

Teleskopski dohvatnik

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:161056>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-26**

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 stečena 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 brodstrojarski



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 dohvatnik**

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

Opis zadatka:

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

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

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

Rad treba sadržavati:

- 1) uvodni pregled teleskopskih dohvatnika
- 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 dohvatnika 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: Datum predaje rada: Predviđeni datumi obrane:
4. svibnja 2023. 6. srpnja 2023. 17. – 21. srpnja 2023.

Zadatak zadao: Predsjednik Povjerenstva:
izv. prof. dr. sc. Matija Hoić prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Hoić

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 prihvat i dizanje tereta	15
4.1.1. Izbor užetnog sistema dohvatnika.....	15
4.1.2. Dimenzioniranje i odabir čeličnog užeta	16
4.1.3. Dimenzioniranje i odabir kuke.....	18
4.1.4. Odabir normiranih nosača i matice kuke	20
4.1.5. Provjera čvrstoće nosača kuke	22
4.1.6. Provjera površinskog pritiska između nosivih limova i nosača kuke	23
4.1.7. Provjera čvrstoće matice kuke	23
4.1.8. Provjera nosivosti aksijalnog ležaja nosača kuke	23
4.1.9. Dimenzioniranje i odabir užnice	24
4.1.9.1. Dimenzije profila žlijeba užnice	26
4.1.10. Dimenzioniranje bubnja.....	28
4.1.10.1. Osnovne dimenzije bubnja.....	28
4.1.10.2. Proračun stijenke bubnja.....	31
4.1.10.3. Debljina čelne ploče bubnja.....	32
4.1.10.4. Vijčana veza čelne ploče i bubnja.....	33
4.1.10.5. Kontrola vijčane veze čelne ploče i bubnja	35
4.1.10.6. Veza užeta s bubnjem	35

4.1.10.7. Proračun osovine bubnja.....	36
4.1.10.8. Odabir ležaja bubnja	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 ϕ_1	43
4.2.1.2. Određivanje dinamičkog faktora ϕ_2	43
4.2.1.3. Određivanje parcijalnog faktora sigurnosti $\gamma_p, 1$	45
4.2.1.4. Provjera uvjeta čvrstoće dohvatnika	46
4.2.1.5. Provjera uvjeta krutosti dohvatnika	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 zavora ušice prihvata cilindra za dohvatnik.....	54
4.3.2.2. Proračun osovine ušice prihvata cilindra za dohvatnik.....	57
4.3.2.3. Proračun nosivog lima ušice cilindra za dohvatnik 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 zavora prihvatne čahure cilindra za izvlačenje.....	62
4.3.4. Proračun zavora 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 zavora postolja hidrauličnog cilindra za nošenje protuutega.....	80
4.3.9. Proračun svornjaka za prihvat bubnja i protuutega.....	82
4.3.10. Proračun zavora 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 dohvatnika	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 koloturik, 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 bubnja [4]	29
Slika 25.	Dvoužetni ožljebljeni bubanj, osnove mjere bubnja [4].....	31
Slika 26.	Naprezanja elementa stijenke bubnja (lijevo), lokalno savijanje ljuske bubnja od jednog navoja užeta (desno) [4]	31
Slika 27.	Čelna ploča bubnja [4]	33
Slika 28.	Primjer konstrukcijske izvedbe bubnja i osnovne mjere [4]	34
Slika 29.	Veza užeta s bubnjem [4]	35
Slika 30.	Presjek konstrukcije bubnja i reduktora sa zglobnom osovinom [8]	37
Slika 31.	Statički model opterećenja bubnja	37
Slika 32.	Radijalni klipni motor, koljenasti [4]	40
Slika 33.	Opći sustav hidrauličkog pogona [4].....	40
Slika 34.	Dijagrami unutrnjih sila i momenta dohvatnika.....	47
Slika 35.	Usporedba smičnog i naprezanja uzrokovanog savijanjem	48
Slika 36.	Metoda presjeka nad dohvatnikom.....	48
Slika 37.	Poprečni presjek prvog segmenta dohvatnika	49
Slika 38.	Naprezanja dohvatnika dobivena u <i>SolidWorks</i> -u.....	50
Slika 39.	Pomaci dohvatnika dobiveni u <i>SolidWorks</i> -u	51
Slika 40.	Analiza dohvatnika i cilindra za promjenu nagiba	52
Slika 41.	Sila u cilindru u ovisnosti o kutu nagiba dohvatnika	53
Slika 42.	Kuta nagiba cilindra u ovisnosti o kutu nagiba dohvatnika	53
Slika 43.	Liebherr hidraulični cilindar za promjenu nagiba i fiksiranje kraka dohvatnika ..	54
Slika 44.	Proračunska skica zavora prihvatne ušice cilindra na dohvatnika	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 dohvatnika	61

Slika 48.	Bosch cilindar za izvlačenje teleskopa	61
Slika 49.	Proračunska skica zavara prihvatne čahure cilindra za izvlačenje	62
Slika 50.	Proračunska skica zavara sklopa užnice	63
Slika 51.	Proračunska skica za određivanje mase protuutega [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 protuutega	80
Slika 69.	Proračunska skica svornjaka sklopa bubnja	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 dohvatnika	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 dohvatnik – završni 3D CAD model	98
Slika 81.	Mobilni teleskopski dohvatnik – završni 3D CAD model	99
Slika 82.	Mobilni teleskopski dohvatnik – render 1	100
Slika 83.	Mobilni teleskopski dohvatnik – render 2	100
Slika 84.	Mobilni teleskopski dohvatnik – 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 cp [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 bubnja [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 dohvatnik
AS-01-01	Sklop kuke
AS-01-02	Postolje
AS-01-03	Sklop bubnja
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**Latinične oznake:**

Oznaka	Jedinica	Opis
$\left(\frac{D}{d}\right)_{min}$	-	Minimalni odnos promjera užnice/bubnja i užeta
A_{\parallel}	mm ²	Površina paralelnih zavora
A_i	mm ²	Površina pojedinog proračunskog presjeka zavora
A_j	mm ²	Površina jezgre vijka
A_p	mm ²	Kontaktna površina između vijka i konstrukcije
A_{proj}	mm ²	Projicirana površina
A_{sv}	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka
A_{uk}	mm ²	Ukupna površina proračunskog presjeka zavora
a	mm	Dužina između prihvata cilindra i prihvata dohvatnika
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 bubnja
d_7	mm	Promjer vijaka na čelnoj ploči bubnja
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 zavora
F_{\perp}	N	Okomita komponente sile na proračunski presjek zavora
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 bubnja
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 bubnja
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 dohvatnika
G_{bub}	N	Težina bubnja
G_u	N	Težina protuutega
G_{voz}	N	Težina vozila
g	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 zavora
I_{doh}	kgm ²	Moment inercije dohvatnika
I_i	mm ⁴	Pojedini moment tromosti
I_k	kgm ²	Dinamički moment inercije oko osi zakretnog ležaja

I_{red}	kgm^2	Reducirani moment inercije na osovinu pogonskog motora
I_{uk}	mm^4	Ukupni moment tromosti
i	-	Prijenosni omjer
i_k	-	Prijenosni omjer kuke
K_A	-	Faktor primjene
$K_{F\alpha}$	-	Faktor raspodjele 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 dohvatnika za drugi granični slučaj
$l_{2,min}$	mm	Krak djelovanja težine dohvatnika 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 bubnja
l_k	mm	Duljina između oslonaca nosača kuke
l_r	mm	Radna duljina bubnja
$l_{sv,1}$	mm	Krak djelovanja težine bubnja 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 bubnja
l_v	mm	Razmak između vijaka kod vijčane veze užeta i bubnja
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 dohvatnik
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 bubnja
n_{mot}	1/s	Broj okretaja pogonskog motora
n_{sv}	-	Broj svornjaka
n_{v_bub}	-	Broj vijaka na čelnoj ploči bubnja
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 radijalno opterećenje ležaja
p_{bub}	-	Prijenosni omjer koloturnika
p_{dop}	N/mm ²	Dopušteni iznos površinskog tlaka
p_k	N/mm ²	Površinski pritisak između nosivih limova i nosača kuke
p_l	mm	Korak lanca
$p_{lež}$	N/mm ²	Tlak izazvan pritezanjem vijaka okretnog ležaja
p_{sr}	N/mm ²	Srednji iznos dodirnog pritiska
$p_{sv,dop}$	N/mm ²	Dopušteno površinski pritisak svornjaka
p_{sv}	N/mm ²	Površinski pritisak svornjaka
Q_{lan}	kN	Nosivost lanca
Q_t	t	Opterećenje u tonama
R_{e_k}	N/mm ²	Granica tečenja materijala kuke
R_e	N/mm ²	Granica tečenja

R_m	N/mm ²	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 bubnja
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 bubnja
$s_1, s_2, s_3, s_4,$	mm	Dimenzije bubnja
$s_{uš}$	mm	Debljina ušice za prihvat 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 bubnja
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 ³	Moment otpora presjeka osovine bubnja
W_k	mm ³	Moment otpora nosača kuke na kritičnom presjeku
W_{x_doh}	mm ³	Moment otpora presjeka dohvatnika na kritičnom presjeku
w	mm	Debljina čelne ploče bubnja
w_{dop}	mm	Dopušteni vertikalni pomak uslijed deformacije dohvatnika
x_0	mm	X koordinata prihvata hidrauličnog cilindra na postolje prema referentnom koordinatnom sustavu
Y_{F1}	-	Faktor oblika
Y_ε	-	Faktor udijeke 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:

α	°	Zahvatni kut zupčanika
$\alpha_{už}$	°	Kut pregiba užeta
α_0	-	Faktor čvrstoće materijala za čisto istosmjerno naprezanje
α_{bub}	°	Obuhvatni kut užeta prije vijčane veze
α_{doh}	°	Kut prihvatne ušice cilindra u odnosu na os dohvatnika
β_2	-	Faktor ovisan o podiznoj grupi
β_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

ε	-	EkspONENT vijeka trajanja za ležajeve s dodirrom u liniji
ε_{α}	-	Stupanj prekrivanja
η_0	-	Faktor korisnost užnice
η_{bub}	-	Stupanj iskoristivosti bubnja
$\eta_{koč}$	-	Stupanj iskoristivosti kočnice
η_{kol}	-	Stupanj iskoristivosti koloturnika
$\eta_{lež}$	-	Stupanj iskoristivosti ležajeva
η_{red}	-	Stupanj iskoristivosti reduktora
η_{rot}	-	stupanj efikasnosti rotacije
η_u	-	Faktor korisnost koloturnika
η_{uk}	-	Ukupni stupanj iskoristivosti
μ_1	-	Korigirani faktor trenja
$\mu_{\check{c}/\check{c}}$	-	Faktor trenja za par čelik/čelik
μ_G	-	Faktor trenja navoja
μ_{bub}	-	Faktor trenja između užeta i bubnja
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	N/mm ²	Glavna naprezanja na mjestu namatanja
σ_{1-1}	N/mm ²	Naprezanje na presjeku 1-1
σ_{max_k}	N/mm ²	Iznos naprezanja na kritičnom presjeku nosača kuke
σ_{φ}	N/mm ²	Cirkularno (tlačno) naprezanje stijenke bubnja
$\sigma_{Dt(r)dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje zavara za slučaj naizmjeničnog naprezanja u tlaku
$\sigma_{Dv(-1)dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje zavara za čisto naizmjenično naprezanje
$\sigma_{F,dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje na savijanje u korijenu zuba
σ_F	N/mm ²	Naprezanje u korijenu zuba uslijed savijanja
σ_d	N/mm ²	Dopušteno naprezanje čelne ploče bubnja
σ_{dop_bub}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje stijenke bubnja
σ_{dop_doh}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje za odabrani materijal dohvatnika
σ_{f,dop_1}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje na presjeku 1-1
$\sigma_{f,lim}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje na savijanje za materijal zuba
σ_{fDN}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća
σ_{red}	N/mm ²	Reducirano naprezanje

$\sigma_{s,max}$	N/mm ²	Maksimalno naprezanje na dohvatnik uslijed savijanja
σ_s	N/mm ²	Naprezanje uslijed savijanja
σ_v	N/mm ²	Vlačno naprezanje
σ_x	N/mm ²	Normalno naprezanje stijenke bubnja
τ	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje
$\tau_{sv,dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje svornjaka na odrez
τ_{sv}	N/mm ²	Naprezanje svornjaka na odrez
ϕ_1	-	Dinamički faktor utjecaja vlastite težine
ϕ_2	-	Dinamički faktor utjecaja dizanja tereta
$\phi_{2,min}$	-	minimalna veličina ϕ_2 ovisna o kombinaciji krutosti konstrukcije i načinu upravljanja mehanizmom dizanja
ϕ_j	-	Dinamički faktor j -tog opterećenja
φ	-	Faktor utjecaja udaraca
φ_1	°	Kut hidrauličnog cilindra za promjenu nagiba u odnosu na horizontalu
φ_2	°	Kut prihvata cilindra na dohvatnik u odnosu na horizontalu
ψ	°	Kut zakreta dohvatnika u odnosu na x os koordinatnog sustava
ω_{mot}	rad/s	Kutna brzina pogonskog motora

SAŽETAK

Tema ovog diplomskog rada je osmisliti, koncipirati i konstruirati teleskopski dohvatnik s pripadajućim mehanizmima za promjenu nagiba i zakretanje. Teleskopski dohvatnici 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 dohvatnik, 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 radove, 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 dohvatnicima. 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, prijensa 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. dohvat 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 uključanja, relativno opterećenje (odnos stvarnog i nazivnog tereta), vijek trajanja, dinamički utjecaji, utjecaj vjetera, 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.

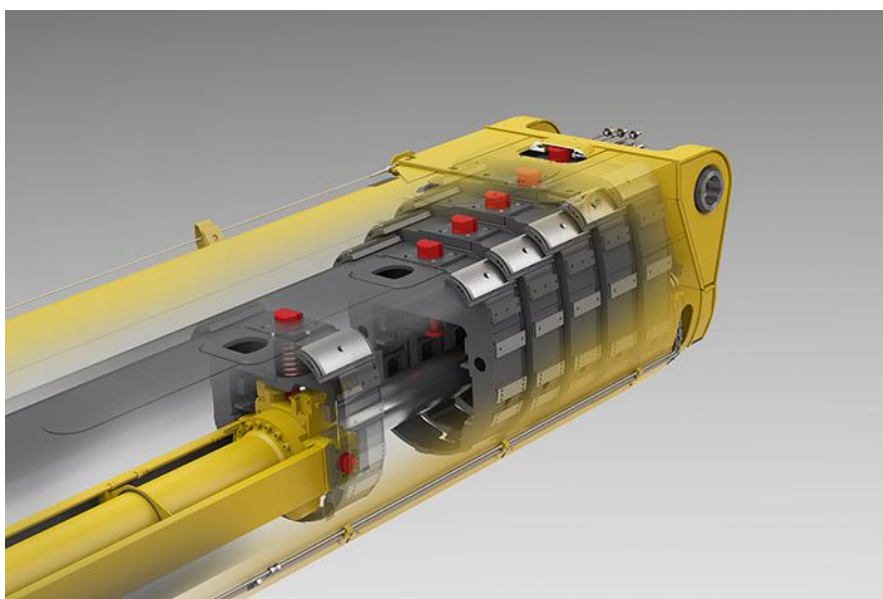
2. ANALIZA POSTOJEĆE TEHNIKE NA TRŽIŠTU

2.1. Analiza proizvoda

Na tržištu postoje različite izvedbe uređaja. Teleskopski dohvatnici 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 dohvatnika 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 radove zbog velikog dosega i nosivosti. Dakle, to su najčešće radovi koji iziskuju sigurno dizanje teškog tereta na veću visinu. Ovaj teleskopski dohvatnik 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 dohvatnika odvija posebno što u konačnici zahtijeva više vremena.



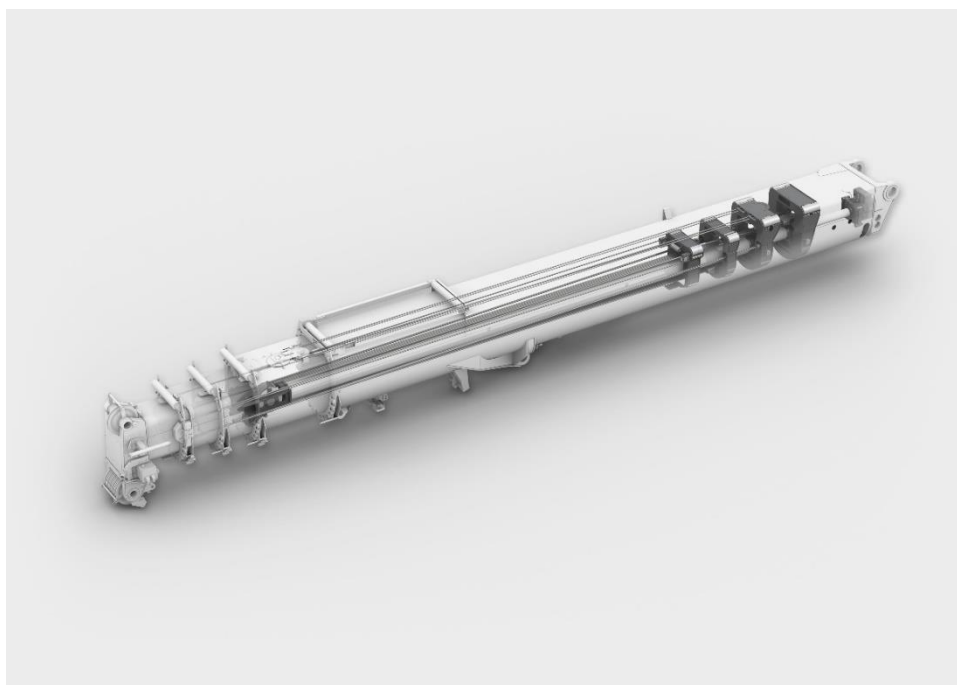
Slika 3. Liebherr LTC 1050-3.1 pogon dohvanika na jedinstveni cilindar

Tehničke specifikacije uređaja:

- Najveće dopušteno opterećenje – 50 t
- Maksimalni radijus kod maksimalnog opterećenja – 3.00 m
- Minimalni doseg dohvatnika– 8.10 m
- Maksimalni doseg dohvatnika– 36 m
- Maksimalna visina mehanizma za podizanje tereta (uz nadogradnju) – 48 m
- Maksimalni radijus – 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 radove koji zahtijevaju bržu montažu. Ovakav teleskopski dohvatnik za pogon koristi kombinaciju hidro-mehaničkog sustava. Dakle, kao pogon koristi se cilindar dok se za izvlačenje dijelova dohvatnika koristi uža. Prednost ovakvog sustava je da se svi dijelovi dohvatnika istovremeno izvlače čime se dobiva na brzini i jednostavnosti. Nedostatak je taj što se dohvatnik sastoji od maksimalno tri teleskopska dijela i maksimalno opterećenje je manje od prethodno navedenog slučaja.



Slika 4. Liebherr LTC 1050-3.1 hidromehanički pogon dohvatnika

Tehničke specifikacije uređaja:

- Najveće dopušteno opterećenje – 17 t
- Maksimalni radijus kod maksimalnog opterećenja – 5.00 m
- Minimalni doseg dohvatnika– 8.10 m
- Maksimalni doseg dohvatnika– 31 m
- Maksimalna visina mehanizma za podizanje tereta (uz nadogradnju) – 43 m
- Maksimalni radijus – 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 dohvatnikom namijenjena za brodove, platforme i morske luke. Posebna se obratila pažnja na zaštitu od korozije zbog agresivne morske atmosfere. Postolje dohvatnika oblikovano je kao kružni prsten s provrtima za vijčanu vezu. Pogon je na hidrauliku.



Slika 6. Palfinger PTM 1800

Tehničke specifikacije uređaja:

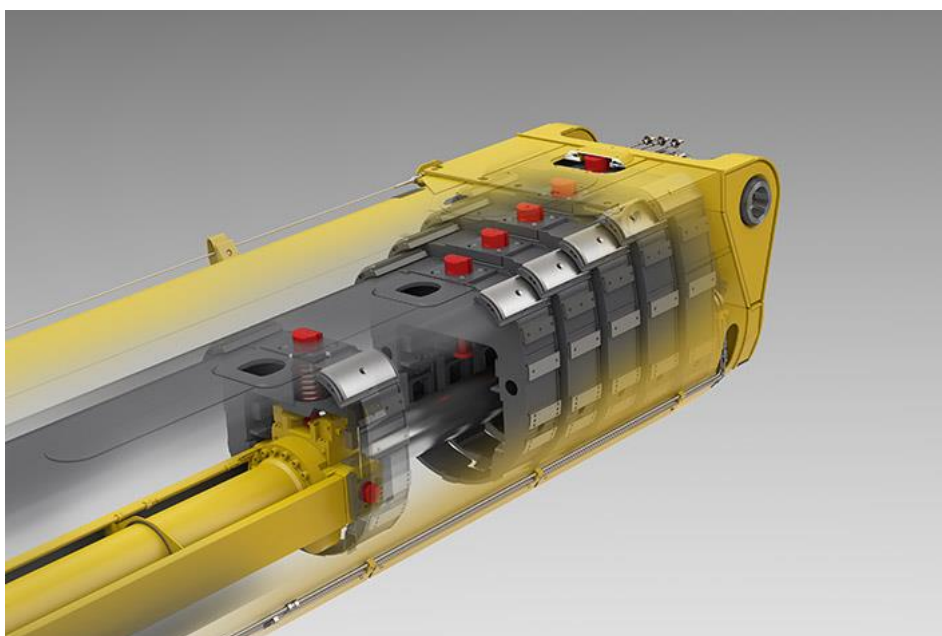
- Najveće dopušteno opterećenje – 16 t
- Minimalni doseg dohvatnika– 12 m
- Maksimalni doseg dohvatnika– 36 m
- Maksimalni moment podizanja – 1920 kNm

3. KONCEPTUALNA RJEŠENJA

Na temelju analize postojeće tehnike na tržištu, funkcijske 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 konceptata prikazan je na slici ispod. Kako bi se čim lakše objasnio princip rada uređaja, skica je pojednostavljena i na njoj se nalaze djelomični presjeci.

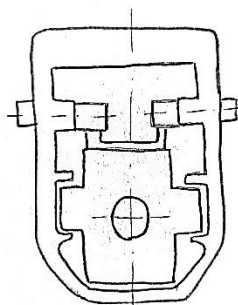


Slika 7. Koncept A

Koncept A ponajprije je namijenjen za mobilnu izvedbu, dakle kao auto-granik. Princip rada uređaja je sljedeći. Teleskopski dohvatnik 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 dohvatnika, zatici izlaze iz otvora primarnoj razini dohvatnika. Kada se zatici izvuku, cilindar se počinje izvlačiti te zatici prenose svojim oblikom opterećenje i gibanje na sljedeću podrazinu dohvatnika. Kada se cilindar izvuče na traženu duljinu, zatici ponovo ulaze u otvore i time se osigurava dohvatnik na toj razini.



Slika 8. Sustav cilindra i zatika za izvlačenje

Postoji više opcije za izvlačenje dohvatnika, 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.

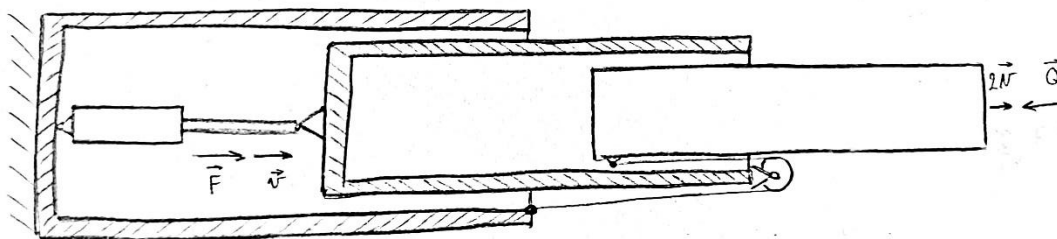
Bubanj i mehanizam za namatanje užeta nalaze se na suprotnoj strani dohvatnika i djeluju kao balast. Uže se vodi po gornjoj vanjskoj strani teleskopskog dohvatnika na kojoj se nalaze vodilice i zatezač užeta. Na samom vrhu dohvatnika nalaze se skretne užnice i sklop kuke. Uže je ovješeno za kraj dohvatnika.

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 kompliciranije, ona dakako ima svoju svrhu i primjenu.

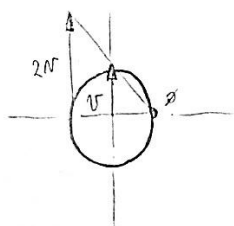
Korištenje ovakvog mehanizam ipak nosi sa sobom određena ograničenja. U pravilu se ne koristi više od četiri do pet stupnja teleskopskog dohvatnika. Postoje tri glavna problema: prevelika sila koja nastaje u pogonskom cilindru, uže koje je u nekim dijelovima zbog velikog

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 dohvatnika. 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 dohvatniku.



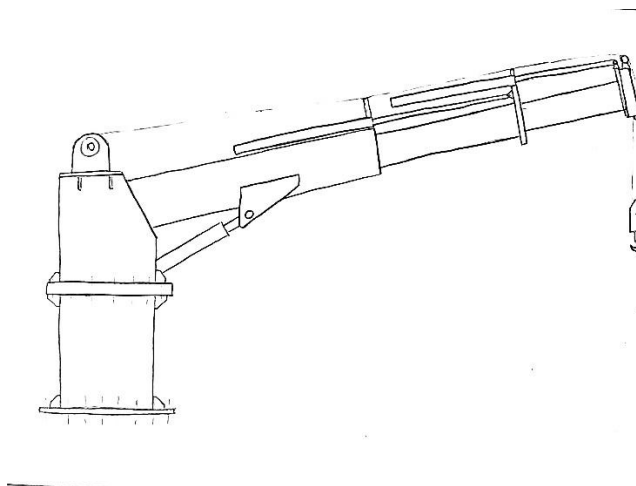
Slika 10. Plan brzina skretne užnice

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

skretne užnice i sklop kuke. Uže je ovješeno za kraj dohvatnika, 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 dohvatnika ne mijenja.



Slika 11. Koncept C

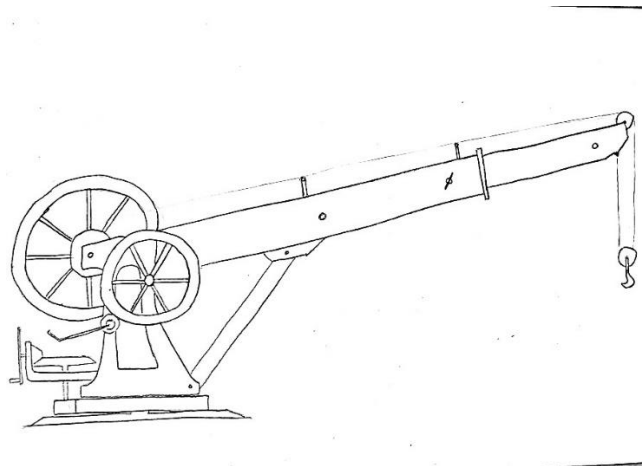
Uređaj je pogonjen na hidraulični i elektromehanički pogon. Teleskopski dohvatnik izvlači se pomoću niza hidrauličnih cilindara. Svaki od dijelova, tj. razina teleskopskog dohvatnika pogonjen je zasebnim hidruličnim cilindrom. Ovakva izvedba je nešto jednostavnija, no kod većeg broj razina teleskopskog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

Bubanj je smješten na samom dohvatniku, 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 dohvatnik 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 dohvatnika ne koristi hidraulični cilindar već elektromotor. Teleskopski dohvatnik i dalje se izvlači pomoću integriranog sustava užeta i kolotura samo što užeta se 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 dohvatnika. Oba užeta namataju se na bubanj, a bubanj je pogonjen elektromotor i zupčaničkim prijenosnikom. Nagib se regulira preko linearnog 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	Koncepti										
	Težinski faktor	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
Jednostavnost rukovanja	5 %	4	0.20	4	0.20	3	0.15	1	0.05	4	0.20
Jednostavnost 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 kompliciranija, uređaj je kompaktan što dovodi do smanjenja mase i dimenzija. Upravo je to jedna od bitnijih značajki teleskopskog dohvatnika 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 dohvatnika 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 dohvatnika

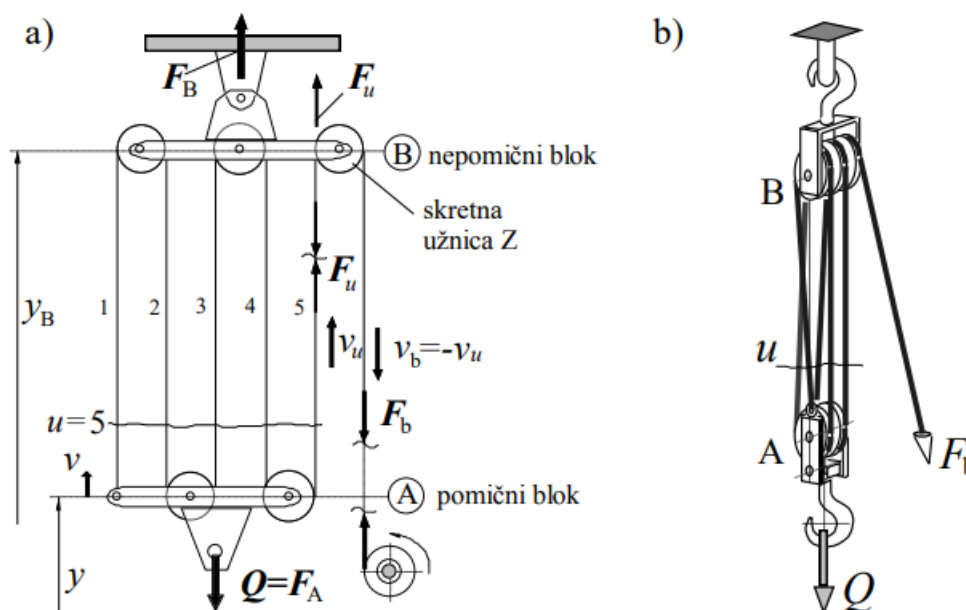
Kako bismo ostvarili što manju silu u užetu odabran je užetni sistem s prijenosnim omjerom

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

gdje je:

u_k – broj užadi iznad kuke

Ovo vrijedi za obični faktorski koloturnik. Teleskopski granici mogu imati na vrhu dohvatnika sklop užnica čime se može povećati prijenosi omjer. To su najčešće teleskopski dohvatnici s većom nosivošću, odnosno većom čvrstoćom dohvatnika. 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 računске 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 dohvatnika 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 dohvatnik godišnje radi prosječno do dva sata dnevno srednjim spektrom opterećenja dohvatnik spada u pogonsku grupu **1A_m** 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	$\leq 0,063$	$\leq 0,125$	$\leq 0,25$	$\leq 0,5$	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
v. teški	$0,5 < k_s \leq 1,0$	$0,8 < q_e \leq 1$	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	-	-
teški	$0,25 < k_s \leq 0,5$	$0,63 < q_e \leq 0,8$	-	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	-
srednji	$0,125 < k_s \leq 0,25$	$0,5 < q_e \leq 0,63$	-	-	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
lagan	$k_s \leq 0,125$	$\leq 0,5$	-	-	-	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m

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

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

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

Promjer užeta računa se prema izrazu:

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

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 potrebn 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	Sitnozrnati 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 $R_e = 315$ MPa. Slijedi da je za odabran materijal kuke i pogonsku grupu faktor sigurnosti kuka jednak $v_n = 1.5$.

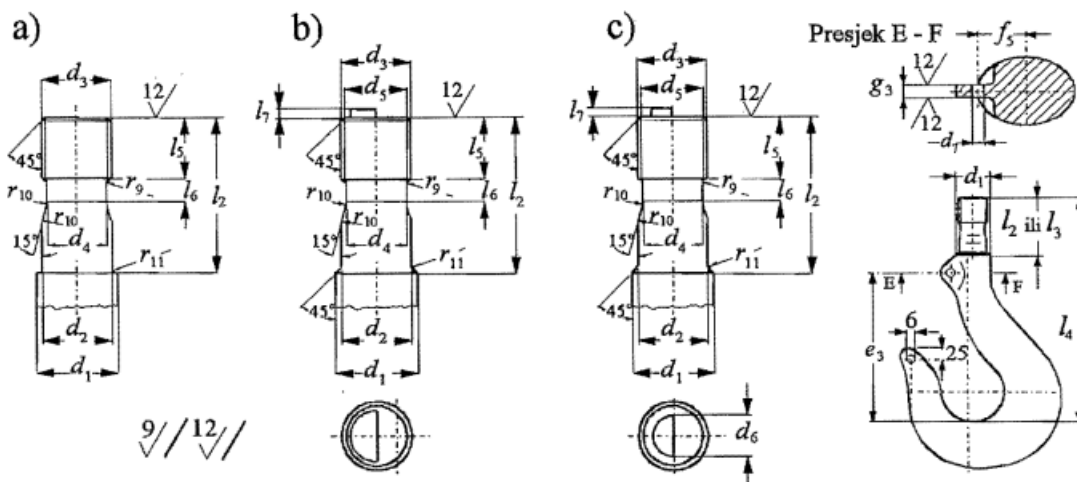
Tablica 7. Faktori sigurnosti normiranih kuka [4]

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

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

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

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.



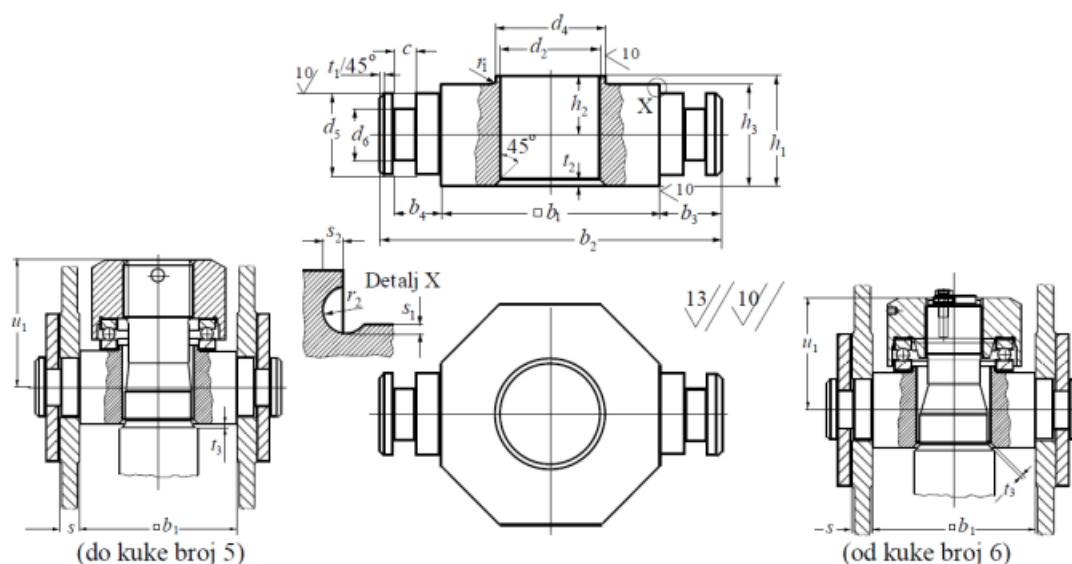
Slika 15. Obradjeni vrat kuke [4]

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

Broj kuke	d_1	d_2 h11	Navoj $d_3, c11$	d_4	d_5 c11	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 matice kuke

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

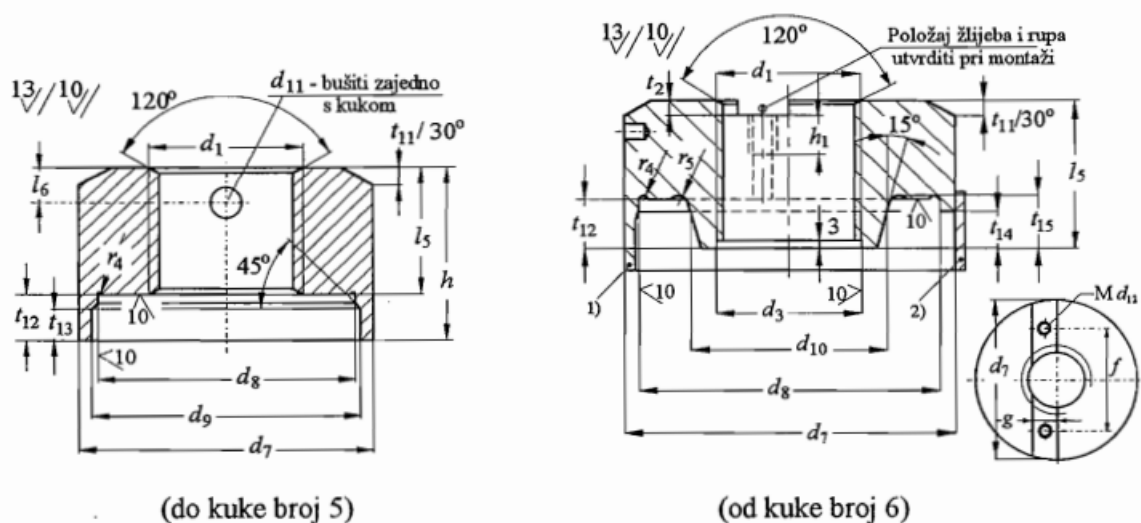


Slika 16. Ovjes i nosač kuke, DIN 15411 i DIN 15412 T.2 [4]

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 matice teretnih kuka do kuke broj 5, mm; materijal C 35 ili C 45; (DIN 15413) [4]

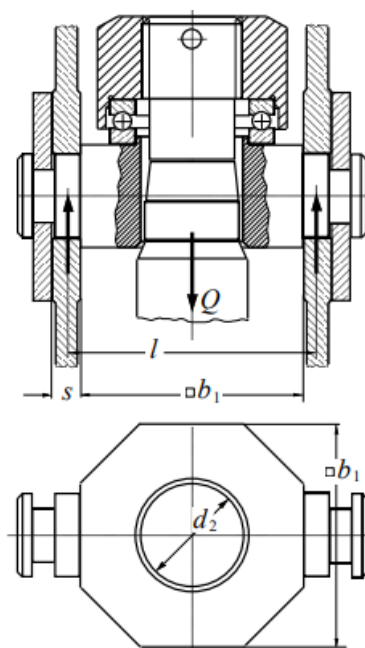
Broj kuke	Navoj d_1	d_7	d_8 E9	d_9	d_{11} H12	h	l_5	l_6	r_4	t_{11}	t_{12}	t_{13}
2,5	M 36	70	60	63	8	44	32	10	0,6	4	12	8
4	M 42	80	70	73	10	49	36	12	0,6	5	13	9
5	M 45	95	85	88	10	56	40	13	1	5	16	9

Vrijednosti nosača i matice kuke odabrane 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		izravnavaјуća užnica	
1D _m	11,2	(12,5) ¹⁾	12,5	(14) ¹⁾	10	(12,5) ¹⁾
1C _m	12,5	(14)	14	(16)	12,5	(14)
1B _m	14	(16)	16 ²⁾	(18)	12,5	(14)
1A _m	16	(18)	18	(20)	14	(16)
2 _m	18	(20)	20	(22,4)	14	(16)
3 _m	20	(22,4)	22,4	(25)	16	(18)
4 _m	22,4	(25)	25	(28)	16	(18)
5 _m	25	(28)	28	(31,5)	18	(20)

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

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

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

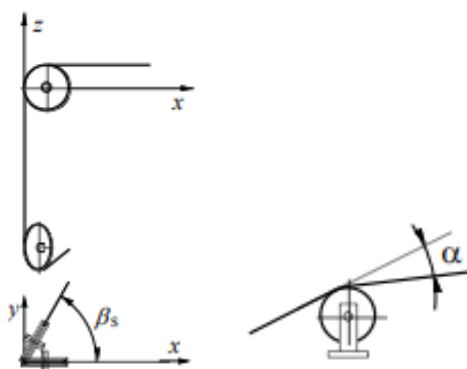
- prijelaz iz ravnog u savijeno stanje (namatanje na bubanj) – 1 pregib;
- istosmjerni prijelaz preko užnice (uže se uvijek savija u istom smjeru) – 2 pregiba;
- protusmjerni prijelaz preko užnice (uže mijenja smjer savijanja) – 4 pregiba

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 izravnavaјуće 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	≤ 5	6 do 9	≥ 10
Faktor c_p	1	1,12	1,25

Na teleskopskom dohvatniku 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_m najmanji omjer promjera užnice i užeta prema tablici 11. iznosi 18. Stoga prema (35) slijedi da je proračunski promjer užnice:

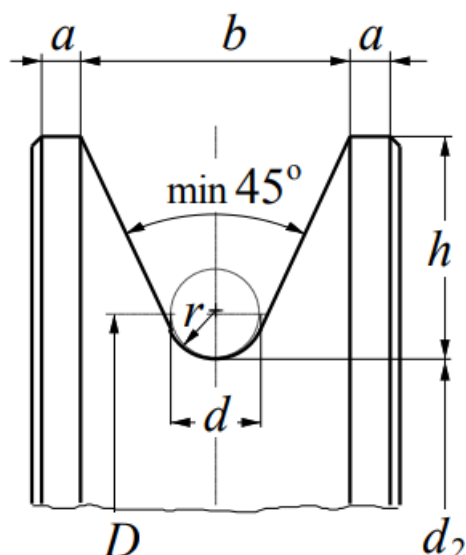
$$D \geq 18 \cdot 1.12 \cdot 7 = 141.12 \text{ mm} \quad (14)$$

4.1.9.1. Dimenzije profila žlijeba užnice

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

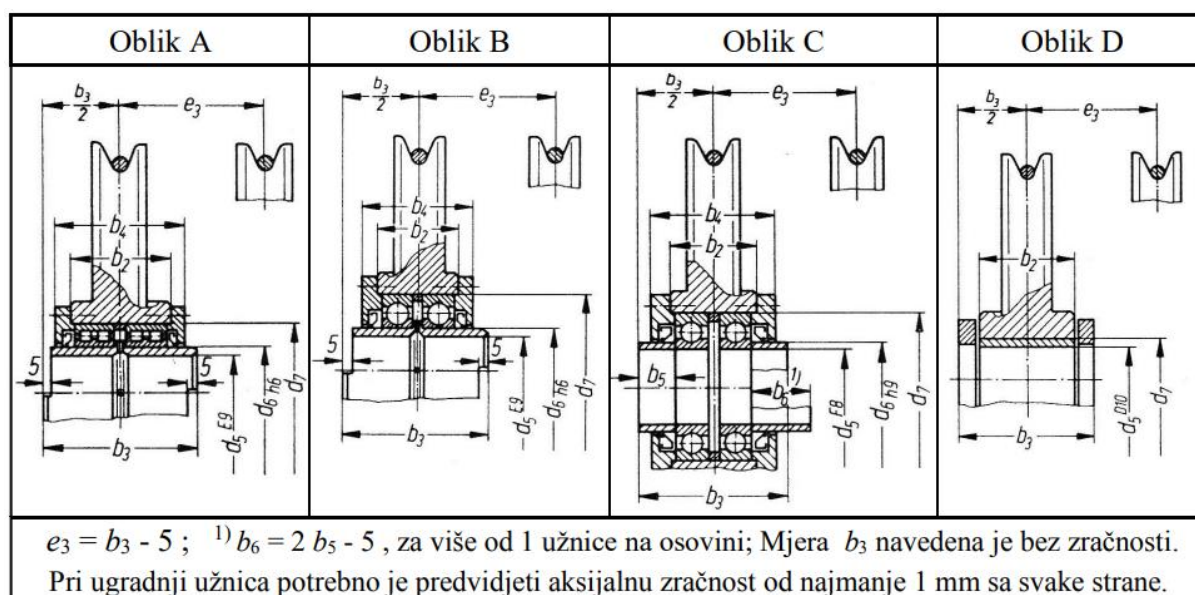
Tablica 13. Mjere profila žlijeba užnice u mm; (DIN 15061 T.1) [4]

r	d	h	b	a	r	d	h	b	a
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



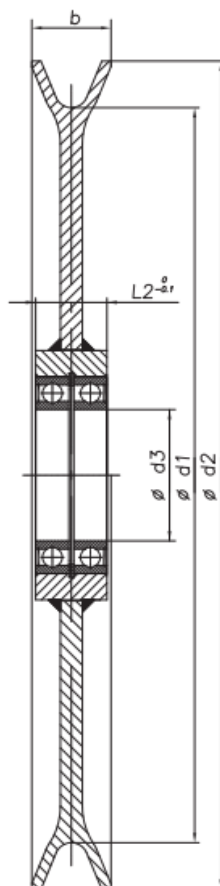
Slika 21. Profil užnice [4]

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	$d_{už}$ [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	b [mm]	L_2 [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:

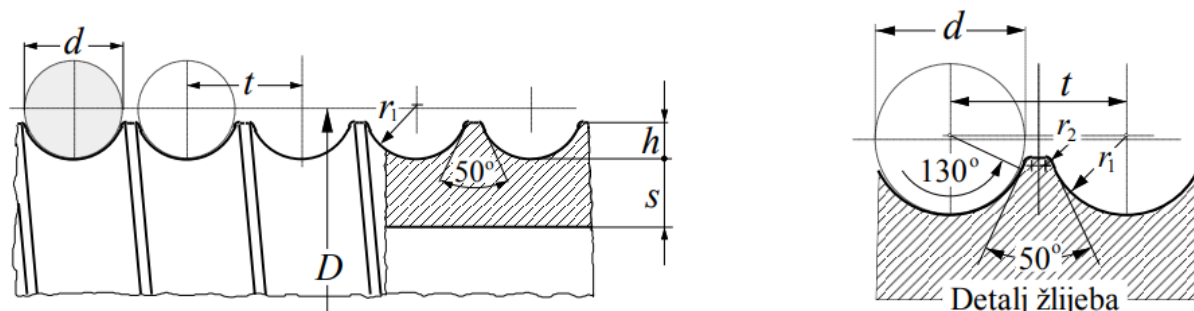
$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min}$ - minimalni dozvoljeni odnos (D/d), prema važećim normama, tablica 11.

c_p – koeficijent pregiba užeta, tablica 12.

d_{bub} – promjer užeta, mm

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

Iz konstrukcijskih razloga odabran je bubanj 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 bubnja i boljih svojstava materijala. Glavne dimenzije žlijeba bubnja prikazane su na slici 24. i navedene u tablici 15.



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

Tablica 15. Dimenzije profila žljebova bubnja [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 bubnja:

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

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

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

Radna duljina bubnja je ona duljina na kojoj se uže namotava u dužini pH . Kako bi se rasteretila veza užeta s bubnjem 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 bubnja 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 bubnja;

t – korak namatanja užeta.

Ukupna duljina bubnja određuje se prema izrazu:

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

gdje je:

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

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

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

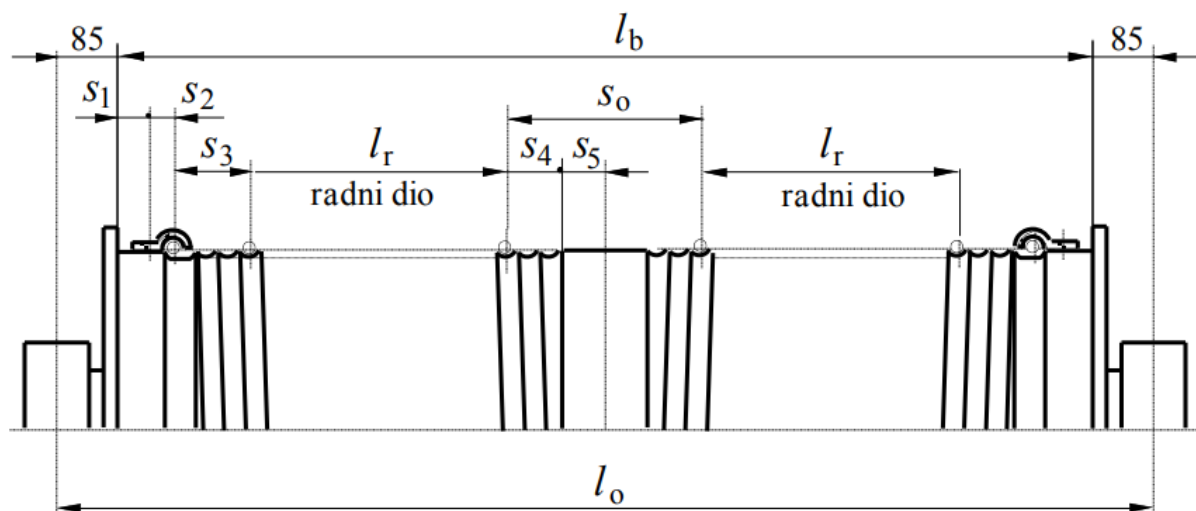
$$s_4 = (2,5 \dots 3,5) \cdot t = 3 \cdot 8 = 24 \text{ mm} \quad (24)$$

Slijedi da je ukupna duljina bubnja:

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

$$l_b = 410 \text{ mm}$$

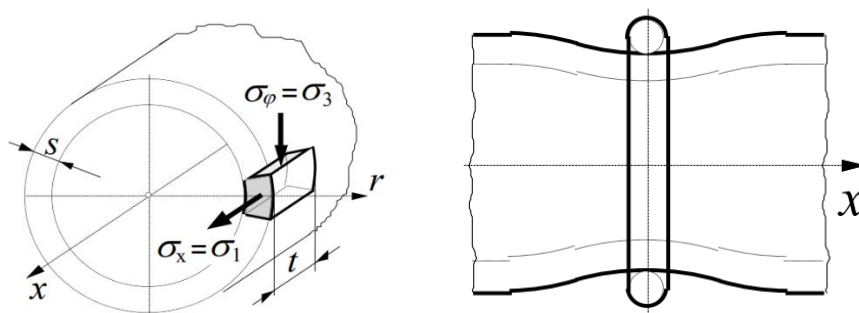
Mjere duljine bubnja prikazane su na slici 25.



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

4.1.10.2. Proračun stijenke bubnja

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



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

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

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

gdje je

$s_{bub} = 10 \text{ mm}$ – debljina stijenke bubnja

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...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 bubnja zadovoljava kriterij čvrstoće.

4.1.10.3. Debljina čelne ploče bubnja

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:

σ_d – do 100 MPa;

D_1 = 80 mm – vanjski promjer glavine

$S = 2 \dots 3$ – faktor sigurnosti;

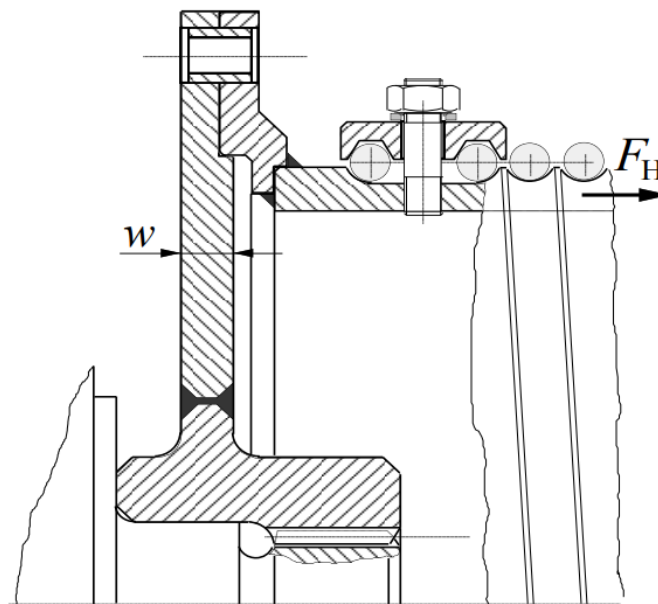
$F_H = 0,1 F_u = 981 \text{ N}$;

F_u – sila u užetu.

Iz gornjeg izraza može se izraziti debljina čelne ploče bubnja 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 bubnja [4]

4.1.10.4. Vijčana veza čelne ploče i bubnja

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

$$F_{N_bub} \cdot \mu_{\check{c}/\check{c}} \cdot \frac{d_7}{2} \cdot n_{v_bub} \geq F_u \cdot \frac{D}{2} \quad (34)$$

gdje je:

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

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

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

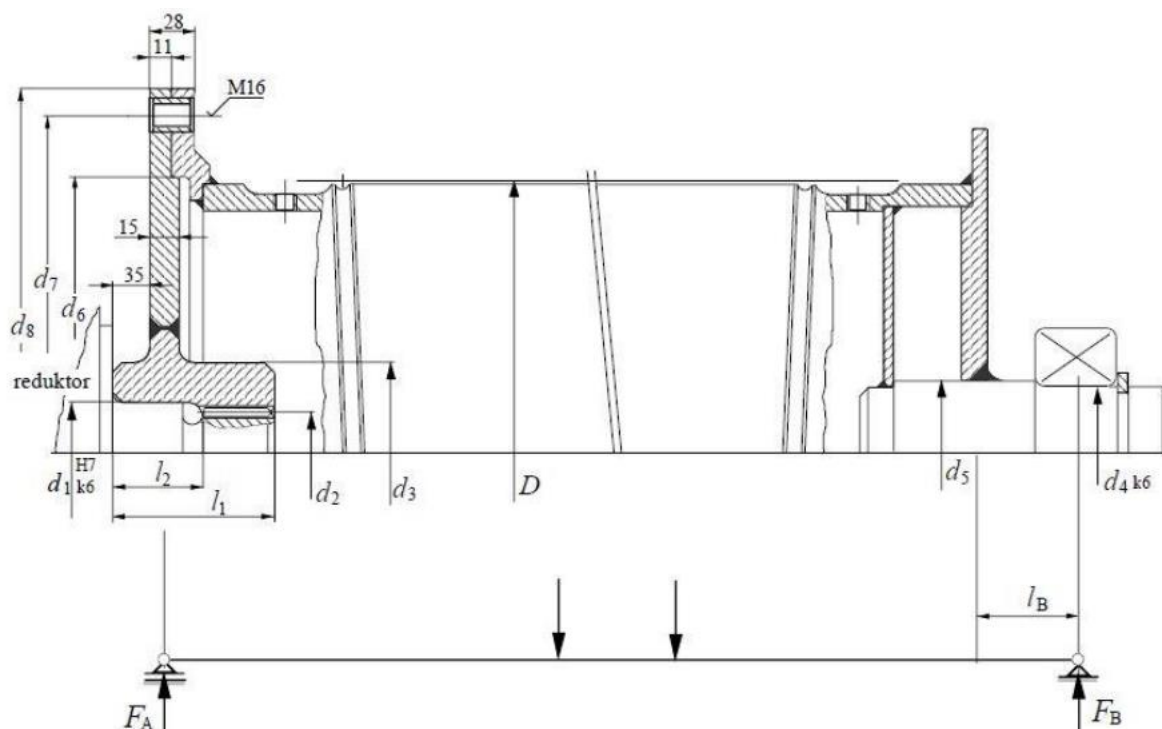
n_{v_bub} – broj vijaka

$A_j = 32,8$ mm² - površina jezgre vijka [1] za odabrane 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 bubnja i osnovne mjere [4]

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

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

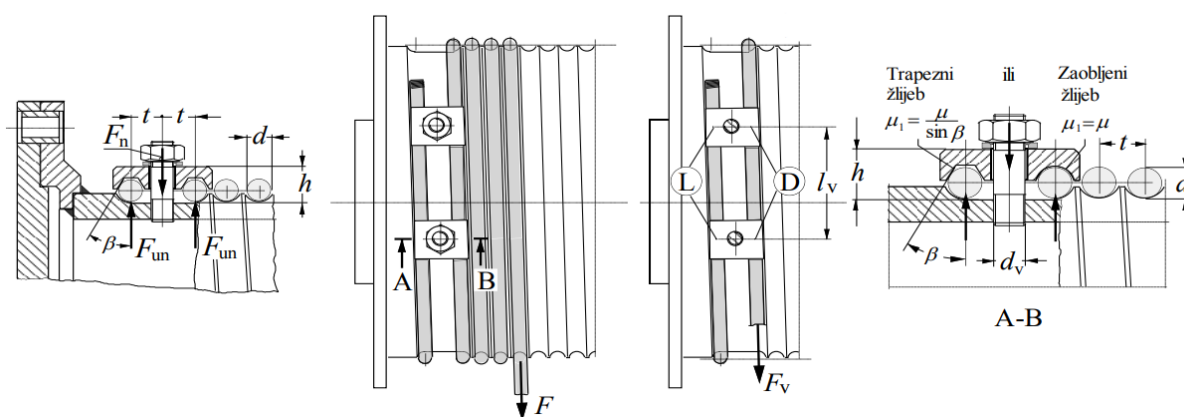
Za ostvarivanje vijčane veze između čelne ploče i bubnja odabire se $n = 6$ vijaka M8 kvalitete materijala 10.9.

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

$\alpha_{už} = 4\pi$ – 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,

μ_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:

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

Odabrano:

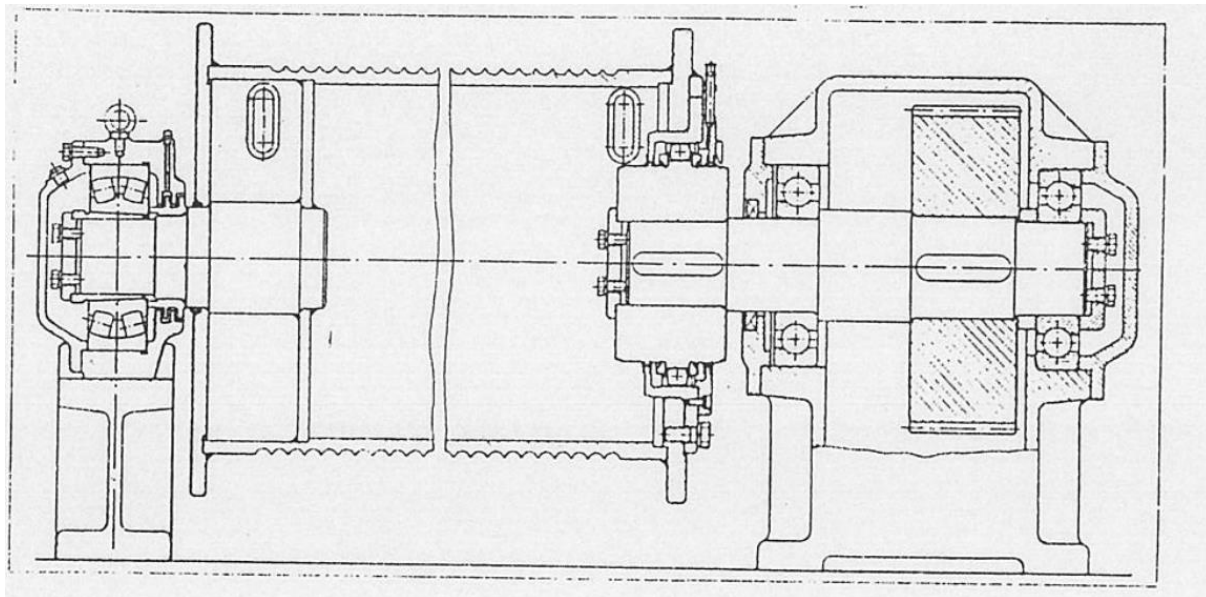
$z = 2$ vijka M10 kvalitete 10.9.

Vijci se stavljaju po obodu bubnja na razmaku:

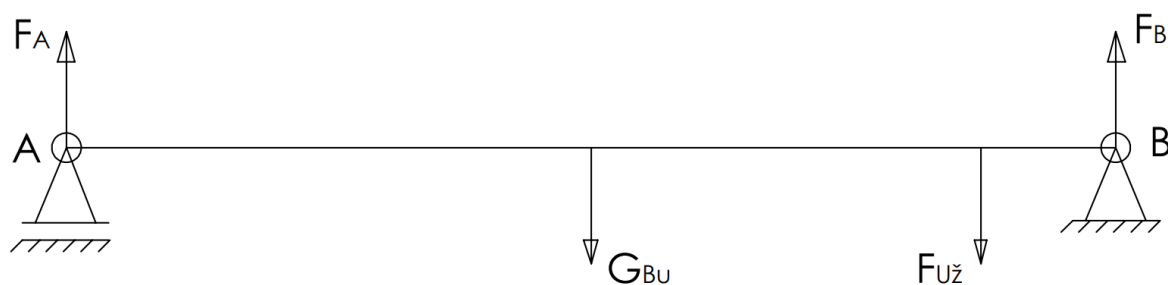
$$l_v \geq 5 \cdot d_u = 5 \cdot 7 = 35 \text{ mm} \quad (41)$$

4.1.10.7. Proračun osovine bubnja

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 bubnja 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:

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

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

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

Sada se radi suma momenata oko točke A kako bismo dobili silu F_B :

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

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 bubnja $d_{5_bub} = 40 \text{ mm}$, 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:

$W_{5_bub} \cong 0,1 \cdot d_{5_bub}^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ mm}^3$ – 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 bubnja

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 radijalno opterećenje ležaja osovine bubnja 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.

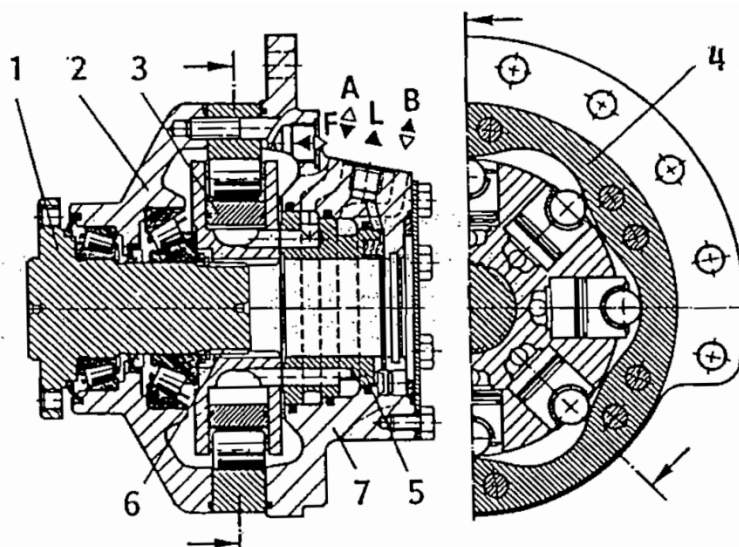
Slijedi da je:

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

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

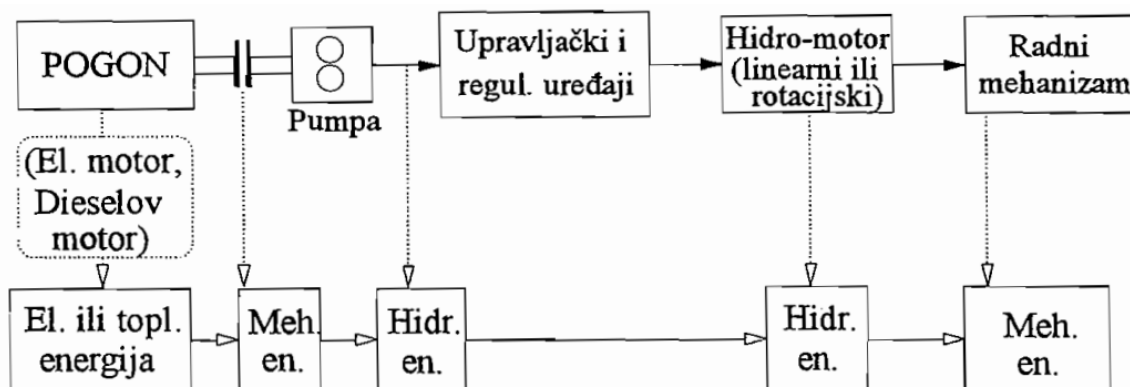
Kao i ostale pogonske jedinice, ovdje se neće koristiti elektromotor već hidraulički pogon, točnije koljenasti radijalni klipni motor (slika 32.). Prednosti uljnog hidrauličnog pogona su jednostavnije upravljanje, dobra i kontinuirana regulacija, mekani rad, znatno manje mase u pokretu. [4]



Slika 32. Radijalni klipni motor, koljenasti [4]

Motor preko bubnja i koloturnika 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 Dieslov motor same dizalice i hidraulična pumpa koja dovodi ulje pod tlakom u hidraulični motor. Opći sustav takvog pogon 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 bubnja

$\eta_{red} = 0,95$ – 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 bubnja. Odabran je sporohodni hidraulični radijalni 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 radijalno 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 dohvatnika 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 dohvatnika uzimaju se u obzir i dinamička opterećenja tako da se odrede odgovarajući faktori s kojima se množi teorijsko statičko opterećenje prema navedenom izrazu:

$$F_{\phi,j} = \phi_j \cdot F_j \quad (60)$$

gdje je:

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

ϕ_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 ϕ_1

Dinamički faktor ϕ_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 ϕ_1 , s kojim se uzimaju u obzir inercijske sile nastale vibracijom nosive konstrukcije pri radu postrojenja. [5]

Faktor ϕ_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 dohvatnika odabrana je vrijednost od 0,1.

4.2.1.2. Određivanje dinamičkog faktora ϕ_2

Isprekidani rad pogona mehanizma za dizanje može uzrokovati dinamička opterećenja. Utjecaj tog efekta možemo uhvatiti dinamičkim faktorom ϕ_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 pripada 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 zavješanim 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: konstanta spora brzina održava se automatski, dok se teret ne dignu 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 ϕ_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 β_2 i $\phi_{2,\min}$ [5]

Grupe krutosti (podizne grupe)	Karakteristični vertikalni pomak tereta δ	Faktor β_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 ϕ_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 ϕ_2 ovisna o kombinaciji krutosti konstrukcije i načinu upravljanja mehanizmom dizanja,

β_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							
		$\gamma_{pj}^{1)}$	A1	A2	A3	A4	$\gamma_{pj}^{1)}$	B1	B2	B3	B4	B5	
Redovita opterećenja (I.)	Težina granika, G	$\gamma_{p,1}$	ϕ_1	ϕ_1	1	-	$\gamma_{p,1}$	ϕ_1	ϕ_1	1	-	-	
	Težina tereta, Q	1,34	ϕ_2	ϕ_3	1	-	1,22	ϕ_2	ϕ_3	1	-	-	
	Težina granika i tereta, G+Q; vožnja po neravnoj podlozi.	1,22	-	-	-	ϕ_4	1,16	-	-	-	ϕ_4	ϕ_4	
	Inercijske sile pri pokretanju s teretom, G+Q	bez rada mehanizma dizanja	1,34	ϕ_5	ϕ_5	-	ϕ_5	1,22	ϕ_5	ϕ_5	-	ϕ_5	-
		rade svi mehanizmi		-	-	ϕ_5	-		-	-	ϕ_5	-	-
	Opterećenja od pomaka, $\phi_6=1$	$\gamma_{p,6}$	1	1	1	1	$\gamma_{p,6}$	1	1	1	1	1	
Povremena opterećenja (II.)	Vjetar tijekom rada, $\phi_7=1$		-				1,22	1	1	1	1	1	
	Vođenje po tračnicama, $\phi_8=1$		-				1,16	-	-	-	-	1	
	Promjena temperature, $\phi_9=1$		-				1,16	1	1	1	1	1	
	Snijeg i led, $\phi_{10}=1$		-				1,22	1	1	1	1	1	

4.2.1.4. Provjera uvjeta čvrstoće dohvatnika

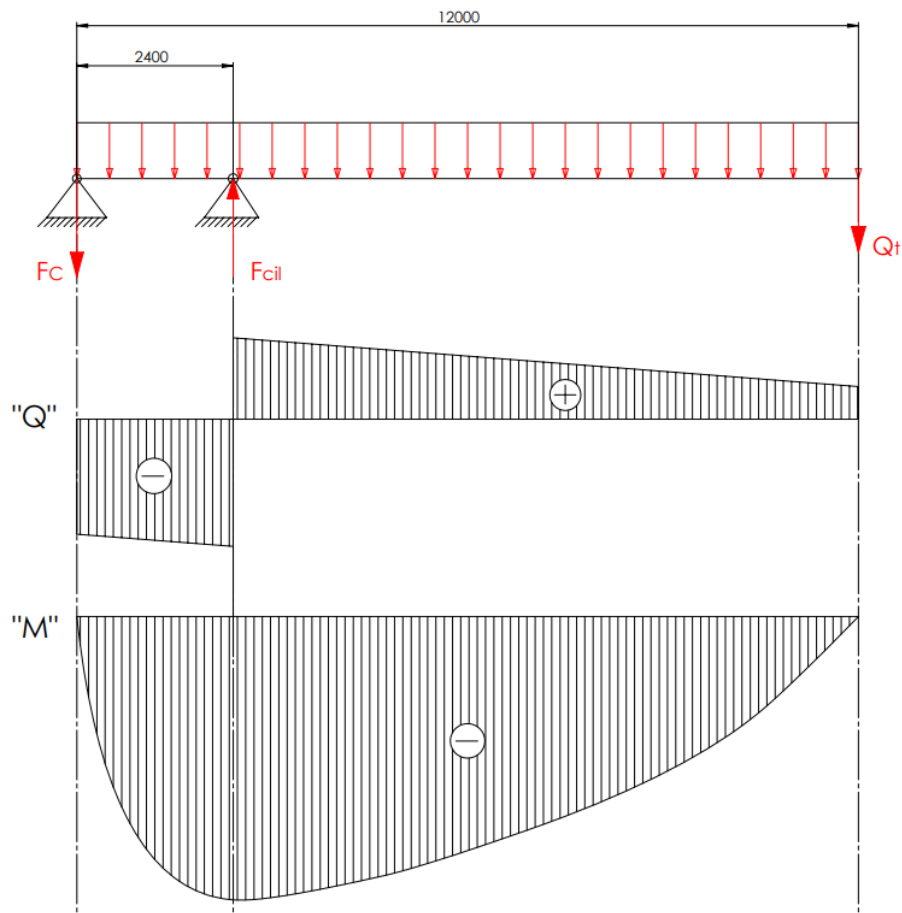
Temeljem izračunatih vrijednosti faktora opterećenja i parcijalnog faktora sigurnosti, slijedi da je opterećenje u najnepovoljnijem slučaju s kojim se ulazi u proračun nosive konstrukcije jednako:

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

gdje je:

G = 20012 N – vlastita težina dohvatnika.

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

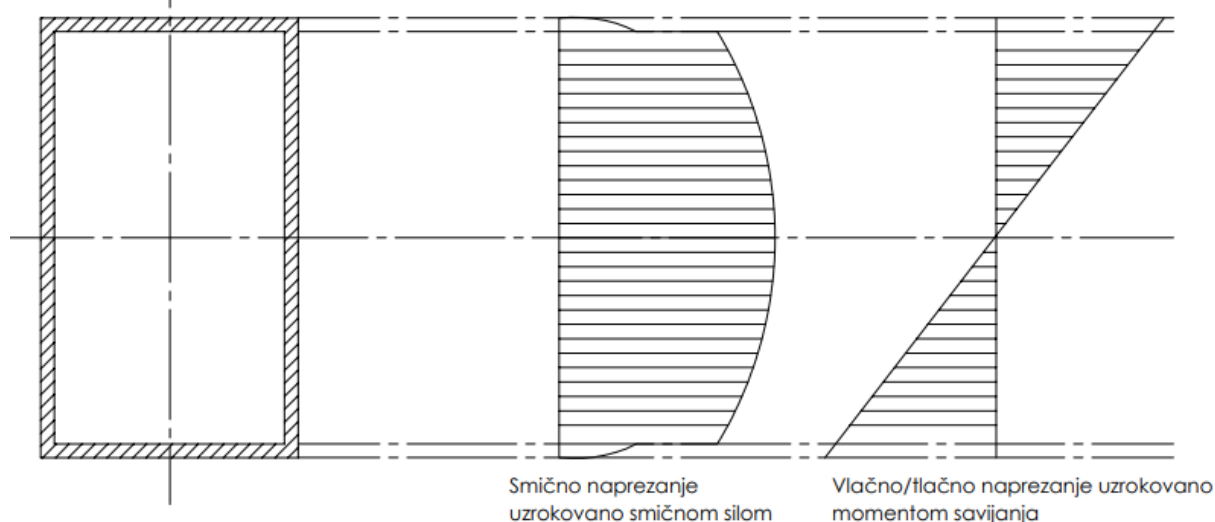


Slika 34. Dijagrami unutrnjih sila i momenta dohvataka

Kontinuirano opterećenje koje djeluje po duljini glavnog nosača iznosi:

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

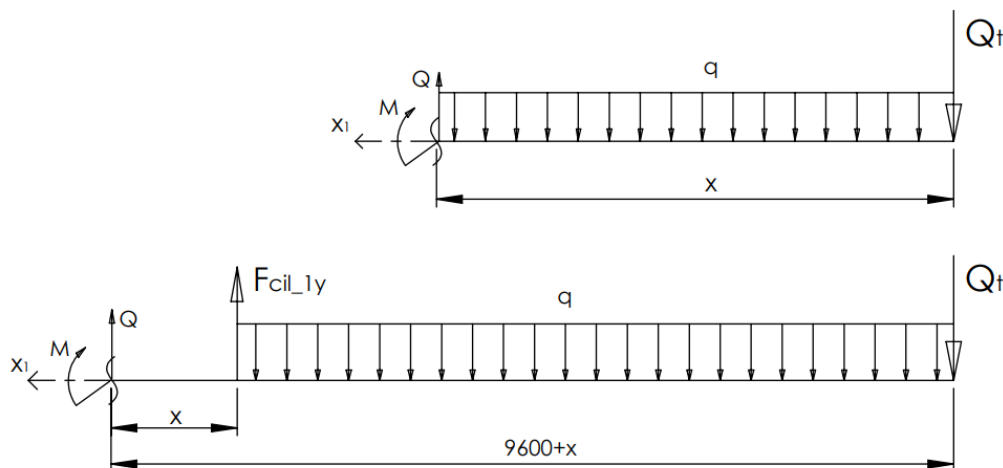
Iz dijagram se može zaključiti da je najveći moment savijanja upravo na mjestu prihvata hidrauličnog cilindra. Budući da je naprezanje prouzrokovano momentom savijanja najveće na mjestima gdje su smična naprezanja jednaka nuli, njih ni ne uzimamo u obzir kod provjere čvrstoće. Upravo to može se vidjeti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



Slika 35. Usporedba smičnog i naprezanja uzrokovano 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 dohvatnika dobije se da se najveći moment savijanja u najnepovoljnijem slučaju nalazi na spoju s hidrauličnim cilindrom i iznosi:



Slika 36. Metoda presjeka nad dohvatnikom

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:

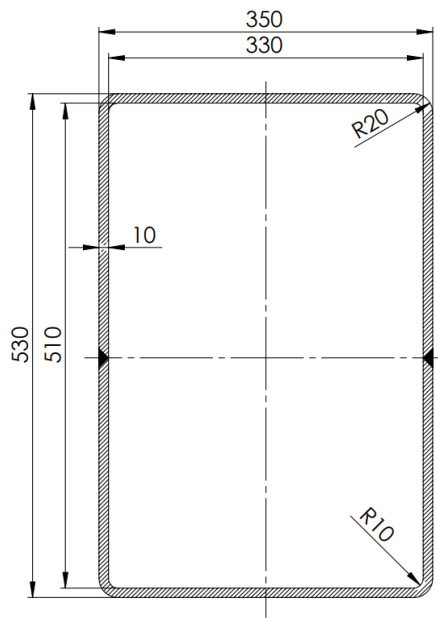
$$\sigma_{s,max} = \frac{M_{s,max}}{W_x} = \frac{140\,590\,760}{2\,620\,164} = 53,66 \text{ N/mm}^2 \quad (70)$$

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.:



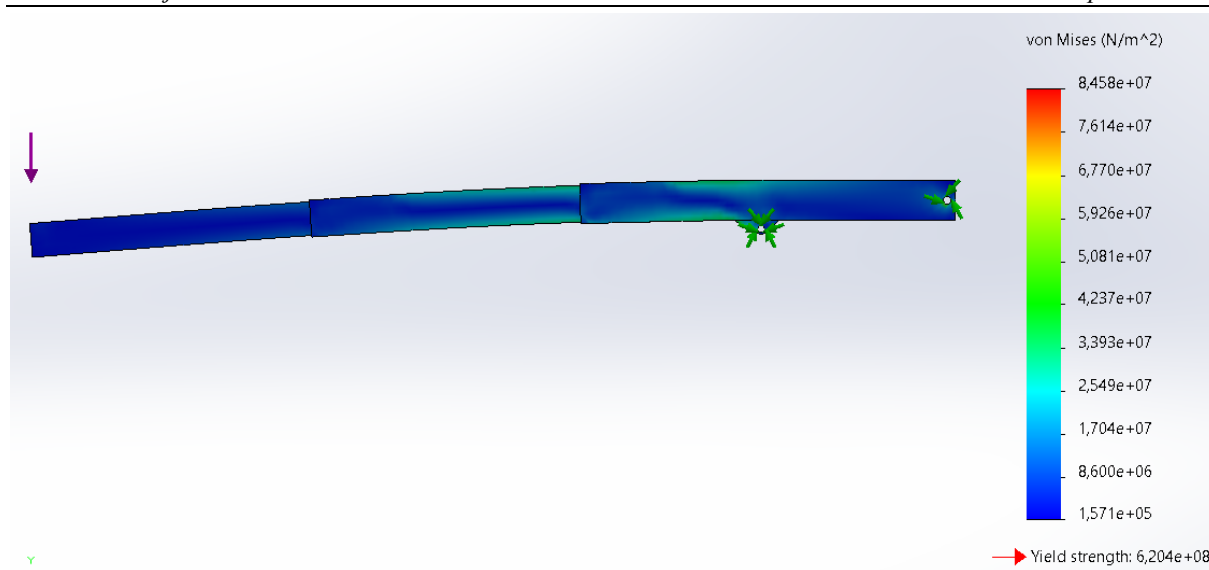
Slika 37. Poprečni presjek prvog segmenta dohvatnika

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 dohvatnika dobivena u *SolidWorks*-u

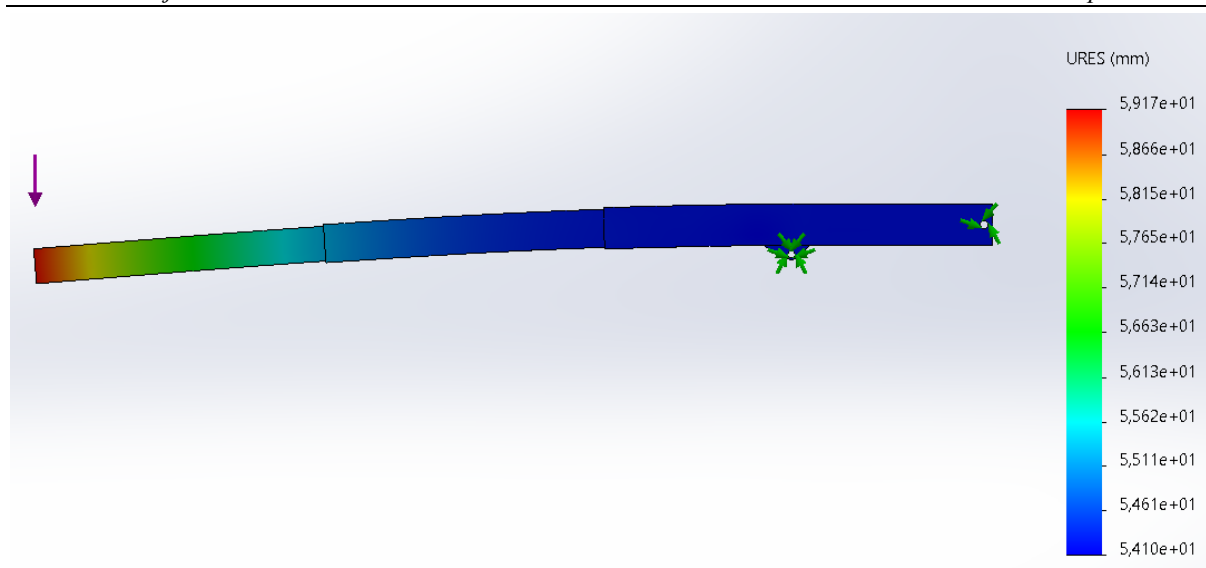
Naprezanja su dobivena i u *SolidWorks*-u kako bi se usporedili rezultati i vidimo da se na kritičnom presjeku javlja naprezanje (≈ 54 MPa) gotovo isto onom računskom. Najveća naprezanja javljaju se u kliznim pločicama zbog njihove relativno male površine (≈ 85 MPa). Budući da vrijedi da je $\sigma_{s,max}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

4.2.1.5. Provjera uvjeta krutosti dohvatnika

Uvjet krutosti također se provjerava za kritični slučaj, a to je kada je dohvatnika 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 dohvatnika dobiveni u *SolidWorks-u*

Ako se usporede pomaci dobiveni računalnom analizom s dopuštenim vrijednostima, vidimo da je krutost dohvatnika 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 dohvatnika, 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 dohvatnika i cilindra povezani su izrazom:

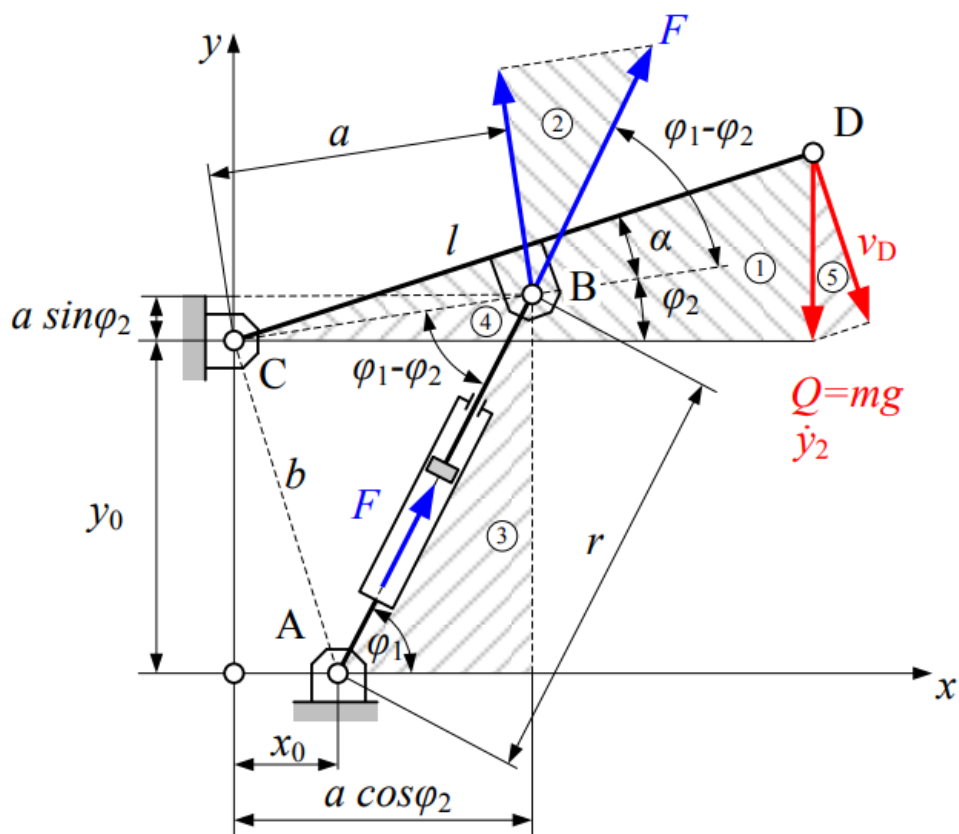
$$\tan \varphi_1 = \frac{y_0 + a \cdot \sin \varphi_2}{a \cdot \cos \varphi_2 - x_0} = \frac{800 + 2400 \cdot \sin \varphi_2}{2400 \cdot \cos \varphi_2 - 1300} \quad (74)$$

gdje je:

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

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

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



Slika 40. Analiza dohvatnika i cilindra za promjenu nagiba

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

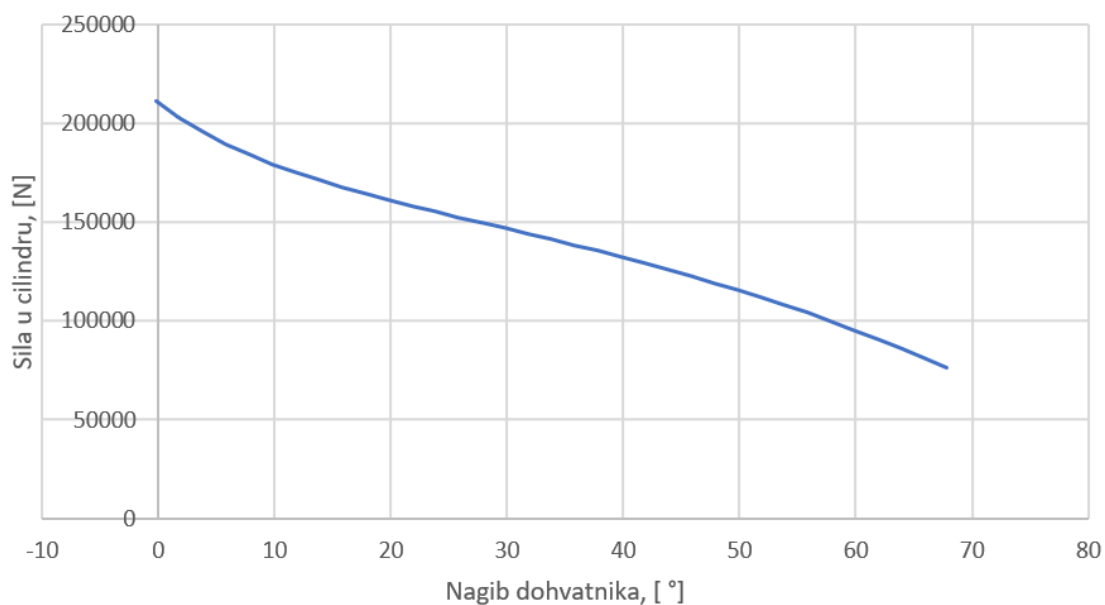
$$F = Q \cdot \frac{l \cdot \cos(\varphi_2 + \alpha)}{a \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} = 9810 \cdot \frac{12000 \cdot \cos(\varphi_2 + 9)}{2400 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)} \quad (75)$$

gdje je:

$l = 12000$ mm – ukupna duljina dohvatnika

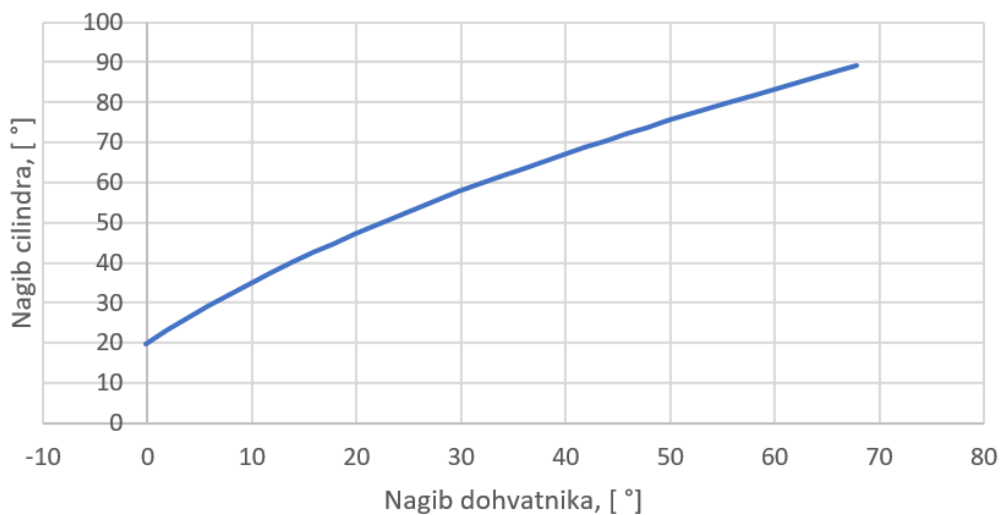
$\alpha_{doh} = 9^\circ$ – kut između osi dohvatnika i prihvatne ušice

Spajanjem izraza (74) i (75) i postavljanjem dodatnog uvjeta: $\varphi_{1,max} = 90^\circ$ možemo izraziti silu u cilindru u ovisnosti o kutu dohvatnika, kao što je prikazano na slici 41. Kao što možemo vidjeti sila u cilindru je najveća kada je dohvatnik 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 dohvatnika

Kut nagiba cilindra u odnosu na kut nagiba dohvatnika 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 dohvatnika

Dakle, kao što možemo vidjeti iz priložene slike, najveći kut koji dohvatnik 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 cilindar za promjenu nagiba i fiksiranje kraka dohvatnika

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.

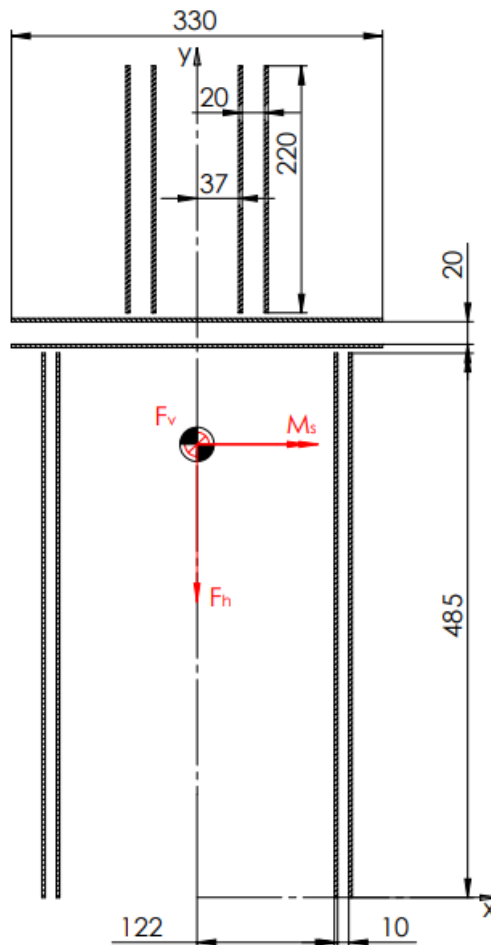
Budući da je sila koju cilindar može ostvariti puno veća od potrebne, zaključuje se da hidraulični cilindar za promjenu nagiba dohvatnika zadovoljava potrebne parametre.

4.3.2. Proračun spoja hidrocilindra za promjenu nagiba kraka

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

4.3.2.1. Proračun zavora ušice prihvata cilindra za dohvatnik

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



Slika 44. Proračunska skica zavora prihvatne ušice cilindra na dohvatnika

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 zavora 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:

$h_{uš}$ = 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 mm² – 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]

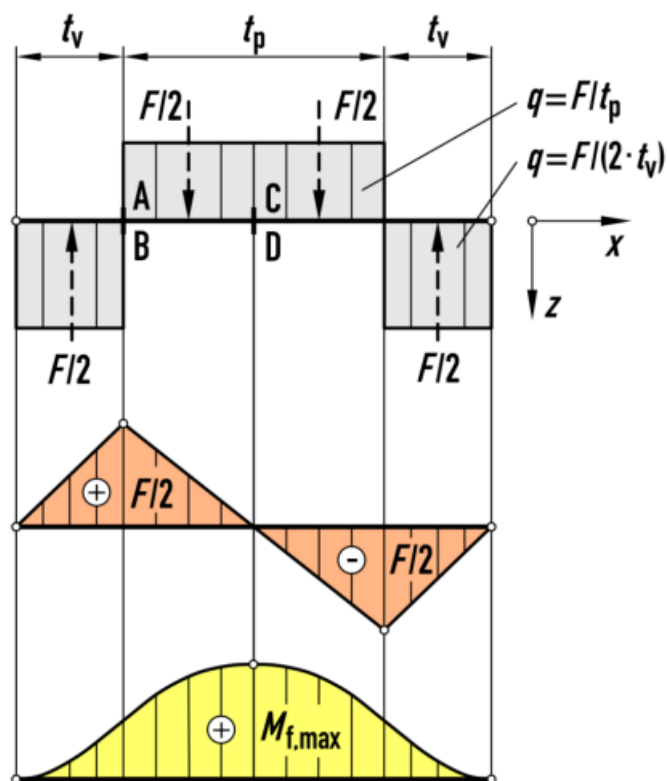
Za materijal zavara uzima se konstrukcijski čelik S235JR, a dopušteno naprezanje iznosi:

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

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 dohvatnik

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.

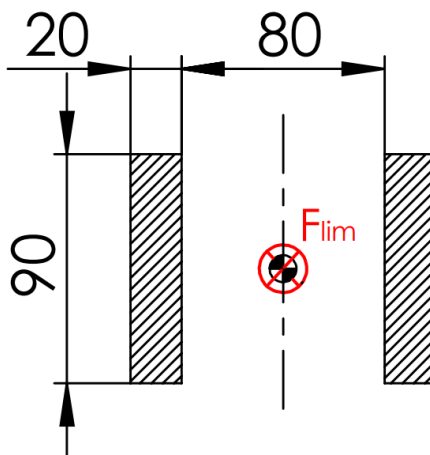
Materijal osovina je čelik S235 pa dopušteno naprezanje iznosi:

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

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 dohvatnik 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:

$$A_{proj} = 2 \cdot s_{uš} \cdot d_{os_{cil}} = 2 \cdot 20 \cdot 90 = 3600 \text{ mm} \quad (101)$$

gdje je:

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

$d_{os_{cil}} = 90 \text{ mm}$ – promjer osovine ušice

Srednji iznos dodirnog pritiska na lim ušice iznosi:

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

gdje je:

$K_A = 1,5$ – faktor primjene.

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

Na lim dohvatnika 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.

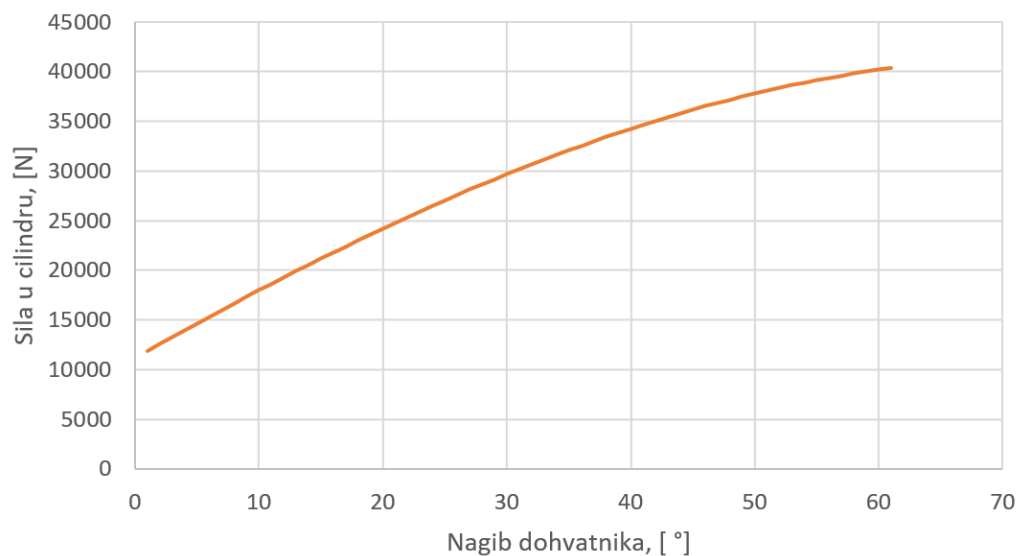
4.3.3. *Određivanje sile u hidrauličnom cilindru za promjenu duljine dohvata*

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 silu u cilindru za izvlačenje. Ovisnost sile u cilindru o kutu nagiba dohvatnika prikaza 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 koje kojom cilindar mora djelovati je duplo veća.



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

Iz grafa se može zaključiti da sila u cilindru raste s kutom nagiba dohvatnika, 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 oznake CDH1MP3/100/56/3000A3X/B11CSDMZWFWWBFW.

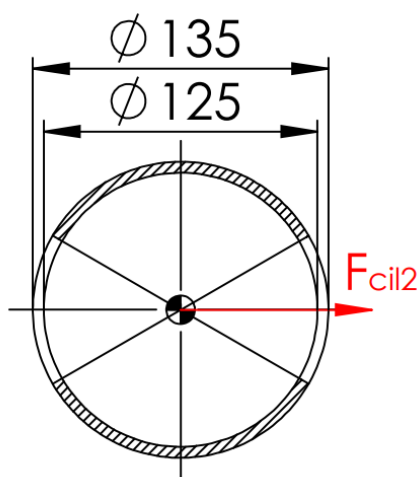


Slika 48. Bosch cilindar za izvlačenje teleskopa

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 dohvatnika zadovoljava potrebne parametre.

4.3.3.2. Proračun zavora prihvatne čahure cilindra za izvlačenje

Proračunski presjek zavora 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 zavora prihvatne čahure cilindra za izvlačenje

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

Stoga, površina zavora 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 zavora jednaka:

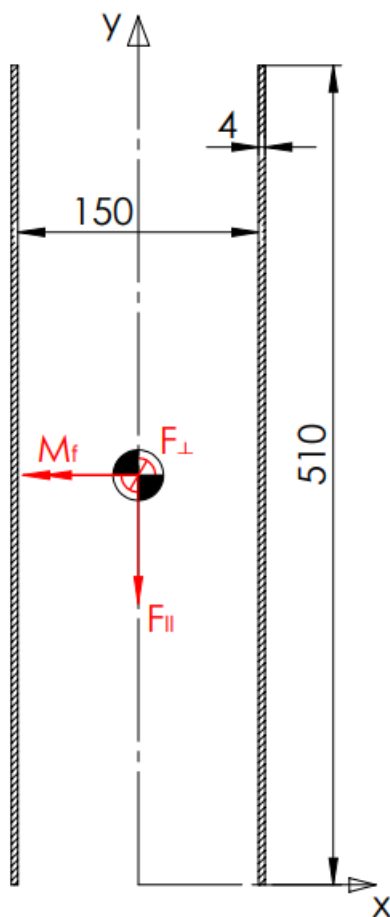
$$A_{zav,II} = \frac{2}{3} \cdot A_{zav} = \frac{2}{3} \cdot 2042 = 1361 \text{ mm}^2 \quad (105)$$

Po čahuri se nalaze dva kružna zavora, jedna s unutarnje i jedna s vanjske strane. Smično naprezanje zavora 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 zavora sklopa užnice

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



Slika 50. Proračunska skica zavora sklopa užnice

Najgore opterećenje po zavar javlja se kada je dohvatnik 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 zavora:

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

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

$$W_x = \frac{2 \cdot I_x}{l} = \frac{2 \cdot 88\,434\,000}{510} = 346\,800 \text{ mm}^3 \quad (112)$$

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:

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

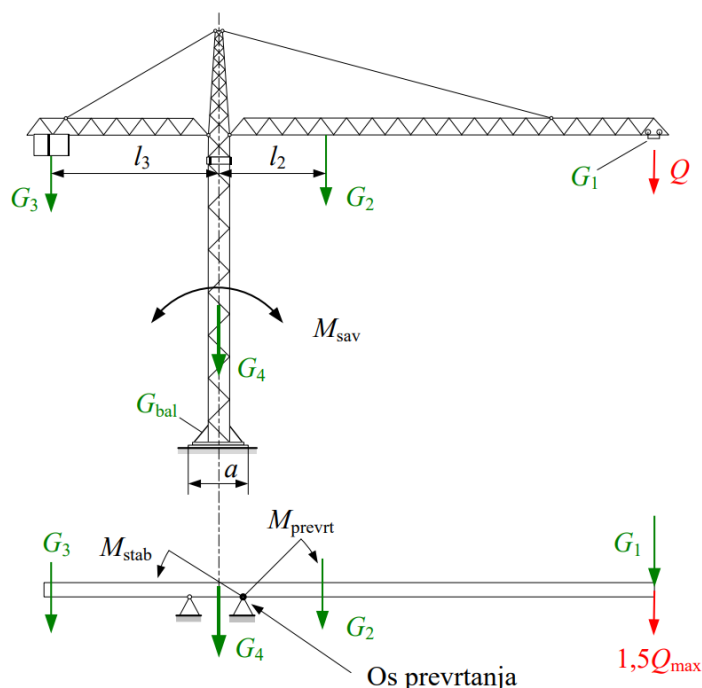
S obzirom da vrijedi da je $\sigma_{dop} > \sigma_{red} \rightarrow 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 12,94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, zaključujemo da zavar zadovoljava kriterij čvrstoće.

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 dohvatnika te težinom tereta. Moment će se prenijeti do baze što uzrokuje prevrtanje. Ideja protuutega je dodati moment sile na suprotnu stranu dodavanjem protuutega na krak koji će smanjiti ukupni moment.

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



Slika 51. Proračunska skica za određivanje mase protuutega [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 protuutega.

Prvi slučaj:

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

gdje je:

$G_2 = 20400 \text{ N}$ – težina dohvatnika

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

Drugi slučaj:

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

gdje je:

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

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

Težina dohvatnika 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:

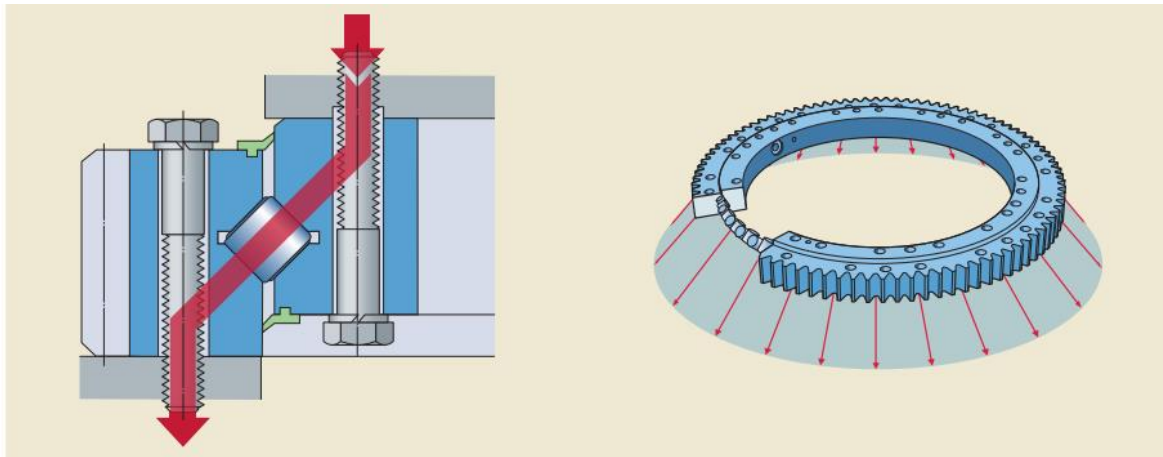
$G_{bub} = 2650 \text{ N}$ – masa bubnja

$l_u = 3065 \text{ mm}$ – krak težine utega, odnosno bubnja.

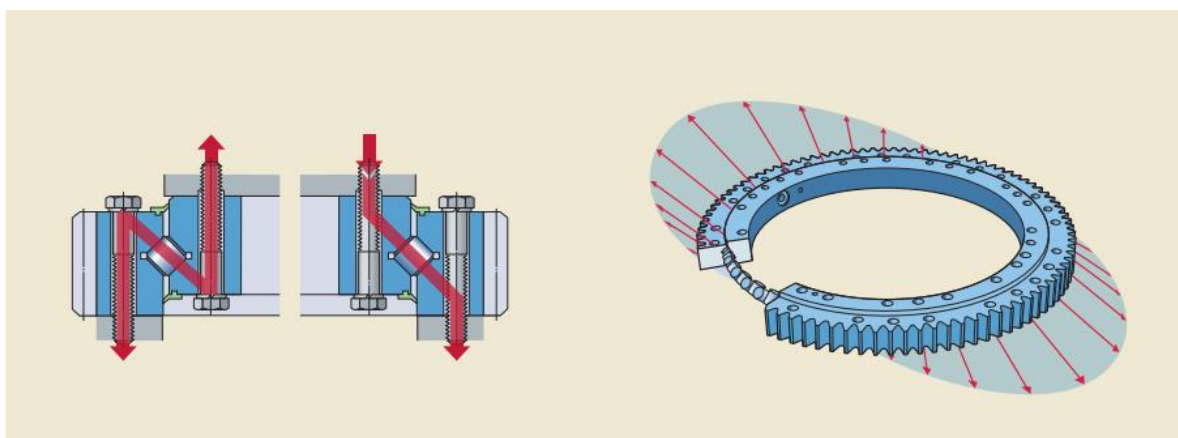
Ovo je masa za dva granična slučaja, no kako mobilni granici mogu prilagođavati radijus i krak vlastite težine i težine tereta, kao i samu težinu tereta, prema tome varira i težina utega. Iz tog razloga oblikovan je prihvat protuutega preko hidrauličnog cilindra pa se tako mogu, ovisno o potrebi, dodavati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



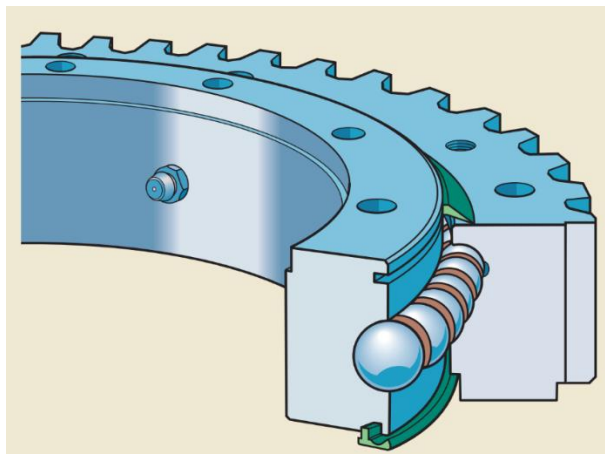
Slika 52. Aksijalno opterećenje na okretni ležaj [16]



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.

Application	Load factor f_L
Aerial platforms	1,33
Carrouseles	2
Cement mixers	1,33
Compactors	2
Concrete pumps	1,5
Handling workshops	1,15
Mobile cranes	1,5
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]

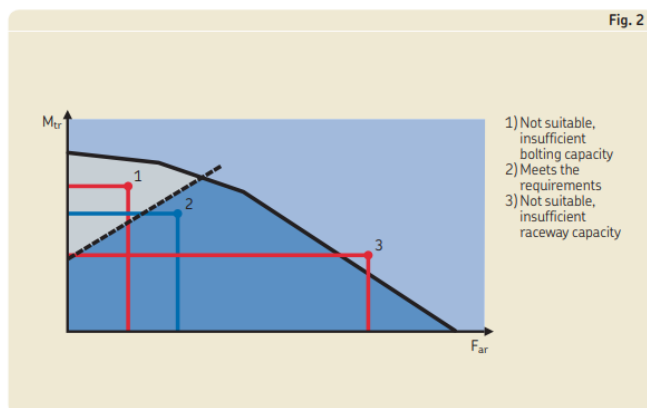
Slijedi da je:

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

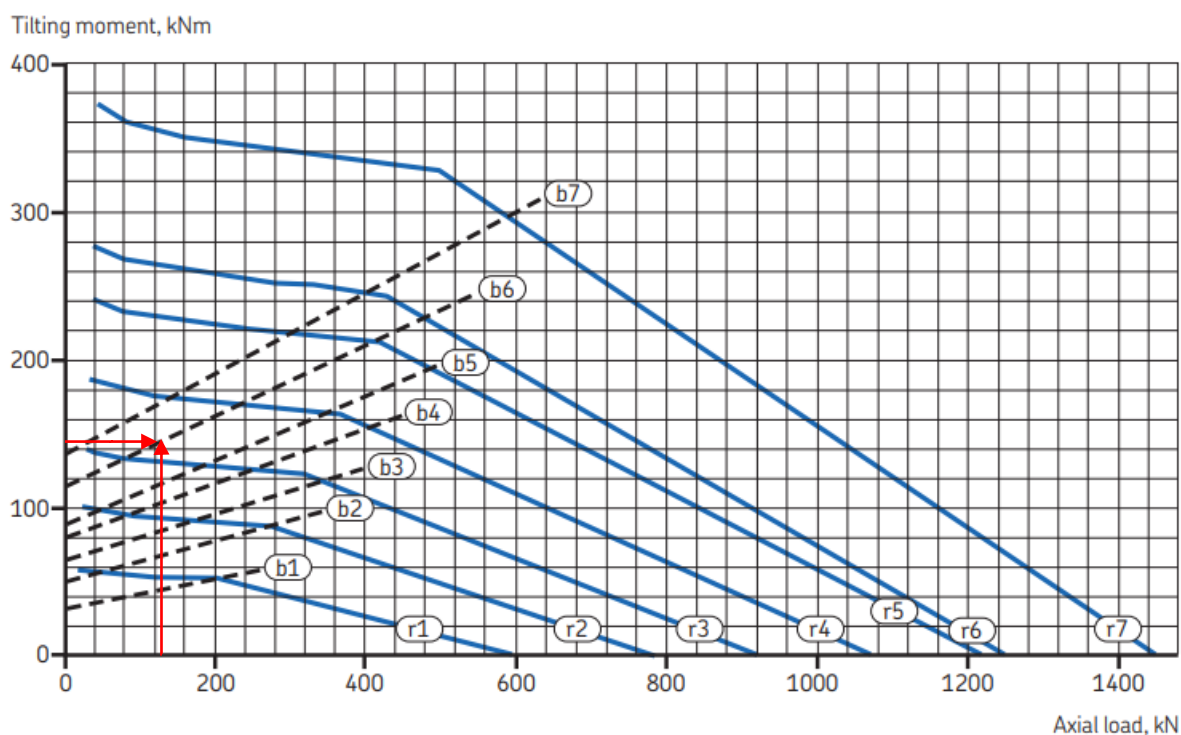
$$M_{tr} = f_L \cdot M_t = 1.5 \cdot 96766905 = 145\,150\,358 \text{ Nmm} \quad (123)$$

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.

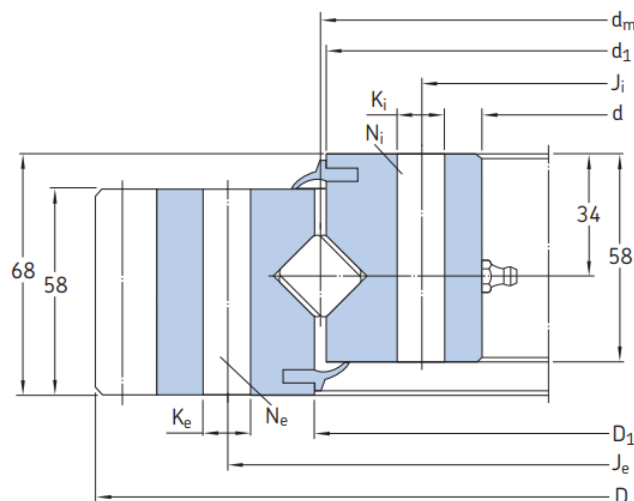


Slika 56. Primjer ispravnog odabira zakretnog ležaja [16]



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
d_m	D	D_1	d	d_1	Outer ring			Inner ring				
					J_e	K_e	N_e	J_i	K_i	N_i		
mm					mm		–	mm		–	kg	–
414	504	416	344	412	455	M12	20	368	14	24	32,0	RKS.161.14.0414
544	640,8	546	474	542	585	M12	28	498	14	32	44,0	RKS.161.14.0544
644	742,8	646	574	642	685	M12	32	598	14	36	52,0	RKS.161.14.0644
744	838,8	746	674	742	785	M12	36	698	14	40	59,0	RKS.161.14.0744
844	950,4	846	774	842	885	M12	36	798	14	40	71,0	RKS.161.14.0844
944	1046,4	946	874	942	985	M12	40	898	14	44	77,0	RKS.161.14.0944
1094	1198,4	1096	1024	1092	1135	M12	44	1048	14	48	91,0	RKS.161.14.1094

Slika 59. Dimenzije odabranog zakretnog ležaja [16]

Designation	Gear Dimensions				Permissible axial tooth forces		Basic load ratings		Static limiting load diagram	
	$d_0^{(1)}$	m	z	k·m	$T_{\text{normal}}^{(2)}$	T_{fmax}	dynamic C	static C_0	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

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 prenapregnuti 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.

Table 1

Tightening torque and preload of attachment bolts

Attachment bolts/nuts Size ¹⁾	Tightening torque and assembly preload for bolts to strength grade 10.9 (EN ISO 898)		
	M _A ²⁾	F _M ³⁾	F _M ⁴⁾
–	Nm	kN	kN
M 6	14	13,2	–
M 8	34	24,2	–
M 10	67	38,5	–
M 12	115	56	–
M 14	185	77	–
M 16	285	106	–
M 18	395	129	–
M 20	560	166	–
M 22	770	208	–
M 24	970	239	283
M 27	1 420	315	372
M 30	1 930	385	454
M 33	2 630	480	564
M 36	3 380	560	664

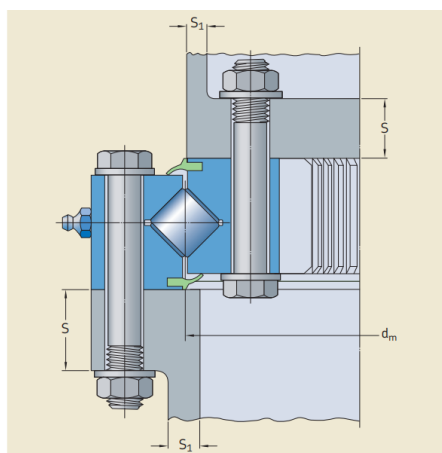
¹⁾ ISO general purpose metric threads (DIN 13-1)
²⁾ Tightening torque for coefficient of friction in the bolt head/nut contact surface and the thread $\mu_K-\mu_G = 0,14$. In case of different friction coefficients the tightening torque should be adjusted accordingly
³⁾ Bolt preload corresponding to coefficient of friction in the thread $\mu_G = 0,14$
⁴⁾ 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 radijus zakretnog ležaja

Minimalna debljina stijenke prirubnice iznosi:

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

Konstruktivski je odabrano 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 prihvat 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 pričvrstnog 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	$\geq 9 / < 9$	$\geq 9 / < 9$	≥ 9	d – Thread external Ø [mm] Bolts with metric ISO thread (standard thread)
St 37	$1,25 \cdot d$			
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	$1,0 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,4 \cdot d$	P – Pitch of the thread [mm] up to M 30 have a d/P < 9 > M 30 have a d/P ≥ 9
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	$0,9 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	$1,1 \cdot d$	

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 ²
E 295, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm ²
C 45, profile rolled (Series 23, 25, 28)	700 N/mm ²
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm ²
GG 25	800 N/mm ²

Slika 64. Dopuštene vrijednosti površinskih tlakova [16]

Za materijal konstrukcije postolja odabran je čelik oznake S235JR kod kojeg dopušteni površinski tlak iznosi 260 N/mm².

Provjerava se naprezanje uslijed tlaka izazvanog pritezanjem vijaka prema izrazu:

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

gdje je:

$F_M = 77000 \text{ N}$ – 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:

$d_w = 28 \text{ mm}$ – vanjski promjer kontaktne površine podloške

$d_h = 15 \text{ mm}$ – promjer rupe

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

Budući da je $p_{dop} > p_{le\dot{z}} \rightarrow 260 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 194,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, zaključujemo da priрубnica 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 dohvatnika, 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.



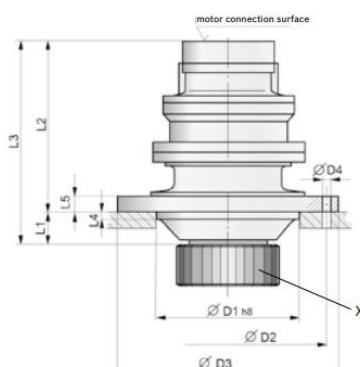
Slika 65. Pogonska jedinica za rotaciju GFB 9 T2 2000/2

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 ³
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:

$$\sigma_F = \frac{F_{tw}}{b \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha1} \leq \sigma_{FP1} \quad (148)$$

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 udijeje opterećenja se računa prema:

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

gdje je stupanj prekrivanja:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos\alpha}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \cdot \tan\alpha \right] \quad (151)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{14 + 2}{\cos 20}\right)^2 - 14^2} + \sqrt{\left(\frac{148 + 2}{\cos 20}\right)^2 - 148^2} - (14 + 148) \cdot \tan 20 \right]$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,676$$

Faktor raspodjele 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:

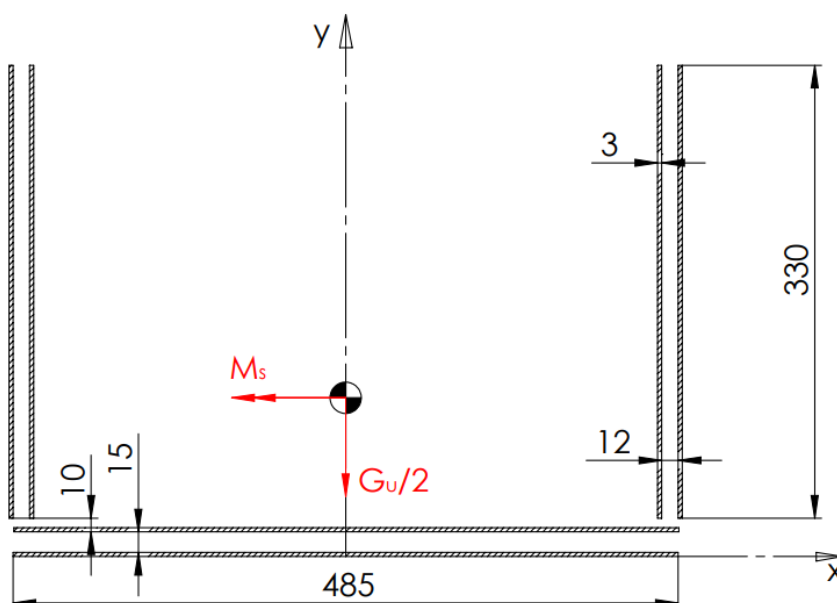
$\sigma_{f,lim} = 270 \text{ N/mm}^2$ – za materijal Č.1531 (prema DIN Ck 45) koji je plameno kaljen

$S_F = 1,3 \dots 2,0$ – 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 zavora postolja hidrauličnog cilindra za nošenje protuutega

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



Slika 68. Proračunska skica zavora nosive ploče protuutega

Prvo je potrebno odrediti težište zavora 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:

$$y_0 = \frac{\sum_{i=0}^n A_i \cdot y_i}{A} = \frac{A_1 \cdot y_1 + 2 \cdot A_2 \cdot y_2}{A} \quad (155)$$

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

Najveća opterećenja koja djeluju na zavar javljaju se kod cijelog iznosa ovješnog protuutega 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 zavora, a dijeljeno je s 2 jer je zavar na svakoj strani.

Naprezanja uzrokovana opterećenjem zavora 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 zavora, 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 dodatak 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]

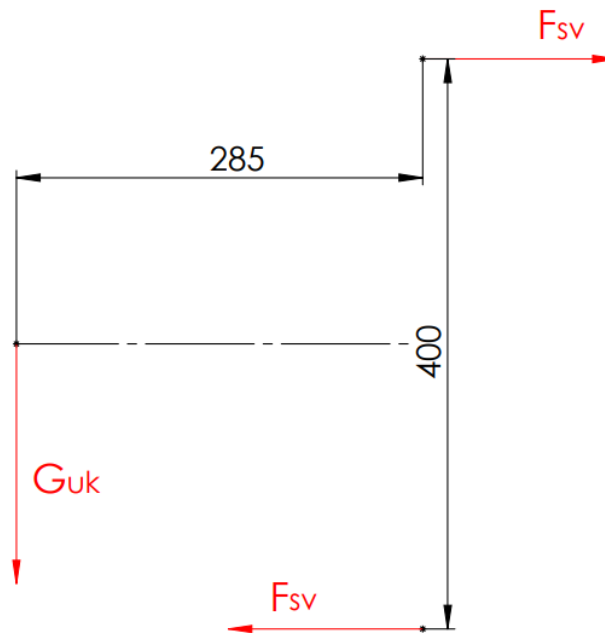
Za materijal zavara uzima se konstrukcijski čelik S235JR, a dopušteno naprezanje iznosi:

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

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 prihvat bubnja i protuutega

Svornjaci su opterećeni momentom savijanja uzrokovanog zbog težine bubnja 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:

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

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

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

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:

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

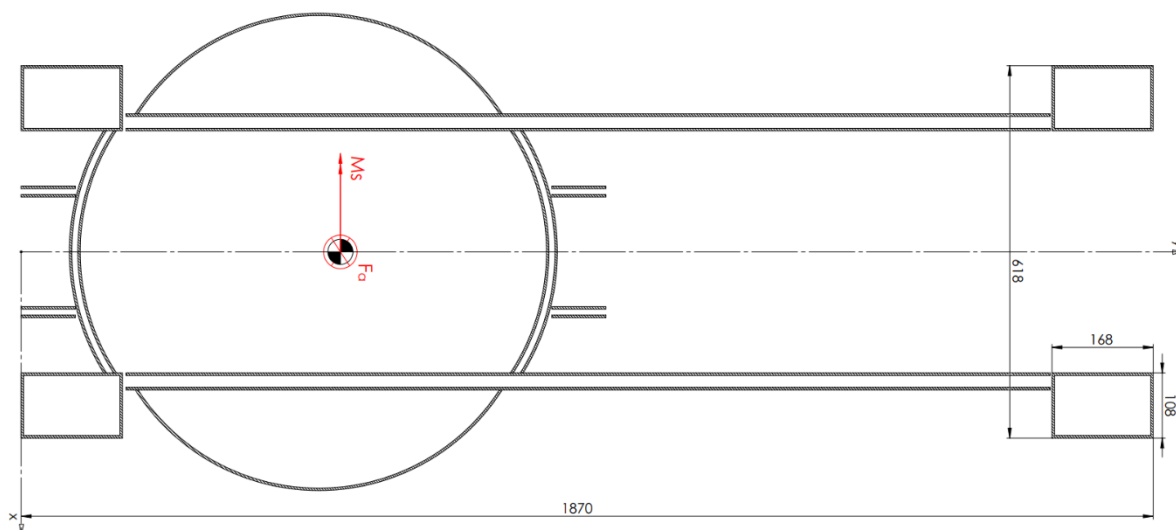
$$p_{sv,dop} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (177)$$

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 zavora 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 zavora s reduciranim opterećenjima prikazan je na slici 70.



Slika 70. Proračunska skica zavora postolja

Budući da dohvatnik 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 jednaka:

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

gdje je:

$G_{post} = 15350 \text{ N}$ – 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 jednaka:

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

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

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 naprezanje u tlaku iznosi:

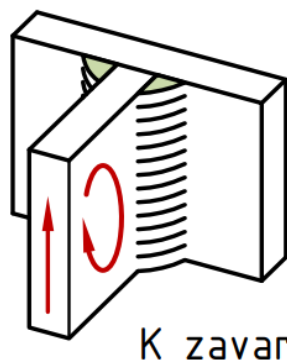
$$\sigma_{Dt(r)\text{dop}} = \frac{2}{1-r} \cdot \sigma_{Dv(-1)\text{dop}} = \frac{2}{1-(-0,63)} \cdot 127,3 = 156,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (195)$$

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 (aluminijske) 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-podmazujuća.



Slika 72. Samopodmazujuća brončana pločica s grafitom

4.3.11. Odabir lanca na mehanizmu za izvlačenje

Na mehanizmu za izvlačenje dohvatnika 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 produžio 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:

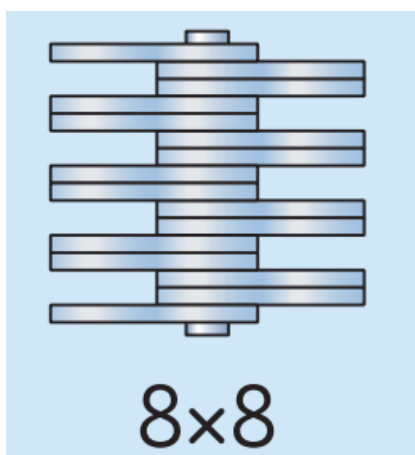
$d_{valj,min}$ – minimalni promjer skretnih valjaka

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

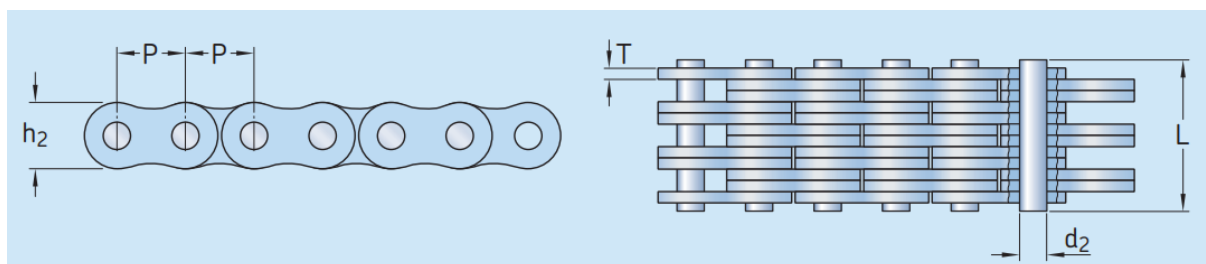
Odabrani promjer skretnih valjaka je:

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

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

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

$L_{lan} = 42,57$ 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:

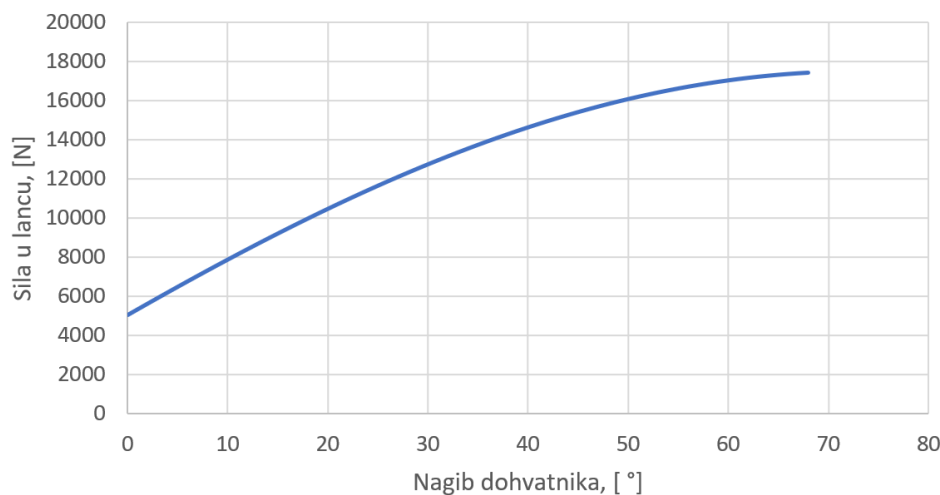
$S_{lan} = 2,5$ – faktor sigurnosti lanca

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 dohvatnika i iznosi:

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



Slika 75. Sila u lancu u ovisnosti o kutu nagiba dohvatnika

Budući da vrijedi da je:

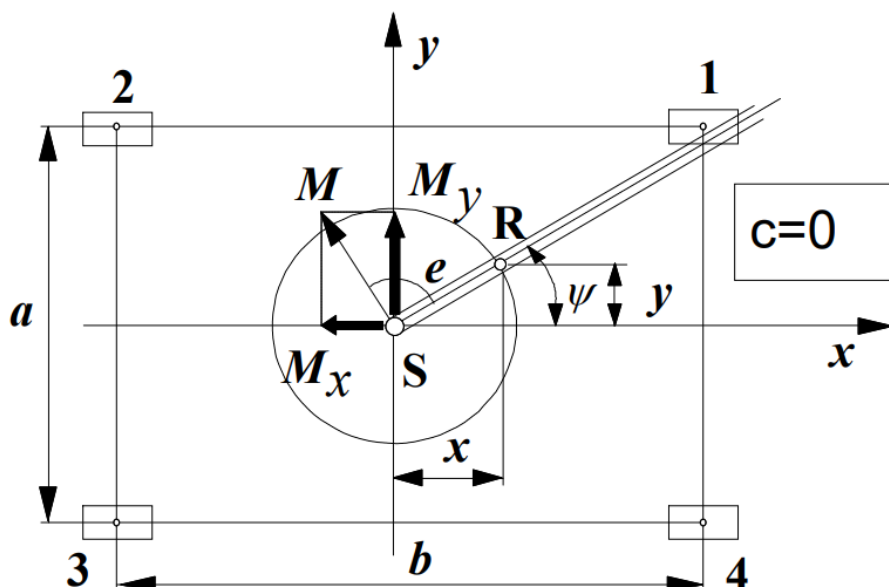
$$F_{lan,max} \leq F_{lan,dop} \rightarrow 17,444 \text{ kN} \leq 53,36 \text{ kN} \quad (202)$$

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 proračunsku 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 $\frac{1}{4}$ rezultatne sile te silu iz sprega sila koju generira pojedini moment na razmaku između oslonaca.

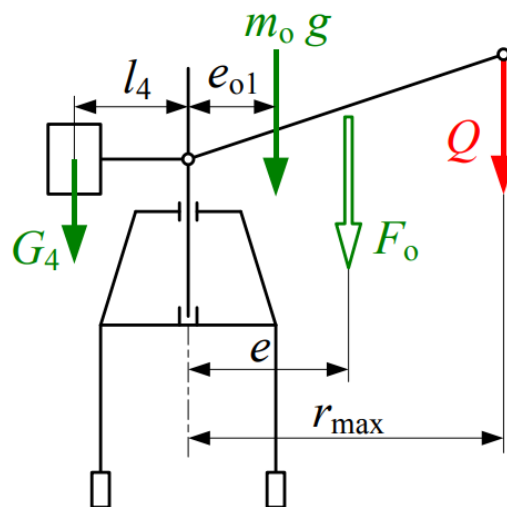
Sile u pojedinim osloncima iznose:

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

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

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 vertikalni 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:

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

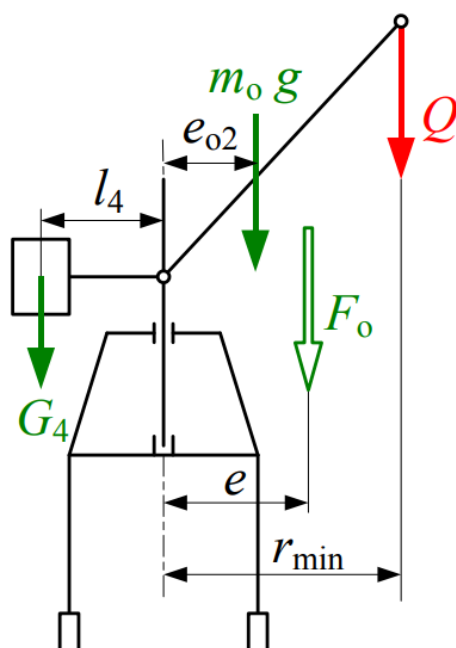
$G_4 = 36693 \text{ N}$ – težina protuutega i sklopa bubnja

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

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

$l_4 = 3065 \text{ mm}$ – udaljenost težišta protuutega 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:

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

$r_{min} = 4076$ 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:

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

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 dohvatnik može rotirati te stoga u nekom trenutku svi oslonci mogu biti u ulozi oslonac 1, tj. oslonca iznad kojeg se nalazi dohvatnik.

5. ZAKLJUČAK

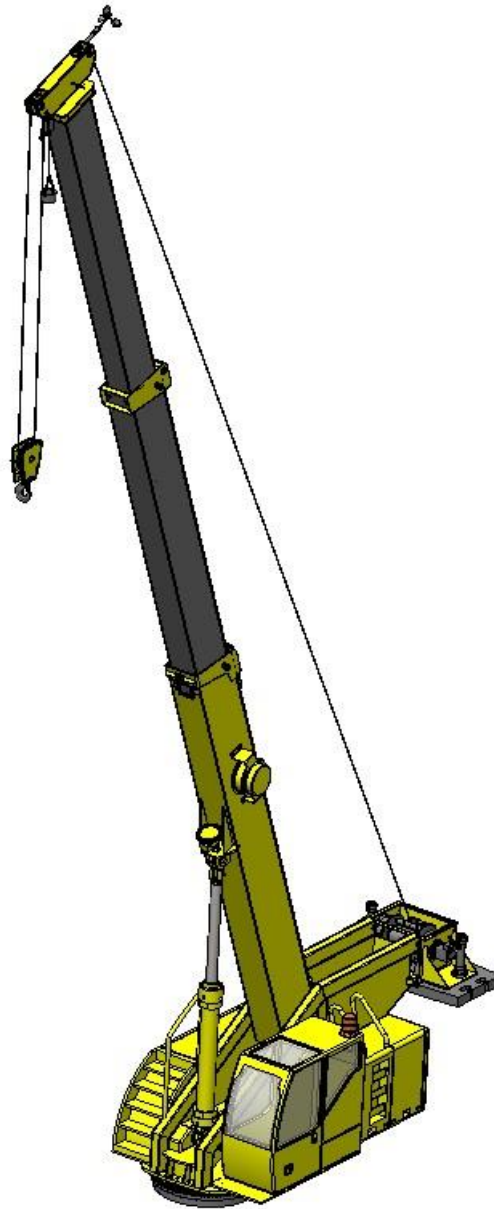
U ovom diplomskom radu obrađena je tema projektiranja teleskopskog mobilnog granika i konstrukcijske razrade istog. Konstrukcija teleskopskog granika rađena je prema pravilima struke, normama, ali i u skladu s pravilnikom o tehničkim normativima za dizalice u Republici Hrvatskoj.

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.

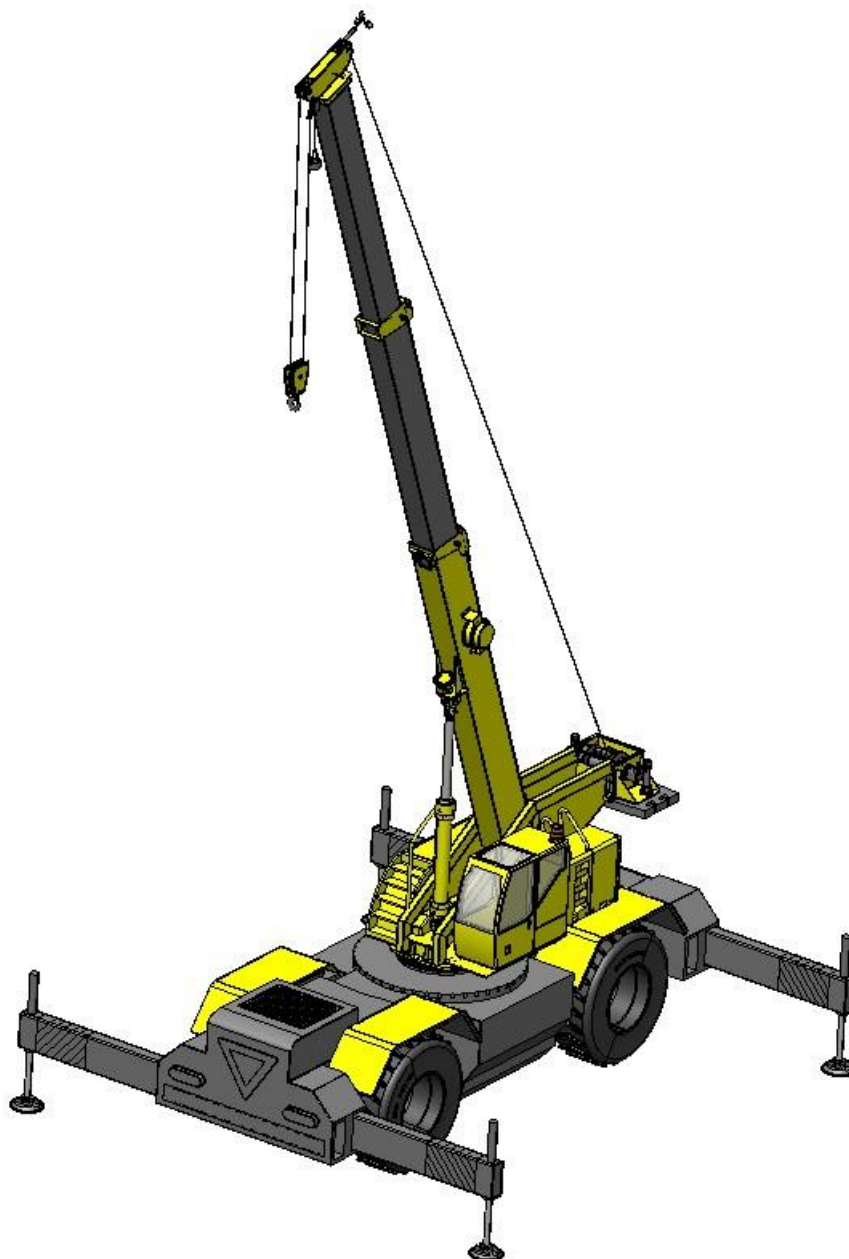
Na dizalici postoji mehanizam za prihvat, dizanje, premještanje i spuštanje tereta. Teret se prihvaća pomoću ovješene sklopa kuke, a za dizanje se koristi čelično uže koje se namata na bubanj. Bubanj je smješten na suprotnom kraju od dohvatnika kako bi svojom težinom djelovao kao protuuteg, a i konstrukcijski je to rješenje najprihvatljivije. Bubanj je pogonjen hidrauličnim radijalnim klipnim motorom na koji je povezan vijčanom vezom. Ispod bubnja predviđeno je mjesto za prihvat modularnih protuutega, te se tako masa protuutega 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 dohvatnikom. Postoje i razni sistemi za praćenje opterećenja, kuta nagiba, duljinu izvučenog teleskopa i drugi.

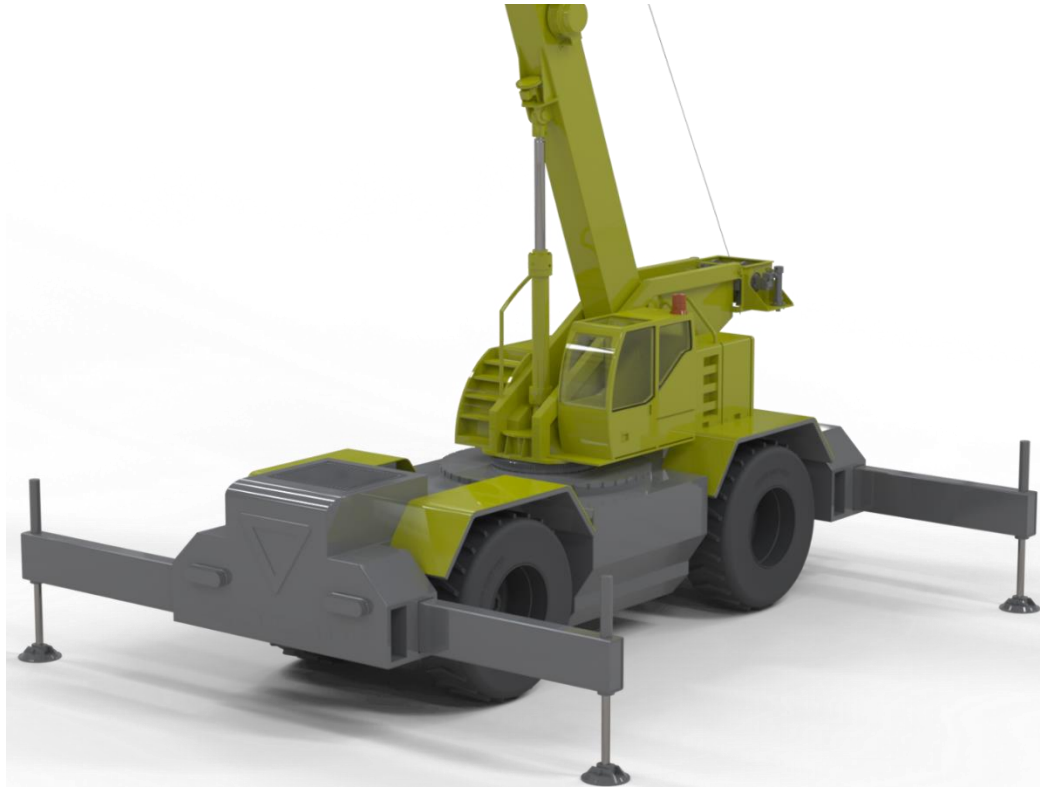
Treba imati na umu da su nosivosti ipak nešto manjeg iznosa od onih kod klasičnih izvedbi teleskopskih dizalica sličnih dimenzija, ali je jeftinija proizvodnja i održavanje. Konačna masa dizalice je manja i na temelju tih parametara dugoročno gledano dolazi do uštede. Zbog svega navedenog, ovakav tip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



Slika 80. Teleskopski dohvatnik – završni 3D CAD model



Slika 81. Mobilni teleskopski dohvatnik – završni 3D CAD model



Slika 82. Mobilni teleskopski dohvatnik – render 1



Slika 83. Mobilni teleskopski dohvatnik – render 2



Slika 84. Mobilni teleskopski dohvatnik – 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.

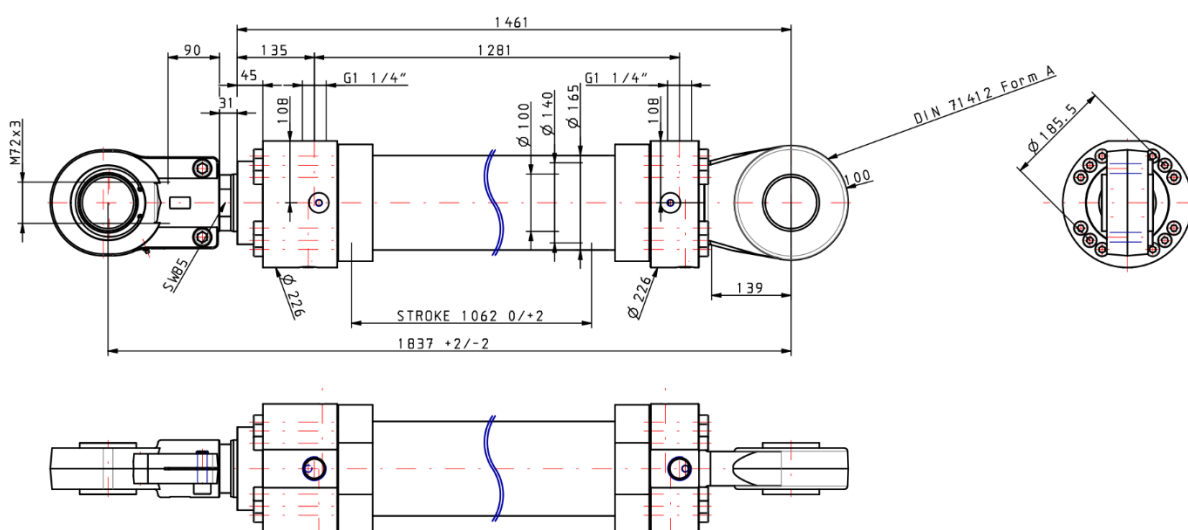
PRILOZI

- 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 bubnja
- 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

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



II. Bosch Rexroth hidraulični cilindar za izvlačenje teleskopa

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



III. SKF pločasti lanac prema DIN 8152 za izvlačenje teleskopa

Table 1

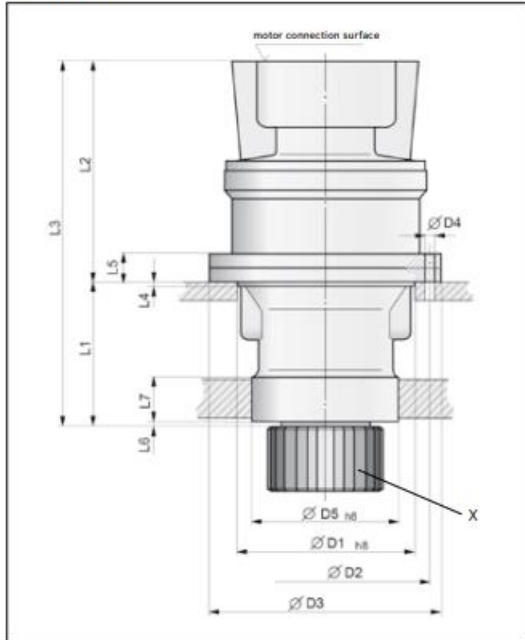
SKF Leaf Chains - ANSI BL422-BL888

ANSI Chain number	BS/ISO Chain number	Dimensions		Plate height	Plate thickness	Pin diameter	Pin length	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	Designation
		Pitch	Plate lacing								
		P		h_2 max	T max	d_2 max	L max	Q min	Q_0	q	
		mm						kN		kg/m	
BL422	LH0822	12,7	2 × 2	12,07	2,08	5,09	11,05	22,2	27,6	0,64	PHC BL422...
BL423	LH0823		2 × 3				13,16	22,2	27,6	0,80	PHC BL423...
BL434	LH0834		3 × 4				17,40	33,4	41,4	1,12	PHC BL434...
BL444	LH0844		4 × 4				19,51	44,5	56,0	1,28	PHC BL444...
BL446	LH0846		4 × 6				23,75	44,5	56,0	1,60	PHC BL446...
BL466	LH0866		6 × 6				27,99	66,7	81,7	1,92	PHC BL466...
BL488	LH0888		8 × 8				36,45	89,0	109,4	2,56	PHC BL488...
BL522	LH1022	15,875	2 × 2	15,09	2,44	5,96	12,90	33,4	43,1	0,88	PHC BL522...
BL523	LH1023		2 × 3				15,37	33,4	43,1	1,10	PHC BL523...
BL534	LH1034		3 × 4				20,32	48,9	65,6	1,50	PHC BL534...
BL544	LH1044		4 × 4				22,78	66,7	84,5	1,80	PHC BL544...
BL546	LH1046		4 × 6				27,74	66,7	84,5	2,20	PHC BL546...
BL566	LH1066		6 × 6				32,69	100,1	125,1	2,65	PHC BL566...
BL588	LH1088		8 × 8				42,57	133,4	169,5	3,50	PHC BL588...
BL622	LH1222	19,05	2 × 2	18,11	3,30	7,94	17,37	48,9	63,6	1,45	PHC BL622...
BL623	LH1223		2 × 3				20,73	48,9	63,6	1,80	PHC BL623...
BL634	LH1234		3 × 4				27,43	75,6	102,8	2,50	PHC BL634...
BL644	LH1244		4 × 4				30,78	97,9	120,9	2,90	PHC BL644...
BL646	LH1246		4 × 6				37,49	97,9	120,9	3,60	PHC BL646...
BL666	LH1266		6 × 6				44,20	146,8	190,8	4,30	PHC BL666...
BL688	LH1288		8 × 8				57,61	195,7	238,8	5,80	PHC BL688...
BL822	LH1622	25,4	2 × 2	24,13	4,09	9,54	21,34	84,5	108,2	2,20	PHC BL822...
BL823	LH1623		2 × 3				25,48	84,5	108,2	2,70	PHC BL823...
BL834	LH1634		3 × 4				33,76	129,0	170,0	3,80	PHC BL834...
BL844	LH1644		4 × 4				37,90	169,0	214,6	4,30	PHC BL844...
BL846	LH1646		4 × 6				46,18	169,0	214,6	5,40	PHC BL846...
BL866	LH1666		6 × 6				54,46	253,6	324,5	6,50	PHC BL866...
BL888	LH1688		8 × 8				71,02	338,1	432,7	8,60	PHC BL888...

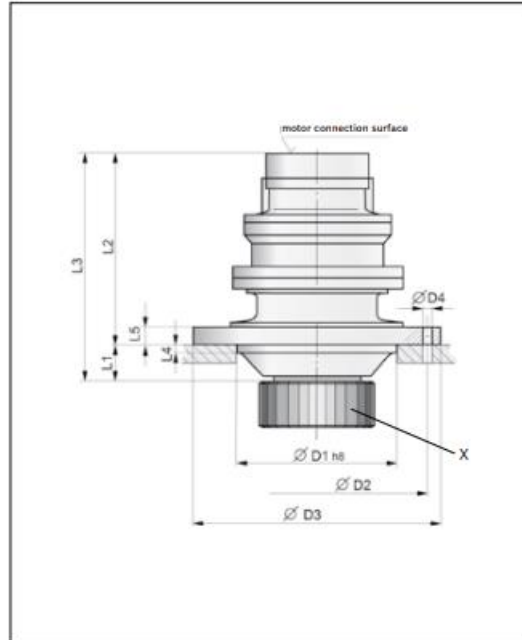
IV. Bosch Rexroth planetarni prijenosnik MOBILEX GFB 9 T2 2000/2

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

MOBILEX GFB | Swing Drives 7
 Dimensions, Technical Data

Dimensions, Bearing Load Capacities and Mass

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

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

V. Bosch Rexroth hidraulični aksijalni klipni motor A2FM 56

Product attributes	
Product (axial piston unit)	A2FM
Type of actuation	Motor
Size (displacement) [cm ³]	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 radijalni klipni motor MCR3

Technical data

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

Footer on page 6

RE 15196/02.2017, Bosch Rexroth AG

Single speed (1L)

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

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

Two speed (2WL)

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

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

Ports

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

1) Depends on nominal size

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

X = Plugged (in normal operation)

3) Only dimensions according to SAE J518

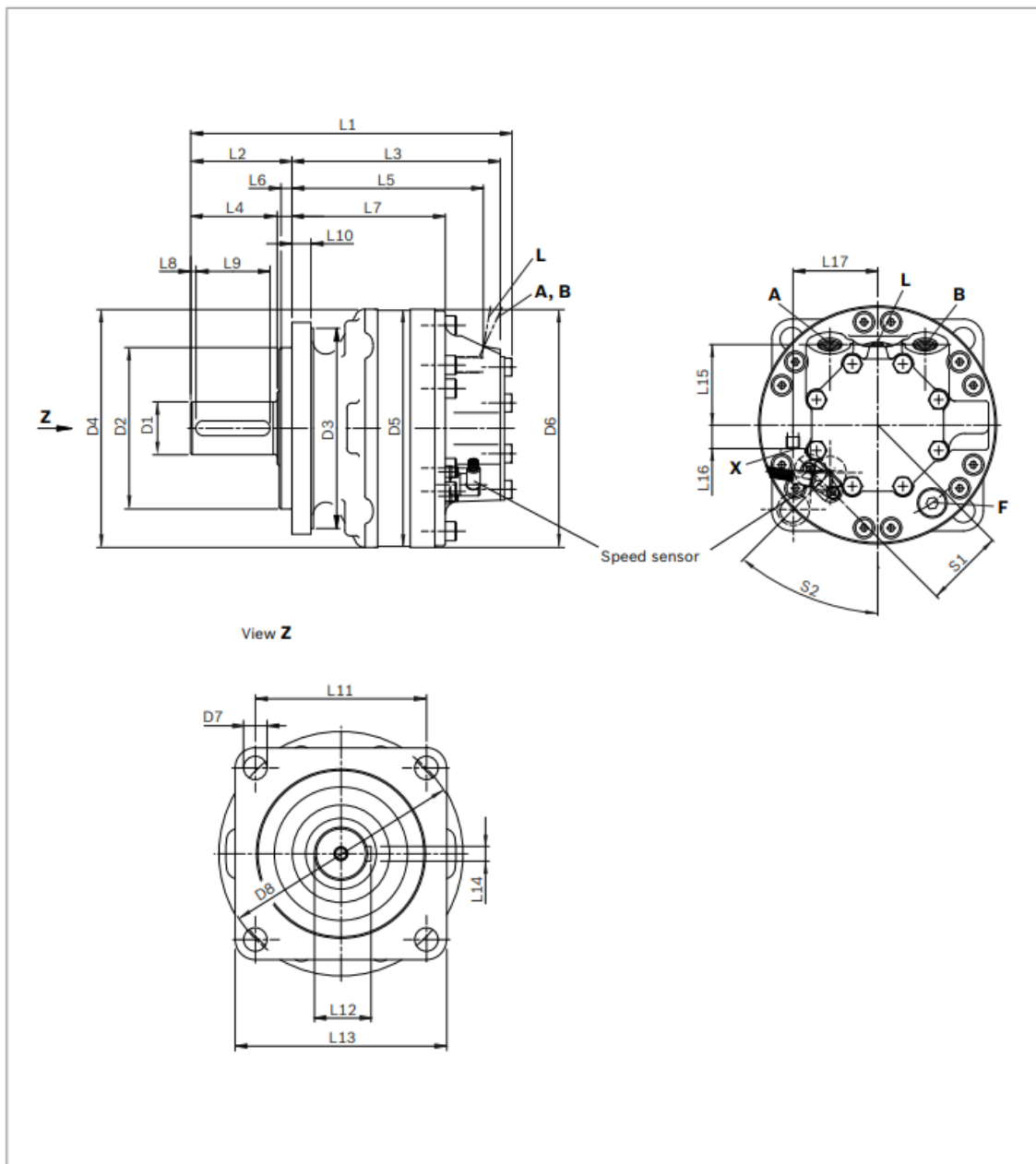
(Code 62 - high pressure series)

4) Valid for MCR3 single speed

5) Valid for MCR3 two speed

Dimensions

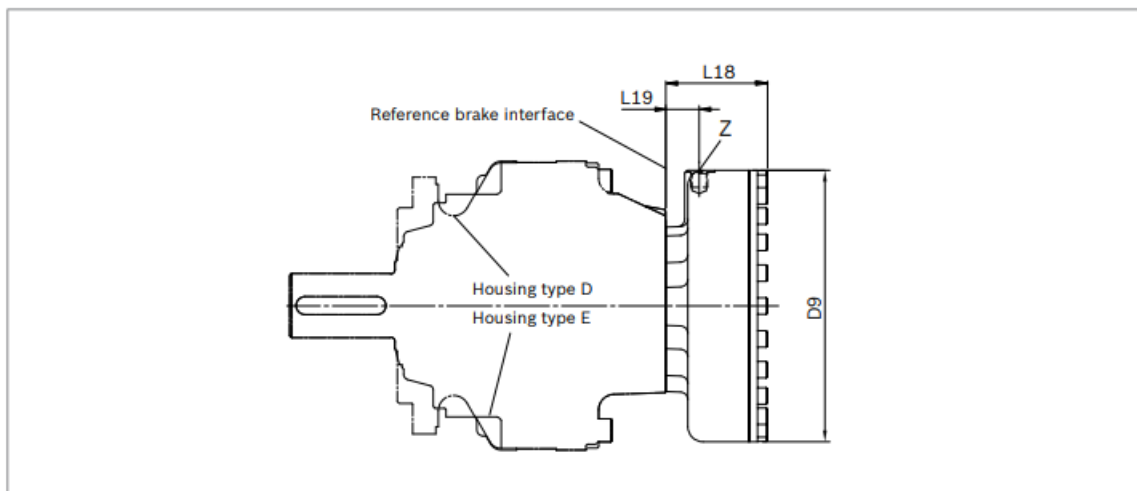
MCR-D



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_{max} [bar]	State ¹⁾
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

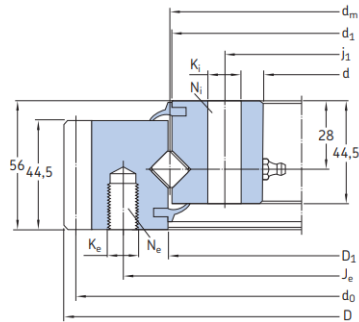
Performance

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

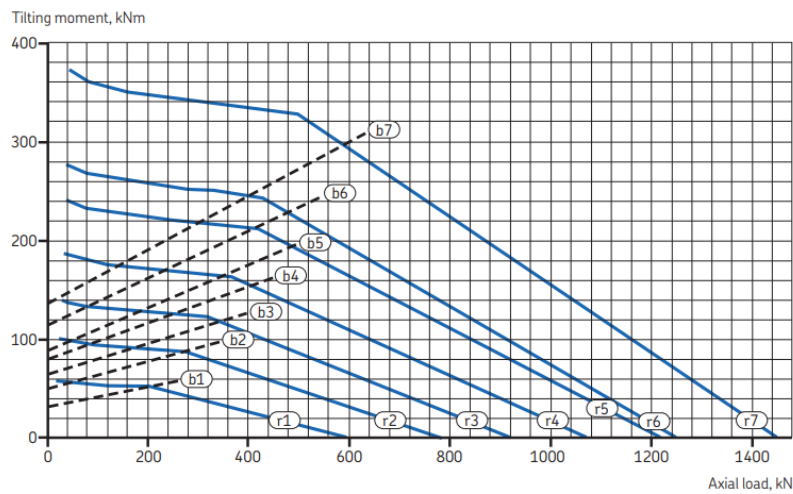
Properties

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			Inner ring			Mass	Designation	
d_m	D	D_1	d	d_1	Outer ring			Inner ring				
					J_e	K_e	N_e	J_i	K_i	N_i	kg	-
mm												
414	504	416	344	412	455	M12	20	368	14	24	32,0	RKS.161.14.0414
544	640,8	546	474	542	585	M12	28	498	14	32	44,0	RKS.161.14.0544
644	742,8	646	574	642	685	M12	32	598	14	36	52,0	RKS.161.14.0644
744	838,8	746	674	742	785	M12	36	698	14	40	59,0	RKS.161.14.0744
844	950,4	846	774	842	885	M12	36	798	14	40	71,0	RKS.161.14.0844
944	1046,4	946	874	942	985	M12	40	898	14	44	77,0	RKS.161.14.0944
1094	1198,4	1096	1024	1092	1135	M12	44	1048	14	48	91,0	RKS.161.14.1094



Designation	Gear Dimensions			Permissible axial tooth forces	Basic load ratings		Static limiting load diagram			
	$d_0^{(1)}$	m	z		dynamic C	static C_0	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	1070	r4	b4
RKS.161.14.0844	936	8	117	-0,8	21	72	244	1220	r5	b5
RKS.161.14.0944	1032	8	129	-0,8	21	72	258	1250	r6	b6
RKS.161.14.1094	1184	8	148	-0,8	21	72	279	1450	r7	b7

X. SKF aksijalni ležaj kuke



51108



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

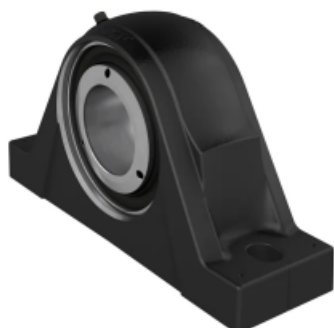
Performance

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 bubnja



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

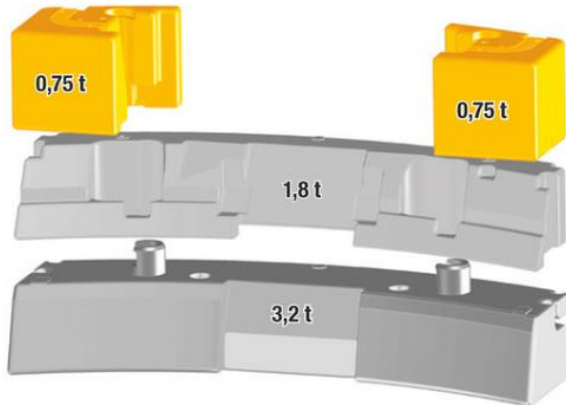
Properties

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

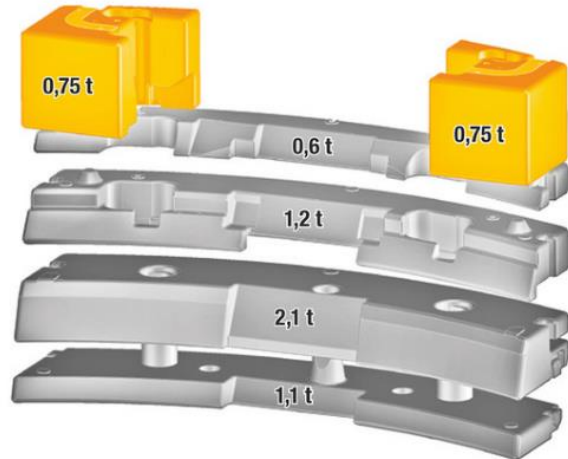
Ballast Variante 1/Counterweight Version 1

Contrepoids Variante 1/Zavorra Variante 1
 Contrapeso Variante 1/Противовес Вариант 1

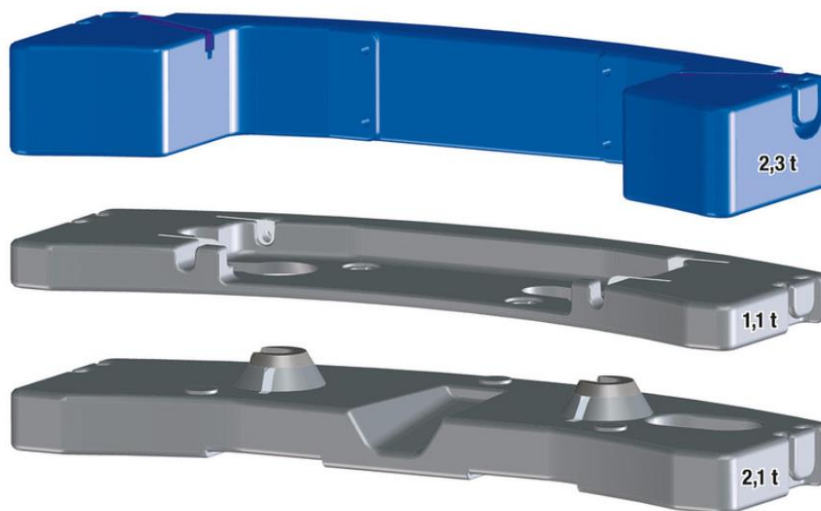


Ballast Variante 2/Counterweight Version 2

Contrepoids Variante 2/Zavorra Variante 2
 Contrapeso Variante 2/Противовес Вариант 2




Technisch transportierbar · Technically transportable · Transport techniquement simplifié · Tecnicamente trasportabile · Tecnicamente transportable · Технически пригодный для транспортировки




Technisch transportierbar · Technically transportable · Transport techniquement simplifié · Tecnicamente trasportabile · Tecnicamente transportable · Технически пригодный для транспортировки

XII. Gosan užnica s kugličnim ležajevima




SHEAVES MODEL A



REF.: 030.101 - With bronze bushing

TECHNICAL DATA	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

TECHNICAL DATA	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

TECHNICAL DATA	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.

- 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)

DESCRIPTION

17

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

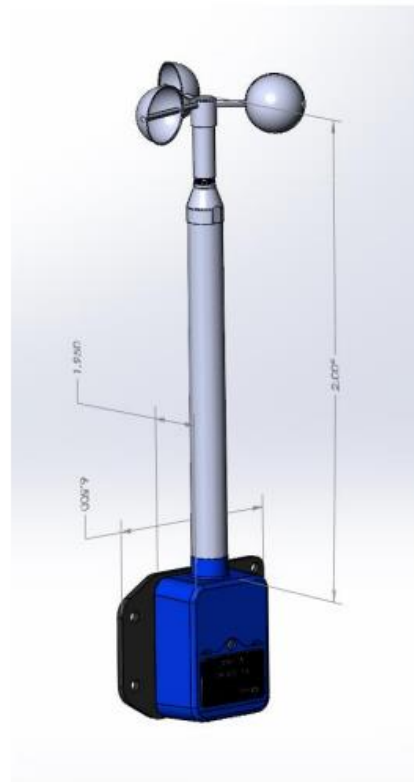
No connection, component provides a wireless signal

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

XV. Cranesmart systems senzor nagiba i duljine teleskopa



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

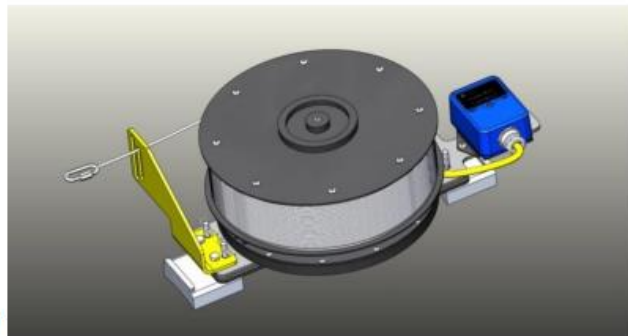
A wireless component which transmits positional information to a central display panel.

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, 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

XVI. Cranesmart systems senzor granične točke dizanja (anti-two-block)



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

XVII. Cranesmart systems senzor opterećenja



**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.

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

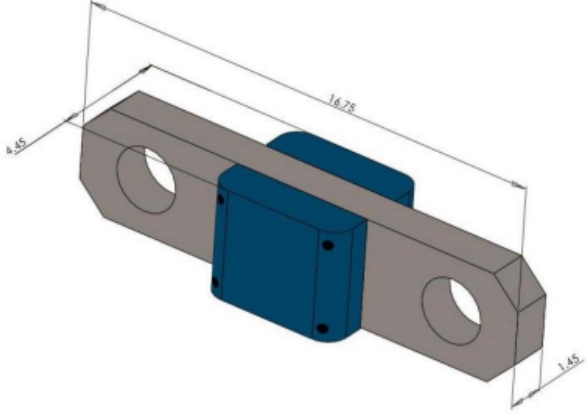
Operating Frequency Range
900-928 MHz in North America
868-870 MHz in Europe

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



Cranesmart Systems, Inc.
4908 97 St.
Edmonton, AB
T6E 5S1
Ph: 780.437.2986
Email: 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"> • 3000K Warm White • 4000K Neutral White • 5000K Pure White • 5700K Cool White
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%

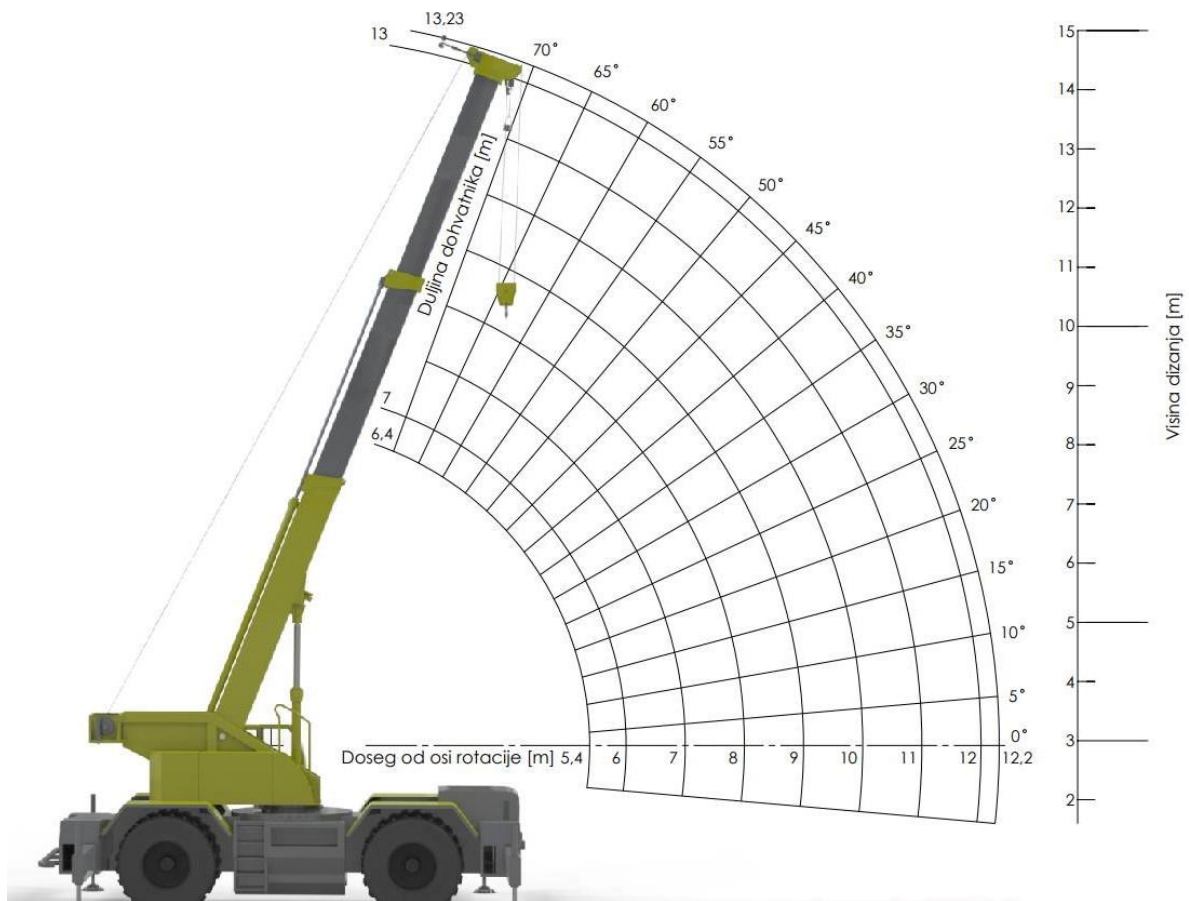
Normative reference

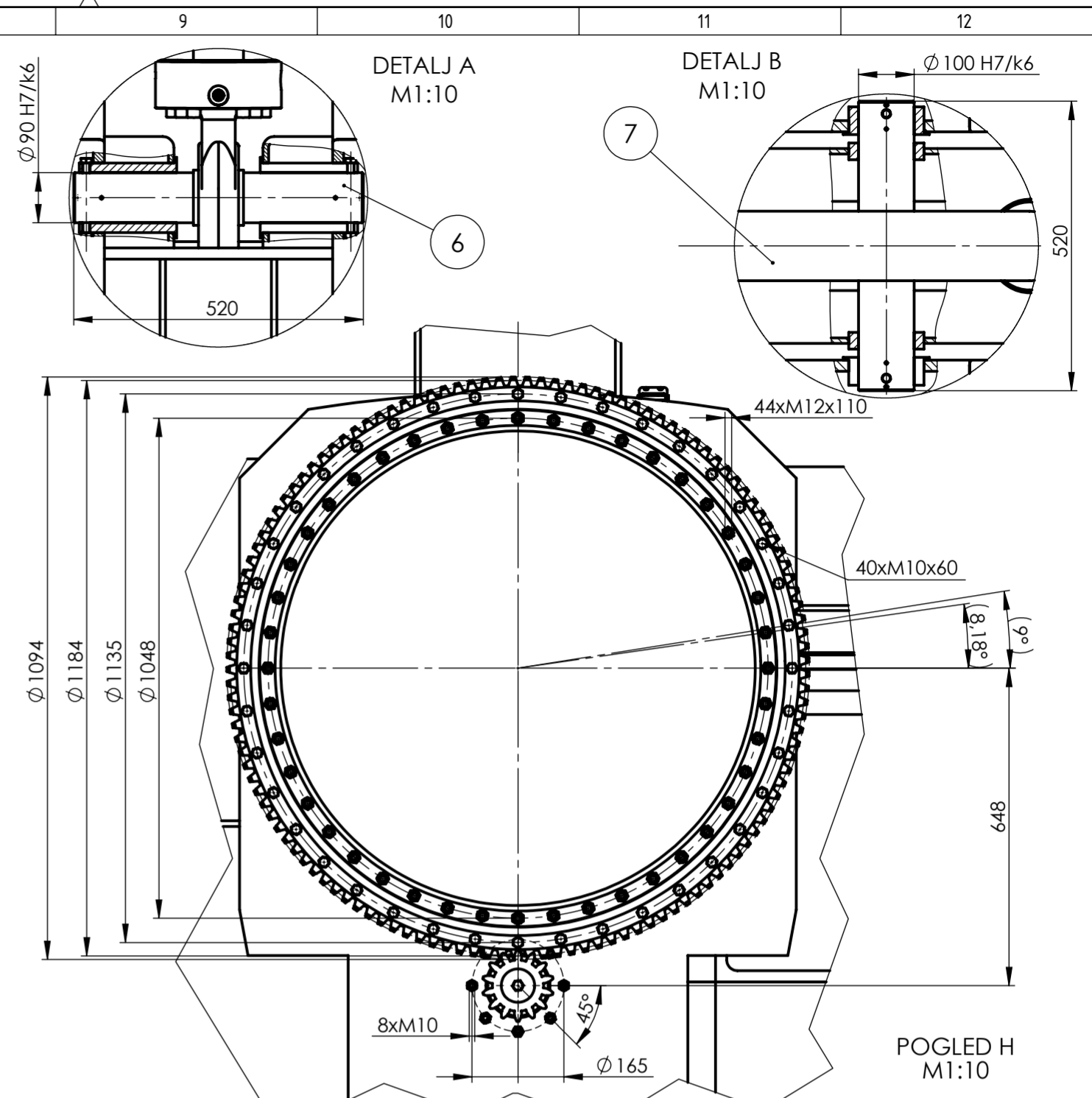
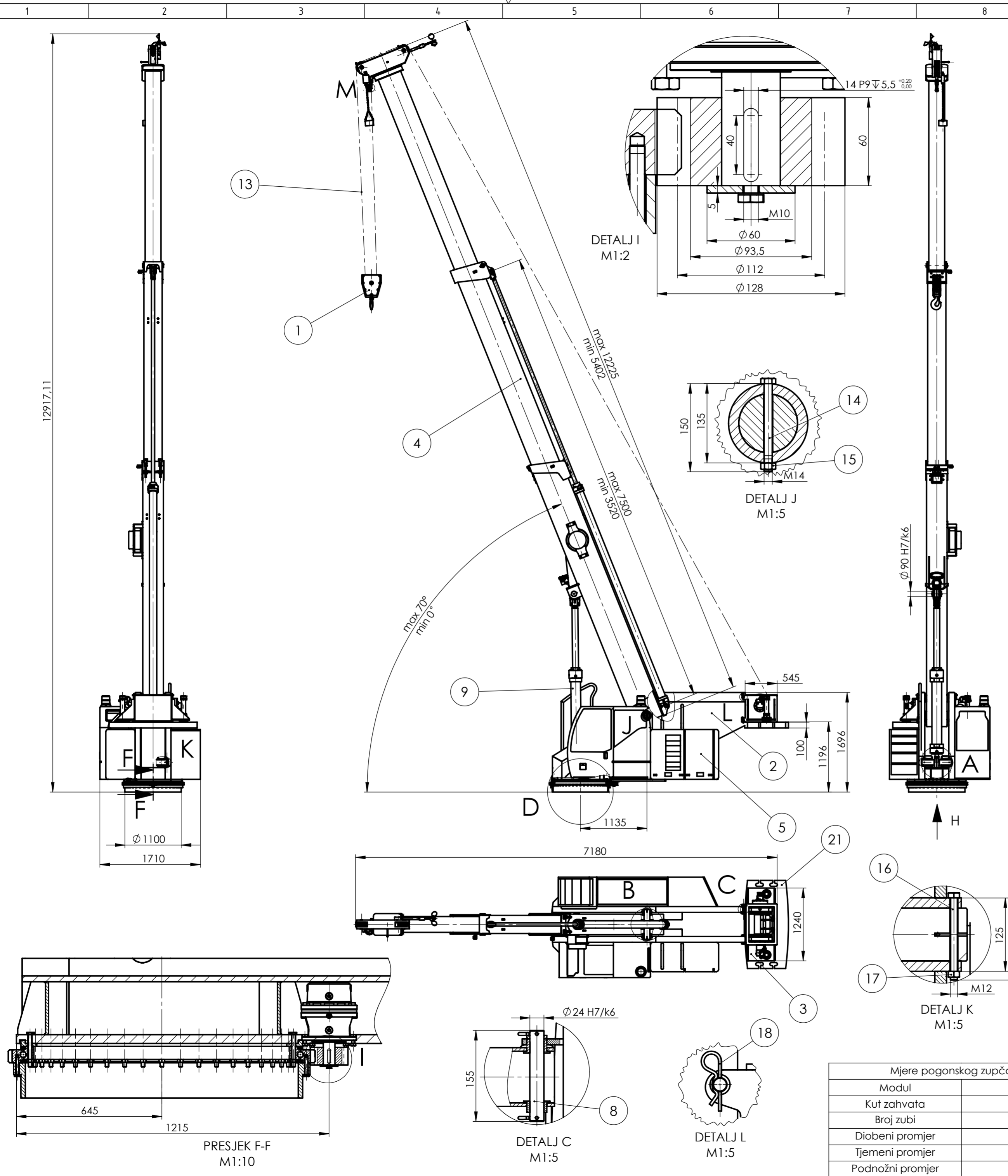
UL1598 / CSA C22.2 No. 250.0-08 – Luminaires
 UL8750 – Standard for Light Emitting Diode (LED) Equipment for Use in Lighting Products
 CFR part 15 class B – EMI
 ANSI C136.25-2013 – American National Standard for Roadway and Area Lighting Equipment - Ingress Protection (Resistance to Dust, Solid Objects, and Moisture) for Luminaire Enclosures
 IEC 60068-2-52:1996 Environmental Test – Part 2: Tests - Test Kb - Salt mist cyclic (sodium chloride solutions)
 ANS/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





Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije	Masa
21	Utreg	1	Variante 1		Liebherr	
20	Vijak M10x60	40	DIN 933	8,8	M10x60	
19	Vijak M12x110	44	DIN 931	8,8	M12x110	
18	Osigurač	8	DIN 11024		Ø5	
17	Matica M12	46	DIN 934	8	M12	
16	Dosjedni vijak M12x140	2	DIN 609	8,8	M12x140	
15	Matica M14	2	DIN 934	8	M14	
14	Dosjedni vijak M14x150	2	DIN 609	8,8	M14x150	
13	Čelično uže	1	DIN 3055		Ø7x11280	
12	Prsten za rotaciju	1	RKS.161.14.1094		SKF	
11	Zupčanik	1	AS-01-11	2C45		
10	Planetarni prijenosnik	1	GFB 9 T2 2000		Bosch Rexroth	
9	Cilindar za nagib	1	ISO 6022		Liebherr	
8	Osovinica prihvatna bubnja	4	AS-01-08	S235JR	Ø24x155	
7	Osovina dohvatnika	1	AS-01-07	S235JR	Ø100x520	
6	Osovina cilindra	1	AS-01-06	S235JR	Ø90x520	
5	Sklop kabine	1	AS-01-05		2600x1300x1710	
4	Dohvatnik	1	AS-01-04		12282x1409,5x380	
3	Sklop bubnja	1	AS-01-03		1240x600x475	
2	Postolje	1	AS-01-02		3300x1520x1010	
1	Sklop kuke	1	AS-01-01		595x330x168	

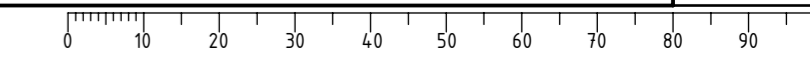
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektor	20.06.2023	Antonio Strahija	
Razradio	20.06.2023	Antonio Strahija	
Crtao	20.06.2023	Antonio Strahija	
Pregledao			
Mentor			

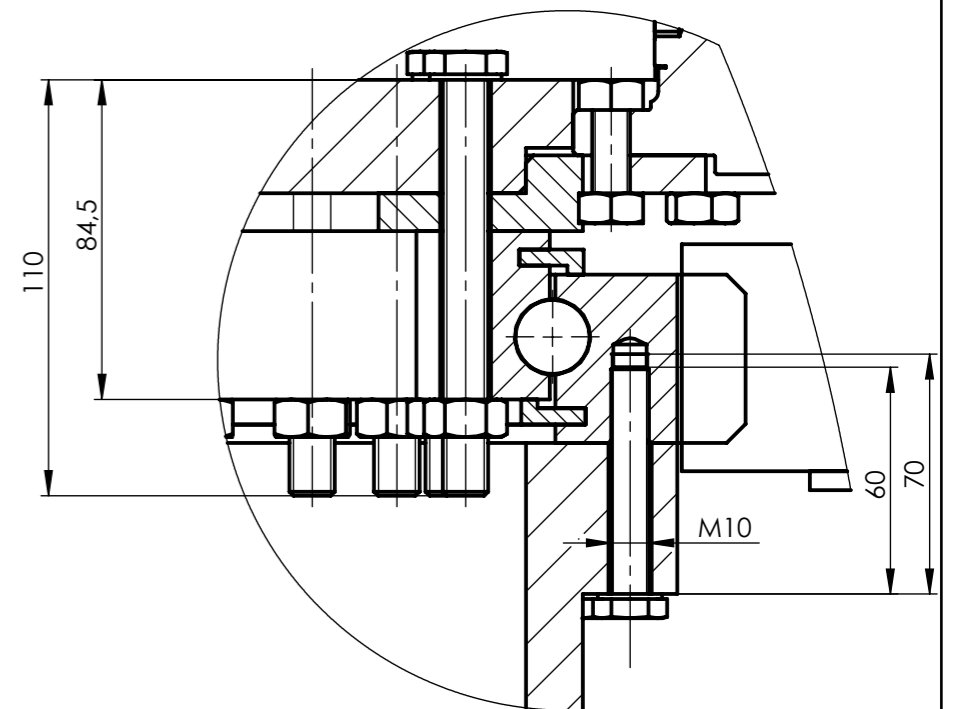
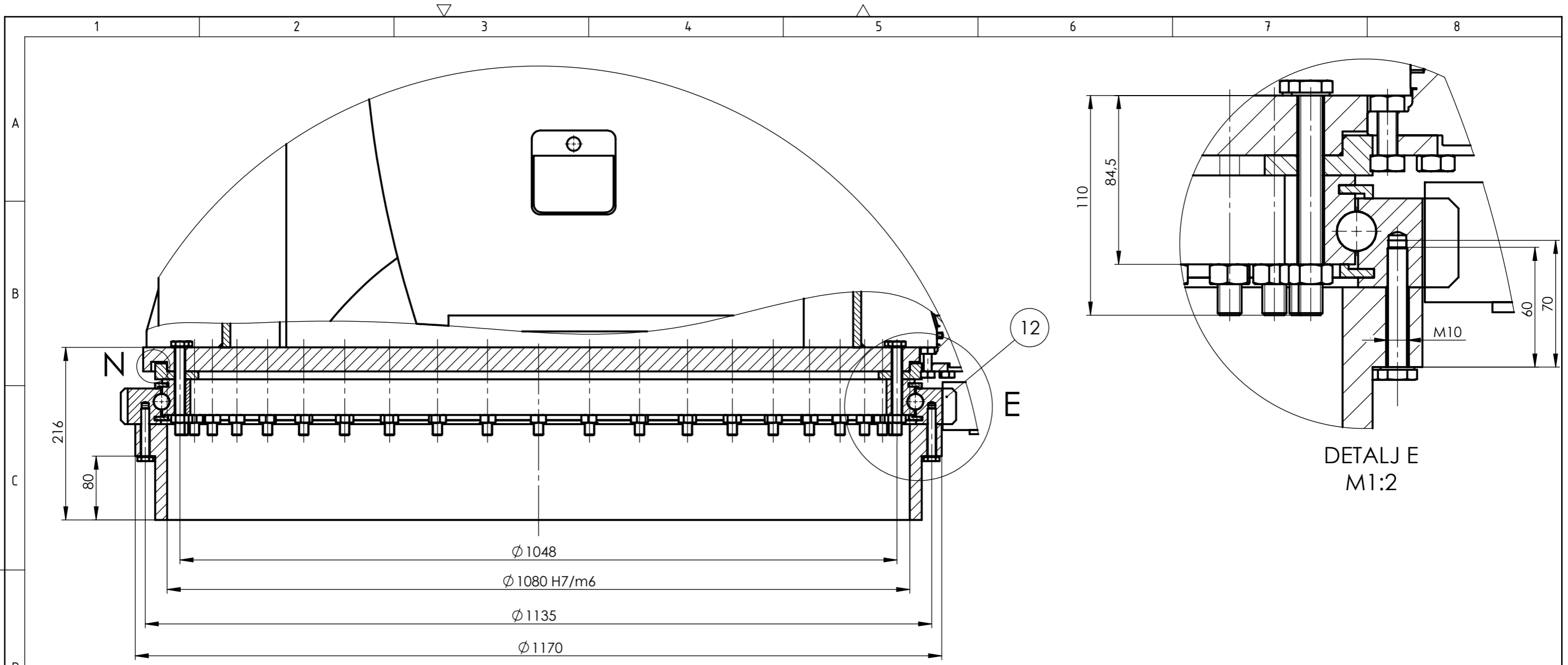
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø 100 H7/k6	Teleskopski dohvatnik	R. N. broj:
Ø 90 H7/k6		Smjer:
14 P9		Konstrukcijski
Ø 24 H7/k6		Masa:
		DIPLOMSKI RAD
		Kopija

Mjere pogonskog zupčanika	Materijal:	Masa:	Naziv:	Crtež broj:	AS-01
Modul	8		Teleskopski dohvatnik		
Kut zahvata	20°				
Broj zubi	15				
Diobeni promjer	112				
Tjemni promjer	128				
Podnožni promjer	93,5				

Mjerilo originala	M1:20	Crtež broj:	AS-01

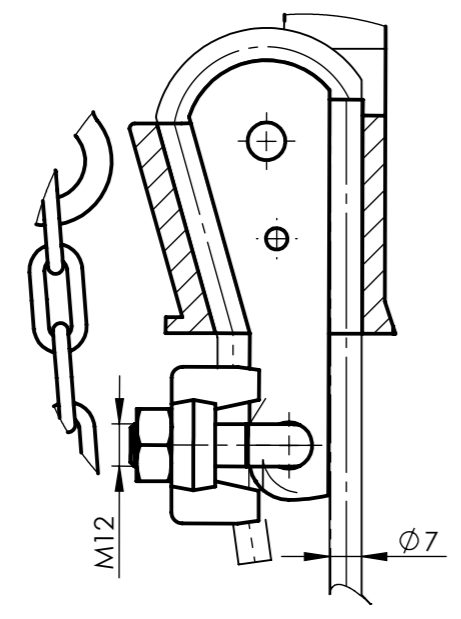
Mjere pogonskog zupčanika	Materijal:	Masa:	Naziv:	Crtež broj:	AS-01
Modul	8		Teleskopski dohvatnik		
Kut zahvata	20°				
Broj zubi	15				
Diobeni promjer	112				
Tjemni promjer	128				
Podnožni promjer	93,5				



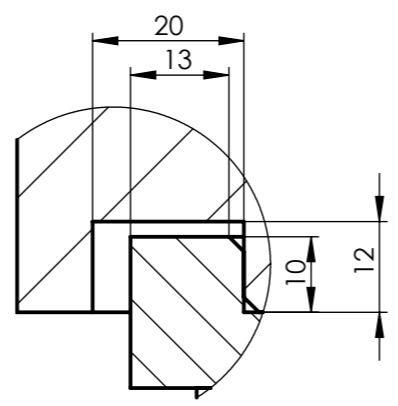


DETALJ E
M1:2

DETALJ D
M1:5

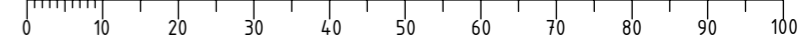


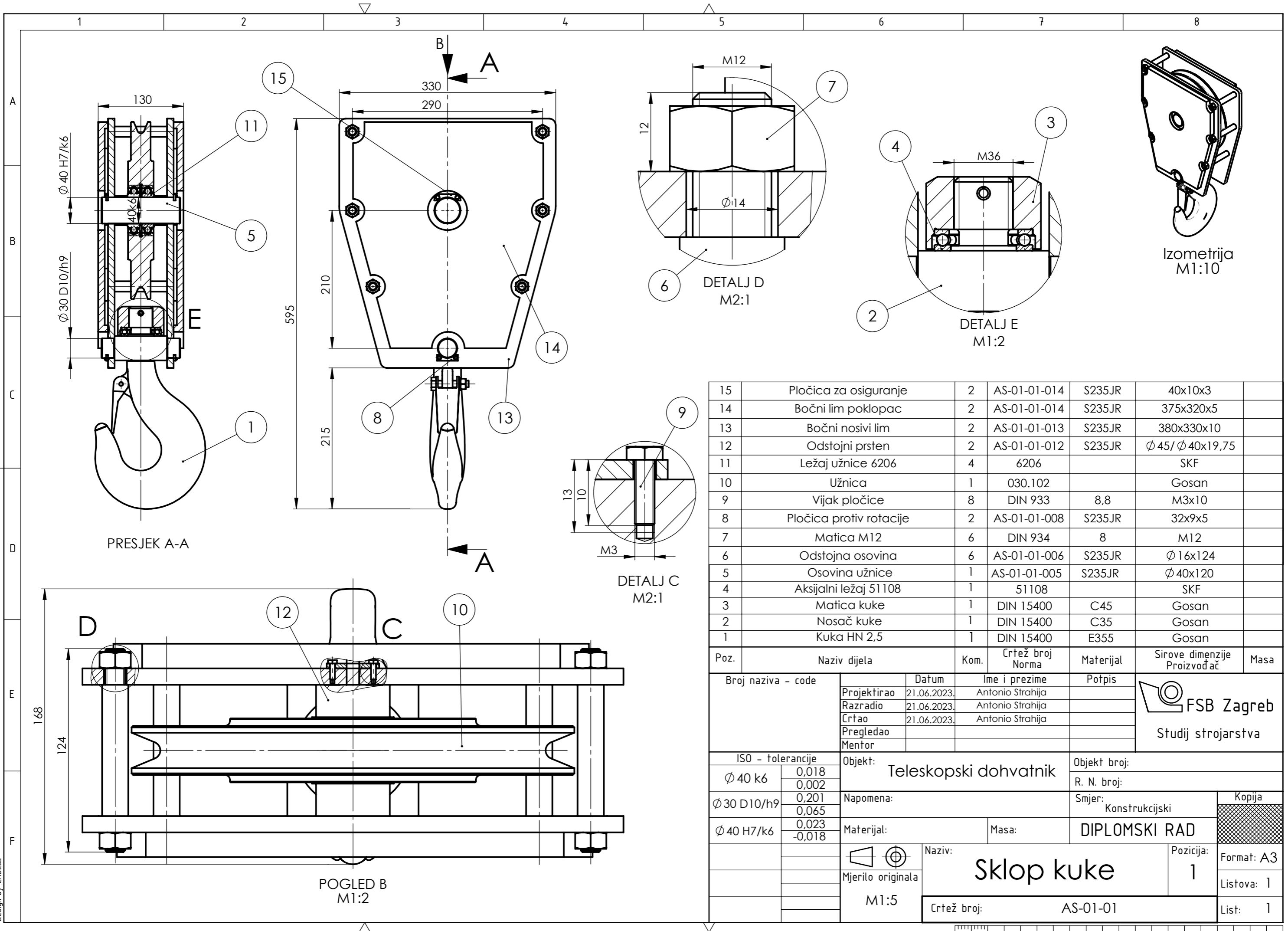
DETALJ M
M1:2



DETALJ N
M1:1

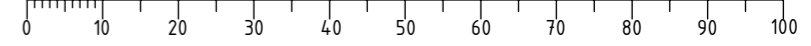
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	 Studij strojarstva		
Projektirao	20.06.2023.	Antonio Strahija				
Razradio	20.06.2023.	Antonio Strahija				
Crtao	20.06.2023.	Antonio Strahija				
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 1080 H7/m6	0,065 -0,106	Teleskopski dohvatnik		R. N. broj:		
		Napomena:		Smjer:		Kopija
		Materijal:		Konstrukcijski		
		Masa:		DIPLOMSKI RAD		
		Mjerilo originala		Naziv:		Format: A2
		M1:20		Teleskopski dohvatnik		Listova: 2
				Crtež broj: AS-01		List: 2



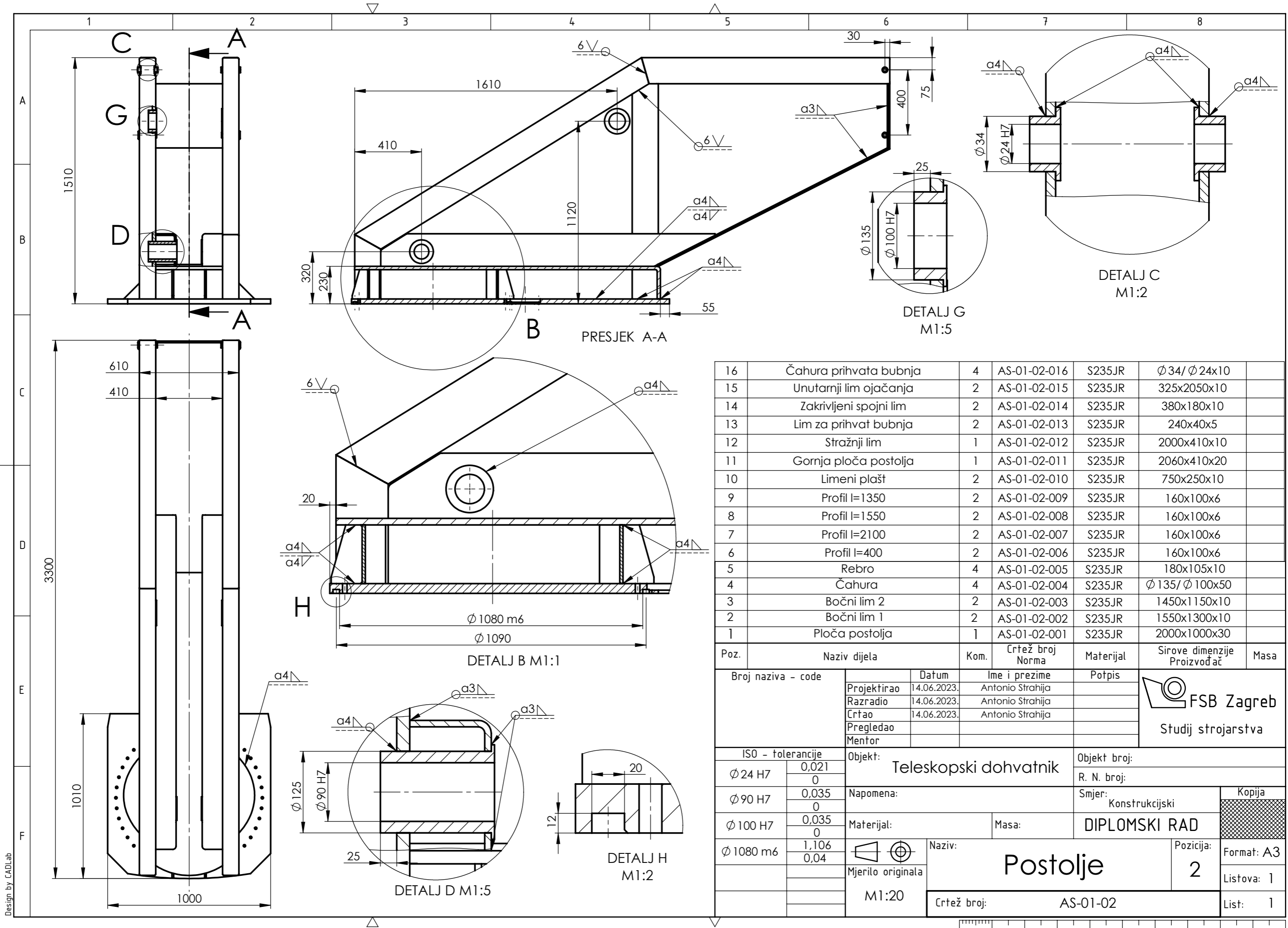


15	Pločica za osiguranje	2	AS-01-01-014	S235JR	40x10x3	
14	Bočni lim poklopac	2	AS-01-01-014	S235JR	375x320x5	
13	Bočni nosivi lim	2	AS-01-01-013	S235JR	380x330x10	
12	Odstojni prsten	2	AS-01-01-012	S235JR	Ø 45/ Ø 40x19,75	
11	Ležaj užnice 6206	4	6206		SKF	
10	Užnica	1	030.102		Gosan	
9	Vijak pločice	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	

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		21.06.2023.	Antonio Strahija		 Studij strojarstva	
Razradio		21.06.2023.	Antonio Strahija			
Crtao		21.06.2023.	Antonio Strahija			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik		Objekt broj:		
Ø 40 k6	0,018 0,002	Napomena:		R. N. broj:		
Ø 30 D10/h9	0,201 0,065	Materijal:		Smjer: Konstrukcijski		
Ø 40 H7/k6	0,023 -0,018	Masa:		Kopija		
Mjerilo originala		Naziv: Sklop kuke		DIPLOMSKI RAD		Format: A3
M1:5		Crtež broj: AS-01-01		1		Listova: 1
						List: 1



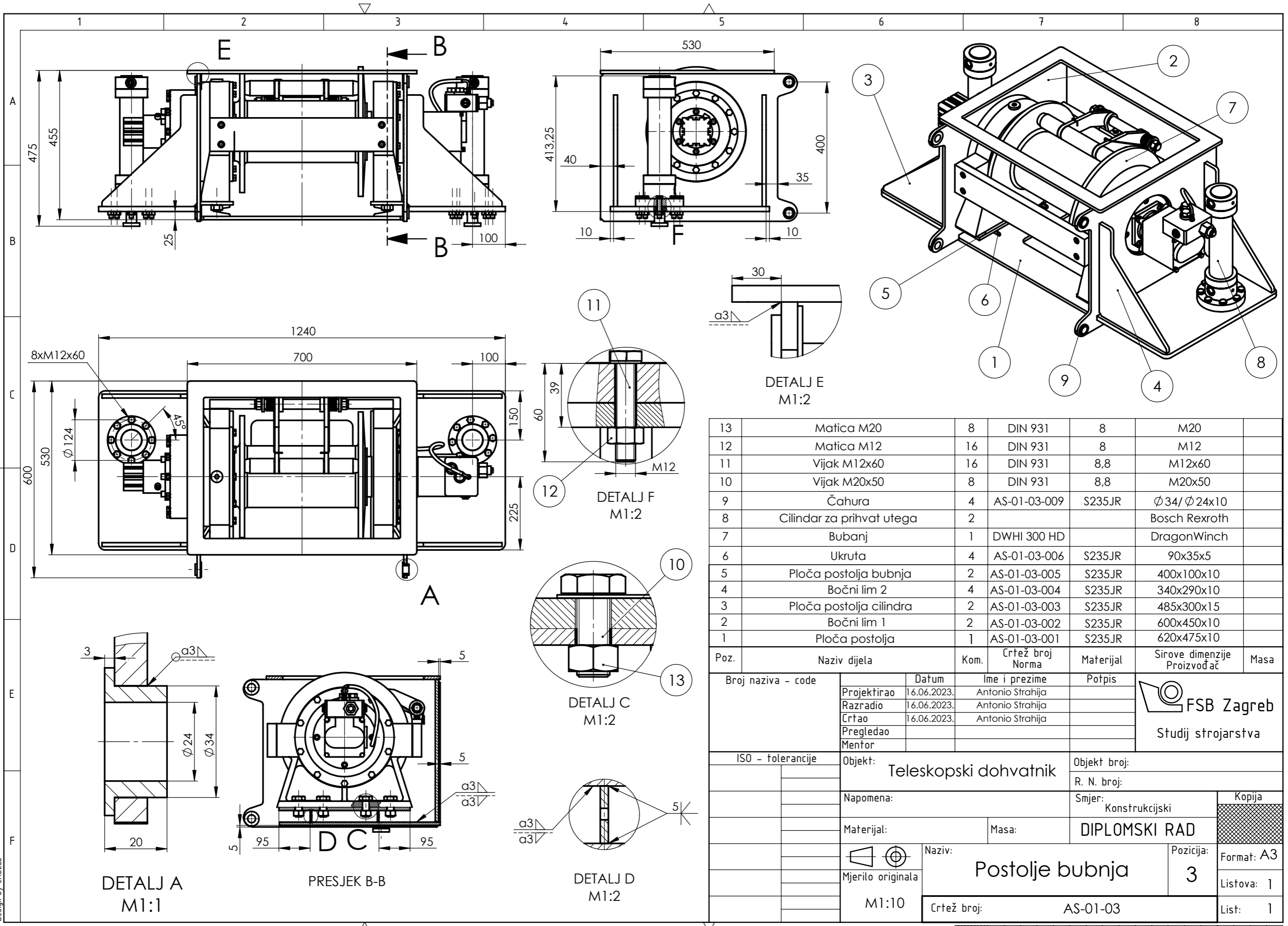
Design by CADlab



16	Čahura prihvata bubnja	4	AS-01-02-016	S235JR	Ø 34/ Ø 24x10	
15	Unutarnji lim ojačanja	2	AS-01-02-015	S235JR	325x2050x10	
14	Zakrivljeni spojni lim	2	AS-01-02-014	S235JR	380x180x10	
13	Lim za prihvat bubnja	2	AS-01-02-013	S235JR	240x40x5	
12	Stražnji lim	1	AS-01-02-012	S235JR	2000x410x10	
11	Gornja ploča postolja	1	AS-01-02-011	S235JR	2060x410x20	
10	Limeni plašt	2	AS-01-02-010	S235JR	750x250x10	
9	Profil I=1350	2	AS-01-02-009	S235JR	160x100x6	
8	Profil I=1550	2	AS-01-02-008	S235JR	160x100x6	
7	Profil I=2100	2	AS-01-02-007	S235JR	160x100x6	
6	Profil I=400	2	AS-01-02-006	S235JR	160x100x6	
5	Rebro	4	AS-01-02-005	S235JR	180x105x10	
4	Čahura	4	AS-01-02-004	S235JR	Ø 135/ Ø 100x50	
3	Bočni lim 2	2	AS-01-02-003	S235JR	1450x1150x10	
2	Bočni lim 1	2	AS-01-02-002	S235JR	1550x1300x10	
1	Ploča postolja	1	AS-01-02-001	S235JR	2000x1000x30	

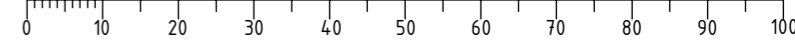
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao		14.06.2023.	Antonio Strahija		Potpis	
Razradio		14.06.2023.	Antonio Strahija			
Crtao		14.06.2023.	Antonio Strahija		Objekt broj:	
Pregledao				R. N. broj:		
Mentor				Smjer: Konstrukcijski		Kopija
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik		Objekt broj:		
Ø 24 H7	0,021 0	Napomena:		R. N. broj:		
Ø 90 H7	0,035 0	Materijal:		Smjer: Konstrukcijski		<div style="background-color: #cccccc; width: 20px; height: 10px;"></div> Kopija
Ø 100 H7	0,035 0	Masa:		DIPLOMSKI RAD		
Ø 1080 m6	1,106 0,04	Naziv: Postolje		Pozicija: 2		<div style="background-color: #cccccc; width: 20px; height: 10px;"></div> Format: A3
Mjerilo originala M1:20		Crtež broj: AS-01-02		Listova: 1		
				List: 1		

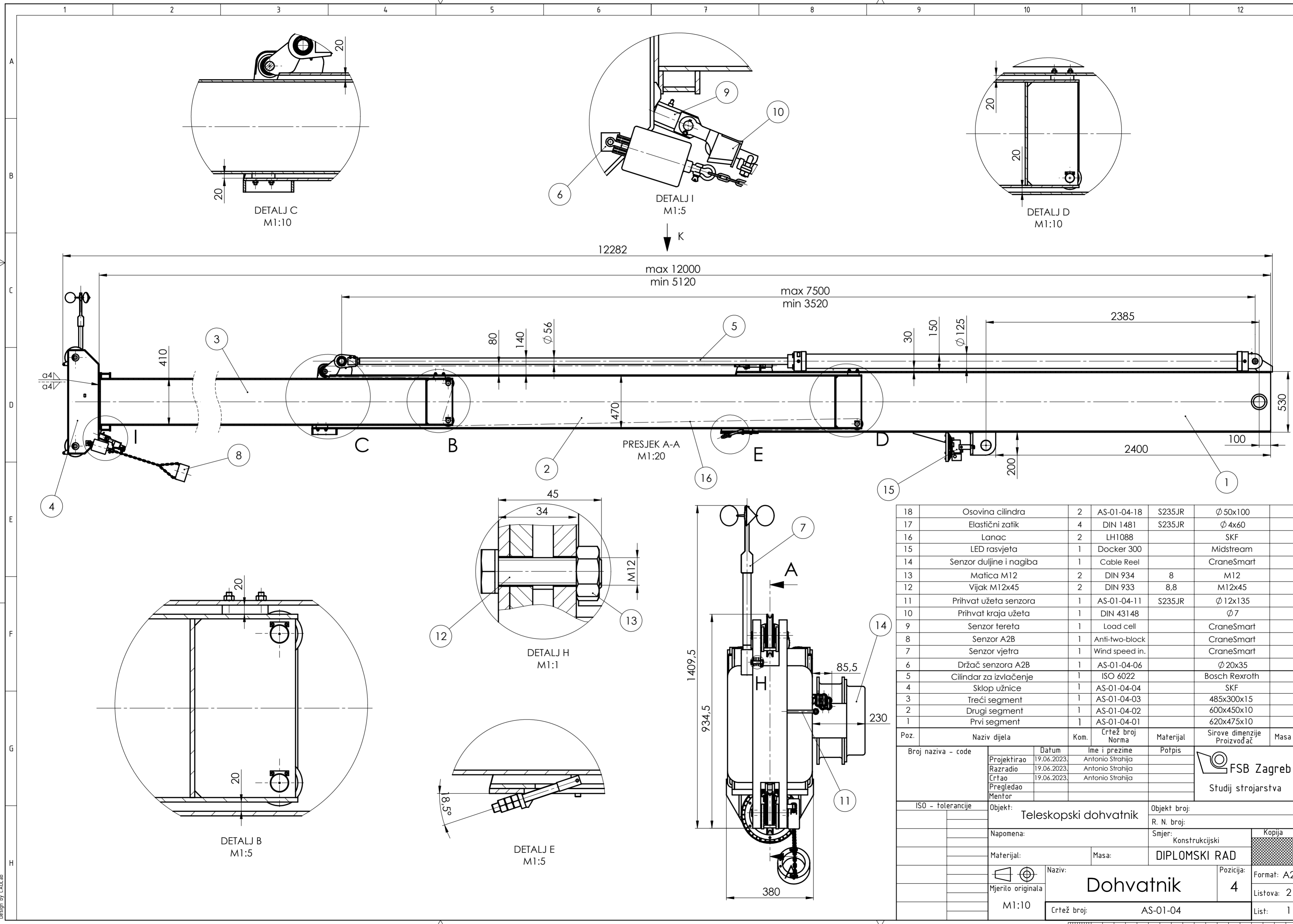




Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
13	Matica M20	8	DIN 931	8	M20	
12	Matica M12	16	DIN 931	8	M12	
11	Vijak M12x60	16	DIN 931	8,8	M12x60	
10	Vijak M20x50	8	DIN 931	8,8	M20x50	
9	Čahura	4	AS-01-03-009	S235JR	Ø 34/ Ø 24x10	
8	Cilindar za prihvat utega	2			Bosch Rexroth	
7	Bubanj	1	DWHI 300 HD		DragonWinch	
6	Ukruta	4	AS-01-03-006	S235JR	90x35x5	
5	Ploča postolja bubnja	2	AS-01-03-005	S235JR	400x100x10	
4	Bočni lim 2	4	AS-01-03-004	S235JR	340x290x10	
3	Ploča postolja cilindra	2	AS-01-03-003	S235JR	485x300x15	
2	Bočni lim 1	2	AS-01-03-002	S235JR	600x450x10	
1	Ploča postolja	1	AS-01-03-001	S235JR	620x475x10	

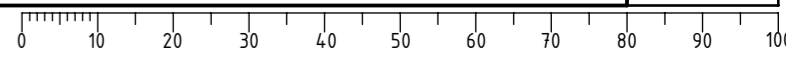
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao		16.06.2023.	Antonio Strahija		
Razradio		16.06.2023.	Antonio Strahija		
Crtao		16.06.2023.	Antonio Strahija		
Pregledao					
Mentor					
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik		Objekt broj:	
		Napomena:		R. N. broj:	
		Materijal:		Smjer: Konstrukcijski	
		Masa:		Kopija	
		Naziv: Postolje bubnja		DIPLOMSKI RAD	
		Mjerilo originala: M1:10		Pozicija: 3	
		Crtež broj: AS-01-03		Format: A3	
				Listova: 1	
				List: 1	



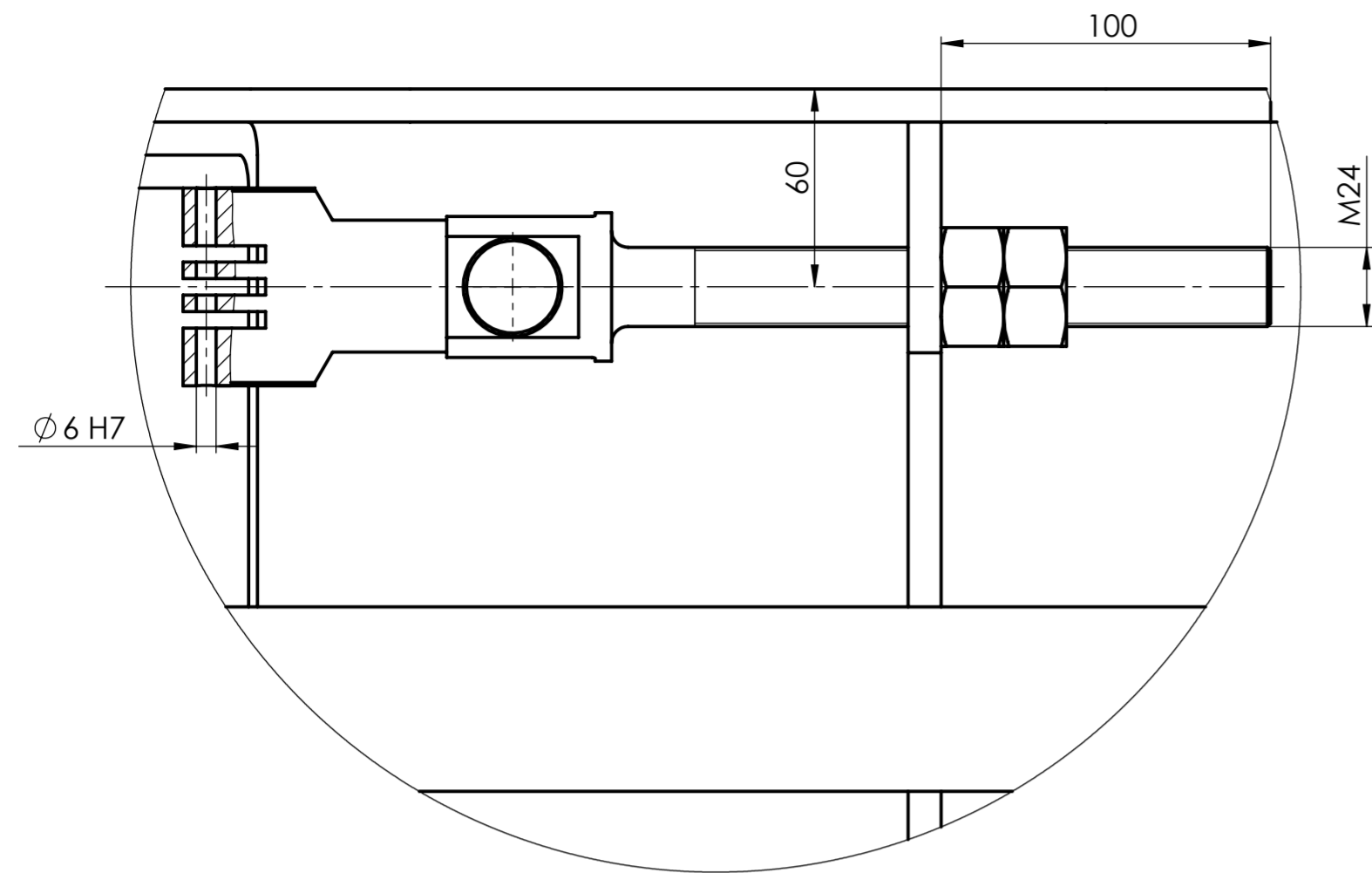


18	Osovina cilindra	2	AS-01-04-18	S235JR	Ø 50x100	
17	Elastični zatik	4	DIN 1481	S235JR	Ø 4x60	
16	Lanac	2	LH1088		SKF	
15	LED rasvjeta	1	Docker 300		Midstream	
14	Senzor duljine i nagiba	1	Cable Reel		CraneSmart	
13	Matica M12	2	DIN 934	8	M12	
12	Vijak M12x45	2	DIN 933	8,8	M12x45	
11	Prihvat užeta senzora	1	AS-01-04-11	S235JR	Ø 12x135	
10	Prihvat kraja užeta	1	DIN 43148		Ø 7	
9	Senzor tereta	1	Load cell		CraneSmart	
8	Senzor A2B	1	Anti-two-block		CraneSmart	
7	Senzor vjetra	1	Wind speed in.		CraneSmart	
6	Držač senzora A2B	1	AS-01-04-06		Ø 20x35	
5	Cilindar za izvlačenje	1	ISO 6022		Bosch Rexroth	
4	Sklop užnice	1	AS-01-04-04		SKF	
3	Treći segment	1	AS-01-04-03		485x300x15	
2	Drugi segment	1	AS-01-04-02		600x450x10	
1	Prvi segment	1	AS-01-04-01		620x475x10	

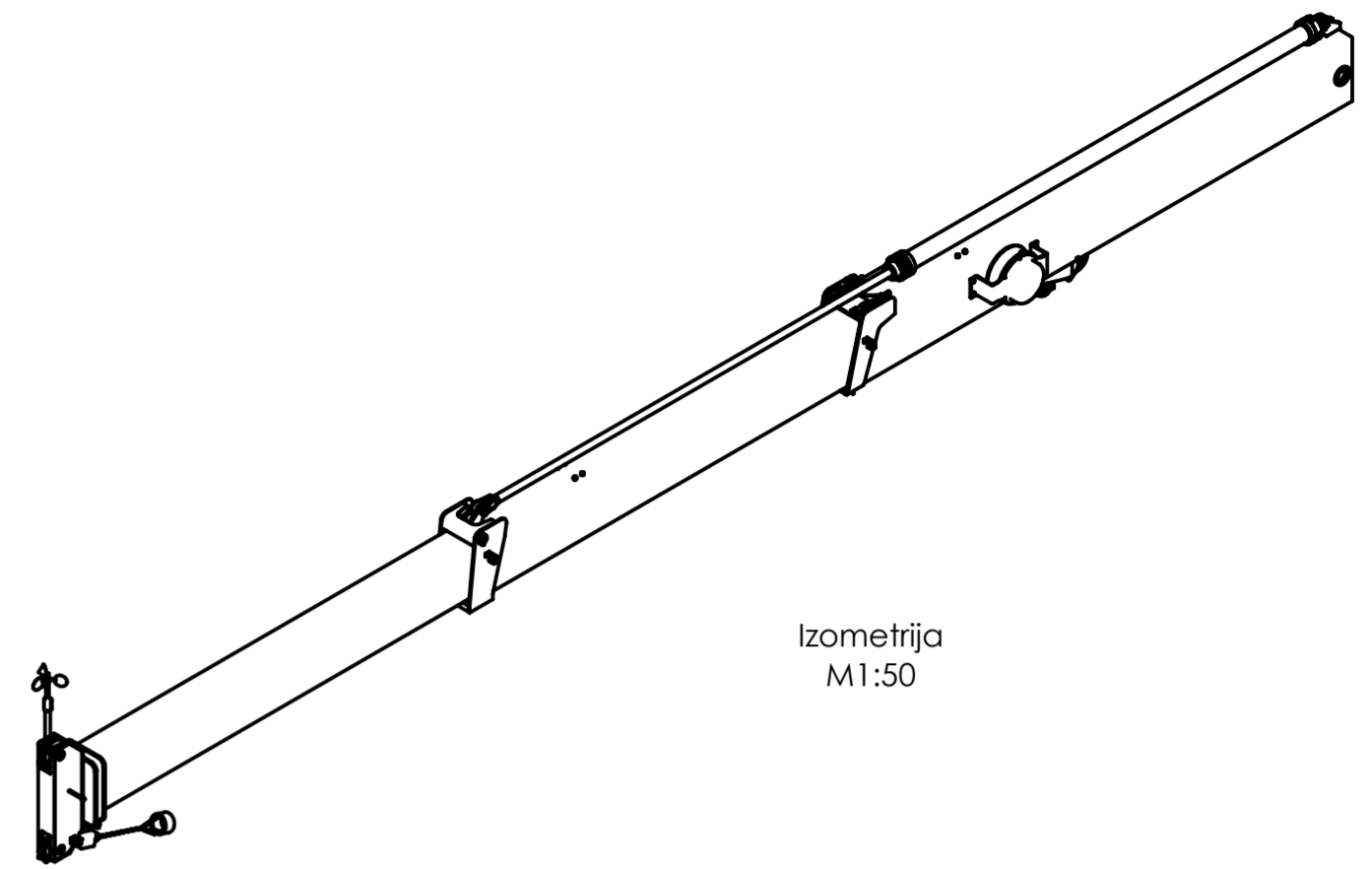
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa																								
<table border="1"> <tr> <td>Broj naziva - code</td> <td>Datum</td> <td>Ime i prezime</td> <td>Potpis</td> </tr> <tr> <td>Projekтираo</td> <td>19.06.2023.</td> <td>Antonio Strahija</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Razradio</td> <td>19.06.2023.</td> <td>Antonio Strahija</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Crtao</td> <td>19.06.2023.</td> <td>Antonio Strahija</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Pregledao</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Mentor</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>							Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	Projekтираo	19.06.2023.	Antonio Strahija		Razradio	19.06.2023.	Antonio Strahija		Crtao	19.06.2023.	Antonio Strahija		Pregledao				Mentor			
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis																											
Projekтираo	19.06.2023.	Antonio Strahija																												
Razradio	19.06.2023.	Antonio Strahija																												
Crtao	19.06.2023.	Antonio Strahija																												
Pregledao																														
Mentor																														
ISO - tolerancije			Objekt: Teleskopski dohvatnik		Objekt broj:																									
			Napomena:		R. N. broj:																									
			Materijal:		Smjer: Konstrukcijski																									
			Masa:		Kopija																									
			Naziv: Dohvatnik		Format: A2																									
			Mjerilo originala: M1:10		Listova: 2																									
			Crtež broj: AS-01-04		List: 1																									



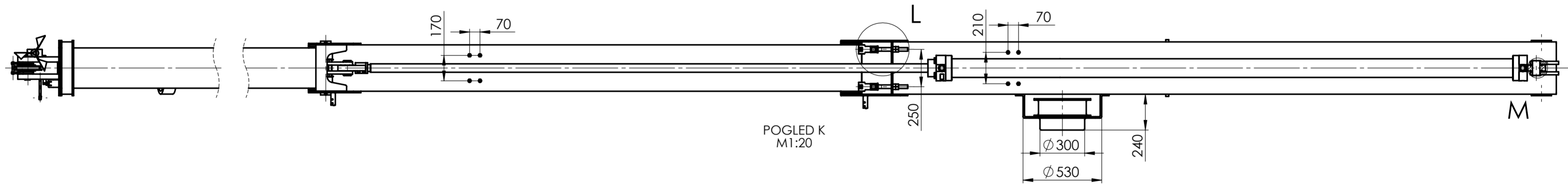
Design by CADlab



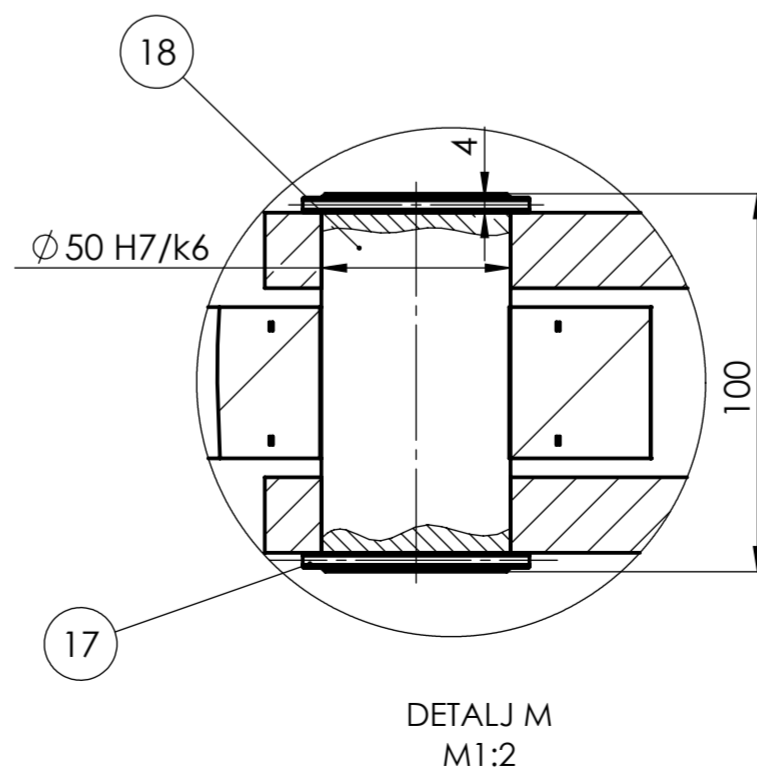
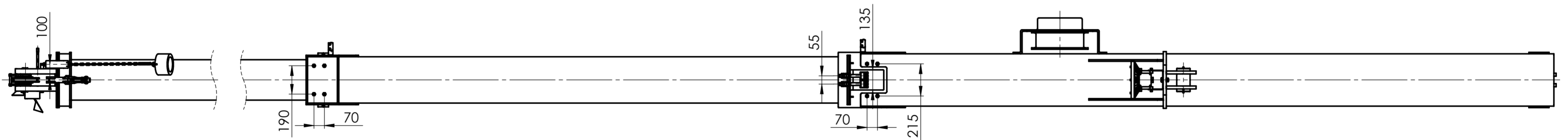
DETALJ L
M1:2



Izometrija
M1:50

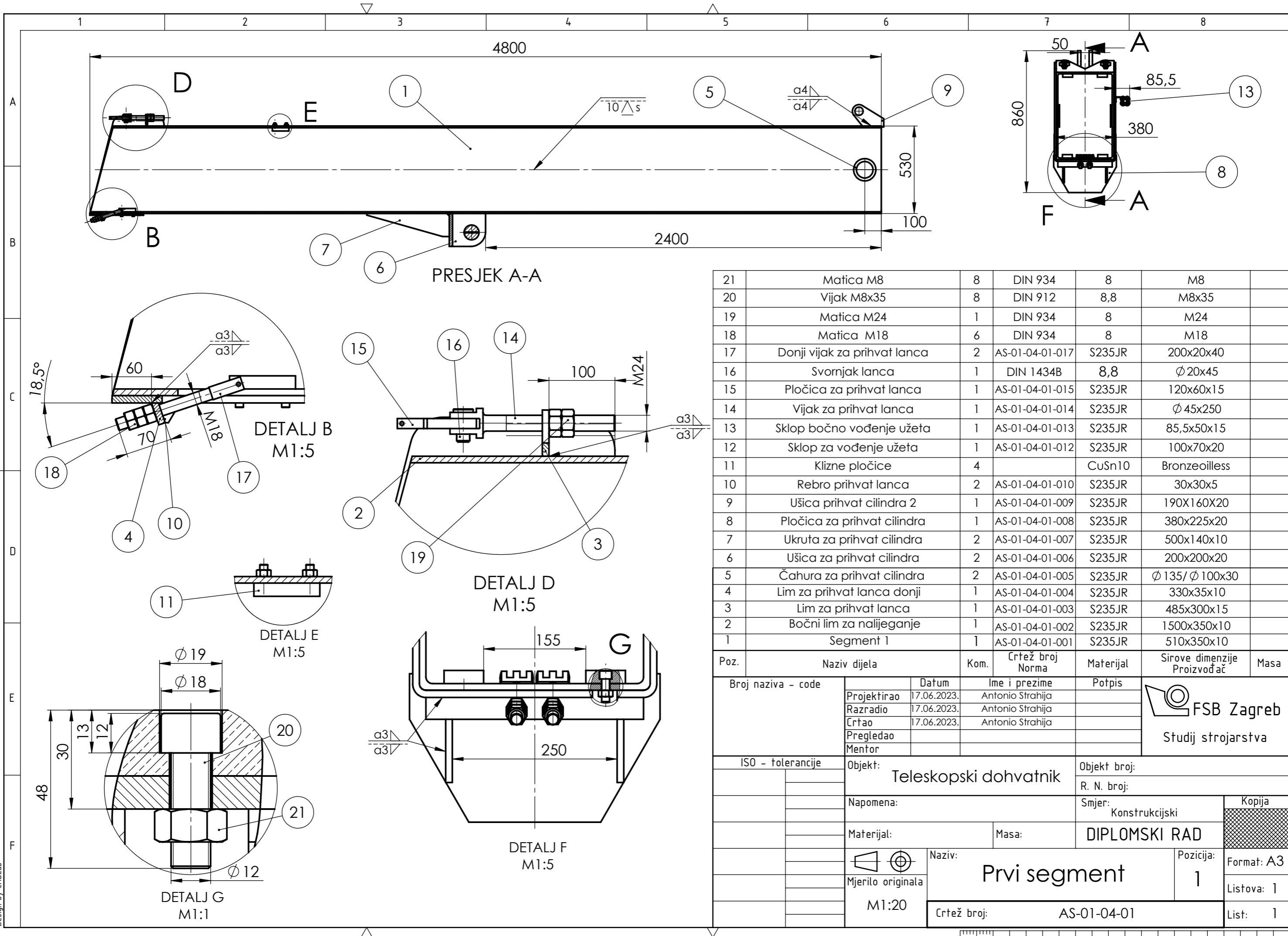


POGLED K
M1:20



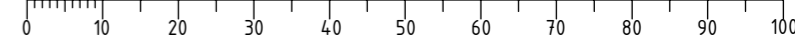
DETALJ M
M1:2

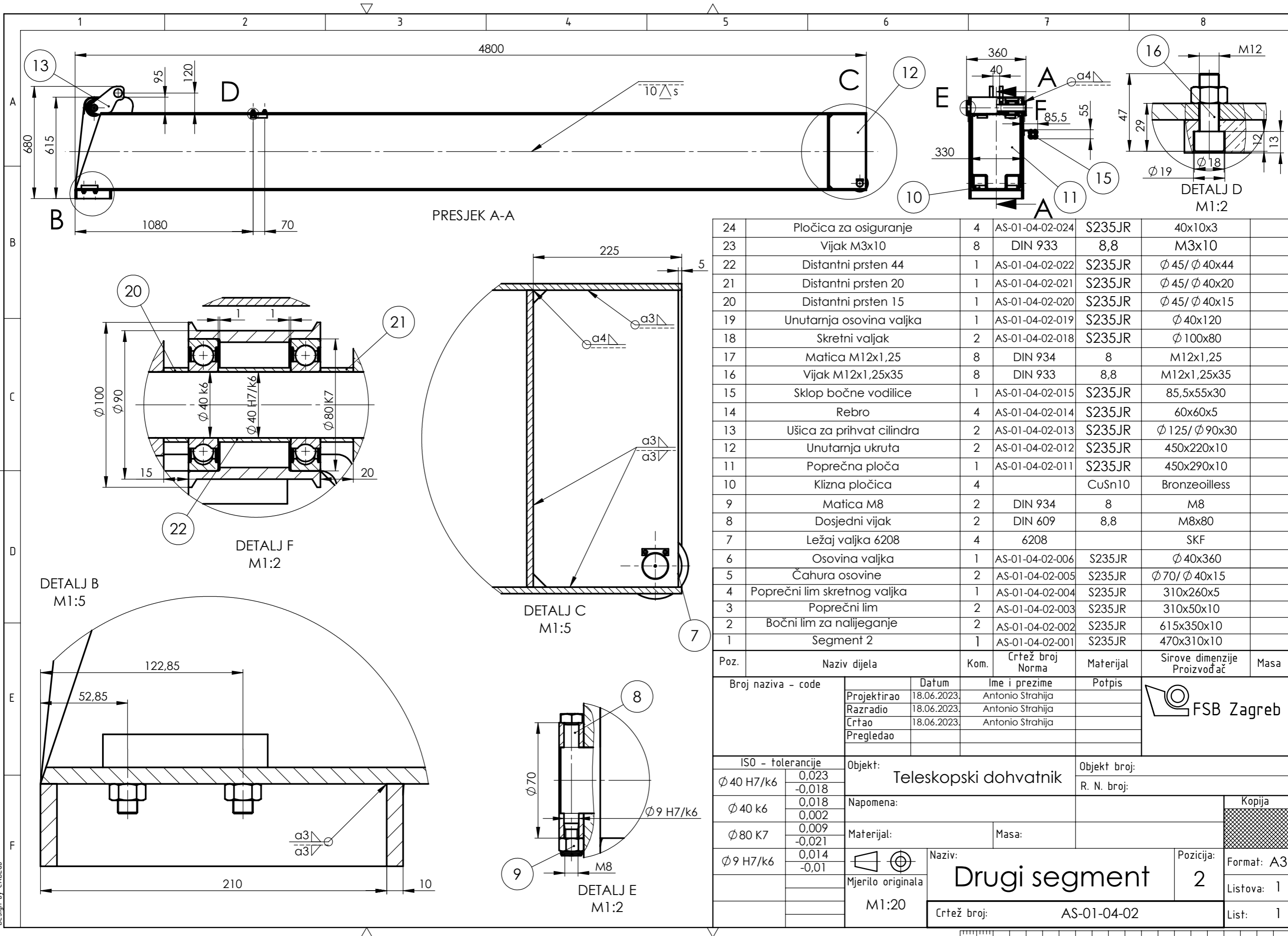
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao		19.06.2023	Antonio Strahija		Objekt broj:	
Razradio		19.06.2023	Antonio Strahija		R. N. broj:	
Crtao		19.06.2023	Antonio Strahija		Smjer: Konstrukcijski	
Pregledao					Kopija	
Mentor					Kopija	
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik			Objekt broj:	
Ø 50 H7/k6		0,023	R. N. broj:			
		-0,018	Smjer: Konstrukcijski			
Ø 6 H7		0,012	Materijal:			
		0	Masa:			
			DIPLOMSKI RAD			
			Naziv: Dohvatnik			Format: A2
			Mjerilo originala			4
			M1:50			Listova: 2
			Crtež broj: AS-01-04			List: 2



21	Matica M8	8	DIN 934	8	M8	
20	Vijak M8x35	8	DIN 912	8,8	M8x35	
19	Matica M24	1	DIN 934	8	M24	
18	Matica M18	6	DIN 934	8	M18	
17	Donji vijak za prihvat lanca	2	AS-01-04-01-017	S235JR	200x20x40	
16	Svornjak lanca	1	DIN 1434B	8,8	Ø 20x45	
15	Pločica za prihvat lanca	1	AS-01-04-01-015	S235JR	120x60x15	
14	Vijak za prihvat lanca	1	AS-01-04-01-014	S235JR	Ø 45x250	
13	Sklop bočno vođenje užeta	1	AS-01-04-01-013	S235JR	85,5x50x15	
12	Sklop za vođenje užeta	1	AS-01-04-01-012	S235JR	100x70x20	
11	Klizne pločice	4		CuSn10	Bronzeoilless	
10	Rebro prihvat lanca	2	AS-01-04-01-010	S235JR	30x30x5	
9	Ušica prihvat cilindra 2	1	AS-01-04-01-009	S235JR	190X160X20	
8	Pločica za prihvat cilindra	1	AS-01-04-01-008	S235JR	380x225x20	
7	Ukruta za prihvat cilindra	2	AS-01-04-01-007	S235JR	500x140x10	
6	Ušica za prihvat cilindra	2	AS-01-04-01-006	S235JR	200x200x20	
5	Čahura za prihvat cilindra	2	AS-01-04-01-005	S235JR	Ø 135/ Ø 100x30	
4	Lim za prihvat lanca donji	1	AS-01-04-01-004	S235JR	330x35x10	
3	Lim za prihvat lanca	1	AS-01-04-01-003	S235JR	485x300x15	
2	Bočni lim za nalijeganje	1	AS-01-04-01-002	S235JR	1500x350x10	
1	Segment 1	1	AS-01-04-01-001	S235JR	510x350x10	

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao		17.06.2023.	Antonio Strahija		 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Razradio		17.06.2023.	Antonio Strahija			
Crtao		17.06.2023.	Antonio Strahija			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik			Objekt broj:	
		Napomena:			R. N. broj:	
		Materijal:			Smjer: Konstruktivski	
		Masa:			DIPLOMSKI RAD	
		Naziv: Prvi segment			Kopija	
		Mjerilo originala: M1:20			Format: A3	
		Crtež broj: AS-01-04-01			Listova: 1	
					List: 1	

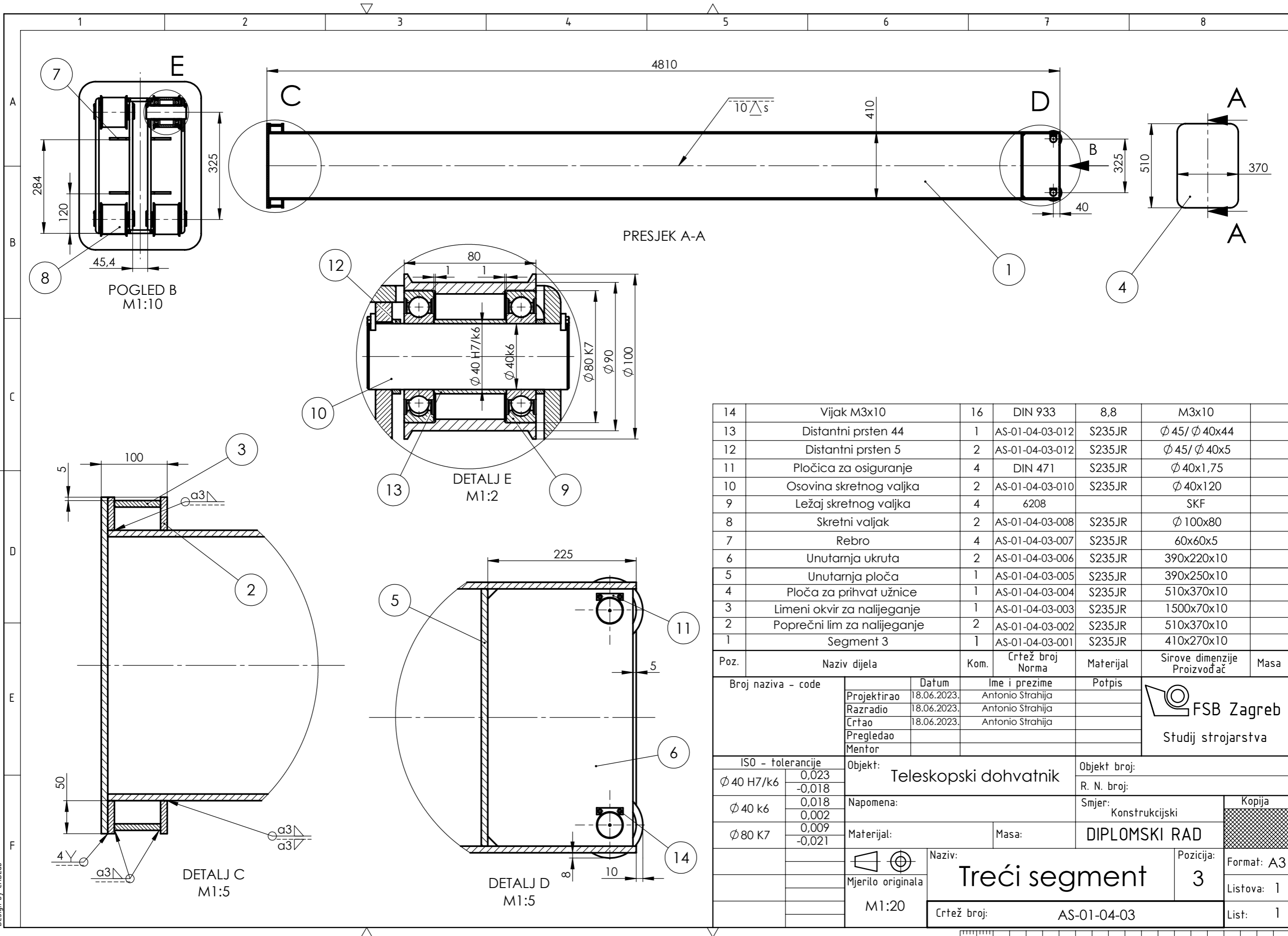




24	Pločica za osiguranje	4	AS-01-04-02-024	S235JR	40x10x3
23	Vijak M3x10	8	DIN 933	8,8	M3x10
22	Distantni prsten 44	1	AS-01-04-02-022	S235JR	∅ 45/ ∅ 40x44
21	Distantni prsten 20	1	AS-01-04-02-021	S235JR	∅ 45/ ∅ 40x20
20	Distantni prsten 15	1	AS-01-04-02-020	S235JR	∅ 45/ ∅ 40x15
19	Unutarnja osovina valjka	1	AS-01-04-02-019	S235JR	∅ 40x120
18	Skretni valjak	2	AS-01-04-02-018	S235JR	∅ 100x80
17	Matica M12x1,25	8	DIN 934	8	M12x1,25
16	Vijak M12x1,25x35	8	DIN 933	8,8	M12x1,25x35
15	Sklop bočne vodilice	1	AS-01-04-02-015	S235JR	85,5x55x30
14	Rebro	4	AS-01-04-02-014	S235JR	60x60x5
13	Ušica za prihvat cilindra	2	AS-01-04-02-013	S235JR	∅ 125/ ∅ 90x30
12	Unutarnja ukruta	2	AS-01-04-02-012	S235JR	450x220x10
11	Poprečna ploča	1	AS-01-04-02-011	S235JR	450x290x10
10	Klizna pločica	4		CuSn10	Bronzeoilless
9	Matica M8	2	DIN 934	8	M8
8	Dosjedni vijak	2	DIN 609	8,8	M8x80
7	Ležaj valjka 6208	4	6208		SKF
6	Osovina valjka	1	AS-01-04-02-006	S235JR	∅ 40x360
5	Čahura osovine	2	AS-01-04-02-005	S235JR	∅ 70/ ∅ 40x15
4	Poprečni lim skretnog valjka	1	AS-01-04-02-004	S235JR	310x260x5
3	Poprečni lim	2	AS-01-04-02-003	S235JR	310x50x10
2	Bočni lim za nalijezanje	2	AS-01-04-02-002	S235JR	615x350x10
1	Segment 2	1	AS-01-04-02-001	S235JR	470x310x10

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		
Projektirao		18.06.2023.	Antonio Strahija		Potpis	
Razradio		18.06.2023.	Antonio Strahija			
Crtao		18.06.2023.	Antonio Strahija			
Pregledao						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
∅ 40 H7/k6	0,023 -0,018	Teleskopski dohvatnik		R. N. broj:		
∅ 40 k6	0,018 0,002	Napomena:		Kopija		
∅ 80 K7	0,009 -0,021	Materijal:		Masa:		
∅ 9 H7/k6	0,014 -0,01	Mjerilo originala		Naziv:		
		M1:20		Drugi segment		Pozicija: 2
		Crtež broj:		AS-01-04-02		Format: A3
						Listova: 1
						List: 1





14	Vijak M3x10	16	DIN 933	8,8	M3x10	
13	Distantni prsten 44	1	AS-01-04-03-012	S235JR	Ø 45/ Ø 40x44	
12	Distantni prsten 5	2	AS-01-04-03-012	S235JR	Ø 45/ Ø 40x5	
11	Pločica za osiguranje	4	DIN 471	S235JR	Ø 40x1,75	
10	Osovina skretnog valjka	2	AS-01-04-03-010	S235JR	Ø 40x120	
9	Ležaj skretnog valjka	4	6208		SKF	
8	Skretni valjak	2	AS-01-04-03-008	S235JR	Ø 100x80	
7	Rebro	4	AS-01-04-03-007	S235JR	60x60x5	
6	Unutarnja ukruta	2	AS-01-04-03-006	S235JR	390x220x10	
5	Unutarnja ploča	1	AS-01-04-03-005	S235JR	390x250x10	
4	Ploča za prihvat užnice	1	AS-01-04-03-004	S235JR	510x370x10	
3	Limeni okvir za nalijeganje	1	AS-01-04-03-003	S235JR	1500x70x10	
2	Poprečni lim za nalijeganje	2	AS-01-04-03-002	S235JR	510x370x10	
1	Segment 3	1	AS-01-04-03-001	S235JR	410x270x10	

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao		18.06.2023.	Antonio Strahija			
Razradio		18.06.2023.	Antonio Strahija			
Crtao		18.06.2023.	Antonio Strahija			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt: Teleskopski dohvatnik		Objekt broj:		
Ø 40 H7/k6	0,023 -0,018	Napomena:		R. N. broj:		
Ø 40 k6	0,018 0,002	Materijal:		Smjer: Konstrukcijski		
Ø 80 K7	0,009 -0,021	Masa:		Kopija		
Mjerilo originala		Naziv: Treći segment		DIPLOMSKI RAD		
M1:20		Crtež broj: AS-01-04-03		Format: A3		
				Listova: 1		
				List: 1		



Design by CADlab

