

Konstrukcija radnog uređaja za kotačni bager klase do 20 tona

Margetić, Lovro

Master's thesis / Diplomski rad

2024

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:688022>

Rights / Prava: [Attribution 3.0 Unported/Imenovanje 3.0](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-01**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Lovro Margetić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Izv. prof. dr. sc. Rudolf Tomić

Student:

Lovro Margetić

Zagreb, 2024.

Iskreno izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija Strojарstva i uz navedenu literaturu.

Zahvaljujem se svom mentoru Izv. prof. dr. sc. Rudolf Tomić na prenesenim znanjima, savjetima, predanosti te strpljenju prilikom pisanja diplomskog rada.

Također bih se zahvalio obitelji, prijateljima i kolegama na pruženoj podršci i razumijevanju tijekom studiranja, ponajviše svojim roditeljima bez kojih ovo sve ne bi bilo moguće.

Lovro Margetić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

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



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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 1	
Ur.broj: 15 - 24 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Lovro Margetić** JMBAG: 0035225279

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Konstrukcija radnog uređaja za kotačni bager klase do 20 tona**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Design of backhoe mechanism for a 20 ton class wheeled excavator**

Opis zadatka:

U radu je potrebno osmisliti i razraditi konstrukciju radnog uređaja s dubinskom lopatom za kotačni bager Liebherr A 916 Compact Litronic. Kako bi se došlo do prikladne konstrukcije uređaja, potrebno je:

- formirati listu zahtjeva,
- odabrati konfiguraciju mehanizma radnog uređaja i veličinu lopate,
- odabrati sve potrebne ugradbene komponente,
- konstrukcijski razraditi komponente mehanizma radnog uređaja, a konstrukcijsku razradu popratiti skicama, proračunima i odgovarajućim analizama,
- napraviti 3D CAD model stroja, sklopni crtež radnog uređaja i dokumentaciju za izradu grane, držača lopate i lopate.

Pri izradi rada treba se pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

26. rujna 2024.

Datum predaje rada:

28. studeni 2024.

Predviđeni datumi obrane:

5., 6. i 9.12.2024.

Zadatak zadan:


Izv. prof. dr. sc. Rudolf Tomić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić


SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY	XI
1. UVOD	1
1.1. Iskop i obrada tla te uloga oruđa	1
1.2. Fizičko-mehaničke značajke i klasifikacija tla.....	3
1.3. Otpori pri kopanju tla	4
1.4. Podjela bagera	5
1.5. Dijelovi bagera	6
1.6. Radno područje bagera s dubinskom lopatom	7
2. LISTA ZAHTJEVA ZA RADNI UREĐAJ.....	9
2.1. Spoj radnog uređaja i gornjeg postroja bagera.....	10
2.2. Radni tlak sustava, odabir i položaj cilindara	11
2.3. Odabir dimenzija radnog uređaja(lopate, držača i grane)	11
2.4. Sile kopanja lopatom i držačem lopate	12
2.5. Sile dizanja tereta u definiranim položajima.....	13
2.6. Radno područje bagera.....	14
2.7. Korišteni materijali, tehnologija proizvodnje.....	15
3. KONSTRUKCIJA I PRORAČUN RADNOG UREĐAJA	15
3.1. Konstrukcija dubinske lopate	16
3.2. Konstrukcija grane bagera.....	21

3.3.	Radno područje djelovanja stroja	23
3.4.	Određivanje kritičnog položaja radnog uređaja	25
3.4.1.	Analitička analiza kritičnog položaja	26
3.4.2.	Položaj iskopne lopate pri najvećoj sili kopanja lopatom (FB).....	27
3.4.3.	Položaj držača lopate pri najvećoj sili kopanja lopatom (FB).....	33
3.5.	Statički proračun radnog uređaja u kritičnom položaju-prilikom iskopa.....	36
3.5.1.	Provjera stabilnosti bagera u kritičnom položaju radnog uređaja	37
3.5.2.	Statičko opterećenje iskopne lopate	38
3.5.3.	Statičko opterećenje zglobnog četverokuta.....	41
3.5.4.	Statičko opterećenje držača lopate	43
3.5.5.	Statičko opterećenja grane bagera.....	46
3.6.	Statički proračun konstrukcije radnog uređaja-prilikom podizanja tereta	49
3.6.1.	Proračun kritičnih točki-prilikom dizanja tereta	51
3.7.	Odabir hidrauličkih cilindara radnog stroja	53
3.7.1.	Odabir cilindra za zakretanje iskopne lopate	53
3.7.2.	Povratni proračun sile u vrh noža pod djelovanjem cilindra unutarnjeg promjera 105 mm	54
3.7.3.	Odabir cilindra za zakretanje držača lopate	58
3.7.4.	Odabir cilindara za zakretanje grane bagera	59
4.	PRORAČUN KRITIČNIH TOČKI RADNOG UREĐAJA	62
4.1.	Proračun poprečnog presjeka držača lopate	72
4.2.	Proračun poprečnog presjeka grane bagera.....	76
5.	NAPREZANJA, DEFORMACIJE I ODABIR MATERIJALA RADNOG UREĐAJA	79
6.	ZAKLJUČAK	87
7.	LITERATURA.....	88

POPIS SLIKA

Slika 1 Prikaz Egipćanina sa primitivnom motikom [1]	1
Slika 2 Prikaz pluga na egipatskoj zidnoj slici u grobnici Deir el-Medina, 1295. do 1188. pr. Kr. [2]	2
Slika 3 Prikaz prvog željeznog pluga [3]	3
Slika 4 Podjela kopnenih bagera s cikličkim radom [6]	6
Slika 5 Glavni dijelovi bagera [6].....	7
Slika 6 Usporedna radnog polja različite konfiguracije radnog uređaja bagera [7]	8
Slika 7 Tipičan izgled te radno polje iskopa bagera s dubinskom lopatom [6]	9
Slika 8 Dimenzije spoja bagera i radnog uređaja [10].....	10
Slika 9 Kritični položaj konstrukcije [10]	11
Slika 10 Područje iskopa bagera prema katalogu [4]	14
Slika 11 Nomenklatura kritičnih točaka [10]	16
Slika 12 Ukupan volumen lopate prema SAE J296 [6].....	17
Slika 13 Korisna površina lopate [10]	17
Slika 14 Materijali i debljine limova za izradu lopate [8]	18
Slika 15 Konačan izgled dubinske lopate [10]	18
Slika 16 Konačan izgled držača lopate [10]	20
Slika 17 Ukrutni lim držača lopate [10]	20
Slika 18 Konačan izgled grane bagera [10].....	21
Slika 19 Konačan izgled grane bagera [10].....	22
Slika 20 Ukrutni limovi grane bagera [10].....	22
Slika 21 Polje iskopa konstruiranog radnog uređaja [10].....	24
Slika 22 Položaj mjerenja maksimalne sile kopanja lopatom [5]	25
Slika 23 Položaj mjerenja maksimalne sile kopanja držačem [5]	26
Slika 24 Nomenklatura kritičnih točaka [10]	27
Slika 25 Prikaz opterećenja na iskopnu lopatu [10].....	28
Slika 26 Prijenos sile sa zglobnog četverokuta na iskopnu lopatu [10]	29
Slika 27 Prijenos sile sa cilindra na zglobni četverokut [10]	30
Slika 28 Proračun sile u cilindru [10]	31
Slika 29 Ilustracija najpovoljnijeg položaja [10].....	33
Slika 30 Prijenos sile sa cilindra za zakretanje držača lopate na iskopnu lopatu [10] ...	34
Slika 31 Prijenos sile sa cilindra na držač lopate [10].....	34
Slika 32 prikaz najpovoljnijeg položaja [10]	36

Slika 33 Najpovoljniji položaj radnog uređaja bagera [10]	36
Slika 34 Transportni položaj kotačnog bagera [4]	37
Slika 35 Djelovanje sila na iskopnu lopatu [10]	39
Slika 36 Prijenos sila sa lopate na cilindar za zakretanje lopate [10]	41
Slika 37 Raspored sila na držač lopate [10]	44
Slika 38 Statičko opterećenje grane bagera prilikom iskopa [10]	47
Slika 39 Prikaz kritične točke prilikom dizanja tereta [10]	51
Slika 40 Prikaz cilindra za zakretanje lopate u nacrtu [9]	54
Slika 41 Prikaz cilindra za zakretanje lopate u tlocrtu [9]	54
Slika 42 Ilustracija djelovanja sile cilindra na zglobni četverokut [10]	55
Slika 43 Djelovanje sila na konstrukciju lopate [10]	57
Slika 44 Prikaz cilindra za zakretanje držača lopate u nacrtu [9]	59
Slika 45 Prikaz cilindra za zakretanje držača lopate u tlocrtu [9]	59
Slika 46 Prikaz cilindra za zakretanje grane bagera u nacrtu [9]	61
Slika 47 Prikaz cilindra za zakretanje grane bagera u tlocrtu [9]	61
Slika 48 Kritične točke radnog stroja [10]	62
Slika 49 Proračunski model zatika [11]	63
Slika 50 Položaj presjeka držača lopate [10]	73
Slika 51 Proračunski presjek držača lopate [10]	74
Slika 52 Položaj presjeka grane bagera [10]	76
Slika 53 Proračunski presjek držača lopate [10]	77
Slika 54 Prikaz ovisnosti naprezanja i gustoće mreže konačnih elemenata [10]	80
Slika 55 Naprezanja držača iskopne lopate [10]	81
Slika 56 Povećano naprezanje prije optimiranja debljine limova [10]	82
Slika 57 Deformacija držača lopate [10]	83
Slika 58 Prikaz ovisnosti naprezanja i gustoće mreže konačnih elemenata [10]	84
Slika 59 Naprezanje grane bagera u kritičnoj točki 2 [10]	84
Slika 60 Naprezanja grane bagera [10]	85
Slika 61 Deformacija grane bagera [10]	86

POPIS TABLICA

Tablica 1 Kategorije tla prema težini izvođenja građevinskih radova [6].....	4
Tablica 2 Sile kopanja [4]	12
Tablica 3 prikaz najveće nosivosti radnog uređaja u kritičnim položajima [4].....	13

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

00-00-11-2024

01-00-11-2024

02-00-11-2024

03-00-11-2024

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
R_{kop}	N	Otpori kopanja
R_{rez}	N	Otpori rezanja
R_{pre}	N	Otpori premještanja
F_B	N	Sila kopanja lopatom
F_{B-x}	N	Sila kopanja lopatom u smjeru X-osi
F_{B-y}	N	Sila kopanja lopatom u smjeru Y-osi
F_S	N	Sila kopanja držačem
F_1	N	Sila u točki 1
F_{1-x}	N	Komponenta sile F_1 u smjeru X-osi
F_{1-y}	N	Komponenta sile F_1 u smjeru Y-osi
F_2	N	Sila u točki 2
F_{2-x}	N	Komponenta sile F_2 u smjeru X-osi
F_{2-y}	N	Komponenta sile F_2 u smjeru Y-osi
F_3	N	Sila u točki 3
F_{3-x}	N	Komponenta sile F_3 u smjeru X-osi
F_{3-y}	N	Komponenta sile F_3 u smjeru Y-osi
F_{3-o}	N	Komponenta sile F_3 okomita na presjek držača lopate
F_{3-p}	N	Komponenta sile F_3 paralelna sa presjekom držača lopate
F_4	N	Sila u točki 4
F_{4-x}	N	Komponenta sile F_4 u smjeru X-osi
F_{4-y}	N	Komponenta sile F_4 u smjeru Y-osi
F_5	N	Sila u točki 5
F_{5-x}	N	Komponenta sile F_5 u smjeru X-osi
F_{5-y}	N	Komponenta sile F_5 u smjeru Y-osi
F_6	N	Sila u točki 6
F_{6-x}	N	Komponenta sile F_6 u smjeru X-osi
F_{6-y}	N	Komponenta sile F_6 u smjeru Y-osi
F_7	N	Sila u točki 7
F_{7-x}	N	Komponenta sile F_7 u smjeru X-osi
F_{7-y}	N	Komponenta sile F_7 u smjeru Y-osi
F_{7-o}	N	Komponenta sile F_7 okomita na dužinu između točki 2 i 7
F_8	N	Sila u točki 8
F_{8-x}	N	Komponenta sile F_8 u smjeru X-osi
F_{8-y}	N	Komponenta sile F_8 u smjeru Y-osi
F_{8-o}	N	Komponenta sile F_8 okomita na djelovanje sile F_{11}
F_{8-p}	N	Komponenta sile F_8 paralelna sa djelovanjem

		sile F_{11}
F_9	N	Sila u točki 9
F_{9-x}	N	Komponenta sile F_9 u smjeru X-osi
F_{9-y}	N	Komponenta sile F_9 u smjeru Y-osi
F_{10}	N	Sila u točki 10
F_{10-x}	N	Komponenta sile F_{10} u smjeru X-osi
F_{10-y}	N	Komponenta sile F_{10} u smjeru Y-osi
F_{10-o}	N	Komponenta sile F_{10} okomita na djelovanje sile F_{11}
F_{10-p}	N	Komponenta sile F_{10} paralelna sa djelovanjem sile F_{11}
F_{11}	N	Sila u točki 11
F_{11-x}	N	Komponenta sile F_{11} u smjeru X-osi
F_{11-y}	N	Komponenta sile F_{11} u smjeru Y-osi
F_{11-o}	N	Komponenta sile F_{11} okomita na dužinu između točki 3 i 11
V_h	m^3	Volumen iskopne lopate
V_s	m^3	Volumen unutar rubova iskopne lopate
V_e	m^3	Volumen iznad rubova iskopne lopate
a_s	m^2	Unutarnja korisna površina boka lopate
w_f	m	Korisna širina iskopne lopate
L_d	m	Dužina držača lopate
L_g	m	Dužina grane loapte
R_0	m	Polumjer zakreta lopate
M_1	m	Udaljenost težišta bagera od zadnje osovine
N	m	Udaljenost vrha noža od težišta
L_z	m	Udaljenost vrha noža od zadnje osovine
F_T	N	Težina bagera
F_{cil}	N	Sila u cilindru
m_t	kg	Masa terete
L_k	m	Udaljenost tereta od težišta bagera
L_p	m	Udaljenost tereta od prednje osovine
M_t	Nm	Moment težine tereta oko prednje osovine
M_b	Nm	Moment težine bagera oko prednje osovine
L_2	m	Udaljenost prednje daske od prednje osovine
D_b	m	Promjer cilindra
F_{kop}	N	Sila kopanja
F_{diz}	N	Sila dizanja
$F_{cil-kop}$	N	Sila u cilindru prilikom kopanja
$F_{cil-diz}$	N	Sila u cilindru prilikom dizanja
A_{cil}	m^2	Površina cilindra
p	MPa	Tlak u cilindru

σ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje materijala
τ_{dop}	MPa	Dopušteno smično naprezanje materijala
p_u	MPa	Bočni tlak unutarnjeg spoja svornjaka
p_v	MPa	Bočni tlak vanjskog spoja svornjaka
τ_a	MPa	Naprezanje svornjaka na odrez
σ_{max}	MPa	Maksimalno naprezanje
S_{potr}	MPa	Potrebna sigurnost

SAŽETAK

Ovaj diplomski rad se bavi problemom konstruiranja radnog uređaja kotačnog bagera klase do 20 tona. Tijekom razrade se zadaju ograničenja koja konstrukcija mora zadovoljiti, ispituje se kritični položaj i naprezanje u kritičnim dijelovima konstrukcije. Konstrukcija se oblikuje u svrhu smanjenja mase, gabarita i troškova, vodi se briga o korištenju standardnih dijelova te njihovoj dostupnosti. Na temelju ograničenja i proračuna naprezanja napravljen je 3D-model te pripadajuća projektna dokumentacija

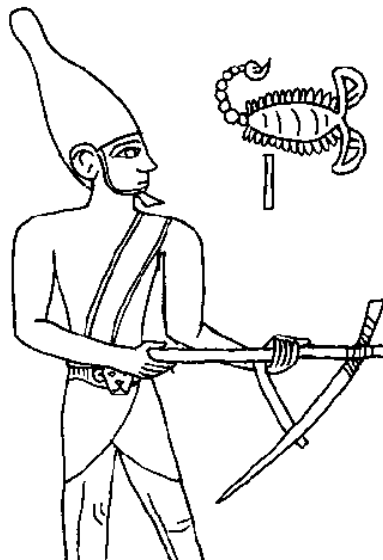
SUMMARY

This Masters thesis deals with the problem of designing a backhoe mechanism for a 20 ton class wheeled excavator. During the development of backhoe mechanism there are set constraints that the design must satisfy, critical position is being examined, as well as the critical parts of the structure. Design is optimized for the purpose of the mass, dimensions and weight reduction. Care is taken about the use of standard parts and their availability. Based on the selected concept, a 3D model and associated project documentation were developed.

1. UVOD

1.1. Iskop i obrada tla te uloga oruđa

Iskop materijala se povezuje sa čovjekovim razvojem još od vremena prapovijesti, kamenog doba, te njegovog života u špilji. Kasniji izlazak čovjeka iz špilje u rukom građene zemljane nastambe veže se sa potrebom iskopa zemljanog materijala. Iskop materijala se događao uz rijeke gdje je meko tlo omogućavalo iskop materijala golim rukama, te oruđa nisu bila potrebna. Razvojem mentalnih i anatomskih sposobnosti praljudi su počeli oblikovati kamen kojim su se služili za rezanje, lov, branje biljaka te kopanje tla. Potreba za iskopom tla se počela razvijati sa otkrićem gline te njenom mogućnosti korištenja u lončarstvu i pri izradi opeke. Razvoj poljoprivrede je nezaobilazni dio razvoja oruđa i alata za obradu tla, gdje se razvijaju prvi alati za površinsku obradu tla. Gdje su alati izrađivani od biljnih materijala kao što su grane i trave kojima su se povezivale u željeni oblik. Na slici 1. vidi se prikaz Egipćanina sa primitivnim alatom.



Slika 1 Prikaz Egipćanina sa primitivnom motikom [1]



Slika 2 Prikaz pluga na egipatskoj zidnoj slici u grobnici Deir el-Medina, 1295. do 1188. pr. Kr. [2]

Razvoj alata se povezuje sa razdobljem metalnog, tj. željeznog doba, gdje je došlo do ubrzanog razvoja oruđa i alata od bakra bronce a kasnije i željeza. Zapisi o korištenju alata najčešće se vidi na zidovima špilja i grobnica kao na slici 2. Obradom bakra bronce i željeza na početku hladnim deformiranjem, a kasnije kovanjem dobivali su se željeni oblici raznog alata i oružja. U razdoblju nakon toga je počeo prvi pravi iskop tla, koji više nije bio samo površinski nego i u dubinu zemljine kore. Takav način iskopa ruda i obrade tla trajao je više tisuća godina, te je uključivao težak fizički rad ljudi i pripitomljenih životinja. On se nastavio sve do pojave parnog stroja James-a Watt-a 1782. godine koji je u nekoliko godina dobio primjenu te je bio temelj prve industrijske revolucije. Neizostavan izum je i prvi željezni plug (slika 3.) 1837. godine američkog proizvođača John-a Deere-a koji je revolucionirao poljoprivredu te je u uporabi još i danas.



Slika 3 Prikaz prvog željeznog pluga [3]

Prvi radni strojevi za obradu i iskop tla nastali su na temelju ovih izuma te njihov razvoj nije prestao do današnjeg dana, o njima nešto više u slijedećim poglavljima.

1.2. Fizičko-mehaničke značajke i klasifikacija tla

Kako bi znali kako tlo utječe na obradu potrebno je odrediti fizičko-mehaničke značajke tla i klasificirati tlo prema težini izvođenja građevinskih radova. Fizičko-mehaničke značajke govore o reakciji tla na unutarnje i vanjske mehaničke sile na tlo. One su veoma bitne kako bi mogli procijeniti otpore prilikom obrade tla, kretanju strojeva po tlu i otpore pri premještanju tj. izračun ukupne količine energije prilikom izvođenja zemljanih radova. Odabir radnih strojeva je uvjetovan fizičko-mehaničkim karakteristikama tla te protokom materijala (m^3/h). Svojstva tla su:

- a) Obujamna težina tla-gustoća tla,
- b) Rastresitost tla,
- c) Mokrina tla,
- d) Poroznost i erozivnost tla,
- e) Plastičnost tla,
- f) Ljepljivost tla,
- g) Kut prirodnoga nagiba,
- h) Otpor tla na smicanje,

- i) Otpor tla pri premještanju,
- j) Dopušteno opterećenje tla,

Tlo možemo podijeliti u kategorije prema gustoći tla i prema otporu rezanja tla tj. prema težini izvođenja građevinskih radova te je tlo podijeljeno u 11 kategorija (tablica 1.). Prvih 5 kategorija je moguće obraditi fizičkim putem tj. korištenjem građevinskih strojeva, dok je ostalih 6 kategorija nije moguće mehanički obraditi niti transportirati bez prethodnog usitnjavanja pomoću miniranja.

Tablica 1 Kategorije tla prema težini izvođenja građevinskih radova [6]

Kategorija tla	Vrsta tla i značajke	Gustoća kg/m ³
I Rastresena zemlja	humus bez korijenja	1200
	pijesak prirodne vlažnosti s dodatkom šljunka ili tucanika do 20 %, pjeskovite i glinaste lake zemlje	1600
	rastresena kotlovska šljaka	750
II Obična zemlja	humus s korijenjem	1200
	les prirodne vlažnosti	1800
	zemlja s dodatkom šljunka	
	šljunak neslegnuti do 40 mm	1750
	glinovite teže zemlje, ilovača	1700
III Čvrsta zemlja	glina masna, mekana ili nasuta, slegnuta s dodatkom šljunka, oblutaka, tucanika	1800
	tvrdi slegnuti les	1800
	teška i škriljasta glina s dodatkom šljunka, oblutaka i tucanika do 10 %	1950
IV Tvrda zemlja	građevinska žbuka	1850
	tvrda glina, teška	2000
	mekana kreda	1550
V Meka stijena	mekan laporac	1900
	konglomerat cementiran glinom	2200
	tvrda kreda	2600
	laporac srednje tvrdoće	2300
	boksit	1700
VI Srednja stijena	porazan mekan krečnjak	2200
	tvrd laporac, cementiran krečom	2500
VII – VIII Srednja stijena	krečnjak, laporast slab	2300
	tvrd krečnjak, kvarcit, porazan dolomit	2700
IX – XI Vrlo čvrsta stijena	krečnjak, vrlo tvrdi kvarcit	2800
	ostali kameni materijali velike čvrstoće	2900
		3300

1.3. Otpori pri kopanju tla

Proces kopanja tla se sastoji od:

- 1) Faza rezanja tla
- 2) Faza premještanja tla.

1) Faza rezanja tla je prva i najvažnija faza kod koje dolazi do zbijanja tla u smjeru kretanja te odvajanja tla. Kasnije dolazi do smicanja dijela tla.

Otpori rezanja ovise o:

- fizičkim svojstvima tla
- obliku noža
- stanju oštrice noža.

2) Faza premještanja tla je faza kod koje dolazi do pomicanja materijala ispred i iza noža u lopati. Ovisno o vrsti i svojstvu tla, odvojeni sloj tla prilikom ulaska u lopatu poprima različite oblike:

- a) Kod koherentnoga mokrog tla, plastični se sloj materijala premješta se duž noža u obliku neprekidne trake
- b) Kod koherentnoga suhog tla nastaje lomljenje sloja na komade
- c) Kod nekoherentnog tla se rastresa i počinje gomilati ispred noža.

Otpor pri kopanju tla dijeli se na otpor pri rezanju i premještanju tla:

$$R_{\text{kop}} = R_{\text{rez}} + R_{\text{pre}} \quad (1)$$

Njihov omjer ovisi o svojstvima tla, udaljenosti na koju se tlo premješta te o radnom stroju koji vrši iskop tla npr. bager s čelnom lopatom:

$$R_{\text{rez}} = 40 - 70\% R_{\text{kop}} \quad (2)$$

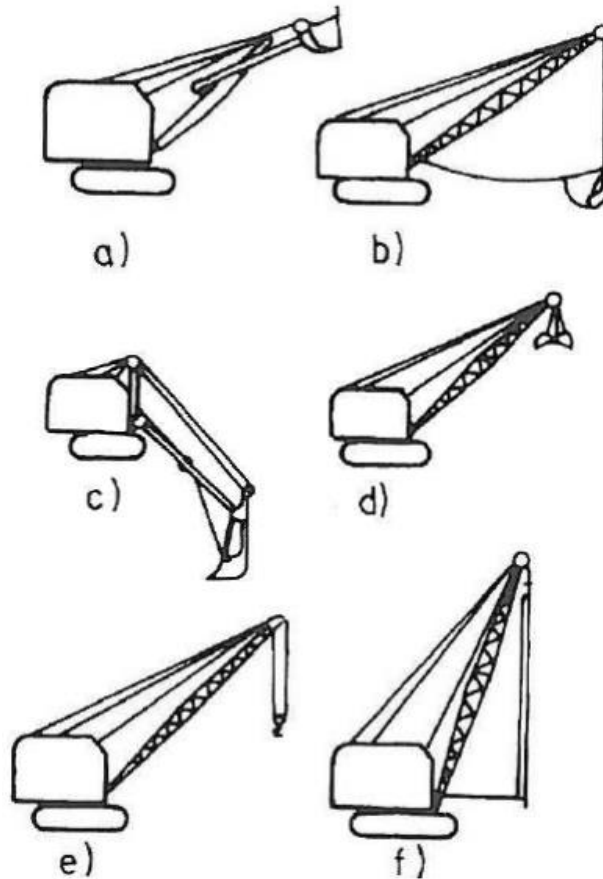
1.4. Podjela bagera

Bageri se mogu podijeliti na više načina. Kao prvu podjelu može se navesti podjela s obzirom na mjesto rada gdje se dijele na kopnene i plovne bagere. Druga podjela je prema načinu rada gdje razlikujemo ciklički rad i kontinuirani rad. Bager zadan zadatkom je s obzirom na mjesto rada kopneni bager, a s obzirom na način rada on radi ciklički. Takva vrsta bagera ima svoju podjelu tj. podvrste bagera s cikličkim radom, vidljivo na slici 4.:

- a) bager s visinskom (čelnom) lopatom,
- b) bager s povlačnom lopatom (košarom),
- c) bager s dubinskom lopatom,
- d) bager s čeljusnom lopatom (košarom),

- e) bager s dizalicom,
- f) bager s nabijačem šipova, trupaca.

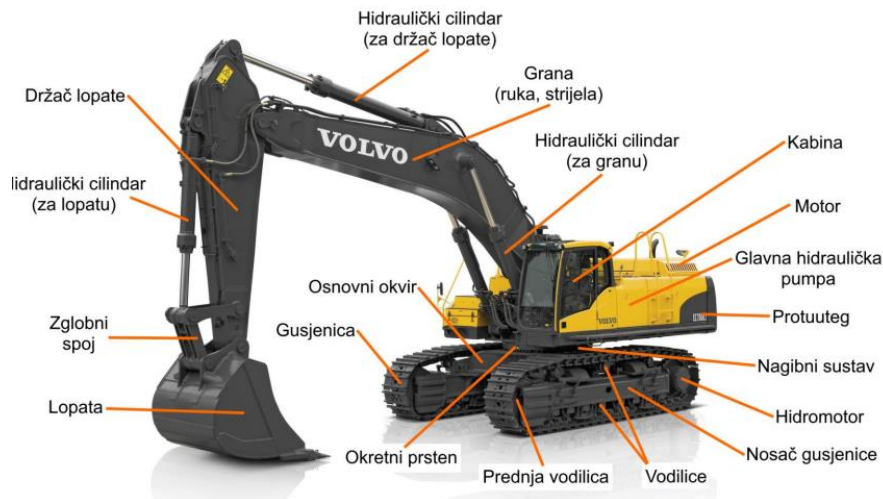
Bager zadan zadatkom je bager s dubinskom lopatom.



Slika 4 Podjela kopnenih bagera s cikličkim radom [6]

1.5. Dijelovi bagera

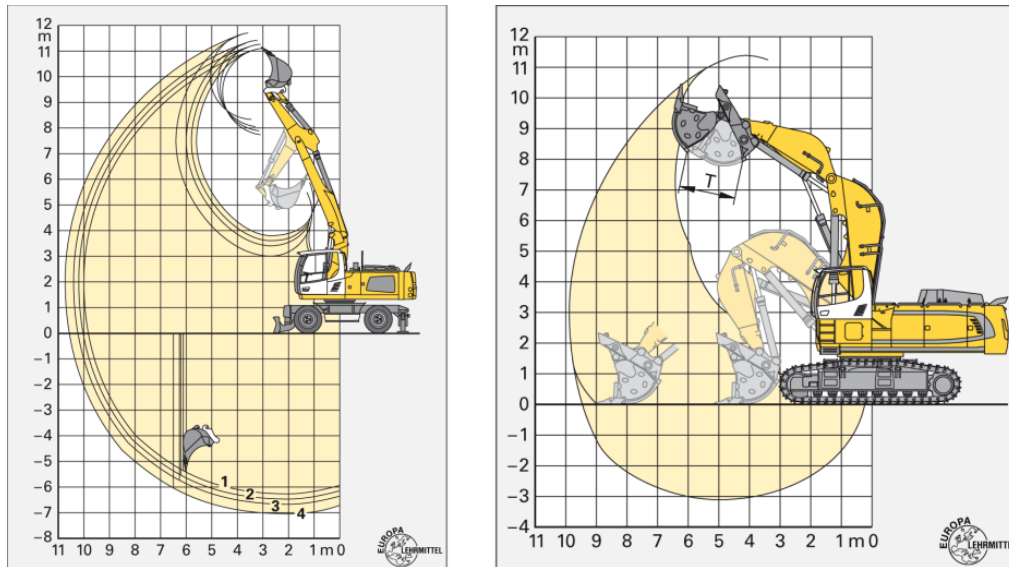
Moderni bager se može podijeliti u 3 najbitnije pod konstrukcije donji postroj bagera, gornji postroj bagera te radni uređaj. U današnje vrijeme bageri se sastoje od nekoliko tisuća dijelova najbitniji dijelovi modernog bagera prikazani su na slici 5.



Slika 5 Glavni dijelovi bagera [6]

1.6. Radno područje bagera s dubinskom lopatom

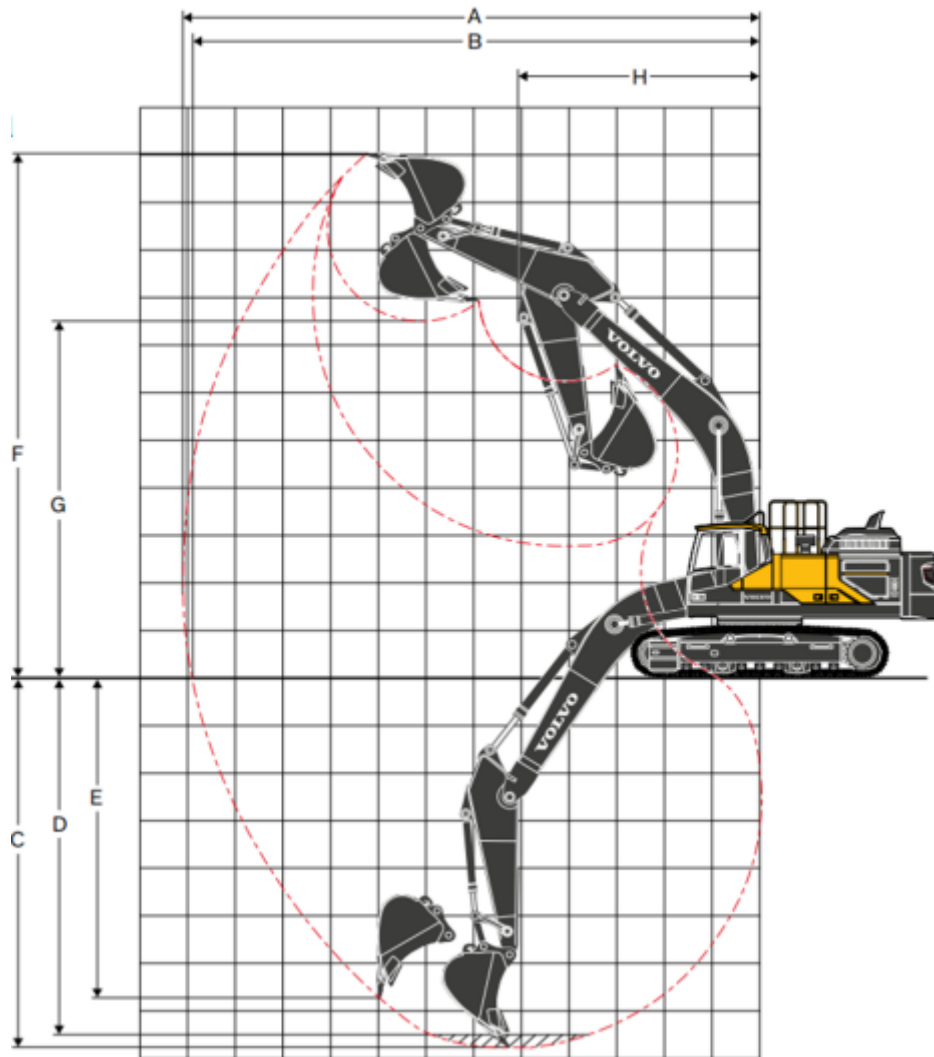
Radno područje bagera s dubinskom lopatom je raznoliko te ovisi o svojstvima radnog uređaja te o svojstvima gornjeg i donjeg postroja. Svojstva radnog uređaja su ponajprije njegove dimenzije te omjeri između dužina grane, držača lopate te radijusa zakreta dubinske lopate, koje ovise o veličini cjelokupnog bagera (gornji i donji postroj). Posljedica dimenzija je najveći doseg kopanja i najveća dubina kopanja. Ostali parametri radnog polja su definirani geometrijskim karakteristikama zglobova oko koje se rotiraju grana bagera, držač lopate te dubinska lopata. Njihova rotacija je ograničena hodom hidrauličnih cilindara, te je veoma bitno njihovo pozicioniranje kako bi se postigao što širi spektar gibanja tj. rotacije oko zglobova. Veoma je bitna konstrukcija zglobnog četverokuta kojim se prenosi gibanje s cilindra iskopne lopate na nju samu. Njegovim optimiranjem može se postići širok spektar gibanja dubinske lopate. Radno polje ovisi i o konfiguraciji grane, tj. sastoji li se grana od jednog dijela (mono boom) ili je višedijelna (two-piece boom). Usporedba različitih konfiguracija vidljiva je na slici 6.



Slika 6 Usporedna radnog polja različite konfiguracije radnog uređaja bagera [7]

Radno polje iskopa bagera s dubinskom lopatom prema slici 7. određuje:

- a) najveći doseg(dohvat) kopanja,
- b) najveći dohvat kopanja u razini tla,
- c) najveća dubina iskopa,
- d) najveća dubina kopanja rova,
- e) najveća dubina kopanja na vertikalnoj površini,
- f) najveća visina zadiranja(rezanja),
- g) najveća visina istovara,
- h) najmanji radijus grane bagera.



Slika 7 Tipičan izgled te radno polje iskopa bagera s dubinskom lopatom [6]

2. LISTA ZAHTJEVA ZA RADNI UREĐAJ

U sljedećim poglavljima definirat će se lista zahtjeva za radni uređaj bagera, koja će se koristiti kao usmjerenje i ograničenje prilikom konstrukcije radnog uređaja.

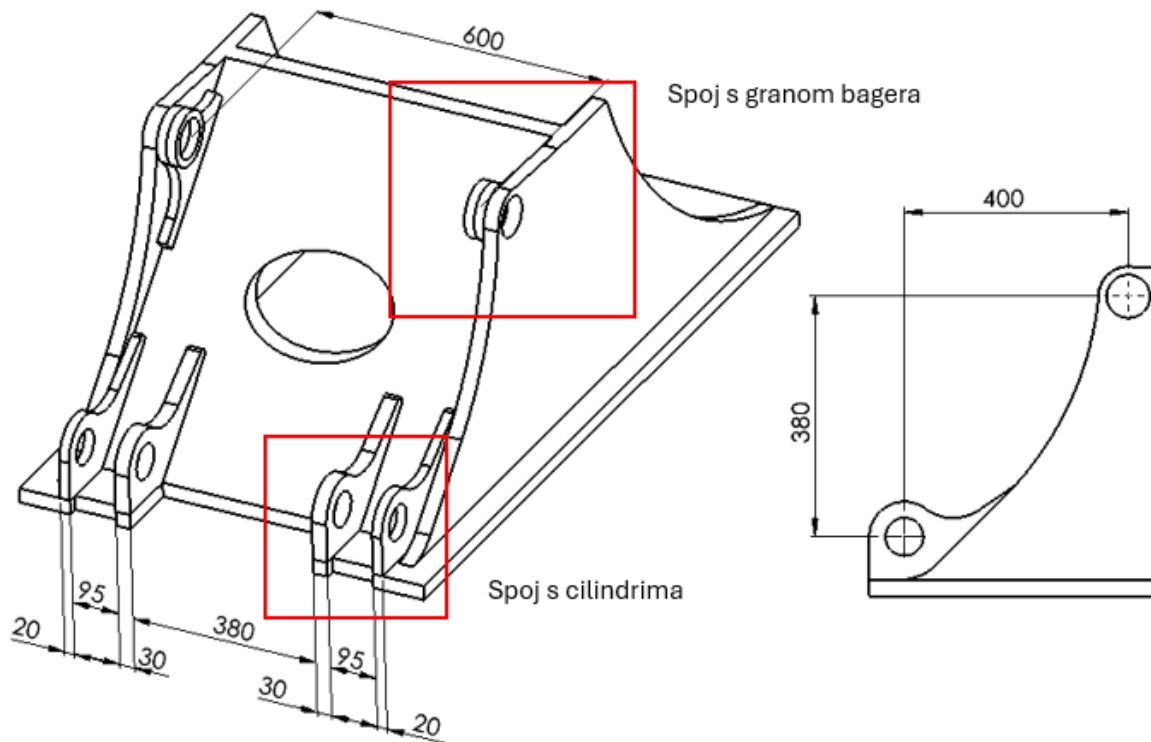
Lista zahtjeva:

- a) Spoj radnog uređaja i gornjeg postroja bagera,
- b) Radni tlak sustava,
- c) Sile kopanja lopatom i držačem lopate,
- d) Odabir dimenzija radnog uređaja (lopate, držača lopate i grane),
- e) Sile dizanja u definiranim položajima,
- f) Radno područje bagera,

g) Korišteni materijali.

2.1. Spoj radnog uređaja i gornjeg postroja bagera

Spoj radnog uređaja i gornjeg postroja bagera naveden je kao prvi i najbitniji zahtjev za radni uređaj bagera. Prije svega bitno je osigurati mogućnost spajanja bagera sa radnim uređajem. Na slici 8. može se vidjeti kako je oblikovan dio gornjeg postroja bagera na koji se veže radni uređaj stroja. Također se vide dimenzije svornjaka kojima se osigurava zglobni spoj. Visina spojnog mjesta gornjeg postroja i grane bagera (položaj 1, prema slici 11.) se nalazi na 1500 mm od površine na kojoj se nalazi bager. Ta kota je potrebna za određivanje dosega radnog uređaja i određivanja radnog područja bagera.

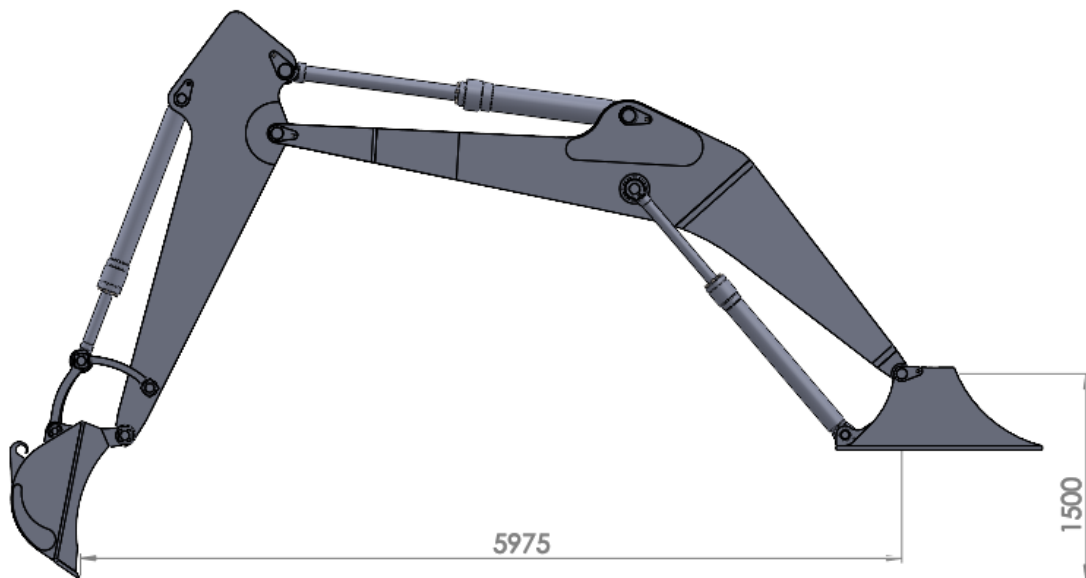


Slika 8 Dimenzije spoja bagera i radnog uređaja [10]

Na slici 8. se može vidjeti širina grane u mjestu spoja koja iznosi 600 mm dok unutarnji razmak između cilindara iznosi 440 mm. Znajući da su cilindri montirani s bočnih strana grane te iz ovih dvaju podataka o spojnim mjestima može se zaključiti da bi se grana morala izvesti u obliku trapeza tj. morala bi od spojnog mjesta do područja montaže cilindara smanjiti svoju poprečnu dimenziju za barem 160 mm.

2.2. Radni tlak sustava, odabir i položaj cilindara

Radni tlak sustava odredio je proizvođač bagera. Radni tlak ovisi o hidrauličnoj pumpi te njenoj snazi. U ovom slučaju maksimalni radni tlak bagera Liebherr A 916 Compact Litronic je 350 bar [3]. Prema ovome tlaku će se dimenzionirati ostatak sustava te će se određivati djelovanje sila cilindara na konstrukciju radnog uređaja bagera. Maksimalni tlak u sustavu nam ograničava odabir hidrauličnih cilindara tj. potrebno je odabrati cilindre koji mogu podnijeti takav maksimalni tlak sustava. Pomaci radnog uređaja su osigurani pomoću hidrauličnih cilindara. Radni uređaj se sastoji od jednodjelne grane, držača lopate, te dubinske lopate. Svaki od tih dijelova spojen je kliznim ležajem u labavom dosjedu. Okretanje oko ležajeva je određeno radnim poakom svakog od cilindara. U ovom slučaju će se proračunati ukupno 3 cilindra: cilindar lopate, cilindar držača lopate te cilindri grane. Cilindri grane su raspoređeni s obje strane grane kako bi se dobio simetričan raspored sila. Dimenzioniranje hidrauličkih cilindara lopate i držača provesti će se za odgovarajući položaj radnog uređaja, prikazan na slici 9.



Slika 9 Kritični položaj konstrukcije [10]

2.3. Odabir dimenzija radnog uređaja (loplate, držača i grane)

Dimenzije radnog uređaja su određene pomoću kataloga bagera Liebherr A 916 Compact Litronic. Dimenzije lopate su proizvoljno određene, ali su unutar gabarita onih u katalogu. Od bitnih dimenzija bitan je volumen lopate i polumjer zakretanja (R_0). Raspon volumen pripadajuće iskopne lopate je od 0,17 do 0,87 m³. Odabrana je dimenzija lopate od 0,30 m³ koja

je na početku zadanog spektra. Radijus zakretanja će biti odabran prilikom konstruiranja lopate. Dimenzije držača lopate su također odabrane prema katalogu proizvođača. Jedina bitna dimenzija koja nam služi kao radni zahtjev je njegova dužina. Odabrana dužina držača lopate $L=2,45$ m. Ostale dimenzije kao što su dimenzije poprečnih presjeka nosivih limova su ovisni o naprezanjima te nisu definirani ovom listom zahtjeva već proračunom prilikom konstruiranja. Dimenzije grane bagera definirane su pomoću kataloga bagera. Jedina dimenzija koja je ograničenje prilikom konstruiranja je dužina grane bagera $L_g=4,85$ m. Ostale dimenzije su definirane pomoću proračuna.

2.4. Sile kopanja lopatom i držačem lopate

Sile kopanja lopatom i držačem lopate su određene prema silama koje bager ostvaruje s tvorničkim radnim uređajem kojima su dimenzije opisane u prethodnom poglavlju. Proračunati radni uređaj mora osigurati prijenos svih sila s kojima bager preko hidraulike djeluje na njega. Sila F_B (eng. *Bucket force/Digging force*) predstavlja silu kopanja dubinskom lopatom, te se ona ostvaruje produljenjem cilindra za rotaciju lopate. Sila F_S (eng. *Stick force/Arm force*) predstavlja silu kopanja držačem lopate te se ona ostvaruje produženjem cilindra za zakretanje držača lopate. Sile kopanja držačem ovise o dužini držača što je prikazano tablicom 2.; sile su očitane za stupac 3 (dužina držača lopate 2,45 m).

$$F_B = 85,1 \text{ kN- sila kopanja lopatom}$$

$$F_S = 64,5 \text{ kN- sila kopanja držačem}$$

Tablica 2 Sile kopanja [4]

Sile kopanja				
Dužina držača lopate (m)	2,05	2,25	2,45	2,65
Maksimalna sila kopanja držačem(ISO 6015) kN	73,7	68,8	64,5	60,7
t	7,5	7,0	6,6	6,2
Maksimalna sila kopanja lopatom(ISO 6015) kN	85,1	85,1	85,1	85,1
t	8,7	8,7	8,7	8,7

2.5. Sile dizanja tereta u definiranim položajima

Osim iskopa materijala bageri se koriste i za prijenos tereta koji se oslanja u područje spoja iskopne lopate i nosača lopate. Kako bi konstrukcija grane izdržala i ovaj tip opterećenja prilikom proračuna će se i ona uzeti u obzir. Prema tablici 3. iz kataloga proizvođača definirane su sile koje držač lopate i lopata moraju podnijeti prilikom podizanja tereta. Prilikom proračuna uzimati će se sila koja proizvodi najveći moment na spoju držača i gornjeg postroja bagera a samim time i najveće naprezanje radnog uređaja. Kapaciteti dizanja tereta na kuki lopate izraženi su u tonama (t), pod uvjetom da se radni stroj nalazi na čvrstoj i ravnoj podlozi te da je oscilirajuća osovina zaključana. Ukoliko se teret diže u položaju gdje je gornji postroj okomit na položaj donjeg postroja teret se može rotirati svih 360°zakreta gornjeg postroja. Kapacitet dizanja u paralelnom položaju gornjeg i donjeg postroja ($\pm 15^\circ$) su specificirani u položaju kada su stabilizatori uz zakretnu osovину podignuti, a uz ne zakretnu osovину spušteni. Naznačena opterećenja se mjere prema standardu ISO 10567 i ne smiju prijeći 75% kapaciteta stabilnosti i 87% kapaciteta hidrauličkog sustava.

Tablica 3 prikaz najveće nosivosti radnog uređaja u kritičnim položajima [4]

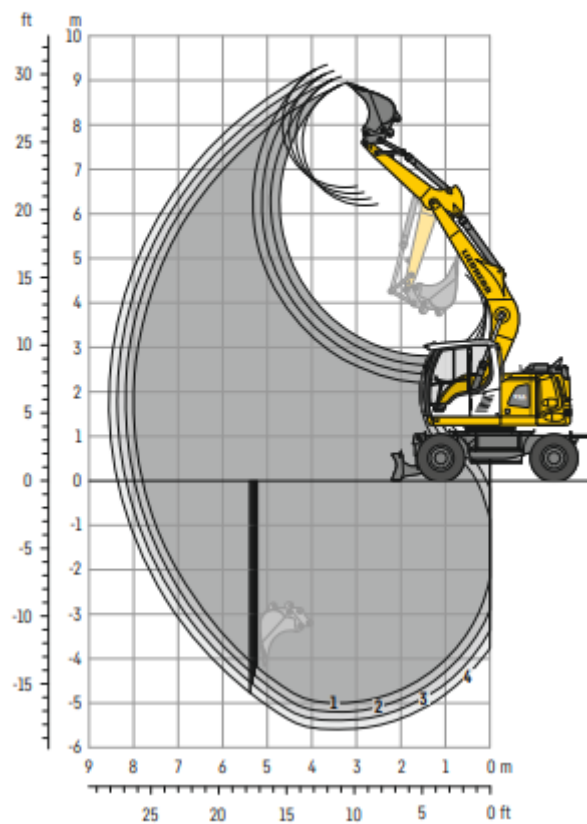
	Visina kuke(m)	Sila na kuku(t): okomit	Sila na kuku(t): paralelan	Dohvat (m):
Položaj kotača:				
	7,5	1,9	1,9	4,8
	6,0	1,7	1,7	6,3
	4,5	1,7	1,7	7,1
	3,0	1,6	1,7	7,5
	1,5	1,5	1,9	7,6
	0	1,5	2,2	7,4
	-1,5	1,7	2,8	6,9
	-3,0	2,1	3,0	5,9

2.6. Radno područje bagera

Kako bi se funkcionalna strana radnog uređaja zadovoljila radni stroj mora imati radno područje rada slično onom kao i tvornički radni stroj. Konstruirana grana je jednodijelna. Prema katalogu za jednodijelnu granu dužine 4,60 m i držač lopate dužine 2,45 m radno područje iskopa je vidljivo na slici 10.

Backhoe bucket

with mono boom 4.60 m



Slika 10 Područje iskopa bagera prema katalogu [4]

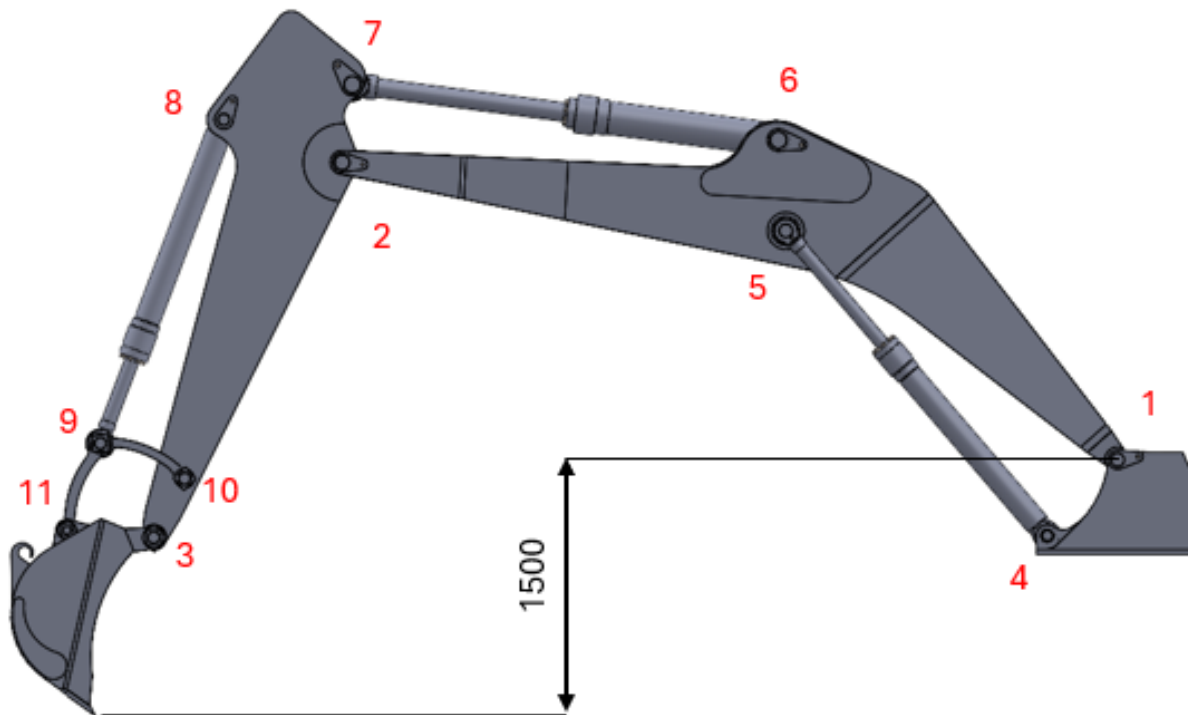
Odstupanje u dužini grane bagera iz kataloga i odabrane nije nezamjetna 25 cm te odstupa od odabrane konfiguracije dužine. Prilikom usporedbe doći će do odstupanja. Kao zahtjev navodi se radno područje koje ne odstupa više od 10% od ilustriranog na slici 10. pod brojem 3 (dužina držača grane $L_d=2,45$ m).

2.7. Korišteni materijali, tehnologija proizvodnje

Prilikom konstrukcije radnog uređaja potrebno je procijeniti količinu prodanih primjeraka. Pretpostavka je da se proizvod na godišnjoj razini prodaje u seriji od nekoliko stotina komada na godišnjoj razini. Veličina serije definira koje je proizvodne tehnologije isplativo koristiti. Primarni poluproizvod korišten prilikom proizvodnje je čelična ploča, a zbog veličine serije dozvoljeno je korištenje lijevanja prilikom izrade pojedinih pozicija. Za spajanje pozicija koristi se tehnika zavarivanja. Spojevi između dijelova radnog stroja je pomoću pokretnih zglobova koji su slobodno uležišteni pomoću kliznih ležaja. Primarni konstrukcijski materijal je konstrukcijski čelik, a zbog veličine serija provesti će se optimizacija cijene konačnog proizvoda, te će se u nekim od primjera prikazati usporedba između korištenja kvalitetnijeg i manje kvalitetnog materijala i kako to utječe na debljine presjeka, masu i konačnu nabavnu cijenu materijala.

3. KONSTRUKCIJA I PRORAČUN RADNOG UREĐAJA

Konstruiranje i proračun radnog uređaja podijeljeni su u nekoliko odvojenih radnih pod sklopova koji jedan bez drugoga ne funkcioniraju. Proračun svakog od pod sklopova je u ovisnosti o ostalim pod sklopovima. Prilikom razrade postupak konstruiranja i proračuna podijeljen je u nekoliko faza: konstrukcija dubinske lopate, konstrukcija držača lopate, konstrukcija grane bagera, odabir cilindara radnog uređaja, određivanje kritičnog položaja radnog uređaja, djelovanje sila kopanja na radni uređaj bagera, proračun kritičnih dijelova radnog uređaja te naprezanje i deformacije radnog uređaja. Položaj bitnih točaka na radnom uređaju prikazan je na slici 11. te će ona biti referenca za kasnije označavanje.



Slika 11 Nomenklatura kritičnih točaka [10]

3.1. Konstrukcija dubinske lopate

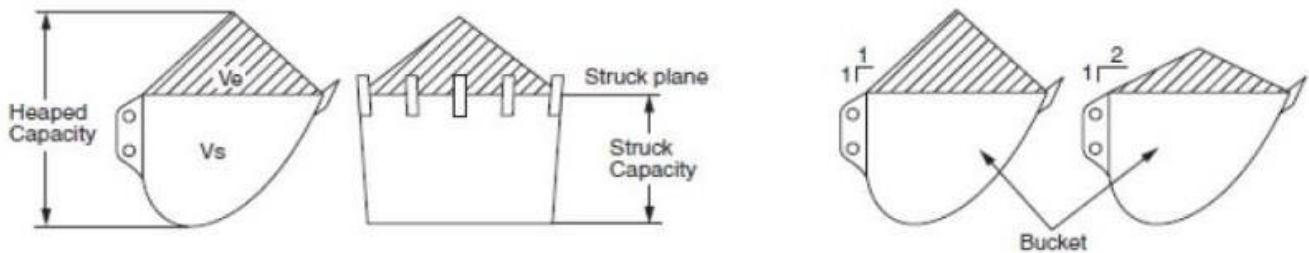
Dubinska lopata konstruirana je prema smjernici u poglavlju 2.3. prema kojoj je volumen lopate $0,3 \text{ m}^3$, taj volumen iskopne lopate je na početku spektra zadanih volumena lopata za ovaj tip bagera. Spektar se kreće od $0,17 \text{ m}^3$ do $0,87 \text{ m}^3$. Prave iskopne dubinske lopate su nešto manjeg volumena dok je veći volumen predviđen za rasute materijale i površinsku obradu-planiranje. Ostale karakteristike su proizvoljne, tako da je odabrani polumjer zakretanja od $R_0=1100 \text{ mm}$. Odabrana radna širina iskopne lopate je $W_f=600 \text{ mm}$. Volumen iskopne lopate bagera određuje se prema standardu SAE J296: „Mini excavator and backhoe bucket volumetric rating“. $V_h = V_s + V_e$, gdje je:

V_s – geometrijski volumen lopate odnosno volumen unutar rubova lopate,

V_e – volumen materijala iznad rubova lopate odnosno volumen nastao uslijed nasipnog kuta.

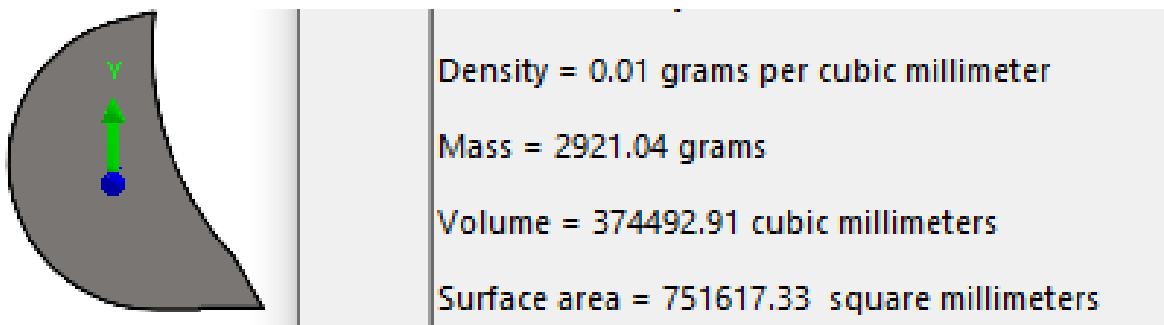
$$V_h = V_s + V_e \quad (3)$$

Način na koji se izračunava volumen prema SAE J296 standardu prikazan je na slici 12.



Slika 12 Ukupan volumen lopate prema SAE J296 [6]

V_s se određuje iz modela lopate na način da se bočna unutarnja korisna površina lopate p pomnoži sa korisnom širinom lopate W_f . Na slici 13. se nalazi korisna površina lopate iz proračuna.



Slika 13 Korisna površina lopate [10]

$$a_s = 374492 \text{ mm}^2 = 0,3745 \text{ m}^2 - \text{unutarnja korisna površina lopate}$$

$$V_s = a_s \cdot W_f = 0,3745 \cdot 0,60 = 0,2247 \text{ m}^3 - \text{geometrijski volumen lopate} \quad (4)$$

V_e se određuje prema slijedećoj formuli uz pretpostavku piramidalnog oblika materijala uslijed nasipnog kuta 1:1 odnosno 45° :

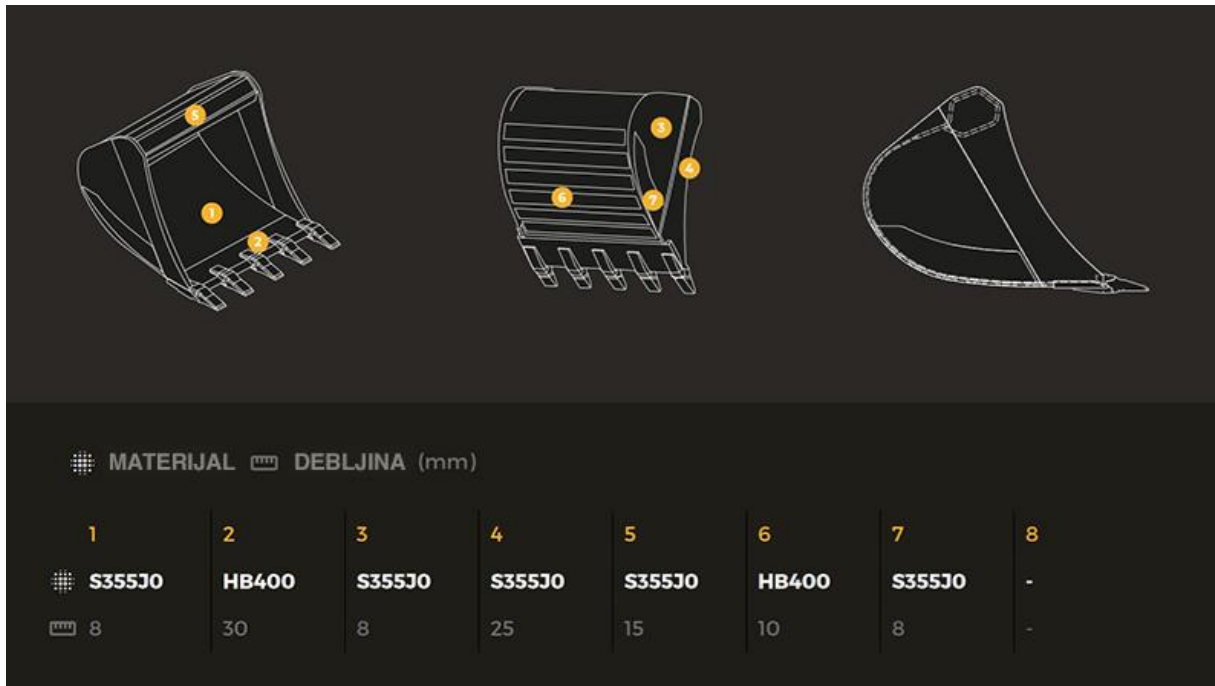
$$V_e = \left(\frac{L_B \cdot W_f^2}{4} - \frac{W_f^3}{12} \right) = \left(\frac{970 \cdot 600^2}{4} - \frac{600^3}{12} \right) = \quad (5)$$

$$0,0693 \text{ m}^3 - \text{volumen iznad rubova lopate}$$

$$V_h = V_s + V_e = 0,2247 + 0,0693 = 0,294 \text{ m}^3 - \text{volumen dubinske lopate} \quad (6)$$

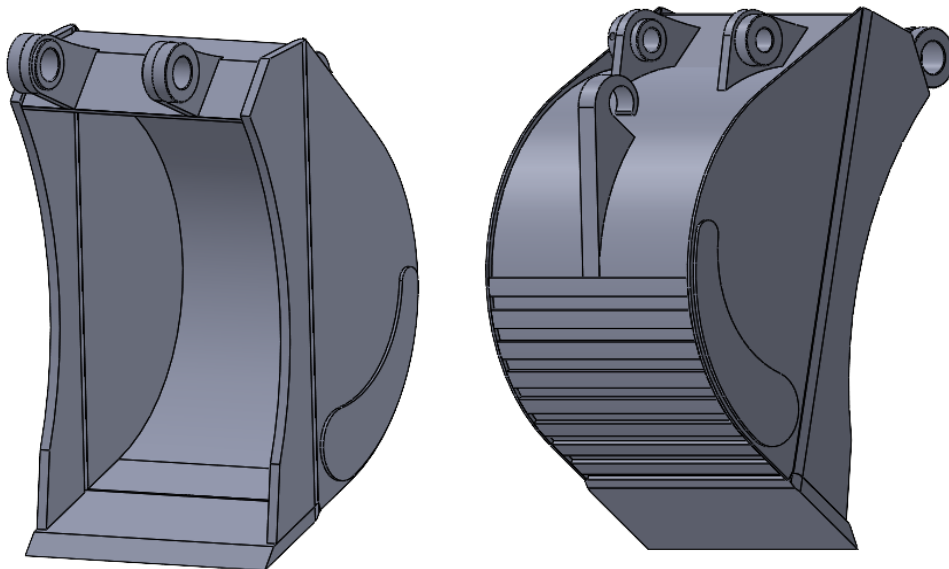
Izračunati volumen je unutar 2% odstupanja od zadanog, te se prema tome prihvaća kao riješenje.

Debljine presjeka pojedinih pozicija odabrane su prema online katalogu uvoznika dubinskih lopata za tržište RH-„Comterra“ te se na slici 14. mogu vidjeti debljine presjeka i odabrani konstrukcijski materijali svake od pozicija.



	1	2	3	4	5	6	7	8
MATERIJAL	S355J0	HB400	S355J0	S355J0	S355J0	HB400	S355J0	-
DEBLJINA (mm)	8	30	8	25	15	10	8	-

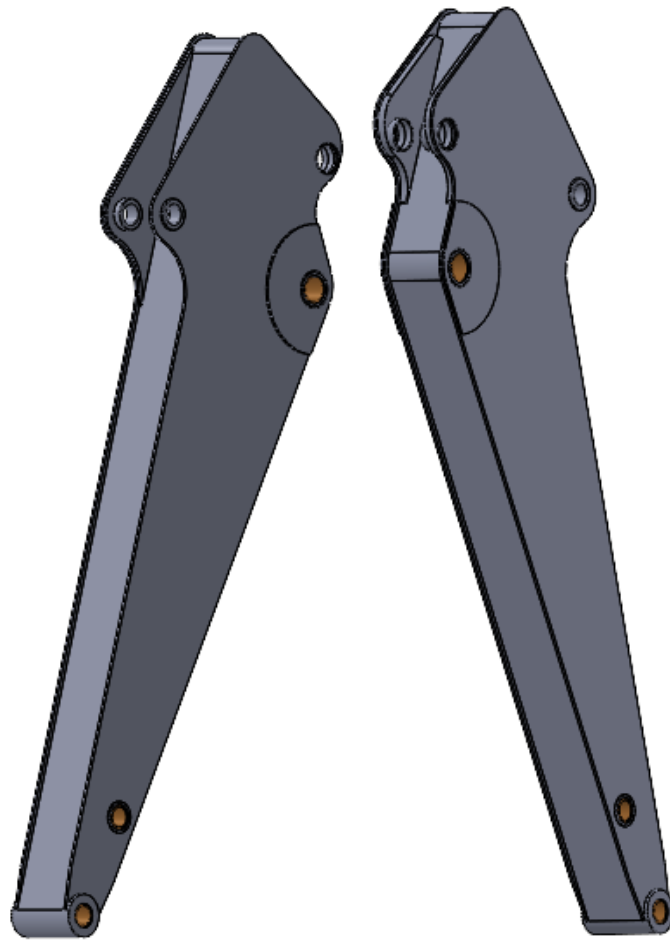
Slika 14 Materijali i debljine limova za izradu lopate [8]



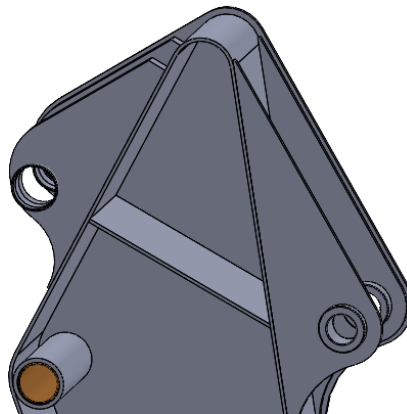
Slika 15 Konačan izgled dubinske lopate [10]

Lopata se sastoji od pozicija označenih na slici 15. te materijala koji su naznačeni istom slikom. Dodatno se na konstruiranoj lopati nalaze dvije poveznice i 2 čahure koje iskopnu lopatu povezuju s držačem lopate. Sve spomenute pozicije su izrađene od konstrukcijskog čelika S355JR. Sve pozicije su konstruirane od lima koji je rezan, savijan na valjcima ili pomoću apkant preše. Prilikom sklapanja prvo se pozicija 1 zavaruje za pozicije 3, potom se zavaruju pozicije 2 i 4. Naknadno se zavaruju pozicije 5, 6 i 7 te poveznice sa čahurama za spoj sa držačem. Prilikom zavarivanja poveznica i čahura potrebno je obratiti pozornost na paralelnost poveznica i koncentričnost između čahura kako bi se osigurala mogućnost spajanja. Prije zavarivanja je potrebno provući šipku iste dimenzije kroz čahure kako bi koncentričnost bila zadovoljena, te zavarivati postupno kako prilikom hlađenja zavara ne bi došlo do deformacija i odstupanja od tolerancija.

Držać dubinske lopate konstruirana je prema smjernici u poglavlju 2.3. gdje je zadana dimenzija dužine držača $L_d=2,45$ m. Ona je izabrana prema katalogu proizvođača. Prema istom katalogu spektar dužina držača lopate se okreće od 2,05 m do 2,65 m. Držać lopate je izrađen od limova konstrukcijskog čelika debljina od 8 mm do 25 mm. Njegova konstrukcija se može vidjeti prema slikama 16 i 17.



Slika 16 Konačan izgled držača lopate [10]



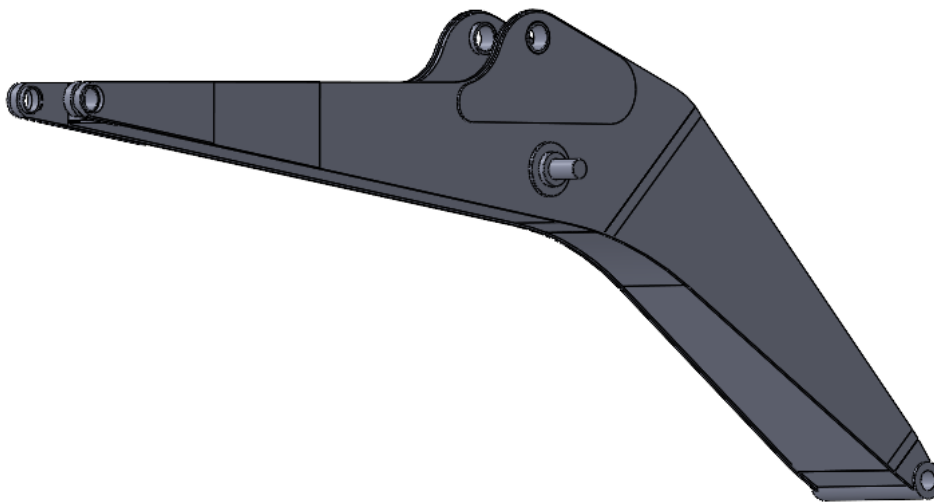
Slika 17 Ukrutni lim držača lopate [10]

Držač lopate se sastoji od 2 bočna lima koji joj definiraju izgled. Bočni limovi su spojeni okolnim limovima koji definiraju širinu držača lopate te jednim ukrutnim limom unutar konstrukcije. U području oko točaka 2, 7 i 8 prema slici 11 nalazi se ukrutni limovi različitih

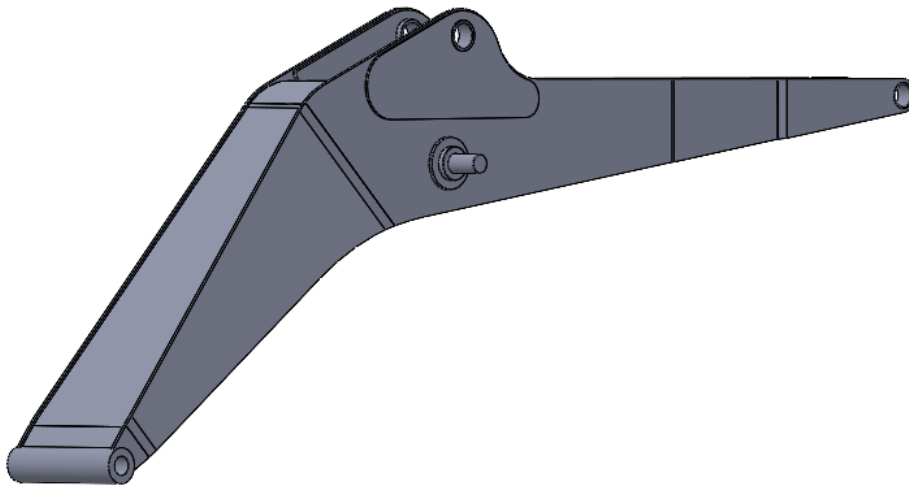
debljina. Elementi su izrađeni od konstrukcijskog čelika S235JR. Vrh držača lopate – točka 3 prema slici 11. je izrađen od šipke na kojoj je napravljen provrt na dimenziju dosjeda. Ukrutne čahure se nalaze još u točkama 2, 7, 8 i 10. Ukrutne čahure su izrađene od konstrukcijskog čelika S355JR. Unutar ukrutnih čahura u točkama 2, 3 i 10 nalaze se klizni ležaji-brončane čahure materijala CuAl10Fe5Ni5. Brončane čahure su u steznom spoju sa ukrutnim čahurama. Pozicije napravljene od limova su rezane pomoću uređaja za rezanje lima CNC plazma ili CNC laser, te po potrebi savijane na valjcima. Čahure su bušene i tokarene na točnu toleranciju. Držač lopate je sklopljen zavarivanjem bočnih limova za okolne limove i ukrutnim limom unutar kutijaste konstrukcije. Potom su zavareni ostali ukrutni limovi i ukrutne čahure. Spoj brončanih čahura i ukrutnih čahura ostvaren je pomoću grijanja i pothlađivanja. Bakrene čahure su pothlađene dok je područje oko dosjeda ugrijano kako bi se ostvario lakši spoj.

3.2. Konstrukcija grane bagera

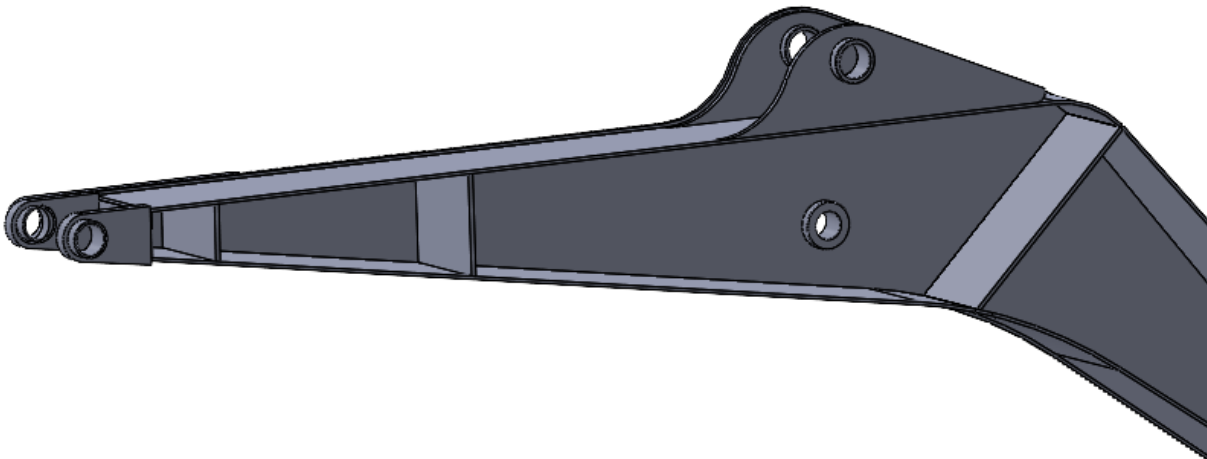
Grana se konstruirala prema smjernicama iz poglavlja 2., najbitnija smjernica je u poglavlju 2.1. koja govori o dimenzijama u točki spoja. Ondje je izveden zaključak da se grana bagera trapezno sužava prema mjestu spoja sa hidrauličnim cilindrima, te je tako i izvedena. Grana je izrađena zavarivanjem pozicija izrađenih od limova debljine 10-25 mm. Krajnja točka spoja grane bagera i gornjeg postroja je izrađena od šipke $\varnothing 150$ mm gdje je unutarnji provrt izrađen tokarenjem na dosjednu mjeru. Konstrukcija grane se može vidjeti na slikama 18, 19 i 20.



Slika 18 Konačan izgled grane bagera [10]



Slika 19 Konačan izgled grane bagera [10]



Slika 20 Ukrutni limovi grane bagera [10]

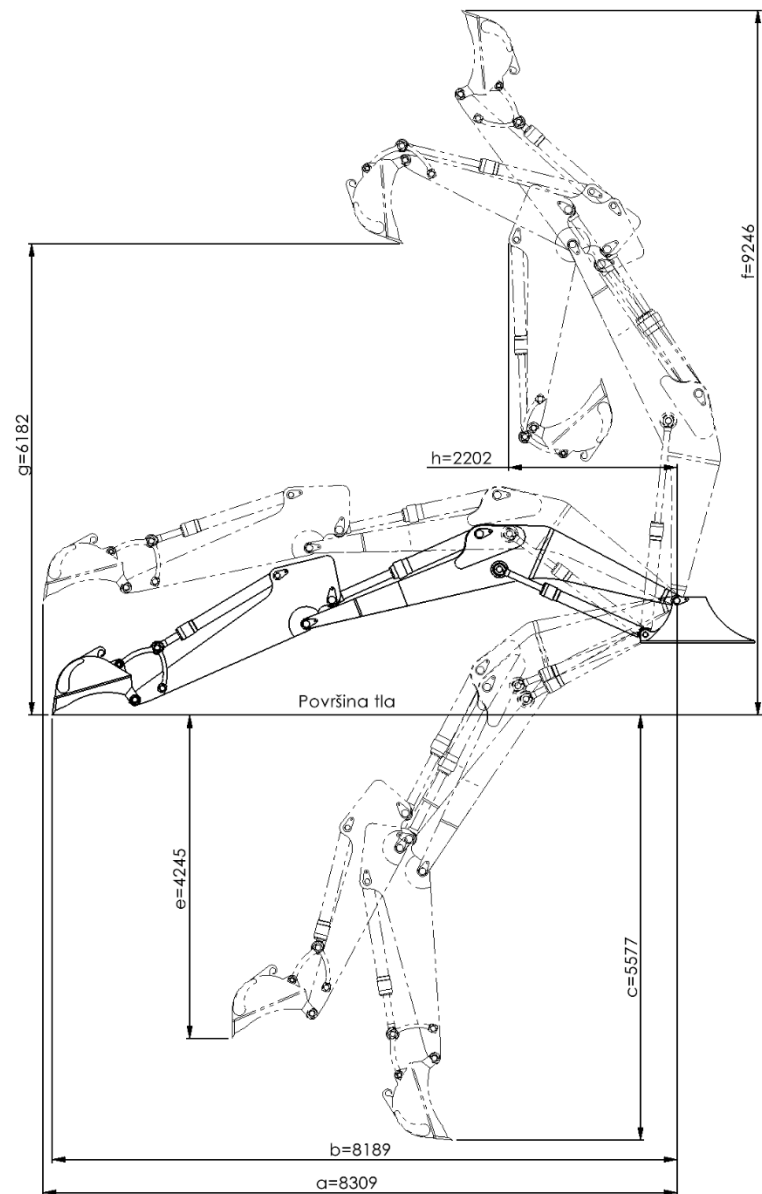
Držač lopate se sastoji od 4 bočna lima koji joj definiraju izgled. Bočni limovi su spojeni okolnim limovima koji definiraju širinu držača lopate te trima ukrutnim limovima unutar konstrukcije. U području oko točaka 2, 5 i 6 prema slici 11 nalazi se ukrutni limovi različite debljine. Elementi su izrađeni od konstrukcijskog čelika S355JR. Vrh grane bagera – točka 1 prema slici 11. je izrađen od šipke na kojoj je napravljen provrt na dimenziju dosjeda. Ukrutne čahure se nalaze još u točkama 2, 5 i 6. Pozicije napravljene od limova su rezane pomoću uređaja za rezanje lima CNC plazma ili CNC laser, te po potrebi savijane na valjcima. Čahure su bušene i tokarene na točnu toleranciju. Grana bagera je sklopljena zavarivanjem bočnih limova za okolne limove i ukrutnim limovima unutar kutijaste konstrukcije. Potom su zavareni ostali ukrutni limovi i ukrutne čahure.

3.3. Radno područje djelovanja stroja

Prema smjernici iz poglavlja 2.6. radno područje djelovanja bagera ne smije odstupati više od 10% od onog s tvorničkim prema slici 10. u isto imenom poglavlju, te mora ispoštovati sve parametre koji su zadani u poglavlju 1.7.

Radno polje iskopa tvorničkog radnog s dubinskom lopatom očitano prema slici 10:

- a) najveći doseg(dohvat) kopanja=8,30 m
- b) najveći dohvata kopanja u razini tla=8,10 m
- c) najveća dubina iskopa=5,30 m
- d) najveća dubina kopanja rova=4,90 m
- e) najveća dubina kopanja na vertikalnoj površini=4,50 m
- f) najveća visina zadiranja(rezanja)=9,20 m
- g) najveća visina istovara=6,40 m
- h) najmanji radijus grane bagera=2,30 m



Slika 21 Polje iskopa konstruiranog radnog uređaja [10]

Prema slici 21. očitano je polje iskopa konstruiranog radnog uređaja:

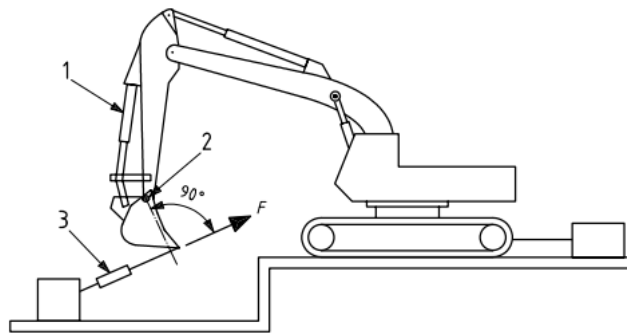
- najveći doseg(dohvat) kopanja =8,309 m
- najveći dohvat kopanja u razini tla=8,189 m
- najveća dubina iskopa=5,577 m
- najveća dubina kopanja rova(procjena)=5,250 m
- najveća dubina kopanja na vertikalnoj površini=4,254
- najveća visina zadiranja(rezanja)=9,246 m
- najveća visina istovara=6,182 m

h) najmanji radijus grane bagera=2,202 m

3.4. Određivanje kritičnog položaja radnog uređaja

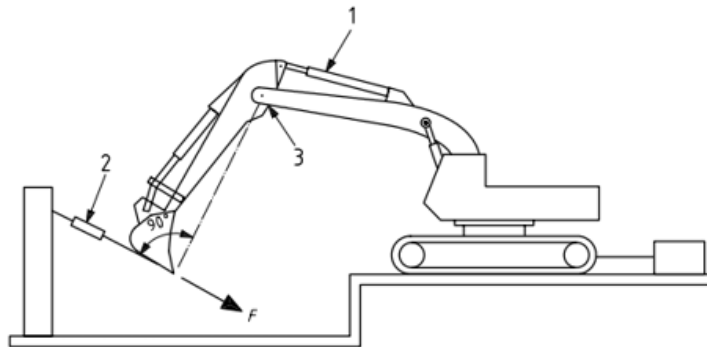
Postavlja se pitanje određivanja kritičnog položaja držača lopate te same dubinske lopate. Kritični položaj je zadan u normi ISO 6015, tj. zadan je položaj pri kojemu se mjeri najveća sila kovanja lopatom F_B i sila kovanja držačem lopate F_S . Sila kovanja lopatom F_B ima smjer okomit na dužinu koja povezuje vrh noža i točku oko koje se rotira lopata (točka 3. prema slici 11.), analogno tome i smjer sile kovanja držačem F_S ima smjer okomit na dužinu koja povezuje vrh noža i točku oko koje se rotira držač lopate (točka 2. prema slici 11.). Položaji su ilustrirani na slici 22 i 23 prema normi ISO 6015. Norma govori o tome da je prilikom mjerenja sila položaj vrha noža u visini zemlje, tj. podloge na kojoj je bager. Položaj vrha noža u visini podloge bagera nam daje položaj cilindara za zakretanje grane bagera, te je njihov položaj jedinstven za razliku od položaja cilindara za zakretanje držača lopate i lopate. Njihov položaj je ovisan o djelovanju sila na samu lopatu.

ISO 6015:2006(E)



Slika 22 Položaj mjerenja maksimalne sile kovanja lopatom [5]

ISO 6015:2006(E)



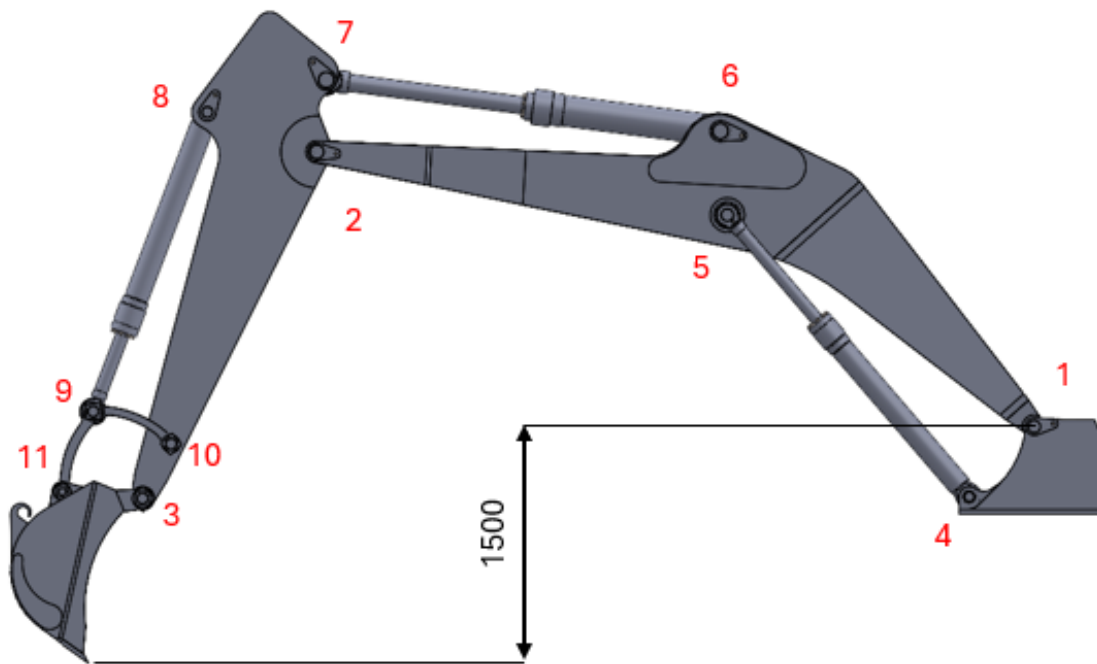
Slika 23 Položaj mjerenja maksimalne sile kopanja držačem [5]

Prema slikama vidi se da je točka mjerenja u položajima kada bager povlači materijal prema sebi. Određivanje kritičnog položaja tj položaja kada su sile na konstrukciju radnog uređaja bagera najveće je u točki kada bager ostvaruje najveću silu na nožu prilikom obje vrste kopanja. Kada bager ostvari najveću silu na nožu, tu najveću silu prenosi na cijeli radni uređaj. Iz ovih parametara položaj radnog uređaja bagera je jedinstven. Osim ovog proračuna biti će provjereno djelovanje sila dizanja iz poglavlja 2.5. i odrediti opterećenje na kritične točke sustava:

- a) Proračun prema najvećoj sili kopanja
- b) Proračun prema potrebnim silama dizanja

3.4.1. Analitička analiza kritičnog položaja

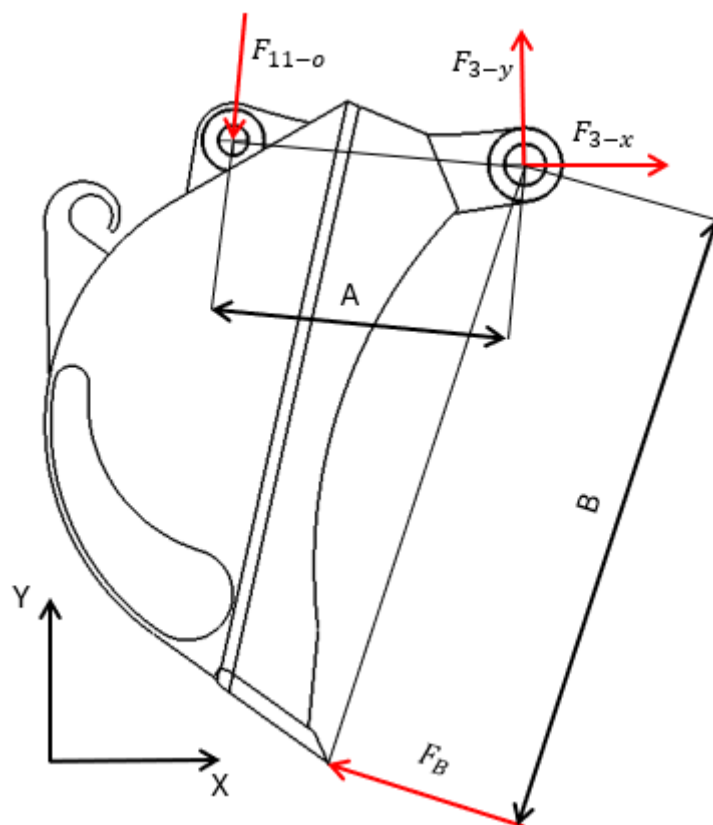
Proračun djelovanja sila kopanja na radni uređaj izrađivan je slijedom kako sile djeluju tj. od točke djelovanja u samom vrhu lopate. Potom se slijedilo djelovanje sila na cijeli radni uređaj od lopate od spoja grane i gornjeg postroja bagera. Ovaj proračun je iterativni postupak zbog toga što se nisu znale sile prilikom određivanja cilindara tj njihovih položaja. Nomenklatura sila je prema točkama u kojima se nalaze, te točke su označene na slici 24.



Slika 24 Nomenklatura kritičnih točaka [10]

3.4.2. Položaj iskopne lopate pri najvećoj sili kopanja lopatom (F_B)

Potrebno je odrediti veličine sile u ovisnosti o položaju hidrauličkog cilindra. Sile i smjerovi se mijenjaju te je potrebna analiza za cijeli hod cilindra za zakretanje lopate. Položaj kritičnog opterećenja određen pretpostavkom da radni uređaj ostvaruje najveću silu kopanja samo u najpovoljnijem položaju. Najpovoljniji položaj određen je analitički pomoću omjera kutova u pripadajućim trokutima sila pomoću kosinusovog poučka prema slikama 25, 26, 27 i 28.



Slika 25 Prikaz opterećenja na iskopnu lopatu [10]

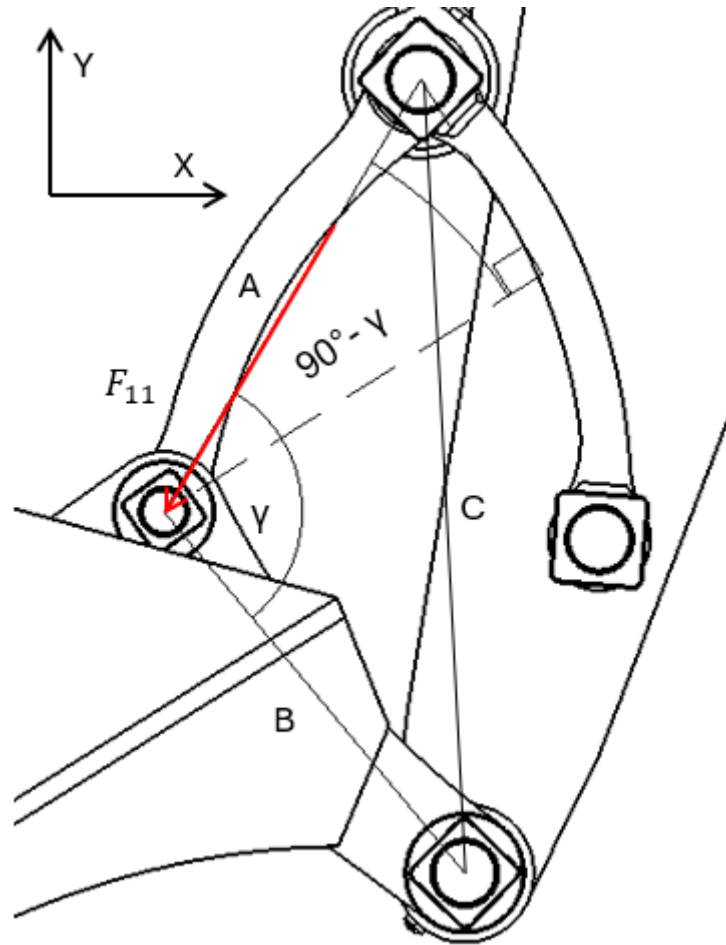
$$\sum M_3 = 0$$

$$-F_B \cdot A + F_{11-o} \cdot B = 0 \quad (7)$$

$$F_{11-o} = \frac{F_B \cdot A}{B} \quad (8)$$

$$A = 1100 \text{ mm} \quad (9)$$

$$B = 510 \text{ mm} \quad (10)$$



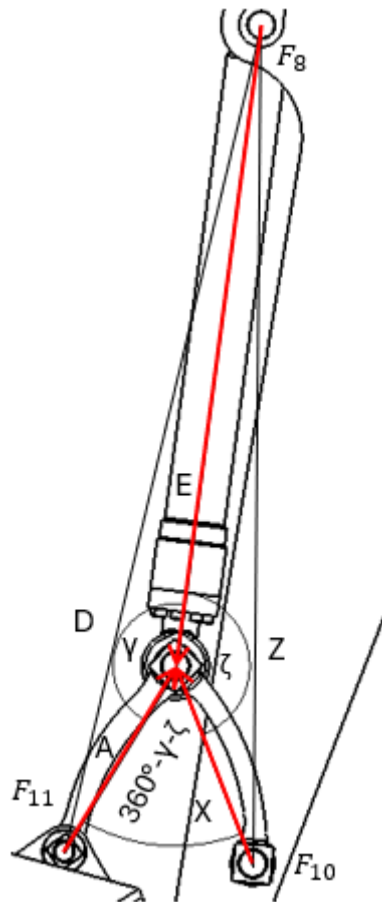
Slika 26 Prijenos sile sa zglobnog četverokuta na iskopnu lopatu [10]

Iz slika 25. i 26. slijedi zaključak da su stranice trokuta A i B su fiksne, njihova dimenzija je konstanta dok se dimenzija C mijenja te o njoj ovisi kut γ . U ovisnosti o kutu γ mijenja se iznos sile F_{11} i iznos sile na cilindru.

$$\gamma = \cos^{-1} \left(\frac{A^2 + B^2 - C^2}{2AB} \right) - \text{kut izveden pomoću kosinusovog poučka} \quad (11)$$

$$F_{11} = \frac{F_{11-o}}{|\cos(\gamma - 90^\circ)|} \quad (12)$$

$$F_{11} = \frac{F_B \cdot A}{|\cos(\gamma - 90^\circ)| \cdot B} \quad (13)$$

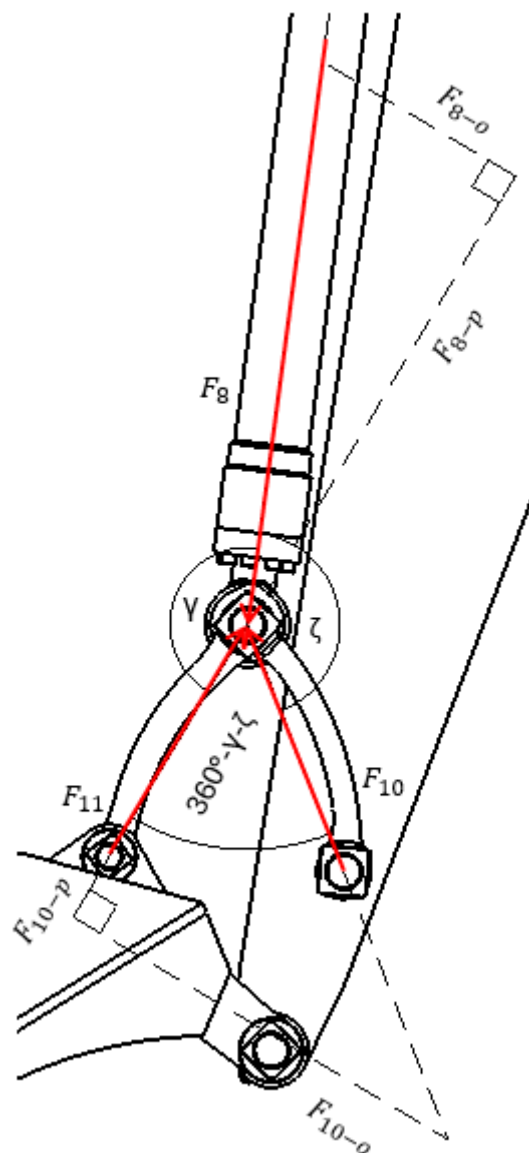


Slika 27 Prijenos sile sa cilindra na zglobni četverokut [10]

Iz slike 27 slijedi zaključak o trokutima ADE i XZE. U trokutu ADE stranica trokuta A je fiksna dok je stranica trokuta E dužina hidrauličkog cilindra te ovisi o položaju u kojem je cilindar. Dužina stranice D je u ovisnosti o kutu δ i dužinama A i E. O promjeni dužina D i E ovisi kut δ te se u ovisnosti o kutu δ mijenja iznos sile na cilindru F_8 . Identično je i za trokut XZE gdje je stranica trokuta X fiksna dok je stranica trokuta E dužina hidrauličkog cilindra te ovisi o položaju u kojem je cilindar. Dužina stranice Z je u ovisnosti o kutu ζ i dužinama X i E. O promjeni dužina Z i E ovisi kut ζ te se u ovisnosti o kutu ζ mijenja iznos sile na polugu zglobnog četverokuta F_{10} .

$$\delta = \cos^{-1} \left(\frac{A^2 + E^2 - D^2}{2AE} \right) - \text{kut izveden pomoću kosinusovog poučka} \quad (14)$$

$$\zeta = \cos^{-1} \left(\frac{X^2 + E^2 - Z^2}{2XE} \right) - \text{kut izveden pomoću kosinusovog poučka} \quad (15)$$



Slika 28 Proračun sile u cilindru [10]

Iz slike 28. može se vidjeti kako su sile F_8 i F_{10} svedene u lokalni koordinatni sustav sile F_{11} te je na taj način olakšan proračun djelovanja sile u točki 8 i 10.

$$F_{8-o} = \sin(180^\circ - \delta) \cdot F_8 \quad (16)$$

$$F_{8-p} = \cos(180^\circ - \delta) \cdot F_8 \quad (17)$$

$$F_8 = \frac{F_{8-o}}{\sin(180^\circ - \delta)} = \frac{F_{8-p}}{\cos(180^\circ - \delta)} \quad (18)$$

$$F_{8-o} = \tan(180^\circ - \delta) \cdot F_{8-p} \quad (19)$$

$$F_{10-o} = \sin(360^\circ - \delta - \zeta) \cdot F_{10} \quad (20)$$

$$F_{10-p} = \cos(360^\circ - \delta - \zeta) \cdot F_{10} \quad (21)$$

$$F_{10} = \frac{F_{10-o}}{\sin(360^\circ - \delta - \zeta)} = \frac{F_{10-p}}{\cos(360^\circ - \delta - \zeta)} \quad (22)$$

$$F_{10-p} = F_{10-o} \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta) \quad (23)$$

$\sum F_o = 0$ – suma sila u okomitom smjeru sili F_{11}

$$F_{8-o} - F_{10-o} = 0 \quad (24)$$

$$F_{8-o} = F_{10-o} \quad (25)$$

$$F_{8-o} = \sin(180^\circ - \delta) \cdot F_8 = \sin(360^\circ - \delta - \zeta) \cdot F_{10} = F_{10-o} \quad (26)$$

$\sum F_p = 0$ – suma sila u paralelnom smjeru sili F_{11}

$$F_{11} + F_{10-p} - F_{8-p} = 0 \quad (27)$$

$$F_{8-p} = F_{10-p} + F_{11} \quad (28)$$

$$F_{8-p} = F_{10-o} \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta) + F_{11} \quad (29)$$

$$F_{8-p} = F_{8-o} \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta) + F_{11} \quad (30)$$

$$F_{8-p} = \tan(180^\circ - \delta) \cdot F_{8-p} \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta) + F_{11} \quad (31)$$

$$F_{8-p} - \tan(180^\circ - \delta) \cdot F_{8-p} \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta) = F_{11} \quad (32)$$

$$F_{8-p}(1 - \tan(180^\circ - \delta) \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta)) = F_{11} \quad (33)$$

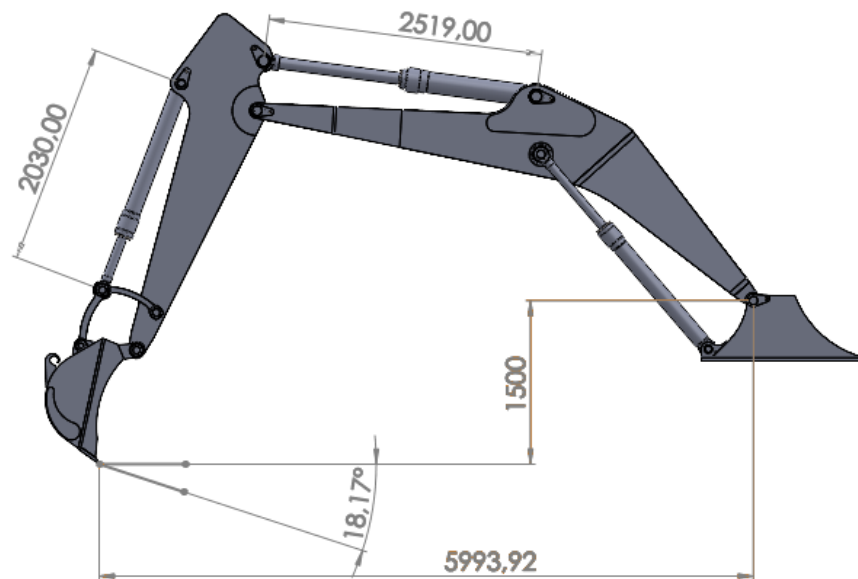
$$F_{8-p} = \frac{F_{11}}{1 - \tan(180^\circ - \delta) \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta)} \quad (34)$$

$$F_8 = \frac{F_{8-p}}{\cos(180^\circ - \delta)} \quad (35)$$

$$F_8 = \frac{F_{11}}{\cos(180^\circ - \delta) - \sin(180^\circ - \delta) \cdot \arctan(360^\circ - \delta - \zeta)} \quad (36)$$

Najpovoljniji položaj određen je pomoću excel tablice te je najpovoljniji položaj u kojem se nalazi lopata u točki u kojoj je razmak između točki 8 i 9 2030 mm. Taj položaj je najpovoljniji zbog toga što je u tom položaju sila F_8 paralelna na silu F_{11} tj. sila sili cilindra djeluje paralelno

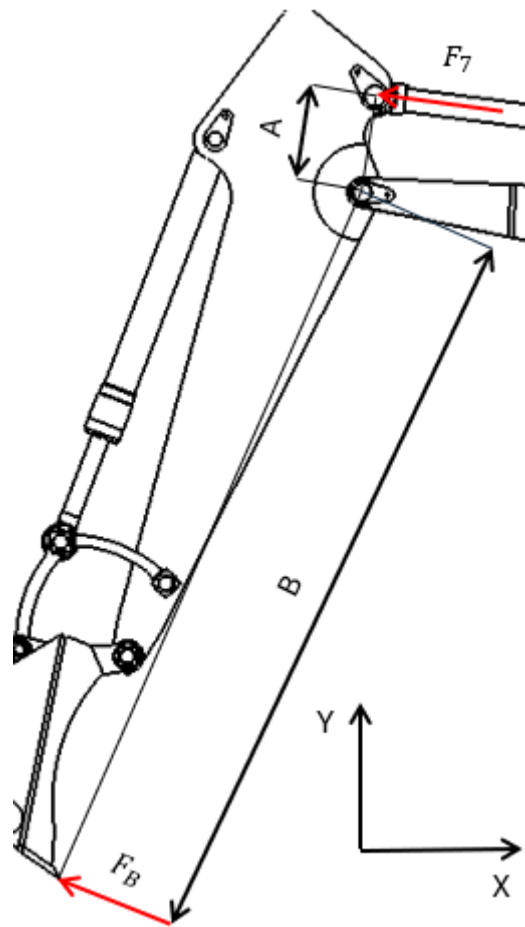
na lopatu te su gubitci u toj točki najmanji. Zbog toga je potrebna sila u cilindru najmanja. Ovaj položaj se može vidjeti na slici 29.



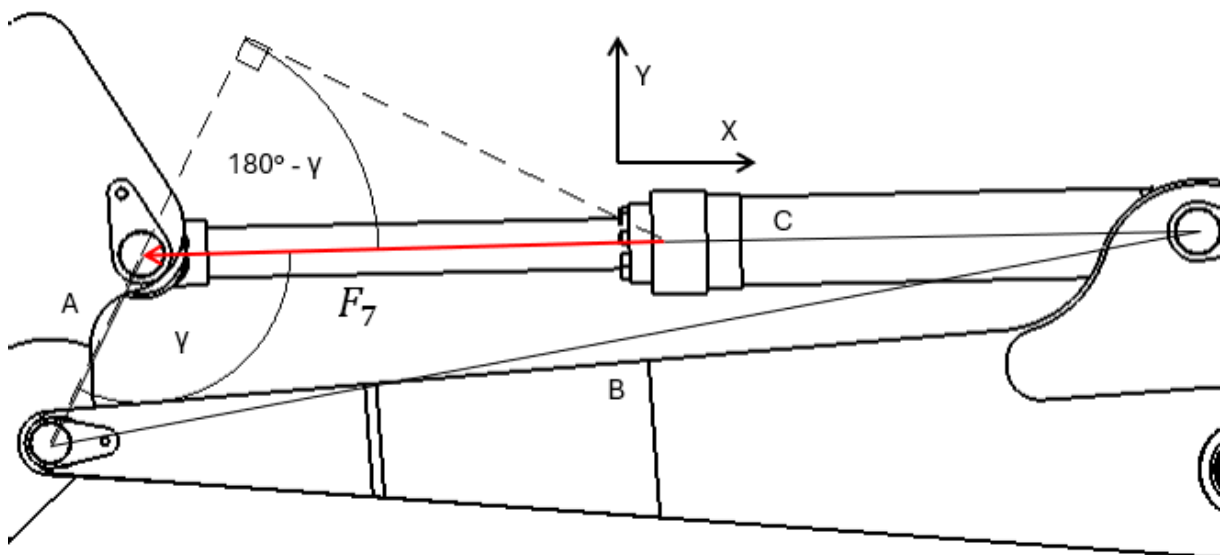
Slika 29 Ilustracija najpovoljnijeg položaja [10]

3.4.3. Položaj držača lopate pri najvećoj sili kopanja lopatom (F_B)

Analogno logici iz poglavlja 3.5.2. potrebno je odrediti cijelo polje djelovanja sile na vrh lopate u ovisnosti o zakretu držača lopate oko svoje osi. U ovisnosti o zakretu maksimalna sila na vrhu lopate će se mijenjati. Kao kritična točka uzeti će se ona u kojoj se na lopati ostvaruje najveća sila, tj točan razmak između točaka 6 i 7 kada bi na vrh noža primjenjivali konstantnu silu otpora kopanja, sila u cilindru bi se mijenjala te bi se položaj u kojem je sila na cilindar najmanja uzeo kao kritičan. Prilikom određivanja položaja u kojem se nalazi cilindar za zakretanje držača lopate položaj za zakretanje same lopate biti će postavljen u vlastiti kritični položaj tj razmak između točki 8 i 9 je 2030 mm prema slici 29.



Slika 30 Prijenos sile sa cilindra za zakretanje držača lopate na iskopnu lopatu [10]



Slika 31 Prijenos sile sa cilindra na držač lopate [10]

Prema slikama 30 i 31 se zaključuje da sila F_7 uzrokuje moment oko točke 2 te da se opire sili F_B . Sila F_7 ovisi o položaju radnog uređaja. U trokutu ABC stranica trokuta A je fiksna dok je stranica trokuta B dužina hidrauličkog cilindra te ovisi o položaju u kojem je cilindar. Dužina stranice C je također konstantna. O promjeni dužine B ovisi kut γ te se u ovisnosti o kutu γ mijenja iznos sile na cilindru F_7 .

$$\sum M_2 = 0$$

$$-F_B \cdot B + F_7 \cdot A = 0 \quad (37)$$

$$F_7 = \frac{F_B \cdot B}{A} \quad (38)$$

$$B = 3550 \text{ mm}$$

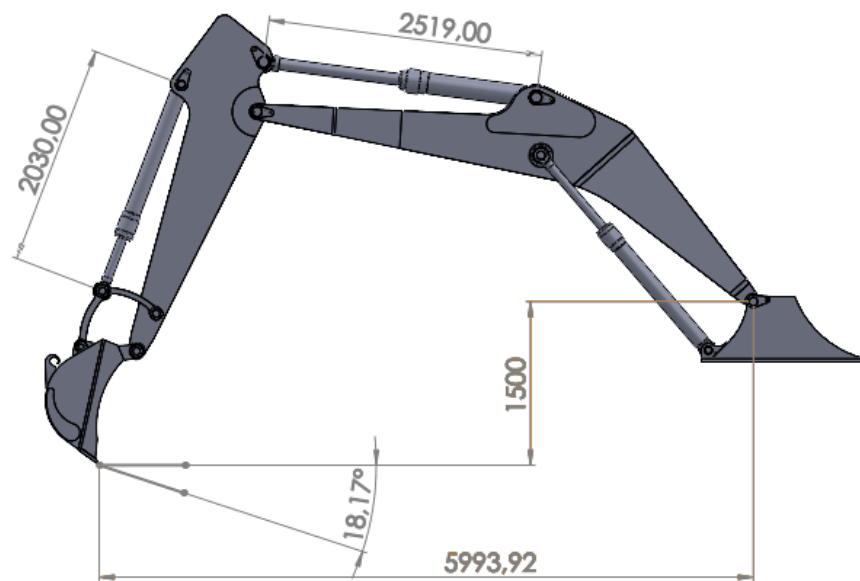
$$A = 460 \text{ mm}$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left(\frac{A^2 + B^2 - C^2}{2AB} \right) - \text{kut izveden pomoću kosinusovog poučka} \quad (39)$$

$$F_7 = \frac{F_{7-o}}{|\cos(180^\circ - \gamma)|} \quad (40)$$

$$F_{11} = \frac{F_B \cdot 3550}{|\cos(180^\circ - \gamma)| \cdot 460} \quad (41)$$

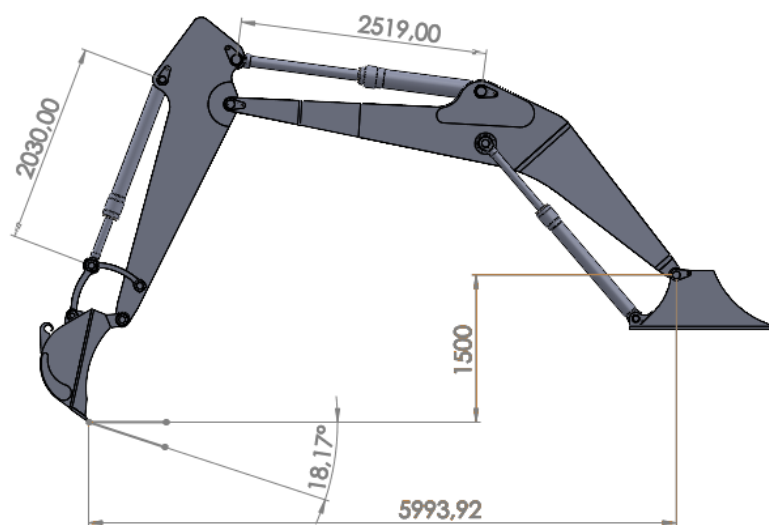
Najpovoljniji položaj određen je pomoću excel tablice te je najpovoljniji položaj u kojem se nalazi lopata u točki u kojoj je razmak između točki 6. i 7. 2519 mm, najpovoljniji položaj može se vidjeti na slici 32.



Slika 32 prikaz najpovoljnijeg položaja [10]

3.5. Statički proračun radnog uređaja u kritičnom položaju-prilikom iskopa

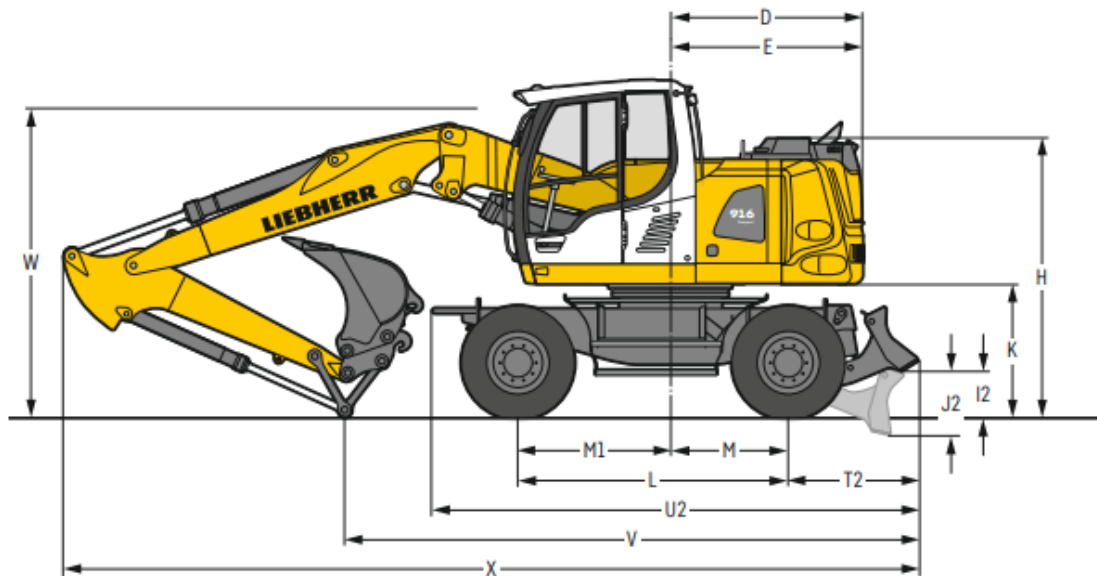
Radni uređaj će se proračunati na statičko opterećenje u kritičnom položaju. Kritični položaj je definiran u prethodnom poglavlju. Cilindar za zakretanje iskopne lopate mora biti u položaju da se ostvari najveća sila F_B , cilindar za zakretanje držača lopate mora biti u položaju da se ostvari najveća sila F_S , a cilindri grane u položaju da vrh lopate dotiče podlogu za kojoj se nalazi bager (definirano prema ISO 6015). Na slici 33. se nalazi radni uređaj bagera u definiranoj kritičnoj točki.



Slika 33 Najpovoljniji položaj radnog uređaja bagera [10]

3.5.1. Provjera stabilnosti bagera u kritičnom položaju radnog uređaja

Prilikom iskopa u kritičnom položaju vrh noža je okrenut prema zemlji pod kutem $18,17^\circ$ te pod određenom silom može doći do odizanja prednje osovine od podloge. Ukoliko bi došlo do toga maksimalna sila se ne bi mogla prenijeti na podlogu te ova točka ne bi bila kritična. Za težište bagera uzeti će se točka u kojoj se gornji postroj preko ležaja okreće oko donjeg postroja.



Slika 34 Transportni položaj kotačnog bagera [4]

Na slici 34 prikazan je transportni položaj kotačnog bagera, kao težište će se uzeti udaljenost od zadnje osovine M_1 . Druga sila koja odize bagar je definirana položajem na slici 33. te se tom položaju dodaje dužina M_1 . Te dvije sile rade moment oko zadnjeg mosta bagera.

$$F_{B-y} = F_B \cdot \sin(\alpha) = 85,1 \cdot \sin(18,17^\circ) = 26,54 \text{ kN} - \text{sila noža u smjeru} \quad (42)$$

podloge

$$M_1 = 1440 \text{ mm} - \text{udaljenost težišta bagera od zadnje osovine}$$

$$N = 5994 \text{ mm} - \text{udaljenost vrha noža od težišta}$$

$$L_Z = M_1 + N - \text{udaljenost vrha noža od zadnje osovine} \quad (43)$$

$$L_Z = 1440 + 5994 = 7434 \text{ mm} \quad (44)$$

$$F_T = 160 \text{ kN} - \text{težina bagera}$$

$$\sum M_Z < 0$$

$$F_{B-y} \cdot L_Z - F_T \cdot M_1 < 0 \quad (45)$$

$$F_{B-y} \cdot L_Z < F_T \cdot M_1 \quad (46)$$

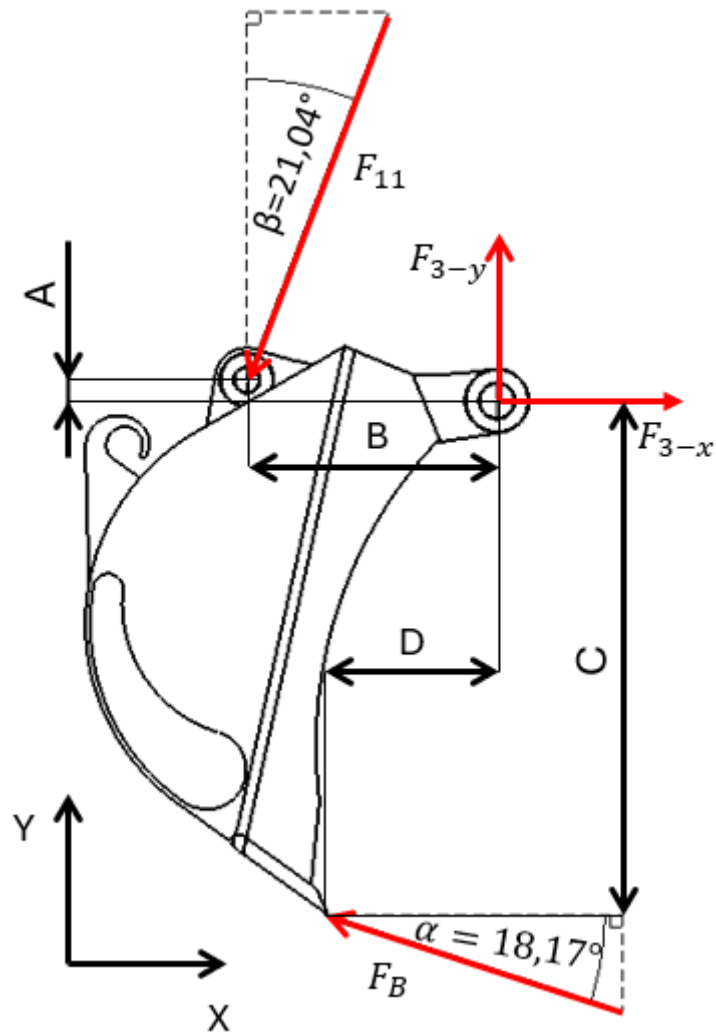
$$26540 \cdot 7434 < 160000 \cdot 1440 \quad (47)$$

$$197 \text{ kNm} < 230 \text{ kNm} \quad (48)$$

Iz jednadžbe se vidi kako je uvjet stabilnosti zadovoljen te kako točka bagera na slici 34 uistinu je kritična jer bager može svu silu prenijeti na podlogu.

3.5.2. Statičko opterećenje iskopne lopate

Pošto je u poglavlju 3.6.1. dokazano da pretpostavljena točka zaista može biti kritična u ovom je poglavlju proveden statički proračun cijele konstrukcije. Na slici 35. se vidi djelovanje kopanja F_B sila na iskopnu lopatu.



Slika 35 Djelovanje sila na iskopnu lopatu [10]

Očitano sa slike 35.:

$F_B = 85,1 \text{ kN}$ - sila kopanja lopatom

$A = 42,38 \text{ mm}$

$B = 508,24 \text{ mm}$

$C = 1054,14 \text{ mm}$

$D = 343,03 \text{ mm}$

$\alpha = 18,17^\circ$

$$\beta = 21,04^\circ$$

Slijedi:

$$F_{B-x} = F_B \cdot \cos \alpha = 85,1 \cdot \cos 18,17^\circ = 80,86 \text{ kN} \quad (49)$$

$$F_{B-y} = F_B \cdot \sin \alpha = 85,1 \cdot \sin 18,17^\circ = 26,54 \text{ kN} \quad (50)$$

$$F_B = \frac{F_{B-x}}{\cos \alpha} = \frac{F_{B-y}}{\sin \alpha} \quad (51)$$

$$F_{11-x} = F_{11} \cdot \sin \beta \quad (52)$$

$$F_{11-y} = F_{11} \cdot \cos \beta \quad (53)$$

$$F_{11} = \frac{F_{11-x}}{\sin \beta} = \frac{F_{11-y}}{\cos \beta} \quad (54)$$

$$F_{11-x} = F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (55)$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$-F_{B-x} \cdot C - F_{B-y} \cdot D + F_{11-x} \cdot A + F_{11-y} \cdot B = 0 \quad (56)$$

$$-F_{B-x} \cdot 1045,14 - F_{B-y} \cdot 343,03 + F_{11-x} \cdot 42,38 + F_{11-y} \cdot 508,24 = 0 \quad (57)$$

$$F_{11-y} \cdot 508,24 + F_{11-x} \cdot 42,38 = F_{B-x} \cdot 1045,14 + F_{B-y} \cdot 343,03 \quad (58)$$

$$F_{11-y} \cdot 508,24 + F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot 42,38 = F_{B-x} \cdot 1045,14 + F_{B-y} \cdot 343,03 \quad (59)$$

$$F_{11-y} (508,24 + \operatorname{tg} \beta \cdot 42,38) = F_{B-x} \cdot 1045,14 + F_{B-y} \cdot 343,03 \quad (60)$$

$$F_{11-y} = \frac{F_{B-x} \cdot 1045,14 + F_{B-y} \cdot 343,03}{508,24 + \operatorname{tg} \beta \cdot 42,38} \quad (61)$$

$$F_{11-y} = \frac{80,86 \cdot 1045,14 + 26,54 \cdot 343,03}{508,24 + \operatorname{tg} 21,04^\circ \cdot 42,38} = 178,46 \text{ kN} \quad (62)$$

$$F_{11} = \frac{F_{11-y}}{\cos \beta} = \frac{178,46}{\cos 21,04^\circ} = 191,22 \text{ kN} \quad (63)$$

$$F_{11-x} = F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \beta = 178,46 \cdot \operatorname{tg} 21,04^\circ = 68,65 \text{ kN} \quad (64)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{B-x} + F_{3-x} - F_{11-x} = 0 \quad (65)$$

$$F_{3-x} = F_{B-x} + F_{11-x} = 80,86 + 68,65 = 149,51 \text{ kN} \quad (66)$$

$$\sum F_y = 0$$

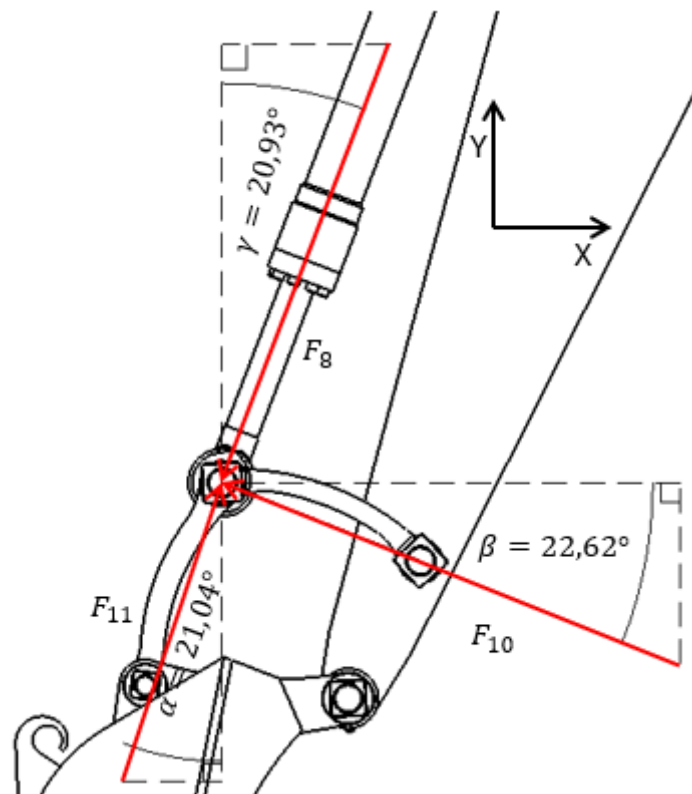
$$F_{3-y} - F_{11-y} + F_{B-y} = 0 \quad (67)$$

$$F_{3-y} = F_{11-y} - F_{B-y} = 178,46 - 26,54 = 151,92 \text{ kN} \quad (68)$$

$$F_3 = \sqrt{F_{3-x}^2 + F_{3-y}^2} = \sqrt{149,51^2 + 151,92^2} = 213,15 \text{ kN} \quad (69)$$

3.5.3. Statičko opterećenje zglobnog četverokuta

Nakon izračunate sile F_{11} kojom sila kopanja djeluje na lopatu potrebno je izračunati sile u zglobnom četverokutu. Sila F_{11} će biti korištena kao ulazna sila u daljnjem proračunu. Na slici 36. vidi se proračun sile u cilindru za zakretanje lopate.



Slika 36 Prijenos sila sa lopate na cilindar za zakretanje lopate [10]

Očitano sa slike 36:

$$\alpha = 21,04^\circ$$

$$\beta = 22,62^\circ$$

$$\gamma = 20,93^\circ$$

$$F_{11-x} = 68,65 \text{ kN}$$

$$F_{11-y} = 178,46 \text{ kN}$$

$$F_{11} = \sqrt{F_{11-x}^2 + F_{11-y}^2} = \sqrt{68,65^2 + 178,46^2} = 191,219 \text{ kN} \quad (70)$$

$$F_{8-y} = F_8 \cdot \cos \gamma \quad (71)$$

$$F_{8-x} = F_8 \cdot \sin \gamma \quad (72)$$

$$F_8 = \frac{F_{8-y}}{\cos \gamma} = \frac{F_{8-x}}{\sin \gamma} \quad (73)$$

$$F_{8-y} = F_{8-x} \cdot \cot \gamma \quad (74)$$

$$F_{10-x} = F_{10} \cdot \cos \beta \quad (75)$$

$$F_{10-y} = F_{10} \cdot \sin \beta \quad (76)$$

$$F_{10} = \frac{F_{10-x}}{\cos \beta} = \frac{F_{10-y}}{\sin \beta} \quad (77)$$

$$F_{10-x} = F_{10-y} \cdot \cot \beta \quad (78)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{8-x} - F_{10-x} + F_{11-x} = 0 \quad (79)$$

$$F_{8-x} = -F_{10-x} + F_{11-x} \quad (80)$$

$$F_{8-x} = -F_{10-y} \cdot \cot \beta + F_{11-x} \quad (81)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{8-y} - F_{11-y} - F_{10-y} = 0 \quad (82)$$

$$F_{8-y} = F_{11-y} + F_{10-y} \quad (83)$$

$$F_{10-y} = F_{8-x} \cdot \cot \gamma - F_{11-y} \quad (84)$$

$$F_{10-y} = (-F_{10-y} \cdot \cot \beta + F_{11-x}) \cdot \cot \gamma - F_{11-y} \quad (85)$$

$$F_{10-y} = -F_{10-y} \cdot \cot \beta \cdot \cot \gamma + F_{11-x} \cdot \cot \gamma - F_{11-y} \quad (86)$$

$$F_{10-y} + F_{10-y} \cdot \cot \beta \cdot \cot \gamma = F_{11-x} \cdot \cot \gamma - F_{11-y} \quad (87)$$

$$F_{10-y}(1 + \cot \beta \cdot \cot \gamma) = F_{11-x} \cdot \cot \gamma - F_{11-y} \quad (88)$$

$$F_{10-y} = \frac{F_{11-x} \cdot \cot \gamma - F_{11-y}}{1 + \cot \beta \cdot \cot \gamma} \quad (89)$$

$$F_{10-y} = \frac{68,65 \text{ kN} \cdot \cot 20,93^\circ - 178,46 \text{ kN}}{1 + \cot 22,62^\circ \cdot \cot 20,93^\circ} = 0,1422 \text{ kN} \quad (90)$$

$$F_{10-x} = F_{10-y} \cdot \cot \beta = 0,1422 \cdot \cot 22,62^\circ = 0,3413 \text{ kN} \quad (91)$$

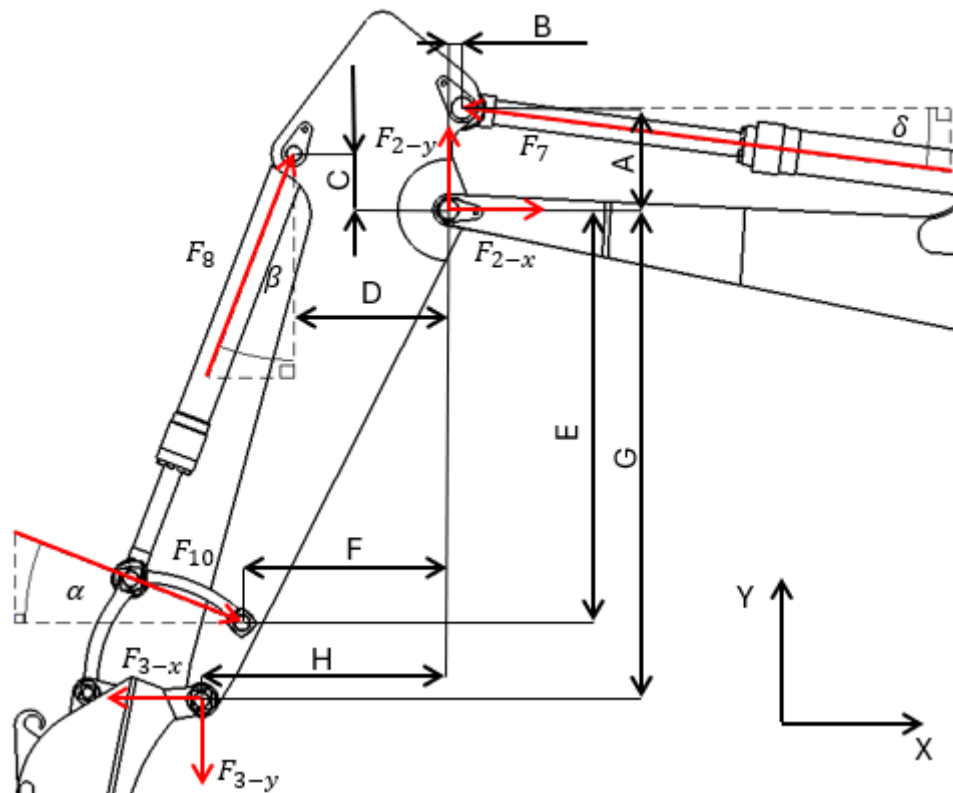
$$F_{8-x} = -F_{10-x} + F_{11-x} = -0,3413 + 68,65 = 68,31 \text{ kN} \quad (92)$$

$$F_{8-y} = F_{11-y} + F_{10-y} = 178,46 + 0,1422 = 178,6022 \text{ kN} \quad (93)$$

$$F_{cil} = F_8 = \sqrt{F_{8-x}^2 + F_{8-y}^2} = \sqrt{68,31^2 + 178,6022^2} = 191,22 \text{ kN} \quad (94)$$

3.5.4. Statičko opterećenje držača lopate

U prethodnim poglavljima su izračunate sile F_3 i F_8 koje zajedno sa silom F_7 rade moment oko točke 2. Na slici 37. se vidi položaj i smjer svih sila koje djeluju na držač iskopne lopate. Prvo će se napraviti momentna jednadžba oko točke 2 kako bi se dobila sila F_7 , a potom će se izračunati komponente sile F_2 i sama sila F_2 .



Slika 37 Raspored sila na držač lopate [10]

Očitano iz poglavlja 3.5.3.:

$$F_{3-x} = 149,51 \text{ kN}$$

$$F_{3-y} = 151,92 \text{ kN}$$

$$F_{8-x} = 68,31 \text{ kN}$$

$$F_{8-y} = 178,6 \text{ kN}$$

$$F_{10-x} = 0,3413 \text{ kN}$$

$$F_{10-y} = 0,1422 \text{ kN}$$

Očitano sa slike 37.:

$$\alpha = 22,62^\circ$$

$$\beta = 20,93^\circ$$

$$\delta = 7,44^\circ$$

$$A = 455,89 \text{ mm}$$

$$B = 60,07 \text{ mm}$$

$$C = 251,25 \text{ mm}$$

$$D = 693,47 \text{ mm}$$

$$E = 1850,57 \text{ mm}$$

$$F = 924,68 \text{ mm}$$

$$G = 2196 \text{ mm}$$

$$H = 1106,02 \text{ mm}$$

$$F_{7-x} = F_7 \cdot \cos \delta \quad (95)$$

$$F_{7-y} = F_7 \cdot \sin \delta \quad (96)$$

$$F_7 = \frac{F_{7-x}}{\cos \delta} = \frac{F_{7-y}}{\sin \delta} \quad (97)$$

$$F_{7-y} = \tan \delta \cdot F_{7-x} \quad (98)$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$F_{7-x} \cdot A + F_{7-y} \cdot B - F_{8-x} \cdot C - F_{8-y} \cdot D + F_{10-x} \cdot E + F_{10-y} \cdot F - F_{3-x} \cdot G + F_{3-y} \cdot H = 0 \quad (99)$$

$$F_{7-x} \cdot 455,89 + F_{7-y} \cdot 60,07 - F_{8-x} \cdot 251,25 - F_{8-y} \cdot 693,47 + F_{10-x} \cdot 1850,57 + F_{10-y} \cdot 924,68 - F_{3-x} \cdot 2196 + F_{3-y} \cdot 1106,02 = 0 \quad (100)$$

$$\begin{aligned} &F_{7-x} \cdot 455,89 + F_{7-y} \cdot 60,07 \\ &= F_{8-x} \cdot 251,25 + F_{8-y} \cdot 693,47 - F_{10-x} \cdot 1850,57 \\ &\quad - F_{10-y} \cdot 924,68 + F_{3-x} \cdot 2196 - F_{3-y} \cdot 1106,02 \end{aligned} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} &F_{7-x}(455,89 + \tan \delta \cdot 60,07) \\ &= F_{8-x} \cdot 251,25 + F_{8-y} \cdot 693,47 - F_{10-x} \cdot 1850,57 \\ &\quad - F_{10-y} \cdot 924,68 + F_{3-x} \cdot 2196 - F_{3-y} \cdot 1106,02 \end{aligned} \quad (102)$$

$$F_{7-x} = (F_{8-x} \cdot 251,25 + F_{8-y} \cdot 693,47 - F_{10-x} \cdot 1850,57 - F_{10-y} \cdot 924,68 + F_{3-x} \cdot 2196 - F_{3-y} \cdot 1106,02) / (455,89 + \tan \delta \cdot 60,07) \quad (103)$$

$$F_{7-x} = (68,31 \cdot 251,25 + 178,6 \cdot 693,47 - 0,3413 \cdot 1850,57 - 0,1422 \cdot 924,68 + 149,51 \cdot 2196 - 151,92 \cdot 1106,02) / (455,89 + \tan (7,44^\circ) \cdot 60,07) \quad (104)$$

$$F_{7-x} = 648,11 \text{ kN}$$

$$F_{7-y} = \tan \delta \cdot F_{7-x} = 648,11 \cdot \tan(7,44^\circ) = 84,64 \text{ kN} \quad (105)$$

$$F_{cil} = \sqrt{F_{7-x}^2 + F_{7-y}^2} = \sqrt{648,11^2 + 84,64^2} = 653,61 \text{ kN} \quad (106)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{2-x} - F_{7-x} + F_{8-x} + F_{10-x} - F_{3-x} = 0 \quad (107)$$

$$F_{2-x} = F_{7-x} - F_{8-x} - F_{10-x} + F_{3-x} \quad (108)$$

$$F_{2-x} = 648,11 - 68,31 - 0,3413 + 149,51 = 725,97 \text{ kN} \quad (109)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{2-y} + F_{7-y} + F_{8-y} - F_{10-y} - F_{3-y} = 0 \quad (110)$$

$$F_{2-y} = -F_{7-y} - F_{8-y} + F_{10-y} + F_{3-y} \quad (111)$$

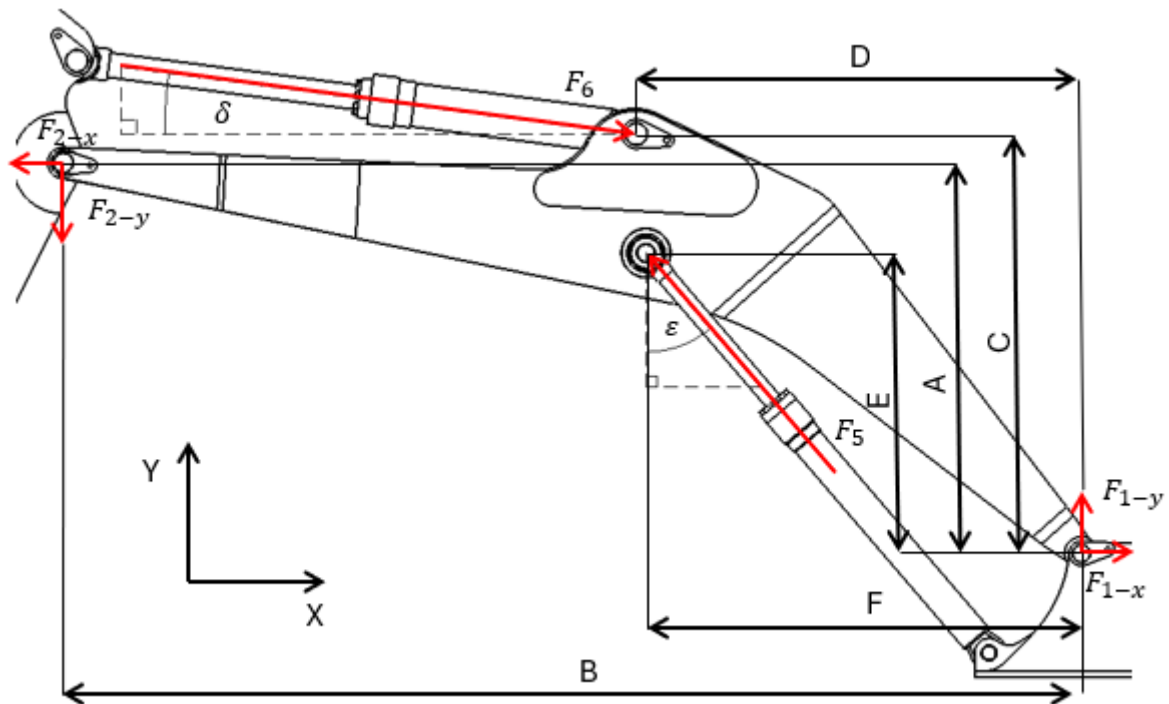
$$F_{2-y} = -84,64 - 178,6 + 0,1422 + 151,92 = -111,48 \quad (112)$$

$$F_2 = \sqrt{F_{2-x}^2 + F_{2-y}^2} = \sqrt{725,97^2 + (-111,48)^2} = 734,48 \text{ kN} \quad (113)$$

3.5.5. Statičko opterećenja grane bagera

U prethodnom poglavlju izračunate su sile u cilindru za zakretanje držača lopate te sile u točki 2 pomoću tih sila odredile su se i ostale sile na granu bagera. Djelovanje i položaj ostalih sila vidljiv je na slici 38. Pomoću sile u cilindru F_6 i komponenti sila F_2 momentnom jednačjom

u točki jedan izračunata je i sila u cilindrima grane F_5 . Nakon toga određene su komponente i sama sila F_1



Slika 38 Statičko opterećenje grane bagera prilikom iskopa [10]

Očitano iz poglavlja 3.5.4.:

$$F_{2-x} = 725,97 \text{ kN}$$

$$F_{2-y} = -111,48 \text{ kN}$$

$$F_{6-x} = 648,11 \text{ kN}$$

$$F_{6-y} = 84,64 \text{ kN}$$

Očitano sa slike 38.:

$$A = 1741,86 \text{ mm}$$

$$B = 4547 \text{ mm}$$

$$C = 1873,20 \text{ mm}$$

$$D = 1989,20 \text{ mm}$$

$$E = 1341,68 \text{ mm}$$

$$F = 1945,72 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = 40,65^\circ$$

$$F_{5-x} = F_5 \cdot \sin \varepsilon \quad (114)$$

$$F_{5-y} = F_5 \cdot \cos \varepsilon \quad (115)$$

$$F_5 = \frac{F_{5-x}}{\sin \varepsilon} = \frac{F_{5-y}}{\cos \varepsilon} \quad (116)$$

$$F_{5-x} = F_{5-y} \cdot \tan \varepsilon \quad (117)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_{2-x} \cdot 1741,86 + F_{2-y} \cdot 4547 - F_{6-x} \cdot 1873,2 + F_{6-y} \cdot 1989,20 + F_{5-x} \cdot 1341,68 - F_{5-y} \cdot 1945,72 = 0 \quad (118)$$

$$F_{5-x} \cdot 1341,68 - F_{5-y} \cdot 1945,72 = -F_{2-x} \cdot 1741,86 - F_{2-y} \cdot 4547 + F_{6-x} \cdot 1873,2 - F_{6-y} \cdot 1989,20 \quad (119)$$

$$F_{5-y} \cdot \tan \varepsilon \cdot 1341,68 - F_{5-y} \cdot 1945,72 = -F_{2-x} \cdot 1741,86 - F_{2-y} \cdot 4547 + F_{6-x} \cdot 1873,2 - F_{6-y} \cdot 1989,20 \quad (120)$$

$$F_{5-y} (\tan \varepsilon \cdot 1341,68 - 1945,72) = -F_{2-x} \cdot 1741,86 - F_{2-y} \cdot 4547 + F_{6-x} \cdot 1873,2 - F_{6-y} \cdot 1989,20 \quad (121)$$

$$F_{5-y} = \frac{-F_{2-x} \cdot 1741,86 - F_{2-y} \cdot 4547 + F_{6-x} \cdot 1873,2 - F_{6-y} \cdot 1989,20}{\tan \varepsilon \cdot 1341,68 - 1945,72} \quad (122)$$

$$F_{5-y} = (-725,97 \cdot 1741,86 - (-111,48) \cdot 4547 + 648,11 \cdot 1873,2 - 84,64 \cdot 1989,20) / (\tan 40,65^\circ \cdot 1341,68 - 1945,72) \quad (123)$$

$$F_{5-y} = -365,02 \text{ kN}$$

$$F_{5-x} = F_{5-y} \cdot \tan \varepsilon = -365,02 \cdot \tan(40,65^\circ) = -313,41 \text{ kN} \quad (124)$$

$$F_5 = \sqrt{F_{5-x}^2 + F_{5-y}^2} = \sqrt{(-365,02)^2 + (-313,41)^2} = 481,11 \text{ kN} \quad (125)$$

$$F_{\text{cil}} = \frac{F_5}{2} = \frac{481,11}{2} = 240,55 \text{ kN} \quad (126)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{1-x} + F_{6-x} - F_{2-x} - F_{5-x} = 0 \quad (127)$$

$$F_{1-x} = -F_{6-x} + F_{2-x} + F_{5-x} \quad (128)$$

$$F_{1-x} = -648,11 + 725,97 - 313,41 = -235,55 \text{ kN} \quad (129)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{1-y} - F_{6-y} - F_{2-y} + F_{5-y} = 0 \quad (130)$$

$$F_{1-y} = F_{6-y} + F_{2-y} - F_{5-y} \quad (131)$$

$$F_{1-y} = 84,64 - 111,48 - (-365,02) = 338,18 \text{ kN} \quad (132)$$

$$F_1 = \sqrt{F_{1-x}^2 + F_{1-y}^2} = \sqrt{(-235,55)^2 + 338,18^2} = 412,13 \text{ kN} \quad (133)$$

3.6. Statički proračun konstrukcije radnog uređaja-prilikom podizanja tereta

Prema tablici 3. vidljivo je da najveći moment oko prednje osovine uzrokuje opterećenje od $m_t=2800$ kg na udaljenosti $L_K=6,9$ m od težišta bagera, prilikom dizanja tereta na -1.5 m dubine. Dužina kraka se mjeri od točke u kojoj se radni uređaj spaja s gornjim postrojem bagera te se od te dužine mora oduzeti udaljenost L_1 . Dužina L_1 je udaljenost težišta od prednje osovine. Težište bagera je u točki spoja radnog uređaja sa gornjim postrojem $m_b=16000$ kg

$L_p = 1000 \text{ mm}$ - udaljenost težišta od prednje osovine

$$M_t = m_t \cdot g \cdot (L_K - L_p) - \text{moment težine tereta oko prednje osovine} \quad (134)$$

$$M_b = m_b \cdot g \cdot L_p - \text{moment težine bagera oko prednje osovine} \quad (135)$$

$$M_t = 2800 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (6,9 \text{ m} - 1 \text{ m}) = 162061 \text{ Nm} \quad (136)$$

$$M_b = 16000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1 \text{ m} = 156960 \text{ Nm} \quad (137)$$

$\sum M_o = 0$ – suma momenata oko prednje osovine bagera

$$M_t < M_b - \text{moment tereta} < \text{moment težine bagera} \quad (138)$$

$$162061,2 \text{ Nm} < 156960 \text{ Nm} \quad (139)$$

Iz ovoga uvjeta vidi se da bager ne može podići potrebnu količinu tereta na tom kraku. Ovdje je rješenje da se prilikom dizanja koristi prednja daska bagera koja daje dodatnu stabilnost prilikom dizanja. Ovdje će se momentna jednadžba raditi oko njene osi. Prednja daska je od prednje osovine u visini podloge udaljena oko $L_2=800$ mm prema slici 34.

$$L_2 = 800 \text{ mm} - \text{udaljenost prednje daske od prednje osovine} \quad (140)$$

$$M_t = m_t \cdot g \cdot (L_K - L_1 - L_2) - \text{moment težine tereta oko prednje daske} \quad (141)$$

$$M_b = m_b \cdot g \cdot (L_p + L_2) - \text{moment težine bagera oko prednje daske} \quad (142)$$

$$M_t = 2800 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (6,9 \text{ m} - 1 \text{ m} - 0,8 \text{ m}) = 140087 \text{ Nm} \quad (143)$$

$$M_b = 16000 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot (1 \text{ m} + 0,8 \text{ m}) = 282528 \text{ Nm} \quad (144)$$

$\sum M_d = 0$ - suma momenata oko prednje daske

$$M_t < M_b - \text{moment tereta} < \text{moment težine bagera} \quad (145)$$

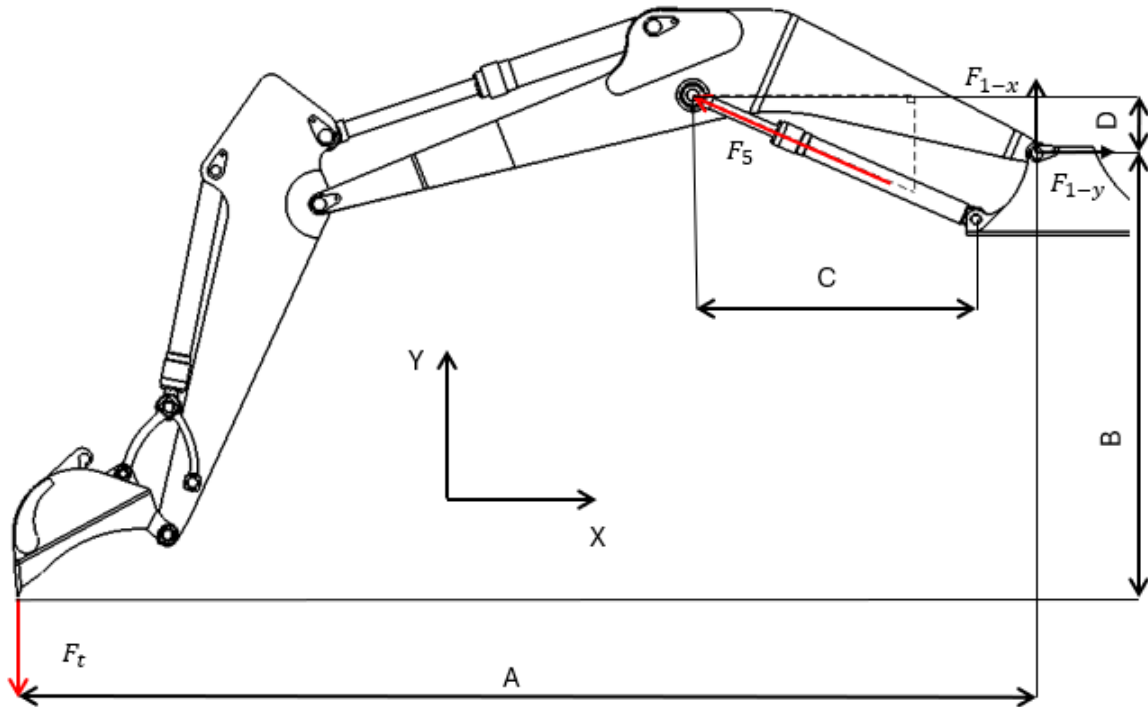
$$140087 \text{ Nm} < 282528 \text{ Nm} \quad (146)$$

$$S = \frac{282528}{140087} = 2,02 \quad (147)$$

Bager zadovoljava uvjet stabilnosti sa sigurnošću od 2,02. Sila tereta od 27,5 kN je tri puta manja od sile kopanja lopatom. Pretpostavka je da ova sila ne može biti kritična za ovaj položaj te da sile kopanja imaju puno veći utjecaj na naprezanje radnog uređaja. Prilikom proračuna sila u kritičnim točkama za kritični položaj prilikom iskopa dobile su se veoma velike sile, mogućnost dobivanja većih sila u kritičnim točkama je mala. Osim u točki 1 i 4 koje su na samom spoju radnog uređaja i gornjeg postroja te će te 2 točke biti dodatno proračunate.

3.6.1. Proračun kritičnih točki-prilikom dizanja tereta

Prema kritičnom položaju definiranom u prethodnom poglavlju, na slici 39. se nalazi geometrija radnog uređaja u tom položaju. Dizanje je ostvareno pomoću kuke koja se nalazi na iskopnoj lopati.



Slika 39 Prikaz kritične točke prilikom dizanja tereta [10]

Vrijednosti očitane sa slike 39:

$$A = 6900 \text{ mm}$$

$$B = 3000 \text{ mm}$$

$$C = 394 \text{ mm}$$

$$D = 2330 \text{ mm}$$

$$F_t = 27,5 \text{ kN}$$

$$\mu = 23,61^\circ$$

$$F_{5-x} = F_5 \cdot \cos \mu \quad (148)$$

$$F_{5-y} = F_5 \cdot \sin \mu \quad (149)$$

$$F_5 = \frac{F_{5-x}}{\cos \mu} = \frac{F_{5-y}}{\sin \mu} \quad (150)$$

$$F_{5-y} = F_{5-x} \cdot \tan \mu \quad (151)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_t \cdot A + F_{5-x} \cdot C - F_{5-y} \cdot D = 0$$

$$F_t \cdot 6900 + F_{5-x} \cdot 393,90 - F_{5-y} \cdot 2330,15 = 0 \quad (152)$$

$$F_{5-y} \cdot 2330,15 - F_{5-x} \cdot 393,90 = F_t \cdot 6900 \quad (153)$$

$$F_{5-x} \cdot \tan \mu \cdot 2330,15 - F_{5-x} \cdot 393,90 = F_t \cdot 6900 \quad (154)$$

$$F_{5-x}(\tan \mu \cdot 2330,15 - 393,90) = F_t \cdot 6900 \quad (155)$$

$$F_{5-x} = \frac{F_t \cdot 6900}{\tan \mu \cdot 2330,15 - 393,90} \quad (156)$$

$$F_{5-x} = \frac{27500 \cdot 6900}{\tan(23,61^\circ) \cdot 2330,15 - 393,90} \quad (157)$$

$$F_{5-x} = 303793 \text{ N} = 304 \text{ kN}$$

$$F_{5-y} = F_{5-x} \cdot \tan \mu = 304 \cdot \tan(23,61^\circ) \quad (158)$$

$$F_{5-y} = 132787 = 133 \text{ kN}$$

$$F_{cil} = F_5 = \sqrt{F_{5-x}^2 + F_{5-y}^2} = \sqrt{(304)^2 + (133)^2} = 332 \text{ kN} \quad (159)$$

Sile u točki 4 su jednake silama u točki 5 - sile u cilindru.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{1-x} = F_{5-x} = 304 \text{ kN} \quad (160)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{1-y} = F_t + F_{5-y} = 27,5 + 133 = 160,5 \text{ kN} \quad (161)$$

$$F_1 = \sqrt{F_{1-x}^2 + F_{1-y}^2} = \sqrt{(304)^2 + (160,5)^2} = 344 \text{ kN} \quad (162)$$

Vidljivo je da su sile nešto manje nego prilikom iskopa. Može se zaključiti da je prilikom iskopa uređaj podvrgnut većim silama te da ovaj položaj nije kritičan!

3.7. Odabir hidrauličkih cilindara radnog stroja

3.7.1. Odabir cilindra za zakretanje iskopne lopate

Držać lopate i lopata su povezani cilindrom koji zakreće lopatu oko vrha držača lopate pomoću mehanizma koji se naziva zglojni četverokut. Dimenzija cilindra ovisiti će o sili kopanja F_B (eng. *Bucket force/Digging force*) koja predstavlja maksimalnu radijalnu silu na rubu lopate. Sila kopanja F_B određena je u poglavlju 2.4. te iznosi:

$$F_B = 85,1 \text{ kN} - \text{sila kopanja lopatom}$$

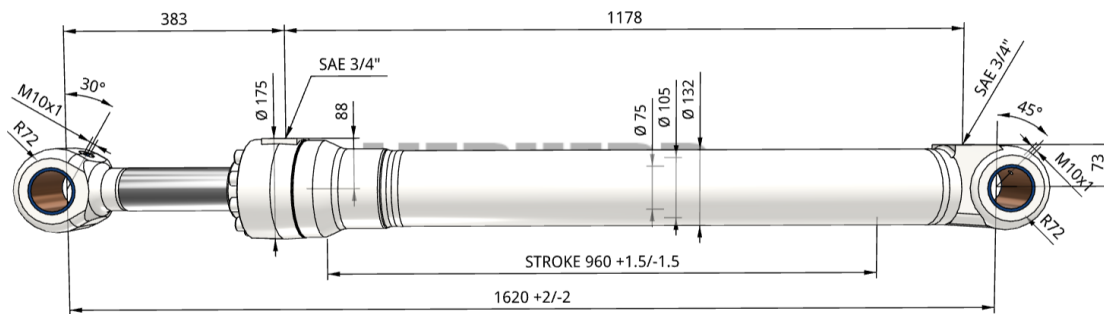
Potreban hod cilindra: 960 mm

Iz proračuna u poglavlju 3.6.3. uzima se sila kojom cilindar djeluje na cilindar prilikom iskopa. Sila na cilindru treba biti jednaka sili F_B izračunatoj u poglavlju 3.6.3. te će se prema njoj odabrati potreban promjer cilindra za iskop.

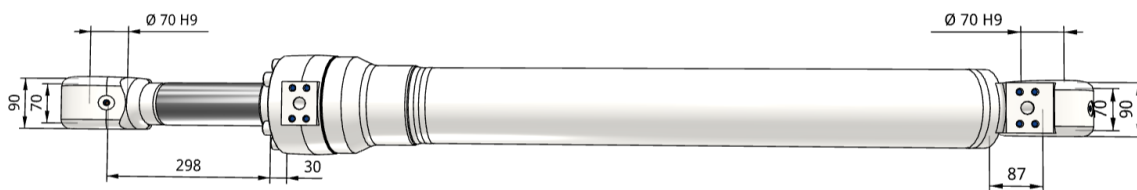
$$F_{cil} = \frac{D_B^2 \cdot \pi}{4} \cdot p \quad (163)$$

$$D_B = \sqrt{\frac{F_{cil} \cdot 4}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{191220 \cdot 4}{35 \cdot \pi \cdot 10^6}} = 83 \text{ mm} \quad (164)$$

Odabran je unutarnji promjer cilindra od 105 mm, zbog toga što manji cilindar ne zadovoljava proračun izvijanja, te ih proizvođač ne nudi. Ostale dimenzije cilindra odabrane su prema dimenziji unutarnjeg promjera cilindra. One su odabrane prema *online* konfiguratoru proizvođača *Liebherr* [8] i ilustrirane na slikama 40. i 41.



Slika 40 Prikaz cilindra za zakretanje lopate u nacrtu [9]



Slika 41 Prikaz cilindra za zakretanje lopate u tlocrtu [9]

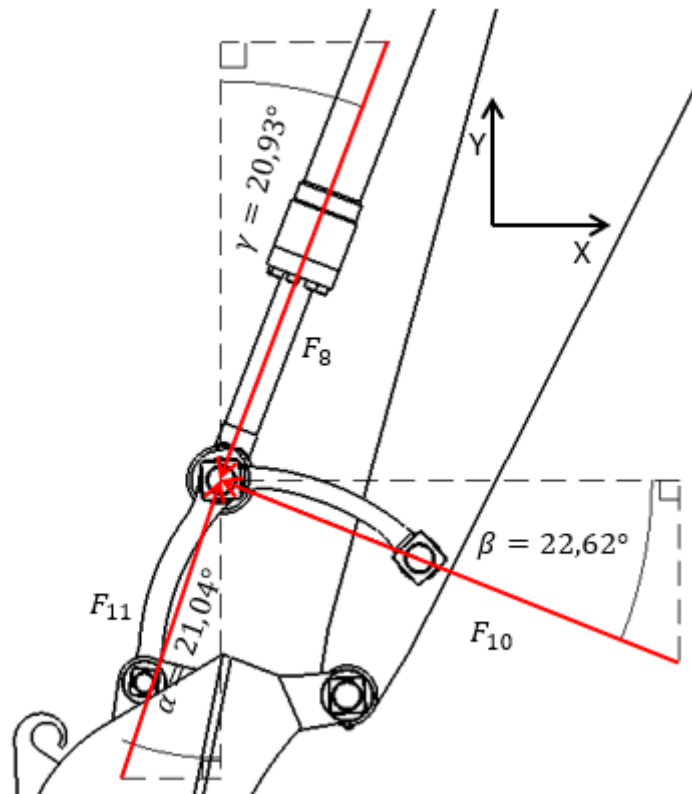
$$F_{cil} = \frac{D_B^2 \cdot \pi}{4} \cdot p = \frac{0,105^2 \cdot \pi}{4} \cdot 35 \cdot 10^6 = 303 \text{ kN} \quad (165)$$

$F_{cil} = 303 \text{ kN}$ – maksimalna sila na cilindru za zakretanje lopate

Sila kojom ovaj cilindar djeluje na vrh noža je prevelika, primjera radi u poglavlju 3.8.2. proveden je proračun „unatrag“ gdje je izračunata maksimalna sila koju radni uređaj može ostvariti na vrhu noža pomoću cilindra za zakretanje iskopne lopate unutarnjeg promjera 105 mm.

3.7.2. Povratni proračun sile u vrh noža pod djelovanjem cilindra unutarnjeg promjera 105 mm

Prilikom odabira cilindra za zakretanje iskopne lopate u poglavlju 3.8.1. došlo se do zaključka da je odabran cilindar većeg promjera nego što je potrebno, zbog velikog hoda cilindra. Zbog toga se radi povratni proračun kako bi se utvrdilo kojom bi maksimalnom iskopnom silom mogao djelovati bager. Na slici 42. je prikazana ilustracija djelovanja sile cilindra na zglobni četverokut.



Slika 42 Ilustracija djelovanja sile cilindra na zglobni četverokut [10]

Očitano sa slike 42.:

$$\alpha = 21,04^\circ$$

$$\beta = 22,62^\circ$$

$$\gamma = 20,93^\circ$$

$$F_{8-y} = F_8 \cdot \cos \gamma = 303,0 \cdot \cos 20,93^\circ = 283 \text{ kN} \quad (166)$$

$$F_{8-x} = F_8 \cdot \sin \gamma = 303,0 \cdot \sin 20,93^\circ = 108,24 \text{ kN} \quad (167)$$

$$F_{11-x} = F_{11} \cdot \sin \alpha \quad (168)$$

$$F_{11-y} = F_{11} \cdot \cos \alpha \quad (169)$$

$$F_{11} = \frac{F_{11-x}}{\sin \alpha} = \frac{F_{11-y}}{\cos \alpha} \quad (170)$$

$$F_{11-y} = F_{11-x} \cdot \arctan \alpha \quad (171)$$

$$F_{10-x} = F_{10} \cdot \cos \beta \quad (172)$$

$$F_{10-y} = F_{10} \cdot \sin \beta \quad (173)$$

$$F_{10} = \frac{F_{10-x}}{\cos \beta} = \frac{F_{10-y}}{\sin \beta} \quad (174)$$

$$F_{10-x} = F_{10-y} \cdot \arctan \beta \quad (175)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{8-x} - F_{10-x} + F_{11-x} = 0 \quad (176)$$

$$F_{11-x} = F_{8-x} + F_{10-y} \cdot \arctan \beta \quad (177)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{8-y} + F_{11-y} + F_{10-y} = 0 \quad (178)$$

$$F_{10-y} = -F_{8-y} + F_{11-x} \cdot \arctan \alpha \quad (179)$$

$$F_{10-y} = -F_{8-y} + (F_{8-x} + F_{10-y} \cdot \arctan \beta) \cdot \arctan \alpha \quad (180)$$

$$F_{10-y} = -F_{8-y} + F_{8-x} \cdot \arctan \alpha + F_{10-y} \cdot \arctan \beta \cdot \arctan \alpha \quad (181)$$

$$F_{10-y} - F_{10-y} \cdot \arctan \beta \cdot \arctan \alpha = -F_{8-y} + F_{8-x} \cdot \arctan \alpha \quad (182)$$

$$F_{10-y}(1 - \arctan \beta \cdot \arctan \alpha) = -F_{8-y} + F_{8-x} \cdot \arctan \alpha \quad (183)$$

$$F_{10-y} = \frac{-F_{8-y} + F_{8-x} \cdot \arctan \alpha}{1 - \arctan \beta \cdot \arctan \alpha} \quad (184)$$

$$F_{10-y} = \frac{-283 + 108,24 \cdot \arctan 21,04^\circ}{1 - \arctan 22,62^\circ \cdot \arctan 21,04^\circ} = 0,3217 \text{ kN} \quad (185)$$

$$F_{10-x} = F_{10-y} \cdot \arctan \beta \quad (186)$$

$$F_{p-x} = 0,3217 \cdot \arctan 22,92^\circ = 0,7718 \text{ kN} \quad (187)$$

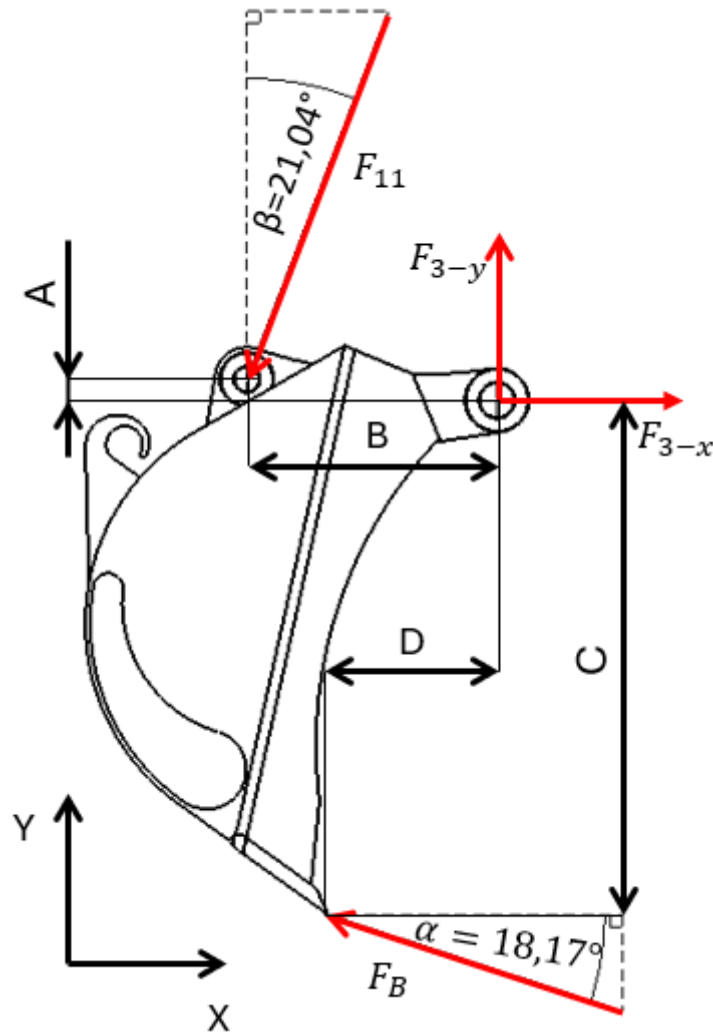
$$F_{11-x} = F_{8-x} + F_{10-y} \cdot \arctan \beta \quad (188)$$

$$F_{11-x} = 108,24 + 0,3217 \cdot \arctan 22,92 = 108,6 \text{ kN} \quad (189)$$

$$F_{11-y} = F_{11-x} \cdot \arctan \alpha \quad (190)$$

$$F_{11-y} = 108,6 \cdot \arctan 21,04^\circ = 282,36 \text{ kN} \quad (191)$$

Na slici 43. vidi se djelovanje sile F_{11} na lopatu te prijenos sile do vrha lopate.



Slika 43 Djelovanje sile na konstrukciju lopate [10]

Očitano sa slike 43.:

$F_B = 85,1 \text{ kN}$ – minimalna potrebna sila kopanja lopatom

$$\alpha = 21,04^\circ$$

$$F_{11-x} = F_{11} \cdot \sin \alpha \quad (192)$$

$$F_{11-y} = F_{11} \cdot \cos \alpha \quad (193)$$

$$F_{11} = \frac{F_{11-x}}{\sin \alpha} = \frac{F_{11-y}}{\cos \alpha} \quad (194)$$

$$F_{11-x} = F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (195)$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$-F_B \cdot 1100 + F_{11-x} \cdot 42,38 + F_{11-y} \cdot 508,24 = 0 \quad (196)$$

$$-F_B \cdot 1100 + F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 42,38 + F_{11-y} \cdot 508,24 = 0 \quad (197)$$

$$F_B = \frac{F_{11-y} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 42,38 + F_{11-y} \cdot 508,24}{1100} \quad (198)$$

$$F_B = \frac{282,36 \cdot \operatorname{tg} 21,04 \cdot 42,38 + 282,36 \cdot 508,24}{1100} = 134,65 \text{ kN} \quad (199)$$

Izračunata sila kopanja lopatom je veća od tražene te odgovara cilindru za zakretanje lopate promjera 105 mm. Ukoliko bi uzeli cilindar promjera klipa 90 mm, on bi zadovoljio potrebnu silu kopanja dubinskom lopatom. Sila $F_B = 134,65 \text{ kN}$ je 58,2% veća od tražene. Te bi se sila mogla smanjiti sensorima tlaka sustava koji bi elektroničkim putem ograničili tlak u sustavu ili pretlačnim ventilom koji bi bio namješten na tlak kojim se ostvaruje sila kopanja od $F_B=85,1 \text{ kN}$.

3.7.3. Odabir cilindra za zakretanje držača lopate

Princip dimenzioniranja cilindra za držač lopate je jednaka kao i kod cilindra lopate te se dimenzionira prema najvećoj sili na kraju lopate. Ta sila je maksimalna radijalna sila na kraju lopate uslijed sile cilindra držača lopate. U ovome slučaju to ne ovisi o (eng. *Arm force, Stick force*) F_S , već o silama koje djeluju na ostatak radnog uređaja pod djelovanjem sile F_B (eng. *Bucket force/Digging force*). Sila $F_S = 64,5 \text{ kN}$ je specifična za tvornički radni uređaj, te je ona u ovisnosti o sili F_B te kritičnom položaju. Za dizajnirani radni uređaj kritični položaj je drukčiji a tako i omjer sila F_B i F_S . Ukoliko su sile prevelike moguće ih je regulirati elektronski pomoću senzora tlaka u sustavu ili mehanički putem pretlačnih ventila. U poglavlju 3.6.4. određena je sila u cilindru za zakretanje lopate prema silama na slici 32.

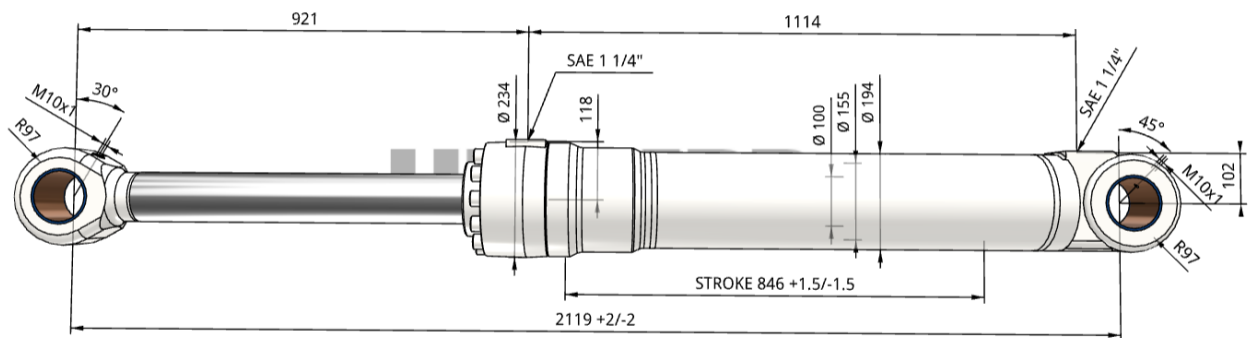
$$F_{\text{cil}} = 653,61 \text{ kN}$$

$$F_{\text{cil}} = \frac{D_B^2 \cdot \pi}{4} \cdot p \quad (200)$$

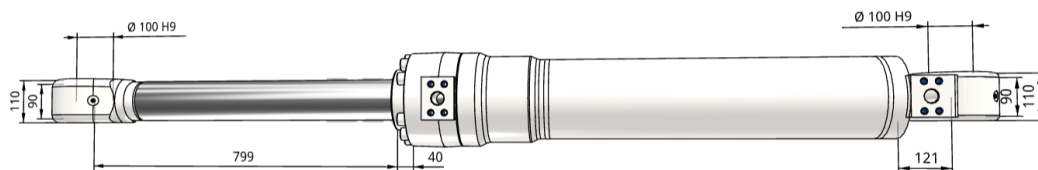
$$D_B = \sqrt{\frac{F_{\text{cil}} \cdot 4}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{653610 \cdot 4}{35 \cdot \pi \cdot 10^6}} = 154 \text{ mm} \quad (201)$$

Potreban hod cilindra je 846 mm.

Potrebni presjek cilindra je 155 mm što je neznatno veće te radi neznatno veću silu. Ovdje se nije radio povratni proračun kao u poglavlju 3.7.2. Ovdje je pretpostavka da bi radni uređaj trebao moći podnijeti silu zbog uračunate sigurnosti u daljnjem proračunu. Odabrani cilindar vidi se na slikama 44 i 45.



Slika 44 Prikaz cilindra za zakretanje držača lopate u nacrtu [9]



Slika 45 Prikaz cilindra za zakretanje držača lopate u tlocrtu [9]

3.7.4. Odabir cilindra za zakretanje grane bagera

Sile u cilindrima za zakretanje grane bagera određene su pomoću 2 kritične točke. Kritična točka prilikom iskopa te kritična točka prilikom dizanja tereta. Kao i na druge cilindre na njih djeluje sila u 2 smjera. Te u ovisnosti o silama potrebno je orijentirati cilindre. Sila prilikom iskopa materijala određena je u poglavlju 3.6.5. na slici 33, a sila prilikom dizanja tereta određena je u poglavlju 3.7.1. na slici 34.

$$F_{\text{kop}} = 240,55 \text{ kN}$$

$$F_{\text{diz}} = 332 \text{ kN}$$

Sila na cilindre prilikom kopanja djeluju u suprotnom smjeru od sila prilikom dizanja. Sila prilikom dizanja je veća te djeluje tlačno na cilindre. cilindar mora biti orijentiran na način da tlak ulja djeluje na veću površinu prilikom djelovanja veće sile u ovom slučaju sile prilikom dizanja. Hidraulički cilindar bi se trebao orijentirati na način da je cilindar vezan za gornji stroj, a klip vezan za granu bagera. Sile u pojedinom cilindru su upola manje od sila prilikom kopanja ili dizanja zbog toga što postoji po jedan cilindar s obje strane grane.

Potreban hod cilindra 1040 mm

$$F_{\text{cil-kop}} = F_{\text{kop}}/2 = 120,28 \text{ kN} - \text{sila u pojedinom cilindru prilikom} \quad (202)$$

iskopa

$$F_{\text{cil-diz}} = F_{\text{diz}}/2 = 166 \text{ kN} - \text{sila u pojedinom cilindru prilikom dizanja} \quad (203)$$

tereta

$$D_B = \sqrt{\frac{F_{\text{cil-diz}} \cdot 4}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{166000 \cdot 4}{35 \cdot \pi \cdot 10^6}} = 77 \text{ mm} \quad (204)$$

Prema katalogu odabran je cilindar promjera 115/80 mm zbog toga što je hod cilindra veoma velik i cilindar manjeg promjera ne zadovoljava proračun na izvijanje. U suprotnom smjeru površina na kojoj tlak ulja djeluje je manja te treba proračunati da li je ona dovoljna.

$$D = 115 \text{ mm} = 0,115 \text{ m}$$

$$d = 80 \text{ mm} = 0,080 \text{ m}$$

$$F_{\text{cil-kop}} = A_{\text{cil}} \cdot p \quad (205)$$

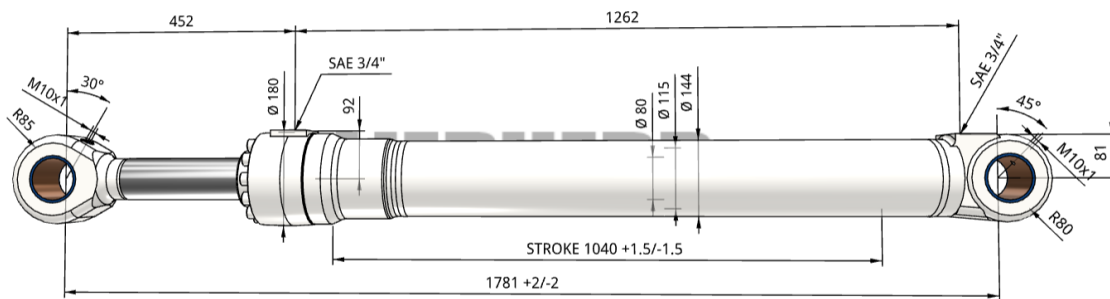
$$A_{\text{cil}} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (206)$$

$$A_{\text{cil}} > \frac{F_{\text{cil-kop}}}{p} = \frac{120280}{35 \cdot 10^6} = 0,00343 \text{ m}^2 \quad (207)$$

$$A > \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (208)$$

$$A_{\text{cil}} = \frac{0,115^2 \cdot \pi}{4} - \frac{0,080^2 \cdot \pi}{4} = 0,00536 \text{ m}^2 \quad (209)$$

Uvjet je zadovoljen te hidraulički cilindar promjera 115 mm s promjerom klipa 80 mm zadovoljava zadane sile. Odabrani cilindar nalazi se na slikama 46. i 47.



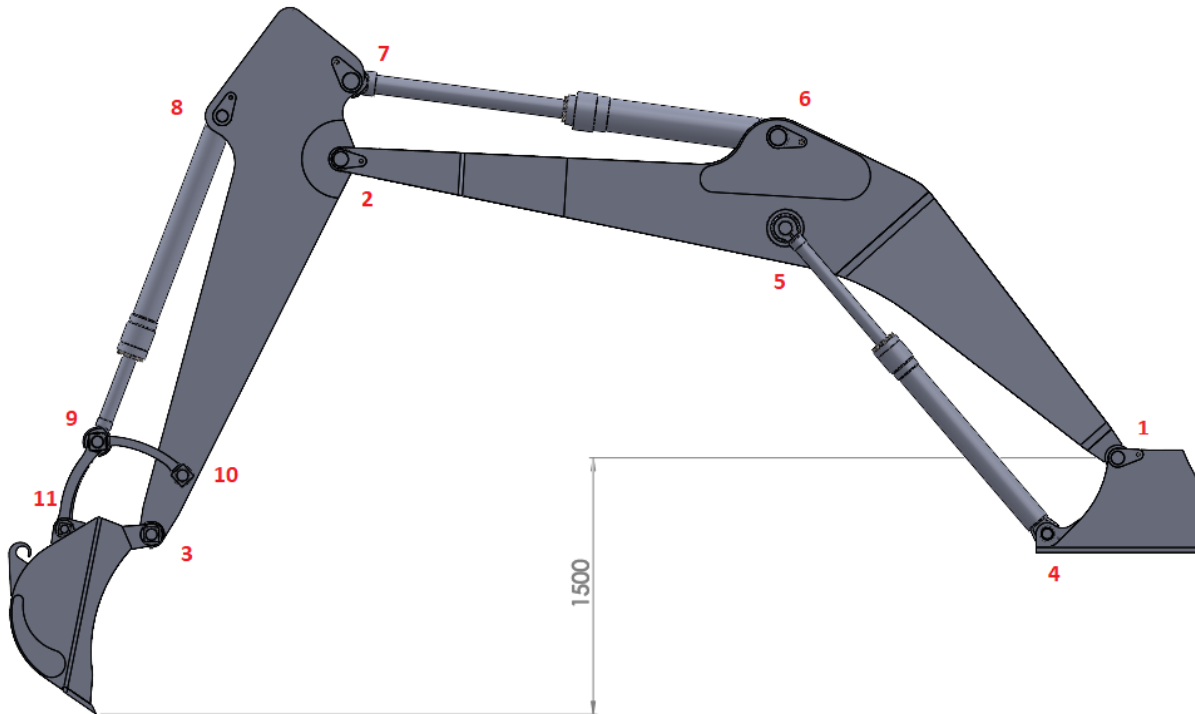
Slika 46 Prikaz cilindra za zakretanje grane bagera u nacrtu [9]



Slika 47 Prikaz cilindra za zakretanje grane bagera u tlocrtu [9]

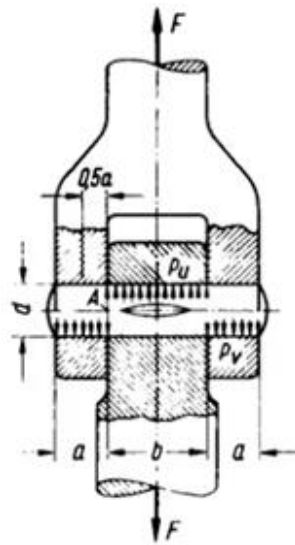
4. PRORAČUN KRITIČNIH TOČKI RADNOG UREĐAJA

Kritične točke su označene slikom 48.



Slika 48 Kritične točke radnog stroja [10]

U njima se ostvaruje zglobno gibanje radnog uređaja. Svi zglobovi su izvedeni pomoću labavih dosjeda kako bi se osiguralo rotacijsko gibanje bez prevelike zračnosti u konstrukciji. Sve dosjede je obvezno podmazivati masti koja osigurava podmazivanje pod velikim tlakovima. Svi proračuni će se provoditi prema modelu na slici 49.



Slika 49 Proračunski model zatika [11]

Svi zatici izrađeni šipki čelika za poboljšavanje:

$$\sigma_{\text{dop}} = 370 \text{ MPa} - \text{za materijal C35}$$

$$\tau_{\text{dop}} = 213 \text{ MPa} - \text{za materijal C35}$$

Točka 1:

$$F_1 = 458,5 \text{ kN}$$

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 600 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{458500}{2 \cdot 60 \cdot 80} = 47,76 \text{ MPa} \quad (210)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{458500}{600 \cdot 80} = 9,55 \text{ MPa} \quad (211)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 458500 \cdot 0,5 \cdot 60}{0,1 \cdot 80^3} = 134,33 \text{ MPa} \quad (212)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{80^2 \cdot \pi}{4} = 5026,55 \text{ mm}^2 \quad (213)$$

$$\tau_a = \frac{F_1}{2 \cdot A} = \frac{458500}{2 \cdot 5026,55} = 45,61 \text{ MPa} \quad (214)$$

Sva naprezanja u točki 1. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 2:

$$F_2 = 734,5 \text{ kN}$$

$$a = 40 \text{ mm}$$

$$b = 250 \text{ mm}$$

$$d = 90 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{734500}{2 \cdot 40 \cdot 90} = 102,01 \text{ MPa} \quad (215)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{734500}{250 \cdot 90} = 32,44 \text{ MPa} \quad (216)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 734500 \cdot 0,5 \cdot 40}{0,1 \cdot 90^3} = 100,75 \text{ MPa} \quad (217)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{90^2 \cdot \pi}{4} = 6361,73 \text{ mm}^2 \quad (218)$$

$$\tau_a = \frac{F_2}{2 \cdot A} = \frac{734500}{2 \cdot 6361,73} = 57,73 \text{ MPa} \quad (219)$$

Sva naprezanja u točki 2. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 3:

$$F_3 = 213,15 \text{ kN}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$b = 280 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{213150}{2 \cdot 70 \cdot 70} = 21,75 \text{ MPa} \quad (220)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{213150}{280 \cdot 70} = 10,88 \text{ MPa} \quad (221)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 213150 \cdot 0,5 \cdot 70}{0,1 \cdot 70^3} = 108,75 \text{ MPa} \quad (222)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot \pi}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2 \quad (223)$$

$$\tau_a = \frac{F_3}{2 \cdot A} = \frac{213150}{2 \cdot 3848,45} = 27,69 \text{ MPa} \quad (224)$$

Sva naprezanja u točki 3. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 4:

$$F_4 = F_{\text{cil}} = 456 \text{ kN}$$

$$a = 20 \text{ mm}$$

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{456000}{2 \cdot 20 \cdot 70} = 162,86 \text{ MPa} \quad (225)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{456000}{90 \cdot 70} = 72,38 \text{ MPa} \quad (226)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 456000 \cdot 0,5 \cdot 20}{0,1 \cdot 70^3} = 66,47 \text{ MPa} \quad (227)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot \pi}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2 \quad (228)$$

$$\tau_a = \frac{F_4}{2 \cdot A} = \frac{456000}{2 \cdot 3848,45} = 59,24 \text{ MPa} \quad (229)$$

Sva naprezanja u točki 4. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 5:

$$F_5 = F_{\text{cil}} = 456 \text{ kN}$$

$$a = 90 \text{ mm}$$

$$b = 160 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{456000}{2 \cdot 90 \cdot 80} = 31,67 \text{ MPa} \quad (230)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{456000}{160 \cdot 80} = 35,63 \text{ MPa} \quad (231)$$

Naprezanje na savijanje

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 456000 \cdot 0,5 \cdot 90}{0,1 \cdot 80^3} = 200,39 \text{ MPa} \quad (232)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{80^2 \cdot \pi}{4} = 5026,55 \text{ mm}^2 \quad (233)$$

$$\tau_a = \frac{F_5}{2 \cdot A} = \frac{456000}{2 \cdot 5026,55} = 45,36 \text{ MPa} \quad (234)$$

Sva naprezanja u točki 5. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 6:

$$F_6 = F_{\text{cil}} = 653,61 \text{ kN}$$

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 110 \text{ mm}$$

$$d = 100 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{653610}{2 \cdot 60 \cdot 100} = 54,47 \text{ MPa} \quad (235)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{653610}{110 \cdot 100} = 59,42 \text{ MPa} \quad (236)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 653610 \cdot 0,5 \cdot 60}{0,1 \cdot 100^3} = 98,04 \text{ MPa} \quad (237)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{100^2 \cdot \pi}{4} = 7853,98 \text{ mm}^2 \quad (238)$$

$$\tau_a = \frac{F_6}{2 \cdot A} = \frac{653610}{2 \cdot 7853,98} = 41,61 \text{ MPa} \quad (239)$$

Sva naprezanja u točki 6. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 7:

$$F_7 = F_{\text{cil}} = 653,61 \text{ kN}$$

$$a = 80 \text{ mm}$$

$$b = 110 \text{ mm}$$

$$d = 100 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{653610}{2 \cdot 80 \cdot 100} = 40,85 \text{ MPa} \quad (240)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{653610}{110 \cdot 100} = 59,42 \text{ MPa} \quad (241)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 635610 \cdot 0,5 \cdot 80}{0,1 \cdot 100^3} = 130,72 \text{ MPa} \quad (242)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{100^2 \cdot \pi}{4} = 7854 \text{ mm}^2 \quad (243)$$

$$\tau_a = \frac{F_7}{2 \cdot A} = \frac{653610}{2 \cdot 7854} = 41,61 \text{ MPa} \quad (244)$$

Sva naprezanja u točki 7. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 8:

$$F_8 = F_{\text{cil}} = 191,22 \text{ kN}$$

$$a = 60 \text{ mm}$$

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{191220}{2 \cdot 60 \cdot 70} = 22,76 \text{ MPa} \quad (245)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{191220}{90 \cdot 70} = 30,35 \text{ MPa} \quad (246)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 191220 \cdot 0,5 \cdot 60}{0,1 \cdot 70^3} = 83,62 \text{ MPa} \quad (247)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot \pi}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2 \quad (248)$$

$$\tau_a = \frac{F_8}{2 \cdot A} = \frac{191220}{2 \cdot 3848,45} = 24,84 \text{ MPa} \quad (249)$$

Sva naprezanja u točki 8. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 9:

$$F_9 = F_{\text{cil}} = 191,22 \text{ kN}$$

$$a = 85 \text{ mm}$$

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{191220}{2 \cdot 85 \cdot 70} = 16,07 \text{ MPa} \quad (250)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{191220}{90 \cdot 70} = 30,35 \text{ MPa} \quad (251)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 191220 \cdot 0,5 \cdot 85}{0,1 \cdot 70^3} = 118,47 \text{ MPa} \quad (252)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot \pi}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2 \quad (253)$$

$$\tau_a = \frac{F_9}{2 \cdot A} = \frac{191220}{2 \cdot 3848,45} = 28,84 \text{ MPa} \quad (254)$$

Sva naprezanja u točki 9. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 10:

Sila u kritičnom položaju prilikom kopanja u točki 10 je gotovo jednaka nuli. Prema tome kritični položaj prilikom kopanja nije kritičan za ovu točku. Za silu u točki 10 će se uzeti sila u cilindru za zakretanje lopate jer se sila u točki 10 mijenja u ovisnosti o položaju u cilindru. Sila se mijenja od 0 N do sile koju ne znamo, a najveća sila u cilindru je 191,22 kN te sila u točki 10 ne može biti veća od nje. Prema tome maksimalna sila u cilindru će se uzeti kao kritična.

$$F_{10} = F_{\text{cil}} = 191,22 \text{ kN}$$

$$a = 72,5 \text{ mm}$$

$$b = 260 \text{ mm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{191220}{2 \cdot 72,5 \cdot 70} = 18,84 \text{ MPa} \quad (255)$$

$$p_U = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{191220}{260 \cdot 70} = 10,51 \text{ MPa} \quad (256)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 191220 \cdot 0,5 \cdot 72,5}{0,1 \cdot 70^3} = 101,05 \text{ MPa} \quad (257)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{70^2 \cdot \pi}{4} = 3848,45 \text{ mm}^2 \quad (258)$$

$$\tau_a = \frac{F_{10}}{2 \cdot A} = \frac{191220}{2 \cdot 3848,45} = 28,84 \text{ MPa} \quad (259)$$

Sva naprezanja u točki 10. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Točka 11:

$$F_{11} = 191,219 \text{ kN}$$

$$a = 80 \text{ mm}$$

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

$$d = 50 \text{ mm}$$

Tlakovi:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{191219}{2 \cdot 80 \cdot 50} = 23,90 \text{ MPa} \quad (260)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{191219}{170 \cdot 50} = 22,50 \text{ MPa} \quad (261)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1d^3} = \frac{0,5 \cdot 191219 \cdot 0,5 \cdot 80}{0,1 \cdot 50^3} = 30,60 \text{ MPa} \quad (262)$$

Naprezanje na odrez:

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{50^2 \cdot \pi}{4} = 1963,50 \text{ mm}^2 \quad (263)$$

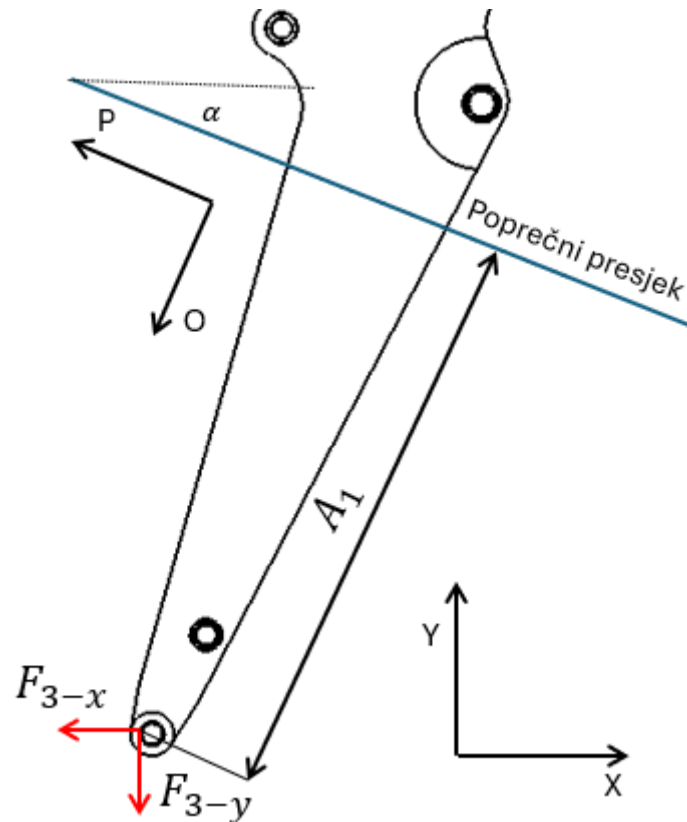
$$\tau_a = \frac{F_{11}}{2 \cdot A} = \frac{191219}{2 \cdot 1963,50} = 48,69 \text{ MPa} \quad (264)$$

Sva naprezanja u točki 11. su manja od dopuštenih uz faktor sigurnosti od 1,5.

Zaključak je da su sve točke opterećene višestruko manje od dozvoljenog kako bi se smanjilo naprezanje prilikom rada te produžio radni vijek uređaja.

4.1. Proračun poprečnog presjeka držača lopate

Poprečni presjek je odabran proizvoljno kako bi se naprezanje izračunalo analitički, a iznos usporedio sa FEA-analizom. Odabrani presjek je ilustriran na slici 50. Držać lopate je ilustriran u kritičnom položaju kovanja koji je definiran u poglavlju 3.4. Na njega djeluju komponente sile F_3 , dok su komponente sile F_{10} izuzete iz ovog proračuna zbog njihovog iznosa koji je premalen.



Slika 50 Položaj presjeka držača lopate [10]

Očitano iz poglavlja 3.5.2.:

$$F_{3-x} = 149,51 \text{ kN}$$

$$F_{3-y} = 151,92 \text{ kN}$$

Očitano sa slike 50.:

$$\alpha = 21,74^\circ$$

$$A_1 = 2000 \text{ mm}$$

Komponente sile F_3 su u globalnom koordinatnom sustavu, te ih je potrebno prebaciti u lokalni koordinatni sustav paralelan i okomit na poprečni presjek držača lopate.

$$\sum F_0 = 0$$

$$F_{3-0} = F_{3-x} \cdot \sin \alpha + F_{3-y} \cdot \cos \alpha \quad (265)$$

$$F_{3-o} = 53,38 \text{ kN} + 141,11 \text{ kN} = 194,49 \text{ kN} \quad (266)$$

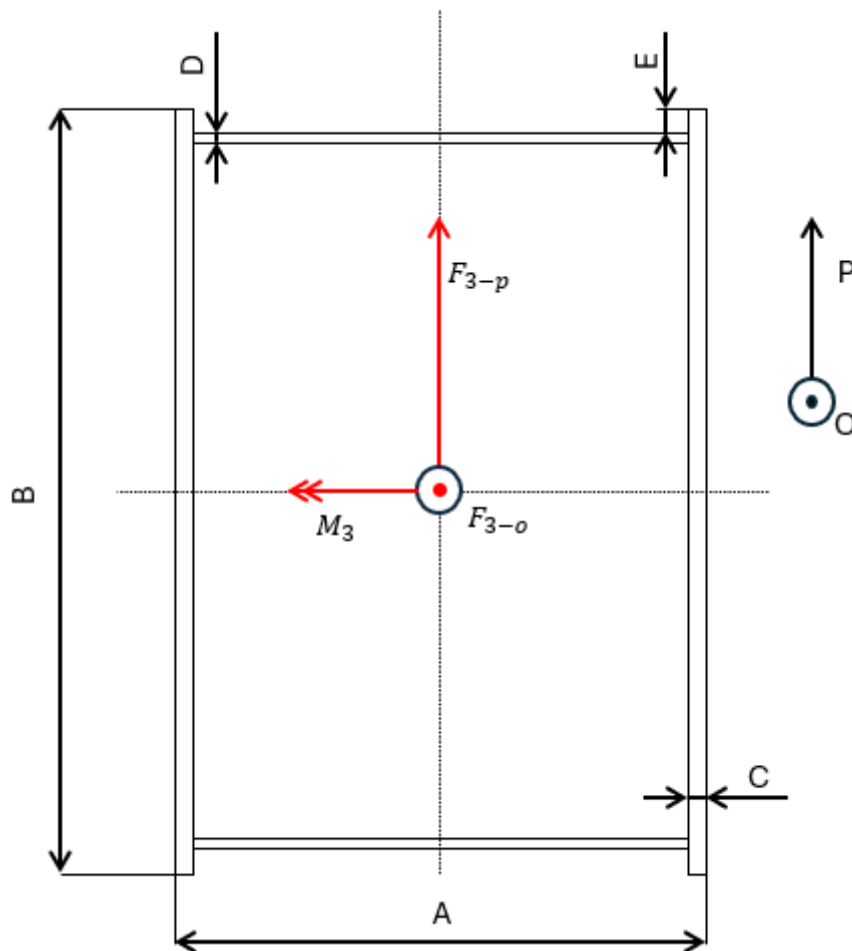
$$\sum F_p = 0$$

$$F_{3-p} = F_{3-x} \cdot \cos \alpha - F_{3-y} \cdot \sin \alpha \quad (267)$$

$$F_{3-p} = 138,88 - 56,27 = 82,61 \text{ kN} \quad (268)$$

$$M_3 = F_{3-p} \cdot A_1 = 82610 \cdot 2000 = 165220000 \text{ Nmm} \quad (269)$$

Na slici 51. nalazi se proračunski presjek držača lopate.



Slika 51 Proračunski presjek držača lopate [10]

Očitano sa slike 51:

$$A = 250 \text{ mm}$$

$$B = 588 \text{ mm}$$

$$C = 10 \text{ mm}$$

$$D = 8 \text{ mm}$$

$$E = 15 \text{ mm}$$

Proračun maksimalnog naprezanja:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{v,t} \pm \sigma_f \quad (270)$$

$$\sigma_{v,t} = \frac{F_{3-0}}{A_{\text{lim}}} \quad (271)$$

$$A_{\text{lim}} = 2 \cdot B \cdot C + 2(A - 2 \cdot C) \cdot D \quad (272)$$

$$A_{\text{lim}} = 2 \cdot 588 \cdot 10 + 2(250 - 2 \cdot 10) \cdot 8 = 15440 \text{ mm}^2 \quad (273)$$

$$\sigma_{v,t} = \frac{194490}{15440} = 12,60 \text{ MPa} \quad (274)$$

$$\sigma_f = \frac{M_3}{I} \cdot y \quad (275)$$

$$y = \frac{B}{2} = \frac{588}{2} = 294 \text{ mm} \quad (276)$$

$$I = \frac{A \cdot B^3}{12} - \frac{(A - 2 \cdot C) \cdot (B - 2 \cdot D)^3}{12} \quad (277)$$

$$I = \frac{250 \cdot 588^3}{12} - \frac{(250 - 2 \cdot 10) \cdot (588 - 2 \cdot 8)^3}{12} = 648336747 \text{ mm}^4 \quad (278)$$

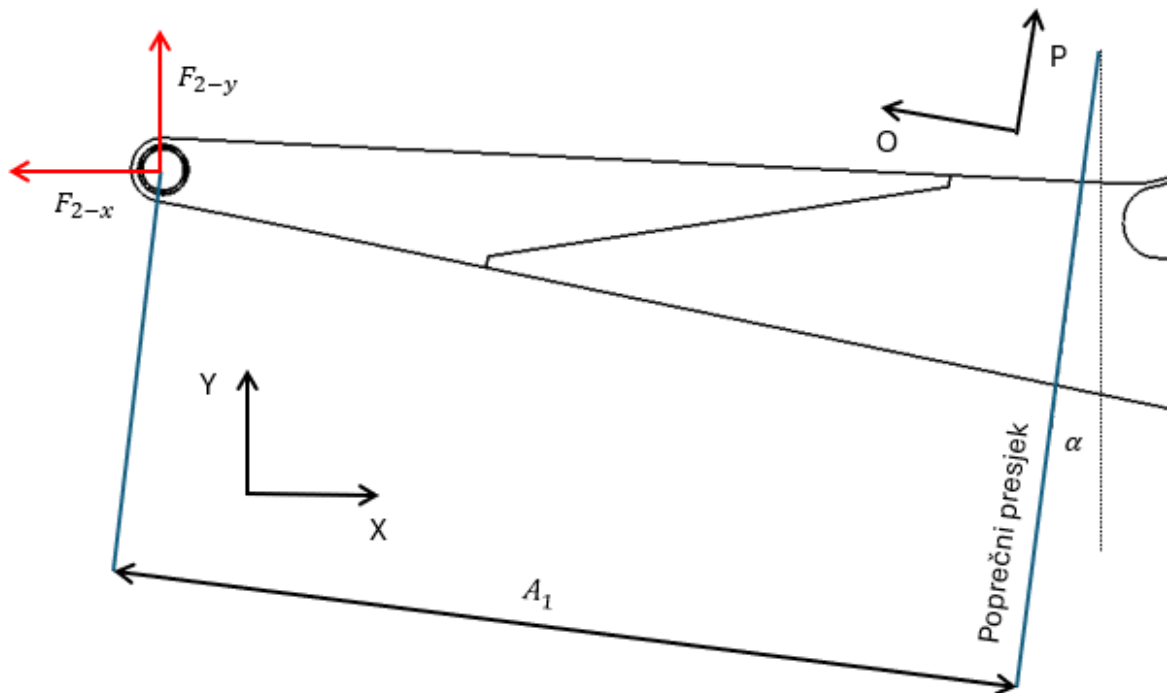
$$\sigma_f = \frac{165220000}{648336747} \cdot 294 = 74,92 \text{ MPa} \quad (279)$$

$$\sigma_{\max} = 12,60 + 74,92 = 87,52 \text{ MPa} \quad (280)$$

U presjeku držača lopate je izračunato naprezanje od 87,52 MPa.

4.2. Proračun poprečnog presjeka grane bagera

Poprečni presjek je odabran proizvoljno kako bi se naprezanje izračunalo analitički, a iznos usporedio sa FEA-analizom. Odabrani presjek je ilustriran na slici 52. Grana bagera je ilustrirana u kritičnom položaju kopanja koji je definiran u poglavlju 3.4. Na nju djeluju komponente sile F_2 .



Slika 52 Položaj presjeka grane bagera [10]

Očitano iz poglavlja 3.5.4.:

$$F_{2-x} = 725,97 \text{ kN}$$

$$F_{2-y} = 111,48 \text{ kN}$$

Očitano sa slike 52.:

$$\alpha = 2,73^\circ$$

$$A_1 = 2000 \text{ mm}$$

Komponente sile F_2 su u globalnom koordinatnom sustavu, te ih je potrebno prebaciti u lokalni koordinatni sustav paralelan i okomit na poprečni presjek držača lopate.

$$\sum F_0 = 0$$

$$F_{2-0} = F_{2-y} \cdot \sin \alpha + F_{2-x} \cdot \cos \alpha \quad (281)$$

$$F_{2-0} = 5,30 + 725,15 = 730,45 \text{ kN} \quad (282)$$

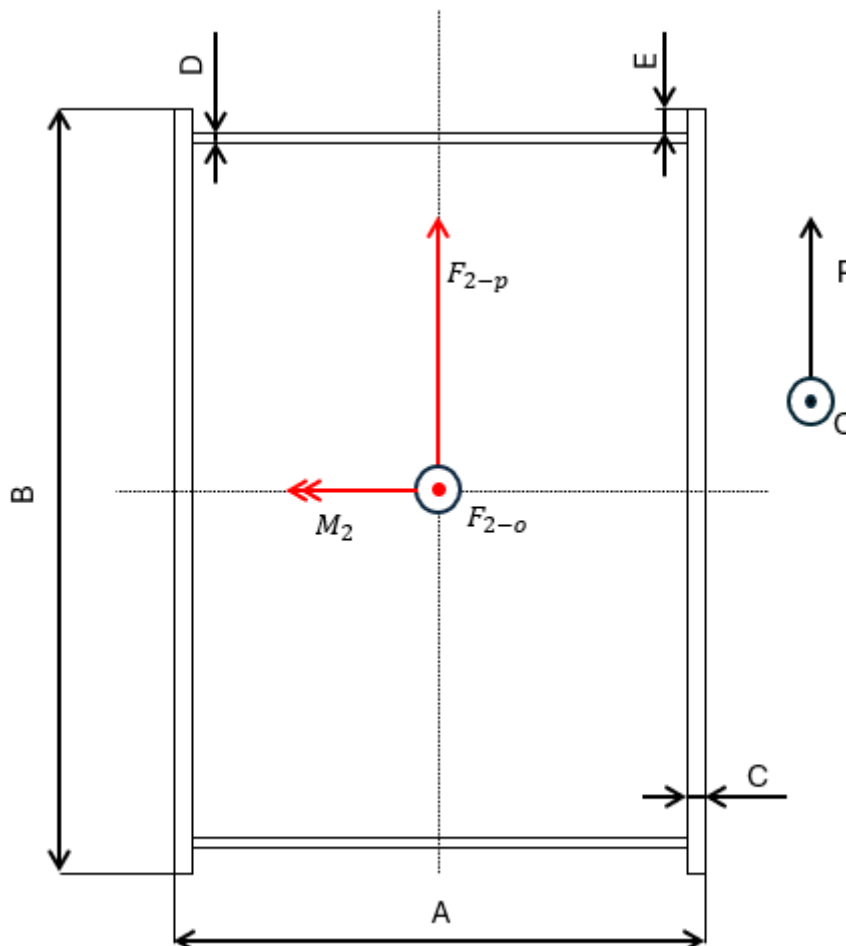
$$\sum F_p = 0$$

$$F_{2-p} = F_{2-y} \cdot \cos \alpha - F_{2-x} \cdot \sin \alpha \quad (283)$$

$$F_{2-p} = 111,35 - 34,58 = 76,77 \text{ kN} \quad (284)$$

$$M_2 = F_{2-p} \cdot A_1 = 76770 \cdot 2000 = 153540000 \text{ Nmm} \quad (285)$$

Na slici 53. nalazi se proračunski presjek grane bagera.



Slika 53 Proračunski presjek držača lopate [10]

Očitano sa slike 53:

$$A = 350 \text{ mm}$$

$$B = 450 \text{ mm}$$

$$C = 15 \text{ mm}$$

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$E = 15 \text{ mm}$$

Proračun maksimalnog naprezanja:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{v,t} \pm \sigma_f \quad (286)$$

$$\sigma_{v,t} = \frac{F_{3-0}}{A_{\text{lim}}} \quad (287)$$

$$A_{\text{lim}} = 2 \cdot B \cdot C + 2(A - 2 \cdot C) \cdot D \quad (288)$$

$$A_{\text{lim}} = 2 \cdot 450 \cdot 15 + 2(350 - 2 \cdot 15) \cdot 10 = 19900 \text{ mm}^2 \quad (289)$$

$$\sigma_{v,t} = \frac{730450}{19900} = 36,71 \text{ MPa} \quad (290)$$

$$\sigma_f = \frac{M_2}{I} \cdot y \quad (291)$$

$$y = \frac{B}{2} = \frac{450}{2} = 225 \text{ mm} \quad (292)$$

$$I = \frac{A \cdot (B)^3}{12} - \frac{(A - 2 \cdot C) \cdot (B - 2 \cdot D)^3}{12} \quad (293)$$

$$I = \frac{350 \cdot 450^3}{12} - \frac{(350 - 2 \cdot 15) \cdot (450 - 2 \cdot 10)^3}{12} = 537625833 \text{ mm}^4 \quad (294)$$

$$\sigma_f = \frac{153450000}{537625833} \cdot 225 = 64,26 \text{ MPa} \quad (295)$$

$$\sigma_{\max} = 36,71 + 64,26 = 100,97 \text{ MPa} \quad (296)$$

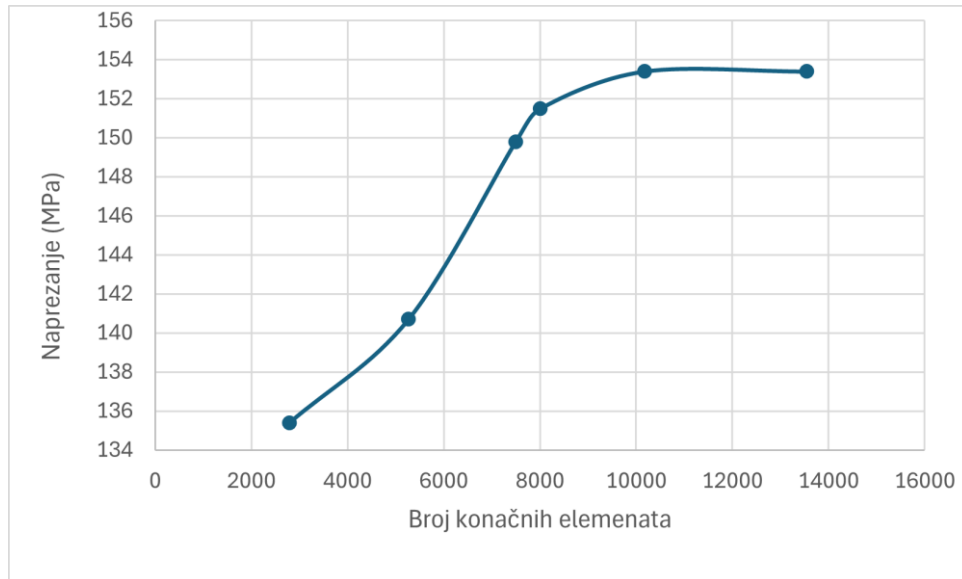
U presjeku držača lopate je izračunato naprezanje od 100,97 MPa.

5. NAPREZANJA, DEFORMACIJE I ODABIR MATERIJALA RADNOG UREĐAJA

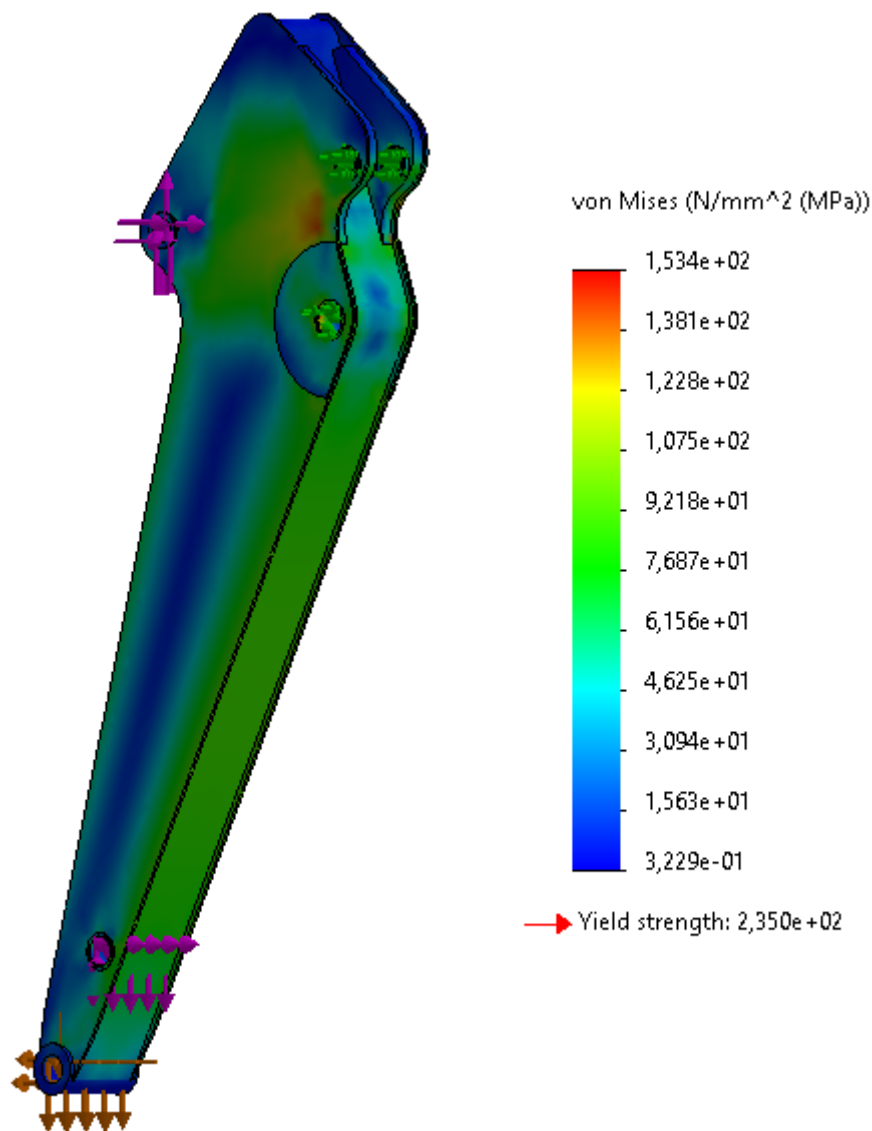
Uslijed djelovanja sila na radni uređaj pojavljuju se naprezanja i deformacije. Najveća naprezanja su u područjima zglobnih spojeva između elemenata, tj. u područjima oko kritičnih točaka iz poglavlja 4. Na slijedećim slikama nalazi se FEA-analiza naprezanja i progiba izrađena u Solidworks-u. Analiza je provedena u modulu Simulation. Prilikom analize naprezanja potrebno je zadati materijale, opterećenja i oslonce te model podijeliti u mrežu konačnih elemenata. Pošto se u ovom modulu rade čvrsta tijela Solidworks koristi tetraedarske konačne elemente prvog TET4 i drugog reda TET10. Ovisno o postavci visoka kvaliteta/niska kvaliteta mreže, zadaje se koje tetraedarske elemente želimo da koristi. Korištenjem guste mreže tetraedarskih elemenata drugog reda TET10 dobiva se točnije rješenje, tj. rješenje je bliže idealnoj raspodijeli naprezanja, ali je zahtjevnost i potrebno vrijeme procesuiranja proračuna mnogo veće. Korištenjem mreže konačnih elemenata koji su veliki tj. mreže niže gustoće dobiva se rezultat koji je manje precizan te više odstupa od točnog rezultata, ali je proces puno brži te ne zahtjeva veliku snagu računalne jedinice. Progibi su kao i naprezanja su obojena skalom boja od tamno plave do tamno crvene. Sva naprezanja su izražena u N/mm^2 tj. u MPa. Naprezanja i deformacije su računati samo za držač iskopne lopate i granu bagera. Sama iskopna lopata modelirana je prema katalogu te njena konstrukcija odgovara zadanim silama.

Držač iskopne lopate:

Na slici 54 vidljiv je prikaz ovisnosti naprezanja o gustoći mreže konačnih elemenata



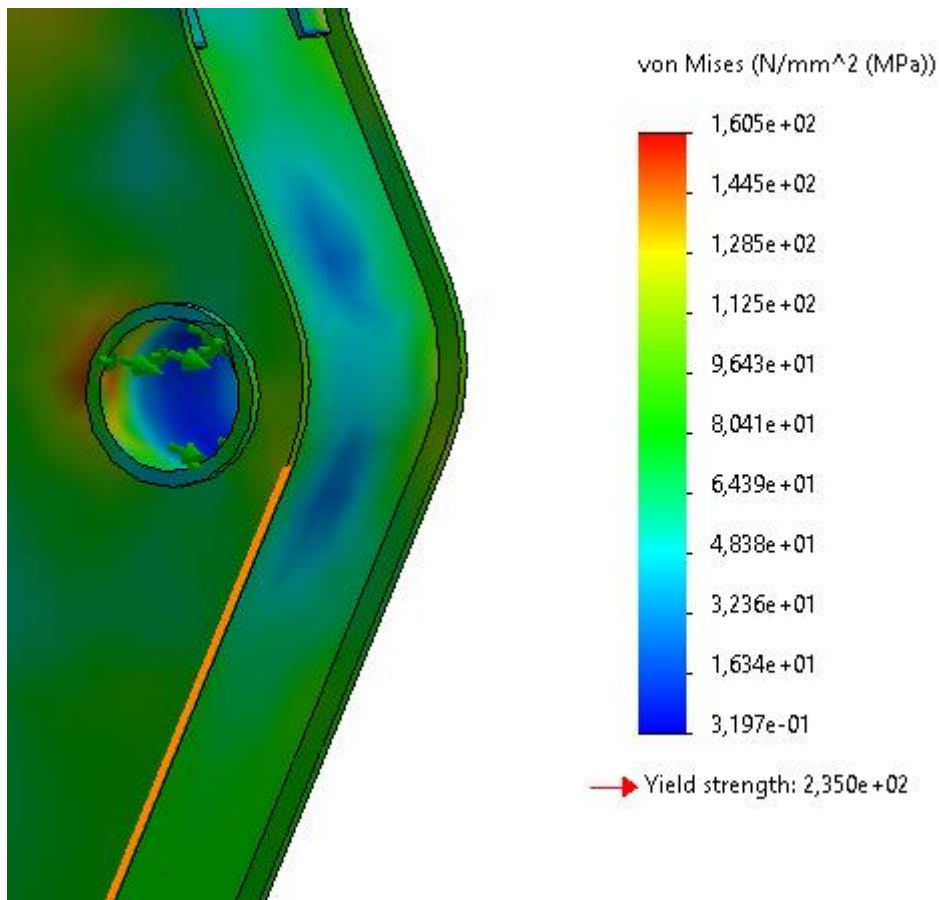
Slika 54 Prikaz ovisnosti naprezanja i gustoće mreže konačnih elemenata [10]



Slika 55 Naprezanja držača iskopne lopate [10]

Prema slici 55 vidi se da je najveće naprezanje držača iskopne lopate 153,4 MPa. Odabrani materijali za pozicije su S235JR te S355JR. S355JR će se koristiti samo za čahure u kritičnim točkama 2,3,7,8,10 prema slici 11. Čahure su izrađene iz šipke čiji je unutarnji promjer tokaren na točnu dimenziju. Ostale pozicije su izrađene iz limova rezani pomoću CNC uređaja za rezanje(plasma, laser)iz materijala S235JR. U usporedbi sa analitički izračunatim naprezanjem (87,52 MPa) u presjeku udaljenom 2000 mm od točke 3, na slici 55. se vidi da je naprezanje u tom području slične vrijednosti. Tim potvrđujemo rezultate analitičke i FEA analize naprezanja. Ovako nisko naprezanje se dobilo pomoću optimiranja oblika i debljina pozicija. Na slici 55

može se vidjeti naprezanje veće nego na slici 55 gdje razlika nedostatak ukrutnog lima s vanjske strane oko kritične točke 2.



Slika 56 Povećano naprezanje prije optimiranja debljine limova [10]

Maksimalno naprezanje držača lopate je u iznosu od $\sigma_{\max}=153,4 \text{ N/mm}^2$, te je odabrani materijal za držač lopate S235JR koji ima granicu razvlačenja u iznosu od $R_e=153,4 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{\max} = 153,4 \text{ MPa}$$

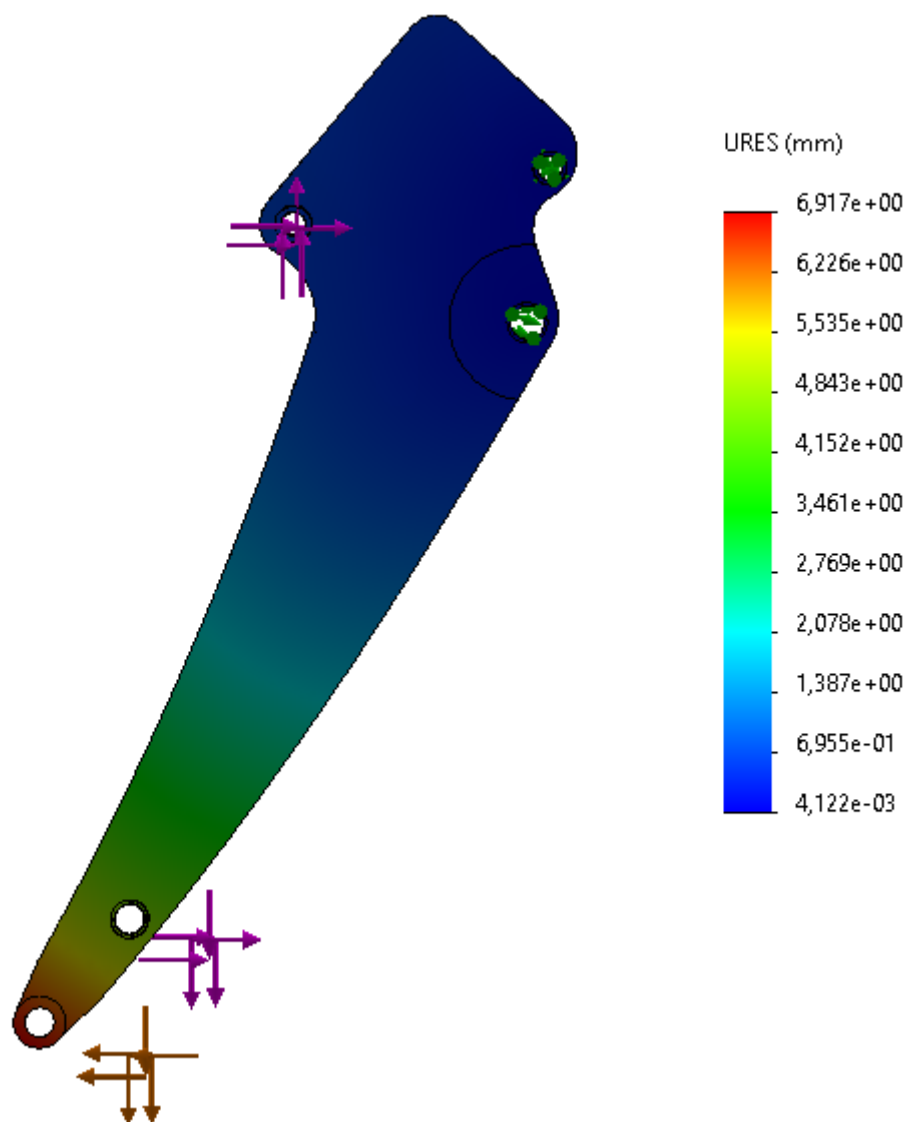
$$S_{\text{potr}} = 1,5$$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S_{\text{potr}} = 1,5} = \frac{235}{1,5} = 156,66 \text{ MPa} \quad (297)$$

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{dop}} \quad (298)$$

Držač iskopne lopate zadovoljava uvjet čvrstoće jer je maksimalno naprezanje manje od dopuštenog.

Deformacija držača lopate:

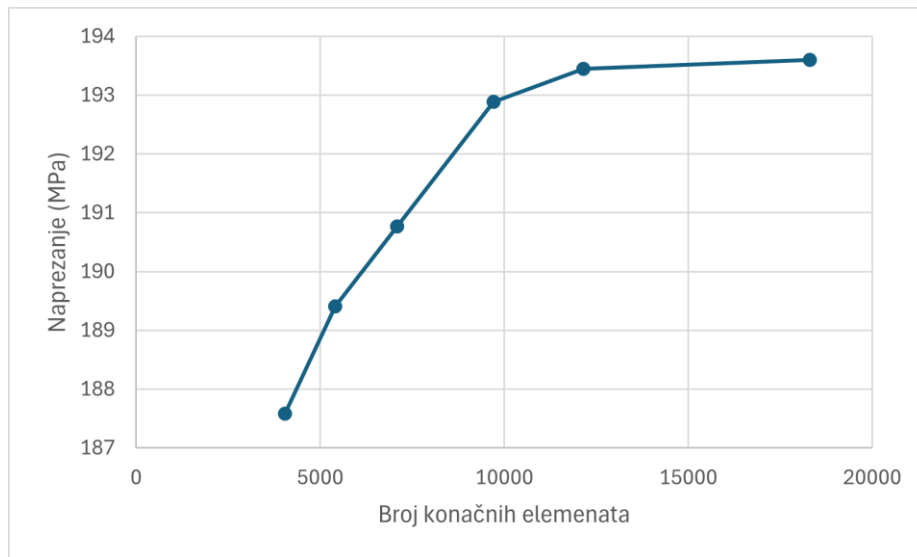


Slika 57 Deformacija držača lopate [10]

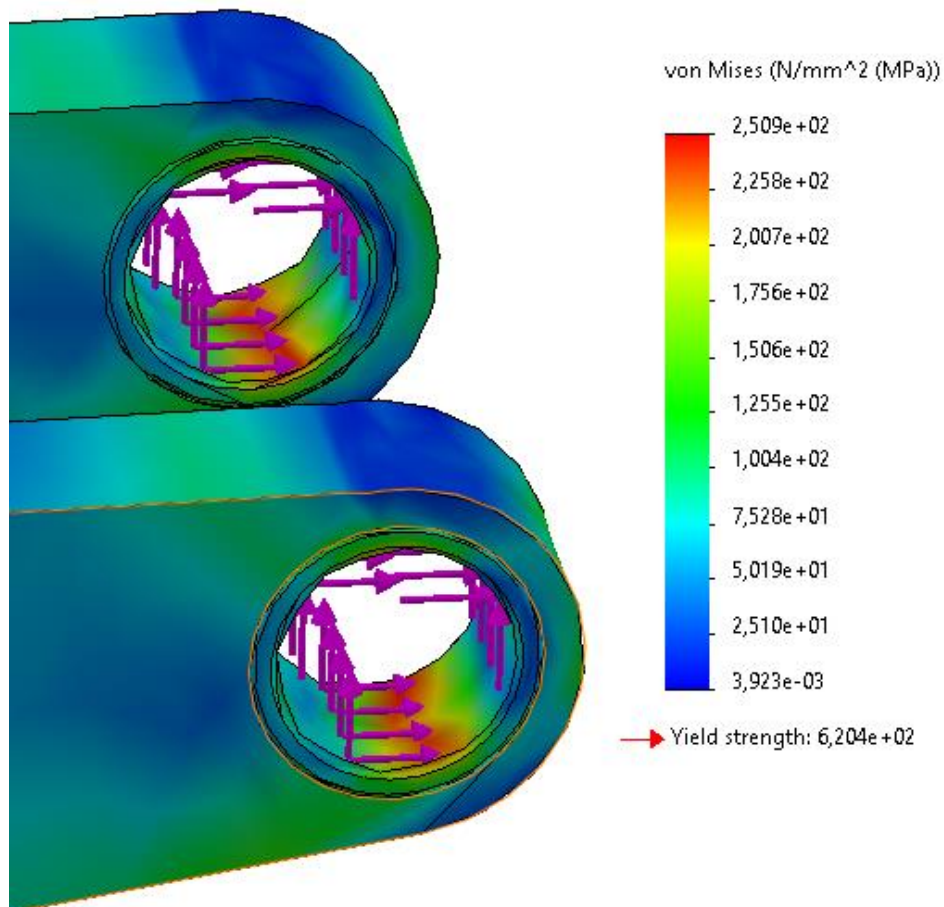
Prema slici 57 vidljiva je deformacija držača lopate u iznosu od 6,92 mm

Grana bagera:

Na slici 58 vidljiv je prikaz ovisnosti napreznaja o gustoći mreže konačnih elemenata



Slika 58 Prikaz ovisnosti napreznaja i gustoće mreže konačnih elemenata [10]



Slika 59 Napreznaje grane bagera u kritičnoj točki 2 [10]

Naprezanja u kritičnoj točki 2 grane bagera su nešto veća nego u ostatku konstrukcije bagera te iznose 250,9 MPa, mogu se vidjeti na slici 59. U usporedbi sa analitički izračunatim naprežanjem (100,97 MPa) u presjeku udaljenom 2000 mm od točke 2, na slici 53. se vidi da je naprežanje u tom području slične vrijednosti. Tim potvrđujemo rezultate analitičke i FEA analize naprežanja. Kao i kod konstrukcije držača lopate kod svih kritičnih točki prema slici 11. će se koristiti materijal S355JR osim o ovoj točki gdje su naprežanja veća, te je odabrani materijal za čahure u točki 2 (prema slici 11.) C45 koji ima granicu razvlačenja u iznosu od $R_e=430 \text{ N/mm}^2$

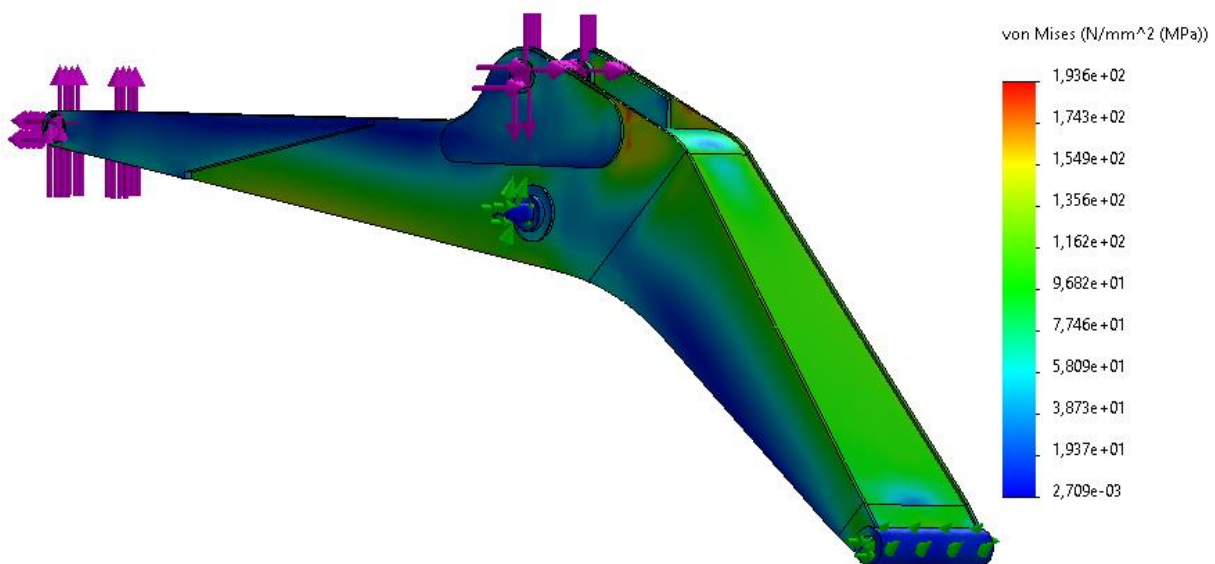
$$\sigma_{\max} = 250,9 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{potr}} = 1,5$$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S_{\text{potr}}} = \frac{430}{1,5} = 286,66 \text{ MPa} \quad (299)$$

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{dop}} \quad (300)$$

Čahura grane bagera zadovoljava uvjet čvrstoće jer je maksimalno naprežanje manje od dopuštenog.



Slika 60 Naprežanja grane bagera [10]

Ostatak grane bagera vidljiv je na slici 60. te ima nešto niža naprežanja nego samo područje oko zglobnog spoja sa držačem lopate, prema tome je korišten materijal S355JR koji ima granicu razvlačenja u iznosu od $R_e=355 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{\max} = 13,6 \text{ MPa}$$

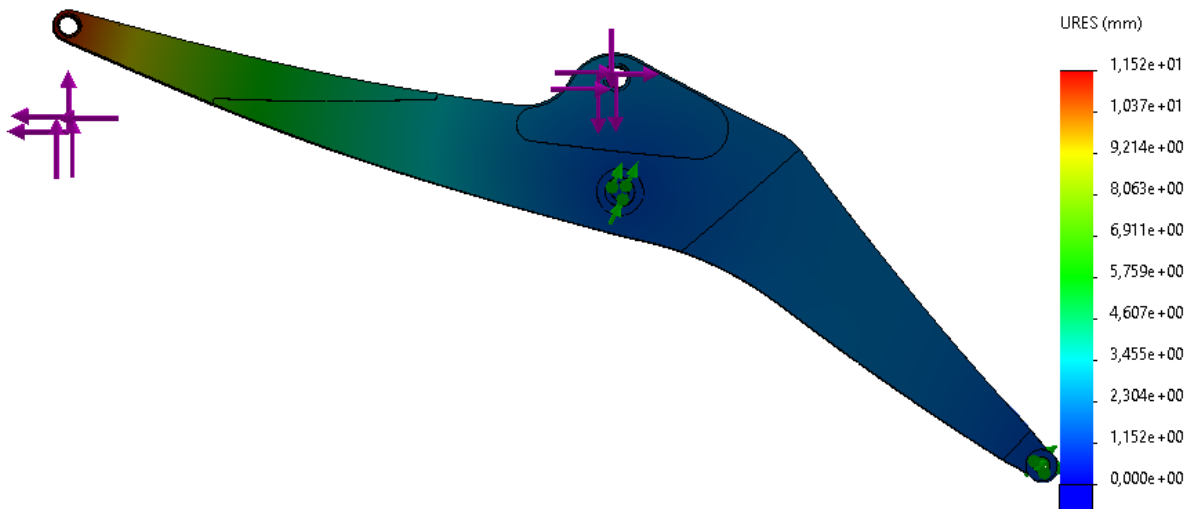
$$S_{\text{potr}} = 1,5$$

$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{R_e}{S_{\text{potr}} = 1,5} = \frac{355}{1,5} = 236,66 \text{ MPa} \quad (301)$$

$$\sigma_{\max} < \sigma_{\text{dop}} \quad (302)$$

Grana bagera zadovoljava uvjet čvrstoće jer je maksimalno naprežanje manje od dopuštenog

Deformacija grane bagera



Slika 61 Deformacija grane bagera [10]

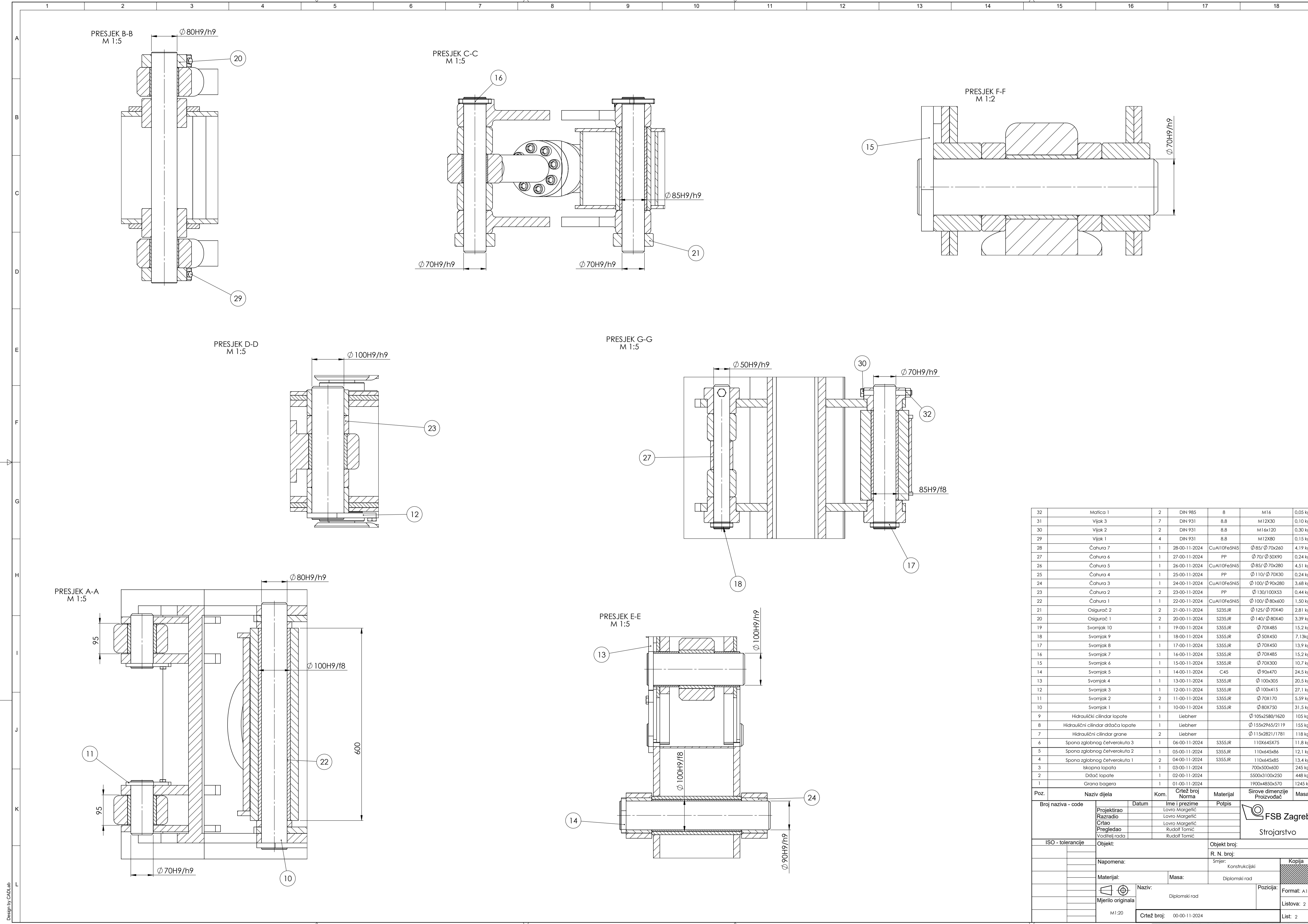
Prema slici 61 vidljiva je deformacija držača lopate u iznosu od 11,52 mm

6. ZAKLJUČAK

Namjena radnog uređaja je rad sa svim vrstama lopata (iskopne lopate, lopata za planiranje, lopate za specijalne namjene) i svim vrstama specijalnih uređaja koji se montiraju na mjesto lopate (bagerski rijač, vibracijska ploča, hidraulički čekić). Konstruirani radni uređaj ima sve karakteristike tvorničkog radnog uređaja. Razrađen je kao najjednostavnija izvedba radnog uređaja sa jednodijelnom granom i jednostavnom iskopnom lopatom. Namjena mu je iskop i utovar zemlje i rasutog materijala. Prednost mu je nešto veći doseg kopanja u svim smjerovima ponajviše prilikom dubinskog iskopa. Nedostatak mu je nešto manja dubina kopanja na vertikalnoj površini i nešto manja visina istovara. Iz cjelokupnog rada se može zaključiti da konstrukcija radnog uređaja zadovoljava sve potrebne zahtjeve. Usporedbi sa tvorničkim radnim uređajem nema nedostataka. Konstruirani radni uređaj može u potpunosti zamijeniti tvornički radni uređaj.

7. LITERATURA

- [1] https://hr.wikipedia.org/wiki/Motika#/media/Datoteka:Skorpion_II.png
- [2] <https://www.enciklopedija.hr/clanak/plug>
- [3] https://americanhistory.si.edu/collections/object/nmah_857013
- [4] <https://assets-cdn.liebherr.com/assets/api/5a5edce2-40bd-4fa7-938b-d80c443ef02c/Original/>
- [5] <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/40689/5fbe5aed12a34fc1a4c2bd0d2f9dcca6/ISO-6015-2006.pdf>
- [6] Mikulić, D.: Građevinski strojevi, Zagreb, 1998.
- [7] Fachkunde Land- und Baumaschinentechnik , Europa Lehrmittel
- [8] <https://katalog.comterra.hr/product/korpa-za-bager-b10-st-class-15-19t/>
- [9] <https://hydraulic-cylinder-configurator.liebherr.com/series380>
- [10] Solidworks-3D design software
- [11] Karl-Heinz Decker: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 2006
- [12] Bojan Kraut: Strojarski priručnik, Sajema, 2009



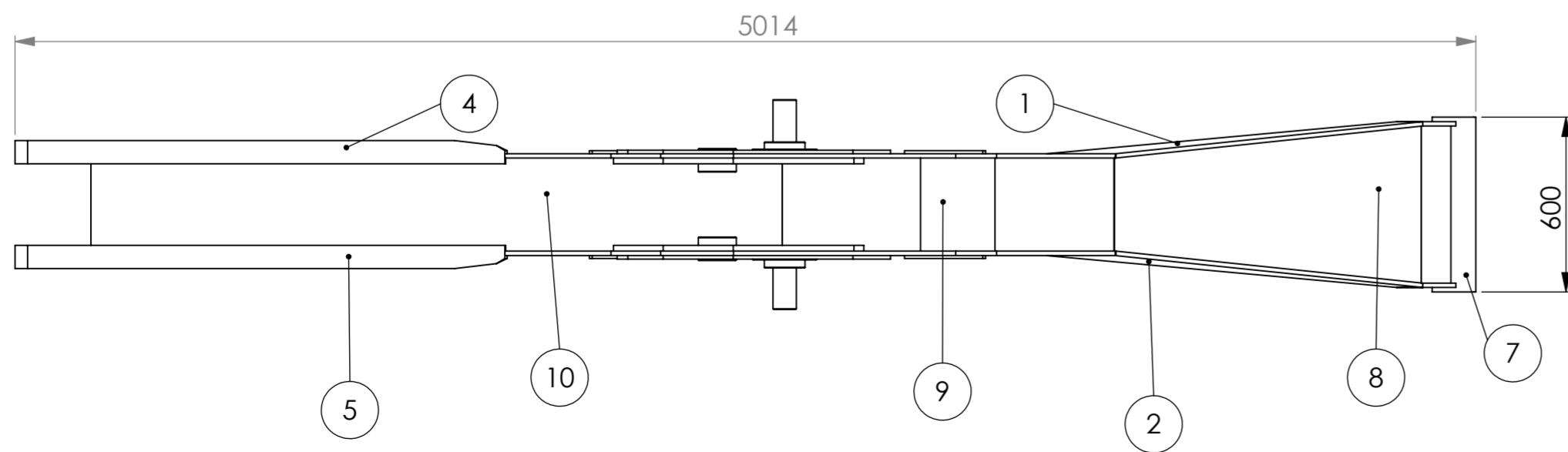
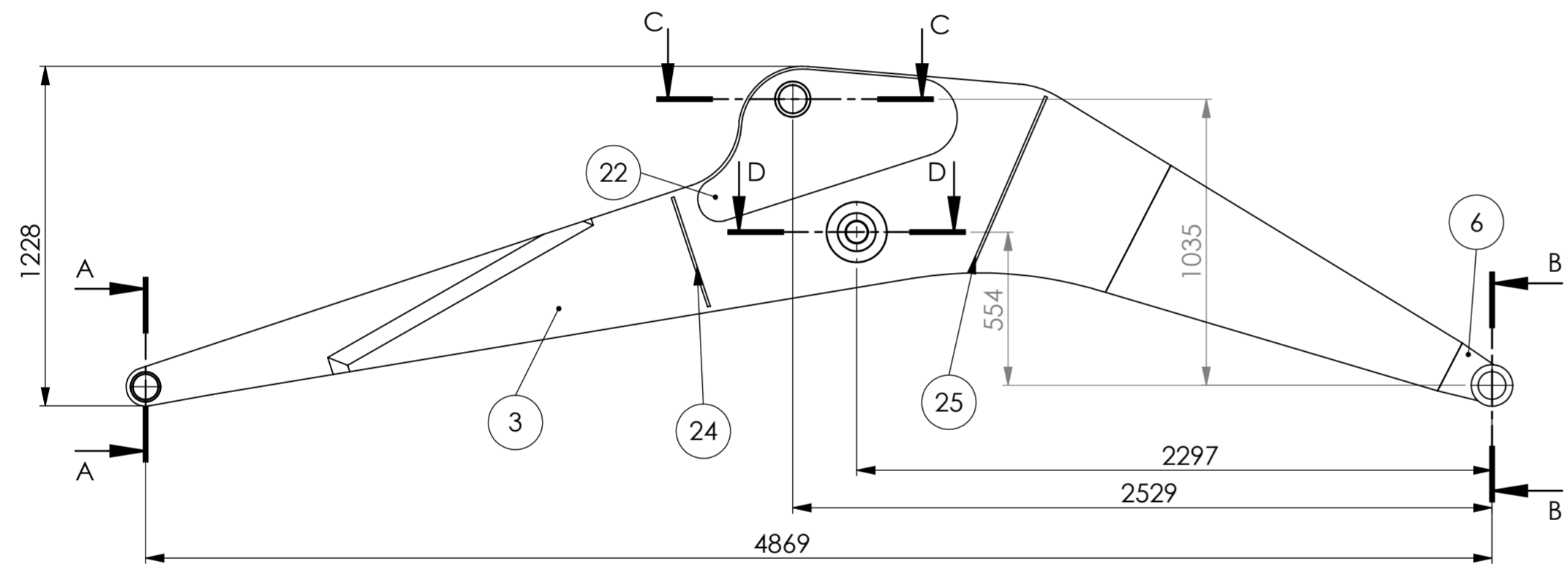
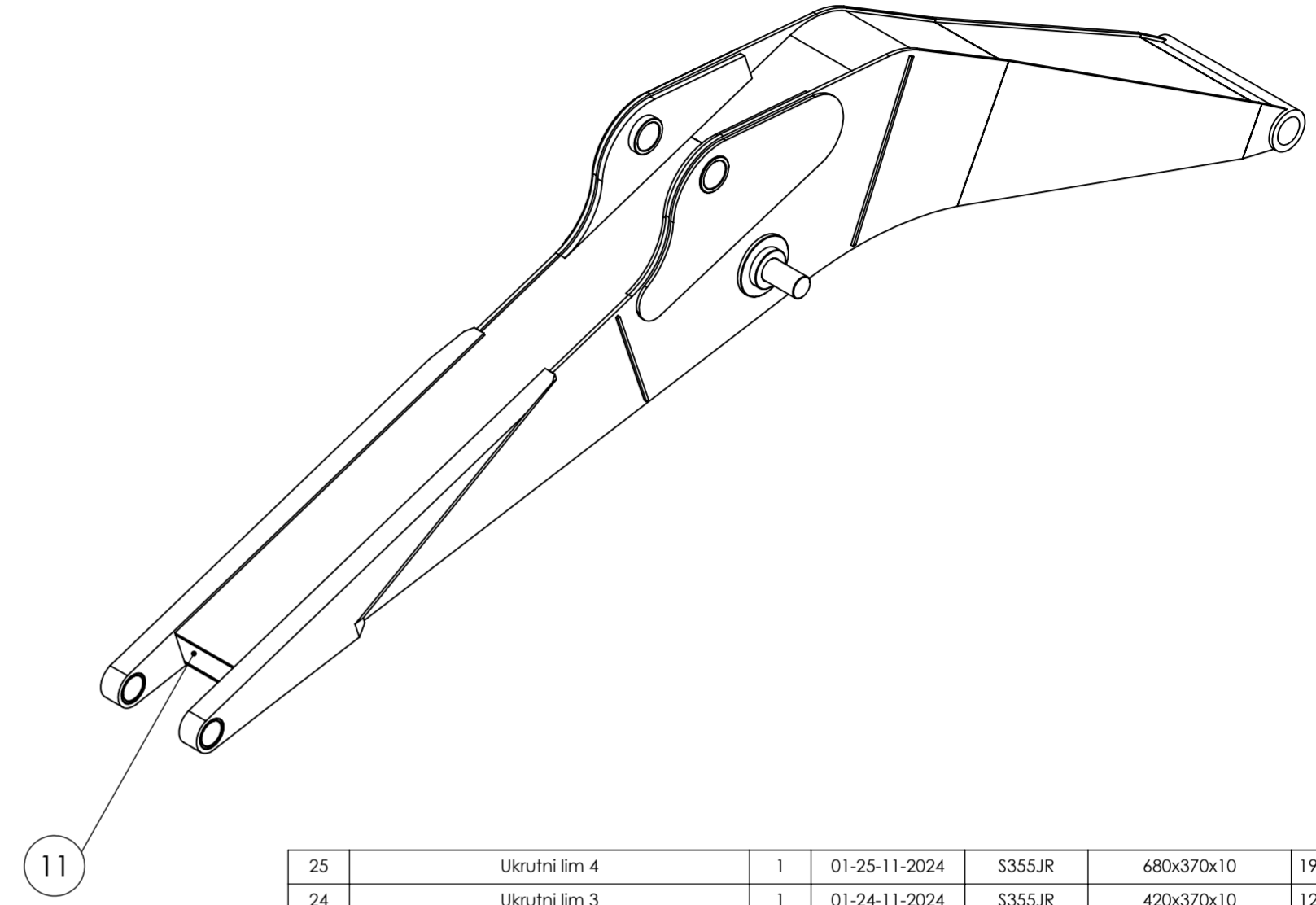
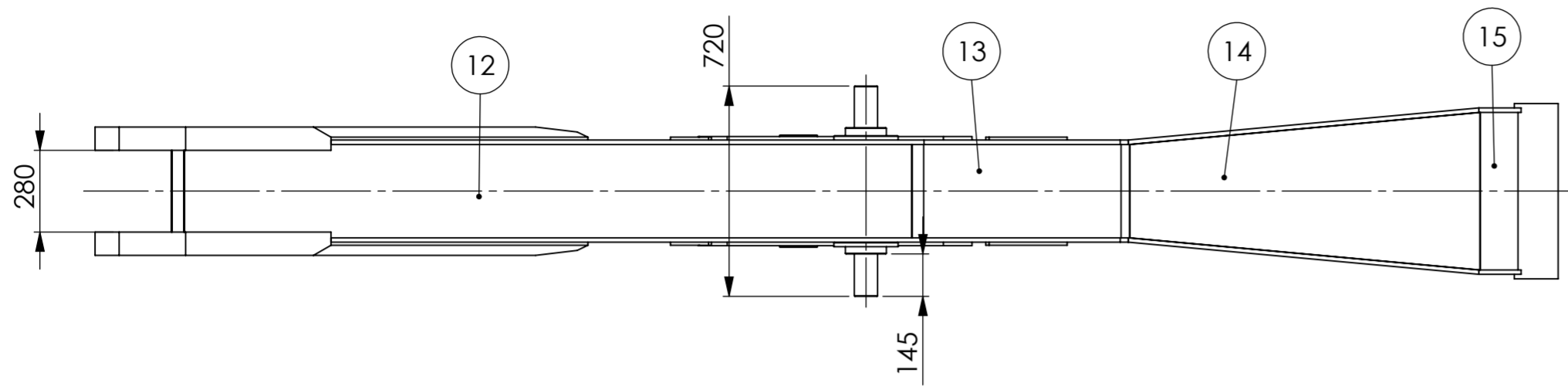
32	Matrica 1	2	DIN 985	8	M16	0,05 kg
31	Vijak 3	7	DIN 931	8,8	M12X30	0,10 kg
30	Vijak 2	2	DIN 931	8,8	M16x120	0,30 kg
29	Vijak 1	4	DIN 931	8,8	M12X80	0,15 kg
28	Čahura 7	1	28-00-11-2024	CuAl10Fe5Ni5	$\varnothing 85/\varnothing 70 \times 260$	4,19 kg
27	Čahura 6	1	27-00-11-2024	PP	$\varnothing 70/\varnothing 50 \times 90$	0,24 kg
26	Čahura 5	1	26-00-11-2024	CuAl10Fe5Ni5	$\varnothing 85/\varnothing 70 \times 280$	4,51 kg
25	Čahura 4	1	25-00-11-2024	PP	$\varnothing 110/\varnothing 70 \times 30$	0,24 kg
24	Čahura 3	1	24-00-11-2024	CuAl10Fe5Ni5	$\varnothing 100/\varnothing 90 \times 280$	3,68 kg
23	Čahura 2	2	23-00-11-2024	PP	$\varnothing 130/\varnothing 100 \times 53$	0,44 kg
22	Čahura 1	1	22-00-11-2024	CuAl10Fe5Ni5	$\varnothing 100/\varnothing 80 \times 600$	1,50 kg
21	Osigurač 2	2	21-00-11-2024	S235JR	$\varnothing 125/\varnothing 70 \times 40$	2,81 kg
20	Osigurač 1	2	20-00-11-2024	S235JR	$\varnothing 140/\varnothing 80 \times 40$	3,39 kg
19	Svarnjak 10	1	19-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 70 \times 485$	15,2 kg
18	Svarnjak 9	1	18-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 50 \times 450$	7,13 kg
17	Svarnjak 8	1	17-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 70 \times 450$	13,9 kg
16	Svarnjak 7	1	16-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 70 \times 485$	15,2 kg
15	Svarnjak 6	1	15-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 70 \times 300$	10,7 kg
14	Svarnjak 5	1	14-00-11-2024	C45	$\varnothing 90 \times 470$	24,5 kg
13	Svarnjak 4	1	13-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 100 \times 305$	20,5 kg
12	Svarnjak 3	1	12-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 100 \times 415$	27,1 kg
11	Svarnjak 2	2	11-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 70 \times 170$	5,59 kg
10	Svarnjak 1	1	10-00-11-2024	S355JR	$\varnothing 80 \times 750$	31,5 kg
9	Hidraulični cilindar lopate	1	Liebherr		$\varnothing 105 \times 2580/1620$	105 kg
8	Hidraulični cilindar držača lopate	1	Liebherr		$\varnothing 155 \times 2965/2119$	155 kg
7	Hidraulični cilindar grane	2	Liebherr		$\varnothing 115 \times 2821/1781$	118 kg
6	Spona zglobnog četverokuta 3	1	04-00-11-2024	S355JR	110x645x75	11,8 kg
5	Spona zglobnog četverokuta 2	1	05-00-11-2024	S355JR	110x645x86	12,1 kg
4	Spona zglobnog četverokuta 1	2	04-00-11-2024	S355JR	110x645x85	13,4 kg
3	Iskopna lopata	1	03-00-11-2024		700x500x600	245 kg
2	Držac lopate	1	02-00-11-2024		5500x3100x250	448 kg
1	Grana bagera	1	01-00-11-2024		1900x4850x570	1245 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj	Materijal	Sirove dimenzije	Masa																																										
<table border="1"> <tr> <td>Broj naziva - code</td> <td>Datum</td> <td>Ime i prezime</td> <td>Potpis</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Projektirao</td> <td></td> <td>Lovro Margarić</td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Razradio</td> <td></td> <td>Lovro Margarić</td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Crtao</td> <td></td> <td>Rudolf Tomić</td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Pregledao</td> <td></td> <td>Rudolf Tomić</td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Voditelj rada</td> <td></td> <td>Rudolf Tomić</td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> </table>							Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis				Projektirao		Lovro Margarić					Razradio		Lovro Margarić					Crtao		Rudolf Tomić					Pregledao		Rudolf Tomić					Voditelj rada		Rudolf Tomić				
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis																																													
Projektirao		Lovro Margarić																																														
Razradio		Lovro Margarić																																														
Crtao		Rudolf Tomić																																														
Pregledao		Rudolf Tomić																																														
Voditelj rada		Rudolf Tomić																																														
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:																																												
Napomena:		Materijal:		Masa:		Kopija																																										
Mjerilo originala		Naziv:		Diplomski rad		Format: A1																																										
M1:20		Crtež broj:		00-00-11-2024		Listova: 2																																										
						List: 2																																										



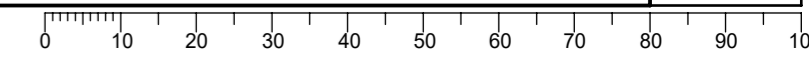
Designe by CADLab

✓ | ✓ Ra 3,2

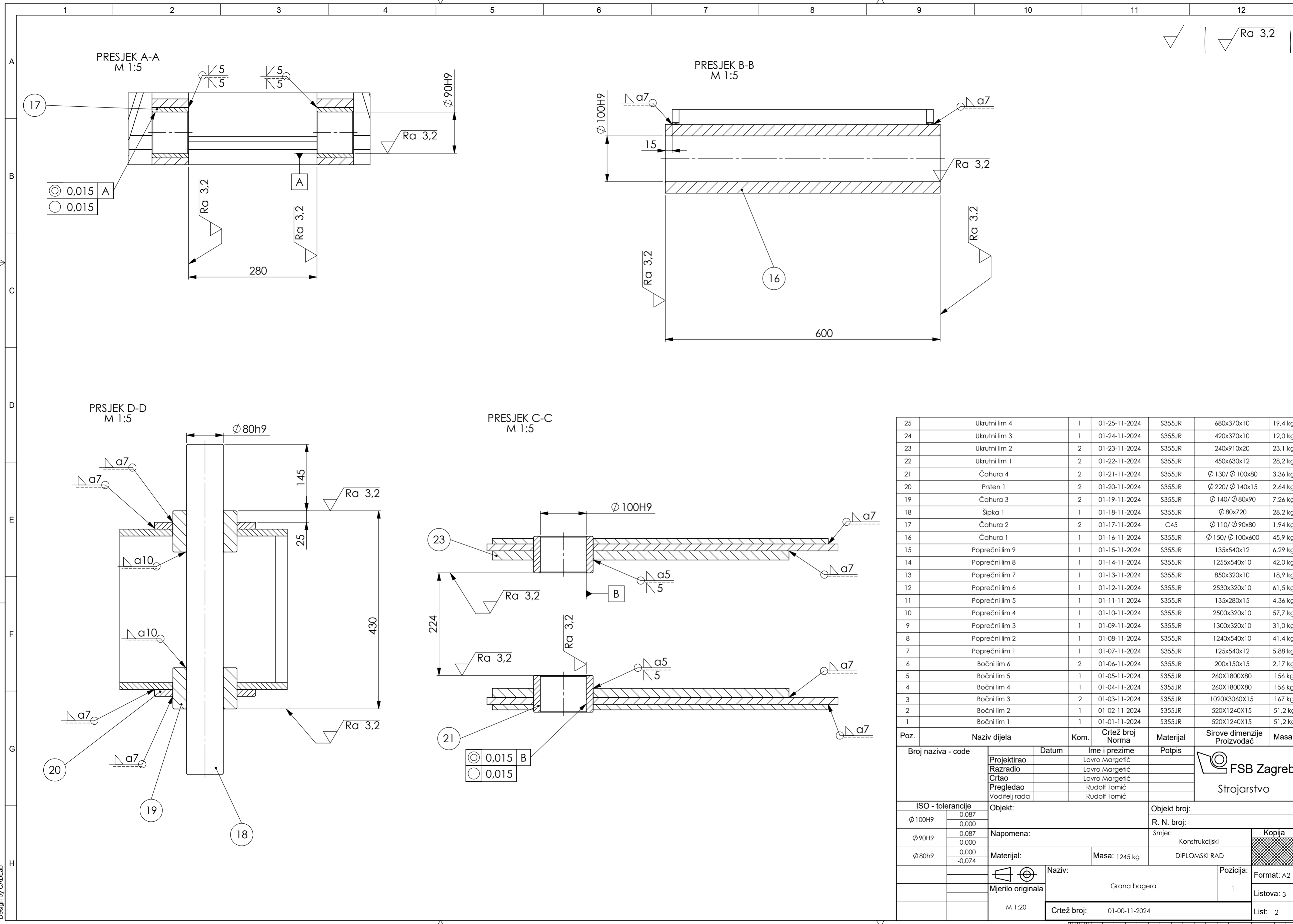


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
25	Ukrutni lim 4	1	01-25-11-2024	S355JR	680x370x10	19,4 kg
24	Ukrutni lim 3	1	01-24-11-2024	S355JR	420x370x10	12,0 kg
23	Ukrutni lim 2	2	01-23-11-2024	S355JR	240x910x20	23,1 kg
22	Ukrutni lim 1	2	01-22-11-2024	S355JR	450x630x12	28,2 kg
21	Čahura 4	2	01-21-11-2024	S355JR	Ø 130/ Ø 100x80	3,36 kg
20	Prsten 1	2	01-20-11-2024	S355JR	Ø 220/ Ø 140x15	2,64 kg
19	Čahura 3	2	01-19-11-2024	S355JR	Ø 140/ Ø 80x90	7,26 kg
18	Šipka 1	1	01-18-11-2024	S355JR	Ø 80x720	28,2 kg
17	Čahura 2	2	01-17-11-2024	C45	Ø 110/ Ø 90x80	1,94 kg
16	Čahura 1	1	01-16-11-2024	S355JR	Ø 150/ Ø 100x600	45,9 kg
15	Poprečni lim 9	1	01-15-11-2024	S355JR	135x540x12	6,29 kg
14	Poprečni lim 8	1	01-14-11-2024	S355JR	125x540x10	42,0 kg
13	Poprečni lim 7	1	01-13-11-2024	S355JR	850x320x10	18,9 kg
12	Poprečni lim 6	1	01-12-11-2024	S355JR	2530x320x10	61,5 kg
11	Poprečni lim 5	1	01-11-11-2024	S355JR	135x280x15	4,36 kg
10	Poprečni lim 4	1	01-10-11-2024	S355JR	2500x320x10	57,7 kg
9	Poprečni lim 3	1	01-09-11-2024	S355JR	1300x320x10	31,0 kg
8	Poprečni lim 2	1	01-08-11-2024	S355JR	1240x540x10	41,4 kg
7	Poprečni lim 1	1	01-07-11-2024	S355JR	125x540x12	5,88 kg
6	Bočni lim 6	2	01-06-11-2024	S355JR	200x150x15	2,17 kg
5	Bočni lim 5	1	01-05-11-2024	S355JR	260x1800x80	156 kg
4	Bočni lim 4	1	01-04-11-2024	S355JR	260x1800x80	156 kg
3	Bočni lim 3	2	01-03-11-2024	S355JR	1020x3060x15	167 kg
2	Bočni lim 2	1	01-02-11-2024	S355JR	520x1240x15	51,2 kg
1	Bočni lim 1	1	01-01-11-2024	S355JR	520x1240x15	51,2 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao			Lovro Margetić			
Razradio			Lovro Margetić			
Crtao			Lovro Margetić			
Pregledao			Rudolf Tomić			
Voditelj rada			Rudolf Tomić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 100H9	0,087			R. N. broj:		
	0,000			Smjer: Konstruktivski		
Ø 90H9	0,087	Napomena:		Kopija		
	0,000			Format: A2		
Ø 80h9	0,000	Materijal:		Listova: 3		
	-0,074			List: 1		
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		
M 1:20		Grana bagera		1		
		Crtež broj:		01-00-11-2024		

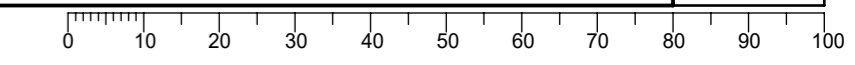


✓ | ✓ Ra 3,2



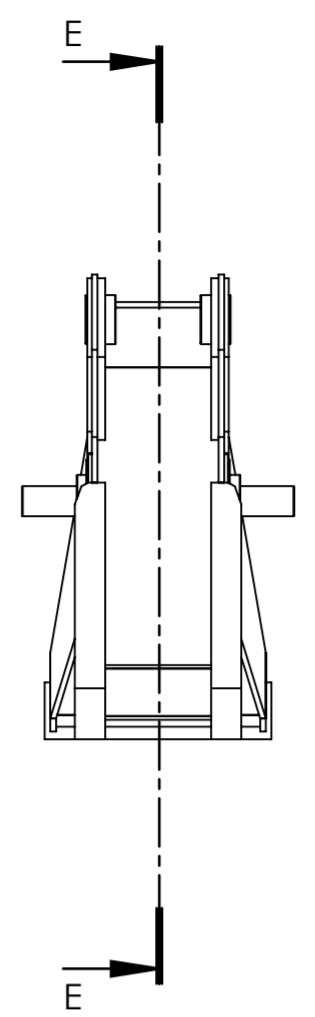
25	Ukrutni lim 4	1	01-25-11-2024	S355JR	680x370x10	19,4 kg
24	Ukrutni lim 3	1	01-24-11-2024	S355JR	420x370x10	12,0 kg
23	Ukrutni lim 2	2	01-23-11-2024	S355JR	240x910x20	23,1 kg
22	Ukrutni lim 1	2	01-22-11-2024	S355JR	450x630x12	28,2 kg
21	Čahura 4	2	01-21-11-2024	S355JR	$\phi 130/\phi 100x80$	3,36 kg
20	Prsten 1	2	01-20-11-2024	S355JR	$\phi 220/\phi 140x15$	2,64 kg
19	Čahura 3	2	01-19-11-2024	S355JR	$\phi 140/\phi 80x90$	7,26 kg
18	Šipka 1	1	01-18-11-2024	S355JR	$\phi 80x720$	28,2 kg
17	Čahura 2	2	01-17-11-2024	C45	$\phi 110/\phi 90x80$	1,94 kg
16	Čahura 1	1	01-16-11-2024	S355JR	$\phi 150/\phi 100x600$	45,9 kg
15	Poprečni lim 9	1	01-15-11-2024	S355JR	135x540x12	6,29 kg
14	Poprečni lim 8	1	01-14-11-2024	S355JR	1255x540x10	42,0 kg
13	Poprečni lim 7	1	01-13-11-2024	S355JR	850x320x10	18,9 kg
12	Poprečni lim 6	1	01-12-11-2024	S355JR	2530x320x10	61,5 kg
11	Poprečni lim 5	1	01-11-11-2024	S355JR	135x280x15	4,36 kg
10	Poprečni lim 4	1	01-10-11-2024	S355JR	2500x320x10	57,7 kg
9	Poprečni lim 3	1	01-09-11-2024	S355JR	1300x320x10	31,0 kg
8	Poprečni lim 2	1	01-08-11-2024	S355JR	1240x540x10	41,4 kg
7	Poprečni lim 1	1	01-07-11-2024	S355JR	125x540x12	5,88 kg
6	Bočni lim 6	2	01-06-11-2024	S355JR	200x150x15	2,17 kg
5	Bočni lim 5	1	01-05-11-2024	S355JR	260X1800X80	156 kg
4	Bočni lim 4	1	01-04-11-2024	S355JR	260X1800X80	156 kg
3	Bočni lim 3	2	01-03-11-2024	S355JR	1020X3060X15	167 kg
2	Bočni lim 2	1	01-02-11-2024	S355JR	520X1240X15	51,2 kg
1	Bočni lim 1	1	01-01-11-2024	S355JR	520X1240X15	51,2 kg

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb Strojstvo	
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
$\phi 100H9$	0,087	Napomena:		R. N. broj:		
	0,000	Materijal:		Smjer: Konstrukcijski		
$\phi 90H9$	0,087	Masa: 1245 kg		DIPLOMSKI RAD		
	0,000	Mjerilo originala		Kopija		
$\phi 80h9$	0,000	Naziv: Grana bagera		Format: A2		
	-0,074	M 1:20		Listova: 3		
		Crtež broj: 01-00-11-2024		List: 2		

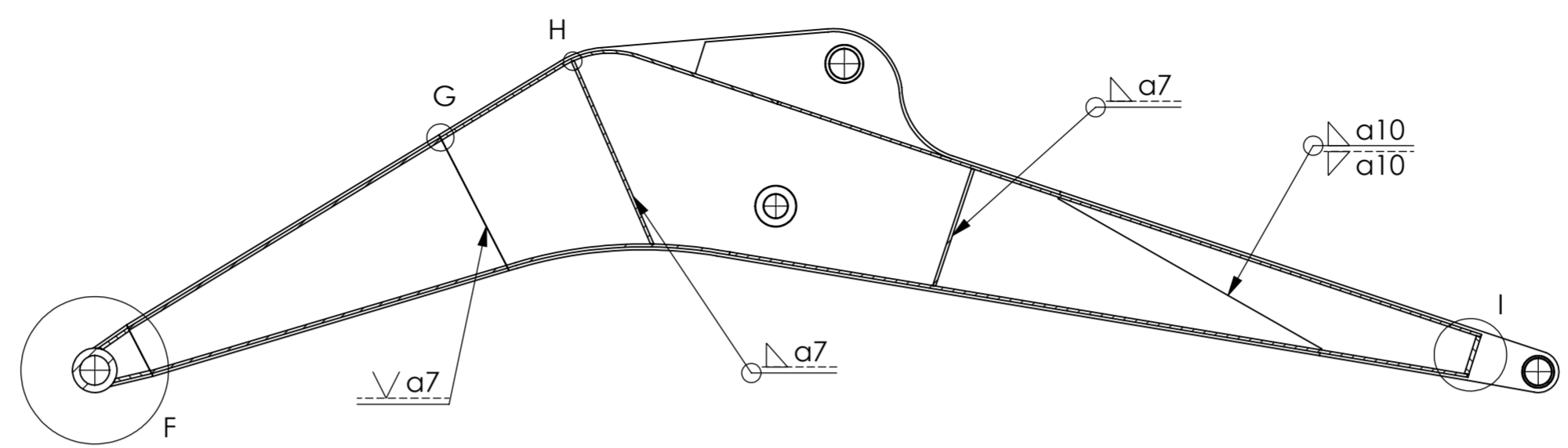


Design by CADLab

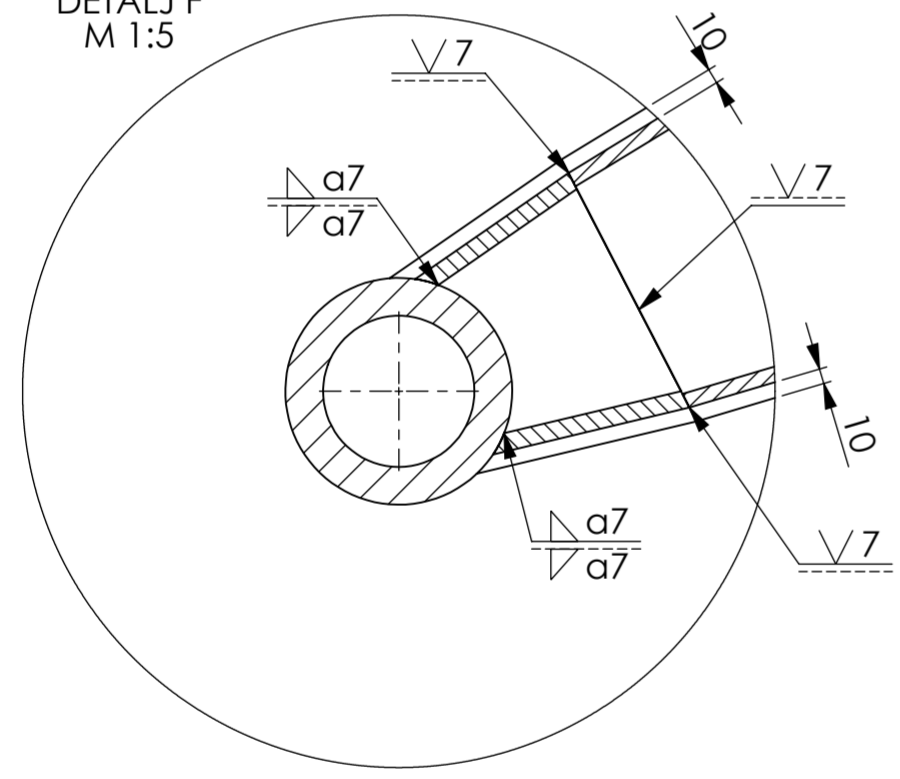
▽ | ▽ Ra 3,2



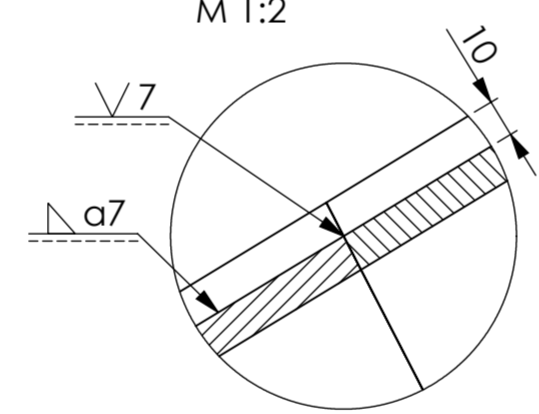
PRESJEK E-E



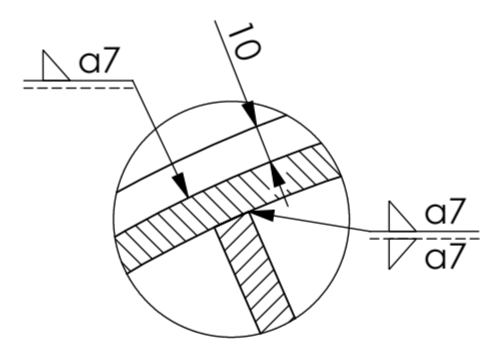
DETALJ F
M 1:5



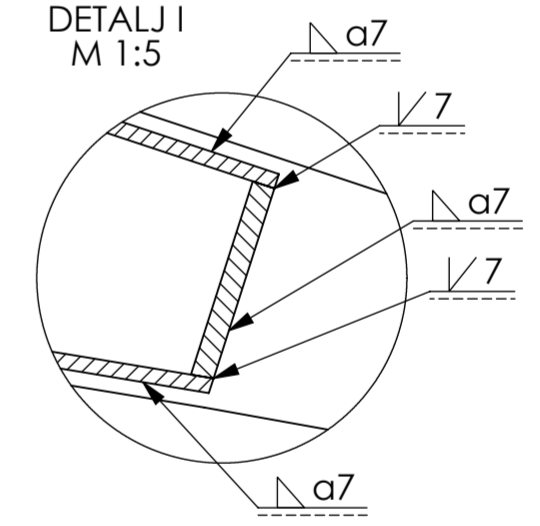
DETALJ G
M 1:2



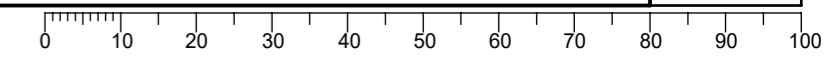
DETALJ H
M 1:2

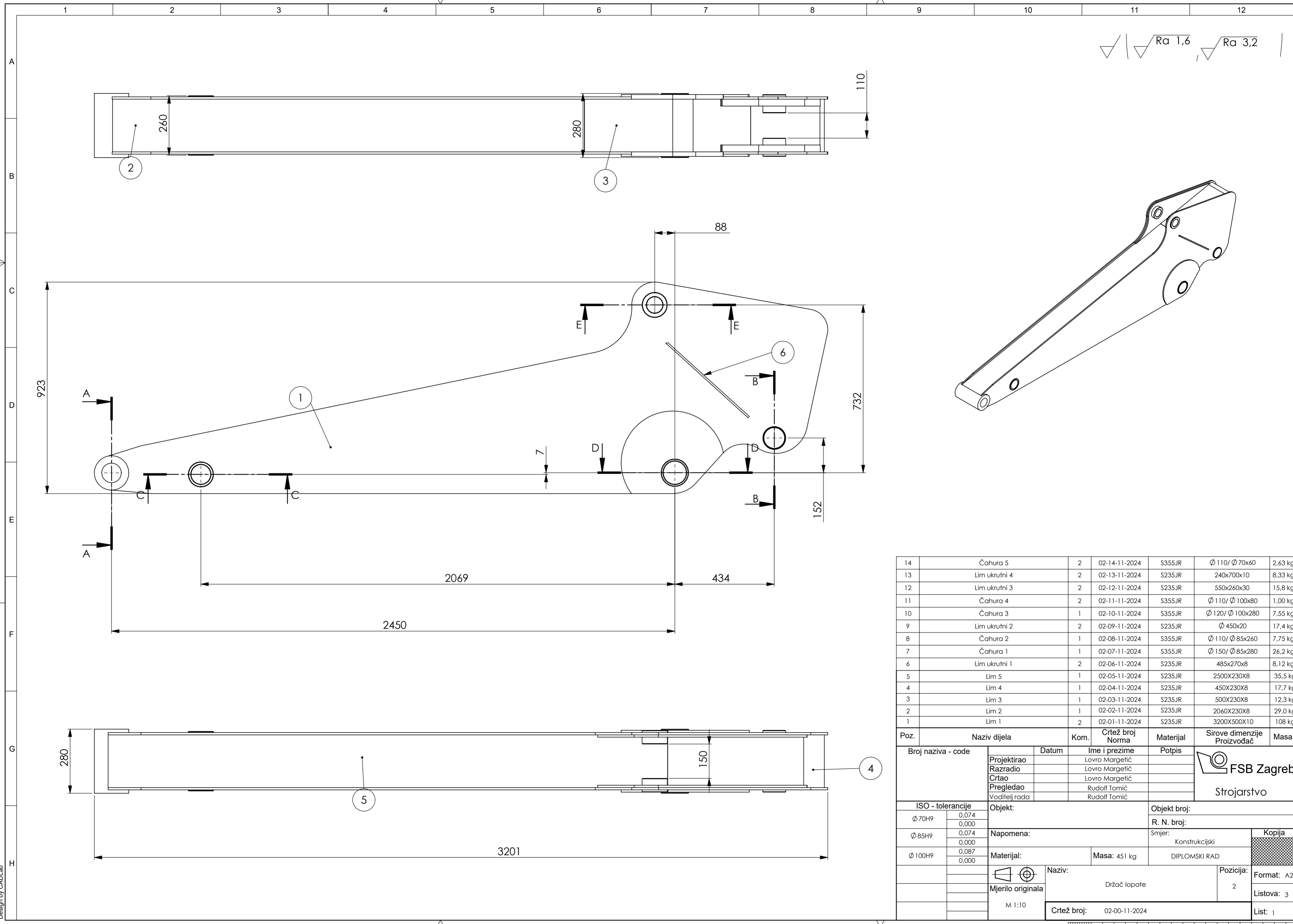


DETALJ I
M 1:5



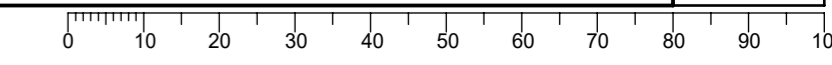
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Strojarstvo
	Razradio		Lovro Margetić		
	Crtao		Lovro Margetić		
	Pregledao		Rudolf Tomić		
	Voditelj rada		Rudolf Tomić		
ISO - tolerancije	Objekt:		Objekt broj:		
			R. N. broj:		
	Napomena:		Smjer:	Kopija	
	Materijal:		Masa: 1245 kg	DIPLOMSKI RAD	
	 Naziv: Grana bagera		Pozicija:		Format: A2
	Mjerilo originala		1		Listova: 3
	M 1:20		Crtež broj: 01-00-11-2024		List: 3



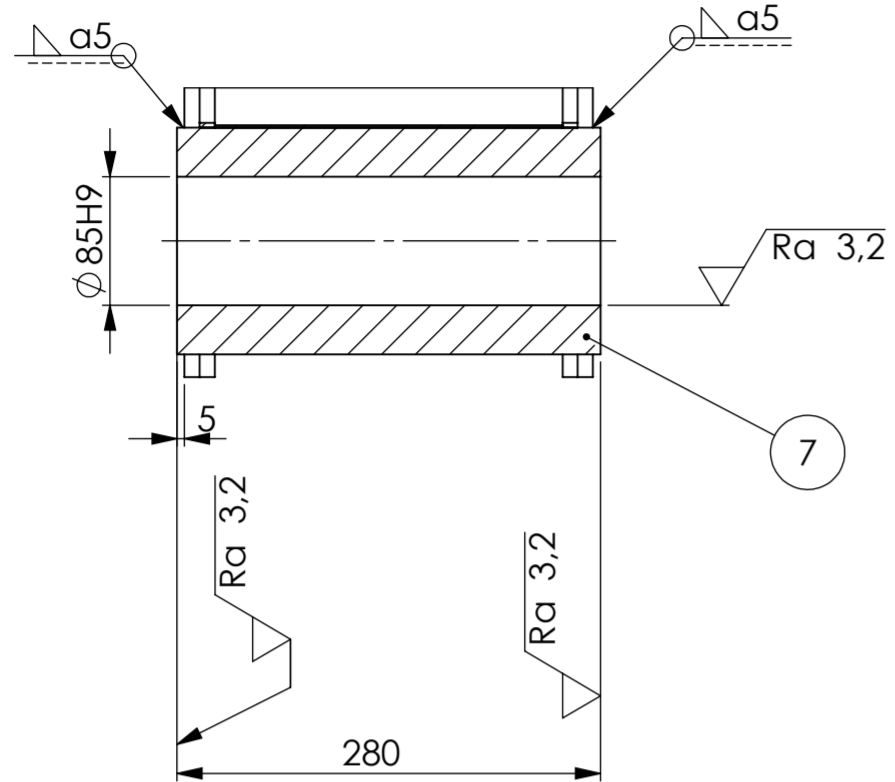


14	Čahura 5	2	02-14-11-2024	S355JR	Ø 110/ Ø 70x60	2,63 kg
13	Lim ukrutni 4	2	02-13-11-2024	S235JR	240x700x10	8,33 kg
12	Lim ukrutni 3	2	02-12-11-2024	S235JR	550x260x30	15,8 kg
11	Čahura 4	2	02-11-11-2024	S355JR	Ø 110/ Ø 100x80	1,00 kg
10	Čahura 3	1	02-10-11-2024	S355JR	Ø 120/ Ø 100x280	7,55 kg
9	Lim ukrutni 2	2	02-09-11-2024	S235JR	Ø 450x20	17,4 kg
8	Čahura 2	1	02-08-11-2024	S355JR	Ø 110/ Ø 85x260	7,75 kg
7	Čahura 1	1	02-07-11-2024	S355JR	Ø 150/ Ø 85x280	26,2 kg
6	Lim ukrutni 1	2	02-06-11-2024	S235JR	485x270x8	8,12 kg
5	Lim 5	1	02-05-11-2024	S235JR	2500X230X8	35,5 kg
4	Lim 4	1	02-04-11-2024	S235JR	450X230X8	17,7 kg
3	Lim 3	1	02-03-11-2024	S235JR	500X230X8	12,3 kg
2	Lim 2	1	02-02-11-2024	S235JR	2060X230X8	29,0 kg
1	Lim 1	2	02-01-11-2024	S235JR	3200X500X10	108 kg

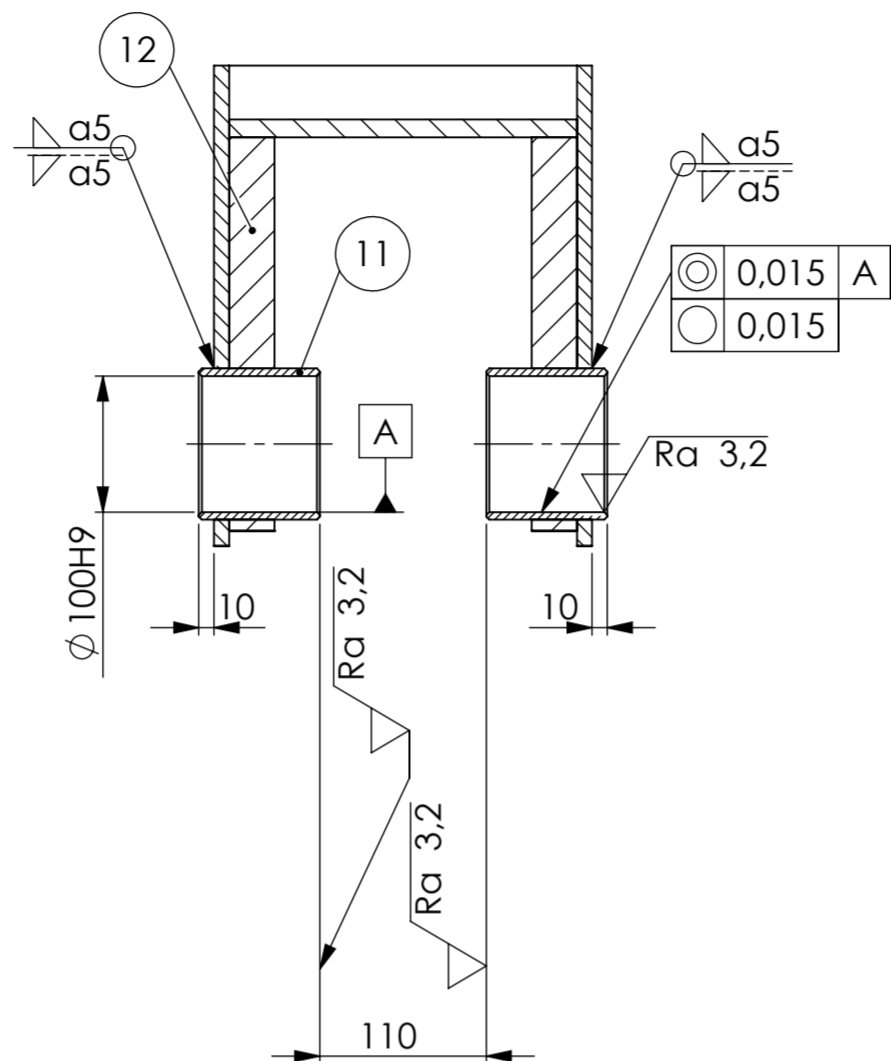
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	Fotografija	
Projektirao			Lovro Margetić		FSB Zagreb	
Razradio			Lovro Margetić		Strojarstvo	
Crtao			Lovro Margetić			
Pregledao			Rudolf Tomić			
Voditelj rada			Rudolf Tomić			
ISO - tolerancije			Objekt:	Objekt broj:		
Ø 70H9	0,074	0,000		R. N. broj:		
Ø 85H9	0,074	0,000	Napomena:	Smjer:		Kopija
Ø 100H9	0,087	0,000	Materijal:	Masa: 451 kg	Konstrukcijski	
Mjerilo originala			Naziv:	DIPLOMSKI RAD		
M 1:10			Držač lopate		Pozicija:	Format: A2
			Crtež broj: 02-00-11-2024		2	Listova: 3
						List: 1



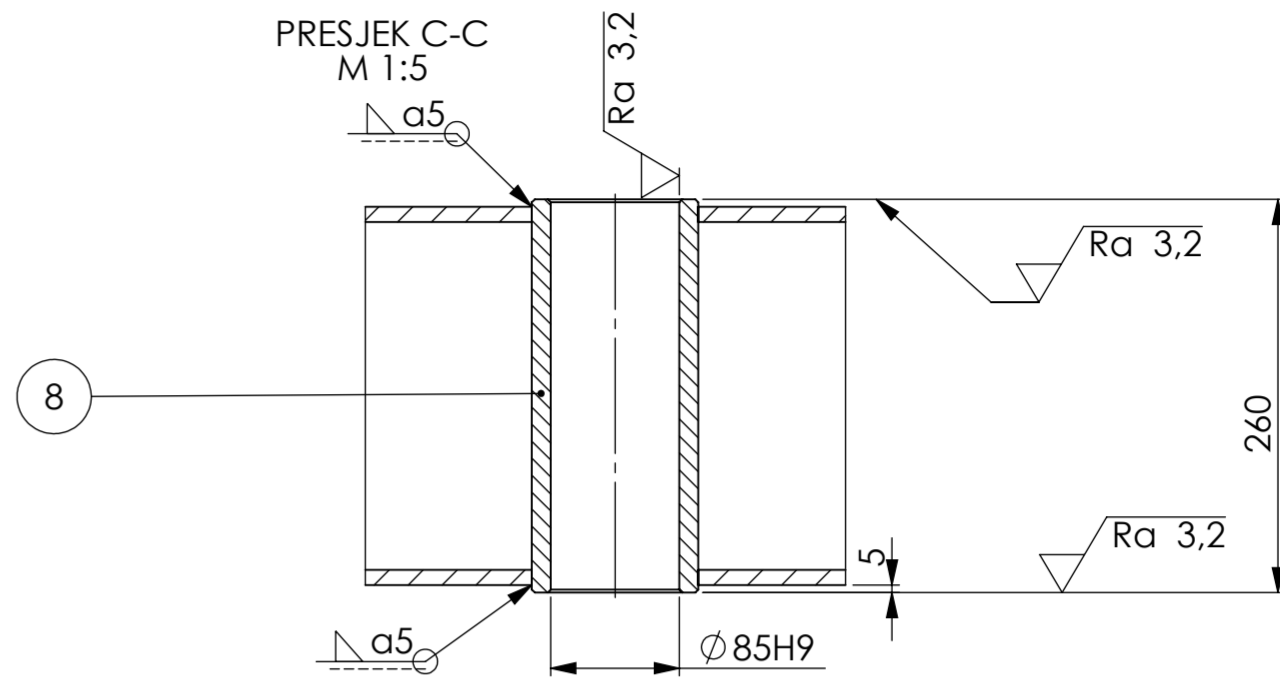
PRESJEK A-A
M 1:5



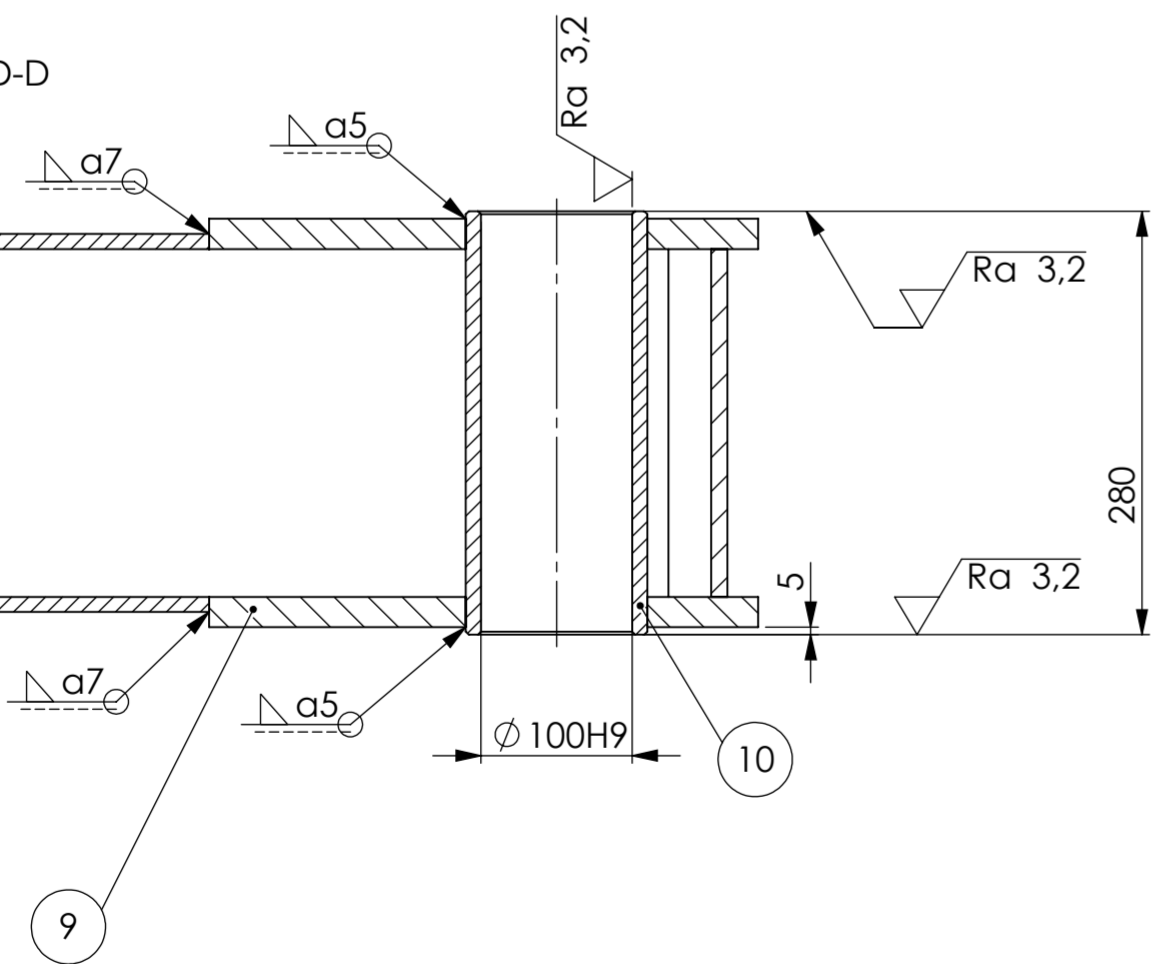
PRESJEK B-B
M 1:5



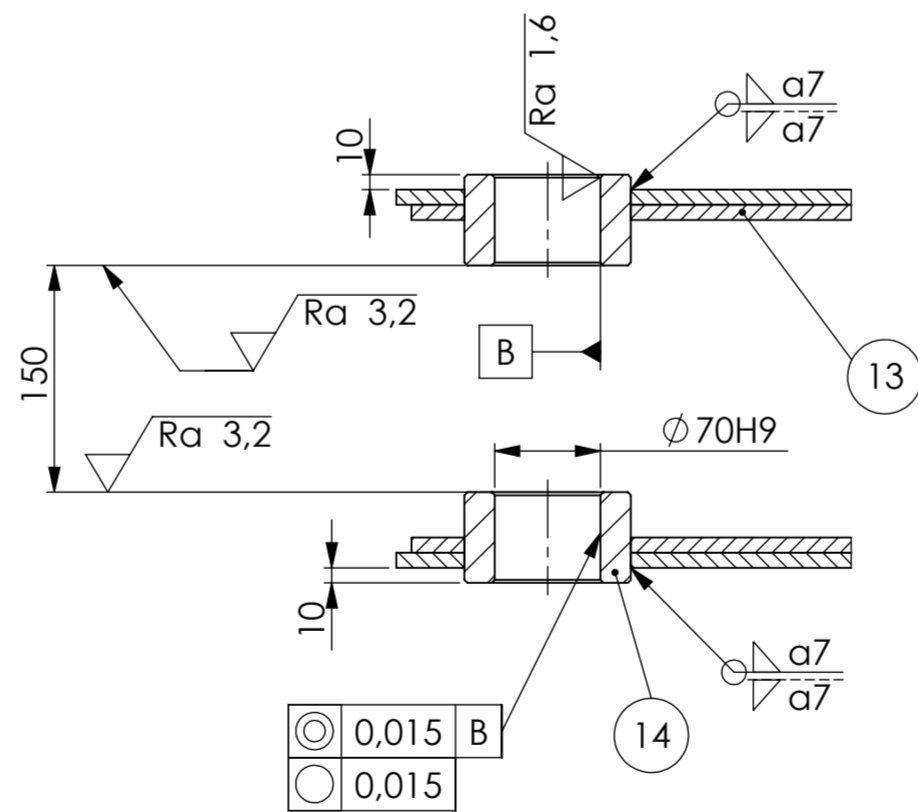
PRESJEK C-C
M 1:5



PRESJEK D-D
M 1:5

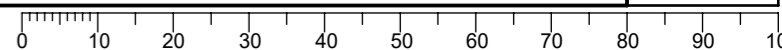


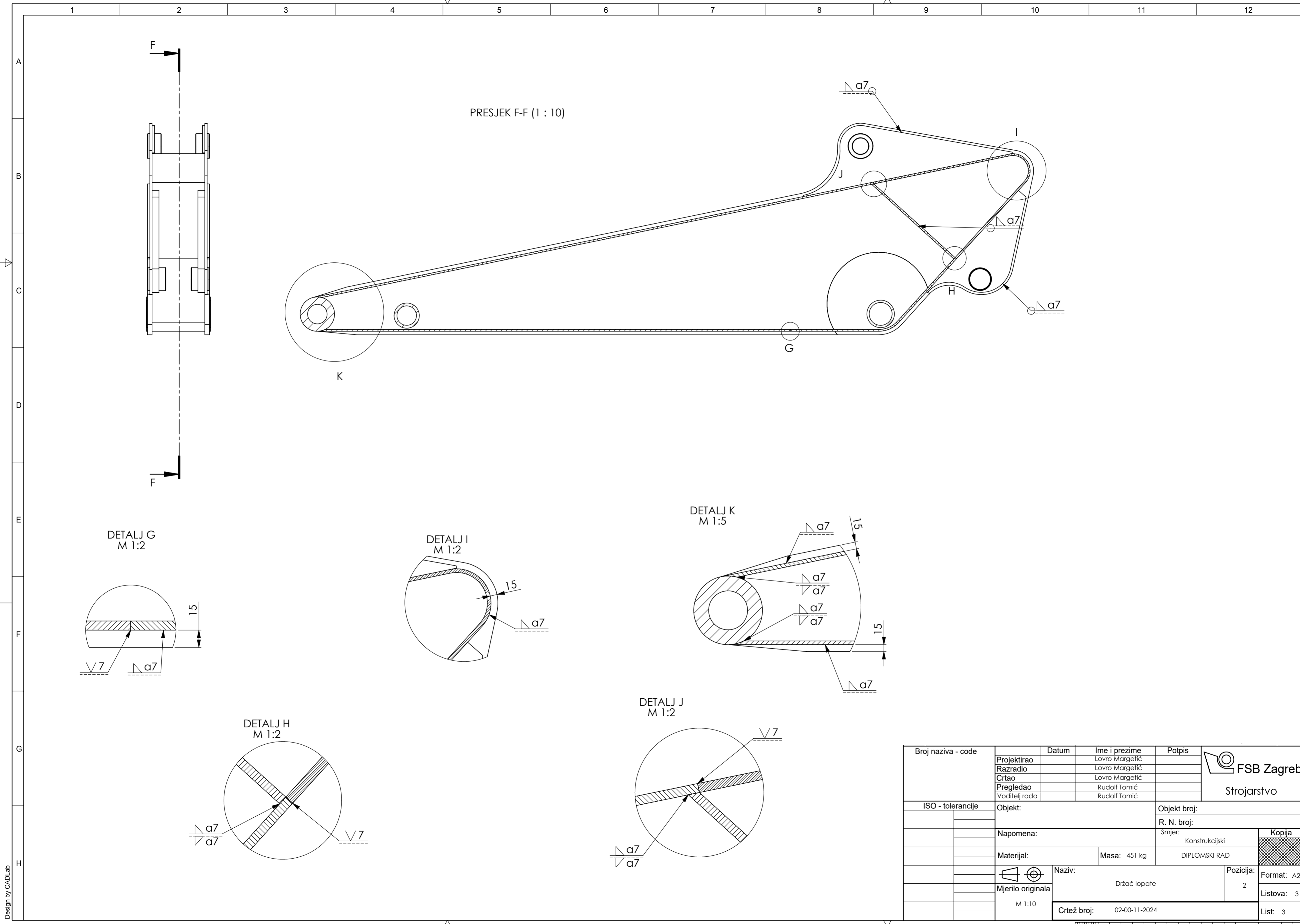
PRESJEK E-E
M 1:5



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
14	Čahura 5	2	02-14-11-2024	S355JR	Ø 110/Ø 70x60	2,63 kg
13	Lim ukrutni 4	2	02-13-11-2024	S235JR	240x700x10	8,33 kg
12	Lim ukrutni 3	2	02-12-11-2024	S235JR	550x260x30	15,8 kg
11	Čahura 4	2	02-11-11-2024	S355JR	Ø 110/Ø 100x80	1,00 kg
10	Čahura 3	1	02-10-11-2024	S355JR	Ø 120/Ø 100x280	7,55 kg
9	Lim ukrutni 2	2	02-09-11-2024	S235JR	Ø 450x20	17,4 kg
8	Čahura 2	1	02-08-11-2024	S355JR	Ø 110/Ø 85x260	7,75 kg
7	Čahura 1	1	02-07-11-2024	S355JR	Ø 150/Ø 85x280	26,2 kg
6	Lim ukrutni 1	2	02-06-11-2024	S235JR	485x270x8	8,12 kg
5	Lim 5	1	02-05-11-2024	S235JR	2500X230X8	35,5 kg
4	Lim 4	1	02-04-11-2024	S235JR	450X230X8	17,7 kg
3	Lim 3	1	02-03-11-2024	S235JR	500X230X8	12,3 kg
2	Lim 2	1	02-02-11-2024	S235JR	2060X230X8	29,0 kg
1	Lim 1	2	02-01-11-2024	S235JR	3200X500X10	108 kg

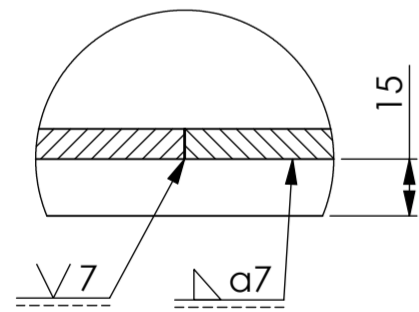
Poz.		Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	FSB Zagreb Strojarstvo	
Projektirao		Lovro Margetić					
Razradio		Lovro Margetić					
Crtao		Lovro Margetić					
Pregledao		Rudolf Tomić					
Voditelj rada		Rudolf Tomić					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
Ø 70H9	0,074			R. N. broj:			
	0,000						
Ø 100H9	0,087	Napomena:		Smjer:		Kopija	
	0,000			Konstrukcijski			
Ø 85H9	0,074	Materijal:		Masa: 451 kg		DIPLOMSKI RAD	
	0,000						
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A2	
M 1:10		Držač lopate		2		Listova: 3	
		Crtež broj:		02-00-11-2024		List: 2	



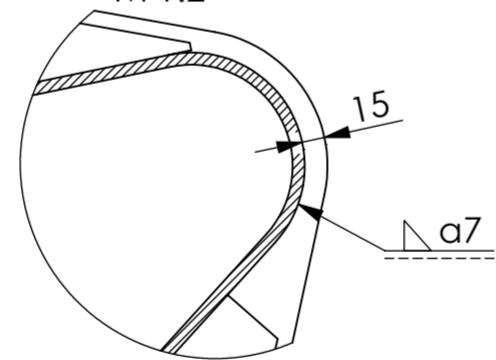


PRESJEK F-F (1 : 10)

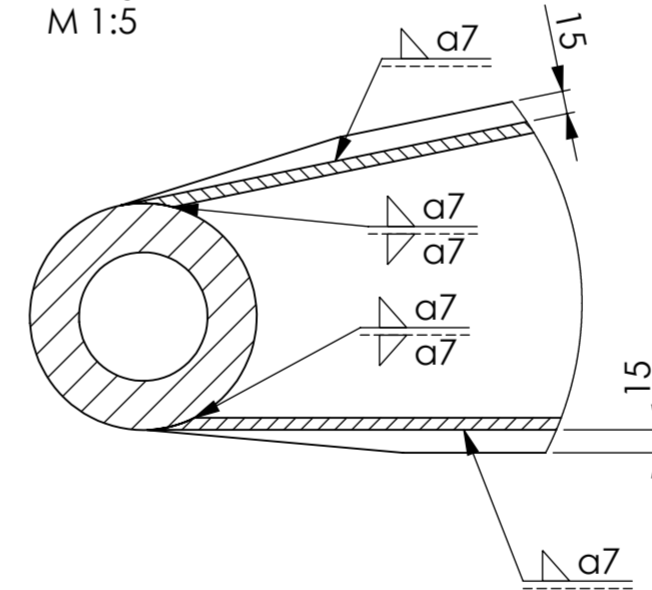
DETALJ G
M 1:2



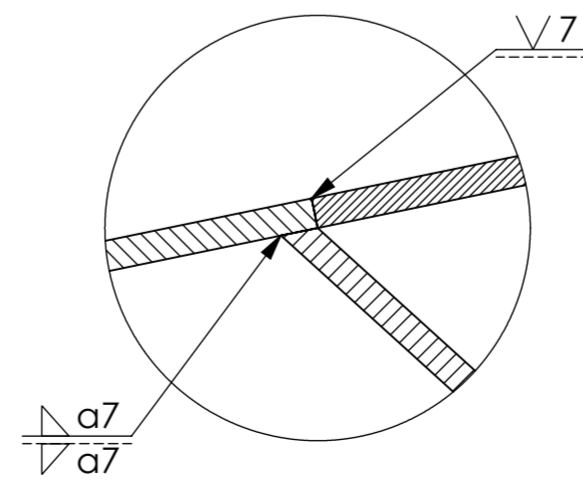
DETALJ I
M 1:2



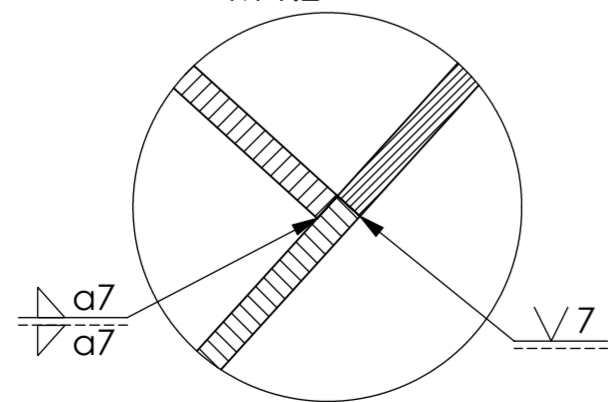
DETALJ K
M 1:5



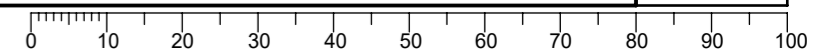
DETALJ J
M 1:2

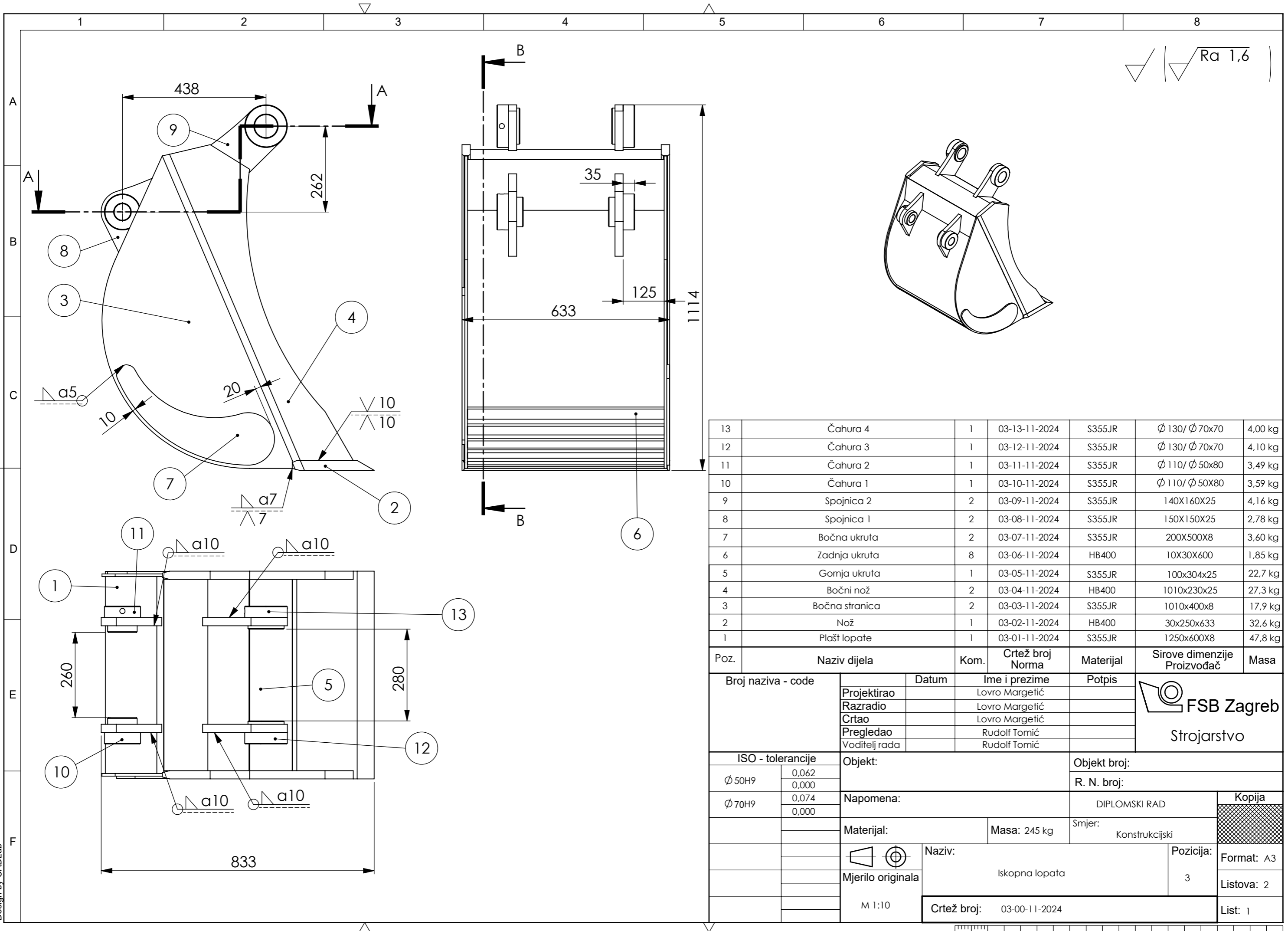


DETALJ H
M 1:2



Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb Strojarstvo
	Razradio		Lovro Margetić		
	Crtao		Lovro Margetić		
	Pregledao		Rudolf Tomić		
	Voditelj rada		Rudolf Tomić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
	Napomena:			R. N. broj:	
	Materijal:	Masa: 451 kg	Konstrukcijski	DIPLOMSKI RAD	Kopija
	Mjerilo originala	Naziv:	Držač lopate		Pozicija:
	M 1:10			2	Format: A2
		Crtež broj:	02-00-11-2024		Listova: 3
					List: 3

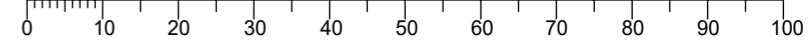




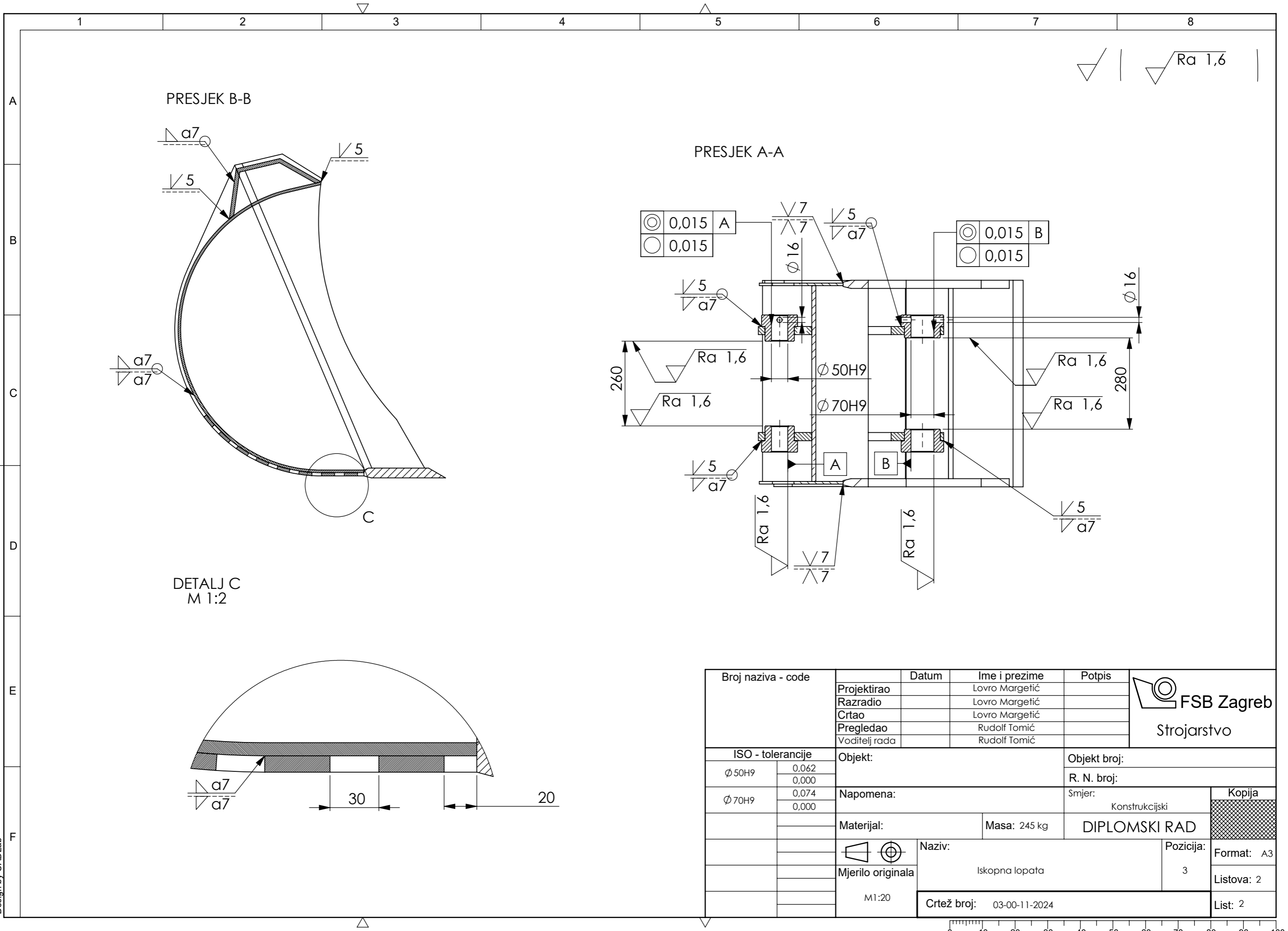
$\sqrt{Ra 1,6}$

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
13	Čahura 4	1	03-13-11-2024	S355JR	Ø 130/ Ø 70x70	4,00 kg
12	Čahura 3	1	03-12-11-2024	S355JR	Ø 130/ Ø 70x70	4,10 kg
11	Čahura 2	1	03-11-11-2024	S355JR	Ø 110/ Ø 50x80	3,49 kg
10	Čahura 1	1	03-10-11-2024	S355JR	Ø 110/ Ø 50x80	3,59 kg
9	Spojnica 2	2	03-09-11-2024	S355JR	140X160X25	4,16 kg
8	Spojnica 1	2	03-08-11-2024	S355JR	150X150X25	2,78 kg
7	Bočna ukruta	2	03-07-11-2024	S355JR	200X500X8	3,60 kg
6	Zadnja ukruta	8	03-06-11-2024	HB400	10X30X600	1,85 kg
5	Gornja ukruta	1	03-05-11-2024	S355JR	100x304x25	22,7 kg
4	Bočni nož	2	03-04-11-2024	HB400	1010x230x25	27,3 kg
3	Bočna stranica	2	03-03-11-2024	S355JR	1010x400x8	17,9 kg
2	Nož	1	03-02-11-2024	HB400	30x250x633	32,6 kg
1	Plast lopate	1	03-01-11-2024	S355JR	1250x600X8	47,8 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	Sirove dimenzije Proizvođač		Masa
Projektirao			Lovro Margetić		FSB Zagreb		
Razradio			Lovro Margetić		Strojarstvo		
Crtao			Lovro Margetić				
Pregledao			Rudolf Tomić				
Voditelj rada			Rudolf Tomić				
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
Ø 50H9	0,062			R. N. broj:			
	0,000						
Ø 70H9	0,074	Napomena:		DIPLOMSKI RAD		Kopija	
	0,000						
Materijal:		Masa: 245 kg	Smjer:		Konstrukcijski		
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A3	
M 1:10		Iskopna lopata		3		Listova: 2	
		Crtež broj: 03-00-11-2024				List: 1	



Design by CADLab



Design by CADLab

