

Stroj za pripremu ogrjevnog drva za kućnu upotrebu

Steyskal, Teodor

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:947102>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-04**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Teodor Steyskal

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Stroj za pripremu ogrjevnog drva za kućnu upotrebu

Mentor:
izv.prof.dr.sc. Matija Hoić, mag. ing.

Student:
Teodor Steyskal

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem svom mentoru izv.prof.dr.sc. Matiji Hoiću na svim savjetima i uputama koje mi je pružio te strpljenju i razumijevanju koje je uvijek pokazao tijekom izrade ovog rada. Također sam neizmjereno zahvalan svojoj obitelji na konstantnoj podršci tijekom cijelog mog obrazovanja.



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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Teodor Steyskal**

JMBAG: 0035219932

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Stroj za pripremu ogrjevnog drva za kućnu upotrebu**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Machine for preparing firewood for home use**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati stroj koji će drvo za ogrjev u formi trupaca preraditi u cjepanice uz minimalni angažman korisnika. Stroj je namijenjen za pripremu ogrjevnog drva za kućanstvo. Poželjno je da korisnik može samostalno održavati i popravljati stroj.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Dužina trupaca: $L_t = 1 \text{ m}$,
- 2) Najveći promjer trupaca: $D_t = 200 \text{ mm}$,
- 3) Ubacivanje trupaca: ručno,
- 4) Dužina cjepanica: $L_c = 25 \text{ i/ili } 33 \text{ cm}$,
- 5) Najveći promjer cjepanica: $D_c = 100 \text{ mm}$,
- 6) Pogon: hidraulički ili elektromehanički.

Rad treba sadržavati:

- 1) Pregled literature i postojećih rješenja za zadane operativne parametre,
- 2) Pregled postojećih rješenja za slične operativne parametre,
- 3) Prijedlog nekoliko koncepata rješenja,
- 4) Odabir jednog koncepta rješenja za detaljnu razradu,
- 5) Proračun i odabir pogonskih elemenata stroja,
- 6) Proračun i oblikovanje nosive konstrukcije stroja,
- 7) Sklopni crtež stroja.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

26. rujna 2024.

28. studeni 2024.

5., 6. i 9.12.2024.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK	XII
SUMMARY	XIII
1. UVOD	1
1.1. Opis problema	1
2. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	3
2.1. O postojećim uređajima	3
2.2. Postojeći uređaji na tržištu	4
2.2.1. Primjer 1	4
2.2.2. Primjer 2	6
2.2.3. Primjer 3	8
2.2.4. Primjer 4	10
2.2.5. Primjer 5	11
2.2.6. Primjer 6	12
2.3. Postojeći uređaji iz kućne radinosti	13
2.3.1. Primjer 1	13
2.3.2. Primjer 2	15
2.3.3. Primjer 3	16
2.3.4. Primjer 4	17
3. KONCEPTUALNA RAZRADA	18
3.1. Razrada problema	18
3.2. Funkcijska dekompozicija i morfološka matrica	19
3.3. Koncept 1	21

3.4. Koncept 2	23
3.5. Koncept 3	25
3.6. Koncept 4	26
3.7. Koncept 5	28
3.8. Vrednovanje koncepata	29
4. DIMENZIONIRANJE, PRORAČUN I OBLIKOVANJE	32
4.1. Određivanje snage prema zahtjevima piljenja	32
4.2. Određivanje sile cijepanja	32
4.3. Elektromotor	33
4.4. Proračun glavnog vratila	33
4.5. Proračun pile i pripadajućih komponenti	34
4.6. Remenski prijenos između vratila pile i glavnog vratila	38
4.7. Navojno vreteno	39
4.8. Prirubnica matice vretena	43
4.9. Remenski prijenos između vretena i glavnog vratila	44
4.10. Provjera kandžaste spojke	46
4.11. Proračun pera u opterećenoj grani prijenosa	48
4.12. Proračun ležajeva	50
4.13. Donje korito	61
5. NAČIN RADA UREĐAJA	64
5.1. Prikaz uređaja	64
5.2. Početak rada i pokretanje komponenti iz početnog položaja	66
5.3. Dolazak komponenti u krajnji položaj	68
5.4. Prolazak trupca kroz proces	71
LITERATURA	76
TEHNIČKA DOKUMENTACIJA	78

POPIS SLIKA

1.1	Drvo za ogrjev dobiveno cjepanjem [10]	1
1.2	Palete cjepanica dostupne u maloprodaji [11]	2
1.3	Trupci spremni za segmentiranje u cjepanice [12]	2
2.1	Proces izrade cjepanica postojećim uređajima	3
2.2	Uređaj za preradu drva 'Brute processor 23' [13]	5
2.3	Uređaj 'Brute processor 23' - istaknuta hidraulika [13]	5
2.4	Brute processor s cirkularnom pilom [13]	6
2.5	Konusni razdvajač trupaca [14]	7
2.6	Konusni razdvajač trupaca - proces [15]	7
2.7	Kinetički cjepač drva [16]	8
2.8	Kinetički cjepač - proces [17]	9
2.9	(a) Vodoravni i (b) vertikalni hidraulički cjepači [18]	10
2.10	Uređaj s cirkularnom pilom [19]	11
2.11	Proces rukovanja uređajem s cirkularnom pilom [19]	11
2.12	Cjepač s kidalicom/drobilicom [20]	12
2.13	Princip rada cjepača s kidalicom [20]	12
2.14	Cjepač s reznim bubnjem [21]	13
2.15	Princip rada cjepača s reznim bubnjem [21]	14
2.16	Cjepač s klipnim mehanizmom [21]	15
2.17	Cjepač s rotirajućom glavom za cijepanje [22]	16
2.18	Cjepač sa zamašnjakom [22]	17
3.1	Segmentacija trupca maksimalnog promjera poprečno na 3 segmenta	18
3.2	Primjeri nekih očekivanih segmentacija poprečnog presjeka	19
3.3	"Black box" metodologija [1]	19
3.4	Funkcijska struktura uređaja	20
3.5	Koncept uređaja 1	23
3.6	Koncept uređaja 2	24
3.7	Koncept uređaja 3	26
3.8	Koncept uređaja 4	27
3.9	Koncept uređaja 5	29
4.1	Izvadak iz kataloga električnih pila tvrtke "Stihl" [23]	32

4.2 Izvadak specifikacija hidrauličkog cjepača od 4 tone [24]	33
4.3 Jednofazni elektromotor [25]	33
4.4 Podsklop pile za poprečno raspiljavanje	35
4.5 Mehanizam s polugom i klizačem (eng. crank-slider mechanism) [2] . .	35
4.6 Brzina pile tijekom jednog okreta diska s ekscentrom	36
4.7 Slučaj opterećenja poluge uslijed piljenja	36
4.8 Svornjak između poluge i nosača pile	37
4.9 Preporučeni minimalni promjeri manje remenice klinastog remena [4] .	38
4.10 Nazivne snage normalnog klinastog remena [4]	39
4.11 Forma izvijanja vretena [6]	39
4.12 Matica kugličnog navojnog vretena s prirubnicom [32]	41
4.13 Matica kugličnog navojnog vretena s istaknutim detaljima [32]	42
4.14 Shema izvedbe potiskivača	43
4.15 Opterećenje svornjaka matice	44
4.16 Shema pogona (lijevo) i prikaz modela u programu SolidWorks (desno)	45
4.17 Modeli kandžastih spojki	47
4.18 Proračunski model zubi spojke	47
4.19 Spoj s perom	48
4.20 Proračunski model glavnog vratila	52
4.21 Prikaz ležajnog mjesta P2B 102-FM (oslonac A) i njegovi tehnički po- daci [33]	53
4.22 Prikaz ležajnog mjesta SY 40 TR (oslonac B) i njegovi tehnički podaci [34]	54
4.23 Proračunski model međuvratila u opterećenoj pogonskoj grani	55
4.24 Proračunski model vratila vretena	56
4.25 Aksijalni ležaj kugličnog navojnog vretena [32]	57
4.26 Prikaz ležaja 6008 i njegovi podaci [35]	58
4.27 Opterećenje na izlaznom vratilu elektromotora [25]	59
4.28 Proračunski model vratila pile	60
4.29 Konstrukcija donjeg korita	61
4.30 Kvalitativni prikaz prednjeg zavora donjeg korita	61
4.31 Proračunska površina zavora s ucrtanim opterećenjem	62
4.32 Pojednostavljeni dijelomični prikaz stražnjeg zavora donjeg korita . . .	63
5.1 3D prikaz uređaja u okruženju programa SolidWorks	64
5.2 Unutrašnjost uređaja s istaknutim glavnim komponentama	65
5.3 Prikaz uređaja u njegovoj početnoj poziciji u prostoru	66

5.4	Komponente u početnoj poziciji	66
5.5	Iniciranje kretanja komponenti	67
5.6	Veza držača trupca i pile	68
5.7	Uležištenje nosača pile i držača pile	68
5.8	Početak procesa prebačaja spojke	69
5.9	Održavanje pile u podignutoj poziciji	70
5.10	Labilan položaj opruge na mehanizmu za prebacivanje spojke	70
5.11	Spojka prebačena u stanje za reverziranje	71
5.12	Prvi očekivani teoretski slučaj prolaska trupca kroz proces	74
5.13	Drugi očekivani teoretski slučaj prolaska trupca kroz proces	75

POPIS TABLICA

3.1 Primarne funkcije uređaja i rješenja	21
3.2 Tablica evaluacije koncepata	30

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

Broj crteža	Naziv iz sastavnice
TS-DIPL-01-00-00-00	Stroj za obradu trupaca
TS-DIPL-01-01-00-00	Nosiva konstrukcija s podvozjem
TS-DIPL-01-02-00-00	Vozičak
TS-DIPL-01-03-00-00	Potiskivač - sklop
TS-DIPL-01-04-00-00	Glavno vratilo - sklop
TS-DIPL-01-05-00-00	Glavno međuvratilo - sklop
TS-DIPL-01-06-00-00	Mehanizam za prebacivanje
TS-DIPL-01-07-00-00	Vratilo s pilom - sklop
TS-DIPL-01-08-00-00	Vratilo vretena - sklop
TS-DIPL-01-09-00-00	Međuvratilo 1 - sklop
TS-DIPL-01-10-00-00	Međuvratilo 2 - sklop

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_j	mm ²	Površina poprečnog presjeka jezgre vretena
A_p	mm ²	Površina poprečnog presjeka poluge
A_{sv}	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka vilice potiskivača
A_s	mm ²	Površina poprečnog presjeka kvadratne šipke vilice potiskivača
A_z	mm ²	Površina poprečnog presjeka zuba kandžaste spojke
A_{zav}	mm ²	Površina poprečnog presjeka zavora
a	mm	Debljina stjenke okvira pile
b	mm	Debljina stjenke poluge, širina pera
C_1	kN	Dinamička opterećenost ležaja
C_a	kN	Aksijalna dinamička opteretivost ležaja
C	kN	Dopuštena dinamička opterećenost ležaja
D_c	mm	Promjer cjepanica
D_{rem}	mm	Promjer remenice
D_t	mm	Promjer trupca
d_0	mm	Nominalni promjer vretena
d_1	mm	promjer manje remenice
d_2	mm	promjer veće remenice, srednji promjer vretena
d	mm	promjer svornjaka, potrebni promjer jezgre vretena
$d_{gv,potr}$	mm	Potreban promjer glavnog vretena
d_s	mm	Srednji promjer kandžaste spojke
$d_{vr,potr}$	mm	Potreban promjer vretena na dijelu bez navoja
E	MPa	Modul elastičnosti (Yungov modul)
e	mm	Udaljenost središta popr. presj. zavora od ruba zavora
F	N	Sila na zavar klina za rascjepavanje
F_0	N	Sila na prvoj remenici glavnog vratila
F_{0y}	N	Komponenta sile na prvoj remenici u smjeru osi y
F_{0z}	N	Komponenta sile na prvoj remenici u smjeru osi z
F_1	N	Sila na drugoj remenici glavnog vratila
F_{1y}	N	Komponenta sile na drugoj remenici u smjeru osi y
F_{1z}	N	Komponenta sile na drugoj remenici u smjeru osi z
F_2	N	Sila na trećoj remenici glavnog vratila
F_{2y}	N	Komponenta sile na trećoj remenici u smjeru osi y
F_{2z}	N	Komponenta sile na trećoj remenici u smjeru osi z

Oznaka	Jedinica	Opis
F_3	N	Sila na manjoj remenici međuvratila
F_{3y}	N	Komponenta sile na manjoj remenici međuvratila uz smjeru osi y
F_{3z}	N	Komponenta sile na manjoj remenici međuvratila u smjeru osi z
F_A	N	Ukupna sila u osloncu A
F_{Ay}	N	Komponenta sile u osloncu A u smjeru osi y
F_{Az}	N	Komponenta sile u osloncu A smjeru osi z
F_B	N	Ukupna sila u osloncu B
F_{By}	N	Komponenta sile u osloncu B u smjeru osi y
F_{Bz}	N	Komponenta sile u osloncu B u smjeru osi z
F_C	N	Ukupna sila u osloncu C
F_C	N	Komponenta sile u osloncu C u smjeru osi y
F_A	N	Komponenta sile u osloncu C u smjeru osi z
F_D	N	Ukupna sila u osloncu C
F_{Dy}	N	Komponenta sile u osloncu D u smjeru osi y
F_{Dz}	N	Komponenta sile u osloncu D u smjeru osi z
F_E	N	Ukupna sila u osloncu E
F_F	N	Ukupna sila u osloncu F
F_g	N	Sila težine elemenata na kraju vratila pile
F_H	N	Ukupna sila u osloncu H
F_{Hx}	N	Komponenta sile u osloncu H u smjeru osi x
F_{Hy}	N	Komponenta sile u osloncu H u smjeru osi y
F_I	N	Ukupna sila u osloncu I
F_{Iy}	N	Komponenta sile u osloncu I u smjeru osi y
F_{Iz}	N	Komponenta sile u osloncu I u smjeru osi z
F_J	N	Ukupna sila u osloncu J
F_{Jy}	N	Komponenta sile u osloncu J u smjeru osi y
F_{Jz}	N	Komponenta sile u osloncu J u smjeru osi z
F_p	N	Sila u poluzi mehanizma s klizačem, sila na vreteno
$F_{R,dop}$	N	Dopušteno radijalno opt. vratila elektromotora
F_t	N	Tangencijalna/obodna sila
F_x	N	Sila u smjeru osi x
F_y	N	Sila u smjeru osi y
F_z	N	Sila u smjeru osi z
H	mm	Krak na kojem djeluje sila
I	mm ⁴	Moment tromosti
i_1	-	Prijenosni ommjer s gl. vratila na međuvratilo

Oznaka	Jedinica	Opis
i_2	-	Prijenosni omjer s međuvratila na vratilo vretena
i_R	-	Prijenosni omjer remenskog prijenosa
i_z	-	Prijenosni omjer zupčaničkog prijenosa
$L_{10h,min}$	h	Minimalni vijek trajanja ležaja
L_t	mm	Duljina trupca, efektivna duljina pera u spoju
L_W	mm	Efektivna duljina klinastog remena
l	mm	Duža poluga kod mehanizma s klizačem, duljina izvijanja vretena
M_{Axy}	N m	Moment oko oslonca A u x-y ravnini
M_{Axz}	N m	Moment oko oslonca A u x-z ravnini
M_{Cxy}	N m	Moment oko oslonca C u x-y ravnini
M_{Cxz}	N m	Moment oko oslonca C u x-z ravnini
M_G	N m	Moment oko oslonca G
M_s	N m	Savojni moment
N_{EM}	okr/min	brzina vrtnje elektromotora
n_{disk}	okr/min	Brzina vrtnje diska s ekscentrom (tj. vratila pile)
n_{vr}	okr/min	Brzina vrtnje vretena
P_{EM}	W	Snaga elektromotora
P_h	mm	Uspon vretena
P_p	W	Snaga za rascjepavanje (snaga na potiskivaču)
$P_{r,N}$	W	Nazivna snaga koju remen može prenositi
p	MPa	Površinski pritisak/tlak
p_u	MPa	Tlak na strani vratila kod spoja perom (unutarnji tlak)
p_v	MPa	Tlak na strani glavin kod spoja perom (vanjski tlak)
r	mm	Kraća poluga kod mehanizma s klizačem
S	-	Faktor sigurnosti
S_{potr}	-	Potrebni faktor sigurnosti
S_{vr}	-	Faktor sigurnosti vretena
T_E	N m	Okretni oment na disku s ekscentrom
T_N	N m	Nominalni okretni moment elektromotora
T_{vr}	N m	Moment na vretenu
t_1	mm	Dubina utora za pero na vratilu
t_2	mm	Aktivna dubina utora za pero na glavini
v_p	m/s	Brzina potiskivača/brzina matice
v_{rem}	m/s	Brzina remena
W	mm ³	Moment otpora
\dot{x}	m/s	Linearna brzina pile

POPIS OZNAKA - grčka slova

Oznaka	Jedinica	Opis
ε	-	Eksponent vijeka trajanja ležaja
η_{vr}	-	Korisnost vretena
θ	rad	Kut zakreta manje poluge mehanizma s klizačem oko zgloba
λ	-	Faktor vitkosti vretena
$\sigma_{D(-1)dop}$	MPa	Dopušteno naprezanje za čisti naizmjenični ciklus
σ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje
$\sigma_{f,DI}$	MPa	Dinamička izdržljivost za čisto istosmjerno savijanje
$\sigma_{f,dop}$	MPa	Dopušteno naprezanje kod savijanja
σ_f	MPa	Svojno naprezanje
σ_k	MPa	Kritično naprezanje kod izvijanja
σ_p	MPa	Normalno naprezanje u poluzi
σ_{red}	MPa	Reducirano naprezanje
σ_t	MPa	Tlačno naprezanje
$\tau_{t,DN}$	MPa	Dinamička izdržljivost kod naizmjeničnog naprezanja na uvijanje
$\tau_{t,dop}$	MPa	Dopušteno smično naprezanje kod uvijanja
τ	MPa	Smično naprezanje
ω	rad/s	Kutna brzina

SAŽETAK

Ovaj rad opisuje konstruiranje stroja za izradu drva za ogrjev za kućnu upotrebu koji se sastoji primarno od mehaničkih komponenti, a pokretan je jednofaznim elektromotorom. Ideja ovog elektromehaničkog uređaja je minimizirati fizički angažman korisnika tijekom procesa korištenjem specifičnih mehanizama koji samostalno ciklički provode proces dok je elektromotor uključen. Na početku rada prikazan je detaljan pregled uređaja za preradu trupaca u ogrjevno drvo (cjepanice) koji su dostupni na tržištu te isto tako i pregled uređaja iz kućne radinosti. Na temelju pregleda tržišta te mehanizama i komponenti korištenih u postojećim uređajima, ilustrirano je i objašnjeno 5 različitih koncepata. Nadalje se provela evaluacija koncepata, nakon koje je, primarno temeljem zahtjeva za čim manji izvor snage te jednostavnije komponente, odabran jedan koncept za daljnju razradu. Temeljem tako odabranog koncepta, uređaj je konstruiran te je kreiran i 3D model u SolidWorksu. Naposljetku, proces je ilustriran i objašnjen uz pomoć slika CAD modela u različitim fazama procesa izrade drva za ogrjev te su na kraju prikazani i tehnički crteži pojedinih sklopova uređaja.

Ključne riječi: Drvo za ogrjev, Uređaj za izradu drva za ogrjev, Elektromehanički uređaj

SUMMARY

This paper describes the design of a machine for preparing firewood for domestic use that consists of primarily mechanical components and is driven by a single-phase electric motor. The idea of this electromechanical device is to minimize the user's physical involvement during the process by using specific mechanisms which carry out the process cyclically while the electric motor is turned on. At the beginning of the paper, a detailed overview of devices for processing logs into firewood available on the market is presented, as well as an overview of home-made devices. Based on the review of the market and mechanisms and components used in existing devices, 5 different concepts are illustrated and explained. Furthermore, an evaluation of the concepts was carried out, after which, mainly based on the requirements for the smallest power source and simpler components, one concept was selected for further development. Based on the chosen concept, the device was designed and a 3D model was created in SolidWorks. Finally, the process is illustrated and explained with the help of CAD model images in different stages of the firewood production process and at the end, technical drawings of individual device assemblies are presented.

Key words: Firewood, Firewood processor, Electromechanical device

1. UVOD

1.1. Opis problema

Drvo je kroz prošlost, ali i u moderna vremena zadržalo veliku prisutnost među načinima stvaranja toplinske energije. Primarno se to očituje na primjeru kućanstava gdje je ono vrlo zastupljeno uz ostale oblike generiranja topline poput grijanja na plin i struju koji znaju stvarat poprilične troškove. To za posljedicu stvara probleme zimi te se mnoga kućanstva koja imaju odgovarajuću infrastrukturu odlučuju na grijanje ogrjevnim drvetom.



Slika 1.1: Drvo za ogrjev dobiveno cjepanjem [10]

No i to rješenje nažalost za sobom nosi određene troškove s obzirom na to da se većinom potrošači mogu odlučiti ili za kupnju gotovih cjepanica za ogrjev (najčešće na paletama) koje se mogu naći u većini maloprodajnih trgovina kojima je primarni asortiman građevinski i vrtni materijali, alati i slično ili se mogu odlučiti za kupnju većih komada drveta (trupaca) koje potom moraju sami procesirati u cjepanice (ili platiti naknadnu uslugu procesiranja nekoj trećoj strani). Ovaj rad se bavi drugim slučajem, dakle kada je na neki način (određenim uređajem) potrebno procesirati trupce (ograničenih dimenzija) u cjepanice spremne za ogrjev. Na slikama 1.2 i 1.3 prikazane su dvije navedene najčešće opcije za potrošače.



Slika 1.2: Paleta cjepanica dostupne u maloprodaji [11]



Slika 1.3: Trupci spremni za segmentiranje u cjepanice [12]

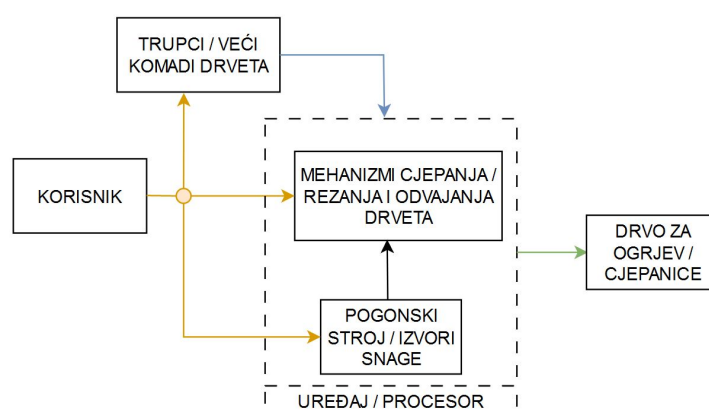
2. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

2.1. O postojećim uređajima

Na tržištu postoji čitav niz proizvoda kojima je namjena obrada trupaca i ostalih većih komada drveta u prihvatljive cjepanice za ogrjev. S obzirom na ideju zadatka, ne navode se primjeri velikih postrojenja i slično, primarno iz razloga jer su oni automatizirani do velike mjere i/ili zahtjevaju više značajno angažiranih korisnika tijekom svojeg režima rada te zbog očiglednih dimenzija i cijene.

Ono što je prikazano su različiti primjeri cjepača odnosno općenitije procesora drveta koji koriste angažman najčešće jednog korisnika te su prihvatljivih dimenzija za držanje kod kuće (primjerice u garaži ili ispod nekakvih natkrivenih površina). Razlikuju se ugrubo prema: razini angažmana korisnika, potrebama direktnog rukovanja drvetom od strane korisnika tijekom procesa, mehanizmu tj. mehanizmima procesiranja samog drveta, izvoru snage tj. pogonu te dimenzijama i cijeni. Potrebno je istaknuti da se prikazuju uređaji s tržišta, ali i funkcionalna rješenja iz kućne radinosti. Ti uređaji su ukratko opisani te su istaknute njihove prednosti i mane, a zbog činjenice da uređaja sličnih ili jednakih karakteristika postoji više, daje se samo po jedan primjer za specifičnu skupinu karakteristika.

Na sljedećoj je slici, prije opisivanja samih postojećih uređaja, prikazana shema koja vizualno prikazuje općeniti opis navedenog procesa. Nešto kasnije, slično toj shemi, prikazan je i funkcijski dijagram za potrebe izrade koncepta uređaja.



Slika 2.1: Proces izrade cjepanica postojećim uređajima

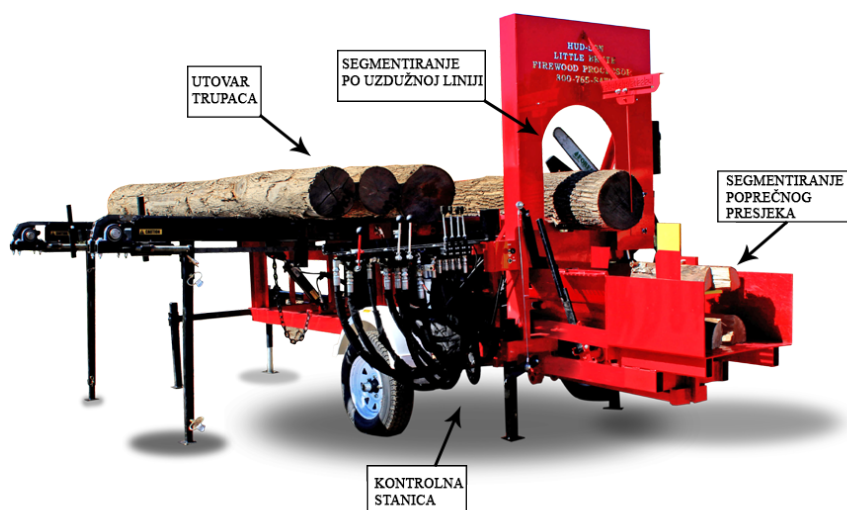
2.2. Postojeći uređaji na tržištu

U nastavku su navedeni postojeći uređaji na tržištu. Kao što je prethodno naglašeno, navedeni su samo neki primjeri s ciljem da se pokažu različiti principi rada (različiti mehanizmi). Dakle nisu prikazani uređaji različitih proizvođača s istim principom rada već samo jedinstvena rješenja.

2.2.1. Primjer 1

Jedno često rješenje na tržištu je kombiniranje hidraulike za rascjepavanje poprečnog presjeka trupaca te neki oblik mehanizma s cirkularnom ili lančanom pilom za segmentiranje po uzdužnoj liniji trupca. Postoje uređaji malo veće cijene koji objedinjuju pilu i hidraulički cjepač kao module jednog stroja te su dosta lakši za upravljanje i zahtjevaju manje fizičkog rukovanja nakon utovara trupaca (uglavnom se rukovanje svodi na upravljanje uređajem putem kontrolne ploče). Drugi oblici, oni nešto jeftiniji, često pretpostavljaju vanjsko poprečno segmentiranje trupaca na manje dijelove prije same završne obrade u cjepanice i kao ulaz prihvaćaju već pripremljene trupce manjih dužina (do npr. 40ak cm) te vrše samo hidrauličko rascjepavanje.

Na sljedećem primjeru prikazan je navedeni princip. Radi se o uređaju "Brute 23 Firewood processor" proizvođača "Hud-Son Forest Equipment". Uređaj se može u cjelosti (sa svim modulima) naručiti za cijenu od oko 40000 USD (ovdje se već vidi zašto uređaji ovakvih karakteristika nisu obistinivi za pojedina kućanstva već samo za pojedince ili manje tvrtke koje namjeravaju ostvarivati kontinuirani prihod od proizvodnje ogrjevnog drva). Uređaj ima mogućnost utovara nekoliko većih trupaca nakon čega korisnik preko upravljačke ploče upravlja reznim/cjepajućim mehanizmima. Uređaj dakle karakterizira konstantan nadzor korisnika nakon utovara trupca te dosta velika brzina obrade. Navedeni uređaj sa karakterističnim modulima je prikazan na slici 2.2, a na slici 2.3 prikazan je isti uređaj s istaknutom hidraulikom u procesu.



Slika 2.2: Uređaj za preradu drva 'Brute processor 23' [13]



Slika 2.3: Uređaj 'Brute processor 23' - istaknuta hidraulika [13]

Od istog proizvođača se u nastavku na slici 2.4 prikazuje i sličan uređaj s glavnom razlikom kod poprečnog segmentiranja (segmentiranje po uzdužnoj liniji/osi trupca), gdje se sada koristi cirkularnom pilom umjesto lančanom.



Slika 2.4: Brute processor s cirkularnom pilom [13]

2.2.2. Primjer 2

Jedan od često primijenjenih principa razdvajanja/rascjepavanja manjih segmenata trupaca je upotreba navojnog konusa. Polazi se od ideje da korisnik raspolaže prethodno segmentiranim manjim dijelovima trupaca koje potom ručnom silom pritišće na rotirajući navojni konus koji pomoću navoja "navlači" drveni segment na sebe te zbog oblika konusa rascjepava isti na 2 dijela. Korisnik ovisno o potrebi ponavlja radnju sve dok ne dobije komade prihvatljive veličine. Uređaj karakterizira jednostavnost i robusnost, no i veliki fizički angažman korisnika. Uređaj se može pronaći na tržištu, ovisno o potrebnim karakteristikama snage, u cjenovnom rangu od 1500 do 3000 eura te s određenim varijacijama ovisno o toj cijeni.

U nastavku na slici 2.5 je prikazan samo jedan od mnogih takvih uređaja, proizvođača "Sidiros". Na slici 2.6 je također prikazan postupak rascjepavanja drva na navedenom konusnom cjepaču kroz nekoliko faza procesa. Dakle još jednom se, nadovezujući na sliku 2.6, naglašava vidljivi visoki angažman korisnika u pogledu manevriranja drvnim segmentima.



Slika 2.5: Konusni razdvajač trupaca [14]



Slika 2.6: Konusni razdvajač trupaca - proces [15]

2.2.3. Primjer 3

Sljedeće jedinstveno rješenje koristi kinetičku energiju za rascjepavanje segmenata, a samo rascjepavanje vrši slično kao što je to u prvom primjeru činila hidraulika. Ovakvi uređaji koriste motorom pogonjeni mehanizam sa zamašnjakom, gdje mehanizam uslijed korisnikove aktivnosti otpušta potisni segment te stvara nagli nalet energije pri udaru u prethodno pozicionirani segment trupca koji potom biva rascjepan. Korisnik tako može ponavljati radnju sve dok ne dobije segmente/cjepanice prihvatljiva veličine. Uređaj je dakle okarakteriziran manjim angažmanom korisnika u pogledu same fizičke snage (potrebno samo manevriranje segmentom trupca, ali ne i uporaba npr. ručne sile kao u primjeru 2) te se na tržištu može pronaći za otprilike 1000 USD. U nastavku je na slici 2.7 prikazan uređaj proizvođača "Forestwest".



Slika 2.7: Kinetički cjepač drva [16]

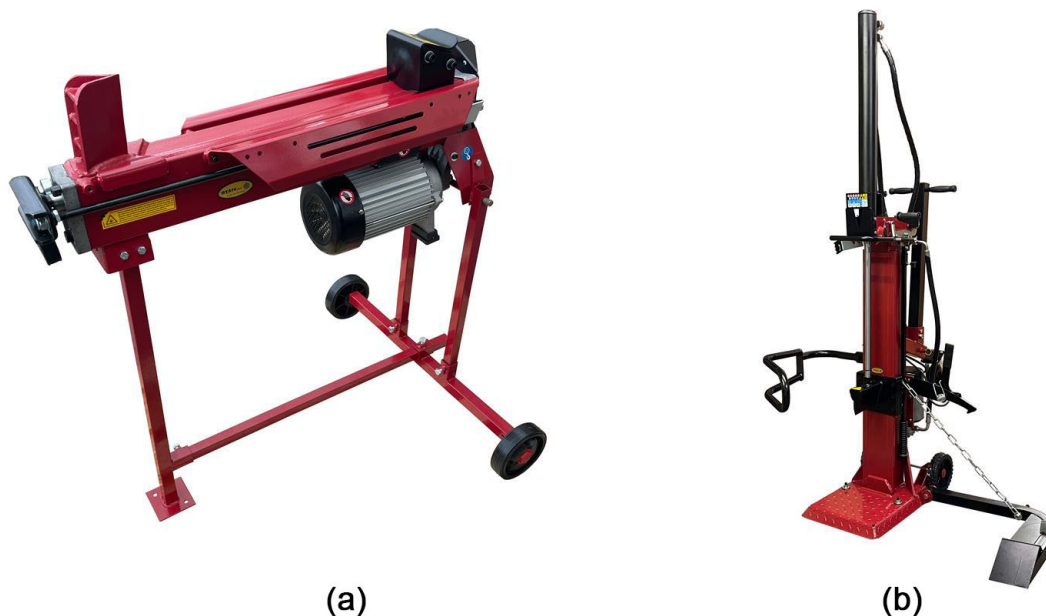
U nastavku je na slici 2.8 prikazan proces cijepanja navedenim kinetičkim cjepačem.



Slika 2.8: Kinetički cjepač - proces [17]

2.2.4. Primjer 4

Jedan dobro poznati i vrlo dostupan uređaj na tržištu je električno pogonjeni hidraulički cjepač pri čemu je sama funkcija poprečnog rascjepavanja drva već spomenuta i u primjeru 1. Često je korišten u kućanstvima zbog cjenovne dostupnosti. Kao glavna prednost mu se ističe jednostavnost pri rukovanju, ali dolazi s manom koja se očituje u činjenici da je potrebno imati već uzdužno segmentirane trupce (isto kao kod npr. kinetičkog cjepača). Na slici 2.9 prikazani su vodoravni i vertikalni hidraulički cjepači proizvođača "Titan Pro". Cijena uređaja na slici 2.9 a) je oko 500 EUR, dok je onog na slici 2.9 b) oko 1000 EUR.



Slika 2.9: (a) Vodoravni i (b) vertikalni hidraulički cjepači [18]

2.2.5. Primjer 5

Još jedan od jednostavnijih cjepača za rukovanje dolazi u obliku cirkularne pile za poprečnu segmentaciju trupaca manjih promjera gdje nije nužno potrebno uzdužno rascjepavanje. Na slici 2.10 prikazuje se uređaj tvrtke "Posch" u čijoj se liniji proizvoda ovaj i slični mogu pronaći u cjenovnom rangu od par tisuća eura.

Na slici 2.10 prikazan je navedeni uređaj s cirkularnom pilom, dok je na slici 2.11 ukratko prikazan način rukovanja sa strojem odnosno način obrade drva.



Slika 2.10: Uređaj s cirkularnom pilom [19]



Slika 2.11: Proces rukovanja uređajem s cirkularnom pilom [19]

2.2.6. Primjer 6

Naposlijetku, na tržištu se mogu pronaći i uređaji koji se ponašaju uglavnom poput svojevrstnih drobilica/kidalica. Pritom im je karakteristika da prihvaćaju nepravilne komade drveta, ali manjih debljina/promjera (deblje grane, granje, daske i slično) koji potom bivaju kidani na manje nepravilne komade. Funkcioniraju po principu kućišta s kidalicom smještenom iznutra. Kidalica je izvedena s pločicama/oštricama koje prilikom rotacije zahvaćaju umetnuti trupac odnosno drvenu sirovinu te istu uvlače i kidaju u značajno manje komade koje potom izbacuje s druge strane. Uređaj na slici 2.12, proizvođača "Rock machinery" se može pronaći na tržištu za približno 1800 eura. Na slici 2.13 je prikazan način rada navedenog uređaja.



Slika 2.12: Cjepač s kidalicom/drobricom [20]



Slika 2.13: Princip rada cjepača s kidalicom [20]

2.3. Postojeći uređaji iz kućne radinosti

Većina postojećih uređaja iz kućne radinosti koji se pronalaze na Internetu u sklopu kojekakvih pokaznih i "uradi sam" videa sadrže već spomenute principe rada iz potpoglavlja 2.2. Unatoč tome, pronađene su neke inačice uređaja koji koriste nešto drugačije principe rada pa su ukratko prikazani u nastavku.

2.3.1. Primjer 1

Prvi primjer koji se spominje koristi pogon preko traktorskog priključka te je vrlo jednostavan i robusan u izvedbi. Zasniva se na principu rotirajuće oštrice koja po principu klina, uslijed multiplicirane obodne pogonske sile, odrezuje komade drveta. Na bubnju velike mase izrađen je specifičan oblik oštrice koji prilikom rotacije na mjestu umetanja drva radi rez po principu svojevrsnih "škara". Glavna mana ovakvog rješenja je ograničenje na trupce manjih dimenzija u promjeru (odnosno trupce više nalik granama) kako bi se dobile cjepanice pogodne za ogrjev te je potreban značajan i konstantan angažman korisnika u vidu manevriranja drvom. Taj primjer prikazan je na slici 2.14.



Slika 2.14: Cjepač s reznim bubnjem [21]

Na slici 2.15 vizualno je pojašnjen princip prethodno navedenog cjepača/rezača prilikom umetanja trupca/grane.



Slika 2.15: Princip rada cjepača s reznim bubnjem [21]

2.3.2. Primjer 2

Sljedeći primjer iz kućne radinosti je stroj pogonjen elektromotorom koji funkcionira slično kao neki prethodno navedeni cjepači no cjepanje ostvaruje preko klipnog mehanizma/klizača. Proces je ponovno okarakteriziran već spomenutim značajnim angažmanom korisnika i prihvatom trupaca malih uzdužnih dimenzija (već poprečno segmentirani trupci). Dodatna mana naspram primjerice hidrauličkog cjepača je i opasnost za korisnika koja se javlja zbog kontinuiranog procesa. Naime klipni mehanizam kontinuirano vrši svoj hod naprijed-nazad, a korisnik biva zadužen za precizno i pravovremeno umetanje cjepanica što može rezultirati povredom dlana. Uređaj je prikazan na slici 2.16.



Slika 2.16: Cjepač s klipnim mehanizmom [21]

2.3.3. Primjer 3

Nadovezujući se na prethodno navedeni uređaj i spomenute opasnosti, kod sljedećeg uređaja se ističe slična pojava. Naime uređaj funkcionira po principu rotirajućeg mehanizma kod kojeg je na rotirajuće vratilo kruto spojena poluga s glavom za cijepanje. Glava jednom po okretaju prolazi kroz režno postolje gdje korisnik pozicionira manji segment trupca za dodatno usitnjavanje. Proces je ponovno kontinuiran poput onog u primjeru 2 stoga to u kombinaciji sa značajnom razinom ručnog manevriranja predstavlja izravnu opasnost za korisnika. Uređaj je prikazan na slici 2.17.



Slika 2.17: Cjepač s rotirajućom glavom za cijepanje [22]

2.3.4. Primjer 4

Posljednji primjer iz kućne radinosti prikazan je na slici 2.18. Funkcionira po principu kinetičke energije koju generira preko velikog rotirajućeg zamašnjaka na kojeg je na jednom mjestu spojen klin za cjepanje/rezna glava koja jednom po okretaju prolazi preko postavne platforme na koju korisnik pozicionira željeni komad drveta u kojeg klin tada udara i rascjepava ga. Proces je ponovno okarakteriziran velikom razinom opasnosti za korisnika, kako zbog uvjeta pravovremenog i preciznog manevriranja i pozicioniranja dlanova korisnika, tako i zbog mogućnosti odvajanja zamašnjaka velike mase uslijed moguće neadekvatne montaže stroja odnosno neodržavanja strojnih elemenata.

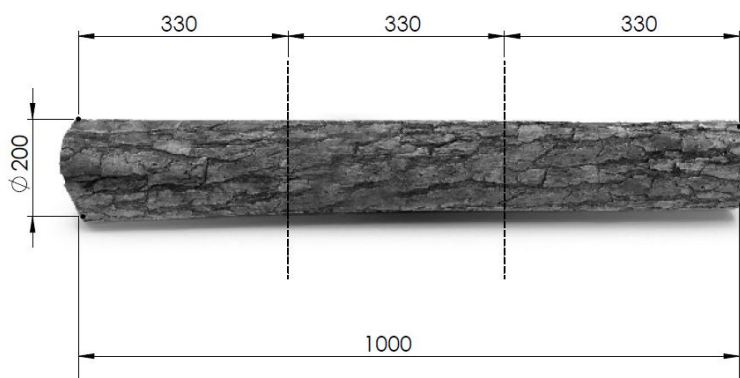


Slika 2.18: Cjepač sa zamašnjakom [22]

3. KONCEPTUALNA RAZRADA

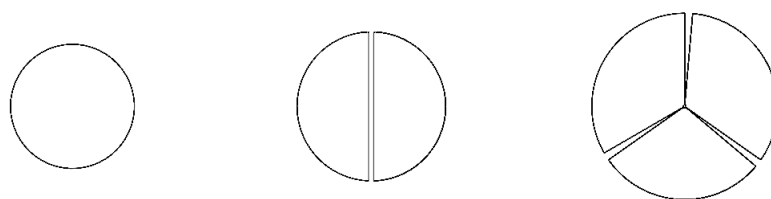
3.1. Razrada problema

U nastavku je prikazana konceptualna razrada odnosno način na koji se trupac segmentira. Kao parametri uređaja uzete su standardne dimenzije trupaca koje se pronalaze na tržištu. Duljina takvih trupaca iznosi $L_t = 1000$ mm te im je najveći promjer $D_t = 200$ mm (za oba podatka su naravno prihvatljiva odstupanja). Ideja je da od takvih trupaca koje korisnik ubacuje u stroj, isti proizvodi cjepanice spremne za upotrebu u kućanstvima. Kako bi zadovoljile, cjepanice moraju biti duljine 25 i/ili 33 cm te im najveći promjer iznosi $D_c = 100$ mm (ovdje su opet dopuštena odstupanja zbog očekivane nesavršenosti sirovine, tj. trupca, a i samog procesa obrade). Kako bi se olakšao izvod koncepta, koncept je nadalje razvijan tako da se trupac segmentira uvijek poprečno na 3 dijela te su time cjepanice duljine ≈ 33 cm. Sam broj cjepanica u konačnici ovisi o promjeru utovarenog trupca (odnosno o načinu segmentacije poprečnog presjeka). Na slici 3.1 prikazana je odabrana poprečna segmentacija trupca.



Slika 3.1: Segmentacija trupca maksimalnog promjera poprečno na 3 segmenta

Na slici 3.2 vidljivi su najčešće očekivani načini uzdužne segmentacije ovisno o promjeru trupca, odnosno segmentacije poprečnog presjeka trupca. Na temelju te slike jasno je vidljivo da se promjer kreće od trupaca koje uopće neće biti potrebno segmentirati uzdužno pa sve do promjera trupaca koji se segmentiraju uzdužno u nekoliko dijelova/cjepanica. Upravo je i to u konačnici razlog varijabilnog broja cjepanica po umetnutom trupcu kako je i prethodno spomenuto.

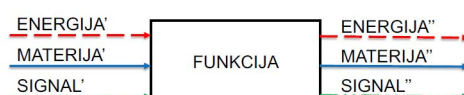


Slika 3.2: Primjeri nekih očekivanih segmentacija poprečnog presjeka

3.2. Funkcijska dekompozicija i morfološka matrica

Nadalje se krenulo u prijedloge mogućih rješenja i izvođenje koncepata, a za to je bilo potrebno analizirati glavne funkcije koje uređaj mora ispuniti. Detaljnija analiza funkcija i njihovo nadopunjavanje i proširivanje (ovisno o odabranim glavnim elementima i međuelementima) izvršeno je u fazi detaljiranja nakon što su vrednovani grubi koncepti te je prema određenim kriterijima odabran optimalan koncept za daljnju konstrukcijsku razradu.

U svrhu opisa osnovnih tj. glavnih funkcija koje uređaj mora sadržavati, koristilo se tzv. "black box" metodologijom. Dakle navedena je pojedina funkcija u jednostavnom obliku "imenica" + "glagol", a izostavljajena je komponenta koja bi tu funkciju uređaja realizirala. Te komponente su određene kasnije. Razmatrani su ulazni i izlazni tokovi energije, materije i signala, a sama realizacija funkcije ostavljena je nepoznanicom u trenutnom stadiju konstrukcijske razrade. Prikaz te metodologije vidljiv je na slici 3.3.

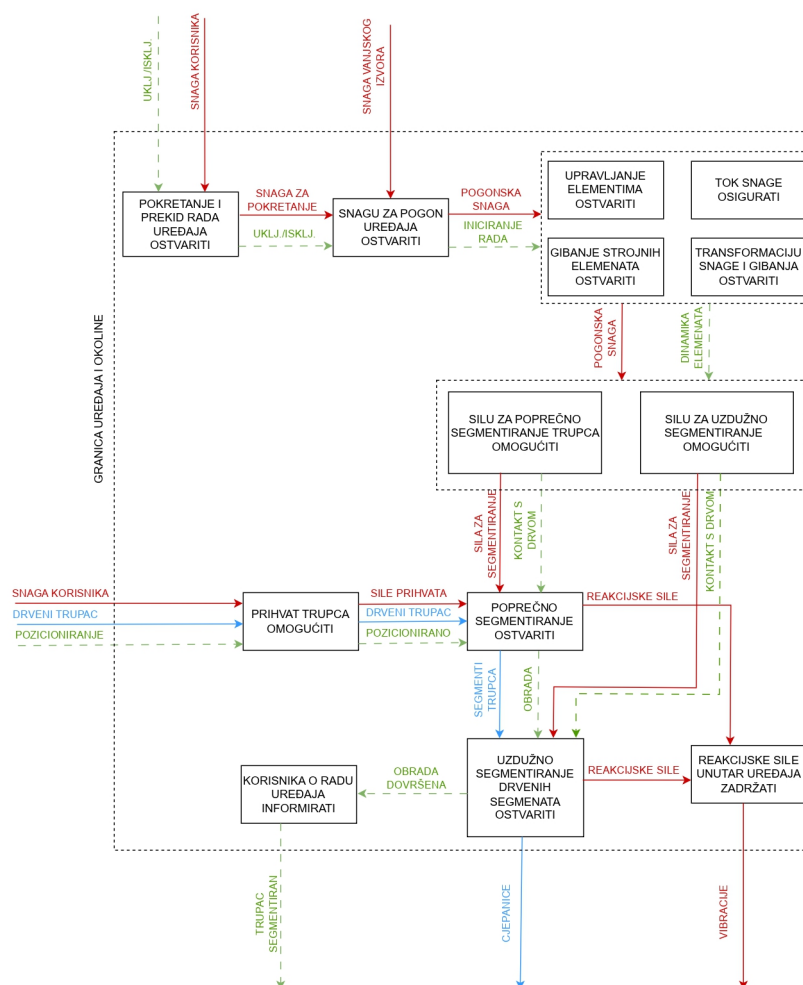


Slika 3.3: "Black box" metodologija [1]

U nastavku je korištena opisana metodologija te izrađena funkcijska struktura uređaja prikazana na slici 3.4 u kojoj su pokrivene glavne funkcije koje trebaju biti zadovoljene. Napominje se da se prema tako izrađenoj funkcijskoj strukturi pretpostavlja najprije poprečna segmentacija (piljenje segmenata), a tek zatim uzdužna (rascjepavanje). Primarni razlozi takvog redosljeda su velike sile ako bi se najprije vršilo uzdužno rascjepavanje cijelog trupca odnosno kompleksnost i visoka cijena uređaja ukoliko bi se nastojalo istovremeno izvoditi oba segmentiranja.

Na temelju prikazane funkcijske strukture, prepoznate su primarne funkcije uređaja (ostvarivanje segmentacije, pogon komponenti uređaja) te važnije sekundarne funkcije (tok snage osigurati, gibanje











elementa te transformaciju snage i gibanja ostvariti) za koje su u morfološkoj matrici u tablici 3.1 određena i tablično prikazana neka moguća rješenja. S obzirom na to da preostale sekundarne funkcije uglavnom ovise o rješenjima navedenih primarnih funkcija, te sekundarne funkcije specifične za svaki od narednih koncepata se u samoj morfološkoj matrici izostavljaju te su detaljnije objašnjene kod opisa samih koncepata. Morfološka matrica kreirana je primarno s ciljem da se uređaj bazira na dobro poznatim, pouzdanim i standardnim elementima iz industrije te da se posljedično u čim većoj mjeri ispune zahtjevi na cijenu i jednostavnost održavanja. U narednim potpoglavljima skicama i opisima su objašnjeni osnovni koncepti uređaja.



Slika 3.4: Funkcijska struktura uređaja

U tablici 3.1 prikazana je opisana morfološka matrica, a u nastavku rada su skicama i opisima objašnjeni osmišljeni koncepti uređaja.

Tablica 3.1: Primarne funkcije uređaja i rješenja

OSTVARIVANJE SEGMENTACIJE	Lančana pila	Kružna pila	Vodoravna pila (list)	Klin
				
POGON KOMPONENI UREĐAJA	Elektromotor	Hidraulika		
				
TOK SNAGE OSIGURATI, GIBANJE ELEMENATA TE TRANSFORMACIJU SNAGE I GIBANJA OSTVARITI	Navojno vreteno	Zupčanici	Zupčasta letva	Lanac, remen
				

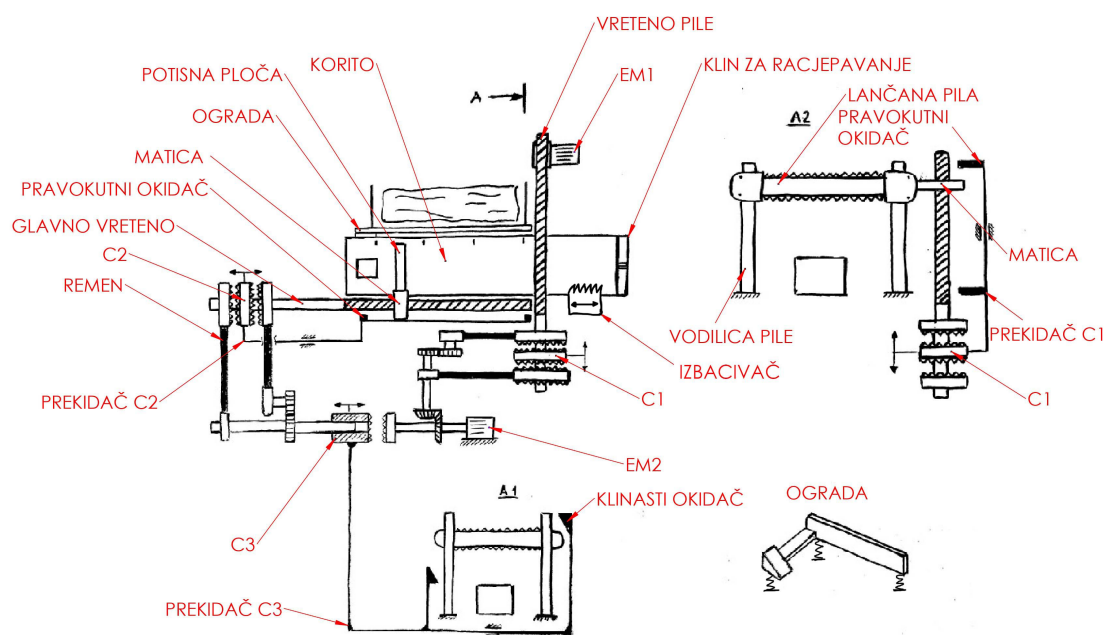
3.3. Koncept 1

Na slici 3.5 prikazan je koncept 1. U nastavku je objašnjen način funkcioniranja uređaja kroz opis procesa obrade:

- Korisnik u uređaj umeće trupac koji zastaje na ogradi. Potisna ploča koju nosi matica glavnog vretena se nalazi u lijevom početnom položaju na prvoj markaciji (prva crna crtica s lijeve strane na koritu za rasejepavanje). U toj poziciji istovremeno se pritišće klinom aktuirana ograda koja propušta trupac (nominalno je zatvorena pod silom opruge) te matica djeluje na prekidač spojke C2 (udara u lijevi pravokutni okidač) tako da ga namješta na način da navedena dvostrana spojka C2 naliježe na svoju lijevu polovicu koja služi za vrtnju vretena u smjeru potrebnom za kretanje matice (potisne ploče) udesno.
- U prethodno navedenom početnom položaju, lančana pila, koja je pokretana zasebnim elektromotorom se nalazi u gornjem položaju gdje analogno spojki C2, ovdje prekidač spojke C1 namješta tu dvostranu spojku na njenu gornju polovicu koja omogućuje vretenu vrtnju tako da

- započne spuštati lančanu pilu prema dolje. Kada je pila u gornjem položaju, također aktira klinasti okidač (a posljedično i prekidač C3) koji je zbog jednostavnosti prikazan u prilagođenom pogledu A1. Prekidač C3 aktira spojku C3 koja naliže na svoju desnu polovicu i ostvaruje tok snage s elektromotora EM2 na glavno vreteno kako bi potisna ploča mogla potiskivati trupac.
- Navedene komponente sada kreću iz svog početnog položaja. Potisna ploča gura prvu trećinu trupca u prostor korita nakon sklopa pile dok istovremeno lančana pila putuje prema dolje. U trenutku prije nego pila krene raspiljavati trupac ona djeluje na lijevi klinasti okidač prekidača C3 prethodno spomenute spojke C3 te odvaja tok snage glavnog vretena i efektivno prekida guranje trupca udesno kako bi se ostvarilo uredno raspiljavanje segmenta trupca.
 - Kada je prvi segment trupca prepiljen, lančana pila uslijed dolaska u donji krajnji položaj pomiče prekidač spojke C1 te ga sada namješta tako da dvostrana spojka naliže na svoju donju polovicu koja omogućuje pomicanje lančane pile nazad prema gore.
 - Dolaskom u gornji položaj, lančana pila ponovno aktira prekidač spojke C1 koji sada omogućuje prvobitno kretanje pile prema dolje, a istovremeno ponovno okida desni okidač klinastog prekidača spojke C3 te ponovno ostvaruje tok snage do glavnog vretena te se trupac se nastavlja kretati udesno.
 - Trupac se dakle nastavlja kretati udesno, prvi (ispiljeni) segment sada biva potiskivan lijevim ostatkom trupca (preostale dvije neispiljene trećine) na klin za rascjepavanje koji vrši uzdužno rascjepavanje. Kada je prvi segment istisnut kroz klin, novi dio neispiljenog trupca (druga trećina cijelog trupca) sada se nalazi u koritu desno od lančane pile. Proces raspiljavanja započinje opet.
 - Kada je proces raspiljavanja ponovno završio, potisna ploča sada gura posljednji segment (posljednju trećinu trupca) u dio korita nakon lančane pile. Dolaskom u svoj krajnji desni položaj (desna markacija neposredno prije lančane pile), pomiče se prekidač spojke C2 koji sada tu dvostranu spojku naliže na njenu desnu polovicu koja omogućuje povratak matice u svoj krajnji lijevi položaj. Matica se vraća uz zaustavljanje dok lančana pila vrši prazni hod gore-dolje, a posljednji segment prvog trupca čeka istiskivanje preko klina za rascjepavanje.
 - Kada matica dođe u svoj početni lijevi položaj, ograda se ponovno izmakne te novi trupac upada u korito, a spojka C2 se namješta tako da matica ponovno kreće udesno. Sada kada matica počne gurati drugi trupac kao što je to činila i s prvim, prvi segment novog trupca se neće nesmetano namjestiti u dio korita nakon lančane pile, već će na svom putu istovremeno izgurati i posljednji segment prethodnog trupca preko klina za rascjepavanje. Proces se dalje nastavlja kao što je opisano za prvi trupac te korisnik umeće trupce na mjestu za utovar. Na kraju procesa, posljednju trećinu zadnjeg trupca korisnik vadi odvajanjem klina za rascjepavanje te izbacivanjem

segmenta pomoću nazubljenog klizućeg izbacivača i obrađuje ručno ili ostavlja u uređaju za sljedeću obradu.



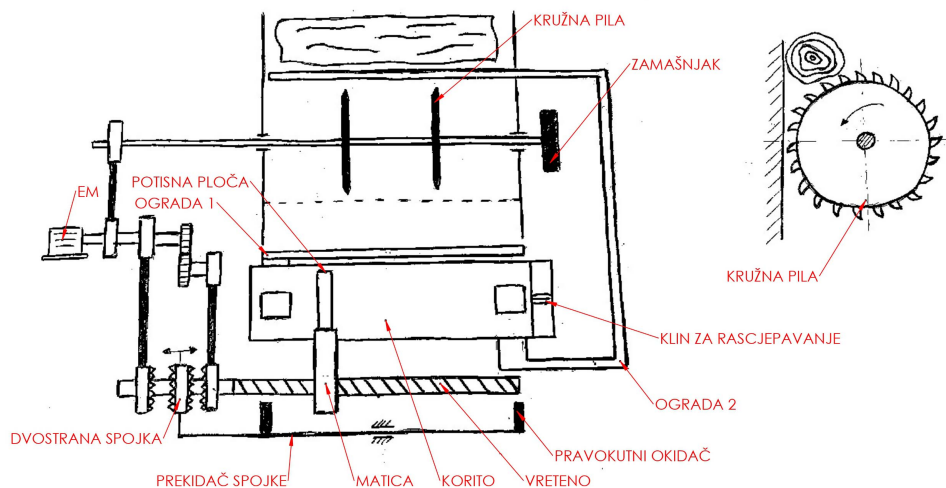
Slika 3.5: Koncept uređaja 1

3.4. Koncept 2

Na slici 3.6 prikazan je koncept 2. U nastavku je objašnjen način funkcioniranja uređaja kroz opis procesa obrade:

- Potisna ploča koju nosi matica vretena nalazi se u svom krajnjem lijevom položaju u kojem djeluje na klin koji spušta ogradu 1 te prethodno poprečno segmentirani trupac upada u korito za rascjepavanje. Ograda 1 funkcionira po principu objašnjenom i prikazanom kod koncepta 1. Isto tako u lijevom krajnjem položaju matica djeluje na prekidač dvostrane spojke (gura lijevi crni pravokutni okidač) te dvostrana spojka naliježe na svoju lijevu polovicu te je time omogućena vrtnja vretena za pomak matice udesno.

- Matica se kreće udesno. Ograda 1 se ponovno diže uslijed djelovanja opružne sile. Vršni se uzdužno rascjepavanje segmenata potiskivanjem na klin za rascjepavanje te cjepanice ispadaju van.
- Istiskivanjem posljednjeg segmenta, matica nailazi na klinasti okidač smješten u krajnjem desnom položaju koji slično kao kod ograde 1, svojim izmakivanjem spušta ogradu 2 za propuštanje utovarenog trupca, koji čeka na ogradi 2, na prikazane kružne pile te započinje proces raspiljavanja tog sljedećeg trupca (poprečno segmentiranje). Raspiljavanje je prikazano u izvađenom detalju desno na slici gdje se prikazuje kako smjerom vrtnje kružna pila zahvaća trupac te se vrši njegovo zaglavljivanje/povlačenje i istovremeno raspiljavanje te nakon što je raspiljen, segmenti samo propadnu dalje preko pile na ogradu 1.
- Dolaskom matice u krajnji desni položaj također dolazi do pomaka prekidača dvostrane spojke, ali sada udesno te dvostrana spojka sada naliježe na desnu pripadajuću polovicu koja omogućava vrtnju vretena za kretanje nazad ulijevo.
- Dakle vrši se proces poprečnog raspiljavanja trupca u segmente, a istovremeno se potisna ploča vraća u svoj krajnji lijevi položaj.
- Dolaskom u svoj krajnji lijevi položaj, ponovno segmenti upadaju u korito te kreće prethodno opisani proces uzdužnog rascjepavanja segmenata te se proces nastavlja u krug, a korisnik samo nadalje ubacuje trupce po potrebi na mjesto za utovar.

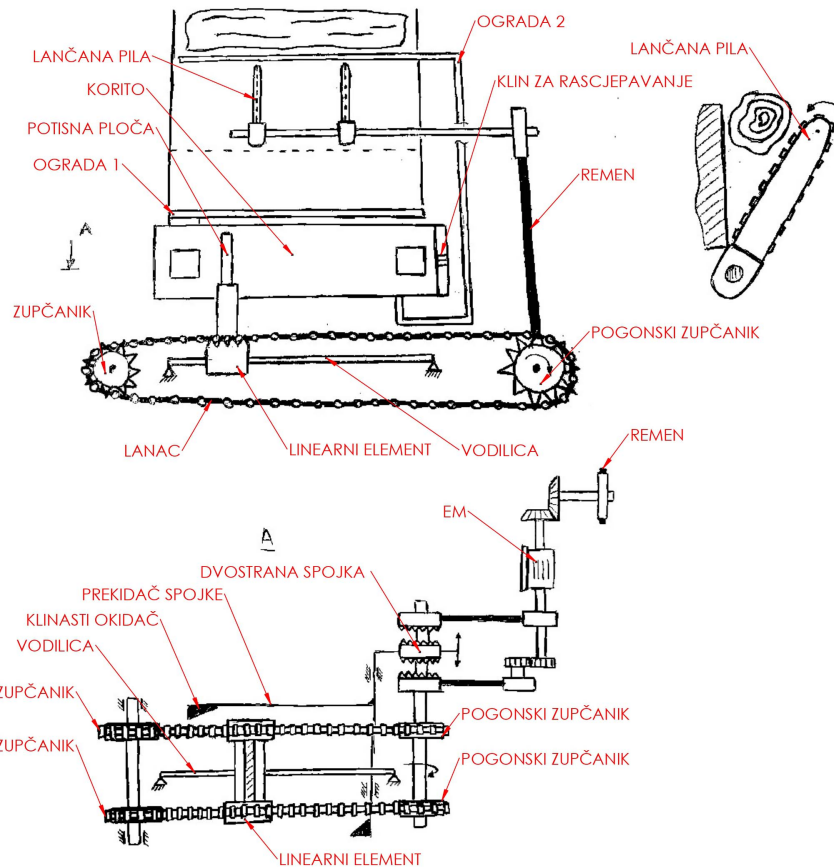


Slika 3.6: Koncept uređaja 2

3.5. Koncept 3

Na slici 3.7 prikazan je koncept 3. U nastavku je objašnjen način funkcioniranja uređaja kroz opis procesa obrade:

- Potisna ploča koju nosi linearni element s ozubljenjem za lanac nalazi se u krajnjem lijevom položaju te kao što je opisano u prethodnim konceptima, potiskuje klin koji izmiče ogradu 1 te je omogućeno pravovremeno upadanje uzdužnih segmenata trupca u korito za rascjepavanje. Istovremeno linearni element djeluje i na lijevi klinasti okidač prekidača dvostrane spojke koja uslijed takvog aktuiranja naliježe na gornju pripadajuću polovicu te se omogućuje vrtnja pogonskih zupčanika za smjer gibanja potisne ploče udesno.
- Linearni element se zajedno s potisnom pločom giba udesno te potiskuje segmente trupca na klin za rascjepavanje nakon čega iz uređaja ispadaju cjepanice.
- Dolaskom potisne ploče u krajnji desni položaj djeluje se ponovno na prekidač dvostrane spojke no sada u drugu stranu te spojka naliježe na donju pripadajuću polovicu te se omogućava kretanje potisne ploče nazad ulijevo. Također u tom krajnjem desnom položaju potisna ploča nailazi na klinasti okidač ograde te se spušta oграда 2 prilikom čega trupac prethodno umetnut u uređaj upada iz prostora za utovar na lančane pile. Linearni element se kreće zajedno sa potisnom pločom vraćati u početni položaj dok se novi trupac kreće raspiljavati poprečno. Raspiljavanje se ostvaruje na način da trupac upada u svojevrsni "žlijeb" kojeg čine kruta stjenka uređaja i pod koso postavljena lančana pila. Lanac pile vrši takvo gibanje da sa sobom povlači i uglavljuje trupac te ga istovremeno i reže/raspiljava. Kada su segmenti ispiljeni oni upadaju dalje na ogradu 2 prije korita za rascjepavanje i čekaju spuštanje ograde 2 te kreće prethodno opisani proces.
- Kad se potisna ploča vrati nazad u krajnji lijevi položaj, segmenti novog trupca upadaju u korito za rascjepavanje te se ponovno vrši proces uzdužnog rascjepavanja segmenata. Proces se dalje nastavlja u krug, a korisnik nadalje ubacuje trupce po potrebi na mjesto za utovar.



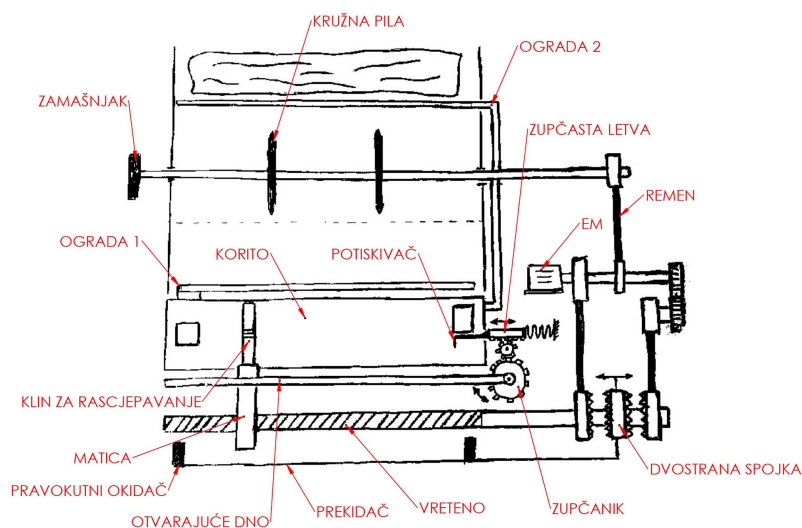
Slika 3.7: Koncept uređaja 3

3.6. Koncept 4

Na slici 3.8 prikazan je koncept 4. U nastavku je objašnjen način funkcioniranja uređaja kroz opis procesa obrade:

- Klin za rascjepavanje kojeg nosi matica vretena nalazi se u svom krajnjem lijevom položaju u kojem djeluje na klinasti okidač ograde koji zajedno sa svojim pomakom spušta ogradu 1 te prethodno poprečno segmentirani trupac upada u korito za rascjepavanje. Ograda funkcionira po principu objašnjenom kod prethodnih koncepata. Isto tako u lijevom krajnjem položaju matica djeluje na prekidač dvostrane spojke (udara u lijevi pravokutni okidač) koja uslijed takvog aktiviranja naliježe na lijevu pripadajuću polovicu. Time je omogućena rotacija vretena za pomak klina za rascjepavanje udesno.
- Klin se počinje gibati udesno i redom rascjepava pojedine segmente, odnosno vrši se uzdužna segmentacija.

- Dolaskom klina za rascjepavanje u krajnji desni položaj on djeluje i gura potiskivač udesno. Potiskivač je spojen na zupčastu letvu te se posljedično i ona giba udesno. Zupčasta letva djeluje na zupčanik koji je spregnut s njom. Taj zupčanik služi kao međuelement/međuzupčanik u pokretanju drugog (donjeg) zupčanika koji je spojen na rotirajući poklopac/dno korita za rascjepavanje te vrši otvaranje/zatvaranje tog poklopca. Dakle omogućuje se ispadanje gotovih cjepanica nakon što klin dođe u krajnji desni položaj i aktira otvaranje dna korita (rotacija poklopca prema dolje). Također se istovremeno u krajnjem desnom položaju preko klinastog okidača ograde kojeg potiskuje klin za rascjepavanje sada spušta ograda 2 (inače podignuta pod silom opruge) te se u proces propušta sljedeći trupac umetnut u uređaj koji upada na kružne pile čiji je proces raspiljavanja analogan onome kod koncepta 2 (svojevrsno "uklinjavanje" između pile i krute stjenke uređaja). Isto tako matica vretena djeluje ponovno na prekidač dvostrane spojke koja sada naliježe na drugu pripadajuću polovicu i omogućeno je gibanje matice s klinom za rascjepavanje ulijevo. Kako se matica giba nazad ulijevo, tako se potiskivač uslijed djelovanja opruge vraća u svoj nominalni (zatvoreni) položaj te se uslijed toga djelovanjem zupčaste letve na zupčanike poklopac/dno korita podiže (zatvara).
- Matica s klinom za rascjepavanje se vraća u krajnji lijevi položaj te ponovno djelovanjem na klinasti okidač ograde spušta ogradu 1 i propušta nove segmente prethodno poprečno segmentiranog trupca. Matica također djeluje na prekidač dvostrane spojke i ponovno je omogućeno pomicanje matice udesno te proces uzdužnog segmentiranja započinje iznova, a proces se dalje vrši u krug, dok korisnik po potrebi ubacuje nove trupce na mjesto za utovar.



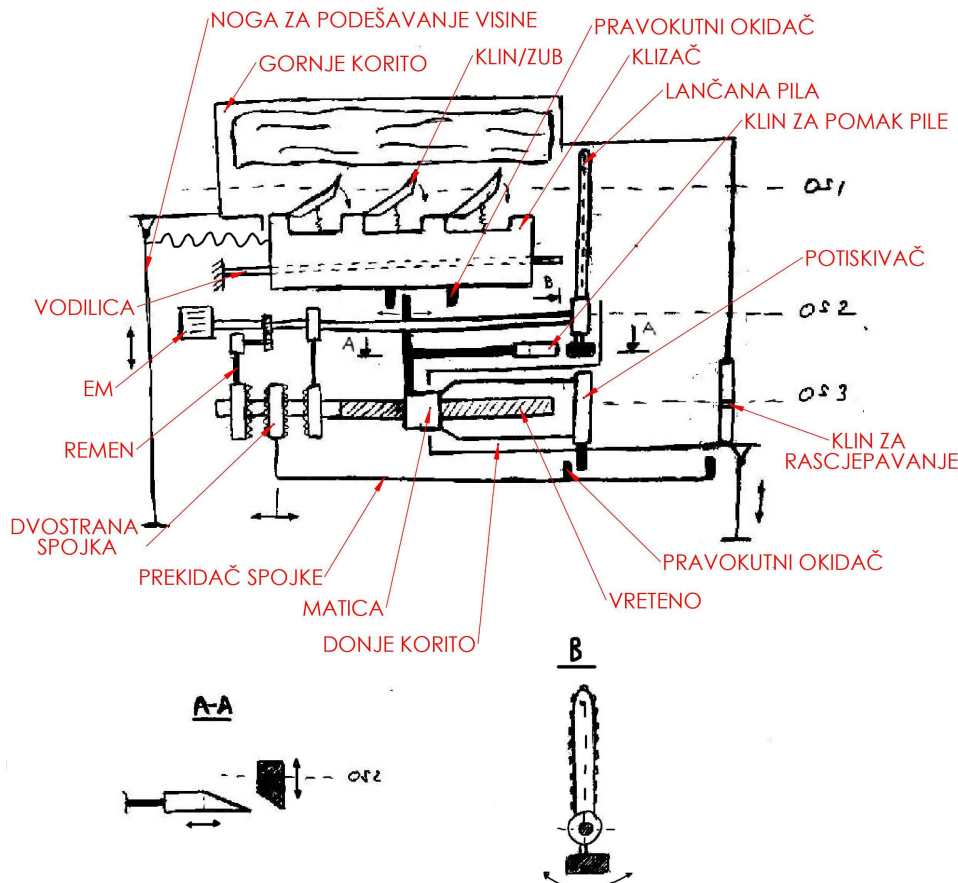
Slika 3.8: Koncept uređaja 4

3.7. Koncept 5

Na slici 3.9 prikazan je koncept 5. U nastavku je objašnjen način funkcioniranja uređaja kroz opis procesa obrade:

- Trupac je utovaren u gornje korito. Klizač s klinovima/zubima je u krajnjem lijevom položaju. Opruge na klinovima ih "dižu" te osiguravaju da klinovi/zubi "zapnu" u neravnine na površini trupca te time omogućuju da klizač svojim pomakom povlači i trupac udesno.
- Matica s potiskivačem se također nalazi u krajnjem lijevom položaju u donjem koritu te je u tom položaju okinut lijevi pravokutni okidač na prekidaču dvostrane spojke te je ona namještena na svoju lijevu pripadajuću jednostranu spojku.
- Vreteno pomiče potiskivač udesno te se klin za pomak pile koji je kruto spojen na maticu podvlači pod pripadajući klin spojen na lančanu pilu (zatamnjeni klin vidljiv i u presjeku A-A) koji je ujedno i uteg, prilikom čega se lančana pila zakreće oko osi 2 i time izmiče prema gore kako bi trupac mogao proći. Nakon što se savlada kosina na klinovima i pila zauzme svoj gornji izmaknuti položaj, daljnji pomak klina udesno održava taj položaj pile.
- Nakon što se pila izmaknula, matica vretena sada također djeluje na desni pravokutni okidač na klizaču s klinovima i počinje zajedno s klizačem vući i trupac udesno.
- Klizač dovodi desni dio trupca (prvi segment) u desni dio gornjeg korita (nakon lančane pile) te pri dolasku do krajnjeg desnog položaja, matica s potiskivačem isto dolazi u svoj krajnji desni položaj u donjem koritu prilikom čega potiskivač okida desni pravokutni okidač prekidača spojke te namješta spojku na vrtnju vretena za hod unazad.
- Potiskivač i ostali kruto spojeni elementi kreću unazad te se i klizač vraća nazad uslijed djelovanja sile u vlačnoj opruzi na njegovom lijevom kraju i "podvlači" se pod trupcem. Klinovi/zubi sliježu u pripadajuće utore na klizaču i klize po trupcu tijekom tog pomaka ulijevo, a da ga svejedno ne bi povlačili unazad, osiguravaju se i elementi tj. način da se uređaj nagne malo udesno kako bi se kvalitetnije vršilo to "podvlačenje". Pila za to vrijeme stoji u svom gornjem položaju sve dok se klizač ne povuče iz desnog dijela gornjeg korita. Nakon toga kako se klin za pomak pile svojom kosinom izvlači ispod zatamnjenog klina/utega na dnu pile, tako ona pod djelovanjem gravitacije na uteg zakreće prema dolje u trupac i započne raspiljavanje.
- Kako potiskivač, tj. matica dolazi do svog lijevog krajnjeg položaja, tako i pila prolazi kroz trupac te u konačnici prvi segment biva prepiljen i propada dalje u donje korito a mehanički elementi su ponovno u svojim početnim položajima.

- Proces započinje ispočetka no ovog puta kada se potiskivač kreće udesno ujedno i rascjepava propadnuti segment.
- Proces se ponavlja za sve segmente trupca, a korisnik, kada je gornje korito slobodno, pravovremeno ubacuje novi trupac.



Slika 3.9: Koncept uređaja 5

3.8. Vrednovanje koncepata

U nastavku je prikazana evaluacija ponuđenih koncepata prema određenim kriterijima koji su relevantni za krajnjeg korisnika primarno prilikom uporabe stroja. Ta evaluacija vidljiva je u tablici 3.2. Vrednovanje je izvršeno tako da je donesena procjena o tome ima li pojedini koncept više prednost ili nedostatak po pitanju određenog kriterija. Prednost je simbolički označena sa ”+”, a nedostatak sa ”-”. Naposljetku su za svaki koncept jednostavno „zbrojene“ prednosti i nedostaci (krenuvši od 0 kao referentne vrijednosti) te su u posljednjem stupcu istaknuti dobiveni rezultati. Dakle sama procjena

nije analitički egzaktna, ali daje brz način za donošenje daljnje odluke o tome koji koncept, odnosno koncepte valja razmatrati za detaljniju konstrukcijsku razradu.

Tablica 3.2: Tablica evaluacije koncepata

KONCEPT	KRITERIJI					UKUPNO
	ANGAŽMAN KORISNIKA	KOMPLEKSNOŠT MEHANIZMA	BROJ ELEKTROMOTORA	ZAHTEJV NA ELEKTROMOTOR(E)	DIMENZIJE UREĐAJA I ELEMENATA	
1	-	-	-	+	-	-3
2	+	+	+	-	-	1
3	+	-	+	-	-	-1
4	+	-	+	-	-	-1
5	-	-	+	+	+	1

Nakon provedene evaluacije, kao koncepti poželjni za daljnju konstrukcijsku razradu istaknuli su se koncept 2 te koncept 5, a u nastavku se daje kratko pojašnjenje izbora pojedine „ocjene“ za svaki od koncepata.

Kod koncepta 1 uočava se značajan angažman korisnika u pogledu manipulacije trupcem i segmentima kroz sam proces. Također je jasno vidljiva i kompleksnost mehanizma pretežito u pogledu brojnosti komponenti potrebnih da uređaj vrši glavnu funkciju. Takav koncept također sadrži dva elektromotora što predstavlja manu. Prednost je ta što uređaj vrši segmentacije odvojene u vremenu jedna od druge pa su i zahtjevi na motor(e) manji. Prema samim dimenzijama, očekuje se da bi kod detaljne razrade uređaj bio značajnih gabarita (primarno zbog dugog navojnog vretena i ostalih komponenti koje se nalaze „oko“ glavnog korita).

Kod koncepta 2 angažman korisnika je pretežito sveden samo na ubacivanje trupca u uređaj. Također se (npr. u usporedbi s konceptom 1) uočava jednostavnost u pogledu brojnosti i složenosti komponenti. Broj elektromotora je sveden na 1 što predstavlja očiglednu prednost. Ono što se doduše javlja kao nedostatak je činjenica da, zbog istovremene obje segmentacije, zahtjev na snagu motora raste. U konačnici dimenzije uređaja se ponovno očekuju da će biti daleko od optimalne zbog sličnih razloga kao što je navedeno prethodno kod opisa za koncept 1.

Kod koncepta 3, analogno konceptu 2, javlja se „prihvatljiv“ angažman korisnika, no složenost samog mehanizma nije poželjna u takvom obliku. Broj elektromotora je sveden na 1 što je spomenuto kao prednost, ali zahtjevi na sam motor su ponovno kao i kod koncepta 2 veći zbog istovremene segmentacije. S obzirom da se dimenzije ovog uređaja očekuju većima nego kod koncepta 2, gdje one već predstavljaju nedostatak, zasigurno će i ovakav (veći) uređaj biti neželjenih dimenzija.

Kod koncepta 4 vidljive su jasne poveznice s konceptom 3 po pitanju ocjena prema navedenim kriterijima. Stoga se istim argumentima može opisati i način evaluacije ovog koncepta.

Kod koncepta 5 angažman je kao i kod većine ostalih koncepata sveden uglavnom na ubacivanje trupaca u korito, no javlja se potreba za potencijalnim „pravovremenim“ ubacivanjem trupca u uređaj, stoga to predstavlja određeni nedostatak. Sama kompleksnost mehanizma, odnosno broj komponenti ponovno ima značajnu ulogu kao i kod nekih od ostalih koncepata stoga se to očituje kao nedostatak. Broj elektromotora i zahtjev na isti je sveden na minimum izbjegavanjem istovremene segmentacije što je poželjna karakteristika. Naposljetku, uređaj je ovim konceptom zamišljen da se izvede čim kompaktnije u prostoru.

Iz prethodno prikazane tablice evaluacije koncepata vidljivo je da je smisleno razmatrati koncepte 2 i 5. Kod koncepta 2 se pretpostavljeno očekuju konzistentniji rezultati (ujednačenije cjepanice uz pretpostavku rjeđeg zaglavljivanja i zaustavljanja te uz nešto manji angažman korisnika), no razlog zašto je koncept 5 ipak vrednovan većom ukupnom ocjenom je činjenica da su glavni kriteriji usmjereni prema dimenzijama uređaja odnosno pojedinih komponenti te manjim zahtjevima na izvor i prijenos snage (elektromotori i pogonski sustav) te je odlučeno s tim konceptom ići u daljnju razradu.

4. DIMENZIONIRANJE, PRORAČUN I OBLIKOVANJE

Odabirom koncepta 5 za daljnju razradu, u nastavku je prikazan odabir, dimenzioniranje, oblikovanje i proračun glavnih komponenti uređaja.

4.1. Određivanje snage prema zahtjevima piljenja

S obzirom na slabu dostupnost podataka o potrebnim silama rezanja ovisno o vrsti drveta i ostalim uvjetima tokom piljenja, odlučeno je ići pristupom analize postojećih uređaja i njihovih karakteristika. Uvidom u proizvodni katalog električnih pila tvrtke "Stihl" vidljivo je da snaga najsnažnije električne lančane pile koju nude iznosi 2,3 kW. Izvadak iz njihovog proizvodnog kataloga/brošure vidljiv je na slici 4.1.

	MSE 170 C-Q	MSE 170 C-BQ	MSE 190 C-Q	MSE 190 C-BQ	MSE 210 C-BQ	MSE 230 C-BQ
Rated voltage (V)	230	230	230	230	230	230
Power consumption (kW)	1,7	1,7	1,9	1,9	2,1	2,3
Weight (kg)*	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7

Slika 4.1: Izvadak iz kataloga električnih pila tvrtke "Stihl" [23]

Tako odabrana snaga pruža okvirni kriterij za odabir elektromotora uređaja u nastavku.

4.2. Određivanje sile cijepanja

Analogno prethodnoj analizi snaga električnih lančanih pila, tako se i za rascjepavanje segmenata koristilo pristupom analize postojećih uređaja. Razmatrani su razni cijepači, primarno hidraulički s električnim izvorom snage s obzirom da su najzastupljeniji na tržištu, kako bi se odredila maksimalna sila rascjepavanja koju će uređaj pružati za rascjepavanje segmenata uobičajeno očekivanih vrsta drveta. U nastavku je na slici 4.2 prikazan izvadak tehničkih specifikacija za jedan cijepač dostupan na tržištu.

Prema tako prikazanim tehničkim specifikacijama uređaja s tržišta te s obzirom da prikazani uređaj obrađuje nešto veće segmente i za to koristi maksimalnu silu od 4 tone, uz konstrukcijska ograničenja uređaja koji je tema ovog rada, uređaj je nadalje konstruiran s odabranom silom rascjepavanja od 3 tone.



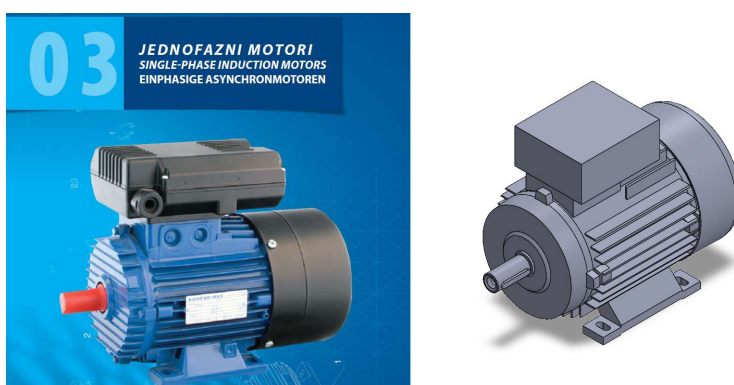
Slika 4.2: Izvadak specifikacija hidrauličkog cjepača od 4 tone [24]

4.3. Elektromotor

Kao što je prikazano prethodno, potrebno je u sklopu uređaja koristiti elektromotor snage približno 2,3 kW. Pritom se odabire jednofazni elektromotor s obzirom da je uređaj predviđen za kućanstva.

U proizvodnom katalogu tvrtke "Končar MES" [25] pronalazi se motor odgovarajuće snage. Radi se o jednofaznom asinkronom motoru modela "5AZC 100 LD-4". Njegova snaga iznosi $P_{EM} = 2,2 \text{ kW}$ što približno odgovara željenoj snazi, dok je njegova brzina vrtnje $n_{EM} = 1420 \text{ okr/min}$.

Na slici 4.3 vidljiv je kvalitativni prikaz korištenog elektromotora iz proizvodnog kataloga te je također prikazan model elektromotora unutar SolidWorks okruženja u kojem je izrađen 3D model uređaja.



Slika 4.3: Jednofazni elektromotor [25]

4.4. Proračun glavnog vratila

U ovom potpoglavlju dimenzionira se glavno vratilo koje se nastavlja na elektromotor preko remenskog prijenosa s prijenosnim omjerom $i_T = 1$. Ovdje se također odmah napominje da se u proračunu

zanemaruje utjecaj gubitaka u ležajevima i slično radi jednostavnosti te se jedino u nastavku rada u obzir uzima korisnost vretena.

S obzirom da je elektromotor biran iskustveno prema podacima drugih proizvođača uređaja za obradu drva na slične načine, pretpostavlja se da se iskorištava ukupna nominalna snaga odnosno nominalni okretni moment koji pruža elektromotor tijekom rada. Stoga s obzirom da je u prethodnom potpoglavlju navedena brzina vrtnje te snaga odabranog elektromotora, ovdje se u nastavku određuje nominalni okretni moment elektromotora:

$$T_N = \frac{60 P_{EM}}{2\pi n_{EM}} = \frac{60 \cdot 2200}{2\pi \cdot 1420} = 14,79 \text{ N m}. \quad (4.1)$$

S tako određenim okretnim momentom kojeg mora podnijeti vratilo, nadalje je najprije određen potreban promjer vratila. Ovdje se pritom koristilo pojednostavljenim proračunom koji u obzir uzima samo uvijanje, a ostali utjecajni faktori i naprezanja su kompenzirani uzimanjem značajno manje vrijednosti dopuštenog naprezanja na uvijanje [5]. Stoga slijedi potreban promjer glavnog vratila:

$$d_{gv, \text{potr}} = \sqrt[3]{\frac{5 T_N}{\tau_{t, \text{dop}}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 14790}{16}} = 16,66 \text{ mm}, \quad (4.2)$$

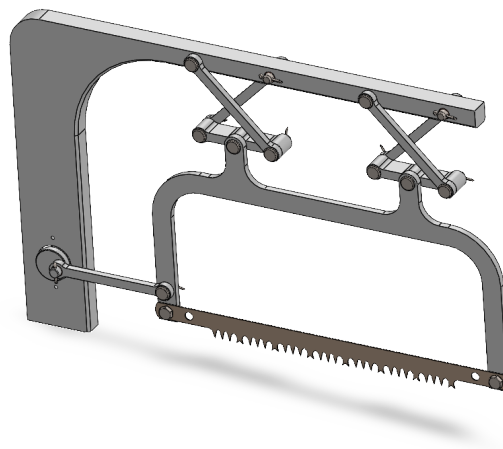
gdje je dopušteno naprezanje pretpostavljeno za materijal 50CrMo4 čelik iz kojeg se izrađuje vratilo prema sljedećoj formuli:

$$\tau_{t, \text{dop}} = \frac{\tau_{tDN}}{10} = \frac{160}{10} = 16 \text{ MPa}. \quad (4.3)$$

S obzirom na prethodno odabrani motor i njegovo pripadajuće izlazno vratilo promjera $d_{EM} = 28 \text{ mm}$, glavno se vratilo na svom najužem dijelu također postavlja na izvedbeni promjer od 28,56 mm radi sigurnosti i konstrukcijskih razloga (gotova ležajna mjesta).

4.5. Proračun pile i pripadajućih komponenti

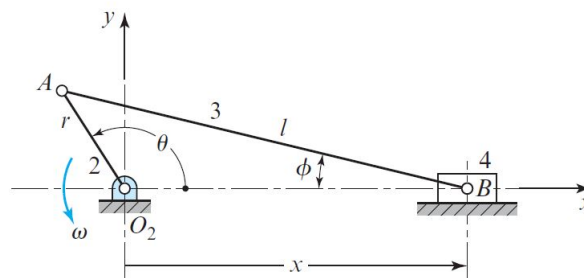
Na slici 4.4 prikazan je podsklop pile za poprečnu segmentaciju koji je korišten u konačnom uređaju. Odlučeno je umjesto lančane pile koja je prikazana na prvobitnoj skici koncepta (slika 3.9) ići na izvedbu s lisnatom pilom zbog jednostavnosti konstrukcije, a posljedično i uporabe za korisnika. Naime, korištenjem ovakve izvedbe izbjegnuta je potreba za integracijom sustava za konstantnu dobavu



Slika 4.4: Podsklop pile za poprečno raspiljavanje

ulja te potreba za čestim remontom radi oštrenja ili zamjene lanca. Gornje polužje na slici ima ulogu vodilica, a disk s ekscentrom rotira polugu i pritom posljedično linearno pomiče pilu.

Mehanizam s pilom prikazan na slici 4.4 ponaša se kao dobro poznati mehanizam s polugom i klizačem te se za daljnju analizu koristi slika 4.5.



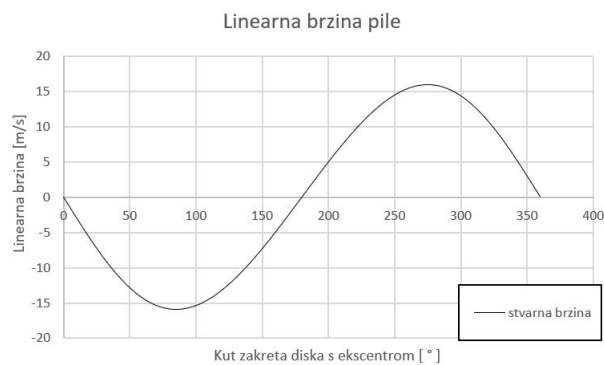
Slika 4.5: Mehanizam s polugom i klizačem (eng. crank-slider mechanism) [2]

Za takav mehanizam u [2] je naveden pojednostavljen i približan izraz za izračun brzine u horizontalnom smjeru \dot{x} :

$$\dot{x} = -r\omega \left[\sin \theta + \frac{r}{2l} \sin(2\theta) \right]. \quad (4.4)$$

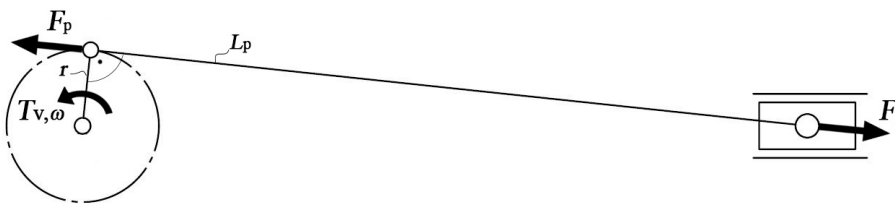
Pregledom nekih lančanih pila od raznih proizvođača koje je moguće pronaći u Internetskim trgovinama te pregledom brzina lanaca koje pružaju iste, odlučeno je primijeniti brzinu od 10 m/s na izvedbu

s lisnatom pilom. Ta brzina se odnosi na srednju brzinu, s obzirom da prema jednadžbi 4.4 odnosno slici 4.5 brzina pile, osim o kutnoj brzini diska s ekscentrom, ovisi i o trenutnom položaju polužnog mehanizma. Dimenzije mehanizma su takve da pila ostvaruje željenu srednju brzinu od 10 m/s uslijed konstantne kutne brzine diska s ekscentrom od približno 1060 okr/min. Na sljedećoj slici je prikazana brzina pile tijekom jedne rotacije diska s ekscentrom.



Slika 4.6: Brzina pile tijekom jednog okreta diska s ekscentrom

Nadalje, potrebno je provjeriti značajnije opterećene komponente. U ovom slučaju, to su poluga koja povezuje disk s ekscentrom i nosač pile te pripadajući svornjaci. Zbog jednostavnosti (što je pretpostavljeno opravdanim s obzirom na to da je u nastavku dobiveno relativno malo naprezanje u usporedbi s dopuštenim), razmatra se samo slučaj položaja poluge pod 90° u odnosu na udaljenost ekscentra diska te isto tako slučaj maksimalne nominalne snage koja može doći s motora ako se zanemare gubici (2,2 kW) te se s prethodno navedenom brzinom vrtnje od 1060 okr/min pronalazi okretni moment T_V , a pomoću njega te dimenzije poluge r koja predstavlja udaljenost ekscentra na disku pronalazi se sila F_p koja djeluje na polugu (razmatra se slučaj vlačnog opterećenja prema slici 4.7).



Slika 4.7: Slučaj opterećenja poluge uslijed piljenja

Najprije se određuje okretni moment na disku s ekscentrom T_V :

$$T_V = \frac{P_{EM}}{\omega} = \frac{2200 \cdot 60}{1060 \cdot 2\pi} = 19,82 \text{ N m}, \quad (4.5)$$

te se nadalje pomoću veličine r određuje sila u poluzi F_p :

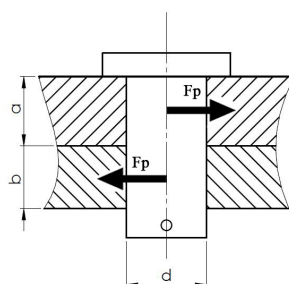
$$F_p = \frac{T_V}{r} = \frac{19820}{15} = 1321,33 \text{ N.} \quad (4.6)$$

Naprezanje uslijed normalne sile u poluzi iznosi:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_p} = \frac{1321,33}{10 \cdot 14} = 9,44 \text{ MPa.} \quad (4.7)$$

Vidljivo je iz dobivenog rezultata u jednadžbi 4.7 da je naprezanje zanemarivo u usporedbi s uobičajenim dopuštenim naprezanjima čelika (najčešće u stotinama MPa), stoga se zaključuje da će u ovom, ali i ostalim položajima poluge naprezanje biti daleko od kritičnog te poluga zadovoljava svojim dimenzijama.

Nadalje je proračunat svornjak na strani hvatišta poluge na okvir pile za razmatrani slučaj opterećenja kao i kod poluge. Dakle također je u obzir za proračun razmatrana sila F_p . Na slici 4.8 je prikazan razmatrani svornjak.



Slika 4.8: Svornjak između poluge i nosača pile

Provjerava se naprezanje na odrez te bočni tlak, a dimenzije prema prikazanoj slici iznose: $a = b = 10$ mm, $d = 14$ mm.

$$p = \frac{F_p}{a \cdot d} = \frac{1321,33}{10 \cdot 14} = 9,44 \text{ MPa,} \quad (4.8)$$

$$\tau = \frac{4F_p}{d^2 \pi} = \frac{4 \cdot 1321,33}{14^2 \cdot \pi} = 8,58 \text{ MPa.} \quad (4.9)$$

Razmatrajući tako dobivene rezultate vidljive u jednadžbama 4.8 i 4.9 te usporedbom dopuštenih iskustvenih vrijednosti danih u [4] koje iznose približno 20...35 MPa za naprezanje na odrez te 12...16

MPa za bočni tlak, zaključeno je da svornjak zadovoljava. Naprezanje uslijed savijanja se zbog relativno malih dužina krakova na kojima ona djeluje ne uzima u obzir.

4.6. Remenski prijenos između vratila pile i glavnog vratila

Nadalje, s obzirom na spomenutu razliku u brzini vrtnje između elektromotora te rotirajućeg diska za pogon pile, uveden je otvoreni remenski prijenos s klinastim remenom. Potrebno je ostvariti sljedeći prijenosni omjer:

$$i_r = \frac{n_{EM}}{n_{disk}} = \frac{1420}{1060} = 1,34. \quad (4.10)$$

Na slici 4.9 prikazane su preporučene minimalne vrijednosti promjera manje remenice d_1 ovisno o tipu profila klinastog remena koji se koristi. Koristi se normalni klinasti remen, s profilom 17 te se odabire promjer manje remenice $d_1 = 140$ mm. Promjer druge remenice dobiva se prema prijenosnom omjeru te zaokružuje na $d_2 = 188$ mm.

profil	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
d_{1min}	22	32	45	63	90	125	180	250	355	500	710 mm

Slika 4.9: Preporučeni minimalni promjeri manje remenice klinastog remena [4]

Temeljem toga, te brzine vrtnje glavnog vratila slijedi brzina remena:

$$v_{rem} = \frac{n_{EM} \cdot \pi \cdot d_1}{60} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,140}{60} = 10,41 \text{ m/s}. \quad (4.11)$$

Nadalje se temeljem te brzine i profila remena pronalazi nazivna snaga koju taj remen može prenijeti. Nazivne snage prikazane su na slici 4.10.

Za remen profila 17 i brzinu 10,41 m/s dolazi se do nazivne snage $P_{T,N} \approx 2,3$ kW. Snaga koju je potrebno prenijeti pretpostavlja se sa najvećom nominalnom snagom s elektromotora koja iznosi 2,2 kW. S obzirom na tako pretpostavljenu snagu na manjoj remenici, literatura [4] preporuča pomnožiti tu snagu dodatno s faktorom opterećenja za lagane pogone, no taj faktor za slučaj rada uređaja do 10 h iznosi 1 ako je opterećenje u proračunu pretpostavljeno s vršnim. Stoga se zaključuje da vrijedi:

$$P_{T,N} \approx 2,3 \text{ kW} > P_{EM} = 2,2 \text{ kW}. \quad (4.12)$$

Normalni beskrajni remen DIN 2215 (JUS G.E2.053)											
v m/s	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
2	0,018	0,037	0,074	0,14	0,26	0,52	0,74	1,10	1,77	2,72	4,42
4	0,035	0,074	0,14	0,27	0,54	0,96	1,40	2,21	3,46	5,45	8,83
6	0,050	0,11	0,20	0,40	0,81	1,40	2,06	3,24	5,16	8,10	13,3
8	0,063	0,14	0,26	0,53	1,03	1,84	2,72	4,20	6,78	10,3	17,0
10	0,074	0,16	0,32	0,64	1,25	2,28	3,31	5,10	8,20	12,5	20,3
12	0,08	0,18	0,35	0,74	1,47	2,58	3,83	5,90	9,43	14,7	23,6
14	0,08	0,19	0,38	0,81	1,72	2,94	4,27	6,64	10,1	16,2	25,8
16	0,08	0,20	0,40	0,88	1,70	3,17	4,65	7,22	11,6	17,7	28,7
18	0,074	0,19	0,41	0,88	1,91	3,40	4,94	7,65	12,2	19,1	31,0
20	0,059	0,18	0,40	0,95	2,00	3,52	5,09	7,90	12,6	20,0	31,7
22	0,037	0,15	0,36	0,88	2,00	3,52	5,16	8,04	12,8	20,0	32,4
24	—	0,11	0,31	0,81	1,91	3,46	5,00	7,60	12,5	19,2	31,7
26	—	0,059	0,22	0,74	1,84	3,31	4,80	7,45	11,9	18,4	30,2
28	—	—	0,13	0,66	1,70	3,10	4,41	6,85	10,9	17,0	27,2
30	—	—	—	—	1,47	2,58	3,75	5,90	9,56	14,7	23,6

Slika 4.10: Nazivne snage normalnog klinastog remena [4]

U programu SolidWorks gdje je modeliran uređaj izmjerena je aktivna/efektivna duljina tog remena koja iznosi 1250,35 mm. Uvidom u standardne duljine normalnih klinastih remena [31], najbliža vrijednost je $L_w = 1248$ mm što predstavlja duljinu s prihvatljivim odstupanjem.

Dakle odabrani remen je: normalni klinasti remen 17 x 1225 DIN 2215 (remen se označava s unutar-njom duljinom, a ne efektivnom, za potrebe narudžbe/evidencije).

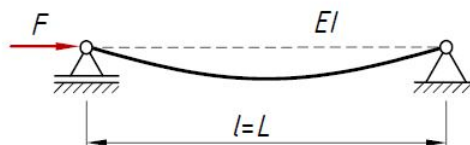
4.7. Navojno vreteno

Kao što je opisano kod samog koncepta, u svrhu radnje rascjepavanja poprečnog presjeka pojedinog segmenta koristi se svojevrсна preša temeljena na navojnom vretenu. Dakle u nastavku je razmatrano navojno vreteno korišteno u konstrukciji uređaja.

Najprije je određen orijentacijski potrebni promjer jezgre vretena koristeći gotovu formulu iz [8]:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_p \cdot S \cdot l^2}{E \cdot \pi^3}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3000 \cdot 9,81 \cdot 8 \cdot 815^2}{210000 \cdot \pi^3}} = 35,21 \text{ mm}, \quad (4.13)$$

pri čemu je pretpostavljena forma izvijanja prema sljedećoj slici:



Slika 4.11: Forma izvijanja vretena [6]

te najveća duljina od matice do oslonca otprilike iznosi $l \approx 815$ mm.

Prema orijentacijskoj vrijednosti promjera jezgre, iz kataloga proizvođača SKF [32] odabrano je kuglično navojno vreteno nominalnog promjera $d_0 = 40$ mm i s usponom $P_h = 10$ mm te odgovarajuća matica oznake "SX/BX 40x10 R". Dinamička nosivost iznosi 63,6 kN. S obzirom da dinamička nosivost ugrubo odgovara sili iznosa 6,5 t, vreteno i odgovarajuća matica zadovoljavaju čvrstoću s obzirom da je stvarna potrebna nosivost iznosa 3 t.

U svrhu čim jednostavnijeg uključivanja/isključivanja kandžastih spojki, a da se pritom zadrži prihvatljiv prijenosni omjer između glavnog vratila i vretena, brzina vrtnje vretena postavljena je na 250 okr/min. Stoga slijedi prijenosni omjer:

$$i_r = \frac{n_{EM}}{n_{vr}} = \frac{1420}{250} = 5,68. \quad (4.14)$$

Nadalje, poznavajući odabrani navoj vretena, odnosno pripadajući uspon te brzinu vrtnje vretena, određena je linearna brzina potisne ploče:

$$v_p = \frac{n_{vr} \cdot P_h}{1000 \cdot 60} = \frac{250 \cdot 10}{1000 \cdot 60} = 0,04 \text{ m/s}. \quad (4.15)$$

Također je određena i snaga potrebna za rascjepavanje navedenom silom od 3 tone:

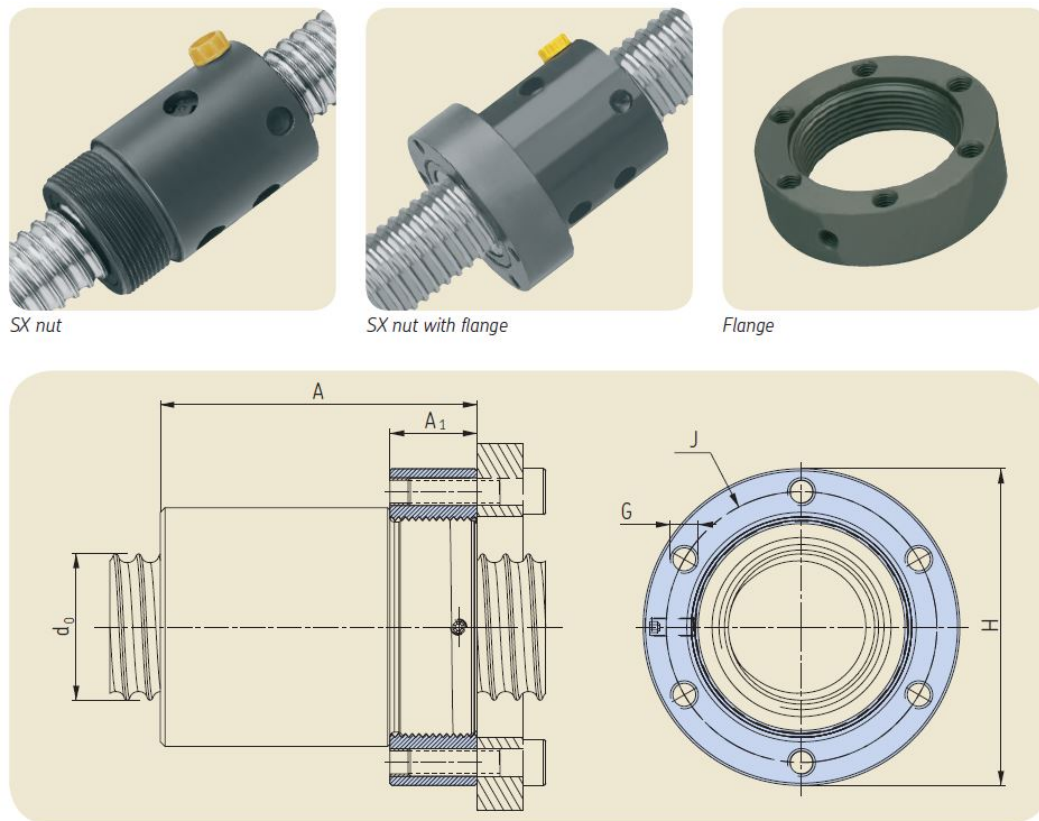
$$P_p = F_p \cdot v_p = (3000 \cdot 9,81) \cdot 0,04 = 1177,20 \text{ W}. \quad (4.16)$$

Pomoću snage i brzine vrtnje te uz pomoć faktora korisnosti vretena η_{vr} određen je moment na vretenu:

$$T_{vr} = \frac{P_p}{\frac{n_{vr} \cdot 2\pi}{60} \cdot \eta_{vr}} = \frac{1177,20}{\frac{250 \cdot 2\pi}{60} \cdot 0,83} \approx 54 \text{ N m}, \quad (4.17)$$

pritom je za faktor korisnosti vretena korištena vrijednost 0,83 koju proizvođač [32] preporuča koristiti u praktičnim proračunima za ovako odabrano vreteno.

Za odabrano kuglično vreteno, na slici 4.12 prikazana je odgovarajuća matica s prirubnicom iz kataloga istog proizvođača [32] te je također na slici 4.13 prikazana matica bez prirubnice radi detaljnijeg prikaza te su na njoj istaknuti i svojevrsni "brisači" (eng. Wipers) koji su korisni za ovakvu vrstu uređaja s obzirom na to da služe kako bi sprečavali strane čestice da uđu unutar tijela matice (npr. piljevina i drvena prašina).



Slika 4.12: Matica kugličnog navojnog vretena s prirubnicom [32]

Nadalje se još vreteno provjerava na izvijanje. U tu svrhu najprije je određen faktor vitkosti vretena prema gotovoj relaciji iz [8]:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l}{d_2} = \frac{4 \cdot 815}{34} = 95,88. \quad (4.18)$$

Pretpostavljeno je elastično izvijanje prema Euleru te se shodno tome i izrazu danom u [8] određuje kritično naprezanje kod izvijanja:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000}{95,88^2} = 225,46 \text{ MPa}. \quad (4.19)$$

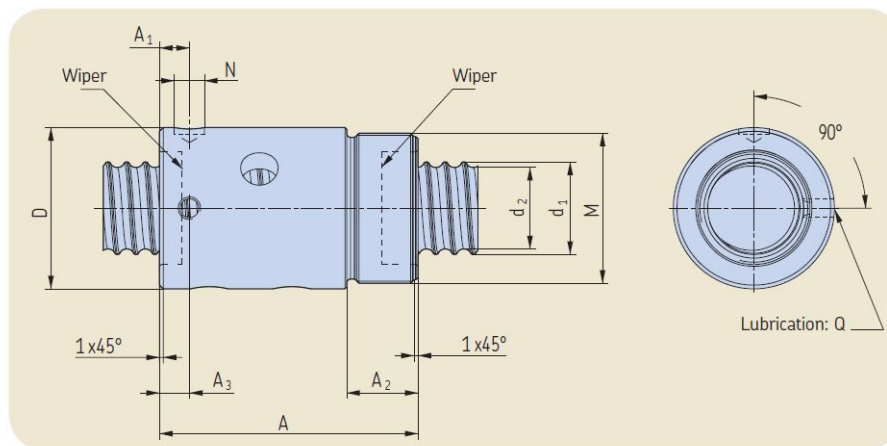
Također se određuje i tlačno naprezanje u tijelu vretena:

$$\sigma_t = \frac{F_p}{A_j} = \frac{3000 \cdot 9,81}{\frac{34^2 \pi}{4}} = 32,41 \text{ MPa}. \quad (4.20)$$

Sigurnost protiv izvijanja iznosi:

$$S_{vr} = \frac{\sigma_k}{\sigma_t} = \frac{225,46}{32,41} = 6,96. \quad (4.21)$$

S obzirom da je orijentacijska vrijednost potrebnog faktora sigurnosti $S_{potr} = 3...6$, zaključeno je da vreteno zadovoljava na izvijanje s obzirom da je dobiveni faktor sigurnosti značajno veći od minimalno potrebnog.



Slika 4.13: Matica kugličnog navojnog vretena s istaknutim detaljima [32]

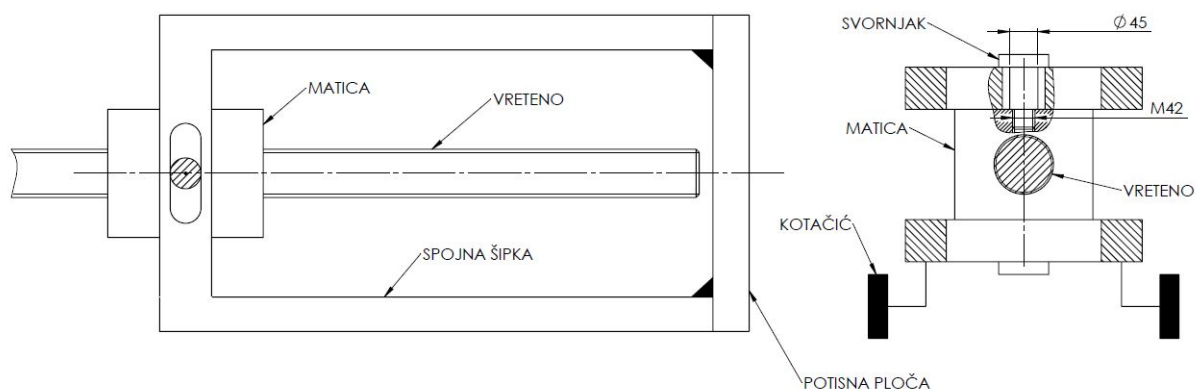
Naposlijeku je određen minimalno potreban promjer vretena na mjestu gdje nema navoja (dakle gdje se vreteno zapravo ponaša samo kao vratilo). Ovdje je ponovno korištena pojednostavljena metoda gdje je pretpostavljeno samo opterećenje na uvijanje, a ostala opterećenja zanemarena, ali uz značajan faktor sigurnosti na dopušteno naprezanje. Dakle analogno jednadžbi 4.2, potreban promjer vratila ovdje iznosi:

$$d_{vr,potr} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 54000}{28}} \approx 21,28 \text{ mm}. \quad (4.22)$$

Na mjestu gdje se vreteno spaja na spojku (dakle završetak vretena), proizvođač u katalogu nudi dimenziju promjera iznosa 25 mm što je prihvatljivo, a zbog konstrukcijskih razloga, promjer vratila na kojem se nalaze remenice (koje se spaja i uparuje sa vretenom pomoću spojke) je odabran kao 40 mm. Promjeri ostalih opterećenih vratila u uređaju zadovoljavaju potreban promjer dobiven jednadžbom (4.22) za nominalne uvjete opterećenja. Pretpostavlja se da će promjeri biti zadovoljavajući i u slučajevima mogućeg kratkotrajnog preopterećenja (maksimalni moment s motora) s obzirom na korištene značajne faktore sigurnosti ($S = 10$) te činjenicu da se očekuje da će remen proklizati prije oštećenja samih čeličnih komponenti.

4.8. Prirubnica matice vretena

Na maticu vretena su "zglobno" odozgo i odozdo povezane svojevrsne vilice koje spajaju maticu sa potisnom pločom na koju su zavarene. Za potrebu spoja vilica i matice koristi se svornjacima koji preuzimaju poprečne sile. Razlog zglobnog spoja šipke na maticu je taj da se osigura isključivo aksijalno opterećenje vretena. Dodatno u tu svrhu, ali i kao vodilice korišteni i podnožni kotačići (slika 4.14). Ideja je da se sila potiskivanja F_p prenosi kroz vilice sve do svornjaka gdje tada svaki od 2 svornjaka preuzima polovicu te sile i opterećen je na odrez i savijanje. Pretpostavljeno opterećenje svornjaka je prikazano na slici 4.15.



Slika 4.14: Shema izvedbe potiskivača

Najprije je određeno savojno naprezanje svornjaka:

$$\sigma_f = \frac{F_p/2 \cdot H}{W} = \frac{(3000 \cdot 9,81)/2 \cdot 12,5}{0,1 \cdot 45^3} = 20,19 \text{ MPa}. \quad (4.23)$$

Nadalje je određeno smično naprezanje svornjaka:

$$\tau = \frac{F_p/2}{A_{sv}} = \frac{(3000 \cdot 9,81)/2}{\frac{45^2 \pi}{4}} = 9,25 \text{ MPa}. \quad (4.24)$$

Pomoću ta dva naprezanja određeno je reducirano naprezanje:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} = \sqrt{20,19^2 + 3 \cdot 9,25^2} = 25,77 \text{ MPa}. \quad (4.25)$$

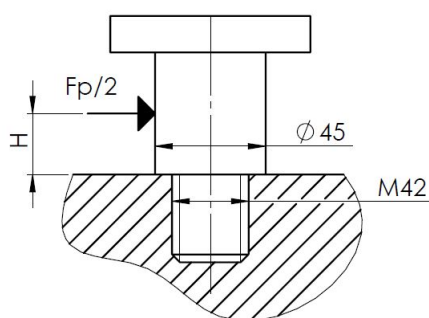
Za materijal svornjaka E335 (Č0645) trajna dinamička čvrstoća za čisto istosmjerno savijanje iznosi $\sigma_{f,DI} = 360 \text{ MPa}$. Uz faktor sigurnosti $S = 2$ slijedi dopušteno naprezanje referentno za provjeru svornjaka:

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,DI}}{S} = \frac{360}{2} = 180 \text{ MPa}. \quad (4.26)$$

Uspoređeno je dopušteno i dobiveno naprezanje:

$$\sigma_{f,dop} = 180 \text{ MPa} > \sigma_{red} = 25,77 \text{ MPa}, \quad (4.27)$$

te je zaključeno da svornjak zadovoljava uvjete maksimalnog opterećenja.



Slika 4.15: Opterećenje svornjaka matice

Naposlijetku je još provedena provjera spojne šipke (slika 4.14) na tlačno naprezanje. Temeljem dimenzija poprečnog presjeka i činjenice da se sila F_p dijeli na četiri pravokutna poprečna presjeka, slijedi tlačno naprezanje:

$$\sigma_t = \frac{F_p/4}{A_s} = \frac{(3000 \cdot 9,81)/4}{25 \cdot 25} = 11,77 \text{ MPa}. \quad (4.28)$$

Dakle dobiveno tlačno naprezanje je zanemarivo u usporedbi s dopuštenim naprezanjem čelika korištenog za izradu šipke (E335) te je zaključeno da spojna šipka (vilica) zadovoljava.

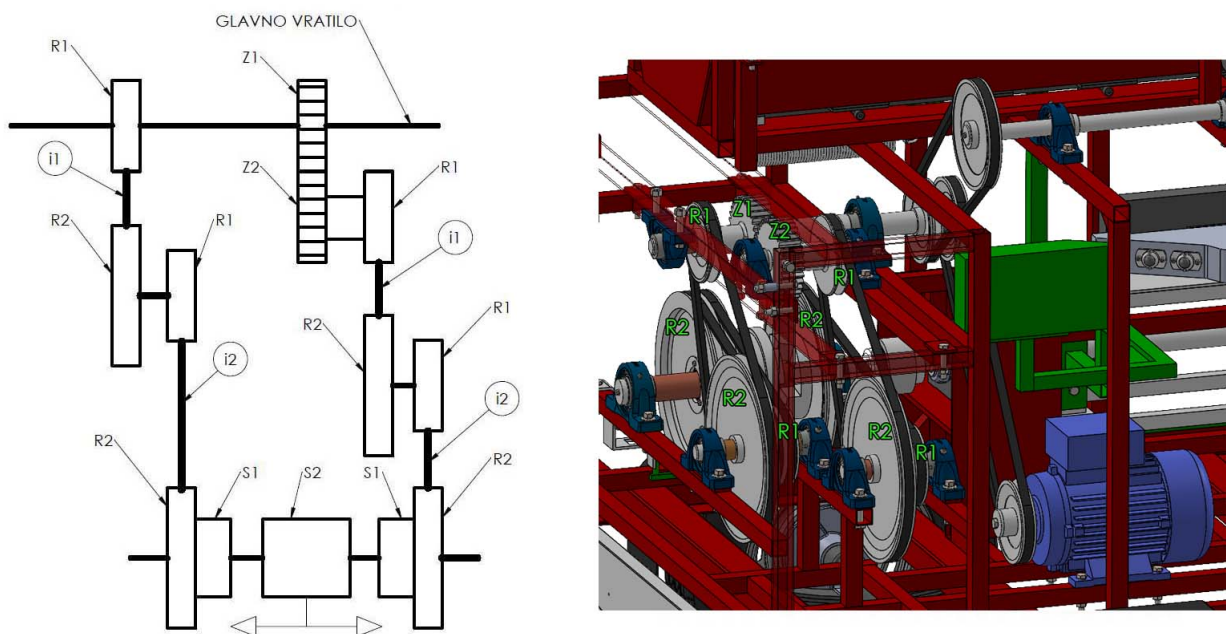
4.9. Remenski prijenos između vretena i glavnog vratila

Kako bi se ostvario potreban prijenosni omjer i_r između glavnog vratila i vretena (jdžb. 4.14) ponovno se koristilo klinastim remenom. Pritom su primijenjene 2 grane prijenosa (slika 4.16) s obzirom na to da je potrebno pomicati maticu vretena u dva smjera (2 suprotne rotacije vretena). U tu svrhu se, kako je objašnjeno i u opisu odabranog koncepta, koristi zupčaničkim prijenosom (Z1, Z2) s $i_z = 1$ da bi se dobio drugačiji smjer vrtnje jednog od remenskih prijenosa te je samo reverziranje pogona ostvareno uključno/isključnim kandžastim spojkama (S1, S2) gdje je središnja dvostrana spojka klizno

pomična po vretenu u aksijalnom smjeru. Također se napominje da su korištena i dva stupnja remenskog prijenosa po svakoj pogonskoj grani zbog ostvarivanja potrebnog prijenosnog omjera (jednadžba 4.14), a da su pritom korišteni pogonski elementi (remenice) prihvatljivih dimenzija, gdje je $i_T = i_1 \cdot i_2$, pri čemu je iz konstrukcijskih razloga te zbog jednostavnosti uzeto da je $i_1 = i_2$. Shema pogona je prikazana skicom na slici 4.16 zajedno s prikazom modela u programu SolidWorks u kojem je modeliran uređaj, a u nastavku se proračun fokusira na lijevu granu prijenosa s obzirom da desna služi za reverziranje matice dok je vreteno neopterećeno te se tom granom ne prenosi značajna snaga.

Za klinasti remen je ponovno odabran profil 17 kao što je to bio slučaj kod remenskog prijenosa između glavnog vratila i vratila pile. Prema slici 4.9 za promjer manje remenice odabran je $d_1 = 135$ mm, dok se promjer veće remenice dobio orijentacijski preko prijenosnog omjera te odabrao kao $d_2 = 321$ mm (čime se prijenosni omjer ne mijenja za više od 2-3% što je prihvatljivo odstupanje). Nadalje slijedi brzina remena za prvu granu (prijenos s glavnog vratila na međuvratilo/sekundarno vratilo, prijenos i_1):

$$v_{\text{rem}} = \frac{n_{\text{EM}} \cdot \pi \cdot d_1}{60} = \frac{1420 \cdot \pi \cdot 0,135}{60} \approx 10 \text{ m/s}. \quad (4.29)$$



Slika 4.16: Shema pogona (lijevo) i prikaz modela u programu SolidWorks (desno)

Uz poznavanje prethodno izračunate brzine remena, ponovno su korišteni podaci sa slike 4.10 gdje se za remen profila 17 vidi da brzini od 10 m/s odgovara nazivna snaga koju remen može prenijeti u iznosu od 2,28 kW, dakle veću od maksimalne nominalne koju pruža elektromotor (2,2 kW). Stoga se zaključuje da je tako odabran remenski prijenos i_1 zadovoljavajuć te vrijedi:

$$P_{r,N} = 2,28 \text{ kW} > P_{EM} = 2,2 \text{ kW} . \quad (4.30)$$

Nadalje se za drugi stupanj (i_2) za iste dimenzije remenica odredila nova brzina remena:

$$v_{rem} = \frac{(n_{EM}/\sqrt{i_r}) \cdot \pi \cdot d_1}{60} = \frac{(1420/2,38) \cdot \pi \cdot 0,135}{60} = 4,22 \text{ m/s} . \quad (4.31)$$

Ponovnim pregledom podataka sa slike 4.10 vidljivo je da za remen profila 17 kod brzina nešto većih od 4 m/s remen može prenositi snagu $\approx 1,1$ kW. Kombinacijom 2 remena umjesto jednog na tom stupnju prijenosa dobiva se duplo veća prenosiva nominalna snaga te slijedi:

$$P_{r,N,uk} \approx 2,2 \text{ kW} = P_{EM} = 2,2 \text{ kW} , \quad (4.32)$$

te je u konačnici zaključeno da tako konstruirana oba remenska prijenosa mogu prenositi nominalnu snagu potrebnu za rascjepvanje segmenata koja je nešto veća od one dane u jednadžbi (4.16) nakon što bi se u obzir uzeli i gubici (pretpostavljeno sa ≈ 1800 W).

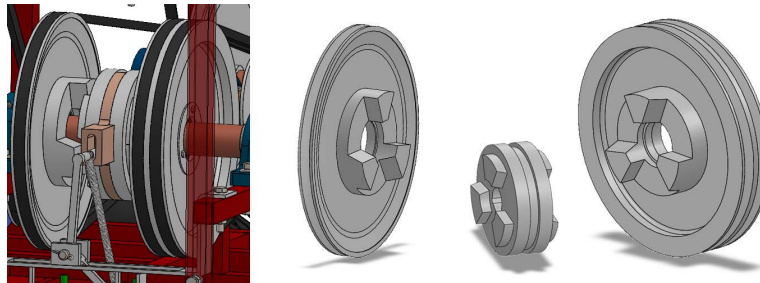
Iako se samo jedan remenski prijenos (tok snage) koristi kao onaj koji prenosi značajnu snagu za samo cijepanje segmenta, dok drugi prijenos služi za reverziranje bez ikakvog značajnijeg opterećenja, svejedno su za oba prijenosa u većoj mjeri korišteni jednaki dijelovi/elementi (ili barem jednakih glavnih dimenzija). Razlika proizlazi pretežno iz različitih duljina te smještaja komponenti. Ponovno su u programu SolidWorks izmjerene efektivne duljine remenja te one iznose: 1496,25 mm, 1551,37 mm, 1875,44 mm, 1508,86 mm (2x). Odabrani remeni (ponovno prema unutarnjoj duljini) su: 17x1470 DIN 2215 (3x), 17x1850 DIN 2215, 17x1525 DIN 2215.

Također se za vezu glavnog vratila i elektromotora koristi remenskim prijenos s klinastim remenom s prijenosnim omjerom $i_r = 1$, efektivne duljine remena 1579,84 mm. Oznaka tog remena za narudžbu je: 17x1550 DIN 2215.

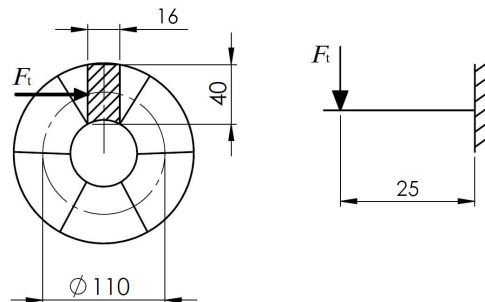
4.10. Provjera kandžaste spojke

Kako je objašnjeno u opisu koncepta, za prebacivanje smjera kretanja matice, odnosno vrtnje vretena, koristi se kandžastim spojkama. Glavnu ulogu ovdje ima aksijalno pomična dvostrana kandžasta spojka (S2 prema slici 4.17) koja preko pera prenosi na vreteno okretni moment koji na nju dolazi s jednostranih kandžastih spojki koje imaju i ulogu remenica.

Na slici 4.17 prikazan je model spojki iz programa SolidWorks. Lijevo su vidljive navedene spojke u sklopu, dok su desno izdvojene i prikazane središnja dvostrano ozubljena spojka te jednostrano ozubljene spojke koje ujedno imaju i ulogu remenica. Nadalje je provjerena čvrstoća zubiju spojke. Za potrebe proračuna, svaki od zuba spojke pretpostavljen je pravokutnom konzolom (slika 4.18).



Slika 4.17: Modeli kandžastih spojki



Slika 4.18: Proračunski model zubi spojke

Najprije je određena sila F_t . Ona je dobivena pomoću okretnog momenta koji se prenosi spojkom, odnosno dovodi vretenu u pretpostavljenim nominalnim uvjetima rada. Taj moment je izračunat prethodno (jdžb. 4.17) te iznosi $T_{vr} \approx 54 \text{ Nm}$.

$$F_t = \frac{2 \cdot (T_{vr}/3)}{d_s} = \frac{2 \cdot 18}{0,110} \approx 327,27 \text{ N}. \quad (4.33)$$

Poznavajući silu, nadalje je određeno naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_f = \frac{F_t \cdot H}{W} = \frac{327,27 \cdot 25}{\frac{16^2 \cdot 40}{6}} = 4,80 \text{ MPa}, \quad (4.34)$$

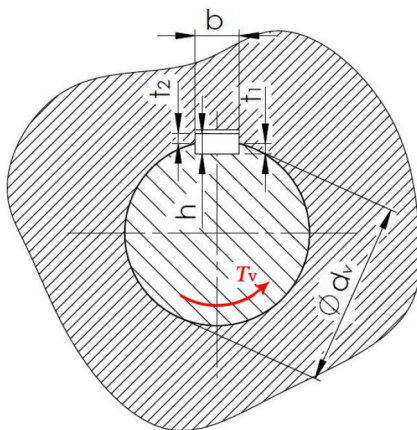
te zatim i smično opterećenje:

$$\tau = \frac{F_t}{A_z} = \frac{327,27}{16 \cdot 40} = 0,51 \text{ MPa}. \quad (4.35)$$

Prema dobivenim rezultatima naprezanja kod pretpostavljenog modela, zaključeno je da i u stvarnim (nepojednostavljenim) uvjetima te uvjetima preopterećenja (maksimalan iznos momenta s motora) ta naprezanja neće drastično odstupati od prethodno dobivenih te spojka zadovoljava uvjete opterećenja.

4.11. Proračun pera u opterećenoj grani prijenosa

Pera su razmatrana za najveći slučaj momenta koji može doći s elektromotora kako bi se ostalo na strani sigurnosti s obzirom na to da je moment u opterećenoj grani (tok snage do vretena i potisne ploče) u nominalnim uvjetima rada manjeg iznosa od maksimalnog mogućeg. Najprije je razmatrano pero na vratilu elektromotora. Poznavajući moment s elektromotora u nazivnim uvjetima (jdžb. 4.1) određuje se sila na obodu vratila F_t te provjerava iznose bočnih tlakova i odreznog naprezanja.



Slika 4.19: Spoj s perom

$$F_t = \frac{2 T_v}{d_v} = \frac{2 \cdot 14790}{28} = 1056,43 \text{ N}, \quad (4.36)$$

$$p_u = \frac{F_t}{t_1 \cdot L_t} = \frac{1056,43}{3,9 \cdot 42} = 6,45 \text{ MPa}, \quad (4.37)$$

$$p_v = \frac{F_t}{t_2 \cdot L_t} = \frac{1056,43}{3,1 \cdot 42} = 8,11 \text{ MPa}, \quad (4.38)$$

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot L_t} = \frac{1056,43}{8 \cdot 42} = 3,14 \text{ MPa}. \quad (4.39)$$

Nadalje se provjerava pero na glavnom vratilu koje se nastavlja na remenski prijenos sa elektromotora. S obzirom da je prijenos s elektromotora do glavnog vratila $i_r = 1$, za proračun je referentan isti

moment, odnosno sila kao i kod prethodnog proračuna. Također je jednako pero korišteno i kod remenice koja prenosi moment tog istog iznosa dalje prema pili. Stoga za ta pera slijedi:

$$p_u = \frac{F_t}{t_1 \cdot L_t} = \frac{1056,43}{3,9 \cdot 17} = 15,93 \text{ MPa}, \quad (4.40)$$

$$p_v = \frac{F_t}{t_2 \cdot L_t} = \frac{1056,43}{3,1 \cdot 17} = 20,05 \text{ MPa}, \quad (4.41)$$

$$\tau = \frac{F_t}{b \cdot L_t} = \frac{1056,43}{8 \cdot 17} = 7,77 \text{ MPa}. \quad (4.42)$$

Pero na remenici vratila pile nije dodatno provjeravano s obzirom na to da je moment na tom mjestu sličnog iznosa stoga se ne očekuje značajnije veća naprezanja naspram prethodno dobivenih za iste dimenzije pera.

Pero na glavnom vratilu na mjestu remenice R1 prema slici 4.16 nije dodatno provjeravano s obzirom na to da je moment ovdje također kao onaj na elektromotoru, odnosno moment korišten kod prethodnih proračuna pera, a pero korišteno ovdje je značajnije veće dimenzije zbog konstrukcijskih razloga.

Nadalje je proračun proveden na mjestu prve remenice R2 u opterećenoj grani (slika 4.16) gdje su korištena 2 manja pera zbog konstrukcijskih razloga. Ovdje je najprije određena obodna sila:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{vr} \cdot \sqrt{i_r}}{d_v} = \frac{2 \cdot 14790 \cdot \sqrt{5,68}}{28,58} = 2466,66 \text{ N}. \quad (4.43)$$

Poznavajući obodnu silu, moguće je provjeriti pera. S obzirom na to da je spomenuto kako se koriste 2 pera istih dimenzija, u nazivniku u narednim jednadžbama je vrijednost pomnožena s 2:

$$p_u = \frac{F_t}{2 \cdot t_1 \cdot L_t} = \frac{2466,66}{2 \cdot 3,9 \cdot 17} = 18,60 \text{ MPa}, \quad (4.44)$$

$$p_v = \frac{F_t}{2 \cdot t_2 \cdot L_t} = \frac{2466,66}{2 \cdot 3,1 \cdot 17} = 23,40 \text{ MPa}, \quad (4.45)$$

$$\tau = \frac{F_t}{2 \cdot b \cdot L_t} = \frac{2466,66}{2 \cdot 8 \cdot 17} = 9,07 \text{ MPa}. \quad (4.46)$$

Istovjetni proračun kao na toj remenici vrijedi i za drugu remenicu R1 u opterećenoj grani prema slici 4.16.

U opterećenoj grani razmatrana su još pera na mjestu dvostrano ozubljene kandžaste spojke. Ovdje se nalaze 3 pera radi konstrukcijskih razloga (dobro centriranje i sigurnost uslijed velikog momenta). Teoretski najveća sila uslijed maksimalnog momenta s elektromotora ovdje iznosi:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{vr} \cdot i_r}{d_v} = \frac{2 \cdot 14790 \cdot 5,68}{40} = 4200,36 \text{ N}. \quad (4.47)$$

Sada slijede i naprezanja pojedinog pera, dakle s obzirom na to da se na tom mjestu nalaze tri pera, u nazivniku se vrijednosti množe sa 3:

$$p_u = \frac{F_t}{3 \cdot t_1 \cdot L_t} = \frac{4200,36}{3 \cdot 3,9 \cdot 57} = 6,30 \text{ MPa}, \quad (4.48)$$

$$p_v = \frac{F_t}{3 \cdot t_2 \cdot L_t} = \frac{4200,36}{3 \cdot 3,1 \cdot 57} = 7,92 \text{ MPa}, \quad (4.49)$$

$$\tau = \frac{F_t}{3 \cdot b \cdot L_t} = \frac{4200,36}{3 \cdot 8 \cdot 57} = 3,07 \text{ MPa}. \quad (4.50)$$

Pera u neopterećenoj grani pogona (tok snage za reverziranje matice) nisu dodano provjeravana s obzirom na malo opterećenje.

Prema podacima danima u [4], za pera se kao iskustveni podaci (podaci na strani sigurnosti) za dopuštene površinske tlakove navode vrijednosti od 40 pa sve do 100 MPa, a kod dobivenog odreznog naprezanja vidljivo je da je znatno niže od uobičajenih vrijednosti dopuštenih naprezanja čelika na odrez, stoga je zaključeno da prethodno proračunati spojevi s perom zadovoljavaju.

4.12. Proračun ležajeva

Najprije su razmatrani ležajevi na glavnom vratilu. Ovdje su promatrana 2 odvojena slučaja. Prvi se odnosi na slučaj kada je aktivan proces piljenja (sila F_1). Tada remenski prijenos do vretena ne prenosi značajnu snagu već se sva koristi za piljenje segmenta trupca. U drugom slučaju (aktivna sila F_2) pila ne dobiva nikakvu značajnu snagu već pili u prazno, a snaga se prenosi do potisne ploče kako bi se segment rascjepao. Stoga su provedena dva odvojena proračuna sila u ležajevima. Napominje se da su kod proračuna ležajeva zanemarene težine pogonskih elemenata zbog pojednostavljenja te je kod određivanja sila razmatrana maksimalna snaga koju motor može dati u nominalnim uvjetima rada.

Najprije su određene sile na vratilo uslijed remenskih prijenosa (Slika 4.20). Radi jednostavnosti koristilo se pretpostavkom iz [4] prema kojoj se približno odabire $F_R \approx 2 \cdot F$, gdje je $F = P/v_r$:

$$F_0 = F_1 = 2 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{d_1}{2}} = 2 \cdot \frac{2200}{1420 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,140}{2}} = 422,71 \text{ N}, \quad (4.51)$$

$$F_2 = 2 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{d_1}{2}} = 2 \cdot \frac{2200}{1420 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,135}{2}} = 438,36 \text{ N}. \quad (4.52)$$

Nadalje su postavljene jednadžbe ravnoteže za prvi slučaj kada su razmatrane samo sile F_0 i F_1 :

$$\Sigma F_z = 0: F_{0z} - F_{1z} - F_{Az} - F_{Bz} = 0, \quad (4.53)$$

$$\Sigma M_{Axz} = 0: 358 \cdot F_{Bz} + 468 \cdot F_{1z} - 518 \cdot F_{0z} = 0. \quad (4.54)$$

$$\Sigma F_y = 0: F_{Ay} + F_{By} - F_{1y} - F_{0y} = 0, \quad (4.55)$$

$$\Sigma M_{Axy} = 0: 358 \cdot F_{By} - 463 \cdot F_{1y} - 518 \cdot F_{0y} = 0. \quad (4.56)$$

Potom su u jednadžbe (4.53) do (4.56) uvrštene sljedeće vrijednosti:

$$F_{0z} = 333,10 \text{ N}; F_{1z} = 271,71 \text{ N}; F_{0y} = 260,25 \text{ N}; F_{1y} = 323,81 \text{ N}, \quad (4.57)$$

te su dobivene sljedeće vrijednosti u osloncima (ležajima):

$$F_A = \sqrt{|F_{Az}|^2 + |F_{Ay}|^2} = \sqrt{65,4^2 + 216^2} \approx 226 \text{ N}, \quad (4.58)$$

$$F_B = \sqrt{|F_{Bz}|^2 + |F_{By}|^2} = \sqrt{127^2 + 800^2} \approx 810 \text{ N}. \quad (4.59)$$

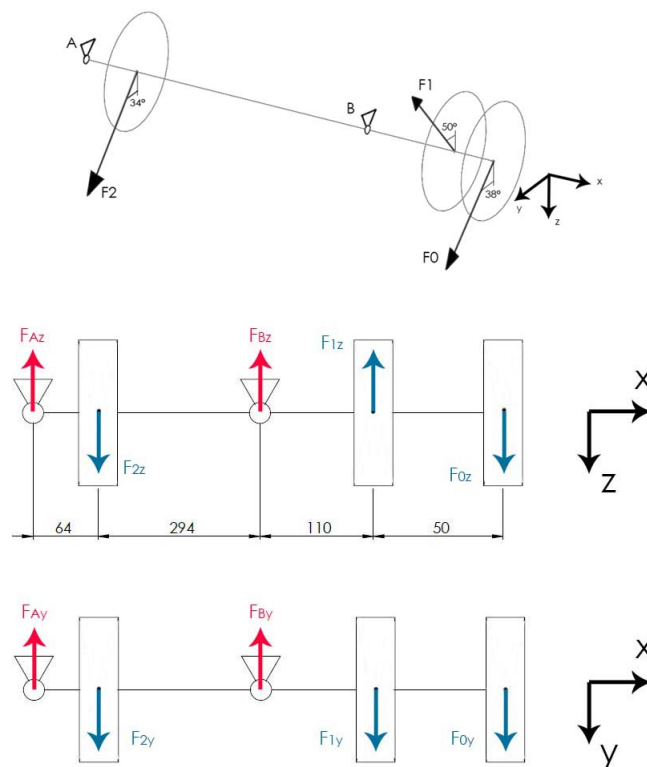
Nadalje je razmatran drugi slučaj opterećenja kada je aktivna grana toka snage za rascjepavanje segmenta u donjem koritu, odnosno promatra se utjecaj samo sile F_0 i F_2 prema slici 4.20 te su ponovno postavljene jednadžbe ravnoteže:

$$\Sigma F_z = 0: F_{0z} + F_{2z} - F_{Az} - F_{Bz} = 0, \quad (4.60)$$

$$\Sigma M_{Axz} = 0 : 358 \cdot F_{Bz} - 64 \cdot F_{2z} - 518 \cdot F_{0z} = 0. \quad (4.61)$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_{Ay} + F_{By} - F_{2y} - F_{0y} = 0, \quad (4.62)$$

$$\Sigma M_{Axy} = 0 : 358 \cdot F_{By} - 64 \cdot F_{2y} - 518 \cdot F_{0y} = 0. \quad (4.63)$$



Slika 4.20: Proračunski model glavnog vratila

u jednađbe (4.60) do (4.63) su uvrštene sljedeće vrijednosti:

$$F_{0z} = 333,10 \text{ N}; F_{2z} = 363,42 \text{ N}; F_{0y} = 260,25 \text{ N}; F_{2y} = 245,13 \text{ N}; \quad (4.64)$$

te su dobivene sljedeće vrijednosti u osloncima (ležajima):

$$F_A = \sqrt{|F_{Az}|^2 + |F_{Ay}|^2} = \sqrt{150^2 + 85^2} \approx 172 \text{ N}, \quad (4.65)$$

$$F_B = \sqrt{|F_{Bz}|^2 + |F_{By}|^2} = \sqrt{547^2 + 420^2} \approx 690 \text{ N}. \quad (4.66)$$

Na glavnom vratilu na mjestima oslonaca A i B korištena se gotova ležajna mjesta (kućište sa ležajevima) P2B 102-FM (Slika 4.21) te SY 40 TR (Slika 4.22) iz kataloga proizvođača SKF. U nastavku je izračunata dinamička opterećenost ležaja uz pretpostavku radnog vijeka trajanja od $L_{10h,min} = 10000$ h te za slučaj većeg dobivenog opterećenja u osloncu A (jdžb 4.58):

$$C_1 = F_A \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{EM} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 0,23 \cdot \left(\frac{60 \cdot 1420 \cdot 10000}{10^6} \right)^{1/3} \approx 2,14 \text{ kN}. \quad (4.67)$$

Uspoređena je tako dobivena dinamička opterećenost s dopuštenom (slika 4.22) te slijedi:

$$C = 19,5 \text{ kN} > C_1 = 6,10 \text{ kN}. \quad (4.68)$$

Dakle prema jednadžbi 4.68 zaključeno je da ležaj na mjestu A zadovoljava.

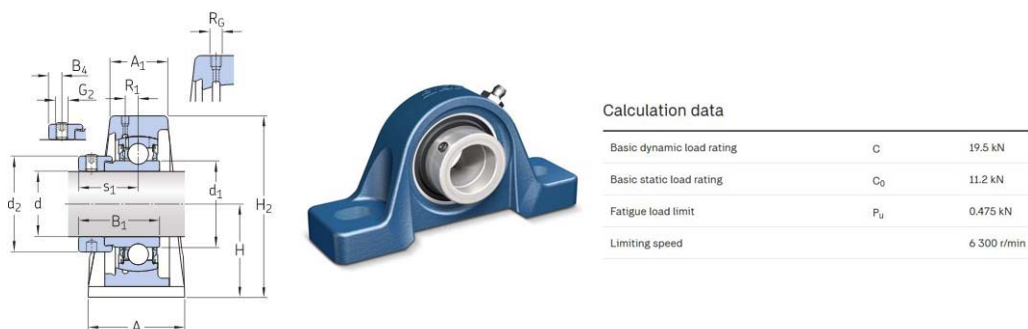
Jednaka provjera izvršena je i za oslonac B ponovno uz pretpostavku radnog vijeka trajanja od $L_{10h,min} = 10000$ h te za slučaj većeg dobivenog opterećenja od 2 prethodno proračunata slučaja (jdžb. 4.59):

$$C_1 = F_B \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{EM} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 0,81 \cdot \left(\frac{60 \cdot 1420 \cdot 10000}{10^6} \right)^{1/3} \approx 7,70 \text{ kN}. \quad (4.69)$$

Ponovno je uspoređena tako dobivena dinamička opterećenost s dopuštenom (slika 4.22) te slijedi:

$$C = 30,7 \text{ kN} > C_1 = 7,70 \text{ kN}. \quad (4.70)$$

Dakle prema jednadžbi 4.70 zaključeno je da ležaj na mjestu B zadovoljava.



Slika 4.21: Prikaz ležajnog mjesta P2B 102-FM (oslonac A) i njegovi tehnički podaci [33]



Slika 4.22: Prikaz ležajnog mjesta SY 40 TR (oslonac B) i njegovi tehnički podaci [34]

Nadalje su razmatrani ležajevi međuvratila (Slika 4.23) između glavnog vratila i vratila vretena. Ovdje je najprije određena sila na vratilo uslijed remenskog prijenosa i_2 (slika 4.16). Korišten je isti postupak kao i kod jednadžbi (4.51) i (4.52), ali je izraz još dodatno množen s dva zbog dva paralelno postavljena remena na remenici:

$$F_3 = F_{3y} = 2 \cdot 2 \cdot \frac{P_{EM}}{n_{EM} \cdot \frac{1}{i_2} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{d_1}{2}} = 2 \cdot 2 \cdot \frac{2200}{1420 \cdot \frac{1}{\sqrt{5,68}} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,135}{2}} = 2089,47 \text{ N}. \quad (4.71)$$

Zatim su postavljene jednadžbe ravnoteže za međuvratilo:

$$\Sigma F_y = 0 : F_{Cy} + F_{Dy} - F_{2y} - F_{3y} = 0, \quad (4.72)$$

$$\Sigma M_{Cxy} = 0 : 64 \cdot F_{2y} + 115 \cdot F_{3y} - 189 \cdot F_{Dy} = 0, \quad (4.73)$$

$$\Sigma F_z = 0 : F_{Cz} + F_{Dz} - F_{2z} = 0, \quad (4.74)$$

$$\Sigma M_{Cxz} = 0 : 64 \cdot F_{2z} - 189 \cdot F_{Dz} = 0. \quad (4.75)$$

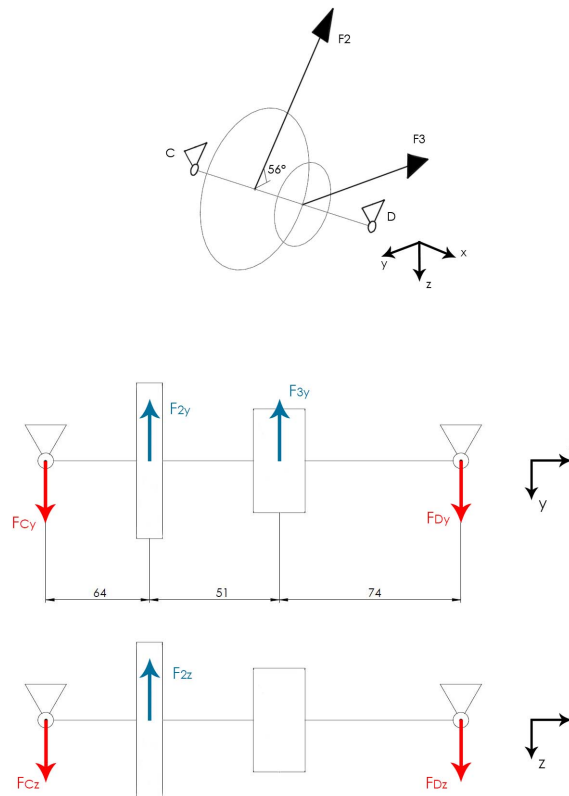
U jednadžbe (4.72) do (4.75) su uvrštene sljedeće vrijednosti:

$$F_{2y} = 245,13 \text{ N}; F_{2z} = 363,42 \text{ N}; F_{3y} = 2089,47 \text{ N}, \quad (4.76)$$

te su dobivene sljedeće vrijednosti u osloncima (ležajima):

$$F_C = \sqrt{|F_{Cz}|^2 + |F_{Cy}|^2} = \sqrt{240^2 + 980^2} \approx 1010 \text{ N}, \quad (4.77)$$

$$F_D = \sqrt{|F_{Dz}|^2 + |F_{Dy}|^2} = \sqrt{123^2 + 1350^2} \approx 1356 \text{ N}. \quad (4.78)$$



Slika 4.23: Proračunski model međuvratila u opterećenoj pogonskoj grani

Na međuvratilu je na mjestima oslonaca C i D korišteno gotovo ležajno mjesto (kućište sa ležajevima) P2B 102-FM (podaci prikazani prethodno na slici 4.21). U nastavku je izračunata dinamička opterećenost ležaja uz pretpostavku radnog vijeka trajanja od $L_{10h,min} = 10000$ h, a kontroliran je samo ležaj na mjestu D s obzirom na to da je tamo opterećenje veće:

$$C_1 = F_D \cdot \left(\frac{60 \cdot \frac{n_{EM}}{i_2} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 1,36 \cdot \left(\frac{60 \cdot \frac{1420}{\sqrt{5,68}} \cdot 10000}{10^6} \right)^{1/3} \approx 9,62 \text{ kN}. \quad (4.79)$$

Uspoređena je tako dobivena dinamička opterećenost s dopuštenom te slijedi:

$$C = 19,5 \text{ kN} > C_1 = 9,62 \text{ kN}, \quad (4.80)$$

te je zaključeno da ležaj zadovoljava.

Također su provjereni i ležaji na vratilu koje se spaja na vreteno (4.24) te ležaj na samom vretenu. Na vratilu se nalaze 2 ležaja koja preuzimaju radijalne sile, a na kraju kugličnog navojnog vretena jedan primarno aksijalni ležaj. Taj ležaj (Slika 4.25) je namijenjen upravo za kuglična vretena istog proizvođača [32].

Prema slici 4.24 postavljene su jednadžbe ravnoteže:

$$\Sigma F_y = 0 : F_E + F_F + F_{Hy} - F_3 = 0, \quad (4.81)$$

$$\Sigma M_E = 0 : 360 \cdot F_F + 616 \cdot F_{Hy} - 120 \cdot F_3 = 0, \quad (4.82)$$

$$\Sigma M_G^{(Lijevo)} = 0 : 357 \cdot F_3 - 477 \cdot F_E - 117 \cdot F_{Hy} = 0, \quad (4.83)$$

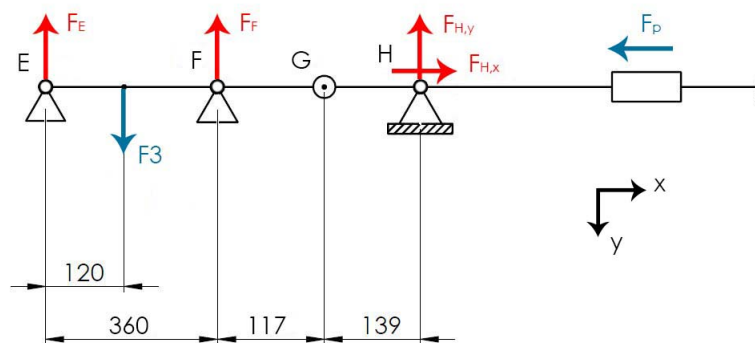
$$\Sigma F_x = 0 : F_{Hx} - F_p = 0, \quad (4.84)$$

Uvrštavanjem sljedećih vrijednosti:

$$F_3 = 2089,47 \text{ N}; F_p = 29430 \text{ N (sila od 3 tone)}, \quad (4.85)$$

u jednadžbe (4.81) do (4.84), dobivene su reakcije u osloncima E, F i H:

$$F_E \approx 1520 \text{ N}; F_F \approx 392 \text{ N}; F_{Hy} \approx 178 \text{ N}; F_{Hx} \approx 29430 \text{ kN}. \quad (4.86)$$



Slika 4.24: Proračunski model vratila vretena

U osloncima E i F korišteni su ležajevi sa slike 4.22. Za provjeru tih ležajeva ponovno je korištena pretpostavka minimalnog vijeka trajanja $L_{10h,min} = 10000$ h. Stoga je dobivena dinamička opterećenost ležaja u značajnije opterećenom osloncu E:

$$C_1 = F_E \cdot \left(\frac{60 \cdot \frac{n_{EM}}{i_r} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 1,52 \cdot \left(\frac{60 \cdot 250 \cdot 10000}{10^6} \right)^{1/3} \approx 8,10 \text{ kN}. \quad (4.87)$$

Usporedbom tako dobivene dinamičke opterećenosti s dopuštenom (Slika 4.22) slijedi:

$$C = 30,7 \text{ kN} > C_1 = 8,10 \text{ kN}, \quad (4.88)$$

te se zaključuje da ležaj zadovoljava.

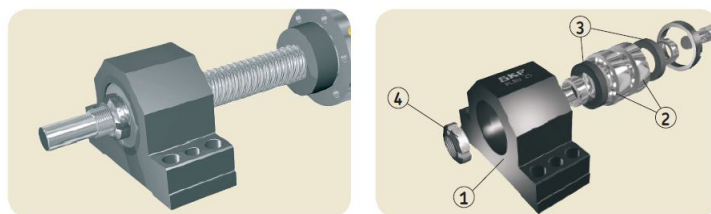
Na kugličnom vretenu se provjerava ležaj u osloncu H. Ovdje je korišten ležaj PLBU 63 koji je prikazan na slici 4.25. U katalogu [32] je dana vrijednost dopuštene dinamičke opteretivosti $C_a = 128$ kN. Određena je dinamička opterećenost ležaja uz pretpostavku vijeka trajanja od $L_{10h,min} = 5000$ h te pretpostavku čisto aksijalnog opterećenja s obzirom na zanemarivu vrijednost radijalne sile F_{Hy} u osloncu H (jdžb. 4.86):

$$C_1 = F_{Hx} \left(\frac{60 \cdot \frac{n_{EM}}{i_r} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 29,43 \cdot \left(\frac{60 \cdot 250 \cdot 5000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 124,11 \text{ kN}. \quad (4.89)$$

Usporedbom tako dobivene vrijednosti dinamičke opterećenosti s dopuštenom:

$$C = 128 \text{ kN} > C_1 = 124,11 \text{ kN}, \quad (4.90)$$

zaključeno je da ležaj zadovoljava.



Slika 4.25: Aksijalni ležaj kugličnog navojnog vretena [32]

Nadalje, prema slici 4.24, na hvatištu prikazane sile F_3 nalazi se kuglični ležaj 6008 (podaci prikazani na slici 4.26). Odnosno, na njemu je uležištena remenica R2 na vratilu vretena koja služi za pogon

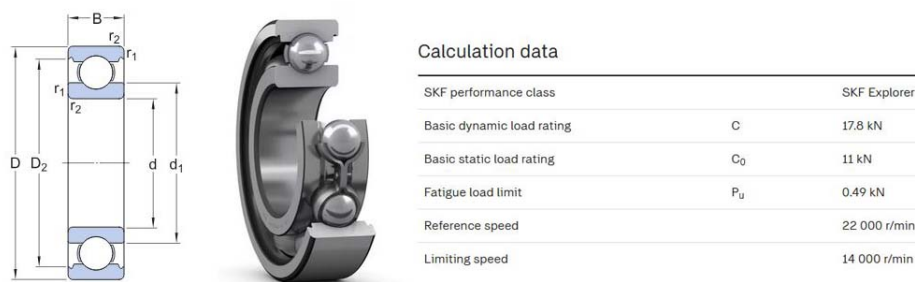
vretena prilikom potiskivanja te koja na sebi ima već spomenuto jednostrano ozubljenje pomoću kojeg se uparuje s dvostranom kandžastom spojkom (za pojašnjenje vidi sliku 4.16). S obzirom na navedenu silu koja djeluje na taj ležaj, određena je dinamička opterećenost ležaja uz pretpostavku vijeka trajanja od $L_{10h,min} = 10000$ h:

$$C_1 = F_3 \left(\frac{60 \cdot \frac{n_{EM}}{i_r} \cdot L_{10h,min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 2,09 \cdot \left(\frac{60 \cdot 250 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 11,10 \text{ kN}. \quad (4.91)$$

Usporedbom tako dobivene vrijednosti dinamičke opterećenosti s dopuštenom:

$$C = 17,8 \text{ kN} > C_1 = 11,10 \text{ kN}, \quad (4.92)$$

zaključeno je da ležaj zadovoljava.



Slika 4.26: Prikaz ležaja 6008 i njegovi podaci [35]

Razmatrano je i radijalno opterećenje ležajeva unutar elektromotora. Dopušteno radijalno opterećenje izračunato je prema formuli danom od proizvođača za slučaj remenice na izlaznom vratilu [25]:

$$F_{R,dop} = \frac{19120 \cdot P_{EM} \cdot c}{D_{rem} \cdot n_{EM}} = \frac{19120 \cdot 2,2 \cdot 2,3}{0,135 \cdot 1420} = 504,68 \text{ N}. \quad (4.93)$$

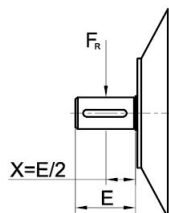
S obzirom da je izlazno vratilo elektromotora opterećeno silom F_0 uslijed remenskog prijenosa (slika 4.20), na temelju pripadajućih komponenti u y i z smjeru (jdžb 4.64), najprije je određen iznos sile F_0 :

$$F_0 = \sqrt{F_{0y}^2 + F_{0z}^2} = \sqrt{260,25^2 + 333,10^2} = 422,71 \text{ N}. \quad (4.94)$$

Usporedbom tako dobivene vrijednosti radijalnog opterećenja vratila s dopuštenim:

$$F_{R,dop} = 504,68 \text{ N} > F_0 = 422,71 \text{ N}, \quad (4.95)$$

zaključeno je da ležajevi elektromotora zadovoljavaju.



Slika 4.27: Opterećenje na izlaznom vratilu elektromotora [25]

Naposlijetku se provjeravaju ležajevi vratila pile. Na slici 4.28 vidljive su sile F_1 koja dolazi s remenskog prijenosa između glavnog vratila i vratila pile (vidi sliku 4.20) te sila F_g koja predstavlja težinu elemenata pile na kraju vratila. Ovdje se radi jednostavnosti pretpostavlja da težina utega, otežanog držača trupca te samog okvira pile djeluju u točki na kraju vratila te su navedeni podaci o težinama dobiveni iz CAD modela u programu SolidWorks.

Prema slici 4.28 dobivene su jednadžbe ravnoteže:

$$\Sigma F_z = 0 : F_{1z} + F_g - F_{1z} - F_{Jz} = 0, \quad (4.96)$$

$$\Sigma M_{Ixz} = 0 : 146 \cdot F_{1z} + 335 \cdot F_{Jz} - 542 \cdot F_g = 0, \quad (4.97)$$

$$\Sigma F_y = 0 : F_{1y} - F_{Jy} - F_{1y} = 0, \quad (4.98)$$

$$\Sigma M_{Ixy} = 0 : 335 \cdot F_{Jy} - 146 \cdot F_{1y} = 0. \quad (4.99)$$

Uvrštavanjem sljedećih vrijednosti u jednadžbe (4.96) do (4.99):

$$F_{1z} = 271,71 \text{ N}; F_{1y} = 323,81 \text{ N}; F_g \approx 600 \text{ N}, \quad (4.100)$$

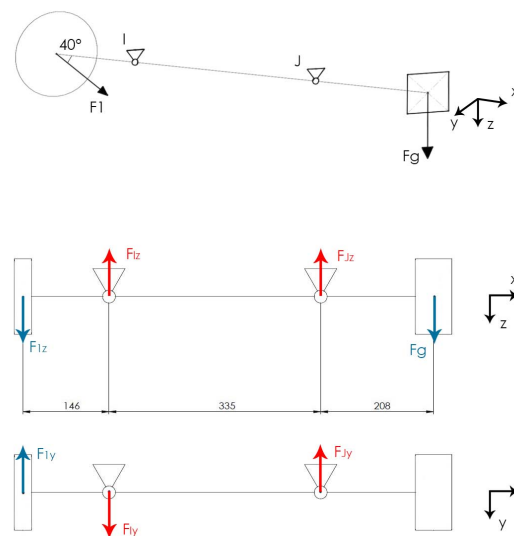
dobivene su reakcije u osloncima:

$$F_I = \sqrt{|F_{Iy}|^2 + |F_{Iz}|^2} = \sqrt{465^2 + 17,6^2} \approx 465 \text{ N}, \quad (4.101)$$

$$F_J = \sqrt{|F_{Jy}|^2 + |F_{Jz}|^2} = \sqrt{141^2 + 854^2} \approx 866 \text{ N}. \quad (4.102)$$

Vidljivo je iz jednačba (4.101) i (4.102) da je veće opterećenje u osloncu J, a s obzirom da je na oba mjesta korišten isti ležaj P2B 102-FM (podaci na slici 4.21), provjera je izvršena samo na mjestu J, pritom je u proračunu referentan prijenosni omjer iz jednačbe (4.10), a za ležaj je pretpostavljen vijek trajanja $L_{10h,\min} = 10000 \text{ h}$:

$$C_1 = F_J \left(\frac{60 \cdot \frac{n_{EM}}{i_r} \cdot L_{10h,\min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} = 0,866 \cdot \left(\frac{60 \cdot 1060 \cdot 10000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 7,45 \text{ kN}. \quad (4.103)$$



Slika 4.28: Proračunski model vratila pile

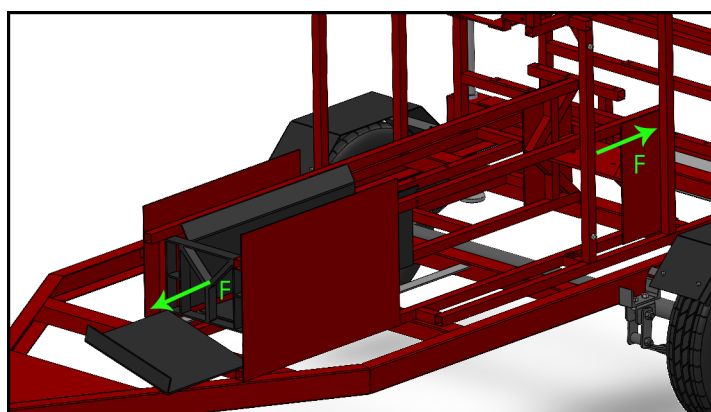
Usporedbom tako dobivene vrijednosti opterećenja ležaja s dopuštenim:

$$C = 19,5 \text{ kN} > C_1 = 7,45 \text{ kN}, \quad (4.104)$$

zaključeno je da ležaj zadovoljava.

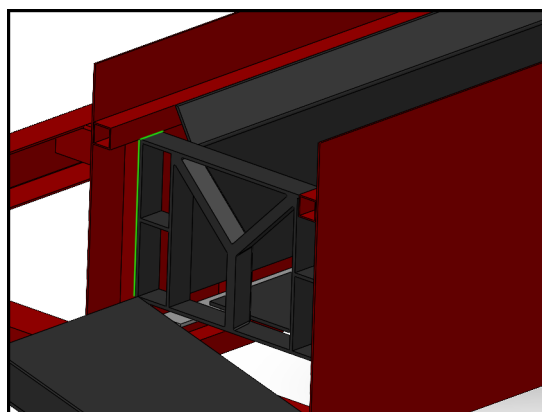
4.13. Donje korito

Razmatran je utjecaj sila na zavarenu konstrukciju donjeg korita. Ono je izvedeno prema slici 4.29 gdje su ucrtane sile koje dolaze od potiskivača na strani klina za rascjepavanja (odnosno navojnog vretena na strani ležaja) uslijed rascjepavanja komada.



Slika 4.29: Konstrukcija donjeg korita

Provjera je provedena na prednjem zavaru čiji je kvalitativni prikaz zavora (zelena oznaka) vidljiv na slici 4.30. Pretpostavljen je slučaj kada bi sila djelovala u centru klina za rascjepavanje te bi se tada na zavaru javljalo naprezanje uslijed savijanja i smika.



Slika 4.30: Kvalitativni prikaz prednjeg zavora donjeg korita

Sila na zavar je jednaka najvećoj sili rascjepavanja koja je prethodno odabrana kao 3 tone. Dakle sila na zavar u njutnima iznosi:

$$F = F_p \approx 29430 \text{ N.} \quad (4.105)$$

Kako bi se odredila naprezanja na zavar, određene su geometrijske značajke zavora, odnosno moment

otpora presjeka zavara. Površinski presjek zavara prikazan je na slici 4.31. Moment otpora zavara iznosi:

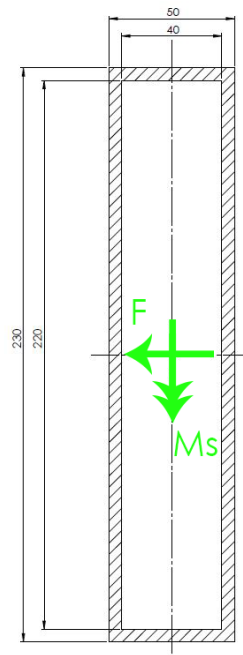
$$W = \frac{I}{e} = \frac{(230 \cdot 50^3)/12 - (220 \cdot 40^2)/12}{25} = 48900 \text{ mm}^3. \quad (4.106)$$

S obzirom da se zavar nalazi također i na nasuprotnoj strani od one prikazane na slici 4.30, može se pretpostaviti da će svaka strana preuzimati pola opterećenja. Proračun je dakle analiziran za jednu zavarenu stranu klina za rasjepavanje s obzirom da je slučaj simetričan. Naprezanje na smik određeno je sljedećim izrazom:

$$\tau = \frac{F/2}{A_{\text{zav}}} = \frac{29430/2}{2 \cdot 50 \cdot 5} = 29,43 \text{ MPa}. \quad (4.107)$$

Nadalje je određeno opterećenje uslijed savijanja na kraku iznosa $l \approx 164 \text{ mm}$:

$$\sigma = \frac{M_s}{W} = \frac{F/2 \cdot l}{W} = \frac{29430/2 \cdot 164}{48900} = 49,35 \text{ MPa} \quad (4.108)$$



Slika 4.31: Proračunska površina zavara s ucrtanim opterećenjem

Poznavajući ta dva naprezanja, određeno je reducirano naprezanje zavara:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{49,35^2 + 3 \cdot 29,43^2} \approx 71 \text{ MPa}. \quad (4.109)$$

Prema literaturi [7], određena je približna vrijednost dopuštenog naprezanja zavara čelične konstrukcije za pretpostavljeno čisto istosmjerno opterećenje (opterećenje je pretpostavljeno da raste linearno uslijed otpora rascjepavanja, a dok trupca nema opterećenje je nula). Stoga je dopušteno naprezanje:

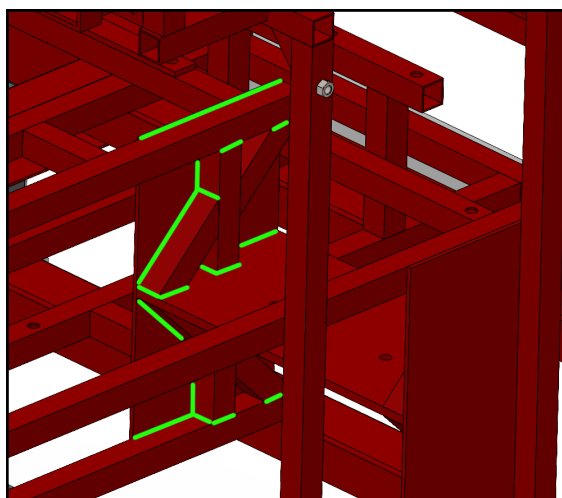
$$\sigma_{\text{dop}} = \frac{5}{3} \sigma_{\text{D}(-1)\text{dop}} = \frac{5}{3} \cdot 180 = 300 \text{ MPa} . \quad (4.110)$$

Usporedbom dobivene vrijednosti te dopuštene:

$$\sigma_{\text{dop}} = 300 \text{ MPa} > \sigma_{\text{red}} = 71 \text{ MPa} , \quad (4.111)$$

zaključeno je da zavar zadovoljava.

Na suprotnom kraju korita (stražnja strana) također se nalaze zavari koji su dijelomično i pojednostavljeno ilustrirani na slici 4.31, no ovdje se dodatan proračun ne vrši s obzirom da je ovisno o količini i poziciji zavara pretpostavljeno i očekivano da će vrijednosti biti slične odnosno manje od onih dobivenih na prednjem kraju korita uslijed iste sile.



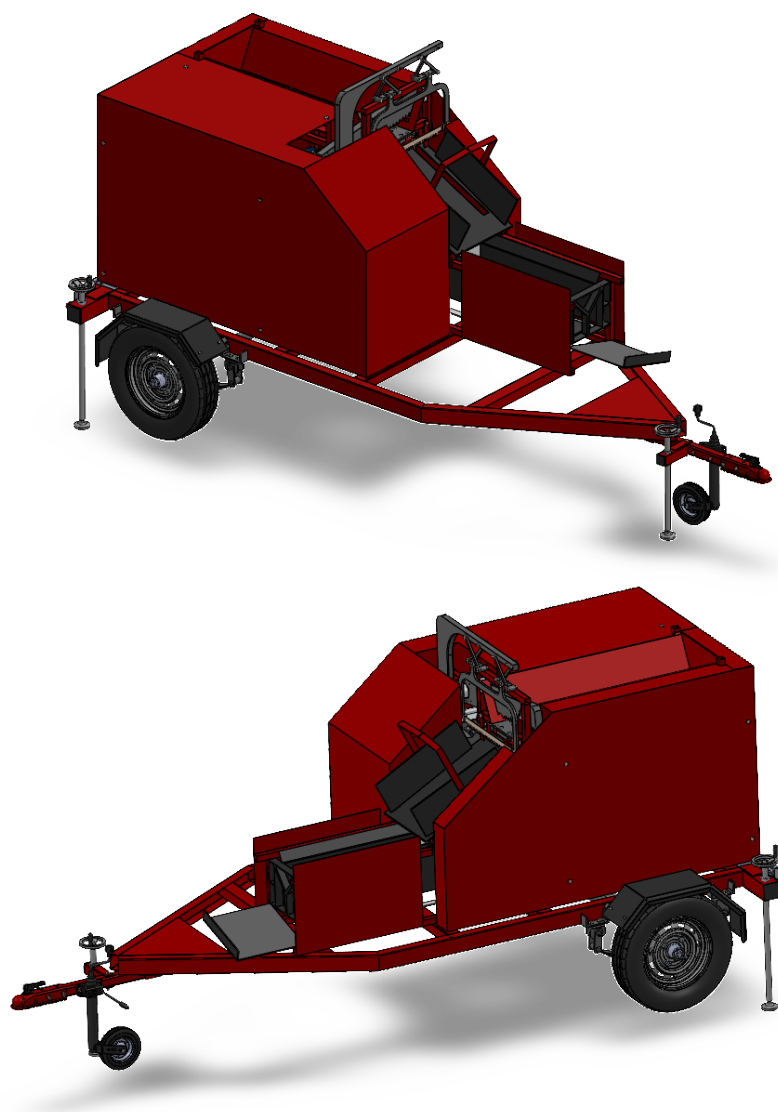
Slika 4.32: Pojednostavljeni dijelomični prikaz stražnjeg zavara donjeg korita

5. NAČIN RADA UREĐAJA

U nastavku je pomoću ilustrativnih prikaza i opisa pojašnjen način rada uređaja odnosno proces.

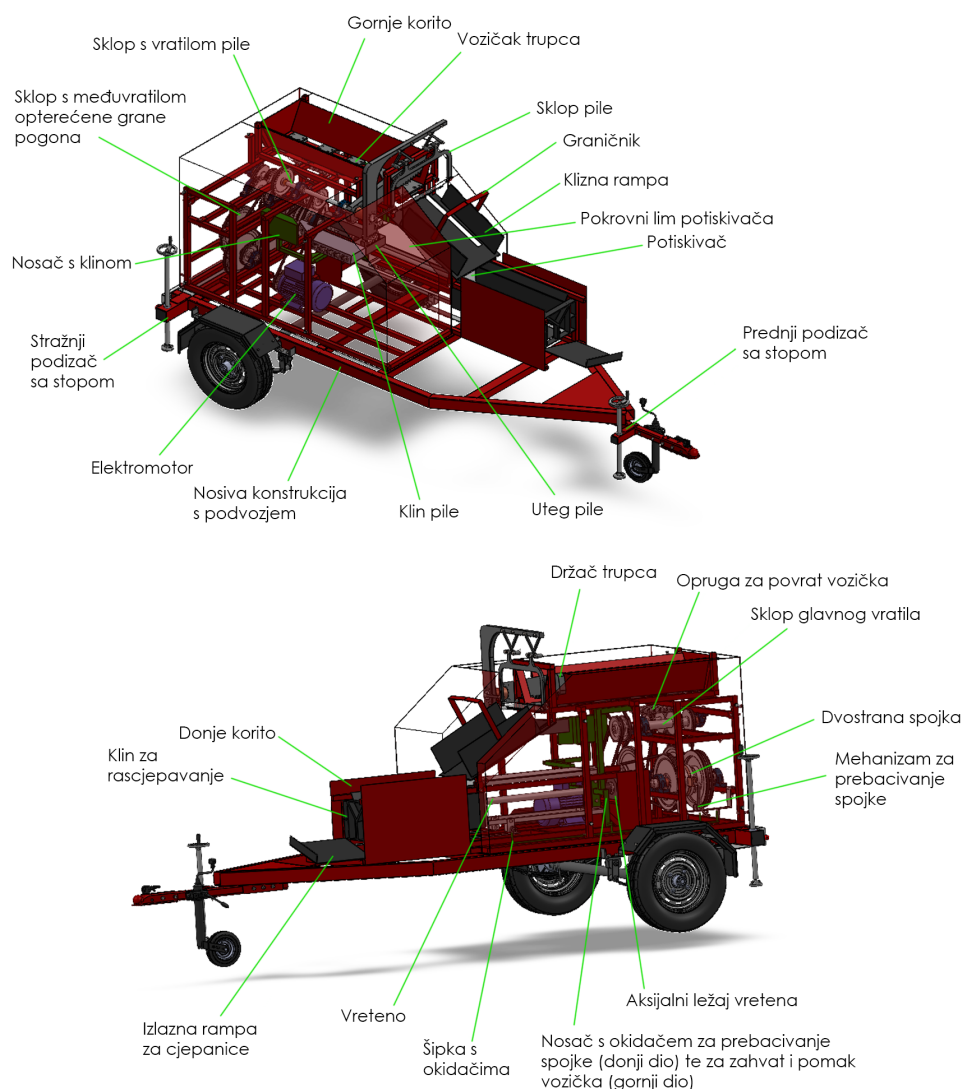
5.1. Prikaz uređaja

Na slici 5.1 vidljiv je 3D prikaz sklopa uređaja iz SolidWorks okruženja u kojem je CAD model uređaja modeliran.



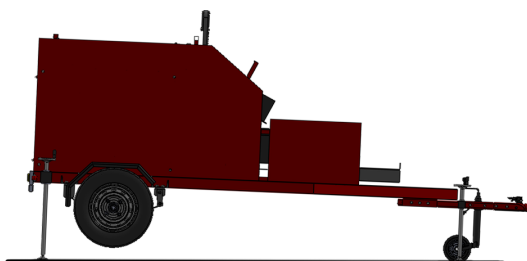
Slika 5.1: 3D prikaz uređaja u okruženju programa SolidWorks

Na slici 5.2 vidljiva je unutrašnjost uređaja s istaknutim glavnim komponentama.



Slika 5.2: Unutrašnjost uređaja s istaknutim glavnim komponentama

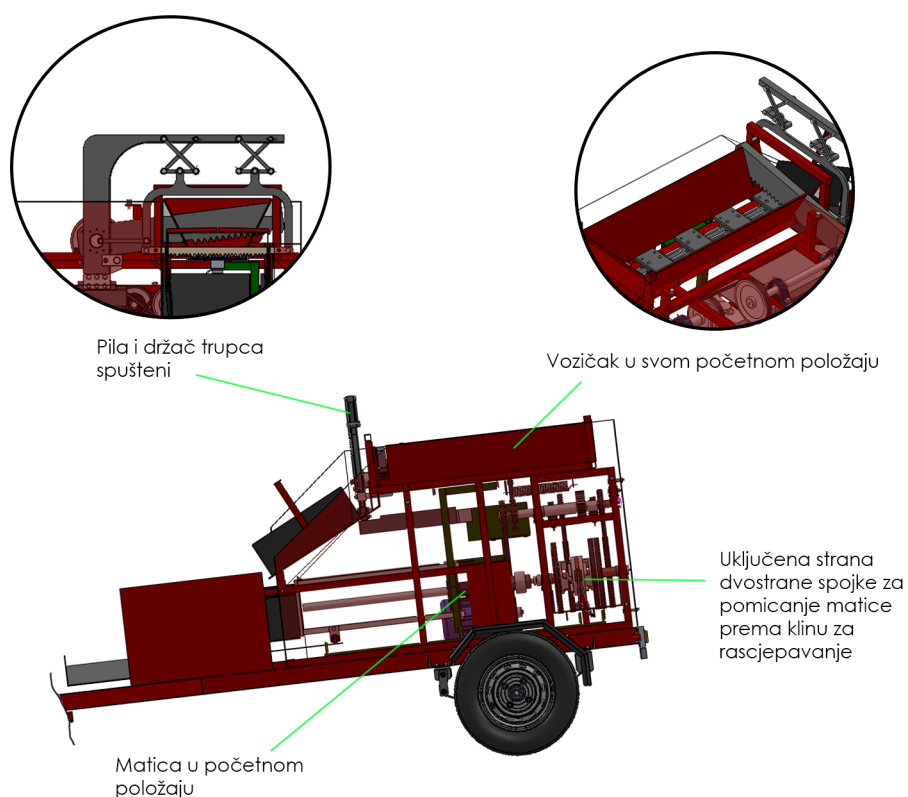
Na slici 5.3 vidljiv je uređaj postavljen u svoju inicijalnu radnu poziciju. Naime, uređaj je zamišljen da se dovede u blago nagnutu poziciju prema naprijed kako bi trupci, a i cjepanice ispravno prolazili kroz proces. Za ostvarivanje nagnjanja služe stražnji podizači sa stopom koja je uležištena na vretenu preko kugličnog zgloba za kompenzaciju nagiba tijekom podizanja. Na ostalim slikama u nastavku ti podizači nisu vidljivi radi jasnijeg prikaza ostalih komponenti. Kod prednjeg kotača je također stavljen odvojivi podizač sa stopom radi ostvarivanja bolje stabilnosti uređaja.



Slika 5.3: Prikaz uređaja u njegovoj početnoj poziciji u prostoru

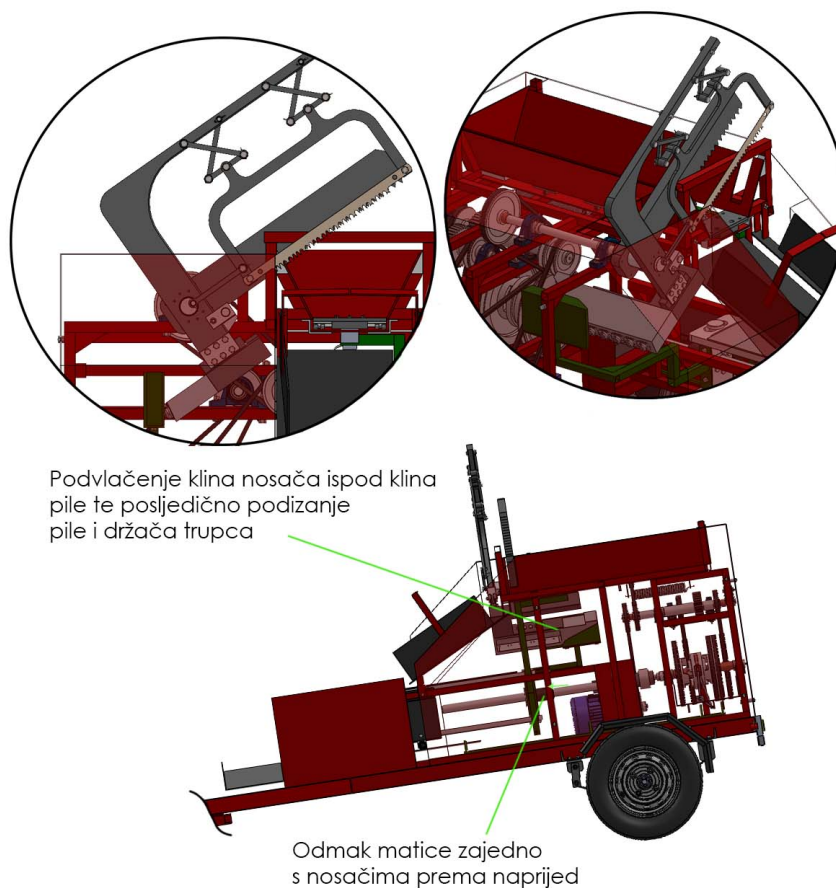
5.2. Početak rada i pokretanje komponenti iz početnog položaja

Kada se uređaj pokrene (pali se elektromotor) komponente krenu iz svojih inicijalnih pozicija (Slika 5.4). Spojka za prebacivanje smjera vrtnje vretena, odnosno pomicanja matice naprijed-nazad prebačena je u poziciju za pomicanje matice prema klinu za rascjepavanje (prema naprijed). Vozičak za trupac se nalazi u početnoj poziciji (nije izvučen), a pila i držač trupca su spušteni. Ostale sporedne komponente su također u svojim početnim pozicijama.



Slika 5.4: Komponente u početnoj poziciji

Komponente nadalje kreću prema naprijed (Slika 5.5). Nosač spojen na maticu koji na svom kraju ima klin za podizanje pile se kreće prema naprijed zajedno s maticom te vrši podizanje pile, a posljedično i držača trupca.



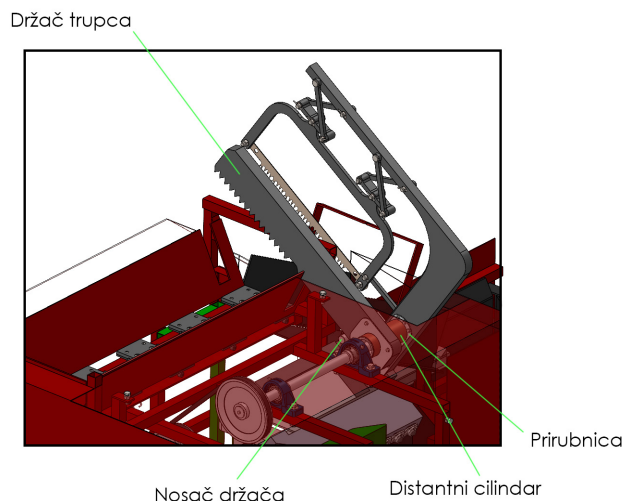
Slika 5.5: Iniciranje kretanja komponenti

Na slici 5.6 vidljiv je način na koji pila kada se podiže, zajedno sa sobom podiže i držač trupca. Držač trupca je potreban kako se trupac nebi previše pomicao uslijed raspiljavanja

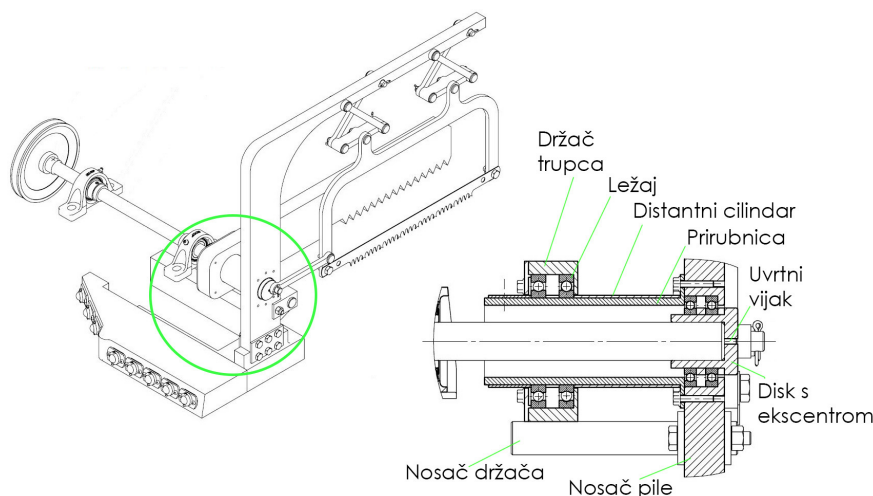
Držač trupca je uležišten pomoću dva ležaja na prirubnici koja je čvrsto spojena na nosač pile. Dakle držač trupca je slobodno okretan oko osi prirubnice odnosno osi vratila pile. Kada se nosač pile zakreće oko navedene osi vratila prema gore, s njim se pomiče i nosač držača koji naiđe na držač trupca i uđe s njim u kontakt te ga podiže zajedno s pilom prema gore. Takva veza držača trupca s pilom omogućuje da kada pila počne rezat i prolaziti kroz trupac, držač trupca ostaje na površini trupca neovisno o kretanju pile te na taj način svojom težinom i zubima pruža stabilnost trupca.

Sličan pristup korišten je i kod uležištenja nosača pile na vratilu pile odnosno cilindričnom dijelu diska s ekscentrom. Ovdje je omogućena rotacija vratila pile odnosno diska s ekscentrom koji je

perom povezan s vratilom pile neovisno o pomicanju (rotaciji) nosača pile oko osi vratila. Principi navedenih uležištenja vidljivi su na slici 5.7.



Slika 5.6: Veza držača trupca i pile

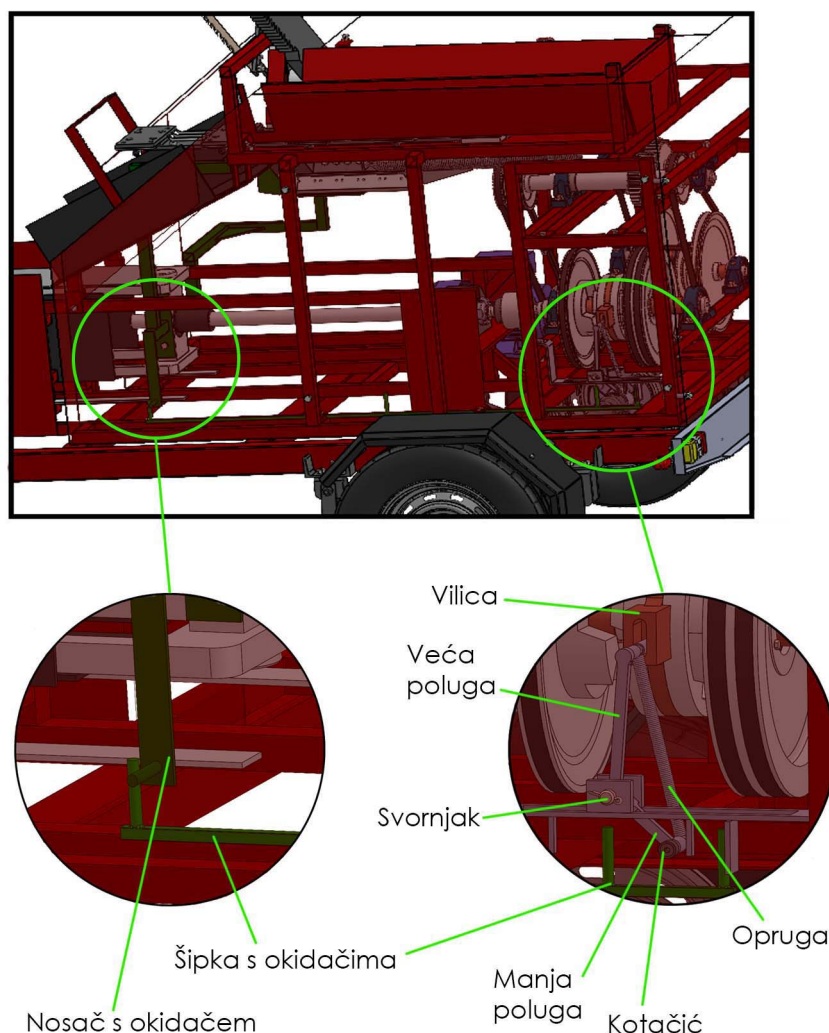


Slika 5.7: Uležištenje nosača pile i držača pile

5.3. Dolazak komponenti u krajnji položaj

Nastavno na sliku 5.5, nakon što se pila podigla, nosač s okidačem za zahvat i pomicanje vozička ušao je u zahvat s pločicom s donje strane vozička te ga krenuo gurati naprijed. Istovremeno je donji nosač s okidačima za prebacivanje spojke sa svojim prednjim okidačem došao u zahvat s okidačima na šipki (Slika 5.8). Dakle vozičak se giba prema naprijed i približava svojoj krajnjoj poziciji te se u trenutku

kad je vozičku odnosno matici preostalo još 100 mm do kraja pomaka pokreće i proces prebacivanja spojke.

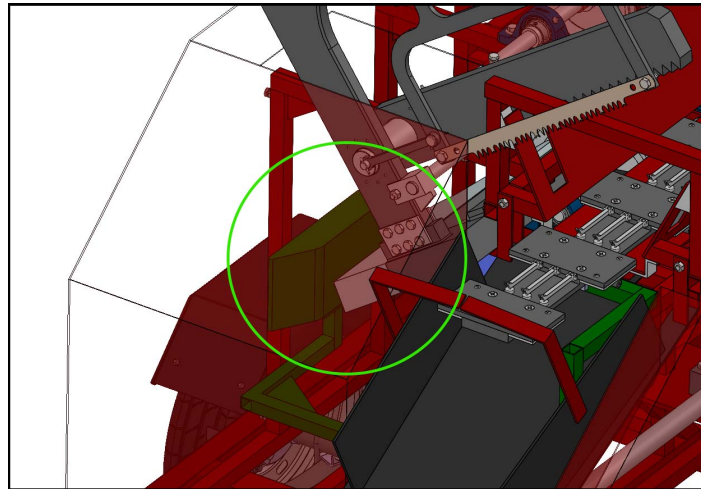


Slika 5.8: Početak procesa prebačaja spojke

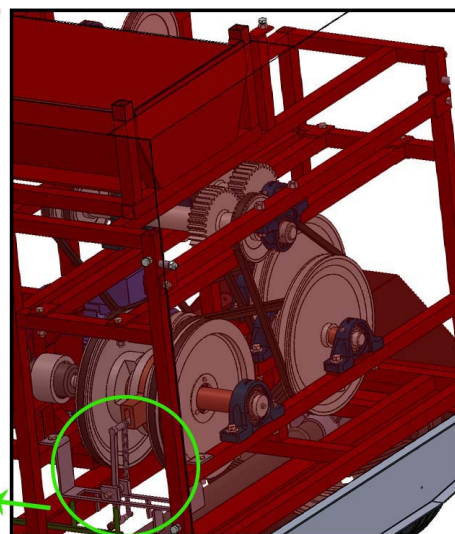
Tijekom navedenog pomicanja komponenti, pila i pripadajuće komponente ostale su u podignutom stanju koje omogućava ravni dio na spoju klinova koji sada klizi po kotačićima (Slika 5.9) sve dok se klin ne počne vraćati u početnu poziciju (reverziranje) te na kotačiće opet nasjedne kosina na klinu.

Kako je prethodno spomenuto, prema slici 5.8 vozičak se približavao svojoj krajnjoj poziciji te je tada započeo i proces prebacivanja kandžaste spojke. Na slici 5.10 vidljiv je trenutak kada je vozičku (i matici) preostalo još 5 mm do dostizanja krajnje pozicije, a u tom trenutku je nosač s okidačem sa slike pogurao šipku s okidačima tako da je ona zahvatila manju polugu označenu na slici 5.8, zakrenula je

oko svornjaka te ju poravnala s također označenom većom polugom. U tom položaju opruga koja spaja krajeve poluga nalazi se u labilnom položaju (Slika 5.10).



Slika 5.9: Održavanje pile u podignutoj poziciji

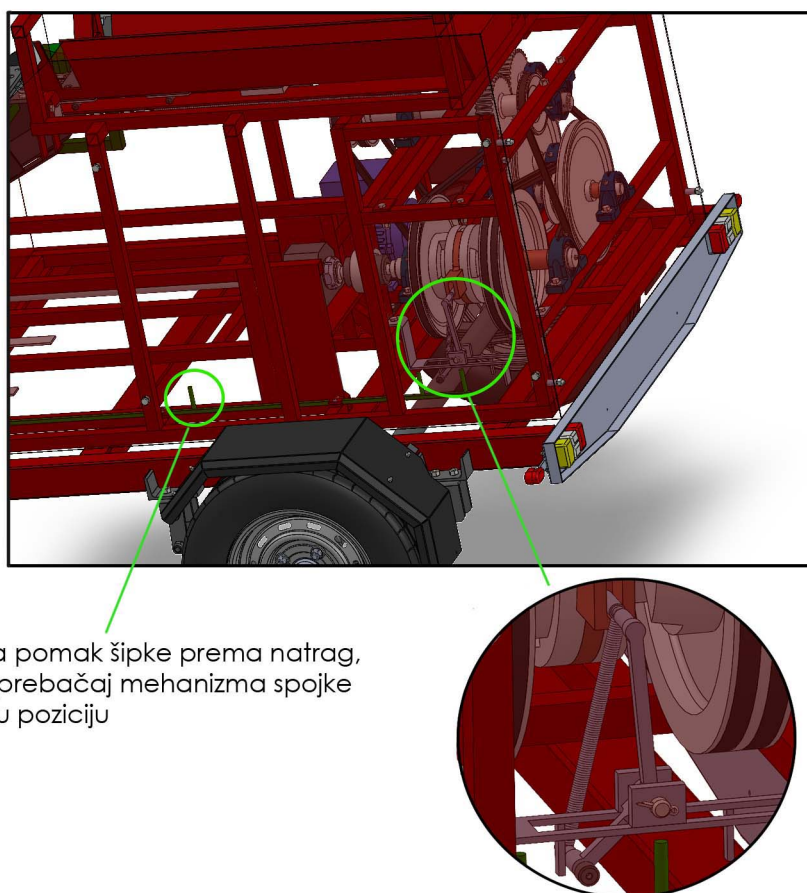


Pomak šipke naprijed
Manja i veća poluga poravnate, opruga u labilnom položaju

Slika 5.10: Labilan položaj opruge na mehanizmu za prebacivanje spojke

U sljedećem trenutku dolazi do inkrementalnog pomaka manje poluge mehanizma za prebacivanje spojke te se na taj način zbog veze oprugom, manja i veća poluga prebacuju na suprotnu stranu, a u međuvremenu vozičak, nosač s okidačem te šipka s okidačima dovršavaju svoj pomak do krajnje pozicije (dakle pomiču se naprijed za preostalih 5 mm). Time su komponente došle u krajnji položaj, a pogon se prebacio u način za reverziranje (pomak matice i za nju vezanih komponenti u nazad prema početnoj poziciji). Takav položaj poluga vidljiv je na slici 5.11. Komponente se sada vraćaju u početni

položaj. Najprije se, kako se matica giba unazad, vozičak uvlači pod djelovanjem opruge, a potom spuštaju pila i držač trupca. Dolaskom u početne položaje se pogon prebacuje ponovno u način rada "prema naprijed" te se ponavlja opisani proces/ciklus. Prebačaj mehanizma za prebacivanje spojke se dešava analogno prethodno opisanom.



Slika 5.11: Spojka prebačena u stanje za reverziranje

5.4. Prolazak trupca kroz proces

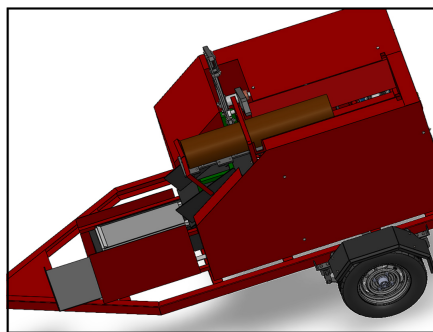
Analizira se proces nakon što je spojka prebačena u način za reverziranje. Opisane komponente se kreću nazad u početni položaj. Kako se matica giba unazad, tako se s njom gibaju i svi spomenuti nosači s okidačima, a time i nosač za pomicanje vozička, odnosno vozičak se kako je spomenuto uvlači nazad u gornje korito. U tom trenutku (dok su pila i držač trupca još podignuti) korisnik ubacuje trupac u gornje korito na dio vozička koji se u tom trenutku nalazi unutar gornjeg korita. Tako umetnuti trupac se pretpostavljeno ponaša na jedan od dva u nastavku opisana načina/slučaja.

U prvom slučaju (Slika 5.12) trupac ima "tendenciju gibanja/klizanja" prema naprijed uslijed utjecaja kosine uređaja. Dakle korisnik utovaruje trupac kada se vozičak vraća u gornje korito iz svoje krajnje pozicije. Čim korisnik ispusti trupac u korito, s obzirom da su pila i držač trupca podignuti, trupac će imati tendenciju klizati niz vozičak koji se kreće vraćati i istovremeno klizi svojim zubima po površini trupca (zubi na vozičku sjede na oprugama što im omogućava slijeganje i podvlačenje pod trupcem umjesto da značajno zapinju po površini trupca). Tako se trupac ubrzo nađe u poziciji za raspiljavanje te se pila spušta i raspiljava prvi segment koji pada u donje korito. Ostatak trupca čeka u području gornjeg korita da dođe do podizanja pile. Kada komponente krenu ponovno iz svojih početnih položaja pila se opet podiže, preostale dvije trećine trupca ponovno kliznu prema naprijed do graničnika te sada vozičak, kada putuje ponovno prema naprijed, samo pomalo zapinje i grebe svojim zupcima o površinu trupca te opet dolazi do svoje krajnje pozicije kao i ostale komponente. Pritom se u donjem koritu rascjepava prvi prethodno propadnuti segment. Sada kreće ponovno vraćanje komponenti u početni položaj te se ponavlja prethodno navedeni ciklus raspiljavanja. U gornjem koritu se sada nalazi preostala jedna trećina trupca, a u donjem koritu jedna trećina spremna za rascjepavanje. Komponente ponovno kreću iz svog početnog položaja, dakle pila i držač trupca se podižu te posljednji segment klizi te propada u donje korito gdje pada na ploču/lim potiskivača i zapne o klinasti graničnik koji sprječava da nepravodobno padne u donje korito dok se tamo još nalazi prethodni segment. Prethodni (drugi) segment se sada pri kretanju potiskivača prema naprijed rascjepava, a pri povratku potiskivača segment koji se nalazio na ploči/limu potiskivača zapne o donji rub klizne rampe te zahvaljujući klinastom graničniku koji ga odigne, on propada i završava u samom koritu te u sljedećem hodu potiskivača prema naprijed biva rascjepan. Korisnik sada može pravovremeno utovariti sljedeći trupac prema opisanom načinu.

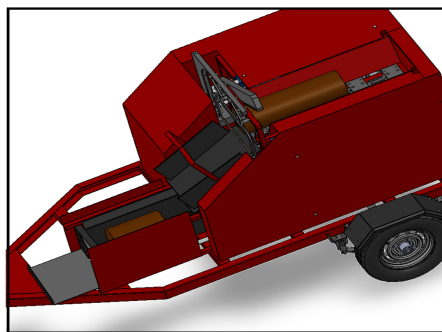
U drugom slučaju (Slika 5.13) trupac se utovaruje i "ostaje u mjestu" unutar gornjeg korita dok se vozičak podvlači ispod njega. Kada se vozičak i ostale komponente vrate u svoje početne položaje, dolazi do ponovnog prebačaja spojke koji je analogan onom opisanom kod prebačaja pogona u stanje reverziranja te slijedi početak procesa opisanog u prethodnim potpoglavljima. Dakle komponente ponovno kreću iz početnog prema krajnjem položaju s time da se u uređaju sada nalazi i trupac. Trupac se pretpostavljeno kreće zajedno s vozičkom prema krajnjoj poziciji jer zupci vozička zapinju o trupac. Dolaskom komponenti u krajnju poziciju, dolazi do opisanog reverziranja pogona te komponente ponovno kreću nazad prema početnom položaju, a trupac zbog utjecaja kosine na kojoj je uređaj postavljen te činjenice da zubi na vozičku koji su ga "gurali" prema krajnjoj poziciji imaju mogućnost slijeganja, ostaje svojom jednom trećinom van korita. U tom položaju ga također i graničnik koji se nalazi iznad klizne rampe zaustavlja od slučajnog ispadanja. Kako se sve komponente vraćaju u početni položaj, to znači da se i pila te držač trupca spuštaju. Držač zastaje na površini trupca te

ga pridržava svojim zubima i težinom dok pila raspiljava trećinu koja viri iz korita. Ciklus raspiljavanja se ponovno ponavlja za preostale dvije trećine trupca u gornjem koritu. Najprije se ponovno podižu pila i držač trupca, a potom se preostali segment trupca u gornjem koritu s vozičkom pomiče prema naprijed, s time da se sada i donja jedna trećina rascjepava kada ju potiskivač gurne na klin u donjem koritu. Kad su komponente došle u krajnje položaje, ponovno vrše hod unazad te se vraćaju u početne položaje, a pritom se uslijed spuštanja pile preostali dio trupca u gornjem koritu raspiljava te ponovno jedna trećina propada u donje korito, dok u gornjem koritu preostaje posljednja trećina trupca. Komponente ponovno kreću iz početnog položaja prema naprijed te se tada u donjem koritu vrši rascjepavanje, a u gornjem dijelu vozičak dovodi posljednju trećinu trupca do graničnika. Kada krene reverziranje kretanja komponenti, vozičak se podvlači ispod preostalog segmenta trupca iz gornjeg korita te taj segment propada niz kliznu rampu prema donjem koritu. Taj posljednji segment završava u donjem koritu te čeka na rascjepavanje, a korisnik prema opisanom načinu pravovremeno utovaruje novi trupac.

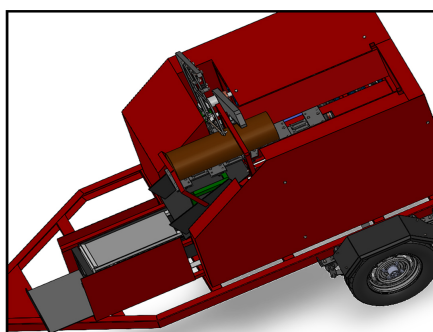
Suštinski, u realnim eksploatacijskim uvjetima očekuje se i pretpostavlja kombinacija navedena dva slučaja ovisno o drugim faktorima poput težine drveta, hrapavosti/glatkoći kore, pozicioniranju pri utovaru, dimenzijama i sl., a s obzirom da se radi o cjepanicama za ogrjev, nesavršenosti u dimenzijama i sl. su prihvatljive. Također korisnik se tijekom eksploatacije stroja nalazi pored te može svojim nadgledanjem i radnjama utjecati na ishod procesa (npr. manevriranje trupcem u gornjem korito po potrebi).



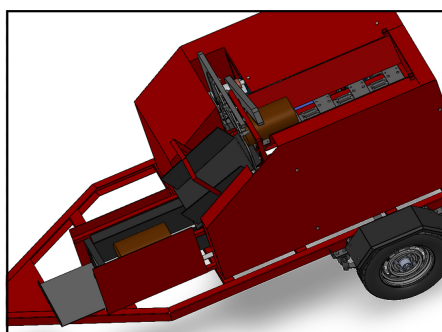
1) Trupac utovaren te klizi naprijed do graničnika, a komponente se kreću vraćati prema početnim pozicijama



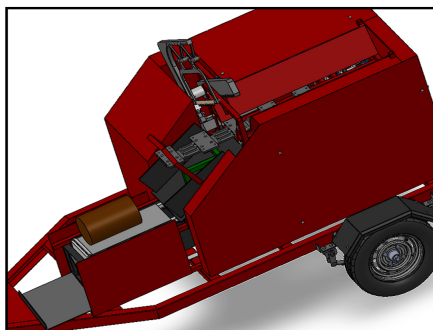
2) Pila se spušta te je prvi segment isplijen i pada u donje korito gdje čeka rascjepavanje, a komponente sada kreću ponovno prema krajnjim pozicijama



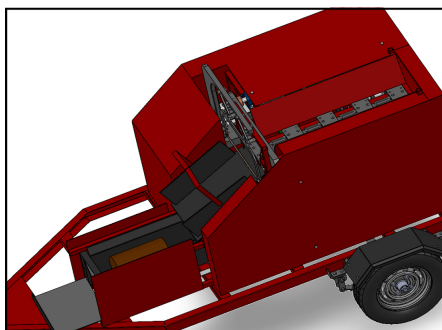
3) Kako se pila podiže, tako preostali dio trupca ponovno klizne do graničnika te se ponavlja prethodno opisani proces



4) Ponovno jedna trećina pada u donje korito, a u gornjem koritu preostaje posljednja trećina trupca

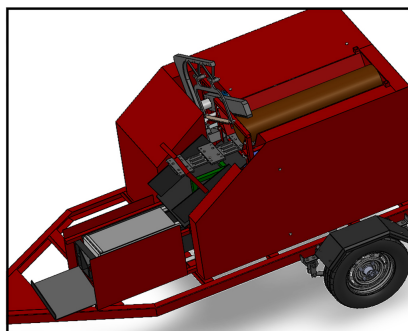


5) Komponente se počinju kretati prema krajnjim pozicijama, dakle pila i držač trupca se podižu te posljednji segment klizne niz rampu te pada i zastaje na limu potiskivača, a u međuvremenu se unutar donjeg korita rascjepava prethodna trećina

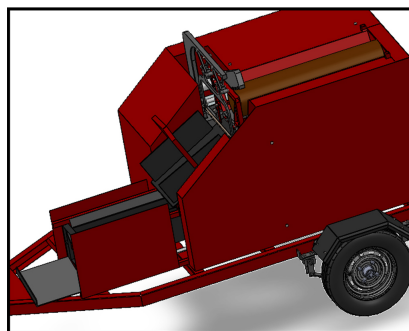


6) Drugi segment je rascjepan te se komponente, a time i potiskivač vraćaju prema početnoj poziciji, pri čemu segment na limu potiskivača zapne o dno klizne rampe te uz pomoć klinastog nastavka na rubu lima potiskivača taj segment upadne u donje korito i čeka rascjepavanje

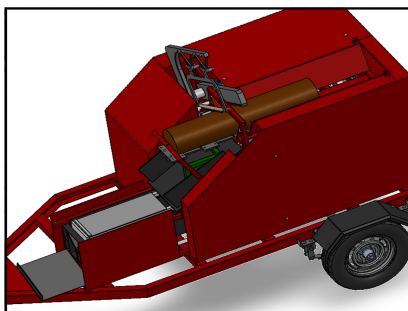
Slika 5.12: Prvi očekivani teoretski slučaj prolaska trupca kroz proces



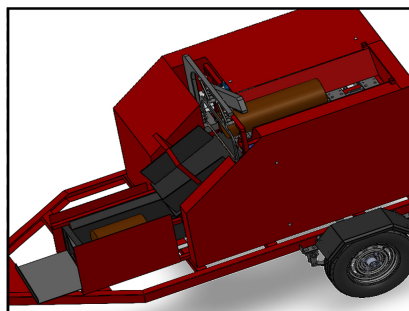
1) Trupac se utovaruje pri povratku vozička te pri podignutoj pili i podignutom držaču trupca



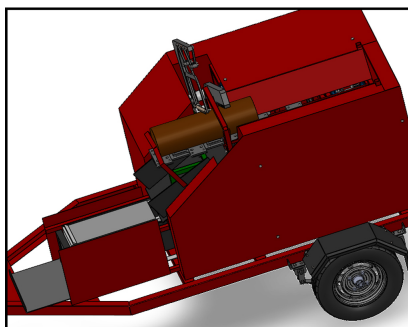
2) Trupac utovaren, komponente kreću iz početnih položaja prema svojim krajnjim pozicijama



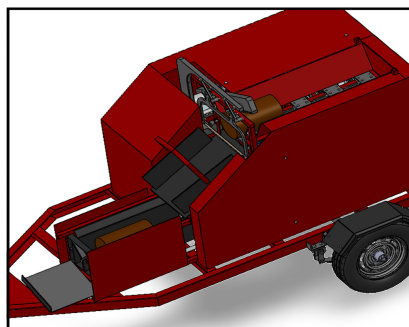
3) Trupac pomaknut zajedno s vozičom izvan korita, vozičak se kreće vraćati, a potom se i pila spušta



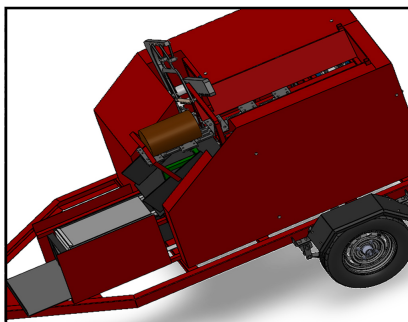
4) Trećina trupca se raspiljava i pada u donje korito kada se komponente vraćaju u početne položaje



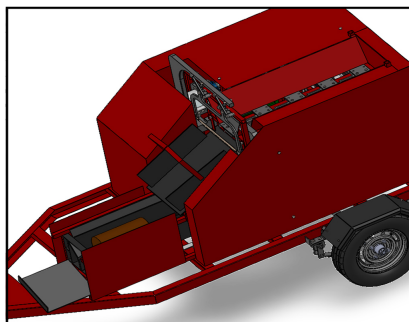
5) Segment u donjem koritu se rascjepava, a gornji preostali dio trupca se pomiče prema naprijed



6) Pila se spušta i raspiljava gornji segment trupca. Jedna trećina preostaje u gornjem koritu, a jedna pada u donje korito



7) Segment u donjem koritu se rascjepava, a posljednja trećina čeka na izmicanje vozička da propadne dolje niz kliznu rampu u donje korito



8) Komponente se vraćaju u početni položaj, a posljednji segment propada u donje korito kada se vozičak izmakne te čeka na rascjepavanje

Slika 5.13: Drugi očekivani teoretski slučaj prolaska trupca kroz proces

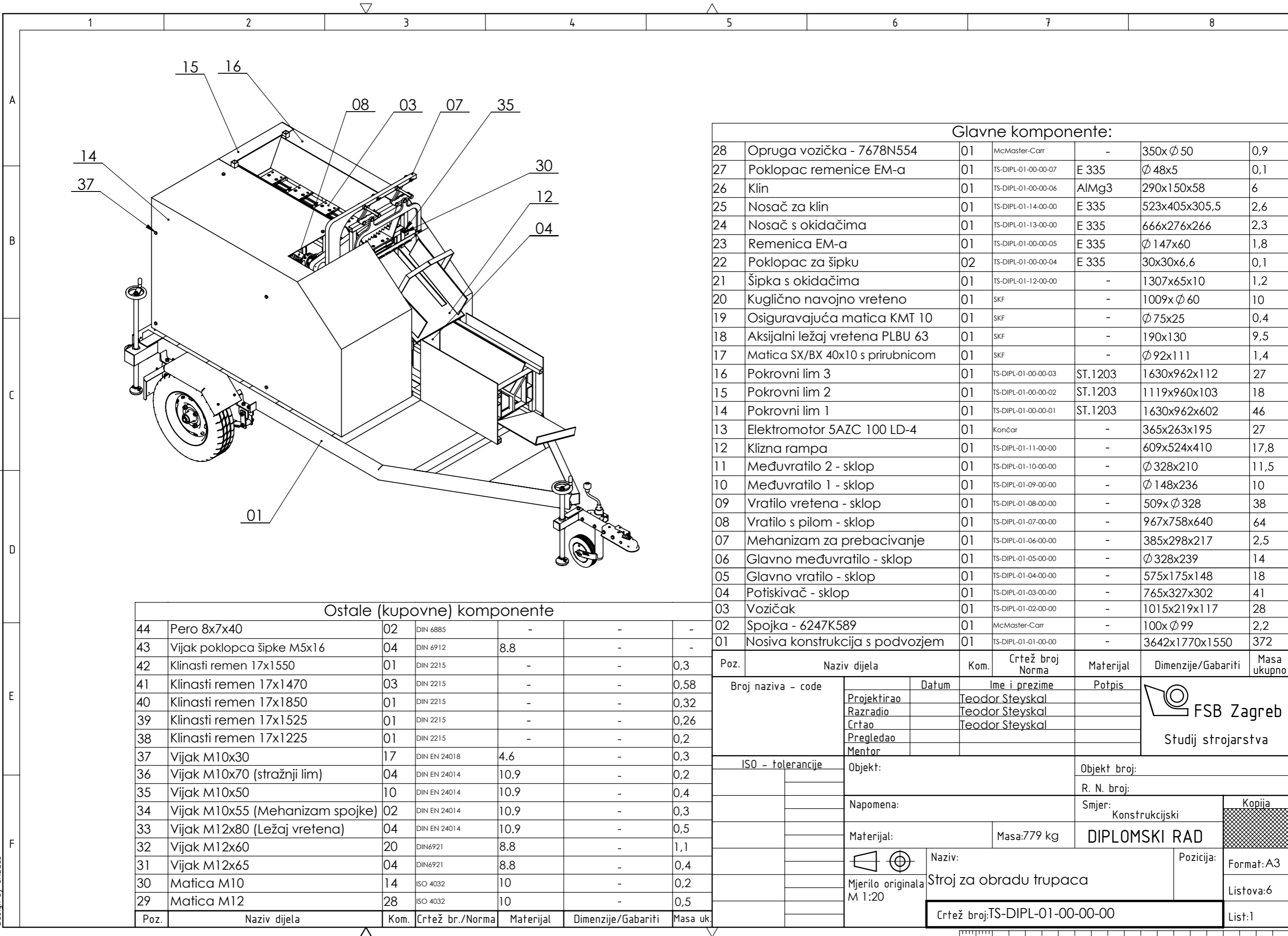
LITERATURA

- [1] Štorga M., Škec S., Podloge uz predavanja za kolegij Razvoj proizvoda, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2019.
- [2] Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E., Theory of machines and mechanisms 5th edition, Oxford University Press, 2017.
- [3] Kraut B., Krautov strojarski priručnik, Sajema, 2009.
- [4] Decker K.H., Elementi strojeva, Golden Marketing; Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [5] Vučković K., Podloge uz predavanja za kolegij Elementi konstrukcija II, FSB, 2021.
- [6] Kranjčević N., Skripta - Vijci i navojna vretena, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, 2014.
- [7] Herold Z., Stezni i zavareni spoj - proračun, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu
- [8] Herold Z., Žeželj D., Vijčana preša - proračun, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu
- [9] Opalić M., Rakamarić P., Reduktor - proračun, Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu

DODATNA LITERATURA:

- [10] <https://en.wikipedia.org/wiki/Firewood>
- [11] <http://gtpsostaric.com/firewood/ogrvno-drvo/>
- [12] <https://www.swedishwood.com/wood-facts/about-wood/from-log-to-plank/>
- [13] <https://www.hud-son.com/product/brute-firewood-processor/>
- [14] <https://www.sidiros.gr/en/screwconesplitters>
- [15] <https://www.youtube.com/watch?v=WexxBjvy1O8>
- [16] <https://forestwest.us/products/forestwest-11110s-12ton-2hp-kinetic-log-splitter-on-stand-upgraded>
- [17] <https://www.youtube.com/watch?v=HNmrkBKOD5s>
- [18] <https://www.titan-pro.co.uk/electric-log-splitters/27/category.aspx>
- [19] <https://www.posch.com/en/products/circular-saws/>
- [20] <https://rockmachinery.co.uk/products/rock-13hp-chipper-shredder>

- [21] <https://www.youtube.com/watch?v=Fe2Rzr12DNs&t=170s>
- [22] https://www.youtube.com/watch?v=KidFJ_0DTsE&t=449s
- [23] <https://www.stihl.com/p/media/download/en-com/electric-chain-saw-brochure.pdf>
- [24] <https://www.machinemart.co.uk/p/clarke-horizontal-electric-log-buster-h4-230v/>
- [25] <https://koncar-mes.hr/hr/>
- [26] <https://www.amazon.com/Fiskars-70256935J-Bow-Replacement-Blades/dp/B009UB9L0K?th=1>
- [27] <https://vidam.hr/product/cijeve-celicne-kvadratne-l6m-s235jr/>
- [28] <https://woodsplitterplans.com/splitters/firewood-processor-plans.htm>
- [29] <https://www.mcmaster.com>
- [30] <https://medias.schaeffler.de>
- [31] <https://www.norelem.com>
- [32] https://www.pkl.hr/download/linearni_lezajevi/SKF_Kogelomloopspillen_4141EN.pdf
- [33] <https://www.skf.com/hr/productinfo/productid-P2B%20102-FM>
- [34] <https://www.skf.com/il/productinfo/productid-SY%2040%20TR>
- [35] <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6008>
- [36] <https://clearcalcs.com/freetools/beam-analysis/au>
- [37] <https://www.carrlane.com/product/leveling-feet/stud-leveling-feet>
- [38] <https://grabcad.com/library/trailer-frame-1000kg-1>



Glavne komponente:

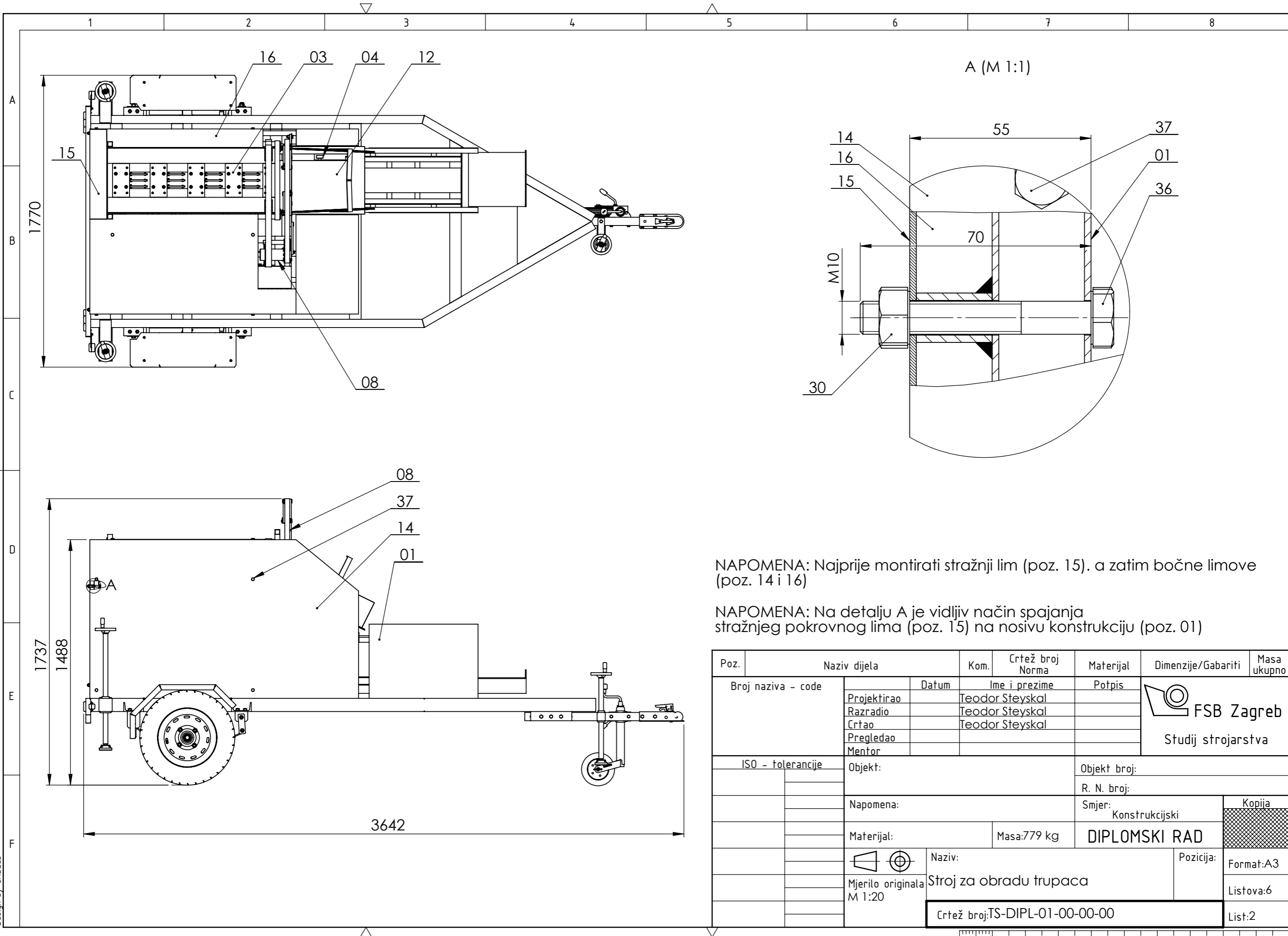
28	Opruga vozička - 7678N554	01	McMaster-Carr	-	350x Ø 50	0,9
27	Poklopac remenice EM-a	01	TS-DIPL-01-00-00-07	E 335	Ø 48x5	0,1
26	Klin	01	TS-DIPL-01-00-00-06	AlMg3	290x150x58	6
25	Nosač za klin	01	TS-DIPL-01-14-00-00	E 335	523x405x305,5	2,6
24	Nosač s okidačima	01	TS-DIPL-01-13-00-00	E 335	666x276x266	2,3
23	Remenica EM-a	01	TS-DIPL-01-00-00-05	E 335	Ø 147x60	1,8
22	Poklopac za šipku	02	TS-DIPL-01-00-00-04	E 335	30x30x6,6	0,1
21	Šipka s okidačima	01	TS-DIPL-01-12-00-00	-	1307x65x10	1,2
20	Kuglično navojno vreteno	01	SKF	-	1009x Ø 60	10
19	Osiguravajuća matica KMT 10	01	SKF	-	Ø 75x25	0,4
18	Aksijalni ležaj vretena PLBU 63	01	SKF	-	190x130	9,5
17	Matica SX/BX 40x10 s prirubnicom	01	SKF	-	Ø 92x111	1,4
16	Pokrovni lim 3	01	TS-DIPL-01-00-00-03	ST.1203	1630x962x112	27
15	Pokrovni lim 2	01	TS-DIPL-01-00-00-02	ST.1203	1119x960x103	18
14	Pokrovni lim 1	01	TS-DIPL-01-00-00-01	ST.1203	1630x962x602	46
13	Elektromotor 5AZC 100 LD-4	01	Končar	-	365x263x195	27
12	Klizna rampa	01	TS-DIPL-01-11-00-00	-	609x524x410	17,8
11	Međuvratilo 2 - sklop	01	TS-DIPL-01-10-00-00	-	Ø 328x210	11,5
10	Međuvratilo 1 - sklop	01	TS-DIPL-01-09-00-00	-	Ø 148x236	10
09	Vratilo vretena - sklop	01	TS-DIPL-01-08-00-00	-	509x Ø 328	38
08	Vratilo s pilom - sklop	01	TS-DIPL-01-07-00-00	-	967x758x640	64
07	Mehanizam za prebacivanje	01	TS-DIPL-01-06-00-00	-	385x298x217	2,5
06	Glavno međuvratilo - sklop	01	TS-DIPL-01-05-00-00	-	Ø 328x239	14
05	Glavno vratilo - sklop	01	TS-DIPL-01-04-00-00	-	575x175x148	18
04	Potiskivač - sklop	01	TS-DIPL-01-03-00-00	-	765x327x302	41
03	Vozičak	01	TS-DIPL-01-02-00-00	-	1015x219x117	28
02	Spojka - 6247K589	01	McMaster-Carr	-	100x Ø 99	2,2
01	Nosiva konstrukcija s podvozjem	01	TS-DIPL-01-01-00-00	-	3642x1770x1550	372

Ostale (kupovne) komponente

44	Pero 8x7x40	02	DIN 6885	-	-	-
43	Vijak poklopca šipke M5x16	04	DIN 6912	8.8	-	-
42	Klinasti remen 17x1550	01	DIN 2215	-	-	0,3
41	Klinasti remen 17x1470	03	DIN 2215	-	-	0,58
40	Klinasti remen 17x1850	01	DIN 2215	-	-	0,32
39	Klinasti remen 17x1525	01	DIN 2215	-	-	0,26
38	Klinasti remen 17x1225	01	DIN 2215	-	-	0,2
37	Vijak M10x30	17	DIN EN 24018	4.6	-	0,3
36	Vijak M10x70 (stražnji lim)	04	DIN EN 24014	10.9	-	0,2
35	Vijak M10x50	10	DIN EN 24014	10.9	-	0,4
34	Vijak M10x55 (Mehanizam spojke)	02	DIN EN 24014	10.9	-	0,3
33	Vijak M12x80 (Ležaj vretena)	04	DIN EN 24014	10.9	-	0,5
32	Vijak M12x60	20	DIN6921	8.8	-	1,1
31	Vijak M12x65	04	DIN6921	8.8	-	0,4
30	Matica M10	14	ISO 4032	10	-	0,2
29	Matica M12	28	ISO 4032	10	-	0,5
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež br./Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa uk.

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 <p>FSB Zagreb Studij strojarstva</p>
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije			Objekt:		Objekt broj:	
					R. N. broj:	
Napomena:				Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:			Masa: 779 kg		DIPLOMSKI RAD	
Mjerilo originala M 1:20		Naziv: Stroj za obradu trupaca			Pozicija: Format: A3	
Crtež broj: TS-DIPL-01-00-00-00					Listova: 6	
					List: 1	

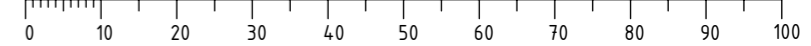
Design by CADLab

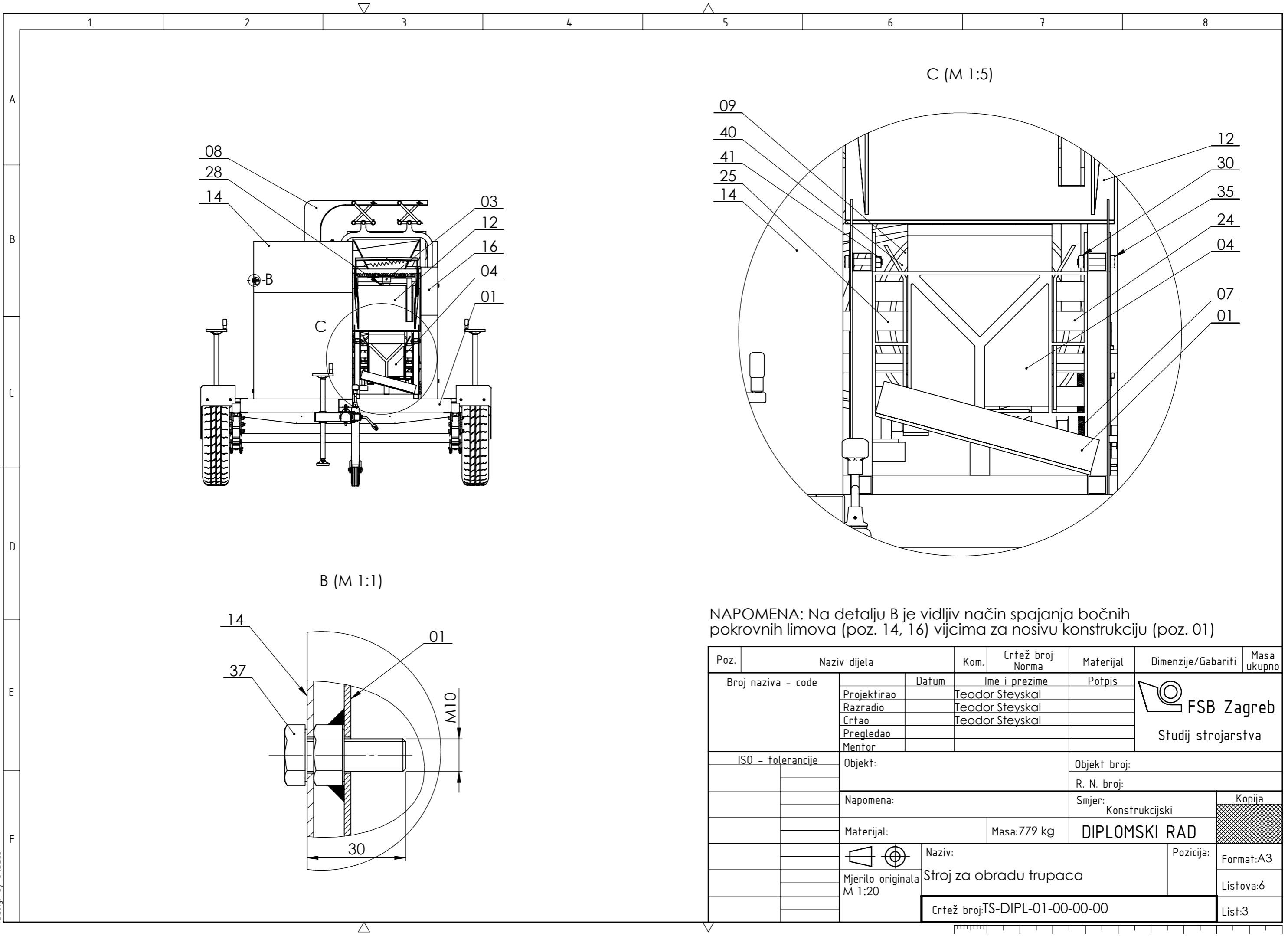


NAPOMENA: Najprije montirati stražnji lim (poz. 15), a zatim bočne limove (poz. 14 i 16)


NAPOMENA: Na detalju A je vidljiv način spajanja stražnjeg pokrovnog lima (poz. 15) na nosivu konstrukciju (poz. 01)

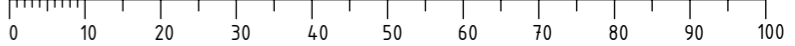
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Objekt broj:	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal		R. N. broj:	
Razradio			Teodor Steyskal		Smjer:	
Crtao			Teodor Steyskal		Konstrukcijski	
Pregledao					Kopija	
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
		Napomena:			R. N. broj:	
		Materijal:			Smjer:	
		Masa: 779 kg			Konstrukcijski	
		Naziv:			Kopija	
		Stroj za obradu trupaca			Format: A3	
		Crtež broj: TS-DIPL-01-00-00-00			Listova: 6	
					List: 2	

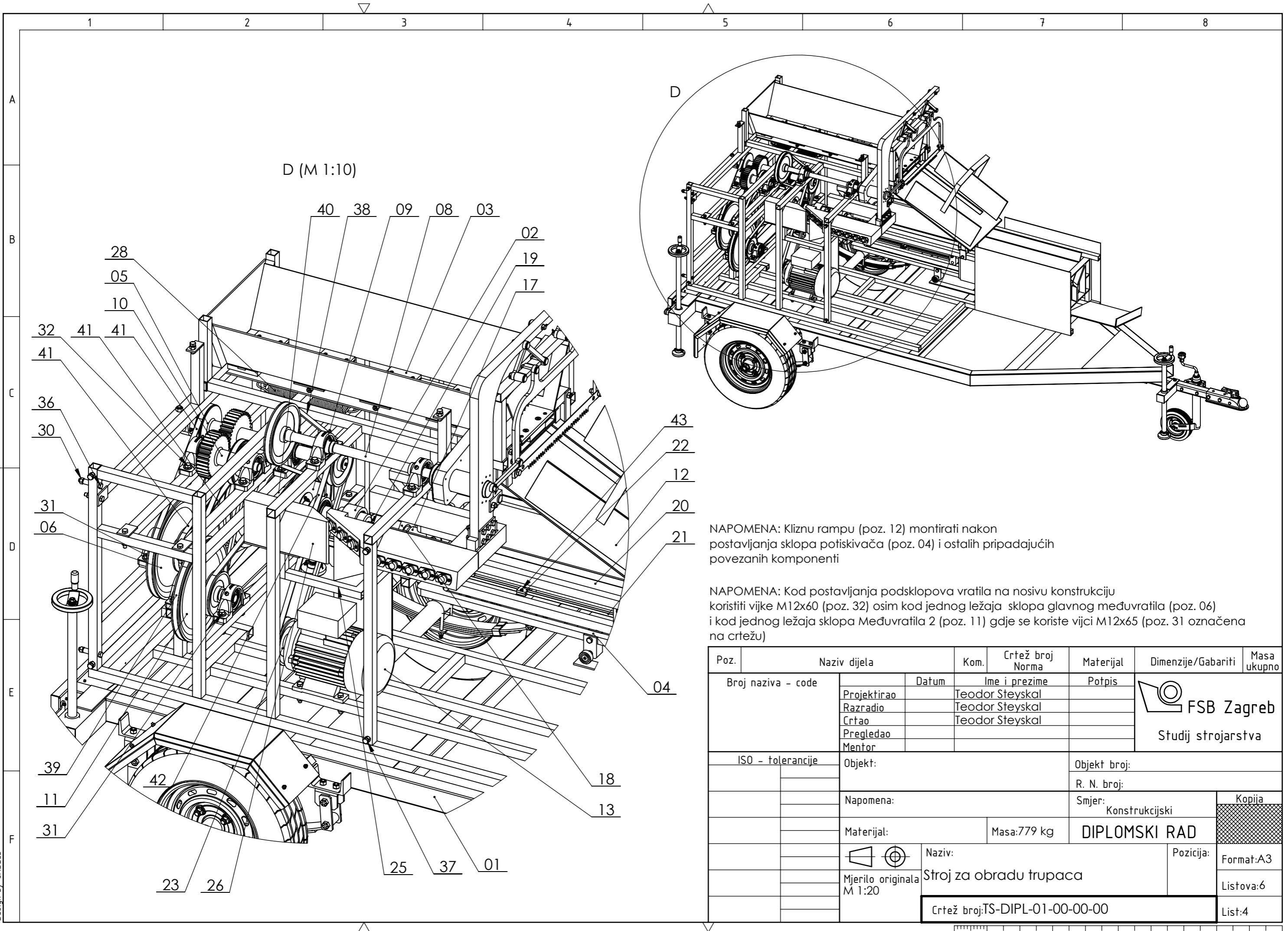




NAPOMENA: Na detalju B je vidljiv način spajanja bočnih pokrovnih limova (poz. 14, 16) vijcima za nosivu konstrukciju (poz. 01)

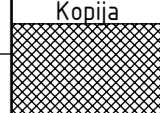
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
		Materijal:		Masa: 779 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:		Pozicija:		 Kopija Format: A3 Listova: 6 List: 3
		Mjerilo originala M 1:20		Stroj za obradu trupaca		
		Crtež broj: TS-DIPL-01-00-00-00				



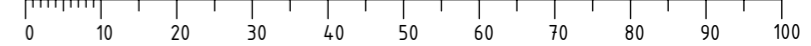


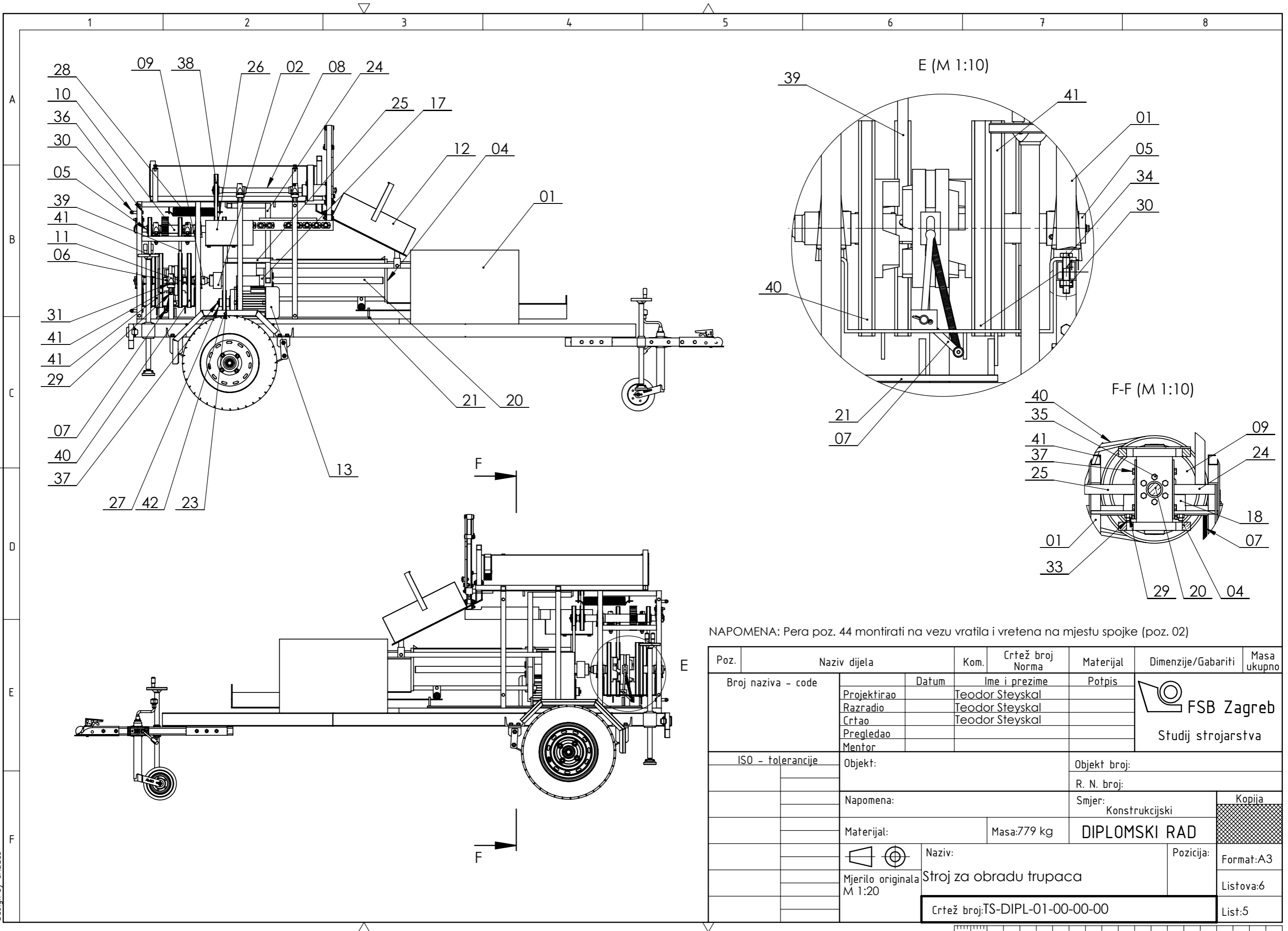
NAPOMENA: Kliznu rampu (poz. 12) montirati nakon postavljanja sklopa potiskivača (poz. 04) i ostalih pripadajućih povezanih komponenti

NAPOMENA: Kod postavljanja podsklopova vratila na nosivu konstrukciju koristiti vijke M12x60 (poz. 32) osim kod jednog ležaja sklopa glavnog međuvratila (poz. 06) i kod jednog ležaja sklopa Međuvratila 2 (poz. 11) gdje se koriste vijci M12x65 (poz. 31 označena na crtežu)

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno	
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva		
Projektirao		Teodor Steyskal					
Razradio		Teodor Steyskal					
Crtao		Teodor Steyskal					
Pregledao							
Mentor							
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:			R. N. broj:		
	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski			Kopija		
	Materijal:	Masa: 779 kg	DIPLOMSKI RAD		 Format: A3 Listova: 6 List: 4		
	Mjerilo originala M 1:20	Naziv: Stroj za obradu trupaca		Pozicija:			
		Crtež broj: TS-DIPL-01-00-00-00					

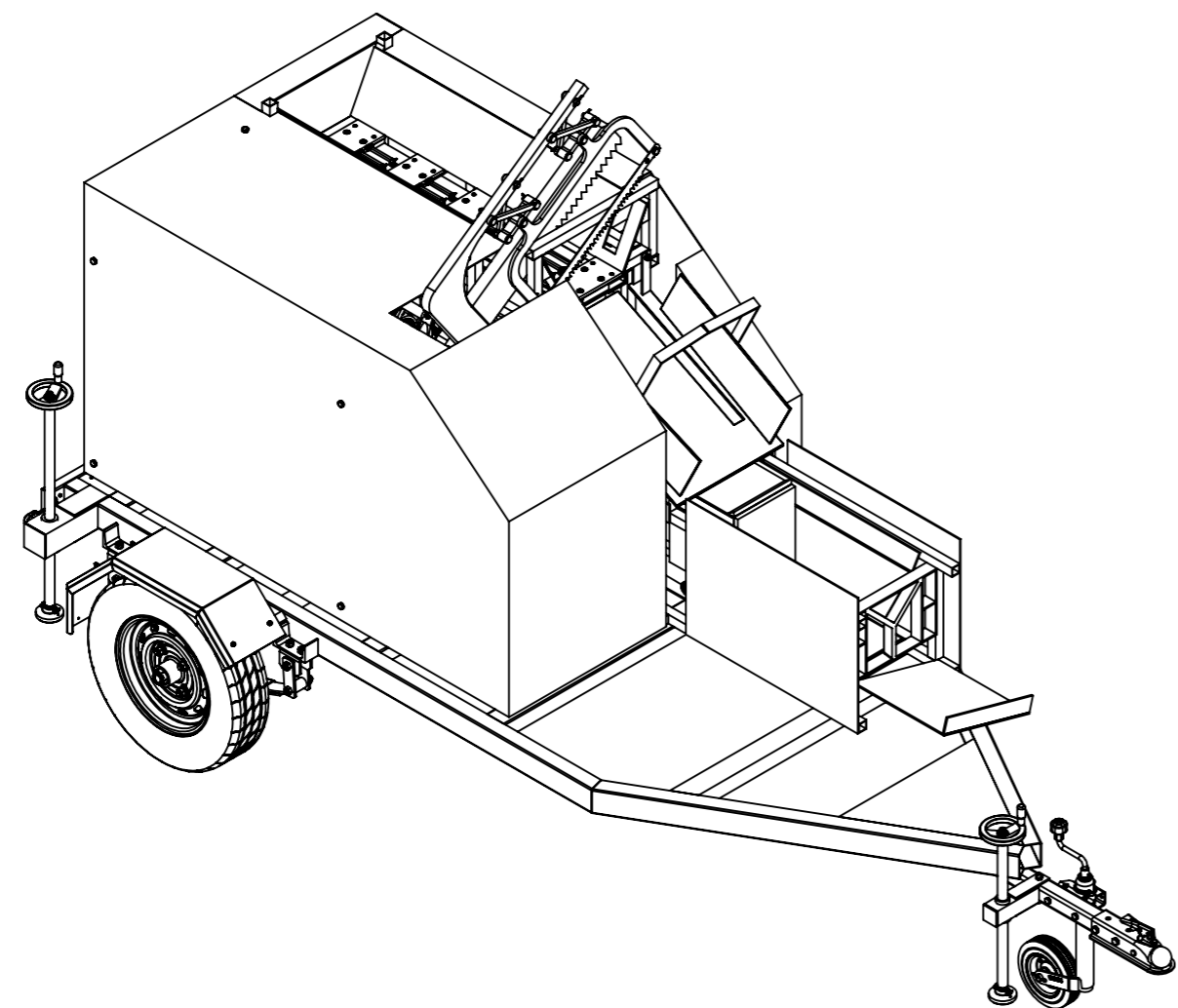
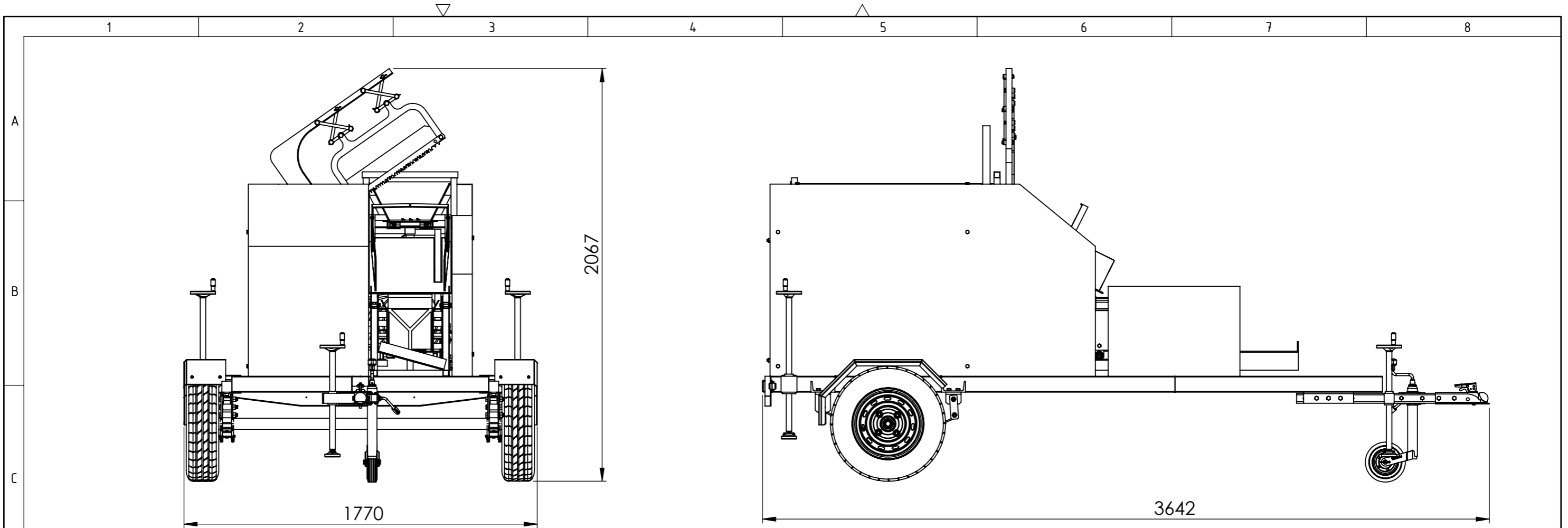
Design by CADLab




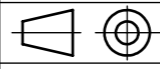


NAPOMENA: Pera poz. 44 montirati na vezu vratila i vretena na mjestu spojke (poz. 02)

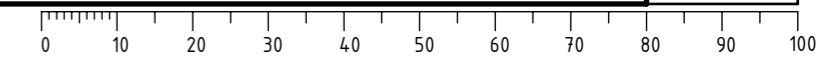
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije				Objekt broj:		
				R. N. broj:		
Napomena:				Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:				Masa:779 kg	DIPLOMSKI RAD	
		Naziv:			Pozicija:	
Mjerilo originala M 1:20		Stroj za obradu trupaca			Format:A3	
Crtež broj:TS-DIPL-01-00-00-00					Listova:6	
					List:5	

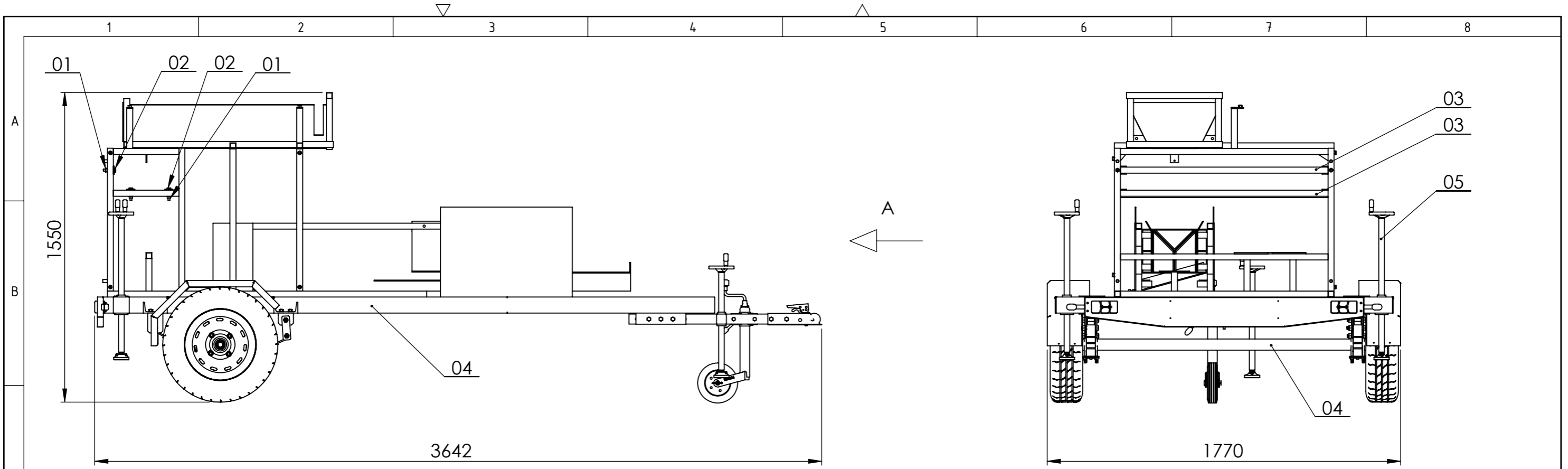


NAPOMENA: Prikaz gabarita uređaja s pilom u podignutom položaju

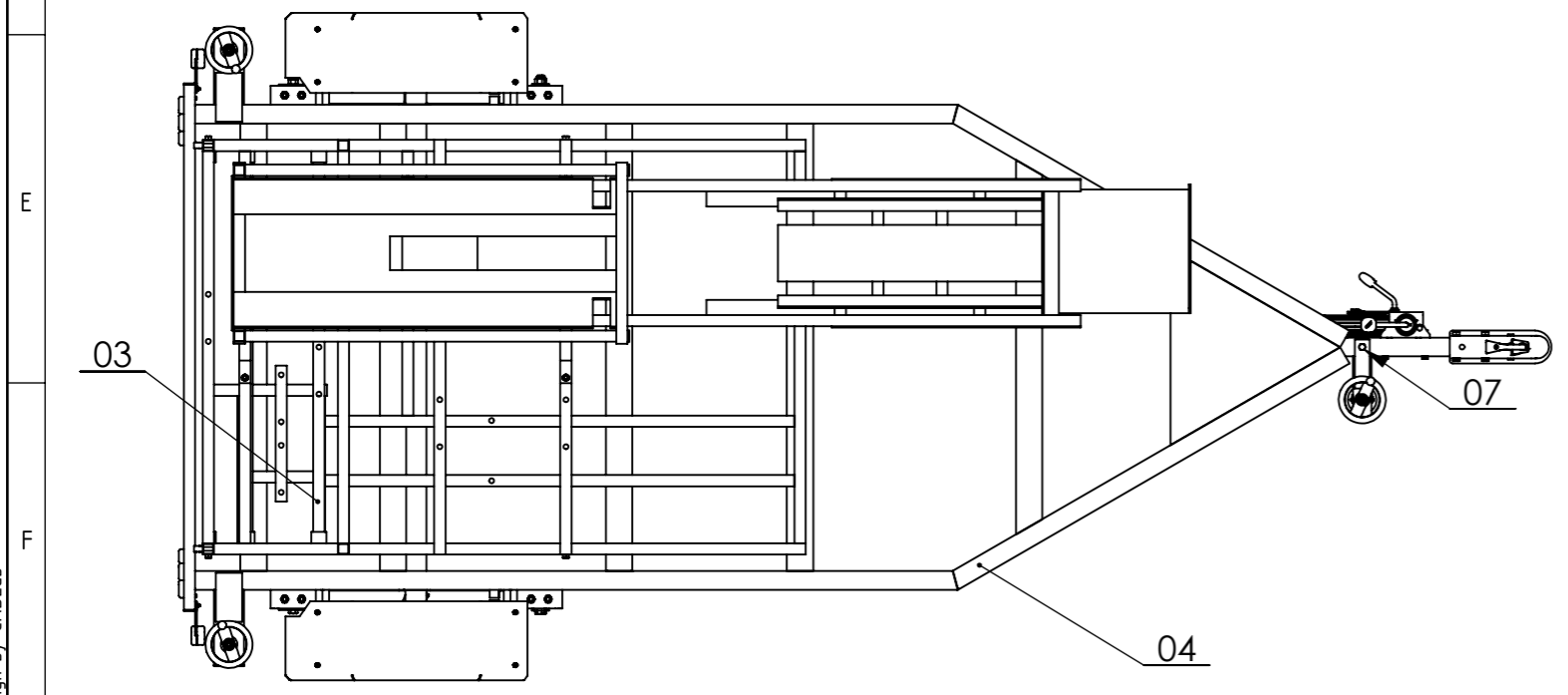
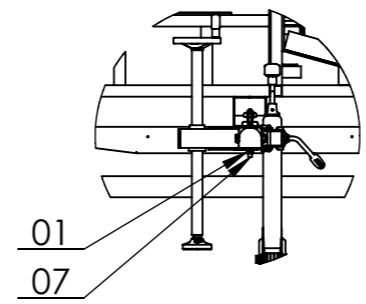
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao		Teodor Steyskal				
Razradio		Teodor Steyskal				
Crtao		Teodor Steyskal				
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
		Materijal:		Masa:779 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:		Pozicija:		Kopija
		Mjerilo originala M 1:20		Stroj za obradu trupaca		Format:A3
		Crtež broj:TS-DIPL-01-00-00-00				Listova:6
						List:6

Design by CADLab



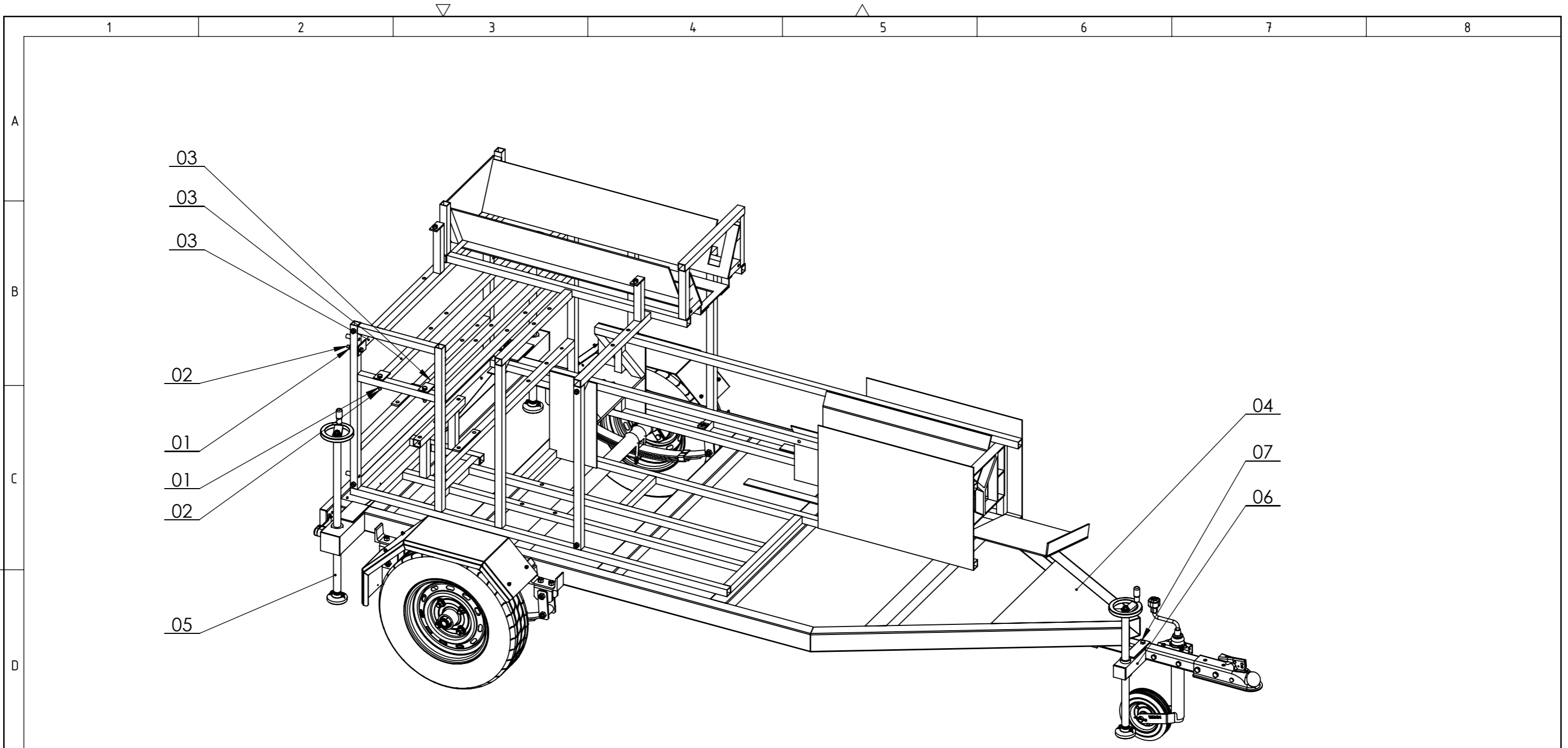


Pogled A (M1:20)

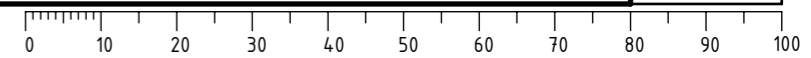


07	Vijak M10x80	01	DIN EN 24104	10.9	-	0,15
06	Prednji podizač	01	TS-DIPL-01-01-04-00	-	621x223x125	5,4
05	Stražnji podizač	02	TS-DIPL-01-01-03-00	-	803x \varnothing 125	8,8
04	Zavarena konstrukcija s podvozjem	01	TS-DIPL-01-01-02-00	-	3642x1770x1550	351
03	Poprečna cijev	03	TS-DIPL-01-01-01-00	-	1100x40x35	6
02	Vijak M10x55	06	DIN EN 24104	10.9	-	0,9
01	Matica M10	07	ISO 4032	ISO 4032	-	0,01

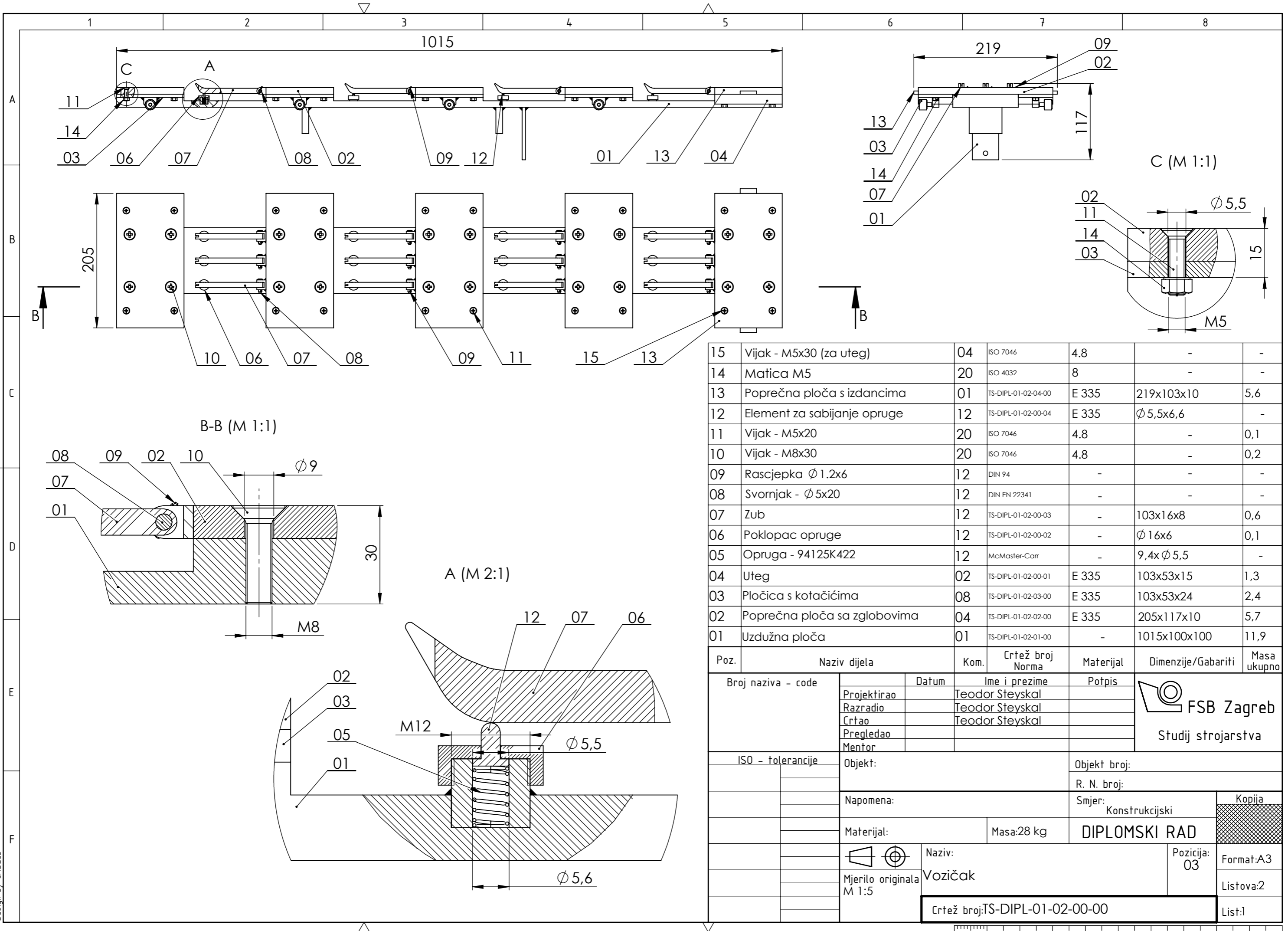
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
		Materijal:		Masa:372 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Mjerilo originala M 1:20		Naziv: Nosiva konstrukcija s podvozjem		Pozicija: 01
		Crtež broj:TS-DIPL-01-01-00-00				Format:A3
						Listova:2
						List:1



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
		Materijal:		Masa:372 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv: Nosiva konstrukcija s podvozjem		Pozicija: 01		Format:A3
		Mjerilo originala M 1:20		Crtež broj:TS-DIPL-01-01-00-00		Listova:2
						List:2



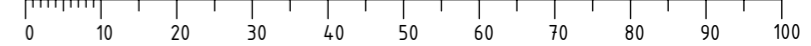
Design by CADLab

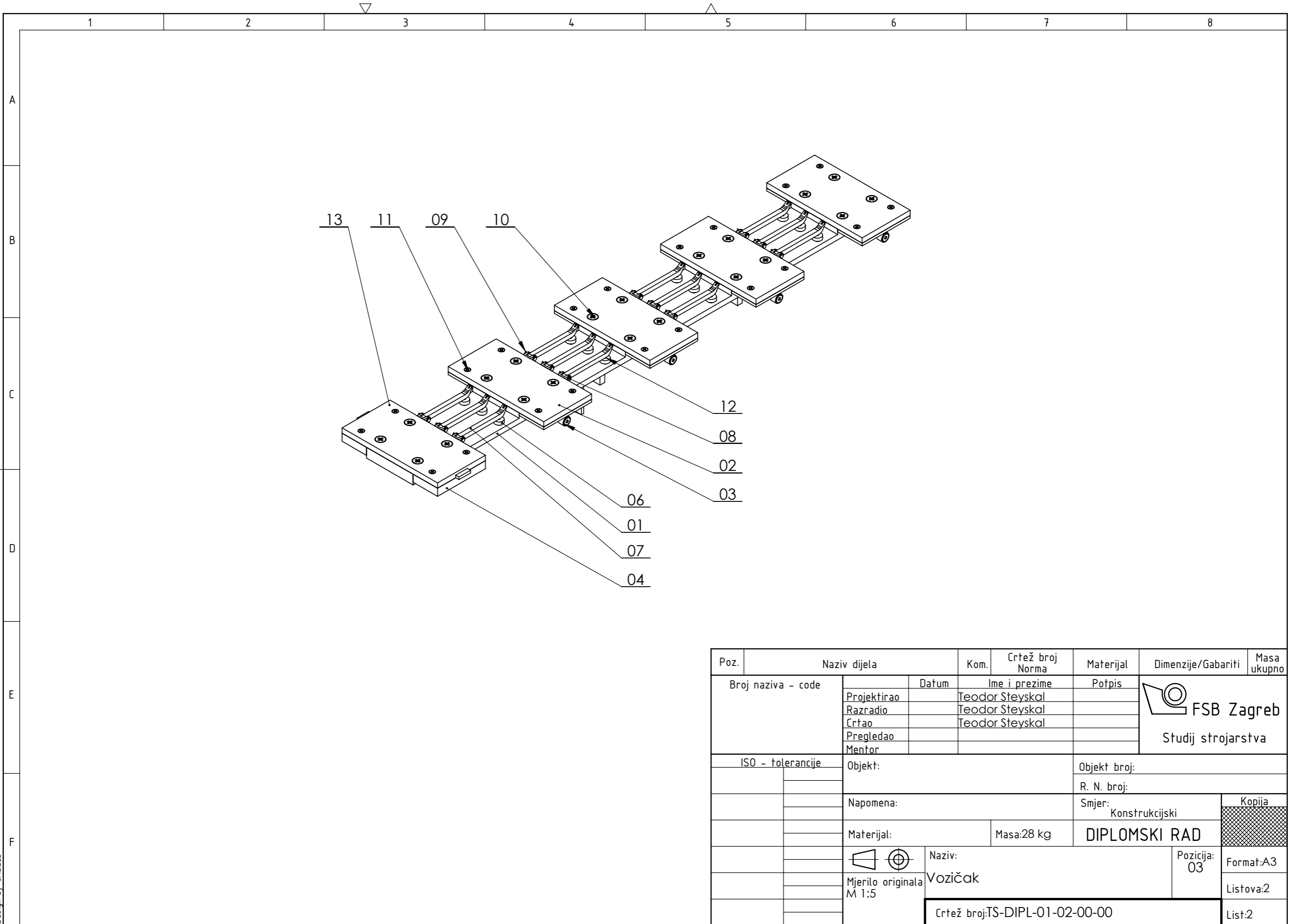


15	Vijak - M5x30 (za uteg)	04	ISO 7046	4,8	-	-
14	Matica M5	20	ISO 4032	8	-	-
13	Poprečna ploča s izdancima	01	TS-DIPL-01-02-04-00	E 335	219x103x10	5,6
12	Element za sabijanje opruge	12	TS-DIPL-01-02-00-04	E 335	∅ 5,5x6,6	-
11	Vijak - M5x20	20	ISO 7046	4,8	-	0,1
10	Vijak - M8x30	20	ISO 7046	4,8	-	0,2
09	Rascjepka ∅ 1.2x6	12	DIN 94	-	-	-
08	Svornjak - ∅ 5x20	12	DIN EN 22341	-	-	-
07	Zub	12	TS-DIPL-01-02-00-03	-	103x16x8	0,6
06	Poklopac opruge	12	TS-DIPL-01-02-00-02	-	∅ 16x6	0,1
05	Opruga - 94125K422	12	McMaster-Carr	-	9,4x ∅ 5,5	-
04	Utreg	02	TS-DIPL-01-02-00-01	E 335	103x53x15	1,3
03	Pločica s kotačićima	08	TS-DIPL-01-02-03-00	E 335	103x53x24	2,4
02	Poprečna ploča sa zglobovima	04	TS-DIPL-01-02-02-00	E 335	205x117x10	5,7
01	Uzdužna ploča	01	TS-DIPL-01-02-01-00	-	1015x100x100	11,9

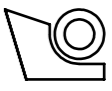
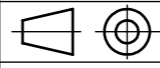
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije				Objekt broj:	Objekt broj:	
				R. N. broj:	R. N. broj:	
Napomena:				Smjer:	Konstrukcijski	
Materijal:				Masa: 28 kg	DIPLOMSKI RAD	
Mjerilo originala M 1:5		Naziv:		Pozicija:		
		Vozičak		03		
Crtež broj: TS-DIPL-01-02-00-00				List: 1		

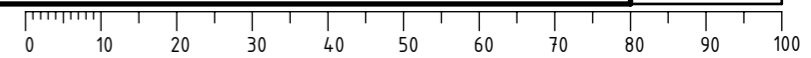
Design by CADlab

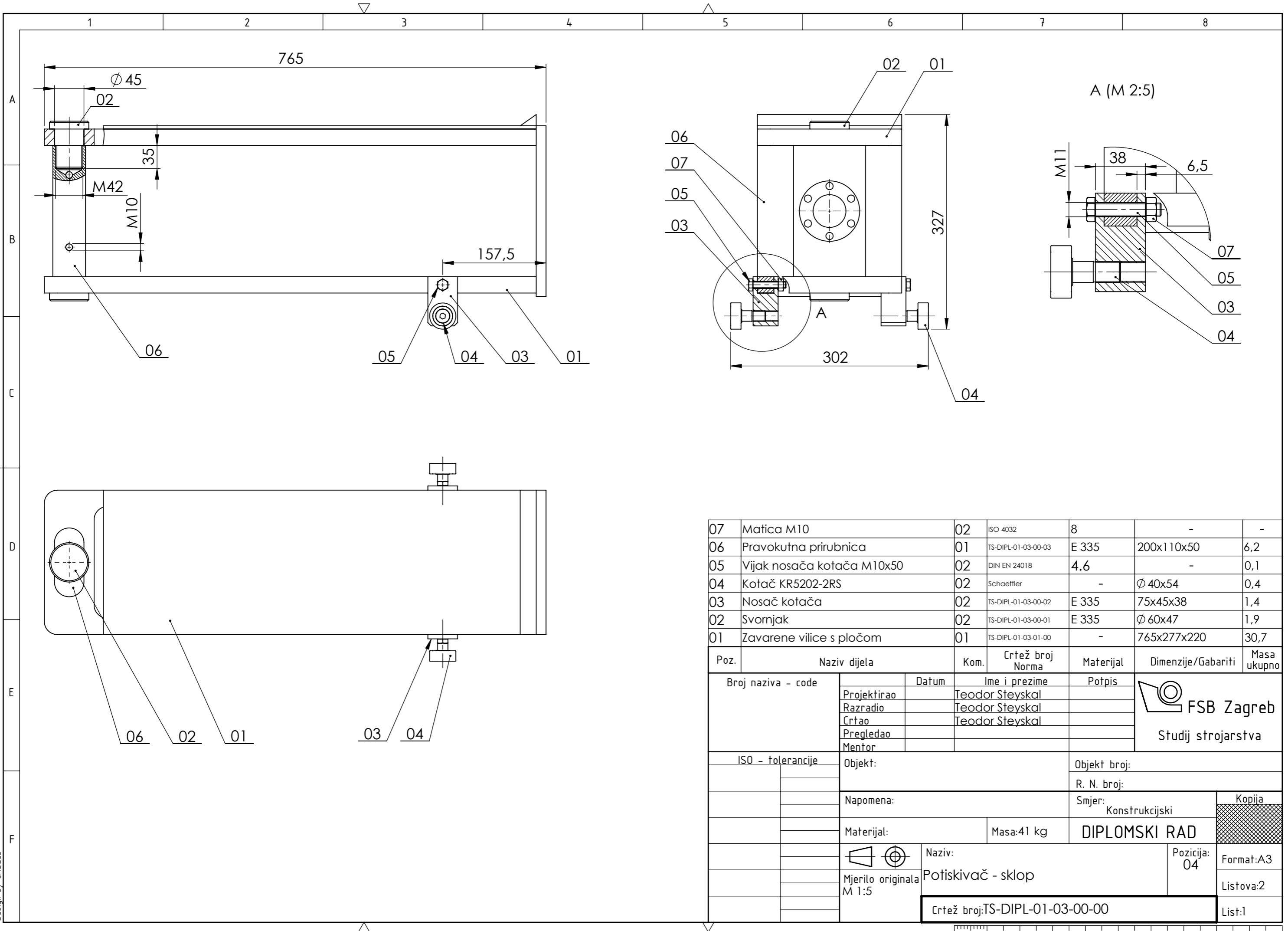




Design by CADLab

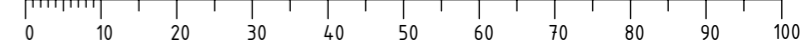
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
	Razradio		Teodor Steyskal				
	Crtao		Teodor Steyskal				
	Pregledao						
	Mentor						
ISO - tolerancije	Objekt:				Objekt broj:		
					R. N. broj:		
	Napomena:				Smjer: Konstrukcijski		Kopija
	Materijal:			Masa:28 kg	DIPLOMSKI RAD		
	 Naziv: Vozičak		Pozicija: 03		Format:A3		
	Mjerilo originala M 1:5		Crtež broj:TS-DIPL-01-02-00-00				Listova:2
							List:2

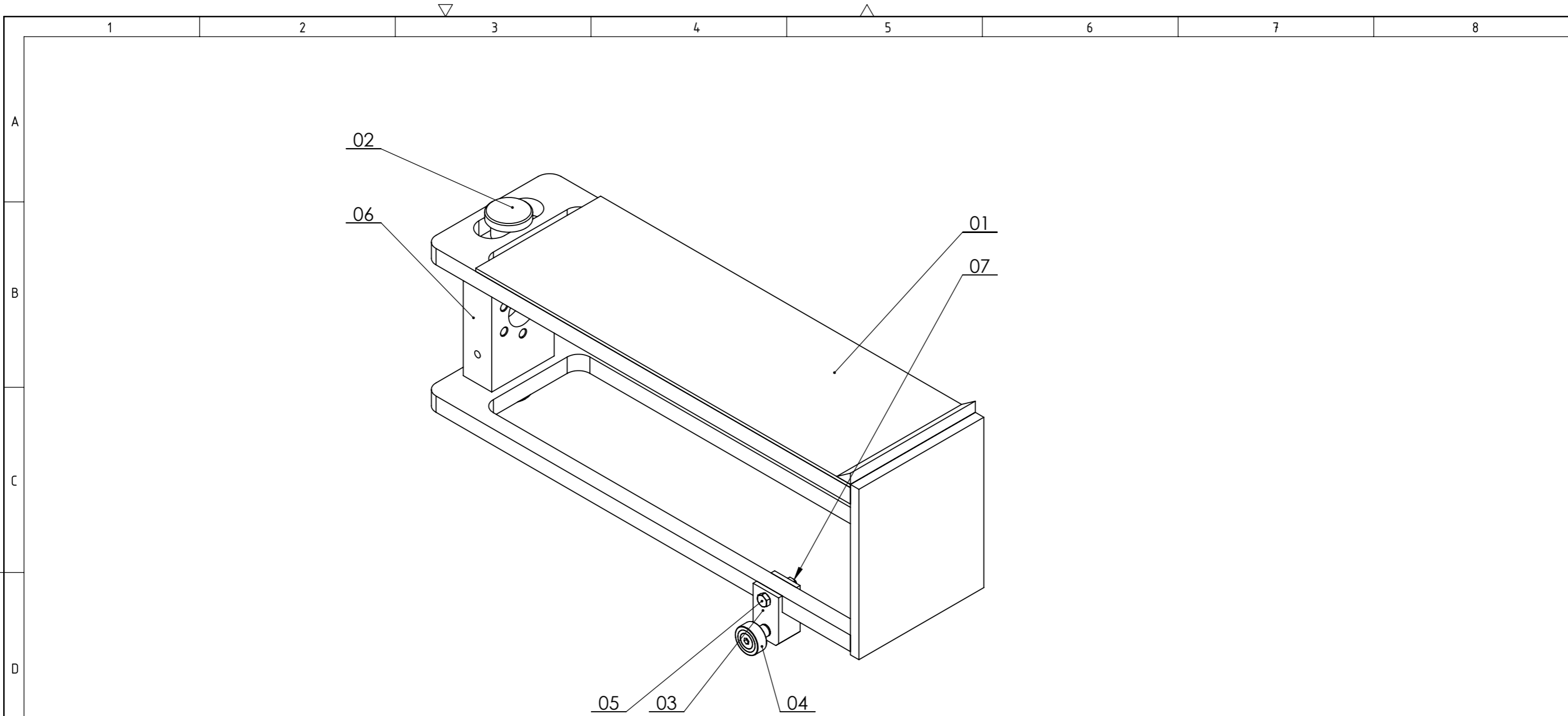




07	Matica M10	02	ISO 4032	8	-	-
06	Pravokutna priрубnica	01	TS-DIPL-01-03-00-03	E 335	200x110x50	6,2
05	Vijak nosača kotača M10x50	02	DIN EN 24018	4.6	-	0,1
04	Kotač KR5202-2RS	02	Schaeffler	-	∅ 40x54	0,4
03	Nosač kotača	02	TS-DIPL-01-03-00-02	E 335	75x45x38	1,4
02	Svornjak	02	TS-DIPL-01-03-00-01	E 335	∅ 60x47	1,9
01	Zavarene vilice s pločom	01	TS-DIPL-01-03-01-00	-	765x277x220	30,7

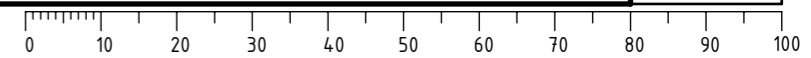
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
		Materijal:		Masa: 41 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:		Pozicija: 04		Format: A3 Listova: 2
		Mjerilo originala M 1:5		Potiskivač - sklop		
		Crtež broj: TS-DIPL-01-03-00-00				List: 1

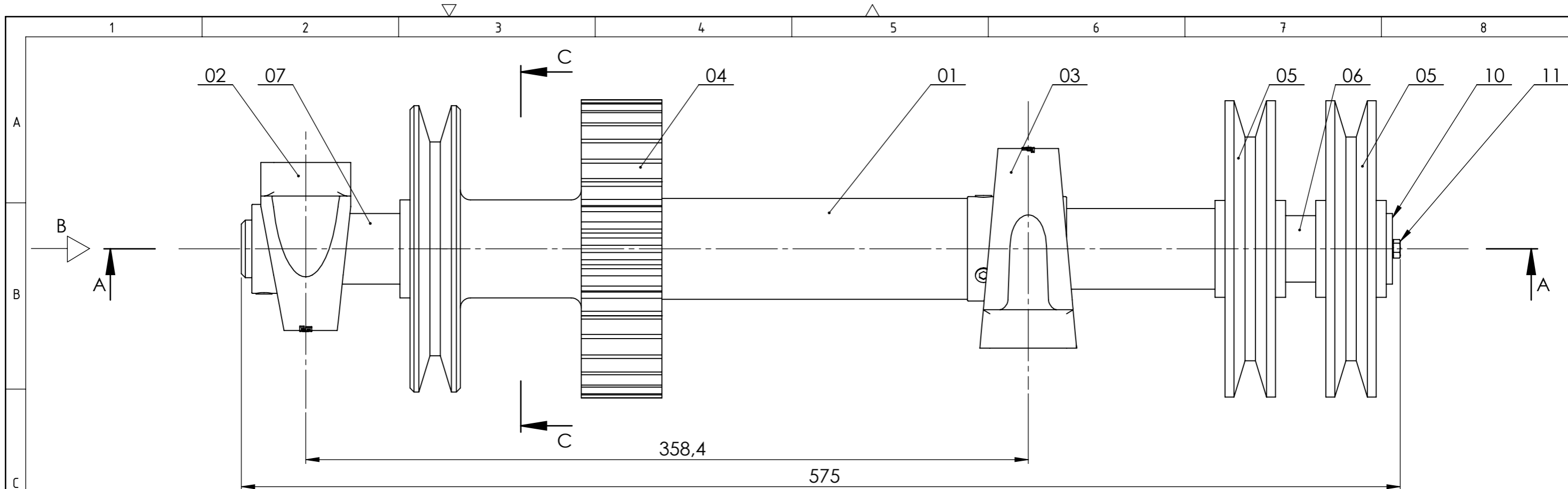




Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno	
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva		
	Projektirao	Teodor Steyskal					
	Razradio	Teodor Steyskal					
	Crtao	Teodor Steyskal					
	Pregledao						
Mentor							
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:			R. N. broj:		
	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski			Kopija		
	Materijal:	Masa:41 kg	DIPLOMSKI RAD		 Format:A3 Listova:2 List:2		
	  Naziv:	Potiskivač - sklop					Pozicija: 04
	Mjerilo originala M 1:5	Crtež broj:TS-DIPL-01-03-00-00					

Design by CADLab

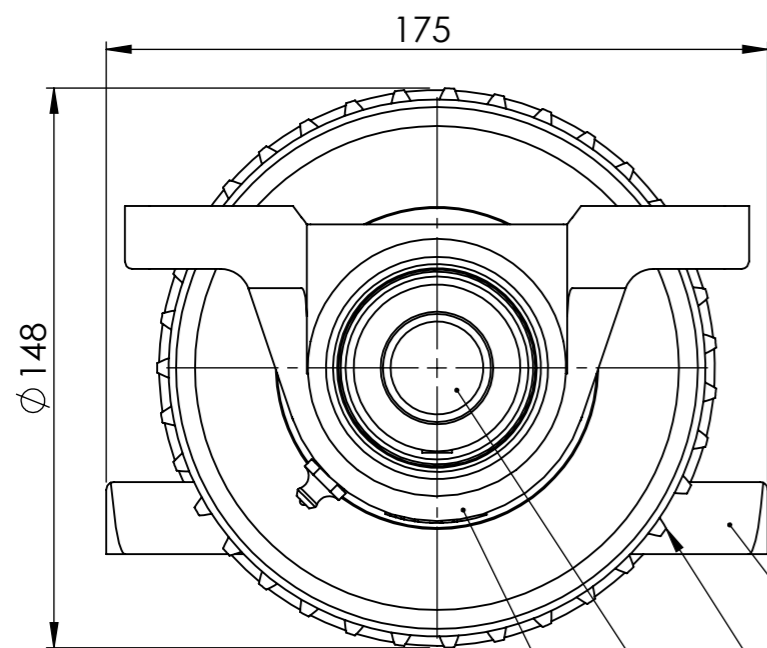




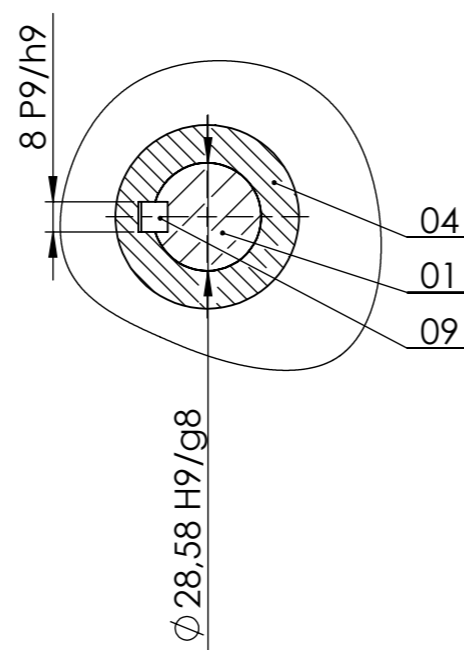
NAPOMENA: Spojevi pera (tolerancije) kod remenica (poz. 05) izvedeni su kao i u presjeku C-C

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
11	Vijak poklopca remenice M5x20	01	DIN EN 24018	4.6	-	-
10	Poklopac remenice	01	TS-DIPL-01-04-00-06	E 335	3x Ø 35	-
09	Pero 8x7x65	01	DIN 6885	-	-	-
08	Pero 8x7x25	01	DIN 6885	-	-	-
07	Distantni prsten - veći	01	TS-DIPL-01-04-00-05	CuSn12	38x Ø 35	0,1
06	Distantni prsten - manji	01	TS-DIPL-01-04-00-04	CuSn12	15x Ø 33	-
05	Remenica	02	TS-DIPL-01-04-00-03	E 335	35x Ø 147	3,2
04	Remenica sa zupčanikom	01	TS-DIPL-01-04-00-02	E 335	130x Ø 148	6,8
03	Ležaj SY 40 TR	01	SKF	-	175x99x48	1,8
02	Ležaj P2B 102-FM	01	SKF	-	166x84x45	1,1
01	Glavno vratilo	01	TS-DIPL-01-04-00-01	E 335	567x Ø 50	5

Pogled B (M 1:2)



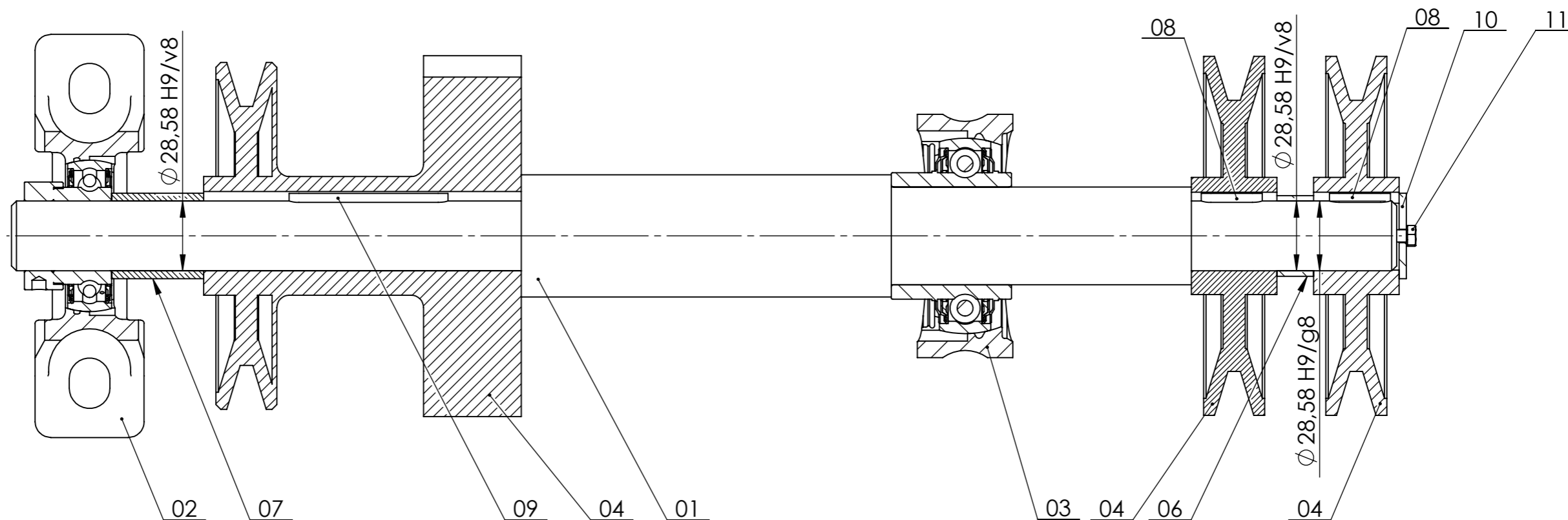
C-C (M 1:2)

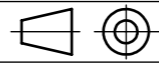


Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Teodor Steyskal	
Razradio		Teodor Steyskal	
Crtao		Teodor Steyskal	
Pregledao			
Mentor			

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
8 P9/h9		
Ø 28,58 H9/g8	Napomena:	R. N. broj:
	Materijal:	Masa: 18 kg
		DIPLOMSKI RAD
	Mjerilo originala M 1:2	Naziv: Glavno vratilo - sklop
		Smjer: Konstrukcijski
		Kopija
		Format: A3
		Listova: 3
		List: 1

A- A (M 1:2)



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno	
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal				
Razradio			Teodor Steyskal				
Crtao			Teodor Steyskal				
Pregledao							
Mentor							
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
∅ 28,58 H9/g8	0,092 0,007				R. N. broj:		
∅ 28,58 H9/v8	-0,003 -0,088	Napomena:			Smjer: Konstrukcijski		
Materijal:		Masa: 18 kg		DIPLOMSKI RAD		 Kopija Format: A3 Listova: 3 List: 2	
 Naziv:		Glavno vratilo - sklop			Pozicija: 05		
Mjerilo originala M 1:2		Crtež broj: TS-DIPL-01-04-00-00					

A

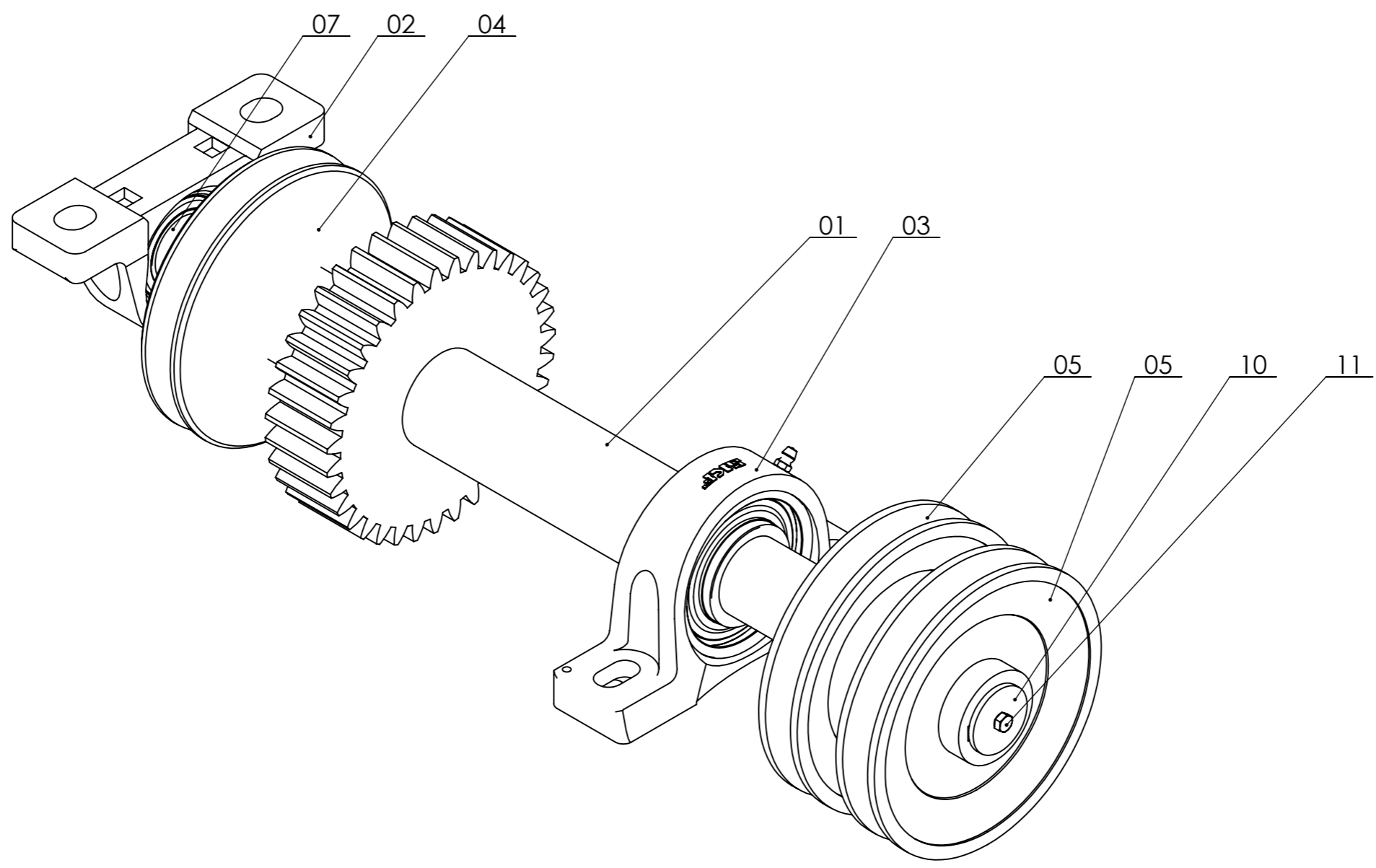
B

C

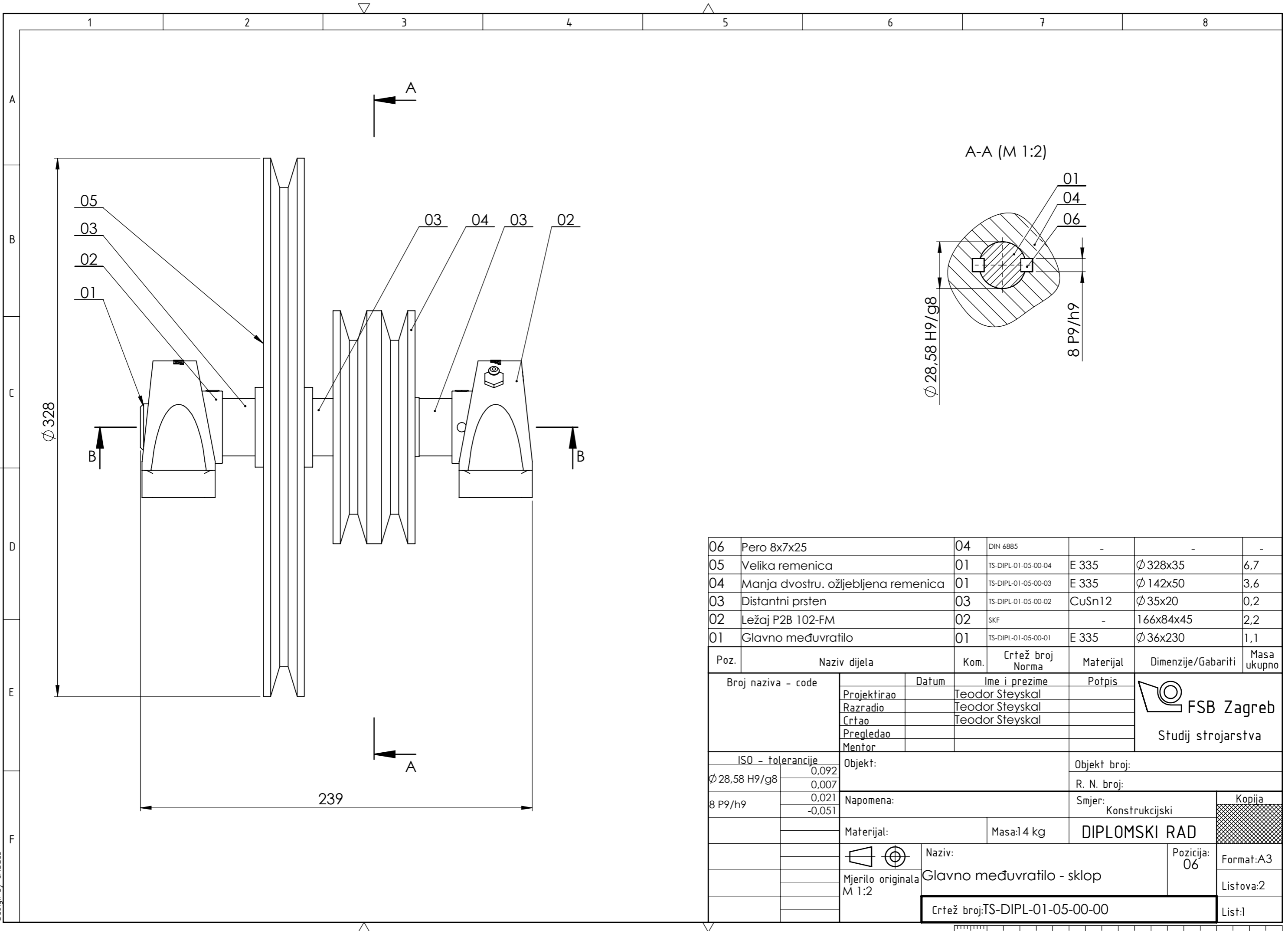
D

E

F

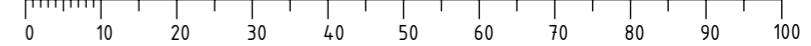


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:			Smjer: Konstruktivski	
		Materijal:		Masa: 18 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:			Kopija	
		Mjerilo originala M 2:5			Glavno vratilo - sklop Pozicija: 05	
		Crtež broj: TS-DIPL-01-04-00-00				Format: A3 Listova: 3 List: 3

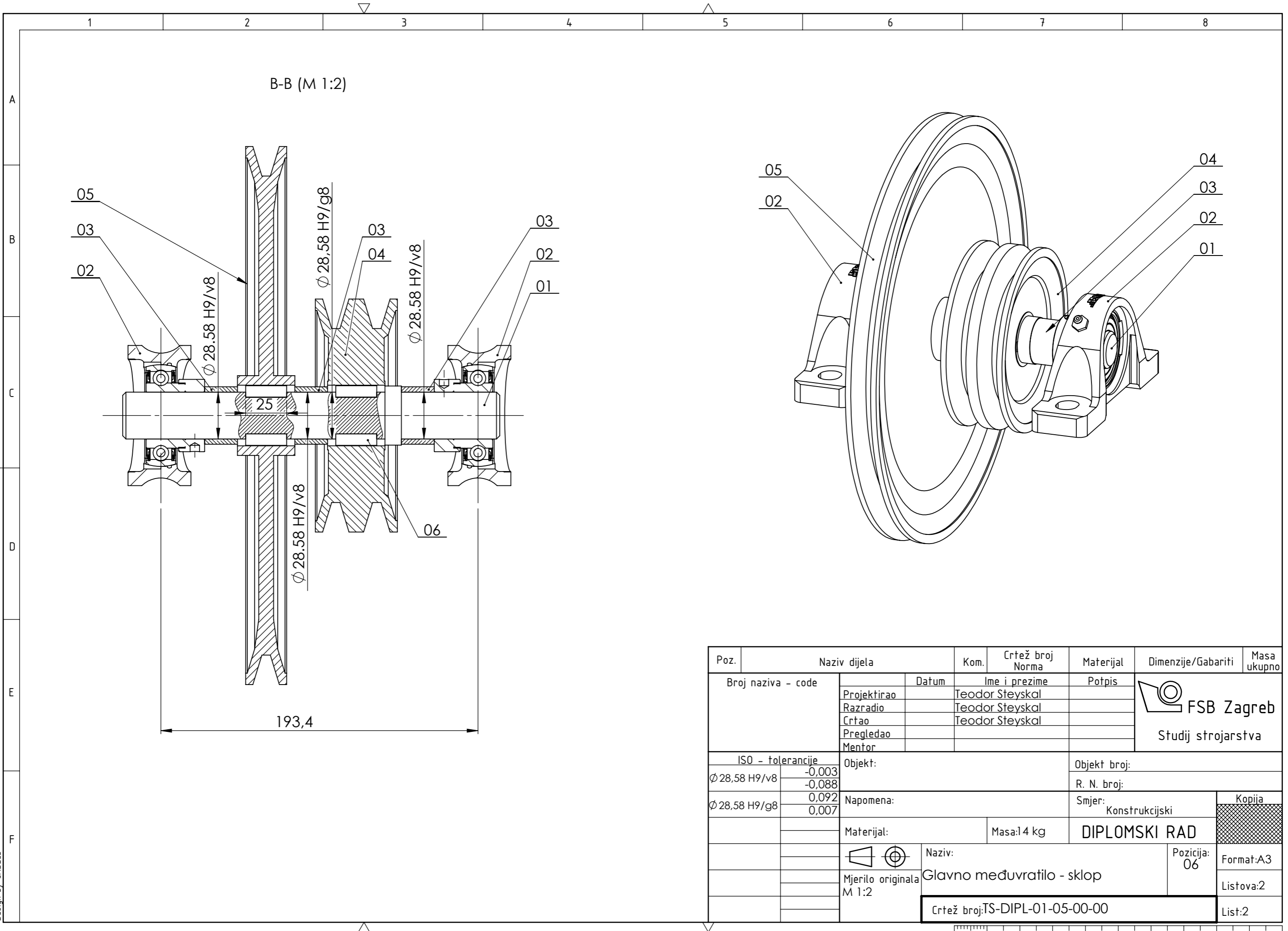


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
06	Pero 8x7x25	04	DIN 6885	-	-	-
05	Velika remenica	01	TS-DIPL-01-05-00-04	E 335	Ø 328x35	6,7
04	Manja dvostru. ožljebljena remenica	01	TS-DIPL-01-05-00-03	E 335	Ø 142x50	3,6
03	Distantni prsten	03	TS-DIPL-01-05-00-02	CuSn12	Ø 35x20	0,2
02	Ležaj P2B 102-FM	02	SKF	-	166x84x45	2,2
01	Glavno međuvratilo	01	TS-DIPL-01-05-00-01	E 335	Ø 36x230	1,1

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal		
Razradio			Teodor Steyskal		
Crtao			Teodor Steyskal		
Pregledao					
Mentor					
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
Ø 28,58 H9/g8	0,092				
	0,007			R. N. broj:	
8 P9/h9	0,021	Napomena:		Smjer: Konstruktivski	
	-0,051			Kopija	
Materijal:		Masa: 1,4 kg	DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala M 1:2		Naziv: Glavno međuvratilo - sklop		Pozicija: 06	Format: A3
		Crtež broj: TS-DIPL-01-05-00-00			Listova: 2
					List: 1



Design by CADLab



B-B (M 1:2)

Ø 28.58 H9/v8

Ø 28.58 H9/g8

Ø 28.58 H9/v8

Ø 28.58 H9/v8

193,4

25

06

03

02

01

03

04

05

03

02

04

03

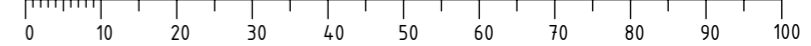
02

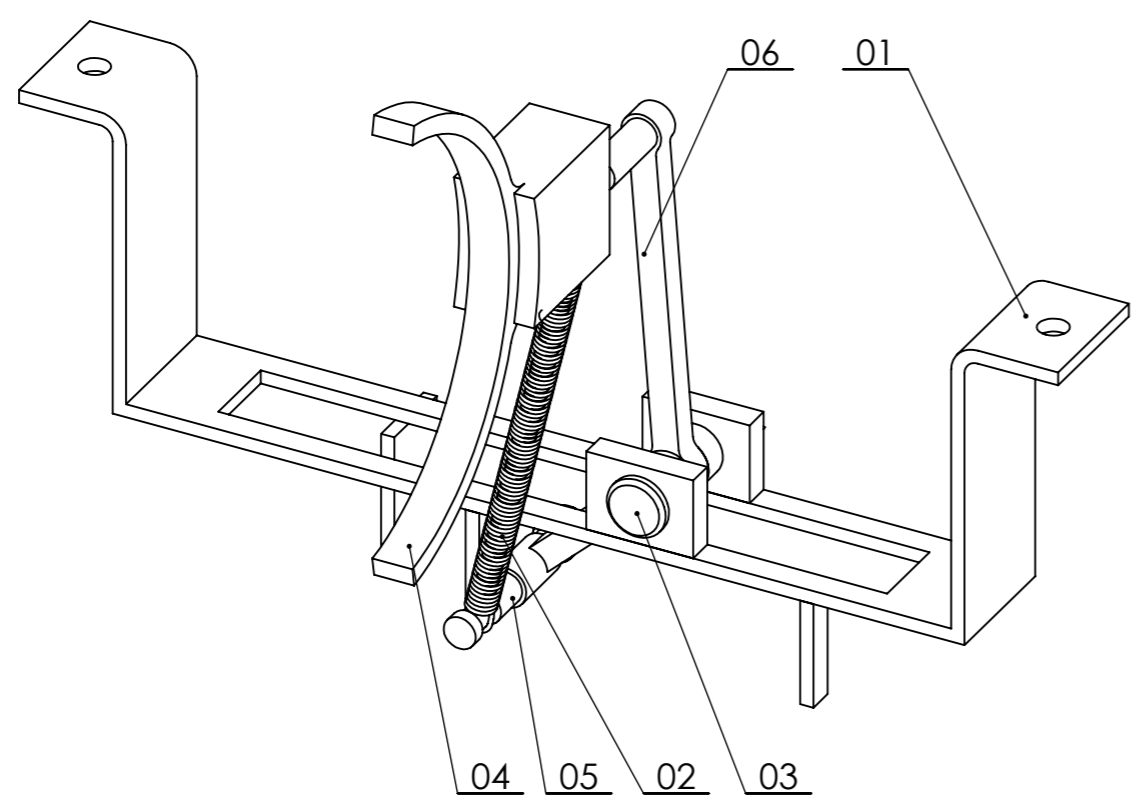
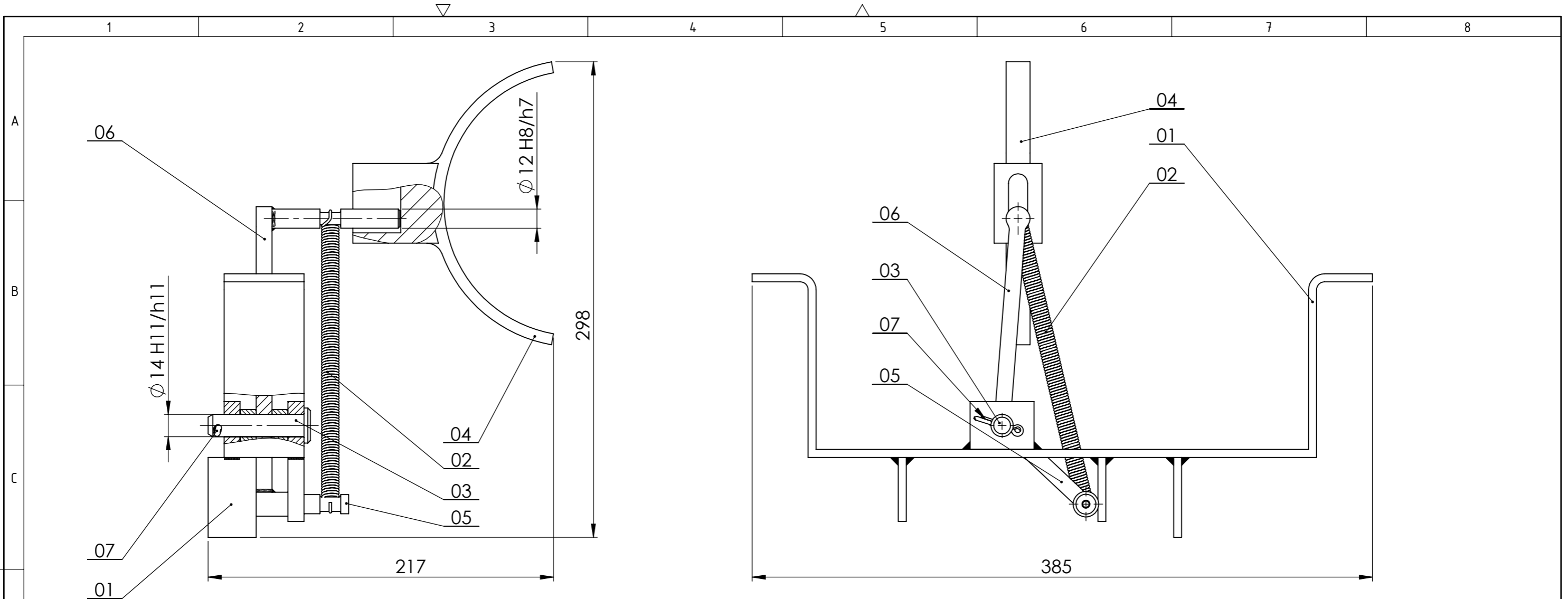
01

05

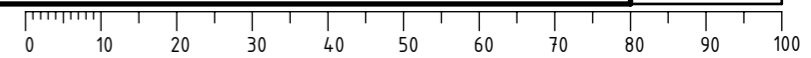
02

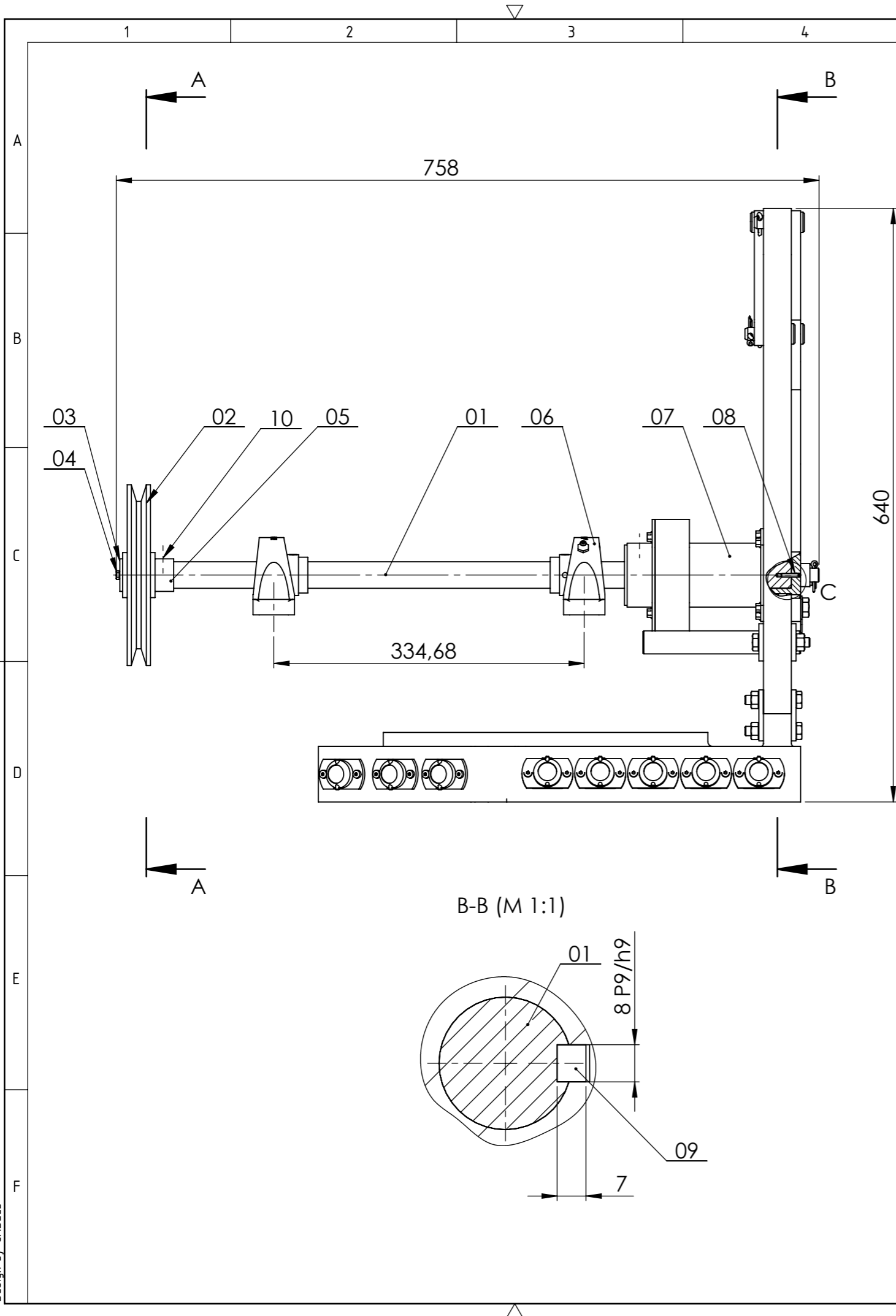
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 28,58 H9/v8	-0,003 -0,088			R. N. broj:		
Ø 28,58 H9/g8	0,092 0,007	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:		Masa: 14 kg		DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala M 1:2		Naziv: Glavno međuvratilo - sklop		Pozicija: 06		Format: A3
		Crtež broj: TS-DIPL-01-05-00-00				Listova: 2
						List: 2





07	Rascjepka $\phi 4 \times 20$	01	DIN 94	-	-	-
06	Duža poluga - zavareni sklop	01	TS-DIPL-01-06-03-00	-	148x90x20	0,2
05	Kraća poluga s kotačićem	01	TS-DIPL-01-06-02-00	-	90x68x20	0,2
04	Vilica	01	TS-DIPL-01-06-00-01	CuSn12	178x126x30	0,8
03	Svornjak $\phi 14 \times 60$	01	DIN EN 22341	-	-	0,1
02	Opruga - 7678N356	01	McMaster-Carr	-	195x $\phi 11$	-
01	Nosač - zavareni sklop	01	TS-DIPL-01-06-01-00	-	389x165x60	1,1
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Gabariti/Dimenzije	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao		Teodor Steyskal				
Razradio		Teodor Steyskal				
Crtao		Teodor Steyskal				
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
$\phi 14 H11/h11$	0,220				R. N. broj:	
	0					
$\phi 12 H8/h7$	0,045	Napomena:			Smjer: Konstruktivski	
	0				Kopija	
Materijal:		Masa: 2,5 kg		DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala M 2:5		Naziv: Mehanizam za prebacivanje		Pozicija: 07		Format: A3
		Crtež broj: TS-DIPL-01-06-00-00				Listova: 1
						List: 1



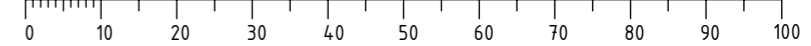


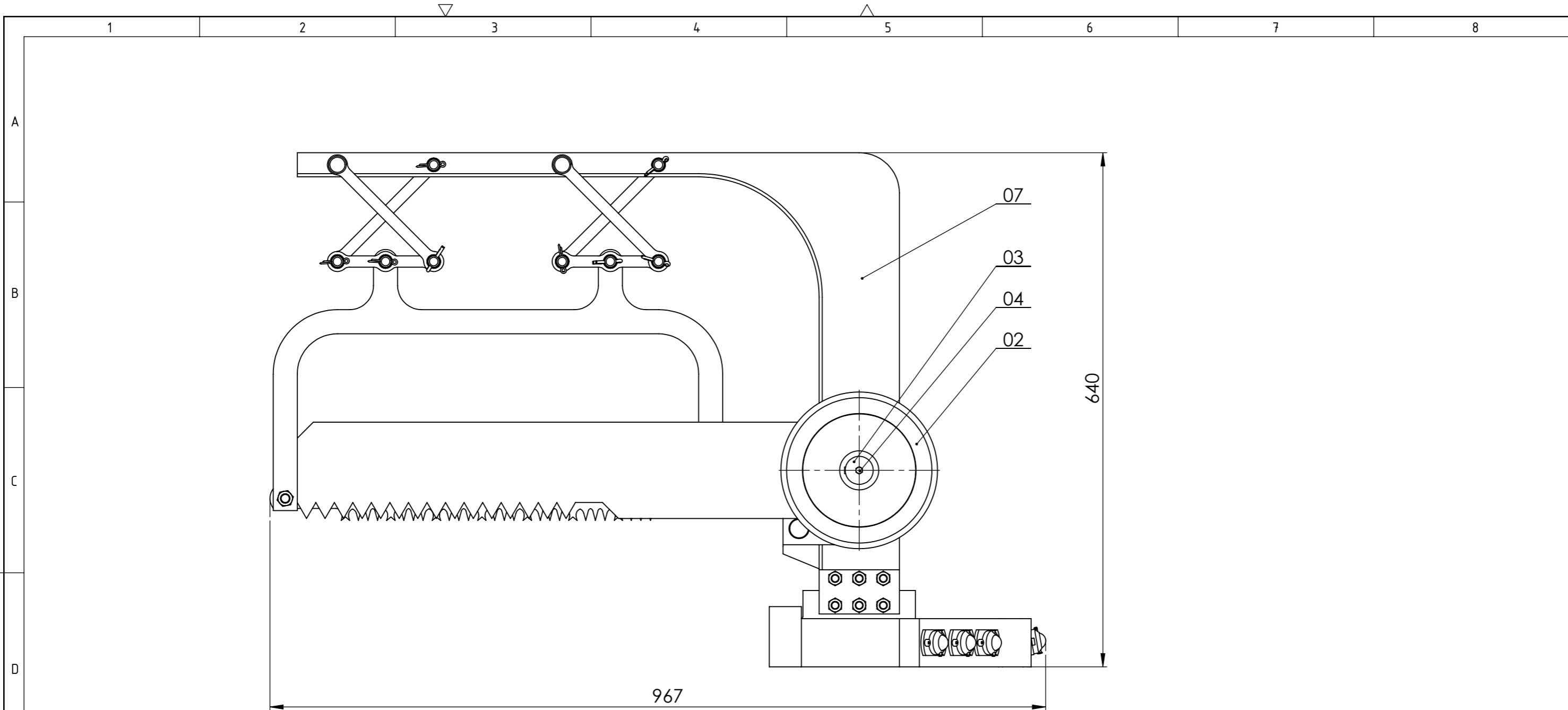
NAPOMENA: Uvrt i navoj za vijak M4x12 (poz. 10) na vratilu zabušiti nakon navlačenja prstena (poz. 05) na vratilo (poz. 01)

10	Vijak M4x12	01	DIN EN 24766	Č. 14H	-	-
09	Pero 8x7x25	02	DIN 6885	-	-	-
08	Vijak M4x20	01	DIN EN 24766	Č. 14H	-	-
07	Pila - podsklop	01	TS-DIPL-01-08-01-00	-	967x640x540	55
06	Ležaj P2B 102 - FM	02	SKF	-	166x84x45	2,2
05	Prsten	01	TS-DIPL-01-08-00-04	CuSn12	∅ 35x20	-
04	Vijak poklopca M5x20	01	DIN EN 24018	4.6	-	-
03	Poklopac	01	TS-DIPL-01-08-00-03	E 335	∅ 35x3	-
02	Remenica	01	TS-DIPL-01-08-00-02	E 335	∅ 195x25	2,6
01	Vratilo	01	TS-DIPL-01-08-00-01	E 335	721x ∅ 39	3,7

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao		Teodor Steyskal				
Razradio		Teodor Steyskal				
Crtao		Teodor Steyskal				
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
8 P9/h9	0,021 -0,051			R. N. broj:		
28,58 H7/h6	0,034 0	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:		Masa: 64 kg	DIPLOMSKI RAD			
Mjerilo originala M 1:5		Naziv: Vratilo s pilom - sklop		Pozicija: 08	Format: A3	
		Crtež broj: TS-DIPL-01-07-00-00				Listova: 4
						List: 1

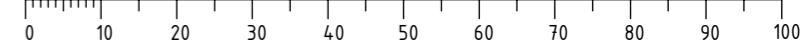
Design by CADLab

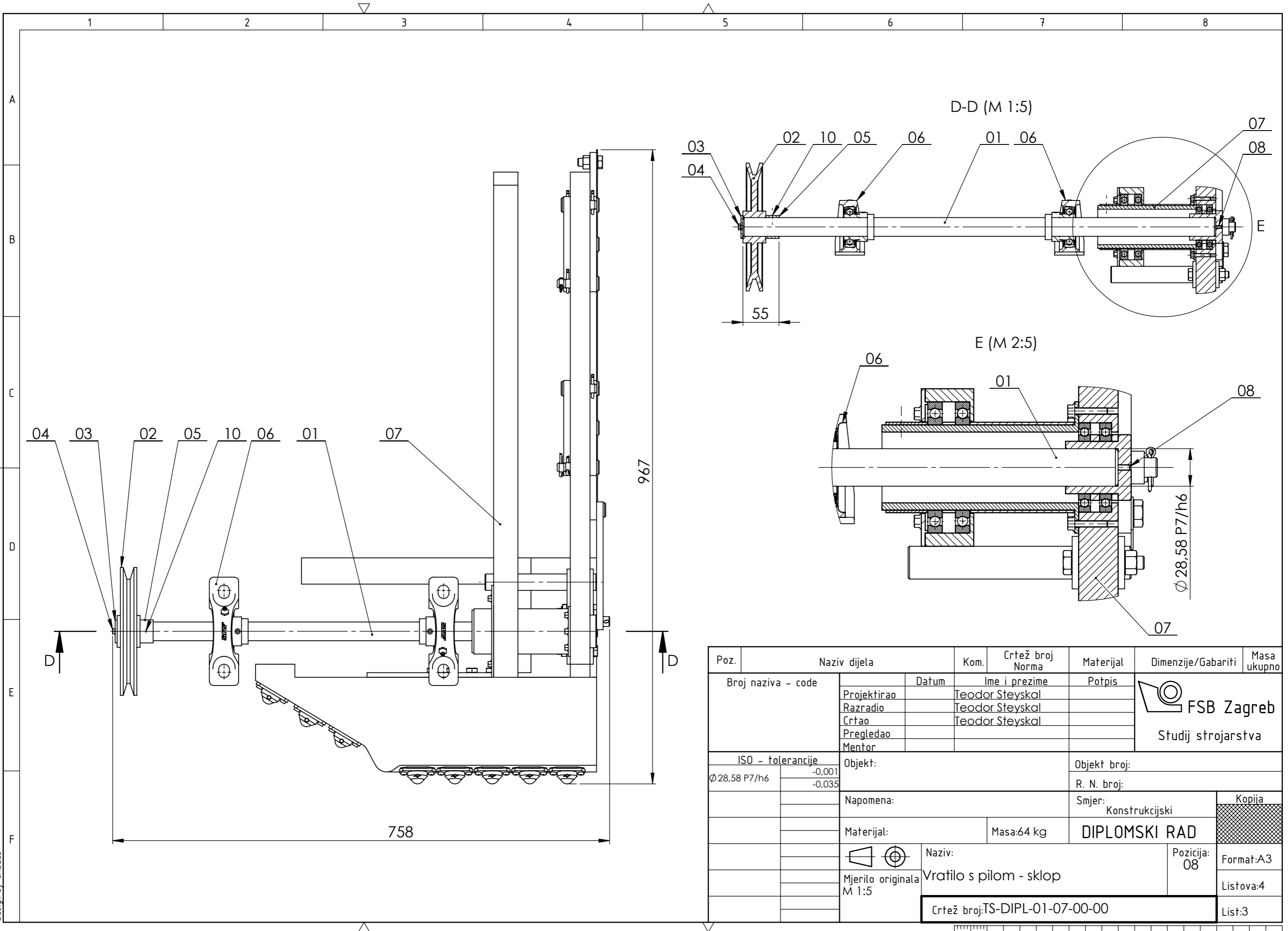




Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
		Materijal:		Masa:64 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:		Pozicija: 08		Format:A3
		Mjerilo originala M 1:5		Vratilo s pilom - sklop		Listova:4
		Crtež broj:TS-DIPL-01-07-00-00				List:2

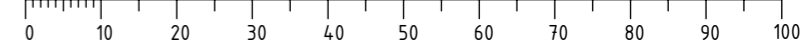
Design by CADLab

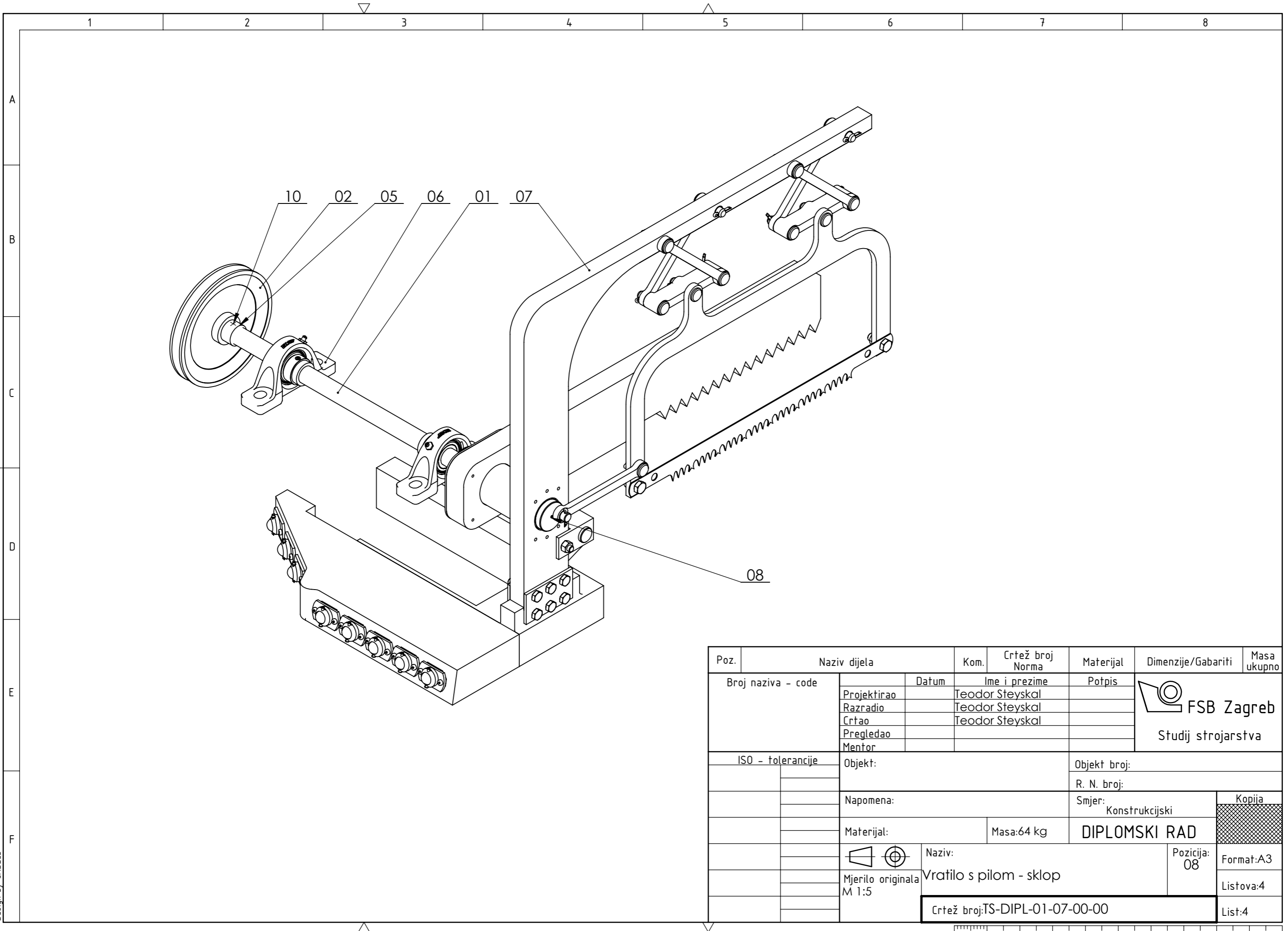




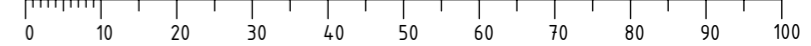
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
∅28,58 P7/h6	-0,001			R. N. broj:		
	-0,035			Smjer: Konstrukcijski		
Napomena:		Materijal:		Masa:64 kg	DIPLOMSKI RAD	
Mjerilo originala M 1:5		Naziv:		Pozicija: 08		Kopija 
		Vratilo s pilom - sklop		Format:A3		
		Crtež broj:TS-DIPL-01-07-00-00		Listova:4		
				List:3		

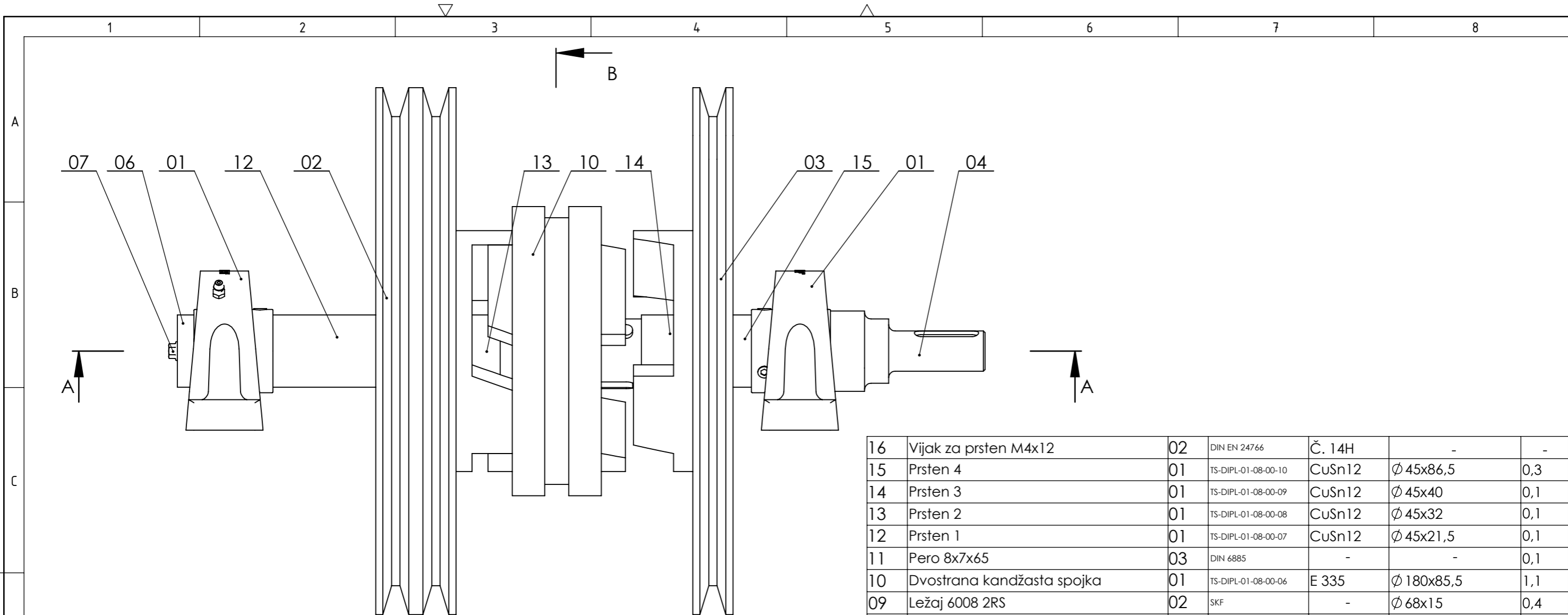
Design by CADLab



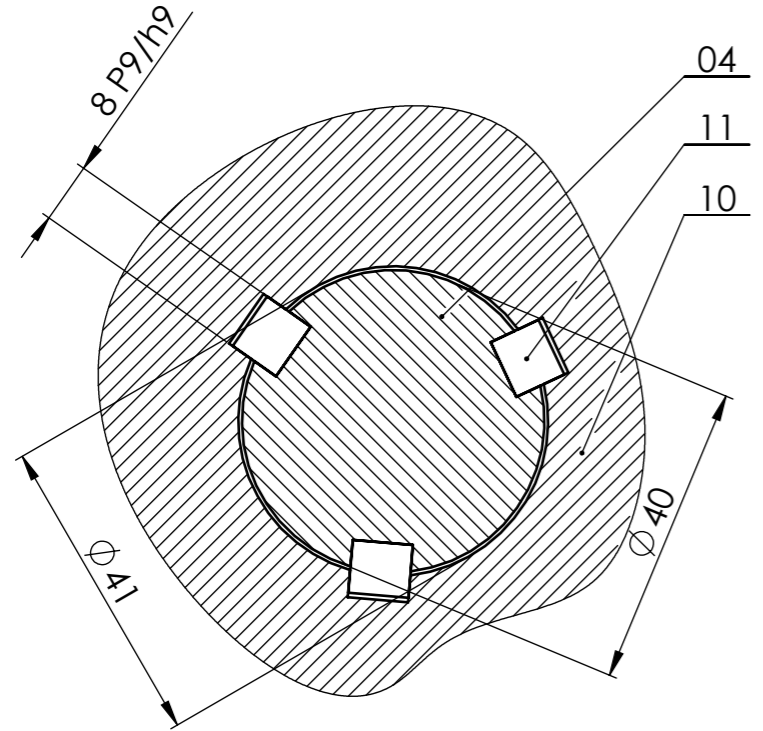


Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
		Materijal:		Masa:64 kg	DIPLOMSKI RAD	
		 Naziv:		Pozicija: 08		Format:A3
		Mjerilo originala M 1:5		Vratilo s pilom - sklop		Listova:4
		Crtež broj:TS-DIPL-01-07-00-00				List:4



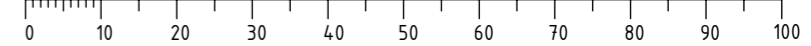


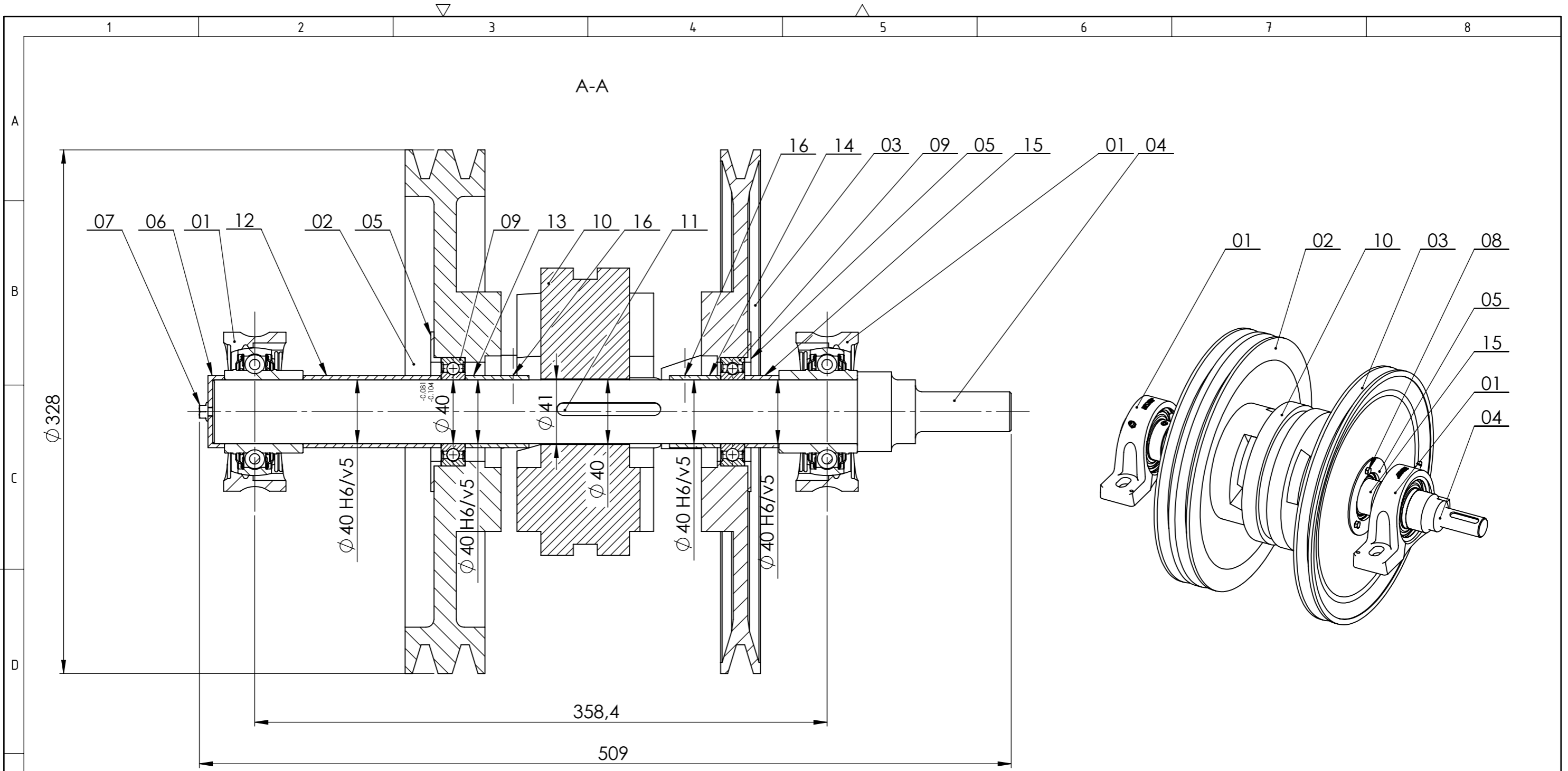
B-B (M 1:1)



16	Vijak za prsten M4x12	02	DIN EN 24766	Č. 14H	-	-
15	Prsten 4	01	TS-DIPL-01-08-00-10	CuSn12	Ø 45x86,5	0,3
14	Prsten 3	01	TS-DIPL-01-08-00-09	CuSn12	Ø 45x40	0,1
13	Prsten 2	01	TS-DIPL-01-08-00-08	CuSn12	Ø 45x32	0,1
12	Prsten 1	01	TS-DIPL-01-08-00-07	CuSn12	Ø 45x21,5	0,1
11	Pero 8x7x65	03	DIN 6885	-	-	0,1
10	Dvostrana kandžasta spojka	01	TS-DIPL-01-08-00-06	E 335	Ø 180x85,5	1,1
09	Ležaj 6008 2RS	02	SKF	-	Ø 68x15	0,4
08	Vijak poklopca remenice M5x16	06	DIN EN 24018	4.6	-	-
07	Vijak poklopca vratila M5x20	01	DIN 6921	8.8	-	-
06	Poklopac vratila	01	TS-DIPL-01-08-00-05	E 335	Ø 45x10,3	0,1
05	Poklopac remenice	02	TS-DIPL-01-08-00-04	E 335	6,5x Ø 100	0,2
04	Vratilo	01	TS-DIPL-01-08-00-03	E 335	500x Ø 50	4,6
03	Jednostruko ožljebljena remenica	01	TS-DIPL-01-08-00-02	E 335	62x Ø 328	9,5
02	Dvostruko ožljeb. remenica	01	TS-DIPL-01-08-00-01	E 335	85x Ø 328	18
01	Ležaj SY 40 TR	02	SKF	-	175x99x48	3,6

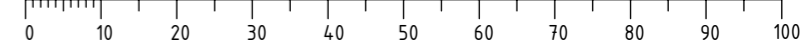
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
8 P9/h9	0,021 -0,051				R. N. broj:	
Napomena:				Smjer: Konstrukcijski		 Kopija
Materijal:			Masa:38 kg	DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala M 2:5		Naziv: Vratilo vretena - sklop		Pozicija: 09	Format:A3	
Crtež broj:TS-DIPL-01-08-00-00				Listova:2		List:1

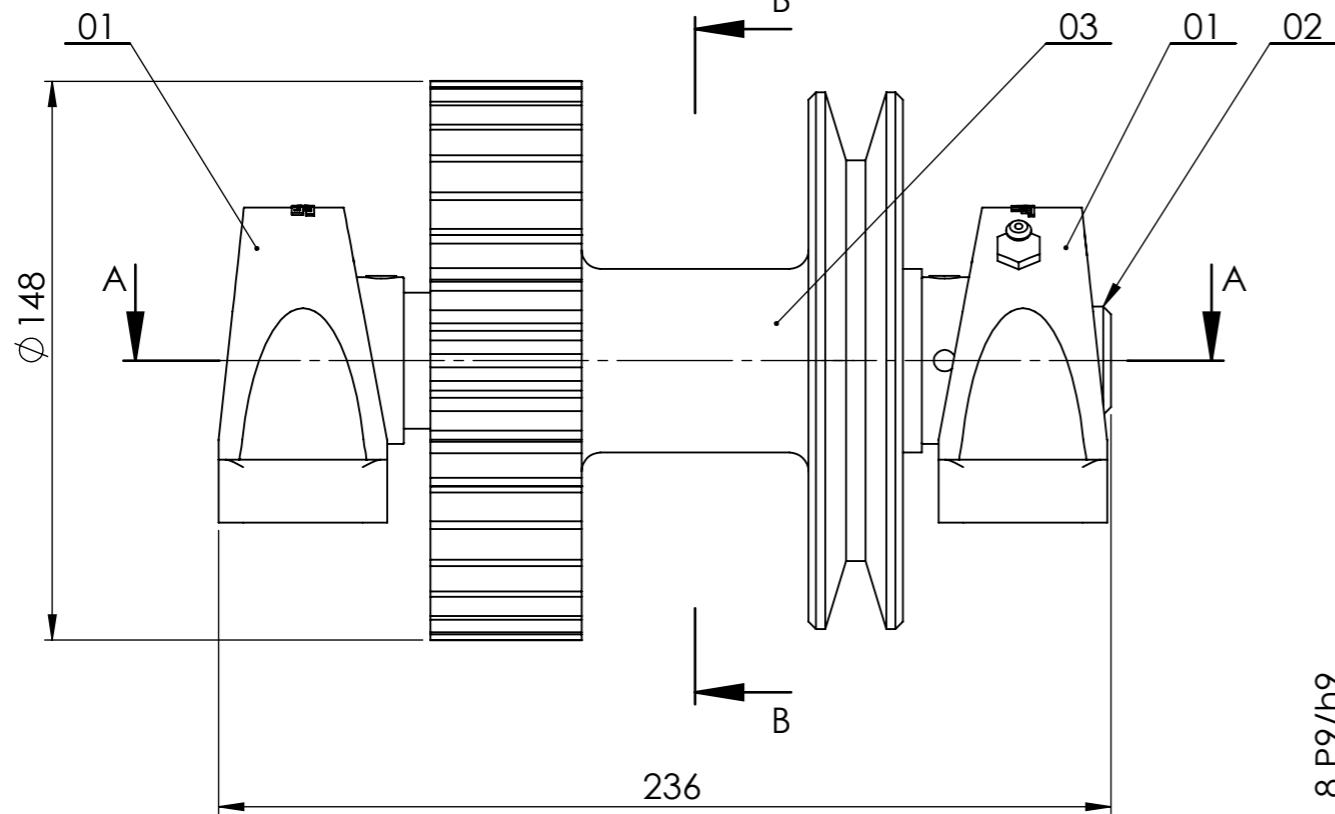




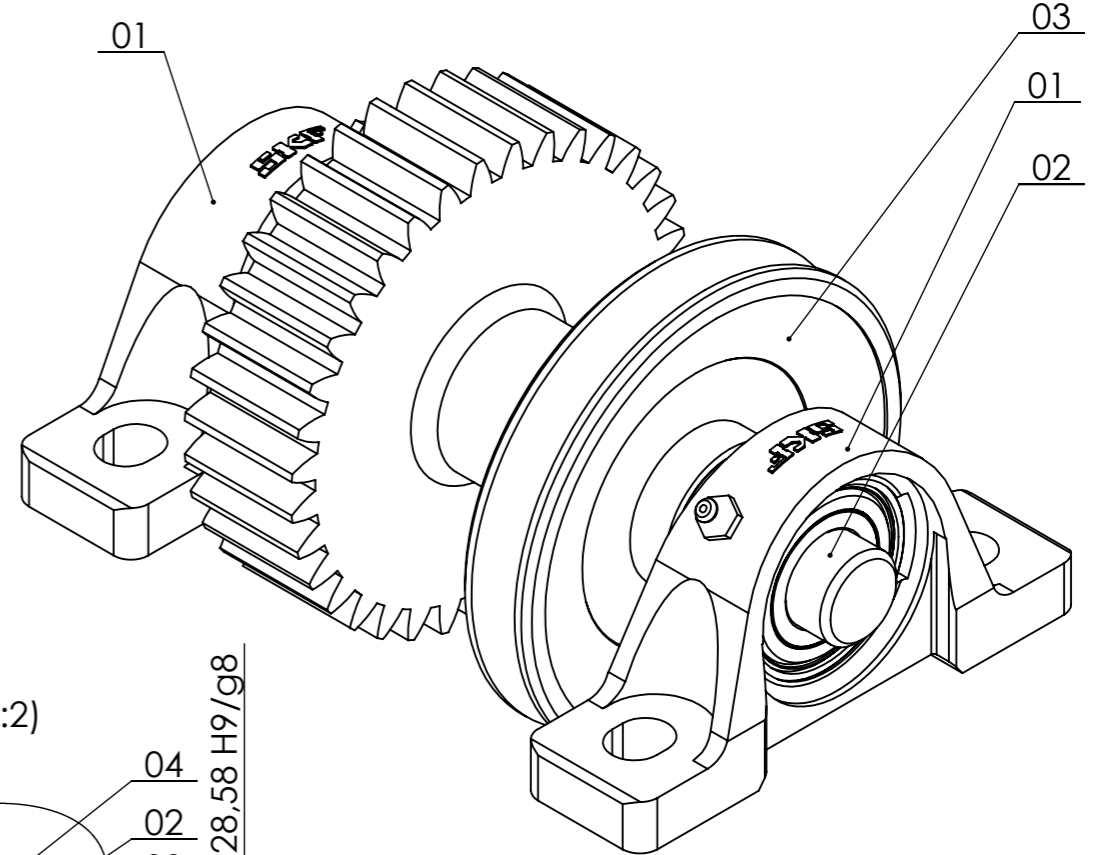
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime		Potpis	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
∅ 40 H6/v5	-0,052				R. N. broj:	
	-0,079	Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	
Materijal:		Masa:38 kg	DIPLOMSKI RAD		Kopija	
Mjerilo originala M 2:5		Naziv: Vratilo vretena - sklop			Pozicija: 09	Format:A3
		Crtež broj:TS-DIPL-01-08-00-00				Listova:2
						List:2

Design by CADLab

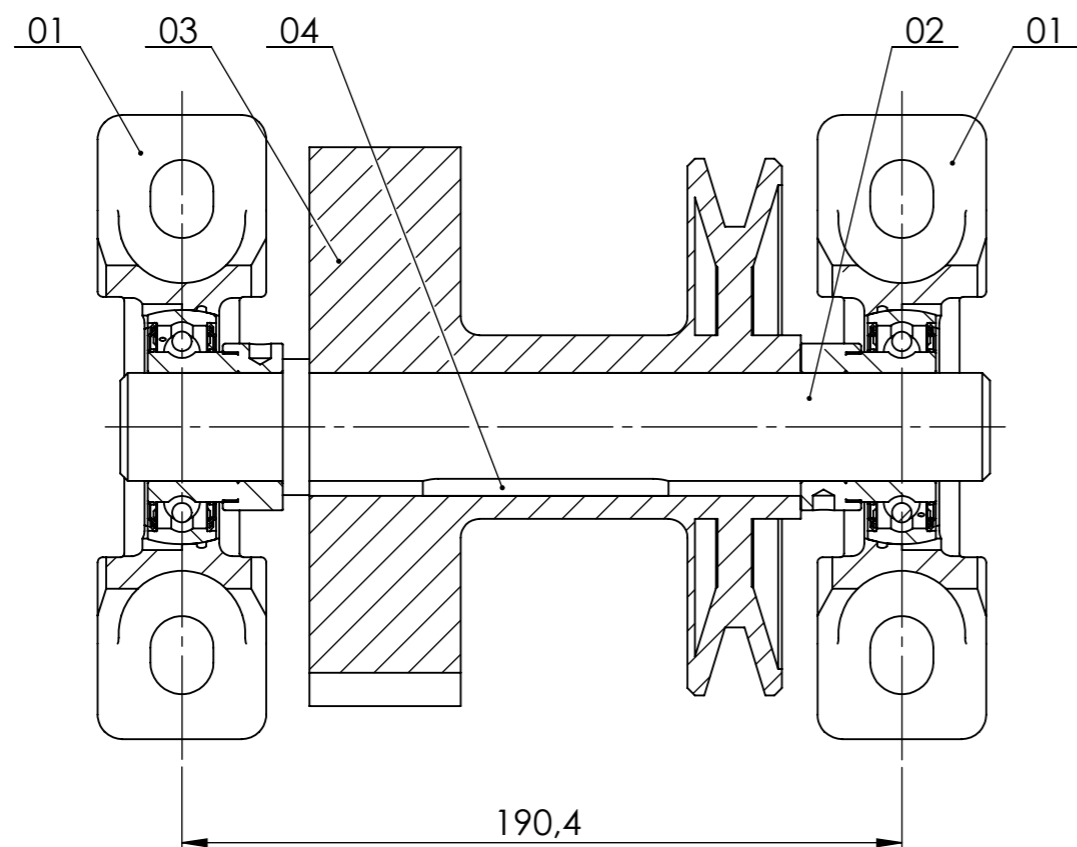
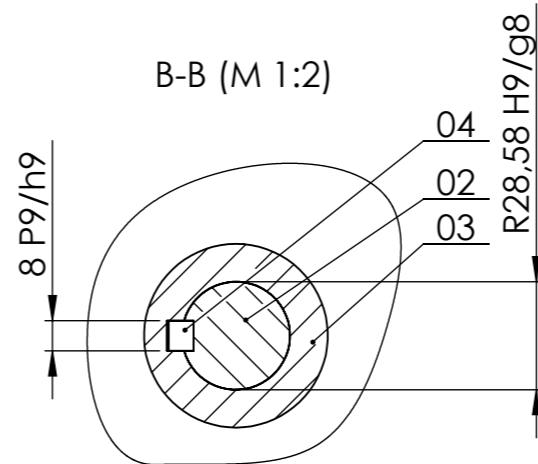






A-A (M 1:2)

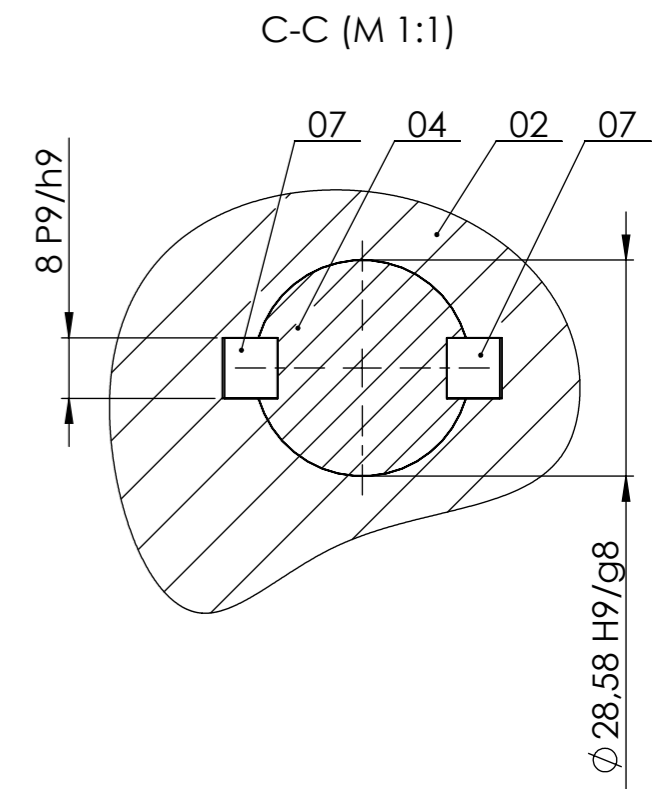
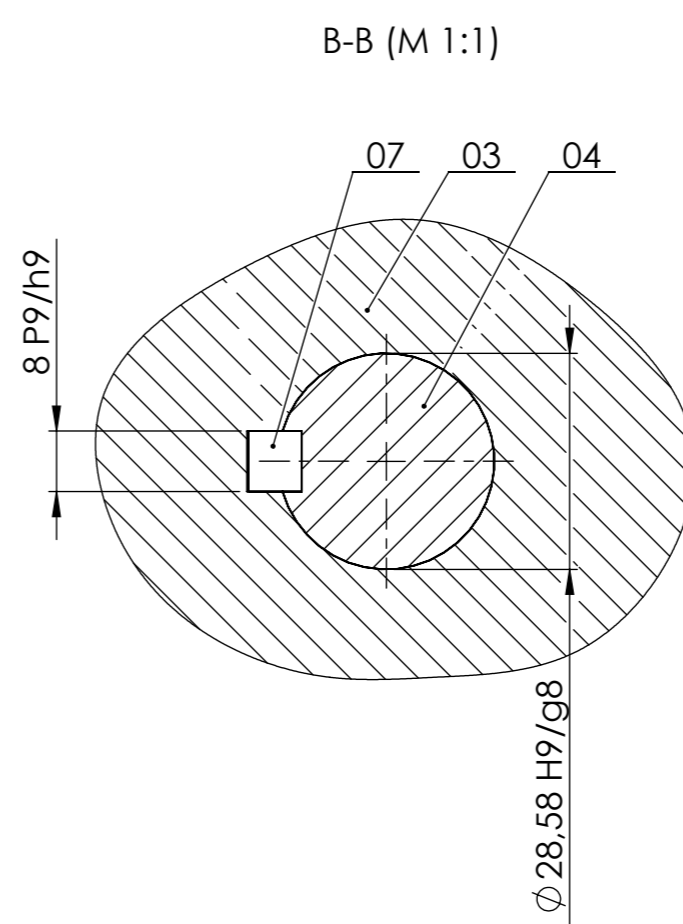
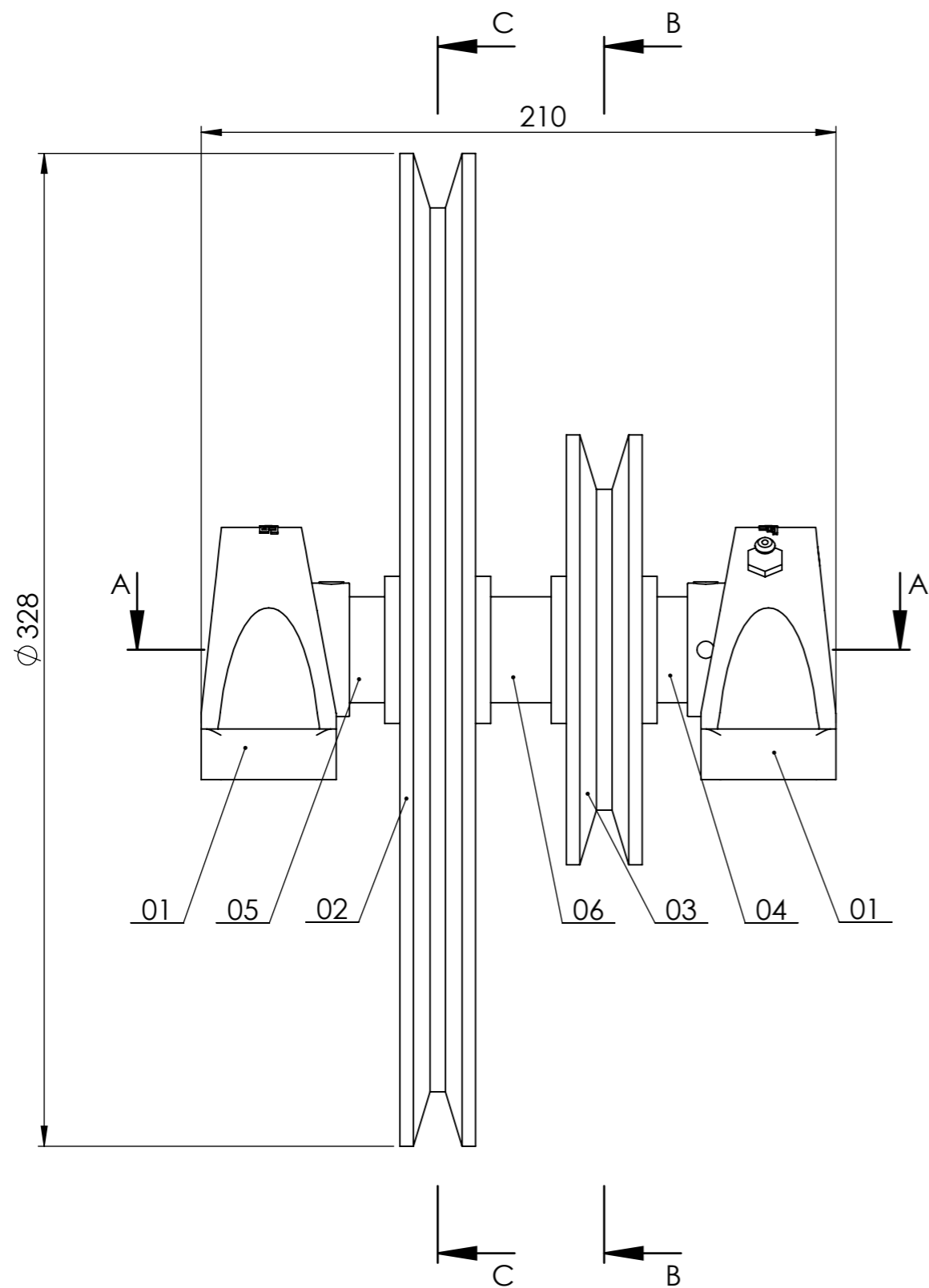


B-B (M 1:2)



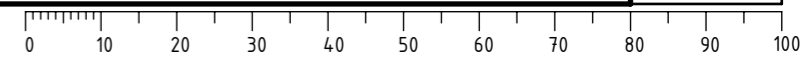
190,4

04	Pero 8x7x65	01	DIN 6885	-	-	-	
03	Remenica sa zupčanicom	01	TS-DIPL-01-09-00-00	E 335	∅ 148x130	6,8	
02	Međuvratilo 1	01	TS-DIPL-01-09-00-01	E 335	230x ∅ 36	1,1	
01	Ležaj P2B 102 - FM	02	SKF	-	166x84x45	2,2	
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno	
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva		
Projektirao			Teodor Steyskal				
Razradio			Teodor Steyskal				
Crtao			Teodor Steyskal				
Pregledao							
Mentor							
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
8 P9/h9	-0,021 -0,051			R. N. broj:			
28,58 H9/g8	0,092 0,007	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija	
Materijal:		Masa: 10 kg	DIPLOMSKI RAD		 Format: A3 Listova: 1 List: 1		
Mjerilo originala M 1:2		Naziv: Međuvratilo 1 - sklop		Pozicija: 10			
		Crtež broj: TS-DIPL-01-09-00-00					



07	Pero 8x7x25	03	DIN 6885	-	-	-
06	Prsten 2	01	TS-DIPL-01-10-00-05	CuSn12	Ø 35x20	-
05	Prsten 1	01	TS-DIPL-01-10-00-04	CuSn12	Ø 35x12	-
04	Međuvratilo 2	01	TS-DIPL-01-10-00-03	E 335	Ø 35x190	0,9
03	Mala remenica	01	TS-DIPL-01-10-00-02	E 335	Ø 142x35	1,5
02	Velika remenica	01	TS-DIPL-01-10-00-01	E 335	Ø 328x35	6,9
01	Ležaj PB	02	SKF	-	166x84x45	2,2

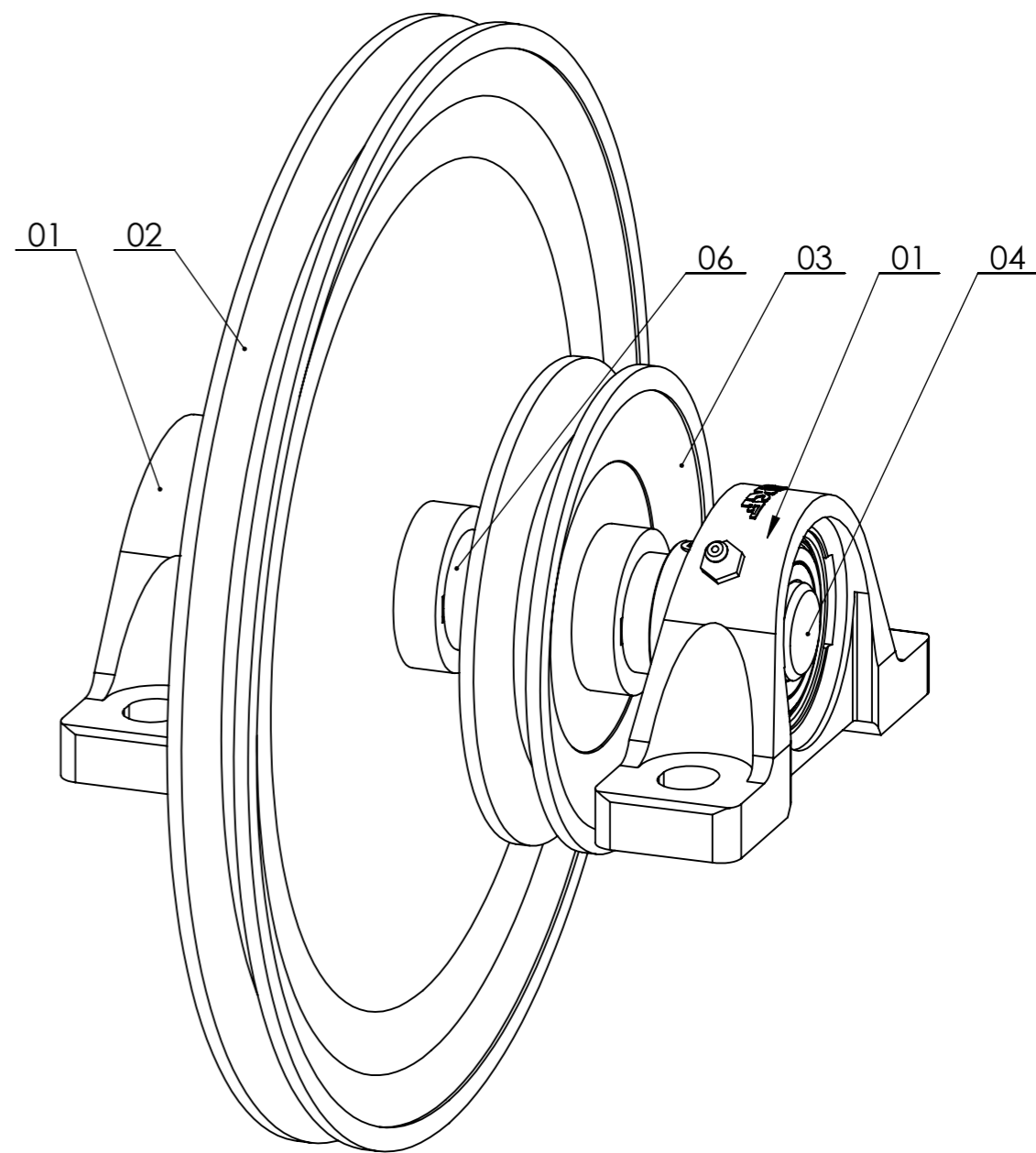
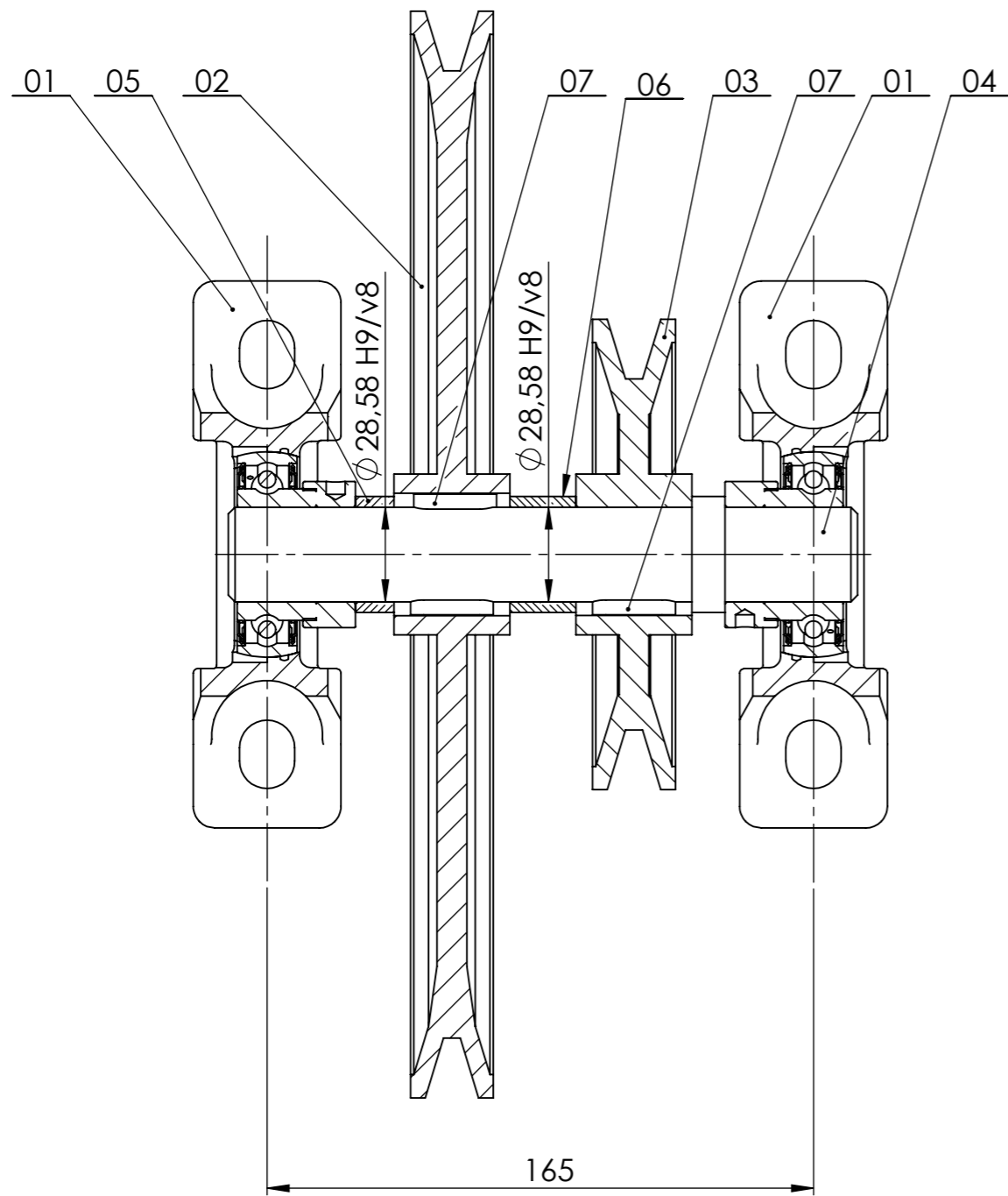
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao		Teodor Steyskal				
Razradio		Teodor Steyskal				
Crtao		Teodor Steyskal				
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 28,58 H9/g8	0,092 0,007			R. N. broj:		
8 P9/h9	0,021 -0,051	Napomena:		Smjer: Konstrukcijski		Kopija
Materijal:		Masa: 1,5 kg		DIPLOMSKI RAD		
Mjerilo originala M 1:2		Naziv: Međuvratilo 2 - sklop		Pozicija: 11		Format: A3
		Crtež broj: TS-DIPL-01-10-00-00				Listova: 2
						List: 1



1 2 3 4 5 6 7 8

A

A-A (M 1:2)




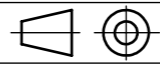

B

C

D

E

F

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Dimenzije/Gabariti	Masa ukupno
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projektirao			Teodor Steyskal			
Razradio			Teodor Steyskal			
Crtao			Teodor Steyskal			
Pregledao						
Mentor						
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
$\varnothing 28,58 H9/v8$	-0,003 -0,088	R. N. broj:				
Napomena:		Smjer:		Konstrukcijski		
Materijal:		Masa: 1,5 kg		DIPLOMSKI RAD		
 Mjerilo originala M 1:2		Naziv:		Pozicija: 11		Kopija 
		Međuvratilo 2 - sklop				Format: A3
		Crtež broj: TS-DIPL-01-10-00-00				Listova: 2
						List: 2

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100