

# Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu

---

**Belinić, Hrvoje**

**Undergraduate thesis / Završni rad**

**2024**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:398333>

*Rights / Prava:* [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-05-14**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Hrvoje Belinić

Zagreb, 2024.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Hrvoje Belinić

Zagreb, 2024.

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

Zahvaljujem se svojem mentoru doc. dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći i savjetima tijekom izrade završnog rada.

Također, zahvaljujem svojoj obitelji na potpori tijekom cijelog školovanja.

Hrvoje Belinić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:

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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 24 - 06 / 01	
Ur.broj: 15 - 24 -	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: Hrvoje Belinić

JMBAG: 0035231668

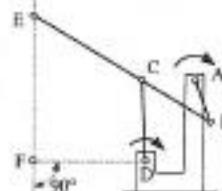
Naslov rada na hrvatskom jeziku: Motorni cijepač drva baziran na Evansovom mehanizmu

Naslov rada na engleskom jeziku: Powered wood splitter based on the Evans mechanism

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati stroj koji će omogućiti cijepanje ogrevnog drva iz segmenata dobivenih piljenjem trupaca u cijepanice s dimenzijama primjenjenim za većinu peći na drva. Ciljano konstrukcijsko rješenje treba omogućiti:

- 1) Povećana sigurnost i smanjenje fizičkog opterećenja korisnika u odnosu na korištenje sjekire.
- 2) Robustnost u radu i uvjetima skladištenja.
- 3) Minimalni zahtjevi na održavanje uz mogućnost zamjene i popravaka što većeg broja dijelova od strane korisnika.



$$BC=1.92AB, CE=2.92AB, CD=2AB, AD=2.3AB, DF=2.87AB$$

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- 1) Najveća dužina cijepanica:  $L_c = 33 \text{ cm}$ .
- 2) Najveći promjer cijepanica:  $D_c = 200 \text{ mm}$ .
- 3) Princip rada: Evansov mehanizam s četiri poluge.
- 4) Pogon: elektromotorni.

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o cijepaćima.
- 2) Analizu rednih principu postojećih konstrukcijskih rješenja.
- 3) Izradu više koncepta i izbor najprikladnijeg s obzirom na zadane uvjete.
- 4) Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
- 5) Sklopnji crtež cijepača s potrebnim presjecima i detaljima ili crtežima podsklopova.

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

Zadatak zadan:

30. 11. 2023.

Datum predaje rada:

1. rok: 22. i 23. 2. 2024.  
2. rok (izvanredni): 11. 7. 2024.  
3. rok: 19. i 20. 9. 2024.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26. 2. – 1. 3. 2024.  
2. rok (izvanredni): 15. 7. 2024.  
3. rok: 23. 9. – 27. 9. 2024.

Zadatak zadao:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

## Sadržaj

1.	UVOD.....	1
2.	Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja .....	4
2.1.	Hydraulic wood splitter-US20120055585 [1].....	4
2.2.	Uspravni hidraulički cjepač- Scheppach HL 810 [3] .....	5
2.3.	Horizontalni hidraulički cjepač- Hecht 676 [4].....	7
2.4.	Log splitter assembly and method of use thereof- US20150328798A1 [5].....	8
2.5.	Inercijski cjepač drva- Arrows [6].....	10
3.	Izrada i odabir koncepata.....	11
3.1.	Koncept 1 .....	11
3.2.	Koncept 2 .....	13
3.3.	Koncept 3 .....	15
3.4.	Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu .....	17
4.	Proračun nosive konstrukcije i odabir standardnih komponenti.....	19
4.1.	Određivanje potrebne sile cijepanja .....	19
4.2.	Proračun prijenosnog omjera Evansovog mehanizma .....	20
4.2.1.	Analiza položaja.....	21
4.2.2.	Plan brzina.....	24
4.2.3.	Analiza ubrzanja.....	25
4.2.4.	Prijenosni omjer .....	26
4.3.	Odabir sklopa elektromotor-reduktor .....	28
4.3.1	Odabir brzine vrtnje elektromotora .....	28
4.3.2.	Određivanje ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma .....	29
4.3.3.	Određivanje potrebne snage eletromotora.....	30
4.3.4.	Odabir sklopa elektromotor-reduktor .....	31
4.4.	Lančani prijenos .....	32
4.5.	Proračun čvrstoće poluga Evansovog mehanizma .....	37
4.5.1.	Poluga BE.....	37
4.5.2.	Poluga AB .....	40
4.5.3.	Osovina zglobova B .....	41
4.5.4.	Poluga CD .....	43
4.5.5.	Osovina zglobova C i D .....	44
4.5.6.	Osovina zglobova E .....	46

---

4.5.7. Osovina lančanika 2/poluge AB.....	48
4.6. Odabir ležajeva.....	54
4.6.1. Ležajevi zglobova Evansovog mehanizma .....	54
4.6.2. Ležajevi osovine lančanika 2 .....	57
5. ZAKLJUČAK.....	59

**POPIS SLIKA**

Slika 1 Oblici sjekire kroz povijest .....	1
Slika 2 Alat u obliku konusa .....	2
Slika 3 Hidraulični cjepač .....	2
Slika 4 Inercijski cjepač .....	3
Slika 5 Patent hidrauličkog cjepača- US20120055585 .....	4
Slika 6 Hidraulička shema [2 (str. 7.)] .....	5
Slika 7 Scheppach HL 810 .....	6
Slika 8 Hecht 676 .....	7
Slika 9 Patent inercijskog cjepača- US20150328798A1 .....	8
Slika 10 Princip rada inercijskog cjepača .....	9
Slika 11 Cjepač drva Arrows .....	10
Slika 12 Koncept 1 .....	11
Slika 13 Koncept 2 .....	13
Slika 14 Pojednostavljeni prikaz noža korištenog u drugom konceptu .....	14
Slika 15 Koncept 3 .....	16
Slika 16 Zadani Evansov mehanizam .....	20
Slika 17 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 1 .....	21
Slika 18 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 2 .....	23
Slika 19 Ovisnost prijenosnog mehanizma o kutu pogonske poluge .....	27
Slika 20 Radni kut pogonske poluge .....	27
Slika 21 Prijenosni omjer u radnom području stroja .....	28
Slika 22 Prijenosni mehanizam stroja .....	30
Slika 23 Podaci o elektromotoru [9] .....	31
Slika 24 Podaci o reduktoru [9] .....	32
Slika 25 Oznake dimenzija odabranog lanca [10] .....	36
Slika 26 Evansov mehanizam s ucrtanim vanjskim opterećenjem .....	37
Slika 27 Opterećena poluga BE .....	38
Slika 28 Momentni dijagram poluge BE .....	38
Slika 29 Presjek poluge BE .....	39
Slika 30 Poluga AB opterećena .....	40
Slika 31 Osovina zglobova B .....	41

Slika 32 Momentni dijagram osovine zgloba B .....	42
Slika 33 Opterećena poluga CD .....	43
Slika 34 Presjek poluge CD .....	44
Slika 35 Opterećena osovina Evansovog mehanizma.....	45
Slika 36 Momentni dijagram osovine zglobova C i D .....	45
Slika 37 Opterećena osovina zgloba E .....	46
Slika 38 Momentni dijagram osovine zgloba E .....	47
Slika 39 Sile koje opterećuju lančanik 2/ polugu AB .....	48
Slika 40 Opterećena osovina lančanika 2 .....	49
Slika 41 Momentni dijagram osovine lančanika 2 .....	50
Slika 42 Stupnjevana osovina lančanika 2/poluge AB.....	51
Slika 43 Dijagram faktora $\beta_{kf2}$ i $c_1$ [11] .....	52
Slika 44 Faktor veličine strojnog dijela $b_1$ [11].....	53
Slika 45 Faktor obrade kvalitete površine $b_2$ [11].....	53
Slika 46 6015 podaci [13] .....	55
Slika 47 6008 podaci [13] .....	56
Slika 48 NU 1020 M [13].....	57
Slika 49 16018 podaci [13] .....	58
Slika 50 CAD model cjepača .....	60

**POPIS TABLICA**

Tablica 1 Scheppach HL 810 značajke proizvoda .....	6
Tablica 2 Hecht 676 značajke proizvoda .....	7
Tablica 3 Arrows značajke proizvoda .....	10
Tablica 4 Odabir koncepata.....	18
Tablica 5 Čvrstoća važnijih vrsta drva [7 (str. 282.)].....	19
Tablica 6 Vrijednosti tvrdoće drveta [8 (str. 103.)].....	20
Tablica 7 Ovisnost prijenosnog omjera o broju okretaja elektromotora.....	29
Tablica 8 Faktor primjene lanca $F_a$ [10] .....	33
Tablica 9 Faktor brzine lanca $F_n$ [10].....	33
Tablica 10 Jedinična snaga za lanac 40B [10] .....	34
Tablica 11 Faktor broja zubi lančanika $K$ [10].....	35
Tablica 12 Dimenzije lanca PHC 40B-1 [10] .....	36
Tablica 13 Faktor udara $\varphi$ [11].....	54

## POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

2024-02-01

2024-02-02

2024-02-03

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{CD}$	$\text{mm}^2$	Površina poprečnog presjeka poluge CD
$a$	mm	Osni razmak između manjeg i većeg lančanika
$b_1$	-	Faktor veličine strojnog dijela
$b_2$	-	Faktor obrade kvalitete površine
$C$	-	Osni razmak vratila lančanika u broju koraka
$C_{1,B}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja zglobova B
$C_{1,C}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja zglobova C
$C_{1,L2\_A}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja u osloncu A osovine većeg lančanika
$C_{1,L2\_B}$	N	Faktor dinamičke opteretivosti ležaja u osloncu B osovine većeg lančanika
$D_{P1}$	mm	Kinematski promjer manjeg lančanika
$D_{P2}$	mm	Kinematski promjer većeg lančanika
$d$	mm	Promjer
$d_E$	mm	Promjer osovine zglobova E
$d_{L2\_kr}$	mm	Promjer u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
$d_{os,min\_B}$	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zglobova B
$d_{os,min\_C}$	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zglobova C
$d_{os,min\_E}$	mm	Minimalni potrebni promjer osovine zglobova E
$d_{os,min\_L2}$	mm	Minimalni potrebni promjer osovine većeg lančanika
$F$	N	Sila
$F_{A\_L2}$	N	Reaktivna sila u osloncu A osovine većeg lančanika
$F_B$	N	Reaktivna sila u zglobu B
$F_C$	N	Reaktivna sila u zglobu C
$F_{B\_L2}$	N	Reaktivna sila u osloncu B osovine većeg lančanika
$F_{L12}$	N	Vučna sila lančanog prijenosa L12
$F_{R\_B}$	N	Reaktivna sila u uklještenju poluge B
$F_{R\_C}$	N	Reaktivna sila u osloncima osovine zglobova C
$F_{R\_E}$	N	Reaktivna sila u osloncima osovine zglobova E
$F_{R\_L2}$	N	Rezultantna sila većeg lančanika
$F_a$	-	Faktor primjene lanca
$F_c$	N	Potrebna sila cijepanja
$F_{c'}$	N	Maksimalna sila cijepanja uvećana za faktor udara
$F_{c\_max}$	N	Maksimalna sila cijepanja koju stroj može ostvariti
$F_n$	-	Faktor brzine lanca
$G_{L2}$	N	Težina većeg lančanika
$g$	$\text{m/s}^2$	Gravitacijska konstanta ubrzanja
$I_{y\_BE}$	$\text{mm}^4$	Moment tromosti presjeka poluge BE

$i_{L12}$	-	Prijenosni omjer lančanog prijenosa
$i_{ev}$	$m^{-1}$	Prijenosni omjer evansovog mehanizma
$i_{red}$	-	Prijenosni omjer reduktora
$i_{uk}$	$m^{-1}$	Ukupni prijenosni omjer
$K$	-	Faktor broja zubi
$K_2$	-	Faktor nošenja lanca
$L$	mm	Duljina lanca
$L_{10hmin}$	h	Minimalna zahtjevana duljina trajanja ležajeva
$l$	mm	Duljina
$M_{red}$	Nmm	Reducirani moment savijanja osovine većeg lančanika
$M_{y,kr}$	Nmm	Moment savijanja u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
$M_{ymax\_B}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zglobova B
$M_{ymax\_BE}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja u poluzi BE
$M_{ymax\_C}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zglobova C
$M_{ymax\_E}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine zglobova E
$M_{ymax\_L2}$	Nmm	Maksimalni moment savijanja osovine većeg lančanika
$m_{L2}$	kg	Masa većeg lančanika
$n$	okr/min	Broj okretaja u minuti
$n_{ev}$	okr/min	Broj okretaja pogonske poluge Evansovog mehanizma
$P_D$	W	Jedinična snaga lančanog prijenosa
$P_{EM,pot}$	W	Potrebna snaga elektromotora
$P_M$	W	Stvarna snaga koju prenosi lanac
$n_{red}$	okr/min	Broj okretaja izlaznog vratila reduktora
$p$	mm	Korak lanca
$p_E$	$N/mm^2$	Površinski pritisak između osovine zglobova E i nosivih limova
$p_{dop}$	$N/mm^2$	Dopušteni površinski pritisak
$R_e$	$N/mm^2$	Granica tečenja
$R_m$	$N/mm^2$	Vlačna čvrstoća
$R_{max}$	$\mu m$	Maksimalna visina neravnina
$r$	mm	Duljina pomoćne poluge
$r_1$	mm	Duljina poluge AB
$r_2$	mm	Duljina poluge BC
$r_3$	mm	Duljina poluge CD
$r_4$	mm	Duljina poluge AD
$S$	-	Faktor sigurnosti
$S_{post}$	-	Postojeći faktor sigurnosti osovine većeg lančanika
$s$	mm	Debljina nosivog lima poluge BE
$T_{EM}$	Nm	Okretni moment na izlaznom vratilu elektromotora
$T_{red}$	Nm	Okretni moment na izlaznom vratilu reduktora
$t$	s	Vrijeme

---

$v_E$	m/s	Brzina točke (zglobo) E
$v_{L12}$	m/s	Brzina lanca lančanog prijenosa L12
$W$	mm <sup>3</sup>	Polarni moment otpora presjeka
$W_{kr\_L2}$	mm <sup>3</sup>	Polarni moment otpora kritičnog presjeka osovine većeg lančanika
$z_1$	-	Broj zubi manjeg lančanika
$z_2$	-	Broj zubi većeg lančanika

### Grčke oznake

$\alpha$	-	Kut
$\alpha$	rad/s <sup>2</sup>	Kutno ubrzanje
$\beta$	-	Kut
$\beta_{kf}$	-	Faktor zareznog djelovanja kod savijanja
$\gamma$	-	Kut
$\varepsilon$	-	Eksponent vijeka trajanja valjnih ležajeva
$\eta$	-	Stupanj djelovanja
$\eta_{L12}$	-	Stupanj djelovanja lančanog prijenosa
$\eta_{red}$	-	Stupanj djelovanja reduktora
$\eta_{uk}$	-	Ukupni stupanj djelovanja
$\eta_{vl}$	-	Stupanj djelovanja valjnih ležajeva
$\sigma_{dop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje
$\sigma_{fDI}$	N/mm <sup>2</sup>	Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno promjenjivo opterećenje
$\sigma_{fdop}$	N/mm <sup>2</sup>	Dopušteno naprezanje osovina na savijanje
$\sigma_{red}$	N/mm <sup>2</sup>	Reducirano naprezanje u kritičnom presjeku osovine većeg lančanika
$\sigma_{x\_CD}$	N/mm <sup>2</sup>	Osno naprezanje poluge CD
$\sigma_{yB}$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje na savijanje osovine zglobo B
$\sigma_{yBE}$	N/mm <sup>2</sup>	Naprezanje na savijanje poluge BE
$\varphi$	-	Kut
$\varphi$	-	Faktor udara
$\omega$	rad/s	Kutna brzina
$\omega_{EM}$	rad/s	Kutna brzina vrtnje elektromotora

## **SAŽETAK**

U ovom radu konstruiran je cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu pogonjen elektromotornim pogonom. Pregledana su postojeća rješenja na tržištu kako bi se dao uvid u trenutno stanje tehnike. Nakon toga izrađeni su koncepti od kojih se jedan odabralo za konstrukcijsku razradu te su prema njemu izabrane standardne komponente. Neke komponente su izrađene samostalno te su rađeni njihovi proračuni prema kojima su se birale dimenzije. Nakon određivanja svih dijelova napravljen je sklop cjepača s potrebnom tehničkom dokumentacijom.

Ključne riječi: cjepač, Evansov mehanizam

## SUMMARY

In this paper, a wood splitter based on Evans mechanism powerd by an electric motor was constructed. Existing solutions offered on the market were reviewed to determine the current state of art. After that concepts have been made and the best concept was chosen for the detail design process. Stanard components were chosen and some of them were designed manaully and their dimensions have been determined according to load-bearing calculations. Finally after all parts have been designed assembly of wood splitter was made along with necessary technical documentation.

Key words: wood splitter, Evans mechanism

## 1. UVOD

Problem cijepanja drva javlja se već od otkrića vatre koje se prema nekim izvorima procjenjuje na najranije od 1 do 1,5 milijuna godina prije Krista. Usitnjavanjem drva olakšava se njegov transport i skladištenje preko zime. Paralelno s otkrićem vatre ljudski predci su otkrili ručne alate poput sjekira, koje su u to doba bile izrađivane od kamena, koje su im olakšavale cijepanje. Dalnjim razvojem tehnologije kroz bakreno, brončano, željezno doba... sjekire su se počele izrađivati od metalnih materijala koji su puno efikasniji u procesu cijepanja od kamena.



Slika 1 Oblici sjekire kroz povijest

U novije vrijeme proizvode se sjekire u obliku klina koji je zapravo vrlo sličan onom prikazanom na slici 1. uz korištenje kvalitetnijih i dugotrajnijih materijala poput alatnog čelika. Korištenje ručnog alata poput sjekire za cijepanje drveta zahtjeva veliki fizički napor korisnika jer on mora velikom brzinom i dovoljno velikom silom udariti drvo kako bi ga prepolovio. Taj problem će se tek riješiti u 20. stoljeću razvojem motora s unutarnjim izgaranjem, elektromotora, hidraulike itd. Ovi strojevi su smanjili fizičko opterećenje korisnika te uvelike povećali brzinu kojom on nacijepa drva potrebna za grijanje tokom godine. Također osim komercijalnih cjepača razvili su se i industrijski cjepači koji su vrlo brzi i efikasni u radu te omogućuju pilanama prodaju sve veće količine nacijepanog drva u kratkom vremenu. Od komercijalnih cjepača u prošlom stoljeću su popularni bili cjepači pogonjeni na motor s unutarnjim izgaranjem ili traktorom. U to vrijeme je bio popularan alat u obliku konusa s

navojem koji je bio jeftin i jednostavan za proizvesti i čijom se brzinom jednostavno upravljalio preko dodavanja ili smanjenja gasa na motoru.



**Slika 2 Alat u obliku konusa**

Sve većom dostupnosti hidraulike i eletromotornog pogona razvili su se hidraulički cjepači koji cijepaju drvo ostvarivanjem vrlo velikog pritiska na cilindru. Ovi cjepači omogućuju cijepanje drva vrlo velikih dimenzija i tvrdoće uz mali napor korisnika što im je donijelo veliku popularnost te su u današnje vrijeme najrasprostranjeniji na tržištu.



**Slika 3 Hidraulični cjepač**

No uz svoje prednosti hidraulički pogon donosi i neke mane. U modrno doba vrlo je važna briga za okoliš pa ulje koje se upotrebljava u ovakvim strojevima predstavlja veliki problem. Hidraulička ulja su otrovana kako za okoliš tako i za ljude te su lako zapaljiva što predstavlja problem u blizini drva koje podržava gorenje. Također niski stupanj korisnost hidrauličkog

pogona koji u većini slučajeva iznosi oko 0,3 predstavlja problem u modernom svijetu koji zahtjeva sustave sve veće energetske efikasnosti.

U moderno doba se hidraulički pogon pokušava zamijeniti korištenjem mehaničkih cjepača pogonjenim elektromotorom jer oni imaju veću efikasnost uz čišći rad. Taj problem se riješio razvojem nekih vrsta inercijskih cjepača koji uz veću energetsku efikasnost posjeduju i veću brzinu cijepanja od hidrauličkih cjepača. Relativno su novi na tržištu pa će trebati neko vrijeme da preuzmu vodeću ulogu među cjepačima.

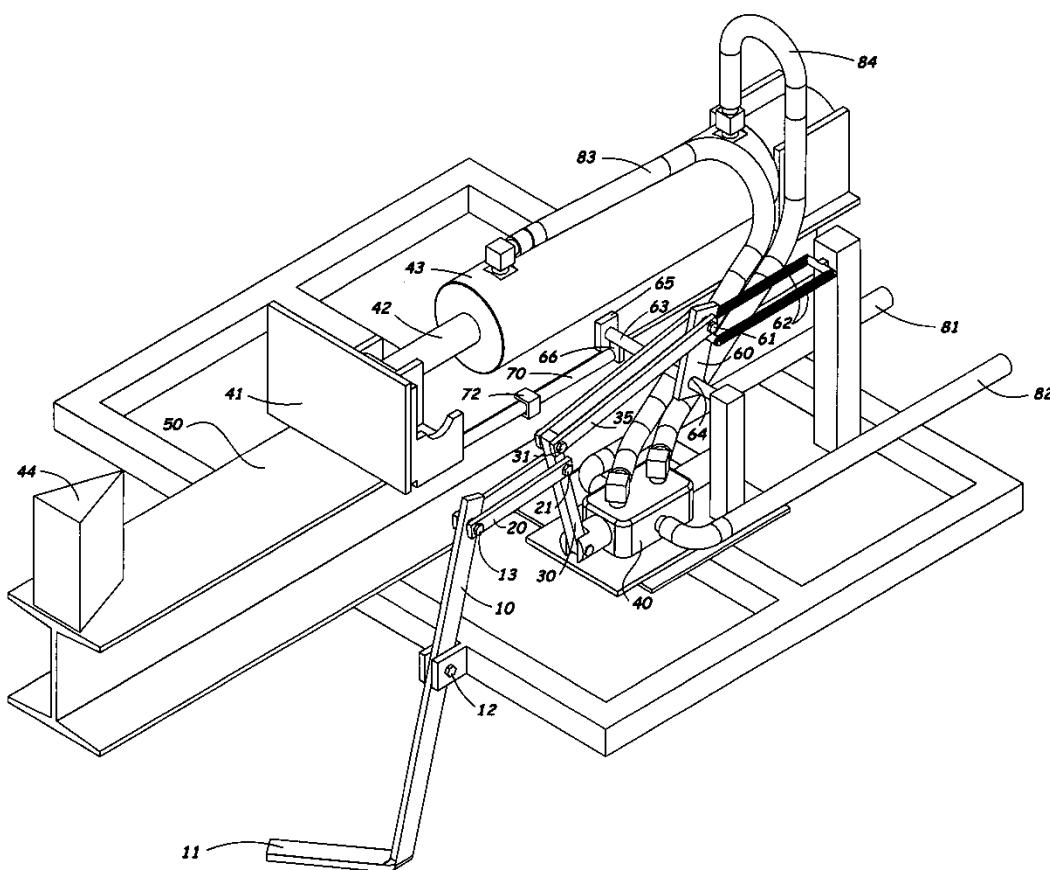


**Slika 4 Inercijski cjepač**

## 2. Analiza radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja

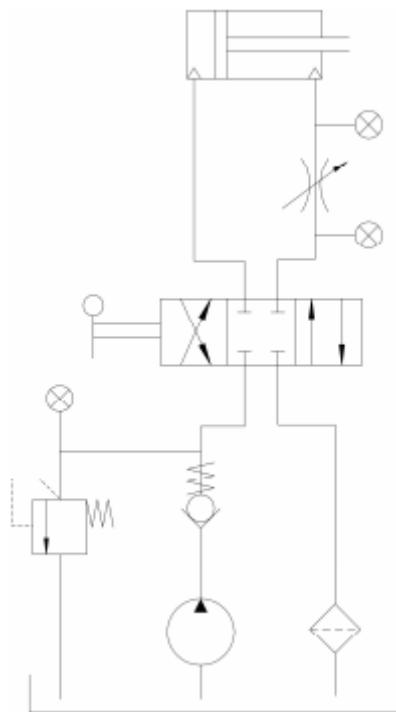
Prije izrade vlastitog rješenja potrebno je pretražiti postojeća rješenja kako bi se imao uvid u oblik konstrukcije, način cijepanja i njihovu cijenu. U obzir će se uzeti proizvodi koji su namijenjeni za kućnu uporabu te će se u potpunosti izostaviti industrijski i profesionalni strojevi jer je cilj izraditi proizvod koji bi zadovoljio potrebe korisnika koji cijepaju drva samo za potrebe kućanstva. Nakon pretraživanja interneta moguće je pronaći više proizvoda i patenata koji bi se smatrali konkurentnim rješenjima

### 2.1. Hydraulic wood splitter-US20120055585 [1]



Slika 5 Patent hidrauličkog cjepača- US20120055585

Patent prikazan na prethodnoj slici približno opisuje rad većine cjepača na hidraulički pogon dostupnih na tržištu. Na slici nisu prikazani svi dijelovi potrebni za rad ovog sustava, poput pogonskog stroja, spremnika ulja, pumpe, prigušnih ventil itd., čija izvedba može varirati od proizvoda do proizvoda. Na primjer postoje cjepači koji koriste motore s unutarnjim izgaranjem kao pogonski stroj (obično cjepači većih snaga), no uglavnom se koristi elektromotorni pogon. Pretpostavljeni izgled hidrauličkog kruga hidrauličkih cjepača prikazan je na slijedećoj slici.



**Slika 6 Hidraulička shema [2 (str. 7.)]**

Stroj počinje s radom nakon što korisnik uključi pogonski stroj koji pomoću pumpe dobavlja radni fluid preko dobavnog voda(82) do razvodnika(40). Razvodnik se upravlja od strane korisnika pritiskom na nožnu papučicu(11) koja sa njime upravlja preko sustava pologa. Proces cijepanja funkcioniра tako da korisnik prvo pozicionira drvo na postolje(50) u horizontalnom položaju. Nakon što je korisnik pravilno pozicionirao drvo on pritiše nožnu papučicu i u razvodniku se otvaraju ventili koji omogućuju gibanje hidrauličkog klipa(42) prema klinu(44). Hidraulički klip može ostvariti velike sile pritiska uz relativno male brzine gibanja. Nakon pritiskanja drva velikom silom na klin ono se preploovi, korisnik pušta papučicu, klip se vraća u početni položaj i radni fluid odlazi u spremnik preko povratnog voda(81). U međuvremenu korisnik uklanja prepolovljena drva s stroja te po potrebi ponavlja već navedeni proces.

## 2.2. Uspravni hidraulički cjepač- Scheppach HL 810 [3]

Na slijedećoj slici prikazan je vertikalni hidraulički cjepač u vertikalnoj izvedbi. Nakon što korisnik pravilno pozicionira drvo na postolje i pritisne drvo s dvije ručke pokreće se hidraulički cilindar. Hidraulički cilindar pokreće nosač s klinom vertikalno prema dolje prema postolju koje miruje te pomoću velike sile pritiska preploovi drvo na pola. Dvije ručke kojima korisnik pritiše drvo kako bi se stroj pokrenuo omogućuju veću sigurnost korisnika jer on koristiti obje ruke kako bi radio na stroju što smanjuje mogućnost zaplitanja jedne do ruku, dijelove odjeće...

za neke dijelove stroja. Od opreme stroj također posjeduje pretinac za strugotine i hvatač strugotina koji omogućuju povećanu urednost radnog prostora i lakše čišćenje stroja te kotače koji omogućuju lakši transport. Stroj je pogodan za kućnu uporabu uz uvjet da korisnik ima pristup trofaznoj struji.



**Slika 7 Scheppach HL 810**

**Tablica 1 Scheppach HL 810 značajke proizvoda**

Vrsta pogonskog stroja	Trofazni elektromotor
Priključna snaga	3,5 kW
Sila pritiska	8 t
Brzina u radnom stanju	6 cm/s
Maksimalna visina drveta	550 mm
Maksimalan promjer drveta	300 mm
Masa	108,8 kg
Cijena	597,12 € (4 449 kn)

### 2.3. Horizontalni hidraulički cjepač- Hecht 676 [4]



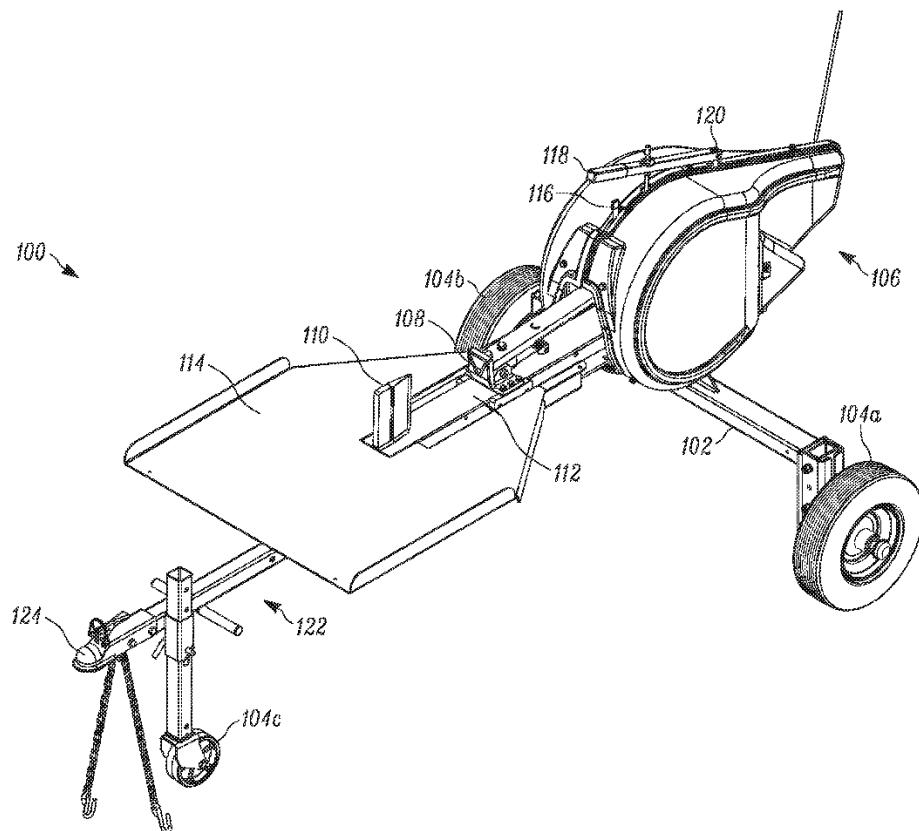
**Slika 8 Hecht 676**

Na prethodnoj slici prikazan je hidraulički cjepač u horizontalnoj izvedbi čiji princip rada gotovo u potpunosti odgovara patentu opisanom u poglavlju 2.1. . Prostor okolo klina koji izvodi proces cijepanja zaštićen je metalnim okvirom kako bi se osigurala sigurnost korisnika. Također stroj kako bi radio traži uporabu obje ruke korisnika što dodatno povećava sigurnost. Dodatno stroj je opremljen kotačima koji omogućuju lakši transport. Ovaj proizvod je namijenjen za kućnu uporabu te njegova relativno mala masa omogućuje jednostavno skladištenje.

**Tablica 2 Hecht 676 značajke proizvoda**

Vrsta pogonskog stroja	Jednofazni elektromotor
Priključna snaga	2 kW
Sila pritiska	7 t
Brzina u radnom stanju	Nije navedeno
Maksimalna visina drveta	520 mm
Maksimalan promjer drveta	250 mm
Masa	48 kg
Cijena	378,13 € (2 849,01 kn)

## 2.4. Log splitter assembly and method of use thereof- US20150328798A1 [5]



**Slika 9 Patent inercijskog cjepača- US20150328798A1**

Princip rada većine komercijalnih inercijskih cjepača objasnit će se na primjeru patenta prikazanog na prethodnoj slici. Na prethodnoj slici prikazan je izgled cjepača bez pogonskog stroja. Pogonski stroj može biti elektromotor ili motor s unutarnjim izgaranjem koji ima prednost kod mogućnosti uporabe na mjestima na kojima korisnik nema pristupa električnoj mreži. Patent na prethodnoj slici ima mogućnost lako transporta zbog priključka za autoprikolicu te mogućnost namještanja visine kako bi stroj bio maksimalno prilagođen korisniku. Ovaj stroj je izведен u horizontalnoj izvedbi te radi tako što nakon što korisnik pozicionira drvo na predviđeno postolje i pokrene klip preko sustava poluga klip(108) pritiše drvo prema klinu(110) velikom brzinom te ga prepolovi. Cjepači ove izvedbe cijepaju drvo u kraćim ciklusima od hidrauličkih cjepača uz ostvarivanje manjih pritisaka ovisno o izvedbi. Mehanizam rada prikazan je na slijedećoj slici.

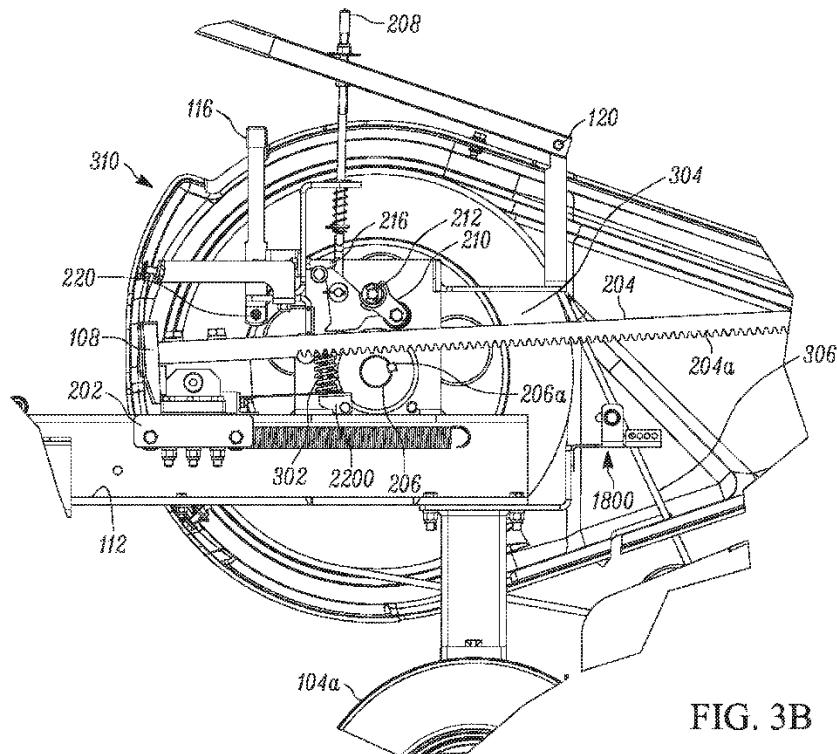


FIG. 3B

### Slika 10 Princip rada inercijskog cijepača

Pogonski stroj je preko neke vrste prijenosa, obično remenima, povezan sa zamašnjakom koji služi kao pohrana kinetičke energije. Nakon što se zamašnjak zaleti do stacionarne brzine vrtnje stroj može početi sa radom. Korisnik započinje proces cijepanja povlačenjem dviju poluga koje pokreću polužni mehanizam (koji ima funkciju spojke) koji preko sustava poluga i zupčanika naglo pokrene zupčastu letvu(204a) koja je povezana s klipom. Nakon toga klip velikom brzinom pogura drvo prema klinu koji ga prepolovi.

## 2.5. Inercijski cjepač drva- Arrows [6]



**Slika 11 Cjepač drva Arrows**

Ovaj cjepač radi na principu sličnom kao i patent u poglavlju 2.4. uz jednostavniji polužni mehanizam jer se kod ovog proizvoda koristi samo jedna poluga za pokretanje mehanizma. Ovaj proizvod je namijenjen za kućnu uporabu te ima vrlo brze cikluse cijepanja koji omogućuju cijepanje količine drva koju korisnik treba tokom čitave godine u nekoliko dana ovisno o brzini rada korisnika. Proizvod je oslonjen na četiri kotača, od kojih 2 imaju mogućnost zaključavanja.

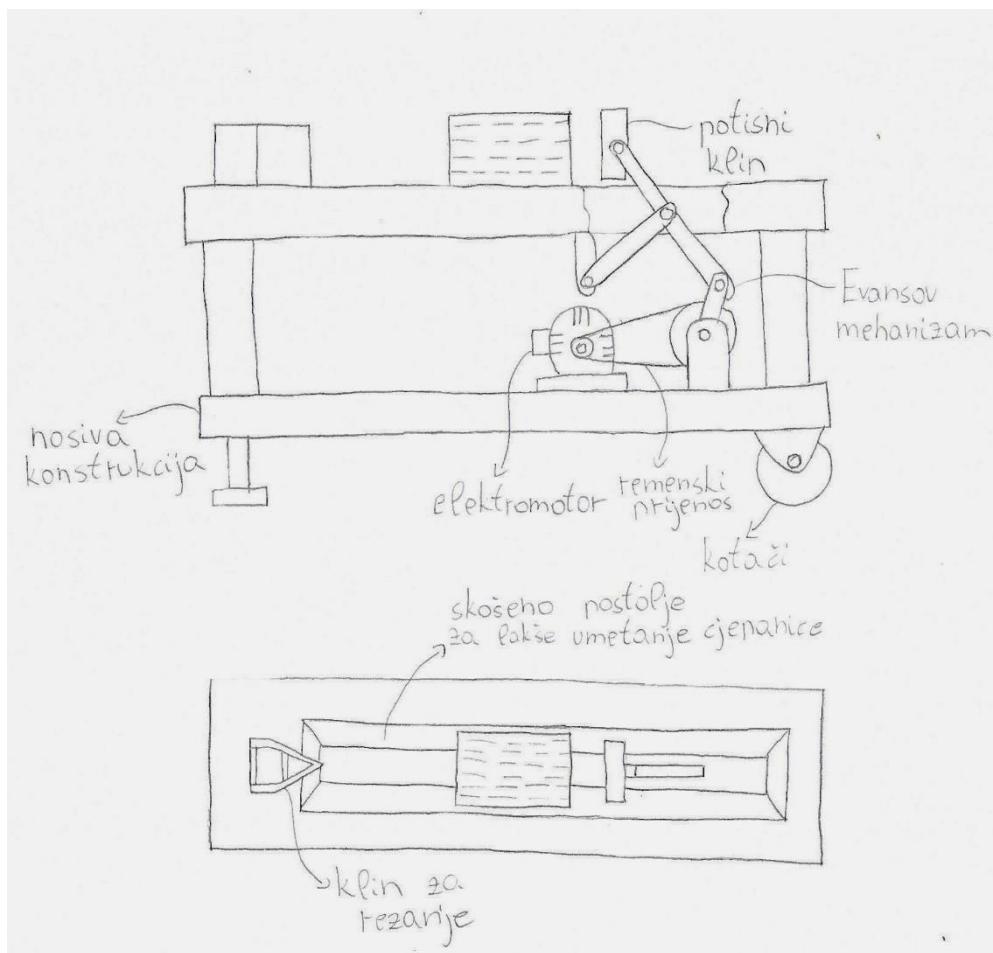
**Tablica 3 Arrows značajke proizvoda**

Vrsta pogonskog stroja	Jednofazni elektromotor
Priključna snaga	2,2 kW
Sila pritiska	8 t
Trajanje ciklusa cijepanja	3 s
Maksimalna visina drveta	520 mm
Maksimalan promjer drveta	400 mm
Masa	90 kg
Cijena	883 € (6 652,52 kn)

### 3. Izrada i odabir koncepata

Koncepti su zapravo pojednostavljeni prikaz funkcije nekog stroja ili naprave koji nam omogućuje uvid u osnovne dijelove i funkcije u ranim fazama razvoja nekog proizvoda te laku usporedbu s ostalim rješenjima. U ovom radu razmatrat će se samo koncepti koji zadovoljavaju uporabu stroja u kućnim uvjetima. Odnosno stroj je potrebno konstruirati tako da je on što više prilagođen kućnoj uporabi, tj. izabrati jednofazni umjesto trofaznog motora, postići što manju masu, omogućiti laki transport i skladištenje, mogućnost lake zamjene i popravka dijelova... S obzirom na počete zahtjeve moguće je izraditi nekoliko koncepata koji omogućuju da se odabere najbolje rješenje njihovom međusobnom usporedbom. U slijedećim potpoglavlјjima prikazani su crteži koncepata s opisom načina rada te njihovim prednostima i manama. Na kraju će se usporedbom koncepata odabrati onaj koji najbolje zadovoljava određene uvijete te će se na temelju njega nastaviti konstrukcijsko oblikovanje stroja.

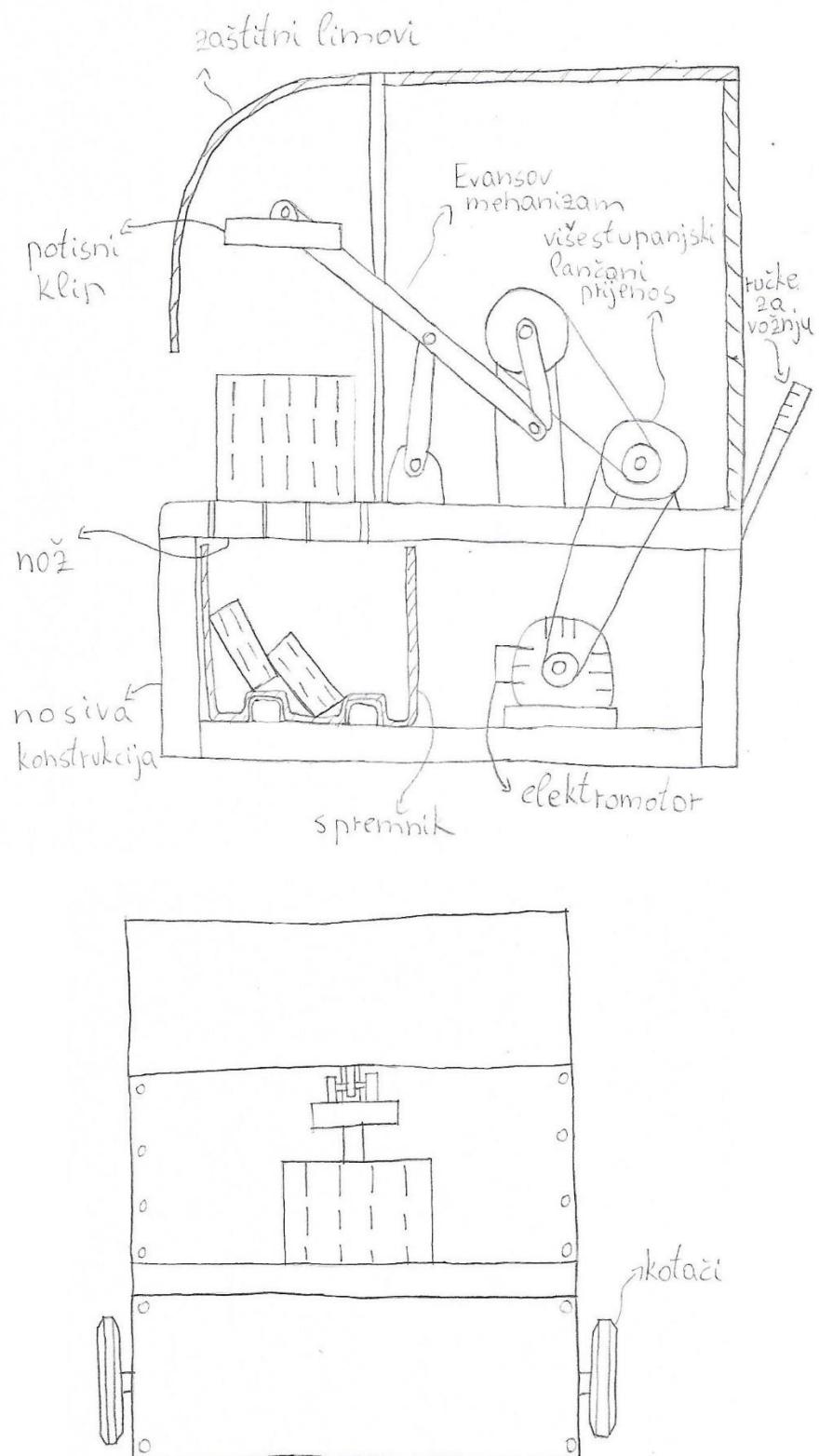
#### 3.1. Koncept 1



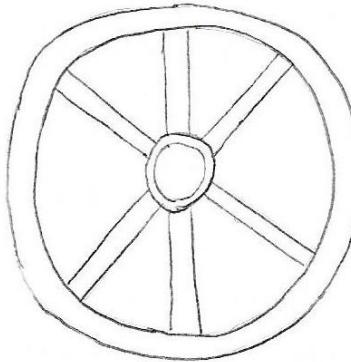
Slika 12 Koncept 1

U prvom konceptu predviđeno je cijepanje drva u horizontalnom položaju. Korisnik prvo pali stroj paljenjem elektromotora koji preko remenskog prijenosa pogoni Evansov mehanizam. Stroj radi na principu inercije pa je elektromotoru potrebno neko vrijeme da zaleti mehanizam do stacionarne brzine vrtnje. Na pogonskom vratilu Evansovog mehanizma nalazi se zamašnjak kojim se upravlja vremenom kojim mehanizam ubrzava. Na zadnjem štalu mehanizma nalazi se klip koji se giba zajedno sa štapom te nakon što korisnik umetne drvo na zato predviđeni kanal pritisne drvo prema klinu, koji oponaša funkciju sjekire, te on cijepa drvo na dva dijela. Nakon što se drvo rascijepa mehanizam je ponovo potrebno zaletiti zato što on preda dosta kinetičke energije, a time i brzine, tijekom cijepanja. Dok se mehanizam ubrzava i vraća u položaj u kojem može započeti cijepanje korisnik treba ukloniti cijepana drva iz stroja te nakon toga staviti drva koja je potrebno cijepati. Prednost ovog sustava je što on zahtjeva najmanje fizičko opterećenje korisnika također njegove manje vertikalne dimenzije, a time i manja masa olakšavaju transport stroja i njegovo skladištenje. Također ovo rješenje može cijepati drva u vrlo kratkim ciklusima koji traju nekoliko sekundi što omogućava cijepanja količine drva koje korisnik potroši tokom cijele godine u par dana ovisno o potrebama korisnika i njegovoj brzini rada. Najveća mana ovog rješenja ja smanjena sigurnost korisnika. Zbog mogućnosti lakog umetanja cjepanica u stroj i njihovog lakog uklanjanja iz stroja te zbog same putanje krajnjeg štapa Evansovog mehanizma nije moguće na adekvatan način zaštiti korisnika da slučajno ne zapne za neki dio mehanizma. Zbog toga što u ovom rješenju stroj radi u horizontalnoj ravnini s velikim udarima nastaje problem pojavljivanja povećih vibracija koje bi trebalo smanjiti dodatnim sustavom prigušenja vibracija.

### 3.2. Koncept 2



**Slika 13 Koncept 2**

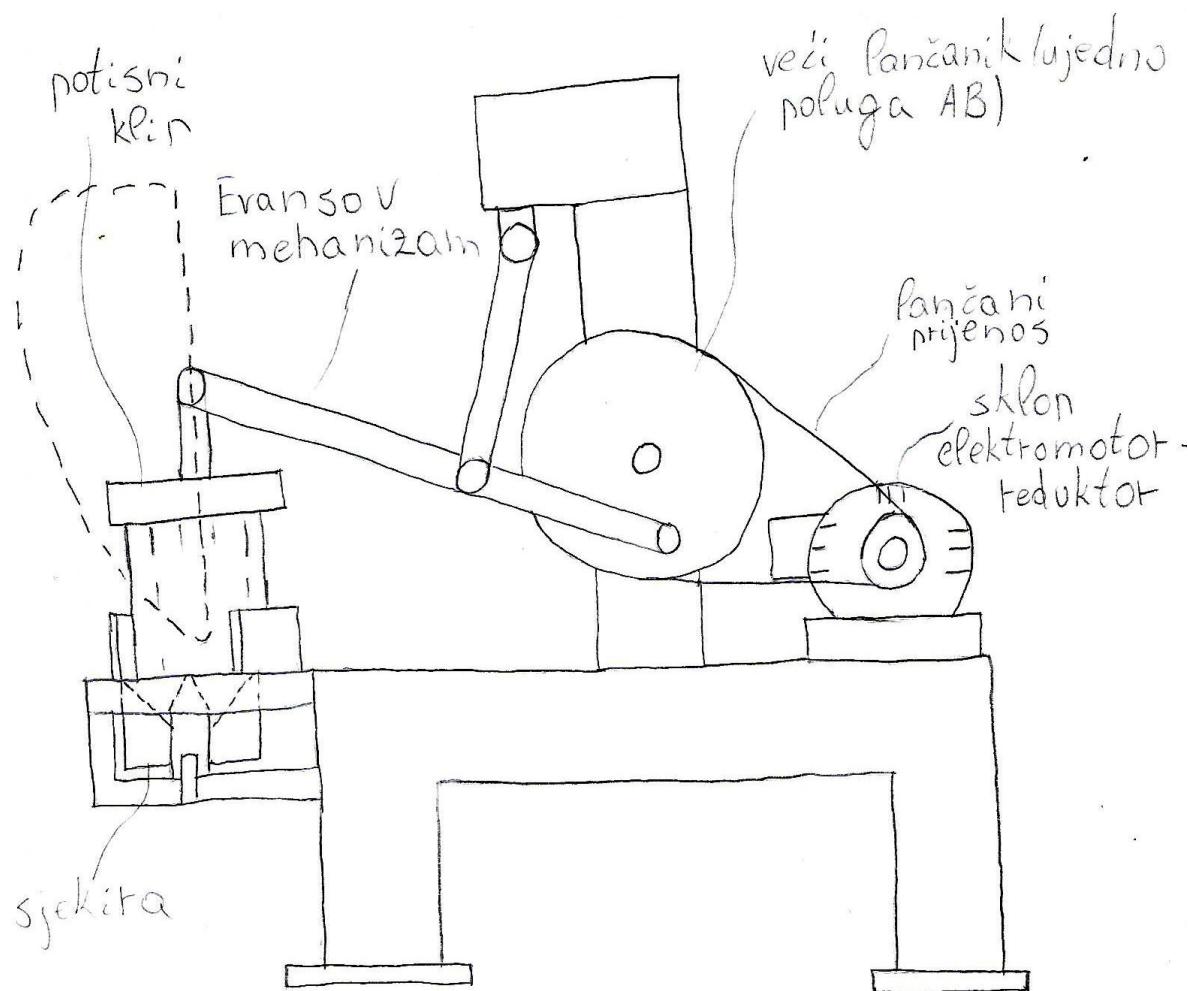


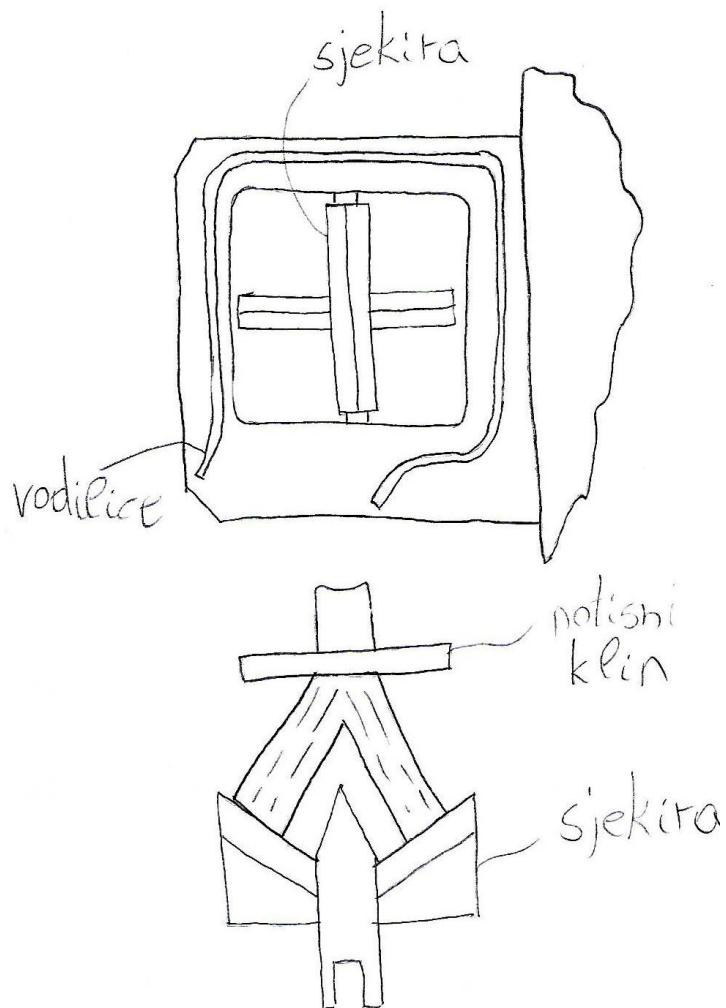
**Slika 14 Pojednostavljeni prikaz noža korištenog u drugom konceptu**

U ovom rješenju stroj cijepa po principu sličnom kao i hidraulički cjepači koji upotrebljavaju hidraulički cilindar. Odnosno drva se cijepaju uz pomoć vrlo velike sile pri relativno malim brzinama u usporedbi s inercijskim cjepačima. Kako bi stroj počeo raditi korisnik treba upaliti elektromotor te zatim pozicionirati drvo na nož koji se nalazi na ravnom postolju. Nož je kružnog oblika te je rađen od većeg broja klinova zavarenih u cjelinu. Nakon što je korisnik pozicionirao drvo stroj uz pomoć klipa, koji se nalazi na zadnjem štapu Evansovog mehanizma, pritišće drvo prema dolje kroz nož koji miruje te tako rascijepa drvo na veći broj dijelova. Nakon što se drva nacijepaju ona padaju u spremnik koji se umeće bočno na nosivu konstrukciju stroja. Dva zavarena profila koja se nalaze ne nosivoj konstrukciji zajedno s odgovarajućim utorima u spremniku osiguravaju pravilno umetanje spremnika te ga osiguravaju od ispadanja. Kod ovog mehanizma da bi se postigla dovoljno mala brzina i velika sila uz uvjet da je elektromotor jednofazan i da njegova snaga ne prelazi 2-3 kW potrebno je ugraditi višestupanjski lančani prijenos zbog toga što prijenosni omjer mora biti jako visokih vrijednosti. Kako je brzina klipa u ovom slučaju relativno spora korisnik ima dovoljno vremena da uzme drugu cjepanicu i pozicionira ju na stroj bez rizika da ga stroj udari ili da za njega zapne. Cijeli prijenosni mehanizam je zaštićen limom kako bi se osigurala njegova trajnost i korisnika od slučajnih ozljeda tijekom rada. Prostor u kojem se giba klip je maksimalno zaštićen uz osiguran prostor za umetanje drva. Transport stroja osigurava se uz pomoć kotača koji se po potrebi mogu izvući u položaj u kojem prevoze stroj, tijekom rada stroja oni su uzdignuti kako ne bi uzrokovali nestabilnost. Prednost ovog rješenja je povećana sigurnost korisnika zbog manje brzine kretanja klipa te zbog toga što cjepanice padaju u spremnik umjesto da se ručno uklanjaju sa stroja. Također klip u najnižem položaju je dovoljno udaljen od stroja da korisniku ne mogu zapeti ruke tijekom rada. Nadalje oblik noža omogućava da se cjepanica razdvoji na veći broj komada te dodatno cijepanje nije potrebno u usporedbi s rješenjima koja koriste klin. Najveća mana ovog rješenja je to što se zbog malih brzina stroj sporo vraća u radni položaj u

kojem se cijepaju drva. Stoga ako korisnik ne stigne staviti drvo na vrijeme postoji mogućnost da će čekati duže vrijeme da se stroj vrati u radni položaj što stavlja određeni mentalni pritisak na korisnika i smanjuje mu sigurnost. Također zbog potrebe za višestupanjskim prijenosom konstrukcija se komplicira te samim time i raste cijena proizvoda te se otežava servisiranje. Također ovaj nož može otupiti te prosječan korisnik ne posjeduje potrebne alate i vještine kako bi ga naoštio, a njegova izmjena je također vrlo skupa.

### 3.3. Koncept 3





**Slika 15 Koncept 3**

Koncept 3 radi na vrlo sličnom principu kakav je opisan u konceptu 2. Proces cijepanja se također odvija uz uporabu velike sile uz malu brzinu klipa, razlika je u tome što se umjesto višestupanjskog lančanog prijenosa upotrebljava gotovi reduktor u kombinaciji sa jednostupanjskim lančanim prijenosom. Uporaba gotovog reduktora uvelike pojednostavljuje konstrukciju, smanjuje dimenzije prijenosnog mehanizma i povećava robusnost zbog prednosti koje zupčani prijenos ima nad lančanim i remenskim prijenosima. Dimenzije većeg lančanika odabrati će se tako da je moguće zajedno s njim izvesti polugu AB kao jedan dio što smanjuje potreban broj dijelova i masu stroja. Crtkanom linijom približno je nacrtana krivulja kojom se kreće zglob E, odnosno potisni klip. Vidljivo je da u prvom i drugom konceptu se u povratnom hodu klip približava prema korisniku što može ugroziti njegovu sigurnost. U ovom konceptu ovaj problem je riješen tako što se na nosivu konstrukciju zavare vodilice u obliku limova koje dozvoljavaju korisniku da drvo umeće u bočnom položaju u odnosu na mehanizam. Tako da u ovom konceptu se klip niti u jednom trenutku ne približava samom korisniku. Također kako bi

se postigla povoljnija krivulja po kojoj se kreće mehanizam zglob D je potrebno premjestiti iznad poluge BE kako bi se potisni klip što manje zadržavao u blizini drveta (kako bi se izbjegla mogućnost zapinjanja) i samog korisnika. Oblik sjekire prikazan na prethodnoj slici sastoji se od dva stupnja oštrica. Prvi stupanj sastoji se od jedne oštice koja prepolovi drvo, a drugi stupanj od dvije jednakе oštice koje dodatno prepolove polovice dobivene u prvom stupnju. Oštice drugog stupnja pozicionirane su pod kutom u odnosu na vertikalnu iz razloga da drvo nakon što se procijepa u prvom stupnju dođe približno okomito na oštricu što olakšava cijepanje i smanjuje potrebnu silu i opterećenje. Ispod sjekire potrebno je ostaviti dovoljno prostora da korisnik može staviti svoj spremnik u koji želi da mu drva padaju nakon cijepanja (npr. košaru ili često korištena građevinska kolica...). Mana ovog kao i prethodnog koncepta je trajanje ciklusa te potreba za sinkronizacijom čovjeka i stroja u radu. Prednost je relativno jednostavna izvedba i manji broj dijelova u odnosu na prethodne te povećana sigurnost korisnika. Prednost je i jednostavno održavanje i robusnost koja doprinose dugom životnom vijeku.

### 3.4. Odabir koncepta za konstrukcijsku razradu

Kriteriji koji se uzimaju u obzir tijekom ocjenjivanja koncepata proizlaze iz samog zadatka te pretraživanjem tržišta i utvrđivanjem područja gdje bi novi proizvod mogao ostvariti prednost prema već dostupnim proizvodima. Koncept će dobiti veću ocjenu što ima veću sigurnost, količinu nacijepanih drva u jednom ciklusu, robusnost te povoljniju mogućnost skladištenja i održavanja. Manje trajanje radnog ciklusa, fizičko opterećenje, masa i cijena određenog koncepta donosit će mu veće ocijene.

Težinski faktori za kriterije u danoj tablici određeni su iskustveno i logički unutar grupe. Ocjene se ponovno dodjeljuju u odnosu na referentni koncept na skali od 1 do 5 prema sljedećim uvjetima:

- 1 → puno lošije od referentnog koncepta,
- 2 → lošije od referentnog koncepta,
- 3 → jednako kao referentni koncept,
- 4 → bolje od referentnog koncepta i
- 5 → puno bolje od referentnog koncepta.

Ponderirana ocjena određuje se kao umnožak težinskog faktora i ocjene, a na temelju zbroja ponderiranih ocjena odlučuje se koji koncept ide u daljnju konstrukcijsku razradu.

**Tablica 4 Odabir koncepata**

Kriterij odabira	Težinski faktor	K1 (referentni)		K2		K3	
		Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena	Ocjena	Ponderirana ocjena
Sigurnost	20 %	3	0,6	4	0,8	5	1
Trajanje radnog ciklusa	10%	3	0,3	2	0,1	2	0,3
Količina nacijepanih drva u jednom ciklusu	10%	3	0,3	5	0,5	5	0,5
Robusnost	10%	3	0,3	2	0,2	5	0,4
Mogućnost skladištenja	8%	3	0,24	2	0,16	2	0,16
Fizičko opterećenje korisnika	20%	3	0,6	4	0,8	4	1
Jednostavnost održavanja	10%	3	0,3	2	0,2	5	0,2
Masa	3%	3	0,09	1	0,03	2	0,06
Cijena	9%	3	0,27	2	0,18	2	0,18
Ukupna ocjena		3		2,97		3,9	
Rang		2.		3.		1.	
Nastaviti?		NE		NE		DA	

Iz prethodne tablice vidljivo je da koncept 3 dobiva najveću ukupnu ocjenu u usporedbi s ostala dva koncepta pa će se on odabrati za daljnju konstrukcijsku razradu.

## 4. Proračun nosive konstrukcije i odabir standardnih komponenti

### 4.1. Određivanje potrebne sile cijepanja

Drvo je po svojstvima nehomogeni materijal osobito što se tiče usmjerenja vlakana. Obično drva imaju puno bolja svojstva u mjeru paralelnom s vlaknima, a lošija u smjeru okomitom na vlakna. Također svojstva drva uvelike ovise o udjelu vlage u drvetu, načinu skladištenja, vanjskim uvjetima itd.. U sljedećoj tablici prikazana su svojstva nekih od važnijih vrsta drveta koja rastu na našem području.

**Tablica 5 Čvrstoća važnijih vrsta drva [7 (str. 282.)]**

Vrsta drva	Gustoća, kg/m <sup>3</sup>	Smjer s obzirom na vlakna	Čvrstoća, N/mm <sup>2</sup>			
			Vlak	Pritisak	Savijanje	Odrez
BRIJEST	500 do 850	=	80 do 120	30 do 60	50 do 160	7
		⊥	4	10	-	25
BUKVA	500 do 900	=	60 do 180	40 do 80	60 do 16	5 do 20
		⊥	7	10	-	35
GRAB	500 do 850	=	50 do 200	40 do 80	50 do 140	10
		⊥	6	10	-	30
JASEN	500 do 900	=	30 do 220	30 do 60	50 do 160	7
		⊥	7	10	-	-
HRAST	400 do 950	=	50 do 180	40 do 60	70 do 100	5 do 15
		⊥	5	10	-	30
ORAH	600 do 750	=	100	40 do 70	80 do 140	-
		⊥	4	10	-	-
BOR	300 do 900	=	40 do 190	30 do 80	40 do 200	5 do 15
		⊥	3	10	90	20
JELA	300 do 700	=	50 do 120	30 do 50	40 do 100	5
		⊥	2	4	-	25
SMREKA	300 do 700	=	40 do 240	30 do 70	40 do 120	5 do 10
		⊥	3	5 do 10	-	25

Kako je vidljivo iz prethodne tablice većina drveta ima 3 do 4 puta manju čvrstoću na odrez u smjeru paralelnom vlaknima od onog okomitom vlaknima. Zbog tog razloga svi cijepači cijepaju u smjeru okomitom vlaknima kako bi lakše cijepali drva uz manju uporabu snage. U sljedećoj tablici prikazane su vrijednosti raspona tvrdoće različitih vrsta drveta.

**Tablica 6 Vrijednosti tvrdoće drveta [8 (str. 103.)]**

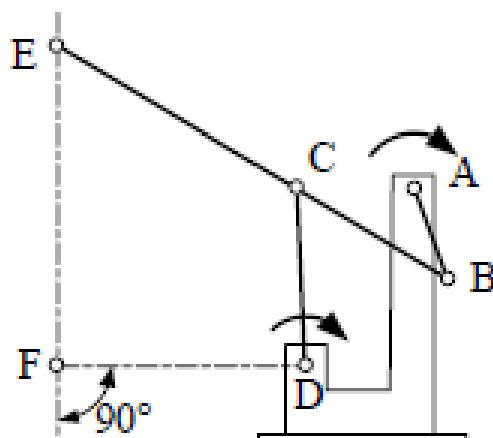
Vrsta drveta	Tvrdoća
Brijest	2800-3800 N
Bukva	3800-5800 N
Jasen	2300-5900 N
Hrast	3800-7200 N
Orah	4000-4500 N
Bor	1100-3900 N
Smreka	1150-2400 N

Ovo ispitivanje provedeno na način tako da se u drvo utiskiva čelična kuglica i promatra se pri kojoj sili dolazi do njenog prodiranja u drvo. Na temelju prethodnih podataka odabire se sila cijepanja veća za faktor sigurnosti 1,5 od drva koji zahtjeva najveću silu. Odabire se sila 1,5 puta veća od iznosa sile koja treba da se razcjepa drvo hrasta u iznosu:

$$F_c = 10\ 800 \text{ N} \approx 11\ 000 \text{ N.} \quad (4.1.1.)$$

#### 4.2. Proračun prijenosnog omjera Evansovog mehanizma

Kako bi se odredile sile, brzine i prijenosni omjer mehanizam potrebno je prvo odrediti duljine svih poluga koje čine taj mehanizam. Odnos duljina poluga zadan u samom zadatku u ovisnosti s obzirom na duljinu poluge AB.



$$\begin{aligned} \bar{BC} &= 1.92\bar{AB}, & \bar{CE} &= 2.92\bar{AB}, & \bar{CD} &= 2\bar{AB}, \\ \bar{AD} &= 2.3\bar{AB}, & \bar{DF} &= 2.87\bar{AB} \end{aligned}$$

**Slika 16 Zadani Evansov mehanizam**

Duljina poluge AB je odabrana tako da mehanizam ima dovoljno veliki hod da zahvati drvo te da mu ono ne smeta tijekom gibanja. Prema tome odabrana je duljina:

$$\overline{AB} = 200 \text{ mm.} \quad (4.2.1.)$$

Duljina ostalih poluga prema odnosima zadanih u zadatku iznosi:

$$\overline{BC} = 384 \text{ mm,} \quad (4.2.2.)$$

$$\overline{CE} = 584 \text{ mm,} \quad (4.2.3.)$$

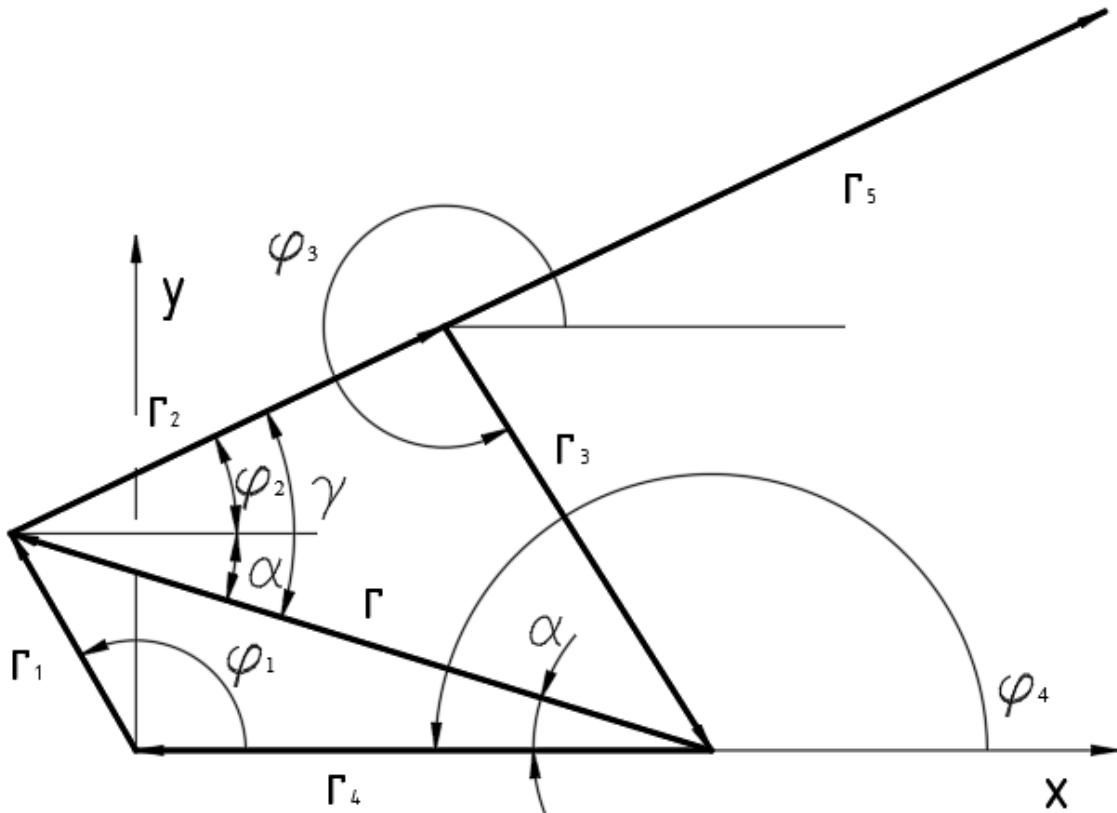
$$\overline{CD} = 400 \text{ mm,} \quad (4.2.4.)$$

$$\overline{AD} = 460 \text{ mm,} \quad (4.2.5.)$$

$$\overline{DF} = 574 \text{ mm.} \quad (4.2.6.)$$

Položaj i brzine točaka u mehanizmu odredit će se pomoću vektorskog pristupa. Prvo je potrebno odrediti kutove svih poluga u mehanizmu. Na sljedećoj slici prikazana je definicija svih kutova potrebnih za određivanje položaja mehanizma.

#### 4.2.1. Analiza položaja



Slika 17 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 1

Odnosi kutova prikazanih na prethodnoj slici vrijede za vrijednosti  $\varphi_1$  veće od  $0^\circ$  i manje od  $180^\circ$ . Kod većih kutova vrijedit će drugi odnos koji će se kasnije prikazati. Zbog lakšeg snalaženja u kasnjem računu uvedene su nove oznake poluga tako da vrijedi:

$$\vec{r}_1 = \overline{AB} = 200 \text{ mm,} \quad (4.2.7.)$$

$$\vec{r}_2 = \overline{BC} = 384 \text{ mm,} \quad (4.2.8.)$$

$$\vec{r}_3 = \overline{CD} = 400 \text{ mm}, \quad (4.2.9.)$$

$$\vec{r}_4 = \overline{AD} = 460 \text{ mm}. \quad (4.2.10.)$$

Uz konstantan kut poluge  $r_4$  koji iznosi:

$$\varphi_4 = 180^\circ. \quad (4.2.11.)$$

Duljina poluge koja je na prethodnoj slici označena sa  $r$  dobiva se iz kosinusovog poučka uz uvjet da je poznat kut  $\varphi_1$ :

$$r = \sqrt{r_1^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (4.2.12.)$$

Kako bi se odredio nepoznati kut  $\varphi_2$  potrebno je odrediti kutove  $\alpha$  i  $\gamma$  preko poznatih duljina poluga i staviti ih u međusobni odnos. Kutovi  $\alpha$  i  $\gamma$  mogu se odrediti pomoću kosinusovog poučka:

$$r_1 = \sqrt{r^2 + r_4^2 - 2 \cdot r \cdot r_4 \cdot \cos \alpha}, \quad (4.2.13.)$$

$$r_3 = \sqrt{r^2 + r_2^2 - 2 \cdot r \cdot r_2 \cdot \cos \gamma}. \quad (4.2.14.)$$

Nakon sređivanja prethodnih jednadžbi dobivaju je slijedeći izrazi za kutove  $\alpha$  i  $\gamma$ :

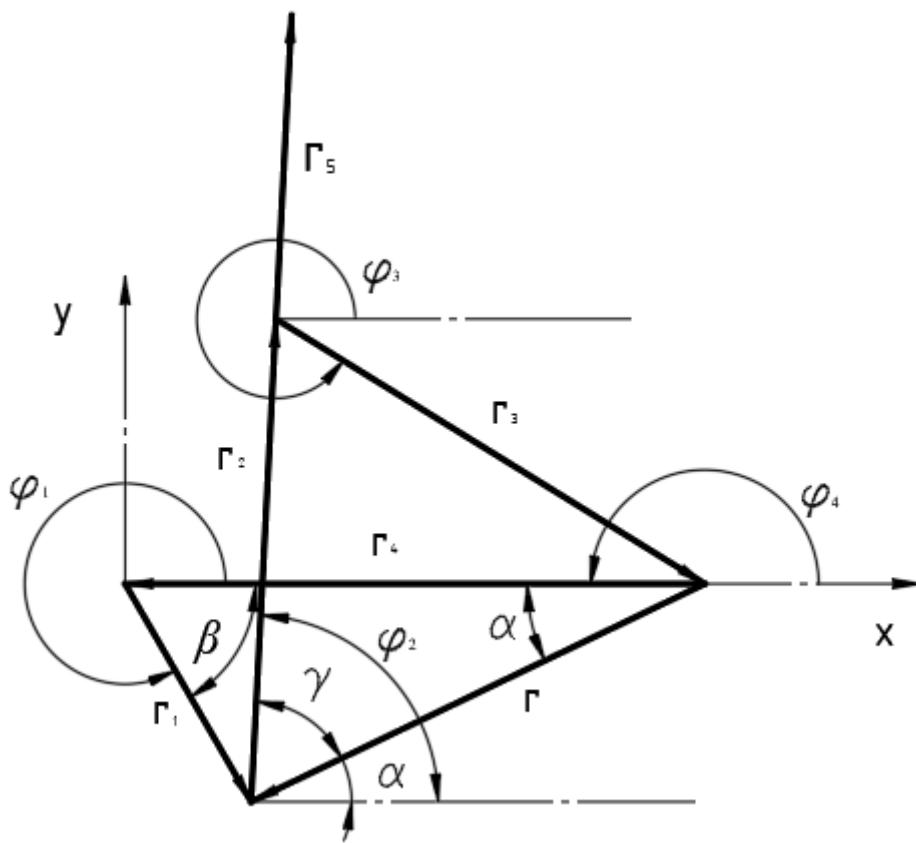
$$\alpha = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_4^2 - r_1^2}{2 \cdot r \cdot r_4}, \quad (4.2.15.)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_2^2 - r_3^2}{2 \cdot r \cdot r_2}. \quad (4.2.16.)$$

Nakon što su se odredili kutovi  $\alpha$  i  $\gamma$  moguće je prema slijedećem izrazu odrediti kut  $\varphi_2$  (uz uvjet da je kut  $\varphi_1$  veći od  $0^\circ$  i manji od  $180^\circ$ ):

$$\varphi_2 = \gamma - \alpha. \quad (4.2.17.)$$

Kada je kut  $\varphi_1$  vrijednosti kutova između  $180^\circ$  i  $360^\circ$  vrijede odnosi kutova prikazani na slijedećoj slici.



**Slika 18 Kinematska skica Evansovog mehanizma u položaju 2**

Iz prethodne slike može se odrediti kut  $\beta$  koji iznosi:

$$\beta = 360^\circ - \varphi_1. \quad (4.2.18.)$$

Duljina poluge koja je na prethodnoj slici označena sa  $r$  dobiva se iz kosinusovog poučka uz uvjet da je poznat kut  $\varphi_1$ :

$$r = \sqrt{r_1^2 + r_4^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_4 \cdot \cos \beta}. \quad (4.2.19.)$$

Kako bi se odredio nepoznati kut  $\varphi_2$  potrebno je odrediti kutove  $\alpha$  i  $\gamma$  preko poznatih duljina poluga i staviti ih u međusobni odnos. Kutovi  $\alpha$  i  $\gamma$  mogu se odrediti pomoću kosinusovog poučka:

$$r_1 = \sqrt{r^2 + r_4^2 - 2 \cdot r \cdot r_4 \cdot \cos \alpha}, \quad (4.2.20.)$$

$$r_3 = \sqrt{r^2 + r_2^2 - 2 \cdot r \cdot r_2 \cdot \cos \gamma}. \quad (4.2.21.)$$

Nakon sređivanja prethodnih jednadžbi dobivaju je slijedeći izrazi za kutove  $\alpha$  i  $\gamma$ :

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_4^2 - r_1^2}{2 \cdot r \cdot r_4}, \quad (4.2.22.)$$

$$\gamma = \cos^{-1} \frac{r^2 + r_2^2 - r_3^2}{2 \cdot r \cdot r_2}. \quad (4.2.23.)$$

Nakon što su se odredili kutovi  $\alpha$  i  $\gamma$  moguće je prema slijedećem izrazu odrediti kut  $\varphi_2$  (uz uvjet da je kut  $\varphi_1$  veći od  $0^\circ$  i manji od  $180^\circ$ ):

$$\varphi_2 = \alpha + \gamma. \quad (4.2.24.)$$

Naredni proračun vrijedi za bilo koji iznos kuta  $\varphi_1$ .

Budući da je lanac zatvoren slijedi da je:

$$\vec{r}_1 + \vec{r}_2 + \vec{r}_3 + \vec{r}_4 = \vec{0}. \quad (4.2.25.)$$

Pošto je mehanizam ravninski prethodna jednadžba se može raspisati u smjeru osi x i y:

$$\text{os x: } r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 \cdot \cos \varphi_4 = 0, \quad (4.2.26.)$$

$$\text{os y: } r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 + r_4 \cdot \sin \varphi_4 = 0. \quad (4.2.27.)$$

Ako se uvrsti iznos kuta  $\varphi_4 = 180^\circ$  koji je koji je konstantan prethodne jednadžbe se mogu zapisati u jednostavnijem obliku:

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 = 0, \quad (4.2.28.)$$

$$r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 = 0. \quad (4.2.29.)$$

Izjednačavanjem i rješavanjem prethodnih jednadžbi može se odrediti preostali nepoznati kut  $\varphi_3$ :

$$\varphi_3 = \sin^{-1} \frac{-(r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2)}{r_3}. \quad (4.2.30.)$$

Ovime je određen položaj mehanizma kada je kut  $\varphi_1$  proizvoljnog iznosa.

#### 4.2.2. Plan brzina

Kako bi se dobile brzine u mehanizmu prvo je potrebno derivirati funkciju položaja mehanizma po vremenu:

$$\dot{\vec{r}}_1 + \dot{\vec{r}}_2 + \dot{\vec{r}}_3 + \dot{\vec{r}}_4 = \vec{0}. \quad (4.2.31.)$$

Ako je poluga 4 nepokretna dobije se izraz:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 = \vec{0}. \quad (4.2.32.)$$

Kako bi se dobilo skalarno rješenje potrebno je derivirati jednadžbe položaja (4.2.26.) i (4.2.27.) po vremenu:

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 + r_4 = 0 / \frac{d}{dt}, \quad (4.2.33.)$$

$$r_1 \cdot \sin \varphi_1 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 = 0 / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.34.)$$

Ako vrijedi da je:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_1, \dot{\varphi}_2 = \omega_2 \text{ i } \dot{\varphi}_3 = \omega_3. \quad (4.2.35.)$$

Dobiju se slijedeće jednadžbe:

$$-r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0, \quad (4.2.36.)$$

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0. \quad (4.2.37.)$$

Kako bi se odredile kutne brzine  $\omega_1$  i  $\omega_2$  potrebno je poznavati i kutnu brzinu pogonskog člana odnosno kutnu brzinu  $\omega_1$ . Ona se određuje nakon što se odabere broj ciklusa cijepanja u jednoj minuti. Ako se iskustveno došlo do podatka da je prosječnom korisniku potrebno omogućiti oko 20 sekundi vremena da sigurno umetne drvo u stroj to vrijeme se može pridodati povratnom hodu mehanizma. Pošto su povratni i radni hod istih iznosa dobije se da potrebno trajanje ciklusa iznosi 40 sekundi. Iz vremena trajanja ciklusa moguće je dobiti potrebni broj okretaja pogonskog člana Evansovog mehanizma u stacionarnom stanju:

$$n_1 = \frac{1}{t_c \cdot \frac{1}{60}} = \frac{1}{40 \cdot \frac{1}{60}} = 1,5 \text{ okr/min.} \quad (4.2.38.)$$

Kutna brzina pogonskog člana dobiva se iz izraza:

$$\omega_1 = \frac{2\pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,5}{60} = 0,1571 \text{ rad/s.} \quad (4.2.39.)$$

Preostale kutne brzine članova 2 i 3 mogu se odrediti nakon izjednačavanja i rješavanja jednadžbi (4.2.36.) i (4.2.37.):

$$\omega_2 = \frac{r_1 \cdot \omega_1 \cdot (\sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \cdot \tan \varphi_3)}{r_2 \cdot (-\sin \varphi_2 + \cos \varphi_2 \cdot \tan \varphi_3)}, \quad (4.2.40.)$$

$$\omega_3 = \frac{-r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2}{r_3 \cdot \cos \varphi_3}. \quad (4.2.41.)$$

### 4.2.3. Analiza ubrzanja

Kako bi se odredila ubrzanja pojedinih članova mehanizma potrebno je derivirati jednadžbu (4.2.32.) po vremenu:

$$\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 = \vec{0} / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.42.)$$

Ako u je u stacionarnom stanju brzina vrtnje  $\omega_1$  konstantnog iznosa vrijedi da je:

$$\ddot{\varphi}_1 = \alpha_1 = 0, \ddot{\varphi}_2 = \alpha_2 \text{ i } \ddot{\varphi}_3 = \alpha_3. \quad (4.2.43.)$$

Deriviranjem i uvrštavanjem prethodnih izraza dobiva se slijedeća jednadžba:

$$\begin{aligned} \vec{\omega}_1 \times \vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 + \vec{\alpha}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\omega}_2 \times \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2 + \vec{\alpha}_3 \times \vec{r}_3 + \vec{\omega}_3 \times \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_3 \\ + \vec{\alpha}_4 \times \vec{r}_4 + \vec{\omega}_4 \times \vec{\omega}_4 \times \vec{r}_4 = \vec{0}. \end{aligned} \quad (4.2.44.)$$

Kako bi se dobilo skalarno rješenje potrebno je derivirati jednadžbe brzine (4.2.36.) i (4.2.37.) po vremenu:

$$-r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0 / \frac{d}{dt}, \quad (4.2.45.)$$

$$r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 = 0 / \frac{d}{dt}. \quad (4.2.46.)$$

Deriviranjem prethodnih izraza i uvrštavanjem odnosa (4.2.43.) dobiju se izrazi:

$$\begin{aligned} -r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \alpha_2 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2^2 - r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \alpha_3 - r_3 \\ \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 = 0, \end{aligned} \quad (4.2.47.)$$

$$\begin{aligned} -r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \alpha_2 - r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \alpha_3 - r_3 \\ \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 = 0. \end{aligned} \quad (4.2.48.)$$

Preostala kutna ubrzanja članova 2 i 3 mogu se odrediti nakon izjednačavanja i rješavanja jednadžbi (4.2.47.) i (4.2.48.):

$$\alpha_2 = \frac{r_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + \dots + r_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 + r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \tan \varphi_3 + \dots + r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \tan \varphi_3}{-r_2 \cdot \sin \varphi_2 + r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \tan \varphi_3}, \quad (4.2.49.)$$

$$\alpha_3 = \frac{r_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + r_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + r_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 - r_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot \alpha_2}{r_3 \cdot \sin \varphi_3}. \quad (4.2.50.)$$

#### 4.2.4. Prijenosni omjer

Prijenosni omjer mehanizma dobiva se iz slijedećeg odnosa:

$$i_{ev} = \frac{\omega_1}{v_E}. \quad (4.2.51.)$$

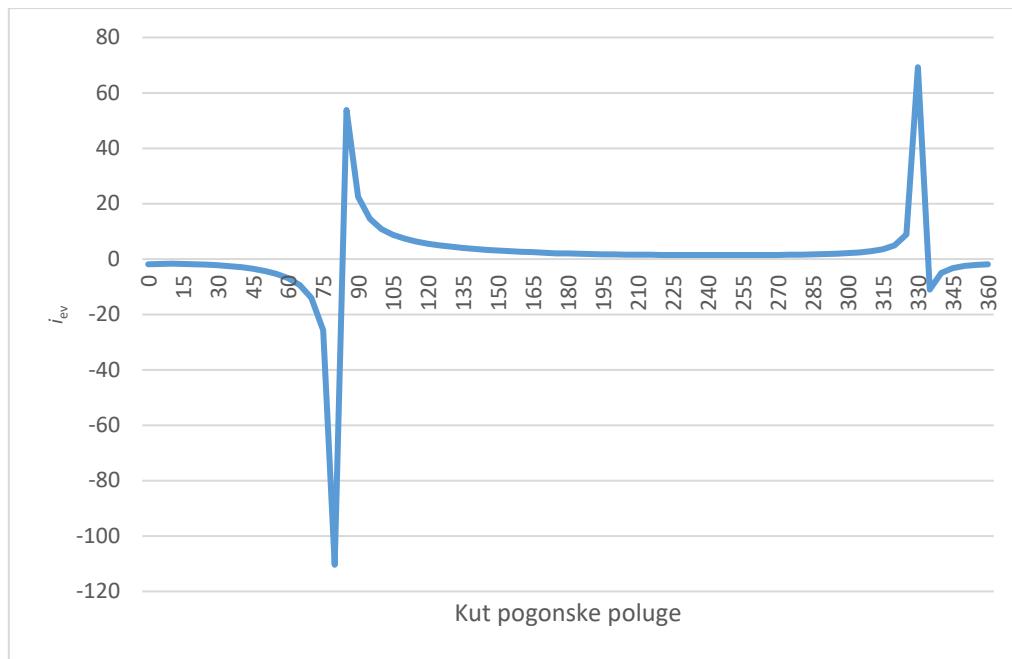
Brzina točke E određuje se iz slijedećeg izraza:

$$\vec{v}_E = \vec{v}_B + \vec{\omega}_2 \times \overline{BE}. \quad (4.2.52.)$$

Nakon uvrštavanja svih poznatih vrijednosti moguće je odrediti brzinu točke E u skalarnom iznosu iz slijedećeg izraza:

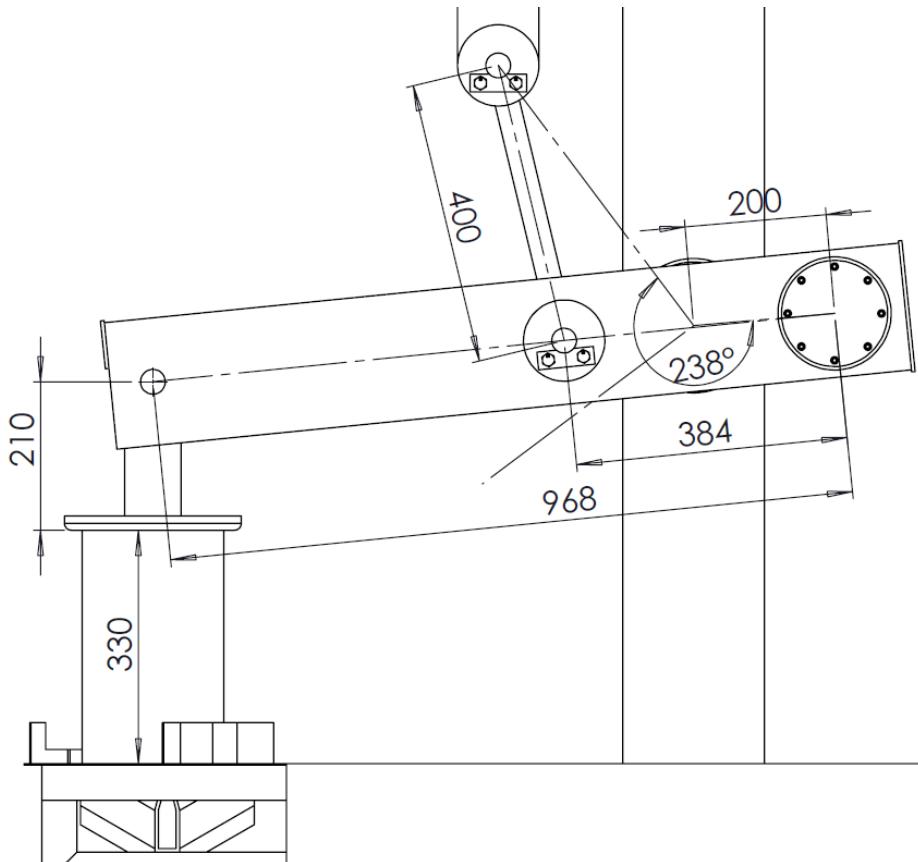
$$v_E = \omega_1 \cdot \overline{AB} + \omega_2 \cdot \overline{BE}. \quad (4.2.53.)$$

Kako je iz analize položaja vidljivo da će kutna brzina  $\omega_2$  ovisiti o iznosu kuta  $\varphi_1$  može se odrediti grafička ovisnost prijenosnog omjera mehanizma o kutu pogonskog člana.



**Slika 19 Ovisnost prijenosnog mehanizma o kutu pogonske poluge**

Na slijedećoj slici prikazan je konačan oblik Evansovog mehanizma (u izvedbenom položaju kakav je prikazan u odabranom konceptu) u položaju kada potiskivač dotakne drvo najvećih dimenzija koje su zadane u zadatku.



**Slika 20 Radni kut pogonske poluge**

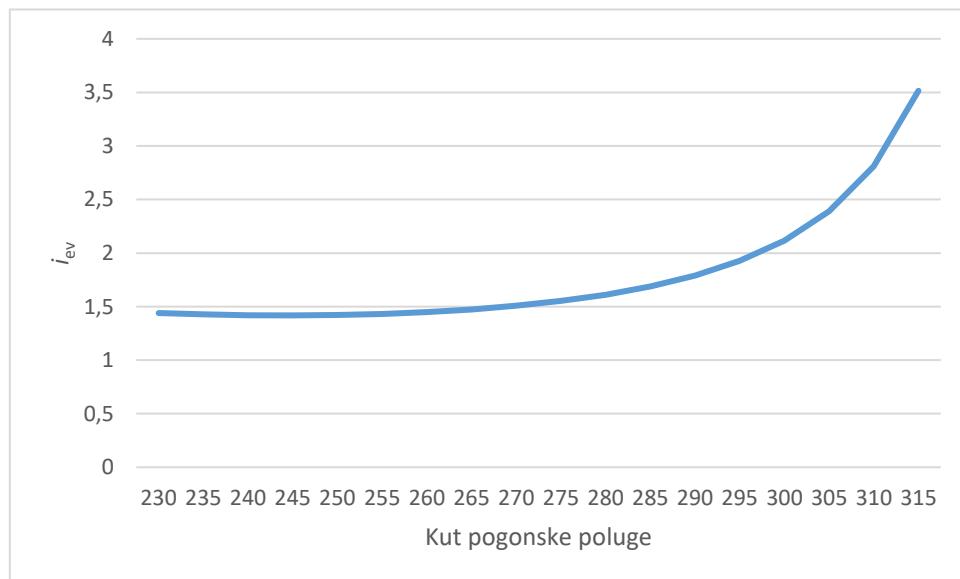
Grafički je utvrđeno da kut pogonske poluge iznosi  $238^\circ$  u trenutku kada mehanizam dotakne drvo pa će prijenosi omjer u tom trenutku iznositi:

$$\omega_2 = \frac{200 \cdot 0,1571 \cdot (\sin 238^\circ - \cos 238^\circ \cdot \tan(-23,4^\circ))}{384 \cdot (\sin 58,81^\circ + \cos 58,81^\circ \cdot \tan(-23,4^\circ))} = 0,02085 \text{ rad/s}, \quad (4.2.54.)$$

$$v_E = 0,1571 \cdot 0,2 + 0,02085 \cdot 0,968 = 0,1104 \text{ m/s}, \quad (4.2.55.)$$

$$i_{ev} = \frac{0,1571}{0,1104} = 1,4222 \text{ m}^{-1}. \quad (4.2.56.)$$

Taj prijenosni omjer će se uzeti u obzir kao referentni kada će se računati potrebna snaga elektromotora u stacionarnom stanju jer je to kritični trenutak u procesu cijepanja. Na isti način određen je i kut u kojem je potiskivač najbliže sjekiri te taj kut iznosi približno  $313^\circ$ . Tako da se analogno Slici 19 može prikazati prijenosni omjer Evasnovog mehanizma samo u radnim položajima odnosno između kutova  $238^\circ$  i  $313^\circ$ .



Slika 21 Prijenosni omjer u radnom području stroja

Vidljivo je kako prijenosni omjer raste s povećanjem kuta pogonske poluge te se mogu ostvariti veće sile, no na tim kutovima dimenzije drva padaju i time sila koja je potrebna da ih se procjepa. Realno većina drva koja će se cijepati biti će dimenzija u kojima je prijenosni omjer približno konstantan i jednak onom definiranom u izrazu (4.2.56.).

### 4.3. Odabir sklopa elektromotor-reduktor

#### 4.3.1 Odabir brzine vrtnje elektromotora

Kako u stacionarnom stanju rada potrebni broj okretaja pogonske poluge Evansovog mehanizma iznosi  $n_1=1,5\text{min}^{-1}$  potrebno je između elektromotora i pogonske poluge izvesti prijenosni mehanizam koji će biti građen od gotovog reduktora i lančanog prijenosa. U

slijedećoj tablici prikazan je potrebni prijenosni omjer prijenosnog mehanizma ovisno o broju polova elektromotora tj. o njegovom broju okretaja:

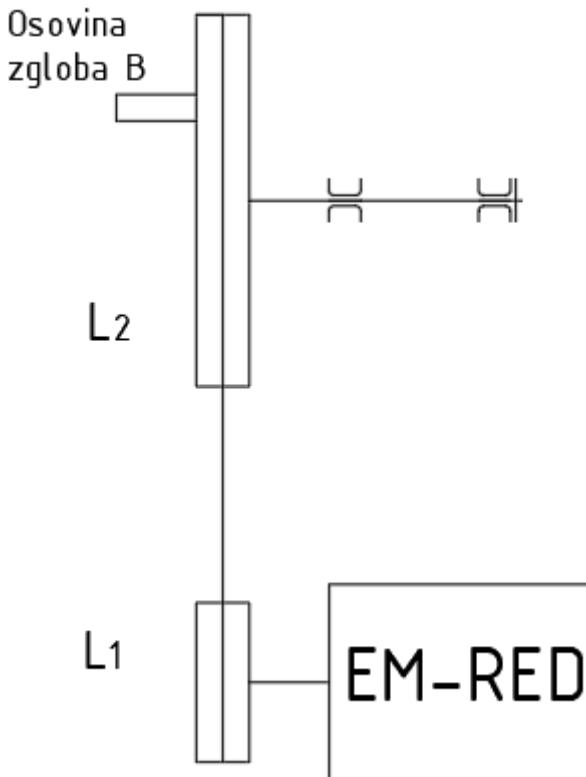
**Tablica 7 Ovisnost prijenosnog omjera o broju okretaja elektromotora**

Broj polova	Broj okretaja	Prijenosni omjer
2	2900	$i=1993,33$
4	1430	$i=953,33$
6	960	$i=640$

Iz prethodne tablice vidljivo je da kod dvolarnih i četverolarnih elektromotora prijenosni omjer poprima vrlo velike vrijednosti. Kako bi se osigurala izvedivost prijenosnog mehanizma i izbjegle njegove potencijalno velike dimenzije odabire se šesteroljni elektromotor.

#### 4.3.2. Određivanje ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma

Prije određivanja potrebne snage elektromotora potrebno je odrediti ukupnu korisnost prijenosnog mehanizma kako bi bili sigurni da sustav može raditi i uz prisutnost gubitaka koji se javljaju zbog trenja. Na slijedećoj slici prikazan je prijenosni mehanizam koji se sastoji od reduktora i jednog lančanog lančana prijenosa. Veći lančanik je izведен kao jedan dio u kombinaciji s polugom AB da se smanji potreban broj dijelova i olakša konstrukcija. Na slijedećoj slici je pojednostavljen prikazan lančanik s osovinom zglobova B čiji će proračun biti prikazan u kasnijim dijelovima proračuna.



**Slika 22 Prijenosni mehanizam stroja**

Valjni ležajevi služe za uležištenje osovine lančanika 2 kao i tri zgloba Evansovog mehanizma u kojima se koriste po dva valjna ležaja, tako da je ukupan broj valjnih ležajeva 8. Stupnjevi djelovanja valjnih ležajeva, lančanog prijenosa i reduktora iznose:

$$\eta_{vl} = 0,98 \quad \eta_{L12} = 0,96 \quad \eta_{red} = 0,995.$$

Konačan iznos ukupne korisnosti prijenosnog mehanizma dobiva se množenjem stupnjeva djelovanja svih elemenata u mehanizmu:

$$\begin{aligned}\eta_{uk} &= \eta_{L12} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{vl}^8 \\ \eta_{uk} &= 0,96 \cdot 0,995 \cdot 0,98^8 \\ \eta_{uk} &= 0,8126.\end{aligned}\tag{4.3.1.}$$

#### 4.3.3. Određivanje potrebne snage elektromotora

Potrebna snaga elektromotora dobiva se iz slijedećeg izraza:

$$P_{EM,pot} = \frac{F_c \cdot \omega_{EM}}{i_{uk} \cdot \eta_{uk}}.\tag{4.3.2.}$$

Gdje je  $i_{uk}$  ukupni prijenosni omjer sustava gledano od mjesta djelovanja sile cijepanja pa sve do pogonskog vratila elektromotora. Kutna brzina elektromotora dobiva se iz izraza:

$$\omega_{EM} = \frac{2\pi \cdot n_{EM}}{60} = \frac{2\pi \cdot 960}{60} = 101,53 \text{ rad/s.} \quad (4.3.3.)$$

Ukupni prijenosni omjer gledano od izlaznog vratila elektromotora do reduktora dobiva se iz izraza:

$$i_{uk} = 640 \cdot i_{ev} = 640 \cdot 1,4222 = 910,21 \text{ m}^{-1}. \quad (4.3.4.)$$

Uvrštavanjem izraza (4.1.1.), (4.3.1.), (4.3.3.) i (4.3.4.) u izraz (4.3.2.) dobiva se potrebna snaga elektromotora u stacionarnom stanju u iznosu:

$$P_{EM,pot} = 1495,03 \text{ W} = 1,49 \text{ kW.} \quad (4.3.5.)$$

#### 4.3.4. Odabir sklopa elektromotor-reduktor

Iz internetskih kataloga tvrtke Wattdrive [9] odabire se sklop elektromotor-reduktor oznake **CG103-11P-112M-06E-TH-TF**.

<u>Motor data :</u>		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class $\eta$ :	IE3-94.5%	
Type :	11P	
Motor power :	2.2	[kW]
Rated speed :	960	[rpm]
Rated torque :	22	[Nm]
Voltage :	400/690	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	5.22 / 3.03	[A]
Starting to rated current :	6.4	
'cos $\varphi'$ :	0.72	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 1 cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	$25.67 \times 10^{-3}$	[kgm <sup>2</sup> ]
Voltage range - 50 Hz :	380-420 V (D), 660-690 V (Y), 180-210 V (DD), 330-365 V (YY)	
Voltage range - 60 Hz :	not possible	
Terminal board :	9 bolts, 12 leads	

Slika 23 Podaci o elektromotoru [9]

<u>Gear data :</u>		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	31	[kW]
Output speed :	5.3	[rpm]
Output torque :	3947	[Nm]
Service factor :	1.15	
Gear stages :	3	
Ratio :	180.35	
Circumferential backlash (min-max) :	3' - 6'	
Perm. input torque at fB1 :	25	[Nm]
Max. perm. input speed :	5700	[rpm]
Mounting position :	M1	
Output shaft :	Ø 70 m6 x 140	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Output shaft material :	C45E (1.1191)	
Vent plug :	0.2 bar (Standard)	
Painting :	LC1 - Indoor installation, neutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 7011 (Iron grey)	

#### Slika 24 Podaci o reduktoru [9]

Iz podataka o izlaznom momentu elektromotora i izlaznog momenta reduktora moguće je odrediti stupanj korisnosti reduktora iz izraza:

$$\eta_{\text{red}} = \frac{T_{\text{red}}}{T_{\text{EM}} \cdot i_{\text{red}}} = \frac{3947}{22 \cdot 180,35} = 0,995. \quad (4.3.6.)$$

#### 4.4. Lančani prijenos

Zbog kutne brzine izlaznog vratila reduktora odbacuje se uporaba remenskog prijenosa jer bi pri takvim brzinama remenski prijenos imao vrlo velike dimenzije remenice te vrlo velik broj remena. Umjesto remenskog prijenosa koristiti će se lančani prijenos čiji će se odabir i proračun vršiti po preporukama proizvođača SKF. Kompletan proračun i proces izbora preuzet je iz kataloga za lančane prijenosnike snage dostupne na internetskim stranicama tvrtke [10].

Potrebbni prijenosni omjer lančanog prijenosa računa se prema izrazu:

$$i_{L12_{\text{pot}}} = \frac{n_{\text{red}}}{n_{\text{ev}}} = \frac{5,3}{1,5} = 3,467. \quad (4.4.1.)$$

Ako se kao broj zubi manjeg lančanika odabere minimalni preporučeni odnosno 13 tada broj zubi većeg lančanika treba iznositi:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{L12} = 13 \cdot 3,467 = 45,067. \quad (4.4.2.)$$

Odabire se najbliži cijeli broj zubi odnosno 45 koji je u skladu s preporučenim brojem zubi lančanika. Stvarni prijenosni omjer lančanog prijenosa iznosi:

$$i_{L12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{45}{13} = 3,46667. \quad (4.4.3.)$$

Jedinična snaga lančanog prijenosa  $P_D$  određuje se prema izrazu:

$$P_D = \frac{P_M \cdot F_a \cdot F_n}{K_2}, \quad (4.4.4.)$$

gdje je:

- $P_M$  -stvarna snaga koju treba prenijeti lanac,
- $F_a$  -faktor primjene lanca,
- $F_n$  -faktor brzine lanca,
- $K_2$  -faktor nošenja lanca, za jednostruki lanac vrijedi  $K_2 = 1$ .

Stvarna snaga koju prenosi lančani prijenos dobiva se iz izraza:

$$P_M = P_{EM} \cdot \eta_{red} = 2,2 \cdot 0,995 = 2,189 \text{ kW}. \quad (4.4.5.)$$

Faktor primjene lanca  $F_a$  određuje se iz slijedeće tablice.

**Tablica 8 Faktor primjene lanca  $F_a$  [10]**

Application service factor ( $F_a$ )		Type of prime mover		
Load classification	Driven equipment	Electric motor or turbine	Internal combustion engine > 6 cylinders, with flywheel, or hydraulic coupling	Internal combustion engine < 6 cylinders, with NO flywheel, or hydraulic coupling
Uniform load (U)	Agitators; centrifugal blowers; generators, centrifugal pumps; Uniformly loaded belt conveyor, lightly loaded chain conveyors	1.0	1.0	1.2
Moderate shock (M)	Centrifugal compressors, kilns and dryers; conveyors and elevators with intermittent, medium load fluctuations; Dryers; Pulverisers; machinery with moderate pulsating loads (machine tools paper, textiles)	1.3	1.2	1.4
Heavy shock (H)	Press, construction and mining equipment; reciprocating machinery, (compressors, reciprocating feeders, oil well rigs) rubber mixers, roll lines, machinery with heavy shock or reversing torques	1.5	1.4	1.7 – 1.9

Uz uporabu elektromotornog pogona te prisutnost velikih udara faktor primjene lanca prema prethodnoj tablici iznosi:

$$F_a = 1,5. \quad (4.4.6.)$$

Faktor brzine lanca  $F_n$  određuje se iz slijedeće tablice.

**Tablica 9 Faktor brzine lanca  $F_n$  [10]**

Speed of chain	Speed factor	Speed of chain	Speed factor
m/s	$F_n$	m/s	$F_n$
Less than 0.17	1.0	>0.5 – < 0.67	1.3
>0.17 and <0.33	1.1	>0.67 – < 0.83	1.4
>0.33 and < 0.5	1.2	>0.83 – <1.17	1.6

Brzina lanca s obzirom na brzinu vrtnje manjeg lančanika dobiva se iz izraza:

$$v_{L12} = \frac{2\pi \cdot n_{red}}{60} \cdot \frac{D_{P_1}}{2} = \frac{2\pi \cdot 5,3}{60} \cdot \frac{0,26534}{2} = 0,072 \text{ m/s.} \quad (4.4.7.)$$

Iz prethodne tablice vidljivo je da je faktor brzine lanca za brzine manje od 0,17 m/s iznosi:

$$F_n = 1. \quad (4.4.8.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.4.4.) dobiva se potrebna jedinična snaga lanca:

$$P_D = \frac{2,189 \cdot 1,5 \cdot 1}{1} = 3,2835 \text{ kW.} \quad (4.4.9.)$$

Iz kataloga tvrtke SKF bira se lanac koji posjeduje prvu veću nosivost od tražene. U sljedećoj tablici dane su jedinične snage lanca 40B u ovisnosti o broju zubi manjeg lančanika i broju okretaja manjeg lančanika.

**Tablica 10 Jedinična snaga za lanac 40B [10]**

40B-1; (63,5 mm Pitch) Power ratings in kilowatt (European standard)																	
No of teeth	Pitch circle Dia.	rpm of small (faster) sprocket $z_1$															
Z	mm	5	10	15	20	30	40	50	60	80	100	150	200	250	300	350	400
13	265,34	3,22	5,98	8,63	11,17	16,07	20,89	25,55	30,02	38,90	47,71	68,69	88,81	108,27	127,72	137,03	121,80
15	305,42	3,76	6,99	10,07	13,11	18,86	24,36	29,77	35,10	45,50	55,49	79,93	104,04	126,88	152,25	153,09	134,49
17	345,58	4,29	8,00	11,59	14,97	21,49	27,91	34,18	40,17	52,02	63,52	91,35	119,26	144,64	167,48	165,78	144,64
19	385,79	4,82	9,05	12,94	16,92	24,28	31,47	38,32	45,25	58,62	71,73	103,20	134,49	163,24	181,00	178,47	153,09
21	426,05	5,40	10,07	14,46	18,78	26,98	35,02	42,80	50,42	65,39	79,93	115,88	148,87	182,70	210,61	189,47	159,86
23	466,34	5,96	11,08	15,99	20,73	29,86	38,65	47,37	55,74	72,24	87,97	126,88	164,10	200,46	223,30	197,93	164,94
25	506,65	6,52	12,18	17,51	22,66	32,56	42,30	51,59	60,90	78,92	97,27	138,72	180,16	219,92	235,15	206,38	169,17
Lubrication method		TYPE 1					TYPE 2					TYPE 3					

Vidljivo je kako u tablici nije navedena vrijednost za broj okretaja manjeg lančanika, pa je potrebno provesti postupak linearne interpolacije:

$$P_D(n = 5,3) = P_D(n = 5) + \frac{P_D(n = 10) - P_D(n = 5)}{10 - 5} (5,3 - 5),$$

$$P_D(n = 5,3) = 3,22 + \frac{5,98 - 3,22}{10 - 5} (5,3 - 5),$$

$$P_D(n = 5,3) = 3,3856 \text{ kW.} \quad (4.4.10.)$$

Usporedbom izraza (4.4.9.) i (4.4.10.) vidljivo je da lanac 40B **zadovoljava**. Također moguće je očitati preporučenu vrstu podmazivanja. Iz prethodne tablice očitava se tip podmazivanja 1 koji prema katalogu odgovara ručnom podmazivanju to znači da korisnik mora povremeno samostalno podmazati lančani prijenos u radu kako bi on ispravno radio.

Kinematski promjer manjeg lančanika moguće je očitati iz Tablice 10 i on iznosi:

$$D_{P_1} = 265,34 \text{ mm.} \quad (4.4.11.)$$

Kinematski promjer većeg lančanika određuje se prema izrazu:

$$D_{P_2} = \sin^{-1}\left(\frac{180}{z_2}\right) \cdot p = \sin^{-1}\left(\frac{180}{45}\right) \cdot 63,5 = 910,31 \text{ mm.} \quad (4.4.12.)$$

Potrebna duljina lanca određuje se iz izraza:

$$L = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + 2C + \frac{K}{C}, \quad (4.4.13.)$$

gdje je:

- $C$  -osni razmak vratila lančanika u broju koraka lanca, odabrana je vrijednost 11 koraka,
- $K$  -faktor broja zubi.

Faktor broja zubi određuje se prema razlici broja zubi većeg i manjeg lančanika:

$$Z_2 - Z_1 = 45 - 13 = 32. \quad (4.4.14.)$$

Faktor  $K$  očitava se iz slijedeće tablice:

**Tablica 11 Faktor broja zubi lančanika  $K$  [10]**

'K' Factors													
$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$	$Z_1-Z_2$	$K$
1	0,0	11,00	3,06	21,00	11,17	31,00	24,34	41,00	42,58	51,00	65,88	61	94,25
2	0,1	12,00	3,65	22,00	12,26	32,00	25,94	42,00	44,68	52,00	68,49	62	97,37
3	0,2	13,00	4,28	23,00	13,40	33,00	27,58	43,00	46,84	53,00	71,15	63	100,54
4	0,4	14,00	4,96	24,00	14,59	34,00	29,28	44,00	49,04	54,00	73,86	64	103,75
5	0,6	15,00	5,70	25,00	15,83	35,00	31,03	45,00	51,29	55,00	76,62	65	107,02
6	0,9	16,00	6,48	26,00	17,12	36,00	32,83	46,00	53,60	56,00	79,44	66	110,34
7	1,2	17,00	7,32	27,00	18,47	37,00	34,68	47,00	55,95	57,00	82,30	67	113,71
8	1,6	18,00	8,21	28,00	19,86	38,00	36,58	48,00	58,36	58,00	85,21	68	117,13
9	2,1	19,00	9,14	29,00	21,30	39,00	38,53	49,00	60,82	59,00	88,17	69	120,6
10	2,5	20,00	10,13	30,00	22,80	40,00	40,53	50,00	63,33	60,00	91,19	70	124,12
71	127,7	81,00	166,19	91,00	209,76	101,00	258,39	111,00	312,09	121,00	370,86	131	434,69
72	131,3	82,00	170,32	92,00	214,40	102,00	263,54	112,00	317,74	122,00	377,02	132	441,36
73	135,0	83,00	174,50	93,00	219,08	103,00	268,73	113,00	323,44	123,00	383,22	133	448,07
74	138,7	84,00	178,73	94,00	223,82	104,00	273,97	114,00	329,19	124,00	389,48	134	454,83
75	142,5	85,00	183,01	95,00	228,61	105,00	279,27	115,00	334,99	125,00	395,79	135	461,64
76	146,3	86,00	187,34	96,00	233,44	106,00	284,67	116,00	340,84	126,00	402,14	136	468,51
77	150,2	87,00	191,73	97,00	238,33	107,00	290,01	117,00	346,75	127,00	408,55	137	475,42
78	154,1	88,00	196,16	98,00	243,27	108,00	295,45	118,00	352,70	128,00	415,01	138	482,39
79	158,1	89,00	200,64	99,00	248,26	109,00	300,95	119,00	358,70	129,00	421,52	139	489,41
80	162,1	90,00	205,18	100,00	253,30	110,00	306,50	120,00	364,76	130,00	428,08	140	496,47

$$K = 25,94. \quad (4.4.15.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.4.13.) dobiva se iznos potrebne duljine lanca:

$$L = \frac{45 + 13}{2} + 2 \cdot 11 + \frac{25,94}{11} = 53,358. \quad (4.4.16.)$$

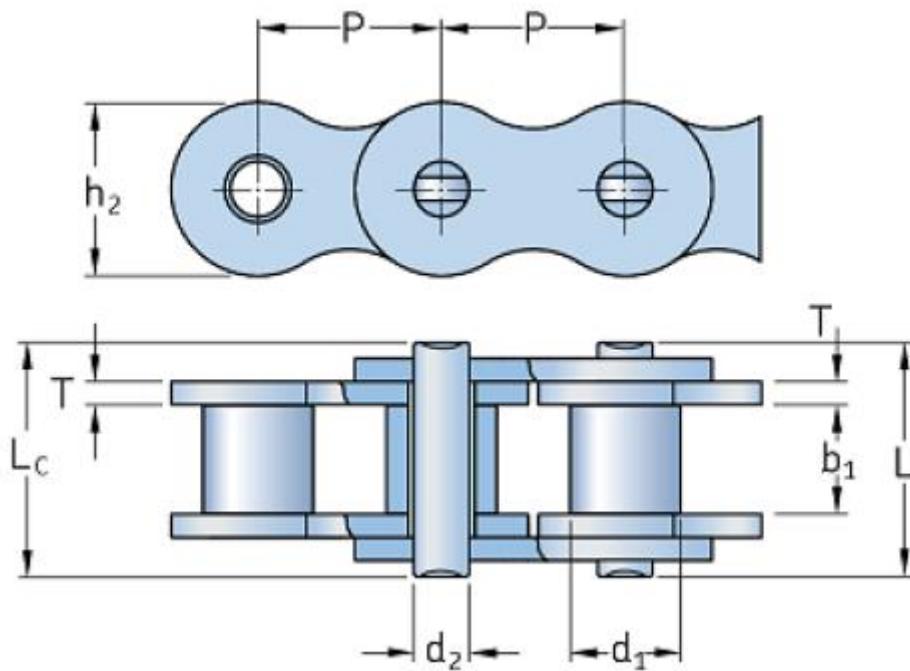
Duljina lanca prema izrazu (4.4.16.) izražena je s obzirom na njegov broj koraka tako da je potrebno taj broj zaokružiti na prvu veću vrijednost kako bi lanac bio izvediv što je u ovom slučaju 54 koraka. Konačno vrijednost duljine lanca u milimetrima može se odrediti iz izraza:

$$l = 54 \cdot p = 54 \cdot 63,5 = 3429 \text{ mm.} \quad (4.4.17.)$$

Osnji razmak između lančanika dobiva se iz izraza:

$$a = C \cdot p = 11 \cdot 63,5 = 698,5 \text{ mm.} \quad (4.4.18.)$$

Konačno iz kataloga [10] odabire se lanac oznake **PHC 40B-1x61FT**.



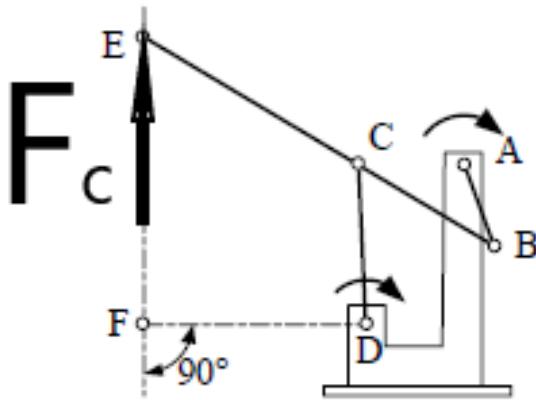
Slika 25 Oznake dimenzija odabranog lanca [10]

Tablica 12 Dimenzije lanca PHC 40B-1 [10]

Pitch P (mm)	63.5
Pitch P (in)	2.5
Roller diameter d1 max (mm)	39.37
Roller diameter d1 max (in)	1.55
Width between inner plates b1 min (mm)	38.1
Width between inner plates b1 min (in)	1.5
Pin diameter d2 max (mm)	22.89
Pin diameter d2 max (in)	0.9
Plate height h2 max (mm)	52.96
Plate height h2 max (in)	2.09
Plate thickness T max (mm)	8
Plate thickness T max (in)	0.31
Weight (kg/m)	16.35
Weight (lbs/ft)	10.99

#### 4.5. Proračun čvrstoće poluga Evansovog mehanizma

Evansov mehanizam proračunat će se metodama statike jer se zbog male brzine gibanja poluga mehanizma utjecaj dinamičkih opterećenja može zanemariti. Poluge Evansovog mehanizma opterećene su vanjskom silom  $F_c$  koja je potrebna za cijepanje drveta. Na slijedećoj slici prikazan je Evansov mehanizam s vanjskim opterećenjima.



**Slika 26 Evansov mehanizam s ucrtanim vanjskim opterećenjem**

Maksimalna sila cijepanja koju stroj može ostvariti dobiva se iz izraza:

$$F_{c_{\max}} = T_{EM} \cdot i_{uk} \cdot i_{ev} \cdot \eta_{uk} = 15\,872,29 \text{ N.} \quad (4.5.1.)$$

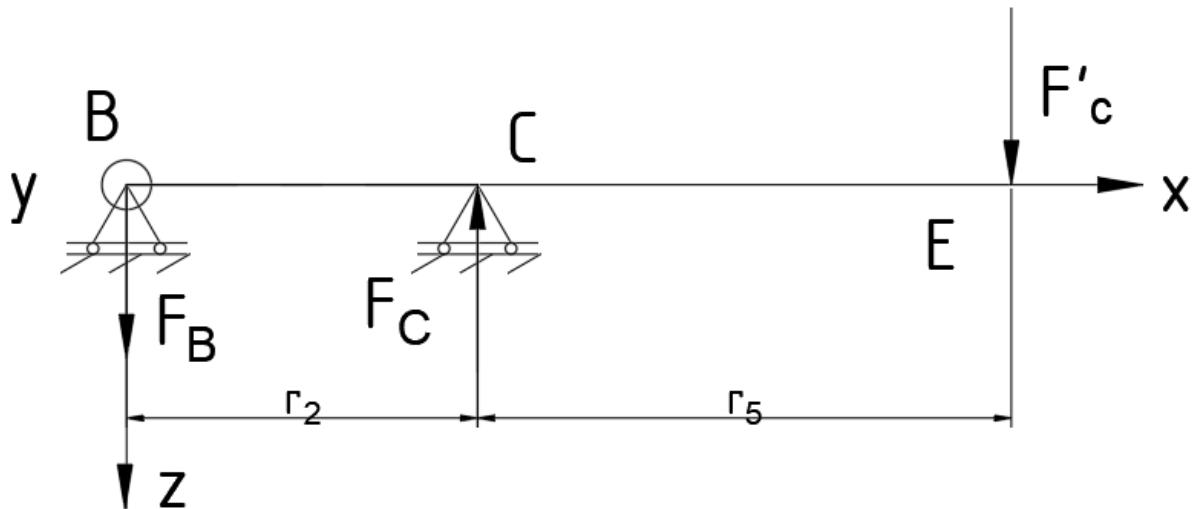
U obzir će se uzeti i faktor udara  $\varphi=1,5$  tako da sila koja opterećuje poluge Evansovog mehanizma iznosi:

$$F'_c = F_{c_{\max}} \cdot \varphi = 23\,808,43 \text{ N.} \quad (4.5.2.)$$

Poluga BE opterećena je kao greda s prepustom na dva oslonca u C i B, te reakcije dalje osno opterećuju štapove AB i CD.

##### 4.5.1. Poluga BE

Prikaz poluge BE s vanjskim opterećenjem dan je na slijedećoj slici. Kut djelovanja sile  $F_c$  uzret je kao  $90^\circ$  iz razloga što je pri tom kutu najveći utjecaj savijanja koje ima nepovoljniji utjecaj na čvrstoću od osnog opterećenja. Kod ostalih kutova djelovanja sile cijepanja utjecaj savijanja se smanjuje te se javlja i tlačno opterećenje.

**Slika 27 Opterećena poluga BE**

Jednadžbe ravnoteže za gredu prikazanu na prethodnoj slici glase:

$$\sum M_{y,c} = 0; F_B \cdot r_2 - F'_c \cdot r_5 = 0, \quad (4.5.3.)$$

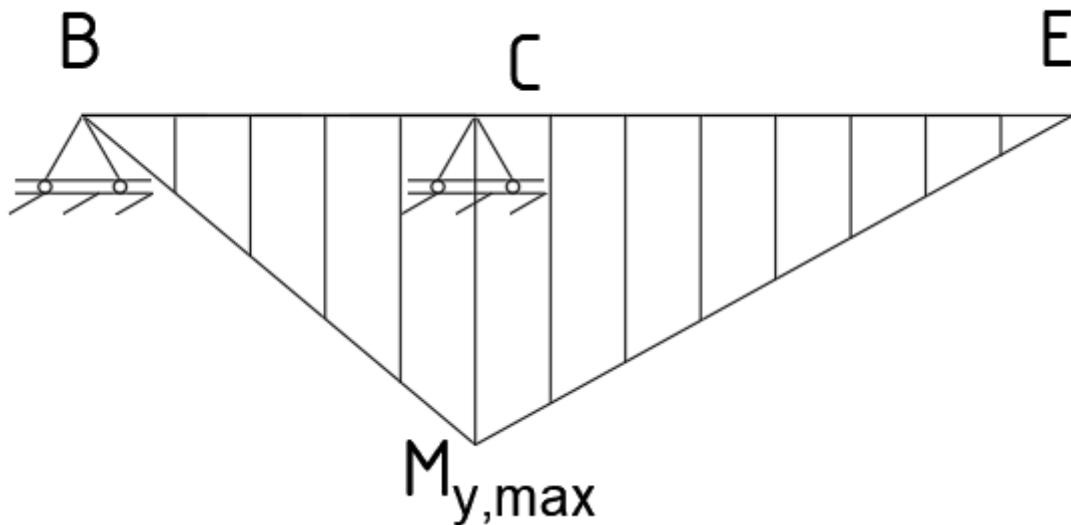
$$\sum F_z = 0; -F_C + F_B + F'_c = 0. \quad (4.5.4.)$$

Rješavanjem jednadžbi (4.5.3.) i (4.5.4.) dobivaju se vrijednosti reakcija u osloncima:

$$F_B = 36\ 208,66 \text{ N}, \quad (4.5.5.)$$

$$F_C = 12\ 400,23 \text{ N}. \quad (4.5.6.)$$

Momentni dijagram grede BE prikazan je na slijedećoj slici.

**Slika 28 Momentni dijagram poluge BE**

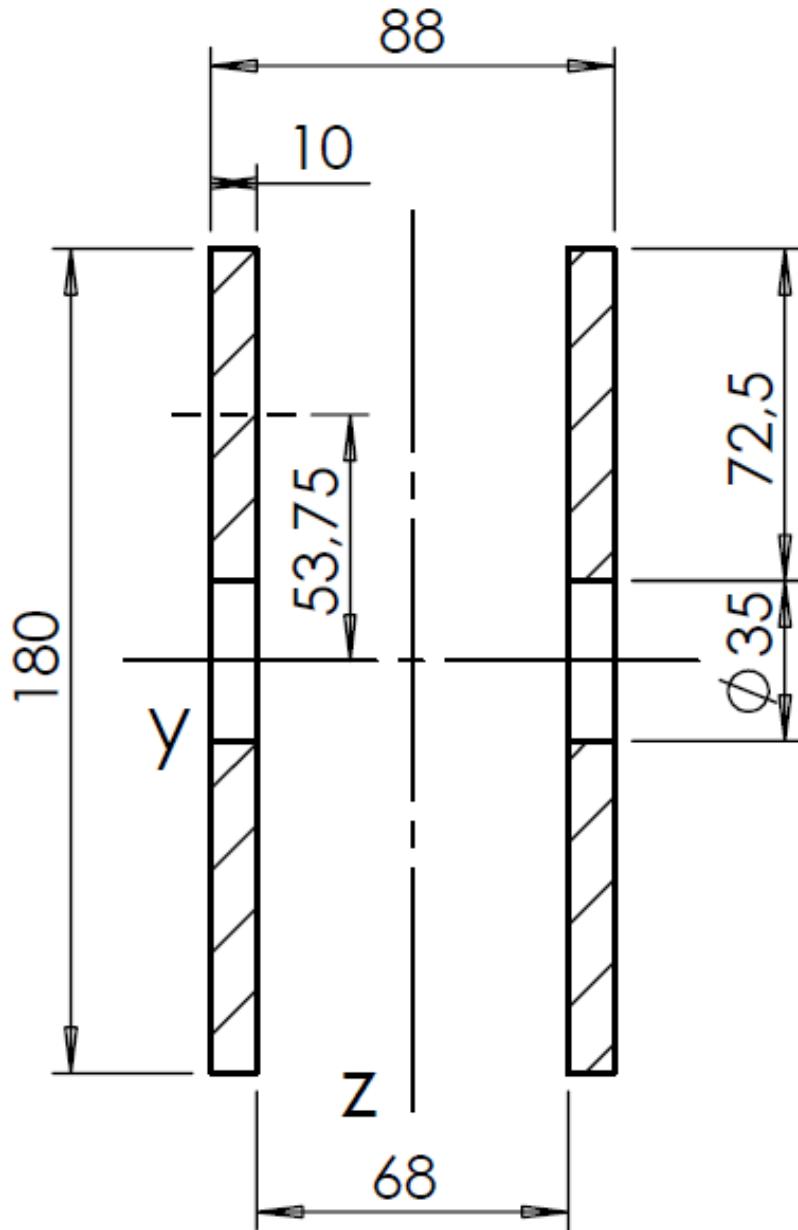
Čvrstoča poluge provjeravati će se u presjeku na mjestu oslonca C iz razloga što je na tom mjestu najveći moment savijanja i ujedno najmanji poprečni presjek. Najveći moment savijanja grede na mjestu oslonca C dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{\max BE}} = F_B \cdot r_2 = 13\ 904\ 126,2 \text{ Nmm.} \quad (4.5.7.)$$

Moment tromosti presjeka C  $I_y$  računa se prema izrazu:

$$I_{y_{BE}} = 2 \cdot \left( \frac{88 \cdot 72,5^3}{12} + (88 \cdot 72,5 \cdot 53,75^2) - \left( \frac{68 \cdot 72,5^3}{12} + (68 \cdot 72,5 \cdot 53,75^2) \right) \right) \quad (4.5.8.)$$

$$I_{y_{BE}} = 10\ 613\ 395,83 \text{ mm}^4. \quad (4.5.9.)$$



Slika 29 Presjek poluge BE

Naprezanje na savijanje u kritičnom presjeku poluge BE iznosi:

$$\sigma_{y_{BE}} = \frac{M_{y_{max, BE}}}{I_{y_{BE}}} \cdot \frac{180}{2} = 117,91 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.10.)$$

Dopušteno naprezanje svih poluga dobiva se iz izraza:

$$\sigma_{dop} = \frac{R_e}{S}. \quad (4.5.11.)$$

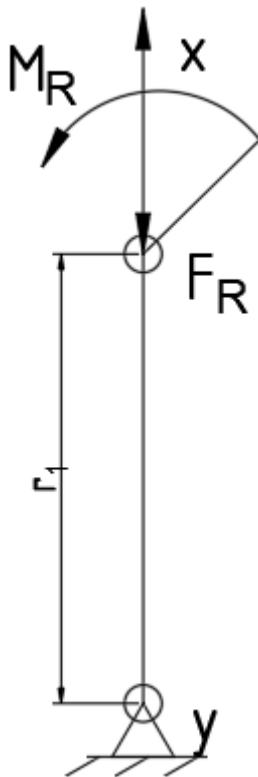
Ako se za materijal svih poluga odabere isti materijal odnosno čelik S235JR čija granica tečenja iznosi  $R_e=235\text{N/mm}^2$ . Dopušteno naprezanje uz faktor sigurnosti 1,5 iznosi:

$$\sigma_{dop} = \frac{235}{1,5} = 156,67 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.12.)$$

Usporedbom izraza (4.5.10.) i (4.5.11.) dolazi se do zaključka da poluga BE **zadovoljava**.

#### 4.5.2. Poluga AB

Poluga AB, kako je ranije već opisano izrađena je kao jedan dio u kombinaciji sa lančanikom 2, opterećena je silom  $F_B$  i momentom savijanja  $M_R$  kojim ga opterećuje osovina zglobova B. Iznosi sila određeni su u kasnijem dijelu proračuna. Opterećena poluga AB prikazana je na slijedećoj slici.

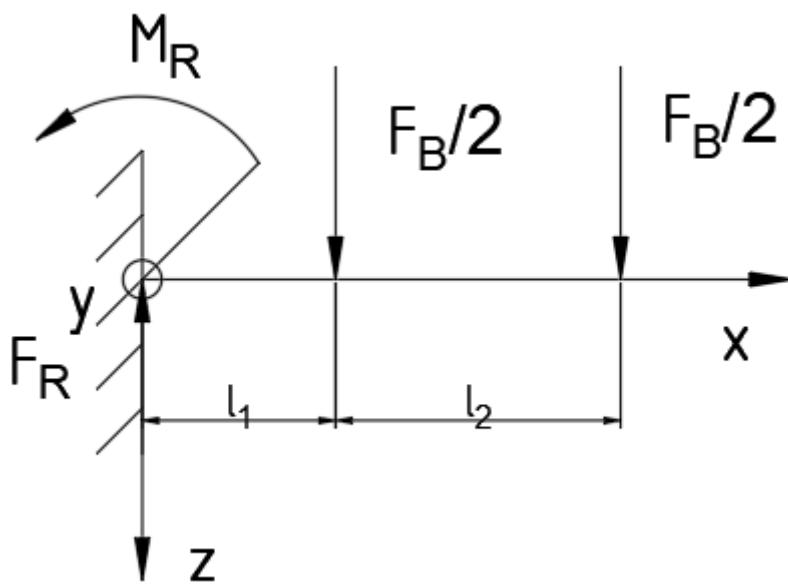


Slika 30 Poluga AB opterećena

Proračun poluge AB nije potrebno provoditi jer ako osovina zgloba B može izdržati isto opterećenje kao i poluga AB uz puno manji poprečni presjek onda će poluga AB sigurno **zadovoljavati**.

#### 4.5.3. Osovina zgloba B

Kako bi se ostvarila zglobna veza između poluge AB i poluge BE potrebno je izraditi osovinu na kojoj će se nalaziti ležajevi koji ostvaruju rotacijsko gibanje. Osovina je uklještena na mjestu veze s polugom AB i opterećena silom  $F_B$  preko ležajeva koji su povezani sa polugom BE. Zbog simetrične raspodjele ležajeva s obzirom na središnju os poluge BE svaki ležaj opterećuje osovnu s pola sile  $F_B/2$ . Opterećena osovina prikazana je na slijedećoj slici.



**Slika 31 Osovina zgloba B**

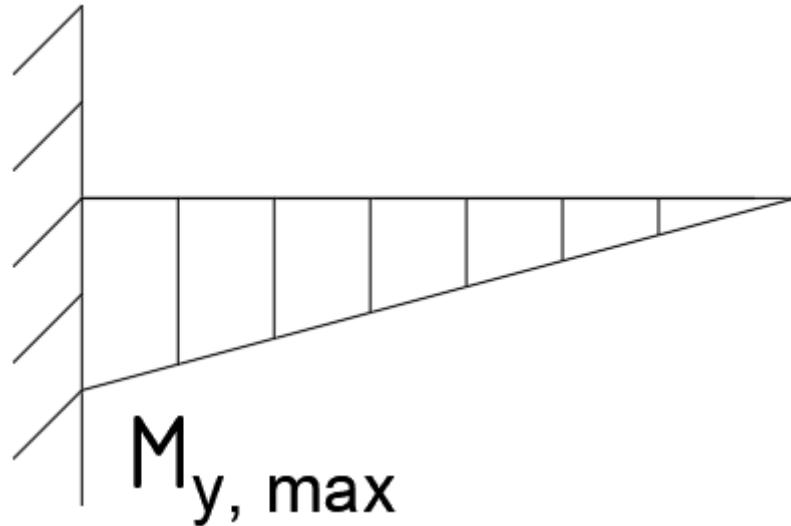
Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine  $l_1$  i  $l_2$  iznose:

$$l_1 = 71 \text{ mm} \text{ i } l_2 = 60 \text{ mm}.$$

Moguće je jednostavno zaključiti da reaktivna sila u uklještenju je jednaka sili u zglobu B:

$$F_{R_B} = F_B. \quad (4.5.13.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na slijedećoj slici.



**Slika 32 Momentni dijagram osovine zgloba B**

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u uklještenju i jednak je reaktivnom momentu u uklještenju:

$$M_{y_{\max_B}} = M_R = \frac{F_B}{2} \cdot l_1 + \frac{F_B}{2} \cdot (l_1 + l_2) = 3\,657\,074,86 \text{ Nm.} \quad (4.5.14.)$$

Naprezanje na savijanje osovine računa se prema izrazu:

$$\sigma_{y_B} = \frac{M_{y_{\max_B}}}{W}. \quad (4.5.15.)$$

Osovina je kružnog poprečnog presjeka i njen moment otpora iznosi:

$$W = \frac{d^3\pi}{32}. \quad (4.5.16.)$$

Kao materijal ove osovine i svih ostalih osovina u konstrukciji kako bi se maksimalno smanjile dimenzije odabran je čelik E360 i za njega je iz [11] očitana vrijednost:

$$\sigma_{fDI} = 500 \text{ N/mm}^2, \quad (4.5.17.)$$

$$R_m = 700 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.18.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja za odabrani materijal iznosi:

$$\sigma_{fdop} = \frac{\sigma_{fDI}}{4} = \frac{500}{4} = 125 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.19.)$$

Uvrštavanjem izraza (4.5.16.) u izraz (4.5.15.) i naknadnim sređivanjem dobiva se vrijednost minimalnog promjera osovine:

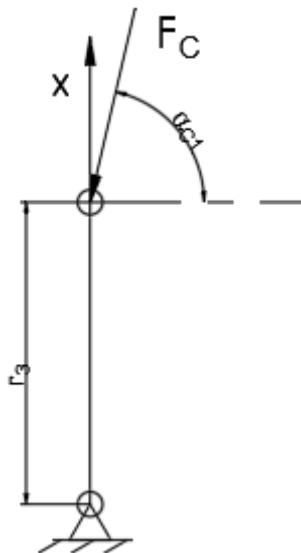
$$d_{os,min_B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max_B}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.20.)$$

$$d_{\text{os,min}_B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3\,657\,074,86}{\pi \cdot 125}} = 66,795 \text{ mm} \quad (4.5.21.)$$

Odabire se veći cijeli broj koji će zadovoljavati odnosno 75 mm. Osovina je izvedena kao glatka s tek samo jednim naslonom za ležajeve. Sigurnost osovine nije potrebno provjeravati jer je osovina izvedena kao glatka u dijelu na kojem djeluje opterećenje.

#### 4.5.4. Poluga CD

Opterećena poluga CD prikazana je na slijedećoj slici.

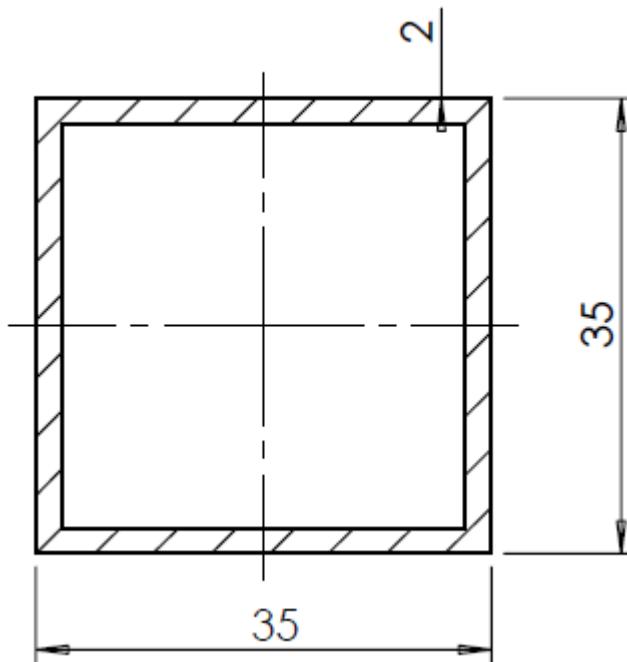


**Slika 33 Opterećena poluga CD**

Vidljivo je da sila  $F_C$  ne optereće punim iznosom osno štap CD, no u proračunu će se uzeti puni iznos sile  $F_C$  jer cjepač prilikom neopreznog rukovanja može doći do udara u položaju u kojem je poluga opterećena punim iznosom sile pa će se u obzir uzeti njen puni iznos. Tlačno naprezanje u poluzi CD računa se prema izrazu:

$$\sigma_{x_{CD}} = \frac{F_C}{A_{CD}}. \quad (4.5.22.)$$

Presjek poluge CD dan je na slijedećoj slici.



**Slika 34 Presjek poluge CD**

Površina presjeka poluge CD računa se prema izrazu:

$$A_{CD} = (35 \cdot 35) - (33 \cdot 33) = 136 \text{ mm}^2. \quad (4.5.23.)$$

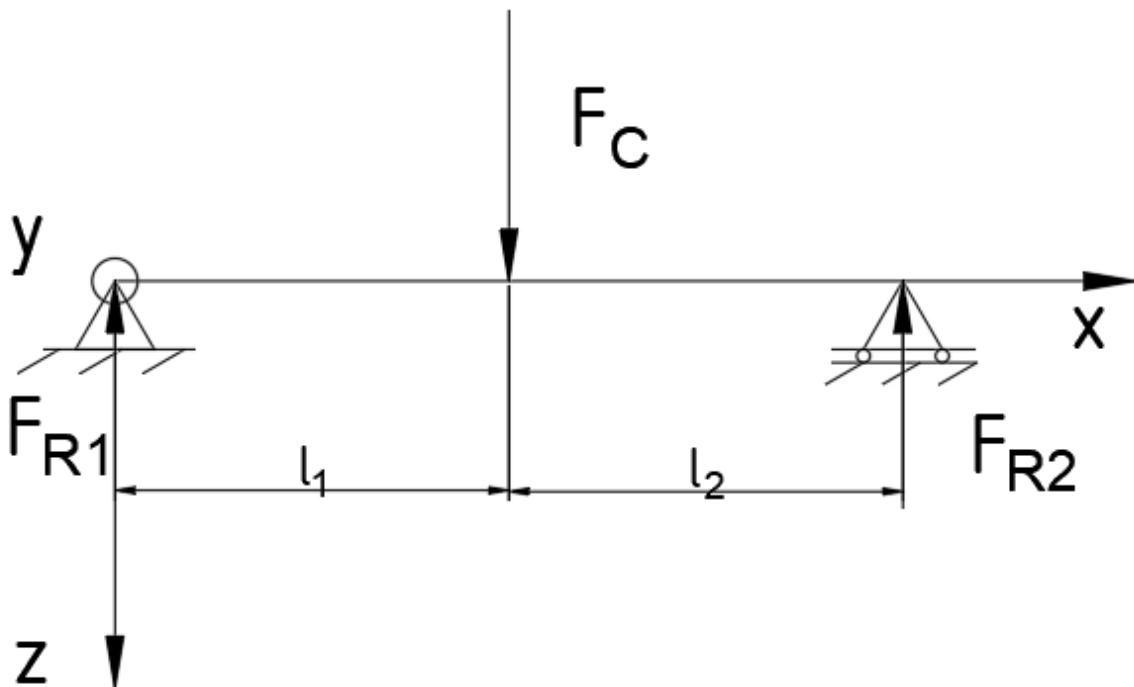
Uvrštavanjem izraza (4.5.6.) i (4.5.23.) u izraz (4.5.22.) dobiva se iznos tlačnog naprezanja u poluzi CD:

$$\sigma_{x_{CD}} = \frac{12\,400,23}{136} = 91,178 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.24.)$$

Poluga CD opterećena je samo vlačno-tlačno pa uspoređivanjem izraza (4.5.24.) i (4.5.12.) može se zaključiti da poluga CD **zadovoljava**.

#### 4.5.5. Osovina zglobova C i D

Da bi se ostvarilo rotacijsko gibanje u zglobovima C i D potrebno je izraditi osovinu na kojoj će se nalaziti ležajevi koji će omogućiti to rotacijsko gibanje. Na tim mjestima izraditi će se jednaka glatka osovina te će se proračunati prema najvećem opterećenju. Zglobovi C i D opterećeni su jednakom silom  $F_C$ . Osovina je oslonjena na limovima poluge BE, a opterećena je preko ležajeva koji se nalaze na njoj. Pošto su ležajevi simetrično smješteni u odnosu na središnju os poluge BE sila  $F_C$  koju oni prenose djeluje u središtu osovine. Opterećena osovina prikazana je na slijedećoj slici.

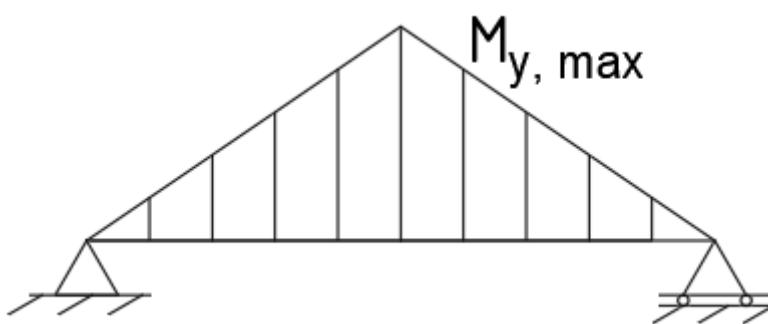


**Slika 35 Opterećena osovina Evansovog mehanizma**

Ako vrijedi da je  $l_1 = l_2 = 39$  mm onda se može jednostavno zaključiti da su reakcije u osloncima jednakе odnosno da svaki oslonac preuzima pola sile  $F_C$ :

$$F_{R1C} = F_{R2C} = F_{RC} = \frac{F_C}{2} = 6\ 200,11 \text{ N.} \quad (4.5.25.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na slijedećoj slici.



**Slika 36 Momentni dijagram osovine zglobova C i D**

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u njenom središtu i dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{max}} = F_{RC} \cdot l_1 = 241\ 804,42 \text{ Nmm.} \quad (4.5.26.)$$

Minimalni potrebnii promjer osovine računa se prema već izvedenom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

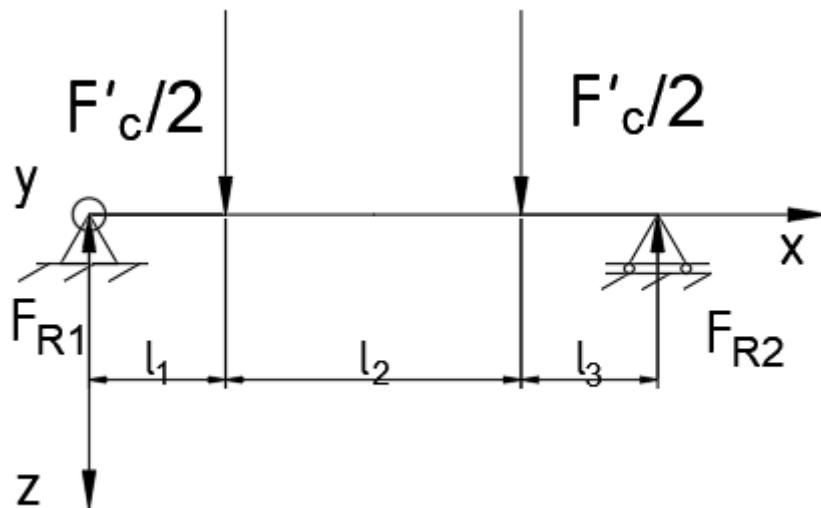
$$d_{os,minc} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{maxc}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.27.)$$

$$d_{os,minc} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 241\,804,42}{\pi \cdot 125}} = 27,010 \text{ mm.} \quad (4.5.28.)$$

Kao konačan promjer osovine odabire se vrijednost 35 mm te nije potrebno provjeravati njenu sigurnost zbog toga što glatka osovina nema koncentracija naprezanja poput prijelaznih promjera ili utora koji bi negativno utjecali na njenu čvrstoću.

#### 4.5.6. Osovina zgloba E

Na osovnu zglobova E djeluje sila cijepanja te ona dalje prenosi tu силу na ostale dijelove mehanizma. Osovina je oslonjena na limovima poluge BE, a opterećena preko dva lima potiskivača od kojih svaki djeluje na osovnu s pola ukupne sile cijepanja. Opterećena osovina zglobova E prikazana je na sljedećoj slici.



Slika 37 Opterećena osovina zglobova E

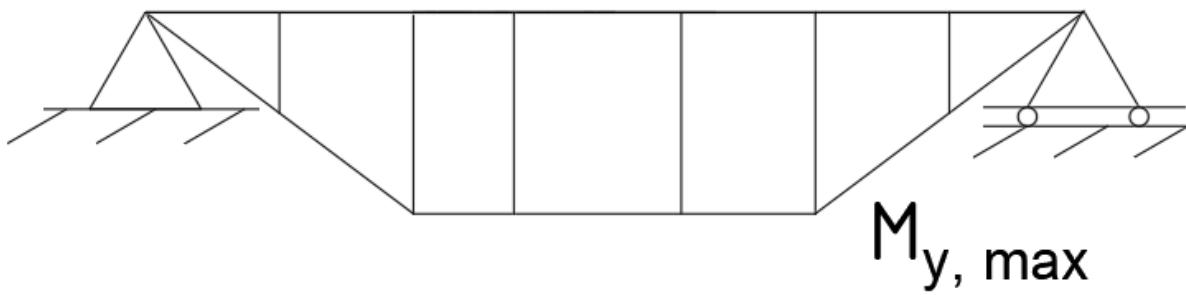
Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine  $l_1$ ,  $l_2$  i  $l_3$  iznose:

$$l_1 = l_2 = 15 \text{ mm} \text{ i } l_3 = 58 \text{ mm.}$$

Ako je  $l_1 = l_2$  opterećenje osovine je simetrično i može se zaključiti da svaki oslonac osovine preuzima pola maksimalne sile cijepanja  $F'_c$ :

$$F_{R1_E} = F_{R2_E} = F_{R_E} = \frac{F'_c}{2} = 11\,904,22 \text{ N.} \quad (4.5.29.)$$

Momentni dijagram osovine prikazan je na sljedećoj slici.



**Slika 38 Momentni dijagram osovine zgloba E**

Najveći moment savijanja u osovini javlja se u njenom središtu i dobiva se iz izraza:

$$M_{y_{\max_E}} = F_{R_E} \cdot \left( l_1 + \frac{l_2}{2} \right) - F_c' \cdot \frac{l_2}{2} = 166\,659,04 \text{ Nmm.} \quad (4.5.30.)$$

Minimalni potrebni promjer osovine računa se prema već izvedenom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

$$d_{os,min_E} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max_E}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.31.)$$

$$d_{os,min_E} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 166\,659,04}{\pi \cdot 125}} = 23,858 \text{ mm.} \quad (4.5.32.)$$

Kao konačan promjer osovine odabire se vrijednost 35 mm te nije potrebno provjeravati njenu sigurnost zbog toga što glatka osovina nema koncentracija naprezanja poput prijelaznih promjera ili utora koji bi negativno utjecali na njenu čvrstoću. Odabrao se isti promjer osovine kao i promjer osovine zgloba C i D kako bi se povećao broj jednakih dijelova.

Pošto je promjer osovine E najmanji potrebno je provjeriti bočni pritisak između nje i nosivih limova poluge BE. Bočni pritisak računa se prema izrazu:

$$p_E = \frac{F_c'}{2 \cdot d_E \cdot s}, \quad (4.5.33.)$$

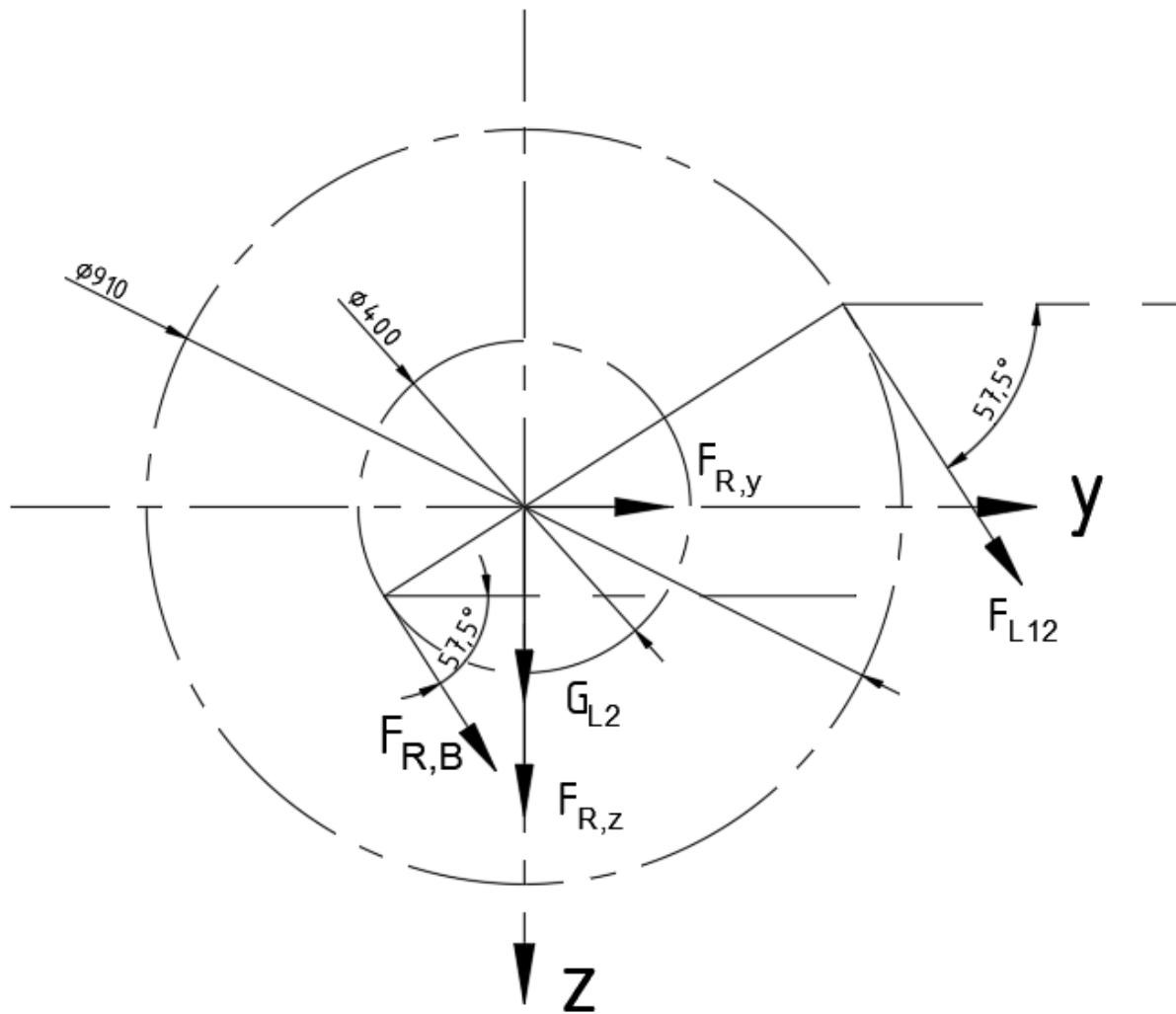
gdje je  $s = 10 \text{ mm}$  debljina lima poluge BE. Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.5.33.) dobiva se:

$$p_E = \frac{23\,808,43}{2 \cdot 35 \cdot 10} = 34,012 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.34.)$$

Iz [12] očitane su dopuštene vrijednosti bočnog pritiska u rasponu  $p_{dop} = 80-100 \text{ N/mm}^2$ . Usporedbom dopuštenih vrijednosti bočnog pritiska sa stvarnim može se zaključiti da osovina **zadovoljava** uvjet bočnog pritiska.

#### 4.5.7. Osovina lančanika 2/poluge AB

Zbog smanjenja broja elemenata i time postizanja manje mase poluga AB i lančanik 2 izvedeni su kao jedan dio koji objedinjava njihove funkcije. Moment se na lančanik dovodi preko lančanog prijenosa, a odvodi preko osovine zglobova B. Lančanik se nalazi osovinu koja se giba zajedno s njim. Na slijedećoj slici prikazan je lančanik 2/poluga AB sa svim opterećenjima.



**Slika 39 Sile koje opterećuju lančanik 2/ polugu AB**

Vučna sila kojom lanac opterećuje lančanik dobiva se iz izraza:

$$F_{L12} = \frac{P_D}{\nu_{L12}} = \frac{3,2835 \cdot 10^3}{0,072} = 45\,449,83 \text{ N.} \quad (4.5.35.)$$

Zbog male brzine lanca zanemaruje se utjecaj centrifugalne sile.

Težina lančanika 2 iz konstrukcijske izvedbe iznosi:

$$G_{L2} = m_{L2} \cdot g = 137 \cdot 9,81 = 1\,343,97 \text{ N.} \quad (4.5.36.)$$

Dio je prikazan u kritičnom položaju, kada je utjecaj savijanja najveći, koji se ne mora nužno pojaviti nego do njega može doći pri nepažljivom rukovanju strojem. Odnosno kada sile  $F_{L12}$  i  $F_{RB}$  djeluju paralelno i njihove komponente se zbrajaju. Kako bi se odredilo opterećenje ležajeva i osovine potrebno je odrediti rezultantnu silu. Zbroj svih sila u smjeru osi y i z glasi:

$$\text{os } y: F_{R_{y,L2}} = F_{L12} \cdot \cos 57,5^\circ + F_{RB} \cdot \cos 57,5^\circ, \quad (4.5.37.)$$

$$\text{os } z: F_{R_{z,L2}} = F_{L12} \cdot \sin 57,5^\circ + F_{RB} \cdot \sin 57,5^\circ + G_{L2}. \quad (4.5.38.)$$

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti dobiju se slijedeće vrijednosti rezultantnih sila:

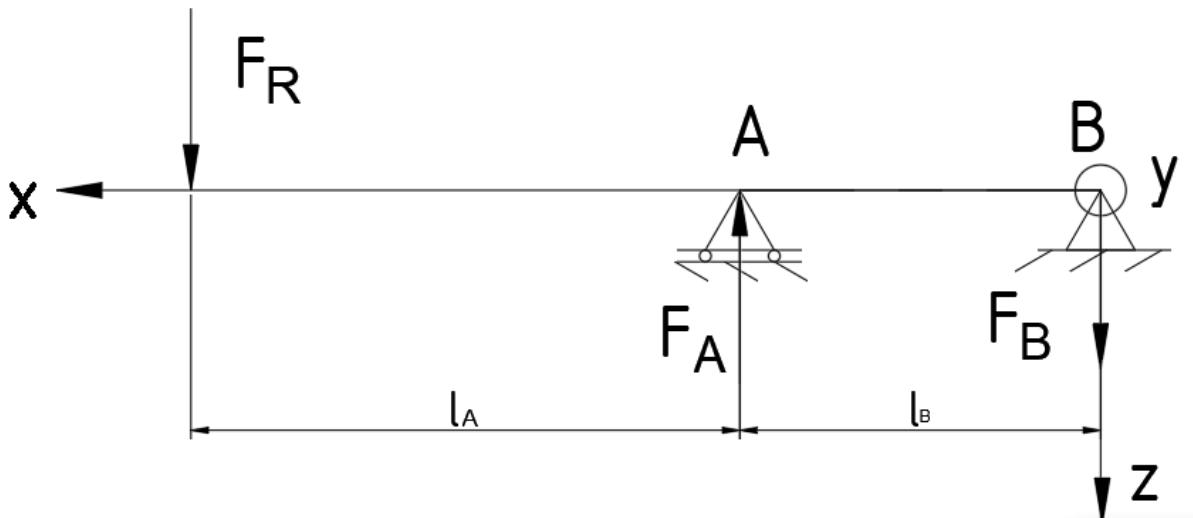
$$F_{R_{y,L2}} = 43\ 899,11 \text{ N}, \quad (4.5.39.)$$

$$F_{R_{z,L2}} = 70\ 198,72 \text{ N}. \quad (4.5.40.)$$

Ukupna rezultantna sila dobiva se superpozicijom rezultantnih sila u smjerovima osi y i z:

$$F_{R_{L2}} = \sqrt{F_{R_{y,L2}}^2 + F_{R_{z,L2}}^2} = 82\ 794,89 \text{ N}. \quad (4.5.41.)$$

Opterećena osovina lančanika 2 dana je na slijedećoj slici:



Slika 40 Opterećena osovina lančanika 2

Prema konstrukcijskoj izvedbi duljine  $l_A$  i  $l_B$  iznose:

$$l_A = 74 \text{ mm} \text{ i } l_B = 176 \text{ mm}.$$

Jednadžbe ravnoteže za osovini prikazanu na prethodnoj slici glase:

$$\Sigma M_{y,A} = 0; -F_{B_{L2}} \cdot l_B + F_{R_{L2}} \cdot l_A = 0, \quad (4.5.42.)$$

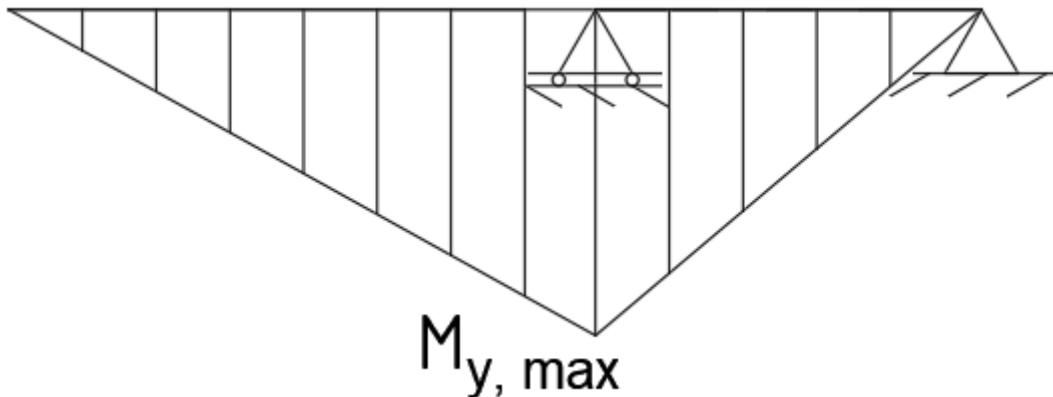
$$\Sigma F_z = 0; -F_{A_{L2}} + F_{B_{L2}} + F_{R_{L2}} = 0. \quad (4.5.43.)$$

Rješavanjem sustava jednadžbi (4.5.42.) i (4.5.43.) dobivaju se vrijednosti reakcija u osloncima:

$$F_{A_{L2}} = 117\ 606,37 \text{ N}, \quad (4.5.44.)$$

$$F_{B_{L2}} = 34\ 811,48 \text{ N.} \quad (4.5.45.)$$

Momentni dijagram osovine lančanika 2 dan je na slijedećoj slici.



**Slika 41 Momentni dijagram osovine lančanika 2**

Vidljivo je da se najveći moment savijanja u osovini javlja na mjestu oslonca A te iznosi:

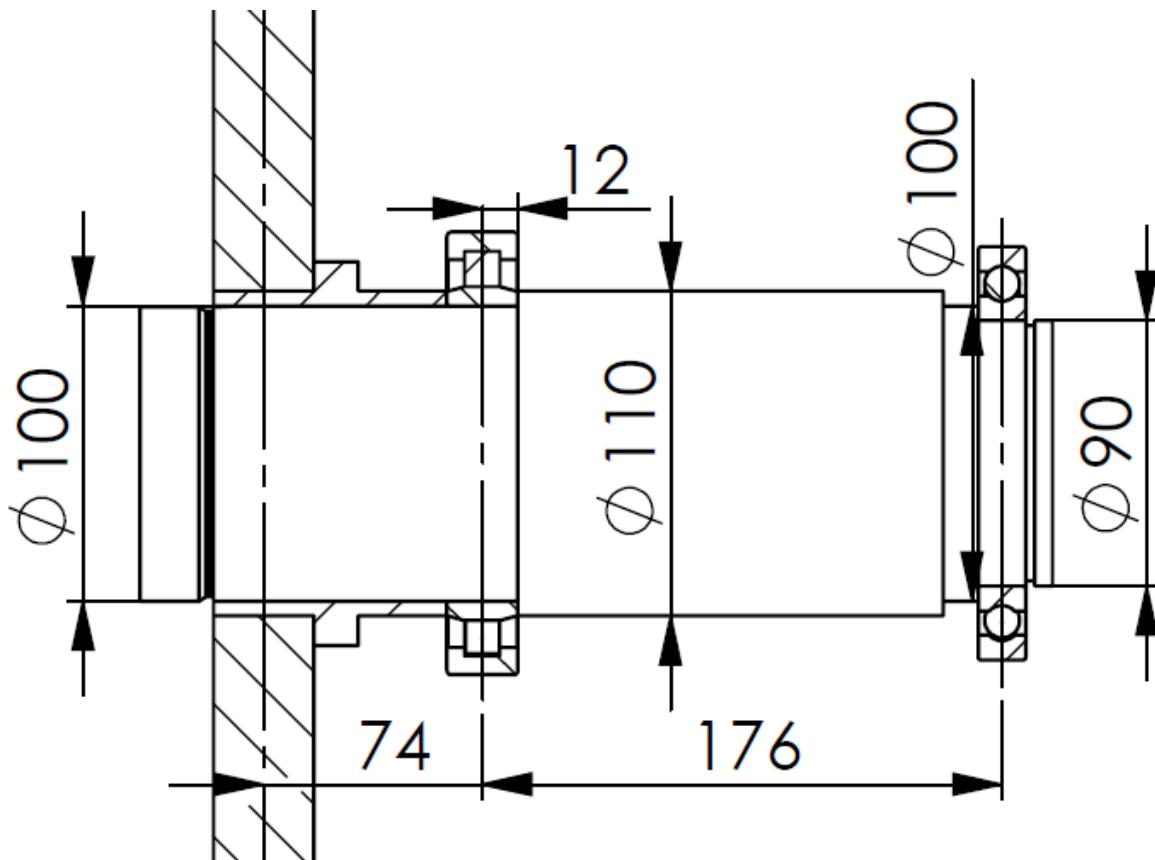
$$M_{y_{\max L_2}} = F_R \cdot l_A = 6\ 126\ 821,51 \text{ Nmm.} \quad (4.5.46.)$$

Minimalni potrebni promjer osovine računa se prema već izведенom izrazu (4.5.20.) i on iznosi:

$$d_{os,min_{L2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{y_{\max L_2}}}{\pi \cdot \sigma_{fdop}}}, \quad (4.5.47.)$$

$$d_{os,min_{L2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6\ 126\ 821,51}{\pi \cdot 125}} = 79,331 \text{ mm.} \quad (4.5.48.)$$

Kao dimenzija osovine iz konstrukcijskih i sigurnosnih razloga na kritičnom presjeku odabire se promjer od 100 mm, a na ostalim presjecima druge dimenzije s obzirom na dimenzije ležajeva i potrebne promjere njihovih naslona. Prikaz konačni dimenzija stupnjevane osovine dan je na slijedećoj slici.



**Slika 42 Stupnjevana osovina lančanika 2/poluge AB**

Pošto postoje koncentracije naprezanja u obliku prijelaznih promjera potrebno je kontrolirati sigurnost osovine u kritičnom presjeku. Kritični presjek u osovini je onaj koji se nalazi na mjestu naslona većeg ležaja jer se tamo prema Slici 42 javlja najveći moment savijanja u usporedbi s ostalim mjestima prijelaznih promjera. Moment savijanja u kritičnom presjeku iznosi:

$$M_{y_{kr}} = F_R \cdot l_A - F_A \cdot 12 = 4\ 715\ 545,05 \text{ Nm.} \quad (4.5.49.)$$

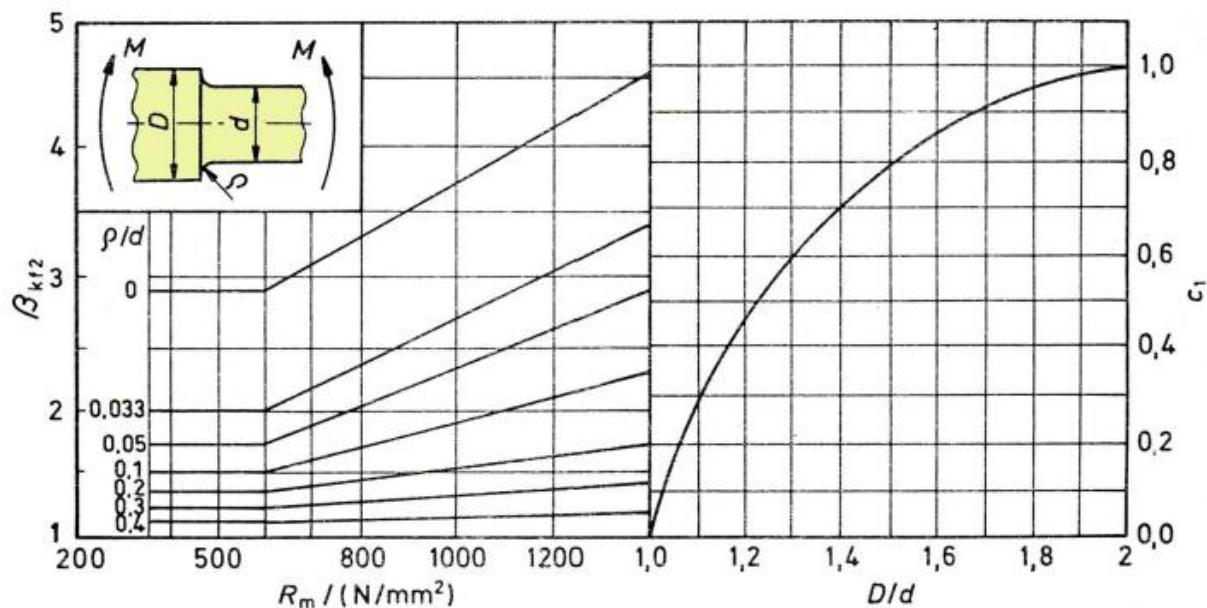
Reducirani moment u kritičnom presjeku računa se iz izraza:

$$M_{red} = \sqrt{(M_{y_{kr}} \cdot \beta_{kf})^2}. \quad (4.5.50.)$$

Gdje je  $\beta_{kf}$  faktor zareznog djelovanja kod savijanja. Faktor savijanja kod zareznog djelovanja kod savijanja računa se prema izrazu:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf_2} - 1). \quad (4.5.51.)$$

Nepoznati faktori  $\beta_{kf_2}$  i  $c_1$ очitavaju se iz slijedećeg dijagrama:

Slika 43 Dijagram faktora  $\beta_{kf2}$  i  $c_1$  [11]

$$\beta_{kf2} \left( R_m = 700, \frac{0,8}{100} = 0,008 \right) = 2,5,$$

$$c_1 \left( \frac{110}{100} = 1,16 \right) = 0,3.$$

Konačno uvrštavanjem očitanih vrijednosti u izraz (4.5.51.) dobiva se iznos faktora zareznog djelovanja kod savijanja:

$$\beta_{kf} = 1 + 0,3 \cdot (2,5 - 1) = 1,45. \quad (4.5.52.)$$

Kada se sve poznate vrijednosti uvrste u izraz (4.5.50.) dobije se reducirani moment u kritičnom presjeku:

$$M_{red} = \sqrt{(4\ 824\ 198,39 \cdot 1,45)^2} = 6\ 837\ 540,32 \text{ Nm.} \quad (4.5.53.)$$

Moment otpora kritičnog presjeka iznosi:

$$W_{kr_{L2}} = \frac{d_{L2_{kr}}^3 \pi}{32} = \frac{100^3 \cdot \pi}{32} = 98\ 174,77 \text{ mm}^3. \quad (4.5.54.)$$

Reducirano naprezanje u kritičnom presjeku osovine iznosi:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_{kr_{L2}}} = \frac{6\ 837\ 540,32}{98\ 174,77} = 69,65 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5.55.)$$

Postojeća sigurnost osovine računa se iz izraza:

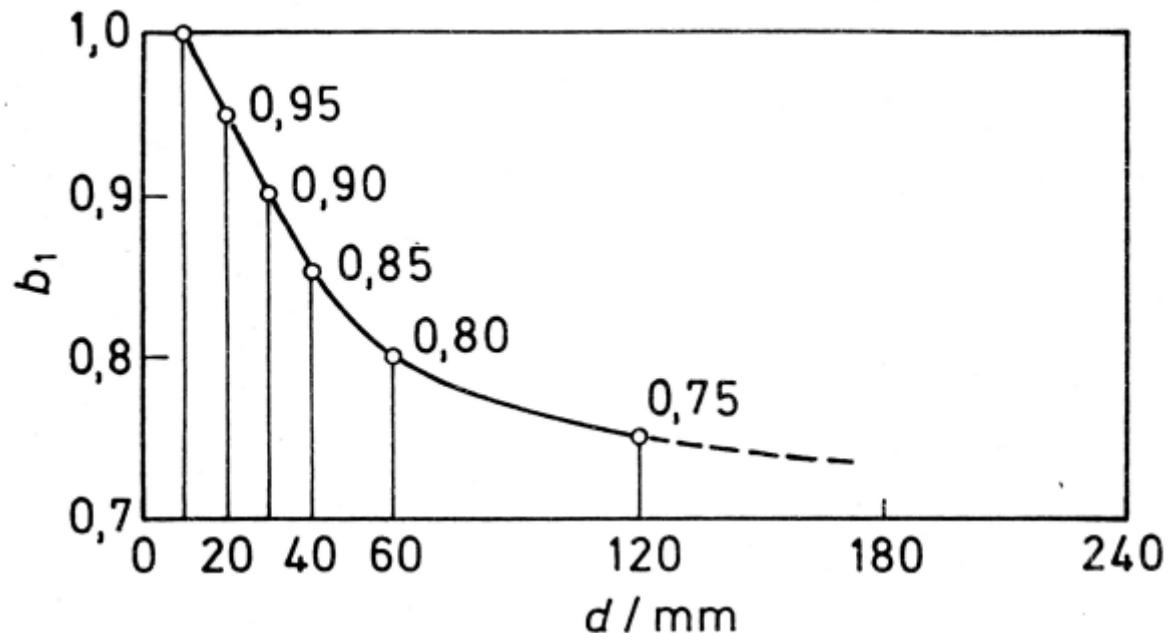
$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDIdop}}{\varphi \cdot \sigma_{red}}, \quad (4.5.56.)$$

Gdje je:

- $b_1$  -faktor veličine strojnog djela,

- $b_2$  -faktor obrade kvalitete površine,
- $\varphi$  -faktor udara.

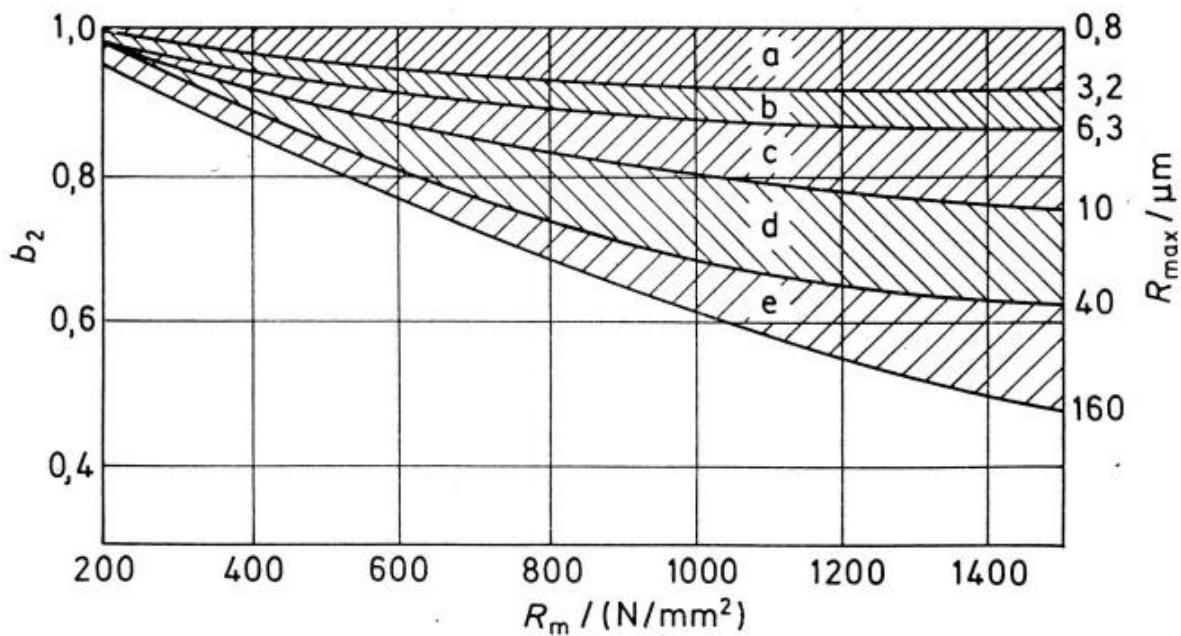
Faktor veličine strojnog dijela očitava se iz slijedećeg dijagrama.



Slika 44 Faktor veličine strojnog dijela  $b_1$  [11]

$$b_1(d = 100 \text{ mm}) = 0,77$$

Faktor obrade kvalitete površine  $b_2$  očitava se iz slijedećeg dijagrama.



Slika 45 Faktor obrade kvalitete površine  $b_2$  [11]

$$b_2(R_m = 700, R_{max} = 2,5) = 0,97$$

Faktor udara  $\varphi$  određuje se iz slijedeće tablice.

**Tablica 13 Faktor udara  $\varphi$  [11]**

Vrsta udaraca	Pogonski uvjeti	Faktor $\varphi$
Lagani	Parne i vodene turbine, rotacioni kompresori i pumpe, električni strojevi, brusilice	1,0 … 1,1
Srednje jaki	Parni strojevi, motori s unutarnjim izgaranjem, klipni kompresori i pumpe, tokarilice, blanjalice i vertiklane blanjalice	1,2 … 1,5
Jaki	Kovačke i rubne preše, škare za profile, bušilice, klupe za izvlačenje	1,5 … 2,0
Vrlo jaki	Mehanički čekići, valjaoničke pruge, drobilice za kamen	2,0 … 3,0

$$\varphi(\text{jaki pogonski uvjeti}) = 1,5$$

Faktor udara uvršten je u izrazu (4.5.2.) tako da ga ovdje nije potrebno uvrštavati.

Uvrštavanjem svih poznatih vrijednosti u izraz (4.5.56.) dobiva se iznos postojeće sigurnosti na kritičnom presjeku osovine lančanika 2:

$$S_{\text{post}} = \frac{0,77 \cdot 0,97 \cdot 125}{69,65} = 1,3405. \quad (4.5.57.)$$

Iz prethodnog izraza vidljivo je da osovina lančanika 2 **zadovoljava**.

## 4.6. Odabir ležajeva

### 4.6.1. Ležajevi zglobova Evansovog mehanizma

Potrebno je odabrati ležajeve u Evansovom mehanizmu u točkama B, C i D prikazanim na Slici 16. Pošto se promjer osovine u zglobu B razlikuje od promjera osovine C i D u zglobu B će se odabrati jedna vrsta ležaja, a u zglobovima C i D druga vrsta ležaja. U svim ležajnim mjestima simetrično su postavljena dva ležaja tako da svaki preuzima pola vrijednosti sile.

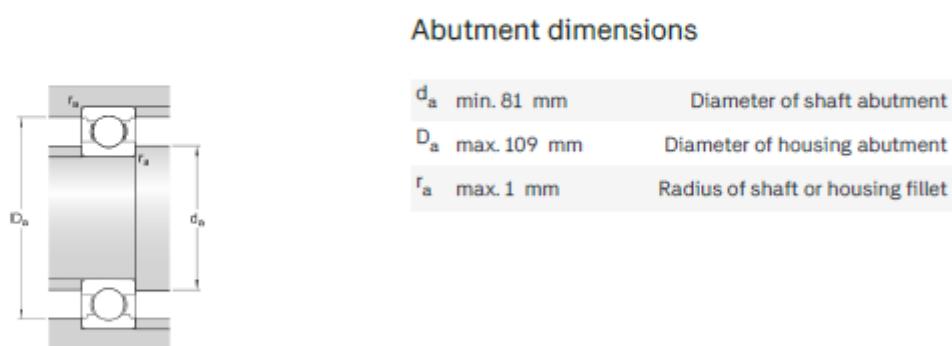
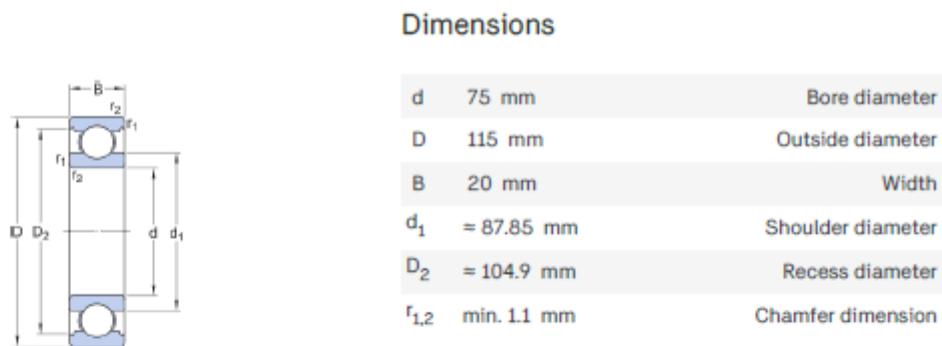
S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u zglobu B iznosi:

$$C_{1,B} = \frac{F_B}{2} \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_{10\text{hmin}}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{36\ 208,66}{2} \cdot \left( \frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\ 000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 17\ 479,53 \text{ N}, \quad (4.6.1)$$

gdje je:

- $\varepsilon$  -eksponent vijeka trajanja, za ležajeve s teoretskim dodirom u točki iznosi  $\varepsilon = 3$  (npr. kuglični ležajevi), a za ležajeve s teoretskim dodirom u liniji iznosi  $\varepsilon = 10/3$  (npr. valjkasti ležajevi),
- $L_{10h\min}$  -minimalna duljina vijeka trajanja ležajeva u satima, u ovom slučaju uzeto je 10 000 radnih sati.

U zglobu B biraju se ležajevi s prvom većom zadovoljavajućom nosivosti unutarnjeg promjera 75 mm. Iz kataloga tvrtke SKF bira se ležaj oznake 6015 čiji su podaci dani na slijedećoj slici.



### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	41.6 kN
Basic static load rating	$C_0$	33.5 kN
Fatigue load limit	$P_u$	1.43 kN
Reference speed		12 000 r/min

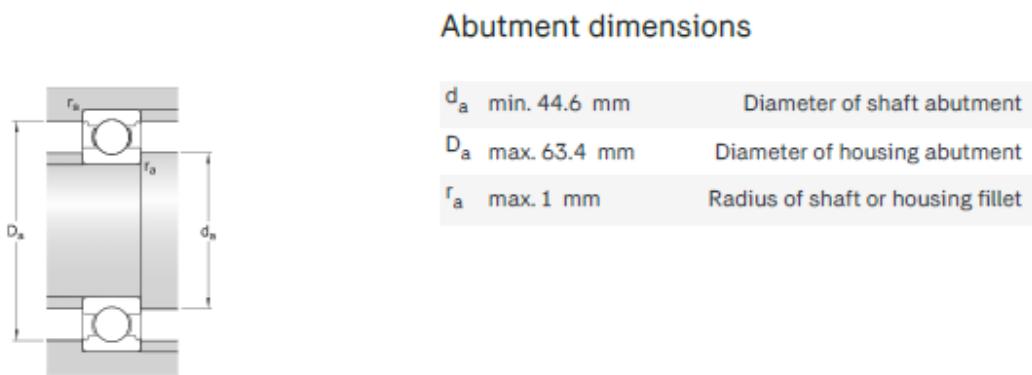
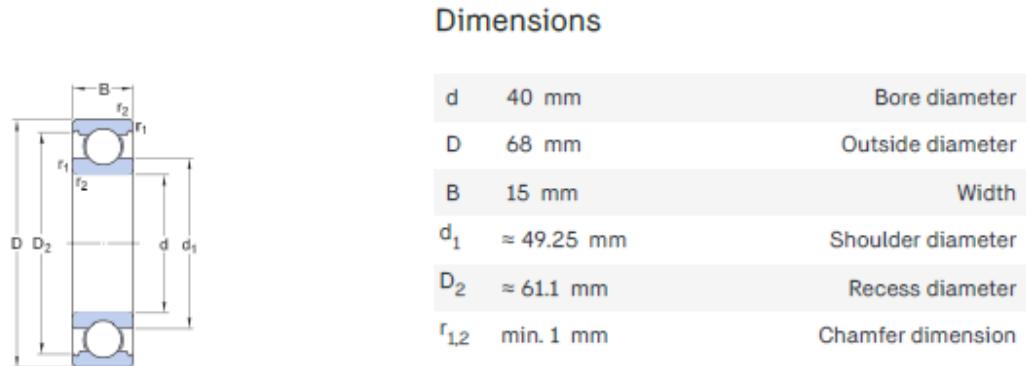
**Slika 46 6015 podaci [13]**

S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u zglobu C i D iznosi:

$$C_{1,C} = \frac{F_C}{2} \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = \frac{12\ 400,23}{2} \cdot \left( \frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\ 000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 5\ 986,1 \text{ N.}$$
(4.6.2)

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni kuglični ležaj s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 40 mm. Podaci o izabranom ležaju 6008 dani su na slijedećoj slici.



### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	17.8 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	11 kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	0.49 kN
Reference speed		22 000 r/min

Slika 47 6008 podaci [13]

#### 4.6.2. Ležajevi osovine lančanika 2

Na osovinu lančanika 2 potrebno je montirati dva ležaja različitih unutarnjih promjera. Pošto su ležajevi različitog promjera odabira odabirati će se po sili koja opterećuje sami ležaj. Da se izbjegnu velike dimenzije zbog velikog opterećenja u osloncu A će se odabrati valjkasti ležaj, a u manje opterećenom osloncu B jednoredni kuglični ležaj. S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u osloncu A iznosi:

$$C_{1,L2A} = F_{A_{L2}} \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_{10\text{hmin}}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 117\,606,37 \cdot \left( \frac{60 \cdot 1.5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{10}{3}} = 82\,776,27 \text{ N.}$$
(4.6.3)

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni valjkasti ležaj izvedbe NU s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 100 mm. Podaci o izabranom ležaju NU 1020 M dani su na slijedećoj slici.

Dimensions		
	d 100 mm	Bore diameter
	D 150 mm	Outside diameter
	B 24 mm	Width
	D <sub>1</sub> = 131.4 mm	Shoulder diameter of outer ring
	F 113 mm	Raceway diameter of inner ring
	r <sub>1,2</sub> min. 1.5 mm	Chamfer dimension
	r <sub>3,4</sub> min. 1.1 mm	Chamfer dimension
	s max. 3.5 mm	Permissible axial displacement

Abutment dimensions		
	da min.106 mm	Diameter of spacer sleeve
	da max.111 mm	Diameter of spacer sleeve
	db min.116 mm	Diameter of shaft abutment
	Da max.143 mm	Diameter of housing abutment
	ra max.1.5 mm	Radius of fillet
	rb max. 1 mm	Radius of fillet

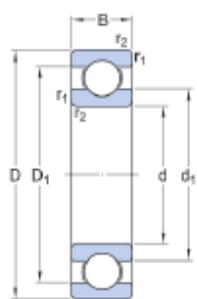
Calculation data		
Basic dynamic load rating	C	100 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	114 kN

Slika 48 NU 1020 M [13]

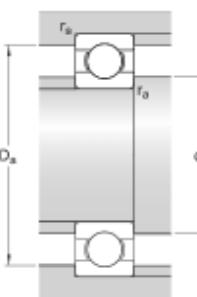
S obzirom na izračunato opterećenje iznos faktora dinamičke opteretivosti u osloncu B iznosi:

$$C_{1,L2_B} = F_{B_{L2}} \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_{10hmin}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\varepsilon}} = 34\,811,48 \cdot \left( \frac{60 \cdot 1,5 \cdot 10\,000}{10^6} \right)^{\frac{10}{3}} = 33\,610,12 \text{ N.} \quad (4.6.4)$$

Iz internetskog kataloga tvrtke SKF odabran je jednoredni kuglični ležaj s većom dinamičkom nosivosti od one izračunate u prethodnom izrazu i unutarnjeg promjera 90 mm. Podaci o izabranom ležaju 16018 dani su na sljedećoj slici.

Dimensions		
	d 90 mm	Bore diameter
D 140 mm		Outside diameter
B 16 mm		Width
d <sub>1</sub> ≈ 106.7 mm		Shoulder diameter
D <sub>1</sub> ≈ 123.2 mm		Shoulder diameter
r <sub>1,2</sub> min. 1 mm		Chamfer dimension

#### Abutment dimensions

	da min.94.6 mm	Diameter of shaft abutment
Da max.135 mm		Diameter of housing abutment
r <sub>a</sub> max. 1 mm		Radius of shaft or housing fillet

#### Calculation data

Basic dynamic load rating	C	43.6 kN
Basic static load rating	C <sub>0</sub>	39 kN
Fatigue load limit	P <sub>u</sub>	1.56 kN
Reference speed		10 000 r/min

Slika 49 16018 podaci [13]

## 5. ZAKLJUČAK

Prema zahtjevima koji su dani u zadatku konstruiran je cjepač baziran na Evansovom mehanizmu. Istraživanjem tržišta utvrđeno je da trenutno nema sličnih komercijalnih rješenja pa je prostor za inovativnost i kreativnost bio velik. Nakon proračuna koji je prikazan u prethodnim poglavljima konstruirana je nosiva konstrukcija u zavarenoj izvedbi sastavljena od kutijastih čeličnih profila i ploča. Također izrađena je i sjekira čiji oblik odgovara onom prikazanom u izabranom konceptu 3 ( Slika 15) koja će se izraditi od ugljičnog alatnog čelika C45 čija su svojstva prikladna za izradu sjekira [14, str. 379.]. Za potiskivač odnosno potisni klip predviđen je isti materijal kao i za sjekiru. Ove dvije komponente potrebno je površinski zakaliti kako bi im se produljio vijek trajanja i smanjila oštećenja do kojih može doći nepravilnim rukovanjem ili udarom uvrlo tvrde predmete.

Nakon završetka konstrukcijske razrade i usporedbom izrađenog stroja s onima dostupnim na tržištu moguće je donijeti slijedeće zaključke. Postignuta je vrlo velika robusnost u odnosu na dostupna rješenja i vrlo dugi vijek trajanja. U predviđenim uvjetima rada potrebno je jedino voditi računa o stanju ležajeva, podmazanosti lanca i nabrušenosti sjekire. Stroj ima vrlo visok stupanj djelovanja te nema nikakvo curenje štetnih spojeva poput masti i ulja u okoliš pogotovo u usporedbi s hidrauličkim cjepaćima. Sigurnost korisnika i fizičko opterećenje je približno jednako ili čak malo veće u usporedbi s dostupnim rješenjima, no ima još puno prostora za doradu koja bi poboljšala navedene probleme. Najveći problem ovog stroja je vrlo velika masa što rezultira i visokoj cijeni. Nažalost zbog same prirode mehanizma i velikog prijenosnog omjera većina dijelova stroja ispada velikih dimenzija. Hidraulički i inercijski cjepači prikazani na početku rada imaju većinom osno opterećene dijelove konstrukcije što je puno povoljniji oblik opterećenja od savijanja kojim su opterećeni dijelovi konstruiranog stroja. Izrađeni stroj nepovoljan je za kućnu upotrebu zbog visoke mase, velikog prostora koji zauzima i cijene, isplativost bi se možda našla u drvnoj industriji gdje bi manja potrošnja energije došla do izražaja.

Na slijedećoj slici prikazan je model cjepača. Lanac nije prikazan, a lančanici su zbog jednostavnosti oblikovani kao diskovi.



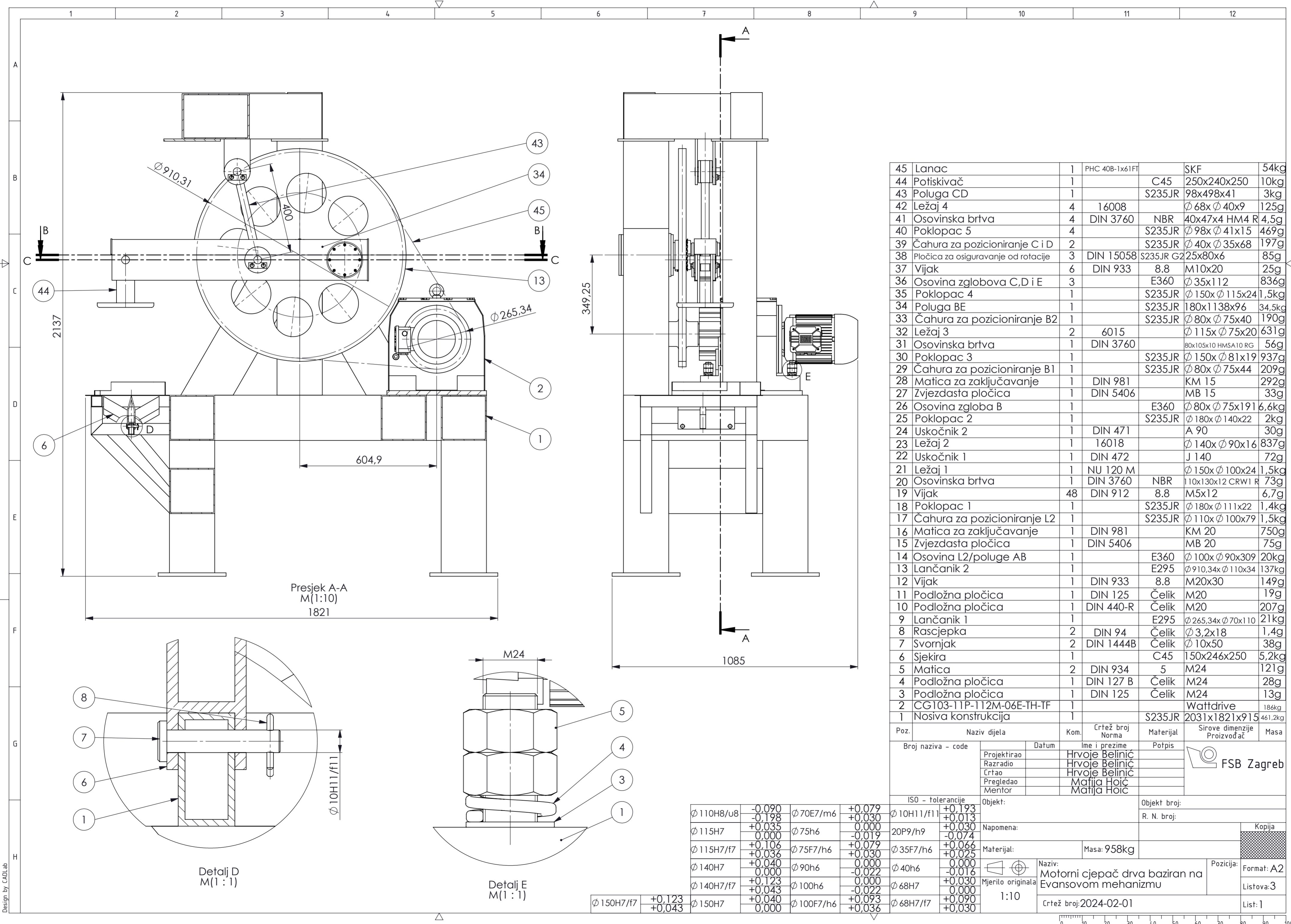
Slika 50 CAD model cjepača

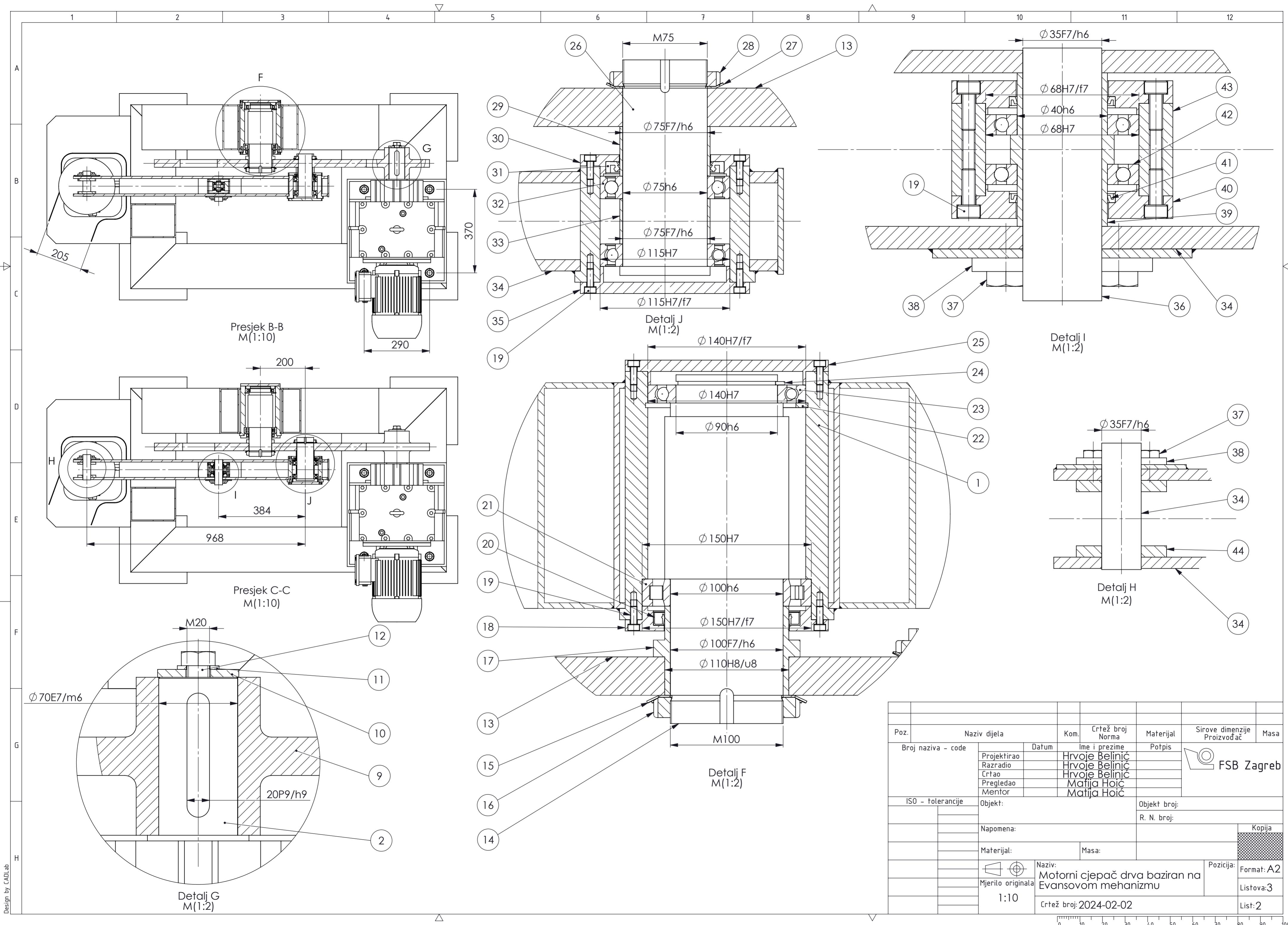
## LITERATURA

- [1] [https://patents.google.com/patent/US20120055585A1/en?q=\(hydraulic+wood+splitter\)&oq=hydraulic+wood+splitter](https://patents.google.com/patent/US20120055585A1/en?q=(hydraulic+wood+splitter)&oq=hydraulic+wood+splitter)
- [2] Joško Petrić: Hidraulika, Zagreb, 2012.
- [3] <https://www.bauhaus.hr/cjepaci/scheppach-cjepac-drva-hl-810/p/27110388>
- [4] <https://fatur.hr/trgovina/cjepac-za-drva-lezeci-7t-el-sa-stalkom-komplet-hecht676/>
- [5] [https://patents.google.com/patent/US20150328798A1/en?q=\(log+splitter\)&oq=log+splitter](https://patents.google.com/patent/US20150328798A1/en?q=(log+splitter)&oq=log+splitter)
- [6] <https://www.ebay.com/itm/155094314319?hash=item241c576d4f:g:EuYAAOSwiZ1kZgHj&amdata=enc%3AAQAIAAA0PGy%2FpT2UU9fk5O%2FWouhUMIXSqaZySy9WkarQfr4v24vjdGLQSh0PBGPWWLRO5sHGNYxZsHNAYB9SQHyZo3ZV%2Fsa6sYBoKQIleHaBRQ9By30ZrXLiMqfSdoxczRq1SeDut1Lk34QFmI5Hpw32hoPtch3%2BXBtISyW2PRV7LRApD%2BvBtlsQ1DYVoqw2SIIZLQnCAgkmY9OsaONpC7xjbFOHP5xEFc4DXXScnu6UAavwR%2BTzfORKq016AFeJBW5cOktJh7UHIov7TsUrtLcf%2BaP4%3D%7Ctkp%3ABk9SR6L547TkYg>
- [7] T. Filentin, F. Kovačiček, J. Indof: Svojstva i promjena materijala, Zagreb, 2011.
- [8] Wood Handbook: Wood as an Engineering Material, U.S. Department of Agriculture, Forest Service, 2010.
- [9] <https://www.wattdrive.com/en/downloads-en/printmedia/category/getriebemotoren-3.html>
- [10] <https://www.skf.com/id/products/power-transmission/chains>
- [11] Vučković, K.: Predavanja iz Elementi konstrukcija II, FSB Zagreb
- [12] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 2006.
- [13] Internetske stranice tvrtke SKF, <https://www.skf.com/group>
- [14] B. Kraut: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1988.

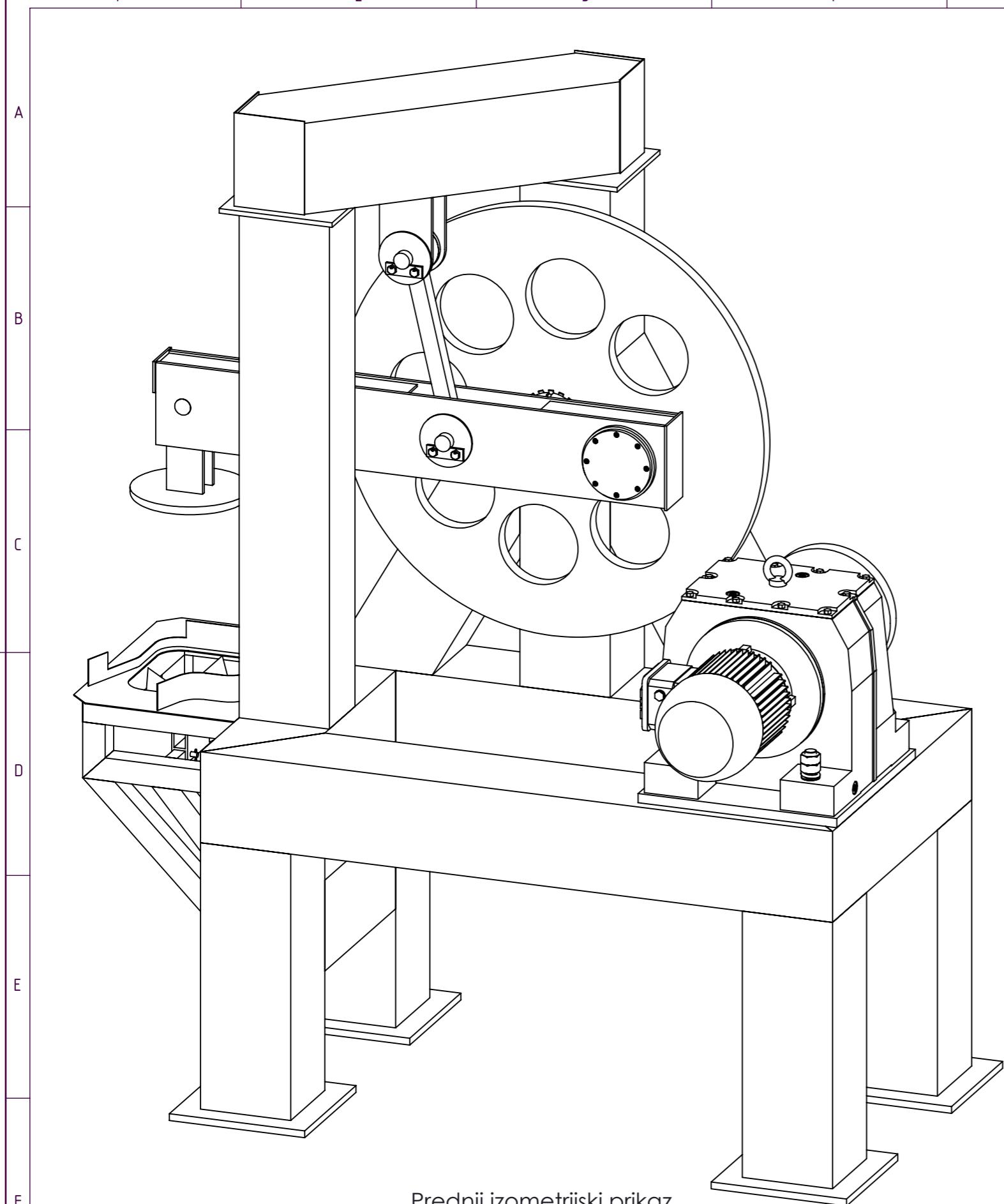
## **PRILOZI**

### I. Tehnička dokumentacija

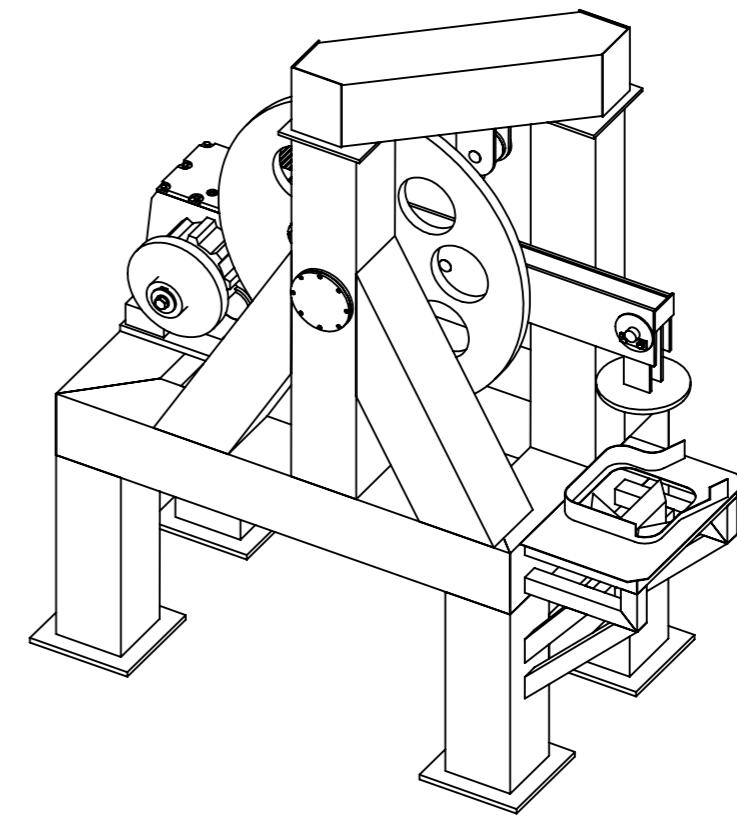




1 2 3 4 5 6 7 8



Prednji izometrijski prikaz  
M(1:10)



Stražnji izometrijski prikaz  
M(1:20)

Napomena:

Zbog jednostanosti prikaza i pravila tehničkog crtanja lančanici su modelirani kao diskovi i lanac nije prikazan

Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa				
Broj naziva - code				Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb				
					Projektirao	Hrvoje Belinić					
					Razradio	Hrvoje Belinić					
					Crtao	Hrvoje Belinić					
					Pregledao	Matija Hoić					
					Mentor	Matija Hoić					
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:						
					R. N. broj:						
		Napomena:									
		Materijal:			Masa:						
		Mjerilo originala 1:10	Naziv: Motorni cjepač drva baziran na Evansovom mehanizmu			Pozicija: Format:A3	Kopija 				
						Listova: 3					
			Crtež broj: 2024-02-03			List: 3					