

Konstruktivsko rješenje traktorskog priključka za zabijanje stupova u vinogradima

Cindrić, Luka

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:536965>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-29**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Luka Cindrić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof.dr.sc Dragan Žeželj, dipl. ing.

Student:

Luka Cindrić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Draganu Žeželju na korisnim savjetima tijekom izrade rada, posvećenom vremenu i strpljenju kojeg mi je pružio, te na ugodnim razgovorima.

A najviše od svega zahvaljujem se svojoj obitelji i djevojci koji su me cijelo vrijeme podržavali i bodrili u najtežim trenucima. Neizmjereno vam hvala.

Luka Cindrić



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 / 24 - 06 / 1	
Ur.broj: 15 - 24 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Luka Cindrić** JMBAG: 0035210664

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcijsko rješenje traktorskog priključka za zabijanje stupova u vinogradima**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design solution of the tractor attachment for pole placement on vineyards**

Opis zadatka:

Za razliku od tradicionalnog uzgoja vinove loze gdje se armatura u pravilu ne koristi, u intenzivnom uzgoju je ona nezaobilazna jer se njezinom primjenom postiže povoljan raspored mladica i listova, olakšava zaštita, smanjuje osipanje i povećava rodnost čokota, a dugotrajno olakšava održavanje vinograda. Stupovi, kao elementi armature, tradicionalno su drveni ili betonski, a u novije se vrijeme koriste i pocinčani čelični profili različitih poprečnih presjeka, dužina dva to tri metra. Zabijanje metalnih stupova u zemlju je zahtjevna zadaća, a ako je riječ o velikom broju, i dugotrajna. Cilj rada je napraviti konstrukcijsko rješenje traktorskog priključka za zabijanje takvih stupova.

U okviru rada potrebno je dati kratak pregled upotrebe čeličnih stupova u vinogradarstvu te pregled uređaja dostupnih na tržištu. Potrebno je izraditi funkcijsku dekompoziciju i morfološku matricu na temelju koje treba izraditi koncepte. Koncepte je potrebno vrednovati na temelju predloženih kriterija, a odabrani koncept konstrukcijski razraditi. Tijekom izrade rada posebnu pozornost posvetiti jednostavnosti i sigurnosti kod rukovanja uređajem.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

Računalni model odabranog rješenja uređaja izraditi u 3D CAD sustavu, cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu, norme kao i možebitno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

26. rujna 2024.

Zadatak zadao:

prof. dr. sc. Dragana Žeželj

Datum predaje rada:

28. studeni 2024.

Predviđeni datumi obrane:

5., 6. i 9.12.2024.

Predsjednik Povjerenstva:

prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

Sadržaj

Sadržaj.....	I
Popis slika.....	IV
Popis tablica.....	VII
Popis tehničke dokumentacije.....	VIII
Popis oznaka.....	IX
Sažetak.....	XVI
Summary.....	XVII
1. Uvod.....	1
2. Vinogradi.....	2
3. Podjela vinograda s obzirom na nagib tla.....	3
4. Vrste stupova za vinograd i načini postavljanja stupova.....	4
5. Čelični stupovi.....	5
6. Načini ugradnje čeličnih stupova.....	6
7. Izvori snage za priključke.....	7
7.1. Izlazno vratilo na traktoru.....	7
7.2. Hidraulički sustav traktora.....	8
8. Priključak za traktor.....	9
9. Izbor traktora za pogon priključka.....	11
10. Istraživanje tržišta.....	12
10.1. VIBRESCOPIC 150.....	12
10.2. VIBRESCOPIC II VITI.....	13
10.3. Piantapali a 5 movimenti.....	15
10.4. BAT 3300 P.....	16

10.5. Piantapali Olmi	17
11. Funkcijska analiza.....	18
12. Morfološka matrica.....	19
13. Konceptualna rješenja.....	22
13.1. Koncept 1	22
13.2. Koncept 2.....	24
14. Vrednovanje koncepata.....	26
15. Proračun komponenti i prikaz konstrukcijskog rješenja.....	28
15.1. Dopuštena sila zabijanja stupova.....	28
15.2. Odabir hidrauličkog zabijača	30
15.3. Proračun zavora noseće ploče	31
15.4. Proračun zavora unutarnjeg horizontalnog profila.....	33
15.5. Proračun horizontalnog teleskopa.....	36
15.6. Proračun zavora vanjskog horizontalnog profila	38
15.7. Odabir cilindra za horizontalni teleskop	40
15.8. Proračun zavora ušice horizontalnog cilindra	42
15.9. Proračun svornjaka horizontalnog cilindra	44
15.10. Odabir cilindra za vertikalni teleskop	45
15.11. Provjera vertikalnog cilindra na mogućnost izvijanja.....	48
15.12. Proračun zavora ušice vertikalnog cilindra	50
15.13. Proračun svornjaka vertikalnog cilindra	51
15.14. Sila nagibnog cilindra i reakcijske sile u zglobnom osloncu.....	52
15.15. Odabir nagibnog cilindra	54
15.16. Proračun vertikalnog teleskopa.....	55
15.17. Proračun zavora pojačanja ušice nagibnog cilindra.....	58

15.18. Proračun zavora ušice nagibnog cilindra	60
15.19. Proračun ušice nagibnog cilindra.....	62
15.20. Proračun svornjaka nagibnog cilindra	63
15.21. Proračun zavora pojačanja ušice zglobnog oslonca.....	64
15.22. Proračun zavora ušice zglobnog oslonca	66
15.23. Proračun zglobne ušice	67
15.24. Proračun svornjaka zglobnog oslonca	69
15.25. Odabir zglobne čahure	69
15.26. Proračun konzolnog profila.....	70
15.27. Proračun zavora profila	73
15.28. Reakcijske sile u ležajevima i osloncu.....	75
15.29. Izračun sile rotacijskog cilindra i odabir hidrauličkog cilindra	77
15.30. Ukupna sila u ležaju i odabir ležaja	79
15.31. Sile na osovini i provjera čvrstoće osovine.....	81
15.32. Proračun ušica oslonca osovine	83
15.33. Proračun zavora ušica oslonca osovine.....	87
15.34. Proračun ušice rotacijskog cilindra	90
15.35. Proračun zavora ušice rotacijskog cilindra	91
15.36. Proračun svornjaka rotacijskog cilindra.....	93
16. Opis uređaja i njegove tehničke karakteristike	94
17. Prikaz konačnog rješenja	95
18. Zaključak.....	98
Literatura.....	99
Prilozi	100

Popis slika

Slika 1. Vinova loza	2
Slika 2. Prikaz vinograda	2
Slika 3. Vinogradi na strmim površinama.....	3
Slika 4. Oblici poprečnih presjeka stupova.....	5
Slika 5. Krajnji stupovi	6
Slika 6. Primjer hidrauličkog zabijača	7
Slika 7. Kardansko vratilo.....	8
Slika 8. Hidraulički priključak traktora	8
Slika 9. Spoj u tri točke.....	9
Slika 10. Oznake dimenzija komponenti priključka	10
Slika 11. John Deere 5075EN.....	11
Slika 12. Vibrescopic 150	12
Slika 13. Vibrescopic 150 pri radu.....	13
Slika 14. Vibrescopic II viti	14
Slika 15. Piantapali a 5 movimenti	15
Slika 16. BAT 3300 P.....	16
Slika 17. Piantapali Olmi	17
Slika 18. Funkcijska analiza	18
Slika 19. Koncept 1	23
Slika 20. Koncept 1 – presjek A.....	24
Slika 21. Koncept 2.....	25
Slika 22. Koncept 2 - presjek A	26
Slika 23. Stvarni profil stupa i približan model	29
Slika 24. Model izvijanja	29
Slika 25. Hidraulički zabijač E01 i alat	31
Slika 26. Presjek zavara noseće ploče.....	31
Slika 27. Prikaz zavara noseće ploče	32
Slika 28. Prikaz mjesta zavara unutarnjeg horizontalnog profila	34
Slika 29. Presjek zavara horizontalnog profila	34
Slika 30. Horizontalni teleskop.....	36

Slika 31. Proračunski model	36
Slika 32. Dijagrami poprečnih sila i momenata savijanja - horizontalni teleskop.....	37
Slika 33. Prikaz mjesta zavora vanjskog horizontalnog profila.....	39
Slika 34. Presjek zavora vanjskog horizontalnog profila.....	39
Slika 35. Položaj za izračun sile horizontalnog cilindra.....	40
Slika 36. Sile na unutarnjem profilu horizontalnog teleskopa.....	41
Slika 37. Karakteristike horizontalnog cilindra	42
Slika 38. Ušica horizontalnog cilindra.....	42
Slika 39. Presjek zavora ušice horizontalnog cilindra	43
Slika 40. Prikaz spoja svornjakom.....	44
Slika 41. Položaj za izračun sile vertikalnog cilindra.....	45
Slika 42. Sile na unutarnjem profilu vertikalnog teleskopa.....	46
Slika 43. Karakteristike vertikalnog cilindra	48
Slika 44. Model izvijanja klipnjače vertikalnog cilindra	49
Slika 45. Prikaz ušice vertikalnog cilindra	50
Slika 46. Presjek zavora ušice vertikalnog cilindra	50
Slika 47. Sila nagibnog cilindra i reakcijske sile zglobnog oslonca.....	52
Slika 48. Graf sile nagibnog cilindra	54
Slika 49. Karakteristike nagibnog cilindra.....	54
Slika 50. Proračunski model vertikalnog teleskopa.....	55
Slika 51. Dijagram normalnih sila vertikalnog teleskopa.....	56
Slika 52. Dijagram poprečnih sila vertikalnog teleskopa	56
Slika 53. Dijagram momenata savijanja vertikalnog teleskopa.....	56
Slika 54. Prikaz zavora pojačanja ušice nagibnog cilindra	59
Slika 55. Presjek zavora pojačanja ušice nagibnog cilindra	59
Slika 56. Presjek zavora ušice nagibnog cilindra.....	61
Slika 57. Presjek ušice nagibnog cilindra	62
Slika 58. Prikaz zavora pojačanja zglobne ušice	64
Slika 59. Presjek zavora pojačanja ušice zglobnog oslonca	64
Slika 60. Presjek zavora ušice zglobnog oslonca.....	66
Slika 61. Presjek ušice zglobnog oslonca	67

Slika 62. Čahura PCM 182010 E.....	70
Slika 63. Konzolni profil.....	70
Slika 64. Konzolni profil – dijagram normalnih sila	71
Slika 65. Konzolni profil - dijagram poprečnih sila	72
Slika 66. Konzolni profil – dijagram momenata savijanja	72
Slika 67. Prikaz zavara konzolnog profila	74
Slika 68. Presjek zavara konzolnog profila.....	74
Slika 69. Reakcijske sile u ležajevima i osloncu	75
Slika 70. Osi tromosti	77
Slika 71. Karakteristike rotacijskog cilindra.....	79
Slika 72. Položaj za najveću silu u ležaju	80
Slika 73. Odabrani valjni ležaj.....	81
Slika 74. Sile na osovini.....	81
Slika 75. Poprečne sile i momenti savijanja osovine.....	82
Slika 76. Prikaz gornje ušice oslonca osovine	84
Slika 77. Presjek gornje ušice oslonca osovine	84
Slika 78. Prikaz donje ušice oslonca osovine	85
Slika 79. Presjek donje ušice oslonca osovine.....	85
Slika 80. Presjek zavara gornje ušice oslonca osovine	87
Slika 81. Presjek zavara donje ušice oslonca osovine	88
Slika 82. Ušice rotacijskog cilindra	90
Slika 83. Presjek ušice rotacijskog cilindra	90
Slika 84. Presjek zavara ušice rotacijskog cilindra.....	92
Slika 85. Izometrijski prikaz 1	95
Slika 86. Izometrijski prikaz 2	95
Slika 87. Priključak u nagnutom prema nazad položaju.....	96
Slika 88. Priključak u zakrenutom položaju	96
Slika 89. Priključak u nagnutom prema naprijed položaju	97

Popis tablica

Tablica 1. Kategorije spojeva u tri točke	9
Tablica 2. Standardne dimenzije	10
Tablica 3. Tehničke karakteristike traktora John Deere 5075EN.....	11
Tablica 4. Vibrescopic 150 karakteristika	13
Tablica 5. Vibrescopis II viti karakteristika	14
Tablica 6. Piantapali a 5 movimenti karakteristike	16
Tablica 7. Piantapali Olmi karakterisike	17
Tablica 8. Morfološka matrica	19
Tablica 9. Vrednovanje koncepata	27
Tablica 10. Tehničke karakteristike hidrauličkog zabijača E01	31
Tablica 11. Tehničke karakteristike traktorskog priključka	94

Popis tehničke dokumentacije

LC-00	Glavni sklop uređaja
LC-00-03	Sklop okvira
LC-00-02	Zavareni podsklop horizontalnog teleskopa
LC-00-01	Podsklop konzolnog profila i debelostijene cijevi
LC-00-01-01	Debelostijena cijev

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
λ_p	-	Granična vitkost
E	$\frac{N}{mm^2}$	Modul elastičnosti
σ_p	$\frac{N}{mm^2}$	Granica proporcionalnosti
σ_T	$\frac{N}{mm^2}$	Granica tečenja materijala
λ	-	Vitkost stupa
l_o	mm	Duljina izvijanja
I_{min}	mm ⁴	Moment tromosti oko druge glavne osi tromosti
A	mm ²	Površina poprečnog presjeka stupa, površina presjeka profila, površina presjeka zavora
l	mm	Duljina stupa
F_{kr}	N	Kritična sila izvijanja
F_c	N	Sila cilindra
G	N	Težina zabijača, noseće ploče i rebara
m_z	kg	Masa zabijača
m_{np}	kg	Masa noseće ploče
m_r	kg	Masa rebara
g	$\frac{m}{s^2}$	Ubrzanje Zemljine sile teže
M_G	Nmm	Moment sile G
M_{Fc}	Nmm	Moment sile F_c
I_x	mm ⁴	Moment tromosti presjeka zavora oko osi x
W_x	mm ³	Moment otpora presjeka zavora oko osi x
σ_x	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja oko osi x
τ	$\frac{N}{mm^2}$	Smično naprezanje, naprezanje svornjaka uslijed smične sile
σ_{red1}	$\frac{N}{mm^2}$	Reducirano naprezanje

σ_{red2}	$\frac{N}{mm^2}$	Reducirano naprezanje
σ_{dop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopušteno naprezanje
G_{hp}	N	Težina unutarnjeg horizontalnog profila
I_{y1}	mm^4	Moment tromosti presjeka na mjestu KP1 oko osi y
W_{y1}	mm^3	Moment otpora presjeka na mjestu KP1 oko osi y
I_{y2}	mm^4	Moment tromosti presjeka na mjestu KP2 oko osi y
W_{y2}	mm^3	Moment otpora presjeka na mjestu KP2 oko osi y
σ_{KP1}	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1 kada djeluje sila G
σ_{KP2}	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2 kada djeluje sila G
r	-	Odnos graničnih naprezanja
M_{Ghp}	Nmm	Moment sile G_{hp}
l_{hp}	mm	Krak sile G_{hp}
σ_y	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja oko osi y
F_B	N	Sila u osloncu B
F_A	N	Sila u osloncu A
F_o	N	Okomita komponenta sile G
l_B	mm	Krak sile F_B
l_A	mm	Krak sile F_A
α	°	Kut nagiba konstrukcije
F_{tr}	N	Sila trenja
μ	-	Faktor trenja
F_u	N	Usporedna komponenta sile G
F_{hc}	N	Sila horizontalnog cilindra
M_{Fhc}	Nmm	Moment sile horizontalnog cilindra
p_u	$\frac{N}{mm^2}$	Tlak na unutrašnjoj površini svornjaka

p_v	$\frac{N}{mm^2}$	Tlak na vanjskoj površini svornjaka
σ_f	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje svornjaka uslijed savijanja
p_{udop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopušteni tlak na unutarnjoj površini svornjaka
p_{vdop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopušteni tlak na vanjskoj površini svornjaka
σ_{fdop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopušteno naprezanje svornjaka uslijed savijanja
τ_{dop}	$\frac{N}{mm^2}$	Dopušteno naprezanje svornjaka uslijed smičnih sila
G_{hc}	N	Težina horizontalnog cilindra
G_{uvp}	N	Težina unutarnjeg vertikalnog profila
G_{vc}	N	Težina vertikalnog cilindra
F_{vc}	N	Sila vertikalnog cilindra
M_{Fvc}	Nmm	Moment sile vertikalnog cilindra
F_{Rx}	N	Reaktivna sila oslonca u x smjeru
F_{Ry}	N	Reaktivna sila oslonca u y smjeru
F_{nc}	N	Sila nagibnog cilindra
β	°	Kut nagibnog cilindra
G_{vp}	N	Težina vertikalnog profila
G_{vhp}	N	Težina vanjskog horizontalnog profila
l_y	mm	Krak horizontalne komponente sile F_{nc}
l_x	mm	Krak vertikalne komponente sile F_{nc}
l_{vp}	mm	Krak sile G_{vp}
l_{vc}	mm	Krak sile G_{vc}
l_{hc}	mm	Krak sile G_{hc}
l_{hp}	mm	Krak sile G_{hp}
l_{vhp}	mm	Krak sile G_{vhp}
G_{uk}	N	Ukupna težina
G_{vpc}	N	Težina vertikalnog profila i vertikalnog cilindra

M_{Guk}	Nmm	Moment sile G_{uk}
M_{Gvpc}	Nmm	Moment sile G_{vpc}
M_{Fnc}	Nmm	Moment sile F_{nc}
M_{FRy}	Nmm	Moment sile F_{Ry}
M_{FRx}	Nmm	Moment sile F_{Rx}
l_{Fnc}	mm	Krak sile F_{nc}
l_{FRy}	mm	Krak sile F_{Ry}
l_{FRx}	mm	Krak sile F_{Rx}
γ	°	Kut između nagibnog cilindra i uzdužne osi vertikalnog teleskopa
A_{KP1}	mm ²	Površina poprečnog presjeka na mjestu KP1
A_{KP2}	mm ²	Površina poprečnog presjeka na mjestu KP2
$\sigma_{t,KP1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Tlačno naprezanje uslijed normalnih sila na presjeku KP1
τ_{KP1}	$\frac{N}{mm^2}$	Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP1
$\sigma_{s,KP1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1
$\sigma_{red,KP1}$	$\frac{N}{mm^2}$	Reducirano naprezanje na presjeku KP1
$\sigma_{t,KP2}$	$\frac{N}{mm^2}$	Tlačno naprezanje uslijed normalnih sila na presjeku KP2
τ_{KP2}	$\frac{N}{mm^2}$	Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP2
$\sigma_{s,KP2}$	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2
$\sigma_{red,KP2}$	$\frac{N}{mm^2}$	Reducirano naprezanje na presjeku KP2
$F_{nc,h}$	N	Horizontalna komponenta sile nagibnog cilindra
$F_{nc,v}$	N	Vertikalna komponenta sile nagibnog cilindra
σ_v	$\frac{N}{mm^2}$	Vlačno naprezanje
σ_t	$\frac{N}{mm^2}$	Tlačno naprezanje
M_{FR}	Nmm	Moment sile F_R

F_{Kx}	N	Reakcijska sila konzole u x smjeru
F_{Ky}	N	Reakcijska sila konzole u y smjeru
I_z	mm ⁴	Moment tromosti presjeka konzolnog profila oko osi z
W_z	mm ³	Moment otpora presjeka konzolnog profila oko osi z
$F_{L,d}$	N	Sila donjeg ležaja
$F_{L,g}$	N	Sila gornjeg ležaja
F_O	N	Sila oslonca
ε	$\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$	Kutno ubrzanje
M_{rc}	Nmm	Moment sile rotacijskog cilindra
$M_{tr,l}$	Nmm	Moment trenja u ležajevima
$M_{tr,p}$	Nmm	Moment trenja podloge
I_{1z}	mm ⁴	Moment tromosti tijela 1 oko osi z
I_{2z}	mm ⁴	Moment tromosti tijela 2 oko osi z
I_{3z}	mm ⁴	Moment tromosti tijela 3 oko osi z
I_{4z}	mm ⁴	Moment tromosti tijela 4 oko osi z
I_{5z}	mm ⁴	Moment tromosti tijela 5 oko osi z
I_{z1}	mm ⁴	Moment tromosti tijela oko osi z ₁
I_{z2}	mm ⁴	Moment tromosti tijela oko osi z ₂
I_{z3}	mm ⁴	Moment tromosti tijela oko osi z ₃
I_{z4}	mm ⁴	Moment tromosti tijela oko osi z ₄
I_{z5}	mm ⁴	Moment tromosti tijela oko osi z ₅
m_2	kg	Masa tijela 2
m_3	kg	Masa tijela 3
m_4	kg	Masa tijela 4
m_5	kg	Masa tijela 5
l_2	mm	Udaljenost tijela 2 od osi z
l_3	mm	Udaljenost tijela 3 od osi z
l_4	mm	Udaljenost tijela 4 od osi z
l_5	mm	Udaljenost tijela 5 od osi z

w_1	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina na početku ubrzanja
w_2	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kutna brzina na kraju ubrzanja
t	s	Vrijeme ubrzanja
F_{rc}	N	Sila rotacijskog cilindra
r_{rc}	mm	Krak sile rotacijskog cilindra
$F_{dl,rc}$	N	Dio sile rotacijskog cilindra kojeg preuzima donji ležaj
$F_{gl,rc}$	N	Dio sile rotacijskog cilindra kojeg preuzima gornji ležaj
l_{rc}	N	Udaljenost sile rotacijskog cilindra do ležaja
l_{dl}	N	Udaljenost sile $F_{dl,rc}$ do ležaja
$F_{Uk,gl}$	N	Ukupna sila u gornjem ležaju
P_{0r}	N	Statičko ekvivalentno radijalno opterećenje
X_0	-	Statički radijalni faktor valjnog ležaja
F_r	N	Radijalna sila koja djeluje na ležaj
Y_0	-	Statički aksijalni faktor valjnog ležaja
F_a	N	Aksijalna sila koja djeluje na ležaj
$F_{Uk,dl}$	N	Ukupna sila u donjem ležaju
$F_{ro,A}$	N	Reakcijska sila na osovinu u osloncu A
$F_{ro,B}$	N	Reakcijska sila na osovinu u osloncu B
$M_{Fro,A}$	Nmm	Moment sile $F_{ro,A}$
$l_{Fro,A}$	mm	krak sile $l_{Fro,A}$
$M_{Fro,B}$	Nmm	Moment sile $F_{ro,B}$
$l_{Fro,B}$	mm	Krak sile $l_{Fro,B}$
M_{Fo}	Nmm	Moment sile F_o
l_{Fo}	mm	Krak sile F_o
$\tau_{Fro,B}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Smično naprezanje na presjeku uslijed sile $F_{ro,B}$
τ_{Fo}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Smično naprezanje na presjeku uslijed sile F_o
$\sigma_{s,Fro,B}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Naprezanje zbog momenta savijanja $M_{Fro,B}$

$\sigma_{s,F0}$	$\frac{N}{mm^2}$	Naprezanje zbog momenta savijanja M_{F0}
$\sigma_{s,uk}$	$\frac{N}{mm^2}$	Ukupno normalno naprezanje
τ_{uk}	$\frac{N}{mm^2}$	Ukupno smično naprezanje

Sažetak

Tema ovog diplomskog rada je izrada konstrukcijskog rješenja traktorskog priključka za zabijanje stupova u vinogradima. Takav traktorski priključak može znatno olakšati i ubrzati postupak zabijanja stupova. Na početku rada ukratko su dane informacije o terenima pogodnim za vinograde, zatim je napravljen pregled postojećih stupova za vinograd u kojem su istaknuti podaci bitni za razvoj priključka. Prikazani su standardi bitni za određivanje dimenzija komponenti koje omogućuje spajanje priključka na traktor. Nakon toga je napravljena analiza tržišta kako bi se dao uvid u postojeća rješenja na tržištu. Izrađena su dva koncepta te je vrednovanjem na temelju postavljenih kriterija odabran koncept koji će ići u daljnju razradu. Za odabrani koncept izvršen je proračun bitnih komponenti priključka, izrađen je 3D model konstrukcijskog rješenja i tehnička dokumentacija u programskom paketu *Solidworks*.

Ključne riječi: traktorski priključak, stupovi za vinograd, zabijanje stupova, vinova loza

Summary

The topic of this master's thesis is designing a solution of a tractor attachment used for planting posts in vineyards. Such attachment can significantly speed up an ease post planting process. Brief information about types of terrain suitable for vineyards are given in the beginning of this thesis. An overview of existing types of vineyard posts is made after that, in which the data important for development of such an attachment are highlighted. The international standards essential for determining the dimensions of the components that enable the attachment to the tractor are also presented. After that, a market analysis is done to give an insight into the existing solutions on the market. Two concepts were developed and a concept that will go into further development was chosen using an evaluation based on the set criteria. Strength calculations of important components are carried out, a 3D model of the solution and technical documentation is created in the Solidworks software package for the chosen concept.

Key words: tractor attachment, vineyard posts, post planting, vines

1. Uvod

Vinogradarstvo, odnosno uzgoj vinove loze, jedna je od najstarijih i najraširenijih ljudskih djelatnosti. Kako se s vremenom povećala potražnja za grožđem, plodom vinove loze, i kako su se razvili napredniji načini uzgoja, tako se pojavio i intenzivni uzgoj vinove loze. Velike površine zemlje pretvorene su u vinograde. Zajedno s time javila se i potreba za mehanizacijom kako bi se uzgoj olakšao i ubrzao. Jedna od karakteristika intenzivnog uzgoja vinove loze je upotreba vinogradarskih stupova kako bi se osigurao njezin pravilan razvoj. Često se upotrebljavaju pocinčani čelični stupovi jer su pogodni za mehanizaciju. Na velikim vinogradarskim površinama potrebno je postaviti velik broj stupova, što je zahtjevan i dugotrajan posao. U ovome radu cilj je konstruirati traktorski priključak koji će moći zabijati takve stupove, a ujedno ubrzati i olakšati taj postupak.

2. Vinogradi

Vinova loza spada među najraširenije biljne vrste koje se uzgajaju u prehrambene svrhe. Plantaže vinovih loza nazivaju se vinogradi. Vinova loza uzgaja se u širokom rasponu različitih vrsta tla diljem svijeta. Vrsta tla ima velik utjecaj na količinu i kvalitetu vinove loze. Karakteristike vinograda ovise o njihovim geografskim položajima, specifičnostima tla na kojima su posađeni te klimatskim uvjetima tih područja. Vrlo često su smješteni na brdovitim i strmim područjima kako bi vinova loza dobila maksimalnu moguću količinu sunčeve svjetlosti. Idealna tla za uzgoj vinove loze su tla koja imaju tanki gornji sloj zemlje te lako prodoran donji sloj koji dobro zadržava vodu.



Slika 1. Vinova loza



Slika 2. Prikaz vinograda

3. Podjela vinograda s obzirom na nagib tla

Kut nagiba terena na kojemu se nalazi vinograd bitan je iz više razloga. Protok zraka kroz vinograd, drenaža tla, stupanj zadržavanja vode, lakoća rada u vinogradu, mogućnost korištenja mehanizacije neki su od njih. Tereni s nagibom od 5 do 9 stupnjeva poželjniji su od ravnih terena jer vinova loza u takvom položaju može primiti veću količinu sunčeve svjetlosti. Nagibi veći od 14 stupnjeva ne preporučuju se zbog potencijalnih opasnosti od prevrtanja pri radu mehanizacije te zbog podložnosti tla eroziji. Uzgoj vinove loze s obzirom na nagib tla može se podijeliti u dvije kategorije: uzgoj na strmim površinama te uzgoj na padinama. Vinogradi na površinama s nagibom do približno 14 stupnjeva spadaju u uzgoj na padinama, a vinogradi s nagibom većim od 14 stupnjeva spadaju u uzgoj na strmim površinama. Maksimalne vrijednosti nagiba mogu ići čak do 75 stupnjeva. U drugom slučaju uzgoj i obrada nisu mogući uobičajenim mehanizacijskim metodama, već samo ručno ili uz specijalizirane strojeve.



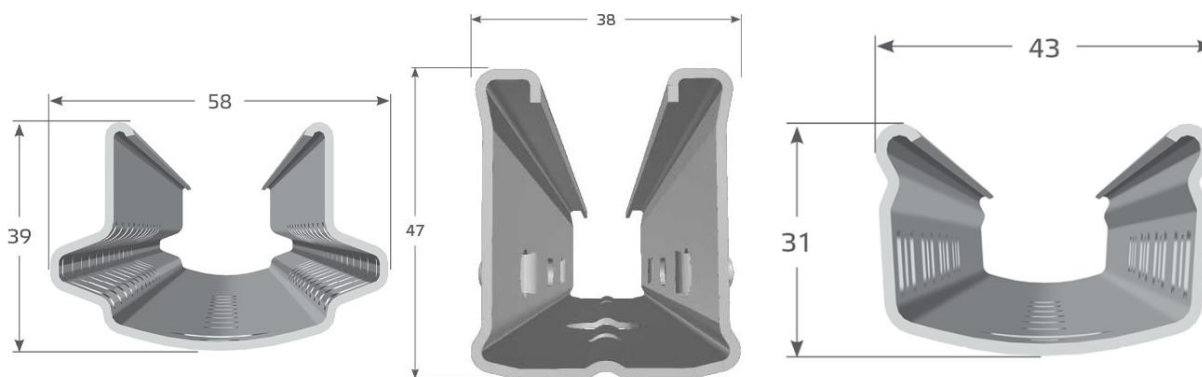
Slika 3. Vinogradi na strmim površinama

4. Vrste stupova za vinograd i načini postavljanja stupova

Vinova loza je biljka penjačica, stoga joj je potrebno omogućiti sustav podrške kako bi se pravilno razvila. Iz toga razloga se u vinograde postavljaju potporni stupovi čija je uloga pridržavanje metalne žice koja je razapeta između stupova. Na metalnu žicu se zatim veže vinova loza kako bi se omogućio njen pravilan rast u visinu. Potporni stupovi mogu biti izrađeni od različitih materijala, kao što su drvo, čelik, armirani beton i plastika, a najčešće se koriste stupovi od čelika i armiranog betona. Drveni cjenovno spadaju među jeftinije, ali su skloni truljenju zbog atmosferskih uvjeta te napadu insekata, što im smanjuje vijek trajanja, odnosno potrebno ih je češće mijenjati nego ostale. To ih u konačnici može učiniti dugoročno skupljom opcijom. Čelični stupovi imaju veliku čvrstoću u odnosu na njihovu masu, napravljeni su tako da mogu podnijeti opterećenja od težine vinove loze i naleta vjetra. Njihova mala masa također olakšava transport i rukovanje pri radu. Pogodni su za strojno zabijanje. Mana im je sklonost koroziji pa ih je potrebno zaštititi površinskim premazima. Primjereni su za berbu pomoću mehanizacije, ali postoji mogućnost njihovog savijanja ako ih udari stroj. Dotrajali i oštećeni stupovi mogu se reciklirati, odnosno napravljeni su od materijala koji je pogodan za recikliranje, što je prednost gledajući sa strane ponovne uporabe materijala. Plastični stupovi su otporni na vremenske uvjete, ne podliježu koroziji ili truljenju zbog čega imaju duži vijek trajanja u usporedbi s ostalim stupovima. Male su mase, ali imaju manju čvrstoću u odnosu na čelične te nisu toliko pogodni za strojno zabijanje. Također postoji problem odlaganja oštećenih i dotrajalih stupova, odnosno upitna je mogućnost njihove reciklaže. Armirano betonski su otporni na vlagu i truljenje, imaju veliku čvrstoću, pogodni su za strojno zabijanje. Najveća mana im je velika masa u odnosu na ostale stupove, što otežava transport i samo postavljanje. Uobičajeni postupci postavljanja stupova su zabijanje u zemlju ili izlivanje betona u iskopane rupe u zemlji te ugradnja stupova u beton. Drugi način ugradnje lakši je u pogledu količine potrebnog rada jer ne zahtjeva zabijanje stupova u zemlju te daje veću stabilnost, ali zahtjeva iskapanje rupa u koje će se stup postaviti te otežava njegovu zamjenu u slučaju oštećenja. Udaljenost postavljanja stupova kreće se u rasponu od 1,6 do 3 metra gledajući udaljenosti stupova između različitih redova vinograda te 2 do 5 metara između stupova u istom redu. Raspon udaljenosti je širok jer ovisi o raznim faktorima, a neki od njih su vrsta vinove loze, brzina rasta vinove loze, vrsta tla, postojeća mehanizacija za obradu.

5. Čelični stupovi

Čelični stupovi spadaju među najčešće korištene stupove za izgradnju vinograda zbog brojnih prednosti, od kojih su neke navedene u prošlom poglavlju. Uobičajeno se na tržištu mogu naći u izvedbama od Corten čelika, što je čelik otporan na atmosfersku koroziju, zatim kao galvanizirani čelik i kao čelik s zaštitnim premazom od cinka i magnezija, a sve u svrhu otpornosti prema vremenskim uvjetima. Na bočnim stranama stupova nalaze se kukice u koje se postavi žica te se zatim na tu žicu veže vinova loza. Mogu se postaviti u zemlju zabijanjem do dubine potrebne za osiguravanje stabilnosti. Preporučena dubina zabijanja od strane proizvođača je otprilike 1/3 visine stupa, što pri najvećim visinama stupa može biti i do 1 metar dubine. Profilirani su, s različitim oblicima i dimenzijama poprečnih presjeka. Oblik poprečnog presjeka proizlazi iz namjene stupa. Stoga se primjerice mogu naći profili namijenjeni za niske ili visoke uzgojne oblike vinove loze, različite tipove tla, kao što su kamenita ili pjeskovita tla, itd. Primjeri postojećih oblika poprečnih presjeka prikazani su na slici 4.



Slika 4. Oblici poprečnih presjeka stupova

Dolaze u različitim visinama, s rasponom visina između 1,5 m i 3 m. Otvoreni dio profila postavlja se u smjeru nagiba terena. Početni i krajnji stup u redu se uobičajeno zabijaju pod kutom prema vanjštini reda te se dodatno žicom povezuju sa sidrenim nastavcima koji se zabijaju u zemlju kako bi se stvorila protusila vučnoj sili žice koja nastaje zbog težine vinove loze i želi povući stupove prema unutrašnjosti reda. Uobičajeni iznos kuta nagiba krajnjih stupova je 20 ili 25 stupnjeva u odnosu na vertikalu.



Slika 5. Krajnji stupovi

6. Načini ugradnje čeličnih stupova

Zabijanje stupova moguće je odraditi ručno, pomoću primitivnih alata koji zahtjevaju uporabu ljudske snage, odnosno, uzimanje alata u ruke i udaranje njime po vrhu stupa. To je fizički naporan posao i takav pristup ima smisla jedino za male vinograde koji se koriste u osobne svrhe. Kako je ovdje fokus na razvoju traktorskog priključka za veće, komercijalne vinograde, potrebno je sagledati druge mogućnosti zabijanja koje mogu značajno umanjiti uloženi napor i vrijeme potrebno za zabijanje stupa. Istraživanjem tržišta, koje je odrađeno u kasnijim poglavljima, uvidjelo se da su dva najčešća i najprihvatljivija pristupa korištenje hidrauličkog cilindra i korištenje hidrauličkih zabijača. Svaki od tih pristupa ima svoje prednosti i nedostatke, a u daljnjem tekstu će se dati osvrt na neke od njih. Primjerice, hidraulički zabijači koriste manju silu zabijanja, ali to nadoknađuju većom učestalosti udaraca. Prednost toga je u vidu manje opasnosti od izvijanja ili puknuća stupa u slučaju pojave većeg otpora pri zabijanju, što bi primjerice mogao uzrokovati kamen u zemlji. Takvi uređaji kompleksniji su od hidrauličkih cilindara, što ujedno znači i da su skuplji. Manjih su dimenzija i kompaktniji od hidrauličkih cilindara, što za sobom povlači i manje dimenzije konstrukcije na koju se spajaju. Zahtijevaju veći protok fluida nego hidraulički cilindar, što stvara potrebu za traktorom s većim dostupnim protokom fluida ili zasebnom hidrauličkom jedinicom s jačom pumpom i većim spremnikom fluida. Hidraulički cilindar u mogućnosti je ispunjavati dvije funkcije istovremeno, vertikalni hod potreban za zabijanje i samo zabijanje, dok se kod hidrauličkih zabijača te funkcije ostvaruju

zasebno (npr. vertikalni hod cilindrom, zabijanje zabijačem). Kod pojedinih hidrauličkih zabijača nije potreban dodatan nastavak koji će nasjesti na vrh stupa jer su konstruirani na način da imaju utor u kojemu se nalazi dio stupa pri zabijanju. Uzimajući u obzir sve navedene prednosti i nedostatke, odlučeno je da će se u konstrukciji koristiti hidraulički zabijač. Odlučujući faktor pri izboru bila je manja opasnost od izvijanja ili puknuća stupa.



Slika 6. Primjer hidrauličkog zabijača

7. Izvori snage za priključke

7.1. Izlazno vratilo na traktoru

Izlazno vratilo traktora služi za prijenos mehaničke snage s traktora na priključak. Ono se uobičajeno nalazi na stražnjem kraju traktora, no kod novijih modela moguće ga je naći sprijeda ili na oba kraja. Većina traktora ima standardnu brzinu vrtnje izlaznog vratila od 540 okr/min ili 1000 okr/min. Prijenos snage moguć je spajanjem kardanskog vratila na izlazno vratilo na jednom kraju te spajanjem na priključak na drugom. Kardansko vratilo omogućava rad i kada izlazno vratilo i priključak nisu na istoj visini, odnosno kompenzira odmak kuta do 25 stupnjeva. Primjer postojećeg kardanskog vratila prikazan je na slici 7.



Slika 7. Kardansko vratilo

7.2. Hidraulički sustav traktora

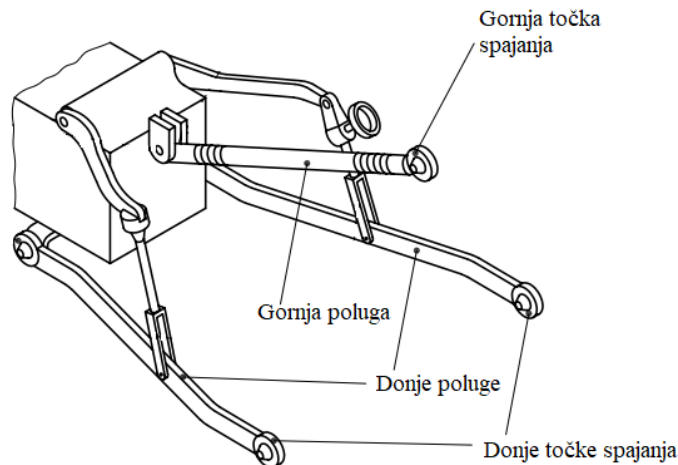
Još jedan način dobivanja snage iz traktora za pokretanje traktorskih priključaka je direktno spajanje na glavni hidraulički sustav traktora. Hidrauličku energiju moguće je zatim pretvoriti u mehaničku pomoću hidrauličkog motora ili hidrauličkog cilindra. Neki traktori imaju mogućnost ovakvog spajanja, ali ne svi. Povezivanje se ostvaruje spajanjem hidrauličkih crijeva priključka na tlačni i povratni vod traktora. Ovakav sustav daje konstantni protok fluida, stoga je potrebno ugraditi dodatne ventile u slučaju rada s prekidom, kao recimo pri korištenju hidrauličkih cilindara. Vrijednosti tlaka hidrauličkog sustava mogu se kretati u rasponu od 80 do 170 bara, ovisno o traktoru i broju okretaja motora. Moguće je i podešavanje tlaka na željenu vrijednost pomoću ventila za regulaciju tlaka. Dostupan protok fluida koji traktor može isporučiti razlikuje se od traktora do traktora. Također je pri spajanju potrebno obratiti pozornost na odgovarajuća crijeva i priključke za crijeva koja zadovoljavaju specifikacije hidrauličkog sustava traktora.



Slika 8. Hidraulički priključci traktora

8. Priključak za traktor

Za spajanje raznih priključaka na traktor koristi se spoj u tri točke. Takav način povezivanja je standardiziran prema normi ISO 730:2009. Spoj između traktora i priključka ostvaruje se pomoću svornjaka. Hidraulički sustav traktora upravlja rukama za podizanje kako bi omogućio kretanje ruku gore-dolje, a time i podizanje ili spuštanje priključka. Duljina gornje poluge je podesiva kako bi se priključak držao ravno ili nagnuto, ovisno o potrebi.

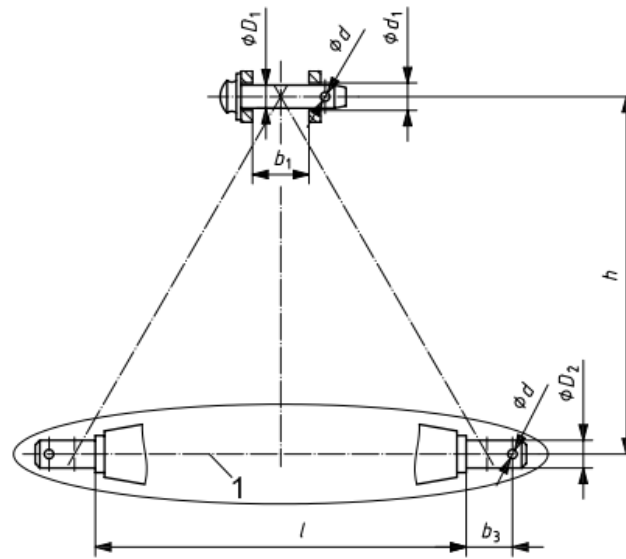


Slika 9. Spoj u tri točke

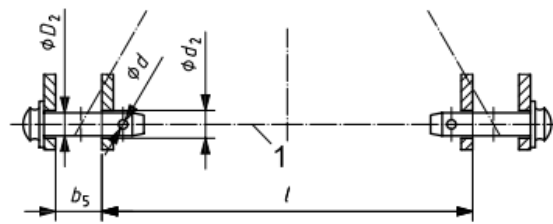
Postoji nekoliko različitih kategorija spojeva u tri točke, ovisno o snazi izlaznog vratila traktora. Kategorije su prikazane u tablici 1. Dimenzije pojedinih komponenti priključka različite su za svaku kategoriju. Oznake dimenzija su prikazane na slici 10, a nakon toga su u tablici 2 navedene standardne dimenzije za svaku kategoriju priključka.

Tablica 1. Kategorije spojeva u tri točke

Kategorije	Snaga izlaznog vratila pri nazivnoj brzini vrtnje motora u kW
1N	do 35
1	do 48
2N/2	30 do 92
3N/3	60 do 185
4N/4	110 do 350



a) Tip sa zatikom



b) Tip s ušicama

Slika 10. Oznake dimenzija komponenti priključka

Tablica 2. Standardne dimenzije

Dimenzija	Kategorija							
	1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
D_1	$19_{-0,08}^0$	$19_{-0,08}^0$	$25,5_{-0,13}^0$	$25,5_{-0,13}^0$	$31,75_{-0,2}^0$	$31,75_{-0,2}^0$	$45_{-0,8}^0$	$45_{-0,8}^0$
b_1	52 min.	52 min.	52 min.	52 min.	52 min.	52 min.	65 min.	65 min.
D_2	$22_{-0,2}^0$	$22_{-0,2}^0$	$28_{-0,2}^0$	$28_{-0,2}^0$	$36,6_{-0,2}^0$	$36,6_{-0,2}^0$	$50,8_{-1,1}^0$	$50,8_{-1,1}^0$
b_3	49 min.	49 min.	49 min.	49 min.	52 min.	52 min.	68 min.	68 min.
b_5	65_{+2}^0	65_{+2}^0	65_{+2}^0	65_{+2}^0	$72,5_{+2}^0$	$72,5_{+2}^0$	$96,5_{+2}^0$	$96,5_{+2}^0$
l	$400 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$683 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$825 \pm 1,5$	$965 \pm 1,5$	$952 \pm 1,5$	$1166,5 \pm 1,5$
d	12 min.	12 min.	12 min.	12 min.	12 min.	12 min.	17 min.	17 min.
h	$360 \pm 1,5$	$460 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$610 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$685 \pm 1,5$	$1100 \pm 1,5$

9. Izbor traktora za pogon priključka

Prije konstruiranja samog priključka, važno je odabrati vrstu traktora na koji će se taj priključak spajati. Pojedine dimenzije, kao što je navedeno u ranijem dijelu rada, ovise o karakteristikama traktora. Iz toga razloga će se kao referentni traktor uzeti John Deere 5075EN. To je traktor specijaliziran za rad u vinogradima i voćnjacima, što odgovara potrebama za razvoj ovog priključka. Njegove tehničke karakteristike navedene su u tablici 3.



Slika 11. John Deere 5075EN

Tablica 3. Tehničke karakteristike traktora John Deere 5075EN

Snaga traktora	55 kW (75 hp)
Snaga izlaznog vratila	43 kW (57.6 hp)
Brzina vrtnje izlaznog vratila	2100 okr/min
Kategorija	2
Kapacitet podizanja	1390 kg
Dostupan protok hidrauličkog ulja	43,4 l/min

10. Istraživanje tržišta

U ovome poglavlju bit će prikazani postojeći proizvodi na tržištu. Svrha provođenja istraživanja tržišta je pregled postojećih rješenja za odabrani problem. Dodatno je moguće dobiti detaljniji uvid u pojedine funkcije i podfunkcije koje uređaj mora imati mogućnost izvršavati te komponente odabrane za izvršavanje tih funkcija.

10.1. VIBRESCOPIC 150

Vibrescopic 150 uređaj je proizvođača Rabaud. Zabijanje stupova u zemlju se izvršava pomoću hidrauličkog zabijača. Povlačenjem ručice zabijača prema dolje započinje se proces zabijanja. Okretanjem ručnog vitla pokreće se lanac koji se vodi preko dva lančanika i u dvije je točke spojen sa zabijačem. Okretanjem ručnog vitla u željenom smjeru može se postići podizanje ili spuštanje zabijača, za potrebe njegovog postavljanja na stup prije zabijanja ili za održavanje kontakta sa stupom pri samom zabijanju. Vođenje zabijača je ostvareno tako da je manji dio pravokutnog profila zavaren na zabijač i postavljen na vertikalni profil po kojemu se može gibati. Dodatnom ručicom omogućeno je podešavanje nagiba konstrukcije. Cijela konstrukcija se može okretati oko vertikalne osi za 180 stupnjeva. Povezivanje s traktorom je izvedeno spojem u tri točke. Hidraulička energija potrebna za pogon zabijača dobija se spajanjem hidrauličkih crijeva priključka na hidrauliku traktora.



Slika 12. Vibrescopic 150



Slika 13. Vibrescopic 150 pri radu

Karakteristike uređaja dane su u tablici 4.

Tablica 4. Vibrescopic 150 karakteristika

Maksimalna dužina stupa	2,10 m
Maksimalan promjer stupa	80 mm
Maksimalan vertikalni pomak	0,90 m
Broj udaraca zabijača	1000/min
Potreban tlak zabijača	80 do 120 bar
Potreban protok zabijača	15 do 25 l/min
Dimenzije	2,25 x 1,08 x 2,48 m
Masa	214 kg

10.2. VIBRESCOPIC II VITI

Vibrescopic II viti je još jedan uređaj proizvođača Rabaud. Prilagođen je za manje traktore koji su namijenjeni za rad u vinogradima. Zabijanje stupova u zemlju se izvršava pomoću hidrauličkog zabijača, no za razliku od Vibrescopic 150, on se ne aktivira ručno, već pomoću ručica na razvodniku ili daljinskog upravljača. Podizanje i spuštanje sklopa zabijača ostvaruje se

gibanjem lanca preko lančanika koji je vezan na sklop te vođenjem po vertikalnom profilu konstrukcije. Dva hidraulička cilindra omogućavaju izvlačenje zabijača do 50 cm kako bi se prilagodio dohvat uređaja. Uređaj ima mogućnost nagiba od 15 stupnjeva radi prilagodbe nagibu terena vinograda. Sklop hidrauličkog motora i okretnog prstena omogućava rotaciju oko vertikalne osi za 200 stupnjeva. Kao izvor snage koristi vlastitu hidrauličku jedinicu ili se može spojiti direktno na hidrauliku traktora. Povezivanje s traktorom je izvedeno spojem u tri točke.



Slika 14. Vibrescopic II viti

Karakteristike uređaja dane su u tablici 5.

Tablica 5. Vibrescopic II viti karakteristika

Maksimalna dužina stupa	3 m
Maksimalan promjer stupa	150 mm
Maksimalan vertikalni pomak	2,4 m
Broj udaraca hidrauličkog zabijača	0 do 950/min
Potreban protok hidrauličkog zabijača	35 l/min
Maksimalan nagib uređaja	15°
Dimenzije	2,72 x 1,40 m
Masa	575 kg

10.3. Piantapali a 5 movimenti

Piantapali a 5 movimenti uređaj je proizvođača Dolmec. Zabijanje stupova u zemlju se izvršava pomoću hidrauličkog zabijača. Uređaj ima 5 stupnjeva slobode, od čega su tri translacije i dvije rotacije. Vertikalno gibanje, odnosno podizanje i spuštanje sklopa hidrauličkog zabijača izvedeno je spajanjem sklopa hidrauličkog zabijača na teleskopski profil čije je izvlačenje omogućeno hidrauličkim cilindrom. Dodatnim teleskopskim profilom i hidrauličkim cilindrom omogućena je promjena dohvata, odnosno moguće je postavljati stupove direktno iza ili s bočne strane traktora. Treći cilindar služi za preciznije pozicioniranje zabijača, ako je potrebno stup postaviti na točno određeno mjesto. Uređaj ima dvostruku mogućnost podešavanja kuta nagiba u slučaju rada na kosinama, tako da se može zakretati naprijed-nazad te lijevo-desno. Za pridržavanje stupova pri zabijanju koristi elektromagnetski držač, što uklanja potrebnu ručnog pridržavanja. Kao izvor snage koristi hidrauliku traktora, a moguća je i dodatna opcija ugradnje vlastite hidrauličke jedinice. Povezivanje s traktorom je izvedeno spojem u tri točke. Priključak se na tlo oslanja preko kotača.



Slika 15. Piantapali a 5 movimenti

Karakteristike uređaja dane su u tablici 6.

Tablica 6. Piantapali a 5 movimenti karakteristike

Radna visina	Od 1400 do 3370 mm
Zakret lijevo-desno	Od +18° do -12°
Zakret naprijed-nazad	Od +17° do -18°
Raspon bočnog dohvata	Od 0 do 400 mm
Dimenzije	2,50 x 0,845 x 0,645 mm
Masa	460 kg

10.4. BAT 3300 P

Bat 3300 P proizvod je tvrtke Arrizza. Priključak se spaja na traktor spojem u tri točke, pri čemu se na gornju točku spajanja postavlja hidraulički cilindar koji omogućava nagib cijelog priključka naprijed – nazad. Drugi hidraulički cilindar služi za zakretanje vertikalnog dijela konstrukcije lijevo – desno. Na taj način omogućena je prilagodba različitim nagibima terena vinograda, neovisno kreće li se traktor u smjeru ili okomito na nagib. Dodatan, treći cilindar služi za podizanje i spuštanje teleskopski izvedenog vertikalnog dijela konstrukcije, a ujedno služi i kao izvor sile za zabijanje stupa. Priključak ima mogućnost ručnog podešavanja radne visine. Kao izvor snage priključak koristi hidrauliku traktora.



Slika 16. BAT 3300 P

10.5. Piantapali Olmi

Ovaj priključak nije namijenjen za konvencionalne traktore, no zanimljiv je zbog načina na koji funkcionira te bi se uz određene preinake mogao prilagoditi i za konvencionalne traktore. Priključak funkcionira na principu njihala, odnosno viseći dio konstrukcije koji služi za zabijanje stupova povezan je zglobnom vezom na ostatak konstrukcije, što mu omogućava prilagodbu nagibu terena i vertikalno postavljanje stupova. Viseći dio konstrukcije je izveden kao teleskopski sustav, s pomičnim vanjskim i nepomičnim unutarnjim profilom. Stupovi se prije zabijanja postavljaju u vodilicu, a podešavanje visine i zabijanje omogućeno je hidrauličkim cilindrom koji potiskuje pomični profil teleskopa na stup. Ostatak konstrukcije izveden je kao dohvatnik, s dodatnim hidrauličkim cilindrom koji mijenja nagib kraka dohvatnika, a time i namješta radnu visinu. Stupove je moguće postavljati iza i s bočne strane traktora. Povezivanje s traktorom je izvedeno spojem u tri točke. Karakteristike uređaja dane su u tablici 7.

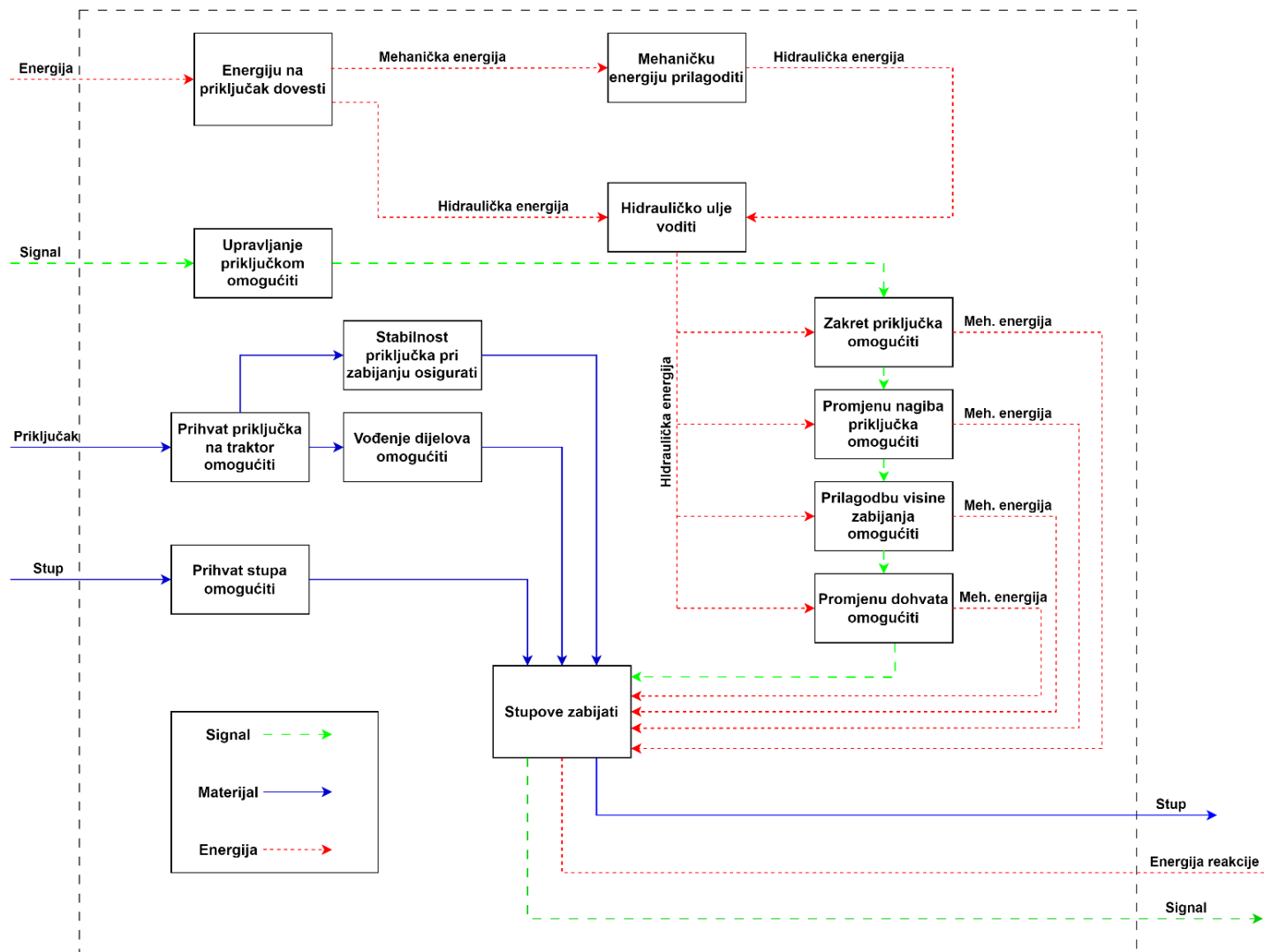
Tablica 7. Piantapali Olmi karakteristike

Hod cilindra za zabijanje	1200 mm
Dostupna radna visina	3800 mm
Masa	420 kg
Visina u sklopljenom stanju	2600 mm



Slika 17. Piantapali Olmi

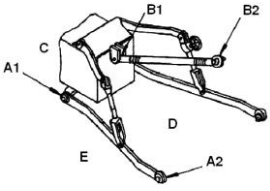



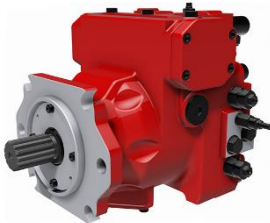



11. Funkcijska analiza






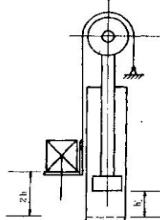


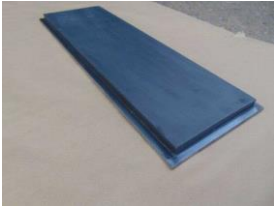







Slika 18. Funkcijska analiza

12. Morfološka matrica

Tablica 8. Morfološka matrica

Funkcije		Principi rješenja		
		Rješenje 1	Rješenje 2	Rješenje 3
1.	Prihvatanje priključka na traktor omogućiti	Priključak u tri točke 	Traktorsko rudo 	
2.	Energiju na priključak dovesti	Mehanička - kardansko vratilo 	Hidraulička – crijevo 	
3.	Mehaničku energiju prilagoditi	Hidraulička pumpa 		
4.	Hidrauličko ulje voditi	Hidrauličko crijevo 		
5.	Zakret priključka omogućiti	Hidraulički motor 	Cilindar – poluga 	Ručno pomoću ručice

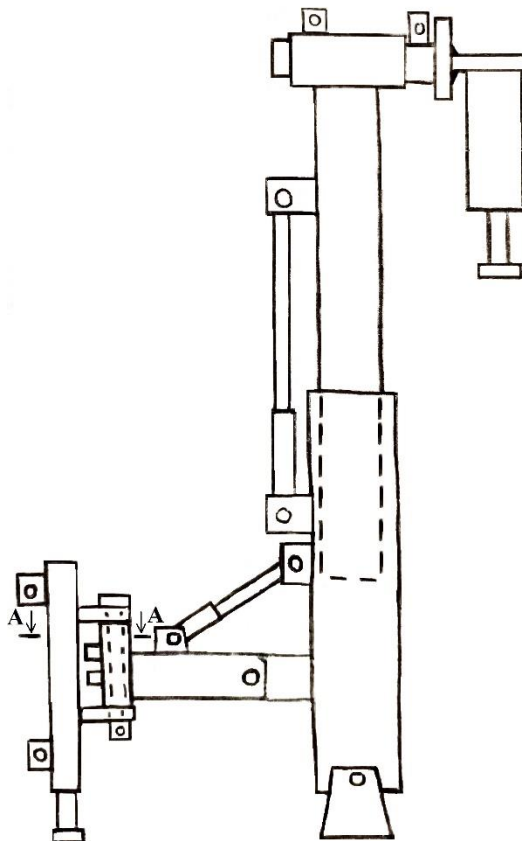
6.	Promjenu nagiba priključka omogućiti	Hidraulički cilindar 	Ručno – navojno vreteno 	Ručno vitlo 
7.	Prilagodbu visine zabijanja omogućiti	Hidraulički cilindar 	Lančani prijenos 	Teleskopski 
8.	Promjenu dohvata omogućiti	Hidraulički cilindar 		
9.	Vođenje dijelova omogućiti	Valjci za vođenje 	Klizeće obloge 	
10.	Vežu uređaja za zabijanje i ostatka konstrukcije ostvariti	Vijak 	Zavar 	Uže 
11.	Prihvat stupa omogućiti	Magnet 	Stezaljkom 	Ručno držanje

12.	Stupove zabijati	Hidraulički zabijač 	Hidraulički cilindar 	
13.	Stabilnost priključka pri zabijanju osigurati	Stabilizirajuće noge 		

13. Konceptualna rješenja

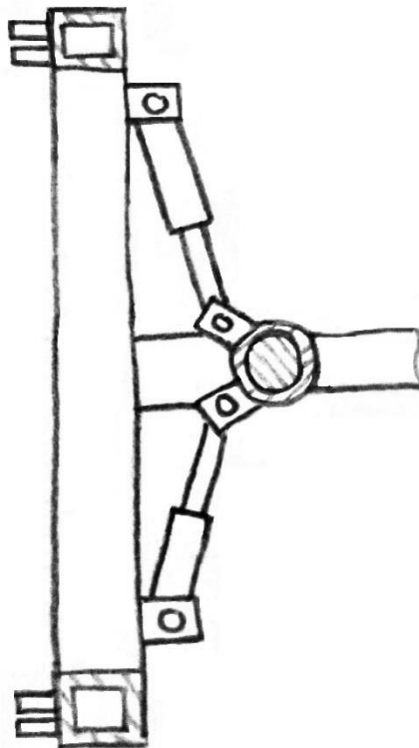
13.1. Koncept 1

Koncept 1 je traktorski priključak koji za zabijanje stupova koristi hidraulički zabijač koji je vijčanom vezom spojen za ostatak konstrukcije, točnije za unutrašnji profil horizontalnog teleskopskog sustava. S vanjske strane unutrašnjeg profila zavarena je ušica na koju se spaja hidraulički cilindar (nije prikazan na skici radi preglednosti). Izvlačenjem i uvlačenjem hidrauličkog cilindra omogućava se podešavanje radnog prostora, to jest moguće je ispraviti grešku pozicioniranja u slučaju da se vozač traktora ne pozicionira na točno željeno mjesto za zabijanje stupa. Također je moguće podesiti radni prostor tako da se stupovi zabijaju izvan gabaritnih dimenzija traktora. Vanjski profil horizontalnog teleskopskog sustava zavaren je za unutrašnji profil vertikalnog teleskopskog sustava, čije izvlačenje i uvlačenje omogućava vertikalno postavljeni hidraulički cilindar. Na ovaj način je ostvaren potreban vertikalni hod zabijača kako bi on tijekom zabijanja ostao u kontaktu sa stupom te je omogućena prilagodba za zabijanje stupova različitih visina. Oba teleskopska sustava izrađena su od gotovih poluproizvoda dostupnih na tržištu, točnije izrađeni su od kvadratnih profila. Vanjski profil vertikalnog teleskopa zglobnom je vezom povezan za ostatak konstrukcije, a hidrauličkim cilindrom omogućena je promjena nagiba u svrhu kompenzacije nagiba terena, kako bi se stupovi mogli zabijati vertikalno. Pravokutni profil zavaren je za cijev s debelom stijenkom koja je postavljena na oslonac zavaren za okvir priključka. Okvir priključka izrađen je zavarivanjem pravokutnih profila, a cijeli priključak se spaja na traktor spojem u tri točke. Priključak se na tlo oslanja preko noge za oslanjanje.



Slika 19. Koncept 1

Priključak može rotirati oko vertikalne osi za 90 stupnjeva lijevo i desno na način prikazan u presjeku A na slici 20. Rotacija se ostvaruje pomoću dva hidraulička cilindra, od kojih svaki rotira priključak za 90 stupnjeva u jednu stranu. Cilindri su preko ušica spojeni na okvir priključka i na deblostijenu cijev. Izvlačenjem jednog cilindra deblostijena cijev, a tako i ostatak konstrukcije, rotira oko osovine postavljene u unutrašnjost cijevi. Primjerice, da bi se priključak rotirao za 90 stupnjeva u smjeru kazaljke na satu, gledajući sliku 20, donji cilindar na slici se mora izvlačiti, dok se gornji mora preko razvodnog ventila postaviti u plutajući položaj kako bi se mogao uvlačiti. Pri rotaciji u smjeru obrnutom od kazaljke na satu, gornji cilindar će se izvlačiti, a donji uvlačiti.

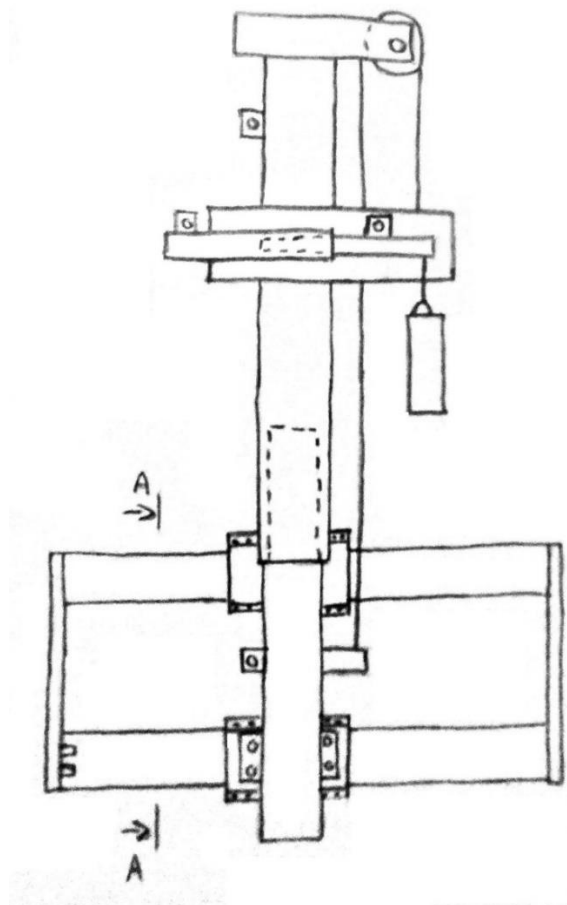


Slika 20. Koncept 1 – presjek A

13.2. Koncept 2

Koncept 2 je traktorski priključak koji za zabijanje stupova koristi hidraulički zabijač koji je uže tom spojen za ostatak konstrukcije i slobodno visi. Ovakav način spajanja omogućava vertikalno zabijanje stupova, to jest kompenzaciju nagiba terena bez upotrebe dodatnih dijelova, kao što je primjerice bio hidraulički cilindar u konceptu 1. Zbog djelovanja gravitacije, zabijač će se uvijek nalaziti u vertikalnom položaju. Zabijač je u ovome slučaju potrebno osigurati od njihavanja tijekom vožnje prihvatnim mehanizmom. Hidraulički zabijač uže tom je spojen na unutarnji profil horizontalnog teleskopskog sustava, čije se izvlačenje i uvlačenje postiže pomoću hidrauličkog cilindra (zbog preglednosti su na slici prikazane samo ušice cilindra, ne i sami cilindar). Korištenje horizontalnog teleskopskog sustava daje opciju bočnog pomaka i podešavanja radnog prostora, odnosno mjesta na koje će se zabijati stup. Vanjski profil horizontalnog teleskopskog sustava zavaren je na nosač teleskopa. Vertikalni hod postiže se pomoću hidrauličkog cilindra koji pogoni vertikalni teleskopski sustav (na slici su radi

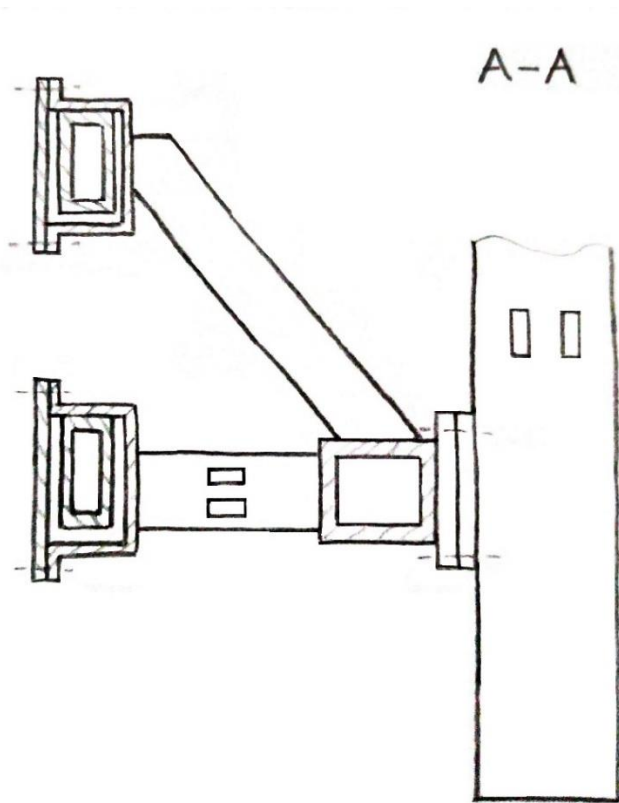
preglednosti prikazane samo ušice cilindra). U ovom je slučaju vanjski profil teleskopa pomičan, a unutarnji nepomičan. U konstrukciju je dodan inverzni faktorski koloturnik na način da je na vanjski profil vertikalnog teleskopa zavaren nosač užnice, a užice koje prelazi preko užnice je na pomičnom kraju spojeno na nosač teleskopa te na nepomičnom kraju na ušicu. Dodatni bočni pomak omogućen je pomoću još jednog hidrauličkog cilindra, koji je na jednom kraju spojen na okvir priključka, a na drugom kraju na pomičan dio konstrukcije (na slici su prikazane samo ušice cilindra). Mjesto prihвата cilindra na pomičnom dijelu konstrukcije te izvedba ostatka konstrukcije prikazana je u presjeku A, na slici 22.



Slika 21. Koncept 2

Na unutarnji profil vertikalnog teleskopskog sustava zavarena je ploča, koja je vijčanom vezom spojena na dodatnu ploču, koja je nadalje zavarena na pravokutni profil. S gornje strane pravokutog profila zavarena je ploča na koju se nastavlja klizač izveden kombinacijom savijanja i zavarivanja lima. Klizač je vijčanom vezom spojen s dodatnom pločom koja će se osloniti na

bočnu stranu nosećeg profila i osigurati konstrukciju od pada i prevrtanja. Donji klizač izveden je na isti način kao i gornji. Na poveznici donjeg klizača i pravokutnog profila nalaze se ušice ranije spomenutog hidrauličkog cilindra.



Slika 22. Koncept 2 - presjek A

14. Vrednovanje koncepata

Prethodno izrađene koncepte potrebno je vrednovati kako bi se mogao odabrati bolji koncept koji će ići u daljnju razradu. Vrednovanje će se izvršiti na temelju odabranih kriterija za koje se smatra da su od velike važnosti za konstrukciju priključka. Svakom od koncepata moguće je dodijeliti ocjene od 1 do 5 ovisno o tome koliko dobro zadovoljavaju navedeni kriterij. Kriteriji odabrani za vrednovanje su redom: dimenzije priključka, masa priključka, cijena izrade priključka, jednostavnost izrade priključka, prilagodba terenu, kompaktnost (sklopivost) priključka, jednostavnost upravljanja, prilagodljivost radnog prostora i postiziv hod zabijanja. Svi navedeni kriteriji i ocjene dodijeljene konceptima prikazane su u tablici 9.

Tablica 9. Vrednovanje koncepata

Kriteriji	Koncept 1	Koncept 2
1. Dimenzije priključka	4	5
2. Masa priključka	5	5
3. Cijena izrade priključka	4	5
4. Jednostavnost izrade	5	3
5. Prilagodba terenu	4	5
6. Kompaktnost (sklopivost) priključka	5	5
7. Jednostavnost korištenja	5	3
8. Prilagodljivost radnog prostora	5	3
9. Postiziv hod zabijanja	4	5
Suma	41	39

Prema prikazanom vrednovanju, vidljivo je da je koncept 1 skupio više bodova od koncepta 2. Većina ocjena razlikuje se za 1 bod jer uspoređujući karakteristike dvaju koncepata za pojedine kriterije uvidjelo se da su razlike male, negdje i minimalne. Primjerice, razlika u masama priključaka mogla bi biti zanemariva, stoga su oba koncepta u tom dijelu dobila jednaku i najvišu ocjenu. Najveća razlika u ocjenama javlja se u kriterijima jednostavnosti korištenja, jednostavnosti izrade i prilagodljivosti radnog prostora. Koncept 2 je u kriteriju jednostavnosti korištenja dobio manju ocjenu jer zahtijeva osiguranje zabijača prihvatnim mehanizmom nakon svakog zabijenog stupa. Također bi se zabijač morao spustiti na visinu koja je radniku pogodna za rukovanje kako bi on mogao postaviti zabijač u prihvatni mehanizam, što produljuje cijeli postupak zabijanja. Gledajući jednostavnost izrade, tu je koncept 2 dobio manje bodova zbog potrebe za izradom dodatnih dijelova kao što su nosač teleskopa i prihvatni mehanizam, koji mogu značajnije utjecati na kompleksnost izrade. Što se tiče prilagodljivosti radnog prostora, tu je koncept 1 dobio višu ocjenu u odnosu na koncept 2 jer koncept 1 ima mogućnost rotacije priključka, odnosno postavljanja stupova direktno iza traktora, s lijeve i s desne strane traktora. Koncept 2 u tom pogledu zaostaje jer je kod njega moguće postavljanje stupova samo direktno iza ili s desne strane traktora. S obzirom na rezultat vrednovanja, u daljnju razradu će se ići s konceptom 1.

15. Proračun komponenti i prikaz konstrukcijskog rješenja

15.1. Dopuštena sila zabijanja stupova

U ovome radu fokus je na konstrukciji traktorskog priključka koji će zabijati tankostijene čelične stupove za vinograd. To će se ostvarivati kombinacijom hidrauličkog zabijača s visokom frekvencijom udaraca i vertikalnog cilindra koji služi za ostvarivanje konstantnog pritiska, odnosno sile na stup. Što je sila cilindra veća, to će i postupak zabijanja biti brži. Najveća moguća vrijednost sile cilindra ovisit će o kritičnoj sili izvijanja stupa. Kako podaci o kritičnoj sili izvijanja za postojeće stupove na tržištu nisu dostupni, izvršit će se proračun kako bi se aproksimirao njen iznos. U tu svrhu je pregledan dostupan asortiman stupova proizvođača *Profil Alsace* [1] i u obzir su uzete visine stupova između 2,2 i 3 m jer je ovo konstrukcijsko rješenje namjenjeno za zabijanje stupova tog raspona visina. Proračun je proveden za sve stupove toga raspona visina i kao dopuštena sila cilindra odabrana je najmanja dopuštena sila iz toga skupa. Proračun te sile bit će prikazan u nastavku. Prvo je potrebno odrediti prema kojem modelu će se izvršiti proračun, što ovisi o vitkosti stupa. Granična vitkost λ_p dobije se pomoću izraza:

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}, \quad (1)$$

gdje je E modul elastičnosti za čelik i on iznosi $E = 210000 \text{ N/mm}^2$, a σ_p granica proporcionalnosti. Prema [2] može se uzeti:

$$\sigma_p = 0,8 \sigma_T, \quad (2)$$

gdje je σ_T granica tečenja materijala. Za materijal stupa S355 granica tečenja prema [3] iznosi $\sigma_T = 340 \text{ N/mm}^2$, stoga vrijedi:

$$\sigma_p = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ N/mm}^2. \quad (3)$$

Ubaci li se vrijednost iz jednadžbe (3) u jednadžbu (1), dobije se:

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{272}} = 87,24. \quad (4)$$

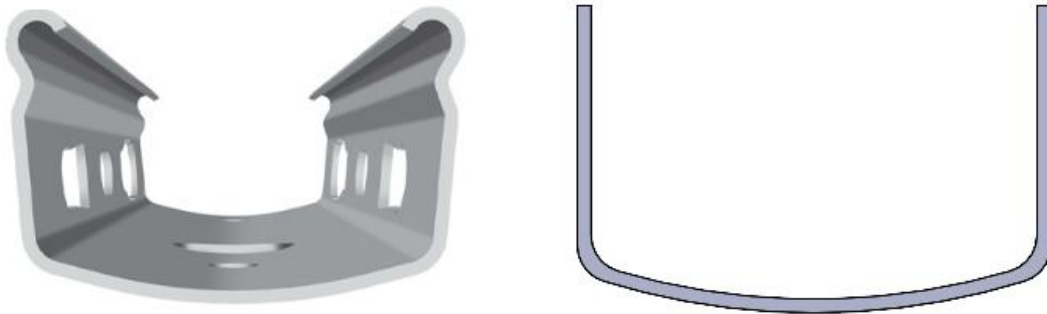
Vitkost stupa izračunava se pomoću izraza:

$$\lambda = \frac{l_o}{i_{\min}}, \quad (5)$$

gdje je l_o duljina izvijanja, a vrijednost i_{\min} se određuje prema:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}, \quad (6)$$

gdje je I_{\min} moment tromosti oko druge glavne osi tromosti, a A površina poprečnog presjeka stupa. U programu *Solidworks* izrađen je približan model stupa te je pomoću opcije *Section properties* dobivena vrijednost momenta tromosti oko druge glavne osi tromosti i ona iznosi $I_{\min} = 16962 \text{ mm}^4$, a površina poprečnog presjeka $A = 160 \text{ mm}^2$. Stvarni profil stupa i njegov približan model prikazani su na slici 23.



Slika 23. Stvarni profil stupa i približan model

Kada se navedene vrijednosti ubace u izraz (6) dobije se:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{16962}{160}} = 10,29 \text{ mm}. \quad (7)$$

Vrijednost duljine izvijanja l_0 ovisi o načinu učvršćenja krajeva stupa. Izabran model učvršćenja prikazan je na slici 24. Takav model je izabran jer će pri zabijanju s gornje strane slobodno djelovati sila, dok će tlo u koje je stup zabijen oponašati uklještenje.



Slika 24. Model izvijanja

U takvom slučaju vrijednost duljine izvijanja l_0 iznosi:

$$l_0 = l, \quad (8)$$

gdje je l duljina stupa, koja iznosi $l = 2700$ mm. Uvrste li se sve poznate vrijednosti u izraz (5), dobije se:

$$\lambda = \frac{2700}{10,29} = 262,39. \quad (9)$$

Kada vrijedi uvjet:

$$\lambda > \lambda_p, \quad (10)$$

što u ovome slučaju vrijedi, onda se kao izraz za kritičnu silu izvijanja koristi Eulerova jednadžba, a ona glasi:

$$F_{kr} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{l_0^2}. \quad (11)$$

Uvrste li se poznate vrijednost u jednadžbu (11), dobije se:

$$F_{kr} = \pi^2 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 16962}{2700^2} = 4817,6 \text{ N}. \quad (12)$$

Zbog načinjenih grubih aproksimacija potrebno je dopuštenu silu cilindra smanjiti faktorom sigurnosti, te će stoga dopuštena sila cilindra iznositi:

$$F_{cil} = \frac{F_{kr}}{S} = \frac{4817,6}{7} = 688,2 \text{ N}. \quad (13)$$

15.2. Odabir hidrauličkog zabijača

U ovome konstrukcijskom rješenju odlučeno je da će se za zabijanje stupova koristiti hidraulički zabijač te je u tu svrhu odabran proizvod „E01“ tvrtke *Rammer*. Uz to je također odabran i izmjenjivi alat pogodan za zabijanje stupova koji se ugradi u zabijač. Ovaj zabijač izabran je zbog dobrih tehničkih specifikacija kao što su mala masa i dimenzije, mali protok hidrauličkog fluida potreban za rad te velike frekvencije udaraca. Hidraulički zabijač i alat prikazani su na slici 25, a tehničke karakteristike dane su u tablici 10.



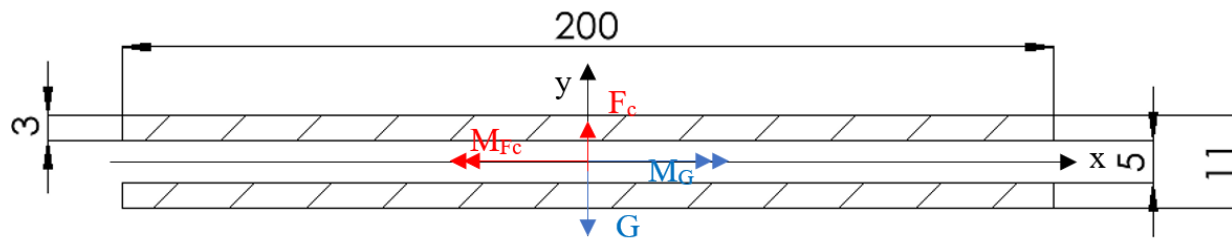
Slika 25. Hidraulički zabijač E01 i alat

Tablica 10. Tehničke karakteristike hidrauličkog zabijača E01

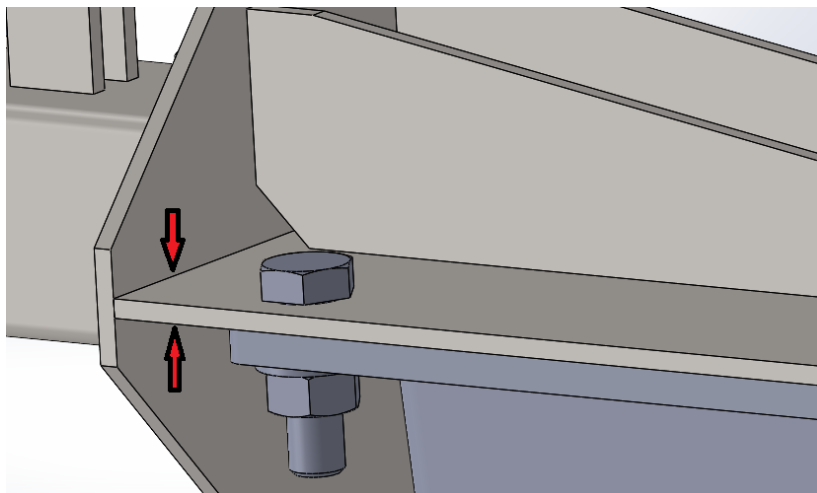
Masa	50 kg
Frekvencija udaraca	880 – 2650/min
Radni tlak	110 - 150 bar
Potreban protok fluida	10 – 31 l/min
Dimenzije s alatom	665 x 202 x 224 mm

15.3. Proračun zavora noseće ploče

U ovom dijelu rada bit će proračunata sigurnost zavora noseće ploče koja povezuje hidraulički zabijač s ostatkom konstrukcije. Iako će zavar rebara preuzeti dio opterećenja, radi jednostavnosti proračuna će se njegov utjecaj zanemariti. Presjek zavora prikazan je na slici 26, a prikaz mjesta zavora na slici 27.



Slika 26. Presjek zavora noseće ploče



Slika 27. Prikaz zavora noseće ploče

Kada uređaj nije u funkciji, odnosno kada se stupovi ne zabijaju, zavar će biti opterećen težinom zabijača, noseće ploče i rebara G.

Ona iznosi:

$$G = (m_z + m_{np} + m_r) \cdot g = (50 + 2 + 1) \cdot 9,81 = 520 \text{ N.} \quad (14)$$

Moment M_G koji ta sila uzrokuje iznosi:

$$M_G = G \cdot l = 520 \cdot 127,5 = 66300 \text{ Nmm.} \quad (15)$$

F_c je sila cilindra kojom se pritišće stup, a koja se javlja kao reakcija na nosaču tijekom zabijanja stupa i njen moment iznosi:

$$M_{Fc} = F_c \cdot l = 688,2 \cdot 127,5 = 87745,5 \text{ Nmm.} \quad (16)$$

Moment tromosti presjeka zavora oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{200 \cdot 11^3}{12} - \frac{200 \cdot 5^3}{12} = 20100 \text{ mm}^4. \quad (17)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{20100}{\frac{11}{2}} = 3654,55 \text{ mm}^3. \quad (18)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 200 \cdot 11 - 200 \cdot 5 = 1200 \text{ mm}^2. \quad (19)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja M_G :

$$\sigma_x = \frac{M_G}{W_x} = \frac{66300}{3654,55} = 18,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (20)$$

Smično naprezanje uslijed sile G :

$$\tau = \frac{G}{A} = \frac{520}{1200} = 0,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (21)$$

Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red1}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{18,14^2 + 3 \cdot 0,43^2} = 18,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (22)$$

U trenucima kada istodobno djeluju sila F_c i G naprezanje uslijed momenata savijanja iznositi će:

$$\sigma_x = \frac{M_G - M_{F_c}}{W_x} = \frac{66300 - 87745,5}{3654,55} = -5,87 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (23)$$

a smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_c - G}{A} = \frac{688,2 - 520}{1200} = 0,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (24)$$

Reducirano naprezanje u tom slučaju iznosi:

$$\sigma_{\text{red2}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(-5,87)^2 + 3 \cdot 0,14^2} = 5,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (25)$$

Odnos graničnih naprezanja r iznosi:

$$r = \frac{-\sigma_{\text{red2}}}{\sigma_{\text{red1}}} = \frac{-5,88}{18,16} = -0,32. \quad (26)$$

Radi jednostavnosti uzet će se da $r = -1$, pa uz broj ciklusa opterećenja N_2 , spektar naprezanja S_2 , pogonsku grupu B_4 i utjecaj zareznog djelovanja K_3 dopušteno naprezanje zavara za čelik S235 prema [4] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (27)$$

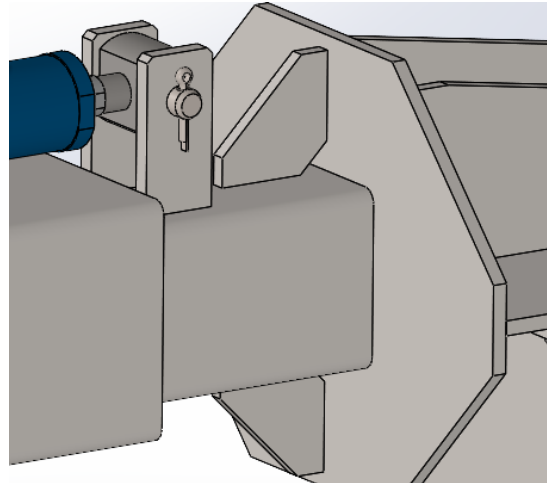
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red1}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (28)$$

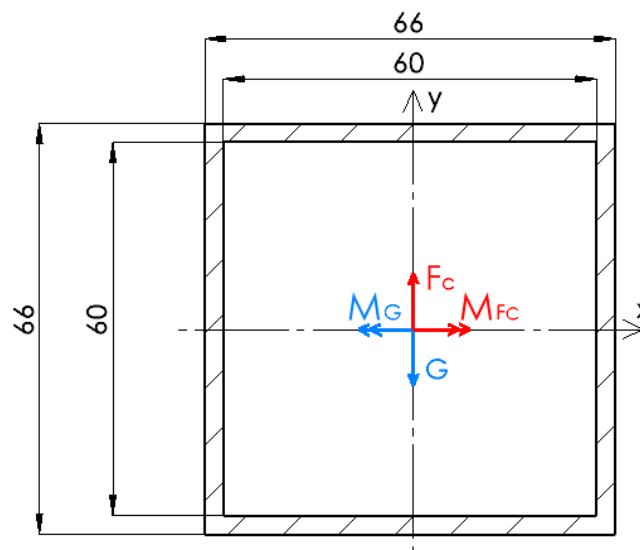
zavar zadovoljava.

15.4. Proračun zavara unutarnjeg horizontalnog profila

Zavar unutarnjeg horizontalnog profila opterećen je istim silama i momentima tih sila kao i zavar noseće ploče. Dakle, kad uređaj nije u funkciji zavar će biti opterećen silom G i momentom te sile, a tijekom rada bit će opterećen silama G i F_c te momentima tih sila. Ovdje će se također radi jednostavnosti proračuna zanemariti utjecaj zavara rebara. Prikaz mjesta zavara je na slici 28, a presjek zavara na slici 29.



Slika 28. Prikaz mjesta zavora unutarnjeg horizontalnog profila



Slika 29. Presjek zavora horizontalnog profila

Moment tromosti presjeka zavora oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{66^4}{12} - \frac{60^4}{12} = 501228 \text{ mm}^4. \quad (29)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{501228}{\frac{66}{2}} = 15188,73 \text{ mm}^3. \quad (30)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 66^2 - 60^2 = 756 \text{ mm}^2. \quad (31)$$

Moment M_G iznosi:

$$M_G = G \cdot l = 520 \cdot 135 = 70200 \text{ Nmm.} \quad (32)$$

Moment M_{F_C} iznosi:

$$M_{F_C} = F_C \cdot l = 688,2 \cdot 135 = 92907 \text{ Nmm.} \quad (33)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja M_G :

$$\sigma_x = \frac{M_G}{W_x} = \frac{70200}{15188,73} = 4,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (34)$$

Smično naprezanje uslijed sile G :

$$\tau = \frac{G}{A} = \frac{520}{756} = 0,69 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (35)$$

Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red1}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{4,62^2 + 3 \cdot 0,69^2} = 4,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (36)$$

U trenucima kada istodobno djeluju sila F_C i G naprezanje uslijed momenata savijanja iznosit će:

$$\sigma_x = \frac{M_G - M_{F_C}}{W_x} = \frac{70200 - 92907}{15188,73} = -1,49 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (37)$$

a smično naprezanje:

$$\tau = \frac{F_C - G}{A} = \frac{688,2 - 520}{756} = 0,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (38)$$

Reducirano naprezanje u tom slučaju iznosi:

$$\sigma_{\text{red2}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(-1,49)^2 + 3 \cdot 0,22^2} = 1,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (39)$$

Odnos graničnih naprezanja r iznosi:

$$r = \frac{-\sigma_{\text{red2}}}{\sigma_{\text{red1}}} = \frac{-1,53}{4,77} = -0,32. \quad (40)$$

Radi jednostavnosti uzet će se da $r = -1$, pa uz broj ciklusa opterećenja N_2 , spektar naprezanja S_2 , pogonsku grupu B_4 i utjecaj zareznog djelovanja K_3 dopušteno naprezanje zavara za čelik S235 prema [4] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (41)$$

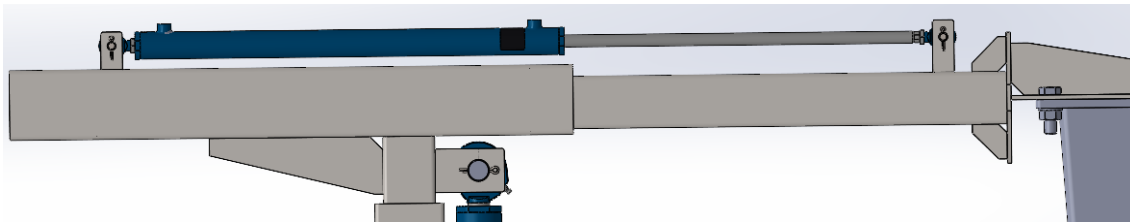
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red1}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (42)$$

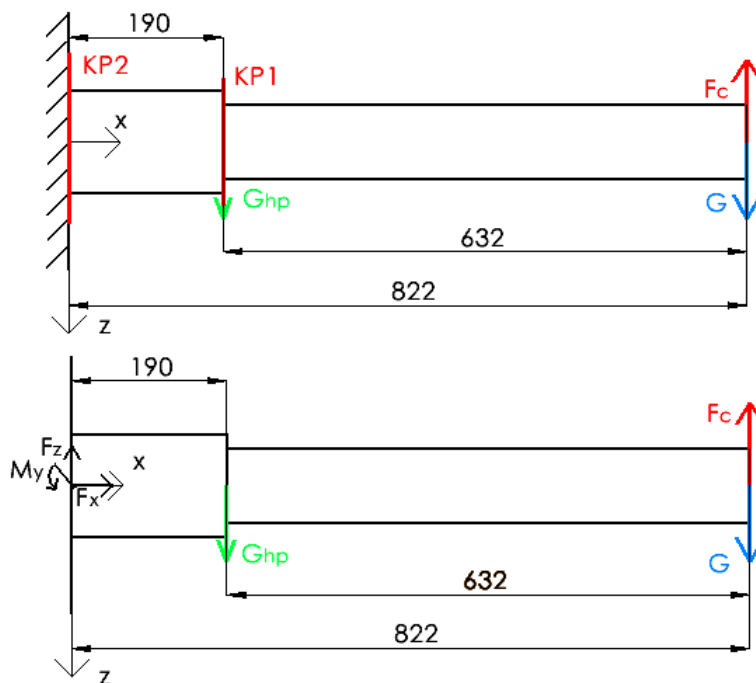
zavar zadovoljava.

15.5. Proračun horizontalnog teleskopa

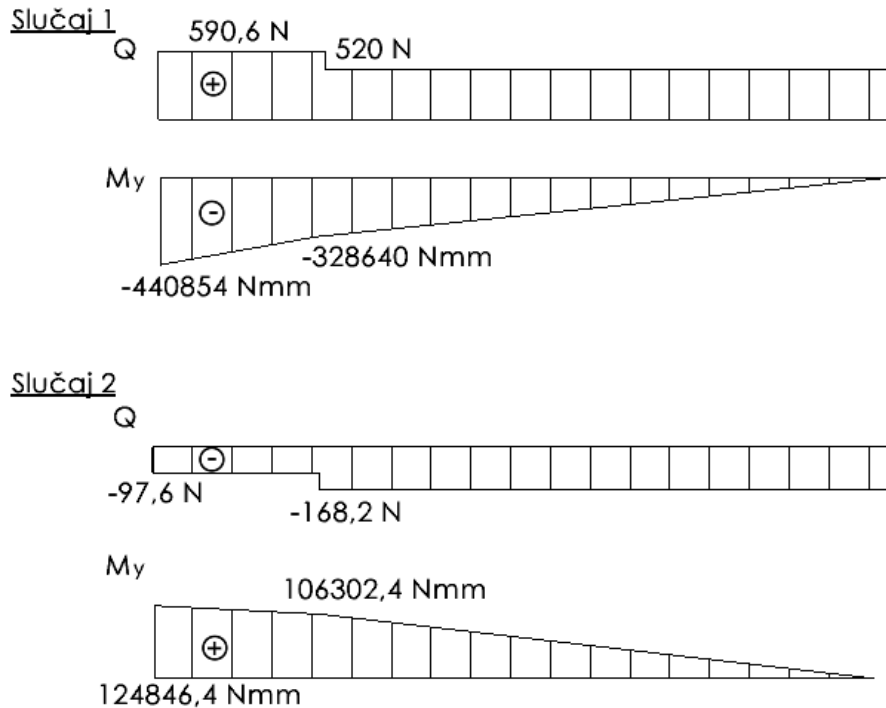
Horizontalni teleskop trajno je opterećen težinama G i G_{hp} (težina unutarnjeg horizontalnog profila) i momentima tih sila. Tijekom zabijanja stupova na horizontalnom teleskopu javit će se dodatna sila F_c . Sila G_{hp} postavljena je na mjesto prikazano na slici 31 jer se centar mase unutarnjeg horizontalnog profila približno poklapa s tom točkom. Kontrolni proračun će se provoditi za najveći hod horizontalnog cilindra, odnosno za potpuno izvučeni položaj teleskopa jer su tad momenti navedenih sila najveći. Na slici 30 prikazan je horizontalni teleskop u potpuno izvučenom položaju, na slici 31 proračunski model sa svim silama koje se mogu pojaviti na teleskopu, a na slici 32 dijagrami poprečnih sila i momenata savijanja u dva slučaja. Prvi slučaj prikazuje teleskop kada uređaj nije u fazi rada, odnosno kada je opterećen težinama G i G_{hp} , a drugi slučaj prikazuje uređaj tijekom zabijanja stupova, kada se javlja dodatna sila F_c .



Slika 30. Horizontalni teleskop



Slika 31. Proračunski model



Slika 32. Dijagrami poprečnih sila i momenata savijanja - horizontalni teleskop

Moment tromosti presjeka na mjestu KP1 oko osi y I_{y1} iznosi:

$$I_{y1} = \frac{60^4}{12} - \frac{52^4}{12} = 470698,7 \text{ mm}^4. \quad (43)$$

Moment otpora presjeka na mjestu KP1 oko osi y W_{y1} iznosi:

$$W_{y1} = \frac{I_{y1}}{\frac{h_1}{2}} = \frac{470698,7}{\frac{60}{2}} = 15689,96 \text{ mm}^3. \quad (44)$$

Moment tromosti presjeka na mjestu KP2 oko osi y I_{y2} iznosi:

$$I_{y2} = \frac{80^4}{12} - \frac{72^4}{12} = 1173845 \text{ mm}^4. \quad (45)$$

Moment otpora presjeka na mjestu KP2 oko osi y W_{y2} iznosi:

$$W_{y2} = \frac{I_{y2}}{\frac{h_2}{2}} = \frac{1173845}{\frac{80}{2}} = 29346,13 \text{ mm}^3. \quad (46)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1 kada djeluje sila G :

$$\sigma_{KP1} = \frac{M_{KP1}}{W_{y1}} = \frac{-328640}{15689,96} = -20,94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (47)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2 kada djeluje sila G :

$$\sigma_{KP2} = \frac{M_{KP2}}{W_{y2}} = \frac{-440854}{29346,13} = -15,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (48)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1 kada djeluju sile G i F_c :

$$\sigma_{KP1} = \frac{M_{KP1}}{W_{y1}} = \frac{106302}{15689,96} = 6,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (49)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2 kada djeluju sile G i F_c :

$$\sigma_{KP2} = \frac{M_{KP2}}{W_{y2}} = \frac{124846,4}{29346,13} = 4,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (50)$$

Smično naprezanje uslijed poprečnih sila zanemareno je zbog malih iznosa. Odnos graničnih naprezanja r iznosi:

$$r = \frac{6,77}{-20,94} = -0,32. \quad (51)$$

Radi jednostavnosti uzet će se da $r = -1$, pa dopušteno naprezanje za čelik S235 prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (52)$$

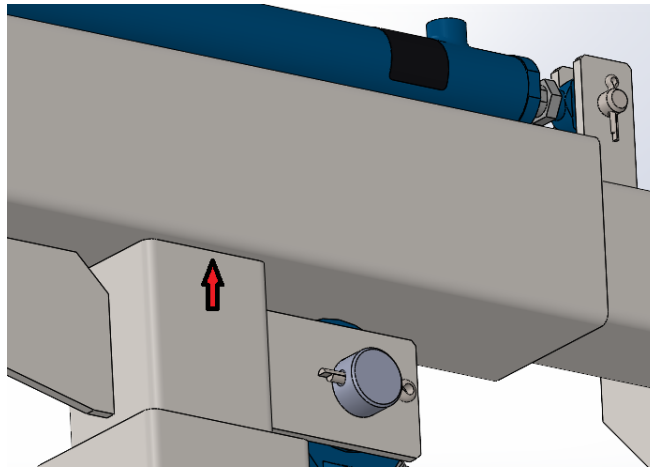
Kako vrijedi:

$$\sigma_{KP1} < \sigma_{dop}, \quad (53)$$

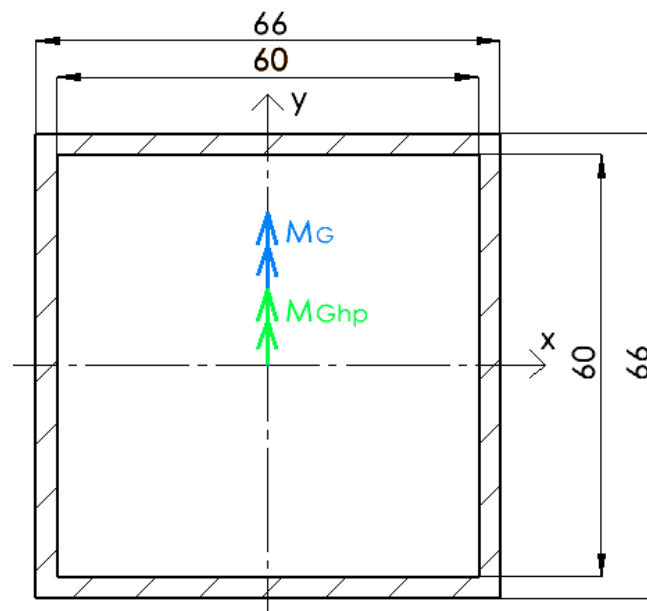
proračun zadovoljava.

15.6. Proračun zavara vanjskog horizontalnog profila

Iz ranijih proračuna vidljivo je da se maksimalno naprezanje na pojedinim dijelovima konstrukcije javlja kada uređaj ne zabija stupove, već kada je konstrukcija opterećena samo težinama pojedinih dijelova. Sila F_c koja se javi pri zabijanju stupova smanji sveukupno opterećenje, a time i naprezanja. Stoga će se za daljnji proračun uzeti u obzir taj slučaj, ali će se imati na umu da su naprezanja u naizmjeničnom području pri definiranju dopuštenog naprezanja. Za proračun zavara vanjskog horizontalnog profila pretpostavit će se da će silu G i silu G_{hp} preuzeti unutarnji profil vertikalnog teleskopa, a da će zavar preuzeti momente tih sila. Također će se zanemariti utjecaj zavara rebra. Proračun se vrši za položaj kad je horizontalni teleskop potpuno izvučen. Na slici 33 može se vidjeti mjesto zavara, a na slici 34 prikazan je poprečni presjek zavara i momenti koji djeluju na njega.



Slika 33. Prikaz mjesta zavora vanjskog horizontalnog profila



Slika 34. Presjek zavora vanjskog horizontalnog profila

Moment tromosti presjeka zavora oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{66^4}{12} - \frac{60^4}{12} = 501228 \text{ mm}^4. \quad (54)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{501228}{\frac{66}{2}} = 15188,73 \text{ mm}^3. \quad (55)$$

Moment M_G iznosi:

$$M_G = G \cdot l = 520 \cdot 822 = 427440 \text{ Nmm}. \quad (56)$$

Moment M_{Ghp} iznosi:

$$M_{Ghp} = G_{hp} \cdot l_{hp} = 70,6 \cdot 190 = 13414 \text{ Nmm.} \quad (57)$$

Naprezanje uslijed navedenih momenata savijanja iznosi:

$$\sigma_y = \frac{M_G + M_{Ghp}}{W_y} = \frac{427440 + 13414}{15188,73} = 29,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (58)$$

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (59)$$

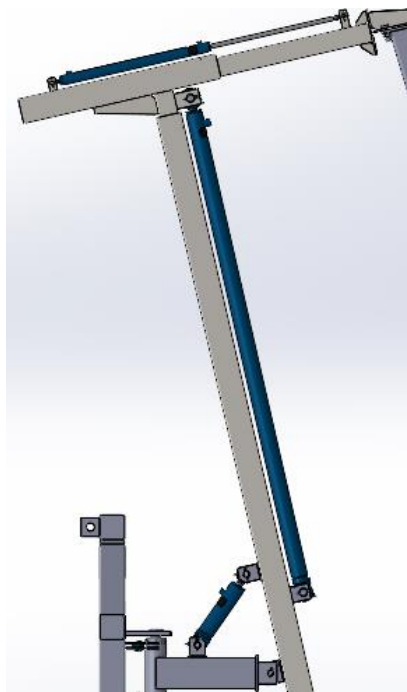
Kako vrijedi:

$$\sigma_y < \sigma_{dop}, \quad (60)$$

zavar zadovoljava.

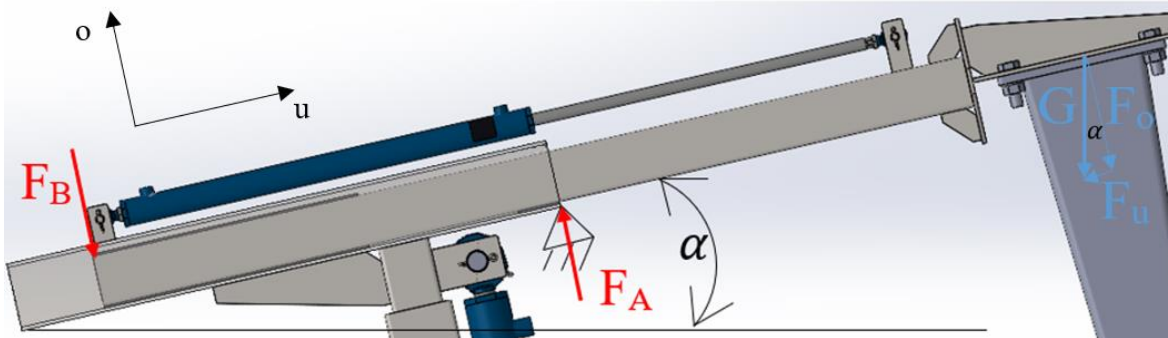
15.7. Odabir cilindra za horizontalni teleskop

Kao konstrukcijsko rješenje za izvlačenje i uvlačenje horizontalnog teleskopa odabran je hidraulički cilindar. Najveća potrebna sila cilindra javit će se kada se teleskop izvlači i blizu je potpuno izvučenog položaja, a priključak je nagnut prema nazad za najveći mogući kut, što iznosi 13 stupnjeva. Taj položaj prikazan je na slici 35.



Slika 35. Položaj za izračun sile horizontalnog cilindra

U tom slučaju cilindar mora savladati silu trenja koja se javlja zbog kontakta unutarnjeg i vanjskog profila horizontalnog teleskopa te komponentu težine G koja djeluje u smjeru suprotnom od gibanja cilindra.



Slika 36. Sile na unutarnjem profilu horizontalnog teleskopa

Sila F_o komponenta je sile G koja će uzrokovati zakretanje oko točke A i zbog koje će se pojaviti reaktivne sile F_B i F_A . Radi određivanja tih sila, postaviti će se jednadžbe ravnoteže. Suma sila u okomitom smjeru:

$$\sum F_{ok} = 0. \quad (61)$$

$$F_A - F_B - F_o = 0. \quad (62)$$

Suma momenata oko točke A:

$$\sum M_A = 0. \quad (63)$$

$$F_B \cdot l_B - F_o \cdot l_o = 0. \quad (64)$$

Sila F_o iznosi:

$$F_o = G \cdot \cos \alpha = 520 \cdot \cos 13^\circ = 506,7 \text{ N}. \quad (65)$$

Uvrste li se poznate vrijednosti u jednadžbu (64), dobije se:

$$F_B = \frac{F_o \cdot l_o}{l_B} = \frac{506,7 \cdot 632}{550} = 582,1 \text{ N}. \quad (66)$$

Uvrštavanjem vrijednosti iz jednadžbi (65) i (66) u jednadžbu (62) dobije se:

$$F_A = F_B + F_o = 1088,7 \text{ N}. \quad (67)$$

Sila trenja koja se javlja zbog kontakata u točkama A i B iznosi:

$$F_{tr} = \mu(F_A + F_B) = 0,3 \cdot (1088,7 + 582,1) = 501,24 \text{ N}, \quad (68)$$

gdje je μ faktor trenja između profila horizontalnog teleskopa i kliznih ploča od materijala PA6 MO. Faktor trenja odabran je prema [5].

Uzdužna komponenta sile G , sila F_u iznosi:

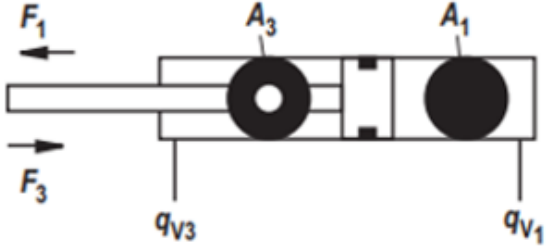
$$F_u = G \cdot \sin \alpha = 520 \cdot \sin 13^\circ = 117 \text{ N.} \quad (69)$$

Stoga potrebna sila horizontalnog cilindra iznosi:

$$F_{hc} = F_u + F_{tr} = 117 + 501,24 = 618,24 \text{ N.} \quad (70)$$

Odabran je cilindar CDL2MP5/25/14/400C2X/B11CLUMW proizvođača *Bosch Rexroth*, čije su karakteristike navedene na slici 37.

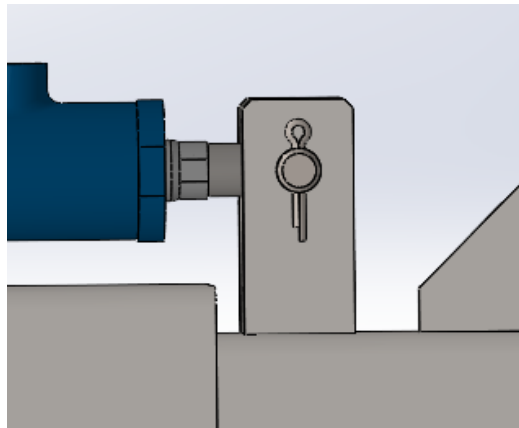
Promjer klipa	25 mm
Promjer klipnjače	14 mm
Sila F_1 ($p=160$ bar)	7,85 kN
Sila F_3 ($p=160$ bar)	5,39 kN
protok q_{v1} ($v=0,1$ m/s)	2,94 l/min
protok q_{v3} ($v=0,1$ m/s)	2,02 l/min



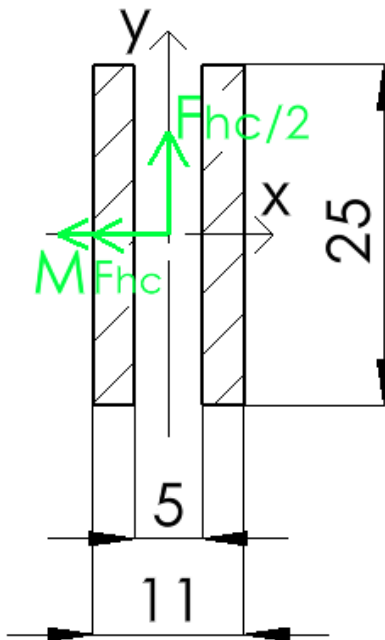
Slika 37. Karakteristike horizontalnog cilindra

15.8. Proračun zavora ušice horizontalnog cilindra

Ušica horizontalnog cilindra prikazana je na slici 38, a presjek zavora na slici 39.



Slika 38. Ušica horizontalnog cilindra



Slika 39. Presjek zavara ušice horizontalnog cilindra

Moment M_{Fhc} iznosi:

$$M_{Fhc} = \frac{F_{hc}}{2} \cdot l = \frac{451,2}{2} \cdot 40 = 9020 \text{ Nmm.} \quad (71)$$

Moment tromosti presjeka zavara oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{11 \cdot 25^3}{12} - \frac{5 \cdot 25^3}{12} = 7812,5 \text{ mm}^4. \quad (72)$$

Moment otpora presjeka zavara oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{7812,5}{\frac{25}{2}} = 625 \text{ mm}^3. \quad (73)$$

Površina presjeka zavara A iznosi:

$$A = 11 \cdot 25 - 5 \cdot 25 = 150 \text{ mm}^2. \quad (74)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja M_{Fhc} :

$$\sigma_x = \frac{M_{Fhc}}{W_x} = \frac{9020}{625} = 14,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (75)$$

Smično naprezanje uslijed sile F_{hc} :

$$\tau = \frac{F_{hc}}{2A} = \frac{451,2}{2 \cdot 150} = 1,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (76)$$

Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{14,43^2 + 3 \cdot 1,5^2} = 14,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (77)$$

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (78)$$

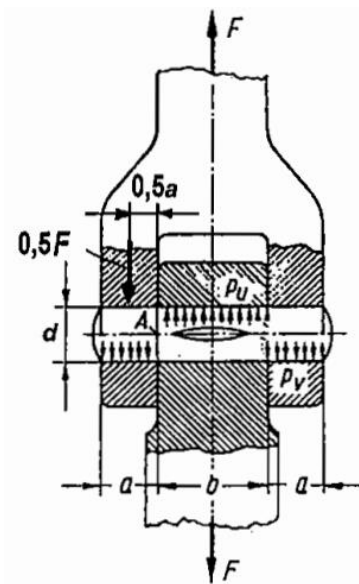
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (79)$$

zavar zadovoljava.

15.9. Proračun svornjaka horizontalnog cilindra

Sila horizontalnog cilindra se preko svornjaka prenosi na ušicu, stoga je potrebno provjeriti zadovoljava li svornjak uvjete čvrstoće. Izvršit će se provjera tlaka na unutrašnjoj i vanjskoj površini spoja, provjera naprezanja uslijed savijanja te provjera smičnog naprezanja.



Slika 40. Prikaz spoja svornjakom [4]

Unutarnji i vanjski tlak iznose:

$$p_u = \frac{F_{\text{hc}}}{b \cdot d} = \frac{451,2}{25 \cdot 10} = 1,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (80)$$

$$p_v = \frac{F_{\text{hc}}}{2a \cdot d} = \frac{451,2}{2 \cdot 6 \cdot 10} = 3,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (81)$$

Naprezanje zbog savijanja iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{hc} \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 451,2 \cdot 0,5 \cdot 6}{0,1 \cdot 10^3} = 5,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (82)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{hc}}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{451,2}{2 \cdot \frac{10^2\pi}{4}} = 0,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (83)$$

Dopušteni iznosi tlakova i naprezanja prema [4] iznose:

$$p_{\text{udop}} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (84)$$

$$p_{\text{vdop}} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (85)$$

$$\sigma_{\text{fdop}} = 33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (86)$$

$$\tau_{\text{dop}} = 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (87)$$

Kako su svi tlakovi i naprezanja manji od dopuštenih, čvrstoća svornjaka zadovoljava.

15.10. Odabir cilindra za vertikalni teleskop

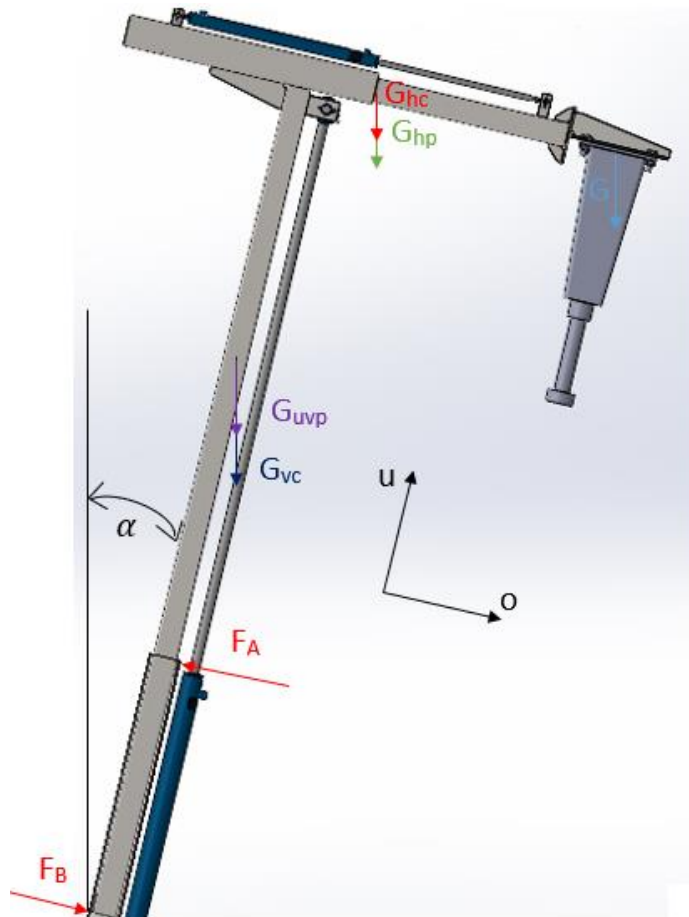
Najveća potrebna sila cilindra javit će se kada su vertikalni i horizontalni teleskopi potpuno izvučeni, a priključak je nagnut prema naprijed za najveći mogući kut, što iznosi 13 stupnjeva.

Taj položaj prikazan je na slici 41.



Slika 41. Položaj za izračun sile vertikalnog cilindra

U tom slučaju cilindar mora savladati silu trenja koja se javlja zbog kontakta unutarnjeg i vanjskog profila vertikalnog teleskopa te komponente težina dijelova konstrukcije koje djeluju u smjeru suprotnom od gibanja cilindra. Aktivne sile koje se dosad nisu pojavljivale u proračunu, a označene su na slici su: težina horizontalnog cilindra G_{hc} , težina unutarnjeg vertikalnog profila G_{uvp} i težina vertikalnog cilindra G_{vc} .



Slika 42. Sile na unutarnjem profilu vertikalnog teleskopa

Zbog momenata uzrokovanih silama prikazanim na slici 42 doći će do zakretanja oko točke A te će se pojaviti reaktivne sile F_B i F_A . Radi određivanja tih sila, postaviti će se jednadžbe ravnoteže. Suma sila u okomitom smjeru:

$$\sum F_o = 0. \quad (88)$$

$$F_B - F_A + (G_{uvp} + G_{vc} + G_{hc} + G_{hp} + G) \sin \alpha = 0. \quad (89)$$

Suma momenata oko točke A:

$$\sum M_A = 0. \quad (90)$$

$$F_B \cdot l_B - (G_{uvp} + G_{vc}) \cdot l_{uvp} - (G_{hp} + G_{hc}) \cdot l_{hp} - G \cdot l_G = 0. \quad (91)$$

Jednadžba (91) može se zapisati u obliku:

$$F_B = \frac{(G_{uvp} + G_{vc}) \cdot l_{uvp} + (G_{hp} + G_{hc}) \cdot l_{hp} + G \cdot l_G}{l_B}. \quad (92)$$

Vrijednosti pojedinih težina i krakova tih sila iznose:

$$G_{uvp} = 100,6 \text{ N}, \quad (93)$$

$$G_{vc} = 156,5 \text{ N}, \quad (94)$$

$$l_{uvp} = 132 \text{ mm}, \quad (95)$$

$$G_{hp} = 70,6 \text{ N}, \quad (96)$$

$$G_{hc} = 29,4 \text{ N}, \quad (97)$$

$$l_{hp} = 501 \text{ mm}, \quad (98)$$

$$G = 520 \text{ N}, \quad (99)$$

$$l_G = 1113 \text{ mm}, \quad (100)$$

$$l_B = 673 \text{ mm}. \quad (101)$$

Uvrste li se poznate vrijednosti u jednadžbu (92), dobije se:

$$F_B = \frac{(100,6 + 156,5) \cdot 132 + (70,6 + 29,4) \cdot 501 + 520 \cdot 1113}{673} = 984,9 \text{ N}. \quad (102)$$

Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u jednadžbu (89) dobije se:

$$F_A = 984,9 + (100,6 + 156,5 + 29,4 + 70,6 + 520) \cdot \sin 13^\circ = 1197 \text{ N}. \quad (103)$$

Sila trenja koja se javlja zbog kontakata u točkama A i B iznosi:

$$F_{tr} = \mu(F_A + F_B) = 0,3 \cdot (1197 + 984,9) = 654,6 \text{ N}. \quad (104)$$

Faktor trenja μ između vertikalnih profila i kliznih ploča od PA6 MO odabran je prema [5].

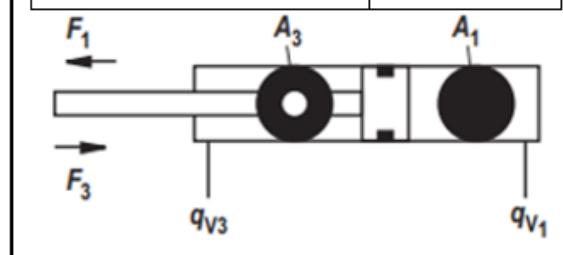
Stoga potrebna sila vertikalnog cilindra iznosi:

$$F_{vc} = F_{tr} + (G_{uvp} + G_{vc} + G_{hc} + G_{hp} + G) \cos \alpha. \quad (105)$$

$$F_{vc} = 654,6 + (100,6 + 156,5 + 29,4 + 70,6 + 520) \cdot \cos 13^\circ = 1509,2 \text{ N}. \quad (106)$$

Odabran je cilindar CDL2MP5/40/25/1450D2X/B11CFUMW proizvođača *Bosch Rexroth*, čije su karakteristike navedene na slici 43.

Promjer klipa	50 mm
Promjer klipnjače	28 mm
Sila F_1 ($p=160$ bar)	31,4 kN
Sila F_3 ($p=160$ bar)	21,55 kN
protok q_{v1} ($v=0,1$ m/s)	11,78 l/min
protok q_{v3} ($v=0,1$ m/s)	8,08 l/min



Slika 43. Karakteristike vertikalnog cilindra

15.11. Provjera vertikalnog cilindra na mogućnost izvijanja

Iako je potrebna sila cilindra mala u odnosu na silu koju je moguće ostvariti odabranim cilindrom, cilindar je potrebno predimenzionirati zbog mogućnosti izvijanja klipnjače, a koja se javlja zbog velikog hoda cilindra koji iznosi 1450 mm. Stoga će u nastavku biti izvršen proračun kako bi se provjerila opasnost od izvijanja. Prvo je potrebno odrediti prema kojem modelu će se izvršiti proračun, što ovisi o vitkosti klipnjače. Granična vitkost λ_p dobije se pomoću izraza:

$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}, \quad (107)$$

gdje je E modul elastičnosti za čelik i on iznosi $E = 210000$ N/mm², a σ_p granica proporcionalnosti. Prema [2] može se uzeti:

$$\sigma_p = 0,8 \sigma_T, \quad (108)$$

gdje je σ_T granica tečenja materijala. Za materijal klipnjače S235 granica tečenja prema [3] iznosi $\sigma_T = 225$ N/mm², stoga vrijedi:

$$\sigma_p = 0,8 \cdot 225 = 180 \text{ N/mm}^2. \quad (109)$$

Ubaci li se vrijednost iz jednadžbe (109) u jednadžbu (107) dobije se:

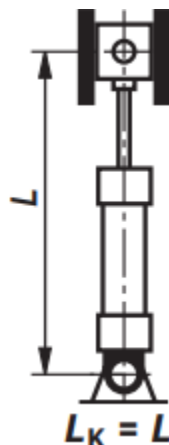
$$\lambda_p = \pi \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{180}} = 107,25. \quad (110)$$

Vitkost klipnjače cilindra izračunava se pomoću izraza:

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_K}{d}, \quad (111)$$

gdje je L_K vrijednost koja ovisi o načinu učvršćenja krajeva cilindra, a d promjer klipnjače cilindra. Za način učvršćenja prikazan na slici 44 L_K iznosi:

$$L_K = L = 3073. \quad (112)$$



Slika 44. Model izvijanja klipnjače vertikalnog cilindra

Uvrste li se poznate vrijednosti u jednadžbu (111), dobije se:

$$\lambda = \frac{4 \cdot 3073}{28} = 439. \quad (113)$$

Kako je $\lambda > \lambda_p$, za računanje kritične sile izvijanja će se koristiti Eulerova jednadžba:

$$F_{kr} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{L_K^2}, \quad (114)$$

gdje je I_{\min} :

$$I_{\min} = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 30156,56 \text{ mm}^4. \quad (115)$$

Stoga kritična sila izvijanja iznosi:

$$F_{kr} = \pi^2 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 30156,56}{3073^2} = 6612 \text{ N}. \quad (116)$$

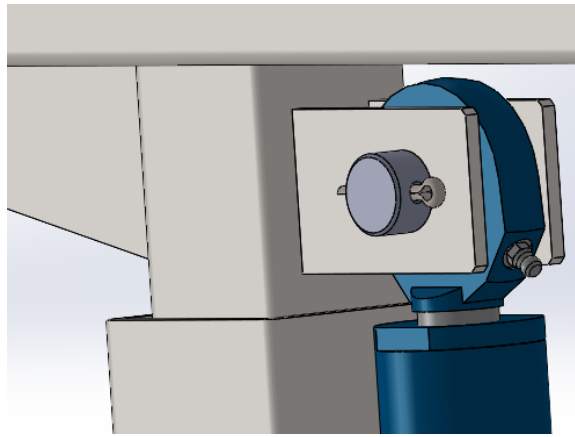
Uz faktor sigurnosti od izvijanja $S = 3,5$ dopuštena sila cilindra iznosi:

$$F_{\text{cil,dop}} = \frac{6612}{3,5} = 1889,2 \text{ N}. \quad (117)$$

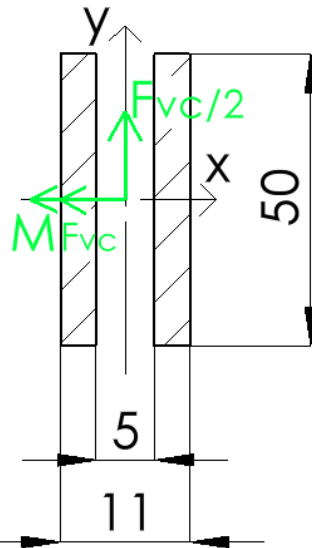
Kako je sila vertikalnog cilindra manja od dopuštene, neće doći do izvijanja klipnjače cilindra.

15.12. Proračun zavora ušice vertikalnog cilindra

Ušica vertikalnog cilindra prikazana je na slici 45, a presjek zavora na slici 46.



Slika 45. Prikaz ušice vertikalnog cilindra



Slika 46. Presjek zavora ušice vertikalnog cilindra

Moment $M_{F_{vc}}$ iznosi:

$$M_{F_{vc}} = \frac{F_{vc}}{2} \cdot l = \frac{1509,2}{2} \cdot 50 = 37730 \text{ Nmm.} \quad (118)$$

Moment tromosti presjeka zavora oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{11 \cdot 50^3}{12} - \frac{5 \cdot 50^3}{12} = 62500 \text{ mm}^4. \quad (119)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{62500}{\frac{50}{2}} = 2500 \text{ mm}^3. \quad (120)$$

Površina presjeka zavara A iznosi:

$$A = 11 \cdot 50 - 5 \cdot 50 = 300 \text{ mm}^2. \quad (121)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja $M_{F_{VC}}$:

$$\sigma_x = \frac{M_{F_{VC}}}{W_x} = \frac{37730}{2500} = 15,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (122)$$

Smično naprezanje uslijed sile F_{VC} :

$$\tau = \frac{F_{VC}}{2A} = \frac{1509,2}{2 \cdot 300} = 2,51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (123)$$

Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{15,1^2 + 3 \cdot 2,51^2} = 15,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (124)$$

Dopušteno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (125)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (126)$$

zavar zadovoljava.

15.13. Proračun svornjaka vertikalnog cilindra

Unutarnji i vanjski tlak iznose:

$$p_u = \frac{F_{VC}}{b \cdot d} = \frac{1509,2}{20 \cdot 25} = 3,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (127)$$

$$p_v = \frac{F_{VC}}{2a \cdot d} = \frac{1509,2}{2 \cdot 5 \cdot 25} = 6,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (128)$$

Naprezanje na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{VC} \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 1509,2 \cdot 0,5 \cdot 5}{0,1 \cdot 25^3} = 1,03 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (129)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{VC}}{2 \cdot \frac{d^2 \pi}{4}} = \frac{1509,2}{2 \cdot \frac{25^2 \pi}{4}} = 1,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (130)$$

Dopušteni iznosi tlakova i naprezanja prema [4] iznose:

$$p_{\text{udop}} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (131)$$

$$p_{vdop} = 12 \frac{N}{mm^2}, \quad (132)$$

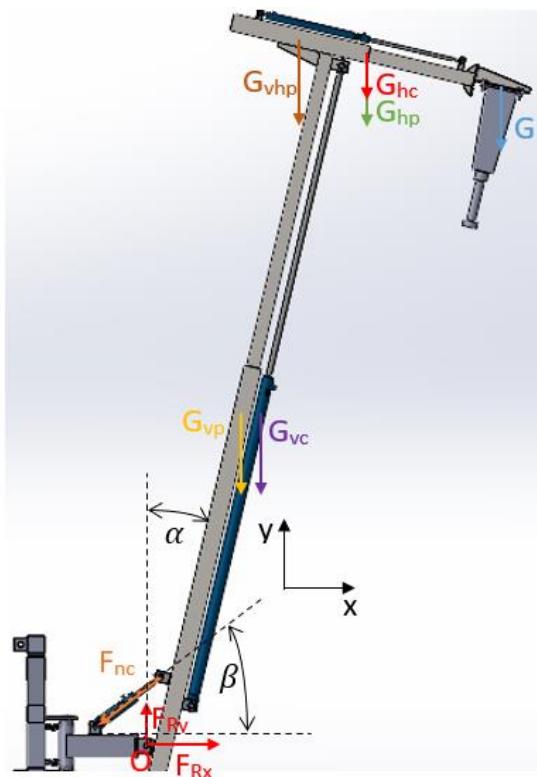
$$\sigma_{fdop} = 33 \frac{N}{mm^2}, \quad (133)$$

$$\tau_{dop} = 20 \frac{N}{mm^2}. \quad (134)$$

Kako su svi tlakovi i naprezanja manji od dopuštenih, čvrstoća svornjaka zadovoljava.

15.14. Sila nagibnog cilindra i reakcijske sile u zglobnom osloncu

Nagibni cilindar služi za podešavanje nagiba konstrukcije u svrhu kompenzacije nagiba terena, odnosno omogućuje uspravno zabijanje stupova na terenima s nagibom. Sila cilindra ovisit će o položaju konstrukcije. Težine pojedinih dijelova konstrukcije uzrokuju moment oko točke O. Najveći moment javit će se kada je konstrukcija nagnuta prema naprijed za najveći mogući kut, te kada su vertikalni i horizontalni cilindri potpuno izvučeni. U tom slučaju su krakovi sila težina najveći, stoga će i moment oko točke O biti najveći. Kako sila nagibnog cilindra stvara protumoment oko točke O, odnosno drži konstrukciju u određenom položaju, tako će sila cilindra biti najveća za položaj s najvećim aktivnim momentom oko točke O.



Slika 47. Sila nagibnog cilindra i reakcijske sile zglobnog oslonca

Potrebnu silu nagibnog cilindra moguće je izračunati postavljanjem jednadžbi ravnoteže oko točke O, referirajući se na sliku 47.

Suma sila u smjeru osi x glasi:

$$\sum F_x = 0. \quad (135)$$

$$F_{Rx} - F_{nc} \cos \beta = 0. \quad (136)$$

Suma sila u smjeru osi y glasi:

$$\sum F_y = 0. \quad (137)$$

$$F_{Ry} - F_{nc} \sin \beta - G_{vp} - G_{vc} - G_{hp} - G_{hc} - G - G_{vhp} = 0. \quad (138)$$

Suma momenata oko točke O glasi::

$$\sum M_O = 0. \quad (139)$$

$$F_{nc} \cos \beta \cdot l_y - F_{nc} \sin \beta \cdot l_x - G_{vp} \cdot l_{vp} - G_{vc} \cdot l_{vc} - G_{hc} \cdot l_{hc} - G_{hp} \cdot l_{hp} - G \cdot l_G - G_{vhp} \cdot l_{vhp} = 0. \quad (140)$$

Uređivanjem jednadžbe (140) može se dobiti izraz za silu nagibnog cilindra:

$$F_{nc} = \frac{G_{vp} \cdot l_{vp} + G_{vc} \cdot l_{vc} + G_{hc} \cdot l_{hc} + G_{hp} \cdot l_{hp} + G \cdot l_G + G_{vhp} \cdot l_{vhp}}{\cos \beta \cdot l_y - \sin \beta \cdot l_x}. \quad (141)$$

Vrijednosti sila težina poznate su iz ranijih poglavlja, a vrijednosti krakova sila i kuta cilindra β preuzete su iz Solidworks modela konstrukcije. Ubacivanjem poznatih vrijednosti u jednadžbu (141) dobije se:

$$F_{nc} = \frac{329 \cdot 390 + 171 \cdot 468 + 29,4 \cdot 929 + 70,6 \cdot 929 + 520 \cdot 1547 + 59 \cdot 713}{\cos 36,8 \cdot 318,5 - \sin 36,8 \cdot 70}. \quad (142)$$

$$F_{nc} = 5384 \text{ N}. \quad (143)$$

Iz jednadžbe (136) dobije se vrijednost sile F_{Rx} :

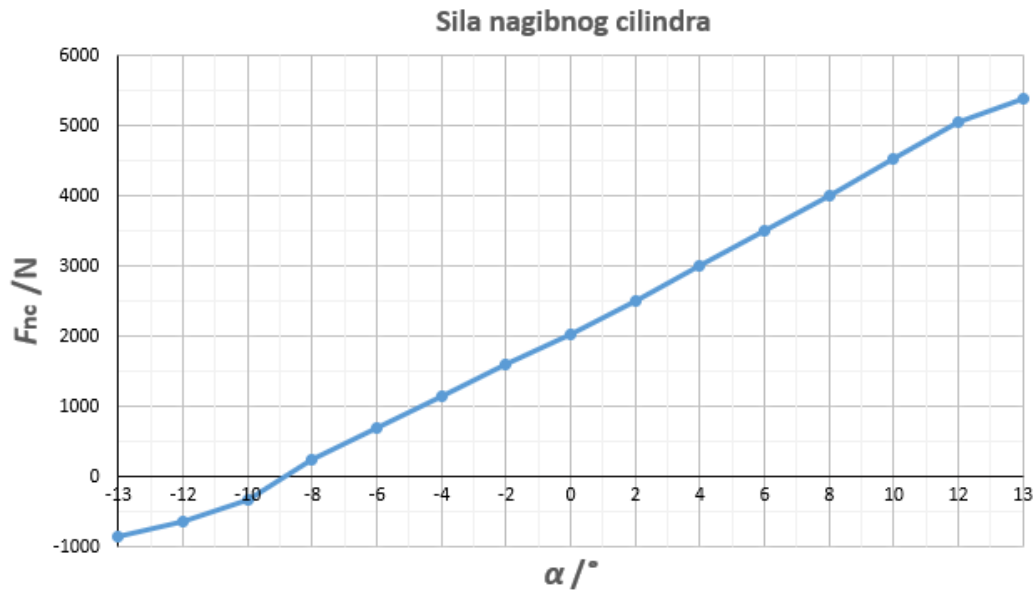
$$F_{Rx} = F_{nc} \cos \beta = 5384 \cdot \cos 36,8^\circ = 4311 \text{ N}. \quad (144)$$

Iz jednadžbe (138) dobije se vrijednost sile F_{Ry} :

$$F_{Ry} = F_{nc} \sin \beta + G_{vp} + G_{vc} + G_{hp} + G_{hc} + G + G_{vhp}. \quad (145)$$

$$F_{Ry} = 5384 \cdot \sin 36,8^\circ + 329 + 171 + 70,6 + 29,4 + 520 + 59 = 4403 \text{ N}. \quad (146)$$

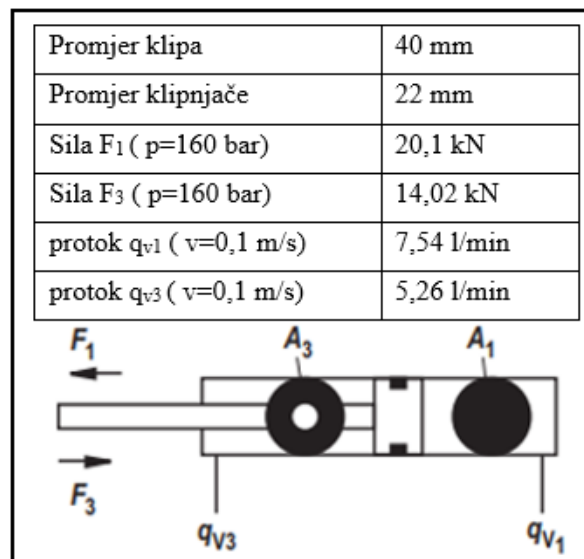
Na slici 48 prikazana je ovisnost sile cilindra o kutu nagiba konstrukcije α za cijeli raspon nagiba, odnosno kuteve od -13° do 13° u odnosu na vertikalnu.



Slika 48. Graf sile nagibnog cilindra

15.15. Odabir nagibnog cilindra

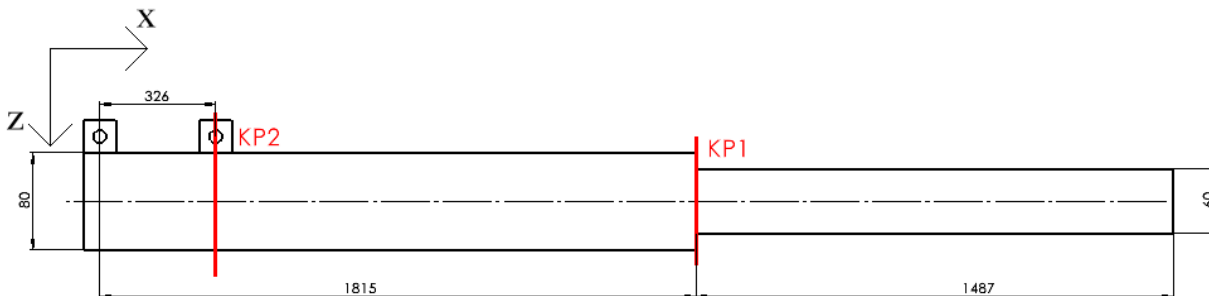
Odabran je cilindar CDL2MP5/40/22/105D2X/B11CFUMW proizvođača *Bosch Rexroth*, čije su karakteristike navedene na slici 49.



Slika 49. Karakteristike nagibnog cilindra

15.16. Proračun vertikalnog teleskopa

Kontrolni proračun će se provoditi za položaj u kojem su vertikalni i horizontalni cilindri potpuno izvučeni te je konstrukcija nagnuta prema naprijed za najveći ostvarivi kut. Pri proračunu vertikalnog teleskopa u obzir će se uzeti sile sa slike 47. Dodatno će se izvršiti redukcija tih sila na uzdužnu os teleskopa. Na slici 50 prikazan je proračunski model vertikalnog teleskopa.



Slika 50. Proračunski model vertikalnog teleskopa

U proračunu su korištene nove oznake, a to su:

$$G_{uk} = G_{hp} + G_{hc} + G + G_{vhp} = 649,4 \text{ N}, \quad (147)$$

$$G_{vpc} = G_{vp} + G_{vc} = 499,3 \text{ N}, \quad (148)$$

$$M_{Guk} = G \cdot l_G + G_{hp} \cdot l_{hp} + G_{hc} \cdot l_{hc} - G_{vhp} \cdot l_{vhp} = 433022 \text{ Nmm}, \quad (149)$$

$$M_{Gvpc} = G_{vc} \cdot l_{vc} = 171 \cdot 78 = 13338 \text{ Nmm}, \quad (150)$$

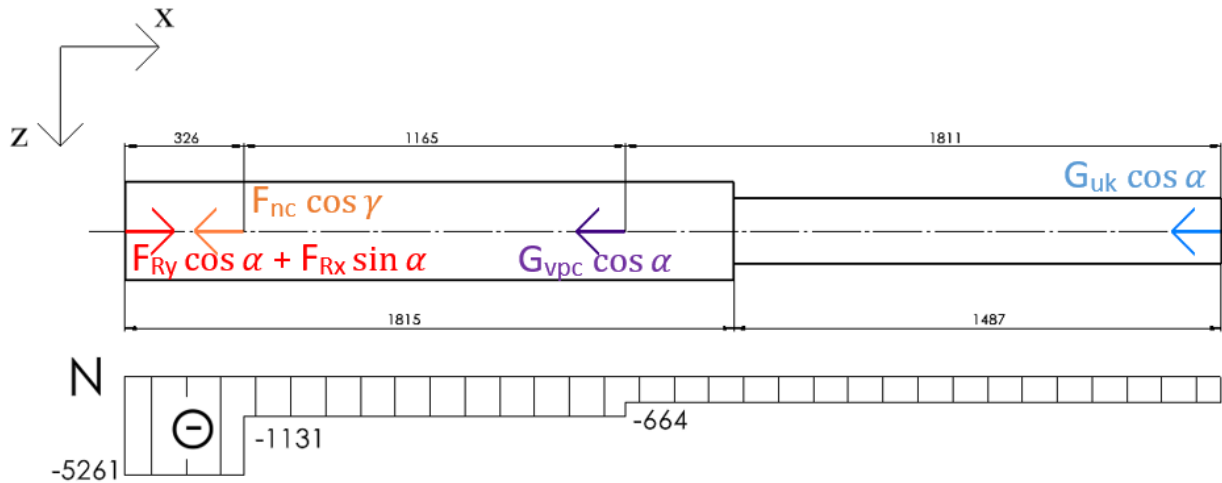
$$M_{Fnc} = F_{nc} \cos \gamma \cdot l_{Fnc} = 5384 \cdot \cos 39,9^\circ \cdot 85 = 351085 \text{ Nmm}, \quad (151)$$

$$M_{FRy} = F_{Ry} \cos \alpha \cdot l_{FRy} = 4404 \cdot \cos 13^\circ \cdot 80 = 343290 \text{ Nmm}, \quad (152)$$

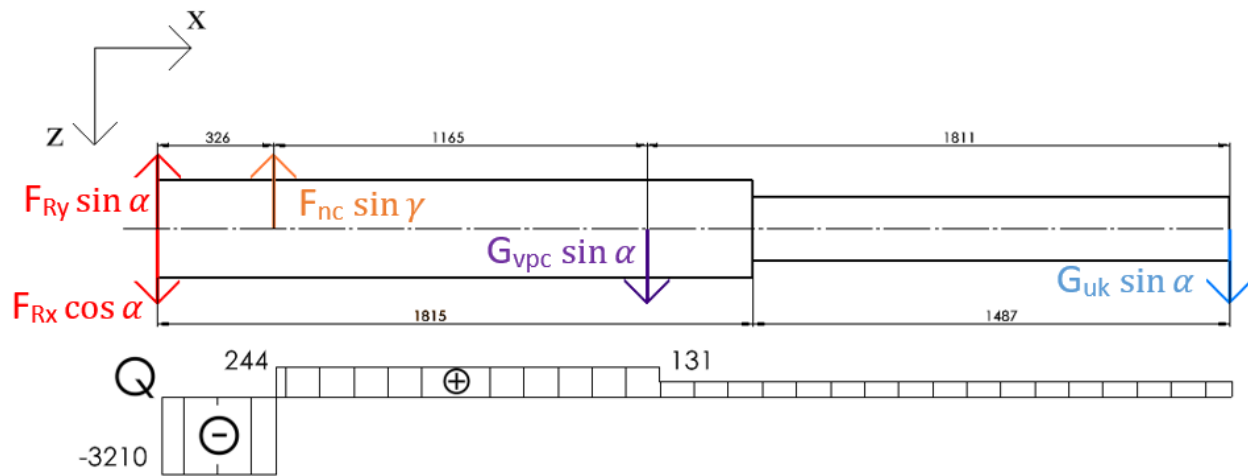
$$M_{FRx} = F_{Rx} \sin \alpha \cdot l_{FRx} = 4311 \cdot \sin 13^\circ \cdot 80 = 77581 \text{ Nmm}, \quad (153)$$

$$\gamma = 39,9^\circ, \quad (154)$$

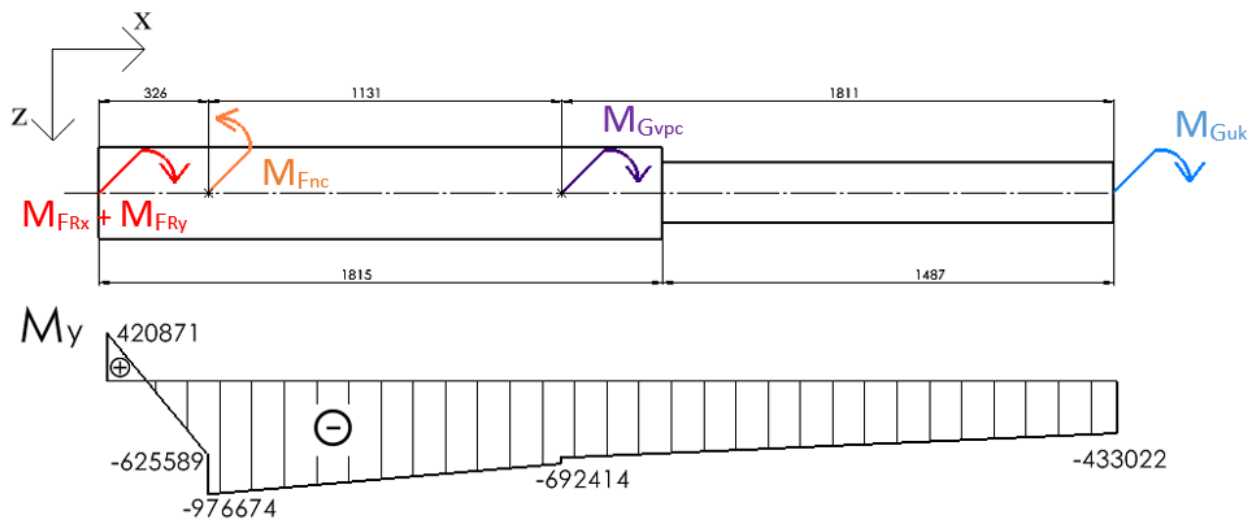
gdje su M_{Guk} , M_{Gvpc} , M_{Fnc} , M_{FRy} , M_{FRx} momenti dobiveni reduciranjem sila na uzdužnu os teleskopa, a γ kut između nagibnog cilindra i uzdužne osi vertikalnog teleskopa. U nastavku su prikazani dijagrami normalnih i poprečnih sila te dijagram momenata savijanja.



Slika 51. Dijagram normalnih sila vertikalnog teleskopa



Slika 52. Dijagram poprečnih sila vertikalnog teleskopa



Slika 53. Dijagram momenata savijanja vertikalnog teleskopa

Moment tromosti presjeka na mjestu KP1 oko osi y I_{y1} iznosi:

$$I_{y1} = \frac{60^4}{12} - \frac{52^4}{12} = 470698,7 \text{ mm}^4. \quad (155)$$

Moment otpora presjeka na mjestu KP1 oko osi y W_{y1} iznosi:

$$W_{y1} = \frac{I_{y1}}{\frac{h_1}{2}} = \frac{470698,7}{\frac{60}{2}} = 15689,96 \text{ mm}^3. \quad (156)$$

Moment tromosti presjeka na mjestu KP2 oko osi y I_{y2} iznosi:

$$I_{y2} = \frac{80^4}{12} - \frac{72^4}{12} = 1173845 \text{ mm}^4. \quad (157)$$

Moment otpora presjeka na mjestu KP2 oko osi y W_{y2} iznosi:

$$W_{y2} = \frac{I_{y2}}{\frac{h_2}{2}} = \frac{1173845}{\frac{80}{2}} = 29346,13 \text{ mm}^3. \quad (158)$$

Površina poprečnog presjeka na mjestu KP1:

$$A_{KP1} = 60^2 - 52^2 = 896 \text{ mm}^2. \quad (159)$$

Površina poprečnog presjeka na mjestu KP2:

$$A_{KP2} = 80^2 - 72^2 = 1216 \text{ mm}^2. \quad (160)$$

Tlačno naprezanje uslijed normalnih sila na presjeku KP1:

$$\sigma_{t,KP1} = \frac{N_{KP1}}{A_{KP1}} = \frac{-664}{896} = -0,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (161)$$

Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP1:

$$\tau_{KP1} = \frac{Q_{KP1}}{A_{KP1}} = \frac{131}{896} = 0,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (162)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1:

$$\sigma_{s,KP1} = \frac{M_{KP1}}{W_{y1}} = \frac{-636632}{15689,96} = -40,58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (163)$$

Reducirano naprezanje na presjeku KP1:

$$\sigma_{\text{red},KP1} = \sqrt{(\sigma_{s,KP1} + \sigma_{t,KP1})^2 + 3 \cdot \tau_{KP1}^2}, \quad (163)$$

$$\sigma_{\text{red},KP1} = \sqrt{(-40,58 - 0,74)^2 + 3 \cdot 0,15^2} = 41,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (164)$$

Tlačno naprezanje uslijed normalnih sila na presjeku KP2:

$$\sigma_{t,KP2} = \frac{N_{KP2}}{A_{KP2}} = \frac{-5261}{1216} = -4,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (165)$$

Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP2:

$$\tau_{KP2} = \frac{Q_{KP2}}{A_{KP2}} = \frac{3210}{1216} = 2,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (166)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2:

$$\sigma_{s,KP2} = \frac{M_{KP2}}{W_{y2}} = \frac{-976674}{29346,13} = -33,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (167)$$

Reducirano naprezanje na presjeku KP2:

$$\sigma_{\text{red},KP2} = \sqrt{(\sigma_{s,KP2} + \sigma_{t,KP2})^2 + 3 \cdot \tau_{KP2}^2}, \quad (168)$$

$$\sigma_{\text{red},KP2} = \sqrt{(-33,28 - 4,32)^2 + 3 \cdot 2,64^2} = 37,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (169)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235 prema [3] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (170)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red},KP1} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (171)$$

$$\sigma_{\text{red},KP2} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (172)$$

proračun zadovoljava.

15.17. Proračun zavora pojačanja ušice nagibnog cilindra

Zavar pojačanja ušice nagibnog cilindra opterećen je silom nagibnog cilindra. Na slici 54 prikazano je mjesto zavora pojačanja sa silom cilindra koja je rastavljena na horizontalnu i vertikalnu komponentu. Zatim je na slici 55 prikazan presjek zavora s opterećenjima.

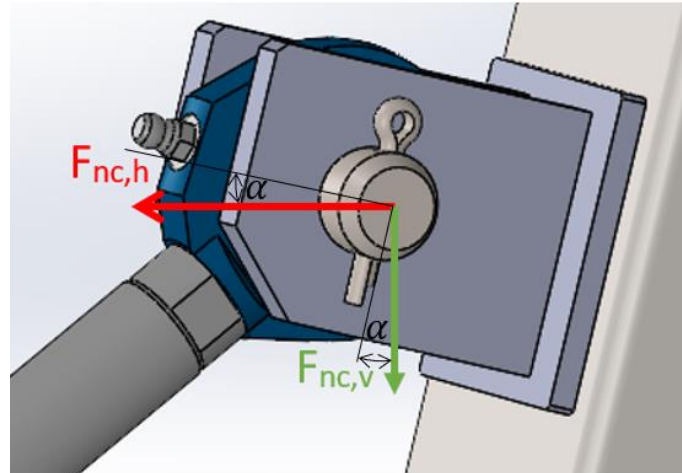
Horizontalna i vertikalna komponenta sile nagibnog cilindra iznose:

$$F_{nc,h} = F_{nc} \cdot \cos \beta, \quad (173)$$

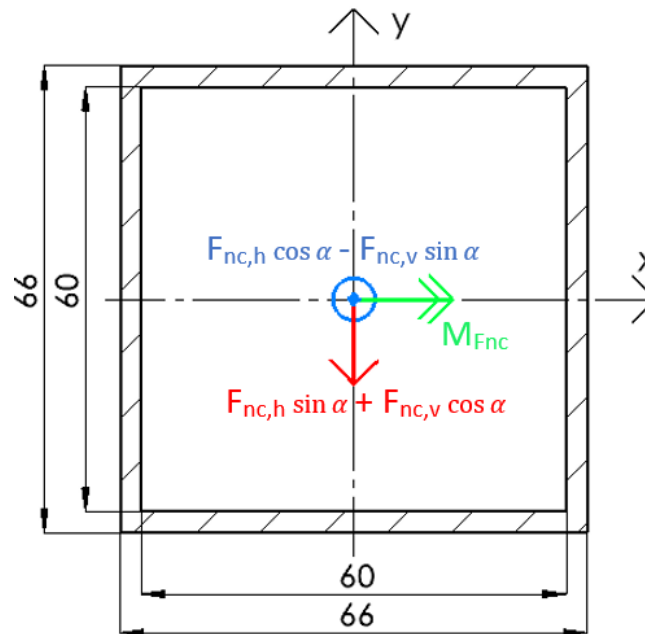
$$F_{nc,h} = 5384 \cdot \cos 36,8^\circ = 4311 \text{ N}, \quad (174)$$

$$F_{nc,v} = F_{nc} \cdot \sin \beta, \quad (175)$$

$$F_{nc,v} = 5384 \cdot \sin 36,8^\circ = 3225 \text{ N}. \quad (176)$$



Slika 54. Prikaz zavara pojačanja ušice nagibnog cilindra



Slika 55. Presjek zavara pojačanja ušice nagibnog cilindra

Moment tromosti presjeka zavara oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{66^4}{12} - \frac{60^4}{12} = 501228 \text{ mm}^4. \quad (177)$$

Moment otpora presjeka zavara oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{501228}{\frac{66}{2}} = 15188,73 \text{ mm}^3. \quad (178)$$

Površina presjeka zavara A iznosi:

$$A = 66^2 - 60^2 = 756 \text{ mm}^2. \quad (179)$$

Moment savijanja M_{Fnc} iznosi:

$$M_{Fnc} = (F_{nc,h} \cdot \sin \alpha + F_{nc,v} \cdot \cos \alpha) \cdot l = (4311 \cdot \sin 13 + 3225 \cdot \cos 13) \cdot 45 = 4112,4 \cdot 45 = 185056 \text{ Nmm.} \quad (180)$$

Vlačno naprežanje na presjeku zavora iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_{nc,h} \cdot \cos \alpha - F_{nc,v} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4311 \cdot \cos 13 - 3225 \cdot \sin 13}{756} = 4,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (181)$$

Smično naprežanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{F_{nc,h} \cdot \sin \alpha + F_{nc,v} \cdot \cos \alpha}{A} = \frac{4311 \cdot \sin 13 + 3225 \cdot \cos 13}{756} = 5,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (182)$$

Naprežanje zbog momenta savijanja M_{Fnc} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Fnc}}{W_x} = \frac{185056}{15188,73} = 12,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (183)$$

Reducirano naprežanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_v)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (184)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(12,18 + 4,6)^2 + 3 \cdot 5,44^2} = 19,24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (185)$$

Dopušteno naprežanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (186)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (187)$$

proračun zadovoljava.

15.18. Proračun zavora ušice nagibnog cilindra

Zavar ušice nagibnog cilindra opterećen je istim silama kao i zavar pojačanja, no kako su dvije ušice, iznos tih sila će se podijeliti na dva dijela. Prikaz ušice može se vidjeti na slici 54, a presjek zavora na slici 56. Moment tromosti presjeka zavora oko osi x I_x iznosi:

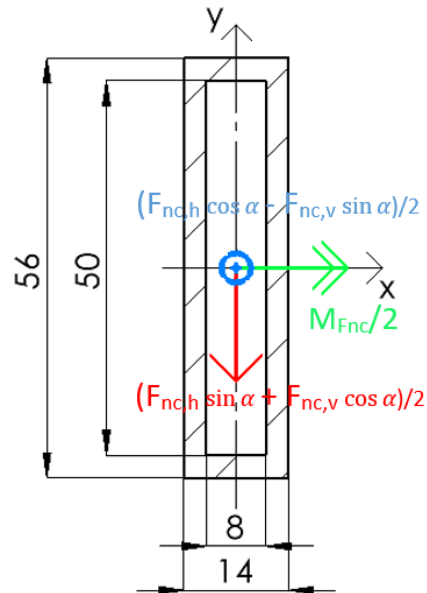
$$I_x = \frac{56^3 \cdot 14}{12} - \frac{50^3 \cdot 8}{12} = 121552 \text{ mm}^4. \quad (188)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{121552}{\frac{56}{2}} = 4341,14 \text{ mm}^3. \quad (189)$$

Površina presjeka zavara A iznosi:

$$A = 56^2 - 50^2 = 636 \text{ mm}^2. \quad (190)$$



Slika 56. Presjek zavara ušice nagibnog cilindra

Vlačno naprezanje na presjeku zavara iznosi:

$$\sigma_v = \frac{(F_{nc,h} \cdot \cos \alpha - F_{nc,v} \cdot \sin \alpha)/2}{A} = \frac{(4311 \cdot \cos 13 - 3225 \cdot \sin 13)/2}{636} = 2,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (191)$$

Smično naprezanje na presjeku zavara iznosi:

$$\tau = \frac{(F_{nc,h} \cdot \sin \alpha + F_{nc,v} \cdot \cos \alpha)/2}{A} = \frac{(4311 \cdot \sin 13 + 3225 \cdot \cos 13)/2}{636} = 3,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (192)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{Fnc} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Fnc}/2}{W_x} = \frac{185056/2}{4341,14} = 18,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (193)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_v)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (194)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(18,95 + 2,73)^2 + 3 \cdot 3,23^2} = 22,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (195)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (196)$$

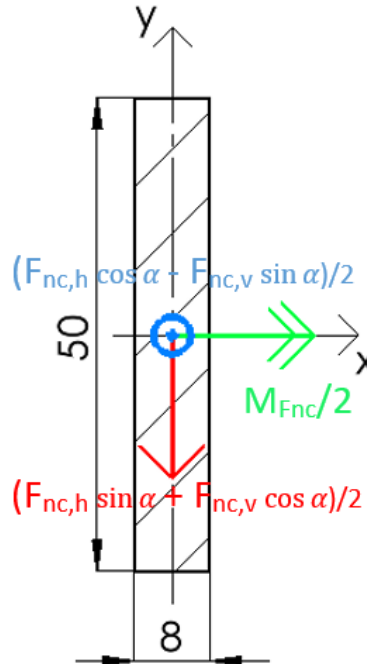
Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (197)$$

proračun zadovoljava.

15.19. Proračun ušice nagibnog cilindra

Ušica nagibnog cilindra opterećena je istim silama kao i zavar ušice. Presjek ušice prikazan je na slici 57.



Slika 57. Presjek ušice nagibnog cilindra

Moment tromosti presjeka oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{50^3 \cdot 8}{12} = 83333,33 \text{ mm}^4. \quad (198)$$

Moment otpora presjeka oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{501228}{\frac{50}{2}} = 3333,33 \text{ mm}^3. \quad (199)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 50 \cdot 8 = 400 \text{ mm}^2. \quad (200)$$

Vlačno naprezanje na presjeku iznosi:

$$\sigma_v = \frac{(F_{nc,h} \cdot \cos \alpha - F_{nc,v} \cdot \sin \alpha)/2}{A} = \frac{(4311 \cdot \cos 13 - 3225 \cdot \sin 13)/2}{400} = 4,34 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (201)$$

Smično naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{(F_{nc,h} \cdot \sin \alpha + F_{nc,v} \cdot \cos \alpha)/2}{A} = \frac{(4311 \cdot \sin 13 + 3225 \cdot \cos 13)/2}{400} = 5,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (202)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{Fnc} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Fnc}/2}{W_x} = \frac{185056/2}{3333,33} = 24,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (203)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_v)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (204)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(24,67 + 4,34)^2 + 3 \cdot 5,14^2} = 30,35 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (205)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (206)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (207)$$

proračun zadovoljava.

15.20. Proračun svornjaka nagibnog cilindra

Unutarnji i vanjski tlak iznose:

$$p_u = \frac{F_{nc}}{b \cdot d} = \frac{5384}{16 \cdot 20} = 16,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (208)$$

$$p_v = \frac{F_{nc}}{2a \cdot d} = \frac{1287,5}{2 \cdot 8 \cdot 20} = 16,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (209)$$

Naprezanje na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{nc} \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 5384 \cdot 0,5 \cdot 8}{0,1 \cdot 25^3} = 13,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (210)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{nc}}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{5384}{2 \cdot \frac{20^2\pi}{4}} = 8,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (211)$$

Dopušteni iznosi tlakova i naprezanja prema [4] iznose:

$$p_{udop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (212)$$

$$p_{vdop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (213)$$

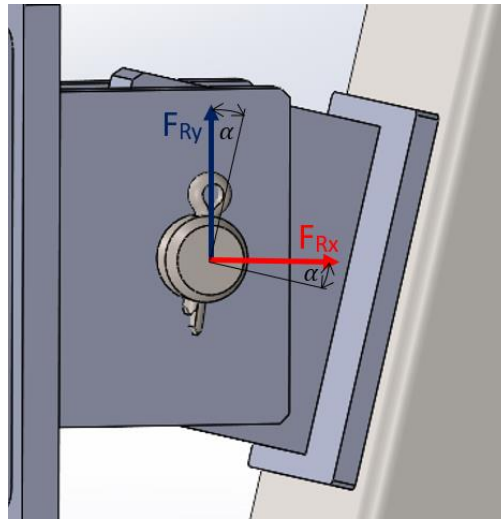
$$\sigma_{fdop} = 66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (214)$$

$$\tau_{\text{dop}} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (215)$$

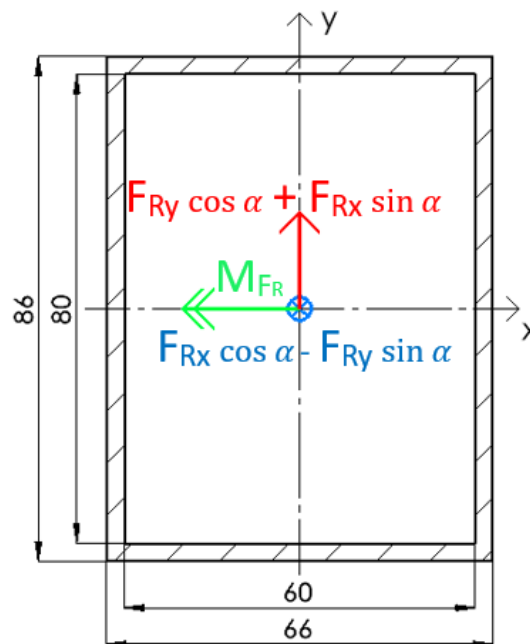
Kako su svi tlakovi i napreznja manji od dopuštenih, čvrstoća svornjaka zadovoljava.

15.21. Proračun zavora pojačanja ušice zglobnog oslonca

Zavar pojačanja ušice zglobnog oslonca opterećen je silama u zglobnom osloncu. Na slici 58 prikazano je mjesto zavora pojačanja sa silama zglobnog oslonca. Zatim je na slici 59 prikazan presjek zavora s opterećenjima.



Slika 58. Prikaz zavora pojačanja zglobne ušice



Slika 59. Presjek zavora pojačanja ušice zglobnog oslonca

Moment tromosti presjeka zavara oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{86^3 \cdot 66}{12} - \frac{80^3 \cdot 60}{12} = 938308 \text{ mm}^4. \quad (216)$$

Moment otpora presjeka zavara oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{938308}{\frac{86}{2}} = 21821,12 \text{ mm}^3. \quad (217)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 86 \cdot 66 - 80 \cdot 60 = 876 \text{ mm}^2. \quad (218)$$

Tlačno naprezanje na presjeku zavara iznosi:

$$\sigma_t = \frac{F_{Rx} \cdot \cos \alpha - F_{Ry} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4311 \cdot \cos 13 - 4403 \cdot \sin 13}{876} = 3,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (219)$$

Smično naprezanje na presjeku zavara iznosi:

$$\tau = \frac{F_{Ry} \cdot \cos \alpha + F_{Rx} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4403 \cdot \cos 13 + 4311 \cdot \sin 13}{876} = 6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (220)$$

Moment savijanja M_{FR} iznosi:

$$\begin{aligned} M_{FR} &= (F_{Ry} \cdot \cos \alpha + F_{Rx} \cdot \sin \alpha) \cdot l = (4403 \cdot \cos 13 + 4311 \cdot \sin 13) \cdot 40 \\ &= 210397 \text{ Nmm}. \end{aligned} \quad (221)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{FR} :

$$\sigma_s = \frac{M_{FR}}{W_x} = \frac{210397}{21821,12} = 9,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (222)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (223)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(9,64 + 3,66)^2 + 3 \cdot 6^2} = 16,89 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (224)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (225)$$

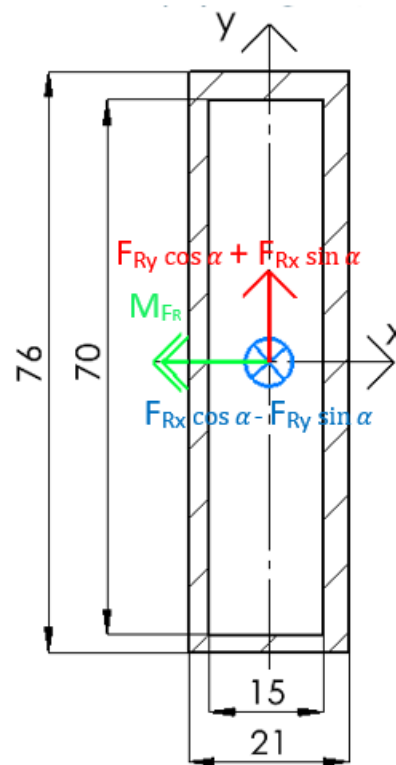
Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (226)$$

proračun zadovoljava.

15.22. Proračun zavora ušice zglobnog oslonca

Zavar ušice zglobnog oslonca opterećen je istim silama kao i zavar pojačanja. Prikaz ušice može se vidjeti na slici 58, a presjek zavora na slici 60.



Slika 60. Presjek zavora ušice zglobnog oslonca

Moment tromosti presjeka zavora oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{76^3 \cdot 21}{12} - \frac{70^3 \cdot 15}{12} = 339458 \text{ mm}^4. \quad (227)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{339458}{\frac{76}{2}} = 8933,1 \text{ mm}^3. \quad (228)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 76 \cdot 21 - 70 \cdot 15 = 546 \text{ mm}^2. \quad (229)$$

Tlačno naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\sigma_t = \frac{F_{Rx} \cdot \cos \alpha - F_{Ry} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4311 \cdot \cos 13 - 4403 \cdot \sin 13}{546} = 5,88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (230)$$

Smično naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{F_{Ry} \cdot \cos \alpha + F_{Rx} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4403 \cdot \cos 13 + 4311 \cdot \sin 13}{546} = 9,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (231)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{FR} :

$$\sigma_s = \frac{M_{FR}}{W_x} = \frac{210397}{8933,1} = 23,55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (232)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (233)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(23,55 + 5,88)^2 + 3 \cdot 9,63^2} = 33,83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (234)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (235)$$

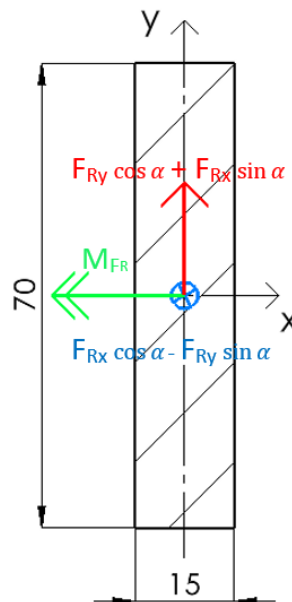
Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (236)$$

proračun zadovoljava.

15.23. Proračun zglobne ušice

Ušica zglobnog oslonca opterećena je istim silama kao i zavar ušice. Presjek ušice i aktivna opterećenja prikazani su na slici 61.



Slika 61. Presjek ušice zglobnog oslonca

Moment tromosti presjeka oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{70^3 \cdot 15}{12} = 428750 \text{ mm}^4. \quad (237)$$

Moment otpora presjeka oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{428750}{\frac{70}{2}} = 12250 \text{ mm}^3. \quad (238)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 70 \cdot 15 = 1050 \text{ mm}^2. \quad (239)$$

Tlačno naprezanje na presjeku iznosi:

$$\sigma_t = \frac{F_{Rx} \cdot \cos \alpha - F_{Ry} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4311 \cdot \cos 13 - 4403 \cdot \sin 13}{1050} = 3,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (240)$$

Smično naprezanje na presjeku iznosi:

$$\tau = \frac{F_{Ry} \cdot \cos \alpha + F_{Rx} \cdot \sin \alpha}{A} = \frac{4403 \cdot \cos 13 + 4311 \cdot \sin 13}{1050} = 5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (241)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{FR} :

$$\sigma_s = \frac{M_{FR}}{W_x} = \frac{210397}{12250} = 17,17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (242)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (243)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(17,17 + 3,06)^2 + 3 \cdot 5^2} = 22,01 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (244)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (245)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (246)$$

proračun zadovoljava.

15.24. Proračun svornjaka zglobnog oslonca

Ukupna sila na svornjak dobit će se vektorskim zbrajanjem sila u zglobnom osloncu:

$$F_R = \sqrt{F_{R_x}^2 + F_{R_y}^2} = \sqrt{4311^2 + 4403^2} = 6162,1 \text{ N.} \quad (247)$$

Unutarnji i vanjski tlak iznose:

$$p_u = \frac{F_R}{b \cdot d} = \frac{6162,1}{15 \cdot 18} = 22,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (248)$$

$$p_v = \frac{F_R}{2a \cdot d} = \frac{6162,1}{2 \cdot 8 \cdot 15} = 21,40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (249)$$

Naprezanje na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_R \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 6162,1 \cdot 0,5 \cdot 8}{0,1 \cdot 18^3} = 21,13 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (250)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_R}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{6162,1}{2 \cdot \frac{18^2\pi}{4}} = 12,11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (251)$$

Dopušteni iznosi tlakova i naprezanja prema [4] iznose:

$$p_{udop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (252)$$

$$p_{vdop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (253)$$

$$\sigma_{fdop} = 66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (254)$$

$$\tau_{dop} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (255)$$

Kako su svi tlakovi i naprezanja manji od dopuštenih, čvrstoća svornjaka zadovoljava.

15.25. Odabir zglobne čahure

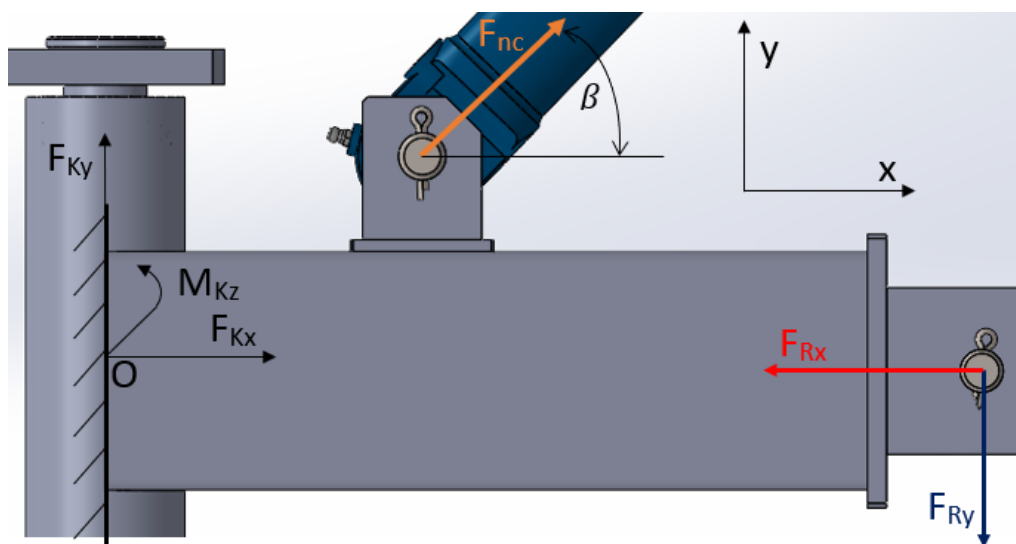
U ušicu zglobnog oslonca ugradit će se PTFE kompozitna čahura kako bi se izbjegao direktan kontakt čelika na čelik, smanjilo trošenje komponenti u kontaktu i izgladilo gibanje. Iz toga razloga odabrana je čahura oznake PCM 182010 E proizvođača SKF. Dopuštena sila na čahuru iznosi 14 kN, a pošto je sila koja djeluje $F_R = 6162 \text{ N}$ manja od dopuštene, čahura ispunjava potrebne zahtjeve. Na slici 62 prikazana je navedena čahura.



Slika 62. Čahura PCM 182010 E

15.26. Proračun konzolnog profila

Konzolni profil opterećen je silama u zglobnom osloncu te silom nagibnog cilindra, a za ostatak konstrukcije vezan je zavarom, koji će se u modelu za proračun smatrati uklještenjem. Prikaz konzolnog profila s aktivnim silama može se vidjeti na slici 63.



Slika 63. Konzolni profil

Za izračun reakcijskih sila potrebno je postaviti jednadžbe ravnoteže:

Suma sila u smjeru osi x glasi:

$$\sum F_x = 0. \quad (256)$$

$$F_{Kx} - F_{Rx} + F_{nc} \cos \beta = 0. \quad (257)$$

$$F_{Kx} = F_{Rx} - F_{nc} \cos \beta = 4311 - 5384 \cdot \cos 36,8^\circ = 0 \text{ N}. \quad (258)$$

Suma sila u smjeru osi y glasi:

$$\sum F_y = 0. \quad (259)$$

$$F_{Ky} - F_{Ry} + F_{nc} \sin \beta = 0. \quad (260)$$

$$F_{Ky} = F_{Ry} - F_{nc} \sin \beta = 4403 - 5384 \cdot \sin 36,8^\circ = 1178 \text{ N}. \quad (261)$$

Suma momenata oko točke O glasi:

$$\sum M_O = 0. \quad (262)$$

$$M_{Kz} + F_{nc} \sin \beta \cdot l_x - F_{nc} \cos \beta \cdot l_y - F_{Ry} \cdot l_{Ry} = 0. \quad (263)$$

$$M_{Kz} = -F_{nc} \sin \beta \cdot l_x + F_{nc} \cos \beta \cdot l_y + F_{Ry} \cdot l_{Ry}. \quad (264)$$

$$\begin{aligned} M_{Kz} &= -5384 \cdot \sin 36,8^\circ \cdot 133 + 5384 \cdot \cos 36,8^\circ \cdot 90 + 4403 \cdot 368 \\ &= 1579362 \text{ Nmm}. \end{aligned} \quad (265)$$

Moment tromosti presjeka konzolnog profila oko osi z I_z iznosi:

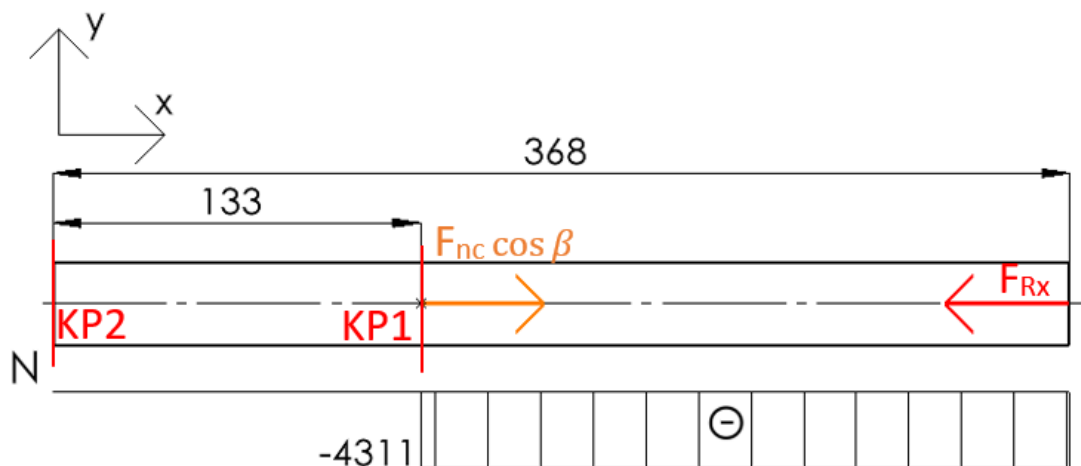
$$I_z = \frac{100^3 \cdot 80}{12} - \frac{88^3 \cdot 68}{12} = 2804992 \text{ mm}^4. \quad (266)$$

Moment otpora presjeka konzolnog profila oko osi z W_z iznosi:

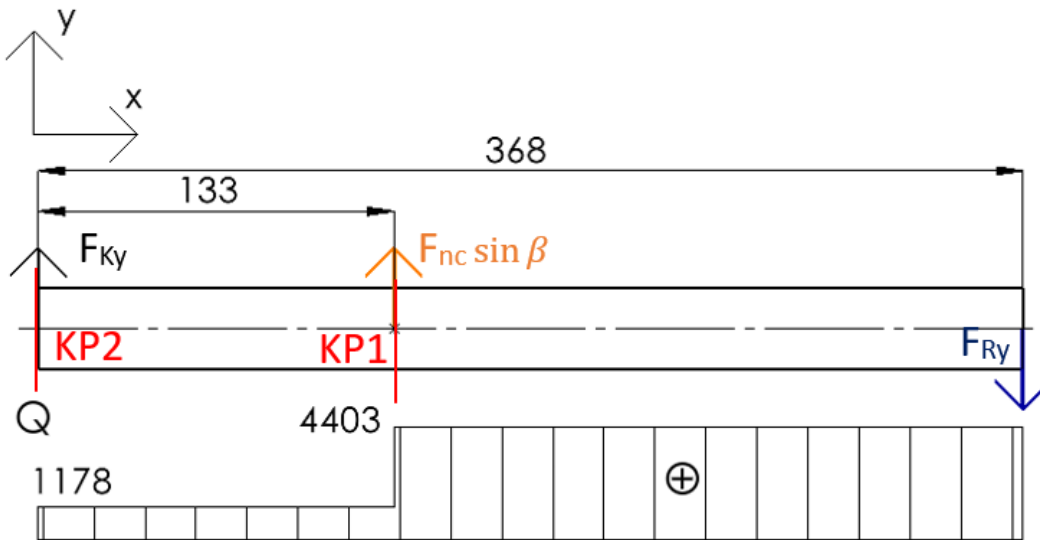
$$W_z = \frac{I_z}{\frac{h}{2}} = \frac{2804992}{\frac{100}{2}} = 56099,84 \text{ mm}^3. \quad (267)$$

Površina poprečnog presjeka konzolnog profila:

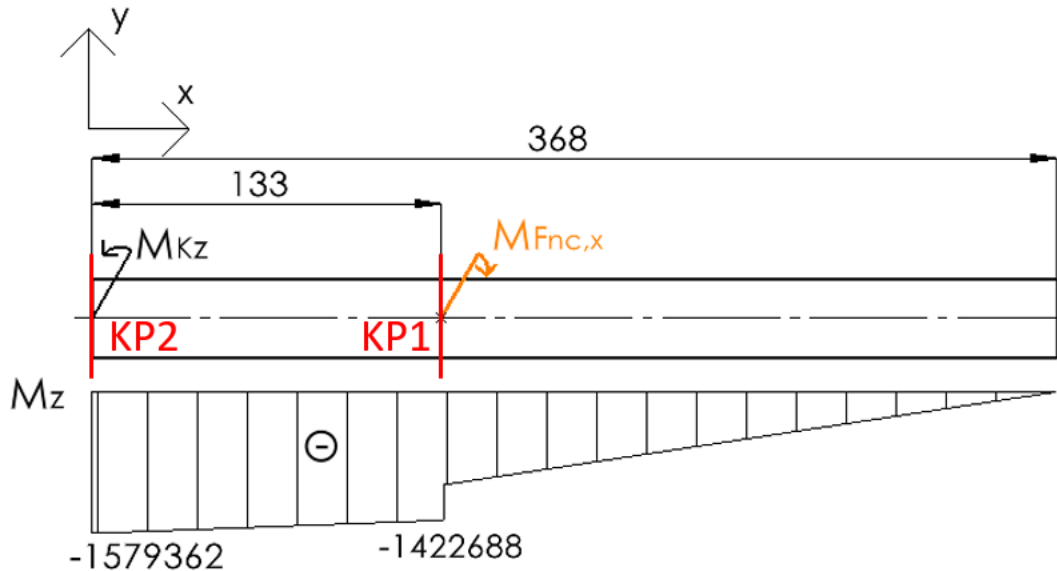
$$A = 100 \cdot 80 - 88 \cdot 68 = 2016 \text{ mm}^2. \quad (268)$$



Slika 64. Konzolni profil – dijagram normalnih sila



Slika 65. Konzolni profil - dijagram poprečnih sila



Slika 66. Konzolni profil – dijagram momenata savijanja

Tlačno naprezanje na presjeku KP1 iznosi:

$$\sigma_{t,KP1} = \frac{N_{KP1}}{A} = \frac{-4311}{2016} = -2,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (269)$$

Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP1:

$$\tau_{KP1} = \frac{Q_{KP1}}{A} = \frac{4403}{2016} = 2,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (270)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP1:

$$\sigma_{s,KP1} = \frac{M_{KP1}}{W_z} = \frac{-1422688}{56099,84} = -25,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (271)$$

Reducirano naprezanje na presjeku KP1:

$$\sigma_{\text{red,KP1}} = \sqrt{(\sigma_{s,\text{KP1}} + \sigma_{t,\text{KP1}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{KP1}}^2}, \quad (272)$$

$$\sigma_{\text{red,KP1}} = \sqrt{(-25,36 - 2,14)^2 + 3 \cdot 2,18^2} = 27,76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (273)$$

Tlačno naprezanje na presjeku KP2 iznosi:

$$\sigma_{t,\text{KP2}} = \frac{N_{\text{KP2}}}{A} = \frac{0}{2016} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (274)$$

Smično naprezanje uslijed poprečnih sila na presjeku KP2:

$$\tau_{\text{KP2}} = \frac{Q_{\text{KP2}}}{A} = \frac{1178}{2016} = 0,58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (275)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja na presjeku KP2:

$$\sigma_{s,\text{KP2}} = \frac{M_{\text{KP2}}}{W_z} = \frac{-1579362}{56099,84} = -28,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (276)$$

Reducirano naprezanje na presjeku KP2:

$$\sigma_{\text{red,KP2}} = \sqrt{(\sigma_{s,\text{KP2}} + \sigma_{t,\text{KP2}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{KP2}}^2}, \quad (277)$$

$$\sigma_{\text{red,KP2}} = \sqrt{(-28,15)^2 + 3 \cdot 0,58^2} = 28,17 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (278)$$

Dopušteno naprezanje za čelik S235 prema [3] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (279)$$

Kako vrijedi:

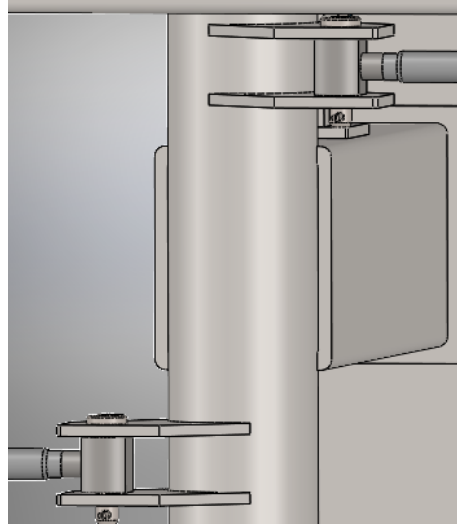
$$\sigma_{\text{red,KP1}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (280)$$

$$\sigma_{\text{red,KP2}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (281)$$

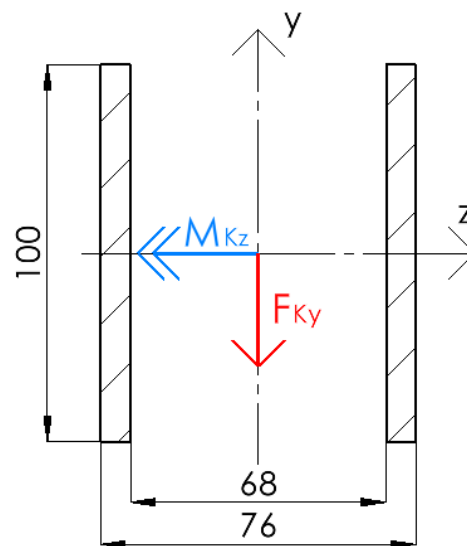
proračun zadovoljava.

15.27. Proračun zavora profila

Zavar profila opterećen je silom F_{Ky} i momentom savijanja M_{Kz} . Mjesto zavora konzolnog profila za debelostijenu cijev prikazano je na slici 67, a poprečni presjek zavora sa aktivnom silom i momentom savijanja na slici 68.



Slika 67. Prikaz zavora konzolnog profila



Slika 68. Presjek zavora konzolnog profila

Moment tromosti presjeka zavora oko osi z I_z iznosi:

$$I_z = \frac{100^3 \cdot 76}{12} - \frac{100^3 \cdot 68}{12} = 666666,67 \text{ mm}^4. \quad (282)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi z W_z iznosi:

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{h}{2}} = \frac{666666,67}{\frac{100}{2}} = 56099,84 \text{ mm}^3. \quad (283)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 100 \cdot 76 - 100 \cdot 68 = 800 \text{ mm}^2. \quad (284)$$

Smično naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{F_{Ky}}{A} = \frac{1178}{800} = 1,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (285)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{Kz} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Kz}}{W_z} = \frac{1579362}{56099,84} = 118,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (286)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (287)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{118,45^2 + 3 \cdot 1,47^2} = 118,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (288)$$

Dopušteno naprezanje prema [4] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 127,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (289)$$

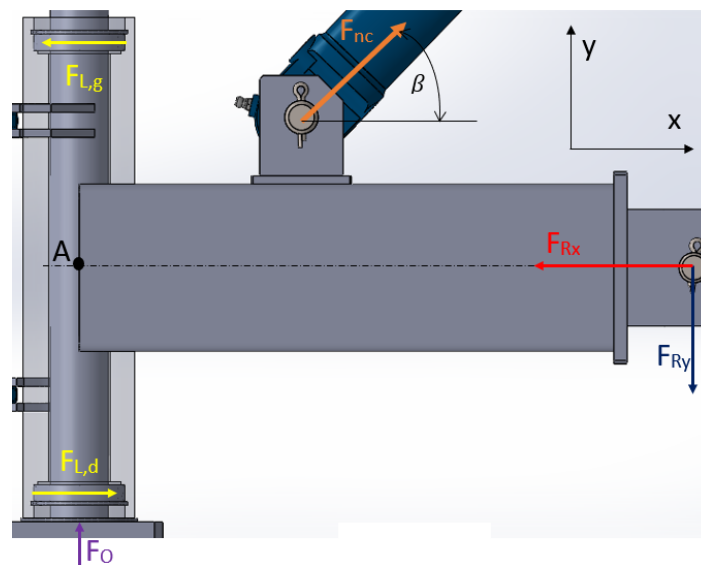
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (290)$$

proračun zadovoljava.

15.28. Reakcijske sile u ležajevima i osloncu

Na slici 69 moguće je vidjeti kuglične ležajeve ugrađene u debelostijenu cijev. U tim ležajevima javit će se reakcijska sila uslijed djelovanja momenata sila u zglobnom osloncu i sile nagibnog cilindra. Također će se javiti reakcijska sila na ušici koja služi kao oslonac.



Slika 69. Reakcijske sile u ležajevima i osloncu

Za određivanje nepoznatih sila potrebno je postaviti jednadžbe ravnoteže sila:

Suma sila u smjeru osi x glasi:

$$\sum F_x = 0. \quad (291)$$

$$F_{L,d} - F_{L,g} + F_{nc} \cos \beta - F_{Rx} = 0. \quad (292)$$

Suma sila u smjeru osi y glasi:

$$\sum F_y = 0. \quad (293)$$

$$F_O - F_{Ry} + F_{nc} \sin \beta = 0. \quad (294)$$

Suma momenata oko točke A glasi::

$$\sum M_A = 0. \quad (295)$$

$$F_{L,d} \cdot l_{L,d} + F_{L,g} \cdot l_{L,g} - F_{nc} \cos \beta \cdot l_y + F_{nc} \sin \beta \cdot l_x - F_{Ry} \cdot l_{Ry} = 0. \quad (296)$$

$$F_{L,d} = \frac{-F_{L,g} \cdot l_{L,g} + F_{nc} \cos \beta \cdot l_y - F_{nc} \sin \beta \cdot l_x + F_{Ry} \cdot l_{Ry}}{l_{L,d}}. \quad (297)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (297) u (292) dobije se:

$$\frac{-F_{L,g} \cdot l_{L,g} + F_{nc} \cos \beta \cdot l_y - F_{nc} \sin \beta \cdot l_x + F_{Ry} \cdot l_{Ry}}{l_{L,d}} - F_{L,g} + F_{nc} \cos \beta - F_{Rx} = 0. \quad (298)$$

$$F_{L,g} \left(\frac{l_{L,g}}{l_{L,d}} + 1 \right) = \frac{F_{nc} \cos \beta \cdot l_y - F_{nc} \sin \beta \cdot l_x + F_{Ry} \cdot l_{Ry}}{l_{L,d}} + F_{nc} \cos \beta - F_{Rx}. \quad (299)$$

Vrijednost $l_{L,g}$ i $l_{L,d}$ su odabrane kao jednake, stoga će izraz (299) u konačnici glasniti:

$$F_{L,g} = \frac{F_{nc} \cos \beta (l_y + l_{L,d}) - F_{nc} \sin \beta \cdot l_x + F_{Ry} \cdot l_{Ry} - F_{Rx} \cdot l_{L,d}}{2 \cdot l_{L,d}}. \quad (300)$$

Uvrste li se poznate vrijednosti u jednadžbu (300):

$$F_{L,g} = \frac{5384 \cdot \cos 36,8^\circ \cdot (90 + 135) - 5384 \cdot \sin 36,8^\circ \cdot 133 + 4403 \cdot 368 - 4311 \cdot 135}{2 \cdot 135}. \quad (301)$$

$$F_{L,g} = 5850 \text{ N}. \quad (302)$$

Iz jednadžbe (292) dobije se vrijednost sile $F_{L,d}$:

$$F_{L,d} = F_{L,g} - F_{nc} \cos \beta + F_{Rx} = 5850 - 5384 \cdot \cos 36,8^\circ + 4311 = 5850 \text{ N}. \quad (303)$$

Iz jednadžbe (294) dobije se vrijednost sile F_O :

$$F_O = F_{Ry} - F_{nc} \sin \beta = 4403 - 5834 \cdot \sin 36,8^\circ = 1178 \text{ N}. \quad (304)$$

15.29. Izračun sile rotacijskog cilindra i odabir hidrauličkog cilindra

Rotacijski cilindri omogućuju zakretanje konstrukcije oko vertikalne osi. Za odabir prikladnog cilindra potrebno je odrediti moment oko osi rotacije koji će biti dostatan za ostvarivanje rotacije, a iz toga momenta će se odrediti iznos sile cilindra. Taj moment će se odrediti prema:

$$\sum M_z = I_z \varepsilon. \quad (305)$$

$$M_{rc} - 2 \cdot M_{tr,l} - M_{tr,p} = I_z \varepsilon. \quad (306)$$

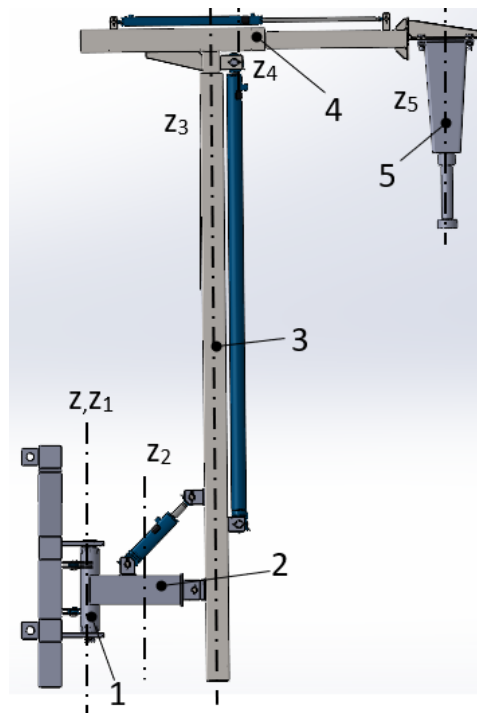
$$M_{rc} = 2 \cdot M_{tr,l} + M_{tr,p} + I_z \varepsilon, \quad (307)$$

gdje je M_{rc} moment koji daje sila cilindra na kraku ušice, $M_{tr,l}$ je moment trenja u ležaju čija je vrijednost izračunana pomoću kalkulatora na [6], a $M_{tr,p}$ moment trenja koji se javlja zbog kontakta debelostijene cijevi i aksijalne čahure u ušici oslonca. Navedeni momenti iznose:

$$M_{tr,l} = 537 \text{ Nmm} \quad (308)$$

$$M_{tr,p} = F_N \cdot \mu_p \cdot r_{tr,p} = F_O \cdot \mu_p \cdot r_{tr,p} = 1178 \cdot 0,3 \cdot 26 = 9188 \text{ Nmm}. \quad (309)$$

Faktor trenja μ_p između debelostijene cijevi i aksijalne čahure od materijala PA6 MO odabran je prema [5]. Za izračun momenta tromosti oko glavne osi z potrebno je svesti momente tromosti pojedinih masa oko vlastitih osi z na glavnu os z . Na slici 70 prikazan je raspored navedenih osi.



Slika 70. Osi tromosti

Moment tromosti oko glavne osi z I_z iznosi:

$$I_z = I_{1z} + I_{2z} + I_{3z} + I_{4z} + I_{5z}, \quad (310)$$

gdje su momenti tromosti pojedinih masa oko glavne osi z:

$$I_{1z} = I_{z1}, \quad (311)$$

$$I_{2z} = I_{z2} + m_2 \cdot l_2^2, \quad (312)$$

$$I_{3z} = I_{z3} + m_3 \cdot l_3^2, \quad (313)$$

$$I_{4z} = I_{z4} + m_4 \cdot l_4^2, \quad (314)$$

$$I_{5z} = I_{z5} + m_5 \cdot l_5^2, \quad (315)$$

a gdje su m_2 do m_5 mase pojedinih dijelova, a l_2 do l_5 udaljenosti do glavne osi z. Vrijednosti momenata tromosti oko vlastite osi z I_{z1} do I_{z5} preuzete su iz *Solidworks* modela pomoću opcije *Mass properties*. Ako se ubace poznate vrijednosti u jednadžbe (311) do (315) dobije se:

$$I_{1z} = 334817,45 \text{ gmm}^2, \quad (316)$$

$$I_{2z} = 5093453,99 + 601,5 \cdot 401^2 = 101815255,49 \text{ gmm}^2, \quad (317)$$

$$I_{3z} = 4460216,8 + 49000 \cdot 802^2 = 31521456216,8 \text{ gmm}^2, \quad (318)$$

$$I_{4z} = 34786185,6 + 15000 \cdot 932^2 = 13064146185,6 \text{ gmm}^2, \quad (319)$$

$$I_{5z} = 148517200 + 50000 \cdot 1915^2 = 183509767200 \text{ gmm}^2. \quad (320)$$

Ubace li se vrijednosti iz jednadžbi (316) do (320) u (310), dobije se:

$$I_z = 228197519675,34 \text{ gmm}^2 = 228,2 \text{ kgm}^2. \quad (321)$$

Vrijednost kutnog ubrzanja ε odredit će se pomoću izraza:

$$\varepsilon = \frac{w_2 - w_1}{t}, \quad (322)$$

gdje je w_2 kutna brzina na kraju akceleracije, a za njenu vrijednost je odabrana $w_2 = 0,278 \text{ rad/s}$, što odgovara iznosu od $15^\circ/\text{s}$. w_1 je kutna brzina pri mirovanju i ona iznosi 0 rad/s . Vrijednost vremena u kojemu će se to ubrzanje ostvariti t je odabrana $t = 2 \text{ s}$. Ako se navedene vrijednosti ubace u jednadžbu (322) dobije se:

$$\varepsilon = \frac{0,278 - 0}{2} = 0,139 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}. \quad (323)$$

Potreban moment za rotaciju iznosi:

$$M_{rc} = 2 \cdot M_{tr,l} + M_{tr,p} + I_z \varepsilon, \quad (324)$$

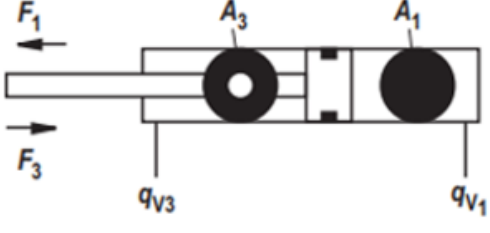
$$M_{rc} = 2 \cdot 537 + 9188 + 228,2 \cdot 0,139 \cdot 1000 = 41982 \text{ Nmm}. \quad (325)$$

Stoga će potrebna sila cilindra iznositi:

$$F_{rc} = \frac{M_{rc}}{r_{rc}} = \frac{41982}{54} = 778 \text{ N}, \quad (326)$$

gdje je r_{rc} krak sile rotacijskog cilindra. Za rotacijski cilindar odabran je hidraulički cilindar oznake CDL2MP5/25/14/124C2X/B11CLUMW proizvođača *Bosch-Rexroth*. Njegove karakteristike dane su na slici 71.

Promjer klipa	25 mm
Promjer klipnjače	14 mm
Sila F_1 ($p=160$ bar)	7,85 kN
Sila F_3 ($p=160$ bar)	5,39 kN
protok q_{v1} ($v=0,1$ m/s)	2,94 l/min
protok q_{v3} ($v=0,1$ m/s)	2,02 l/min

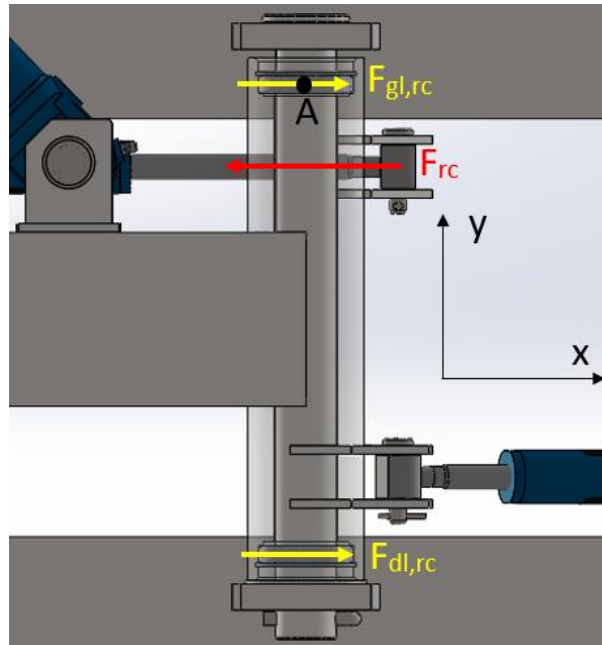


Slika 71. Karakteristike rotacijskog cilindra

15.30. Ukupna sila u ležaju i odabir ležaja

U svrhu izračuna najveće sile koja će se javiti u ležaju provjeren je njen iznos u tri krajnja položaja. To su položaji u kojem je konstrukcija zakrenuta za 90 stupnjeva u lijevo, zatim neutralni položaj i položaj u kojem je konstrukcija zakrenuta za 90 stupnjeva u desno.

Proračunom je utvrđeno da će se najveća sila u ležaju javiti za položaj u kojem je konstrukcija zakrenuta za 90 stupnjeva u lijevo i to u trenutku kada se konstrukcija počinje zakretati u neutralni položaj. Tada je najopterećeniji gornji ležaj. Ukupna sila u ležaju dobit će se zbrajanjem sile u ležaju iz poglavlja 15.28 i dijela sile gornjeg rotacijskog cilindra. Sila rotacijskog cilindra F_{rc} raspodijelit će se na dva ležaja. Postavljanjem jednadžbi ravnoteže odredit će se koliki dio sile će preuzeti pojedini ležaj. Jednadžbe ravnoteže postaviti će se prema silama prikazanim na slici 72.



Slika 72. Položaj za najveću silu u ležaju

Suma sila u smjeru osi x glasi:

$$\sum F_x = 0. \quad (327)$$

$$F_{dl,rc} + F_{gl,rc} - F_{rc} = 0. \quad (328)$$

Suma momenata oko točke A glasi::

$$\sum M_A = 0. \quad (329)$$

$$-F_{rc} \cdot l_{rc} + F_{dl,rc} \cdot l_{dl} = 0. \quad (330)$$

$$F_{dl,rc} = \frac{F_{rc} \cdot l_{rc}}{l_{dl}} = \frac{778 \cdot 47}{270} = 135,4 \text{ N}. \quad (331)$$

Iz jednadžbe (328) dobije se iznos sile $F_{gl,rc}$:

$$F_{gl,rc} = F_{rc} - F_{dl,rc} = 778 - 135,4 = 642,6 \text{ N}. \quad (332)$$

Ukupna sila u gornjem ležaju iznosit će:

$$F_{Uk,gl} = F_{L,g} + F_{gl,rc} = 5850 + 642,6 = 6492,6 \text{ N}. \quad (333)$$

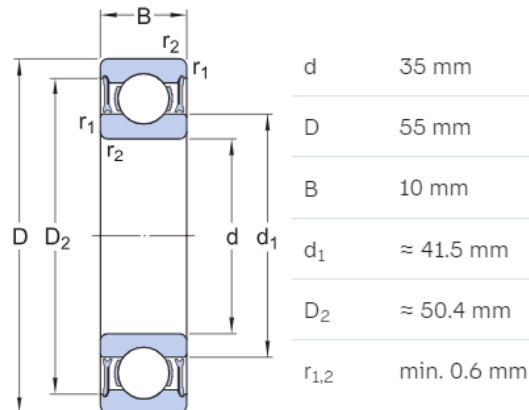
Pri proračunu ležaja smatrat će se da je on statički opterećen jer u odnosu na osovinu oko koje se okreće ima njihajuće gibanje. Stoga se statičko ekvivalentno radijalno opterećenje određuje prema izrazu:

$$P_{Or} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a, \quad (334)$$

gdje je X_0 statički radijalni faktor valjnog ležaja, F_r radijalna sila koja djeluje na ležaj, Y_0 statički aksijalni faktor valjnog ležaja, a F_a aksijalna sila koja djeluje na ležaj. Na ležaj ne djeluje nikakva aksijalna sila, stoga će izraz (334) preći u:

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_r = X_0 \cdot F_{Uk,gl} = 1 \cdot 6492,6 = 6492,6 \text{ N.} \quad (335)$$

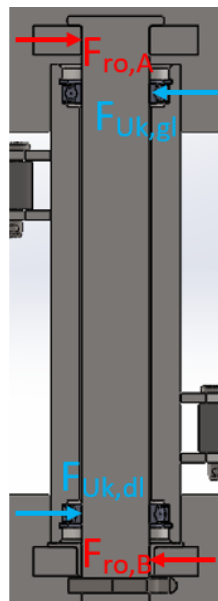
Za oba ležajna mjesta odabran je ležaj oznake 61907-2RZ proizvođača *SKF*, s dopuštenom statičkom silom od 7,35 kN. Na slici 73 prikazani su detalji odabranog ležaja.



Slika 73. Odabrani valjni ležaj

15.31. Sile na osovini i provjera čvrstoće osovine

Aktivne sile koje će djelovati na osovini su sile koje se javljaju u ležajevima, a koje se preko ležaja zatim prenose na osovini. Aktivne i reaktivne sile na osovini prikazane su na slici 74.



Slika 74. Sile na osovini

Ukupna sila u donjem ležaju iznosit će:

$$F_{Uk,dl} = F_{L,d} - F_{dl,rc} = 5850 - 135,4 = 5714,6 \text{ N.} \quad (336)$$

Suma sila na osovini:

$$\sum F = 0. \quad (337)$$

$$F_{ro,A} - F_{Uk,gl} + F_{Uk,dl} - F_{ro,B} = 0. \quad (338)$$

Suma momenata u točki A:

$$\sum M_A = 0. \quad (339)$$

$$-F_{Uk,gl} \cdot l_{gl} + F_{Uk,dl} \cdot l_{dl} - F_{ro,B} \cdot l_B = 0. \quad (340)$$

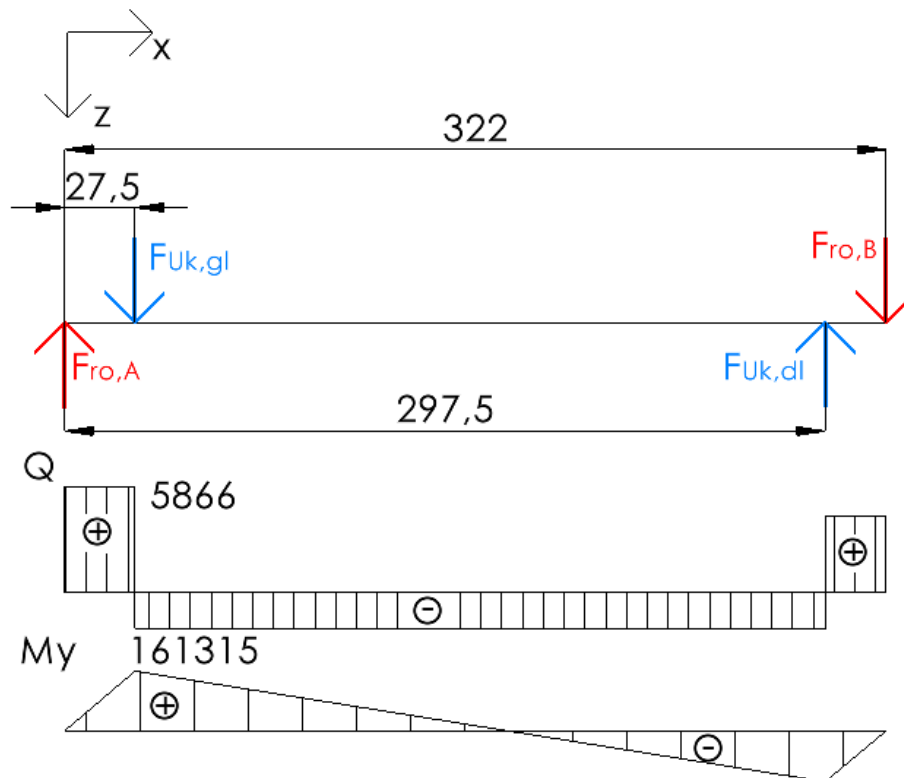
Uređivanjem jednačbe (340) dobije se iznos sile $F_{ro,B}$:

$$F_{ro,B} = \frac{-F_{Uk,gl} \cdot l_{gl} + F_{Uk,dl} \cdot l_{dl}}{l_B} = \frac{-6492,6 \cdot 27,5 + 5714,6 \cdot 297,5}{322} = 4725 \text{ N.} \quad (341)$$

Zatim se iz jednačbe (338) dobije iznos sile $F_{ro,A}$:

$$F_{ro,A} = F_{Uk,gl} - F_{Uk,dl} + F_{ro,B} = 6882,3 - 5632,3 + 4725 = 5866 \text{ N.} \quad (342)$$

Na slici 75 prikazane su unutarnje poprečne sile i momenti savijanja osovine.



Slika 75. Poprečne sile i momenti savijanja osovine

Za osovinu promjera $d_o = 35$ mm, moment tromosti presjeka oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{d_o^4 \pi}{64} = \frac{35^4 \cdot \pi}{64} = 73624,4 \text{ mm}^4. \quad (343)$$

Moment otpora presjeka oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{d_o^3 \pi}{32} = \frac{35^3 \pi}{32} = 4207,1 \text{ mm}^3. \quad (344)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = \frac{d_o^2 \pi}{4} = \frac{35^2 \pi}{4} = 961,6 \text{ mm}^2. \quad (345)$$

Smično naprezanje na kritičnom presjeku iznosi:

$$\tau = \frac{Q}{A} = \frac{5866}{961,6} = 6,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (346)$$

Naprezanje na kritičnom presjeku zbog momenta savijanja M_y :

$$\sigma_s = \frac{M_y}{W_y} = \frac{161315}{4207,1} = 38,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (347)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (348)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{38,45^2 + 3 \cdot 6,1^2} = 39,77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (349)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (350)$$

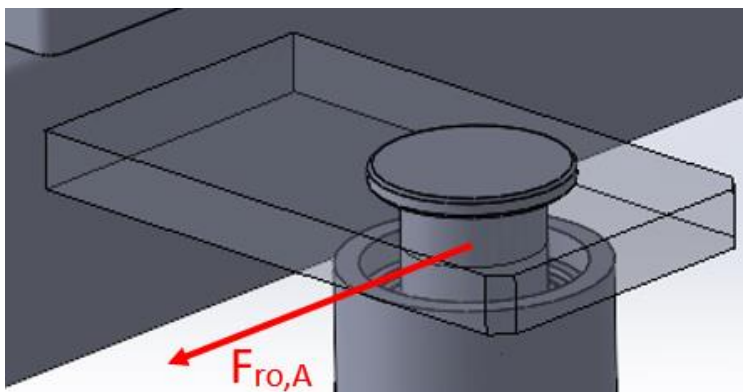
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (351)$$

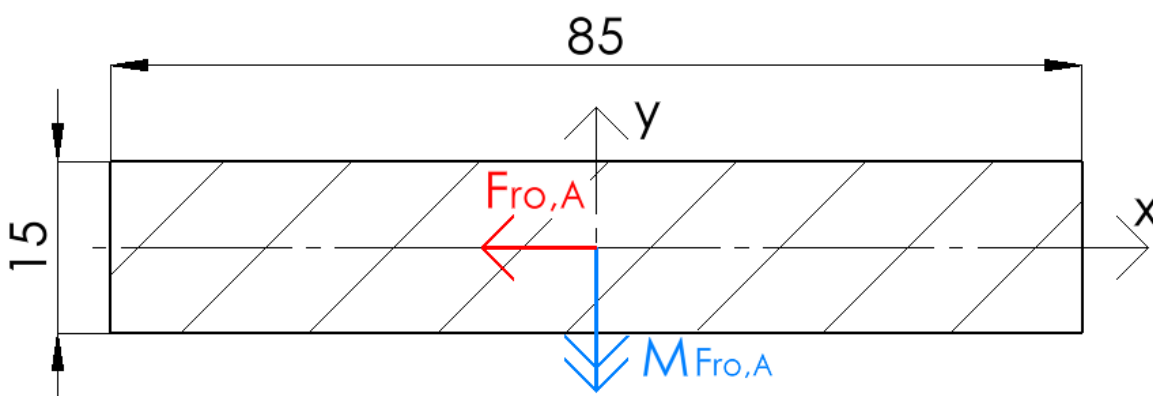
proračun zadovoljava.

15.32. Proračun ušica oslonca osovine

U ovome dijelu rada bit će provjerena čvrstoća gornje i donje ušice oslonca osovine. Gornja ušica oslonca osovine bit će opterećena silom $F_{ro,A}$ čiji je iznos poznat iz prethodnog potpoglavlja, a donja ušica silama $F_{ro,B}$ i F_O . Na slici 76 prikazana je gornja ušica sa aktivnom silom $F_{ro,A}$, a na slici 77 presjek te ušice s ucrtanim opterećenjem.



Slika 76. Prikaz gornje ušice oslonca osovine



Slika 77. Presjek gornje ušice oslonca osovine

Moment tromosti presjeka oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{85^3 \cdot 15}{12} = 767656,25 \text{ mm}^4. \quad (352)$$

Moment otpora presjeka oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{767656,25}{\frac{85}{2}} = 18062,5 \text{ mm}^3. \quad (353)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 85 \cdot 15 = 1275 \text{ mm}^2. \quad (354)$$

Moment savijanja $M_{Fro,A}$ iznosi:

$$M_{Fro,A} = F_{ro,A} \cdot l_{Fro,A} = 5866 \cdot 100 = 586600 \text{ Nmm}. \quad (355)$$

Smično naprezanje na presjeku iznosi:

$$\tau = \frac{F_{ro,A}}{A} = \frac{5866}{1275} = 4,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (356)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja $M_{F_{ro,A}}$:

$$\sigma_s = \frac{M_{F_{ro,A}}}{W_y} = \frac{586600}{18062,5} = 32,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (357)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (358)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{32,48^2 + 3 \cdot 4,6^2} = 33,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (359)$$

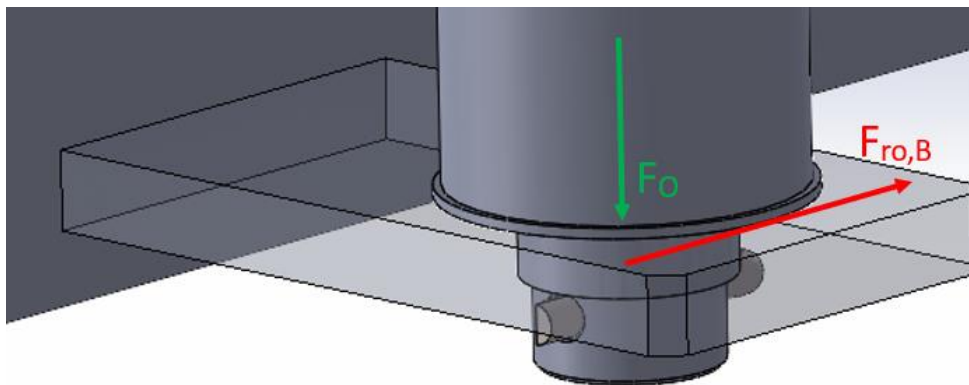
Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (360)$$

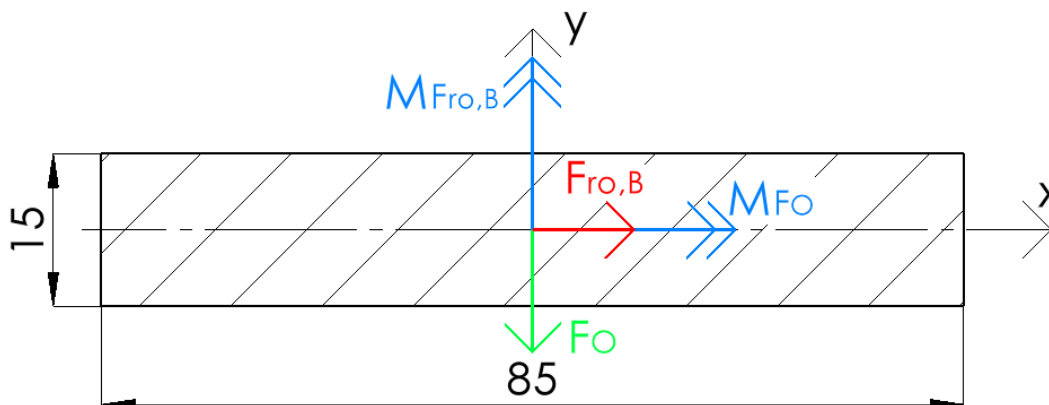
Kako vrijedi:

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{\text{dop}}, \quad (361)$$

proračun zadovoljava. Na slici 78 prikazana je donja ušica sa aktivnom silom $F_{ro,B}$, a na slici 79 presjek te ušice s ucrtanim opterećenjem.



Slika 78. Prikaz donje ušice oslonca osovine



Slika 79. Presjek donje ušice oslonca osovine

Moment tromosti presjeka oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{85^3 \cdot 15}{12} = 767656,25 \text{ mm}^4. \quad (362)$$

Moment otpora presjeka oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{767656,25}{\frac{85}{2}} = 18062,5 \text{ mm}^3. \quad (363)$$

Moment tromosti presjeka oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{15^3 \cdot 85}{12} = 23906,25 \text{ mm}^4. \quad (364)$$

Moment otpora presjeka oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{23906,25}{\frac{15}{2}} = 3187,5 \text{ mm}^3. \quad (365)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 85 \cdot 15 = 1275 \text{ mm}^2. \quad (366)$$

Moment savijanja $M_{F_{ro,B}}$ iznosi:

$$M_{F_{ro,B}} = F_{ro,B} \cdot l_{F_{ro,B}} = 4725 \cdot 100 = 472500 \text{ Nmm}. \quad (367)$$

Moment savijanja M_{F_o} iznosi:

$$M_{F_o} = F_o \cdot l_{F_o} = 1178 \cdot 100 = 117800 \text{ Nmm}. \quad (368)$$

Smično naprezanje na presjeku uslijed sile $F_{ro,B}$ iznosi:

$$\tau_{F_{ro,B}} = \frac{F_{ro,B}}{A} = \frac{4725}{1275} = 3,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (369)$$

Smično naprezanje na presjeku uslijed sile F_o iznosi:

$$\tau_{F_o} = \frac{F_o}{A} = \frac{1178}{1275} = 0,92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (370)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja $M_{F_{ro,B}}$:

$$\sigma_{s,F_{ro,B}} = \frac{M_{F_{ro,B}}}{W_y} = \frac{472500}{18062,5} = 25,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (371)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{F_o} :

$$\sigma_{s,F_o} = \frac{M_{F_o}}{W_x} = \frac{117800}{3187,5} = 36,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (372)$$

Najveće naprezanje javit će se u gornjem lijevom kutu presjeka, gdje je ukupno normalno naprezanje:

$$\sigma_{s,uk} = \sigma_{s,F_{ro,B}} + \sigma_{s,F_o} = 25,56 + 36,96 = 62,52 \frac{N}{mm^2}. \quad (373)$$

Ukupno smično naprezanje u toj točki iznosi:

$$\tau_{uk} = \tau_{F_{ro,B}} + \tau_{F_o} = 3,62 + 0,92 = 4,54 \frac{N}{mm^2}. \quad (374)$$

Reducirano naprezanje stoga iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{s,uk}^2 + 3 \cdot \tau_{uk}^2}, \quad (375)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{62,52^2 + 3 \cdot 4,54^2} = 63 \frac{N}{mm^2}. \quad (376)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 90 \frac{N}{mm^2}. \quad (377)$$

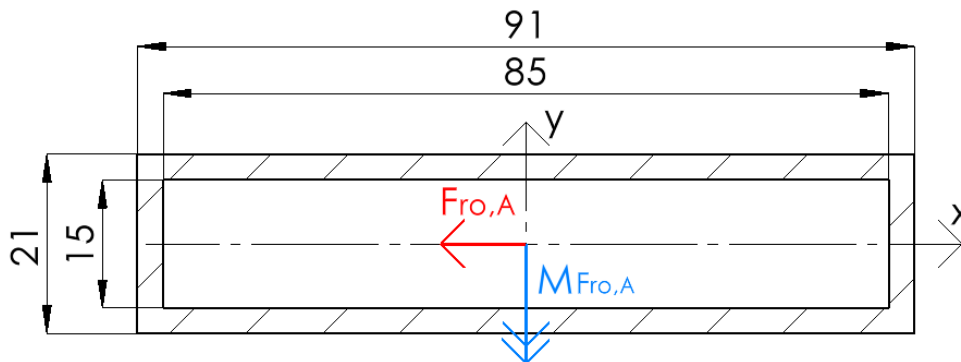
Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (378)$$

proračun zadovoljava.

15.33. Proračun zavora ušica oslonca osovine

Zavari gornje i donje ušice oslonca osovine opterećene su istim silama i momentima kao i njihove ušice. Na slici 80 prikazan je presjek zavora gornje ušice s ucrtanim opterećenjima.



Slika 80. Presjek zavora gornje ušice oslonca osovine

Moment tromosti presjeka zavora oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{91^3 \cdot 21}{12} - \frac{85^3 \cdot 15}{12} = 551093 \text{ mm}^4. \quad (379)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{551093}{\frac{91}{2}} = 12111,93 \text{ mm}^3. \quad (380)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 91 \cdot 21 - 85 \cdot 15 = 636 \text{ mm}^2. \quad (381)$$

Smično naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{F_{ro,A}}{A} = \frac{5866}{636} = 9,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (382)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja $M_{Fro,A}$:

$$\sigma_s = \frac{M_{Fro,A}}{W_y} = \frac{586600}{12111,93} = 48,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (383)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (384)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{48,43^2 + 3 \cdot 9,22^2} = 51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (385)$$

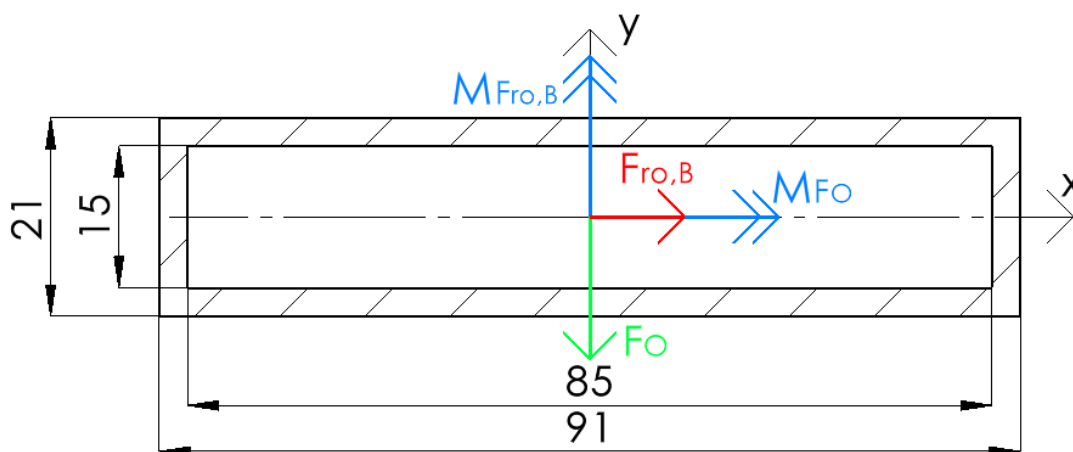
Dopušteno naprezanje prema [4] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 127,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (386)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (387)$$

proračun zadovoljava. Na slici 81 prikazan je presjek zavora donje ušice oslonca osovine s ucrtanim opterećenjima.



Slika 81. Presjek zavora donje ušice oslonca osovine

Moment tromosti presjeka zavara oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{91^3 \cdot 21}{12} - \frac{85^3 \cdot 15}{12} = 551093 \text{ mm}^4. \quad (388)$$

Moment otpora presjeka zavara oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{551093}{\frac{91}{2}} = 12111,93 \text{ mm}^3. \quad (389)$$

Moment tromosti presjeka zavara oko osi x I_x iznosi:

$$I_x = \frac{21^3 \cdot 91}{12} - \frac{15^3 \cdot 85}{12} = 46323 \text{ mm}^4. \quad (390)$$

Moment otpora presjeka zavara oko osi x W_x iznosi:

$$W_x = \frac{I_x}{\frac{h}{2}} = \frac{46323}{\frac{21}{2}} = 4411,71 \text{ mm}^3. \quad (391)$$

Površina presjeka zavara A iznosi:

$$A = 91 \cdot 21 - 85 \cdot 15 = 636 \text{ mm}^2. \quad (392)$$

Smično naprezanje na presjeku zavara uslijed sile $F_{ro,B}$ iznosi:

$$\tau_{F_{ro,B}} = \frac{F_{ro,B}}{A} = \frac{4725}{636} = 7,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (393)$$

Smično naprezanje na presjeku zavara uslijed sile F_O iznosi:

$$\tau_{F_O} = \frac{F_O}{A} = \frac{1178}{636} = 1,85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (394)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja $M_{F_{ro,B}}$:

$$\sigma_{s,F_{ro,B}} = \frac{M_{F_{ro,B}}}{W_y} = \frac{472500}{12111,93} = 38,11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (395)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{F_O} :

$$\sigma_{s,F_O} = \frac{M_{F_O}}{W_x} = \frac{117800}{4411,71} = 26,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (396)$$

Najveće naprezanje javit će se u gornjem lijevom kutu presjeka zavara, gdje je ukupno normalno naprezanje:

$$\sigma_{s,uk} = \sigma_{s,F_{ro,B}} + \sigma_{s,F_O} = 38,11 + 26,7 = 64,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (397)$$

Ukupno smično naprezanje u toj točki iznosi:

$$\tau_{uk} = \tau_{F_{ro,B}} + \tau_{F_0} = 7,26 + 1,85 = 9,11 \frac{N}{mm^2}. \quad (398)$$

Reducirano naprezanje stoga iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{s,uk}^2 + 3 \cdot \tau_{uk}^2}, \quad (399)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{64,81^2 + 3 \cdot 9,11^2} = 66,7 \frac{N}{mm^2}. \quad (400)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 127,3 \frac{N}{mm^2}. \quad (401)$$

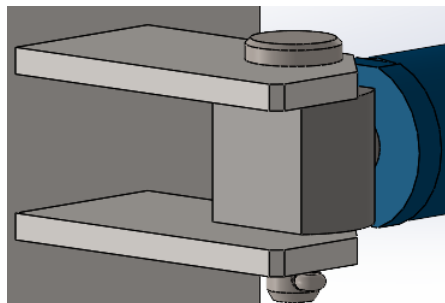
Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (402)$$

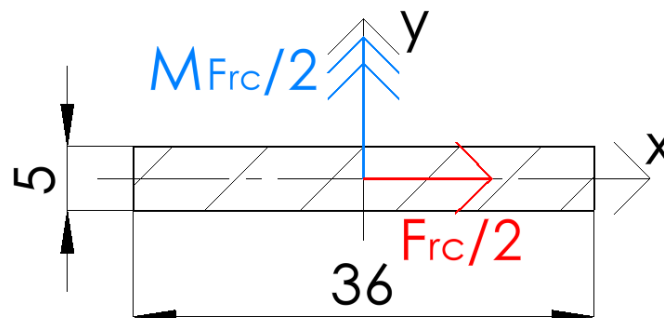
proračun zadovoljava.

15.34. Proračun ušice rotacijskog cilindra

Ušica rotacijskog cilindra opterećena je polovinom sile rotacijskog cilindra i momentom koji polovina te sile uzrokuje. Ušica je prikazana na slici 82, a njen presjek s aktivnim opterećenjem na slici 83.



Slika 82. Ušice rotacijskog cilindra



Slika 83. Presjek ušice rotacijskog cilindra

Moment tromosti presjeka oko osi y I_y iznosi:

$$I_y = \frac{36^3 \cdot 5}{12} = 19440 \text{ mm}^4. \quad (403)$$

Moment otpora presjeka oko osi y W_y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{19440}{\frac{36}{2}} = 1080 \text{ mm}^3. \quad (404)$$

Površina presjeka A iznosi:

$$A = 36 \cdot 5 = 180 \text{ mm}^2. \quad (405)$$

Moment savijanja M_{Frc} iznosi:

$$M_{Frc} = F_{rc} \cdot l_{Frc} = 778 \cdot 47 = 36566 \text{ Nmm}. \quad (406)$$

Smično naprezanje na presjeku iznosi:

$$\tau = \frac{F_{rc}}{2A} = \frac{778}{2 \cdot 180} = 2,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (407)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{Frc} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Frc}}{2W_y} = \frac{36566}{2 \cdot 1080} = 16,93 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (408)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (409)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{16,93^2 + 3 \cdot 2,16^2} = 17,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (410)$$

Dopušteno naprezanje prema [3] iznosi:

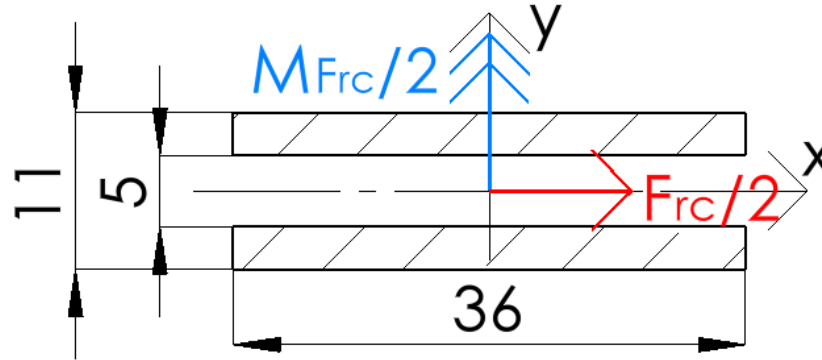
$$\sigma_{dop} = 127,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (411)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (412)$$

15.35. Proračun zavora ušice rotacijskog cilindra

Zavar ušice rotacijskog cilindra opterećen je istom silom i momentom kao i ušica rotacijskog cilindra. Presjek zavora s ucrtanim opterećenjem prikazan je na slici 84.



Slika 84. Presjek zavora ušice rotacijskog cilindra

Moment tromosti presjeka zavora oko osi y iznosi:

$$I_y = \frac{36^3 \cdot 11}{12} - \frac{36^3 \cdot 5}{12} = 23328 \text{ mm}^4. \quad (413)$$

Moment otpora presjeka zavora oko osi y iznosi:

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{b}{2}} = \frac{23328}{\frac{36}{2}} = 1296 \text{ mm}^3. \quad (414)$$

Površina presjeka zavora A iznosi:

$$A = 36 \cdot 11 - 36 \cdot 5 = 216 \text{ mm}^2. \quad (415)$$

Smično naprezanje na presjeku zavora iznosi:

$$\tau = \frac{F_{rc}}{2A} = \frac{778}{2 \cdot 216} = 1,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (416)$$

Naprezanje zbog momenta savijanja M_{Frc} :

$$\sigma_s = \frac{M_{Frc}}{2W_y} = \frac{36566}{2 \cdot 1296} = 14,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (417)$$

Reducirano naprezanje iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (418)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{14,1^2 + 3 \cdot 1,8^2} = 14,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (419)$$

Dopušteno naprezanje prema [4] iznosi:

$$\sigma_{dop} = 127,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (420)$$

Kako vrijedi:

$$\sigma_{red} < \sigma_{dop}, \quad (421)$$

proračun zadovoljava.

15.36. Proračun svornjaka rotacijskog cilindra

Unutarnji i vanjski tlak iznose:

$$p_u = \frac{F_{rc}}{b \cdot d} = \frac{778}{25 \cdot 10} = 3,11 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (422)$$

$$p_v = \frac{F_{rc}}{2a \cdot d} = \frac{778}{2 \cdot 5 \cdot 10} = 7,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (423)$$

Naprezanje na savijanje iznosi:

$$\sigma_f = \frac{0,5F_{rc} \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 778 \cdot 0,5 \cdot 5}{0,1 \cdot 10^3} = 9,73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (424)$$

Smično naprezanje iznosi:

$$\tau = \frac{F_{rc}}{2 \cdot \frac{d^2\pi}{4}} = \frac{778}{2 \cdot \frac{10^2\pi}{4}} = 4,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (425)$$

Dopušteni iznosi tlakova i naprezanja prema [4] iznose:

$$p_{udop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (426)$$

$$p_{vdop} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (427)$$

$$\sigma_{fdop} = 66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (428)$$

$$\tau_{dop} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (429)$$

Kako su svi tlakovi i naprezanja manji od dopuštenih, čvrstoća svornjaka zadovoljava.

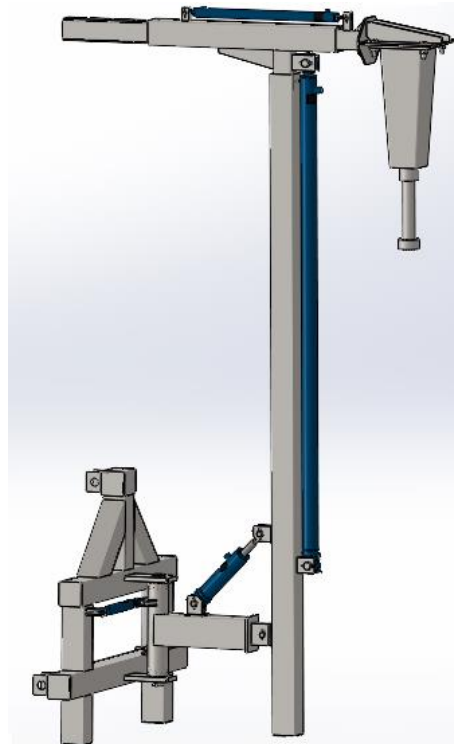
16. Opis uređaja i njegove tehničke karakteristike

Traktorski priključak za zabijanje čeličnih stupova za vinograd konstruiran u ovom radu ostvaruje zabijanje stupova kombinacijom hidrauličkog zabijača s visokom frekvencijom udaraca i vertikalno postavljenog hidrauličkog cilindra kojim se ostvaruje konstantan pritisak na stup i ubrzava postupak zabijanja. Hidraulički zabijač radi s 880 udaraca po minuti pri protoku hidrauličkog fluida od 10 l/min, a vertikalni cilindar ostvaruje brzinu gibanja prema dolje od 0,1 m/s pri protoku od 8,08 l/min. To znači da ukupni zahtjevi priključka za hidrauličkim fluidom iznose 18,08 l/min pri čemu se ostvaruje brzina zabijanja stupa od 0,1 m/s. Horizontalni teleskop omogućuje postavljanje stupova na više različitih položaja, a također može kompenzirati netočnost pozicioniranja traktora u odnosu na željeni položaj postavljanja stupa. Horizontalni teleskop izvlači se i uvlači pomoću hidrauličkog cilindra, čiji je hod 400 mm. Vertikalni teleskop također se izvlači i uvlači pomoću hidrauličkog cilindra, čiji je hod 1450 mm. Takav hod odabran je s namjerom da se omogući zabijanje stupova s rasponom visina između 3 i 2,2 metra. Nadalje, dodatni hidraulički cilindar omogućuje nagib konstrukcije kako bi se kompenzirao nagib terena u slučaju da se vinograd nalazi na neravnom terenu. Hod nagibnog cilindra odabran je tako da omogući nagib konstrukcije za 13 stupnjeva prema naprijed te 13 stupnjeva prema nazad. Dodatno je moguća rotacija priključka za 90 stupnjeva lijevo te 90 stupnjeva desno.

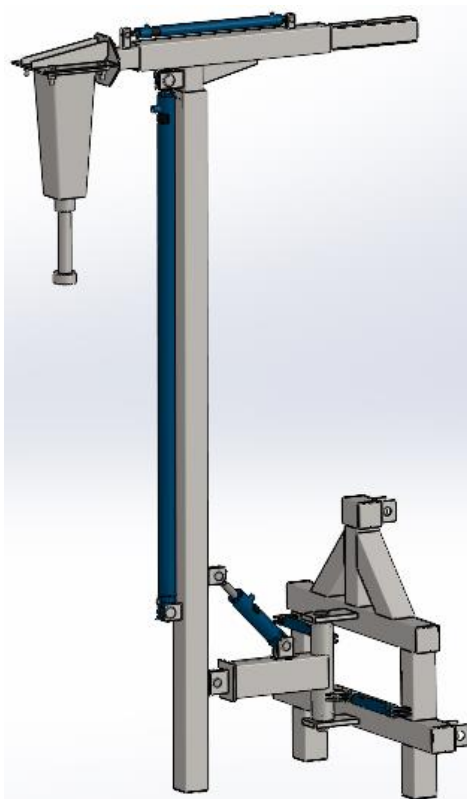
Tablica 11. Tehničke karakteristike traktorskog priključka

Raspon visina stupova	Od 3 do 2,2 m
Raspon radne visine	Od 3,05 do 1,6 m
Hod vertikalnog cilindra	1450 mm
Hod horizontalnog cilindra	400 mm
Zakret lijevo-desno	$\pm 90^\circ$
Zakret naprijed-nazad	$\pm 13^\circ$
Broj udaraca hidrauličkog zabijača	880 /min
Potreban protok hidrauličkog fluida	18,08 l/min
Dimenzije	2355 x 1,221 x 1019 mm

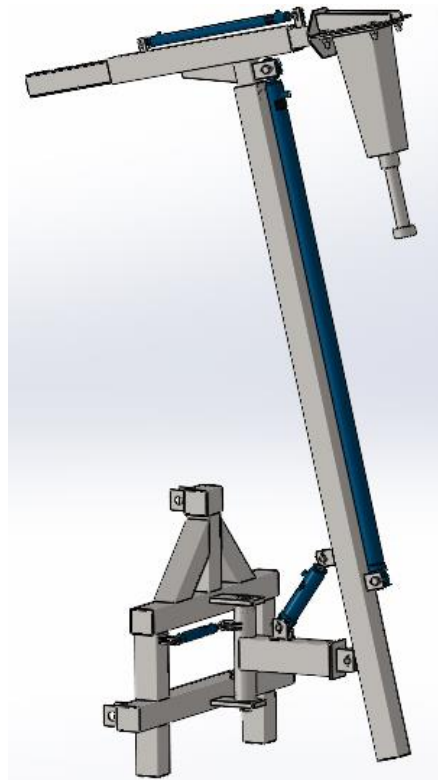
17. Prikaz konačnog rješenja



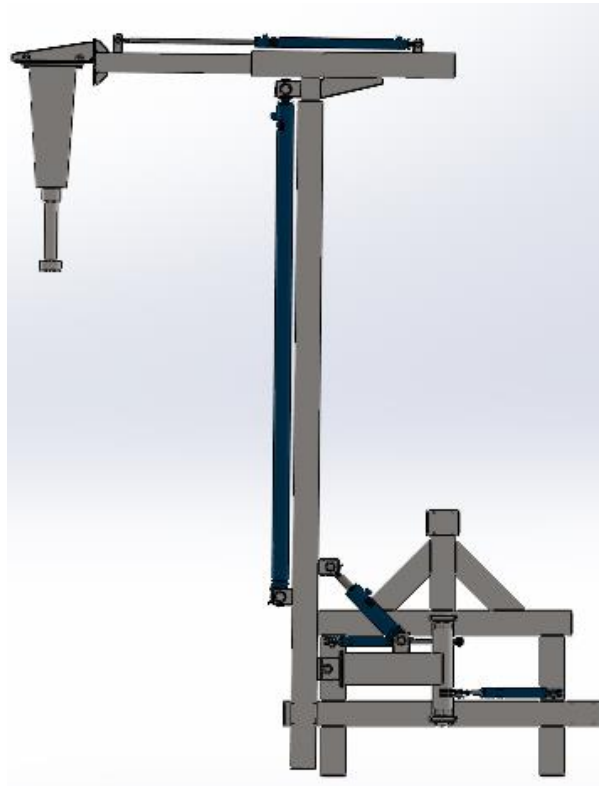
Slika 85. Izometrijski prikaz 1



Slika 86. Izometrijski prikaz 2



Slika 87. Priključak u nagnutom prema nazad položaju



Slika 88. Priključak u zakrenutom položaju



Slika 89. Priključak u nagnutom prema naprijed položaju

18. Zaključak

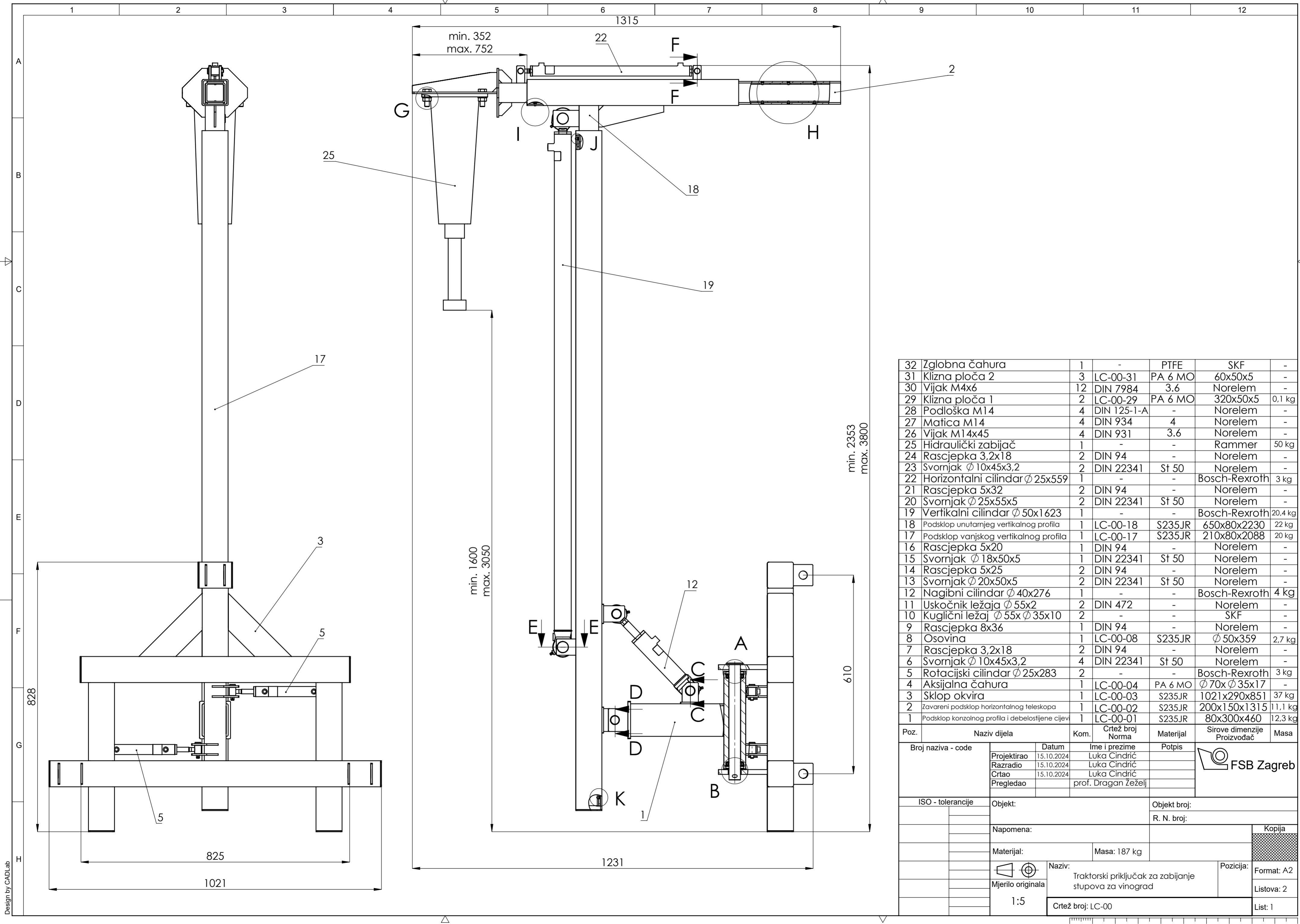
U ovome diplomskom radu konstruiran je traktorski priključak za zabijanje čeličnih stupova za vinograd. Na početku rada je dan kratki uvod o vinogradima te njihovoj podjeli s obzirom na nagib tla, kako bi se dobile informacije na kakvim terenima se vinogradi mogu nalaziti. Zatim je dan pregled vrsta stupova koji se uobičajeno koriste za postavljanje vinograda te su navedene njihove prednosti i mane. Kako je fokus rada zabijanje čeličnih stupova, navedene su bitne informacije kao što su postojeći rasponi visina stupova, dubine zabijanja, oblici poprečnih presjeka te načini zabijanja. Nakon toga su prikazane mogućnosti dobivanja snage za pokretanje traktorskog priključka, način spajanja na traktor te standardizirane vrijednosti komponenti priključka. Dan je pregled tržišta kako bi se vidjela postojeća rješenja, razrađena je funkcijska analiza kako bi se saznalo koje sve funkcije uređaj mora ostvariti te je napravljena morfološka matrica u svrhu prikaza mogućih rješenja za pojedine funkcije. Izrađena su dva koncepta te je vrednovanjem odabran koncept za daljnu razradu. Izvršen je proračun bitnih komponenti, ispisane su tehničke karakteristike konačnog rješenja te je na kraju dan prikaz konačnog rješenja. U razradi konačnog rješenja obraćala se pozornost na bitne informacije kao što su visine stupova koje je potrebno zabijati, dubine zabijanja, mogućnost kompenzacije nagiba terena, što je u konačnici utjecalo na karakteristike odabranih komponenti te dimenzije samog priključka. Također je pri razradi pažnja usmjerena na korištenje lako dostupnih poluproizvoda, kao što su kvadratni profili, na korištenje standardnih komponenti te na minimiziranje potrebne količine obrade nestandardnih komponenti.

Literatura

- [1] <https://www.profilalsace.com/en/>
- [2] Alfirević, I.: Nauka o čvrstoći I, Tehnička knjiga Zagreb, 1989.
- [3] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 2009.
- [4] Decker, K.: Elementi strojeva, Golden marketing, 2006.
- [5] Voyer, J., Klien, S., Velkavrh, I., Ausserer, F., Diem, A.: Static and Dynamic Friction of Pure and Friction-Modified PA6 Polymers in Contact with Steel Surfaces: Influence of Surface Roughness and Environmental Conditions, MPDI, [online], 7(2), 2019.
- [6] <https://www.skf.com/group>
- [7] Vučković, K.: Ležajevi, podloge uz predavanja iz kolegija EKII, 2020.
- [8] Oberšmit, E.: Osnove konstruiranja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 1991.
- [9] Kranjčević, N.: Elementi strojeva, podloge uz predavanja iz kolegija EKI, 2012.
- [10] Opalić, M., Kljajin, M., Sebastijanović, S.: Tehničko crtanje, Zagreb/Slavonski Brod, 2002.
- [11] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [12] <https://www.boschrexroth.com/en/dc/>

Prilozi

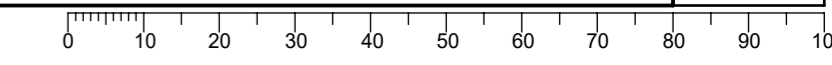
I. Tehnička dokumentacija



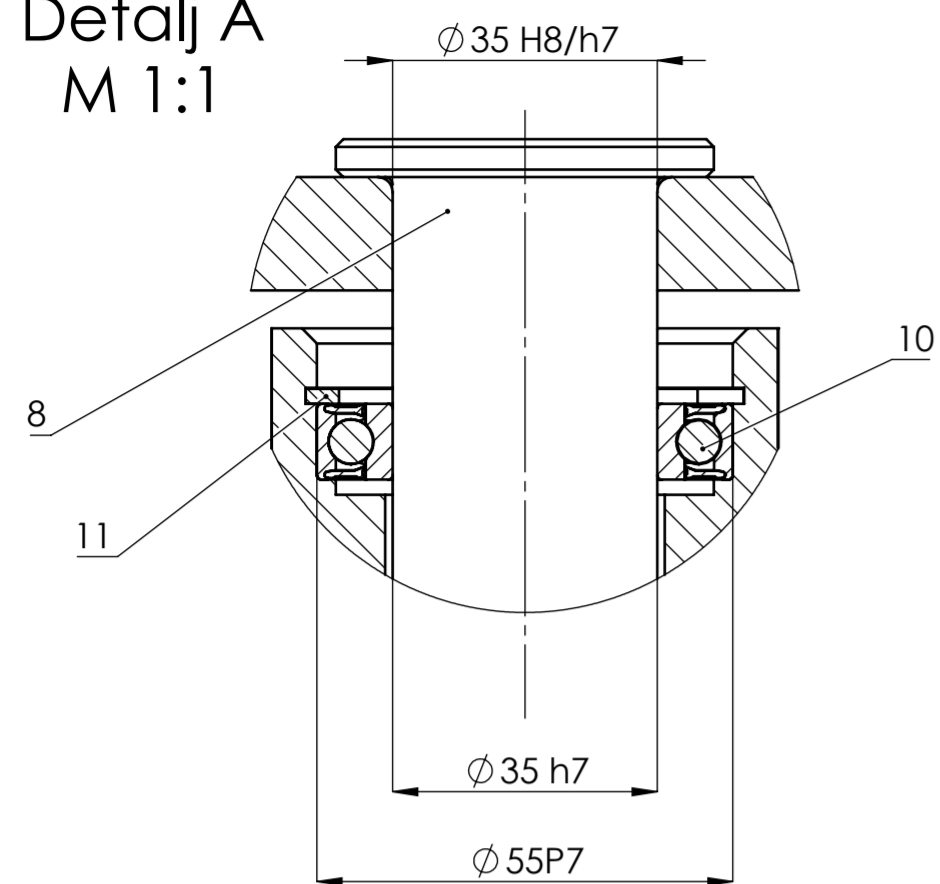
32	Zglobna čahura	1	-	PTFE	SKF	-
31	Klizna ploča 2	3	LC-00-31	PA 6 MO	60x50x5	-
30	Vijak M4x6	12	DIN 7984	3.6	Norelem	-
29	Klizna ploča 1	2	LC-00-29	PA 6 MO	320x50x5	0,1 kg
28	Podloška M14	4	DIN 125-1-A	-	Norelem	-
27	Matica M14	4	DIN 934	4	Norelem	-
26	Vijak M14x45	4	DIN 931	3.6	Norelem	-
25	Hidraulički zabijač	1	-	-	Rammer	50 kg
24	Rascjepka 3,2x18	2	DIN 94	-	Norelem	-
23	Svornjak \varnothing 10x45x3,2	2	DIN 22341	St 50	Norelem	-
22	Horizontalni cilindar \varnothing 25x559	1	-	-	Bosch-Rexroth	3 kg
21	Rascjepka 5x32	2	DIN 94	-	Norelem	-
20	Svornjak \varnothing 25x55x5	2	DIN 22341	St 50	Norelem	-
19	Vertikalni cilindar \varnothing 50x1623	1	-	-	Bosch-Rexroth	20,4 kg
18	Podsklop unutarnjeg vertikalnog profila	1	LC-00-18	S235JR	650x80x2230	22 kg
17	Podsklop vanjskog vertikalnog profila	1	LC-00-17	S235JR	210x80x2088	20 kg
16	Rascjepka 5x20	1	DIN 94	-	Norelem	-
15	Svornjak \varnothing 18x50x5	1	DIN 22341	St 50	Norelem	-
14	Rascjepka 5x25	2	DIN 94	-	Norelem	-
13	Svornjak \varnothing 20x50x5	2	DIN 22341	St 50	Norelem	-
12	Nagibni cilindar \varnothing 40x276	1	-	-	Bosch-Rexroth	4 kg
11	Uskočnik ležaja \varnothing 55x2	2	DIN 472	-	Norelem	-
10	Kuglični ležaj \varnothing 55x \varnothing 35x10	2	-	-	SKF	-
9	Rascjepka 8x36	1	DIN 94	-	Norelem	-
8	Osovina	1	LC-00-08	S235JR	\varnothing 50x359	2,7 kg
7	Rascjepka 3,2x18	2	DIN 94	-	Norelem	-
6	Svornjak \varnothing 10x45x3,2	4	DIN 22341	St 50	Norelem	-
5	Rotacijski cilindar \varnothing 25x283	2	-	-	Bosch-Rexroth	3 kg
4	Aksijalna čahura	1	LC-00-04	PA 6 MO	\varnothing 70x \varnothing 35x17	-
3	Sklop okvira	1	LC-00-02	S235JR	1021x290x851	37 kg
2	Zavareni podsklop horizontalnog teleskopa	1	LC-00-02	S235JR	200x150x1315	11,1 kg
1	Podsklop konzolnog profila i debelostijene cijevi	1	LC-00-01	S235JR	80x300x460	12,3 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Razradio		15.10.2024	Luka Cindrić			
Crtao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Pregledao			prof. Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:			
				R. N. broj:		
Napomena:						Kopija
Materijal:		Masa: 187 kg				
Mjerilo originala		Naziv: Traktorski priključak za zabijanje stupova za vinograd		Pozicija:		Format: A2
1:5		Crtež broj: LC-00				Listova: 2
						List: 1

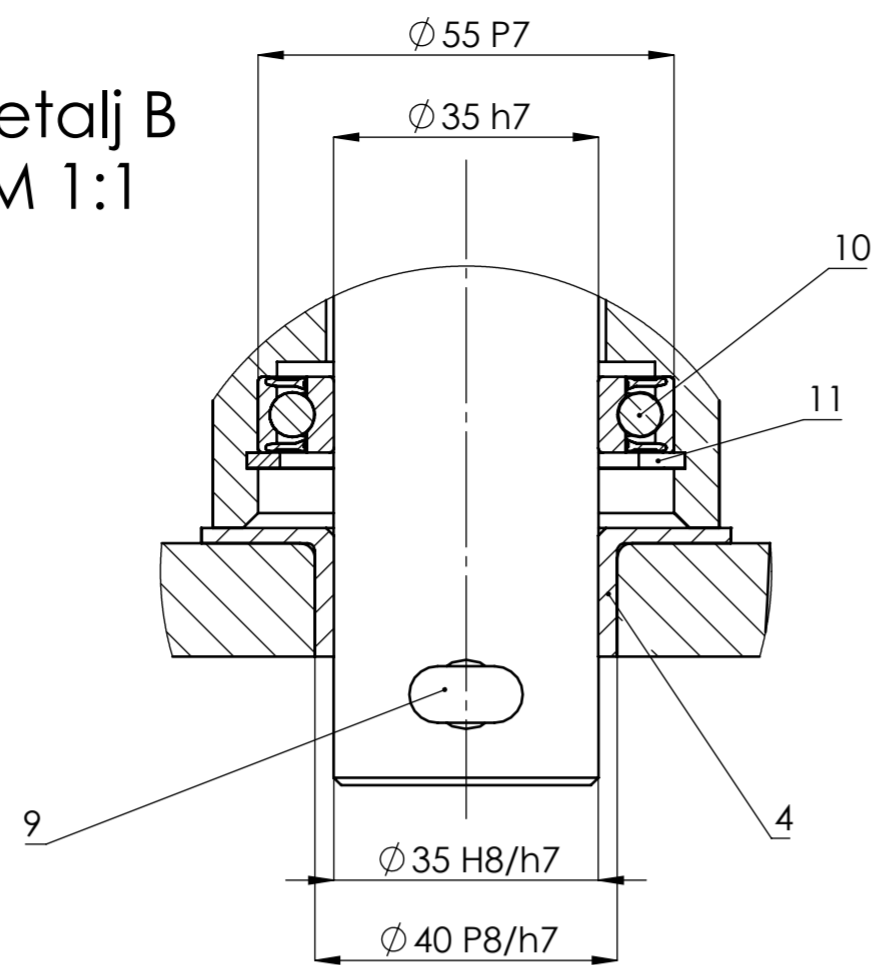
Design by CADLab



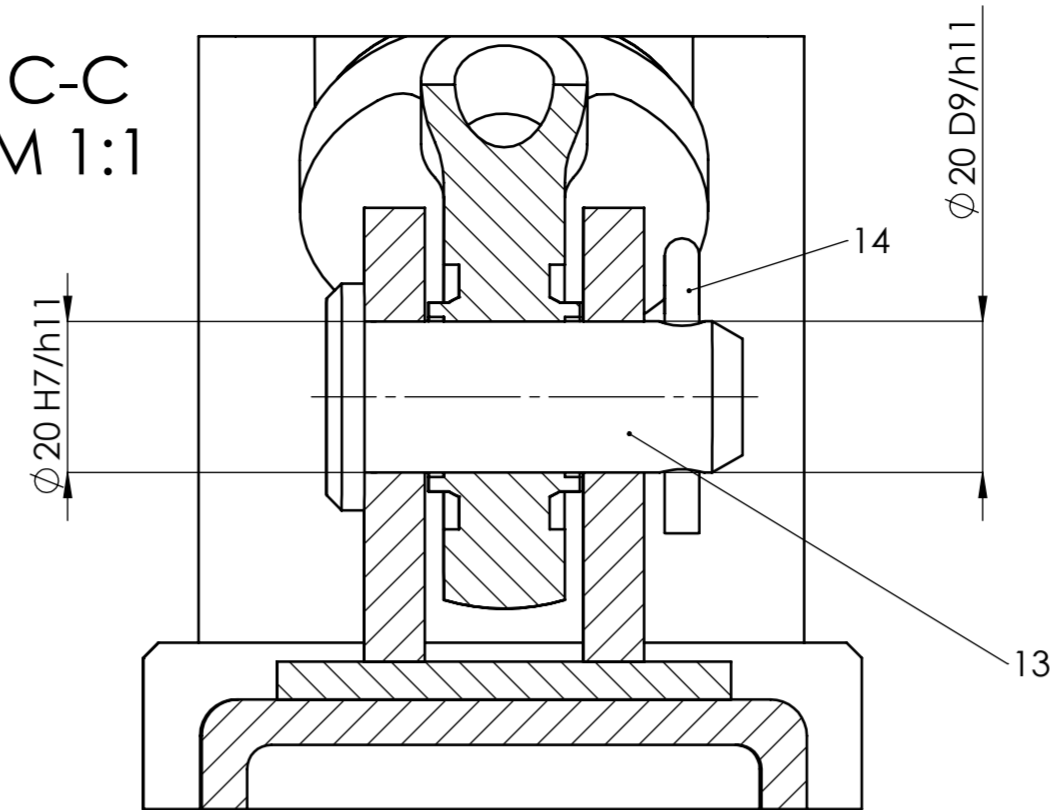
Detalj A
M 1:1



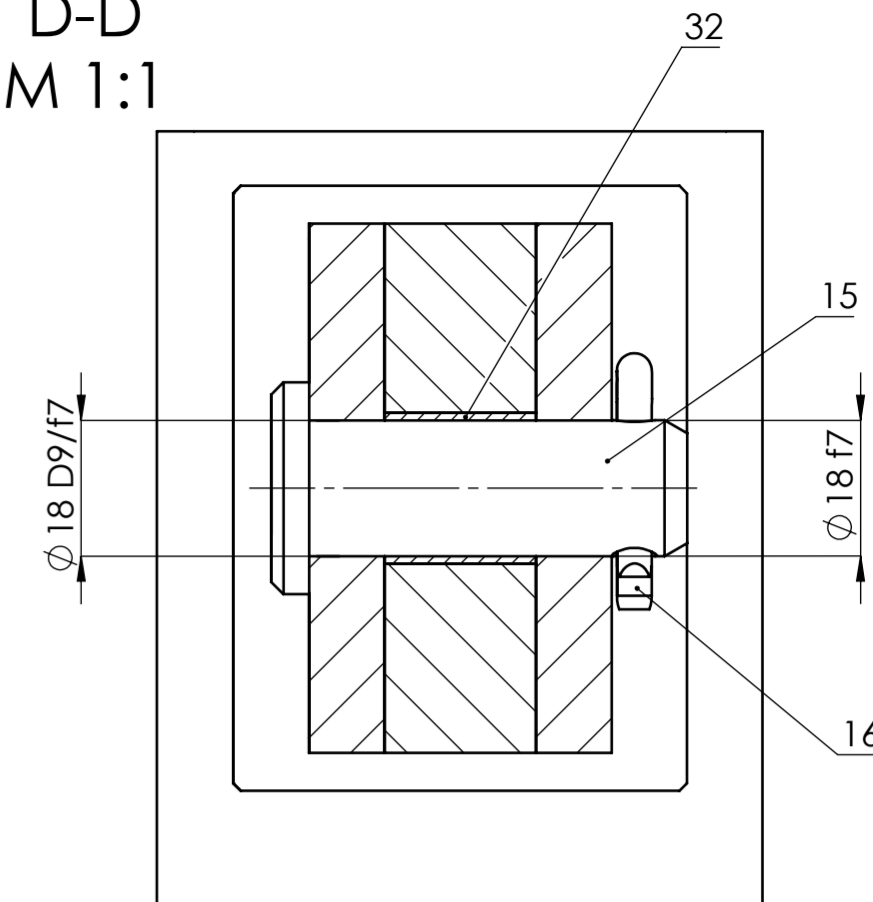
Detalj B
M 1:1



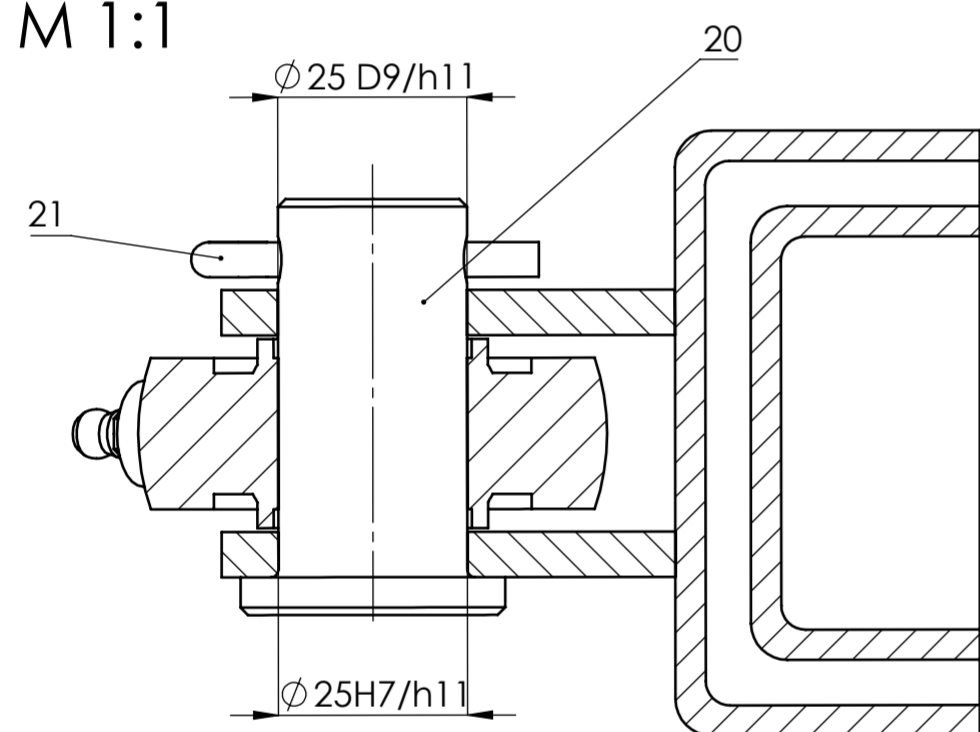
C-C
M 1:1



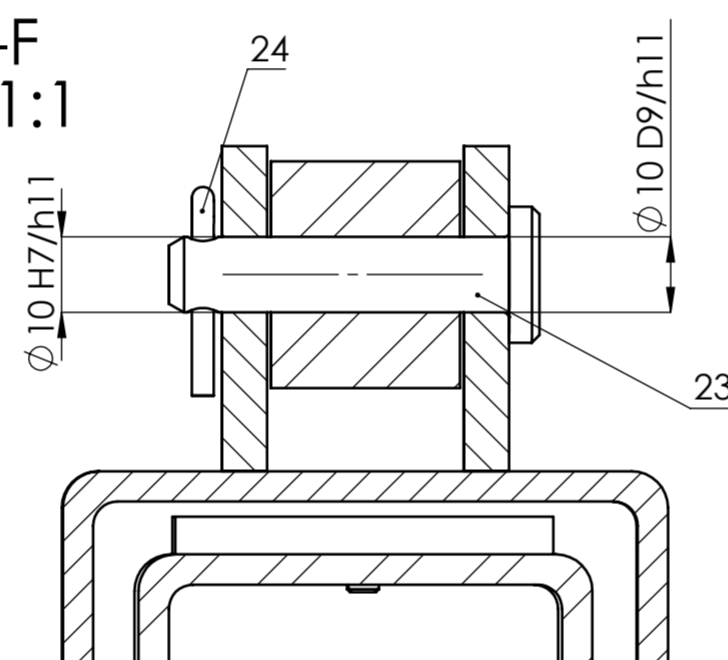
D-D
M 1:1



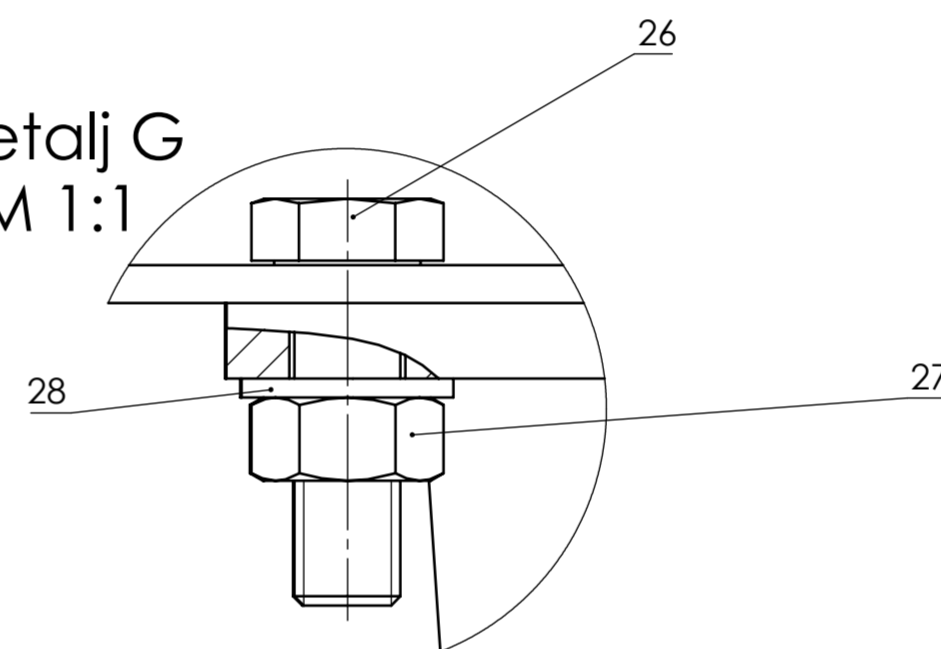
E-E
M 1:1



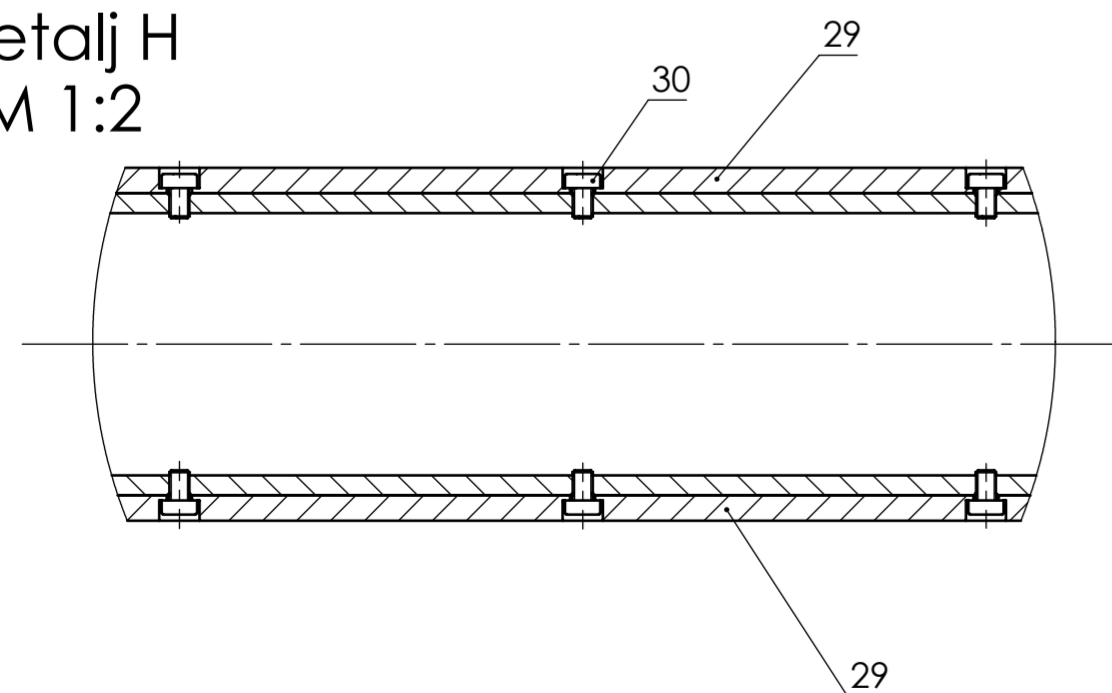
F-F
M 1:1



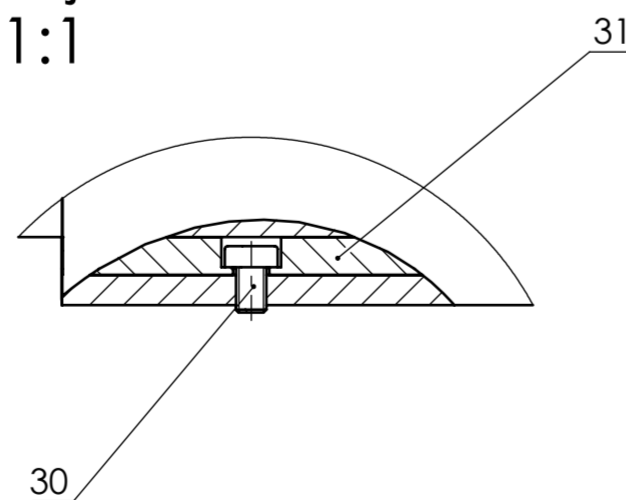
Detalj G
M 1:1



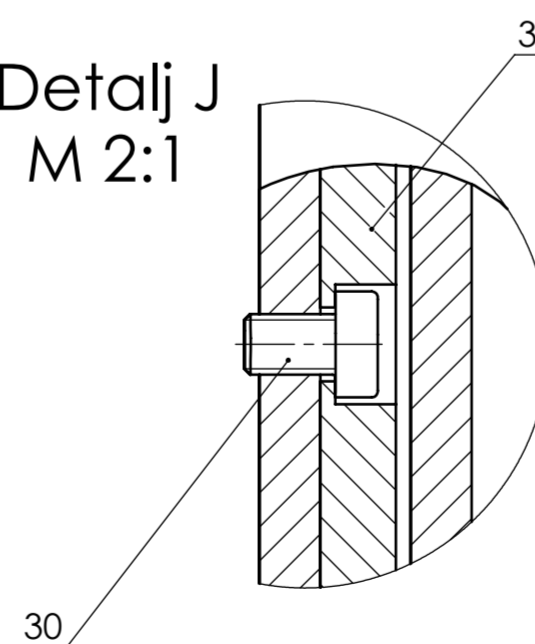
Detalj H
M 1:2



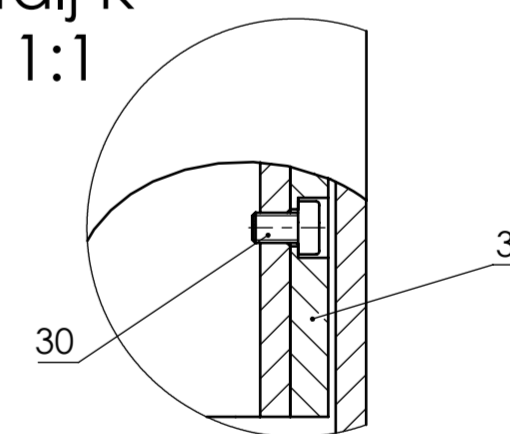
Detalj I
M 1:1



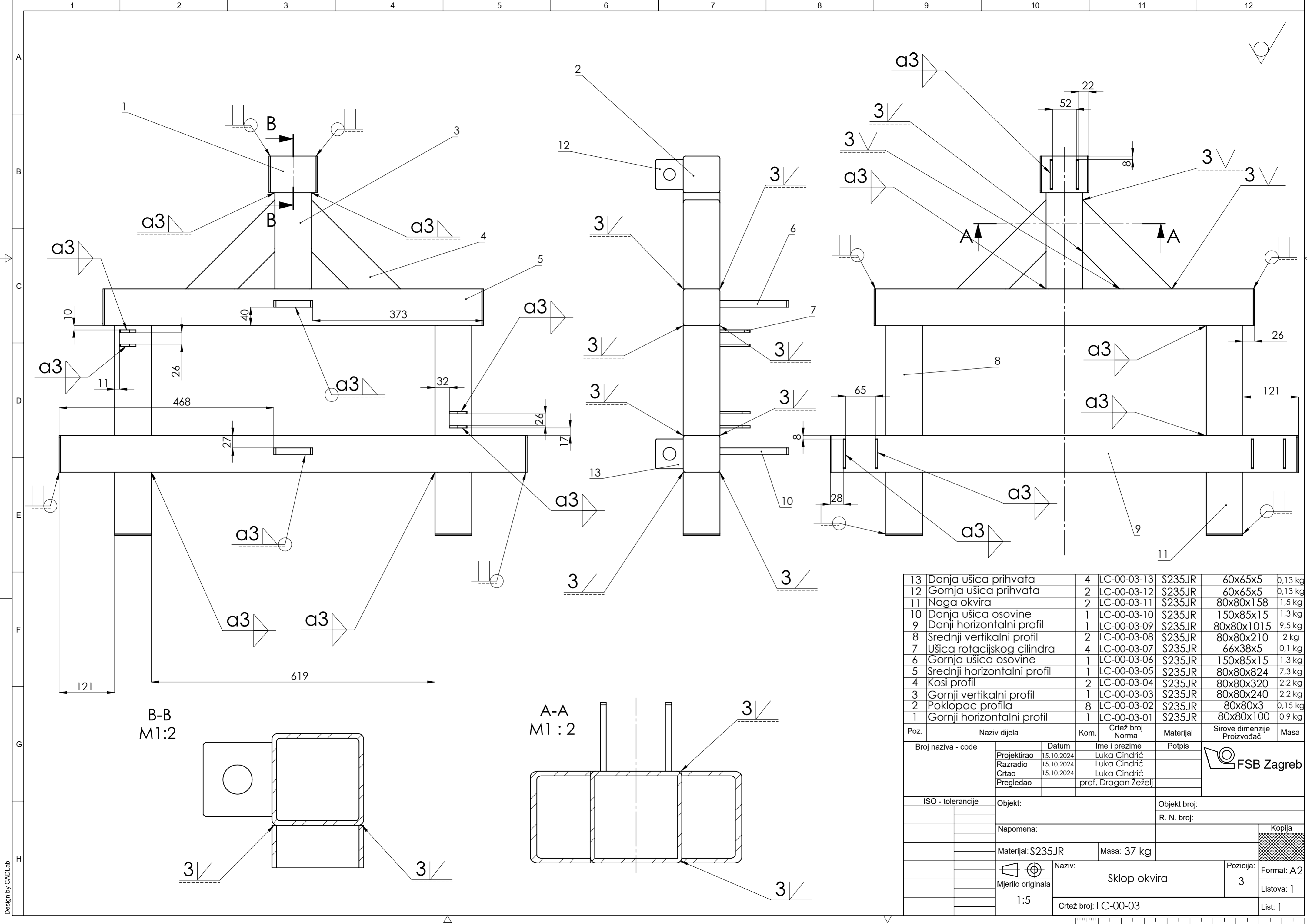
Detalj J
M 2:1



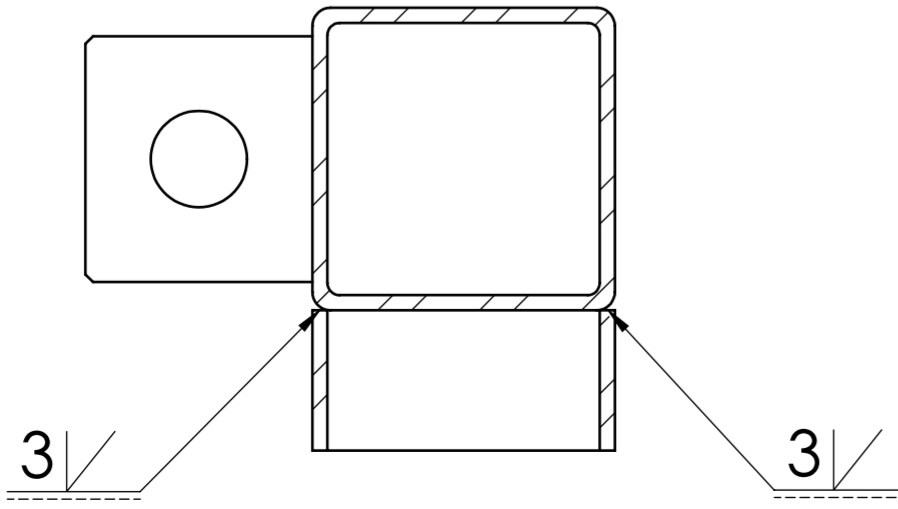
Detalj K
M 1:1



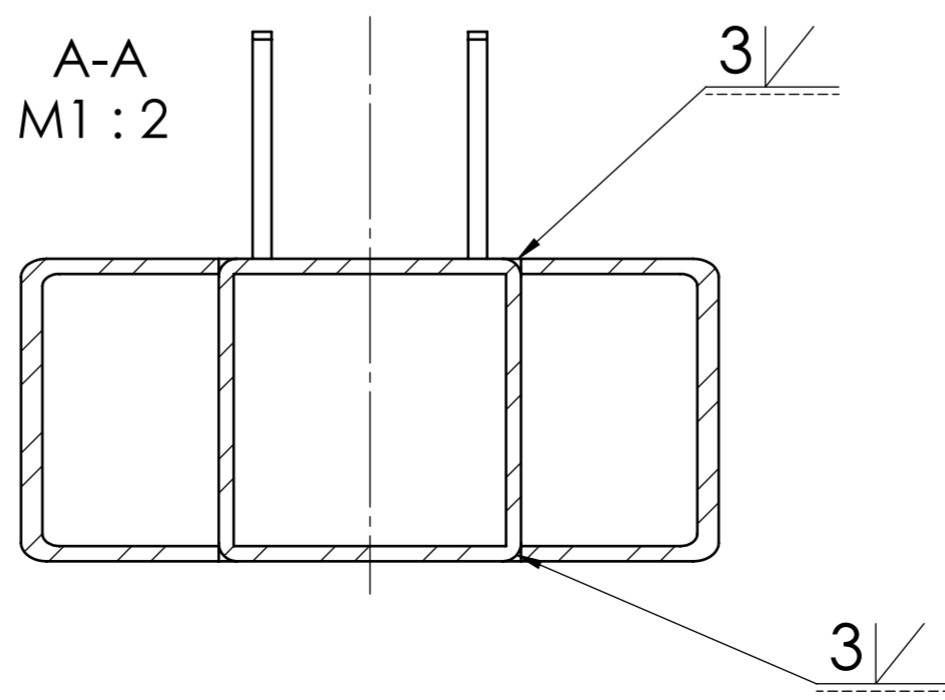
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Razradio		15.10.2024	Luka Cindrić			
Crtao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Pregledao			prof. Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
$\phi 35\text{ H8/h7}$	+0,064			R. N. broj:		
$\phi 40\text{ P8/h7}$	-0,065	Napomena:				
$\phi 20\text{ H7/h11}$	+0,151	Materijal:		Masa: 187 kg		
$\phi 20\text{ D9/h11}$	+0,247	Mjerilo originala		Naziv: Traktorski priključak za zabijanje stupova za vinograd		
$\phi 25\text{ D9/h11}$	+0,247	1:5		Pozicija: Format: A2		
$\phi 18\text{ D9/f7}$	+0,158			Listova: 2		
	+0,085			List: 2		



B-B
M1:2

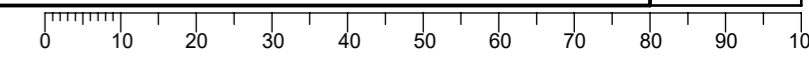


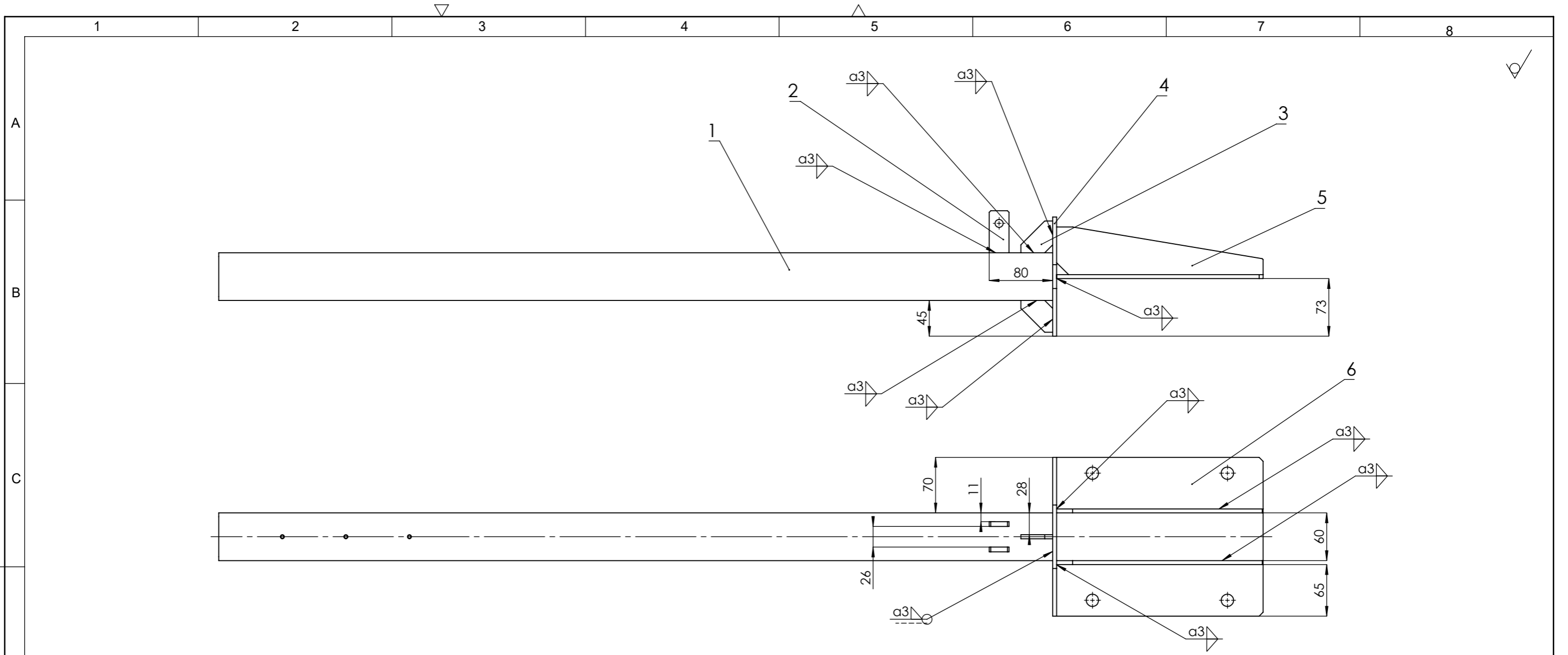
A-A
M1:2



13	Donja ušica prihata	4	LC-00-03-13	S235JR	60x65x5	0,13 kg
12	Gornja ušica prihata	2	LC-00-03-12	S235JR	60x65x5	0,13 kg
11	Noga okvira	2	LC-00-03-11	S235JR	80x80x158	1,5 kg
10	Donja ušica osovine	1	LC-00-03-10	S235JR	150x85x15	1,3 kg
9	Donji horizontalni profil	1	LC-00-03-09	S235JR	80x80x1015	9,5 kg
8	Srednji vertikalni profil	2	LC-00-03-08	S235JR	80x80x210	2 kg
7	Ušica rotacijskog cilindra	4	LC-00-03-07	S235JR	66x38x5	0,1 kg
6	Gornja ušica osovine	1	LC-00-03-06	S235JR	150x85x15	1,3 kg
5	Srednji horizontalni profil	1	LC-00-03-05	S235JR	80x80x824	7,3 kg
4	Kosi profil	2	LC-00-03-04	S235JR	80x80x320	2,2 kg
3	Gornji vertikalni profil	1	LC-00-03-03	S235JR	80x80x240	2,2 kg
2	Poklopac profila	8	LC-00-03-02	S235JR	80x80x3	0,15 kg
1	Gornji horizontalni profil	1	LC-00-03-01	S235JR	80x80x100	0,9 kg

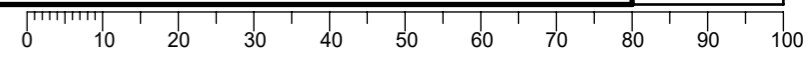
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Razradio		15.10.2024	Luka Cindrić			
Crtao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Pregledao			prof. Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije			Objekt:	Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:					Kopija	
Materijal: S235JR			Masa: 37 kg			
Mjerilo originala			Naziv: Sklop okvira		Pozicija: 3	
1:5			Crtež broj: LC-00-03		Format: A2	
					Listova: 1	
					List: 1	



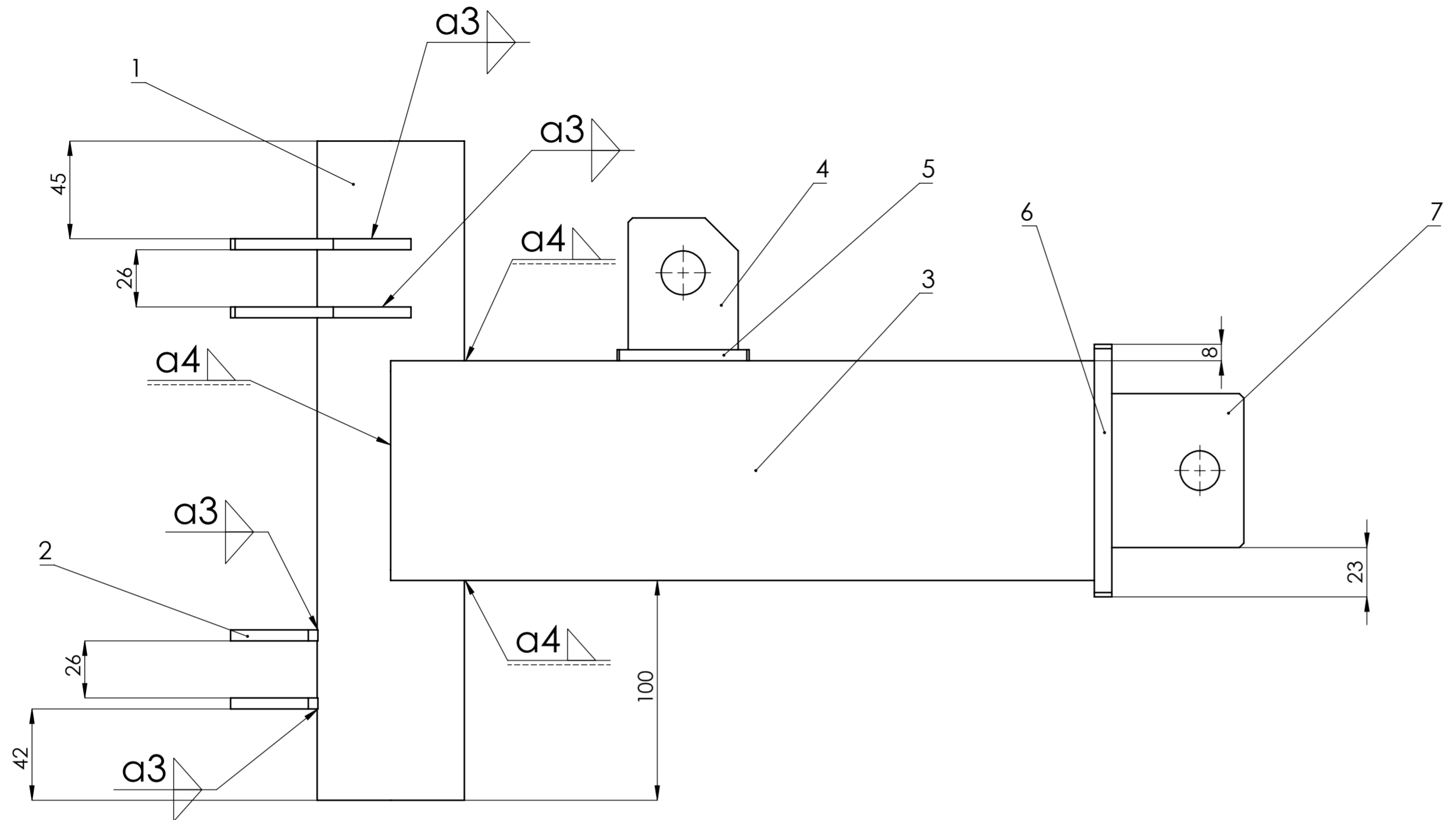


6	Horizontalna ploča zabijača	1	LC-00-02-06	S235JR	255x200x5	2 kg
5	Rebro ploče zabijača	2	LC-00-02-05	S235JR	260x60x5	0,42 kg
4	Vertikalna ploča zabijača	1	LC-00-02-04	S235JR	200x150x5	0,89 kg
3	Rebro horizontalnog teleskopa	2	LC-00-02-03	S235JR	40x40x5	0,04 kg
2	Ušica horizontalnog teleskopa	1	LC-00-02-02	S235JR	25x53x5	0,05 kg
1	Unutarnji profil horizontalnog teleskopa	1	LC-00-02-01	S235JR	60x60x1050	7,3 kg

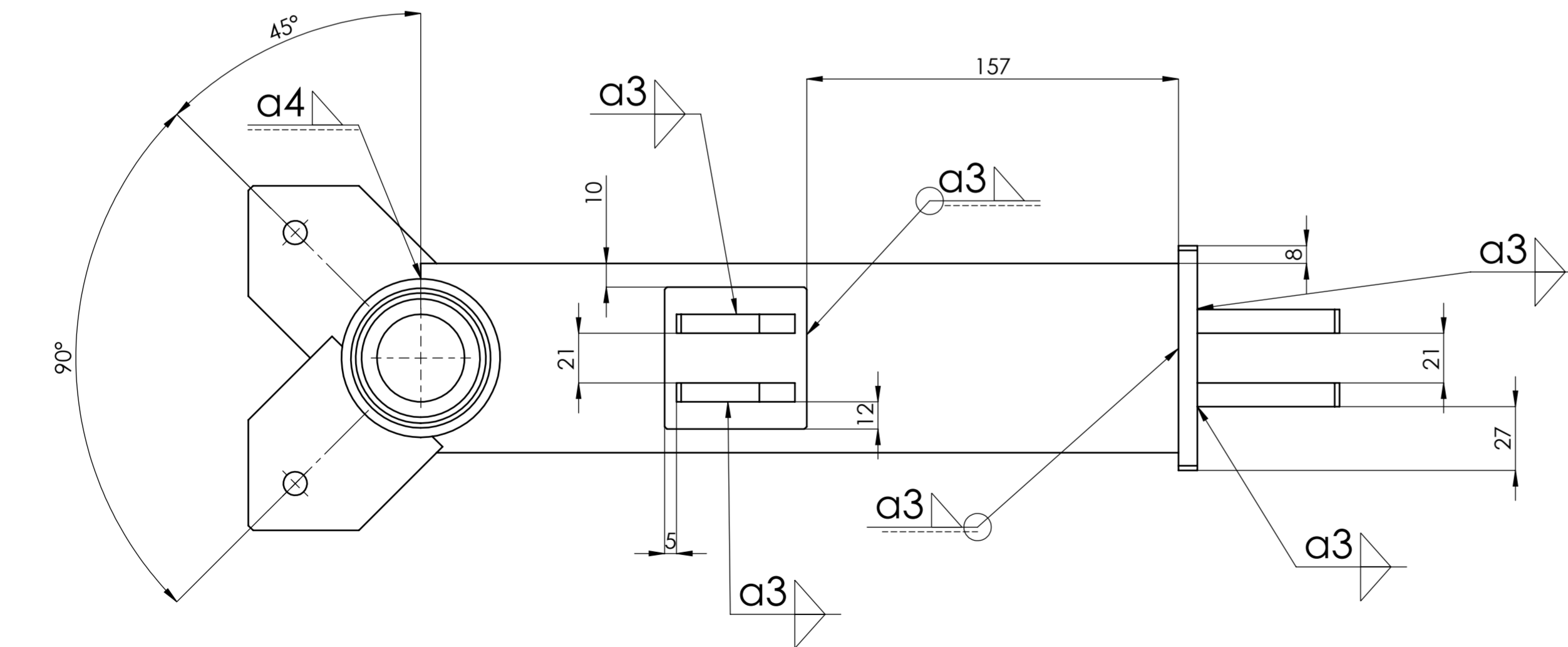
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Razradio		15.10.2024	Luka Cindrić			
Crtao		15.10.2024	Luka Cindrić			
Pregledao			prof. Dragan Žeželj			
Mentor			prof. Dragan Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena:			Kopija	
		Materijal: S235JR		Masa: 11,1kg		
				Naziv:		Pozicija:
		Mjerilo originala		Zavareni podsklop horizontalnog teleskopa		2
		1:5		Crtež broj: LC-00-02		Format: A3
						Listova: 1
						List: 1



Design by CADLab



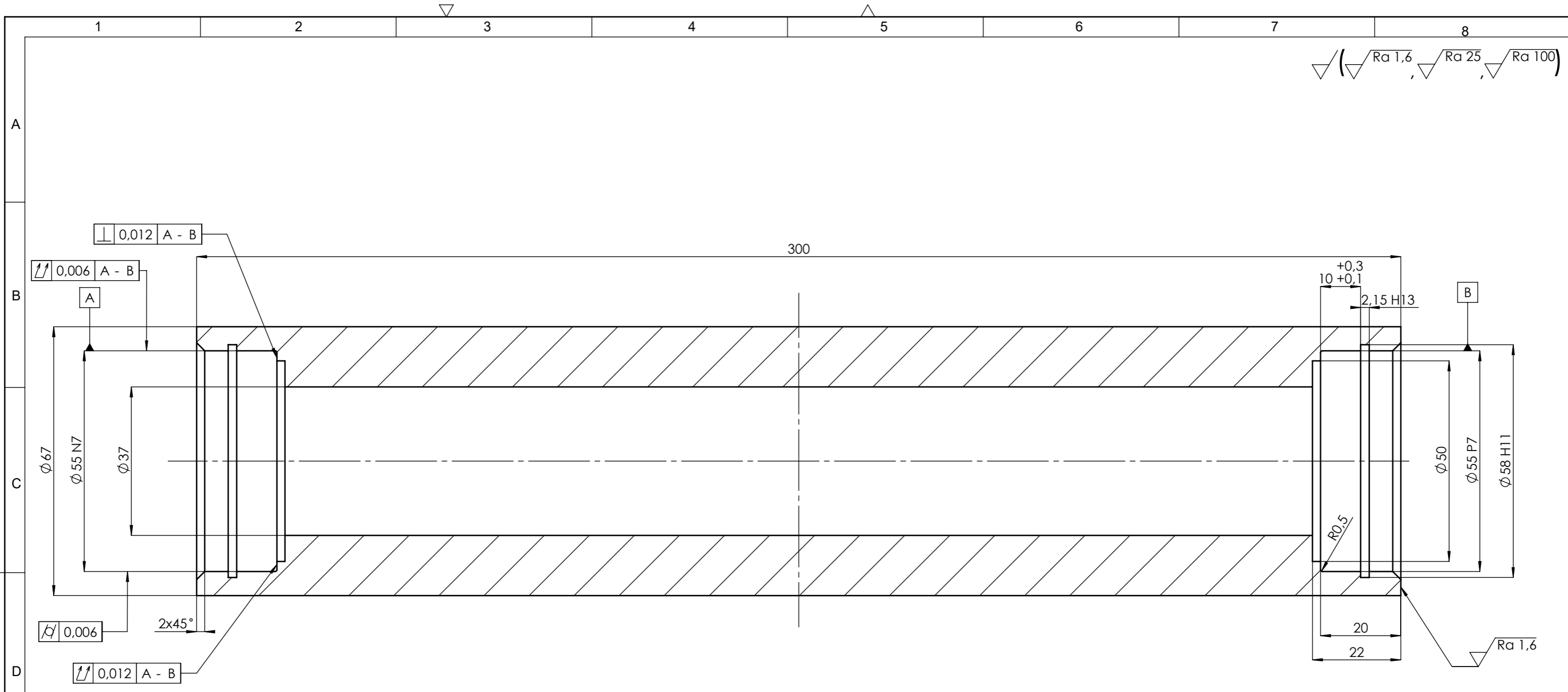
Napomena: pri zavarivanju obratiti pozornost na orijentaciju debelostijene cijevi, obradena površina debelostijene cijevi se treba nalaziti na donjoj strani sklopa



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
7	Ušica zglobnog oslonca	2	LC-00-01-07	S235JR	60x70x8	0,25 kg
6	Spojna ploča	1	LC-00-01-06	S235JR	95x115x8	0,68 kg
5	Pojačanje ušice nagibnog cilindra	1	LC-00-01-05	S235JR	60x60x5	0,14 kg
4	Ušica nagibnog cilindra	2	LC-00-01-04	S235JR	50x60x8	0,16 kg
3	Konzolni profil	1	LC-00-01-03	S235JR	80x100x320	4,8 kg
2	Ušica rotacijskog cilindra 2	4	LC-00-01-02	S235JR	68x66x5	0,11 kg
1	Debelostijena cijev	1	LC-00-01-01	S235JR	Ø 71x Ø 32x300	5,3 kg

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	15.10.2024	Luka Cindrić	
Razradio	15.10.2024	Luka Cindrić	
Crtao	15.10.2024	Luka Cindrić	
Pregledao		prof. Dragan Žeželj	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
	Napomena:	Kopija
	Materijal: S235JR	Masa: 12,2 kg
	Mjerilo originala	Naziv: Podsklop konzolnog profila i debelostijene cijevi
	1:2	Pozicija: 1
		Crtež broj: LC-00-01
		Listova: 1
		List: 1



Broj naziva - code	Projektirao	15.10.2024.	Luka Cindrić	Potpis	
	Razradio	15.10.2024.	Luka Cindrić		
	Crtao	15.10.2024.	Luka Cindrić		
	Pregledao		prof. Dragan Žeželj		
	Mentor		prof. Dragan Žeželj		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø 55 P7	-0,021 -0,051			R. N. broj:	
2,15 H13	+0,72 0	Napomena:		<div style="background-color: #cccccc; width: 100px; height: 20px;"></div>	
Ø 58 H11	+0,19 0	Materijal: S235JR			
				Naziv:	
		Mjerilo originala		Debelostijena cijev	
		1:1		Pozicija: 1	
		Crtež broj: LC-00-01-01		List: 1	

Design by CADLab

