

Konstrukcija mehanizma bubanjske kočnice

Filipčić, Dominik

Undergraduate thesis / Završni rad

2020

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:951589>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-18**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dominik Filipčić

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

doc. dr. sc. Marko Jokić

Student:

Dominik Filipčić
0035204670

Zagreb, 2020.

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

Zahvaljujem se mentoru, doc. dr. sc. Marku Jokiću, na svim savjetima i pruženoj pomoći tijekom izrade ovog rada. Hvala što je uvijek našao vremena, unatoč gustom rasporedu fakulteta. Hvala mojoj obitelji i prijateljima na svojoj potpori tijekom dosadašnjeg dijela studija, a posebna zahvala roditeljima, bratu i baki na svojoj podršci kroz cijelo moje školovanje. Hvala mojoj djevojci bez koje bi mnogo teže bilo doći do završetka ovog dijela studija.

Za kraj, ovaj rad posvećujem mojem djedu Dragi, koji više nije sa nama, ali siguran sam da bi bio jako ponosan na ovaj rad.

Dominik Filipčić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum: 15. 7. 2020.	Prilog
Klasa: 602-04/20-6/3	
Ur.broj: 15-703-20-55	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Dominik Filipčić**

Mat. br.: 0035204670

Naslov rada na
hrvatskom jeziku: **Konstrukcija mehanizma bubanjske kočnice**

Naslov rada na
engleskom jeziku: **Drum Brake Mechanism Design**

Opis zadatka:

Bubanjske kočnice nalaze čestu primjenu u industriji, i to naročito kod prijenosnika i dizala. Osnovna funkcija im je osiguranje vrtila od pokretanja, primjerice prilikom servisa stroja ili kod osiguranja tereta u određenom položaju. Sastoje se od bubnja, kočionih podloga, čeljusti i mehanizma čija je uloga dovodenje kočnice u zakočeni ili otkočeni položaj. Sile koje je prilikom rada kočnice potrebno savladati, poput otkočne sile, osiguravaju se ugradnjom odgovarajućeg aktuatora (elektromagnetskog, elektrohidrauličkog) ili se primijenjuju ručne sile.

U radu je potrebno konstruirati mehanizam bubanjske kočnice. Izvršiti sintezu mehanizma kočnice, dimenzionirati i proračunati čvrstoću svih bitnih dijelova. Izraditi svu potrebnu tehničku dokumentaciju. Podatci potrebni za izradu rada, poput promjera bubnja, momenta kočnice i sl., biti će dostavljeni kandidatu od strane mentora.

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

Zadatak zadan:

28. studenog 2019.

Datum predaje rada:

1. rok: 21. veljače 2020.

2. rok (izvanredni): 1. srpnja 2020.

3. rok: 17. rujna 2020.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 24.2. – 28.2.2020.

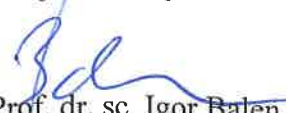
2. rok (izvanredni): 3.7.2020.

3. rok: 21.9. – 25.9.2020.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Marko Jokić

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVOD.....	1
2. Bubanjske kočnice	6
2.1. Princip djelovanja bubanjskih kočnica	6
2.1.1. Bubanjska kočnica s krutom vezom poluge i čeljusti	6
2.1.2. Bubanjska kočnica sa zglobnom vezom poluge i čeljusti.....	8
2.2. Praktičke izvedbe bubanjskih kočnica	10
3. Konstrukcija mehanizma bubanjske kočnice.....	12
3.1. Proračun dimenzija bubanjske kočnice.....	12
3.2. Proračun sila i prijenosnog odnosa	14
4. Proračun dijelova bubanjske kočnice	16
4.1. Proračun poluge	16
4.1.1. Opterećenja koja djeluju na polugu	16
4.1.2. Proračun poluge	17
4.2. Proračun zavora postolja	18
4.3. Proračun zglobova.....	19
4.3.1. Proračun zgloba između postolja i poluge	19
4.3.2. Odabir promjera svornjaka.....	20
4.3.3. Proračun zgloba između poluge i čeljusti	22
4.4. Proračun trajanja kočnih obloga	24
4.5. Proračun gornje šipke.....	26
4.5.1. Promjer gornje šipke	27
4.6. Proračun spojnog lima	28
4.6.1. Proračun čvrstoće spojnog lima	29
4.6.2. Proračun opruge	31
4.6.3. Proračun elektrohidrauličkog aktuatora	31
4.6.4. Odabir promjera svornjaka zgloba spojnog lima i opruge.....	32
4.6.5. Odabir promjera svornjaka zgloba spojnog lima i aktuatora	33
5. ZAKLJUČAK.....	36
LITERATURA.....	38
PRILOZI.....	39

POPIS SLIKA

Slika 1.	Dvočeljusna bubanjska kočnica	1
Slika 2.	Diskovna kočnica (lijevo), pojasna kočnica (desno) [4]	2
Slika 3.	Konična kočnica [4]	2
Slika 4.	Kočni par [6]	4
Slika 5.	Jednočeljusna bubanjska kočnica [6]	6
Slika 6.	Bubanjska kočnica s krutom vezom poluge i čeljusti [6].....	6
Slika 7.	Zglobna veza poluge i čeljusti [6]	8
Slika 8.	Bubanjska kočnica izvedba A [6].....	10
Slika 9.	Bubanjska kočnica izvedba B [6].....	11
Slika 10.	Ugradbene mjere bubanjske kočnice [6]	13
Slika 11.	Bubanjska kočnica sa elektrohidrauličkim aktuatorom [8].....	13
Slika 12.	Skica opterećenja i reakcija u osloncu	16
Slika 13.	Presjek zgloba.....	17
Slika 14.	Skica opterećenog zavora postolja	18
Slika 15.	Zglob spojen svornjakom [2]	20
Slika 16.	Trošenje obloge [6]	24
Slika 17.	Ovisnost koeficijenta trošenja obloge o radu kočenja i radnoj temperaturi [6]	25
Slika 18.	Ovisnost koeficijenta trošenja obloge o brzini i pritisku [6]	25
Slika 19.	Zglobni četverokut [7].....	27
Slika 20.	Pojednostavljeni prikaz opterećenja gornje poluge.....	27
Slika 21.	Prikaz sila na spojni lim	29
Slika 22.	Presjek zgloba lima	30
Slika 23.	Dvočeljusna bubanjska kočnica iz programskog paketa SOLIDWORKS.....	36

POPIS TABLICA

Tablica 1. Svojstva tarnih materijala za mehaničke kočnice [6].....	4
Tablica 2. Kočna sila, otkočna sila i prijenosni odnos bubanjskih kočnica [6]	11
Tablica 3. Dozvoljeni moment i specifična snaga kočenja ($\mu p v$) _d bubanjskih kočnica [6]....	12
Tablica 4. Ugradbene mjere bubanjske kočnice (DIN 15435) [6]	12

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	Naziv iz sastavnice
DF-ZR20	Dvočeljusna bubanjska kočnica
DF-ZR20-1	Sklop poluge
DF-ZR20-1-1	Poluga
DF-ZR20-1-2	Matica poluge
DF-ZR20-2	Sklop postolja
DF-ZR20-2-1	Temeljna ploča
DF-ZR20-2-2	Osigurač poluge
DF-ZR20-2-3	Noseća ploča poluge
DF-ZR20-2-4	Pločica za oprugu
DF-ZR20-2-5	Noseća ploča aktuatora
DF-ZR20-3	Spojni zglobovi gornje šipke
DF-ZR20-4	Gornja šipka
DF-ZR20-5	Spojni lim
DF-ZR20-6	Gornji zglobovi opruge
DF-ZR20-7	Gornji zglobovi aktuatora

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A_j	mm^2	Površina presjeka jezgre
A_{zav}	mm^2	Površina presjeka zavara
a	mm	Duljina
b	mm	Širina presjeka poluge
c	mm	Debljina novih obloga
d	mm	Promjer svornjaka
d_2	mm	Srednji promjer navoja
d_j	mm	Promjer jezgre vretena
D	mm	Promjer bubnja
e	mm	
F	N	Kočna sila
F_1	N	Sila zglobne veze poluge i čeljusti 1
F_{11}	N	Komponenta sile F_1
F_{12}	N	Komponenta sile F_1
F_2	N	Sila zglobne veze poluge i čeljusti 2
F_{21}	N	Komponenta sile F_2
F_{22}	N	Komponenta sile F_2
F_n	N	Normalna sila
F_{n1}	N	Normalna sila na čeljust 1
F_{n2}	N	Normalna sila na čeljust 2
F_r	N	Sila koja opterećuje vratilo bubnja
F_V	N	Sila u vretenu
F_{01}	N	Sila zglobne veze postolja i poluge 1
F_{01H}	N	Horizontalna komponenta sile F_{01}
F_{01V}	N	Vertikalna komponenta sile F_{01}

F_{02}	N	Sila zglobne veze postolja i poluge 2
F_{02H}	N	Horizontalna komponenta sile F_{02}
F_{02V}	N	Vertikalna komponenta sile F_{02}
h	mm	Visina presjeka poluge
l_1	mm	Krak sile F_1
l_2	mm	Krak sile F_2
M_k	Nm	Moment kočenja
$M_{\max}$	Nm	Maksimalni moment savijanja na poluzi
p	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Srednji pritisak na čeljusti
p_u	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dodirni pritisak na svornjaku
p_v	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dodirni pritisak na čeljusti
q	$\frac{\text{cm}^3}{\text{kNm}}$	Koeficijent trošenja obloge
S	-	Koeficijent sigurnosti
V_{is}	mm^3	Dozvoljeni istrošeni volumen obloga
W_{kh}	kWh	Rad kočenja u jednom satu
W_x	mm^3	Moment otpora presjeka oko osi x
W_{zav}	mm^3	Moment otpora presjeka zavara

Grčke oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
α	°	Obuhvatni kut čeljusti
β	°	Kut između horizontalne osi i sile u zglobovima poluge i čeljusti
Δc_1	mm	Dozvoljeno trošenje obloga
ϑ_1	°C	Radna temperatura
μ	-	Koeficijent trenja materijala obloga

σ_{dop}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno naprezanje
σ_f	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Naprezanje na savijanje
σ_{red}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Reducirano naprezanje
σ_v	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Vlačno naprezanje
σ_{zav}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Vlačno naprezanje u zavaru
τ_{dop}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno smično naprezanje
τ_s	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Smično naprezanje u svornjaku
τ_{zav}	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Dopušteno smično zavora
ω	$\frac{1}{\text{s}}$	Kutna brzina vratila i bubnja

SAŽETAK

Ovaj završni rad sastoji se od opisa kočnica koje se često koriste u industriji, sa naglaskom na dvočeljusnu bubanjsku kočnicu. Ona svoju najčešću primjenu pronalazi kod transportnih uređaja, točnije kod prijenosnika i dizala. Tema ovog završnog rada je mehanizam te dvočeljusne bubanjske kočnice, koja je pokretana elektrohidrauličkim linearnim aktuatorom. On sustavom poluga pokreće mehanizam koji sliči zglobnom četverokutu, te tako mijenja položaje između kočnog i otkočnog. Kroz detaljnu razradu sustava poluga, proračunati su i dimenzionirani svi dijelovi mehanizma i njihovi pomoćni dijelovi. Sva kritična mjesta proračunata su da zadovoljavaju kriterije sigurnosti. Iz proračuna proizašle dimenzije korištene su u konstruiranju cijele kočnice. Rad sadrži u prilogu sve crteže nestandarnih dijelova, njihove proračune i pojašnjenja.

Ključne riječi: Bubanjska kočnica, Elektromagnetski pogon, Proračun bubanjske kočnice, Konstrukcija bubanjske kočnice

SUMMARY

This bachelor thesis consists of descriptions of the brakes commonly used in the industry, with an emphasis on the two-caliper drum brake. Its most common use is in transport equipment, in particular for conveyers and lifts. The theme of this bachelor's thesis is the mechanism of that two-caliper drum brake, which is driven by an electro-hydraulic linear actuator. It activates a lever-like mechanism by the lever system, thus changing positions between the brake and release positions. Through detailed elaboration of the lever system, all parts of the mechanism and their accessory parts have been calculated and dimensioned. All critical locations are calculated to meet security criteria. The resulting dimensions were used to design the entire brake. The paper contains all drawings of non-standard parts, their calculations and explanations.

Key words: Drum brakes, Electrohydraulic drive, Drum brakes calculation, Drum brakes design

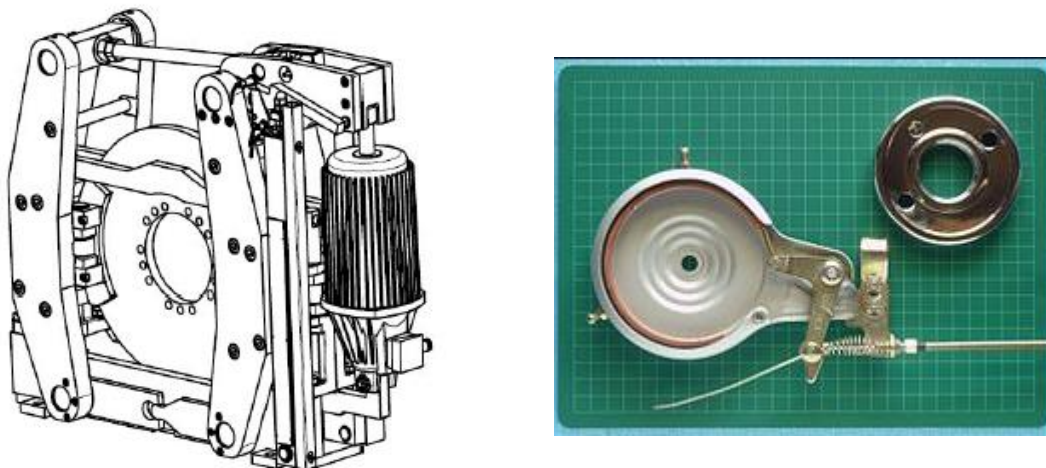
1. UVOD

Najčešće korištene kočnice u elementima transportnih uređaja su mehaničke kočnice. Njihov rad baziran je na principu trenja krutih tijela. Mehaničke kočnice prema namjeni možemo podijeliti u tri velike grupe:

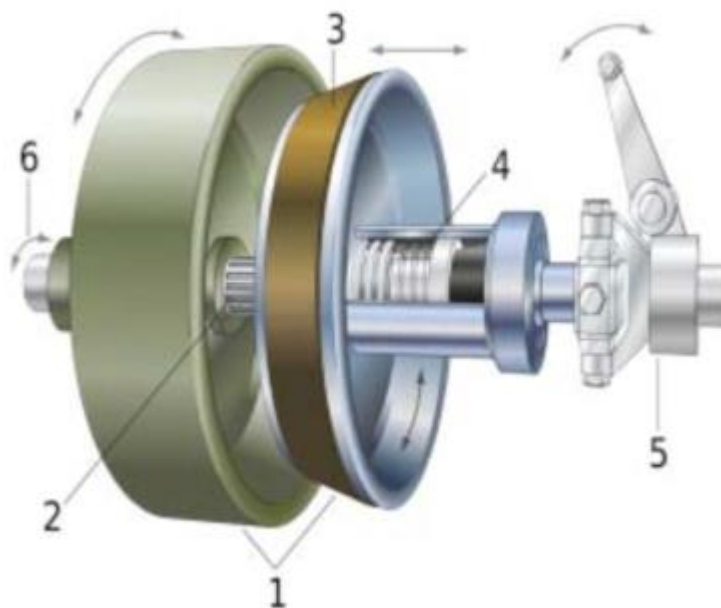
- 1) Zaustavne kočnice: ove kočnice preuzimaju na sebe kinetičku energiju svih masa u pokretu, a kod mehanizama za dizanje i potencijalnu energiju tereta; u većini slučajeva do zaustavljanja. To su također i kočnice koje se aktiviraju putem sigurnosnih sklopki za sprečavanje nezgoda.
- 2) Kočnice za držanje - imaju funkciju održavanja masa u stanju mirovanja, odnosno zaštite od nepoželjnog pokretanja uslijed težine, vjetera i sl.
- 3) Regulacijske kočnice – reguliraju brzinu spuštanja tereta, tj. održavaju konstantnu brzinu vrtnje pogonskog vratila. Stoga ove kočnice preuzimaju na sebe potencijalnu energiju tereta i sprečavaju njezino pretvaranje u kinetičku energiju.



Slika 1. Dvočeljusna bubanjska kočnica [4]



Slika 2. Diskovna kočnica (lijevo), pojasna kočnica (desno) [4]



Slika 3. Konična kočnica [4]

Česta pojava kod transportnih mehanizama je da ista kočnica obavlja barem dvije od gore navedene tri funkcije, a potrebna je i mogućnost mijenjanja momenta kočenja.

Mehaničke tarne kočnice prema izvedbi dijelimo na pojasne, konusne, bubanjske i diskovne kočnice. Ove kočnice svoja imena dobila su po obliku tarne površine ili nosača kočne obloge.

Naziv „dvočeljusna kočnica“ prvo se koristio za bubanjske kočnice sa vanjskim čeljustima, ali nakon uvođenja diskovnih kočnica s vanjskim čeljustima, taj naziv više ne označava i vrstu izvedbe kočnice. Posljedično, uveden je pojam bubanjske i diskovne kočnice, a za proračun je bitan broj parova vanjskih čeljusti.

Bubanjske kočnice većinom imaju jedan par vanjskih čeljusti po bubnju, a diskovne kočnice mogu imati jedan ili više parova vanjskih čeljusti, koje istovremeno djeluju na kočni disk.

Kočnice po načinu djelovanja dijelimo na:

- Radijalne – bubanjske, pojasne
- Aksijalne – diskovne, konusne

Mehaničke konusne kočnice s aksijalnom kočnom silom primjenjuju se na primjer kod elektromotora s pomičnim rotorom.

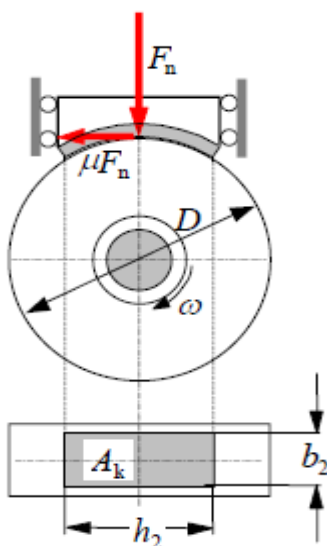
Tijek proračuna kočnice ovisi o njezinoj izvedbi i namjeni. Tijekom proračuna, u obzir uzimamo sve značajnije utjecajne faktore i to za svaki pojedini slučaj. Oni trebaju biti bazirani na rezultatima istraživanja, iskustvu i konstrukcijskim saznanjima. Zahtjevi i područja primjene kočnica su jako široki i potrebno je puno optimizacije kako bi se dobile što sigurnije i ekonomičnije verzije kočnih uređaja. U proračunu se mogu primijeniti i utjecajni faktori drugačiji od onih u važećim normama, ukoliko su utvrđeni mjerenjem ili su potvrđeni iskustveno. U svakom od tih slučajeva treba dokazati točnost i pouzdanost utvrđenog postupka i pretpostavki.

Rad mehaničkih kočnica ostvaruje se pomoću kočnih parova. U kočnom paru ostvaruje se dodir dvaju tijela na kočnoj površini A , pod djelovanjem ukupne normalne sile F_n . u kočnom paru se pritom ostvaruje srednji pritisak $p = \frac{F_n}{A}$, N/mm^2 i sila trenja F_t koja se suprotstavlja

relativnom pomaku dvaju tijela. Veličina sile trenja pojednostavljeno se uzima proporcionalno normalnoj sili F_n , odnosno pritisku p , $F_t = \mu F_n$. faktor proporcionalnosti μ naziva se koeficijentom trenja kočnog para.

Jedno od tijela kočnoga para stoji nepomično (čeljust, traka) i najčešće nosi na sebi kočnu oblogu iz posebnog tavnog materijala. Drugo tijelo (bubanj, disk) je kočeno tijelo koje se giba kao sastavni dio pogonskog mehanizma. Aktiviranjem kočnog para zaustavlja se kočeno tijelo, a preko njega i pogonski mehanizam.

Najvažnije mjerilo prikladnosti kočnoga para za primjenu na mehaničkim kočnicama jest veličina koeficijenta trenja μ . Najčešći materijal kočenog tijela je čelik te čelični ili sivi lijev, pa veličina koeficijenta trenja ovisi najviše o svojstvima tog materijala. Neke od karakteristika idealnog tarnog materijala, uz visok i postojan koeficijent trenja, trebao bi biti otporan na smicanje, visoku temperaturu i trošenje, što manje osjetljiv na ulje i vodu te da nije štetan za ljude i okolinu. Savršeni materijal ne postoji, pa tako ne može samo jedan materijal sadržavati sva ta svojstva, tako da se proizvode tarni materijali sa što boljim svojstvima za određene pogonske uvjete.



Slika 4. Kočni par [6]

Svojstva tarnih materijala iz grupa A, B i C prikazane su tablici 1.

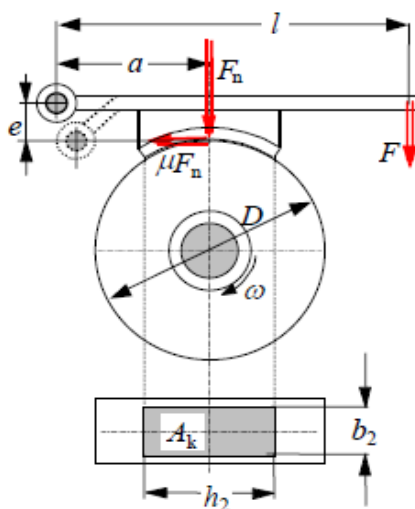
Tablica 1. Svojstva tarnih materijala za mehaničke kočnice [6]

Materijal obloge, sastav		Materijal bubnja	μ	p_d , N/mm ²	Dozvoljena radna temperatura T_{dozv} , °C
A Prirodni materijal	sivi lijev	čelik	0,15 do 0,2	do 1	200 do 250
	drvo	sivi lijev čel. lijev čelik	0,2 do 0,35	do 0,5	100
	koža		0,3 do 0,6	do 0,3	100
B Organski materijali	pamučno pletivo		0,3 do 0,4	do 1	100 do 120
	metalno pletivo, s bunom, prešano		0,4...0,5	do 1	250 do 300
	mineralna ili organska vlakna		0,3 do 0,4	do 1	250 do 300
C Sinterovani materijali	sintermetal na bazi Cu ili Fe		0,15...0,25	do 1,5	300 do 350
	metal-keramika		0,35...0,45	do 0,5	300 do 600

Zbog lošijih svojstava, prirodni materijali iz grupe A danas nemaju praktički nikakvog značaja, a pogotovo ne kod strojnih pogona. Najčešće korišten materijal kočnih obloga kočnica transportnih uređaja je materijal iz grupe B. Sastoje se od osnovnog materijala, veziva, punila i dodataka koji utječu na koeficijent trenja. Obloge od tog materijala prešaju se u podesne oblike, a proizvode se i u obliku valjanih ili prešanih traka. Ranije su glavni osnovni materijal ove grupe bila pamučna vlakna (ferodo-fiber) i azbestna vlakna (ferodo-azbest). Primjena azbestnih vlakana, zbog opasnosti po zdravlje i strogih mjera uporabe je danas napuštena i zamijenjena metalnim vlaknima te mineralnim i organskim vlaknima. Za punila koristimo kredu, karbonate, barit (težac), mineralna brašna, metalne okside, sulfide itd. vezivna sredstva su kaučuk, buna, umjetna smola, a dodaci grafitu, magnezijevog oksida, plutenog brašna i slično povećavaju koeficijent trenja.

2. Bubanjske kočnice

Najčešće korištena kočnica kod mehanizama transportnih uređaja je dvočeljusna bubanjska kočnica. Jednočeljusna bubanjska kočnica, slika 5., ne koristi se u strojnom pogonu. Nedostatak joj je što uz istu silu kočenja kao kod dvočeljusne, ima upola manji moment kočenja, a i vratilo je opterećeno većom silom na savijanje.

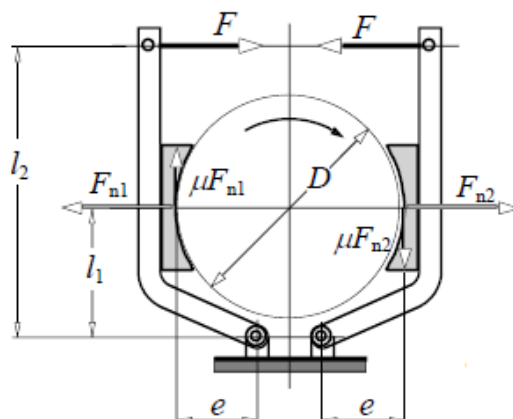


Slika 5. Jednočeljusna bubanjska kočnica [6]

2.1. Princip djelovanja bubanjskih kočnica

2.1.1. Bubanjska kočnica s krutom vezom poluge i čeljusti

Princip rada bubanjske kočnice s krutom vezom poluge i čeljusti prikazan je na slici 6.



Slika 6. Bubanjska kočnica s krutom vezom poluge i čeljusti [6]

Rezultirajuće normalne sile F_{n1} i F_{n2} iznose:

$$Fl_2 - F_{n1}l_1 - \mu F_{n2}e = 0,$$

$$F_{n1} = F \frac{l_2}{l_1 - \mu e}. \quad (2.1)$$

$$Fl_2 - F_{n2}l_1 - \mu F_{n1}e = 0,$$

$$F_{n2} = F \frac{l_2}{l_1 + \mu e}. \quad (2.2)$$

Iznos radijalne sile F_r kojom je vratilo bubnja opterećeno na savijanje:

$$F_r = \sqrt{(F_{n1} - F_{n2})^2 + (\mu F_{n1} - \mu F_{n2})^2} = (F_{n1} - F_{n2})\sqrt{1 + \mu^2}. \quad (2.3)$$

Moment kočenja iznosi:

$$M_k = \mu(F_{n1} + F_{n2}) \frac{D}{2} = \mu Fl_2 \frac{D}{2} \left(\frac{1}{l_1 - \mu e} + \frac{1}{l_1 + \mu e} \right) = \mu F \frac{l_2}{l_1} D \frac{1}{1 - \left(\frac{\mu e}{l_1} \right)^2}. \quad (2.4)$$

A potrebna kočna sila:

$$F = \frac{M_k l_1}{\mu D l_2} \left[1 - \left(\mu \frac{e}{l_1} \right)^2 \right]. \quad (2.5)$$

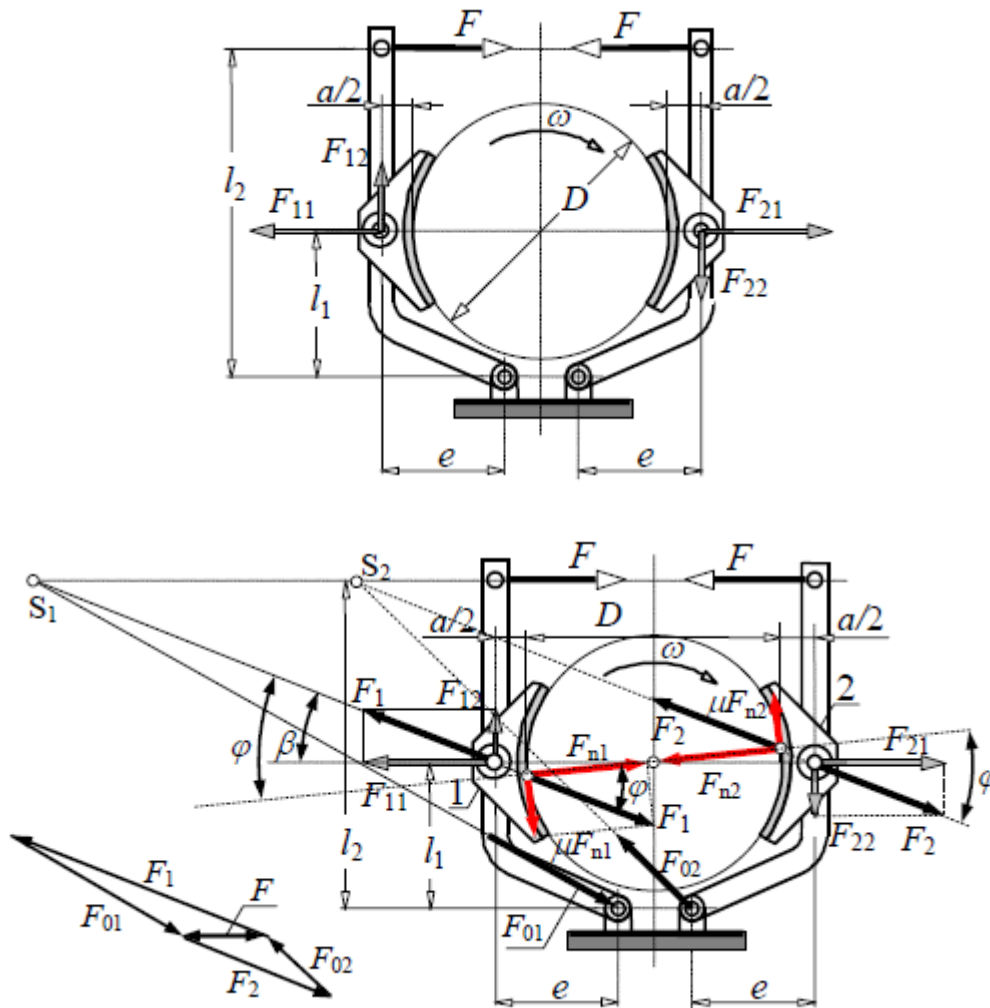
Bez smanjenja sigurnosti kočenja može se pojednostavljeno računati s:

$$F = \frac{M_k l_1}{\mu D l_2}. \quad (2.6)$$

Što je valjan izraz za izvedbu sa $e=0$. Samo kada zglobov kočne poluge tangira bubanj ($e=0$), normalne sile postaju jednake ($F_{n1} = F_{n2}$), a vratilo neopterećeno na savijanje. Kruta veza poluge i čeljusti se više ne primjenjuje.

2.1.2. Bubanjska kočnica sa zglobnom vezom poluge i čeljusti

Princip rada bubanjske kočnice sa zglobnom vezom poluge i čeljusti prikazan je na slici 7.



Slika 7. Zglobna veza poluge i čeljusti [6]

Iz ravnoteže poluga slijedi:

$$\begin{aligned}\mu &= \tan \varphi, \\ F_{11} &= F_1 \cos \beta, \quad F_{12} = F_1 \sin \beta, \\ F_{21} &= F_2 \cos \beta, \quad F_{22} = F_2 \sin \beta.\end{aligned}\tag{2.7}$$

Poluga s čeljusti 1:

$$\begin{aligned}F l_2 - F_1 \cos \beta \cdot l_1 + F_1 \sin \beta \cdot e &= 0, \\ F_1 \sin \varphi &= \mu F_{n1}.\end{aligned}\tag{2.8}$$

Poluga s čeljusti 2:

$$\begin{aligned} Fl_2 - F_2 \cos \beta \cdot l_1 - F_2 \sin \beta \cdot e &= 0, \\ F_2 \sin \varphi &= \mu F_{n2}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Pa slijedi:

$$\begin{aligned} F_{n1} &= \frac{Fl_2 \sin \varphi}{\mu(l_1 \cos \beta - e \sin \beta)}, \\ F_{n2} &= \frac{Fl_2 \sin \varphi}{\mu(l_1 \cos \beta + e \sin \beta)}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Zbog zglobne veze, reakcije F_1 i F_2 prolaze kroz zglob čeljusti pod kutom β . Veličina toga kuta slijedi iz uvjeta ravnoteže čeljusti i bubnja oko osi bubnja, tj. iz:

$$M_k = (F_1 + F_2) \sin \beta \cdot \frac{(D+a)}{2} = (F_1 + F_2) \sin \beta \cdot \frac{D}{2} = \mu(F_{n1} + F_{n2}) \cdot \frac{D}{2}. \quad (2.11)$$

Odakle je:

$$\sin \beta = \frac{D}{D+a} \sin \varphi. \quad (2.12)$$

Moment kočenja, nakon sređivanja gornjih relacija:

$$M_k = \mu(F_{n1} + F_{n2}) \frac{D}{2} = F \frac{l_2}{l_1} (D+a) \frac{\tan \beta}{1 - \left(\frac{e \tan \beta}{l_1} \right)^2}. \quad (2.13)$$

A potrebna kočna sila:

$$F = \frac{M_k}{D+a} \frac{l_1}{l_2} \frac{1 - \left(\frac{e \tan \beta}{l_1} \right)^2}{\tan \beta}. \quad (2.14)$$

Bez smanjenja sigurnosti kočenja može se pojednostavljeno računati kao da je $F_{n1} + F_{n2} = F_n$, tj. sa:

$$M_k = F \frac{l_2}{l_1} (D+a) \tan \beta. \quad (2.15)$$

Odnosno:

$$F = \frac{M_k}{D+a} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{\tan \beta}. \quad (2.16)$$

Ovaj tip bubanjske kočnice u praksi je uobičajena izvedba. Moment kočenja M_k , kao i kod prethodne izvedbe, raste s povećanjem e ($e > 0$), uz istu kočnu silu F , ali pritom raste i razlika između normalnih sila F_{n1} i F_{n2} , što izaziva nejednoliko trošenje kočnih obloga i opterećenje vratila na savijanje.

Kočnice se stoga u pravilu izvode s položajem okretišta poluge $e \approx a/2$, a veličina rezultantne normalne sile između bubnja i čeljusti kočnice može se u tom slučaju s dovoljnom točnošću računati prema:

$$F_n = \frac{M_k}{\mu D}. \quad (2.17)$$

Vratilo bubnja, kao i kod prethodne izvedbe, opterećeno je radijalnom silom:

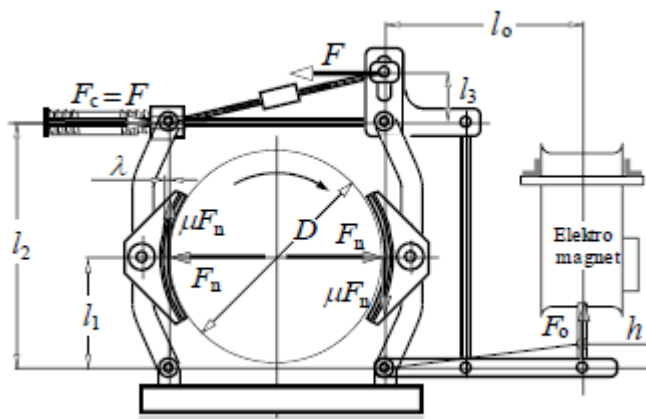
$$F_r = (F_{n1} - F_{n2})\sqrt{1 + \mu^2} \approx 0,1F_n, \quad (2.18)$$

S veličinom F_n prema (2.17).

2.2. Praktičke izvedbe bubanjskih kočnica

Osim o obliku poluzja, izgled kočnica ovisi o vrsti upravljanja s kočnicom i smještaju uređaja za upravljanje. Svaka kočnica ima uređaj za aktiviranje kočnice (opružni, hidraulički, s utegom) i otkočni uređaj (elektrohidraulički, elektromagnetski, hidraulički). Slika 8. pokazuje izgled kočnice s otkočnim elektromagnetom i kočnom oprugom, smještenom direktno na čeljusnim polugama. Sila u opruzi kod ove izvedbe djeluje analogno kočnoj sili F , tj. kočna sila jednaka je sili u opruzi, $F = F_c$.

Elektromagnet, kao otkočni uređaj, djeluje uvlačenjem svoje jezgre dok elektrohidraulički uređaj djeluje potiskivanjem jezgre, pa je zato i njihov smještaj u odnosu na poluzje različit.

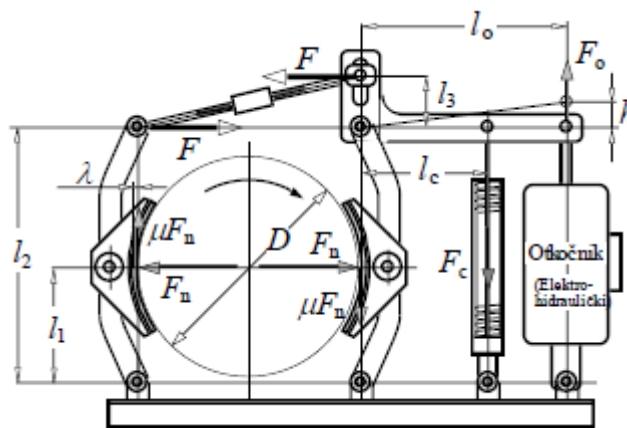


Slika 8. Bubanjska kočnica izvedba A [6]

Kočnica izvedbe B ima na kutnoj poluzi pored otkočnika smještenu i kočnu oprugu. Kočna sila F , kojom se stežu čeljusne poluge time se povećala proporcionalno odnosu krakova, tj.

$$F = \frac{F_c \cdot l_c}{l_3}. \text{ Kočna opruga može biti ugrađena i u samom otkočnom uređaju ili pored njega, na}$$

kraku $l_c = l_0$.



Slika 9. Bubanjska kočnica izvedba B [6]

Za te dvije izvedbe bubanjskih kočnica, kočnu i otkočnu silu te prijenosni odnos računamo prema sljedećim izrazima iz Tablice 2.

Tablica 2. Kočna sila, otkočna sila i prijenosni odnos bubanjskih kočnica [6]

Kočnica A	Kočnica B	Opis
$F_n = \frac{M_k}{\mu D}$		normalna sila μ - koeficijent trenja (0,35; 0,4; 0,45)
$F_c = F_n \frac{l_1}{l_2} - G_j \frac{l_0}{l_3}; F = F_c$	$F_c = F_n \frac{l_1}{l_2} \frac{l_3}{l_c} - G_j \frac{l_0}{l_c}$	F_c - potrebna sila u opruzi; G_j - težina jezgre otkočnog uređaja;
$F_0 = F_n \frac{l_1}{l_2} \frac{l_3}{l_0} = \frac{F_n}{i_k}; i_k = \frac{l_2 l_0}{l_1 l_3} = \frac{h}{2\lambda} = 4...15$		F_0 - otkočna sila; i_k - prijenosni odnos kočnice; λ - zračnost na čeljusti; h - hod otkočnog uređaja.

Napomena: Otkočna sila treba svladati silu u opruzi F_c i težinu pomične jezgre uređaja G_j .

Za kočnicu A vrijedi:

$$F_0 = G_j + F_c \frac{l_3}{l_0}. \quad (2.19)$$

Za kočnicu B vrijedi:

$$F_0 = G_j + F_c \frac{l_c}{l_0}. \quad (2.20)$$

3. Konstrukcija mehanizma bubanjske kočnice

3.1. Proračun dimenzija bubanjske kočnice

Zadani podaci s kojima započinjemo proračun prikazani su u tablici 3.

Tablica 3. Dozvoljeni moment i specifična snaga kočenja $(\mu p v)_d$ bubanjskih kočnica [6]

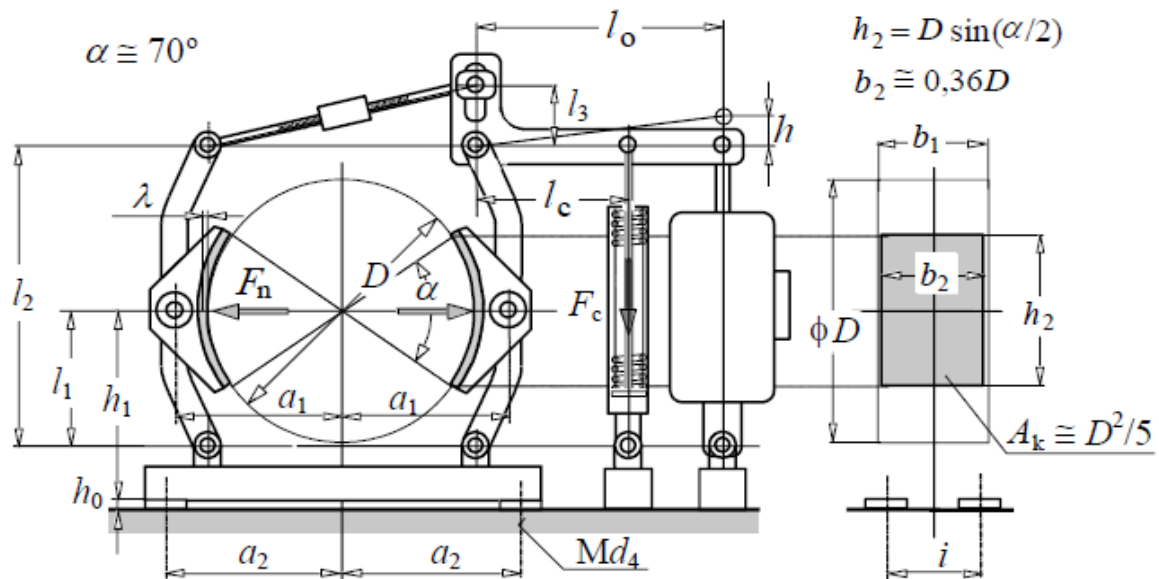
D , mm	200	250	315	400	500	630	710
$(\mu p v)_d$, W/mm ²	0,75	0,80	0,90	1,0	1,1	1,25	1,35
M_k doz., Nm kod brzine vrtnje, 1/min	1500	78	130	-	-	-	-
	1000	117	195	348	624	-	-
	750	-	260	464	832	1430	2580
	600	-	-	580	1040	1788	3225

Zadan je promjer bubnja $D = 400$ mm, specifična snaga kočenja $(\mu p v)_d = 1$, potrebni moment kočenja $M_k = 800$ Nm. Ostale ugradbene mjere za promjer $D = 400$ mm zadane su u tablici 4.

Tablica 4. Ugradbene mjere bubanjske kočnice (DIN 15435) [6]

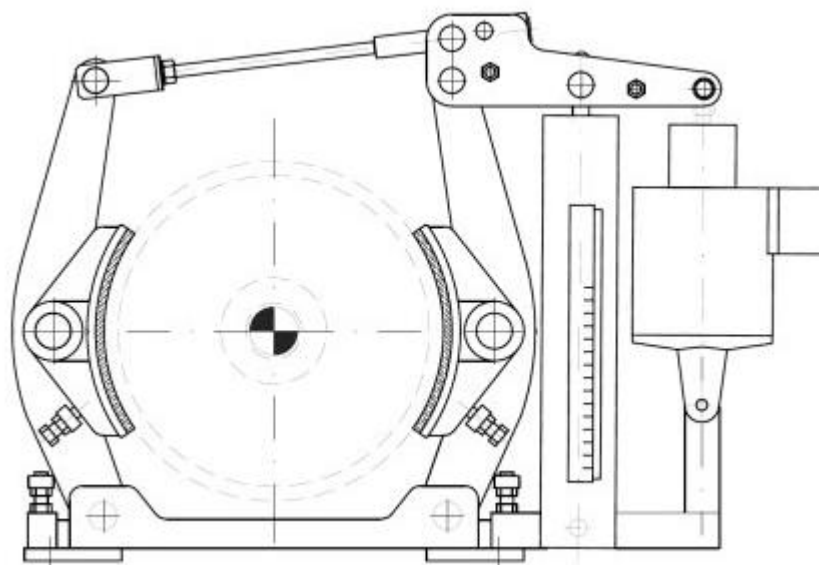
D	b_1	b_2	h_1	h_0 min	a_1	a_2	i	d_4	λ zračnost na papučici $\approx$	Debljina novih obloga c_1	Dozvoljeno trošenje zakivanih obloga, Δc_1
200	75	70	155	5	140	145	55	M12	1	8	4
250	95	90	185	5	170	180	65	M16	1,25	8	4
315	118	110	225	5	212	220	80	M16	1,25	10	5
400	150	140	270	10	260	270	100	M20	1,6	10	5
500	190	180	330	10	320	325	130	M20	1,6	12	5
630	236	225	410	10	390	400	170	M24	2	12	5
710	265	255	460	10	440	450	190	M24	2	15	5

Što označava pojedina mjera iz tablice 4. prikazano je na slici 10.



Slika 10. Ugradbene mjere bubanjske kočnice [6]

Zadatak ovog završnog rada jest konstruirati mehanizam bubanjske kočnice sa elektroelektrohidrauličkim otkočnim sustavom. Opruga osigurava kočni mehanizam, a otkočni mehanizam djeluje pomoću aktuatora, koji gura desni kraj poluge prema gore, te tako zakreće polugu koja razdvaja čeljusti od bubnja i tako mu omogućava slobodnu rotaciju.



Slika 11. Bubanjska kočnica sa elektrohidrauličkim aktuatorom [8]

3.2. Proračun sila i prijenosnog odnosa

Za bubanjske kočnice izvedbe B, kočnu silu, otkočnu silu i prijenosni odnos računamo prema izrazima iz Tablice 2. Tako nam rezultirajuća normalna sila iznosi:

$$F_n = \frac{2M_k}{\mu \cdot D}. \quad (3.1)$$

Faktor trenja μ za materijal obloge B uzimamo 0,35. Uvrstivši sve vrijednosti u jednadžbu (3.1) dobivamo:

$$F_n = \frac{2 \cdot 800}{0,35 \cdot 0,4} = 11428,6 \text{ N}. \quad (3.2)$$

Pošto se radi o zglobojnoj vezi čeljusti sa polužjem, potrebne su nam vrijednosti kutova β i φ :

$$\begin{aligned} \mu &= \tan \varphi \\ \varphi &= \arctan(\mu) \\ \varphi &= \arctan(0,35) = 19,29^\circ. \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \frac{D}{D+a} \sin \varphi \\ \beta &= \arcsin\left(\frac{D}{D+a} \sin \varphi\right) \\ \beta &= \arcsin\left(\frac{400}{520} \sin(19,29^\circ)\right) = 14,72^\circ. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Iznos potrebne kočne sile:

$$\begin{aligned} F &= \frac{M_k}{D+a} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{1}{\tan \beta} \\ F &= \frac{800}{0,52} \cdot \frac{0,26}{0,52} \cdot \frac{1}{\tan(14,72)} = 2928 \text{ N}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Vrijednosti sila u smjeru normale F_{n1} i F_{n2} :

$$\begin{aligned} F_{n1} &= \frac{Fl_2 \sin \varphi}{\mu(l_1 \cos \beta - e \sin \beta)} \\ F_{n1} &= \frac{2928 \cdot 520 \cdot \sin(19,29)}{0,35 \cdot (260 \cdot \cos(14,72) - 60 \cdot \sin(14,72))} = 6083,6 \text{ N}. \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$F_{n2} = \frac{Fl_2 \sin \varphi}{\mu(l_1 \cos \beta + e \sin \beta)} \quad (3.7)$$

$$F_{n2} = \frac{2928 \cdot 520 \cdot \sin(19,29)}{0,35 \cdot (260 \cdot \cos(14,72) + 60 \cdot \sin(14,72))} = 5388,1 \text{ N.}$$

$$e \approx \frac{a}{2} = \frac{120}{2} = 60 \text{ mm.} \quad (3.8)$$

Sile u zglobovima čeljusti F_1 i F_2 iznose:

$$F_1 \sin \varphi = \mu F_{n1} \Rightarrow F_1 = \frac{\mu F_{n1}}{\sin \varphi} \quad (3.9)$$

$$F_1 = \frac{0,35 \cdot 6083,6}{\sin(19,29)} = 6445,5 \text{ N.}$$

$$F_2 \sin \varphi = \mu F_{n2} \Rightarrow F_2 = \frac{\mu F_{n2}}{\sin \varphi} \quad (3.10)$$

$$F_2 = \frac{0,35 \cdot 5388,1}{\sin(19,29)} = 5708,6 \text{ N.}$$

Sila u zglobu poluge F_{01} :

$$F_{01H} = F - F_1 \cdot \cos \beta \quad (3.11)$$

$$F_{01H} = 2928 - 6445,5 \cdot \cos(14,72) = -3306 \text{ N.}$$

$$F_{01V} = F_1 \cdot \sin \beta \quad (3.12)$$

$$F_{01V} = 6445,5 \cdot \sin(14,72) = 1637,8 \text{ N.}$$

$$F_{01} = \sqrt{F_{01H}^2 + F_{01V}^2} \quad (3.13)$$

$$F_{01} = \sqrt{(-3306)^2 + 1637,8^2} = 3689,4 \text{ N.}$$

Druga sila u zglobu poluge F_{02} :

$$F_{02H} = F_2 \cdot \cos \beta - F \quad (3.14)$$

$$F_{02H} = 5708,6 \cdot \cos(14,72) - 2928 = 2593,2 \text{ N.}$$

$$F_{02V} = -F_2 \cdot \sin \beta \quad (3.15)$$

$$F_{02V} = -5708,6 \cdot \sin(14,72) = -1450,5 \text{ N.}$$

$$F_{02} = \sqrt{F_{02H}^2 + F_{02V}^2} \quad (3.16)$$

$$F_{02} = \sqrt{2593,2^2 + (-1450,5)^2} = 2971,3 \text{ N.}$$

Radijalna sila koja opterećuje vratilo:

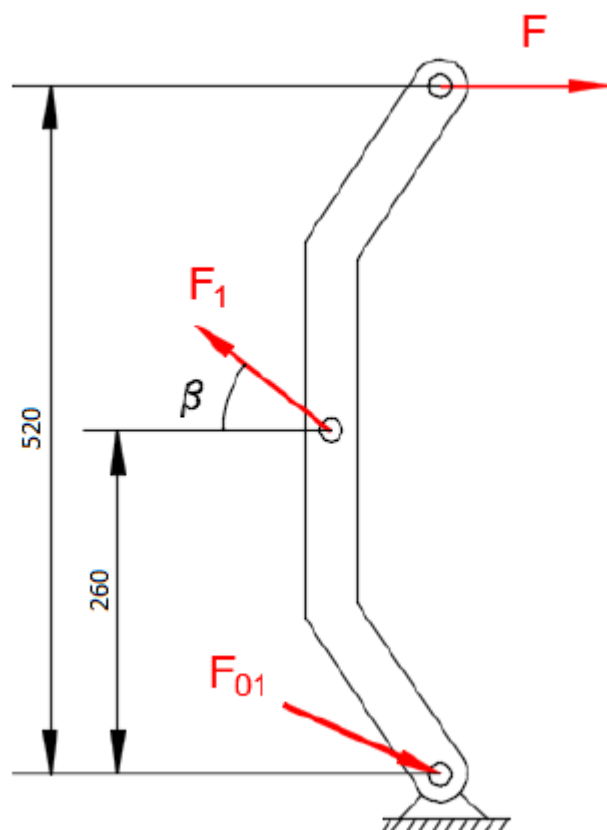
$$F_r = (F_{n1} - F_{n2}) \cdot \sqrt{1 + \mu^2} \approx 0,1 \cdot F_n = 1142,8 \text{ N.} \quad (3.17)$$

4. Proračun dijelova bubanjske kočnice

4.1. Proračun poluge

4.1.1. Opterećenja koja djeluju na polugu

Sile koje djeluju na lijevu polugu veće su nego one koje djeluju na desnu. Kako su veće sile, tako su i reakcijske sile na lijevoj poluzi veće nego na desnoj. Čvrstoću provjeravamo za lijevu polugu, ako čvrstoća zadovoljava, smatramo kako će i čvrstoća desne poluge zadovoljavati. Čeljusti su zglobovno vezane za obje poluge.



Slika 12. Skica opterećenja i reakcija u osloncu

4.1.2. Proračun poluge

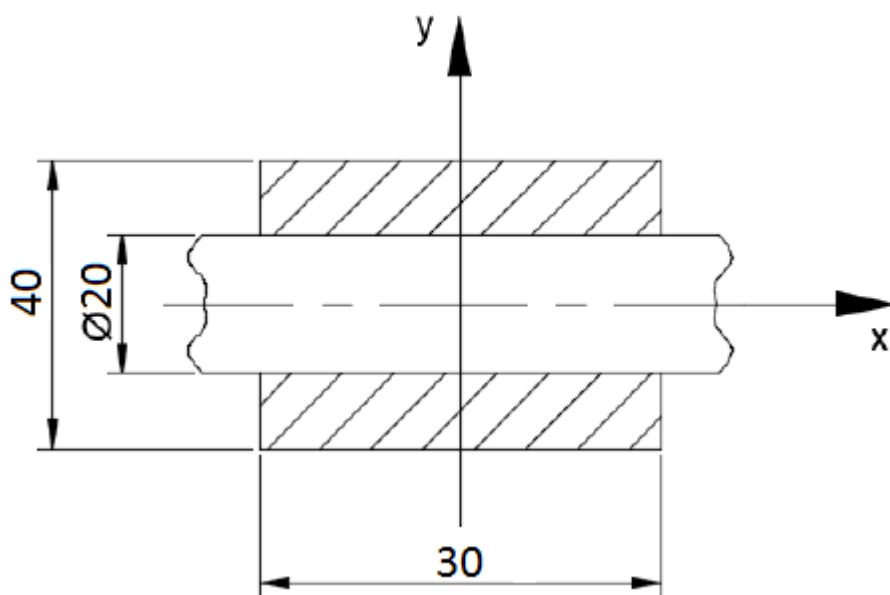
Poluga je opterećena silama koje ju opterećuju na savijanje, a najveći moment je na polovini poluge, gdje iznosi:

$$M_{\max} = F \cdot 520 = 2928 \cdot 260 = 761280 \text{ Nmm.} \quad (4.1)$$

Kako materijal poluge nije izabran, biramo materijal E295 (Č.0545). Prema [1] dopušteno naprezanje materijala iznosi:

$$\sigma_{\text{dop}} = 110 \text{ N/mm}^2. \quad (4.2)$$

Na slici 13. Prikazan je presjek zgloba sa pripadajućim dimenzijama. Ono što je bitno primijetiti sa slike su dimenzije vrijedne za proračun, a to su $b = 30 \text{ mm}$ i $h = 40 \text{ mm}$.



Slika 13. Presjek zgloba

Moment tromosti presjeka poluge oko osi x iznosi:

$$I_x = 2 \cdot \left(\frac{30 \cdot 40^3}{12} - 10 \cdot 30 \cdot 15^2 \right) = 185000 \text{ mm}^4. \quad (4.3)$$

Moment otpora presjeka:

$$W_x = \frac{I_x}{e} = \frac{185000}{20} = 9250 \text{ mm}^3. \quad (4.4)$$

Naprezanje zgloba poluge i čeljusti iznosi:

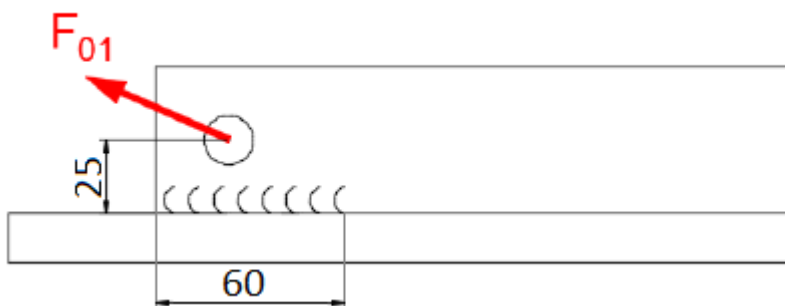
$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{761280}{9250} = 82,3 \text{ N/mm}^2. \quad (4.5)$$

$$S = \frac{\sigma_{\text{dop}}}{\sigma} = \frac{110}{82,3} = 1,34 > 1. \quad (4.6)$$

Pošto je uvjet sigurnosti zadovoljen, odabiremo dimenzije $b = 30 \text{ mm}$ i $h = 40 \text{ mm}$.

4.2. Proračun zavarav postolja

Pošto je sila F_{01} veća od sile F_{02} , tako je dio postolja kod sile F_{01} više opterećen. Taj dio smatramo kritičnim presjekom. Proračun ćemo provesti na tom mjestu, debljina zavarav je 4 mm, duljina zavarav iznosi 60 mm.



Slika 14. Skica opterećenog zavarav postolja

Površina zavarav:

$$A_{\text{zav}} = 4 \cdot 4 \cdot 60 = 960 \text{ mm}^2. \quad (4.7)$$

Moment otpora presjeka zavarav:

$$W_{\text{zav}} = \frac{4 \cdot 60^2}{6} = 2400 \text{ mm}^3. \quad (4.8)$$

Naprezanje zavora na savijanje:

$$\sigma_{fzav} = \frac{F_{01H} \cdot 25}{W_{zav}} = \frac{3306 \cdot 25}{2400} = 34,4 \text{ N/mm}^2. \quad (4.9)$$

Vlačno naprezanje zavora:

$$\sigma_{vzav} = \frac{F_{01V}}{A_{zav}} = \frac{1637,8}{960} = 1,7 \text{ N/mm}^2. \quad (4.10)$$

Naprezanje zavora na odrez:

$$\tau_{zav} = \frac{F_{01H}}{A_{zav}} = \frac{3306}{960} = 3,4 \text{ N/mm}^2. \quad (4.11)$$

Reducirano naprezanje prema [4] je:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{vzav} + \sigma_{fzav})^2 + 3 \cdot \tau_{zav}^2} \quad (4.12)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(1,7 + 34,4)^2 + 3 \cdot 3,4^2} = 36,6 \text{ N/mm}^2.$$

$$S = \frac{\sigma_{dop}}{\sigma_{red}} = \frac{110}{36,6} = 3,007 > 1. \quad (4.13)$$

Pošto sigurnost zadovoljava, zaključujemo kako zavar zadovoljava.

4.3. Proračun zglobova

Zglob poluge i čeljusti ostvaren je pomoću svornjaka. Jedna zglobna veza je između postolja i poluge, a druga veza je između poluge i čeljusti. Pošto su sile u ta dva zgloba različite, biti će nam potrebna dva različita svornjaka za ostvarivanje ovih veza.

4.3.1. Proračun zgloba između postolja i poluge

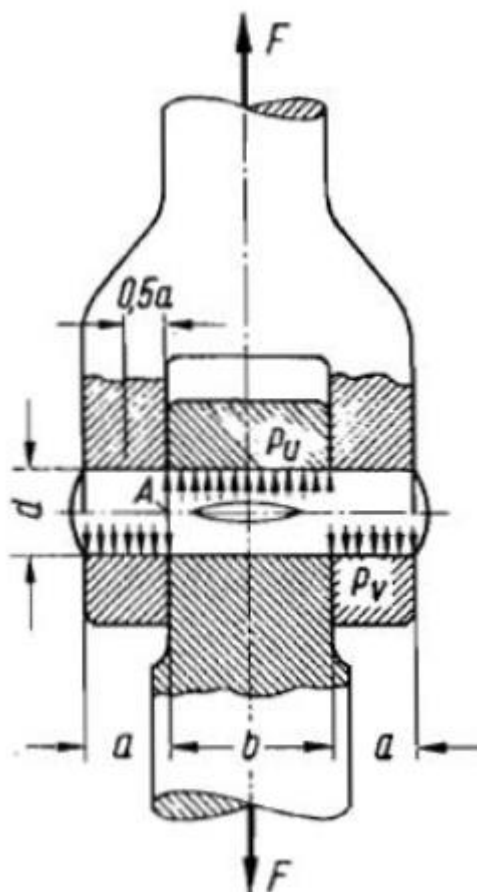
Ovaj zglob opterećen je silom $F_{01} = 3689,4 \text{ N}$. Naležne površine svornjaka ovog zgloba opterećene su na dodirni pritisak, odrez i savijanje.

Odabran je materijal svornjaka E295 (Č.0545). Dopuštena naprezanja tog materijala prema [2] iznose:

$$p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2. \quad (4.14)$$

$$\sigma_{fdop} = 48 \text{ N/mm}^2. \quad (4.15)$$

$$\tau_{adop} = 26 \text{ N/mm}^2. \quad (4.16)$$



Slika 15. Zglob spojen svornjakom [2]

4.3.2. Odabir promjera svornjaka

Promjer s obzirom na unutarnji i vanjski pritisak:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{dop} \quad (4.17)$$

$$d \geq \frac{F}{2a \cdot p_{dop}} = \frac{3689,4}{2 \cdot 15 \cdot 12} = 10,25 \text{ mm}.$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{b \cdot p_{dop}} = \frac{3689,4}{30 \cdot 12} = 10,25 \text{ mm.} \quad (4.18)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} \leq \tau_{dop}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3689,4}{\pi \cdot 26}} = 9,504 \text{ mm.} \quad (4.19)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{fdop}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot \sigma_{fdop}}} \quad (4.20)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 3689,4 \cdot 0,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 48}} = 14,23 \text{ mm.}$$

Najveći promjer dobivamo iz jednadžbe za naprezanje na savijanje (4.20), pa usvajamo promjer $d = 16 \text{ mm}$.

Za odabrani promjer provjeravamo sigurnost za sva prethodna naprezanja.

Unutarnji i vanjski pritisci:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{3689,4}{2 \cdot 15 \cdot 16} = 7,7 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_v} = \frac{p_{dop}}{p_v} = \frac{12}{7,7} = 1,56 > 1. \quad (4.21)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{3689,4}{30 \cdot 16} = 7,7 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_u} = \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{12}{7,7} = 1,56 > 1. \quad (4.22)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} = \frac{3689,4}{2 \cdot \frac{16^2 \cdot \pi}{4}} = 9,17 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 26 \text{ N/mm}^2$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{adop}}{\tau_s} = \frac{26}{9,17} = 2,84 > 1.$$
(4.23)

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,25 \cdot 3689,4 \cdot 15}{0,1 \cdot 16^3} = 33,78 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 48 \text{ N/mm}^2$$

$$S_f = \frac{\sigma_{fdop}}{\sigma_f} = \frac{48}{33,78} = 1,42 > 1.$$
(4.24)

Iz prethodnih izraza vidimo kako odabrani promjer od 16 mm zadovoljava sve uvjete čvrstoće, jer su svi faktori sigurnosti veći od 1.

4.3.3. Proračun zgloba između poluge i čeljusti

Proračun za ovaj zglob izvesti ćemo isto kao i za prethodni, a razlikuju se jedino u tome da je ovaj zglob opterećen silom $F_1 = 6445,5 \text{ N}$. To znači da će promjer ovog svornjaka biti veći nego promjer svornjaka prethodnog zgloba. Ovdje djeluju sva ista opterećenja kao u prethodnom primjeru, tako promjer proračunavamo shodno tome.

Dodirni vanjski i unutarnji pritisak:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{2a \cdot p_{dop}} = \frac{6445,5}{2 \cdot 15 \cdot 12} = 17,9 \text{ mm.}$$
(4.25)

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{b \cdot p_{dop}} = \frac{6445,5}{30 \cdot 12} = 17,9 \text{ mm.}$$
(4.26)

Naprezanje na odrez:

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{2A} \leq \tau_{dop} \\ d &\geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 6445,5}{\pi \cdot 26}} = 12,56 \text{ mm.}\end{aligned}\quad (4.27)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\begin{aligned}\sigma_f &= \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{fdop} \\ d &\geq \sqrt[3]{\frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot \sigma_{fdop}}} \\ d &\geq \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 6445,5 \cdot 0,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 48}} = 17,14 \text{ mm.}\end{aligned}\quad (4.28)$$

Najveći promjer dobijemo iz izraza za naprezanja na savijanje, pa prema tome usvajamo promjer svornjaka $d = 20 \text{ mm}$. Ponovno provjeravamo sigurnost na sva naprezanja.

Unutarnji i vanjski pritisci:

$$\begin{aligned}p_v &= \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{6445,5}{2 \cdot 15 \cdot 20} = 10,74 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2 \\ S_{p_v} &= \frac{p_{dop}}{p_v} = \frac{12}{10,74} = 1,117 > 1.\end{aligned}\quad (4.29)$$

$$\begin{aligned}p_u &= \frac{F}{b \cdot d} = \frac{6445,5}{30 \cdot 20} = 10,74 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2 \\ S_{p_u} &= \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{12}{10,74} = 1,117 > 1.\end{aligned}\quad (4.30)$$

Naprezanje na odrez:

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{2A} = \frac{6445,5}{2 \cdot \frac{20^2 \cdot \pi}{4}} = 10,26 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 26 \text{ N/mm}^2 \\ S_\tau &= \frac{\tau_{adop}}{\tau_s} = \frac{26}{10,26} = 2,53 > 1.\end{aligned}\quad (4.31)$$

Naprezanje na savijanje:

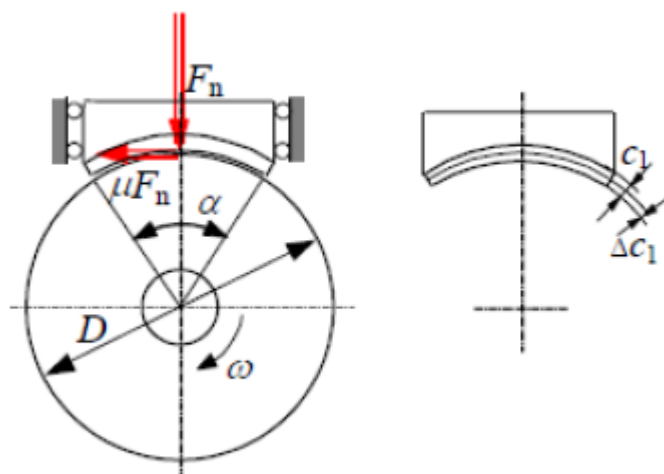
$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,25 \cdot 6445,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 20^3} = 30,21 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 48 \text{ N/mm}^2$$

$$S_f = \frac{\sigma_{fdop}}{\sigma_f} = \frac{48}{30,21} = 1,59 > 1.$$
(4.32)

Zadovoljeni su svi uvjeti čvrstoće pa odabiremo $d = 20 \text{ mm}$.

4.4. Proračun trajanja kočnih obloga

Trajnost kočne obloge za određenu snagu kočenja jamči proizvođač obloge, deklariranjem koeficijenta trošenja obloge q , cm^3/kWh . On se utvrđuje mjerenjem rada kočenja potrebnog da se obloga istroši od debljine nove obloge c_1 do dozvoljene debljine. Ispitivanja se ponavljaju pri različitim snagama kočenja, variranjem pritiska i brzine.



Slika 16. Trošenje obloge [6]

Obloga se s korištenjem troši, a nakon nekog vremena prijeđe dozvoljenu debljinu trošenja obloge. Ta debljina iznosi:

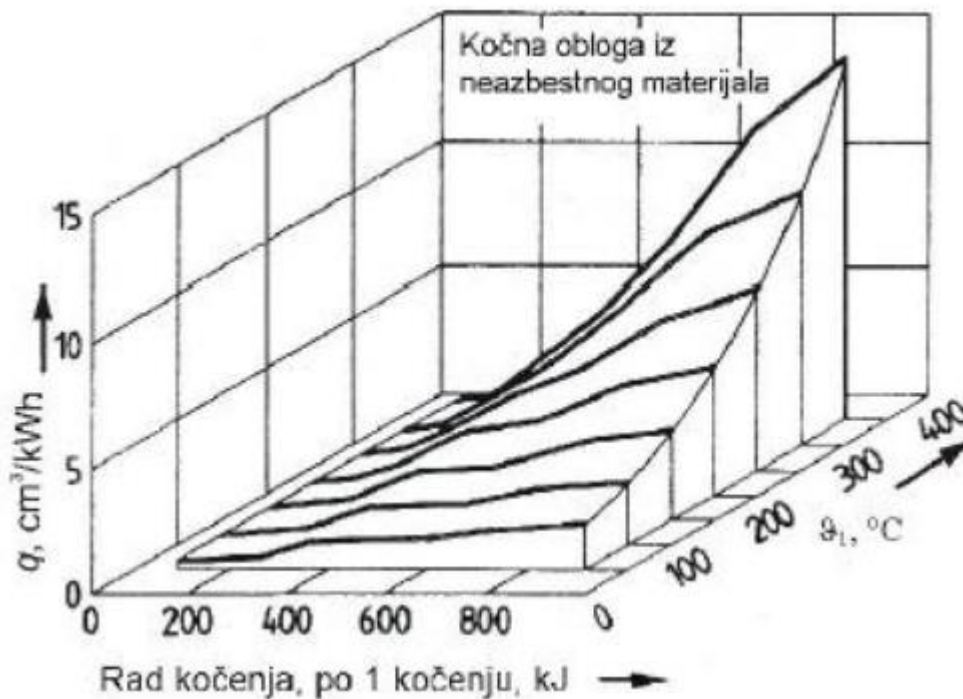
$$\Delta c_1 = 0,8c_1 \text{ - za lijepljene obloge,}$$

$$\Delta c_1 = (0,5 \text{ do } 0,66)c_1 \text{ - za zakivane obloge.}$$
(4.33)

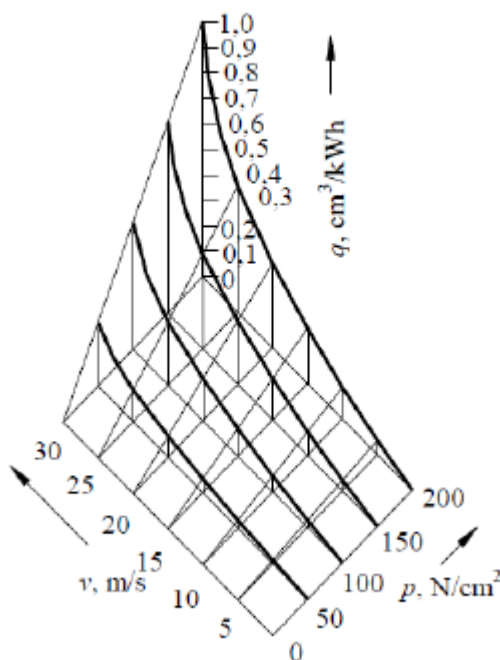
Prema podacima iz tablice 4. debljina obloge c_1 iznosi 10 mm. Iz prethodne jednadžbe, njena dozvoljena debljina trošenja iznosi:

$$\Delta c_1 = 0,8 \cdot c_1 = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ mm.}$$
(4.34)

Koeficijent trošenja obloge ovisi o radnim uvjetima, točnije o radnoj temperaturi i radu kočenja, što je prikazano na slici 17. Slika 18. pak prikazuje da koeficijent, pri konstantnoj radnoj temperaturi, ovisi o pritisku i obodnoj brzini na početku kočenja.



Slika 17. Ovisnost koeficijenta trošenja obloge o radu kočenja i radnoj temperaturi [6]



Slika 18. Ovisnost koeficijenta trošenja obloge o brzini i pritisku [6]

Približno određivanje trajanja obloge moguće je samo ako se pogonski i ispitni uvjeti podudaraju. Koeficijent trošenja obloge kod ispitivanja treba biti $q \leq 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^3 / \text{kNm}$ što je jednako $0,9 \text{ cm}^3 / \text{kWh}$. U eksploataciji su te vrijednosti različite, a u prosjeku iznose:

$$q = (0,15 \dots 0,55) \text{ cm}^3 / \text{kWh} = (0,4 \dots 1,5) \cdot 10^{-4} \text{ cm}^3 / \text{kWh}. \quad (4.35)$$

Sada možemo približno odrediti trajanje obloge u radu, pomoću sljedećeg izraza:

$$L_h = \frac{V_{is}}{qW_{kh}}. \quad (4.36)$$

Odabrana vrijednost koeficijenta trošenja obloge:

$$q = 0,9 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^3 / \text{kNm}. \quad (4.37)$$

Dozvoljeni istrošeni volumen za $\alpha = 70^\circ$:

$$\begin{aligned} V_{is} &= 2\pi D \cdot \left(\frac{\alpha}{360} \right) \cdot b_1 \cdot \Delta c_1 \\ V_{is} &= 2\pi \cdot 40 \cdot \left(\frac{70}{360} \right) \cdot 15 \cdot 0,8 = 586,43 \text{ cm}^3. \end{aligned} \quad (4.38)$$

Rad kočenja po jednom satu:

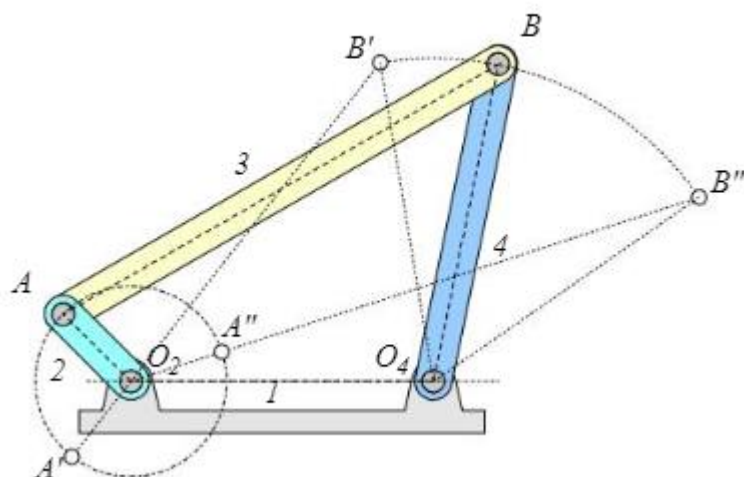
$$W_{kh} = 3600 \cdot M_k \cdot \omega \cong 3600 \cdot 0,8 \cdot 2\pi \cdot \frac{750}{60} = 226194,7 \text{ kNm}. \quad (4.39)$$

Iz izraza (4.36) određujemo trajanje obloge u radu:

$$L_h = \frac{586,43}{0,9 \cdot 10^{-4} \cdot 226194,7} = 28,8 \text{ h}. \quad (4.40)$$

4.5. Proračun gornje šipke

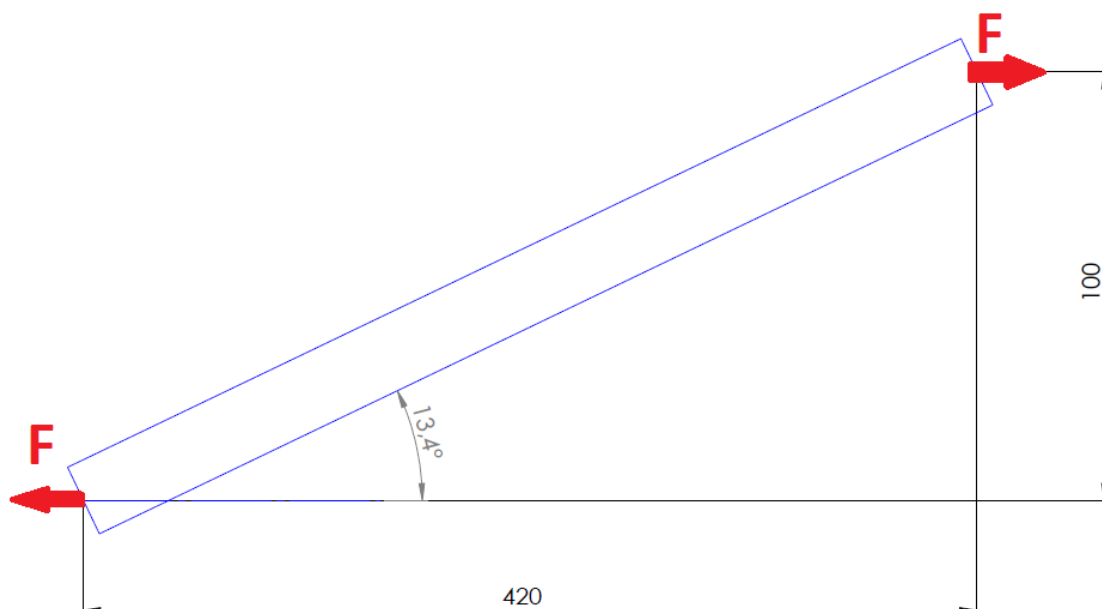
Kočenje je osigurano pomoću sustava poluga, kojima opruga daje potrebnu kočnu silu. Otkočna sila dobiva se djelovanjem elektrohidrauličkog aktuatora. Postolje, dvije poluge i gornja šipka čine 4 kruto spojena štapa, sa osloncima na donjim kutovima i čine tzv. zglobni četverokut. Kako to izgleda prikazano je na slici 19. gdje promjenom položaja točke A, točka B mijenja položaj.



Slika 19. Zglobni četverokut [7]

4.5.1. Promjer gornje šipke

Gornja šipka opterećena je silom na vlak. Kako bi saznali promjer te šipke, potrebno je provesti proračun, te odabrati promjer. Kako je gornja šipka navojem spojena na lijevu i desnu polugu, potrebno je iz literature pronaći navoj za koji su zadovoljeni uvjeti sigurnosti.



Slika 20. Pojednostavljeni prikaz opterećenja gornje poluge

Šipka je opterećena silom $F = 2928$ N, na slici pod kutom od $13,4^\circ$ prema slici 20. Kako je to samo jedna komponenta sile, proračun radimo pomoću aksijalne sile. Odabran je materijal šipke E298 (Č.0545). Dopuštena naprezanja tog materijala su:

$$\sigma_{vdop} = 500 \text{ N/mm}^2. \quad (4.41)$$

Naprezanje na vlak za najopterećeniji slučaj:

$$\sigma_v = \frac{F}{A} = \frac{\frac{F}{\frac{d^2 \pi}{4}}}{\cos \alpha} \leq \sigma_{vdop}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\sigma_{vdop} \cdot \pi \cdot \cos \alpha}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2928}{500 \cdot \pi \cdot \cos(13,4)}} = 2,78 \text{ mm.}$$

(4.42)

Tražimo navoj čija jezgra navoja je veća od promjera iz prethodnog uvjeta. Odabran je navoj M10, a njegove karakteristične dimenzije su:

$$\begin{aligned} d &= 10 \text{ mm}, \\ P &= 1,5 \text{ mm}, \\ d_2 &= 9,026 \text{ mm}, \\ d_1 &= 8,376 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (4.43)$$

4.6. Proračun spojnog lima

Kako dimenzije duljina poluga nisu standardizirane, za ovaj rad uzeli smo dimenzije poluga koje ostvaruju odnos krakova u što ljepšem omjeru. Tako je npr. omjer krakova l_1 i l_2 dobiven 0,5. Ostale dimenzije uzete su radi što jednostavnijeg proračuna i izrade konstrukcije. Iznosi duljina tih dimenzija su:

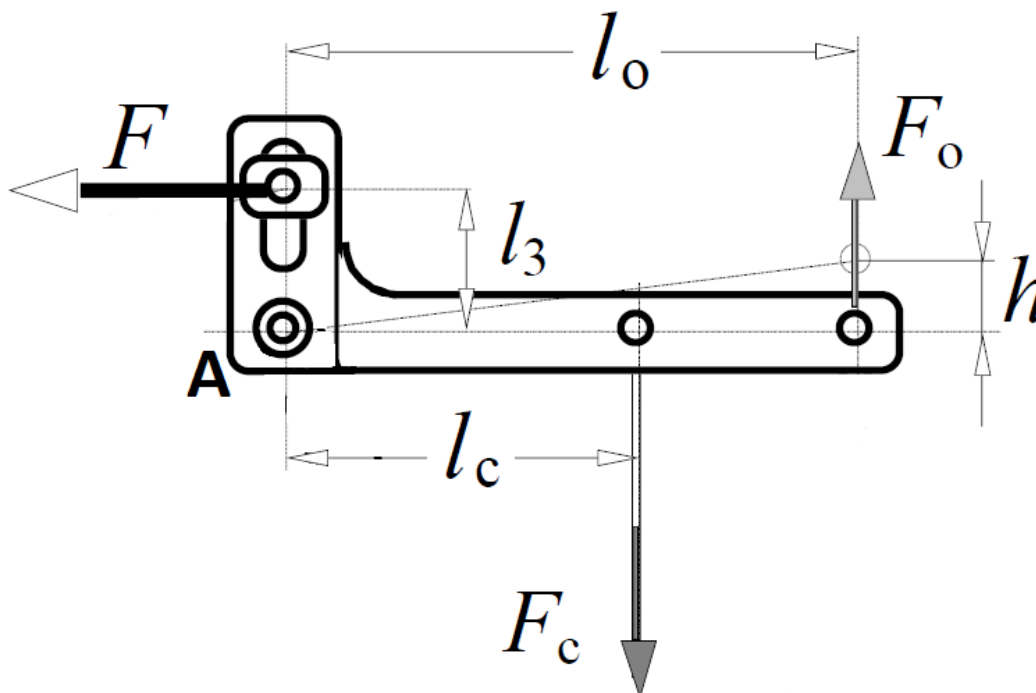
$$\begin{aligned} l_0 &= 420 \text{ mm}, \\ l_1 &= 260 \text{ mm}, \\ l_2 &= 520 \text{ mm}, \\ l_3 &= 100 \text{ mm}, \\ l_c &= 210 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (4.44)$$

Spojni lim spaja gornju polugu, desnu polugu (onu bližu opruzi), oprugu i elektrohidraulički aktuator. Poluga ima dva položaja: kočni i otkočni. Prijenosni omjer kočnice iznosi:

$$i_k = \frac{l_2 \cdot l_0}{l_1 \cdot l_3} = \frac{520 \cdot 420}{260 \cdot 100} = 8,4. \quad (4.45)$$

Razlika položaja, odnosno ukupni pomak na mjestu djelovanja sile F_0 prije i nakon zakreta iznosi:

$$h = 2\lambda \cdot i_k = 2 \cdot 1,6 \cdot 8,4 = 26,88 \text{ mm.} \quad (4.46)$$



Slika 21. Prikaz sila na spojni lim

4.6.1. Proračun čvrstoće spojnog lima

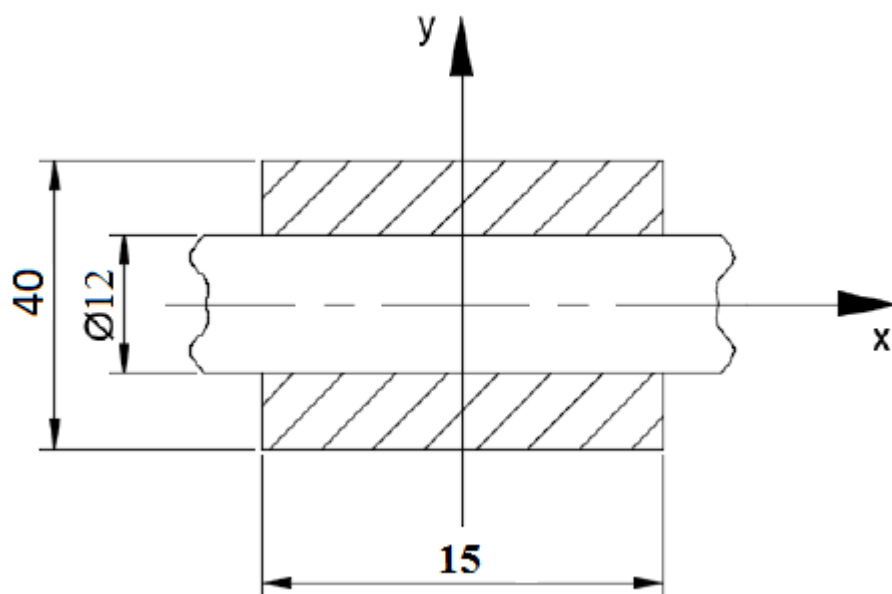
Lim je opterećen silama na savijanje, a najveći moment je na polovini lima, gdje iznosi:

$$M_{\max} = F \cdot 520 = 764,35 \cdot 210 = 160513,5 \text{ Nmm.} \quad (4.47)$$

Kako materijal poluge nije izabran, biramo materijal E295 (Č.0545). Prema [1] dopušteno naprezanje materijala iznosi:

$$\sigma_{dop} = 110 \text{ N/mm}^2. \quad (4.48)$$

Na slici 22. prikazan je presjek zgoba sa pripadajućim dimenzijama. Ono što je bitno primijetiti sa slike je dimenzije vrijedne za proračun, a to su $b = 15 \text{ mm}$ i $h = 40 \text{ mm}$.



Slika 22. Presjek zgloba lima

Moment tromosti presjeka poluge oko osi x iznosi:

$$I_x = 2 \cdot \left(\frac{15 \cdot 40^3}{12} - 14 \cdot 15 \cdot 13^2 \right) = 89020 \text{ mm}^4. \quad (4.49)$$

Moment otpora presjeka:

$$W_x = \frac{I_x}{e} = \frac{89020}{20} = 4451 \text{ mm}^3. \quad (4.50)$$

Naprezanje zgloba poluge i čeljusti iznosi:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{160513,5}{4451} = 36,1 \text{ N/mm}^2. \quad (4.51)$$

$$S = \frac{\sigma_{\text{dop}}}{\sigma} = \frac{110}{36,1} = 3,05 > 1. \quad (4.52)$$

Pošto je uvjet sigurnosti zadovoljen, odabiremo dimenzije $b = 15 \text{ mm}$ i $h = 40 \text{ mm}$.

4.6.2. Proračun opruge

Zanima nas kolika je potrebna sila opruge. Kako se i u donjem lijevom zglobu javlja sila, ali koja ne radi moment oko te točke, zasad je zanemarujemo. Dok je sustav u kočnom stanju, elektrohidraulički aktuator ne radi, te ne daje nikakvu silu. Svu potrebnu kočnu silu daje opruga, a njen iznos dobijemo iz sljedećih jednadžbi:

$$l_c = \frac{l_0}{2} = 210 \text{ mm.} \quad (4.53)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ F \cdot l_3 - F_c \cdot l_c &= 0; \\ F_c &= \frac{l_3}{l_c} \cdot F = \frac{100}{210} \cdot 2928 = 1394,3 \text{ N.} \end{aligned} \quad (4.54)$$

Konstanta opruge je:

$$F_c = \Delta x \cdot k \Rightarrow k = \frac{F_c}{\Delta x} = \frac{1394,3}{139,43} = 10 \text{ N/mm.} \quad (4.55)$$

Kako je krak na kojem djeluje opruga duplo manji od onog aktuatora, to znači i da će hod opruge biti duplo manji od maksimalnog pomaka aktuatora. To iznosi:

$$x_{\max} = \Delta x + \frac{h}{2} = 139,43 + \frac{26,88}{2} = 152,87 \text{ mm.} \quad (4.56)$$

Za taj slučaj maksimalna sila u opruzi je:

$$F_{c\max} = k \cdot x_{\max} = 10 \cdot 152,87 = 1528,7 \text{ N.} \quad (4.57)$$

Ako uzmemo da je $D_{sr} = 50 \text{ mm}$, a da idealno torzijsko naprezanje iznosi:

$$\sigma_M \approx 1300 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_i = 0,45 \cdot \sigma_M = 0,45 \cdot 1300 = 585 \text{ N/mm}^2. \quad (4.58)$$

Onda promjer žice opruge iznosi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8F_{c\max} \cdot D_{sr}}{\pi \cdot \tau_i}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1528,7 \cdot 50}{\pi \cdot 585}} = 6,93 \text{ mm.} \quad (4.59)$$

Usvajamo promjer žice $d = 7,5 \text{ mm}$.

4.6.3. Proračun elektrohidrauličkog aktuatora

Potrebna sila aktuatora treba savladati najvišu silu u opruzi $F_{c\max} = 1528,7 \text{ N}$. Iz slike 21. prema momentu za zglob A, u slučaju kada više ne djeluje sila u gornjoj šipci, a odnos sile aktuatora i sile u poruzi je 1:2 :

$$F_{akt} = \frac{F_{cmax}}{2} = \frac{1528,7}{2} = 764,35 \text{ N.} \quad (4.60)$$

Uz potreban hod od $h = 26,88 \text{ mm}$. Izabran je elektrohidraulički linearni aktuator sa hodom $26,9 \text{ mm}$, marke CADENAS, koja zadovoljava potrebnu silu.

4.6.4. Odabir promjera svornjaka zglobova spojnog lima i opruge

Ovaj zglob opterećen je silom u opruzi. Najveća moguća sila u opruzi za ovu kočnicu je

$F_{cmax} = 1528,7 \text{ N}$. Materijal ovog svornjaka je isti kao i materijal svornjaka prethodnih zglobova. Promjer s obzirom na unutarnji i vanjski pritisak:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{dop} \quad (4.61)$$

$$d \geq \frac{F}{2a \cdot p_{dop}} = \frac{1528,7}{2 \cdot 15 \cdot 12} = 4,25 \text{ mm.}$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{b \cdot p_{dop}} = \frac{1528,7}{30 \cdot 12} = 4,25 \text{ mm.} \quad (4.62)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} \leq \tau_{dop}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1528,7}{\pi \cdot 26}} = 6,12 \text{ mm.} \quad (4.63)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{fdop} \quad (4.64)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot \sigma_{fdop}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 1528,7 \cdot 0,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 48}} = 10,61 \text{ mm.}$$

Najveći promjer dobivamo iz jednadžbe za naprezanje na savijanje (4.20), pa usvajamo promjer $d = 12 \text{ mm}$.

Za odabrani promjer provjeravamo sigurnost za sva prethodna naprezanja.

Unutarnji i vanjski pritisci:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{1528,7}{2 \cdot 15 \cdot 12} = 4,25 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_v} = \frac{p_{dop}}{p_v} = \frac{12}{4,25} = 2,82 > 1.$$
(4.65)

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{1528,7}{30 \cdot 12} = 4,25 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_u} = \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{12}{4,25} = 2,82 > 1.$$
(4.66)

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} = \frac{1528,7}{2 \cdot \frac{12^2 \cdot \pi}{4}} = 6,76 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 26 \text{ N/mm}^2$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{adop}}{\tau_s} = \frac{26}{6,76} = 3,85 > 1.$$
(4.67)

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,25 \cdot 1528,7 \cdot 15}{0,1 \cdot 12^3} = 33,17 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 48 \text{ N/mm}^2$$

$$S_f = \frac{\sigma_{fdop}}{\sigma_f} = \frac{48}{33,17} = 1,45 > 1.$$
(4.68)

Iz prethodnih izraza vidimo kako odabrani promjer od 12 mm zadovoljava sve uvjete čvrstoće, jer su svi faktori sigurnosti veći od 1.

4.6.5. Odabir promjera svornjaka zgloba spojnog lima i aktuatora

Ovaj zglob opterećen je silom u aktuatoru. Najveća sila ovog aktuatora je $F_{akt} = 764,35 \text{ N}$.

Materijal ovog svornjaka je isti kao materijal svornjaka prethodnih zglobova. Promjer s obzirom na unutarnji i vanjski pritisak:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{2a \cdot p_{dop}} = \frac{764,35}{2 \cdot 15 \cdot 12} = 2,12 \text{ mm.} \quad (4.69)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{dop}$$

$$d \geq \frac{F}{b \cdot p_{dop}} = \frac{764,35}{30 \cdot 12} = 2,12 \text{ mm.} \quad (4.70)$$

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} \leq \tau_{dop}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 764,35}{\pi \cdot 26}} = 4,33 \text{ mm.} \quad (4.71)$$

Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{fdop}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot \sigma_{fdop}}} \quad (4.72)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 764,35 \cdot 0,5 \cdot 15}{0,1 \cdot 48}} = 8,42 \text{ mm.}$$

Najveći promjer dobivamo iz jednadžbe za naprezanje na savijanje (4.20), pa usvajamo promjer $d = 10 \text{ mm}$. Za odabrani promjer provjeravamo sigurnost za sva prethodna naprezanja. Unutarnji i vanjski pritisci:

$$p_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{764,35}{2 \cdot 15 \cdot 10} = 2,55 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_v} = \frac{p_{dop}}{p_v} = \frac{12}{2,55} = 4,71 > 1. \quad (4.73)$$

$$p_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{764,35}{30 \cdot 10} = 2,55 \text{ N/mm}^2 \leq p_{dop} = 12 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{p_u} = \frac{p_{dop}}{p_u} = \frac{12}{2,55} = 4,71 > 1.$$
(4.74)

Naprezanje na odrez:

$$\tau_s = \frac{F}{2A} = \frac{764,35}{2 \cdot \frac{10^2 \cdot \pi}{4}} = 4,87 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{adop} = 26 \text{ N/mm}^2$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{adop}}{\tau_s} = \frac{26}{4,87} = 5,34 > 1.$$
(4.75)

Naprezanje na savijanje:

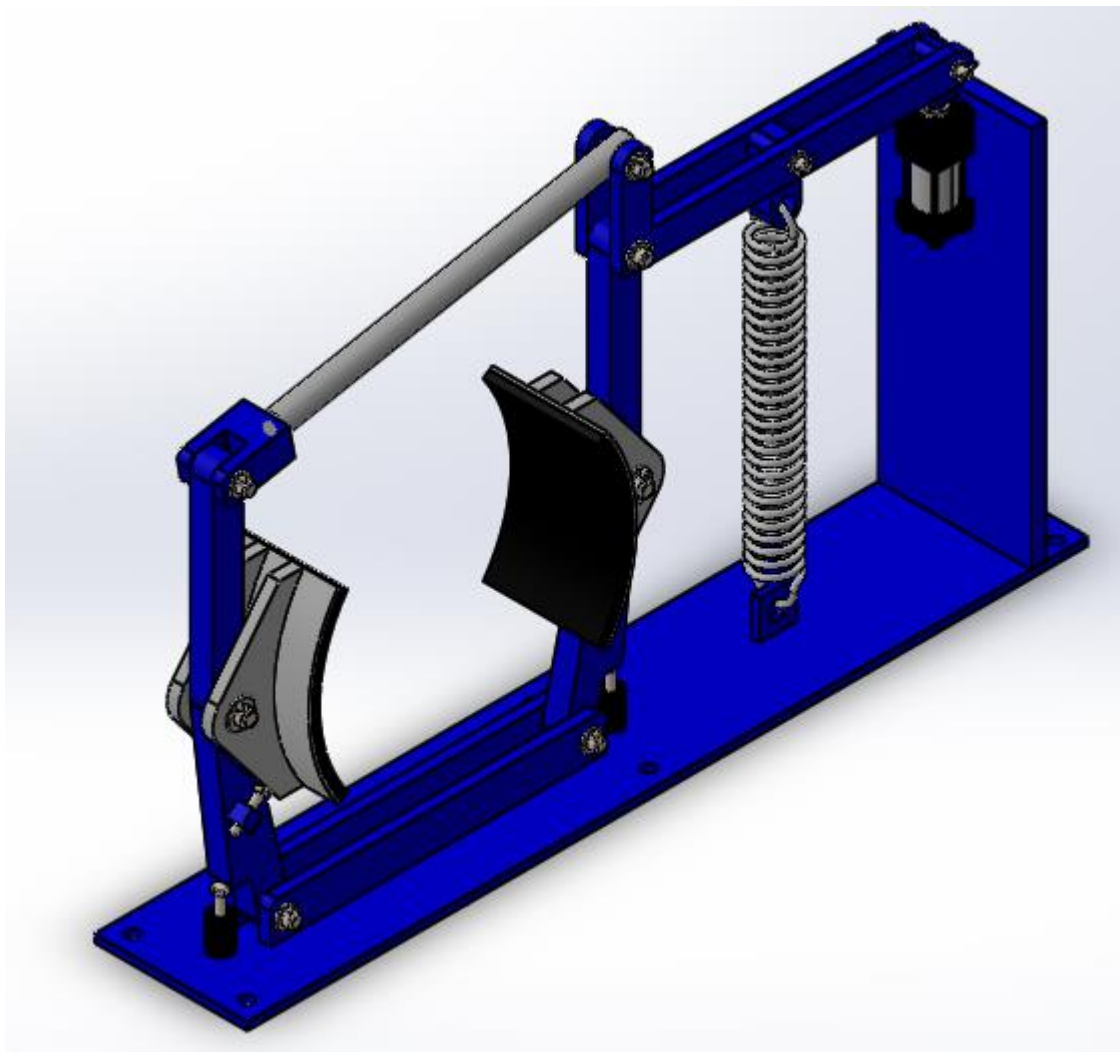
$$\sigma_f = \frac{0,5F \cdot 0,5a}{0,1 \cdot d^3} = \frac{0,25 \cdot 764,35 \cdot 15}{0,1 \cdot 10^3} = 28,66 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{fdop} = 48 \text{ N/mm}^2$$

$$S_f = \frac{\sigma_{fdop}}{\sigma_f} = \frac{48}{28,66} = 1,67 > 1.$$
(4.76)

Iz prethodnih izraza vidimo kako odabrani promjer od 10 mm zadovoljava sve uvjete čvrstoće, jer su svi faktori sigurnosti veći od 1.

5. ZAKLJUČAK

Kako je tema ovog zadatka bila proračun i konstrukcija dvočeljusne bubanjske kočnice, koja spada među mehaničke kočnice, ukratko su objašnjene i ostale vrste mehaničkih kočnica. Opisane su praktičke izvedbe mehaničkih kočnica, te njihovih kočnih i otkočnih sustava. Za konstrukciju ove kočnice izabran je otkočni sustav pomoću elektrohidrauličkog aktuatora. Prednost takve vrste kočnica jest jednostavno i brzo mijenjanje položaja iz kočnog u otkočni i obrnuto, mogućnost kočenja velikih promjera i momenata, kompaktnost konstrukcije, jeftinija izrada u odnosu na druge vrste kočnica. Kako bi se osigurali da je kočnica sigurna za uporabu, proračunati su svi bitniji dijelovi kočnica, od zavora i svornjaka, pa sve do opruge i aktuatora.



Slika 23. Dvočeljusna bubanjska kočnica iz programskog paketa SOLIDWORKS

Kako je vidljivo iz slike 23., kočnica se sastoji iz dvije poluge sa čeljustima na koje su naljepljene kočne obloge, šipke te dva spojna lima preko kojih su zglobno vezani jedna opruga i elektrohidraulički aktuator. Ovaj rad objedinio je većinu stečenih znanja dosadašnjeg dijela studija. Tako su ovdje korištena znanja iz elemenata konstrukcija, transportnih uređaja, nauke o čvrstoći, mehanike, teorije mehanizama, konstruiranja pomoću računala itd.

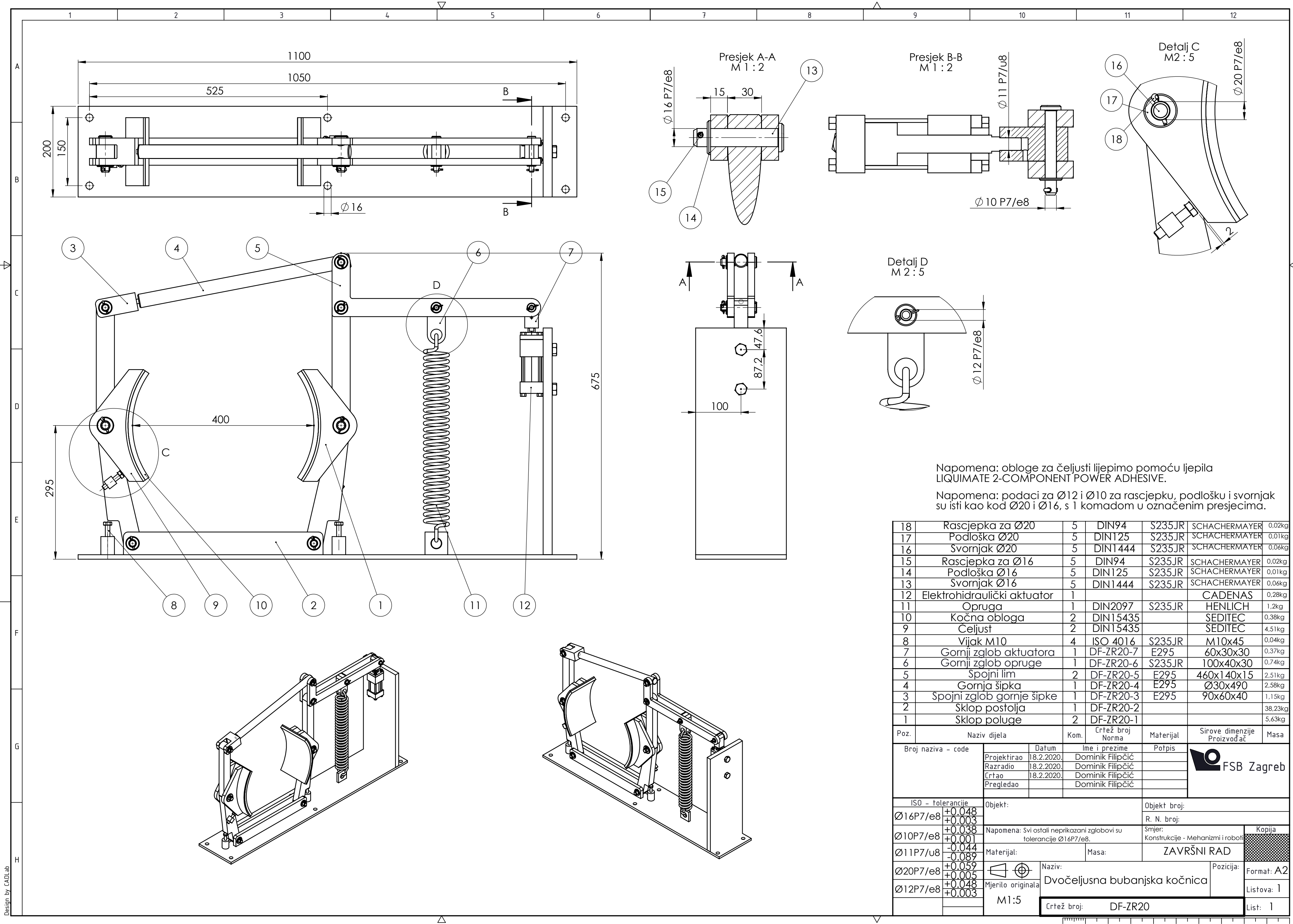
Ono što nije bilo poznato, uzeto je iz literature. Dosadašnje iskustvo u izrađivanju programskih zadataka na kolegijima tijekom studija uvelike je pomoglo pri određivanju nekih konstrukcijskih detalja, na što treba pripaziti pri izradi, gdje dodati zaobljenje i slično. Rezultati proračuna korišteni su pri konstrukciji, koja je priložena na kraju ovog rada.

LITERATURA

- [1] Kraut, B.: Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [2] Decker, K. H.: Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [3] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [4] <https://www.wikipedia.org/> (dostupno 20.2.2020.)
- [5] Kranjčević N.: Vijci i navojna vretena, FSB Zagreb, 2014.
- [6] Ščap D.: Prenosila i dizala, FSB Zagreb, 1990.
- [7] Pustačić D.: Mehanika III, FSB Zagreb, 2005.
- [8] Römer Fördertechnik GmbH/RFT Catalog
<http://pdf.directindustry.com/pdf/roemer-foerdertechnik-gmbh-rft/design-type-rt-ebtb/28086-582717.html?fbclid=IwAR2MCGL0OD5h5MtUk1-kseJb5zDNNn9aFKvQztZW91Ax3FsQ-w-8SfqbdXE> (dostupno 20.2.2020.)

PRILOZI

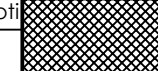
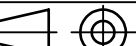
- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

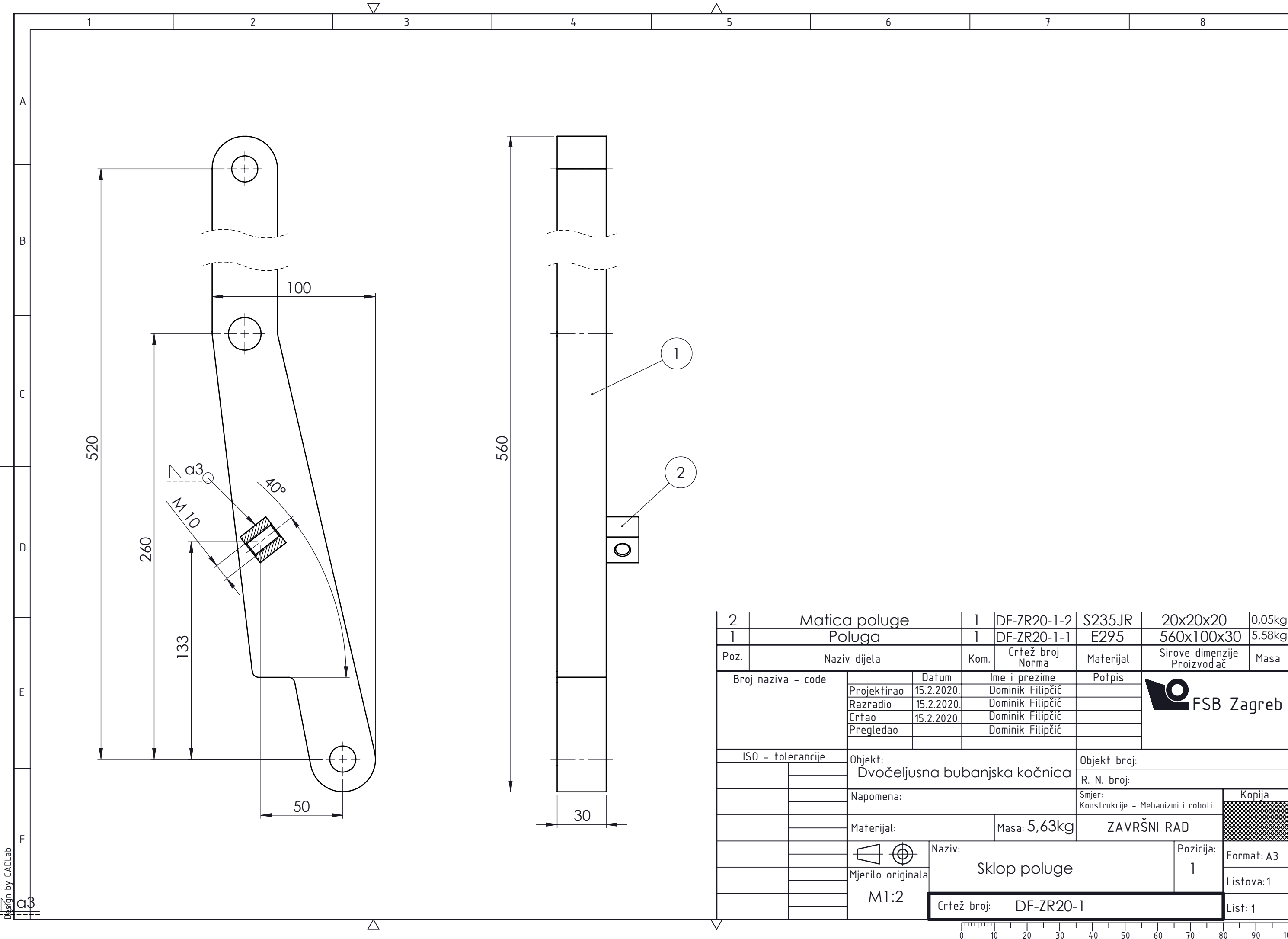


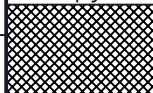
Napomena: obloge za čeljusti lijepimo pomoću ljepila LIQUIMATE 2-COMPONENT POWER ADHESIVE.

Napomena: podaci za Ø12 i Ø10 za rascjepku, podlošku i svornjak su isti kao kod Ø20 i Ø16, s 1 komadom u označenim presjecima.

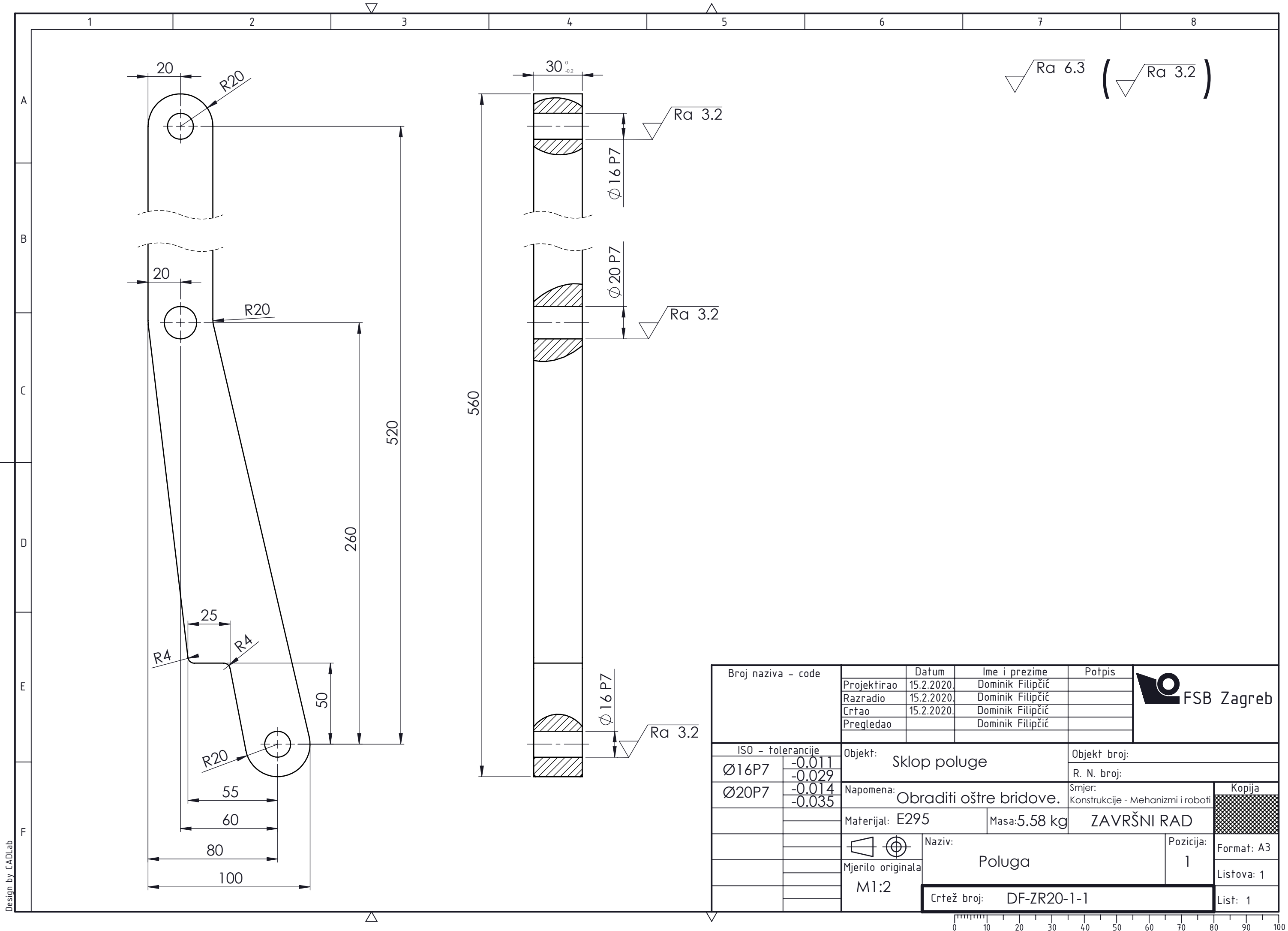
18	Rascjepka za Ø20	5	DIN94	S235JR	SCHACHERMAYER	0,02kg
17	Podloška Ø20	5	DIN125	S235JR	SCHACHERMAYER	0,01kg
16	Svornjak Ø20	5	DIN1444	S235JR	SCHACHERMAYER	0,06kg
15	Rascjepka za Ø16	5	DIN94	S235JR	SCHACHERMAYER	0,02kg
14	Podloška Ø16	5	DIN125	S235JR	SCHACHERMAYER	0,01kg
13	Svornjak Ø16	5	DIN1444	S235JR	SCHACHERMAYER	0,06kg
12	Elektrohidraulički aktuator	1			CADENAS	0,28kg
11	Opruga	1	DIN2097	S235JR	HENLICH	1,2kg
10	Kočna obloga	2	DIN15435		SEITEC	0,38kg
9	Čeljust	2	DIN15435		SEITEC	4,51kg
8	Vijak M10	4	ISO 4016	S235JR	M10x45	0,04kg
7	Gornji zglobov aktuatora	1	DF-ZR20-7	E295	60x30x30	0,37kg
6	Gornji zglobov opruge	1	DF-ZR20-6	S235JR	100x40x30	0,74kg
5	Spojni lim	2	DF-ZR20-5	E295	460x140x15	2,51kg
4	Gornja šipka	1	DF-ZR20-4	E295	Ø30x490	2,58kg
3	Spojni zglobov gornje šipke	1	DF-ZR20-3	E295	90x60x40	1,15kg
2	Sklop postolja	1	DF-ZR20-2			38,23kg
1	Sklop poluge	2	DF-ZR20-1			5,63kg

Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa	
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime		Potpis		
		Projektirao	18.2.2020.	Dominik Filipčić				
		Razradio	18.2.2020.	Dominik Filipčić				
		Crtao	18.2.2020.	Dominik Filipčić				
		Pregledao		Dominik Filipčić				
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:			
Ø16P7/e8		Napomena: Svi ostali neprikazani zglobovi su tolerancije Ø16P7/e8.			R. N. broj:			
Ø10P7/e8		Materijal:			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti		Kopija	
Ø11P7/u8		Masa:		ZAVRŠNI RAD				
Ø20P7/e8			Naziv:			Pozicija:		Format: A2
			Dvočeljusna bubanjska kočnica					Listova: 1
Ø12P7/e8			Crtež broj: DF-ZR20					List: 1
		M1:5						



2	Matica poluge		1	DF-ZR20-1-2	S235JR	20x20x20	0,05kg
1	Poluga		1	DF-ZR20-1-1	E295	560x100x30	5,58kg
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code			Datum	Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
		Projektirao	15.2.2020.	Dominik Filipčić			
		Razradio	15.2.2020.	Dominik Filipčić			
		Crtao	15.2.2020.	Dominik Filipčić			
		Pregledao		Dominik Filipčić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:		
		Dvočeljusna bubanjska kočnica			R. N. broj:		
		Napomena:			Smjer:		Kopija
					Konstrukcije - Mehanizmi i roboti		
		Materijal:	Masa: 5,63kg	ZAVRŠNI RAD			
		 Mjerilo originala M1:2	Naziv:			Pozicija:	Format: A3
			Sklop poluge			1	Listova: 1
			Crtež broj: DF-ZR20-1				List: 1

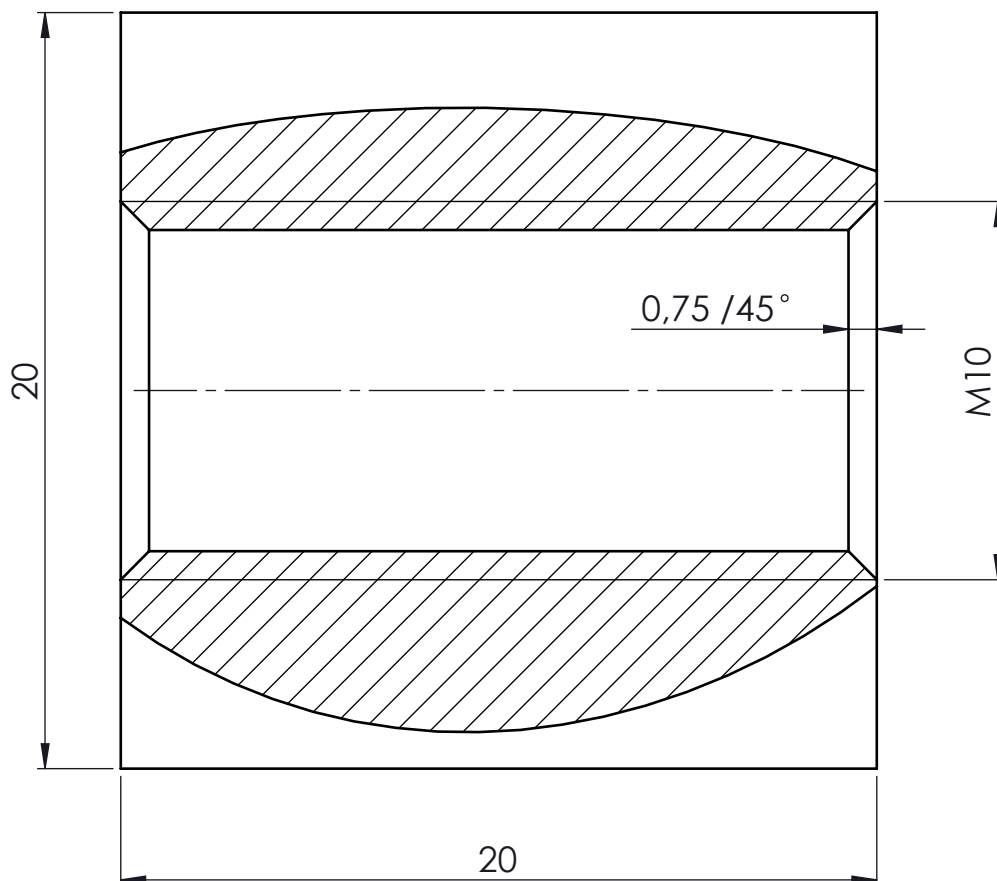




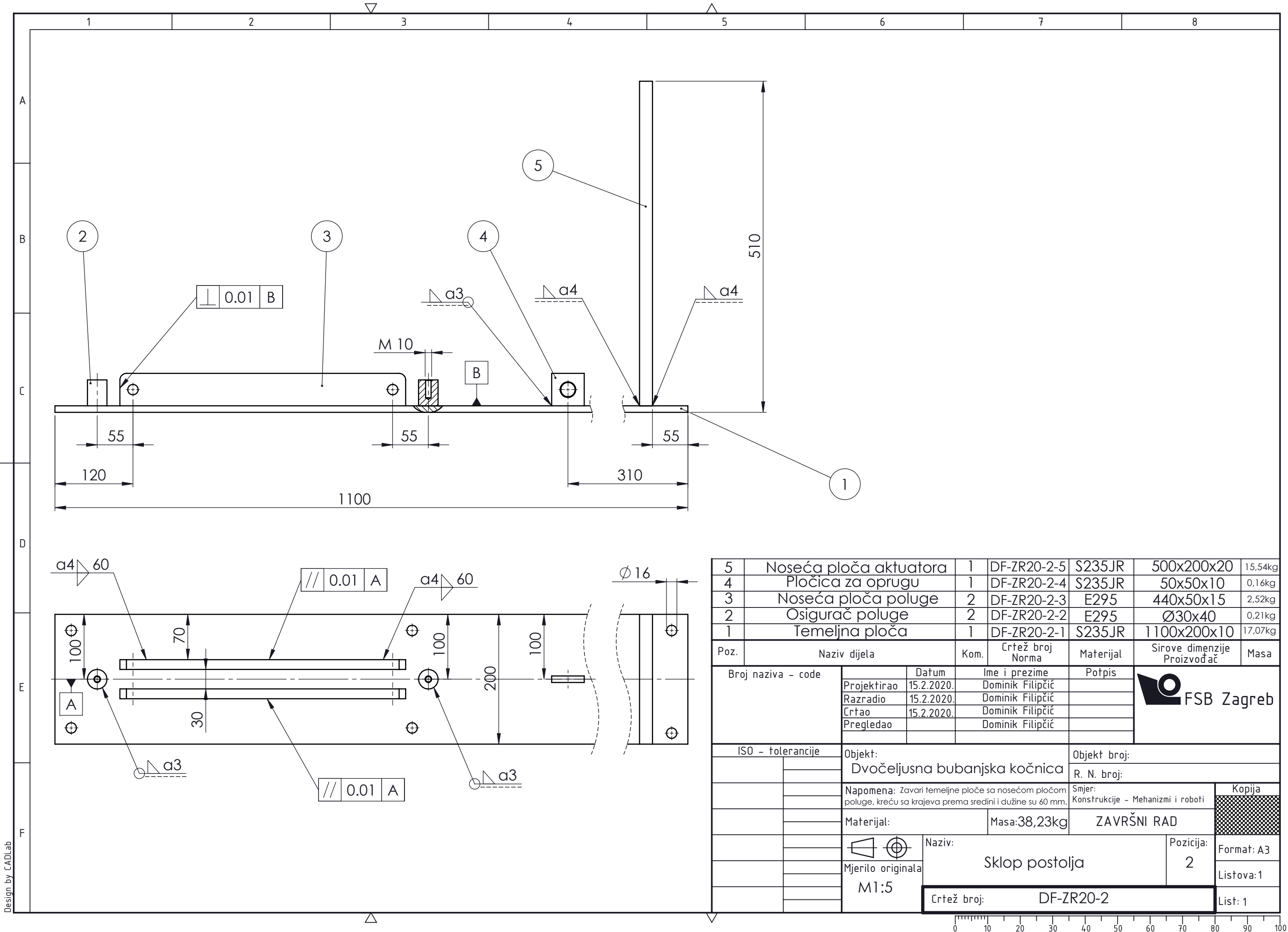
$\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 3.2}$)

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
Projektirao		15.2.2020.	Dominik Filipčić			
Razradio		15.2.2020.	Dominik Filipčić			
Crtao		15.2.2020.	Dominik Filipčić			
Pregledao			Dominik Filipčić			
ISO - tolerancije		Objekt: Sklop poluge			Objekt broj:	
Ø16P7	-0.011 -0.029				R. N. broj:	
Ø20P7	-0.014 -0.035	Napomena: Obraditi oštre bridove.			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	Kopija
		Materijal: E295		Masa: 5.58 kg	ZAVRŠNI RAD	
		 Naziv: Poluga		Pozicija: 1	Format: A3	
		Mjerilo originala M1:2			Listova: 1	
		Crtež broj: DF-ZR20-1-1				List: 1

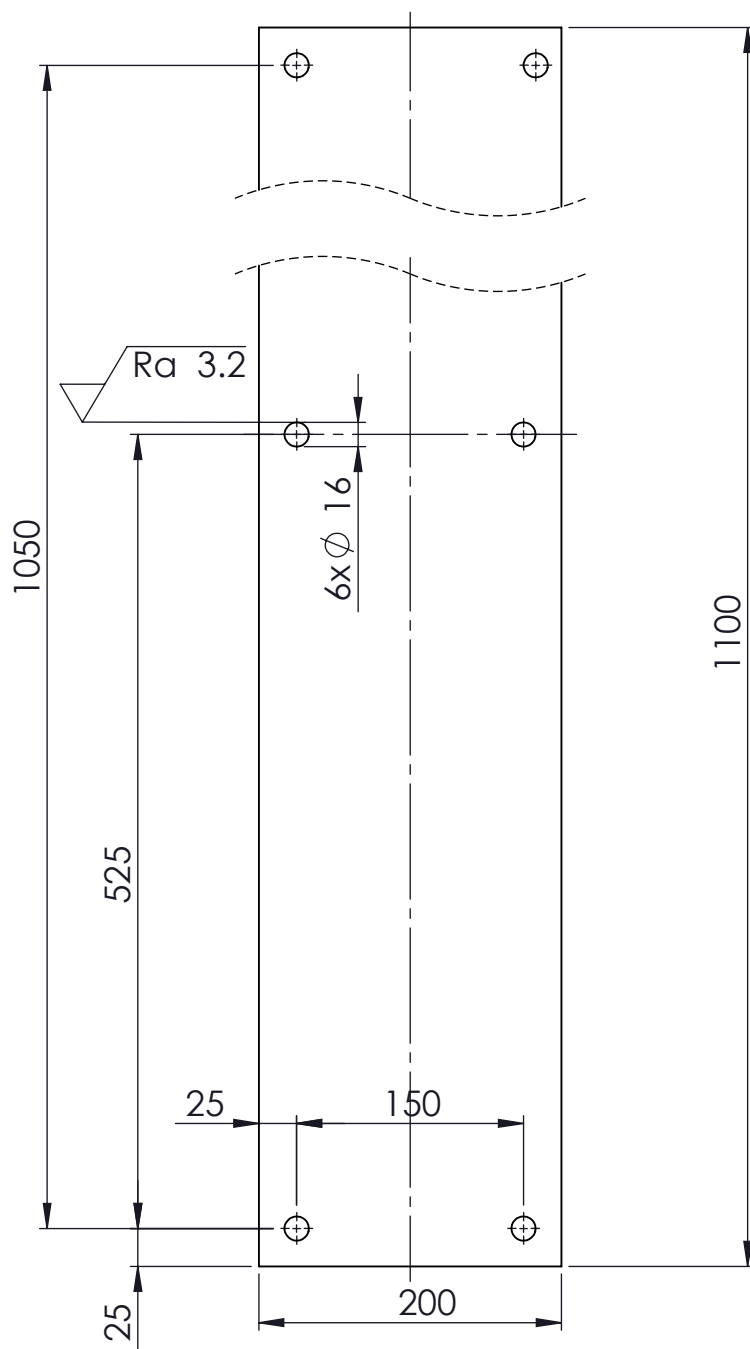
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



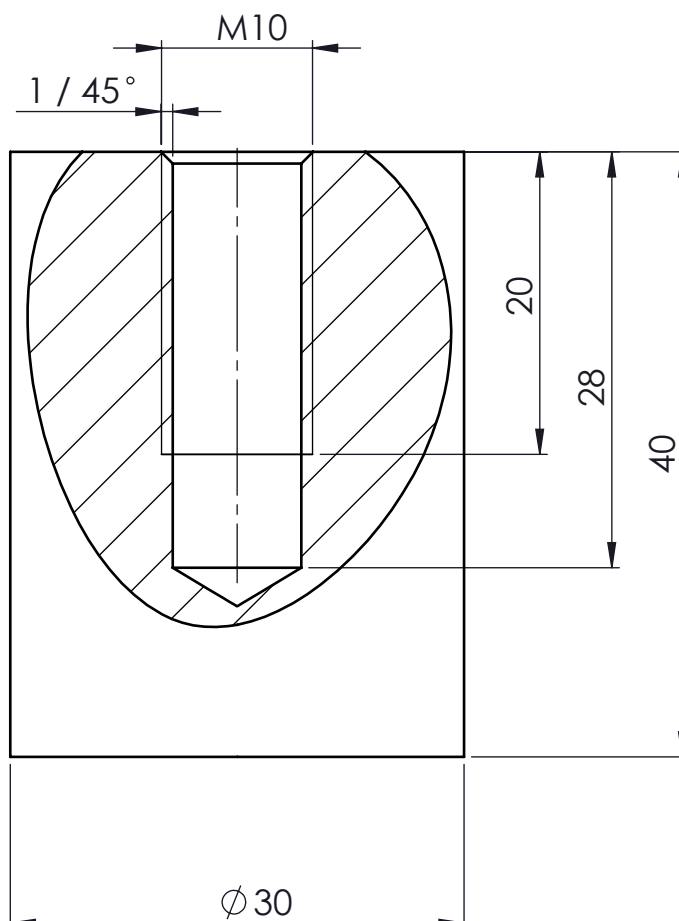
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Razradio	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Crtao	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Pregledao		Dominik Filipčić		
ISO - tolerancije		Objekt: Sklop poluge			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena: Debljina je 20 mm. Obraditi oštre bridove.			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	Kopija
		Materijal: S235JR	Masa: 0,05 kg	ZAVRŠNI RAD		
		Naziv: Matica poluge			Pozicija: 2	Format: A4
		Mjerilo originala M5:1			Listova: 1	
		Crtež broj: DF-ZR20-1-2				List: 1

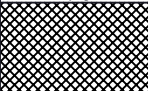
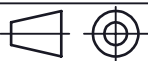


✓ (✓ Ra 3.2)

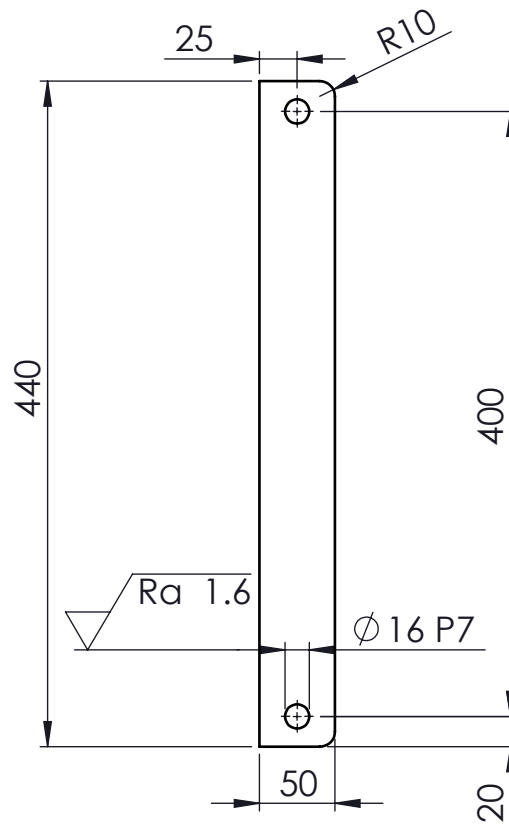


Broj naziva - code	Datum		Ime i prezime		Potpis	 FSB Zagreb
	Projektirao	15.2.2020	Dominik Filipčić			
	Razradio	15.2.2020	Dominik Filipčić			
	Crtao	15.2.2020	Dominik Filipčić			
	Pregledao		Dominik Filipčić			
ISO - tolerancije		Objekt: Sklop postolja			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena: Debljina ploče je 10 mm.			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	Kopija
		Materijal: S235JR	Masa: 17,07kg	ZAVRŠNI RAD		
		Naziv:			Pozicija:	Format: A4
	Mjerilo originala	Temeljna ploča			1	Listova: 1
	M1:5	Crtež broj: DF-ZR20-2-1				List: 1

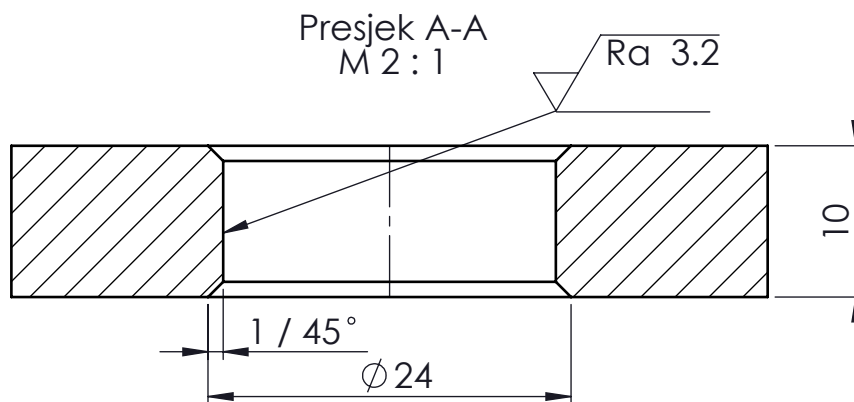
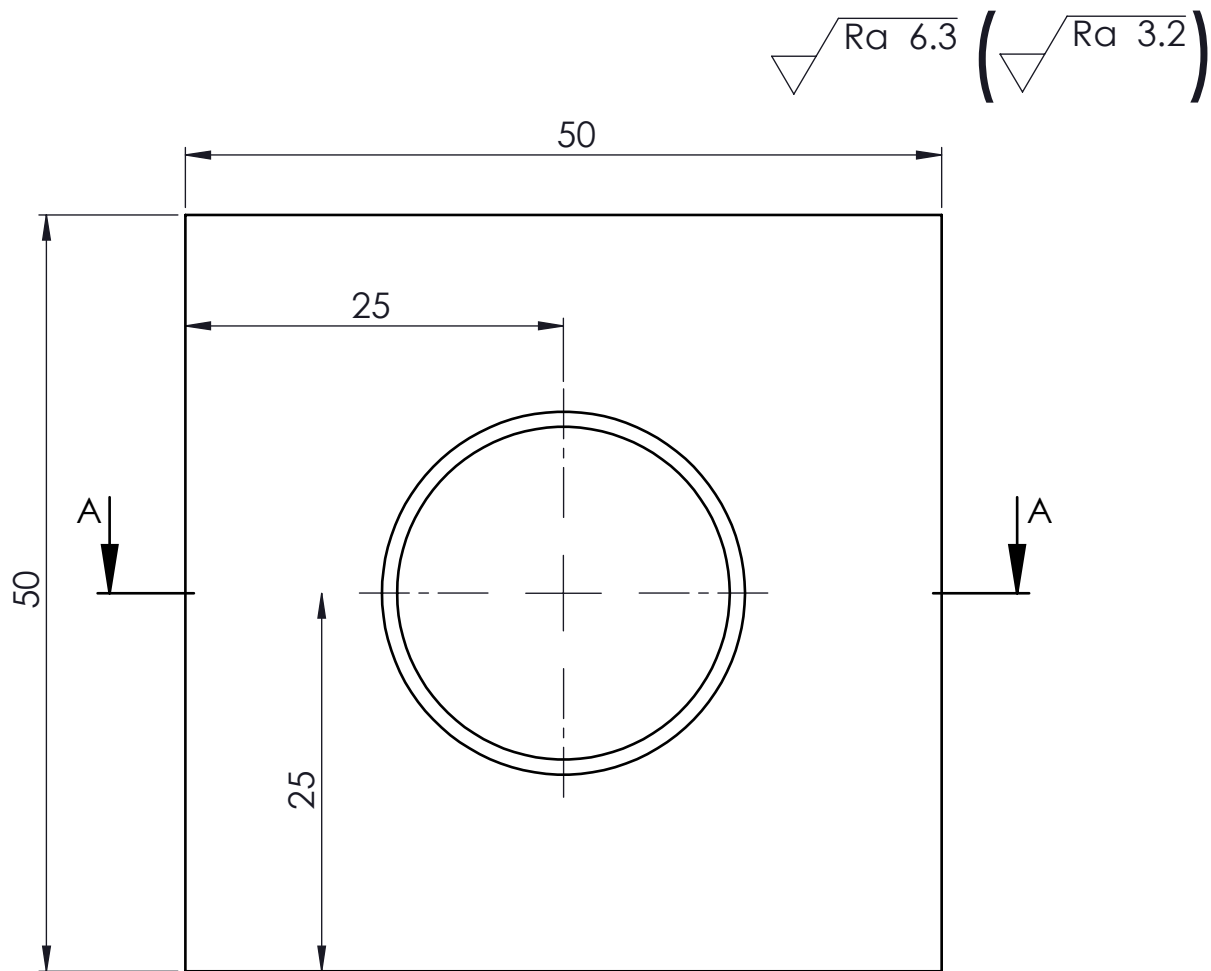


Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
	Crtao	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
	Pregledao		Dominik Filipčić		
ISO - tolerancije	Objekt: Sklop postolja			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:			Smjer:	Kopija
				Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	
	Materijal: E295	Masa: 0,21kg	ZAVRŠNI RAD		
		Naziv:	Pozicija:		Format: A4
	Mjerilo originala	Osigurač poluge	2		Listova: 1
	M2:1	Crtež broj:	DF-ZR20-2-2		List: 1

$\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)

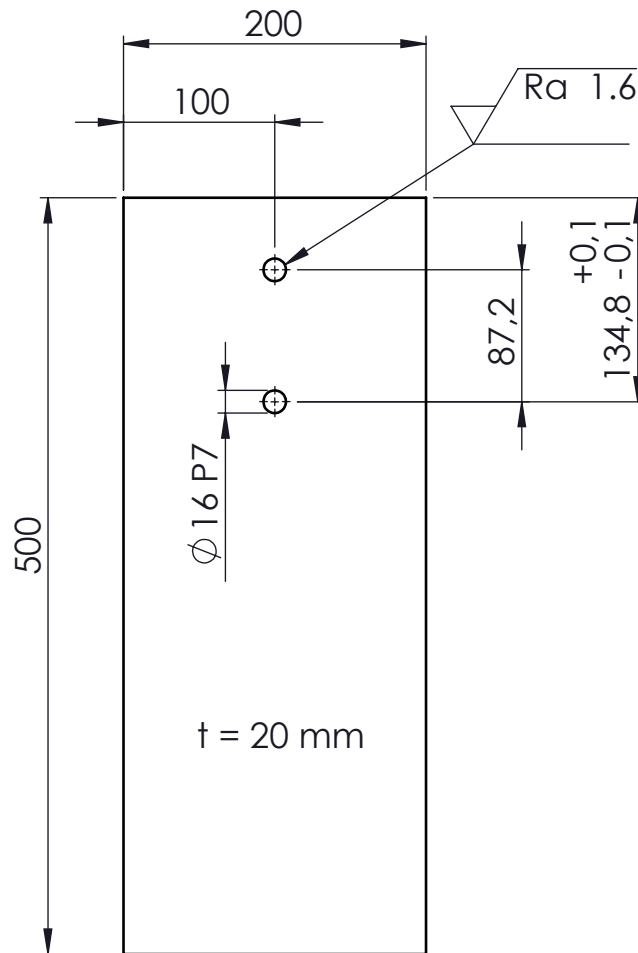


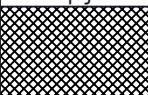
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Razradio	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Crtao	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Pregledao		Dominik Filipčić		
ISO - tolerancije		Objekt: Sklop postolja			Objekt broj:	
Ø16P7	-0.011 -0.029				R. N. broj:	
		Napomena: Debljina ploče je 15 mm.			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	Kopija
		Materijal: E295	Masa: 2,52kg	ZAVRŠNI RAD		
		 Naziv: Noseća ploča poluge			Pozicija: 3	Format: A4
						Listova: 1
		Mjerilo originala M1:5	Crtež broj: DF-ZR20-2-3			List: 1



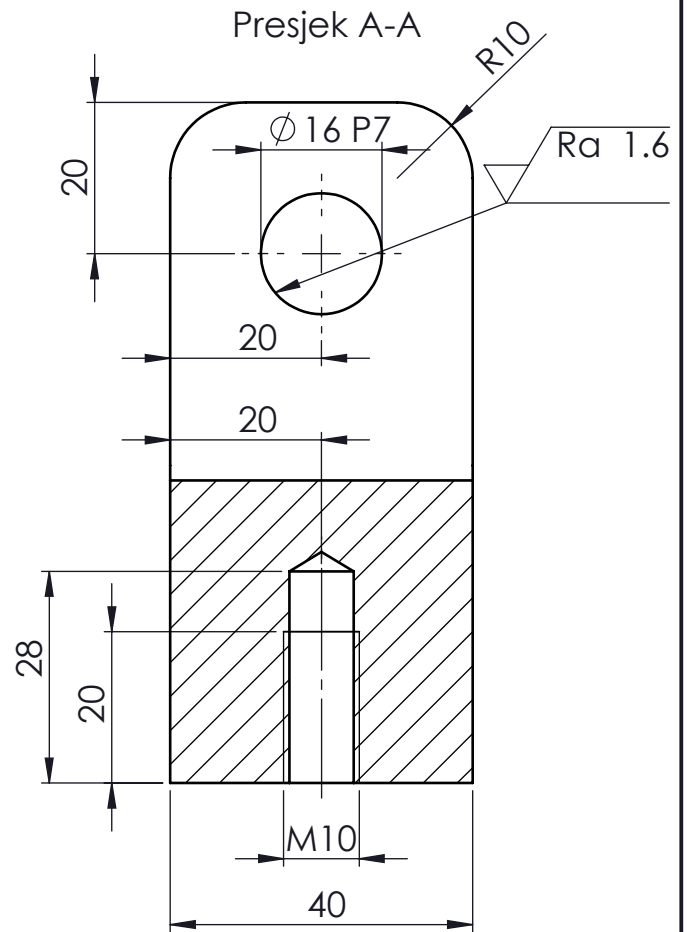
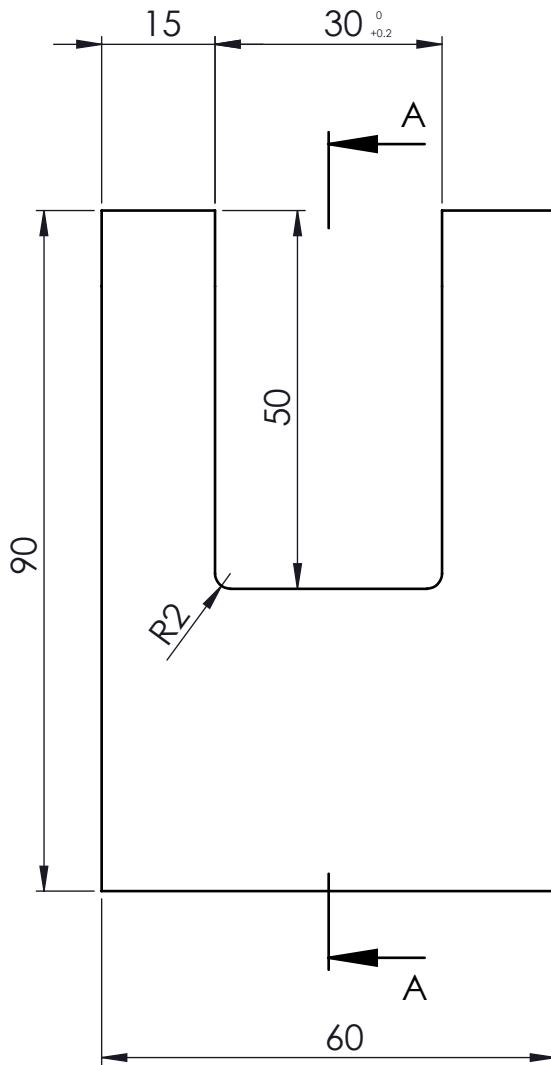
Broj naziva - code	Projektirao	15.2.2020	Dominik Filipčić	Potpis	 FSB Zagreb
	Razradio	15.2.2020	Dominik Filipčić		
	Crtao	15.2.2020	Dominik Filipčić		
	Pregledao		Dominik Filipčić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
	Sklop postolja			R. N. broj:	
	Napomena: Obraditi oštre bridove.			Smjer:	Kopija
				Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	
	Materijal: S235JR	Masa: 0,16kg	ZAVRŠNI RAD		
		Naziv:			Pozicija:
	Mjerilo originala	Pločica za oprugu			4
	M2:1	Crtež broj: DF-ZR20-2-4			Format: A4
					Listova: 1
					List: 1

$\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb		
		Projektirao	15.2.2020	Dominik Filipčić			
		Razradio	15.2.2020	Dominik Filipčić			
		Crtao	15.2.2020	Dominik Filipčić			
		Pregledao		Dominik Filipčić			
ISO - tolerancije		Objekt: Sklop postolja			Objekt broj:		
Ø16P7	-0.011 -0.029				R. N. broj:		
		Napomena:			Smjer: Konstrukcije – Mehanizmi i roboti	Kopija	
		Materijal: S235JR	Masa:15,54kg	ZAVRŠNI RAD			
		Naziv: Noseća ploča aktuatora			Pozicija: 5		Format: A4
		Crtež broj: DF-ZR20-2-5					List: 1

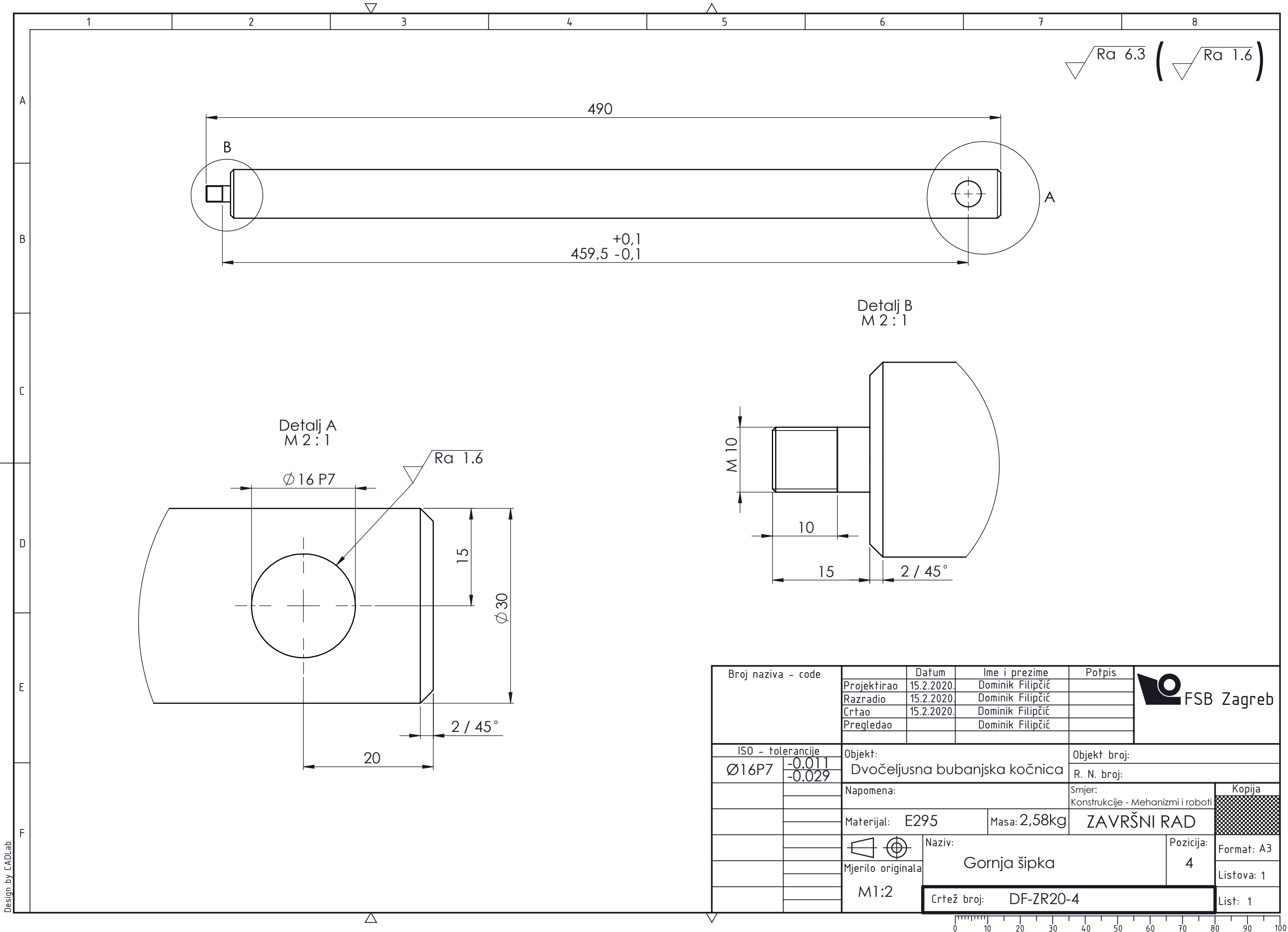
$\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)

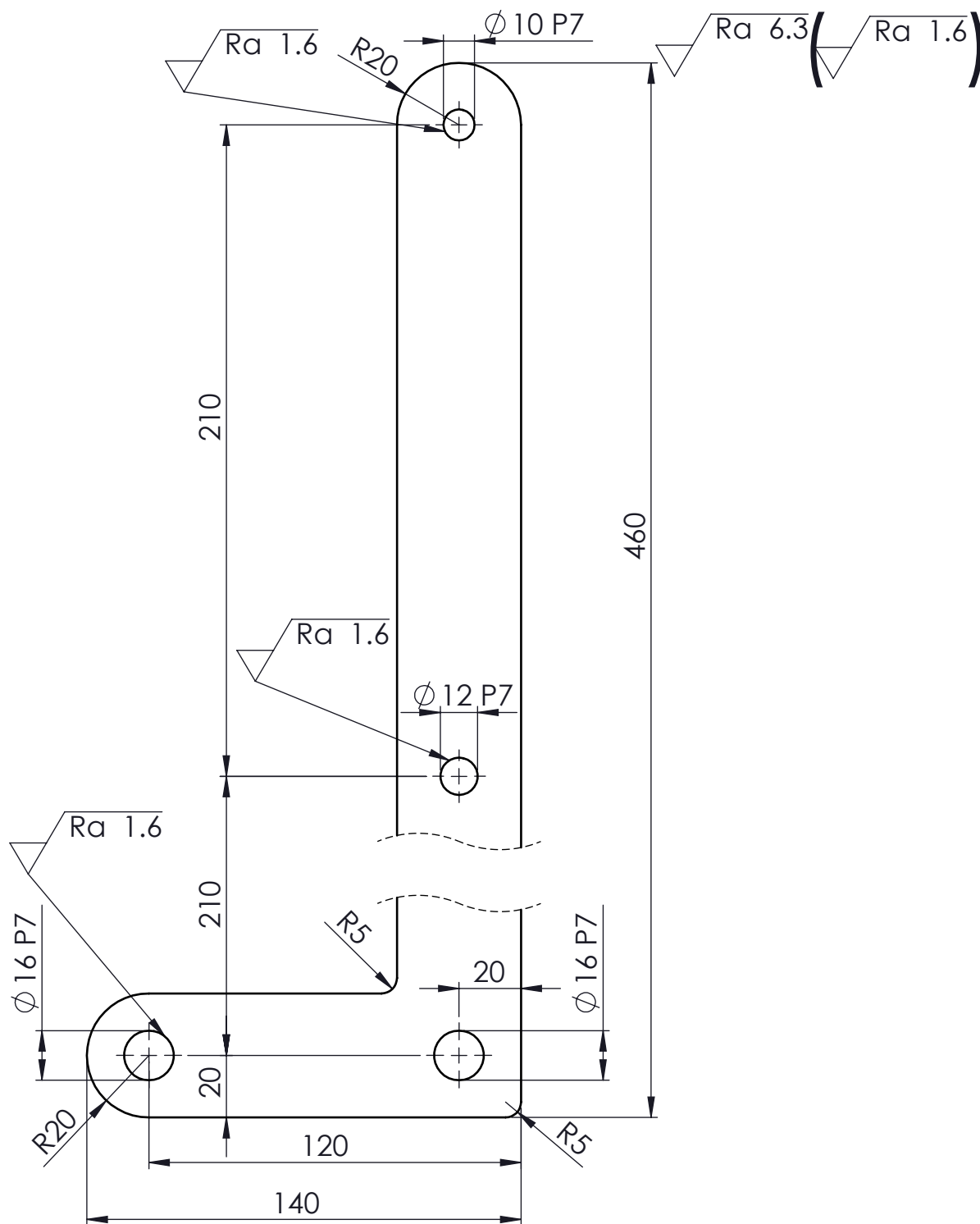


Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
		Projektirao	15.2.2020.	Dominik Filipčić	
		Razradio	15.2.2020.	Dominik Filipčić	
		Crtao	15.2.2020.	Dominik Filipčić	
		Pregledao		Dominik Filipčić	
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:
Ø16P7	-0.011 -0.029	Dvočeljusna bubanjska kočnica			R. N. broj:
		Napomena:			Smjer:
		Materijal: E295			Konstrukcije - Mehanizmi i roboti
		Masa: 1,15kg			Kopija
		Naziv:			Format: A4
		Mjerilo originala			Listova: 1
		M1:1			List: 1
		Crtež broj:			
		DF-ZR20-3			

ZAVRŠNI RAD

Spojni zglobovi gornje šipke





Broj naziva - code

Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao 15.2.2020	Dominik Filipčić	
Razradio 15.2.2020	Dominik Filipčić	
Crtao 15.2.2020	Dominik Filipčić	
Pregledao	Dominik Filipčić	



ISO - tolerancije

$\varnothing 10\text{P7}$	-0.009 -0.024
$\varnothing 12\text{P7}$	-0.011 -0.029
$\varnothing 16\text{P7}$	-0.011 -0.029

Objekt: Dvočeljusna bubanjska kočnica

Objekt broj:

R. N. broj:

Napomena: Debljina lima je 15 mm.

Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti

Kopija

Materijal: E295

Masa: 2,51kg

ZAVRŠNI RAD



Naziv:

Spojni lim

Pozicija:

5

Format: A4

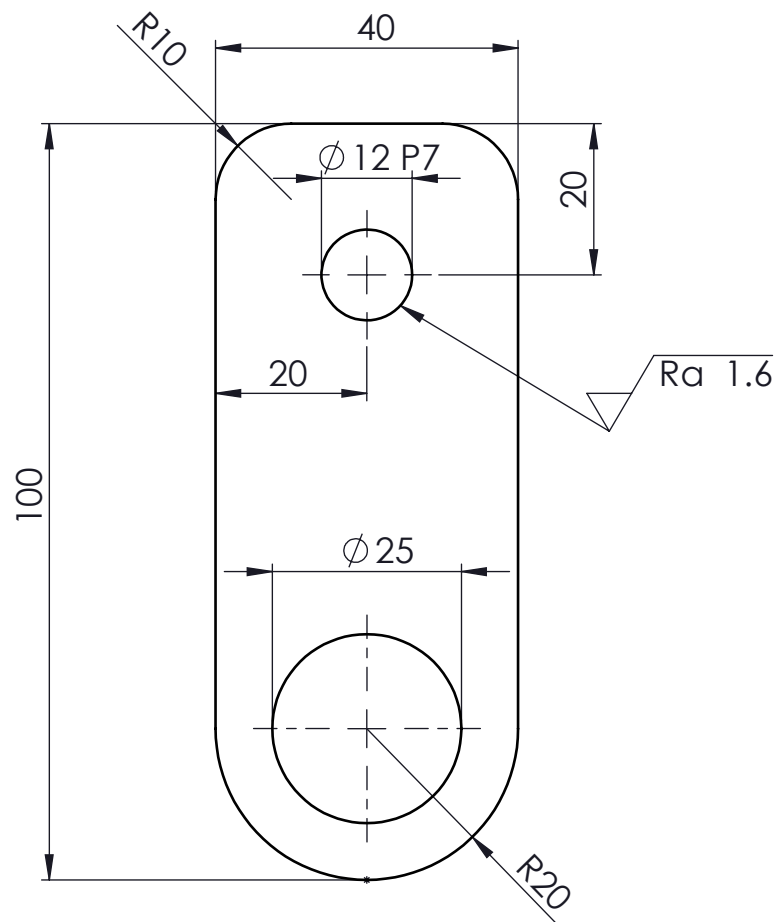
Mjerilo originala

M1:2

Crtež broj: DF-ZR20-5

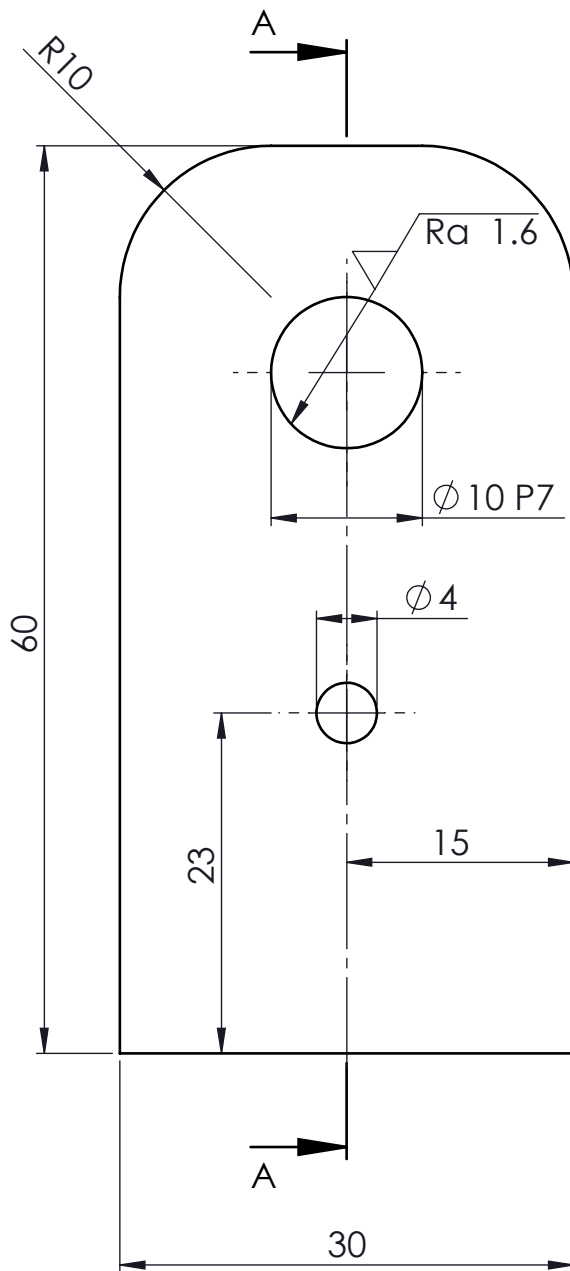
List: 1

$\sqrt{Ra\ 6.3} \left(\sqrt{Ra\ 1.6} \right)$

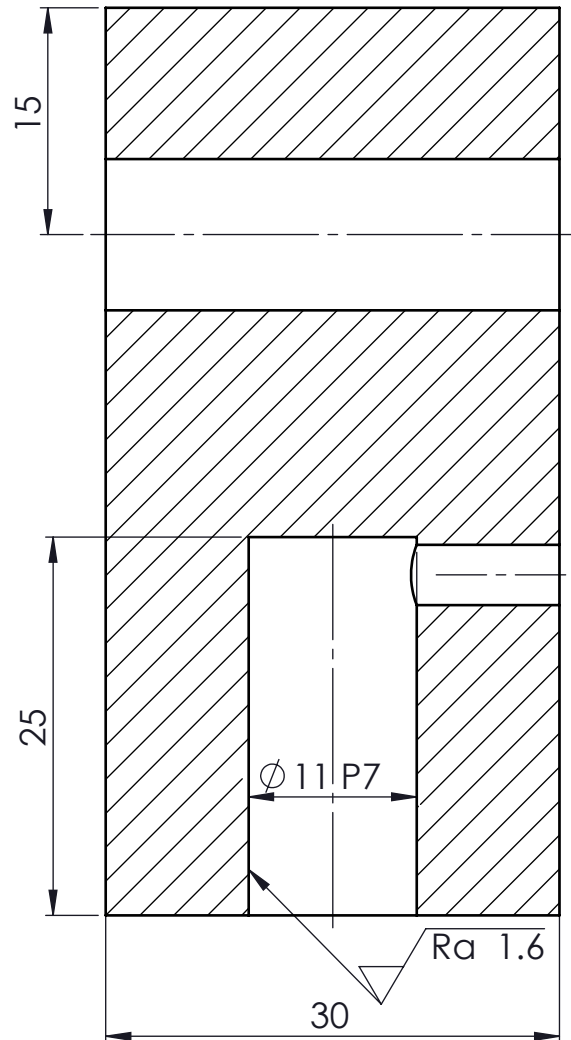


Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Razradio	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Crtao	15.2.2020.	Dominik Filipčić		
		Pregledao		Dominik Filipčić		
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø12P7	-0.011 -0.029	Dvočeljusna bubanjska kočnica			R. N. broj:	
		Napomena: Debljina je 30 mm.			Smjer: Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	Kopija
		Materijal: S235JR	Masa: 0,74kg	ZAVRŠNI RAD		
		Naziv:			Pozicija:	Format: A4
		Gornji zglob opruge			6	Listova: 1
		Mjerilo originala				List: 1
		M1:1				
		Crtež broj: DF-ZR20-6				

$\sqrt{Ra\ 6.3}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)



Presjek A-A
M 2 : 1



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb	
		Projektirao	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Razradio	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Crtao	15.2.2020. Dominik Filipčić			
		Pregledao	Dominik Filipčić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø10P7	-0.011 -0.029	Dvočeljusna bubanjska kočnica			R. N. broj:	
Ø11P7	-0.011 -0.029	Napomena:			Smjer:	Kopija
		Materijal: E295			Konstrukcije - Mehanizmi i roboti	
		Masa: 0,37kg			ZAVRŠNI RAD	
		Naziv:			Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala			7	Listova: 1
		M2:1			Crtež broj: DF-ZR20-7	
					List: 1	