

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Filip Petrović

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Neven Pavković, dipl. ing.

Student:

Filip Petrović

Zagreb, 2014.

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

Zahvaljujem svojem mentoru prof. dr. sc. Nevenu Pavkoviću, koji mi je svojim znanjem i iskustvom pružio savjete i stručnu pomoć pri izradi završnog rada.

Zahvaljem svojoj obitelji i prijateljima na podršci.

Filip Petrović



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student:

Filip Petrović

Mat. br.: 0035178363

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

Kosilica trave pogonjena traktorom

Naslov rada na
engleskom jeziku:

Tractor driven lawnmower

Opis zadatka:

U ovom radu potrebno je koncipirati i konstruirati kosilicu trave pogonjene traktorom. Kosilica treba biti izvedena kao bočna rotacijska kosilica i koristiti pogon od traktorskog motora preko kardanskog vratila. Radna širina kosilice treba biti 2 m.

U radu treba:

- analizirati postojeće uređaje na tržištu, način priključka na traktor i parametre traktorskog pogona,
- koncipirati više varijanti rješenja, usporediti ih i vrednovanjem odabratи najpovoljnije,
- odabran projektno rješenje uređaja razraditi s potrebnim proračunima nestandardnih dijelova,
- izraditi računalni model uređaja i tehničku dokumentaciju u 3D CAD sustavu.

Pri konstrukcijskoj razradi obratiti pozornost na tehnološko oblikovanje dijelova. Analizirati kritična mesta. Opseg konstrukcijske razrade, modeliranja i izrade tehničke dokumentacije dogovoriti tijekom izrade rada.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

11. studenog 2013.

Rok predaje rada:

1. rok: 21. veljače 2014.

2. rok: 12. rujna 2014.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 3., 4. i 5. ožujka 2014.

2. rok: 22., 23. i 24. rujna 2014.

Predsjednik Povjerenstva:

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Neven Pavković

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD	1
1.1. Cilindrične kosilice	2
1.2. Oscilirajuće kosilice	2
1.3. Rotacijske kosilice	3
2. ANALIZA TRŽIŠTA	4
2.1. Galfrè	4
2.2. Bellon	5
2.3. SIP Strojna industrija	6
3. TRAKTOR	7
3.1. Priklučak u tri točke	8
3.2. Pogon radnih priključaka	9
3.3. Kardansko vratilo	10
4. RAZVOJ PROIZVODA.....	11
4.1. Funkcijska dekompozicija.....	12
4.2. Morfološka matrica	13
4.3. Koncept 1	15
4.4. Koncept 2	17
4.5. Vrednovanje koncepata.....	18
5. PRORAČUN	19
5.1. Mehanizam za sječenje	19
5.2. Potrebna snaga	19
5.3. Odabir kutnog multiplikatora.....	21
5.4. Remenski prijenos	22
5.4.1. Prvi remenski prijenos	22
5.4.2. Drugi remenski prijenos	23
5.5. Proračun vratila	24
5.6. Odabir ležajeva vratila	28
5.6.1. Slobodno ležajno mjesto A	28
5.6.2. Čvrsto ležajno mjesto B	29
5.7. Proračun spoja za okretanje kraka	31
5.7.1. Odabir ležajeva spoja za okretanje.....	33
5.8. Proračun zavara.....	34
5.9. Proračun nogu kosilice.....	35

6. ZAKLJUČAK.....	36
LITERATURA.....	37
PRILOZI.....	38

POPIS SLIKA

Slika 1.	Prva mehanička kosička	1
Slika 2.	Oscilirajuća traktorska kosička	2
Slika 3.	Bočna rotacijska kosička tvrtke Galfrè	4
Slika 4.	Bočne rotacijske kosičice tvrtke Bellon	5
Slika 5.	Rotacijske kosičice tvrtke SIP	6
Slika 6.	Traktor	7
Slika 7.	Traktorski priključak u tri točke	8
Slika 8.	Tipovi i dimenzije izlaznih vratila	9
Slika 9.	Kardansko vratilo	10
Slika 10.	Funkcijska dekompozicija	12
Slika 11.	Koncept 1	15
Slika 12.	Koncept 2	17
Slika 13.	Multiplikator Bondioli & Pavesi serije 3000	21
Slika 14.	Ležaj FAG RAE25-NPP-B	30
Slika 15.	Kućište ležaja FAG MSTU25	30
Slika 16.	Shema spoja za okretanje kraka	31
Slika 17.	Shema opterećenja spoja	32
Slika 18.	Radijalno-aksijalni ležaj	33

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehnički podaci kosilica tvrtke Galfrè	4
Tablica 2. Tehnički podaci kosilica tvrtke Bellon.....	5
Tablica 3. Tehnički podaci kosilica tvrtke SIP.....	6
Tablica 4. Kategorizacija traktora i priključka u tri točke.....	9
Tablica 5. Morfološka matrica	13
Tablica 6. Vrednovanje koncepta	18

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

ZR-ZKK-006 Zavareni sklop kraka kosilice

ZR-ZNK-005 Zavareni sklop nosive konstrukcije

ZR-BRK-004 Bočna rotacijska kosilica trave

ZR-R2-003 Remenica 2

ZR-SV1-002 Sklop vratila 1

ZR-V1-001 Vratilo 1

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
n_n	min^{-1}	Brzina vrtnje noža
v_n	m/s	Brzina vrha oštice noža
i		Prijenosni omjer
n_t	min^{-1}	Brzina vrtnje izlaznog vratila traktora
I	kNm^2	Dinamički moment inercije
m	kg	Masa
r	m	Polumjer
t	s	Vrijeme puštanja u rad
ε	rad/s^2	Kutno ubrzanje
ω	rad/s	Kutna brzina
T	Nm	Moment torzije
P	W	Snaga
η		Stupanj iskoristivosti
d	mm	Promjer
β	°	Obuhvatni kut remenice
γ	rad	Kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena
L_a	mm	Aktivna duljina klinastog remena
L_w	mm	Standardna duljina klinastog remena
e	mm	Razmak osi vratila
z		Potreban broj remena
c		Faktor klinastih remena
F	N	Sila
μ		Faktor trenja
G	N	Težina
σ	N/mm^2	Normalno naprezanje
τ	N/mm^2	Smično naprezanje
M	Nm	Moment
R	N	Sila reakcije
R_m	N/mm^2	Vlačna čvrstoća
W	mm^3	Moment otpora presjeka
S		Faktor sigurnosti
L_h	h	Potrebni vijek trajanja ležaja
C_1	kN	Dinamička opterećenost ležaja
f_L		Faktor vijeka trajanja
f_n		Faktor broja okretaja

f_t		Faktor temperature
P	kN	Ekvivalentno opterećenje ležaja
f_s		Karakteristika statičkog nošenja
C_{01}	N	Proračunska statička nosivost ležaja
C_0	kN	Statička nosivost ležaja
A	mm^2	Površina
p	N/mm^2	Površinski pritisak
W_p	mm^3	Polarni moment otpora presjeka

SAŽETAK

U završnom radu osmišljena je i konstrukcijski razrađena bočna rotacijska kosičica pogonjena traktorom preko kardanskog vratila. U skladu sa zadanim širinom košnje određene su dimenzije uređaja i ostali parametri. Iako na tržištu postoji popriličan izbor kosičica, ideja je bila sniziti cijenu ovakvog tipa kosičice, uz zadržavanje jednake sigurnosti, kapaciteta košnje i kvalitete reza. Nakon objašnjenja parametara traktorskog pogona i priključaka, obavljena je analiza tržišta tj. pregled konkurenčkih proizvoda. Uz pomoć funkcijeske dekompozicije i morfološke matrice generirani su koncepti, koji su vrednovani metodom težinskih faktora. Nakon vrednovanja koncepata krenulo se u konstrukcijsku razradu najboljeg rješenja.

Ključne riječi: kosičica; rotacijska; bočna; traktorska

SUMMARY

Abstract (style: TEKST)

Key words:

1. UVOD

Prvu mehaničku cilindričnu ksilicu 1827. godine izumio je Edwin Budding u Velikoj Britaniji. Prvu motornu ksilicu plasirala je na tržište tvrtka Acto 1921. godine. Prodaja te ksilice bila je izuzetno uspješna i potaknula je daljni razvoj ksilica s vlastitim pogonom, svih vrsta i veličina. Također je pokazala da postoji jako veliko tržište za sve vrste ksilica. Potreba za ovakvim strojem proizlazi iz velikog broja neobrađenih površina na kojima je potrebno održati livadnu floru. Nužni uvjet za održavanje gospodarskih travnjaka je redovita košnja. Provodi se jedan do tri puta godišnje. Većina trava najbrže se obnavlja ako se kosi tako da ostane trećina visine. Košnja se obično razlikuje od žetve, iako se koriste vrlo slični alati i postupci, jer košnjom se dobiva otkos, a žetvom usjev. Za kvalitetan rez potrebna je kvalitetna ksilica s oštrim noževima jer tupi noževi čupaju vlati, što dovodi do oštećenja busenova, vlati dehidriraju i postaju podložnije bolestima. Ukoliko se nakon košnje ostavi dovoljna visina trave, ona razvija zdraviji korijen i vlastita sjena pomaže joj u očuvanju vlage.



Slika 1. Prva mehanička ksilica

Osnovni tipovi ksilica prema izvedbi mehanizma za sječenje su: cilindrične, oscilirajuće i rotacijske ksilice. Traktorske ksilice mogu biti smještene sa stražnje strane, bočno i s prednje strane. Najčešće se koriste stražnje ksilice jer su najjednostavnije i najjeftinije. Glavne prednosti bočnih nad stražnjim ksilicama su mogućnost košnje površina koje nisu direktno dostupne traktoru i što traktor ne prelazi kotačima površinu košnje i tako ne obara travu i ne utiskuje ju u zemlju, pogotovo kad je zemlja vlažna. Potonju prednost imaju i prednje ksilice, ali za njih su potrebni traktori koji imaju prednje izlazno vratilo, a oni su velike snage i skupi.

1.1. Cilindrične ksilice

Cilindrične ksilice su najčešće male ručne ksilice, vrlo rijetko se izvode kao ksilice sa vlastitim pogonom ili kao priključak za vozilo. Koriste se za košnju malih, vrlo uređenih travnjaka, kod kojih se čestom košnjom održava niska visina trave. Veće izvedbe sjekača čija je os vrtnje vratila parelerna podlozi svrstavaju se, zbog svoje funkcije, u malčere ili freze.

1.2. Oscilirajuće ksilice

Oscilirajuća, ili strižna ksilica, sastoji se od poluge duljine najčešće oko 2 metra koja se oslanja na tlo. Po tlu se vuče kotačima ili kliže na skijama. U polugu su ugrađeni zaštitni šiljci i kanali u kojima osciliraju noževi. Princip rezanja trave je sličan onom kakav koriste aparati za šišanje kose. Oscilirajuća ksilica uobičajeno je pričvršćena tako da zahvat košnje bude s bočne strane pogonskog vozila.



Slika 2. Oscilirajuća traktorska ksilica

1.3. Rotacijske kosilice

Rotacijske kosilice su otprilike 20-30% skuplje od oscilirajućih. Glavna prednost rotacijskih naspram oscilirajućih kosilica je ta što rotacijske imaju veći kapacitet košnje zbog velike brzine vrtnje. Rotacijske kosilice su također bolje za grublju i deblju travu, kao i za travu koja je ostala savinuta od udara vjetra ili pod vlastitom težinom (tj. za slabo održavane travnjake). Također, gotovo je nemoguće da se rotacijske kosilice zaglave pod velikom količinom otkosa. Traktori obično moraju imati minimalno 30 do 45 konjskih snaga da bi mogli pogoniti rotacijske kosilice, dok oscilirajuće mogu pogoniti i manji traktori.

Rotacijske kosilice se rijetko kvare, a popravci istih mogu biti prilično skupi. S druge strane zamjena rezajućih noževa i cijelih diskova je jednostavna. Diskove treba periodički vizualno provjerati i što ćešće čistiti, poradi mogućnosti zaplitanja žica i sličnih vrsta otpada oko diskova. Velika brzina vrtnje diska s noževima, koja najčešće iznosi oko 3000 okretaja po minuti, ima za posljedicu i nekoliko negativnih posljedica. Odbacivanje otkošenog bilja, kamenja, ili drugih predmeta s površine koja se kosi može uzrokovati štetu ili ozljede, to je razlog što neki proizvođači rotacijskih traktorskih kosilica preporučuju da se iste koriste samo u traktorima s kabinom. Također, često dolazi do prskanja sokova trava i ostalog niskog bilja. Noževi za sječu su uvek čelični, a mogu biti ravni ili zakrivljeni. Između tih tipova noževa nema skoro nikakve razlike jer zbog velike brzine vrtnje u praksi gotovo uvek samo vrhovi noževa sudjeluju u košnji.

2. ANALIZA TRŽIŠTA

2.1. Galfrè



Slika 3. Bočna rotacijska kosilica tvrtke Galfrè

Tvrtka Galfrè bavi se izradom poljoprivrednih stopeva, pretežito strojeva za košnju i žetvu. Tvrtka ima u ponudi više modela stražnjih i bočnih rotacijskih kosilica. Uzete su obzir bočne kosilice slične radne širine zadanoj kosilici. Takve kosilice pogonjene su od strane traktorskog motora, moment se prenosi do rezajućih bubnjeva preko dva kardanska vratila između kojih je kutni prijenosnik. Za zadatu širinu košnje od 2 metra, njihove kosilice zahtjevaju velike snage traktora, čak do 70 konjskih snaga.

Tablica 1. Tehnički podaci kosilica tvrtke Galfrè

Model bočne rotacijske kosilice	FR/G210	FR/G190
Radna širina (m)	2,10	1,9
Broj diskova/bubnjeva	4	2
Broj noževa	12	8
Masa (kg)	540	480
Potrebni broj okretaja izlaznog vratila traktora (okr./min)	540	540
Potrebna snaga traktora (KS)	60/70	40/50

2.2. Bellon



Slika 4. Bočne rotacijske kosilice tvrtke Bellon

Bellon je tvrtka specijalizirana za konstruiranje i proizvodnju kosilica. Proizvode rotacijske kosilice pogonjene traktorom različitih vrsta i veličina. Uspoređene su dvije bočne kosilice kojima je radna širina slična zadanoj. Glavna razlika između modela F 190 i D5L je u prijenosu momenta od traktorskog priključka do diskova. Model F 190 koristi 2 kardanska vratila i kutni prijenosnik za prijenos momenta, dok model D5L koristi kardansko vratilo i remenski prijenos. Još jedna značajna razlika je u broju diskova/bubnjeva i oštrica na istim. Model F 190 ima 2 veća bubenja s po 8 noževa, za razliku od D5L modela koji 5 manjih diskova od kojih svaki ima po 2 noža. Oba modela pričvšćuju se na traktor standardnim ISO 730-1 prihvatom u 3 točke. Glavna negativna strana ove tvrtke jest prilično visoka cijena.

Tablica 2. Tehnički podaci kosilica tvrtke Bellon

Model bočne kosilice	F 190	D5L
Radna širina (m)	1,90	2,05
Broj diskova/bubnjeva	2	5
Broj noževa	8	2
Masa (kg)	370	370
Potrebni broj okretaja izlaznog vratila traktora (okr./min)	540	540
Potrebna snaga traktora (KS)	45	40
Broj kardanskih vratila	2	1

2.3. SIP Strojna industrija



Slika 5. Rotacijske kosilice tvrtke SIP

Razvoj i proizvodnja poljoprivrednih strojeva je djelatnost tvrtke SIP. Među proizvodima tvrtke su i rotacijske kosilice kojih ima različitih vrsta i veličina. Za usporedbu su uzete 2 bočne kosilice, jedna bubenjasta, druga s diskovima, koje imaju sličnu radnu širinu zadanoj kosilici. OPTICUT 220 A je kosilica s diskovima koji imaju veliku brzinu vrtnje, a ROTO 220 je kosilica s 2 bubenja većeg promjera i manje brzine vrtnje. Loša strana ROTO 220 kosilice je mali raspon visine košnje koji je od 40 do 70 mm. OPTICUT 220 A ima hidraulički cilindar za promjenu nagiba kosilice, tako da se može kositi i na nagnutom terenu. Ova kosilica se transportira u vertikalnom položaju, za razliku od velike većine bočnih kosilica koje se transportiraju u horizontalnom položaju zakrenute sa stražnje strane kotača. Takav transport OPTICUT 220 A može izazvati probleme s obzirom da je nominalna transportna visina 2,74 metra što je nerijetko više od samog traktora i može predstavljati problem, kako u samom transportu, tako i u pohranjivanju kosilice. Kod oba modela kosilica moment se od traktorskog priključka prenosi kardanskim vratilom i remenskim prijenosom.

Tablica 3. Tehnički podaci kosilica tvrtke SIP

Model bočne kosilice	OPTICUT 220 A	ROTO 220
Radna širina (m)	2,19	2,2
Transportna širina	1,94	1,48
Transportna visina	2,74	-
Broj diskova/bubnjeva	5	2
Broj noževa	10	8
Masa (kg)	540	490
Potrebni broj okretaja izlaznog vratila traktora (okr./min)	540	540
Potrebna snaga traktora (KS)	40	45
Broj okretaja diska/bubnja (okr./min)	3000	1530

3. TRAKTOR



Slika 6. Traktor

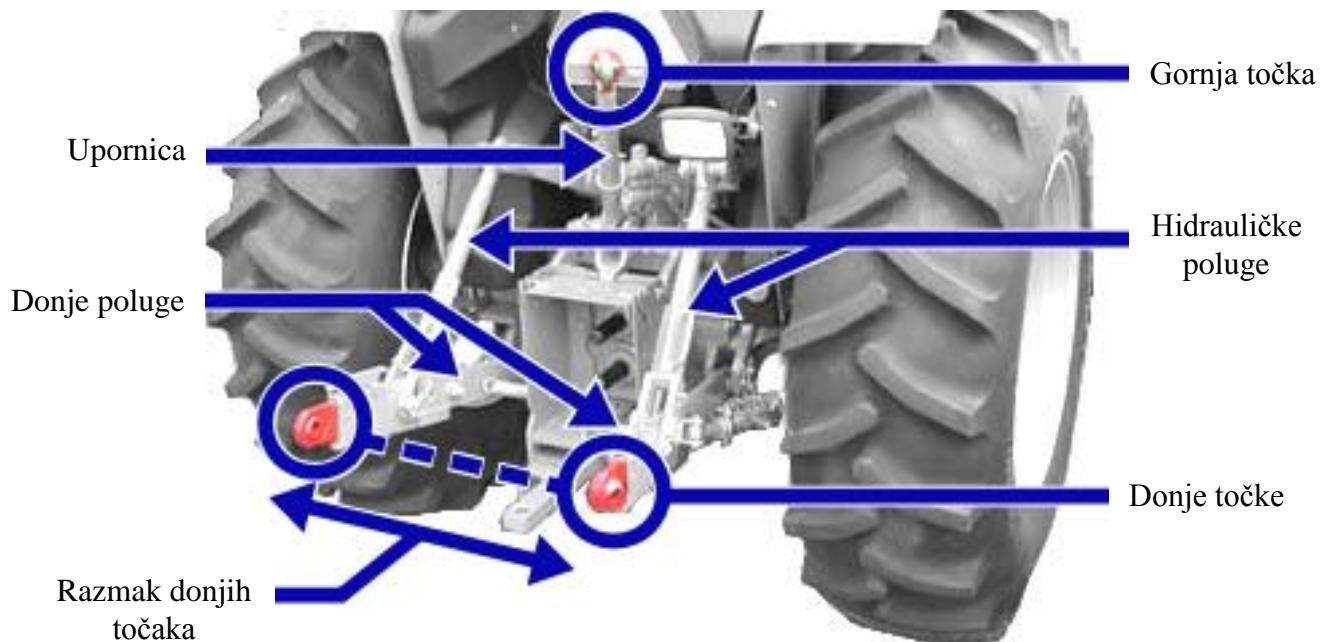
Traktor je motorno vozilo konstruirano da daje veliki moment pri malim brzinama vrtnje za vučenje, potiskivanje, nošenje ili pogonjenje strojeva, oruđa i priključnih vozila. Traktor je najčešće korišteni stroj u poljoprivredi, a često se koristi u šumarstvu, vinogradarstvu, voćarstvu i kao komunalni stroj. Uobičajeni traktori se sastoje se od motora, šasije, transmisije, upravljačkog mehanizma, hidraulike i kotača. Prema konstrukciji, traktori se dijele na dvoosovinske i jednoosovinske. Dvoosovinski traktori imaju pogon na stražnje kotače ili na sva četiri kotača. Gume na stražnjim kotačima su tzv. ripnjače (ili traktorske gume), dok na prednjim kotačima mogu biti poljsko-cestovne ili ripnjače. Ripnjače se koriste zato jer puno bolje funkcioniraju na mekanim i mokrim površinama na kakvim se često koriste traktori.

Načini priključka na traktor straga su priključkom u tri točke ili poteznicom. Na poteznicu se spajaju uređaji koji se u radu i transportu oslanjaju na vlastite kotače, kao što su prikolice i cisterne.

Najvažnija podjela traktora jest ona prema snazi traktora. Različiti izvori dijele traktore prema snazi u različiti broj kategorija, najčešće u četiri ili pet. U tablici [Tablica 4.] prikazana je jedna kategorizacija traktora, kao i dimenzije priključka u tri točke.

3.1. Priključak u tri točke

Traktorski priključak u tri točke standardiziran je američkim ASAE S217 standardom koji je kasnije preuzet od strane Međunarodne organizacije za standardizaciju i nazvan ISO 730-1 standardom. Priključak u tri točke služi za priključivanje nošenih i polunošenih strojeva. Gornja priključna točka je na upornici koja predstavlja polugu s navojem ili hidrauličkim cilindrom za reguliranje kuta nagiba kako bi se postigao pravilan položaj samog radnog priključka. Visina priključka upornice od tla je od 900 do 1000 mm. Preostale dvije točke priključka nalaze se na stražnjim traktorskim polugama koje služe za podizanje i spuštanje priključka, a to se ostvaruje hidraulikom. Raspon tih poluga ovisi o kategoriji, a najmanji raspon je 500 mm.



Slika 7. Traktorski priključak u tri točke

Tablica 4. Kategorizacija traktora i priključka u tri točke

Kategorija	Promjer osovine		Razmak donjih točaka	Snaga potrebna za pogon priključka
	gornja točka	donje točke		
0	17 mm	17 mm	500 mm	<15 kW (<20 KS)
1	19 mm	22,4 mm	718 mm	15-35 kW (20-45 KS)
2	25,5 mm	28,7 mm	870 mm	30-75 kW (40-100 KS)
3	31,75 mm	37,4 mm	1010 mm	60-168 kW (80-225 KS)
4	45 mm	51 mm	1220 mm	135-300 kW (180-400 KS)

3.2. Pogon radnih priključaka

Radni priključci se pogone preko izlaznog vratila traktora. Izlazno vratilo traktora je najčešće smješteno sa stražnje strane, iako ima izvedbi gdje je to vratilo smješteno s bočne ili prednje strane traktora. Broj okretaja izlaznog vratila je standardiziran na 540 o/min, a uobičajeno je da se postiže na 75% nominalne brzine vrtnje motora. Traktori većih snaga, osim 540 o/min izlaznog vratila, imaju i 1000 o/min izlaznog vratila. Visina i dimenzije priključnih vratila su standardizirane. Visina ovisi o tipu izlaznog vratila, a varira od 530 mm do 910 mm. U specijalnim slučajevima visina izlaznog vratila je 350 mm. Tipovi i dimenzije izlaznih vratila prikazani su na slici [Slika 8.].

TIPOVI IZLAZNIH VRATILA TRAKTORA

**TIP 1**

Promjer: 35 mm

Broj okretaja: 540 RPM

Broj zuba: 6

TIP 2

35 mm

1000 RPM

21

TIP 3

45 mm

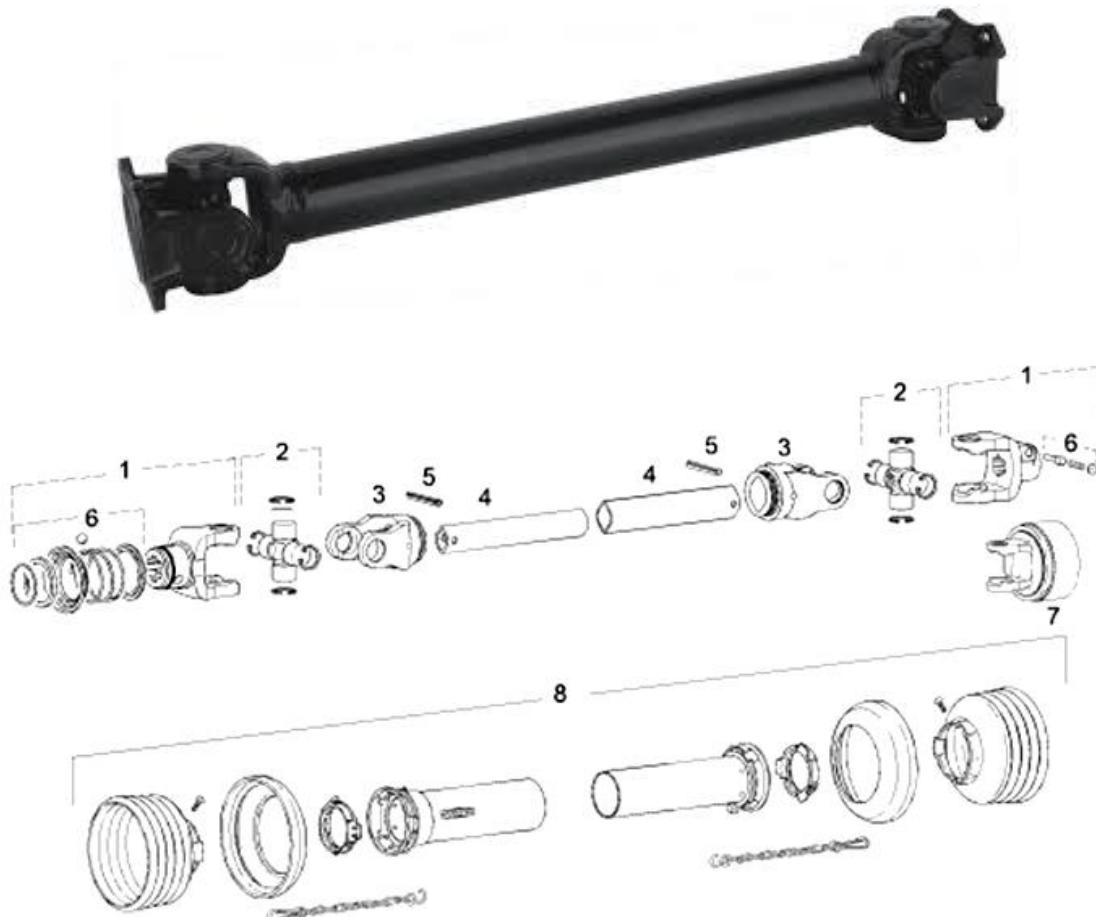
1000 RPM

20

Smjer rotacije: U smjeru kazaljke na satu, gledano sa priključne strane

Slika 8. Tipovi i dimenzije izlaznih vratila

3.3. Kardansko vratilo



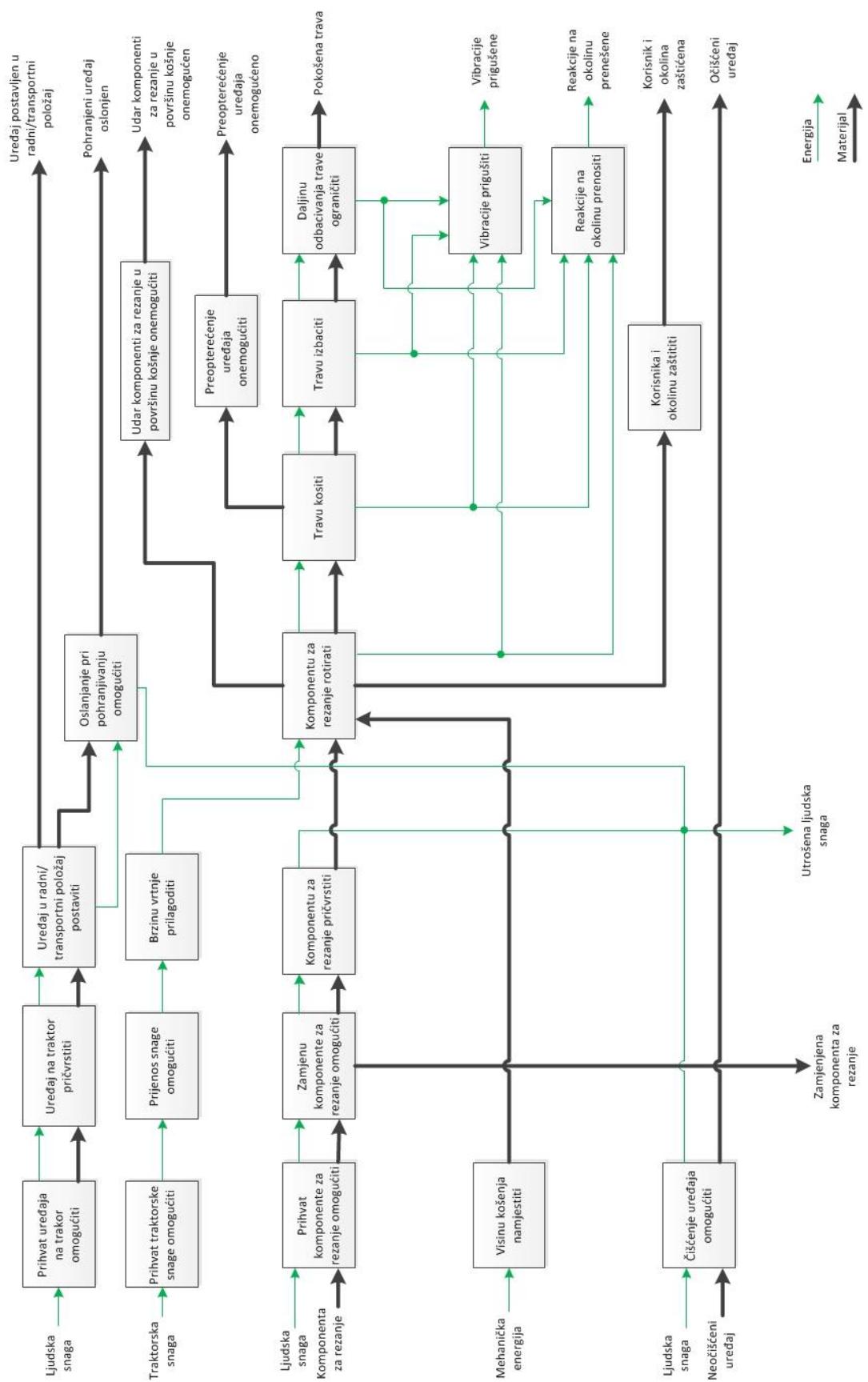
Slika 9. Kardansko vratilo

Ako se uređaj ne spaja direktno na izlazno vratilo traktora, u pravilu se onda spaja preko kardanskog vratila. Glavna značajka kardanskog vratila jest da prenosi moment pod kutem. Postoje dvije vrste zglobova, standardni i širokokutni. Preporučeni kut rada kardanskog vratila sa standardnim zglobom je do 25° , a dozvoljen je rad i pod kutem od 40° pod uvjetom da se prenosi najviše 40% nazivnog momenta.

4. RAZVOJ PROIZVODA

Analizom postojećih proizvoda i rješenja određen je daljni cilj razvoja. Cilj razvoja je povezati dobre strane rotacijskih i oscilirajućih kosičica, što će ujedno eliminirati loše strane. Cilj je smanjiti cijenu i potrebnu snagu traktora, povećati sigurnost uz zadržavanje kapaciteta košnje i kvalitete reza.

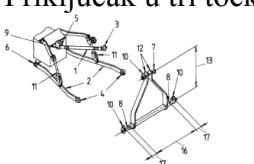
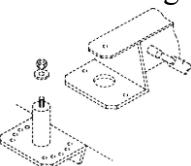
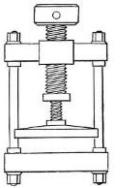
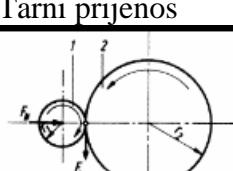
4.1. Funkcijska dekompozicija

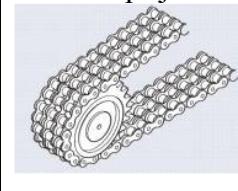
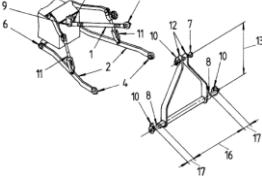


Slika 10. Funkcijska dekompozicija

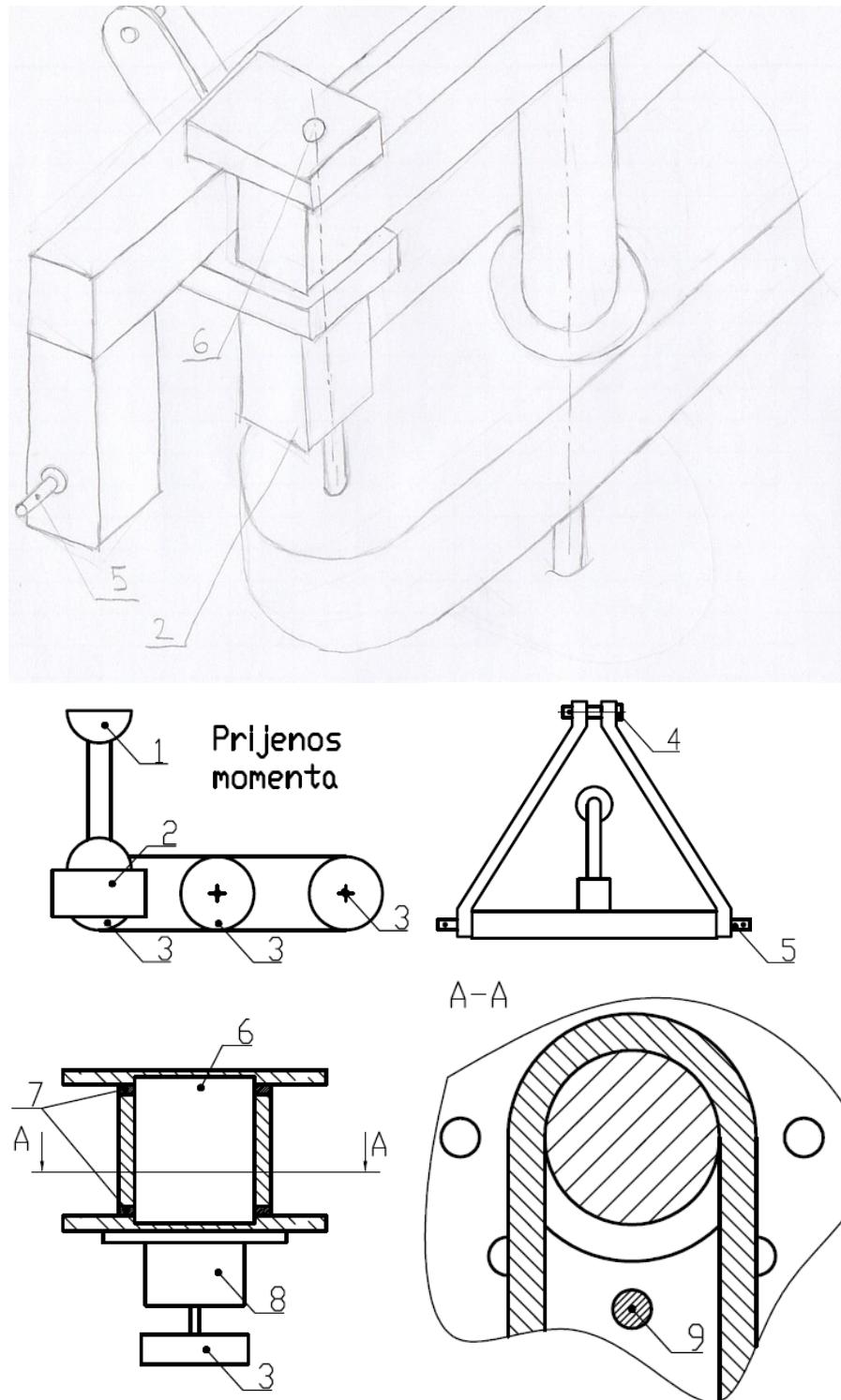
4.2. Morfološka matrica

Tablica 5. Morfološka matrica

Prihvata uređaja na traktor omogućiti	Priklučak u tri točke 			
Uređaj na traktor pričvrstiti	Zavarena osovina i osigurači 	Zatik i osigurači 	Osovina s navojem i osiguračem 	
Uređaj u radni/transportni položaj postaviti	hidraulika 	Ručno - prirubnica s zatikom i osiguračem 	Ručno - Vreteno 	
Oslanjanje pri pohranjivanju omogućiti	Glavna konstrukcija	Pomočna poluga i glavna konstrukcija 	Noga čija se visina regulira vijkom 	
Udar komponenti za rezanje u površinu košnje onemogućiti	Bočni zaštitni lim	Skije 		
Prihvati traktorske snage omogućiti	Kardansko vratilo (zadano) 			
Prijenos snage omogućiti	Kardansko vratilo 	Vratilo 	Remenski prijenos 	
	Lančani prijenos 	Tarni prijenos 	Zupčanički prijenos 	

Brzinu vrtnje prilagoditi	Remenski prijenos 	Lančani prijenos 	Zupčanički prijenos 
Prihvati komponente za rezanje omogućiti Zamjenu komponente za rezanje omogućiti Komponentu za rezanje pričvrstiti	Vijci 	Oblik i osigurač 	
Komponentu za rezanje rotirati	Disk 	Bubanj 	
Travu kosit i izbaciti	Čelični nož 	Čeljčno uže 	Polimerni nož 
Preopterećenje uređaja onemogućiti	Spojka 	Remenski prijenos 	
Visinu košenja namjestiti	Priklučak u tri točke 	Kuglično vreteno 	
Korisnika i okolinu zaštiti i daljinu odbacivanje trave ograničiti	Glavna konstrukcija 	Dodatni zaštitni lim 	Znakovi upozorenja 
	Polimerna zavjesa 	Lančana zavjesa 	

4.3. Koncept 1

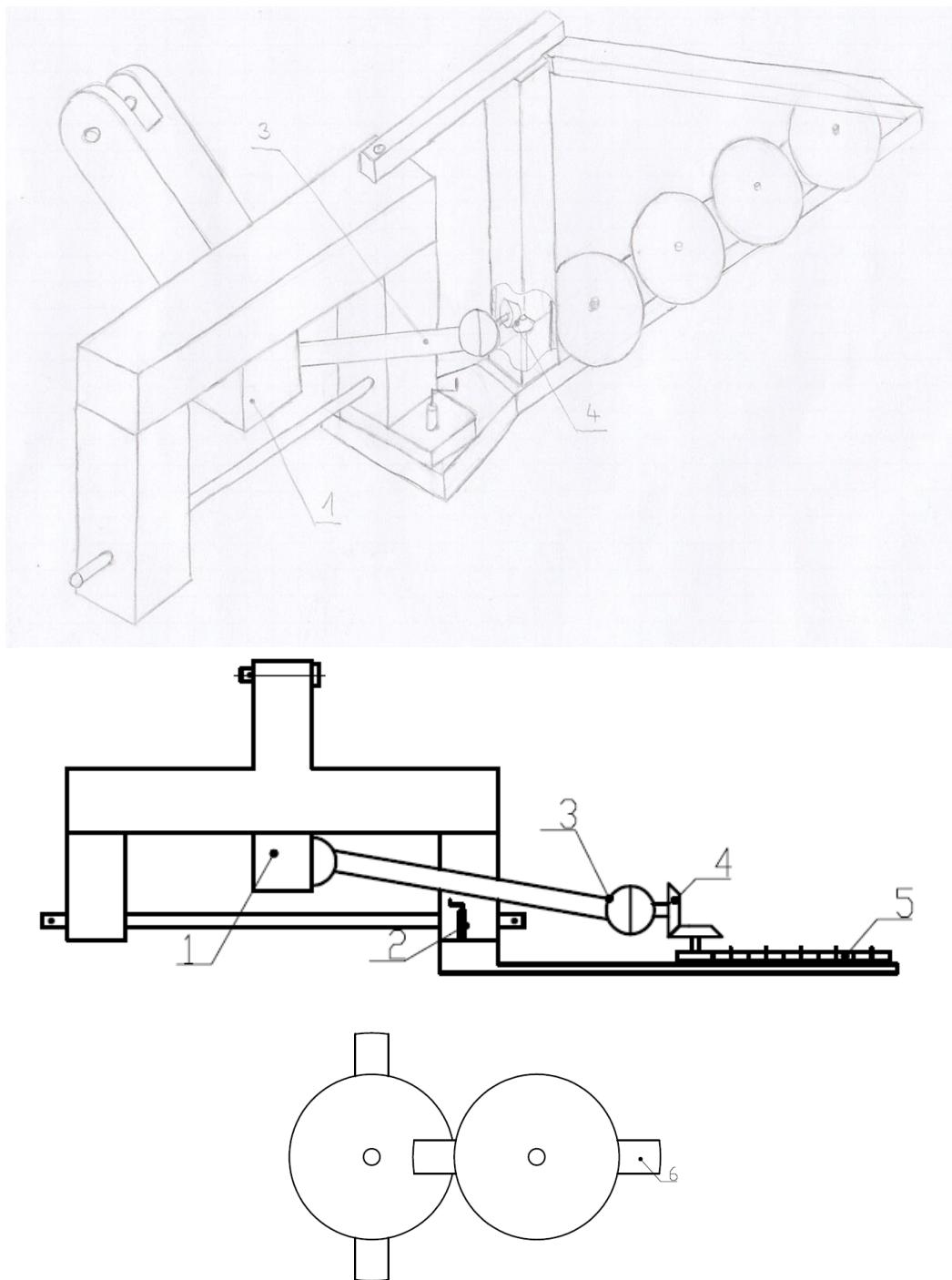


Slika 11. Koncept 1

Prihvata koncepta 1 na traktor se vrši priključkom u tri točke. Gornja točka spaja se zatikom (4) i osiguračem, dok se na donje točke spajaju uz pomoć osovina zavarenih na konstrukciju

(5) i osiguračem. Uređaj se postavlja u bočni/stražnji položaj rotacijom oko osovine (6). Olakšanu rotaciju glavnog kraka omogućuju klizni ležajevi (7), a zatik (9) sprečava okretanje. Oslanjanje pri pohranjivanju omogućuje pomična poluga sa zatikom. Prijenos momenta vrši se preko kardanskog vratila (1) koje moment prenosi na kutni prijenosnik (2). Moment se dalje prenosi remenskim prijenosom (3), koji ujedno onemogućuje preopterećenje uređaja. Košnja trava vrši se čeličnim noževima koji su vijcima pričvršćeni na bubenjeve. Za zaštitu se koristi sami oblik konstrukcije, polimerna zavjesa i dodatni bočni lim. Bočni lim ujedno služi i za spriječavanje udara bubenjeva u površinu košnje.

4.4. Koncept 2



Slika 12. Koncept 2

Prihvata koncepta 2 na traktor se vrši priključkom u tri točke. Gornja točka spaja se zatikom i osiguračem, dok se na donje točke spajaju uz pomoć osovina, zatika i osigurača. Uređaj se postavlja u bočni/stražnji položaj rotacijom oko osovine, a u željeni položaj se učvršćuje ručno pomoću vretena. Oslanjanje uređaja pri pohranjivanju ostvaruje se nogom čija se visina regulira vijkom. Oblikom nosive konstrukcije onemogućava se udar komponenti za rezanje u

površinu košnje. Moment s traktora prenosi se kardanskim vratilom preko kutnog prijenosnika (1) do drugog kardanskog vratila (3). Stožnicima (4) se dalje moment prenosi do zupčanika (5). Svaki zupčanik pokreće po jedan disk koji nosi čelične noževe pričvršćene vijcima. Ograničavanje duljine odbacivanje trave i zaštita korisnika se ostvaruje oblikom glavne konstrukcije i polimernom zavjesom.

4.5. Vrednovanje koncepata

Nakon generiranja koncepata pristupa se njihovom ocjenjivanju i usporedbi. Korišteno je vrednovanje metodom težinskih faktora. Svakom kriteriju vrednovanja procijenjen je težinski faktor na osnovi pretpostavke važnosti pojedinog kriterija. Potom se ocjenjuje svako rješenje zasebno za svaki kriterij. Raspon ocjena je sljedeći:

- 0 - nezadovoljavajuće ispunjava kriterij,
- 1 - loše ispunjava kriterij,
- 2 - dobro ispunjava kriterij,
- 3 - vrlo dobro ispunjava kriterij,
- 4 - izvrsno ispunjava kriterij.

Tablica 6. Vrednovanje koncepata

Kriterij	Težinski faktor	Koncept 1		Koncept 2	
		Ocjena	Težinska ocjena	Ocjena	Težinska ocjena
Brzina košnje/ efikasnost	0,2	3	0,6	3	0,6
Kvaliteta reza	0,2	4	0,8	4	0,8
Kompaktnost	0,2	2	0,4	3	0,6
Jednostavnost izvedbe	0,5	3	1,5	2	1,0
Pouzdanost	0,5	3	1,5	2	1,0
Sigurnost uređaja	0,4	3	1,2	3	1,2
Cijena/jednostavnost održavanja i čišćenja	0,2	4	0,8	3	0,6
Estetika	0,1	2	0,2	3	0,3
Zbroj	2,3	7,0		6,1	

Usporedbom se dolazi do zaključka da je koncept 1 bolji od koncepta 2, ponajviše zbog jednostavnosti izvedbe. Na osnovi ovog vrednovanja koncept 1 odabran je daljnju konstrukcijsku razradu.

5. PRORAČUN

Potrebno je naglasiti da se u nekim slučajevima prilikom proračuna više komponentni se paralelno računalo i modeliralo zbog njihove međuvisnosti. Također, nekoliko puta bilo je potrebno izvršiti i iteraciju. Proračun će se pokušati prikazati slijedom izračunavanja, iako to neće uvijek biti moguće zbog već spomenute iteracije. Nakon što je cijeli uređaj definiran svojim dimenzijama i geometrijom izvršena je provjera unaprijed pretpostavljenih parametara, te po potrebi je izvršena korekcija i ponovljen proračun.

5.1. Mehanizam za sječenje

Proučavanjem konkurenčkih proizvoda i ostalih uređaja za košnju rotacijskim gibanjem dolazi se do podatka da brzina vrha oštice noža mora biti $v_n = 80 \dots 90 \text{ m/s}$. Iz tog podatka, i konceptualnog rješenja koje predviđa dva nosača noževa udaljenih za 1 m, izračunava se potrebni broj okretaja vratila nosača za zadalu širinu košnje od 2 m.

$$n_n = \frac{v_n}{2r\pi} = \frac{90}{2 \cdot 0,5 \cdot \pi} = 28,65 \text{ s}^{-1} \approx 1700 \text{ min}^{-1}$$

Izlazna brzina vrtnje traktora je standardizirana i iznosi $n_t = 540 \text{ min}^{-1}$ iz čega slijedi potreban prijenosni omjer uređaja:

$$i = \frac{n_t}{n_n} = \frac{540}{1700} = 0,318$$

5.2. Potrebna snaga

Potrebna snaga za pogon uređaja izračunata je iz dinamičkih momenata inercije dijelova uređaja. Dinamički momenti inercije procjenjeni su na temelju sličnih komponenata ili modeliranjem u programskom paketu Pro/ENGINEER.

Dinamički moment inercije sklopa noževa:

$$I_{sn} = \frac{m_{sn} \cdot r_{sn}^2}{2} = \frac{0,4 \cdot 0,4^2}{2} = 0,032 \text{ kgm}^2$$

Dinamički moment inercije remenica:

$$I_r = \frac{m_r \cdot r_r^2}{2} = \frac{10 \cdot 0,2^2}{2} = 0,2 \text{ kgm}^2$$

Dinamički moment inercije vratila, multiplikatora, kardanskog vratila i ostalog:

$$I_{ost} = 0,5 \text{ kgm}^2$$

Ukupni dinamički moment inercije:

$$I_{uk} = 2I_{sn} + 4I_r + I_{ost} = 2 \cdot 0,032 + 4 \cdot 0,2 + 0,5 = 1,364 \text{ kgm}^2$$

Vrijeme puštanja uređaja u rad:

$$t = 3 \text{ s}$$

Ubrzanje:

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{178}{3} = 59,33 \text{ rad/s}^2$$

Kutna brzina:

$$\omega = \frac{n_n \cdot \pi}{30} = \frac{1700\pi}{30} = 178 \text{ rad/s}$$

Iz toga slijedi potreban moment i snaga:

$$T = I_{uk} \cdot \varepsilon = 1,364 \cdot 59,33 = 80,93 \text{ Nm}$$

$$P = T \cdot \omega = 80,93 \cdot 178 = 14405 \text{ W} = 14,4 \text{ kW}$$

Iskoristivosti pojedinih dijelova uređaja:

$\eta_l = 0,99$ – iskoristivost ležajeva

$\eta_{lr} = 0,95$ – iskoristivost remenskog prijenosa

$\eta_k = 0,98$ – iskoristivost kardanskog vratila

$\eta_m = 0,9$ – iskoristivost multiplikatora

Ukupna iskoristivost:

$$\eta_{uk} = \eta_l^2 \cdot \eta_r^2 \cdot \eta_k \cdot \eta_m = 0,99^2 \cdot 0,95^2 \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 0,78$$

$$P_{potr} = \frac{P}{\eta_{uk}} = \frac{14,4}{0,78} = 18,46 \text{ kW}$$

Potrebna snaga odgovara snazi sličnih uređaja. Za daljnji proračun odabrana je snaga radnog stroja $P_{RS} = 20 \text{ kW}$.

5.3. Odabir kutnog multiplikatora

Multplikator je odabran prema potrebnom prijenosnom omjeru, snazi i momentu kojeg može prenositi. Izlazni moment na kardanu:

$$T_k = \frac{P_{RS}}{\omega_k} = \frac{20\ 000}{\frac{540\pi}{30}} = 353 \text{ Nm}$$

Prema izračunatim podacima odabran je multiplikator proizvođača Bondioli & Pavesi serije 3000, model 3035.

Prijenosni omjer multiplikatora jednak je: $i_m = 1/2,3$

Izlazni moment multiplikatora: $T_m = 150 \text{ Nm}$

Izlazna brzina vrtnje multiplikatora: $n_m = 1242 \text{ min}^{-1}$



Slika 13. Multiplikator Bondioli & Pavesi serije 3000

5.4. Remenski prijenos

Na izlazno vratilo multiplikatora spaja se remenica prvog remenskog prijenosa koja prenosi snagu do druge remenice. Druga remenica okreće prvo vratilo sa nosačima noževa i dalje prenosi snagu na drugo vratilo s nosačima noževa. Proračun oba remenska prijenosa provoden je prema normi DIN 7753.

5.4.1. Prvi remenski prijenos

Potrebni prijenosni omjer prvog remenskog prijenosa jednak je:

$$i_{r1} = \frac{n_m}{n_n} = \frac{1242}{1700} = 0,73$$

Optimalna brzina vrtnje za najpovoljniji prijenos snage je za normalne klinaste remene kod $v = 20 \text{ m/s}$, a za uske klinaste remene kod približno $v = 30 \text{ m/s}$.

Brzina remena

$$v \approx d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \approx d_2 \cdot \pi \cdot n_2$$

Prema konstrukcijskim mjerama i optimalnoj brzini remena određeni su aktivni promjeri remenica:

$$d_1 = 300 \text{ mm}, d_2 = 220 \text{ mm}$$

Provjera brzine remena:

$$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_m = 0,3 \cdot \pi \cdot \frac{1242}{60} \approx 20 \text{ m/s}$$

Obuhvatni kut prve remenice:

$$\cos \frac{\beta}{2} = -\frac{d_2 - d_1}{2e} = -\frac{300 - 220}{2 \cdot 1000} \rightarrow \beta = 175,41^\circ$$

Potrebni razmak osi vratila dobiven je iz konstrukcije $e = 1000 \text{ mm}$.

Kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena je

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta}{2} = 90^\circ - \frac{175,41^\circ}{2} = 2,3^\circ$$

$$\gamma = 2,3^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,0401 \text{ rad}$$

Aktivna duljina klinastog remena:

$$L_a = 2e \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{\gamma}{2} (d_2 - d_1)$$

$$L_a = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{175,41^\circ}{2} + \frac{\pi}{2} (300 + 220) + \frac{0,0401}{2} (300 - 220) = 2816,8 \text{ mm}$$

Odabrana je standardna duljina remena $L_w = 2800$ mm. Ova promjena za sobom povlači promjenu razmaka osi vratila koja sada iznosi $e = 992$ mm.

Prema preprukama norme odabran je SPB remen. Potreban broj klinastih remena određuje se prema formuli:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5}$$

Faktori c i nazivna snaga jednog remena P_N preuzeti su iz [lit]

$$c_1 = 1$$

$$c_2 = 1,1$$

$$c_3 = 0,96$$

$$c_4 = 2,15$$

$$c_5 = 1,05$$

$$P_N = 10,6 \text{ kW}$$

$$z = \frac{20 \cdot 1,1}{10,6 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 2,15 \cdot 1,05} = 0,95$$

Slijedi da je potreban broj SPB klinastih remena $z = 1$.

5.4.2. Drugi remenski prijenos

Vratila koja nose noževe imaju jednaku brzinu vrtnje i iz toga slijedi

$$i_{r2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1700}{1700} = 1$$

Iz promjera remenica i brzina vrtnje slijedi da je i aktivni promjer remenica jednak

$$d_2 = 220 \text{ mm}$$

Kako je prijenosni omjer $i_{r2} = 1$ iz toga nužno slijedi da je obuhvatni kut

$$\beta = 180^\circ$$

Kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena je

$$\gamma = 0$$

Potrebni razmak osi vratila dobiven je iz zadane širine zahvata košnje $e = 1000$ mm.

Aktivna duljina klinastog remena:

$$L_a = 2e \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{\gamma}{2}(d_2 - d_1)$$

$$L_a = 2 \cdot 1000 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} + \frac{\pi}{2}(220 + 220) + 0 = 2691 \text{ mm}$$

Odabrana je standardna duljina remena $L_w = 2700$ mm. Ova promjena za sobom povlači promjenu razmaka osi vratila koja sada iznosi $e = 1004$ mm.

5.5. Proračun vratila

Ulazni moment je

$$T_1 = 150 \text{ Nm}$$

Obodna sila na kinematskoj kružnici remenice prvog remenskog prijenosa:

$$F_{OR1} = \frac{T_1}{\frac{d_{R1}}{2}} = \frac{150}{\frac{0,3}{2}} = 1000 \text{ N}$$

Sila prvog remenskog prijenosa koja opterećuje vratilo

$$F_{RV1} = \frac{F_{OR1}}{k_1} = \frac{1000}{0,755} = 1325 \text{ N}$$

Obuhvatni kut u radijanima iznosi:

$$\beta = 3,06 \text{ rad}$$

$$k_1 = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} = \frac{e^{0,46 \cdot 3,06} - 1}{e^{0,46 \cdot 3,06}} = 0,755$$

Gdje se faktor trenja računa se prema sljedećoj relaciji:

$$\mu = 0,22 + 0,12 \cdot \nu = 0,22 + 0,12 \cdot 20 = 0,49$$

Opterećenje vratila zbog drugog remenskog prijenosa izračunava se prema istim izrazima.

$$T_2 = 75 \text{ Nm}$$

$$F_{OR2} = \frac{T_2}{\frac{d_{R2}}{2}} = \frac{75}{\frac{0,22}{2}} = 682 \text{ N}$$

$$F_{RV2} = \frac{F_{OR2}}{k_2} = \frac{682}{0,764} = 893 \text{ N}$$

$$\beta = 3,14 \text{ rad}$$

$$k_2 = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} = \frac{e^{0,46 \cdot 3,14} - 1}{e^{0,46 \cdot 3,14}} = 0,764$$

Suma sila:

$$\Sigma F_V = 0$$

$$F_{BV} = 2 \cdot G_R = 2 \cdot 10 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N}$$

$$\Sigma F_H = 0$$

$$F_{AH} + F_{BH} + F_{RV2} - F_{RV1} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{AH}(60 + 20 + 270) + F_{RV2}(20 + 270) - F_{RV1} \cdot 270 = 0$$

$$F_{AH} = 282,2 \text{ N}$$

$$F_{BH} = 149,8 \text{ N}$$

Za materijal vratila RSt 42-2 vrijednosti dozvoljenih naprezanja prema [8]

$$\sigma_{fDN,dop} = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{fDI,dop} = 80 \text{ N/mm}^2$$

Momenti savijanja u pojedinim presjecima:

$$M_I = R_A \cdot (60 + 20) + F_{RV2} \cdot 20 = 40436 \text{ Nmm}$$

$$M_{II} = R_A \cdot 60 = 16932 \text{ Nmm}$$

$$M_{III} = R_A \cdot (60 - 10) = 14110 \text{ Nmm}$$

$$M_{IV} = M_V = 0$$

Reducirani momenti u pojedinim presjecima

$$M'_{redI} = \sqrt{M_I^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_{RV1})^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{190}{1,73 \cdot 160} = 0,69$$

$$M'_{redI} = \sqrt{40,436_I^2 + 0,75(0,69 \cdot 150)^2} = 98,322 \text{ Nm}$$

$$M'_{redII} = \sqrt{M_{II}^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_{RV1})^2} = 91,219 \text{ Nm}$$

$$M'_{redIII} = \sqrt{M_{III}^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_{RV2})^2} = 46,986 \text{ Nm}$$

$$M'_{redIV} = M'_{redV} = \sqrt{M_{IV}^2 + 0,75(\alpha_0 \cdot T_{RV2})^2} = 44,817 \text{ Nm}$$

Promjeri vratila:

$$d_I = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M'_{redI}}{\sigma_{fDN,dop}}} = 27,19 \text{ mm}$$

$$d_{II} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M'_{redII}}{\sigma_{fDN,dop}}} = 26,52 \text{ mm}$$

$$d_{III} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M'_{redIII}}{\sigma_{fDN,dop}}} = 21,25 \text{ mm}$$

$$d_{IV} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M'_{redIV}}{\sigma_{fDN,dop}}} = 20,92 \text{ mm}$$

Kontrolni proračun presjeka IV-IV zbog utora za pero

$$d_{IV} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{RV1}}{\tau_{tDI,dop}}} = 9,84 \text{ mm}$$

Povećanje promjera radi utora za pero $t = 4,1 \text{ mm}$.

$$d_{IV} = 9,84 + 4,1 = 13,94 \text{ mm}$$

Odobrani su sljedeći promjeri vratila:

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

$$d_1 = 28 \text{ mm}$$

$$d_1 = 31 \text{ mm}$$

$$d_1 = 25 \text{ mm.}$$

Faktori oblika prema presjecima su prema [7].

Presjek I-I i II-II:

Vlačna čvrstoća materijala St 42-2 iznosi:

$$R_m = 460 \text{ N/mm}^2$$

$$\beta_{ktI} = 1,8$$

$$\beta_{ftI} = 1,7$$

Presjek III-III:

$$\beta_{ktIII} = 1,8$$

$$\beta_{ftIII} = 1,45$$

Presjek IV-IV:

$$\beta_{ktIV} = 1,8$$

$$\beta_{ftIV} = 1,3$$

Kontrola presjeka:

Presjek I-I i II-II:

$$\sigma_{redI} = \frac{M_{redI}}{W_1} = \frac{175374}{2155,1} = 81,38 \text{ N/mm}^2$$

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 28^3}{32} = 2155,1 \text{ mm}^3$$

$$M_{redI} = \sqrt{(M_I \cdot \beta_{ftI})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{RV1} \cdot \beta_{ktI})^2} = 175374 \text{ Nmm}$$

$$S_{II} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_1 \cdot b_2}{\sigma_{redI}} = \frac{190 \cdot 0,91 \cdot 0,93}{81,38} = 1,98 > S_{potr} = 1,5$$

Faktori b1, b2, σ_{fDN} i Spotr prema [7].

$$b_1 = 0,91$$

$$b_1 = 0,93$$

$$\sigma_{fDN} = 190 \text{ N/mm}^2$$

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

Presjek III-III:

$$\sigma_{redIII} = \frac{M_{redIII}}{W_3} = \frac{83224}{2155,1} = 38,62 \text{ N/mm}^2$$

$$W_3 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 28^3}{32} = 2155,1 \text{ mm}^3$$

$$M_{redIII} = \sqrt{(M_{III} \cdot \beta_{ftIII})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_{RV3} \cdot \beta_{ktIII})^2} = 175374 \text{ Nmm}$$

$$S_{III} = \frac{\sigma_{fDN} \cdot b_1 \cdot b_2}{\sigma_{redIII}} = \frac{190 \cdot 0,91 \cdot 0,93}{38,62} = 4,16 > S_{potr} = 1,5$$

$$b_1 = 0,91$$

$$b_1 = 0,93$$

Presjek IV-IV:

$$\tau_{tIV} = \frac{T_{RV2}}{W_p} = \frac{75000}{3068} = 24,45 \text{ N/mm}^2$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_4^3}{16} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} = 3068 \text{ mm}^3$$

$$S_{IV} = \frac{\tau_{tDI} \cdot b_1 \cdot b_2}{\tau_{tIV} \cdot \beta_{IV}} = \frac{160 \cdot 0,92 \cdot 0,88}{24,45 \cdot 1,3} = 4,08 > S_{potr} = 1,5$$

$$b_1 = 0,92$$

$$b_1 = 0,88$$

$$\tau_{tDI} = 160 \text{ N/mm}^2$$

5.6. Odabir ležajeva vratila

Ležajevi vratila moraju preuzeti ujedno aksijalnu i radikalnu komponentu sile. Slobodno ležajno mjesto A preuzima samo radikalnu komponentu sile, dok čvrsto ležajno mjesto preuzima radikalnu i aksijalnu komponentu sile. Proračun nosivosti za valjne ležajeve izvšen je prema standardu DIN 622.

5.6.1. Slobodno ležajno mjesto A

Potrebni vijek trajanja ležajeva za gospodarske strojeve iznosi $L_h = 4000 - 8000$ h.
Odabrano je:

$$L_h = 8000 \text{ h}$$

Broj okretaja vratila iznosi:

$$n_n = 1700 \text{ min}^{-1}$$

Dinamička opterećenost ležaja

$$C_1 = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t}$$

Gdje je:

Faktor vijeka trajanja

$$f_L = \sqrt[\varepsilon]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{8000}{500}} = 2,52$$

Za kuglične ležajeve vrijedi prema [20]

$$\varepsilon = 3$$

Faktor broja okretaja

$$f_n = \sqrt[\varepsilon]{\frac{33\frac{1}{3}}{n_n}} = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{3}}{1700}} = 0,19$$

Faktor temperature

$$f_t = 1 - \text{za radnu temperaturu } t < 150^\circ\text{C}$$

Ekvivalentno dinamičko opterećenje ležaja

$$P = F_{AH} = 0,2822 \text{ kN}$$

$$C_1 = 0,2822 \cdot \frac{2,52}{0,19 \cdot 1} = 3,74 \text{ kN}$$

5.6.2. Čvrsto ležajno mjesto B

Ležajno mjesto B preuzima aksijalnu i radijalnu komponentu sile.

Potrebni vijek trajanja ležajeva i brzina vrtnje su jednaki kao i za ležaj A, pa slijede da su i faktori f_L , f_n i f_t također jednaki.

$$f_L = 2,52$$

$$f_n = 0,19$$

$$f_t = 1$$

Ekvivalentno dinamičko opterećenje ležaja u ovom slučaju je:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Gdje je

$$F_r = F_{BH} = 149,8 \text{ N}$$

$$F_a = F_{BV} = 196,2 \text{ N}$$

Dinamički proračunski faktori određuju se prema odnosima $e = f(F_a/C_o)$ i $F_a/F_r \leq e$ ili $F_a/F_r > e$.

$$\text{Odnos } \frac{F_a}{F_r} = \frac{196,2}{149,8} = 1,31$$

$$C_0 = 7800 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{196,2}{7800} = 0,025$$

Iteracijom se dolazi do sljedećih podataka:

$$\frac{F_a}{F_r} = 1,31 > e = 0,2136 \rightarrow X = 0,56$$

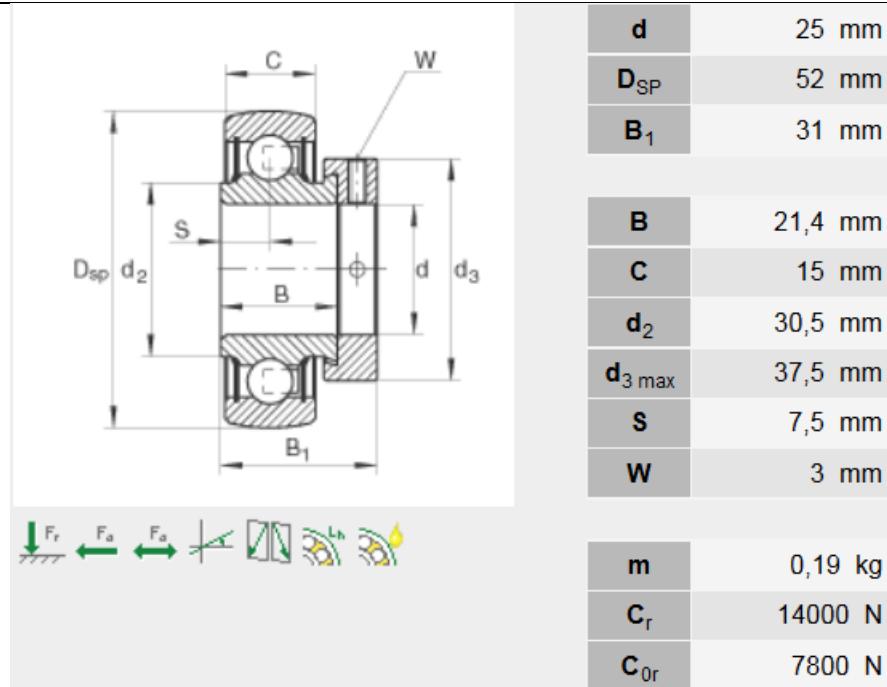
$$Y = 2,056$$

$$P = 0,56 \cdot 149,8 + 2,056 \cdot 196,2 = 487,28 \text{ N}$$

Dinamička opterećenost ležaja jednaka je

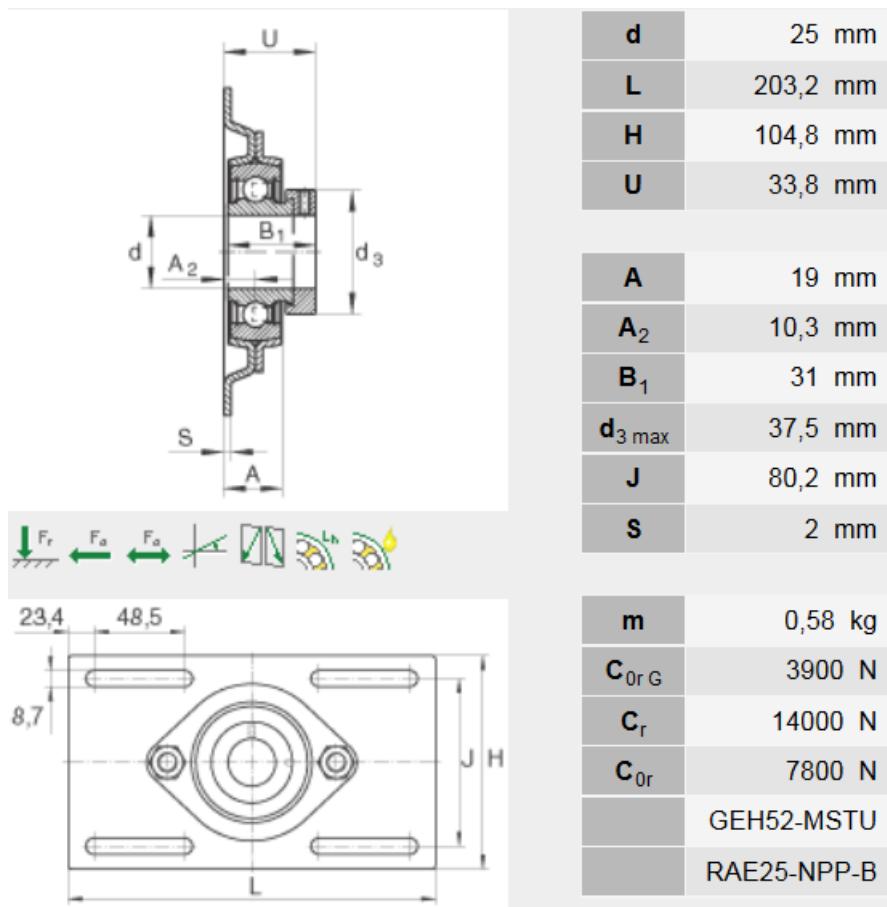
$$C_1 = P \cdot \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} = 487,28 \cdot \frac{2,52}{0,19 \cdot 1} = 6462,87 \text{ N}$$

Za oba ležajna mjesta odabrani su kuglični ležajevi RAE25-NPP-B proizvođača FAG.



Slika 14. Ležaj FAG RAE25-NPP-B

Uz ovaj ležaj odabrana su kućišta MSTU25 prikladna za ove ležajeve istog proizvođača.



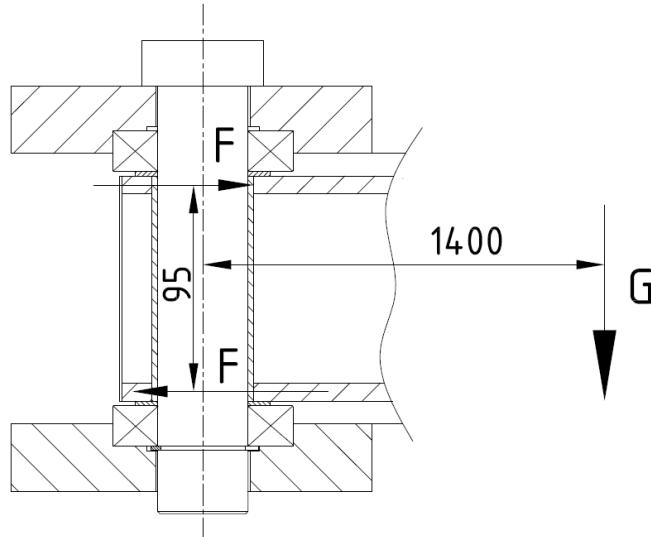
Slika 15. Kućište ležaja FAG MSTU25

Provjera nužnog uvjeta nosivosti ležaja:

$$C_1 = 6462,87 \text{ N} < C = 14000 \text{ N}$$

Uvjet je zadovoljen.

5.7. Proračun spoja za okretanje kraka

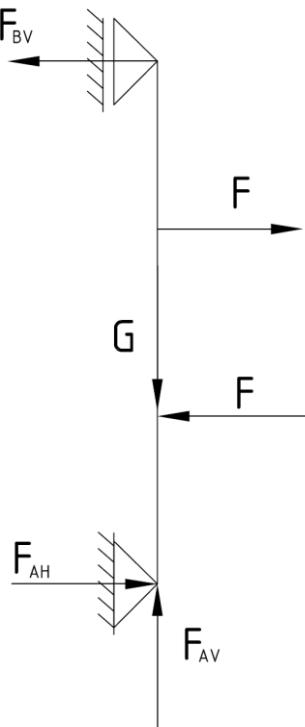


Slika 16. Shema spoja za okretanje kraka

Procjenjena masa koju nosi krak nosača je $m = 200 \text{ kg}$.

$$M = 200 \cdot 9,81 \cdot 1400 = 2746800 \text{ N}$$

$$F = \frac{M}{95} = 29856,5 \text{ N}$$



Slika 17. Shema opterećenja spoja

$$\sum F_V = 0$$

$$F_{AV} = G = 1962 \text{ N}$$

$$\sum F_H = 0$$

$$F_{AH} = F_{BH}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F \cdot 23 - F \cdot (95 + 23) + F_{BH} \cdot (23 + 95 + 23) = 0$$

$$F_{BH} = 9952,16 \text{ N}$$

Smično naprezanje u svornjaku jednako je

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{29857}{1256,64} = 23,80 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je

$$A_s = \frac{d_s^2 \pi}{4} = 1256,64 \text{ mm}^2$$

Materijal svornjaka $d_s = 40 \text{ mm}$ je St 70-2.

Pojednostavljeno naprezanje na savijanje svornjaka, koje je ujedno i veće od realnog, izračunava se prema formuli:

$$\sigma_{f,s} = \frac{0,5F \cdot l}{0,1 \cdot d_s^3} = \frac{0,5 \cdot 29857 \cdot 80}{0,1 \cdot 40^3} = 186,61 \text{ N/mm}^2$$

Dopušteno naprezanje za materijal St 70-2 izračunava se prema [1]

$$\sigma_{f,OG} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{f,DI}}{\varphi \cdot \beta_{kf}} = \frac{0,8 \cdot 0,8 \cdot 460}{1 \cdot 1} = 294,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{f,dop} = \frac{\sigma_{f,OG}}{S} = \frac{294,4}{1,5} = 196,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{dop} = 0,8 \cdot \sigma_{dop} = 157 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{f,s} = 186,61 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{f,dop} = 196,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_s = 23,80 \text{ N/mm}^2 < \tau_{dop} = 157 \text{ N/mm}^2$$

5.7.1. Odabir ležajeva spoja za okretanje

Spoj za okretanje se vrlo rijetko koristi, a kad se koristi brzine okretanja su male, te je stoga provoden proračun za staticko opterećenje ležaja:

Staticko ekvivalentno opterećenje

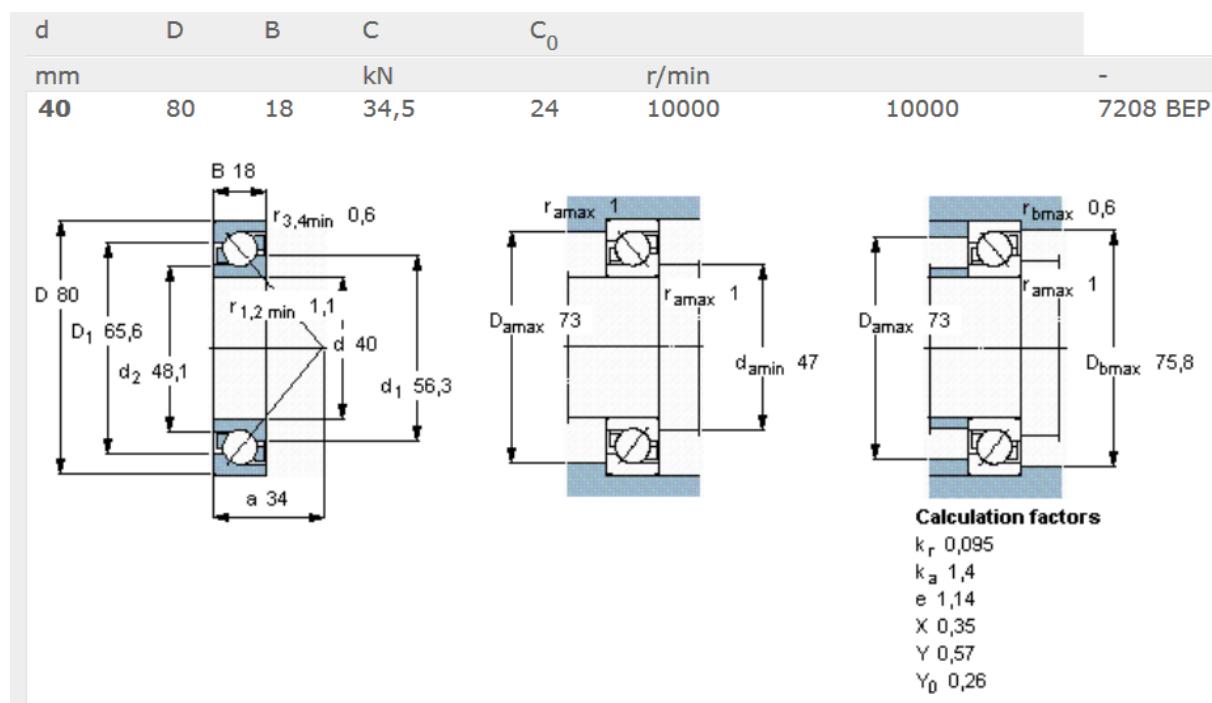
$$F_0 = X_0 F_{r0} + Y_0 F_{a0}$$

Staticko poprečno opterećenje

$$F_{r0} = F_{AZ} = 1962 \text{ N}$$

Staticko uzdužno opterećenje

$$F_{a0} = F_{AX} = 9952,16 \text{ N}$$



Slika 18. Radikalno-aksijalni ležaj

Faktor $X_0 = 0,6$ za kuglične ležajeve, a faktor $Y_0 = 0,26$ uzima se iz kataloga za odabrani ležaj.

$$F_0 = 0,6 \cdot 1962 + 0,26 \cdot 9952,16 = 6481,42 \text{ N}$$

Proračunska statička nosivost ležaja

$$C_{01} = f_s \cdot F_0 = 2,5 \cdot 6481,42 = 16203,55 \text{ N}$$

Gdje je karakteristika statičkog opterećenja za visoke zahtjeve za mirnoću hoda i tarne karakteristike $f_s = 2,5$.

Uvjet statičke nosivosti ležaja je zadovoljen:

$$C_{01} = 16203,55 \text{ N} \leq C_0 = 24000 \text{ N.}$$

5.8. Proračun zavara

Smično naprezanje zavara jednako je

$$\tau_{zav} = \frac{F_{AX}}{A_{||zav}}$$

Dimenzije površine zavara koja nosi smično naprezanje slijede iz konstrukcije, uz pravilo da za kutne zavare vrijedi da je nazivna veličina zavara a jednaka proračunskoj širini zavara δ

$$A_{||zav} = (160 + 2\delta) \cdot \delta = (160 + 2 \cdot 5) \cdot 5 = 850 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{zav} = \frac{9952,16}{850} = 11,71 \text{ N/mm}^2$$

Moment savijanja

$$M_{zav} = F_{AZ} \cdot 112,5 = 220725 \text{ Nmm}$$

Moment otpora presjeka zavara

$$W_{zav} = \left(\frac{(160 + 2 \cdot 5) \cdot (85 + 2 \cdot 5)^2}{6} \right) - \left(\frac{160 \cdot 85^2}{6} \right) = 63041 \text{ mm}^3$$

Naprezanje zavara na savijanje

$$\sigma_{zav} = \frac{M_{zav}}{W_{zav}} = \frac{220725}{63041} = 3,5 \text{ N/mm}^2$$

Ekvivalentno naprezanje zavara

$$\sigma_{red,zav} = \sqrt{\sigma_{zav}^2 + 1,8 \cdot \tau_{zav}^2} = 16,1 \text{ N/mm}^2$$

5.9. Proračun nogu kosilice

Kada se kosilica želi pohraniti u odgovarajuće spremište oslanja se na tri noge. Noge su zavarene na gornji dio konstrukcije, a sastoje se od dva kutijasta profila, zatika za podešavanje visine i osigurača.

Ukupna masa uređaja

$$m = 250 \text{ kg}$$

Pretpostavlja se najnepovoljnije opterećenje kada se kosilica tek počinje oslanjati i cijelu težinu uređaja mora podnijeti jedna noga.

$$F = mg = 250 \cdot 9,81 = 2452,5 \text{ N}$$

Za uži presjek noge koristi se standardni kvadratni profil dimenzija 30x30x2.

Naprezanje iznosi

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{2452,5}{116} = 21,14 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je površina presjeka profila

$$A = 30^2 - 28^2 = 116 \text{ mm}^2$$

Zatik je opterećen smično

$$\tau_z = \frac{F}{2A_z} = \frac{2452,5}{2 \cdot 78,54} = 15,6 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dop} = 54 \text{ N/mm}^2$$

Gdje je površina presjeka zatika

$$A_z = \frac{d^2\pi}{4} = \frac{10^2\pi}{4} = 78,54 \text{ mm}^2$$

Površinski pritisak na zatik jednak je

$$p = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{2452,5}{2 \cdot 4 \cdot 10} = 29,66 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 30 \text{ N/mm}^2$$

Površina nalijeganja

$$a = 4 \text{ mm.}$$

6. ZAKLJUČAK

Još od prve mehanizirane kosilice na tržištu postoji velika potreba za kosilicama, kako privatnih osoba, tako i gospodarstava i komunalnih službi. To je razlog velikom broju kosilica različitih tipova i veličina. Tržište fluktuirala je s trenutnom globalnom ekonomskom situacijom raste potreba za uređajima manje cijene koji još uvijek zadržavaju visokokvalitetne ključne karakteristike, uz zanemarivanje nekih sporednih funkcija. Kao ključne karakteristike uređaja identificirane su kvaliteta reza, kapacitet košnje i sigurnost. Kvaliteta reza dobiva se kako samom kvalitetom noža, tako i velikom obodnom brzinom istog. Velika obodna brzina ostvaruje se velikim polumjerom nosača noža i velikom brzinom vrtnje noževa. Ostvarivanje velikog kapaciteta košnje, također se ostvaruje velikom brzinom vrtnje noževa.

Bočne rotacijske kosilice koje su dostupne na tržištu sastoje se od velike količine dijelova, često i preko tisuću, pa im je stoga i cijena u usporedbi s ostalim tipovima kosilica veća. Kompleksnost bočnih rotacijskih kosilica dolazi iz same potrebe da se rotiraju iz bočnog položaja u stražnji, zbog transporta po prometnicama. Pojednostavljenjem uređaja, odnosno smanjenjem broja dijelova na oko petsto, smanjila se masa uređaja, a samim time i cijena, uz zadržavanje visokog kapaciteta košnje, kvalitete reza i sigurnosti. Pojednostavljenje tj. smanjenje cijene, se ostvarilo smanjenjem broja automatiziranih dijelova. Umjesto takvih dijelova, koriste se dijelovi koji za obavljanje funkcije trebaju ljudsku snagu, najčešće za pozicioniranje i učvršćivanje.

Poboljšanja uređaja moguća su u prvom redu kod izvedbe spoja okretanja kraka, gdje se zbog kompleksnosti tog problema razmatralo najviše različitih rješenja.

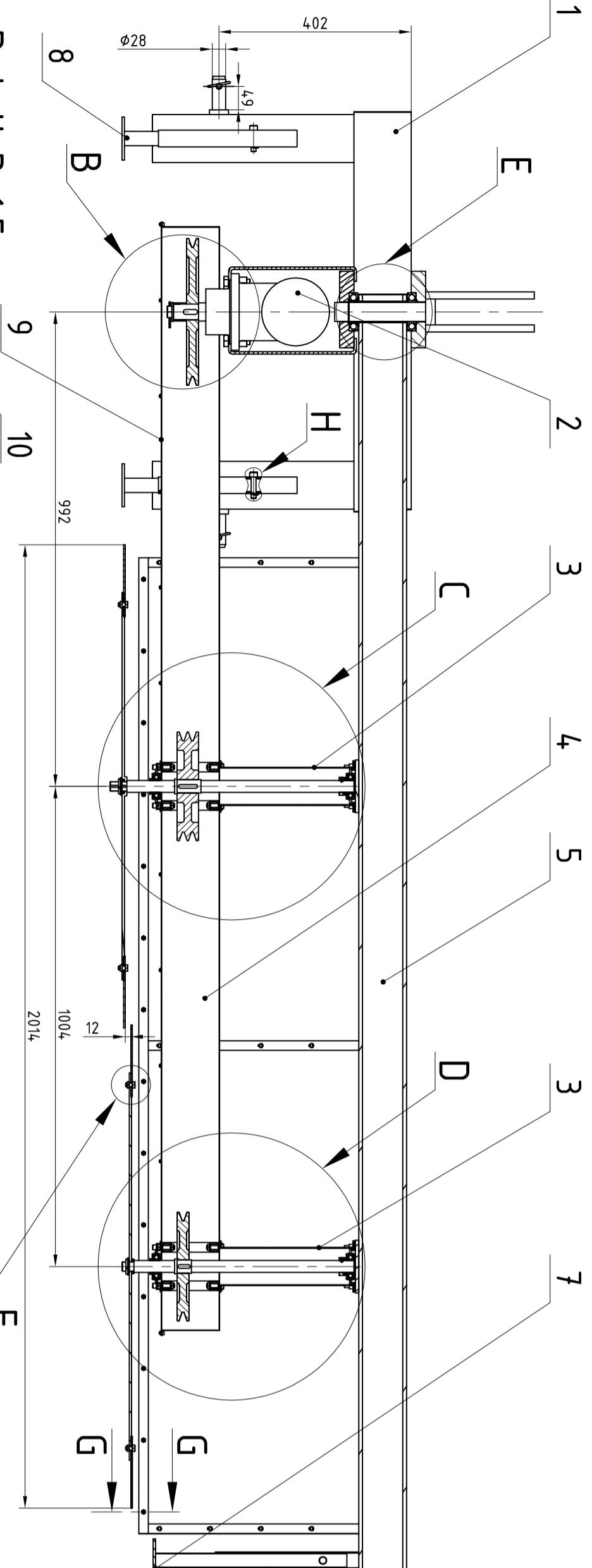
LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 2009.
- [2] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [3] Marjanović, D.: Razvoj proizvoda (predavanja), Zagreb, 2008.
- [4] Marjanović, D.: Teorija konstruiranja – praktikum (predavanja), Zagreb, 2010.
- [5] Tomislav Filetin, Franjo Kovačiček, Janez Indof.: Svojstva i primjena materijala, FSB, Zagreb, 2002.
- [6] <http://www.strojopromet.com>
- [7] Herold, Z.: Vratilo, Zagreb
- [8] Opalić M., Rakamarić P.: Reduktor, Zagreb, 2001.
- [9] <http://www.tractordata.com>
- [10] <http://www.messis.hr>
- [11] <http://www.sip.si>
- [12] <http://www.bellon.it>
- [13] <http://www.bondioli-pavesi.com>
- [14] <http://www.ehow.com>
- [15] <http://www.skf.com>
- [16] <http://medias.schaeffler.de>
- [17] <http://home.howstuffworks.com>
- [18] <http://en.wikipedia.org/wiki/Mower>
- [19] <http://www.galfre.net/en>
- [20] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing-tehnička knjiga , Zagreb, 2006.

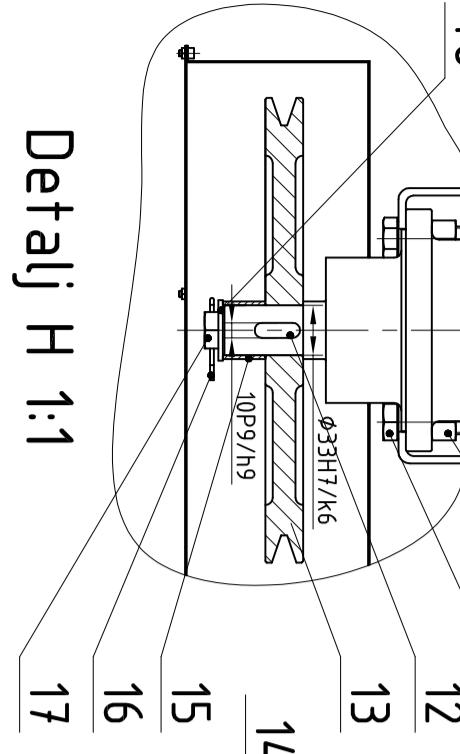
PRILOZI

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

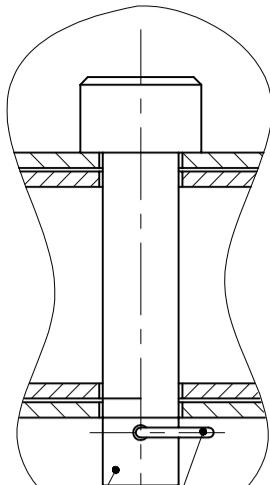
Presjek A-A



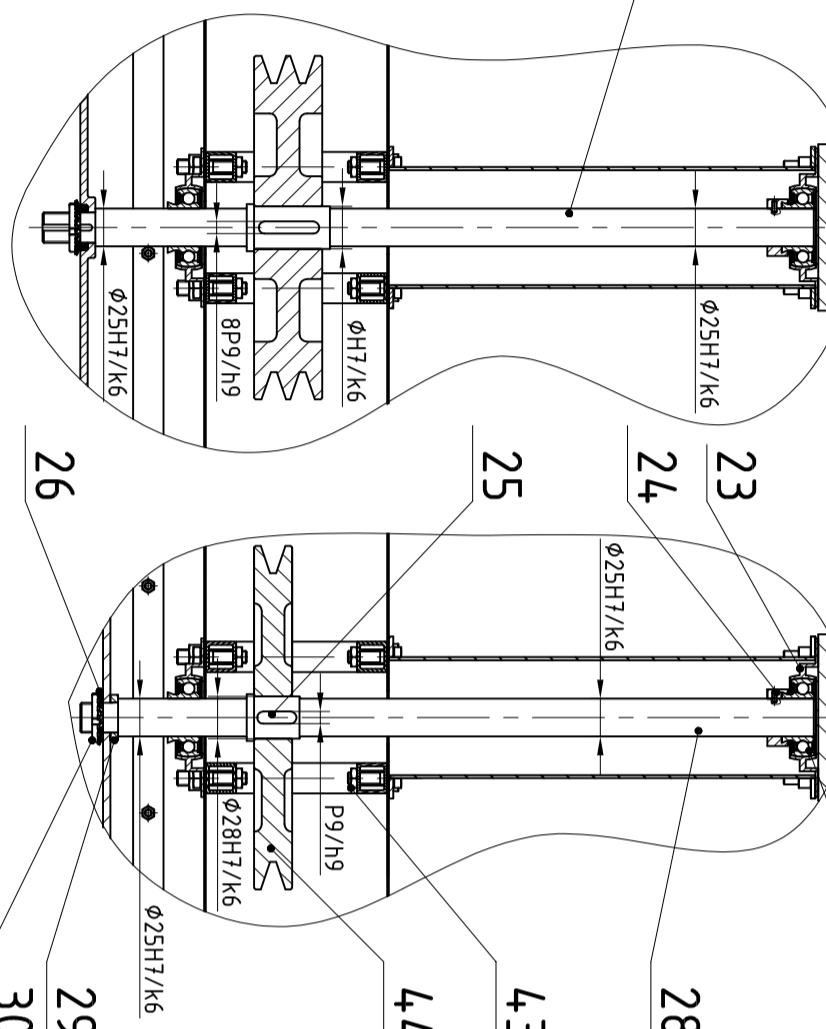
Detalj B 1:5



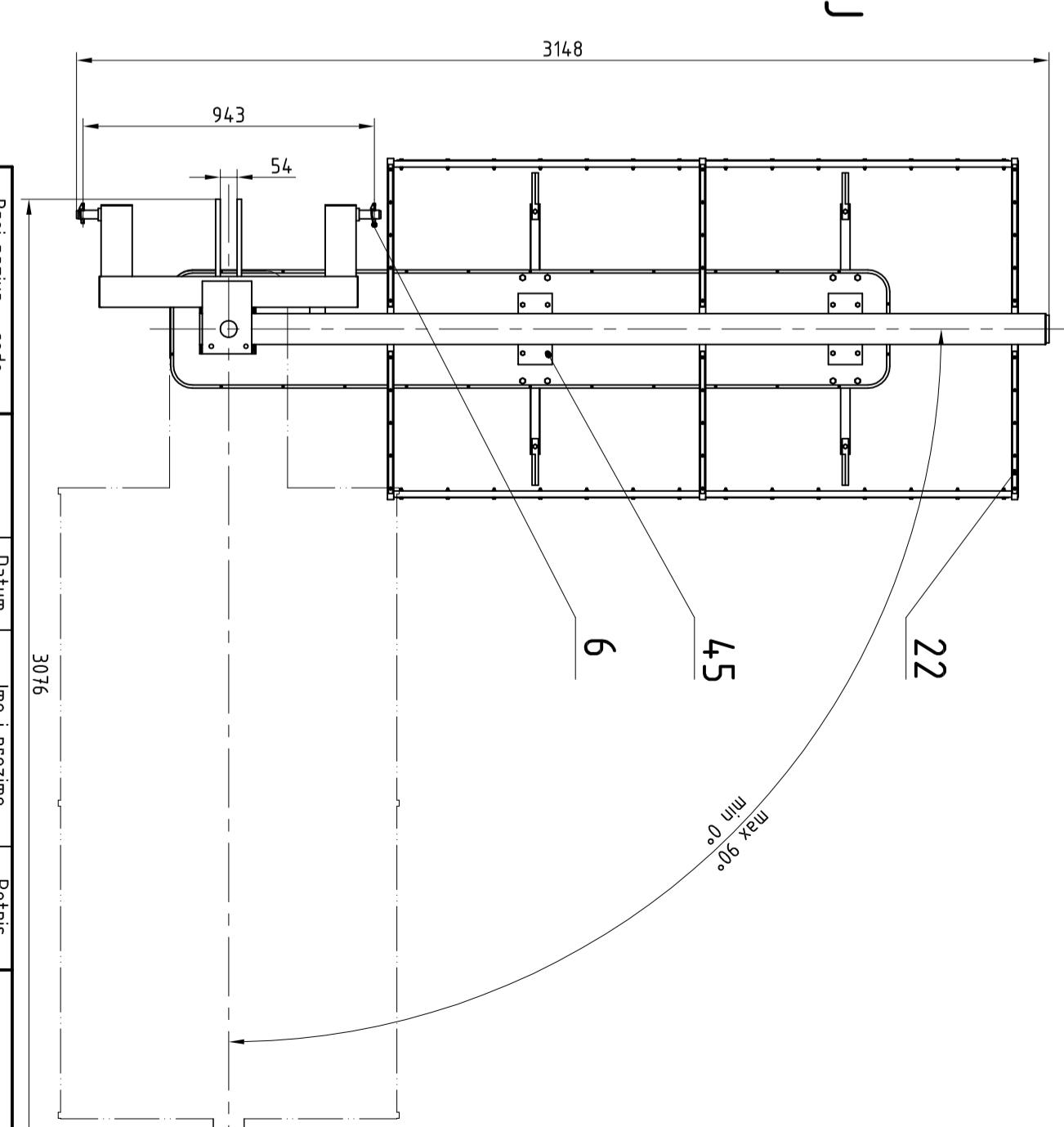
Detalj H 1:1



Detalj C 1:5 Detalj D 1:5



Detalj I 1:1

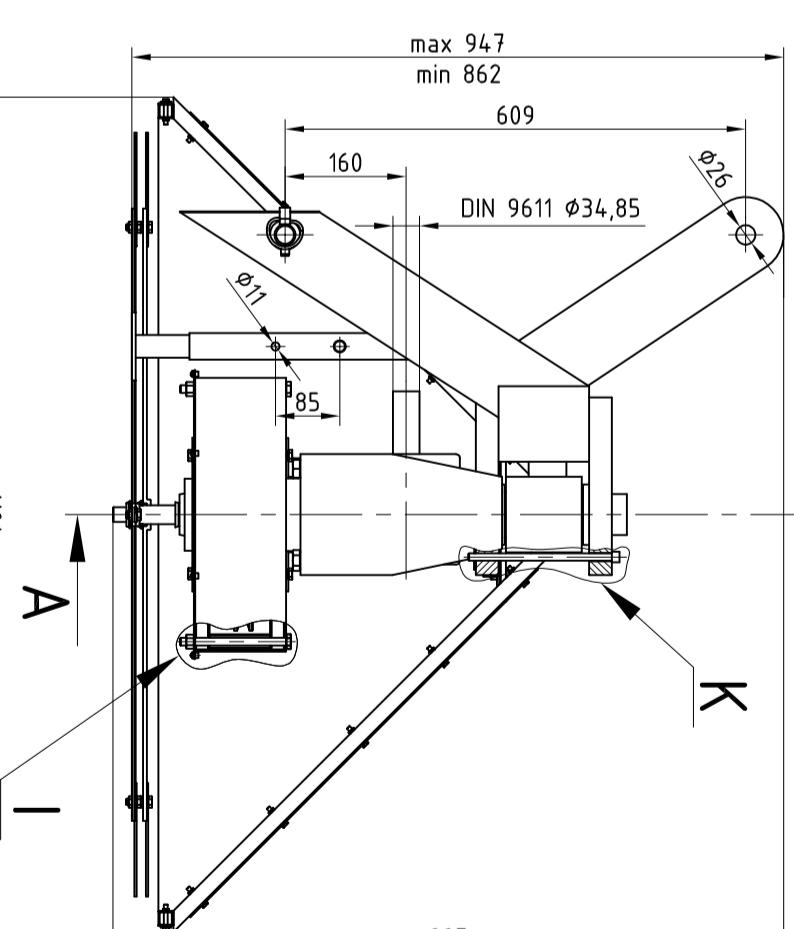
Pogled J
1:20

Detalj F 1:1

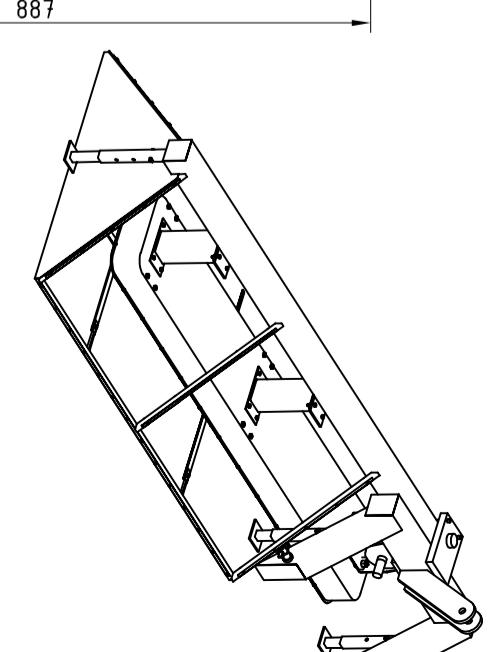
42

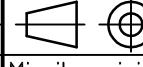
Br. naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	23.2.2014.	Filip Petrović	
Razradio	23.2.2014.	Filip Petrović	
Izrao	23.2.2014.	Filip Petrović	
Pregledao	prof dr sc N. Pavković		

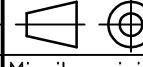
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
	Napomena: Materijal: Napomena: Mjerilo originalna 1:10	R. N. broj: Smjer: konstrukcijski Objekt broj: ZAVRŠNI RAD Naziv: BOČNA ROTACUSKA KOSULICA TRAVE Pozicija: Format: A2 Listova: 3 Crtac broj: ZR-BRK-004 List: 1

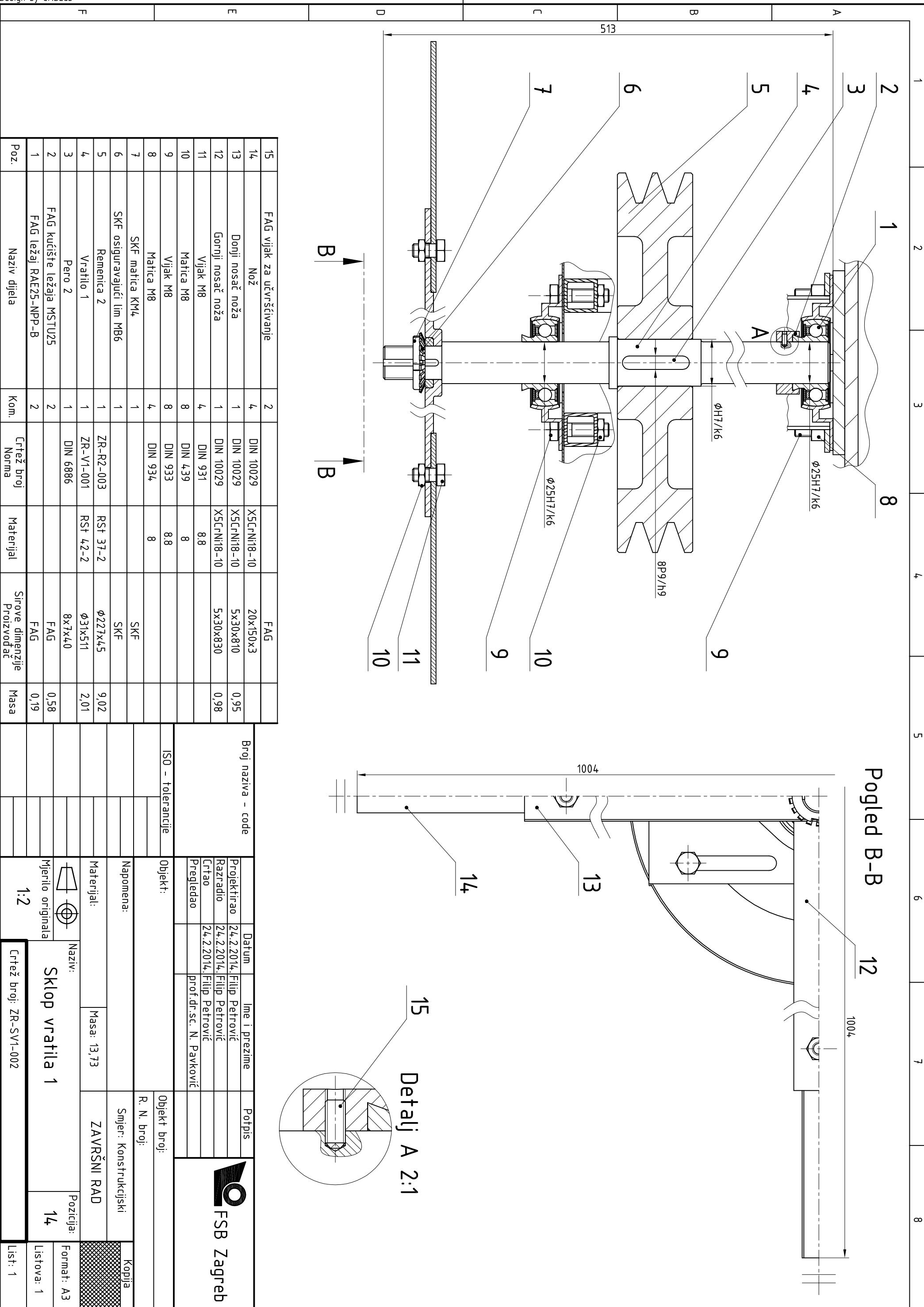


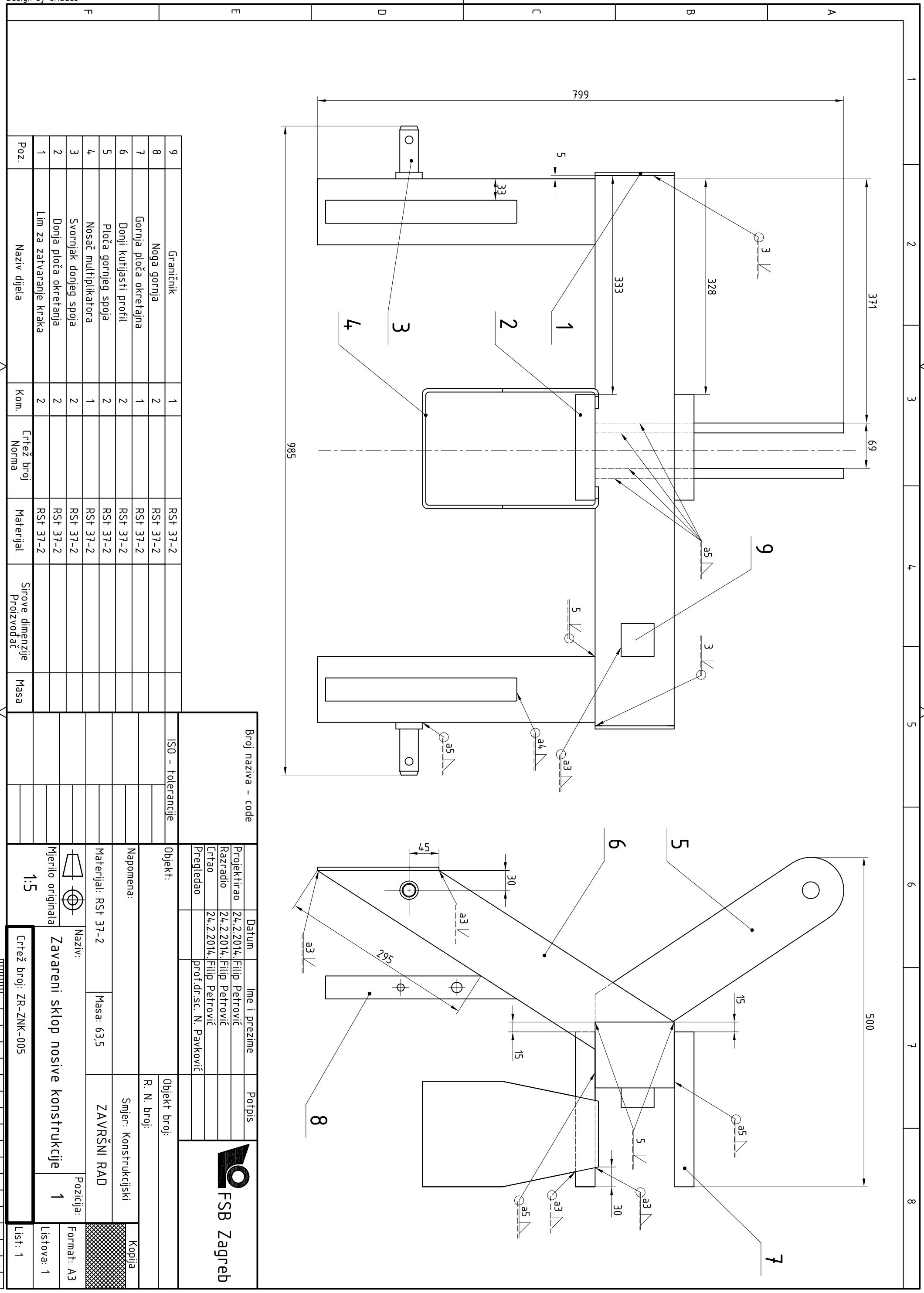
NAPOMENA: Između poz. 5 i poz 39. predviđena je tehnička tkanina SATTLER Complan koja se pričvršćuje pozicijama 41 i 37.

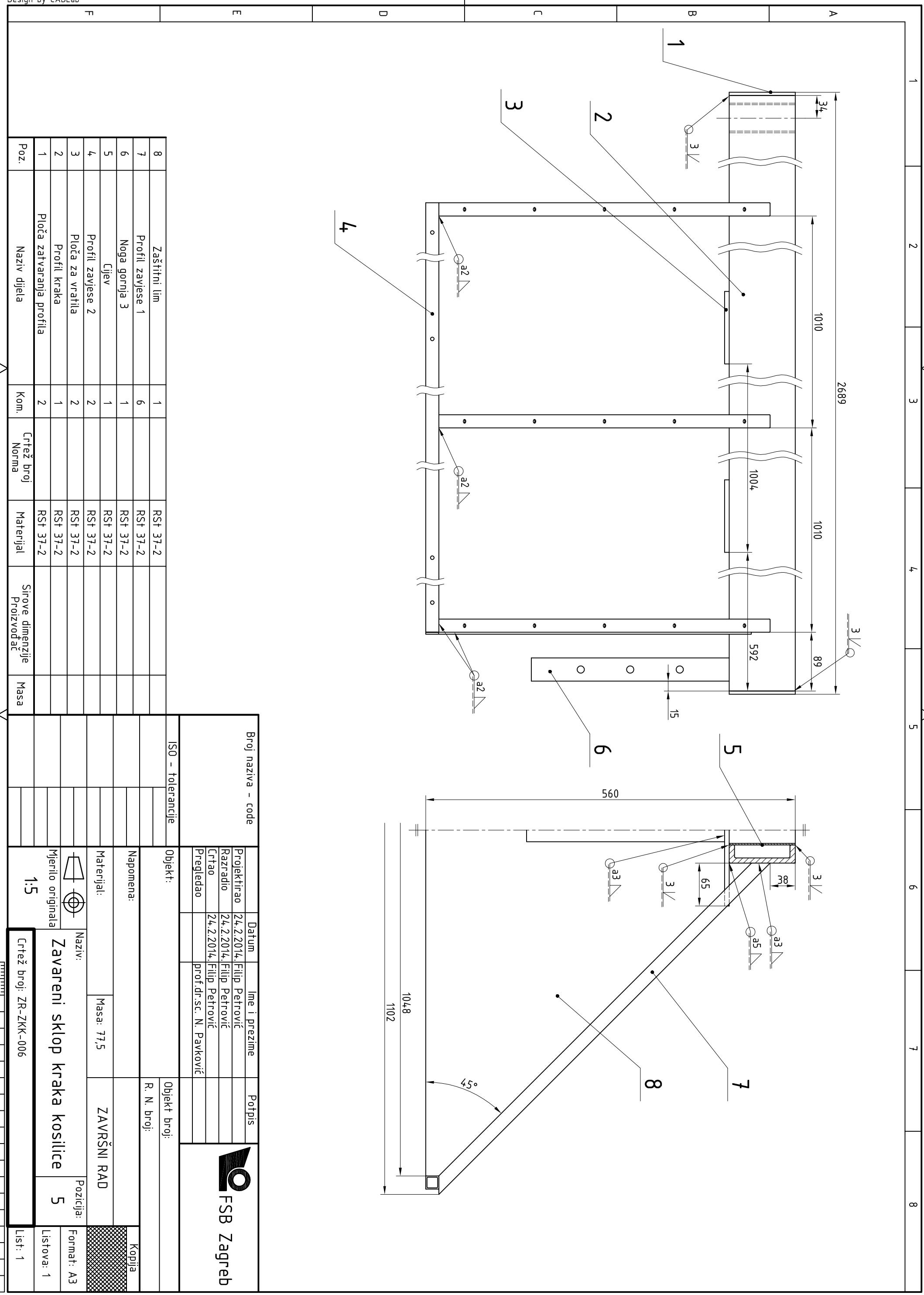


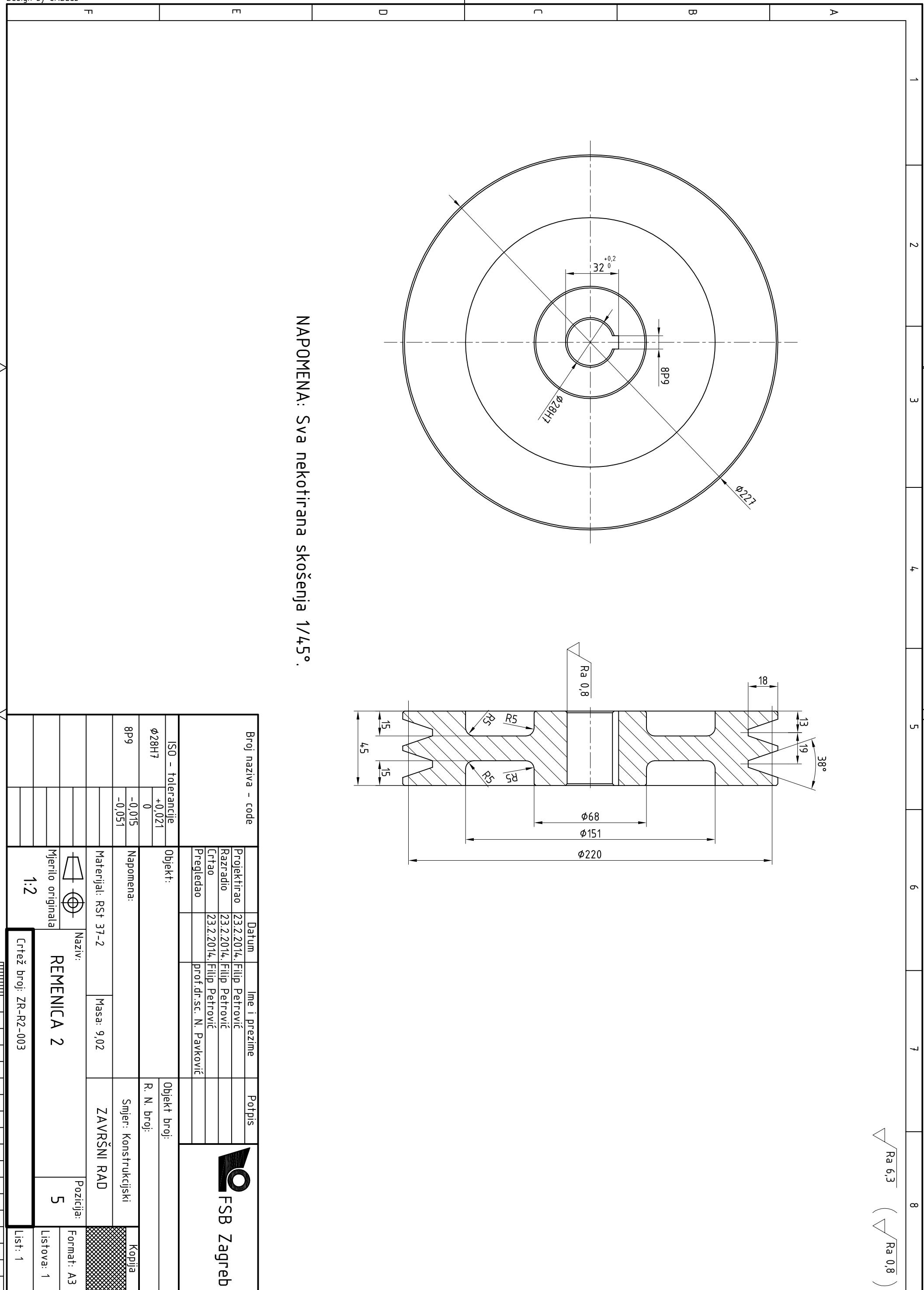
Savjetovanje za izradu tehničkih crteža							
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvodjač	Masa	
37	Matica M5	60	DIN 931	8			
36	Matica M4	24	DIN 439-m	5,6			
35	Vijak M4	24	DIN 912	5,6			
34	Matica M10	8	DIN 934	8			
33	Vijak M10	8	DIN 6914	8,8			
32	Uskočnik ϕ 40	1	DIN 471				
31	Svornjak okretanja	1		St 70-2	ϕ 54x210	2,2	
30	SKF matica KM4	1			SKF		
29	Gornji nosač noža	1	DIN 10029	X5CrNi18-10	5x30x830	0,98	
28	Vratilo 2	1		RSt 42-2	ϕ 31x486	1,9	
27	FAG ležaj RAE25-NPP-B	2			FAG	0,19	
26	SKF osiguravajući lim MB6	1			SKF		
25	Pero 3	2	DIN 6886		8x7x26		
24	FAG vijak za učvršćivanje	2			FAG		
23	FAG kućište ležaja MSTU25	2			FAG	0,58	
22	Lim zaštitne zavjese 1	6		RSt 37-2			
21	SKF ležaj 7208 BEP	2			SKF	0,42	
20	Zatik kraka	2		RSt 37-2	ϕ 14x200	0,1	
19	Zatik noge	3		RSt 37-2	ϕ 16 x55	0,04	
18	Osigurač zatika noge	3	DIN 11024				
17	Vijak M16 Bondioli & Pavesi	1			Bondioli & Pavesi		
16	Rascjepka	1	DIN 94				
15	Distančna cijev	1		RSt 37-2			
14	Sklop vratila 1	1	ZR-SV1-002			13,73	
13	Remenica 1	1		RSt 37-2	307x25	10,1	
12	Pero 1	1	DIN 6886		10x8x30		
11	Vijak M16	4	DIN 931	8,8			
10	Matica M16	4	DIN 934	8			
9	Donje kućište remenskog prijenosa	1				6,48	
8	Noga 1	2				0,8	
7	Noga 3	1				1	
6	Osiguravajući zatik	2	DIN 11023				
5	Zavareni sklop kraka kosilice	1	ZR-ZKK-006			77,5	
4	Gornje kućište remenskog prijenosa	1				12,02	
3	Zavareni sklop zaštite vratila	2		RSt 37-2		2	
2	Multiplikator Bondioli & Pavesi 3035	1			Bondioli & Pavesi	17	
1	Zavareni sklop nosive konstrukcije	1	ZR-ZNK-005	RSt 37-2		63,5	
Broj naziva - code		Objekt:	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb		
		Projektirao	23.2.2014. Filip Petrović				
		Razradio	23.2.2014. Filip Petrović				
		Crtao	23.2.2014. Filip Petrović				
		Pregledao		prof.dr.sc. N. Pavković			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:			
				R. N. broj:			
		Napomena:		Smjer: Konstrukcijski	Kopija		
		Materijal:		Masa:	ZAVRŠNI RAD		
				Naziv: BOČNA ROTACIJSKA KOSILICA TRAVE		Format: A4	
		Mjerilo originala		Pozicija:		Listova: 3	
				Crtež broj: ZR-BRK-004		List: 2	

46	Podložna pločica Bondioli & Pavesi		1			Bondioli & Pavesi	
45	Vijak M8		8	DIN 933	8.8		
44	Remenica 3		1		RSt 37-2	Ø227x25	5,8
43	Matica M8		4	DIN 439	8		
42	Donji nosač noža		1	DIN 10029	X5CrNi18-10	5x30x810	0,95
41	Vijak M5		60	DIN 931	5.6		
40	Nož		4	DIN 10029	X5CrNi18-10	20x150x3	
39	Lim zaštitne zavjese 2		2	DIN 439	RSt 37-2		
38	Vijak M8		4	DIN 931	8.8		
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvodjač	Masa
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	23.2.2014.	Filip Petrović			
		Razradio	23.2.2014.	Filip Petrović			
		Crtao	23.2.2014.	Filip Petrović			
		Pregledao		prof.dr.sc. N. Pavković			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
					R. N. broj:		
		Napomena:			Smjer: Konstrukcijski	Kopija	
		Materijal:		Masa:	ZAVRŠNI RAD		
			Naziv: BOČNA ROTACIJSKA KOSILICA TRAVE			Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala					Listova: 3
			Crtež broj: ZR-BRK-004				List: 3

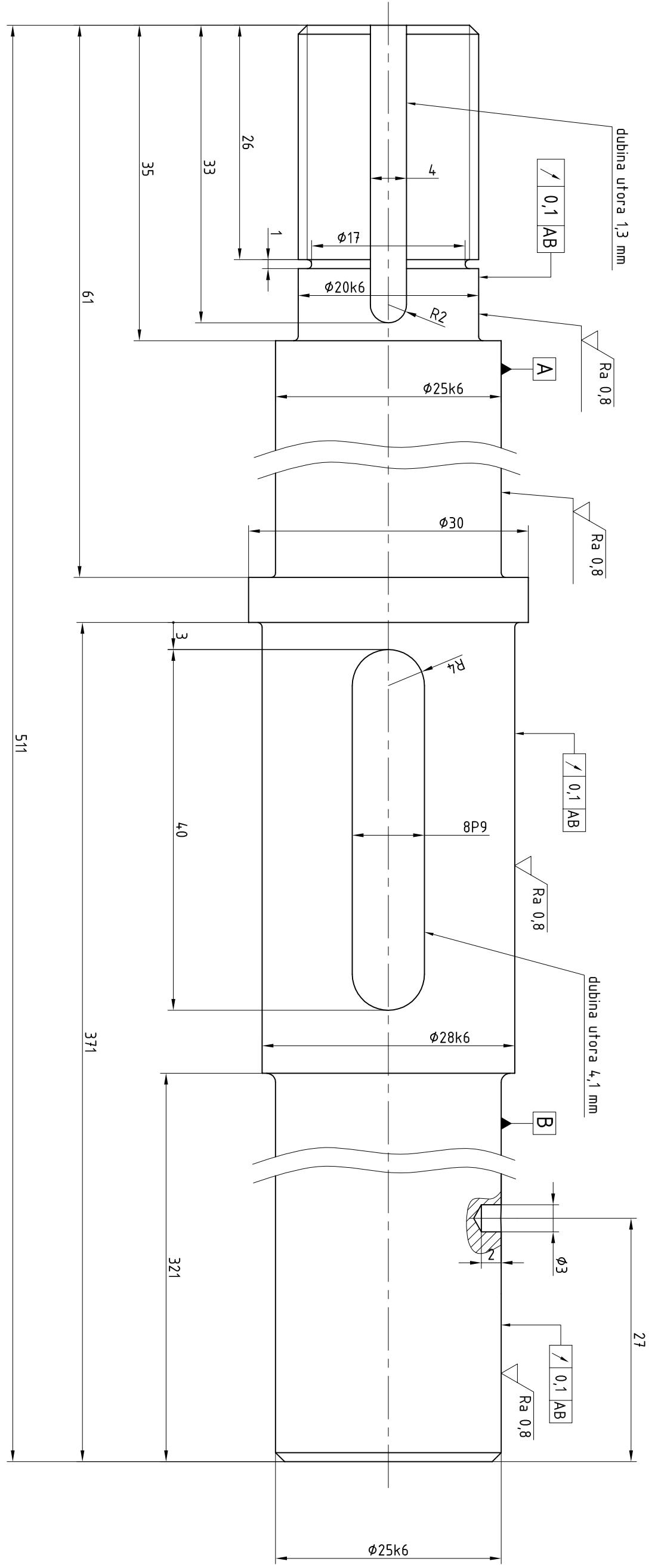








1 ▽ 2 ▽ 3 ▽ 4 △ 5 △ 6 ▽ 7 ▽ 8 ▽ Ra 6,3 (▽ Ra 0,8)



NAPOMENA: Sa obje strane vratila središnji uvrт
oblika A prema normi DIN 332.
Svi nekotirani polujmjeri vratila su R=1 mm.
Sva nekotirana skošenja 1/45°.

ISO - tolerancije

Objekt:	Objekt broj:
+0,015	R. N. broj:
+0,002	
Napomena:	
	Smjer: Konstrukcijski Kopija

ISO - tolerancije

φ28k6	+0,015	
	+0,002	
φ25k6	+0,015	
	+0,002	
φ20k6	+0,015	
	+0,002	
8P9	-0,015	
	-0,051	
Mjerilo originala		

2:1

Crtež broj: ZR-V1-001

List: 1

VRATILO 1

