

Teretna kolica s krutim ovješanjem u tri točke

Skoko, Ivor

Undergraduate thesis / Završni rad

2025

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:235:038782>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-04**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ivor Skoko

Zagreb, 2025.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Matija Hoić, dipl. ing.

Student:

Ivor Skoko

Zagreb, 2025.

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

Zahvaljujem mentoru prof. dr. sc. Matiji Hoiću na pomoći i savjetima pri izradi ovog rada te svojoj obitelji, posebno roditeljima na potpori tijekom studiranja.

Ivor Skoko



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 brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 – 04 / 25 – 06 / 1	
Ur.broj: 15 – 25 –	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Ivor Skoko**

JMBAG: **0035236477**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Teretna kolica s krutim ovješanjem u tri točke**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Cargo trolley with rigid three-point suspension**

Opis zadatka:

Potrebno je konstruirati teretna kolica s oslanjanjem na minimalno četiri kotača, gdje je oslanjanje na sve kotače osigurano primjenom sustava krutog ovjesa u tri točke, oblikovanog po uzoru na ovjes robotiziranih vozila poslanih na Mars.

Ciljano konstrukcijsko rješenje mora imati sljedeće karakteristike:

- | | |
|------------------------------|------------------------|
| 1) Nosivost: | $Q = 150 \text{ kg}$, |
| 2) Dužina teretnog prostora: | $L = 900 \text{ mm}$, |
| 3) Širina teretnog prostora: | $K = 500 \text{ mm}$, |
| 4) Visina teretnog prostora: | $H = 250 \text{ mm}$, |
| 5) Najmanji promjer kotača: | $D = 200 \text{ mm}$, |
| 6) Pogon: | guranje preko ručki. |

Rad treba sadržavati:

- 1) Uvodno razmatranje o teretnim kolicima na ručni pogon,
- 2) Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja,
- 3) Nekoliko konceptijskih rješenja,
- 4) Izbor najpogodnijeg koncepta za zadane projektne zahtjeve,
- 5) Proračun i oblikovanje ovjesa,
- 6) Proračun i oblikovanje nosive konstrukcije,
- 7) Sklopni crtež s potrebnim presjecima i detaljima.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

30. 11. 2024.

1. rok: 20. i 21. 2. 2025.
2. rok: 10. i 11. 7. 2025.
3. rok: 18. i 19. 9. 2025.

1. rok: 24. 2. – 28. 2. 2025.
2. rok: 15. 7. – 18. 7. 2025.
3. rok: 22. 9. – 26. 9. 2025.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Izv. prof. dr. sc. Matija Hoić

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Hoić

V Soldo

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA:	III
POPIS TABLICA:.....	V
POPIS OZNAKA:	VI
SAŽETAK.....	VIII
SUMMARY	IX
1. UVODNO RAZMATRANJE O TERETNIM KOLICIMA NA RUČNI POGON	1
1.1 Općenito o teretnim kolicima na ručni pogon	1
1.1.1 Teretna kolica s platformom	2
1.1.2 Vertikalna teretna kolica	3
1.1.3 Teretna kolica s platformom i ogradom	4
1.2 Prednosti kolica s krutim ovjesom u tri točke	4
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA	5
2.1 Ovjes.....	5
2.2 Prihvat tereta	7
2.3 Pogon kolica	7
2.4 Skretanje kolica	9
2.5 Osiguranje tereta od sklizanja	10
2.6 Kotači	11
2.6.1 Puni kotači.....	11
2.6.2 Pneumatski kotači	12
3. NEKOLIKO KONCEPCIJSKIH RJEŠENJA.....	13
3.1 Koncept 1	13
3.2 Koncept 2	14
3.3 Koncept 3	15
4. IZBOR NAJPOGODNIJEG KONCEPTA ZA ZADANE PROJEKTNE ZAHTJEVE ..	17
5. PRORAČUN I OBLIKOVANJE OVJESA	19
5.1 Dimenzije ovjesa	19
5.1.1 Proračun zakreta <i>rockera</i>	19
5.1.2 Proračun zakreta <i>bogiewa</i>	22
5.1.3 Proračun zakreta diferencijalne poluge	25
5.2 Opterećenje ovjesa	27
5.2.1 Opterećenje ovjesa u ravnotežnom položaju.....	27
5.2.2 Opterećenje <i>rockera</i>	28

5.2.1.1	Opterećenje <i>bogiea</i>	29
5.2.3	Opterećenje ovjesa u graničnom položaju.....	29
5.3	Proračun diferencijala ovjesa	31
5.3.1	Proračun čvrstoće štapa diferencijala	31
5.3.1.1	Proračun štapa diferencijala na vlak.....	32
5.3.1.2	Proračun štapa diferencijala na izvijanje.....	33
5.3.2	Proračun diferencijalne poluge.....	36
5.3.3	Proračun držača <i>ball jointa</i>	38
5.3.4	Proračun noga ovjesa	40
5.3.4.1	Proračun noge <i>rockera</i>	40
5.3.4.2	Proračun noge <i>bogiea</i>	42
5.4	Proračun zavara ovjesa	44
5.4.1	Proračun zavara držača <i>ball jointa</i>	44
5.4.2	Proračun zavara nosača <i>bogiea</i>	46
5.5	Proračun nosivog lima.....	48
5.6	Proračun vijka <i>ball jointa</i>	49
5.7	Proračun ležaja ovjesa	51
5.8	Proračun <i>ball jointa</i>	53
6.	PRORAČUN I OBLIKOVANJE NOSIVE KONSTRUKCIJE.....	54
6.1	Opterećenja nosive konstrukcije	54
6.2	Proračun konstrukcije kolica	56
6.2.1	Proračun grede E-F.....	56
6.2.2	Proračun grede G-H	58
6.2.3	Proračun grede B-C	60
6.3	Proračun osovina	62
6.3.1	Proračun osovine <i>rockera</i>	62
6.3.2	Proračun osovine <i>bogiea</i>	64
6.4	Proračun zavara konstrukcije	65
6.4.1	Proračun zavara nosača osovine <i>rockera</i>	65
6.4.2	Proračun zavara nosača diferencijala	66
6.4.3	Proračun zavara grede E-F	68
6.5	Proračun nosivog lima držača <i>rockera</i>	70
6.6	Proračun kotača kolica	71
7.	ZAKLJUČAK	72
	LITERATURA.....	73
	PRILOZI.....	75

POPIS SLIKA:

Slika 1. Teretna kolica s platformom [2].....	2
Slika 2. Vertikalna teretna kolica [3].....	3
Slika 3. Teretna kolica s platformom i ogradom [4]	4
Slika 4. NASA - Curiosity rover [7]	6
Slika 5. LEO rover [8].....	6
Slika 6. Kolica s prihvatom za jednu ruku [9].....	8
Slika 7. Koncept 1	14
Slika 8. Koncept 2	15
Slika 9. Koncept 3	16
Slika 10. Dimenzije ovjesa.....	19
Slika 11. Dimenzije i ograničenja rockera	19
Slika 12. Trokut zakreta rockera	20
Slika 13. Trokut zakreta <i>rockera</i>	21
Slika 14. Dimenzije za proračun <i>bogiea</i>	22
Slika 15. Pomoćni trokut za izračun.....	23
Slika 16. Pomoćni trokut za izračun.....	23
Slika 17. Trokut zakreta diferencijalne poluge	25
Slika 18. Trokut zakreta diferencijalne spojnice	26
Slika 19. Raspodjela sila <i>rockera</i>	28
Slika 20. Raspodjela sila <i>bogiea</i>	29
Slika 21. Opterećenje <i>rockera</i> u krajnjem graničnom položaju.....	30
Slika 22. Sila <i>Fš</i>	31
Slika 23. Opterećenje štapa diferencijala	32
Slika 24. Slučaj izvijanja za štap [14]	34
Slika 25. Opterećenje diferencijalne poluge	36
Slika 26. Poprečni presjek diferencijalne poluge	37
Slika 27. Opterećenje držača ball jointa.....	39
Slika 28. Poprečni presjek držača <i>ball jointa</i>	39
Slika 29. Poprečni presjek profila <i>rockera</i>	41
Slika 30. Poprečni presjek profila <i>bogiea</i>	43
Slika 31. Poprečni presjek zavara držača ball jointa.....	44
Slika 32. Opterećenje nosača <i>bogiea</i>	47
Slika 33. Određivanje faktora zareznog djelovanja	48
Slika 34. Dosjedni vijak [15].....	49
Slika 35. Ležaj PCMF 151709 E.....	51
Slika 36. Ležaj PCMF 151709 E.....	52
Slika 37. Ležaj PCM 202330 E.....	52
Slika 38. <i>Ball joint</i> SAKB 5 F.....	53
Slika 39. Opterećenje kolica.....	54
Slika 40. Opterećenje konstrukcije kolica.....	56
Slika 41. Opterećenje grede E-F.....	56
Slika 42. Poprečni presjek profila grede E-F	57
Slika 43. Opterećenje grede G-H	58
Slika 44. Poprečni presjek profila grede G-H	59
Slika 45. Opterećenje grede B-C.....	60
Slika 46. Poprečni presjek profila grede B-C.....	61
Slika 47. Opterećenje osovine <i>rockera</i>	62
Slika 48. Opterećenje osovine <i>bogiea</i>	64

Slika 49. Opterećenje i dimenzije nosača <i>rockera</i>	65
Slika 50. Presjek zavara nosača diferencijala.....	66
Slika 51. Presjek zavara grede E-F.....	68
Slika 52. Kotač 22925T812 [16]	71
Slika 53. Kotač 22925T712 [16]	71

POPIS TABLICA:

Tablica 1. Usporedba vrsta kotača 12
Tablica 2. Matrica odlučivanja 17

POPIS OZNAKA:

Oznaka	Jedinica	Opis
a_i	mm	visina presjeka
b	mm	debljina lima na kritičnom presjeku
d	mm	promjer
d_z	mm	promjer provrta koji stvara zarezno djelovanje
e	mm	udaljenost od neutralne osi
F	N	sila
g	$\frac{m}{s^2}$	gravitacijsko ubrzanje
h_i	mm	visina presjeka
K_t		faktor zareznog djelovanja
I	mm ⁴	moment tromosti
I_{zav}	mm ⁴	moment tromosti zavara
l_i	mm	duljina
l_0	mm	slobodna duljina izvijanja
M	Nmm	moment
M_f	Nmm	moment savijanja
m	kg	masa
r	mm	radijus
s	mm	najmanja nosiva duljina na vijka
t	mm	debljina lima
u_i	mm	horizontalni pomak
v_i	mm	vertikalni pomak
W	mm ³	moment otpora
W_{zav}	mm ³	moment otpora zavara
x	mm	pomoćne varijable za izračun
y	mm	pomoćne varijable za izračun
y_1	mm	razmak korijena kutnog zavara od težišnice zavarena priključka
z	mm	zračnost
α	°	kut zakreta rockera
β	°	kut zakreta bogiea
γ	°	kut zakreta diferencijalne poluge
λ		vitkost
σ_{ki}	$\frac{N}{mm^2}$	naprezanje pri izvijanju
σ_{fi}	$\frac{N}{mm^2}$	naprezanje pri savijanju

σ_{xi}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	vlačno naprezanje
σ_{zd}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	naprezanje pri zareznom djelovanju
σ_{idop}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	dopušteno naprezanje
σ_{red}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	reducirano naprezanje
$\sigma_{reddopi}$	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	dopušteno reducirano naprezanje
τ	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	smično naprezanje
τ_{dop}	$\frac{N}{\text{mm}^2}$	dopušteno smično naprezanje

SAŽETAK

Tema rada je koncipiranje i konstruiranje teretnih kolica s krutim ovješanjem u tri točke. Konstruiranje uključuje proračun ovjesa i konstrukcije kolica te izradu crteža konceptualnog rješenja.

Uvodni dio rada opisuje teretna kolica i njihove vrste te se prikazuje i analiza postojećih rješenja za teretna kolica na tržištu. Kombiniranjem raznih rješenja dolazi se do koncepata od kojih se jedan proveo kroz konstrukcijsku razradu. Proračun je uključivao definiranje geometrije kolica te proračun profila i ostalih nestandardnih dijelova. Na temelju proračuna je izrađen CAD model u programu *Solidworks* te je radu priložen sklopni crtež kolica.

Ključne riječi: kolica, *rocker – bogie* ovjes, transport

SUMMARY

The topic of this paper is the design and construction of a cargo trolley with a rigid three-point suspension. During the construction, the calculation of the suspension and structure of the trolley was carried out, and drawings of the conceptual solution were made.

The introductory part describes the cargo trolley and their variants, along with the analysis of existing solutions. Concepts were obtained by combining various solutions, one of which was carried out through design process. The calculation included the definition of the trolleys geometry, profile calculations and calculations of other non-standard parts. Based on the calculations, a CAD model was created using Solidworks, and an assembly drawing of the trolley was created which is attached to the paper.

Keywords: trolley, rocker – bogie suspension, transport

1. UVODNO RAZMATRANJE O TERETNIM KOLICIMA NA RUČNI POGON

Povijest prikazuje razvoj transporta robe i ljudi. Ljudi drevnog Egipta su koristili vrstu sanjki napravljenu od drva koja je omogućavala prijenos teže robe nego što je do tada bilo moguće. Izum kotača daljnje je olakšao transport pri čemu je i omogućio da se roba transportira preko različitih terena s pomoću raznih vrsta kola. Prva industrijska revolucija donijela je vozila koja se mogu sama pogoniti, što je omogućilo transport na veće relacije s pomoću vlakova i parnih brodova. Daljnjim razvitkom tehnologije došlo je do mnogo izuma koji se koriste sve do današnjice. Time je došla potreba za disciplinom zvanom transportna tehnika.

Transportna tehnika se bavi sredstvima koja omogućuju transport ljudi i robe na određene lokacije. Transport ljudi se odvija s pomoću transportnog lanca koji povezuje vanjski i unutarnji transport. Vanjski transport se odnosi na povezivanje dvije ili više organizacijske jedinice, npr. gradilišta, trgovine, tvornice i slično. Povezivanje organizacijskih jedinica vršimo cestovnim, željezničkim, zračnim i pomorskim prometnim sredstvima. Transport ljudi i robe unutar jedne organizacijske jedinice naziva se unutarnji transport, a tehnička sredstva koja se bave tim transportom se nazivaju transportnim uređajima [1]. Transportni uređaji se dijele na sredstva prekidne dobave i neprekidne dobave. Sredstva prekidne dobave služe za povremeni transport ljudi ili robe, a dijele se na kranove, podizna vitla, dizala, uspinjače, žičare, manipulatore i industrijska vozila. Teretna kolica spadaju pod industrijska vozila te služe za prijenos primarno robe unutar organizacijske jedinice. Ovisno o primjeni, teretna kolica mogu biti pogonjena s električnim, ručnim pogonom ili motorom s unutarnjim izgaranjem.

1.1 Općenito o teretnim kolicima na ručni pogon

Teretna kolica na ručni pogon koriste se za prijenos robe male težine unutar organizacijske jedinice. Izvedba kolica definira njihovu svrhu, a izvedbe se dijele na teretna kolica s platformom, vertikalna teretna kolica i teretna kolica s platformom i ogradom.

1.1.1 Teretna kolica s platformom

Teretna kolica s platformom koriste se za prijenos komandnog materijala većih dimenzija, poput materijala za gradnju ili drva, a sastoje se od glavne platforme koja nosi robu. Platforma je poduprta s četiri kotača od kojih se stražnji par može slobodno rotirati kako bi se osigurala mogućnost skretanja kolica. Prednji par kotača se ne rotira, kako korisniku ne bi bilo otežano upravljanje. Korisnik upravlja kolicima tako da ih gura ili vuče uz pomoć drške spojene na glavnu platformu. Dimenzije kolica ovise o funkciji za koju se koriste, zbog čega se proizvode u raznim veličinama. Kolica s platformom se najčešće koriste u skladištima, proizvodnim postrojenjima, prodajnim kuća i sličnim industrijama.



Slika 1. Teretna kolica s platformom [2]

1.1.2 Vertikalna teretna kolica

Vertikalna teretna kolica su dizajnirana za prijevoz komandnog materijala manjih dimenzija u vertikalnoj orijentaciji. Konstrukcijska izvedba vertikalnih kolica omogućuje lakše upravljanje i veće brzine od kolica s platformom, ali stvara i veliki nedostatak. Zbog načina korištenja korisnik mora preuzeti dio tereta na sebe i time dolazi do pada nosivosti naspram kolica s platformom. Okretnost i prilagodljivost ih čine idealnim za transport kutija, opreme ili zaliha u skućenim prostorima. Zbog navedenih svojstava ova vrsta kolica često se koristi u dostavnoj službi, logistici i u tvrtkama za preseljenje. Prilagodljivost ovih kolica se može i dodatno povećati ugradnjom posebnih kotača koji omogućavaju olakšano penjanje kolica po stepenicama.



Slika 2. Vertikalna teretna kolica [3]

1.1.3 Teretna kolica s platformom i ogradom

Osnova kolica s platformom i ogradom je jednaka teretnim kolicima s platformom, samo što ova vrsta kolica posjeduje dodatnu ogradu koja omogućava prijevoz sipkog materijala uz komandni. Postoje vrste kolica namijenjene za prijevoz sipkog materijala, ali postoje i one kojima je funkcija ograde osiguravanje komandnog materijala od ispadanja. Najčešće se koriste u građevini, agrikulturi i proizvodnji za prijenos materijala, alata i drugih sitnih dijelova.



Slika 3. Teretna kolica s platformom i ogradom [4]

1.2 Prednosti kolica s krutim ovjesom u tri točke

Transportna kolica s krutim ovjesom u tri točke bi omogućila korisnicima gradilišta i sličnih terena mogućnost transporta robe po raznim terenima bez rizika od prevrtanja, što bi dovelo do povećanja efikasnosti samih radnika zbog smanjenog opterećenja. Smanjeno opterećenje radnika bi umanjilo njihovo umaranje i potencijalno spriječilo ozlijede koje mogu nastati zbog fizičkih napora vezanih uz podizanje i prijenos teške robe po gradilištu.

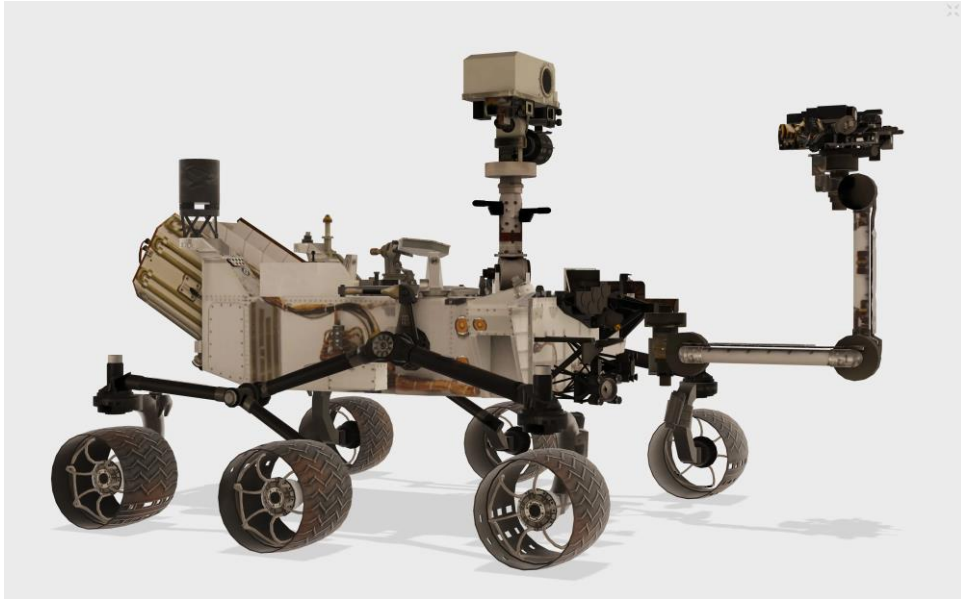
2. ANALIZA RADNIH PRINCIPA POSTOJEĆIH KONSTRUKCIJSKIH RJEŠENJA

2.1 Ovjes

Ovjes je sustav apsorpcije vibracija izazvanih neravninama terena i inercije vožnje. Ovjes time omogućuje stabilnije kretanje i lakše upravljanje kolica po neravnim terenima. *Rocker – bogie* ovjes je razvijen u NASA-i za njihova autonomna vozila – *rovere*. Ovjes se sastoji od dva *rockera* povezanih diferencijalnim elementima [5]. Prednja strana *rockera* povezana je s prednjim kotačem pogonjenim elektromotorom. Stražnja strana *rockera* povezana je na *bogie* zglobov koji omogućuje slobodnu rotaciju. Uloga *rockera* je rotacija sva tri kotača oko jedne osi tako da je omogućen prijelaz preko većih prepreka, a uz to *rocker* osigurava i temeljnu platformu od prevrtanja. Diferencijal kod *rovera* nije isti kao kod automobila već osigurava temeljnu platformu od kritičnog naginjanja pri kojemu bi došlo do potencijalnog gubitka tereta. Osiguranje od kritičnog naginjanja je ostvareno diferencijalom koji podizanjem jednog od *rockera* gura drugoga u suprotnu stranu i time osigurava da težište ostane unutar oslonaca. Razlikujemo dvije glavne vrste diferencijalnih zglobova. *Spirit* i *Opportunity roveri* koriste zupčani diferencijal koji je u stvarnosti puno kompliciraniji [5], ali se za primjer može svesti na spoj tri stožnika prijenosnog omjera 1. Stožnici povezuju oba *rockera* i tako prenose gibanje s jednog *rockera* na drugi. *Curiosity rover* za razliku od *Spirit* i *Opportunity rovera* koristi diferencijal izrađen pomoću diferencijalne poluge. [5] Iznad kućišta se proteže poluga koja povezuje oba *rockera* i time prenosi gibanje. Diferencijalna poluga je popularnija izvedba zbog jednostavnosti, cijene ali i robusnosti izvedbe. Diferencijalni zupčani prijenos zahtijeva veću točnost tolerancija izrade stožnika kako ne bi došlo do velikih zračnosti i odstupanja u sustavu što dovodi to otežane izrade, a time i povećane cijene [6]. *Spirit* i *Opportunity roveri* koriste zupčani diferencijal zbog solarnih paneli koje napajaju *rover*. Solarni paneli uzrokuju nedostatak prostora za diferencijalnu polugu zbog čega je NASA bila prisiljena koristiti zupčani diferencijal. *Curiosity rover* je pogonjen pomoću nuklearne energije zbog čega ne zahtijeva solarne panele i time ima mjesta za diferencijalnu polugu.

Bogie je dio ovjesa koji povećava prilagodbu *rovera* terenu pomoću dodatne osi rotacije. Sastoji se od dva kotača koji su uz pomoć konstrukcije i slobodnog zgloba povezani na *rocker*.

Slika 4. prikazuje vizualni model *Curiosity rovera* na kojemu je vidljiv *rocker-bogie* ovjes i diferencijalna poluga koja pogoni taj ovjes.



Slika 4. NASA - Curiosity rover [7]

Ovjes LEO rovera inspiriran je NASA-inim ovjesima, ali je pritom pojednostavljen. LEO rover ima samo četiri kotača za razliku od NASA-inih rovera koji imaju šest kotača. Uz manjak kotača LEO rover ne sadrži slobodan zglob, a time ni bogie. Zglob LEO rovera se ponaša kao diferencijalni zglob koji gibanje prenosi putem diferencijalne poluge.

Slika 5. prikazuje LEO rover.



Slika 5. LEO rover [8]

2.2 Prihvat tereta

Prihvat tereta obuhvaća poziciju nosive platforme i orijentacije tereta pri transportu. Prihvat tereta direktno utječe na funkciju samih kolica.

Sustav prihvata tereta kod vertikalnih teretnih kolica sastoji se od nosive platforme koja se nalazi na donjem djelu kolica i konstrukcije koja podupire teret pri transportu. Nosiva platforma je manjih dimenzija zbog vertikalne orijentacije tereta. Prihvat tereta na ovakav način omogućuje lakše upravljanje kolica zbog vertikalne orijentacije tereta, ali je teže pogoniti kolica zbog dijela opterećenja kojeg korisnik mora prihvatiti na samoga sebe. Male dimenzije platforme stvaraju geometrijska ograničenja tereta zbog čega su ovakvi prihvat namijenjeni primarno za manje komandne terete.

Teretna kolica s platformom omogućavaju prihvat tereta uz pomoć nosive platforme čije dimenzije ovise o veličini tereta koje je potrebno prihvatiti. Temeljna platforma kolica je ujedno i nosiva platforma. Nosive platforme se često premazuju gumenim premazima kako bi se spriječilo klizanje tereta pri transportu. Veće dimenzije nosivih platformi omogućuju prihvat tereta većih dimenzija, ali pritom otežavaju korisniku upravljanje. Pogonjenje kolica je olakšano jer korisnik ne prenosi dio tereta na sebe.

Prijenos sipkog tereta nije moguć u navedenim izvedbama, pa su nam za njegov transport potrebna kolica s ogradom. Prihvat tereta je vrlo sličan teretnim kolicima s platformom, razlika je u dodatnim ogradama povezanim na temeljnu platformu. Oblik ograde ovisi o vrsti tereta koji je potrebno transportirati. Prihvat ovog tipa ima najviše nedostataka, ali je jedini način transporta sipkog materijala s pomoću kolica.

2.3 Pogon kolica

Ručni pogon zahtjeva da korisnik preko određenih prihvata prenosi silu potrebnu za upravljanje kolica. Prikladan prihvat olakšava upravljanje kolicima, što rezultira povećanoj produktivnosti i smanjenom fizičkom naporu korisnika.

Prihvati su izrađeni kombinacijom cijevi, a koriste se u dvije glavne izvedbe: prihvat za jednu ruku ili prihvat za obje ruke.

Prihvati izrađeni za prihvat s obje ruke su najčešća vrsta prihvata, izrađeni su savijanjem jedne cijevi u pravokutni oblik s tri stranice. Slobodni krajevi pravokutnika se povezuju na kolica dok se suprotni kraj koristi kao rukohvat za korisnika. Izvedba rukohvata može biti ravna ili dodatno

savijena kako bi se povećala ergonomija prihvata. Jedina mana povećanje ergonomije prihvata je povećana cijena izrade zbog dodatnog procesa oblikovanja. Prednost ove vrste prihvata je njena krutost i poboljšana ergonomija koja se postiže pružanjem različitih pozicija prihvata. Glavna mana je otežano upravljanje.

Drugi način je rjeđi i koristi se samo za kolica male nosivosti. Ta vrsta napravljena je uz pomoć cijevi koja je s jedne strane pričvršćena na konstrukciju kolica, dok se druga strana cijevi koristi kao prihvat. Prednost takve izvedbe je olakšano upravljanje kolicima. Takav prihvat se koristi isključivo za kolica male nosivosti zbog opasnosti od savijanja pri većim silama.

Vertikalna kolica najčešće koriste prihvate izrađene od dvije cijevi koje olakšavaju upravljanje kolicima. Kod prihvata s dvije cijevi donji krajevi su pričvršćeni na kolica, a gornji krajevi se koriste kao prihvat. Tako se kolicima može lako upravljati i pri većim nosivostima, a jedina mana je nedostatak raznih pozicija za ruke korisnika što smanjuje ergonomičnost.

Navedene izvedbe su pretežito izrađene od čeličnih ili aluminijskih cijevi, ali preko njih često idu gumeni premazi ili gumene ručke kako se ruke korisnika ne bi sklizale.

Slika 6. prikazuje kolica s prihvatom za jednu ruku.



Slika 6. Kolica s prihvatom za jednu ruku [9]

2.4 Skretanje kolica

Skretanje kolica može se izvesti na razne načine, no kod kolica koja se guraju i koja imaju *rocker – bogie* ovjes jedina zadovoljavajuća opcija su zakretni kotači. Zakretni kotači se mogu slobodno rotirati oko svoje osi. Primjena ovih kotača definirana je njihovom izvedbom kojih ima mnogo, zbog čega ih možemo pronaći u širokoj primjeni, od namještaja do teretnih kolica. Kotači su izrađeni tako da se montiraju s donje strane predmeta s pomoću prirubnice ili s pomoću navojnog klina. Izvedbe s prirubnicom su prihvaćene na predmet vijcima čiji broj ovisi o nosivosti kotača ili posebnih adaptera koji služe samo za male nosivosti. Izvedbe s prirubnicom su bolje za kotače koji će biti podvrgnuti dinamičnim opterećenjima, s obzirom na to da mogu opterećenje rasporediti na više vijaka. Izvedba s navojnim klinom zahtijeva veće visine predmeta u koji će se prihvatiti kako bi navojni klin u cijelosti ušao. Prednost ove izvedbe je da zauzima manje prostora na površini predmeta i lakše se montira od izvedbe s prirubnicom, ali je nepogodnija za dinamička opterećenja, zato što sva opterećenja preuzima samo jedan navojni klin.

Rotacija kotača oko osi tipično je rješena s pomoću raznih ležaja, no neke izvedbe manjih nosivosti mogu biti riješene i bez njih. Najčešće su korišteni kuglični i valjkasti ležajevi. Kuglični ležajevi se koriste kada je zahtijevana veća brzina vrtnje dok se valjkasti koriste kada je potrebna veća nosivost ili kada je potrebno preuzimanje radijalnog i aksijalnog opterećenja. Glavni kriterij zakretnih kotača je upravo nosivost prema kojoj kotače svrstavamo u tri skupine. Kotači male nosivosti su svi oni čija je nosivost ispod 75 kg, nosivost srednjih kotača je između 76 kg i 140 kg. Kotači koji imaju nosivost iznad 140 kg spadaju pod kotače velike nosivosti. Sve vrste kotača mogu biti izrađene i s kočnicom, kako bi se spriječilo proklizavanje kolica na kosini [10].

2.5 Osiguranje tereta od sklizanja

Teretna kolica koriste se u raznim uvjetima te je zato potrebno osigurati da predmet pri uporabi neće skliznuti s kolica. Površina na koju se stavlja teret može se i namočiti ili zablattiti, što doprinosi tomu da predmet lakše sklizne. Osiguravanje od proklizavanja može biti izvedeno na tri glavna načina.

Prvi način je da se po temeljnoj površini postave užljebljenja. Ovakvo osiguranje je zadovoljavajuće pri suhim uvjetima, ali pri vlažnim i sličnim uvjetima ima neznatan utjecaj.

Druga opcija je postavljanje gumenih prevlaka ili premaza. Gumeni premazi omogućuju zadovoljavajuće prianjanje pri suhim uvjetima, ali ne i kod mokrih uvjeta. Prednost gumenih prevlaka je da mogu biti izvedene s dizajnima koji smanjuju opasnost od sklizanja pri mokrim uvjetima. Nedostatak gumenih prevlaka je pak da su većih debljina od ostalih načina osiguranja predmeta od sklizanja.

Zadnji način je korištenje *grip tapea* koji se u trakama može nanijeti na samu temeljnu površinu kolica. *Grip tape* je male debljine i omogućuje dobro prianjanje pri raznim uvjetima. Nedostatak *grip tapea* je to da potencijalno može oštetiti površinu predmeta i potrebno ga je izmijeniti nakon određenog broja ciklusa korištenja.

2.6 Kotači

Kotač je ključan element svakih kolica koji svojom rotacijom omogućuje da se transportiraju tereti većih težina. Postoji mnogo vrsta kotača, ali se većinski mogu svrstati u dvije glavne skupine: puni kotači i pneumatski kotači.

2.6.1 Puni kotači

Puni kotači su kotači bez zračnice, nije ih potrebno puniti zrakom i nema rizika od puštanja. Postoji više kombinacija ovakve vrste kotača, a svaka od tih kombinacija ima svoju svrhu i pritom prednosti i određene nedostatke.

Tvrda guma

Kotači od tvrde gume su stvoreni za opću uporabu. Jedan od glavnih nedostataka im je smanjena nosivost, dok im je prednost ta da su pristupačniji cijenom te se mogu koristiti i po ravnim površinama skladišta i po vanjskim površinama.

Meka guma

Meka guma je po svojim svojstvima slična tvrdoj, ali pridonosi ugodnijem i tišem kotrljanju. Ugodnije kotrljanje dolazi uz dodatno smanjenje nosivosti i rizika od deformiranja kotača.

Termoplastična guma

Ovakav tip kotača ima spoj svojstva kotača od tvrde i meke gume što mu omogućuje glatko kotrljanje i tiho kotrljanje kolica po podlozi te pritom štiti samu površinu od štete. Termoplastična guma je vrlo izdržljiva te je otporna na kemikalije, vodu, paru i druge okolišne uvjete.

Neoprenska guma

Kotači od neuronske gume su jako popularni u glazbenoj industriji jer omogućuju tiho i glatko kotrljanje te imaju svojstvo upijanja udaraca pri samom kotrljanju. Kotači su izdržljivi, mogu se koristiti u raznim uvjetima, a glatkoća kotrljanja osigurava podlogu od oštećenja.

Elastična guma

Kotači od elastične gume najbolji su kada je potrebna veća nosivost, a bolji su tako i od termoplastičnih guma. Elastična guma je superiornija izvedba guma, ali zbog toga ima i najvišu cijenu.

Provodljiva guma

Iako imaju slabija svojstva od ostalih vrsta guma, ove gume imaju sposobnost eliminiranja statičkog elektriciteta što ih čini najboljim izborom u elektroničkim kompanijama.

2.6.2 Pneumatski kotači

Pneumatski kotači su najpoznatija vrsta kotača te se mogu naći u većini vozila, od građevinskih kolica do kamiona. Razlikujemo dvije glavne vrste pneumatskih kotača. Prva vrsta su pneumatski kotači punjeni zrakom, dok je druga vrsta umjesto s komprimiranim zrakom punjena posebnom pjenom.

Pneumatski kotači punjeni zrakom se sastoje od felge i vanjske gume. Komprimirani zrak između felge i vanjske gume daje kotaču oblik i čvrstoću za prijevoz tereta. Ovakva vrsta kotača se koristi na vanjskim i unutarnjim površinama neovisno o tome radi li se o ravnoj ili brdovitoj površini. Stlačivi zrak unutar gume omogućuje ovoj vrsti kotača da ima izrazito dobra svojstva upijanja udarca što omogućuje mirniju i mekšu vožnju. S obzirom na to da su većinski ispunjeni zrakom, ovi kotači su jeftiniji, no ipak imaju nekoliko nedostataka. Najveći nedostatak im je taj da se lako probuše, pa se ne mogu koristiti na površinama s oštrim predmetima. Također, zrak iz gume ponekad polagano istječe, pa ovi kotači zahtijevaju često održavanje.

Za situacije koje zahtijevaju da se kotači ne smiju probušiti koriste se pneumatski kotači punjeni pjenom. Po konstrukciji su slični običnim pneumatskim kotačima, razlika je jedino u tome da oblik ovoj vrsti kotača daje pjena, a ne komprimirani zrak. Pjena je kruća od komprimiranog zraka, što smanjuje svojstvo upijanja udaraca, ali nema rizika od bušenja gume. Velika mana ove vrste kotača je njihova povišena cijena.

Tablica 1. Usporedba vrsta kotača

Zračni pneumatski kotači	Pneumatski kotači punjeni pjenom	Puni kotači
Vanjska guma punjena zrakom	Vanjska guma punjena pjenom	Potpuno izrađen od gume
Unutarnji i vanjski tereni, potrebno paziti na oštre predmete	Unutarnji i vanjski tereni	Pretežito unutarnji tereni, veliki rizik zapinjanja pri vanjskom korištenju
Potrebno održavanje	-	-
Opasnost od pucanja	Velika izdržljivost	Velika izdržljivost
Niska cijena	Viša cijena	Niska cijena
Upijanje udarca	-	-

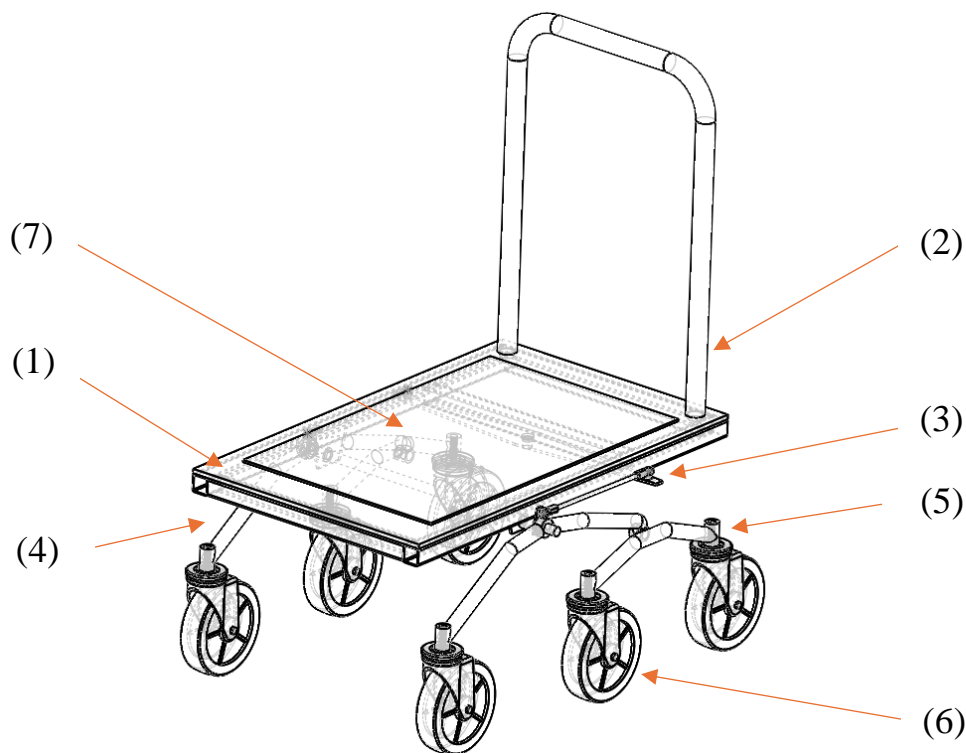
3. NEKOLIKO KONCEPCIJSKIH RJEŠENJA

U nastavku se opisuju koncepti teretnih kolica koji su nastali kombinacijom parcijalnih rješenja. Koncepti su izrađeni uz pomoć postojećih rješenja i njihovom analizom te na temelju vlastitih ideja. Koncepti koji se razrađuju u ovom radu moraju izvršavati sve funkcije i podfunkcije proizvoda. Problem velikog broja potencijalnih ideja je riješen korištenjem morfološke matrice s pomoću koje smo kombinirali parcijalna rješenja u koncepte. Prilikom kombinacije parcijalnih rješenja uočena je mogućnost eliminacije nekih parcijalnih rješenja te su stvorena tri glavna koncepta koja su se uspoređivala i dalje konstrukcijski razrađivala.

3.1 Koncept 1

Koncept 1 ima oblik platformnih teretnih kolica. Temeljna platforma (1) kolica je oslonjena na šest kotača (6). Glavno gibanje i upravljanje kolica omogućeno je s pomoću prihvata (2) izrađenog od jedne cijevi koja je povezana na temeljnu platformu. Temeljna platforma je povezana s *rocker-bogie* sustavom uz pomoć sustava diferencijalne poluge (3). Sustav poluge se sastoji od nosača, poluge za prijenos gibanja i zakretnog elementa. Sustav poluge ujedno je i diferencijal ovjesa te omogućuje prijenos gibanja s jednog *rockera* (4) na drugi i tako osigurava sposobnost kolica za prelaženje prepreka. Rotacija diferencijala omogućena je s pomoću aksijalnog kliznog ležaja. *Bogie* (5) sustav je slobodnim zglobom povezan s *rockerom*, a samim time i ostatkom kolica. Rotacija *bogie* sustava je također ostvarena s pomoću kliznog ležaja. *Bogie* sustavom se ostvaruje veća sigurnost pri prelaženju prepreka jer osigurava da što veći broj kotača dodiruje podlogu u određenom trenutku. Prednji kotač povezan na *rocker* je fiksiran kako bi se osigurala lakša kontrola kolica te kako bi se spriječila mogućnost kretanja kolica u nepoželjnom smjeru pri većim opterećenjima. Zadnja dva kotača povezana na *bogie* su zakretna kako bi se osigurala mogućnost zakretanja kolica uz minimalno klizanje kotača. Kotači koncepta 1 su pneumatskog tipa kako ne bi dolazilo do propadanja kotača pri vožnji po mekšim terenima. Teret je osiguran s pomoću gumenih prevlaka (7) koje osiguravaju da neće doći do gubitka tereta pri mokrim uvjetima.

Slika 7 prikazuje koncept 1 s označenim glavnim komponentama.

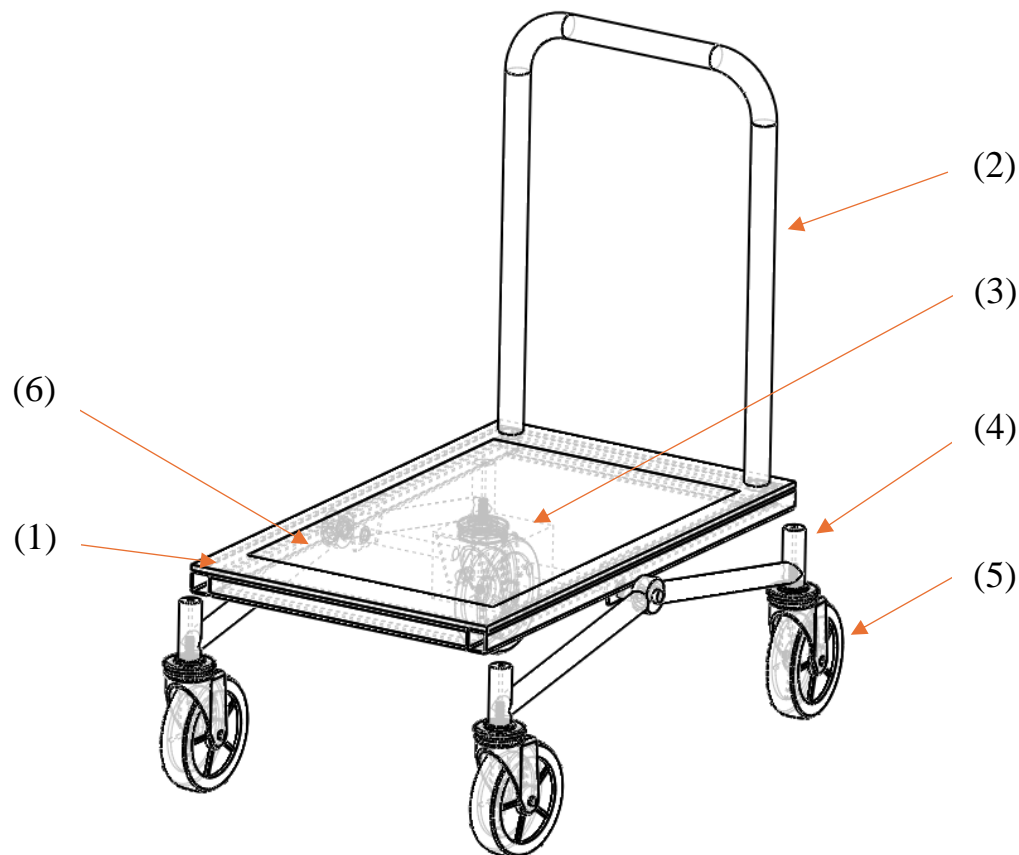


Slika 7. Koncept 1

3.2 Koncept 2

Koncept 2 ima oblik platformnih teretnih kolica, pa temeljna platforma (1) ima oblik kao i u konceptu 1 i oslonjena je na četiri kotača. Prijenos sile korisnika ostvaruje se uz pomoć prihвата (2) kao i u konceptu 1. Ovjes s četiri kotača osigurava lakšu i jeftiniju izradu, a da pritom ispunjava svoju funkciju. Zbog manjka kotača *bogie* sustav nije potreban te je ovjes ovog koncepta isključivo povezan diferencijalnim spojem. Diferencijal (3) je izveden s tri stožnika od kojih su dva povezana na *rockere* (4), a treći, zadnji, na temeljnu platformu. Stožnici omogućavaju da pri zakretu jednog *rockera* prelaskom preko prepreke dolazi do rotacije drugoga u suprotnom smjeru kako bi kolica mogla prijeći prepreku bez opasnosti prevrtanja. Zadnji stožnik sprječava slobodnu rotaciju temeljne platforme, pa bi bez trećeg stožnika postojala opasnost od prevrtanja kolica i gubitka tereta. Zadnjem paru kotača (5) omogućena je potpuna rotacija aksijalnim ležajevima kako bi se olakšalo upravljanje kolica u skučenim prostorima. Kotači koncepta 2 su punog tipa kako bi se smanjila potrebna održavanja i rizik od bušenja zračnice. Temelja površina ovog koncepta je užlijebljena (6) kako bi se smanjio rizik od ispadanja samog tereta.

Slika 8 prikazuje koncept 2 s označenim glavnim komponentama



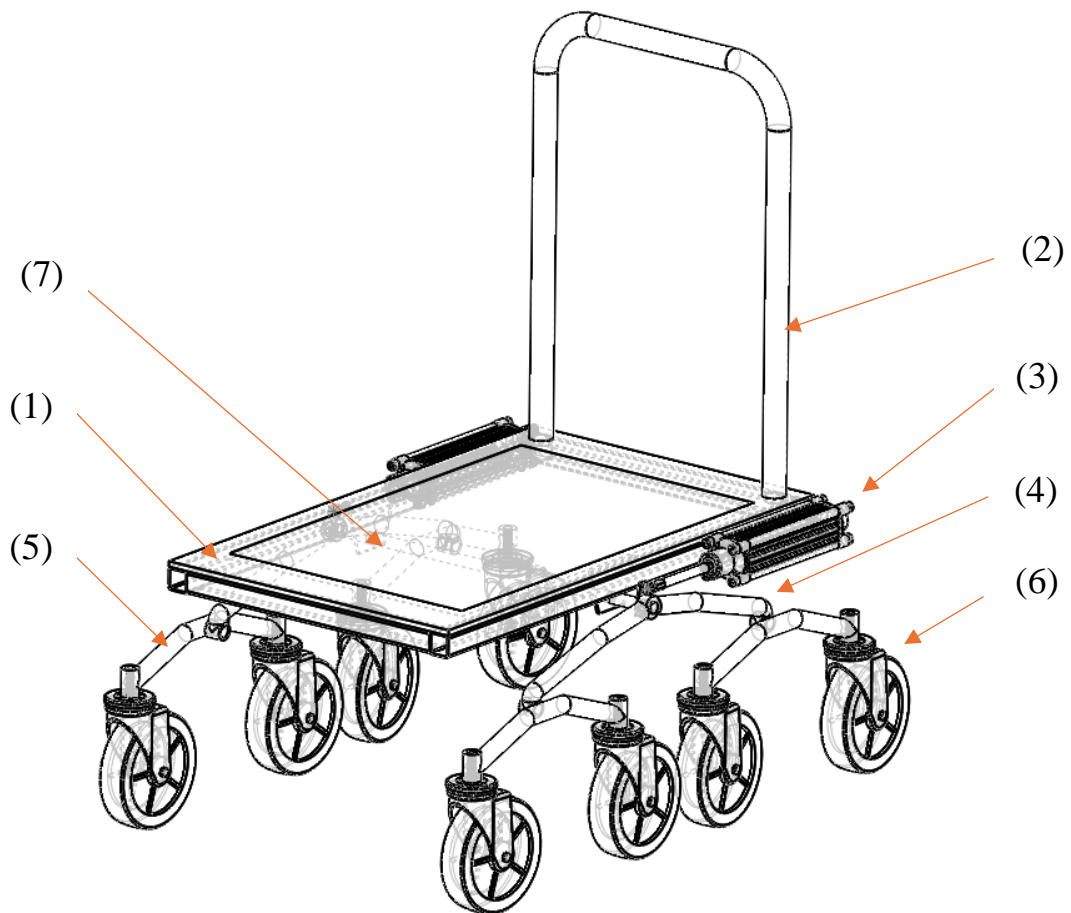
Slika 8. Koncept 2

3.3 Koncept 3

Koncept 3 također ima oblik platformnih teretnih kolica, no temeljna platforma (1) oslonjena je na osam kotača. Pogon kolica se ostvaruje tako da korisnik gura kolica i time prenosi silu potrebnu za guranje preko prihвата (2). Osam kotača na kolicima omogućuju glatki transport tereta po mekim terenima, a pritom je i dalje omogućeno prelaženja preko viših prepreka. Veći broj kotača stvara potrebu za drugim *bogiem* (5) te ovaj koncept zbog toga ima dva slobodna zgloba uz diferencijalni. Diferencijal ovog koncepta ostvaren je uz pomoć dva pneumatska cilindra (3) koja su pričvršćena na temeljnu platformu. Podizanje prednjeg para kotača jednog od *rockera* (4) tlači odgovarajući cilindar, a s obzirom na to da su oba cilindra povezana, suprotni cilindar ekspankira i time rotira drugi *rocker* u suprotnu stranu. Kotači zadnjeg para *bogiea* su skretni dok je na prednjem paru *bogiea* samo prednji par kotača skretni. Tim rasporedom omogućujemo lagano upravljanje kolica uz minimalno klizanje kotača pri

skretanju. Uz veći broj kotača, koncept 3 ima kotače (6) pneumatskog tipa kako bi se maksimizirala mogućnost vožnje po mekanim teretima po kojima bi drugi tipovi kotača zapinjali. Da ne bi došlo do sklizanja tereta ovaj koncept je opremljen s *grip tapeom* (7).

Slika 9 prikazuje koncept 3 s označenim glavnim komponentama.



Slika 9. Koncept 3

4. IZBOR NAJPOGODNIJEG KONCEPTA ZA ZADANE PROJEKTNE ZAHTJEVE

Svrha izbora najboljeg koncepta je suziti prostor mogućih rješenja tako da ostane jedan koncept koji će se voditi kroz konstrukcijsku razradu [11]. Izbor se radi uz pomoć matrice odlučivanja. Matrica odlučivanja omogućuje razvojnom timu da svaki koncept ocjenjuje prema kriterijima za odabir i da pritom svakom kriteriju dodjeljuje težinske faktore [11]. Matrica odlučivanja za tereta kolica sastojala se od ovih kriterija: jednostavnost upravljanja, sigurnost tereta, lakoća prelaska prepreka, lakoća vožnje po različitim terenima i jednostavnost proizvodnje.

Tablica 2. Matrica odlučivanja

Kriterij odabira	Koncepti		
	Koncept 1	Koncept 2 (referentni)	Koncept 3
Jednostavnost upravljanja	-	0	-
Sigurnost tereta	+	0	+
Lakoća prelaska prepreka	+	0	+
Lakoća vožnje po različitim terenima	+	0	+
Jednostavnost proizvodnje	0	0	-
Suma (+)	3	0	3
Suma (0)	1	5	0
Suma (-)	1	0	2
Neto zbroj	2	0	1
Rang	1	3	2
Nastaviti?	Da	Ne	Ne

Referentni koncept je bio koncept 2 te smo prema njemu uspoređivali ostale koncepte prema gore navedenim kriterijima.

Jednostavnost upravljanja kod referentnog koncepta je bolja zbog manjeg broja kotača. Manji broj kotača omogućuje lakše zakretanje kolica i time lakše upravljanje. Problem kolica s više kotača i kompliciranijim ovjesima je dodana težina koja dovodi do otežanog pokretanja kolica, ali i upravljanja s njima.

Sigurnost tereta je viša kod 1. i 3. koncepta zato što su to koncepti koji imaju *grip tape* i gumenu prevlaku, čime se osigurava da teret ne ispadne s kolica pri prelasku povišenih prepreka. Referentni koncept ima temeljnu površinu s užljebljenjima koja pomažu pri osiguranju tereta, ali rješenja 1. i 3. koncepta osiguravaju da teret ne ispadne ni pri vlažnim uvjetima. Glavni nedostatak površine s užljebljenjem je taj da je takvoj površini korisnost pri vlažnim uvjetima znatno smanjena.

Koncepti sa 6 i 8 kotača imaju ovjes koji se sastoji od *rockera* i *bogiea* dok se referentni sastoji samo od *rockera*. Nedostatak *bogiea* povećava mogućnost podizanja jednog od kotača i time olakšava prevrtanje kolica i povećava opasnost od sklizanja tereta s temeljne površine, što otežava prelazak preko viših prepreka. *Bogie* omogućuje da se dio ovjesa prilagođava podlozi i time osigurava da ne dolazi do podizanja kotača.

Lakoća vožnje po različitim terenima najviše ovisi o broju i vrsti kotača, pa će zbog toga koncepti 1 i 3, koji imaju veći broj pneumatskih kotača, biti u prednosti. Kotači koncepta 2 će funkcionirati puno bolje na tvrdim podlogama, ali će na mekim terenima kotači propadati i kolica će biti beskorisna. Veći broj kotača omogućuje bolju raspodjelu težine po terenu i time se dodatno smanjuje rizik od propadanja kotača na mekim površinama.

Jednostavnost proizvodnje se primarno odnosi na kompliciranost izvedbe diferencijalnog elementa i noga ovjesa. Koncept 3 je najlošiji prema ovom kriteriju jer se noge ovjesa sastoje od dva *bogiea* koji zahtijevaju dodatnu metalnu konstrukciju i ležajna mjesta. Uz noge ovjesa kod koncepta 3 diferencijalni element je napravljen s dva pneumatska cilindra, što dodatno otežava proizvodnju, a uz to povećava i cijenu izrade kolica temeljene na tom konceptu. Referentni koncept ima otežanu proizvodnju zbog stožnika potrebnih za diferencijalni element. Uobičajeni stožnici imaju otežan proces proizvodnje, a stožnici referentnog koncepta će biti podložena većim naprezanjima zbog čega će ih biti potrebno kaliti što će dodatno otežati proizvodnju. Konceptu 1 je otežana proizvodnja zbog *bogiea* i zbog toga dobiva istu ocjenu kao i koncept 2.

Nakon provedene usporedbe pojedinih kriterija napravili smo sumu svih (+), (-) i (0). Neto suma pokazao nam je poredak koncepata i to nam je omogućilo da ih rangiramo i odaberemo s kojim ćemo ići u daljnju razradu.

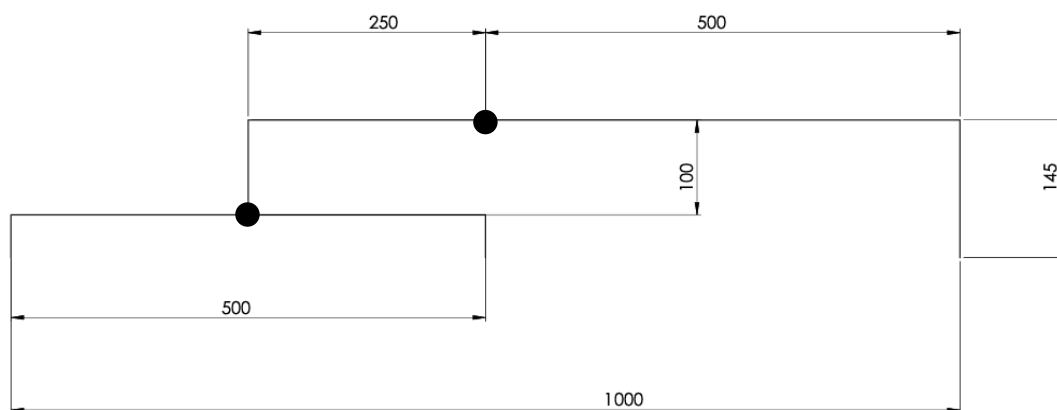
Koncept odabran za daljnju razradu je **koncept 1**.

5. PRORAČUN I OBLIKOVANJE OVJESA

5.1 Dimenzije ovjesa

Gabaritne dimenzije ovjesa trebaju biti slične veličine kao i dimenzije temeljne platforme koja je definirana početnim zahtjevima. Ovjes kolica se mora sastojati od *rockera* i *bogiea* te mora biti povezan diferencijalnom polugom. Potrebno je definirati dimenzije kako bi svaki od kotača bio jednako opterećen, a da pritom kolica mogu izvršiti svoju funkciju.

Slika 10 prikazuje dimenzije ovjesa kolica.

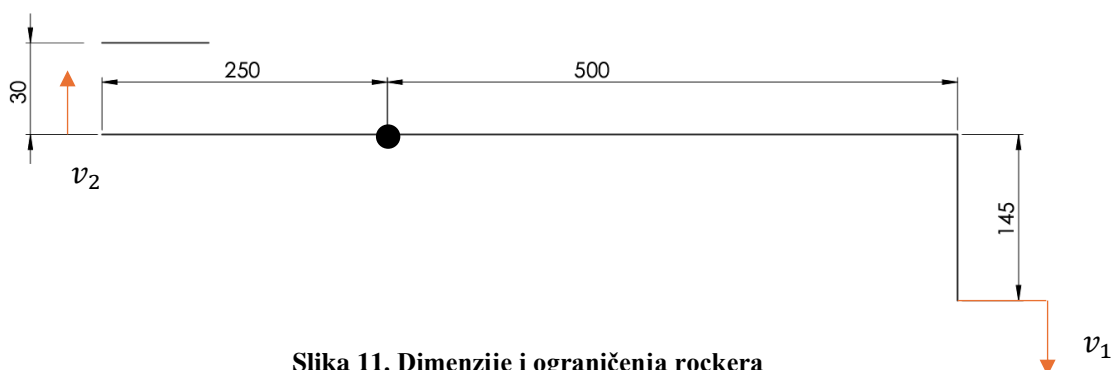


Slika 10. Dimenzije ovjesa

5.1.1 Proračun zakreta rockera

Zahtjevi kolica su definirani na način da moraju imati mogućnost prelaska prepreke do 50 mm. Potrebno je bilo zato provjeriti dolaze li dijelovi kolica pri prelasku prepreke u koliziju.

Slika 11 prikazuje potrebne dimenzije *rockera* za proračun i maksimalni pomak koji kraći kraj *rockera* smije postići pri prijelazu preko prepreke.



Slika 11. Dimenzije i ograničenja rockera

Kut zakreta *rockera* se dobiva iz geometrije ovjesa s pomoću sljedećeg izraza:

$$\sin(\alpha) = \frac{v_1}{l_1}. \quad (5.1.)$$

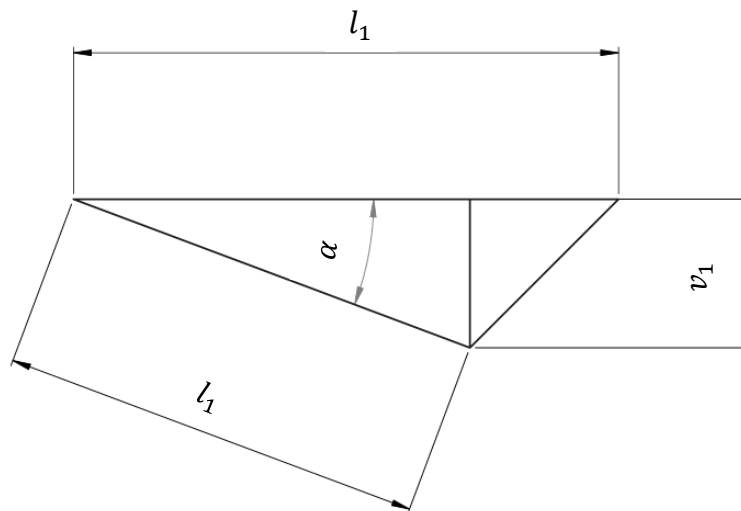
Gdje su:

α – kut zakreta *rockera*,

v_1 – vertikalni pomak prednjeg dijela *rockera* = 50 mm i

l_1 – duljina kraka prednjeg dijela *rockera* = 500 mm.

Izraz se dobiva pomoću geometrije iz trokuta zakreta sa slike 12.



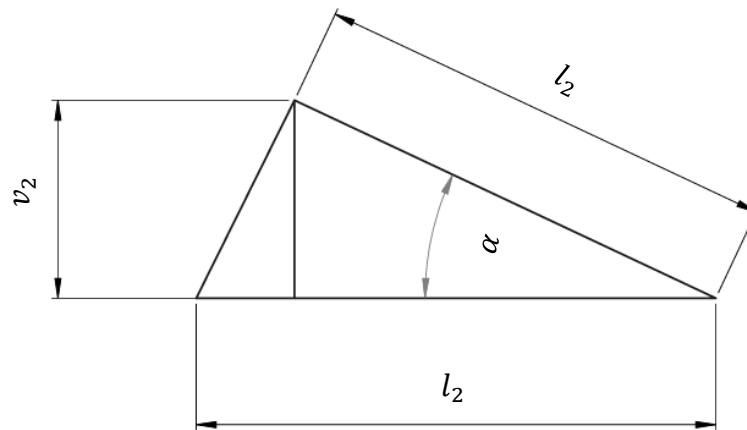
Slika 12. Trokut zakreta *rockera*

Uvrštavanjem vrijednosti $v_1 = 50$ mm i $l_1 = 500$ mm u izraz (5.1.) dobiva se vrijednost kuta zakreta *rockera* α .

Kut zakreta *rockera* α je iznosi:

$$\alpha = 5.74^\circ. \quad (5.2.)$$

Izraz za izračun pomaka v_2 dobiva se iz trokuta zakreta *rockera* sa slike 13.



Slika 13. Trokut zakreta *rockera*

Izraz za izračun pomaka v_2 glasi:

$$\sin(\alpha) = \frac{v_2}{l_2}. \quad (5.3.)$$

Gdje su:

α – kut zakreta *rockera* = 5.74° ,

l_2 – duljina kraka zadnjeg dijela *rockera* = 250 mm i

v_2 – vertikalni pomak zadnjeg dijela *rockera*.

Uvrštavanjem vrijednosti $\alpha = 5.74^\circ$ i $l_2 = 250$ mm u izraz (5.3.) dobiva se vrijednost pomaka v_2 . Pomak v_2 iznosi:

$$v_2 = 25 \text{ mm}. \quad (5.4.)$$

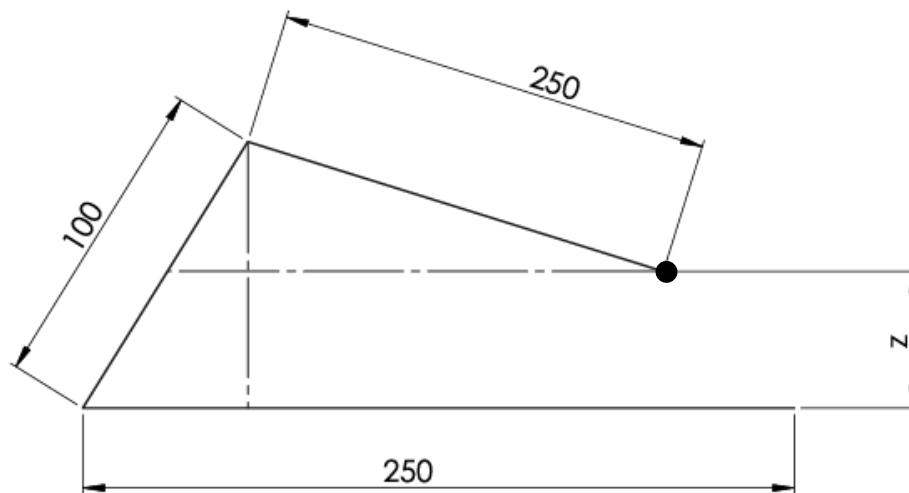
Maksimalni pomak v_{2max} se dobiva iz slike 11 te iznosi $v_{2max} = 30$ mm.

Pomak $v_2 = 25$ mm je manji od $v_{2max} = 30$ mm što znači da neće doći do kolizije pri zakretu *rockera*.

5.1.2 Proračun zakreta bogiea

Potrebno je provjeriti i bogie dio ovjesa kako ne bi došlo do kolizije s rockerom. Potrebno je ostvariti da bogie bude paralelan s podlogom kada je rocker u krajnjoj poziciji bez kolizije.

Slika 14 prikazuje geometriju i dimenzije potrebne za proračun.



Slika 14. Dimenzije za proračun bogiea

Iskustveno je definirano da minimalna potrebna zračnost iznosi $z_{min} = 30$ mm.

Izraz za izračunavanje zračnosti glasi:

$$z = x - v_2. \quad (5.5.)$$

Gdje su:

z – zračnost,

x – pomoćna varijabla za izračun i

v_2 – vertikalni pomak zadnjeg dijela rockera = 25 mm.

Varijabla x je dobivena iz trokuta na slici 15 prema izrazu:

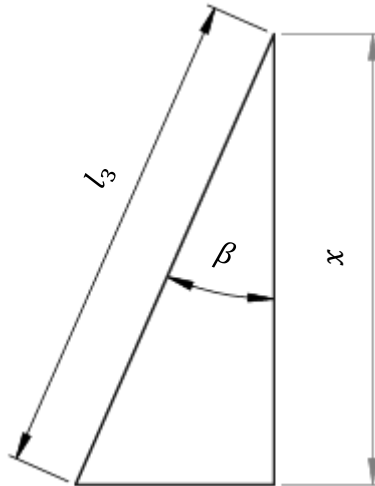
$$\cos(\beta) = \frac{x}{l_3}. \quad (5.6.)$$

Gdje su:

β – kut zakreta bogiea,

l_3 – duljina nosača bogiea = 100 mm i

x – pomoćna varijabla.



Slika 15. Pomoćni trokut za izračun

Za izračun varijable x potreban je kut zakreta bogiea β koji se dobiva iz trokuta sa slike 16 prema izrazu:

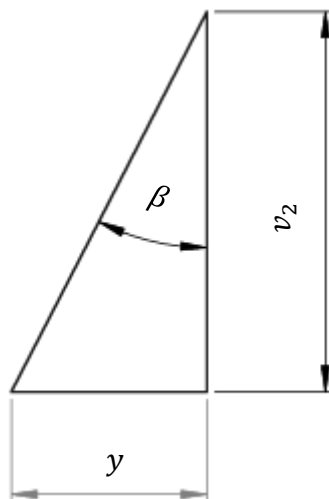
$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{y}{v_2}. \quad (5.7.)$$

Gdje su:

β – kut zakreta bogiea,

v_2 – duljina kraka bogiea = 25 mm i

y – pomoćna varijabla.



Slika 16. Pomoćni trokut za izračun

Varijabla y se dobiva pomoću izraza:

$$y = l_2 - \cos(\alpha) l_2. \quad (5.8.)$$

Gdje su:

l_2 – duljina kraka zadnjeg dijela *rockera* = 250 mm i

β – kut zakreta *rockera*.

Uvrštavanjem $l_2 = 250$ mm i $\alpha = 5.74^\circ$ u izraz (5.8.) dobiva se vrijednost varijable y :

Varijabla y iznosi:

$$y = 1.25 \text{ mm}. \quad (5.9.)$$

Uvrštavanjem $y = 1.25$ mm i $v_2 = 25$ mm u izraz (5.7.) dobiva se vrijednost kuta β .

Kut β iznosi:

$$\beta = 2.87^\circ. \quad (5.10.)$$

Uvrštavanjem $\beta = 2.87^\circ$ i $l_3 = 100$ mm u izraz (5.6.) dobiva se vrijednost varijable x .

Varijable x iznosi:

$$x = 99.87 \text{ mm}. \quad (5.11.)$$

Uvrštavanjem $x = 99.87$ mm i $v_2 = 25$ mm u izraz (5.5) dobiva se vrijednost postignute zračnosti.

Postignuta zračnost z iznosi:

$$z = 74.87 \text{ mm}. \quad (5.12.)$$

Usporedbom postignute i minimalne zračnosti vidi se da je $z = 74.87$ mm veća od $z_{min} = 70$ mm što znači da neće doći do kolizije između *rockera* i *bogiea*.

5.1.3 Proračun zakreta diferencijalne poluge

Potrebno je provjeriti da li će pri zakretu diferencijalne poluge glava *ball jointa* doći u koliziju s temeljnom platformom.

Iskustveno je određeno da je najveći dopušteni pomak središta *ball jointa* kako ne bi došlo do kolizije s temeljnom platformom.

Pomak u_1 se izračunava pomoću izraza dobivenog iz trokuta sa slike 17:

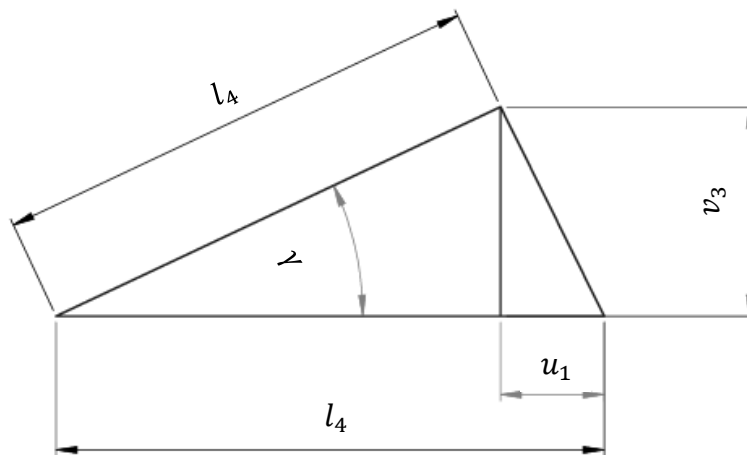
$$u_1 = l_4 - \cos(\gamma)l_4. \quad (5.13.)$$

Gdje je:

u_1 – horizontalni pomak diferencijalne poluge,

l_4 – duljina kraka diferencijalne poluge = 320 mm i

γ – kut zakreta diferencijalne poluge.



Slika 17. Trokut zakreta diferencijalne poluge

Za određivanje pomaka u_1 potrebno je odrediti kut γ . Kut γ se određuje prema izrazu:

$$\sin(\gamma) = \frac{v_3}{l_4}. \quad (5.14.)$$

Gdje su:

v_3 – vertikalni pomak diferencijalne poluge,

l_4 – duljina kraka diferencijalne poluge = 320 mm i

γ – kut zakreta diferencijalne poluge.

Pomak v_3 se određuje iz trokuta na slici 18. prema izrazu:

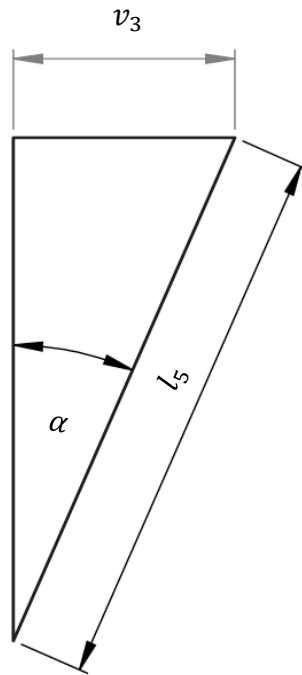
$$\sin(\alpha) = \frac{v_3}{l_5}. \quad (5.15.)$$

Gdje su:

α – kut zakreta *rockera*,

v_3 – vertikalni pomak diferencijalne poluge i

l_5 – duljina držača *ball jointa* = 64.5 mm.



Slika 18. Trokut zakreta diferencijalne spojnice

Uvrštavanjem $\alpha = 5.74^\circ$ i $l_5 = 64.5$ mm dobiva se vrijednost pomaka v_3 . Pomak v_3 iznosi:

$$v_3 = 6.45 \text{ mm}. \quad (5.16.)$$

Uvrštavanjem $v_3 = 6.45$ mm i $l_4 = 320$ mm u izraz (5.14.) dobiva se vrijednost kuta zakreta diferencijalne poluge γ . Kut zakreta diferencijalne poluge γ iznosi:

$$\gamma = 1.15^\circ. \quad (5.17.)$$

Uvrštavanjem $\gamma = 1.15^\circ$ i $l_4 = 320$ mm u izraz (5.13.) dobiva se vrijednost pomaka središta *ball jointa* u_1 . Pomak središta *ball jointa* u_1 iznosi:

$$u_1 = 0.0645 \text{ mm}. \quad (5.18.)$$

Postignut pomak središta *ball jointa* $u_1 = 0.0645$ mm je manji od maksimalnog mogućeg pomaka $u_{1max} = 5$ mm što znači da neće doći do kolizije između *ball jointa* i temeljne platforme.

5.2 Opterećenje ovjesa

5.2.1 Opterećenje ovjesa u ravnotežnom položaju

Dimenzije ovjesa su definirane tako da je svaki kotač jednako opterećen u stacionarnom položaju.

Zadatkom je traženo da kolica prevoze teret mase $m_t = 150$ kg, pri čemu temeljna platforma ima približnu masu $m_p = 15$ kg.

Nosivost Q se dobiva iz izraza:

$$Q = F_p + F_t. \quad (5.19.)$$

Gdje su:

Q – nosivost,

F_p – težina platforme i

F_t – težina tereta.

Sila F se dobiva pomoću izraza:

$$F = mg, \quad (5.20.)$$

Gdje su:

F – sila,

m – masa i

g – gravitacijsko ubrzanje = $9.81 \frac{m}{s^2}$.

Uvrštavanjem $m_t = 150$ kg i $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ u izraz (5.20.) dobiva se vrijednost sile F_t :

$$F_t = 1471.5 \text{ N} \quad (5.21.)$$

Uvrštavanjem $m_p = 15$ kg i $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ u izraz (5.20.) dobiva se vrijednost sile F_p :

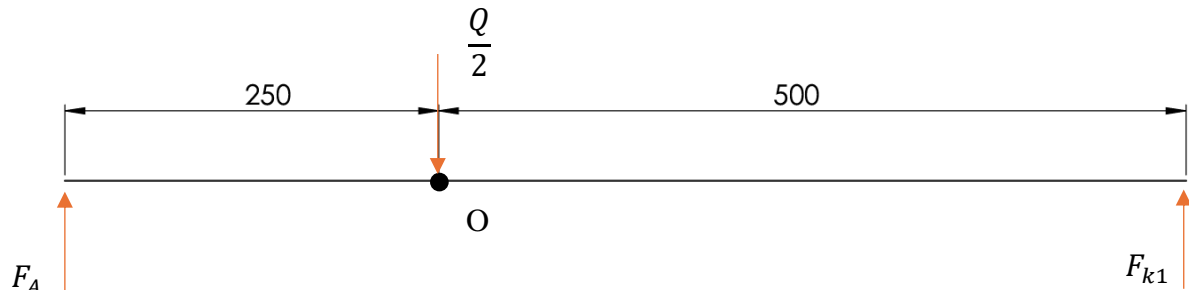
$$F_p = 147.15 \text{ N} \quad (5.22.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.21.) i (5.22.) u izraz (5.19.) dobiva se vrijednost nosivosti kolica:

$$Q = 1618.65 \text{ N} \quad (5.23.)$$

5.2.2 Opterećenje rockera

Raspodjela sila unutar *rockera* prikazana je na slici 19, a potrebno je provjeriti da li će zadana geometrija rezultirati istim opterećenjima svakog kotača.



Slika 19. Raspodjela sila *rockera*

Sile reakcija F_A i F_{k1} se dobivaju pomoću jednadžbi ravnoteže:

$$\sum F_z = 0: \quad \frac{Q}{2} = F_A + F_{k1}. \quad (5.24.)$$

$$\sum M_O = 0: \quad F_A = \frac{l_1}{l_2} F_{k1}. \quad (5.25)$$

Gdje su:

Q – nosivnost = 1618.65 N,

F_A – sila koja opterećuje *bogie*,

F_{k1} – sila koja opterećuje prednji kotač *rockera*,

l_1 – duljina kraka prednjeg dijela *rockera* = 500 mm

l_2 – duljina kraka zadnjeg dijela *rockera* = 250 mm

Uvrštavanjem $l_1 = 500$ mm i $l_2 = 250$ mm u izraz (5.25.) dobiva se jednakost:

$$F_A = 2 F_{k1}. \quad (5.26.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.26.) i $Q = 1618.65$ N u izraz (5.24.) dobiva se vrijednost sila reakcija

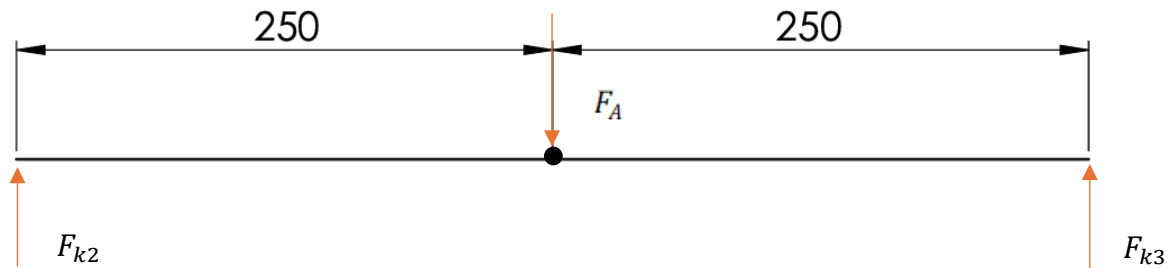
F_A i F_{k1} :

$$F_A = 539.55 \text{ N}. \quad (5.27.)$$

$$F_{k1} = 269.775 \text{ N}. \quad (5.28.)$$

5.2.1.1 Opterećenje bogiea

Raspodjela sila unutar *rockera* prikazana je na slici 20, a potrebno je provjeriti da li će zadana geometrija rezultirati istim opterećenjima svakog kotača.



Slika 20. Raspodjela sila bogiea

Jednaki krakovi ukazuju da će sile F_{k2} i F_{k3} biti jednake te da se dobivaju pomoću izraza:

$$\sum F_z = 0: \quad F_{k2} = F_{k3} = \frac{F_A}{2}. \quad (5.29.)$$

Gdje su:

F_{k2} – sila koja opterećuje prednji kotač bogiea,

F_{k3} – sila koja opterećuje stražnji kotač bogiea i

F_A – sila koja opterećuje bogie = 539.55 N

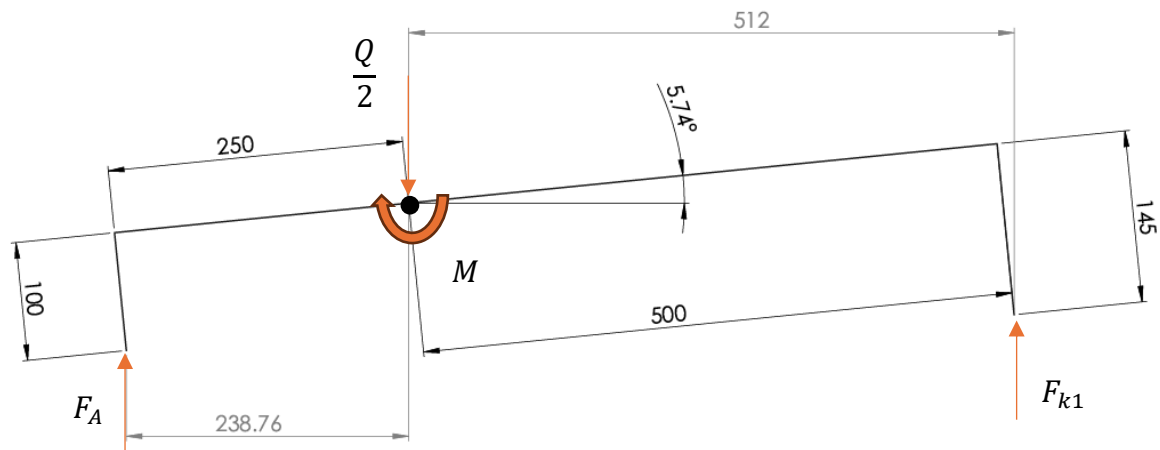
Uvrštavanjem $F_A = 539.55$ N u izraz (5.29.) dobivaju se vrijednosti sila koje opterećuju kotač:

$$F_{k2} = F_{k3} = 269.775 \text{ N}. \quad (5.30.)$$

Vidljivo je iz izraza (5.28.) i (5.30.) da su svi kotači opterećeni istom veličinom sile.

5.2.3 Opterećenje ovjesa u graničnom položaju

Proračun diferencijalne poluge zahtijeva poznavanje opterećenja u krajnjem graničnom položaju. Prilikom prelaska prepreke dolazi do promjene duljine krakova na kojima sila tereta djeluje i time se generira moment koji opterećuje diferencijalnu polugu i ostatak diferencijala. Slika 21 prikazuje pojednostavljeni *rocker* u krajnjoj poziciji sa svim dimenzijama i opterećenjima potrebnim za izračun navedenog momenta.



Slika 21. Opterećenje rockera u krajnjem graničnom položaju

Moment generiran zakretom se dobiva izrazom:

$$\sum F_z = 0: \quad M + 238.76F_A = 512F_{k1}. \quad (5.31.)$$

Gdje su:

M – moment generiran zakretom,

F_A – sila koja opterećuje bogie = 539.55 N i

F_{k1} – sila koja opterećuje prednji kotač rockera = 269.775 N.

Uvrštavanjem izraza (5.27.) i (5.28.) u izraz (5.31.) dobiva se vrijednost momenta generiranog zakretom:

$$M = 9301.842 \text{ Nmm}. \quad (5.32.)$$

5.3 Proračun diferencijala ovjesa

Potrebno je odraditi proračun čvrstoće pojedinih komponenti diferencijala kako ne bi došlo do lomova pri korištenju. Pri proračunu su korištena opterećenja kada kolica prelaze preko najviše moguće prepreke. Time je garantirano da će diferencijal izdržati sve uvjete za koje su kolica namijenjena.

5.3.1 Proračun čvrstoće štapa diferencijala

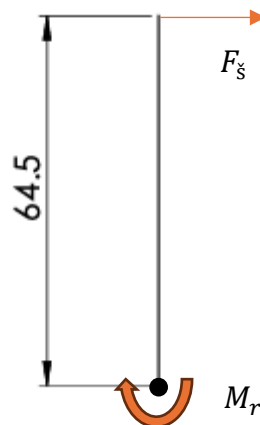
Štap diferencijala je opterećen izmjeničnom silom F_{ξ} . Sila F_{ξ} se dobiva prema slici 22 pomoću izraza:

$$M = 64.5F_{\xi}. \quad (5.33.)$$

Gdje su:

M – moment generiran zakretom = 9301.842 Nmm i

F_{ξ} – sila koja opterećuje diferencijalni štap.



Slika 22. Sila F_{ξ}

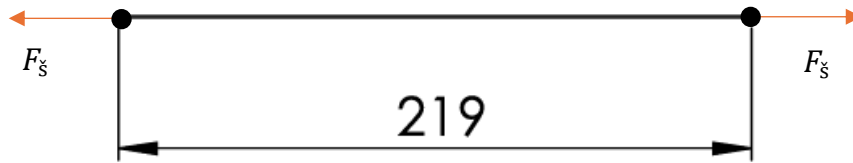
Uvrštavanjem izraza (5.32.) u izraz (5.33.) dobiva se iznos sile F_{ξ} :

$$F_{\xi} = 144.215 \text{ N}. \quad (5.34.)$$

Potrebno je provjeriti čvrstoću štapa na vlak i izvijanje.

5.3.1.1 Proračun štapa diferencijala na vlak

Štap je vlačno opterećen prema slici 23.



Slika 23. Opterećenje štapa diferencijala

Vlačno naprezanje štapa se dobiva pomoću izraza:

$$\sigma_x = \frac{F_v}{A} \quad (5.35.)$$

Gdje su:

σ_x – vlačno naprezanje,

F_v – sila koja uzrokuje vlačno naprezanje i

A – površina poprečnog presjeka.

Površina poprečnog presjeka štapa A_s se dobiva pomoću izraza:

$$A_s = r^2 \pi. \quad (5.36.)$$

Gdje su:

A_s – površina poprečnog presjeka štapa,

r – radijus štapa = 5 mm.

Uvrštavanjem $r = 5$ mm u izraz (5.36.) dobiva se iznos površine poprečnog presjeka štapa A_s :

$$A_s = 25\pi \text{ mm}^2. \quad (5.37.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.34.) i (5.37.) u izraz (5.35.) dobiva se vrijednost vlačnog naprezanja štapa $\sigma_{xš}$:

$$\sigma_{xš} = 1.836 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.38.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{dop} = 84 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća štapa ZADOVOLJAVA jer je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{xš} < \sigma_{dop}$).

5.3.1.2 Proračun štapa diferencijala na izvijanje

Proračun izvijanja se provodi prema Tetmajerovim jednažbama [13]. Dopušteno opterećenje se dobiva pomoću izraza:

$$F_i = \frac{\sigma_k A}{S}. \quad (5.39.)$$

Gdje su:

F_i – sila izvijanja,

σ_k – naprezanje pri izvijanju,

S – faktor sigurnosti i

A – površina poprečnog presjeka.

Naprezanje σ_k se dobiva prema Tetmajerovim jednažbama pomoću izraza:

$$\sigma_k = 310 - 1.14\lambda. \quad (5.40.)$$

Gdje su:

σ_k – naprezanje pri izvijanju i

λ – vitkost.

Vitkost λ se dobiva pomoću izraza:

$$\lambda = \frac{l_0}{i}. \quad (5.41.)$$

Gdje su:

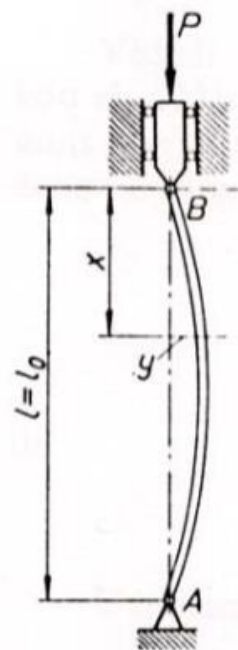
λ – vitkost,

l_0 – slobodna duljina izvijanja i

i – polumjer tromosti.

Za zadani problem prema [13] slobodna duljina izvijanja je jednaka:

$$l_0 = l_s = 219 \text{ mm}. \quad (5.42.)$$



$$P_k = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

$$l_0 = l$$

Slika 24. Slučaj izvijanja za štap [14]

Moment tromosti štapa I_{ξ} se dobiva pomoću izraza:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (5.43.)$$

Gdje su:

I – moment tromosti i

d – promjer štapa.

Uvrštavanjem $d = 10$ mm u izraz (5.43.) dobiva se iznos momenta tromosti štapa I_{ξ} :

$$I_{\xi} = 490.274 \text{ mm}^4. \quad (5.44.)$$

Polumjer tromosti štapa i_{ξ} se dobiva s pomoću izraza:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}. \quad (5.45.)$$

Gdje su:

I – moment tromosti,

A – površina poprečnog presjeka i

i – polumjer tromosti.

Uvrštavanjem izraza (5.37.) i (5.44.) u izraz (5.45.) dobiva se iznos polumjera tromosti štapa i_{ξ} :

$$i_{\xi} = 2.489 \text{ mm}. \quad (5.46.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.42.) i (5.46.) u izraz (5.41.) dobiva se iznos vitkosti štapa λ_{ξ} :

$$\lambda_{\xi} = 87.654. \quad (5.47.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.47.) u izraz (5.40.) dobiva se iznos naprezanja σ_k :

$$\sigma_k = 210.074 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.48.)$$

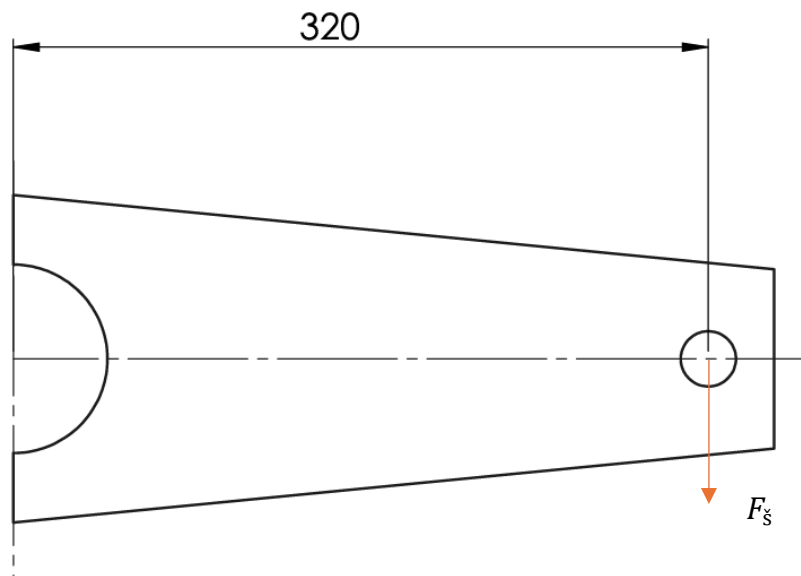
Uvrštavanjem $S = 10$ [13] izraza (5.37.) i (5.48.) u (5.39.) dobiva se iznos dopuštenog opterećenja štapa F :

$$F = 1649.921 \text{ N}. \quad (5.48.)$$

Usporedbom stvarnog i dopuštenog opterećenja može se zaključiti da čvrstoća štapa na izvijanje ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno opterećenje manje od dopuštenog ($F_{\xi} < F$).

5.3.2 Proračun diferencijalne poluge

Diferencijalna poluga je opterećena silom F_{ξ} kao što je prikazano na slici 25. Potrebno je provjeriti čvrstoću kritičnog presjeka diferencijalne poluge na savijanje kako ne bi došlo do loma pri korištenju kolica.



Slika 25. Opterećenje diferencijalne poluge

Naprezanje diferencijalne poluge pri savijanju σ_f se dobiva pomoću izraza:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{I} e. \quad (5.49.)$$

Gdje su:

σ_f – naprezanje pri savijanju,

M_f – moment savijanja,

W – moment otpora,

I – moment inercije i

e – udaljenost od neutralne osi.

Moment koji opterećuje diferencijalnu polugu M_d se dobiva prema slici pomoću izraza:

$$M_d = 320F_{\xi}. \quad (5.50.)$$

Gdje su:

M_d – moment koji opterećuje diferencijalnu polugu i

F_{ξ} – sila koja opterećuje diferencijalni štap = 144.215 N.

Uvrštavanjem izraza (5.34.) u izraz (5.50.) dobiva se iznos momenta koji opterećuje diferencijalnu polugu M_d :

$$M_d = 46148.8 \text{ Nmm.} \quad (5.51.)$$

Moment otpora presjeka W_d se dobiva pomoću izraza:

$$W = \frac{I}{e} \quad (5.52.)$$

Gdje su:

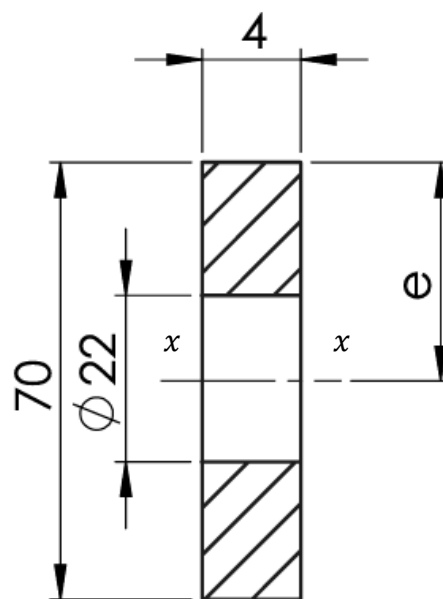
W – moment otpora,

I – moment tromosti i

e – udaljenost od neutralne osi.

Moment tromosti presjeka diferencijalne poluge I_d se dobiva prema slici 26 preko izraza:

$$I_d = \frac{a_1 h_1^3}{12} - \frac{a_2 h_2^3}{12}. \quad (5.53.)$$



Slika 26. Poprečni presjek diferencijalne poluge

Uvrštavanjem $a_1 = a_2 = 4 \text{ mm}$, $h_1 = 70 \text{ mm}$ i $h_2 = 22 \text{ mm}$ u izraz (5.53.) dobiva se iznos momenta tromosti presjeka diferencijalne poluge I_d :

$$I_d = 110784 \text{ mm}^4. \quad (5.54.)$$

Udaljenost od neutralne osi e se iščitava iz slike 26 te iznosi:

$$e = 35 \text{ mm.} \quad (5.55.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.54.) i (5.55.) u izraz (5.52.) dobiva se iznos momenta otpora presjeka diferencijalne poluge W_d :

$$W_d = 3165.257 \text{ mm}^3. \quad (5.56.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.51.) i (5.56.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja diferencijalne poluge pri savijanju σ_{fd} :

$$\sigma_{fd} = 14.579 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.57.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{fdop} = 31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća diferencijalne poluge ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fd} < \sigma_{fdop}$).

5.3.3 Proračun držača ball jointa

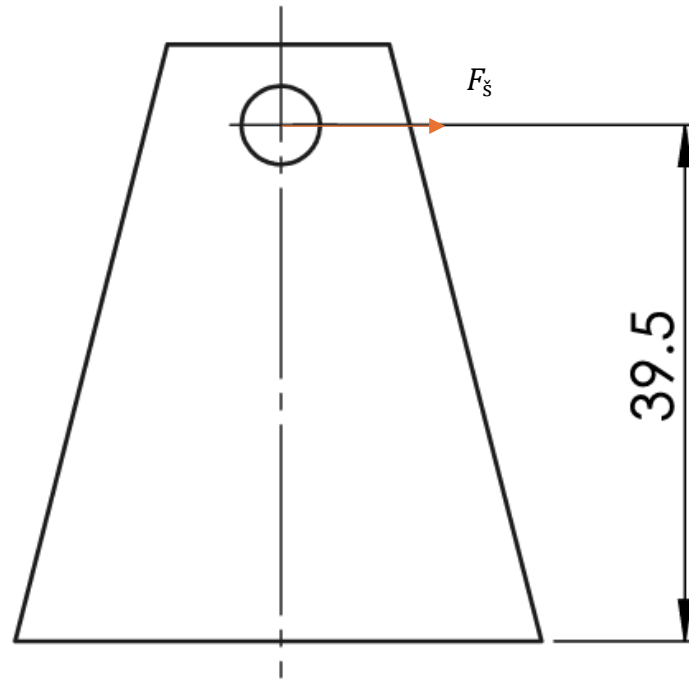
Držać *ball jointa* se kao i diferencijalna poluga proračunava na savijanje, pomoću izraza (5.49.). Moment koji opterećuje držać *ball jointa* M_b dobiva se iz slike 27 pomoću izraza:

$$M_b = 39.5 \frac{F_{\xi}}{2}. \quad (5.58.)$$

Gdje su:

M_b – moment koji opterećuje držać *ball jointa* i

F_{ξ} – sila koja opterećuje diferencijalni štap = 144.215 N.



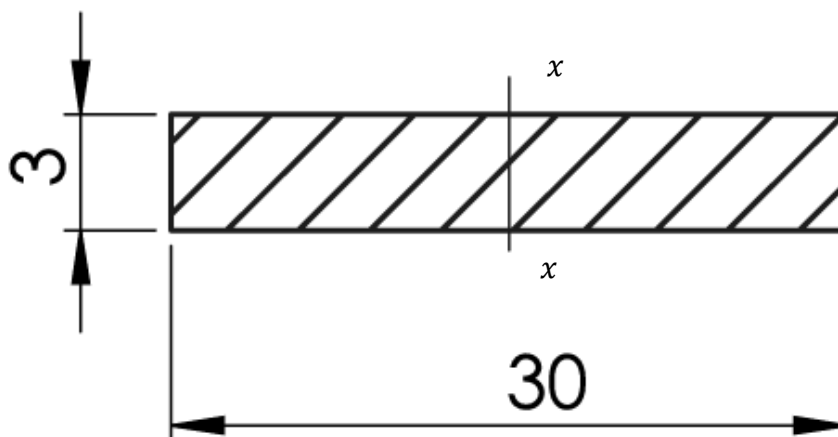
Slika 27. Opterećenje držača ball jointa

Uvrštavanjem izraza (5.34.) u izraz (5.58.) dobiva se iznos momenta koji opterećuje držač *ball jointa* M_b :

$$M_b = 2848.246 \text{ Nmm.} \quad (5.59.)$$

Moment otpora presjeka držača *ball jointa* W_b se dobiva prema slici 28 uz pomoć izraza:

$$W_b = \frac{a_3 h_3^2}{6}. \quad (5.60.)$$



Slika 28. Poprečni presjek držača ball jointa

Uvrštavanjem $a_3 = 3 \text{ mm}$ i $h_3 = 30 \text{ mm}$ dobiva se iznos momenta otpora presjeka držača *ball jointa* W_b :

$$W_b = 450 \text{ mm}^3. \quad (5.61.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.59.) i (5.61.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja držača *ball jointa* pri savijanju σ_{fb}

$$\sigma_{fb} = 6.329 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.62.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{fdop} = 31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća držača *ball jointa* ZADOVOLJAVA jer je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fb} < \sigma_{fdop}$).

5.3.4 Proračun noga ovjesa

Noge ovjesa su opterećene prema slici 21. Potrebno je izvršiti proračun čvrstoće pri savijanju kako ne bi došlo do loma profila nogu ovjesa pri prelasku prepreke.

5.3.4.1 Proračun noge rockera

Proračun će se provesti pomoću izraza (5.49.). Moment koji opterećuje nogu *rockera* M_r se dobiva iz slike 21 pomoću izraza:

$$M_r = M + 512F_{k1}. \quad (5.63.)$$

Gdje su:

M_r – moment koji opterećuje nogu *rocker*.

M – moment generiran zakretom = 9301.842 Nmm i

F_{k1} – sila koja opterećuje prednji kotač *bogiea* = 269.775 N.

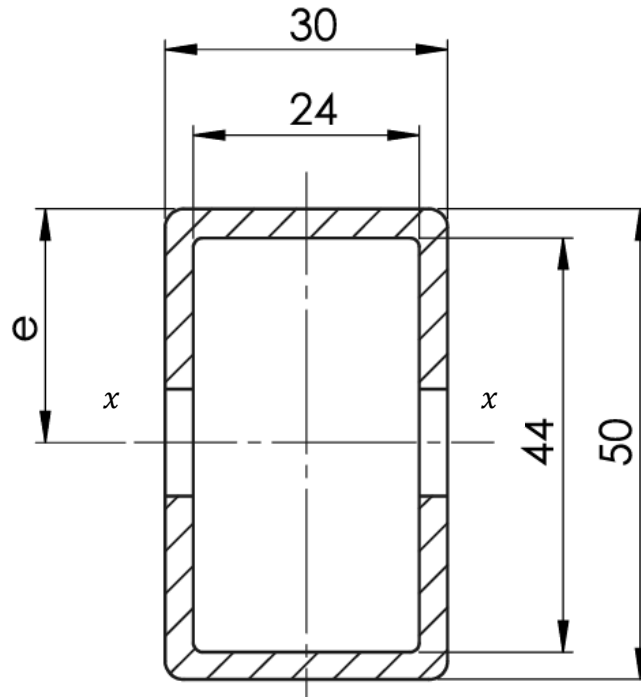
Uvrštavanjem izraza (5.31.) i (5.27.) u izraz (5.63.) dobiva se iznos momenta koji opterećuju nogu *rockera* M_r :

$$M_r = 147426.642 \text{ Nmm}. \quad (5.64.)$$

Moment otpora presjeka noge *rockera* W_r se dobiva pomoću izraza (5.52.).

Moment I_r se dobiva iz slike 29 pomoću izraza:

$$I_r = \frac{a_4 h_4^3}{12} - \frac{a_5 h_5^3}{12} - \frac{a_6 h_6^3}{12} + \frac{a_7 h_7^3}{12} \quad (5.65.)$$



Slika 29. Poprečni presjek profila *rockera*

Uvrštavanjem $a_4 = a_6 = 30$ mm, $a_5 = a_7 = 24$ mm, $h_4 = 50$ mm, $h_5 = 44$ mm i $h_6 = h_7 = 30$ mm u izraz (5.65.) dobiva se iznos momenta tromosti presjeka noge *rockera* I_r :

$$I_r = 128632 \text{ mm}^4. \quad (5.66.)$$

Udaljenost od neutralne osi e se iščitava iz slike 29 te iznosi:

$$e = 25 \text{ mm}. \quad (5.67.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.66.) i (5.67.) u izraz (5.52.) dobiva se iznos momenta otpora presjeka noge *rockera* W_r :

$$W_r = 5145.28 \text{ mm}^3. \quad (5.68.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.64.) i (5.68.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja noge *rockera* pri savijanju σ_{fr} :

$$\sigma_{fr} = 28.653 \frac{N}{\text{mm}^2}. \quad (5.69.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{fdop} = 31 \frac{N}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća noge *rockera* ZADOVOLJAVA jer je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fr} < \sigma_{fdop}$).

5.3.4.2 Proračun noge *bogiea*

Proračun noge *bogiea* se provodi na isti način kao i proračun noge *rockera*.

Proračun će se provesti pomoću izraza (5.49.). Moment koji opterećuje nogu *bogiea* M_{bg} se dobiva iz slike 20 pomoću izraza:

$$M_{bg} = 250F_{k2}. \quad (5.70.)$$

Gdje su:

M_{bg} – moment koji opterećuje nogu *bogiea* i

F_{k2} – sila koja opterećuje prednji kotač *bogiea* = 269.775 N.

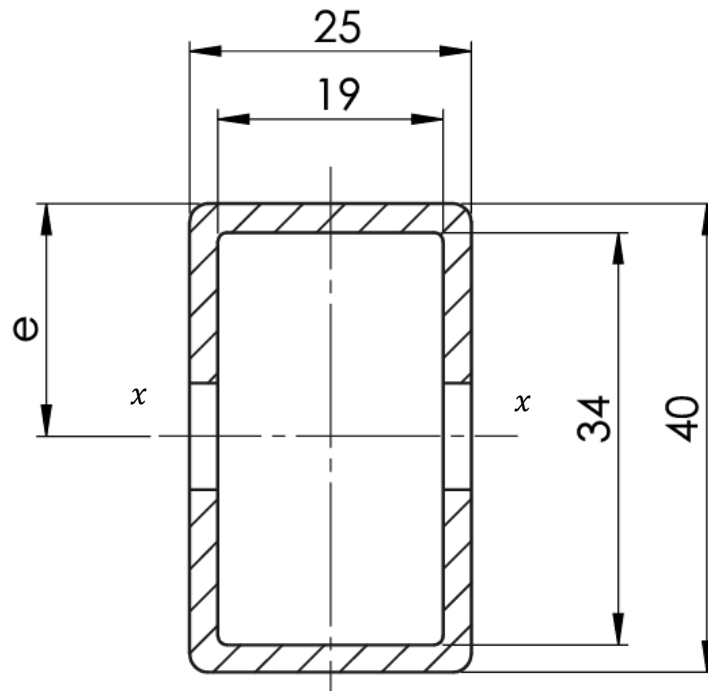
Uvrštavanjem izraza (5.30.) u izraz (5.70.) dobiva se iznos momenta koji opterećuju nogu *bogiea* M_{bg} :

$$M_{bg} = 67443.75 \text{ Nmm}. \quad (5.71.)$$

Moment otpora presjeka noge *bogiea* W_{bg} se dobiva pomoću izraza (5.52.).

Moment inercije presjeka noge *bogiea* I_{bg} se dobiva iz slike 30 pomoću izraza:

$$I_{bg} = \frac{a_8 h_8^3}{12} - \frac{a_9 h_9^3}{12} - \frac{a_{10} h_{10}^3}{12} + \frac{a_{11} h_{11}^3}{12} \quad (5.72.)$$



Slika 30. Poprečni presjek profila bogiea

Uvrštavanjem $a_8 = a_{10} = 25$ mm, $a_9 = a_{11} = 19$ mm, $h_8 = 40$ mm, $h_9 = 34$ mm i $h_{10} = h_{11} = 20$ mm u izraz (5.72.) dobiva se iznos momenta tromosti presjeka noge bogiea I_{bg} :

$$I_r = 55068.667 \text{ mm}^4. \quad (5.73.)$$

Udaljenost od neutralne osi e se iščitava iz slike te iznosi:

$$e = 20 \text{ mm}. \quad (5.74.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.73.) i (5.74.) u izraz (5.52.) dobiva se iznos momenta otpora presjeka noge bogiea W_{bg} :

$$W_{bg} = 2753.433 \text{ mm}^3. \quad (5.75.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.71.) i (5.75.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja noge bogiea pri savijanju σ_{fbg}

$$\sigma_{fbg} = 24.494 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.76.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{fdop} = 31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća noge

božiea ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fbg} < \sigma_{fdop}$).

5.4 Proračun zavora ovjesa

5.4.1 Proračun zavora držača ball jointa

Držač ball jointa je s rockerom povezan pomoću zavarenog spoja opterećenog prema slici 26. Zavarani spoj je potrebno proračunati na savijanje i smik kako ne bi došlo do loma pri korištenju kolica.

Naprezanje zavora pri savijanju se dobiva pomoću izraza:

$$\sigma_{fzav} = \frac{M_{fzav}}{I_{zav}} y. \quad (5.77.)$$

Gdje su:

σ_{fzav} – naprezanje zavora pri savijanju,

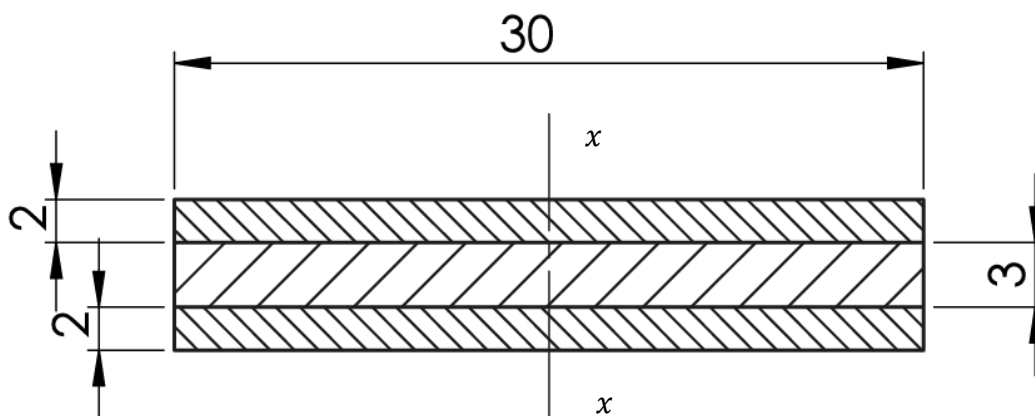
M_{fzav} – moment savijanja zavora,

I_{zav} – moment tromosti zavora i

y - razmak korijena kutnog zavora od težišnice zavarena priključka.

Moment tromosti zavora držača ball jointa I_{zavb} se dobiva prema slici 31 pomoću izraza:

$$I_{zavb} = \frac{a_{12}h_{12}^3}{12} - \frac{a_{13}h_{13}^3}{12}. \quad (5.78.)$$



Slika 31. Poprečni presjek zavora držača ball jointa

Uvrštavanjem $a_{12} = 7 \text{ mm}$, $a_{13} = 3 \text{ mm}$ i $h_{12} = h_{13} = 30 \text{ mm}$ u izraz (5.78.) dobiva se iznos momenta tromosti zavara držača *ball jointa* I_{zavb} :

$$I_{zavb} = 9000 \text{ mm}^4. \quad (5.79.)$$

Razmak korijena kutnog zavara od težišnice zavarena priključka se iščitava iz slike 31 te iznosi:

$$y_1 = 15 \text{ mm}. \quad (5.80.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.59.), (5.79.) i (5.80.) u izraz (5.77.) dobiva se iznos naprezanja zavara držača *ball jointa* pri savijanju σ_{fzavb} :

$$\sigma_{fzavb} = 4.747 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.81.)$$

Naprezanje zavara držača *ball jointa* pri smiku τ_{zavb} se dobiva izrazom:

$$\tau_{zav} = \frac{F_{szav}}{\sum al}. \quad (5.82.)$$

Gdje su:

τ_{zav} – naprezanje zavara pri smiku,

F_{szav} – sila koja uzrokuje smik,

a_{zav} – širina zavara i

l_{zav} – duljina zavara.

Uvrštavanjem $a = 2 \text{ mm}$ i $l = 30 \text{ mm}$ prema slici i polovične vrijednosti izraza (5.34.) dobiva se iznos naprezanja zavara držača *ball jointa* pri smiku τ_{zavb} :

$$\tau_{zavb} = 0.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.83.)$$

Usporedba s dopuštenim vrijednostima zahtijeva određivanje reduciranog naprezanja zavara koje se dobiva pomoću izraza:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{fzav}^2 + 2\tau_{zav}^2}. \quad (5.84.)$$

Gdje su:

σ_{red} – reducirano naprezanje zavara *ball jointa*,

σ_{fzav} – naprezanje zavara pri savijanju i

τ_{zav} – naprezanje zavara pri smiku.

Uvrštavanjem izraza (5.81.) i (5.83.) dobiva se iznos reduciranog naprezanja zavara držača *ball jointa* σ_{redb} :

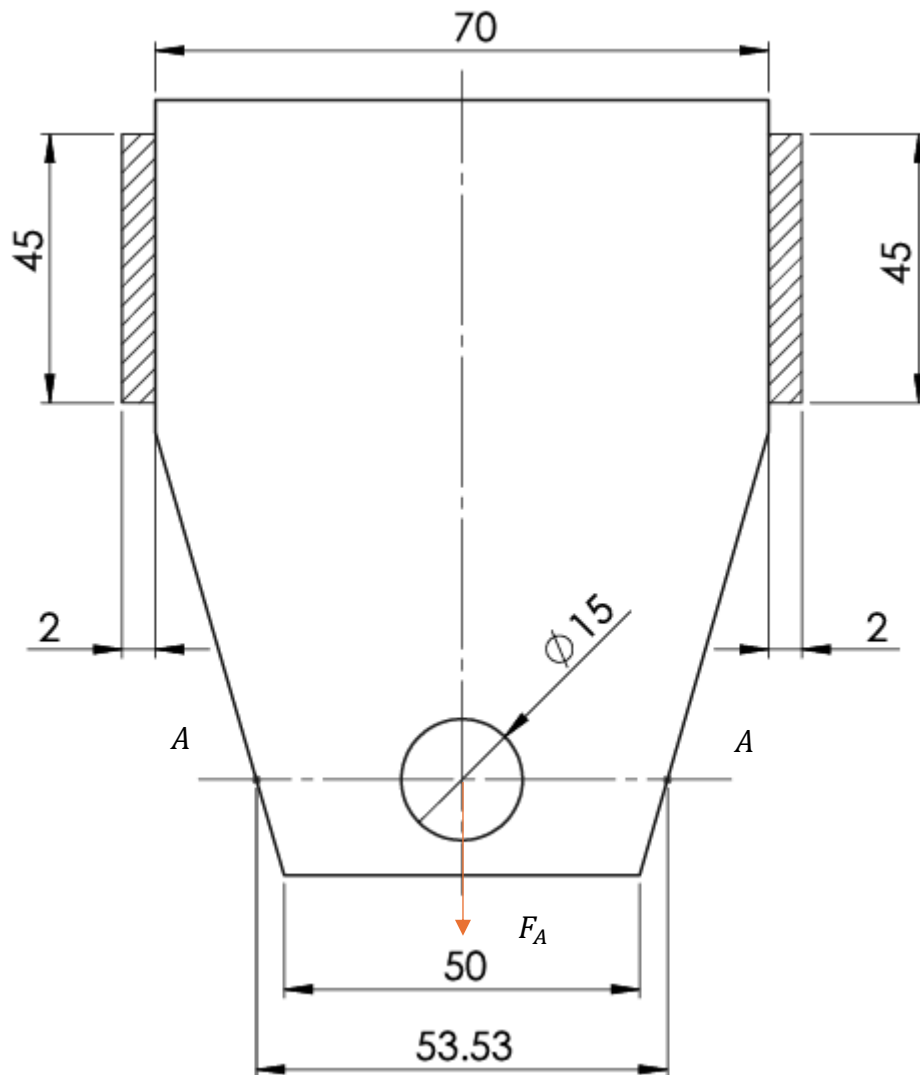
$$\sigma_{redb} = 4.822 \frac{N}{mm^2} \quad (5.85.)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog ekvivalentnog naprezanja $\sigma_{reddop} = 50 \frac{N}{mm^2}$ za materijal Č.0361 (St.37.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća zavara držača *ball jointa* ZADOVOLJAVA jer je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{redb} < \sigma_{dop}$). Iako nosač nije izrađen od Č.0361, Č.0361 ima lošija svojstva od Č.0461 pa ako zavar zadovoljava za Č.0361 zadovoljavat će i za Č.0461.

5.4.2 Proračun zavara nosača bogiea

Nosači *bogiea* su zavareni na *rocker* te su opterećeni na smik. Zavareni spoje je potrebno proračunati na smik kako ne bi došlo loma.

Naprezanje zavara nosača *bogiea* pri smiku τ_{zavno} se dobiva izrazom (5.82.):



Slika 32. Opterećenje nosača bogiea

Uvrštavanjem $a = 2$ mm i $l = 45$ mm prema slici 32 i izraza (5.27.) u izraz (5.82.) dobiva se iznos napreznja zavora nosača bogiea pri smiku τ_{zavno} :

$$\tau_{zavno} = 0.6 \frac{N}{\text{mm}^2}. \quad (5.86.)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog napreznja pri smiku $\tau_{zavdop} = 40 \frac{N}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0361 (St.37.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog napreznja može se zaključiti da čvrstoća zavora nosača bogiea ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno napreznje manje od dopuštenog ($\tau_{zavno} < \tau_{zavdop}$). Iako nosač nije izrađen od Č.0361, Č.0361 ima lošija svojstva od Č.0370, pa ako zavar zadovoljava za Č.0361, zadovoljavat će i za Č.0370.

5.5 Proračun nosivog lima

Za nosača *bogiea*, koji je prikazan na slici 31, potrebno je proračunati čvrstoću lima na zarezno djelovanje zbog provrta kojim će prolaziti osovina *bogiea*.

Provjerava se presjek A-A pomoću izraza:

$$\sigma_{zd} = K_t \frac{F_z}{(b-d)t} \quad (5.87.)$$

Gdje su:

σ_{zd} – naprezanje pri zareznom djelovanju,

K_t – faktor zareznog djelovanja,

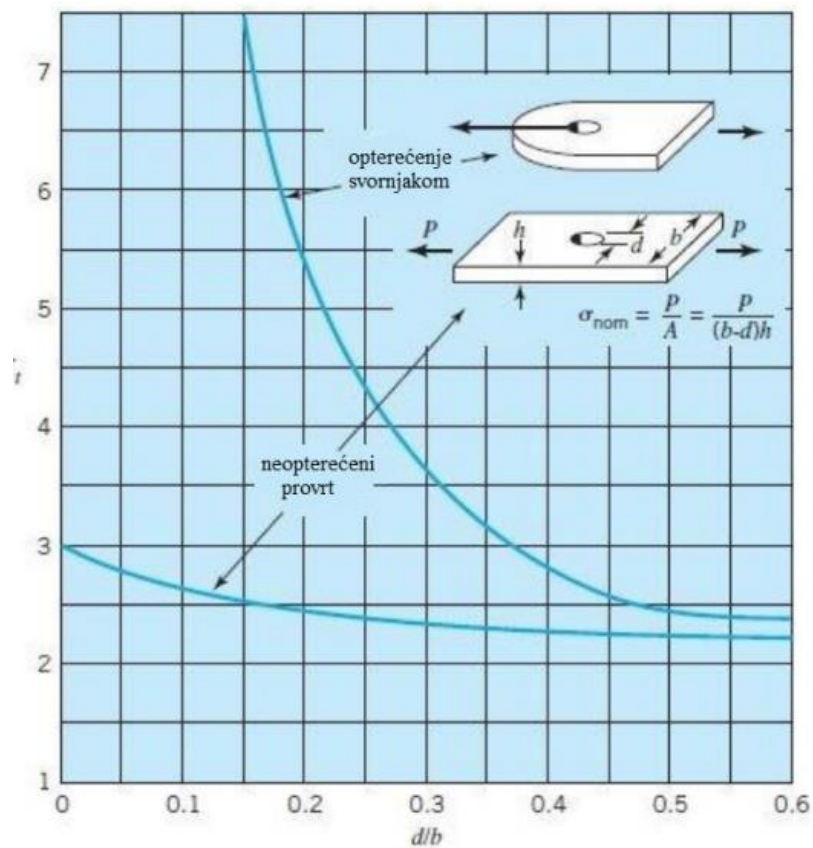
F_z – sila koja opterećuje lim,

b – debljina lima na kritičnom presjeku.

d_z – promjer provrta koji stvara zarezno djelovanje i

t – debljina lima

Faktor zareznog djelovanja se dobiva s pomoću slike 33:



Slika 33. Određivanje faktora zareznog djelovanja

Prema slici 33, za odnos $\frac{d}{b} = \frac{15}{53.53} = 0.28$, faktor zareznog djelovanja K_t iznosi:

$$K_{tb} = 3.75. \quad (5.88.)$$

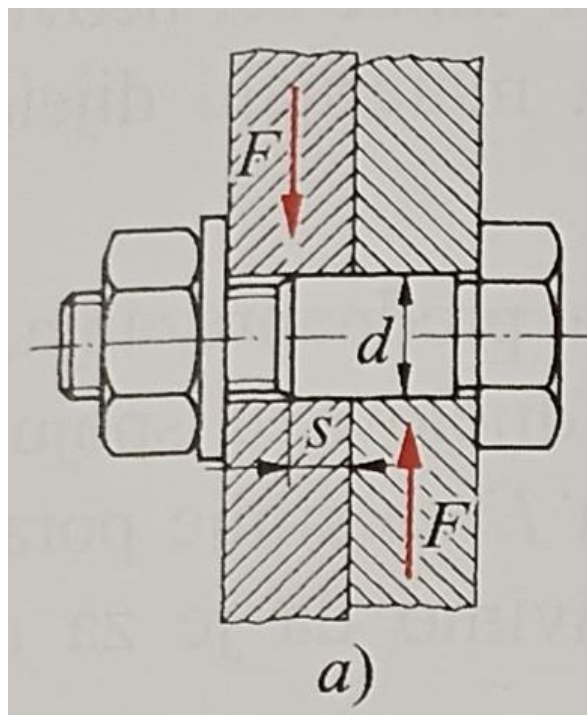
Uvrštavanjem $d = 15 \text{ mm}$, $b = 53.53 \text{ mm}$, $t = 3 \text{ mm}$, izraza (5.26.) i (5.88.) u izraz (5.87.) dobiva se iznos naprezanja nosača bogiea σ_{nosb} :

$$\sigma_{nosb} = 17.504 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.89.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{dop} = 68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0370 (St.37-2.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća nosača bogiea ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{nosb} < \sigma_{dop}$).

5.6 Proračun vijka ball jointa

Ball joint je uz pomoć dosjednog vijka povezan s diferencijalnom polugom, te je potrebno vijak proračunati na odrez i provjeriti naprezanja bokova provrta. Slika 33 prikazuje opterećenje koje trpi dosjedni vijak.



Slika 34. Dosjedni vijak [15]

Proračun vijka na odrez se provodi uz pomoć izraza:

$$\tau_a = \frac{F_s}{A_s}. \quad (5.90.)$$

Gdje su:

τ_a – naprezanje vijka pri smiku,

F_s – sila koja opterećuje diferencijalni štap = 144.215 N i

A_s – površina presjeka vijka.

Uvrštavanjem $A_s = 14.2 \text{ mm}^2$ (za M5 vijak) [15] i izraza (5.33.) u izraz (5.90.) dobiva se iznos naprezanja na odrez vijka τ_a :

$$\tau_a = 10.156 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.91.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja na odrez vijka τ_{adop} se dobiva uz pomoć izraza [15]:

$$\tau_{adop} = 0.4\sigma_t. \quad (5.92.)$$

Uvrštavanjem $\sigma_t = 280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, isčitano iz [15] u izraz (5.92.) dobiva se iznos dopuštene vrijednosti naprezanja na odrez vijka τ_{adop} :

$$\tau_{adop} = 112 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (5.93.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja na odrez vijka je veća od stvarnog naprezanja što znači da vijak ZADOVOLJAVA ($\tau_a < \tau_{adop}$).

Provjera naprezanja bokova provrta se radi pomoću izraza:

$$\sigma_l = \frac{F_s}{d_v s}. \quad (5.94.)$$

Gdje su:

σ_l – naprezanje bokova provrta,

F_s – sila koja opterećuje diferencijalni štap,

d_v – promjer vijka = 5 mm i

s – najmanja nosiva duljina na vijka = 4 mm.

Uvrštavanjem $s = 4 \text{ mm}$ prema slici 33, $d_v = 5 \text{ mm}$ i izraza (5.33.) u izraz (5.94.) dobiva se iznos naprezanja bokova provrta σ_I :

$$\sigma_I = 7.211 \frac{N}{\text{mm}^2}. \quad (5.95.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja bokova provrta σ_{Idop} se dobiva izrazom:

$$\sigma_{Idop} = 0.6\sigma_M. \quad (5.96.)$$

Uvrštavanjem $\sigma_t = 290 \frac{N}{\text{mm}^2}$, isčitano iz [15] u izraz (5.96.) dobiva se iznos dopuštene vrijednost naprezanja bokova provrta σ_{Idop} :

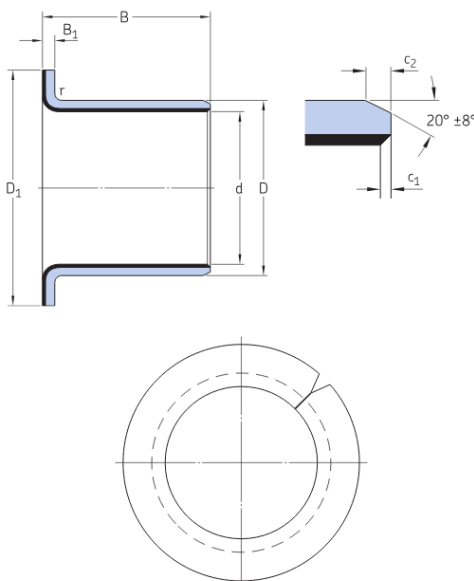
$$\sigma_{Idop} = 174 \frac{N}{\text{mm}^2}. \quad (5.97.)$$

Dopuštena vrijednost naprezanja bokova provrta je veća od stvarnog naprezanja što znači da vijak ZADOVOLJAVA ($\sigma_I < \sigma_{Idop}$).

5.7 Proračun ležaja ovjesa

Pomoću SKK – ovog kalkulatora odabrana su tri klizna ležaja:

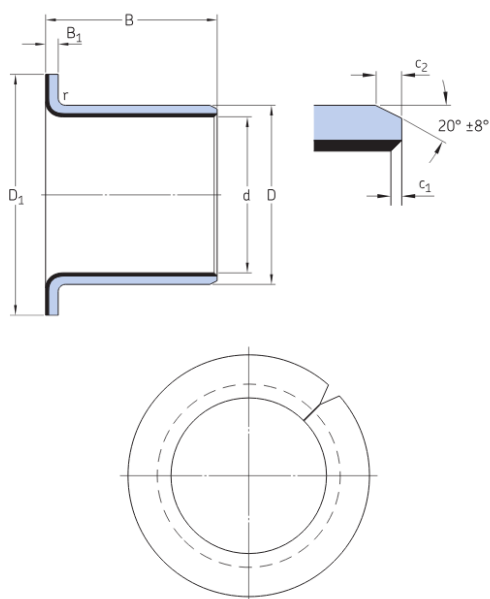
PCMF 151709 E za ležaj diferencijalne poluge, PCMF 151712 E za ležaj *bogiea* i PCM 202330 E za ležaj *rockera*.



Dimensions

d	15 mm	Bore diameter
D	17 mm	Outside diameter
B	9 mm	Width
D ₁	23 mm	Outside diameter flange
B ₁	1 mm	Width flange
c ₁	min. 0.1 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₁	max. 0.6 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₂	min. 0.2 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction
c ₂	max. 1 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction
r	max. 1 mm	Radius flange/bushing outside diameter

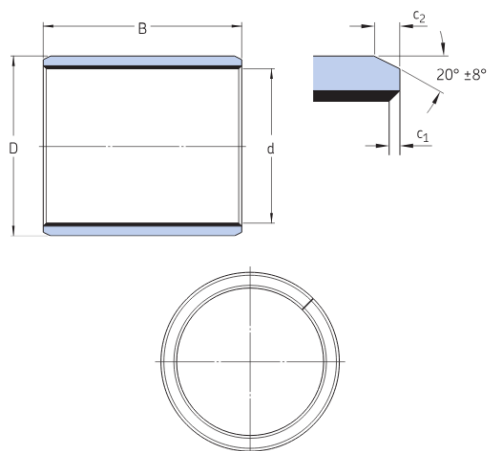
Slika 35. Ležaj PCMF 151709 E



Dimensions

d	15 mm	Bore diameter
D	17 mm	Outside diameter
B	12 mm	Width
D ₁	23 mm	Outside diameter flange
B ₁	1 mm	Width flange
c ₁	min. 0.1 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₁	max. 0.6 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₂	min. 0.2 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction
c ₂	max. 1 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction
r	max. 1 mm	Radius flange/bushing outside diameter

Slika 36. Ležaj PCMF 151709 E



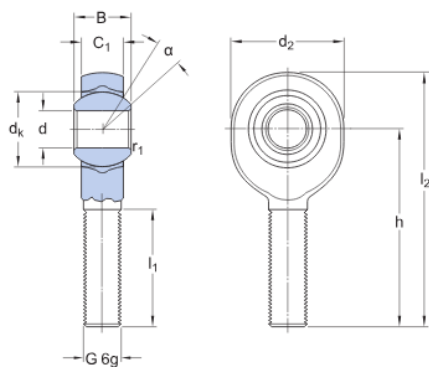
Dimensions

d	20 mm	Bore diameter
D	23 mm	Outside diameter
B	30 mm	Width
c ₁	min. 0.1 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₁	max. 0.7 mm	Length chamfer bore - axial direction
c ₂	min. 0.2 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction
c ₂	max. 1 mm	Length chamfer outside diameter - axial direction

Slika 37. Ležaj PCM 202330 E

5.8 Proračun ball jointa

Pomoću SKF-ovog kalkulatora odbran je *ball joint* SAKB 5 F:



Dimensions

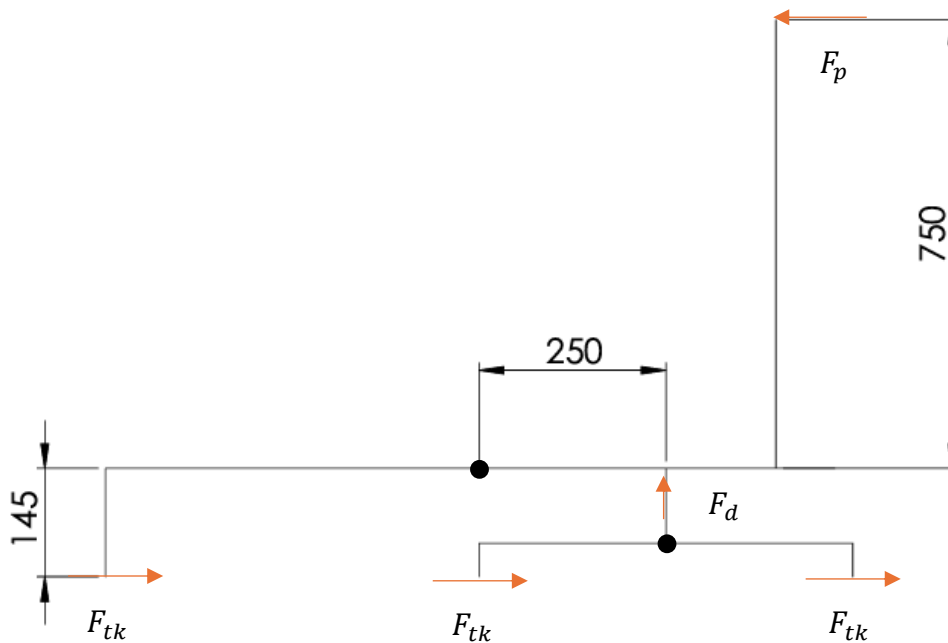
d	5 mm	Bore diameter
d ₂	max. 19 mm	Diameter head
B	8 mm	Width inner ring
G	M 5	Thread
C ₁	max. 7.5 mm	Width head
h	33 mm	Height shank end face - centre rod end eye
α	15 °	Angle of tilt
d _k	11.112 mm	Raceway diameter inner ring
l ₁	min. 19 mm	Length thread
l ₂	max. 44 mm	Length (height) housing
r ₁	min. 0.3 mm	Chamfer dimension bore

Slika 38. *Ball joint* SAKB 5 F

6. PRORAČUN I OBLIKOVANJE NOSIVE KONSTRUKCIJE

6.1 Opterećenja nosive konstrukcije

Prilikom uporabe kolica dolazi do dodatnog opterećenja uzrokovanog pogonom kolica, pa je za određivanje iznosa dodatnog opterećenja potrebno odrediti silu potrebnu za pogon kolica.



Slika 39. Opterećenje kolica

Pogonsku silu kolica F_p se prema slici 39 određuje pomoću izraza:

$$F_p = nF_{tk}. \quad (6.1.)$$

Gdje je:

F_p - sila pogona kolica,

n - broj kotača = 6 i

F_{tk} - sila trenja pojedinog kotača.

Sila trenja pojedinog kotača F_{tk} se dobiva iz izraza:

$$F_{tk} = F_k\mu_o. \quad (6.2.)$$

Gdje je:

F_k - sila kotača = 269.775 N i

μ_o - faktor trenja pri kotrljanju = 0.1 [13].

Uvrštavanjem $\mu_o = 0.1$ i izraza (5.27.) u izraz (6.2.) dobiva se iznos sile trenja pojedinog kotača:

$$F_{tk} = 26.978 \text{ N.} \quad (6.3.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.3.) i $n = 6$ u izraz (6.1.) dobiva se sila pogona kolica F_p :

$$F_p = 161.865 \text{ N.} \quad (6.4.)$$

Prilikom guranja kolica dolazi do opterećenja diferencijala silom F_d . Sila F_d se dobiva postavljanjem jednadžbi ravnoteže odnosno izrazom:

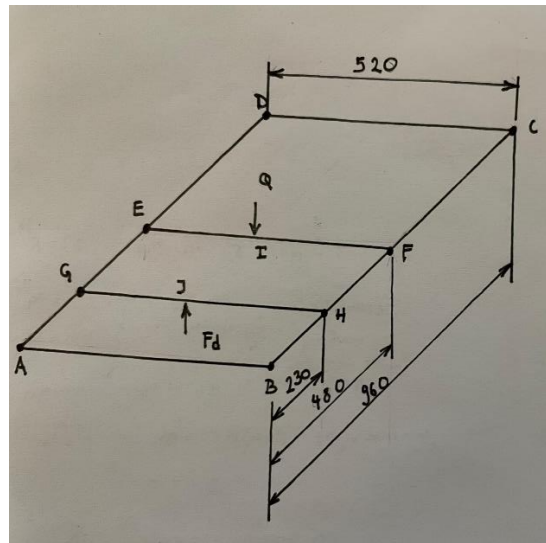
$$750F_p + 3(145F_{tk}) = 250F_d. \quad (6.5.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.3.) i (6.4.) u izraz (6.5.) dobiva se iznos sile F_d :

$$F_d = 532.537 \text{ N.} \quad (6.6.)$$

6.2 Proračun konstrukcije kolica

Opterećenje konstrukcije kolica je prikazano na slici 40.

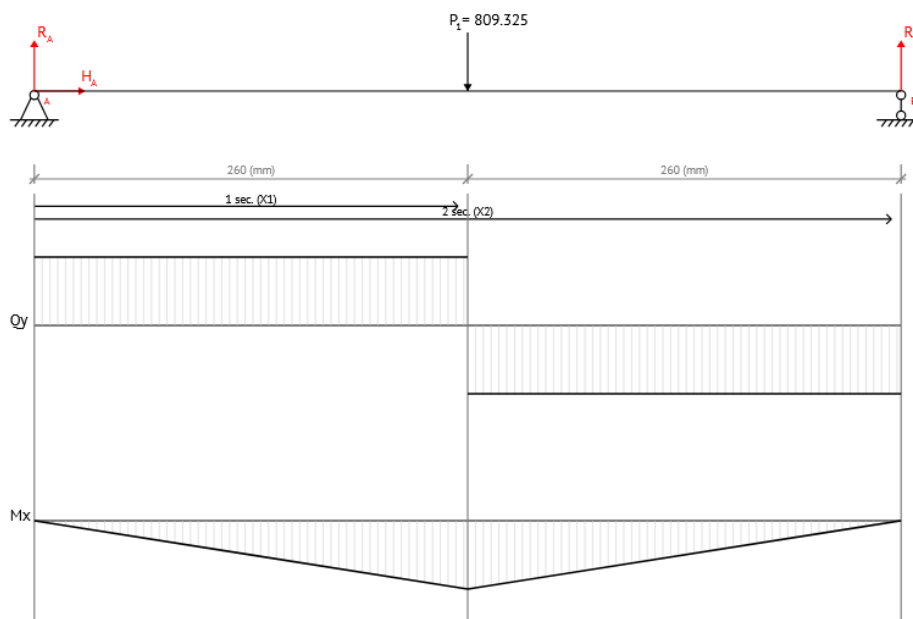


Slika 40. Opterećenje konstrukcije kolica

Prema prikazanom opterećenju potrebno je proračunati čvrstoću opterećenih greda. Navedeni proračun se radi s pomoću izraza (5.49.).

6.2.1 Proračun grede E-F

Greda E-F je opterećena prema slici 41.



Slika 41. Opterećenje grede E-F

Maksimalni moment savijanja koji opterećuje gredu E-F se prema slici 41 dobiva pomoću izraza:

$$M_{fE-F} = 260 \frac{Q}{2}. \quad (6.7.)$$

Gdje je:

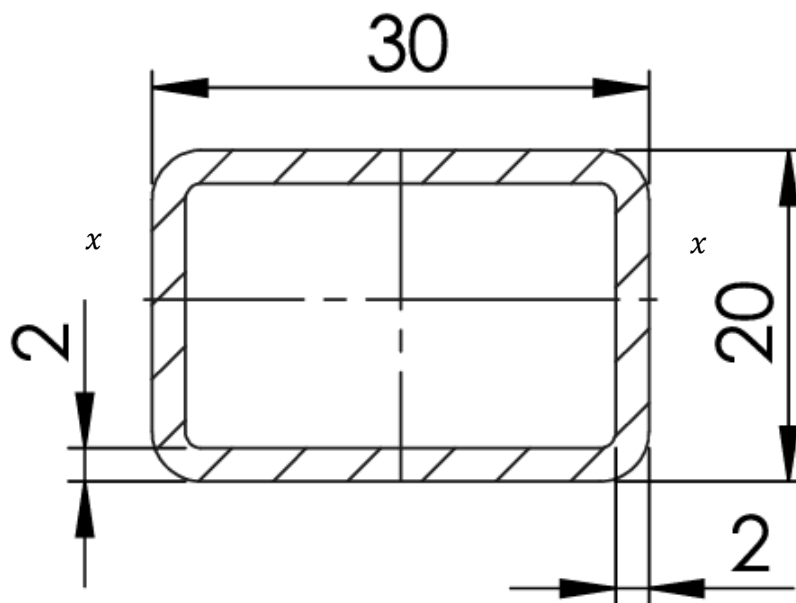
M_{fE-F} – moment savijanja grede E-F i

Q – nosivost = 1618.65 N.

Uvrštavanjem izraza (5.24.) dobiva se vrijednost momenta savijanja M_{E-F} :

$$M_{fE-F} = 210424.5 \text{ Nmm}. \quad (6.8.)$$

Slika 42 prikazuje poprečni presjek profila grede E-F.



Slika 42. Poprečni presjek profila grede E-F

Moment inercije profila grede G-H I_{gE-F} se prema slici 42 dobiva pomoću izraza:

$$I_{gE-F} = \frac{a_{16}h_{16}^3}{12} - \frac{a_{17}h_{17}^3}{12}. \quad (6.9)$$

Uvrštavanjem $a_{16} = 30$ mm, $h_{16} = 20$ mm, $a_{17} = 26$ mm i $h_{17} = 16$ mm u izraz (6.9.) dobiva se vrijednost momenta inercije profila grede E-F I_{E-F} :

$$I_{gE-F} = 19445.333 \text{ mm}^4. \quad (6.10.)$$

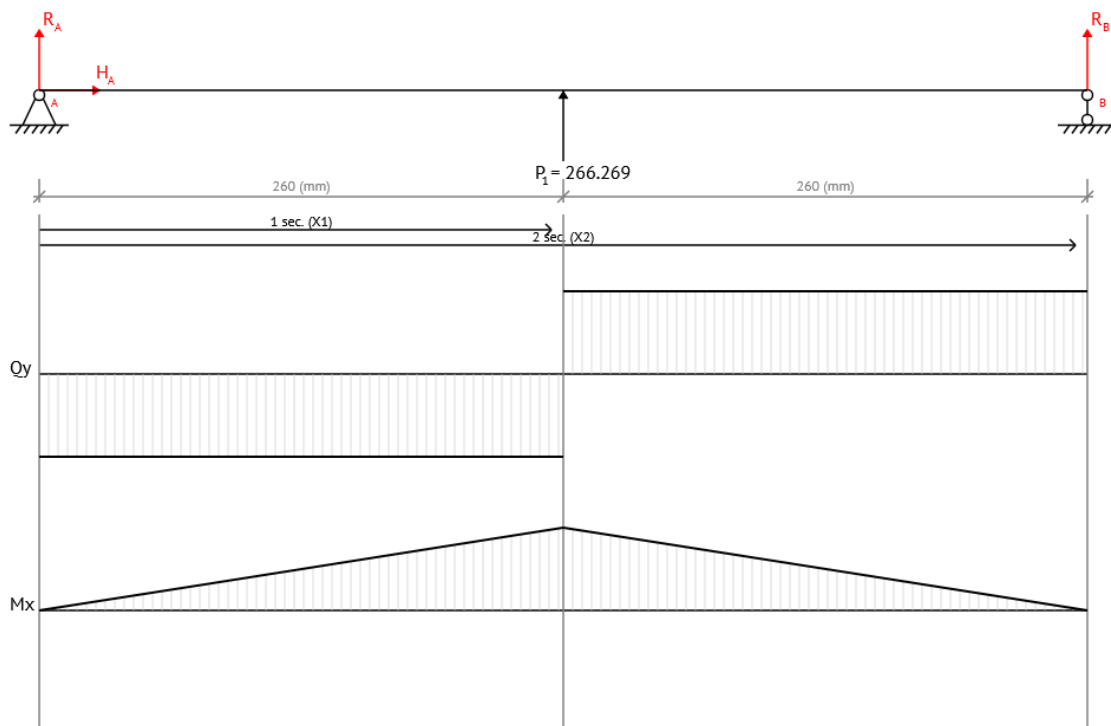
Uvrštavanjem izraza (6.8.), (6.10.) i $y = 7.5$ mm u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja σ_{G-H} :

$$\sigma_{fE-F} = 47.793 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.11.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri savijanju $\sigma_{fdop} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.1531 (Ck45). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća grede E - F ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fE-F} < \sigma_{fdop}$).

6.2.2 Proračun grede G-H

Greda G-H je opterećena prema slici 43.



Slika 43. Opterećenje grede G-H

Maksimalni moment savijanja koji opterećuje gredu G-H se prema slici 43 dobiva pomoću izraza:

$$M_{fG-H} = 260 \frac{F_d}{2}. \quad (6.12.)$$

Gdje je:

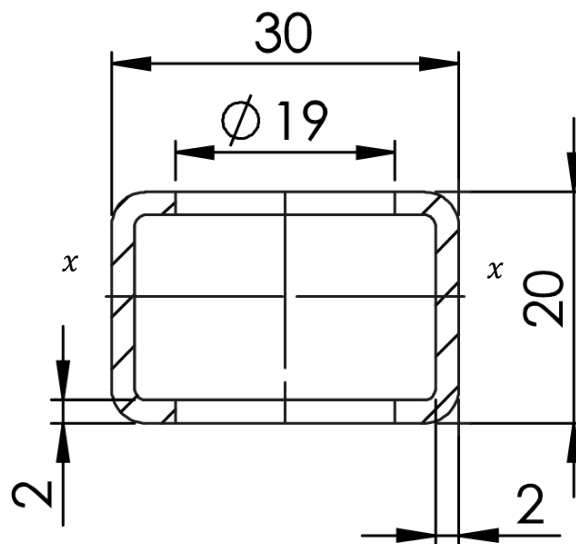
M_{fG-H} – moment savijanja grede G-H i

F_d – opterećenje diferencijala = 532.538 N.

Uvrštavanjem izraza (6.6.) dobiva se vrijednost momenta savijanja M_{fG-H} :

$$M_{fG-H} = 34614.97 \text{ Nmm}. \quad (6.13.)$$

Slika 44 prikazuje poprečni presjek profila grede G-H.



Slika 44. Poprečni presjek profila grede G-H

Moment inercije profila grede G-H I_{gG-H} se prema slici 44 dobiva pomoću izraza:

$$I_{gG-H} = \frac{a_{18}h_{18}^3}{12} - \frac{a_{19}h_{19}^3}{12} - \frac{a_{20}h_{18}^3}{12} + \frac{a_{20}h_{19}^3}{12}. \quad (6.14)$$

Uvrštavanjem $a_{18} = 30$ mm, $h_{18} = 20$ mm, $a_{19} = 26$ mm, $h_{19} = 16$ mm i $a_{20} = 19$ mm u izraz (6.14.) dobiva se vrijednost momenta inercije profila grede G-H I_{G-H} :

$$I_{G-H} = 4944 \text{ mm}^4. \quad (6.15.)$$

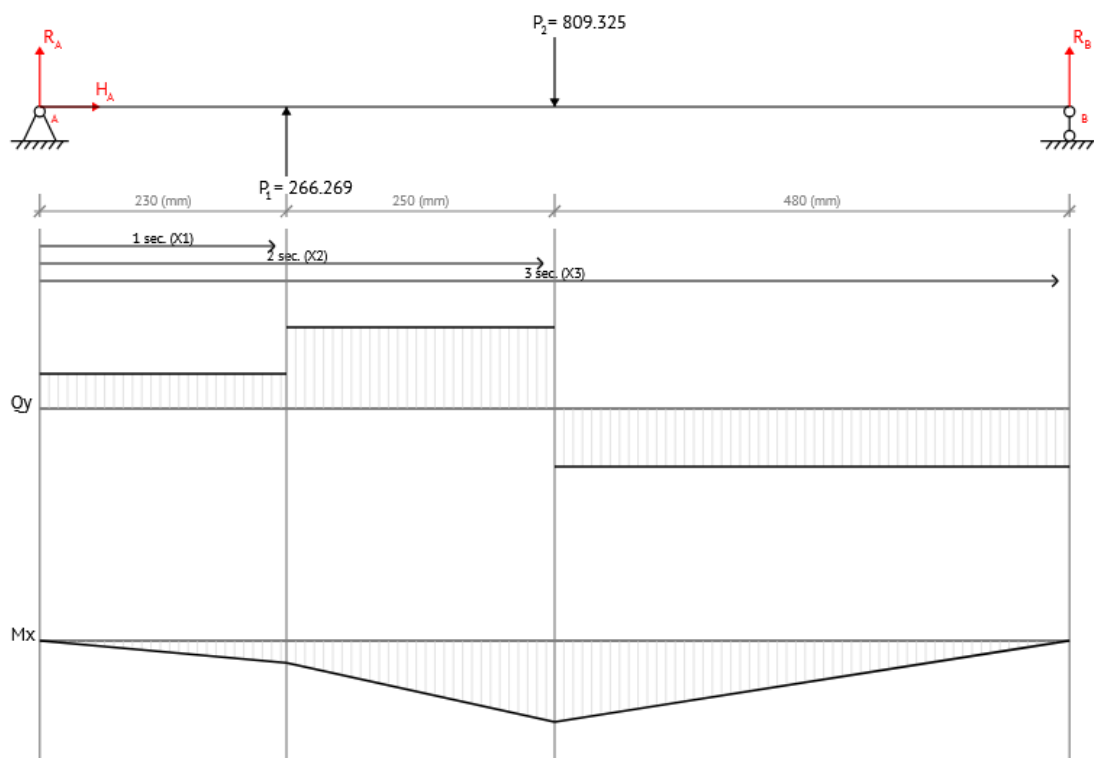
Uvrštavanjem izraza (6.13.), (6.15.) i $y = 7.5 \text{ mm}$ u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja σ_{G-H} :

$$\sigma_{fG-H} = 52.510 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.16.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri savijanju $\sigma_{fdop} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0545 (St.50.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća grede G-H ZADOVOLJAVA jer je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fG-H} < \sigma_{fdop}$).

6.2.3 Proračun grede B-C

Greda B-C je opterećenja prema slici 45.



Slika 45. Opterećenje grede B-C

Maksimalni moment savijanja koji opterećuje gredu B-C se prema slici dobiva pomoću izraza:

$$M_{fB-C} = 480F_C. \quad (6.17.)$$

Gdje je:

M_{fB-C} – moment savijanja grede B-C i

F_C – sila u točki C.

Vrijednost sile F_C se dobiva uz pomoć jednadžbi ravnoteže prema slici 45:

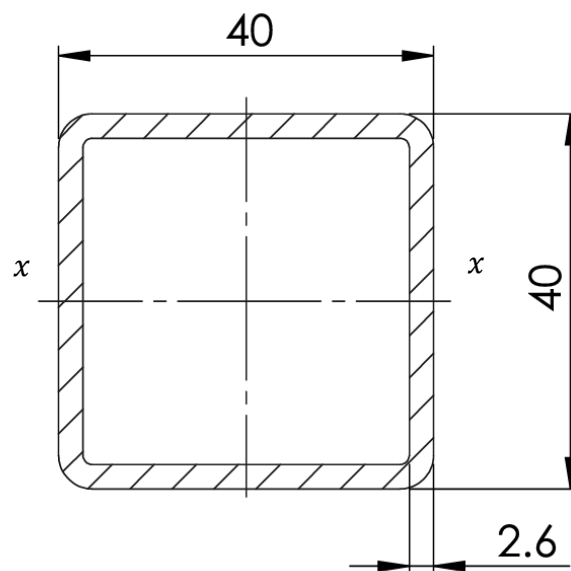
$$\sum M_B = 0: \quad 230 \frac{F_d}{2} + 960 F_C = 480 \frac{Q}{2}. \quad (6.18.)$$

Uvrštavanjem izraza (5.23.) i (6.6.) u izraz (6.18.) dobiva se vrijednost sile F_C :

$$F_C = 340.869 \text{ N}. \quad (6.19.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.6.) dobiva se vrijednost momenta savijanja $M_{f_{B-C}}$:

$$M_{f_{B-C}} = 163617.12 \text{ Nmm}. \quad (6.20.)$$



Slika 46. Poprečni presjek profila grede B-C

Moment inercije profila konstrukcije $I_{g_{B-C}}$ se prema slici 46 dobiva pomoću izraza:

$$I_{g_{B-C}} = \frac{a_{21}^4}{16} - \frac{a_{22}^4}{16} \quad (6.21)$$

Uvrštavanjem $a_{21} = 40 \text{ mm}$ i $a_{22} = 34.8 \text{ mm}$ u izraz (6.21.) dobiva se vrijednost momenta inercije profila grede B-C $I_{g_{B-C}}$:

$$I_{g_{B-C}} = 68336.382 \text{ mm}^4 \quad (6.22.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.20.), (6.22.) i $y = 20 \text{ mm}$ u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja σ_{fB-C} :

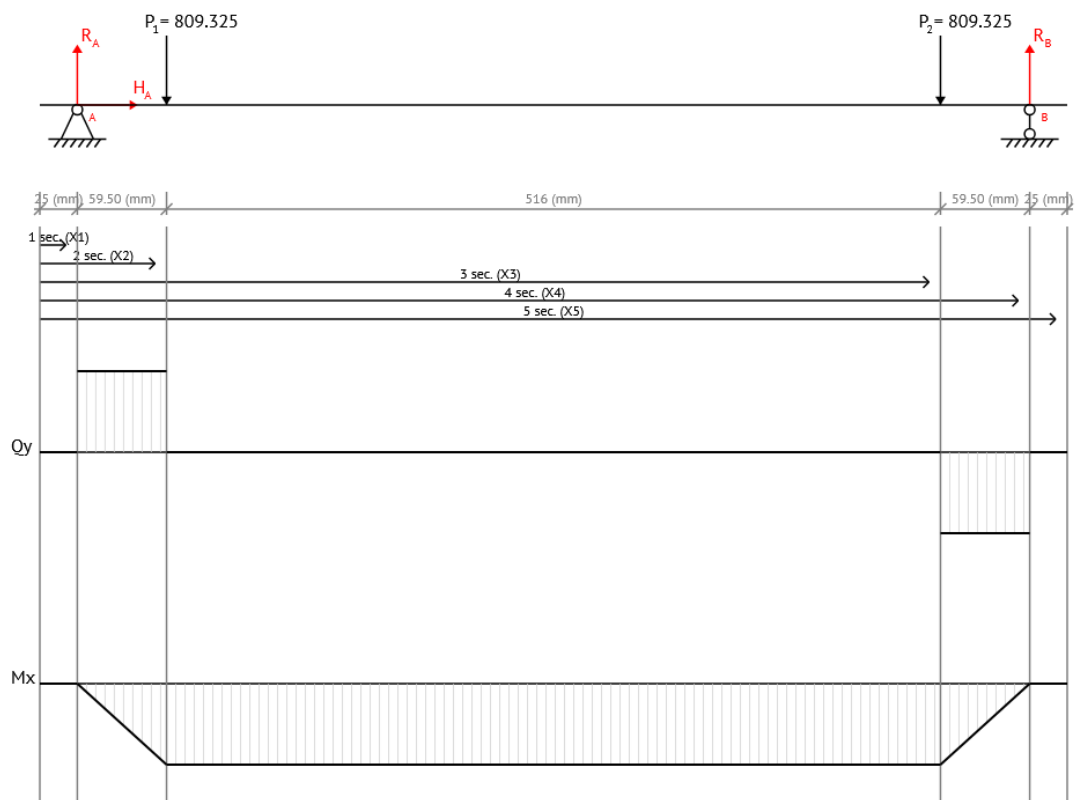
$$\sigma_{fB-C} = 17.886 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.23.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri savijanju $\sigma_{fdop} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0545 (St.50.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća grede B-C ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fB-C} < \sigma_{fdop}$).

6.3 Proračun osovina

6.3.1 Proračun osovine rockera

Osovina rockera je opterećena prema slici 47.



Slika 47. Opterećenje osovine rockera

Proračun se radi prema izrazu (5.49.). Maksimalni moment koji opterećuje osovinu *rockera* se dobiva prema slici 47 pomoću izraza:

$$M_{for} = (317.5 - 258) \frac{Q}{2}. \quad (6.24.)$$

Gdje su:

M_{for} – moment savijanja osovine *rockera* i

Q – nosivost = 1618.65 N.

Uvrštavanjem izraza (5.23.) u izraz (6.19.) dobiva se vrijednost momenta M_{or} :

$$M_{or} = 48154.838 \text{ Nmm}. \quad (6.25.)$$

Moment otpora osovine se dobiva pomoću izraza:

$$W_o = 0.1d^3. \quad (6.26.)$$

Gdje je:

W_o – moment otpora osovine

d – promjer osovine

Uvrštavanjem $d_{or} = 25 \text{ mm}$ u izraz (6.21.) dobiva se iznos momenta otpora osovine *rockera*

W_{or} :

$$W_{or} = 1562.5 \text{ mm}^3. \quad (6.27.)$$

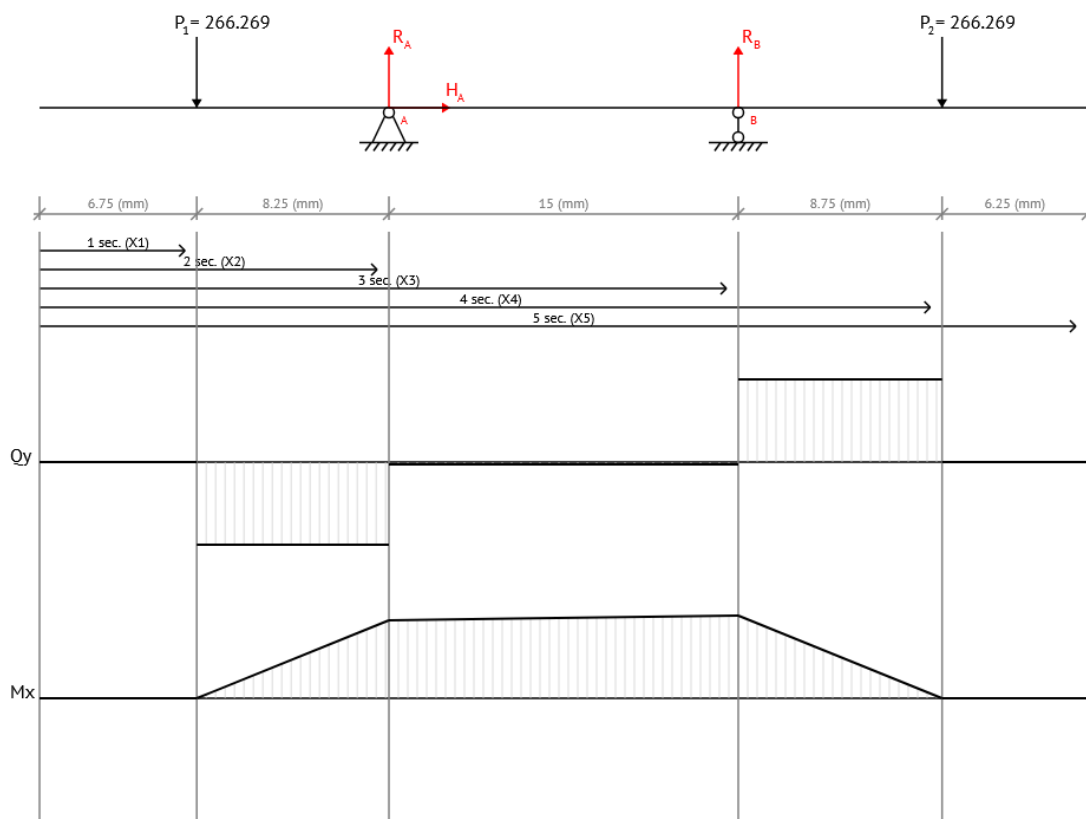
Uvrštavanjem izraza (6.25.) i (6.27.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja osovine *rockera* σ_{for} :

$$\sigma_{for} = 30.819 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.28.)$$

Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri savijanju $\sigma_{dop} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća osovine *rockera* ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{for} < \sigma_{dop}$).

6.3.2 Proračun osovine bogiea

Osovina bogiea je opterećena prema slici 48.



Slika 48. Opterećenje osovine bogiea

Proračun se vrši prema izrazu (5.49.). Maksimalni moment koji opterećuje osovinu bogiea se dobiva prema slici 48 pomoću izraza:

$$M_{fob} = (15.75 - 7.5) \frac{F_d}{2}. \quad (6.29.)$$

Gdje su:

M_{fob} – moment savijanja osovine i

F_d – opterećenje diferencijala = 532.538 N.

Uvrštavanjem izraza (6.6.) u izraz (6.29.) dobiva se vrijednost momenta M_{fob} :

$$M_{fob} = 2196.719 \text{ Nmm}. \quad (6.30.)$$

Moment otpora osovine se dobiva pomoću izraza (6.21.).

Uvrštavanjem $d_{ob} = 15 \text{ mm}$ u izraz (6.26.) dobiva se iznos momenta otpora osovine bogiea

W_{ob} :

$$W_{ob} = 337.5 \text{ mm}^3. \quad (6.31.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.30.) i (6.31.) u izraz (5.49.) dobiva se iznos naprezanja osovine *bogiea* σ_{fob} :

$$\sigma_{fob} = 6.509 \frac{N}{\text{mm}^2}. \quad (6.32.)$$

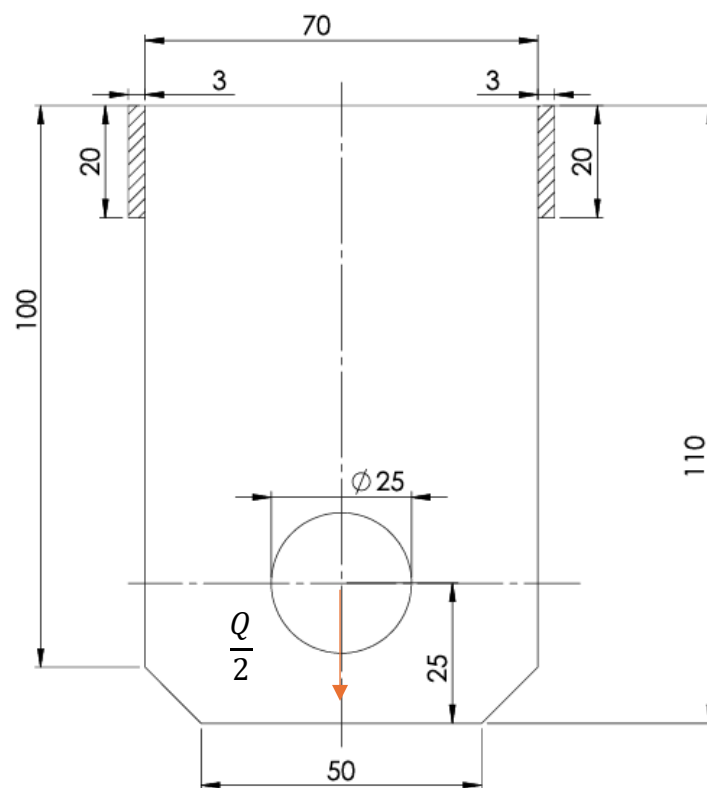
Iz [12] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri savijanju $\sigma_{fdop} = 47 \frac{N}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0461 (St.42.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća osovine *bogiea* ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{fob} < \sigma_{fdop}$).

6.4 Proračun zavora konstrukcije

6.4.1 Proračun zavora nosača osovine rockera

Nosači *rockera* su zavareni na konstrukciju te su opterećeni na smik. Zavareni spoje je potrebno proračunati na smik kako ne bi došlo loma.

Naprezanje zavora nosača *rockera* pri smiku τ_{zavn} se dobiva izrazom (5.82.).



Slika 49. Opterećenje i dimenzije nosača *rockera*

Uvrštavanjem $a = 3 \text{ mm}$ i $l = 28 \text{ mm}$ prema slici i $F = \frac{Q}{2} = 809.325 \text{ N}$ u izraz (5.82.) dobiva se iznos naprezanja zavara nosača *rockera* pri smiku τ_{zavnrr} :

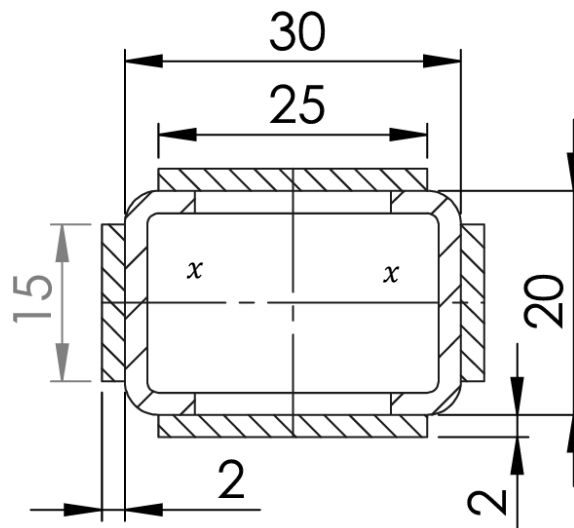
$$\tau_{zavnrr} = 5.396 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.33.)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja pri smiku $\tau_{zavdop} = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0361 (St.37.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća nosača *rockera* ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\tau_{zavnrr} < \tau_{zavdop}$). Iako nosač nije izrađen od Č.0361, Č.0361 ima lošija svojstva od Č.0370 pa ako zavar zadovoljava za Č.0361 zadovoljavat će i za Č.0370.

6.4.2 Proračun zavara nosača diferencijala

Nosač diferencijala je zavaren na konstrukciju te je opterećen na savijanje i smik. Zavareni spoj je potrebno proračunati na savijanje i smik kako ne bi došlo do loma.

Naprezanje zavara pri savijanju se dobiva pomoću izraza (5.77.).



Slika 50. Presjek zavara nosača diferencijala

Moment koji opterećuje zavar se računa prema izrazu:

$$M_{fzavdif} = 260 \frac{F_d}{2}. \quad (6.34.)$$

Gdje su:

$M_{fzavdif}$ – moment savijanja koji opterećuje zavar nosača diferencijala i

F_d – opterećenje diferencijala = 532.538 N.

Uvrštavanjem izraza (6.6.) u izraz (6.34.) dobiva se iznos momenta koji opterećuje nosač diferencijala $M_{fzavdif}$:

$$M_{fzavdif} = 34614.97 \text{ Nmm} \quad (6.35.)$$

Moment tromosti zavora nosača diferencijala I_{zavdif} se dobiva prema slici 50 pomoću izraza:

$$I_{zavdif} = \frac{a_{23}h_{23}^3}{12} - \frac{a_{24}h_{23}^3}{12} + \frac{a_{25}h_{25}^3}{12} - \frac{a_{25}h_{26}^3}{12}. \quad (6.36.)$$

Uvrštavanjem $a_{23} = 34 \text{ mm}$, $a_{24} = 30 \text{ mm}$, $a_{25} = 25 \text{ mm}$, $h_{23} = 15 \text{ mm}$, $h_{25} = 24 \text{ mm}$ i $h_{26} = 20 \text{ mm}$ u izraz (6.31.) dobiva se iznos momenta tromosti zavora nosača diferencijala I_{zavdif} :

$$I_{zavdif} = 13258.333 \text{ mm}^4. \quad (6.37.)$$

Razmak korijena kutnog zavora od težišnice zavarena priključka se iščitava iz slike 50 te iznosi:

$$y_1 = 12 \text{ mm}. \quad (6.38.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.35.), (6.37.) i (6.38.) u izraz (5.77.) dobiva se iznos naprezanja zavora nosača diferencijala pri savijanju $\sigma_{fzavdif}$:

$$\sigma_{fzavdif} = 28.719 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.39.)$$

Uvrštavanjem $a = 2 \text{ mm}$ i $l = 15 \text{ mm}$ prema slici i $F = \frac{F_d}{2} = 266.269 \text{ N}$ u izraz (5.82.) dobiva se iznos naprezanja zavora nosača diferencijala pri smiku $\tau_{zavndif}$:

$$\tau_{zavndif} = 4.438 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.40.)$$

Usporedba s dopuštenim vrijednostima zahtijeva određivanje reduciranog naprezanja zavora nosača diferencijala σ_{reddif} koje se dobiva pomoću izraza (5.84.)

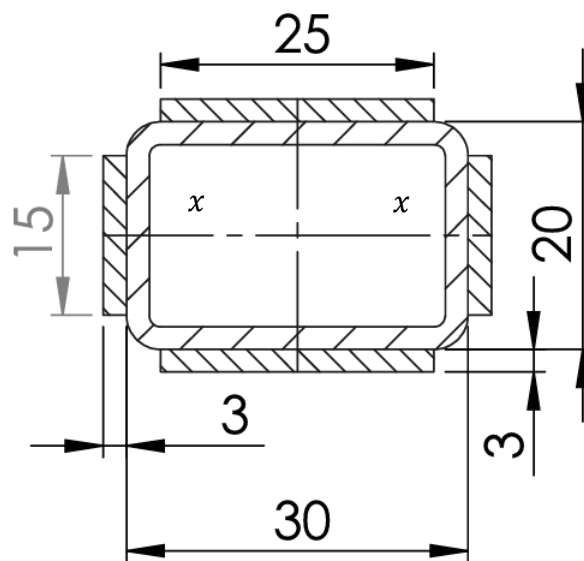
Uvrštavanjem izraza (6.38.) i (6.40.) u izraz (5.84.) dobiva se iznos reduciranog naprezanja zavora nosača diferencijala σ_{reddif} .

$$\sigma_{reddif} = 29.397 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.41.)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog ekvivalentnog naprezanja $\sigma_{reddop} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0361 (St.37.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća nosača diferencijala ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{reddif} < \sigma_{dop}$). Iako nosač nije izrađen od Č.0361, Č.0361 ima lošija svojstva od Č.0545, pa ako zavar zadovoljava za Č.0361 zadovoljavat će i za Č.0545.

6.4.3 Proračun zavara grede E-F

Nosač diferencijala je zavaren na konstrukciju te je opterećen na savijanje i smik. Zavareni spoj je potrebno proračunati na savijanje i smik kako ne bi došlo do loma.



Slika 51. Presjek zavara grede E-F

Naprezanje zavara pri savijanju se dobiva pomoću izraza (5.77.).

Moment koji opterećuje zavar se računa prema izrazu:

$$M_{fzavE-F} = 260 \frac{Q}{2}. \quad (6.42.)$$

Gdje su:

$M_{fzavE-F}$ – moment savijanja koji opterećuje zavar nosača diferencijala i

Q – nosivost = 1618.65 N.

Uvrštavanjem izraza (6.6.) u izraz (6.42.) dobiva se iznos momenta koji opterećuje gredu E-F

$M_{fzavE-F}$:

$$M_{fzavdif} = 210424.5 \text{ Nmm}. \quad (6.43.)$$

Moment tromosti zavara nosača diferencijala I_{zavdif} se dobiva prema slici 51 uz pomoć izraza:

$$I_{zavdif} = \frac{a_{27}h_{27}^3}{12} - \frac{a_{28}h_{27}^3}{12} + \frac{a_{29}h_{29}^3}{12} - \frac{a_{29}h_{30}^3}{12}. \quad (6.44.)$$

Uvrštavanjem $a_{27} = 36$ mm, $a_{28} = 30$ mm, $a_{29} = 25$ mm, $h_{27} = 15$ mm, $h_{29} = 26$ mm i $h_{30} = 20$ mm u izraz (6.44.) dobiva se iznos momenta tromosti zavara grede E - F I_{zavE-F} :

$$I_{zavE-F} = 21637.5 \text{ mm}^4. \quad (6.45.)$$

Razmak korijena kutnog zavara od težišnice zavarena priključka se iščitava iz slike te iznosi:

$$y_1 = 13 \text{ mm}. \quad (6.46.)$$

Uvrštavanjem izraza (6.43.), (6.45.) i (6.46.) u izraz (5.77.) dobiva se iznos naprezanja zavara nosača diferencijala pri savijanju $\sigma_{fzavdif}$:

$$\sigma_{fzavdif} = 126.425 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.47.)$$

Uvrštavanjem $a = 3$ mm i $l = 15$ mm prema slici i $F = \frac{Q}{2} = 809.325$ N u izraz (5.82.) dobiva se iznos naprezanja zavara grede E-F pri smiku τ_{zavE-F} :

$$\tau_{zavE-F} = 3.372 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.48.)$$

Usporedba s dopuštenim vrijednostima zahtijeva određivanje reduciranog naprezanja zavara grede E-F σ_{redE-F} koje se dobiva pomoću izraza (5.84.)

Uvrštavanjem izraza (6.47.) i (6.48.) u izraz (5.84.) dobiva se iznos reduciranog naprezanja zavara nosača diferencijala σ_{reddif} .

$$\sigma_{reddif} = 126.515 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.49.)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog ekvivalentnog naprezanja $\sigma_{reddop} = 145 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0561 (St.50.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća zavara grede E-F ZADOVOLJAVA s obzirom na to da je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{redE-F} < \sigma_{dop}$). Iako nosač nije izrađen od Č.0561, Č.0561 ima lošija svojstva od Č.1531, pa ako zavar zadovoljava za Č.0561 zadovoljavat će i za Č.1531.

6.5 Proračun nosivog lima držača rockera

Nosač *rockera* je prikazan na slici 49. Za nosač *rockera* potrebno je proračunati čvrstoću lima na zarezno djelovanje zbog provrta kojim će prolaziti osovinu *rockera*.

Provjerava se presjek A-A pomoću izraza (5.87.).

Faktor zareznog djelovanja se dobiva pomoću slike 33.

Prema slici 32, za odnos $\frac{d}{b} = \frac{25}{70} = 0.357$ faktor zareznog djelovanja K_t iznosi:

$$K_{tr} = 3. \quad (6.50.)$$

Uvrštavanjem $d = 25$ mm, $b = 70$ mm, $t = 4$ mm, izraza (5.24.) i (6.50.) u izraz (5.87.) dobiva se iznos naprezanja nosača *rockera* σ_{nosr} :

$$\sigma_{nosr} = 26.978 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.51)$$

Iz [15] je iščitana vrijednost dopuštenog naprezanja $\sigma_{dop} = 68 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ za materijal Č.0370 (St.37-2.). Usporedbom stvarnog i dopuštenog naprezanja može se zaključiti da čvrstoća nosača *rockera* ZADOVOLJAVA zato što je stvarno naprezanje manje od dopuštenog ($\sigma_{nosr} < \sigma_{dop}$).

6.6 Proračun kotača kolica

Zadani parametri i nosivost definiraju kotač, prema tim kriterijima odabrani su sljedeći kotači.

Za prednji par kotača odabrani su 22925T812 čija nosivost je 136 kg, a promjer 203.6 mm, što zadovoljava potrebe kolica.



Slika 52. Kotač 22925T812 [16]

Za prednji par kotača odabrani su 22925T712 čija nosivost je 136 kg, a promjer 203.6 mm, što zadovoljava potrebe kolica.



Slika 53. Kotač 22925T712 [16]

7. ZAKLJUČAK

Prema zahtjevima zadanim unutar zadatka rada konstruirana su teretna kolica s krutim ovješanjem u tri točke.

Uvodno razmatranje se osvrnulo na korištenje teretnih kolica, ali i ostalih teretnih sredstava kroz povijest, kao i pregled raznih vrsta kolica koja se danas mogu naći na tržištu. Analizom tržišta i postojećih konstrukcijskih rješenja istražena su sva postojeća rješenja koja bi pomogla u konstruiranju kolica. Povezivanjem rješenja dobivena su tri koncepta koja se primarno razlikuju prema broju kotača i konstrukciji diferencijala, ali sva tri sadrže kruto ovješanje kako je to zadano u zadatku. Ocjenjivanjem su dobivene numeričke vrijednosti svakog koncepta te je odabran onaj s najvećom ocjenom. Koncept je proveden kroz daljnju konstrukcijsku razradu, dimenzioniranje i proračun. Na temelju proračuna izrađena je tehnička dokumentacija koja se sastoji od sklopnog crteža teretnih kolica.

Teretna kolica s krutim ovješanjem bi bila izvrsna za prijenos tereta preko neravnih terena zbog svojih brojnih prednosti. Prednost teretnih kolica s krutim ovješanjem je što nema rizika od ispadanja tereta, nema rizika od zapinjanja kotača te korisnik ne mora dizati dio kolica kao što je to slučaj kod građevinskih kolica. Građevinska kolica mogu obaviti isti posao, iako riskiraju oštećenje robe, što u većini situacija na gradilištu nije ni veliki problem. Teretna kolica s krutim ovješanjem mogu prevesti navedenu robu bez oštećenja, ali zbog toga su skuplja, kompliciranija i teža za održavati.

Konstrukcija kolica s krutim ovješanjem dakako ostavlja prostor za poboljšanja, primarno poboljšanja vezana uz smanjenje kompleksnosti izrade i sniženja cijene samih kolica.

LITERATURA

- [1] Z. Herold, D. Ščap i M. Hoić, Prenosila i dizala, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2020.
- [2] Sigmat, [Internet]. Dostupno na: https://www.sigmat.hr/bs/industrijska-oprema/plinska-tehnologija/2699-teretna-kolica?ars_id_product=2699. Pristupljeno 13. studenog. 2024.
- [3] Gurtne, [Internet]. Dostupno na: <https://gurtne.hr/proizvod/transportna-kolica-rudle-200-kg-preklopne-rx-lift/>. Pristupljeno 24. studenog 2024.
- [4] L. trans. [Internet]. Dostupno na: <https://www.lumbertrans.com/proizvodi/radionicki-skladisni-industrijski-namjestaj-quick-fist-nosaci/kolica-za-alat/transportna-kolica/transportna-kolica-250-kg-211.html>. Pristupljeno 1. prosinca 2024.
- [5] Alice, Rocker-bogie differential, [Internet]. Dostupno na: <https://alicesastroinfo.com/2012/07/mars-rover-rocker-bogie-differential/>. Pristupljeno 4. studenog 2024.
- [6] G. B. I. S. N. A. P. Matthew Woodall, Mars Rover Rocker-Bogie Comparative, [Internet]. Dostupno na: https://www.ijirset.com/upload/2020/april/115_Mars_Rover_NC.PDF. Pristupljeno 13. studenog 2024.
- [7] NASA, Curiosity rover, [Internet]. Dostupno na: <https://science.nasa.gov/mission/msl-curiosity/>. Pristupljeno 4. studenog 2024.
- [8] FictionLab, LEO rover, [Internet]. Dostupno na: <https://www.leorover.tech/>. Pristupljeno 3. prosinca 2024.
- [9] Zeta trades, [Internet]. Dostupno na: <https://www.zetatrades.com/carro-de-Manipulacion-con-asa-capcarga-400-kgrs>. Pristupljeno 13. studenog 2024.
- [10] UK.RS, [Internet]. Dostupno na: <https://uk.rs-online.com/web/content/discovery/ideas-and-advice/caster-wheels-guide>. Pristupljeno 20. studenog. 2024
- [11] Štorga, M, Predavanja iz kolegija Razvoj proizvoda, Zagreb, 2024.
- [12] Opalić M., Rakamarić P., Reduktor, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2001.
- [13] Kraut, B, Strojarski priručnik, Tehnička knjiga Zagreb, 1970.
- [14] J. Djordje, Izvijanje, [Internet]. Dostupno na: <http://www.vpts.edu.rs/nastavni-materijali/djordjedjuric/Otprornost%20Materijala/Vezba8/8%20IZVIJANJE%20STAPA.pdf>. Pristupljeno 24. prosinca 2024.
- [15] Decker, K. H, Elementi strojeva, Tehnička knjiga Zagreb, 1975.
- [16] wayfair, [Internet]. Dostupno na: <https://www.wayfair.com/organization-storage/pdp/service-caster-brand-replacement-for-mcmaster-carr-caster-22925t812-srvk5940.html>. Pristupljeno 2. siječnja 2025.

DODATNA LITERATURA

G. steel, Types of trolley, [Internet]. Dostupno na: <https://gujratsteel.com/blog/types-of-trolley/>.
Pristupljeno 13. studenog 2024.

J. Baldrige, Moving and lifting the construction blocks of the great pyramid, Zima 1996.
[Internet]. Dostupno na: <https://www.ling.upenn.edu/~jason2/papers/pyramid.htm>. Pristupljeno
14. prosinca 2024.

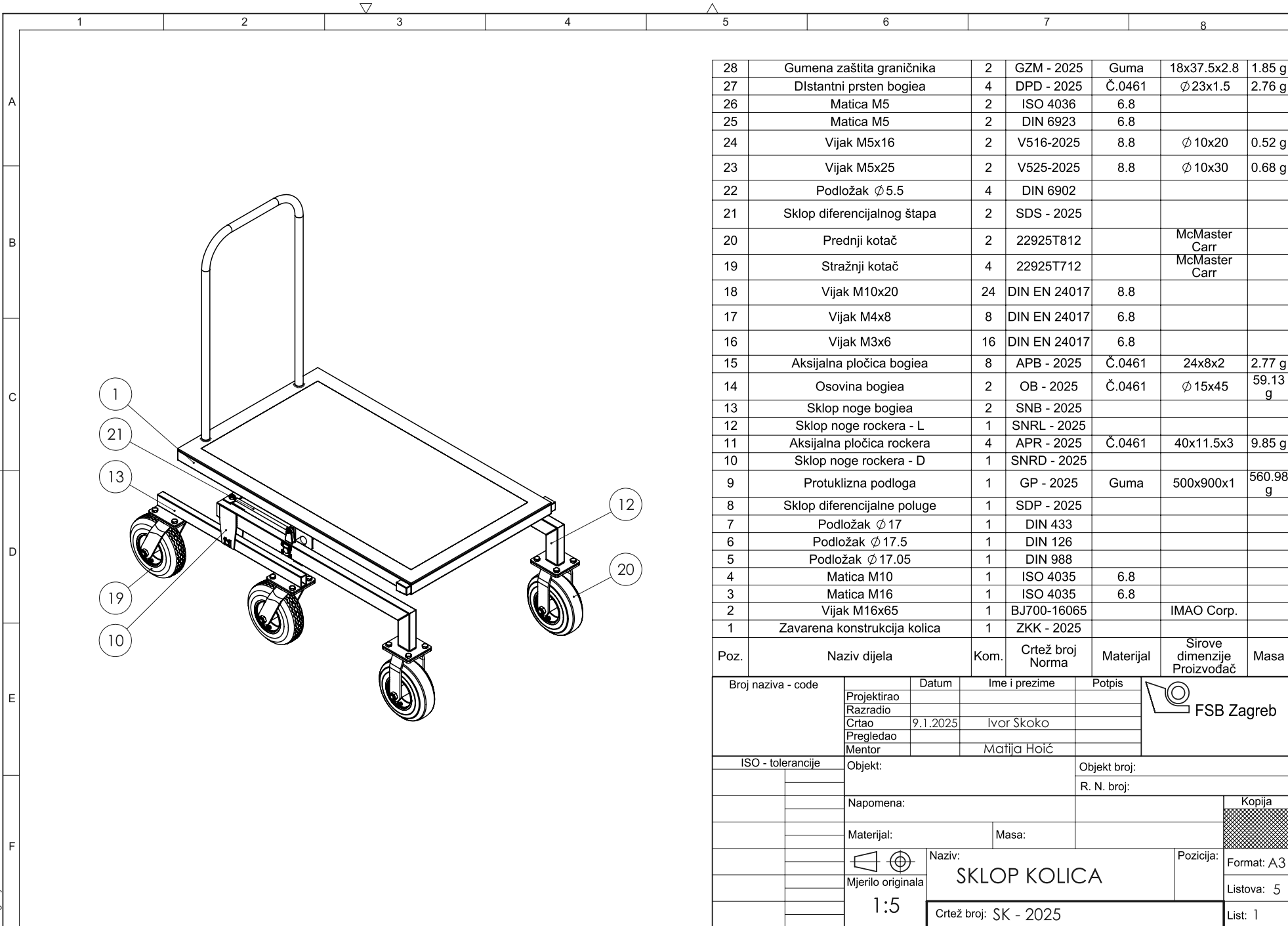
Mapp-caster, [Internet]. Dostupno na: <https://mappcaster.com/pages/rubbercasterwheels>.
Pristupljeno 20. studenog 2024.

NASA, Spirit and Opportunity rovers, [Internet]. Dostupno na:
<https://science.nasa.gov/mission/mars-exploration-rovers-spirit-and-opportunity/>. Pristupljeno
4. studenog 2024.

Povijest kotača, [Internet]. Dostupno na: <https://hr.wikipedia.org/wiki/Kota%C4%8D>.
Pristupljeno 5. studenog 2024.

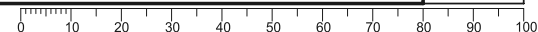
PRILOZI

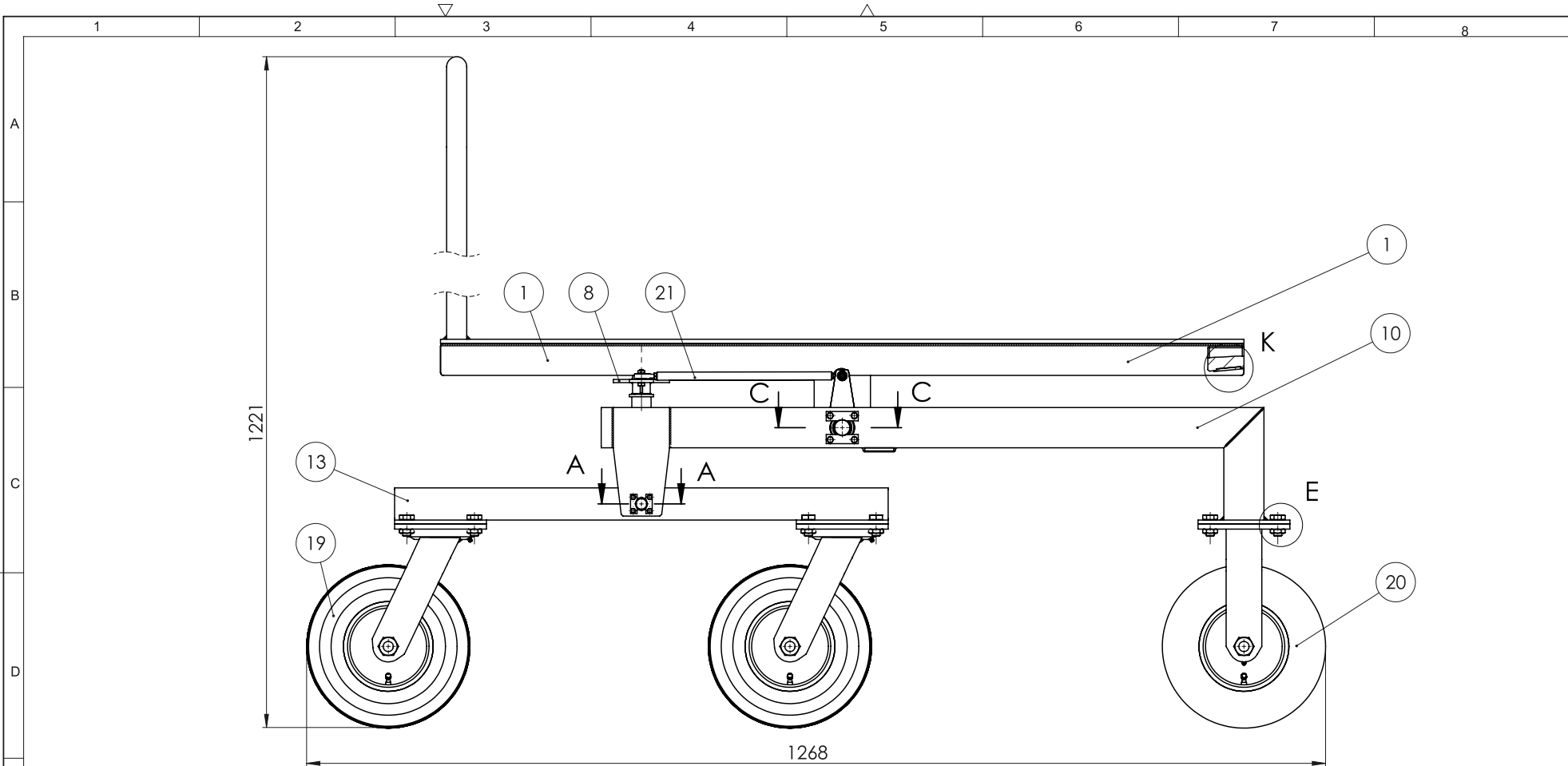
I. Tehnička dokumentacija



28	Gumena zaštita graničnika	2	GZM - 2025	Guma	18x37.5x2.8	1.85 g
27	Distantni prsten bogiea	4	DPD - 2025	Č.0461	Ø 23x1.5	2.76 g
26	Matica M5	2	ISO 4036	6.8		
25	Matica M5	2	DIN 6923	6.8		
24	Vijak M5x16	2	V516-2025	8.8	Ø 10x20	0.52 g
23	Vijak M5x25	2	V525-2025	8.8	Ø 10x30	0.68 g
22	Podložak Ø 5.5	4	DIN 6902			
21	Sklop diferencijalnog štapa	2	SDS - 2025			
20	Prednji kotač	2	22925T812		McMaster Carr	
19	Stražnji kotač	4	22925T712		McMaster Carr	
18	Vijak M10x20	24	DIN EN 24017	8.8		
17	Vijak M4x8	8	DIN EN 24017	6.8		
16	Vijak M3x6	16	DIN EN 24017	6.8		
15	Aksijalna pločica bogiea	8	APB - 2025	Č.0461	24x8x2	2.77 g
14	Osovina bogiea	2	OB - 2025	Č.0461	Ø 15x45	59.13 g
13	Sklop noge bogiea	2	SNB - 2025			
12	Sklop noge rockera - L	1	SNRL - 2025			
11	Aksijalna pločica rockera	4	APR - 2025	Č.0461	40x11.5x3	9.85 g
10	Sklop noge rockera - D	1	SNRD - 2025			
9	Protuklizna podloga	1	GP - 2025	Guma	500x900x1	560.98 g
8	Sklop diferencijalne poluge	1	SDP - 2025			
7	Podložak Ø 17	1	DIN 433			
6	Podložak Ø 17.5	1	DIN 126			
5	Podložak Ø 17.05	1	DIN 988			
4	Matica M10	1	ISO 4035	6.8		
3	Matica M16	1	ISO 4035	6.8		
2	Vijak M16x65	1	BJ700-16065			
1	Zavarena konstrukcija kolica	1	ZKK - 2025		IMAO Corp.	

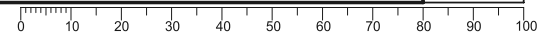
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao						
Razradio						
Crtao		9.1.2025	Ivor Skoko			
Pregledao						
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
				R. N. broj:		
		Napomena:				
		Materijal:		Masa:		
		Mjerilo originala		Naziv:		Kopija
		1:5		SKLOP KOLICA		Format: A3
				Crtež broj: SK - 2025		Listova: 5
						List: 1

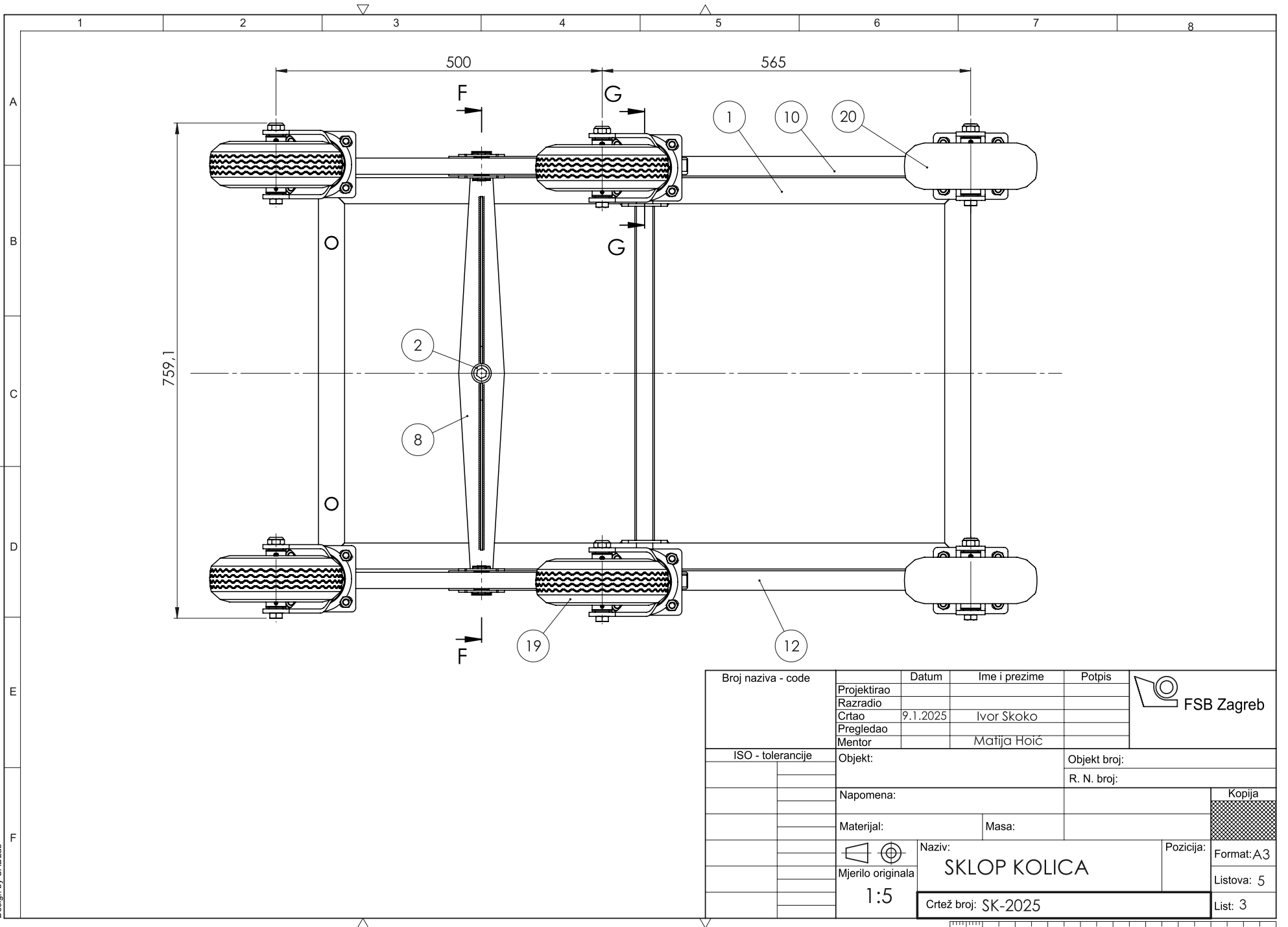




Design by CAD.Lab

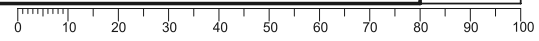
Broj naziva - code	Projektirao				 FSB Zagreb
	Razradio				
	Crtao	9.1.2025	Ivor Skoko		
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal:	Masa:			
	 Naziv: SKLOP KOLICA			Pozicija:	Format: A3
	Mjerilo originala: 1:5				Listova: 5
	Crtež broj: SK-2025				List: 2

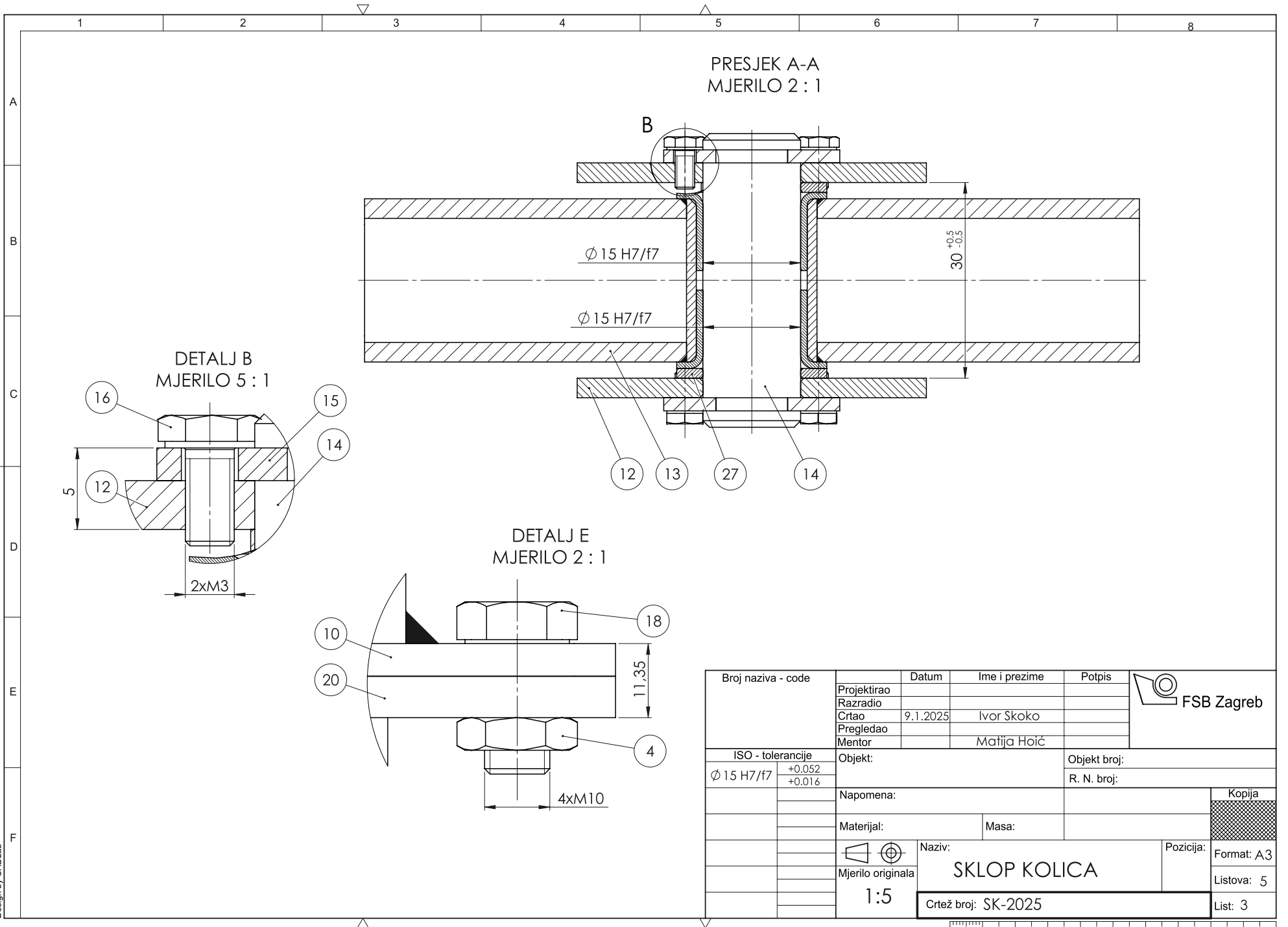




Design by CAD.Lab

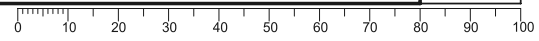
Broj naziva - code	Projektirao				 FSB Zagreb
	Razradio				
	Crtao	9.1.2025	Ivor Skoko		
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
				R. N. broj:	
	Napomena:				Kopija
	Materijal:	Masa:			<div style="background-color: #cccccc; width: 20px; height: 20px;"></div>
	 Naziv: SKLOP KOLICA			Pozicija: Format: A3	
	Mjerilo originala	1:5		Listova: 5	
	Crtež broj: SK-2025			List: 3	

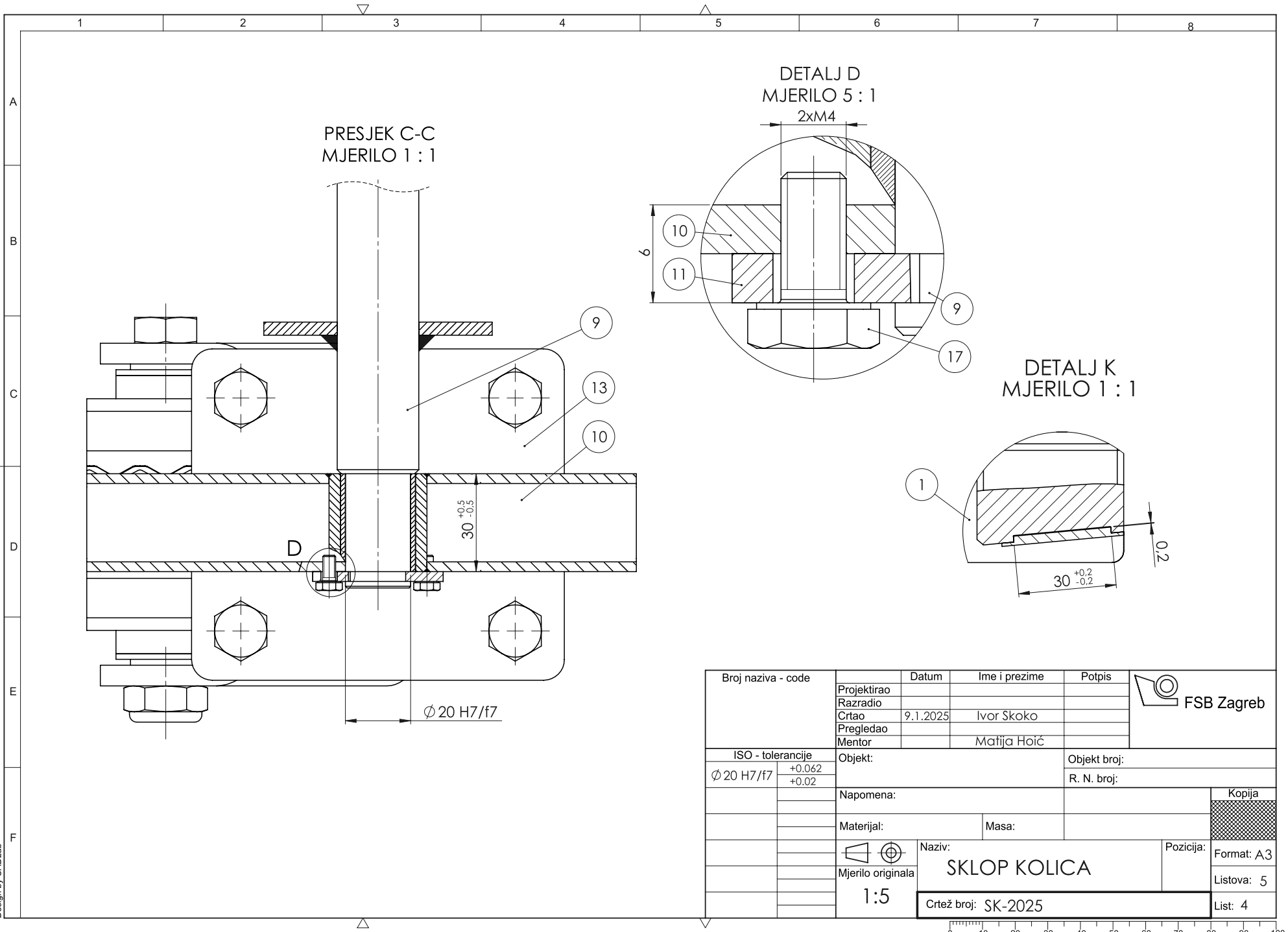




Design by CAD.Lab

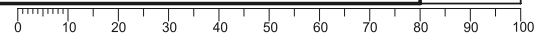
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio				
	Crtao	9.1.2025	Ivor Skoko		
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
$\phi 15 \text{ H7/f7}$	+0.052				R. N. broj:
	+0.016				
	Napomena:				Kopija
	Materijal:	Masa:			
	Naziv:			Pozicija:	Format: A3
	Mjerilo originala				Listova: 5
	1:5				List: 3
	Crtež broj: SK-2025				

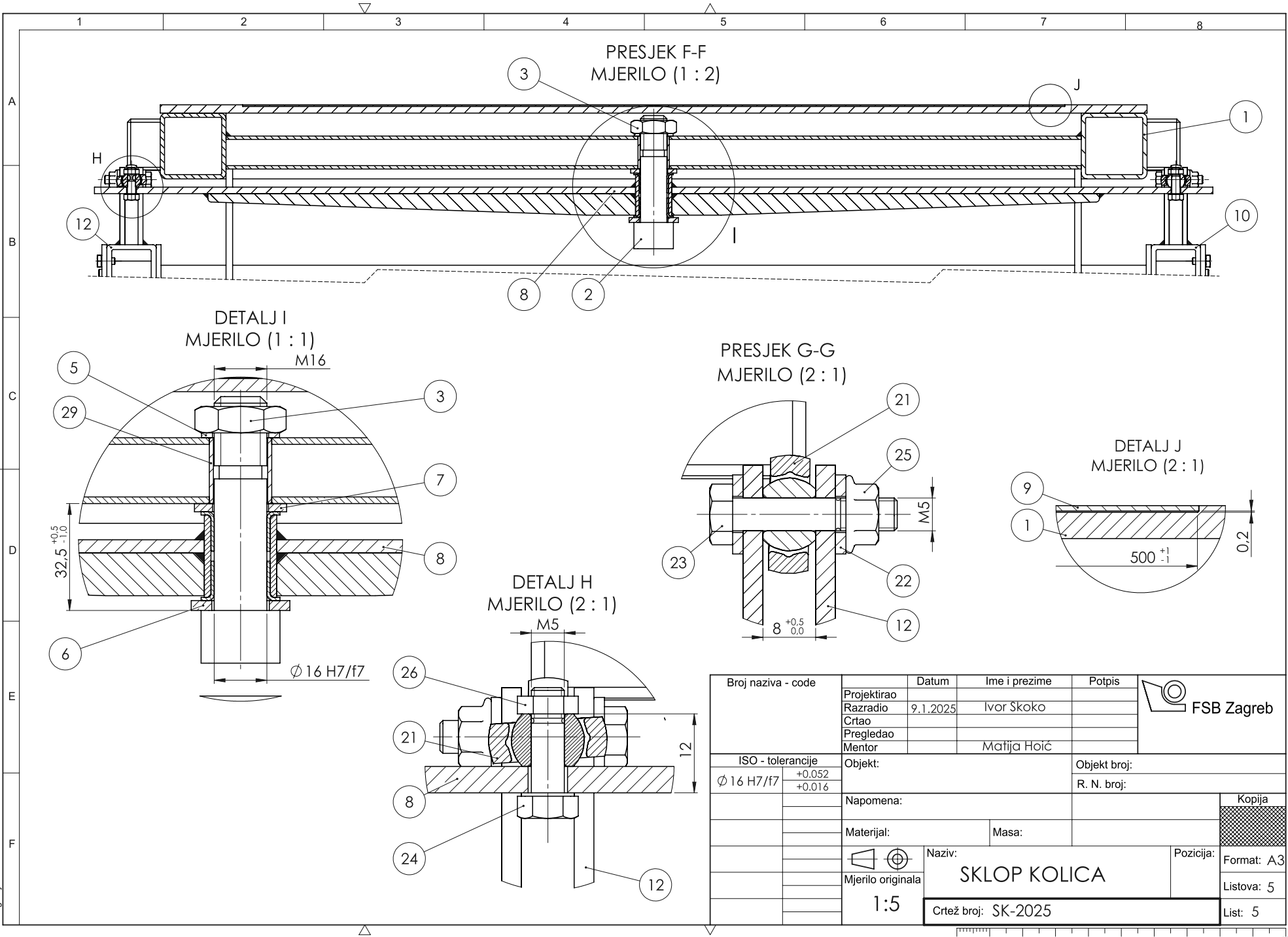




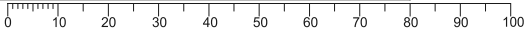
Design by CAD.Lab

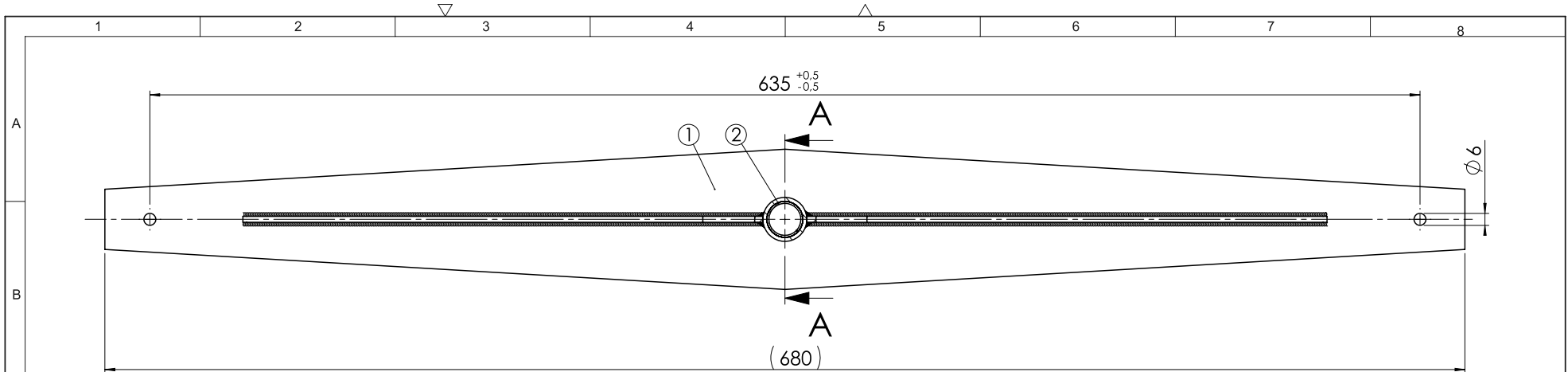
Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio				
	Crtao	9.1.2025	Ivor Skoko		
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
Ø 20 H7/f7	+0.062				R. N. broj:
	+0.02				
	Napomena:				Kopija
	Materijal:			Masa:	
	Naziv:			Pozicija:	
	Mjerilo originala			Format: A3	
	1:5			Listova: 5	
	Crtež broj: SK-2025			List: 4	



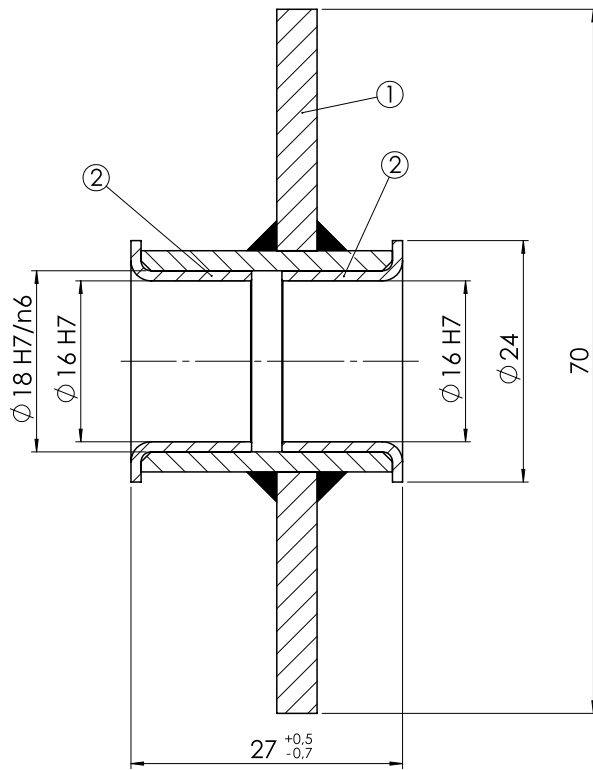


Broj naziva - code	Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis	
	Razradio	9.1.2025	Ivor Skoko		
	Crtao				
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:			
Ø 16 H7/f7	+0.052 +0.016	R. N. broj:			
	Napomena:			Kopija	
	Materijal:	Masa:			
	Mjerilo originala	Naziv:	Pozicija:	Format: A3	
	1:5	SKLOP KOLICA		Listova: 5	
		Crtež broj: SK-2025		List: 5	

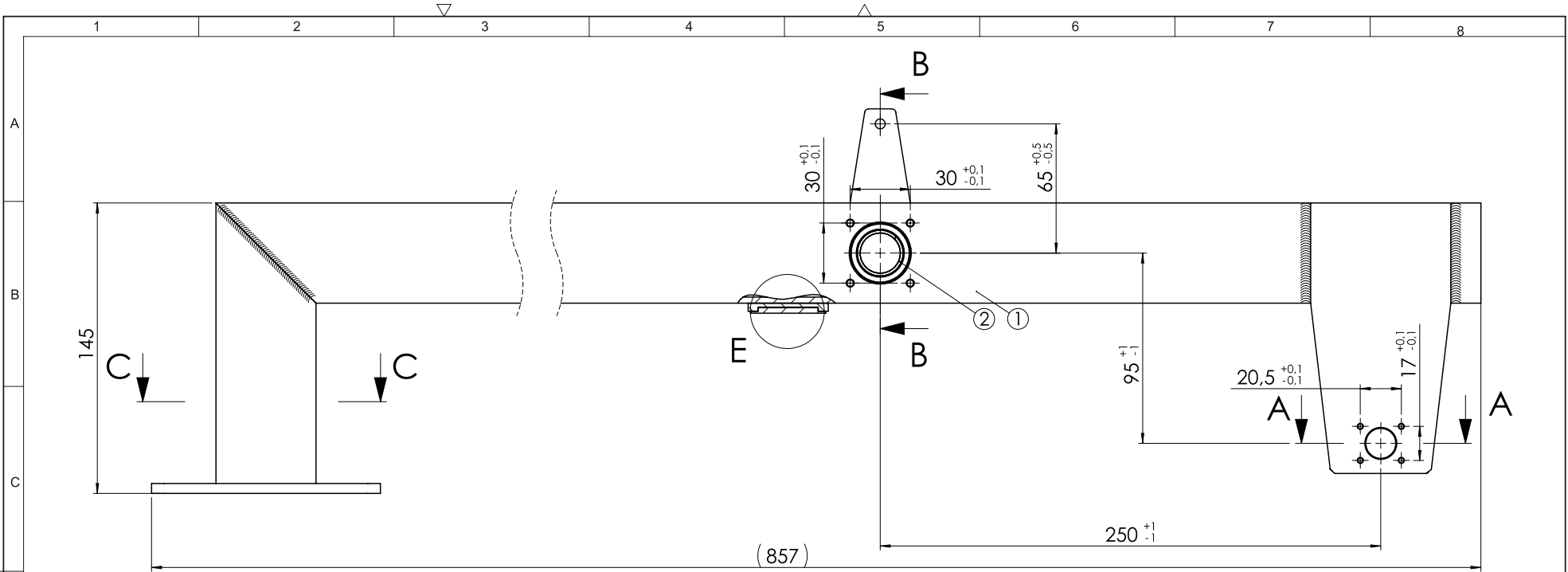




PRESJEK A-A
MJERILO (2 : 1)

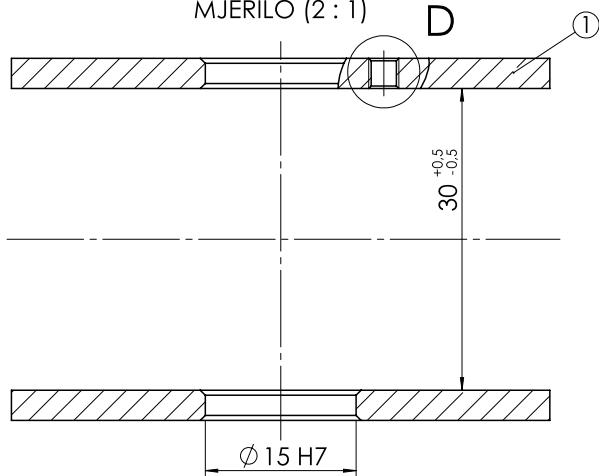


2	PCMF 161812 E	2			SKF	
1	Zavarena konstrukcija diferencijalne poluge	1	ZKDF - 2025			
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao						
Razradio						
Crtao		9.2.2025	Ivor Skoko			
Pregledao						
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:			Objekt broj:	
Ø 16 H7	+0.018 0	Napomena:			R. N. broj:	
Ø 18 H7/n6	+0.006 -0.023	Materijal:			Masa:	
Mjerilo originala		Naziv:			Pozicija:	
1:2		SKLOP DIFERENCIJALNE POLUGE			8	
		Crtež broj: SDP - 2025			List: 1	

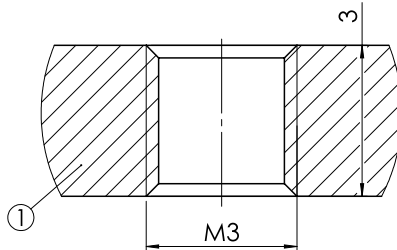


(857)

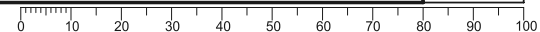
PRESJEK A-A
MJERILO (2 : 1)

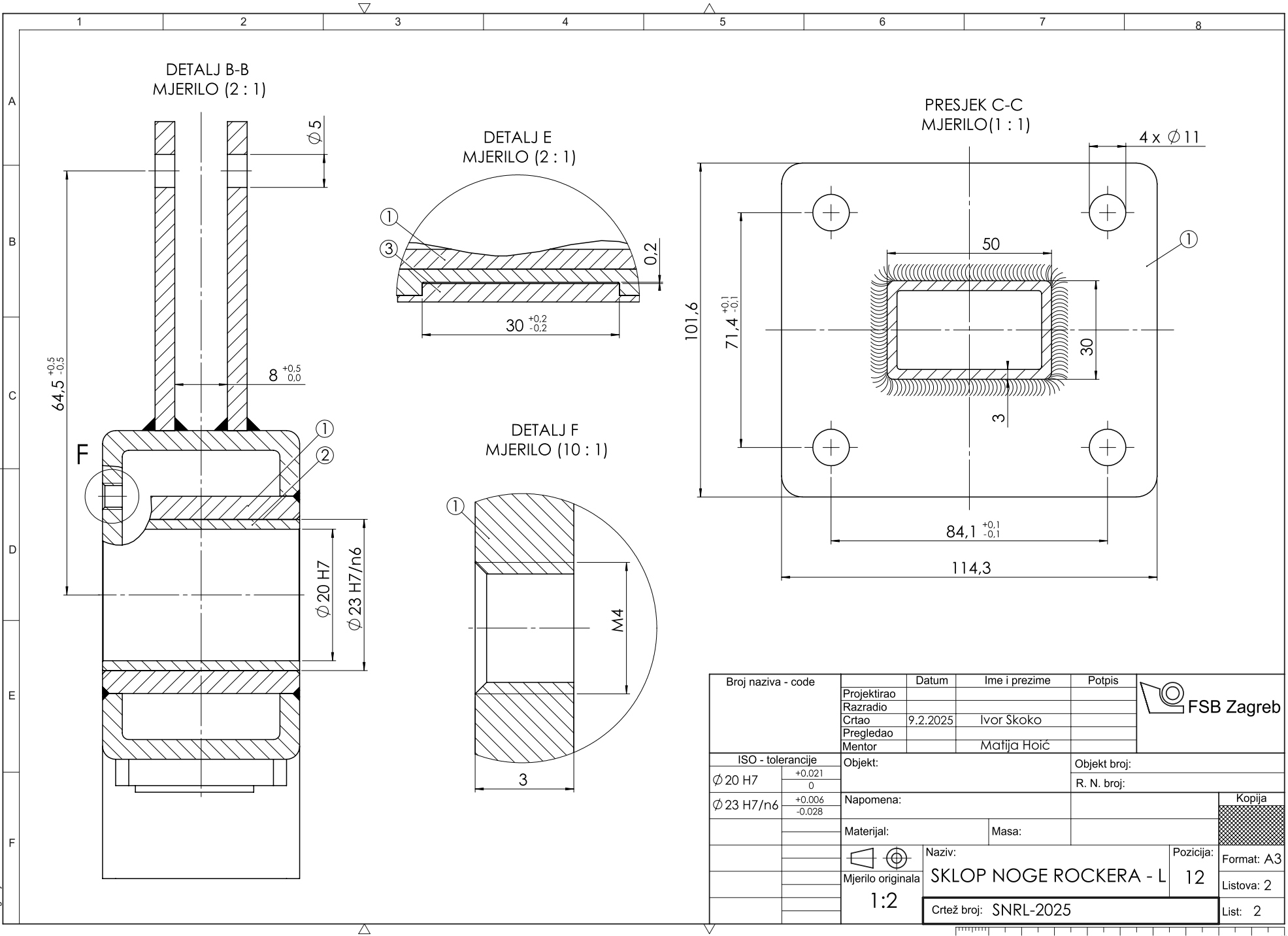


DETALJ D
MJERILO (10 : 1)

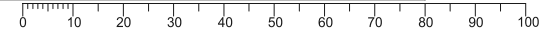


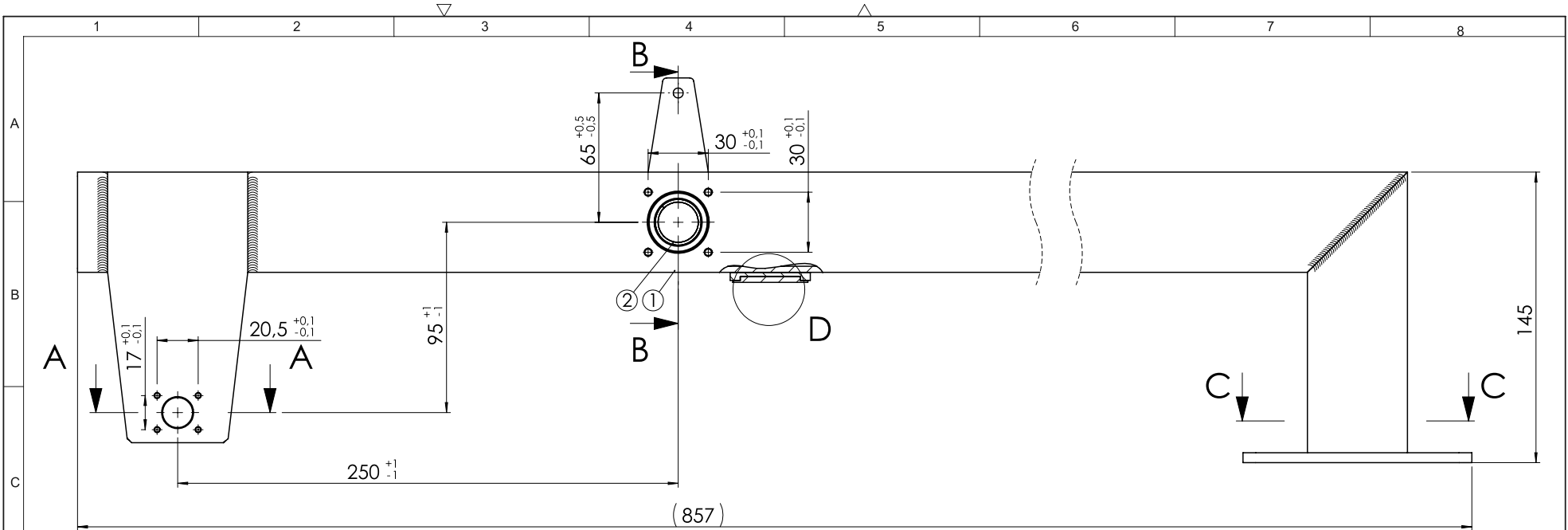
3	Gumena zaštita graničnika	1	GZG - 2025	Gume	18x37x2.8	1.85 g
2	PCM 202330 E	1			SKF	
1	Zavarena konstrukcija noge rockera-L	1	ZKNR-L-2025			
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao						
Razradio						
Crtao		9.2.2025	Ivor Skoko			
Pregledao						
Mentor			Matija Hoič			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 15 H7		+0.018 0		R. N. broj:		
Napomena:				Kopija		
Materijal:		Masa:		Kopija		
		Naziv:		Pozicija:		Format: A3
1:2		SKLOP NOGE ROCKERA - L		12		Listova: 2
		Crtež broj: SNRL-2025				List: 1





Broj naziva - code	Projekтирао	Datum	Име и презиме	Potpis	
	Razradio				
	Crtao	9.2.2025	Ivor Skoko		
	Pregledao				
	Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:	
$\phi 20 H7$	$+0,021$				R. N. broj:
	0				
$\phi 23 H7/n6$	$+0,006$	Napomena:			Kopija
	$-0,028$				
	Materijal:	Masa:			
		Naziv:		Pozicija:	Format: A3
	1:2	SKLOP NOGE ROCKERA - L		12	Listova: 2
		Crtež broj: SNRL-2025			List: 2

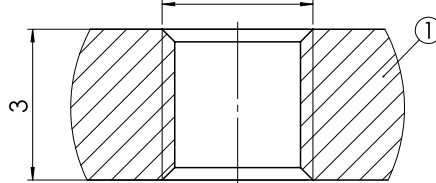




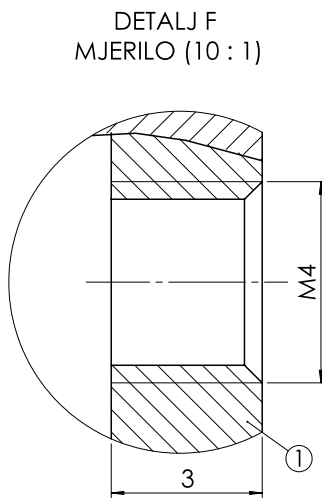
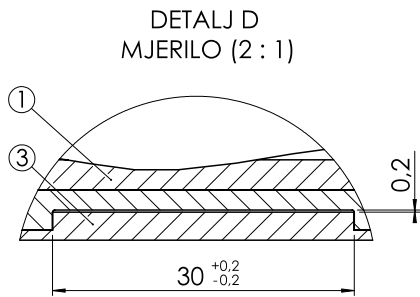
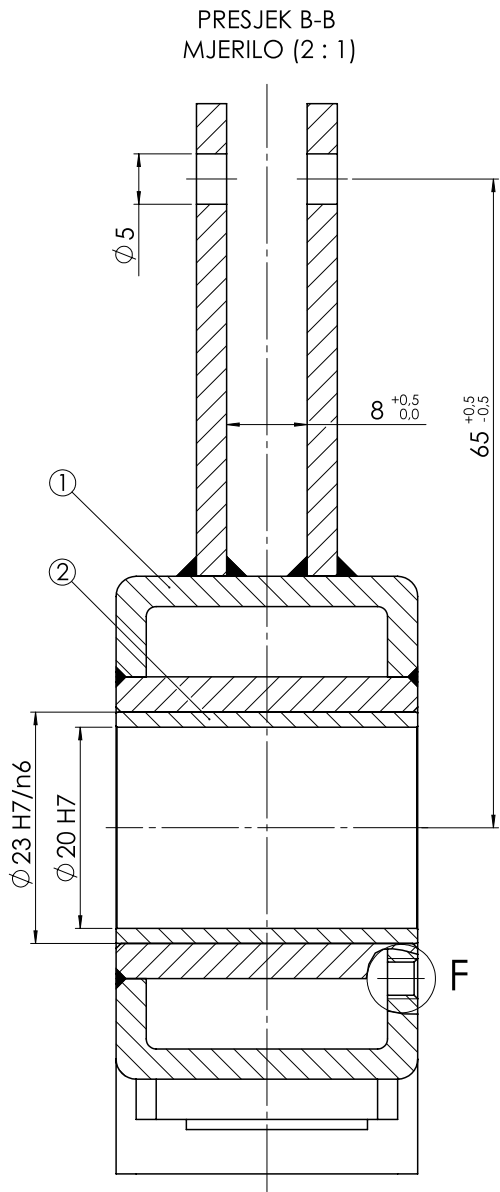
PRESJEK A-A
MJERILO (2 : 1)



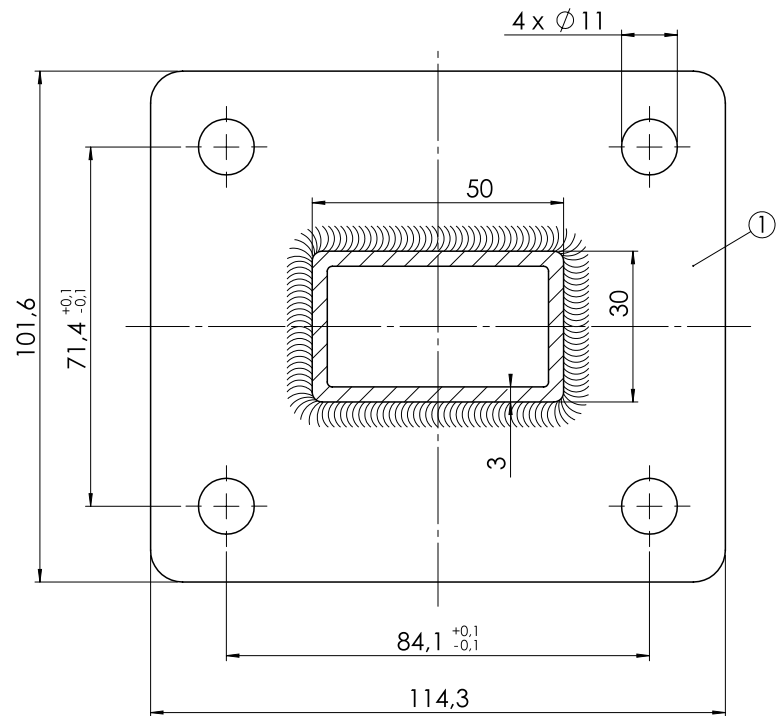
DETALJ E
MJERILO (10 : 1)
M3



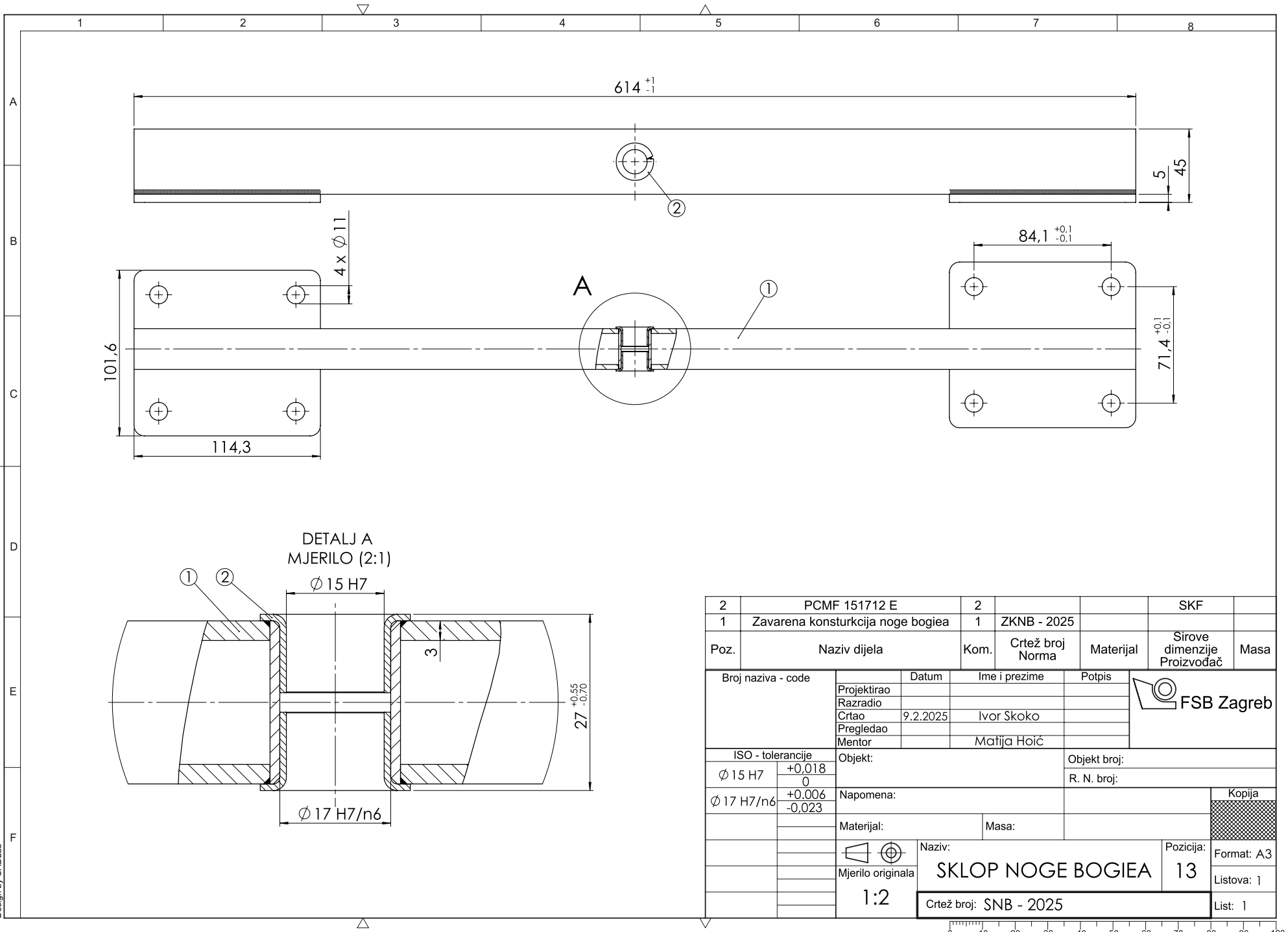
3	Gumena zaštita graničnika	1	GZG - 2025	Guma	18x37x2.8	1.85 g
2	PCM 202330 E	1			SKF	
1	Zavarana konstrukcija noge rocker-D	1	ZKNR - D			
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis		
Projektirao						
Razradio						
Crtao		9.2.2025	Ivor Skoko			
Pregledao						
Mentor			Matija Hoić			
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:		
Ø 15 H7	+0.018 0			R. N. broj:		
Napomena:				Kopija		
Materijal:		Masa:				
Mjerilo originala		Naziv:		Pozicija:		Format: A3
1:2		SKLOP NOGE ROCKERA - D		10		Listova: 2
		Crtež broj: SNRD - 2025				List: 2



PRESJEK C-C
MJERILO (1 : 1)

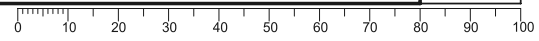


Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao				
Razradio				
Crtao	9.2.2025	Ivor Skoko		
Pregledao				
Mentor		Matija Hoić		
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:		Kopija
$\phi 20 H7$ $\begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \end{smallmatrix}$		R. N. broj:		
$\phi 23 H7/n6$ $\begin{smallmatrix} +0.006 \\ -0.028 \end{smallmatrix}$	Napomena:			
	Materijal:	Masa:		
		Naziv:	Pozicija:	Format: A3
	Mjerilo originala	SKLOP NOGE ROCKERA - D	10	Listova: 2
	1:2	Crtež broj: SNRD - 2025		List: 2

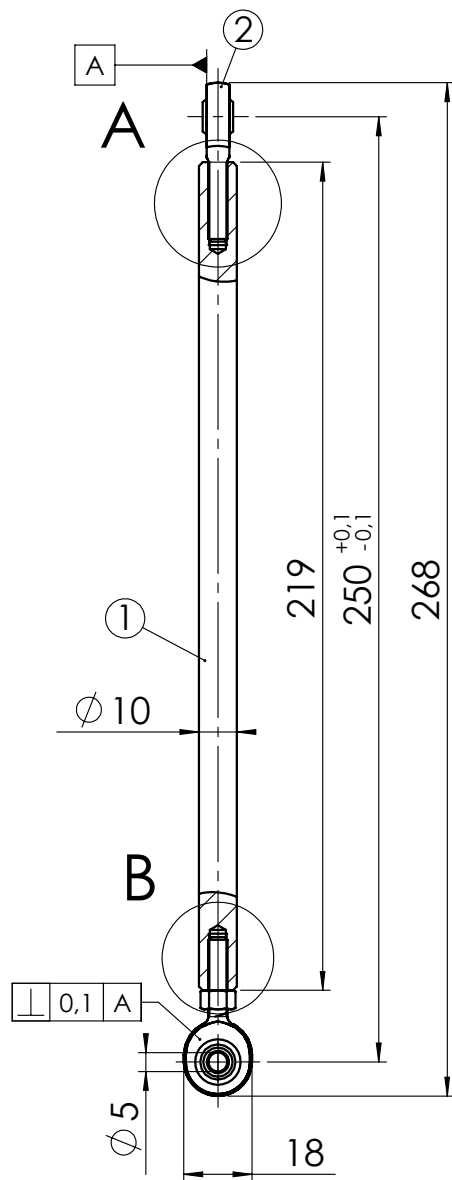


DETALJ A
MJERILO (2:1)

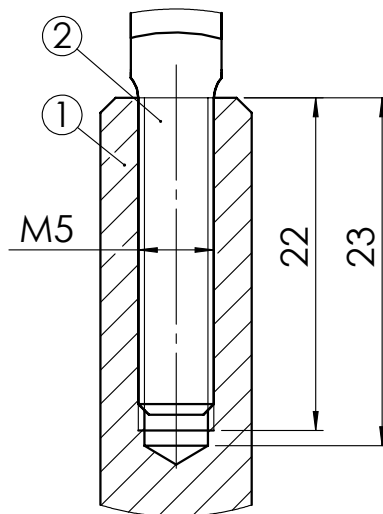
2	PCMF 151712 E		2		SKF		
1	Zavarena konstrukcija noge bogiea		1	ZKNB - 2025			
Poz.	Naziv dijela		Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
	Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime		Potpis		
	Projektirao						
	Razradio						
	Crtao	9.2.2025	Ivor Skoko				
	Pregledao		Matija Hoić				
	Mentor						
	ISO - tolerancije	Objekt:			Objekt broj:		
	Ø 15 H7	+0,018 0				R. N. broj:	
	Ø 17 H7/n6	+0,006 -0,023	Napomena:			Kopija	
			Materijal:	Masa:			
			Naziv:		Pozicija:		Format: A3
			Mjerilo originala		SKLOP NOGE BOGIEA		13
			1:2		Crtež broj: SNB - 2025		Listova: 1
							List: 1



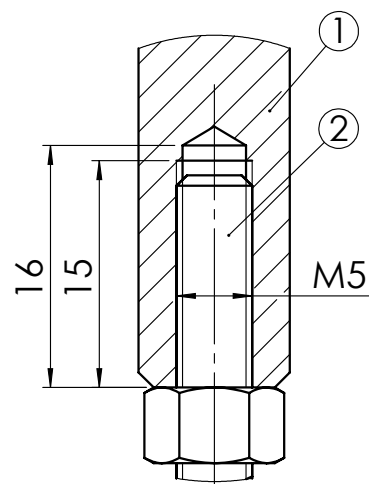
Design by CAD.Lab



PRESJEK A
MJERILO (2 : 1)



PRESJEK B
MJERILO (2 : 1)



3	Matica M5	1	90725A030		McMaster Carr	
2	SAKB 5 f	2			SKF	
1	Diferencijalni štap	1	DF - 2025	Č.0461	Ø 10x219	129.41 g
Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa

	Datum	Ime i prezime	Potpis	
Projektirao				
Razradio				
Crtao	9.2.2025	Ivor Skoko		
Pregledao				
Mentor		Matija Hoić		

Objekt:	Objekt broj:
	R. N. broj:

Napomena:		Kopija
Materijal:	Masa:	

 Mjerilo originala 1:2	Naziv: SKLOP DIFERENCIJALNOG ŠTAPA Crtež broj: SDS - 2025	Pozicija: 21	Format: A3 Listova: 1 List: 1
------------------------------	--	------------------------	-------------------------------------

Design by CADLab