

Konstrukcijska razrada i proračun čvrstoće traktorskog utovarivača za velike vreće

Jurič, Zvonimir

Undergraduate thesis / Završni rad

2025

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:034496>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-04-03**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ime Prezime: Zvonimir Jurič

Zagreb, 2025. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Zvonimir Jurić

Zagreb, 2025. godina.

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

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Momiru Sjeriću na stručnoj podršci, savjetima i mentorstvu tijekom izrade ovog rada.

Zvonimir Jurič



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 brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 25 – 06 / 1	
Ur.broj: 15 – 25 –	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Zvonimir Jurič** JMBAG: 0035220844

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcijska razrada i proračun čvrstoće traktorskog utovarivača za velike vreće**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design and stress analysis of tractor big bag lifter**

Opis zadatka:

Razvoj alata i strojeva u poljoprivredi uvelike smanjuje potrebu za ljudskim naporom i vrijeme pojedinih aktivnosti. Jedan od primjera je traktorski utovarivač za vreće nosivosti do 1500 kg koje služe za transport rasutih tereta kao što je umjetno gnojivo, žito, itd.



U radu je potrebno:

- napraviti pregled postojećih rješenja traktorskih utovarivača za tzv. „jumbo“ vreće,
- razraditi konstrukciju utovarivača vreća tako da se zadovolje sljedeći parametri:
 - maksimalna udaljenost dizanja 4 m,
 - maksimalna nosivost kod maksimalne udaljenosti dizanja 800 kg,
 - mogućnost rotacije oko vertikalne osi za 180°,
- izračunati naprezanja u kritičnim elementima konstrukcije,
- izraditi tehničku dokumentaciju i prikazati konačno 3D CAD rješenje.

Detalji konstrukcije i tehničke dokumentacije će biti definirani tijekom izrade rada. U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. 11. 2024.

Datum predaje rada:

1. rok: 20. i 21. 2. 2025.
2. rok: 10. i 11. 7. 2025.
3. rok: 18. i 19. 9. 2025.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 24. 2. – 28. 2. 2025.
2. rok: 15. 7. – 18. 7. 2025.
3. rok: 22. 9. – 26. 9. 2025.

Zadatak zadao:

M. Sjerić
Izv. prof. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

V. Soldo
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. PREGLED POSTOJEĆIH UTOVARIVAČA	2
3. ZAHTJEVI KONSTRUKCIJE	5
3.1. Opterećenja	5
3.2. Odabir materijala i profila	5
3.3. Sigurnost	5
3.4. Dimenzije utovarivača	6
4. GENERIRANJE KONCEPATA PROIZVODA	7
4.1. Glavne potrebe i tehnička specifikacija	7
4.2. Dekompozicija problema u jednostavnije potprobleme	7
4.3. Generiranje i integracija parcijalnih rješenja	9
4.4. Koncepti i odabir koncepta	11
4.4.1. Koncept 1	11
4.4.2. Koncept 2	12
4.4.3. Koncept 3	13
5. PRORAČUN UTOVARIVAČA	15
5.1. Kritičan položaj i konstrukcijski zahtjevi	15
5.2. Zatik držača kuke	16
5.2.1. Proračun sila	16
5.2.2. Proračun čvrstoće	16
5.3. Držač kuke	17
5.3.1. Proračun sila	17
5.3.2. Proračun čvrstoće	18
5.3.3. Provjera zavara	18
5.4. Proračun produljene ruke utovarivača	20
5.4.1. Proračun sila	20
5.4.2. Proračun čvrstoće na kritičnom presjeku	21
5.5. Svornjak na osloncu L1	24
5.5.1. Proračun sila	24
5.5.2. Proračun čvrstoće	24
5.6. Svornjak oslonca L2	25
5.6.1. Proračun sila	25
5.6.2. Proračun čvrstoće	26
5.7. Ruka utovarivača	27
5.7.1. Proračun sila	27
5.7.2. Proračun čvrstoće	28
5.8. Svornjak oslonca S	31
5.8.1. Proračun sila	31
5.8.2. Proračun čvrstoće	32
5.9. Zavareni rotacijski podskop	33
5.9.1. Proračun sila	33
5.9.2. Proračun ležaja	35
5.10. Kostur utovarivača	36
5.10.1. Proračun sila	36
5.10.2. Proračun čvrstoće	37

5.10.3. Proračun zavara.....	39
5.11. Mehanička veza utovarivača sa traktorom	40
5.11.1 Proračun sila	40
5.11.2. Proračun zavara.....	41
6. ODABIR HIDRAULIČKIH KOMPONENTI UTOVARIVAČA	44
6.1. Odabir hidrauličkog rotacijskog aktuatora.....	44
6.2. Odabir hidrauličkog cilindra podizanja.....	46
6.3. Odabir hidrauličkog cilindra produljenja ruke	47
6.4. Odabir razdjelnika za hidrauličko ulje	48
7. ZAKLJUČAK	49
8. LITERATURA	50
9. PRILOZI	51

POPIS SLIKA

Slika 1. Metalbert Big Bag podizač [4]	2
Slika 2. DL Argo Big Bag podizač [5]	3
Slika 3. Agrimen Big Bag podizač [6]	4
Slika 4. Primjer vreće tereta utovarivača [15].....	6
Slika 5. Funkcijska dekompozicija utovarivača	8
Slika 6. Koncept 1	11
Slika 7. Koncept 2	12
Slika 8. Koncept 3	13
Slika 9. Kritičan položaj utovarivača	15
Slika 10. Dimenzije i sile zatika držača kuke	16
Slika 11. Opis oznaka za proračun čvrstoće zatika [2].....	16
Slika 12. Sila vilice na držaču kuke	18
Slika 13. Kritičan presjek zavara sa opterećenjem.....	19
Slika 14. Naprezanja u kritičnom zavaru držača kuke	20
Slika 15. Produljena ruka pojednostavljena kao gređa.....	21
Slika 16. Podjela opterećenja po duljini gređe	22
Slika 17. Kritičan presjek produljenje glave i opterećenja	22
Slika 18. Djelovanje opterećenja po kritičnom presjeku	23
Slika 19. Sile reakcije koje djeluju na svornjak oslonca L1	24
Slika 20. Iznosi opterećenja duž duljine svornjaka oslonca L1	24
Slika 21. Sile reakcije koje djeluju na svornjak oslonca L2	25
Slika 22. Iznosi opterećenja duž duljine svornjaka oslonca L2	26
Slika 23. Položaj sila na ruci utovarivača	27
Slika 24. Iznosi opterećenja duž ruke utovarivača	28
Slika 25. Položaj težišta elementa kritičnog presjeka ruke utovarivača.....	29
Slika 26. Djelovanje opterećenja na kritičan presjek ruke utovarivača.....	30
Slika 27. Iznosi naprezanja duž kritičnog presjeka ruke utovarivača	31
Slika 28. Sile koje djeluju na svornjak oslonca S	31
Slika 29. Iznosi opterećenja po duljini svornjaka oslonca S.....	32
Slika 30. Rotacijski podsklop.....	33
Slika 31. Položaji sila na rotacijskom podsklopu.....	34
Slika 32. Dimenzije ležaja [7].....	35
Slika 33. Položaj sila na kosturu utovarivača	36
Slika 34. Iznosi opterećenja duž kostura utovarivača	37
Slika 35. Opterećenja na kritičnom presjeku kostura utovarivača	38
Slika 36. Iznosi naprezanja duž kritičnog presjeka kostura utovarivača.....	38
Slika 37. Kritičan zavar kostura utovarivača i sile koje djeluju na njega.....	39
Slika 38. Opterećenja na kritičnom zavaru kostura utovarivača	39
Slika 39. Iznosi naprezanja duž presjeka kritičnog zavara kostura utovarivača	40
Slika 40. Položaj sila pri kritičnom položaju utovarivača	40
Slika 41. Utovarivač pojednostavljen principom klackalice	41
Slika 42. Položaj sile u obziru na zavar	41
Slika 43. Opterećenja na kritičnom zavaru vilice spoja traktora i utovarivača.....	42
Slika 44. Iznosi naprezanja duž presjeka kritičnog zavara vilice.....	43
Slika 45. Potrebna maksimalna duljina hidrauličnog cilindra	46
Slika 46. Dimenzije hidrauličkog cilindra [13].....	47
Slika 47. Dimenzije aksijalnog hidrauličkog cilindra [12].....	48

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehničke specifikacije utovarivača za generiranje koncepata.....	7
Tablica 2. Morfološka tablica utovarivača	9
Tablica 3. Tehnički podatci ležaja [7]	35
Tablica 4. Tehničke specifikacije hidrauličkog rotacijskog aktuatora [8].....	45
Tablica 5. Tehničke specifikacije hidrauličkog cilindra [12]	46
Tablica 6. Tehničke specifikacije razdjelnika ulja [14].....	48

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

UTV-082025	Bočna potporna noga
UTV-012025	Držać kuke
UTV-072025	Kostur utovarivača
UTV-032025	Oslonac cilindra
UTV-042025	Oslonac ruke
UTV-062025	Potporna noga
UTV-052025	Produžena ruka
UTV-022025	Ruka utovarivača
UTV-SKLO12025	Sklop utovarivača
UTV-SKL022025	Sklop utovarivača 2

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
F	N	Sila teže tereta od 800 kilograma
F_v	N	sila reakcije u vilici
τ_a	N/mm^2	Posmično naprezanje koje djeluje na zatic/svornjak
p_u	N/mm^2	Unutarnji površinski tlak na zaticu/svornjaku
p_v	N/mm^2	Vanjski površinski tlak na zaticu/svornjaku
σ_f	N/mm^2	Savojno naprezanje
b	mm	Širina kritičnog presjeka
d	mm	Promjer cilindričnog elementa
a	mm	Duljina stranice kritičnog kvadratnog presjeka
S_{potr}		Potrebna sigurnost
S		Minimalna sigurnost u kritičnom presjeku elementa
p_{dop}	N/mm^2	Dopušteni tlak na zaticu/svornjaku
τ_{adop}	N/mm^2	Dopušteno posmično naprezanje u zaticu/svornjaku
A	mm^2	Površina presjeka na kojoj djeluje sila
σ_{fdop}	N/mm^2	Dopušteno savojno naprezanje
A_{proj}	mm^2	Projicirana površina na kojoj utječe posmično naprezanje
F_v	N	Sila u vilici
σ_v	N/mm^2	Vlačno naprezanje
σ_{dop}	N/mm^2	Dopušteno naprezanje elementa
I_y	mm^4	Moment tromosti elementa
M_f	Nmm	Maksimalni savojni moment elementa(kritičnog presjeka)
W_y	mm^3	Moment otpora elementa
e	mm	Maksimalna udaljenost od y-osi u kritičnom presjeku
σ_t	N/mm^2	Tlačno naprezanje
A_{zav}	mm^2	Površina zavara
σ_{ekv}	N/mm^2	Ekvivalentno naprezanje
F_{L1}	N	Sila reakcije u osloncu L1
F_{L2}	N	Sila reakcije u osloncu L2
τ	N/mm^2	Posmično naprezanje koje djeluje na element
a_u	mm	Unutarnja dimenzija kvadratnog kritičnog presjeka
F_{SH}	N	Horizontalna komponentna sile reakcije u osloncu S

F_{SV}	N	Vertikalna komponenta sile reakcije u osloncu S
F_S	N	Sila reakcije u osloncu S
F_{L4x}	N	Aksijalna komponenta sile reakcije u ležaju L4
F_{L4z}	N	Radijalna komponentna sial reakcije u ležaju L5
C_0	kN	
F_{NH}	N	Horizontalna komponentna sile reakcije u osloncu N
F_{NV}	N	Vertikalna komponenta sile reakcije u osloncu N
M_r	Nm	Rotacijski moment
m	kg	Masa tereta
v	m/s	Brzina kružnog gibanja tereta
r	m	Radijus rotacije tereta
ω	rad/s	Kutna brzina tereta
$M_{r,potr}$	Nm	Potrebni rotacijski moment
b_u	mm	Unutarnja širina kritičnog pravokutnog presjeka
h_u	mm	Unutarnja visina kritičnog pravokutnog presjeka
h	mm	Visina kritičnog pravokutnog presjeka
F_h	N	Sila hidrauličkog cilindra
F_{L3z}	N	Radijalna komponenta sile reakcije na ležaj L3
F_{sp}	N	Sila reakcije na osloncu spoja traktora i utovarivača
m_u	kg	Ukupna masa utovarivača

SAŽETAK

Ovaj rad se bazira na konstruiranju utovarivača za velike vreće u poljoprivredi. Proučena su 3 primjera utovarivača na tržištu. Svaki primjer utovarivača je opisan te su rečene njegove prednosti i mane. Nakon analize tržišta uvedeni su zahtjevi konstrukcije gdje su opisane gabaritne mjere vreće tereta, maksimalna masa tereta, kako odabrati materijal, gabaritne mjere utovarivača te kako konstruirati utovarivač da je sigurnost operatora zadovoljena. Nakon uvedenih zahtjeva konstrukcije generirala su se 3 koncepta utovarivača koristeći tehnike razvoja proizvoda kao što su funkcijska dekompozicija i morfološka tablica. Pomoću funkcijske dekompozicije odabrana su 3 potproblema na koji će se ovaj rad bazirati kod izradbe koncepta. Rješenja za potprobleme su napravljena preko morfološke tablice te je svaki način rješenja potproblema objašnjen. Nakon stvaranja 3 koncepta utovarivača odabran je jedan koncept koji se zatim provjerio na čvrstoću. Provjere su se činile na svornjacima, zaticima, kritičnim zavarima te na kritičnim presjecima elemenata utovarivača. Provjeravali su se tlakovi na zaticima i svornjacima te su se kritički presjeci provjeravali na savojno naprezanje, posmično naprezanje te tlačno i vlačno naprezanje, ako su ona opterećivala kritični presjek. Također su odabrani hidraulički cilindri, hidraulički rotacijski aktuator i razdjelnik hidrauličkog ulja čime su određeni svi elementi utovarivača. Na kraju procesa napravljena je sva potrebna tehnička dokumentacija, to jest napravljeni su radionički crteži elemenata utovarivača te sklopni crtež konstrukcije.

Ključne riječi: utovarivač, koncept, provjera čvrstoće, morfološka tablica, funkcijska dekompozicija, tehnička dokumentacija

SUMMARY

This paper focuses on the design of a loader for large agricultural bags. Three examples of loaders available on the market were studied, with a detailed description of each, including their advantages and disadvantages. Based on the market analysis, design requirements were defined, covering the overall dimensions of the cargo bag, the maximum load capacity, material selection criteria, the loader's dimensions, and safety considerations for the operator. Following the definition of design requirements, three loader concepts were generated using product development techniques such as functional decomposition and the morphological table. Functional decomposition was used to identify three key subproblems that form the basis of this study. Solutions for these subproblems were generated through the morphological matrix, with each approach explained in detail. After developing the three loader concepts, one was selected for further structural verification. Strength analyses were conducted on pins, bolts, critical welds, and key cross-sections of the loader components. The analyses included pressure distribution on the pins and bolts, as well as bending, shear, compressive, and tensile stress evaluations in critical cross-sections. Additionally, hydraulic components such as hydraulic cylinders, a hydraulic rotary actuator, and a hydraulic oil distributor were selected, completing the definition of all essential loader elements. Finally, all necessary technical documentation was prepared, including workshop drawings of the loader components and an assembly drawing of the structure.

Key words: loader, concept, strength check, morphological table, functional decomposition, technical documentation

1. UVOD

Poljoprivreda kao grana gospodarstva zahtijeva učinkovita rješenja za manipulaciju i transport velikih količina materijala. S razvojem mehanizacije, posebnu važnost imaju uređaji za rukovanje velikim vrećama (Big Bag), koje se koriste za skladištenje i transport gnojiva, sjemena, žitarica i drugih poljoprivrednih proizvoda. Ručno rukovanje takvim teretima nije samo neučinkovito, već predstavlja i značajan sigurnosni rizik za radnike, povećavajući mogućnost ozljeda i dugoročnih problema s ergonomijom rada. Jedno od rješenja koje omogućuje sigurno i efikasno podizanje te manipulaciju velikim vrećama su traktorski utovarivači specijalizirani za ovu namjenu. Ovi utovarivači olakšavaju utovar i istovar vreća te smanjuju fizički napor i vrijeme potrebno za rukovanje teretom. Također, omogućuju precizno postavljanje i raspodjelu materijala, što doprinosi učinkovitijem radu i smanjenju otpada. Povećanjem produktivnosti smanjuju se troškovi rada, što ih čini nezaobilaznim alatom u modernoj poljoprivredi. Cilj ovog završnog rada je konstruirati i proračunati vlastiti model utovarivača za poljoprivredne vreće. U radu će biti analizirani postojeći sustavi, definirani glavni konstrukcijski zahtjevi te provedeni relevantni proračuni kako bi se osigurala čvrstoća, stabilnost i funkcionalnost konstrukcije. Kroz proces konstruiranja, posebna pažnja bit će posvećena sigurnosnim aspektima i optimizaciji strukture kako bi se postigla tražena nosivost uz minimalnu masu i jednostavnu proizvodnju. Ovim radom nastoji se pridonijeti razvoju učinkovitijih i ekonomičnijih rješenja u području poljoprivredne mehanizacije te omogućiti bolju prilagodbu takvih sustava specifičnim zahtjevima korisnika.

2. PREGLED POSTOJEĆIH UTOVARIVAČA

Istraživanjem postojećih rješenja koja je koriste diljem svijeta dolazi se do nekoliko različitih izvedaba s odgovarajućim prednostima i nedostacima.

Na slici 1. možemo vidjeti primjer Metalbert Big Bag podizača, koji se koristi za podizanje i transport velikih vreća u poljoprivredi. Ima mogućnost rotacije ruke utovarivača za 50 stupnjeva pomoću hidrauličnih cilindara i te mogućnost podizanja tereta do 1300 kilograma do visine od čak 5,8 metara. Ovaj model nudi nekoliko prednosti, ali i određenih nedostataka koji mogu utjecati na njegovu upotrebljivost u različitim uvjetima.



Slika 1. Metalbert Big Bag podizač [4]

Jedna od prednosti je njegova jednostavna montaža, pošto svaki dio utovarivača radi preko hidrauličkih cilindara pa ga samo treba spojiti s traktorovom pumpom i preko zgloba. Još jedna prednost prikazanog utovarivača je njegova mogućnost vožnje traktora s utovarivačem dok utovarivač nosi teret. To je omogućeno zbog para kotača na koje se prenosi većina tereta. Međutim, postoje i određeni nedostaci ovog modela. Jedan od nedostataka je nemogućnost produženja ruke utovarivača čineći tako stroj težim za skladištenje. Također, zbog para guma utovarivač ima sam po sebi veliku težinu te stoga je potreban traktor jake snage za korištenje.

Osim već navedenog rješenja, postoji i varijanta utovarivača kao što je model DL Agro Big Bag podizač. Ovaj model ima mogućnost rotacije od 160 stupnjeva pomoću dva hidraulična cilindra koji rotiraju stup i ruku utovarivača zajedno sa cilindrima. Za razliku od prijašnjeg primjera DL Argo Big Bag podizač nema gume, nego se naslanja na dvije bočne noge čiji se kut dodira s tлом, a time i visina konstrukcije, određuje pomoću hidrauličkih cilindara. Ima mogućnost dizanja tereta od 1000 kilograma na visinu od 6,7 metara.



Slika 2. DL Argo Big Bag podizač [5]

Jedna od glavnih prednosti ovog modela je njegov omjer težine utovarivača i težine tereta kojeg može dići. Već smo saznali da može dići teret do 1000 kilograma, no njegova težina je 1150 kilograma čineći ga tako prilično teškim s obzirom na sposobnost podizanja tereta. Osim toga, ovaj utovarivač ima mogućnost produljenja ruke, čineći ga tako lakšim za skladištenje i lakšim za korištenje. Također, posjeduje hidraulički sustav koji omogućuje precizno podizanje i spuštanje vreća, čime se povećava sigurnost i kontrola pri rukovanju teretom. Uz to, dvije bočne noge omogućuju veću stabilnost tijekom rada, smanjujući rizik od prevrtanja ili gubitka tereta. Međutim, ovaj model ima i određene nedostatke. Jedan od nedostataka je nemogućnost vožnje traktora s utovarivačem dok utovarivač drži teret. Pošto se pri dizanju tereta, utovarivač naslanja na bočne noge, a ne na kotače kao u prošlom primjeru, prije opisana radnja nije moguća.

Na slici 3. nalazi se Agrimen Big Bag podizač. Agrimen Big Bag podizač je utovarivač mogućnosti produljenja ruke te mogućnosti podizanja tereta do 600 kilograma pri maksimalno produženoj ruci. Utovarivač prenosi težinu tereta na jednu središnju nogu koja se oslanja na tlo.



Slika 3. Agrimen Big Bag podizač [6]

Jedna od najvećih razlika ovog utovarivača od prijašnjih dvoje je njegova nemogućnost rotacije te mu je to jedan od većih nedostataka jer ovaj utovarivač ima samo opciju pomicanja tereta vertikalno, pošto nije moguća vožnja tereta na utovarivaču zbog nedostatka kotača kao u prvom primjeru. No, uspoređujući ih s druga dva primjera, Agrimen Big Bag podizač ima najbolji omjer vlastite mase i maksimalne mase koju može podizati. Pri maksimalno produženom rukom, utovarivač može podići teret mase 600 kilograma, dok je masa utovarivača samo 300 kilograma.

3. ZAHTJEVI KONSTRUKCIJE

U ovom poglavlju su navedena sva ograničenja i pravila koja moraju biti poštovana pri procesu konstruiranja utovarivača za velike vreće u poljoprivredi koji se spajaju na kraj traktora.

3.1. Opterećenja

Sukladno članku 10. Pravilnika o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama Maksimalna dopuštena masa vozila, to jest traktora, sa svim dodatcima je 40 tona. Maksimalna težina tereta je 800 kg. Masa utovarivača će nam biti poznata nakon konstrukcijske razrade.

3.2. Odabir materijala i profila

Pri konstrukciji utovarivača, izbor materijala se primarno odabire temeljem njegove čvrstoće te otpornosti na vanjske utjecaje. Radi ekstremnijih uvjeta koji mogu biti u poljoprivredi te zbog očekivane dugotrajnosti poljoprivrednih strojeva, utovarivač će biti napravljen većinski od legura čelika te će dio konstrukcije biti premazan premazom za korozivnu zaštitu. Time ćemo zaštititi materijal od ekstremnijih uvjeta kao što je kiša, velika vlaga te visoke temperature.

Konstrukcija utovarivača biti će uglavnom izvedena pomoću cijevi kvadratnog profila, smanjujući tako masu konstrukcije i olakšavajući manipulaciju. Profili će većinski biti pravokutnog oblika zbog jednostavnije proizvodnje i time smanjenja troška proizvodnje te zbog dobre nosivosti profila.

3.3. Sigurnost

Prioritet pri konstruiranju mora biti sigurnost operatora utovarivača. Ključno je osigurati da u slučaju gubitka hidrauličke sile, ruka utovarivača ne padne na operatora. Korištenje sustava upravljanja utovarivača te spajanje sustava utovarivača s pumpom traktora mora biti što jasnija i jednostavnija kako bi se spriječila greška operatora pri spajanju istih. Također pri proračunu konstrukcije koristiti će se minimalni faktor sigurnosti iznosa 2. Time uzimamo u obzir neočekivane situacije koje bi mogle dodatno opteretiti konstrukciju.

3.4. Dimenzije utovarivača

Na temelju istraživanja utovarivača na tržištu i istraživanjem traktora na tržištu, donje mjesto spajanja utovarivača i traktora mehaničkim načinom će se nalaziti 0,2 metara iznad tla, to jest utovarivač će biti konstruiran za traktore čija je mehanička veza na 0,2 metara od tla. Također iz zadatka završnog zadatka znamo da će nam maksimalna visina konstrukcije biti iznad 4 metra. Minimalna visina utovarivača će biti ispod 3,5 metra kako bi se utovarivač mogao uskladištiti u prostorije namijenjene za ulaz i izlaz traktora. Prolazi tih prostorija su od 3 do 4 metra. Minimalna visina kuke utovarivača mora biti dovoljno niska da bi se kuka mogla prikvačiti za poljoprivrednu vreću. Na temelju istraživanja vreća za poljoprivredni teret na tržištu, zaključeno je da je najmanja moguća visina za vreće od minimalnog nosivog tereta od 800 kilograma 1,2 metra. Radi toga utovarivač će biti konstruiran za jumbo industrijske vreće visine 1,2 metra. Time zaključujemo kako će minimalna visina kuke morati biti 1,2 metra ili manja. Primjer vreće prikazan je na slici 4.



Slika 4. Primjer vreće tereta utovarivača [15]

4. GENERIRANJE KONCEPATA PROIZVODA

Generiranje koncepata proizvoda je proces u kojem se razvijaju i oblikuju ideje za novi proizvod, s ciljem da se zadovolje potrebe tržišta, korisnika ili specifičnih tehničkih zahtjeva. Ovaj proces ćemo koristiti kako bi lakše došli do zaključka oko kojih funkcija stroja ćemo se bazirati i kako ćemo napraviti stroj konkurentan tržištu.

4.1. Glavne potrebe i tehnička specifikacija

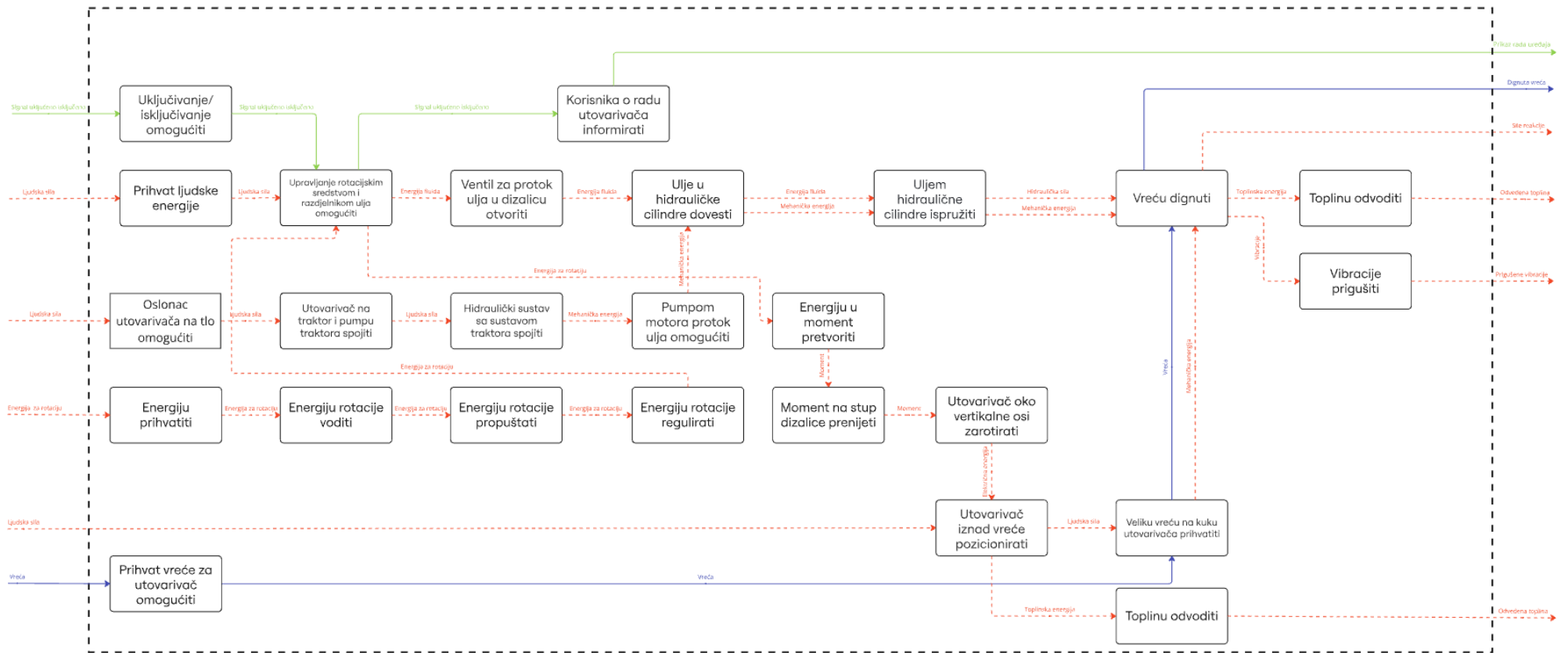
Prvi korak pri generiranju koncepta proizvoda je odrediti cilj razvojnog projekta. Cilj razvojnog projekta je zapravo cilj ovog završnog rada, a to je razvoj utovarivača velikih vreća pogonjen hidrauličkom i/ili električnom energijom traktora u poljoprivrednoj grani. Glavne potrebe korisnika ovog uređaja su da utovarivač sigurno diže teret, da se teret jednostavno spaja s kukom te da je korištenje utovarivača jednostavno i intuitivno. Na tablici 1. nalaze se tehničke specifikacije utovarivača.

Tablica 1. Tehničke specifikacije utovarivača za generiranje koncepata

Maksimalna visina dizanja tereta	4 m
Maksimalna težina tereta u najkritičnijem slučaju	800 kg
Dimenzije vreće tereta	90 cm x 90 cm x 120 cm
Masa utovarivača	Manja od 3 t
Brzina rotacije ruke	9 ° u sekundi
Visina mehaničkog spoja s traktorom	50 cm
Maksimalni tlak koji pumpa traktora može proizvesti	200 bara

4.2. Dekompozicija problema u jednostavnije potprobleme

Postoji više načina dekompozicije problema u jednostavnije potprobleme kao što su dekompozicija aktivnosti korisnika pri korištenju proizvoda i dekompozicija glavnih potreba korisnika. U ovom rad dekompozicija problema u jednostavnije potprobleme će se napraviti pomoću metode funkcijske dekompozicije. Funkcijskom dekompozicijom opisujemo funkcijske elemente bez da impliciramo specifične radne principe kojima će se funkcija realizirati. Na slici 5 prikazana funkcijska dekompozicija utovarivača.



Slika 5. Funkcijska dekompozicija utovarivača

Za daljnju razradu koncepata potrebno je odabrati proizvodjnu količinu potproblema oko kojih ćemo se bazirati u daljnjoj razradi. Istraživanjem tržišta utovarivača u poglavlju 2 ovog rada i vlastitom odlukom odlučeno je da ćemo se dalje bazirati sa tri potproblema iz funkcijske dekompozicije na slici 5. Ta tri potproblema su potproblem „Dizalicu oko vertikalne osi zarotirati“, potproblem „Vreću dignuti“ i potproblem „Oslonac utovarivača na tlo omogućiti“.

4.3. Generiranje i integracija parcijalnih rješenja

Cilj ovog poglavlja je naći što više mogućih rješenja za spomenuta tri potproblema iz funkcijske dekompozicije utovarivača. Integraciju parcijalnih rješenja ćemo napraviti pomoću morfološke tablice s ciljem da organiziramo sva rješenja potproblema i da lakše dođemo do mogućih koncepata koji rješavaju te potprobleme. Tablica 2 predstavlja morfološku tablicu sa mogućim rješenjima u slikovitom obliku:

Tablica 2. Morfološka tablica utovarivača

Funkcije	Karakteristike	Parcijalna rješenja		
Utovarivač oko vertikalne osi zarotirati	Vrsta i način djelovanja	Hidraulički rotacijski aktuator 	Hidraulički cilindar 	Elektromotor 
Vreću dignuti	Vrsta i način djelovanja	Ruka utovarivača s mogućnosti produljenja 	Fiksna ruka utovarivača 	
Oslonac utovarivača na tlo omogućiti	Vrsta i način djelovanja	Oslonac na par guma 	Oslonac na 3 noge 	Oslonac na središnju nogu 

Za potproblem „Utovarivač oko vertikalne osi zarotirati“ imamo 3 moguća rješenja. Prvo rješenje je hidraulički rotacijski aktuator. Hidraulički rotacijski aktuator je vratilo povezano za kosu zupčanicu koja je u dodiru sa unutrašnjim ozubljenjem koje se nalazi u kućištu aktuatora. Sa obje strane zupčanika nalazi se prostor za te svaki ima rupu za ulaz fluida. Pumpa traktora vodi visokotlačni fluid u jednu od prostorija kućišta. Potisna hidraulična sila gura zupčanicu koja se zbog translatornog gibanja i rotira te tako rotira ostatak konstrukcije. Hidraulički rotacijski aktuator je jednostavniji način izvedbe zbog svog malog volumena, no nedostatak mu je potreba za instalacijom spojke između aktuatora i konstrukcije. Drugo rješenje je hidraulički cilindar koji korištenjem hidrauličke sile fluida gura klip cilindra i time čini translatorno gibanje klipa. Koristeći ga za rotaciju konstrukcije za 180 stupnjeva, trebali bi imati horizontalni cilindar i mehanizam koji pretvara translatorno gibanje u rotacijsko, čineći ga tako malo kompliciranijom, no jeftinijom izvedbom uz nedostatak težeg održavanja podmazivosti cilindra pošto su podvrgnuti vanjskim uvjetima. Treći potproblem je elektromotor koji električnom energijom čini okretni moment rotacije. Prilično je jednostavno rješenje sa malim potrebnim volumenom za izvedbu, no pošto se nalazimo u poljoprivrednoj grani, izvor električne energije bi mogao biti problem.

Za potproblem „Vreću dignuti“ imamo spomenuta 2 moguća rješenja. Prvo rješenje „Fiksna ruka utovarivača“. Pri tom rješenju, konstrukcija ima manje dijelova te je jednostavnija, ali manje upravljivosti. Rješenje „Ruka utovarivača s mogućnosti produljenja“ rješava problem manje upravljivosti, ali uz cijenu kompliciranije i skuplje izvedbe.

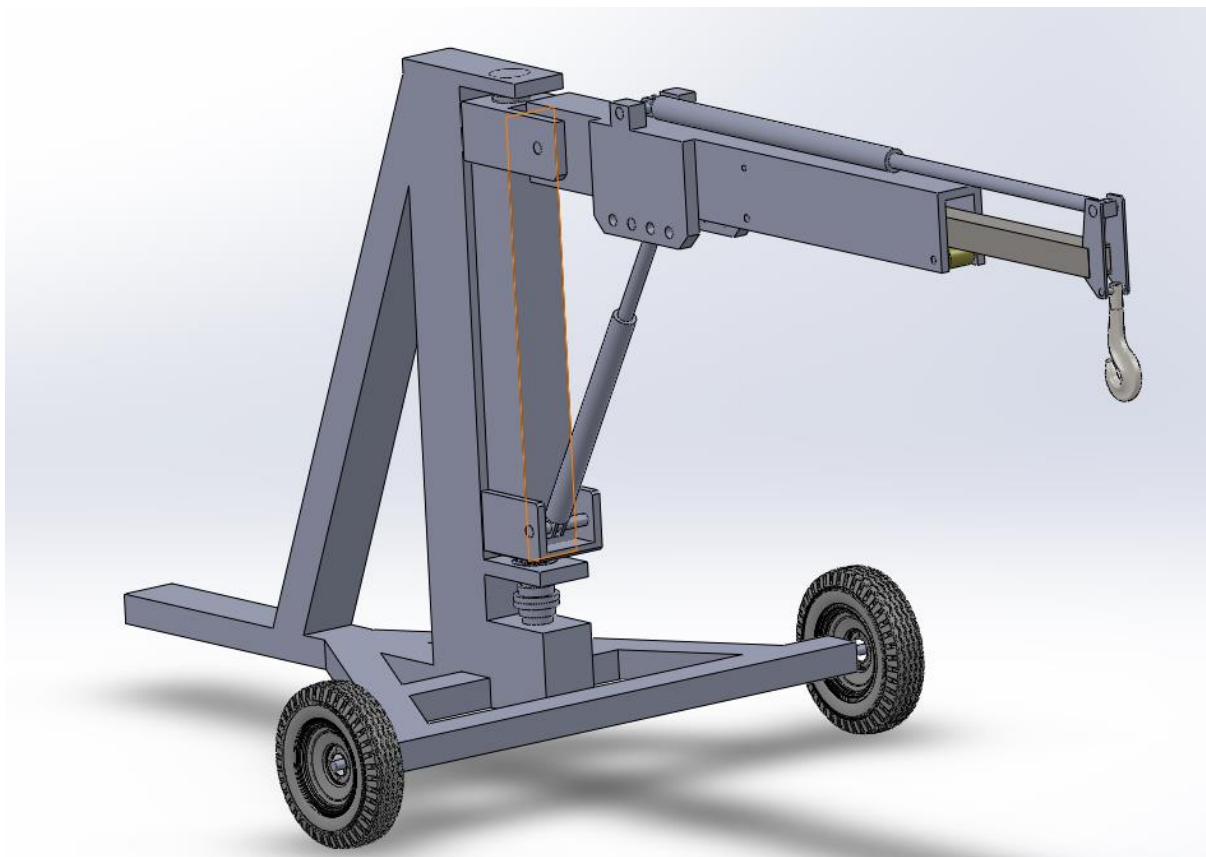
Za potproblem „Oslonac utovarivača na tlo omogućiti“ spominjemo 3 rješenja. Prvo rješenje je konstruiranje konstrukcije sa idejom oslanjanja na tlo preko guma. Takvo rješenje daje sposobnost konstrukciji da ima gibanje s traktorom dok imamo ovješeni teret, ali također konstrukciju čini dimenzijski većom, težom i skupljom. Drugo rješenje je jedna središnja noga sa mogućnosti demontaže. Takvo rješenje je dimenzijski optimalnije i jeftinije, no manje stabilnosti i sa nemogućnosti vožnje dok je na utovarivaču ovješeni teret. Treće rješenje je slično drugom, no kompliciranije. Uvođenjem troje nogu za oslanjanje konstrukciju činimo stabilnijom, ali dimenzijski većom, težom i skupljom.

Nakon analize rješenja određenim potproblema imamo dovoljno podataka da napravimo sljedeći korak. Sljedeći korak je određivanje 3 koncepta konstrukcije i odabir subjektivno najboljeg koncepta za konstrukcijsku razradu.

4.4. Koncepti i odabir koncepta

4.4.1. Koncept 1

Koncept 1 je utovarivač oslonjen na tlo pomoću dviju guma. Ima sposobnost produljivanja ruke koje je omogućeno hidrauličkim cilindrom. Drugi hidraulički cilindar služi za podizanje i spuštanje ruke utovarivača, pa time i tereta. Rotacijsko gibanje ruke omogućeno je elektromotorom koji se nalazi na dnu konstrukcije i koji je spojen spojkom sa stupom, a time i rukom utovarivača.

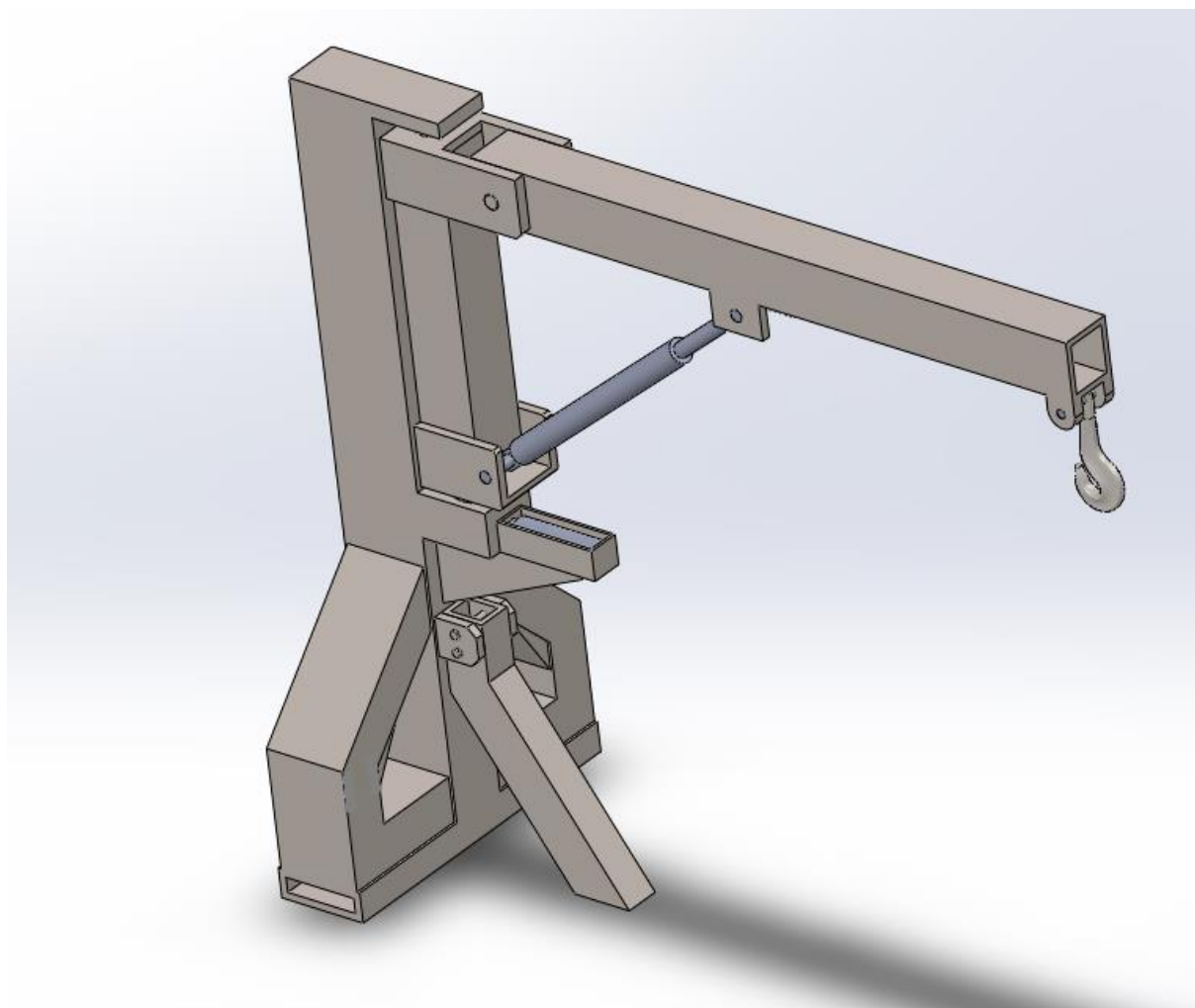


Slika 6. Koncept 1

Najveća prednost ovog koncepta je njegova visoka upravljivost i mobilnost. Zbog oslanjanja na gume, može se teret nositi na utovarivaču i voziti sa traktorom. Mogućnost produljenja ruke omogućava preciznije postavljanje tereta na željeno mjesto te lakše pozicioniranje kuke iznad tereta. Elektromotor omogućava snažnu i brzu rotaciju ruke, no elektromotor je i najveći nedostatak ovog koncepta. Pošto je elektromotor pogonjen električnom energijom, utovarivač bi se morao spajati ili na vanjski izvor električne energije ili na akumulator traktora. Pošto se utovarivač mora spojiti i na pumpu traktora, montaža ovog koncepta postaje prilično kompliciran proces. Također jedna od mana ovog koncepta su i velike gabaritne mjere utovarivača zbog guma koje prenose težinu na tlo.

4.4.2. Koncept 2

Drugi koncept je utovarivač oslonjen na tlo pomoću jedne središnje noge koja je zaticima povezana na konstrukciju. Ruka nema mogućnost produljenja, čineći tako udaljenost tereta od kostura fiksnom. Podizanje tereta u vis omogućeno je hidrauličkim cilindrom koji translatorskim kretanjem klipa gura ruku i podiže teret. Također rotacija oko vertikalne osi omogućena je horizontalno postavljenim hidrauličkim cilindrom koji translatorskim gibanjem klipa čini rotaciju stupa pomoću zubne letve i zupčanika. Rotacijom stupa dolazi do rotacije ruke i time pomakom tereta na ruci.



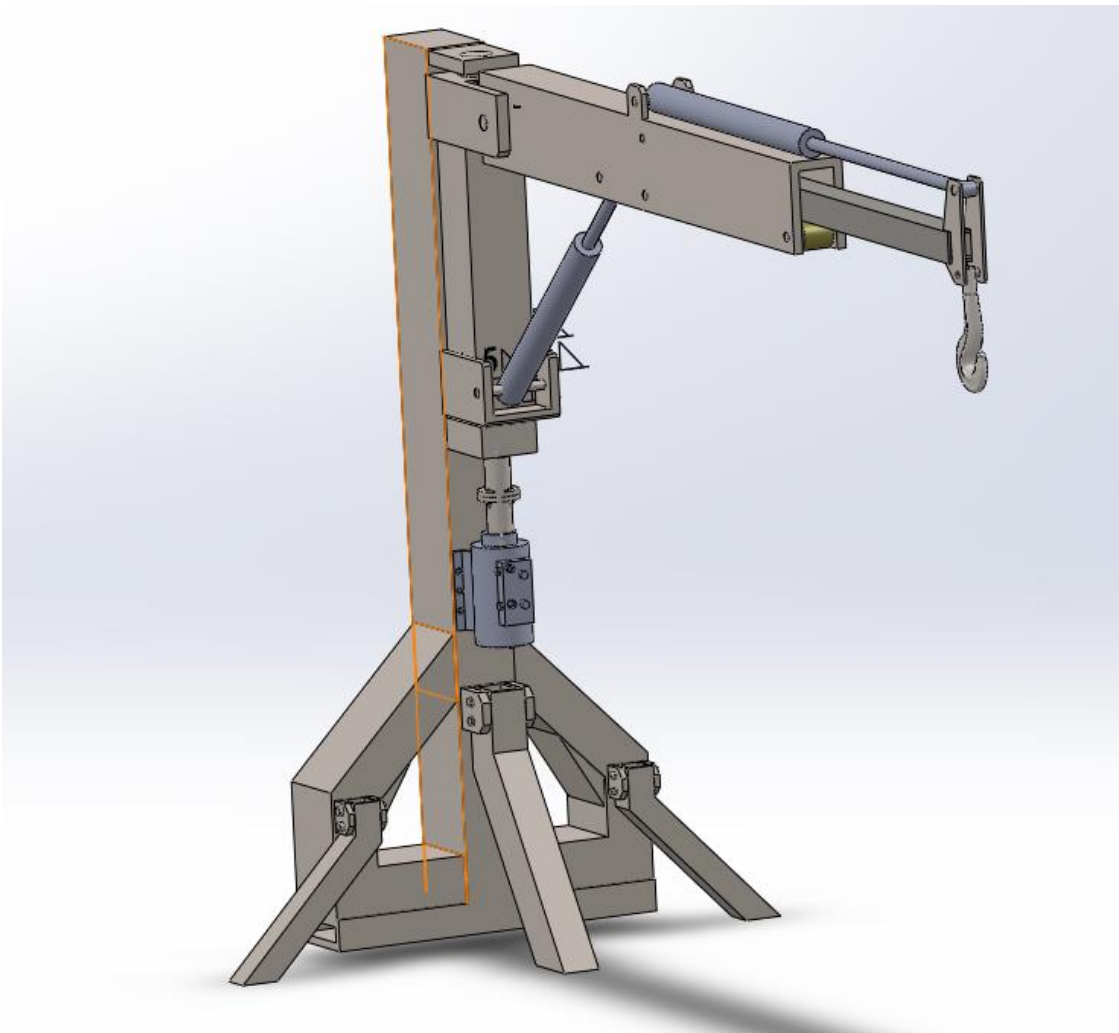
Slika 7. Koncept 2

Najveća prednost ovog koncepta je njegova jednostavna izvedba. Time što ruka nema mogućnost produljenja smanjujemo količinu dijelova za montiranje, no gubimo lakšu mogućnost pozicioniranja kuke iznad vreće i manipuliranje teretom sa utovarivačem. Korištenjem jedne središnje noge umjesto guma, ovaj utovarivač postaje maseno lakši te dimenzijski manji. No, oslanjanjem na nogu utovarivač gubi mogućnost vožnje traktora sa tereta ovješanim na utovarivaču. Također, samo jedna noga za oslanjanje na tlo čini ovaj

utovarivač kritičan na prevrtanje kada je ruka zarotirana za 90 stupnjeva. Horizontalni hidraulički cilindar svojim produljivanjem i skraćivanjem omogućuju rotaciju stupa pa time i ruke utovarivača. Ova izvedba za rotaciju je kompliciranija nego ostale zbog mehanizma koji pretvara translatorno gibanje u rotacijsko, to jest zbog zubne letve i zupčanika.

4.4.3. Koncept 3

Koncept 3 je utovarivač koji je oslonjen na tlo pomoću jedne središnje i dvije bočne noge koji su pomoću dva zatika pričvršćeni na konstrukciju. Rotacija stupa, a time i ruke utovarivača ostvarena je hidrauličkim rotacijskim aktuatorom koji je vijčano povezan na kostur utovarivača, a preko spojke prenosi okretni moment. Ruka utovarivača ovog koncepta ima mogućnost aksijalnog produljenja koje je omogućeno pomoću hidrauličkog cilindra koji je zaticima povezan na držač kuke i fiksni dio ruke. Drugi hidraulički cilindar u konstrukcije služi za podizanje i spuštanje tereta.



Slika 8. Koncept 3

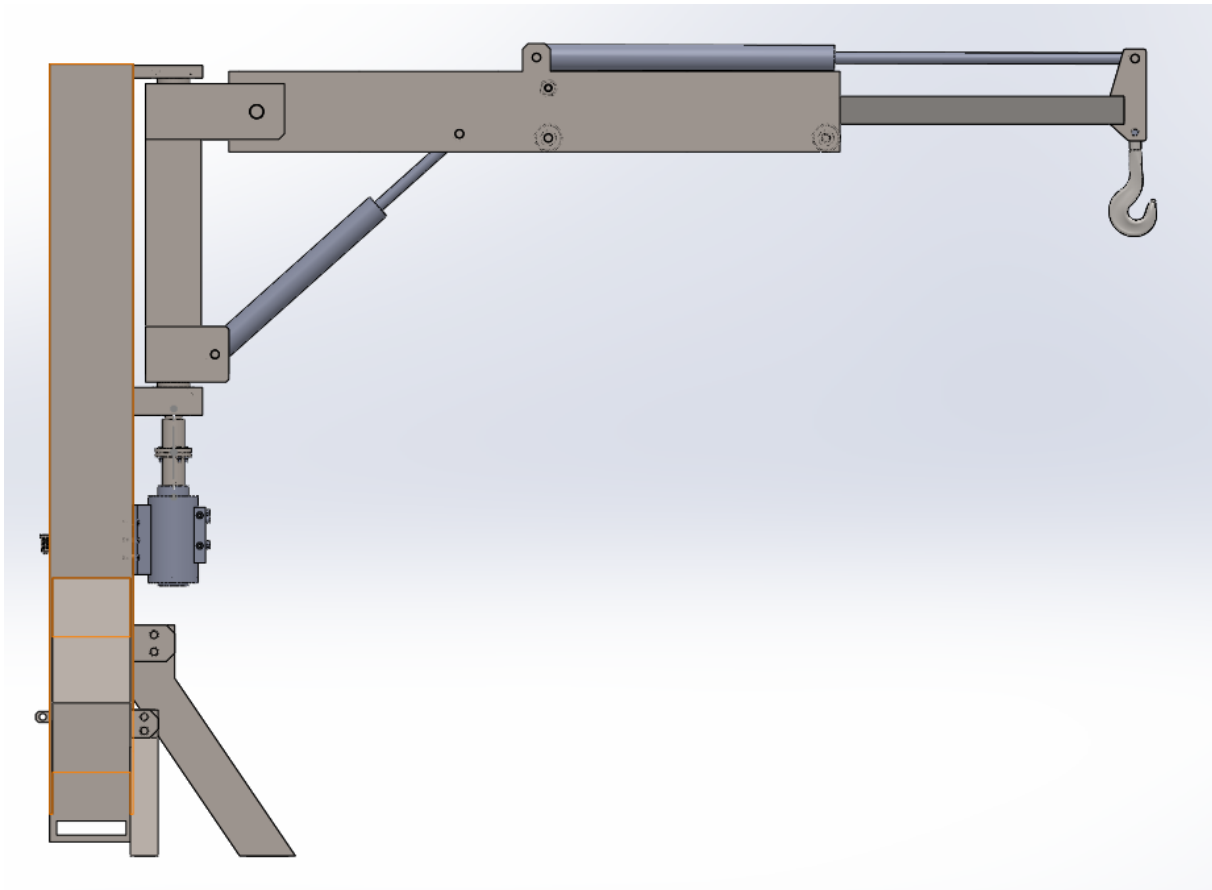
Najveća prednost ovog koncepta je njegova stabilnost uz male dimenzije. Dvije bočne potporne noge osiguravaju utovarivač od prevrtanja pri rotaciji ruke za 90 stupnjeva, dok središnja noga daje najveći oslonac kad je ruka u neutralnom položaju. Za razliku od konstrukcije s gumama, noge zahtijevaju jednostavniju konstrukciju kostura čineći tako utovarivač jednostavnije izvedbe i manje dimenzije. No, oslanjanjem na noge, koncept 3 nema mogućnost vožnje traktora sa utovarivačem na kojem visi teret. Hidraulički rotacijski aktuator daje mogućnosti elektromotora, no bez potrebe za električnom energijom, čineći tako cijelu konstrukcijom pogonjenu pumpom traktora. Za razliku od para hidraulički cilindara kao sredstva za rotaciju, hidraulički rotacijski aktuator kao rješenje dimenzijski je manji te mu je montaža jednostavnija. Najveći nedostatak ovog koncepta je cijena montažnih dijelova, iako nije velika cjenovna razlika u usporedbi sa drugim konceptima.

Nakon analize svih triju koncepata, odabrani koncept za izradu je koncept 3, to jest utovarivač sa produljenom rukom, oslanjanjem na tlo preko triju noga te hidrauličkim rotacijskim aktuatorom zbog svoje visoke mobilnosti, stabilnosti, malih dimenzija i dobrom upravljivosti ovješnog tereta.

5. PRORAČUN UTOVARIVAČA

5.1. Kritičan položaj i konstrukcijski zahtjevi

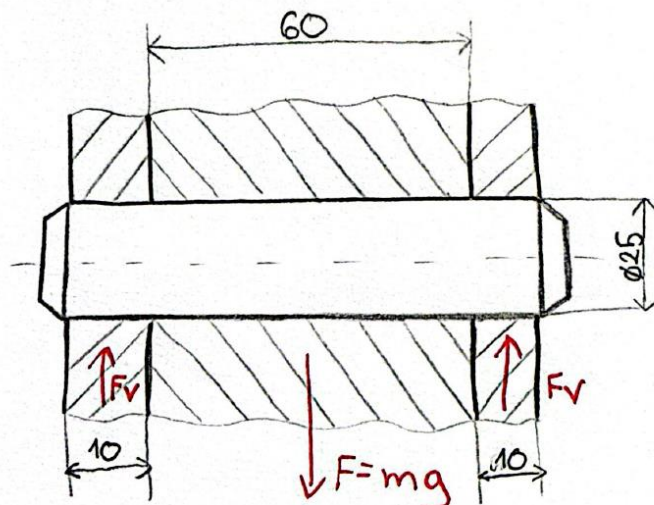
Najkritičnija pozicija utovarivača je kada je ruka utovarivača produljena do kraja i nalazi se usporedno s tlom. Time dobivamo najveći moment savijanja u obziru na konstrukciju. Pozicija hidrauličkog cilindra je pod kutom od 45 stupnjeva. Uvjet za zadovoljenu konstrukciju ćemo ispunjavati pomoću određene potrebne sigurnosti koja će iznositi $S_{potr} = 2$.



Slika 9. Kritičan položaj utovarivača

5.2. Zatik držača kuke

5.2.1. Proračun sila



Slika 10. Dimenzije i sile zatika držača kuke

Na zatik držača uzeta djeluje sila težine tereta od 800 kilograma i sila vilice koja iznosi:

$$F_v = \frac{800 \cdot 9,81}{2} \quad (1.1)$$

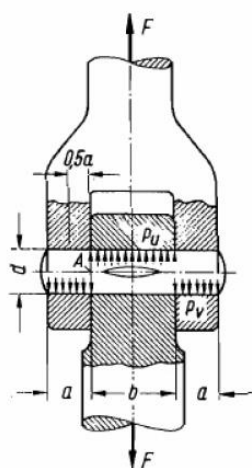
$$F_v = 3924 \text{ N} \quad (1.2)$$

$F = m \cdot g$ = sila težine tereta od 800 kilograma

F_v = sila reakcije u vilici

5.2.2. Proračun čvrstoće

Opis oznaka koje ćemo računati u ovom poglavlju nalazi se na slici 11:



Slika 152. Zglobni zatic ili svornjak

Tlakovi

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \quad (95)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \quad (96)$$

naprezanje na savijanje $\sigma_r = \frac{0,5 F \cdot 0,5 a}{0,1 d^3} \quad (97)$

naprezanje na odrez $\tau_a = \frac{F}{2A} \quad (98)$

p u N/mm^2 površinski tlak na zatiku i dijelovima u spoju,
 σ_r u N/mm^2 naprezanje na savijanje u presjeku zatika ili svornjaka,
 τ_a u N/mm^2 naprezanje na odrez u presjeku zatika ili svornjaka,
 F u N pogonska sila,
 d u mm promjer zatika ili svornjaka,
 A u mm^2 presjek zatika ili svornjaka,
 a, b u mm širina dijelova u spoju.

Slika 11. Opis oznaka za proračun čvrstoće zatika [2]

$$\tau_a = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{800 \cdot 9,81}{2 \cdot \frac{25^2 \pi}{4}} \quad (1.3)$$

$$\tau_a = 8 \text{ N/mm}^2 \quad (1.4)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{800 \cdot 9,81}{60 \cdot 25} = 5,232 \text{ N/mm}^2 \quad (1.5)$$

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{800 \cdot 9,81}{2 \cdot 10 \cdot 25} = 15,7 \text{ N/mm}^2 \quad (1.6)$$

$$\sigma_f = \frac{0,5 \cdot F \cdot 0,5 \cdot a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 10}{0,1 \cdot 25^3} \quad (1.7)$$

$$\sigma_f = 12,56 \text{ N/mm}^2 \quad (1.8)$$

Odabrani materijal zatika je sivi lijev (SL) [2]:

$$p_u = 5,232 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.9)$$

$$p_v = 15,7 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.10)$$

$$\tau_a = 8 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad (1.11)$$

$$\sigma_f = 12,5568 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (1.12)$$

Iz formula (1.9) do (1.12) možemo zaključiti da je zatik najkritičniji na unutarnji pritisak:

$$S = \frac{p_{dop}}{p_v} = \frac{32}{15,7} \quad (1.13)$$

$$S = 2,03 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.14)$$

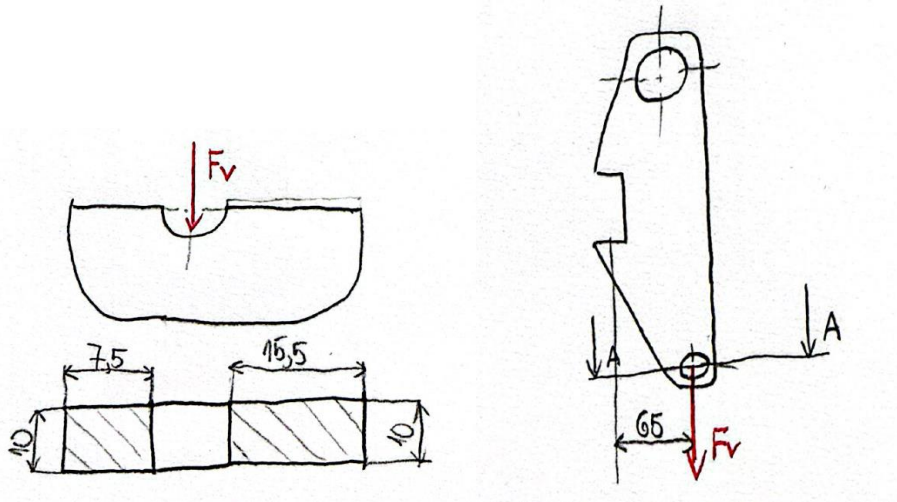
Zatik zadovoljava.

5.3. Držač kuke

Držač kuke je zavaren za konstrukciju stoga ćemo i zavar provjeriti na čvrstoću. Na držač kuke djeluje sila na vilici (1.2) i sila koju čini aksijalni hidraulički element.

5.3.1. Proračun sila

Na držač kuke za ovaj dio proračuna djeluje zatik silom vilice čiji iznos možemo vidjeti u jednadžbi (1.2).



Slika 12. Sila vilice na držaču kuke

5.3.2. Proračun čvrstoće

Kritičan presjek držač kuke je u presjeku A-A koji je označen na slici 12.

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A_{proj}} = \frac{3924}{7,5 \cdot 10 + 19,5 \cdot 10} = 14,53 \text{ N/mm}^2 \quad (1.15)$$

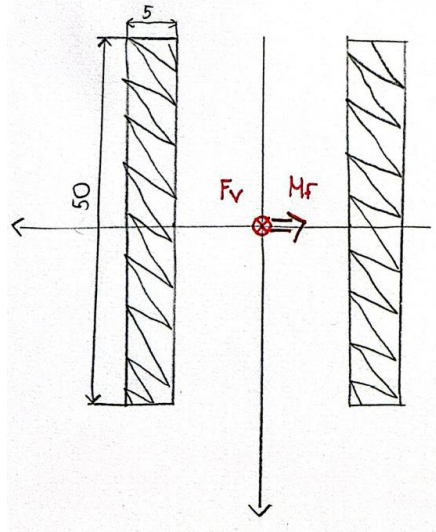
Odabrani materijal držača kuke je čelik Č0361 te je stoga sigurnost držača [1]:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_v} = \frac{220}{14,53} = 15,1 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.16)$$

Držač kuke zadovoljava.

5.3.3. Provjera zavara

Kritični zavar zavarene konstrukcije je zavarena gornja ploha držača kuke. Zavar je opterećen na savojno i tlačno opterećenje, no prije izračuna naprezanja odrediti ćemo moment tromosti zavara:



Slika 13. Kritičan presjek zavara sa opterećenjem

$$I_y = 2 * \frac{b * h^3}{12} = 2 * \frac{5 * 50^3}{12} \quad (1.17)$$

$$I_y = 104166,67 \text{ mm}^4 \quad (1.18)$$

Gdje su:

I_y =moment tromosti zavara

b =debljina zavara

h =visina zavara

Nakon što smo odredili moment tromosti možemo izračunati moment savijanja, savojno naprezanje i tlačno naprezanje:

$$M_f = F_V * 65 = 255060 \text{ N/mm}^2 \quad (1.19)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_y} \quad (1.20)$$

$$W_y = \frac{I_y}{e} = \frac{104166,67}{25} = 4166,67 \text{ mm}^3 \quad (1.21)$$

$$\sigma_f = \frac{255060}{4166,67} = 61,21 \text{ N/mm}^2 \quad (1.22)$$

$$\sigma_t = \frac{F_V}{A_{zav}} \quad (1.23)$$

$$A_{zav} = 2 * 5 * 50 = 500 \text{ mm}^2 \quad (1.24)$$

$$\sigma_t = \frac{3924}{500} = 7,848 \text{ N/mm}^2 \quad (1.25)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{(\sum \sigma)^2 + (3\tau)^2} = \sqrt{61,21^2 + (3 * 7,848)^2} = 69,06 \text{ N/mm}^2 \quad (1.26)$$

Gdje su:

M_f =maksimalni moment fleksije koji djeluje na zavar

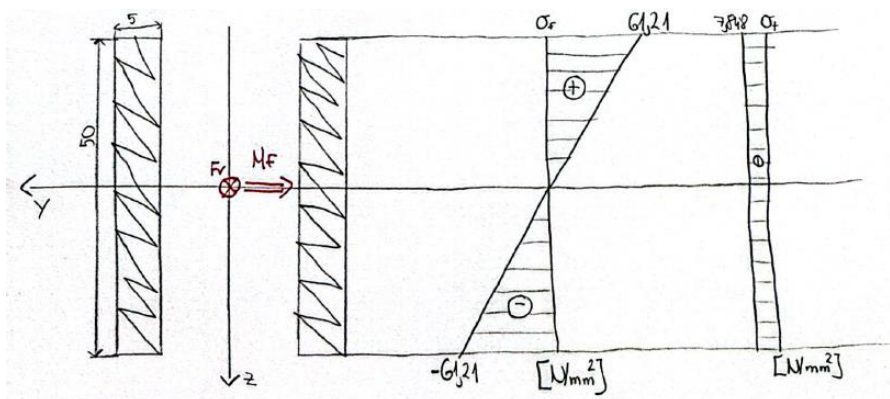
σ_f =maksimalno savojno naprezanje koje djeluje na zavar

W_y =moment otpora zavora

e =najveća udaljenost presjeka zavora od y-osi

σ_t =maksimalno tlačno naprezanje na zavaru

A_{zav} =površina kritičnog presjeka zavora



Slika 14. Naprezanja u kritičnom zavaru držača kuke

Uzimajući iznos ekvivalentnog naprezanja iz (1.26) i određujući čelik Č0645 kao materijal zavora, možemo provjeriti zadovoljava li zavar čvrstoću [1]:

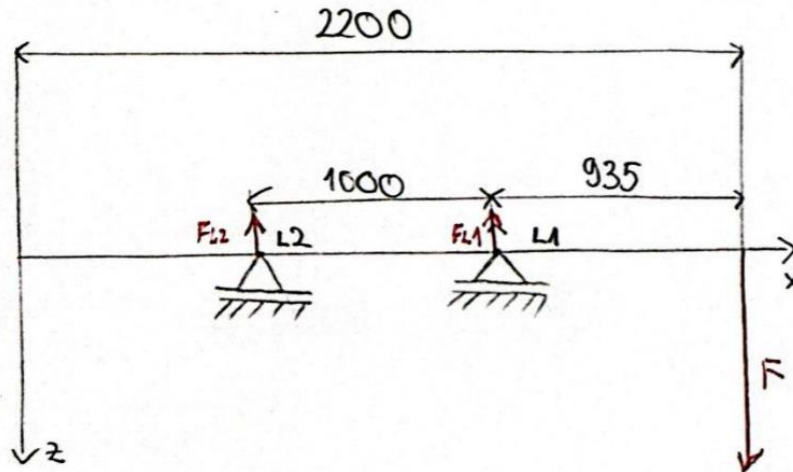
$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{160}{69,06} = 2,31 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.27)$$

Zavar zadovoljava.

5.4. Proračun produljene ruke utovarivača

5.4.1. Proračun sila

Produljenu ruku kvadratnog presjeka ćemo radi lakše izračune sila u ovom poglavlju pojednostaviti kao gredu oslonjenu na dva pomična oslonca.



Slika 15. Produljena ruka pojednostavljena kao greda

$F = m * g$ = sila teže tereta

F_{L1} = sila reakcija na osloncu L1

F_{L2} = sila reakcije na osloncu L2

Korištenjem zakona statike dolazimo do slijedećih rješenja:

$$\sum F_z = 0 \quad (1.28)$$

$$F = F_{L1} + F_{L2} \quad (1.29)$$

$$800 * 9,81 = F_{L1} + F_{L2} \quad (1.30)$$

$$\sum M_y^{L1} = 0 \quad (1.31)$$

$$-F * 935 = F_{L2} * 1000 \quad (1.32)$$

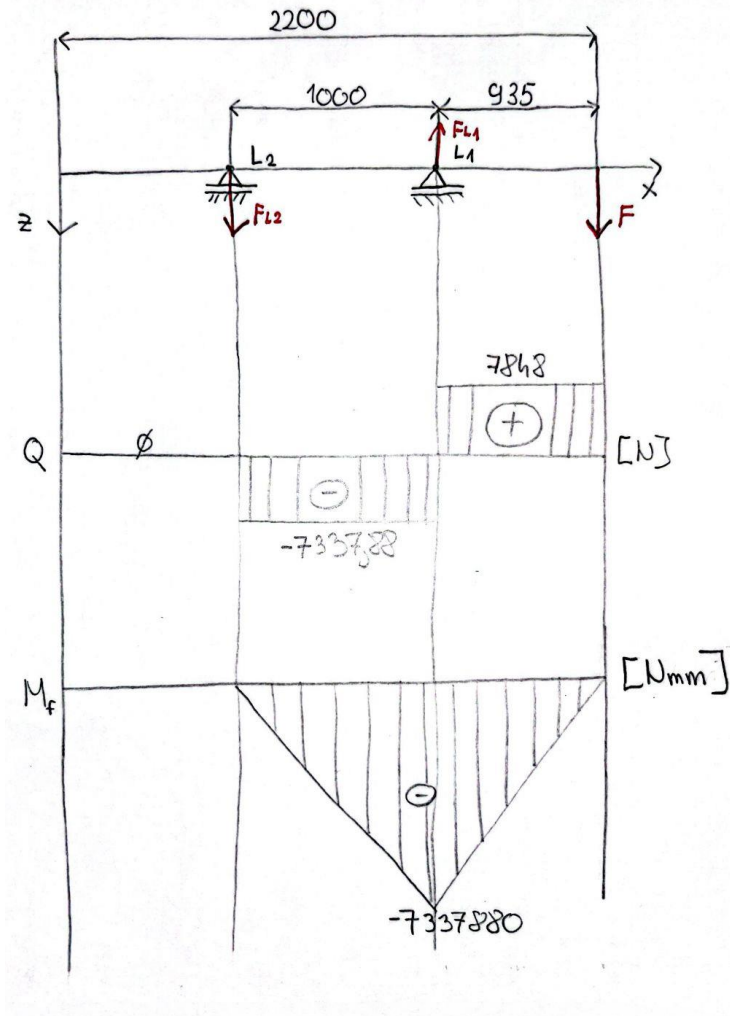
Uvrštavanjem jednadžbe (1.32) u jednadžbu (1.29) dobijemo iznos sila:

$$F_{L1} = 15185,88 \text{ N} \quad (1.33)$$

$$F_{L2} = -7337,88 \text{ N} \quad (1.34)$$

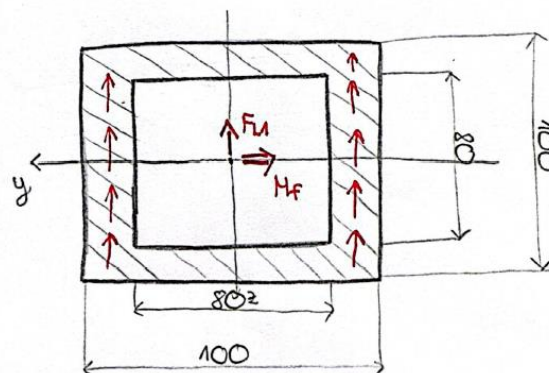
5.4.2. Proračun čvrstoće na kritičnom presjeku

Produljena ruka utovarivača opterećena je na savojno i posmično naprezanje, no kritičnija je na savijanje te ćemo toga po iznosu momenta savijanja odrediti kritični presjek elementa.



Slika 16. Podjela opterećenja po duljini grede

Iz slike 16 možemo zaključiti da je kritičan presjek elementa u točki L_1 .



Slika 17. Kritičan presjek produljenje glave i opterećenja

Naprezanja u kritičnom presjeku iznose:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} * e = \frac{M_f}{\left(\frac{a^4}{12} - \frac{a_u^4}{12}\right)} * \frac{a}{2} \quad (1.35)$$

$$\sigma_f = \frac{7337880}{\left(\frac{100^4}{12} - \frac{80^4}{12}\right)} * 50 \quad (1.36)$$

$$\sigma_f = 74,57 \text{ N/mm}^2 \quad (1.37)$$

$$\tau = \frac{F_{L1}}{A_{proj}} \quad (1.38)$$

$$A_{proj} = 2 * 100 * 10 = 2000 \text{ mm}^2 \quad (1.39)$$

$$\tau = \frac{15185,88}{2000} = 7,6 \text{ N/mm}^2 \quad (1.40)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = \sqrt{74,57^2 + (3 * 7,6)^2} = 75,72 \text{ N/mm}^2 \quad (1.41)$$

Gdje su:

M_f =maksimalni savojni moment elementa

A_{proj} =površina presjeka elementa na kojem djeluje posmično naprezanje

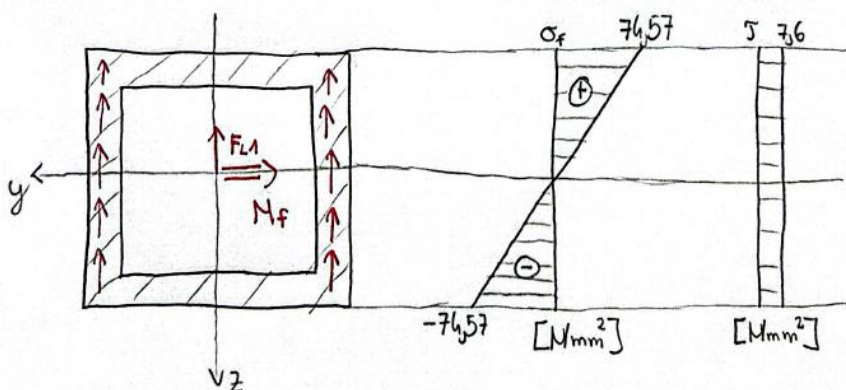
τ =posmično naprezanje u kritičnom presjeku elementa

σ_{ekv} =ekvivalentno naprezanje u kritičnom presjeku elementa

a =vanjska duljina stranice kvadratnog kritičnog presjeka elementa

a_u =unutarnja duljina stranice kvadratnog kritičnog presjeka elementa

I =moment tromosti kritičnog presjeka elementa



Slika 18. Djelovanje opterećenja po kritičnom presjeku

Nakon analiziranja iznosa naprezanja odabran je čelik Č0645 kao materijal elementa [1].

$$\sigma_{ekv} = 75,72 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 160 \text{ N/mm}^2 \quad (1.42)$$

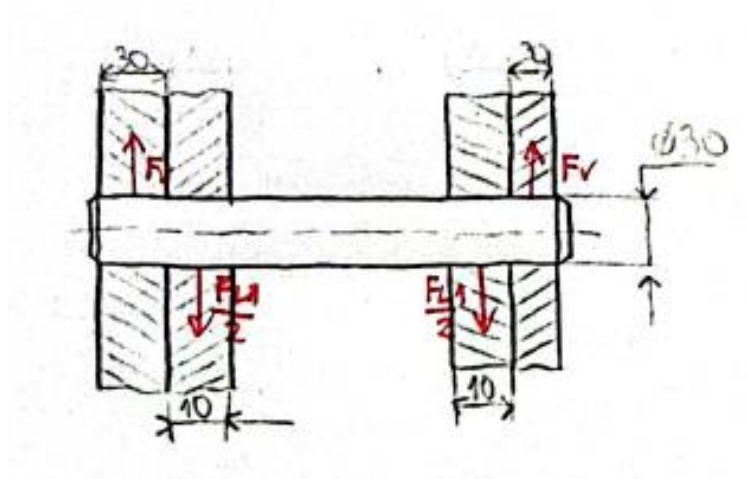
Te je stoga minimalna sigurnost elementa:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{160}{75,72} = 2,11 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.43)$$

Produljena ruka utovarivača zadovoljava.

5.5. Svornjak na osloncu L1

5.5.1. Proračun sila



Slika 19. Sile reakcije koje djeluju na svornjak oslonca L1

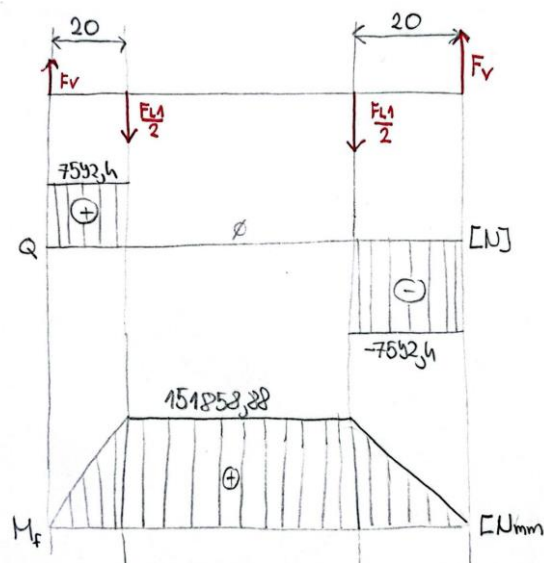
Na svornjak utječe sila oslonca L1 čiji se iznos nalazi u (1.33) i 2 sile vilice čiji je iznos:

$$F_v = \frac{F_{L1}}{2} = \frac{15185,88}{2} \quad (1.44)$$

$$F_v = 7592,94 \text{ N} \quad (1.45)$$

5.5.2. Proračun čvrstoće

Značenje oznaka koje ćemo koristiti za računanje možemo vidjeti na slici 11.



Slika 20. Iznosi opterećenja duž duljine svornjaka oslonca L1

Element ćemo provjeriti na tlakove, smik i savijanje:

$$p_v = \frac{F_{L1}}{2a*d} = \frac{15185,88}{2*30*30} \quad (1.46)$$

$$p_v = 8,44 \text{ N/mm}^2 \quad (1.47)$$

$$p_u = \frac{F_{L1}}{2b*d} = \frac{1518,88}{2*10*30} = 14,31 \text{ N/mm}^2 \quad (1.48)$$

$$\tau_a = \frac{F_{L1}}{2A} = \frac{15185,88}{2*\frac{30^2\pi}{4}} = 10,75 \text{ N/mm}^2 \quad (1.49)$$

$$\sigma_f = \frac{M_F}{0,1d^3} = \frac{151858,8}{0,1*30^3} \quad (1.50)$$

$$\sigma_f = 56,2 \text{ N/mm}^2 \quad (1.51)$$

Odabrani materijal svornjaka oslonca L1 je sivi lijev (SL) [2]:

$$p_v = 8,44 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.52)$$

$$p_u = 14,31 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.53)$$

$$\tau_a = 10,75 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad (1.54)$$

$$\sigma_f = 56,2 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (1.55)$$

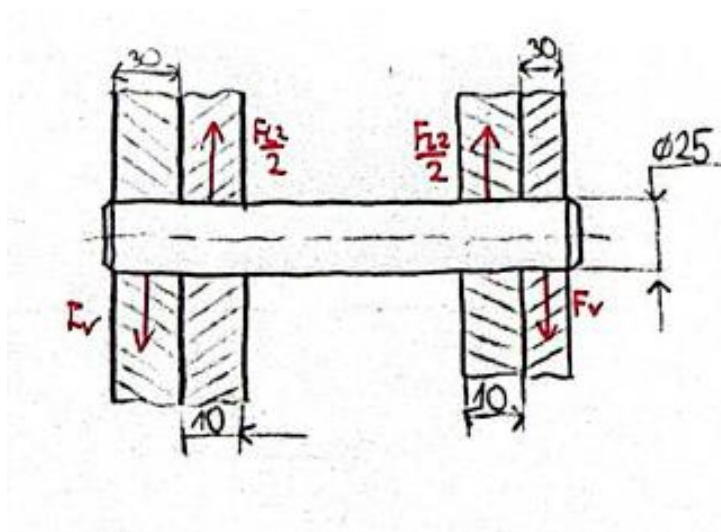
Analiziranjem izraza od (1.52) do (1.55) možemo zaključiti kako je svornjak najkritičniji na savijanje, stoga je njegova minimalna sigurnost:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_f} = \frac{134}{56,2} = 2,4 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.56)$$

Svornjak oslonca L1 zadovoljava.

5.6. Svornjak oslonca L2

5.6.1. Proračun sila



Slika 21. Sile reakcije koje djeluju na svornjak oslonca L2

Na svornjak utječe sila oslonca L2 čiji se iznos nalazi u (1.34) i 2 sile vilice čiji je iznos:

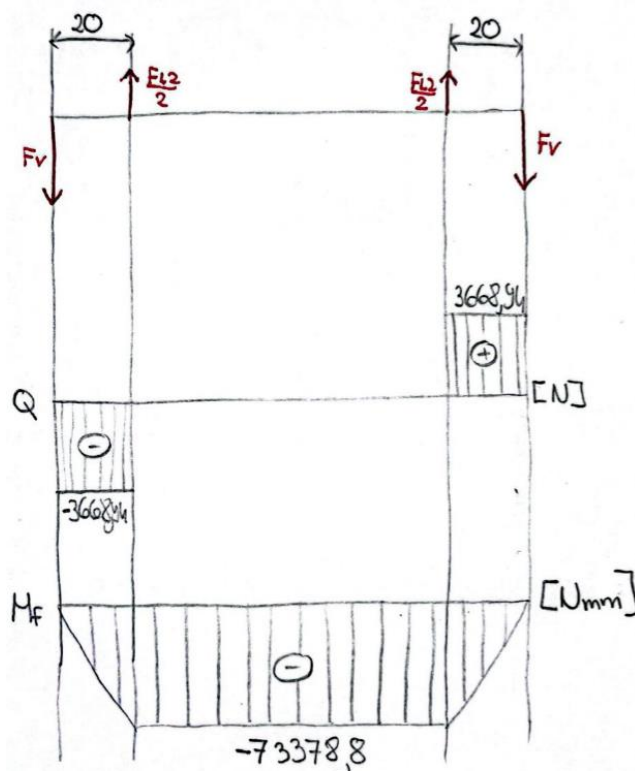
$$F_v = \frac{F_{L2}}{2} = \frac{7337,88}{2} \quad (1.57)$$

$$F_v = 3668,94 \text{ N} \quad (1.58)$$

5.6.2. Proračun čvrstoće

Značenje oznaka koje ćemo koristiti za računanje možemo vidjeti na slici 11. Ostale oznake su:

M_f = maksimalni moment savijanja svornjaka



Slika 22. Iznosi opterećenja duž duljine svornjaka oslonca L2

Element ćemo provjeriti na tlakove, smik i savijanje:

$$p_u = \frac{F_{L2}}{2b \cdot d} = \frac{7337,88}{2 \cdot 10 \cdot 25} = 14,7 \text{ N/mm}^2 \quad (1.59)$$

$$p_v = \frac{F_{L2}}{2a \cdot d} = \frac{7337,88}{2 \cdot 30 \cdot 30} = 4,08 \text{ N/mm}^2 \quad (1.60)$$

$$\tau_a = \frac{F_{L2}}{2A} = \frac{7337,86}{2 \cdot \frac{25^2 \pi}{4}} = 7,47 \text{ N/mm}^2 \quad (1.61)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{0,1d^3} = \frac{73378,8}{0,1 \cdot 25^3} = 46,96 \text{ N/mm}^2 \quad (1.62)$$

Analiziranjem naprezanja i tlakova svornjaka, odabrani materijal svornjaka oslonca L2 je sivi lijev(SL) [1]:

$$p_u = 14,7 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.63)$$

$$p_v = 4,08 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.64)$$

$$\tau_a = 7,47 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dop} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad (1.65)$$

$$\sigma_f = 46,92 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (1.66)$$

Analizom izraza od (1.63) do (1.66) možemo zaključiti da je svornjak najkritičniji na unutarnji tlak te je stoga njegova minimalna sigurnost:

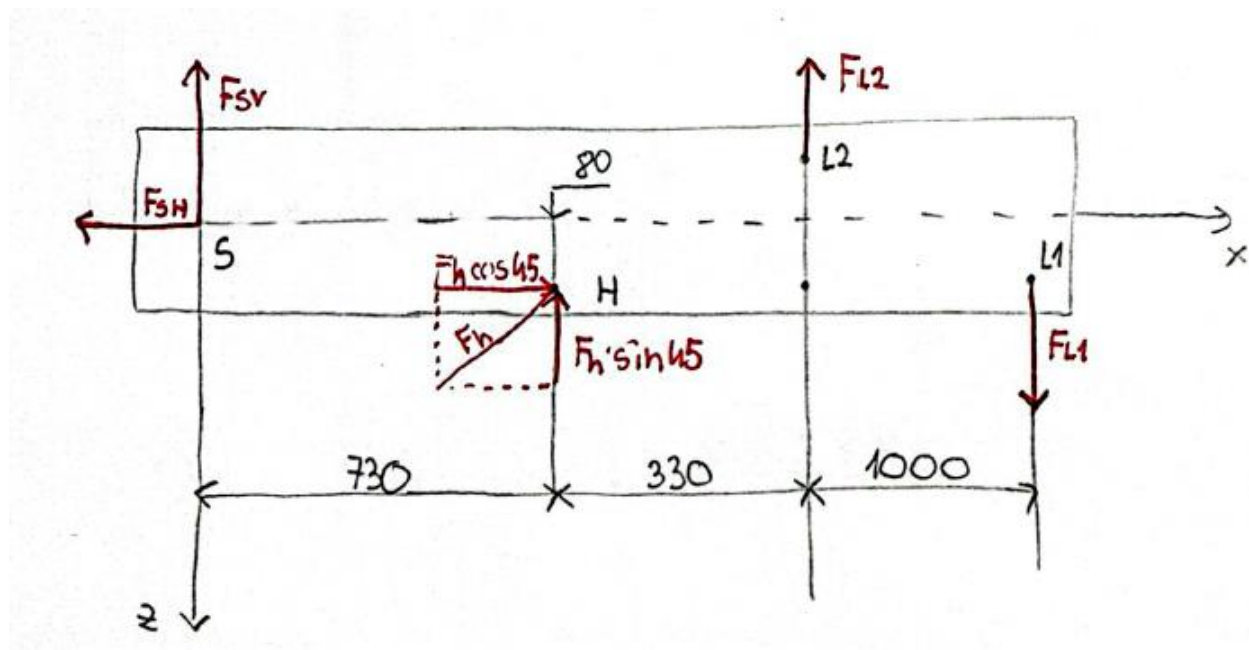
$$S = \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{32}{14,7} = 2,18 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.67)$$

Svornjak oslonca L2 zadovoljava.

5.7. Ruka utovarivača

5.7.1. Proračun sila

Na ruku utovarivača djeluju već spomenute sile na osloncima L1 i L2. Sila hidrauličkog cilindra i silu reakcije u svornjaku oslonca S ne poznajemo te ćemo ih izračunati u ovom poglavlju. Na slici 23 možemo vidjeti dimenzijski odnos sila te ih tako i izračunati:



Slika 23. Položaj sila na ruci utovarivača

$$\sum F_x = 0 \quad (1.68)$$

$$\cos(45) * F_h = F_{SH} \quad (1.69)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (1.70)$$

$$F_{L1} - F_{L2} - \sin(45) * F_h - F_{sv} = 0 \quad (1.71)$$

$$15185,88 - 7337,88 - \frac{\sqrt{2}}{2} F_h - F_{sv} = 0 \quad (1.72)$$

$$\sum M_S = 0 \quad (1.73)$$

$$F_{L2} * 1060 - F_{L1} * 2060 + \sin(45) * F_h * 730 + \cos(45) * F_h * 80 = 0 \quad (1.74)$$

$$7778152,8 - 31282912,8 + 516,19F_h + 56,57F_h = 0 \quad (1.75)$$

Gdje su:

F_{SH} =horizontalna komponenta sile reakcije u osloncu S

F_{SV} =vertikalna komponenta sile reakcije u osloncu S

F_h =sila hidrauličkog cilindra

Pošto imamo 3 nepoznanice i tri jednažbe (1.69), (1.72) i (1.75) možemo izračunati iznose sile:

$$F_h = 41037,71 \text{ N} \quad (1.76)$$

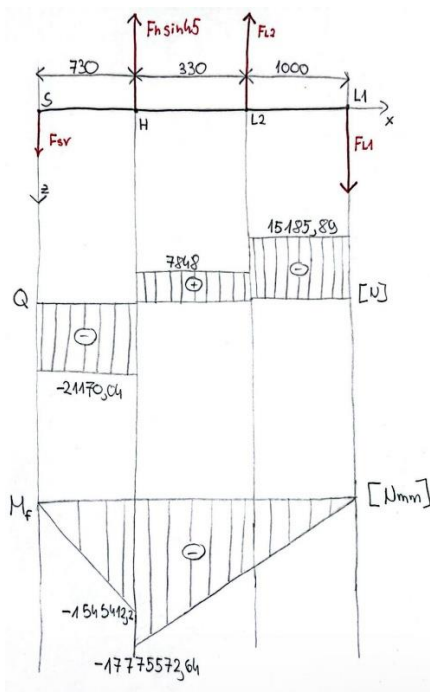
$$F_{SH} = 29018,04 \text{ N} \quad (1.77)$$

$$F_{SV} = -21170,04 \text{ N} \quad (1.78)$$

Nakon što smo izračunali sile možemo prijeći na izračun čvrstoće elementa.

5.7.2. Proračun čvrstoće

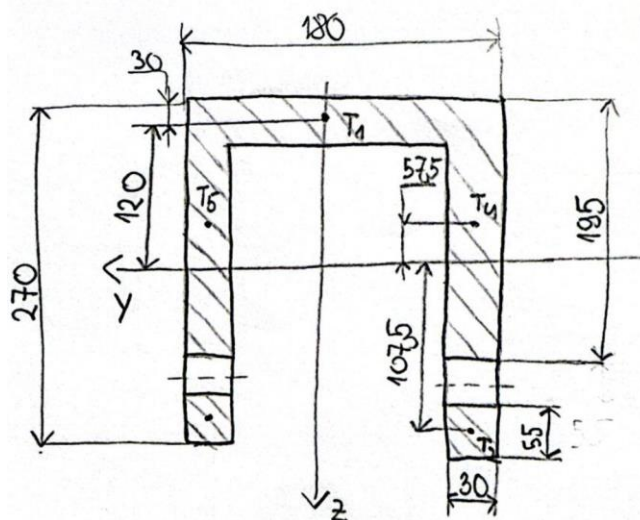
Na ruku utovarivača utječu dva oblika naprezanja i to su savojno i posmično naprezanje, no pošto su intuitivno savojna naprezanja većeg iznosa od posmičnih naprezanja kritični presjek ćemo odrediti preko maksimalnog momenta reakcije:



Slika 24. Iznosi opterećenja duž ruke utovarivača

$$M_R = F_h * \cos(45) * 80 = \text{moment reakcije aksijalne komponentne sile hidrauličkog cilindra}$$

Iz slike 24 možemo zaključiti kako se kritičan presjek ruke nalazi u točki H. Pošto je kritični presjek u točki H obrnutog „U“ formata s dvije rupe, prvo ćemo izračunati moment tromosti presjeka u točki H:



Slika 25. Položaj težišta elementa kritičnog presjeka ruke utovarivača

$$I_y = \sum_{i=1}^n I_{yi} + A_i * d_i \quad (1.79)$$

$$I_{y1} = \frac{150 * 30^3}{12} + 150 * 30 * 120 \quad (1.80)$$

$$I_{y1} = 877500 \text{ mm}^4 \quad (1.81)$$

$$I_{y2} = I_{y3} = \frac{30 * 35^3}{12} + 30 * 55 * 107,5 \quad (1.82)$$

$$I_{y2} = I_{y3} = 220062,5 \text{ mm}^4 \quad (1.83)$$

$$I_{y4} = I_{y5} = \frac{30 * 195^3}{12} + 30 * 195 * 57,5 \quad (1.84)$$

$$I_{y5} = I_{y4} = 18873562,5 \text{ mm}^4 \quad (1.85)$$

$$I_y = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} + I_{y4} + I_{y5} = 877500 + 2 * 220062,5 + 2 * 18873562,5 \quad (1.86)$$

$$I_y = 39064750 \text{ mm}^4 \quad (1.87)$$

Gdje su:

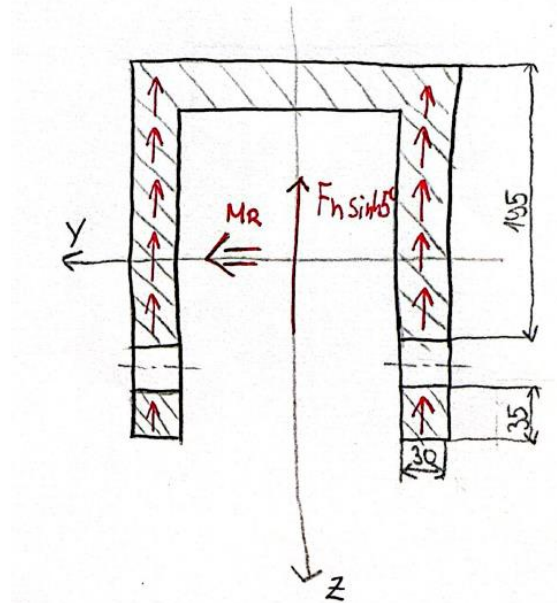
I_{yi} = moment tromosti jednog od 5 elemenata presjeka

I_y = moment treomosti kritičnog presjeka ruke utovarivača

A_i = površina jednog od 5 elemenata presjeka

d_i = udaljenost težišta jednog od 5 elemenata presjeka od y osi presjeka

Kada smo odredili moment tromosti presjeka, možemo izračunati savojno i posmično naprežanje presjeka te preko njih dobit ekvivalentno naprežanje kritičnog presjeka:



Slika 26. Djelovanje opterećenja na kritičan presjek ruke utovarivača

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_y} * e = \frac{17775572,65}{39064750} * \frac{270}{2} = 61,42 \text{ N/mm}^2 \quad (1.88)$$

$$\tau = \frac{F_h * \sin 45^\circ}{A_{proj}} \quad (1.89)$$

$$A_{proj} = 2 * 35 * 30 + 2 * 195 * 30 \quad (1.90)$$

$$A_{proj} = 13800 \text{ mm}^2 \quad (1.91)$$

$$\tau = \frac{41037,71 * \sin 45^\circ}{13800} = 2,1 \text{ N/mm}^2 \quad (1.92)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = \sqrt{61,45^2 + (3 * 2,1)^2} \quad (1.93)$$

$$\sigma_{ekv} = 61,52 \text{ N/mm}^2 \quad (1.94)$$

Gdje su:

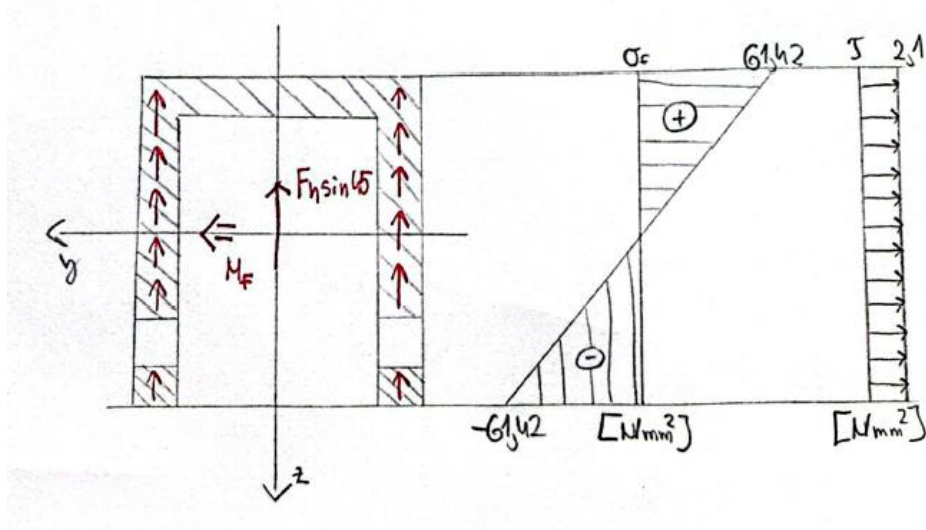
M_f = maksimalni savojni moment elementa

A_{proj} = površina presjeka elementa na kojem djeluje posmično naprezanje

τ = posmično naprezanje u kritičnom presjeku elementa

σ_{ekv} = ekvivalentno naprezanje u kritičnom presjeku elementa

e = vertikalna udaljenost od proizvoljne y-osi u kritičnom presjeku



Slika 27. Iznosi naprezanja duž kritičnog presjeka ruke utovarivača

Nakon analize dobivenog iznosa ekvivalentnog naprezanja u izrazu (1.94) odabran je čelik Č0561 kao materijal ruke utovarivača [1]:

$$\sigma_{ekv} = 61,52 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 140 \text{ N/mm}^2 \quad (1.95)$$

Stoga je minimalna sigurnost ruke utovarivača:

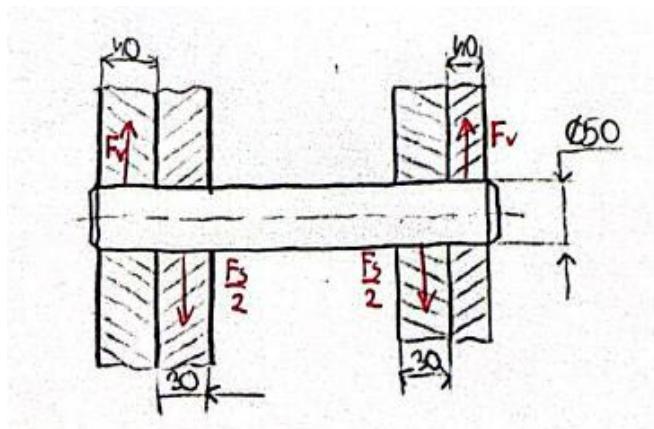
$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{140}{61,52} = 2,27 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.96)$$

Ruka utovarivača zadovoljava.

5.8. Svornjak oslonca S

5.8.1. Proračun sila

Na svornjak utječe rezultanta sila oslonca S koju smo prošlo poglavlje podijelili na 2 dvije komponente (1.77) i (1.78). Također imamo 2 sile u vilicima.



Slika 28. Sile koje djeluju na svornjak oslonca S

Rezultanta sila reakcije u osloncu S i sila vilice iznose:

$$F_s = \sqrt{F_{SH}^2 + F_{SV}^2} = \sqrt{29018,04^2 + 21170,04^2} \quad (1.97)$$

$$F_s = 35919,6 \text{ N} \quad (1.98)$$

$$F_v = \frac{F_s}{2} = \frac{35919,6}{2} \quad (1.99)$$

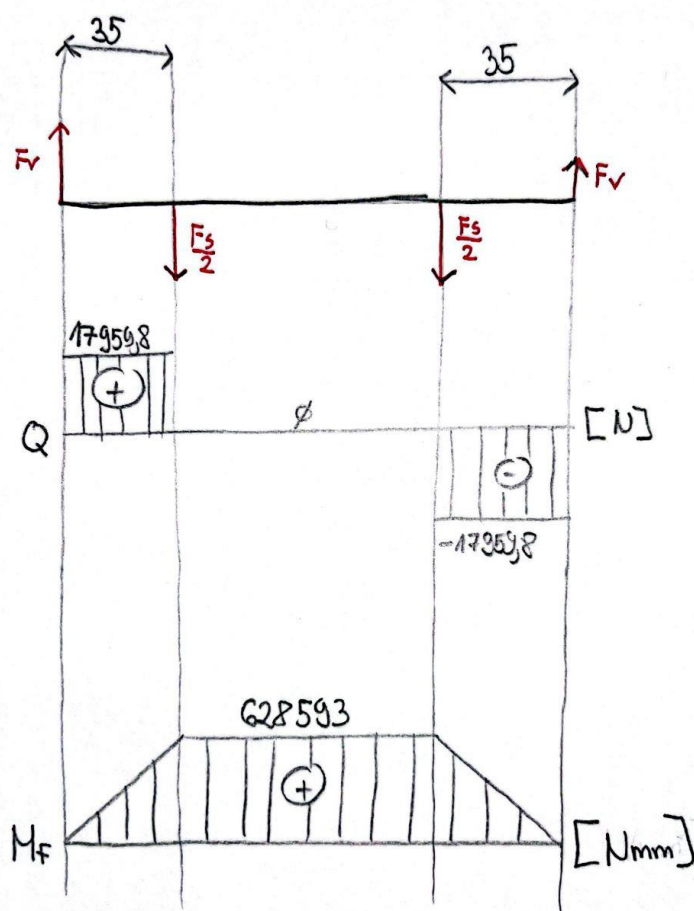
$$F_v = 17959,8 \text{ N} \quad (1.100)$$

Gdje je:

F_s = rezultantna sila reakcije u osloncu S

Nakon što smo odredili potrebne sile možemo svornjak provjeriti i na čvrstoću.

5.8.2. Proračun čvrstoće



Slika 29. Iznosi opterećenja po duljini svornjaka oslonca S

Iz slike 29 možemo odrediti maksimalni okretni moment reakcije te s njime izračunati maksimalno savojno naprezanje. Uz savojno naprezanje, računamo i smično naprezanje te djelovanje unutarnjih i vanjskih tlakova:

$$p_u = \frac{F_s}{2b*d} = \frac{35919,6}{2*30*50} = 12 \text{ N/mm}^2 \quad (1.101)$$

$$p_v = \frac{F_s}{2a*d} = \frac{35919,6}{2*40*50} = 8,98 \text{ N/mm}^2 \quad (1.102)$$

$$\tau_a = \frac{F_s}{2A} = \frac{35919,6}{2*\frac{50^2\pi}{4}} = 9,15 \text{ N/mm}^2 \quad (1.103)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{628593}{0,1*50^3} = 50,3 \text{ N/mm}^2 \quad (1.104)$$

Analizom iznosa tlakova i naprezanja, zaključujemo da će odabrani materijal svornjaka oslonca S biti sivi lijev(SL) [1]:

$$p_u = 12 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.105)$$

$$p_v = 8,98 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 32 \text{ N/mm}^2 \quad (1.106)$$

$$\tau_a = 9,15 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 74 \text{ N/mm}^2 \quad (1.107)$$

$$\sigma_f = 50,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{fdop} = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (1.108)$$

Analizom iznosa od (1.105) do (1.108) zaključujemo kako je svornjak oslonca S najkritičniji na unutarnji tlak te je stoga minimalna sigurnost svornjaka oslonca S:

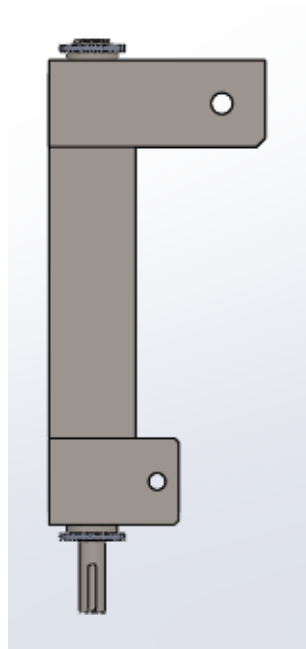
$$S = \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{32}{12} = 2,67 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.109)$$

Svornjak oslonca S zadovoljava.

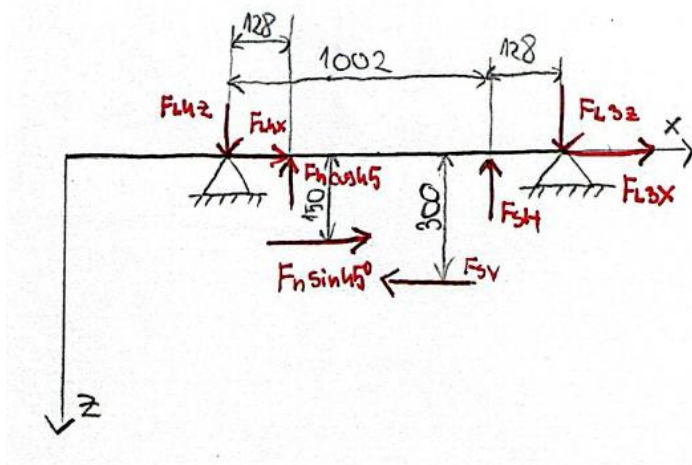
5.9. Zavareni rotacijski podskop

5.9.1. Proračun sila

Zavareni rotacijski podsklop sastoji se od oslonca ruke, oslonca hidrauličkog cilindra, stupa šupljeg kvadratnog presjeka te 2 radijalno aksijalna ležaja.



Slika 30. Rotacijski podsklop



Slika 31. Položaji sila na rotacijskom podsklopu

Na podsklop utječu horizontalna i vertikalna sila reakcija u osloncu (1.77) i (1.78) te hidraulička sila hidrauličkog cilindra (1.76):

$$\sum F_x = 0 \quad (1.110)$$

$$F_{L4x} = F_{SV} + F_h * \sin(45) \quad (1.111)$$

$$F_{L4x} = 21170,04 + \frac{\sqrt{2}}{2} * 41037,71 \quad (1.112)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (1.113)$$

$$F_{L3z} + F_{L4z} = F_{SH} + F_h * \cos(45) \quad (1.114)$$

$$F_{L3z} + F_{L4z} = 29018,04 + \frac{\sqrt{2}}{2} * 41037,71 \quad (1.115)$$

$$\sum M_{L3} = 0 \quad (1.116)$$

$$F_h * \cos(45) * 1002 + F_h * \sin(45) * 150 + F_{SH} * 128 + F_{SV} * 300 = F_{L4z} * 1130 \quad (1.117)$$

$$1130 * F_{L4z} = 334287850,57 + 29018,04 * 128 + 21170,04 * 300 \quad (1.118)$$

Gdje su:

F_{L4x} = aksijalna komponentna sile u osloncu L4

F_{L3z} = radijalna komponenta sile u osloncu L3

F_{L4z} = radijalna komponenta sile u osloncu L4

Analiziranjem jednačbi zaključujemo kako imamo 3 jednačbe s 3 nepoznanice. Koristeći jednačbe (1.112), (1.115), (1.118) dobijemo slijedeće iznose:

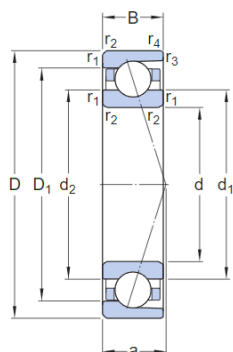
$$F_{L4x} = 50188,08 \text{ N} \quad (1.119)$$

$$F_{L3z} = 19545,72 \text{ N} \quad (1.120)$$

$$F_{L4z} = 38490,36 \text{ N} \quad (1.121)$$

5.9.2. Proračun ležaja

Podsklop se rotira oko dvaju istih radijalnih ležaja. Promatranjem sklopa i sila u osloncima, zaključujemo kako je ležaj u osloncu L4 kritičan ležaj. Odabrani ležaj je ležaj SKF 7020 CD/P4A te njihove tehničke specifikacije se nalaze na slici 32 i tablici 3.



Dimensions

d	100 mm	Bore diameter
D	150 mm	Outside diameter
B	24 mm	Width
d ₁	115.4 mm	Shoulder diameter of inner ring (large side face)
d ₂	115.4 mm	Shoulder diameter of inner ring (small side face)
D ₁	134.6 mm	Shoulder diameter of outer ring (large side face)
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Chamfer dimension
r _{3,4}	min. 1 mm	Chamfer dimension
a	28.8 mm	Distance from side face to pressure point

Slika 32. Dimenzije ležaja [7]

Tablica 3. Tehnički podatci ležaja [7]

Tehnički podatci		
Dinamička nosivost ležaja	C	83,2 kN
Statička nosivost ležaja	C_0	85 Kn
Granično opterećenje zamora	P_u	3,2 kN
Maksimalna brzina vrtnje za lubrikaciju mazivom		8500 okr/min
Maksimalna brzina vrtnje za lubrikaciju uljem/zrakom		14000 okr/min
Kut dodira	α	15°
Promjer kuglica	D_W	15,875 mm
Količina redova (po ležaju)	i	1
Broj kuglica (po ležaju)	z	22

Prvo ćemo izračunati odnose radijalne i aksijalne sile ležaja te tako i odrediti njegovo dinamičko radijalno opterećenje:

$$\frac{f_0 * F_{L4x}}{C_0} = \frac{15,8 * 50,2}{85} = 9,33 \quad (1.122)$$

$$e \approx 0,44 \quad (1.123)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_{L4x}}{F_{L4z}} = \frac{50188,08}{38490,36} = 1,3 \quad (1.124)$$

Gledajući odnos (1.123) i (1.124) zaključujemo kako je $\frac{F_a}{F_r} > e$ te je stoga dinamičko radijalno opterećenje ležaja:

$$P_r = 0,35 * F_r + 0,57 * F_a = 0,35 * 38490,36 + 0,57 * 50188,08 \quad (1.125)$$

$$P_r = 42078,83 \text{ N} \quad (1.126)$$

Nakon što znamo dinamičko radijalno opterećenje ležaja, možemo odrediti sigurnost ležaja:

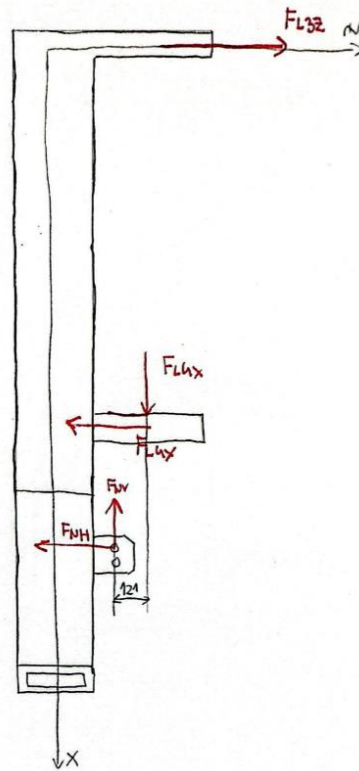
$$S = \frac{C_0}{P_r} = \frac{85}{42,07} = 2,02 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.127)$$

Ležaj zadovoljava.

5.10. Kostur utovarivača

5.10.1. Proračun sila

Na kostur utovarivača utječu iste sile koje utječu i na radijalne ležajeve te čije iznose imamo u izrazima (1.119), (1.120) i (1.121). Također imamo sile reakcije svornjaka u osloncu N.



Slika 33. Položaj sila na kosturu utovarivača

$$\sum F_z = 0 \quad (1.128)$$

$$F_{NH} = F_{L3z} - F_{L4x} \quad (1.129)$$

$$F_{NH} = 19545,7 - 50188,08 \quad (1.130)$$

$$\sum M_{L3} = 0 \quad (1.131)$$

$$F_{NH} * 883 + F_{NV} * 121 + F_{L3z} * 1130 = 0 \quad (1.132)$$

$$F_{NH} * 883 + F_{NV} * 121 = -19545,7 * 1130 \quad (1.133)$$

Gdje su:

F_{NH} = horizontalna komponenta sile reakcije zatika u osloncu N

F_{NV} = vertikalna komponenta sile reakcije zatika u osloncu N

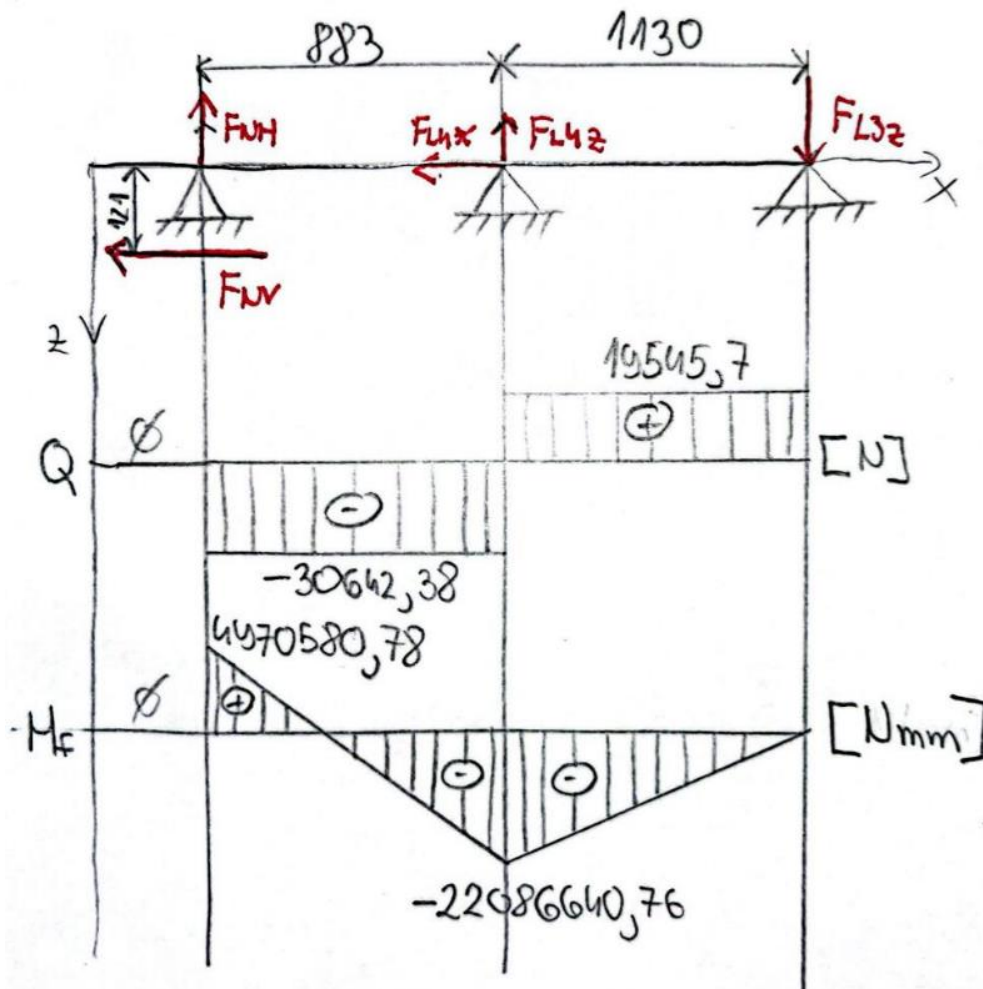
Korištenjem izraza (1.133) i (1.130) dolazimo do rješenja:

$$F_{NH} = -30642,38 \text{ N} \quad (1.134)$$

$$F_{NV} = 41079,18 \text{ N} \quad (1.135)$$

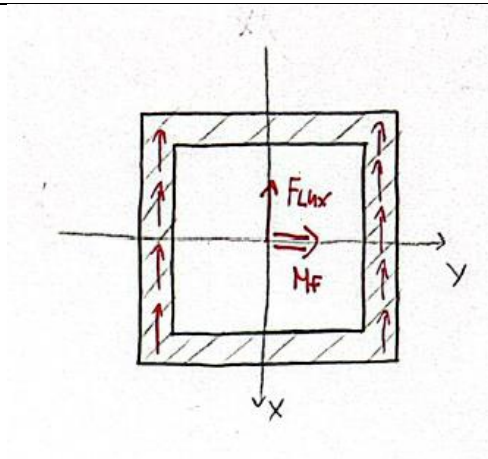
5.10.2. Proračun čvrstoće

Radi lakšeg proračuna momenta savijanja, na slici 34 kostur je pojednostavljen kao greda na 3 oslonca:



Slika 34. Iznosi opterećenja duž kostura utovarivača

Iz slike 34 zaključujemo kako je kritičan presjek kostura u osloncu L4 jer se tamo nalazi maksimalni moment savijanja. U osloncu L4 na presjek kostura djeluju posmično i savojno naprezanje:



Slika 35. Opterećenja na kritičnom presjeku kostura utovarivača

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_y} * e \quad (1.136)$$

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_u \cdot h_u^3}{12} = \frac{200 \cdot 300^3}{12} - \frac{140 \cdot 240^3}{12} \quad (1.137)$$

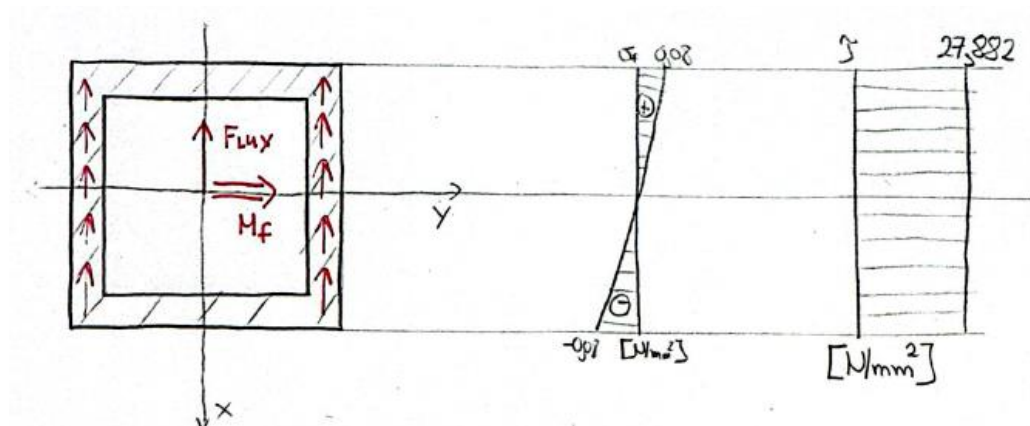
$$I_y = 288720000 \text{ mm}^4 \quad (1.138)$$

$$\sigma_f = \frac{22086640,76}{288720000} = 0,08 \text{ N/mm}^2 \quad (1.139)$$

$$\tau = \frac{F_{Lax}}{A} = \frac{501888,08}{2 \cdot 300 \cdot 30} = 27,882 \text{ N/mm}^2 \quad (1.140)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{0,08^2 + 3 * 27,882^2} \quad (1.141)$$

$$\sigma_{ekv} = 48,3 \text{ N/mm}^2 \quad (1.142)$$



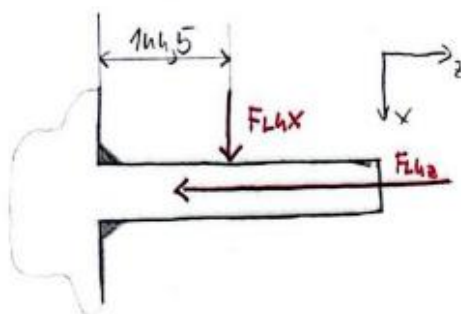
Slika 36. Iznosi naprezanja duž kritičnog presjeka kostura utovarivača

Nakon analize iznosa (1.142) odabran je čelik Č0561 kao materijal kostura [1]:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{160}{48,3} = 3,31 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.143)$$

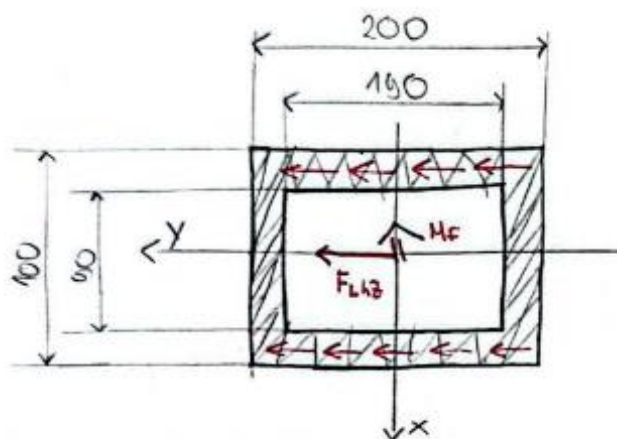
5.10.3. Proračun zavora

Kostur ima više zavarenih površina, no najkritičniji zavar je zavar gdje se nalazi radialno aksijalni ležaj u osloncu L4:



Slika 37. Kritičan zavar kostura utovarivača i sile koje djeluju na njega

Na zavar djeluju savojno i posmično naprezanje:



Slika 38. Opterećenja na kritičnom zavaru kostura utovarivača

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_y} * e \quad (1.144)$$

$$M_f = F_{L4x} * 144,5 = 50188,08 * 144,5 \quad (1.145)$$

$$M_f = 7252177,56 \text{ N/mm}^2 \quad (1.146)$$

$$I_y = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_u \cdot h_u^3}{12} = \frac{200 \cdot 100^3}{12} - \frac{190 \cdot 90^3}{12} \quad (1.147)$$

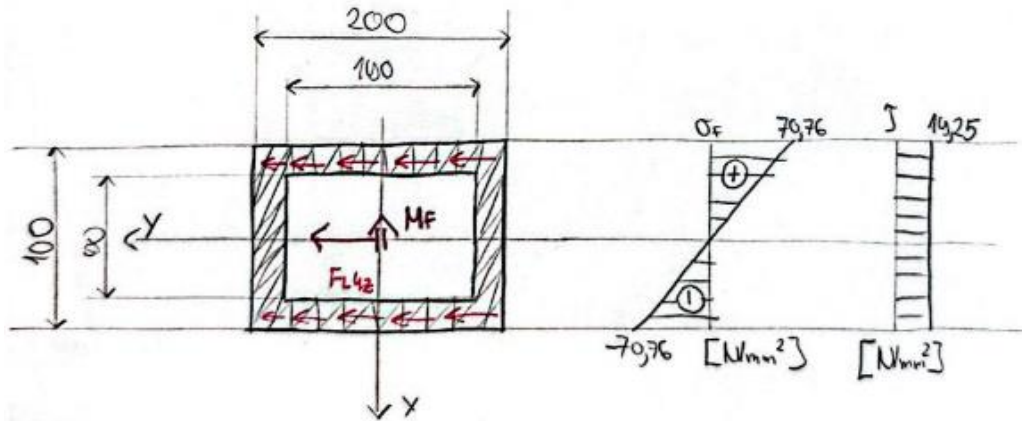
$$I_y = 5124166,67 \text{ mm}^4 \quad (1.148)$$

$$\sigma_f = \frac{7252177,56}{5124166,67} * 50 = 70,76 \text{ N/mm}^2 \quad (1.149)$$

$$\tau = \frac{F_{L4z}}{A} = \frac{38490,36}{2 \cdot 200 \cdot 5} = 19,25 \text{ N/mm}^2 \quad (1.150)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{70,76^2 + 3 * 19,25^2} \quad (1.151)$$

$$\sigma_{ekv} = 78,22 \text{ N/mm}^2 \quad (1.152)$$



Slika 39. Iznosi naprezanja duž presjeka kritičnog zavora kostura utovarivača

Odabrani materijal kostura je čelik Č0561 te je stoga sigurnost [1]:

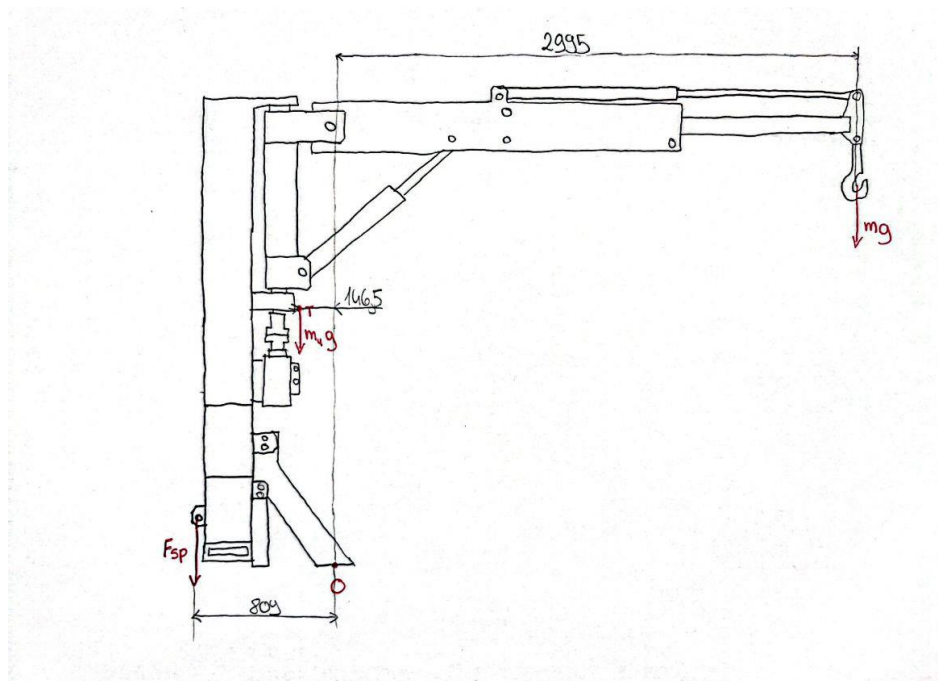
$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{160}{78,22} = 2,04 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.153)$$

Zavar zadovoljava.

5.11. Mehanička veza utovarivača sa traktorom

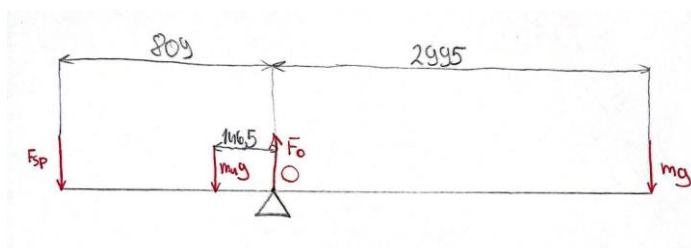
5.11.1 Proračun sila

Mehanička veza utovarivača sa traktorom izrađena je prema ISO 730-2009 normi za trozglobni spoj utovarivača sa traktorom. Sile koje utječu na spoj računati ćemo u najnepovoljnijem položaju utovarivača. Sile koje djeluju na spoj možemo vidjeti na slici 40.



Slika 40. Položaj sila pri kritičnom položaju utovarivača

Na spoj djeluje ukupna masa utovarivača koja se u nalazi u težištu konstrukcije te masa tereta. Težište konstrukcije je dobiveno pomoću Solidworks-a kada je napravljen konačni model utovarivača i kad su dodani materijali elemenata utovarivača. Silu ćemo izračunati principom klackalice gdje oslonac klackalice predstavlja točka O na slici 40. Na slici 41 nalazi se pojednostavljeni oblik klackalice:



Slika 41. Utovarivač pojednostavljen principom klackalice

$$\sum M_O = 0 \quad (1.154)$$

$$m_u * g * 146,5 + F_{sp} * 809 = m * g * 2995 \quad (1.155)$$

$$1854 * 9,81 * 146,5 + F_{sp} * 809 = 800 * 9,81 * 2995 \quad (1.156)$$

$$F_{sp} = 25760,51 \text{ N} \quad (1.157)$$

Gdje su:

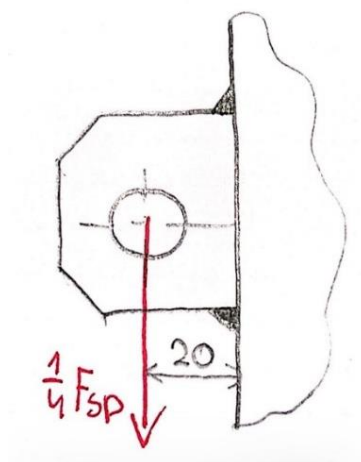
m_u = ukupna masa utovarivača

F_{sp} = sila reakcije na osloncu spoja traktora i utovarivača

5.11.2. Proračun zavara

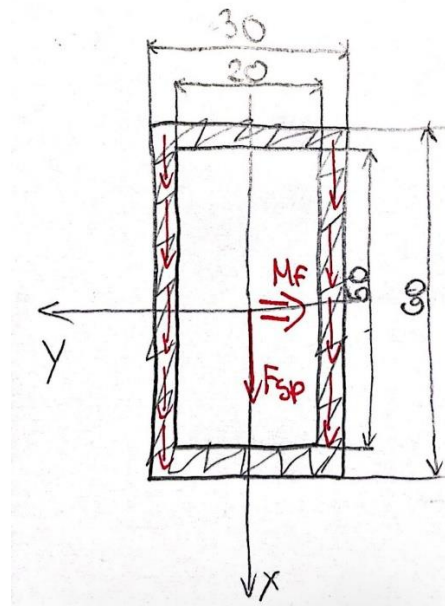
Pošto sila reakcije na osloncu spoja traktora i utovarivača ima dva mjesta gdje se prenosi sila te pošto se svako mjesto sastoji od dvije vilice, na jednu vilicu spoja djeluje $\frac{1}{4} F_{sp}$.

Na slici 42 možemo vidjeti odnos sila na zavareni element utovarivača:



Slika 42. Položaj sile u obziru na zavar

Iz slike 42 možemo zaključiti kako je zavar opterećen na savojno i posmično naprezanje:



Slika 43. Opterećenja na kritičnom zavaru vilice spoja traktora i utovarivača

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I_y} * e \quad (1.158)$$

$$M_f = \frac{1}{4} F_{sp} * 20 = \frac{1}{4} * 25760 * 20 \quad (1.159)$$

$$M_f = 128800 \text{ N/mm}^2 \quad (1.160)$$

$$I_y = \frac{b * h^3}{12} - \frac{b_u * h_u^3}{12} = \frac{30 * 60^3}{12} - \frac{20 * 50^3}{12} \quad (1.161)$$

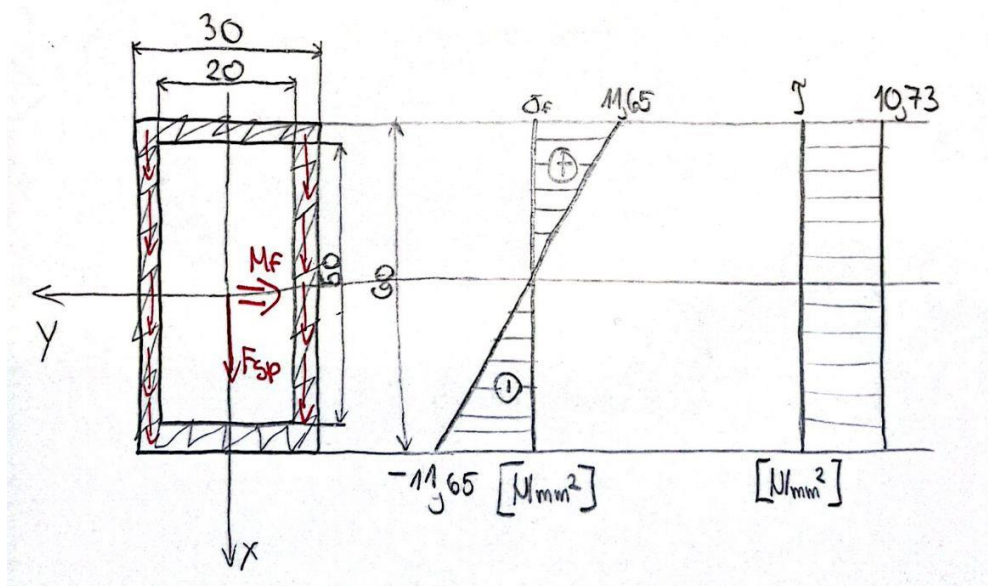
$$I_y = 331666,667 \text{ mm}^4 \quad (1.162)$$

$$\sigma_f = \frac{128800}{331666,667} * 30 = 11,65 \text{ N/mm}^2 \quad (1.163)$$

$$\tau = \frac{\frac{1}{4} * F_{sp}}{A} = \frac{\frac{1}{4} * 25760}{2 * 60 * 5} = 10,73 \text{ N/mm}^2 \quad (1.164)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{11,65^2 + 3 * 10,73^2} \quad (1.165)$$

$$\sigma_{ekv} = 21,93 \text{ N/mm}^2 \quad (1.166)$$



Slika 44. Iznosi naprezanja duž presjeka kritičnog zavora vilice

Odabrani materijal elementa je Č0561 te je stoga sigurnost [1]:

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{ekv}} = \frac{160}{21,93} = 7,3 \geq S_{potr} = 2 \quad (1.167)$$

Zavar zadovoljava.

6. ODABIR HIDRAULIČKIH KOMPONENTI UTOVARIVAČA

6.1. Odabir hidrauličkog rotacijskog aktuatora

Kako bi mogli odabrati hidraulički rotacijski aktuator, potrebno je prvo izračunati potrebni rotacijski moment. Pošto se bavimo proračunom rotacijskog momenta koji ovisi o kutnoj brzini, odrediti ćemo da se ruka utovarivača rotira 9 stupnjeva po sekundi. Razlog tako sporog gibanja jer iz sigurnosnog razloga, to jest ako je brzina prevelika, tromost tereta može uzrokovati nepotrebne vibracije koje donose neproračunata opterećenja. Time riskiramo mogućnost loma. Potrebni rotacijski moment tereta na određenom radijusu računamo formulom:

$$M_r = m * v * r \quad (2.1)$$

Gdje su:

M_r =potrebni rotacijski moment

m =masa tereta i elemenata koji rotiraju oko vertikalne osi

v =iznos vektora brzine tereta okomit na polumjer kružnice kretnje

r =udaljenost tereta od vertikalne osi rotacije

$$v = \omega * r \quad (2.2)$$

ω =kutna brzina tereta i ruke

Pošto se ruka rotira 9 stupnjeva po sekundi, kutna brzina ruke je:

$$\omega = 0,157 \text{ rad/s} \quad (2.3)$$

$$v = 0,157 * 3,3 \quad (2.4)$$

$$v = 0,5181 \text{ m/s} \quad (2.5)$$

$$m = 800 + 500 = 1300 \text{ kg} \quad (2.6)$$

$$M_r = 1300 * 0,5181 * 3,3 \quad (2.7)$$

$$M_r = 2222.649 \text{ Nm} \quad (2.8)$$

Nakon što smo odredili potrebni rotacijski moment možemo odabrati hidraulički rotacijski aktuator koji ispunjava naše potrebe. Izabran je hidraulički rotacijski aktuator HKS firme DA-H 100 te se njegovi tehnički podaci nalaze u tablici 4:

Tablica 4. Tehničke specifikacije hidrauličkog rotacijskog aktuatora [8]

Type	DA-H 40	DA-H 50	DA-H 63	DA-H 80	DA-H 100	DA-H 125	DA-H 140	DA-H 160	
max. nominal torque at 210 bar (Nm)	200	340	650	1300	2500	5107	7100	11300	
nominal torque (Nm/bar)	0.96	1.62	3.10	6.20	11.90	24.32	33.80	53.80	
max. working pressure (bar)	210	210	210	210	210	210	210	210	
max. radial load (N)	1567	2976	4364	7875	11250	17552	17800	36300	
max. axial load (N)	8000	10000	14000	19050	24900	34100	34800	46200	
Absorption volume (dm ³)	Angle 90°	0.020	0.033	0.066	0.131	0.255	0.518	0.759	1.145
	Angle 180°	0.040	0.066	0.131	0.262	0.509	1.036	1.518	2.290
	Angle 270°	0.060	0.099	0.196	0.391	0.763	1.554	2.277	3.435
	Angle 360°	0.080	0.132	0.262	0.521	1.018	2.071	3.036	4.580
Weight (kg)	Angle 90°	4	5	8.5	16.7	24.1	47	74	114
	Angle 180°	4.5	5.8	9.8	19.1	29.2	55	87	136
	Angle 270°	5	6.9	11	21.5	34	63.5	101	154
	Angle 360°	5.5	7.4	12.2	24	38.5	72.5	115	170

Aktuator maksimalni moment rotacije postiže pri maksimalnom tlaku od 210 bara, no pošto se utovarivač konstruira za pumpe traktora od 200 bara, aktuator će izdržati tlak pumpe.

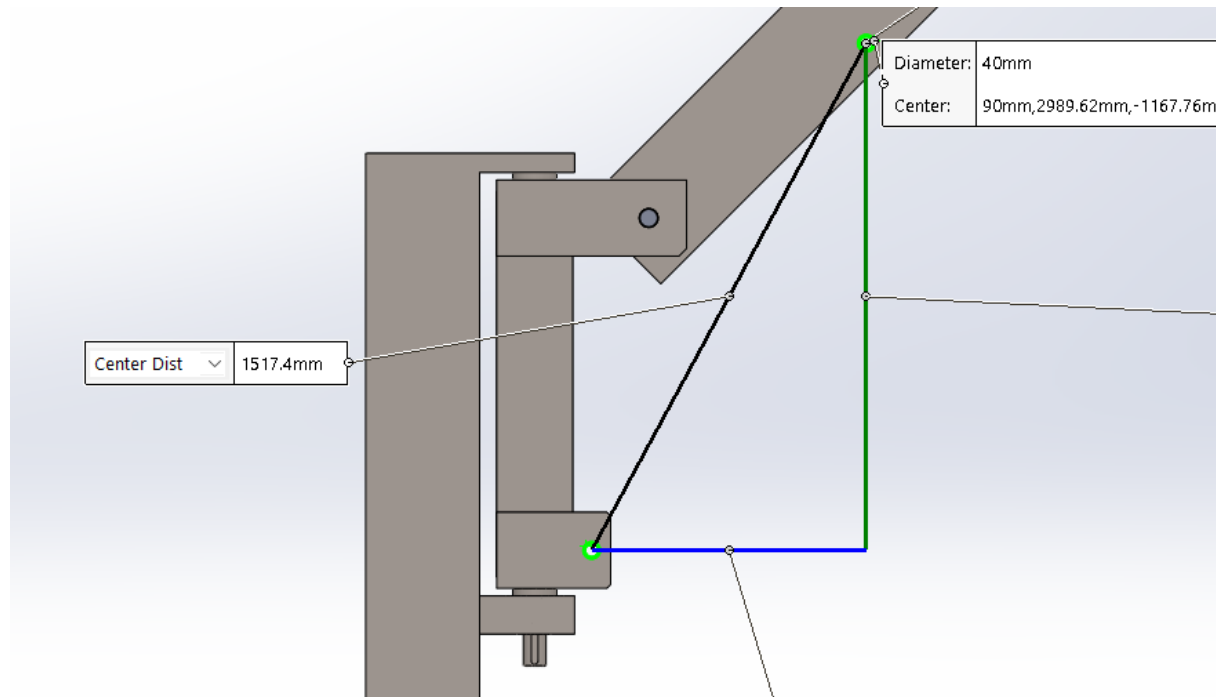
Iz tablice 4 možemo odrediti rotacijski moment koji aktuator može proizvesti pri 200 bara:

$$M_r = 2222,65 \text{ Nm} \leq M_{r,potr} = 2381 \text{ Nm} \quad (2.9)$$

Hidraulički rotacijski aktuator zadovoljava.

6.2. Odabir hidrauličkog cilindra podizanja

Iz iznosa (1.76) možemo zaključiti kako je potrebno da hidraulički cilindar ima mogućnost proizvesti silu od $41037,71\text{ N}$ te to pri tlaku manjem od 200 bara. Produljenu dužinu možemo očitati na slici 45 na kojoj se nalazi položaj utovarivača pri maksimalnoj visini dizanja tereta:



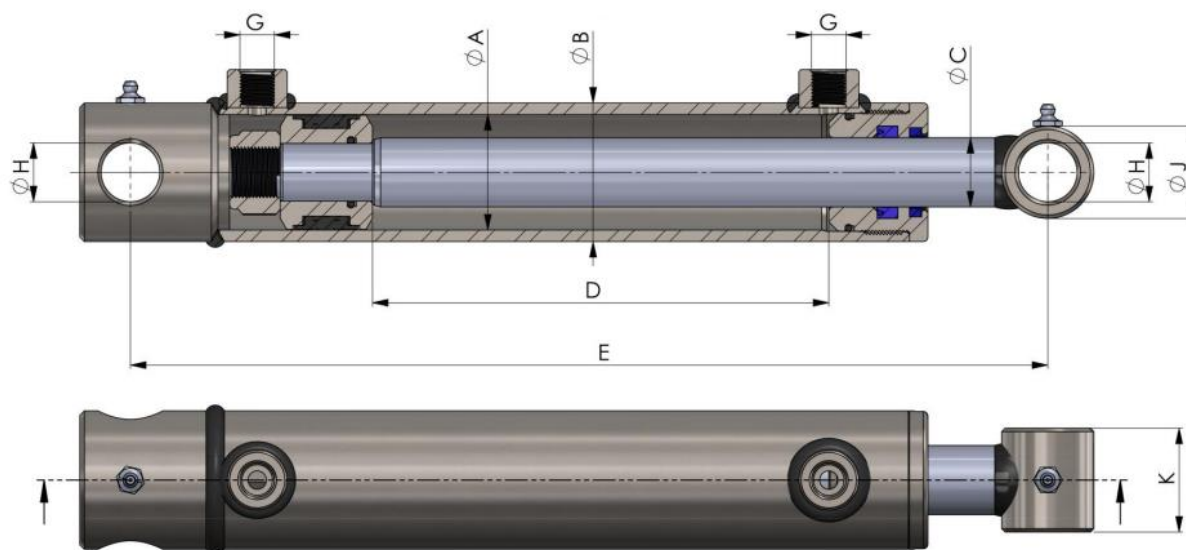
Slika 45. Potrebna maksimalna duljina hidrauličkog cilindra

Analizom potrebnih informacija odabran je hidraulički cilindar HOLE 80/40-700 tvrtke ROSI Teh te se njegove tehničke specifikacije nalaze u tablici 5:

Tablica 5. Tehničke specifikacije hidrauličkog cilindra [12]

Snaga skupljanja cilindra (kod 250 bara):	9,42 tona
maksimalni pritisak:	250 bar
Vračanje ili mjenjanje:	14 dana
Snaga razvučenja cilindra (kod 250 bara):	12,56 tona
Maksimalna brzina:	0,5 m/s
Snaga razvučenja cilindra (kod 180 bara):	9,04 tona
Snaga skupljanja cilindra (kod 180 bara):	6,78 tona

Dimenzije hidrauličkog cilindra nalaze se na slici 46:

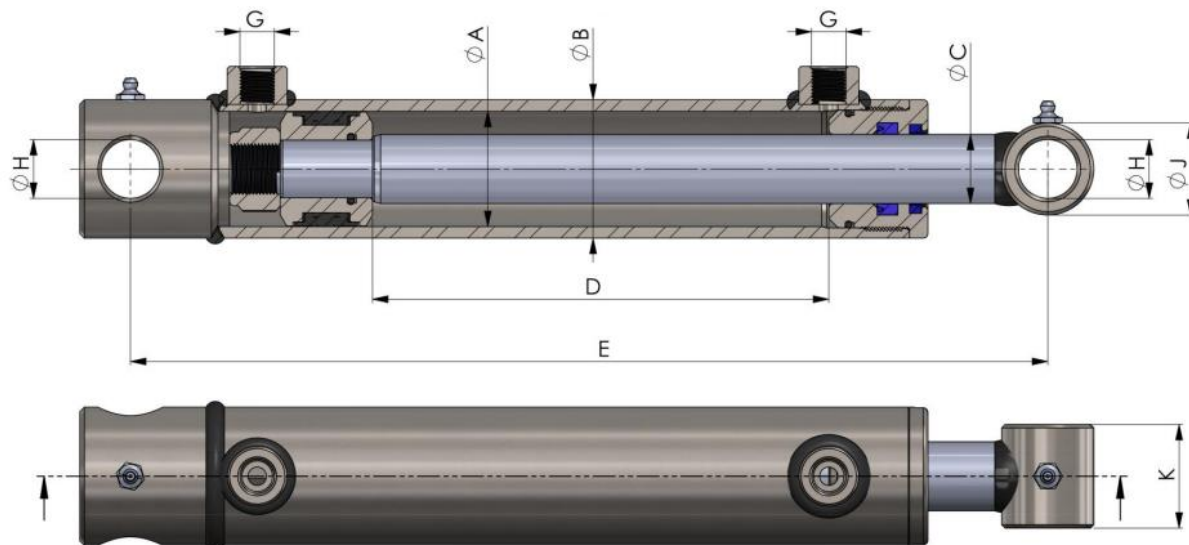


HOLE	A	B	C	J	H	K	E	D (stroke)	G
	[mm]								[inch]
80/40 - 700	80	92	40	50	30,5	55	910	700	1/2"

Slika 46. Dimenzije hidrauličkog cilindra [13]

6.3. Odabir hidrauličkog cilindra produljenja ruke

Za izračun potrebne sile potrebno je znati sile trenja koje se protivi translatornom pomaku elementa za produljenje ruke. Pošto sile trenja djeluju na valjcima koji se rotiraju kugličnim ležajevima, možemo zaključiti kako je sila trenja ležajeva veoma niska te da ćemo osigurati dovoljnu hidrauličku silu zbog potrebnih dimenzija hidrauličkog cilindra. Nakon riješenog problema sa hidrauličkom silom, moramo znati potrebno moguće produljenje ruke. Analizom konstrukcije saznajemo da potrebno produljenje cilindra iznosi 1000 mm te stoga biramo hidraulički cilindar HOLE 80/40-1000 tvrtke ROSI Teh. Tehnički podatci cilindra nalaze se na slici 47:



HOLE	A	B	C	J	H	K	E	D (stroke)	G
	[mm]								[inch]
80/40 - 1000	80	92	40	50	30,5	55	1210	1000	1/2"

Slika 47. Dimenzije aksijalnog hidrauličkog cilindra [12]

6.4. Odabir razdjelnika za hidrauličko ulje

Pomoću razdjelnika za hidrauličko ulje upravljamo hidrauličkim sistemom utovarivača. Razdjelnik treba imati dovoljno dobru čvrstoću da podnese tlakove od 200 bara te mora imati 6 točaka spajanja pošto imamo 3 hidraulička elementa sa dvije spojne točke za hidrauličke cijevi. Nakon analize gore opisanih uvjeta, odabran je PVB06-PIN razdjelnik za hidrauličko ulje tvrtke Bijur Delimon International i njegove specifikacije nalaze se u tablici 6:

Tablica 6. Tehničke specifikacije razdjelnika ulja [14]

Technical Data		
Material	Carbon steel with surface protection	
Surface Protection	Zinc-Nickel Plating	
Minimum Pressure	145 psi (10 bar)	
Maximum Pressure	5075 psi (350 bar)	
Maximum Differential Pressure (between two outlets)	1015 psi (70 bar)	
Inlet	1/8BSPP	
Temperature Range	-5 °F to 176 °F (-20 °C to 80 °C)	
Metered Volume Per Outlet	0.20cc (0.012 cu. in.) per cycle	
Lubricant	Grease	Up to NLGI grade 2
	Oil	ISO VG 68 to 1,500 at working temp.
	Synthetics	Contact factory prior to use

7. ZAKLJUČAK

U ovome radu proveli smo proces razvoja utovarivača za velike vreće u poljoprivredi, od početne ideje do konačne konstrukcije. Prvo smo proučavali 3 postojeća modela na tržištu i njihove načine rješavanja određenih potproblema. Koristeći funkcijsku dekompoziciju odredili smo potprobleme na koje ćemo se bazirati. Zatim smo koristeći morfološku tablicu definirali tipove rješenja za određeni problem. Pomoću morfološke tablice osmislili smo tri koncepta rješenja. Na temelju prijašnje definiranih kriterija, odabrali smo 1 od 3 koncepta koji smo zatim konstruirali i proračunali na čvrstoću kako bi se osigurala njegova sigurnost u radu. Zatim smo napravili tehničke crteže i time smo završili proces razvoja utovarivača. Provedena analiza i proračun dokazuju da odabrani obrađeni koncept utovarivača ispunjava zadane tehničke zahtjeve te može služiti kao osnova za daljnju razradu.

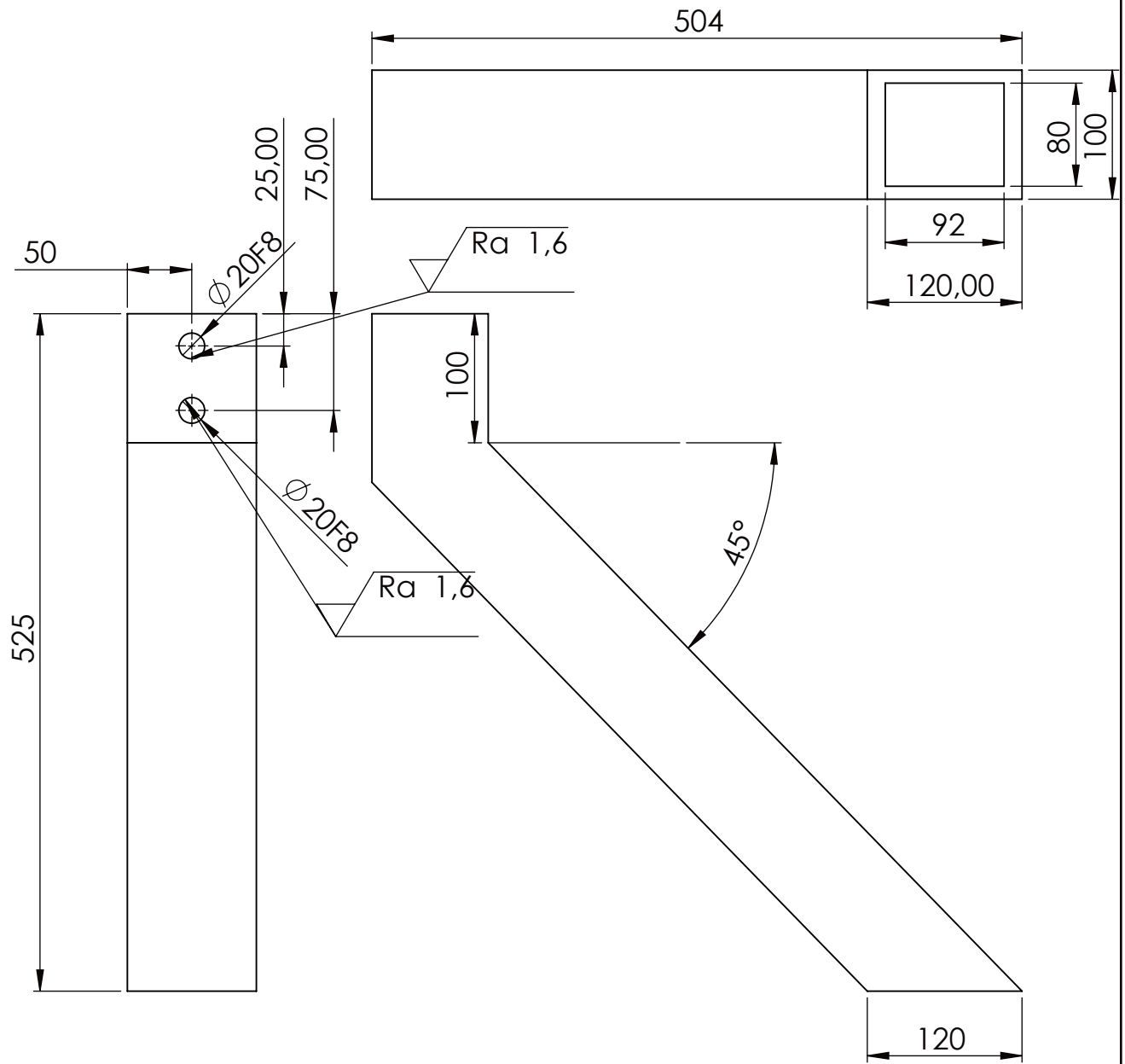
8. LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] <https://agronetto.hr/-/prodaja/podizaci-velikih-vreca/Metalbert--22032212553840219400>
- [5] https://agronetto.hr/-/prodaja/podizaci-velikih-vreca/DL-Agro--25013016191917231900?utm_source=chatgpt.com
- [6] <https://www.agrimerin.com.tr/Big-Bag-Lifter.html>
- [7] <https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-7020%20CD%20FP4A>
- [8] https://www.hks-partner.com/fileadmin/Dokumente/Products/INDUSTRY_SERIES/DA-H/DA-H_DHK_eng.pdf
- [9] <https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110300420820/?CategorySpec=00000196267%3A%3Aa%0900000196246%3A%3Aa%0900000196278%3A%3Ab%0900000291926%3A%3Aamig0000002014682&rid=cat>
- [10] <https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/110300420820/?KWSearch=roller&searchFlow=results2products>
- [11] <https://www.rositeh.hr/media/SlikeIT/Datoteke/Hidravlični%20cilindri%20HOLE%20-%20dimenzije%20-%20tehnicni%20list.pdf>
- [12] <https://www.rositeh.hr/hidraulicni-cilindar-hole-80-40-1000>
- [13] <https://www.rositeh.hr/hidraulicni-cilindar-hole-80-40-700>
- [14] <https://www.bijurdelimon.com/default/amfile/file/download/file/303/product/20653/>
- [15] <https://to-order.shop/product/big-bag-vrece-95x95x140-cm-ulazni-ventil-ravno-dno-5-kom/>
- [16] <https://www.mcmaster.com/98350A305/>
- [17] <https://www.mcmaster.com/90180A617/>
- [18] <https://www.mcmaster.com/94863A212/>
- [19] <https://www.mcmaster.com/90180A625/>
- [20] <https://www.mcmaster.com/94645A111/>

9. PRILOZI

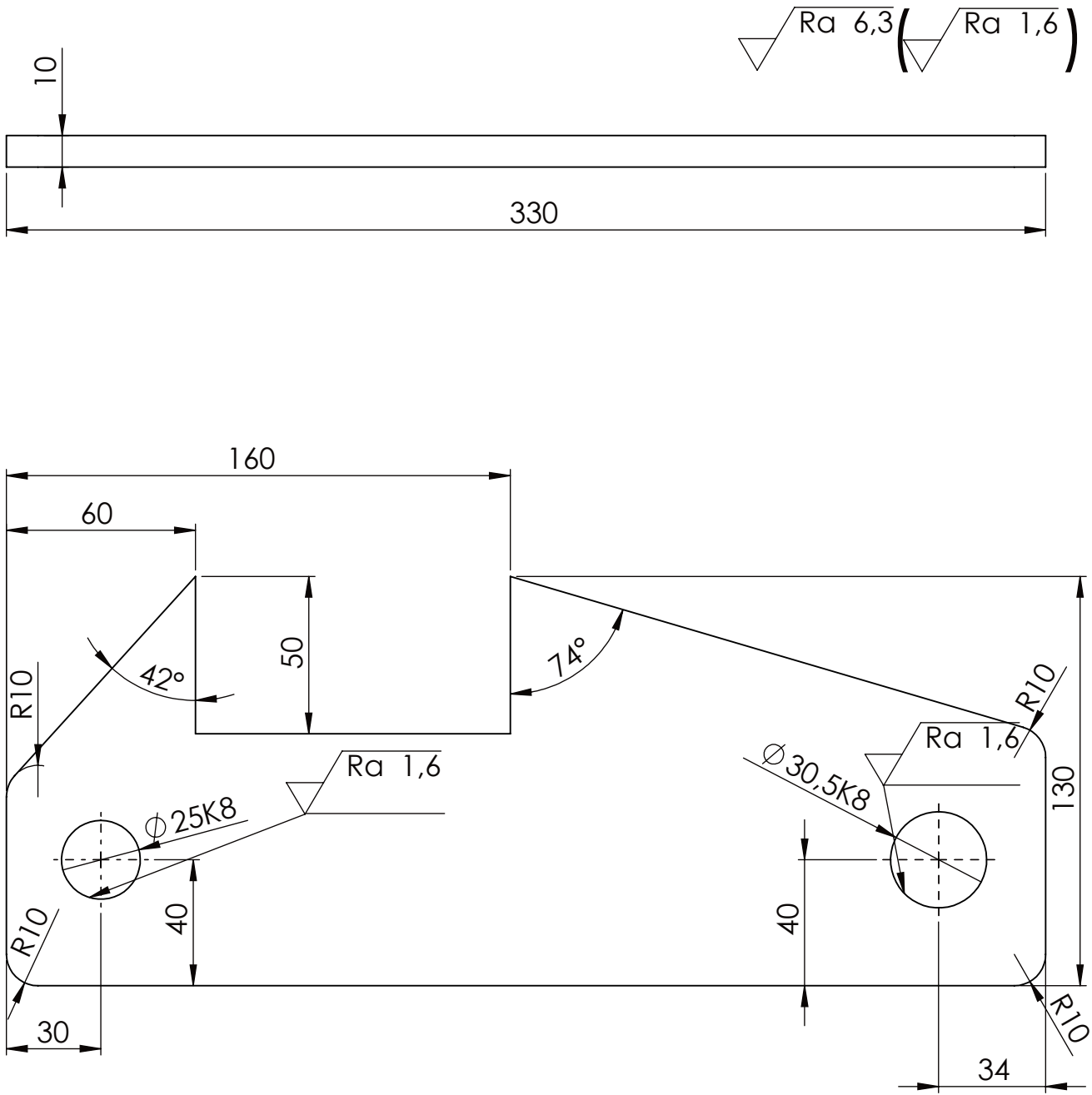
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

Ra 6,3 (Ra 1,6)



Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		15.02.2025	Zvonimir Jurič				
		Razradio	15.02.2025	Zvonimir Jurič			
		Crtao	15.02.2025	Zvonimir Jurič			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
Ø 20F8	+0,053	Napomena:			R. N. broj:		
	+0,020						
		Materijal: Č0645	Masa: 17,5 kg		<div style="background-color: #cccccc; border: 1px solid black; width: 100%; height: 100%;"></div>		
		 Naziv:					Pozicija:
		Mjerilo originala			Bočna potporna noga		26
		M1:5			Crtež broj: UTV-082025		Format: A4 Listova: 1 List: 1

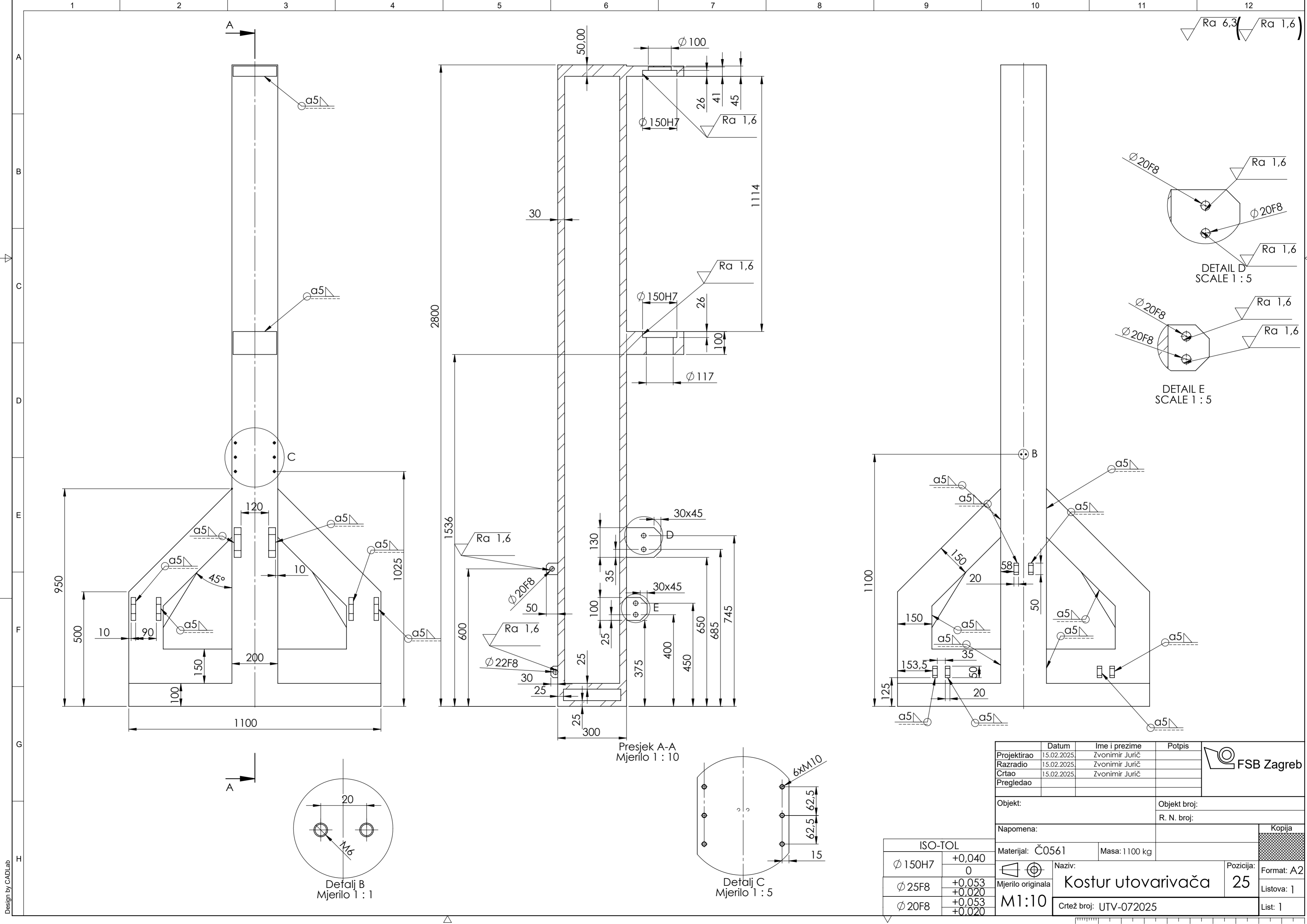
Design by CADLab



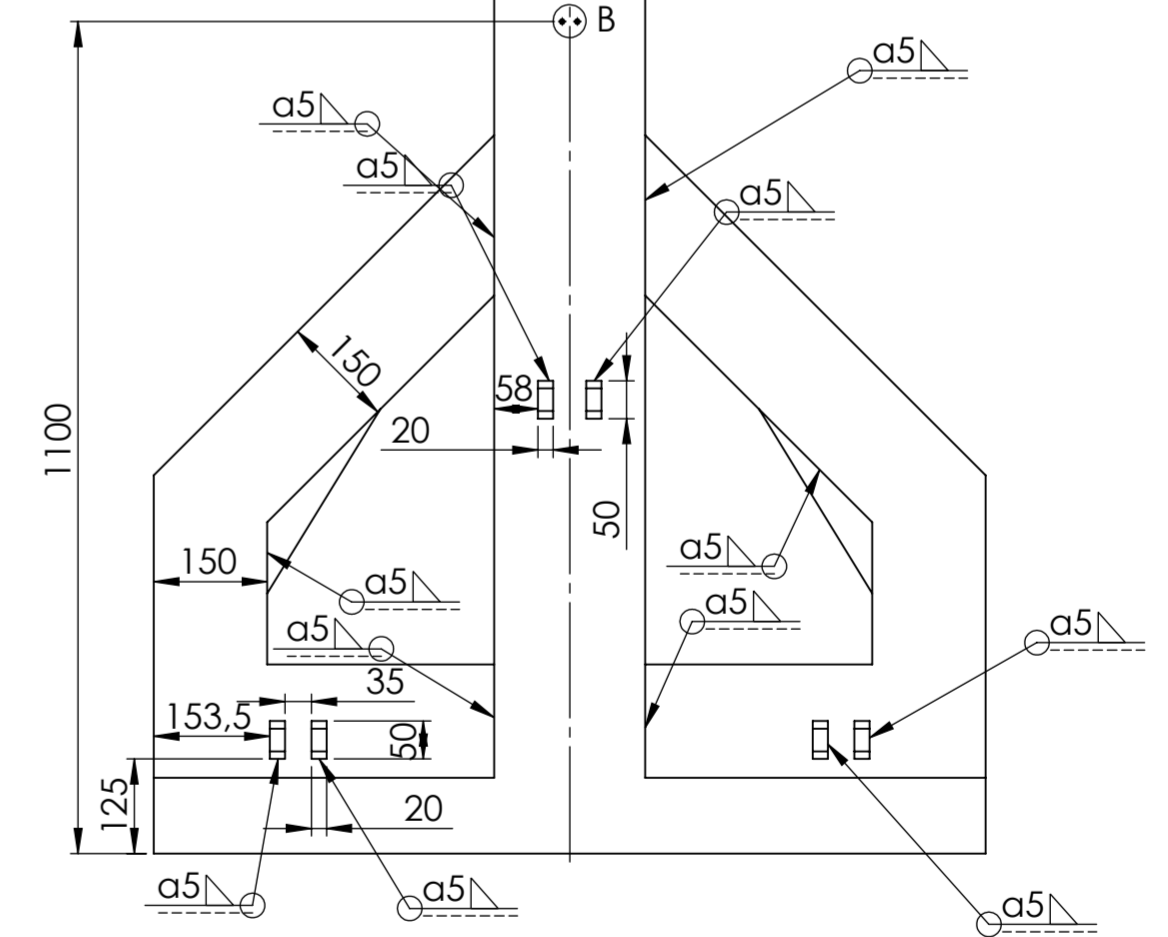
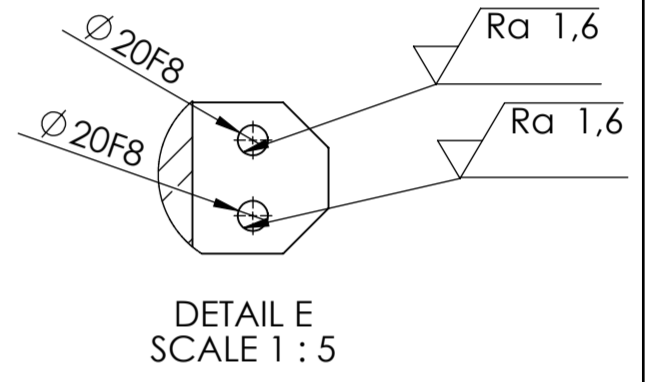
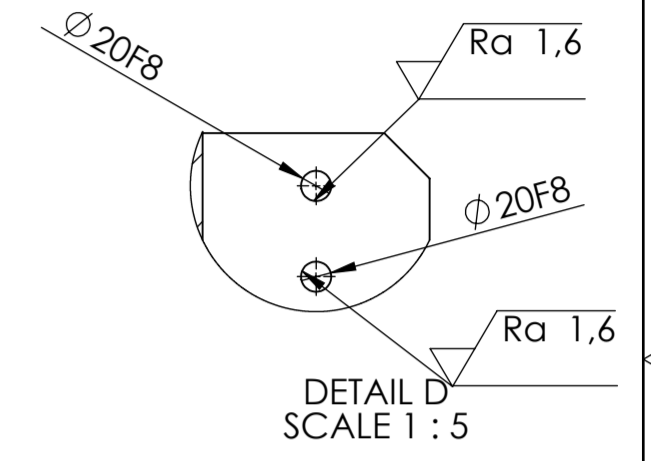
$\sqrt{Ra\ 6,3}$ ($\sqrt{Ra\ 1,6}$)

Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
		Razradio	2.2.2025.	Zvonimir Jurič		
		Crtao	2.2.2025.	Zvonimir Jurič		
		Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 30,5K8	+0,012 -0,027				R. N. broj:	
Ø 25K8	+0,010 -0,023	Napomena:			<div style="background-color: #cccccc; width: 100%; height: 100%; text-align: center;">Kopija</div>	
		Materijal: Č0645	Masa: 2,3 kg			
		 Naziv:	Držlač kuke		Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala			3	Listova: 1
		M1:2	Crtež broj: UTV-012025		List: 1	

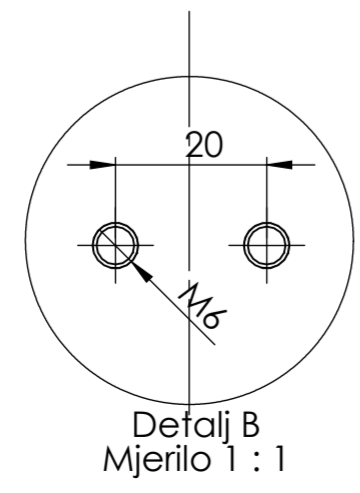
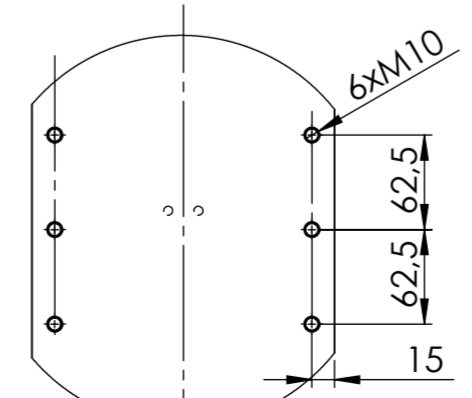
Design by CADLab



Ra 6,3 (Ra 1,6)



Presjek A-A
Mjerilo 1 : 10



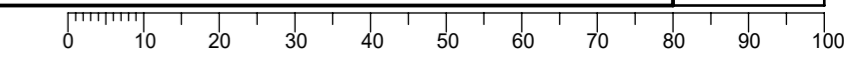
Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Razradio	15.02.2025	Zvonimir Jurič		
Crtao	15.02.2025	Zvonimir Jurič		
Pregledao				

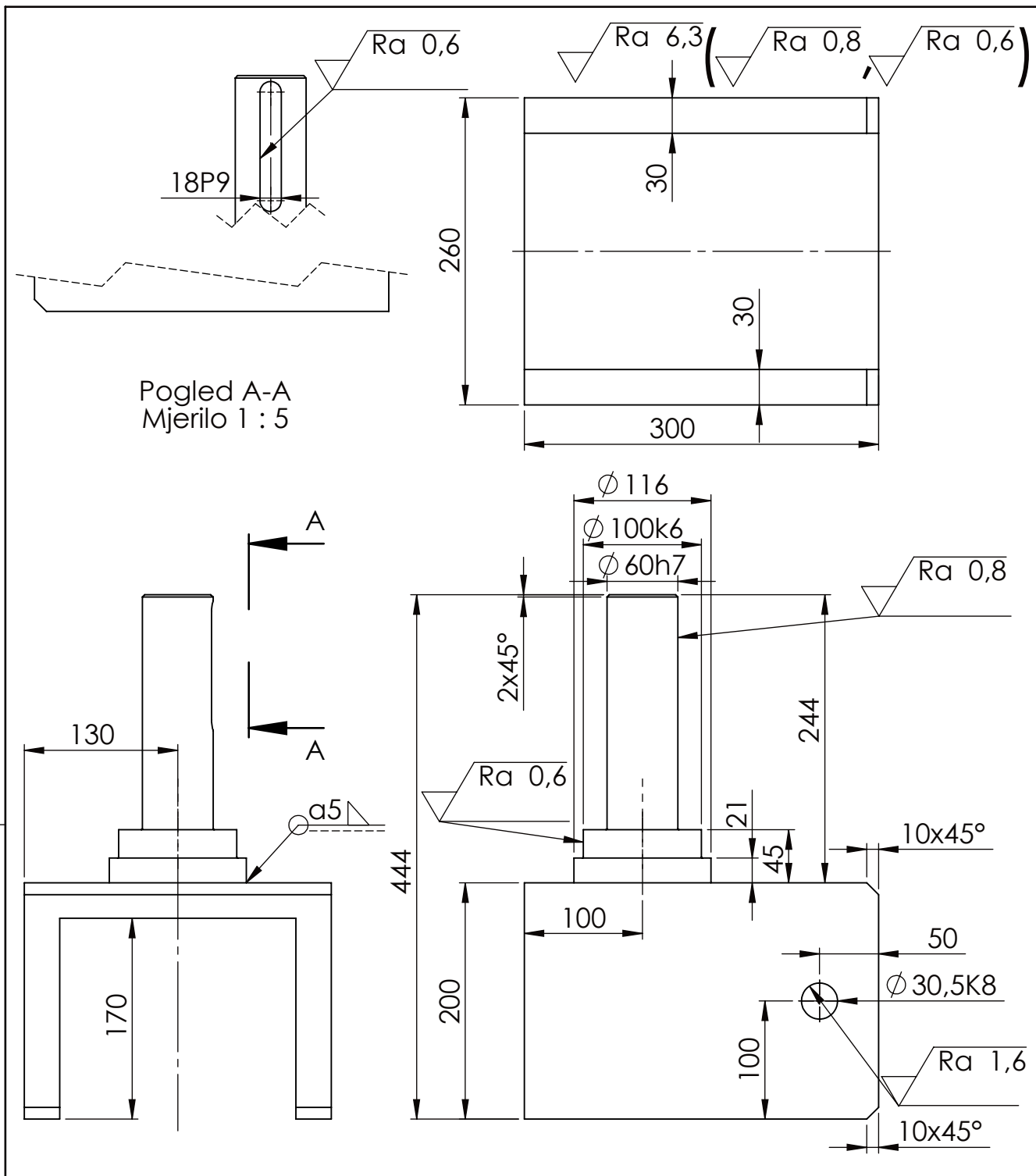
Objekt:	Objekt broj:
	R. N. broj:

Napomena:	Kopija
-----------	--------

ISO-TOL	
Ø 150H7	+0,040 0
Ø 25F8	+0,053 +0,020
Ø 20F8	+0,053 +0,020


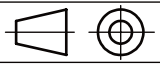
Materijal: Č0561	Masa: 1100 kg		Naziv: Kostur utovarivača	Pozicija: 25
Mjerilo originala				
Crtež broj: UTV-072025		Listova: 1		List: 1

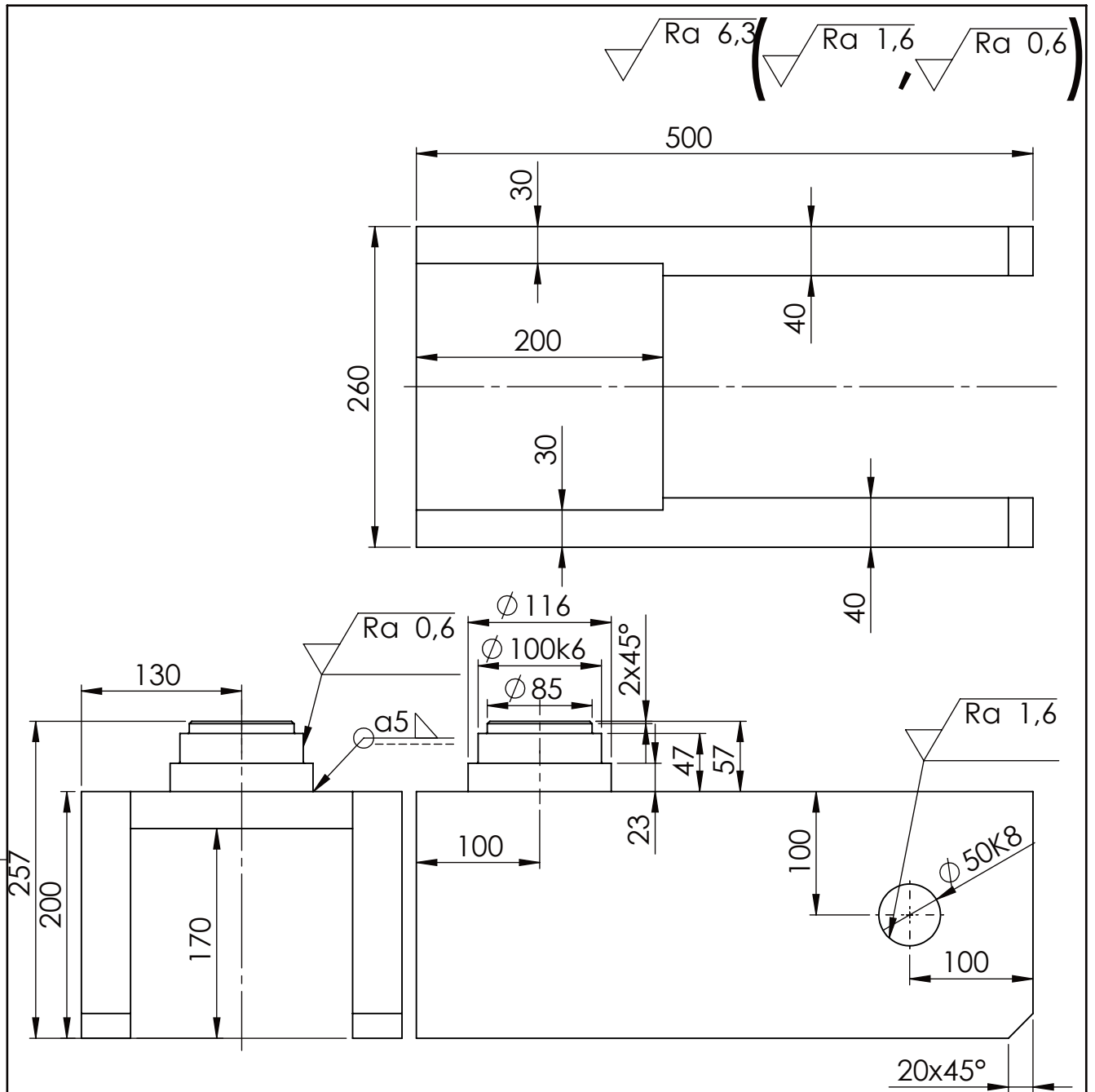



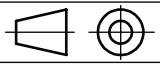


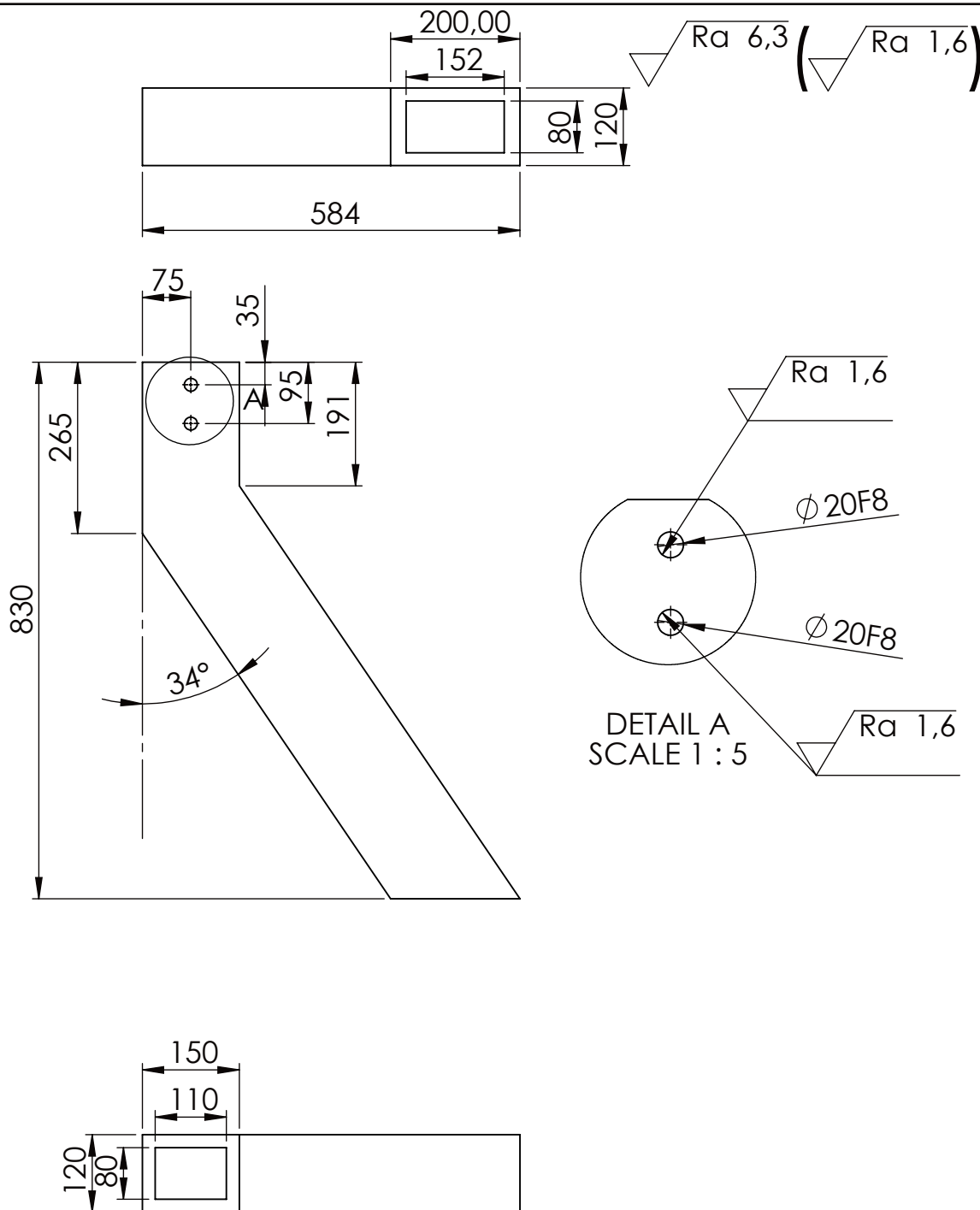
Pogled A-A
Mjerilo 1 : 5


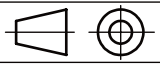
Design by CADLab

Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb		
		Razradio	2.2.2025.	Zvonimir Jurič				
		Crtao	2.2.2025.	Zvonimir Jurič				
		Pregledao						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:			
$\phi 30,5K8$	+0,012	Napomena:			R. N. broj:			
	-0,027							
$\phi 100k6$	+0,025				Materijal: Č0561		Masa: 46 kg	<div style="background-color: #cccccc; width: 100%; height: 100%;"></div>
	+0,003							
$\phi 60h7$	0	Naziv:		Pozicija:				
	-0,030	 M1:5		Oslonac cilindra 18				
18P9	-0,018	Mjerilo originala		Crtež broj: UTV-032025				
	-0,061			List: 1				

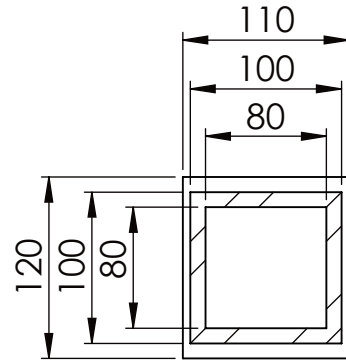
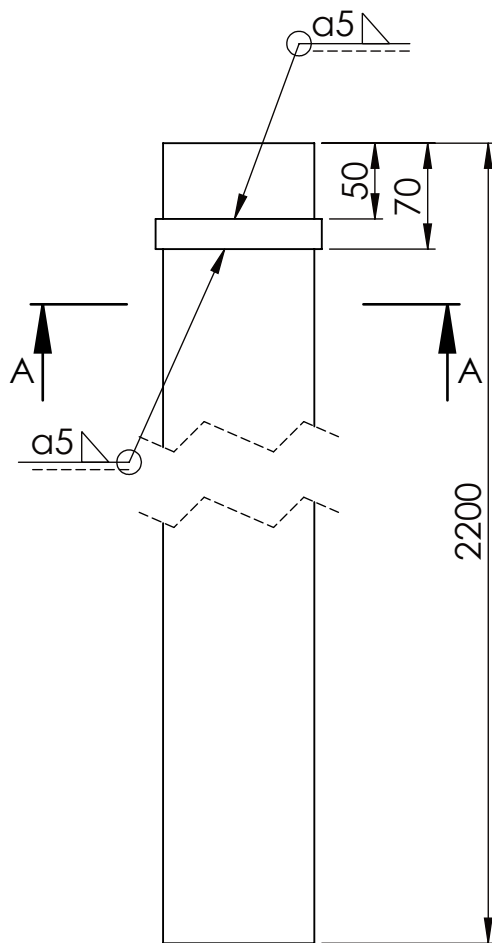


Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio	2.2.2025.	Zvonimir Jurič		
	Crtao	2.2.2025.	Zvonimir Jurič		
	Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\phi\ 50K8$	+0,012 -0,027			R. N. broj:	
$\phi\ 100k6$	+0,025 +0,003	Napomena:			
		Materijal: Č0561	Masa: 68 kg		
		 Mjerilo originala M1:5	Naziv: <h1>Oslonac ruke</h1>		Pozicija: <h1>15</h1>
		Crtež broj: UTV-042025			Format: A4 Listova: 1 List: 1



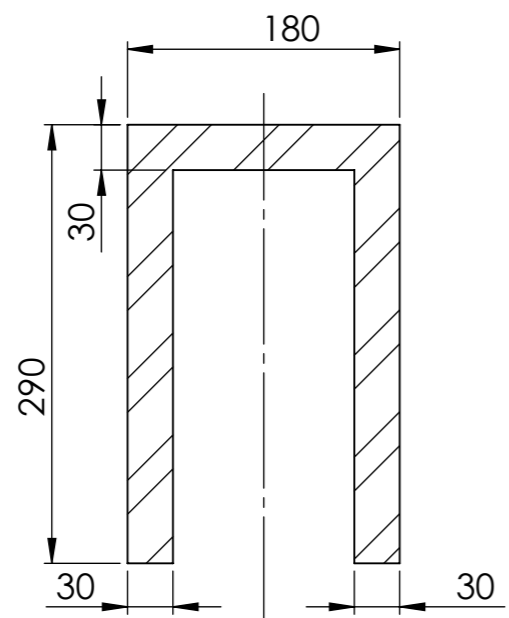
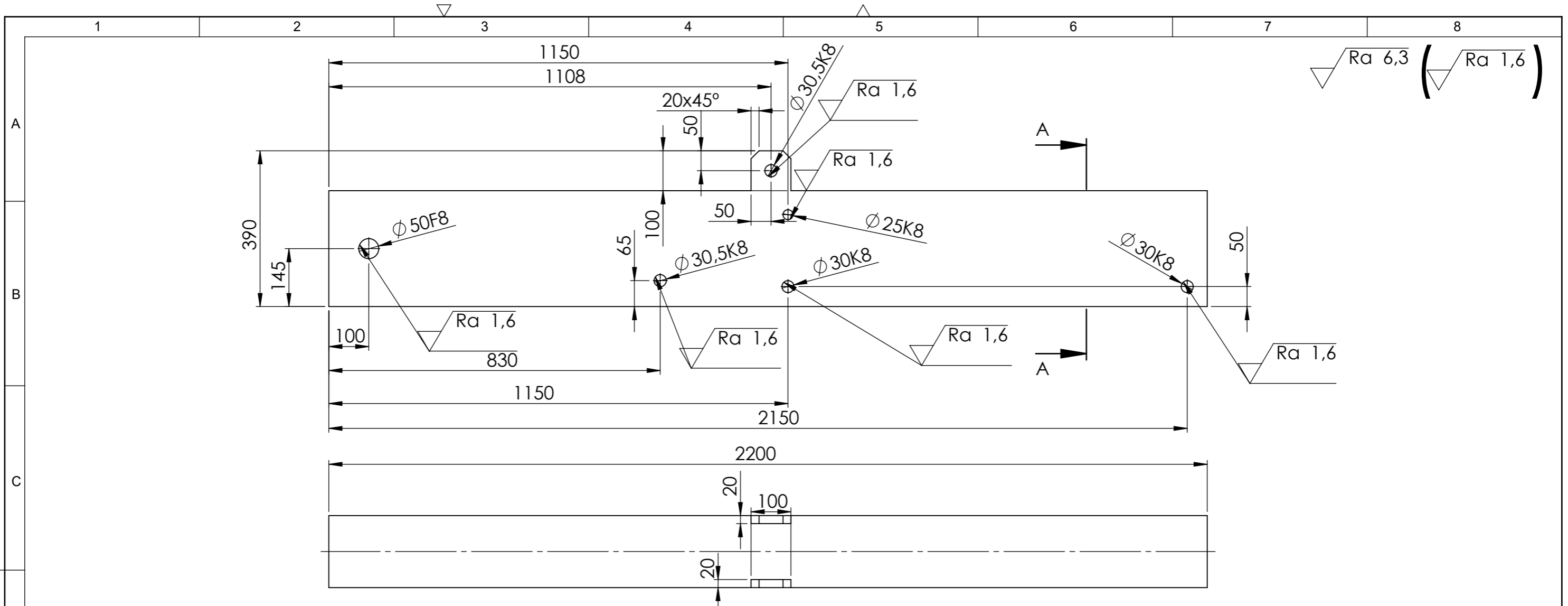
Broj naziva - code		Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
		Razradio	3.2.2025.	Zvonimir Jurič		
		Crtao	3.2.2025.	Zvonimir Jurič		
		Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 20F8	+0,053				R. N. broj:	
	+0,020					
		Napomena:			Kopija	
		Materijal: Č0645			Masa: 71 kg	
		 Naziv:			Pozicija:	
		Mjerilo originala			24	
		M1:10			Format: A4	
		Crtež broj: UTV-062025			Listova: 1	
					List: 1	

Ra 6,3



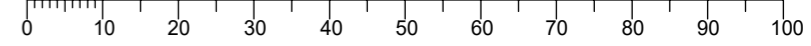
Presjek A-A
Mjerilo 1 : 5

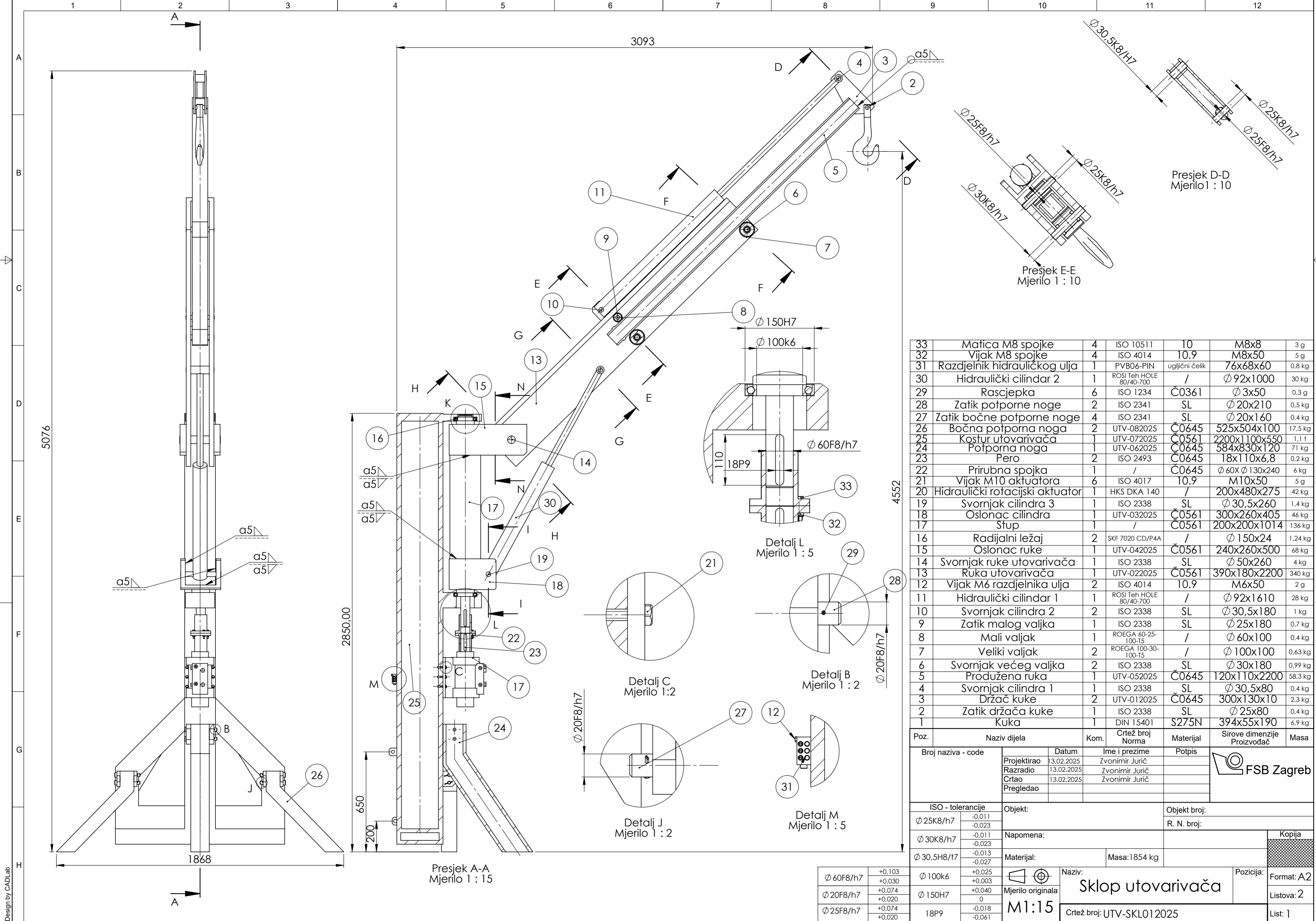
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
	Razradio	3.2.2025.	Zvonimir Jurič			
	Crtao	3.2.2025.	Zvonimir Jurič			
	Pregledao					
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:		
				R. N. broj:		
	Napomena:				Kopija	
	Materijal: Č0645		Masa: 58,3 kg			
	 Naziv:			Pozicija:		
	Mjerilo originala			5		Format: A4
	M1:5			Produžena ruka		Listova: 1
	Crtež broj: UTV-052025				List: 1	



Presjek A-A
Mjerilo 1 : 5

Broj naziva - code	Projektirao	2.2.2025.	Ime i prezime	Zvonimir Jurič	Potpis	
	Razradio	2.2.2025.	Zvonimir Jurič			
	Crtao	2.2.2025.	Zvonimir Jurič			
	Pregledao					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 30K8	+0,010 -0,023			R. N. broj:		
Ø 25K8	+0,010 -0,023	Napomena:				
Ø 30,5K8	+0,012 -0,027	Materijal: Č0561	Masa	340 kg		
Ø 50F8	+0,064 +0,025	Mjerilo originala		Naziv:	Ruka utovarivača	
		M1:10		Crtež broj:	UTV-022025	
				Format:	A3	
				Listova:	1	
				List:	1	

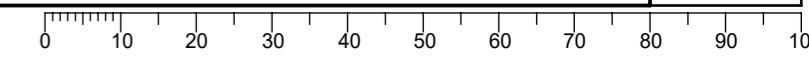


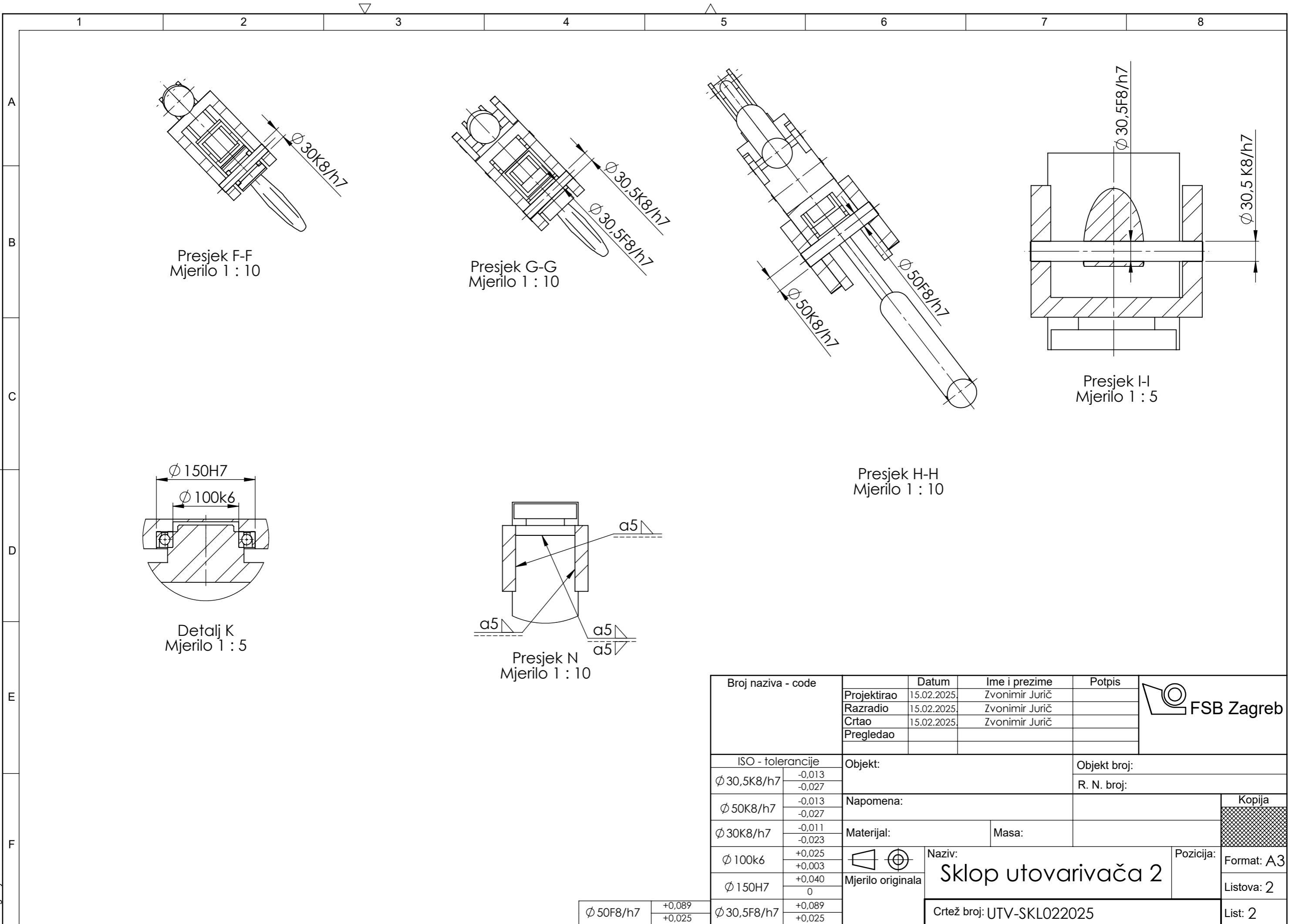


33	Matica M8 spojke	4	ISO 10511	10	M8x8	3 g
32	Vijak M8 spojke	4	ISO 4014	10.9	M8x50	5 g
31	Razdjelnik hidrauličkog ulja	1	PVB06-PIN	uglični čelik	76x68x60	0.8 kg
30	Hidraulički cilindar 2	1	ROSI Teh HOLE 80/40-700	/	Ø 92x1000	30 kg
29	Rascjepka	6	ISO 1234	Č0361	Ø 3x50	0.3 g
28	Zatik potporne noge	2	ISO 2341	SL	Ø 20x210	0.5 kg
27	Zatik bočne potporne noge	4	ISO 2341	SL	Ø 20x160	0.4 kg
26	Bočna potporna noga	2	UTV-082025	Č0645	525x504x100	17.5 kg
25	Kostur utovarivača	1	UTV-072025	Č0561	2200x1100x550	1.1 t
24	Potporna noga	1	UTV-062025	Č0645	584x830x120	71 kg
23	Pero	2	ISO 2493	Č0645	18x110x6,8	0.2 kg
22	Prirubna spojka	1	/	Č0645	Ø 60x Ø 130x240	6 kg
21	Vijak M10 aktuatora	6	ISO 4017	10.9	M10x50	5 g
20	Hidraulički rotacijski aktuator	1	HKS DKA 140	/	200x480x275	42 kg
19	Svornjak cilindra 3	1	ISO 2338	SL	Ø 30,5x260	1.4 kg
18	Oslonac cilindra	1	UTV-032025	Č0561	300x260x405	46 kg
17	Stup	1	/	Č0561	200x200x1014	136 kg
16	Radijalni ležaj	2	SKF 7020 CD/P4A	/	Ø 150x24	1.24 kg
15	Oslonac ruke	1	UTV-042025	Č0561	240x260x500	68 kg
14	Svornjak ruke utovarivača	1	ISO 2338	SL	Ø 50x260	4 kg
13	Ruka utovarivača	1	UTV-022025	Č0561	390x180x2200	340 kg
12	Vijak M6 razdjelnika ulja	2	ISO 4014	10.9	M6x50	2 g
11	Hidraulički cilindar 1	1	ROSI Teh HOLE 80/40-700	/	Ø 92x1610	28 kg
10	Svornjak cilindra 2	2	ISO 2338	SL	Ø 30,5x180	1 kg
9	Zatik malog valjka	1	ISO 2338	SL	Ø 25x180	0.7 kg
8	Mali valjak	1	ROEGA 60-25-100-T5	/	Ø 60x100	0.4 kg
7	Veliki valjak	2	ROEGA 100-30-100-T5	/	Ø 100x100	0.63 kg
6	Svornjak većeg valjka	2	ISO 2338	SL	Ø 30x180	0.99 kg
5	Produžena ruka	1	UTV-052025	Č0645	120x110x2200	58.3 kg
4	Svornjak cilindra 1	1	ISO 2338	SL	Ø 30,5x80	0.4 kg
3	Držač kuke	2	UTV-012025	Č0645	300x130x10	2.3 kg
2	Zatik držača kuke	1	ISO 2338	SL	Ø 25x80	0.4 kg
1	Kuka	1	DIN 15401	S275N	394x55x190	6.9 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb	
Projektirao		13.02.2025	Zvonimir Jurič			
Razradio		13.02.2025	Zvonimir Jurič			
Crtao		13.02.2025	Zvonimir Jurič			
Pregledao						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 25k8/h7	-0,011			R. N. broj:		
	-0,023					
Ø 30k8/h7	-0,011	Napomena:				
	-0,023					
Ø 30,5H8/h7	-0,013	Materijal:		Masa: 1854 kg		
	-0,027					
Ø 60F8/h7	+0,103	Mjerno originala		Naziv: Sklop utovarivača		
	+0,030			Pozicija: Format: A2		
Ø 20F8/h7	+0,074	M1:15		Listova: 2		
	+0,020			List: 1		
Ø 25F8/h7	+0,074			Crtež broj: UTV-SKLO1 2025		
	+0,020					

Design by CADLab





Presjek F-F
Mjerilo 1 : 10

Presjek G-G
Mjerilo 1 : 10

Presjek H-H
Mjerilo 1 : 10

Presjek I-I
Mjerilo 1 : 5

Detalj K
Mjerilo 1 : 5

Presjek N
Mjerilo 1 : 10

Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	15.02.2025.	Zvonimir Jurič		
	Crtao	15.02.2025.	Zvonimir Jurič		
	Pregledao				
ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:		
Ø 30,5K8/h7	-0,013 -0,027	Napomena:		R. N. broj:	
Ø 50K8/h7	-0,013 -0,027	Materijal:	Masa:	Kopija	
Ø 30K8/h7	-0,011 -0,023	Naziv:		Format: A3	
Ø 100k6	+0,025 +0,003	Mjerilo originala		Listova: 2	
Ø 150H7	0	Sklop utovarivača 2		List: 2	
Ø 50F8/h7	+0,089 +0,025	Crtež broj: UTV-SKL022025			
Ø 30,5F8/h7	+0,089 +0,025				

