

Traktorski priključak za košnju između stupova

Perećinec, Kristijan

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:660707>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-10-02**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Kristijan Perečinec

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Izv.prof.dr.sc. Dragan Žeželj

Student:

Kristijan Perečinec

Zagreb, 2022.

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

Zahvaljujem se svom mentoru dr.sc. Draganu Žeželju koji me je usmjeravao i uputio u pravom smjeru tijekom izrade ovog završnog rada.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji i prijateljima na pruženoj podršci tijekom studiranja.

Kristijan Perečinec



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove.



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 22 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Kristijan Perečinec** JMBAG: **0035214572**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Traktorski priključak za košnju između stupova**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Tractor operated device for mowing between pillars**

Opis zadatka:

Traktorski priključci za košnju trave koji zahvaćaju veću površinu u pravilu neće biti podesni za košnju između, npr., stupova žičane ograde, voćaka i sl., bilo zbog konstrukcije samog uređaja, bilo zbog gubitka vremena potrebnog za ručno upravljanje strojem i/ili promjenu položaja.

Potrebno je načiniti konstrukcijsko rješenje traktorskog priključka za košnju trave između stupova. Tijekom izrade koncepta uređaja u obzir uzeti sljedeće:

- košnja oko prepreke se mora odvijati samostalno, bez intervencije operatera, dok traktor zadržava smjer gibanja,
- uređaj treba biti pogonjen od strane traktora,
- predvidjeti mogućnost lijeve i desne izvedbe odnosno modularna rješenja,
- gdje je moguće treba koristiti komercijalno dobavljive sklopove,
- uređaj mora biti siguran za uporabu od strane za to osposobljene osobe.

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 eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2021.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Dragan Žeželj

Datum predaje rada:

1. rok: 24. 2. 2022.
2. rok (izvanredni): 6. 7. 2022.
3. rok: 22. 9. 2022.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 28. 2. – 4. 3. 2022.
2. rok (izvanredni): 8. 7. 2022.
3. rok: 26. 9. – 30. 9. 2022.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD.....	1
2. POGONSKI STROJ	2
2.1 Spajanje priključaka na traktor	4
2.2 Priključno vratilo traktora	6
3. ANALIZA TRŽIŠTA	7
3.1 MultiOne	7
3.2 Deleks.....	8
4. KONCIPIRANJE.....	9
4.1 Funkcijska dekompozicija.....	9
4.2 Morfološka matrica	10
4.3 Koncept.....	12
5. Proračun hidraulike.....	13
5.1 Hidraulička shema.....	13
5.2 Izbor hidromotora	14
5.3 Izbor cilindra za nagib i izvlačenje	15
5.4 Hidropumpa i multiplikator	19
5.5 Razvodnik	21
5.6 Hidrauličke cijevi.....	22
5.7 Spremnik.....	22
5.8 Fluid	22
6. Proračun nosive konstrukcije.....	24
6.1 Vratilo	24
6.2 Proračun ležaja 3305-2RS1	25
6.3 Proračun zatika.....	26
6.4 Proračun opruge	27

6.5	Proračun zavara nosača sklopa noža	29
6.6	Proračun zavara kutijastog profila SHS 60x60x5	32
6.7	Proračun zavara nosača noža	34
6.8	Proračun zavara nosača opruge.....	36
6.9	Proračun vijka za okretanje sklopa noža.....	38
6.10	Proračun vijaka na spoju teflonskog proširenja i SHS 80x80 profila	39
6.11	Proračun osovinice kotačića.....	40
ZAKLJUČAK		42

POPIS SLIKA

Slika 1.	Voćnjak jabuka.....	1
Slika 2.	Traktor.....	3
Slika 3.	Trozglobna poteznica definirana normom ISO-730-2009 [4].....	4
Slika 4.	Kote poteznice prema ISO 730-2009 [4]	5
Slika 5.	Položaj priključnog vratila [5].....	6
Slika 6.	Međuredna kosilica tvrtke MultiOne [6].....	7
Slika 7.	Deleks disk montiran na malčer [7]	8
Slika 8.	Funkcijska dekompozicija	9
Slika 9.	Koncept	12
Slika 10.	Hidraulička shema	13
Slika 11.	Podaci hidromotora[8].....	14
Slika 12.	Sklop sa nožem i cilindrima	15
Slika 13.	Cilindar za izvlačenje	17
Slika 14.	Specifikacije cilindra	17
Slika 15.	Specifikacije hidropumpe.....	19
Slika 16.	Tehničke specifikacije multiplikatora	20
Slika 17.	Hidraulička shema razvodnika	21
Slika 18.	Karakteristike INA Hidraol DVC 46.....	23
Slika 19.	Vratilo.....	24
Slika 20.	Opruga	27
Slika 21.	Zavar nosača sklopa noža.....	30
Slika 22.	Proračunski presjek zavara	30
Slika 23.	Zavar SHS 60x60	32
Slika 24.	Proračunski presjek zavara SHS 60x60.....	33
Slika 25.	Zavar nosača noža	35
Slika 26.	Zavar nosača opruge.....	36
Slika 27.	Proračunski presjek zavara nosača opruge	37
Slika 28.	Proračun vijka okretanja.....	38
Slika 29.	Vijci proširenja	39
Slika 30.	Kotačić s ucrtanim opterećenjima	40

POPIS TABLICA

Tablica 1. Kategorije traktora na kotačima [3].....	3
Tablica 2. Kategorije trozglobnih poteznica definirane ISO-730-2009 [4]	5
Tablica 3. Dimenzije trozglobnih poteznica definirane ISO-730-2009 [4].....	5
Tablica 4. Dimenzije položaja priključnog vratila prema ISO 530-3 [5].....	6

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
KP-2022-1	Međuredna kosilica
KP-2022-2	Zavarena konstrukcija i cijev
KP-2022-3	Sklop opruge
KP-2022-4	Sklop noža
KP-2022-5	Zavarena konstrukcija
KP-2022-6	Zavarena konstrukcija nosača opruge

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
h_{min}	mm	Minimalna visina priključnog vratila
h_{max}	mm	Maksimalna visina priključnog vratila
n	min^{-1}	Broj okretaja hidromotora i pumpe
P	kW	Snaga
V_{gmin}	cm^3	Potrebni volumen hidromotora
p	bar	Radni tlak
p_A	bar	Izlazni tlak motora
η_{hm}	/	Iskoristivost
M	Nm	Moment
q_v	l/min	Potreban protok hidromotora
F_n	N	Sila potrebna za nagib
m	kg	Masa
x	mm	Udaljenost centra masa od osi rotacije
y	mm	Udaljenost sile cilindra od osi rotacije
F_T	N	Sila reakcije na mjestu oslanjanja na teflon
F_K	N	Sila reakcije na poliamidnom kotaču
μ_T	/	Faktor statičkog trenja teflon-čelik
μ_K	/	Faktor trenja kotrljanja
D_{min_i}	mm	Minimalni potrebni promjer cilindra za izvlačenje
D_{min_n}	mm	Minimalni potrebni promjer cilindra za nagib
Q_{th_n}	l/min	Teoretski potreban protok cilindra za nagib
A_1	cm^2	Površina cilindra
v_{ln}	mm/s	Brzina cilindra za nagib
A_3	cm^2	Površina cilindra kod vraćanja
Q_{stv_n}	l/min	Stvarni potrebni protok cilindra za nagib
η_{vol}	/	Volumetrijska korisnost
Q_{th_i}	l/min	Teoretski potreban protok cilindra za izvlačenje
v_{li}	mm/s	Brzina cilindra za izvlačenje
Q_{stv_i}	l/min	Stvarni potrebni protok cilindra za izvlačenje
Q_{uk_min}	l/min	Ukupni potrebni protok
V_{p_min}	cm^3	Potreban volumen pumpe

P_P	kW	Snaga hidropumpe
$P_{traktora}$	kW	Snaga traktora
i	/	Prijenosni omjer
n_P	min ⁻¹	Broj okretaja hidropumpe
d_{min}	mm	Minimalni potrebni promjer cijevi
v_{prep}	m/s	Preporučena brzina strujanja fluida
M_{S1}	Nm	Moment koji opterećuje vratilo
σ_{S1}	N/mm ²	Naprezanje od momenta savijanja
W	mm ³	Moment otpora
τ	N/mm ²	Smično naprezanje
σ_{red}	N/mm ²	Reducirano naprezanje
β_{kf}	/	Faktor zareznog djelovanja
α_0	/	Faktor čvrstoće materijala
S_{post}	/	Postojeća sigurnost
b_1	/	Faktor veličine strojnog dijela
b_2	/	Faktor kvalitete obrade površine
σ_{fdn}	N/mm ²	Dinamička izdržljivost
ρ	/	Faktor udara
F_R	N	Radikalna sila ležaja
C_1	kN	Dinamičko opterećenje ležaja
L_{10h_min}	h	Potreban vijek trajanja ležaja
p_u	N/mm ²	Unutarnji tlak
p_v	N/mm ²	Vanjski tlak
F_t	N	Obodna sila
F_{op}	N	Sila opruge
τ_i	N/mm ²	Idealno torzijsko opterećenje opruge
D_{sr}	mm	Srednji promjer navoja
i_f	/	Broj navoja s opružnim djelovanjem
c	N/mm	Specifična sila opruge
ω	s ⁻¹	Kutna brzina
α	s ⁻²	Kutno ubrzanje
M_{SZ}	Nm	Moment savijanja oko osi z
M_{SY}	Nm	Moment savijanja oko osi y

I_Y	mm^4	Moment tromosti presjeka zavara oko osi y
I_Z	mm^4	Moment tromosti presjeka zavara oko osi z
τ_{uk}	N/mm^2	Ukupna smična naprezanja
$\sigma_{D(-1)dop}$	N/mm^2	Dopušteno naprezanje zavara
m_{ulja}	kg	Masa ulja u spremniku
ρ_{ulja}	kg/dm^3	Gustoća ulja
W_P	mm^3	Polarni moment otpora presjeka
F_C	N	Centrifugalna sila
F_V	N	Sila u vijku
F_{tr}	N	Sila trenja
A_{jmin}	mm^2	Minimalni potrebni poprečni presjek vijka
R_e	N/mm^2	Granica tečenja

SAŽETAK

Tema ovog završnog rada je konstrukcijska razrada traktorskog priključka za košnju trave na mjestima gdje uobičajene traktorske kosilice ne mogu pristupiti. Fokus ovog rada će biti košnja između stabala u voćnjaku. Analizom tržišta utvrđeno je da postoje neke varijante uređaja za takvu namjenu. S obzirom da kao izvršne elemente koristimo hidrauličke komponente, biti će izrađena hidraulička shema te opisane sve komponente hidrauličkog sustava. Osim proračuna hidraulike, biti će napravljen i proračun konstrukcije stroja. Na kraju rada biti će prikazan 3D model uređaja, te tehnička dokumentacija uređaja koja je izrađena korištenjem programskog paketa SolidWorks.

Ključne riječi: Traktorska kosilica, traktorski priključak, hidraulika, košnja, voćnjak

SUMMARY

This research paper shows the design development of a heavy-duty grass cutter, attached and powered by a farm vehicle e.g. a tractor. Market analysis and patent research are also covered in this paper. Hydraulic motor is being used as a main power drive for a grass cutter. Thus, this research paper will also show the design and calculation process of a hydraulic power drive and its components. 3D model and its technical drawings will be presented at the end of the paper.

Key words: Heavy-duty grass cutter, tractor attachment, hydraulic, mowing, orchard

1. UVOD

Današnje potrebe za hranom sve su veće s obzirom na sve veću populaciju na planetu Zemlji. Shodno tome potrebe za voćem i voćnjacima su također sve veće i veće, te su i voćnjaci sve veći. Česte košnje i održavanje voćnjaka [Slika 1] zahtijevaju puno vremena i pažnje, te bi takve stvari bilo poželjno obaviti u što kraćem roku. Priključci koji kose veće površine teško su pristupačni za košnju između voćaka, te bi trebali imati priključak koji je samopodesiv bez vanjske ljudske pomoći. S obzirom da je kora drveta izuzetno osjetljiva, pri konstruiranju uređaja treba obratiti pozornost da ostane čitava prilikom košnje. Današnji voćnjaci se uglavnom kose priključcima koji se spajaju na traktor, te će tako i ovaj uređaj biti konstruiran za pokretanje traktorom. Uređaj također može biti korišten za košnju između stupova dugačkih ograda, te ostalih ne pristupačnih mjesta na koje ovaj uređaj ima pristup.

U ovom završnom radu biti će prikazan razvoj proizvoda od funkcijske strukture, morfološke matrice, konceptualnih rješenja, detaljnog razrađivanja najboljeg koncepta, te proračuna svih potrebnih dijelova uređaja i izrada tehničke dokumentacije.



Slika 1. Voćnjak jabuka

2. POGONSKI STROJ

Kao pogonski stroj za pokretanje uređaja koristit ćemo traktor [Slika 2]. Poljoprivredni traktor je motorno vozilo koje razvija snagu na poteznici i priključnom vratilu, te služi za obavljanje poslova na cestama i poljima. Ima sposobnost nošenja, upravljanja, vuče i pogona priključaka, pokretnih ili nepokretnih strojeva . Traktore možemo podijeliti u kategorije prema konstrukciji, snazi na priključnom vratilu, prema namjeni korištenja, prema uređaju za vožnju [2].

Podjela prema konstrukciji [2]:

- Jednoosovinski- motokultivatori
- Dvoosovinski- s upravljanjem na zadnje kotače, na sva 4 kotača, zglobni traktori

Podjela prema snazi na priključnom vratilu traktora [2]:

- Laki traktori- do 37 kW
- Srednji traktori- od 37 kW-110 kW
- Teški traktori- preko 110 kW

Podjela traktora prema namjeni korištenja [2]:

- Univerzalni
- Voćarsko-vinogradarski
- Vrtlarski
- Traktori s visokom donjom zračnosti (1.8-2 m)-razmak od površine tla do najnižeg dijela traktora
- Za osnovnu obradu tla
- Za dopunsku obradu tla

Podjela traktora prema uređaju za vožnju [2]:

- Traktori s kotačima
- Traktori s gusjenicama



Slika 2. Traktor

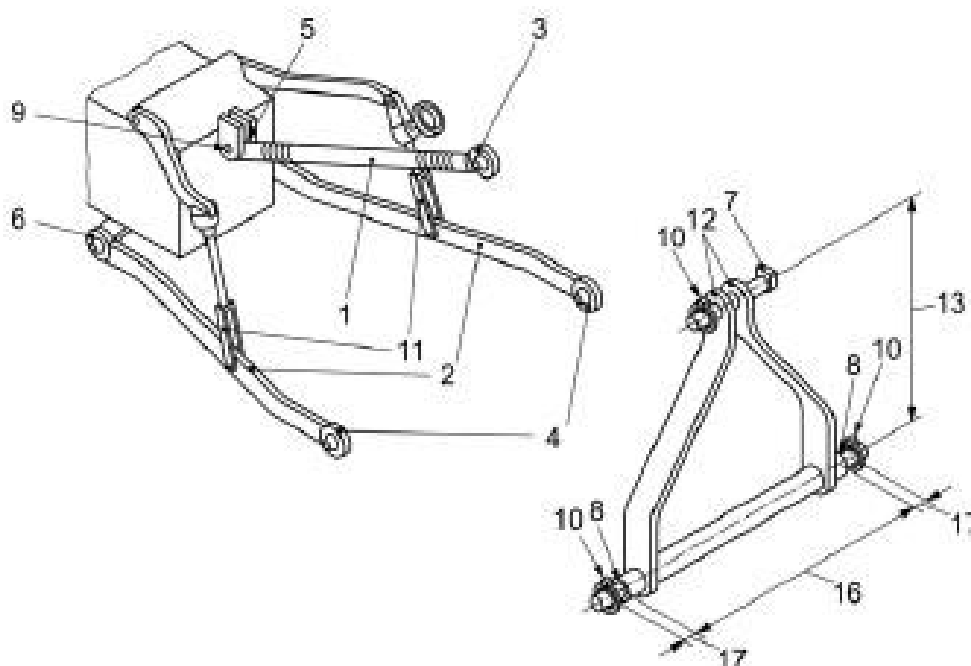
Traktori na kotačima spadaju u kategoriju T, dok traktori s gusjenicama spadaju u kategoriju C. Kategorija traktora na kotačima je opisana u Tablica 1 [3].

Tablica 1. Kategorije traktora na kotačima [3]

Kategorija T1	Traktori na kotačima, konstrukcijske brzine od 6 do 40 km/h, s razmakom kotača barem na jednoj osovini većim od 1150 mm, mase (praznog traktora u voznom stanju) veće od 600 kg i razmakom od tla manjim od 1000 mm.
Kategorija T2	Traktori na kotačima, konstrukcijske brzine od 6 do 40 km/h, s razmakom kotača manjim od 1150 mm, mase (praznog traktora u voznom stanju) veće od 600 kg i razmakom do tla manjim od 600 mm. Kada je odnos visine težišta traktora (mjereno od tla) i razmaka kotača svake osovine veći od 0,90 najveća dopuštena (konstrukcijska) brzina ne smije iznositi više od 30 km/h.
Kategorija T3	Traktori na kotačima, najveće konstrukcijske brzine koja nije veća od 40 km/h i mase neopterećenoga traktora u voznom stanju koja nije veća od 600 kg.
Kategorija T4	Traktori na kotačima posebne namjene, najveće konstrukcijske brzine koja nije veća od 40 km/h.

2.1 Spajanje priključaka na traktor

Oruđa i strojevi koji se priključuju na traktor mogu se podijeliti u 3 skupine ovisno o načinu priključivanja, te tako imamo vučena oruđa, polunošena oruđa, ovjesna oruđa. Vučena oruđa se priključuju zgلوبno u 1 točki na traktor radi zakretanja u zavoju. Polunošena oruđa se priključuju na traktor u 2 točke, a mjesta su zgلوبno izvedena. Priključuju se na poluge koje se mogu hidraulično podizati (gore, dolje). Ovjesna oruđa se priključuju u 3 zgلوبne točke, te su nošena traktorom kako u radnom tako i u transportnom položaju [2]. Traktori imaju trozgلوبnu poteznicu [Slika 3] odzada definiranu prema normi ISO-730-2009 [4].



Slika 3. Trozgلوبna poteznica definirana normom ISO-730-2009 [4]

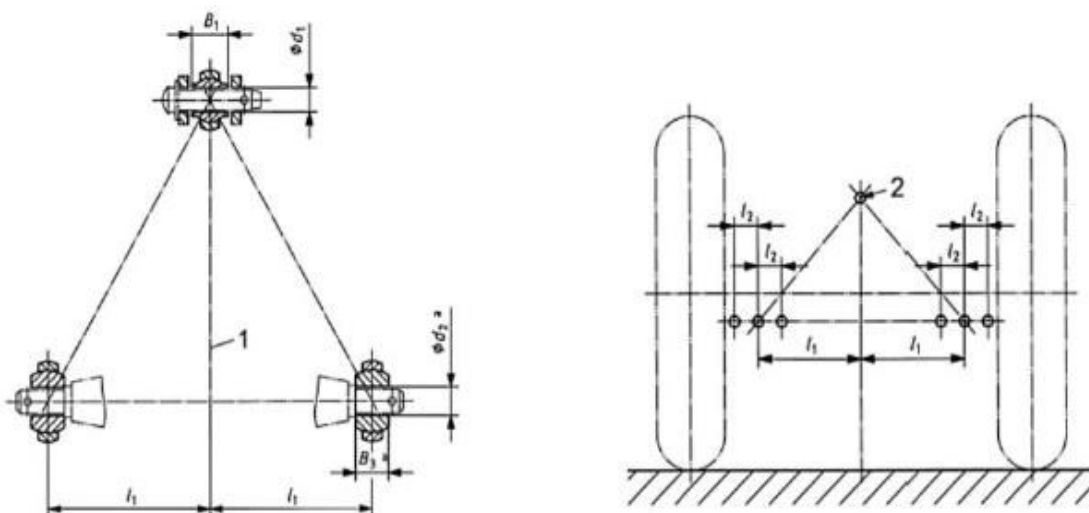
Trozgلوبnu poteznicu čine 3 poluge, 1 gornja i 2 donje. Donje poluge se mogu podizati pomoću hidraulike gore, dolje te im pomak u stranu ograničavaju lanci koje se mogu zatezati. Na krajevima se nalazi kuglasti ležaj i osigurač. Kut pod kojim se priključak nagnje reguliramo s gornjom polugom ovisno o duljini poluge koju je moguće podešavati.

Trozgلوبne poteznice možemo podijeliti u 8 kategorija danih u tablici 2.

Tablica 2. Kategorije trozglobnih poteznica definirane ISO-730-2009 [4]

Kategorija	Snaga na priključnom vratilu traktora, kW
1N	Do 35
1	Do 48
2N/2	30 do 92
3N/3	60 do 185
4N/4	110 do 350

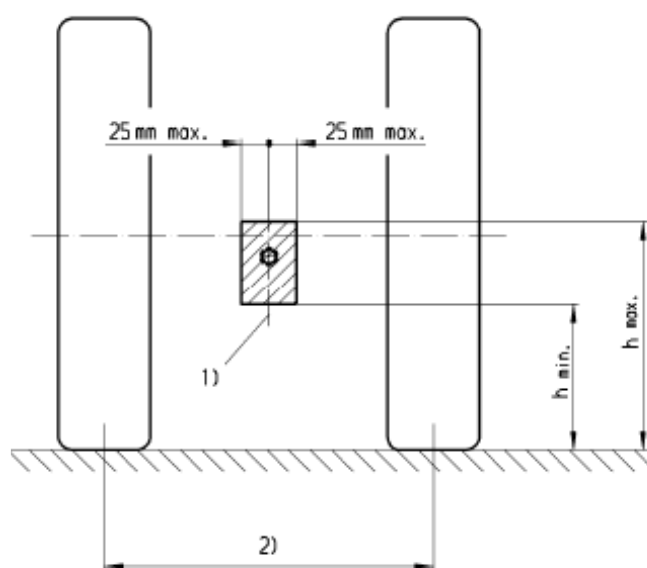
U normi ISO-730-2009 su definirane standardne dimenzije poteznice koje možemo vidjeti u Tablica 3, prema kotama na Slika 4.

**Slika 4. Kote poteznice prema ISO 730-2009 [4]****Tablica 3. Dimenzije trozglobnih poteznica definirane ISO-730-2009 [4]**

Dimenzija	Kategorija							
	1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
d_1 /mm	19,3	19,3	25,7	25,7	32	321	45,2	45,2
B_1 /mm	44	44	51	51	51	51	64	64
d_2 /mm	22,4	22,4	28,7	28,7	37,4	37,4	51	51
B_3 /mm	35	35	45	45	45	45	57,5	57,5
l_1 /mm	218	359	364	435	435	505	505	612
l_2 /mm	50min	100min	100min	125min	125min	125min	125min	125min

2.2 Priključno vratilo traktora

Traktorski priključci pokreću se preko izlaznog vratila traktora koje se obično nalazi na stražnjoj strani traktora, ali postoje i izvedbe koje imaju izlazno vratilo sprijeda te s bočne strane. Za prijenos snage s izlaznog vratila traktora do stroja koristi se kardansko vratilo koje prenosi rotacijsko gibanje te omogućava uzdužne i poprečne pomake vratila. Priključna vratila definirana su normom ISO 500-3 [5]. Prema ISO 500-3 postoje 4 vrste izlaznog vratila. Kod 1 vrste broj okretaja je do 540 min^{-1} , kod 2 i 3 vrste 1000 min^{-1} te kod 4 vrste 1300 min^{-1} . Položaj izlaznog vratila možemo vidjeti na Slika 5, a vrijednosti sa slike u Tablica 4.



Slika 5. Položaj priključnog vratila [5]

Tablica 4. Dimenzije položaja priključnog vratila prema ISO 530-3 [5]

Vrsta	h_{min} /mm	h_{max} /mm
1	480	800
2	530	900
3	600	1000
4	600	1000

3. ANALIZA TRŽIŠTA

Na tržištu ima već postojećih rješenja za košnju trave na nedostupnim mjestima (između voćaka u voćnjaku, stupova ograde itd.). U ovom poglavlju bit će prikazana neka rješenja postojećih proizvođača.

3.1 MultiOne

Međuredna kosilica [Slika 6] tvrtke MultiOne konstruirana je za košnju trave oko drveća, zaštitne ograde, semafora i drugih prepreka gdje obične kosilice ne mogu pristupiti. Lebdeća kosilica omogućava uređaju praćenje neravnina podloge. Međuredna kosilica može se pomicati u stranu kako bi se lakše prilagodila uvjetima na terenu. Nož za rezanje trave se okreće pomoću hidromotora. Zakretanje i prilagođavanje terenu omogućeno je sustavom opruga [6].



Slika 6. Međuredna kosilica tvrtke MultiOne [6]

3.2 Deleks

Deleks tvrtka proizvodi disk koji se može montirati na razne malčere i traktorske kosilice te je tako moguće u isto vrijeme kositi prostor između redova u voćnjaku te prostor između samih voćaka. Nedostatak ove izvedbe je taj da je disk fiksno pozicioniran te nema mogućnost podešavanja u stranu [7].

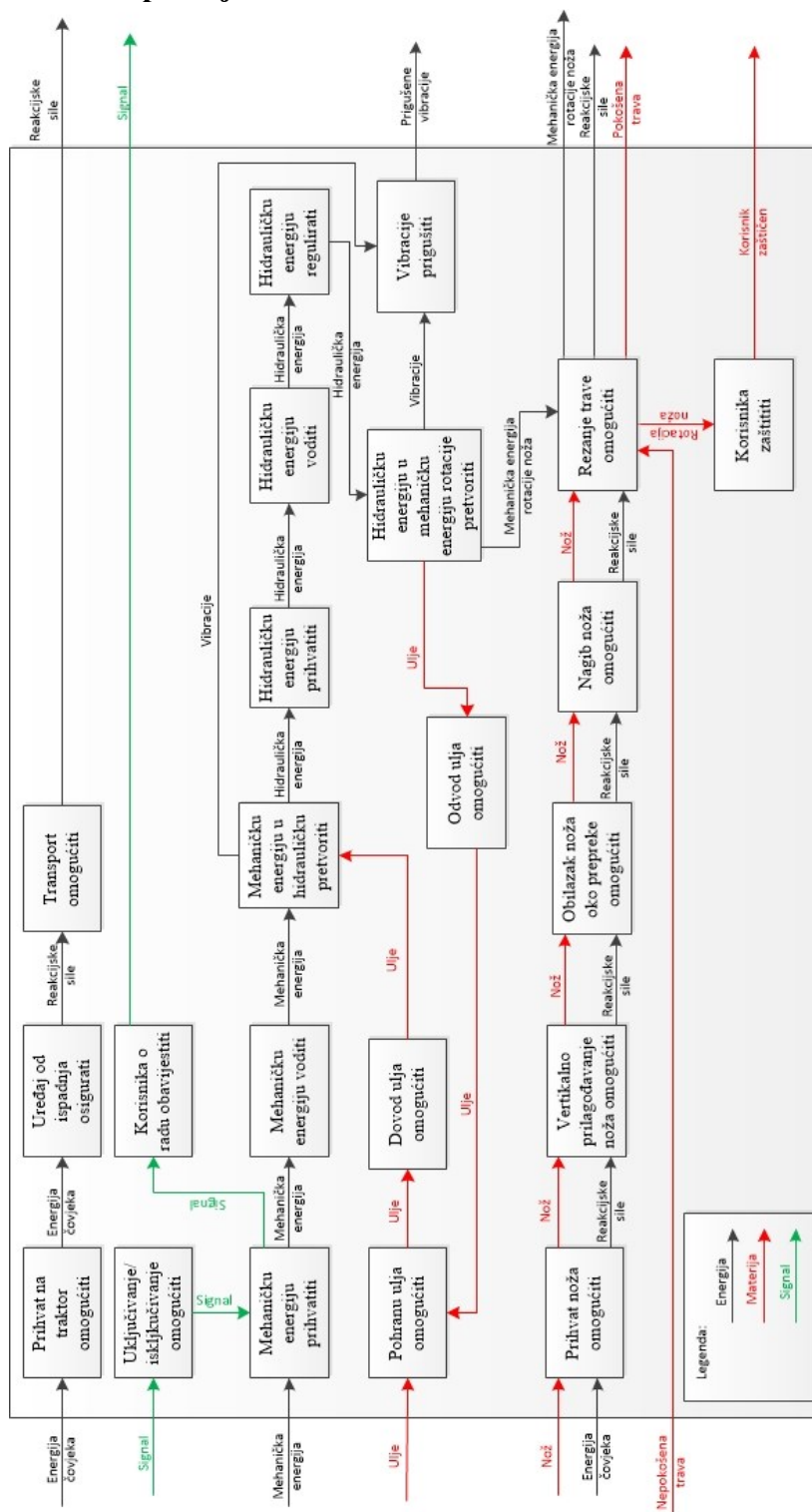


Slika 7. Deleks disk montiran na malčer [7]

Zakretanje i prilagođavanje terenu također je omogućeno sustavom opruga kao i kod prethodne izvedbe. Nož se pogoni hidromotorom koje se pogoni hidrauličkim izvodima traktora. Promjer diska je 600mm, a masa diska je 45 kg, te sadrži 2 noža za rezanje trave. Maksimalni protok ulja u sistemu je 30 l/min. Zakretanje može biti podešeno tvrđe ili mekše preko opruge koja se da podešavati s obzirom na zahtjeve terena [7].










4. KONCIPIRANJE












4.1 Funkcijska dekompozicija



Slika 8. Funkcijska dekompozicija

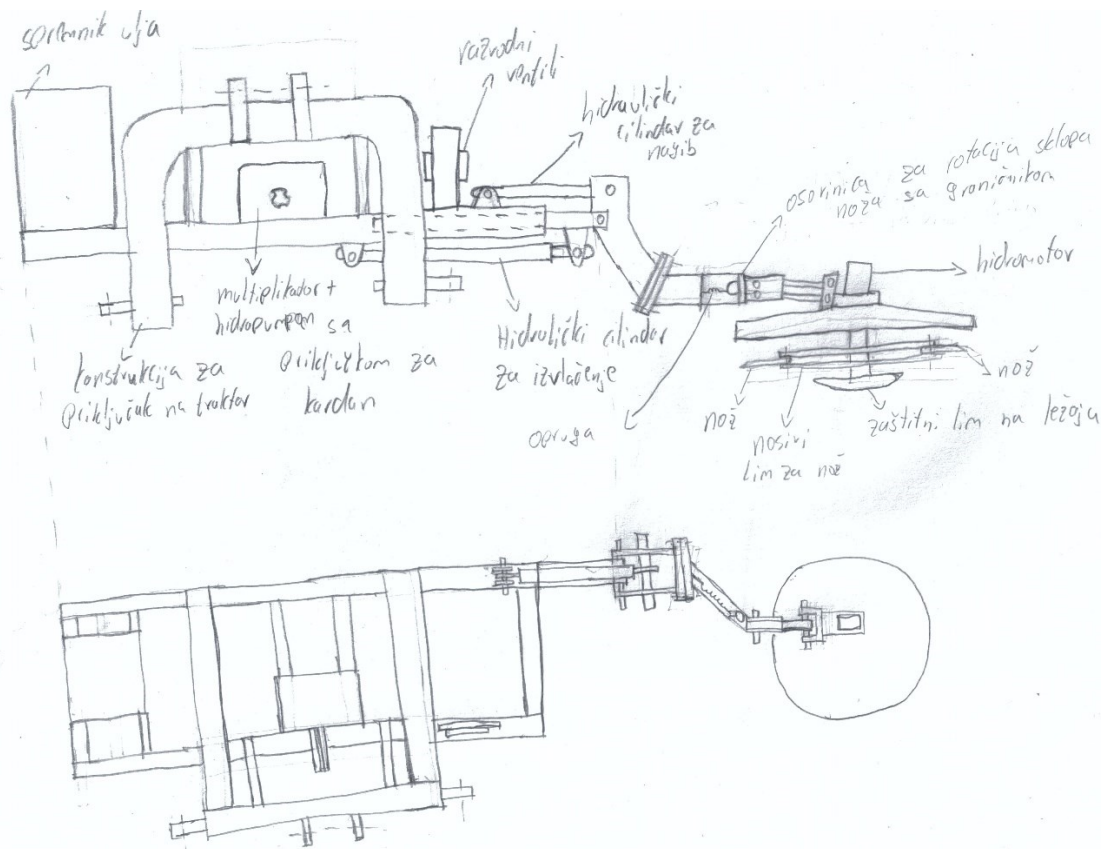
4.2 Morfološka matrica

Br.	Funkcija	Rješenje 1	Rješenje 2	Rješenje 3
1.	Prihvat na traktor omogućiti	Trospojna veza 		
2.	Uređaj od ispadanja osigurati	R osigurač 	Preklopni osigurač 	Vijak 
3.	Mehaničku energiju prihvatiti	Kardansko vratilo 		
4.	Mehaničku energiju voditi	Vratilo 		
5.	Mehaničku energiju u hidrauličku pretvoriti	Hidro pumpa 		
6.	Hidrauličku energiju prihvatiti	Hidraulički priključak 		
7.	Hidrauličku energiju voditi	Crijeva 		

8.	Hidrauličku energiju regulirati	Ventili 		
9.	Hidrauličku energiju u rotaciju pretvoriti	Hidro motor 		
10.	Pohranu ulja omogućiti	Spremnik ulja 		
11.	Rezanje trave omogućiti	Nož 		
12.	Prihvat noža omogućiti	Vijak i matica 		
13.	Vertikalno prilagođavanje noža omogućiti	Svornjak 	Vijak 	
14.	Obilazak noža oko prepreke omogućiti	Opruga 	Cilindar 	
15.	Korisnika o radu obavijestiti	Zvučni signal 	Svjetlosni signal 	

4.3 Koncept

S obzirom da smo analizom tržišta utvrdili da takva konstrukcijska rješenja postoje nećemo se orijentirati na konstruiranje s više koncepata nego ćemo razraditi 1 koncept koji je već poznat na tržištu, sa nekim izmjenama i pojednostavljenjima.



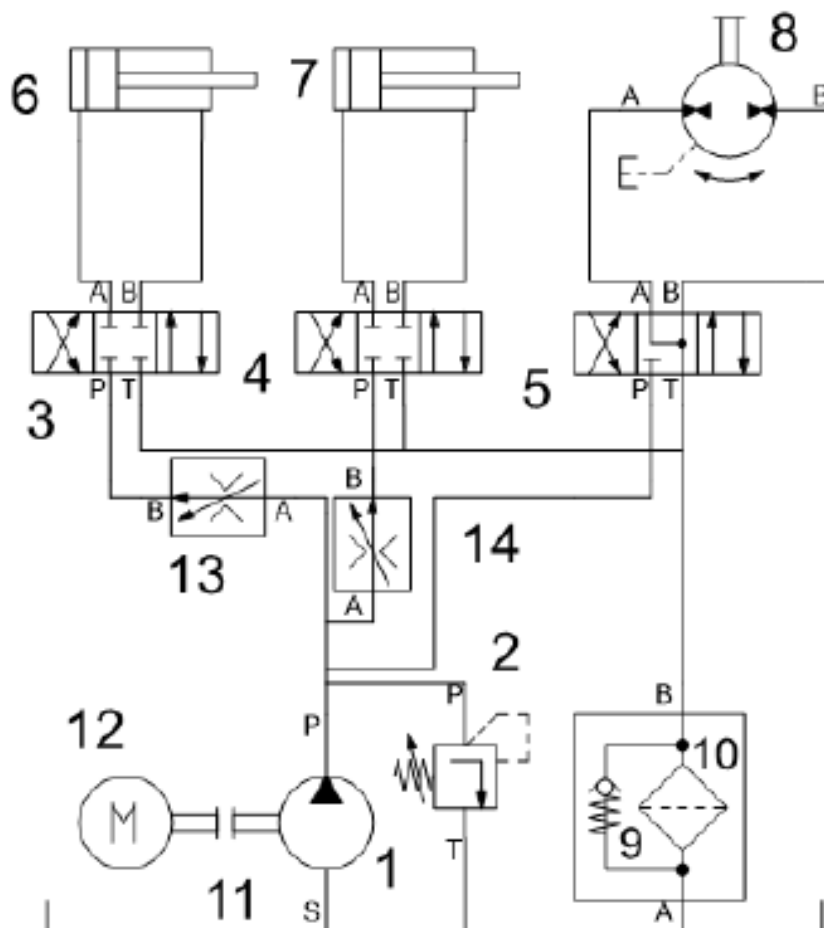
Slika 9. Koncept

Traktorski priključak za košnju između stupova spaja se na traktor u 3 točke. Snaga s traktora se preko kardana prenosi do multiplikatora sa hidropumpom. Pumpa je preko crijeva povezana s spremnikom ulja te s razvodnim ventilima koji upravljaju hidromotorom i 2 hidraulična cilindra. Jedan hidraulični cilindar služi za izvlačenje naprave u stranu, dok drugi služi za podešavanje nagiba. Opruga nam služi za vraćanje sklopa noža u prvobitni položaj nakon zaobilaska prepreke. Sklop noža se može rotirati oko osovinice te ima graničnik koji ga drži u fiksnom položaju. Podešavanje u vertikalnom smjeru omogućeno je pomoću 4 vijka koji nam omogućavaju premještanje sklopa noža na drugu stranu, kamo se premještaju isti cilindri sa ove strane. Kako bi se sklop noža sa hidromotorom mogao koristiti na drugoj strani potrebno je izraditi još jedan sklop sa oprugom i graničnikom kako bi uređaj ispravno mogao zaobilaziti prepreke nakon premještanja na drugu stranu.

5. Proračun hidraulike

5.1 Hidraulička shema

Za prethodno opisanu konstrukciju i sustav hidraulike koji će se koristiti načinjena je hidraulička shema.



Slika 10. Hidraulička shema

Hidraulički sustav se sastoji od hidrauličke pumpe (1), ventila za ograničenje tlaka (2), razvodnih ventila (3,4) koji su isti te služe za regulaciju dvoradnih cilindara (6,7) koji u neutralnom položaju razvodnika ostaju na mjestu na koje ih dovedemo. Nadalje imamo razvodni ventil (5) koji služi za regulaciju hidromotora (8), te on u neutralnom položaju ima spojene izvode A i B prema spremniku. Prije povrata ulja u spremnik (11) imamo filter (10) i nepovratni ventil (9) ako se filter začepi. Hidraulička pumpa je pokretana pomoću kardana traktora (12). Za regulaciju protoka kroz cilindre imamo 2 prigušna ventila (13,14).

5.2 Izbor hidromotora

Hidromotori su elementi koji pretvaraju energiju radnog tlaka u koristan mehanički rad. U ovom slučaju energija se koristi za rotaciju noža odnosno rezanje trave. Pumpa potiskuje tekućinu pod određenim protokom kroz sustav do hidromotora čime mu se određuje brzina vrtnje. S obzirom na podatke ostalih proizvođača kosilica za travu, potreban broj okretaja hidromotora će biti $n=2800 \text{ min}^{-1}$, te će mu potrebna snaga biti $P=9.2 \text{ kW}$.

S obzirom na odabrane podatke slijedi potreban volumen hidromotora[8]:

$$V_{gmin} = \frac{M \cdot 20 \cdot \pi}{(p - p_A) \cdot \eta_{HM}} = 14 \text{ cm}^3 \quad (5.1)$$

gdje je: $p=160 \text{ bara}$ - radni tlak

$p_A=3 \text{ bara}$ - izlazni tlak motora

$\eta_{HM}=\eta_V=0.9$ - iskoristivost [8]

$$M = \frac{P \cdot 60000}{2 \cdot \pi \cdot n} = 31,5 \text{ Nm} \quad (5.2)$$

Potreban protok hidromotora računamo prema:

$$q_V = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_V} = 43,5 \text{ l/min} \quad (5.3)$$

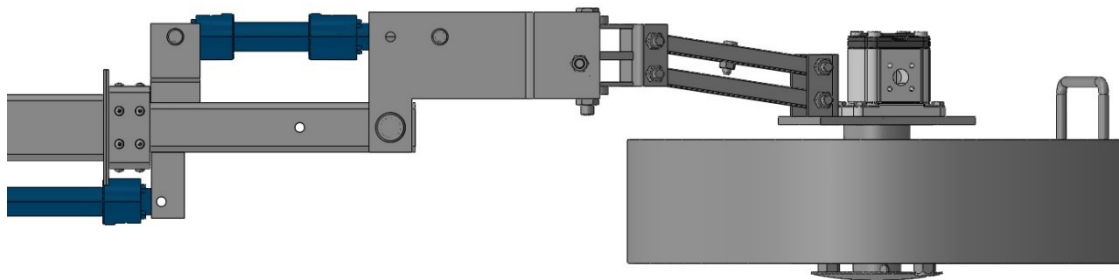
Odabran je zupčasti hidromotor proizvođača Bosch Rexroth $V_g=14\text{cm}^3$.

▼ Table of values				8	11	14	16	19	22	
Size										
Series				Series 1x						
Displacement		V_g	cm ³	8	11	14	16	19	22.5	
Motor inlet pressure	maximum continuous pressure	p_1	bar	250	250	250	250	210	180	
	maximum start-up pressure	p_2	bar	280	280	280	280	230	210	
	maximum pressure peak	p_3	bar	300	300	300	300	250	230	
	minimum inlet pressure abs. ²⁾	p_{min}	bar	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	
Motor output pressure for	reversible motors		p_A	bar ≤ continuous pressure						
	non-reversible motors	abs.	p_A	bar	3	3	3	3	3	3
		upon start-up	p_A	bar	10	10	10	10	10	10
	Motors with proportional pressure relief valve	max.	p_A	bar	40	40	40	40	40	
Pressure in the drain port maximum ³⁾	abs.		p_L	bar	3	3	3	3	3	
	upon start-up		p_L	bar	10	10	10	10	10	
Rotational speed minimum with	$v = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$	$p < 100 \text{ bar}$	n_{min}	rpm	500	500	500	500	500	
		$p = 100 \dots 180 \text{ bar}$	n_{min}	rpm	1000	1000	800	800	800	
	$p = 180 \text{ bar} \dots p_2$	n_{min}	rpm	1400	1200	1000	1000	1000	1000	
	$v = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$	at p_2	n_{min}	rpm	700	600	500	500	500	
Rotational speed maximum	at p_2		n_{max}	rpm	4000	3500	3000	3000	2500	
Rotational speed maximum	at p_2 and 50% duty cycle		n_{max}	rpm	4500	4000	3500	3500	3000	

Slika 11. Podaci hidromotora[8]

5.3 Izbor cilindra za nagib i izvlačenje

S obzirom na potrebu da se košnja može izvršiti i na površinama sa nagibom koristit ćemo cilindar za mogućnost podešavanja nagiba. Također s obzirom da je potrebno sklop sa nožem povremeno izvući na stranu koristit ćemo još jedan cilindar koji nam to omogućava. Masa sklopa kojeg je potrebno nagnuti i izvlačiti iznosi 38kg. Slika 12 prikazuje nam sklop te cilindre koji nagnju odnosno izvlače konstrukciju.



Slika 12. Sklop sa nožem i cilindrima

Sila potrebna za nagib računa se prema:

$$F_n = \frac{m \cdot g \cdot x}{Y} = 1573,5 \text{ N} \quad (5.4)$$

gdje je: $m=38$ kg- masa dijela koji se nagnje

$x=464.3$ mm- udaljenost centra masa od osi rotacije

$y=110$ mm- udaljenost sile cilindra od osi rotacije

Nadalje računamo silu potrebnu za izvlačenje. Cilindar izvlači cijev kvadratnog presjeka 60x50x5 mm koja je pozicionirana unutar veće cijevi kvadratnog presjeka 80x80x4 pomoću teflonskih vodilica na jednoj strani, a na drugoj strani se oslanja na poliamidni kotačić promjera 70mm. Proračun sile izvlačenja, odnosno uvlačenja vršimo kada je cilindar u krajnjem položaju jer su tada reakcijske sile najveće. Određen hod cilindra je $x=400\text{mm}$.

Sila reakcije na mjesto oslanjanja na teflon iznosi:

$$F_T = \frac{m \cdot g \cdot x}{Y} + m \cdot g = 1122,5 \text{ N} \quad (5.5)$$

gdje je: $m=38 \text{ kg}$ - masa sklopa koji se izvlači

$x=1156,3\text{mm}$ - udaljenost centra masa od osi savijanja

$Y=575 \text{ mm}$ - udaljenost poliamidnog kotača od teflona za slučaj najvećeg pomaka cilindra

Sila reakcije na poliamidnom kotaču iznosi:

$$F_K = \frac{m \cdot g \cdot x}{Y} = 749,7 \text{ N} \quad (5.6)$$

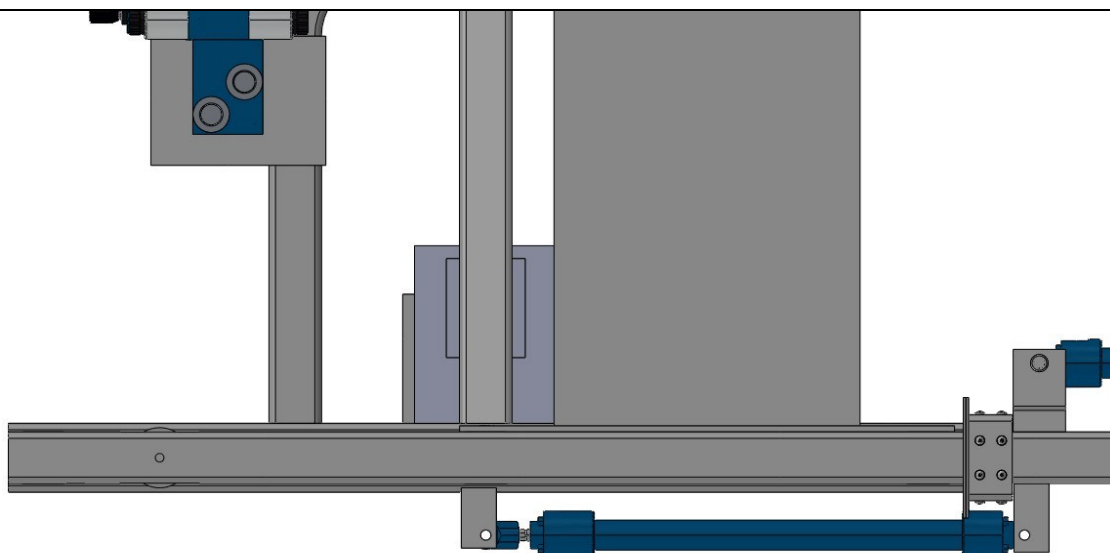
Sila cilindra mora savladati statičko trenje na teflonu i čeliku, te trenje kotrljanja kotačića.

$$F_i \geq F_T \cdot \mu_T + F_K \cdot \mu_K = 56 \text{ N} \quad (5.7)$$

gdje je: $\mu_T=0,04$ - faktor statičkog trenja teflon-čelik

$\mu_K=0.014$ -faktor trenja kotrljanja

Na slici 13 prikazan je cilindar za izvlačenje bez vanjske cijevi.



Slika 13. Cilindar za izvlačenje

Minimalni potrebni promjer klipa za izvlačenje iznosi:

$$D_{min_i} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_i}{\pi \cdot p}} = 2.1 \text{ mm} \quad (5.8)$$

gdje je: $p=160$ bara- dopušteni radni tlak cilindra

$$F_i=56 \text{ N-prema (5.7)}$$

Minimalni potrebni promjer klipa za nagib iznosi:

$$D_{min_n} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi \cdot p}} = 11.2 \text{ mm} \quad (5.9)$$

gdje je: $p=160$ bara- dopušteni radni tlak cilindra

$$F_n=1573.5 \text{ N-prema (5.4)}$$

Izabrani su cilindri 25/14 tvrtke Bosch rexroth [9]. Hod cilindra za nagib iznosi 35mm, a cilindra za izvlačenje 400mm. Specifikacije cilindra su prikazane na slici 14.

Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm	Area ratio ϕ A_1/A_3	Piston A_1 cm ²	Areas			Force at 160 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length mm
				Rod A_2 cm ²	Ring A_3 cm ²	pres- sure F_1 kN	Diff. F_2 kN	Pulling F_3 kN	From q_{v1} l/min	Diff. q_{v2} l/min	On q_{v3} l/min		
25	14 18	1.46 2.08	4.91	1.54 2.54	3.37 2.36	7.85	2.44 4.07	5.37 3.76	2.9	0.9 1.5	2.0 1.4	600	

Slika 14. Specifikacije cilindra

Nakon što smo odabrali cilindre potrebno je izračunati potrebne protoke za zadane brzine cilindara. Brzina izvlačenja cilindra za nagib biti će 2 mm/s, a brzina cilindra za izvlačenje će biti 5 mm/s.

Teoretski potreban protok cilindra za nagib iznosi:

$$Q_{th_n} = A_I \cdot v_{I_n} = 0.06 \frac{1}{\text{min}} \quad (5.10)$$

gdje je: $A_I = 4,91 \text{ cm}^2$

$$v_{I_n} = 2 \text{ mm/s}$$

Brzina vraćanja cilindra biti će veća zbog manje površine koju ulje tlači kada se vraća.

$$v_{2n} = \frac{Q_{th_n}}{A_3} = 3 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (5.11)$$

gdje je: $A_3 = 3,37 \text{ cm}^2$

Stvarni potrebni protok moramo uvećati za iznos gubitaka:

$$Q_{stv_n} = \frac{Q_{th_n}}{\eta_{vol}} = 0.063 \frac{1}{\text{min}} \quad (5.12)$$

gdje je: $\eta_{vol} = 0.95$ - volumetrijska korisnost

Teoretski potreban protok cilindra za izvlačenje iznosi:

$$Q_{th_i} = A_I \cdot v_{I_i} = 0.15 \frac{1}{\text{min}} \quad (5.13)$$

gdje je: $A_I = 4,91 \text{ cm}^2$

$$v_{I_i} = 5 \text{ mm/s}$$

Brzina vraćanja cilindra biti će veća zbog manje površine koju ulje tlači kada se vraća.

$$v_{2i} = \frac{Q_{th_i}}{A_3} = 7.42 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (5.14)$$

Stvarni potrebni protok moramo uvećati za iznos gubitaka:

$$Q_{stv_i} = \frac{Q_{th_i}}{\eta_{vol}} = 0,16 \frac{1}{\text{min}} \quad (5.15)$$

5.4 Hidropumpa i multiplikator

Nakon izbora hidromotora, cilindra za nagib i cilindra za izvlačenje možemo izabrati odgovarajuću pumpu koja će ostvariti dovoljan protok i osigurati tlak u sustavu. Potreban tlak u sustavu je 160 bara, što će biti podešeno na ventilu za ograničenje tlaka. Minimalan potreban protok dobijemo zbrojem svih protoka u sustavu.

$$Q_{uk_min} = Q_V + Q_{stv_n} + Q_{stv_i} = 43,7 \frac{1}{min} \quad (5.16)$$

gdje je: $Q_V = 43.5$ l/min-potreban protok za hidromotor

$Q_{stv_n} = 0.063$ l/min-potreban protok za cilindra nagiba

$Q_{stv_i} = 0.16$ l/min-potreban protok cilindra za izvlačenje

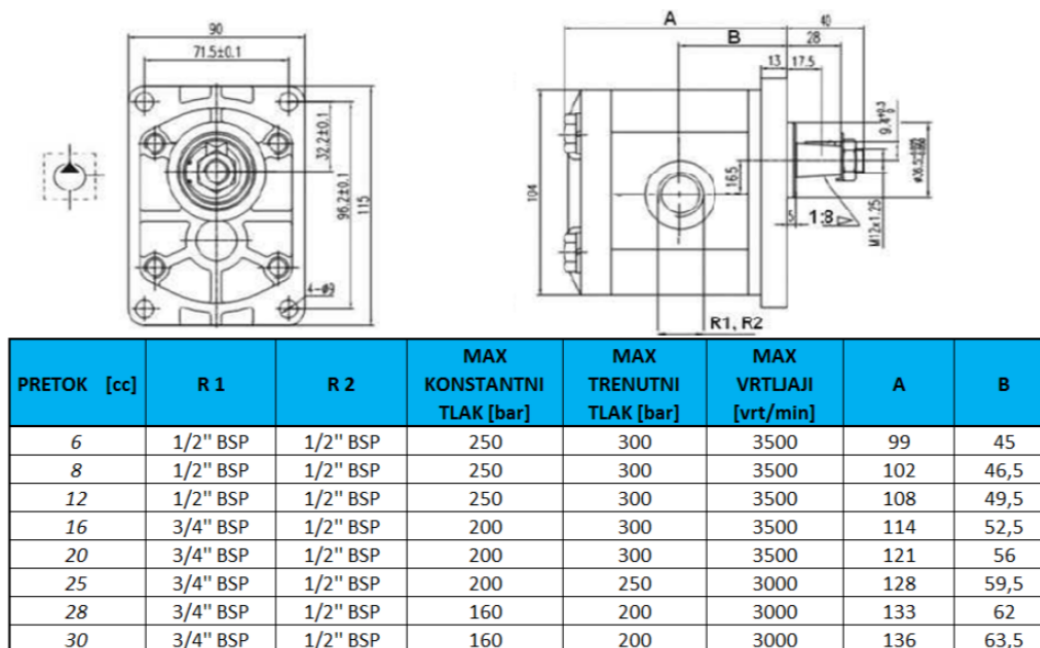
Potreban volumen pumpe izračunamo iz izraza:

$$V_{P_min} = \frac{Q_{uk_min} \cdot 1000}{n \cdot \eta_V} = 24.3 \text{ cm}^3 \quad (5.17)$$

gdje je: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ -broj okretaja hidropumpe

Odabiremo zupčastu pumpu GR 2 proizvođača Rossi Teh koja ima $V_p = 25 \text{ cm}^3$.

Tehničke specifikacije prikazane su na slici 15.



GR "2" navoj - desna

Slika 15. Specifikacije hidropumpe

Snagu hidropumpe računamo iz izraza:

$$P_P = \frac{Q_P \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_t} = 14,5 \text{ kW} \quad (5.18)$$

gdje je: $\Delta p = 157$ bara-razlika tlaka na ulazu i izlazu

$$\eta_t = 0.81$$

$$Q_P = \frac{V_P \cdot n \cdot \eta_V}{1000} = 45 \frac{1}{\text{min}} \quad (5.19)$$

Protok hidropumpe je veći nego ukupni potrebni protok te pumpa zadovoljava zadane uvjete. Snaga hidropumpe mora biti manja nego snaga na izlaznom vratilu traktora, koja iznosi 35kW i 540 min^{-1} .

$$P_{\text{traktora}} > P_P - \text{uvjet zadovoljen}$$

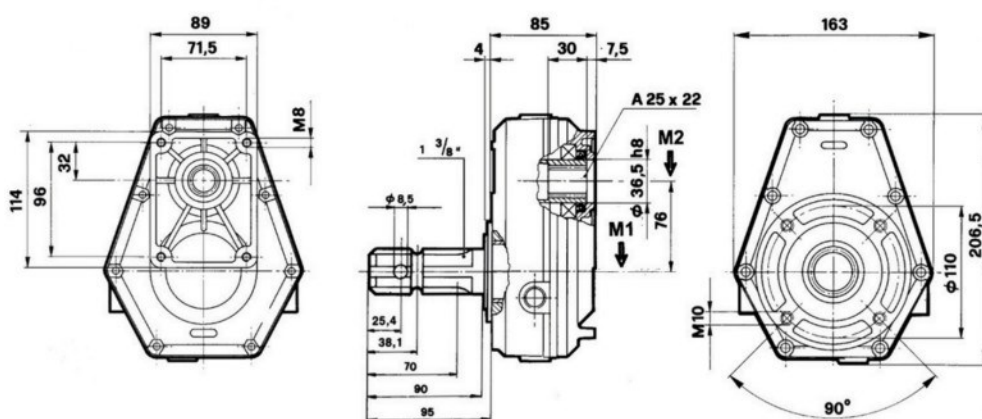
S obzirom da nam je za pogon hidropumpe potrebno 2000 min^{-1} , a izlazno vratilo traktora ima 540 min^{-1} potreban je multiplikator u sustavu između traktora i hidropumpe.

Potreban prijenosni omjer iznosi:

$$i = \frac{2000}{540} = 3,7 \quad (5.20)$$

Odabiremo multiplikator proizvođača Rossi Teh sa prijenosnim omjerom 1:3,8. Potrebna snaga multiplikatora $P_M > P_P$ kako bi mogao prenijeti odgovarajući moment od traktora do pumpe.

Dimenzije multiplikatora prikazane su na slici 16.



Slika 16. Tehničke specifikacije multiplikatora

5.6 Hidrauličke cijevi

Za povezivanje komponenti hidrauličkog sustava koristimo hidraulične cijevi kojima struji ulje pod određenim tlakom i određenim protokom. Promjer cijevi određujemo prema maksimalnom tlaku i protoku u sustavu.

Izraz prema kojem računamo promjer cijevi je:

$$Q_P = A_{cijevi_min} \cdot v_{prep} \quad (5.24)$$

gdje je:

$$A_{cijevi_min} = \frac{d_{min}^2 \pi}{4} \quad (5.25)$$

Iz izraza (5.21) i (5.22):

$$d_{min} = \sqrt{\frac{Q_P \cdot 4}{v_{prep} \cdot \pi}} = 13,35 \text{ mm} \quad (5.26)$$

gdje je: $v_{prep} = 5,5 \text{ m/s}$ [10]

Najmanji potrebni promjer cijevi je 13,35 mm, te je potrebno odabrati cijevi nešto veće od minimalne potrebne. Odabiru se hidraulične cijevi promjera 16mm iz kataloga Rosi Teh[11]. Dopušteni radni tlak cijevi je 250 bara, što je manje od radnog tlaka 160 bara potrebnog u hidrauličkom sustavu kosilice.

5.7 Spremnik

S obzirom da neki traktori nemaju hidrauličke izvode, konstrukcija ovog uređaja sadrži i spremnik za ulje. Spremnik za ulje dolazi sa svim pripadnim elementima potrebnim za ispravno funkcioniranje, te s filterom povrata ulja. Prema [12] potreban volumen spremnika za mobilnu hidrauliku iznosi $1Q_P$ što je u našem slučaju 46,17 l.

5.8 Fluid

Za naš hidraulički sustav koristimo hidrauličko ulje INA Hidraol DVC 46, visokokvalitetno hidrauličko mineralno ulje. Tehničke specifikacije prikazane su na slici 17.

Fizikalno kemijske karakteristike:

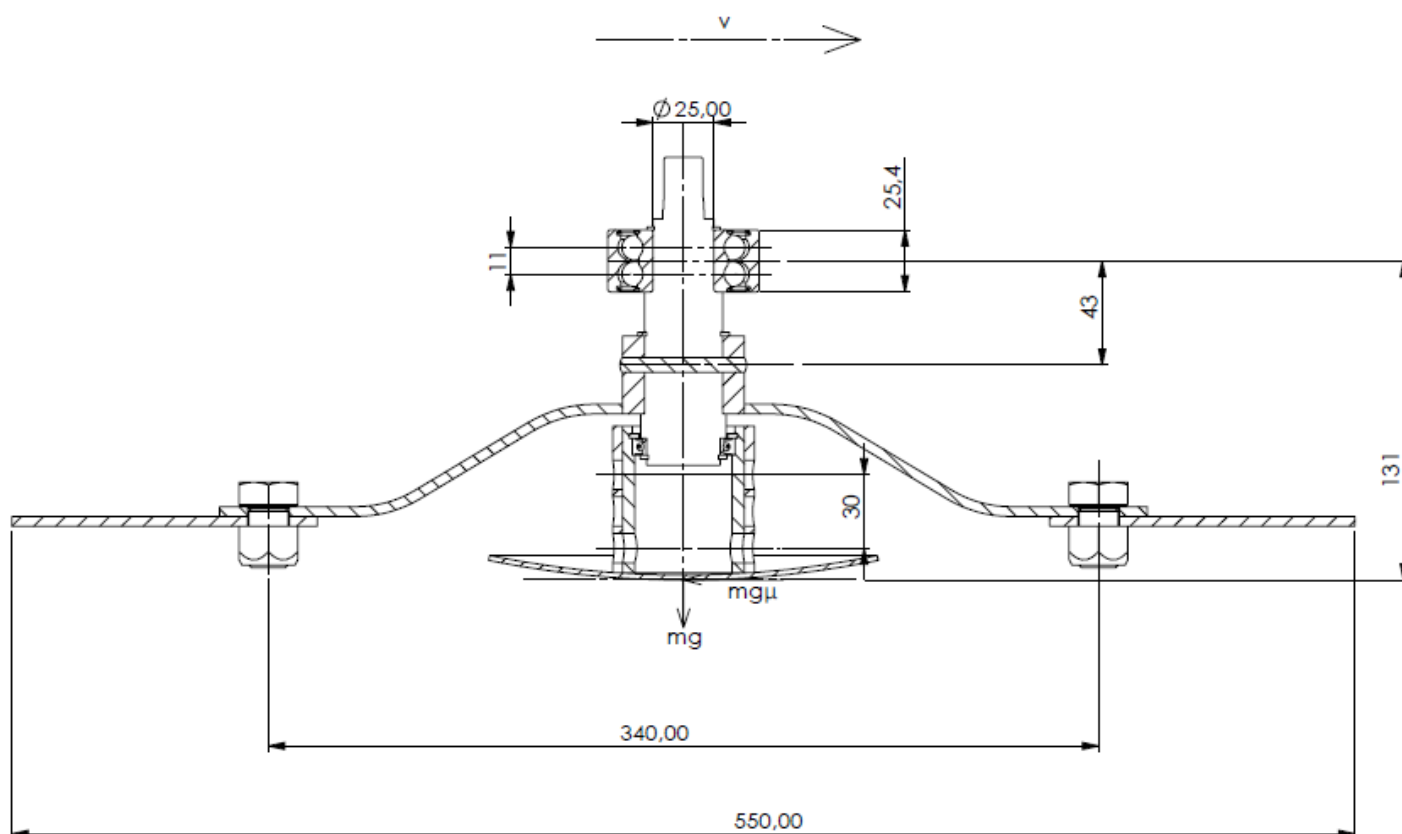
Svojstva	INA Hidraol DVC									Metoda
ISO VG	5	10	15	22	32	46	68	100	220	ISO 3448
Gustoba pri 15 °C, g/cm ³	0,866	0,860	0,862	0,866	0,876	0,876	0,881	0,885	0,895	ASTM D 4052
Kinematička viskoznost, mm ² /s										
- pri 0 °C	-	65	95	220	400	600	1100	2100	-	ISO 3104
- pri 40 °C	5	10	15	22	32	46	68	100	220	
- pri 100 °C	1,6	2,7	3,4	4,3	5,4	6,7	8,5	11,0	18,4	
Indeks viskoznosti	98	104	108	108	108	102	95	95	92	ISO 2909
Plamište, (COC), °C	110	140	145	180	185	220	220	230	240	ISO 2592
Težište, °C	<-40	-35	-33	-32	-30	-25	-25	-18	-12	ISO 3016
Korozivnost (Cu, 100 °C, 3 h)	1a									ISO 2160
Sposobnost zaštite od hrđe	nema hrđe									ISO 7120/A
Izdvajanje vode (deemulzivnost)										
- pri 54 °C, 40-37-3 ml, min	15						-			ISO 6614
- pri 82 °C, 40-37-3 ml, min	-						20			
Pjenjenje:										
- 24 °C, ml/ml	50/0						-			ISO 6247
- 93,5 °C, ml/ml	30/0						-			
- 24 °C nakon 93,5 °C, ml/ml	10/0						-			
Hidrolitička stabilnost										
- gubitak Cu, mg/cm ²	-						0,04			ASTM D 2619
- kiselost vod. sloja, mg KOH/g	-						0,5			
Filtrabilnost, vrijeme filtracije										
- bez vode, s	-						140			Denison TP 02 100
- s 2 % vode, s	-						180			
FZG, stupanj štetnog opterećenja	10									ISO 14635-1

Slika 18. Karakteristike INA Hidraol DVC 46

6. Proračun nosive konstrukcije

6.1 Vratilo

Vratilo je uležišteno na 1 ležaju (3305-2RS1), te se moment prenosi preko glavine i nosača noža koji je zavaren za glavinu. Glavina prenosi okretni moment preko poprečnog zatika koji je ujedno i osigurač. Ako dođe do prevelikog momenta u sustavu, zatic puca. Vratilo je prikazano na slici 19.



Slika 19. Vratilo

Na vratilu ćemo proračunati prijelaz sa mjesta ležaja na naslon ležaja s obzirom da je to mjesto najopterećenije. Na tom mjestu se javlja moment savijanja i moment uvijanja.

Moment savijanja u kritičnom presjeku iznosi:

$$M_{SI} = mg\mu \cdot \left(131 + 30 - \frac{25,4}{2} \right) = 36,4 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

gdje je: $m=25$ kg-masa sklopa noža

$\mu=1$ -faktor trenja za najnepovoljniji slučaj

Naprezanje od momenta savijanja računamo prema:

$$\sigma_{s1} = \frac{M_{s1}}{W} = 23,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.2)$$

gdje je: $W=0,1d^3$ -moment otpora presjek za $d=25\text{mm}$

Naprezanje od momenta uvijanja računamo prema:

$$\tau_1 = \frac{T}{W_p} = 10,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.3)$$

gdje je: $T=31,5 \text{ Nm}$ -maksimalni mogući moment na hidromotoru

$W_p=0,2d^3$ - polarni moment otpora presjeka $d=25\text{mm}$

Nakon toga računamo reducirano naprezanje prema:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\beta_{kf} \cdot \sigma_f)^2 + 3(\alpha_o \cdot \beta_{kt} \cdot \tau_1)^2} = 40,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.4)$$

gdje su faktori: $\beta_{kf}=1,48$ - materijal S235, $D=32 \text{ mm}$, $R=1\text{mm}$

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{fdn}}{\sqrt{3}\tau_{dn}} = 0,997\text{-materijal S235}$$

$$\beta_{kt}=1,23$$

Nakon što smo izračunali reducirano naprezanje računamo postojeću sigurnost u presjeku:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fdn}}{\rho \cdot \sigma_{red}} = 3,5 \quad (6.5)$$

gdje su faktori: $b_1=0,925$

$$b_2=0,9$$

$$\sigma_{fdn}=190 \text{ N/mm}^2\text{-S235}$$

$$\rho=1,1\text{-pretpostavljeni faktor udara}$$

Postojeća sigurnost je dovoljno velika da vratilo izdrži zadana naprezanja.

6.2 Proračun ležaja 3305-2RS1

Radijalna sila koja opterećuje ležaj je:

$$F_R = \frac{mg\mu \cdot 161}{11} + mg\mu = 3834,8\text{N} \quad (6.6)$$

Dinamičko opterećenje ležaja računamo prema:

$$C_l = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 22,65 \text{ kN} \quad (6.7)$$

gdje je: $n_m = 2968 \text{ min}^{-1}$

$$L_{10h_min} = 1000 \text{ h [13]}$$

$$F_A = mg = 245,25 \text{ N}$$

$$Y_l = 0,78 [14]$$

$$\varepsilon = 3$$

$$P = F_r + Y_l F_A = 4026,1 \text{ N} \quad (6.8)$$

$$C = 32 \text{ kN} > C_l \text{-ležaj zadovoljava}$$

6.3 Proračun zatika

Zatik koristimo kako bi prenijeli okretni moment sa vratila do glavine, te je on ujedno i sigurnosni element s obzirom da će biti dimenzioniran tako da puca na okretnom momentu nešto manjem od najvećeg mogućeg kojeg može postići hidromotor na tlaku 160 bara.

Proračun vršimo na tlakove i odrez:

$$p_u = \frac{3F_t}{D_u \cdot d} = 30,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.9)$$

$$p_v = \frac{F_t}{(D_v - D_w) \cdot d} = 18,23 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.10)$$

$$\tau = \frac{F_t}{2 \frac{d^2 \pi}{4}} = 35,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.11)$$

gdje je: $F_t = \frac{T}{R_u} = 1968 \text{ N}$ -obodna sila

$T = 31,5 \text{ Nm}$ -maksimalni moment hidromotora

$D_u = 32 \text{ mm}$ -promjer vratila

$D_v = 50 \text{ mm}$ -promjer glavine

$d = 6 \text{ mm}$ -promjer zatika

S obzirom da naprezanje na odrez ima najveću vrijednost materijal ćemo izabrati tako da dopušteno naprezanje bude manje od izračunatog.

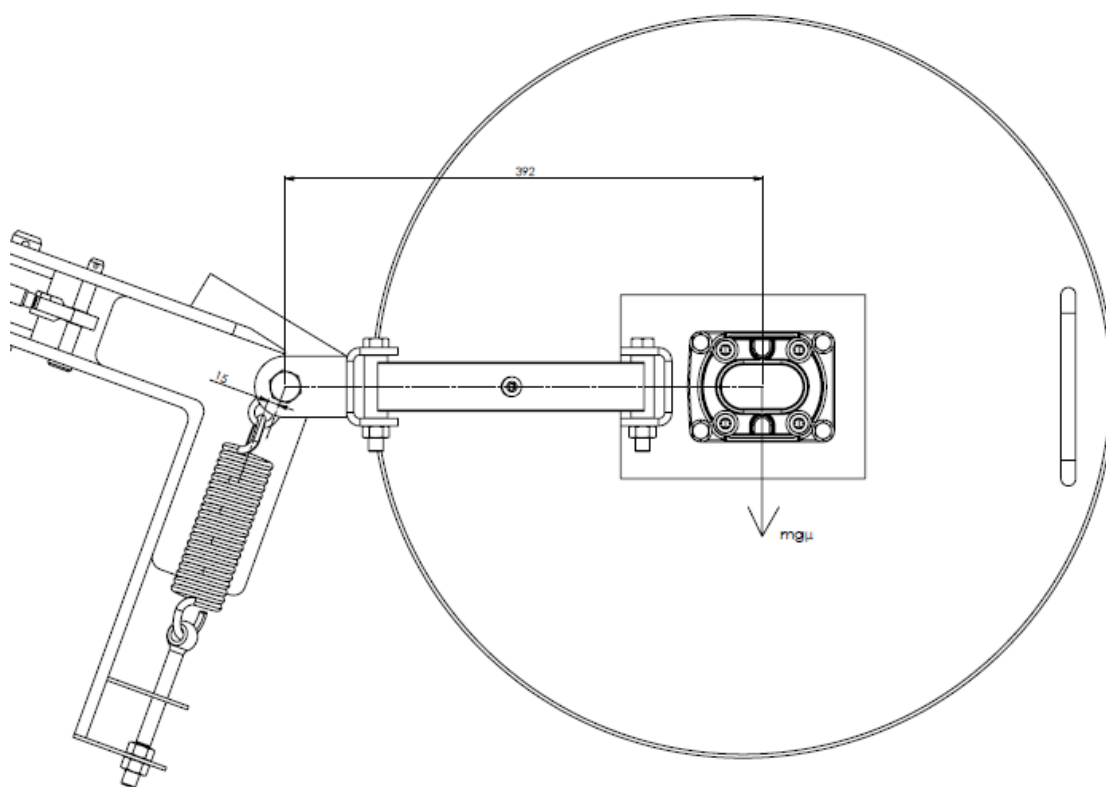
Odabran je materijal zatika ČL600, koji ima dopuštena naprezanja prema [15]:

$$\begin{aligned} p_{dop} &= 31 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{dop} &= 32 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

6.4 Proračun opruge

Opruga nam služi da vraća sklop noža u početni položaj nakon obilaska prepreke, te osigurava da sklop ostaje u početnom položaju. Početnu silu u opruzi će biti moguće podešavati pomoću vijka. Proračun opruge izvršen je prema [15].

Potrebnu silu u opruzi izračunat ćemo na temelju najveće sile trenja između tla i zaštite koja klizi po podu što je prikazano na slici 20. Krak na kojem djeluje sila u opruzi se povećava kako se sklop zakreće. Maksimalni mogući zakret sklopa je 57° , pri čemu opruga napravi hod od 21mm.



Slika 20. Opruga

Maksimalna sila opruge iznosi:

$$F_{op} = \frac{mg\mu \cdot 392}{25} = 3845,5 \text{ N} \quad (6.12)$$

gdje je masa ista kao u izrazu (6.1).

Maksimalna sila u opruzi se pojavljuje kod maksimalnom zakreta sklopa.

Idealno torzijsko naprezanje kod opruga računamo prema izrazu:

$$\tau_i = \frac{8 \cdot D_{sr} \cdot F_{op}}{\pi \cdot d^3} = 600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.13)$$

gdje je: $D_{sr}=21\text{mm}$ -srednji promjer navoja
 $d=7\text{mm}$ - promjer žice

Dopušteno torzijsko naprezanje iznosi:

$$\tau_{idop} = 0,45 \sigma_M = 666 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.14)$$

gdje je: $\sigma_M=1480 \text{ N/mm}^2$ -Najmanja vlačna čvrstoća okrugle žice za opruge DIN 2076, vrsta žice C

Potreban hod opruge je $f=31\text{mm}$, kako bi imali mogućnost podesiti početnu silu pritezanjem za maksimalno 10mm.

Broj navoja s opružnim djelovanjem iznosi:

$$i_f = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_{sr}^3 \cdot F_{op}} = 21,7 \quad (6.15)$$

gdje je: $G=83000 \text{ N/mm}^2$ -modul klizanja

Specifična sila opruge iznosi:

$$c = \frac{F_{op}}{f} = 124 \text{ N/mm} \quad (6.16)$$

Nadalje ćemo izračunati energiju koju opruga generira kada je iznos sile trenja 0 N odnosno kada se energija opruge troši na ubrzanje mase sklopa, te zatim graničnik udara i stvara se udarno djelovanje u sustavu koje djeluje na zavare.

Energiju koju opruga generira kada je pritegnuta maksimalno ($f=10\text{mm}$) u neutralnom položaju te se potom sklop izmakne za maksimalni kut od 57° računamo prema izrazu:

$$\frac{1}{2} c \cdot f_{max}^2 = \frac{\omega^2 \cdot I_z}{2} + \frac{1}{2} c \cdot f_{10mm}^2 \quad (6.17)$$

gdje je $I_{uk}=I_z+mr^2=5,5 \text{ kg/m}^2$

$I_z=1.18 \text{ kg/m}^2$ -moment tromosti sklopa noža u centru masa

$m=28 \text{ kg}$ -masa sklopa noža koji se ubrzava

$r=392\text{mm}$ -krak za Steinerov dodatak, udaljenosti od centra masa do osi rotacije

Sada možemo iz izraza (6.16) izračunati kutnu brzinu koja iznosi:

$$\omega=4,4 \text{ s}^{-1}$$

Nakon toga izračunamo kutno ubrzanje koje je bilo potrebno da bi se masa ubrzala od 0 do $\omega=4,4 \text{ s}^{-1}$ iz izraza:

$$\alpha=\frac{\omega^2}{2\cdot\theta}=9,73 \text{ s}^{-2} \quad (6.18)$$

gdje je: $\theta=57^\circ=0,995 \text{ rad}$

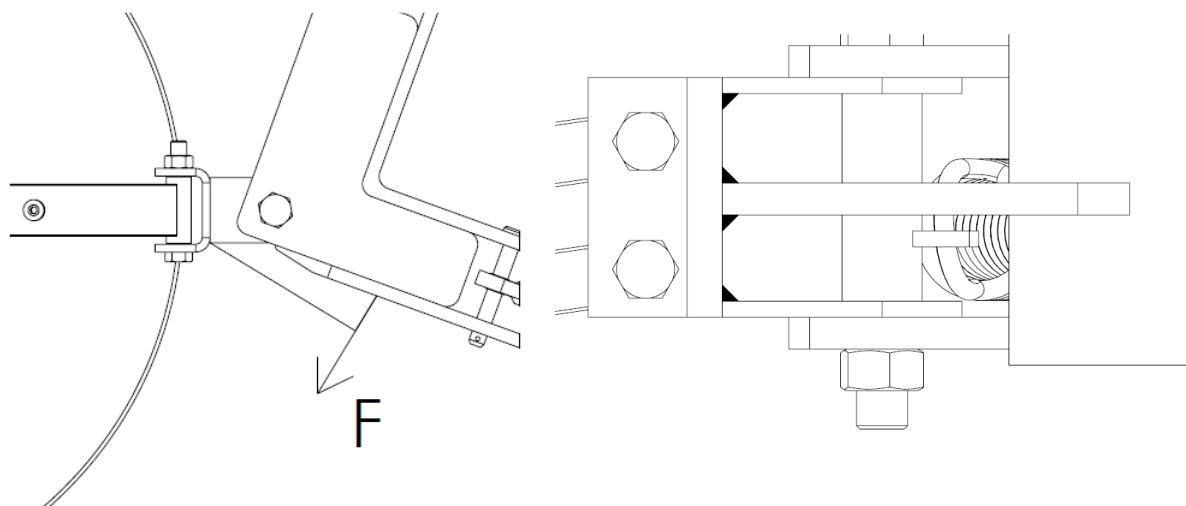
Nakon što smo izračunali kutno ubrzanje sada možemo odrediti moment kojim graničnik udari u slučaju da je sila trenja jednaka 0 N.

$$M=I_{uk}\cdot\alpha=53,5 \text{ Nm} \quad (6.19)$$

Dobiveni moment biti će potreban u daljnjem proračunu zavara.

6.5 Proračun zavara nosača sklopa noža

Zavar na slici 21. proračunavamo na masu sklopa noža koja iznosi $m=25 \text{ kg}$, te na udarno opterećenje u slučaju da se sva sila opruge utroši na ubrzanje sklopa u slučaju povratka u početni položaj. Naprezanja koja se javljaju su uslijed opterećenja oko 2 osi, te smična naprezanja.

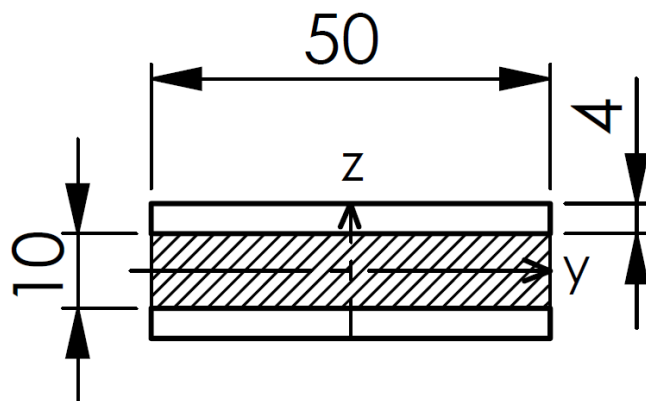


Slika 21. Zavar nosača sklopa noža

Maksimalni moment kojim se zavar optereti u slučaju udara graničnika iznosi očitamo iz izraza (6.19), te iz njega izračunamo silu reakcije:

$$F = \frac{M}{95} = 563,2 \text{ Nm} \quad (6.20)$$

Na slici 22. vidimo proračunski presjek zavora kojeg proračunavamo. Iz sigurnosnih razloga uzeli smo u obzir samo 2 zavora na središnjoj pločici.



Slika 22. Proračunski presjek zavora

Moment savijanja oko osi z iznosi:

$$M_{sz} = F \cdot 122 \text{ mm} = 68,71 \text{ Nm} \quad (6.21)$$

Moment savijanja oko osi y iznosi:

$$M_{sy} = mg \cdot 342 = 83,9 \text{ Nm} \quad (6.22)$$

Silu F moramo rastaviti na paralelnu i okomitu sa zavarom:

$$F_1 = F \cdot \cos(20) = 529 \text{ N} \quad (6.23)$$

$$F_2 = F \cdot \sin(20) = 192,6 \text{ N} \quad (6.24)$$

Sila F_1 stvara smična naprezanja, a sila F_2 tlači zavar.

Prema [16] za kutni zavar kvalitete I odaberemo K3 grupu zareznog djelovanja. Spektar naprezanja je srednji S2, te je primjerna neredovita i prema tome odaberemo pogonski grupu B3. Za pogonsku grupu B3 i K3 dopušteno naprezanje $\sigma_{D(-1)dop} = 127,3 \text{ N/mm}^2$ za materijal zavara S235.

Nadalje faktor udara ćemo pretpostaviti $\rho = 1,2$.

Moment tromosti presjeka zavara za osi y i z iznosi:

$$I_y = \frac{50 \cdot 18^3}{12} - \frac{50 \cdot 10^3}{12} = 20133 \text{ mm}^4 \quad (6.25)$$

$$I_z = \frac{18 \cdot 50^3}{12} - \frac{10 \cdot 50^3}{12} = 83333 \text{ mm}^4 \quad (6.26)$$

Naprezanja uslijed momenata savijanja iznose:

$$\sigma_y = \frac{M_{sy} \cdot \rho}{I_y} 11 = 55 \text{ N/mm}^2 \quad (6.27)$$

$$\sigma_z = \frac{M_{sz} \cdot \rho}{I_z} 25 = 24,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.28)$$

Smična naprezanja iznose:

$$\tau_{II} = \frac{F_1 \cdot \rho}{2 \cdot 50 \cdot 4} = 1,6 \text{ N/mm}^2 \quad (6.29)$$

$$\tau_L = \frac{mg \cdot \rho}{2 \cdot 50 \cdot 4} = 0,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.30)$$

$$\tau_{uk} = \sqrt{\tau_{II}^2 + \tau_L^2} = 1,75 \text{ N/mm}^2 \quad (6.31)$$

Normalna naprezanja uslijed sile koja tlači zavar:

$$\sigma_T = \frac{F_2 \cdot \rho}{2 \cdot 50 \cdot 4} = 0,6 \text{ N/mm}^2 \quad (6.32)$$

Ukupna normalna naprezanja iznose:

$$\sigma_{uk} = \sigma_y + \sigma_z + \sigma_T = 80,3 \text{ N/mm}^2 \quad (6.33)$$

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

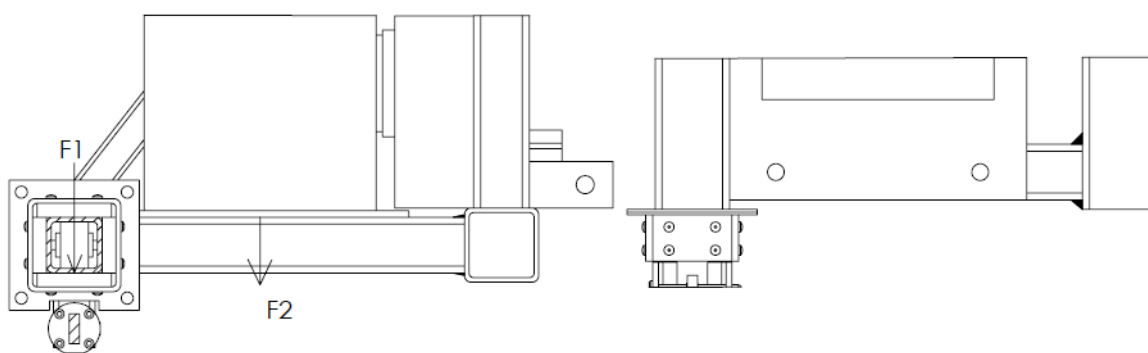
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{uk}^2 + 3\tau_{uk}^2} = 80,4 \text{ N/mm}^2 \quad (6.34)$$

S obzirom da je $\sigma_{red} < \sigma_{D(-1)dop} = 127,3 \text{ N/mm}^2$, zavar zadovoljava.

6.6 Proračun zavora kvadratnog profila SHS 60x60x5

Nosiva konstrukcija uređaja je zavarena konstrukcija od kvadratnih SHS profila dimenzija 80x80x4, te od kvadratnih profila 60x60x5. Provjeravamo zavar koji je najopterećeniji te pretpostavljamo da će ostali zavori zadovoljiti ako ovaj zadovolji proračun.

Zavar i profil koji proračunavamo prikazani su na slici 23.



Slika 23. Zavar SHS 60x60

Zavar je opterećen silom F_1 koja iznosi 1122,5 N, koju smo prethodno izračunali u izrazu (5.5). Sila F_1 opterećuje zavar na savijanje, torziju i smik. Zavar je također opterećen silom F_2 koja iznosi pola težine punog spremnika. Sila F_2 opterećuje zavar na savijanje i smik.

Silu F_2 računamo iz težine spremnika te težine ulja u spremniku. Masa spremnika je 11,4 kg, ako je spremnik izrađen iz aluminija.

Masu ulja u spremniku računamo prema izrazu:

$$m_u = \rho_{ulja} \cdot V_{spremnika} = 40,4 \text{ kg} \quad (6.35)$$

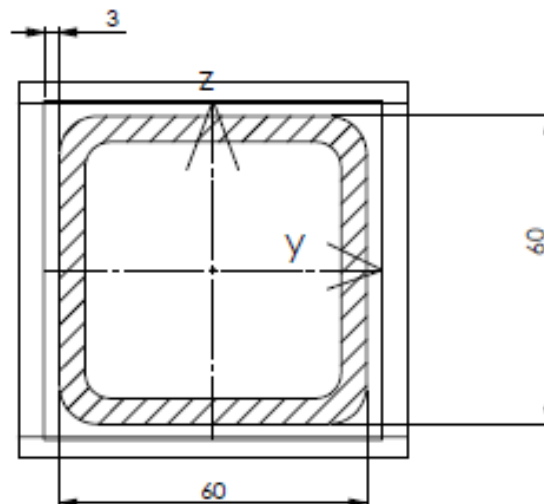
gdje je: $\rho_{ulja} = 0,876 \text{ kg/dm}^3$

$$V_{spremnika} = 46,17 \text{ dm}^3$$

Sila F_2 iznosi:

$$F_2 = \frac{(m_u + m_s)g}{2} = 254 \text{ N} \quad (6.36)$$

Proračunski presjek zavora prikazan je na slici 24.



Slika 24. Proračunski presjek zavora SHS 60x60

Moment savijanja oko osi y iznosi:

$$M_{sy} = F_1 \cdot 420 + F_2 \cdot 220 = 527 \text{ Nm} \quad (6.37)$$

Moment uvijanja od sile F_1 iznosi:

$$M_T = F_1 \cdot 96 = 107,8 \text{ Nm} \quad (6.38)$$

Moment tromosti presjeka zavara za os y i polarni moment tromosti iznose:

$$I_y = \frac{66 \cdot 66^3}{12} - \frac{60 \cdot 60^3}{12} = 501228 \text{ mm}^4 \quad (6.39)$$

$$W_P = 2 \cdot 63 \cdot 63 \cdot 3 = 23814 \text{ mm}^3 \quad (6.40)$$

Naprezanja uslijed momenta savijanja iznose:

$$\sigma_y = \frac{M_{sy}}{I_y} 33 = 34,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.41)$$

Naprezanja uslijed momenata uvijanja iznose:

$$\tau_t = \frac{M_T}{W_P} = 4,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.42)$$

Smična naprezanja uslijed sile F_1 i F_2 iznose:

$$\tau_{II} = \frac{F_1 + F_2}{2 \cdot 66 \cdot 3} = 3,5 \text{ N/mm}^2 \quad (6.43)$$

Ukupna smična naprezanja iznose:

$$\tau_{uk} = \sqrt{\tau_{II}^2 + \tau_t^2} = 5,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.44)$$

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{uk}^2} = 36 \text{ N/mm}^2 \quad (6.45)$$

Dopušteno naprezanje statički opterećenog zavara za materijal S235 prema HRN U.E7.150 iznosi:

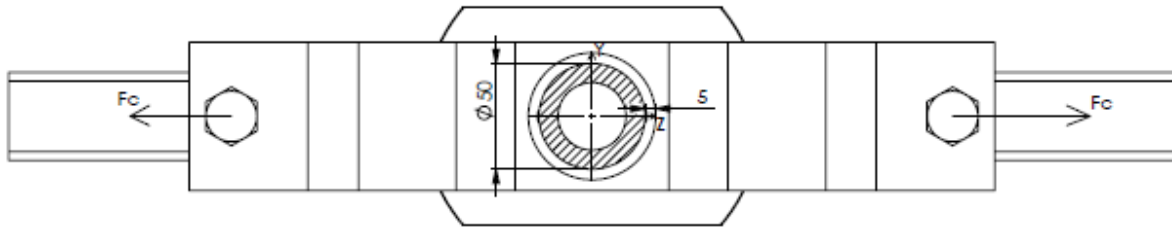
$$\sigma_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2 \quad (6.45)$$

S obzirom da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$ zavar zadovoljava.

6.7 Proračun zavara nosača noža

Nosač noža je zavaren na glavinu te je sam zavar opterećen momentom uvijanja koji se može pojaviti, momentom savijanja od centrifugalne sile te smičnom silom od centrifugalne sile.

Zavar je prikazan na slici 25.



Slika 25. Zavar nosača noža

Maksimalni moment uvijanja koji se može pojaviti očitamo iz izraza (5.2) te on iznosi:

$$T=31.5 \text{ Nm} \quad (6.46)$$

Centrifugalnu silu računamo prema izrazu:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{r} = 10,66 \text{ kN} \quad (6.47)$$

gdje je: $m=0,65 \text{ kg}$

$$v_i = 2\pi nr = 52,8 \text{ m/s}$$

$$n = 2968 \text{ min}^{-1}$$

$$r = 170 \text{ mm}$$

Moment otpora presjeka zavara za os y i polarni moment otpora iznose:

$$W_y = \frac{\pi (30^4 - 25^4)}{4 \cdot 30} = 10979,2 \text{ mm}^3 \quad (6.48)$$

$$W_p = \frac{\pi}{2} 55^2 \cdot 5 = 23758,3 \text{ mm}^3 \quad (6.49)$$

Moment savijanja oko osi y iznosi:

$$M_{sy} = F_c \cdot 46 = 490 \text{ Nm} \quad (6.50)$$

Zbog jednostavnosti proračuna i simetričnosti proračunavamo pola zavara.

Naprezanje uslijed momenta savijanja iznosi:

$$\sigma_y = \frac{M_{sy}}{\frac{W_y}{2}} = 89,3 \text{ N/mm}^2 \quad (6.51)$$

Naprezanja uslijed momenta uvijanja iznose:

$$\tau_t = \frac{\frac{T}{2}}{\frac{W_P}{2}} = 1,3 \text{ N/mm}^2 \quad (6.52)$$

Smična naprezanja uslijed sile F_c iznose:

$$\tau_{II} = \frac{F_c}{\frac{30^2\pi - 25^2\pi}{2}} = 24,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.53)$$

$$\tau_{uk} = \sqrt{\tau_{II}^2 + \tau_t^2} = 24,7 \text{ N/mm}^2 \quad (6.54)$$

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

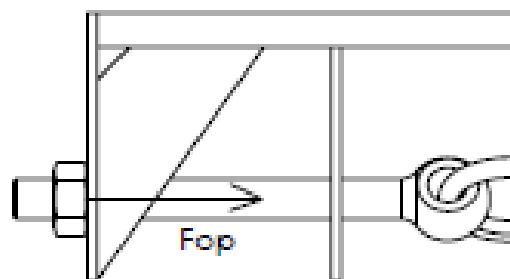
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{uk}^2} = 99 \text{ N/mm}^2 \quad (6.55)$$

Dopušteno naprezanje iznosi $\sigma_{D(-1)dop} = 127,3 \text{ N/mm}^2$ kao iz poglavlja 6.5.

S obzirom da je $\sigma_{red} < \sigma_{D(-1)dop}$ zavar zadovoljava.

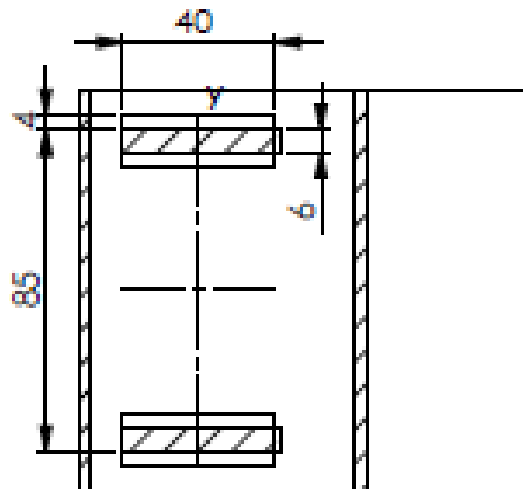
6.8 Proračun zavara nosača opruge

Zavar nosača opruge je opterećen na savijanje i smik od sile opruge. Zavar je prikazan na slici 26. Silu opruge očitamo iz poglavlja 6.4.



Slika 26. Zavar nosača opruge

Proračunski presjek zavara prikazan je na slici 27. Radi jednostavnosti proračuna proračunavamo samo vanjske zavare rebra.



Slika 27. Proračunski presjek zavora nosača opruge

Moment tromosti zavora oko osi savijanja iznosi:

$$I_y = \frac{93 \cdot 40^3}{12} - \frac{85 \cdot 40^3}{12} = 42666.7 \text{ mm}^4 \quad (6.56)$$

Moment savijanja oko osi y iznosi:

$$M_{sy} = F_{op} \cdot 45 = 173 \text{ Nm} \quad (6.57)$$

Naprezanje uslijed momenta savijanja iznosi:

$$\sigma_y = \frac{M_{sy}}{I_y} \cdot 20 = 81 \text{ N/mm}^2 \quad (6.58)$$

Smična naprezanja uslijed sile F_{op} iznose:

$$\tau_{II} = \frac{F_{op}}{2 \cdot 40 \cdot 4} = 12 \text{ N/mm}^2 \quad (6.59)$$

Reducirano naprezanje računamo prema izrazu:

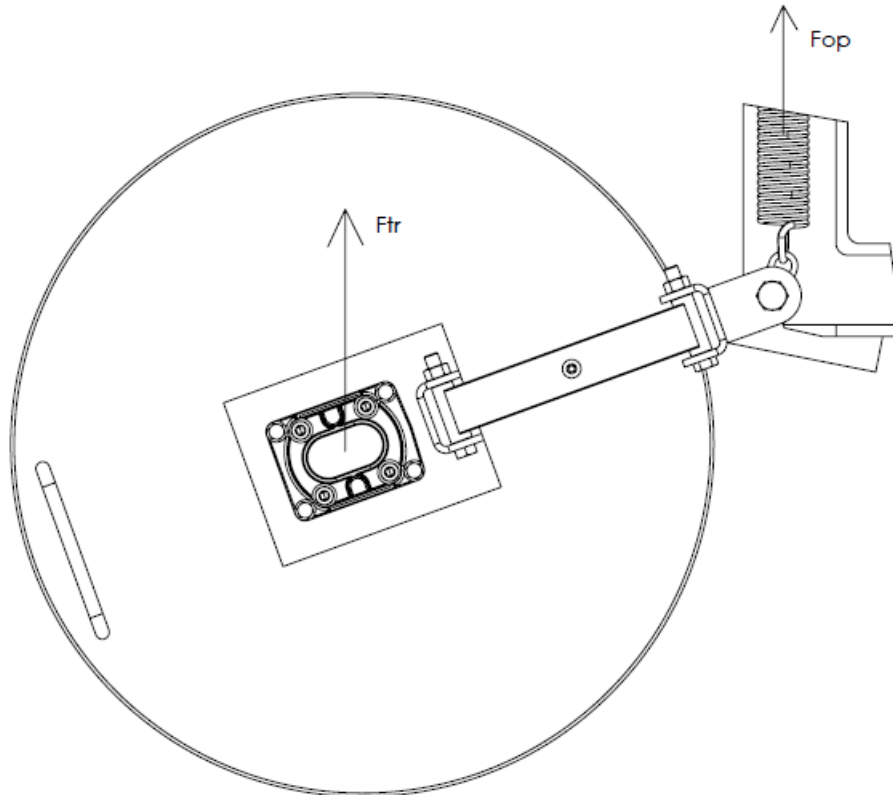
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{II}^2} = 83,6 \text{ N/mm}^2 \quad (6.60)$$

$$\sigma_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2 \quad (6.61)$$

S obzirom da je $\sigma_{red} < \sigma_{dop}$ zavar zadovoljava.

6.9 Proračun vijka za okretanje sklopa noža

Vijak koji proračunavamo prikazan je na slici 28.



Slika 28. Proračun vijka okretanja

Vijak mora prenijeti silu opruge i maksimalnu silu trenja koja se može pojaviti. Vijak nosi trenjem te ga moramo dovoljno pritegnuti da se ostvari sila trenja između vijka i podloge. Silu opruge i silu trenja možemo očitati iz poglavlja 6.1 i 6.4.

Sila trenja koju ostvarimo vijkom mora biti veća od sila F_{tr} i F_{op} :

$$F_v = \frac{F_{op} + F_{tr}}{\mu} = 40,9 \text{ kN} \quad (6.62)$$

Gdje je: $\mu=0,1$ -faktor trenja za čelik-čelik[17]

F_v -sila u vijku

$$F_{tr} = 25 \cdot 9,81 = 245,25$$

Minimalni poprečni presjek vijka računamo prema izrazu:

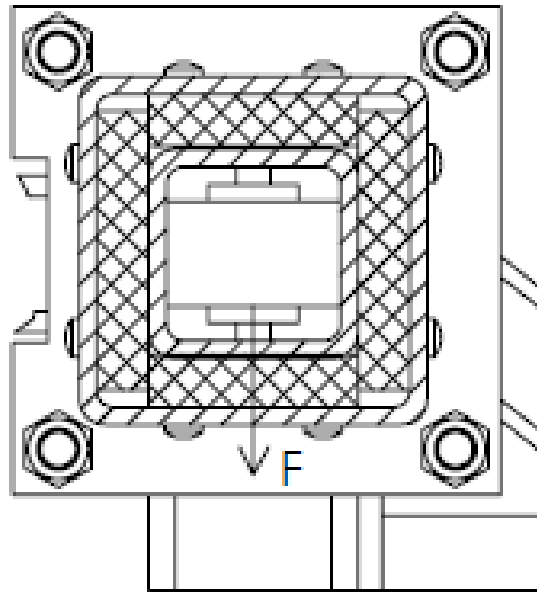
$$A_{jmin} = \frac{F_v}{\sigma_{dop}} = 80 \text{ mm}^2 \quad (6.63)$$

gdje je: $\sigma_{dop}=0,8R_e=512 \text{ N/mm}^2$
 $R_e=640 \text{ MPa}$ -za kvalitetu vijka 8.8 [17]

Odabran je vijak M16, površine poprečnog presjeka $A_{16}=144 \text{ mm}^2$, kvalitete 8.8.

6.10 Proračun vijaka na spoju teflonskog proširenja i SHS 80x80 profila

Vijke na spoju proširenja proračunavamo na vlak uslijed sile koju smo izračunali u poglavlju 5.3. koja iznosi $F=1122,5 \text{ N}$.



Slika 29. Vijci proširenja

Silu u vijku računamo prema izrazu:

$$F_v = \frac{F \cdot 52}{114 \cdot 2} + \frac{F}{4 \cdot 0,1} = 3062,3 \text{ N} \quad (6.64)$$

Minimalni poprečni presjek vijka računamo prema izrazu:

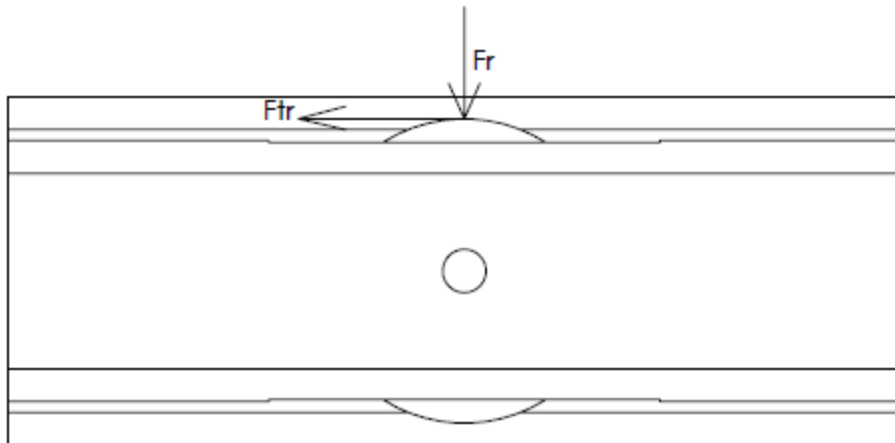
$$A_{jmin} = \frac{F_v}{\sigma_{dop}} = 6 \text{ mm}^2 \quad (6.65)$$

gdje je: $\sigma_{dop}=0,8R_e=512 \text{ N/mm}^2$
 $R_e=640 \text{ MPa}$ -za kvalitetu vijka 8.8 [17]

Odabran je vijak M12, površine poprečnog presjeka $A_{16}=76,2 \text{ mm}^2$, kvalitete 8.8.

6.11 Proračun osovinice kotačića

Izabran je poliamidni kotačić vanjskog promjera 70mm, nosivosti 200 kg. Osovinica kotačića je opterećena sa silom reakcije iz poglavlja 5.3 koja iznosi $F_r=749,7$ N, te silom trenja kotrljanja $F_{tr}=F_r\mu_k=10,5$ N.



Slika 30. Kotačić s ucrtanim opterećenjima

Ukupna sila koje opterećuje osovinicu iznosi:

$$F = \sqrt{F_{tr}^2 + F_r^2} = 749,8 \text{ N} \quad (6.66)$$

Proračun osovinice vršimo prema [15] za opterećenje zglobnog zatika.

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2 \cdot 5 \cdot 10} = 7,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.67)$$

$$p_u = \frac{F}{40 \cdot 10} = 1,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.68)$$

Savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot 5}{0,1 \cdot 10^3} = 9,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.69)$$

Odrez:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 5^2 \pi} = 4,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.70)$$

Dopuštena naprezanja za materijal Č0545 iz [15] su redom:

$$\sigma_{dop} = 80 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{dop} = 52 \text{ N/mm}^2$$

$p_{dop} = 100 \text{ N/mm}^2$, s obzirom da su sva dopuštena naprezanja veća od opterećenja osovina zadovoljava.

ZAKLJUČAK

Zadatak ovog završnog rada je bilo konstruirati međurednu kosilicu. Hidraulika je odabrana zbog jednostavnosti prenošenja snage od kardana do izvršnog elementa (hidromotora) koji mora po potrebi biti pomičan. Konstrukcija ovog uređaja je namijenjena korisnicima koji imaju voćnjake velikih površina.

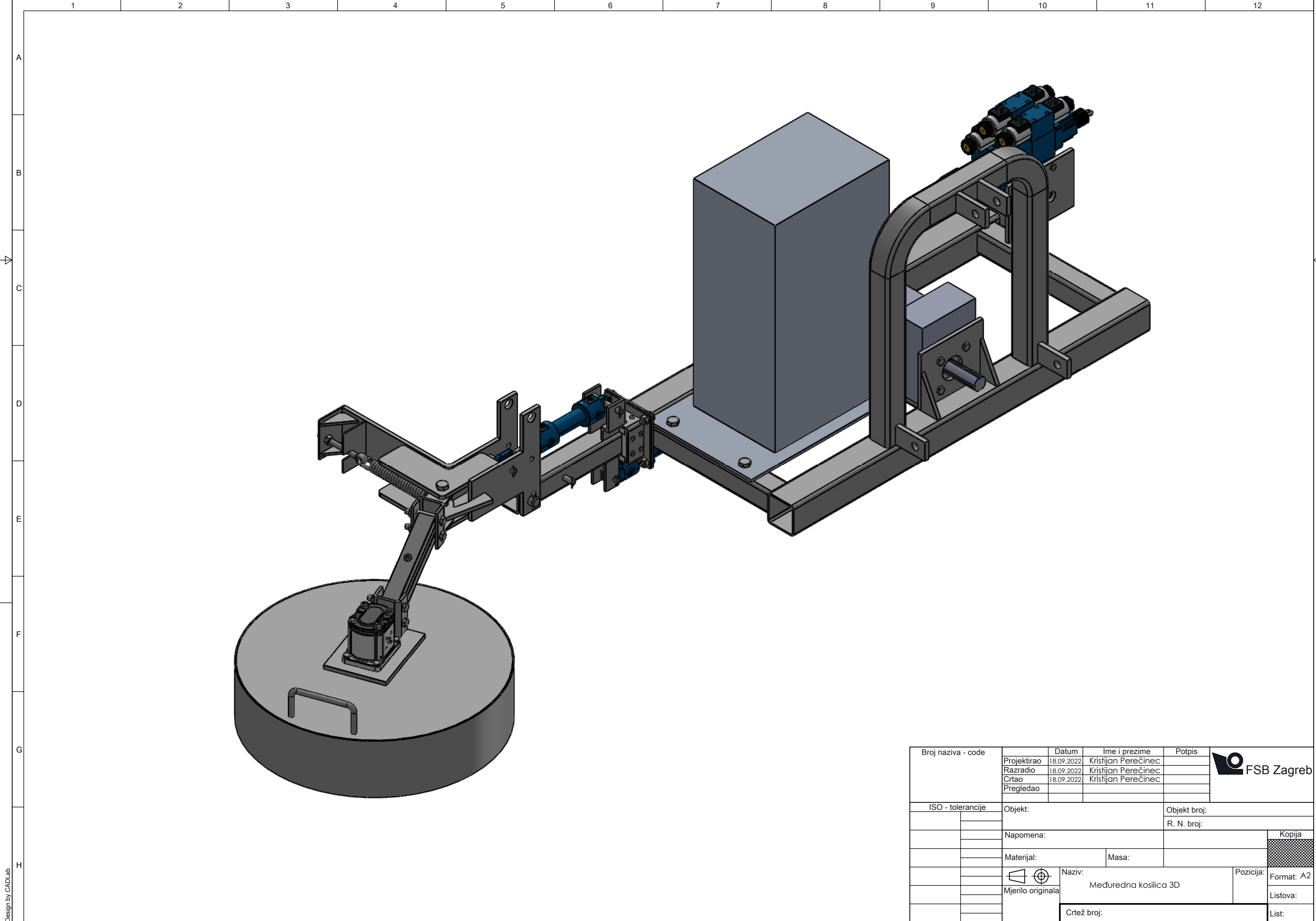
Završni rad je započet uvodom, te analizom tržišta. Nakon analize tržišta napravljena je funkcijska dekompozicija, morfološka matrica te koncept prema zadanim zahtjevima i potrebama korisnika. Nakon detaljnijeg razvoja koncepta, napravljen je proračun hidraulike te proračun čvrstoće strojnih dijelova. Uređaj je osmišljen za brzo i jednostavno korištenje od strane korisnika. Sklop potreban za košnju može se po potrebi premjestiti i na drugu stranu zavarene konstrukcije s obzirom da je konstrukcija modularna po tom pitanju. Sklop je osmišljen tako da se prilikom transporta može sklopiti u prihvatljive dimenzije. Prilikom konstruiranja korišteno je dosta standardnih dijelova koji smanjuju cijenu cijele konstrukcije.

LITERATURA

- [1] <https://www.njuskalo.hr/nekretnine/poljoprivredno-zemljiste-osijek-8700-m2-oglas-21999540>
- [2] <https://www.savjetodavna.hr/2014/01/22/poljoprivredni-traktor-i-osnovno-odrzavanje-traktora/>
- [3] <https://www.hak.hr/vozila/homologacija/kategorije/>
- [4] <https://www.wfmachines.com/forums/attachment.php?attachmentid=182746&d=1509279393>
- [5] <https://cupdf.com/document/norma-profilu-scanalati-iso500-x.html?page=6>
- [6] <http://www.multione.com/mini-loaders-attachments/inter-row-mower/>
- [7] <https://www.deleks.eu/en/p/645/universal-inter-row-disc-for-mowers>
- [8] <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/motors/external-gear-motors/azmf>
- [9] https://www.boschrexroth.com/documents/12605/25201072/re17329_2014-10.pdf/b71f3ad1-784f-a211-372e-9f759a409f62
- [10] Vladimir Savić: Uljna hidraulika, Dom štampe, 1990.
- [11] <https://www.rositeh.hr/hidraulicne-cjevi>
- [12] Joško Petrić: Hidraulika, FSB Zagreb, 2012.
- [13] Krešimir Vučković: Valjni i klizni ležajevi, FSB Zagreb
- [14] https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf Decker: Elementi strojeva
- [15] Decker, Karl-Heinz: Elementi strojeva, Golden marketing-Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [16] Kranjčević N. :Elementi strojeva, FSB Zagreb, 2012.
- [17] Kraut :Strojarski priručnik, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.

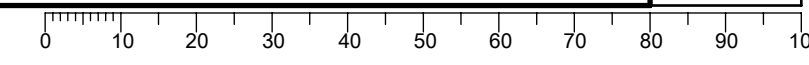
PRILOZI

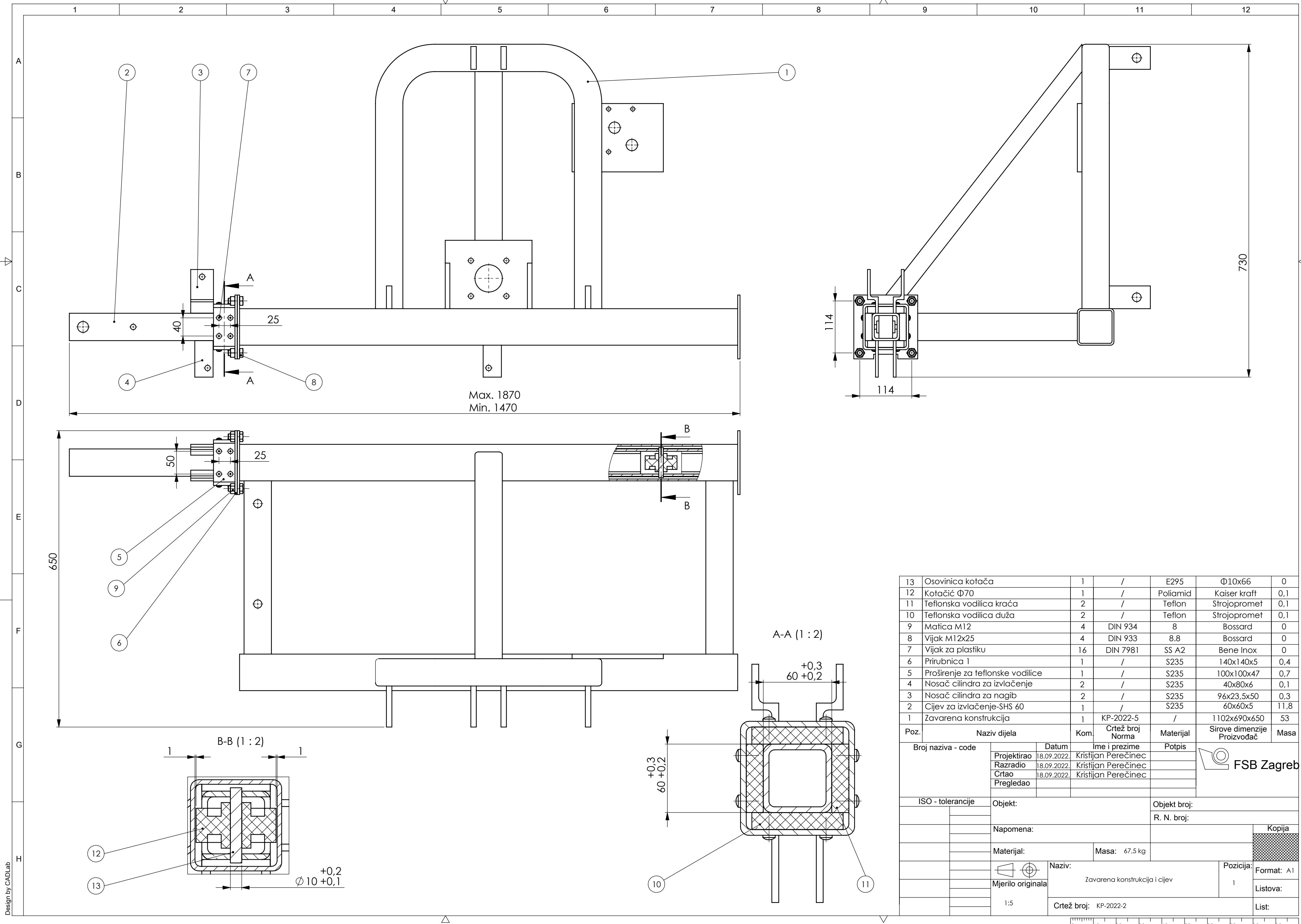
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



Design by CADLab

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	18.09.2022	Kristijan Perečinec		
	Crtao	18.09.2022	Kristijan Perečinec		
	Pregledao				
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal:	Masa:			
		Naziv:		Pozicija:	Format: A2
	Mjerilo originala	Međuredna kosilica 3D			Listova:
		Crtež broj:			List:

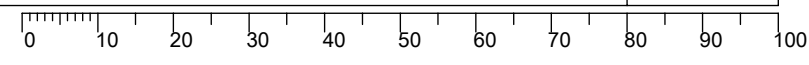


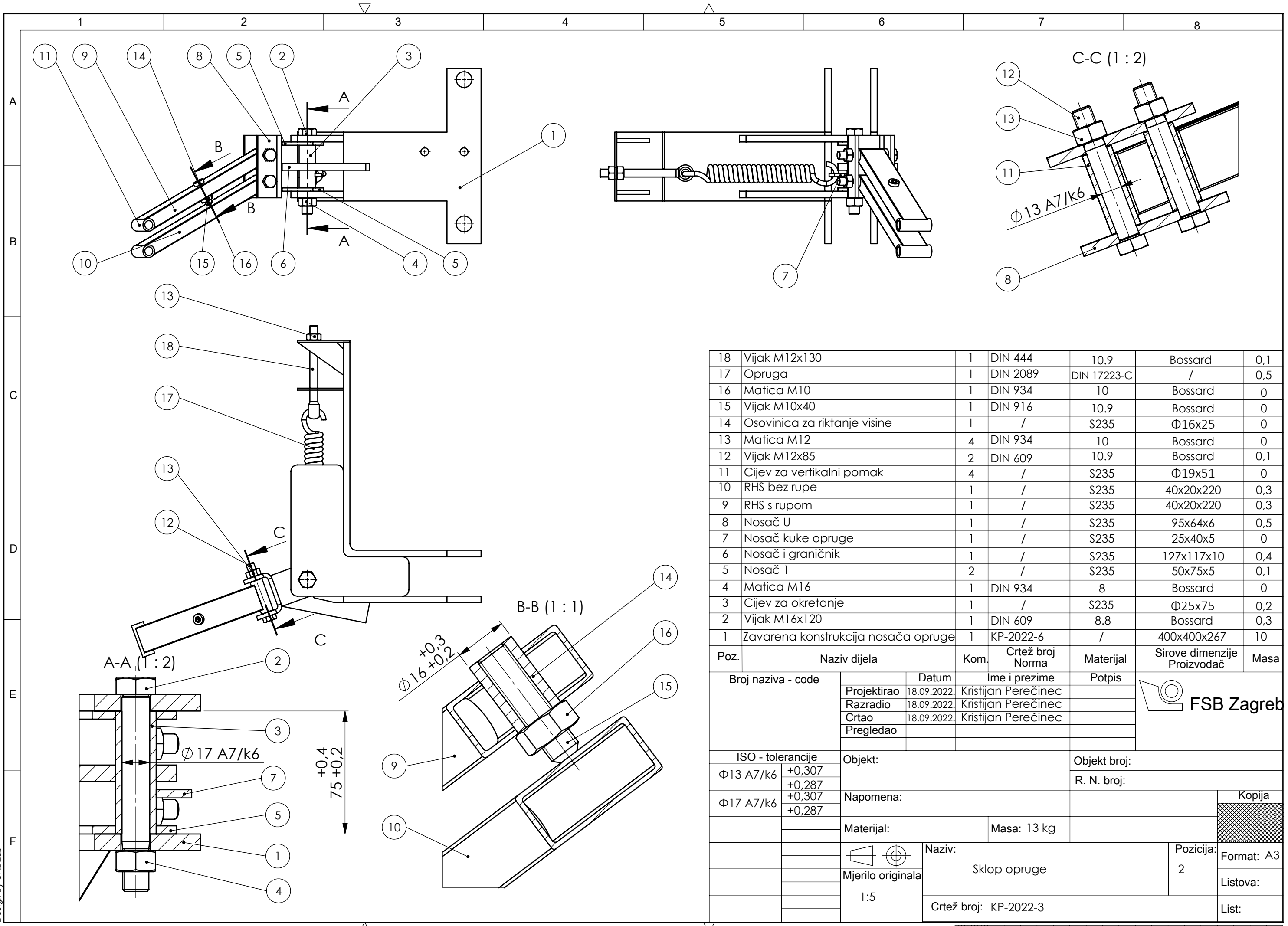


13	Osovinica kotača	1	/	E295	Φ10x66	0
12	Kotačić Φ70	1	/	Poliamid	Kaiser kraft	0,1
11	Teflonska vodilica kraća	2	/	Teflon	Strojopromet	0,1
10	Teflonska vodilica duža	2	/	Teflon	Strojopromet	0,1
9	Matica M12	4	DIN 934	8	Bossard	0
8	Vijak M12x25	4	DIN 933	8.8	Bossard	0
7	Vijak za plastiku	16	DIN 7981	SS A2	Bene Inox	0
6	Prirubnica 1	1	/	S235	140x140x5	0,4
5	Proširenje za teflonske vodilice	1	/	S235	100x100x47	0,7
4	Nosač cilindra za izvlačenje	2	/	S235	40x80x6	0,1
3	Nosač cilindra za nagib	2	/	S235	96x23,5x50	0,3
2	Cijev za izvlačenje-SHS 60	1	/	S235	60x60x5	11,8
1	Zavarena konstrukcija	1	KP-2022-5	/	1102x690x650	53

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code						
Projektirao		18.09.2022.	Ime i prezime		Potpis	
Razradio		18.09.2022.	Kristijan Perečinec			
Crtao		18.09.2022.	Kristijan Perečinec			
Pregledao						
ISO - tolerancije				Objekt:		Objekt broj:
				R. N. broj:		
Napomena:						Kopija
Materijal:				Masa: 67,5 kg		
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A1
1:5		Zavarena konstrukcija i cijev		1		Listova:
		Crtež broj: KP-2022-2				List:

Design by CADLab





Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
18	Vijak M12x130	1	DIN 444	10.9	Bossard	0,1
17	Opruga	1	DIN 2089	DIN 17223-C	/	0,5
16	Matica M10	1	DIN 934	10	Bossard	0
15	Vijak M10x40	1	DIN 916	10.9	Bossard	0
14	Osovinica za riktanje visine	1	/	S235	Ø16x25	0
13	Matica M12	4	DIN 934	10	Bossard	0
12	Vijak M12x85	2	DIN 609	10.9	Bossard	0,1
11	Cijev za vertikalni pomak	4	/	S235	Ø19x51	0
10	RHS bez rupe	1	/	S235	40x20x220	0,3
9	RHS s rupom	1	/	S235	40x20x220	0,3
8	Nosač U	1	/	S235	95x64x6	0,5
7	Nosač kuke opruge	1	/	S235	25x40x5	0
6	Nosač i graničnik	1	/	S235	127x117x10	0,4
5	Nosač 1	2	/	S235	50x75x5	0,1
4	Matica M16	1	DIN 934	8	Bossard	0
3	Cijev za okretanje	1	/	S235	Ø25x75	0,2
2	Vijak M16x120	1	DIN 609	8.8	Bossard	0,3
1	Zavarena konstrukcija nosača opruge	1	KP-2022-6	/	400x400x267	10

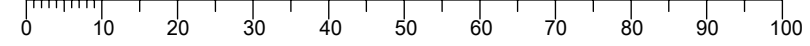
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		18.09.2022.	Kristijan Perečinec	
Razradio		18.09.2022.	Kristijan Perečinec	
Crtao		18.09.2022.	Kristijan Perečinec	
Pregledao				

ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:
Ø13 A7/k6	+0,307	Napomena:	R. N. broj:
	+0,287		
Ø17 A7/k6	+0,307	Materijal:	Masa: 13 kg
	+0,287		

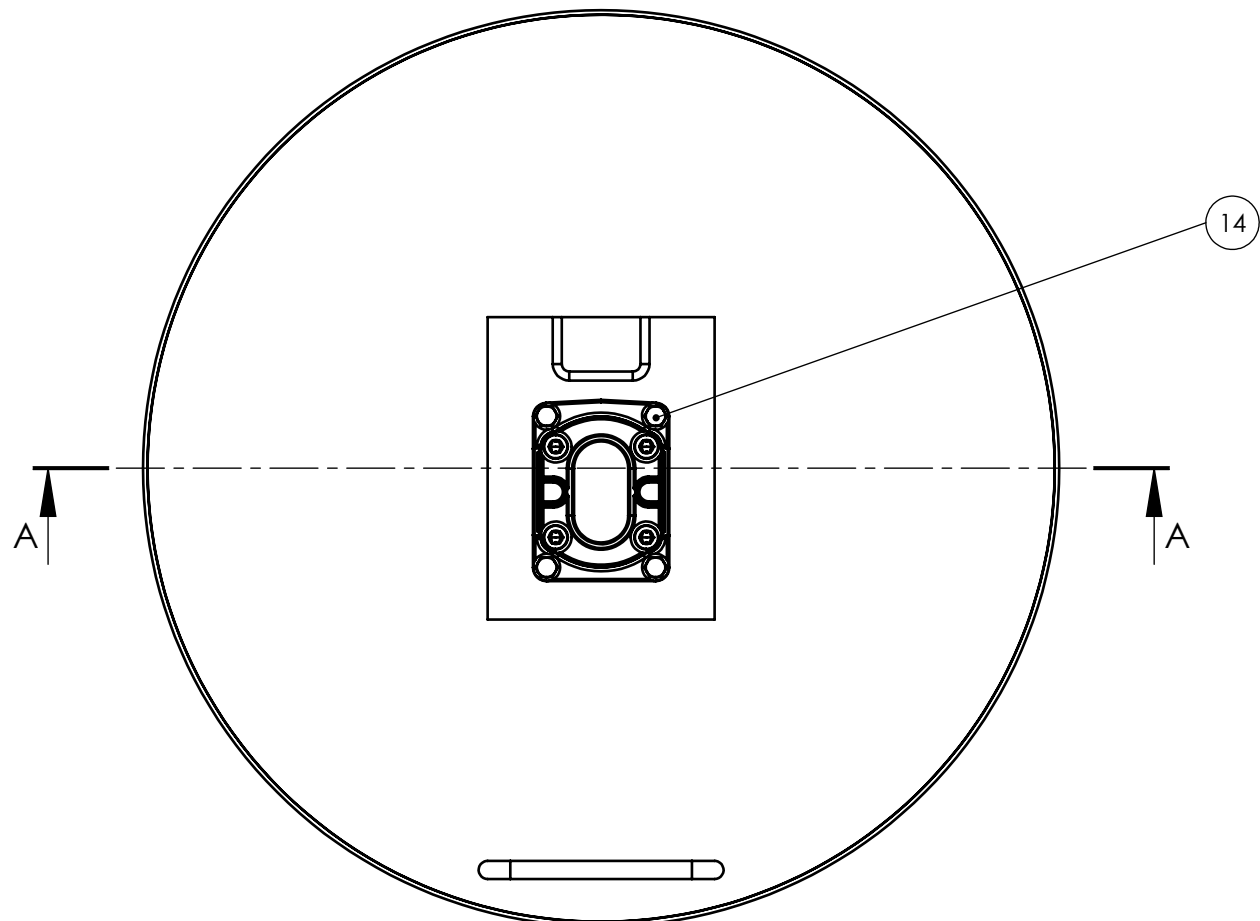
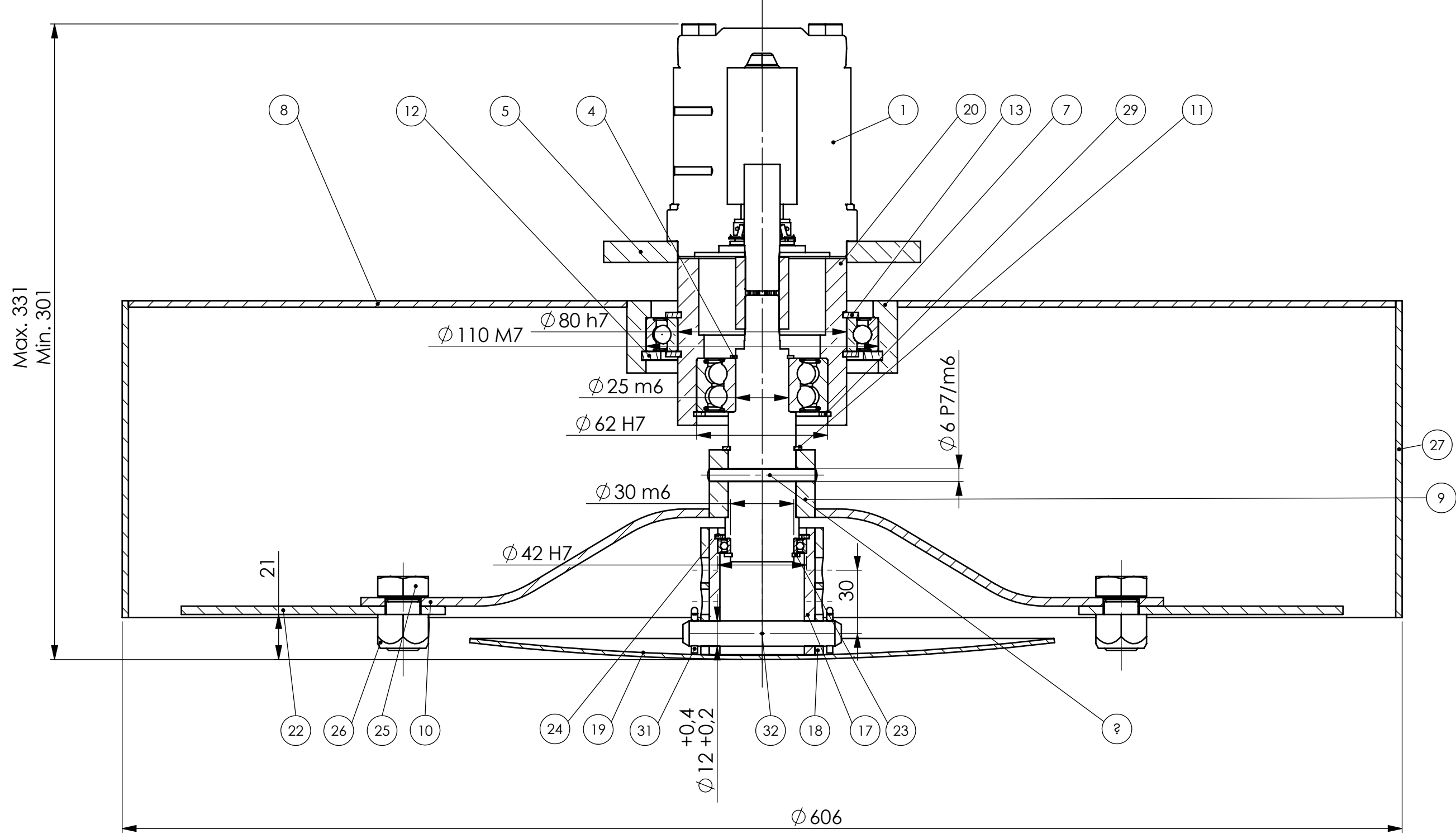
Mjerilo originala		Naziv:	Pozicija:
1:5		Sklop opruge	2
		Crtež broj: KP-2022-3	List:



Design by CADLab



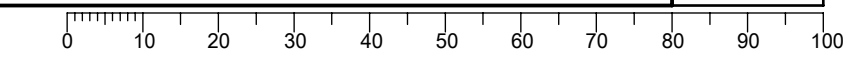
A-A (1 : 2)

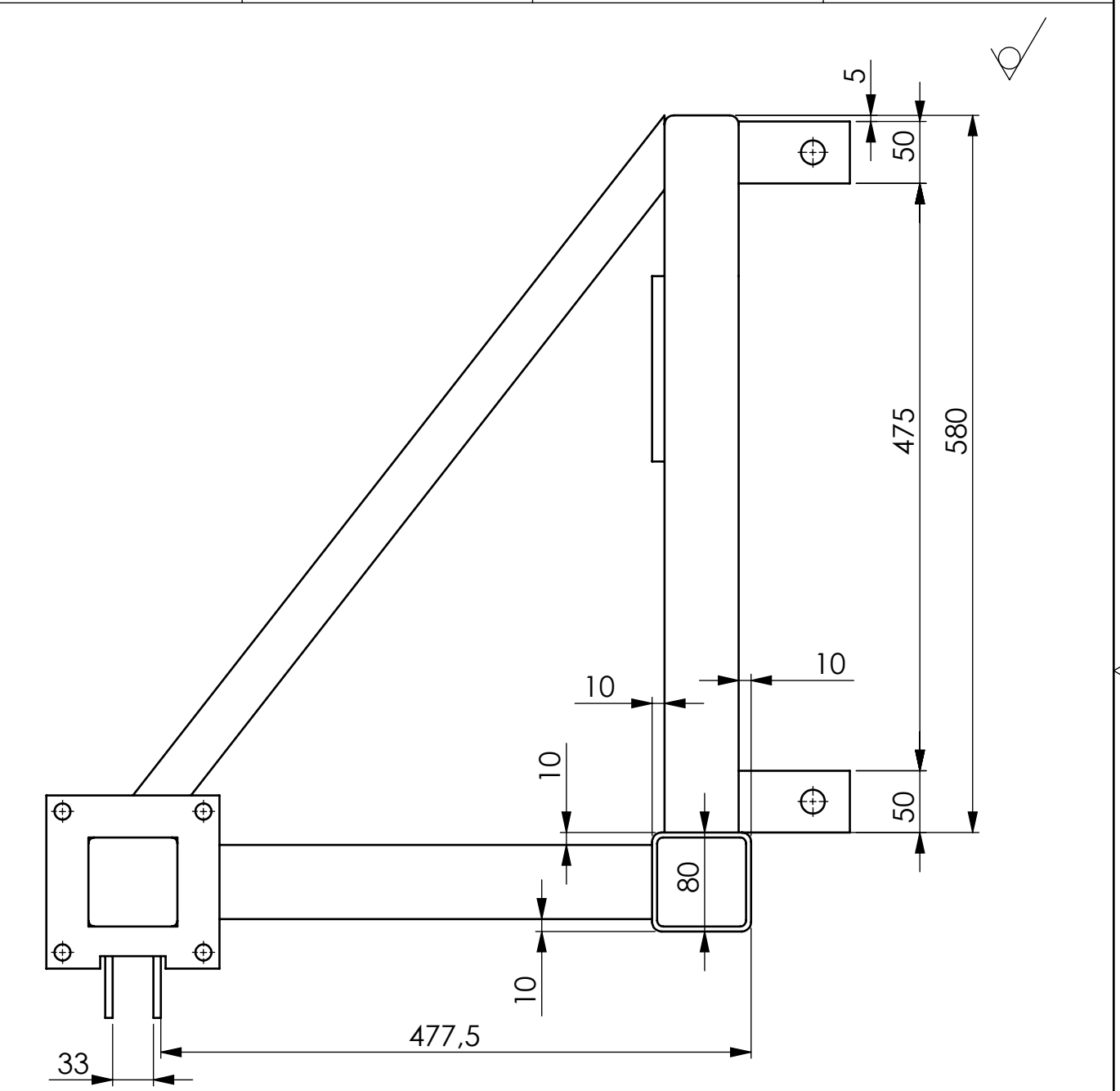
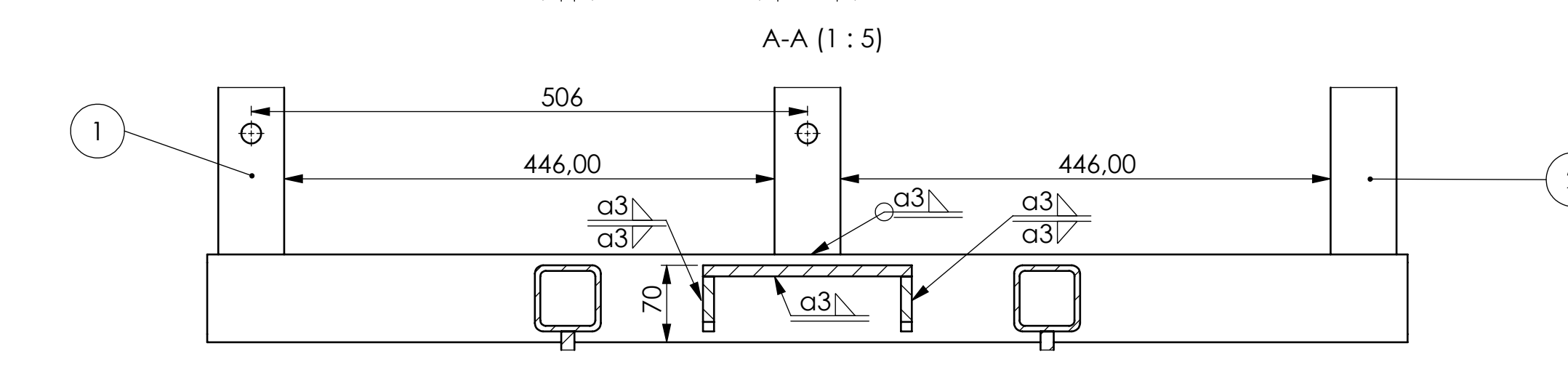
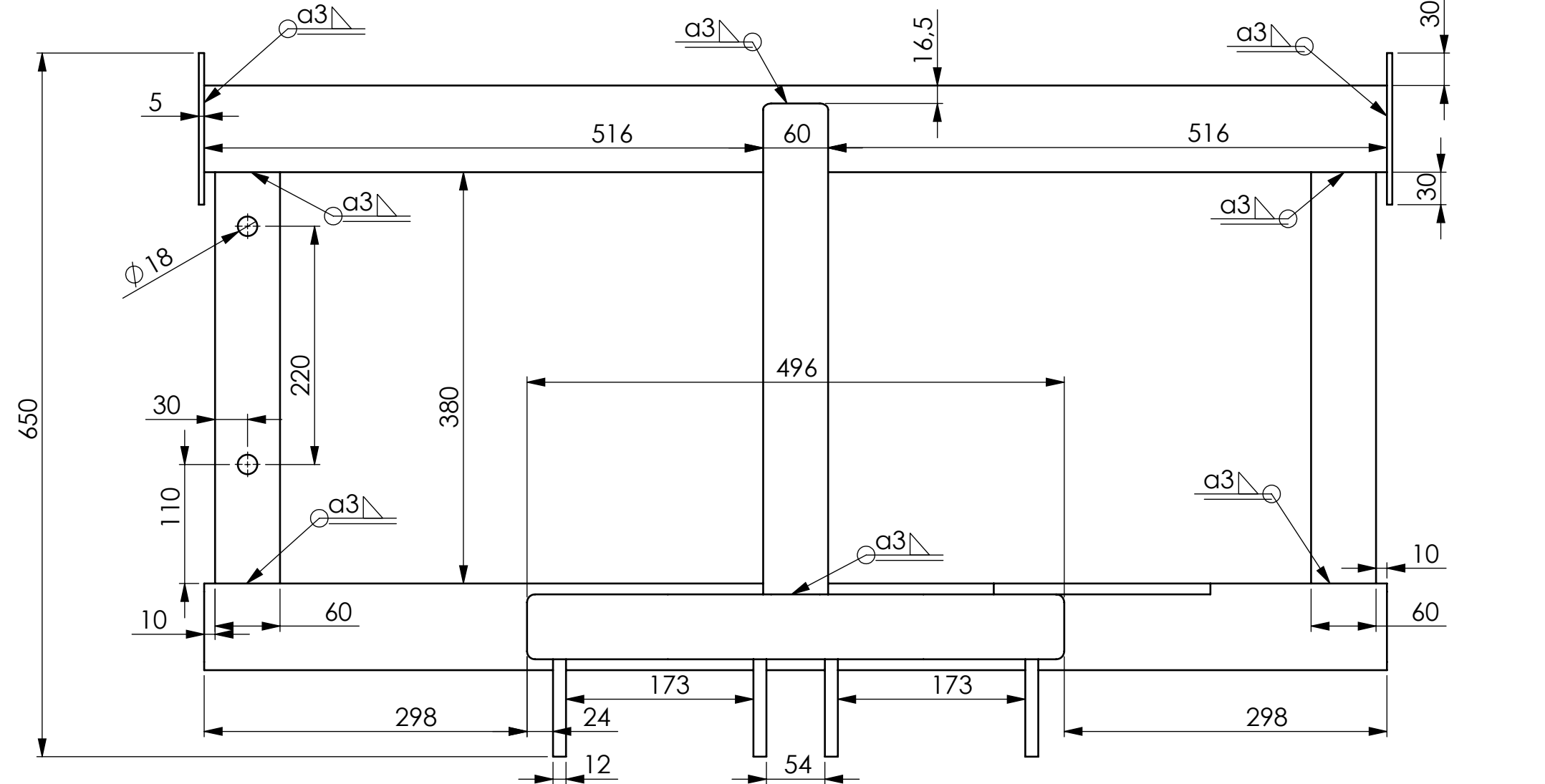
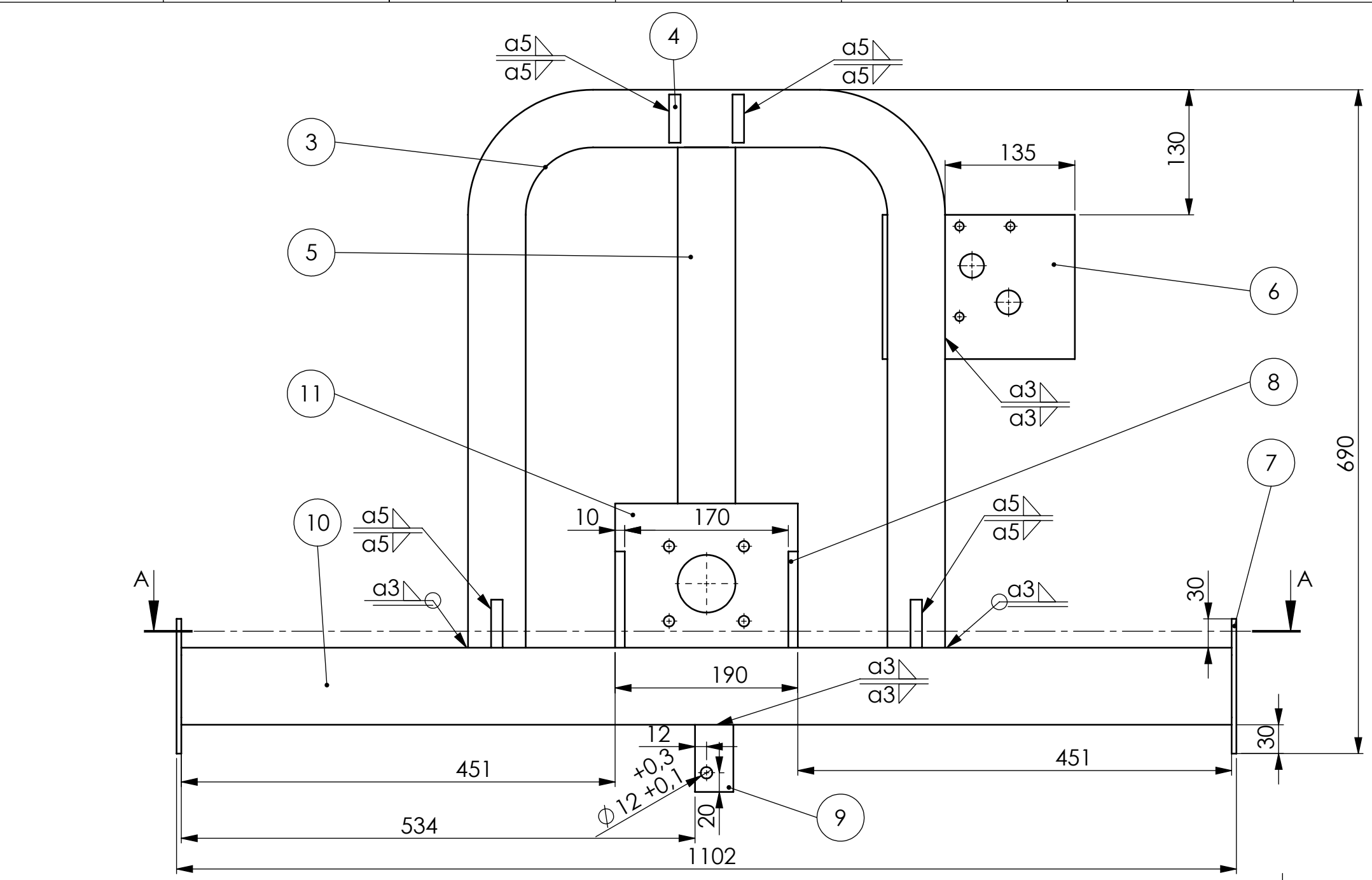


32	Svornjak bez glave	1	DIN 1443	S235JR	mbo-obwald	0.06
31	Rascjepka	2	DIN 94	S235JR	mbo-obwald	0.00
30	Šipka	1	/	S235JR	Φ12x162x76	0.24
29	Uskočnik Φ62	1	DIN 472	S235JR	Bossard	0.02
28	Ležaj 3305-2RS1	1	/	/	SKF	0.35
27	Zaštita	1	/	S235JR	Φ606x150	6.65
26	Matica M16	2	DIN 985	10	Bossard	0.04
25	Vijak M16x25	2	DIN 933	10.9	Bossard	0.08
24	Uskočnik Φ42	1	DIN 472	S235JR	Bossard	0.01
23	Uskočnik Φ30	1	DIN 471	S235JR	Bossard	0.00
22	Nož	2	/	S235JR	125x41,5x4	0.14
21	Zatik	1	DIN 7	S235JR	Bossard	0.01
20	Debelostijena cijev	1	/	S235JR	Strojopromet	1.32
19	Zaštita vratila	1	/	S235JR	Φ160x10	0.94
18	Cijev za podešavanje visine	1	/	S235JR	Φ58x60	0.30
17	Nosač ležaja 61806	1	/	S235JR	Φ50x60	0.31
16	Ležaj 61806-2RS1	1	/	/	SKF	0.03
15	Nosač U	1	/	S235JR	95x64x6	0.55
14	Vijak M8x22	4	DIN 933	10.9	Bossard	0.01
13	Uskočnik Φ80	2	DIN 471	S235JR	Bossard	0.04
12	Uskočnik Φ110	1	DIN 472	S235JR	Bossard	0.09
11	Uskočnik Φ32	1	DIN 471	S235JR	Bossard	0.00
10	Nosač noža	1	/	S235JR	380x5	0.80
9	Glavina noža	1	/	S235JR	Φ50x32	0.29
8	Zaštita gornja	1	/	S235JR	Φ600x3	6.32
7	Kučište ležaja 61916	1	/	S235JR	Φ128x34	0.93
6	Ležaj 61916-2RS1	1	/	/	SKF	0.40
5	Nosač hidromotora	1	/	S235JR	200x150x10	1.94
4	Uskočnik Φ25	1	DIN 471	S235JR	Bossard	0.00
3	Vratilo	1	/	S235JR	Φ35x126	0.59
2	Spojka	1	/	S235JR	Φ25x34	0.08
1		1		/		
Poz.	Naziv	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao	18.09.2022.	Kristijan Perećinec		
Razradio	18.09.2022.	Kristijan Perećinec		
Crtao	18.09.2022.	Kristijan Perećinec		
Pregledao				
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:		
Φ80 h7	0	R. N. broj:		
-0,03				
Φ110 M7	0			
-0,035				
+0,021				
+0,008				
Φ25 m6	+0,03	Materijal:	Masa: 25 kg	Kopija
0				
Φ62 H7	+0,021	Mjerilo originala	Naziv: Sklop noža	Pozicija: 3
0	+0,008	M1:10	Crtež broj: KP-2022-4	Format: A2
Φ30 m6	+0,025			Listova:
0	0			List:

Φ6 P7/m6 -0,012 -0,032



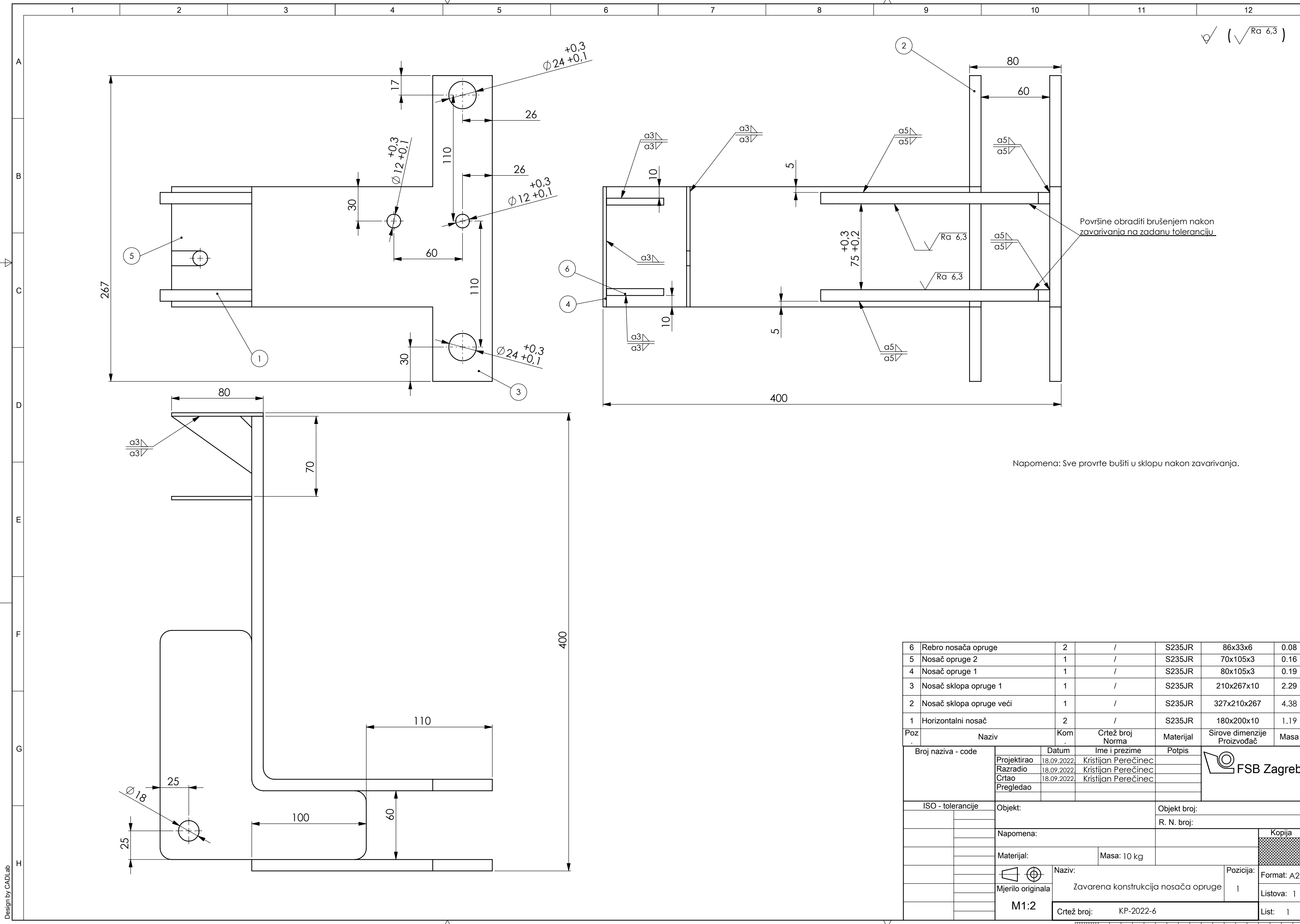


Napomena: Provrtne $\Phi 18$ bušiti nakon zavarivanja, isto kao i provrtne $\Phi 12$ pozicije 9.

Poz.	Naziv	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
11	Nosač multiplikaotra	1	/	S235JR	190x150x10	1.97
10	SHS 80	2	/	S235JR	80x80x4	10.13
9	Nosač cilindra	2	/	S235JR	70x40x6	0.13
8	Rebro	2	/	S235JR	100x50x10	0.20
7	Prirubnica	2	/	S235JR	140x140x5	0.52
6	Nosač razvodnika	1	/	S235JR	200x150x10	2.25
5	SHS 60-kosa	1	/	S235JR	60x60x5	3.60
4	Nosač za pteznicu	4	/	S235JR	90x50x12	0.39
3	SHS 60	1	/	S235JR	60x60x5	12.14
2	SHS 60 bez rupa	1	/	S235JR	60x60x5	3.18
1	SHS 60-poprečna	2	/	S235JR	60x60x5	3.14

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Razradio	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Crtao	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Pregledao			

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
	Napomena:	Kopija
	Materijal:	Masa: 53 kg
Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:
M 1:5	Zavarena konstrukcija	1
	Crtež broj:	Listova:
	KP-2022-5	List:



Napomena: Sve provrte bušiti u sklopu nakon zavarivanja.

Poz.	Naziv	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
6	Rebro nosača opruge	2	/	S235JR	86x33x6	0.08
5	Nosač opruge 2	1	/	S235JR	70x105x3	0.16
4	Nosač opruge 1	1	/	S235JR	80x105x3	0.19
3	Nosač sklopa opruge 1	1	/	S235JR	210x267x10	2.29
2	Nosač sklopa opruge veći	1	/	S235JR	327x210x267	4.38
1	Horizontalni nosač	2	/	S235JR	180x200x10	1.19

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Razradio	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Crtao	18.09.2022	Kristijan Perečinec	
Pregledao			

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
Napomena:		Kopija
Materijal:	Masa: 10 kg	
Mjerilo originala	Naziv: Zavarena konstrukcija nosača opruge	Pozicija: 1
M1:2	Crtež broj: KP-2022-6	List: 1

$\sqrt{Ra 6,3}$

Površine obraditi brušenjem nakon zavarivanja na zadanu toleranciju.