

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Tomac

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Doc. dr. sc. Milan Kostelac, dipl. ing.

Student:

Ivan Tomac

Zagreb, 2013.

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

Zahvaljujem svom mentoru doc. dr. sc. Milanu Kostelcu na svim komentarima koji su bili od neprocjenjive važnosti tijekom pisanja ovog rada.

Ivan Tomac



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Ivan Tomac**

Mat. br.:0035163311

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **ROTACIJSKI SJEKAČ NISKOGRASLINJA**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Rotational chisel for low plants**

Opis zadatka:

Za sječenje šiblja, niskog raslinja, manjeg grmlja, korova i trave na nepristupačnim mjestima koriste se ručni sjekači ili se manevrom radnog stroja dolazi u potrebnu poziciju sječenja.

Treba konstruirati takav sjekač, koji će omogućiti sječenje i u pozicijama gdje radni stroj nema neposredni pristup kao iza stabla, stupa ograde i sl..

Zadano:

- snaga radnog stroja: $P = 25 \text{ kW}$;
- brzina vrtnje izlaznog vratila: $n = 150 \dots 800 \text{ min}^{-1}$
- prihvat na radni stroj u 3 točke.

U radu je potrebno izraditi:

1. Uvod s tehničkim opisom izvedbi i rada rotacijskih sjekača koje je moguće nabaviti;
2. Dati konceptualna moguća rješenja izvedbi;
2. Proračun s potrebnim proračunskim i konstrukcijskim skicama i izvorom podataka za:
 - nosivu konstrukciju;
 - proračun elemenata pogonskog mehanizma.
3. Dati analizu svih potrebnih opasnosti pri radu s rotacijskim sjekačem, te dati pregled zaštite na radu s istim.
4. Dokumentaciju:
 - sklopni crtež rotacijskog sjekača s potrebnim brojem ortogonalnih projekcija u pogledu i presjeku;
 - radioničke crteže u dogovoru s mentorom.

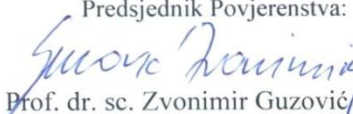
U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
6. prosinca 2012.
Zadatak zadao:

Rok predaje rada:
7. veljače 2013.

Predviđeni datumi obrane:
13. - 15. veljače 2013.


Doc. dr. sc. Milan Kostelac

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK	XI
1. UVOD	1
2. KOSILICE I SJEKAČI	2
2.1. Oscilirajuće (strižne) kosilice	3
2.2. Rotacijske kosilice i sjekači	4
2.3. Cilindrične kosilice	5
2.4. Rotacijske kosilice i sjekači sa osi vrtnje paralelnom s podlogom (freze)	6
3. RAZVOJ PROIZVODA	7
3.1. Definiranje cilja	8
3.2. Morfološka matrica	10
3.3. Koncept 1	13
3.4. Koncept 2	15
3.5. Odabir koncepta	17
4. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA ROTACIJSKOG SJEKAČA	18
4.1. Odabir radnog vozila	19
4.2. Ovjes stroja na radno vozilo	21
4.3. Prijenos okretnog momenta od vozila do stroja	24
4.3.1. Nazivna veličina i duljina teleskopskog vratila	24
4.3.2. Izbor standardnog ili širokokutnog zgloba	25
4.3.3. Tip sigurnosnog elementa	25
4.4. Mehanizam za sječenje	27
4.4.1. Brzina vrha oštrice i moment potreban za sječenje	27
4.4.2. Ovjes noževa	28

4.4.3.	Kontrola zavarenog spoja vratila i nosača noževa.....	29
4.5.	Izbor kutnog prijenosnika (multiplikatora)	31
4.6.	Kotač za vođenje stražnjeg dijela stroja.....	32
4.6.1.	Kontrola nosača kotača	34
4.6.2.	Kontrola vijaka u vodilici poluge	36
4.6.3.	Kontrola zavarenog spoja vodilice poluge i plašta	38
4.7.	Dodatni uređaj za proširenje zahvata košnje	39
4.7.1.	Zavojna feksijska opruga kao opruga za okretanje.....	41
4.7.2.	Remenski prijenos klinastim remenom	44
4.7.2.1.	Odabir elemenata remenskog prijenosa	45
4.7.2.2.	Kontrola remenskog prijenosa	47
4.7.2.3.	Duljina remena.....	49
4.7.2.4.	Kontrola broja remena koji sudjeluju u prijenosu snage	50
4.7.2.5.	Izbor i smještaj zateznih remenica	51
4.7.3.	Karakteristike mehanizma za sječenje	53
4.7.4.	Proračun vratila.....	54
4.7.5.	Izbor i kontrola ležaja vratila.....	56
4.7.6.	Spoj vratila i nosača noževa	57
4.7.7.	Kontrola nosača satelita	59
4.7.8.	Kontrola svornjaka.....	61
4.7.9.	Izbor i kontrola ležaja.....	62
4.7.10.	Kontrola zavarenog spoja svornjaka i ploče.....	64
5.	ZAKLJUČAK.....	65
	LITERATURA.....	66
	PRILOZI	67

POPIS SLIKA

Slika 1.	Košnja radi prikupljanja sijena	2
Slika 2.	Strižna kosa.....	3
Slika 3.	Rotacijska kosilica izvedena kao stražnji priključak za radno vozilo	4
Slika 4.	Rotacijska kosilica pogodna za malčiranje	5
Slika 5.	Ručno pogonjena cilindrična kosilica	5
Slika 6.	Rotacijska kosilica (malčer) za teže komunalne redove	6
Slika 7.	Shema proširenja zahvata košnje pomoću dodatnog uređaja	14
Slika 8.	Pomak stroja pomoću hidrauličkog cilindra i polužnog sustava	16
Slika 9.	Ovisnost snage radnog vozila o radnoj širini stroja i pogonskim uvjetima.....	18
Slika 10.	Dimenzije izlaznog vratilo traktora standardnog promjera 1 3/8" sa 6 utora	19
Slika 11.	Dimenzije traktora.....	20
Slika 12.	Karakteristični detalji prihvata u tri točke	20
Slika 13.	Komponente prihvata u tri točke.....	21
Slika 14.	Dimenzije prihvata u tri točke vezane uz traktor	22
Slika 15.	Dimenzije pričvrstnih mjesta na traktoru	22
Slika 16.	Dimenzije pričvrstnih mjesta na nosaču	23
Slika 17.	Svornjak podizne poluge – donja pričvrstna točka	23
Slika 18.	Poteznica – poluga koja spaja gornju pričvrstnu točku traktora sa nosačem.....	23
Slika 19.	Dijelovi mehanizma za prijenos snage od vozila do stroja	24
Slika 20.	Područja rada teleskopskog vratila ovisno o radnom kutu	25
Slika 21.	Istosmjerna spojka s oznakom proizvođača	25
Slika 22.	Sigurnosna spojka s prekidnim vijkom	26
Slika 23.	Teleskopsko vratilo C line 6 PS+ST	26
Slika 24.	Smještaj dva etažirana noža na nosaču.....	28
Slika 25.	Slobodno ovješeni nož.....	28
Slika 26.	Veza vratila i nosača noževa.....	29
Slika 27.	Poprečni presjek jednog zavora u ravnini spoja vratila i nosača	30
Slika 28.	Dimenzije multiplikatora B&P 3035.....	31

Slika 29.	Položaj kotača na radnom stroju	32
Slika 30.	Oblik i dimenzije kotača.....	32
Slika 31.	Proračunski model nosača kotača	34
Slika 32.	Poprečni presjek kvadratne cijevi	35
Slika 33.	Opterećenje cijevi između vodilica za regulaciju visine kotača	36
Slika 34.	Proračunski model vodilice poluge nosača.....	38
Slika 35.	Poprečni presjek vodilica nosača kotača na mjestu zavora	38
Slika 36.	Dijelovi rotacijskog sjekača.....	39
Slika 37.	Pomak pomoćnog uređaja.....	40
Slika 38.	Prikaz karakterističnih veličina fleksijske opruge.....	41
Slika 39.	Dijelovi remenskog prijenosa	44
Slika 40.	Uski klinasti remen SPB.....	45
Slika 41.	Dimenzije profila remenice za uski klinasti remen	45
Slika 42.	Dimenzije i oblik remenice.....	46
Slika 43.	Remenica s pripremom za SER-SIT mehanizam.....	46
Slika 44.	Shematski prikaz pogona klinastim remenom	47
Slika 45.	Zatezna remenica s nosačem serije TA-RU.....	51
Slika 46.	Položaj ugradnje zatezme remenice opterećene oprugom.....	52
Slika 47.	Opterećenje vratila	54
Slika 48.	Pojednostavljeni model i stvarno opterećenje remenice.....	54
Slika 49.	Opterećenje ležaja	56
Slika 50.	Spoj vratila i nosača noževa.....	57
Slika 51.	Proračunski model opterećenja nosača satelita	59
Slika 52.	Poprečni presjek profila 120 x 40	60
Slika 53.	Proračunski model opterećenja svornjaka	61
Slika 54.	Proračunski model svornjaka.....	62
Slika 55.	Dimenzije i oblik radijalnog kugličnog ležaja	63
Slika 56.	Dimenzije i oblik radijalno aksijalnog ležaja	63
Slika 57.	Poprečni presjek svornjaka na mjestu zavora	64

POPIS TABLICA

Tablica 1. Tehnički upitnik	7
Tablica 2. Definicija cilja.....	9
Tablica 3. Glavne potrebe korisnika.....	9
Tablica 4. Rješenja odabrana za Koncept 1	13
Tablica 5. Rješenja odabrana za Koncept 2	15
Tablica 6. Ocjenjivanje koncepata	17
Tablica 7. Snaga i karakteristike prijenosa snage traktora.....	19
Tablica 8. Dimenzije traktora.....	20
Tablica 9. Prihvat u tri točke	21
Tablica 10. Dimenzije prihvata u tri točke	22
Tablica 11. Tehnički podaci kotača serije EAN.....	33
Tablica 12. Veličine profila SPB.....	45
Tablica 13. Dimenzije remenice.....	46

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

RS – IT – 1000	Rotacijski sjekač
RS – IT – 1500	Uređaj za proširenje zahvata
RS – IT – 1300	Tanjur s noževima
RS – IT – 1100	Zavarena konstrukcija sjekača
RS – IT – 1950	Slobodna remenica
RS – IT – 1585	Razmakna pločica

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_j	mm ²	Površina jezgre navoja
A_n	mm ²	Površina poprečnog presjeka profila nosača
A_c	mm ²	Površina poprečnog presjeka cijevi
A_s	mm ²	Površina poprečnog presjeka svornjaka
A_{zav}	mm ²	Površina zavara
a	mm	Visina dijela konstrukcije ili krak sile
a_{zav}	mm	Veličina zavara
b	mm	Širina dijela konstrukcije ili krak sile
b_w	mm	Aktivna širina remena
C_0	kN	Statička nosivost
C_1	kN	Dinamička nosivost
c_1	–	Faktor obuhvatnog kuta za uske klinaste remene
c_2	–	Faktor opterećenja za uske klinaste remene
c_3	–	Faktor duljine za uske klinaste remene
c_4	–	Faktor djelovanja za uske klinaste remene
c_5	–	Faktor prijenosnog omjera za uske klinaste remene
D	mm	Vanjski promjer
D_K	mm	Promjer kotača
D_{svor}	mm	Promjer svornjaka
$d_{\check{c}}$	mm	Promjer čahure
d_{sr}	mm	Srednji promjer opruge
d_u	mm	Unutarnji promjer opruge
d_v	mm	Vanjski promjer opruge
d_{vr}	mm	Promjer vratila

d_w	mm	Aktivni promjer remenice
E	N/mm ²	Modul elastičnosti materijala
e	mm	Udaljenost između osi prijenosnika
F	N	Ekvivalentna sila
F_o	N	Sila na oslonac
F_a	N	Sila u aksijalnom smjeru
F_{a0}	N	Aksijalna statička sila
$F_{dop\ v}$	N	Dopuštena sila u vijku
F_k	N	Sila na kotač
F_o	N	Sila na oslonac
F_O	N	Statičko ekvivalentno opterećenje
F_r	N	Sila u radijalnom smjeru
F_{r0}	N	Radijalna statička sila
F_v	N	Sila u vijku ili vratilu
F_0	N	Sila u ogranku remena
f	–	Statički faktor opterećenja
g	m/s ²	Ubrzanje slobodnog pada
I_{min}	mm ⁴	Minimalni moment tromosti
I_x	mm ⁴	Moment tromosti oko osi x
I_y	mm ⁴	Moment tromosti oko osi y
I_z	mm ⁴	Moment tromosti oko osi z
i	-	Prijenosni omjer prijenosnika
i_f	mm	Broj namota fleksijske opruge
l	mm	Ispružena duljina namota fleksijske opruge
L_a	mm	Duljina remena
l_n	mm	Duljina nosača
M_A	Nm	Moment u osloncu A
M_B	Nm	Moment u osloncu B

M_k	Nm	Moment potreban za košnju (sječenje)
M_{ks}	Nm	Moment potreban za košnju dodatnog uređaja
M_o	Nm	Moment fleksijske opruge
M_s	Nm	Moment savijanja
$M_{s \max}$	Nm	Maksimalni moment savijanja
M_t	Nm	Moment izlaznog vratila traktora
m_s	kg	Masa stroja
n_k	min^{-1}	Brzina vrtnje nosača s noževima
n_{ks}	min^{-1}	Brzina vrtnje nosača s noževima dodatnog uređaja
n_{mot}	min^{-1}	Brzina vrtnje pogonskog motora traktora
P_M	kW	Snaga koju prenosi multiplikator
P_{RS}	kW	Snaga radnog stroja
P_T	kW	Snaga izlaznog vratila traktora
p_{dop}	N/mm^2	Dopušteni površinski pritisak
R_e	N/mm^2	Granica elastičnosti materijala
R_m	N/mm^2	Vlačna čvrstoća materijala
r_z	mm	Radius zahvata noževa
r_{zs}	mm	Radius zahvata noževa dodatnog uređaja
r_w	mm	Aktivni radius remenice
S	-	Faktor sigurnosti
S_k	-	Faktor sigurnosti od proklizavanja
T_z	Nm	Moment torzije zavara
t	mm	Debljina stjenke profila nosača
v_o	m/s	Brzina vrha oštrice
v_r	m/s	Brzina remena
X_0	-	Radijalni statički faktor
Y_0	-	Aksijalni statički faktor
W_p	mm^3	Polarni moment otpora

W_x	mm^3	Moment otpora oko osi x
W_y	mm^3	Moment otpora oko osi y
W_z	mm^3	Moment otpora oko osi z
β	-	Faktor veličine zavora
β'	°	Obuhvatni kut remena
δ	mm	Debljina stjenke
$\rho_{\text{č}}$	kg/m^3	Gustoća čelika
σ_{dop}	N/mm^2	Dopušteno naprezanje
$\sigma_{\text{dop v}}$	N/mm^2	Dopušteno naprezanje u vijku
$\sigma_{\text{dop zav}}$	N/mm^2	Dopušteno naprezanje u zavaru
σ_f	N/mm^2	Savojno naprezanje
$\sigma_{f \text{ dop}}$	N/mm^2	Dopušteno naprezanje na savijanje
$\sigma_n \text{ vlak}$	N/mm^2	Vlačno naprezanje nosča
σ_s	N/mm^2	Stvarno naprezanje
σ_{vij}	N/mm^2	Vlačno naprezanje vijka
σ_v	N/mm^2	Vlačno naprezanje
$\sigma_{v \text{ zav}}$	N/mm^2	Vlačno naprezanje zavora
σ_0	N/mm^2	Normalno naprezanje
τ_a	N/mm^2	Naprezanje na odrez
$\tau_{a \text{ dop}}$	N/mm^2	Dopušteno naprezanje na odrez
ω_k	rad^{-1}	Kutna brzina nosača noževa
ω_{ks}	rad^{-1}	Kutna brzina nosača noževa dodatnog uređaja

SAŽETAK

U diplomskom radu projektiran je i konstrukcijski razrađen rotacijski sjekač za košnju niskog raslinja. U skladu sa zadanom snagom stroja određene su dimenzije stroja, odnosno dimenzije mehanizma za sječenje. Za ovjes stroja koristi se standardizirani prihvat u tri točke. Predviđeno radno vozilo je traktor nižeg ili srednjeg razreda prema kojemu je definirana kategorija prihvata u tri točke. Prijenos okretnog momenta od radnog vozila do stroja vrši se teleskopskim vratilom, izbor samog vratila proveden je u potpunosti do konačnog proizvoda. Konstrukcijom dodatnog uređaja koji je sastavni dio stroja omogućeno je sječenje u pozicijama gdje radni stroj nema neposredan pristup čime se smanjuje manevriranje radnim vozilom i upotreba ručnih sjekača.

Prvi dio rada sastoji se od tehničkog opisa izvedbi sjekača i kosilica dostupnih na tržištu. Ukratko je izvedena analiza razvoja proizvoda te su generirana dva koncepta od kojih je prikladniji u nastavku rada detaljno razrađen.

1. UVOD

Ovim radom prikazana je konstrukcija stroja za sječenje trave, korova, šiblja i manjeg grmlja. Potreba za ovakvim strojem proizlazi iz velikog broja neobrađenih površina na kojima je potrebno održati livadnu floru. Upravo je redovita košnja preduvjet očuvanja travnjaka od širenja šumske vegetacije. Također, stroj se koristi za komunalne radove i održavanje površina radi zaštite od požara te poljoprivredne radove obrade žetvenih ostataka prije zaoravanja.

Prilikom košnje želi se postići malčiranje odsječenog raslinja kako bi se izbjeglo prikupljanje, istovremeno pogodnosti za tlo su mnoge i raznolike.

Cilj rada je konstruirati pouzdan stroj jednostavan za rukovanje i osigurati brzu i jednostavnu ugradnju. Kao radno vozilo zamišljen je traktor nižeg i srednjeg razreda, što je u radu definirano klasom priključka i snagom vozila.

Poseban trud uloženi je u konstrukcijsko rješenje koje omogućuje sječenje u pozicijama gdje radni stroj nema neposredan pristup kao iza stabla, stupa ili ispod krošnje. Želja je u takvim slučajevima izbjeći ili na što manju mjeru svesti upotrebu ručnih sjekača ili manevriranje radnim vozilom.

2. KOSILICE I SJEKAČI

Kosilice i sjekači su strojevi za košnju trave i drugih oblika livadne vegetacije. Ovisno o konstrukciji kosilice se mogu koristiti za košnju uređenih i održavanih travnjaka ili za košnju neobrađenih livada.

Kosilice mogu biti pogonjene ljudskom snagom korisnika, takve se koriste za košnju uređenih travnjaka manjih površina. Kod većih površina koriste se kosilice pogonjene vlastitim pogonskim motorom ili radnim vozilom. Ako se koristi pogon radnog vozila kosilice su ugrađene kao priključni stroj ili se vuku kao prikolice (priključno vozilo).

Ovisno o potrebama korisnika kosilice mogu biti izvedene da prilikom košnje izvode samo jedan rez na travi te formiraju nakupine trave (otkose) prikladne za prikupljanje radi pripreme sijena ili sjenaže. Ili da prilikom košenja travu i drugo posječeno raslinje usitnjava, odnosno malčira.



Slika 1. Košnja radi prikupljanja sijena

Malčiranje znači zastiranje površine koju obrađujemo prirodnim materijalima. U slučaju košnje tlo se zastire usitnjenim pokošenim ostacima. Pogodnosti za tlo su mnoge i raznolike. Tlo ispod malča ostaje toplije, tako da i tokom zime može biti stanište mnogim životinjskim vrstama, štiti tlo od vanjskih utjecaja kao što su sunčeve zrake, jake kiše i vjetrovi. Istodobno sloj malča usporava bujanje korova na površini koju prekriva.

Malčiranje se nameće kao idealna radnja na površinama koje se ne obrađuju ali se žele održati urednima te spriječiti širenje šumske vegetacije, korova, grmlja.

U daljnjem tekstu prikazan je podijela kosilica prema izvedbi mehanizma za sječenje.

2.1. Oscilirajuće (strižne) kosilice

Oscilirajuće kose sastoje se od poluge na koju su ugrađeni stacionarni nož i zaštitni šiljci. Duljina poluge određuje i zahvat košnje koji se najčešće kreće između 1500 mm i 2500 mm. U poluzi se nalazi kanal u kojem oscilira nož. Nož se sastoji od više manjih trokutastih oštrica. Princip rezanja vrlo je sličan onome kod aparata za šišanje kose.



Slika 2. Strižna kosa [1]

Poluga sa noževima oslanja se na tlo i po tlu kliže na skijama, skije su podesive kako bi se mogla regulirati visina košnje. Na rub poluge montira se zaštitni lim koji usmjerava pad pokošene trave i tako formira kanal između pokošenog i nepokošenog dijela kako bi se izbjeglo rezanje pokošene trave. Oscilirajuće kose koriste se isključivo za košnju trave radi prikupljanja sjena ili sjenaže te ne služe za malčiranje površina.

2.2. Rotacijske kosilice i sjekači

Mehanizam za sječenje sastoji se od diska ili poluge koji na obodu ima ugrađene noževe. Prilikom vrtnje diska oštrice sjeku travu i stvaraju otkose. Kada se ovakve kose koriste kao traktorski priključci uz dobre uvjete na travnjaku mogu postići brzinu košnje i do 30 km/h. Ako se ugradi sa obe bočne strane te sa prednje ili stražnje strane radnog vozila mogu se postići širine košnje do 6 metara. Moguća je uporaba takvih kosilica kao priključnih vozila (vučeno vozilo) kada se također postižu veliki zahvati košnje.



Slika 3. Rotacijska kosilica izvedena kao stražnji priključak za radno vozilo [2]

Većinom su rotacijske kosilice izvedene kao stražnji priključak za radna vozila ili kao manji strojevi sa vlastitim pogonom. U oba slučaju koriste se kod košnje slabije uređenih i održavanih travnjaka.

Rotacijski sjekači koji se koriste za košnju i malčiranje neobrađenih travnjaka odnosno travnjaka na kojima uz travu ima i ostale livadne vegetacije, raznog šiblja i manjeg grmalja imaju sličan mehanizam sječenja kao kosilice uz neke izmjene. Općenito su izvedene robusnije, omjer veličine noževa i diska povećan je u korist noževa te su noževi izvedeni u dvije različite etaže. Noževi su slobodno ovješeni na disk kako bi se omogućila njihova rotacija oko svornjaka s kojim su pričvršćeni.



Slika 4. Rotacijska kosilica pogodna za malčiranje [3]

2.3. Cilindrične kosilice

Najpoznatija je kao ručna kosilica koju korisnik gura te na taj način pogoni, iako mogu biti pogonjene i vlastitim pogonom. Ručne cilindrične kosilice nisu štetne za okoliš a princip rada je jednostavan. Dok se kosilica kreće rezni cilindar i donja oštrica pomiču se bez dodira, slično kao kod škara, vlat trave prima se i reže.

Moguće je i izvedba kao stražnji priključak ili priključno vozilo pri čemu se formira skup cilindričnih kosilica kako bi se povećao zahvat košnje.



Slika 5. Ručno pogonjena cilindrična kosilica [4]

Cilindrične kosilice najčešće se koriste za košnju vrlo uređenih travnjaka, kod kojih se čestom košnjom održava niska visina trave.

2.4. Rotacijske kosilice i sjekači sa osi vrtnje paralelnom s podlogom (freze)

Na vratilo čija je os vrtnje paralelna podlozi ugrađeni su batići (mlatilice) s naoštrenim krajevima ili su oštrice lancima pričvršćeni za vratilo. Ovakve kosilice koriste se za košnju i malčiranje grubljih površina na kojima uz travu ima i drugog bilja čije su stabiljke većeg promjera i kruće strukture. Često se koristi na teleskopskim rukama radnih vozila što omogućava obradu zelenih ograda i grmova, košnju uz rub prometnica te održavanja nasipa kanala i slično.



Slika 6. Rotacijska kosilica (malčer) za teže komunalne redove [5]

3. RAZVOJ PROIZVODA

Za razvoj konkretnog proizvoda potrebno je izraditi tehnički upitnik i definirati ciljeve. Tehničkim upitnikom stvaraju se granica kojima se usmjerava razvoj te se na taj način sprječava mogućnost prevelikog broja rješenja koja nisu korisna. Definicija cilja s druge strane govori je li takav proizvod zaista potreban, odnosno da li postoje korisnici koji će ga koristiti.

Tablica 1. Tehnički upitnik

TEHNIČKI UPITNIK ZA DEFINIRANJE CILJA RAZVOJA PROIZVODA	
1. Što je stvarni problem koji treba riješiti?	Sječenje šiblja, manjeg grmlja, korova i trave te usitnjavanje odsječnog raslinja.
2. Koja implicitna očekivanja i želje je potrebno uključiti u razvoj?	Jednostavnost korištenja uz što veću efikasnost. Korištenje na površinama koje nisu redovito održavane.
3. Da li su pretpostavljene potrebe korisnika, funkcionalni zahtjevi i ograničenja zaista realni?	Zbog velikog udjela neobrađenih poljoprivrednih površina povećana je potreba za mehanizacijom kojom se vrši košnja površina obraslih travom i korovom bez potrebe za sakupljanjem pokošenog raslinja. Također, postoji potreba za obradom (usitnjavanjem) žetvenih ostataka prije zaoravanja.
4. Koje karakteristike proizvod nužno mora imati?	Stroj mora biti siguran za rukovanje, pouzdan u radu uz što veću efikasnost. Imprepativ je jednostavna primjena i ugradnja.
5. Koje karakteristike proizvod ne smije imati?	Proizvod ne smije ugrožavati sigurnost korisnika, odnosno osobe koja upravlja radnim vozilom niti osobe u okolini stroja. Ne smije biti prevelik, pretežak niti kompliciran za ugradnju na radno vozilo.
6. U kojim smjerovima postoji mogućnost za kreativni razvoj?	Pomak, odnosno povećanje zahvata stroja po osi okomitoj na smjer vožnje radnog vozila kako bi se omogućilo sječenje raslinja između prepreka i sječenje izvan putanje radnog vozila.
7. Koji se aspekti razvoja mogu i trebaju kvantificirati u ovom trenutku?	Potrebna snaga radnog vozila, geometrijske karakteristika i prihvat na radno vozilo.
8. Koja su tehnička i tehnološka ograničenja nasljeđena iz prethodnog iskustva sa sličnim proizvodima?	Masa proizvoda kao posljedica robusne izrade, broj i materijal noževa.

3.1. Definiranje cilja

Na početku konceptualne faze konstrukcijski zadatak se definira sukladno prepoznatim potrebama u društvu i stanja na tržištu. Konstrukcijski problem uvijek treba postaviti u određenim granicama. Jedan od najvažnijih ograničenja je cijena: koliko je kupac spreman potrošiti za novi stroj i li što korisnici mogu očekivati od stroja nakon što ga kupe. Druge uobičajene granice mogu biti prihvatljiva veličina ili masa stroja, sanga potreban za pogon, eventualne zakonske regulative te sigurnosni zahtjevi. Ovaj skup zahtjeva, odnosno ograničenja, obuhvaća izvedbu specifikacije proizvoda.

1. Cilj: VELIČINA I SNAGA

Potrebno je odrediti veličinu stroja i snagu potrebnu za pokretanje.

Ako oblik stroja pojednostavimo kružnicom njegov radijus ograničen je širinom radnog vozila. Odabir ciljanog radnog vozila izvršit će se kasnije u radu.

Širina stroja definira zahvat noževa prema čemu se određuje snaga potrebna za pogon ali i broj noževa.

2. Cilj: OVJES STROJA NA RADNO VOZILO

Ovjes stroja na radno vozilo vrši se preko standardiziranog prihvata u tri točke.

Time se postiže upotrebljivost stroja na praktično svim poljoprivrednim i komunalnim radnim vozilima.

3. Cilj: MASA STROJA

Nemoguće je postići malu masu stroja zbog zahtjeva za robusnom izradom, ali potrebno je kontrolirati masu i optimizirati konstrukciju kako prevelika masa stroja nebi ugrozila upravljivost i stabilnost radnog vozila te otežavala ugradnju stroja.

4. Cilj: PRIJENOS SNAGE I ZAŠTITA RADNOG VOZILA

Prijenos snage sa radnog vozila na stroj nužno je izvesti standardiziranim teleskopskim vratilima sa sigurnosnim elementima kako bi se omogućila široka primjena stroja i jednostavni popravci.

5. Cilj: OSIGURATI USITNJAVANJE ODSJEČENOG RASLINJA

Pravilnim odabirom broja i obilka noževa te izborom brzine vrtnje potrebno je osigurati usitnjavanje odsječenog raslinja.

Tablica 2. Definicija cilja

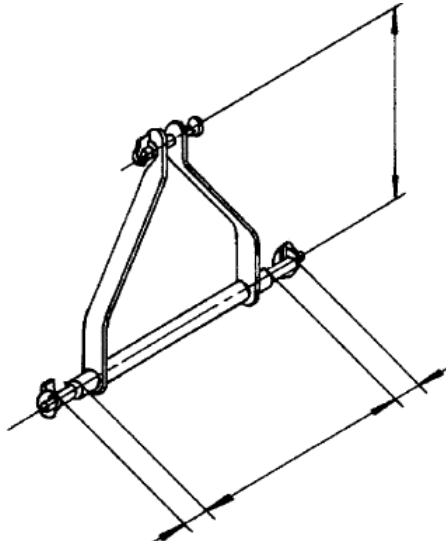


DEFINICIJA CILJA ZA RAZVOJ PROIZVODA	Naziv projekta: Rotacijski sjekač niskog raslinja
Opis proizvoda	
Traktorski priključak namjenjen za sječenje i usitnjavanje šiblja, manjeg grmlja, korova i trave u svrhu održavanja prohodnosti puteva, neobrađenih površina i poljoprivrenih radova koji zahtijevaju usitnjavanje raslinja prije daljnjih postupaka.	
Primarno tržište	
Obiteljska poljoprivredna gospodarstva.	
Sekundarno tržište	
Komunalne službe, tehničke službe i službe održavanja.	
Koje karakteristike se podrazumjevaju	
Kvalitetna izrada uz minimalna održavanja i dugi životni vijek. Proizvod mora biti siguran za upotrebu.	
Ciljana grupa korisnika	
Fizičke i pravne osobe koje obavljaju poljoprivredne ili komunalne radove uređenje zelenih površina.	
Pravci kreativnog razvoja	
Proširenje radnog (zahvatnog) prostora stroja van putanje radnog vozila.	
Limiti projekta	
Dimenzije i masa stroja.	

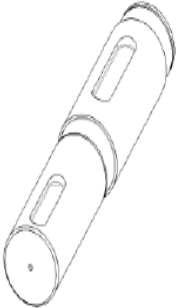


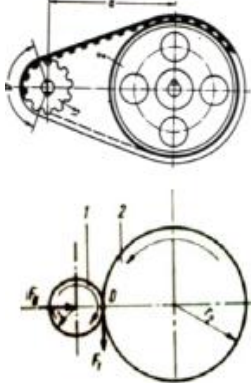





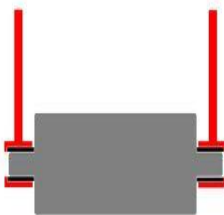

Vodeći računa o navedenim ciljevima razvoja proizvoda i potrebama korisnika izrađuje se morfološka matrica koja daje pregled mogućih tehničkih rješenja tražene konstrukcije. Izradom morfološke matrice na temelju obavljenog istraživanja postojećih konstrukcija strojeva za sječenje niskog raslinja, korova i trave generirat će se dva koncepta koji će se ocijeniti prema glavnim potrebama korisnika. Glavne potrebe korisnika dobivene se prema vlastitim iskustvima i iz rasprave s postojećim i potencijalnim korisnicima.

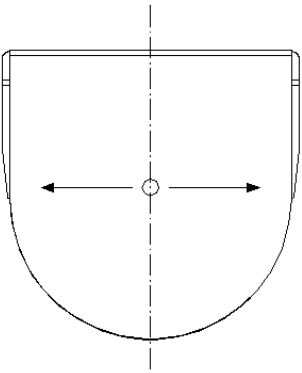
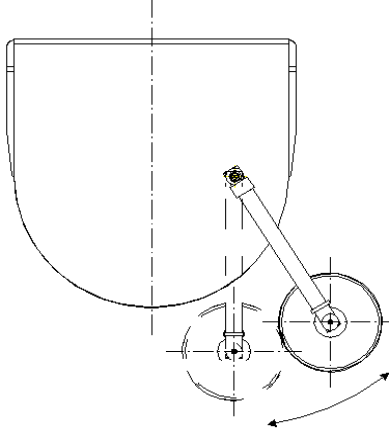

Tablica 3. Glavne potrebe korisnika

Ocjena važnosti	Glavne potrebe korisnika
6	Efikasnost (brzina sječenja raslinja i učinkovito usitnjavanje)
5	Cijena nabave takvog stroja (priključka)
4	Sigurnost u radu
3	Zahtjevi na radno vozilo
2	Cijena održavanja
1	Jednostavno korištenje

3.2. Morfološka matrica

Br.	Funkcija	Rješenje
1.	Stroj ovjesiti	<p>Standardizirani prihvat u tri točke (engl. Three point hitch)</p> 
2.	Stroj pogoniti	<p>Mehanički</p> <p>Spoj sa izlaznim vratilom na radnom stroju (engl. Power take-off – PTO)</p>
		<p>Hidraulički</p> <p>Spoj sa hidrauličkim sustavom radnog vozila putem utičnice na vozilu</p>
3.	Okretni moment do stroja (priključka) prenijeti	<p>Mehanički – teleskopskim vratilom</p> 
		<p>Hidraulički – visokotlačnim crijevima</p> 

		Mehanički			
4.	Tok snage na stroju osigurati	Vratilo 	Zupčanici 	Lančanic 	Remenski ili tarenice 
		Hidraulički – visokotlačnim crijevima 			
5.	Rotacijskim gibanjem travu sječi	Noževi 	Sajle 	Savijeni nož (freze) 	
		Skije 	Valjak 	Kotač 	
6.	Vođenje stroja osigurati				

7.	Korisnika i okolinu od rotirajućih dijelova zaštititi	Primarno – konstrukcijskim rješenjima		
		Sekundarno – znakovima upozorenja		
8.	Pomak zahvata stroja okomito na smjer gibanja osigurati	Pomakom stroja	Dodatnim uređajem (satelitom)	
				
		Mehanički	Hidraulički	Mehanički
		Pomak se vrši putem polužnog sustava	Pomak se vrši nailaskom na prepreku uz osiguranje povrata u početni položaj	
8a.	Pomoćni uređaj pogoniti	Mehanički	Hidraulički – hidromotor	
		<ul style="list-style-type: none"> - Teleskopsko vratilo - Zupčanci - Lančanici - Remenice 		
		Hidromotor pogonjen hidrauličkom pumpom ugrađenom na stroju	Hidromotor pogonjen priključenjem na hidraulički sustav radnog vozila	

3.3. Koncept 1

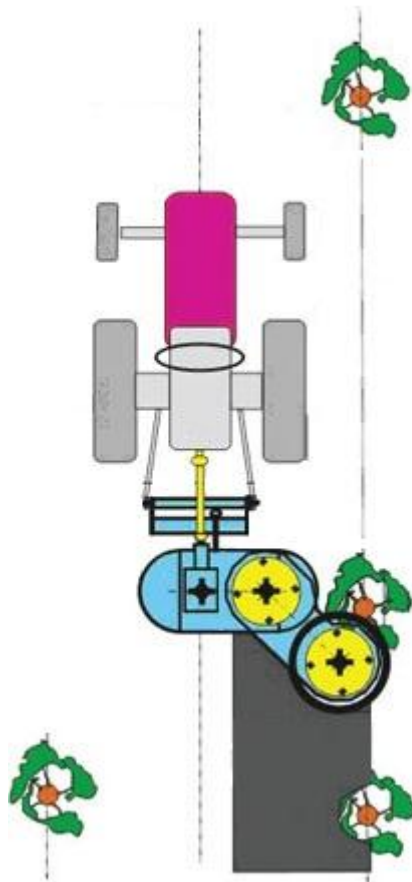
Rješenja u morfološkoj matrici označena plavim okvirom predstavljaju odabir za Koncept 1.

Tablica 4. Rješenja odabrana za Koncept 1

Prijenos okretnog momenta do stroja	Mehanički – teleskopsko vratilo
Tok snage na stroju	Mehanički – zupčanici (kutni prijenosnik), vratilo, remenski prijenos
Travu sječi	Noževi (2 ili 3)
Vođenje stroja	Skije + kotač
Pomak zahvata stroja	Dodatnim uređajem
Pogon pomoćnog uređaja	Mehanički – remenski prijenos

Prednosti:

- Prijenos okretnog momenta do stroja vrši se pomoću standardiziranog teleskopskog vratila čija je primjena vrlo raširena u poljoprivrednim i komunalnim djelatnostima. Takvo rješenje omogućuje široku primjenu stroja te jednostavne popravke.
- Tok snage na stroju, odnosno prijenos snage do noževa vrši se pomoću kutnog prijenosnika (kutnog multiplikatora brzine vrtnje), također strojarski dio koji se često primjenjuje što garantira pouzdanost u radu uz prihvatljivu cijenu.
- Vođenje stroja skijama i kotačem predstavlja jednostavno i pouzdano rješenje. Izborom kotača štedi se na ukupnoj masi u odnosu na izvedbu s valjkom, također se postiže bolji rezultati pri manevriranju jer dolazi do manjih oštećenja podloge. Manja ukupna masa stroja povoljno utječe na dinamička svojstva radnog vozila.
- Pomak zahvata stroja vrši se dodatnim uređajem koji se sklapa nailaskom na prepreku te se samostalno postavlja u početni položaj nakon što prepreka nestane. Prednost je što za sklapanje ne zahtjeva dodatni pogon.
- Remenski prijenos okretnog momenta od kutno prijenosnika do osi vrtnje dodatnog sjekača predstavlja jednostavno ali pouzdano rješenje pogona pomoćnog sjekača.



Slika 7. Shema proširenja zahvata košnje pomoću dodatnog uređaja

Nedostaci:

- Korištenjem kotača utječe se na robusnost izvedbe, odnosno povećavaju se izgledi kvara u odnosu na vođenje zadnjeg dijela stroja valjkom.
- Proširenje zahvata pomoćnim uređajem proširuje zahvat samo na jednu stranu. Proširenje zahvata na drugu stranu moguće je tek promjenom smjera vožnje.

3.4. Koncept 2

Rješenja u morfološkoj matrici označena crvenim okvirom predstavljaju odabir za Koncept 2.

Tablica 5. Rješenja odabrana za Koncept 2

Prijenos okretnog momenta do stroja	Mehanički – teleskopsko vratilo
Tok snage na stroju	Mehanički – zupčanici (kutni prijenosnik), vatio
Travu sječi	Noževi (2 ili 3)
Vođenje stroja	Skije + valjak
Pomak zahvata stroja	Pomakom stroja pomoću hidrauličkog cilindra i polužnog sustava
Pogon hidrauličkog sustava	Korištenjem hidrauličkog sustava radnog vozila (traktora)

Prednosti:

- Vođenje stroja skijama i valjkom predstavlja najjednostavnije i najjeftinije rješenje. Takva izvedba je vrlo robusna te je mogućnost kvarova i popravaka svedeni na minimum.
- Pomakom stroja putem hidrauličkog cilindra i polužnog sustava omogućuje se proširenje zahvata na obe strane vozila. Zbog toga smjer vožnje kroz površinu koja se obrađuje nije bitan, odnosno može se odrediti prema drugim čimbenicima.
- Korištenjem hidrauličkog sustava radnog vozila nema potrebe za vlastitim hidrauličkim sustavom na stroju, što osigurava manju ukupnu masu i manji broj komponenti stroja. Potrebno je pripremiti crijeva za ukapčanje na hidrauličke utičnice radnog vozila.



Slika 8. Pomak stroja pomoću hidrauličkog cilindra i polužnog sustava [5]

Nedostaci:

- Vođenje stroja skijama i valjkom povećava ukupnu masu stroja. Korištenjem kotača smanjila bi se ukupna masa ali to je manje robusno rješenje te se time ugrožava pouzdanost i dug radni vijek stroja
- Korištenje hidrauličkog sustava povećava količinu ugrađenih dijelova, time se povećava nabavna cijena proizvoda i cijena održavanja.
- Korištenjem hidrauličkog sustava radnog vozila uporaba stroja ograničava se na vozila koja imaju hidraulički priključak za priključna vozila.
- Potreba za korištenjem teleskopskog vratila veće dužine i većeg dozvoljenog kuta prijenosa okretnog momenta.
- Proširenje zahvata je vjerojatno manje u odnosu na proširenje zahvata pomoćnim uređajem.

3.5. Odabir koncepta

Tablica 6. Ocjenjivanje koncepata

Glavne potrebe korisnika	Koncept 1	Koncept 2
Efikasnost	9	8
Cijena nabave takvog stroja	7	5
Sigurnost u radu	7	8
Zahtjevi na radno vozilo	8	6
Cijena održavanja	9	5
Jednostavno korištenje	8	6

Umnožak ocjene važnosti s ocjenom koncepta svake potrebe te zbroj svih kategorija daje vrijednost prema kojoj se odabire koncept:

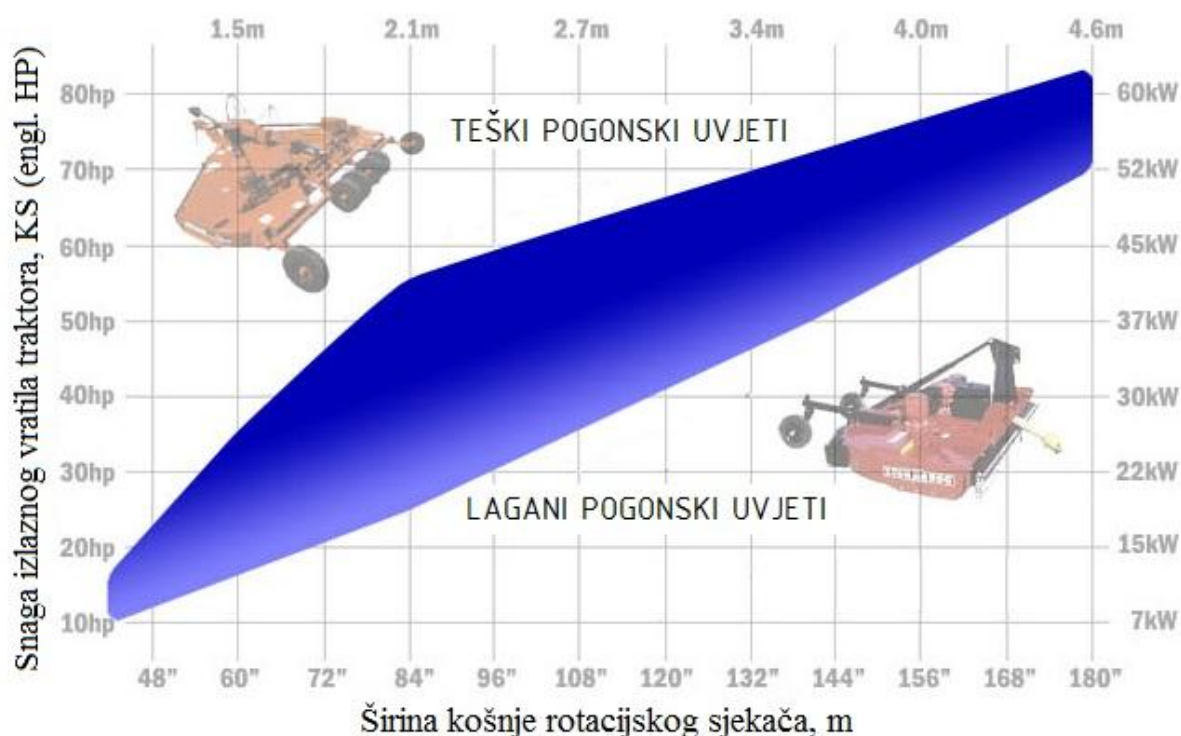
- Koncept 1 = 167
- Koncept 2 = 139

Odabire se Koncept 1 kao najbolji s obzirom na potrebe korisnika. Najviše konkurira kada su u pitanju cijena, efikasnost, cijena održavanja i zahtjevi na radno vozilo. Kod Koncepta 1 povećana je efikasnost zbog relativno većeg zahvata u odnosu na veličinu vozila. Također veće je proširenje zahvata van putanje vozila. Cijena takvog uređaja morala bi biti manja zbog izostanka hidrauličkog sustava, zbog istog razloga i zahtjevi na radno vozilo su manje. Kod Koncepta 1 ne zahtjeva se hidraulički priključak na radno vozilo, što znači da isti ne mora postojati ili se može iskoristiti za neki drugi priključak (pr. hidraulički priključak za utovar ugrađen na prednjoj strani vozila.).

Pretpostavka je da su cijene održavanja mehaničkog (remenskog) sustava niže od cijena održavanja hidrauličkog sustava. Korištenje stroja je jednostavnije jer zahtjeva manje manevriranja radnim vozilom. Sustav sa dodatnim uređajem (satelitom) samostalno kosi oko prepreka te se pred istima sklanja.

4. KONSTRUKCIJSKA RAZRADA ROTACIJSKOG SJEKAČA

Nakon obrazloženog odabira koncepta daljnom razradom osmislić se konstrukcija sjekača koja će zadovoljiti sve navedene funkcionalne zahtjeve. Prvi korak predstavlja definiranje širine zahvata košnje odnosno dimenzije samog sjekača. Širina zahvata ograničena je dimenzijama i snagom radnog vozila. Zbog toga potrebno je izabrati ciljano radno vozilo te prema njegovim dimenzijama i snazi definirati dimenzije sjekača.



Slika 9. Ovisnost snage radnog vozila o radnoj širini stroja i pogonskim uvjetima [7]

Radni stroj odabran je prema vlastitim iskustvima i prema dostupnim podacima renomiranih proizvođača sličnih proizvoda. Upravo takav iskustveni podatak predstavlja i dijagram prikazan Slikom 9.

Lagani pogonski uvjeti predstavljaju košnju uređenih travnjaka, dok teški uvjeti podrazumjevaju sječu raznih korova i niskog grmalja sa stabljikama promjera 25 . . . 35 mm.

4.1. Odabir radnog vozila

Odabir radnog vozila usmjeren je zadanim projektnim zahtjevima:

Snaga radnog stroja: $P_{RS} = 25 \text{ kW}$

Brzina vrtnje izlaznog vratila: $n_t = 150 \dots 800 \text{ min}^{-1}$

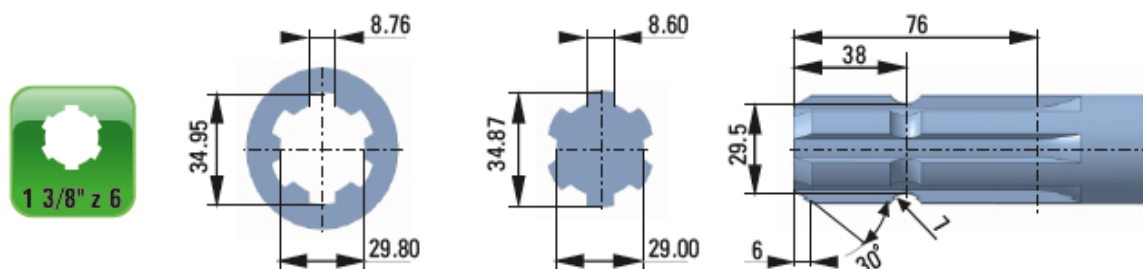
Odabran je traktor renomiranog proizvođača *Massey Ferguson*, serije 2600, model 2615.

Masey Ferguson u seriji 2600 nudi traktore snage od 30 do 50 kW (36 do 63 KS), predviđene za poljoprivredna gospodarstva veličine do 50 hektara obradivih površina. Traktori iz serije prikladni su za košnju, zemljane radove i radove uređenja krajolika, freziranje površina, pripreme sjena, sjenaže i ostale stočne hrane. Osim za poljoprivredne radove, uz odgovarajuće priključke prikladni su i za građevinske radove te komunalne i radove održavanja.

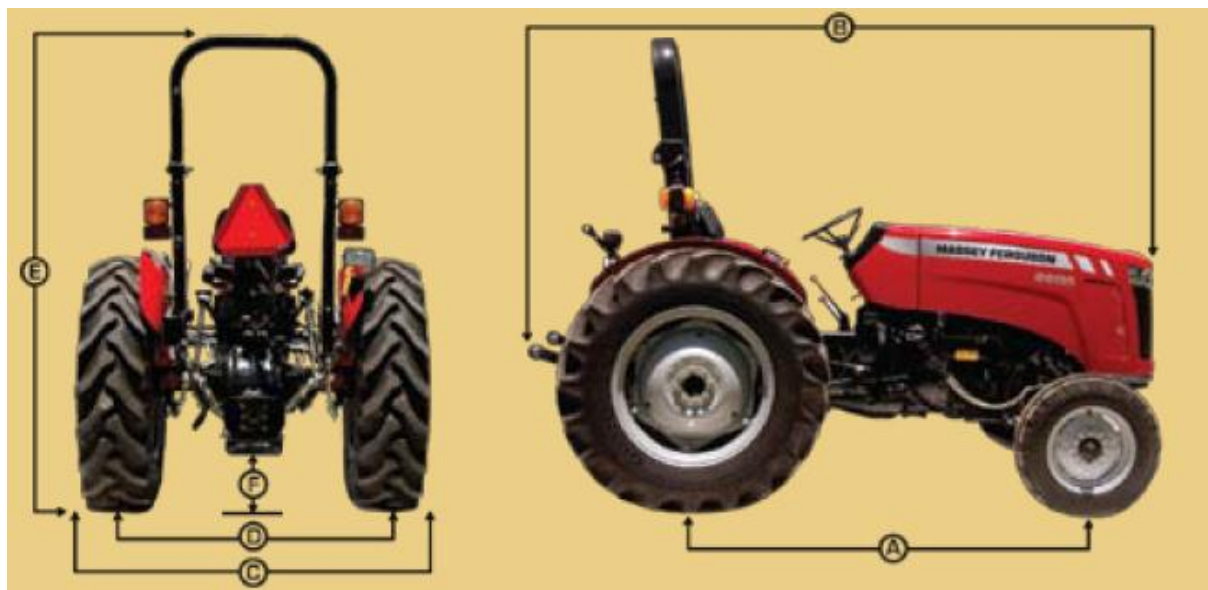
U daljnjem tekstu izneseni su podaci za konkretni model MF 2615 s pogonom na stražnje kotače koji će poslužiti kao osnova za definiranje dimenzija rotacijskog sjekača. [8]

Tablica 7. Snaga i karakteristike prijenosa snage traktora

Massey Ferguson 2615 – snaga i prijenos snage	
Snaga pogonskog motora	49 kW pri 2,250 min ⁻¹
Snaga izlaznog vratila	42 kW pri 2,250 min ⁻¹
Spojka	Suha lamelna spojka u dva stupnja
Brzina vrtnje izlaznog vratila	540 min ⁻¹ pri brzini vrtnje motora 1790 min ⁻¹
Kategorija prihvaća u tri točke prema ASAE	Kategorija I i II



**Slika 10. Dimenzije izlaznog vratila traktora standardnog promjera 1 3/8" sa 6 utora [9]
(Ožljebljeno vratilo prema ISO 500; DIN 9611)**



Slika 11. Dimenzije traktora

Tablicom 8. Prikazane su dimenzije označene na Slici 11.

Tablica 8. Dimenzije traktora (legenda uz Sliku 11.)

Massey Ferguson 2615 – dimenzije i masa	
A – međuosovinski razmak	1937 mm
B – ukupna dužina	3285 mm
C – minimalna ukupna širina	1670 mm
D – trag kotača	1320 mm
E – ukupna visina	2345 mm
F – slobodni prostor između vozila i tla	255 mm

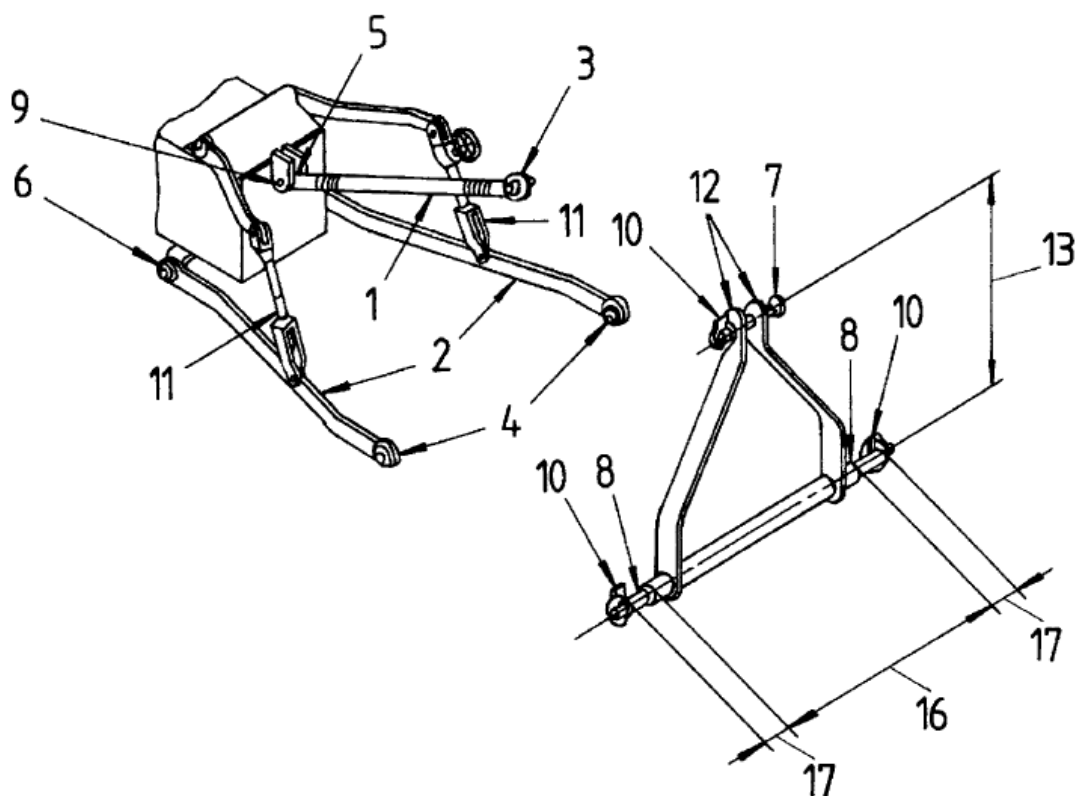


Slika 12. Karakteristični detalji prihвата u tri točke (*engl. Three point hitch*)
 Križno probušene kugle na krajevima ruku, jedan promjer odgovara priključcima I kategorije dok drugi odgovara priključcima II kategorije (lijevo),
 teleskopske ruke radi lakše ugradnje priključka (sredina),
 jednostavna kotrola lateralnog pomaka priključka putem navojnog vretena (desno) [8].

4.2. Ovjes stroja na radno vozilo

Ovjes stroja na radno vozilo izvodi se pomoću standardiziranog prihвата u tri točke (engl. Three point hitch). Tako ugrađen priključak fiksno je vezan za vozilo, vozilo preuzima svu ili veći dio težine priključka. Višestruko je korisniji od spoju u jednoj točki preko rude, na način na koji se spajaju prikolice. Kod veze u tri točke donje dvije točke predstavljaju spoj sa polugama koje su hidraulički pokretane. Takvo ovješeno omogućava podizanje priključka od podloge ili njegovo potiskivanje u podlogu čime se regulira adhezijaska sila na kotačima.

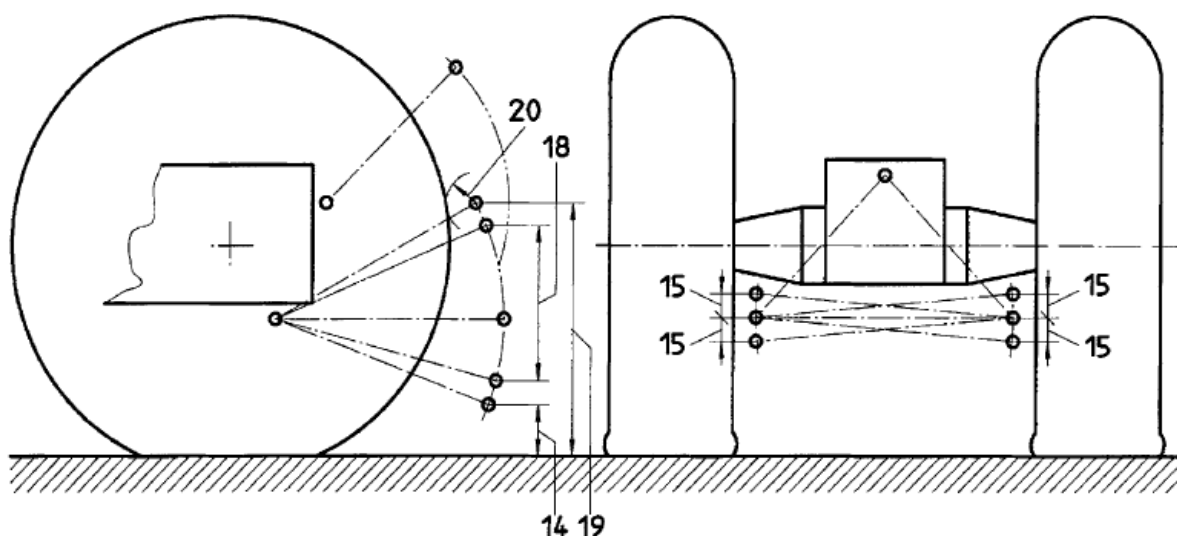
Ovjes u tri točke definiran je normom DIN ISO 730-1:1994 (ASAE S217.12 DEC01).



Slika 13. Komponente prihвата u tri točke

Tablica 9. Prihvat u tri točke (legenda uz Sliku 13.)

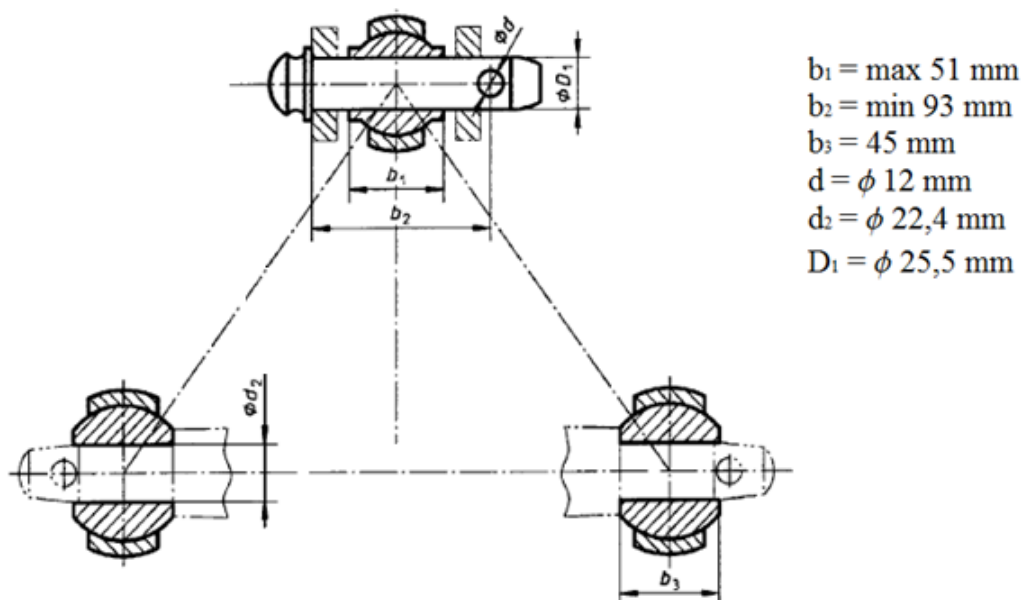
1 Gornja veza (poteznica)	9 Veza poteznice na traktor
2 Donja veza (donja poluga)	10 Osigurač svornjaka (rascjepka)
3 Gornja kugla (pričvrсна točka)	11 Navojna vretena za regulaciju visine ruke
4 Donja kugla (pričvrсна točka)	12 Nosač
5 Veza poteznice na traktor	13 Visina nosača
6 Veza poluga na traktor	16 Razmak donjih upornih točaka
7 Gornji svornjak (svornjak poteznice)	17 Udaljenost provrta osigurača (rascjepke)
8 Donji svornjak (svornjak podozne poluge)	



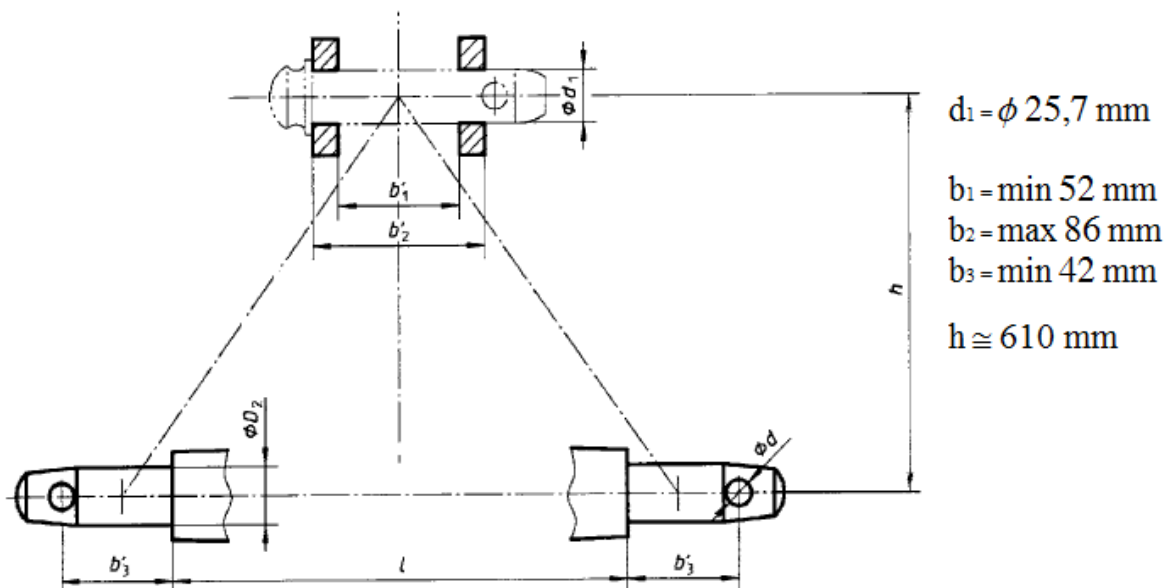
Slika 14. Dimenzije prihvata u tri točke vezane uz traktor

Tablica 10. Dimenzije prihvata u tri točke (legenda uz Sliku 14.)

14	Visina donjih pričvrstnih točaka (donjih kugli)	max 200 mm
15	Podešavanje donjih pričvrstnih točaka (donjih kugli)	min 100 mm
18	Hod donjih pričvrstnih točaka (donjih kugli)	max 650 mm
19	Transportna visina	min 950 mm
20	Slobodni prostor između donjih pričvrstnih točaka i tla	max 200 mm

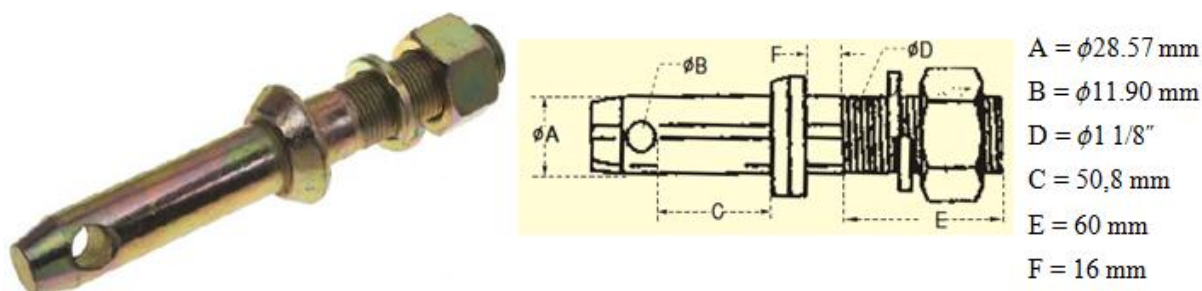


Slika 15. Dimenzije pričvrstnih mjesta na traktoru



Slika 16. Dimenzije pričvrstnih mjesta na nosaču

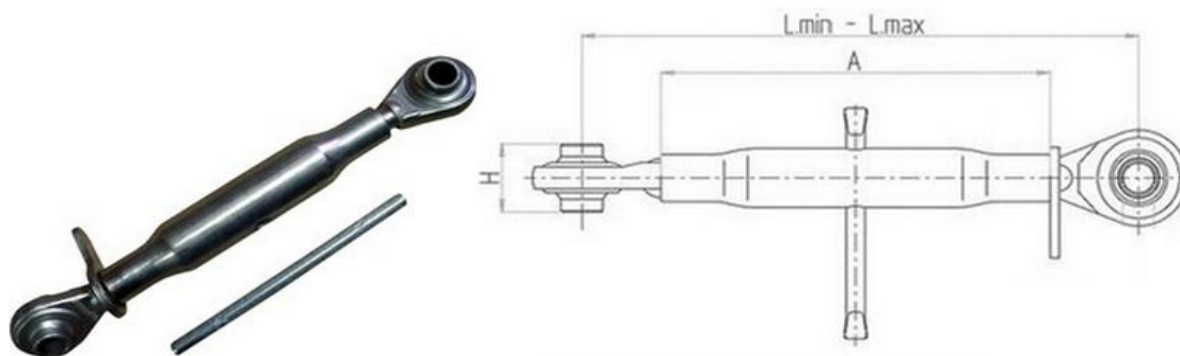
Prema smjernicama norme, iz kataloge proizvođača VAG odabire se standardni svornjak za podizne poluge. Veza na ovim svornjacima predstavlja donje pričvrstne točke.



Slika 17. Svornjak podizne poluge – donja pričvrstna točka [10]

Potrebno je definirati i spoj u gornjoj pričvrstnoj točki, odnosno izabrati poteznicu koja spaja traktor i nosač stroja. Poteznica je promjenjive duljine, duljina se mijenja pomoću navojnog vretena. Pritezanjem ili otpuštanjem poteznice određuje se nagib stroja u odnosu na podlogu.

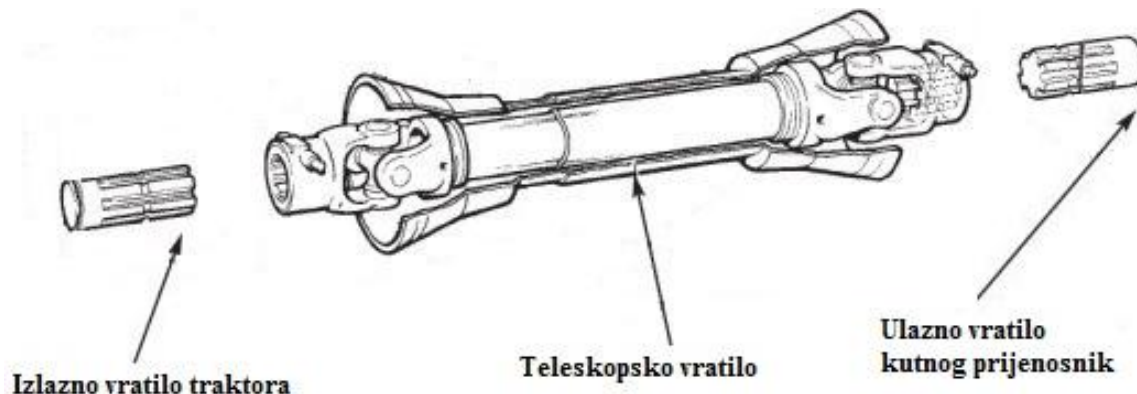
Odabrana je poteznica iz ponude *Trgo-agencije* dimenzije min. 585 / max. 810.



Slika 18. Poteznica – poluga koja spaja gornju pričvrstnu točku traktora sa nosačem [11]

4.3. Prijenos okretnog momenta od vozila do stroja

Prijenos snage od radnog vozila do stroja vrši se teleskopskim vratilom. Vratlo spaja izlazno vratilo na traktoru sa ulaznim vratilom na kutnom prijenosniku.



Slika 19. Dijelovi mehanizma za prijenos snage od vozila do stroja

Kod izbora teleskopskog vratila potrebno je odrediti:

- Nazivnu veličinu i duljinu teleskopskog vratila
- Radni kut teleskopskog vratila
- Tip sigurnosnog elementa
- Oblik priključnog mjesta na strani radnog stroja i vozila

4.3.1. Nazivna veličina i duljina teleskopskog vratila

Kod odabira duljine vratila moramo poštivati radne uvjete stroja i moment koji razvija pogonski agregat. Iz poznate snage i brzine vrtnje izlaznog vratila traktora određuje se moment koji se prenosi. Prema momentu koji se prenosi određena je nazivna veličina vratila.

$$M_t = \frac{P}{\omega_t} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_t} = \frac{42 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 540/60} = 742.71 \text{ Nm} \quad (1)$$

Gdje je:

$P_t = 42 \text{ kw}$ – snaga izlaznog vratila traktora pri brzini vrtnje motora $2,250 \text{ min}^{-1}$

$\omega_t = 56,55 \text{ rad}^{-1}$ – kutna brzina izlaznog vratila traktora

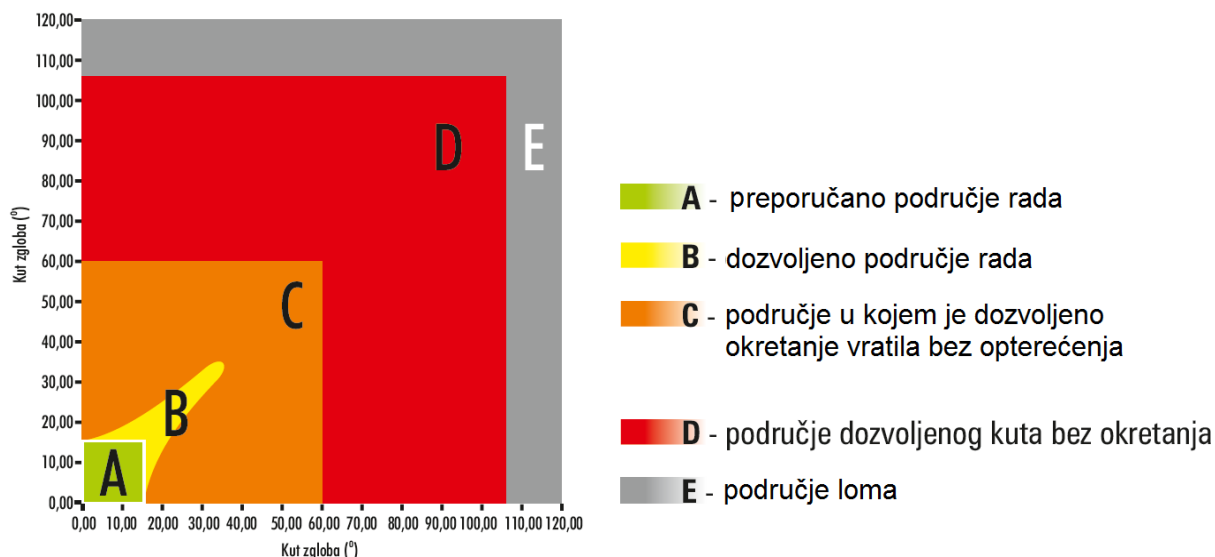
$n_t = 540 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje izlaznog vratila pri brzini vrtnje motora 1790 min^{-1}

Prema preporuci proizvođača **Cerjak KG** odabire se nazivna veličina **6**. [9]

Prema pretpostavljenim dimenzijama stroja i poznatim dimenzijama traktora odabire se dužina vratila oznake **kk 760**, što označava vratilo maksimalne duljine $L_{max} = 1431 \text{ mm}$ i minimalne duljine $L_{min} = 1278 \text{ mm}$.

4.3.2. Izbor standardnog ili širokokutnog zgloba

Preporučani kut rada teleskopskog vratila sa standardnim zglobom iznosi 25° . Takvo vratilo smije raditi i pod kutem od 40° ali u tom slučaju smije prenositi najviše 40% nazivnog momenta. Idealni uvjeti rada su kada radni kut kod standardnog zgloba ne prelazi 15° .



Slika 20. Područja rada teleskopskog vratila ovisno o radnom kutu [9]

S obzirom na konstrukcijske uvjete i pretpostavljene dimenzije stroja izabrano je vratilo sa standardnim zglobom.

4.3.3. Tip sigurnosnog elementa

Obavezni sigurnosni element je istosmjerna (slo. protočna) spojka. Ona osigurava prijenos snage samo u smjeru od traktora prema stroju, time čuva radno vozilo od preopterećenja uslijed sila inercije rotirajućih masa. Nužna je i zbog otklanjanja nepovoljnog utjecaja rotirajućih masa na dinamiku vozila.



Slika 21. Istosmjerna spojka s oznakom proizvođača (slo. Protočna spojka – PS) [9]

Spojka se s jedne strane ugrađuje na izlazno vratilo traktora a sa suprotne strane spaja se na vilicu teleskopskog vratila.

Potrebno je definirati i sigurnosnu spojku koja će zaštititi stroj a prvenstveno kutni prijenosnik od loma ili oštećenja uslijed prekomjerenog momenta.

Od sigurnosnih spojki prikladnih za ugradnju na karadnsko vratilo nude se spojke sa prekidnim vijkom ili tarne spojke. Kod spojki s prekidnim vijkom pri preopterećenju dolazi do loma vijka, vijak se jednostavno zamjeni sa drugim vijkom iste kakvoće i veličine. Kod lamelnih tarnih spojki paket lamela je pod uzdužnim pritiskom opruge (ili vijaka), čim je određeni okretni moment prekoračen spojka klizi.

Kao najjednostavnija i najjeftinija odabrana je spojka sa prekidnim vijkom.

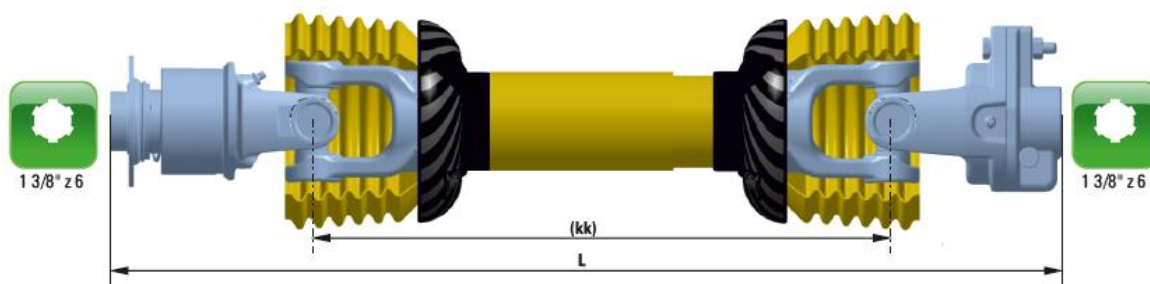


Slika 22. Sigurnosna spojka s prekidnim vijkom (ST – oznaka proizvođača) [9]

Ugradnja sigurnosne spojke jednaka je kao kod istosmjerne spojke. Nazivni moment spojke određen je kod proizvođača i kreće se od 650 Nm do 3600 Nm.

Odabrana je spojka sa граниčnom vrijednosti momenta od 650 Nm.

Konačno, odabrano je vratilo oznake **C line 6 PS+ST kk760 (1060)** [9]



**Slika 23. Teleskopsko vratilo C line 6 PS+ST [9]
Dimenzije: $kk = 760$ mm, $L = 1278$ mm**

4.4. Mehanizam za sječenje

Do mehanizma za sječenje snaga se dovodi pomoću kutnog prijenosnika. Proučavajući primjere renomiranih proizvođača i iskustva korisnika proizvoda sličnih dimenzija pretpostavlja se da potrebna brzina vrtnje vratila na kojemu će biti ovješeni noževi iznosi $n_k = 1000 \dots 1200 \text{ min}^{-1}$.

Kako je izlazna brzina vrtnje vratila traktora jednaka $n_t = 540 \text{ min}^{-1}$ pri brzini vrtnje motora $n_{\text{mot}} = 1790 \text{ min}^{-1}$, kutni prijenosnik mora biti multiplikator s prijenosnim omjerom $i = 1,85 \dots 2,2$.

4.4.1. Brzina vrha oštrice i moment potreban za sječenje

Radi preciznije usporedbe računa se brzina vrha oštrice noža.

Brzina vrha oštrice jednaka je

$$v_o = \omega \cdot r = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n_{\text{kp}} = 2 \cdot \frac{805}{1000} \cdot \pi \cdot \frac{1100}{60} = 92,73 \text{ m/s} \quad (2)$$

Gdje je:

$\omega_k = 115,2 \text{ rad}^{-1}$ – kutna brzina izlaznog vratila

$r_z = 805 \text{ mm}$ – radijus zahvata noževa

$n_{\text{kp}} = 1100 \text{ min}^{-1}$ – pretpostavljena brzina vrtnje tanjura s noževima

Vrijednosti brzine vrha oštrice kod renomiranih proizvođača rotacijskih sjekača sličnih dimenzija iznose $v = 70 \dots 95 \text{ m/s}$.

Potrebna snaga stroja procjenjuje se na $P_s \cong 20 \text{ kW}$.

Iz potrebne snage stroja proizlazi moment potreban za sječenje

$$M_k = \frac{P_{\text{RS}}}{\omega_k} = \frac{25 \cdot 1000}{115,2} = 217 \text{ Nm} \quad (3)$$

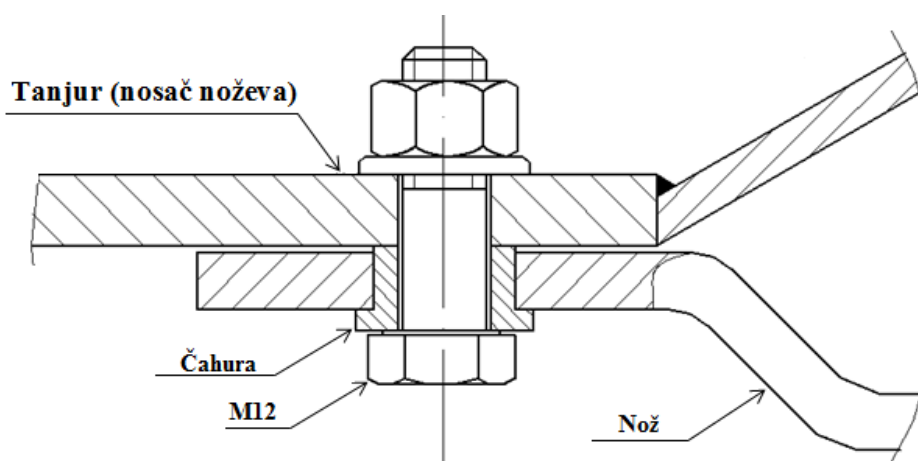
4.4.2. Ovjes noževa

Jedna od razlika između kosilica čija je namjena košnja trave radi prikupljanja otkosa i sjekača kod kojih je cilj malčiranje pokošenog raslinja upravo je u ovjesu noževa. Kod strojeva koji malčiraju noževi se izvode u dvije etaže kako bi se postiglo bolje usitnjavanje. Najčešće izvedbe su sa 2 ili 3 noža, stroj razrađen u ovom radu opremljen je s dva noža radi ograničenja snagom zadane projektnim zadatkom. Pretpostavka je da pri malčiranju neodržavanih površina na kojima ima raznog korova i manjeg grmlja usitnjavanje pomoću tri noža zahtjeva preveliku snagu, odnosno veću od ograničene zadatkom. Takvo ograničenje je smisljeno jer omogućuje uporabu radnih vozila manjih snaga, ali ipak primjerenih za rad sa strojem zbog svojih dimenzija.



Slika 24. Smještaj dva etažirana noža na nosaču

Kod sjekača namjenjenih košnji korova, manjeg grmlja i ostalih biljaka kod koji je stabiljka većeg promjera noževi su ovješeni slobodno. U slučaju udara u krutu prepreku ili stabiljku koju ne mogu presjeći nož rotira oko čahure, odnosno oko osi vijka s kojim je pričvršćen. Tom rotacijom sprječava se lom i veća oštećenja. Iz istog razloga nosač noževa ima skošene stranice, time se sprječava usijecanje nosača u mekše prepreke ili snažni udari u krute prepreke.

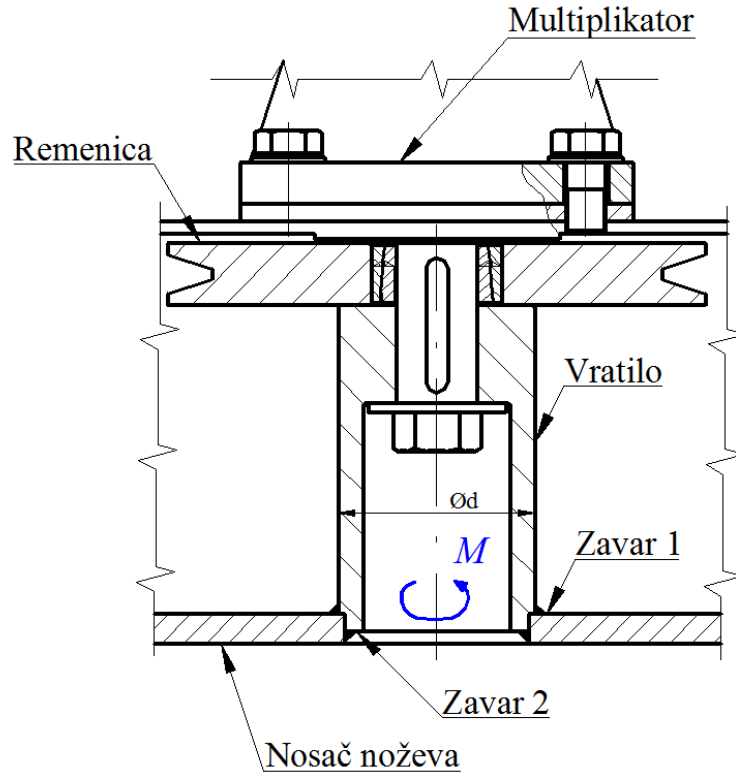


Slika 25. Slobodno ovješeni nož

Dimenzioniranjem mehanizma za sječenje i plašta stroja postiže se visina košnje 40 . . . 50 mm.

4.4.3. Kontrola zavarenog spoja vratila i nosača noževa

Veza vratila spojenog na izlazno vratilo multiplikatora i nosača noževa ostvarena je zavarenim spojem. Pozicioniranje prilikom zavarivanja osigurano je oblikom, također konstrukcijskim rješenjem predviđena su dva zavora po obodu vratila.



Slika 26. Veza vratila i nosača noževa

Moment koji opterećuje zavar definiran je jednačbom (3) te iznosi

$$M_k = \frac{P_{RS}}{\omega_s} = \frac{25 \cdot 1000}{115,2} = 217 \text{ Nm}$$

Gdje je:

$P_{RS} = 25 \text{ kW}$ – snaga stroja

$\omega_s = 115,2 \text{ rad}^{-1}$ – kutna brzina izlaznog vratila multiplikatora

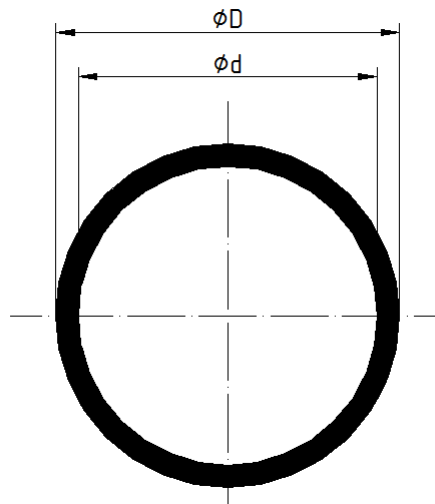
Dopušteno naprezanje u zavaru za S235J iznosi

$$\sigma_{z \text{ dop}} = \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,96 \cdot 140 = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (4)$$

Gdje je:

$\beta = 0,96$ - faktor veličine kutnih zavora

$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje čelika S235J



Slika 27. Poprečni presjek jednog zavara u ravnini spoja vratila i nosača

Moment otpora presjeka Zavara 1

$$W_{x z1} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{84^4 - 80^4}{84} = 10316 \text{ mm}^3 \quad (5)$$

Moment otpora presjeka Zavara 2

$$W_{x z2} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{75^4 - 68^4}{75} = 8153 \text{ mm}^3 \quad (6)$$

Gdje je:

D (mm) – vanjski promjer poprečnog presjeka zavara

d (mm) – unutarnji promjer poprečnog presjeka zavara

Ukupni moment otpora zavara

$$W_x = W_{x z1} + W_{x z2} = 10316 + 8153 = 18470 \text{ mm}^3 \quad (7)$$

Normalno naprezanje u zavaru

$$\sigma_o = \frac{M_S}{W_x} = \frac{217 \cdot 10^3}{18470} = 12 \text{ N/mm}^2 \quad (8)$$

$$\sigma = 12 \text{ N/mm}^2 \ll \sigma_{z \text{ dop}}$$

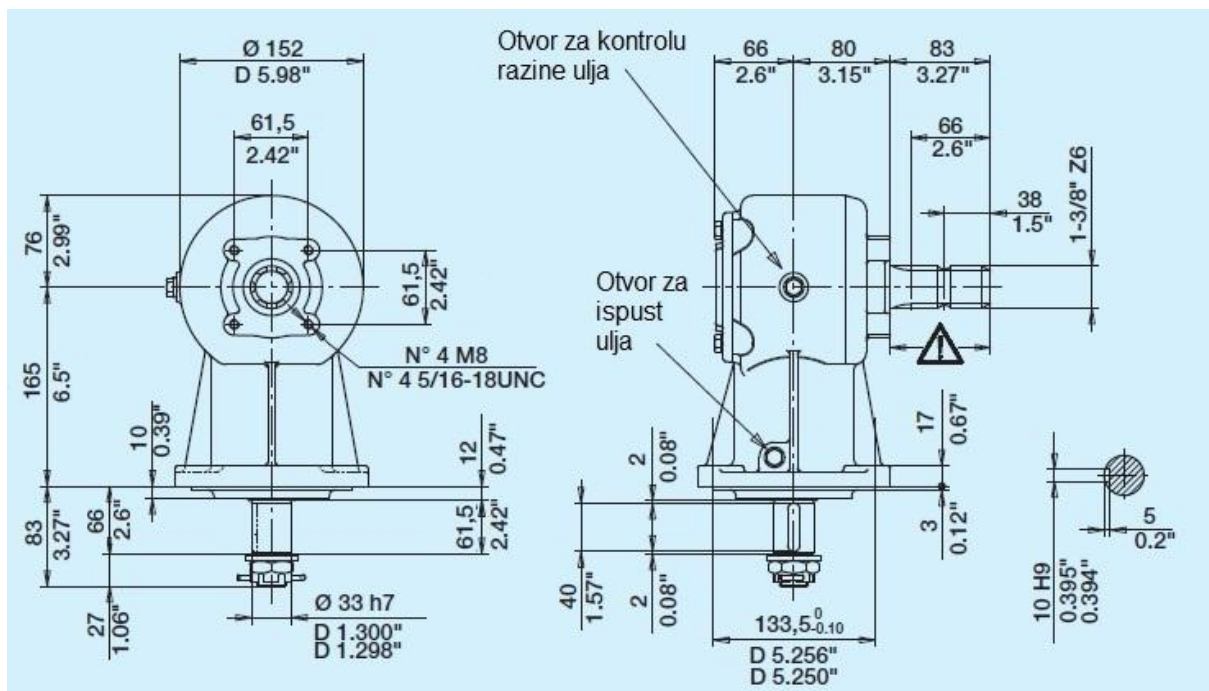
4.5. Izbor kutnog prijenosnika (multiplikatora)

Kako je prethodno pokazano da bi se postigla potrebna brzina vrtnje tanjura s noževima od $n_k = 1000 \dots 1200 \text{ min}^{-1}$ kutni prijenosnik mora biti multiplikator s prijenosnim omjerom $i = 1,85 \dots 2,2$.

Odabran je multiplikator proizvođača **Bondioli & Pavesi** serije 3000, model **3035**.

Prijenosni omjer multiplikatora jednak je $i = 1,92$

Snaga koju prenosi pri brzini vrtnje vratila od 540 min^{-1} iznosi $P_M = 23 \text{ kW}$



Slika 28. Dimenzije multiplikatora B&P 3035 [12]

Kontrola brzine vrha oštrice:

$$v_o = \omega_s \cdot r_z = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n_k = 2 \cdot \frac{805}{1000} \cdot \pi \cdot \frac{1037}{60} = 87,4 \text{ m/s} \quad (9)$$

Gdje je:

$\omega_s = 115,2 \text{ rad}^{-1}$ – kutna brzina izlaznog vratila

$r_z = 805 \text{ mm}$ – radijus zahvata noževa

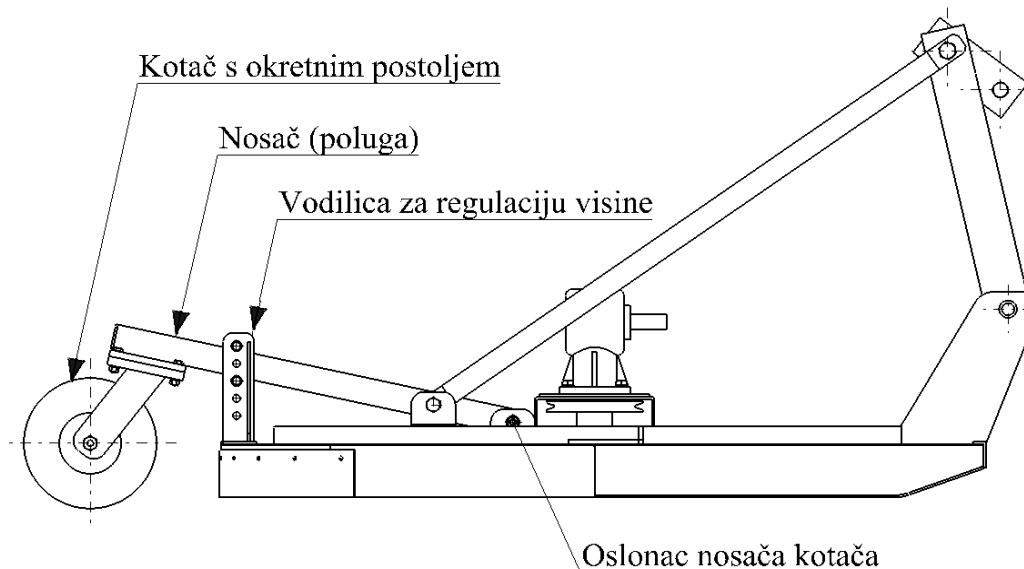
$n_k = 1037 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje tanjura s noževima

$$n_k = n_t \cdot i = 540 \cdot 1,92 = 1037 \text{ min}^{-1} \quad (10)$$

Brzina vrha oštrice zadovoljava. Zbog zanemarive promjene brzine vrtnje noževa u odnosu na pretpostavljenu ne provode se kontrole ostalih karakteristika mehanizma za sječenje.

4.6. Kotač za vođenje stražnjeg dijela stroja

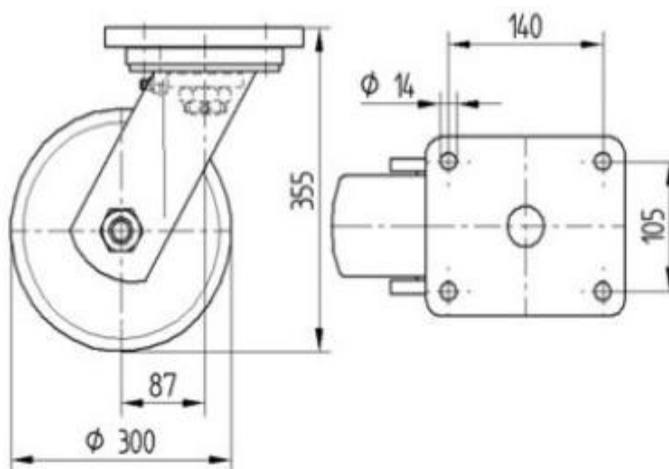
Prednji dio stroja ovješeno je na radno vozilo ili se prema potrebi oslanja na skije. Vođenje stražnjeg dijela ostvaruje se oslanjanjem na kotač sa zakretnim postoljem. Zakretno postolje je korisno jer se olakšava manevriranje te ne dolazi do oštećenja podloge struganjem kotača.



Slika 29. Položaj kotača na radnom stroju

Postolje kotača učvršćeno je vijčanim spojem na polugu. Pomicanjem poluge regulira se visina košnje. Poluga je u vodilici za regulaciju visine učvršćene vijcima, vijak s gornje strane onemogućuje pad stroja na tlo i smanjenje postavljene visine košnji. Vijak s donje strane poluge onemogućuje pad poluge prilikom transporta, odnosno podizanja stroja pomoću hidraulički upravljanih poluga na traktoru.

Odabran je kotač Proizvođača **TENTE** serije **EAN** [13].



Slika 30. Oblik i dimenzije kotača [13]

Tablica 11. Tehnički podaci kotača serije EAN [13]

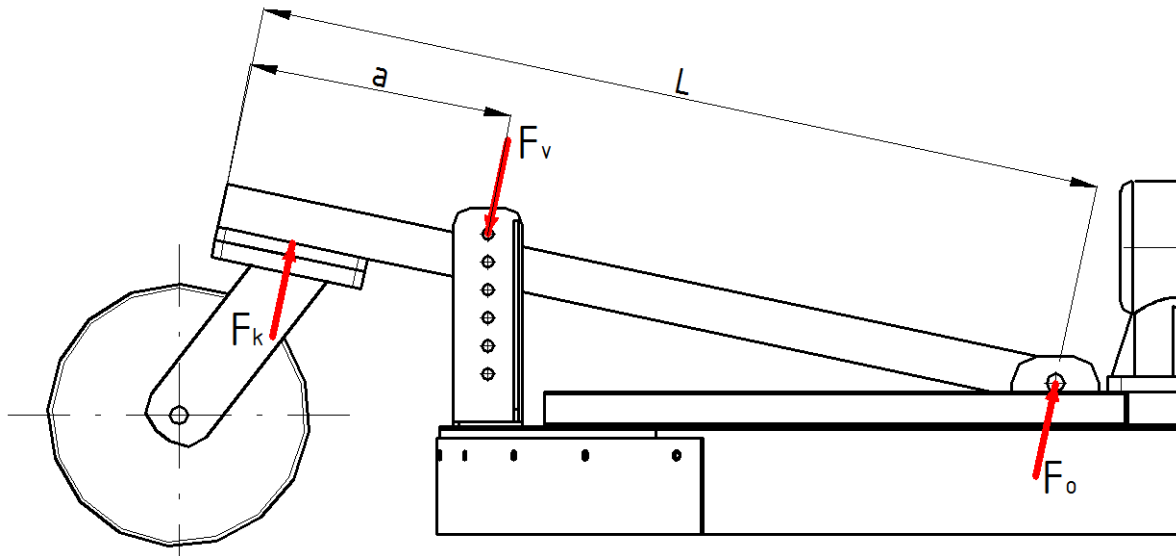
Tehnički podaci	
Kotač Ø	300 mm
Širina gume	85 mm
Veličine ploče	175 x 140 mm
Razmak između otvora na ploči	140 x 105 mm
Otvor na ploči	15 mm
Provjes	70 mm
Krug smetnji Ø	440 mm
Visina	355 mm
Područje temperature	- 20 / + 85 °C
Norma	EN 12533
Vlastita težina	22.651 kg
Radijus kruga smetnji	220 mm
Tvrdoća omotača	A 70 Shore
Nosivost	800 kg
Nosivost, statička	1600 kg

Kotač je prvenstveno odabran prema promjeru. S obzirom na nosivost kotač je predimenzioniran što je povoljno zbog mnogih udaraca do kojih će dolaziti pri radu.

Tijelo kotača je od lijevanog željeza od korozije zaštićenog pocinčavanjem, omotač je od pune gume.

4.6.1. Kontrola nosača kotača

Nosač kotača (poluga) opterećen je na savijanje uslijed težine stroja. Pretpostavka je da se polovina mase stroja oslanja na hidraulički upravljane poluge traktora a polovinu mase preuzima kotač, odnosno nosač kotača.



Slika 31. Proračunski model nosača kotača

Iz uvjeta ravnoteže proizlazi:

$$F_v = F_k + F_o \quad (11)$$

Kako su poznate dimenzije a i L jednostavno je odrediti F_v :

$$a = 300 \text{ mm}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$F_v = \frac{1000 \cdot F_k}{300} = \frac{1000 \cdot 1700}{300} = 5667 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_o = F_v - F_k = 5667 - 1700 = 3967 \text{ N} \quad (13)$$

Gdje je:

$F_k = 1700 \text{ N}$ – sila na kotač uslijed mase stroja

$$F_k = \frac{m_s \cdot g}{2} = \frac{350 \cdot 9,81}{2} \approx 1700 \text{ N} \quad (14)$$

Gdje je:

$m_s \approx 350 \text{ kg}$ – procjenjena masa stroja

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – ubrzanje slobodnog pada

$F_v = 5667 \text{ N}$ – sila na vijak u vodilici za regulaciju visine

$F_o = 3967 \text{ N}$ – sila u osloncu nosača kotača

Maksimalni moment savijanja za opterećenje prikazano Slikom 26. iznosi

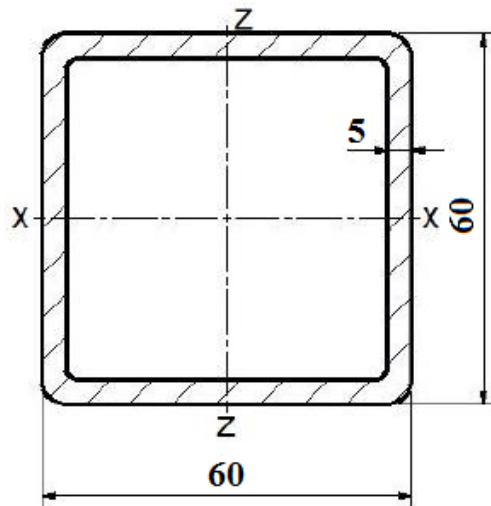
$$M_{s \max} = \frac{F_v \cdot a \cdot b}{L} = \frac{5667 \cdot 700 \cdot 300}{1000} = 1190 \text{ Nm} \quad (15)$$

Gdje je:

$b = L - a = 1000 - 300 = 700 \text{ mm}$ – udaljenost od oslonca do vijka u vodilici

Kao standardni profil u ponudi tvrtke **Strojopromet – Zagreb d.o.o.** [14] odabran je pravokutni profil 60 x 60.

Matrijal profila je čelik S235J čije je dopušteno naprezanje pri kolebanju opterećenja između maksimalne vrijednosti i nule iznosi $\sigma_{\text{dop}} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ prema [15].



Slika 32. Poprečni presjek kvadratne cijevi

Za prikazani profil vrijednosti momenta otpora iznose

$$I_x = 2 \cdot \frac{5 \cdot 60^3}{12} + 2 \cdot \left[\frac{60 \cdot 5^3}{12} + 60 \cdot 5 \cdot \left(\frac{60 - 5}{2} \right)^2 \right] \quad (16)$$

$$I_x = 6,35 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (17)$$

$$W_x = \frac{2 \cdot I_x}{60} = \frac{2 \cdot 6,35 \cdot 10^5}{60} = 2,17 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \quad (18)$$

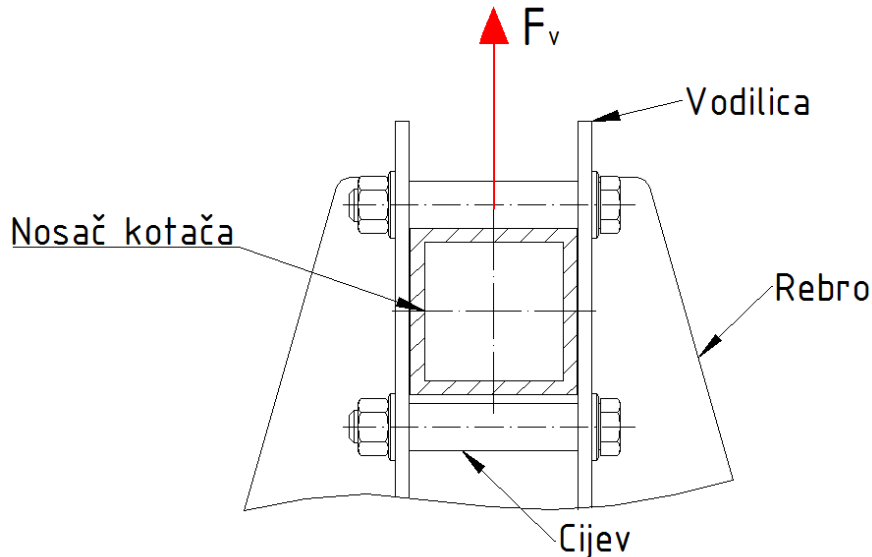
Naprezanje koje uzrokuje momen savijanja M_{\max}

$$\sigma_s = \frac{M_{s \max}}{W_y} = \frac{1190 \cdot 1000}{2,17 \cdot 10^4} = 55 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{dop}} \quad (19)$$

4.6.2. Kontrola vijaka u vodilici poluge

Vijci koji osiguravaju položaj nosača kotača opterećeni su silom F_v koja nastaje kao reakcija zbog sile na kotač uslijed mase stroja. Sila F_v definirana je u prethodnom poglavlju kao:

$F_v = 5667 \text{ N}$ – sila na vijak u vodilici za regulaciju visine.



Slika 33. Opterećenje cijevi između vodilica za regulaciju visine kotača

Sila F_v opterećuje naležne površine na površinski tlak, a opasni presjek A na dijelu kliznog dosjeda na savijanje i odrez.

$F = 5667 \text{ N}$ pogonska sila

$d_v = 24 \text{ mm}$ vanjski promjer cijevi

$d_u = 17 \text{ mm}$ unutarnji promjer cijevi

$a = 5 \text{ mm}$ širina vanjske naležne površine (vodilice)

A_c = površina poprečnog presjeka cijevi

$$A_c = r_v^2 \pi - r_u^2 \pi = 12^2 \pi - 8,5^2 \pi = 251,33 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

Dopušteni površinski pritisak $p_{\text{dop}} = 24 \text{ N/mm}^2$

Dopušteno naprezanje na savijanje $\sigma_{f \text{ dop}} = 100 \text{ N/mm}^2$

Dopušteno naprezanje na odrez $\tau_{a \text{ dop}} = 54 \text{ N/mm}^2$

Izvor za dopuštena naprezanja i pritiske za S235J je [16].

Kontrola površinskog pritiska; zbog $a \ll b$, kontrolira se samo površinski pritisak na vanjskim naležnim površinama

$$p = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{5667}{2 \cdot 5 \cdot 24} = 23,61 \text{ N/mm}^2 \leq p_{\text{dop}} \quad (21)$$

Kontrola naprezanja na savijanje u presjeku svornjaka

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{W_x} = \frac{2833,5 \cdot 5}{1015} = 14 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{f \text{ dop}} \quad (22)$$

Gdje je:

W_x =- moment otpora presjeka cijevi

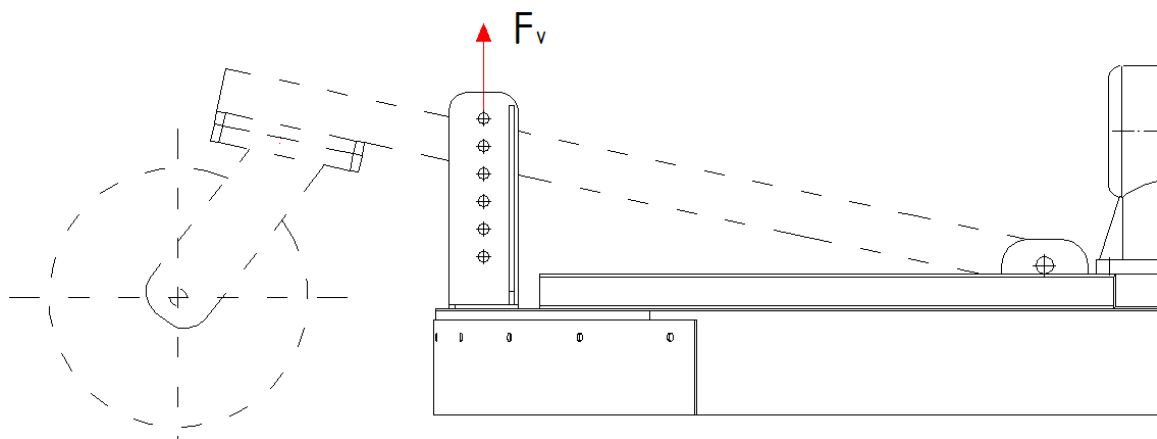
$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_v^4 - d_u^4}{d_v} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{24^4 - 17^4}{24} = 1015 \text{ mm}^3 \quad (23)$$

Kontrola naprezanja na odrez u presjeku cijevi

$$\tau_a = \frac{F}{2A} = \frac{5667}{2 \cdot 251,33} = 11,3 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{a \text{ dop}} \quad (24)$$

4.6.3. Kontrola zavarenog spoja vodilice poluge i plašta

Zavareni spoj vodilice s temeljnom pločom opterećen je na savijanje i vlačno uslijed djelovanja prethodno definirane sile F_v . Radi pojednostavljena proračuna uzima se slučaj u kojemu se razmatra kao da sila F_v djeluje vertikalno, pri čemu se zanemaruje opterećenje zavora na savijanje.



Slika 34. Proračunski model vodilice poluge nosača

Dopušteno naprezanje u zavaru za S235J iznosi [15]

$$\sigma_{z \text{ dop}} = \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,96 \cdot 120 = 115 \text{ N/mm}^2 \quad (25)$$

Gdje je:

$\beta = 0,96$ - faktor veličine kutnih zavora

$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje čelika S235J

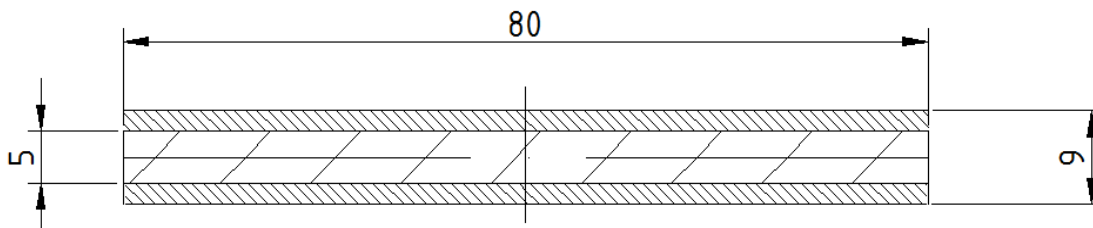
Vlačno naprezanje uslijed djelovanja sile F_v :

$$\sigma_v = \frac{F_v}{2 \cdot A_{\text{zav}}} = \frac{5667}{80 \cdot 4} = 18 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} = 115 \text{ N/mm}^2 \quad (26)$$

Gdje je:

$F_v = 5667 \text{ N}$ – sila na vijak u vodilici za regulaciju visine

$A_{\text{zav}} = 320 \text{ mm}^2$ – površina poprečnog presjeka zavora

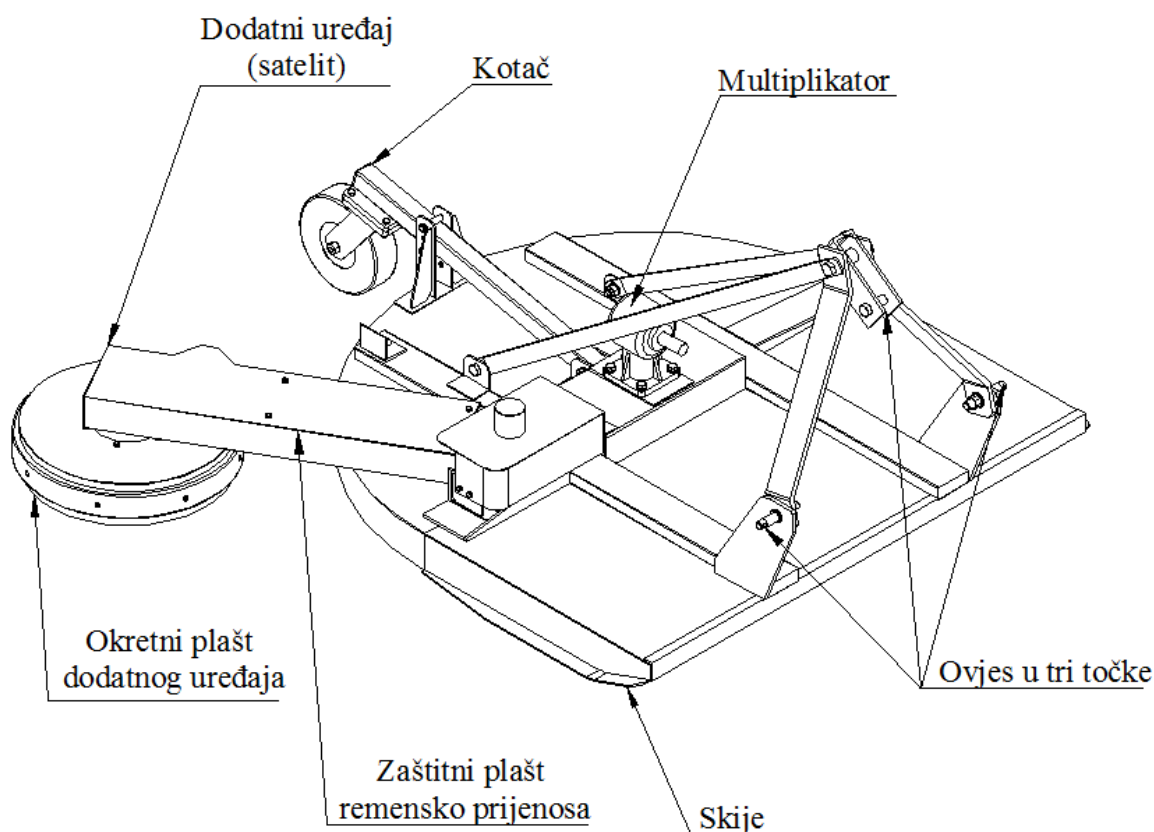


Slika 35. Poprečni presjek vodilica nosača kotača na mjestu zavora

4.7. Dodatni uređaj za proširenje zahvata košnje

Projektom zadatkom određeno je da sjekač mora imati mogućnost sječenje u pozicijama gdje radni stroj nema neposredni pristup kao iza stabla, stupa, ispod krošnji i slično.

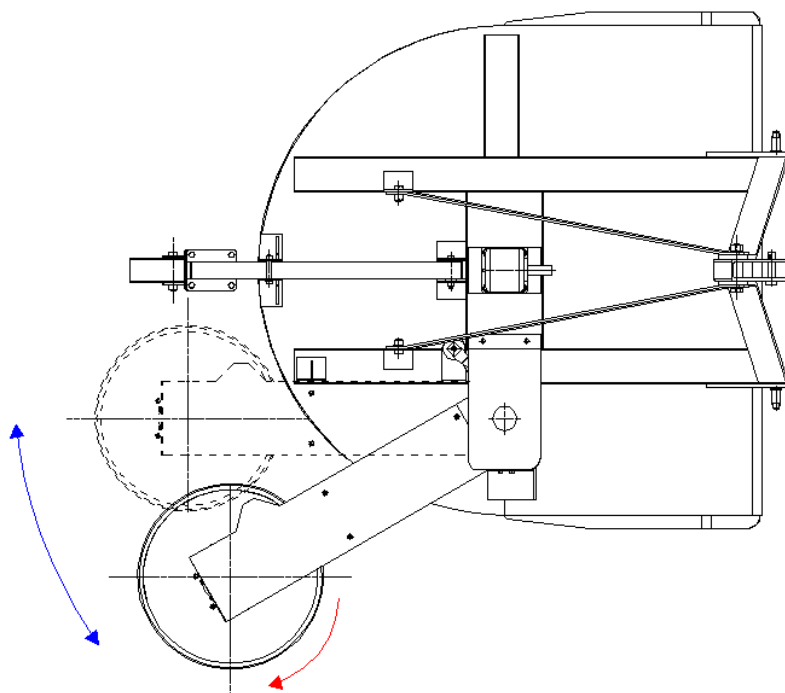
Formiranjem konceptnog rješenja prema mogućnostima prikazanim u morfološkoj matrici određeno je da će se pomak, odnosno proširenje zahvata stroja izvesti pomoću dodatnog uređaja.



Slika 36. Dijelovi rotacijskog sjekača

Uređaj (satelit) ne zahtjeva dodatni pogon za svoj pomak, već se pomiče nailaskom na prepreku. Samostalno se postavlja u početni položaj nakon što prepreka nestane. Povrat satelita ostvaruje se zavojnom fleksijskom oprugoma koja je postavljena kao opruga za okretanje.

Mehanizam za sječenje pogoni se remenskim prijenosom pomoću tri remenice. Remenskim prijenosom ostvaruje se i multiplikacija brzine vrtnje prema manjem sjekaču. Remenski prijenos i svornjak na koji se oslanja nosač satelita zaštićeni su čeličnim plaštom.



Slika 37. Pomak pomoćnog uređaja

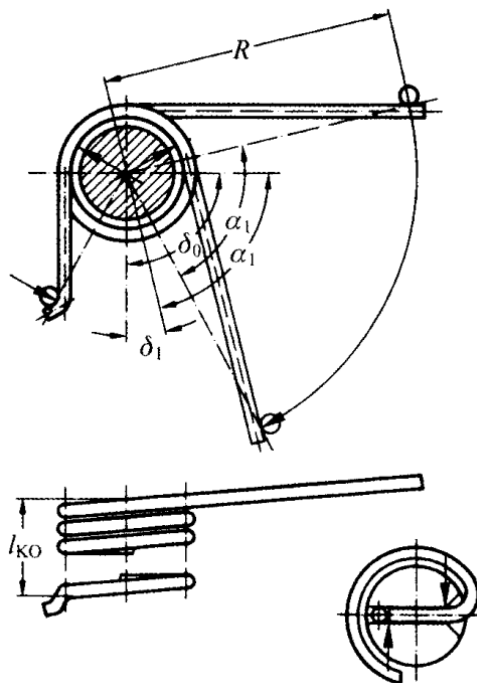
Prilikom pomaka satelita, plašt satelita zakreće se oko svoje osi, odnosno kotrlja se po površini prepreke (stablo, stup i sl.). Okretanje plašta omogućuje klizni ležaj.

Plašt je izveden kao zakretni kako bi se smanjila sila potrebna za pomak satelita i time uklonila ili smanjila oštećenja koja nastaju na prepreci. Ovo svojstvo od posebne je važnosti kada prepreku predstavljaju mlade sadnice voćaka ili zaštitne ograde slabije konstrukcije (pr. ograde oko ukrasnog bilja).

Bez obzira na prethodno objašnjeno svojstvo dodatnog uređaja potrebna je povećana pažnja prilikom košnje u blizini mehanički osjetljivih prepreka te je prema procjeni korekciju putanje košnje preporučljivo izvesti manevrom radnog vozila.

4.7.1. Zavojna fleksijska opruga kao opruga za okretanje

Povrat nosača satelita nakon sklapanja uzrokovanog nailaskom na prepreku ostvaruje se fleksijskom oprugom.



Slika 38. Prikaz karakterističnih veličina fleksijske opruge [16]

Zavojne fleksijske opruge namotane su u obliku zavojnice, a opterećene su na savijanje. Najčešće se upotrebljavaju za povratni hod poluga. Jedan kraj opruge čvrsto je upet na kraku poluge a drugi kraj na svornjak na koji je opruga oslonjena. U početnom položaju opruga je predopterećena i pritiskuje polugu o naslon.

Proračun je izveden prema [16], 177. – 190. str.

Zavojne opruge treba uvijek opterećivati u smjeru zavojnice opruge, tako da je vanjska strana navoja opterećena na vlak.

Promjer svornjaka

$$D_{\text{svor.}} = 30 \text{ mm}$$

Da bi se osiguralo dovoljno zračnosti između opruge i svornjaka, da se opruga pri okretanju ne stisne na svornjak, kao približna vrijednost za unutarnji promjer uzima se:

$$D_u = \frac{D_{\text{svor.}}}{0,8 - 0,9} = \frac{30 \text{ mm}}{0,85} \geq 35,3 \text{ mm} \quad (27)$$

Treba nastojati da odnos namatanja bude $w = D_{\text{sr}}/d = 4$ do 15.

Debljinu žice opruge odabirem $d = 5$ mm, opruga se izrađuje hladnim namotavanjem.

Unutarnji promjer opruge $D_u = 36$ mm

Vanjski promjer opruge $D_v = 46$ mm

Srednji promjer opruge $D_{sr} = 41$ mm

Odnos namatanja $w = 41/5 = 8,2 \geq 4$

Materijal opruge, patentirano vučena žica za opruge od nelegiranog čelika kratice C, vlačne čvrstoće $\sigma_M = 1630$ N/mm².

Dopušteno naprezanje jednako je:

$$\sigma_{dop} = 0,7 \cdot \sigma_M = 1141 \text{ N/mm}^2.$$

Moment kojim je opterećena opruga izračunat ću iz poznatog kuta zakreta.

Kut zakretanja

$$\alpha = \frac{M_O \cdot l}{I \cdot E} = 1,55 \text{ rad} \quad (28)$$

Gdje je:

$\alpha \cong 45^\circ$ – kut zakretanja, poznat iz konstrukcije

l – ispružena duljina navoja s opružnim djelovanjem bez krakova

$$l = D_{sr} \cdot \pi \cdot i_f = 41 \cdot \pi \cdot 6 = 773 \text{ mm} \quad (29)$$

Gdje je:

$i_f = 6$ - broj namota s opružnim djelovanjem

Moment opruge odnosno moment savijanja u presjeku žice

$$M_O = \frac{\alpha \cdot I \cdot E}{l} = \frac{1,55 \cdot 30,68 \cdot 210000}{773} = 12,9 \text{ Nm} \quad (30)$$

Gdje je:

I – moment inercije presjeka žice

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 5^4}{64} = 30,68 \text{ mm}^4 \quad (31)$$

$E = 210000$ N/mm² – modul elastičnosti materijala opruge

Moment otpora žice kružnog poprečnog presjeka promjera $d = 5$ mm iznosi

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 5^3}{32} = 12,27 \text{ mm}^3 \quad (32)$$

Stvarno naprezanje

$$\sigma_s = \frac{M_0}{W_x} = \frac{12900 \text{ Nmm}}{12,27 \text{ mm}^3} = 1051 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}}. \quad (33)$$

Pri opterećenju opruge u smjeru namota smanjuje joj se unutarnji promjer od D_u na $D_{u\alpha}$.

Unutarnji promjer $D_{u\alpha}$ mora biti veći od promjera svornjaka.

$$D_{u\alpha} \approx D_{\text{sr}} \cdot \frac{i_f}{i_f + \frac{\alpha}{2\pi}} - d = 41 \cdot \frac{6}{6 + \frac{1,55}{2\pi}} = 39,38 \text{ mm} \geq D_{\text{svor}}. \quad (34)$$

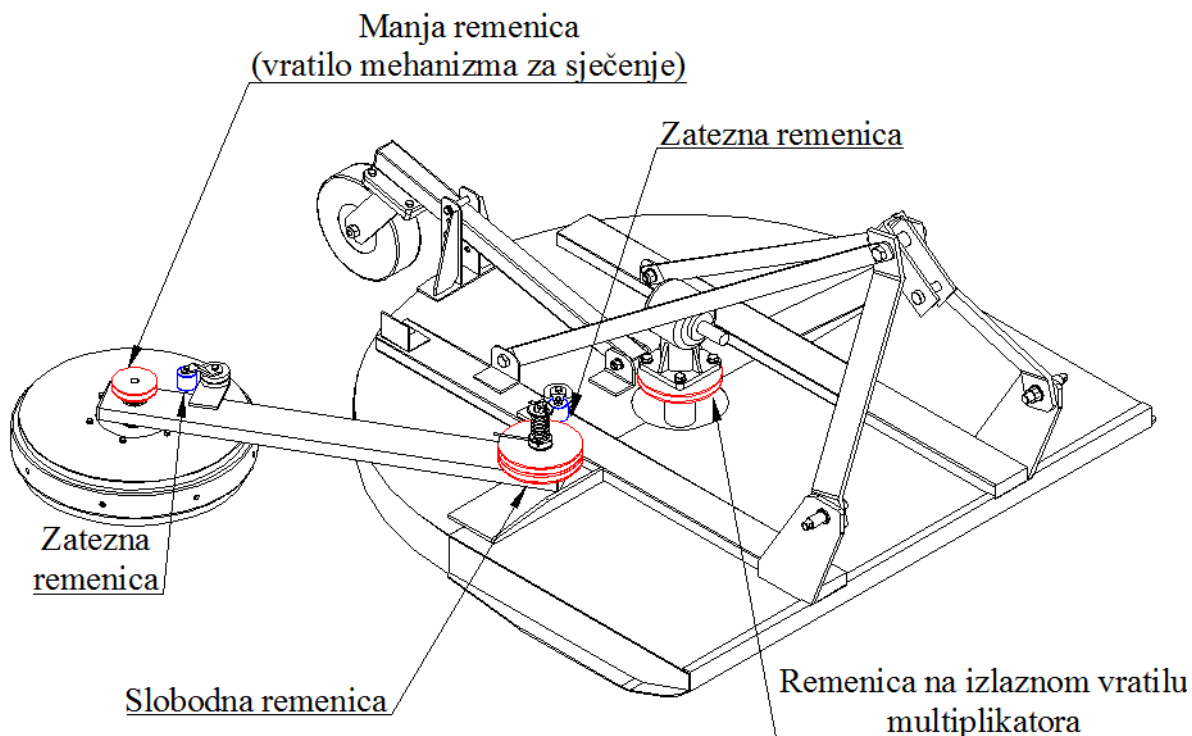
Gdje je:

$i_f = 6$ - broj namota s opružnim djelovanjem

$\alpha \cong 45^\circ$ – kut zakretanja

4.7.2. Remenski prijenos klinastim remenom

Za prijenos snage od multiplikatora do mehanizma za sječenje dodatnog uređaja koristi se remenski prijenos klinastim remenom.



Slika 39. Dijelovi remenskog prijenosa

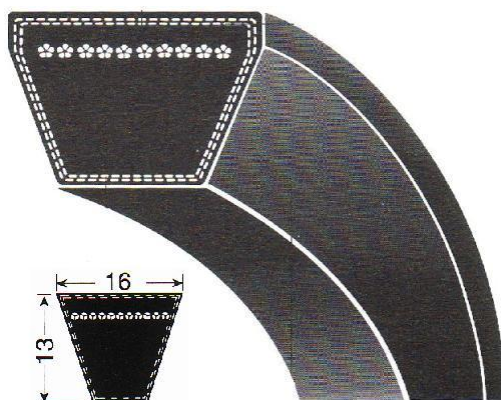
Lakše izrade remenskih prijenosa s plosnatim remenjem potisnute su gotovo potpuno klinastim remenjem. Klinasto remenje ima prema plosnatom, pri istoj sili kojom remen tlači remenicu, približno trostruku sposobnost prijenosa, blago puštanje u rad i praktički vuku bez puzanja. Mogu raditi s malim obuhvatnim kutom i tako omogućuju velik prijenosni odnos. Daljnja prednost je da više klinastih remena može raditi istodobno.

Kako se u strojogradnji normalni beskonačni klinasti remen DIN 2215 (HRN G.E2.053) zamjenjen uskim beskonačnim klinastim remenom DIN 7753 (HRN G.E2.063), isti se koristi i u ovome radu.

Profil remena i veličina remenica izabrani su prema smjenicama u [16] str. 354. – 359.

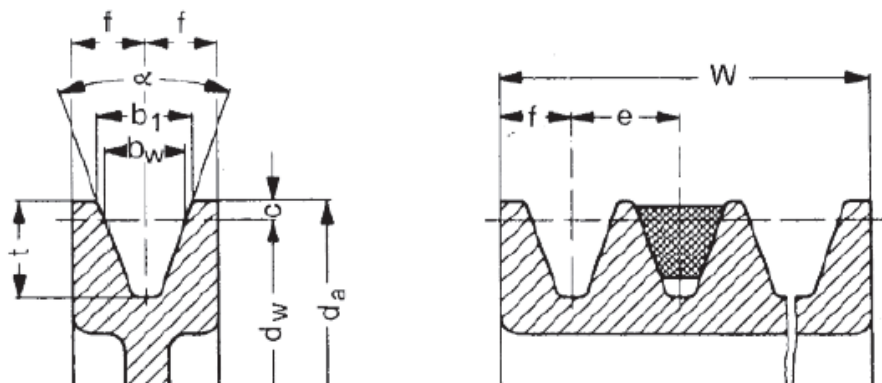
4.7.2.1. Odabir elemenata remenskog prijenosa

Za prijenos snage u ovom radu izabran je remen **SPB 16 x 13**



Slika 40. Uski klinasti remen SPB [17]

Utori za uske klinaste remene na remenicama standardizirani su u DIN 2211 (HRN M.C1.263).



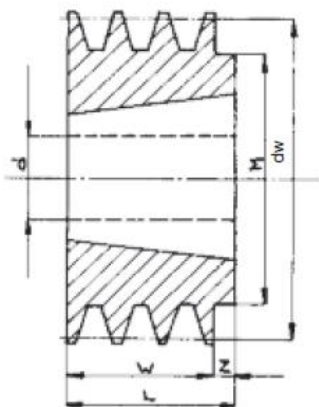
Slika 41. Dimenzije profila remenice za uski klinasti remen [17]

Tablica 12. Veličine profila SPB prikaznog Slikom 32.

Profil SPB	
b_w (mm)	14
b_1 (mm)	16,3
c (mm)	3,5
e (mm)	$19 \pm 0,4$
f (mm)	$12,5 \pm 0,8$
t (mm)	17,5

Za obodne brzine do 35 m/s zadovoljavaju uobičajeni materijali remenica (sivi lijev). Iznad i brzina potrebni su vrlo čvrsti materijali (čelični lijev, čelik).

Iz kataloga proizvođača **Sit – SpA** [17] odabrana je veća remenica učvršćena na multiplikator i slobodna remenica promjera $d_w = 212$ mm. Broj utora na slobodnoj remenici jednak je $n_u=2$.



Slika 42. Dimenzije i oblik remenice [17]

Odabrana je i manja remenica koja se ugrađuje na vratilo koje pogoni mehanizam sječenja satelita, njen promjer jednak je $d_w = 212$ mm.

Tablica 13. Dimenzije remenice prikazane Slikom 33.

Dimenzije remenice PBT (remen SPB)		
d_w (mm)	112	212
L (mm)	25	45
M (mm)	-	125
Z (mm)	-	1
d (mm)	12 -42	18 – 65
m (kg)	1,16	5,84

Učvršćenje remenice na vratilo izvodi se mehanizmom (steznim umetkom) **SER-SIT** koje proizvođač nudi uz remenicu. Odgovarajući stezni umetak odabire se prema promjeru vratila.



Slika 43. Remenica s pripremom za SER-SIT mehanizam (lijevo), remenica s ugrađenim SER-SIT mehanizmom (desno) [17]

4.7.2.2. Kontrola remenskog prijenosa

Proračunavanje prijenosa s uskim klinastim remenom normirano je prema DIN 7753 (HRN. G.E2.063).

Prijenosni omjer odnos je brzine vrtnje pogonske remenice prema gonjenoj. Zbog jednostavnosti označit će se prijenosni omjer kao odnos brzine vrtnje n_1 manje remenice prema brzini vrtnje n_2 veće remenice.

Proračunom je obuhvaćen prijenos snage od slobodne remenice do remenica na vratilu satelita.

Prijenosni omjer jednak je

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1} = \frac{112}{212} = 0,52 \quad (35)$$

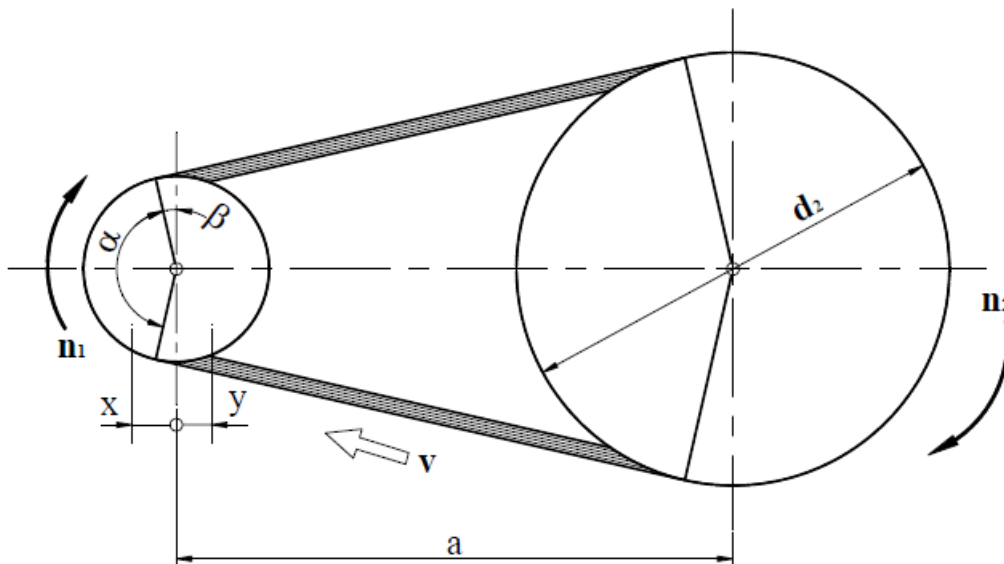
Gdje je:

$n_1 = 1100 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje slobodne remenice (velika remenica)

n_2 – brzina vrtnje remenice na vratilu satelita (mala remenica)

d_1 – aktivni promjer velike remenice

d_2 – aktivni promjer male remenice



Slika 44. Shematski prikaz pogona klinastim remenom

Brzina remena jednaka je

$$v_r \approx d_1 \cdot \pi \cdot n_1 \approx d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \quad (36)$$

$$v_r \approx d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = 212 \cdot \pi \cdot 1100 = 12,2 \text{ m/s} \quad (37)$$

Gdje je:

$n_1 = 1100 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje slobodne remnice (velika remenica)

$d_1 = 212 \text{ mm}$ – aktivni promjer velike remenice

Dobivena brzina remena unutar je preporučenih vrijednosti. Za povoljan prijenos snage kod uskih klinastih remena ne preporučuju se brzine remena ispod $v_r = 2 \text{ m/s}$ niti iznad $v_r = 40 \text{ m/s}$.

Obuhvatni kut manje remenice može se izračunati iz jednadžbe:

$$\cos \frac{\beta'}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2e} = \frac{212 - 112}{2 \cdot 1100} = 0,045 \quad (38)$$

$$\beta = 175^\circ$$

Gdje je:

$d_1 = 212 \text{ mm}$ – aktivni promjer velike remenice

$d_2 = 112 \text{ mm}$ – aktivni promjer male remenice

$e = 1100 \text{ mm}$ – razmak osi prijenosnika (podatak poznat iz konstrukcije)

Kut nagiba vučnog i slobodnog ogranka remena je

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\beta'}{2} = 90^\circ - 87,5^\circ = 2,5^\circ \quad (39)$$

4.7.2.3. Duljina remena

Sa prethodno definiranim veličinama može se izračunati aktivna duljina klinastog remena koji povezuje slobodnu remenicu i malu remenicu na vratilu mehanizma za sječenje dodatnog uređaja:

$$L_a = 2e \cdot \sin \frac{\beta'}{2} + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{\gamma}{2}(d_1 - d_2) \quad (40)$$

$$L_a = 2 \cdot 1100 \cdot \sin \frac{175}{2} + \frac{\pi}{2}(112 + 212) + \frac{\gamma}{2}(212 - 112) = 2831 \text{ mm}$$

Za beskonačno uske remene u strojarstvu moraju se birati standardne aktivne duljine. Konačan razmak vratila odrediti će se uz minimalne konstrukcijske promjene, pri čemu mala promjena obuhvatnog kuta β općenito ne igra ulogu.

Razmak vratila smanjuje se na vrijednost $e = 1050$ mm te se određuje standardna duljina remena $L = 2800$ mm.

Oznaka veličine prema **SIT – SPA, B110**. [17]

Aktivna duljina remena klinastog remena koji povezuje slobodnu remenicu i remenicu na izaznom vratilu multiplikatora analogno izrazu (40) jednaka je:

$$L_a = 2 \cdot 512 \cdot \sin \frac{180}{2} + \frac{\pi}{2}(212 + 212) = 1690 \text{ mm} \quad (41)$$

Razmak vratila povećava se na vrijednost $e = 512$ mm te se određuje standardna duljina remena $L = 1700$ mm.

Oznaka veličine prema **SIT – SPA, B67**. [17]

4.7.2.4. Kontrola broja remena koji sudjeluju u prijenosu snage

Potrebno je kontrolirati da li jedan remen zadovoljava s obzirom na snagu koju je potrebno prenositi. Prema DIN normama iz [16] dane su nazivne snage koje je moguće prenijeti jednim remenom ovisno o brzini vrtnje.

Što je manji obuhvatni kut β' , remenski prijenos prenosi i manju snagu. Navedeni utjecaj dan je faktorom obuhvatnog kuta c_1 .

Povećanjem aktivne duljine remena L_a povećava se sposobnost prenošenja, jer se time smanjuje učestalost savijanja, a povećava trajnost remena. Taj utjecaj obuhvaćen je faktorom duljine c_3 .

Nadalje, sposobnost prenošenja snage raste (ili pada) s većim (ili manjim) aktivnim promjerom d_1 . Njihov utjecaj obuhvaćen je kod uskih klinastih remena faktorom djelovanja c_4 .

I prijenosni omjer ima svoj utjecaj. U prijenosu s uskim klinastim remenjem obuhvaćen je taj utjecaj s faktorom prijenosnog omjera c_5 .

Uzimajući u obzir sve navedene utjecaje, može se izračunati potreban broj remena

$$z_r = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5} = \frac{5000 \cdot 1}{7700 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,6 \cdot 1,2} = 0,94 \quad (42)$$

Gdje je:

$P = 5 \text{ kW}$ – pretpostavljena snaga sjekača, odnosno snaga koju treba prenositi

$P_N = 7,7 \text{ kW}$ – nazivna snaga jednog remena prema [16] (tablica 8.8. str. 363.)

$c_1 = 0,99$ – faktor obuhvatnog kuta za pogone s klinastim remenjem [16] (tablica 8.9. str. 364.)

$c_2 = 1,1$ – faktor opterećenja za pogone s klinastim remenjem, izabran minimalni faktor zbog malog dnevnog trajanja pogona, prema DIN 7753 [16] (tabl. 8.10. str 364.)

$c_3 = 0,96$ – faktor duljine za uske klinaste remene prema DIN 7753 [16] (tabl. 8.11. str. 364.)

$c_4 = 0,6$ – faktor djelovanja za uske klinaste remen prema DIN 7753 [16] (procjena prema tablici 8.12. str 365.)

$c_5 = 1,2$ – faktor prijenosnog omjera za uske klinaste remene prema DIN 7753 [16] (procjena prema tabl. 8.13. str.366.)

Provedeni proračun dokazuje ispravnost izbora jednog pogonskog remena.

4.7.2.5. Izbor i smještaj zateznih remenica

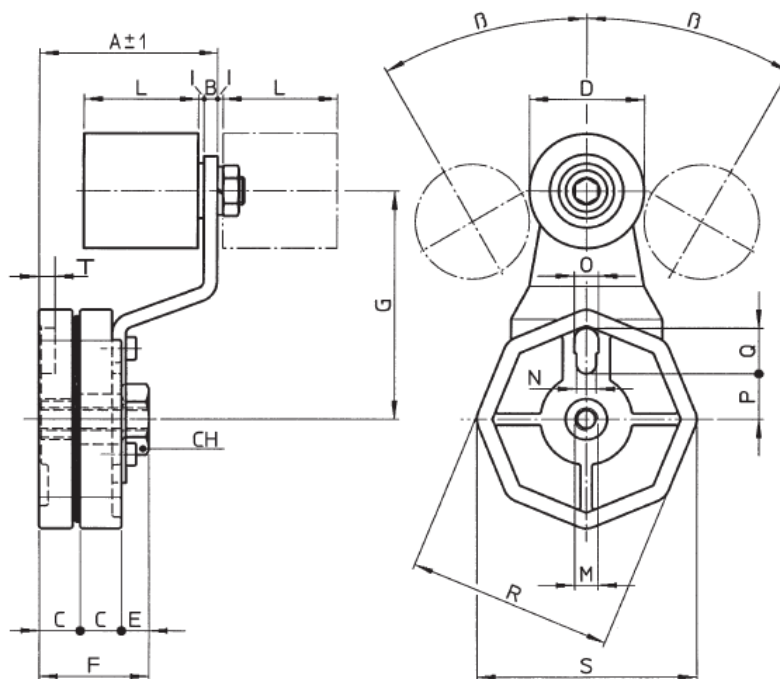
Sposobnost remenskog prijenosa ravna se prema veličinama zateznih sila F_1 i F_2 , koeficijentu trenja μ i obuhvatnom kutu β' . Kako bi se osigurala približno konstantna sila u remenu uslijed trošenja i istežanja remena mora se ostvariti predzatezanje remena.

Prijenos zateznom remenicom pruža mnoge prednosti; manje predzatezanje, automatsko izjednačavanje duljine remena, veći obuhvatni kut, manja opterećenost remena pri maloj snazi i u stanju mirovanja. Nedostatak predstavlja izmjenično savijanje remena koje negativno utječe na zamor remena.

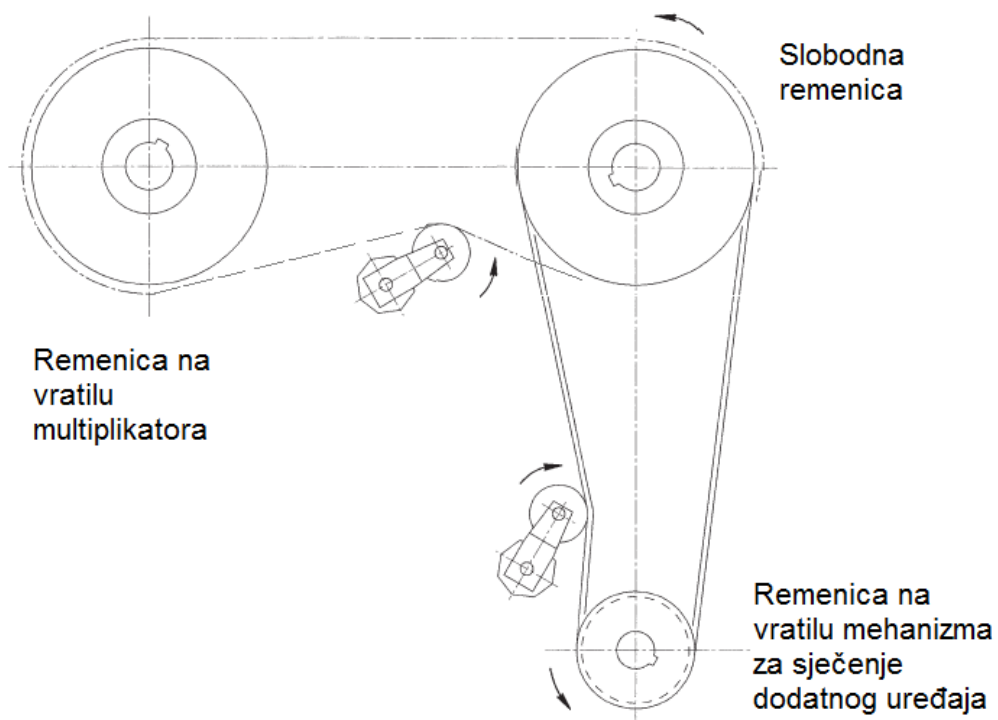
S obzirom na navedene argumente predzatezanje remena ostvareno je zateznim remenicama opterećenom oprugom.

Odabrana je zatezna remenica s kugličnim ležajima proizvođača **SER – SIT** serije **TA-RU**. Remenica je ugrađena na nosač u koji je ugrađena opruga te se ugradnja svodi na zatezanje opruge i pričvršćenje na pripremljeno mjesto pomoću vijka. [17]

Proizvođač ne predviđa nikakvo održavanje remenice niti nosača tokom radnog vijeka.



Slika 45. Zatezna remenica s nosačem serije TA-RU [17]



Slika 46. Položaj ugradnje zatezme remenice opterećene oprugom

Zatezna remenica postavljena je na slobodni (povratni) ogranak remena, jer je naprezanje na vučnom ogranaku veće. Prednost je data cilindričnoj zateznoj remenici kako bi se izbjeglo savijanje remena po širini.

4.7.3. Karakteristike mehanizma za sječenje

Mehanizam za sječenje, odnosno ovjes noževa izveden je jednako kao kod većeg sjekača. Noževi su slobodno ovješeni na tanjur koji je pričvršćen na vratilo pogonjeno remenom.

Zbog manje promjera satelita pri jednakoj brzini vrtnje noževa brzina vrha oštrice je manja. Kako bi se osigurala prikladna brzina vrha oštrice brzina vrtnje multiplicira se dimenzioniranjem remenskog prijenosa.

Kako je prethodno definirano izborom remenica prijenosni omjer koji se ostvaruje jednak je

$$i = \frac{n_1}{n_2} \approx \frac{d_2}{d_1} = \frac{112}{212} = 0,52 \quad (43)$$

Gdje je:

$n_1 = 1100 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje slobodne remnice (velika remenica)

n_2 – brzina vrtnje remenice na vratilu satelita (mala remenica)

d_1 – aktivni promjer velike remenice

d_2 – aktivni promjer male remenice

Prema prethodnoj jednadžbi brzina vrtnje mehanizma za sječenje satelita jednaka je

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1100}{0,52} = 2115 \text{ min}^{-1} \quad (44)$$

Radi preciznije usporedbe računa se brzina vrha oštrice noža.

Brzina vrha oštrice satelita jednaka je

$$v_{os} = \omega_{ks} \cdot r_{ks} = 2 \cdot r_{ks} \cdot \pi \cdot n_2 = 2 \cdot 282 \cdot \pi \cdot \frac{2115}{60} = 63 \text{ m/s} \quad (45)$$

Gdje je:

$\omega_{ks} = 221,5 \text{ rad}^{-1}$ – kutna brzina izlaznog vratila

$r_{ks} = 282 \text{ mm}$ – radijus zahvata noževa

$n_2 = 2115 \text{ min}^{-1}$ – brzina vrtnje tanjura s noževima

Brzina vrtnje prikladna s obzirom na namjenu stroja.

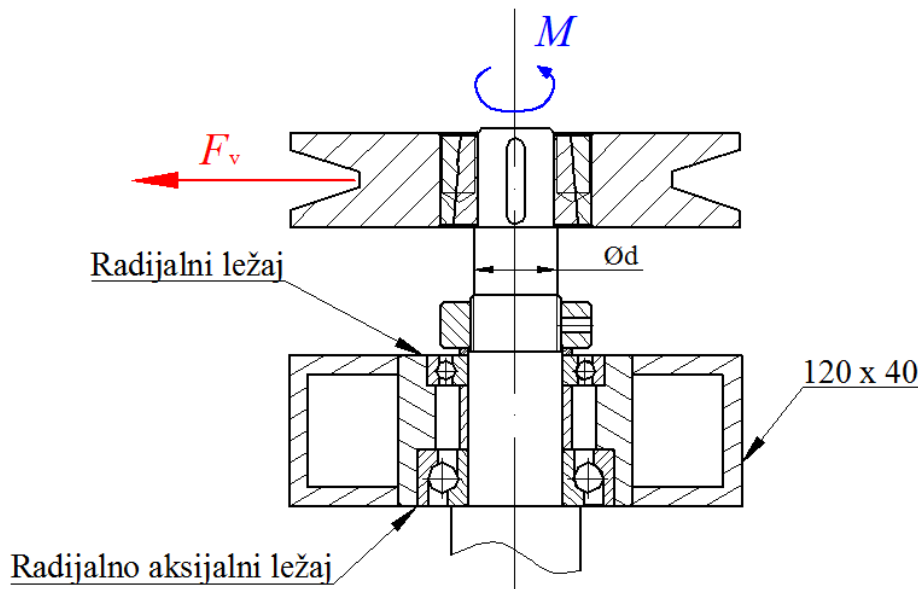
Potrebna snaga stroja procjenjuje se na $P_s \cong 5 \text{ kW}$.

Iz potrebne snage stroja proizlazi moment potreban za sječenje

$$M_{ks} = \frac{P_{ks}}{\omega_{ks}} = \frac{5 \cdot 1000}{221,5} = 22,6 \text{ Nm} \quad (46)$$

4.7.4. Proračun vratila

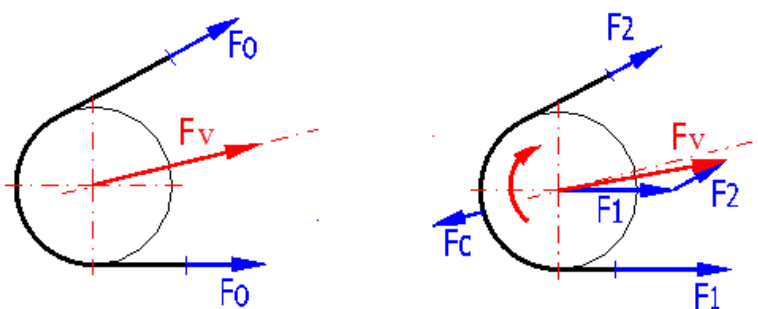
Vratilo uležišteno na kraju nosača satelita prenosi moment od remenice do tanjura s noževima. Opterećeno je torzijski i na savijanje uslijed djelovanja sile u remenu.



Slika 47. Opterećenje vratila

Matrijal vratila je čelik S235J čije je dopušteno naprezanje pri kolebanju opterećenja između maksimalne vrijednosti i nule iznosi $\sigma_{dop} = 120 \text{ N/mm}^2$, $\tau_{tDI dop} = 140 \text{ N/mm}^2$ [15].

Vratilo je opterećeno rezultantom F_v sila u vučenom (F_1) i slobodnom (F_2) ogranku remena.



Slika 48. Pojednostavljeni model (lijevo) i stvarno opterećenje remenice (desno)

Međutim, zbog nedovoljno poznatih sila predzatezanja u remenu, veličine F_1 i F_2 nisu dovoljno poznate, uzima se iskustveno:

$$F_v = 2F_0 \quad (47)$$

Gdje je F_0 – vlačna sila koja je jednaka obodnoj sili na aktivnom promjeru remenice:

$$F_0 = \frac{P}{v} = \frac{5000}{12,3} = 406,5 \text{ N} \quad (48)$$

Gdje je:

$P \cong 5 \text{ kW}$ – procijenjena snaga stroja

$v = 12,2 \text{ m/s}$ – brzina remena

Kontrola izračunate sile u remenu prema izračunatom momentu (46) i poznatom promjeru remenice:

$$F_0 = \frac{M_{ks}}{r_w} = \frac{22,6 \cdot 1000}{56} = 403,6 \text{ N} \quad (49)$$

Gdje je:

$M_{ks} = 22,6 \text{ Nm}$ – moment potreban za sječenje

$r_w = 56 \text{ mm}$ – polumjer remenice, odnosno krak na kojemu djeluje sila u remenu

Proračuni se približno podudaraju, za daljni izračun koristi se veći iznos.

Konačno, rezultatna sila F_v kojom je opterećeno vratilo jednaka je

$$F_v = 2F_0 = 2 \cdot 406,5 = 813 \text{ N} \quad (50)$$

Maksimalni moment savijanja koji opterećuje vratilo jednak je

$$M_{s \text{ max}} = F_v \cdot l = 813 \cdot 60 = 48,8 \text{ Nm} \quad (51)$$

Gdje je krak sile udaljenost od hvatišta sile do radialnog ležaja $l = 60 \text{ mm}$ (Slika 47.)

Naprezanje koje uzrokuje moment savijanja $M_{s \text{ max}}$

$$\sigma_s = \frac{M_{s \text{ max}}}{W_x} = \frac{48,8 \cdot 1000}{572,56} = 85 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{dop}} \quad (52)$$

Gdje je:

$W_x = 572,5 \text{ mm}^3$ – moment otpora presjeka vratila

Kod kontrole vratila na opterećenje torzijom zanemaruje se sila u slobodnom ogranku remena te se pretpostavlja djelovanje samo sile u vučenom ogranku.

Maksimalni moment uvijanja (torzije) koji opterećuje vratilo jednak je

$$M_t = F_0 \cdot r_w = 406,5 \cdot 56 = 22,8 \text{ N/mm}^2 \quad (53)$$

Posmično naprezanje izazvano momentom uvijanja jednako je

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{22,8 \cdot 1000}{1145} = 20 \text{ N/mm}^2 < \tau_{t \text{ DI dop}} \quad (54)$$

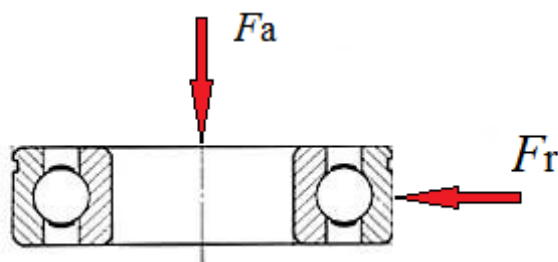
Gdje je:

$W_p = 1145 \text{ mm}^3$ – torzijski moment otpora

4.7.5. Izbor i kontrola ležaja vratila

Kako je prikazano Slikom 47. Ležaji moraju prema načinu ugradnje i konstrukciji preuzeti poprečne sile F_r , uzdužne sile F_a ili obje istodobno. U posljednjem slučaju govori se o kombiniranom opterećenju. Pri proračunavanju pretpostavlja se da je kombinirano opterećenje u poprečnim ležajima zamjenjeno ekvivalentnom poprečnom silom F .

Prema proračunskom modelu prikazanim Slikom 49. zbog zanemarivog iznosa uzdužnog opterećenja proračun se izvodi uz pretpostavku da je ekvivalentna poprečna sila F jednaka poprečnoj sili F_r .



Slika 49. Opterećenje ležaja

Prema standardu (DIN 622) podrazumjeva se da je dinamička nosivost (vijek trajanja) nekog ležaja onaj broj okreta ili broj pogonskih sati koje ležaj može izdržati bez znakova zamora materijala na prstenovima, pločama ili valjnim tjelešcima. Da bi se mogao izračunati vijek trajanja ležaja, navedena je za svaki ležaj dinamička nosivost C . Ona predstavlja dinamičko ekvivalentno opterećenje pri kojem 90% svih ležaja daje nominalni vijek trajanja od 10^6 okreta. Ako je ekvivalentno pogonsko opterećenje F manje od dinamičke nosivosti C , onda je vijek trajanja odgovarajuće veći od 10^6 okreta.

Uz pretpostavku da je poprečna sila F_r jednaka sili na vratilo F_v (definirano izrazom 50), ekvivalentno pogonsko opterećenje jednako je:

$$F = F_v = 813 \text{ N}$$

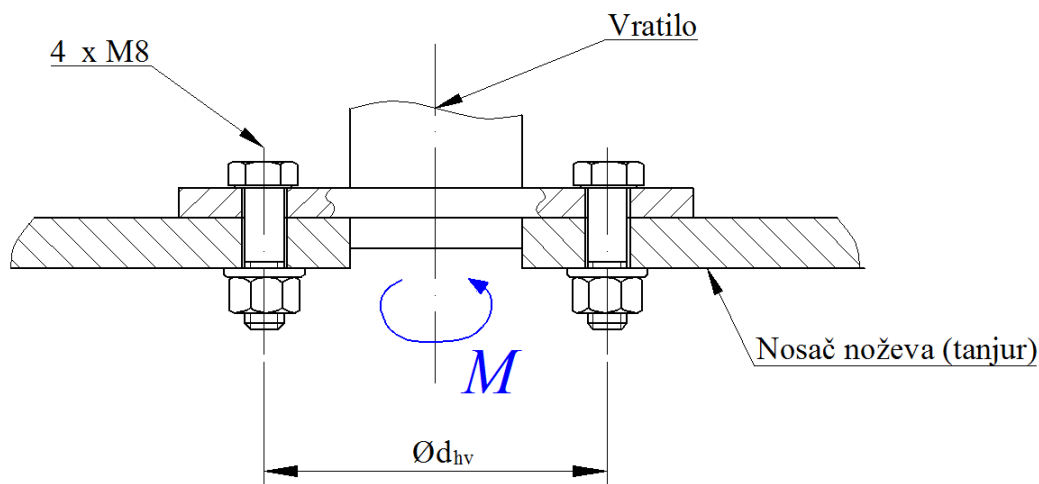
Prvenstveno prema promjeru vratila odabrani su ležaji proizvođača **SKF** [18]:

1. Radijalni kuglični ležaj oznake 16005 ($C = 8,06 \text{ kN}$)
2. Radijalno aksijalni kuglični ležaj oznake 7205 ($C = 15,6 \text{ kN}$)

Kako vrijednosti dinamičke nosivosti C višestruko premašuju pogonsko opterećenje nisu provedene daljnje kontrole.

4.7.6. Spoj vratila i nosača noževa

Prijenos okretnog momenta ostvaruje se silom trenja između prirubnice vratila i nosača noževa. Sila trenja posljedica je pritiska između dviju ploča, a sila pritiska postiže se vijčanim spojem.



Slika 50. Spoj vratila i nosača noževa

Odabrani su vijci M8, kvalitete 8.8; $R_m = 800 \text{ Mpa}$, $R_e = 640 \text{ Mpa}$.

Podaci o vijku:

$$d_1 = 6,647 \text{ mm}$$

$$d_2 = 7,188 \text{ mm}$$

$$A_j = 32,8 \text{ mm}^2$$

Promjer na kojemu su postavljeni vijci

$$d_{hv} = 70 \text{ mm}$$

Dopušteno naprezanje vijka

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ N/mm}^2 \quad (55)$$

Gdje je:

$R_e = 640 \text{ Mpa}$ – granica elastičnosti materijala vijka kvalitete 8.8

$S = 2,5$ – faktor sigurnosti

Sila u vijku

$$F_v = \sigma_d \cdot A_v = 256 \cdot 32,8 = 8396 \text{ N} \quad (56)$$

Jednadžba koja vrijedi pri prijenosu momenta trenjem

$$S \cdot M_{ks} = \mu \cdot F_v \cdot \frac{d_{hv}}{2} \cdot n \quad (57)$$

Gdje je:

$M_{ks} = 22,6 \text{ Nm}$ – moment potreban za sječenje definiran izrazom (46)

$S_k = 1,1 \dots 1,3$ – faktor sigurnosti radi opasnosti od proklizavanja

$\mu = 0,1$ – koeficijent trenja čelik – čelik [15]

n – potreban broj vijaka

Iz prethodne jednadžbe proizlazi potreba broj vijaka n

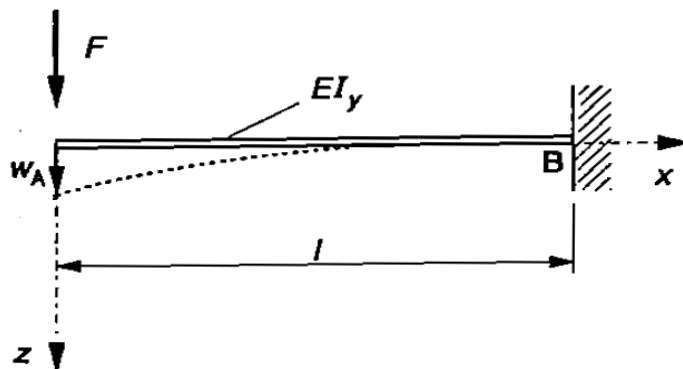
$$n \geq \frac{2 \cdot S \cdot M_{ks}}{\mu \cdot F_v \cdot d_{hv}} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 22,8 \cdot 1000}{0,1 \cdot 8396 \cdot 70} = 1,1 \quad (58)$$

Odabran broj vijaka $n = 4$, vijci su smješteni na razmaku od 90° .

4.7.7. Kontrola nosača satelita

Nosač satelita opterećen je na savijanja uslijed vlastite težine, težine mehanizma za prijenos snage sa zaštitnim plaštem, težine mehanizma za sječenje i težine zaštitnog plašta satelita. Masa svih nabrojanih sklopova približno iznosi $m_s \cong 80$ kg.

Proračun je pojednostavljen zamjenom stvarnih opterećenja koje djeluju na nosač koncentriranom silom na kraju nosača.



Slika 51. Proračunski model opterećenja nosača satelita

Sila koja opterećuje nosač jednaka je

$$F = m_s \cdot 9,81 = 80 \cdot 9,81 = 785 \text{ N} \quad (59)$$

Gdje je:

$m_s = 100$ kg – masa svih sklopova vezanih uz nosač

Maksimalni moment savijanja za opterećenje prikazano Slikom 53. iznosi

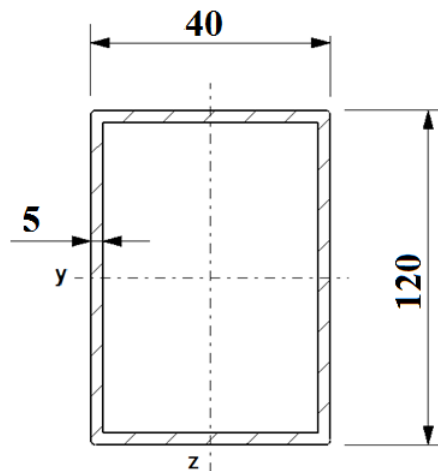
$$M_{s \text{ max}} = F \cdot l = 785 \cdot 1050 = 824 \text{ Nm} \quad (60)$$

Gdje je:

$l = e = 1050$ mm – duljina nosača, odnosno udaljenost osi prijenosnika

Kao standardni profil u ponudi tvrtke **Strojopromet – Zagreb d.o.o.** odabran je pravokutni profil 120 x 40. [14]

Matrijal profila je čelik S235J čije je dopušteno naprezanje pri kolebanju opterećenja između maksimalne vrijednosti i nule iznosi $\sigma_{\text{dop}} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ prema [15].



Slika 52. Poprečni presjek profila 120 x 40

Za prikazani profil vrijednosti momenta otpora iznose

$$I_z = 2 \cdot \frac{5 \cdot 40^3}{12} + 2 \cdot \left[\frac{120 \cdot 5^3}{12} + 120 \cdot 5 \cdot \left(\frac{40 - 5}{2} \right)^2 \right] \quad (61)$$

$$I_z = 4,23 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$W_z = \frac{2 \cdot I_{zy}}{40} = \frac{2 \cdot 4,23 \cdot 10^5}{40} = 2,1 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 \quad (62)$$

Naprezanje koje uzrokuje momen savijanja M_{\max}

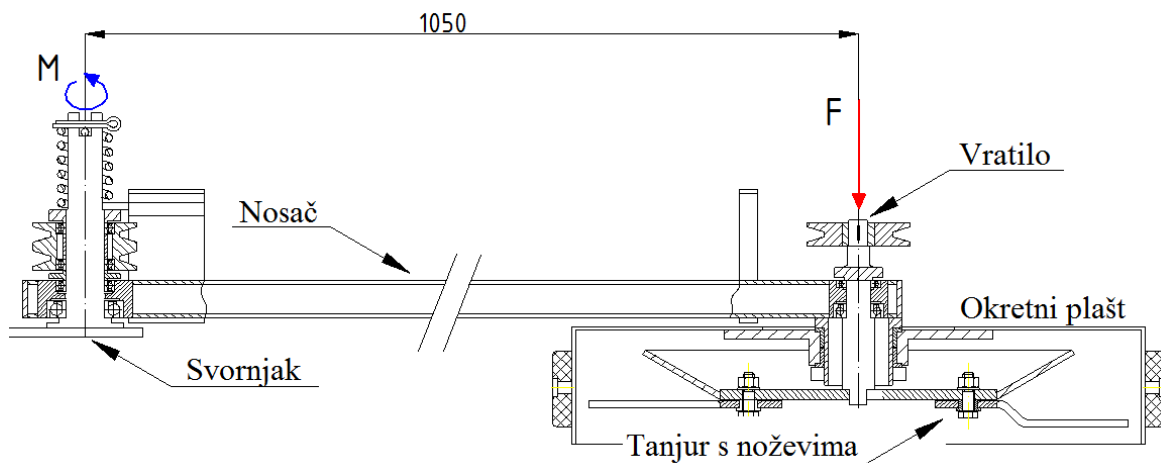
$$\sigma_s = \frac{M_{s \max}}{W_y} = \frac{1079 \cdot 1000}{2,1 \cdot 10^4} = 51,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{dop}} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (63)$$

4.7.8. Kontrola svornjaka

Svornjak oko kojeg se zakreće nosač satelita opterećen je na savijanje uslijed djelovanja sile F . Sila F je posljedica vlastite težine nosača, težine mehanizma za prijenos snage sa zaštitnim plaštem, težine mehanizma za sječenje i težine zaštitnog plašta satelita. Masa svih nabrojanih sklopova približno iznosi $m_s \cong 80$ kg.

Matrijal svornjaka je čelik S355J čije je dopušteno naprezanje pri kolebanju opterećenja između maksimalne vrijednosti i nule iznosi $\sigma_{\text{dop}} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ prema [15].

Proračun je pojednostavljen zamjenom stvarnih opterećenja koje djeluju na nosač koncentriranom silom na kraju nosača.



Slika 53. Proračunski model opterećenja svornjaka

Sila F definirana je jednadžbom (59) te iznosi

$$F = 785 \text{ N}$$

Maksimalni moment savijanja jednak je

$$M_{s \text{ max}} = F \cdot e = 785 \cdot 1050 = 824 \text{ Nm} \quad (64)$$

Gdje je:

$e = 1050$ mm – udaljenost osi remenskog prijenosnika

Naprezanje koje uzrokuje momen savijanja $M_{s \text{ max}}$

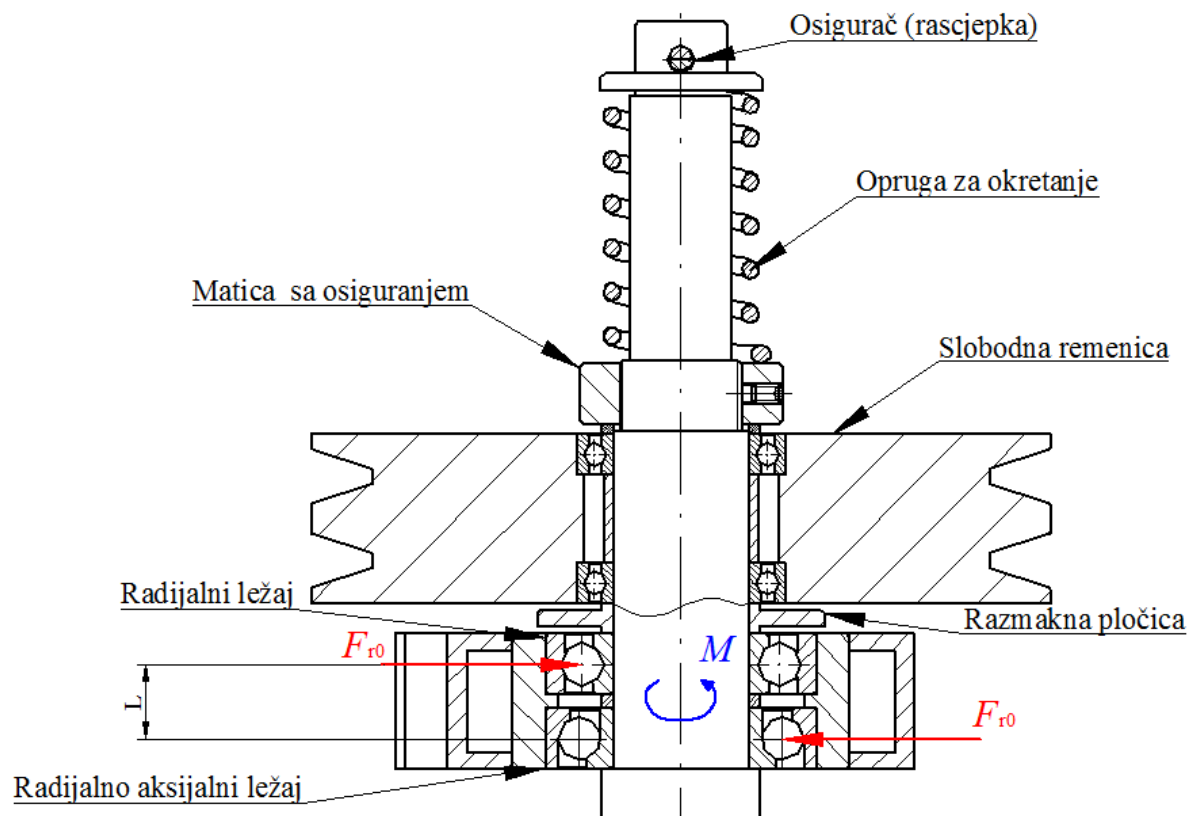
$$\sigma_s = \frac{M_{s \text{ max}}}{W_x} = \frac{824,3 \cdot 1000}{6283,2} = 130 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{dop}} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (65)$$

Gdje je:

$W_x = 6283,2$ mm³ - moment otpora kružnog presjeka svornjaka promjera $d = 40$ mm.

4.7.9. Izbor i kontrola ležaja

Prilikom dimenzioniranja ležaja potrebno je razlikovati da li je ležaj opterećen statički ili dinamički. Kako u prikazanom slučaju ležaj miruje ili se lagano njiše izveden je proračun za statičko opterećenje.



Slika 54. Proračunski model svornjaka

Ležaj je opterećen silom koje je određena iz momenta definiranog jednačbom (64).

$$F_{r0} = \frac{M}{L} = \frac{824,3 \cdot 1000}{35} = 23,5 \text{ kN} \quad (66)$$

Kod statičkog opterećenja proračunava se za dokaz, da je izabrani ležaj dovoljne sposobnosti nošenja, statički faktor f_s :

$$f_s = \frac{C_0}{F_0} \quad (67)$$

Gdje je:

C_0 – statička nosivost (kN), predstavlja opterećenje koje u mirovanju na valjnim stazama i valjnim elementima ostavlja trajnu plastičnu deformaciju od 0,01% promjera valjnog elementa. Vrijednost C_0 poznata je iz kataloga proizvođača.

F_0 - statičko ekvivalentno opterećenje (kN)

Statičko ekvivalentno opterećenje jednako je

$$F_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \quad (68)$$

Gdje su:

X_0 i Y_0 – radijalni i aksijalni statički faktori (poznati iz kataloga proizvođača)

F_{r0} i F_{a0} – radijalna i aksijalna statička sila

Kako je aksijalna sila višestruko manja od radijalne, aksijalna komponenta se zanemaruje te izraz za statičko ekvivalentno opterećenje poprima oblik:

$$F_0 = F_{r0} = 23,5 \text{ kN} \quad (69)$$

Statički faktor f_s je mjera sigurnosti protiv prevelikog plastičnog deformiranja na mjestima dodira valjnih tijela. Za ležaje koji trebaju imati lak hod i raditi veoma mirno potreban je veliki statički faktor.

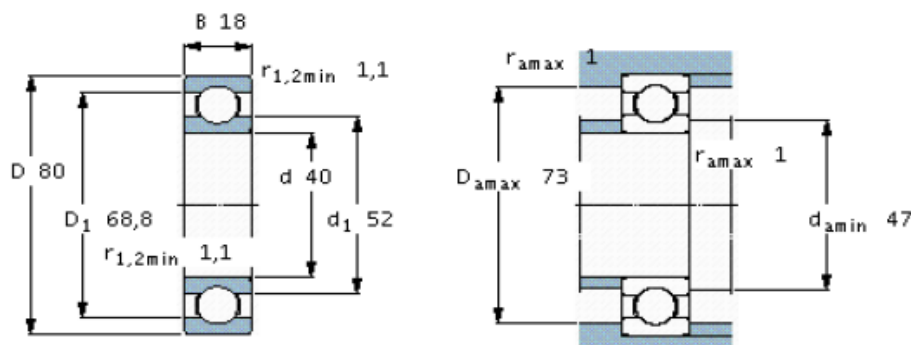
Odabran je statički faktor za normalne uvijete koji iznosi $f_s = 1,0$.

Prema izvedenim izrazima i definiranim faktorima uvjet koji treba biti ispunjen glasi:

$$C_0 \geq f_s \cdot F_0 \geq 1 \cdot 23,5 = 23,5 \text{ kN} \quad (70)$$

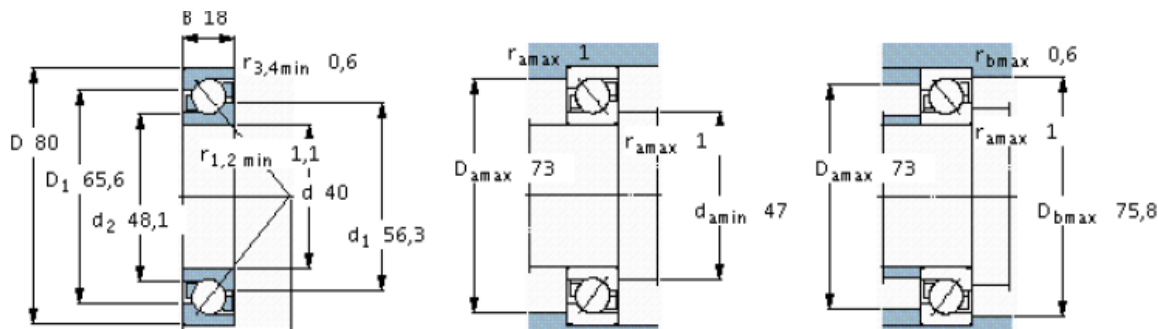
U skladu s prethodno postavljenim uvjetom izabrani su ležaji proizvođača SKF [18]:

1. Radijalni kuglični ležaj oznake 6208



Slika 55. Dimenzije i oblik radijalnog kugličnog ležaja

2. Radijalno aksijalni kuglični ležaj oznake 7208



Slika 56. Dimenzije i oblik radijalno aksijalnog ležaja

4.7.10. Kontrola zavarenog spoja svornjaka i ploče

Moment koji opterećuje zavar definiran je jednažbom (64) i prikazan Slikama 53. i 54.

$$M_{s \max} = F \cdot l = 785 \cdot 1050 = 824,3 \text{ Nm}$$

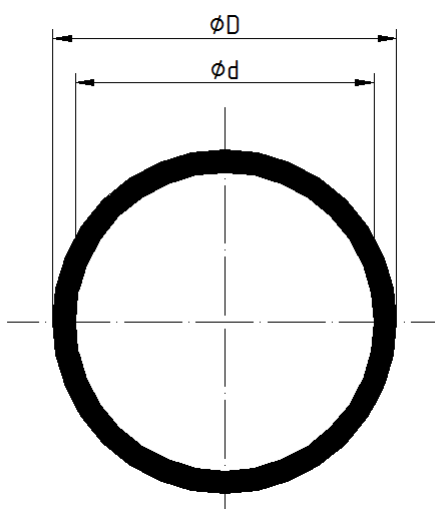
Dopušteno naprezanje u zavaru za S235J prema [16] iznosi

$$\sigma_{z \text{ dop}} = \beta \cdot \sigma_{\text{dop}} = 0,96 \cdot 140 = 134 \text{ N/mm}^2 \quad (71)$$

Gdje je:

$\beta = 0,96$ - faktor veličine kutnih zavara

$\sigma_{\text{dop}} = 120 \text{ N/mm}^2$ – dopušteno naprezanje čelika S235J



Slika 57. Poprečni presjek svornjaka na mjestu zavara

Površina poprečnog presjeka zavara jednaka je

$$A = r_v^2 \pi - r_u^2 \pi = 27^2 \pi - 23,5^2 \pi = 555,28 \text{ mm}^2 \quad (72)$$

Moment otpora presjeka zavara

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{54^4 - 47^4}{54} = 6587,5 \text{ mm}^3 \quad (73)$$

Gdje je:

$D = 54 \text{ mm}$ – vanjski promjer poprečnog presjeka zavara

$d = 47 \text{ mm}$ – unutarnji promjer poprečnog presjeka zavara

Normalno naprezanje u zavaru

$$\sigma_o = \frac{M_A}{W_x} = \frac{824,3 \cdot 10^3}{6587,5} = 125 \text{ N/mm}^2 \quad (74)$$

$$\sigma = 125 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z \text{ dop}} = 134 \text{ N/mm}^2$$

5. ZAKLJUČAK

Potreba za strojem projektiranim u ovom radu proizlazi iz velikog broja neobrađenih poljoprivrednih površina. Radi održavanja livadne flore i zaštite od požara košnja takvih površina je nužna. Kako je klasičnu košnju koja zahtjeva i prikupljanje pokošenog raslinja potrebno provoditi redovito više puta godišnje ona postaje previlika obveza, osobito manjim obiteljskim poljoprivrednim gospodarstvima. Rotacijski sjekač zbog svoje robusne izrade i drugih konstrukcijskih rješenja prikladan je za sječenje trave ali i raznog šiblja, korova i manjeg grmalja. Prilikom košnje rotacijskim sjekačem raslinje se usitnjava i njime se prekriva površina, odnosno vrši se malčiranje. Osim što se izbjegava prikupljanje pokošenog raslinja, sloj malča na površini pozitivno djeluje na tlo.

Uz košnju stroj je koristan i za poljoprivredne radove obrade žetvenih ostataka prije zaoravanja. Također, široku primjenu postiže u komunalnim radovima čime se krug potencijalnih korisnika širi na sve fizičke i pravne osobe koje obavljaju komunalne radove uređenja i održavanja zelenih površina.

Konstrukcijom dodatnog uređaja za proširenje zahvata košnje izvan putanje radnog vozila povećana je učinkovitost stroja. Bez manevriranja radnim vozilom omogućeno je sječenje između prepreka, ispod krošnji i sl. Tako izveden rotacijski sjekač posebno je praktičan za košnju površina sa više prepreka kao što su voćnjaci.

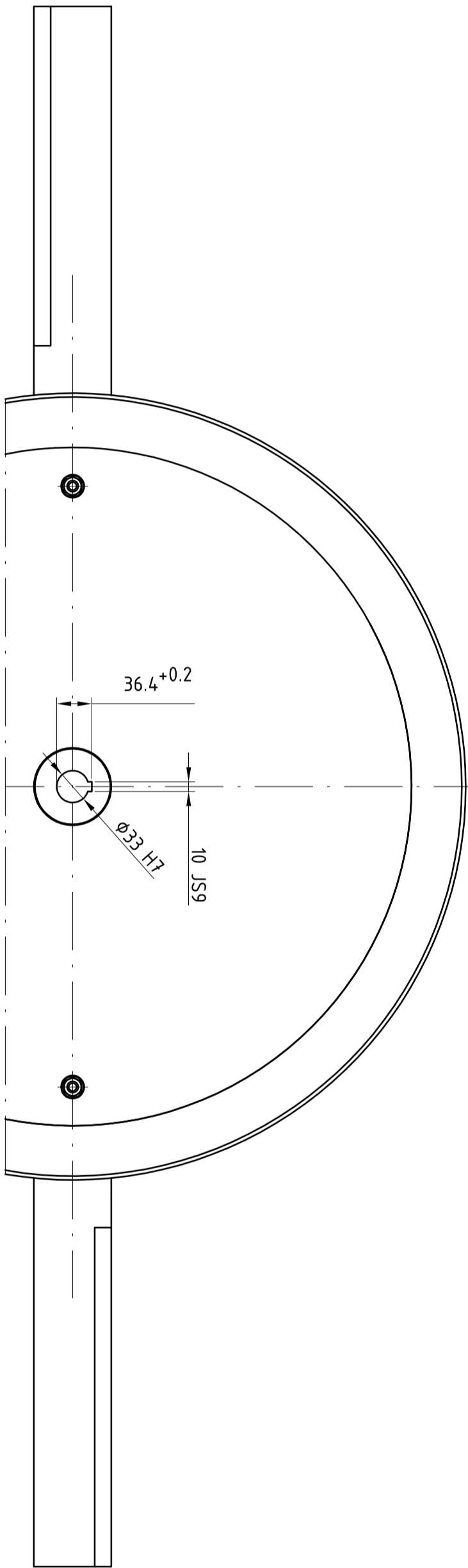
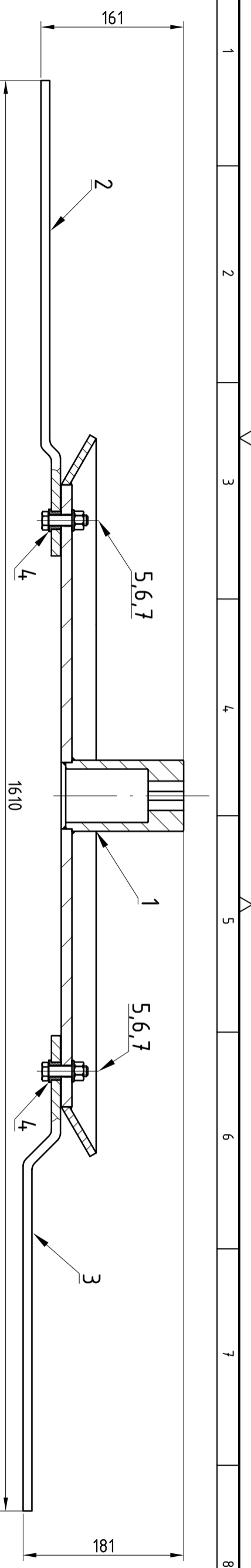
Cilj rada bio je projektirati pouzdan i jednostavan stroj koji će imati primjenu u raznim poljoprivrednim i komunalnim radovima, zato je odabran standardizirani ovjes stroja u tri točke druge kategorije što mu omogućuje ugradnju na traktore nižeg i srednjeg razreda.

LITERATURA

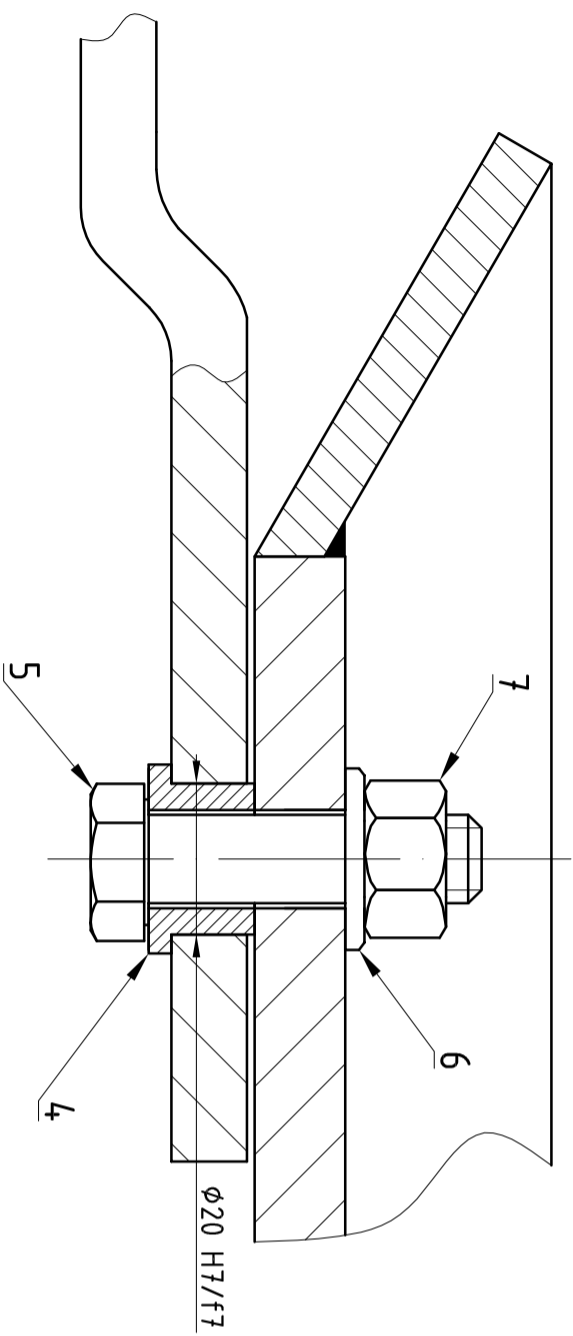
- [1] Silvan, katalog proizvoda raspoloživ na www.silvan.com.au, [pristupljeno: 14. siječnja 2013.]
- [2] Agromaster, atalog proizvoda raspoloživ na www.atespar.com.tr, [pristupljeno: 14. siječnja 2013.]
- [3] Megaing, katalog proizvoda raspoloživa na www.megaing.hr, [pristupljeno: 14. siječnja 2013.]
- [4] Fiskars, katalog proizvoda raspoloživ na www.fiskars.com, [pristupljeno: 14. siječnja 2013.]
- [5] Befco, katalog proizvoda raspoloživ na www.befco.com, [pristupljeno: 14. siječnja 2013.]
- [6] RASCO, katalog proizvoda raspoloživ na www.rasco.hr, [8. prosinca 2012.]
- [7] Anonymous, Tractor mowing, raspoloživo na www.tractordata.com, [pristupljeno: 1. veljače 2013.]
- [8] Massey Ferguson, Utility tractor catalogue, raspoloživo na www.masseyferguson.com, [pristupljeno: 15. prosinca 2012.]
- [9] CERJAK Kmetijska Trgovina, katalog proizvoda kardanski gredi, raspoloživo na www.kmetijskatrgovina.com, [pristupljeno: 15. prosinca 2012.]
- [10] VAG agri parts, Three point linkage parts & tractor Accessories catalogue, raspoloživo na www.agriparts.vagcorp.com, [pristupljeno: 17. siječnja 2013.]
- [11] Trgo Agencija, katalog proizvoda raspoloživ na www.trgo-agencija.hr, [pristupljeno: 17. siječnja 2013.]
- [12] Bondioli & Pavesi, Gerabox catalogue, raspoloživo na www.bondioli-pavesi.com, [pristupljeno: 3. siječnja 2013.]
- [13] TENTE, katalog proizvoda raspoloživ na www.tente.com, [pristupljeno: 5. siječnja 2013.]
- [14] Strojopromet, katalog proizvoda raspoloživ na www.strojopromet.hr, [pristupljeno: 5. siječnja 2013.]
- [15] Kraut, B., Strojarski priručnik, Sajema d.o.o., Zagreb, 2009.
- [16] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Golden marketing - Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [17] SIT – SPA, katalog proizvoda raspoloživ na www.sitspa.it, [pristupljeno: 6. siječnja 2013.]
- [18] SKF, online catalogue, raspoloživo na www.skf.com, [pristupljeno: 10. siječnja 2013.]

PRILOZI

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



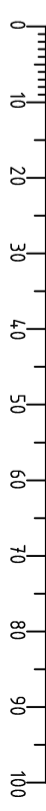
Detalji A
Mjerilo: 1:1



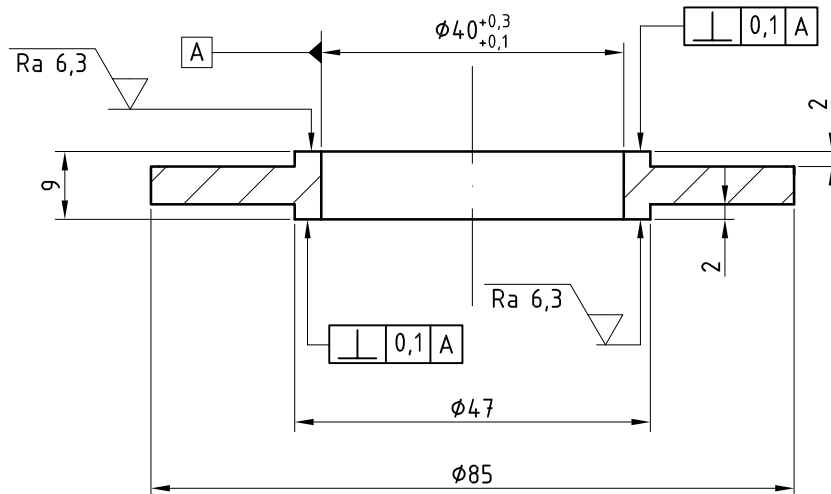
7.	Matrica M12	2							
6.	Podloška 12	2	DIN 125 A	Čelik 14.0HV	12 x 24				
5.	Vijak M12	2	DIN 391	8.8	M12 x 50				
4.	Klizna čahura	2	RS-IT-1310	P.CuSn14	φ24,5 x 14	0,02 kg			
3.	Nož 2 (viša etaža)	1	RS-IT-1306	Hardox	120 x 16 x 10	3,1 kg			
2.	Nož 1 (niža etaža)	1	RS-IT-1305	Hardox	120 x 16 x 10	3,1 kg			
1.	Zavarena konstrukcija nosača noževa	1	RS-IT-1301	S235J	φ212 x 50	4,6 kg			

Broj naziva - code		Naziv dijela		Kom.		Crtež broj Norma		Materijal		Sirove dimenzije Proizvođač		Masa	
ISO - tolerancije		Objekt:		Datum		Ime i prezime		Potpis		Objekt broj:		R. N. broj:	
φ33 H7		+0,021		01.02.2013.		Ivan Tomac				DIPLOMSKI RAD		Smjer: Konstrukcijski	
φ20 H7/f7		+0,062 +0,020		01.02.2013.		Ivan Tomac				Masa: 52,5 kg		Kopija	

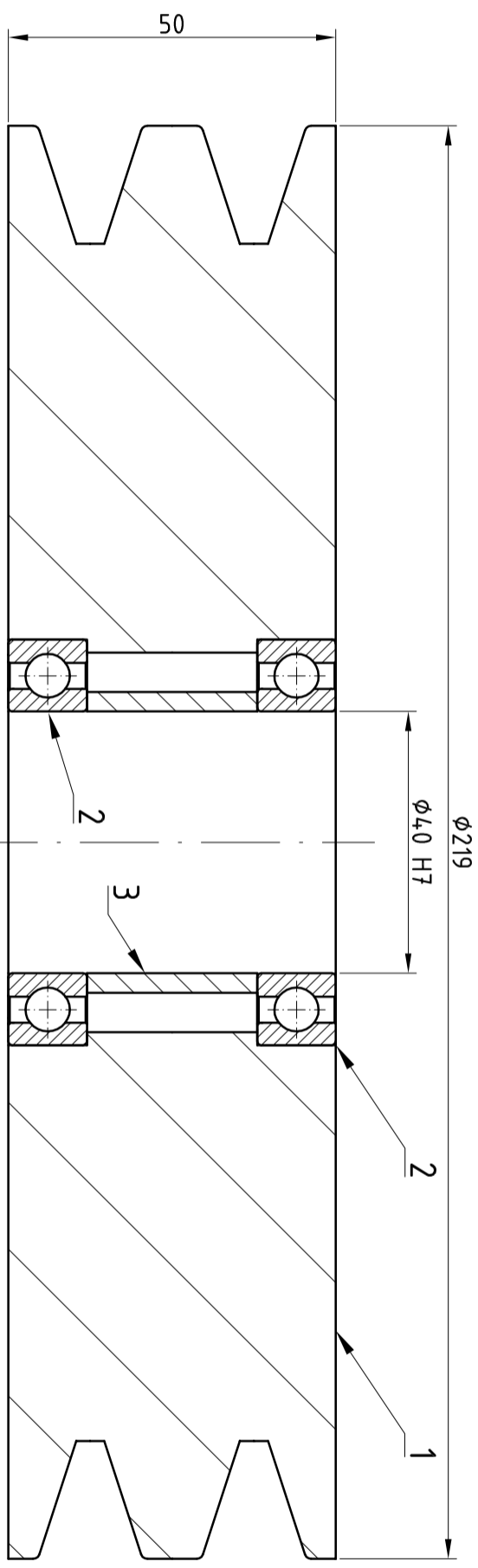
Materijal:		Napomena:		Naziv:		Mjerilo originala		Crtež broj:		RS - IT - 1300		List: 1	
DIPLOMSKI RAD				Tanjur s noževima		1:5							



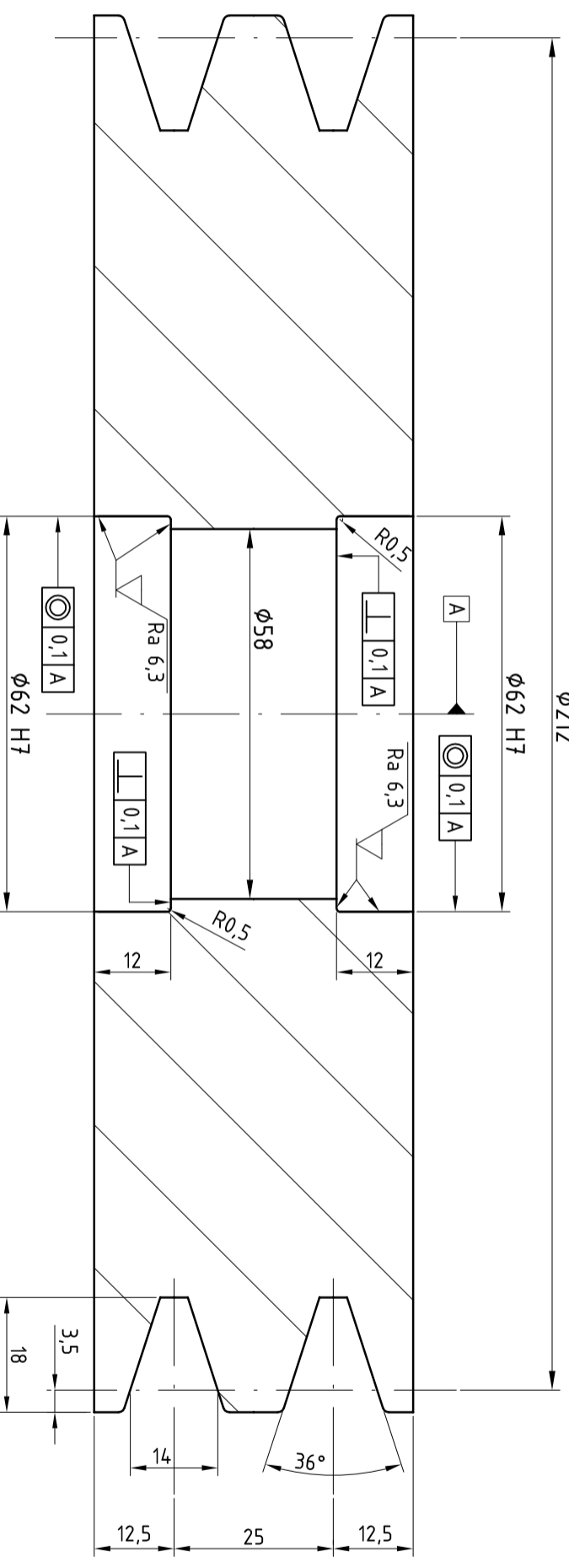
Ra 50 / Ra 6,3



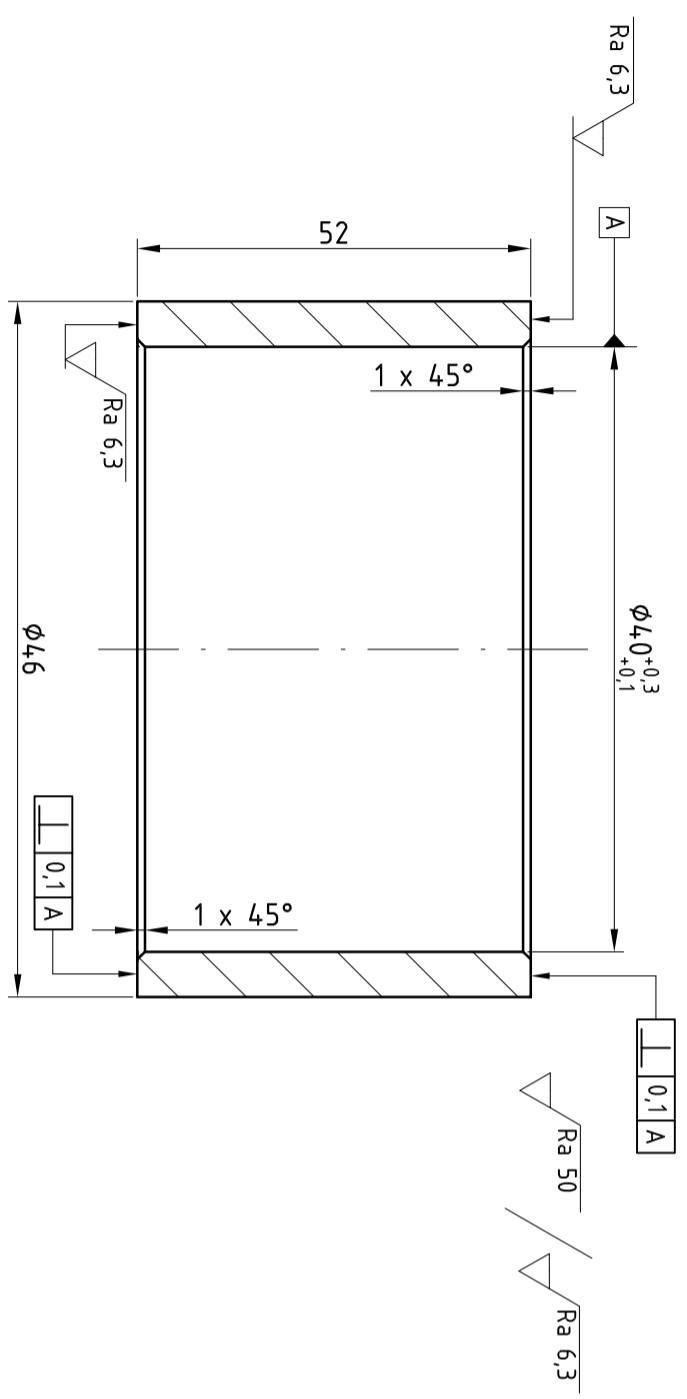
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio	01.02.2013.	Ivan Tomac		
	Crtao	01.02.2013.	Ivan Tomac		
	Pregledao				
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:			Smjer:	Kopija
				Konstruktivski	
	Materijal: S235	Masa: 0,19 kg	DIPLOMSKI RAD		
		Naziv:		Pozicija:	Format: A4
	Mjerilo originala	Razmakna pločica			Listova: 1
	1 : 1	Crtež broj: RS - IT - 1585			List: 1



Poz.: 1
Mjerilo: 1:1



Poz.: 3
Mjerilo: 2:1



Poz.: 1
Mjerilo: 2:1

ISO - tolerancije		Objekt broj:		R. N. broj:	
Ø62 H7	+0,025	0			
Napomena:		Objekt:		Smjer: Konstrukcijski	
Materijal:		Naziv:		Kopija	
Masa: 12 kg		Slobodna remenica		Format: A3	
DIPLOMSKI RAD		Crtež broj: RS - IT - 1950		Listova: 1	
Projektrao: 01.02.2013.		Ivan Tomac		FSD Zagreb	
Razradio: 01.02.2013.		Ivan Tomac		Studij strojarstva	
Crtao: 01.02.2013.		Ivan Tomac			
Pregledao: Mentor					
Naziv dijela		Kom.		Materijal	
1. Čahura		1		S235J	
2. Radijalni kuglični ležaji		2		SKF	
3. Remenica		1		S235J	
Broj naziva - code		Ime i prezime		Potpis	
1. RS-IT-1952		Ivan Tomac			
2. 61908		Ivan Tomac			
3. SPB		Ivan Tomac			
S235J		Ivan Tomac			
Sirove dimenzije		Sirove dimenzije		Masa	
Ø46 x 26		Ø212 x 50			

