

# Teleskopski dohvatznik

---

**Strahija, Antonio**

**Master's thesis / Diplomski 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://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:161056>

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

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

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

**Antonio Strahija**

Zagreb, 2023.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Dr. sc. Matija Hoić, mag. ing.

Student:

Antonio Strahija

Zagreb, 2023.

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

*Zahvaljujem se svom mentoru prof. dr. sc. Matiji Hoiću na usmjeravanju, korisnim savjetima i stručnoj pomoći prilikom izrade ovog rada.*

*Posebno se zahvaljujem svojim roditeljima, Tomici i Nevenki te bratu Karlu koji su mi bili konstantna podrška tijekom cjelokupnog studiranja.*

Antonio Strahija



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite



Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

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

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

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Antonio Strahija**

JMBAG: 0035214957

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Teleskopski dohvativnik**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Telescopic crane**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati teleskopski dohvativnik s pripadajućim mehanizmima za promjenu nagiba i zakretanje. Dohvatnik prihvata teret preko standardne kuke zavješene na kraju zadnje sekcije teleskopa. Nije predviđen zaseban mehanizam za podizanje kuke užetom. Oslonac dohvativnika oblikovati u formi kružnog prstena s provrtima za vijčanu vezu.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- |  |  |
|--|--|
| 1) najveći teret (najveći dohv, horizontalni položaj): | $Q = 1 \text{ t}$                        |
| 2) najveći dohvavati:                                  | $L_{\max} = 12 \text{ m}$                |
| 3) najmanji dohvavati:                                 | $L_{\min} = 5 \text{ m}$                 |
| 4) brzina izvlačenja:                                  | $v_{\text{iz}} = 10 \text{ m/min}$       |
| 5) brzina promjena nagiba:                             | $\omega_{\text{nag}} = 45 \text{ °/min}$ |
| 6) brzina rotacije oko vertikalne osi:                 | $\omega_{\text{rot}} = 90 \text{ °/min}$ |
| 7) pogon:  | hidraulički ili elektromehanički.        |

Rad treba sadržavati:

- 1) uvodni pregled teleskopskih dohvativnika
- 2) opis razmatranih koncepcija rješenja te obrazloženje odabira rješenja
- 3) proračun mehanizma za dizanje, promjenu dohvata i rotacije
- 4) proračun nosive konstrukcije
- 5) sklopni crtež dohvativnika s potrebnim presjecima i detaljima
- 6) radioničku dokumentaciju prema dogovoru s mentorom.

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

Zadatak zadan:

4. svibnja 2023.

Datum predaje rada:

6. srpnja 2023.

Predviđeni datumi obrane:

17. – 21. srpnja 2023.

Zadatak zadao:

izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:

prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	XVI
SUMMARY .....	XVII
1. UVOD.....	1
1.1. Općenito o prenosilima i dizalima [4].....	2
2. ANALIZA POSTOJEĆE TEHNIKE NA TRŽIŠTU .....	3
2.1. Analiza proizvoda .....	3
2.1.1. Liebherr LTC 1050-3.1 TELEMATIK .....	3
2.1.2. Liebherr LTC 1050-3.1 Rope pull technology.....	4
2.1.3. Palfinger PTM 1800.....	6
3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA .....	7
3.1. Koncept A .....	7
3.2. Koncept B .....	8
3.3. Koncept C .....	10
3.4. Koncept D .....	10
3.5. Koncept E.....	11
3.5.1. Vrednovanje koncepata.....	12
4. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA.....	15
4.1. Mehanizam za prihvati i dizanje tereta .....	15
4.1.1. Izbor užetnog sistema dohvavnika .....	15
4.1.2. Dimenzioniranje i odabir čeličnog užeta .....	16
4.1.3. Dimenzioniranje i odabir kuke.....	18
4.1.4. Odabir normiranih nosaća i matice kuke .....	20
4.1.5. Provjera čvrstoće nosaća kuke .....	22
4.1.6. Provjera površinskog pritiska između nosivih limova i nosaća kuke .....	23
4.1.7. Provjera čvrstoće matice kuke .....	23
4.1.8. Provjera nosivosti aksijalnog ležaja nosaća kuke .....	23
4.1.9. Dimenzioniranje i odabir užnice .....	24
4.1.9.1. Dimenzije profila žlijeba užnice .....	26
4.1.10. Dimenzioniranje bubenja.....	28
4.1.10.1. Osnovne dimenzije bubenja.....	28
4.1.10.2. Proračun stijenke bubenja.....	31
4.1.10.3. Debljina čelne ploče bubenja.....	32
4.1.10.4. Vijčana veza čelne ploče i bubenja.....	33
4.1.10.5. Kontrola vijčane veze čelne ploče i bubenja .....	35
4.1.10.6. Veza užeta s bubenjem .....	35

4.1.10.7. Proračun osovine bubenja.....	36
4.1.10.8. Odabir ležaja bubenja .....	39
4.1.11. Odabir pogonske jedinice za dizanje .....	39
4.1.11.1. Potrebna snaga motora.....	41
4.1.11.2. Okretni moment motora.....	41
4.1.12. Provjera kočnice pogonske jedinice za dizanje.....	41
4.2. Nosiva konstrukcija granika.....	42
4.2.1. Određivanje dinamičkih faktora.....	42
4.2.1.1. Određivanje dinamičkog faktora $\phi_1$ .....	43
4.2.1.2. Određivanje dinamičkog faktora $\phi_2$ .....	43
4.2.1.3. Određivanje parcijalnog faktora sigurnosti $\gamma_p, 1$ .....	45
4.2.1.4. Provjera uvjeta čvrstoće dohvavnika .....	46
4.2.1.5. Provjera uvjeta krutosti dohvavnika .....	50
4.3. Provjera spojeva konstrukcije .....	51
4.3.1. Određivanje sile u hidrocilindru za promjenu nagiba kraka .....	51
4.3.1.1. Odabir hidrauličnog cilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka .....	54
4.3.2. Proračun spoja hidrocilindra za promjenu nagiba kraka.....	54
4.3.2.1. Proračun zavara ušice prihvata cilindra za dohvavnik.....	54
4.3.2.2. Proračun osovine ušice prihvata cilindra za dohvavnik.....	57
4.3.2.3. Proračun nosivog lima ušice cilindra za dohvavnik na dodirni pritisak .....	59
4.3.3. Određivanje sile u hidrauličnom cilindru za promjenu duljine dohvata .....	60
4.3.3.1. Odabir hidrauličnog cilindra za promjenu duljine dohvata .....	61
4.3.3.2. Proračun zavara prihvatne čahure cilindra za izvlačenje .....	62
4.3.4. Proračun zavara sklopa užnice .....	63
4.3.5. Proračun mase protuutega .....	64
4.3.6. Proračun spoja postolja i okretnog ležaja .....	66
4.3.6.1. Odabir okretnog ležaja.....	67
4.3.6.2. Vijci okretnog ležaja .....	71
4.3.6.3. Glavne mjere spoja okretnog ležaja.....	72
4.3.6.4. Proračun konstrukcije okretnog ležaja.....	73
4.3.6.5. Proračun potrebne snage za ostvarivanje rotacije .....	74
4.3.7. Proračun zupčastog para na mehanizmu za ostvarivanje rotacije.....	78
4.3.7.1. Odabir proračunskih faktora .....	79
4.3.8. Proračun zavara postolja hidrauličnog cilindra za nošenje protuutega.....	80
4.3.9. Proračun svornjaka za prihvat bubenja i protuutega .....	82
4.3.10. Proračun zavara postolja na temeljnu ploču .....	84
4.3.10.1. Klizne pločice teleskopa .....	88
4.3.11. Odabir lanca na mehanizmu za izvlačenje .....	88
4.4. Proračun opterećenja na oslonce .....	91
4.4.1.1. Granični slučajevi opterećenja kod Montagnonove metode .....	93
5. ZAKLJUČAK.....	97
LITERATURA.....	102
PRILOZI.....	103

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Liebherr LTM 1150-5.3 u voznom stanju .....	1
Slika 2.	Liebherr LTM 1190-4.2 u radnom stanju.....	1
Slika 3.	Liebherr LTC 1050-3.1 pogon dohvanika na jedinstveni cilindar .....	3
Slika 4.	Liebherr LTC 1050-3.1 hidromehanički pogon dohvavnika .....	4
Slika 5.	Liebherr LTC 1050-3.1 TELEMATIK (lijevo) i rope pull technology (desno) ....	5
Slika 6.	Palfinger PTM 1800 .....	6
Slika 7.	Koncept A.....	7
Slika 8.	Sustav cilindra i zatika za izvlačenje.....	8
Slika 9.	Koncept B.....	9
Slika 10.	Plan brzina skretne užnice .....	9
Slika 11.	Koncept C.....	10
Slika 12.	Koncept D.....	11
Slika 13.	Koncept E .....	12
Slika 14.	Obični faktorski koloturnik, a) kinematička shema, b) praktična izvedba [4] .....	16
Slika 15.	Obrađeni vrat kuke [4] .....	19
Slika 16.	Ovjes i nosač kuke, DIN 15411 i DIN 15412 T.2 [4] .....	20
Slika 17.	Matice teretnih kuka [4] .....	21
Slika 18.	Nosač kuke, proračunska skica [4].....	22
Slika 19.	Odabrani aksijalni ležaj nosača kuke oznake 51108 [17] .....	24
Slika 20.	Lijevo – prostorni pregib, desno – kut pregiba [4].....	25
Slika 21.	Profil užnice [4].....	27
Slika 22.	Oblici i mjerne skice užnica prema DIN 15 062 T.2 [4] .....	27
Slika 23.	Užnica s ležajevima tvrtke Gosan [23].....	28
Slika 24.	Osnovne mjere i profil žlijeba bubenja [4] .....	29
Slika 25.	Dvoužetni ožljebljeni bubenj, osnove mjere bubenja [4].....	31
Slika 26.	Naprezanja elementa stijenke bubenja (lijevo), lokalno savijanje ljske bubenja od jednog navoja užeta (desno) [4] .....	31
Slika 27.	Čelna ploča bubenja [4] .....	33
Slika 28.	Primjer konstrukcijske izvedbe bubenja i osnovne mjere [4] .....	34
Slika 29.	Veza užeta s bubenjem [4] .....	35
Slika 30.	Presjek konstrukcije bubenja i reduktora sa zglobnom osovinom [8] .....	37
Slika 31.	Statički model opterećenja bubenja .....	37
Slika 32.	Radikalni klipni motor, koljenasti [4] .....	40
Slika 33.	Opći sustav hidrauličkog pogona [4].....	40
Slika 34.	Dijgrami unutnjih sila i momenta dohvavnika.....	47
Slika 35.	Usporedba smičnog i naprezanja uzrokovanih savijanjem .....	48
Slika 36.	Metoda presjeka nad dohvavnikom.....	48
Slika 37.	Poprečni presjek prvog segmenta dohvavnika .....	49
Slika 38.	Naprezanja dohvavnika dobivena u <i>SolidWorks-u</i> .....	50
Slika 39.	Pomaci dohvavnika dobiveni u <i>SolidWorks-u</i> .....	51
Slika 40.	Analiza dohvavnika i cilindra za promjenu nagiba.....	52
Slika 41.	Sila u cilindru u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika .....	53
Slika 42.	Kuta nagiba cilindra u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika .....	53
Slika 43.	Liebherr hidraulični cilindri za promjenu nagiba i fiksiranje kraka dohvavnika ..	54
Slika 44.	Proračunska skica zavara prihvate ušice cilindra na dohvavniku .....	55
Slika 45.	Skica uz proračun čvrstoće osovine cilindra [14] .....	58
Slika 46.	Proračunska skica nosivog lima ušice cilindra.....	59
Slika 47.	Sila u cilindru za izvlačenje teleskopa u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika .....	61

Slika 48.	Bosch cilindar za izvlačenje teleskopa .....	61
Slika 49.	Proračunska skica zavara prihvatile čahure cilindra za izvlačenje .....	62
Slika 50.	Proračunska skica zavara sklopa užnice .....	63
Slika 51.	Proračunska skica za određivanje mase protutatega [4] .....	65
Slika 52.	Aksijalno opterećenje na okretni ležaj [16] .....	67
Slika 53.	Savojno opterećenje na okretni ležaj [16] .....	67
Slika 54.	Zakretni ležaj postolja [16] .....	68
Slika 55.	Odabir faktora primjene [16] .....	68
Slika 56.	Primjer ispravnog odabira zakretnog ležaja [16] .....	69
Slika 57.	Odabir zakretnog ležaja na temelju parametara [16] .....	69
Slika 58.	Prikaz dimenzija zakretnog ležaja [16] .....	70
Slika 59.	Dimenzije odabranog zakretnog ležaja [16] .....	70
Slika 60.	Parametri odabranog zakretnog ležaja [16] .....	71
Slika 61.	Moment pritezanja za vijke zakretnog ležaja [16] .....	72
Slika 62.	Glavne mjere spoja zakretnog ležaja [16] .....	72
Slika 63.	Minimalna dubina navoja za vijke zakretnog ležaja [16] .....	73
Slika 64.	Dopuštene vrijednosti površinskih tlakova [16] .....	74
Slika 65.	Pogonska jedinica za rotaciju GFB 9 T2 2000/2 .....	76
Slika 66.	Osnovne dimenzije pogonske jedinice za rotaciju .....	77
Slika 67.	Hidraulični aksijalni klipni motor Bosch A2FM 56 .....	78
Slika 68.	Proračunska skica zavara nosive ploče protutatega .....	80
Slika 69.	Proračunska skica svornjaka sklopa bubenja .....	83
Slika 70.	Proračunska skica zavara postolja .....	84
Slika 71.	Kvaliteta zavara [10] .....	87
Slika 72.	Samopodmazujuća brončana pločica s grafitom .....	88
Slika 73.	Konfiguracija lanca za izvlačenje [16] .....	89
Slika 67.	Prikaz osnovnih dimenzija lanca [16] .....	89
Slika 75.	Sila u lancu u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika .....	90
Slika 76.	Montagnonova metoda – ilustracija [5] .....	91
Slika 77.	Opterećenje na granik uz važne proračunske dimenzije [5] .....	92
Slika 78.	Kombinacija najveći raspon/najveći teret .....	93
Slika 79.	Kombinacija najmanji raspon/najveći teret .....	94
Slika 80.	Teleskopski dohvavnik – završni 3D CAD model .....	98
Slika 81.	Mobilni teleskopski dohvavnik – završni 3D CAD model .....	99
Slika 82.	Mobilni teleskopski dohvavnik – render 1 .....	100
Slika 83.	Mobilni teleskopski dohvavnik – render 2 .....	100
Slika 84.	Mobilni teleskopski dohvavnik – render 3 .....	101

## POPIS TABLICA

Tablica 1.	Matrica odlučivanja.....	13
Tablica 2.	Legenda ocjenjivanja koncepta .....	13
Tablica 3.	Pogonske grupe za različite izvedbe granika [5].....	17
Tablica 4.	Pogonske grupe mehanizma dizanja, DIN 15020 [5].....	17
Tablica 5.	Faktori sigurnosti za pojedine pogonske grupe [4] .....	17
Tablica 6.	Materijali normiranih kuka [4] .....	18
Tablica 7.	Faktori sigurnosti normiranih kuka [4] .....	19
Tablica 8.	Mjere obrađenog vrata za kuke kovane u kalupu, mm; (DIN 154 T.2) [4].....	20
Tablica 9.	Mjere ovjesa i nosača kuke; materijal nosača C35 (Č1330), mm [4] .....	21
Tablica 10.	Mjere matica teretnih kuka do kuke broj 5, mm; materijal C 35 ili C 45; (DIN 15413) [4] .....	22
Tablica 11.	Minimalni odnosi (D/d) za pogonsku užad; (DIN 15020) [4] .....	25
Tablica 12.	Faktor <b>cp</b> [4].....	26
Tablica 13.	Mjere profila žlijeba užnice u mm; (DIN 15061 T.1) [4] .....	26
Tablica 14.	Dimenzije sklopa užnice [Gosan].....	28
Tablica 15.	Dimenzije profila žljebova bubenja [4].....	29
Tablica 16.	Opis proračunskih kombinacija [5] .....	44
Tablica 17.	Karakteristične brzine dizanja $v_h$ za određivanje faktora $\phi 2$ [5] .....	44
Tablica 18.	Grupe granika prema krutosti konstrukcije, faktor $\beta 2$ i $\phi 2$ , min [5] .....	45
Tablica 19.	veličine parcijalnog faktora $\gamma p$ , 1 za težinu konstrukcije [5] .....	45
Tablica 20.	Proračunske kombinacije grupe opterećenja A i B s dinamičkim faktorima i parcijalnim faktorima sigurnosti [5].....	46
Tablica 21.	Karakteristike pogonske jedinice za rotaciju.....	77
Tablica 22.	Osnovne dimenzije pogonske jedinice za rotaciju .....	77
Tablica 23.	Karakteristike hidrauličnog motora.....	78
Tablica 24.	Opterećenja u osloncima prema graničnim slučajevima u kN .....	96

**POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
AS-01	Teleskopski dohvatinik
AS-01-01	Sklop kuke
AS-01-02	Postolje
AS-01-03	Sklop bubenja
AS-01-04	Dohvatnik
AS-01-04-01	Prvi segment
AS-01-04-02	Drugi segment
AS-01-04-03	Treći segment
AS-01-04-04	Sklop užnice

## POPIS OZNAKA

**Latinicne oznake:**

Oznaka	Jedinica	Opis
$\left(\frac{D}{d}\right)_{min}$	-	Minimalni odnos promjera užnice/bubnja i užeta
$A_{\parallel}$	$\text{mm}^2$	Površina paralelnih zavara
$A_i$	$\text{mm}^2$	Površina pojedinog proračunskog presjeka zavara
$A_j$	$\text{mm}^2$	Površina jezgre vijka
$A_p$	$\text{mm}^2$	Kontaktna površina između vijka i konstrukcije
$A_{proj}$	$\text{mm}^2$	Projicirana površina
$A_{sv}$	$\text{mm}^2$	Površina poprečnog presjeka svornjaka
$A_{uk}$	$\text{mm}^2$	Ukupna površina proračunskog presjeka zavara
$a$	mm	Dužina između prihvata cilindra i prihvata dohvavnika
$a_d$	mm	Razmak između osi zupčanika
$a_i$	mm	Udaljenost osi težišta presjeka od osi reduciranja
$a_{os}$	mm	Poprečni razmak oslonaca dizalice
$b_1$	-	Faktor veličine strojnog dijela
$b_{1\_k}$	mm	Širina nosača kuke na kritičnom presjeku
$b_2$	-	Faktor kvalitete površinske obrade
$b_{os}$	mm	Uzdužni razmak oslonaca dizalice
$b_p$	-	Broj pregiba užeta
$C_{0\_k}$	N	Statička nosivost ležaja kuke
$C_1$	N	Dinamičko opterećenje ležaja
$c_p$	-	Koeficijent pregiba užeta
$D1 \dots D4$	mm	Dimenzije pogonske jedinice za rotaciju
$D_1$	mm	Vanjski promjer glavine čelne ploče bubnja
$D_{bub}$	mm	Promjer bubnja
$D_{už}$	mm	Promjer užnice
$d_{1\_v}$	mm	Promjer jezgre vijka
$d_1$	mm	Diobeni promjer pogonskog zupčanika
$d_{2,lan}$	mm	Promjer svornjaka lanca
$d_2$	mm	Promjer otvora nosača kuke

$d_5$	mm	Promjer nosača kuke na mjestu oslonaca
$d_{5\_bub}$	mm	Promjer osovine bubenja
$d_7$	mm	Promjer vijaka na čelnoj ploči bubenja
$d_h$	mm	promjer rupe vijka
$d_{a1}$	mm	Tjemeni promjer pogonskog zupčanika
$d_{b1}$	mm	Temeljni promjer pogonskog zupčanika
$d_{f1}$	mm	Podnožni promjer pogonskog zupčanika
$d_m$	mm	srednji radijus okretnog ležaja
$d_{os\_cil}$	mm	Promjer osovine cilindra
$d_{sv}$	mm	Promjer svornjaka
$d_{už}$	mm	Promjer čeličnog užeta
$d_{valj,min}$	mm	Minimalni promjer skretnog valjka lanca
$d_{valj}$	mm	Odabrani promjer skretnog valjka lanca
$d_w$	mm	Vanjski promjer kontaktne površine podloške
$d_{w1}$	mm	Promjer kinematske kružnice pogonskog zupčanika
$e$	mm	Ekscentricitet
$e_0$	mm	Udaljenost težišta komponente od osi rotacije
$F_{\parallel}$	N	Paralelna komponente sile na proračunski presjek zavara
$F_{\perp}$	N	Okomita komponente sile na proračunski presjek zavara
$F_0$	N	Rezultantno opterećenje na oslonce
$F_1, F_2, F_3, F_4$	N	Sile u osloncima dizalice prema Montagnonovoj metodi
$F_{h\_cil}$	N	Horizontalna komponenta sile u hidrauličnom cilindru
$F_{lim\_max}$	N	Maksimalna sila na bočni lim ušice
$F_{max\_cil}$	N	Maksimalna sila u cilindru za promjenu nagiba
$F_A$	N	Sila u osloncu A
$F_B$	N	Sila u osloncu B
$F_M$	N	Ugradbena sila prednaprezanja
$F_{N\_bub}$	N	Normalna sila u vijku čelne ploče bubenja
$F_P$	N	Proračunsko opterećenje za nosivu konstrukciju
$F_V$	N	Sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu
$F_a$	N	Aksijalno opterećenje na okretni ležaj
$F_{ar}$	N	Korigirano aksijalno opterećenje na okretni ležaj

$F_{cil2\_max}$	N	Maksimalna sila u hidrauličnom cilindru za izvlačenje
$F_j$	N	Osnovni dio $j$ -tog pojedinačnog opterećenja
$F_{lan,dop}$	kN	Dopušteno opterećenje lanca
$F_{lan,max}$	kN	Maksimalna sila koja djeluje na lanac
$F_n$	N	Potrebna normalna sila u jednom vijku kod spoja užeta
$F_{os}$	N	Proračunsko opterećenje oslonaca dizalice
$F_{pred}$	N	Sila prednaprezanja u vijcima okretnog ležaja
$F_{sv,uk}$	N	Sila koja djeluje na svornjake spoja bubenja
$F_{sv}$	N	Sila na pojedinom svornjaku
$F_{tw}$	N	Tangencijalna sila na zupčaniku
$F_u$	N	Sila u užetu
$F_{un}$	N	Normalna sila ostvarena vezom
$F_{v\_cil}$	N	Vertikalna komponenta sile u hidrauličnom cilindru
$F_{\phi,j}$	N	Povećano $j$ -to pojedinačno opterećenje
$f$	-	Faktor ispune užeta
$f_L$	-	Faktor primjene za mobilne dizalice
$G_2$	N	Težina dohvavnika
$G_{bub}$	N	Težina bubenja
$G_u$	N	Težina protutraga
$G_{voz}$	N	Težina vozila
$g$	$\text{m/s}^2$	Konstanta gravitacijskog ubrzanja
$HN_{pot}$	-	Broj kuke
$H$	mm	Visina dizanja
$H_{nav}$	mm	Potrebna dubina navoja
$h$	mm	Visina profila žlijeba
$h_{2,lan}$	mm	Visina lanca
$h_3$	mm	Visina nosača kuke na kritičnom presjeku
$h_{uš}$	mm	Udaljenost osi osovine ušice u odnosu na proračunski presjek zavara
$I_{doh}$	$\text{kgm}^2$	Moment inercije dohvavnika
$I_i$	$\text{mm}^4$	Pojedini moment tromosti
$I_k$	$\text{kgm}^2$	Dinamički moment inercije oko osi zakretnog ležaja

$I_{red}$	$\text{kgm}^2$	Reducirani moment inercije na osovinu pogonskog motora
$I_{uk}$	$\text{mm}^4$	Ukupni moment tromosti
$i$	-	Prijenosni omjer
$i_k$	-	Prijenosni omjer kuke
$K_A$	-	Faktor primjene
$K_{F\alpha}$	-	Faktor raspodijele opterećenja
$L1 \dots L4$	mm	Dimenzije pogonske jedinice za rotaciju
$L_{10h,min}$	h	Zahtijevani vijek trajanja ležaja
$L_{doh}$	mm	Potrebna duljina dohvata dizalice
$L_{lan}$	mm	Duljina svornjaka lanca
$l_{2,max}$	mm	Krak djelovanja težine dohvavnika za drugi granični slučaj
$l_{2,min}$	mm	Krak djelovanja težine dohvavnika za prvi granični slučaj
$l_A$	mm	Krak djelovanja sile u osloncu A
$l_B$	mm	Krak djelovanja sile u osloncu B
$l_Q$	mm	Krak djelovanja težine tereta za drugi granični slučaj
$l_b$	mm	Ukupna duljina bubenja
$l_k$	mm	Duljina između oslonaca nosača kuke
$l_r$	mm	Radna duljina bubenja
$l_{sv,1}$	mm	Krak djelovanja težine bubenja i utega
$l_{sv,2}$	mm	Krak sprega sila svornjaka
$l_{už}$	mm	Krak djelovanja sile u užetu
$l_u$	mm	Krak djelovanja težine utega, odnosno bubenja
$l_v$	mm	Razmak između vijaka kod vijčane veze užeta i bubenja
$M_1$	Nmm	Moment prevrtanja za prvi granični slučaj
$M_{1\_1}$	Nmm	Moment na presjeku 1-1
$M_2$	Nmm	Moment prevrtanja za drugi granični slučaj
$M_{max\_k}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja nosača kuke
$M_{din}$	Nm	Dinamički moment za savladavanje otpora
$M_p$	Nm	Ukupni moment pokretanja
$M_{prit}$	Nm	Moment pritezanja vijaka okretnog ležaja
$M_r$	Nm	Moment otpora rotaciji
$M_{s,max\_os}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine

$M_{s,max}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja na dohvativnik
$M_{s_cil}$	Nmm	Moment savijanja na zavar ušice uslijed sile u cilindru
$M_{st}$	Nm	Statički moment za savladavanje otpora
$M_t$	Nmm	Moment koji djeluje na okretni ležaj
$M_{tr}$	Nmm	Korigirani moment koji djeluje na okretni ležaj
$M_u$	Nmm	Moment protuutega
$M_x$	Nm	Moment opterećenja na oslonca oko osi $x$ prema Montagnonovoj metodi
$M_y$	Nm	Moment opterećenja na oslonca oko osi $y$ prema Montagnonovoj metodi
$m$	-	Modul zupčanika
$m_Q, m_u, m_p$	kg	Mase komponenti koje rotiraju
$n_{bub}$	1/s	Brzina vrtnje bubenja
$n_{mot}$	1/s	Broj okretaja pogonskog motora
$n_{sv}$	-	Broj svornjaka
$n_{v\_bub}$	-	Broj vijaka na čelnoj ploči bubenja
$P_M$	W	Potrebna snaga klipnog motora za dizanje tereta
$P_k$	N	Opterećenje ležaja kuke
$P_{n,p}$	W	Snaga pogonskog hidromotora
$P_r$	N	Ekvivalentno dinamičko radikalno opterećenje ležaja
$p_{bub}$	-	Prijenosni omjer koloturnika
$p_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteni iznos površinskog tlaka
$p_k$	N/mm <sup>2</sup>	Površinski pritisak između nosivih limova i nosača kuke
$p_l$	mm	Korak lanca
$p_{lež}$	N/mm <sup>2</sup>	Tlak izazvan pritezanjem vijaka okretnog ležaja
$p_{sr}$	N/mm <sup>2</sup>	Srednji iznos dodirnog pritiska
$p_{sv,dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno površinski pritisak svornjaka
$p_{sv}$	N/mm <sup>2</sup>	Površinski pritisak svornjaka
$Q_{lan}$	kN	Nosivost lanca
$Q_t$	t	Opterećenje u tonama
$R_{e\_k}$	N/mm <sup>2</sup>	Granica tečenja materijala kuke
$R_e$	N/mm <sup>2</sup>	Granica tečenja

$R_m$	N/mm <sup>2</sup>	Prekidna čvrstoća materijala užeta
$r$	-	Odnos graničnih naprezanja u zavaru
$r_Q, r_u, r_p$	mm	Krakovi težišta u odnosu na os rotacije
$r_{max}$	mm	Maksimalna udaljenost tereta od osi rotacije
$r_{min}$	mm	Minimalna udaljenost tereta od osi rotacije
$S$	-	Faktor sigurnosti
$S_p$	mm	Minimalna debljina prirubnice okretnog ležaja
$S_1$	mm	Minimalna debljina stijenke prirubnice okretnog ležaja
$S_F$	-	Faktor sigurnosti za interminirajući pogon
$S_{dop\_bub}$	-	Potreban faktor sigurnosti bubenja
$S_k$	-	Postojeća sigurnost ležaja kuke
$S_{lan}$	-	Faktor sigurnosti lanca
$S_{potr\_k}$	-	Potrebna sigurnost ležaja kuke
$s$	mm	Širina nosača kuke na mjestu oslonaca
$s_{bub}$	mm	Debljina stijenke bubenja
$s_1, s_2, s_3, s_4,$	mm	Dimenzije bubenja
$s_{uš}$	mm	Debljina ušice za prihvatanje cilindra
$T_{2,max}$	Nm	Maksimalni izlazni okretni moment
$T_{Br,max}$	Nm	Maksimalni kočioni okretni moment
$T_M$	Nm	Potreban okretni moment motora
$T_{k,m}$	Nm	Moment kočnice hidrauličnog motora
$T_{lan}$	mm	Debljina pločice lanca
$T_{st}$	Nm	Statički moment kočenja
$t$	mm	Korak namatanja užeta
$t_p$	mm	Kontaktna duljina cilindra i osovine
$t_{pr}$	s	Vrijeme pokretanja rotacije
$t_v$	mm	Kontaktna duljina ušice i osovine
$u_k$	-	Broj užadi iznad kuke
$v_{h,max}$	m/s	Najveća konstantna brzina dizanja tereta
$v_h$	m/s	Karakteristična brzina dizanja tereta
$v_{diz}$	m/s	Brzina dizanja tereta
$v_n$	-	Faktor sigurnosti kuke

$z$	-	Broj vijka za vezu užeta i bubenja
$z_1$	-	Broj zubi pogonskog zupčanika
$z_2$	-	Broj zubi gonjenog zupčanika
$Q$	N	Težina tereta
$q$	N/mm	Kontinuirano opterećenje
$q_{lan}$	kg/m	Specifična masa lanca
$W_{5\_bub}$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora presjeka osovine bubenja
$W_k$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora nosača kuke na kritičnom presjeku
$W_{x\_doh}$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora presjeka dohvavnika na kritičnom presjeku
$w$	mm	Debljina čelne ploče bubenja
$w_{dop}$	mm	Dopušteni vertikalni pomak uslijed deformacije dohvavnika
$x_0$	mm	X koordinata prihvata hidrauličnog cilindra na postolje prema referentnom koordinatnom sustavu
$Y_{F1}$	-	Faktor oblika
$Y_\varepsilon$	-	Faktor udjeline opterećenja
$y_0$	mm	Y koordinata prihvata hidrauličnog cilindra na postolje prema referentnom koordinatnom sustavu
$y_i$	mm	Položaj $y$ koordinate težišta pojedinog proračunskog presjeka zavara

**Grčke oznake:**

$\alpha$	°	Zahvatni kut zupčanika
$\alpha_{už}$	°	Kut pregiba užeta
$\alpha_0$	-	Faktor čvrstoće materijala za čisto istosmjerno naprezanje
$\alpha_{bub}$	°	Obuhvatni kut užeta prije vijčane veze
$\alpha_{doh}$	°	Kut prihvate ušice cilindra u odnosu na os dohvavnika
$\beta_2$	-	Faktor ovisan o podiznoj grupi
$\beta_s$	°	Kut prostornog pregiba užeta
$\gamma_{p,1}$	-	Parcijalni faktor sigurnosti utjecaja vlastite težine
$\gamma_{p,2}$	-	Parcijalni faktor sigurnosti utjecaja dizanja tereta
$\gamma_{p,j}$	-	Parcijalni faktor sigurnosti

$\varepsilon$	-	EkspONENT vijeka trajanja za ležajeve s dodirom u liniji
$\varepsilon_a$	-	Stupanj prekrivanja
$\eta_0$	-	Faktor korisnost užnice
$\eta_{bub}$	-	Stupanj iskoristivosti bubenja
$\eta_{koč}$	-	Stupanj iskoristivosti kočnice
$\eta_{kol}$	-	Stupanj iskoristivosti koloturnika
$\eta_{lež}$	-	Stupanj iskoristivosti ležajeva
$\eta_{red}$	-	Stupanj iskoristivosti reduktora
$\eta_{rot}$	-	stupanj efikasnosti rotacije
$\eta_u$	-	Faktor korisnost koloturnika
$\eta_{uk}$	-	Ukupni stupanj iskoristivosti
$\mu_1$	-	Korigirani faktor trenja
$\mu_{č/č}$	-	Faktor trenja za par čelik/čelik
$\mu_G$	-	Faktor trenja navoja
$\mu_{bub}$	-	Faktor trenja između užeta i bubenja
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	N/mm <sup>2</sup>	Glavna naprezanja na mjestu namatanja
$\sigma_{1\_1}$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje na presjeku 1-1
$\sigma_{\max\_k}$	N/mm <sup>2</sup>	Iznos naprezanja na kritičnom presjeku nosača kuke
$\sigma_\varphi$	N/mm <sup>2</sup>	Cirkularno (tlačno) naprezanje stijenke bubenja
$\sigma_{Dt(r)dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje zavara za slučaj naizmjeničnog naprezanja u tlaku
$\sigma_{Dv(-1)dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje zavara za čisto naizmjenično naprezanje
$\sigma_{F,dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje na savijanje u korijenu zuba
$\sigma_F$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje u korijenu zuba uslijed savijanja
$\sigma_d$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje čelne ploče bubenja
$\sigma_{dop\_bub}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje stijenke bubenja
$\sigma_{dop\_doh}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje za odabrani materijal dohvavnika
$\sigma_{f,dop\_1}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje na presjeku 1-1
$\sigma_{f,lim}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje na savijanje za materijal zuba
$\sigma_{fDN}$	N/mm <sup>2</sup>	Trajna dinamička čvrstoća
$\sigma_{red}$	N/mm <sup>2</sup>	Reducirano naprezanje

$\sigma_{s,max}$	N/mm <sup>2</sup>	Maksimalno naprezanje na dohvativnik uslijed savijanja
$\sigma_s$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje uslijed savijanja
$\sigma_v$	N/mm <sup>2</sup>	Vlačno naprezanje
$\sigma_x$	N/mm <sup>2</sup>	Normalno naprezanje stijenke bubenja
$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	Tangencijalno naprezanje
$\tau_{sv,dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje svornjaka na odrez
$\tau_{sv}$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje svornjaka na odrez
$\phi_1$	-	Dinamički faktor utjecaja vlastite težine
$\phi_2$	-	Dinamički faktor utjecaja dizanja tereta
$\phi_{2,min}$	-	minimalna veličina $\phi_2$ ovisna o kombinaciji krutosti konstrukcije i načinu upravljanja mehanizmom dizanja
$\phi_j$	-	Dinamički faktor $j$ -tog opterećenja
$\varphi$	-	Faktor utjecaja udaraca
$\varphi_1$	°	Kut hidrauličnog cilindra za promjenu nagiba u odnosu na horizontalu
$\varphi_2$	°	Kut prihvata cilindra na dohvativnik u odnosu na horizontalu
$\psi$	°	Kut zakreta dohvativnika u odnosu na $x$ os koordinatnog sustava
$\omega_{mot}$	rad/s	Kutna brzina pogonskog motora

**SAŽETAK**

Tema ovog diplomskog rada je osmisliti, koncipirati i konstruirati teleskopski dohvativnik s pripadajućim mehanizmima za promjenu nagiba i zakretanje. Teleskopski dohvativnici najčešće se koriste kod građevinskih radova, no njihova namjena može biti raznovrsna. Kako je danas novac – vrijeme, svrha uređaja je dizanje i transport odgovarajućeg tereta u što kraćem vremenskom intervalu kako bi proces bio što učinkovitiji. Posebnu pažnju u procesu konstruiranja potrebno je posvetiti sigurnom radu uređaja. Dakle, sve komponente koje sudjeluju u prijenosu sile potrebno je adekvatno proračunati, a sve dijelove koji dolaze u interakciju s čovjekom oblikovati na najpovoljniji način. U prvom dijelu rada provedena je analiza postojeće tehnika na tržištu i razrađena su konceptualna rješenja. Odabran je najpovoljniji koncept koji je nadalje podvrgnut dodatnoj razradi, proračunu nestandardnih komponenti, detaljiranju i izradi 3D CAD modela te naposljetku tehničke dokumentacije.

Ključne riječi: teleskopski dohvativnik, građevinski radovi, dizanje

**SUMMARY**

The topic of this master's degree thesis is the conceptualization and design of a telescopic boom in combination with proper mechanisms for angle adjustment and rotation. Telescopic booms are mostly used for construction work, although the applications can vary. Today, time is money, so the purpose of this device is to lift and transport the load in a quicker time frame so that the process is more efficient. A lot of time is spent designing for safety. That is, all components that are engaged in force transmission need to be analyzed and the parts that interact with humans need to be shaped in the best manner. The research on the present technology for the market was conducted in the first part of the thesis. From there, different conceptual ideas were designed. The most favorable concept was chosen and further developed, the non-standard parts were analyzed and finally, the 3D CAD model and the technical documentation were made.

Key words: telescopic boom, construction works, lifting

## 1. UVOD

U današnje vrijeme postoji sve veća potreba za adekvatnom mobilnom transportnom opremom koja je u stanju u što kraćem vremenu prenijeti što veći teret. Najčešće su to uređaji za građevinske rade, no postoji i puno raznih primjena u brodskim lukama, na brodovima, šumarskim radovima, transport ljudi (vatrogasci, službe za održavanje, ...) i mnoge druge. Budući da često teret nije uvijek jednake veličine i težine te ga treba transportirati na različitu visinu s manjim ili većim dosegom javlja se potreba za teleskopskim dohvativnicima. To su uređaji koji su posebno osmišljeni upravo kako bi ispunili takve zahtjeve korisnika. Najčešće izvedbe takvih uređaja su auto-granici.



Slika 1. Liebherr LTM 1150-5.3 u voznom stanju



Slika 2. Liebherr LTM 1190-4.2 u radnom stanju

## 1.1. Općenito o prenosilima i dizalima [4]

Transportna tehnika, kao svekoliki transport robe i ljudi, dijeli se na:

- prometnu tehniku (javni transport)
- dobavnu tehniku (unutrašnji transport)

Dobavna tehnika označava premještanje robu u proizvoljnom smjeru i na ograničenim udaljenostima, a uz pomoć prikladnih dobavnih sredstava.

Prenosila i dizala su tehnička sredstva dobavne tehnike koja u sustavu transportnog lanca služe za dizanje, prijenos, pretovar, skladištenje, rukovanje materijalom i predmetima, kao i za prijevoz materijala, predmeta i ljudi na kraćim udaljenostima.

Premještanje robe pomoću prenosila i dizala naziva se dobavni postupak. Svaki dobavni postupak sastoji se od zahvata, prijenosa i odlaganja robe ili materijala. Dobavni postupci mogu se obavljati prekidno i neprekidno.

Prema tome, korištena tehnička sredstva nazivaju se:

- sredstvima prekidne dobave
- sredstvima neprekidne dobave

Sredstva prekidne dobave mogu se razvrstati na sljedeći način:

- granici (kranovi) – sredstvo prekidne dobave za obavljanje dobavnih postupaka unutar ograničenog radnog prostora
- dizalice – mehanizmi ili naprave za dizanje tereta
- dizala ili liftovi – sredstva prekidne dobave za vertikalni ili kosi transport
- manipulatori, industrijski roboti
- industrijska vozila

Osnovni projektni parametri sredstava prekidne dobave su:

- nosivost ili nazivni teret
- geometrijski parametri kojima se definira radno područje, npr. dohvata granika
- kinematički parametri, kao što su: brzina dizanja, okretanja i sl.
- pogonski parametri, kojima se uzimaju u obzir stvarni uvjeti rada, npr. broj radnih ciklusa na sat, relativno trajanje uključenja, relativno opterećenje (odnos stvarnog i nazivnog tereta), vijek trajanja, dinamički utjecaji, utjecaj vjetra, temperature i sl.
- vrsta tereta i način zahvaćanja tereta

U okviru ovog zadatka fokus se stavlja na granike (kranove) kao sredstva prekidne dobave te se uz postojeće projektne parametre pokušava dobiti optimalno rješenje koje ispunjava potrebne kriterije rada.

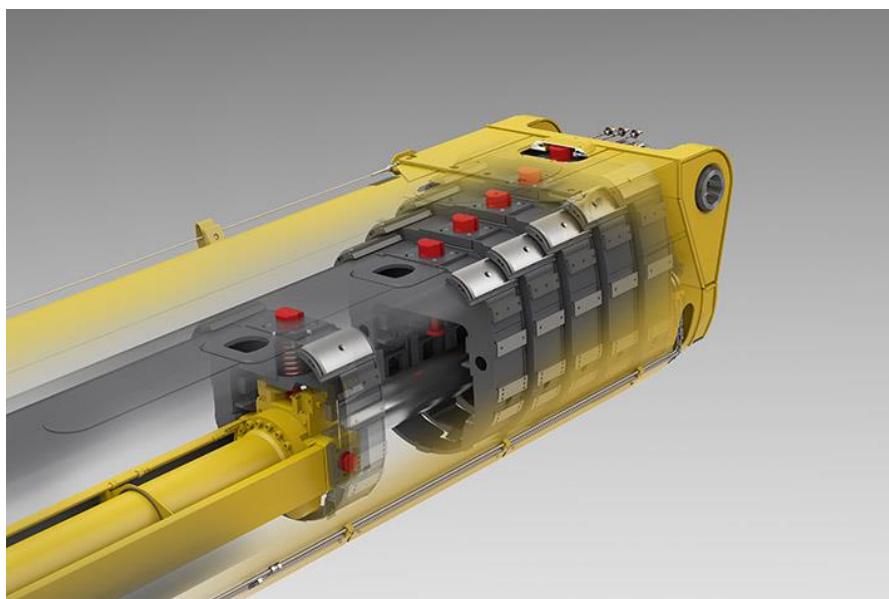
## 2. ANALIZA POSTOJEĆE TEHNIKE NA TRŽIŠTU

### 2.1. Analiza proizvoda

Na tržištu postoje različite izvedbe uređaja. Teleskopski dohvatični najčešće su u izvedbi auto-granika koji su pogonjeni hidrauličnim cilindrima. Unatoč tome, postoje i drugačije izvedbe. Jedan od način je preko pogonskog užeta ili kombinacija hidrauličnog cilindra i užeta. Postoji pak, izvedba na elektromehanički pogon koji se u slučaju gubitka snage može prilagoditi na ručni pogon. Rotacija dohvatičnika vrši se na okretnom postolju gdje se nalazi i pogonska jedinica. To su standardizirani zakreni ležajevi upravo za primjenu kod auto-granika, bagera, raznih uređaja na gusjenicama i sl. Pogonska jedinica najčešće je planetarni prijenosnik pogonjen elektro- ili hidro-motorom. Pogon mehanizma za dizanje tereta gotovo je uvijek elektro-mehanički. Svaka od izvedbi ima svoje prednosti i to će se detaljnije prikazati nadalje na primjerima proizvoda.

#### 2.1.1. *Liebherr LTC 1050-3.1 TELEMATIK*

Navedeni uređaj pogodan je za građevinske rade zbog velikog dosega i nosivosti. Dakle, to su najčešće radevi koji iziskuju sigurno dizanje teškog tereta na veću visinu. Ovaj teleskopski dohvatičnik koristi kao pogon jedan cilindar. Prednost toga je kompaktna i lakša izvedba uređaja. Isto tako, zbog robusne izvedbe moguće je dizati masivne terete. Manjak ovakve izvedbe je to što se izvlačenje svakog dijela teleskopskog dohvatičnika odvija posebno što u konačnici zahtijeva više vremena.



Slika 3. Liebherr LTC 1050-3.1 pogon dohvanika na jedinstveni cilindar

Tehničke specifikacije uređaja:

- Najveće dopušteno opterećenje – 50 t
- Maksimalni radius kod maksimalnog opterećenja – 3.00 m
- Minimalni doseg dohvavnika – 8.10 m
- Maksimalni doseg dohvavnika – 36 m
- Maksimalna visina mehanizma za podizanje tereta (uz nadogradnju) – 48 m
- Maksimalni radius – 39 m
- Ukupna masa balasta – 6.50 t

### 2.1.2. Liebherr LTC 1050-3.1 Rope pull technology

Navedeni uređaj pogodan je za građevinske rade koji zahtijevaju bržu montažu. Ovakav teleskopski dohvavnik za pogon koristi kombinaciju hidro-mehaničkog sustava. Dakle, kao pogon koristi se cilindar dok se za izvlačenje dijelova dohvavnika koristi uže. Prednost ovakvog sustava je da se svi dijelovi dohvavnika istovremeno izvlače čime se dobiva na brzini i jednostavnosti. Nedostatak je taj što se dohvavnik sastoji od maksimalno tri teleskopska dijela i maksimalno opterećenje je manje od prethodno navedenog slučaja.



Slika 4. Liebherr LTC 1050-3.1 hidromehanički pogon dohvavnika

Tehničke specifikacije uređaja:

- Najveće dopušteno opterećenje – 17 t
- Maksimalni radius kod maksimalnog opterećenja – 5.00 m
- Minimalni doseg dohvavnika – 8.10 m
- Maksimalni doseg dohvavnika – 31 m
- Maksimalna visina mehanizma za podizanje tereta (uz nadogradnju) – 43 m
- Maksimalni radius – 34 m
- Ukupna masa balasta – 6.50 t



Slika 5. Liebherr LTC 1050-3.1 TELEMATIK (lijevo) i rope pull technology (desno)

### 2.1.3. *Palfinger PTM 1800*

Palfinger PTM 1800 je dizalica s teleskopskim dohvatznikom namijenjena za brodove, platforme i morske luke. Posebna se obratila pažnja na zaštitu od korozije zbog agresivne morske atmosfere. Postolje dohvatznika oblikovano je kao kružni prsten s provrtima za vijčanu vezu. Pogon je na hidrauliku.



Slika 6. Palfinger PTM 1800

Tehničke specifikacije uređaja:

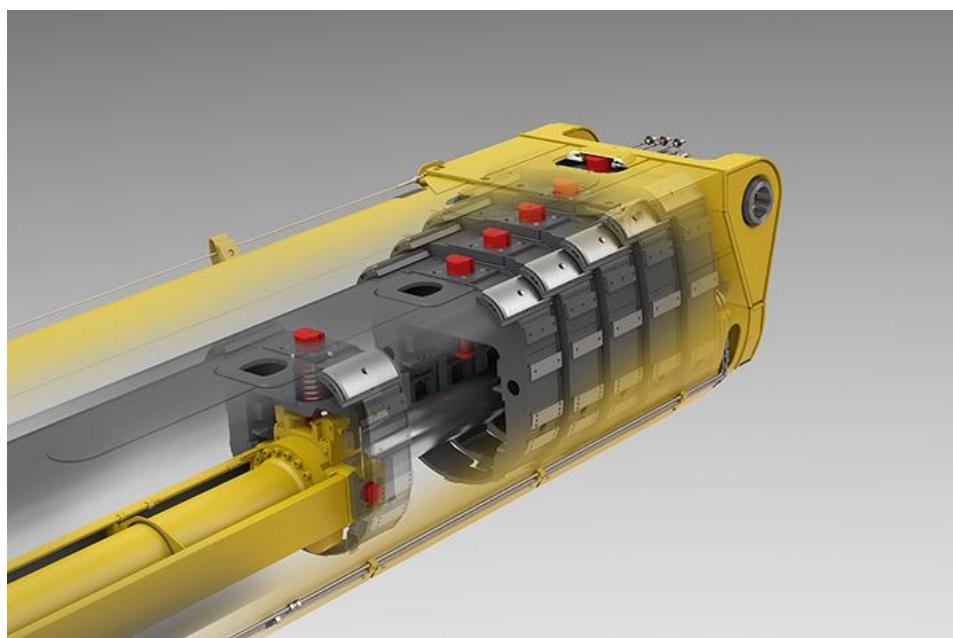
- Najveće dopušteno opterećenje – 16 t
- Minimalni doseg dohvatznika – 12 m
- Maksimalni doseg dohvatznika – 36 m
- Maksimalni moment podizanja – 1920 kNm

### 3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA

Na temelju analize postojeće tehnike na tržištu, funkcijeske strukture i morfološke matrice generirana su četiri koncepta. Koncepti će nadalje biti opisani i ocijenjeni kako bi se na temelju zadanih parametara odredio onaj najbolji za daljnju razradu.

#### 3.1. Koncept A

Prvi od koncepata prikazan je na slici ispod. Kako bi se čim lakše objasnio princip rada uređaja, skica je pojednostavljena i na njoj se nalaze djelomični presjeci.

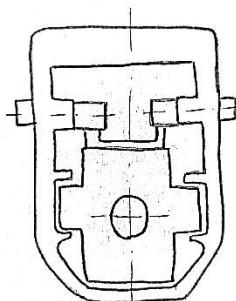


Slika 7. Koncept A

Koncept A ponajprije je namijenjen za mobilnu izvedbu, dakle kao auto-granik. Princip rada uređaja je sljedeći. Teleskopski dohvativnik sastoji se od niza zatvorenih profila koji ulaze jedan u drugog. Profili su oblikovani tako da najbolje odgovaraju tj. podnose zadano opterećenje sustava, ali i da se ostvari kvalitetno klizanje između teleskopskih dijelova. Cijeli sustav pogonjen je samo jednim hidrauličnim cilindrom. Time je ostvarena kompaktna i robusna izvedba sa smanjenom masom sustava. Izvlačenje profila izvodi se po principu „jedan po jedan“, što je značajka sustava s jednim pogonskim cilindrom.

Na početku cilindra nalazi se glava na kojoj je integrirani sustav za izvlačenje kao i vodilice. U osnovi, glavina sadrži zatike koji ulaze u predodređene utore. Dakle, kako bi se izvukla prva

razina teleskopskog dohvavnika, zatici izlaze iz otvora primarnoj razini dohvavnika. Kada se zatici izvuku, cilindar se počinje izvlačiti te zatici prenose svojim oblikom opterećenje i gibanje na sljedeću podrazinu dohvavnika. Kada se cilindar izvuče na traženu duljinu, zatici ponovo ulaze u otvore i time se osigurava dohvavnik na toj razini.



**Slika 8. Sustav cilindra i zatika za izvlačenje**

Postoji više opcije za izvlačenje dohvavnika, a to su uglavnom: 50, 90 i 100 posto tako da je moguće kombinirati više rješenja ovisno o teretu, nagibu, visini i vanjskim uvjetima.

Nagib se također kontrolira hidrauličnim cilindrom, dok je okretno postolje u formi kružnog prstena i pogonjeno je zupčaničkim prijenosom.

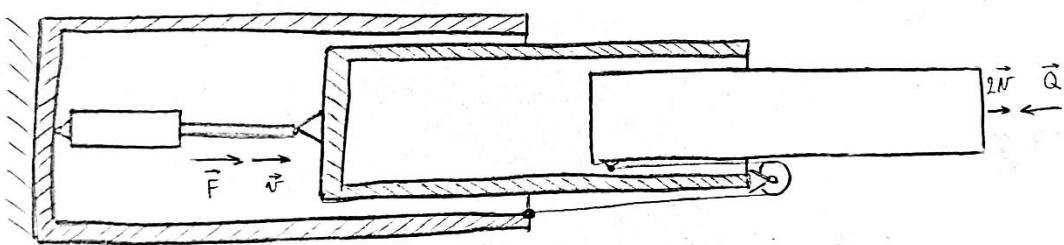
Bubanj i mehanizam za namatanje užeta nalaze se na suprotnoj strani dohvavnika i djeluju kao balast. Uže se vodi po gornjoj vanjskoj strani teleskopskog dohvavnika na kojoj se nalaze vodilice i zatezač užeta. Na samom vrhu dohvavnika nalaze se skretne užnice i sklop kuke. Uže je ovješeno za kraj dohvavnika.

### 3.2. Koncept B

Koncept B sličan je prethodnom konceptu A, ali uz jednu vrlo važnu razliku. Umjesto jednog pogonskog cilindra koristi se sustav užadi i kolotura koji su pogonjeni jednostavnim hidrauličnim cilindrom. Iako izvedba možda zvuči komplikiranije, ona dakako ima svoju svrhu i primjenu.

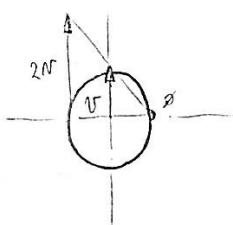
Korištenje ovakvog mehanizma ipak nosi sa sobom određena ograničenja. U pravilu se ne koristi više od četiri do pet stupnja teleskopskog dohvavnika. Postoje tri glavna problema: prevelika sila koja nastaje u pogonskom cilindru, uže koje je u nekim dijelovima zbog velikog

opterećenja napeto, a opet u nekim dijelovima opuštenije što dovodi do smanjenog vijeka trajanja i sam smještaj cijelog mehanizma. Mehanizam dizanja radi po takozvanom „cascading lift“ principu. Skica principa dana je ispod.



Slika 9. Koncept B

Mehanizam se naziva „cascading lift“ ili „linear lift“ jer se svi članovi izvuku u isto vrijeme iz dohvavnika. Budući da se posljednji član izvlači iz svih dijelova za isto vrijeme kao i prvi član, mora imati veću brzinu izvlačenja. Kako je snaga u sustavu konstantna, a za linearno gibanje jednaka umnošku sile i brzine, možemo zaključiti da je sila na pogonskom cilindru veća za omjer izlazne i ulazne brzine izvlačenja. Kada se prethodno navedeno preformulira, može se reći da je sila potrebna u cilindru veća od težine tereta za broj razina u izvlačenja u teleskopskom dohvavniku.



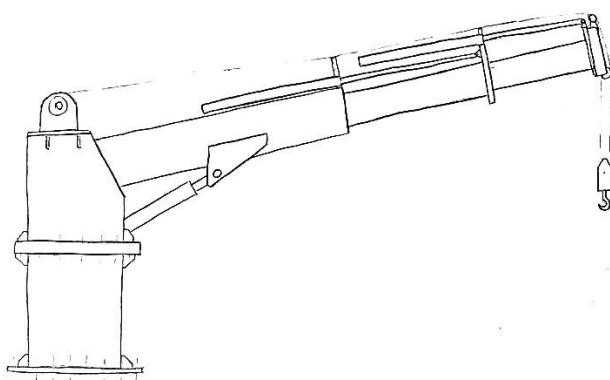
Slika 10. Plan brzina skretne užnice

Kao i u prethodnom konceptu, bubanj i mehanizam za namatanje užeta nalaze se na suprotnoj strani dohvavnika i djeluju kao balast. Uže se vodi po gornjoj vanjskoj strani teleskopskog dohvavnika na kojoj se nalaze vodilice i zatezač užeta. Na samom vrhu dohvavnika nalaze se

skretne užnice i sklop kuke. Uže je ovješeno za kraj dohvavnika, a okretno postolje je pogonjeno zupčaničkim prijenosom. Nagib se regulira preko hidruličnog cilindra.

### 3.3. Koncept C

Suprotno od koncepta A i B, konstrukcija konceptna C nije u izvedbi auto-granika. Primjena ovog koncepta osmišljena je u brodskim lukama, na brodovima i sličnim mjestima gdje se položaj teleskopskog dohvavnika ne mijenja.



Slika 11. Koncept C

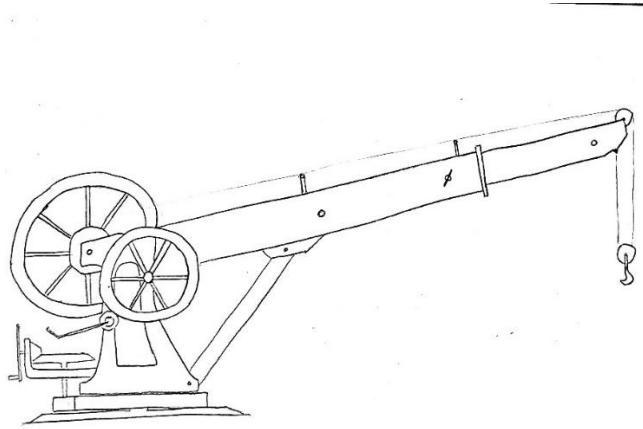
Uređaj je pogonjen na hidraulični i elektromehanički pogon. Teleskopski dohvavnik izvlači se pomoću niza hidrauličnih cilindara. Svaki od dijelova, tj. razina teleskopskog dohvavnika pogonjen je zasebnim hidruličnim cilindrom. Ovakva izvedba je nešto jednostavnija, no kod većeg broj razina teleskopskog dohvavnika upitan je smještaj tih svih cilindara. Ukratko, rješenje je adekvatno za manje teleskopske dohvavnike, do tri ili četiri razina izvlačenja. Hidraulični cilindri smješteni su s gornje vanjske strane dohvavnika.

Bubanj je smješten na samom dohvavniku, iznad okretnog postolja. Okretno postolje formirano je u obliku kružnog prstena i pogonjeno je zupčaničkim parom. Nagib je i u ovom slučaju reguliran hidrauličnim cilindrom koji se pokazuje kao najbolje rješenje.

### 3.4. Koncept D

Koncept D pomalo je apstraktan za današnje vrijeme jer kao pogon koristi ljudsku snagu. Dakle, potpuno je energetski neovisan što je idealno za teške uvjete rada gdje bi moderna tehnologija

mogla zakazat. Dakako, njegova uloga nije da se koristi kao glavno sredstvo za rad, već da u slučaju kvara ili iz nekog drugog razloga može poslužiti kao dostatna privremena zamjena.



Slika 12. Koncept D

Za prijenos snage koriste se zupčani parovi sa stupnjevima redukcije. Primarno se koriste čelnici i stožnici, a kod ulaza ljudske snage nalazi se poluga na kružnom vijencu čim većeg promjera kako bi se maksimalno iskoristio učinak redukcije i olakšao posao operateru. Ovakav pristup namijenjen je za manje terete i za teleskopski dohvativnik s jednom razinom izvlačenja. Za izvlačenje teleskopa ne koristiti se poseban mehanizam već se izvlačenje na željenu razinu obavlja ručno.

### 3.5. Koncept E

Prethodno navedeni koncepti oslanjanju se najviše na snagu koja dolazi iz principa Pascalovog zakona, odnosno hidraulike. Kako na današnje tržište sve više dolaze uređaji pogonjeni isključivo električnom energijom, ovaj koncept bazira se na toj ideji.



**Slika 13. Koncept E**

Po samom principu rada, koncept E vrlo je sličan konceptu B samo što kao glavni pogon teleskopskog dohvavnika ne koristi hidraulični cilindar već elektromotor. Teleskopski dohvavnik i dalje se izvlači pomoću integriranog sustava užeta i kolotura samo što uže se uže u ovom slučaju namata na zasebni bubanj. Dakle, postoje dva glavna pogonska užeta, ono koje se koristi za dizanje tereta i ono koje se koristi za izvlačenje teleskopskog dohvavnika. Oba užeta namataju se na bubanj, a bubanj je pogonjen elektromotor i zupčaničkim prijenosnikom. Nagib se regulira preko linearne aktuatora tako da u cijelom sustavu nema potrebe za hidraulikom.

Prednosti i mane koncepta slične su kao i kod koncepta B. Prednost je ta što je relativno brzo vrijeme izvlačenja, dok je mana ta što je potrebna velika pogonska sila.

Postolje je okretno i u formi dva zupčanika, jedan veći zavaren po obodu i jedan manji, pogonski.

### **3.5.1. Vrednovanje koncepata**

Vrednovanje koncepata temelji se na potrebama korisnika i ostalim kriterijima te se radi usporedba prednosti i nedostataka koncepata. Proces vrednovanja prikazan je u matrici odlučivanja. Kao referentni koncept biti će postavljen koncept .

**Tablica 1. Matrica odlučivanja**

Kriteriji odabira	Težinski faktor	Koncepti									
		KONCEP T A		KONCEP T B		KONCEP T C (ref.)		KONCEP T D		KONCEP T E	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Jednostavno st rukovanja	5 %	4	0.20	4	0.20	3	0.15	1	0.05	4	0.20
Jednostavno st proizvodnje	10 %	2	0.20	2	0.20	3	0.30	5	0.50	3	0.30
Brzina izvlačenja	15 %	2	0.30	5	0.75	3	0.45	2	0.30	3	0.45
Nosivost	20 %	5	1.00	4	0.80	3	0.60	1	0.20	3	0.60
Doseg	15 %	5	0.75	4	0.60	3	0.45	2	0.30	3	0.45
Kompaktnost	10 %	5	0.50	5	0.50	3	0.3	3	0.30	2	0.20
Masa	5 %	3	0.15	3	0.15	3	0.15	4	0.20	3	0.15
Sigurnost	5 %	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3	0.15
Cijena	5 %	2	0.10	2	0.10	3	0.15	5	0.25	2	0.10
Održavanje	10 %	2	0.20	2	0.20	3	0.15	5	0.25	2	0.20
Ukupna ocjena		3.55		3.65		2.85		2.50		2.80	
Rang		2		1		3		5		4	

gdje je X – Ocjena, Y – Ponderirana ocjena

**Tablica 2. Legenda ocjenjivanja koncepta**

Relativna vrijednost koncepta	Ocjena
Puno lošije od referentnog koncepta	1
Lošije od referentnog koncepta	2
Jednako kao referentni koncept	3
Bolje od referentnog koncepta	4
Puno bolje od referentnog koncepta	5

Na temelju vrednovanja koncepata pomoću matrice odlučivanja zaključuje se da je koncept B najbolje rješenje za daljnji razvoj proizvoda.

Za jednostavnije i brze građevinske poduhvate koncept daje najbolje rješenja za tražene parametre. Iako je proizvodnja nešto komplikiranija, uređaj je kompaktan što dovodi do smanjenja mase i dimenzija. Upravo je to jedna od bitnijih značajki teleskopskog dohvavnika s mogućnošću ugradnje na prijevozno sredstvo kao auto-granik. Ovakvo rješenje pogodno je ne samo za građevinske radove, već uz malu preinaku i za službe spašavanja. Upravo zbog svoje brzine i efikasnosti uređaj je idealan za takvu primjenu.

Koncept se temelji na već postojećim rješenjima i principima što ulijeva povjerenje u korisnika, a opet jedinstven je zbog svog mehanizma za izvlačenje.

## 4. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA

Odabrani koncept obavlja funkciju izvlačenja teleskopskog dohvavnika pomoću sustava užeta i kolotura pogonjenog hidrauličnim cilindrom. Nagib se također regulira s hidrauličnim cilindrom dok se rotacija obavlja preko zupčanog prijenosa pogonjenog elektromotorom. Za prijenos sile na postolje koristi se okretni ležaj.

### 4.1. Mehanizam za prihvat i dizanje tereta

Osnovni elementi mehanizma za dizanje su: bubanj, prijenosnik s motorom, uže, užnice, lanac i sklop kuke.

#### 4.1.1. Izbor užetnog sistema dohvavnika

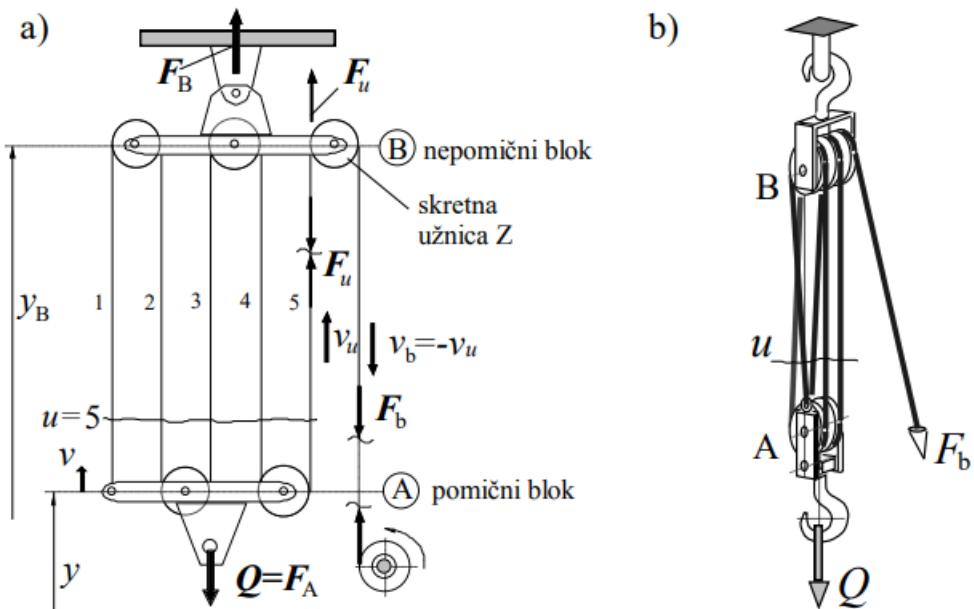
Kako bismo ostvarili što manju silu u užetu odabran je užetni sistem s prijenosnim omjerom

$$i_k = \frac{u_k}{1} = 2 \quad (1)$$

gdje je:

$u_k$  – broj užadi iznad kuke

Ovo vrijedi za obični faktorski koloturnik. Teleskopski granici mogu imati na vrhu dohvavnika sklop užnica čime se može povećati prijenosi omjer. To su najčešće teleskopski dohvavnici s većom nosivošću, odnosno većom čvrstoćom dohvavnika. U našem slučaju uzet je prijenosni omjer dva što je ujedno i najgori slučaj za silu u užetu pa ako se u eksploataciji stavi veći prijenosi omjer, to za uže neće predstavljati problem te smo na strani sigurnosti.



Slika 14. Obični faktorski koloturnik, a) kinematička shema, b) praktična izvedba [4]

#### 4.1.2. Dimenzioniranje i odabir čeličnog užeta

Sila u užetu za prethodno odabrani prijenosi omjer iznosi:

$$F_u = \frac{Q}{u_k \cdot \eta_u} = \frac{10000}{2 \cdot 0.951} = 5258 \text{ N} \quad (2)$$

Gdje je

$u_k = 2$  – broj užadi iznad kuke

$\eta_u = 0.99$  – korisnost koloturnika, a računa se prema:

$$\eta_u = \frac{1}{u_k} \cdot \frac{1 - \eta_0^{u_k}}{1 - \eta_0} \cdot \eta_0^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0.98^2}{1 - 0.98} \cdot 0.98^2 = 0.951 \quad (3)$$

gdje je:

$\eta_0 = 0.98$  – korisnost pojedine užnice s valjnim ležajom

Broj skretnih užnica je 2.

Potrebni minimalni promjer užeta izvodi se na temelju računske lomne sile, tj. sile koje uže može podnijeti na temelju čvrstoće žica (tipično  $R_m = 2570 \text{ N/mm}^2$ ).

Sljedeći parametar koji je potrebno odrediti je pogonska grupa. Namjena ovog teleskopskog dohvavnika je montaža u cjelinu kao auto-granik te rad s kukom. Kao što se može vidjeti na

slici ispod teleskopski auto-granik u radu s kukom spada u pogonsku grupu **S3** prema ISO normi, odnosno u **B3** grupu prema DIN normi. Isto tako spada u **HC2** grupu krutosti (podizne grupe).

Tablica 3. Pogonske grupe za različite izvedbe granika [5]

20	Brodski, palubni	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S4, S5	B4, B5
21	Okretni toranjski - građevinski		HC1	S2, S3	B3
22	Montažni granici, jarbolni (derik) granici	rad s kukom	HC1,HC2	S1, S2	B2, B3
23	Okretni na tračnicama	rad s kukom	HC2	S3, S4	B3, B4
24	Okretni na tračnicama	rad s grabilicom ili magnetom	HC3,HC4	S4, S5	B4, B5
25	Mobilni željeznički, u sastavu kompozicije		HC2	S4	B4
26	Auto granici, mobilni granici	rad s kukom	HC2	S3, S4	B3, B4
27	Auto granici, mobilni granici	rad s grabilicom ili magnetom	HC3, HC4	S4, S5	B4, B5
28	Auto- i mobilni granici velike nosivosti		HC1	S1, S2	B2, B3

Pretpostavimo li da dohvativnik godišnje radi prosječno do dva sata dnevno srednjim spektrom opterećenja dohvativnik spada u pogonsku grupu **1A<sub>m</sub>** prema normi DIN 15020, odnosno **M4** prema normi 4301/1.

Tablica 4. Pogonske grupe mehanizma dizanja, DIN 15020 [5]

Spektar opterećenja			STVARNO RADNO VRIJEME $T_S$ , h/dan									
Naziv	$k_S = q_e^3$	$q_e$	$\leq 0,063$	$\leq 0,125$	$\leq 0,25$	$\leq 0,5$	$\leq 1$	$\leq 2$	$\leq 4$	$\leq 8$	$\leq 16$	$> 16$
v. teški	$0,5 < k_S \leq 1,0$	$0,8 < q_e \leq 1$	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>	-	-
teški	$0,25 < k_S \leq 0,5$	$0,63 < q_e \leq 0,8$	-	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>	-
srednji	$0,125 < k_S \leq 0,25$	$0,5 < q_e \leq 0,63$	-	-	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
lagan	$k_S \leq 0,125$	$\leq 0,5$	-	-	-	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>

Tablica 5. Faktori sigurnosti za pojedine pogonske grupe [4]

Pogonska grupa, DIN	1D <sub>m</sub>	1C <sub>m</sub>	-	1B <sub>m</sub>	1A <sub>m</sub>	2 <sub>m</sub>	3 <sub>m</sub>	4 <sub>m</sub>	5 <sub>m</sub>
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

Stoga, minimalni faktor sigurnost za tu pogonsku grupu je 4.

Promjer užeta računa se prema izrazu:

$$d_{uz} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{f \cdot \pi \cdot R_m}} \cdot \sqrt{F_u} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{0.47 \cdot \pi \cdot 1570}} \cdot \sqrt{5258} = 6.024 \text{ mm} \quad (4)$$

gdje je:

$f = 0.5$  – faktor ispune užeta

Odabrano je paralelno pleteno uže promjera 7 mm normalno pletene izvedbe s faktorom ispune 0.47.

Oznaka odabranog užeta je: **7 DIN 3055 6x7 – FC 1570 U sZ.**

#### 4.1.3. Dimenzioniranje i odabir kuke

Kuka su u standardima označene brojevima. Broj kuke odabran je tako da označava dozvoljenu nosivost u tonama za neku odabranu nazivnu pogonsku grupu dizalica. Na temelju potrebne nosivosti, pogonske grupe i materijala, izračunava se potrebnii broj kuke, a tada se bira standardna kuka sa sljedećim većim brojem kuke [4].

$$HN_{pot} = \frac{Q_t \cdot g}{R_e} \cdot v_n \quad (5)$$

gdje je:

$v_n$  – faktor sigurnosti na temelju pogonske grupe

$Q_t$  – najveće opterećenje u tonama

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$  – konstanta gravitacijskog ubrzanja

$R_e$  – granica tečenja materijala kuke

**Tablica 6. Materijali normiranih kuka [4]**

Razred čvrstoće	Sitnozrnnati čelici		Čelici za poboljšanje	
	Materijal	$R_e$ ili $R_p 0,2$ MPa	Materijal	$R_e$ ili $R_p 0,2$ MPa
M	S275N (StE285; ČRO 280)	250	-	-
P	S355N (StE355; ČRO 350)	315	-	-
(S)	S420 N (StE420; ČRO 420)	390	34CrMo4 (Č 4731)	390
T	StE500 (ČRO 500)	490	34CrNiMo6 (Č 5431)	490
(V)	-	-	30CrNiMo8 (Č 5432)	620

Za materijal kuke odabran je sitnozrnati konstrukcijski čelik oznake S355N (ČRO 350) čija je granica tečenja  $Re = 315 \text{ MPa}$ . Slijedi da je za odabran materijal kuke i pogonsku grupu faktor sigurnosti kuka jednak  $\nu_n = 1.5$ .

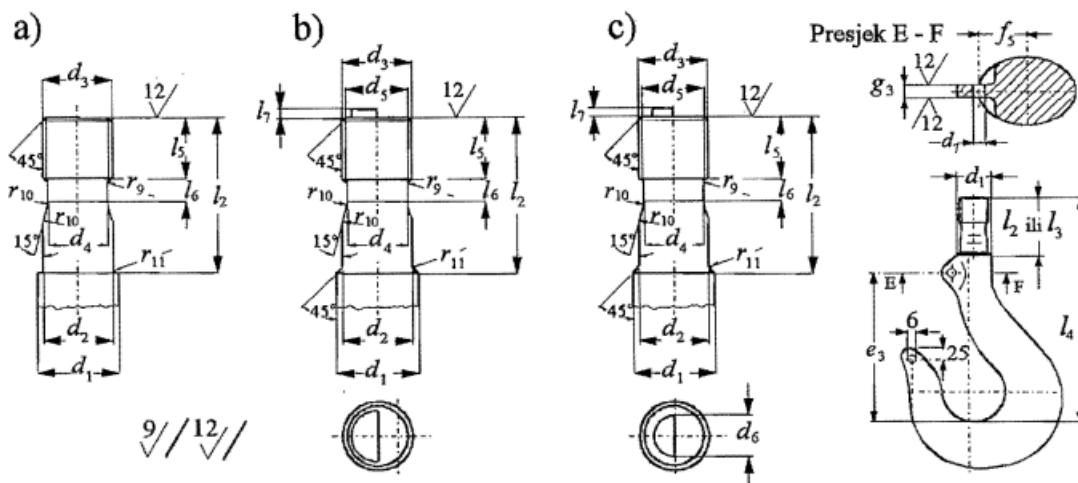
**Tablica 7. Faktori sigurnosti normiranih kuka [4]**

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

Iz prethodno izračunatih i određenih parametara slijedi da je broj kuke jednak:

$$HN_{pot} \geq \frac{Q_t \cdot g}{R_e} \cdot \nu_n = \frac{1 \cdot 9.81}{31.5} \cdot 1.5 = 0,467 \quad (6)$$

Iz konstrukcijskih razloga, zbog nedostatka manjih nosača kuke izabran je standardiziran broj kuke  $HN = 2.5$ . Budući da mjere kuka odgovaraju u potpunosti važećoj normi, čvrstoću same kuke nije potrebno provoditi. Nadalje, uzeli smo kuku par broja veću od izračunate vrijednosti tako da smo i time na strani sigurnosti. Mjere i dimenzije kuke prikazane su ispod.



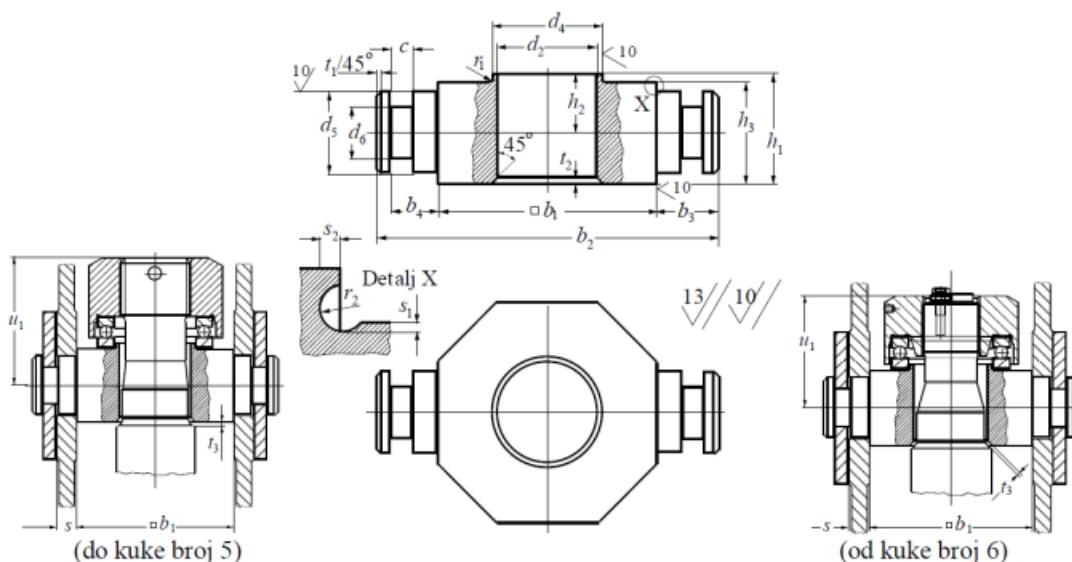
**Slika 15. Obraćeni vrat kuke [4]**

**Tablica 8. Mjere obrađenog vrata za kuke kovane u kalupu, mm; (DIN 154 T.2) [4]**

Broj kuke	$d_1$	$d_2$ $h_{11}$	Navoj $d_3, c_{11}$	$d_4$	$d_5$ $c_{11}$	$d_7$	$e_3$	$f_4$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$	$l_7$	$r_9$	$r_{10}$	$r_{11}$
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	27	121	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

#### 4.1.4. Odabir normiranih nosača i maticice kuke

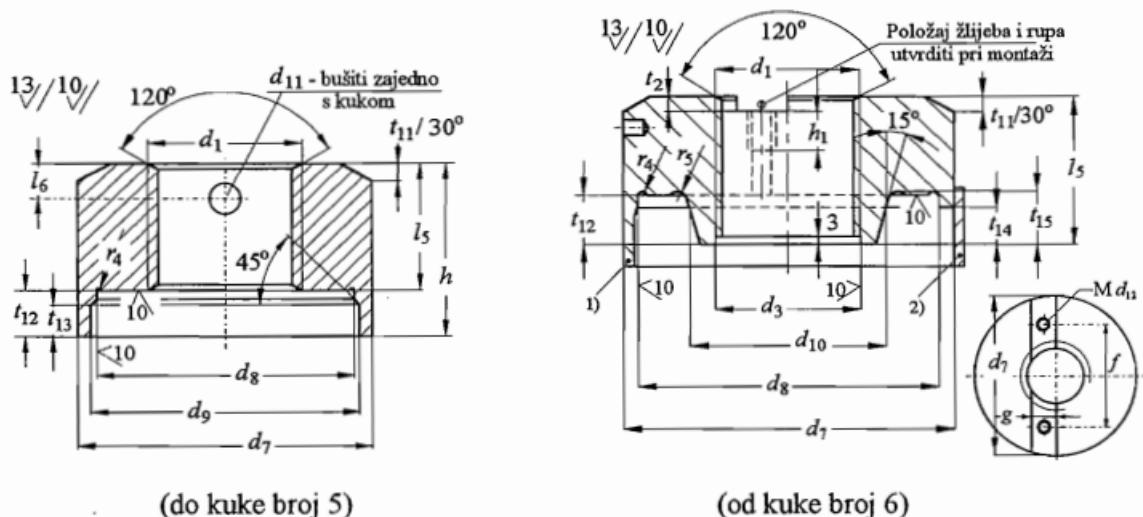
Iz dimenzija, odnosno broja kuke, direktno proizlaze i dimenzije pripadajućeg nosača kuke i maticice za kuku. Mjere nosača i ovjesa kuka također su standardizirane te su mjere prikazane na slici 16. i definirane u tablici 9.

**Slika 16. Ovjes i nosač kuke, DIN 15411 i DIN 15412 T.2 [4]**

Tablica 9. Mjere ovjesa i nosača kuke; materijal nosača C35 (Č1330), mm [4]

Broj kuke	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$c$	$d_2$	$d_4$ j6	$d_5$ h9	$d_6$	$h_1$	$h_2$	$h_3$ h11	$r_{1\max}$	$r_2$	$s$	$s_1$	$s_2$	$t_1$	$t_2$	$t_{3\max}$	$u_1$	Ležaj
2,5	80	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,6	10	0,5	1,2	2	2	1	63,5	511 08
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	10	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

Matica kuke je također standardizirana i njezine dimenzije i mjere su prikazane ispod.



Slika 17. Matice teretnih kuka [4]

**Tablica 10.** Mjere matica teretnih kuka do kuke broj 5, mm; materijal C 35 ili C 45; (DIN 15413) [4]

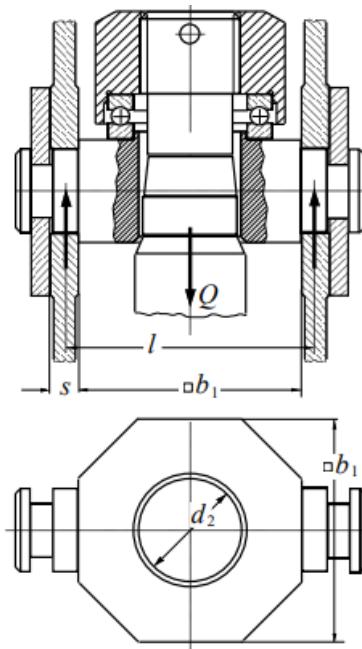
Broj kuke	Navoj $d_1$	$d_7$	$d_8$ E9	$d_9$	$d_{11}$ H12	$h$	$l_5$	$l_6$	$r_4$	$t_{11}$	$t_{12}$	$t_{13}$
2,5	M 36	70	60	63	8	44	32	10	0,6	4	12	8
4	M 42	80	70	73	10	49	36	12	0,6	5	13	9
5	M 45	95	85	88	10	56	40	13	1	5	16	9

Vrijednosti nosača i matice kuke odabране su prema prethodni standardima u skladu s odabranim brojem kuke (2.5).

#### 4.1.5. Provjera čvrstoće nosača kuke

Nosač kuke proračunava se kao nosač na dva opterećena oslonca opterećen na savijanje, slika 18. Savijanje je najgore na središnjoj osi nosača kuke i izračunava se u skladu s odgovarajućim poprečnim presjekom nosača.

Standardni nosači kuke zadovoljavaju, no proračun je potreban u slučaju da se nosač želi proširiti kako bi se smjestile dodatne užnice između nosivih limova.



Slika 18. Nosač kuke, proračunska skica [4]

Iznos momenta savijanja maksimalan je na središnjoj osi nosača kuke i iznosi:

$$M_{\max\_k} = \frac{Q_t \cdot g \cdot l}{4} = \frac{Q_t \cdot g \cdot (b_{1\_k} + s)}{4} = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot (80 + 10)}{4} = 220725 \text{ Nmm} \quad (7)$$

Moment otpora poprečnog presjeka nosača kuke na središnjoj osi iznosi:

$$W_k = \frac{h_3^2}{6} \cdot (b_{1-k} - d_2) = \frac{37^2}{6} \cdot (80 - 37) = 9811 \text{ mm}^3 \quad (8)$$

Iznos najvećeg naprezanja uslijed savijanja iznosi:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{220725}{9811} = 22.5 \text{ MPa} \quad (9)$$

Iznos dopuštenog naprezanja iznosi 80...120 MPa za materijal C35 (Č 1330) [4] što je veće od izračunatog naprezanja te stoga zaključujemo da nosač zadovoljava.

#### **4.1.6. Provjera površinskog pritiska između nosivih limova i nosača kuke**

Uz savijanje, potrebo je provjeriti i površinski pritisak između nosivih limova i nosača kuke. Površinski pritisak računa se prema izrazu za srednju vrijednost:

$$p_k = \frac{Q_t \cdot g}{2 \cdot d_5 \cdot s} = \frac{1000 \cdot 9.81}{2 \cdot 30 \cdot 10} = 16.35 \text{ MPa} \quad (10)$$

Dopuštena vrijednost površinskog pritiska je 80...120 MPa [4] te budući da je izračunata vrijednost pritiska daleko manja, uvjet je zadovoljen.

#### **4.1.7. Provjera čvrstoće matice kuke**

Budući da je matica kuke standardizirana i njene dimenzije se neće mijenjati zaključujemo da matica zadovoljava uvjete čvrstoće.

#### **4.1.8. Provjera nosivosti aksijalnog ležaja nosača kuke**

Opterećenja koje djeluje na ležaj jednako je težini tereta i dobijemo ga iz izraza:

$$P_k = Q_t \cdot g = 1000 \cdot 9.81 = 9810 \text{ N} \quad (11)$$

Prema dimenzijama matice odabran je aksijalni ležaj proizvođača SKF oznake 51108 statičke nosivosti:

$$C_{0-k} = 63\,000 \text{ N}$$

Prema tome, postojeća sigurnost ležaja iznosi:

$$S_k = \frac{C_{0\_k}}{P} = \frac{63000}{9810} = 6.42 > S_{potr\_k} = 1.5 \quad (12)$$

Prema tome zaključujemo da ležaj zadovoljava potrebne uvjete.



**Slika 19. Odabrani aksijalni ležaj nosača kuke oznake 51108 [17]**

#### 4.1.9. Dimenzioniranje i odabir užnice

Promjer užnice/bubnja mora biti dovoljno velik da savijanje užeta ne bude preveliko. Minimalni promjer definiran je kao omjer promjera užnice/bubnja i užeta. Minimalni potrebni promjer bubnja, užnice i izravnavajuće užnice određuje se prema [4] izrazu:

$$D_{už} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d \quad (13)$$

Gdje je:

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min}$  - minimalni dozvoljeni odnos ( $D/d$ ), prema važećim normama, tablica 15.

$c_p$  – koeficijent pregiba užeta, tablica 12.

$d_{už}$  – promjer užeta, mm

$D_{už}$  – promjer užnice, mjeren kroz središnjicu užeta, mm.

Tablica 11. Minimalni odnosi ( $D/d$ ) za pogonsku užad; (DIN 15020) [4]

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

<sup>1)</sup> Vrijednosti u zagradama su za višeslojnu užad (užad s 2 ili 3 sloja pramena). Ukoliko se izborom konstrukcije višeslojnog užeta postiže dovoljna trajnost, mogu se koristiti faktori za jednoslojnu užad.  
<sup>2)</sup> Užnice u grabilicama, bez obzira na stvarnu pog. grupu, mogu se dimenzionirati prema  $(D/d)_{\min}$  za grupu 1B<sub>m</sub>.

Faktor  $c_p$  ovisi o najvećem broju pregiba na istom odsječku užeta. Broj pregiba broji se na sljedeći način:

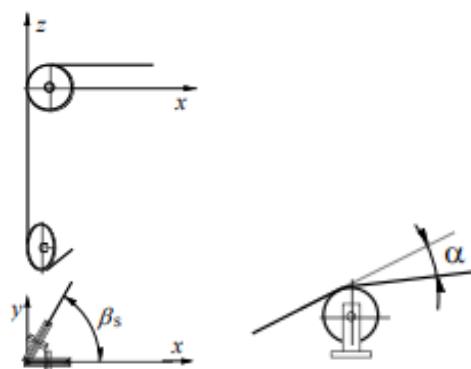
- prijelaz iz ravnog u savijeno stanje (namatanje na bubanj) – 1 pregib;
- istosmjerni prijelaz preko užnice (uze se uvijek savija u istom smjeru) – 2 pregiba;
- protusmjerni prijelaz preko užnice (uze mijenja smjer savijanja) – 4 pregiba

Pri promjeni ravnine gibanja užeta, prijelaz preko užnice koja skreće uže računa se kao:

- istosmjerni, za  $\beta_s \leq 120^\circ$ ;
- protusmjerni, za  $\beta_s > 120^\circ$ , slika 20. lijevo.

U pregibe ne ubrajamo:

- vezanje kraja užeta;
- pregib preko izravnavajuće užnice;
- pregib preko užnice, ako je kut pregiba  $\alpha_{už} < 5^\circ$ , slika 20. desno. [4]



Slika 20. Lijevo – prostorni pregib, desno – kut pregiba [4]

**Tablica 12. Faktor  $c_p$  [4]**

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

Na teleskopskom dohvatzniku predviđeno je namatanje na bubanj, dvije skretne užnice i užnica koloturnika te je stoga broj pregiba 7, a faktor  $c_p$  1.12. Za pogonsku grupu 1A<sub>m</sub> najmanji omjer promjera užnice i užeta prema tablici 11. iznosi 18. Stoga prema (35) slijedi da je proračunski promjer užnice:

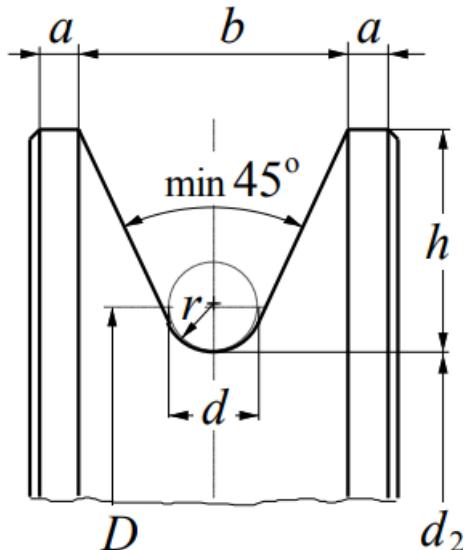
$$D \geq 18 \cdot 1.12 \cdot 7 = 141.12 \text{ mm} \quad (14)$$

#### 4.1.9.1. Dimenzije profila žlijeba užnice

Mjere profila žlijeba definirane su normom. Mjere ovise o promjeru užeta i mogu seочitati iz tablice 13.

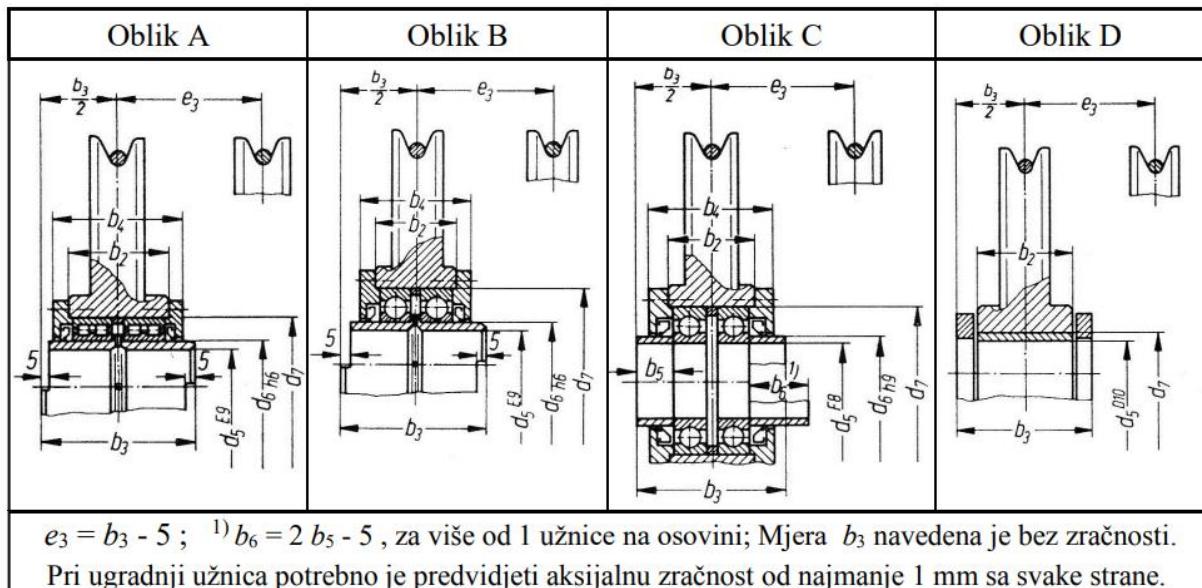
**Tablica 13. Mjere profila žlijeba užnice u mm; (DIN 15061 T.1) [4]**

<i>r</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>a</i>	<i>r</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>a</i>
1,6	3	8	9	2	13,5	25	40	51	8
2,2	4	10	11	2	14	26	40	52	8
2,7	5	12,5	14	2	15	27; 28	40	53	8
3,2	6	12,5	15	3	16	29; 30	45	59	8
3,7	7	15	17	4	17	31; 32	45	60	8
4,2	8	15	18	4	18	33; 34	50	65	10
4,8	9	17,5	21	4,5	19	35; 36	55	71	10
5,3	10	17,5	22	4,5	20	37; 38	55	72	11
6	11	20	25	5	21	39; 40	60	78	11
6,5	12	20	25	5	22	41	60	79	11
7	13	22,5	28	5	23	42; 43	65	84	11
7,5	14	25	31	6	24	44; 45	65	86	12,5
8	15	25	31	6	25	46	67,5	89	12,5
8,5	16	27,5	34	6	25	47	70	91	12,5
9	17	30	37	6	26	48	70	93	12,5
9,5	18	30	38	6	26	49	72,5	95	12,5
10	19	32,5	40	7	27	50	72,5	96	12,5
10,5	20	35	43	7	28	52	75	99	12,5
11	21	35	44	7	29	54	77,5	103	12,5
12	22	35	45	7	30	56	80	106	12,5
12,5	23	35	46	7	31	58	82,5	110	12,5
13	24	37,5	48	8	32	60	85	113	12,5



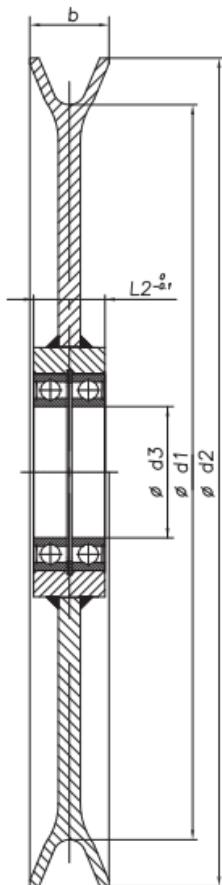
Slika 21. Profil užnice [4]

Postoje gotovi setovi užnica koje se izrađuju prema normi. Postoje četiri najčešća oblika užnica kakvi se tipično izrađuju i mogu kupiti. Razni oblici užnica mogu se vidjeti na slici 22.



Slika 22. Oblici i mjerne skice užnica prema DIN 15 062 T.2 [4]

Za ovaj rad odabrana je užnica oblika B proizvođača Gosan nazivnog promjer  $D = 150$  mm, slika 23. To je užnica koja ima kuglične ležajeve oznake 6206. Glavne mjere užnice prikazane su u tablici 14.



Slika 23. Užnica s ležajevima tvrtke Gosan [23]

Tablica 14. Dimenzije sklopa užnice [23]

Br.užnice	d <sub>už</sub> [mm]	d <sub>1</sub> [mm]	d <sub>2</sub> [mm]	d <sub>3</sub> [mm]	b [mm]	L <sub>2</sub> [mm]	Ležaj
2	7	150	175	30	24	34	6206

#### 4.1.10. Dimenzioniranje bubnja

Bubanj služi za pogon užeta i kao spremnik potrebne duljine užeta. Namatanje užeta treba izvesti tako da se spriječi zapletanje užeta na bubnju. To se većinom postiže namatanjem na ožljebljeni bubanj. Na bubanj se može namatati jedno uže, tada je bubanj jednoužetni ili dva užeta, tada je bubanj dvoužetni. U našem slučaju bubanj je jednoužetni. Žljebovi čuvaju uže i osiguravaju jednakomjerno namatanje užeta.

##### 4.1.10.1. Osnovne dimenzije bubnja

Promjer bubnja određuje se prema istom izrazu kao i promjer užnice:

$$D_{bub} \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d = 16 \cdot 1,12 \cdot 7 = 125,44 \text{ mm} \quad (15)$$

Gdje je:

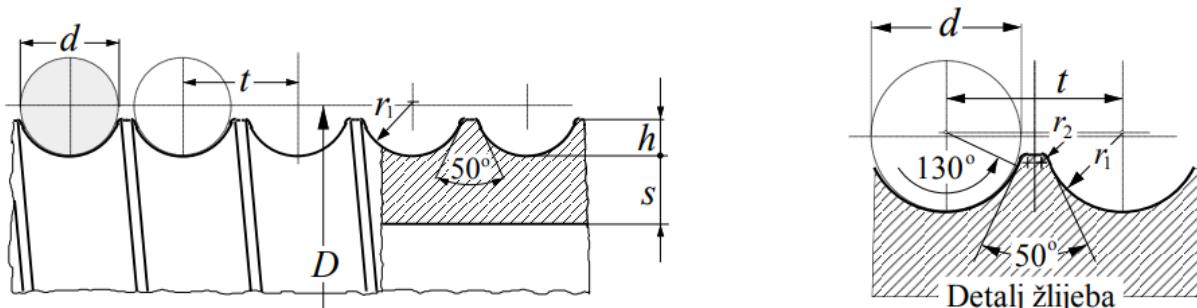
$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min}$  - minimalni dozvoljeni odnos ( $D/d$ ), prema važećim normama, tablica 11.

$c_p$  – koeficijent pregiba užeta, tablica 12.

$d_{bub}$  – promjer užeta, mm

$D_{bub}$  – promjer bubenja, mjeren kroz središnjicu užeta, mm.

Iz konstrukcijskih razloga odabran je bubenj nazivnog promjera 190 mm. Bubanj će biti izrađen u zavarenoj izvedbi (šavna cijev) cijevi materijala čelika oznake S235JR (Č0361) debljine stijenke  $s = 10$  mm. Odabrana je šavna cijev zbog veće slobode odabira promjera bubenja i boljih svojstava materijala. Glavne dimenzije žlijeba bubenja prikazane su na slici 24. i navedene u tablici 15.



Slika 24. Osnovne mjere i profil žlijeba bubenja [4]

Tablica 15. Dimenzije profila žlebova bubenja [4]

$d$ , mm	3 do 9	10 do 28	29 do 37	38 do 44	45 do 54	56 do 58	60
$r_2$ , mm	0,5	0,8	1,3	1,6	2	2,5	3
$h$	$0,375d \leq h \leq 0,4d$						
$r_1$	$0,53d$						
$t$	$\cong 1,15d$						

Slijedi da su dimenzije profila bubenja:

$$\begin{aligned} 0,375d &\leq h \leq 0,4d \\ 0,375 \cdot 7 &\leq h \leq 0,4 \cdot 7 \\ 2,625 &\leq h \leq 2,8 \rightarrow h = 2,7 \text{ mm} \end{aligned} \quad (16)$$

$$t \cong 1,15 \cdot d = 1,15 \cdot 7 = 8,05 \text{ mm (odabrano 8 mm)} \quad (17)$$

$$r_1 = 0,53 \cdot d = 0,53 \cdot 7 = 3,71 \text{ mm (odabrano 3,7 mm)} \quad (18)$$

Radna duljina bubenja je ona duljina na kojoj se uže namotava u dužini  $pH$ . Kako bi se rasteretila veza užeta s bubenjem dodaju se dodatna tri namotaja koja se ne odmotavaju, a do rasterećenja veze dolazi zbog sile trenja koja se javlja na tri dodatna namotaja. Za samu vezu se još dodaju jedan do dva namotaja.

Radna duljina bubenja određuje se prema izrazu:

$$l_r = \frac{p_{bub} \cdot H}{D_{bub} \cdot \pi} \cdot t = \frac{2 \cdot 11280}{190 \cdot \pi} \cdot 8 = 302,4 \text{ mm} \quad (19)$$

gdje je:

$p_{bub}$  – prijenosi odnos koloturnika;

$H$  – visina dizanja;

$D_{bub}$  – promjer bubenja;

$t$  – korak namatanja užeta.

Ukupna duljina bubenja određuje se prema izrazu:

$$l_b = l_r + s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + 30 \quad (20)$$

gdje je:

$$s_1 = t + (40 \dots 50) = 8 + 45 = 53 \text{ mm} \quad (21)$$

$$s_2 \cong t = 8 \text{ mm} \quad (22)$$

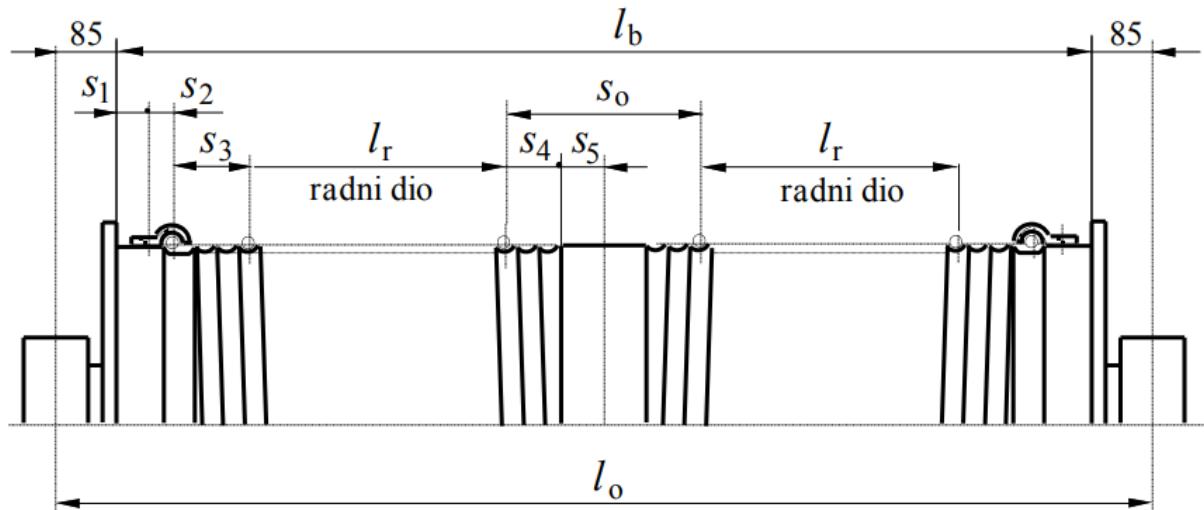
$$s_3 = 4 \cdot t = 4 \cdot 8 = 32 \text{ mm} \quad (23)$$

$$s_4 = (2,5 \dots 3,5) \cdot t = 3 \cdot 8 = 24 \text{ mm} \quad (24)$$

Slijedi da je ukupna duljina bubenja:

$$\begin{aligned} l_b &= 262,2 + 53 + 8 + 32 + 24 + 30 = 409,2 \text{ mm} \\ l_b &= 410 \text{ mm} \end{aligned} \quad (25)$$

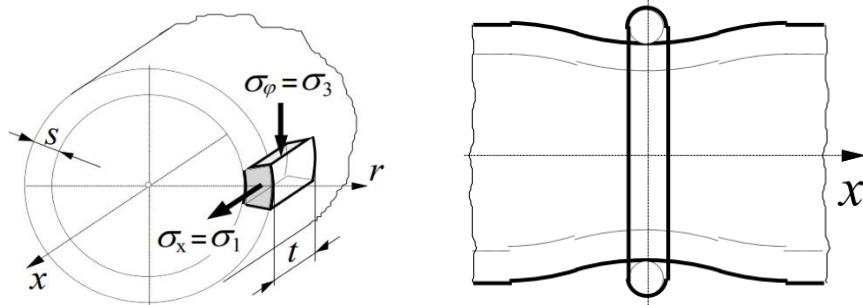
Mjere duljine bubenja prikazane su na slici 25.



Slika 25. Dvoužetni ožljebljeni bubanj, osnove mjere bubenja [4]

#### 4.1.10.2. Proračun stijenke bubenja

Stijenka bubenja opterećena je na uvijanje, savijanje i prolov. Uvijanje je najčešće relativno malog iznosa pa se može zanemariti, a do utjecaja savijanja dolazi tek kod bubenjeva veće duljine. Prolov se događa zbog namatanja na bubenj pod opterećenjem, te najviše doprinosi naprezanju. Naprezanja uslijed namatanje užeta, slika 26.:



Slika 26. Naprezanja elementa stijenke bubenja (lijevo), lokalno savijanje ljske bubenja od jednog navoja užeta (desno) [4]

Cirkularno (tlačno) naprezanje stijenke bubenja prema [6] iznosi:

$$\sigma_\phi = -0,5 \cdot \frac{F}{t \cdot s} = -0,5 \cdot \frac{9810}{8 \cdot 10} = -61,31 \text{ MPa} \quad (26)$$

gdje je

$s_{bub} = 10 \text{ mm}$  – debљina stijenke bubenja

Normalno naprezanje iznosi:

$$\sigma_x = 0,96 \cdot F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D_{bub} \cdot S^3}} = 0,96 \cdot 9810 \cdot \sqrt{\frac{1}{190 \cdot 10^3}} = 21,61 \text{ MPa} \quad (27)$$

Glavna naprezanja na mjestu namatanja su:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_x = 21,61 \text{ MPa} \\ \sigma_3 &= |\sigma_\varphi| = 61,31 \text{ MPa} \\ \sigma_2 &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Ekvivalentno naprezanje iznosi:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 21,61 - (-61,31) = 82,92 \text{ MPa} \quad (29)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235JR iznosi:

$$\sigma_{dop\_bub} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \text{ MPa} \quad (30)$$

gdje je:

$S = 2 \dots 3$  – faktor sigurnosti

Budući da vrijedi:

$$\begin{aligned} \sigma_1 - \sigma_3 &\leq \sigma_{dop} \\ 82,92 &\leq 94 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (31)$$

Zaključujemo da stijenka bubenja zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.1.10.3. Debljina čelne ploče bubenja

Za bubanj u zavarenoj izvedbi [6] vrijedi:

$$\sigma = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot D_1}{3 \cdot D}\right) \cdot \frac{F_H}{w^2} \leq \sigma_d = \frac{R_e}{S} \quad (32)$$

gdje je:

$\sigma_d$  – do 100 MPa;

$D_1 = 80 \text{ mm}$  – vanjski promjer glavine

$S = 2 \dots 3$  – faktor sigurnosti;

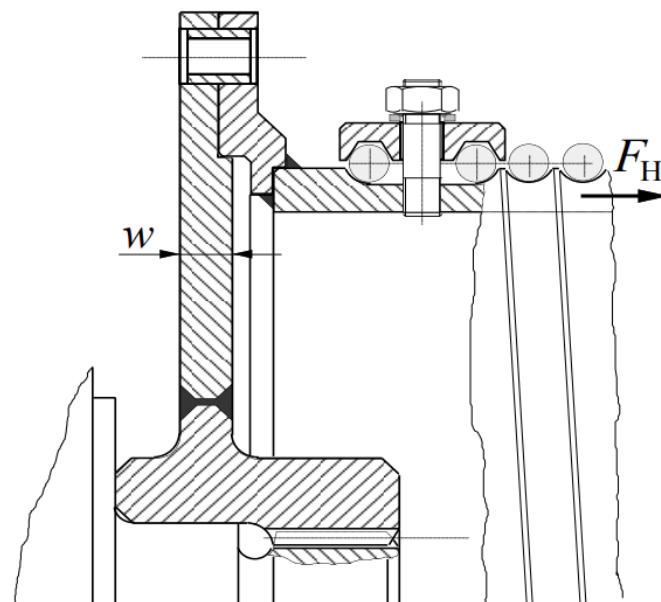
$$F_H = 0,1 F_u = 981 \text{ N};$$

$F_u$  – sila u užetu.

Iz gornjeg izraza može se izraziti debljina čelne ploče bubenja te stoga slijedi:

$$w \geq \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot D_1}{3 \cdot D}\right) \cdot \frac{F_H}{\sigma_d}} = \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 80}{3 \cdot 190}\right) \cdot \frac{981}{100}} = 3,19 \text{ mm} \quad (33)$$

Iz konstrukcijskih razloga odabrana je debljina ploče (slika 27.)  $w = 10 \text{ mm}$ .



Slika 27. Čelna ploča bubenja [4]

#### 4.1.10.4. Vijčana veza čelne ploče i bubenja

Kako bi se osigurala rastavljivost između čeone ploče i bubenja, veza se ostvaruje pomoću vijaka. Stoga se okretni moment prenosi preko vijčane veze, u ovom slučaju silom trenja s čelne ploče na bubenj. Slijedi da moment trenja mora biti veći od okretnog momenta:

$$F_{N\_bub} \cdot \mu_{č/č} \cdot \frac{d_7}{2} \cdot n_{v\_bub} \geq F_u \cdot \frac{D}{2} \quad (34)$$

gdje je:

$$F_{N\_bub} = \sigma_{dop} \cdot A_j \text{ – normalna sila koja se može ostvariti jednim vijkom}$$

$\mu_{\text{č}/\text{č}} = 0,2$  – faktor trenja za čelik/čelik [2]

$d_7 = D + 90 = 310 \text{ mm}$  - promjer na kojem se nalaze vijci (slika 28.)

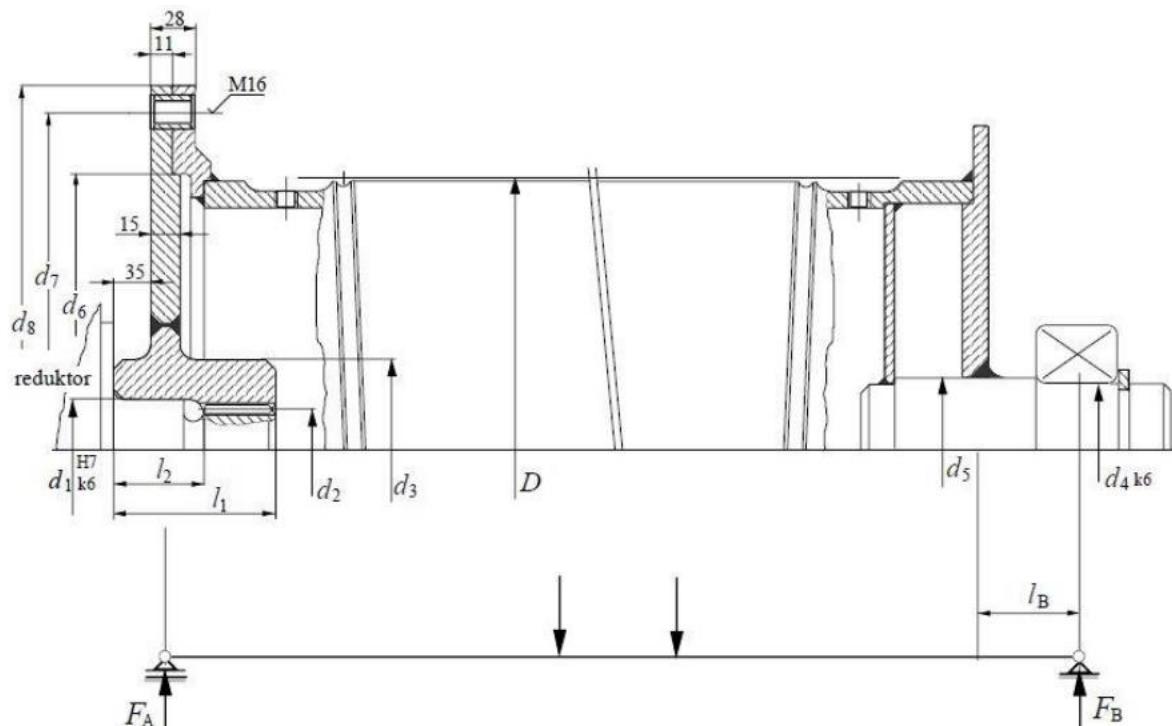
$n_{v\_bub}$  – broj vijaka

$A_j = 32,8 \text{ mm}^2$  - površina jezgre vijka [1] za odabране vijke M8 kvalitete 10.9.

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{900}{2,5} = 360 \text{ MPa} \quad (35)$$

gdje je:

$R_e$  – granica tečenja materijala vijka [7].



Slika 28. Primjer konstrukcijske izvedbe bubenja i osnovne mјere [4]

Iz jednadžbe (34) slijedi da je potreban broj vijaka:

$$n \geq \frac{F_u \cdot D}{\sigma_{dop} \cdot A_j \cdot \mu \cdot d_7} = \frac{9810 \cdot 219,1}{360 \cdot 32,8 \cdot 0,2 \cdot 310} = 2,55 \quad (36)$$

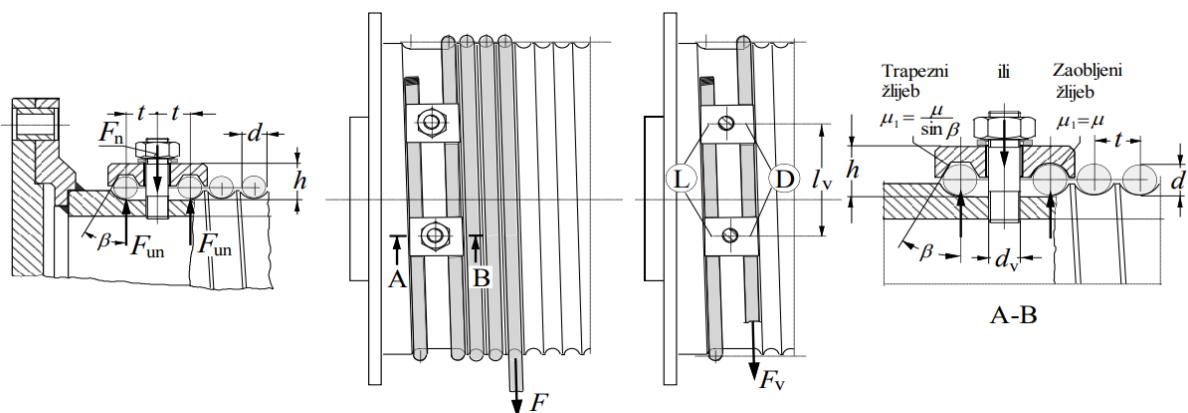
Za ostvarivanje vijčane veze između čelne ploče i bubenja odabire se  $n = 6$  vijaka M8 kvalitete materijala 10.9.

#### 4.1.10.5. Kontrola vijčane veze čelne ploče i bubnja

Kada je vijak pritegnut opterećen je samo vlačnom silom, no prilikom pritezanja vijčanog spoja vijak je opterećen i na uvijanje. Stoga, bilo bi poželjno napraviti provjeru čvrstoće vijka prilikom pritezanja, ali u ovom slučaju to nije potrebno jer je odabrani broj vijaka duplo veći od računskog te se kritična sila u vijku neće pojaviti ni prilikom pritezanja spoja.

#### 4.1.10.6. Veza užeta s bubnjem

Uže je pričvršćeno za bubnja pomoću vijaka preko sile trenja (slika 29.). Isto tako, uže je osigurano vlastitim trenjem koje se ostvaruje prilikom namatanja na bubanj. Iznos te sile trenja najmanji je kada je uže razmotano, odnosno kada je položaj kuke na najnižoj točki zahvata tereta.



Slika 29. Veza užeta s bubnjem [4]

Uz dva navoja prije vijčane veze, sila u užetu pred ulazom u vijčanu vezu iznosi [4]:

$$F_v = \frac{F_u}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{9810}{e^{0,1 \cdot 4\pi}} = 2792 \text{ N} \quad (37)$$

gdje je:

$\mu_{bub}$  = 0,1 – faktor trenja između užeta i bubnja

$\alpha_{uz}$  =  $4\pi$  – obuhvatni kut, dva navoja prije vijčane veze

Normalna sila u užetu na mjestu veze s bubnjem mora biti [4]:

$$F_V \leq 0,4 \cdot F_u = 0,4 \cdot 9810 = 3924 \text{ N} \quad (38)$$

Potrebnu normalnu silu u jednom vijku računamo prema izrazu [4]:

$$F_n = 2 \cdot F_{un} = 2 \cdot \frac{F_V}{(\mu + \mu_1) \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} + 1)} = 0,8 \cdot F_u = 0,8 \cdot 9810 = 7848 \text{ N} \quad (39)$$

gdje je:

$F_{un}$  – normalna sila ostvarena vezom, N,

$\mu_1$  – definira slika 29.

Odabrani su vijci M10 kvalitete 10.9. čija je površina jezgre  $A_j = 52,3 \text{ mm}^2$ .

Potreba broj vijaka računa se prema izrazu:

$$z \geq \frac{F_n}{\sigma_{dop}} \cdot \left( \frac{1,3}{A_j} + \frac{32 \cdot \mu_1 \cdot h}{\pi \cdot d_1^3} \right) = \frac{7848}{360} \cdot \left( \frac{1,3}{52,3} + \frac{32 \cdot 0,1 \cdot 16}{\pi \cdot 8,376^3} \right) = 1,15 \quad (40)$$

gdje je:

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

Odabрано:

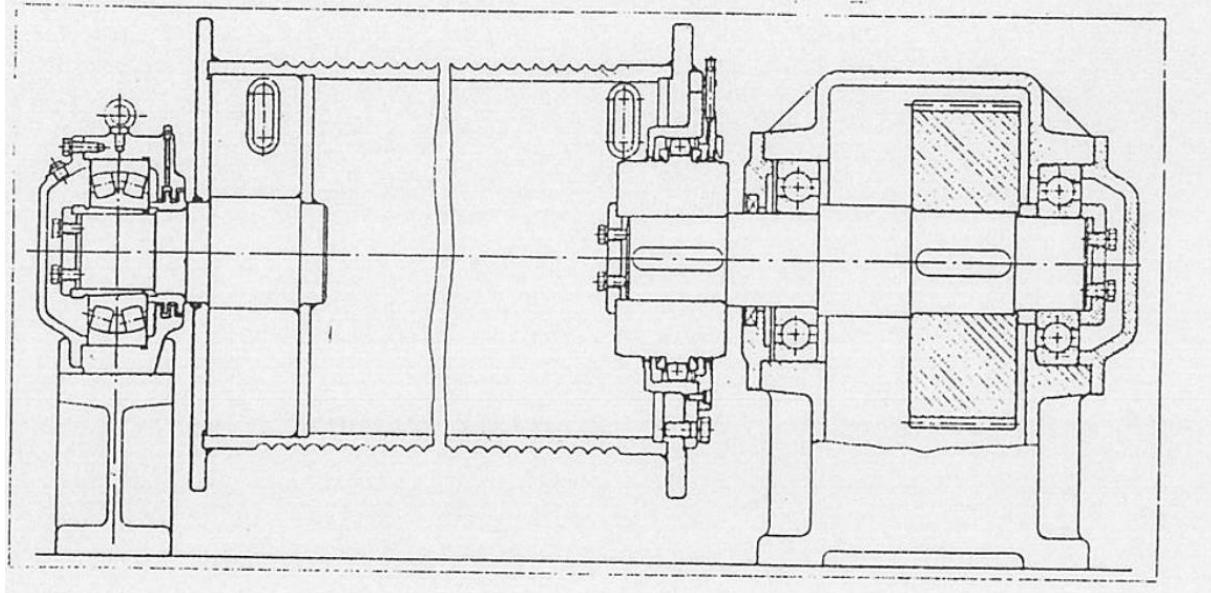
$z = 2$  vijka M10 kvalitete 10.9.

Vijci se stavljuju po obodu bubenja na razmaku:

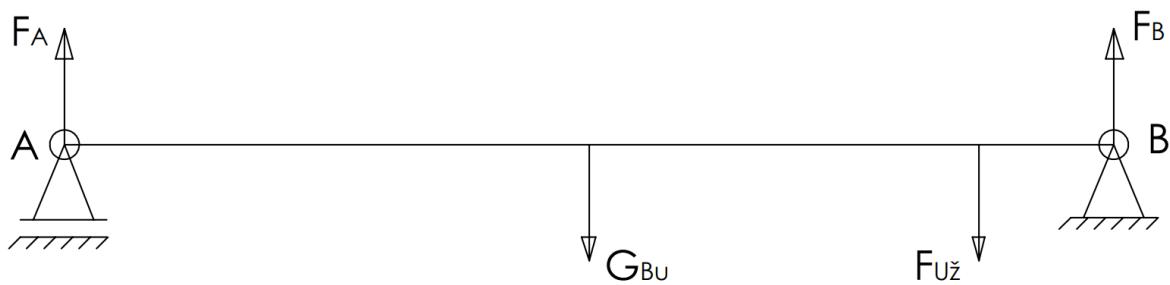
$$l_v \geq 5 \cdot d_u = 5 \cdot 7 = 35 \text{ mm} \quad (41)$$

#### 4.1.10.7. Proračun osovine bubenja

Bubanj se s jedne strane oslanja na vratilo reduktora, dok se s druge strane oslanja na osovinu, odnosno ležajno mjesto kao što je prikazano na slici 30. Osovina je uglavnom opterećena na savijanje pa je potrebno u skladu s time i obaviti proračun. Težina samog bubenja je zanemariva naspram silama u užetu pa samim time nije ni uzeta u obzir kod statičkog modela (slika 31.)



Slika 30. Presjek konstrukcije bubnja i reduktora sa zglobnom osovinom [8]



Slika 31. Statički model opterećenja bubnja

Prvo radimo sumu momenata oko točke B:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow -F_A \cdot l_A + F_u \cdot l_{uz} = 0 \quad (42)$$

Iz prethodne formulacije (jednadžba 42.) možemo izraziti i dobiti vertikalnu silu u osloncu A:

$$F_A = \frac{F_u \cdot l_{uz}}{l_A} = \frac{9810 \cdot 115}{410} = 2752 \text{ N} \quad (43)$$

Sada se radi suma momenata oko točke A kako bismo dobili silu F\_B:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -F_B \cdot l_B + F_u \cdot (l_B - l_{uz}) = 0 \quad (44)$$

Slijedi da je:

$$F_B = \frac{F_u \cdot (l_B - l_{už})}{l_B} = \frac{9810 \cdot (410 - 115)}{410} = 7058 \text{ N} \quad (45)$$

Odabrano:

Promjer osovine bubenja  $d_{5\_bub} = 40 \text{ mm}$ , materijal osovine S235JR (Č.0361).

Kritični presjek 1-1:

$$M_1 = F_B \cdot 70 = 7058 \cdot 70 = 494060 \text{ Nmm} \quad (46)$$

Pa je naprezanje:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_{5\_bub}} = \frac{494060}{6400} = 77,2 \text{ MPa} \quad (47)$$

gdje je:

$$W_{5\_bub} \cong 0,1 \cdot d_{5\_bub}^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ mm}^3 - \text{moment otpora presjeka}$$

Dopušteno naprezanje na presjeku 1-1 iznosi:

$$\sigma_{f,dop\_1} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot S_{potr}} = \frac{0,85 \cdot 0,96 \cdot 190}{1,1 \cdot 1,5} = 93,96 \text{ MPa} \quad (48)$$

gdje je:

$b_1 = 0,85$  – faktor veličine strojnog dijela [9],

$b_2 \cong 0,96$  – faktor kvalitete površinske obrade za  $Ra = 3,2$  [9],

$\sigma_{fDN} = 190 \text{ MPa}$  – trajna dinamička čvrstoća za S235JR (Č.0361) [9],

$\varphi = 1,1$  – utjecaj udaraca, faktor za pogonske uvjete [9],

$S_{potr} = 1,5$  – potrebna sigurnost.

Budući da vrijedi:

$$\sigma_{f,dop\_1} \geq \sigma_1 \rightarrow 93,96 \text{ MPa} \geq 77,2 \text{ MPa} \quad (49)$$

Zaključujemo da osovina zadovoljava!

#### 4.1.10.8. Odabir ležaja bubenja

Za ležaj osovine odabran je samopodesivi bačvasti ležaj s kućištem, firme SKF i kodne oznake SYNT 40 F. Ležaj se montira na postolje i pričvršćuje vijcima.

Ekvivalentno dinamičko radikalno opterećenje ležaja osovine bubenja iznosi:

$$P_r = F_B = 7058 \text{ N} \quad (50)$$

Dinamičko opterećenje ležaja računa se prema sljedećem izrazu:

$$C_1 = P_r \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{bub} \cdot L_{10h,\min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (51)$$

gdje je:

$$n_{bub} = \frac{v_{bub} \cdot 2}{2 \cdot \pi \cdot D_{bub}} = \frac{v_{diz} \cdot i_{kol} \cdot 2}{2 \cdot \pi \cdot D_{bub}} = \frac{0,08333 \cdot 2 \cdot 2}{2 \cdot \pi \cdot 0,219} = 2,42 \text{ 1/s} \quad (52)$$

$L_{10h,\min} = 10000 \text{ h}$  – zahtijevani vijek trajanja ležaja

$\varepsilon = \frac{10}{3}$  – eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u liniji.

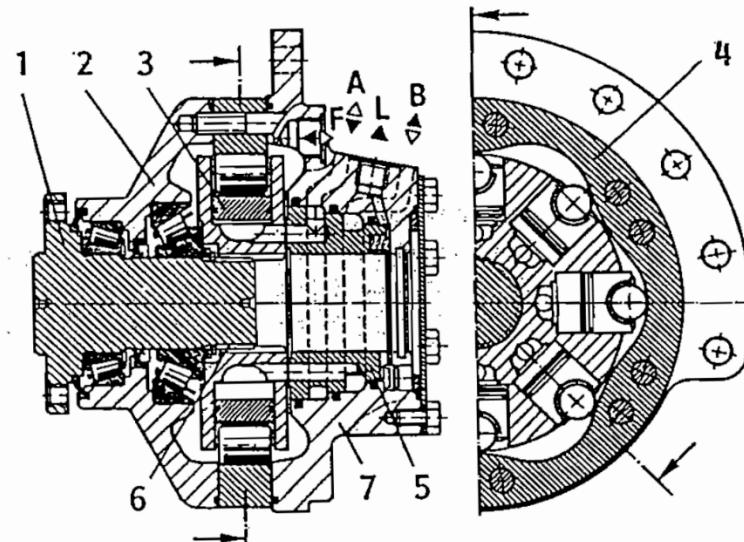
Slijedi da je:

$$C_1 = 7058 \cdot \left( \frac{60 \cdot 2,42 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 7893 \text{ N} \cong 7,9 \text{ kN} \quad (53)$$

Nosivost odabranog ležaja iznosi  $C = 96,5 \text{ kN}$  što je značajno više od tražene nosivosti od  $7,9 \text{ kN}$  te stoga zaključujemo da ležaj zadovoljava.

#### 4.1.11. Odabir pogonske jedinice za dizanje

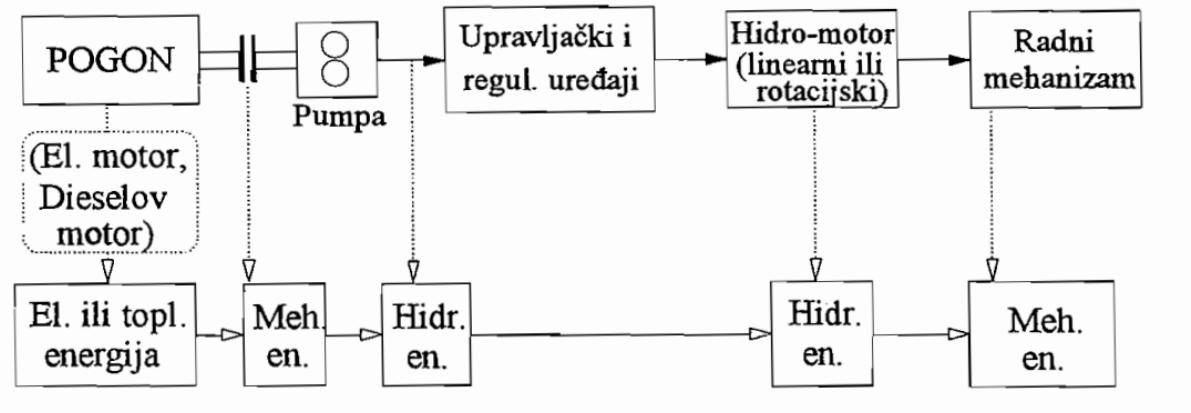
Kao i ostale pogonske jedinice, ovdje se neće koristiti elektromotor već hidraulički pogon, točnije koljenasti radikalni klipni motor (slika 32.). Prednosti uljnog hidrauličnog pogona su jednostavnije upravljanje, dobra i kontinuirana regulacija, mehani rad, znatno manje mase u pokretu. [4]



Slika 32. Radijalni klipni motor, koljenasti [4]

Motor preko bubnja i koločurnika podiže teret, a kako bi se frekvencija vrtnje elektromotora dovela na potrebnu frekvenciju vrtnje bubnje i kako bi se postigao određeni okretni moment na motor se nastavlja reduktor.

Kao glavni pogon služi Dieselov motor same dizalice i hidraulična pumpa koja dovodi ulje pod tlakom u hidraulični motor. Opći sustav takvog pogona prikazan je na slici 33.



Slika 33. Opći sustav hidrauličkog pogona [4]

#### 4.1.11.1. Potrebna snaga motora

Potrebna snaga klipnog motora za dizanje tereta određuje se prema izrazu:

$$P_M = \frac{Q_t \cdot g \cdot v_{diz}}{\eta_{uk}} = \frac{9810 \cdot 0,08333}{0,88} = 929 \text{ W} \quad (54)$$

gdje je:

$$\eta_{uk} = \eta_{kol} \cdot \eta_{bub} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{koč} \cdot \eta_{lež}^2 = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,98^2 = 0,88 \quad (55)$$

$\eta_{kol}$  = 0,99 – stupanj iskoristivosti koloturnika

$\eta_{bub}$  = 0,98 – stupanj iskoristivosti bubenja

$\eta_{red}$  = 0,95 – stupanj iskoristivosti reduktora

$\eta_{koč}$  = 0,99 – stupanj iskoristivosti kočnice

$\eta_{lež}$  = 0,98 – stupanj iskoristivosti ležajeva

Prema tome snaga hidrauličnog motora iznosi  $P_M = 929 \text{ W}$ .

#### 4.1.11.2. Okretni moment motora

Okretni moment motora dobije se preko izraza:

$$T_M = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_{bub}} = \frac{929}{2 \cdot \pi \cdot 2,42} = 61,1 \text{ Nm} \quad (56)$$

Prema okretnom momentu i frekvenciji vrtnje odabire se motor za pogon bubenja. Odabran je sporohodni hidraulični radikalni motor tvrtke Bosch Rexroth kodne oznake MCR3 čiji je promjer izlaznog vratila  $d_v = 40 \text{ mm}$ .

Maksimalni okretni moment hidrauličnog motora iznosi 1146 Nm, a dopušteno radikalno opterećenje iznosi oko 45 kN, ovisno o položaju vertikalne komponente sile. Za ostale podatke vidjeti prilog VI.

#### 4.1.12. Provjera kočnice pogonske jedinice za dizanje

Odabrani hidraulični motor ima integriranu kočnicu na koju se oslanja za kočenje tereta.

Moment kočenja sastoji se od statičkog i dinamičkog momenta kočenja.

Statički moment kočenja računa se prema:

$$T_{st} = Q_t \cdot g \cdot \frac{v_{diz}}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \cdot \eta_{koč} \quad (57)$$

gdje je:

$$\eta_{koč} = 2 - \frac{1}{\eta_{uk}} = 2 - \frac{1}{0,88} = 0,86 \quad (58)$$

iskoristivost uređaja u kočnom stanju.

Slijedi da je:

$$T_{st} = 9810 \cdot \frac{0,08333}{2 \cdot \pi \cdot 2,42} \cdot 0,86 = 46,24 \text{ Nm} \quad (59)$$

Dinamički moment kočenja je onaj moment koji se potreban kako bi se zaustavile sve pokretne mase. Budući da hidraulični motor rotira relativno malom brzinom kao i bubanj i užnice, zaključujemo da je iznos dinamičkog momenta zanemariv pa se stoga ni ne uzima u obzir.

Moment kočnice hidrauličnog motora iznosi  $T_{k,m} = 2200 \text{ Nm}$ , što je daleko više od potrebne vrijednosti i time zaključujemo da kočnica zadovoljava.

## 4.2. Nosiva konstrukcija granika

Do sada smo dimenzionirali i odabrali komponente mehanizma za dizanje u skladu s zadanim opterećenjem od jedne tone. U ovom dijelu rada dimenzionira se nosiva konstrukcija tako da može podnijeti opterećenje od jedne tone u najgorem slučaju, a to je kada je teleskop maksimalno izvučen na zadanih 12 metara u horizontalnom položaju. To nazivamo teorijskim opterećenjem, tj. riječ je o statičkom opterećenju. Isto tako, nosiva konstrukcija mora podnijeti i opterećenje uslijed vlastite težine i težine pojedinih komponenti.

Za nosiva konstrukciju dohvavnika provjerava se čvrstoća i krutost konstrukcije. Kod provjere čvrstoće provjerava se sigurnost od umora materijala (pogonska čvrstoća) i sigurnost u odnosu na granična stanja konstrukcije (granica tečenja materijala, nestabilnost).

Proračun se radi u skladu s normom HRN EN 13001-1:2015.

### 4.2.1. Određivanje dinamičkih faktora

Prema normi kod proračuna nosive konstrukcije dohvavnika uzimaju se u obzir i dinamička opterećenja tako da se odrede odgovarajući faktori s kojima se množi teorijsko statičko opterećenje prema navedenom izrazu:

$$F_{φ,j} = φ_j \cdot F_j \quad (60)$$

gdje je:

$F_j$  – osnovni dio  $j$ -tog pojedinačnog opterećenja, npr. vlastita težina  $G$ , teret  $Q$ , itd.;

$\phi_j$  – dinamički faktor  $j$ -tog opterećenja;

$F_{\phi,j}$  – povećano  $j$ -to pojedinačno opterećenje. [5]

Kod mobilnih izvedbi u obzir se uzima opterećenje od vlastite težine konstrukcije i opterećenje od tereta.

Pored dinamičkog faktora, pojedinačna opterećenja se još množe s parcijalnim faktorom sigurnosti  $\gamma_{p,j}$

#### 4.2.1.1. Određivanje dinamičkog faktora $\phi_1$

Dinamički faktor  $\phi_1$  uzima u obzir vlastitu težinu što je težina svih nepokretnih i pokretnih dijelova konstrukcije granika, osim radnog tereta koji se diže.

Vlastita težina množi se s faktorom  $\phi_1$ , s kojim se uzimaju u obzir inercijske sile nastale vibracijom nosive konstrukcije pri radu postrojenja. [5]

Faktor  $\phi_1$  određuje se prema izrazu [5]:

$$\phi_1 = 1 + \delta_k = 1 + 0,1 = 1,1 \quad (61)$$

gdje je:

$$0 \leq \delta_k \leq 0,1 \quad (62)$$

i treba se odabrati prema konstrukciji. Za teleskopski dohvatznik odabранa je vrijednost od 0,1.

#### 4.2.1.2. Određivanje dinamičkog faktora $\phi_2$

Isprekidani rad pogona mehanizma za dizanje može uzrokovati dinamička opterećenja. Utjecaj tog efekta možemo uhvatiti dinamičkim faktorom  $\phi_2$  tako da se pomnoži s nazivnim opterećenjem. Da bismo odredili dinamički faktor prvo je potrebno odrediti ostale potrebne parametre. Prvo je potrebno odrediti kojoj proračunskoj kombinaciji priprada teleskopski auto granik.

Prema tablici 16. vidljivo je da teleskopski granik pripada proračunskoj kombinaciji A1.

**Tablica 16. Opis proračunskih kombinacija [5]**

Proračunska kombinacija	Poglavlja	Opis kombinacije
A1	6.1.3.2	Opterećenja uslijed dizanja i premještanja tereta. Inercijske sile uzimaju se u obzir od onih mehanizama, koji redovito rade za vrijeme premještanja tereta.
A2	6.1.3.3	Naglo skidanje ili pad tereta. Ostalo kao u kombinaciji A1.
A3	6.1.3.5	Opterećenja od ubrzavanja i zaustavljanja svih pogonskih mehanizama sa zavješenim teretom.
A4	6.1.3.4	Vožnja s teretom po neravnoj podlozi, bez utjecaja dizanja tereta.
B1 do B4	6.1.3.7	Jednako kao A1 do A4, uz dodatak opterećenja od vjetra i ostalih klimatskih utjecaja za vrijeme rada.
B5	6.1.3.8	Granik u normalnom radu, vožnja po neravnoj podlozi, s opterećenjem od vođenja po tračnicama i opterećenjem od vjetra i ostalih klimatskih utjecaja.

Prema načinu upravljanja mehanizmi dizanja podijeljeni su u vrste HD1 do HD5, kako slijedi:

HD1: mehanizam dizanja bez spore brzine;

HD2: s konstantnom sporom brzinom upravlja dizaličar

HD3: konstantna spora brzina održava se automatski, dok se teret ne digne s tla

HD4: s kontinuirano promjenjivom brzinom upravlja dizaličar

HD5: nakon napinjanja užeta, automatskim upravljanjem se postiže odabrana brzina, s ubrzanjem neovisnim o dizaličaru [5].

Teleskopski auto-granik u ovom radu spada u grupu **HD4**.

**Tablica 17. Karakteristične brzine dizanja  $v_h$  za određivanje faktora  $\phi_2$  [5]**

Kombinacija opterećenja (vidjeti poglavlje 6.1.4.2)	Vrsta mehanizma dizanja				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
A1, B1	$v_{h,max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$	0
C1	-	$v_{h,max}$	-	$v_{h,max}$	$0,5 \cdot v_{h,max}$

Iz tablice 17. vidljivo je da karakteristična brzina dizanja za određenu kombinaciju opterećenja (HD4) i vrstu mehanizma dizanja iznosi:

$$v_h = 0.5 \cdot v_{h,max} = 0.5 \cdot 5 = 2.5 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0.04167 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (63)$$

gdje je:

$v_{h,max} = 5 \frac{\text{m}}{\text{min}}$  – najveća konstantna brzina dizanja tereta.

**Tablica 18.** Grupe granika prema krutosti konstrukcije, faktor  $\beta_2$  i  $\phi_{2,\min}$  [5]

Grupe krutosti (podizne grupe)	Karakteristični vertikalni pomak tereta $\delta$	Faktor $\beta_2$ , s/m	$\phi_{2,\min}$				
			HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
HC1	$0,8 \text{ m} \leq \delta$	0,17	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
HC2	$0,3 \text{ m} \leq \delta < 0,8 \text{ m}$	0,34	1,1	1,1	1,05	1,1	1,05
HC3	$0,15 \text{ m} \leq \delta < 0,3 \text{ m}$	0,51	1,15	1,15	1,05	1,15	1,05
HC4	$\delta < 0,15 \text{ m}$	0,68	1,2	1,2	1,05	1,2	1,05

Dinamički faktor  $\phi_2$  izračunava se prema izrazu [5]:

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,1 + 0,34 \cdot 0,04167 = 1,114 \quad (64)$$

gdje je:

$\phi_{2,\min}$  – minimalna veličina  $\phi_2$  ovisna o kombinaciji krutosti konstrukcije i načinu upravljanja mehanizmom dizanja,

$\beta_2$  – faktor ovisan o podiznoj grupi,

$v_h$  – karakteristična brzina dizanja.

#### 4.2.1.3. Određivanje parcijalnog faktora sigurnosti $\gamma_{p,1}$

Već je prethodno određeno da mobilni granika pripada proračunskoj kombinaciji A1. Općenito vrijedi da je za teleskopske mobilne granike da teret djeluje nepovoljno, tj. pokušava prevrnuti konstrukciju. Stoga, prema tablici 19. vrijedi da je:

$$\gamma_{p,1} = 1,22 \quad (65)$$

**Tablica 19.** Veličine parcijalnog faktora  $\gamma_{p,1}$  za težinu konstrukcije [5]

Način određivanja težine i položaja težišta	Proračunske kombinacije opterećenja					
	A		B		C	
	nepovoljno	povoljno	nepovoljno	povoljno	nepovoljno	povoljno
računanjem	1,22	0,95	1,16	0,97	1,1	1,00
vaganjem	1,16	1,00	1,10	1,00	1,05	1,00

Parcijalni faktor sigurnosti za težinu tereta prema tablici 20. iznosi:

$$\gamma_{p,2} = 1,34 \quad (66)$$

**Tablica 20. Proračunske kombinacije grupe opterećenja A i B s dinamičkim faktorima i parcijalnim faktorima sigurnosti [5]**

Vrsta opterećenja	Pojedinačna opterećenja	Proračunske kombinacije A				Proračunske kombinacije B							
		$\gamma_{p,j}$ <sup>1)</sup>	A1	A2	A3	A4	$\gamma_{p,j}$ <sup>1)</sup>	B1	B2	B3	B4	B5	
Redovita opterećenja (I.)	Težina granika, G	$\gamma_{p,1}$	$\phi_1$	$\phi_1$	1	-	$\gamma_{p,1}$	$\phi_1$	$\phi_1$	1	-	-	
	Težina tereta, Q	1,34	$\phi_2$	$\phi_3$	1	-	1,22	$\phi_2$	$\phi_3$	1	-	-	
	Težina granika i tereta, G+Q; vožnja po neravnoj podlozi.	1,22	-	-	-	$\phi_4$	1,16	-	-	-	$\phi_4$	$\phi_4$	
	Inercijske sile pri pokretanju s teretom, G+Q	1,34	bez rada mehanizma dizanja	$\phi_5$	$\phi_5$	-	$\phi_5$	1,22	$\phi_5$	$\phi_5$	-	$\phi_5$	-
	rade svi mehanizmi		-	-	$\phi_5$	-	-	-	$\phi_5$	-	-		
Povremena opterećenja (II.)	Opterećenja od pomaka, $\phi=1$	$\gamma_{p,6}$	1	1	1	1	$\gamma_{p,6}$	1	1	1	1	1	
	Vjetar tijekom rada, $\phi=1$					-	1,22	1	1	1	1	1	
	Vođenje po tračnicama, $\phi=1$					-	1,16	-	-	-	-	1	
	Promjena temperature, $\phi=1$					-	1,16	1	1	1	1	1	
	Snjeg i led, $\phi_0=1$					-	1,22	1	1	1	1	1	

#### 4.2.1.4. Provjera uvjeta čvrstoće dohvavnika

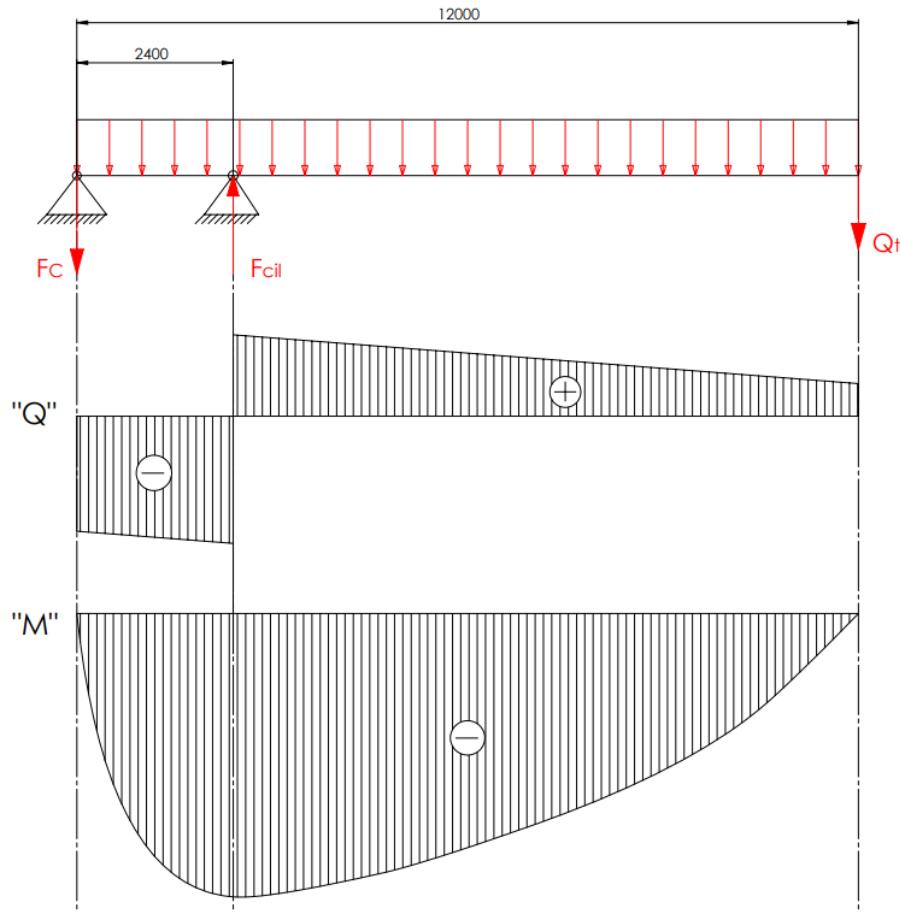
Temeljem izračunatih vrijednosti faktora opterećenja i parcijalnog faktora sigurnosti, slijedi da je opterećenje u najnepovoljnijem slučaju s kojim se ulazi u proračun nosive konstrukcije jednako:

$$\begin{aligned}
 F_P &= G \cdot \gamma_{p,1} \cdot \phi_1 + Q \cdot \gamma_{p,2} \cdot \phi_2 \\
 F_P &= 20012 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + 9810 \cdot 1,34 \cdot 1,114 \\
 F_P &= 41500 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{67}$$

gdje je:

$G = 20012 \text{ N}$  – vlastita težina dohvavnika.

Na slici 34. prikazan je statički model dohvavnika i opterećenja koja djeluju na njega te dijagrami unutarnjih sila i momenta.

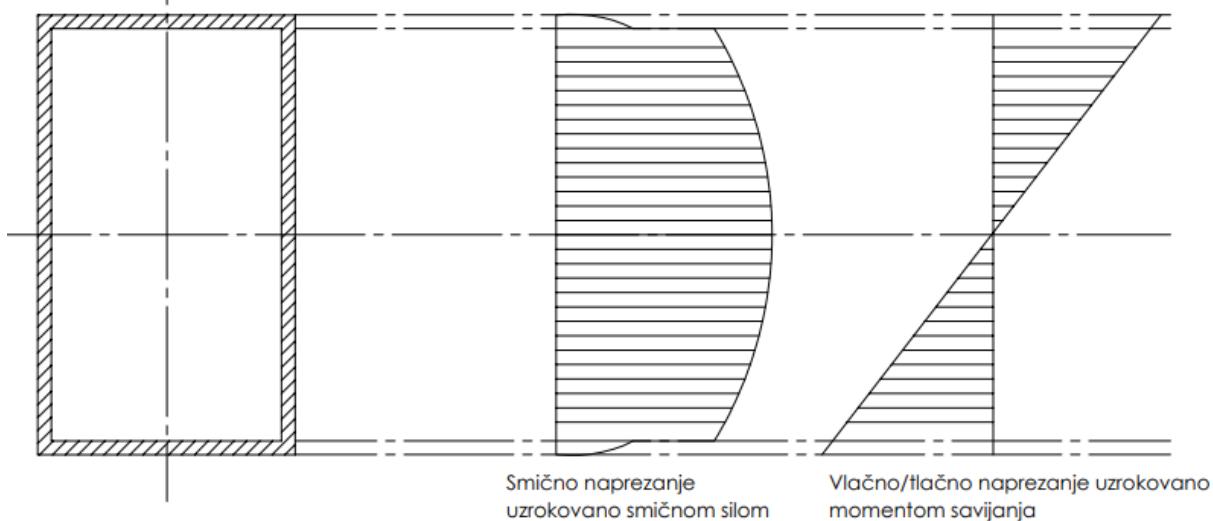


**Slika 34. Dijgrami unutrnjih sila i momenta dohvavnika**

Kontinuirano opterećenje koje djeluje po duljini glavnog nosača iznosi:

$$q = \frac{G}{L_{doh}} = \frac{20012}{12000} = 1,6677 \text{ N/mm} \quad (68)$$

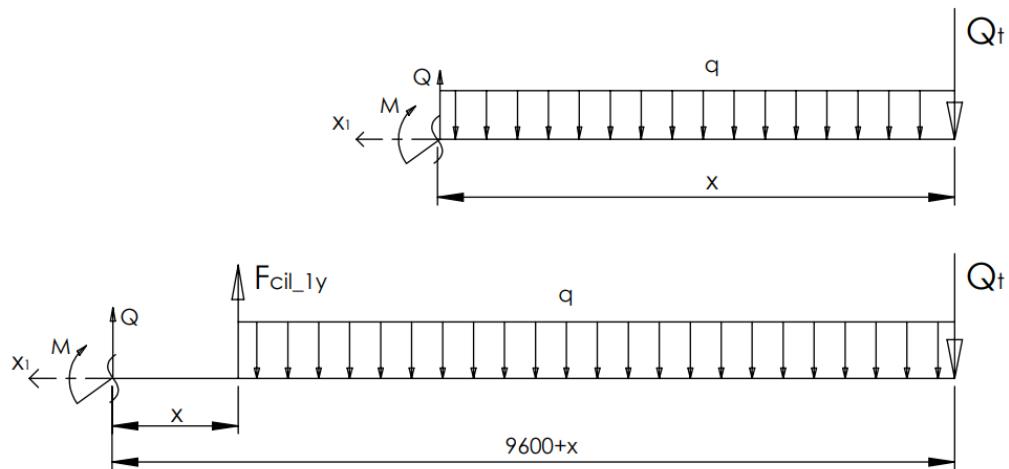
Iz dijagram se može zaključiti da je najveći moment savijanja upravo na mjestu prihvata hidrauličnog cilindra. Budući da je naprezanje prouzrokovano momentom savijanja najveće na mjestima gdje su smična naprezanja jednaka nuli, njih ni ne uzimamo u obzir kod provjere čvrstoće. Upravo to može se vidjeti na dijagramima ispod:



**Slika 35. Usporedba smičnog i naprezanja uzrokovanih savijanjem**

Kao što se može iščitati iz dijagrama, na mjestima gdje su najveća naprezanja uzrokovana momentom savijanja, smična naprezanja su jednaka nuli te se stoga kod proračuna uzima samo vrijednost vlačno/tlačnog naprezanja.

Koristeći se metodom presjeka na statičkom model dohvavnika dobije se da se najveći moment savijanja u najnepovoljnijem slučaju nalazi na spoju s hidrauličnim cilindrom i iznosi:



**Slika 36. Metoda presjeka nad dohvavnikom**

Kao što se iz slike može vidjeti, moment savijanja raste sa dimenzijom x, sve do mjesta gdje je prihvat hidrauličnog cilindra. Zbog suprotnog djelovanja sile u cilindru, moment savijanja se smanjuje. Stoga, najveći moment savijanja je upravo na mjestu prihvata cilindra što je ujedno i kritičan presjek.

$$M_{s,max} = Q \cdot 1,34 \cdot 1,114 \cdot (12000 - 2400) + \frac{G \cdot 1,22 \cdot 1,1}{2 \cdot L} \cdot (12000 - 2400)^2 \\ M_{s,max} = 140\ 590\ 760 \text{ Nmm} \quad (69)$$

Naprezanje uslijed savijanja na kritičnom presjeku iznosi:

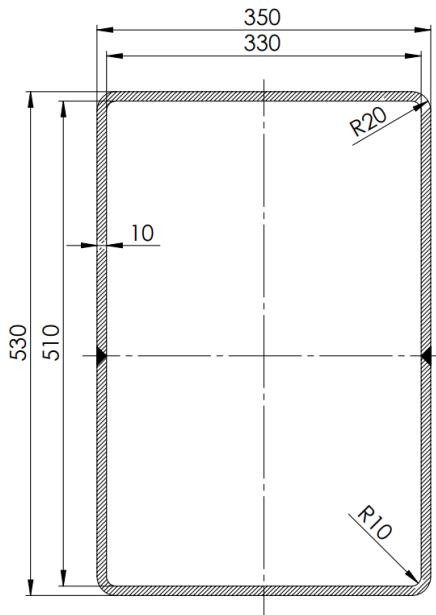
$$\sigma_{s,max} = \frac{M_{s,max}}{W_x} = \frac{140590760}{2620164} = 53,66 \text{ N/mm}^2 \quad (70)$$

gdje je:

$W_x$  – moment otpora presjeka (presjeka prve razine teleskopa) i iznosi:

$$W_x = \left( \frac{350 \cdot 530^3}{12} - \frac{330 \cdot 510^3}{12} \right) \cdot \frac{2}{530} = 2\ 620\ 164 \text{ mm}^3 \quad (71)$$

Glavne mjere poprečnog presjeka prve razine teleskopa (najopterećeniji dio) prikazane su na slici 37.:



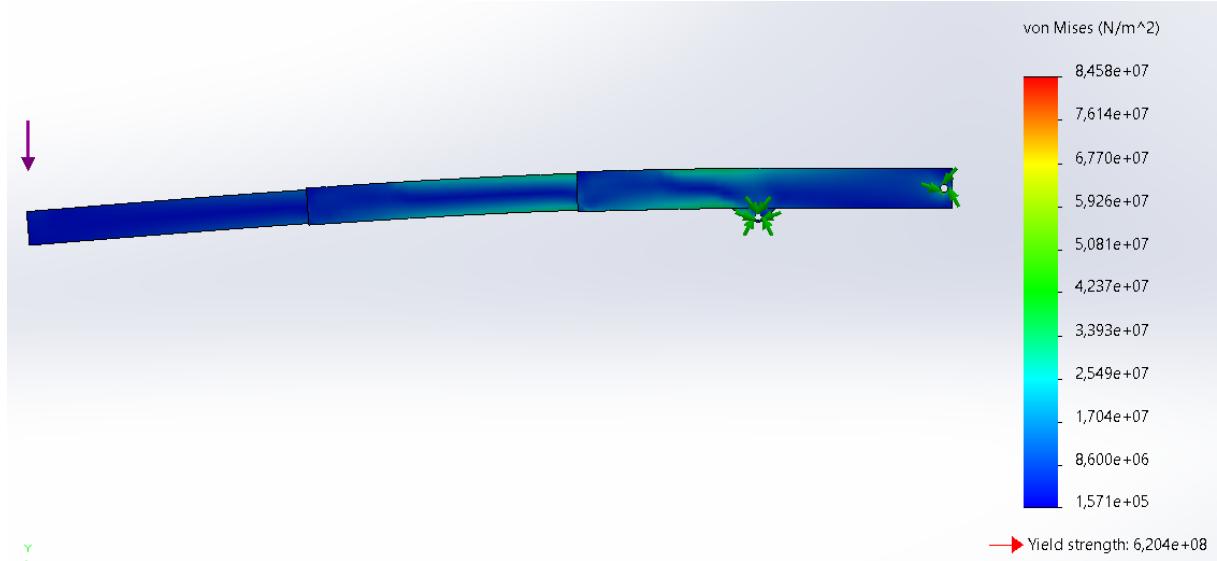
Slika 37. Poprečni presjek prvog segmenta dohvavnika

Materijal glavnog nosača je konstrukcijski čelik E360 pa dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop\_doh} = \frac{\sigma_{fDI}}{S} = \frac{500}{2,5} = 200 \text{ N/mm}^2 \quad (72)$$

gdje je:

$\sigma_{fDI} = 500 \text{ N/mm}^2$  – trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim istosmjernim ciklusom za čelik E360.



Slika 38. Naprezanja dohvavnika dobivena u *SolidWorks*-u

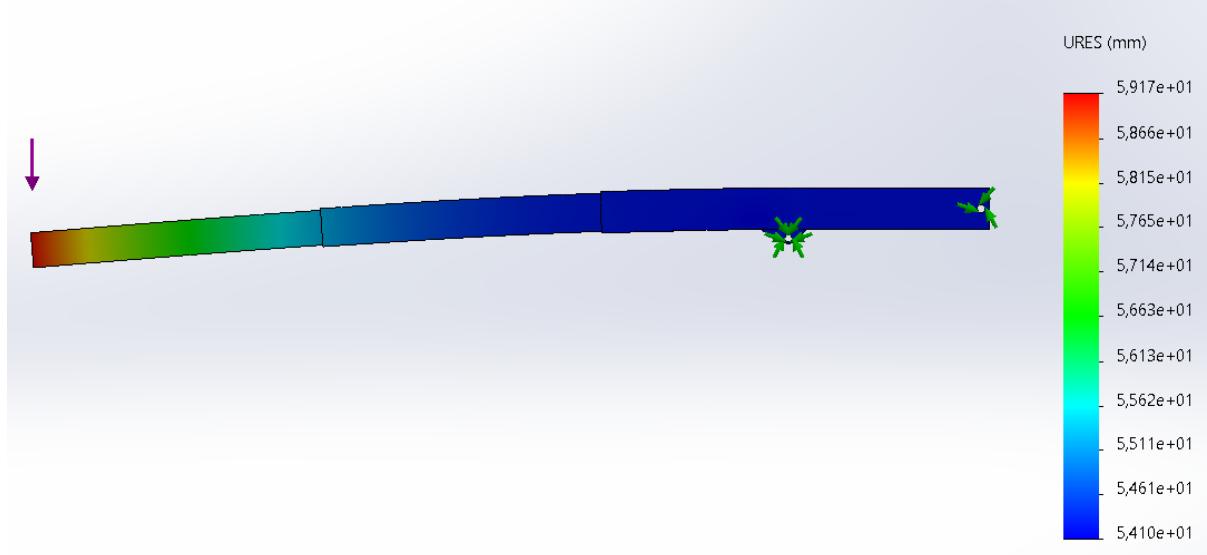
Naprezanja su dobivena i u *SolidWorks*-u kako bi se usporedili rezultati i vidimo da se na kritičnom presjeku javlja naprezanje ( $\approx 54$  MPa) gotovo isto onom računskom. Najveća naprezanja javljaju se u kliznim pločicama zbog njihove relativno male površine ( $\approx 85$  MPa). Budući da vrijedi da je  $\sigma_{s,max} < \sigma_{dop\_doh}$  zaključujemo da glavni nosač zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.2.1.5. Provjera uvjeta krutosti dohvavnika

Uvjet krutosti također se provjerava za kritični slučaj, a to je kada je dohvavnika maksimalno izvučen, u horizontalnom položaju i maksimalno opterećen.

$$w_{dop} = \frac{L_{doh}}{200} = \frac{12000}{200} = 60 \text{ mm} \quad (73)$$

Model nosača za izračun krutosti prikazan je na slici ispod. Konačni pomak profila dobije se metodom superpozicije tako da se pomaci pojedinih segmenata zbroje. Zbog točnosti rezultata korišten je software za izračun pomaka za zadani model.



**Slika 39.** Pomaci dohvavnika dobiveni u *SolidWorks-u*

Ako se usporede pomaci dobiveni računalnom analizom s dopuštenim vrijednostima, vidimo da je krutost dohvavnika unutar dopuštenih granica. Između pojedinih segmenata postoji određena zračnost kako bi bilo dovoljno prostora za lanac, ugradnju i zbog ostalih faktora. Tako je drugi segment dimenzija 470x310x10, a treći 410x270x10. Duljina segmenata iznosi 4.8 metara, a izvlače se za tri četvrtine svoje duljine.

### 4.3. Provjera spojeva konstrukcije

#### 4.3.1. Određivanje sile u hidrocilindru za promjenu nagiba kraka

Sila u cilindru za promjenu nagiba kraka neprestano se mijenja u ovisnosti od kuta dohvavnika, tj. samog kuta cilindra u odnosu na horizontalu. U pitanju je složena kinematika dobivena preko jednadžbi ravnoteže čija je shema prikazana na slici 40.

Za teret se uzima nazivna vrijednost od jedne tone, dok su ostale dimenzije definirane konstrukcijom dizalice. Kutovi nagiba dohvavnika i cilindra povezani su izrazom:

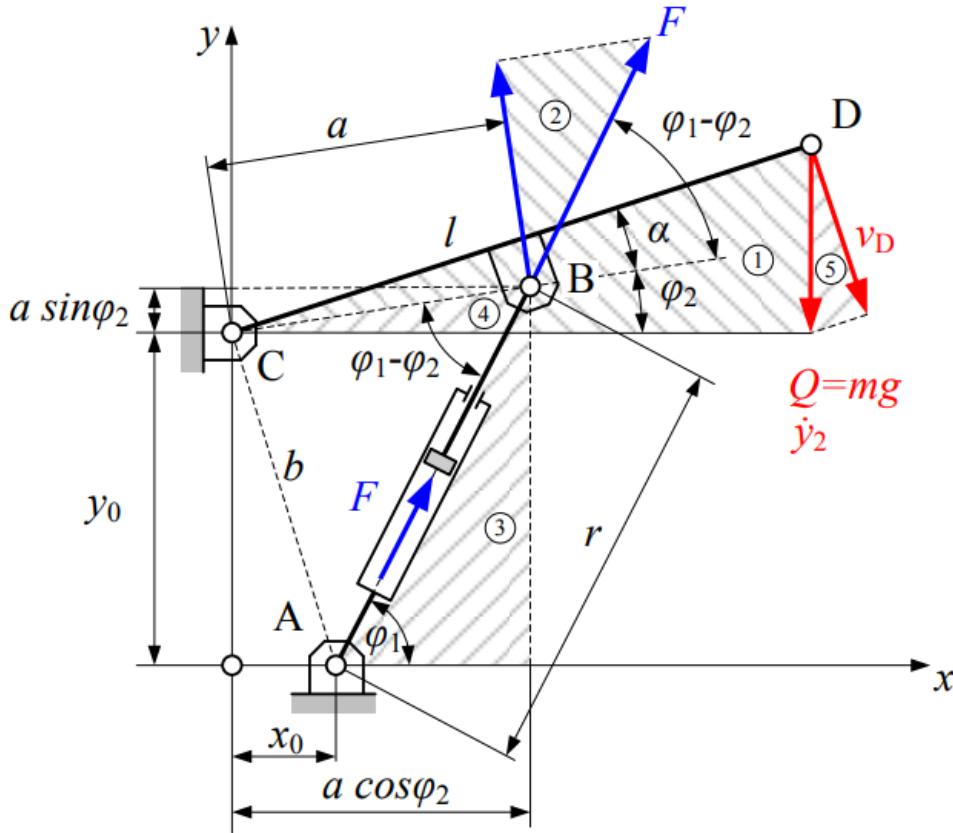
$$\tan \varphi_1 = \frac{y_0 + a \cdot \sin \varphi_2}{a \cdot \cos \varphi_2 - x_0} = \frac{800 + 2400 \cdot \sin \varphi_2}{2400 \cdot \cos \varphi_2 - 1300} \quad (74)$$

gdje je:

$a = 2400$  mm – dužina između prihvata cilindra i prihvata dohvavnika

$x_0 = 1300$  mm – pozicija prihvata cilindra na postolje u prema koordinatnom sustavu

$y_0 = 800$  mm – pozicija prihvata dohvavnika na postolje u prema koordinatnom sustavu



Slika 40. Analiza dohvavnika i cilindra za promjenu nagiba

Prema sumi momenta oko točke C i matematičke manipulacije dobije se izraz koji povezuje silu u cilindru i teret:

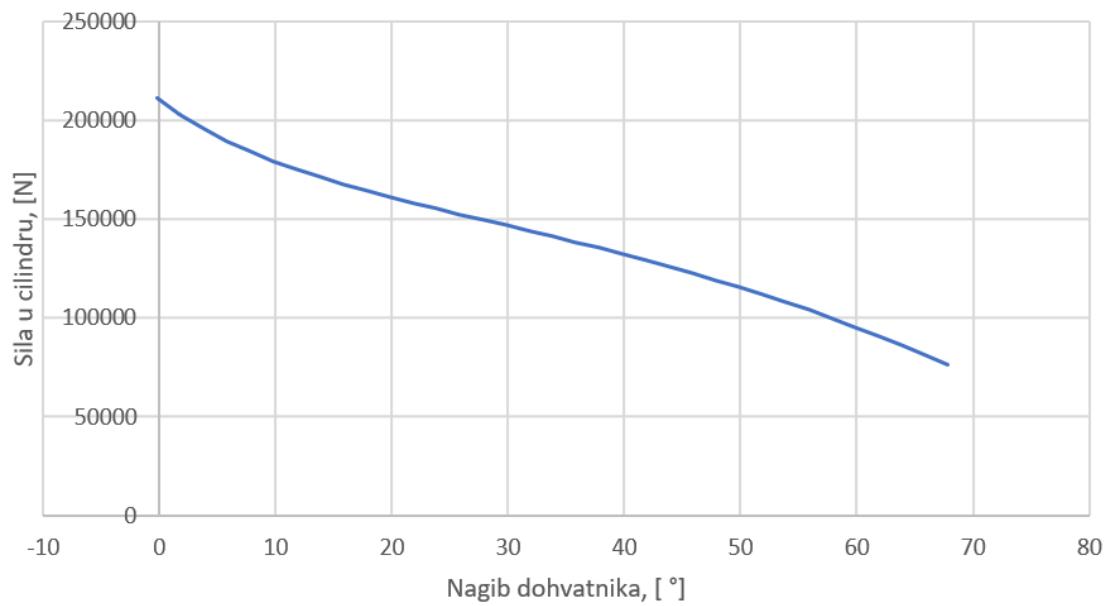
$$F = Q \cdot \frac{l \cdot \cos(\varphi_2 + \alpha)}{a \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} = 9810 \cdot \frac{12000 \cdot \cos(\varphi_2 + 9)}{2400 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (75)$$

gdje je:

$l = 12000 \text{ mm}$  – ukupna duljina dohvavnika

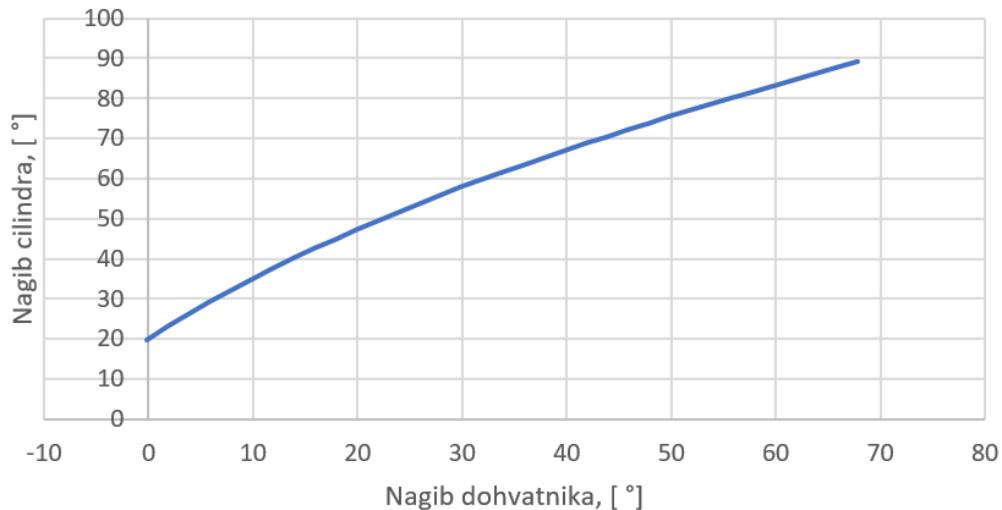
$\alpha_{doh} = 9^\circ$  – kut između osi dohvavnika i prihvratne ušice

Spajanjem izraza (74) i (75) i postavljanjem dodatnog uvjeta:  $\varphi_{1,max} = 90^\circ$  možemo izraziti silu u cilindru u ovisnosti o kutu dohvavnika, kao što je prikazano na slici 41. Kao što možemo vidjeti sila u cilindru je najveća kada je dohvavnik u horizontalnom položaju što je i logično jer je i kut cilindra najmanji u odnosu na horizontalu u tom položaju, pa je potrebna veća ukupna sila kako bi se ostvarila potrebna vertikalna komponenta sile u cilindru zbog statičke ravnoteže.



**Slika 41. Sila u cilindru u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika**

Kut nagiba cilindra u odnosu na kut nagiba dohvavnika prikaz je na slici 42. Grafovi su dobiveni u Microsoft Excelu pomoću kojeg su i zapisane iste formulacije.



**Slika 42. Kuta nagiba cilindra u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika**

Dakle, kao što možemo vidjeti iz priložene slike, najveći kut koji dohvavnik može postići je oko 70 stupnjeva u odnosu na horizontalu jer je cilindar tada okomit s podlogom.

#### 4.3.1.1. Odabir hidrauličnog cilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka

Prema najvećoj sili koja se javlja u cilindru i potrebnim dimenzijama, odabire se standardni cilindar. Prema traženim parametrima odabire se cilindar tvrtke Liebherr-Components AG kodne oznake ISO MP3/140/100\*1837-1062/GK/A/Z/1/B1/D0/W0/N0/E3/G.



**Slika 43. Liebherr hidraulični cilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka dohvavnika**

Maksimalni tlak cilindra iznosi 250 bara, maksimalna tlačna sila 384.8 kN, a maksimalna vlačna sila 188.5 kN. Ugradbena duljina iznosi 1837 mm, a hod cilindra iznosi 1062 mm. Detaljnije informacije dane su u prilogu I.

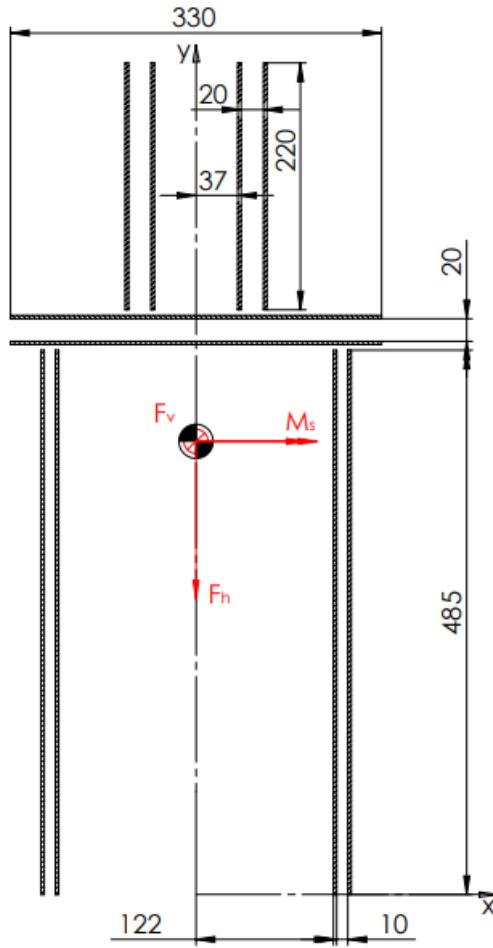
Budući da je sila koju cilindar može ostvariti puno veća od potrebne, zaključuje se da hidraulični cilindar za promjenu nagiba dohvavnika zadovoljava potrebne parametre.

#### 4.3.2. Proračun spoja hidrocilindra za promjenu nagiba kraka

Kako je već prije navedeno, najveća sila u cilindru javlja se kad je dohvavnik u horizontalnom položaju, s najvećim nazivnim teretom i najvećim dohvatom. Sukladno tome radi se proračun spoja cilindra na dohvavnik i na postolje.

##### 4.3.2.1. Proračun zavara ušice prihvata cilindra za dohvavnik

Zavar je opterećen tlačno i smično, te momentom savijanja, a proračunski presjek zavara prikazan je na slici 44. Prvo je potrebno odrediti težište zavara kako bi mogli reducirati opterećenje.



**Slika 44. Proračunska skica zavara prihvatanje ušice cilindra na dohvavnika**

Zavar je simetričan oko y osi te je s toga koordinata težišta  $x_0 = 0$ , ali je potrebno odrediti koordinatu  $y_0$  koja se računa prema formuli za geometrijsko težište:

$$y_0 = \frac{\sum_{i=0}^n A_i \cdot y_i}{A_{uk}} = \frac{2 \cdot (A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3)}{A_{uk}} \quad (76)$$

$$y_0 = \frac{2 \cdot (2910 \cdot 242,5 + 1980 \cdot 500 + 1320 \cdot 620)}{12420} = 404,84 \text{ mm}$$

U kritičnom položaju kut koji zatvaraju cilindar i ploha zavara je  $\varphi_1 - \varphi_2 - \alpha = 33 - 0 - 9 = 24^\circ$ . Opterećenja koja djeluju na zavar ušice iznose:

$$F_{h\_cil} = F_{cil,max} \cdot \cos(24^\circ) = 210842 \cdot \cos(24^\circ) = 192614 \text{ N} \quad (77)$$

$$F_{v\_cil} = F_{cil,max} \cdot \sin(24^\circ) = 210842 \cdot \sin(24^\circ) = 85757 \text{ N} \quad (78)$$

$$M_{s\_cil} = F_h \cdot h = 192614 \cdot 110 = 21\ 187\ 540 \text{ Nmm} \quad (79)$$

gdje je:

$h_{us}$  = 100 mm – udaljenost osi osovine ušice u odnosu na zavar.

Naprezanja uzrokovana opterećenjem zavara iznose:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{85757}{12420} = 6,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (80)$$

$$\tau = \frac{F_h}{A_{II}} = \frac{192614}{8460} = 22,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (81)$$

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} \quad (82)$$

gdje je:

$A_{II}$  = 16920 mm<sup>2</sup> – površina paralelnih zavara, tj. onih koji nose smično opterećenje

$W_x$  – moment otpora presjeka, a računa se prema:

$$W_x = \frac{I_{uk}}{h_{max}} \quad (83)$$

Ukupni moment tromosti iznosi:

$$I_{uk} = 2 \cdot (I_1 + a_1^2 \cdot A_1 + I_2 + a_2^2 \cdot A_2 + I_3 + a_3^2 \cdot A_3) \quad (84)$$

gdje je:

$$I_1 = 2 \cdot \left( \frac{485^3 \cdot 3}{12} \right) = 57\ 042\ 063 \text{ mm}^4 \quad (85)$$

$$I_2 = 2 \cdot \left( \frac{3^3 \cdot 330}{12} \right) = 990 \text{ mm}^4 \quad (86)$$

$$I_3 = 2 \cdot \left( \frac{220^3 \cdot 3}{12} \right) = 5\ 324\ 000 \text{ mm}^4 \quad (87)$$

Potrebno je odrediti i Steinerove dodatke jer se momenti tromosti reduciraju u os težišta zavara.

$$a_1^2 \cdot A_1 = (404,84 - 242,5)^2 \cdot 2910 = 76\ 690\ 942 \text{ mm}^4 \quad (88)$$

$$a_2^2 \cdot A_2 = (404,84 - 500)^2 \cdot 1980 = 17\ 929\ 743 \text{ mm}^4 \quad (89)$$

$$a_3^2 \cdot A_3 = (404,84 - 620)^2 \cdot 1320 = 61\,107\,850 \text{ mm}^4 \quad (90)$$

Slijedi da ukupni moment tromosti iznosi:

$$I_{uk} = 2 \cdot (57\,042\,063 + 76\,690\,942 + 990 + 17\,929\,743 + 5\,324\,000 + 61\,107\,850) = 436\,191\,176 \text{ mm}^4 \quad (91)$$

Pa je moment otpora presjeka zavara jednak:

$$W_x = \frac{436\,191\,176}{404,84} = 1\,077\,441 \text{ mm}^3 \quad (92)$$

Naprezanje uslijed savijanja moment na kritičnom dijelu zavara iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} = \frac{21\,187\,540}{1\,077\,441} = 19,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (93)$$

Reducirano naprezanje zavara na kritičnom mjestu iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_v + \sigma_s)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2} = \sqrt{(6,9 + 19,66)^2 + 3 \cdot (1 \cdot 22,77)^2} \\ &= 47,55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (94)$$

gdje je:

$\alpha_0 = 1$  – za čisto istosmjerno naprezanje prema [10]

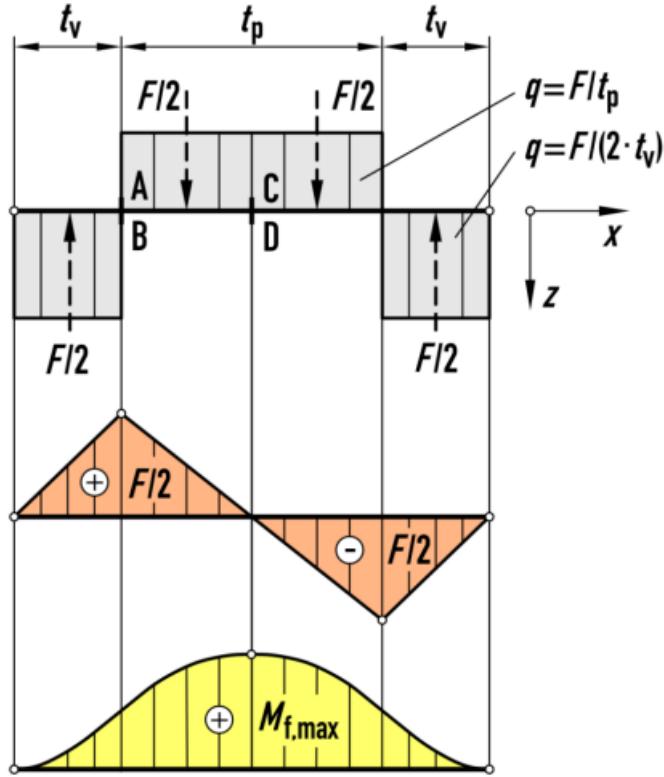
Za materijal zavara uzima se konstrukcijski čelik S235JR, a dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (95)$$

S obzirom da vrijedi da je  $\sigma_{dop} > \sigma_{red} \rightarrow 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 47,55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da zavar zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.2.2. Proračun osovine ušice prihvata cilindra za dohvatinik

Osovina je osigurana od rotacije, a opterećena je primarno na savijanje. Proračunska shema osovine prikaza je na slici 45. Osovina je opterećena na savijanje i na odrez, no uzima se u obzir samo naprezanje uzrokovano savijanjem jer je dominantno i jer je gledajući prema poprečnom presjeku naprezanje savijanjem najvećeg iznosa gdje je smično naprezanje jednako nuli.



Slika 45. Skica uz proračun čvrstoće osovine cilindra [14]

Maksimalno savijanje osovine je na središnjoj osi i iznosi:

$$M_{s,\max\_os} = \frac{F_{cil,max} \cdot (t_p + 2 \cdot t_v)}{8} = \frac{210842 \cdot (80 + 2 \cdot 20)}{8} = 3\ 162\ 630 \text{ Nmm} \quad (96)$$

gdje je:

$t_p = 80 \text{ mm}$  – kontaktna duljina cilindra i osovine

$t_v = 20 \text{ mm}$  – kontaktna duljina ušice i osovine

Moment otpora osovine iznosi:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71\ 569 \text{ mm}^3 \quad (97)$$

gdje je:

$d = 90 \text{ mm}$  – promjer osovine.

Naprezanje uslijed savijanja osovine hidro-cilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka iznosi:

$$\sigma_{f,os} = \frac{K_A \cdot M_{s,max}}{W} = \frac{1,5 \cdot 3162630}{71569} = 66,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (98)$$

gdje je:

$K_A = 1,5$  – faktor primjene.

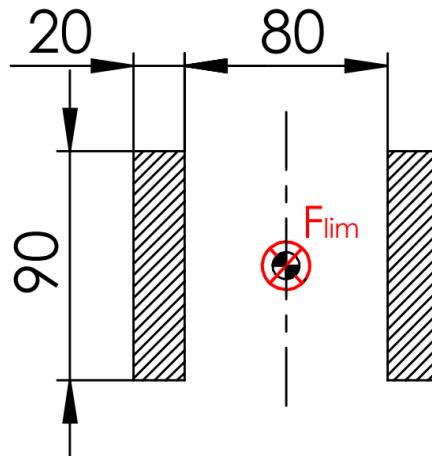
Materijal osovina je čelik S235 pa dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (99)$$

S obzirom da vrijedi da je  $\sigma_{dop} > \sigma_{red} \rightarrow 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 66,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da osovina hidrocilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.2.3. Proračun nosivog lima ušice cilindra za dohvativnik na dodirni pritisak

Proračun se radi tako da se uzima srednji dodirni pritisak i projicira se na površinu čahure kao što je prikazano na slici 46.



Slika 46. Proračunska skica nosivog lima ušice cilindra

Maksimalna sila kojom je bočni lim ušice cilindra opterećen iznosi:

$$F_{lim,max} = \frac{F_{cil,max}}{2} = \frac{210842}{2} = 105421 \text{ N} \quad (100)$$

Projicirana površina ušice iznosi:

$$A_{proj} = 2 \cdot s_{us} \cdot d_{os\_cil} = 2 \cdot 20 \cdot 90 = 3600 \text{ mm}^2 \quad (101)$$

gdje je:

$s_{us} = 20 \text{ mm}$  – debljina pojedine ušice

$d_{os\_cil} = 90 \text{ mm}$  – promjer osovine ušice

Srednji iznos dodirnog pritiska na lim ušice iznosi:

$$p_{sr} = \frac{K_A \cdot F_{lim,max}}{A_{proj}} = \frac{1,5 \cdot 105421}{3600} = 43,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (102)$$

gdje je:

$K_A = 1,5$  – faktor primjene.

Dopušteni površinski tlak prema [2], tablica 2.22. za materijal S235JR (Č.0361) iznosi  $p_{dop} = 98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . S obzirom da vrijedi da je  $p_{dop} > p_{sr} \rightarrow 98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 43,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da nosivi lim osovine hidro-cilindra za promjenu nagiba i fiksiranje kraka zadovoljava kriterij čvrstoće.

Na lim dohvavnika i ušice dodatno su zavarene čahure čija je uloga povećanje površine kako bi se smanjio pritisak, a isto tako u čahurama se nalaze klizni elementi.

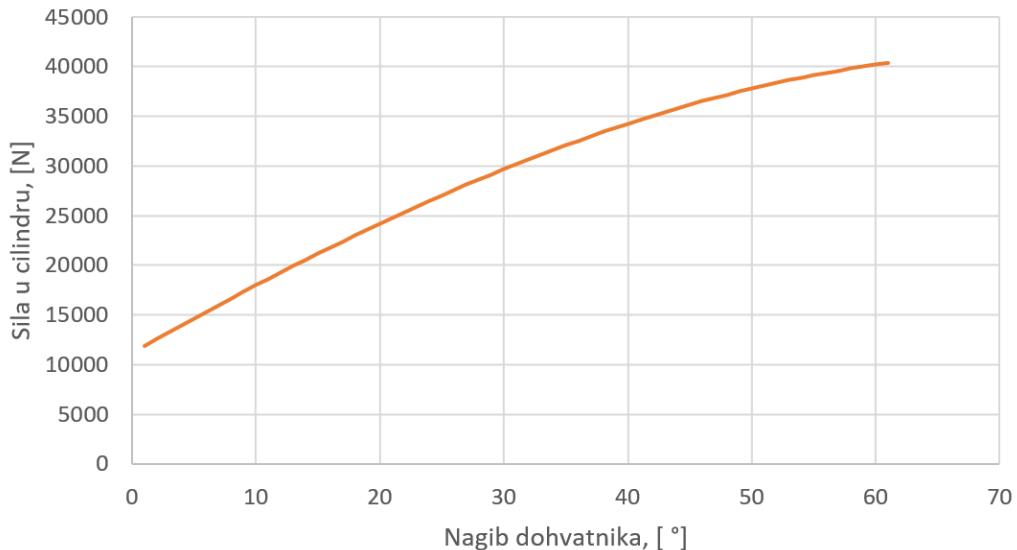
#### 4.3.3. Određivanje sile u hidrauličnom cilindru za promjenu duljine dohvata

Hidro-cilindar se nalazi unutar prve razine teleskopa i spaja se na drugu razinu teleskopa. Sustavom lanaca omogućeno je istovremeno izvlačenje treće razine teleskopa prilikom izvlačenja druge razine.

Cilindar mora savladati težinu tereta i otpore gibanju kao što su sila trenja.

Na slici 47. je prikaza proračunska skica te se radi suma sila kako bi se odredila potreba sila u cilindru. Nakon sređivanja jednadžbe statike dobije se izraz kojim možemo odrediti силu u cilindru za izvlačenje. Ovisnost sile u cilindru o kutu nagiba dohvavnika prikazana je na slici ispod.

Formulacija je izvedena iz jednadžbe ravnoteže s tim da treba uzeti u obzir da se treći segment zbog mehanizma za izvlačenje, izvlači duplo većom brzinom nego li drugi segment (i cilindar). Stoga, zbog očuvanja energije, odnosno snaga u sustavu, sila kojom cilindar mora djelovati je duplo veća.



**Slika 47. Sila u cilindru za izvlačenje teleskopa u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika**

Iz grafa se može zaključiti da sila u cilindru raste s kutom nagiba dohvavnika, što je i logično jer mase dolaze do izražaja pod većim kutom u odnosu na horizontalu. Iz grafa se iščita maksimalna vrijednost u cilindru s kojom se ulazi u proračun prihvata cilindra i iznosi:

$$F_{cil2,max} = 41302 \text{ N} \quad (103)$$

#### 4.3.3.1. Odabir hidrauličnog cilindra za promjenu duljine dohvata

Prema najvećoj sili koja se javlja u cilindru i potrebnim dimenzijama, odabire se standardni cilindar. Prema traženim parametrima odabire se cilindar tvrtke Bosch Rexroth kodne označke CDH1MP3/100/56/3000A3X/B11CSDMZFWWWBFW.

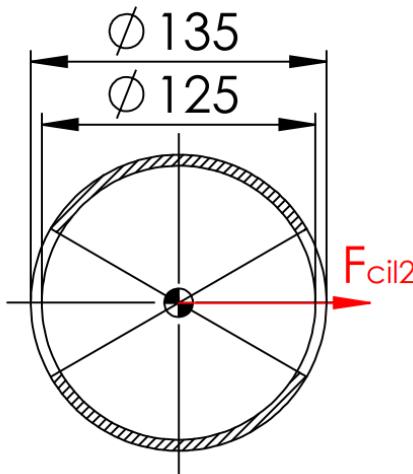


**Slika 48. Bosch cilindar za izvlačenje teleskopa**

Hod cilindra iznosi 3000 mm. Detaljnije informacije dane su u prilogu II. Budući da je sila koju cilindar može ostvariti puno veća od potrebne, zaključuje se da hidraulični cilindar za promjenu nagiba dohvavnika zadovoljava potrebne parametre.

#### 4.3.3.2. Proračun zavara prihvratne čahure cilindra za izvlačenje

Proračunski presjek zavara prikazan je na slici 49. Najveća sila kojom je zavar opterećen jednaka je najvećoj sili u cilindru, razdijeljene na dvije čahure.



Slika 49. Proračunska skica zavara prihvratne čahure cilindra za izvlačenje

Budući da je zavar kružni, uzima se da smično opterećenje prenosi samo 2/3 ukupne površine.

Stoga, površina zavara iznosi:

$$A_{zav} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{135^2 \cdot \pi}{4} - \frac{125^2 \cdot \pi}{4} = 2042 \text{ mm}^2 \quad (104)$$

Dok je nosiva površina zavara jednaka:

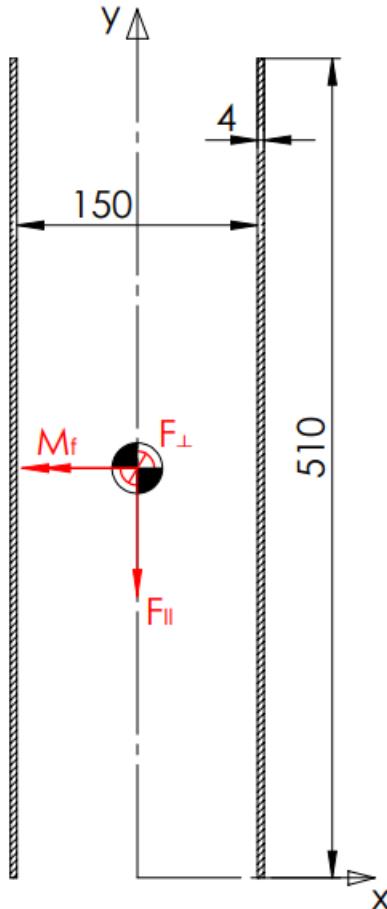
$$A_{zav,II} = \frac{2}{3} \cdot A_{zav} = \frac{2}{3} \cdot 2042 = 1361 \text{ mm}^2 \quad (105)$$

Po čahuri se nalaze dva kružna zavara, jedna s unutarnje i jedna s vanjske strane. Smično naprezanje zavara iznosi:

$$\tau = \frac{\frac{F_{cil2,max}}{2}}{2 \cdot A_{zav,II}} = \frac{\frac{41302}{2}}{2 \cdot 1361} = 7,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (106)$$

#### 4.3.4. Proračun zavara sklopa užnice

Zavar sklopa užnice primarno je opterećen težinom tereta. Proračunska skica zavara s reduciranim opterećenjem prikazana je na slici 50.



Slika 50. Proračunska skica zavara sklopa užnice

Najgore opterećenje po zavar javlja se kada je dohvativnik u najnižem položaju (u horizontalnom položaju) jer je tada opterećen najviše na smik i savijanje. Dakle, uzimaju se opterećenja upravo za taj slučaj i iznose:

$$F_{\perp} = Q = 9810 \text{ N} \quad (107)$$

$$F_{\parallel} = Q = 9810 \text{ N} \quad (108)$$

$$M_f = Q \cdot (l_1 - l_3) = 9810 \cdot (465 - 285) = 1\,765\,800 \text{ Nmm} \quad (109)$$

Geometrijske karakteristike zavara:

$$A_{zav} = a \cdot l = 4 \cdot 510 = 2040 \text{ mm}^2 \quad (110)$$

$$I_x = 2 \cdot \frac{a \cdot l^3}{12} = 2 \cdot \frac{4 \cdot 510^3}{12} = 88\,434\,000 \text{ mm}^4 \quad (111)$$

$$W_x = \frac{2 \cdot I_x}{l} = \frac{2 \cdot 88434000}{510} = 346\,800 \text{ mm}^3 \quad (112)$$

Naprezanja u zavaru iznose:

$$\sigma_t = \frac{F_{\perp}}{A_{zav}} = \frac{9810}{2040} = 4,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (113)$$

$$\tau = \frac{F_{\parallel}}{A_{zav}} = \frac{9810}{2040} = 4,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (114)$$

$$\sigma_s = \frac{M_f}{W_x} = \frac{1\,765\,800}{346\,800} = 5,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (115)$$

Reducirano naprezanje zavara iznosi:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_v + \sigma_s)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2} = \sqrt{(4,81 + 5,09)^2 + 3 \cdot (1 \cdot 4,81)^2} \\ &= 12,94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (116)$$

gdje je:

$\alpha_0 = 1$  – za čisto istosmjerno naprezanje prema [10]

Za materijal zavara uzima se konstrukcijski čelik S235JR, a dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (117)$$

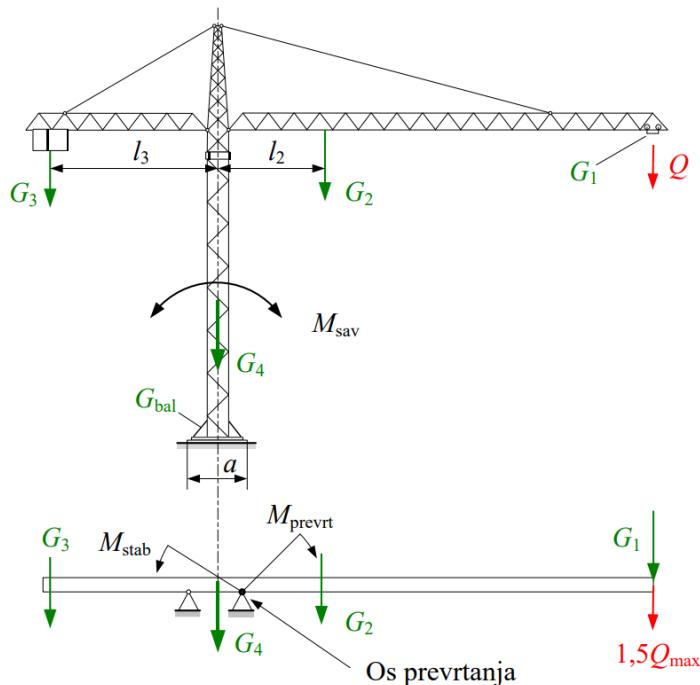
S obzirom da vrijedi da je  $\sigma_{dop} > \sigma_{red} \rightarrow 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 12,94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da zavar zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.5. Proračun mase protuutega

Prema Pravilniku o tehničkim normativima za dizalice (SL 65/91), članak 171. masa protuutega određuje se stabilnošću unatrag i to na čvrstoj i ravnoj površini kod najkraćeg dohvata kraka pri najmanjem radijusu, a s kukom, koloturnikom ili grabilicom na tlu i s podupiralima podignutima od tla. [18]

Mobilni granik opterećen je momentom savijanja koji generiraju težina samog dohvavnika te težinom tereta. Moment će se prenijeti do baze što uzrokuje prevrtanje. Ideja protutega je dodati moment sile na suprotnu stranu dodavanjem protutega na krak koji će smanjiti ukupni moment.

Ovo se uzima kao prvi granični slučaj kod određivanje mase protutega, a drugi granični slučaj je kada je dohvavnik u horizontalnom položaju i s najvećim radijusom. Primjenjuje se ista logika kao za izračun mase protutega kod građevinskog granika prema slici 51.



Slika 51. Proračunska skica za određivanje mase protutega [4]

Redukcija tereta na os rotacije (os zakretnog ležaja) rezultira vertikalnom silom i momentom prevrtanja. Opterećenje preuzima zakretni ležaj. Da se odredi moment savijanja i aksijalna sila na postolje, prvo je potrebno izračunati masu protutega.

Prvi slučaj:

$$M_1 = G_2 \cdot l_{2,min} = 20400 \cdot 727 = 14\ 830\ 800 \text{ Nmm} \quad (118)$$

gdje je:

$$G_2 = 20400 \text{ N} - \text{težina dohvavnika}$$

$$l_{2,min} = 5400 \cdot \cos(70) - 1120 = 727 \text{ mm} - \text{krak težine dohvavnika za prvi granični slučaj.}$$

Drugi slučaj:

$$\begin{aligned} M_2 &= G_2 \cdot l_{2,max} + Q_{max} \cdot l_Q = 20400 \cdot 5067 + 9810 \cdot 10880 \\ &= 210\ 099\ 600 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (119)$$

gdje je:

$l_{2,max} = 6187 - 1120 = 5067$  mm – krak težine dohvavnika za drugi granični slučaj

$l_Q = 12000 - 1120 = 10880$  mm – krak težine tereta za drugi granični slučaj.

Težina dohvavnika i težište dobiveni su u računalnom software-u *Solidworks*.

Iz dobivenog slijedi da je moment protuutega jednak:

$$M_u = \frac{M_1 + M_2}{2} = \frac{14\ 830\ 800 + 210\ 099\ 600}{2} = 112\ 465\ 200 \text{ Nmm} \quad (120)$$

Pa je potrebna težina utega:

$$G_u = \frac{M_u}{l_u} - G_{bub} = \frac{112465200}{3065} - 2650 = 34\ 043 \text{ N} \quad (121)$$

gdje je:

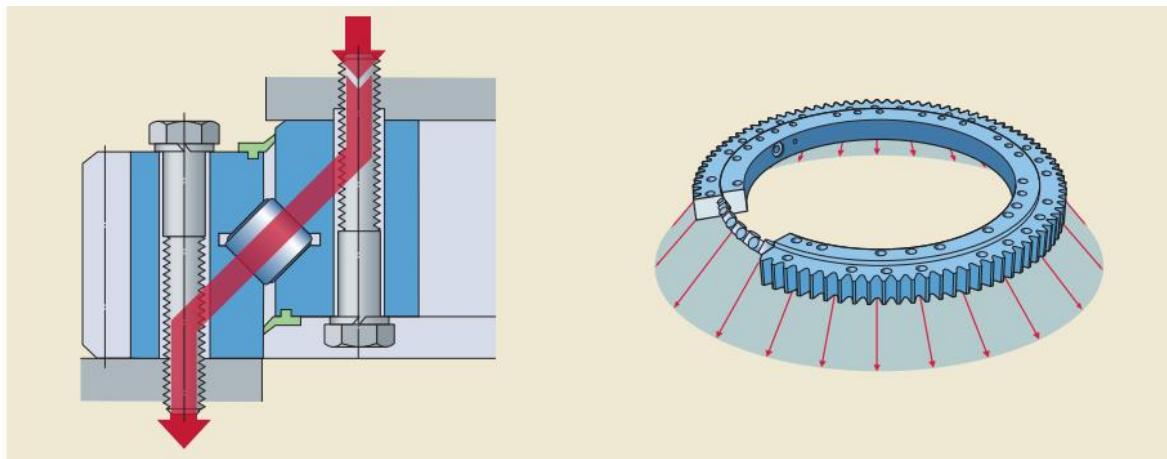
$G_{bub} = 2650$  N – masa bubenja

$l_u = 3065$  mm – krak težine utega, odnosno bubenja.

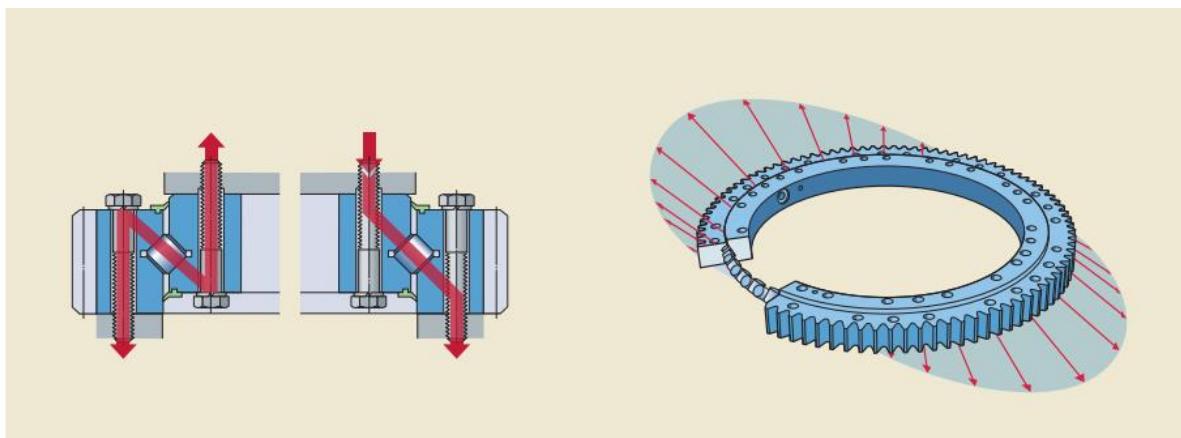
Ovo je masa za dva granična slučaja, no kako mobilni granici mogu prilagođavati radijus i krak vlastite težine i težine tereta, kao i samu težinu tereta, prema tome varira i težina utega. Iz tog razloga oblikovan je prihvat protuutega preko hidrauličnog cilindra pa se tako mogu, ovisno o potrebi, dodavati i uklanjati protuutezi.

#### 4.3.6. Proračun spoja postolja i okretnog ležaja

Okretni ležaj je veza za postolje preko cilindrične prirubnice i vijčane veze. Potrebno je provjeriti vijčani spoj i samu konstrukciju. Sam ležaj ne može direktno podnijeti savijanje te je uloga cilindrične prirubnice upravo prijenost savojnih opterećenja. Moguća opterećenja ležaja i prijenos opterećenja s ležaja na podlogu prikazana su na slikama ispod.



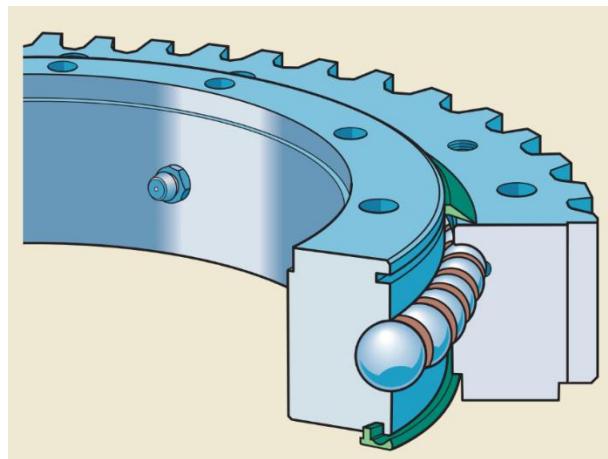
Slika 52. Aksijalno opterećenje na okretni ležaj [16]



Slika 53. Savojno opterećenje na okretni ležaj [16]

#### 4.3.6.1. Odabir okretnog ležaja

Primjer okretnog ležaja prikazan je na slici 54. ispod. Jedan prsten ležaja fiksiran je za podlogu, a drugi je povezan s postoljem koje rotira. U pravilu ležaj može imati unutarnje ili vanjsko ozubljenje, u ovom slučaju odabire se vanjsko ozubljenje zbog lakšeg održavanje, montaže, uporabe i sl. Na postolje je spojena jedinica za rotaciju na kojoj se nalazi pogonski zupčanik.



Slika 54. Zakretni ležaj postolja [16]

Proračun zakretnog ležaja radi se prema preporuci proizvođača, u ovom slučaju to je SKF. Opterećenje je potrebno pomnožiti s faktorom primjene. Iznos faktora prikazan je na slici ispod.

Table 1	
Application	Load factor $f_L$
Aerial platforms	1,33
Carousels	2
Cement mixers	1,33
Compactors	2
Concrete pumps	1,5
Handling workshops	1,15
Mobile cranes	1,51
Mini excavators	1,33
Sedimentation tanks	1,25
Service cranes	1,33
Turntables	1,15
Welding positioners	1,15

Slika 55. Odabir faktora primjene [16]

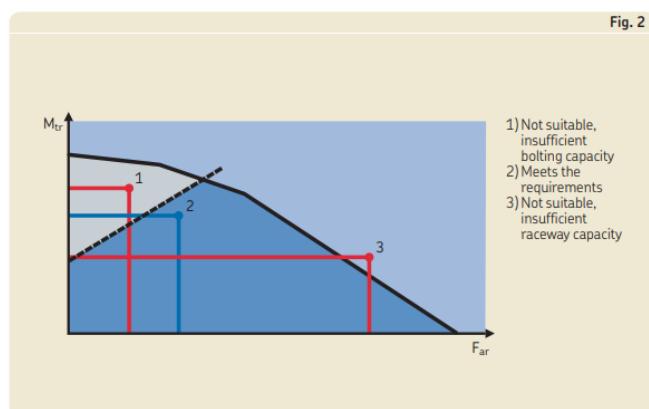
Slijedi da je:

$$F_{ar} = f_L \cdot F_a = 1.5 \cdot 82253 = 123\ 380 \text{ N} \quad (122)$$

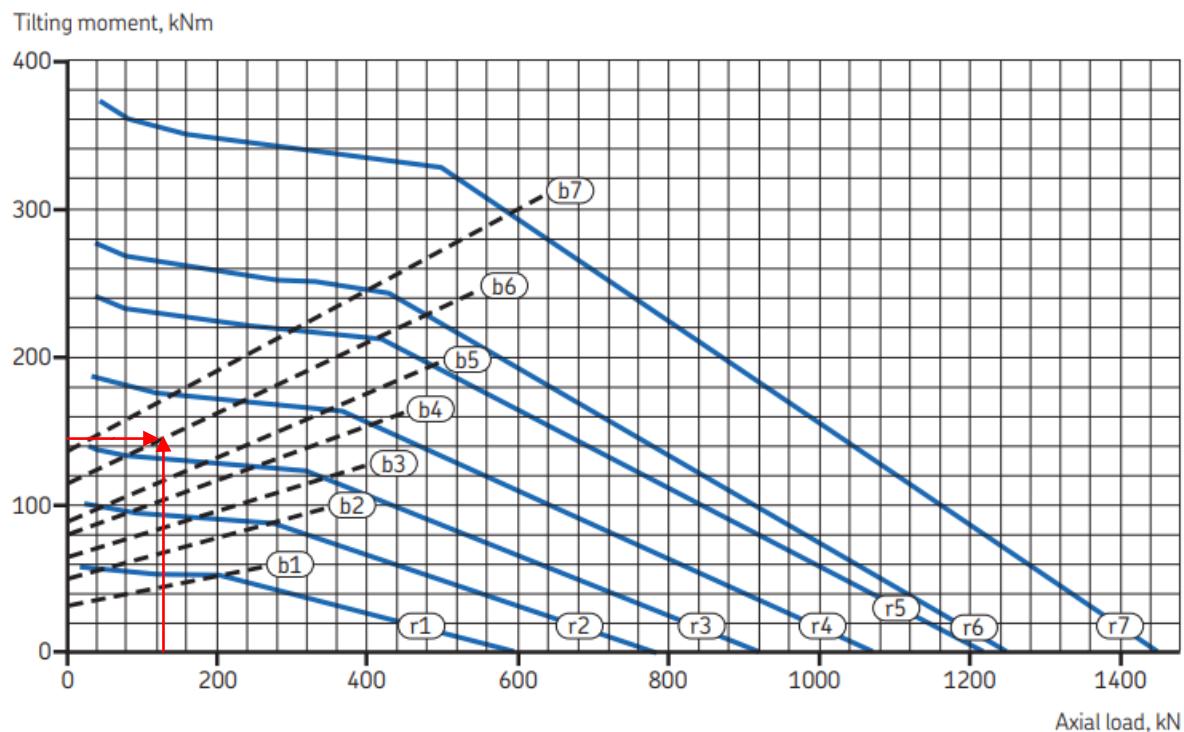
$$M_{tr} = f_L \cdot M_t = 1.5 \cdot 96766905 = 145\ 150\ 358 \text{ Nmm} \quad (123)$$

Koristeći dobivene vrijednosti radi se odabir ležaja iz tablice proizvođača. Uz tablice, dani su dijagrami koji iz kojih se očitavaju vrijednosti potrebne za odabir. Svaki dijagram sastoji se od

dvije krivulje. Prva krivulja ovisi o opterećenju vijaka, a druga o opterećenju linije dodira kuglica. Odabrani ležaj mora ispunjavati oba uvjeta kao što je prikazano na slici 56.

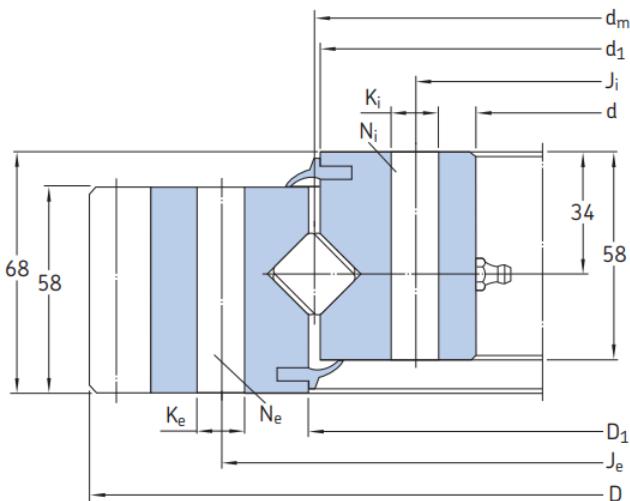


Slika 56. Primjer ispravnog odabira zakretnog ležaja [16]



Slika 57. Odabir zakretnog ležaja na temelju parametara [16]

Odabran je ležaj kodne oznake RKS.161.14.1094 sa valjnim tijelima te su dimenzije i parametri prikazani na slikama ispod.



Slika 58. Prikaz dimenzija zakretnog ležaja [16]

Dimensions							Attachment bolt holes				Mass	Designation
Outer ring							Inner ring					
d <sub>m</sub>	D	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	J <sub>e</sub>	K <sub>e</sub>	N <sub>e</sub>	J <sub>i</sub>	K <sub>i</sub>	N <sub>i</sub>		
mm			mm		mm		–	mm		–	kg	–
414	504	416	344	412	455	M 12	20	368	14	24	32,0	RKS.161.14.0414
544	640,8	546	474	542	585	M 12	28	498	14	32	44,0	RKS.161.14.0544
644	742,8	646	574	642	685	M 12	32	598	14	36	52,0	RKS.161.14.0644
744	838,8	746	674	742	785	M 12	36	698	14	40	59,0	RKS.161.14.0744
844	950,4	846	774	842	885	M 12	36	798	14	40	71,0	RKS.161.14.0844
944	1046,4	946	874	942	985	M 12	40	898	14	44	77,0	RKS.161.14.0944
1094	1198,4	1096	1024	1092	1135	M 12	44	1048	14	48	91,0	RKS.161.14.1094

Slika 59. Dimenziije odabranog zakretnog ležaja [16]

Designation	Gear Dimensions				Permissible axial tooth forces		Basic load ratings		Static limiting load diagram	
	$d_0^{1)}$	$m$	$z$	$k \cdot m$	$T_{f\text{normal}}^{2)}$	$T_{f\text{max}}$	dynamic $C$	static $C_0$	Raceway curves	Bolt curves
-	mm	-	mm	kN	kN	-				
<b>RKS.161.14.0414</b>	495	5	99	-0,5	12	46	167	595	r1	b1
<b>RKS.161.14.0544</b>	630	6	105	-0,6	16	54	194	784	r2	b2
<b>RKS.161.14.0644</b>	732	6	122	-0,6	16	54	210	919	r3	b3
<b>RKS.161.14.0744</b>	828	6	138	-0,6	16	54	228	1 070	r4	b4
<b>RKS.161.14.0844</b>	936	8	117	-0,8	21	72	244	1 220	r5	b5
<b>RKS.161.14.0944</b>	1 032	8	129	-0,8	21	72	258	1 250	r6	b6
<b>RKS.161.14.1094</b>	1 184	8	148	-0,8	21	72	279	1 450	r7	b7

Slika 60. Parametri odabranog zakretnog ležaja [16]

#### 4.3.6.2. Vijci okretnog ležaja

Koriste se vijci razreda čvrstoće 10.9 koji su napregnuti na 70% granice vlačne čvrstoće. Svi dijagrami nosivosti i životnog vijeka ležaja napravljeni su upravo s pretpostavkom korištenja ovakvih vijaka. Korišteni su vijci M14.

Prema katalogu proizvođača (SKF) vijci moraju biti pritegnuti odgovarajućim momentom pritezanja i prepregnuti određenom silom kao što je prikazano na slici 61.

$$M_{\text{prit}} = 185 \text{ Nm} \quad (124)$$

$$F_{\text{pred}} = 77 \text{ kN} \quad (125)$$

Podaci su dani za faktor trenja navoja:

$$\mu_G = 0,14 \quad (126)$$

Kako bi se osigurao faktor trenja, vijke je potrebno premazati tankim filmom odgovarajućeg ulja.

Tightening torque and preload of attachment bolts			
Attachment bolts/nuts Size <sup>1)</sup>	Tightening torque and assembly preload for bolts to strength grade 10.9 (EN ISO 898)		
	M <sub>A</sub> <sup>2)</sup>	F <sub>M</sub> <sup>3)</sup>	F <sub>M</sub> <sup>4)</sup>
-	Nm	kN	kN
<b>M 6</b>	14	13.2	-
<b>M 8</b>	34	24.2	-
<b>M 10</b>	67	38.5	-
<b>M 12</b>	115	56	-
<b>M 14</b>	185	77	-
<b>M 16</b>	285	106	-
<b>M 18</b>	395	129	-
<b>M 20</b>	560	166	-
<b>M 22</b>	770	208	-
<b>M 24</b>	970	239	283
<b>M 27</b>	1 420	315	372
<b>M 30</b>	1 930	385	454
<b>M 33</b>	2 630	480	564
<b>M 36</b>	3 380	560	664

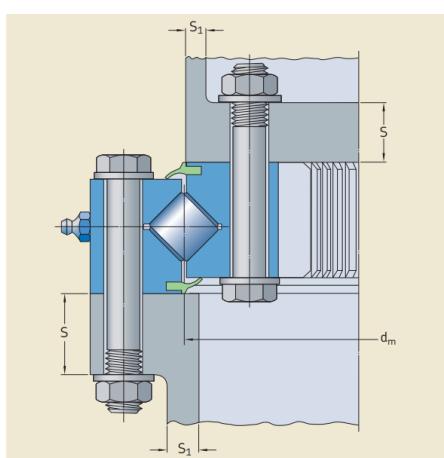
<sup>1)</sup> ISO general purpose metric threads (DIN 13-1)  
<sup>2)</sup> Tightening torque for coefficient of friction in the bolt head/nut contact surface and the thread  $\mu_K - \mu_G = 0,14$ . In case of different friction coefficients the tightening torque should be adjusted accordingly  
<sup>3)</sup> Bolt preload corresponding to coefficient of friction in the thread  $\mu_G = 0,14$   
<sup>4)</sup> Bolt preload to 90% of the yield point stress. For torsion free tightening, use an HYDROCAM bolt tensioner

**Slika 61. Moment pritezanja za vijke zakretnog ležaja [16]**

Proizvođač garantira da preporučene vrijednosti pritezanja pružaju siguran i pouzdan rad u normalnim uvjetima. Proizvođač temelji proračun vijaka na praktičnim saznanjima i standardiziranom proračunu vijaka. [16]

#### 4.3.6.3. Glavne mjere spoja okretnog ležaja

Glavne mjere spoja definirane su prema proizvođaču kao što je prikazano na slici 62.

**Slika 62. Glavne mjere spoja zakretnog ležaja [16]**

Minimalna debljina prirubnice,  $S_p$ , iznosi:

$$S_p \geq 0,04 \cdot d_m = 0,04 \cdot 950 = 38 \text{ mm} \quad (127)$$

gdje je:

$d_m = 950 \text{ mm}$  – srednji radius zakretnog ležaja

Minimalna debljina stijenke prirubnice iznosi:

$$S_1 \geq 0,35 \cdot S = 0,35 \cdot 38 = 13,3 \text{ mm} \quad (128)$$

Konstrukcijski je odabранo tako da se vijak gornjeg prstena ležaja uvrće u prirubnicu na kojoj je narezan navoj, zbog toga da bi bilo kompaktnije rješenje, a i nema prostora za prihvati matice sa druge strane.

Potrebna dubina navoja, za materijal vijka 42 CrMo 4 V, računa se prema slici 63.:

$$H_{nav} \geq 1,0 \cdot d_v = 1,0 \cdot 14 = 14 \text{ mm} \quad (129)$$

gdje je:

$d_v = 14 \text{ mm}$  – nazivni promjer pričvrsnog vijka.

Table 2: Minimum screw-in depth with blind-hole thread for medium tolerance class (6 H)  
Different tolerance classes require corresponding allocated screw-in depths

Bolt strength class	8.8/10.9	10.9/12.9	12.9
Thread fineness d/P	$\geq 9 / < 9$	$\geq 9 / < 9$	$\geq 9$
St 37	$1,25 \cdot d$		
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	$1,0 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,4 \cdot d$
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	$0,9 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	$1,1 \cdot d$

d – Thread external Ø [mm]  
Bolts with metric  
ISO thread (standard thread)

p – Pitch of the thread [mm]  
up to M 30 have a d/P < 9  
> M 30 have a d/P  $\geq 9$

Slika 63. Minimalna dubina navoja za vijke zakretnog ležaja [16]

#### 4.3.6.4. Proračun konstrukcije okretnog ležaja

Kako bi se osigurao pravilan rad nužno je provjeriti čvrstoću konstrukcije na koju će se učvrstiti ležaj kako uslijed pritezanja ne bi došlo do loma konstrukcije. Dopuštene vrijednosti površinskih tlakova dane su na slici 64.

Material	$p_G$ boundary surface pressure
S 235 JR + AR	260 N/mm <sup>2</sup>
E 295, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm <sup>2</sup>
C 45, profile rolled (Series 23, 25, 28)	700 N/mm <sup>2</sup>
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm <sup>2</sup>
GG 25	800 N/mm <sup>2</sup>

**Slika 64. Dopuštene vrijednosti površinskih tlakova [16]**

Za materijal konstrukcije postolja odabran je čelik oznake S235JR kod kojeg dopušteni površinski tlak iznosi 260 N/mm<sup>2</sup>.

Provjerava se naprezanje uslijed tlaka izazvanog pritezanjem vijaka prema izrazu:

$$p_{lež} = \frac{\frac{F_M}{0,9}}{A_p} = \frac{\frac{77000}{0,9}}{439} = 194,87 \text{ N/mm}^2 \quad (130)$$

gdje je:

$F_M$  = 77000 N – ugradbena sila prednaprezanja

$A_p$  – kontakta površina između vijka i konstrukcije, a računa se prema:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (28^2 - 15^2) = 439 \text{ mm}^2 \quad (131)$$

gdje je:

$d_w$  = 28 mm – vanjski promjer kontaktne površine podloške

$d_h$  = 15 mm – promjer rupe

Kako bi površinski tlak ostao u dopuštenim granicama, potrebno je koristiti podloške za vijak.

Budući da je  $p_{dop} > p_{lež} \rightarrow 260 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 194,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da prirubnica i konstrukcija zadovoljavaju kriterij čvrstoće.

#### 4.3.6.5. Proračun potrebne snage za ostvarivanje rotacije

Snaga potrebna za savladavanje otpora rotaciji izračunava se iz momenta trenja, čija jednadžba za zakretne ležajeve s valjnim tijelima glasi (prema Rothe Erde):

$$M_r = \frac{\mu}{2} \cdot (4,1 \cdot M_t + F_a \cdot D_L + 2,05 \cdot F_r \cdot D_L) = \frac{0,003}{2} \cdot (4,1 \cdot 96,766905 + 82253 \cdot 1,184 + 0) = 146,68 \text{ Nm} \quad (132)$$

Nadalje, potrebno je odrediti moment inercije oko osi zakretnog ležaja. Riječ je o momentu koji je potreban za pokretanje svih masa na dizalici.

Dinamički moment inercije oko osi zakretnog ležaja računa se prema:

$$I_K \cong m_Q \cdot r_Q^2 + m_u \cdot r_u^2 + m_p \cdot r_p^2 + I_{doh} \quad (133)$$

gdje je:

$r_Q = 10,880$  m – krak težišta tereta u odnosu na os rotacije

$r_u = 3,065$  m – krak težišta utega u odnosu na os rotacije

$r_p = 0,815$  m – krak težišta postolja u odnosu na os rotacije

$m_Q = 1000$  kg – masa tereta

$m_u = 3670$  kg – masa utega

$m_p = 1535$  kg – masa postolja

$I_{doh}$  – moment inercije dohvavnika, a računa se prema:

$$I_{doh} \cong \frac{m_{doh}}{3} \cdot \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2 - r_1} = \frac{2040}{3} \cdot \frac{10,880^3 - (-1,120)^3}{10,880 - (-1,120)} = 73061,4 \text{ kgm}^2 \quad (134)$$

Pa slijedi da je dinamički moment inercije oko osi rotacije jednak:

$$I_K \cong 1000 \cdot 10,880^2 + 3670 \cdot 3,065^2 + 1535 \cdot 0,815^2 + 73061,4 \\ = 226932 \text{ kgm}^2 \quad (135)$$

Sada je potrebno reducirati taj moment inercije na osovinu pogonskog motora, gdje iznosi:

$$I_{red} = \frac{I_K}{\eta_{rot}} \cdot \left( \frac{n_K}{n_{mot}} \right)^2 = \frac{226932}{0,95} \cdot \left( \frac{1}{33,4 \cdot 11,84} \right)^2 = 1,53 \text{ kgm}^2 \quad (136)$$

gdje je:

$\eta_{rot} = 0,95$  – stupanj efikasnosti prijenosa

Dinamički moment za savladavanje otpora motora iznosi:

$$M_{din} = I_{red} \cdot \varepsilon = I_{red} \cdot \frac{\omega_{mot}}{t_{pr}} = 1,53 \cdot \frac{10,35}{3} = 5,27 \text{ Nm} \quad (137)$$

gdje je:

$\omega_{mot} = 10,35 \text{ rad/s}$  – kutna brzina hidromotora

$t_{pr} = 3 \text{ s}$  – vrijeme pokretanja

Ukupni moment pokretanja motora iznosi:

$$M_p = M_{st} + M_{din} = 0,4 + 5,27 = 5,67 \text{ Nm} \quad (138)$$

gdje je:

$$M_{st} = \frac{M_r}{\eta_{rot}} \cdot \frac{\omega_K}{\omega_{mot}} = \frac{146,68 \cdot \frac{\pi}{2 \cdot 60}}{0,95 \cdot 10,35} = 0,4 \text{ Nm} \quad (139)$$

Snaga hidromotora računa se na temelju:

$$P_{n,p} = \frac{M_p}{1,7} \cdot \omega_{mot} = \frac{5,67}{1,7} \cdot 10,35 = 34,52 \text{ W} \quad (140)$$

Za pogon zupčanog para koristi se hidraulični motor s planetarnim reduktorom tvrtke Bosch Rexroth kodnog imena GFB 9 T2 2000/2. Pogonski hidraulični motor je kodne oznake A2FM 56 aksijalni klipni motor.



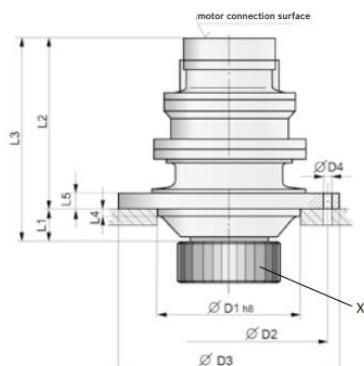
Slika 65. Pogonska jedinica za rotaciju GFB 9 T2 2000/2

Karakteristike pogonske jedinice za rotaciju prikazane su u tablici 21.

**Tablica 21.** Karakteristike pogonske jedinice za rotaciju

Izlazni okretni moment, $T_{2,\max}$	7000 Nm
Prijenosni omjer, $i$	33.4
Kočioni okretni moment, $T_{Br,\max}$	245 Nm
Masa, $m$	85 kg

Osnovne dimenzije dane su u tablici 22., a slika s pripadajućim dimenzijama prikazana je ispod.

**Slika 66.** Osnovne dimenzije pogonske jedinice za rotaciju**Tablica 22.** Osnovne dimenzije pogonske jedinice za rotaciju

D1	175 mm
D2	260 mm
D3	288 mm
D4	12x 17.5 mm
L1	40 mm
L2	325.5 mm
L3	365.5 mm
L4	26 mm
L5	22 mm



**Slika 67. Hidraulični aksijalni klipni motor Bosch A2FM 56**

**Tablica 23. Karakteristike hidrauličnog motora**

Zapremnina	56 cm <sup>3</sup>
Nominalni tlak	300 bar
Maksimalni tlak	350 bar

#### 4.3.7. Proračun zupčastog para na mehanizmu za ostvarivanje rotacije

Broj zubi gonjenog zupčanika iznosi  $z_2 = 148$ , a modul  $m = 8$ . Zahvatni kut je standardi i iznosi  $\alpha = 20^\circ$ .

Kako bi se postigao što veći prijenosi omjer zupčanog prijenosa odabire se minimalni broj zubi pogonskog zupčanika prema [17]:

$$z_1 = 14 \quad (141)$$

Zupčasti par izvest će se kao nulti par iz čega slijede osnovne mjere pogonskog zupčanika:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 8 \cdot 14 = 112 \text{ mm} \quad (142)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 112 + 2 \cdot 8 = 128 \text{ mm} \quad (143)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m - 2 \cdot c = 112 - 2 \cdot 8 - 2 \cdot 1,25 = 93,5 \text{ mm} \quad (144)$$

$$d_{w1} = d_1 = 112 \text{ mm} \quad (145)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha = 112 \cdot \cos(20^\circ) = 105,3 \text{ mm} \quad (146)$$

Razmak između osi zupčanika:

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 8 \cdot \frac{14 + 148}{2} = 648 \text{ mm} \quad (147)$$

Zupčanici su površinski kaljeni tako da se proračuna prema savijanju u korijenu zuba.  
Naprezanje uslijed savijanja u korijenu zuba računa se prema:

$$\sigma_F = \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha 1} \leq \sigma_{FP1} \quad (148)$$

Tangencijalna sila na pogonskom zupčaniku iznosi:

$$F_{tw} = \frac{2 \cdot M}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 5670}{112} = 101,25 \text{ N} \quad (149)$$

#### 4.3.7.1. Odabir proračunskih faktora

$Y_{F1} = 3,35$  – faktor oblika prema dijagram 5., stranica 72. [17]

Faktor udjeli opterećenja se računa prema:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,676} = 0,6 \quad (150)$$

gdje je stupanj prekrivanja:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{1}{2\pi} \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan\alpha \right] \\ \varepsilon_\alpha &= \frac{1}{2\pi} \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{14 + 2}{\cos 20}\right)^2 - 14^2} + \sqrt{\left(\frac{148 + 2}{\cos 20}\right)^2 - 148^2} - (14 + 148) \cdot \tan 20 \right] \\ \varepsilon_\alpha &= 1,676 \end{aligned} \quad (151)$$

Faktor raspodijele opterećenja:

$$K_{F\alpha} = q_L \cdot \varepsilon_\alpha = 1 \cdot 1,676 = 1,676 \quad (152)$$

gdje je:

$q_L = 1$  prema dijagram 6., stranica 73. [17]

Slijedi da je:

$$\sigma_F = \frac{101,25}{45 \cdot 8} \cdot 3,35 \cdot 0,6 \cdot 1,676 = 0,95 \text{ N/mm}^2 \quad (153)$$

Dopušteno naprezanje na savijanje korijena zuba iznosi:

$$\sigma_{F,dop} = \frac{\sigma_{f,lim}}{S_F} = \frac{270}{1,75} = 154,3 \text{ N/mm}^2 \quad (154)$$

gdje je:

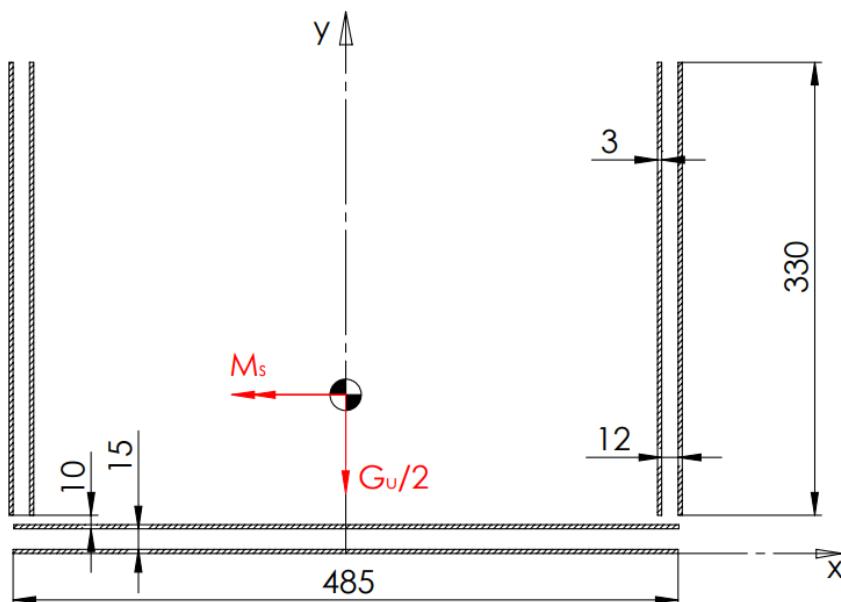
$\sigma_{f,lim} = 270 \text{ N/mm}^2$  – za materijal Č.1531 (prema DIN Ck 45) koji je plameno kaljen

$S_F = 1,3 \dots 2,0$  – faktor sigurnosti za interminirajući pogon, tablica 36. [17]

S obzirom da vrijedi  $\sigma_F \leq \sigma_{F,dop}$  zaključujemo da zupčanik zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.8. Proračun zavara postolja hidrauličnog cilindra za nošenje protuutega

Zavar je opterećen smično i momentom savijanja, a proračunski presjek zavara prikazan je na slici 68.



Slika 68. Proračunska skica zavara nosive ploče protuutega

Prvo je potrebno odrediti težište zavara kako bi mogli reducirati opterećenje. Zavar je simetričan oko y osi te je s toga koordinata težišta  $x_0 = 0$ , ali je potrebno odrediti koordinatu  $y_0$  koja se računa prema formuli za geometrijsko težište:

$$y_0 = \frac{\sum_{i=0}^n A_i \cdot y_i}{A} = \frac{A_1 \cdot y_1 + 2 \cdot A_2 \cdot y_2}{A}$$

$$(155)$$

$$y_0 = \frac{2910 \cdot 10,5 + 2 \cdot 1980 \cdot 193}{6870} = 115,7 \text{ mm}$$

Najveća opterećenja koja djeluju na zavar javljaju se kod cijelog iznosa ovješenog protutegu i iznose:

$$G_u = 34043 \text{ N} \quad (156)$$

$$M_s = \frac{G_u \cdot h}{2} = \frac{34043 \cdot 200}{2} = 3\,404\,300 \text{ Nmm} \quad (157)$$

gdje je:

$h = 200 \text{ mm}$  – udaljenost osi djelovanja sile u odnosu na položaj zavara, a dijeljeno je s 2 jer je zavar na svakoj strani.

Naprezanja uzrokovana opterećenjem zavara iznose:

$$\tau = \frac{G_u/2}{A_{II}} = \frac{17022}{3960} = 4,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (158)$$

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} \quad (159)$$

gdje je:

$A_{II} = 3960 \text{ mm}^2$  – površina paralelnih zavara, tj. onih koji nose smično opterećenje

$W_x$  – moment otpora presjeka, a računa se prema:

$$W_x = \frac{I_{uk}}{h_{max}} \quad (160)$$

Ukupni moment tromosti iznosi:

$$I_{uk} = I_1 + a_1^2 \cdot A_1 + I_2 + a_2^2 \cdot A_2 \quad (161)$$

gdje je:

$$I_1 = \frac{3^3 \cdot 485}{12} = 1091 \text{ mm}^4 \quad (162)$$

$$I_2 = 2 \cdot \left( \frac{330^3 \cdot 3}{12} \right) = 17\,968\,500 \text{ mm}^4 \quad (163)$$

Potrebno je odrediti i Steinerove dodatake jer se momenti tromosti reduciraju u os težišta zavara.

$$a_1^2 \cdot A_1 = (115,7 - 10,5)^2 \cdot 2910 = 32\ 205\ 086 \text{ mm}^4 \quad (164)$$

$$a_2^2 \cdot A_2 = (115,7 - 193)^2 \cdot 3960 = 23\ 662\ 148 \text{ mm}^4 \quad (165)$$

Slijedi da ukupni moment tromosti iznosi:

$$I_{uk} = 1091 + 32205086 + 17968500 + 23662148 = 73\ 836\ 825 \text{ mm}^4 \quad (166)$$

Pa je moment otpora presjeka zavara jednak:

$$W_x = \frac{73\ 836\ 825}{242,3} = 300\ 733 \text{ mm}^3 \quad (167)$$

Naprezanje uslijed savijanja moment na kritičnom dijelu zavara iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} = \frac{3\ 404\ 300}{300\ 733} = 11,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (168)$$

Reducirano naprezanje zavara na kritičnom mjestu iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2} = \sqrt{11,32^2 + 3 \cdot (1 \cdot 4,3)^2} = 13,55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (169)$$

gdje je:

$\alpha_0 = 1$  – za čisto istosmjerno naprezanje prema [10]

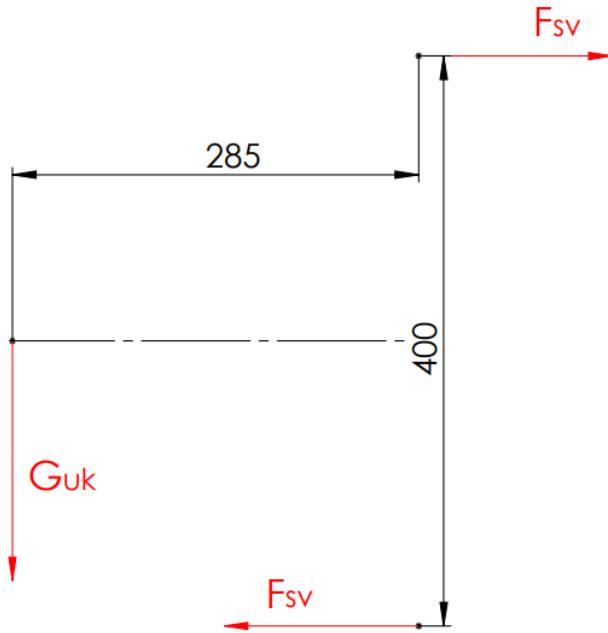
Za materijal zavara uzima se konstrukcijski čelik S235JR, a dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{235}{2,5} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (170)$$

S obzirom da vrijedi da je  $\sigma_{dop} > \sigma_{red} \rightarrow 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 13,55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da zavar zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.9. Proračun svornjaka za prihvrat bubenja i protuutega

Svornjaci su opterećeni momentom savijanja uzrokovanih zbog težine bubenja i utega, a statički model je prikazan na slici 69.



Slika 69. Proračunska skica svornjaka sklopa bubnja

Kao reakcija, javlja se spreg sila koji je iznosom jednak momentu savijanja, te se preko jednadžbe ravnoteže dobije sila koja djeluje na svornjake:

$$F_{sv,uk} = \frac{G_{uk} \cdot l_1}{l_2} = \frac{36693 \cdot 285}{400} = 26144 \text{ N} \quad (171)$$

gdje je:

$$G_{uk} = G_{bu} + G_{ut} = 2650 + 34043 = 36693 \text{ N} - \text{težina bubenja i utega}$$

$$l_{sv,1} = 285 \text{ mm} - \text{krak djelovanja težine}$$

$$l_{sv,2} = 400 \text{ mm} - \text{krak sprega sila}$$

Sila na pojedinom svornjaku iznosi:

$$F_{sv} = \frac{F_{sv,uk}}{n_{sv}} = \frac{26144}{4} = 6536 \text{ N} \quad (172)$$

gdje je:

$$n_{sv} = 4 - \text{broj svornjaka}$$

Površina poprečnog presjeka svornjaka iznosi:

$$A_{sv} = \frac{d_{sv}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{24^2 \cdot \pi}{4} = 452,4 \text{ mm}^2 \quad (173)$$

gdje je:

$$d_{sv} = 24 \text{ mm} - \text{promjer svornjaka}$$

Naprezanje na odrez iznosi:

$$\tau_{sv} = \frac{F_{sv}}{A_{sv}} = \frac{6536}{452,4} = 14,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (174)$$

Površinski pritisak svornjaka iznosi:

$$p_{sv} = \frac{F_{sv}}{A_{sv,proj}} = \frac{F_{sv}}{d_{sv} \cdot s_{sv}} = \frac{6536}{24 \cdot 20} = 13,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (175)$$

Dopuštena naprezanje svornjaka za materijal S235JR prema [2] iznosi:

$$\tau_{sv,dop} = 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (176)$$

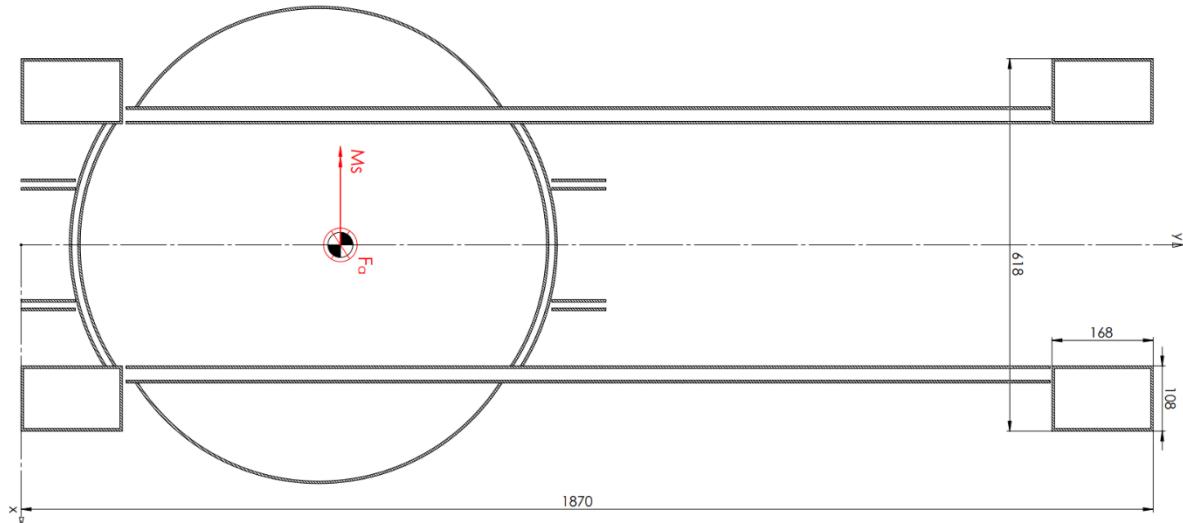
$$p_{sv,dop} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (177)$$

S obzirom da vrijedi da je  $\tau_{sv,dop} > \tau_{sv} \rightarrow 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 14,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , te da vrijedi da je  $p_{sv,dop} > p_{sv} \rightarrow 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 13,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da svornjak zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.10. Proračun zavara postolja na temeljnu ploču

Postolje je zavareno na temeljnu ploču koja pak je preko vijčane veze spojena za okretni ležaj. Okretni ležaj, tj. donja cilindrična ploča okretnog ležaja dalje je na neki način (zavarena ili vijčana veza) pričvršćen za šasiju vozila.

Proračunski presjek zavara s reduciranim opterećenjima prikazan je na slici 70.



Slika 70. Proračunska skica zavara postolja

Budući da dohvativnik stalno mijenja smjer, opterećenje, kut zakreta i nagib, zavar je opterećen dinamički. Za dinamički proračun zavara uzimaju se dva granična slučaja.

Prvo je potrebno odrediti težište zavara i geometrijske karakteristike. Zavar je simetičan oko y osi i dimenzija zavara iznosi a4.

Udaljenost težišta od ishodišta koordinatnog sustava računa se prema:

$$y_0 = \frac{\sum_{i=0}^n A_i \cdot y_i}{A} \quad (178)$$

gdje je:

$A_i$  – površina pojedinog zavara

$y_i$  – y koordinata težišta pojedinog zavara

Slijedi da je:

$$y_0 = \frac{A_i \cdot y_i}{A} = \frac{27\,496\,456}{51952} = 529,27 \text{ mm} \quad (179)$$

Moment otpora presjeka,  $W_x$ , računa se prema:

$$W_x = \frac{I_x}{h_{max}} \quad (180)$$

gdje je:

$h_{max} = 1004,73 \text{ mm}$  – najveća udaljenost od težišta zavara.

Ukupni moment tromosti iznosi:

$$I_x = \sum_{i=0}^n I_{x,i} + a_i^2 \cdot A_i \quad (181)$$

gdje je:

$I_{x,i}$  – moment tromosti pojedinog dijela zavara oko osi x.

$a_i$  – Steinerov dodatak momentu tromosti pojedinog dijela zavara.

Kada se izračunaju i odrede svi momenti tromosti i Steinerovi dodaci slijedi je ukupni moment tromosti oko osi x:

$$I_x = 1,497255346 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4 \quad (182)$$

Pa je moment otpora presjeka zavara jednak:

$$W_x = \frac{1,497255346 \cdot 10^{10}}{1340,73} = 11\ 167\ 464 \text{ mm}^3 \quad (183)$$

Opterećenje na zavar jednako je poput opterećenja na okretni ležaj jer se težišta zavara i okretnog ležaja gotovo poklapaju.

Dakle, opterećenja na zavar za prvi granični slučaj su jednakia:

$$F_a = \sum F_v = G_{post} + G_1 + G_{doh} + Q = 82\ 253 \text{ N} \quad (184)$$

gdje je:

$$G_{post} = 15350 \text{ N} - \text{težina postolja}$$

$$\begin{aligned} M_s &= Q \cdot l_Q + G_{doh} \cdot l_{doh} - G_1 \cdot l_1 - G_{post} \cdot l_{post} \\ M_s &= 9810 \cdot 10880 + 20400 \cdot 5067 - 36693 \cdot 3065 - 15350 \cdot 815 \\ M_s &= 96\ 766\ 905 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (185)$$

Naprezanje u kritičnoj točki zavara iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} = \frac{96766905}{11167464} = 8,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (186)$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{A_{zav}} = \frac{-82253}{51952} = -1,58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (187)$$

Pa je ukupno naprezanje u kritičnoj točki:

$$\sigma_{uk} = \sigma_s + \sigma_t = 8,67 - 1,58 = 7,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (188)$$

Opterećenja na zavar za drugi granični slučaj su jednakia:

$$F_a = \sum F_v = G_{post} + G_1 + G_{doh} = 72\ 443 \text{ N} \quad (189)$$

$$\begin{aligned} M_s &= G_{doh} \cdot l_{doh} - G_1 \cdot l_1 - G_{post} \cdot l_{post} \\ M_s &= 20400 \cdot 727 - 36693 \cdot 3065 - 15350 \cdot 815 \\ M_s &= -110\ 143\ 495 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (190)$$

Naprezanje u kritičnoj točki zavara iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W_x} = \frac{-110143495}{11167464} = -9,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (191)$$

$$\sigma_t = \frac{F_a}{A_{zav}} = \frac{-72443}{51952} = -1,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (192)$$

Pa je ukupno naprezanje u kritičnoj točki:

$$\sigma_{uk} = \sigma_s + \sigma_t = -9,86 - 1,39 = -11,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (193)$$

Prema tome, odnos graničnih naprezanja je:

$$r = \frac{7,09}{-11,25} = -0,63 \quad (194)$$

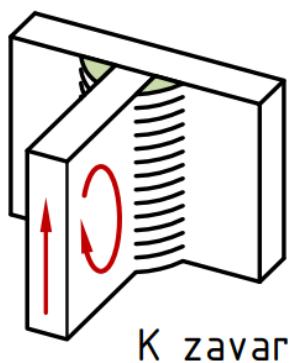
Dopušteno naprezanje zavara za slučaj naizmjeničnog naprezanja u tlaku iznosi:

$$\sigma_{Dt(r)\text{dop}} = \frac{2}{1-r} \cdot \sigma_{Dv(-1)\text{dop}} = \frac{2}{1-(-0,63)} \cdot 127,3 = 156,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (195)$$

gdje je:

$\sigma_{Dv(-1)\text{dop}} = 127,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  – dopušteno naprezanja zavara za čisto naizmjenično naprezanje, za pogonsku grupu B3, grupu zareznog djelovanja K3 i materijal S235JR. [10]

Kvaliteta S: K2
Kvaliteta I: K3



Slika 71. Kvaliteta zavara [10]

S obzirom da vrijedi da je  $\tau_{s,dop} > |\tau_{sv}| \rightarrow 156,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 11,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ , zaključujemo da zavar zadovoljava kriterij čvrstoće.

#### 4.3.10.1. Klizne pločice teleskopa

Između razina teleskopa nalaze se klizne pločice čija je uloga smanjenje trenja, osiguranje dovoljno prostora između dijelova teleskopa te djeluju kao oslonci dijelova teleskopa. Pločice su izrađene od legirane bronce (aluminijiske) koja ima izrazito dobra klizna svojstva, a opet je jednako tako i čvrsta te se slabo troši.

Bronca/čelik kombinacija ima statički koeficijent trenja koji se kreće oko 0,08 – 0,14 u suhim uvjetima može doseći i vrijednosti oko 0,30 te je iz tog razloga vrlo važno pravilno podmazivanje. U pločice se dodatno umeće grafit kako bi ona bila samo-podmazuća.



**Slika 72. Samopodmazuća brončana pločica s grafitom**

#### 4.3.11. Odabir lanca na mehanizmu za izvlačenje

Na mehanizmu za izvlačenje dohvavnika odabran je tzv. pločasti lanac (eng. *leaf chain*) prema normi DIN 8152/ISO 4347. Karakteristika ovih lanaca je kompaktnost jer nisu namijenjeni za lančanik i velika nosivost zbog mogućeg većeg broj lamela. Treba imati na umu da je dopuštena manja brzina gibanja oko valjkastih skretnih elementa, no brzina nije ni potrebna u ovom slučaju.

Kako bi se produljio vijek trajanja lanca, potrebno je koristiti skretne valjke čim veće promjera, u ovom slučaju to je ograničeno konstrukcijskom izvedbom na 80 mm. Prema preporuci proizvođača (*FB Leaf Chain*) promjer skretnih valjaka, trebao bi biti barem:

$$d_{valj,min} \geq 5 \cdot p_l = 5 \cdot 15,875 = 79,375 \quad (196)$$

gdje je:

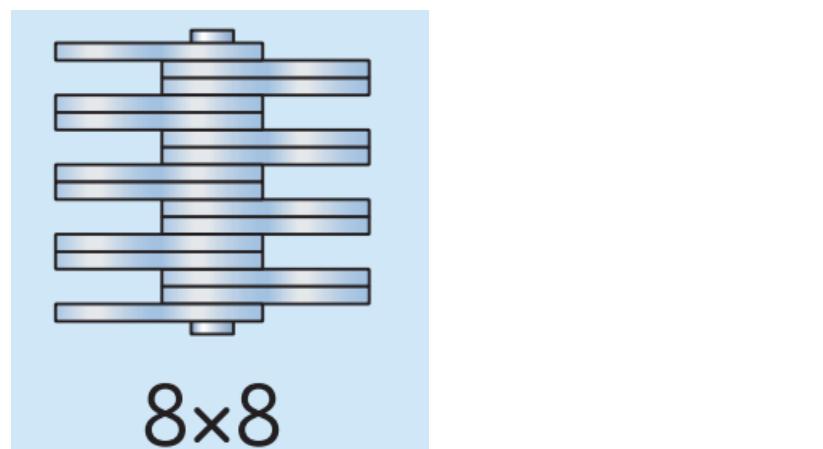
$d_{valj,min}$  – minimalni promjer skretnih valjaka

$p_l = 15,875$  mm – korak lanca, razmak osi između svornjaka

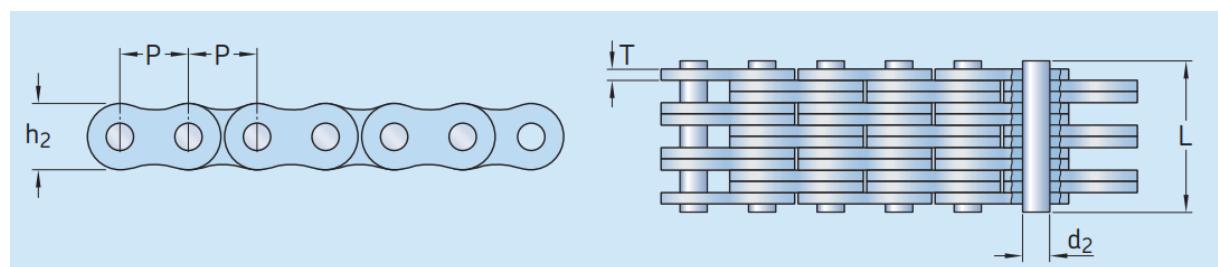
Odabrani promjer skretnih valjaka je:

$$d_{valj} = 90 \text{ mm} \quad (197)$$

Odabran je lanac proizvođača SKF kodne oznake LH1088/BL588 (vidi prilog III). Lanac se sastoji od osam pločica kao što je prikazano na slici 73.



Slika 73. Konfiguracija lanca za izvlačenje [16]



Slika 74. Prikaz osnovnih dimenzija lanca [16]

gdje je:

$h_{2,lan} = 15,09$  mm – visina lanca

$d_{2,lan} = 5,96$  mm – promjer svornjaka

$T_{lan} = 2,44 \text{ mm}$  – debljina pločice

$L_{lan} = 42,57 \text{ mm}$  – duljina svornjaka

Nosivost lanca iznosi:

$$Q_{lan} = 133,4 \text{ kN} \quad (198)$$

Ako se u obzir uzme faktor sigurnosti, maksimalno opterećenje na lanac iznosi:

$$F_{lan,dop} = \frac{Q_{lan}}{S_{lan}} = \frac{133,4}{2,5} = 53,36 \text{ kN} \quad (199)$$

gdje je:

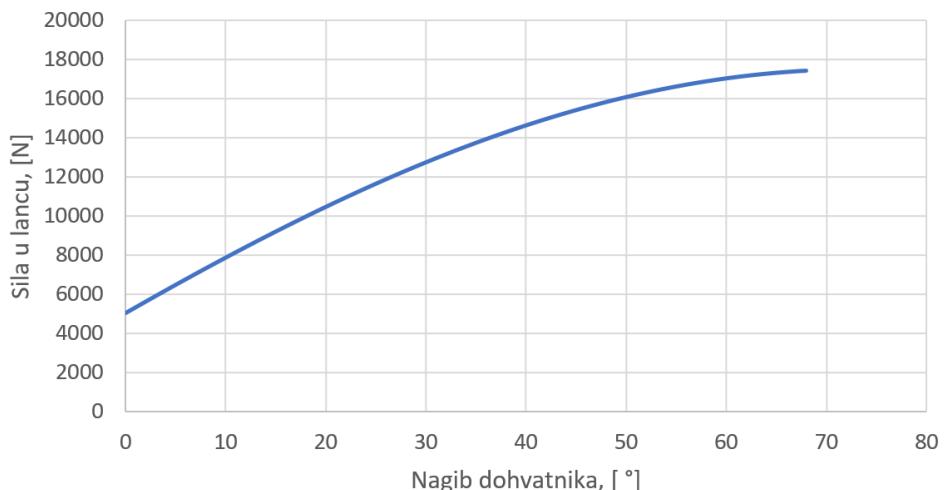
$S_{lan} = 2,5$  – faktor sigurnosti lanca

Specifična masa lanca:

$$q_{lan} = 3,50 \text{ kg/m} \quad (200)$$

Maksimalna sila koja se javlja u lancu je prilikom izvlačenja pri najvećem kutu nagiba dohvavnika i iznosi:

$$F_{lan,max} = 17,444 \text{ kN} \quad (201)$$



**Slika 75. Sila u lancu u ovisnosti o kutu nagiba dohvavnika**

Budući da vrijedi da je:

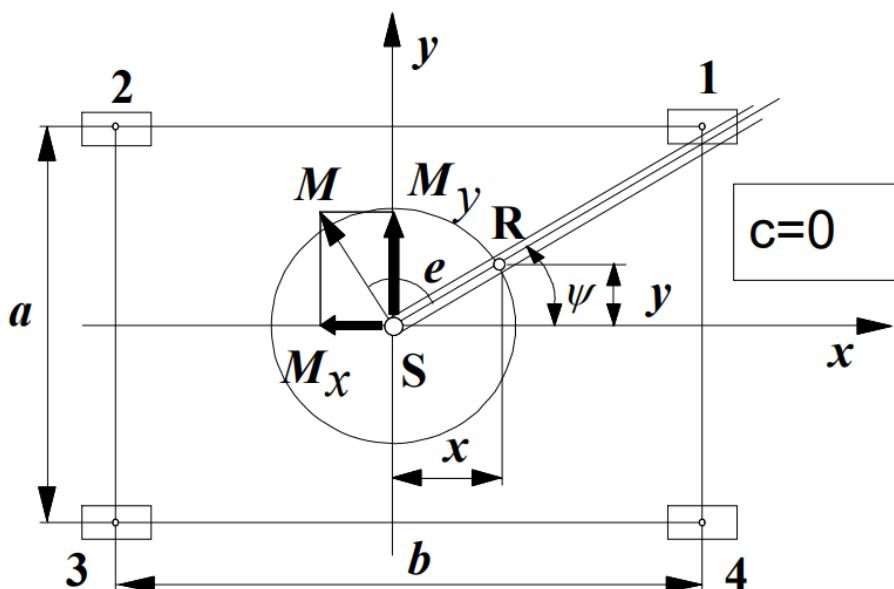
$$F_{lan,max} \leq F_{lan,dop} \rightarrow 17,444 \text{ kN} \leq 53,36 \text{ kN} \quad (202)$$

Zaključujemo da lanac zadovoljava uvjet čvrstoće.

#### 4.4. Proračun opterećenja na oslonce

Konstrukcija se oslanja na četiri oslonaca koji se izvlače sa strane vozila. U pitanju je statički neodređen asimetrični slučaj te se za izračun opterećenja koristi Montagnonova metoda. Kod spomenute metode opterećenje se iz ekscentra reducira na geometrijsko središte oslonaca.

Slika 76. prikazuje proračunska skicu za odabranu metodu.



Slika 76. Montagnonova metoda – ilustracija [5]

Pojedini momenti računaju se prema:

$$M_x = -M \cdot \sin \psi = F_0 \cdot e \cdot \sin \psi \quad (203)$$

$$M_y = -M \cdot \cos \psi = F_0 \cdot e \cdot \cos \psi \quad (204)$$

Svaki oslonac sada preuzima  $\frac{1}{4}$  rezultantne sile te silu iz sprega sila koju generira pojedini moment na razmaku između oslonaca.

Sile u pojedinim osloncima iznose:

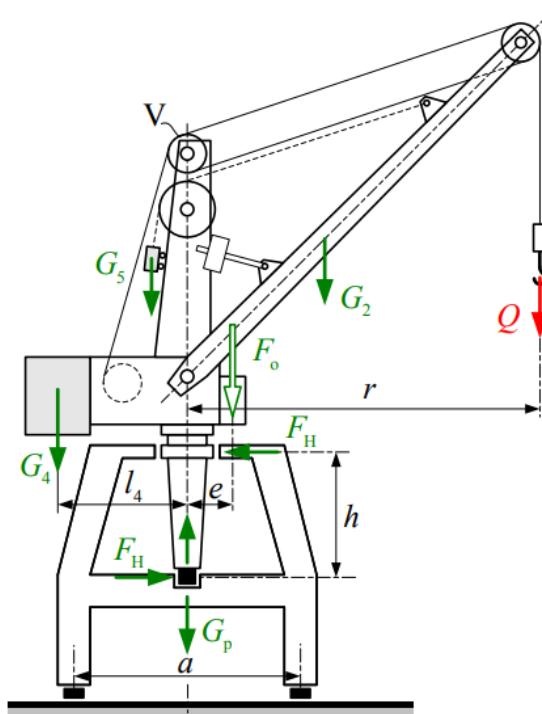
$$F_1 = \frac{R}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot a} + \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (205)$$

$$F_2 = \frac{R}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot a} - \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (206)$$

$$F_3 = \frac{R}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot a} - \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (207)$$

$$F_4 = \frac{R}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot a} + \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (208)$$

Slika 77. prikazuje opterećenje na granik uz važne proračunske dimenzije. Slika prikazuje okretni granik, no princip je jednak te se može primijeniti i za mobilni granik sa stopama.

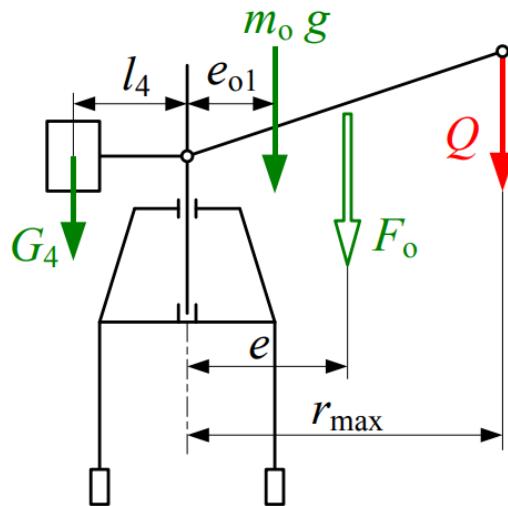


Slika 77. Opterećenje na granik uz važne proračunske dimenzije [5]

Četiri su granična slučaja opterećenja, ovisno o mogućim kombinacijama raspona i tereta.

#### 4.4.1.1. Granični slučajevi opterećenja kod Montagnonove metode

Prvi granični slučaj prikazan je na slici 78.



Slika 78. Kombinacija najveći raspon/najveći teret

Iz sume vertikalnih sila slijedi:

$$F_0 = Q + G_4 + G_0 = 9810 + 36693 + 35750 = 82253 \text{ N} \quad (209)$$

Iz sume momenata oko središnjice slijedi:

$$F_0 \cdot e = G_0 \cdot e_{01} + Q \cdot r_{max} - G_4 \cdot l_4 \quad (210)$$

Kombinirajući ta dva izraza dobije se:

$$e = \frac{G_0 \cdot e_{01} + Q \cdot r_{max} - G_4 \cdot l_4}{Q + G_4 + G_0} \quad (211)$$

$$e = \frac{35750 \cdot 3845 + 9810 \cdot 10880 - 36693 \cdot 3065}{9810 + 36693 + 35750} = 1,592 \text{ m}$$

gdje je:

$$G_0 = G_{doh} + G_{post} = 20400 + 15350 = 35750 \text{ N} - \text{težina rotirajućih dijelova granika}$$

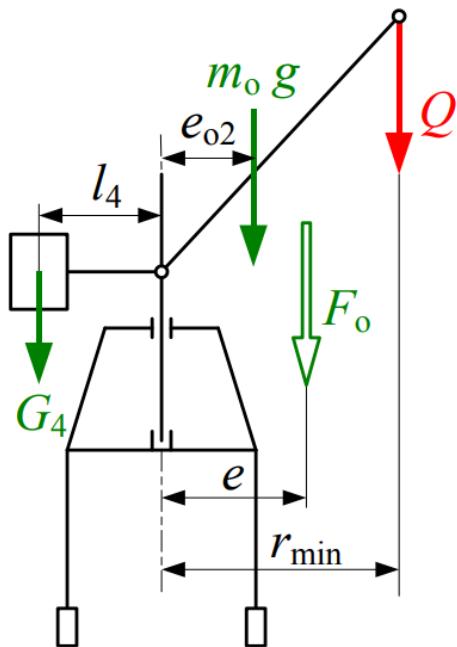
$$G_4 = 36693 \text{ N} - \text{težina protutegu i sklopa bubenja}$$

$$e_{01} = 3845 \text{ mm} - \text{udaljenost težišta rotirajućih masa od osi rotacije kod najvećeg raspona}$$

$$r_{max} = 10880 \text{ mm} - \text{maksimalna udaljenost tereta od osi rotacije}$$

$$l_4 = 3065 \text{ mm} - \text{udaljenost težišta protutegu od osi rotacije}$$

Sada je potrebno odrediti  $e$  za preostale slučajeve.



**Slika 79. Kombinacija najmanji raspon/najveći teret**

Slijedeći logiku iz prethodnog slučaja, dobije se da je  $e$  za ovaj slučaj jednak:

$$e = \frac{G_0 \cdot e_{02} + Q \cdot r_{min} - G_4 \cdot l_4}{Q + G_4 + G_0} \quad (212)$$

$$e = \frac{35750 \cdot 676 + 9810 \cdot 4076 - 36693 \cdot 3065}{9810 + 36693 + 35750} = -0,587 \text{ m}$$

Za slučaj najveći raspon/najmanji teret:

$$e = \frac{G_0 \cdot e_{01} - G_4 \cdot l_4}{G_4 + G_0} \quad (213)$$

$$e = \frac{35750 \cdot 3845 - 36693 \cdot 3065}{36693 + 35750} = 0,345 \text{ m}$$

Za slučaj najmanji raspon/najmanji teret:

$$e = \frac{G_0 \cdot e_{02} - G_4 \cdot l_4}{G_4 + G_0} \quad (214)$$

$$e = \frac{35750 \cdot 676 - 36693 \cdot 3065}{36693 + 35750} = -1,219 \text{ m}$$

gdje je:

$e_{02} = 676 \text{ mm}$  – udaljenost težišta rotirajućih masa od osi rotacije kod najmanjeg raspona

$r_{min} = 4076 \text{ mm}$  – minimalna udaljenost tereta od osi rotacije.

Slijedi kako su sila i moment jednaki:

$$R = F_0 = G_0 + Q + G_4 \quad (215)$$

$$M = F_0 \cdot e \quad (216)$$

$$M_x = -M \cdot \sin\psi = -F_0 \cdot e \cdot \sin\psi \quad (217)$$

$$M_y = M \cdot \cos\psi = F_0 \cdot e \cdot \cos\psi \quad (218)$$

Sila u osloncima su tada jednake:

$$F_{1o} = \frac{F_o}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot a} + \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (219)$$

$$F_{2o} = \frac{F_o}{4} - \frac{M_x}{2 \cdot a} - \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (220)$$

$$F_{3o} = \frac{F_o}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot a} - \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (221)$$

$$F_{4o} = \frac{F_o}{4} + \frac{M_x}{2 \cdot a} + \frac{M_y}{2 \cdot b} \quad (222)$$

Zaključujemo kako će najveće opterećenje biti u osloncu broj 1, a točan iznos ovisit će o horizontalnom kutu okretnog dijela granika:

$$F_{1o} = \frac{F_o}{4} + \frac{F_0 \cdot e \cdot \sin\psi}{2 \cdot a} + \frac{F_0 \cdot e \cdot \cos\psi}{2 \cdot b} \quad (223)$$

Ekstremne vrijednosti opterećenja će poprimiti kada derivacije po kutu budu jednake 0.

Traženi kut kod kojeg će opterećenje biti maksimalno iznosi:

$$\frac{dF_{1o}}{d\psi} = 0 \rightarrow F_o \cdot \frac{e}{2a} \cdot \cos\psi_m - F_o \cdot \frac{e}{2b} \cdot \sin\psi_m = 0 \quad (224)$$

Slijedi da je:

$$\tan\psi_m = \frac{b}{a} \quad (225)$$

Nakon uvrštavanja i sređivanja izraza slijedi kako je najveće opterećenje uzrokovano teretom jednako [5]:

$$F_{1o} = \frac{F_o}{4} + \frac{F_o \cdot e}{2ab} \cdot \sqrt{a^2 + b^2} = \frac{82253}{4} + \frac{82253 \cdot 1,592}{2 \cdot 4,5 \cdot 5} \cdot \sqrt{4,5^2 + 5^2} = 40,138 \text{ kN} \quad (226)$$

gdje je:

$$a_{os} = 4500 \text{ mm}$$

$$b_{os} = 5000 \text{ mm}$$

U tablici 24. prikazani su rezultati opterećenja u sva četiri oslonca za sva četiri granična slučaja:

**Tablica 24. Opterećenja u osloncima prema graničnim slučajevima u kN**

e	$F_{1o}$	$F_{2o}$	$F_{3o}$	$F_{4o}$
1,592	40,138	20,564	1,097	20,562
-0,587	13,346	20,562	27,740	20,564
0,345	16,321	20,563	16,345	20,563
-1,219	5,575	20,562	35,469	20,264

Sada je još potrebno pridodati opterećenje izazvano težinom vozila. U tom slučaju najveće i najmanje opterećenje je:

$$F_{max} = F_{1o} + \frac{G_{voz}}{4} = 40,138 + \frac{150,000}{4} = 77,64 \text{ kN} \quad (227)$$

$$F_{min} = F_{3o} + \frac{G_{voz}}{4} = 1,097 + \frac{150,000}{4} = 38,60 \text{ kN} \quad (228)$$

gdje je:

$$G_{voz} = 150\,000 \text{ N} - \text{pretpostavljena težina vozila}$$

Proračunsko opterećenje je stoga jednako:

$$F = \frac{2F_{max} + F_{min}}{3} = \frac{2 \cdot 77,64 + 38,60}{3} = 64,63 \text{ kN} \quad (229)$$

To je upravo zbog toga jer se dohvativnik može rotirati te stoga u nekom trenutku svi oslonci mogu biti u ulozi oslonac 1, tj. oslonca iznad kojeg se nalazi dohvativnik.

## 5. ZAKLJUČAK

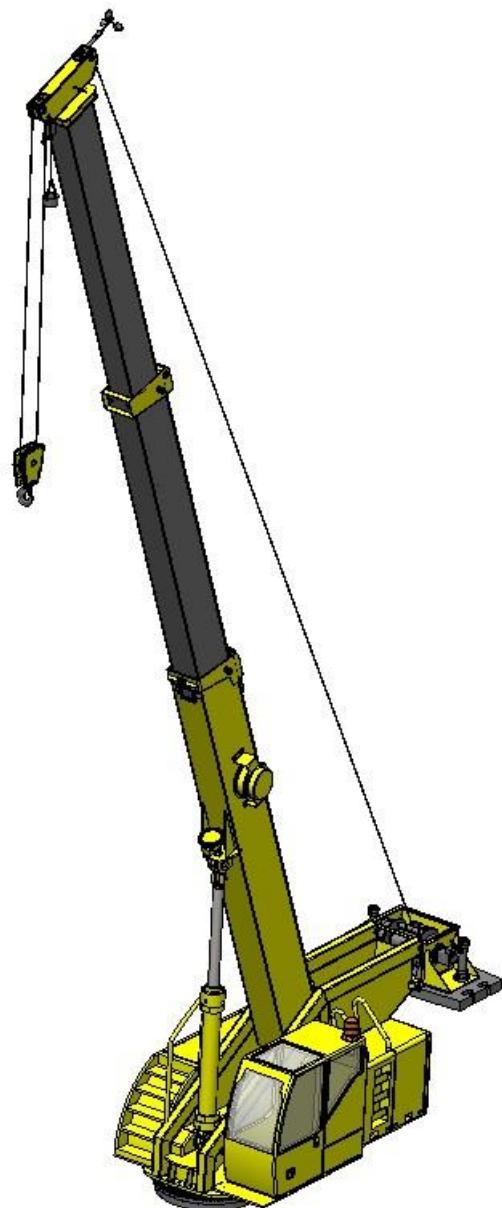
U ovom diplomskom radu obrađena je tema projektiranja teleskopskog mobilnog granika i konstrukcijske razrade istog. Konstrukcija teleskopskog granika rađena je prema pravilima struke, normama, ali i u skladu s pravilnikom o tehničkim normativima za dizalice u Republici Hrvatskoj.

Teleskopski granik sastoji se od tri segmenta koji se izvlače pomoću hidrauličnog cilindra i mehanizma s beskonačnim pločastim lancem. Ovaj mehanizam omogućava brži rad jer se svi segmenti teleskopa izvlače u isto vrijeme. Dohvatnik, kao i postolje, izrađeni su u zavarenoj izvedbi. Rotacija postolja omogućena je preko zakretnog ležaja s vanjskim ozubljenjem koji je fiksiran na šasiju vozila. Na postolju se nalazi planetarni prijenosnik pogonjen hidrauličnim aksijalnim klipnim motorom te preko pogonskog zupčanika rotira postolje. Svi mehanizmi pogonjeni su hidraulikom kao što je to i uobičajeno kod mobilnih izvedbi.

Na dizalici postoji mehanizam za prihvati, dizanje, premještaj i spuštanje tereta. Teret se prihvata pomoću ovješenog sklopa kuke, a za dizanje se koristi čelično uže koje se namata na bubenj. Bubenj je smješten na suprotnom kraju od dohvavnika kako bi svojom težinom djelovao kao protuteg, a i konstrukcijski je to rješenje najprihvatljivije. Bubenj je pogonjen hidrauličnim radijalnim klipnim motorom na koji je povezan vijčanom vezom. Ispod bubnja predviđeno je mjesto za prihvat modularnih protuttega, te se tako masa protuttega može mijenjati ovisno o teretu.

Dizalica je opremljena dodatnom sigurnosnom opremom poput *anti-two-block* sistema koji sprječava prekomjerno dizanje tereta užetom i potencijalnog sudara sklopa kuke s dohvavnikom. Postoje i razni sistemi za praćenje opterećenja, kuta nagiba, duljinu izvučenog teleskopa i drugi.

Treba imati na umu da su nosivosti ipak nešto manje iznosa od onih kod klasičnih izvedbi teleskopskih dizalica sličnih dimenzija, ali je jeftinija proizvodnja i održavanje. Konačna masa dizalice je manja i na temelju tih parametara dugoročno gledano dolazi do uštede. Zbog svega navedenog, ovakav tip teleskopskog granika idealan je za lakše montažne i građevinske radove gdje njegove prednosti dolaze do izražaja.



**Slika 80.** Teleskopski dohvatznik – završni 3D CAD model



**Slika 81. Mobilni teleskopski dohvatznik – završni 3D CAD model**



**Slika 82. Mobilni teleskopski dohvatznik – render 1**



**Slika 83. Mobilni teleskopski dohvatznik – render 2**



**Slika 84. Mobilni teleskopski dohvatznik – render 3**

## LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] Herold, Z., Ščap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala – knjiga 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [5] Herold, Z., Ščap, D., Hoić, M.: Prenosila i dizala – knjiga 2, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [6] Ernst H.: Die Hezeuge, Bemessungsgrundlagen – Bauteile – Antriebe, Friedr. Vieweg & Sohn, Verlag Braunschweig, 1973.
- [7] Kranjčević, N.: Vijci i navojna vretena, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2014.
- [8] Ščap, D.: Prenosila i dizala – podloge za konstrukciju i proračun, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 1988.
- [9] Horvat Z. i suradnici: Vratilo (proračun), Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb.
- [10] Kranjčević, N.: Elementi strojeva, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2012.
- [11] Štorga, M., Škec, S.: Funkcijsko modeliranje proizvoda, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [12] Štorga, M., Škec, S.: Generiranje koncepata proizvoda, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [13] Štorga, M., Škec, S.: Vrednovanje i odabir koncepata, Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [14] Vučković, K.: Osovine (podloge uz predavanja – za internu uporabu), Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [15] Oberšmit, E.: Ozubljenja i zupčanici, SNL, Zagreb, 1982.
- [16] SKF: Slewing bearings catalogue, svibanj 2022.
- [17] Milan Opalić, Petar Rakamarić: REDUKTOR. FSB, Zagreb, studeni 2001.
- [18] Pravilnik o tehničkim normativima za dizalice (SL 65/91)
- [19] <https://www.liebherr.com/> kolovoz 2022.
- [20] <https://www.palfinger.com/> kolovoz 2022.
- [21] <https://www.boschrexroth.com/en/dc/> lipanj 2023.
- [22] <https://www.skf.com/hr> srpanj 2023.
- [23] <https://gosan.net/> srpanj 2023.

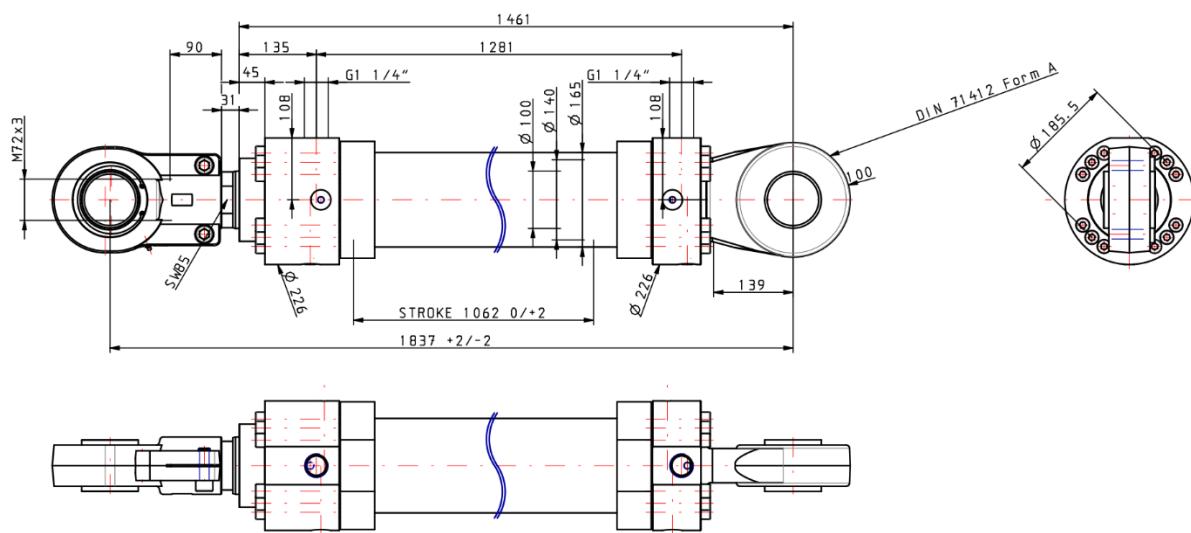
**PRILOZI**

- I. Liebherr-Components AG hidraulični cilindar za fiksiranje kraka
- II. Bosch Rexroth hidraulični cilindar za izvlačenje teleskopa
- III. SKF pločasti lanac prema DIN 8152 za izvlačenje teleskopa
- IV. Bosch Rexroth planetarni prijenosnik MOBILEX GFB 9 T2 2000/2
- V. Bosch Rexroth hidraulični aksijalni klipni motor A2FM 56
- VI. Bosch Rexroth hidraulični radijalni klipni motor MCR3
- VII. Bosch Rexroth hidraulični radijalni klipni motor MCR3 – kočnica
- VIII. SKF ležaj okretnih valjaka lanca
- IX. SKF okretni ležaj postolja RKS.161.14.1094
- X. SKF aksijalni ležaj kuke
- XI. SKF ležaj bubenja
- XII. Gosan užnica s kugličnim ležajevima
- XIII. Liebherr sistem protuutega
- XIV. Cranesmart systems senzor vjetra
- XV. Cranesmart systems senzor nagiba i duljine teleskopa
- XVI. Cranesmart systems senzor granične točke dizanja (anti-two-block)
- XVII. Cranesmart systems senzor opterećenja
- XVIII. Midstream osvjetljenje za dizalicu
- XIX. Dijagram dosega
- XX. Tehnička dokumentacija

## I. Liebherr-Components AG hidraulični cilindar za fiksiranje kraka

**Product key:** ISO MP3/140/100\*1837-1062/GK/A/Z/1/B1/D0/W0/N0/E3/G

<b>Series</b>	ISO
<b>Mounting type</b>	Fixed bushing eye at base (MP3)
<b>Piston diameter</b>	140 [mm]
<b>Piston rod diameter</b>	100 [mm]
<b>Installation length</b>	1837 [mm]
<b>Stroke length</b>	1062 [mm]
<b>Piston rod connection</b>	Pre-assembled swivel head
<b>Piston rod version</b>	Single chrome coating NSS with 120 h Rating 9
<b>Hydraulic port</b>	Inch threaded connection acc. to 1179-1
<b>Hydraulic port location at head</b>	Top - piston rod side view
<b>Control block assembly</b>	Both sides
<b>End of stroke cushioning (adjustable)</b>	Without
<b>Position measuring system</b>	Without
<b>Proximity switch</b>	Without
<b>Vent port</b>	VSTI screw plug on both sides
<b>Paint</b>	Primed white
<b>Max. pressure</b>	250 [bar]
<b>Max. compressive force</b>	384.8 [kN]
<b>Max. tensile force</b>	188.5 [kN]



## II. Bosch Rexroth hidraulični cilindar za izvlačenje teleskopa

### Configuration documentation

#### MIII type cylinder



**Model code** CDH1MP3/100/56/3000A3X/B11CSDMZWFWWWBFW

[Link to configuration](#)

Hint: Link to configuration valid until 2023-12-10

#### Description



Mode of operation	<b>CD</b>	Single rod cylinder
Range	<b>H1</b>	Range H1
Mounting types	<b>MP3</b>	Plain rear clevis at cap end
Bore diameter	<b>100</b>	D = 100 mm
Piston rod diameter	<b>56</b>	d = 56 mm
Stroke length	<b>3000</b>	mm
Design principle	<b>A</b>	Flanged head and cap
Component series	<b>3X</b>	30 to 39 unchanged installation and connection dimensions
Port connection / types	<b>B</b>	according to ISO 1179-1 (pipe thread) ISO 228-1) EE = G 1 D4 = 47 (max. 0.5 mm deep)
Port location at head	<b>1</b>	Top - viewed on the piston rod
Port location at cap	<b>1</b>	Top - viewed on the piston rod
Piston rod version	<b>C</b>	Hard chromium-plated
Piston rod end	<b>S</b>	With self-aligning clevis fitted CGAS KK = M50x3 CH = 135 CN = 50
End position cushioning	<b>D</b>	Both sides, self adjusting Cushioning length, head end 25 mm Cushioning length, base end 25 mm
Seal version	<b>M</b>	Standard seal system (for mineral oil HL, HLP and HFA)
Option	<b>Z</b>	Additional options
Proximity switch	<b>W</b>	Without
Guide rings	<b>F</b>	Guide rings
Screwed coupling	<b>W</b>	Without
Ball and socket joint option	<b>W</b>	Standard version: Conical grease nipple DIN71412 form A
Piston rod extension	<b>W</b>	Without
Corrosion category	<b>B</b>	Class CP4

### III. SKF pločasti lanac prema DIN 8152 za izvlačenje teleskopa

Table 1

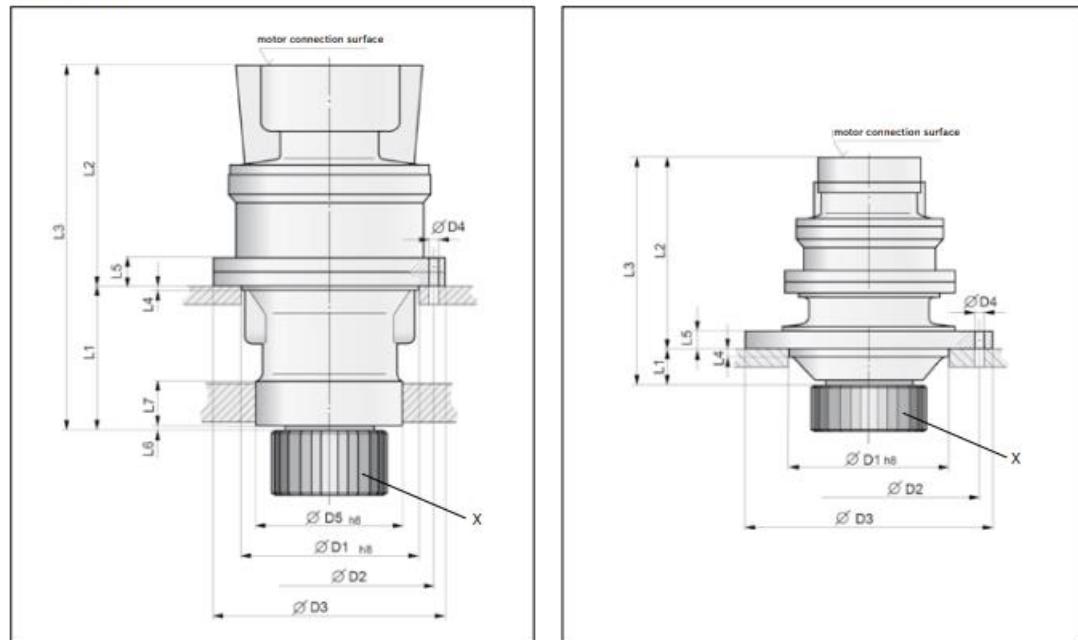
**SKF Leaf Chains - ANSI BL422-BL888**

ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Pitch	Dimensions	Plate lacing	Plate height	Plate thickness	Pin diameter	Pin length	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
-	-	mm	P	-	h <sub>2</sub> max	T max	d <sub>2</sub> max	L max	Q min	Q <sub>0</sub>	kg/m	-
BL422	LH0822	12,7	2 x 2	12,07	2,08	5,09	11,05	22,2	27,6	0,64	PHC BL422...	
BL423	LH0823		2 x 3				13,16	22,2	27,6	0,80	PHC BL423...	
BL434	LH0834		3 x 4				17,40	33,4	41,4	1,12	PHC BL434...	
BL444	LH0844		4 x 4				19,51	44,5	56,0	1,28	PHC BL444...	
BL446	LH0846		4 x 6				23,75	44,5	56,0	1,60	PHC BL446...	
BL466	LH0866		6 x 6				27,99	66,7	81,7	1,92	PHC BL466...	
BL488	LH0888		8 x 8				36,45	89,0	109,4	2,56	PHC BL488...	
BL522	LH1022	15,875	2 x 2	15,09	2,44	5,96	12,90	33,4	43,1	0,88	PHC BL522...	
BL523	LH1023		2 x 3				15,37	33,4	43,1	1,10	PHC BL523...	
BL534	LH1034		3 x 4				20,32	48,9	65,6	1,50	PHC BL534...	
BL544	LH1044		4 x 4				22,78	66,7	84,5	1,80	PHC BL544...	
BL546	LH1046		4 x 6				27,74	66,7	84,5	2,20	PHC BL546...	
BL566	LH1066		6 x 6				32,69	100,1	125,1	2,65	PHC BL566...	
BL588	LH1088		8 x 8				42,57	133,4	169,5	3,50	PHC BL588...	
BL622	LH1222	19,05	2 x 2	18,11	3,30	7,94	17,37	48,9	63,6	1,45	PHC BL622...	
BL623	LH1223		2 x 3				20,73	48,9	63,6	1,80	PHC BL623...	
BL634	LH1234		3 x 4				27,43	75,6	102,8	2,50	PHC BL634...	
BL644	LH1244		4 x 4				30,78	97,9	120,9	2,90	PHC BL644...	
BL646	LH1246		4 x 6				37,49	97,9	120,9	3,60	PHC BL646...	
BL666	LH1266		6 x 6				44,20	146,8	190,8	4,30	PHC BL666...	
BL688	LH1288		8 x 8				57,61	195,7	238,8	5,80	PHC BL688...	
BL822	LH1622	25,4	2 x 2	24,13	4,09	9,54	21,34	84,5	108,2	2,20	PHC BL822...	
BL823	LH1623		2 x 3				25,48	84,5	108,2	2,70	PHC BL823...	
BL834	LH1634		3 x 4				33,76	129,0	170,0	3,80	PHC BL834...	
BL844	LH1644		4 x 4				37,90	169,0	214,6	4,30	PHC BL844...	
BL846	LH1646		4 x 6				46,18	169,0	214,6	5,40	PHC BL846...	
BL866	LH1666		6 x 6				54,46	253,6	324,5	6,50	PHC BL866...	
BL888	LH1688		8 x 8				71,02	338,1	432,7	8,60	PHC BL888...	

#### IV. Bosch Rexroth planetarni prijenosnik MOBILEX GFB 9 T2 2000/2

##### 6 MOBILEX GFB | Swing Drives Dimensions, Technical Data

###### Dimensions



GFB T2/T3 1000 • X = The gearing of the output pinion (modul, number of teeth, tooth width, etc.) is governed by the customer's ring gear.

GFB T2/T3 2000 • X = The gearing of the output pinion (modul, number of teeth, tooth width, etc.) is governed by the customer's ring gear.

###### Technical Data

Type/Version GFB	Output Torque Excavator $T_2 \text{ max}$ Nm	Output Torque Crane $T_2 \text{ max}$ Nm	Gear Ratio $i$	Holding Torque $T_{Br \text{ max}}$ Nm	Hydraulic Motor
<b>GFB 9 T2 2000/2</b>	4,000	7,000	33.4	245	A6VM 55 / A2FM 56
<b>GFB 17 T2 1000</b>	7,700	12,700	32.5 • 45.7	390	A2FE 45 • 56
<b>GFB 17 T2 2000</b>	7,700	12,700	45.7	390	A2FE 45 • 56
<b>GFB 24 T2 1000/1</b>	10,600	17,500	149.1	249	A2FM 32
<b>GFB 26 T2 1000</b>	10,000	16,500	43.9 • 51.5	613	A2FE 80
<b>GFB 26 T2 2000</b>	10,000	16,500	43.9 • 51.5	613	A2FE 80
<b>GFB 36 T3 1000/1</b>	17,500	28,500	117.6 • 153.6	332	A2FM 45
<b>GFB 36 T3 1000/2</b>	17,500	28,500	117.6 • 153.6	332	A2FE 45 • 63

GFB 9 T2 2000/2 = Identification number for different overall lengths, diameters resp. motor attachment variants

Bosch Rexroth AG, RE 77201/02.2016

**Dimensions, Bearing Load Capacities and Mass**

Type/Version GFB	D1	D2	D3	D4	D5	Mass
	mm				kg	
<b>GFB 9 T2 2000/2</b>	175	260	288	12x 17.5	-	85
<b>GFB 17 T2 1000</b>	256	290	320	16x 17.5	225	130
<b>GFB 17 T2 2000</b>	250	305	340	16x 17.5	-	130
<b>GFB 24 T2 1000/1</b>	265	315	355	20x 17.5	230	165
<b>GFB 26 T2 1000</b>	280	350	380	20x 17.5	250	225
<b>GFB 26 T2 2000</b>	275	335	365	20x 17.5	-	240
<b>GFB 36 T3 1000/1</b>	280	350	380	20x 17.5	250	210
<b>GFB 36 T3 1000/2</b>	280	350	380	18x 17.5	280	175

Type/Version GFB	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7
<b>GFB 9 T2 2000/2</b>	40	325.5	365.5	26	22	-	-
<b>GFB 17 T2 1000</b>	200	300	500	6	38	6	55
<b>GFB 17 T2 2000</b>	57	443	500	46	23	-	-
<b>GFB 24 T2 1000/1</b>	245	387	632	15	34	8	75
<b>GFB 26 T2 1000</b>	250	321	571	12	33	10	85
<b>GFB 26 T2 2000</b>	55	511	566	20	223	-	-
<b>GFB 36 T3 1000/1</b>	245	423	668	12	33	5	85
<b>GFB 36 T3 1000/2</b>	245	332	577	12	33	5	85

## V. Bosch Rexroth hidraulični aksijalni klipni motor A2FM 56

<b>Product attributes</b>	
Product (axial piston unit)	A2FM
Type of actuation	Motor
Size (displacement) [cm <sup>3</sup> ]	56
Series	61
Direction of rotation	alternating
Sealing material	FKM
Low temperature version	no
Shaft end	A (splined shaft DIN 5480)
Mounting flange	4-hole ISO 3019-2
Working ports	02 (port A, B; SAE lat.opp.)
Speed sensing	without
Pressure relief valve	without
Rotary group, hydraulic part	Standard
Drive shaft bearing	Standard bearing
Shaft seal	Standard WDR
Housing ports	Leakage oil port T1
Housing port, status	Leakage oil port T1 plugged
Installation version of port plate	Installation version 1 (standard)

Mounting bolts	Standard
Port plate	A-Standard
Classification society (external)	Standard (without acceptance)
Test certificate	without
Test certificate language code	Without
Paint/base coat	RAL 9005 deep black
Paint/top coat	without
Weight [kg]	19.5

## VI. Bosch Rexroth hidraulični radikalni klipni motor MCR3

### Technical data

Frame size		MCR3 <sup>1)</sup>	MCR5	MCR10 <sup>1)</sup>			
Type of mounting		Flange mounting, face mounting					
Pipe connections <sup>2 3)</sup>		Threaded per SAE J514; Flanged per SAE J518					
Shaft loading		see page 9					
Weight		MCR3D	MCR5D	MCR5E	MCR10D		
Single speed (1L)	m	kg	21	39	36	62	
Two speed (2WL)	m	kg	27	47	44	67	
Hydraulic fluid <sup>4)</sup>		Mineral oil type HLP/HLVP to DIN 51524					
Fluid cleanliness		ISO 4406, Class 20/18/15					
Fluid viscosity range	$\nu_{\min/\max}$	mm <sup>2</sup> /s	10 to 2000				
Fluid temperature range <sup>5)</sup>	$\theta_{\min/\max}$	°C	-20 to +85				
Pressure		Low displacement			High displacement		
Maximum differential pressure <sup>6 7)</sup>	$\Delta p_{\max}$	bar	450		400		
Maximum pressure at port A or B <sup>6 7)</sup>	$p_{\max}$	bar	470		420		
Maximum case drain pressure	$p_{\text{case max}}$	bar	10		10		
<b>Motor performance MCR3</b>							
Displacement	$V_g$	cm <sup>3</sup> /rev	160	225	255	280	325
Specific torque		Nm/bar	3	4	4	4	5
Maximum torque <sup>6 12)</sup>	$T_{\max}$	Nm	1146	1500	1500	1500	1500
Minimum speed for smooth running <sup>8)</sup>	$n_{\min}$	rpm	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Maximum speed (1L) <sup>9 10)</sup>	$n_{\max}$	rpm	670	475	420	385	330
Maximum speed (2WL) <sup>9 10)</sup>	$n_{\max}$	rpm	875	620	550	500	430
<b>Motor performance MCR5</b>							
Displacement	$V_g$	cm <sup>3</sup> /rev	380	470	520	565	620
Specific torque		Nm/bar	6	7	8	9	10
Maximum torque <sup>6 12)</sup>	$T_{\max}$	Nm	2722	3000	3000	3000	3000
Minimum speed for smooth running <sup>8)</sup>	$n_{\min}$	rpm	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Maximum speed (1L) <sup>9 10)</sup>	$n_{\max}$	rpm	475	385	350	320	290
Maximum speed (2WL) <sup>9 10)</sup>	$n_{\max}$	rpm	570	465	420	385	350
<b>Motor performance MCR10</b>							
Displacement	$V_g$	cm <sup>3</sup> /rev	780	860	940		1120
Specific torque		Nm/bar	12	14	15		1250
Maximum torque <sup>6 12)</sup>	$T_{\max}$	Nm	4800	4800	4800		4800
Minimum speed for smooth running <sup>8)</sup>	$n_{\min}$	rpm	0.5	0.5	0.5		0.5
Maximum speed (1L and 2WL) <sup>9 10)</sup>	$n_{\max}$	rpm	215	195	180		135
		MCR3D	MCR5D, MCR5E	MCR5D, MCR5E	MCR10D		
Holding brake (disc brake)		B2	B2	B4	B7		
Minimum holding torque	$t_{\min/\max}$	Nm	2200	2200	4400		7000
Release pressure (min)	$p_{\text{rel min}}$	bar	11	11	11		11
Release pressure (max)	$p_{\text{rel max}}$	bar	15	15	15		15
Maximum pressure at brake port „Z“	$p_{\max}$	bar	40	40	40		30
Oil volume to operate brake	$V_{\text{rel}}$	cm <sup>3</sup>	23	23	46		36

Footer on page 6

**Single speed (1L)**

<b>Motor</b>	<b>D1</b>	<b>D2</b>	<b>D3</b>	<b>D4</b>	<b>D5</b>	<b>D6</b>	<b>D7</b>	<b>D8</b>	<b>L1</b>	<b>L2</b>	<b>L3</b>	<b>L4</b>	<b>L5</b>	<b>L6</b>
<b>MCR3</b>	ø40	ø125	ø134	-	ø180	-	ø14	ø160	281.3	114.4	167	84.5	133	9
<b>MCR5</b>	ø50	ø152.4	ø189	ø225	ø223	ø225	ø22	ø229	304	96	197	82	181	10.5
<b>MCR10</b>	ø60	ø152.4	ø189	ø264	ø262	ø262	ø20.5	ø229	407	123	259	105	223	10.5

<b>Motor</b>	<b>L7</b>	<b>L8</b>	<b>L9</b>	<b>L10</b>	<b>L11</b>	<b>L12</b>	<b>L13</b>	<b>L14</b>	<b>L15</b>	<b>S1</b>	<b>S2</b>
<b>MCR3</b>	112	5	70	14	113	43	140	12	66.5	63.5	90°
<b>MCR5</b>	145	5	70	18	162	53.5	200	14	76	75	45°
<b>MCR10</b>	182	6	80	19	162	64	200	18	98	89	45°

**Two speed (2WL)**

<b>Motor</b>	<b>D1</b>	<b>D2</b>	<b>D3</b>	<b>D4</b>	<b>D5</b>	<b>D6</b>	<b>D7</b>	<b>D8</b>	<b>L1</b>	<b>L2</b>	<b>L3</b>	<b>L4</b>	<b>L5</b>	<b>L6</b>
<b>MCR3</b>	ø40	-	ø134	-	ø180	-	ø14	ø160	341	114.4	226.7	84.5	105.7	9
<b>MCR5</b>	ø50	ø152.4	ø189	ø225	ø223	ø225	ø22	ø229	343	96	237	82	159	10.5
<b>MCR10</b>	ø60	ø152.4	ø189	ø264	ø262	ø262	ø20.5	ø229	432	123	283.5	105	247.5	10.5

<b>Motor</b>	<b>L7</b>	<b>L8</b>	<b>L9</b>	<b>L10</b>	<b>L11</b>	<b>L12</b>	<b>L13</b>	<b>L14</b>	<b>L15</b>	<b>L16</b>	<b>L17</b>	<b>S1</b>	<b>S2</b>
<b>MCR3</b>	112	5	70	14	113	43	140	12	67.5	26	65	63.5	30°
<b>MCR5</b>	-	5	70	18	162	53.5	200	14	105	23.5	78	75	45°
<b>MCR10</b>	180.5	5	80	19	162	64	200	18	88	25	107	89	45°

**Ports**

<b>Motor</b>	<b>Designation</b>	<b>Port function</b>	<b>Code</b>	<b>Size</b>	<b>p<sub>max</sub> [bar]</b>	<b>State<sup>2)</sup></b>
<b>MCR3</b>	<b>A, B</b>	Inlet, outlet	SAE J514	7/8-14 UNF <sup>4)</sup> 1 1/16-12 UNF <sup>5)</sup>	470/420 <sup>1)</sup>	O
	<b>L</b>	Case drain	SAE J514	9/16-18 UNF	10	O
	<b>F</b>	Filler port	SAE J514	3/4-16 UNF	10	X
	<b>X</b>	2 speed port	SAE J514	9/16-18 UNF	35	O
<b>MCR5</b>	<b>A, B</b>	Inlet, outlet	SAE J514	1 1/16-12 UNF	470/420 <sup>1)</sup>	O
	<b>L</b>	Case drain	SAE J514	3/4-16 UNF	10	O
	<b>F</b>	Filler port	SAE J514	3/4-16 UNF	10	X
	<b>X</b>	2 speed port	SAE J514	9/16-18 UNF	35	O
<b>MCR10</b>	<b>A, B</b>	Inlet, outlet	SAE J518 <sup>3)</sup>	3/4 in	470/420 <sup>1)</sup>	O
	<b>L</b>	Case drain	SAE J514	3/4-16 UNF	10	O
	<b>F</b>	Filler port	SAE J514	3/4-16 UNF	10	X
	<b>X</b>	2 speed port	SAE J514	9/16-18 UNF	35	O

<sup>1)</sup> Depends on nominal size<sup>2)</sup> O = Must be connected (plugged on delivery)

X = Plugged (in normal operation)

a) Only dimensions according to SAE J518

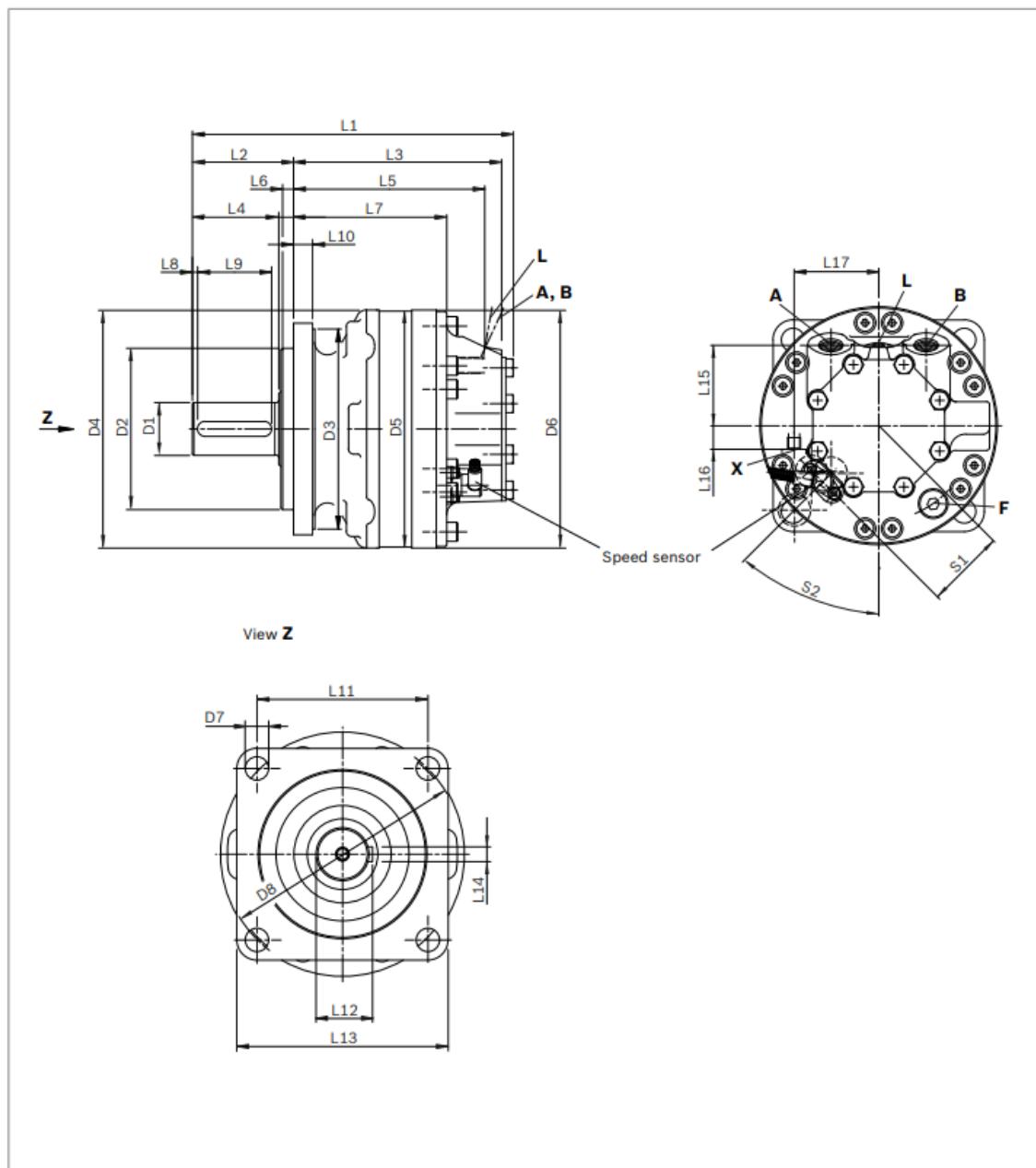
(Code 62 - high pressure series)

4) Valid for MCR3 single speed

5) Valid for MCR3 two speed

## Dimensions

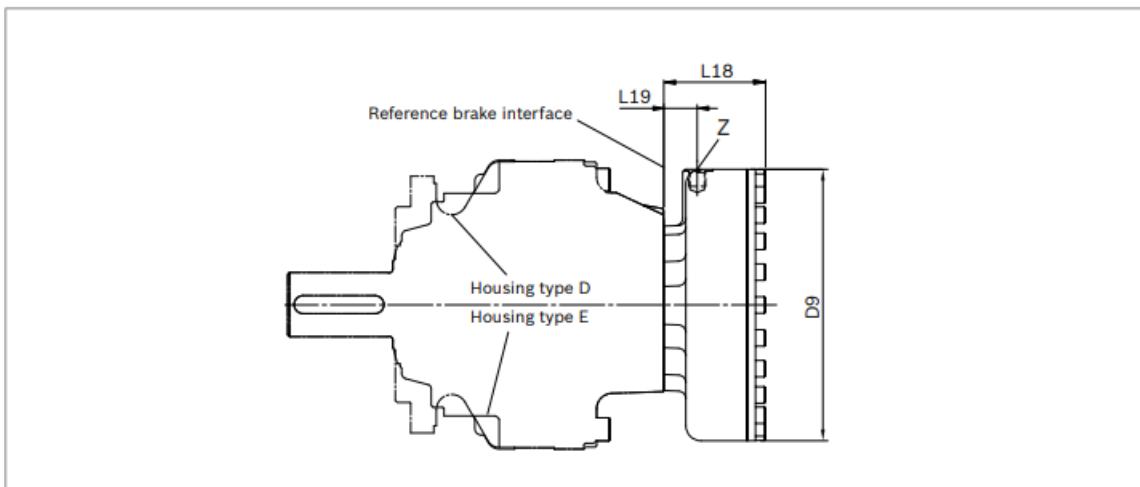
MCR-D



Before finalizing your design, request a binding installation drawing.

## VII. Bosch Rexroth hidraulični radijalni klipni motor MCR3

### Holding brake (multi-disc brake)



Motor	Brake	L18	L19	D9
MCR3	B2	67.3	22	ø174
MCR5	B2	67.3	22	ø174
	B4	80.7	26.5	ø215
MCR10	B7	97.8	29	ø251

Motor	Designation	Port function	Code	Size	p <sub>max</sub> [bar]	State <sup>1)</sup>
MCR3	Z	Brake port	SAE J515	9/16-18 SAE	40	O
MCR5	Z	Brake port	SAE J515	9/16-18 SAE	40	O
MCR10	Z	Brake port	SAE J515	9/16-18 SAE	30	O

1) O = Must be connected (plugged on delivery)

Before finalizing your design, request a binding installation drawing.

## VIII. SKF ležaj okretnih valjaka lanca



**6208-2RS1**



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	40 mm
Outside diameter	80 mm
Width	18 mm

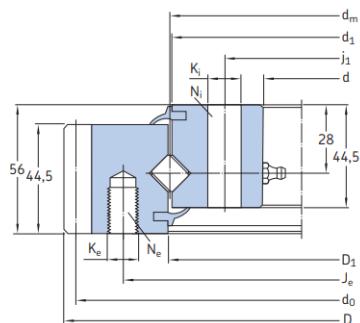
### Performance

Basic dynamic load rating	32.5 kN
Basic static load rating	19 kN
Limiting speed	5 600 r/min
SKF performance class	SKF Explorer

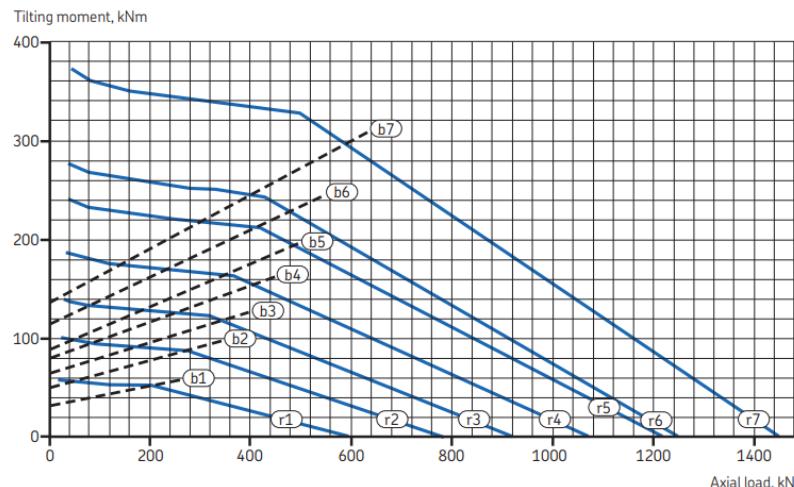
### Properties

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

### IX. SKF okretni ležaj postolja RKS.161.14.1094



Dimensions		Attachment bolt holes								Mass	Designation	
		Outer ring				Inner ring						
d <sub>m</sub>	D	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	J <sub>e</sub>	K <sub>e</sub>	N <sub>e</sub>	J <sub>i</sub>	K <sub>i</sub>	N <sub>i</sub>		
mm												
414	504	416	344	412	455	M 12	20	368	14	24	32,0	RKS.161.14.0414
544	640,8	546	474	542	585	M 12	28	498	14	32	44,0	RKS.161.14.0544
644	742,8	646	574	642	685	M 12	32	598	14	36	52,0	RKS.161.14.0644
744	838,8	746	674	742	785	M 12	36	698	14	40	59,0	RKS.161.14.0744
844	950,4	846	774	842	885	M 12	36	798	14	40	71,0	RKS.161.14.0844
944	1046,4	946	874	942	985	M 12	40	898	14	44	77,0	RKS.161.14.0944
1094	1198,4	1096	1024	1092	1135	M 12	44	1048	14	48	91,0	RKS.161.14.1094



Designation	Gear Dimensions				Permissible axial tooth forces T <sub>fnormal</sub> <sup>2)</sup>	T <sub>fmax</sub>	Basic load ratings		Static limiting load diagram	
	d <sub>0</sub> <sup>1)</sup>	m	z	k-m			dynamic C	static C <sub>0</sub>	Raceway curves	Bolt curves
-	mm		-		mm		kN		kN	
RKS.161.14.0414	495	5	99	-0,5	12	46	167	595	r1	b1
RKS.161.14.0544	630	6	105	-0,6	16	54	194	784	r2	b2
RKS.161.14.0644	732	6	122	-0,6	16	54	210	919	r3	b3
RKS.161.14.0744	828	6	138	-0,6	16	54	228	1 070	r4	b4
RKS.161.14.0844	936	8	117	-0,8	21	72	244	1 220	r5	b5
RKS.161.14.0944	1 032	8	129	-0,8	21	72	258	1 250	r6	b6
RKS.161.14.1094	1 184	8	148	-0,8	21	72	279	1 450	r7	b7

## X. SKF aksijalni ležaj kuke



51108



NOT FOUND

### 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	40 mm
Outside diameter	60 mm
Height	13 mm

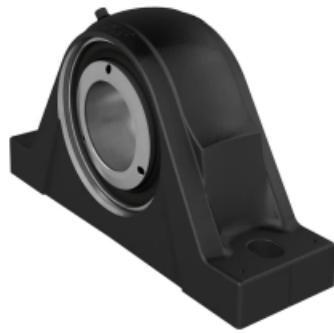
#### Performance

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

#### Properties

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

## XI. SKF ležaj bubenja



### SYNT 40 F



#### Pillow block roller bearing unit, two-bolt, SKF ConCentra locking

Pillow (plummer) block roller bearing units and take-up roller bearing units consist of a spherical or tapered roller bearing mounted in a non-split housing that can be bolted to a support surface. This variant has a spherical roller bearing, a two-bolt base and SKF ConCentra locking, creating a true concentric tight fit, and setting the correct internal clearance within the bearing. The units are sealed and lubricated and ready to use. This bearing unit covers a wide range of requirements, in metric dimensions.

- Ready to mount
- Robust
- Factory lubricated and sealed
- Quick mounting
- Long service life

#### Overview

#### Dimensions

Shaft diameter	40 mm
Centre height (pillow block)	60 mm
Housing overall width	60 mm
Centre distance between bolt holes	170 mm
Attachment bolt diameter	12 mm
Bearing width, total	65 mm

#### Performance

Basic dynamic load rating	96.5 kN
Basic static load rating	90 kN
Limiting speed	3 800 r/min

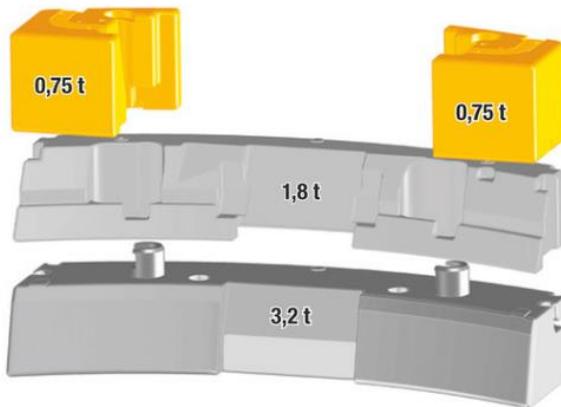
#### Properties

Housing type	Pillow block
Number of bolt holes for fasteners	2
Bearing insert	Spherical roller bearing
Retaining feature, inner ring	SKF ConCentra
Bearing position	Locating
Bore type	Cylindrical
Material, housing	Cast iron
Material, bearing	Bearing steel
Coating	Without

## XI. Liebherr sistem protuutega

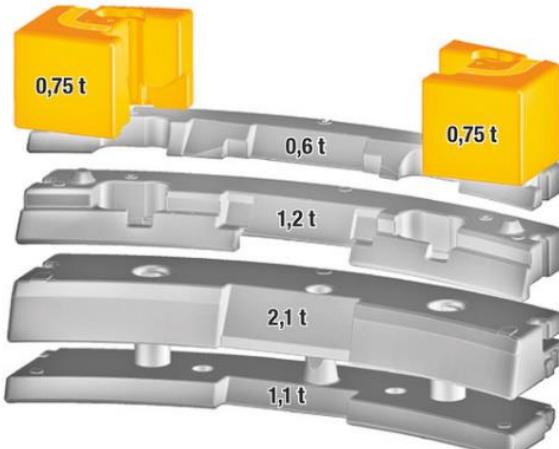
### Ballast Variante 1/Counterweight Version 1

Contrepoids Variante 1/Zavorra Variante 1  
Contrapeso Variante 1/Противовес Вариант 1

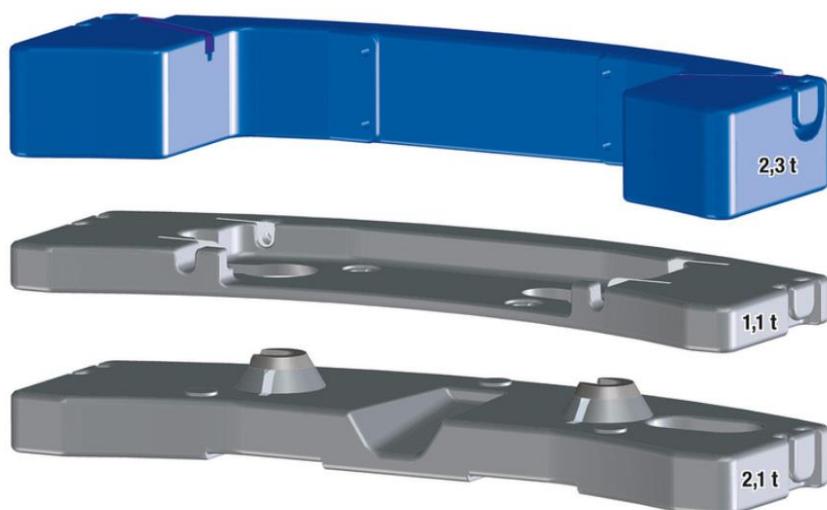


### Ballast Variante 2/Counterweight Version 2

Contrepoids Variante 2/Zavorra Variante 2  
Contrapeso Variante 2/Противовес Вариант 2



Technisch transportierbar · Technically transportable · Transport techniquement simplifié · Tocnicamente trasportabile · Тecnicamente transportable · Технически пригодный для транспортировки



Technisch transportierbar · Technically transportable · Transport techniquement simplifié · Tocnicamente trasportabile · Тecnicamente transportable · Технически пригодный для транспортировки

## XII. Gosan užnica s kugličnim ležajevima

**gosan**

**SHEAVES MODEL A**

**Technical Data**

**REF.: 030.101 - With bronze bushing**

SHEAVE N°	Ø WIRE	d1	d2	d3	L1	b
1	9	225	260	45	78	30
2	11	280	320	55	88	35
3	13	315	360	60	88	39
4	14	355	405	70	88	44
5	16	400	455	75	108	47
6	18	450	510	80	108	54
7	20	500	570	90	118	59

\* Under special order, we will be able to produce other measures.

**REF.: 030.102 - With ball bearings, form Z1**

SHEAVE N°	Ø WIRE	d1	d2	d3	BEARING	L2	b
1	6-7	125	150	25	6205	32	23
2	7-8	150	175	30	6206	34	24
3	9-10	180	215	40	6208	38,5	30
4	11-12	200	240	50	6210	43	34
5	13	240	285	60	6212	48	39
6	14-15	280	330	70	6214	52	42
7	16	290	345	80	6216	56	45
8	17-18	355	415	80	6216	56	51
9	20-21	400	460	90	6218	64	66

\* Under special order, we will be able to produce other measures.

**REF.: 030.103 - With roller bearing, form Y**

SHEAVE N°	Ø WIRE	d1	d2	d3	BEARING	L2	b
1	24	430	505	100	5020	54	65
2	26	470	550	100	5020	54	71

\* Under special order, we will be able to produce other measures.

**DESCRIPTION**

- It complies with the International Standards
- Material (steel):
  - Rim and plates: S355J2
  - Hub: E355
- Standard hardness: 200-250 HB (higher if requested)
- Default final protection: RAL 9005 (other final coatings by request)

**chap. 02**

**11**

#### XIV. Cranesmart systems senzor vjetra

*\*Information subject to change without notice. Consult the factory for the most current data and part numbers.\**

*\*Component dimensions are shown in inches.\**

### Wind Speed Indicator Datasheet

**Overview**  
The Wind Speed Indicator is a wireless component that measures wind speed, within a range of 15-80 MPH. It is traditionally used in situations where operations are required to shut down if the wind factor becomes too extreme.

**Operating time**  
100% (continuous duty)

**Voltage type**  
Powered by a 3.6 volt D cell lithium battery

**Operating temperature**  
-40°C to +60°C

**Operating Frequency Range**  
900-928 MHz in North America  
868-870 MHz in Europe

**Material**  
Body material – Ultramid 8333G Hi-Polyamide 6  
Seals – ROHS compliant silicon rubber, 60 durometer shore-A, compound # SIM40160

**Connection**  
No connection, component provides a wireless signal

**Mounting options**  
Custom fitted to each application

**Hazardous locations**  
Not rated for hazardous zones

**Cranesmart Systems, Inc.**  
**4908 97 St.**  
**Edmonton, AB**  
**T6E 5S1**  
**Ph: 780.437.2986**  
**Email: [info@cranesmart.com](mailto:info@cranesmart.com)**

## XV. Cranesmart systems senzor nagiba i duljine teleskopa



**CRANE SMART™**  
SYSTEMS

\*Information subject to change without notice. Consult the factory for the most current data and part numbers.\*

\*Component dimensions are shown in inches.\*

**Cable Reel Datasheet**

**Overview**  
A wireless component which transmits positional information to a central display panel.

**Operating time**  
100% (continuous duty)

**Voltage type**  
Powered by a 3.6 volt D cell lithium battery

**Operating temperature**  
-40°C to +60°C

**Operating Frequency Range**  
900-928 MHz in North America  
868-870 MHz in Europe

**Material**  
Transducer material – Ultramid 8333G Hi-Polyamide 6  
Seals – ROHS compliant silicon rubber, 60 durometer shore-A, compound # SIM40160  
Anodized aluminum and stainless steel construction  
High-tensile strength stainless steel cable,  $\frac{1}{4}$ " diameter

**Connection**  
No connection, component provides a wireless signal

**Mounting options**  
Mounting brackets are custom fit to the equipment monitored

**Hazardous locations**  
Exia IIB T4 Intrinsically Safe per IEC CAN/CSA E60079-11:02

**Cranesmart Systems, Inc.**  
**4908 97 St.**  
**Edmonton, AB**  
**T6E 5S1**  
**Ph: 780.437.2986**  
**Email: [info@cranesmart.com](mailto:info@cranesmart.com)**

## XVI. Cranesmart systems senzor granične točke dizanja (anti-two-block)

**CRANE SMART™  
SYSTEMS**

\*Information subject to change without notice. Consult the factory for the most current data and part numbers.\*

\*Component dimensions are shown in inches.\*

### Anti-Two-Block Datasheet

**Overview**  
A sensor used to monitor a counterweight attached to the slow speed line of a travelling block. When the block makes contact with the counterweight, the Anti-Two-Block sensor sends an alarm signal to a central display panel.

**Operating time**  
100% (continuous duty)

**Voltage type**  
Powered by a 3.6 volt D cell lithium battery

**Operating temperature**  
-40°C to +60°C

**Operating Frequency Range**  
900-928 MHz in North America  
868-870 MHz in Europe

**Material**  
Body material -- Ultramid 8333G Hi-Polyamide 6  
Seals – ROHS compliant silicon rubber, 60 durometer shore-A, compound # SIM40160

**Connection**  
No connection, component provides a wireless signal

**Mounting options**  
A variety of custom fit welds, clamps or brackets available. All three options provide secondary containment.

**Hazardous locations**  
Exia IIB T4 Intrinsically Safe per IEC CAN/CSA E60079-11:02

**Cranesmart Systems, Inc.**  
**4908 97 St.**  
**Edmonton, AB**  
**T6E 5S1**  
**Ph: 780.437.2986**  
**Email: [info@cranesmart.com](mailto:info@cranesmart.com)**

## XVII. Cranesmart systems senzor opterećenja



**Load Cell Datasheet**

**Overview**  
A stainless steel, strain-gauged link component, which accurately senses weight on a lift line and wirelessly transmits data to a central display panel. Various sizes are available according to load capacity (in lb): 7.5K, 15K, 25K, 40K, 50K, 80K, 120K. All load cells are designed for a minimum safety factor of 5:1.

**Operating time**  
100% (continuous duty)

**Voltage type**  
Powered by a 3.6 volt D cell lithium battery

**Operating temperature**  
-40°C to +60°C

**Operating Frequency Range**  
900-928 MHz in North America  
868-870 MHz in Europe

**Material**  
Body material – 17-4 Stainless steel H1150  
Plastic covers - Northane 75D  
Seals – Pre-formed Silicon Rubber Gaskets

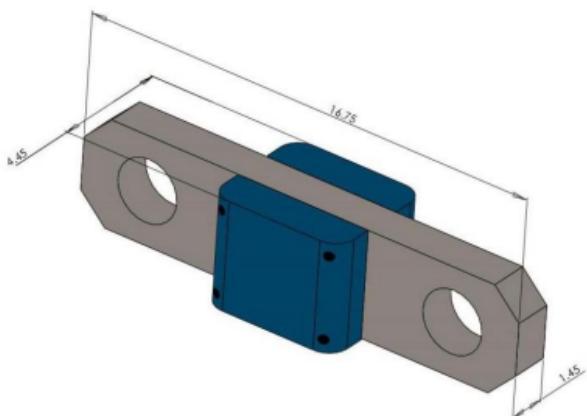
**Connection**  
No connection, component provides a wireless signal

**Hazardous locations**  
900-UTX 3.6VDC, 30mA Exia IIB T4  
INTRINSICALLY SAFE  
Certified to: IEC CAN/CSAE60079-11:02

**Environmental Ingress Protection**  
IP67

\*Information subject to change without notice. Consult the factory for the most current data and part numbers.\*

\*Component dimensions are shown in inches.\*



**Cranesmart Systems, Inc.**  
**4908 97 St.**  
**Edmonton, AB**  
**T6E 5S1**  
**Ph: 780.437.2986**  
**Email: [info@cranesmart.com](mailto:info@cranesmart.com)**

### XVIII. Midstream osvjetljenje za dizalicu DOCKER 300

# DOCKER 300

Heavy Duty LED floodlight designed to replace HID lighting in applications requiring high performance and high durability.

Electronic: LED control gear driving 72 LEDs at 1A with symmetrical and Asymmetrical distributions. IP67, Class I protection with 10 KV Surge Protection.

Body: recyclable, extruded aluminum and powder - coated AISI 316 stainless steel.

Optic Enclosure: 4mm Tempered Glass and PMMA Weather-proof lenses.



#### Technical data

##### Performance

Luminaire Output (Flux)	Up to 29.000 lm
Power Absorption	220 W
Lumen Maintenance [L80 B10]	119.000h
Lumen Maintenance [L70 B50]	190.000h

##### Optoelectronics

CRI	70 - 80 - 90
Colour Temperature	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 3000K Warm White</li> <li>• 4000K Neutral White</li> <li>• 5000K Pure White</li> <li>• 5700K Cool White</li> </ul>
Secondary Optics	Weather proof, Anti-yellowing PMMA refraction matrix
Protective Screen	4mm Tempered Glass
No of LEDs	72

##### Luminaire Body

Chassis and Bracket	AISI 316 Stainless Steel
Metal Finish	Powder Coating
Heatsinks	Anodized Extruded Aluminum (Copper Content <0.1%)
Bracket	Customizable AISI 316
Weight	28 lb
Dimensions (L-W-H)	7.9L x 14.8W x 8.4H in
Protection Level	IP67 - UL1598 Suitable for Wet Locations
Impact Resistance	IK10

##### Vibrations Resistance

ANSI C136.31-2010	Up to 6G for 100.000 cycles
-------------------	-----------------------------

##### Corrosion Resistance

UL 1598A:2000	Salt Spray ASTM B117 for 1000 hours with 5% salinity
---------------	--

##### Electronics

Voltage input	277 - 480 VAC 50-60Hz
---------------	-----------------------

Active Power F.C.	0.97
-------------------	------

Surge Protection	10kV
------------------	------

Insulation class	IEC Class I
------------------	-------------

Short Circuit Protection	Auto-recovery
--------------------------	---------------

Over Heat Protection	Drops output current
----------------------	----------------------

##### Operation Conditions

Working temperature	-40°F / +130°F
---------------------	----------------

Humidity Range	0% - 94%
----------------	----------

#### Normative reference

UL1598 / CSA C22.2 No. 250.0-08 – Luminaires

UL8750 – Standard for Light Emitting Diode (LED) Equipment for Use in Lighting Products

CFR part 15 class B – EMI

ANSI C136.25-2013 – American National Standard for Roadway and Area Lighting Equipment - Ingress Protection (Resistance to Dust, Solid Objects, and Moisture) for Luminaire Enclosures

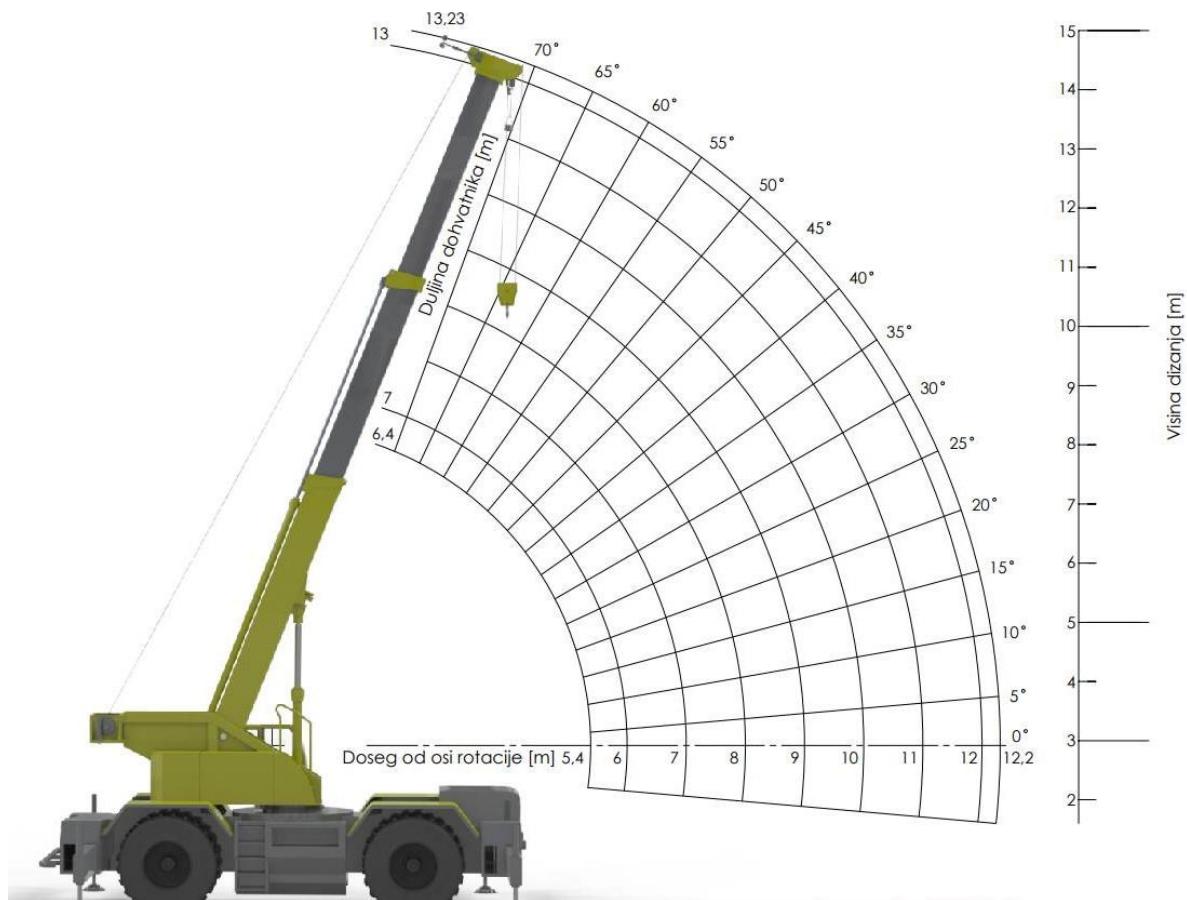
IEC 60068-2-52:1996 Environmental Test – Part 2: Tests - Test Kb - Salt mist cyclic (sodium chloride solutions)

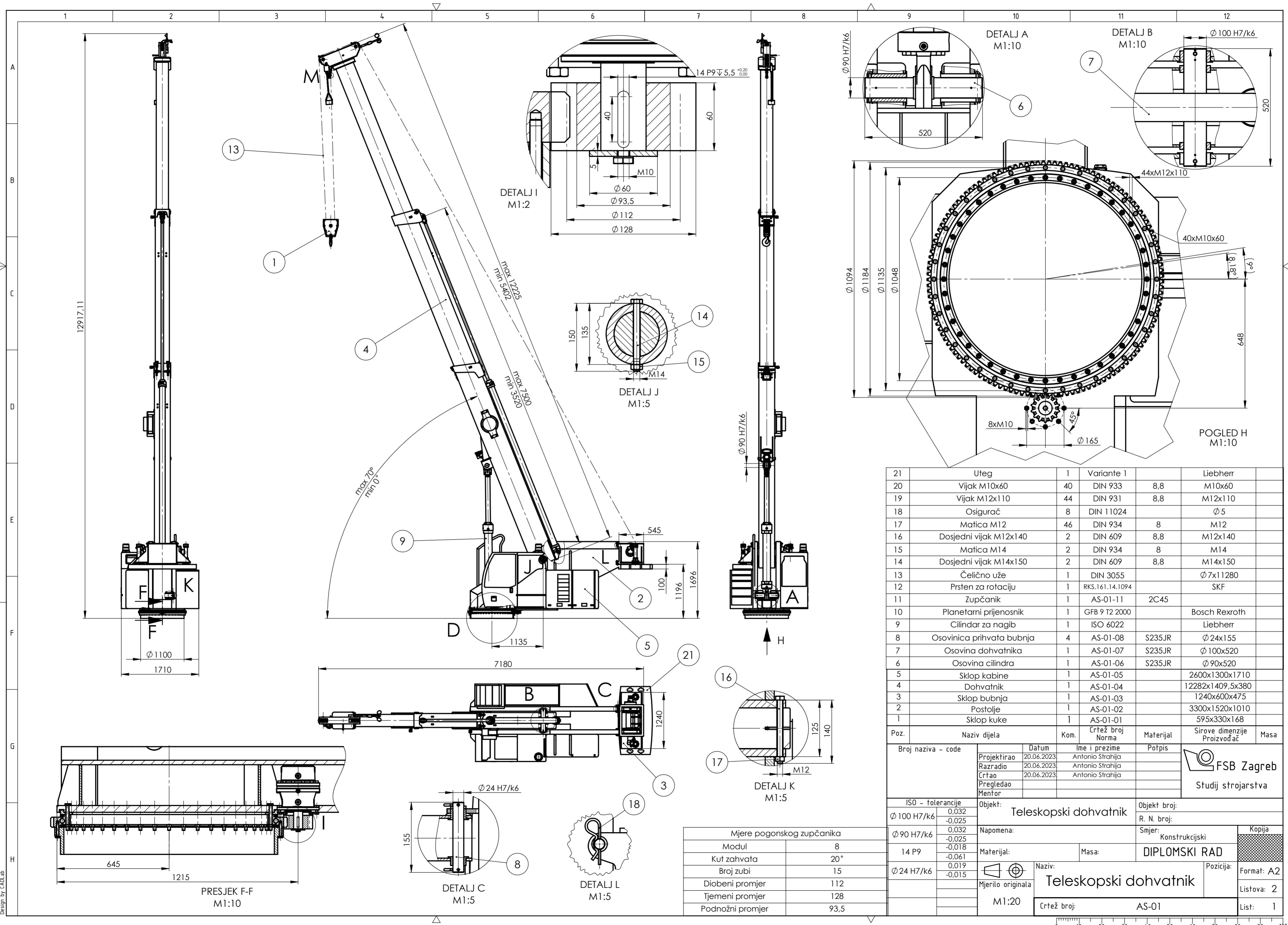
ANSI/IEEE C62.41.2 – 2002 IEEE Recommended Practice on characterization of Surge Voltages in Low Voltage AC Power Circuits

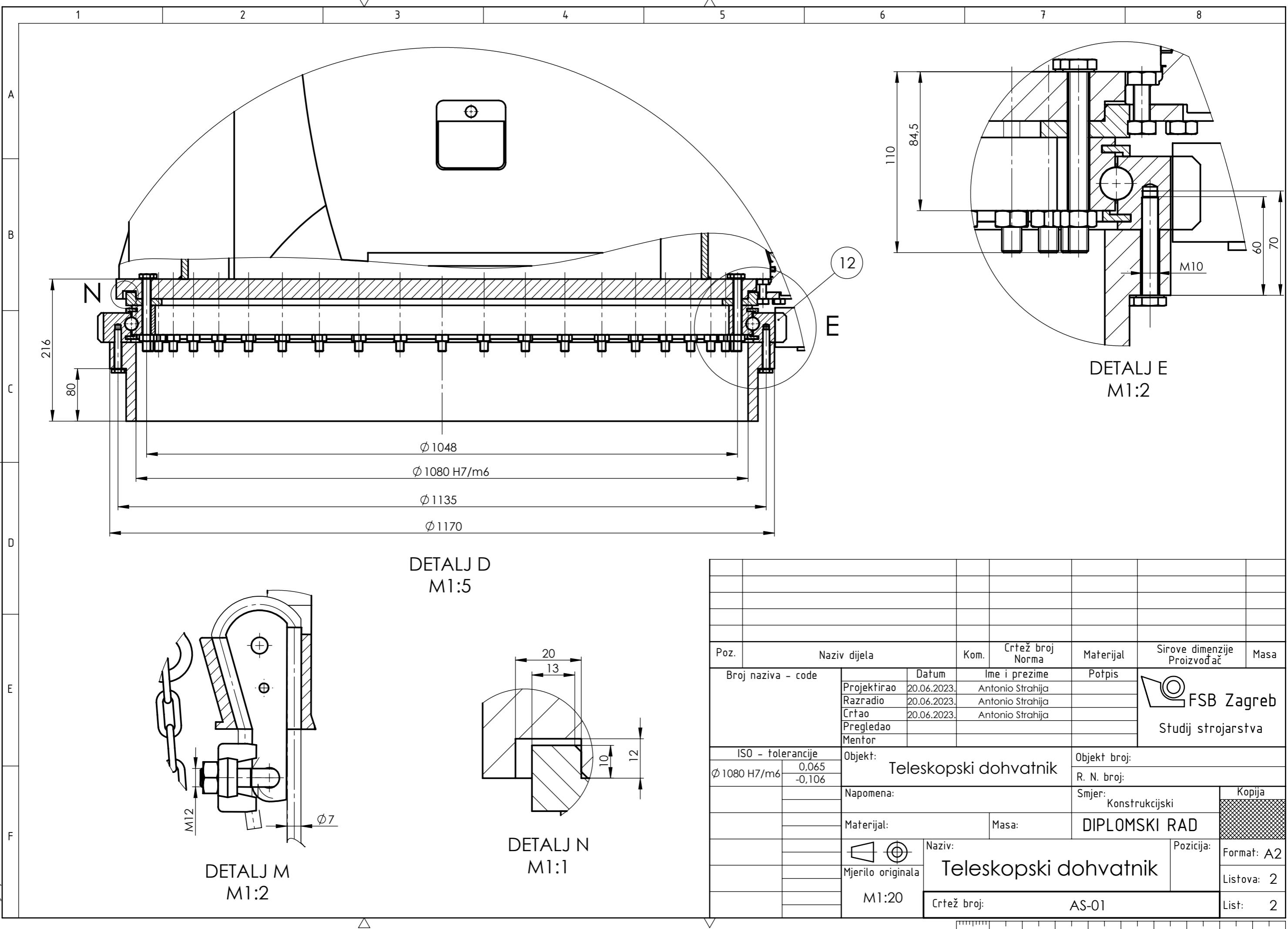
CSA C22.2 No. 250.13-17 - LED Equipment for Use in Lighting Applications

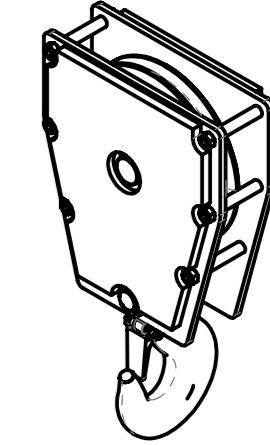
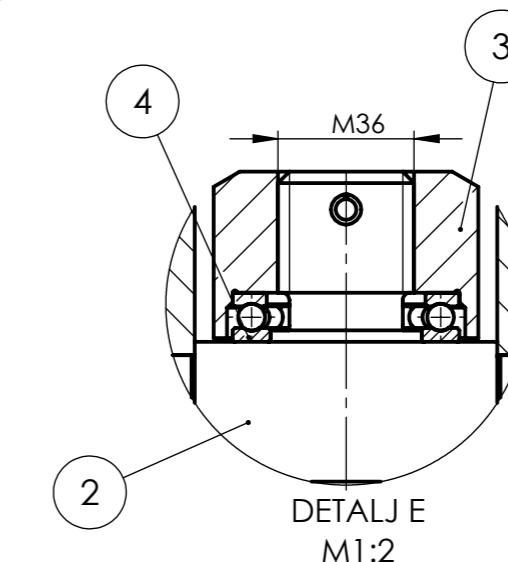
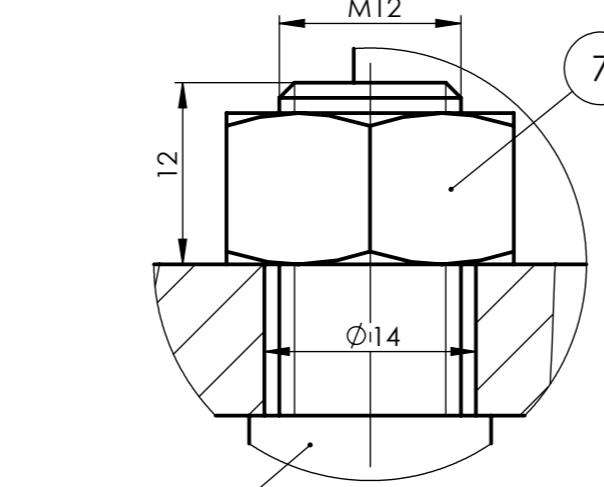
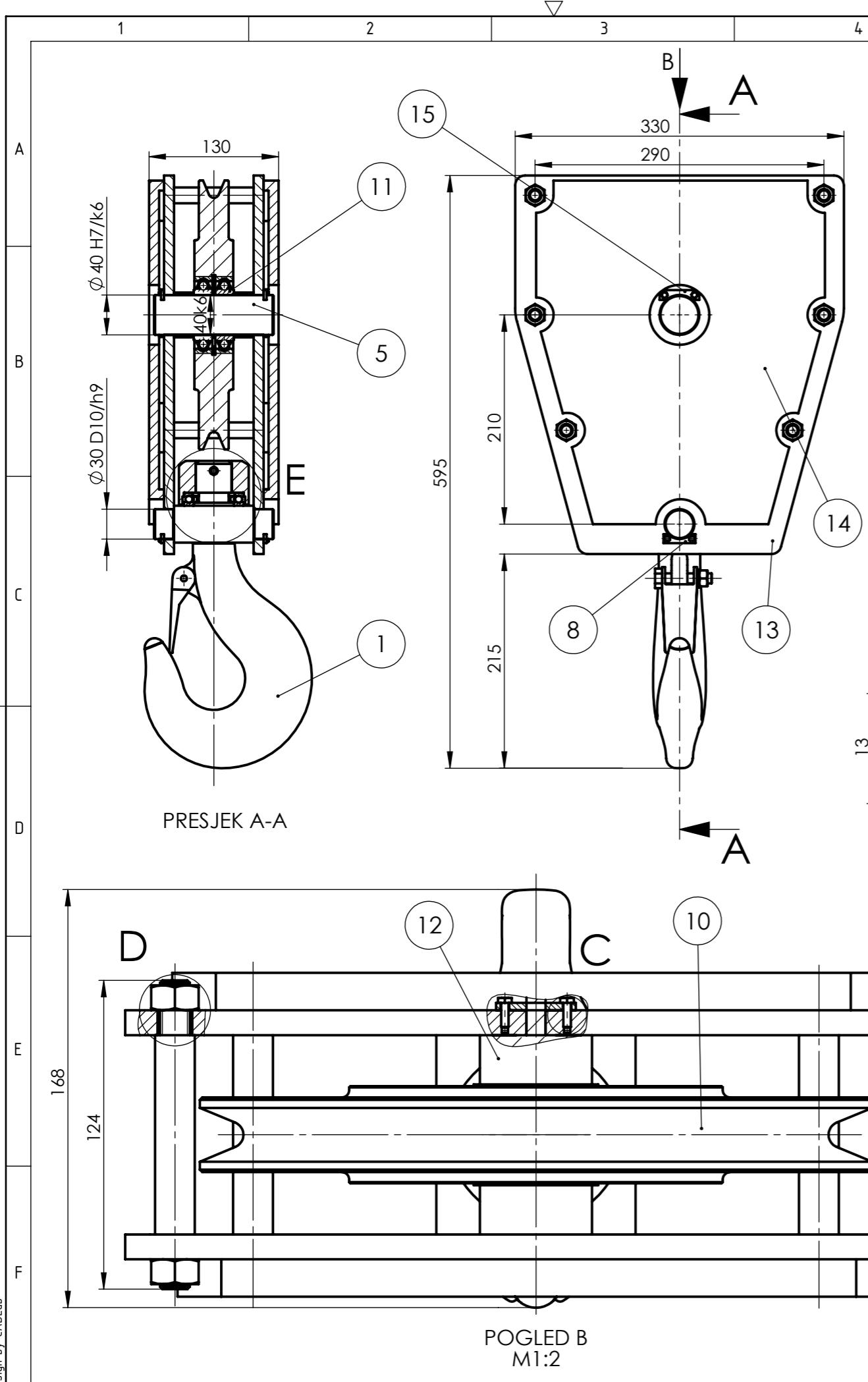


Midstream Lighting Ltd, 1 Chesham Street, London SW1X 8ND UK  
Tel +44 207 584 8310 Email info@midstreamlighting.com  
www.midstreamlighting.com

**XIX. Dijagram dosega**







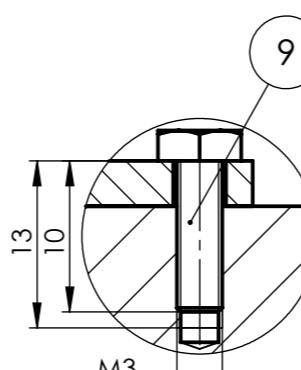
# Izometrija

## M1:10

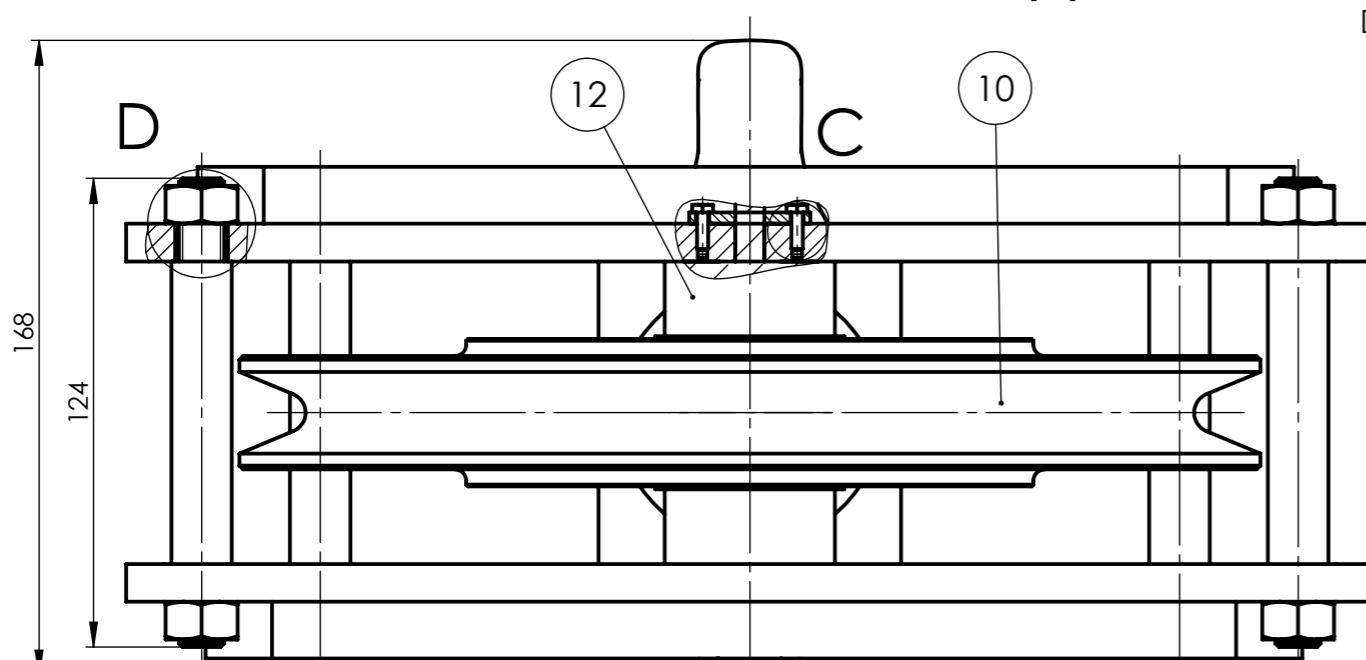
DETALJ  
M2:1

DETALJ  
M1:2

PRESJEK A-A



DETALJ C  
M2:1



POGLED B  
M1:2

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Nar. broj	Materijal	Sirove dimenzije D x Š x V ili č x š x ž	Masa
15	Pločica za osiguranje	2	AS-01-01-014	S235JR	40x10x3	
14	Bočni lim poklopac	2	AS-01-01-014	S235JR	375x320x5	
13	Bočni nosivi lim	2	AS-01-01-013	S235JR	380x330x10	
12	Odstojni prsten	2	AS-01-01-012	S235JR	Ø 45 / Ø 40x19,75	
11	Ležaj užnice 6206	4	6206		SKF	
10	Užnica	1	030.102		Gosan	
9	Vijak pločice	8	DIN 933	8,8	M3x10	
8	Pločica protiv rotacije	2	AS-01-01-008	S235JR	32x9x5	
7	Matica M12	6	DIN 934	8	M12	
6	Odstojna osovina	6	AS-01-01-006	S235JR	Ø 16x124	
5	Osovina užnice	1	AS-01-01-005	S235JR	Ø 40x120	
4	Aksijalni ležaj 51108	1	51108		SKF	
3	Matica kuke	1	DIN 15400	C45	Gosan	
2	Nosač kuke	1	DIN 15400	C35	Gosan	
1	Kuka HN 2,5	1	DIN 15400	E355	Gosan	

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	21.06.2023.	Antonio Strahija	
Razradio	21.06.2023.	Antonio Strahija	
Crtao	21.06.2023.	Antonio Strahija	
Pregledao			

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø10 k6	0,018 Teleskopski dohvativnik	P-N-100

$\phi 40$ R8	0,002	R. N. broj:
$\phi 30$ D10/h9	0,201 0,065	Napomena: Smjer: Konstrukcijski Kopija

**DIPLOMSKI RAD**

		Naziv:	sklop kuke	Pozicija: 1	Format: A3
--	--	--------	------------	----------------	------------

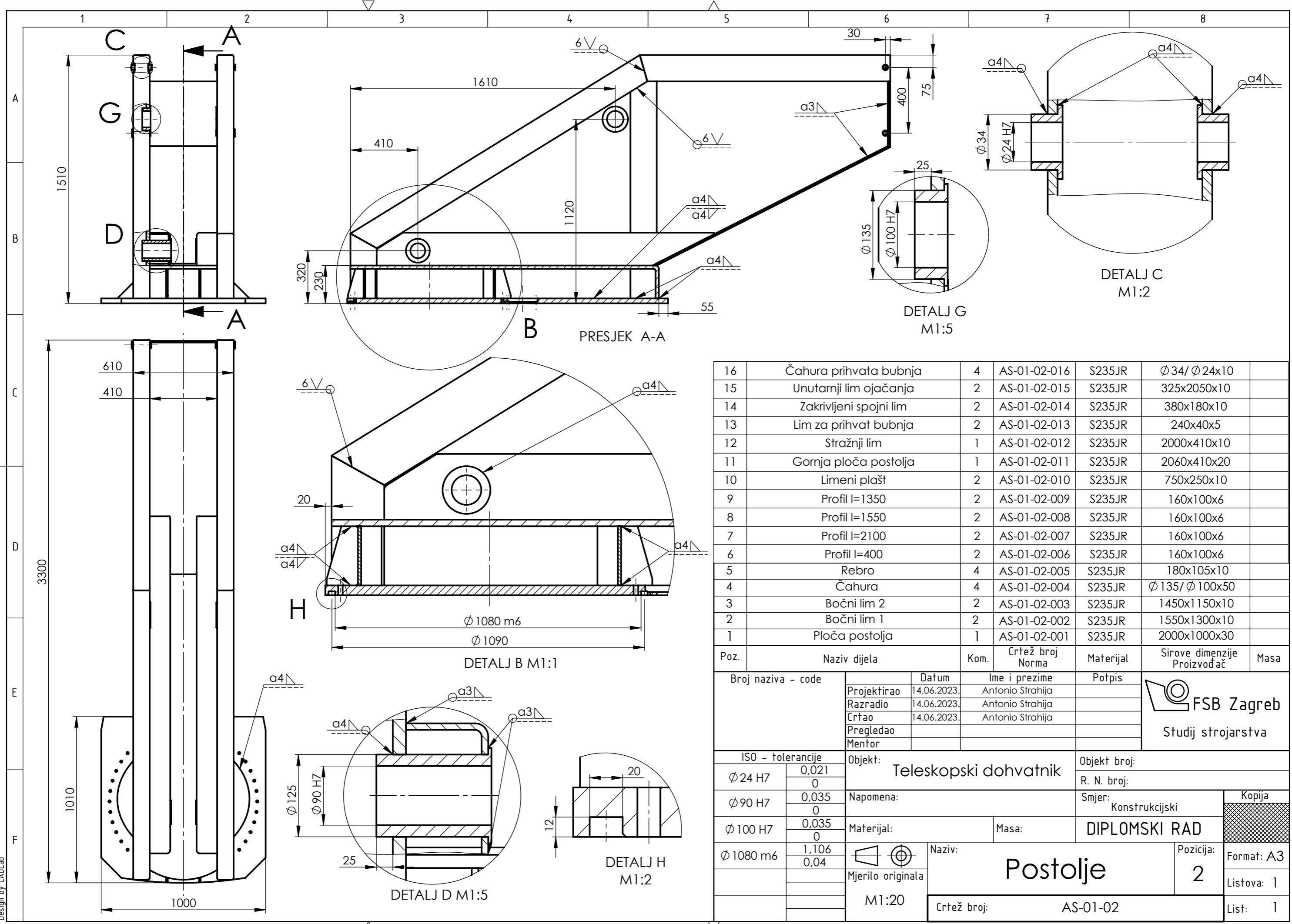
Mjerilo originalna  
M1:5 Listova: 1

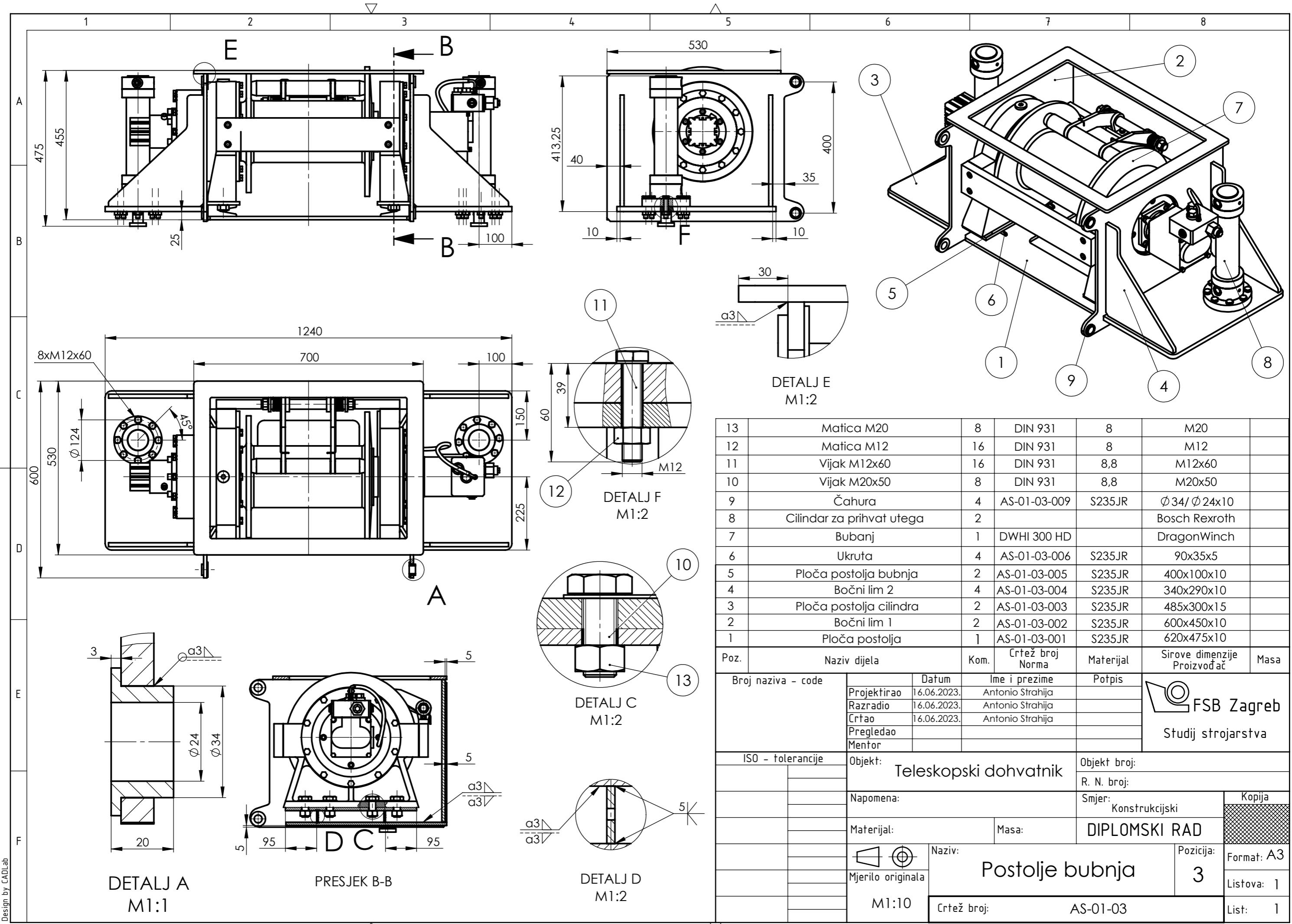
MITS Crtanje broj: AS-01-01 List: 1

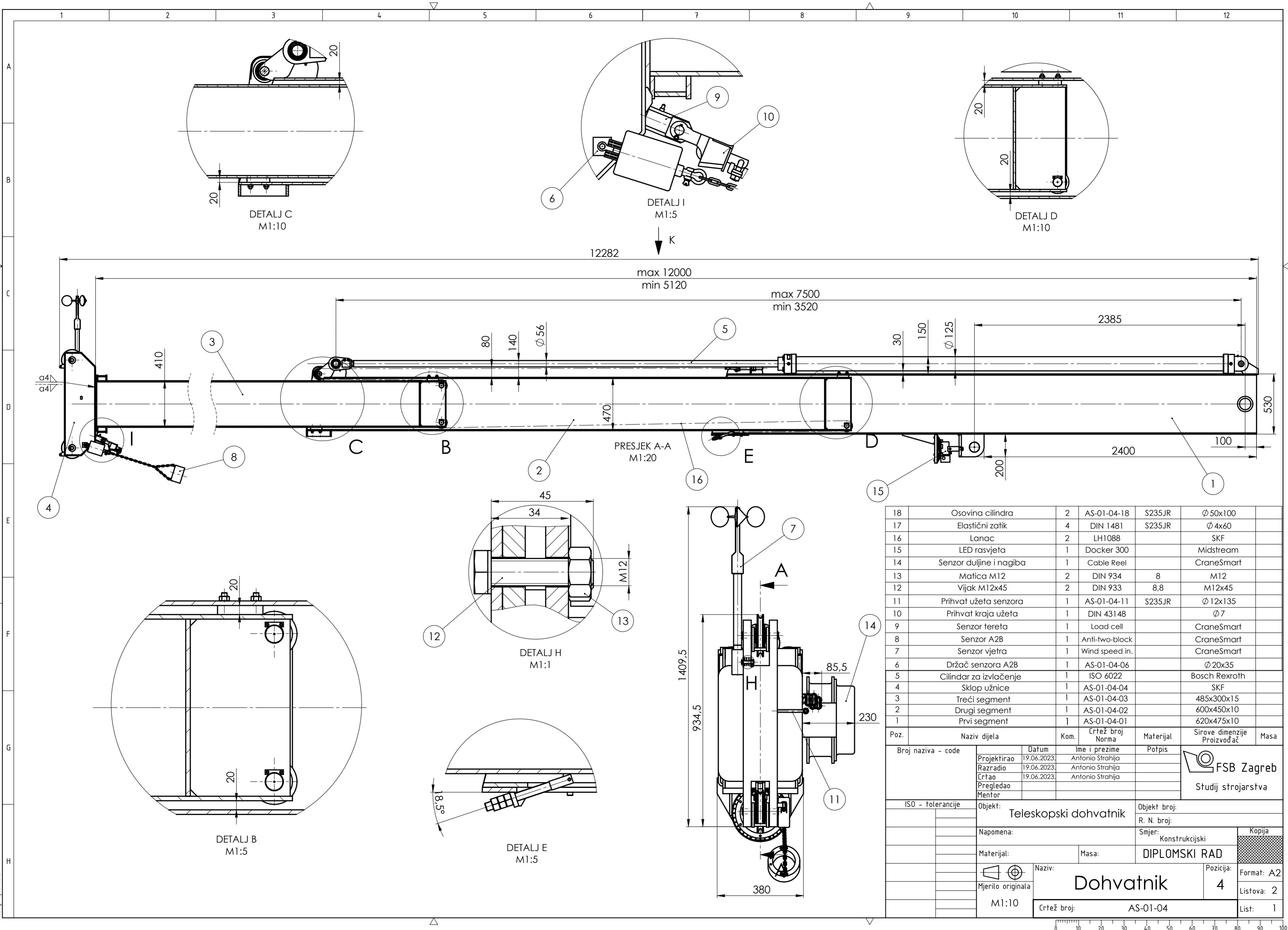
# Sklop kupe

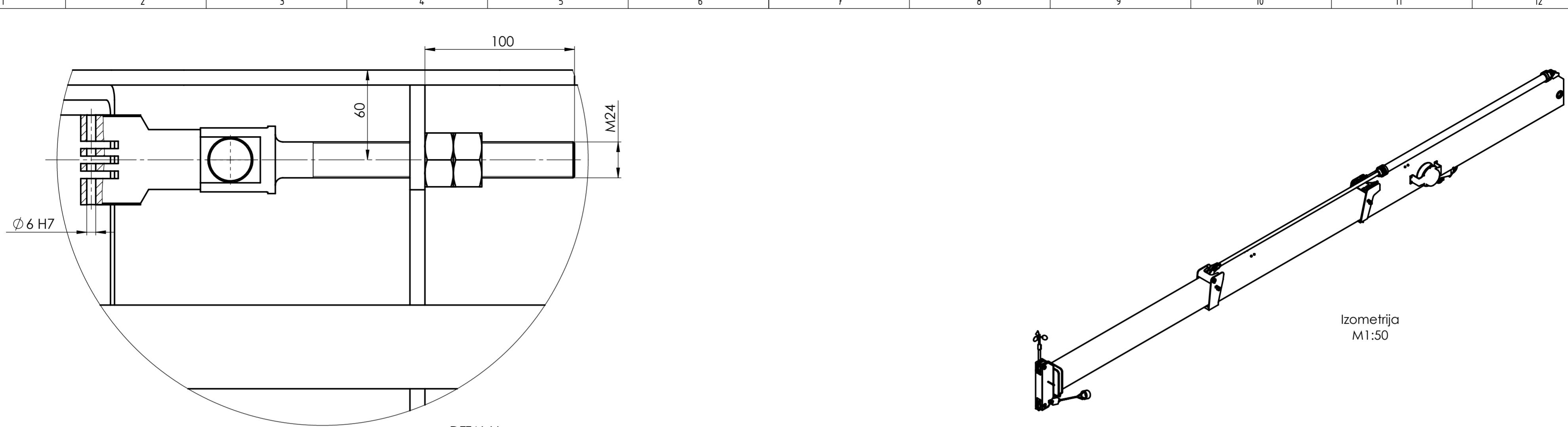
č broj: AS-01-0

10

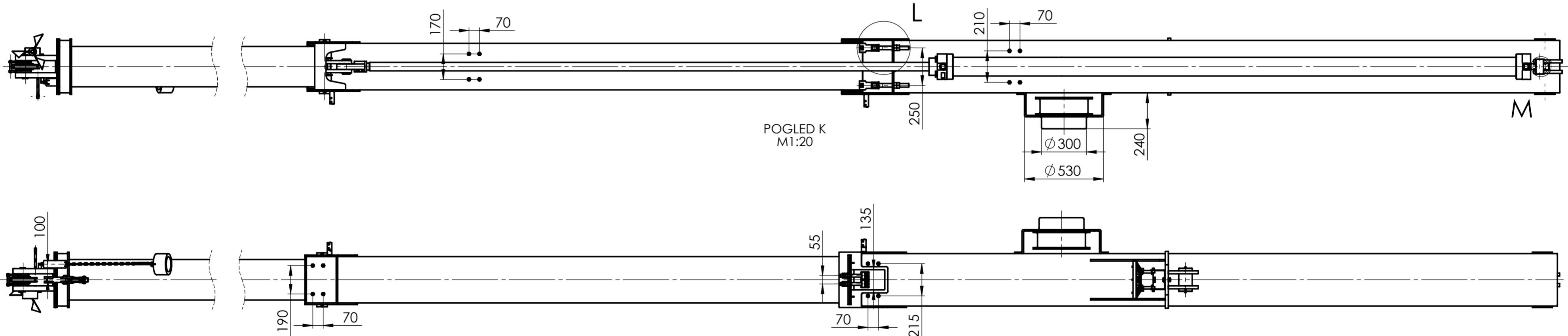




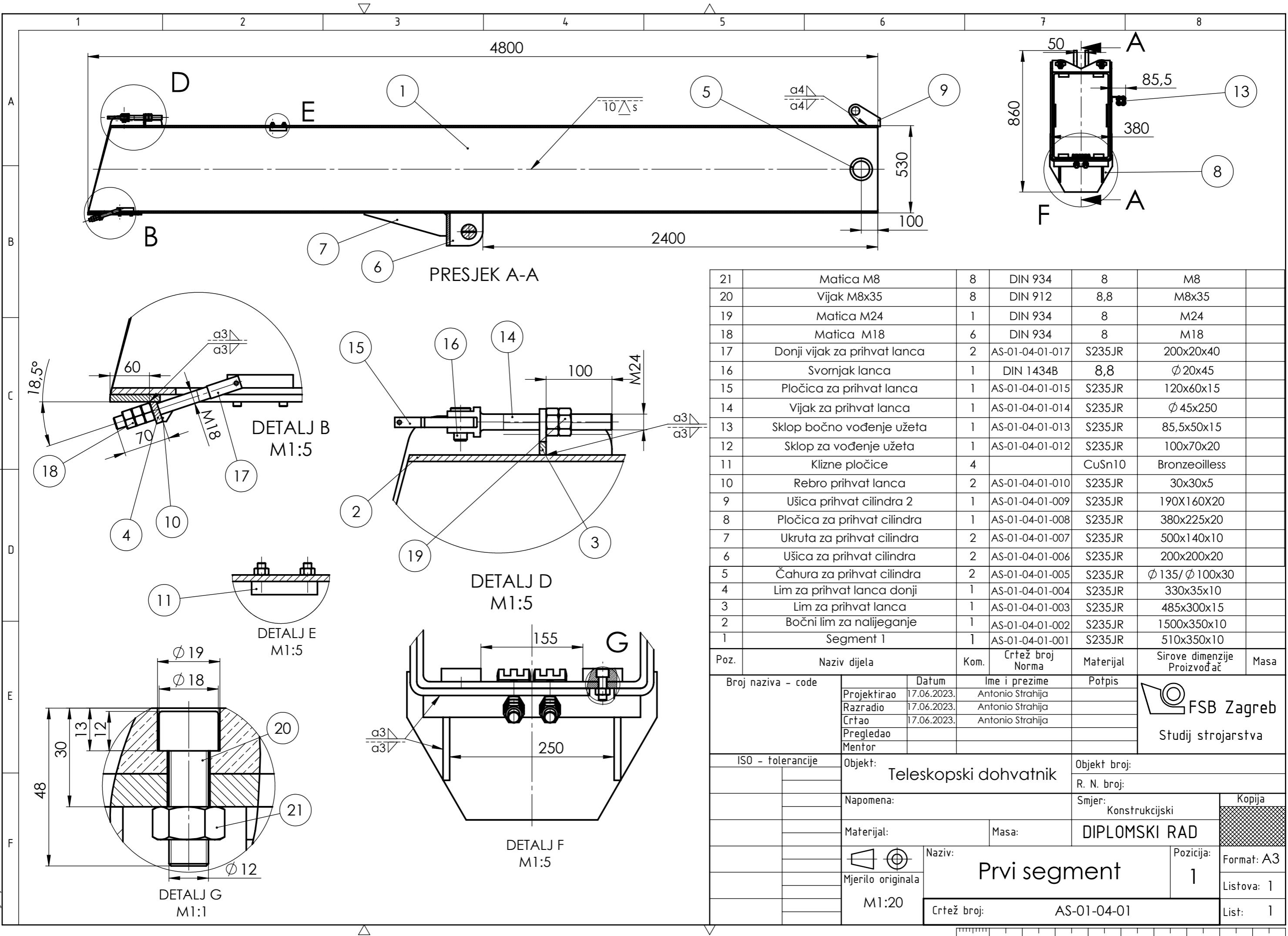


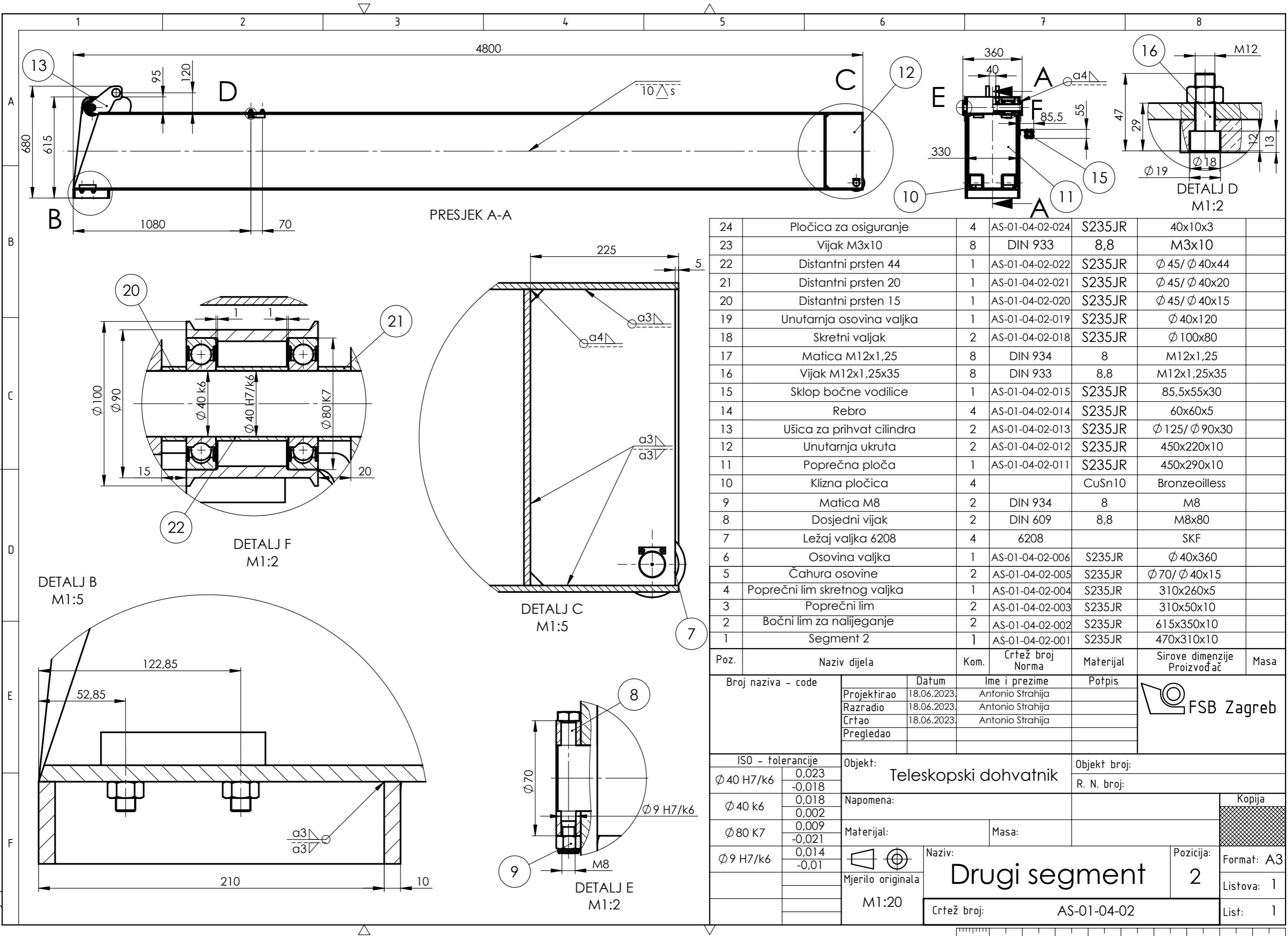


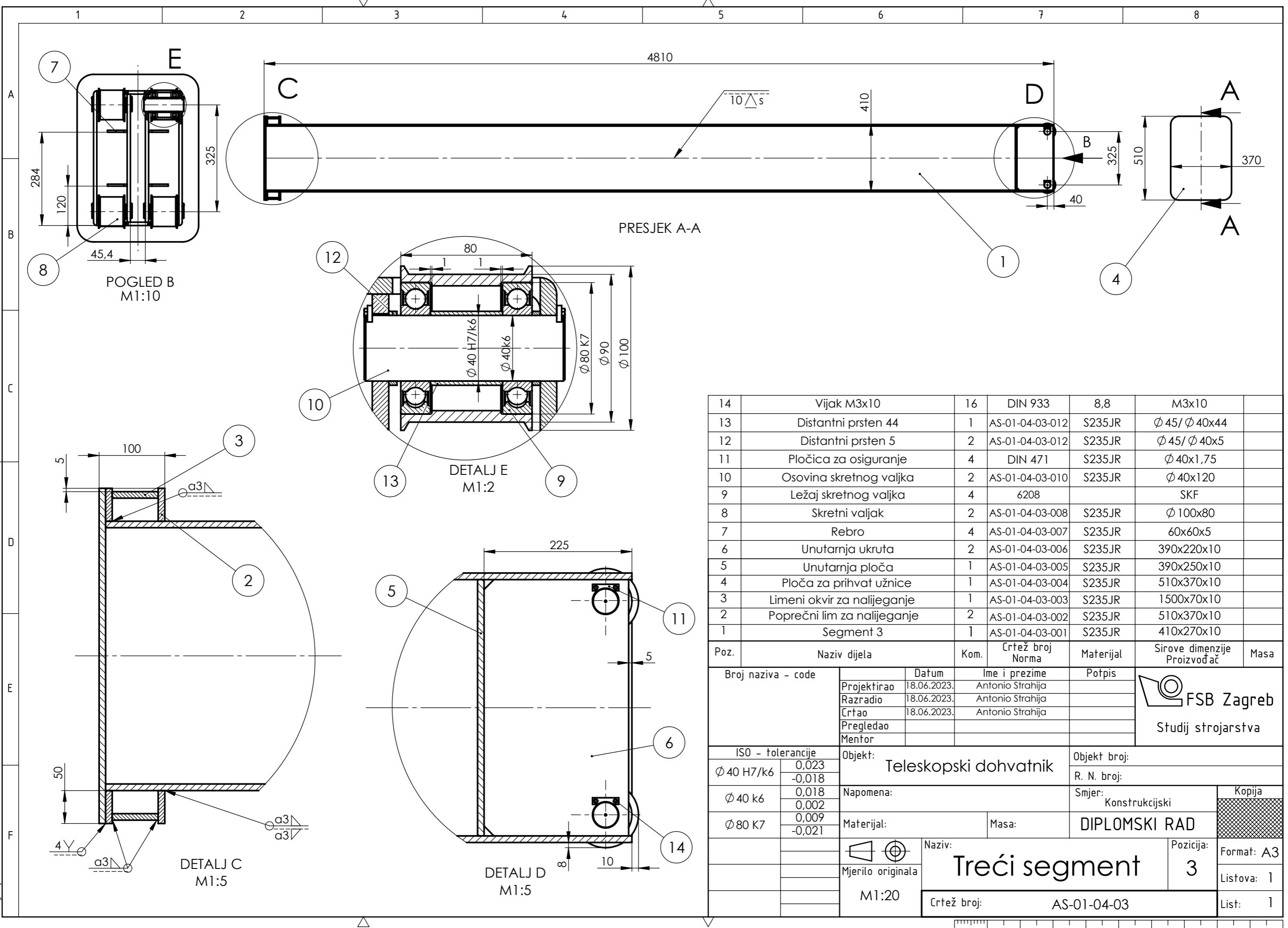
Izometrija  
M1:50

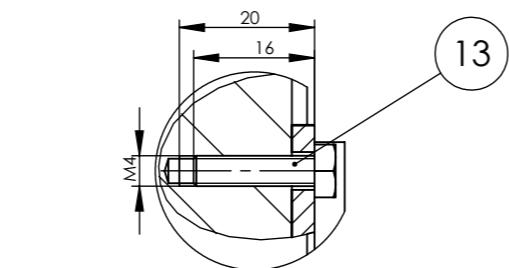
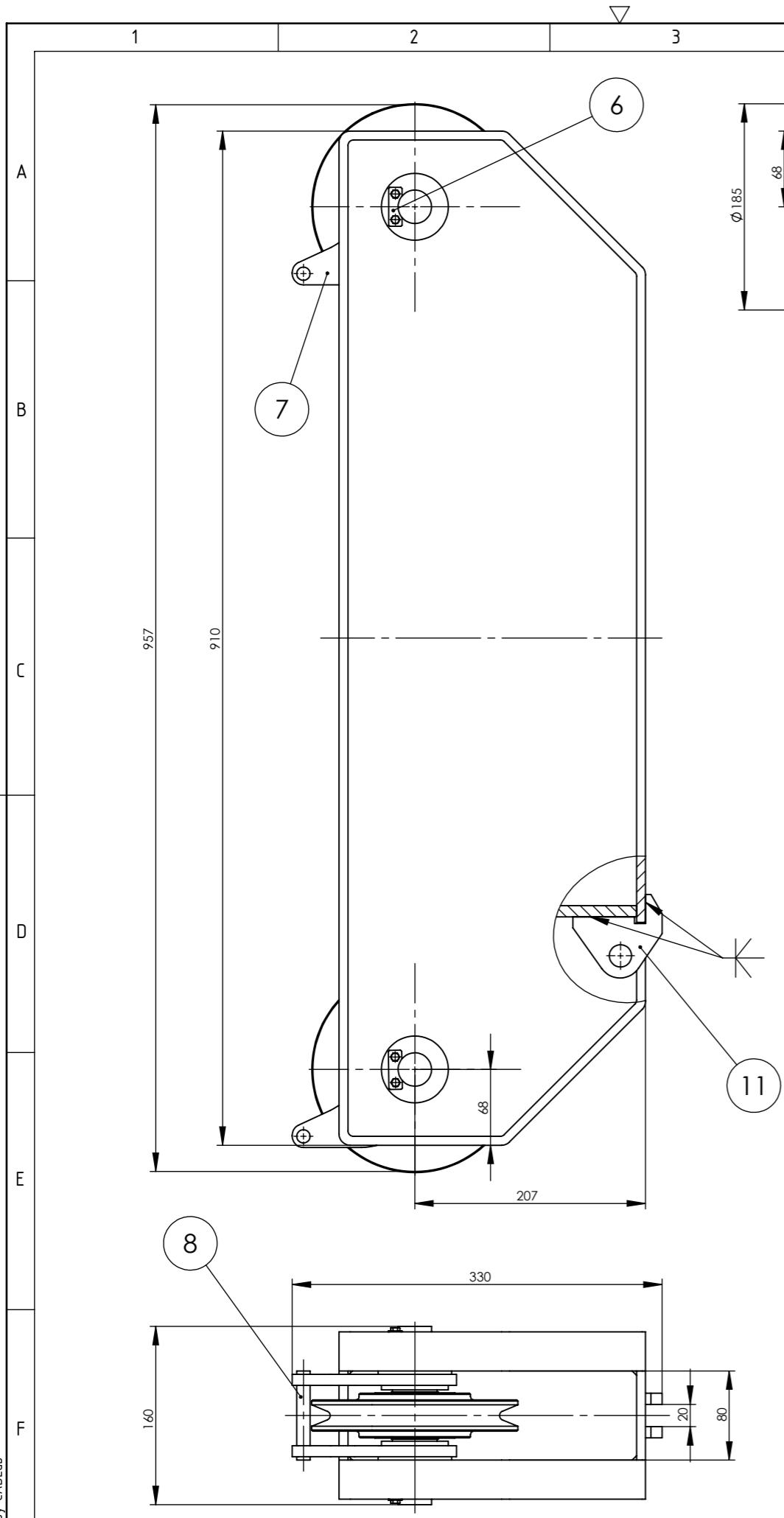


Poz.	Naziv dijela			Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code								
Projektirao	19.06.2023	Antonio Strahija						
Razradio	19.06.2023	Antonio Strahija						
Crtao	19.06.2023	Antonio Strahija						
Pregledao								
Mentor								
ISO - tolerancije								
Ø 50 H7/k6	0,023 -0,018							
Ø 6 H7	0,012 0							
Objekt:	Teleskopski dohvativnik						Objekt broj:	
							R. N. broj:	
Napomena:							Smjer:	
							Konstrukcijski	
Materijal:							Kopija	
Mjerilo originala								
M1:50								
Naziv:	DIPLOMSKI RAD							
Pozicija:	Dohvatnik						Format: A2	
4							Listova: 2	
AS-01-04								
List:	2							

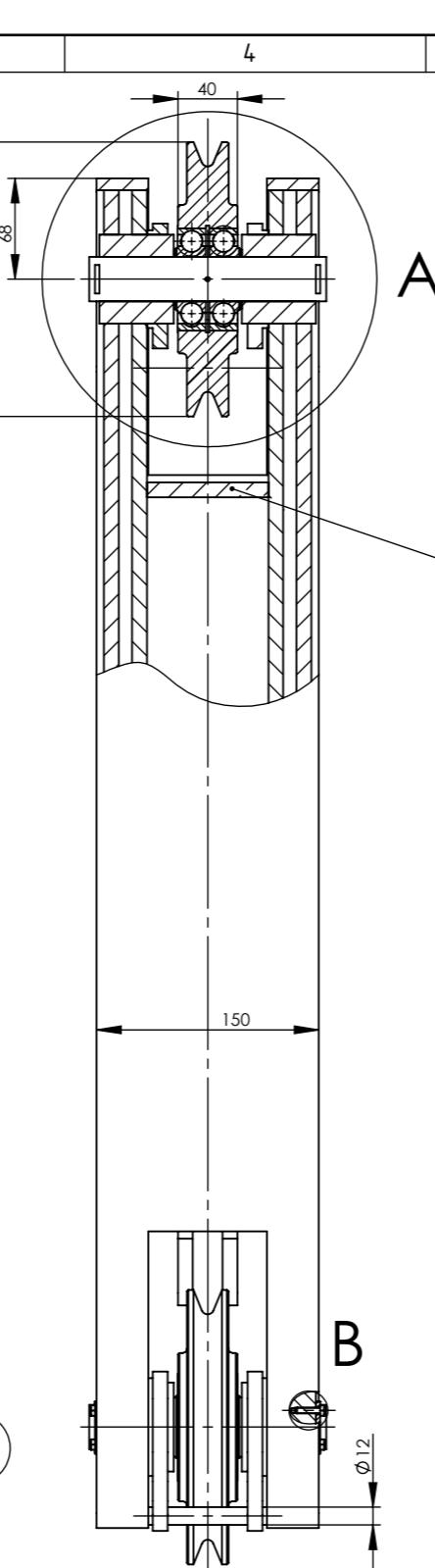








DETALJ B  
M1:1



10  
a3  
DETALJ A  
M1:1

13	Vijak	8	DIN 933	8,8	M4x16	
12	Odstojni prsten	4	AS-01-01-012	S235JR	$\phi 40/\phi 30 \times 1,75$	
11	Lim za prihvatanje	1	AS-01-01-011	S235JR	80x80x10	
10	Ležaj užnice	4	AS-01-01-010	S235JR	$\phi 70/\phi 30 \times 20$	
9	Užnica	2	AS-01-01-009	S235JR	$\phi 185 \times 40$	
8	Osovinica za vođenje	2	AS-01-01-008	S235JR	$\phi 20 \times 180$	
7	Lim za vođenje	4	AS-01-01-007	S235JR	150x100x10	
6	Lim za osiguranje	4	AS-01-01-006	S235JR	35x12x3	
5	Osovina užnice	2	AS-01-01-005	S235JR	$\phi 30 \times 160$	
4	Čahura	4	AS-01-01-004	S235JR	$\phi 60 \times 50$	
3	Poprečni lim	2	AS-01-01-003	S235JR	255x80x10	
2	Bočni lim	4	AS-01-01-002	S235JR	500x260x10	
1	Okvir	1	AS-01-01-001	S235JR	2220x150x8	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtnež broj Naziv	Materijal	Sirove dimenzije P. i. t. č.	Masa

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	Proizvodac
Projektirao		14.06.2023.	Antonio Strahija		
Razradio		14.06.2023.	Antonio Strahija		
Crtao		14.06.2023.	Antonio Strahija		
Pregledao					
Mentor					

ISO - tolerancije	Objekt:	Teleskopski dohvatznik	Objekt broj:
Ø 30 H7/k6	0,019	0,015	R.N. broj:

$\emptyset 30 \text{ k}6$	0,015	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski	Kopija
	0,002			

	Materijal:	Masa:	DIPLOMSKI RAD	
	 	Naziv: <b>Slatko</b>	Pozicija: <b>•</b>	Format: <b>A3</b>

Mjerilo originala  
M1:5

Sklop uznice 4 Listova: 1

IVT-3 Crtež broj: AS-01-04-04 List: |