min} = 1,5 \quad (4.6)$$

Gdje je:

s_0 – statička sigurnost aksijalnog ležaja,

$C_0 = 122$ kN – statička nosivost aksijalnog ležaja SKF 51112 [Tablica 6],

$P_{0a} = \frac{Q}{1000} \cdot g = \frac{5000}{1000} \cdot 9,81 = 49,05$ kN – statičko ekvivalentno aksijalno opterećenje,

$s_{0\min} = 1,5$ – minimalno potrebna statička sigurnost aksijalnog ležaja, odabrana za rad pri srednjim zahtjevima za mirnoćom hoda [4].

Izračunata sigurnost veća je od potrebne pa se zaključuje da ležaj zadovoljava.

4.3.4. Dimenzioniranje užnica

Užnice su elementi transportnih uređaja u formi ožljebljenih diskova oko kojih se pregiba uža ili lanac. Užnice omogućavaju:

- Ovješena tereta na uža prilikom formiranja koloturnika,
- Promjenu smjera gibanja užeta (skretne užnice),
- Oslanjanje užeta pri velikim rasponima kako bi se smanjio najveći progib.

Promjer užnice određuje se prema sljedećem izrazu [3]:

$$D_{užn} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min_{užn}} \cdot c_p \cdot d_{už} = 20 \cdot 1 \cdot 10 = 200 \text{ mm} \quad (4.7)$$

Gdje je:

$D_{užn}$ – promjer užnice mjerjen kroz središnjicu užeta,

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min_užn} = 20$ – minimalno dozvoljeni odnos (D/d) prema važećim normama očitana za pogonsku grupu 2m [Tablica 8],

$c_p = 1$ – faktor pregibanja užeta, očitana za broj pregibanja užeta $b_p = 3$ [Tablica 7],

$d_{už} = 10$ mm – promjer užeta.

Tablica 7. Faktor pregiba užeta c_p [3]

Broj pregiba b_p	≤ 5	6 do 9	≥ 10
Faktor c_p	1	1,12	1,25

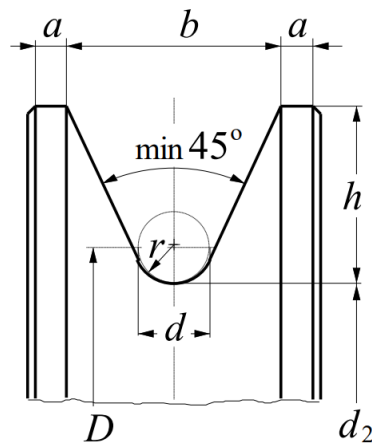
Tablica 8. Minimalni odnos (D/d) za pogonsku užad [3]

Pogonska grupa	$(D/d)_{\min}$ za					
	bubanj		užnica		izravnavaјуća 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 postigne 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.

Odaбран je promjer užnice $D_{užn} = 315$ mm.

Mjere profila žlijeba užnice su normirane normom DIN 15061 T.1. Kotirani crtež normiranog profila užnice prikazuje [Slika 13], a [Tablica 9] prikazuje mjere koje se odnose na konkretnu užnicu (uokvireno) za promjer užeta deset milimetara.



Slika 13. Profil užnice [3]

Tablica 9. Mjere profila užnice (DIN 15061 T.1) [3]

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

4.3.5. Dimenzioniranje osovine užnice

Osovina užnice će se dimenzionirati s obzirom na maksimalni moment savijanja. Uz to, provjerit će se i površinski tlak između osovine i nosivog lima. Zbog velikog presjeka osovine, smična naprezanja nisu odlučujuća za dimenzioniranje.

Kvaliteta materijala mora pratiti kvalitetu materijala kuke te se uz kuke razreda M uzima materijal osovine E295.

Dopušteno naprezanje računa se prema sljedećoj formuli:

$$\sigma_{d_ouž} = \frac{R_{e_E295}}{1,25 \cdot S_{ouž}} = \frac{285}{1,25 \cdot 2} = 114 \text{ N/mm}^2 \quad (4.8)$$

Gdje je:

$\sigma_{d_ouž}$ – najveće dopušteno normalno naprezanje osovine užnice,

$R_{e_E295} = 285 \text{ N/mm}^2$ – granica plastičnosti materijala E295 [6],

$S_{ouž} = v_n = 2$ – faktor sigurnosti za pogonsku grupu 2m [Tablica 3].

Za izračun najvećeg momenta savijanja koristit će se proračunska shema koju prikazuje [Slika 14]. Najveći moment savijanja računa se prema izrazu:

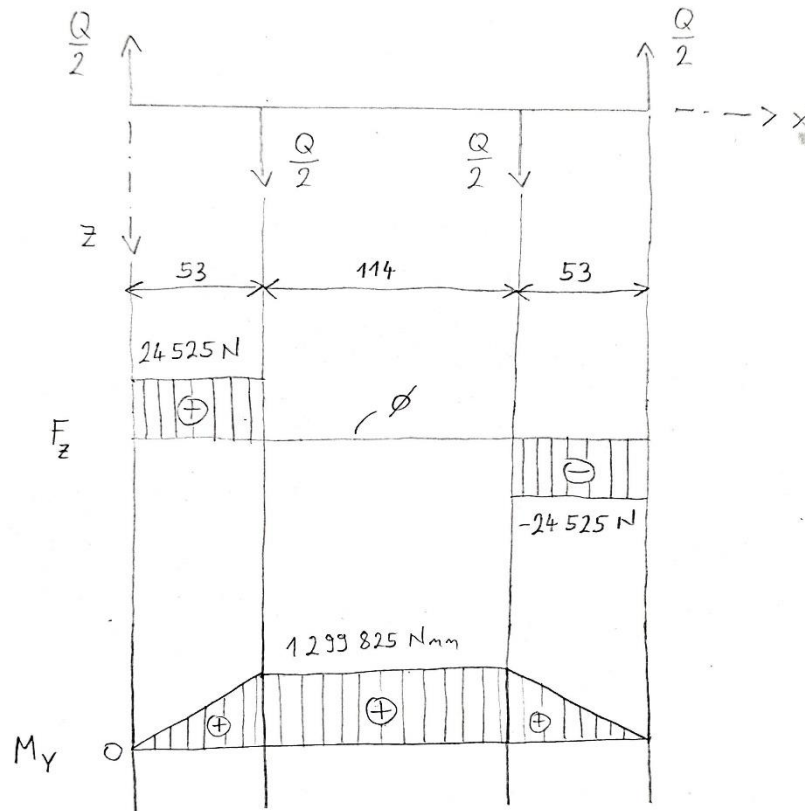
$$M_{\max_ouž} = \frac{Q \cdot g}{2} \cdot 53 = \frac{5000 \cdot 9,81}{2} \cdot 53 = 1\,299\,825 \text{ Nmm} \quad (4.9)$$

Gdje je:

$M_{\max_ouž}$ – najveći moment savijanja osovine užnice,

$Q = 5000 \text{ kg}$ – masa tereta koju granikom treba podignuti,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta.



Slika 14. Proračunska shema osovine užnice

Promjer osovine užnice računa se prema izrazu:

$$d_{\text{ouž}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{max_ouž}}}{\pi \cdot \sigma_{d_{\text{ouž}}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1299825}{\pi \cdot 114}} = 48,8 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Gdje je:

$d_{\text{ouž}}$ – promjer osovine užnice,

$M_{\text{max_ouž}} = 1299825 \text{ Nmm}$ – najveći moment savijanja osovine užnice,

$\sigma_{d_{\text{ouž}}} = 144 \text{ N/mm}^2$ – najveće dopušteno normalno naprezanje osovine užnice.

Odabran je promjer osovine užnice $d_{\text{ouž}} = 50 \text{ mm}$.

Još je potrebno provjeriti zadovoljava li odabrana osovina užnice kriterij površinskog tlaka između nosivog lima i osovine. Površinski tlak iznosi i mora biti manji od:

$$p_{\text{ouž}} = \frac{Q \cdot g}{2 \cdot s_{\text{lim}} \cdot d_{\text{ouž}}} = \frac{5000 \cdot 9,81}{2 \cdot 14 \cdot 50} = 35,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{d_{\text{ouž}}} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (4.11)$$

Gdje je:

$p_{\text{ouž}}$ – površinski pritisak između nosivog lima i osovine,

$Q = 5000 \text{ kg}$ – masa tereta koji treba podignuti,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta,

$s_{\text{lim}} = 14 \text{ mm}$ – debljina nosivog lima sklopa kuke,

$d_{\text{ouž}} = 50 \text{ mm}$ – promjer osovine užnice,

$p_{d,\text{ouž}}$ – dopušteni površinski pritisak između nosivog lima i osovine [3].

Izračunati pritisak manji je od dopuštenog te se zaključuje da osovina s obzirom na dopušteni pritisak između nosivog lima i osovine zadovoljava.

4.3.6. Izbor i kontrola ležaja užnica

Radi jednostavnije montaže, a i eventualnih popravaka i zamjena, cijeli sklop užnice s ležajevima prvo se postavlja na čahuru kroz koju se onda provlači osovina užnice. Odabrano je da će stijenka čahure biti debljine pet milimetara te onda unutarnji promjer ležaja iznosi šezdeset milimetara. Odabran je ležaj SKF 6012 – 2RS1. Provest će se provjera ležaja prema kriteriju statičke nosivosti i nazivnog vijeka trajanja. Svojstva ležaja potrebna za provedbu proračuna prikazuje [Tablica 10]. Cjelokupni prikaz svih svojstava dan je u Prilozima.

Tablica 10. Svojstva kugličnog radijalnog ležaja SKF 6012 – 2RS1 [4]

Performance

Basic dynamic load rating	30.7 kN
Basic static load rating	23.2 kN
Limiting speed	4 300 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

Ukupna težina se raspodjeljuje na dvije užnice. Svaka užnica ima dva ležaja tako da je radijalna sila koja opterećuje jedan ležaj jednaka četvrtini ukupne težine. Ležaj se prema kriteriju statičke nosivosti provjerava sljedećim izrazom [5]:

$$s_{0,\text{už}} = \frac{C_{0,\text{už}}}{P_{0r,\text{už}}} = \frac{23,2}{12,51} = 1,85 \geq s_{0,\text{min}_\text{už}} = 1,5 \quad (4.12)$$

Gdje je:

$s_{0,\text{už}}$ – statička sigurnost valjnog ležaja užnice,

$C_{0,\text{už}} = 23,2 \text{ kN}$ – statička nosivost valjnog ležaja užnice SKF 6012 – 2RS1 [Tablica 10],

$P_{0r,\text{už}} = \frac{Q_{\text{uk}}}{4 \cdot 1000} = \frac{50070,3}{4 \cdot 1000} = 12,51 \text{ kN}$ – statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja,

$s_{0_min_už} = 1,5$ - minimalno potrebna statička sigurnost radijalnog ležaja, odabrana za rad pri srednjim zahtjevima za mirnoćom hoda [5].

Zaključuje se da ležaj prema kriteriju statičke nosivosti zadovoljava.

Provjera ležaja prema kriteriju vijeka trajanja provodi se prema sljedećem izrazu [5]:

$$L_{10h_už} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{m_už}} \cdot \left(\frac{C_{už}}{P_{or_už}} \right)^{\varepsilon_t} = \frac{10^6}{60 \cdot 24,25} \cdot \left(\frac{30,7}{12,51} \right)^3 = 10157 \text{ h} \geq L_{10h_min_už} = 5000 \text{ h} \quad (4.13)$$

Gdje je:

$L_{10h_už}$ – nazivni vijek trajanja ležaja užitice u satima rada,

$$n_{m_už} = \frac{v_{diz} \cdot i_{kol}}{D_{užn} \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,315 \cdot \pi} = 24,25 \text{ o/min} - \text{brzina vrtnje ležaja užitice u o/min,}$$

$C_{už} = 30,7 \text{ kN}$ - dinamička nosivost valjnog ležaja užitice SKF 6012 – 2RS1 [Tablica 10],

$$P_{or_už} = \frac{Q_{uk}}{4 \cdot 1000} = \frac{50070,3}{4 \cdot 1000} = 12,51 \text{ kN} - \text{statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja,}$$

$\varepsilon_t = 3$ – eksponent vijeka trajanja za ležaje s dodirom u točki [5],

$L_{10h_min_už} = 5000 \text{ h}$ – zahtijevani vijek trajanja ležaja užitice odabran za uređaje za rukovanje materijalom [5].

Zaključuje se da ležaj prema kriteriju vijeka trajanja zadovoljava.

4.4. Izravnavajuća užitica

Kod udvojenog faktorskog koloturnika s prijenosnim omjerom 4/2 uže se nakon izlaska s bubnja te prolaska preko užitice sklopa kuke vraća prema nosivoj konstrukciji te prolazi preko izravnavajuće užitice prije nego se vrati prema drugoj užitici sklopa kuke. Ona služi za izravnavanje sila u simetričnim stranama koloturnika. Izravnavajuća užitica se ne vrti tj. uže miruje. Eventualno dolazi do malih kuteva zakreta.

U sljedećim podpoglavljima bit će provedeno dimenzioniranje užitice, svornjaka užitice te šipke oko koje je ovješena nosiva lim.

4.4.1. Dimenzioniranje izravnavajuće užitice

Dimenzioniranje se provodi identično kao već provedeno dimenzioniranje užitice sklopa kuke.

Stoga je izraz za minimalni potrebni promjer [3]:

$$D_{\text{izužn}} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\text{min}_\text{izužn}} \cdot c_p \cdot d_{\text{už}} = 14 \cdot 1 \cdot 10 = 140 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Gdje je:

$D_{\text{izužn}}$ – promjer izravnavajuće užnice mjeren kroz središnjicu užeta,

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\text{min}_\text{izužn}} = 14$ – minimalno dozvoljeni odnos (D/d) prema važećim normama očitani iz

tablice koju prikazuje [Tablica 8] za pogonsku grupu 2m,

$c_p = 1$ – faktor pregibanja užeta, očitani iz tablice koju prikazuje [Tablica 7] za broj

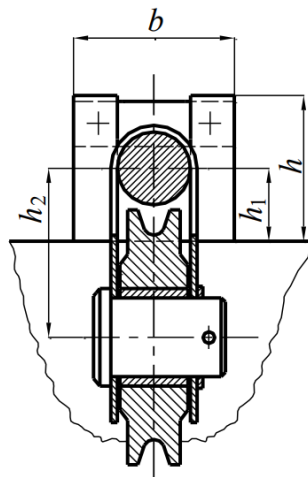
pregibanja užeta $b_p = 3$,

$d_{\text{už}} = 10 \text{ mm}$ – promjer užeta.

Odabran je promjer izravnavajuće užnice $D_{\text{izužn}} = 220 \text{ mm}$. Dimenzije profila izravnavajuće užnice jednake su dimenzijama profila užnica sklopa kuke i prikazuju ih [Slika 13] i [Tablica 9].

4.4.2. Dimenzioniranje svornjaka izravnavajuće užnice i nosivog lima

Veza između nosivog lima i izravnavajuće užnice, ostvarena preko svornjaka i brončane čahure, omogućava nesmetano zakretanje užnice u slučaju potrebe. Ostvareni spoj prikazuje [Slika 15]. Razlika u odnosu na izvedenu konstrukciju je spajanje nosača gornje osovine što će biti obrađeno u kasnijim poglavljima.



Slika 15. Zavješanje izravnavajuće užnice [3]

Veličine koje su potrebne za proračun spoja ostvarenog svornjakom prikazuje [Slika 16]. Dopuštene veličine pojedinih naprezanja koja će se očitavati za materijal i vrstu opterećenja prikazuje [Tablica 11].

Prvo će se kontrolirati tlak na dodiru svornjaka i čahure užnice odnosno nosivog lima. Izraz za tlak na dodiru svornjaka i čahure glasi [7]:

$$p_{u_čah} = \frac{\frac{Q_{uk}}{2}}{b_{čah} \cdot d_{svor}} = \frac{25036}{55 \cdot 30} = 15,18 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop_svor} = 24 \text{ N/mm}^2 \quad (4.15)$$

Gdje je:

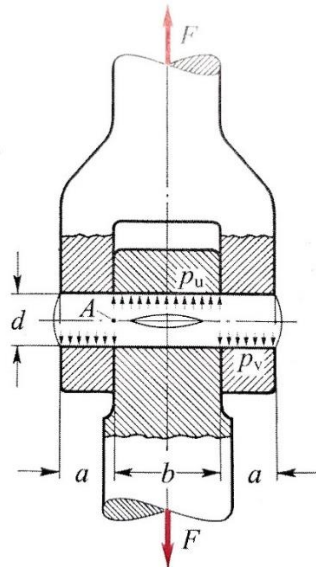
$p_{u_čah}$ – površinski tlak na dodiru svornjaka i čahure,

$Q_{uk} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$b_{čah} = 55 \text{ mm}$ – širina čahure,

$d_{svor} = 30 \text{ mm}$ – promjer svornjaka,

$p_{dop_svor} = 24 \text{ N/mm}^2$ – dopušteni površinski pritisak za materijal svornjaka E295 (Č 0545) i jednosmjerno promjenjivo opterećenje [Tablica 11].



Slika 16. Spoj ostvaren svornjakom [7]

Tablica 11. Dopuštena naprezanja za spojeve sa zatikom i svornjakom [7]

Vrsta spoja	Vrsta opterećenja	Opterećenje											
		mimo				jednosmjerno promjenjivo				izmjenično promjenjivo			
		Strujni dio od											
		St 37 Č 0361	St 50 Č 0545	GS ČL	GG SL	St 37 Č 0361	St 50 Č 0545	GS ČL	GG SL	St 37 Č 0361	St 50 Č 0545	GS ČL	GG SL
stezni glatkih zatika	p	98	104	83	68	72	100	62	52	36	50	31	26
sa zareznim zaticom		69	73	58	48	52	70	42	34	26	35	21	17
kližni glatkih svornjaka		30	30	30	40	24	24	24	32	12	12	12	16
		Zatik ili svornjak od čelika čvrstoće σ_H (N/mm ²)											
		400	500	600	800	400	500	600	800	400	500	600	800
stezni glatkih zatika	σ_f	83	105	128	150	56	80	96	112	28	40	48	56
	τ_a	54	72	87	102	40	52	64	74	20	26	32	37
sa zareznim zaticom	σ_f	70	87	105	125	48	68	80	92	24	34	40	46
	τ_a	45	60	72	85	34	44	52	60	17	22	26	30
kližni glatkih svornjaka	σ_f	100	125	155	180	66	96	114	134	33	48	57	67
	τ_a	54	72	87	102	40	52	64	74	20	26	32	37

Zaključuje se da spoj prema kriteriju površinskog tlaka između svornjaka i čahure ZADOVOLJAVA.

Kontrola tlaka između svornjaka i nosivog lima provodi se prema sljedećem izrazu [7]:

$$p_{v_lim} = \frac{\frac{Q_{uk}}{2}}{2 \cdot a_{lim} \cdot d_{svor}} = \frac{25036}{2 \cdot 20 \cdot 30} = 20,9 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop_svor} = 24 \text{ N/mm}^2 \quad (4.16)$$

Gdje je:

p_{v_lim} – površinski tlak na dodiru svornjaka i nosivog lima,

$Q_{uk} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$a_{lim} = 20 \text{ mm}$ – širina nosivog lima izravnavajuće užnice,

$d_{svor} = 30 \text{ mm}$ – promjer svornjaka.

Zaključuje se da spoj prema kriteriju površinskog tlaka između svornjaka i nosivog lima ZADOVOLJAVA.

Izraz za kontrolu naprezanja na savijanje glasi [7]:

$$\sigma_{f_svor} = \frac{0,5 \cdot 0,5 Q_{uk} \cdot 0,5 \cdot a_{lim}}{0,1 \cdot d_{svor}^3} = \frac{0,5 \cdot 25036 \cdot 0,5 \cdot 20}{0,1 \cdot 30^3} = 46,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{fdop_svor} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (4.17)$$

Gdje je:

σ_{f_svor} – naprezanje na savijanje koje se javlja u svornjaku,

$Q_{uk} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$a_{lim} = 20 \text{ mm}$ – širina nosivog lima izravnavajuće užnice,

$d_{svor} = 30 \text{ mm}$ – promjer svornjaka,

$\sigma_{fdop_svor} = 96 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje na savijanje za materijal svornjaka E295 (Č 0545) i jednosmjerno promjenjivo opterećenje [Tablica 11].

Zaključuje se da svornjak prema kriteriju naprezanja na savijanje ZADOVOLJAVA.

Posljednji kriterij prema kojem se mora provjeriti spoj svornjakom je naprezanje na odrez. Tangencijalno naprezanje koje se javlja računa se na sljedeći način [7]:

$$\tau_{a_svor} = \frac{0,5 Q_{uk}}{2 \cdot A_{svor}} = \frac{25036}{2 \cdot 706,8} = 17,7 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop_svor} = 52 \text{ N/mm}^2 \quad (4.18)$$

Gdje je:

τ_{a_svor} – naprezanje na odrez u presjeku svornjaka,

$Q_{uk} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti,

$$A_{svor} = \frac{d_{svor}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{30^2 \cdot \pi}{4} = 706,8 \text{ mm}^2 \text{ – površina poprečnog presjeka svornjaka,}$$

$\tau_{adop_svor} = 52 \text{ N/mm}^2$ - dopušteno naprezanje na odrez za materijal svornjaka E295 (Č 0545) i jednosmjerno promjenjivo opterećenje [Tablica 11].

Zaključuje se da svornjak prema kriteriju naprezanja na odrez ZADOVOLJAVA.

4.4.3. Dimenzioniranje šipke izravnavajuće užnice

Kao što prikazuje [Slika 15], nosivi lim je ovješeno preko pune šipke koja omogućava zakret nosivog lima u ovisnosti o visini na kojoj se nalazi sklop kuke. Šipka će biti dimenzionirana kao osovina oslonjena na dva oslonca sa koncentriranom silom u sredini. U stvarnosti lim na šipku djeluje kontinuiranim opterećenjem, ali pojednostavljenjem s koncentriranom silom se ide na stranu sigurnosti. Proračunsku shemu šipke prikazuje [Slika 17].

Izraz za određivanje najvećeg momenta savijanja glasi:

$$M_{y\max_šip} = \frac{Q_{uk}}{4} \cdot 80 = 12518 \cdot 110 = 1376980 \text{ Nmm} \quad (4.19)$$

Gdje je:

$M_{y\max_šip}$ – najveći moment savijanja šipke izravnavajuće užnice,

$Q_{uk} = 50070,3 \text{ N}$ – ukupna težina koju granikom treba dignuti.

Za materijal šipke je odabran čelik E295, isti materijal kao i za osovinu užnice. Stoga je i najveće dopušteno naprezanje odabrano isto kao i za osovinu – izraz (4.8).

Najmanji potrebni promjer šipke izravnavajuće užnice računa se prema formuli:

$$d_{šip} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y\max_šip}}{\pi \cdot \sigma_{d_ouž}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1376980}{\pi \cdot 114}} = 49,74 \text{ mm} \quad (4.20)$$

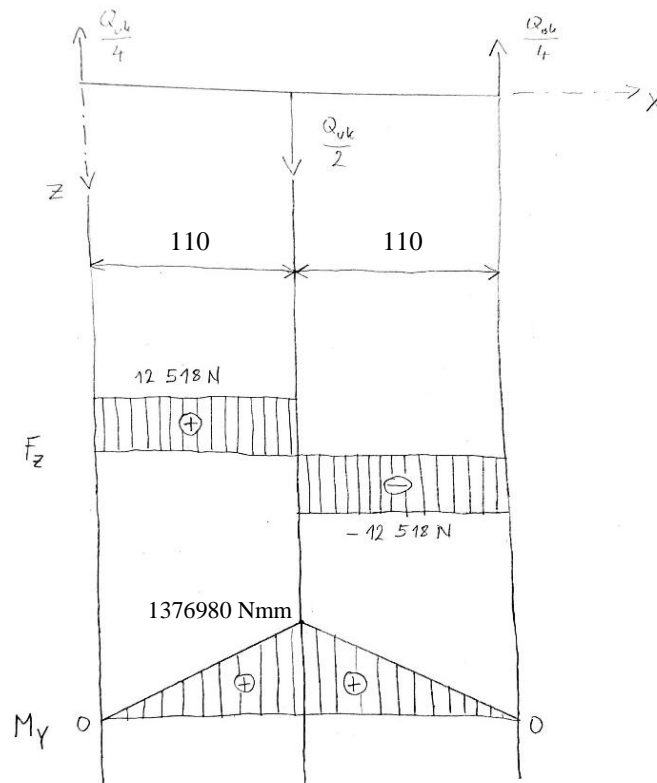
Gdje je:

$d_{šip}$ – promjer šipke izravnavajuće užnice,

$M_{y\max_šip} = 1376980 \text{ Nmm}$ – najveći moment savijanja šipke izravnavajuće užnice,

$\sigma_{d_ouž} = 114 \text{ N/mm}^2$ – najveće dopušteno normalno naprezanje osovine užnice.

Odabire se promjer šipke izravnavajuće užnice $d_{šip} = 55 \text{ mm}$.



Slika 17. Proračunska shema šipke izravnavajuće užnice

4.5. Bubanji

Bubanj obavlja dvije funkcije: pogoni užu te služi kao spremnik potrebne duljine užeta. U konkretnom zadatku koristit će se ožljebljeni bubanj. Žlijebovi čuvaju užu i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta. Bubanj za udvojeni faktorski koloturnik je dvosmjerno ožljebljen.

4.5.1. Odabir promjera bubnja

Minimalni potrebni promjer bubnja bira se na jednak način kao što se bira i minimalni potrebni promjer užnice uz razliku što se očitava vrijednost za bubnjeve kod izbora $(D/d)_{\min}$. Izraz je sljedeći [3]:

$$D_{\text{bu}} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min_{\text{bu}}} \cdot c_p \cdot d_{\text{už}} = 18 \cdot 1 \cdot 10 = 180 \text{ mm} \quad (4.21)$$

Gdje je:

D_{bu} – promjer bubnja mjeren kroz središnjicu užeta,

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min_{\text{bu}}} = 18$ – minimalno dozvoljeni odnos (D/d) prema važećim normama očitane za

pogonsku grupu 2m [Tablica 8],

$c_p = 1$ – faktor pregibanja užeta, očitano za broj pregibanja užeta $b_p = 3$ [Tablica 7],

$d_{už} = 10$ mm – promjer užeta.

Odabrani promjer bubnja je $D_{bu} = 272$ mm.

Za izradu bubnja odabrana je standardna bešavna cijev iz materijala S235JR i sljedećih dimenzija [8]:

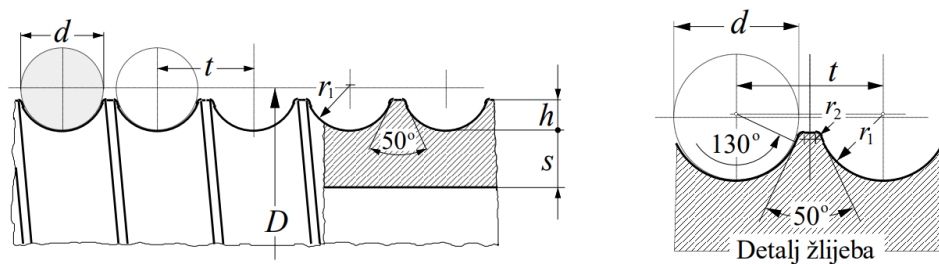
$D_{n_bc} = 250$ mm – nazivni promjer bešavne cijevi,

$D_{v_bc} = 273$ mm – vanjski promjer bešavne cijevi,

$\delta_{bc} = 12,5$ mm – debljina stijenke bešavne cijevi.

4.5.2. Dimenzioniranje bubnja

Izgled žlijeba i sve potrebne veličine prikazuje [Slika 18].



Slika 18. Profil žlijeba bubnja [3]

Dimenzije profila žlijeba se određuju prema sljedećim izrazima [3]:

$$0,375d_{už} \leq h \leq 0,4d_{už} \quad (4.22)$$

$$3,75 \leq h \leq 4 \quad (4.23)$$

$$h = 4 \text{ mm} \quad (4.24)$$

$$r_1 = 0,53 \cdot d_{už} = 0,53 \cdot 10 = 5,3 \text{ mm} \quad (4.25)$$

$$t \cong 1,15 \cdot d_{už} = 1,15 \cdot 10 = 11,5 \text{ mm} \quad (4.26)$$

Gdje je:

h – visina žlijeba bubnja,

$d_{už} = 10$ mm – promjer užeta,

r_1 – radijus zakrivljenosti žlijeba bubnja,

t – korak žlijeba bubnja.

Za određivanje radijusa zakrivljenosti ruba žlijeba r_2 poslužit će [Tablica 12]. Za promjer užeta deset milimetara radijus zakrivljenosti ruba žlijeba iznosi $r_2 = 0,8$ mm.

Tablica 12. Ovisnost radijusa zakrivljenosti ruba žlijeba o promjeru užeta [3]

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

Ostale dimenzije bubnja koje prikazuje [Slika 19] određuju se prema sljedećim izrazima:

$$s_1 + s_2 \cong 2 \cdot t + (40 \text{ do } 50) \text{ mm} = 59 \text{ mm} \quad (4.27)$$

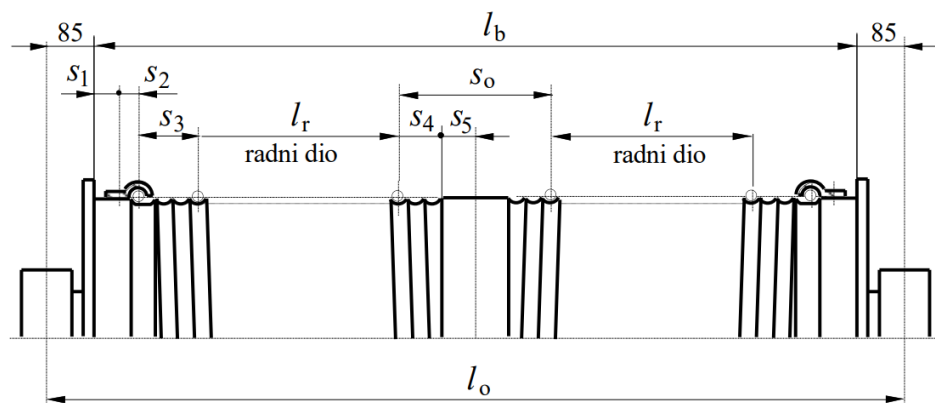
$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 11,5 = 46 \text{ mm} \quad (4.28)$$

$$s_4 = (2,5 \text{ do } 3,5) \cdot t = 3 \cdot 11,5 = 34,5 \text{ mm} \quad (4.29)$$

$$s_5 = 55,5 \text{ mm} - \text{viša vrijednost od preporučene iz konstrukcijskih razloga} \quad (4.30)$$

Gdje je:

$t = 11,5$ mm – korak žlijeba bubnja.



Slika 19. Osnovne mjere bubnja [3]

Radna duljina bubnja računa se prema sljedećem izrazu [3]:

$$l_r = \frac{i_{kol} \cdot H}{D_{bu} \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 6}{0,272 \cdot \pi} \cdot 11,5 = 161,5 \text{ mm} \quad (4.31)$$

Gdje je:

l_r – radna duljina bubnja,

$i_{kol} = 4/2$ – prijenosni omjer udvojenog faktorskog kolturnika,

$H = 6$ m – visina dizanja tereta,

$D_{bu} = 272$ mm – promjer bubnja mjeren kroz središnjicu užeta.

Ukupna duljina dvoužetnog bubnja je jednaka [3]:

$$\begin{aligned} l_b &= 2 \cdot (l_r + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + s_5 + 69) = \\ &= 2 \cdot (161,5 + 59 + 46 + 34,5 + 69) = 740 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.32)$$

Gdje je:

l_b – ukupna duljina dvoužetnog bubnja.

Debljina stijenke bubnja je $s = 7$ mm.

4.5.3. Proračun stijenke bubnja

Stijenka bubnja opterećena je na uvijanje, savijanje i prolom. Uvijanje se može zanemariti jer je u pravilu vrlo malog iznosa. Savijanje se također zanemaruje, može jedino imati utjecaj kod vrlo dugačkih bubnjeva. Prolom je vrsta opterećenja koja nastaje kada se opterećeno uže namata na bubanj i steže stijenku bubnja slično djelovanju vanjskog tlaka. Stijenka bubnja se dimenzionira prema naprezanjima koja slijede iz toga.

Kontrola bubnja s obzirom na cirkularno naprezanje provodi se prema sljedećem izrazu [3]:

$$\sigma_\varphi = 0,5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = 0,5 \cdot \frac{12644}{11,5 \cdot 7} = 78,5 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\varphi \text{dop}} = 100 \text{ N/mm}^2 \quad (4.33)$$

Gdje je:

σ_φ – cirkularno naprezanje bubnja,

$F_u = 12644$ N – sila u užetu,

$t = 11,5$ mm – korak žlijeba bubnja,

$s = 7$ mm – debljina stijenke bubnja,

$\sigma_{\varphi \text{dop}} = 100$ N/mm² – najveće dopušteno cirkularno naprezanje za materijal bubnja S235JR [3].

Zaključuje se da bubanj prema kriteriju cirkularnog naprezanja zadovoljava.

Kontrola bubnja prema kriteriju normalnog naprezanja [3]:

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D_{bu} \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 12644 \cdot \sqrt{\frac{1}{272 \cdot 7^3}} = 39,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{xdop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (4.34)$$

Gdje je:

σ_x – normalno naprezanje od lokalnog savijanja stijenke na mjestu namatanja,

$F_u = 12644 \text{ N}$ – sila u užetu,

$D_{bu} = 272 \text{ mm}$ – promjer bubnja mjeran kroz središnjicu užeta,

$s = 7 \text{ mm}$ – debljina stijenke bubnja,

$\sigma_{xdop} = 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – dopušteno normalno naprezanje za materijal bubnja S235JR [3].

Zaključuje se da bubanj prema kriteriju normalnog naprezanja zadovoljava.

4.5.4. Proračun debljine čelne ploče bubnja

Za odabir debljine čelne ploče bubnja koristi se sljedeći izraz [3]:

$$w_{\check{c}p} \geq \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \frac{D_1}{D_{bu}}\right) \cdot F_H \cdot S_{\check{c}p}}{R_{eS235}}} = \sqrt{\frac{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \frac{120}{272}\right) \cdot 2529 \cdot 2,5}{225}} = 5,35 \text{ mm} \quad (4.35)$$

Gdje je:

$w_{\check{c}p}$ – debljina čelne ploče bubnja,

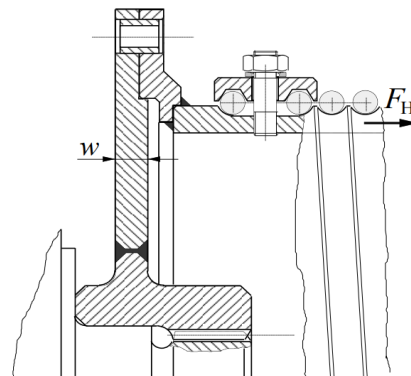
$D_1 = 120 \text{ mm}$ – vanjski promjer glavine,

$D_{bu} = 272 \text{ mm}$ – promjer bubnja mjeran kroz središnjicu užeta,

$R_{eS235} = 225 \text{ N/mm}^2$ – granica plastičnosti za materijal S235 [6],

$S_{\check{c}p} = 2,5$ – faktor sigurnosti čelne ploče bubnja (2 do 3 – odabrano 2,5),

$F_H = 0,1 \cdot 2 \cdot F_u = 0,1 \cdot 2 \cdot 12644 = 2529 \text{ N}$ – silu prikazuje [Slika 20].



Slika 20. Čelna ploča bubnja [3]

Odabrana je debljina čelne ploče bubnje $w_{\check{c}p} = 10$ mm.

4.5.5. Proračun veze čeone ploče i bubnja

Veza čeone ploče i bubnja ostvaruje se vijcima na način da oni stežu ravne plohe čeone ploče i bubnja te se moment koji je potreban prenosi trenjem između njih. Za vezu su odabrani vijci razreda čvrstoće 8.8, metarskog navoja M10. Dimenzije vijaka su [8]:

$d_{1M10} = 8,376$ mm – promjer jezgre vijka M10,

$d_{2M10} = 9,026$ mm – srednji promjer vijka M10,

$A_{jM10} = 52,3$ mm² – površina poprečnog presjeka jezgre vijka M10.

Dozvoljeno naprezanje za vijke računa se prema sljedećem izrazu [3]:

$$\sigma_{d,vij_{\check{c}p}} = 0,65 \cdot \frac{R_{e8.8}}{1,5} = 0,65 \cdot \frac{640}{1,5} = 277 \text{ N/mm}^2 \quad (4.36)$$

Gdje je:

$\sigma_{d,vij_{\check{c}p}}$ – dopušteno naprezanje za vijke kojima se spajaju bubanj i čeona ploča,

$R_{e8.8} = 640$ N/mm² – granica plastičnosti za razred čvrstoće vijka 8.8 [8].

Najveća normalna sila koja se postiže u vijku računa se iz:

$$F_{nvij_{\check{c}p}} = \sigma_{d,vij_{\check{c}p}} \cdot A_{jM10} = 277 \cdot 52,3 = 14487 \text{ N} \quad (4.37)$$

Gdje je:

$F_{nvij_{\check{c}p}}$ – najveća normalna sila koja se postiže u vijku kojim se spajaju bubanj i čeona ploča,

$\sigma_{d,vij_{\check{c}p}} = 277$ N/mm² – dopušteno naprezanje za vijke kojima se spajaju bubanj i čeona ploča,

$A_{jM10} = 52,3$ mm² – površina poprečnog presjeka jezgre vijka M10.

Računanje minimalno potrebnog broja vijaka za ostvarivanje spoja računa se sljedećim izrazom:

$$n_{vij_{\check{c}p}} \geq \frac{2 \cdot F_u \cdot D_{bu}}{\mu_{\check{c}} \cdot F_{nvij_{\check{c}p}} \cdot d_7} = \frac{2 \cdot 12644 \cdot 272}{0,2 \cdot 14487 \cdot 330} = 7,2 \quad (4.38)$$

Gdje je:

$n_{vij_{\check{c}p}}$ – broj vijaka kojima su spjeni bubanj i čeona ploča,

$F_u = 12644$ N – sila u užetu,

$D_{bu} = 272 \text{ mm}$ – promjer bubnja mjeran kroz središnjicu užeta,

$\mu_{\check{c}} = 0,2$ – faktor trenja za čelik-čelik [8],

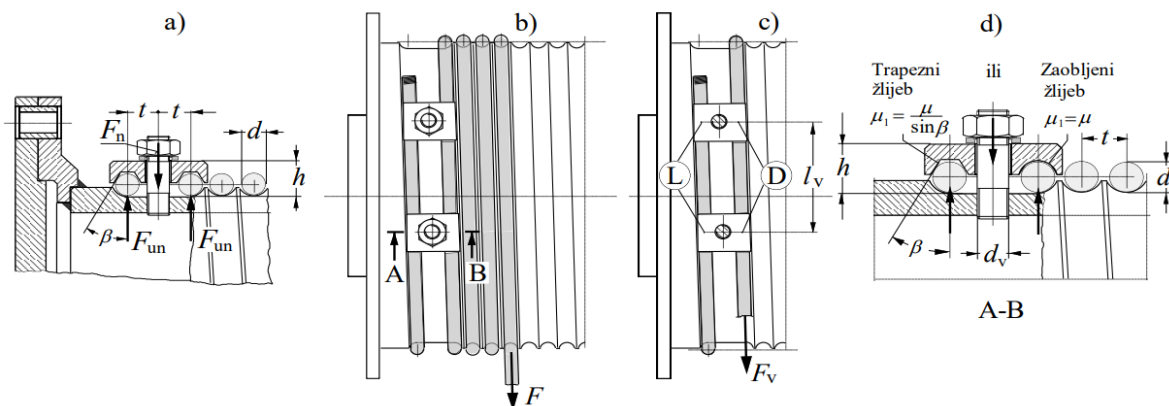
$F_{n_{vij_{\check{c}p}}} = 14487 \text{ N}$ - najveća normalna sila koja se postiže u vijku kojim se spajaju bubanj i čeona ploča,

$d_7 = 330 \text{ mm}$ – promjer na kojem se nalaze vijčani spojevi.

Odabran je broj vijaka za spajanje bubnja i čeone ploče $n_{vij_{\check{c}p}} = 8$.

4.5.6. Proračun veze užeta i bubnja

Veza užeta i bubnja ostvaruje se trenjem tako da vijčanom stegom ostvari dovoljna pritisna sila. Bitno je kod najnižeg položaja kuke ostaviti još najmanje dva navoja užeta do prve vijčane stege da bi se iskoristilo užetno trenje koje se javlja. U vezi se radi lakšeg postavljanja užeta koriste utični vijci. Primjer veze užeta i bubnja te karakteristične veličine prikazuje [Slika 21].



Slika 21. Veza užeta s bubnjem [3]

Za vezu je odabran utični vijak M10, razreda čvrstoće 8.8 i duljine 35 mm prema normi DIN 938. Broj vijaka prema opterećenju na vlak i savijanje računa se prema [3]:

$$z_{u\check{z}b} \geq \frac{F_{n_{u\check{z}b}}}{\sigma_{d_{u\check{z}b}}} \cdot \left(\frac{1,3}{A_{JM10}} + \frac{32 \cdot \mu_{1u\check{z}b} \cdot h_{u\check{z}b}}{\pi \cdot d_{1M10}^3} \right) = \frac{10115,2}{277} \cdot \left(\frac{1,3}{52,3} + \frac{32 \cdot 0,1556 \cdot 15}{\pi \cdot 8,376^3} \right) = 2,39 \quad (4.39)$$

Gdje je:

$z_{u\check{z}b}$ – broj vijaka za spoj užeta i bubnja,

$F_{n_{u\check{z}b}} = 0,8 \cdot F_u = 0,8 \cdot 12644 = 10115,2 \text{ N}$ – potrebna normalna sila u pojedinom vijku,

$\sigma_{d_{u\check{z}b}} = 0,65 \cdot \frac{R_{e8,8}}{1,5} = 0,65 \cdot \frac{640}{1,5} = 277 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – dopušteno naprezanje odabranih vijaka za vezu užeta i bubnja, $R_{e8,8}$ očitano iz [8],

$A_{jM10} = 52,3 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka jezgre vijka M10 [8],

$\mu_{1užb} = \frac{\mu_{už}}{\sin \beta} = \frac{0,1}{\sin 40^\circ} = 0,1556$ – korigirani faktor trenja za trapezni žlijeb, $\mu_{už}$ očitano iz [3],

β iz konstrukcije, odabran kao najčešće korišteni,

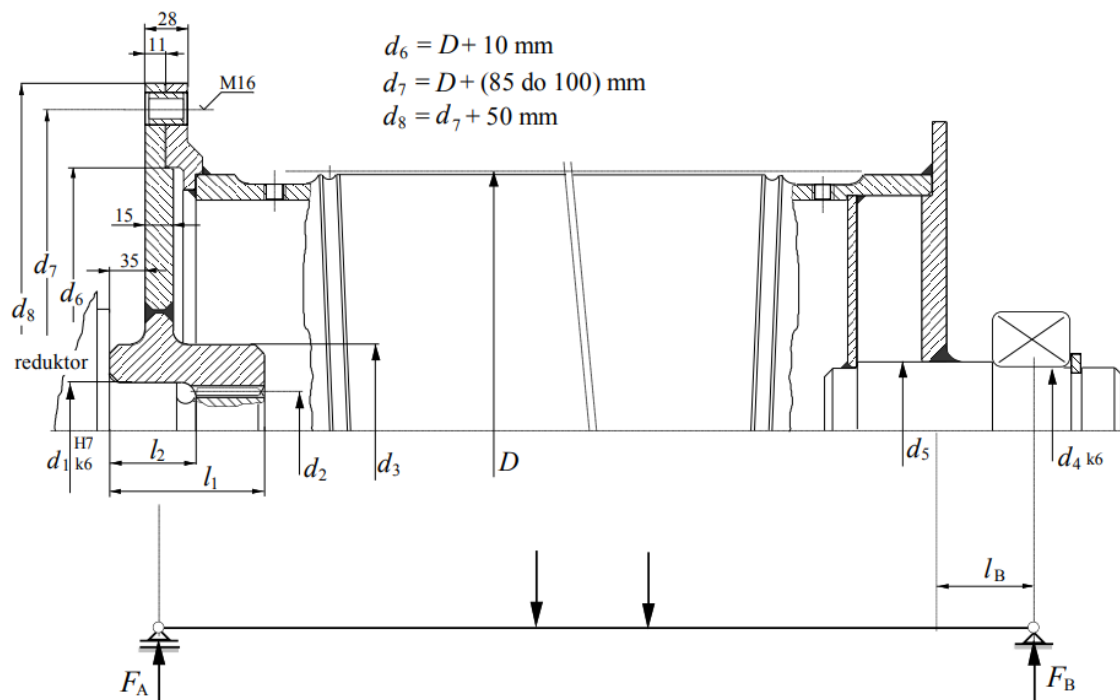
$h_{užb} = 15 \text{ mm}$ – iz konstrukcije, udaljenost mjerena od dna žlijeba do mjesta nalijeganja matice [Slika 21],

$d_{1M10} = 8,376 \text{ mm}$ – promjer jezgre vijka M10 [8].

Odabrani broj vijaka za vijčanu stegu kojom se spaja uže i bubanj je $z_{užb} = 3$.

4.5.7. Dimenzioniranje osovine bubnja

Uležištenje bubnja sa suprotne strane od reduktora se izvodi na način da za čelnu ploču bubnja zavari osovina. Sila u osloncu se izjednačava sa silom u užetu, te se na taj način ide na stranu sigurnosti. Primjer konstrukcijske izvedbe bubnja gdje su prikazane i veličine vezane uz osovinu prikazuje [Slika 22].



Slika 22. Primjer konstrukcijske izvedbe bubnja [3]

Za izračun minimalno potrebnog promjera osovine bit će potreban koeficijent c_B koji je definiran na sljedećim izrazom [3]:

$$c_B = \frac{l_B}{d_B} = \frac{63}{50} = 1,26 \quad (4.40)$$

Gdje je:

c_B – koeficijent osovine bubnja,

$l_B = 63$ mm – iz konstrukcije, duljina od središnjice čeone ploče bubnja do središnjice ležaja, vidjeti [Slika 22],

$d_B = 50$ mm – promjer osovine bubnja, nije ga moguće znati unaprijed, cijeli postupak dimenzioniranja je iterativan.

Izraz za minimalno potrebni promjer osovine bubnja glasi [3]:

$$d_B \geq \sqrt{\frac{32 \cdot c_B \cdot F_u}{\pi \cdot \sigma_{dB}}} = \sqrt{\frac{32 \cdot 1,26 \cdot 12644}{\pi \cdot 75}} = 46,52 \text{ mm} \quad (4.41)$$

Gdje je:

d_B – promjer osovine bubnja,

$c_B = 1,26$ – koeficijent osovine bubnja,

$F_u = 12644$ N – sila u užetu,

$\sigma_{dB} = 75$ N/mm² – dozvoljeno naprezanje za materijale sa $R_m = 500$ N/mm² [3], materijal osovine S355 ima $R_m = 570$ N/mm² [6].

Odabran je promjer osovine bubnja $d_B = 50$ mm.

4.5.8. Kontrola ležaja bubnja

Ležajno mjesto osovine bubnja oblikovano je kao slobodno ležajno mjesto, dok je čvrsto ležajno mjesto ostvarno na strani reduktora. Aksijalni pomak glavine u odnosu na vratilo reduktora spriječen je vijkom i steznom pločom. Za ležajno mjesto bubnja odabran je samopodesivi ležaj s kućištem SKF SYJ 50 TF. Podatke potrebne za proračun prikazuje [Tablica 13], dok je potpuni prikaz dan u Prilozima.

Tablica 13. Svojstva ležaja SKF SYJ 50 TF [4]

Performance

Basic dynamic load rating	35.1 kN
Basic static load rating	23.2 kN
Limiting speed	4 000 r/min
Note	Limiting speed with shaft tolerance h6

Prvo će se provesti kontrola s obzirom na vijek trajanja ležaja. Izraz glasi [5]:

$$L_{10h_B} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{m_B}} \cdot \left(\frac{C_B}{P_{0r_B}} \right)^{\varepsilon_t} = \frac{10^6}{60 \cdot 28} \cdot \left(\frac{35,1}{12,644} \right)^3 = 12733 \text{ h} \geq L_{10h_min_B} = 5000 \text{ h} \quad (4.42)$$

Gdje je:

L_{10h_B} – nazivni vijek trajanja ležaja osovine bubnja u satima rada,

$$n_{m_B} = \frac{v_{diz} \cdot i_{kol}}{D_{bu} \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,272 \cdot \pi} = 28 \text{ o/min} – \text{ brzina vrtnje bubnja u o/min,}$$

$C_B = 35,1 \text{ kN}$ - dinamička nosivost ležaja osovine bubnja SKF SYJ 50 TF [Tablica 13],

$P_{0r_B} = F_u = 12,644 \text{ kN}$ – statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja,

$\varepsilon_t = 3$ – eksponent vijeka trajanja za ležaje s dodirom u točki [5],

$L_{10h_min_B} = 5000 \text{ h}$ – zahtijevani vijek trajanja ležaja osovine bubnja odabran za uređaje za rukovanje materijalom [5].

Zaključuje se da ležaj osovine bubnja prema kriteriju vijeka trajanja zadovoljava.

Kontrola statičke nosivosti ležaja osovine užnice [5]:

$$s_{0_B} = \frac{C_{0_B}}{P_{0r_B}} = \frac{23,2}{12,644} = 1,83 \geq s_{0_min_B} = 1,5 \quad (4.43)$$

Gdje je:

s_{0_B} – statička sigurnost ležaja osovine bubnja,

$C_{0_B} = 23,2 \text{ kN}$ – statička nosivost ležaja osovine bubnja SKF SYJ 50 TF [Tablica 13],

$P_{0r_B} = F_u = 12,644 \text{ kN}$ – statičko ekvivalentno radijalno opterećenje ležaja,

$s_{0_min_B} = 1,5$ - minimalno potrebna statička sigurnost ležaja osovine bubnja, odabrana za rad pri srednjim zahtjevima za mirnoćom hoda [5].

Zaključuje se da ležaj osovine bubnja obzirom na statičku nosivost zadovoljava.

4.6. Odabir elektromotara i reduktora za dizanje tereta

Elektromotor s reduktorom mehanizma za dizanje bira se za stalni pogon S_1 . Pri proračunu se ne uzima u obzir ubrzanje odnosno dodatna inercijska sila koja se javlja zbog ubrzanja iz razloga što je ta sila dovoljno mala da ju prvi veći odabrani motor sigurno može savladati.

Umjesto preko snage motora, izbor će se izvršiti tako da se odredi koji izlazni moment i broj okretaja u jedinici vremena reduktor treba isporučiti, a zatim će se odabrati motor s reduktorom koji što točnije isporučuje traženu brzinu i ima veći izlazni moment od traženog.

Traženi broj okretaja izlaznog vratila reduktora je jednak broju okretaja bubnja i glasi:

$$n_{iz_red} = \frac{v_{diz} \cdot i_{kol}}{D_{bu} \cdot \pi} = \frac{12 \cdot 2}{0,272 \cdot \pi} = 28,086 \text{ o/min} \quad (4.44)$$

Gdje je:

n_{iz_red} – tražena brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora za dizanje,

$v_{diz} = 12 \text{ m/min}$ – tražena brzina dizanja tereta,

$i_{kol} = 4/2$ – prijenosni omjer udvojenog faktorskog koloturnika,

$D_{bu} = 272 \text{ mm} = 0,272 \text{ m}$ – promjer bubnja mjereno kroz središnjicu užeta.

Minimalno potrebni moment izlaznog vratila reduktora je jednak:

$$M_{iz_red} = \frac{F_u \cdot D_{bu}}{\eta_{bu}} = \frac{12644 \cdot 0,272}{0,98} = 3509,36 \text{ Nm} \quad (4.45)$$

Gdje je:

M_{iz_red} – potrebni moment izlaznog vratila reduktora za dizanje,

$F_u = 12644 \text{ N}$ – sila u užetu,

$D_{bu} = 272 \text{ mm} = 0,272 \text{ m}$ – promjer bubnja mjereno kroz središnjicu užeta,

$\eta_{bu} = 0,98$ – stupanj djelovanja bubnja.

Odabire se elektromotor s reduktorom i kočnicom proizvođača NORD oznake SK 73VL – 160MP/4 BRE250 TF. Osnovne karakteristike odabranog sklopa prikazuje [Tablica 14].

Tablica 14. Karakteristike motora za dizanje s reduktorom i kočnicom

Naziv	Vrijednost	Jedinica
Nazivna snaga elektromotora, P_{EM_diz}	11	kW
Brzina vrtnje elektromotora, n_{EM_diz}	1465	o/min
Prijenosni omjer reduktora, i_{RED_diz}	52,24	-
Izlazni moment reduktora, M_{RED_diz}	3749	Nm
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora, n_{RED_diz}	28	o/min

Moment kočenja kočnice, $M_{\text{KOČ_diz}}$	250	Nm
Dopušteno radijalno opterećenje izlaznog vratila reduktora, $F_{\text{RED_diz}}$	25,1	kN

Usporedba potrebnog i najvećeg mogućeg izlaznog momenta reduktora:

$$M_{\text{RED_diz}} = 3749 \text{ Nm} \geq M_{\text{iz_red}} = 3509,36 \text{ Nm} \quad (4.46)$$

Gdje je:

$M_{\text{RED_diz}} = 3749 \text{ Nm}$ – najveći izlazni moment vratila reduktora za dizanje,

$M_{\text{iz_red}} = 3509,36 \text{ Nm}$ – potrebni moment izlaznog vratila reduktora.

Zaključuje se da odabrani sklop s obzirom na moment izlaznog vratila reduktora **ZADOVOLJAVA**.

Razlika tražene i stvarne brzine vrtnje izlaznog vratila reduktora je sljedeća:

$$\Delta n_{\text{diz}} = \frac{n_{\text{RED_diz}} - n_{\text{iz_red}}}{n_{\text{iz_red}}} = \frac{28 - 28,086}{28,086} = -0,0031 = -0,31\% \quad (4.47)$$

Gdje je:

$n_{\text{iz_red}} = 28,086 \text{ o/min}$ – tražena brzina vrtnje izlanog vratila reduktora za dizanje,

$n_{\text{RED_diz}} = 28 \text{ o/min}$ – brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora za dizanje.

Razlika je u apsolutnom iznosu manja od pet posto te se zaključuje da odabrani sklop prema kriteriju najveće dopuštene korekcije brzine izlaznog vratila reduktora zadovoljava.

Bubanj je s jedne strane oslonjen na ležaj, a s drugo strane na izlazno vratilo reduktora. Radijalna sila koju vratilo preuzima mora biti manja od najveće dopuštene. To se provjerava sljedećim izrazom:

$$F_{\text{r_RED}} = 14,1 \text{ kN} \leq F_{\text{RED_diz}} = 25,1 \text{ kN} \quad (4.48)$$

Gdje je:

$F_{\text{r_RED}} = 14,1 \text{ kN}$ – radijalna sila koja opterećuje izlazno vratilo reduktora za dizanje,

$F_{\text{RED_diz}} = 25,1 \text{ kN}$ – dopušteno radijalno opterećenje izlaznog vratila reduktora za dizanje.

S obzirom da je stvarna sila manja od dopuštene zaključuje se da sklop s obzirom na radijalnu silu koja opterećuje izlazno vratilo reduktora zadovoljava.

Potrebno je još provjeriti odabranu kočnicu sklopa za dizanje. Kočnica djeluje na vratilu elektromotora pa je prvo potrebno odrediti kolikim je momentom opterećeno vratilo kada teret miruje na nekoj visini. Pretpostavit će se da je na izlaznom vratilu reduktora moment jednak onom potrebnom za dizanje tereta, dok je u stvarnosti on manji, ali ovim pojednostavljenjem se ide na stranu sigurnosti. Uz to, zanemareni su i gubitci u reduktoru koji u ovom slučaju pomažu kočnici. Izraz za izračun momenta je sljedeći:

$$M_{st_diz} = \frac{M_{iz_red}}{i_{RED_diz}} = \frac{3509,36}{52,24} = 67,2 \text{ Nm} \quad (4.49)$$

Gdje je:

M_{st_diz} – statički moment na vratilu elektromotora za dizanje,

$M_{iz_red} = 3509,36 \text{ Nm}$ – potrebni moment izlaznog vratila reduktora,

$i_{RED_diz} = 52,24$ – prijenosni omjer reduktora za dizanje.

Kontrola momenta kočnice će se provesti preko izraza za približno određivanje momenta kočenja:

$$M_{KOČ_diz} = 250 \text{ Nm} \geq M_{st_diz} \cdot v_k = 67,2 \cdot 2,5 = 168 \text{ Nm} \quad (4.50)$$

Gdje je:

$M_{KOČ_diz} = 250 \text{ Nm}$ – moment kočnice sklopa za dizanje,

$M_{st_diz} = 67,2 \text{ Nm}$ – statički moment na vratilu elektromotora za dizanje,

$v_k = 2,5$ – faktor povećanja statičkog momenta očitani iz [Tablica 15].

Tablica 15. Faktor povećanja statičkog momenta [3]

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

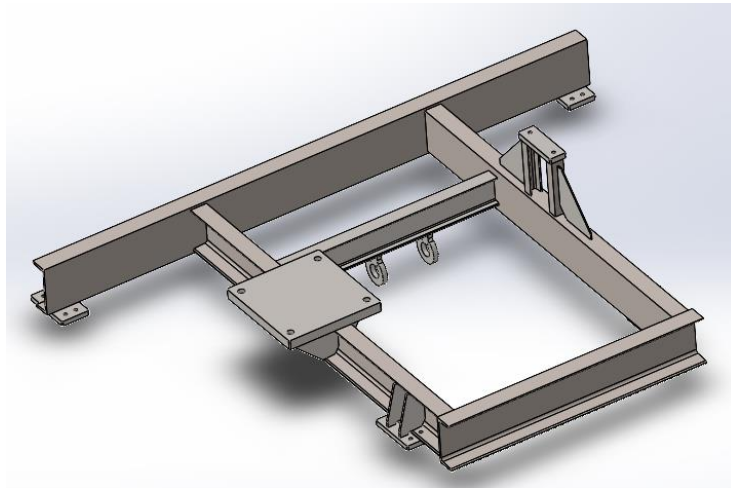
Zaključuje se da kočnica zadovoljava.

5. PRORAČUN VITLA

Proračun vitla započinje se proračunom odnosno kontrolom okvira vitla, zatim se prelazi na izbor kotača te na kraju potrebnog pogona za vožnju vitla.

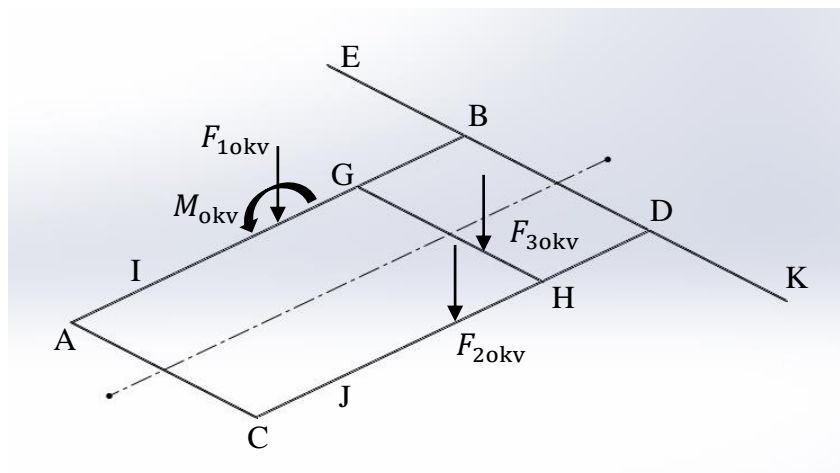
5.1. Proračun okvira vitla

Proračun okvira vitla provest će se nad gotovom konstrukcijom što znači da su sve veličine poznate te je potrebno provjeriti udovoljavaju li svi konstrukcijski dijelovi uvjetima krutosti i čvrstoće. Okvir vitla sastoji od standardnih profila (UPN180, UPN200, IPN120) na koje su dodane ploče za prihvat reduktora, ležaja i kotača. Uz to oblikovan je i prihvat za izravnavajuću užnicu. Na mjestima gdje je to potrebno postavljena su rebra. Cijeli okvir je izveden kao zavarena konstrukcija. Okvir vitla prikazuje [Slika 23].



Slika 23. Zavareni okvir vitla

Proračunski model vitla sa pripadajućim opterećenjima prikazuje [Slika 24].



Slika 24. Proračunski model okvira vitla

Oznake A, B, C, D, G i H predstavljaju točke u kojima su profili spojeni zavarivanjem, a oznake E, K, I i J točke u kojima su oslonci odnosno kotači. Iznosi sila koje opterećuju konstrukciju su sljedeći:

$$F_{1okv} = 17750 \text{ N} \quad (5.1)$$

$$F_{2okv} = 13565 \text{ N} \quad (5.2)$$

$$F_{3okv} = 25560 \text{ N.} \quad (5.3)$$

Moment savijanja koji opterećuje konstrukciju iznosi:

$$M_{okv} = M_{iz_red} = 3509,36 \text{ Nm.} \quad (5.4)$$

Materijal svih zavarenih dijelova je opći konstrukcijski čelik S235. Dopusšteno normalno naprezanje za odabrani materijal iznosi:

$$\sigma_{dop,okv} = \frac{R_{eS235}}{S_{okv}} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.5)$$

Gdje je:

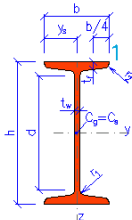
$\sigma_{dop,okv}$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla,

$R_{eS235} = 225 \text{ N/mm}^2$ - granica plastičnosti za materijal S235 [6],

$S_{okv} = 2$ – odabrani faktor sigurnosti okvira vitla.

5.1.1. Proračun krutosti grede GH

Greda GH je greda na koju je zavješena izravnavajuća užnica. Poprečni presjek grede odgovara IPN 120 profilu prema normi DIN 1025. Svojstva i dimenzije poprečnog presjeka prikazuje [Slika 25].

Geometry		Section properties	
h = 120 mm		Axis y	Axis z
b = 58 mm		$I_y = 3.27E+6 \text{ mm}^4$	$I_z = 2.14E+5 \text{ mm}^4$
$t_f = 7.7 \text{ mm}$		$W_{y1} = 5.45E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 7380 \text{ mm}^3$
$t_w = 5.1 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 6.36E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 1.21E+4 \text{ mm}^3$
$r_1 = 5.1 \text{ mm}$		$i_y = 48 \text{ mm}$	$i_z = 12.3 \text{ mm}$
$r_2 = 3.1 \text{ mm}$		$S_y = 3.18E+4 \text{ mm}^3$	$S_z = 6050 \text{ mm}^3$
$y_s = 29 \text{ mm}$		Warping and buckling	
d = 92.4 mm	$G = 11.1 \text{ kg.m}^{-1}$	$I_w = 6.47E+8 \text{ mm}^6$	$I_t = 2.70E+4 \text{ mm}^4$
$A_L = 0.44 \text{ m}^2.\text{m}^{-1}$	$A = 1420 \text{ mm}^2$	$i_w = 13.6 \text{ mm}$	$i_{pc} = 49.6 \text{ mm}$

Slika 25. Karakteristike IPN 120 profila [9]

Najveći dopušteni progib grede GH za teške i vrlo teške pogonske uvjete prema [3] iznosi:

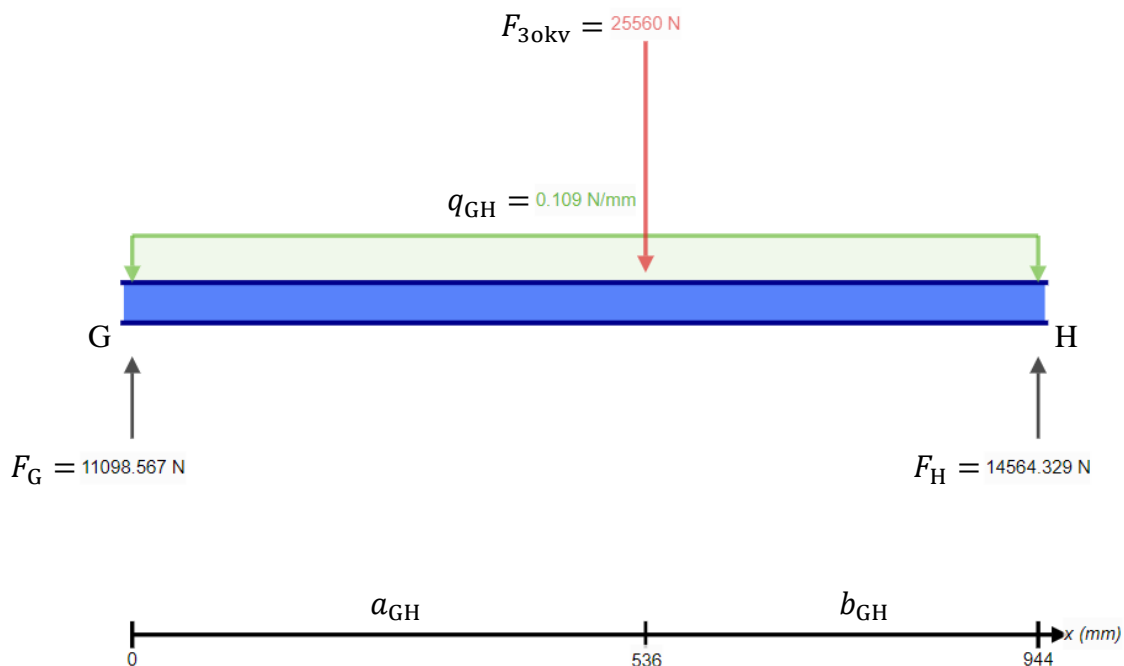
$$w_{GHdop} = \frac{l_{GH}}{750} = \frac{944}{750} = 1,25 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Gdje je:

w_{GHdop} – najveću dopušteni progib grede GH,

$l_{GH} = 944 \text{ mm}$ – duljina grede GH.

Proračunsku shemu grede GH prikazuje [Slika 26].



Slika 26. Proračunska shema grede GH

Pri računanju će se koristiti metoda superpozicije. Ona nam govori da se može zamisliti da svaka koncentrirana sila, moment i kontinuirano opterećenje djeluju samostalno na gredu, a rezultati koje dobijemo za progib grede za svako pojedino opterećenje se mogu jednostavno zbrojiti. Metoda je idealna ukoliko se najveći progibi za svako opterećenje javljaju na istom mjestu, no nažalost to u ovom slučaju nije tako jer koncentrirana sila nije na polovici duljine grede. Svejedno, provest će se proračun kao da najveći progib nastaje na istom mjestu, a rezultati će se usporediti s onima dobivenim *online* kalkulatorom.

Najveći progib grede GH uslijed djelovanja vlastite težine grede iznosi [8]:

$$w_{1GH} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{GH} \cdot l_{GH}^4}{E_{\check{c}} \cdot I_{yGH}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{0,109 \cdot 944^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,27 \cdot 10^6} = 0,0016 \text{ mm} \quad (5.7)$$

Gdje je:

w_{1GH} – najveći progib grede GH uslijed djelovanja vlastite težine,

$q_{GH} = 0,109 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede GH vlastitom težinom,

$l_{GH} = 944 \text{ mm}$ – duljina grede GH,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yGH} = 3,27 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede GH oko osi y [Slika 25].

Progib w_{1GH} se javlja na polovici grede tj. na udaljenosti $x_{1GH} = 472 \text{ mm}$ od oslonca G.

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_{30kv} iznosi [8]:

$$\begin{aligned} w_{2GH} &= \frac{F_{30kv}}{E_{\check{c}} \cdot I_{yGH}} \cdot \frac{a_{GH}^2 \cdot b_{GH}^2}{3 \cdot l_{GH}} \cdot \frac{l_{GH} + b_{GH}}{3 \cdot b_{GH}} \cdot \sqrt{\frac{l_{GH} + b_{GH}}{3 \cdot a_{GH}}} = \\ &= \frac{25560}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,27 \cdot 10^6} \cdot \frac{536^2 \cdot 408^2}{3 \cdot 944} \cdot \frac{944 + 408}{3 \cdot 408} \cdot \sqrt{\frac{944 + 408}{3 \cdot 536}} = 0,6366 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Gdje je:

w_{2GH} – najveći progib grede GH uslijed djelovanja sile F_{30kv} ,

$F_{30kv} = 25\,560 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu GH,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yGH} = 3,27 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede GH oko osi y [Slika 25],

$a_{GH} = 536 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca G do mjesta djelovanja sile F_{30kv} [Slika 26],

$b_{GH} = 408 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_{30kv} do oslonca H [Slika 26],

$l_{GH} = 944 \text{ mm}$ – duljina grede GH [Slika 26].

Udaljenost na kojoj se javlja progib w_{2GH} iznosu [8]:

$$x_{2GH} = a_{GH} \cdot \sqrt{\frac{l_{GH} + b_{GH}}{3 \cdot a_{GH}}} = 536 \cdot \sqrt{\frac{944 + 408}{3 \cdot 536}} = 491,48 \text{ mm} \quad (5.9)$$

Gdje je:

x_{2GH} – udaljenost od oslonca G na kojoj se javlja progib w_{2GH} ,

$a_{GH} = 536 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca G do mjesta djelovanja sile F_{30kv} [Slika 26],

$l_{GH} = 944 \text{ mm}$ – duljina grede GH [Slika 26],

$b_{GH} = 408 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_{30kv} do oslonca H [Slika 26].

Usporedbom x_{1GH} i x_{2GH} zaključuje se da su u odnosu na ukupnu duljinu grede mjesta najvećih progiba prilično blizu pa se može očekivati da će razlika zbrojene vrijednosti i stvarnog najvećeg progiba biti mala.

Kontrola progiba grede GH:

$$w_{ukGH} = w_{1GH} + w_{2GH} = 0,0016 + 0,6366 = 0,638 \text{ mm} \leq w_{GHdop} = 1,25 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Gdje je:

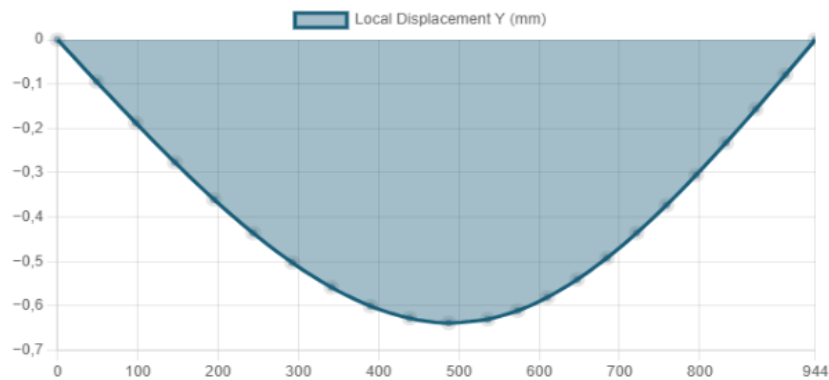
$w_{GHdop} = 1,25 \text{ mm}$ – najveću dopušteni progib grede GH,

$w_{2GH} = 0,6366 \text{ mm}$ – najveći progib grede GH uslijed djelovanja sile F_{30kv} ,

$w_{1GH} = 0,0016 \text{ mm}$ – najveći progib grede GH uslijed djelovanja vlastite težine.

Zaključuje se da greda GH s obzirom na kriterij krutosti zadovoljava.

Uz pomoć *online* kalkulatora [10] izračunate su vrijednosti koje prikazuje [Slika 27].

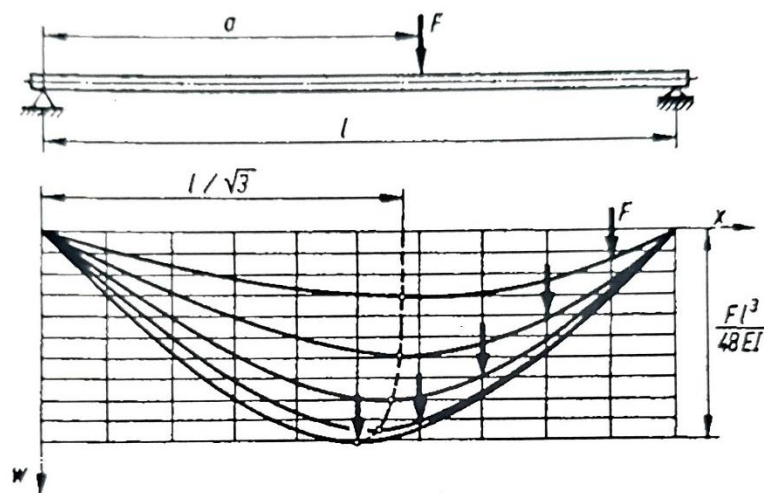


Location (mm)	Total Deflection (mm)	Span ⓘ
0	0 mm	-
487.273	0.638 mm	L/1479
944	0 mm	-

Slika 27. Progib grede GH [10]

Usporedbom rezultata može se zaključiti da je u ovom slučaju zbroj maksimuma veći od stvarnog najvećeg progiba tek nakon nekog mjesta iza treće decimale što je za inženjerski proračun prihvatljivo.

O tome da se najveći progibi grede nastali koncentriranim silama ili kontinuiranim opterećenjem javljaju relativno blizu jedni drugih odnosno u blizini sredine grede govori i [11]. Prikaz elastičnih linija nastalih djelovanjem iste sile na različitim mjestima na gredi prikazuje [Slika 28]. Sa slike je vidljivo da i kad je sila u položaju koji je za desetinu ukupne duljine udaljen od jednog od oslonaca, najveći progib je za manje od jedne desetine ukupne duljine udaljen od sredine grede. Iz svega navedenog izvodi se zaključak da se najveći progibi nastali djelovanjem pojedinih sila i kontinuiranih opterećenja mogu zbrajati metodom superpozicije bez značajnog utjecaja na točnosti rezultata. Uz to zbroj će uvijek biti veći od stvarnog najvećeg progiba tako da je greška na strani sigurnosti.



Slika 28. Ovisnost oblika elastične linije o položaju sile F [11]

5.1.2. Proračun čvrstoće grede GH

Greda će se provjeriti s obzirom na normalno naprezanje koje nastaje zbog savijanja. Tangencijalno naprezanje je za I profile znatno manjeg iznosa nego normalno te se najviše vrijednosti javljaju oko središnje osi profila, a prema krajevima pada na nulu. Upravo na krajevima se javlja najveće normalno naprezanje. Iz navedenih razloga tangencijalno naprezanje će biti zanemareno.

Najveći unutarnji moment savijanja javlja se na mjestu djelovanja koncentrirane sile te iznosi:

$$M_{GH\max} = F_G \cdot a_{GH} - q_{GH} \cdot \frac{a_{GH}^2}{2} = 11098,6 \cdot 536 - 0,109 \cdot \frac{536^2}{2} = 5933192 \text{ Nmm} \quad (5.11)$$

Gdje je:

$M_{GH\max}$ – najveći unutarnji moment savijanja grede GH,

$F_G = 11098,6 \text{ N}$ – reakcijska sila u osloncu G [Slika 26],

$a_{GH} = 536 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca G do mjesta djelovanja sile F_{30kv} [Slika 26],

$q_{GH} = 0,109 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede GH vlastitom težinom.

Najveće normalno naprezanje nastalo uslijed savijanja određuje se prema izrazu:

$$\sigma_{fGH} = \frac{M_{GHmax}}{W_{yGH}} = \frac{5933192}{5,45 \cdot 10^4} = 108,9 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.12)$$

Gdje je:

σ_{fGH} – najveće normalno naprezanje grede GH,

$M_{GHmax} = 5933192 \text{ Nmm}$ – najveći unutarnji moment savijanja grede GH,

$W_{yGH} = 5,45 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka grede GH oko osi y [Slika 25],

$\sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da greda GH zadovoljava kriterij čvrstoće.

5.1.3. Proračun krutosti grede AB

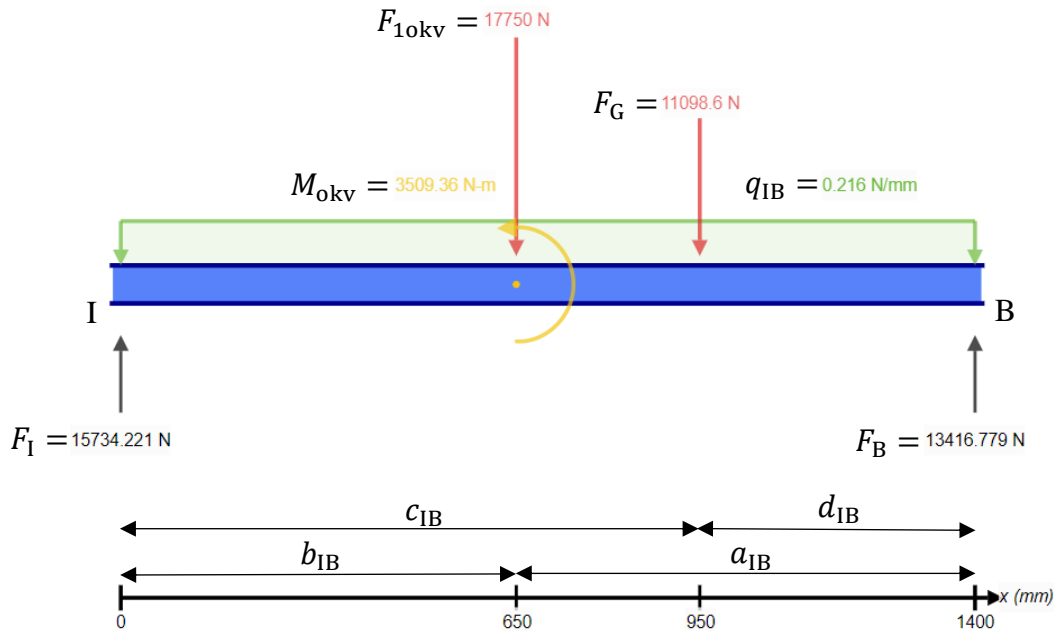
Greda AB opterećena je s dvije sile i momentom. Sila F_{10kv} i moment M_{0kv} djeluju na mjestu prihvata reduktora, dok treća sila F_G djeluje na mjestu gdje se spajaju greda GH i greda AB. Profil grede odgovara UPN 180 profilu prema normi DIN 1026. Karakteristike profila prikazuje [Slika 29].

UPN 180		Section properties		
Geometry		Axis y	Axis z	
h = 180 mm		$I_y = 1.35E+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 1.13E+6 \text{ mm}^4$	
b = 70 mm		$W_y = 1.50E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 2.24E+4 \text{ mm}^3$	
$t_f = 11 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 1.79E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z2} = 5.88E+4 \text{ mm}^3$	
$t_w = 8 \text{ mm}$		$i_y = 69.6 \text{ mm}$	$W_{z,pl} = 4.25E+4 \text{ mm}^3$	
$r_1 = 11 \text{ mm}$		$S_y = 8.96E+4 \text{ mm}^3$	$i_z = 20.1 \text{ mm}$	
$r_2 = 5.5 \text{ mm}$		Warping and buckling		
$y_s = 19.3 \text{ mm}$		$I_w = 5.59E+9 \text{ mm}^6$	$I_t = 9.95E+4 \text{ mm}^4$	
$y_m = 38 \text{ mm}$		$i_w = 17.3 \text{ mm}$	$i_{pc} = 72.4 \text{ mm}$	
d = 133.4 mm		G = 22 kg·m ⁻¹		
$A_L = 0.6 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		A = 2800 mm ²		

Slika 29. Karakteristike UPN 180 profila [9]

Dio grede od oslonca I do točke spajanja A opterećen je kontinuirano vlastitom težinom te u točki A koncentriranom silom koja je jednaka polovici težine grede AC. Zbroj koncentrirane sile i rezultantne sile kontinuiranog opterećenja iznosi 191 N što je u usporedbi sa silama F_{10kv}

i F_G značajno manje te će se iz razloga pojednostavljenja taj dio grede zanemariti te će se promatrati samo dio grede od oslonca I do B. Slijedom navedenog proračunsku shemu grede IB prikazuje [Slika 30].



Slika 30. Proračunska shema grede IB

Najveći dopušteni progib grede IB za teške i vrlo teške pogonske uvjete prema [3] iznosi:

$$w_{IBdop} = \frac{l_{GH}}{750} = \frac{1400}{750} = 1,86 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Gdje je:

w_{IBdop} – najveći dopušteni progib grede IB,

$l_{IB} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede IB.

Kao i kod grede GH, koristiti će se princip superpozicije. Najveći progib grede IB uslijed djelovanja vlastite težine grede iznosi [8]:

$$w_{1IB} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{IB} \cdot l_{IB}^4}{E_{\check{c}} \cdot I_{yIB}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{0,216 \cdot 1400^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} = 0,0038 \text{ mm} \quad (5.14)$$

Gdje je:

w_{1IB} – najveći progib grede IB uslijed djelovanja vlastite težine,

$q_{IB} = 0,216 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede IB vlastitom težinom,

$l_{IB} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede IB [Slika 30],

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yIB} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede IB oko osi y [Slika 29].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_{10kv} iznosi [8]:

$$w_{2IB} = \frac{F_{10kv}}{E_{\check{c}} \cdot I_{yIB}} \cdot \frac{a_{IB}^2 \cdot b_{IB}^2}{3 \cdot l_{IB}} \cdot \frac{l_{IB} + b_{IB}}{3 \cdot b_{IB}} \cdot \sqrt{\frac{l_{IB} + b_{IB}}{3 \cdot a_{IB}}} =$$

$$= \frac{17750}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} \cdot \frac{750^2 \cdot 650^2}{3 \cdot 1400} \cdot \frac{1400 + 650}{3 \cdot 650} \cdot \sqrt{\frac{1400 + 650}{3 \cdot 750}} = 0,3555 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Gdje je:

w_{2IB} – najveći progib grede IB uslijed djelovanja sile F_{10kv} ,

$F_{10kv} = 17750 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu IB,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yIB} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede IB oko osi y [Slika 29],

$b_{IB} = 650 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca I do mjesta djelovanja sile F_{10kv} [Slika 30],

$a_{IB} = 750 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_{10kv} do oslonca B [Slika 30],

$l_{IB} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede IB [Slika 30].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_G iznosi [8]:

$$w_{3IB} = \frac{F_G}{E_{\check{c}} \cdot I_{yIB}} \cdot \frac{c_{IB}^2 \cdot d_{IB}^2}{3 \cdot l_{IB}} \cdot \frac{l_{IB} + d_{IB}}{3 \cdot d_{IB}} \cdot \sqrt{\frac{l_{IB} + d_{IB}}{3 \cdot c_{IB}}} =$$

$$= \frac{11098,6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} \cdot \frac{950^2 \cdot 450^2}{3 \cdot 1400} \cdot \frac{1400 + 450}{3 \cdot 450} \cdot \sqrt{\frac{1400 + 450}{3 \cdot 950}} = 0,1881 \text{ mm} \quad (5.16)$$

Gdje je:

w_{3IB} – najveći progib grede IB uslijed djelovanja sile F_G ,

$F_G = 11098,6 \text{ N}$ – koncentrirana sila na spoju s gredom GH koja opterećuje gredu IB,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

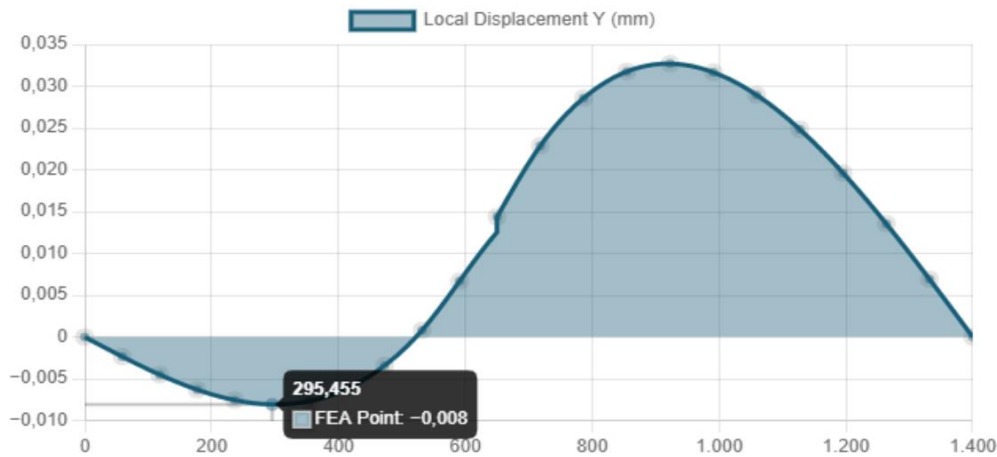
$I_{yIB} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede IB oko osi y [Slika 29],

$c_{IB} = 950 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca I do mjesta djelovanja sile F_G [Slika 30],

$d_{IB} = 450 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_G do oslonca B [Slika 30],

$l_{IB} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede IB [Slika 30].

Najveći progibi (najveći u pozitivnom i negativnom smjeru) uslijed djelovanja momenta M_{okv} može se dobiti nakon integracije diferencijalne jednadžbe elastične linije za zadani moment i određivanjem mjesta gdje su nagibi linije 0. Postupak bi u konkretnom slučaju bio dugačak jer funkcija unutarnjeg momenta grede nije kontinuirana odnosno jedan je izraz za moment savijanja lijevo od mjesta djelovanja momenta M_{okv} , a drugi izraz za desno od tog mjesta. Iz tog razloga će se za izračun progiba koristiti *online* kalkulator [10].



Slika 31. Progib grede IB pod utjecajem M_{okv} [10]

Nakon izrade modela i uvrštavanja potrebnih vrijednosti, dobiveni su progibi odnosno elastična linija grede IB pod utjecajem momenta savijanja M_{okv} . Najniža vrijednost očitana je na udaljenosti 295,455 mm od oslonca I i prema prikazu koji daje [Slika 31]:

$$w_{4IB} = 0,008 \text{ mm} \quad (5.17)$$

Gdje je:

w_{4IB} – najveći progib grede IB u pozitivnom smjeru osi z uslijed djelovanja momenta M_{okv} .

Najveći progib u pozitivnom smjeru osi z se javlja dosta daleko od sredine nosača, dok su vrijednosti oko sredine negativne. Unatoč tome uzet će se izračunata vrijednosti jer je ionako dosta mala i neće imati značajan utjecaj na rezultat.

Najveći progib grede IB iznosi:

$$\begin{aligned} w_{ukIB} &= w_{1IB} + w_{2IB} + w_{3IB} + w_{4IB} = 0,0038 + 0,3555 + 0,1881 + 0,008 = \\ &= 0,556 \text{ mm} \leq w_{IBdop} = 1,86 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Gdje je:

$w_{1IB} = 0,0038 \text{ mm}$ – najveći progib grede IB uslijed djelovanja vlastite težine,

$w_{2IB} = 0,3555$ mm – najveći progib grede IB uslijed djelovanja sile F_{30kv} ,

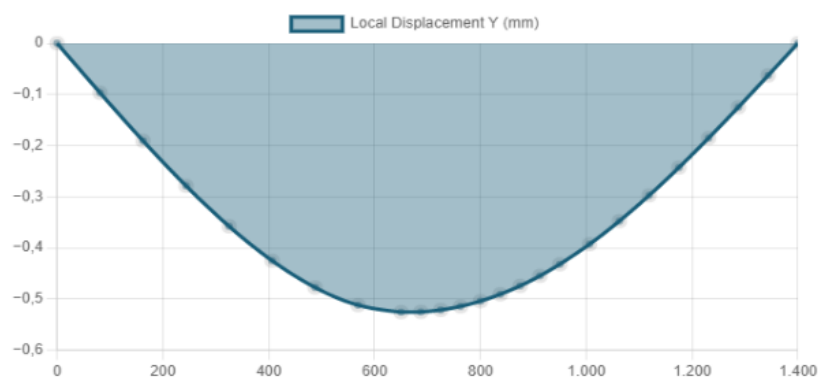
$w_{3IB} = 0,1881$ mm – najveći progib grede IB uslijed djelovanja sile F_G ,

$w_{4IB} = 0,008$ mm - najveći progib grede IB u pozitivnom smjeru osi z uslijed djelovanja momenta M_{okv} ,

$w_{IBdop} = 1,86$ mm – najveću dopušteni progib grede IB

Zaključuje se da greda IB s obzirom na kriterij krutosti zadovoljava.

Radi provjere, ukupni progib je izračunat i pomoću *online* kalkulatora [10]. Vrijednosti najvećeg progiba očekivano je manja, pogotovo zbog utjecaja momenta M_{okv} koji zapravo smanjuje progib na mjestu gdje se javlja najveći progib ukupnog modela. Dobivene rezultate prikazuje [Slika 30].



Location (mm)	Total Deflection (mm)	Span ⓘ
0	0 mm	-
650	0.526 mm	L/2663
1400	0 mm	-

Slika 32. Progib grede IB izračunat pomoću [10]

5.1.4. Proračun čvrstoće grede AB

Iz razloga navedenih u podpoglavlju o proračunu krutosti grede AB prilikom proračuna čvrstoće također će se promatrati greda IB.

Najveći unutarnji moment savijanja javlja se na mjestu djelovanja sile F_{10kv} i momenta M_{0kv} te iznosi:

$$M_{IBmax} = F_1 \cdot b_{IB} - q_{IB} \cdot \frac{b_{IB}^2}{2} = 15734,2 \cdot 650 - 0,216 \cdot \frac{650^2}{2} = 10181600 \text{ Nmm} \quad (5.19)$$

Gdje je:

M_{IBmax} – najveći unutarnji moment savijanja grede IB,

$F_1 = 15734,2 \text{ N}$ – reakcijska sila u osloncu I [Slika 30],

$b_{IB} = 650 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca G do mjesta djelovanja sile F_{10kv} i momenta M_{0kv} [Slika 26],

$q_{IB} = 0,216 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede IB vlastitom težinom.

Najveće normalno naprezanje nastalo uslijed savijanja određuje se prema izrazu:

$$\sigma_{fIB} = \frac{M_{IBmax}}{W_{yIB}} = \frac{10181600}{1,5 \cdot 10^5} = 67,9 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.20)$$

Gdje je:

σ_{fGH} – najveće normalno naprezanje grede IB,

$M_{IBmax} = 10181600 \text{ Nmm}$ – najveći unutarnji moment savijanja grede IB,

$W_{yIB} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka grede IB oko osi y [Slika 29],

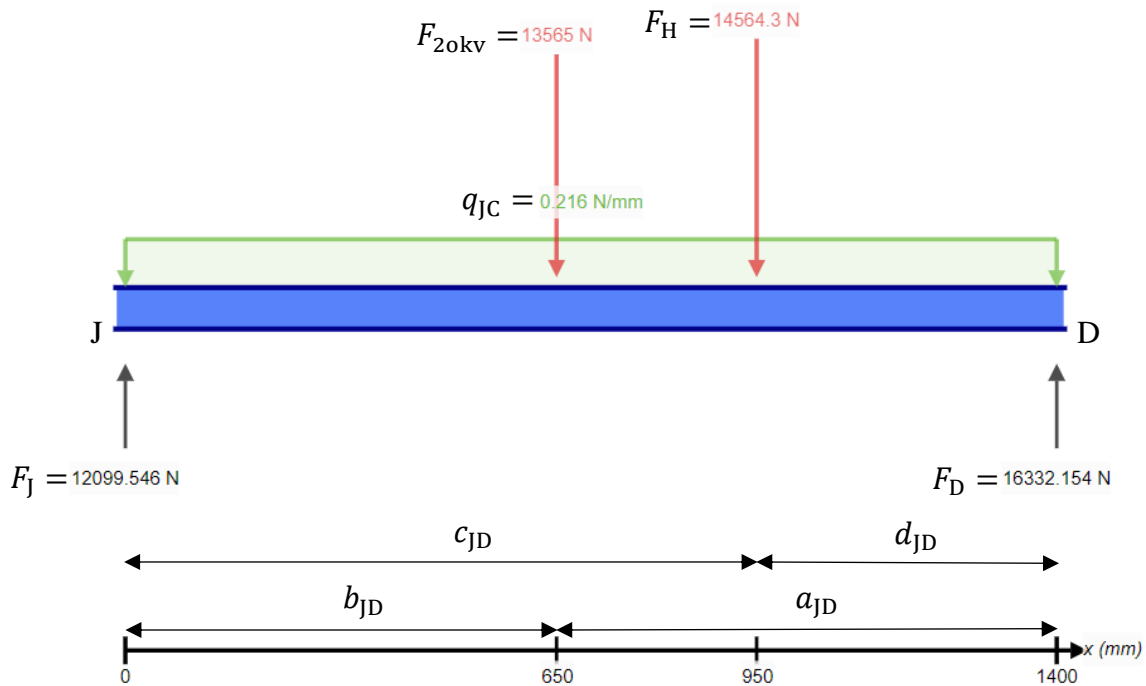
$\sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da greda IB s obzirom na kriterij čvrstoće zadovoljava.

5.1.5. Proračun krutosti grede CD

Opterećenje grede od točke C do oslonca J [Slika 24] jednako je opterećenju koje je zanemareno kod proračuna grede AB, a sile koje opterećuju gredu CD su slične onima na gredi AB pa će se i ovdje tijekom proračuna zanemariti dio grede CD od točke C do oslonca J.

Profil grede CD odgovara UPN 180 profilu prema normi DIN 1026. Karakteristike profila prikazuje [Slika 29]. Greda je opterećena silama F_{20kv} i F_H te kontinuiranim opterećenjem q_{JD} koje predstavlja vlastitu težinu grede. Proračunsku shemu grede prikazuje [Slika 33].



Slika 33. Proračunska shema grede JD

Najveći dopušteni progib grede JD za teške i vrlo teške pogonske uvjete prema [3] iznosi:

$$w_{JDdop} = \frac{l_{JD}}{750} = \frac{1400}{750} = 1,86 \text{ mm} \quad (5.21)$$

Gdje je:

w_{JDdop} – najveći dopušteni progib grede JD,

$l_{JD} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede JD.

Najveći progib uslijed djelovanja vlastite težine grede JD iznosi [8]:

$$w_{1JD} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{JD} \cdot l_{JD}^4}{E_{\xi} \cdot I_{yJD}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{0,216 \cdot 1400^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} = 0,0038 \text{ mm} \quad (5.22)$$

Gdje je:

w_{1JD} – najveći progib grede JD uslijed djelovanja vlastite težine,

$q_{JD} = 0,216 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede JD vlastitom težinom,

$l_{JD} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede JD [Slika 33],

$E_{\xi} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yJD} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede JD oko osi y [Slika 29].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_{20kv} iznosi [8]:

$$w_{2JD} = \frac{F_{20kv}}{E_{\check{c}} \cdot I_{yJD}} \cdot \frac{a_{JD}^2 \cdot b_{JD}^2}{3 \cdot l_{JD}} \cdot \frac{l_{JD} + b_{JD}}{3 \cdot b_{JD}} \cdot \sqrt{\frac{l_{JD} + b_{JD}}{3 \cdot a_{JD}}} =$$

$$= \frac{13565}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} \cdot \frac{750^2 \cdot 650^2}{3 \cdot 1400} \cdot \frac{1400 + 650}{3 \cdot 650} \cdot \sqrt{\frac{1400 + 650}{3 \cdot 750}} = 0,2717 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Gdje je:

w_{2JD} – najveći progib grede JD uslijed djelovanja sile F_{20kv} ,

$F_{20kv} = 13565 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu JD,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yJD} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede JD oko osi y [Slika 29],

$b_{JD} = 650 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca J do mjesta djelovanja sile F_{20kv} [Slika 33],

$a_{JD} = 750 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_{20kv} do oslonca D [Slika 33],

$l_{JD} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede JD [Slika 33].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_H iznosi [8]:

$$w_{3JD} = \frac{F_H}{E_{\check{c}} \cdot I_{yJD}} \cdot \frac{c_{JD}^2 \cdot d_{JD}^2}{3 \cdot l_{JD}} \cdot \frac{l_{JD} + d_{JD}}{3 \cdot d_{JD}} \cdot \sqrt{\frac{l_{JD} + d_{JD}}{3 \cdot c_{JD}}} =$$

$$= \frac{14564,3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,35 \cdot 10^7} \cdot \frac{950^2 \cdot 450^2}{3 \cdot 1400} \cdot \frac{1400 + 450}{3 \cdot 450} \cdot \sqrt{\frac{1400 + 450}{3 \cdot 950}} = 0,2468 \text{ mm} \quad (5.24)$$

Gdje je:

w_{3JD} – najveći progib grede JD uslijed djelovanja sile F_{20kv} ,

$F_H = 14564,3 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu JD,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yJD} = 1,35 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede JD oko osi y [Slika 29],

$c_{JD} = 950 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca J do mjesta djelovanja sile F_H [Slika 33],

$d_{JD} = 450 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_H do oslonca D [Slika 33],

$l_{JD} = 1400 \text{ mm}$ – duljina grede JD [Slika 33].

Najveći progib grede JD iznosi:

$$w_{ukJD} = w_{1JD} + w_{2JD} + w_{3JD} = 0,0038 + 0,2717 + 0,2468 =$$

$$= 0,522 \text{ mm} \leq w_{JDdop} = 1,86 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Gdje je:

$w_{1JD} = 0,0038$ mm – najveći progib grede JD uslijed djelovanja vlastite težine,

$w_{2JD} = 0,2717$ mm – najveći progib grede JD uslijed djelovanja sile F_{2okv} ,

$w_{3JD} = 0,2468$ mm – najveći progib grede JD uslijed djelovanja sile F_H ,

$w_{JDdop} = 1,86$ mm – najveću dopušteni progib grede JD.

Zaključuje se da greda JD s obzirom na kriterij krutosti zadovoljava.

5.1.6. Proračun čvrstoće grede CD

Najveći unutarnji moment savijanja javlja se na mjestu djelovanja sile F_{2okv} i iznosi:

$$M_{JDmax} = F_j \cdot b_{JD} - q_{JD} \cdot \frac{b_{JD}^2}{2} = 12099,5 \cdot 650 - 0,216 \cdot \frac{650^2}{2} = 7819045 \text{ Nmm} \quad (5.26)$$

Gdje je:

M_{JDmax} – najveći unutarnji moment savijanja grede JD,

$F_j = 12099,5$ N – reakcijska sila u osloncu J [Slika 33],

$b_{JD} = 650$ mm – udaljenost od oslonca J do mjesta djelovanja sile F_{2okv} [Slika 33],

$q_{JD} = 0,216$ N/mm – kontinuirano opterećenje grede JD vlastitom težinom.

Najveće normalno naprezanje nastalo uslijed savijanja određuje se prema izrazu:

$$\sigma_{fJD} = \frac{M_{JDmax}}{W_{yJD}} = \frac{7819045}{1,5 \cdot 10^5} = 52,2 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.27)$$

Gdje je:

σ_{fJD} – najveće normalno naprezanje grede JD,

$M_{JDmax} = 7819045$ Nmm – najveći unutarnji moment savijanja grede JD,

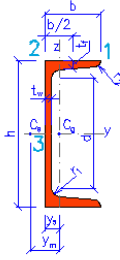
$W_{yJD} = 1,5 \cdot 10^5$ mm³ – moment otpora presjeka grede JD oko osi y [Slika 29],

$\sigma_{dop,okv} = 112,5$ N/mm² – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da greda JD s obzirom na kriterij čvrstoće zadovoljava.

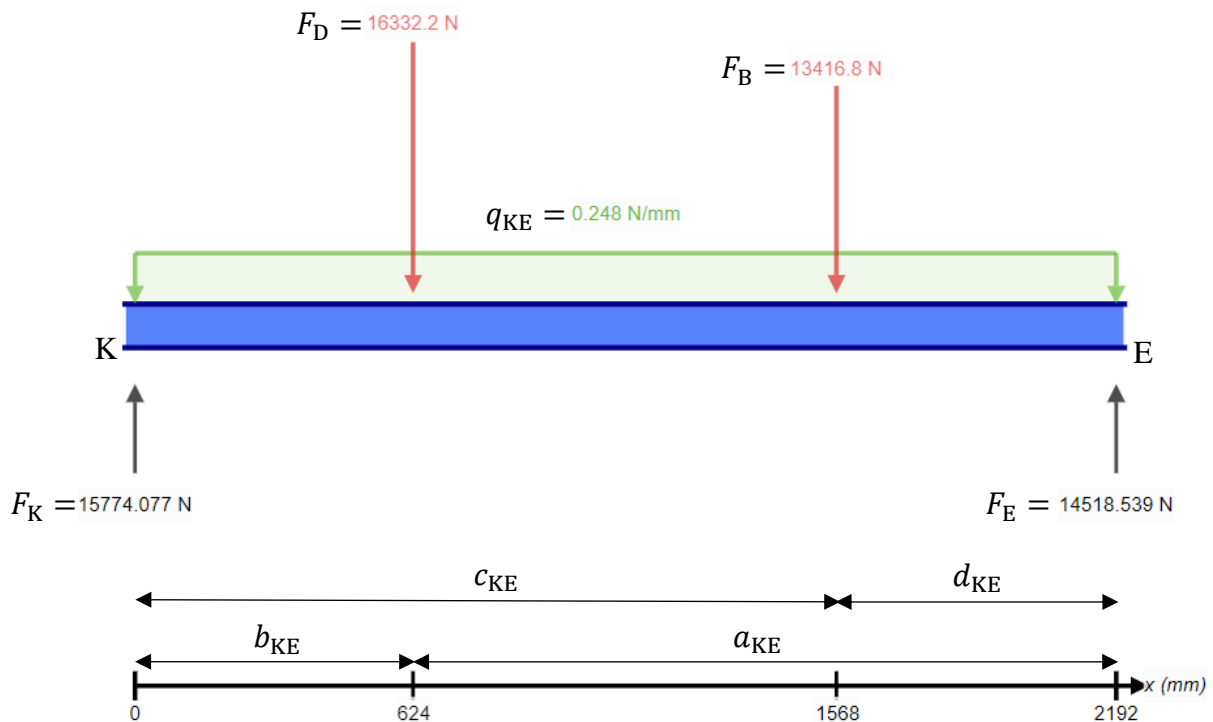
5.1.7. Proračun krutosti grede KE

Greda KE opterećena je sa dvije sile: F_B i F_D . Obje sile nastaju na mjestima gdje se greda AB i greda CD spajaju na gredu KE. Profil grede KE odgovara standardnom profilu UPN 200 prema normi DIN 1026. Karakteristike profila prikazuje [Slika 34].

Geometry		Section properties	
h = 200 mm		Axis y	Axis z
b = 75 mm		$I_y = 1.91E+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 1.48E+6 \text{ mm}^4$
$t_f = 11.5 \text{ mm}$		$W_y = 1.91E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 2.69E+4 \text{ mm}^3$
$t_w = 8.5 \text{ mm}$			$W_{z2} = 7.33E+4 \text{ mm}^3$
$r_1 = 11.5 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 2.28E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 5.12E+4 \text{ mm}^3$
$r_2 = 6 \text{ mm}$		$i_y = 77.1 \text{ mm}$	$i_z = 21.4 \text{ mm}$
$y_s = 20.1 \text{ mm}$		$S_y = 1.14E+5 \text{ mm}^3$	
$y_m = 39.9 \text{ mm}$		Warping and buckling	
d = 151.1 mm	$G = 25.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$	$I_w = 9.07E+9 \text{ mm}^6$	$I_t = 1.26E+5 \text{ mm}^4$
$A_L = 0.66 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-1}$	$A = 3220 \text{ mm}^2$	$i_w = 18.8 \text{ mm}$	$i_{pc} = 80 \text{ mm}$

Slika 34. Karakteristike UPN 200 profila [9]

Proračunsku shemu grede KE prikazuje [Slika 35].



Slika 35. Proračunska shema grede KE

Najveći dopušteni progib grede KE za teške i vrlo teške pogonske uvjete prema [3] iznosi:

$$w_{KE\text{dop}} = \frac{l_{KE}}{750} = \frac{2192}{750} = 2,9 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Gdje je:

$w_{KE\text{dop}}$ – najveću dopušteni progib grede KE,

$l_{KE} = 2192 \text{ mm}$ – duljina grede KE [Slika 35].

Najveći progib uslijed djelovanja vlastite težine grede KE iznosi [8]:

$$w_{1KE} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{KE} \cdot l_{KE}^4}{E_{\check{c}} \cdot I_{yKE}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{0,248 \cdot 2192^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,91 \cdot 10^7} = 0,0186 \text{ mm} \quad (5.29)$$

Gdje je:

w_{1KE} – najveći progib grede KE uslijed djelovanja vlastite težine,

$q_{KE} = 0,248 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede KE vlastitom težinom,

$l_{KE} = 2192 \text{ mm}$ – duljina grede KE [Slika 35],

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yKE} = 1,91 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede KE oko osi y [Slika 34].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_D iznosi [8]:

$$\begin{aligned} w_{2KE} &= \frac{F_D}{E_{\check{c}} \cdot I_{yKE}} \cdot \frac{a_{KE}^2 \cdot b_{KE}^2}{3 \cdot l_{KE}} \cdot \frac{l_{KE} + b_{KE}}{3 \cdot b_{KE}} \cdot \sqrt{\frac{l_{KE} + b_{KE}}{3 \cdot a_{KE}}} = \\ &= \frac{16332,2}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,91 \cdot 10^7} \cdot \frac{1568^2 \cdot 624^2}{3 \cdot 2192} \cdot \frac{2192 + 624}{3 \cdot 624} \cdot \sqrt{\frac{2192 + 624}{3 \cdot 1568}} = 0,6899 \text{ mm} \quad (5.30) \end{aligned}$$

Gdje je:

w_{2KE} – najveći progib grede KE uslijed djelovanja sile F_D ,

$F_D = 16332,2 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu KE,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yKE} = 1,91 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede KE oko osi y [Slika 34],

$b_{KE} = 624 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca K do mjesta djelovanja sile F_D [Slika 35],

$a_{KEE} = 1568 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_D do oslonca E [Slika 35],

$l_{KE} = 2192 \text{ mm}$ – duljina grede KE [Slika 35].

Najveći progib uslijed djelovanja koncentrirane sile F_B iznosi [8]:

$$w_{3KE} = \frac{F_B}{E_{\check{c}} \cdot I_{yKE}} \cdot \frac{c_{KE}^2 \cdot d_{KE}^2}{3 \cdot l_{KE}} \cdot \frac{l_{KE} + d_{KE}}{3 \cdot d_{KE}} \cdot \sqrt{\frac{l_{KE} + d_{KE}}{3 \cdot c_{KE}}} =$$

$$= \frac{13416,8}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,91 \cdot 10^7} \cdot \frac{1568^2 \cdot 624^2}{3 \cdot 2192} \cdot \frac{2192 + 624}{3 \cdot 624} \cdot \sqrt{\frac{2192 + 624}{3 \cdot 1568}} = 0,5668 \text{ mm} \quad (5.31)$$

Gdje je:

w_{3KE} – najveći progib grede KE uslijed djelovanja sile F_B ,

$F_B = 13416,8 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje gredu KE,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{yKE} = 1,91 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka grede KE oko osi y [Slika 34],

$c_{KE} = 1568 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca K do mjesta djelovanja sile F_B [Slika 35],

$d_{KE} = 624 \text{ mm}$ – udaljenost od mjesta djelovanja sile F_B do oslonca E [Slika 35],

$l_{KE} = 2192 \text{ mm}$ – duljina grede KE [Slika 35].

Najveći progib grede KE iznosi:

$$w_{ukKE} = w_{1KE} + w_{2KE} + w_{3KE} = 0,0186 + 0,6899 + 0,5668 =$$

$$= 1,275 \text{ mm} \leq w_{KE\text{dop}} = 2,9 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Gdje je:

$w_{1KE} = 0,0186 \text{ mm}$ – najveći progib grede KE uslijed djelovanja vlastite težine,

$w_{2KE} = 0,6899 \text{ mm}$ – najveći progib grede KE uslijed djelovanja sile F_D ,

$w_{3KE} = 0,5668 \text{ mm}$ – najveći progib grede KE uslijed djelovanja sile F_B ,

$w_{KE\text{dop}} = 2,9 \text{ mm}$ – najveću dopušteni progib grede KE.

Zaključuje se da greda KE s obzirom na kriterij krutosti zadovoljava.

5.1.8. Proračun krutosti grede KE

Najveći unutarnji moment savijanja javlja se na mjestu djelovanja sile F_D i iznosi:

$$M_{KE\text{max}} = F_K \cdot b_{KE} - q_{KE} \cdot \frac{b_{KE}^2}{2} = 15774 \cdot 624 - 0,248 \cdot \frac{624^2}{2} = 9794693 \text{ Nmm} \quad (5.33)$$

Gdje je:

$M_{KE\text{max}}$ – najveći unutarnji moment savijanja grede KE,

$F_K = 15774 \text{ N}$ – reakcijska sila u osloncu K [Slika 35],

$b_{KE} = 624 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca K do mjesta djelovanja sile F_D [Slika 35],

$q_{KE} = 0,248 \text{ N/mm}$ – kontinuirano opterećenje grede KE vlastitom težinom.

Najveće normalno naprezanje grede KE nastalo uslijed savijanja određuje se prema izrazu:

$$\sigma_{fKE} = \frac{M_{KE\max}}{W_{yKE}} = \frac{9794693}{1,91 \cdot 10^5} = 51,3 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{dop,okv}} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.34)$$

Gdje je:

σ_{fKE} – najveće normalno naprezanje grede KE,

$M_{KE\max} = 9794693 \text{ Nmm}$ – najveći unutarnji moment savijanja grede KE,

$W_{yKE} = 1,91 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka grede KE oko osi y [Slika 34],

$\sigma_{\text{dop,okv}} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da greda KE s obzirom na kriterij čvrstoće zadovoljava.

5.1.9. Kontrola stupa ležaja na izvijanje

Ležaj bubnja se vijcima pričvršćuje za ploču ležaja koja je sa dva zavarena stupa povezana s nosačem CD [Slika 23]. Uz to, stupovi su ojačani rebrima, no ovdje će se to zanemariti. Sila koja opterećuje jedan stup jednaka je polovici sile $F_{2\text{okv}}$ (5.2). Stupovi su izrađeni od standardnih profila UPN 50 prema normi DIN 1026. Karakteristike profila prikazuje [Slika 36].

UPN 50

Geometry		Section properties		
h = 50 mm		Axis y	Axis z	
b = 38 mm		$I_y = 2.65E+5 \text{ mm}^4$	$I_z = 9.09E+4 \text{ mm}^4$	
$t_f = 7 \text{ mm}$		$W_y = 1.06E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 3740 \text{ mm}^3$	
$t_w = 5 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 1.30E+4 \text{ mm}^3$	$W_{z2} = 6640 \text{ mm}^3$	
$r_1 = 7 \text{ mm}$		$i_y = 19.3 \text{ mm}$	$i_z = 11.3 \text{ mm}$	
$r_2 = 3.5 \text{ mm}$		$S_y = 6490 \text{ mm}^3$		
$y_s = 13.7 \text{ mm}$		Warping and buckling		
$y_m = 25 \text{ mm}$		$I_w = 2.84E+7 \text{ mm}^6$	$I_t = 1.11E+4 \text{ mm}^4$	
d = 20.8 mm		$G = 5.59 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$	$i_w = 5.95 \text{ mm}$	$i_{pc} = 22.4 \text{ mm}$
$A_L = 0.23 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		$A = 712 \text{ mm}^2$		

Slika 36. Karakteristike UPN 50 profila [9]

Prije provjere izvijanja potrebno je provesti provjeru čvrstoće stupa. U stupu će se javiti tlačno normalno naprezanje koje iznosi:

$$\sigma_{nST} = \frac{F_{20kv}}{A_{ST}} = \frac{13565}{712} = 9,53 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.35)$$

Gdje je:

σ_{nST} – normalno naprezanje u stupu ležaja,

$F_{20kv} = 13565 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje stupove ležaja,

$A_{ST} = 712 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka stupa ležaja [Slika 36],

$\sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da stup ležaja s obzirom na čvrstoću zadovoljava.

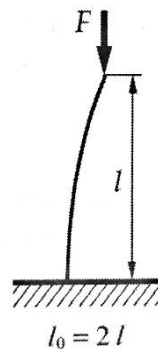
Za proračun na izvijanje potrebno je odrediti slobodnu duljinu izvijanja. Ona prema skici koju prikazuje [Slika 37] iznosi:

$$l_{0ST} = 2 \cdot l_{ST} = 2 \cdot 240 = 480 \text{ mm} \quad (5.36)$$

Gdje je:

l_{0ST} – slobodna duljina izvijanja stupa ležaja,

$l_{ST} = 240 \text{ mm}$ – duljina stupa ležaja.



Slika 37. Slobodna duljina izvijanja stupa ležaja [8]

Za jednadžbe prema kojoj će se provesti kontrola potrebno je odrediti u kojem rasponu se nalazi vitkost stupa. Za izračun navedene veličine potrebno je poznavati polumjer tromosti stupa ležaja [8]:

$$i_{ST} = \sqrt{\frac{I_{minST}}{A_{ST}}} = \sqrt{\frac{9,09 \cdot 10^4}{712}} = 11,3 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Gdje je:

i_{ST} -polumjer tromosti stupa ležaja,

$I_{\min ST} = I_{zST} = 9,09 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$ – najmanji moment tromosti presjeka stupa ležaja [Slika 36],

$A_{ST} = 712 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka stupa ležaja [Slika 36].

Uz prethodno izračunate veličine može se izračunati vitkost stupa ležaja prema sljedećem izrazu [8]:

$$\lambda_{ST} = \frac{l_{0ST}}{i_{ST}} = \frac{480}{11,3} = 42,478 \quad (5.38)$$

Gdje je:

λ_{ST} – vitkost stupa ležaja,

$l_{0ST} = 480 \text{ mm}$ – slobodna duljina izvijanja stupa ležaja,

$i_{ST} = 11,3 \text{ mm}$ - polumjer tromosti stupa ležaja.

Iz razloga što je vitkost stupa ležaja manja od 105, proračun s obzirom na izvijanje će se provesti uz pomoć Tetmajerovih jednadžbi za naprezanje koje prikazuje [Tablica 16].

Tablica 16. Tetmajerove jednadžbe za naprezanje σ_k [8]

Materijal	Modul elastičnosti E/MPa	Naprezanje σ_k/MPa	Vitkost λ
sivi lijev	100 000	$776 - 12,0 \lambda + 0,053 \lambda^2$	$\lambda < 80$
čelični lijev	200 000	$303 - 1,29 \lambda$	$\lambda < 112$
čelik:			
- meki	210 000	$310 - 1,14 \lambda$	$\lambda < 105$
- tvrdi	210 000	$335 - 0,62 \lambda$	$\lambda < 89$
- Cr Ni	210 000	$470 - 2,30 \lambda$	$\lambda < 86$
drvo	10 000	$29,3 - 0,194 \lambda$	$\lambda < 100$

Materijal od kojeg su izrađeni stupovi ležaja je S235 kojeg se svrstava u meke čelike. Prema tome je naprezanje σ_k jednako:

$$\sigma_k = 310 - 1,14 \cdot \lambda_{ST} = 310 - 1,14 \cdot 42,478 = 261,57 \text{ N/mm}^2 \quad (5.39)$$

Gdje je:

σ_k – naprezanje dobiveno Tetmajerovom jednadžbom,

$\lambda_{ST} = 42,478$ – vitkost stupa ležaja.

Na kraju se dolazi do izraza kojim se računa najveće dopušteno opterećenje stupa ležaja prema kriteriju izvijanja [8]:

$$F_{\text{dopST}} = \frac{\sigma_k \cdot A_{\text{ST}}}{S_{\text{ST}}} = \frac{261,57 \cdot 712}{10} = 18623 \text{ N} \leq 0,5 \cdot F_{20\text{kV}} = 6782,5 \text{ N} \quad (5.40)$$

Gdje je:

F_{dopST} – najveće dopušteno opterećenje stupa ležaja prema kriteriju izvijanja,

$\sigma_k = 261,57 \text{ N/mm}^2$ – naprezanje dobiveno Tetmajerovom jedadžbom,

$A_{\text{ST}} = 712 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka stupa ležaja [Slika 36],

$F_{20\text{kV}} = 13565 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje stupove ležaja.

Zaključuje se da stup ležaja s obzirom na izvijanje zadovoljava.

5.1.10. Proračun nosivih zavara

Na okviru vitla nalazi se šest nosivih zavara. To su dva zavara ušica izravnavajuće užnice na mjestu djelovanja sile $F_{30\text{kV}}$ te zavari u točkama G,H,B i D. Položaje navedenih zavara prikazuje [Slika 24]. Za određivanje dopuštenih napreznja zavara poslužit će [Tablica 17] iz [12].

Tablica 17. Dopuštena napreznja zavara kranskih nosača [12]

Zavareni kranski nosači DIN 15018		Usporedna vrijednost	Vlačno napreznje okomito na zavar			Tlačno napreznje okomito na zavar		Smik
Materijal	Opterećenje		svi zavari	sučeoni, K-zavar naročita kvaliteta	sučeoni, K-zavar normalna kvaliteta	kutni zavar	sučeoni K-zavar	
S235	H	160	140	113	160	130	113	
	HZ	180	160	127	180	145	127	
S355*	H	240	210	170	240	195	170	
	HZ	270	240	191	270	220	191	

* oznaka materijala S355J2G3 prema DECKER

Dopušteno vlačno napreznje okomito na kutni zavar za materijal okvira vitla S235 iznosi:

$$\sigma_{\text{dZAV}} = 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.41)$$

Gdje je:

σ_{dZAV} – dopušteno vlačno naprezanje kutnog zavora okvira vitla.

Dopušteno smično naprezanje zavora za materijal okvira vitla S235 iznosi:

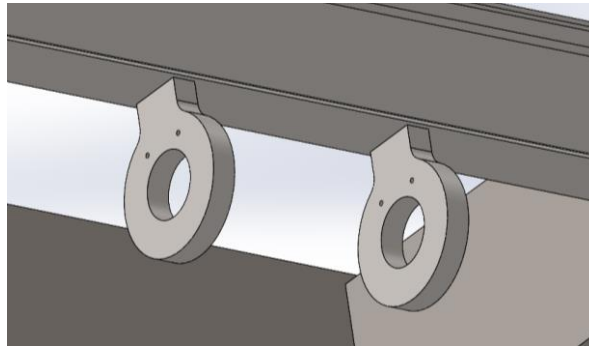
$$\tau_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.42)$$

Gdje je:

τ_{dZAV} – dopušteno smično naprezanje zavora okvira vitla.

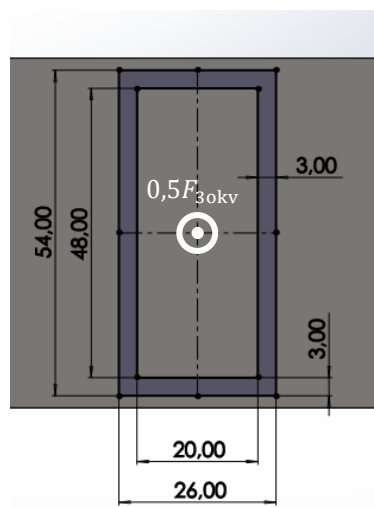
5.1.10.1. Proračun zavora ušica izravnavajuće užnice

Izravnavajuća užnica se preko šipke izravnavajuće užnice povezuje sa dvije ušice koje su zavarivanjem spojene na gredu GH. Ušice prikazuje [Slika 38].



Slika 38. Ušice izravnavajuće užnice

Ušice su za gredu GH zavarene kutnim zavarom debljine tri milimetra. Svaka ušica preuzima polovicu ukupnog opterećenja koje je jednako sili F_{30kv} . Sila djeluje okomito na proračunski presjek zavora ušice koji prikazuje [Slika 39].



Slika 39. Proračunski presjek zavora ušice izravnavajuće užnice

Površina proračunskog presjeka zavora ušice je jednaka:

$$A_{ZAVu\dot{s}} = 54 \cdot 26 - 48 \cdot 20 = 444 \text{ mm}^2 \quad (5.43)$$

Gdje je:

$A_{ZAVu\dot{s}}$ – površina proračunskog presjeka zavora ušice izravnavajuće užnice.

Normalno naprezanje zavora ušice je jednako:

$$\sigma_{ZAVu\dot{s}} = \frac{0,5 \cdot F_{30kv}}{A_{ZAVu\dot{s}}} = \frac{0,5 \cdot 25560}{444} = 28,8 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.44)$$

Gdje je:

$\sigma_{ZAVu\dot{s}}$ – normalno naprezanje zavora ušice,

$F_{30kv} = 25560 \text{ N}$ – koncentrirana sila koja opterećuje okvir vitla,

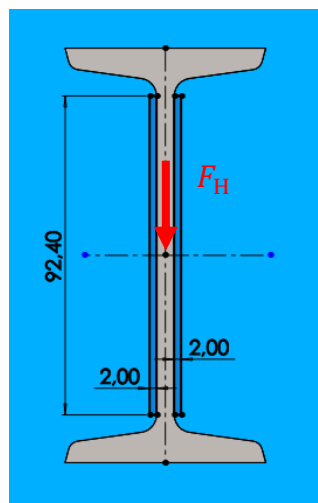
$\sigma_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno vlačno naprezanje kutnog zavora okvira vitla (5.41).

Zaključuje se da zavar ušice izravnavajuće užnice zadovoljava.

5.1.10.2. Proračun zavora grede GH

Greda GH povezana je na svojim krajevima sa redom AB i gredom CD jednakim zavarima. Oba zavora su opterećena jednom silom koja djeluje paralelno u odnosu na proračunski presjek zavora. Te sile su jednake reakcijskim silama koje su dobiju pri oslobađanju grede GH veza [Slika 26]. S obzirom da je sila F_H veća od sile F_G proračunati će se samo zavar na spoju grede GH sa gredom CD, a ukoliko taj zavar zadovoljava uvjete čvrstoće drugi će također zadovoljiti.

Proračunski presjek zavora grede GH i grede CD prikazuje [Slika 40].



Slika 40. Proračunski presjek zavora H

Zavar je izveden po cijelom rubu profila grede GH, ali pretpostavljamo da samo zavari paralelni sa smjerom djelovanja sile preuzimaju smično opterećenje. Stoga površina proračunskog presjeka zavora iznosi:

$$A_{ZAV,H} = 2 \cdot 2 \cdot 92,4 = 369 \text{ mm}^2 \quad (5.45)$$

Gdje je:

$A_{ZAV,H}$ – površina proračunskog presjeka zavora grede GH i grede CD.

Tangencijalno naprezanje zavora grede GH i grede CD je jednako:

$$\tau_{ZAV,H} = \frac{F_H}{A_{ZAV,H}} = \frac{14564}{369} = 39,5 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.46)$$

Gdje je:

$\tau_{ZAV,H}$ – tangencijalno naprezanje zavora grede GH i grede CD ,

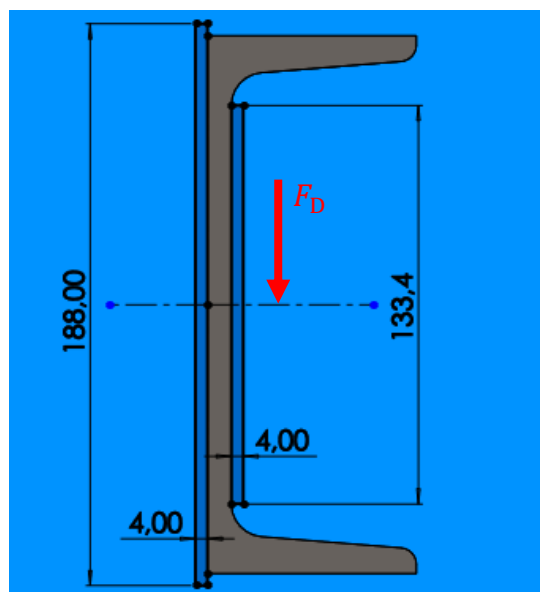
$F_H = 14564 \text{ N}$ – reakcijska sila grede GH u osloncu H [Slika 26],

$\tau_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno smično naprezanje zavora okvira vitla (5.42).

Zaključuje se da zavari grede GH sa gredama AB i CD zadovoljavaju.

5.1.10.3. Proračun zavora grede KE

Grede AB i CD spajaju se na gredu KE jednakim zavarima. Zavar kojim je spojen agreda CD je opterećen većom silom te će se iz tog razloga on kontrolirati. Proračunski presjek zavora grede CD i KE prikazuje [Slika 41].



Slika 41. Proračunski presjek zavora grede CD i grede KE

Površinu proračunskog presjeka zavara čine samo zavari paralelni sa silom te ona iznosi:

$$A_{ZAV,D} = 4 \cdot (188 + 133,4) = 1285 \text{ mm}^2 \quad (4.47)$$

Gdje je:

$A_{ZAV,D}$ – površina proračunskog presjeka zavara grede CD i grede KE.

Tangencijalno naprezanje zavara grede CD i grede KE je jednako:

$$\tau_{ZAV,D} = \frac{F_D}{A_{ZAV,D}} = \frac{16332,2}{1285} = 12,8 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2 \quad (5.48)$$

Gdje je:

$\tau_{ZAV,D}$ – tangencijalno naprezanje zavara grede CD i grede KE ,

$F_D = 16332,2 \text{ N}$ – reakcijska sila grede CD u osloncu D [Slika 33],

$\tau_{dZAV} = 113 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno smično naprezanje zavara okvira vitla (5.42).

Zaključuje se da zavari grede KE sa gredama AB i CD zadovoljavaju.

5.2. Odabir kotača za vožnju vitla

Proračunsko opterećenje jednog kotača vitla jednako je najvećem opterećenju kotača odnosno opterećenju kad vitlo prenosi najveći teret. U konkretnom slučaju najviše je opterećen kotač koji se nalazi u osloncu K i to iznosom:

$$F_{KOTvitl} = F_K = 15774 \text{ N} \quad (5.49)$$

Gdje je:

F_{KOTokv} – proračunsko opterećenje kotača vitla,

$F_K = 15774 \text{ N}$ – reakcijska sila grede KE u osloncu K [Slika 35].

Izraz za minimalno potrebni promjer kotača glasi [3]:

$$D_{KOTvitl} \geq \frac{F_{KOTvitl}}{c_{1,vtl} \cdot c_{2,vtl} \cdot c_{3,vtl} \cdot p_{d,vtl} \cdot b_{eff,vtl}} = \frac{15774}{0,8 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 5,6 \cdot 37} = 105 \text{ mm} \quad (5.50)$$

Gdje je:

$D_{KOTvitl}$ – promjer kotača vitla,

$F_{KOTokv} = 15774 \text{ N}$ – proračunsko opterećenje kotača vitla,

$c_{1,vtl} = 0,8$ – prema materijalu tračnice E360 i kotača S355 očitano iz [Tablica 18],

$c_{2,vtl} = 0,91$ – prema brzini vtnje kotača očitano iz [Tablica 19],

$c_{3,vtl} = 1$ – prema pogonskoj grupi 2m očitano iz [Tablica 20],

$p_{d,vtl} = 5,6 \text{ N/mm}^2$ – dozvoljeni Stribeckov pritisak za tračnice s ravnom površinom glave [3]

$b_{eff,vtl} = k - 2r_1 = 45 - 2 \cdot 4 = 37 \text{ mm}$ – efektivna širina glave tračnice vitla za odabranu tračnicu A45 [Tablica 21].

Odabire se kotač promjera $D_{KOTvtl} = 112 \text{ mm}$. Gotovi sklop kotača odabranog promjera i karakteristika nudi proizvođač *Demag* pod industrijskim imenom proizvoda DRS M-112. Uz pogonske kotače će u sljedećem poglavlju biti odabran i kompatibilni motor s reduktorom.

Brzine vrtnje kotača je jednaka:

$$n_{KOTvtl} = \frac{v_{voz}}{D_{KOTvtl} \cdot \pi} = \frac{20}{0,112 \cdot \pi} = 56,84 \text{ o/min} \quad (5.51)$$

Gdje je:

n_{KOTvtl} – brzina vrtnje kotača vitla,

$v_{voz} = 20 \text{ m/min}$ – zadana brzina vožnje vitla,

$D_{KOTvtl} = 112 \text{ mm}$ – promjer kotača vitla.

Tablica 18. Vrijednosti faktora c_1 za neke materijale [3]

Materijal, min R_m , N/mm ²		c_1
tračnica	kotač	
590	≤ 330	0,5
	410	0,63
	490	0,8
	590	1
≤ 690	≤ 740	1,25

Tablica 19. Vrijednosti faktora c_2 u ovisnosti o brzini vrtnje kotača [3]

Brzina vrtnje kotača, 1/min	5	10	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200
c_2	1,17	1,13	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66

Tablica 20. Vrijednosti faktora c_3 [3]

Vrijeme rada u 1 satu	c_3
do 16%	1,25
iznad 16 do 25%	1,12
iznad 25 do 40 %	1
iznad 40 do 63 %	0,9
iznad 63 %	0,8

Tablica 21. Mjere odabrane tračnice [3]

Oznaka	širina glave	b_1	b_2	b_3	f_1	f_2	f_3	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	t_1	t_2	težište	središte smicanja	presjek	masa	moment inercije	moment inercije
	k																		e_1 cm	e_2 cm	A cm ²	m kg/m	J_y cm ⁴	J_z cm ⁴
A 45	45 ^{±0,6}	125 ^{+1,5} ₋₃	54	24	14,5	11	8	55 ^{±1}	24	20	4	400	3	4	5	4	2	^{+0,6} ₀	3,33	4,24	28,2	22,1	91	169
A 55	55 ^{±0,6}	150 ^{+1,5} ₋₃	66	31	17,5	12,5	9	65 ^{±1}	28,5	25	5	400	5	5	6	5	2	^{+0,6} ₀	3,90	4,91	40,7	31,8	182	337

5.3. Odabir pogona za vožnju vitla

Specifični otpor vožnje uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja iznosi:

$$f_{vtl} = \frac{1}{R_{KOTvttl}} \cdot \left(\mu_{vl} \cdot \frac{d_{u,lež}}{2} + e \right) = \frac{1}{66} \cdot \left(0,0015 \cdot \frac{40}{2} + 0,5 \right) = 0,00803 \quad (5.52)$$

Gdje je:

f_{vtl} – specifični otpor vožnje vitla uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja,

$R_{KOTvttl} = \frac{D_{KOTvttl}}{2} = 66$ mm – polumjer kotača vitla,

$\mu_{vl} = 0,0015$ – faktor trenja za valjne ležajeve [3],

$d_{u,lež} = 40$ mm – promjer unutarnje staze valjnog ležaja, procijenjeno, ionako ima mali utjecaj na konačni rezultat,

$e = 0,5$ mm – krak na kojem djeluje reakcijska sila podloge na kotač [3].

Ekvivalentni faktor otpora vožnje vitla računa se prema:

$$f_{e,vttl} = f_{vttl} + f_{ost,vttl} = 0,00803 + 0,005 = 0,01303 \quad (5.53)$$

Gdje je:

$f_{e,vttl}$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje vitla,

$f_{vttl} = 0,00803$ – specifični otpor vožnje vitla uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja,

$f_{ost,vttl} = 0,005$ – ostali otpori za kotače vođene vijencem [3].

Potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju proporcionalna je ukupnom opterećenju kotača i određuje se prema sljedećem izrazu [3]:

$$\begin{aligned} F_{v,vttl} &= f_{e,vttl} \cdot (F_I + F_J + F_K + F_E) = \\ &= 0,01303 \cdot (15734,2 + 12099,5 + 15774 + 14518,5) = 758 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.54)$$

Gdje je:

$F_{v,vtl}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju vitla,

$f_{e,vtl} = 0,01303$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje vitla,

$F_I + F_J + F_K + F_E = 58126,2$ – ukupna sila na kotačima vitla.

Potrebna snaga ustaljene vožnje vitla računa se prema sljedećem izrazu [6]:

$$P_{nv,vtl} = \frac{F_{v,vtl} \cdot v_{voz}}{\eta_{v,vtl}} = \frac{758 \cdot \frac{1}{3}}{0,9} = 281 \text{ W} \quad (5.55)$$

Gdje je:

$P_{nv,vtl}$ – potrebna snaga ustaljene vožnje vitla,

$F_{v,vtl} = 758 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju vitla,

$v_{voz} = 20 \text{ m/min} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$ – brzina vožnje vitla,

$\eta_{v,vtl} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju vitla [6].

Nakon određene snage potrebne za ustaljenu vožnju vitla prelazi se na izračun snage potrebne za pokretanje vitla iz stanja mirovanja. Ubrzanje tijekom pokretanja s punim opterećenjem računa se prema izrazu:

$$a_{p,vtl} = \frac{v_{voz}}{t_{p,vtl}} = \frac{1/3}{5} = 0,06667 \text{ m/s}^2 \quad (5.56)$$

Gdje je:

$a_{p,vtl}$ – ubrzanje tijekom pokretanja vitla,

$t_{p,vtl} = 5 \text{ s}$ – vrijeme pokretanja vitla, odabrano.

Sila pokretanja vitla određuje se prema sljedećem izrazu [6]:

$$F_{p,vtl} = \beta_{rot} \cdot m_{tr,vtl} \cdot a_{p,vtl} + F_{v,vtl} = 1,2 \cdot 5925 \cdot 0,06667 + 758 = 1232 \text{ N} \quad (5.57)$$

Gdje je:

$F_{p,vtl}$ – sila pokretanja vitla,

$\beta_{rot} = 1,2$ – pretpostavljeni faktor utjecaja rotacijskih masa prema [3],

$m_{tr,vtl} = 5925 \text{ kg}$ – ukupna translacijska masa vitla,

$a_{p,vtl} = 0,06667 \text{ m/s}^2$ – ubrzanje tijekom pokretanja vitla,

$F_{v,vtl} = 758 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju vitla.

Potrebna nominalna snaga motora za vožnju određuje se sljedećim izrazom:

$$P_{np,vtl} = \frac{F_{p,vtl} \cdot v_{voz}}{\eta_{v,vtl} \cdot k_p} = \frac{1232 \cdot \frac{1}{3}}{0,9 \cdot 1,7} = 268,4 \text{ W} \quad (5.58)$$

Gdje je:

$P_{np,vtl}$ – potrebna nominalna snaga izračunata za pokretanje vitla,

$F_{p,vtl} = 1232 \text{ N}$ – sila pokretanja vitla,

$v_{voz} = 20 \text{ m/min} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$ – brzina vožnje vitla,

$\eta_{v,vtl} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju vitla [6],

$k_p = 1,7$ – odnos momenta pokretanja i nazivnog momenta motora [6].

Usporedbom potrebne nominalne snage izračunate za slučaj pokretanja vitla (5.58) i nominalne snage potrebne za ustaljenu vožnju vitla (5.55) vidi se da je nominalna snaga potrebna za ustaljenu vožnju vitla veća i prema njoj će se odabrati elektromotor za pogon kotača vitla. Odabrano je da dva kotača budu pogonska, pa će slijedom toga potrebna snaga jednog motora iznositi:

$$P_{min,vtl} = \frac{P_{nv,vtl}}{2} = \frac{281}{2} = 140,5 \text{ W} \quad (5.59)$$

Gdje je:

$P_{min,vtl}$ – minimalno potrebna snaga motora pogonskog kotača vitla,

$P_{nv,vtl} = 281 \text{ W}$ – potrebna snaga ustaljene vožnje vitla.

Iz kataloga proizvođača *Demag* odabran je motor ZBF 71 A4 B003 nazivne snage 180 W. Uz to, odabran je odgovarajući reduktor istog proizvođača pod imenom AME 10 DD. Kao što je već spomenuto kotači su pod nazivom DRS M-112. Kotači koji se nalaze u osloncima I i E imaju vijence za vođenje s obje strane dok su druga dva kotača ravna. Kotači u osloncima I i J su pogonski svaki s gore navedenim reduktorom i motorom. Potpuna dokumentacija motora, reduktora i kotača (jednog ne gonjenog sa vijencima – oslonac E) nalazi se u Prilozima. [Tablica 22] prikazuje podatke potrebne za daljnje provjere.

Tablica 22. Karakteristike pogonskog sklopa za vožnju vitla

Nazivna snaga elektromotora za vožnju vitla	$P_{EMvttl} = 180 \text{ W}$
Brzina vrtnje elektromotora za vožnju vitla	$n_{EMvttl} = 1350 \text{ o/min}$
Prijenosni omjer reduktora sklopa za vožnju vitla	$i_{REDvttl} = 25,7$
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora sklopa za vožnju vitla	$n_{2REDvttl} = 52,53 \text{ o/min}$
Moment kočnice sklopa za vožnju vitla	$M_{KOČvttl} = 1,9 \text{ Nm}$

5.3.1. Provjera elektromotora s obzirom na pokretanje

Izborom elektromotora i reduktora došlo je do promjene brzine okretanja kotača, a samim time i do promjene brzine vožnje. Nova brzine vožnje vitla iznosi:

$$v_{STVvttl} = n_{2REDvttl} \cdot D_{KOTvttl} \cdot \pi = 52,23 \cdot 0,112 \cdot \pi = 18,4 \text{ m/min} \quad (5.60)$$

Gdje je:

$v_{STVvttl}$ – stvarna brzina vožnje vitla,

$n_{2REDvttl} = 52,23 \text{ o/min}$ – brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora sklopa za vožnju vitla,

$D_{KOTvttl} = 112 \text{ mm}$ – promjer kotača vitla.

S obzirom da nije poznat iznos momenta inercije elektromotora, potrebni moment pokretanja se računa prema izrazu:

$$M_{p,vttl} = \frac{\psi_2 \cdot m_{tr,vttl} \cdot g}{\eta_{v,vttl}} \cdot \frac{v_{STVvttl}}{\omega_{EMvttl}} \cdot \left(\frac{\beta_{rot}}{g} \cdot \frac{v_{STVvttl}}{t_{p,vttl}} + f_{e,vttl} \right)$$

$$= \frac{1,168 \cdot 5925 \cdot 9,81}{0,9} \cdot \frac{0,30667}{141,37} \cdot \left(\frac{1,2}{9,81} \cdot \frac{0,30667}{5} + 0,01303 \right) = 3,36 \text{ Nm} \quad (5.61)$$

Gdje je:

$M_{p,vttl}$ – moment pokretanja vitla,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta,

$m_{tr,vtl} = 5925 \text{ kg}$ – ukupna translacijska masa vitla,

$\psi_2 = 1,168$ – dinamički faktor,

$\eta_{v,vtl} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju vitla [6],

$v_{STVvtl} = 18,4 \text{ m/min} = 0,30667 \text{ m/s}$ – stvarna brzina vožnje vitla,

$\omega_{EMvtl} = \frac{n_{EMvtl}}{60} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{1350}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 141,37 \text{ rad/s}$ – kutna brzina elektromotora za vožnju vitla,

$\beta_{rot} = 1,2$ – pretpostavljeni faktor utjecaja rotacijskih masa prema [3],

$t_{p,vtl} = 5 \text{ s}$ – vrijeme pokretanja vitla, odabrano,

$f_{e,vtl} = 0,01303$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje vitla.

Postojeći nominalni moment odabranih elektromotora računa se prema sljedećem izrazu:

$$M_{EMvtl} = \frac{2 \cdot P_{EMvtl}}{\omega_{EMvtl}} = \frac{2 \cdot 180}{141,37} = 2,5465 \text{ Nm} \quad (5.62)$$

Gdje je:

M_{EMvtl} – nominalni moment elektromotora za vožnju vitla,

$P_{EMvtl} = 180 \text{ W}$ – nazivna snaga elektromotora za vožnju vitla,

$\omega_{EMvtl} = \frac{n_{EMvtl}}{60} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{1350}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 141,37 \text{ rad/s}$ – kutna brzina elektromotora za vožnju vitla.

Da bi motor mogao pokrenuti vitlo potezni moment mora biti veći od momenta pokretanja odnosno omjer momenta pokretanja i nazivnog momenta mora biti manji od 1,7 jer je zakonski određeno da potezni moment mora biti najmanje 1,7 puta veći od nominalnog. Prema tome kontrola se provodi sljedećim izrazom:

$$\frac{M_{p,vtl}}{M_{EMvtl}} = \frac{3,36}{2,5465} = 1,32 \leq 1,7 \quad (5.63)$$

Gdje je:

$M_{p,vtl} = 3,36 \text{ Nm}$ – moment pokretanja vitla,

$M_{EMvtl} = 2,5465 \text{ Nm}$ – nominalni moment elektromotora za vožnju vitla.

Zaključuje se da motor s obzirom na potrebni moment pokretanja zadovoljava.

5.3.2. Provjera elektromotora s obzirom na proklizavanje

Provjera elektromotora s obzirom na proklizavanje vrši se iz razloga da ne bi došlo do situacije u kojoj je obodna sila na kotačima veća od one koja se trenjem može prenijeti. Da ne bi došlo do navedene situacije mora biti zadovoljena sljedeća nejednakost:

$$m_{p,vtl} \cdot g \cdot \mu \cdot \frac{n_p}{n_k} \geq 1,7 \cdot M_{EMvtl} \cdot i_{REDvtl} \cdot \frac{2}{D_{KOTvtl}} \cdot \eta_{v,vtl} \quad (5.64)$$

$$925 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot \frac{2}{4} \geq 1,7 \cdot 2,5465 \cdot 25,7 \cdot \frac{2}{0,112} \cdot 0,9 \quad (5.65)$$

$$453,7 \text{ N} \geq 1788 \text{ N} \quad (5.66)$$

Gdje je:

$m_{p,vtl} = 925 \text{ kg}$ – masa vitla bez tereta

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta,

$\mu = 0,1$ – najmanji faktor trenja čelik – čelik [8],

$n_p = 2$ – broj pogonskih kotača vitla,

$n_k = 4$ – ukupni broj kotača vitla,

$M_{EMvtl} = 2,5465 \text{ Nm}$ – nominalni moment elektromotora za vožnju vitla,

$i_{REDvtl} = 25,7$ – prijenosni omjer reduktora sklopa za vožnju vitla,

$D_{KOTvtl} = 112 \text{ mm}$ – promjer kotača vitla,

$\eta_{v,vtl} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju vitla [6].

Uvjet nije zadovoljen te je potrebno uvesti regulaciju momenta tijekom zaleta vitla.

5.3.3. Provjera kočnice pogonskog sklopa vitla

Moment na vratilu elektromotora koji kočnica treba savladati uz zanemarenje gubitaka određuje se prema sljedećem izrazu:

$$M_{vrEMvtl} = \frac{F_{v,vtl} \cdot D_{KOTvtl}}{4 \cdot i_{REDvtl}} = \frac{758 \cdot 0,112}{4 \cdot 25,7} = 0,8258 \text{ Nm} \quad (5.67)$$

Gdje je:

$M_{vrEMvtl}$ – statički moment na vratilu elektromotora za vožnju vitla koji kočnica treba savladati,

$F_{v,vtl} = 758 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju vitla,

$D_{\text{KOTvtl}} = 112 \text{ mm}$ – promjer kotača vitla,

$i_{\text{REDvtl}} = 25,7$ – prijenosni omjer reduktora sklopa za vožnju vitla.

Da bi kočnica zadovoljavala mora biti zadovoljena sljedeća nejednakost [3]:

$$M_{\text{KOčvtl}} = 1,9 \text{ Nm} \geq v_{\text{k,vtl}} \cdot M_{\text{vrEMvtl}} = 1,75 \cdot 0,8258 = 1,45 \text{ Nm} \quad (5.68)$$

Gdje je:

$M_{\text{KOčvtl}} = 1,9 \text{ Nm}$ – moment kočnice sklopa za vožnju vitla,

$M_{\text{vrEMvtl}} = 0,8258 \text{ Nm}$ – moment na vratilu elektromotora za vožnju vitla koji kočnica treba savladati,

$v_{\text{k,vtl}} = 1,75$ – faktor povećanja statičkog momenta za mehanizme vožnje [6].

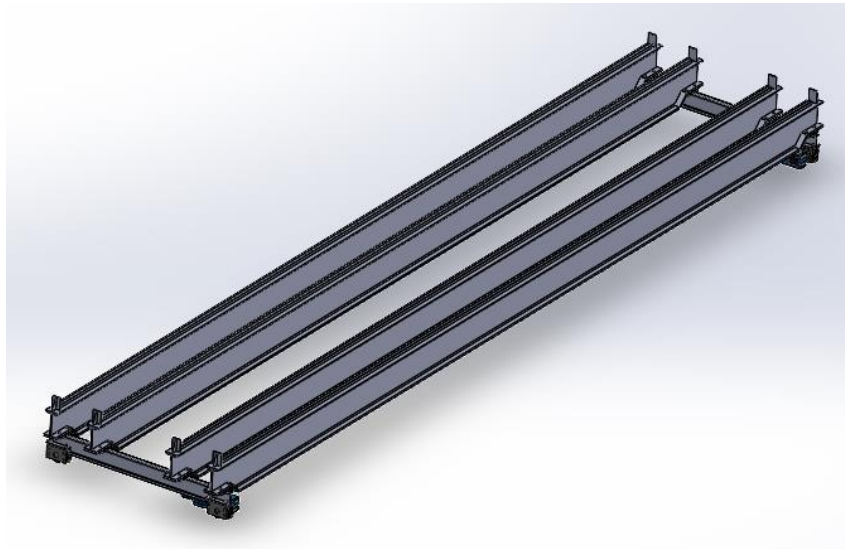
Zaključuje se da kočnica sklopa za vožnju vitla zadovoljava.

6. PRORAČUN MOSTA

Proračun mosta će sprovesti tako da se prvo provjeri krutost i čvrstoća greda koje čine most, zatim će se odabrati kotači te pripadajući motor i reduktor za dva pogonska kotača. Naposljetku će se provesti provjera odabranog motora, reduktora i kočnice.

6.1. Proračun greda koje čine most

Kao i kod okvira vitla, proračun će se provesti nad gotovom konstrukcijom što znači da su poznate sve veličine, a potrebno je provjeriti udovoljavaju li svi elementi uvjetima krutosti i čvrstoće. Most granika prikazuje [Slika 42].



Slika 42. Most granika

Kao što je i uvjet zadatka, most se sastoji od četiri glavna nosača te je odabrano da se oni oslanjaju na dva čeonaa nosača. Veza između glavnih i čeonih nosača je ostvarena oblikom uz spoj vijcima. S obzirom da su sva četiri glavna nosača jednakog oblika i dimenzija, proračunat će se samo onaj koji je najviše opterećen. Isto vrijedi i za čeone nosače. Materijal nosača je opći konstrukcijski čelik S235 kao i kod okvira vitla te je zato i najveće dopušteno opterećenje jednako izrazu (5.5).

6.1.1. Proračun krutosti glavnog nosača

Glavni nosači mosta su, uz vlastitu težinu, opterećeni i silom kojom djeluju kotači koji se voze po tračnicama glavnih nosača. Svaki kotač se vozi po svom nosaču pa će biti dovoljno proračunati onaj nosač po kojem se vozi kotač koji djeluje najvećom silom. To je nosač na koji se vozno vitlo oslanja u točki K [Slika 24]. Nosač je najnepovoljnije opterećen kada je kotač na

polovici nosača.

Poprečni presjek glavnog nosača mosta odgovara standardnom profilu IPN 450 prema normi DIN 1025. Svojstva i dimenzije poprečnog presjeka prikazuje [Slika 43].

Geometry		Section properties	
h = 450 mm		Axis y	Axis z
b = 170 mm		$I_y = 4.57E+8 \text{ mm}^4$	$I_z = 1.69E+7 \text{ mm}^4$
$t_f = 24.3 \text{ mm}$		$W_{y1} = 2.03E+6 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 1.99E+5 \text{ mm}^3$
$t_w = 16.2 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 2.38E+6 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 3.31E+5 \text{ mm}^3$
$r_1 = 16.2 \text{ mm}$		$i_y = 176 \text{ mm}$	$i_z = 33.9 \text{ mm}$
$r_2 = 9.7 \text{ mm}$		$S_y = 1.19E+6 \text{ mm}^3$	$S_z = 1.66E+5 \text{ mm}^3$
$y_s = 85 \text{ mm}$		Warping and buckling	
d = 362.8 mm	G = 115 kg·m ⁻¹	$I_w = 7.35E+11 \text{ mm}^6$	$I_t = 2.66E+6 \text{ mm}^4$
$A_L = 1.47 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-1}$	A = 14700 mm ²	$i_w = 39.4 \text{ mm}$	$i_{pc} = 180 \text{ mm}$

Slika 43. Karakteristike IPN 450 profila [9]

Najveći dopušteni progib glavnog nosača za teške i vrlo teške pogonske uvjete prema [3] iznosi:

$$w_{\text{GLNSČdop}} = \frac{l_{\text{GLNSČ}}}{750} = \frac{11500}{750} = 15,3 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Gdje je:

$w_{\text{GLNSČdop}}$ – najveći dopušteni progib glavnog nosača,

$l_{\text{GLNSČ}} = 11500 \text{ mm}$ – duljina glavnog nosača.

Proračunski shemu nosača prikazuje [Slika 44].

Najveći progib glavnog nosača uslijed djelovanja vlastite težine iznosi [8]:

$$w_{1\text{GLNSČ}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q_{\text{GLNSČ}} \cdot l_{\text{GLNSČ}}^4}{E_{\check{c}} \cdot I_{y\text{GLNSČ}}} = \frac{5}{384} \cdot \frac{1,128 \cdot 11500^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,57 \cdot 10^8} = 2,677 \text{ mm} \quad (6.2)$$

Gdje je:

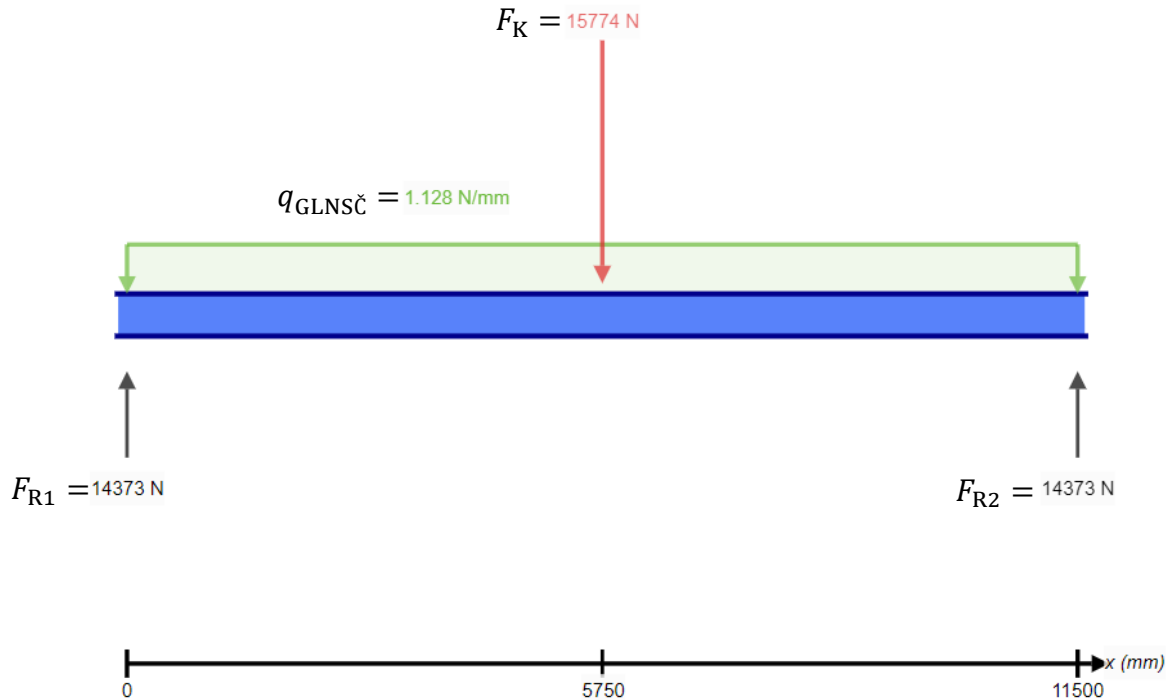
$w_{1\text{GLNSČ}}$ – najveći progib glavnog nosača uslijed djelovanja vlastite težine,

$q_{\text{GLNSČ}} = 1,128 \text{ N/mm}^2$ – kontinuirano opterećenje glavnog nosača vlastitom težinom,

$l_{\text{GLNSČ}} = 11500 \text{ mm}$ – duljina glavnog nosača,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{y\text{GLNSČ}} = 4,57 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka glavnog nosača oko osi y [Slika 43].



Slika 44. Proračunska shema glavnog nosača

Najveći progib uslijed djelovanja sile F_K iznosi [8]:

$$w_{2\text{GLNSČ}} = \frac{F_K}{E_{\check{c}} \cdot I_{y\text{GLNSČ}}} \cdot \frac{l_{\text{GLNSČ}}^3}{48} = \frac{15774}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,57 \cdot 10^8} \cdot \frac{11500^3}{48} = 5,21 \text{ mm} \quad (6.3)$$

Gdje je:

$w_{2\text{GLNSČ}}$ – najveći progib glavnog nosača uslijed djelovanja sile F_K ,

$F_K = 15774 \text{ N}$ – sila u osloncu K [Slika 35],

$l_{\text{GLNSČ}} = 11500 \text{ mm}$ – duljina glavnog nosača,

$E_{\check{c}} = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ – modul elastičnosti čelika [8],

$I_{y\text{GLNSČ}} = 4,57 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$ – moment tromosti presjeka glavnog nosača oko osi y [Slika 43].

Ukupni najveći progib glavnog nosača iznosi:

$$w_{1\text{GLNSČ}} + w_{2\text{GLNSČ}} = 2,667 + 5,21 = 7,88 \text{ mm} \leq w_{\text{GLNSČdop}} = 15,3 \text{ mm} \quad (6.4)$$

Gdje je:

$w_{1\text{GLNSČ}} = 2,667 \text{ mm}$ – najveći progib glavnog nosača uslijed djelovanja vlastite težine,

$w_{2\text{GLNSČ}} = 5,21 \text{ mm}$ – najveći progib glavnog nosača uslijed djelovanja sile F_K ,

$w_{\text{GLNSČdop}} = 15,3 \text{ mm}$ – najveći dopušteni progib glavnog nosača.

Zaključuje se da glavni nosač s obzirom na kriterij krutosti zadovoljava.

6.1.2. Proračun čvrstoće glavnog nosača

Najveći unutarnji moment savijanja glavnog nosača javlja se na mjestu djelovanja sile F_K te iznosi:

$$M_{\text{GLNSČmax}} = F_{R1} \cdot \frac{l_{\text{GLNSČ}}}{2} - q_{\text{GLNSČ}} \cdot \frac{l_{\text{GLNSČ}}^2}{8} = 14373 \cdot \frac{11500}{2} - 1,128 \cdot \frac{11500^2}{8} = 63997500 \text{ Nmm} \quad (6.5)$$

Gdje je:

$M_{\text{GLNSČmax}}$ – najveći unutarnji moment savijanja glavnog nosača,

$F_{R1} = 14373 \text{ N}$ – sila u osloncu najviše opterećenog glavnog nosača,

$l_{\text{GLNSČ}} = 11500 \text{ mm}$ – duljina glavnog nosača,

$q_{\text{GLNSČ}} = 1,128 \text{ N/mm}^2$ – kontinuirano opterećenje glavnog nosača vlastitom težinom.

Najveće normalno naprezanje nastalo uslijed savijanja određuje se sljedećim izrazom:

$$\sigma_{\text{fGLNSČ}} = \frac{M_{\text{GLNSČmax}}}{W_{\text{yGLNSČ}}} = \frac{63997500}{2,03 \cdot 10^6} = 31,53 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{\text{dop,okv}} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.6)$$

$M_{\text{GLNSČmax}} = 63997500$ – najveći unutarnji moment savijanja glavnog nosača,

$W_{\text{yGLNSČ}} = 2,03 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka glavnog nosača oko osi y [Slika 43],

$\sigma_{\text{dop,okv}} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da glavni nosač prema kriteriju čvrstoće zadovoljava.

6.1.3. Proračun krutosti i čvrstoće čeonog nosača

Profil čeonog nosača odgovara standardnom profilu IPN 200 prema normi DIN 1025. Karakteristike navedenog profila prikazuje [Slika 45].

Da bi se izbjeglo iscrpno računanje najvećeg progiba i unutarnjeg momenta savijanja nosača, isti će biti izračunati pomoću *online* kalkulatora, a u nastavku će se dati samo usporedba s najviše dozvoljenim iznosima. Dopušteni progib čeonog nosača iznosi:

$$w_{\text{ČEONDop}} = \frac{l_{\text{ČEON}}}{750} = \frac{2192}{750} = 2,9 \text{ mm} \quad (6.7)$$

Gdje je:

$w_{\check{C}EONdop}$ – najveći dopušteni progib čeonog nosača,

$l_{\check{C}EON} = 2192 \text{ mm}$ – duljina čeonog nosača.

IPN 200

Geometry		Section properties	
h = 200 mm		Axis y	Axis z
b = 90 mm		$I_y = 2.14E+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 1.16E+6 \text{ mm}^4$
$t_f = 11.3 \text{ mm}$		$W_{y1} = 2.14E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z1} = 2.59E+4 \text{ mm}^3$
$t_w = 7.5 \text{ mm}$		$W_{y,pl} = 2.48E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 4.27E+4 \text{ mm}^3$
$r_1 = 7.5 \text{ mm}$		$i_y = 80 \text{ mm}$	$i_z = 18.7 \text{ mm}$
$r_2 = 4.5 \text{ mm}$		$S_y = 1.24E+5 \text{ mm}^3$	$S_z = 2.14E+4 \text{ mm}^3$
$y_s = 45 \text{ mm}$		Warping and buckling	
d = 159.1 mm		$G = 26.2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$	$I_w = 9.98E+9 \text{ mm}^6$
$A_L = 0.71 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$	$A = 3340 \text{ mm}^2$	$i_w = 21 \text{ mm}$	$i_{pc} = 82.1 \text{ mm}$

Slika 45. Karakteristike IPN 200 profila [9]

Pomoću [10] se dobio iznos najvećeg progiba od:

$$w_{\check{C}EON} = 1,4 \text{ mm} \leq w_{\check{C}EONdop} = 2,9 \text{ mm} \quad (6.8)$$

Gdje je:

$w_{\check{C}EON} = 1,4 \text{ mm}$ – najveći progib čeonog nosača,

$w_{\check{C}EONdop} = 2,9 \text{ mm}$ – najveći dopušteni progib čeonog nosača.

Zaključuje se da čeonni nosač s obzirom na krutost zadovoljava.

Pomoću [10] se dobio iznos najvećeg unutarnjeg momenta savijanja te je prema tome moguće izračunati najveće normano naprezanje:

$$\sigma_{f\check{C}EON} = \frac{M_{\check{C}EONmax}}{W_{y\check{C}EON}} = \frac{11938744}{2,14 \cdot 10^5} = 55,8 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.9)$$

Gdje je:

$M_{\check{C}EONmax} = 11938744 \text{ Nmm}$ – najveći unutarnji moment savijanja čeonog nosača,

$W_{y\check{C}EON} = 2,14 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka čeonog nosača oko osi y [Slika 45],

$\sigma_{dop,okv} = 112,5 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno normalno naprezanje okvira vitla (5.5).

Zaključuje se da čeonni nosač prema kriteriju čvrstoće zadovoljava.

6.2. Odabir kotača za vožnju mosta

Proračunsko opterećenje kotača računa se na sljedeći način [6]:

$$F_{\text{kotMOST}} = \frac{F_{\text{min}} + 2 \cdot F_{\text{max}}}{3} = \frac{8301 + 2 \cdot 40737}{3} = 29925 \text{ N} \quad (6.10)$$

Gdje je:

F_{kotMOST} – proračunsko opterećenje kotača,

$F_{\text{min}}, F_{\text{max}}$ – sile koje se javljaju kada je najveći teret u najpovoljnijem i najnepovoljnijem položaju.

Izraz za minimalno potrebni promjer kotača glasi [3]:

$$D_{\text{KOTmost}} \geq \frac{F_{\text{KOTmost}}}{c_{1,\text{most}} \cdot c_{2,\text{most}} \cdot c_{3,\text{most}} \cdot p_{d,\text{most}} \cdot b_{\text{eff,most}}} = \frac{29925}{0,8 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 5,6 \cdot 45} = 153,1 \text{ mm} \quad (6.11)$$

Gdje je:

D_{KOTmost} – promjer kotača mosta,

$F_{\text{KOTmost}} = 29925 \text{ N}$ – proračunsko opterećenje kotača mosta,

$c_{1,\text{most}} = 0,8$ – prema materijalu tračnice E360 i kotača S355 očitano iz [Tablica 18],

$c_{2,\text{most}} = 0,97$ – prema brzini vrtanje kotača očitano iz [Tablica 19],

$c_{3,\text{modt}} = 1$ – prema pogonskoj grupi 2m očitano iz [Tablica 20],

$p_{d,\text{most}} = 5,6 \text{ N/mm}^2$ – dozvoljeni Stribeckov pritisak za tračnice s ravnom površinom glave [3]

$b_{\text{eff,most}} = k - 2r_1 = 55 - 2 \cdot 5 = 45 \text{ mm}$ – efektivna širina glave tračnice vitla za odabranu tračnicu A55 [Tablica 21].

Odabire se kotač promjera $D_{\text{KOTmost}} = 160 \text{ mm}$. Gotovi sklop kotača odabranog promjera i karakteristika nudi proizvođač *Demag* pod industrijskim imenom proizvoda DRS M-160. Uz pogonske kotače će u sljedećem poglavlju biti odabran i kompatibilni motor s reduktorom.

Brzine vrtanje kotača je jednaka:

$$n_{\text{KOTmost}} = \frac{v_{\text{voz}}}{D_{\text{KOTmost}} \cdot \pi} = \frac{20}{0,160 \cdot \pi} = 39,79 \text{ o/min} \quad (6.12)$$

Gdje je:

n_{KOTmost} – brzina vrtanje kotača mosta,

$v_{\text{voz}} = 20 \text{ m/min}$ – zadana brzina vožnje mosta,

$D_{\text{KOTmost}} = 160 \text{ mm}$ – promjer kotača mosta.

6.3. Odabir pogona za vožnju mosta

Specifični otpor vožnje uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja iznosi:

$$f_{\text{most}} = \frac{1}{R_{\text{KOTmost}}} \cdot \left(\mu_{\text{vl}} \cdot \frac{d_{\text{u,lež}}}{2} + e \right) = \frac{1}{80} \cdot \left(0,0015 \cdot \frac{70}{2} + 0,5 \right) = 0,0007 \quad (6.13)$$

Gdje je:

f_{most} – specifični otpor vožnje mosta uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja,

$R_{\text{KOTmost}} = \frac{D_{\text{KOTmost}}}{2} = 80 \text{ mm}$ – polumjer kotača mosta,

$\mu_{\text{vl}} = 0,0015$ – faktor trenja za valjne ležajeve [3],

$d_{\text{u,lež}} = 70 \text{ mm}$ – promjer unutarnje staze valjnog ležaja, procijenjeno, ionako ima mali utjecaj na konačni rezultat,

$e = 0,5 \text{ mm}$ – krak na kojem djeluje reakcijska sila podloge na kotač [3].

Ekvivalentni faktor otpora vožnje mosta računa se prema:

$$f_{e,\text{most}} = f_{\text{most}} + f_{\text{ost,most}} = 0,007 + 0,005 = 0,012 \quad (6.14)$$

Gdje je:

$f_{e,\text{most}}$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje mosta,

$f_{\text{most}} = 0,007$ – specifični otpor vožnje mosta uslijed trenja u ležajevima i trenja kotrljanja,

$f_{\text{ost,most}} = 0,005$ – ostali otpori za kotače vođene vijencem [3].

Potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju proporcionalna je ukupnom opterećenju kotača i određuje se prema sljedećem izrazu [3]:

$$F_{\text{v,most}} = f_{e,\text{most}} \cdot \sum F_{\text{osl,most}} = 0,012 \cdot 98178 = 1178 \text{ N} \quad (6.15)$$

Gdje je:

$F_{\text{v,most}}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju mosta,

$f_{e,\text{most}} = 0,012$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje mosta,

$\sum F_{\text{osl,most}} = 98178 \text{ N}$ – ukupna sila na kotačima mosta.

Potrebna snaga ustaljene vožnje mosta računa se prema sljedećem izrazu [6]:

$$P_{\text{nv,most}} = \frac{F_{\text{v,most}} \cdot v_{\text{voz}}}{\eta_{\text{v,most}}} = \frac{1178 \cdot \frac{1}{3}}{0,9} = 437 \text{ W} \quad (6.16)$$

Gdje je:

$P_{nv,most}$ – potrebna snaga ustaljene vožnje mosta,

$F_{v,most} = 1178 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju mosta,

$v_{voz} = 20 \text{ m/min} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$ – brzina vožnje mosta,

$\eta_{v,vtl} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju mosta [6].

Nakon određene snage potrebne za ustaljenu vožnju mosta prelazi se na izračun snage potrebne za pokretanje mosta iz stanja mirovanja. Ubrzanje tijekom pokretanja s punim opterećenjem računa se prema izrazu:

$$a_{p,most} = \frac{v_{voz}}{t_{p,most}} = \frac{1/3}{5} = 0,06667 \text{ m/s}^2 \quad (6.17)$$

Gdje je:

$a_{p,most}$ – ubrzanje tijekom pokretanja mosta,

$t_{p,most} = 5 \text{ s}$ – vrijeme pokretanja mosta, odabrano.

Sila pokretanja mosta određuje se prema sljedećem izrazu [6]:

$$\begin{aligned} F_{p,most} &= \beta_{rot} \cdot m_{tr,most} \cdot a_{p,most} + F_{v,most} = \\ &= 1,2 \cdot 10008 \cdot 0,06667 + 1178 = 1979 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.18)$$

Gdje je:

$F_{p,most}$ – sila pokretanja mosta,

$\beta_{rot} = 1,2$ – pretpostavljeni faktor utjecaja rotacijskih masa prema [3],

$m_{tr,most} = 10008 \text{ kg}$ – ukupna translacijska masa mosta,

$a_{p,most} = 0,06667 \text{ m/s}^2$ – ubrzanje tijekom pokretanja mosta,

$F_{v,most} = 1178 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju mosta.

Potrebna nominalna snaga motora za vožnju određuje se sljedećim izrazom:

$$P_{np,most} = \frac{F_{p,most} \cdot v_{voz}}{\eta_{v,most} \cdot k_p} = \frac{1979 \cdot \frac{1}{3}}{0,9 \cdot 1,7} = 432 \text{ W} \quad (6.19)$$

Gdje je:

$P_{np,most}$ – potrebna nominalna snaga izračunata za pokretanje mosta,

$F_{p,most} = 1979 \text{ N}$ – sila pokretanja mosta,

$v_{voz} = 20 \text{ m/min} = \frac{1}{3} \text{ m/s}$ – brzina vožnje mosta,

$\eta_{v,most} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju mosta [6],

$k_p = 1,7$ – odnos momenta pokretanja i nazivnog momenta motora [6].

Usporedbom potrebne nominalne snage izračunate za slučaj pokretanja mosta (6.16) i nominalne snage potrebne za ustaljenu vožnju mosta (6.19) vidi se da je nominalna snaga potrebna za ustaljenu vožnju mosta veća i prema njoj će se odabrati elektromotor za pogon kotača mosta. Odabrano je da dva kotača budu pogonska, pa će slijedom toga potrebna snaga jednog motora iznositi:

$$P_{\min,most} = \frac{P_{nv,most}}{2} = \frac{437}{2} = 218,5 \text{ W} \quad (6.20)$$

Gdje je:

$P_{\min,most}$ – minimalno potrebna snaga motora pogonskog kotača mosta,

$P_{nv,most} = 437 \text{ W}$ – potrebna snaga ustaljene vožnje mosta.

Iz kataloga proizvođača *Demag* odabran je motor ZBF 90 B4 B020 nazivne snage 400 W. Uz to, odabran je odgovarajući reduktor istog proizvođača pod imenom WUE 30 DD. Kao što je već spomenuto kotači su pod nazivom DRS M-160. Kao i kod vitla dva kotača su pogonska. Na jednoj strani su oba kotača s vijencem, a na drugoj su glatki. Potpuna dokumentacija odabranih sklopova nalazi se u Prilozima. Karakteristike potrebne za daljnje kontrole prikazuje [Tablica 23].

Tablica 23. Karakteristike odabranog sklopa za vožnju mosta

Nazivna snaga elektromotora za vožnju mosta	$P_{EMmost} = 400 \text{ W}$
Brzina vrtnje elektromotora za vožnju mosta	$n_{EMmost} = 1335 \text{ o/min}$
Prijenosni omjer reduktora sklopa za vožnju mosta	$i_{REDmost} = 33,1$
Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora sklopa za vožnju mosta	$n_{2REDmost} = 40,33 \text{ o/min}$
Moment kočnice sklopa za vožnju mosta	$M_{KOČmost} = 4,4 \text{ Nm}$

6.3.1. Provjera elektromotora s obzirom na pokretanje

Izborom elektromotora i reduktora došlo je do promjene brzine okretanja kotača mosta, a samim time i do promjene brzine vožnje. Nova brzine vožnje mosta iznosi:

$$v_{STV_{most}} = n_{2RED_{most}} \cdot D_{KOT_{most}} \cdot \pi = 40,33 \cdot 0,160 \cdot \pi = 20,27 \text{ m/min} \quad (6.21)$$

Gdje je:

$v_{STV_{most}}$ – stvarna brzina vožnje mosta,

$n_{2RED_{most}} = 40,33 \text{ o/min}$ – brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora sklopa za vožnju mosta,

$D_{KOT_{most}} = 160 \text{ mm}$ – promjer kotača mosta.

S obzirom da nije poznat iznos momenta inercije elektromotora, potrebni moment pokretanja se računa prema izrazu:

$$M_{p,most} = \frac{\psi_2 \cdot m_{tr,most} \cdot g}{\eta_{v,most}} \cdot \frac{v_{STV_{most}}}{\omega_{EM_{most}}} \cdot \left(\frac{\beta_{rot}}{g} \cdot \frac{v_{STV_{most}}}{t_{p,most}} + f_{e,most} \right)$$

$$= \frac{1,168 \cdot 10008 \cdot 9,81}{0,9} \cdot \frac{0,3378}{139,8} \cdot \left(\frac{1,2}{9,81} \cdot \frac{0,3378}{5} + 0,012 \right) = 6,24 \text{ Nm} \quad (6.22)$$

Gdje je:

$M_{p,most}$ – moment pokretanja mosta,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – gravitacijska konstanta,

$m_{tr,most} = 10008 \text{ kg}$ – ukupna translacijska masa mosta,

$\psi_2 = 1,168$ – dinamički faktor,

$\eta_{v,most} = 0,9$ – iskoristivost mehanizma za vožnju mosta [6],

$v_{STV_{most}} = 20,27 \text{ m/min} = 0,3378 \text{ m/s}$ – stvarna brzina vožnje mosta,

$\omega_{EM_{most}} = \frac{n_{EM_{most}}}{60} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{1335}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 139,8 \text{ rad/s}$ – kutna brzina elektromotora za vožnju mosta,

$\beta_{rot} = 1,2$ – pretpostavljeni faktor utjecaja rotacijskih masa prema [3],

$t_{p,most} = 5 \text{ s}$ – vrijeme pokretanja mosta, odabrano,

$f_{e,most} = 0,012$ – ekvivalentni faktor otpora vožnje mosta.

Postojeći nominalni moment odabranih elektromotora računa se prema sljedećem izrazu:

$$M_{EM_{most}} = \frac{2 \cdot P_{EM_{most}}}{\omega_{EM_{most}}} = \frac{2 \cdot 400}{139,8} = 5,7 \text{ Nm} \quad (6.23)$$

Gdje je:

M_{EMmost} – nominalni moment elektromotora za vožnju mosta,

$P_{EMmost} = 400 \text{ W}$ – nazivna snaga elektromotora za vožnju mosta,

$\omega_{EMmost} = \frac{n_{EMmost}}{60} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{1335}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 139,8 \text{ rad/s}$ – kutna brzina elektromotora za vožnju mosta.

Da bi motor mogao pokrenuti most potezni moment mora biti veći od momenta pokretanja odnosno omjer momenta pokretanja i nazivnog momenta mora biti manji od 1,7 jer je zakonski određeno da potezni moment mora biti najmanje 1,7 puta veći od nominalnog. Prema tome kontrola se provodi sljedećim izrazom:

$$\frac{M_{p,most}}{M_{EMmost}} = \frac{6,24}{5,7} = 1,123 \leq 1,7 \quad (6.24)$$

Gdje je:

$M_{p,most} = 6,24 \text{ Nm}$ – moment pokretanja mosta,

$M_{EMmost} = 5,7 \text{ Nm}$ – nominalni moment elektromotora za vožnju mosta.

Zaključuje se da motor s obzirom na potrebni moment pokretanja zadovoljava.

6.3.2. *Provjera elektromotora s obzirom na proklizavanje*

Izbor jačeg motora od prvog većeg kojeg nudi proizvođač je bio nužan da bi se zadovoljio uvjet pokretanja. Iz tog razloga što je motor daleko jači nego što se očekuje izvodi se zaključak da ovaj uvjet neće biti zadovoljen te je potrebno uvesti regulaciju momenta tijekom zaleta mosta.

6.3.3. *Provjera kočnice pogonskog sklopa mosta*

Moment na vratilu elektromotora koji kočnica treba savladati uz zanemarenje gubitaka određuje se prema sljedećem izrazu:

$$M_{vrEMmost} = \frac{F_{v,most} \cdot D_{KOTmost}}{4 \cdot i_{REDmost}} = \frac{1178 \cdot 0,160}{4 \cdot 33,1} = 1,43 \text{ Nm} \quad (6.25)$$

Gdje je:

$M_{vrEMmost}$ – statički moment na vratilu elektromotora za vožnju mosta koji kočnica treba savladati,

$F_{v,most} = 1178 \text{ N}$ – potrebna pogonska sila za ustaljenu vožnju mosta,

$D_{KOTmost} = 160 \text{ mm}$ – promjer kotača mosta,

$i_{REDmost} = 33,1$ – prijenosni omjer reduktora sklopa za vožnju mosta.

Da bi kočnica zadovoljavala mora biti zadovoljena sljedeća nejednakost [3]:

$$M_{\text{KOčmost}} = 4,4 \text{ Nm} \geq v_{\text{k,most}} \cdot M_{\text{vrEMmost}} = 1,75 \cdot 1,43 = 2,5 \text{ Nm} \quad (6.26)$$

Gdje je:

$M_{\text{KOčmost}} = 4,4 \text{ Nm}$ – moment kočnice sklopa za vožnju mosta,

$M_{\text{vrEMmost}} = 1,43 \text{ Nm}$ – moment na vratilu elektromotora za vožnju mosta koji kočnica treba savladati,

$v_{\text{k,most}} = 1,75$ – faktor povećanja statičkog momenta za mehanizme vožnje [6].

Zaključuje se da kočnica sklopa za vožnju mosta zadovoljava.

ZAKLJUČAK

Prema zahtjevima koji su postavljeni zadatkom, konstruiran je granik sa četiri glavna nosača. Završno rješenje svakako ima prednosti u odnosu na granike s jednim glavnim nosačem koji se pretežito koriste za dizanje tereta od pet tona. Uz sigurnosti koja je svakako povećana, ovakvim rješenjem također dobivamo kruću konstrukciju koja je otpornija na vanjske utjecaje. Glavne cjeline granika čine njegov most sa mehanizmom za vožnju, okvir vitla sa mehanizmom za vožnju te sami mehanizam za dizanje tereta koji se sastoji od sklopa kuke, bubnja s motorom i ležajem, užeta te još nekih pomoćnih dijelova. Okvir vitla je izrađen od otvorenih čeličnih profila koji su spojeni zavarivanjem, a montaža mehanizma za dizanje i kotača je ostvarena vijčanom vezom. Važno je napomenuti da je cijeli mehanizam za dizanje osim osiguravajuće užnice osiguran oblikom te na taj način izložen znatno manjim rizicima. Pogon vitla se ostvaruje gotovim sklopovima kotača s elektromotorom i reduktorom pri čemu je posvećena pažnja da navedeni sklopovi budu što je više moguće ekonomični. Također, osigurano je vođenje bez opasnosti od zaglavljivanja. Prilikom izbora mehanizama za vožnju mosta također se vodilo istim kriterijima. I kod ostalih dijelova se pazilo na ekonomičnost te se u skladu s tim koristilo što je više moguće standardnih dijelova te se pazilo da ne dođe do predimenzioniranja dijelova. Svi kritični dijelovi konstrukcije su provjereni te je krajnje rješenje potpuno u skladu s uvjetima krutosti i čvrstoće.

LITERATURA

- [1] <https://www.demagcranes.com/en>
- [2] M. Hoić: Tema 7 – Koluturnici: struktura i prijenosni omjer, FSB Zagreb, 2022.
- [3] Z. Herold, D. Šćap, N. Hoić: Prenosila i dizala: Knjiga 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2020.
- [4] <https://www.skf.com/group>
- [5] K. Vučković: LEŽAJEVI – podloge uz predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2022.
- [6] https://elemstroj.fsb.hr/pdf/pmf/osnove_strojarstva/meh_svojstva_celika.pdf
- [7] K. H. Decker: Elementi strojeva, Golden marketing - Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [8] B. Kraut: Strojarski priručnik, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.
- [9] <http://www.staticstools.eu/en>
- [10] <https://platform.skyciv.com/beam>
- [11] I. Alfrević: Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga, Zagreb, 1989.
- [12] N. Kranjčević: Elementi strojeva, Zagreb, 2012.

PRILOZI

- I. Aksijalni kuglični ležaj SKF 51112
- II. Radijalni kugličn ležaj SKF 6012-2RS1
- III. Ležaj s kućištem SKF SYJ 50 TF
- IV. Elektromotor s reduktorom i kočnicom NORD SK 73VL - 160MP/4 BRE250 TF
- V. Elektromotor DEMAG ZBF 71 A 4 B003 B14 1
- VI. Reduktor DEMAG AME 10 DD-M1-11-2-25.7
- VII. Sklop kotača DEMAG DRS-M-112-NA-A-47-K-H-X
- VIII. Sklop kotača DEMAG DRS-M-160-NA-A-65-K-H-X
- IX. Elektromotor DEMAG ZBF 90 B 4 B020 B14 2
- X. Reduktor DEMAG WUE 30 DD-B14.0-11-2-33.1

51112

Single direction thrust ball bearing



Single direction thrust ball bearings can accommodate axial loads in one direction. They must not be subjected to any radial load. Their separable components facilitate mounting/dismounting and maintenance inspections. Many of the components are interchangeable. The shaft washers have a ground bore that enables an interference fit.

- Separable design facilitates mounting/dismounting and maintenance inspections
- Interchangeable components
- Ground bore of shaft washers enable interference fit

Overview

Dimensions

Bore diameter	60 mm
Height	17 mm
Outside diameter	85 mm

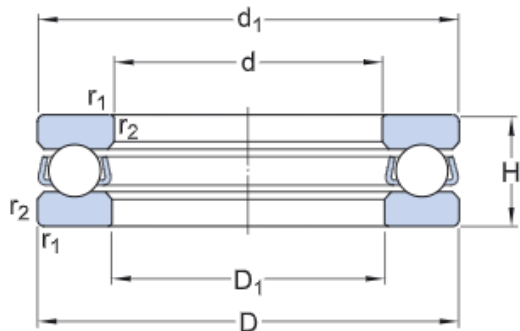
Performance

Basic dynamic load rating	41.6 kN
Basic static load rating	122 kN
Limiting speed	5 000 r/min
Reference speed	3 600 r/min

Properties

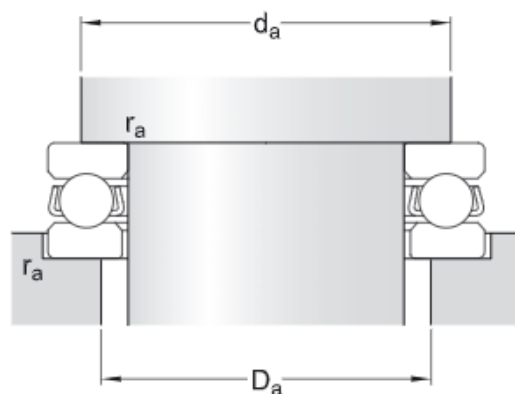
Axial load capability	Single-direction
Cage	Sheet metal
Coating	Without
Housing washer type	Flat
Material, bearing	Bearing steel
Number of rows	1
Tolerance class	Normal

Technical Specification



Dimensions

d	60 mm	Bore diameter
D	85 mm	Outside diameter
H	17 mm	Height
d_1	≈ 85 mm	Outside diameter shaft washer
D_1	≈ 62 mm	Inner diameter housing washer
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Chamfer dimension washer



Abutment dimensions

d_a	min. 75 mm	Abutment diameter shaft
D_a	max. 70 mm	Abutment diameter housing
r_a	max. 1 mm	Fillet radius

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	41.6 kN
Basic static load rating	C_0	122 kN
Fatigue load limit	P_u	4.55 kN
Reference speed		3 600 r/min
Limiting speed		5 000 r/min
Minimum load factor	A	0.077

Mass

Mass bearing (including seat washer where applicable)

0.27 kg

Terms and conditions

By accessing and using this website / app owned and published by AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gothenburg) ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website /app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

Trademarks and Patents

All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.

6012-2RS1

Deep groove ball bearing with seals or shields

Single row deep groove ball bearings with seals or shields are particularly versatile, have low friction and are optimized for low noise and low vibration, which enables high rotational speeds. They accommodate radial and axial loads in both directions, are easy to mount, and require less maintenance than many other bearing types. The integral sealing can significantly prolong bearing service life because it keeps lubricant in the bearings and contaminants out.

- Integral sealing prolongs bearing service life
- Simple, versatile and robust design
- Low friction and high-speed capability
- Accommodate radial and axial loads in both directions
- Require little maintenance



Overview

Dimensions

Bore diameter	60 mm
Outside diameter	95 mm
Width	18 mm

Performance

Basic dynamic load rating	30.7 kN
Basic static load rating	23.2 kN
Limiting speed	4 300 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

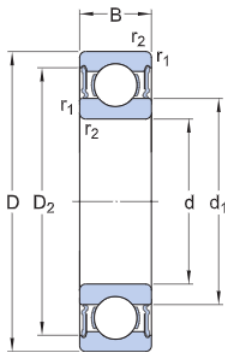
Properties

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

Technical Specification

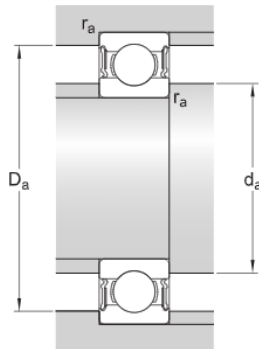
SKF performance class

SKF Explorer



Dimensions

d	60 mm	Bore diameter
D	95 mm	Outside diameter
B	18 mm	Width
d_1	≈ 71.3 mm	Shoulder diameter
D_2	≈ 86.5 mm	Recess diameter
$r_{1,2}$	min. 1.1 mm	Chamfer dimension



Abutment dimensions

d_a min.	66 mm	Diameter of shaft abutment
d_a max.	71.2 mm	Diameter of shaft abutment
D_a max.	89 mm	Diameter of housing abutment
r_a max.	1 mm	Radius of shaft or housing fillet

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	30.7 kN
Basic static load rating	C_0	23.2 kN
Fatigue load limit	P_u	0.98 kN
Limiting speed		4 300 r/min

Minimum load factor	k_r	0.025
Calculation factor	f_0	15.6

Mass

Mass bearing	0.43 kg
--------------	---------

Tolerance class

Dimensional tolerances	P6
Radial run-out	P6

Terms and conditions

By accessing and using this website / app owned and published by AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gothenburg) ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website /app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

Trademarks and Patents

All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.

SYJ 50 TF



NOT FOUND

Pillow block ball bearing unit with extended inner ring and set screw locking, cast iron, Japanese standards

Pillow (plummer) block ball bearing units consist of an insert bearing mounted in a cast iron housing that can be bolted to a support surface. This variant is suitable for applications with both constant and alternating directions of rotation. It has an inner ring extended on both sides and is locked onto the shaft by tightening a set screw on the inner ring, making it easy to mount.

- Strong
- Ready to mount
- Designed for a constant and alternating rotation
- Lubricated and sealed bearing
- Quick locking onto the shaft
- Cost-effective

Overview

Dimensions

Bearing width, total	51.6 mm
Centre distance between bolt holes	157.5 mm
Centre height (pillow block)	57.2 mm
Housing overall width	58 mm
Shaft diameter	50 mm

Performance

Basic dynamic load rating	35.1 kN
Basic static load rating	23.2 kN
Limiting speed	4 000 r/min
Note	Limiting speed with shaft tolerance h6

Properties

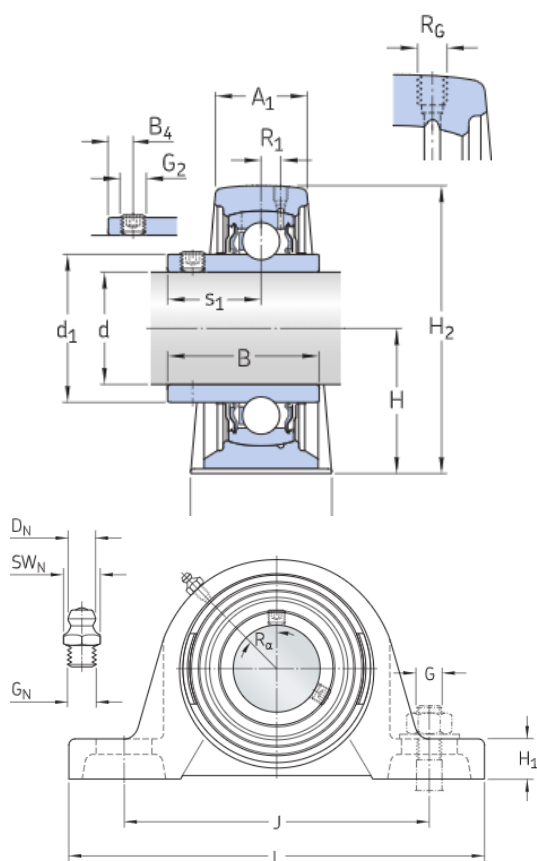
Bore type	Cylindrical
Coating	Without
Fastening bolt hole type	Plain
Grease fitting	With
Housing type	Pillow block
Lubricant	Grease
Material, bearing	Bearing steel
Material, housing	Cast iron
Number of bolt holes for fasteners	2
Relubrication hole	With

Retaining feature, inner ring	Set screws
Rubber seating ring	Without
Sealing type	Contact, standard
Sealing, bearing	Seal and flinger on both sides
Sealing, unit	Without

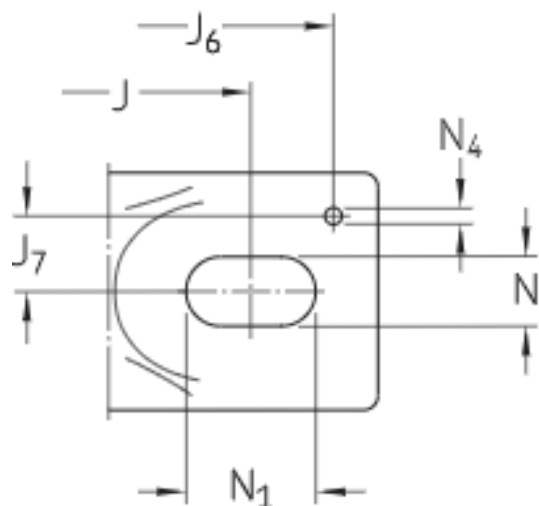
Technical Specification

Compliance with standard	JIS
Purpose specific	For material handling applications
Material, housing	Cast iron
Sealing, bearing	Seal and flinger on both sides
Sealing type, bearing	Contact, standard
Sealing, unit	Without
Coating	Without

Dimensions



d	50 mm	Bore diameter
d_1	≈ 62.51 mm	Shoulder diameter of inner ring
A	58 mm	Base width
A_1	38 mm	Top width
B	51.6 mm	Width of inner ring
B_4	9 mm	Distance from locking device side face to thread centre
H	57.2 mm	Height of spherical seat centre
H_1	22 mm	Foot height
H_2	114 mm	Overall height
J	157.5 mm	Distance between attachment bolts
J	max. 164 mm	Distance between attachment bolts
J	min. 151 mm	Distance between attachment bolts
L	206 mm	Overall length
N	20 mm	Diameter of attachment bolt hole
N_1	26.5 mm	Length of attachment bolt hole
s_1	32.6 mm	Distance from locking device side face to raceway centre



Threaded hole

R_G 1/4-28 UNF	Housing thread for the grease fitting
R_1 3.5 mm	Axial position of the housing thread
R_0 45 °	Angular position of the housing thread

Grease fitting

D_1 6.5 mm	Diameter of head sphere of grease fitting
S_1 7 mm	Hexagonal key size for the grease fitting
G_1 1/4-28 SAE-LT	Thread of grease fitting

Dowel pins

J_6 190 mm	Distance of dowel pins
J_7 21 mm	Axial offset of dowel pins
N_4 4 mm	Recommended diameter for dowel pins

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	35.1 kN
Basic static load rating	C_0	23.2 kN
Fatigue load limit	P_u	0.98 kN
Limiting speed		4 000 r/min
		Limiting speed with shaft tolerance h6

Mass

Mass bearing unit	2.8 kg
-------------------	--------

Mounting information

Set screw	G_2	M10x1
Hexagonal key size for set screw		5 mm

Recommended tightening torque for set screw		16.5 Nm
Recommended diameter for attachment bolts, mm	G	16 mm
Recommended diameter for attachment bolts, inch	G	0.625 in

Included products

Housing		SYJ 510
Bearing		YAR 210-2F

Terms and conditions

By accessing and using this website / app owned and published by AB SKF (publ.) (556007-3495 · Gothenburg) ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website /app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

Trademarks and Patents

All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.

GETRIEBEBAU NORD

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



HPLGW2 - Page 1 / 2

Getriebebau NORD GmbH & Co. KG, P.O.Box 1262, D-22941 Bargtheide

myNORD - Guest HR

Technical Data Sheet

Number Date	HPLGW2.0 15/01/2023
Customer Account No.	
Created by	
Created on	15/01/2023
Field representative	NORD Pogoni d.o.o.
Phone	+385-48-711 900
Email	croatia@nord.com

Pos.	Description	Material	Quantity
1	Helical Inline Gearmotor with Brake SK 73VL - 160MP/4 BRE250 TF		1
	Product Name	Helical Inline Gears BLOCK	
	Input Speed	1465 1/min	
	Motor Inverter Speed Range	Standard Line Powered - Inverter Capable	
	Ratio	52.24	
	Output Speed	28 1/min	
	Service Factor	1.5	
	Output torque	3749 Nm	
	Over Hung Load Capacity VL Brgs	25.1 kN	
	Axial VL	39.3 kN	
	Power	11 kW	
	Voltage	400/690 V	
	Frequency	50 Hz	
	Efficiency Class	IE3	
	Current 1	20.5 A	
	Current 2	11.8 A	
	Cosinus	0.85	
	Motor Duty	S1 - Continuous	
	Enclosure	IP55	
	Insulation	F	
	Mounting Pos	M1	
	Housing Material	Cast Iron Housing	
	Type of housing	Foot Mount	
	Output Shaft	Solid Keyed Shaft	
	Output Shaft Dia	75X140 mm	
	Output Shaft Material	Standard	
	Gearbox Breather Options	Open Vent	
	Gearbox Sealing Options	Standard	
	Bearing Design	Heavy Duty Output Bearings	
	Motor Cooling	TEFC - Totally Enclosed Fan Cooled	
	Terminal Box Pos	1	
	Conduit Entry Loc	I	
	Terminal Box Connection	Directly Wired to Terminal Block	
	Nameplate Additional Marking	Standard Nameplate Marking	
	Nameplate Material	Standard Nameplate Material	
	Motor Thermal Protection	Thermistor	
	Motor Option	IP55 Brake	
	Lubricant	Mineral oil CLP 220 (Standard)	

Bank info:	Bank code	Account S.W.I.F.T/BIC	IBAN
HSH Nordbank AG	210 500 00	53005816 HSHNDEHHXXX	DE96 2105 0000 0053 0058 16
Deutsche Bank AG	200 700 00	3022555 DEUTDEHH	DE70 2007 0000 0302 2555 00
UniCredit Bank AG	200 300 00	1564061 HYVEDEMM300	DE75 2003 0000 0001 5640 61
Commerzbank AG	200 400 00	1134444 COBADEFFXXX	DE96 2004 0000 0113 4444 00
Dt. Postbank AG	200 100 20	40723200 PBNKDEFF	DE94 2001 0020 0040 7232 00
VAT reg. no.	DE135507187	Tax number	30 288 06009

Kommanditgesellschaft, Sitz Bargtheide,
 Registergericht Ahrensburg HRA 2027
 Komplementärin: Getriebetechnik Nord GmbH, Sitz Bargtheide,
 Registergericht Ahrensburg HRB 2038
 Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,
 U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi, G. Zarp
 Internet: <http://www.NORD.com>

GETRIEBEBAU NORD

Member of the NORD DRIVESYSTEMS Group



HPLGW2 - Page 2 / 2

Lubricant Qty	20.5 l
Sealed Surface Conversion	No Surface Sealing Conversion
Paint Coating	Basic (F 2): For indoor installation (Standard)
Paint Color	RAL 7031 Bluegrey
Base Weight	303 kg

Bank info:

Bank code	210 500 00
HSH Nordbank AG	210 500 00
Deutsche Bank AG	200 700 00
UniCredit Bank AG	200 300 00
Commerzbank AG	200 400 00
Dt. Postbank AG	200 100 20
VAT reg. no.	DE135507187

Bank code

Account S.W.I.F.T/BIC

53005816 HSHNDEHHXXX
3022555 DEUTDEHH
1564061 HYVEDEMM300
1134444 COBADEFFXXX
40723200 PBNKDEFF
Tax number

IBAN

DE96 2105 0000 0053 0058 16
DE70 2007 0000 0302 2555 00
DE75 2003 0000 0001 5640 61
DE96 2004 0000 0113 4444 00
DE94 2001 0020 0040 7232 00
30 288 06009

Kommanditgesellschaft, Sitz Bargtheide,
Registergericht Ahrensburg HRA 2027
Komplementärin: Getriebetechnik Nord GmbH, Sitz Bargtheide,
Registergericht Ahrensburg HRB 2038
Geschäftsführer: G.A. Küchenmeister, J. Humbert,
U. Küchenmeister, J. Paulsen, Dr. O. Sadi, G. Zarp
Internet: <http://www.NORD.com>

Technical description

Item 1

1 Demag cylindrical rotor motor ZBF 71 A 4 B003 B14 1

Demag Z cylindrical rotor motors are designed for optimum use with the modular gearbox system and its options and are available as foot- or flange-mounted solo motor with IEC dimensions.

Features you will not find elsewhere – we offer as standard: Almost any possible brake torque can be ordered, ranging from without brake (ZN motor) up to finely graded brake torques (ZB motor). Different brake springs with two available brake sizes per motor size allow finely graded brake torques and braking capacities.

Since the motor and the brake are two separate systems, the spring-operated DC disk brake can be controlled separately according to the individual requirements. A wide range of brake modules is available for this purpose.

Already the basic design of the Z motor offers many possibilities for optimum solutions of drive applications. The motor is available with many options, so that it can be adapted to different tasks at optimum technical and economical efficiency. The spectrum ranges from the modification of the motor flywheel over winding protection and integral pulse generators up to special paint coats.

The motor is designed according to our publication 203 151 44, which we will send to you upon request.

The motor is designed according to standard EN 60034-1.

Note: The motor used is not subject to the EuP Directive.

Technical data:

Motor speed	1350 1/min
Output	0,18 KW
Cyclic Duration Factor	40 %
Type of enclosure of motor	IP 54
Ambient temperature	-10...+40°C
Installation altitude	≤ 1.000 m
Mounting code	ZBF 71 A 4 B003-B14-1
Model type	B14
Terminal box position	right, 1
Mounting position motor	horizontal
Total weight, net approx.	12 kg

Current data:

Voltage	D 220-230 V Y 380-400 V
Frequency	50 Hz
Current	1,050/0,600 A

Technical data of the brake:

Brake torque	1,9 Nm
Voltage	180 V DC
Current	0,11 A
with brake rectifier	GE 400 V AC
SE current relay	

Further technical data, circuit diagrams for electrical connection as well as individual dimension sheets and CAD files for your design are available in our DriveDesigner on the Internet. www.demag-drivenodesigner.de

Equipment:

with Demag coupling shaft end
Fan disk
Temperature class F

Colour:

RAL 5009, azure blue

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Technical description

Item 1

1 Demag Offset gearbox AME 10 DD-M1-11-2-25.7

Due to their compact design, Demag Offset gearboxes are the optimum solution for drives for which limited space is available.

The modern modular system offers a wide output range. Even high transmission ratios can still be designed in two stages. This provides for an optimised geometry of the teeth, but also for a particular smoothness of running and high efficiency.

Due to the special integrated shaft-hub connection, the gearbox is very well suited for reversing operation.

The variety of drive shafts - hollow-shaft or solid shaft, with key or splines - and the possible mounting variants as a hollow-shaft gearbox with torque bracket, foot or flange-mounting design enable you to implement a cost-effective solution which meets the requirements of the application optimally.

The gearboxes are available as solo gearboxes with coupling connection or as compact geared motor with direct drive input.

Already the basic design of the Offset gearbox offers many possibilities for optimum solutions of drive applications. The gearbox is available with many options, so that it can efficiently be adapted to different tasks. The spectrum ranges from torque brackets over special lubricants to special paint finishes.

The Offset gearbox is designed according to our publication 203 150 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Mounting code	AME10DD-M1-11-2
transmission ratio	25,70
for fitting at motor	Z63/71
Mounting position	horizontal
Ambient temperature	-10...+50 °C
Total weight, net approx.:	5 kg

Further technical data as well as individual dimension sheets and 2D CAD files for your design are available in our DriveDesigner on the Internet. www.demag-drivedesigner.de

Equipment:

Shaft-mounted
solid shaft with splined profile, on both sides
basic gearbox, without motor,
delivery without oil (for more information about quality and quantity of oil please see assembly instruction),
with gearbox seal,
for Direct input

Colour:

RAL 5009, azure blue

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block DRS-M-112-NA-A-47-K-H-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	112 mm
Travel wheel width	80 mm
Travel wheel tread:	47,0 mm
Travel wheel contour	with flanges on both sides
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	7,4 kg

Equipment:

Wheel block prepared for top connection

Wheel block prepared for horizontal guide roller arrangement

Painting:

RAL 7001, silver grey

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Technical description

Item 1

1 Demag wheel block DRS-M-160-NA-A-65-K-H-X

The Demag wheel block is a travel wheel in a box housing which can be used for universal applications in all industries, for almost all types of movements as well as for supporting, driving and guiding. Due to the modular principle, the amount of project engineering work, design and manufacture of travel units is reduced to a minimum. The excellent form and position tolerances between the travel wheel and the housing facilitate assembly and reduce installation and alignment work. The split block housing allows replacing the travel wheel without disassembly of the wheel block in the case of top connection. Due to the perfectly matching components – from the wheel block over the gearbox up to the motor – complete transfer units can be built up very easily.

The wheel block is designed according to our publication 203 352 44, which we will send to you upon request.

Technical data:

Non-driven wheel block	NA
Travel wheel diameter	160 mm
Travel wheel width	89 mm
Travel wheel tread:	65,0 mm
Travel wheel contour	with flanges on both sides
Travel wheel material:	EN-GJS-700-2 spheroidal graphite cast iron
Net weight appr.	18,3 kg

Equipment:

Wheel block prepared for top connection

Wheel block prepared for horizontal guide roller arrangement

Painting:

RAL 7001, silver grey

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Technical description

Item 1

1 Demag cylindrical rotor motor ZBF 90 B 4 B020 B14 2

Demag Z cylindrical rotor motors are designed for optimum use with the modular gearbox system and its options and are available as foot- or flange-mounted solo motor with IEC dimensions.

Features you will not find elsewhere – we offer as standard: Almost any possible brake torque can be ordered, ranging from without brake (ZN motor) up to finely graded brake torques (ZB motor). Different brake springs with two available brake sizes per motor size allow finely graded brake torques and braking capacities.

Since the motor and the brake are two separate systems, the spring-operated DC disk brake can be controlled separately according to the individual requirements. A wide range of brake modules is available for this purpose.

Already the basic design of the Z motor offers many possibilities for optimum solutions of drive applications. The motor is available with many options, so that it can be adapted to different tasks at optimum technical and economical efficiency. The spectrum ranges from the modification of the motor flywheel over winding protection and integral pulse generators up to special paint coats.

The motor is designed according to our publication 203 151 44, which we will send to you upon request.

The motor is designed according to standard EN 60034-1.

Note: The motor used is not subject to the EuP Directive.

Technical data:

Motor speed	1335 1/min
Output	0,40 KW
Cyclic Duration Factor	40 %
Type of enclosure of motor	IP 54
Ambient temperature	-10...+40°C
Installation altitude	≤ 1.000 m
Mounting code	ZBF 90 B 4 B020-B14-2
Model type	B14
Terminal box position	at the bottom, 2
Mounting position motor	horizontal
Total weight, net approx.	28 kg

Current data:

Voltage	D 220-230 V Y 380-400 V
Frequency	50 Hz
Current	2,300/1,300 A

Technical data of the brake:

Brake torque	4,4 Nm
Voltage	180 V DC
Current	0,22 A
with brake rectifier	GE 400 V AC
SE current relay	

Further technical data, circuit diagrams for electrical connection as well as individual dimension sheets and CAD files for your design are available in our DriveDesigner on the Internet. www.demag-drivenodesigner.de

Equipment:

with Demag coupling shaft end
Fan disk
Temperature class F

Colour:

RAL 5009, azure blue

Documentation:

Installation guide

EU document according to the Machinery Directive

Technical description

Item 1

1 Demag Angular gearbox WUE 30 DD-B14.0-11-2-33.1

Due to their compact design, Demag angular geared brake motore are the optimum solution for drives for which limited space is available.

The modern modular system offers a wide output range. Even high transmission ratios can still be designed in two stages. This provides for an optimised geometry of the teeth, but also for a particular smoothness of running and high efficiency.

Due to the special integrated shaft-hub connection, the gearbox is very well suited for reversing operation.

The variety of drive shafts or solid shaft, with key or splines the possible mounting variants as a hollow-shaft gearbox with torque bracket, foot or flange-mounting design enable you to implement a cost-effective solution which meets the requirements of the application optimally.

The gearboxes are available as solo gearboxes with coupling connection or as compact geared motor with direct drive input.

Already the basic design of the Angular gearbox offers many possibilities for optimum solutions of drive applications. The gearbox is available with many options, so that it can efficiently be adapted to different tasks. The spectrum ranges from torque brackets over special lubricants to special paint finishes.

The Angular gearbox is designed according to our publication 203 150 44, which we will send to you upon request.

Technical data: Technical data:

Mounting code	WUE30DD-B14.0-11-2
transmission ratio	33,10
for fitting at motor	Z90B/100
Mounting position	horizontal
Ambient temperature	-10...+50 °C
Total weight, net approx.:	18 kg

Further technical data as well as individual dimension sheets and 2D CAD files for you design are available in our DriveDesigner on the Internet. www.demag-drivedesigner.de

Equipment:

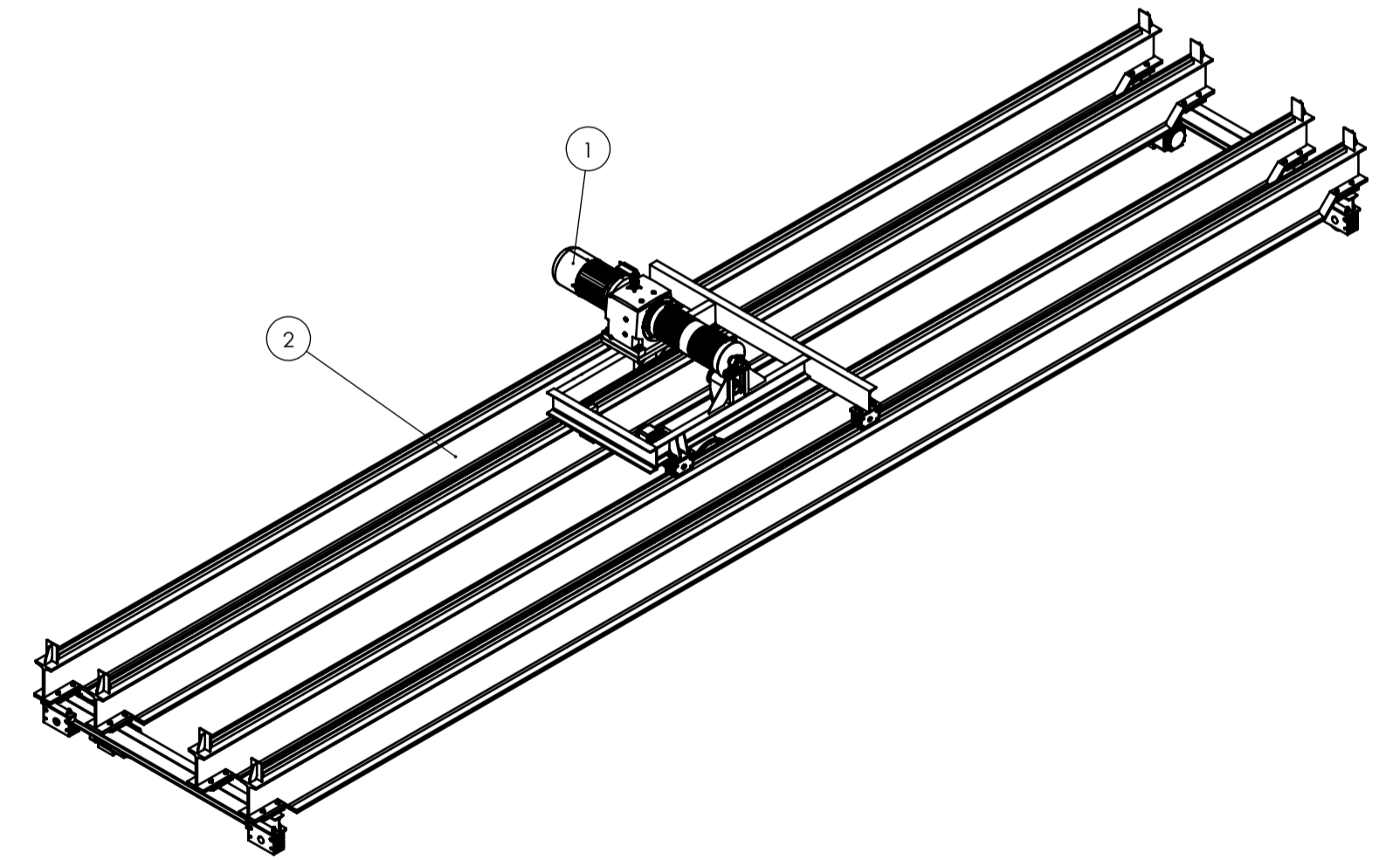
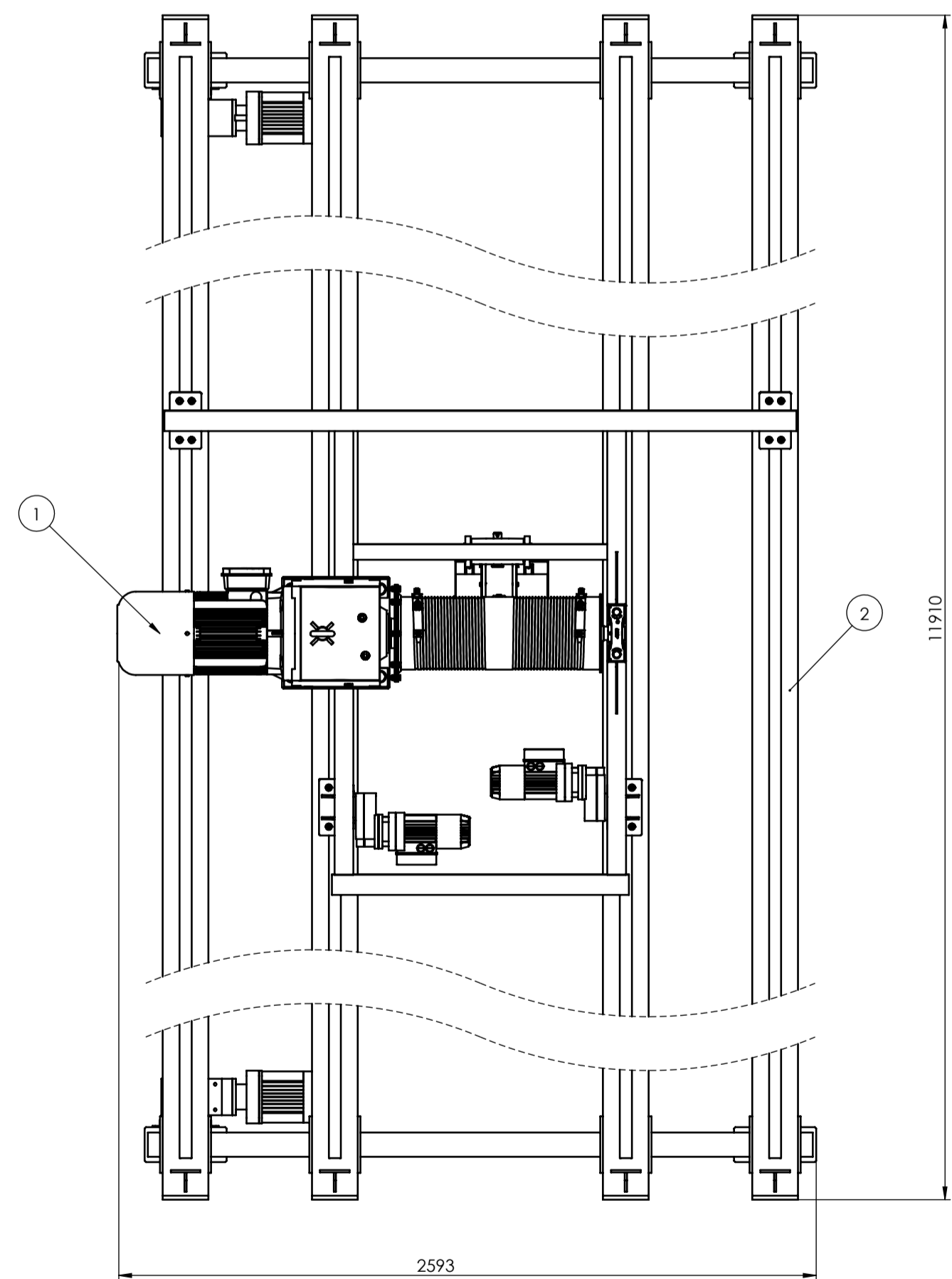
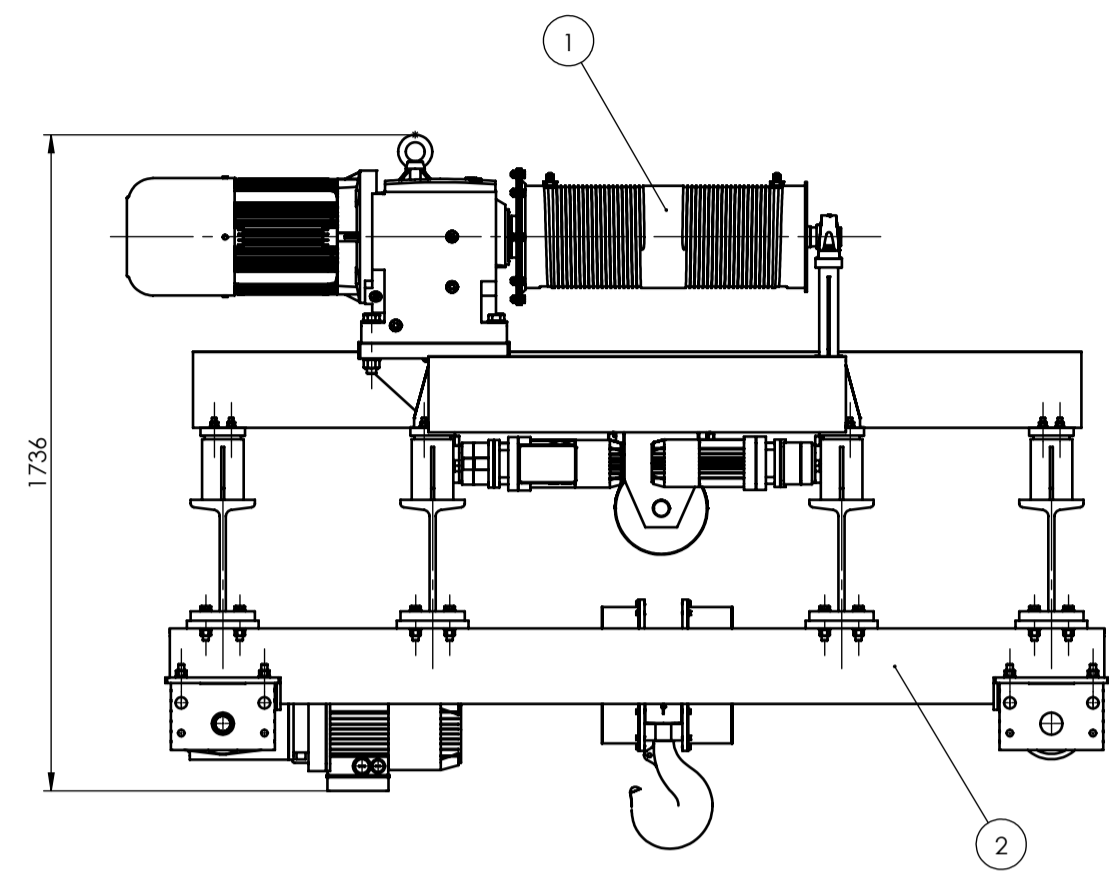
Housing type U
solid shaft with splined profile, on both sides
basic gearbox, without motor,
delivery without oil (for more information about quality and quantity of oil please see assembly instruction),
with gearbox seal,
for Direct input

Colour:

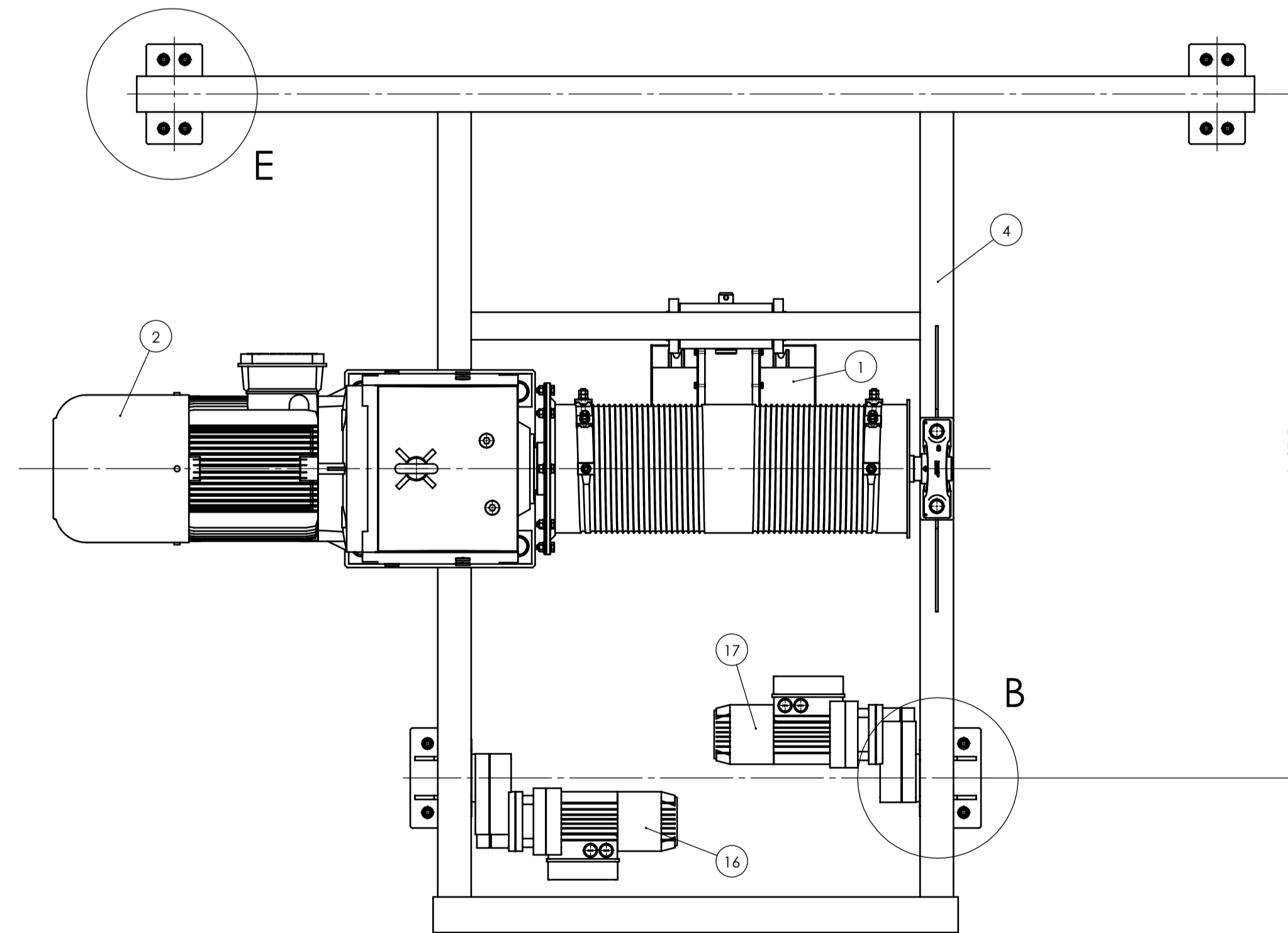
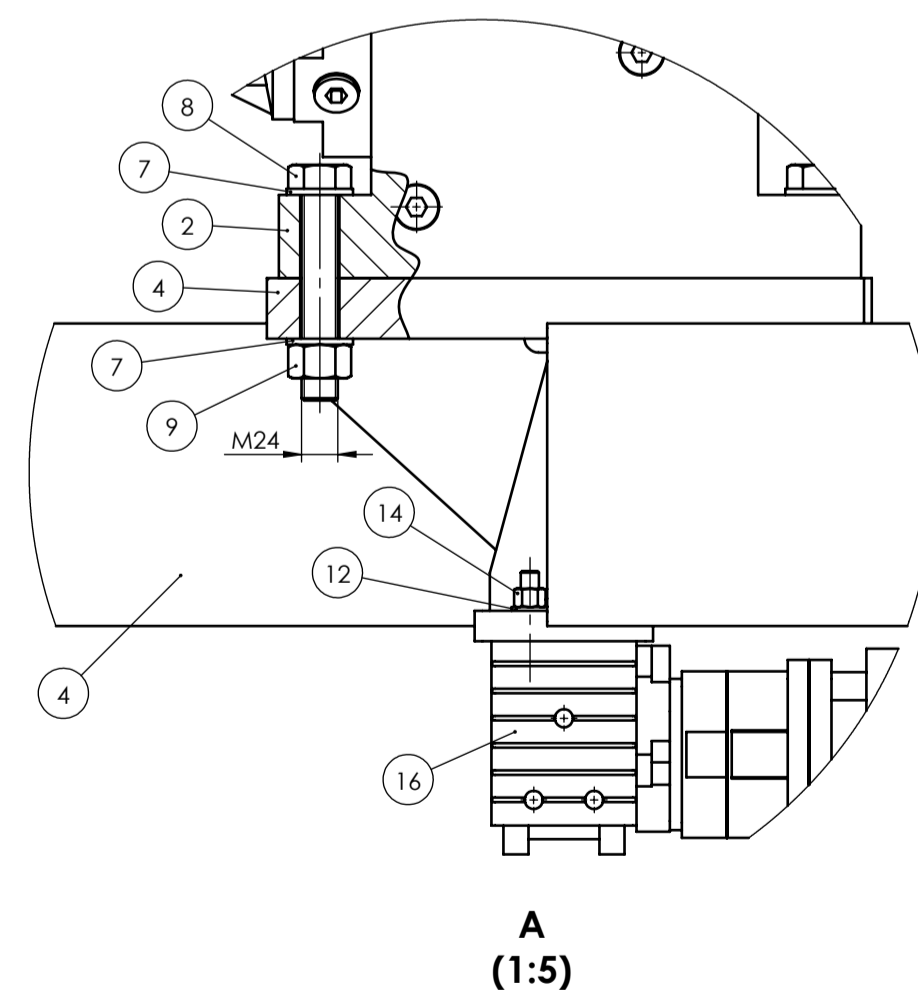
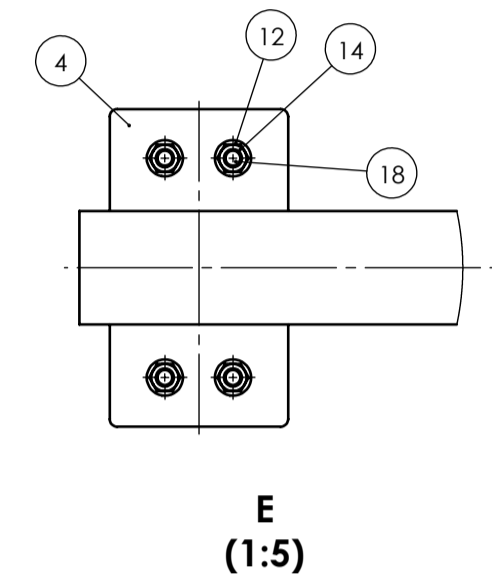
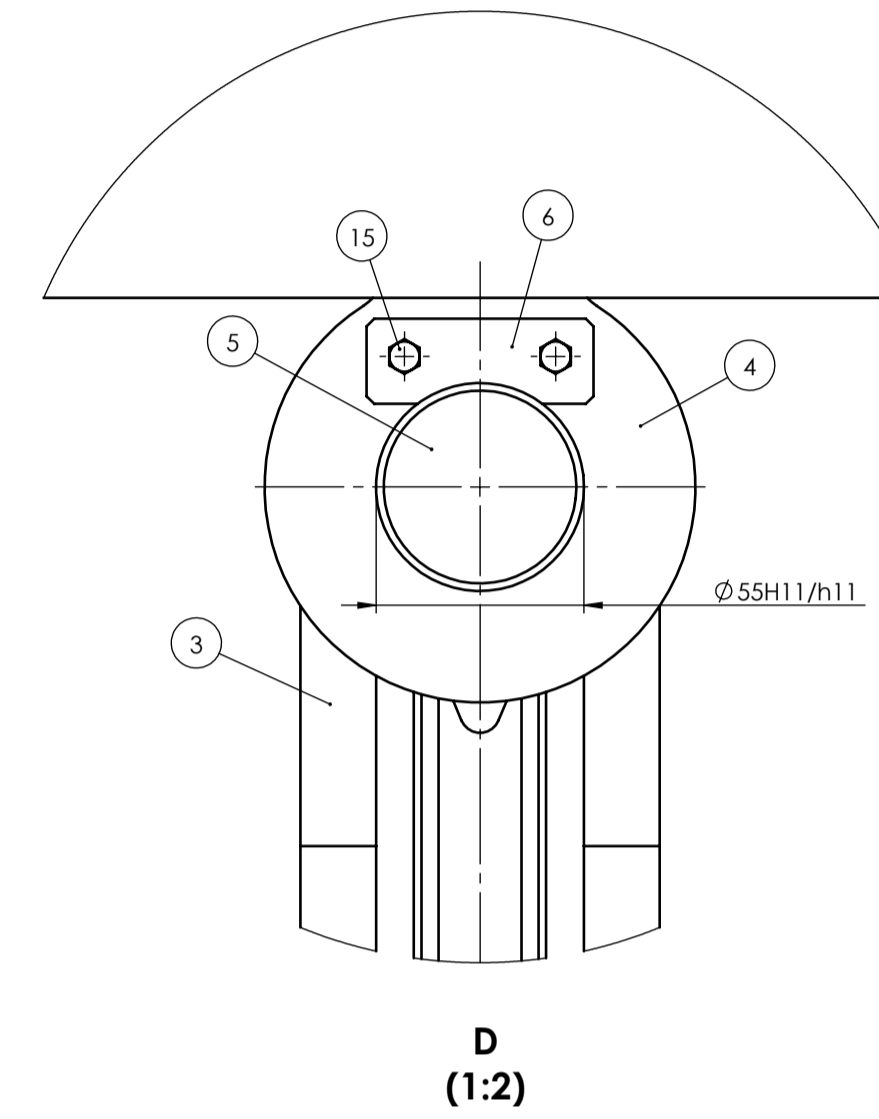
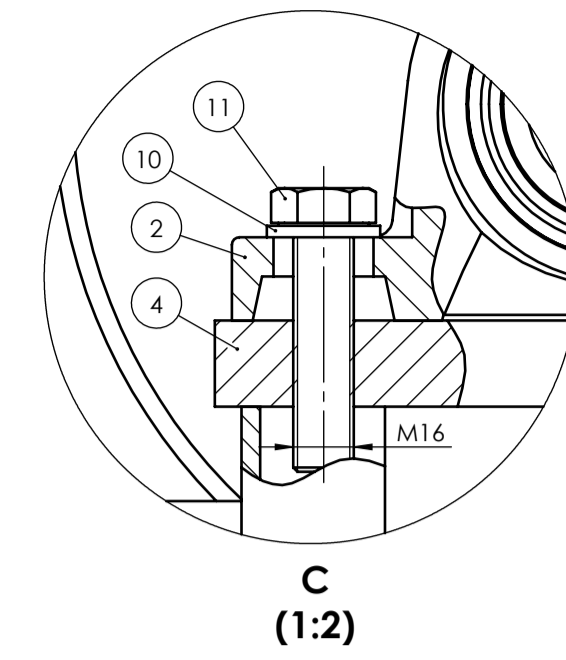
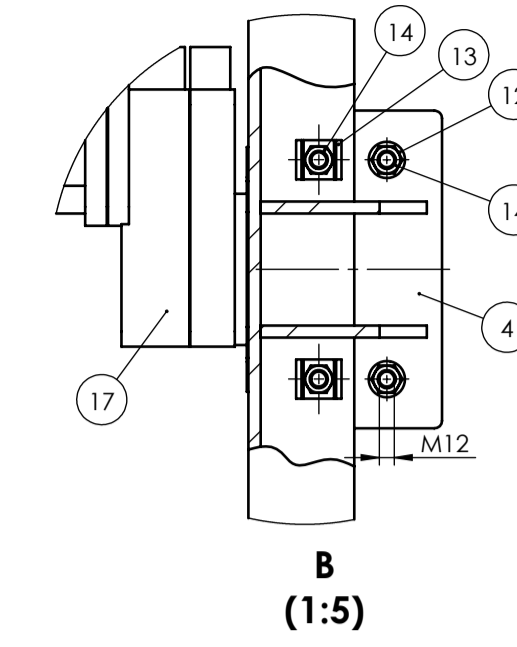
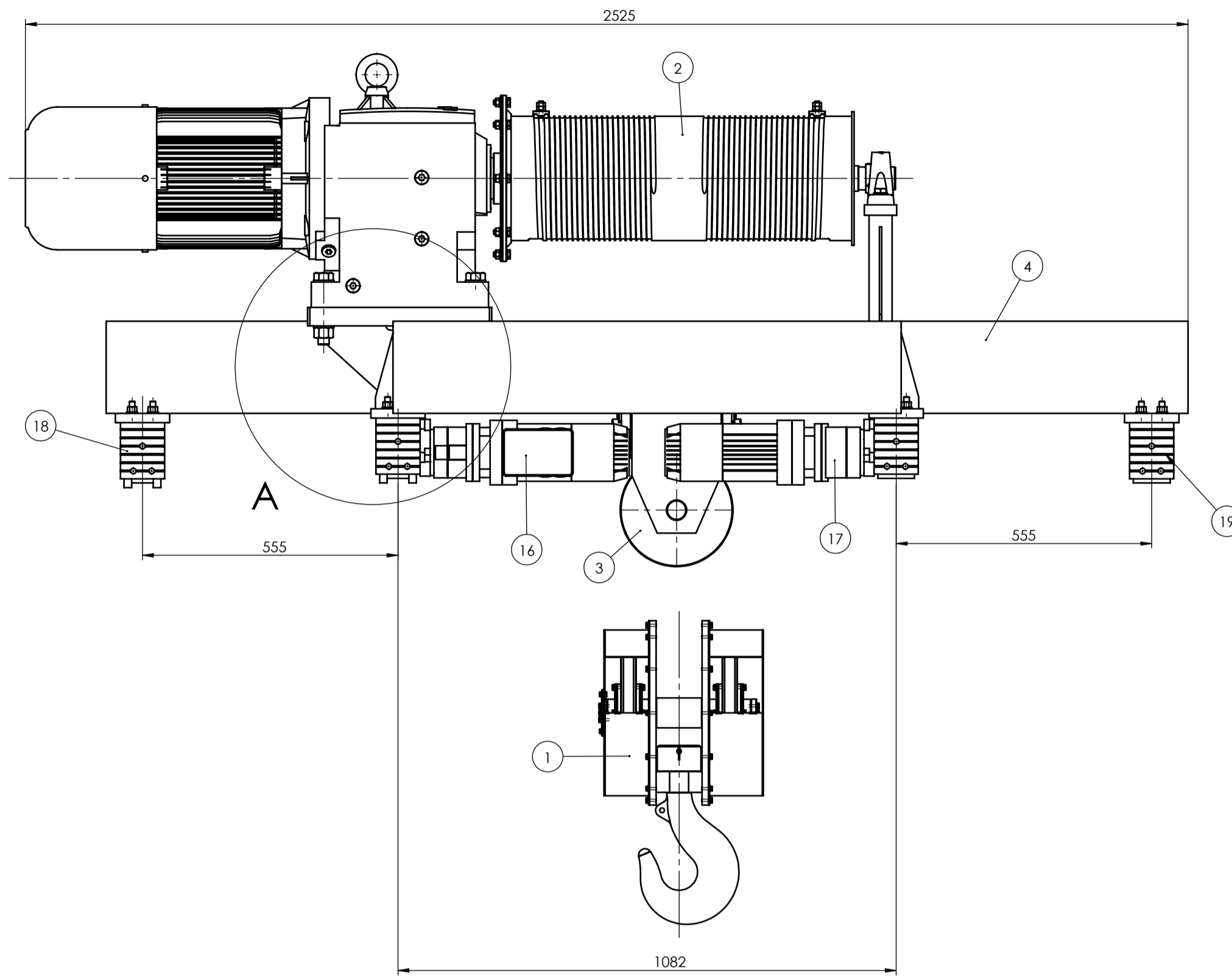
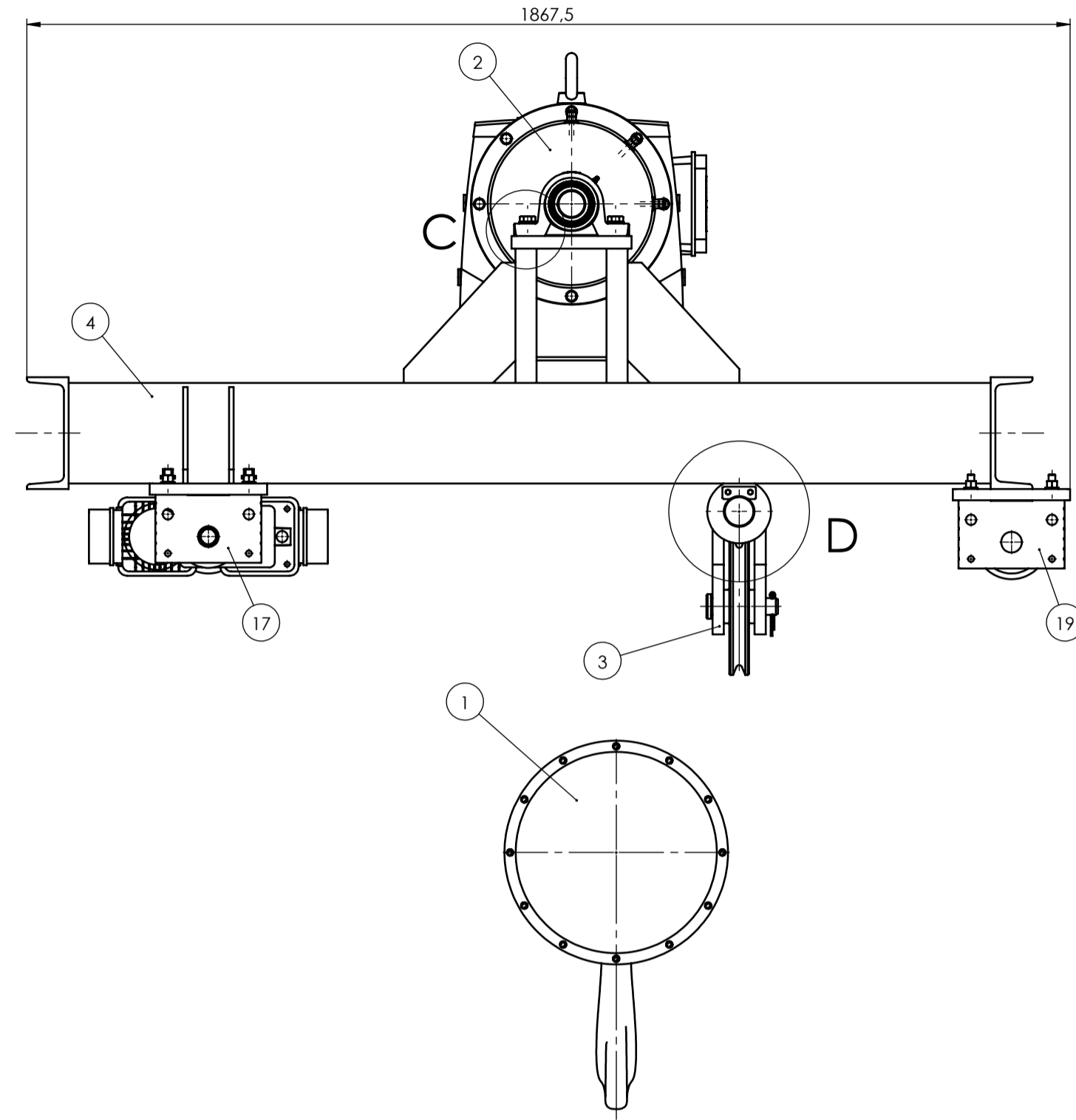
RAL 5009, azure blue

Documentation:

Installation guide
EU document according to the Machinery Directive



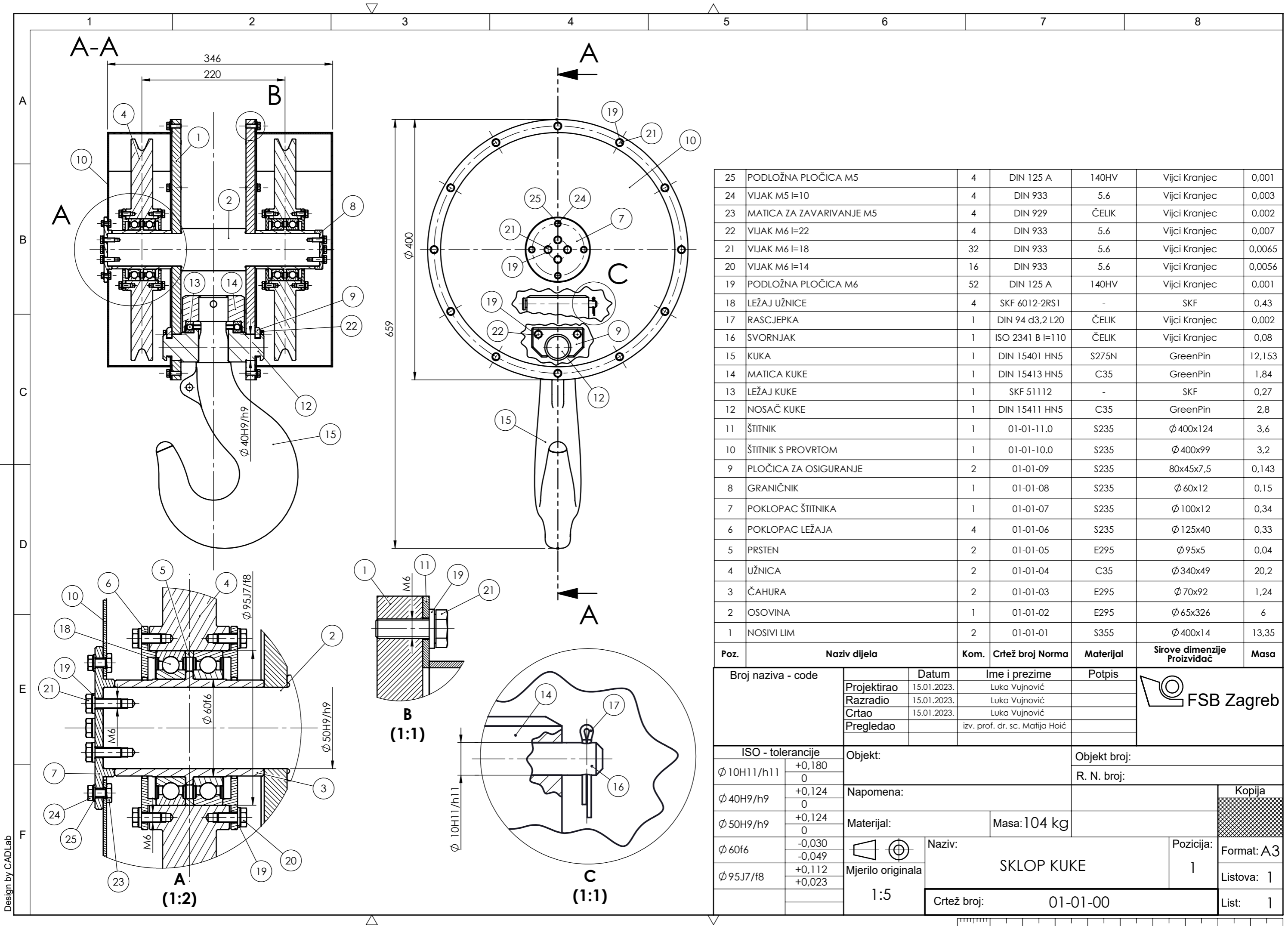
2	MOST GRANIKA	1	02-00-00	-	11910x2497x930	5767	
1	VOZNO VITLO	1	01-00-00	-	1867,5x2525	925	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis		
Projektirao		21.02.2023.	Luka Vujnović				
Razradio		21.02.2023.	Luka Vujnović				
Crtao		21.02.2023.	Luka Vujnović				
Pregledao			Izv. prof. dr. sc. Matija Hočić				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
Napomena:					R. N. broj:		
Materijal:		Masa: 6692 kg			Kopija		
Mjerilo originala		Naziv:			Pozicija:		Format: A1
1:20		MOSNI GRANIK S ČETIRI GLAVNA NOSAČA			Listova: 1		
Crtež broj:		00-00-00			List: 1		



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Šifra dimenzije	Proizvođač	Masa
20	UŽE Seal 6x19	1	DIN 3058	1570	-	-	-	13
19	SKLOP KOTAČA BEZ VIJENCA	1	DRS M-112	-	DEMAG	7.4	-	7.4
18	SKLOP KOTAČA S VIJENCEM	1	DRS M-112	-	DEMAG	7.4	-	7.4
17	POGONSKI SKLOP - KOTAČ BEZ VIJENCA	1	SPECIFIKACIJE U DOKUMENTACIJI	-	DEMAG	24.4	-	24.4
16	POGONSKI SKLOP - KOTAČ S VIJENCEM	1	SPECIFIKACIJE U DOKUMENTACIJI	-	DEMAG	24.4	-	24.4
15	VIJAK M5 L20	4	DIN 933	5.6	Vijci Kranjec	0.004	-	0.004
14	MATICA M12	16	DIN 934	8	Vijci Kranjec	0.018	-	0.018
13	PODLOŽNA PLOČICA ZA U PROFIL M12	4	DIN 6918	C45	Vijci Kranjec	0.017	-	0.017
12	PODLOŽNA PLOČICA M12	12	DIN 125 A	200HV	Vijci Kranjec	0.006	-	0.006
11	VIJAK M16 L65	2	DIN 933	5.6	Vijci Kranjec	0.14	-	0.14
10	PODLOŽNA PLOČICA M16	2	DIN 125 A	200HV	Vijci Kranjec	0.011	-	0.011
9	MATICA M24	4	DIN 934	8	Vijci Kranjec	0.13	-	0.13
8	VIJAK M24 L140	4	DIN 931	8.8	Vijci Kranjec	0.6	-	0.6
7	PODLOŽNA PLOČICA M24	8	DIN 125 A	200HV	Vijci Kranjec	0.032	-	0.032
6	PLOČICA IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	2	01-06-00	S235	60x22.5x5	0.05	-	0.05
5	ŠIPKA IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	1	01-05-00	E295	Ø55x280	5.2	-	5.2
4	ZAVARENI OKVIR VITLA	1	01-04-00.0	S235	2350x1867.5x472.8	247	-	247
3	SKLOP IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	1	01-03-00	-	245x128x340	24.3	-	24.3
2	SKLOP BUBNJA S POGONOM I LEŽAJEM	1	01-02-00	-	1890x446x550	384	-	384
1	SKLOP KUKU	1	01-01-00	-	400x346x559	104	-	104

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	18.02.2023.	Luka Vujnović	
Razradio	18.02.2023.	Luka Vujnović	
Crtao	18.02.2023.	Luka Vujnović	
Pregledao		izv. prof. dr. sc. Matija Hoćić	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø55H11/h11	+0.380	R. N. broj:
0		
Napomena:		Kopija
Materijal:	Masa: 925 kg	
Mjerilo originala	Naziv:	Format: A1
1:10	VOZNO VITLO	1
Crtež broj:	01-00-00	Listova: 1
		List: 1



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Proizivač	Masa
25	PODLOŽNA PLOČICA M5	4		DIN 125 A	140HV		Vijci Kranjec	0,001
24	VIJAK M5 l=10	4		DIN 933	5.6		Vijci Kranjec	0,003
23	MATICA ZA ZAVARIVANJE M5	4		DIN 929	ČELIK		Vijci Kranjec	0,002
22	VIJAK M6 l=22	4		DIN 933	5.6		Vijci Kranjec	0,007
21	VIJAK M6 l=18	32		DIN 933	5.6		Vijci Kranjec	0,0065
20	VIJAK M6 l=14	16		DIN 933	5.6		Vijci Kranjec	0,0056
19	PODLOŽNA PLOČICA M6	52		DIN 125 A	140HV		Vijci Kranjec	0,001
18	LEŽAJ UŽNICE	4		SKF 6012-2RS1	-		SKF	0,43
17	RASCJEPKA	1		DIN 94 d3,2 L20	ČELIK		Vijci Kranjec	0,002
16	SVORNJAK	1		ISO 2341 B l=110	ČELIK		Vijci Kranjec	0,08
15	KUKA	1		DIN 15401 HN5	S275N		GreenPin	12,153
14	MATICA KUKE	1		DIN 15413 HN5	C35		GreenPin	1,84
13	LEŽAJ KUKE	1		SKF 51112	-		SKF	0,27
12	NOSAČ KUKE	1		DIN 15411 HN5	C35		GreenPin	2,8
11	ŠTITNIK	1		01-01-11.0	S235		Ø 400x124	3,6
10	ŠTITNIK S PROVRTOM	1		01-01-10.0	S235		Ø 400x99	3,2
9	PLOČICA ZA OSIGURANJE	2		01-01-09	S235		80x45x7,5	0,143
8	GRANIČNIK	1		01-01-08	S235		Ø 60x12	0,15
7	POKLOPAC ŠTITNIKA	1		01-01-07	S235		Ø 100x12	0,34
6	POKLOPAC LEŽAJA	4		01-01-06	S235		Ø 125x40	0,33
5	PRSTEN	2		01-01-05	E295		Ø 95x5	0,04
4	UŽNICA	2		01-01-04	C35		Ø 340x49	20,2
3	ČAHURA	2		01-01-03	E295		Ø 70x92	1,24
2	OSOVINA	1		01-01-02	E295		Ø 65x326	6
1	NOSIVI LIM	2		01-01-01	S355		Ø 400x14	13,35

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	15.01.2023.	Luka Vujnović	
Razradio	15.01.2023.	Luka Vujnović	
Crtao	15.01.2023.	Luka Vujnović	
Pregledao		izv. prof. dr. sc. Matija Hoić	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø 10H11/h11		
Ø 40H9/h9		
Ø 50H9/h9		
Ø 60f6		
Ø 95J7/f8		

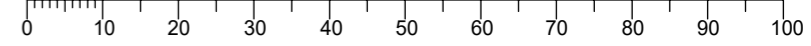
Materijal:	Masa:
	104 kg

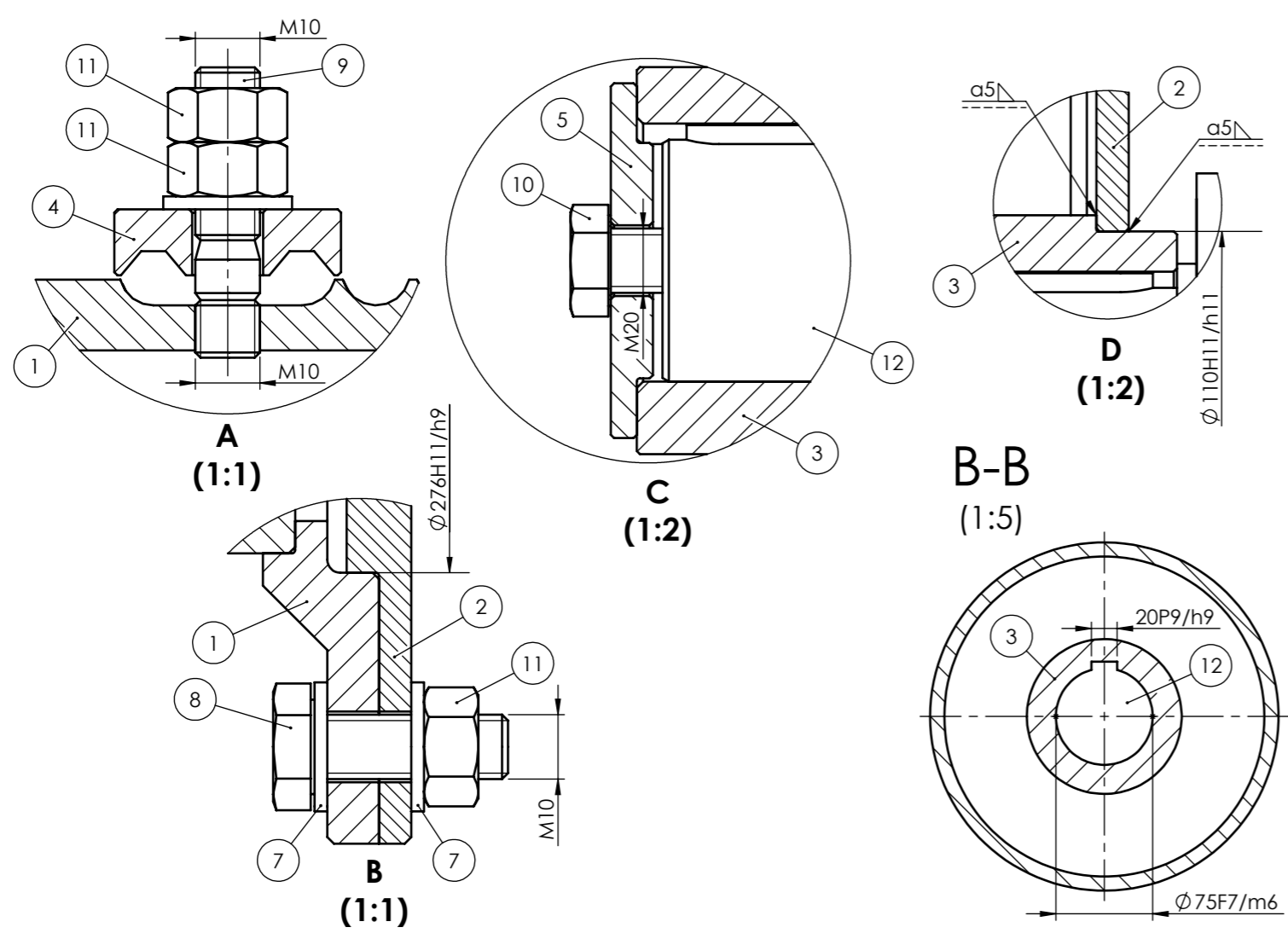
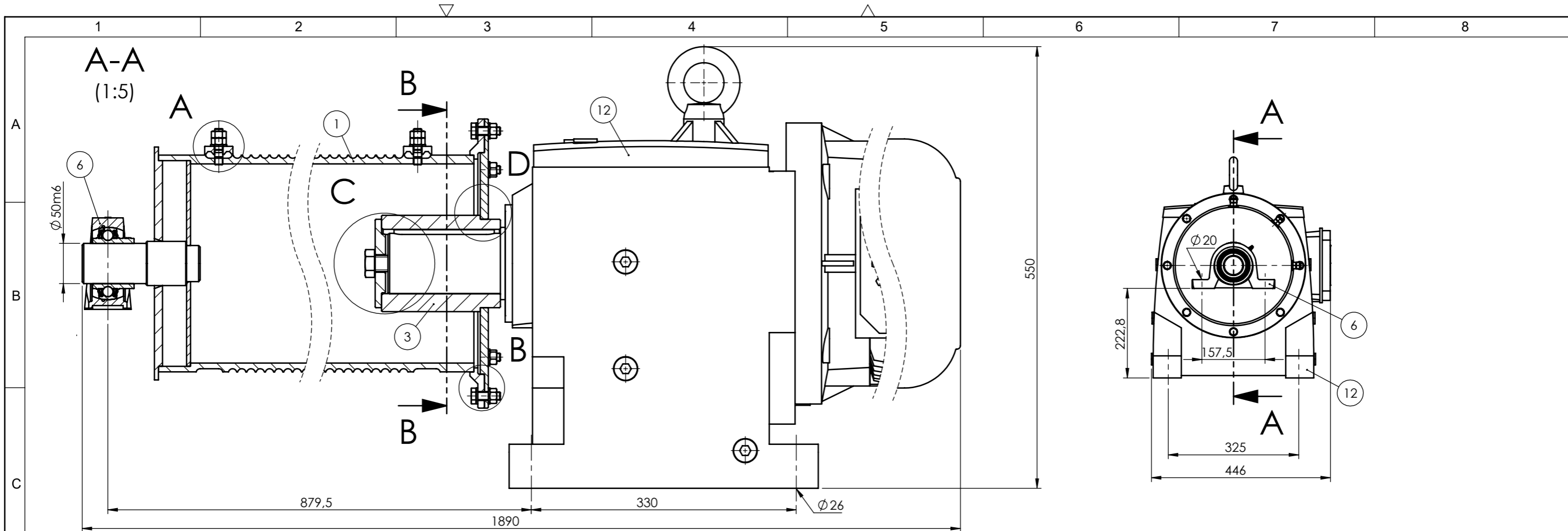
Naziv:	Posicija:
SKLOP KUKE	1

Crtež broj:	Format:
01-01-00	A3

Crtež broj:	Lista:
01-01-00	1

Design by CADLab





Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizivač	Masa
12	ELEKTROMOTOR S REDUKTOROM	1			karakteristike u dokumentaciji	-	NORD 303
11	MATICA M10	20			DIN 934	8	Vijci Kranjec 0,01
10	VIJAK M20 L=50	1			DIN 933	8.8	Vijci Kranjec 0,2
9	UTIČNI VIJAK M10 L=35	6			DIN 938	8.8	Vijci Kranjec 0,026
8	VIJAK M10 L=30	8			DIN 933	8.8	Vijci Kranjec 0,03
7	PODLOŽNA PLOČICA M6	22			DIN 125 A	140HV	Vijci Kranjec 0,004
6	LEŽAJ BUBNJA	1			SKF SYJ 50 TF	-	SKF 2,8
5	STEZNA PLOČA	1			01-02-05	S235	Ø 110x13 0,71
4	PLOČICA ZA PRIHVAT UŽETA	6			01-02-04	S235	38x25x11 0,058
3	GLAVINA	1			01-02-03	S355	Ø 120x148 7,47
2	ČELNA PLOČA BUBNJA	1			01-02-02	S235	Ø 360x10 5,53
1	ZAVARENI SKLOP BUBNJA I OSOVINE	1			01-02-01.0	-	Ø 360x853 54

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	17.01.2023.	Luka Vujnović	
Razradio	17.01.2023.	Luka Vujnović	
Crtao	17.01.2023.	Luka Vujnović	
Pregledao		izv. prof. dr. sc. Matija Hoić	

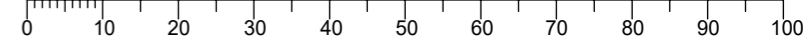
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
20P9/h9		
Ø 50m6		
Ø 75F7/m6		
Ø 110H11/h11		
Ø 276H11/h9		

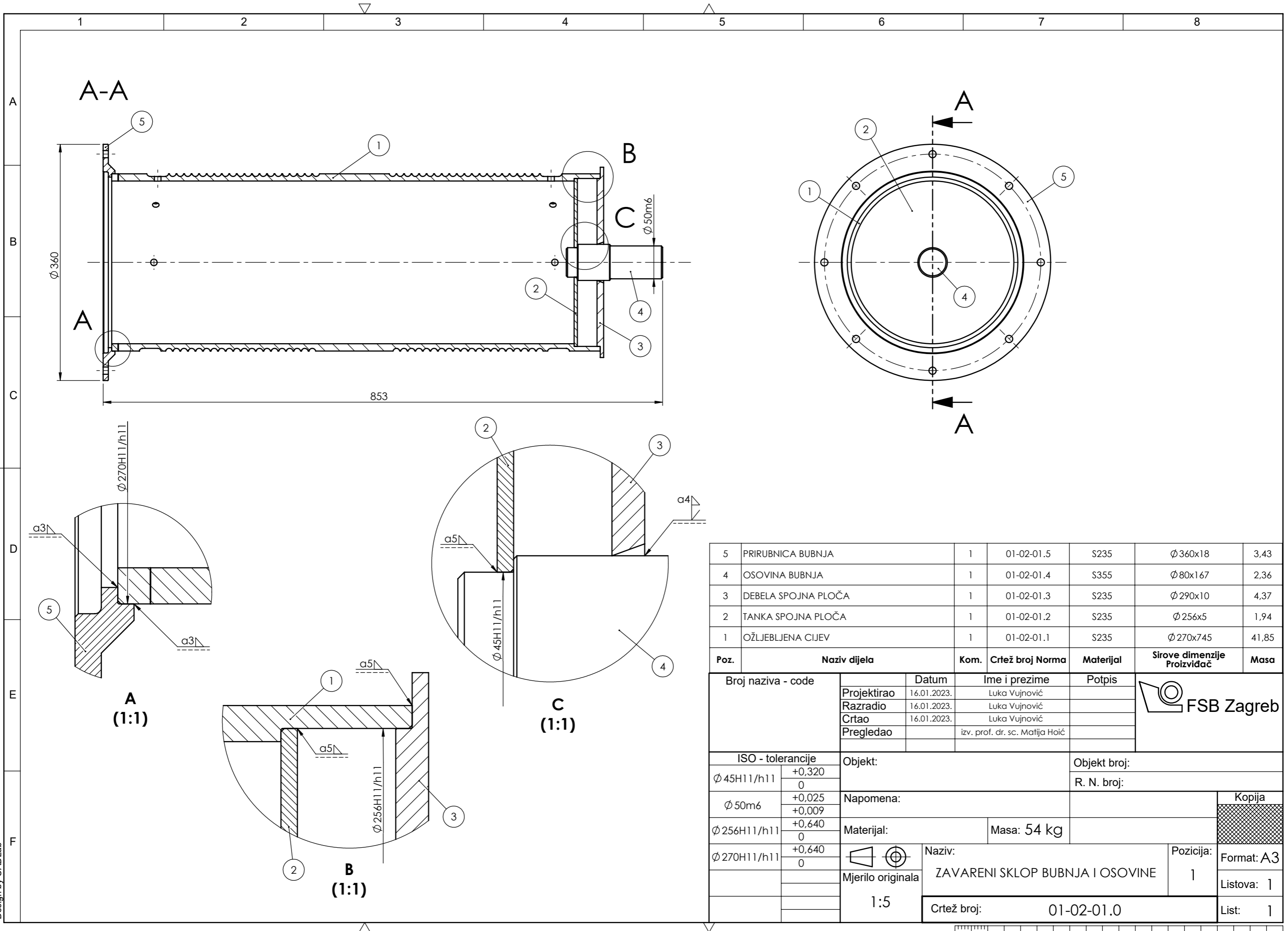
Napomena:	Materijal:	Masa:
		384 kg

Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:
1:10	SKLOP BUBNJA S POGONOM I LEŽAJEM	2

Crtež broj:	Format:	Listova:	List:
01-02-00	A3	1	1

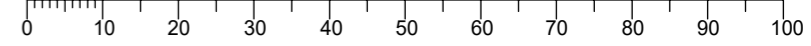
Design by CADLab



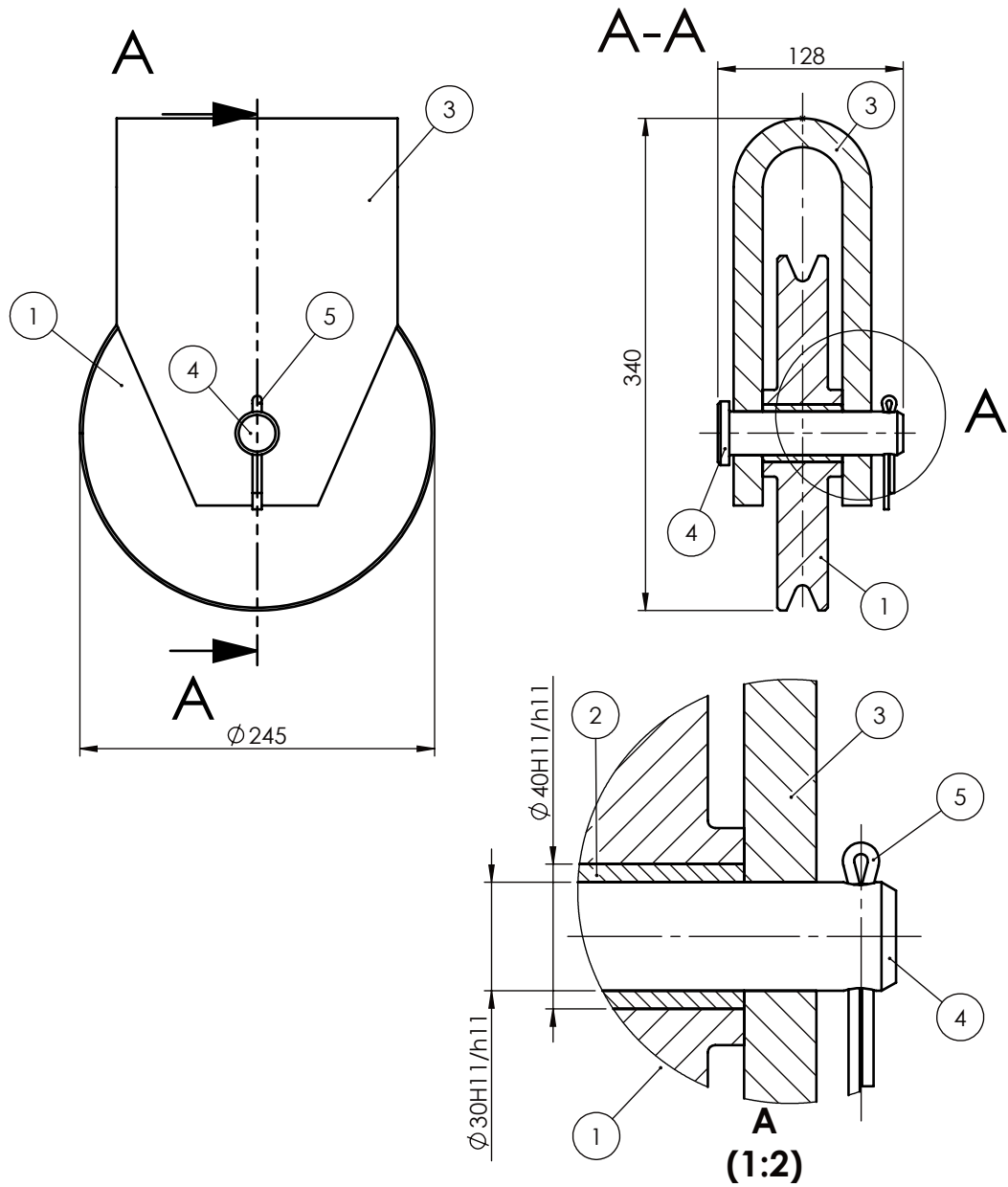


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizviđač	Masa
5	PRIRUBNICA BUBNJA	1	01-02-01.5		S235	Ø 360x18	3,43
4	OSOVINA BUBNJA	1	01-02-01.4		S355	Ø 80x167	2,36
3	DEBELA SPOJNA PLOČA	1	01-02-01.3		S235	Ø 290x10	4,37
2	TANKA SPOJNA PLOČA	1	01-02-01.2		S235	Ø 256x5	1,94
1	OŽLJEBLJENA CIJEV	1	01-02-01.1		S235	Ø 270x745	41,85

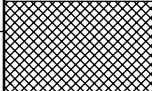
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao		16.01.2023.	Luka Vujnović		
Razradio		16.01.2023.	Luka Vujnović		
Crtao		16.01.2023.	Luka Vujnović		
Pregledao			izv. prof. dr. sc. Matija Hoić		
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:		
Ø 45H11/h11	+0,320 0	Napomena:	R. N. broj:		
Ø 50m6	+0,025 +0,009	Materijal:	Masa: 54 kg	Kopija	
Ø 256H11/h11	+0,640 0	Mjerilo originala	Naziv:	1	Format: A3
Ø 270H11/h11	+0,640 0	1:5	ZAVARENI SKLOP BUBNJA I OSOVINE	1	Listova: 1
		Crtež broj:	01-02-01.0	List: 1	

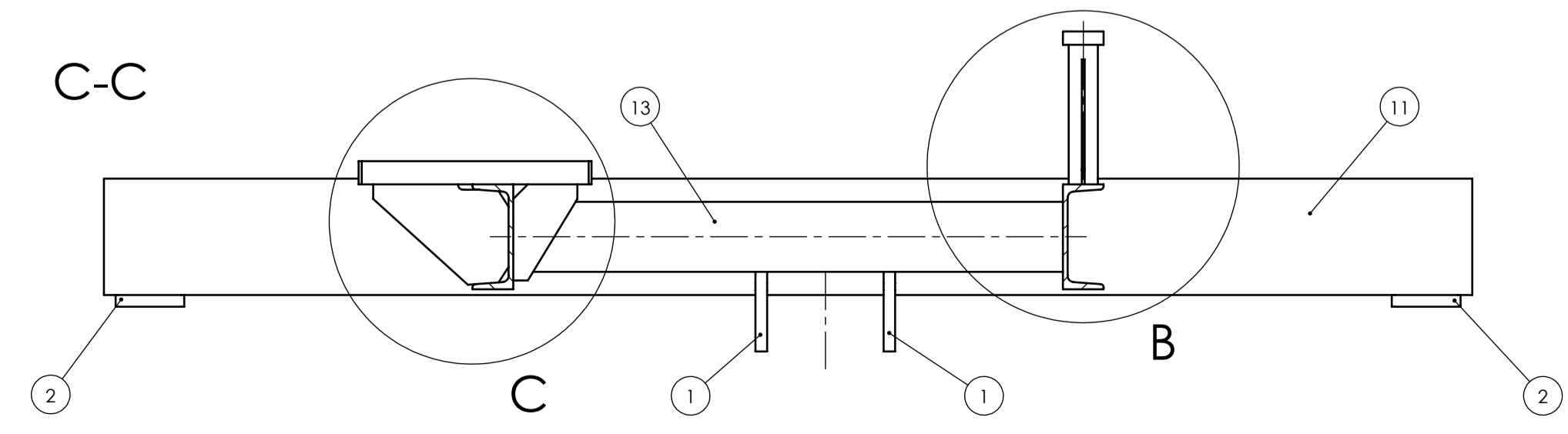
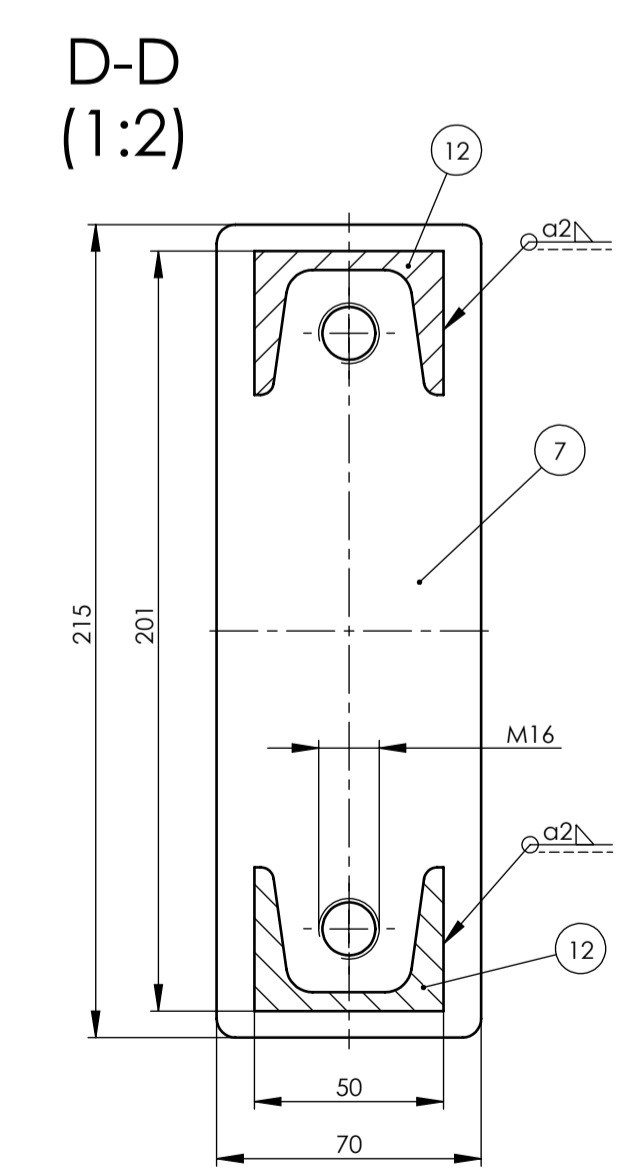
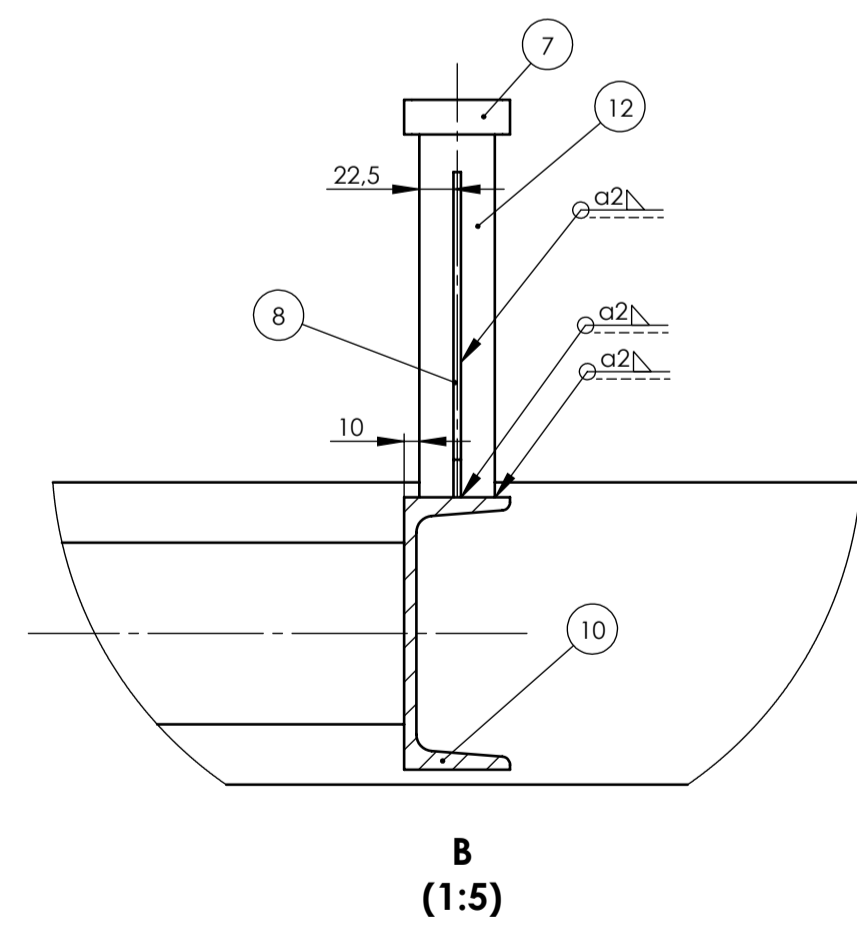
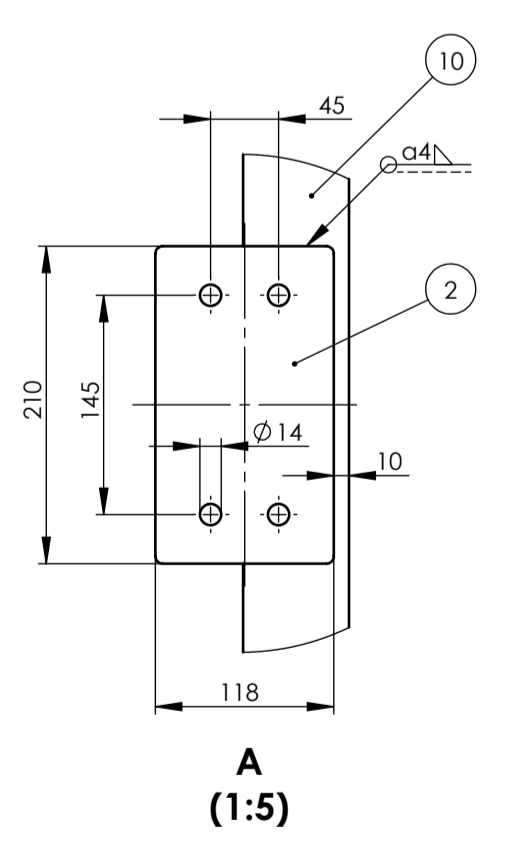
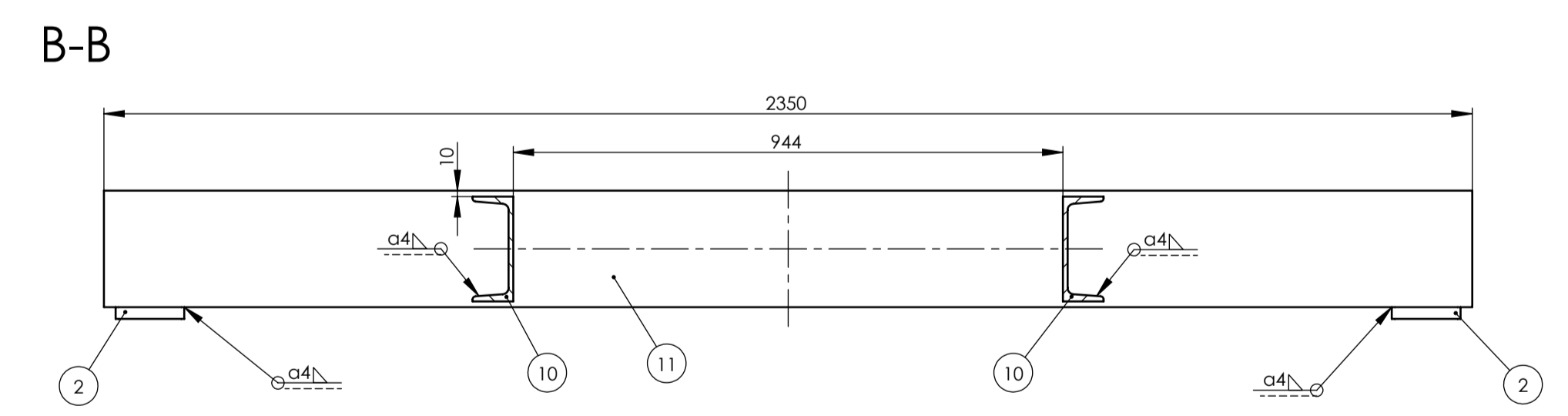
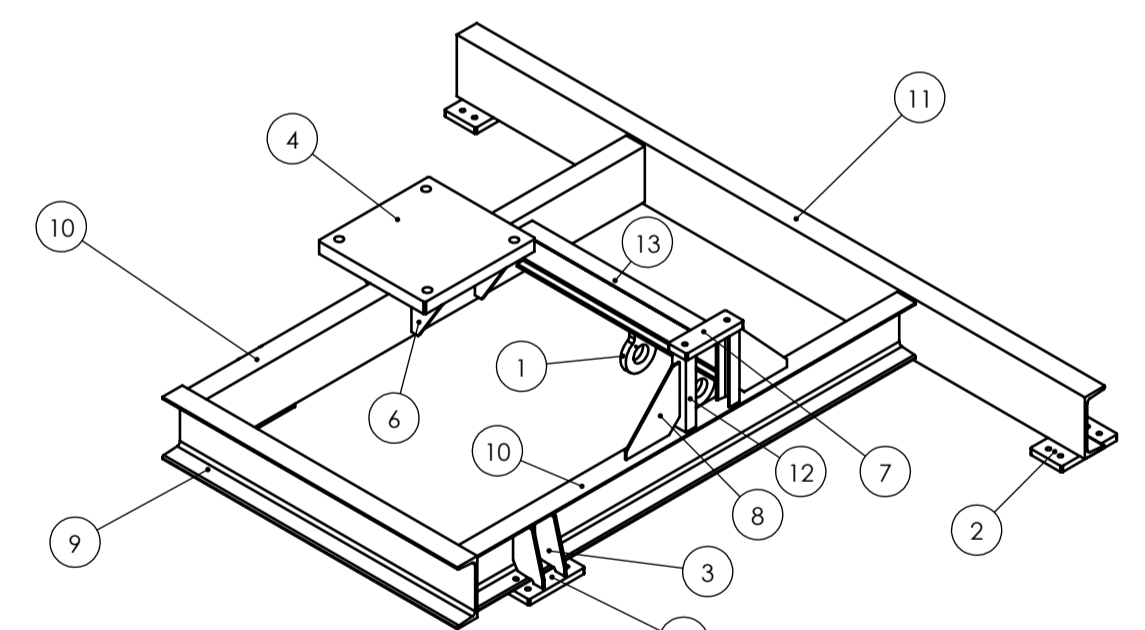
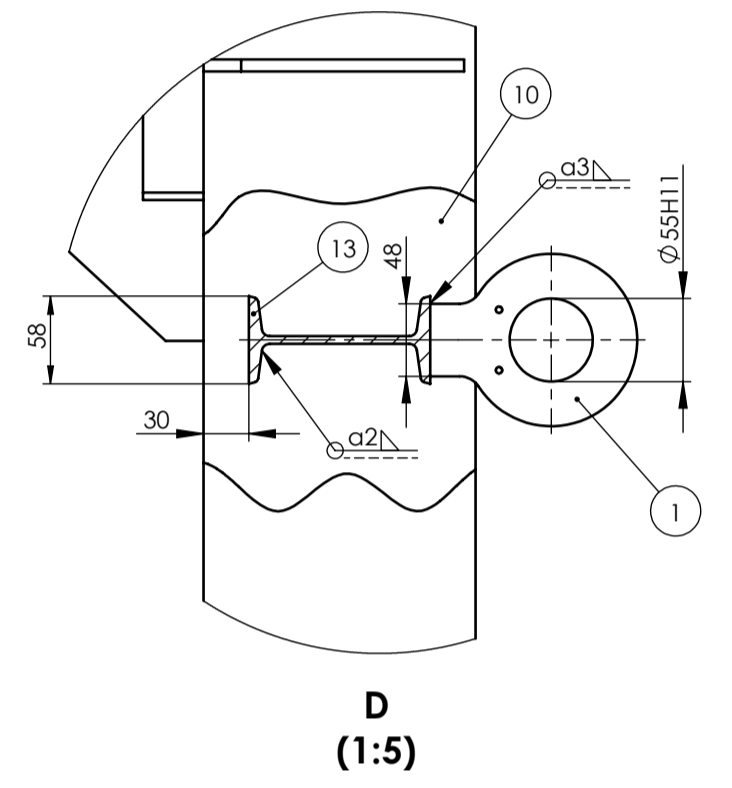
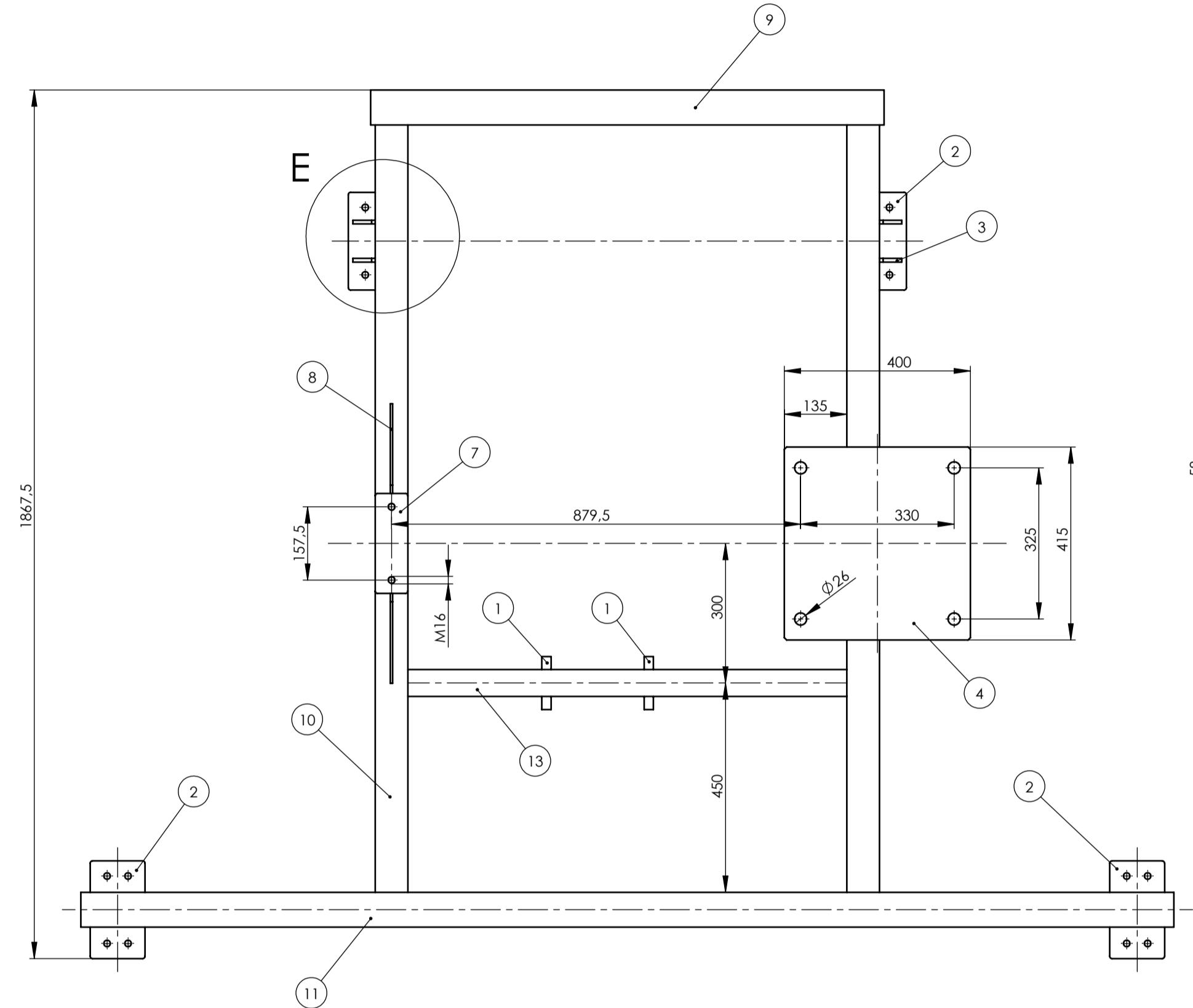
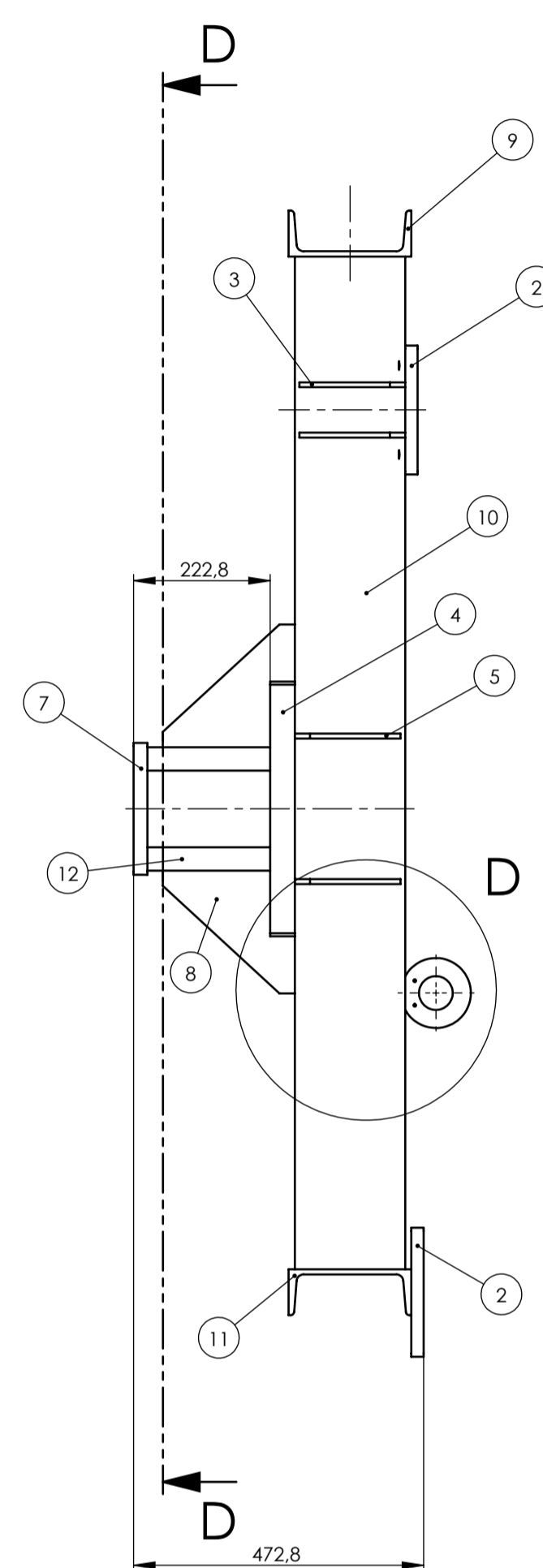
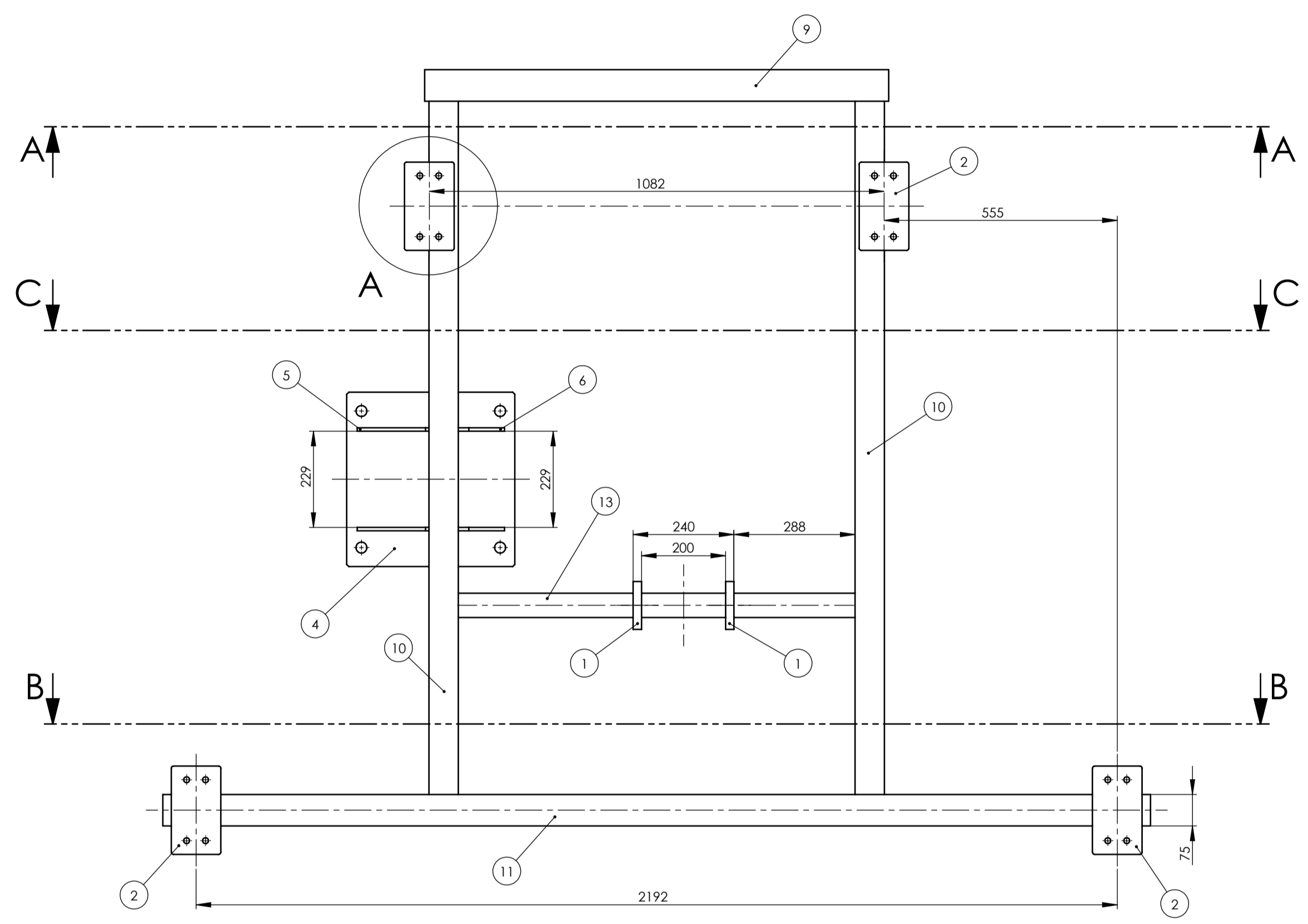
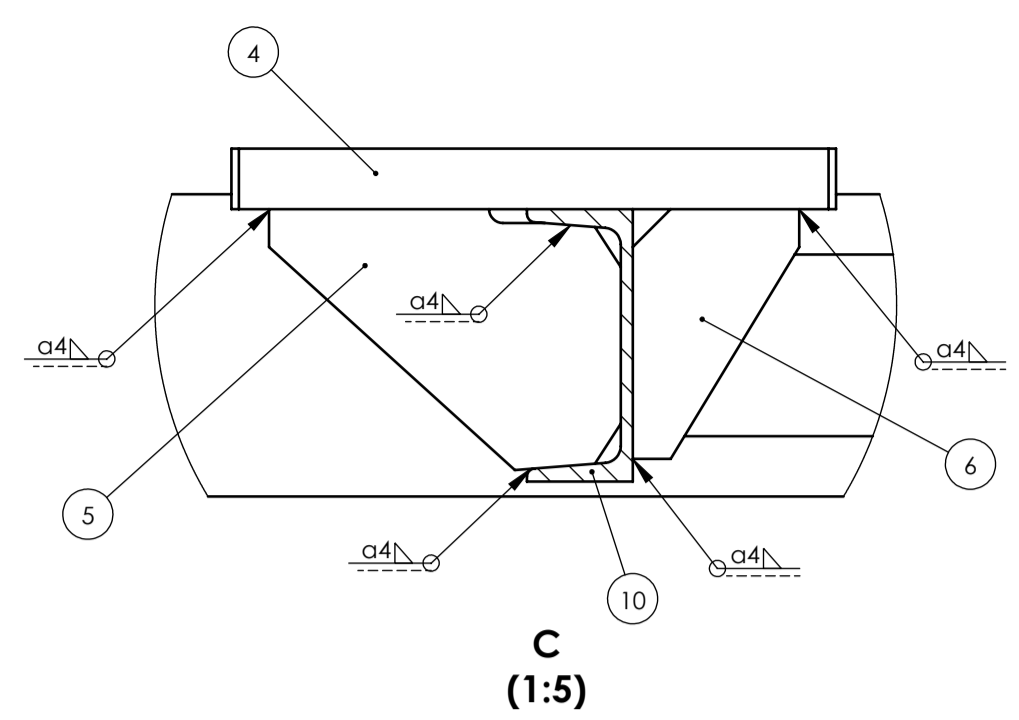
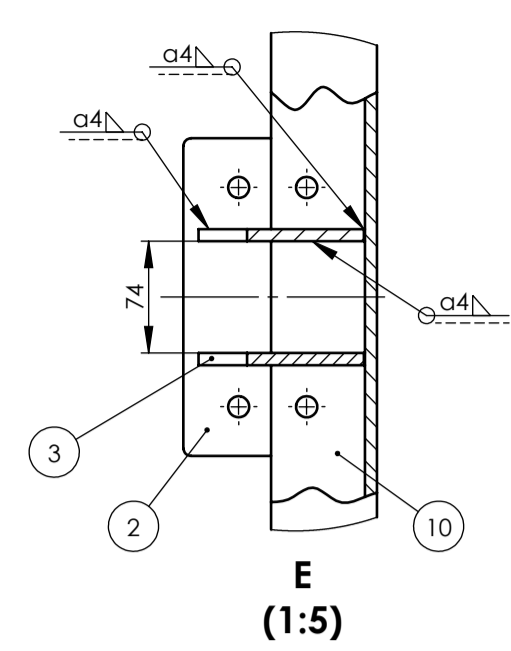
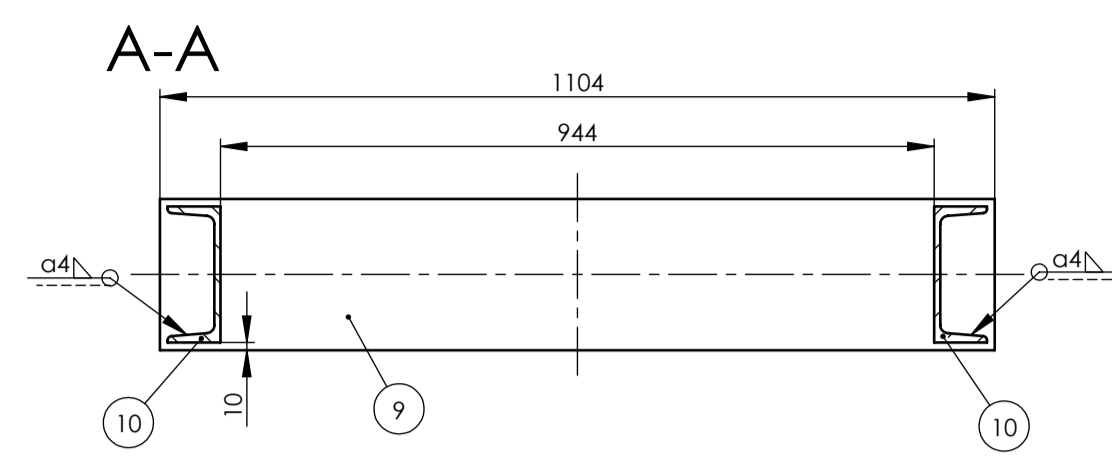


Design by CADLab



5	RASCJEPKA	1	DIN 94 d8 L56	ČELIK	Vijci Kranjec	0,036
4	SVORNJAK IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	1	ISO 2341 b d30 L120	ČELIK	Vijci Kranjec	0,74
3	LIM IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	1	01-03-03	S235	60x268x194	14,5
2	BRONČANA ČAHURA	1	01-03-02	CuSn8	Ø40x55	0,26
1	IZRAVNAVAJUĆA UŽNICA	1	01-03-01	C35	Ø245x55	11,34
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizviđač	Masa

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		19.01.2023.	Luka Vujnović			
Razradio		19.01.2023.	Luka Vujnović			
Crtao		19.01.2023.	Luka Vujnović			
Pregledao			izv. prof. dr. sc. Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø30H11/h11	+0,260 0			R. N. broj:		
Ø40H11/h11	+0,320 0	Napomena:				
		Materijal:		Masa: 24,3 kg		
				Naziv:		Pozicija:
		Mjerilo originala		SKLOP IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE		3
		1:5		Crtež broj: 01-03-00		Format: A4
						Listova: 1
						List: 1

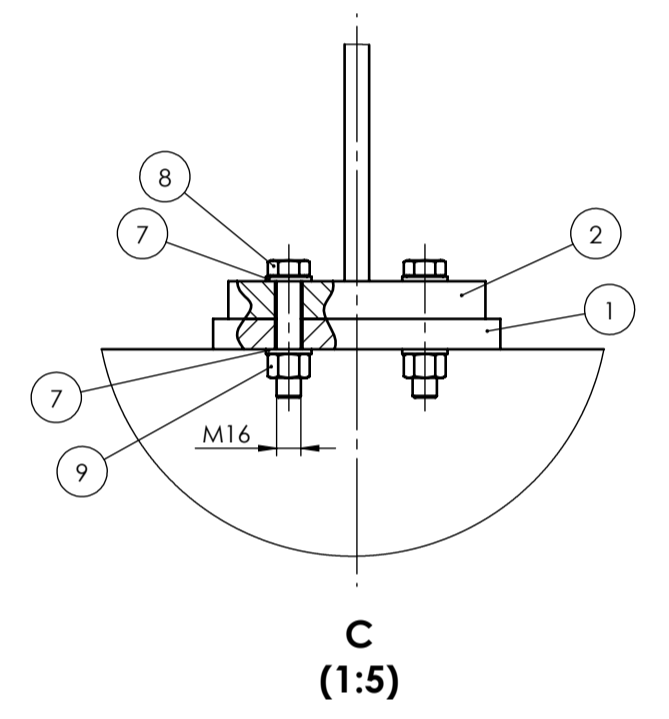
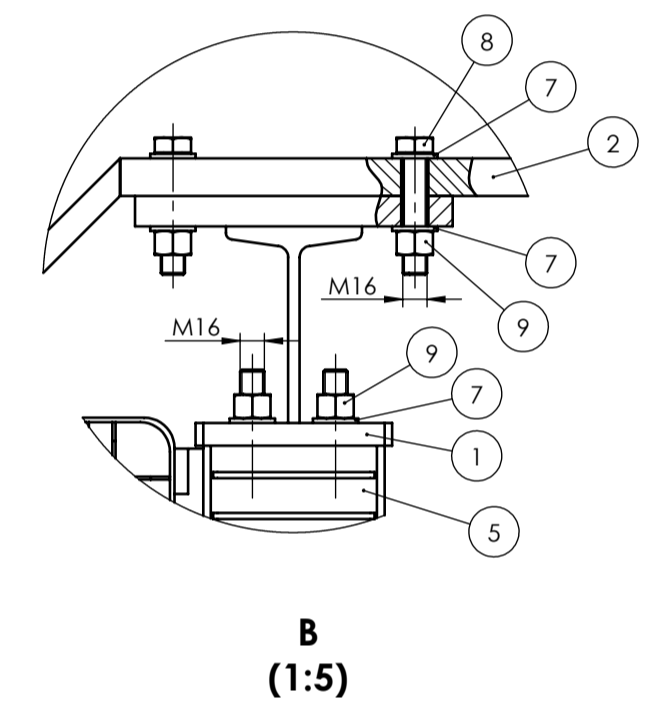
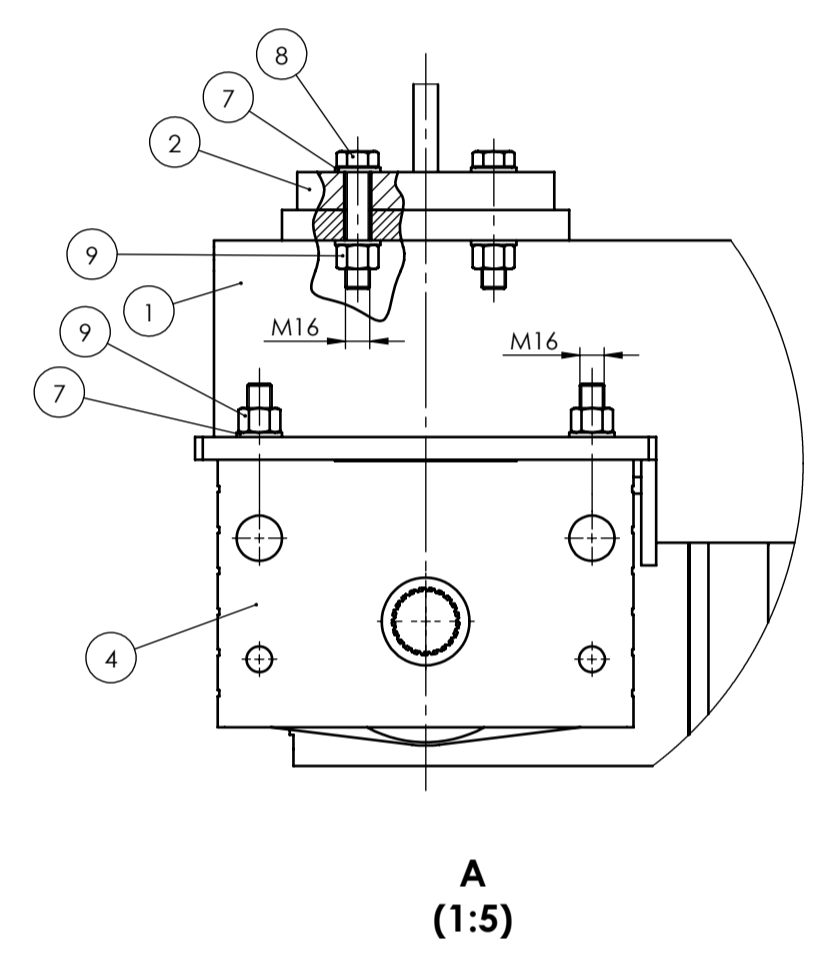
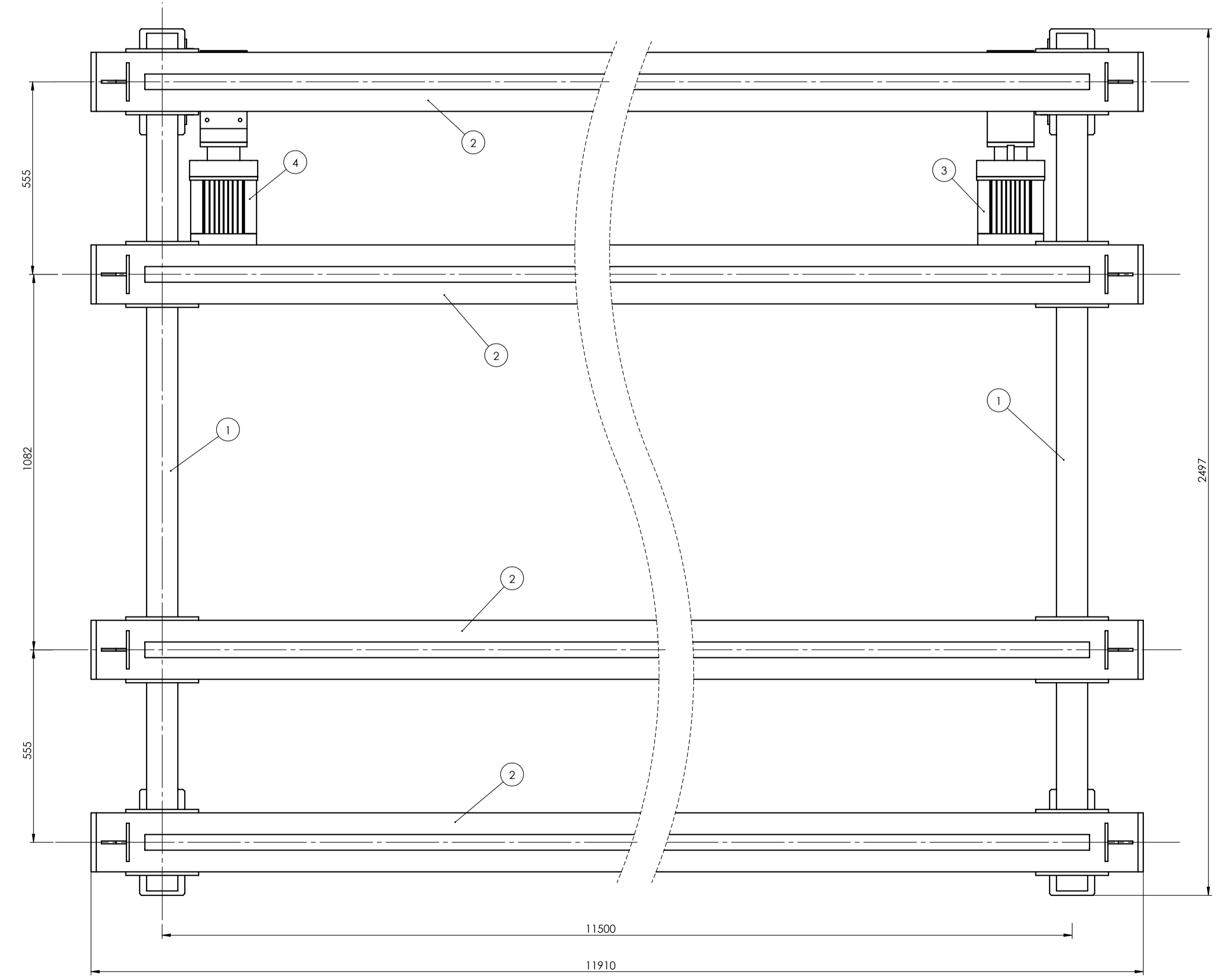
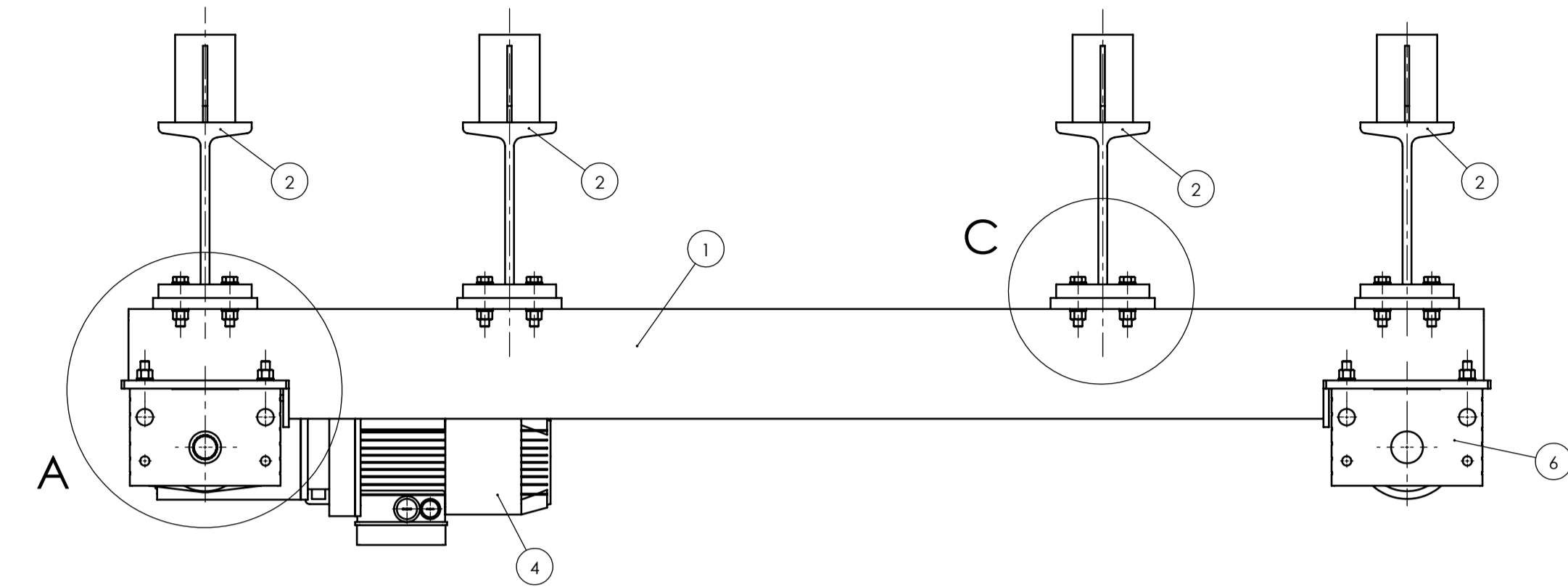
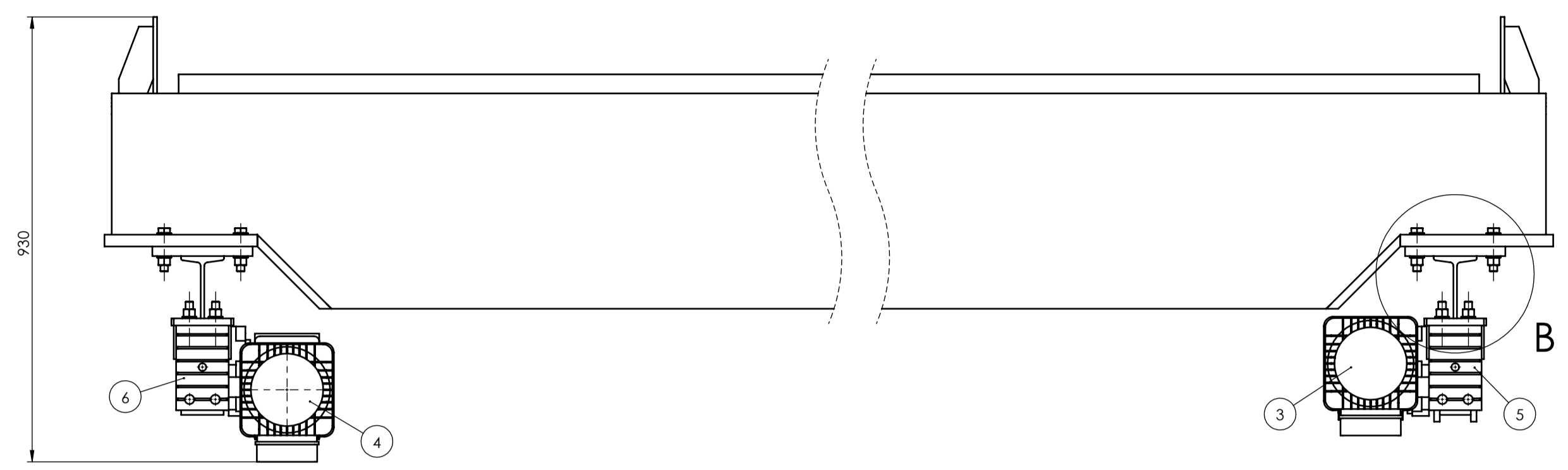


Napomena: Sve provrte izraditi nakon zavarivanja i obrade.

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Proizvođač	Masa
13	NOSAČ IPN120x944	1	DIN 1025	S235	STROJOPROMET			10,5
12	STUP LEŽAJA UPN50x240	2	DIN 1026	S235	STROJOPROMET			1,34
11	NOSAČ UPN200x2350	1	DIN 1026	S235	STROJOPROMET			51,7
10	NOSAČ IPN180x1450	2	DIN 1026	S235	STROJOPROMET			36,3
9	NOSAČ UPN200x1104	1	DIN 1026	S235	STROJOPROMET			27,9
8	REBRO STUPA LEŽAJA	2	01-04-00.8	S235		200x215x5		1
7	PLOČA LEŽAJA	1	01-04-00.7	S235		215x70x22.8		2,6
6	UNUTARNJE REBRO PLOČE REDUKTORA	2	01-04-00.6	S235		110x165x8		0,74
5	VANJSKO REBRO PLOČE REDUKTORA	2	01-04-00.5	S235		232,5x172,5x22,8		1,66
4	PLOČA REDUKTORA	1	01-04-00.4	S235		415x400x40		51
3	REBRO PLOČE KOTAČA	4	01-04-00.3	S235		110x164x8		0,9
2	PLOČA KOTAČA	4	01-04-00.2	S235		210x118x20		3,76
1	UŠICA IZRAVNAVAJUĆE UŽNICE	2	01-04-00.1	S235		114x137x20		1,4

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	10.02.2023.	Luka Vujićević	
Razradio	10.02.2023.	Luka Vujićević	
Crtao	10.02.2023.	Luka Vujićević	
Pregledao		iv. prof. dr. sc. Matija Hoćić	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø 5H11		R. N. broj:
	Napomena:	
	Materijal:	Masa: 247 kg
	Mjerilo originala	Naziv: ZAVARENI OKVIR VITLA
	1:10	4
	Crtež broj: 01-04-00.0	Format: A1
		Lista: 1
		Lista: 1



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
9	MATICA M16	48	DIN 934	8	Vijci Kranjec	0,042	
8	VIJAK M16 L80	32	DIN 931	8,8	Vijci Kranjec	0,167	
7	PODLOŽNA PLOČICA M16	80	DIN 125 A	HV200	Vijci Kranjec	0,011	
6	SKLOP KOTAČA BEZ VIJENCA	1	DRS M-160	-	DEMAG	18,3	
5	SKLOP KOTAČA S VIJENCEM	1	DRS M-160	-	DEMAG	18,3	
4	POGONSKI SKLOP - KOTAČ BEZ VIJENCA	1	SPECIFIKACIJE U DOKUMENTACIJI	-	DEMAG	64,3	
3	POGONSKI SKLOP - KOTAČ S VIJENCEM	1	SPECIFIKACIJE U DOKUMENTACIJI	-	DEMAG	64,3	
2	GLAVNI NOSAČ	4	02-02-00.0	-	610x170x11880	1366	
1	BOČNI NOSAČ	2	02-01-00.0	S235	200x90x2472	64,77	

Projekat		Datum		Ime i prezime		Potpis	
Projektirao	20.02.2023.	Luka Vujanović					
Razradio	20.02.2023.	Luka Vujanović					
Crtao	20.02.2023.	Luka Vujanović					
Pregledao		iv. prof. dr. sc. Matilja Hoč					

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
Napomena:		Kopija
Materijal:	Masa: 5767 kg	
Mjerilo originala	Naziv:	Format: A1
1:10	MOST GRANIK	2
	Crtež broj:	Listova: 1
	02-00-00	List: 1

