

Prijenosno vitlo za vuču trupaca

Marciuš, Luka

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:235:039308>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-24**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Luka Marciuš

Zagreb, 2022.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Doc. dr. sc. Matija Hoić, mag. ing. mech.

Dr. sc. Daniel Miller, mag. ing. mech.

Student:

Luka Marciuš

Zagreb, 2022.

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

Zahvaljujem se poslijedoktorandu dr. sc. Danielu Mileru i mentoru dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći i brojnim savjetima tijekom izrade završnog rada.

Luka Marciuš



Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 22 – 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 21 -	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Luka Marciuš**

JMBAG: **0035221953**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Prijenosno vitlo za vuču trupaca**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Portable log winch**

Opis zadatka:

Nakon sječe je potrebno izvršiti transport drveta kroz šumu, što je otežano neravnim i obraslim terenom. Dostupna konstrukcijska rješenja su u najvećem dijelu usmjerena prema većim gospodarskim subjektima.

U okviru završnog rada potrebno je konstruirati vitlo za vuču drva koje će moći savladati nagibe, zajedno sa pripadajućim zahvatnim sredstvom. Zahvatno sredstvo mora biti primjenjivo za zadani raspon promjera trupaca te omogućiti savladavanje manjih prepreka na šumskom tlu. Uređaj je namijenjen za transport manje količine drvene građe te je pogonjen električnom strujom.

Postojanost konstrukcije s obzirom na okolišne uvjete osigurati primjenom prikladnih materijala ili premaza.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Zahtijevani raspon promjera trupaca: 150 mm do 350 mm;
- 2) Duljina trupaca koji se transportiraju: 3500 mm;
- 3) Najveći očekivani nagib terena prilikom transporta: 27%;
- 4) Najveća očekivana visina prepreka: 120 mm;
- 5) Najveći očekivani raspon između vitla i trupca: 40 m;
- 6) Zahvatno sredstvo se na stabla montira ručno;
- 7) Položaj vitla se osigurava klinovima.

Rad treba sadržavati:

- 1) Opći pregled literature i preporučenih formi rješenja;
- 2) Prijedlog više koncepata rješenja i izbor najboljeg;
- 3) Proračun pogona, mehanizama i nosive konstrukcije;
- 4) Sklopni crtež.

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

Zadatak zadan:

30. 11. 2021.

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.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Matija Hoić *Hoić*

Dr. sc. Daniel Miler *Miler*

Predsjednik Povjerenstva:
V Soldo
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
1. UVOD.....	1
1.1 Vitlo	1
1.2 Užad	2
1.2.1 <i>Vlaknasta užad</i>	2
1.2.2 <i>Čelična užad</i>	2
2. FAZE KONSTRUIRANJA	4
2.1 Pregled патената	4
2.1.1 <i>Patent US2930585A</i>	4
2.1.2 <i>Patent US3322398A</i>	5
2.2 Pregled tržišta.....	6
2.2.1 <i>Vitlo Dragon Maverick DWM 12000 HDI</i>	6
2.2.2 <i>Vitlo Warn series 9, generacija 2</i>	7
2.2.3 <i>Vitlo PCW5000</i>	8
2.3 Funkcijska struktura	9
2.4 Morfološka matrica	10
2.5 Koncepti	11
2.5.1 <i>Koncept 1</i>	11
2.5.2 <i>Koncept 2</i>	12
2.5.3 <i>Koncept 3</i>	13
2.5.4 <i>Koncept 4</i>	14
2.6 Vrednovanje koncepata.....	15
3. PRORAČUN ZAHVATNOG SREDSTVA.....	16
3.1 Određivanje potrebne vučne sile.....	16
3.2 Kinematska analiza	18
3.3 FEM analiza	22
3.4 Proračun spoja gornje poluge.....	26
3.5 Proračun spoja gornje i donje poluge.....	28
3.6 Proračun čvrstoće zavara gornje ušice	30
3.7 Proračun spoja donjih poluga.....	31
3.8 Proračun spoja donje poluge i čeljusti	32
3.9 Provjera čvrstoće zavara čeljusti i ušice	34
3.10 Provjera čvrstoće očnog vijka	35
3.11 Provjera čvrstoće gornje poluge.....	36
3.12 3D render zahvatnog sredstva	36
3.13 3D render zaštitnog lima	37
4. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE I BUBNJA	38

4.1	Potrebna snaga EM	38
4.2	Potrebna debljina užeta	38
4.3	Odabir bubnja.....	39
4.3.1	<i>Provjera čvrstoće glavnog bubnja</i>	40
4.3.2	<i>Provjera čvrstoće sekundarnog bubnja</i>	40
4.4	Provjera momenta na bubnju i momenta reduktora	40
4.5	Provjera čvrstoće pera vratila.....	43
4.6	Provjera čvrstoće vratila.....	44
4.7	Odabir skretne užnice.....	46
4.8	Provjera čvrstoće ležajnog mjesta bubnja	46
4.9	Potreban broj prebačaja užeta	47
4.10	Provjera čvrstoće nosive konstrukcije.....	48
4.11	3D render.....	50
4.12	Antikorozivna zaštita	50
5.	ZAKLJUČAK.....	51
	LITERATURA.....	52
	PRILOZI.....	53

POPIS SLIKA

Slika 1.	Vitlo s osnovnim dijelovima [13].....	1
Slika 2.	Okruglo vlaknasto uže s tri pramena, četiri pramena te kablovo uže [2].....	2
Slika 3.	Čelično uže [9]	3
Slika 4.	Faze konstruiranja [15].....	4
Slika 5.	Patent US2930585A [3]	5
Slika 6.	Patent US3322398A [4]	5
Slika 7.	Vitlo Dragon Maverick DWM 12000 HDI [5]	6
Slika 8.	Vitlo Warn series 9, generacija 2 [5].....	7
Slika 9.	Vitlo PCW5000 [6]	8
Slika 10.	Funkcijska struktura vitla	9
Slika 11.	Koncept 1	11
Slika 12.	Koncept 2	12
Slika 13.	Koncept 3	13
Slika 14.	Koncept 4	14
Slika 15.	Trupac na kosini oslobođen veza	16
Slika 16.	Ovisnost vučne sile o promjeru trupca	17
Slika 17.	Zahvatno sredstvo oslobođeno veza.....	18
Slika 18.	Kinematika zahvatnog sredstva.....	19
Slika 19.	Interpolacijska krivulja.....	20
Slika 20:	interpolacijska krivulja	20
Slika 21.	Generirana mreža konačnih elemenata – zahvatno sredstvo.....	22
Slika 22.	Postavke konačnih elemenata.....	23
Slika 23.	Definiranje rubnih uvjeta.....	23
Slika 24.	normalna sila	24
Slika 25.	Rezultati naprezanja zahvatnog sredstva.....	24
Slika 26.	Rezultati naprezanja zahvatnog sredstva uz smanjenje mase	25
Slika 27.	Deformirano (gore) i nedeformirano (dolje) zahvatno sredstvo	25
Slika 28.	Spoj gornjih poluga	26
Slika 29.	Vijak oslobođen veza	27
Slika 30.	Dosjedni vijak oslobođen veza u vertikalnoj ravnini	27
Slika 31.	Vijak u horizontalnoj ravnini	28
Slika 32.	Spoj gornje i donje poluge.....	28
Slika 33.	Spoj gornje i donje poluge (3D prikaz).....	28
Slika 34.	Zatik oslobođen veza.....	29
Slika 35.	Prikaz zavara na 3D modelu.....	30
Slika 36.	Poprečni presjek zavara.....	30
Slika 37.	Spoj donjih poluga.....	31
Slika 38.	Određivanje opterećenja na svornjaku	31
Slika 39.	Spoj donjih poluga u presjeku	31
Slika 40.	Svornjak oslobođen veza.....	32
Slika 41.	Spoj čeljusti i donje poluge-1	33
Slika 42.	Spoj čeljusti i donje poluge - 2.....	33
Slika 43.	Spoj čeljusti i donje poluge u presjeku.....	33
Slika 44.	Zavar čeljusti i ušice.....	34
Slika 45.	Poprečni presjek zavara.....	34
Slika 46.	Očni vijak	35
Slika 47.	Kritičan presjek poluge	36
Slika 48.	3D render zahvatnog sredstva	36

Slika 49.	Zaštitni lim	37
Slika 50.	Potrebna snaga ovisno o promjeru trupca	42
Slika 51.	Potrebna moment ovisno o promjeru trupca	42
Slika 52.	Spoj vratila elektromotora i vratila bubnja.....	43
Slika 53.	Bubanj oslobođen veza.....	44
Slika 54.	Skretna užnica [14].....	46
Slika 55.	Tehničke karakteristike ležaja	47
Slika 56.	Nosiva konstrukcija – generirana mreža konačnih elemenata	48
Slika 57.	Definirani rubni uvjeti nosive konstrukcije.....	48
Slika 58.	Definirana mreža konačnih elemenata nosive konstrukcije	49
Slika 59.	Nosiva konstrukcija – rezultati naprežanja	49
Slika 60.	3D render nosive konstrukcije.....	50

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehničke karakteristike vitla Dragon Maverick DWM 12000 HDI.....	6
Tablica 2. Tehničke karakteristike vitla Warn series 9, generacija 2.....	7
Tablica 3. Tehničke karakteristike vitla PCW5000.....	8
Tablica 4. Morfološka matrica	10
Tablica 5. Vrednovanje koncepata	15
Tablica 6. Izmjerene vrijednosti koordinata h i d	20
Tablica 7. Kinematske veličine	21
Tablica 8. Karakteristike elektromotora s reduktorom.....	38
Tablica 9. Potrebna snaga i moment	41
Tablica 10. Antikorozivna zaštita.....	50

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
ZR-LM-01-00	Zahvatno sredstvo
ZR-LM-01-01	Poluga donja
ZR-LM-02-00	Nosiva konstrukcija s bubnjem i EM

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	Debljina kutnog zavora
A	mm ²	Poprečni presjek zatika
A_j	mm ²	Površina jezgre vijka
A_{zav}	mm ²	Površina zavora
b	mm	Širina pera
b_1	-	Faktor veličine strojnog dijelva
b_2	-	Faktor kvalitete površinske obrade
C_1	N	Dinamička opterećenost ležaja
c_p	-	Faktor pregiba užeta
d	mm	Promjer trupca
D	mm	Potreban promjer bubnja
D_I	mm	Promjer glavnog bubnja
D_{II}	mm	Promjer sekundarnog bubnja
d_s	mm	Promjer svornjaka
$d_{užeta}$	mm	Promjer užeta
d_z	mm	Promjer zatika
f	-	Faktor ispunje materijala
F	N	Sila poluge
F_A	N	Sila reakcije na lijevom ležaju
F_B	N	Sila reakcije na desnom ležaju
F_n	N	Normalna sila
F_{np}	N	Normalna sila na podlozi
F_R	N	Ručna sila
F_{sv}	N	Sila u svornjaku
F_t	N	Obodna sila
F_u	N	Sila u užetu
F_V	N	Vučna sila
h	mm	Visina pera
i_{kol}	-	Prijenosni omjer koloturnika
k	mm	Krak
l	mm	Duljina poluge
l_t	mm	Nosiva duljina pera
l_{tr}	m	Duljina trupca
M_s	Nmm	Moment savijanja
M_s^h	Nmm	Moment savijanja u horizontalnoj ravnini

M_s^v	Nmm	Moment savijanja u vertikalnoj ravnini
m_{trupca}	kg	Masa trupca
n_{pr}	-	Potreban broj prebačaja
n_{red}	min^{-1}	Broj okretaja reduktora
p_{dop}	MPa	Dopušteni bočni tlak
$p_{dpolugeI}$	MPa	Bočni tlak donje poluge
$p_{dpolugeII}$	MPa	Bočni tlak donje poluge
P_{EM}	W	Snaga elektromotora
$p_{gpolugeI}$	MPa	Bočni tlak gornje poluge
$p_{gpolugeII}$	MPa	Bočni tlak gornje poluge
p_p	MPa	Bočni pritisak puškice
P_r	N	Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje
p_u	MPa	Unutarnji tlak na vratilu
$p_{ušice}$	MPa	Bočni tlak ušice
p_v	MPa	Vanjski tlak na spojci
R_e	MPa	Granica elastičnosti
R_m	MPa	Vlačna čvrstoća
S	-	Faktor sigurnosti
s	mm	Debljina bubnja
S_{post}	-	Postojeći faktor sigurnosti
t	mm	Razmak između užeta
t_1	mm	Dubina utora za pero na vratilu
t_2	mm	Dubina utora za pero na spojci
T_{izlaz}	mm	Moment na izlazu iz reduktora
$T_{potrebno}$	Nmm	Potrebni moment
u	-	Broj užadi iznad tereta
v_p	m/s	Brzina povlačenja
v_{pI}	m/s	Brzina povlačenja glavnog bubnja
v_{pII}	m/s	Brzina povlačenja sekundarnog bubnja
W	mm^3	Moment otpora
x	mm	Pomoćna veličina
α_0	-	Faktor oblika
β_{kf}	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
β_{kt}	-	Faktora zareznog djelovanja kod uvijanja
$\eta_{ležaj}$	-	Stupanj djelovanja ležaja
η_{red}	-	Stupanj djelovanja reduktora
η_u	-	Stupanj djelovanja koloturnika
ρ_{trupca}	kg/m^3	Gustoća trupca

σ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje zavara
σ_{fDN}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća kod čistog naizm. napr. na sav.
σ_{red}	MPa	Reducirano naprezanje
σ_{s}	MPa	Naprezanje na savijanje
σ_{sdop}	MPa	Dopušteno naprezanje na savijanje
σ_{t}	MPa	Tlačno naprezanje zavara
σ_{v}	MPa	Vlačno naprezanje zavara
σ_{xdop}	MPa	Dopušteno normalno naprezanje bubnja
$\sigma_{\varphi\text{dop}}$	MPa	Dopušteno cirkularno naprezanje bubnja
σ_{x}	MPa	Normalno naprezanje bubnja
σ_{φ}	MPa	Cirkularno naprezanje bubnja
τ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje na odrez
τ_{tDI}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća kod čistog ist. napr. na uvijanje
τ_{tdop}	MPa	Dopušteno naprezanje na uvijanje
α	°	Kut poluge
β	°	Pomoćni kut
γ	°	Najveći očekivani kut nagiba terena
θ	°	Potreban kut prebačaja
μ	-	Faktor trenja
τ	MPa	Naprezanje na odrez

SAŽETAK

U ovom završnom radu konstruirano je prijenosno vitlo za drva s pripadajućim zahvatnim sredstvom. Pregledom патената i postojećih proizvoda na tržištu dobio se uvid u gotove proizvode od kojih su se dobile ideje za kreiranje koncepata. Kreirana je funkcijska struktura vitla i morfološka matrica s parcijalnim rješenjima. Odabirom pojedinih parcijalnih rješenja, definiran je oblik vitla. Nakon toga generirana su četiri koncepta zahvatnog sredstva od kojih je najbolji izabran za konstrukcijsku razradu. Ocjenjivanje koncepata provodilo se odabirom nekoliko bitnih faktora i dodjelom težinskih faktora, pri čemu je koncept s najvećom sumom ocjena izabran kao najbolji. Prema odabranom konceptu izrađen je 3D model na temelju kojeg se proračunom provjeravalo ostvaruju li odabrane dimenzije poluge dovoljnu silu pritezanja. Provedena je i FEM analiza kako bi se potvrdila točnost nekih rezultata. Na kraju, izrađena je tehnička dokumentacija vitla i zahvatnog sredstva.

Ključne riječi: *vitlo, zahvatno sredstvo, razvoj*

SUMMARY

In this bachelor thesis, a portable winch for wood and gripping device was designed. An overview of patents and existing products on the market provided an insight from which ideas for further development were obtained. The functional structure of winch and morphological matrix with partial solutions were created. By choosing partial solutions for each function, the shape of winch was obtained. After that, four concepts for gripping device were created, of which the best one was chosen for a starting point. Evaluation of concepts was carried out by selecting several important factors and weighting factors. The concept with the highest sum was chosen as the best one. From a selected concept of gripping device, a 3D model was created, based on which the calculation was performed to check if the selected dimensions of the lever achieve enough traction force. FEM analysis was performed to confirm the accuracy of the results. In the end, technical drawings of the winch and gripping device were created.

Key words: winch, gripping device, development

1. UVOD

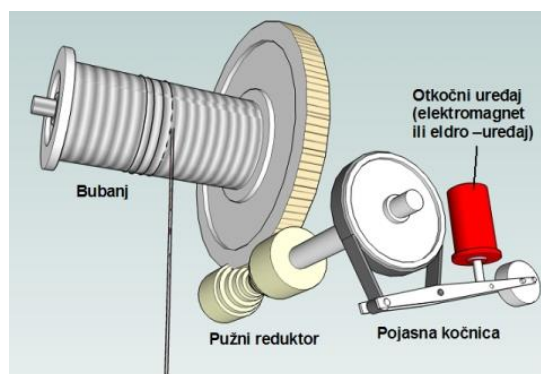
Nakon sječe je potrebno izvršiti transport drveta kroz šumu, što je otežano neravnim i obraslim terenom čime se onemogućava pristup radnim strojevima poput traktora. Mala i lagana vitla rješenje su takvog problema jer su lakša za prenošenje te se mogu koristiti za izvlačenje trupaca i u teško pristupačnim terenima za razliku od radnih strojeva. Kako bi se transport vitla kroz šumu olakšao, važno je da je njegova masa što manja.

Današnja rješenja izvlačenja trupaca većinom su orijentirana prema većim radnim strojevima koji imaju negativan utjecaj na kvalitetu šumskog tla što direktno utječe na biljni i životinjski svijet.

Da bi se napravio neki proizvod, potrebno je imati ideju čiji izvor mogu biti korisnici, postojeći proizvodi na tržištu ili vlastita mašta. Nakon toga potrebno je definirati željenu tehničku specifikaciju u koju spadaju dimenzije, masa, nosivost itd. Ovisno o definiranim parametrima, pristupa se generiranju nekoliko koncepata od kojih se zatim bira najbolji. Prije izrade konačnog proizvoda, potrebno je izraditi prototip odabranog koncepta kako bi se provjerilo zadovoljava li tražene parametre.

1.1 Vitlo

Vitlo je uređaj kojim se lanac ili uža namata na bubanj ili pogonski užetnik i pritom povlači ili podiže teret, pri čemu se rotacijsko gibanje bubnja pretvara u translacijsko gibanje tereta. Sastoji se od pogonskog stroja, spojke, zupčanika, bubnja za namatanje užeta, užeta te zahvatnog sredstva. Pogon vitla može biti ručni, električni, hidraulički ili pomoću motora s unutarnjim izgaranjem. Izvodi se u različitim oblicima ovisno o namjeni koja može biti, primjerice, dizanje tereta na dizalicama, izvlačenje zaglavljanih vozila ili izvlačenje vode iz bunara. [1]



Slika 1. Vitlo s osnovnim dijelovima [13]

1.2 Užad

Uže je gipki, visukoopterećeni strojni element koji služi za dizanje ili pomicanje tereta. Ovisno o osnovnim karakteristikama (materijalu, trajnosti, čvrstoći) razlikujemo žičana i vlaknasta užad. Vlaknasta užad se plete iz prirodnih ili umjetnih vlakana dok se žičana užad izrađuje iz čeličnih žica. [2]

1.2.1 Vlaknasta užad

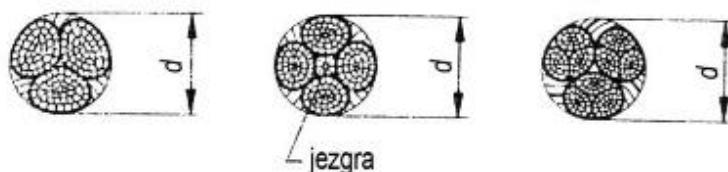
Vlaknasta užad su lagana, savitljiva te omogućuju dobro obavijanje tereta pa se preporučuju kao ovjesna sredstva za dizanje strojnih dijelova. Zbog male čvrstoće i trajnosti rijetko se koriste kao pogonska užad te im je upotrebna ograničena na ručne dizalice manje nosivosti. [2]

Prirodna vlakna ove užadi izrađuju se iz:

- Konoplje – DIN 83325
- Manile (Ma) – DIN 83322
- Sisala (Si) – DIN 83324.

Materijali sintetičkih vlakana su:

- Poliamid (PA), poliamidno uže – DIN 83330
- Poliester (PES) – DIN 83331
- Polipropilen (PP) – DIN 83329, DIN 83334. [2]



Slika 2. Okruglo vlaknasto uže s tri pramena, četiri pramena te kablovo uže [2]

1.2.2 Čelična užad

Čelična užad imaju široko područje primjene pa samim time postoji i veliki broj različitih vrsta. Prema namjeni užad se dijeli na:

- Pogonsku užad – pored vlačnog opterećenja u gibanju, savija se oko užnica, bubnjeva ili pogonskih užnica čime poprma njihovu zakrivljenost. Koristi se najčešće kao sastavni dio pogonskih mehanizama kao što su: mehanizmi dizanja, mehanizmi promjene dohvata ili užetni mehanizmi vožnje kod granika.

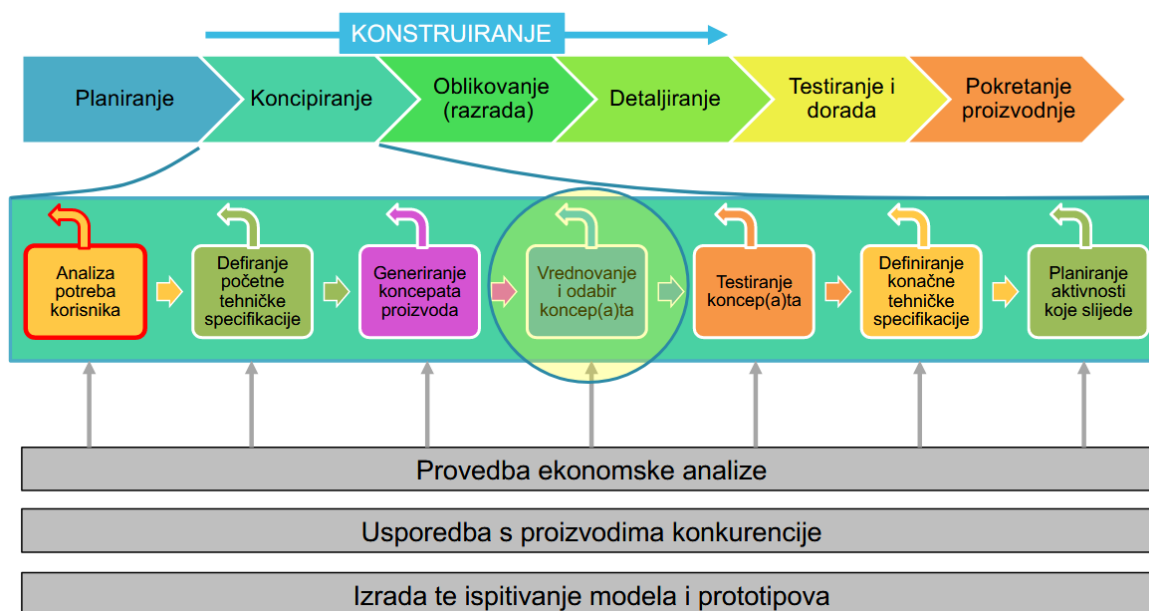
- Nosiva užad – opterećena su vlačnim i poprečnim silama te savijanjem. Ova užad veže se na krajeve pa tako zavješena poprimaju oblik lančanice. Po nosivom užetu gibaju se kotači vitla ili kabine žičare. Dimenzioniranje se provodi prema vlačnom opterećenju.
- Natezna užad – opterećena su samo vlačnim silama koje djeluju na krajevima užeta. Upotrebljavaju se kao vlačni elementi u nosivim konstrukcijama, a dimenzioniraju se u odnosu na vlačno opterećenje. [2]



Slika 3. Čelično uže [9]

2. FAZE KONSTRUIRANJA

Na slici (4) prikazane su faze procesa konstruiranja. Prije detaljiranja potrebno je proučiti proizvode na tržištu, kreirati funkcijsku strukturu, morfološku matricu te konačno koncepte od kojih će jedan biti odabran za konstrukcijsku razradu. Pregledom postojećih proizvoda bitno smanjujemo vrijeme potrebno za definiranje konačne tehničke specifikacije jer možemo iz njih preuzeti neke funkcije uz poboljšanje nedostataka. U funkcijskoj strukturi prikazujemo pojedine funkcije proizvoda uz tok energije, materije i signala. Nakon funkcijske strukture kreira se morfološka matrica u kojoj se za pojedine funkcije odabiru parcijalna rješenja. Kombiniranjem različitih parcijalnih rješenja za pojedinu funkciju generira se nekoliko koncepata od kojih se bira najbolji za konstrukcijsku razradu.

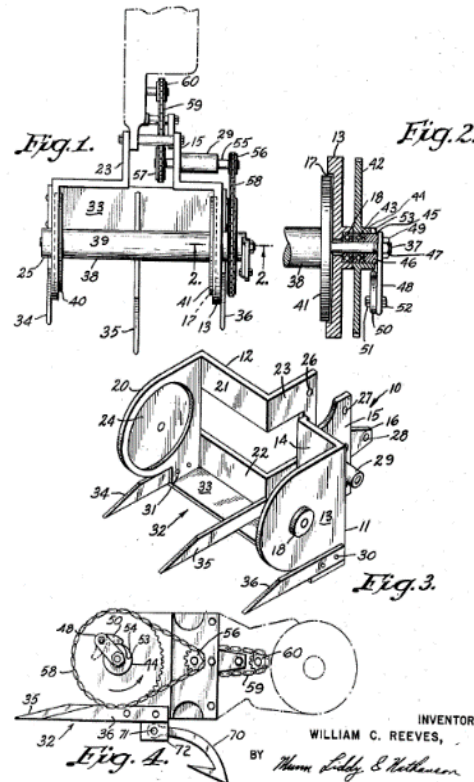


Slika 4. Faze konstruiranja [15]

2.1 Pregled патената

2.1.1 Patent US2930585A

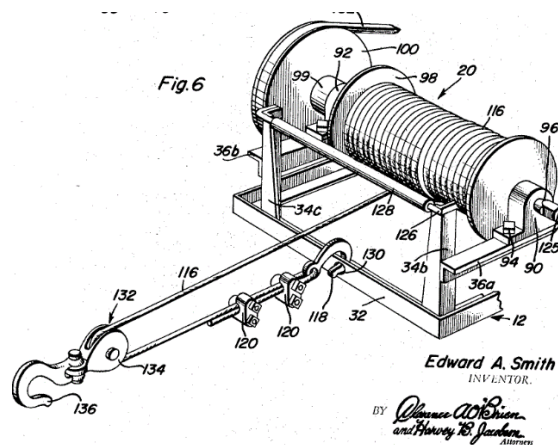
Patent je prijavljen 6. svibnja 1952. godine. Prednost ovog vitla je njegova mala težina koja omogućava brzo postavljanje i premještanje – dovoljna je samo jedna osoba. Za pogon bubnja može se, primjerice, koristiti motor motorne pile. Snaga se od pogonskog stroja do bubnja prenosi preko dvostupanjskog lančanog prijenosa. Vitlo je pogodno za korištenje u šumarskoj industriji gdje je potrebno transportirati trupce po strmom terenu. [3]



Slika 5. Patent US2930585A [3]

2.1.2 Patent US3322398A

Patent je prijavljen 30. prosinca 1965. Prikazuje prijenosno vitlo za vuču trupaca čije su karakteristike mala masa, visoka krutost i efikasnost te nisko težište, čime se povećava stabilnost prilikom vuče trupaca. Za pogon bubnja koristi se motor s unutarnjim izgaranjem pri čemu se snaga s pogonskog stroja na bubanj prenosi putem dvostupanjskog remenskog prijenosa i jednog zupčanog prijenosa čime se osigurava dovoljno veliki moment na bubnju. Kao zahvatno sredstvo koristi se kuka. [4]



Slika 6. Patent US3322398A [4]

2.2 Pregled tržišta

U nastavku su prikazana različita prijenosna vitla s tabličnim prikazom karakteristika. Prilikom pregleda tržišta cilj je bio naći kompaktne izvedbe vitla sličnih karakteristika koje bi imao gotov proizvod.

2.2.1 Vitlo Dragon Maverick DWM 12000 HDI

Vitlo je namijenjeno za terenska i industrijska vozila. Maksimalna vučna sila iznosi 53400 N. Snaga se s elektromotora do bubnja prenosi putem trostupnjevanog zupčanog prijenosnika čime se osigurava veliki moment na bubnju. Namatanje užeta vrši se u više slojeva. Konstrukcija je veoma kompaktna te ne zauzima puno prostora. [5]

Tablica 1. Tehničke karakteristike vitla Dragon Maverick DWM 12000 HDI

Snaga	5 kW
Max. vučna sila	53400 N
Prijenos	Planetarni – tri stupnja
Prijenosni omjer	265:1
Dužina čelične sajle	30 m
Težina	42 kg
Cijena	4076 HRK
Namjena	Industrijska vozila



Slika 7. Vitlo Dragon Maverick DWM 12000 HDI [5]

2.2.2 Vitlo Warn series 9, generacija 2

Vitlo je namijenjeno za srednja terenska, industrijska te komunalna vozila ukupne težine do 2500 kg. Postiže maksimalnu vučnu silu od 40000 N. Dizajniran je da zadovolji SAEJ706 i EN-14492-1, te ima poboljšano brtvljenje čime se onemogućava prodor vlage i prašine. Snaga se s elektromotora do bubnja prenosi putem planetarnog zupčanog prijenosnika. [5]

Tablica 2. Tehničke karakteristike vitla Warn series 9, generacija 2

Snaga	6 kW
Max. vučna sila	40000 N
Prijenos	Planetarni
Prijenosni omjer	212:1
Dužina čelične sajle	30 m
Težina	44 kg
Cijena	23039 HRK
Namjena	Industrijska, terenska vozila



Slika 8. Vitlo Warn series 9, generacija 2 [5]

2.2.3 Vitlo PCW5000

Vitlo ima široku primjenu od vuče trupaca pa do zaglavljenih vozila. Za pogon se koristi benzinski motor marke Honda snage 1,6 kW. Snaga se s benzinskog motora do bubnja prenosi putem trostupnjevanog zupčanog prijenosnika. Vitlo je lagano te je za njegovo prenošenje dovoljna jedna osoba. Bujanj je relativno malog promjera pa se samim time postiže velika vučna sila uz malu snagu. [6]

Tablica 3. Tehničke karakteristike vitla PCW5000

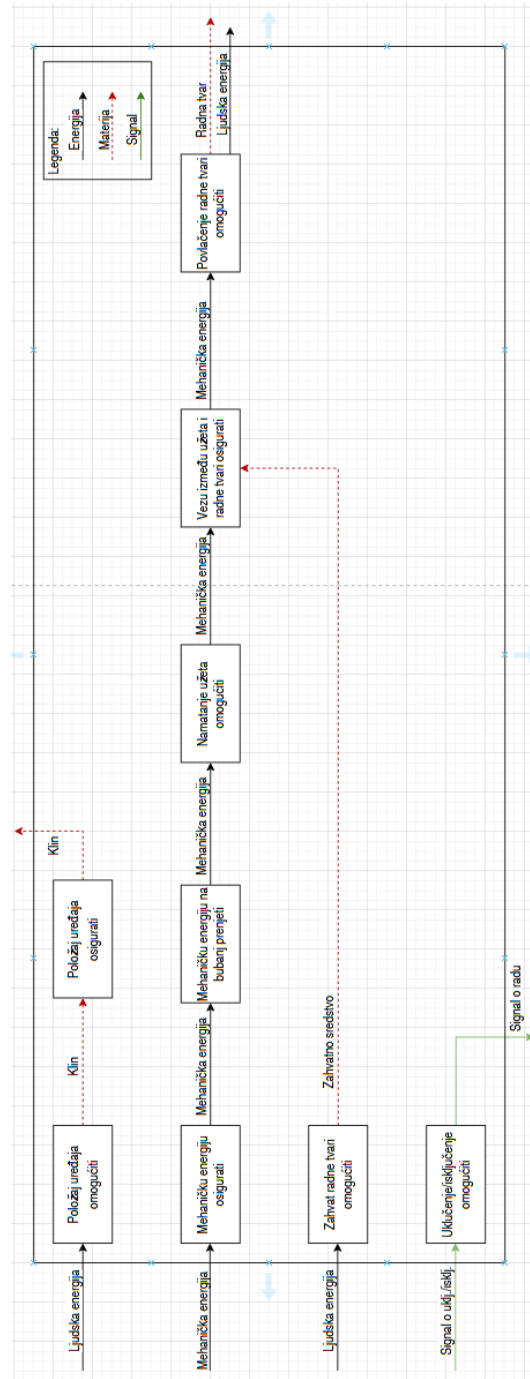
Snaga	1,6 kW
Max. vučna sila	10000 N
Prijenos	Planetarni - tri stupnja
Prijenosni omjer	110:1
Dužina užeta	/
Težina	16 kg
Cijena	12000 HRK
Namjena	vuča trupaca ili vozila



Slika 9. Vitlo PCW5000 [6]

2.3 Funkcijska struktura

Na slici (10) prikazana je funkcijska struktura vitla. Prikazane su pojedine funkcije uz tok materije, energije i signala koje su nužne kako bi se ostvarila glavna funkcija proizvoda – povlačenje tereta. Ukupni cilj razvoja ne može se smatrati potpuno definiranim, dok nije jasno prikazan funkcijama. [15]









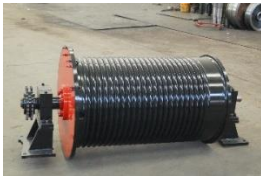






Slika 10. Funkcijska struktura vitla

2.4 Morfološka matrica

U tablici (4) prikazana su moguća rješenja za pojedinu funkciju, pri čemu su funkcije preuzete iz funkcijske strukture. Navedena parcijalna rješenja odnose se na vitlo jer je funkcija zahvatnog sredstva jednostavno definirana – korištenjem poluga ostvaruje se sila pritezanja. Crvenom bojom u tablici (4) označena su korištena parcijalna rješenja kod konačnog modela vitla.

Tablica 4. Morfološka matrica

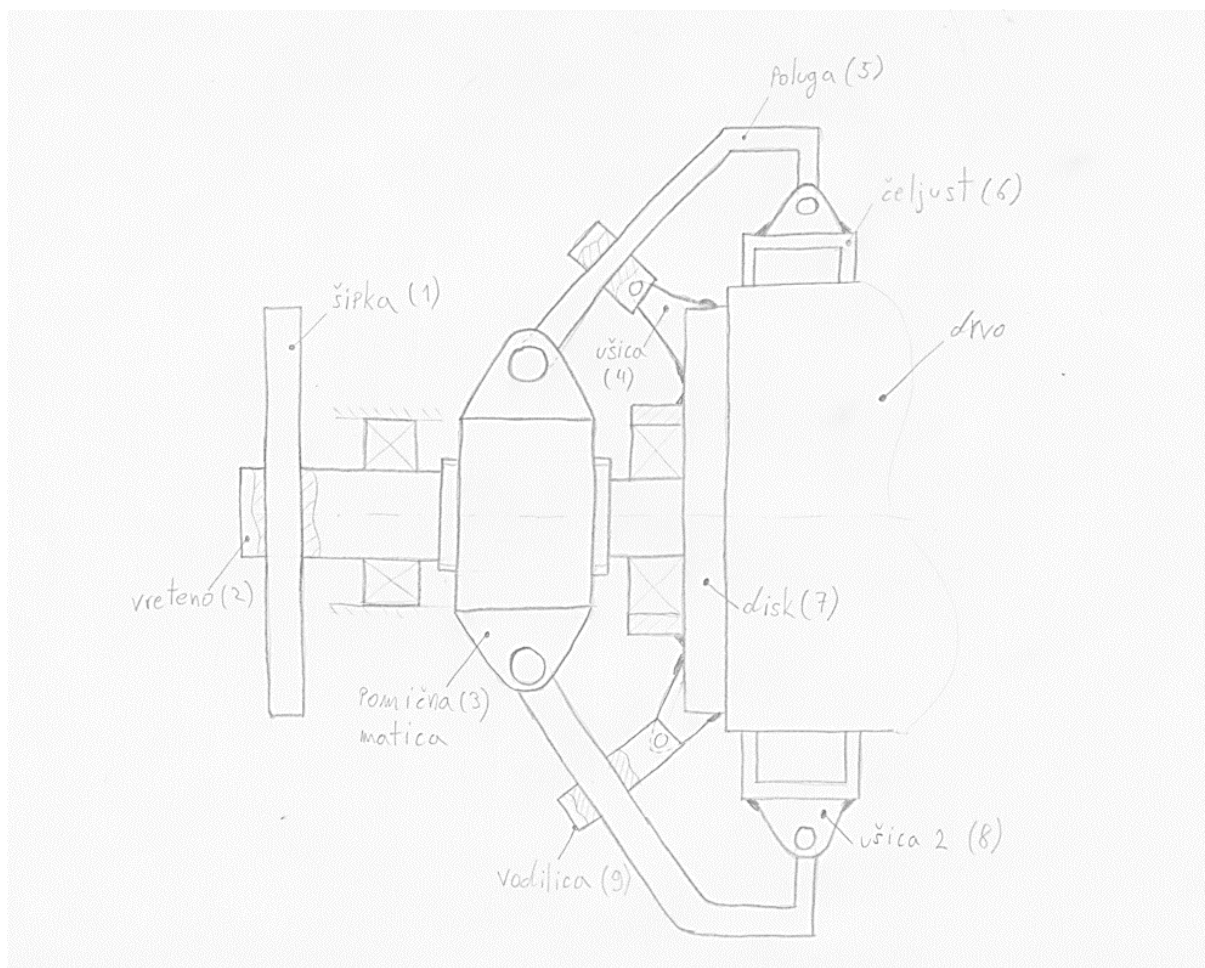
Funkcija	Rješenje		
		Klinovi	Uže
Položaj uređaja osigurati			
Mehaničku energiju osigurati	Elektromotor	MSUI	
			
Mehaničku energiju na bubanj prenijeti	Zupčanički prijenos	Remenski prijenos	Lančani prijenos
			
Namatanje užeta omogućiti	Glatki bubanj		Ožlijebljeni bubanj
			
Vežu između užeta i radne stvari osigurati	Direktna veza		Veza s jednom užnicom
			
Povlačenje radne stvari omogućiti	Lanac		Uže
			

2.5 Koncepti

Nakon definiranja funkcijske strukture i morfološke matrice, kombiniranjem različitih elemenata generirano je nekoliko koncepata.

2.5.1 Koncept 1

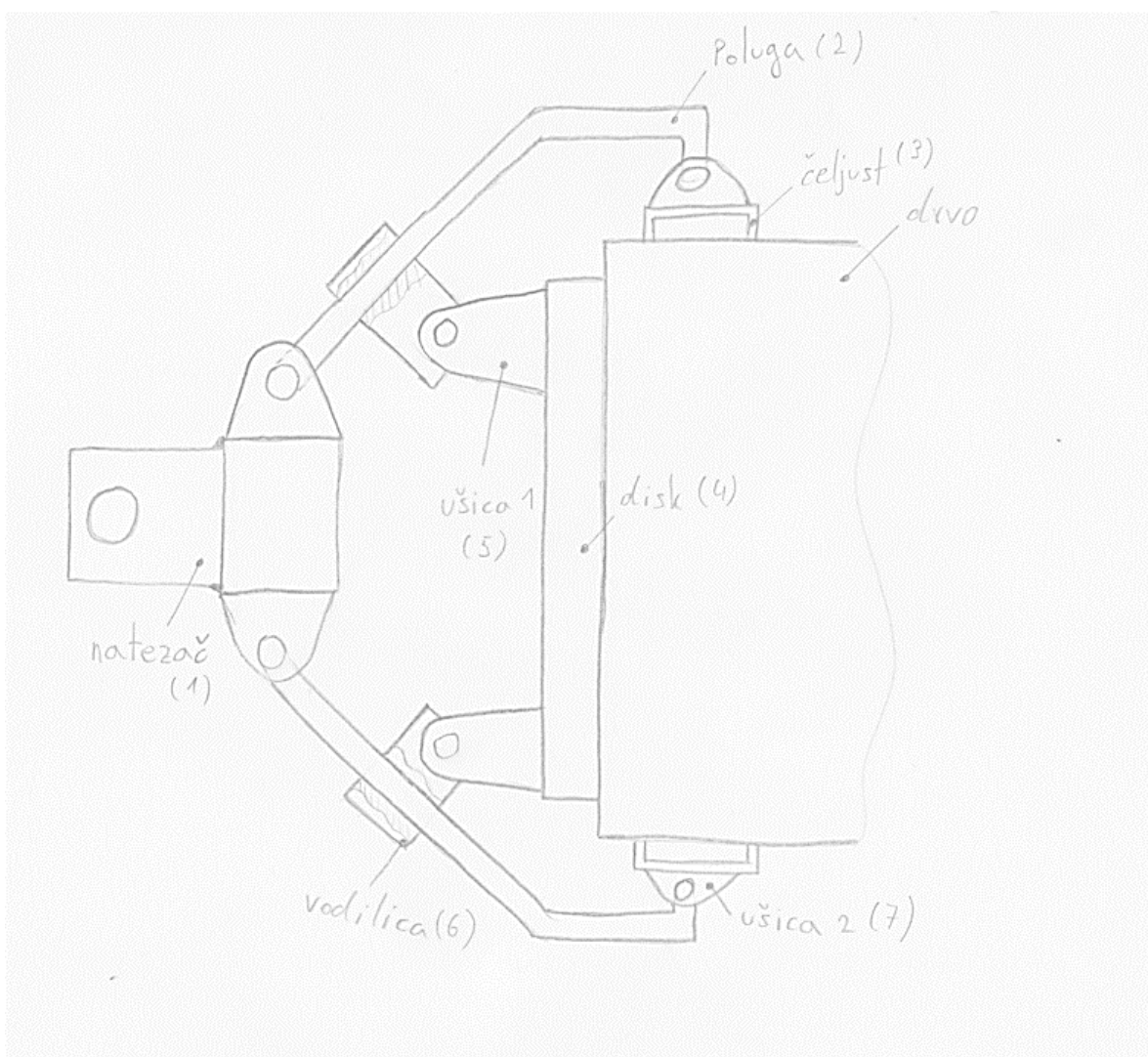
Na slici (11) prikazan je prvi koncept zahvatnog sredstva. Sastoji se od šipke (1), vretena (2), pomične matice (3), ušice (4), poluge (5), čeljusti (6), diska (7), ušice 2 (8) i vodilice (9). Princip rada je da se okretanjem šipke (1) koja prolazi kroz vreteno (2) vrši translacija pomične matice (3) po vretenu (2). Pomicanjem matice (3) ulijevo dolazi do pomicanja poluge (5) prema središtu čime se ostvaruje normalna sila i vrši pritezanje. Poluga (5) kružnog je poprečnog presjeka i kliže unutar vodilice (9). Nedostatak ovog koncepta je potreba za ručnim pritezanjem kako bi se ostvarila normalna sila čime se povećava vrijeme potrebno za prihvat drva.



Slika 11. Koncept 1

2.5.2 Koncept 2

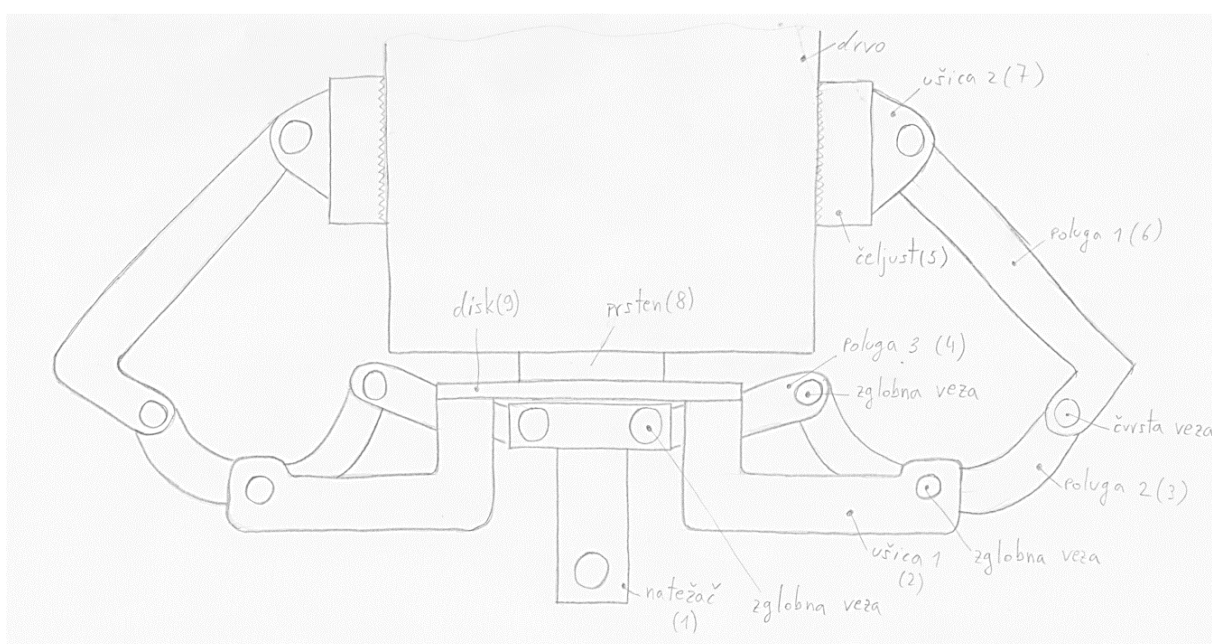
Na slici (12) prikazan je drugi koncept zahvatnog sredstva. Princip rada kao i dijelovi veoma su slični konceptu 1 uz bitnu razliku da je vreteno (2) zamijenjeno natezačem (1). Ovime se uklanja potreba za ručnim pritezanjem kako bi se ostvarila normalna sila. Umjesto vretena, za ostvarivanje normalne sile služi natezač (1) na koji su spojene poluge (5) s čeljustima (6). U kružni otvor natezača (1) postavlja se završetak užeta čime se sila potrebna za pritezanje ostvaruje povlačenjem užeta što je puno povoljnije i brže u odnosu na ručno pritezanje. Nedostatak ovog koncepta je ostvarivanje potrebne sile pritezanja za zadani raspon trupaca, a da pritom dimenzije te sama masa konstrukcije ostane minimalna kako bi se smanjili troškovi proizvodnje te olakšao transport i montaža.



Slika 12. Koncept 2

2.5.3 Koncept 3

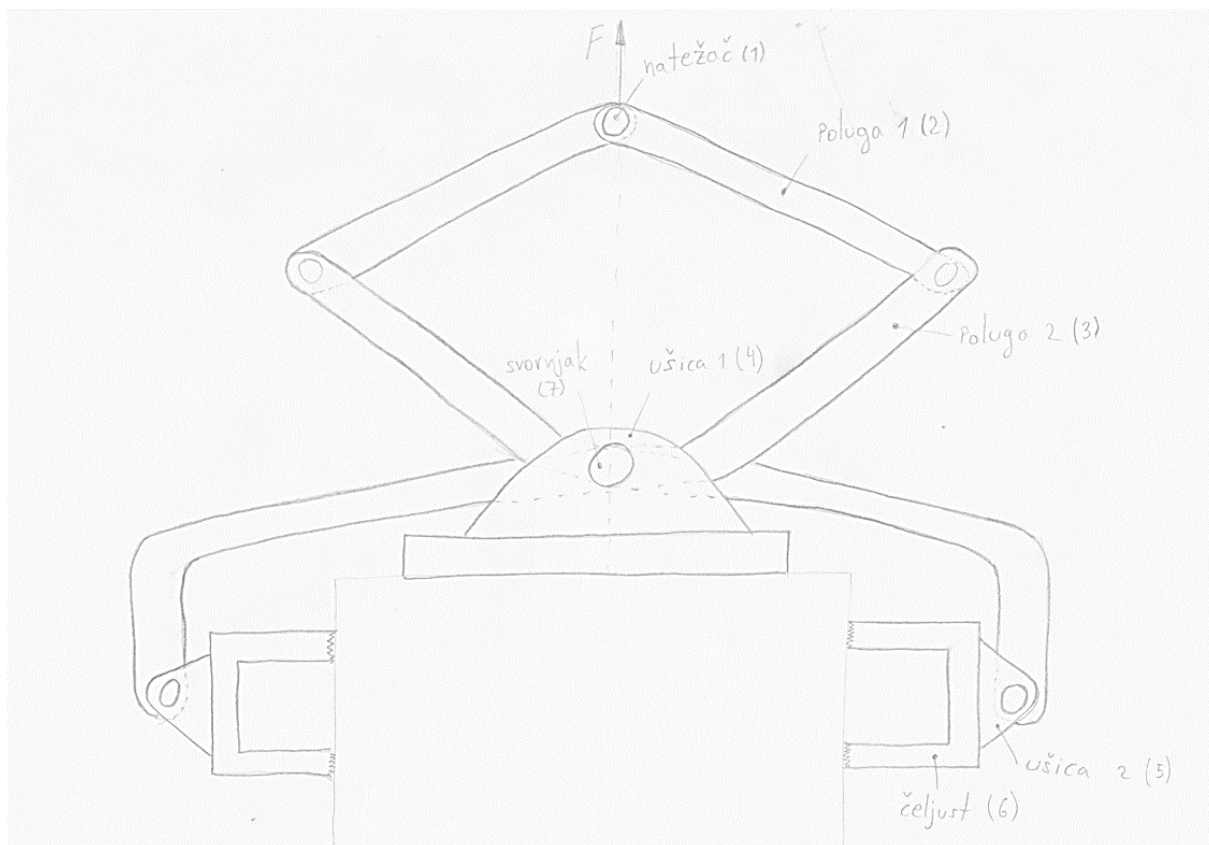
Na slici (13) prikazan je koncept 3 koji se sastoji od natezača (1), ušice 1 (2), poluge 2 (3), poluge 3 (4), čeljusti (5), ušice 2 (7), prstena (8) te diska (9). Princip rada je identičan kao i kod koncepta 2, uz bitnu razliku da se za ostvarivanje sile pritezanja koristi više poluga kako bi se sila uvećala. Ovim sustavom poluga moguće je ostvariti dovoljnu silu pritezanja, no samo za uski raspon promjera trupaca od 350 mm do 280 mm. Nakon provedbe kinematske analize utvrđeno je da je otvor ušice 1 (2) na koji se spaja poluga 2 (3) zglobovom vezom nepovoljno smješten, što ima negativan utjecaj na moment sile trenja između čeljusti (5) i trupca i zakret poluge 2 (3).



Slika 13. Koncept 3

2.5.4 Koncept 4

Na slici (14) prikazan je koncept 4 koji se sastoji od natezača (1), poluge 1 (2), poluge 2 (3), ušice 1 (4), ušice 2 (5), čeljusti (6) i svornjaka (7). Poluga 1 (2) i poluga 2 (3) zglobno su vezane na krajevima, pri čemu je na sredini poluge 2 (3) zglobna veza s ušicom 1 (4) pomoću svornjaka (7). Na kraju poluge 2 (3) nalazi se zglobno vezana čeljust (6) pomoću ušice 2 (5) i svornjaka. Ovakvim rasporedom poluga moguće je ostvariti dovoljnu silu pritezanja za zadani raspon trupaca od 150 do 350 mm što je ujedno i glavni kriterij zadatka.



Slika 14. Koncept 4

2.6 Vrednovanje koncepata

Nakon što su generirana 4 koncepta, potrebno je odabrati najbolji, koji će biti upućen u konstrukcijsku razradu. Odabrano je nekoliko bitnih kriterija s dodijeljenim težinskim faktorima na temelju kojih će se birati najbolji koncept tako da se svaki kriterij vrednuje ocjenom 1 (najlošije) do 5 (najbolje), a kao najbolji bit će odabran onaj s najvećom sumom bodova. Odabrani kriteriji su dimenzije, efikasnost, raspon poluga i sila pritezanja. Efikasnost i sila pritezanja najbitniji su kriteriji jer je cilj da se omogući što brže postavljanje zahvatnog sredstva na drvo uz ostvarivanje dovoljne sile pritezanja kako bi se osiguralo da ne dođe do proklizavanja.

Tablica 5. Vrednovanje koncepata

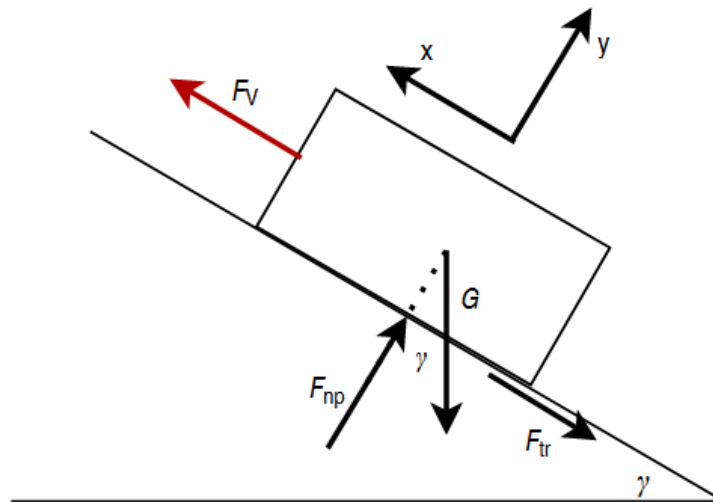
Kriteriji odabira	Težina	Koncept 1		Koncept 2		Koncept 3		Koncept 4	
		Ocjena	Pond. ocj.	Ocjena	Pond. ocj.	Ocjena	Pond. ocj.	Ocjena	Pond. ocj.
Dimenzije	20%	4	0,8	4	0,8	2	0,4	4	0,8
Efikasnost	30%	2	0,6	5	1,5	5	1,5	5	1,5
Raspon poluga	20%	5	1	5	1	2	0,4	5	1
Sila pritezanja	30%	4	1,2	2	0,6	2	0,6	5	1,5
Ukupna ocjena			3,6		3,9		2,9		4,8
Rang			3		2		4		1
Nastaviti?			Ne		Ne		Ne		Da

Kako koncept 4 ima najveću ocjenu, odabran je za konstrukcijsku razradu.

3. PRORAČUN ZAHVATNOG SREDSTVA

3.1 Određivanje potrebne vučne sile

Na slici (15) shematski je prikazan trupac oslobođen veza. Kako težina trupca nije strogo zadana, već ovisi o njegovom promjeru i duljini, potrebna vučna sila je iskazana u ovisnosti o promjeru. Kod određivanja potrebne vučne sile, masa zahvatnog sredstva nije uzeta u obzir.



Slika 15. Trupac na kosini oslobođen veza

Suma sila u smjeru x osi iznosi:

$$\sum F_x = 0. \quad (1)$$

$$F_{np} = m_{\text{trupca}} \cdot g \cdot \cos(\gamma). \quad (2)$$

Suma sila u smjeru y osi iznosi:

$$\sum F_y = 0. \quad (3)$$

$$F_V = m_{\text{trupca}} \cdot g \cdot \sin(\gamma) + F_{np} \cdot \mu. \quad (4)$$

Masa trupca iznosi:

$$m_{\text{trupca}} = \rho_{\text{trupca}} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{\text{tr}}. \quad (5)$$

Potrebna vučna sila iznosi:

$$F_V = \rho_{\text{trupca}} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{\text{tr}} \cdot g \cdot \sin(\gamma) + \rho_{\text{trupca}} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{\text{tr}} \cdot g \cdot \cos(\gamma) \cdot \mu \quad (6)$$

pri čemu je:

$\rho_{\text{trupca}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ [16] – gustoća trupca,

d – promjer trupca [m],

$\gamma = 27^\circ$ - najveći očekivani nagib terena,

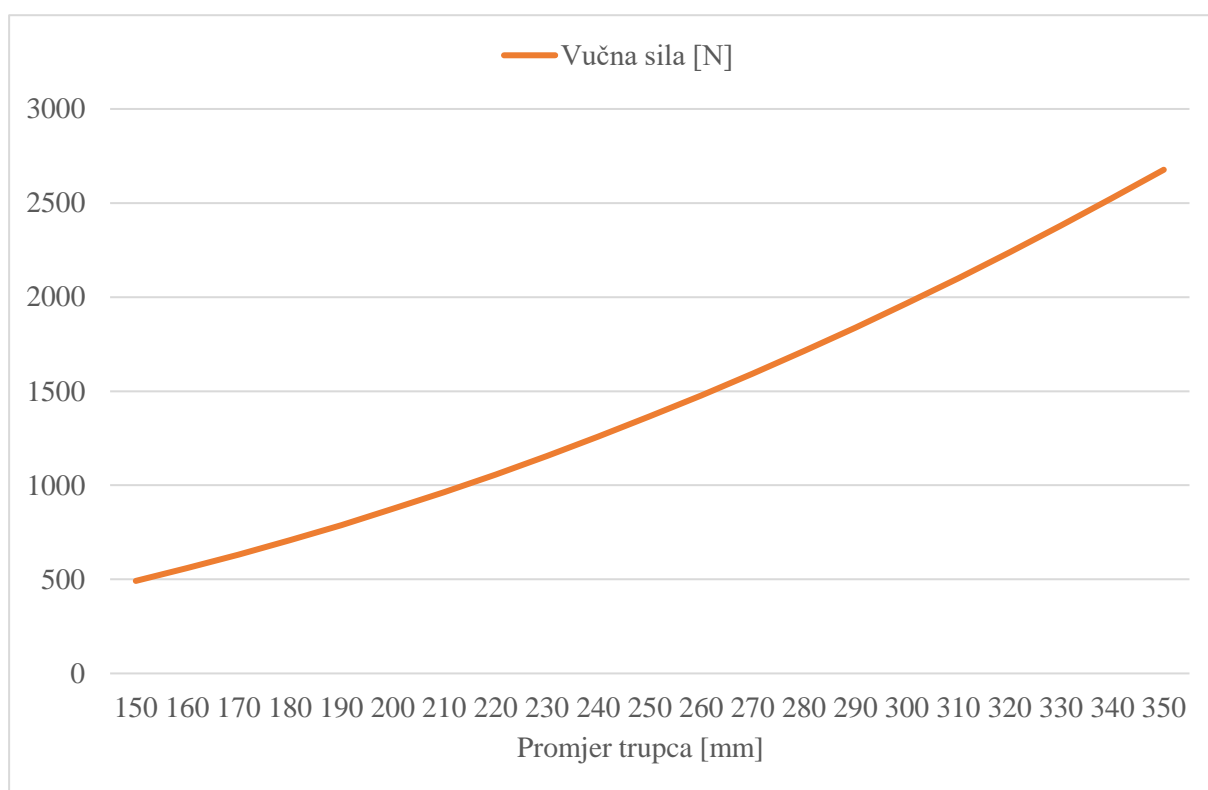
$\mu = 0,4$ [7] – faktor trenja između podloge i drva,

$l_{\text{tr}} = 3,5 \text{ m}$ – duljina trupca.

Uvrštavanjem zadanih vrijednosti u izraz (6) i sređivanjem, potrebna vučna sila iznosi:

$$F_v = 21853,6 \cdot d^2. \quad (7)$$

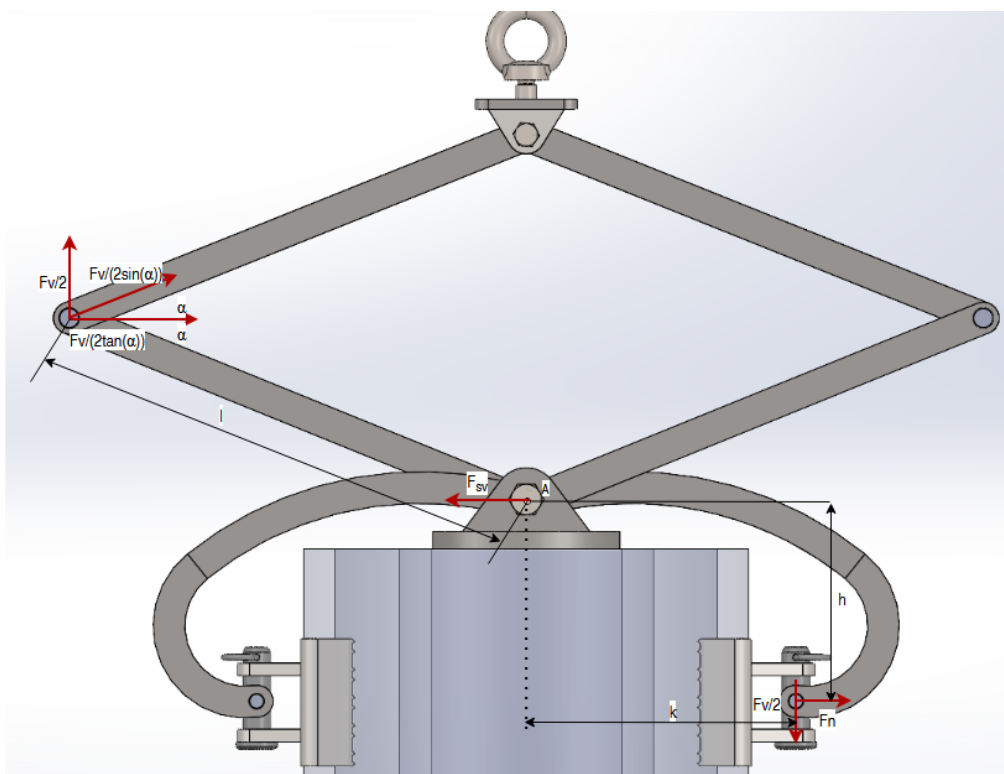
Na slici (16) prikazana je ovisnost vučne sile o promjeru trupca.



Slika 16. Ovisnost vučne sile o promjeru trupca

3.2 Kinematska analiza

Prema konceptu 4 napravljen je 3D model zahvatnog sredstva s približnim dimenzijama tako da prilikom pomicanja poluga nema međusobnih kolizija. Analizom će se utvrditi ostvaruju li odabrane dimenzije poluge dovoljnu silu pritezanja za promjere trupca od 150 mm do 350 mm. Na slici (17) prikazan je 3D model s ucrtanim opterećenjem i reakcijama veza.



Slika 17. Zahvatno sredstvo oslobođeno veza

Kako bismo odredili normalnu silu, potrebno je odrediti sumu momenata oko točke A:

$$\sum M_A = 0. \quad (8)$$

$$F_n \cdot h = \frac{F_V}{2} \cdot k + \frac{F_V}{2} \cdot l \cdot \cos(\alpha) + \frac{F_V}{2 \cdot \tan(\alpha)} \cdot l \cdot \sin(\alpha). \quad (9)$$

Iz gornjeg izraza vidi se da je normalna sila proporcionalna duljini poluge l , kosinusu kuta te kraku k koji ovisi o promjeru trupca. Ove veličine cilj je maksimalno povećati kako bi se ostvarila dovoljno velika normalna sila. Visinu h potrebno je, koliko je to moguće, smanjiti jer je obrnuto proporcionalna normalnoj sili.

Prema slici (18), sinus kuta α ΔAED iznosi:

$$\sin(\alpha) = \frac{x}{277} \rightarrow x = 277 \cdot \sin(\alpha). \quad (10)$$

Iz ΔABC , sinus zbroja kutova $\alpha + \beta$ iznosi:

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{h + x}{535,3}. \quad (11)$$

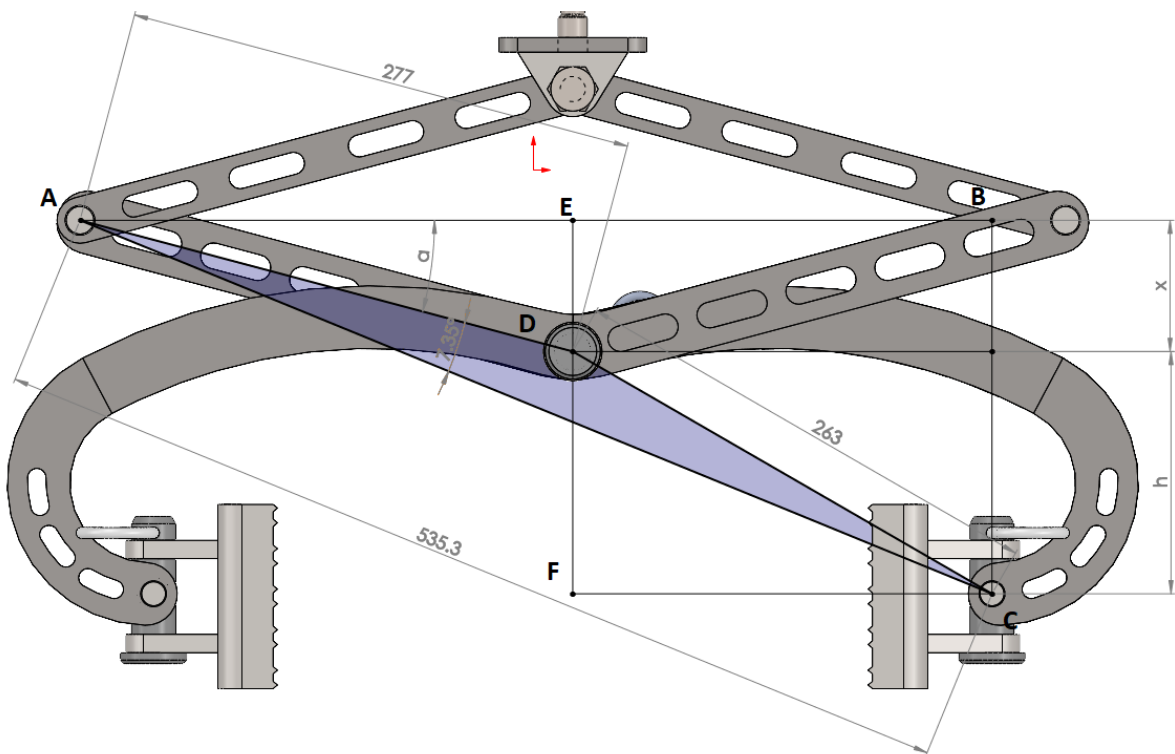
Kut β je odabran (proizlazi iz konstrukcije) i iznosi $7,35^\circ$.

Primjenom formule za sinus zbroja kutova te uvrštavanjem izraza (10) u izraz (11) te sređivanjem, određena je ovisnost visine h o kutu α :

$$h(\alpha) = 253,9 \cdot \sin(\alpha) + 68,5 \cdot \cos(\alpha). \quad (12)$$

Kako izraz (12) nije u povoljnom obliku jer je poznata visina h koja je određena za zadani promjer trupca, prikladnije je prikazati izraz (12) u funkcijskoj ovisnosti $\alpha(h)$.

$$\alpha(h) = \arccos\left(\frac{137 \cdot h + \sqrt{-257860,84 \cdot h^2 + 1,783 \cdot 10^{10}}}{138314,92}\right). \quad (13)$$



Slika 18. Kinematika zahvatnog sredstva

Funkcijska ovisnost $h(d)$ određena je primjenom interpolacije krivulje kroz 5 točaka. Ova krivulja predstavlja putanju čeljusti za zadani promjer drva. Potrebni 5 koordinata točaka izmjerene su iz 3D modela kako je prikazano na slici (17). Nacrtno je 5 različitih promjera

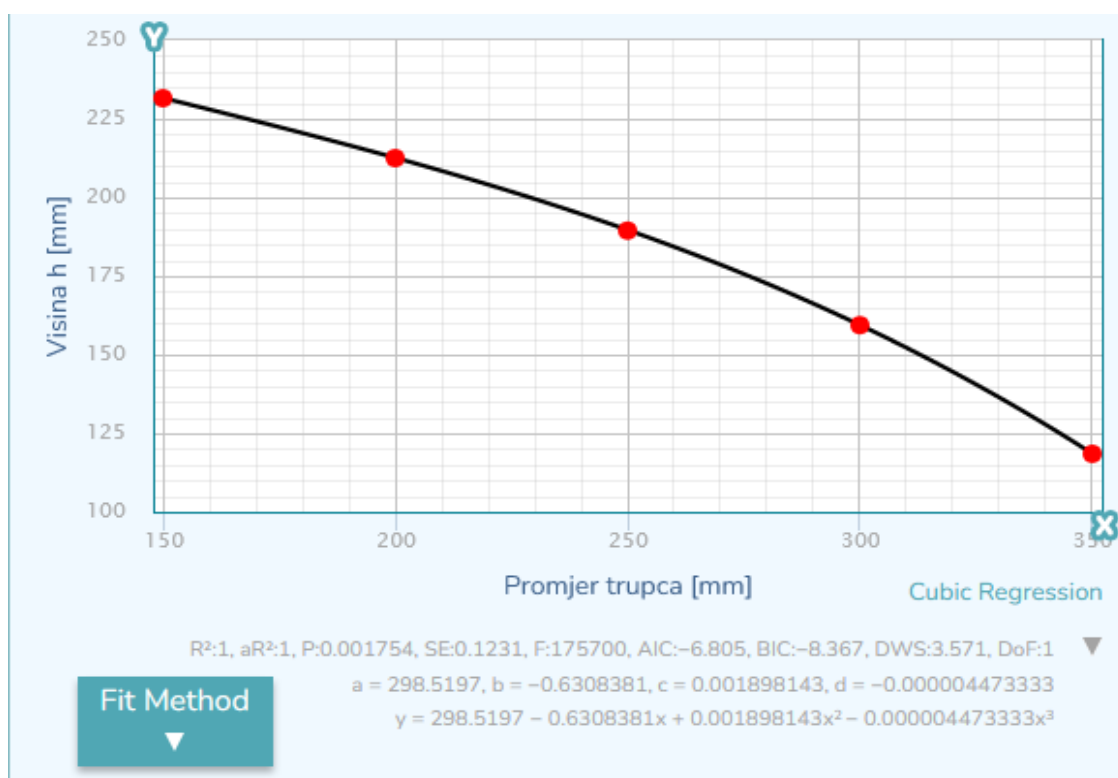
drva – 150, 200, 250, 300 te 350 mm. Pomicanjem čeljusti do pozicije u kojem ona zahvaća drvo određene su potrebne koordinate.

U tablici (6) prikazane su izmjerene koordinate veličine h ovisno o promjeru trupca.

Tablica 6. Izmjerene vrijednosti koordinata h i d

Promjer trupca d [mm]	Visina h [mm]
150	231,49
200	212,55
250	189,46
300	159,38
350	118,44

Za određivanje interpolacijske krivulje korišten je online alat. Kao interpolacijska krivulja odabran je polinom trećeg stupnja, a njen oblik prikazan je na slici (19).



Slika 19. Interpolacijska krivulja

Ovisnost $h(d)$ je očitana prema slici (19) te iznosi:

$$h(d) = 298,5197 - 0,6308381 \cdot d + 0,001898143 \cdot d^2 - 0,00000447 \cdot d^3. \quad (14)$$

Ovisnost kraka k o visini h može se odrediti prema slici (18). Primjenom Pitagorinog poučka slijedi:

$$k = \sqrt{263^2 - h^2}. \quad (15)$$

Ubacivanjem izraza (14) u izraz (15) slijedi:

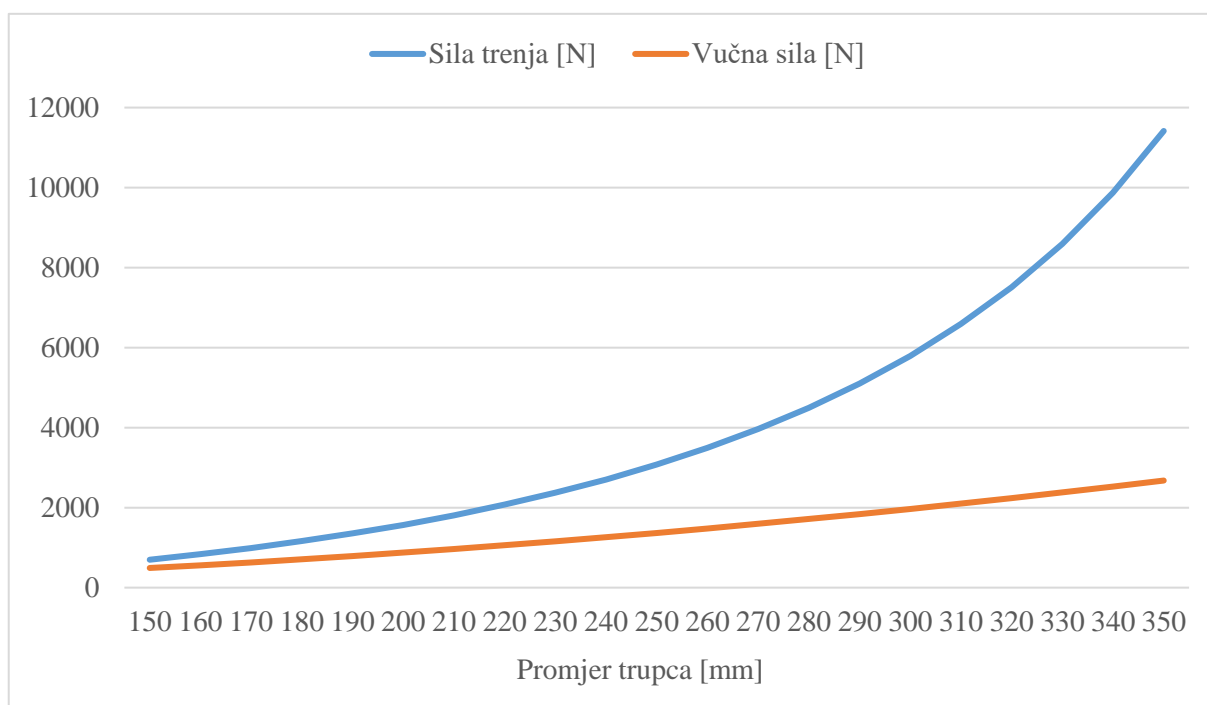
$$k = \sqrt{263^2 - (298,5197 - 0,6308381 \cdot d + 0,001898143 \cdot d^2 - 0,00000447 \cdot d^3)^2}. \quad (16)$$

Nakon određivanja svih kinematskih veličina, moguće je odrediti iznos normalne sile i sile trenja za zadani raspon trupaca. U tablici (7) prikazane su vrijednosti normalne sile i sile trenja za zadani raspon trupaca kao i kinematske veličine koje su potrebne za njihov izračun. Kod određivanja sile trenja pretpostavljen je faktor trenja $\mu = 0,65$ koji je očitao prema [8]. Faktor sigurnosti određen je dijeljenjem sile trenja i normalne sile. Kako je faktor sigurnosti za zadani raspon trupaca > 1 možemo zaključiti da neće doći do proklizavanja.

Tablica 7. Kinematske veličine

Promjer trupca d [mm]	Vučna sila F_v [N]	visina h [mm]	krak k [mm]	kut α	Normalna sila $2F_n$ [N]	Sila trenja [N]	Faktor sigurnosti
150	491,7	231,5	124,5	46,6	1073,1	697,5	1,42
160	559,5	227,9	131,1	45,0	1284,3	834,8	1,49
170	631,6	224,2	137,3	43,4	1521,3	988,8	1,57
180	708,1	220,4	143,3	41,8	1786,3	1161,1	1,64
190	788,9	216,5	149,1	40,3	2082,2	1353,4	1,72
200	874,1	212,5	154,7	38,8	2412,2	1567,9	1,79
210	963,7	208,3	160,3	37,3	2780,1	1807,0	1,88
220	1057,7	204,0	165,8	35,8	3190,3	2073,7	1,96
230	1156,1	199,4	171,2	34,2	3648,1	2371,2	2,05
240	1258,8	194,6	176,6	32,6	4159,7	2703,8	2,15
250	1365,9	189,5	182,1	31,0	4732,5	3076,1	2,25
260	1477,3	184,2	187,5	29,4	5375,6	3494,1	2,37
270	1593,1	178,5	192,9	27,7	6099,8	3964,9	2,49
280	1713,3	172,5	198,3	25,9	6918,7	4497,2	2,62
290	1837,9	166,1	203,6	24,1	7849,0	5101,9	2,78
300	1966,8	159,3	209,0	22,2	8912,0	5792,8	2,95
310	2100,1	152,1	214,3	20,3	10134,9	6587,7	3,14
320	2237,8	144,4	219,5	18,2	11553,6	7509,9	3,36
330	2379,9	136,3	224,7	16,1	13216,0	8590,4	3,61
340	2526,3	127,6	229,7	14,0	15187,8	9872,1	3,91
350	2677,1	118,45	234,6	11,7	17562,2	11415,5	4,26

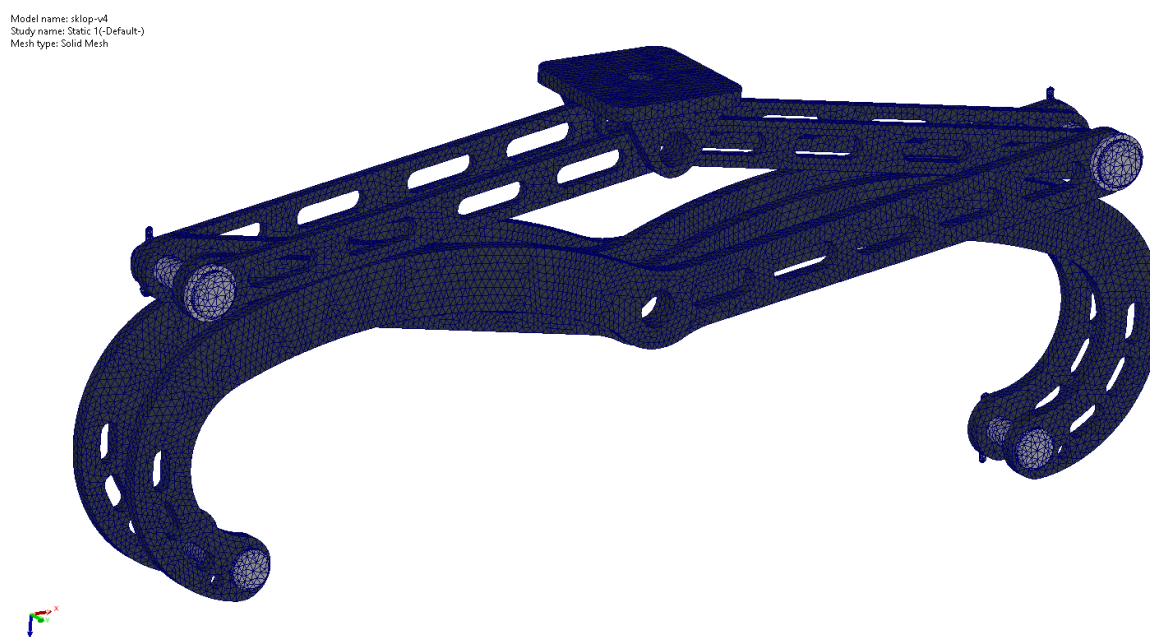
Na slici (20) prikazana je ovisnost vučne sile i sile trenja o promjeru trupca.



Slika 20. Vučna sila i sila trenja

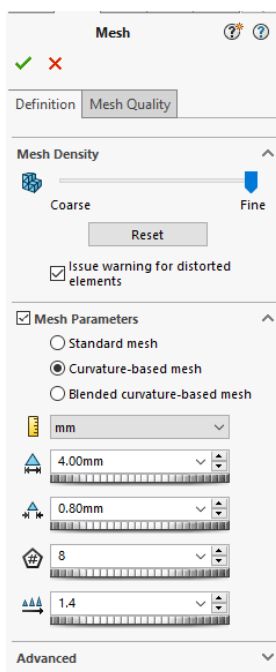
3.3 FEM analiza

Kako bi se provjerila točnost rezultata dobivenih ručnim postupkom, provedena je i FEM analiza u programu SolidWorks simulation. Na slici (21) prikazana je generirana mreža konačnih elemenata. Korišteni su trokutni konačni elementi.



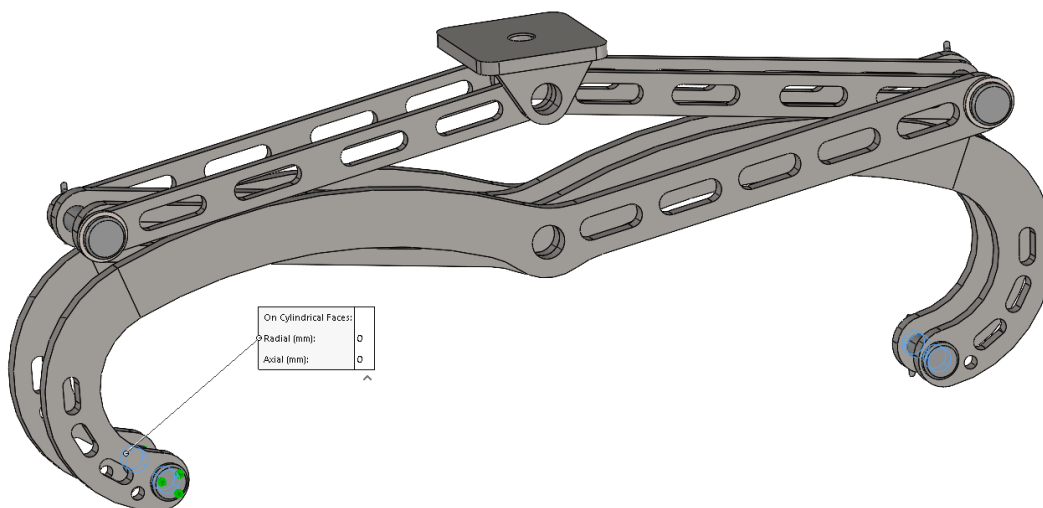
Slika 21. Generirana mreža konačnih elemenata – zahvatno sredstvo

Na slici (22) prikazane su korištene postavke kod generiranja mreže konačnih elemenata.



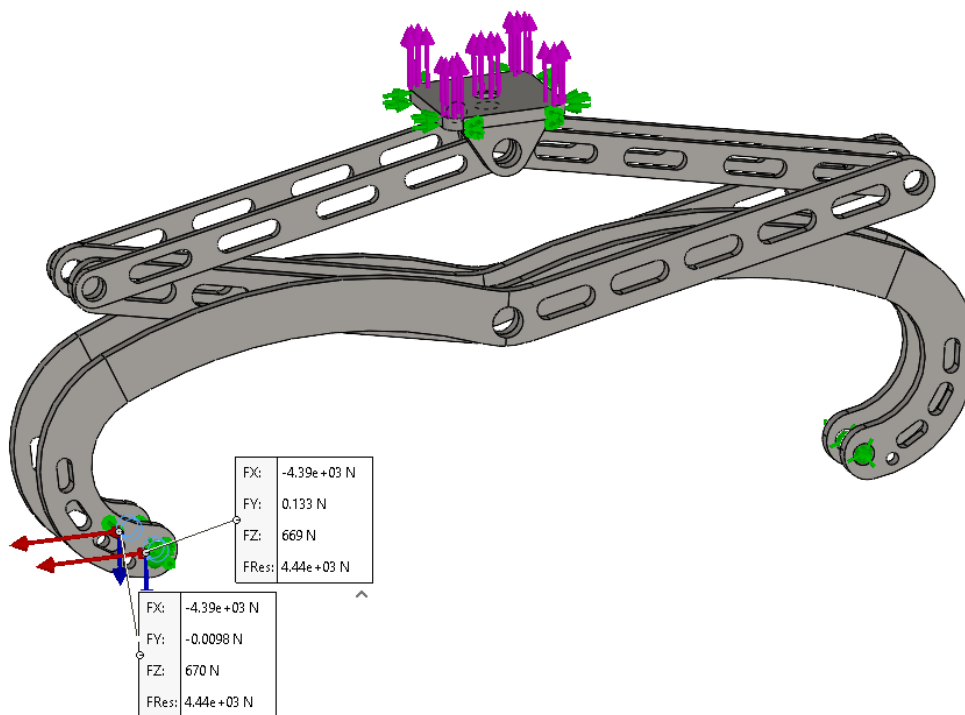
Slika 22. Postavke konačnih elemenata

Na slici (23) prikazani su definirani rubni uvjeti. Pomak u aksijalnom i radijalnom smjeru donjeg svornjaka iznosi 0.



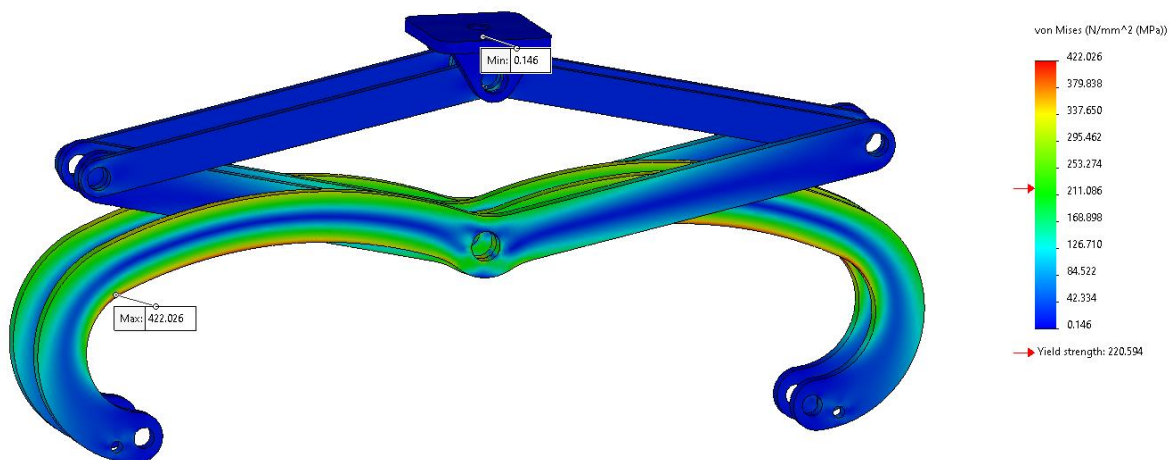
Slika 23. Definiranje rubnih uvjeta

Na slici (24) prikazan je iznos normalne sile na jednoj strani poluge pri čemu ona iznosi 8780 N. Usporedbom ovog rezultata s prethodnim zaključujemo da relativna razlika iznosi 0,01%.



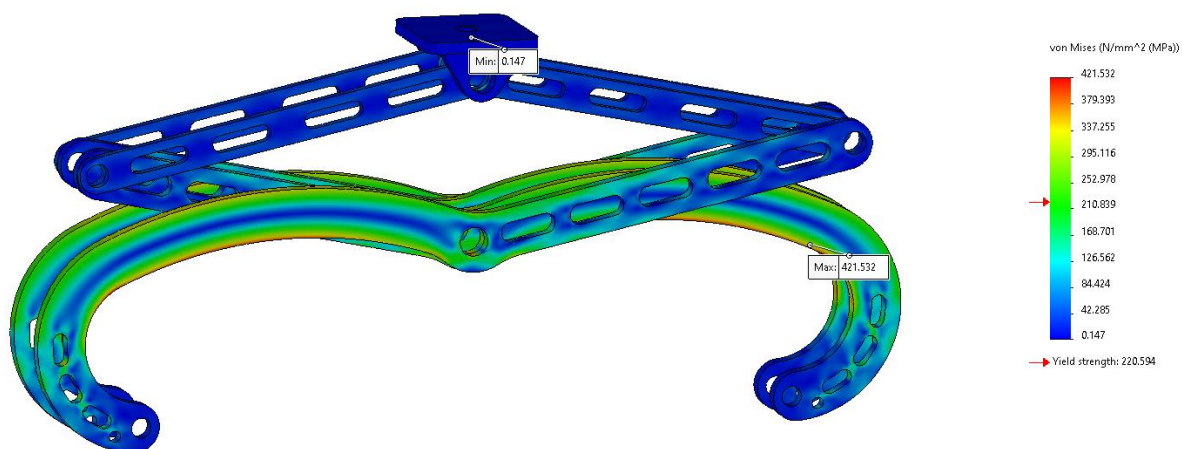
Slika 24. normalna sila

Primjenom FEM analize određena su i naprezanja u pojedinim polugama. Iz slike (25) možemo vidjeti da maksimalno naprezanje iznosi 422 MPa, pa je prema tome odabran materijal veće poluge C55 s granicom elastičnosti od 500 MPa. Iz slike (25) je vidljivo da postoje mnoga područja (označeno plavom bojom) na kojima je naprezanje puno manje od granice elastičnosti. Na tim mjestima moguće je ukloniti materijal kako bi se smanjila masa bez narušavanja čvrstoće konstrukcije.



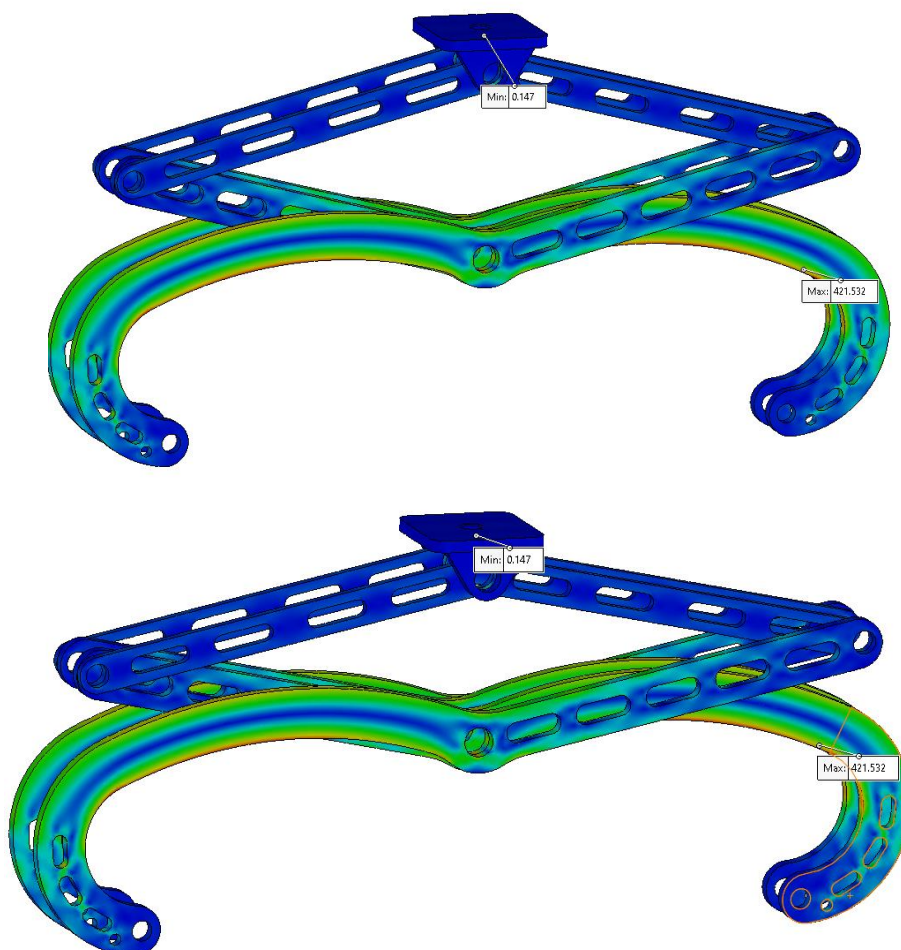
Slika 25. Rezultati naprezanja zahvatnog sredstva

Kako je gornja poluga slabo opterećena, za njenu izradu je odabran čelik S355.



Slika 26. Rezultati naprezanja zahvatnog sredstva uz smanjenje mase

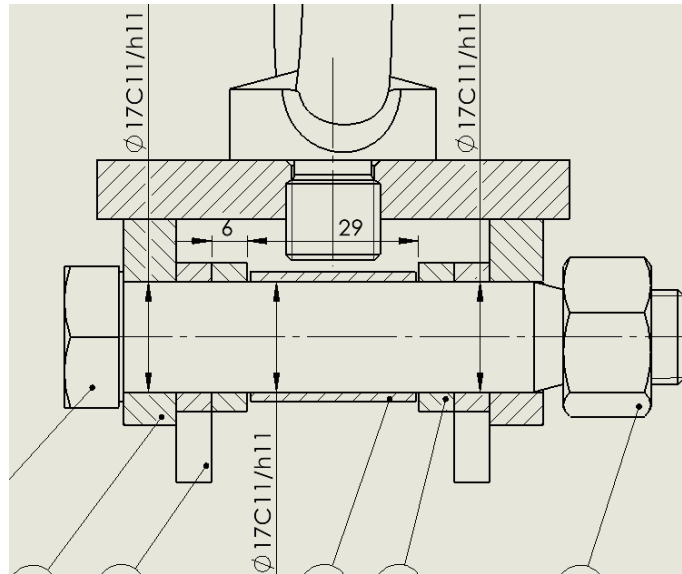
Na slici (27) prikazana je razlika između deformiranog i nedeformiranog zahvatnog sredstva za slučaj povlačenja najvećeg tereta.



Slika 27. Deformirano (gore) i nedeformirano (dolje) zahvatno sredstvo

3.4 Proračun spoja gornje poluge

Na slici (28) prikazan je u presjeku spoj gornjih poluga s ušicom koje su međusobno povezane dosjednim vijkom. Materijal ušice je S235, a poluge S355. Dosjedni vijak je kvalitete 8.8.



Slika 28. Spoj gornjih poluga

Kod proračuna svih dijelova zahvatnog sredstva, pretpostavljena je maksimalna vučna sila zbog sigurnosti. Kut α očitao je iz tablice (7).

Sila koja opterećuje poluge iznosi:

$$F = \frac{F_V}{2 \cdot \sin(\alpha)} = \frac{2677,1}{2 \cdot \sin(11,7)} = 6600,8 \text{ N.} \quad (17)$$

Bočni tlak na ušici iznosi:

$$p_{\text{ušice}} = \frac{F_V}{2 \cdot 9 \cdot 17} = \frac{2677,1}{306} = 14,6 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 30 \text{ MPa.} \quad (18)$$

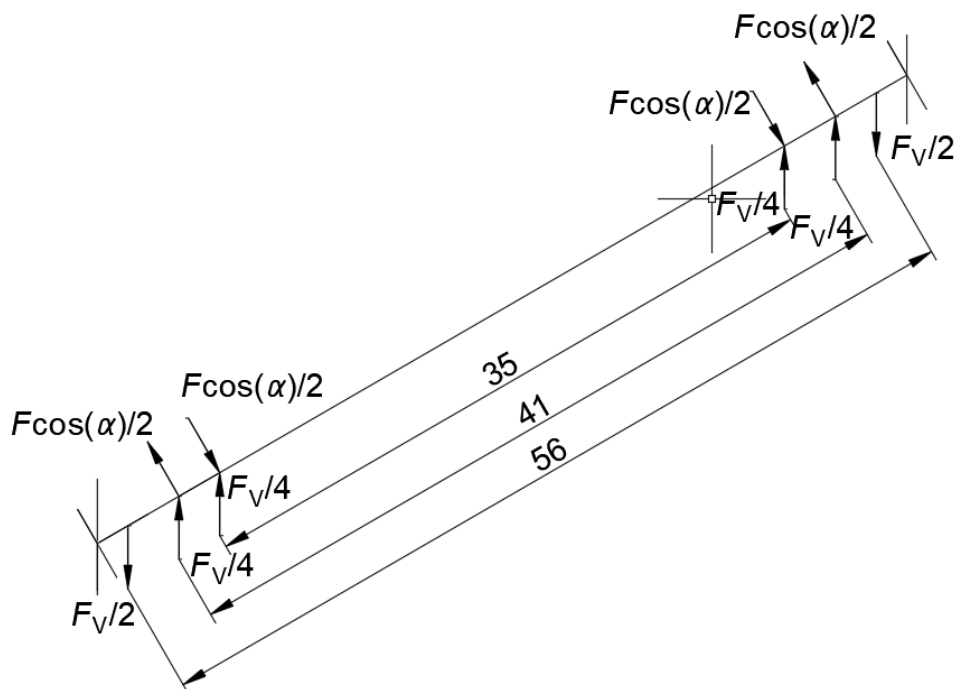
Bočni tlak gornje poluge iznosi:

$$p_{\text{gpolugel}} = \frac{F}{2 \cdot 6 \cdot 17} = \frac{6600,8}{204} = 32,36 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 35 \text{ MPa.} \quad (19)$$

Odrež na naslonu dosjednog vijka iznosi:

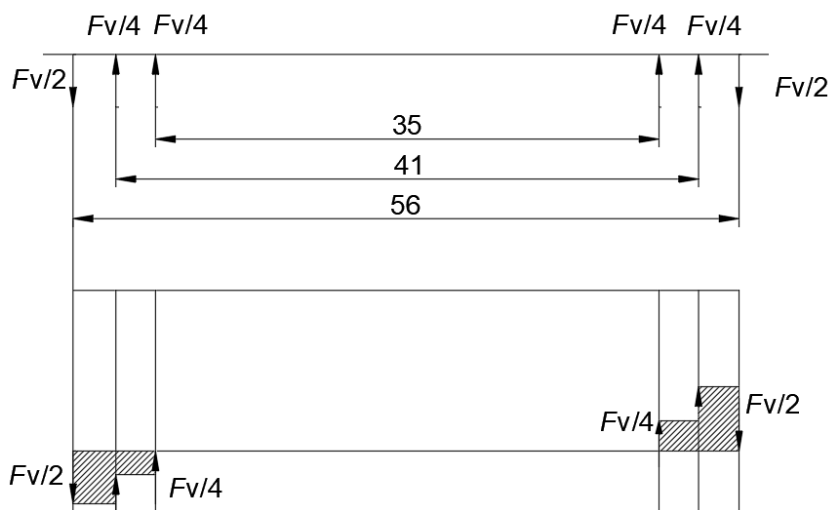
$$\tau = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{6600,8}{\frac{2 \cdot 17^2 \pi}{4}} = 14,54 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 87 \text{ MPa.} \quad (20)$$

Na slici (29) prikazan je u izometriji dosjedni vijak s ucrtanim reakcijama veza.



Slika 29. Vijak oslobođen veza

Na slici (30) prikazan je vijak s reakcijama veza u vertikalnoj ravnini s ucrtanim dijagramom poprečnih sila.



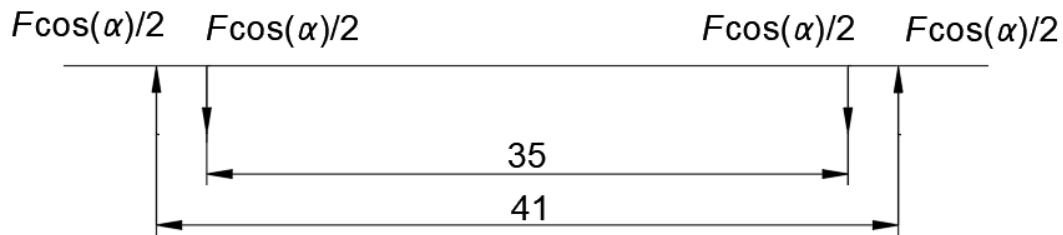
Slika 30. Dosjedni vijak oslobođen veza u vertikalnoj ravnini

Moment savijanja u vertikalnoj ravnini određen je izrazom (21).

$$M_s^v = \frac{F_V}{2} \cdot \frac{56 - 41}{2} + \frac{F_V}{4} \cdot \frac{41 - 35}{2} = \frac{2677,1}{2} \cdot \frac{56 - 41}{2} + \frac{2677,1}{4} \cdot \frac{41 - 35}{2}. \tag{21}$$

$$M_s^v = 12046,95 \text{ Nmm}. \tag{22}$$

Na slici (31) prikazan je vijak s reakcijama veza u horizontalnoj ravnini.



Slika 31. Vijak u horizontalnoj ravnini

Moment savijanja u horizontalnoj ravnini određen je izrazom (23).

$$M_s^h = \frac{F \cos(\alpha)}{2} \cdot \frac{41 - 35}{2} = \frac{6600,8 \cdot \cos(11,7)}{2} \cdot \frac{41 - 35}{2} = 9695,5 \text{ Nmm.} \quad (23)$$

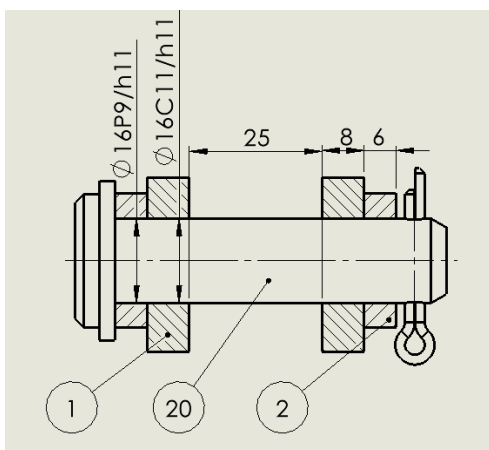
Naprezanje na savijanje određeno je izrazom (24).

$$\sigma_s = \frac{\sqrt{M_s^h{}^2 + M_s^v{}^2}}{0,1 \cdot d_s^3} = \frac{\sqrt{12046,95^2 + 9695,5^2}}{0,1 \cdot 17^3} = 31,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{sdop} = 128 \text{ MPa.} \quad (24)$$

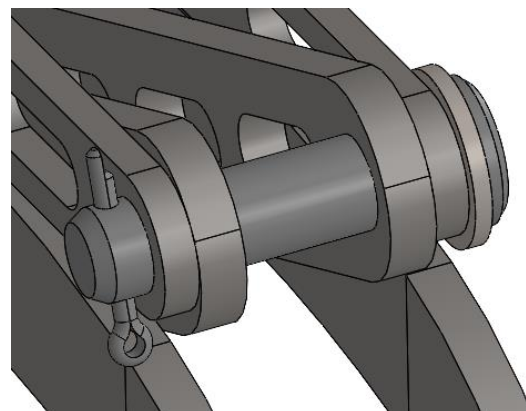
Kako su sva naprezanja manja od dopuštenih, zaključujemo da svi elementi zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

3.5 Proračun spoja gornje i donje poluge

Gornja i donja poluga međusobno su spojene zatikom pri čemu je između gornje poluge i zatika prijelazni dosjed, a između donje poluge i zatika labavi dosjed. Materijal zatika je čelik C45.



Slika 32. Spoj gornje i donje poluge



Slika 33. Spoj gornje i donje poluge (3D prikaz)

Bočni tlak gornje poluge iznosi:

$$p_{\text{gpolugeII}} = \frac{F}{2 \cdot 6 \cdot 16} = \frac{6600,8}{192} = 34,4 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 98 \text{ MPa.} \quad (25)$$

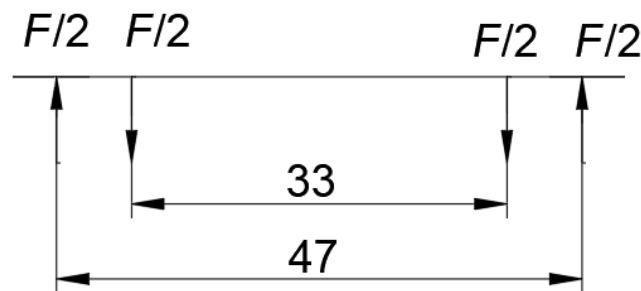
Bočni tlak donje poluge iznosi:

$$p_{\text{dpolugeI}} = \frac{F}{2 \cdot 8 \cdot 16} = \frac{6600,8}{256} = 25,8 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 30 \text{ MPa.} \quad (26)$$

Odrež zatika na spoju s polugom iznosi:

$$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{6600,8}{\frac{2 \cdot 16^2 \pi}{4}} = 16,4 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 87 \text{ MPa.} \quad (27)$$

Na slici (34) prikazan je zatic oslobođen veza s ucrtanim reakcijama.



Slika 34. Zatic oslobođen veza

Moment savijanja koji opterećuje zatic iznosi:

$$M_s = \frac{F}{2} \cdot \frac{47 - 33}{2} = \frac{6600,8}{2} \cdot \frac{47 - 33}{2} = 23102,8 \text{ Nmm.} \quad (28)$$

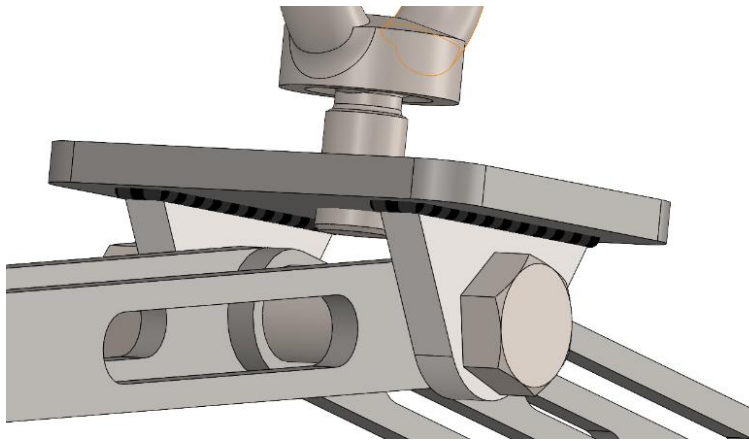
Naprezanje na savijanje zatika iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{0,1 \cdot d_z^3} = \frac{23102,8}{0,1 \cdot 16^3} = 56,4 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{s dop}} = 128 \text{ MPa.} \quad (29)$$

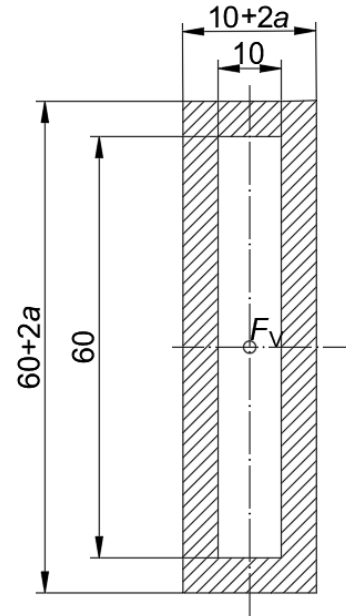
Kako su sva naprezanja manja od dopuštenih, možemo zaključiti da svi elementi zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

3.6 Proračun čvrstoće zavora gornje ušice

Na slici (36) prikazan je poprečni presjek zavora s ucrtanim opterećenjem. Zavar je opterećen samo vlačno uslijed vučne sile.



Slika 35. Prikaz zavora na 3D modelu



Slika 36. Poprečni presjek zavora

Površina zavora iznosi:

$$A = (10 + 2a) \cdot (60 + 2a) - 60 \cdot 10. \quad (30)$$

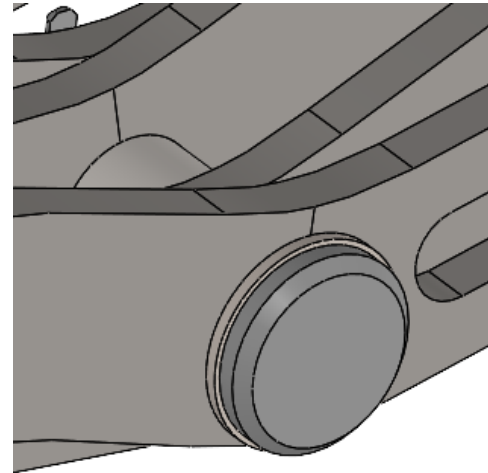
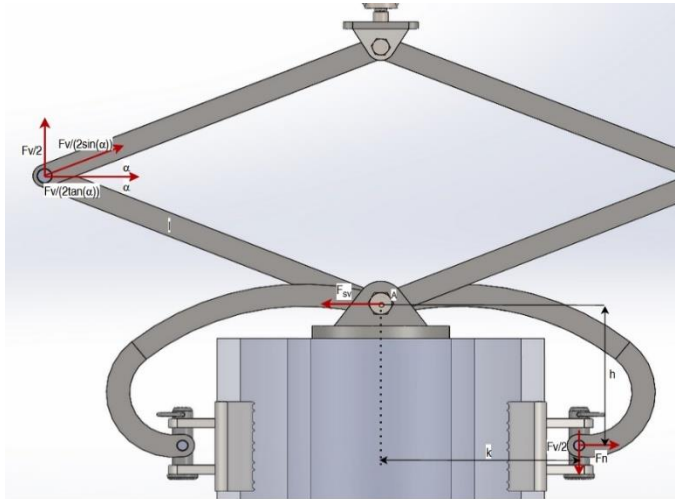
Vlačno naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_V}{2A_{zav}} = \frac{2677,1}{2(10 + 2a) \cdot (60 + 2a) - 2 \cdot 600} \leq \sigma_{dop} = 60 \text{ MPa}. \quad (31)$$

Rješavanjem gornjeg izraza slijedi da je potrebna debljina zavora $0,16$ mm. Odabrana debljina zavora iznosi $a = 3$ mm.

3.7 Proračun spoja donjih poluga

Lijeva i desna donja poluga spojene su svornjakom promjera 20 mm. Svornjak je od ispadanja osiguran rascjepkom. Na slici (38) prikazan je 3D model spoja, dok je na slici (37) prikazana lijeva donja poluga oslobođena veza s ucrtanim reakcijama. Materijal svornjaka je čelik C45.



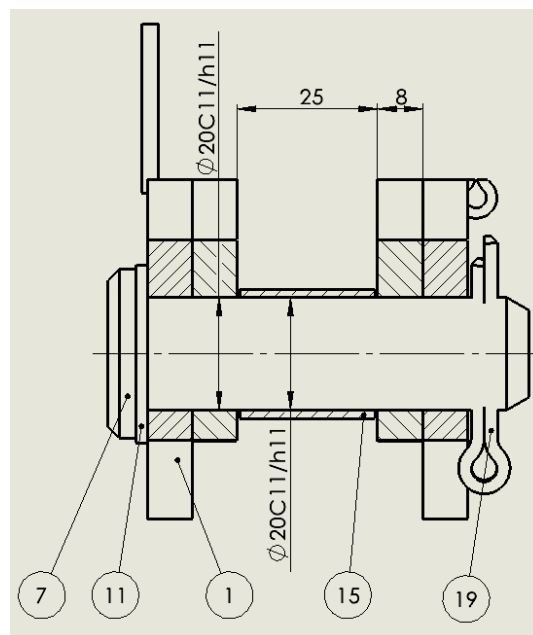
Slika 38. Određivanje opterećenja na svornjaku

Slika 37. Spoj donjih poluga

Da bi se odredila sila koja opterećuje svornjak, postavljena je jednadžba ravnoteže sila u smjeru horizontalne osi. Kako se vertikalne sile u iznosu $F_V/2$ međusobno ponište, svornjak je opterećen samo u horizontalnom smjeru. Prema tome sila u svornjaku iznosi:

$$F_{sv} = \frac{F_V}{2 \cdot \tan(\alpha)} + F_n = \frac{2677,1}{2 \cdot \tan(11,7)} + 8781,1 = 15244,7 \text{ N.} \quad (32)$$

Na slici (39) prikazan je spoj poluga sa svornjakom u presjeku.



Slika 39. Spoj donjih poluga u presjeku

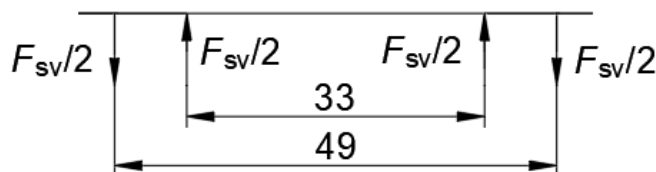
Bočni tlak na donjoj poluzi iznosi:

$$p_{\text{dopolugeII}} = \frac{15244,7}{2 \cdot 20 \cdot 8} = 47,64 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 50 \text{ MPa}. \quad (33)$$

Odrež na naslonu svornjaka iznosi:

$$\tau = \frac{F_{\text{sv}}}{2A} = \frac{15244,7}{2 \cdot \frac{20^2 \pi}{4}} = 24,26 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 87 \text{ MPa}. \quad (34)$$

Na slici (40) prikazan je svornjak oslobođen veza s ucrtanim reakcijama.



Slika 40. Svornjak oslobođen veza

Moment koji opterećuje svornjak iznosi:

$$M_s = \frac{F_{\text{sv}}}{2} \cdot \frac{49 - 33}{2} = \frac{15244,7}{2} \cdot \frac{49 - 33}{2} = 60978,8 \text{ Nmm}. \quad (35)$$

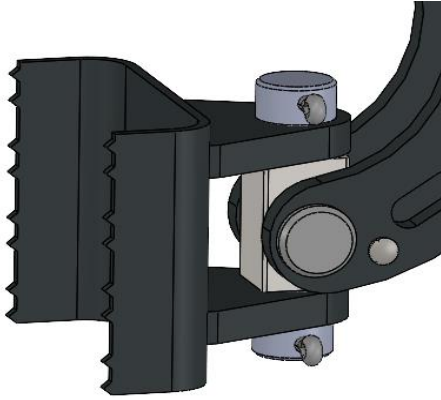
Naprezanje svornjaka na savijanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} = \frac{60978,8}{0,1 \cdot 20^3} = 76,22 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{sdop}} = 128 \text{ MPa}. \quad (36)$$

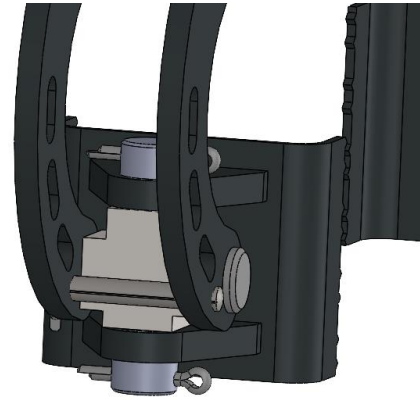
Kako su iznosi svih naprezanja manji od dopuštenih, možemo zaključiti da svi elementi zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

3.8 Proračun spoja donje poluge i čeljusti

Na slici (41) prikazan je 3D model spoja čeljusti i donje poluge. Čeljust je zglobovom vezom spojena s zatikom, a drugi zatik je u labavom dosjedu s puškicom. Ovakvom konstrukcijom omogućava se rotacija čeljusti oko dvije osi, što je potrebno kako bi se osigurao pravilan zahvat čeljusti, budući da je površina drveta rijetko idealni valjak.

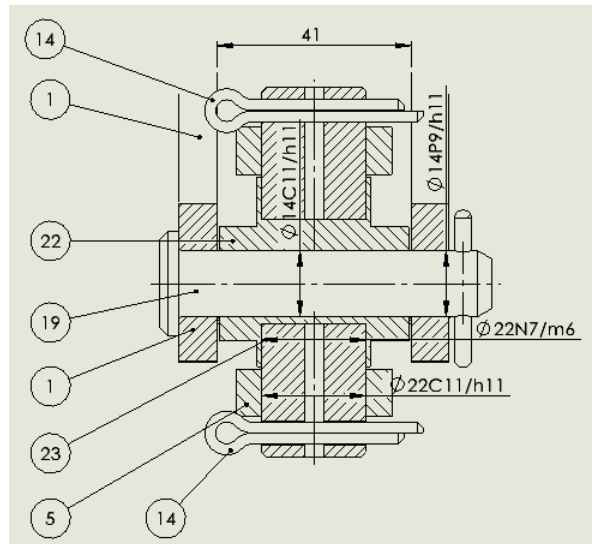


Slika 42. Spoj čeljusti i donje poluge - 2



Slika 41. Spoj čeljusti i donje poluge-1

Na slici (43) prikazan je u presjeku spoj čeljusti i donje poluge.



Slika 43. Spoj čeljusti i donje poluge u presjeku

Bočni pritisak na donjoj poluzi iznosi:

$$p_{\text{dopolugeII}} = \frac{F_n}{2 \cdot 8 \cdot 14} = \frac{8781,1}{224} = 39,2 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 104 \text{ MPa}. \quad (37)$$

Bočni pritisak puškice na spoju s zatikom 19 iznosi:

$$p_p = \frac{F_n}{14 \cdot 41} = \frac{8781,1}{574} = 15,3 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 30 \text{ MPa}. \quad (38)$$

Bočni pritisak puškice na spoju s zatikom 23 iznosi:

$$p_p = \frac{F_n}{9 \cdot 22} = \frac{8781,1}{9 \cdot 22} = 44,35 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 104 \text{ MPa}. \quad (39)$$

Moment savijanja oko horizontalne osi iznosi:

$$M_s^h = 0,5F_n \cdot 0,5 \cdot 8 = 0,5 \cdot 8781,1 \cdot 4 = 17562,2 \text{ Nmm.} \quad (40)$$

Moment savijanja oko vertikalne osi iznosi:

$$M_s^v = 0,5 \cdot F_v \cdot 0,5 \cdot 8 = 0,5 \cdot 2677,1 \cdot 0,5 \cdot 8 = 5354,2 \text{ Nmm.} \quad (41)$$

Naprezanje zatika na savijanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{\sqrt{(M_s^v)^2 + (M_s^h)^2}}{W} = \frac{\sqrt{5354,2^2 + 17562,2^2}}{0,1 \cdot 14^3} = 66,92 \text{ MPa} \leq \sigma_{\text{sdop}} = 128 \text{ MPa.} \quad (42)$$

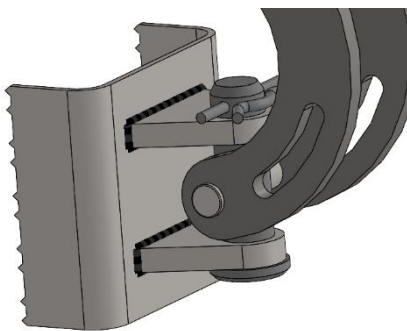
Naprezanje zatika na smik iznosi:

$$\tau = \frac{F_n}{2A} = \frac{8781,1}{2 \cdot \frac{14^2 \pi}{4}} = 28,52 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 87 \text{ MPa.} \quad (43)$$

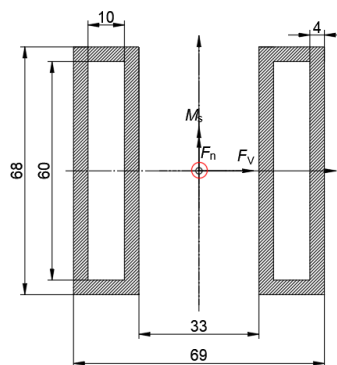
Kako su sva naprezanja manja od dozvoljenih, zaključujemo da svi elementi zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

3.9 Provjera čvrstoće zavora čeljusti i ušice

Na slici (45) prikazan je poprečni presjek zavora s ucrtanim opterećenjem. Na slici (44) prikazan je zavar čeljusti i ušice na 3D modelu. Debljina zavora iznosi 4 mm.



Slika 44. Zavar čeljusti i ušice



Slika 45. Poprečni presjek zavora

Površina zavora iznosi:

$$A_{\text{zav}} = 2 \cdot (68 \cdot 18 - 60 \cdot 10) = 1248 \text{ mm}^2. \quad (44)$$

Tlačno naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_t = \frac{F_n}{A_{\text{zav}}} = \frac{8781,1}{1248} = 7,04 \text{ MPa.} \quad (45)$$

Naprezanje zavora na smik iznosi:

$$\tau = \frac{2677,1}{18 \cdot 4 \cdot 4} = 9,3 \text{ MPa.} \quad (46)$$

Naprezanje zavora na savijanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} = \frac{2677,1 \cdot 35}{\frac{68 \cdot 69^3}{12} - \frac{68 \cdot 33^3}{12} - 2 \cdot \left(\frac{60 \cdot 10^3}{12} + 600 \cdot 25,5^2 \right)} \cdot \frac{69}{2} = 3,73 \text{ MPa.} \quad (47)$$

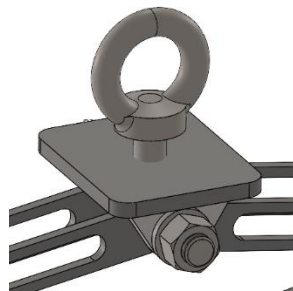
Reducirano naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_s + \sigma_t)^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(3,73 + 7,04)^2 + 3 \cdot 9,3^2} = 19,4 \leq \sigma_{\text{dop}} = 60 \text{ MPa.} \quad (48)$$

Kako je reducirano naprezanje manje od dopuštenog, zaključujemo da zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

3.10 Provjera čvrstoće očnog vijka

Na slici (46) prikazan je 3D model očnog vijka (DIN 580) koji služi za prihvat završetka užeta. Materijal vijka je čelik C15E.



Slika 46. Očni vijak

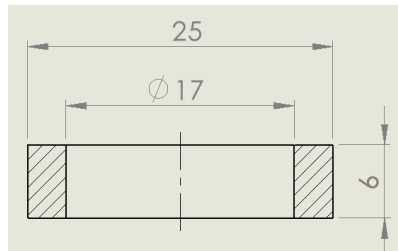
Vlačno naprezanje uslijed vučne sile iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F_V}{A_j} = \frac{2677,1}{A_j} \leq \sigma_{\text{dop}} = R_e = 290 \text{ MPa.} \quad (49)$$

Rješavanjem gornjeg izraza slijedi da je potrebna površina jezgre očnog vijka $9,23 \text{ mm}^2$. Iz konstrukcijskih razloga, odabran je očni vijak s navojem M16.

3.11 Provjera čvrstoće gornje poluge

Gornja poluga opterećena je vlačnom silom iznosa $F/2$. Na slici (47) prikazan je kritičan presjek poluge na spoju s dosjednim vijkom.



Slika 47. Kritičan presjek poluge

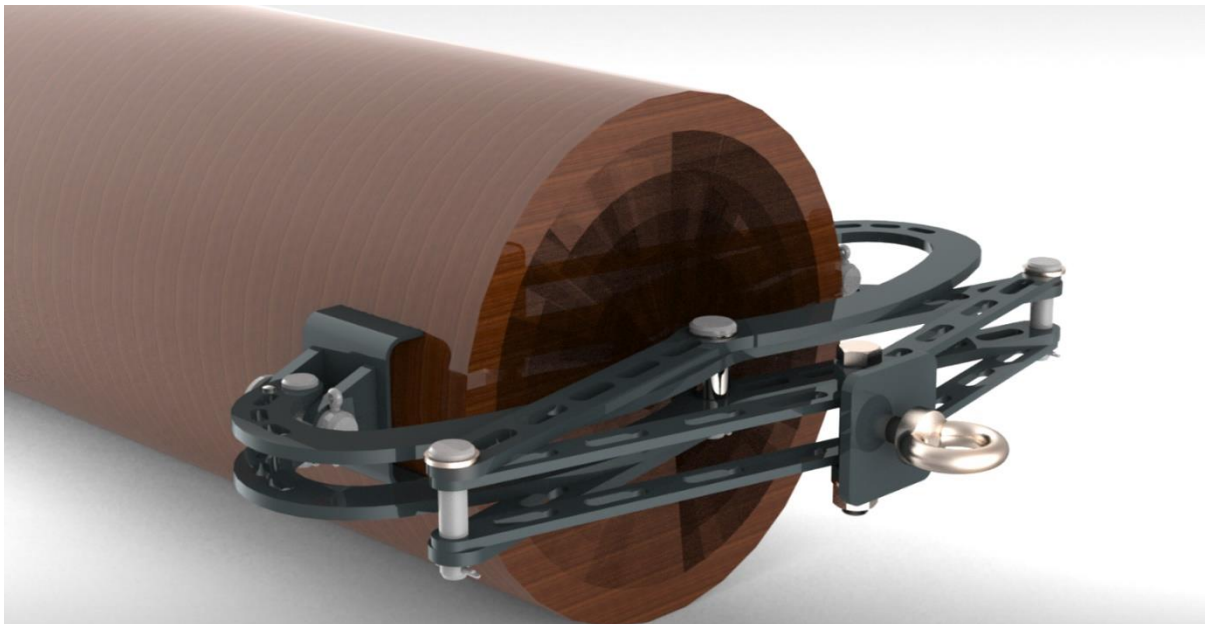
Vlačno naprezanje gornje poluge iznosi:

$$\sigma_v = \frac{F}{2A} = \frac{6600,8}{2 \cdot 25 \cdot 6 - 2 \cdot 17 \cdot 6} = 11,12 \text{ MPa} \leq R_{eS355} = 355 \text{ MPa}. \quad (50)$$

Kako je vlačno naprezanje manje od granice elastičnosti, zaključujemo da poluga zadovoljava uvjet čvrstoće.

3.12 3D render zahvatnog sredstva

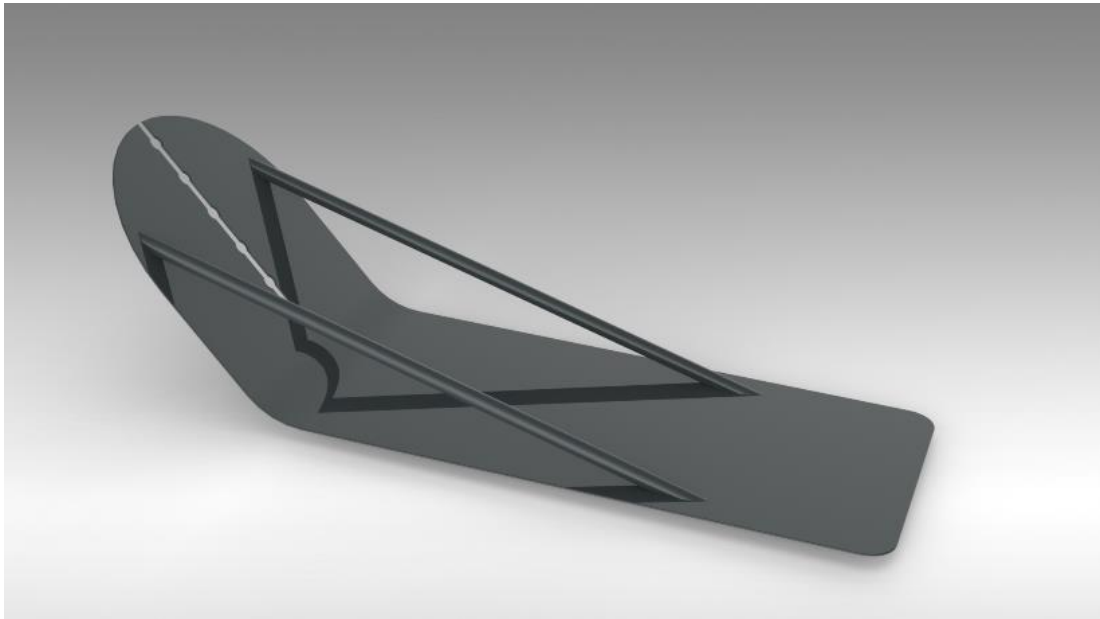
Na slici (48) prikazan je 3D render zahvatnog sredstva pričvršćenog na trupac.



Slika 48. 3D render zahvatnog sredstva

3.13 3D render zaštitnog lima

Na slici (49) prikazan je 3D render zaštitnog lima koji služi za lakše svladavanje prepreka, a postavlja se ispod drva.



Slika 49. Zaštitni lim

4. PRORAČUN NOSIVE KONSTRUKCIJE I BUBNJA

4.1 Potrebna snaga EM

Potrebna snaga elektromotora određena je izrazom (51).

$$P_{EM} = \frac{F_V \cdot v_p}{\eta_{red} \cdot \eta_{ležaj}^2 \cdot \eta_u} \quad (51)$$

Pretpostavljena brzina povlačenja iznosi 0,4 m/s, pa prema tome potrebna snaga iznosi:

$$P_{EM} = \frac{2677,1 \cdot 0,4}{0,9 \cdot 0,99^3} = 1226,2 \text{ W.} \quad (52)$$

Iz kataloga proizvođača Watt Drive odabran je elektromotor s reduktorom snage 1,5 kW-CG012-11P-90S/L-02E-TH-TF. Karakteristike elektromotora i reduktora prikazane su u tablici (8).

Tablica 8. Karakteristike elektromotora s reduktorom

Snaga EM	1,5 kW
Izlazna brzina vrtnje	127 min ⁻¹
Moment na izlazu iz reduktora	113 Nm
Prijenosni omjer reduktora	22,85
Masa EM+reduktor	20,7 kg
Promjer izlaznog vratila	Ø20k6
Završni premaz	RAL 7011

4.2 Potrebna debljina užeta

Sila u užetu iznosi:

$$F_u = \frac{F_V}{i_{kol} \cdot \eta_u} \quad (53)$$

pri čemu je:

$i_{kol} = 2$ - prienosni omjer koloturnika,

η_u - stupanj djelovanja koloturnika.

Stupanj djelovanja koloturnika određen je izrazom (54).

$$\eta_u = \frac{1}{u} \cdot \frac{1 - \eta_0^u}{1 - \eta_0} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,98^2}{1 - 0,98} = 0,99 \quad (54)$$

pri čemu je:

u – broj užadi iznad tereta,

η_0 – stupanj djelovanja užnice.

Ubacivanjem prethodno određenih vrijednosti u izraz (53) slijedi:

$$F_u = \frac{2677,1}{2 \cdot 0,99} = 1352,1 \text{ N.} \quad (55)$$

Potreban promjer užeta iznosi:

$$d_{\text{užeta}} \geq \sqrt{\frac{4S}{f \cdot \pi \cdot R_m}} \cdot \sqrt{F_V} \quad (56)$$

pri čemu je:

$S = 4$ – faktor sigurnosti za pogonsku grupu 1A_m,

$f = 2/3$ – faktor ispune materijala za vlaknastu užad,

$R_m = 350$ MPa – vlačna čvrstoća poliamidnog užeta.

Ubacivanjem zadanih vrijednosti u izraz (56) slijedi potreban promjer užeta.

$$d_{\text{užeta}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4}{\frac{2}{3} \cdot \pi \cdot 350}} \cdot \sqrt{2677,1} = 7,64 \text{ mm.} \quad (57)$$

Odabrano je uže promjera 8 mm.

4.3 Odabir bubnja

Potreban promjer bubnja određuje se prema izrazu (58).

$$D \geq \left(\frac{D}{d}\right)_{\min} \cdot c_p \cdot d_{\text{užeta}} \quad (58)$$

pri čemu je:

$\left(\frac{D}{d}\right)_{\min} = 11,2$ - minimalno dozvoljeni odnos,

$c_p = 1$ – faktor pregiba užeta.

Uvrštavanjem zadanih i izračunatih vrijednosti u izraz (58) određen je potreban promjer bubnja.

$$D \geq 89,6 \text{ mm.} \quad (59)$$

4.3.1 Provjera čvrstoće glavnog bubnja

Za izradu glavnog bubnja odabrana je bešavna debelostjena cijev vanjskog promjera $D_I=90$ mm s debljinom stijenke od $s = 5$ mm. Materijal cijevi je X5CrNi18-10.

Cirkularno naprezanje bubnja iznosi:

$$\sigma_\varphi = 0,5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = 0,5 \cdot \frac{1352,1}{8 \cdot 5} = 16,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{\varphi \text{dop}} = 100 \text{ MPa}. \quad (60)$$

Normalno naprezanje iznosi:

$$\sigma_x = 0,96 F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 1352,1 \cdot \sqrt{\frac{1}{90 \cdot 5^3}} = 12,24 \text{ MPa} \leq \sigma_{x \text{dop}} = 50 \text{ MPa}. \quad (61)$$

Kako su naprezanja manja od dopuštenih, zaključujemo da glavni bubanj zadovoljava uvjet čvrstoće.

4.3.2 Provjera čvrstoće sekundarnog bubnja

Za izradu sekundarnog bubnja odabrana je bešavna debelostjena cijev vanjskog promjera $D_{II}=141,3$ mm s debljinom stijenke $s=3,4$ mm. Materijal cijevi je X5CrNi18-10.

Cirkularno naprezanje sekundarnog bubnja iznosi:

$$\sigma_\varphi = 0,5 \cdot \frac{F_u}{t \cdot s} = 0,5 \cdot \frac{1352,1}{8 \cdot 3,4} = 24,9 \text{ MPa} \leq \sigma_{\varphi \text{dop}} = 100 \text{ MPa}. \quad (62)$$

Normalno naprezanje sekundarnog bubnja iznosi:

$$\sigma_x = 0,96 F_u \cdot \sqrt{\frac{1}{D \cdot s^3}} = 0,96 \cdot 1352,1 \cdot \sqrt{\frac{1}{141,3 \cdot 3,4^3}} = 17,42 \text{ MPa} \leq \sigma_{x \text{dop}} = 50 \text{ MPa}. \quad (63)$$

Kako su naprezanja manja od dopuštenih, zaključujemo da sekundarni bubanj zadovoljava uvjet čvrstoće.

4.4 Provjera momenta na bubnju i momenta reduktora

Kako bi se raspoloživa snaga elektromotora prilikom svake vuče maksimalno iskoristila, brzina povlačenja je korigirana tako da ona odgovara izlaznoj brzini vrtnje reduktora.

Brzina povlačenja glavnog bubnja iznosi:

$$v_{pl} = \frac{D_I \cdot \pi \cdot n_{EM}}{i_{kol}} = \frac{0,09 \cdot \pi \cdot 127}{60 \cdot 2} = 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (64)$$

Brzina iz izraza (64) odgovara brzini povlačenja ako je uže namješteno na glavni bubanj i to je ujedno i najmanja brzina povlačenja.

Brzina povlačenja sekundarnog bubnja iznosi:

$$v_{pII} = \frac{D_{II} \cdot \pi \cdot n_{EM}}{i_{kol}} = \frac{0,1413 \cdot \pi \cdot 127}{60 \cdot 2} = 0,47 \frac{m}{s}. \quad (65)$$

Brzina iz izraza (65) odgovara brzini povlačenja ako je uže namješteno na sekundarni bubanj i to je ujedno i maksimalna brzina povlačenja.

Provjera snage elektromotora uz korigiranu brzinu povlačenja:

$$P_{EM}' = \frac{2677,1 \cdot 0,47}{0,9 \cdot 0,99^3} = 1440,8 \text{ W} \leq 1500 \text{ W}. \quad (66)$$

Kako je potrebna snaga elektromotora i uz korigiranu brzinu povlačenja manja od snage odabranog elektromotora, zaključujemo da elektromotor zadovoljava.

Tablica 9. Potrebna snaga i moment

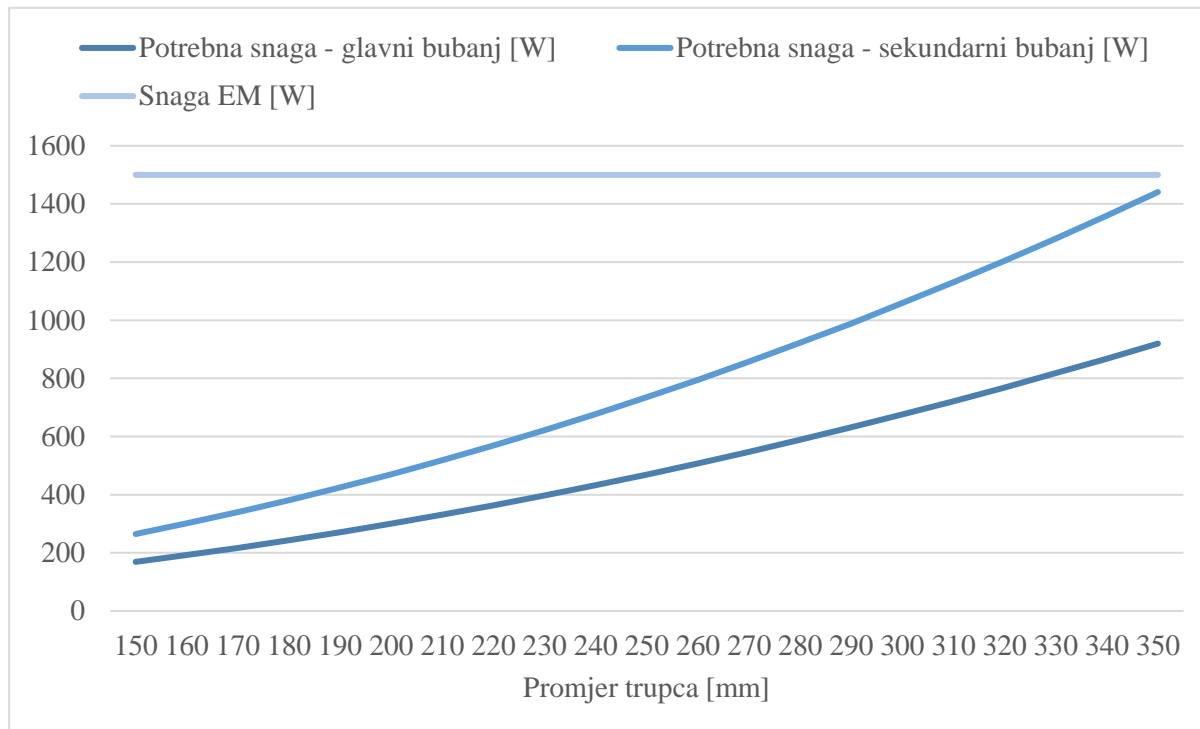
		$P_{EM} = 1500 \text{ W}, n_{bubnja} = n_{red} = 127 \text{ min}^{-1}, T_{izlaz} = 113 \text{ Nm}$			
d [mm]	F_V [N]	Glavni bubanj ($D_I = 90 \text{ mm}$) $v_{pI} = 0,3 \text{ m/s}$		Sekundarni bubanj ($D_{II} = 141,3 \text{ mm}$) $v_{pII} = 0,47 \text{ m/s}$	
		$P_{potrebno}$ [W]	$T_{potrebno}$ [Nm]	$P_{potrebno}$ [W]	$T_{potrebno}$ [Nm]
150	491,7	169	13,3	265	17,4
160	559,5	192	15,1	301	19,8
170	631,6	217	17,1	340	22,3
180	708,1	243	19,1	381	25,0
190	788,9	271	21,3	425	27,9
200	874,1	300	23,6	470	30,9
210	963,7	331	26,0	519	34,0
220	1057,7	363	28,6	569	37,4
230	1156,1	397	31,2	622	40,8
240	1258,8	432	34,0	677	44,5
250	1365,9	469	36,9	735	48,2
260	1477,3	508	39,9	795	52,2
270	1593,1	547	43,0	857	56,3
280	1713,3	589	46,3	922	60,5
290	1837,9	631	49,6	989	64,9
300	1966,8	676	53,1	1059	69,5
310	2100,1	721	56,7	1130	74,2
320	2237,8	769	60,4	1204	79,1
330	2379,9	818	64,3	1281	84,1
340	2526,3	868	68,2	1360	89,2
350	2677,1	920	72,3	1441	94,6

Iz tablice (9) vidljiv je potreban moment na bubnju (glavnom i sekundarnom) te snaga elektromotora za svaki promjer trupca. Iako vođenje i povlačenje užeta vrši i čovjek, ručna sila je zanemarena zbog sigurnosti. Kako je potreban moment manji od momenta reduktora, zaključujemo da elektromotor s reduktorom zadovoljava.

Moment iz tablice (9) određen je prema izrazu (67).

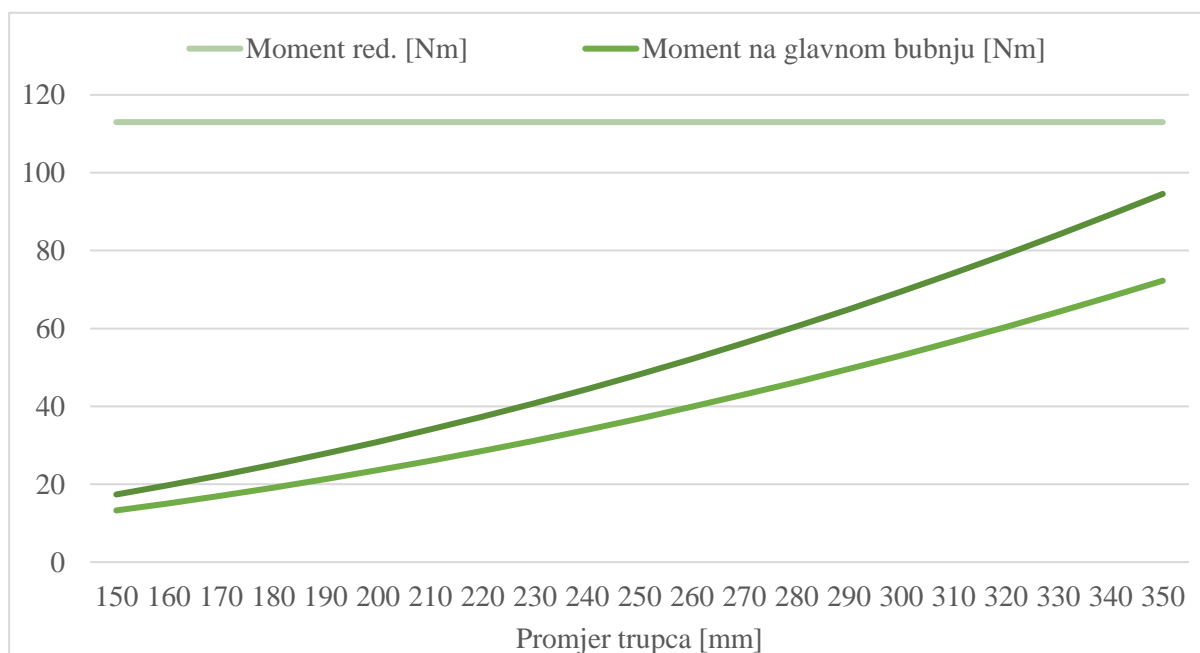
$$T_{\text{potrebno}} = \frac{F_V}{i_{\text{kol}}} \cdot \frac{d}{2} \quad (67)$$

Na slici (50) prikazana je potrebna snaga na pojedinom bubnju ovisno o promjeru trupca.



Slika 50. Potrebna snaga ovisno o promjeru trupca

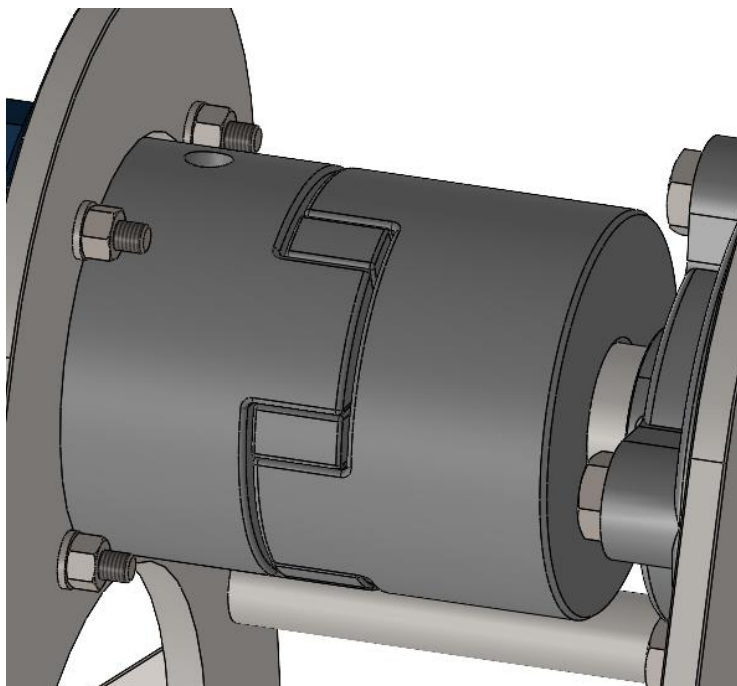
Na slici (51) prikazan je potreban moment na pojedinom bubnju ovisno o promjeru trupca.



Slika 51. Potreban moment ovisno o promjeru trupca

4.5 Provjera čvrstoće pera vratila

Na slici (52) prikazana je spojka pomoću koje se prenosi snaga s elektromotora na bubanj.



Slika 52. Spoj vratila elektromotora i vratila bubnja

Kod određivanja naprezanja pera, pretpostavljen je maksimalan moment kojim se pero može opteretiti i on je jednak momentu na izlazu iz reduktora. Pero je dimenzija 8x7x40.

Obodna sila koja opterećuje pero iznosi:

$$F_t = \frac{2T_{\text{izlaz}}}{d_v} = \frac{2 \cdot 113000}{30} = 7533,3 \text{ N.} \quad (68)$$

Unutarnji tlak na vratilu iznosi:

$$p_u = \frac{F_t}{t_1 \cdot l_t} = \frac{7533,3}{4,1 \cdot (40 - 8)} = 57,42 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 100 \text{ MPa.} \quad (69)$$

Vanjski tlak na spojci iznosi:

$$p_v = \frac{F_t}{t_2 \cdot l_t} = \frac{7533,3}{(7 - 4,1) \cdot (40 - 8)} = 81,2 \text{ MPa} \leq p_{\text{dop}} = 100 \text{ MPa.} \quad (70)$$

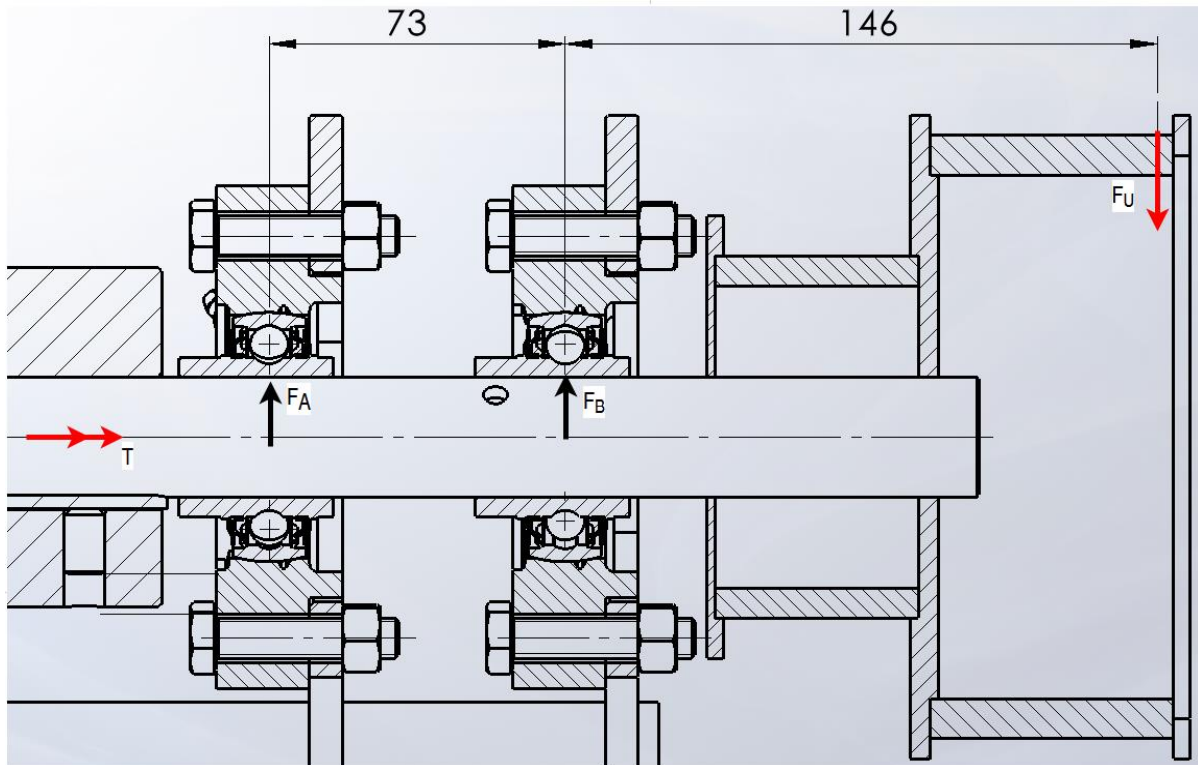
Odrez pera iznosi:

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot l_t} = \frac{7533,3}{8 \cdot (40 - 8)} = 29,4 \text{ MPa} \leq \tau_{\text{dop}} = 72 \text{ MPa.} \quad (71)$$

Kako su sva naprezanja manja od dozvoljenih, možemo zaključiti da vratilo, spojka i pero zadovoljavaju uvjet čvrstoće.

4.6 Provjera čvrstoće vratila

Kao materijal vratila odabran je čelik S235JR. Na slici (53) prikazan je bubanj s vratilom oslobođen veza s ucrtanim reakcijama za najnepovoljniji slučaj. Vratilo je zavareno za bubanj pa se može primijeniti princip solidifikacije.



Slika 53. Bubanj oslobođen veza

Suma momenata oko točke A iznosi:

$$F_B \cdot 73 = F_u \cdot (146 + 73). \quad (72)$$

Sila u osloncu B iznosi:

$$F_B = \frac{1352,1 \cdot (146 + 73)}{73} = 4056,3 \text{ N}. \quad (73)$$

Suma momenata oko točke B iznosi:

$$F_A \cdot 73 + F_u \cdot 146 = 0. \quad (74)$$

Sila u osloncu A iznosi:

$$F_A = -1352,1 \cdot \frac{146}{73} = -2704,2 \text{ N}. \quad (75)$$

Prema izrazu (75), smjer sile u osloncu A je pretpostavljen krivo.

Moment savijanja koji opterećuje vratilo iznosi:

$$M_s = F_A \cdot 73 = 2704,2 \cdot 73 = 197406,6 \text{ Nmm}. \quad (76)$$

Naprezanje vratila na savijanje iznosi:

$$\sigma_s = \frac{M_s}{W} = \frac{197406,6}{0,1 \cdot 30^3} = 73,11 \text{ MPa.} \quad (77)$$

Naprezanje vratila na uvijanje iznosi:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{113000}{0,2 \cdot 30^3} = 20,93 \text{ MPa.} \quad (78)$$

Faktor oblika iznosi:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{190}{\sqrt{3} \cdot 140} = 0,78. \quad (79)$$

Reducirano naprezanje vratila iznosi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\beta_{kf} \cdot \sigma_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_o \cdot \beta_{kt} \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{dop}. \quad (80)$$

Na mjestu najvećeg momenta savijanja (ležaj B) vratilo je izvedeno kao glatko pa faktori zareznog djelovanja iznose 1. Vrijednosti dinamičkih čvrstoća očitane su iz [11].

Ubacivanjem prethodno izračunatih naprezanja u izraz (80) slijedi:

$$\sigma_{red} = \sqrt{73,11^2 + 3 \cdot (0,78 \cdot 20,93)^2} = 78,4 \text{ MPa.} \quad (81)$$

Postojeća sigurnost iznosi:

$$s_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\sigma_{red}} = \frac{0,875 \cdot 0,9 \cdot 190}{78,4} = 1,91. \quad (82)$$

4.7 Odabir skretne užnice

Prilikom povlačenja koristi se skretna užnica čime je smanjen potreban moment na bubnju. Na slici (54) prikazana je skretna užnica proizvođača The Crosby Group. Proračun skretne užnice nije potreban jer je njeno maksimalno opterećenje 2 tone.

McKissick® Snatch Blocks



- Opening feature permits easy insertion of rope without reeving. Bolt for opening feature is retained, to ensure no lost bolts.
- Can be furnished with bronze bushings or roller bearings.
- Center pin equipped with pressure lube fitting.
- All sizes feature sheave grooves suited for a range of wire line diameters.
- Meets or exceeds all requirements of ASME B30.26 including identification ductility, design factor, proof load and temperature requirements. Importantly, these blocks meet other critical performance

- requirements including fatigue life and material traceability, not addressed by ASME B30.26.
- "All Alloy" snatch blocks feature a significant reduction in weight compared to snatch blocks made of non-alloy materials.
- Crosby's Engineered Solutions Group is ready to discuss your requirements and help select or develop the ideal block for your application. Call us at 1-800-777-1555.

Working Load Limits (t)*	Wire Rope Size (mm)	Sheave Diameter (mm)	Bearing Code	Weight Each (kg)	Catalog No.	Description	Stock No.	Dimensions (mm)						
								A	B	C	D	E	F	G
2	8 - 10	76	BB	1.4	404	Light Champion	102016	124	76	67	26	13	67	22

Slika 54. Skretna užnica [14]

4.8 Provjera čvrstoće ležajnog mjesta bubnja

Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje iznosi:

$$P_r = F_B = 4056,3 \text{ N.} \quad (83)$$

Dinamička opterećenost ležaja iznosi:

$$C_1 = P_r \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h_{\min}}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} \quad (84)$$

pri čemu je:

$\varepsilon = 3$ – eksponent vijeka trajanja za ležajeve s teorijskim dodirom u točki.

$$C_1 = 4056,3 \cdot \left(\frac{60 \cdot 127 \cdot 5000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 13649,1 \text{ N.} \quad (85)$$

Iz kataloga proizvođača ležaja odabran je ležaj s kućištem FYC 30 TF koji ima dinamičku nosivost od 19,5 kN. Na slici (55) prikazane su tehničke karakteristike ležaja.

Dimensions		Performance	
Bearing width, total	38.1 mm	Basic dynamic load rating	19.5 kN
Housing overall width	31 mm	Basic static load rating	11.2 kN
Pitch diameter of bolt holes of round and triangle flange type housing	100 mm	Limiting speed	6 300 r/min
Shaft diameter	30 mm		
Properties			
Bore type	Cylindrical		
Coating	Without		
Fastening bolt hole type	Plain		
Flanged housing type	Round		
Housing type	Flanged		
Lubricant	Grease		
Material, bearing	Bearing steel		
Material, housing	Cast iron		
Number of bolt holes for fasteners	4		
Relubrication hole	With		
Relubrication nipple	With		
Retaining feature, inner ring	Set screws		
Rubber seating ring	Without		
Sealing type	Contact, standard		
Sealing, bearing	Seal and flinger on both sides		
Sealing, unit	Without		

Slika 55. Tehničke karakteristike ležaja

4.9 Potreban broj prebačaja užeta

Potreban broj prebačaja užeta određuje se prema izrazu (86).

$$F_u = F_R \cdot e^{\mu \cdot \theta}. \quad (86)$$

pri čemu je:

$F_R = 50 \text{ N}$ – pretpostavljena ručna sila,

$\mu = 0,5$ [17] – faktor trenja između užeta i bubnja.

Ubacivanjem gornjih vrijednosti u izraz (86) slijedi potreban kut prebačaja.

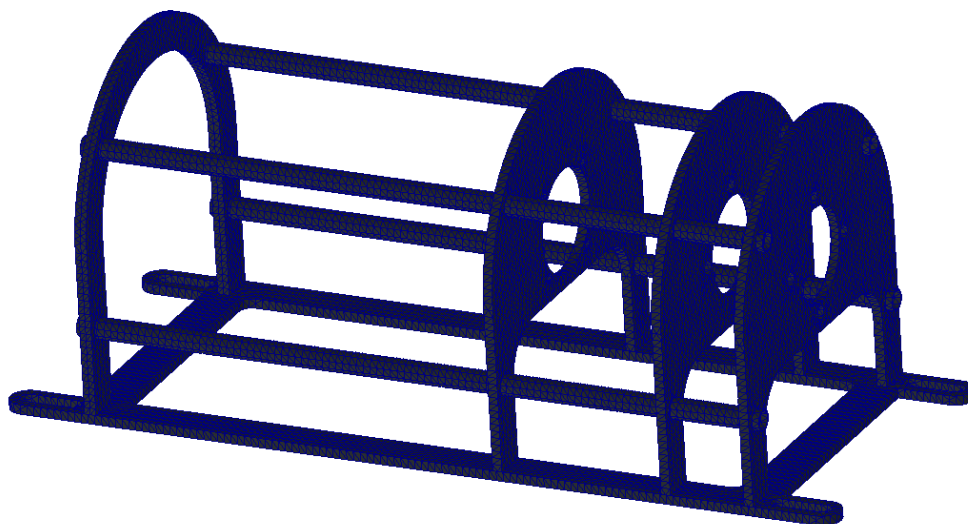
$$\theta = 6,6 \text{ rad} = 377,9^\circ.$$

Potreban broj prebačaja iznosi:

$$n_{pr} = \frac{\theta}{360} = \frac{377,9}{360} = 1,05 \rightarrow n_{pr} = 2. \quad (87)$$

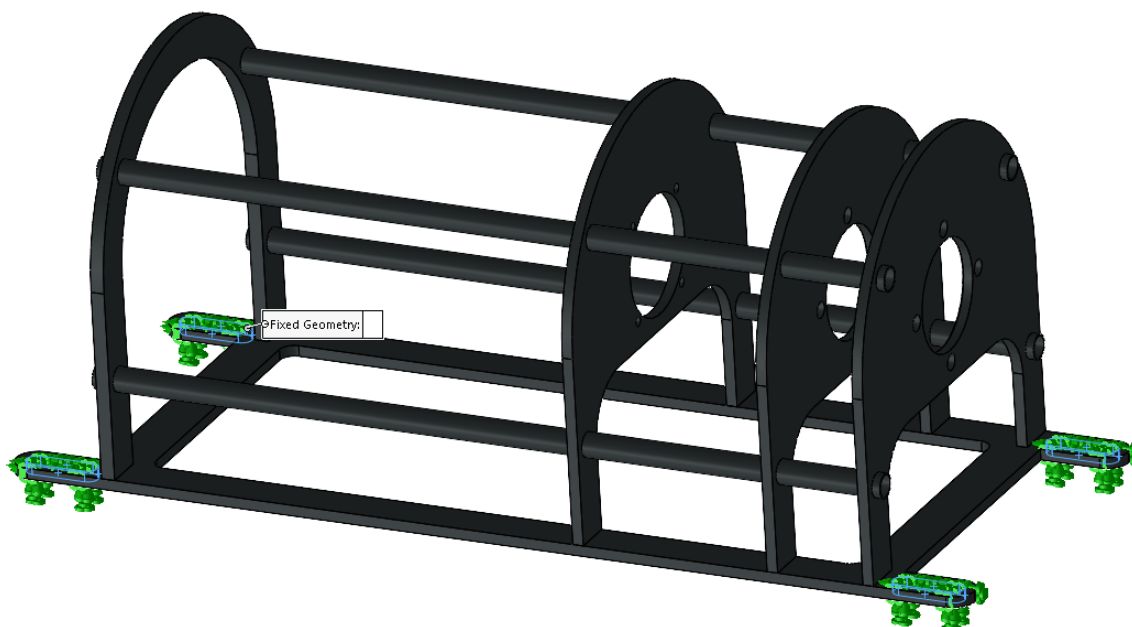
4.10 Provjera čvrstoće nosive konstrukcije

Provjera čvrstoće nosive konstrukcije provedena je putem FEM analize. Na slici (56) prikazana je nosiva konstrukcija s generiranom mrežom konačnih elemenata. Prema slici (53), dodana su opterećenja na mjestima A i B. Korišteni su trokutni konačni elementi.



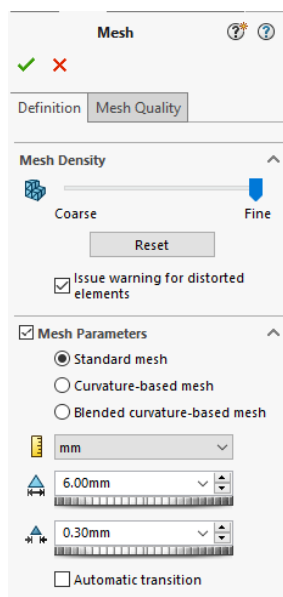
Slika 56. Nosiva konstrukcija – generirana mreža konačnih elemenata

Na slici (57) prikazani su definirani rubni uvjeti. Uklještenja su dodana na mjestima gdje se nosiva konstrukcija klinovima zabija u zemlju.



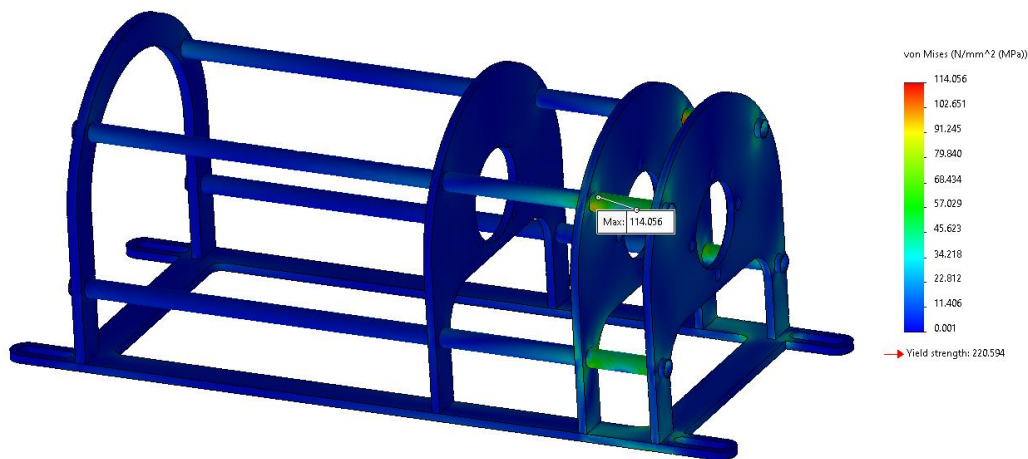
Slika 57. Definirani rubni uvjeti nosive konstrukcije

Na slici (58) prikazana je definirana mreža konačnih elemenata.



Slika 58. Definirana mreža konačnih elemenata nosive konstrukcije

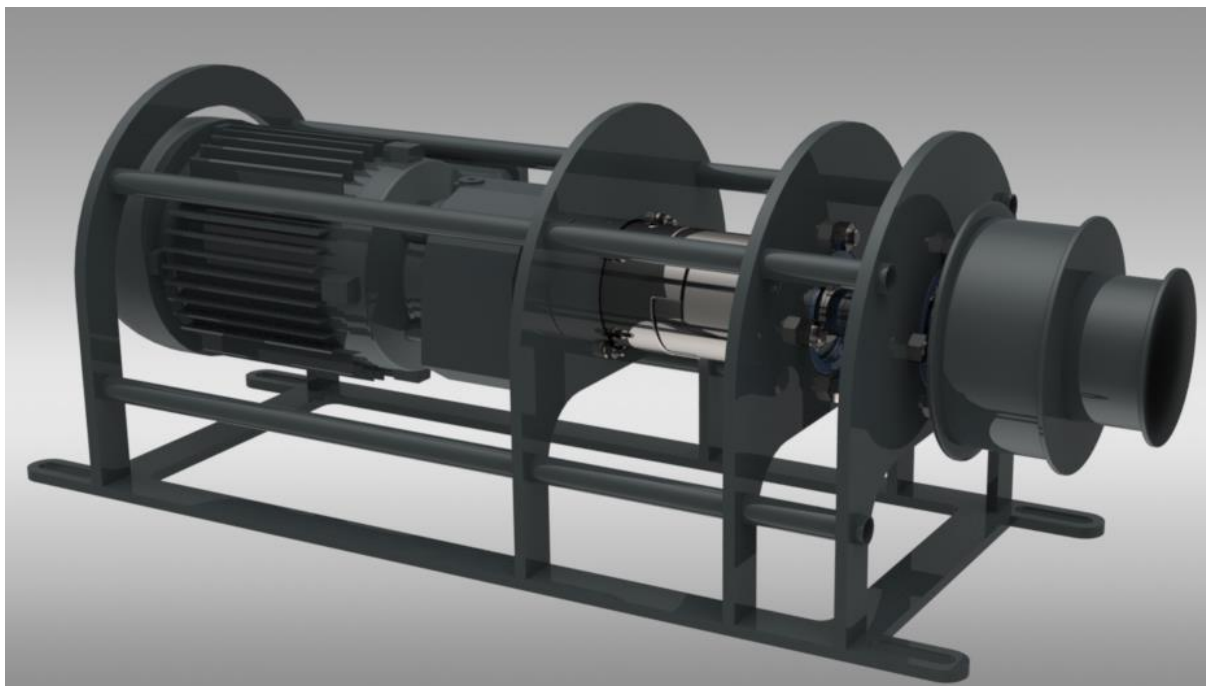
Na slici (59) prikazan je iznos naprezanja na pojedinim mjestima konstrukcije. Iz grafa desno može se vidjeti da maksimalno naprezanje iznosi 114 MPa, pa je prema tome odabrani materijal svih dijelova nosive konstrukcije čelik S235.



Slika 59. Nosiva konstrukcija – rezultati naprezanja

4.11 3D render

Na slici (60) prikazan je 3D render nosive konstrukcije s elektromotorom i bubnjem. Lijeva, desna i srednja vertikalna ploča međusobno su povezane cijevima. Na donjem okviru se nalaze utori u koje se zabijaju klinovi kojima se osigurava položaj nosive konstrukcije.



Slika 60. 3D render nosive konstrukcije

4.12 Antikorozivna zaštita

Kako bi se konstrukcija zaštitila protiv vlage i uvjeta okoline, sve nestandardne pozicije (osim vratila, puškice i toleriranih rupa) potrebno je premazati. U tablici (10) prikazan je odabir premaznih sredstava i debljina svakog sloja.

Tablica 10. Antikorozivna zaštita

	Temeljni premaz	Medusloj	Završni premaz	Ukupno
Debljina [μm]	80	80	80	240
Premazno sredstvo	EMD 156-HS Grau Zinkstaub	EMD 30 Grau TR	Add 43 RAL 7011	

5. ZAKLJUČAK

U ovom završnom radu prikazan je proces razvoja i konstrukcije zahvatnog sredstva i nosive konstrukcije. Prije koncipiranja provedena je analiza patenata i tržišta kako bi se dobio uvid u postojeće proizvode. Nakon toga izrađena je funkcijska struktura vitla i morfološka matrica u kojoj su prikazana parcijalna rješenja za pojedine funkcije. Izrađena su četiri koncepta zahvatnog sredstva te je vrednovanjem odabran najbolji s kojim se ide u konstrukcijsku razradu. Prema odabranom konceptu izrađen je 3D model i proračun bitnih dijelova. Kako bi se provjerila točnost rezultata, provedena je i FEM analiza. Nosiva konstrukcija sa zahvatnim sredstvom je bila izrađena u programu SolidWorks kao i FEM analiza te tehnička dokumentacija.

Konačno rješenje sastoji se od vitla, zahvatnog sredstva i zaštitnog lima. Zahvatno sredstvo ima masu manju od 8 kg čime se omogućava lako prenošenje i postavljanje na drvo. Nosiva konstrukcija s bubnjem ima masu od 38 kg pa su za prenošenje potrebne dvije osobe. Kako bi se omogućilo svladavanje prepreka izrađen je i zaštitni lim koji se postavlja ispod drva. Prednost ove konstrukcije je dvodijelni bubanj kojim se omogućava regulacija brzine povlačenja u odnosu na postojeća rješenja s jednodijelnim bubnjem te zahvatno sredstvo koje se brzo postavlja na trupac.

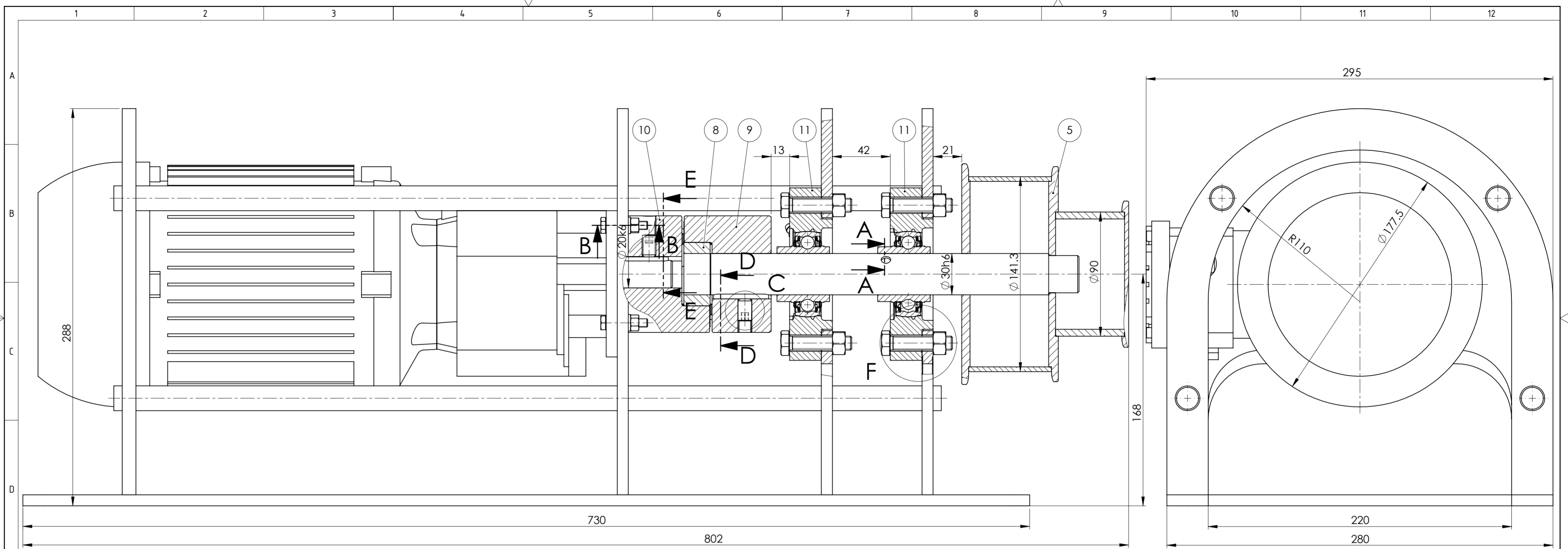
U daljnjem razvoju mogla bi se dodatno smanjiti masa zahvatnog sredstva smanjenjem duljina gornje i donje poluge. Ograničenje predstavlja faktor sigurnosti (sigurnost od proklizavanja) kod povlačenja drva najmanjeg promjera jer je u tom slučaju on najmanji. Smanjenjem duljine poluge smanjila bi se i normalna sila pa bi samim time i pali iznosi naprezanja pa bi se umjesto materijala C55 donje poluge mogao koristiti, primjerice, S355 čime bi se smanjili troškovi proizvodnje.

LITERATURA

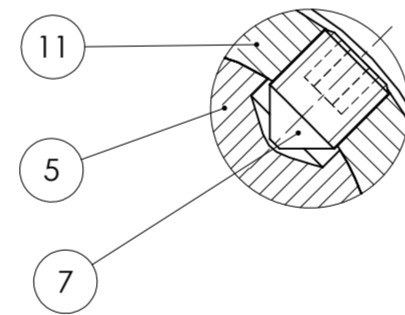
- [1] Vitlo. *Hrvatska enciklopedija, mrežno izdanje*. Leksikografski zavod Miroslav Krleža, 2021. Pristupljeno 29.8.2022. <http://www.enciklopedija.hr/Natuknica.aspx?ID=64919>.
- [2] Herold & Ščap & Hoić: *Prenosila i dizala*
- [3] Reeves, W. C. (1960). SAD Br. patenta US2930585A.
- [4] Smith, E. A. (1967). SAD Br. patenta US3322398A.
- [5] *Biolab*. (2022). Dohvaćeno iz www.biolab.hr
- [6] *Portable Winch EU*. (2022). Dohvaćeno iz www.portablewinch.eu
- [7] *Fine Software*. (2022). Dohvaćeno iz www.finesoftware.hr
- [8] McKenzie, W. K. (1968). The frictional behaviour of wood. *Wood Sci. Technol.* 2. 139-152. doi:<https://doi.org/10.1007/BF00394962>
- [9] *Lenger*. (2022). Dohvaćeno iz www.lenger.hr
- [10] Decker, K. H.: *Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb*, 1975.
- [11] Vučković K.: *Vratila- podloge uz predavanja*, 2022.
- [12] Kraut, B: *Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb*, 1988.
- [13] Bela. (2009). Winch for crane - Main elements. <https://hr.wikipedia.org/wiki/Vitlo>.
- [14] McKissick Blocks - Crosby General Catalog - The Crosby Group.” *The Crosby Group*, www.thecrosbygroup.com, 23.5.2019, www.thecrosbygroup.com/catalog/mckissick-blocks/.
- [15] Mario Štorga, S. Š. (2021). *Podloge uz predavanja iz kolegija Razvoj proizvoda*.
- [16] Gorišek, Ž. (2008). Dohvaćeno iz <https://korak.com.hr/korak-021-ozujak-2008-gustoca-drva/>
- [17] Brown, W. (1977). *Friction coefficients of synthetic ropes*. Dohvaćeno iz <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA036718.pdf>

PRILOZI

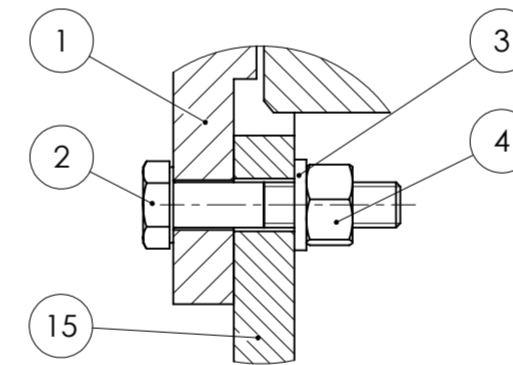
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija



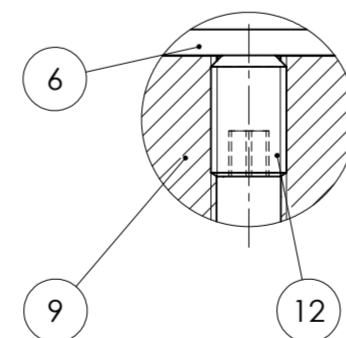
Presjek A-A (M2:1)



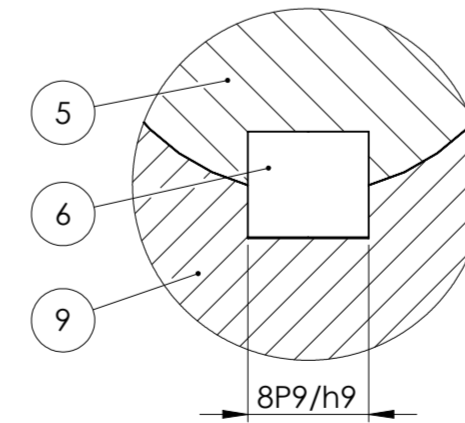
Presjek B-B (M1:1)



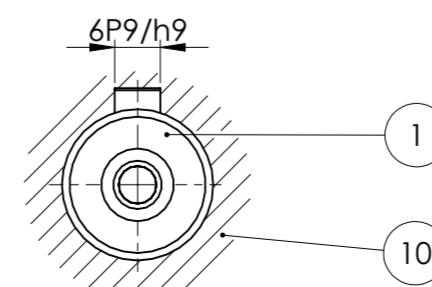
Detalj C (M1:1)



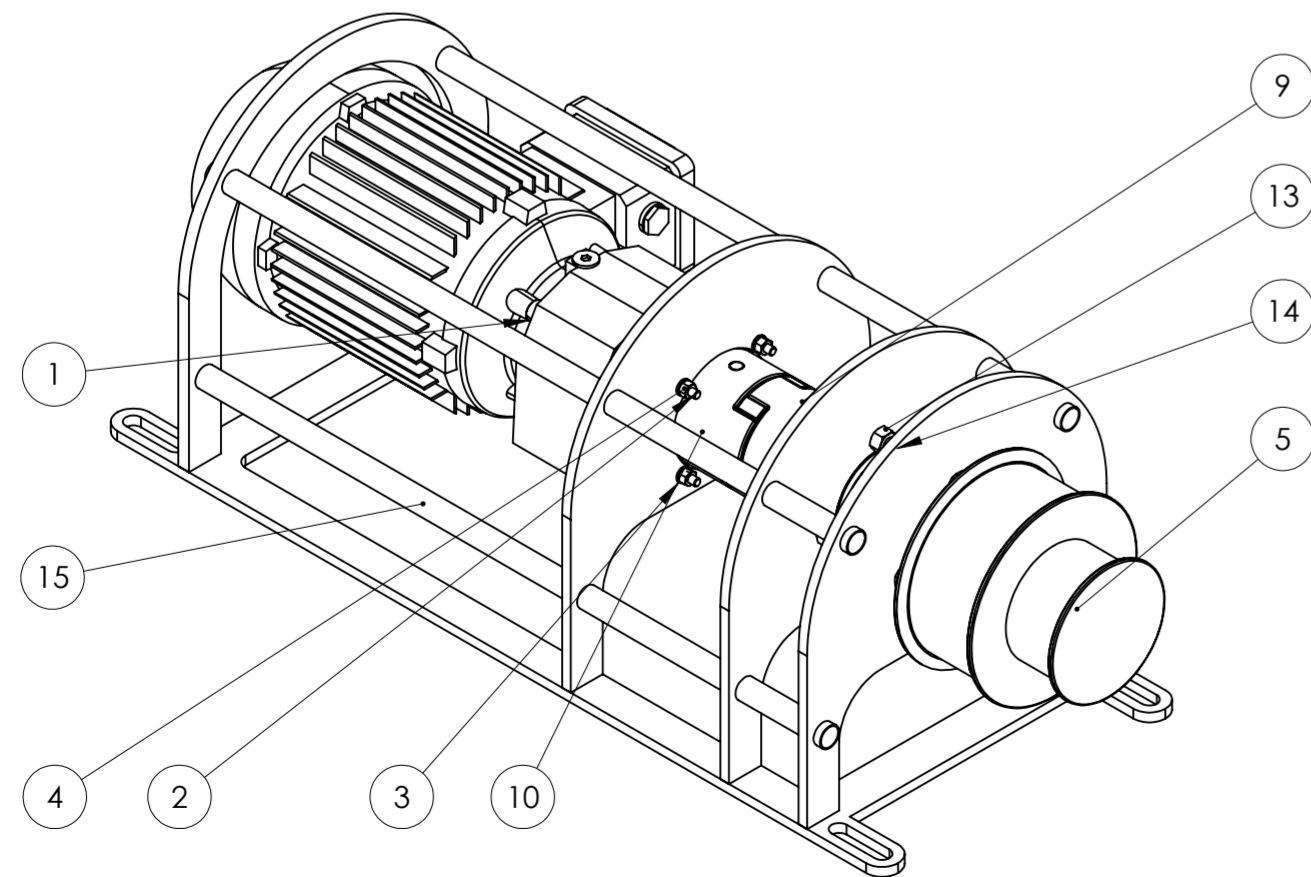
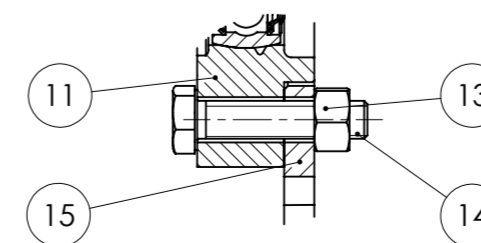
Presjek D-D (M2:1)



Presjek E-E (M1:1)

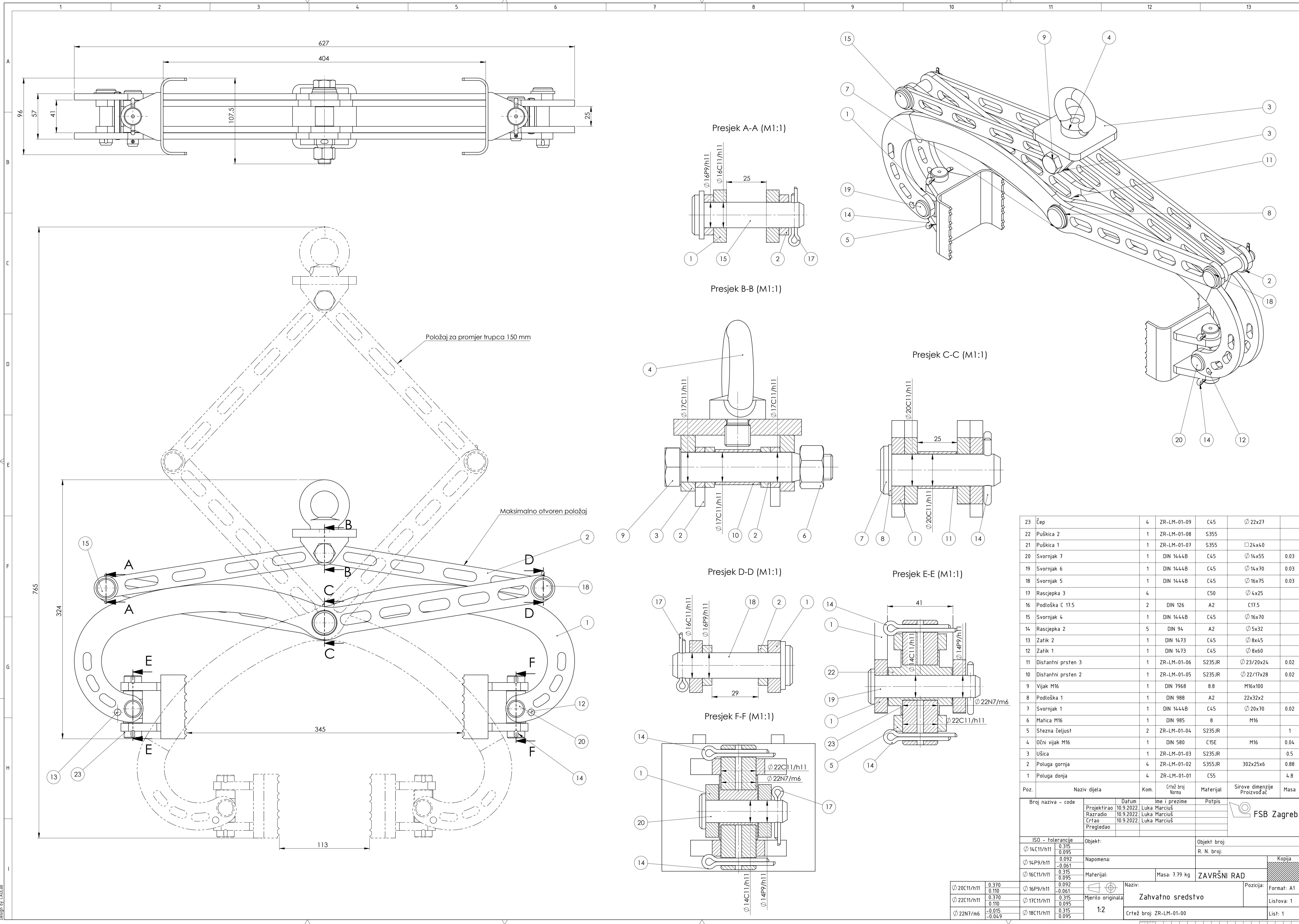


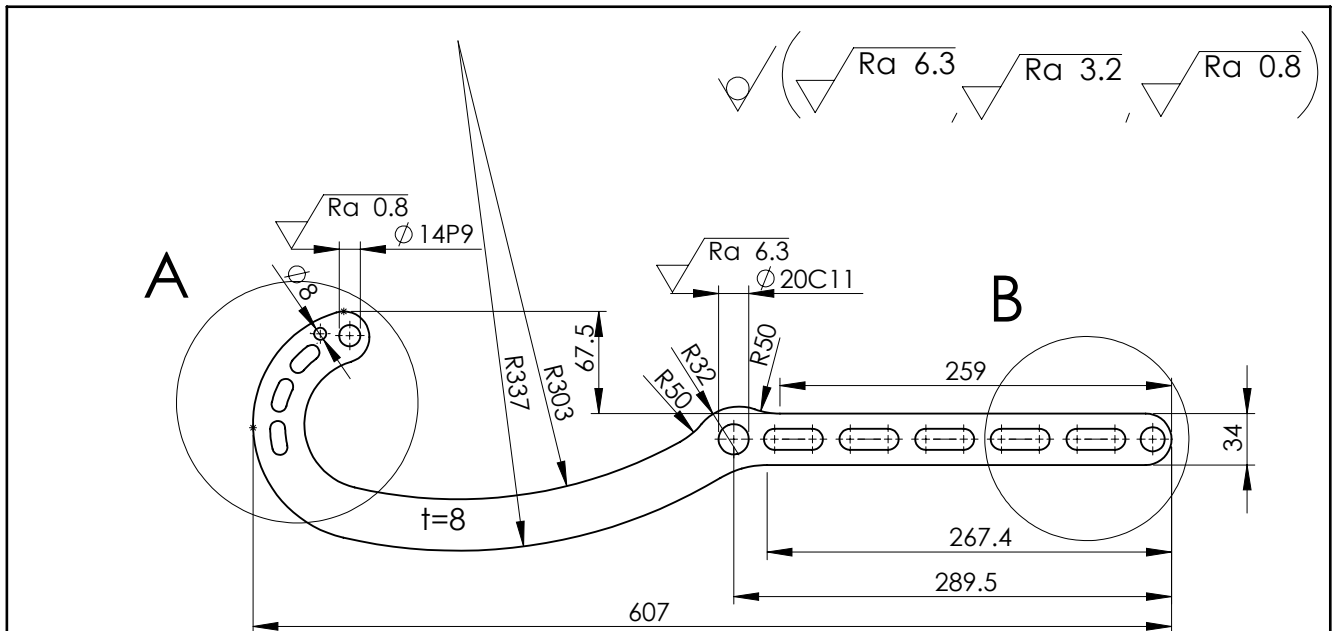
Detalj F (M1:2)



15	Nosiva konstrukcija	1	ZR-LM-02-02			8.7
14	Vijak M10x45	8	DIN EN 24017	5.8	M10x45	
13	Matica M10	8	ISO 4032	6	M10	
12	Vijak M10x16	2	DIN 913	A2	M10x16	
11	Ležaj s kućištem FYC 30 TF	2			SKF	2.5
10	Lijevi dio spojke	1	6413K202		McMASTER-CARR	0.25
9	Desni dio spojke	1	6413K184		McMASTER-CARR	0.23
8	Guma spojke	1	2410K17		McMASTER-CARR	0.04
7	Vijak M6x8	1	DIN 914	A2	M6x8	
6	Pero 8x7x40	1	DIN 6885	C45	8x7x40	
5	Sklop bubnja	1	ZR-LM-02-01			5.4
4	Matica M6	4	ISO 4034	5	M6	
3	Podloška A 6.4	4	DIN 125	A2	A 6.4	
2	Vijak M6	4	DIN EN 24014	5.8	M6x30	
1	EM i reduktor CG012-11P-90S/L-02E-TH-TF	1			Watt Drive	20.7
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa [kg]

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	10.9.2022.	Luka Marčiuš		
	Crtao	10.9.2022.	Luka Marčiuš		
	Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
6P9/h9	0.018			R. N. broj:	
	-0.042				
8P9/h9	0.021	Napomena:			
	-0.051				
Materijal:		Masa: 38.2 kg	ZAVRŠNI RAD		Kopija
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:	Format: A2
1:2		Nosiva konstrukcija s bubnjem i EM		Listova: 1	
		Crtež broj: ZR-LM-02-00		List: 1	



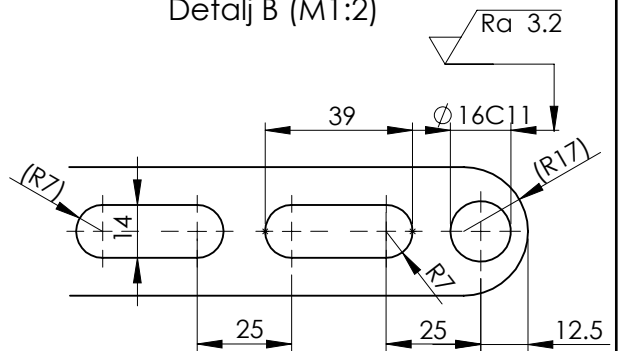
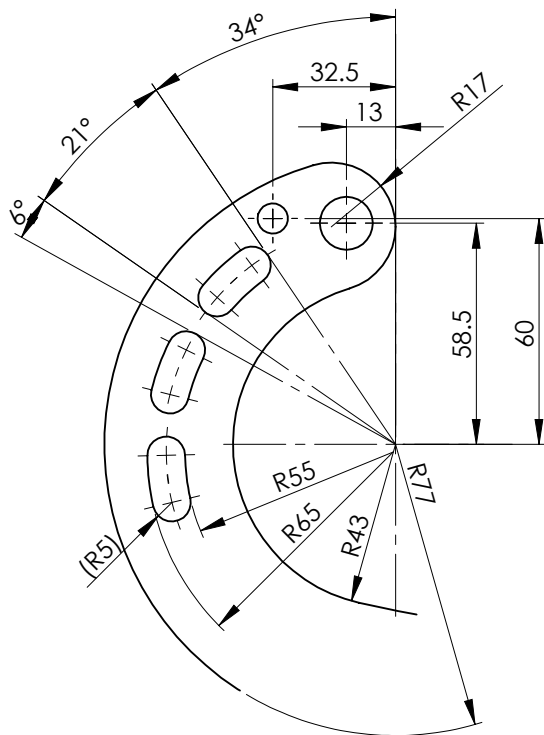


A

B

Detalj A (M1:2)

Detalj B (M1:2)



Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
		Razradio	10.9.2022.	Luka Marciuš		
		Crtao	10.9.2022.	Luka Marciuš		
		Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 20C11	0.240	Napomena:			R. N. broj:	
	0.110					
Ø 16C11	0.205	Materijal: C55		Masa: 1.2 kg	ZAVRŠNI RAD	Kopija
	0.095					
Ø 14P9	-0.018			Naziv:	Pozicija:	Format: A4
	-0.061					Poluga donja
		Mjerilo originala	Crtež broj: ZR-LM-01-01			List: 1
		1:5				