

# Transportna kolica za manipulaciju teškim teretima

---

**Cerovski, Bruno**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2018**

*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:235:912761>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-08-10**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Bruno Cerovski**

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

Mentor:

Izv. Prof. dr. sc. Milan Kostelac, dipl. ing.

Student:

Bruno Cerovski

Zagreb, 2018.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



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

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

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Bruno Cerovski**

Mat. br.: 0035191439

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Transportna kolica za manipulaciju teškim teretima**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Transportation wagon for manipulator of heavy loads**

Opis zadatka:

Način dopreme teških tereta s mjesta iskrcaja do mjesta montaže uvjetovan je često puta uskim i niskim prolazima. Kako uporaba auto dizalice nije uvijek moguća, doprema na mjesto montaže mora se obaviti transportnim kolicima. Osim što se na ista oslanja teret, kolica trebaju omogućiti podizanje tereta uz mogućnost zakretanja. Pored autonomnog pogona transportna kolica trebaju imati mogućnost prihvata rude za vuču / guranje viličarom.

Zadano je:

1. Projektno opterećenje transportnih kolica: 100 kN;
2. Dimenzije kolica: 1500x3000x1200 mm (širina x duljina x visina);
3. Najveća brzina vožnje: 1 m/s;
4. Visina podizanja:  $\leq 1$  m;
5. Zakretanje tereta:  $\pm 90^\circ$ ;
6. Akumulatorski pogonski sustav DC: 48 V;
7. Pogonska klasa uređaja prema FEM-u: H3/B4

Rad treba sadržavati:

1. Uvod s tehničkim opisom i varijantama izvedbi transportnih kolica;
2. Proračun s potrebnim proračunskim i konstrukcijskim skicama i izvorom podataka za:
  - nosivu konstrukciju kolica;
  - proračun elemenata pogonskog mehanizma za vožnju;
  - proračun elemenata pogonskog mehanizma za dizanje i zakretanje tereta - hidrauličkog sustava.
3. Analizu svih mogućih opasnosti pri radu s transportnim kolicima;
4. Dokumentaciju:
  - sklopni crtež s potrebnim brojem ortogonalnih projekcija u pogledu i presjeku;
  - radioničke crteže u dogovoru s mentorom.

Svi ostali tehnički podaci mogu se dobiti kod mentora.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datum obrane:

27. rujna 2018.

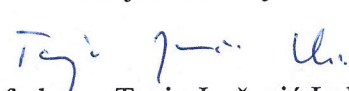
29. studenog 2018.

5., 6. i 7. prosinca 2018.

Zadatak zadao:

Predsjednica Povjerenstva:

  
Izv. prof. dr.sc. Milan Kostelac

  
Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## **Izjava**

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

Zagreb, Studeni 2018.

Bruno Cerovski

*Ovaj rad posvećujem svome ocu Davoru Cerovskom kao znak zahvale za bezuvjetnu podršku, pomoć i razumijevanje tijekom studija.*

*Također veliko hvala mome mentoru izv. prof. dr. sc. Milanu Kostelcu na pruženoj pomoći i prenesenom znanju te korisnim savjetima.*

*Želim se još zahvaliti pomajci Veroniki Tutić i baki Kati Cerovski na razumijevanju i podršci za vrijeme studija.*

*Hvala svim mojim prijateljicama i prijateljima koji su dio ove lijepe uspomene na studentske dane ...*

*Bruno Cerovski*

# SADRŽAJ

<b>SADRŽAJ</b>	<b>V</b>
<b>Sažetak</b>	<b>VIII</b>
<b>Summary</b>	<b>IX</b>
<b>POPIS SLIKA</b>	<b>X</b>
<b>POPIS TABLICA</b>	<b>XII</b>
<b>Popis oznaka</b>	<b>XIII</b>
<b>1. Uvod</b>	<b>1</b>
<b>2. Proračun čvrstoće nosive strukture</b>	<b>5</b>
2.1. Proračun globalne matrice krutosti . . . . .	7
2.2. Proračun opterećenja na globalnoj i lokalnoj razini: . . . . .	8
2.2.1. Pomaci u čvorovima . . . . .	9
2.3. Prikaz i usporedba rezultata numerički i grafički . . . . .	10
2.4. Provjera naprezanja u kritičnoj točki . . . . .	13
2.5. Provjera graničnika na izvijanje . . . . .	14
<b>3. Proračun pogona</b>	<b>16</b>
3.1. Izbor motora za pogon . . . . .	16
3.2. Provjera motora pogona . . . . .	17
3.3. Provjera motora pogona na proklizavanje . . . . .	19
3.4. Provjera kočnice motora za pokretanje . . . . .	22
3.5. Proračun vratila pogona i odabir ležaja . . . . .	23
3.5.1. Određivanje reaktivnih sila u osloncima vratila . . . . .	24
3.5.2. Dimenzioniranje i provjera sigurnosti kritičnih presjeka vratila . . . . .	24
3.5.3. Odabir ležajeva . . . . .	28
<b>4. Proračun prednje osovine i sustava spona skretanja vozila</b>	<b>31</b>
4.1. Kinematička analiza i odnosi kuteva spona i skretanja vozila . . . . .	31
<b>5. Proračun škarastog mehanizma za podizanje</b>	<b>36</b>
5.1. Sinteza škarastog mehanizma . . . . .	36

5.1.1.	Odabir hidrauličkog cilindra za podizanje i provjera na izvijanje . . . . .	39
5.2.	Određivanje reakcija u osloncima i provjera njihove nosivosti . . . . .	41
5.2.1.	Dimenzioniranje i provjera vanjske noge mehanizma: . . . . .	41
5.2.2.	Dimenzioniranje i provjera unutarnje noge mehanizma: . . . . .	44
5.3.	Dimenzioniranje i proračun oslonaca mehanizma za podizanje . . . . .	46
5.3.1.	Proračun oslonca L1 . . . . .	47
5.3.2.	Proračun oslonca L2 . . . . .	48
5.3.3.	Proračun srednje osovine u točki O . . . . .	50
5.3.4.	Proračun osovine donjeg kotača . . . . .	50
5.3.5.	Proračun osovine donjeg kotača . . . . .	53
5.3.6.	Proračun opterećenja zavara grede prihvata glave hidrauličkog cilindra	54
<b>6.</b>	<b>Projektiranje hidrauličkog sustava</b>	<b>56</b>
6.1.	Kontrolni proračun hidrauličkog sustava za podizanje 10 tona . . . . .	56
6.1.1.	Ulazni podaci . . . . .	56
6.1.2.	Proračun potrebnog protoka u navedenom sustavu . . . . .	56
6.1.3.	Proračun potrebnog tlaka u navedenom sustavu . . . . .	57
6.1.4.	Odabir elektromotora direktnog pogona pumpe . . . . .	58
6.1.5.	Projektiranje cjevovoda . . . . .	59
6.1.6.	Dimenzioniranje spremnika . . . . .	62
<b>7.</b>	<b>Proračun mehanizma za okretanje</b>	<b>64</b>
7.1.	Definiranje dinamičkih momenata inercije . . . . .	64
7.2.	Odabir ležaja i proračun unutrašnjeg ozubljenja . . . . .	66
7.3.	Proračun zupčanog para s unutarnjim ozubljenjem . . . . .	68
7.3.1.	Provjera naprezanja korijena zuba na savijanje . . . . .	71
7.3.2.	Provjera naprezanja zuba na Herzov pritisak . . . . .	72
7.3.3.	Proračun i dimenzioniranje vratila pogona za okretanje . . . . .	74
7.3.4.	Odabir ležajeva . . . . .	77
7.4.	Simulacija ploče prihvata okretnog ležaja . . . . .	79
<b>8.</b>	<b>Akumulatorski pogonski sustav 48V</b>	<b>82</b>
8.1.	Proračun kapaciteta baterija . . . . .	82
<b>9.</b>	<b>Analiza opasnosti pri radu sa transportnim kolicima</b>	<b>84</b>
<b>10.</b>	<b>Zaključak</b>	<b>86</b>



<b>A. Programski kod za proračun progiba glavnog nosača nosive strukture</b>	<b>87</b>
<b>B. Programski kod za proračun sustava spona</b>	<b>96</b>
<b>C. Prilozi standardnih dokumenata</b>	<b>97</b>

# Sažetak

U ovome radu obradilo se konstrukcijsko rješenje transportnih kolica za prijevoz teških tereta i manipulaciju njima. Omogućeni transport može biti autonoman odnosno neovisan o vučnom vozilu koristeći vlastiti izvor energije (trakcijske baterije) ili se može iskoristiti predviđeni prihvat rude i omogućiti transport nekim od raspoloživih vozila u pogonu (viličari, kamioni, itd.).

Prvo se provjerila čvrstoća i krutost glavnih U profila nosive podkonstrukcije koji su konstruirani sa dovoljno velikom krutosti kako bi bila osigurana i ne prednapregnuta pozicija ostalih elemenata u sustavu. Isti je numerički proračun metodom konačnih elemenata validiran i programskim paketom ABAQUS, ali i analitičkim rješenjem iz područja nauke o čvrstoći. Te je dana grafička i tablična usporedba.

Potom je proveden proračun pogona koji uključuje odabir motora, provjeru odabranog motora na pokretanje, proklizavanje, ali i provjera i odabir kočnice motora.

Kako bi se omogućilo skretanje vozila određen je kinematički model spona za skretanje koje omogućuje prihvat hidrauličkog cilindra ili prihvat za rudu nekog od vučnih vozila. Sama transportna kolica još su opremljena škarastim mehanizmom za podizanje i mehanizmom za okretanje. Podizanje je izvedeno škarastim mehanizmom, a okretanje uz pomoć velikog okretnog ležaja sa unutarnjim ozubljenjem. Dan je i proračunski pregled svih ključnih elemenata uz prateće skice. Također za pokretanje hidrauličkog sustava škarastog mehanizma odabrani su cilindri te dan proračun istih na izvijanje, ali i proračun te odabir pogonskog motora hidrauličkog sustava.

Iz razloga što bi sustav trebao imati svoj izvor energije, energija za pogon koristi se iz trakcijskih 48V DC baterija za koje je dan spektar upotrebe određenih članova sustava po ciklusu od 1h te je određen njihov kapacitet.

**Ključne riječi:** transportni uređaji, transportna kolica, teški tereti, hidraulički sustav, transport

# Summary

This thesis gives a look at a design of the transportation wagon for manipulation with heavy loads and provides a calculation example of its elements.

The transport can be independent which is provided with its own traction battery set as an energy supply that drives electromotors for driving, hydraulic unit and an electromotor for rotation. In a case of energy loss or just transportation it can be used as a pulling wagon for some other transportation device/vehicle because it is equipped with a special hook for pulling.

Firstly was main U300 beam of main chassis checked on strength and stiffness. It was really important to get high stiffness level to lower the impact of chassis on other important components in the whole system. The whole process was made through numerical method called: "Finite Elements Method" calculated in MatLAB and afterwards validated through ABAQUS program package and analytical method. Everything is also well documented with the few graphical comparison diagrams of the final results given for the each method.

It was also necessary to check and choose electromotors for driving and check important variables such as (starting moment at a full load, traction of the empty vehicle and electromotor's brake)

In the other hand the transportation wagon needs to have possibility of steering. The steering system was calculated and the graph of a steering angle was provided in further documentation.

The transportation wagon is also equipped with the lifting scissor mechanism and there is possibility to rotate the load using the platform installed on top of the slewing ring with an internal gearing system

**Keywords:** transportation devices, transportation wagon, heavy loads, lifting, transport

## POPIS SLIKA

1.1	Kolica za transport tereta do 200 t u ljevaonici namjenjena za vožnju po tračnicama tvrtke HENAN PERFECT HANDLING EQUIPMENT [1] . . . . .	1
1.2	Radna atmosfera 200 t kolica [1] . . . . .	2
1.3	Kolica za transport 40t tereta prema [1] . . . . .	2
1.4	Kolica sa vlastitim izvorom energije (baterija) prema [1] . . . . .	3
1.5	Rotacijska platforma sa okretnim ležajem izvedenim sa vanjskim ozubljenjem [1] . . . . .	3
2.1	Proračunski model glavnog nosača pomoću MKE . . . . .	6
2.2	Model opterećenja u programskom paketu ABAQUS . . . . .	10
2.3	Raspodjela progiba duž nosača nakon provedene simulacije . . . . .	11
2.4	Raspodjela unutarnjih momenata i graf duž nosača nakon provedene simulacije . . . . .	11
2.5	Grafički prikaz progiba UPN 300 glavnog nosača . . . . .	11
2.6	Grafički prikaz kuta nagiba tangente na elastičnu liniju u karakterističnim točkama . . . . .	12
2.7	Grafički prikaz unutarnjih momenata savijanja u karakterističnim točkama . . . . .	13
2.8	Proračunski model graničnika na izvijanje . . . . .	14
3.1	Proračunski model vratila pogona . . . . .	23
3.2	Odabrani ležaj ležajnog mjesta A . . . . .	28
3.3	Odabrani ležaj ležajnog mjesta B . . . . .	29
4.1	Proračunski model sustava spona zakretanja kotača . . . . .	31
4.2	Prikaz ovisnosti promjene kuta spone i kuta skretanja . . . . .	33
4.3	Pojednostavljeni prikaz opterećenja grede prednje osovine prema [9] . . . . .	34
4.4	Kotač tvrtke Elessa [10] RE.F4-300-RBL . . . . .	35
5.1	Proračunski model/sinteza škarastog mehanizma za podizanje tereta . . . . .	36
5.2	Prikaz odnosa produljenja cilindra i promjene kuta mehanizma . . . . .	37
5.3	Prikaz odnosa sile u cilindru i promjene kuta mehanizma . . . . .	38
5.4	Prikaz svojstava odabranog hidrauličkog cilindra . . . . .	39
5.5	Odabrani hidraulički cilindar za skretanje . . . . .	40
5.6	Proračunski model vanjske noge mehanizma za dizanje . . . . .	41
5.7	Prikaz momenata tromosti, momenata otpora i geometrijskih značajki odabranog ISO 12633-2 profila prema [13] . . . . .	42

5.8	Proračunski model unutarnje noge mehanizma za dizanje . . . . .	44
5.9	Prikaz oslonaca mehanizma za dizanje . . . . .	46
5.10	Proračunski presjek oslonca L1 i L2 . . . . .	47
5.11	Proračunski presjek središnjeg svornjaka mehanizma za dizanje . . . . .	50
5.12	Proračunski presjek donjeg kotača mehanizma za dizanje . . . . .	51
5.13	Prikaz značajki odabranog kotača mehanizma za dizanje tvrtke Blickle . . . . .	52
5.14	Proračunski presjek gornjeg kotača mehanizma za dizanje . . . . .	53
5.15	Prikaz opterećenja zavara na spoju grede hidrauličkog cilindra i unutarnje noge mehanizma . . . . .	54
6.1	Prikaz odabrane cijevi prema DIN EN 10220 $\phi 13,5 \times 2,6$ . . . . .	60
6.2	Moodyjev dijagram [18] . . . . .	62
6.3	Hidraulička pogonska jedinica . . . . .	63
7.1	Dijagram za odabir okretnih ležajeva sa unutarnjim ozubljenjem prema [20] . . . . .	67
7.2	Specifikacija podataka izabranog VSI 20 0414 N okretnog ležaja prema [20] . . . . .	67
7.3	Skica odabranog okretnog ležaja prema [20] . . . . .	68
7.4	Skica zahvata unutarnjeg ozubljenja . . . . .	70
7.5	Slika validacije dimenzija pogonskog zupčanika . . . . .	70
7.6	Slika validacije dimenzija gonjenog zupčanika . . . . .	70
7.7	Prikaz sila koje djeluju u zahvatu . . . . .	72
7.8	Prikaz rezultatnih opterećenja koje djeluju na pogonsko vratilo . . . . .	73
7.9	Prikaz rezultatnih opterećenja i naprezanja zupčanog para dobivenih programskim paketom Autodesk Inventor . . . . .	74
7.10	Odabrani ležaj ležajnog mjesta A . . . . .	77
7.11	Odabrani ležaj ležajnog mjesta B . . . . .	78
7.12	Prikaz platforme na koju se veže okretni ležaj . . . . .	79
7.13	Prikaz proračunskog opterećenja ploče . . . . .	79
7.14	Prikaz rezultata progiba ploče donje platforme u programskom paketu ABAQUS . . . . .	80
7.15	Grafički prikaz promjene progiba pod duljini ploče (Dulja os-Y) . . . . .	80
7.16	Prikaz proračunskog opterećenja ploče okretne platforme . . . . .	81
7.17	Prikaz rezultata progiba ploče gornje/okretne platforme u programskom paketu ABAQUS . . . . .	81
7.18	Grafički prikaz promjene progiba pod duljini kritičnog presjeka ploče . . . . .	81

## POPIS TABLICA

2.1	Ulazni podaci za provođenje proračuna glavne grede nosive strukture . . . . .	5
2.2	Prikaz raspodjele lokalnih pomaka u odnosu na globalne prema slici 2.1 . . . .	7
2.3	Usporedba rješenja dobivenih numerikom i programskim paketom Abaqus . . .	10
2.4	Tablični prikaz usporedbe unutarnjih momenata savijanja pri ulaznom opterećenju . . . . .	12
3.1	Svojstva odabranog motora za pokretanje tvrtke Watt-Drive . . . . .	17
6.1	Tehnička svojstva PGF 2X/011 pumpe prema [11] . . . . .	58
6.2	Specifikacija motora HMA2 132S2-2 tvrtke HOYER . . . . .	59
7.1	Svojstva odabranog motora za okretanje tvrtke Watt-Drive . . . . .	65
9.1	Tablica opisa vjerojatnosti opasnosti/rizika prema [24] . . . . .	84
9.2	Posljedice (veličina posljedica - štetnosti) prema [24] . . . . .	84
9.3	Matrica procjene rizika prema [24] . . . . .	84
9.4	Tablica raspodjele rizika na visoki, srednji i mali rizik/opasnost . . . . .	85

## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Značenje
$l$	mm	Duljina
$F$	N	(koncentrirana) sila
$q_m$	N/mm	Kontinuirano opterećenje
$E$	MPa	Youngov modul elastičnosti
$\mathbf{k}$		Matrica krutosti
$\mathbf{B}$		Operator rubnih veličina
$\mathbf{D}$		Matrica elastičnosti
$\mathbf{K}$		Globalna matrica krutosti
$\mathbf{F}_s$	N	Matrica sile usljed kontinuiranog opterećenja
$\mathbf{N}^T$		Transponirana matrica funkcije oblika
$q(x)$	N/mm	Funkcija kontinuiranog opt.
$\mathbf{V}$		Matrica pomaka u čvorovima
$\mathbf{V}_a$		Reducirana matrica pomaka u čvorovima
$\mathbf{K}_{aa}$		Reducirana matrica krutosti
$\mathbf{R}_a$		Matrica konačnih opterećenja
$w_{dop}$	mm	Dopušteni progib
$w$		Progib
$x$	mm	Nepoznata duljina duž nosača
$M_y$	Nm	Moment savijanja u kritičnom presjeku
$M_{fy}$	Nm	Moment savijanja sa svim faktorima pogonskih grupa
$\psi$		Dinamički faktor pogonske grupe
$v_{diz}$	m/min	Brzina dizanja tereta
$\sigma_I$	MPa	Prvo proračunsko naprezanje
$W_y$	mm <sup>3</sup>	Otpor presjeka oko osi y
$\sigma_{dop}$	MPa	Dopušteno naprezanje
$P_v$	W	Snaga ustaljene vožnje
$F_v, W_v$	N	Sila otpora ustaljene vožnje
$m_{uk}$	kg	Ukupna masa
$t_p$	s	Vrijeme pokretanja
$a$	m/s <sup>2</sup>	Ubrzanje
$\eta_{pog}$	-	Korisnost pogonskog mehanizma
$\beta$	-	Faktor sigurnosti
$v_v$	m/s <sup>2</sup>	Brzina vožnje

Oznaka	Jedinica	Značenje
$F_p$	N	Sila potrebna za pokretanje
$k_p$	-	Faktor za kavezne motore
$z_M$	-	Broj motora na jednoj strani
$P_{n,p}$	W	Nazivna snaga pokretanja
$M_p$	Nm	Moment pokretanja
$M_{st}$	Nm	Statički moment
$M_{din}$	Nm	Dinamički moment
$\omega_{EM}$	$s^{-1}$	Kutna brzina vrtnje elektromotora
$I_R$	$kgm^2$	Rezultantni moment tromosti
$I_{rot}$		Moment tromosti rotirajućih masa
$I_{tran}$		Moment tromosti translacijskih masa
$I_{EM}$		Moment tromosti elektromotora
$M_n$	Nm	Nazivni moment elektromotora
$M_{n,uk}$	Nm	Ukupni nazivni moment elektromotora
$t_{min}$	s	Minimalno vrijeme pokretanja sustava
$m_{pv}$	kg	Masa praznog vozila
$W_{pv}$	N	Moment otpora voznje praznog vozila
$\mu_{k,p}$		Koeficijent trenja guma-beton
$F_{kot}$	N	Sila na kotač
T	Nm	Moment tozije
$M_{max}$	Nm	Maksimalni moment savijanja
$\sigma_{f,DN}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća - čisto naizm. Ciklus
$\tau_{t,DI}$	MPa	Trajna dinamička čvrstoća - čisti istosm. Ciklus
$R_m$	MPa	Prekidna čvrstoća na vlak
$\sigma_{f.dop}$	MPa	Dopušteno napr. na savijanja
$\alpha_0$	-	Faktor čvrstoće materijala vratila
$M_{red}$	Nm	Reducirani moment vratila
$d_X$	mm	Promjer na presjeku X vratila
$S_{post}$	-	Postignuta sigurnost na presjeku vratila
$b_1$	-	Faktor veličine strojnoga dijela
$b_2$	-	Faktor kvalitete strojne obrade
$\varphi$	°	Kut položaja mehanizma
$\varphi$	-	Faktor udara
$\beta_{k,f}$	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanjem
$\eta_{kt}$	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja



Oznaka	Jedinica	Značenje
$\sigma_{RED}$	MPa	Reducirano naprezanje usljed reduciranog momenta
$P_A$	N	Ekvivalentno dinamičko radijalno opterećenje
$C_1$	N	Dinamička opterećenost ležaja
$n_{izl}$	min\$=1\$	Brzina vrtnje
$L_{0h}$	h	Zahtjevani vijek tranja
$L_h$	h	Stvarni vijek tranja
$\alpha_1$	°	Kut položaja spone prema Ackermanovoj geometriji
$\beta_1$	°	Kut zakretne spone i osi osovine
$\gamma_1$	°	$90^\circ - \alpha_1$
$\delta_1$	°	Teorijski kut između pravca w i vertikale spone
$y, y_V, y_H$	mm	Zakretna spona
$w, w_V, w_H$	mm	Pravac povezivanja osi kotača i osi okretanja rude
$x, x_V, x_H$	mm	Dužina između prihvata spone i osi prihvata rude
$z, z_V, z_H$	mm	Dužina opisana s osi kotača i prihvata okretne spone
$I_{yOS}$	mm <sup>°</sup>	Moment tromosti presjeka oko osi y
$c_n$	-	faktor pogonske grupe
$Q_{kot}$	N	Opterećenje glavnog kotača
$Q_t$	N	Sila usljed djelovanja maksimalnog tereta
$Q_m$	N	Priblizno procjenjena težina mehanizma
$d$	mm	prihvat glave cilindra na škarasti meh.
$c$	mm	prihvat donjeg dijela cilindra na škarasti mehanizam
$x_c$	mm	Duljina cilindra
$dW$	J	Diferencijalni dio obavljenog rada pri podizanju
$F_c$	N	Sila u pojdinačnom cilindru
$zA$	mm	Vertikalna udaljenost krajnjih oslonaca mehanizma
$zO$	mm	Vertikalna udaljenost oslonca mehanizma od središta
$\sigma_{hc}$	MPa	Tlačno naprezanje u klipnjači cilindra
$A_{kl}$	mm <sup>2</sup>	Površina poprečnog presjeka klipnjače
$\lambda_i$	-	Faktor vitkosti
$\sigma_k$	MPa	Naprezanje na izvijanje
$S_{hc}$	-	Sigurnost na izvijanje hid. cil.
$p_v$	MPa	Proračunski pritisak vanskjih uležištenja
$p_{dOP}$	MPa	Dopušteni dodirni pritisak
$p_l$	MPa	Tlak na limovima platforme
$a_L$	mm	Debljina lima dosjedanja

Oznaka	Jedinica	Značenje
$\tau_{O2}$	MPa	Odrežno naprezanje osovine
$\tau_{dop}$	MPa	Dopušteno naprezanje na odrez
$F_R^U$	N	Rezultantna sila koja opterećuje oslonac L2
$F_{RV}^V$	N	Sila opterećenja oslonca L1
$R_O$	N	Reaktivna sila u osloncu O
$D_O$	N	Promjer osovine u osloncu O
$\tau_{Osr}$	MPa	Napreznaje na odrez osovine oslonca O
$l_O$	mm	duljina kritičnog presjeka osovine kotača mehanizma
$F_K^V$	N	Sila koja opterećuje kotač mehanizma
$M_{40}$	Nm	Moment savijanja u kritičnom presjeku osovine kotača meh.
$A_{oK}$	mm <sup>2</sup>	Površina pop. Presjeka osovine kotača mehanizma
$W_{yzG}$	mm <sup>3</sup>	Moment otpora zavata grede
$\alpha_c$	°	Relativan kut pozicije hid. Cilindara
$l_c$	mm	Udaljenost djelovanja sile cilindra od ishodišta zavata
$\sigma_{zavG}$	MPa	Savojno naprezanje zavara
$\tau_{zavG}$	MPa	Naprezanje zavara na odrez
$\sigma_{ekvzG}$	MPa	Ekvivalentno naprezanje u zavaru grede
$\sigma_{za.Dop}$	MPa	Dopušteno naprezanje u zavaru
$d_{cil}$	mm	Promjer klipa hidrauličkog cilindra
$v_{klip}$	m/s	Brzina izvlačenja klipa
$\eta_{vol,cil}$	-	Volumetrijska korisnost cilindra
$\eta_{vol,pump}$	-	Volumetrijska korisnost pumpe
$\eta_{meh,pump}$	-	Mehanička korisnost pumpe
$\eta_{uk,pump}$	-	Ukupna korisnost pumpe
$F_{Q/cil.max}$	N	Maximalna sila usljed djelovanja opterećenja
$Q_{cil}$	m <sup>3</sup> /s	Protok po cilindru
$p_c$	bar	Ostvareni tlak u cilindru
$P_{pump}$	W	Potrebna snaga pumpe
$Q_{pump}^{stv}$	l/min	Stvarni protok pumpe
$d_c$	mm	Nazivni promjer cijevi cjevovoda
$d_a$	mm	Vanjski promjer cjevovoda
$t_c$	mm	Debljina stijenke cijevi
$p_e$	bar	Maksimalni tlak koji djeluje u sustavu
$R_{eH/\vartheta}$	MPa	Granica tečenja
$\nu_N$	-	Faktor zavara bešavne cijevi

Oznaka	Jedinica	Značenje
$\lambda$	-	Koeficijent trenja cijevi
$v_{hid}$	m/s	Brzina strujanja medija
$d_i$	mm	unutrašnji promjer cijevi
Re	-	Reynoldsov broj
$J_1$	kgm <sup>2</sup>	Traženi moment inercije tereta
$m_p$	kg	Pretpostavljena masa platforme
$a_p$	m	Širina platforme
$c_t$	m	Visina tereta
$l_p$	m	Duljina tereta
$J_{uk}$	kgm <sup>2</sup>	Ukupan dinamički moment tromosti s teretom
$\varepsilon_1$	s <sup>-1</sup>	Kutno ubrzanje platforme s teretom
$a_1$	m/s <sup>2</sup>	Obodno ubrzanje platforme
i	-	Prijenosni odnos zupčanika unutarnjeg ozubljenja
$P_{an}$	W	Stvarna potrebna snaga elektromotora za okretanje
$M_{an}$	Nm	Moment potreban za okretanje platforme
$D_M$	mm	Promjer valjanja valjnih tijela okretnog ležaja
$f_A$	-	Faktor primjene za odabrani slučaj transportnih vozila
$f_s$	-	Zadani sigurnosni faktor
$F_{0a}$	N	Eksploatacijsko opterećenje
$M_{0k}$	Nm	Eksploatacijski moment uslijed ekscentrično postavljenog tereta
$\varepsilon$	-	Parametro ekscentriciteta tereta
$f_{0r}$	-	Faktor statičkog opterećenja
$F_{0q}$	N	Aksijalna sila na ležaj
$M_{0q}$	Nm	Proračunski moment prevrtanja ležaja
$z_2$	-	Broj zubi gonjenog zupčanika
$z_1$	-	Broj zubi pogonskog zupčanika
m	mm	Modul zupčanika
a	mm	Osni razmak zupčanika
$d_{a1}$	mm	Tjemena kružnica zupčanika (promjer)
$d_{f1}$	mm	Podnožna kružnica zupčanika (promjer)
$d_{w1}$	mm	Kinematska kružnica zupčanika (promjer)
$d_{b1}$	mm	Temeljna kružnica zupčanika (promjer)
$F_t$	N	Tangencijalna sila na zub
$\sigma_F$	MPa	Savojno naprezanje u korjenu zuba
$Y_{F1}$	-	Faktor oblika

Oznaka	Jedinica	Značenje
$Y_\epsilon$	-	Faktor udjela opterećenja
$\epsilon_\alpha$	-	Stupanj prekrivanja profila
$K_{F\alpha 1}$	-	Faktor raspodjele opterećenja kod provjere korjene zuba
$q_L$	-	Korekcijski faktor raspodjele sile
$\sigma_{Flim}$	MPa	Dinamička čvrstoća kod naprezanja zuba na savijanje
$S_{Flim}$	-	Faktor sigurnosti na savijanje u korjenu zuba
$\sigma_{FP}$	MPa	Dopušteno naprezanje na savijanje u korjenu zuba
$\sigma_H$	MPa	Proračunsko/Stvarno naprezanje na Herzov pritisak
$\sigma_{HP}$	MPa	Dopušteno naprezanje na Herzov pritisak
$Z_M$	$\sqrt{N/mm^2}$	Faktor utjecaja materijala na proračun opterećenja bokova
$Z_H$	-	Faktor oblika boka
$Z_\epsilon$	-	Faktor utjecaja stupnja prekrivanja
$K_{H\alpha}$	-	Faktor raspodjele opterećenja kod proračuna bokova
$S_{Hlim}$	-	Daktor sigurnosti na Herzov pritisak
$F_{r1}$	N	Radijalna sila na vratilo
$F_{Rz}$	N	Rezultantna sila na pogonsko vratilo
$F_{rA}$	N	Sila u ležajnom mjestu A pogonskog vratila
$F_{rB}$	N	Sila u ležajnom mjestu B pogonskog vratila
$x_c$	mm	Udaljenost sile i ležajnog mjesta B
$x_{AB}$	mm	Udaljenost ležajnih mjesta A i B
$Q_{c.sus}$	kWh	Utrošena energija kroz ciklus po potrošaču
$Q_{c.uk}$	kWh	Ukupna energija kroz jedan ciklus
$C_1$	Ah	Kapacitet baterije po jednom ciklusu 1h
U	V	Napon baterija
$t_c$	h	Vrijeme trajanja ciklusa u satima

## 1. Uvod

Transport tereta je ovisan o raspoloživom prostoru koji ponekad nije dovoljan da bi se teret transportirao auto dizalicom ili nekim drugim glomaznijim transportnim uređajem. Iz toga razloga potrebno je osigurati transport tereta posebnim prilagođenim vozilom/kolicima koja imaju dodatne mogućnosti. Takve mogućnosti poput podizanja tereta ili njegove rotacije osiguravaju bolje uvjete manipulacije teretom i pokrivaju širi spektar načina utovara/istovara.

U takve svrhe moderni pogoni koriste različite vrste kolica koja mogu biti pogonjena zasebnom pogonskom jedinicom (elektromotor, motor s unutrašnjim izgaranjem, hidraulički motor) ili jednostavno se njihov transport može oslanjati na vuču viličarom ili drugim transportnim sredstvom sa vlastitim pogonom.

Dimenzije takvih vozila mogu biti kompaktne kao što je verzija obrađena u ovome radu ili mogu biti glomazne kao prikazana kolica na slici niže koja svojim dimenzijama i nosivošću zaista nadmašuju standarde.



Slika 1.1: Kolica za transport tereta do 200 t u ljevaonici namjenjena za vožnju po tračnicama tvrtke HENAN PERFECT HANDLING EQUIPMENT [1]



Slika 1.2: Radna atmosfera 200 t kolica [1]

Također postoje i kolica koja kako je i navedeno imaju rudu i vuku se zasebnim transportnim sredstvom koje posjeduje svoju pogonsku jedinicu.



Slika 1.3: Kolica za transport 40t tereta prema [1]

Ili jednostavno čitav sustav sa elektromotorima i baterijama ukomponiran unutar kolica kako bi se osigurala njihova neovisnost o vanjskom izvoru energije pogotovo ako na određenim mjestima dopreme nie moguće osigurati vanjski izvor energije.



Slika 1.4: Kolica sa vlastitim izvorom energije (baterija) prema [1]

Također ovakva kolica radi lakšeg utovara ili istovara mogu imati rotacijsku platformu:



Slika 1.5: Rotacijska platforma sa okretnim ležajem izvedenim sa vanjskim ozubljenjem [1]

Ovakvim kolicima omogućen je lakši transport različitih poluproizvoda, posuda pod pritiskom, teških glomaznih tereta i manipulacija njima. Česta je izvedba gibanja prisilnim vođenjem (tračnice), ali ako se poseže za izvedbom koja se giba bez tračnica najčešće su kotači čelični sa bandažom izvedenom iz tvrdih polimera.

Ako se poseže za izvedbom sa vlastitim izvorom energije to su najčešće motori sa unutar-njim izgaranjem ili elektromotori koji su opskrbljeni setom trakcijskih baterija sa dubokim pražnjenjem i velikim brojem ciklusa punjenja. Također takva kolica koja se isporučuju kupcima koji stavljaju visoke zahtjeve za konstantu uporabu istih mogu se isporučiti sa više setova izmjenjivih baterija kako bi bila uvijek u funkciji.



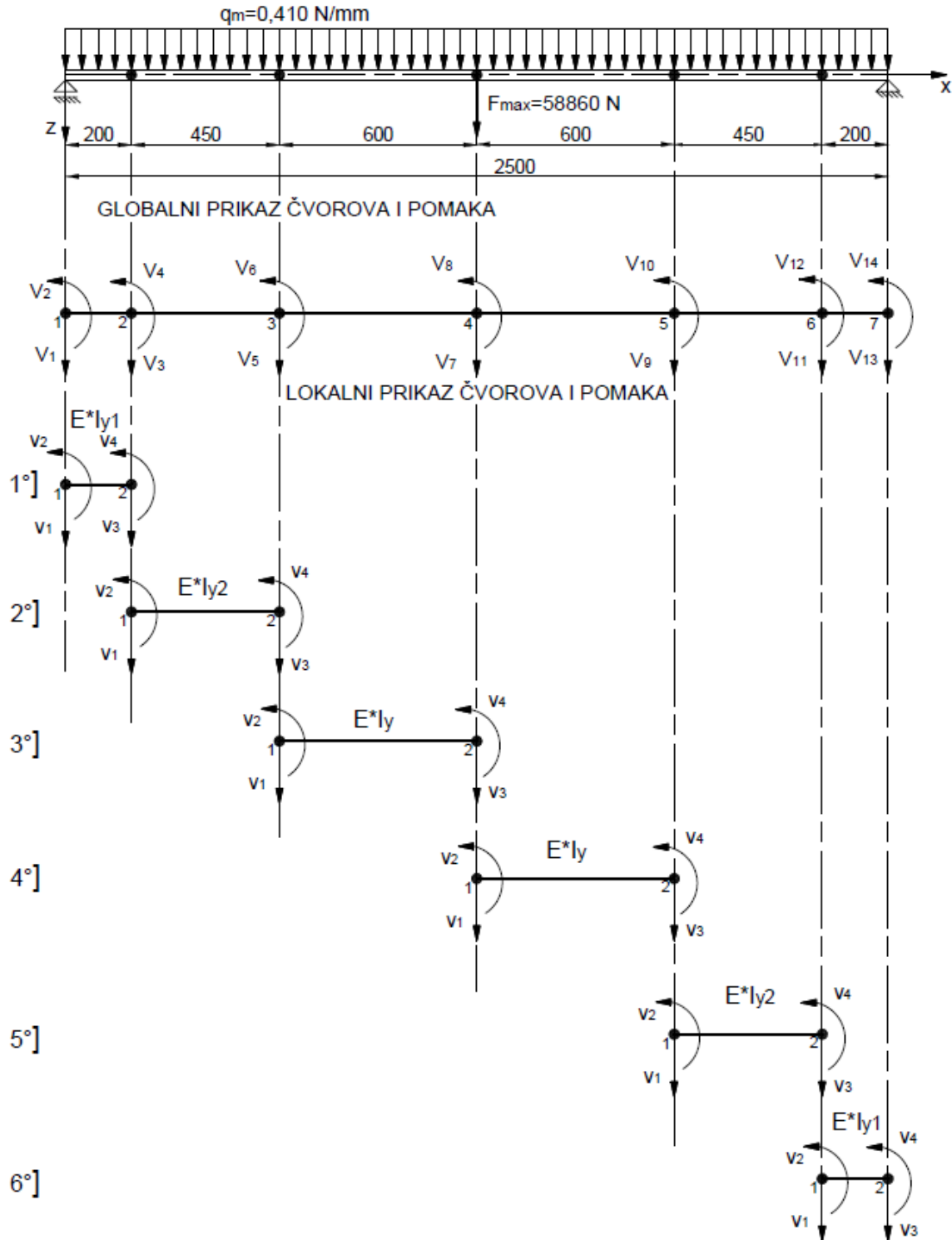
## 2. Proračun čvrstoće nosive strukture

U ovome poglavlju proračunati će se progib i pomaci glavnog nosača nosive konstrukcije podvozja. Proračun će se provesti prateći literaturu i dani slijed iz [2], a korištena metoda za dobivanje progiba i pomaka u točkama te nagiba tangente na elastičnu liniju biti će "Metoda konačnih elemenata".

Metoda konačnih elemenata uzeta je jer može prikazati vrlo jednostavno i brzo sve potrebne informacije u odabranim točkama/čvorovima, a kako sami nosač prati momentni dijagram radi se o modelu grede sa više krutosti na velikom rasponu.

Tablica 2.1: Ulazni podaci za provođenje proračuna glavne grede nosive strukture

Opis	Varijabla	Jedinica	Iznos
<b>1. i 6. član</b>	$l_1=l_6$	mm	200
	$I_{y1}$	mm <sup>4</sup>	78800000
<b>2. i 5. član</b>	$l_2=l_5$	mm	450
	$I_{y2}$	mm <sup>4</sup>	118200000
<b>3. i 4. član</b>	$l_3=l_4$	mm	600
	$I_y$	mm <sup>4</sup>	157600000
<b>Koncentrirana sila</b>	F	N	58860
<b>Kontinuirano opt mase</b>	$q_m$	N/mm	0,410
<b>Youngov modul el.</b>	E	MPa	210000



Slika 2.1: Proračunski model glavnog nosača pomoću MKE

Tablica 2.2: Prikaz raspodjele lokalnih pomaka u odnosu na globalne prema slici 2.1

GLOBALNO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Lok. EL1	1	2	3	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Lok. EL2	-	-	1	2	3	4	-	-	-	-	-	-	-	-
Lok. EL3	-	-	-	-	1	2	3	4	-	-	-	-	-	-
Lok. EL4	-	-	-	-	-	-	1	2	3	4	-	-	-	-
Lok. EL5	-	-	-	-	-	-	-	-	1	2	3	4	-	-
Lok. EL6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	2	3	4

## 2.1. Proračun globalne matrice krutosti

Prema [2] potrebno je provesti proračun. Prvo je potrebno definirati matricu krutosti za jednodimenzijске lokalne elemente:

$$\mathbf{k} = \int_0^l \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dx \quad (2.1)$$

Gdje su:

$\mathbf{B}$  - operator rubnih veličina (pomaci i deformacije)

$\mathbf{D}$  - matrica elastičnosti

$$\mathbf{B} = \left[ \begin{array}{cccc} \frac{6}{l^2} - \frac{12x}{l^3} & \frac{6x}{l^2} - \frac{4}{l} & \frac{12x}{l^3} - \frac{6}{l^2} & \frac{6x}{l^2} - \frac{2}{l} \end{array} \right] \quad (2.2)$$

$$\mathbf{D} = [E \cdot I_y] \quad (2.3)$$

Prema [2] uvrštavanjem operatora rubnih veličina za gredni element u izraz iznad kao i matrice elastičnosti slijedi koačan izraz koji će se koristiti u proračunskom prilogu pri izradi krajnjeg matematičkog modela:

$$\mathbf{k} = E \cdot I_y \left[ \begin{array}{cccc} \frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} & -\frac{12}{l^3} & -\frac{6}{l^2} \\ -\frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} & \frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} \\ -\frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} & \frac{12}{l^3} & \frac{6}{l^2} \\ -\frac{6}{l^2} & \frac{2}{l} & \frac{6}{l^2} & \frac{4}{l} \end{array} \right] \quad (2.4)$$

Nakon uvrštavanja varijabli  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$  te integriranja i dobivanja lokalnih matrica krutosti potrebno je popuniti globalne matrice krutosti po modelu prikazanom u tablici 2.2. Ili kako se vidi na primjeru ispod za prvi element prikazan u globalnoj matrici krutosti veličine

14 x 14:

$$\mathbf{K}_1 = E \cdot I_{y1} \begin{bmatrix} \frac{12}{l_1^3} & -\frac{6}{l_1^2} & -\frac{12}{l_1^3} & -\frac{6}{l_1^2} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ -\frac{6}{l_1^2} & \frac{4}{l_1} & \frac{6}{l_1^2} & \frac{2}{l_1} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ -\frac{12}{l_1^3} & \frac{6}{l_1^2} & \frac{12}{l_1^3} & \frac{6}{l_1^2} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ -\frac{6}{l_1^2} & \frac{2}{l_1} & \frac{6}{l_1^2} & \frac{4}{l_1} & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Nakon što se isti postupak proveo za sve elemente dobiva se zbrajanjem konačna globalna matrica krutosti:

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_1 + \mathbf{K}_2 + \mathbf{K}_3 + \mathbf{K}_4 + \mathbf{K}_5 + \mathbf{K}_6 \quad (2.6)$$

Sa kojom se ide u daljnji proračun.

## 2.2. Proračun opterećenja na globalnoj i lokalnoj razini:

Matrica funkcije oblika u kombinaciji sa pripadnim kontinuiranim opterećenjem od vlastite mase omogućuje pridruživanje i prikaz sile u matričnom obliku za pojedine lokalne elemente:

$$F_s = \int_l N^T q(x) dx = \int_l \begin{bmatrix} \frac{2x^3}{l^3} - \frac{3x^2}{l^2} + 1 \\ \frac{2x^2}{l} - x - \frac{x^3}{l^2} \\ \frac{3x^2}{l^2} - \frac{2x^3}{l^3} \\ \frac{x^2}{l} - \frac{x^3}{l^2} \end{bmatrix} q(x) dx \quad (2.7)$$

Gdje su:

$F_s$  - sila uslijed djelovanja kontinuiranog opterećenja

$N^T$  - transponirana matrica funkcija oblika

$q(x)$  - funkcija kontinuiranog opterećenja duž nosača

Također ne smije se zaboraviti u globalnom čvoru 3 dodati koncentrirana sila  $F_{max}$  u matricu lokalnih, a kasnije i globalnih sila, zajedno pridružujući i opterećenje uslijed vlastite mase nosača.

Pa slijedi za pripadni slučaj:

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_2 + \mathbf{R}_3 + \mathbf{R}_4 + \mathbf{R}_5 + \mathbf{R}_6 \quad (2.8)$$

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_1^s \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathbf{F}_2^s \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{F}_3^s + \mathbf{F}_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{F}_4^s + \mathbf{F}_4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{F}_5^s \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathbf{F}_6^s \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

U čvorovima 1 i 2 postoje određena ograničenja (rubni uvjeti). Odnosno spriječeni su pomaci  $V_1$  i  $V_{13}$  te se isti redovi i stupci iz matrica  $\mathbf{K}$  i  $\mathbf{R}$  moraju ukloniti kako bi se sustav jednadžbi mogao riješiti. Kao rezultat dobivaju se konačne matrice krutosti  $\mathbf{K}_{aa}$  i opterećenja  $\mathbf{R}_a$  koje će se koristiti kako bi se odredili konačni pomaci  $\mathbf{V}_a$  u čvorovima:

$$\mathbf{V}_a = \mathbf{K}_{aa}^{-1} \cdot \mathbf{R}_a \quad (2.10)$$

### 2.2.1. Pomaci u čvorovima

Rješavanjem navedenog sustava jednadžbi konačno se dobiva:

$$\mathbf{V}_a = \begin{bmatrix} \alpha_1 = -0,0018 \\ w_2 = 0,3527 \\ \alpha_2 = -0,0017 \\ w_3 = 1,0518 \\ \alpha_3 = -0,0013 \\ w_4 = 1,4821 \\ \alpha_4 = 0,0000 \\ w_5 = 1,0518 \\ \alpha_5 = 0,0013 \\ w_6 = 0,3527 \\ \alpha_6 = 0,0017 \\ \alpha_7 = 0,0018 \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Kao što se vidi iz rezultata kutovi nagiba tangente na progibnu liniju nosača kao i progibi su simetrični i može se zaključiti da je proračunski model ispravan. Na slici 2.2 se vidi

dijagram progibne linije i dopuštenog progiba koji slijedi iz:

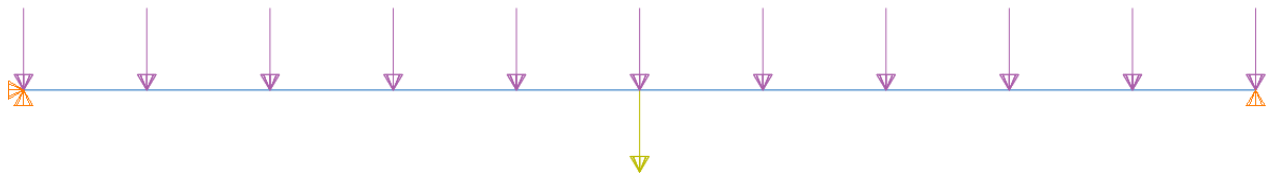
$$w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{2500}{600} = 4,16 \text{ mm} \quad (2.12)$$

### 2.3. Prikaz i usporedba rezultata numerički i grafički

Tablica 2.3: Usporedba rješenja dobivenih numerikom i programskim paketom Abaqus

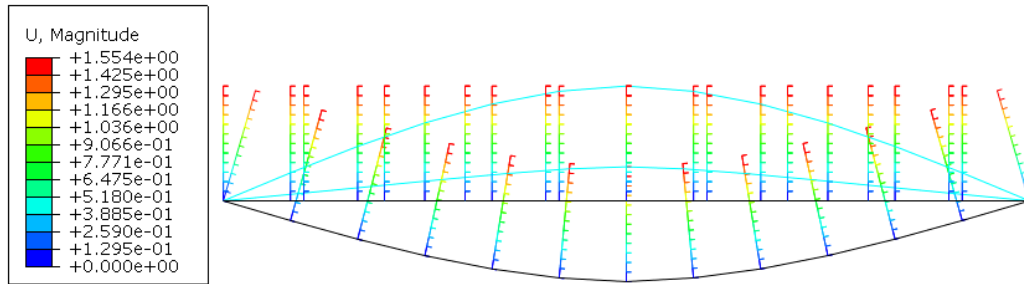
Duljina	MKE-MatLAB		MKE-Abaqus	
	Progib	Kut nagiba tangente	Progib	Kut nagiba tangente
<b>0</b>	0,0000	-0,0018000000000	0	-0,00179
<b>200</b>	-0,3527	-0,0017000000000	-0,3885	-0,0017222
<b>650</b>	-1,0518	-0,0013000000000	-1,036	-0,001327
<b>1250</b>	-1,4821	0,0000000000000	-1,554	0
<b>1850</b>	-1,0518	0,0013000000000	-1,036	0,001327
<b>2300</b>	-0,3527	0,0017000000000	-0,3885	0,0017222
<b>2500</b>	0,0000	0,0018000000000	0	0,00179

Kako se vidi iz priložene tablice proračun progiba proveo se MKE metodom prema [2] i izvršila se provjera u programskom paketu ABAQUS. Također na slici 2.2 se može vidjeti prikaz zadanog proračunskog modela u ABAQUSu:

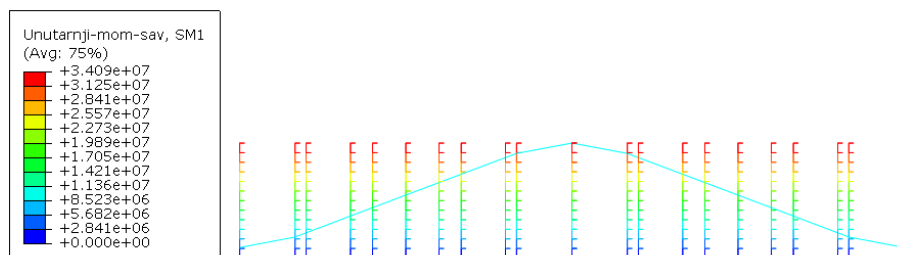


Slika 2.2: Model opterećenja u programskom paketu ABAQUS

Nakon provođenja simulacije na takvome modelu dobiva se izlazni deformirani oblik koji prikazuje progib, kutove zakreta, ali i unutarnje sile uzduž samog nosača kako se vidi iz slika 2.3 i 2.4

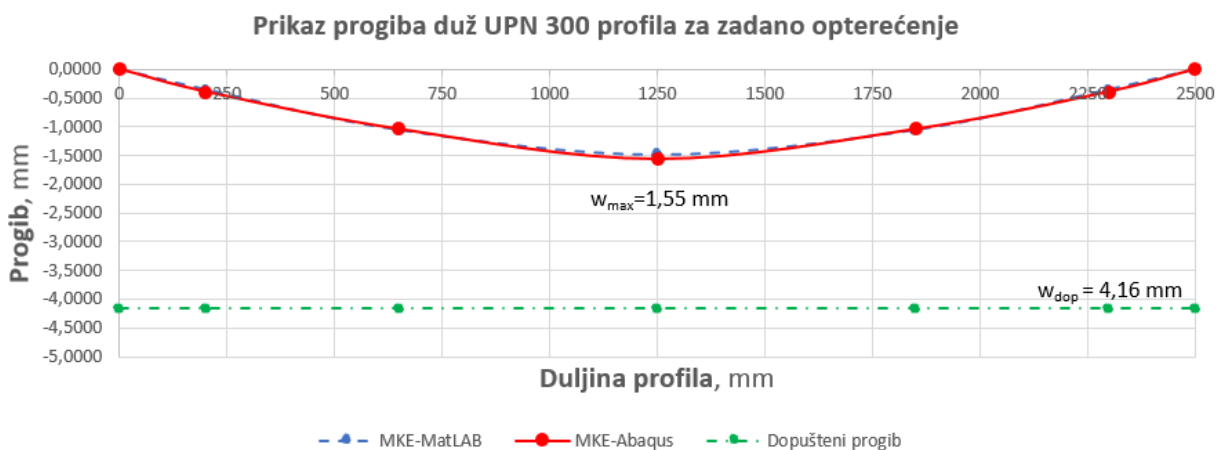


Slika 2.3: Raspodjela progiba duž nosača nakon provedene simulacije

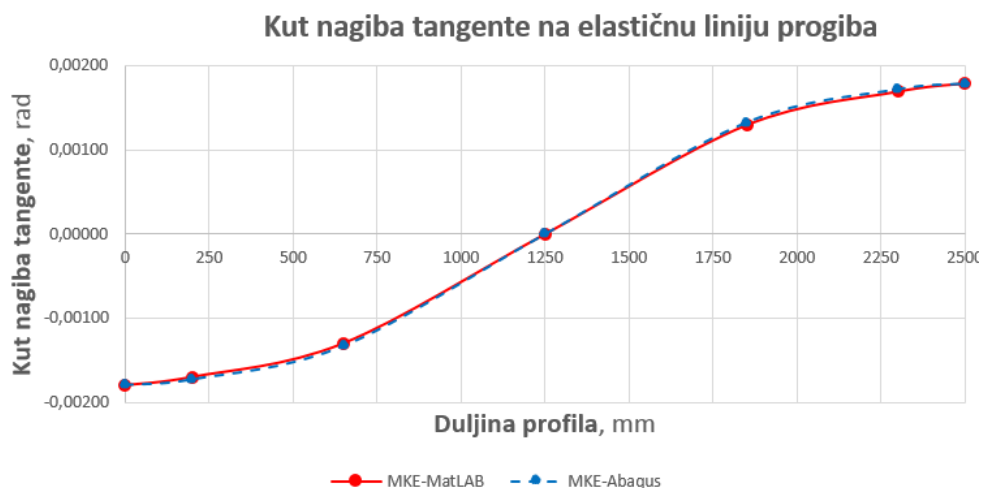


Slika 2.4: Raspodjela unutarnjih momenata i graf duž nosača nakon provedene simulacije

Nakon što se to eksportira u vanjsku datoteku da se napraviti usporedba progiba (slika 2.5), kuta nagiba tangente na progibnu liniju (slika 2.6) i usporedba nutarnjih momenata za sva tri slučaja analize (numerički MKE, analitički i ABAQUS) - (slika 2.7)



Slika 2.5: Grafički prikaz progiba UPN 300 glavnog nosača



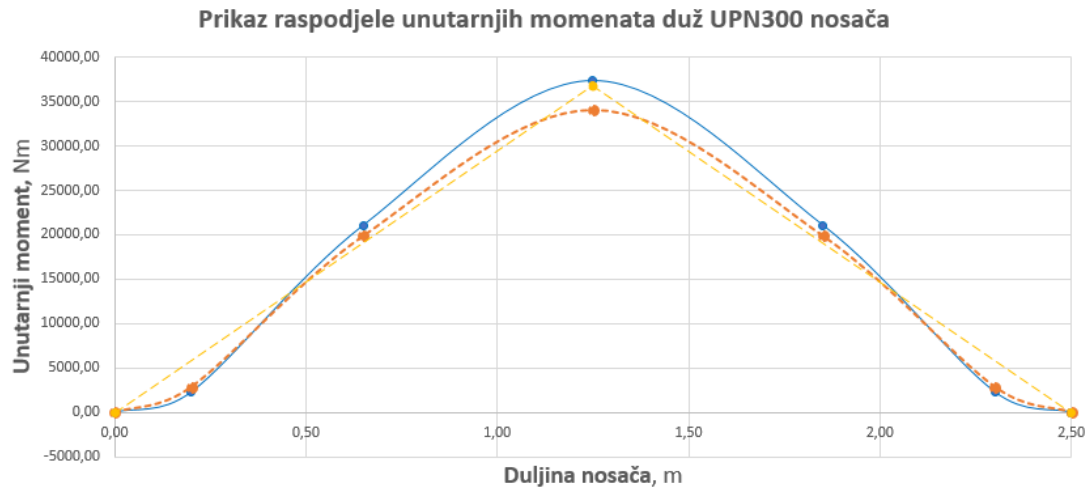
Slika 2.6: Grafički prikaz kuta nagiba tangente na elastičnu liniju u karakterističnim točkama

Tablica 2.4: Tablični prikaz usporedbe unutarnjih momenata savijanja pri ulaznom opterećenju

**Unutarnji momenti savijanja**

Duljina, m	MatLAB, Nm	Abaqus, Nm	Analiticki, Nm
0,00	0,00	0,00	0,00
0,20	2959,46	5677,72	-
0,65	27982,09	28346,90	-
1,25	66357,59	62194,00	66803,13
1,85	27982,09	28346,90	-
2,30	2959,46	5677,72	-
2,50	0,00	0,00	0,00





Slika 2.7: Grafički prikaz unutarnjih momenata savijanja u karakterističnim točkama

## 2.4. Provjera naprežanja u kritičnoj točki

Potrebno je u točki najvećeg momenta ( $x=1,25\text{m}$ ) provjeriti naprežanje i usporediti ga sa dopuštenim.

Za pogonsku grupu H3/B4 prema FEM-u određuju se faktori  $c_n$  i  $\psi$ . Te zato proračunski moment koji opterećuje gredu iznosi:

$$M_{yf} = c_n \cdot \psi \cdot M_y = 1,1 \cdot 1,31 \cdot 37333 = 53796,853 \text{ Nm} \quad (2.13)$$

Gdje su:  $c_n = 1,1$  - faktor pogonske grupe, za pogonsku grupu H3, prema [3] str. 149

$\psi = 1,31$  - Dinamički faktor za H3 prema [DIN 15018] iz [4] 233. str za brzinu dizanja  $v_{diz} = 2,4 \text{ m/min}$

$M_y = 37333 \text{ Nm}$  - Moment savijanja uslijed djelovanja tereta i mase konstrukcije

Naprežanje u točki ( $x=1,25\text{m}$ ) računa se prema formuli za čisto savijanje:

$$\sigma_I = \frac{M_y}{W_y} \leq \sigma_{dop} \quad (2.14)$$

Gdje su:

$M_{yf} = 53796,85 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$  - Proračunski moment savijanja

$W_y = 5,35 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$  - Moment otpora UPN 300 profila u točki  $x=1,25 \text{ m}$

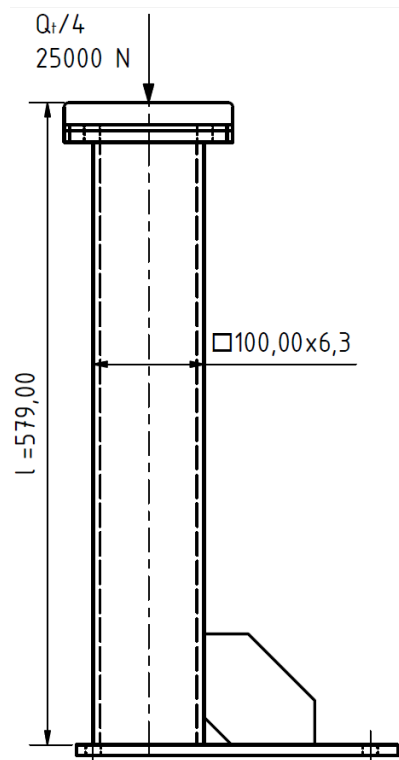
$\sigma_{dop}^{S355J0} = 150 \text{ N/mm}^2$  - Dopušteno naprezanje prema [5], str. 700, Tablica 1. za čelik S355J0

Pa uvrštavanjem navedenoga u izraz iznad slijedi:

$$\sigma_I = \frac{53796,853 \cdot 10^3}{5,35 \cdot 10^5} = 100,55 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (2.15)$$

Što dovodi do zaključka da **UPN 300** profil **zadovoljava** i može se nastaviti proračun i konstrukcija s njim dalje.

## 2.5. Provjera graničnika na izvijanje



Slika 2.8: Proračunski model graničnika na izvijanje

Za ovaj slučaj vrijedi slobodna duljina izvijanja prema [5]  $l_0 = 2l$

Uzevši to u obzir prvo je potrebno izračunati tlačno naprezanje u gredi **DIN 59 410** 100x100x6,3:

$$\sigma_{gr} = \frac{0,25 \cdot Q_t}{A_{gr}} = \frac{25 \cdot 10^3}{2330} = 10,73 \text{ N/mm}^2 \quad (2.16)$$

Kao jedino naprezanje koje djeluje unutar grede usvaja se kao konačno i nastavlja se proračun vitkosti gdje je prvo polumjer tromosti  $i_t$ :

$$i_t = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_j}} = \sqrt{\frac{3,39 \cdot 10^6}{2330}} = 38,14 \text{ mm} \quad (2.17)$$

A potom slijedi i vitkost izražena preko slobodne duljine izvijanja  $l_0$  i polumjera tromosti  $i_t$ :

$$\lambda_g = \frac{l_0}{i} = \frac{2 \cdot 579}{38,14} = 30,362 \quad (2.18)$$

Što zapravo daje izvijanje po proračunskom modelu TETMAJER za čelik S235J0 kako slijedi iz [12]:

$$\lambda_g = 30,362 \leq \lambda_0 = 89 \quad (2.19)$$

Pa prema [12] se naprezanje na izvijanje računa prema sljedećem izrazu:

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \cdot \lambda_g = 335 - 0,62 \cdot 30,362 = 316,175 \text{ MPa} \quad (2.20)$$

Pa se sada lako izračuna sigurnost na izvijanje:

$$S_{gr} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{gr}} = \frac{316,175}{10,73} = 29,5 \quad (2.21)$$

I može se zaključiti da je graničnik u području velike sigurnosti te da u slučaju kolabiranja konstrukcije ili jednostavno naslanjanja kompletno opterećene konstrukcije sa teretom na graničnike neće doći do urušavanja.

### 3. Proračun pogona

U ovome poglavlju će se obraditi proračun pogonskih motora i kotača (pogonskih i gonjenih) kako bi se utvrdile sve potrebne dimenzije elemenata te njihovih dijelova. Također provesti će se i potreban proračun vratila/osovina kotača i utvrditi načini prijenosa pomoću pera.

#### 3.1. Izbor motora za pogon

Snaga potrebna za ustaljenu vožnju računa se prema:

$$P_v = \frac{F_v \cdot v_v}{\eta_{pog}} \quad (3.1)$$

Gdje je potrebno uvrstiti vrijednosti:

$F_v = W_v = 510 \text{ N}$  → za ukupnu masu s teretom  $m_{uk} = 12\,000 \text{ kg}$  prema [3], Slika 5.1, str. 68

$v_v = 1 \text{ m/s}$  → zadano

$t_p = 6 \text{ s}$  → prema [3], Tablica 4.2, 65. str

$a = 0,1 \text{ m/s}^2$  → prema [3], Tablica 4.4, 65. str

$\eta_{pog} = 0,93$  → korisnost pogonskog mehanizma

Uvrštavanjem slijedi:

$$P_v = \frac{510 \cdot 1}{0,93} = 548,38 \text{ W} \quad (3.2)$$

Sila potrebna za pokretanje dobiva se iz izraza:

$$F_p = F_v + \beta \cdot m_{uk} \cdot \frac{v_v}{t_p} \quad (3.3)$$

Gdje su nepoznanice:

$\beta = 1,2$  - faktor sigurnosti 20 %

$F_v = W_v = 510 \text{ N}$  → za ukupnu masu  $m_{uk} = 12\,000 \text{ kg}$  prema [3], Slika 5.1, str. 68

$v_v = 1 \text{ m/s}$  → zadano

$t_p = 6 \text{ s}$  → prema [3], Tablica 4.2, 65. str

Uvrštavanjem u prethodni izraz dobiva se:

$$F_p = 510 + 1,2 \cdot 12000 \cdot \frac{1}{6} = 2910 \text{ N} \quad (3.4)$$

Potom slijedi nominalna snaga motora za pojedini pogon iz [4] Tablica 5.1, str. 228

$$P_{n,p} = \frac{F_p \cdot v_v}{k_p \cdot z_m \cdot \eta} \cdot \frac{1}{2} \quad (3.5)$$

Gdje su poznate veličine:

$F_p=2190$  N - Sila pokretanja

$k_p=1,7$  - za kavezne motore

$z_M=1$  - broj motora na jednoj strani

$\eta_{pog} = 0,93$  - korisnost mehanizma za pogon

Pa se dobije:

$$P_{n,p} = \frac{2190 \cdot 1}{1,7 \cdot 1 \cdot 0,93} \cdot \frac{1}{2} = 692,6 \text{ W} \quad (3.6)$$

Odabire se motor za daljnji proračun:

Tablica 3.1: Svojstva odabranog motora za pokretanje tvrtke Watt-Drive

Svojstvo	Vrijednost	Jedinica
Motor	SUA 455A 3C 90S/L-06E-TH-TF	-
Snaga	0,75	kW
Brzina vrtnje motora	940	min <sup>-1</sup>
Izlazna brzina iz reduktora	28	min <sup>-1</sup>
Moment na izlazu	215	Nm
Moment inercije	0,0066	kgm <sup>2</sup>
Masa motora	22	kg

### 3.2. Provjera motora pogona

Motor se provjerava na pokretanje na sljedeći način:

$$M_p = M_{st} + M_{din} \quad (3.7)$$

Gdje je statički moment:

$$M_{st} = \frac{F_v \cdot v_v}{\eta_{pog} \cdot \omega_{EM}} \quad (3.8)$$

Gdje je potrebno uvrstiti vrijednosti:

$F_v=W_v=850$  N  $\rightarrow$  za ukupnu masu  $m_{uk}=12\ 000$  kg prema [3], Slika 5.1, str. 68

$v_v = 1 \text{ m/s}$   $\rightarrow$  - zadano zadatkom

$\eta_{pog} = 0,93$   $\rightarrow$  korisnost pogonskog mehanizma

Dok je kutnu brzinu potrebno izraziti na sljedeći način:

$$\omega_{EM} = \frac{2\pi \cdot n_{EM}}{60} = \frac{2\pi \cdot 940}{60} = 98,44 \text{ s}^{-1} \quad (3.9)$$

Potom vraćanjem očitanih i dobivenih vrijednosti u izraz za statički moment dobije se:

$$M_{st} = \frac{850 \cdot 0,35}{0,93 \cdot 98,44} = 5,57 \text{ Nm} \quad (3.10)$$

Zatim je potrebno izračunati dinamički moment:

$$M_{din} = I_R \cdot \frac{\omega_{EM}}{t} \quad (3.11)$$

Gdje su od prije poznate vrijednosti:

$t_p = 6 \text{ s}$   $\rightarrow$  prema [3], Tablica 4.2, 65. str

$\omega_{EM} = 98,44 \text{ s}^{-1}$

A  $I_R$  se dijeli na moment tromosti rotirajućih masa i translacije kako slijedi:

$$I_R = I_{rot} + I_{tran} \quad (3.12)$$

za moment tromosti rotirajućih masa:

$$I_{rot} = I_{EM} \cdot \beta \quad (3.13)$$

Gdje su iz tablice odabira motora i [4] vidljive sljedeće vrijednosti:

$I_{EM} = 0,0066 \text{ kgm}^2$

$\beta = 1,2$  - faktor sigurnosti 20 %

Pa slijedi:

$$I_{rot} = 0,0066 \cdot 1,2 = 0,00792 \text{ kgm}^2 \quad (3.14)$$

Moment svih masa translacije dobiva se iz sljedećeg izraza:

$$I_{tran} = \frac{m_{uk}}{\eta} \cdot \left( \frac{v_v}{\omega_{EM}} \right)^2 = \frac{12000}{0,93} \cdot \left( \frac{1}{98,44} \right)^2 = 1,33 \text{ kgm}^2 \quad (3.15)$$

Za poznate veličine:

$m_{uk} = 12\,000$  kg - ukupna translacijska masa

$\omega_{EM} = 98,44$  s<sup>-1</sup> - kutna brzina elektromotora

$\eta_{pog} = 0,93$  → korisnost pogonskog mehanizma

$v_v = 1$  m/s → Zadano zadatkom

Sada kad su poznate varijable  $I_{rot}$  i  $I_{tran}$  može ih se uvrstiti u konačnu jednadžbu za  $I_R$  pa slijedi:

$$I_R = 0,00792 + 1,33 = 1,3395 \text{ kgm}^2 \quad (3.16)$$

Potom se lako dobiva dinamički moment:

$$M_{din} = 1,3395 \cdot \frac{98,44}{6} = 21,97 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

Sada kad su  $M_{st}$  i  $M_{din}$  proračunati može se dobiti  $M_p$ :

$$M_p = 5,57 + 21,97 = 27,55 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

Uvjet koji motor za pokretanje mora zadovoljiti glasi:

$$\frac{M_p}{M_{n,uk}} < 1,7..2 \quad (3.19)$$

A nazivni moment motora  $M_n$  slijedi iz tablice odabranog motora:

$$M_n = \frac{P}{\omega_{EM}} = \frac{750}{98,44} = 7,619 \text{ Nm} \quad (3.20)$$

Uzimajući u obzir da se radi o dva motora, te se čitav proračun provjere motora radio sa ukupnom translacijskom masom, potrebno je  $M_n$  pomnožiti sa 2:

$$M_{n,uk} = 2 \cdot M_n = 15,238 \text{ Nm} \quad (3.21)$$

Pa iz toga slijedi uvrštavanjem u zadani uvjet:

$$\frac{M_p}{M_{n,uk}} = \frac{27,55}{15,238} = 1,81 < 1,7..2 \quad (3.22)$$

Te se može zaključiti da motor zadovoljava!

### 3.3. Provjera motora pogona na proklizavanje

Minimalno vrijeme pokretanja sustava:

$$t_{min} = 1,2 \cdot \frac{\beta_v \cdot m_{pv} \cdot v_v}{(\mu_{k,p} \cdot G_a - W_{pv})} \quad (3.23)$$

U izrazu iznad vrijednosti redom glase:

$m_{pv}=2000$  kg - masa praznog vozila

$v_v=1$  m/s  $\rightarrow$  Zadano zadatkom

$W_{pv}=100$  N - prema [3], str 68. Slika 5.1

$\mu_{k,p} = 0,5$  - Trenje guma-beton, prema [5], str. 169.

Veličina  $G_a$  izračunava se kao:

$$G_a = G \cdot \frac{n_p}{n_k} \quad (3.24)$$

Dok se  $n_p$  izračunava preko:

$$n_p \geq n_k \cdot \left( \frac{F_p}{\mu_{k,p} \cdot m_{pv} \cdot g} \right) \quad (3.25)$$

Gdje su:

$n_k=4$  - broj kotača vozila

$F_p=2910$  N - sila pokretanja

$\mu_{k,p} = 0,5$  - Trenje guma-beton, prema [5], str. 169.

$m_{pv}=2000$  kg masa praznog vozila

Uvrštavanjem u jednadžbu slijedi:

$$n_p \geq 4 \cdot \left( \frac{3490}{0,5 \cdot 2000 \cdot 9,81} \right) = 1,18 \quad (3.26)$$

Pa se tako broj pogonskih kotača zaokružuje na  $n_p=2$ .

Sada se vraćaju varijable  $n_k=4$  i  $n_p=2$  u izraz za  $G_a$  i slijedi:

$$G_a = 2000 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{4} = 9810 \text{ N} \quad (3.27)$$

Dok se faktor  $\beta_v$  određuje iz formule:

$$\beta_v = 1 + \frac{\beta \cdot I_{EM}}{m_{p,v}} \cdot \left( \frac{\omega_{EM}}{v_v} \right)^2 \cdot \eta_{pog} \quad (3.28)$$

U izrazu iznad vrijednosti redom glase:

$\beta = 1,2$  - faktor sigurnosti 20 %

$\eta_{pog} = 0,93$   $\rightarrow$  korisnost pogonskog mehanizma

$I_{EM}=0,0066$  kgm<sup>2</sup>



$m_{pv}=2000$  kg - masa praznog vozila

$v_v=1$  m/s  $\rightarrow$  prema [3], Tablica 4.2, 65. str

$\omega_{EM} = 98,44$  s<sup>-1</sup> - kutna brzina elektromotora

Nakon uvrštavanja:

$$\beta_v = 1 + \frac{1,2 \cdot 0,0066}{2000} \cdot \left( \frac{98,44}{1} \right)^2 \cdot 0,93 = 1,36 \quad (3.29)$$

Sada se može izračunati minimalno vrijeme pokretanja čitavog neopterećenog sustava:

$$t_{min} = 1,2 \cdot \frac{1,36 \cdot 2000 \cdot 1}{(0,5 \cdot 9810 - 100)} = 0,67 \text{ s} \quad (3.30)$$

Kako bi se ostvarilo minimalno vrijeme pokretanja izraz za moment pokretanja glasi:

$$M_{pok} = I_R \cdot \frac{\omega_{EM}}{t_{min}} + M_{st,o} \quad (3.31)$$

Pa poznate varijable glase:

$I_R=1,3395$  kgm<sup>2</sup>

$\eta_{pog} = 0,93$   $\rightarrow$  korisnost pogonskog mehanizma

$t_{min}=0,67$  s - minimalno vrijeme pokretanja

Dok se  $M_{st,o}$  dobiva iz jednadžbe:

$$M_{st,o} = \frac{W_{p,v}}{\eta_{pog}} \cdot \frac{v_v}{\omega_{EM}} \quad (3.32)$$

u kojoj su poznati članovi:

$W_{pv}=100$  N - prema [3], str 68. Slika 5.1

$v_v=1$  m/s  $\rightarrow$  prema [3], Tablica 4.2, 65. str

$\eta_{pog} = 0,93$   $\rightarrow$  korisnost pogonskog mehanizma

$\omega_{EM} = 98,44$  s<sup>-1</sup> - kutna brzina elektromotora

Uvrstimo li to u jednadžbu iznad:

$$M_{st,o} = \frac{100}{0,93} \cdot \frac{0,35}{147,65} = 1,0923 \text{ Nm} \quad (3.33)$$

Te vratimo li sve u početni izraz za  $M_{pok}$  slijedi:

$$M_{pok} = 1,3395 \cdot \frac{98,44}{0,67} + 1,0923 = 197,89 \text{ Nm} \quad (3.34)$$

Srednji moment izabranog motora dobije se iz izraza:

$$M_{p, sr} = 1,5 \cdot M_n \quad (3.35)$$

Gdje je izračunati izlazni moment motora za nazivnu snagu i brzinu vrtnje:

$$M_n = 7,619 \text{ Nm}$$

Pa se nakon uvrštavanja dobije:

$$M_{p, sr} = 1,5 \cdot 7,619 = 11,428 \text{ Nm} \quad (3.36)$$

Uvjet postavljen na motor jest:

$$M_{pok} = 197,89 \text{ Nm} > M_{p, sr} = 11,428 \text{ Nm} \quad (3.37)$$

### 3.4. Provjera kočnice motora za pokretanje

Kočni moment motora određen je jednadžbom:

$$M_k = \eta_k \cdot Q_{uk} \cdot \frac{v_v}{\omega_{EM}} \cdot \left( \frac{\beta_v \cdot v_v}{g \cdot t_z} - \frac{w}{1000} \right) < M_{k,m} = 10 \text{ Nm} \quad (3.38)$$

$v_v = 1 \text{ m/s}$  → Zadano zadatkom

$\omega_{EM} = 98,44 \text{ s}^{-1}$  - kutna brzina elektromotora

$\beta_v = 1,36$

$w = 8 \text{ N/kN} = 0,008 \text{ N/N}$  - Pri  $D=300$  specifičan otpor vožnje prema [3] Slika 3.4, str. 59.

, a član stupnja korisnosti u kočnome stanju računa se po izrazu:

$$\eta_k = \left( 2 - \frac{1}{\eta_{pog}} \right) = \left( 2 - \frac{1}{0,93} \right) = 0,92 \quad (3.39)$$

Dok član  $Q_{uk}$  predstavlja sumu sila uslijed mase vozila i maksimalnog tereta te iznosi:

$$Q = m_{uk} \cdot g = 12000 \cdot 9,81 = 117720 \text{ N} \quad (3.40)$$

, a varijabla  $t_z$  predstavlja potrebno vrijeme zaustavljanja i računa se ovako:

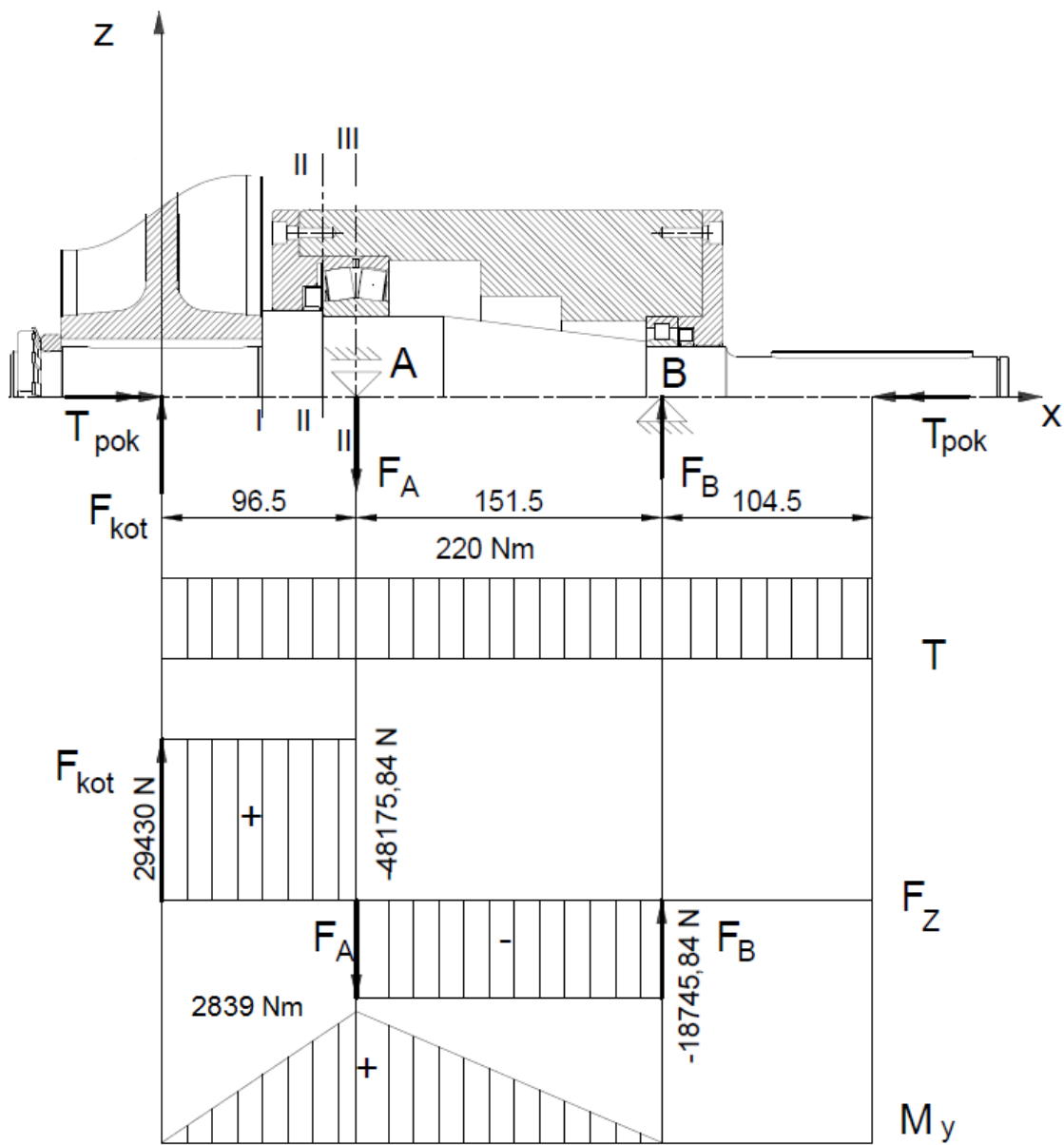
$$t_z \leq 5 \cdot \beta_v \cdot v_v = 5 \cdot 1,36 \cdot 1 = 5,04 \text{ s} \quad (3.41)$$

Konačno kad su sve veličine poznate može se uvrstiti sve u uvjet momenta kočenja motora:

$$M_k = 0,92 \cdot 117720 \cdot \frac{1}{98,44} \cdot \left( \frac{1,36 \cdot 1}{9,81 \cdot 5} - \frac{8}{1000} \right) = 21,7 \text{ Nm} < M_{k,m} = 25 \text{ Nm} \quad (3.42)$$

Te se može zaključiti da odabrana kočnica BBR-25 proizvođača Watt-Drive kočnog momenta 10 Nm zadovoljava!

### 3.5. Proračun vratila pogona i odabir ležaja



Slika 3.1: Proračunski model vratila pogona

### 3.5.1. Određivanje reaktivnih sila u osloncima vratila

Poznate su sljedeće varijable:

$F_{kot} = 29430\text{ N}$  - Sila koja djeluje na kotač

$T = 220\text{ Nm}$  - Moment torzije uslijed pokretanja vozila

Kako bi se dobile reaktivne sile u osloncima (ležajevima) A i B radi se suma momenata oko ležajnog mjesta A i zbroj svih sila po vertikali "z-osi". Odnosno  $\sum M_A = 0$  i  $\sum F_V = 0$ . Iz čega slijedi:

$$F_{kot} \cdot 96,5 + F_B \cdot 151,5 = 0 \quad (3.43)$$

Dobiva se reaktivna sila u osloncu B:

$$F_B = 18745,84\text{ N} \quad (3.44)$$

Potom slijedi zbroj svih vertikalnih sila sa nepoznanicom sile  $F_A$ :

$$F_{kot} - F_A + F_B = 0 \quad (3.45)$$

Te proizlazi reaktivna sila u osloncu A:

$$F_A = 48175,84\text{ N} \quad (3.46)$$

Tako se maksimalan moment javlja u području vratila oslonca A i iznosi:

$$M_{max} = 2840\text{ Nm} \quad (3.47)$$

### 3.5.2. Dimenzioniranje i provjera sigurnosti kritičnih presjeka vratila

Kako bi se proveo proračun čvrstoće i sigurnosti rukavaca vratila potrebno je preddefinirati neke parametre poput varijabli ovisnih o materijalu i sl. Pa je tako odabrani materijal vratila s obzirom na tešku pogonsku grupu konstrukcije **18CrNi6** za koji vrijedi prema [6]

$\sigma_{fDN} = 640\text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim naizmjeničnim ciklusom

$\tau_{tDI} = 510\text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod uvijanja čistim istosmjernim ciklusom

$R_m = 1200\text{ MPa}$  - Prekidna čvrstoća na vlak

$\sigma_{f.dop} = 160\text{ MPa}$  - Dopušteno napreznaje na savijanje

$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{640}{\sqrt{3} \cdot 510} = 0,7245$  - Faktor čvrstoće materijala vratila prema [7]

## Presjek I-I

Prvo je potrebno odrediti moment u danom presjeku, a on iznosi:

$$M_{f(I)} = F_{kot} \cdot 66,5 = 29430 \cdot 66,5 = 1957095 \text{ Nmm} \quad (3.48)$$

Reducirani moment u istom tom presjeku funkcija je više varijabli koje uključuju  $\alpha_0$  kao faktor čvrstoće materijala, moment uvijanja  $T$  i prije izračunati moment savijanja u danom presjeku.

$$M_{red}^{I-I} = \sqrt{M_{f(I)}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T)^2} \quad (3.49)$$

Što uvrštavanjem daje:

$$M_{red}^{I-I} = \sqrt{1957095^2 + 0,75 \cdot (0,7245 \cdot 220 \cdot 10^3)^2} = 1961956,86 \text{ Nmm} \quad (3.50)$$

Potom se lako izračunava potreban promjer rukavca vratila:

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red}^{I-I}}{\sigma_{f.dop}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1961956,86}{160}} = 49,68 \text{ mm} \quad (3.51)$$

Te se odabire promjer rukavca  $d_I = 50 \text{ mm}$

## Kontrola presjeka I-I - dinamička sigurnost

Ovdje se uspoređuje postignuta sigurnost  $S_{post}$  na odabranom presjeku sa onom koja je potrebna  $S_{pot}$ . Pa tako izraz za izračunavanje postignute sigurnosti glasi [7]:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_f} \quad (3.52)$$

Gdje redom za zadani presjek očitano iz [7] slijedi:

$b_1 = 0,81$  - Faktor veličine strojnog dijela za  $d=50 \text{ mm}$

$b_2 = 0,89$  - Faktor kvalitete strojne obrade za  $R_m = 800 \text{ MPa}$  i  $R_{max} = 6,3 \mu\text{m}$

$\sigma_{fDN} = 640 \text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim naizmjeničnim ciklusom za 18CrNi6

$\varphi = 1,2$  - Faktor udara (srednje jaki)

Potrebno je također izračunati efektivne faktore zareznog djelovanja pri savijanju kod okretanja  $\beta_{kf}$  i uvijanja  $\beta_{kt}$ .

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanjem iznosi:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) \quad (3.53)$$

Gdje se očitavaju, a potom i uvrštavaju u izraz sljedeće veličine iz [7]:

$$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,6\right) = 0,87$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{D} = 0,08\right) = 1,52$$

Pa uvrštavanjem slijedi  $\beta_{kf}$

$$\beta_{kf} = 1 + 0,87 \cdot (1,52 - 1) = 1,416 \quad (3.54)$$

Na isti način dolazi se do efektivnog faktora zareznog djelovanja kod uvijanja:

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) \quad (3.55)$$

Gdje su:

$$\beta_{kt1,4} = 1,35$$

$$c_2 = 1$$

Te uvrštavanjem u početni izraz dobije se:  $\beta_{kt} = 1,35$

Sada kada su svi ključni faktori izračunati uvrštava se sve u izraz:

$$M_{red1} = \sqrt{(M_{red}^{I-I} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T \cdot \beta_{kt})^2} \quad (3.56)$$

$$M_{red1} = \sqrt{(1961956,86 \cdot 1,416)^2 + 0,75 \cdot (0,7245 \cdot 220 \cdot 10^3 \cdot 1,35)^2} = 2784373,73 \text{ Nmm} \quad (3.57)$$

Potom kako bi se odredilo stvarno reducirano naprezanje u presjeku potrebno je izračunati moment otpora presjeka:

$$W_I = 0,1 \cdot d_I^3 = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ mm}^3 \quad (3.58)$$

Nakon čega slijedi  $\sigma_{red1}$ :

$$\sigma_{red1} = \frac{M_{red1}}{W_I} = 222,75 \text{ MPa} \quad (3.59)$$

Te se može provjeriti sigurnost izrazom sa početka (4.52):

$$S_{post} = \frac{0,81 \cdot 0,89 \cdot 640}{1,2 \cdot 222,75} = 1,73 \quad (3.60)$$

Pa je tako:

$$S_{post} = 1,73 \geq S_{pot} = 1,5 \quad (3.61)$$

Ili jednostavnije drugim načinom:

$$S_{post} = \frac{\sigma_{fDN}}{\sigma_{red1}} = 2,66 \geq S_{pot} = 1,5 \quad (3.62)$$

**Presjek II-II**

$M_{f(II)} = 2839995 \text{ Nmm}$  - Moment u presjeku II-II

$M_{red}^{II-II} = 2840832,36 \text{ Nmm}$  - Reducirani moment u presjeku II-II

$d_I \geq 56,2 \text{ mm}$  - Proračunski minimalni promjer rukavca u presjeku II-II

Te se odabire promjer rukavca  $d_{II} = 80 \text{ mm}$ .

**Kontrola presjeka II-II - dinamička sigurnost**

$b_1 = 0,77$  - Faktor veličine strojnog dijela za  $d=80 \text{ mm}$

$b_2 = 0,89$  - Faktor kvalitete strojne obrade za  $R_m = 800 \text{ MPa}$  i  $R_{max} = 6,3 \mu\text{m}$

$\sigma_{fDN} = 640 \text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim naizmjeničnim ciklusom za 18CrNi6

$\varphi = 1,2$  - Faktor udara (srednje jaki)

Potrebno je također izračunati efektivne faktore zareznog djelovanja pri savijanju kod okretanja  $\beta_{kf}$  i uvijanja  $\beta_{kt}$ .

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanjem iznosi:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) \quad (3.63)$$

Gdje se očitavaju, a potom i uvrštavaju u izraz sljedeće veličine:

$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,06\right) = 0,001$  - zanemarivo

$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{D} = 0,025\right) = 1,7$

Pa uvrštavanjem slijedi  $\beta_{kf}$

$$\beta_{kf} = 1 + 0 \cdot (1,52 - 1) = 1 \quad (3.64)$$

Na isti način dolazi se do efektivnog faktora zareznog djelovanja kod uvijanja:

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) \quad (3.65)$$

Gdje su:

$\beta_{kt1,4} = 1,5$

$c_2 = 1$

Te uvrštavanjem u početni izraz dobije se:  $\beta_{kt} = 1,5$

Sada kada su svi ključni faktori izračunati uvrštava se sve u izraz:

$$M_{red2} = \sqrt{(M_{red}^{II-II} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T \cdot \beta_{kt})^2} \quad (3.66)$$

$$M_{red2} = \sqrt{(2839995 \cdot 1)^2 + 0,75 \cdot (0,7245 \cdot 220 \cdot 10^3 \cdot 1,5)^2} = 2847532,7 \text{ Nmm} \quad (3.67)$$

Potom kako bi se odredilo stvarno reducirano naprezanje u presjeku potrebno je izračunati moment otpora presjeka:

$$W_{II} = 0,1 \cdot d_f^3 = 0,1 \cdot 80^3 = 51200 \text{ mm}^3 \quad (3.68)$$

Nakon čega slijedi  $\sigma_{red1}$ :

$$\sigma_{red2} = \frac{M_{red2}}{W_{II}} = 55,5 \text{ MPa} \quad (3.69)$$

Te se može provjeriti sigurnost izrazom sa početka (4.52):

$$S_{post} = \frac{0,77 \cdot 0,89 \cdot 640}{1,2 \cdot 55,5} = 6,58 \quad (3.70)$$

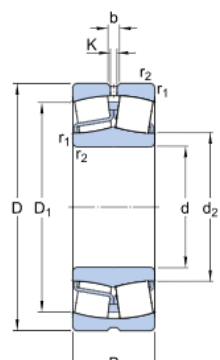
Pa je tako:

$$S_{post} = 6,58 \geq S_{pot} = 1,5 \quad (3.71)$$

### 3.5.3. Odabir ležajeva

#### Ležajno mjesto A

Za ležajno mjesto A odabran je ležaj **SKF 22216 E** prema [8]



C	243	kN
d	80	mm
D	140	mm
B	33	mm
d <sub>2</sub>	≈ 94.7	mm
D <sub>1</sub>	≈ 124	mm
b	6	mm
K	3	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm

Slika 3.2: Odabrani ležaj ležajnog mjesta A



$$P_A = X_A \cdot F_{Ar} + Y_A \cdot F_{Aa} = 48175,84 \text{ N} \quad (3.72)$$

$$C_{1A} = P_A \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{izl} \cdot L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} \quad (3.73)$$

Gdje su veličine:

$\varepsilon = 10/3$  - za teorijski dodir u liniji

$n_{izl} = 22 \text{ min}^{-1}$  - izlazna brzina iz motor reduktora za pokretanje

$L_{10h} = 5000 \text{ h}$  - transportna vozila

Potom slijedi

$$C_{1A} = 48175,84 \cdot \left( \frac{60 \cdot 22 \cdot 5000}{10^6} \right)^{3/10} = 84,8 \text{ kN} \quad (3.74)$$

Pa se uspoređi sa 3.2 i dobije se:

$$C_{1A} = 84,8 \text{ kN} \leq C = 243 \text{ kN} \quad (3.75)$$

Što znači da ležaj zadovoljava, potrebno je još proračunati njegov vijek trajanja:

$$L_{h,A} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left( \frac{C_A}{P_A} \right)^\varepsilon \quad (3.76)$$

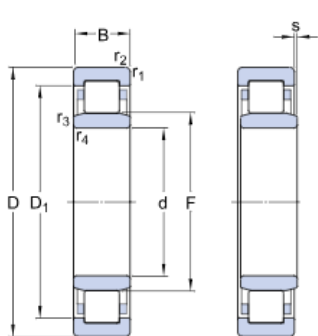
Iz čega se uvrštavanjem dobije:

$$L_{h,A} = 4988,91 \text{ h} \quad (3.77)$$

Isti ovaj postupak ponovi se za ležajno mjesto B

### Ležajno mjesto B

Za ležajno mjesto B odabran je ležaj **NU 310 ECP** prema [8]



C	127	kN
d	50	mm
D	110	mm
B	27	mm
D <sub>1</sub>	≈ 91.4	mm
F	65	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 2	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2	mm
s	max. 1.9	mm

Slika 3.3: Odabrani ležaj ležajnog mjesta B

$$P_A = X_A \cdot F_{Ar} + Y_A \cdot F_{Aa} = 18745,84 \text{ N} \quad (3.78)$$

$$C_{1B} = P_B \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{izl} \cdot L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} \quad (3.79)$$

Gdje su veličine:

$\varepsilon = 10/3$  - za teorijski dodir u liniji

$n_{izl} = 22 \text{ min}^{-1}$  - izlazna brzina iz motor reduktora za pokretanje

$L_{10h} = 5000 \text{ h}$  - transportna vozila

Potom slijedi

$$C_{1B} = 18745,84 \cdot \left( \frac{60 \cdot 22 \cdot 5000}{10^6} \right)^{3/10} = 33,02 \text{ kN} \quad (3.80)$$

Pa se uspoređi sa 3.3 i dobije se:

$$C_{1B} = 33,02 \text{ kN} \leq C = 127 \text{ kN} \quad (3.81)$$

Što znači da ležaj zadovoljava, potrebno je još proračunati njegov vijek trajanja:

$$L_{h,A} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left( \frac{C_B}{P_B} \right)^\varepsilon \quad (3.82)$$

Iz čega se uvrštavanjem dobije:

$$L_{h,B} = 5031,14 \text{ h} \quad (3.83)$$

## 4. Proračun prednje osovine i sustava spona skretanja vozila

U ovome poglavlju razmatrati će se konstrukcijska izvedba prednje osovine i sustava spona zakretanja kotača. Odnosno ispitati će se čvrstoća glavnog profila osovine, te odnosi ključnih kutova zakretanja kotača.

### 4.1. Kinematička analiza i odnosi kuteva spona i skretanja vozila

Prilikom konstrukcije glavne osovine i njenih pripadnih spona za zakretanje poštivali su se zakoni Ackermanove geometrije. Odnosno kut  $\alpha$  koji zatvara mala spona sa centralnom osi vozila je takav da centralno siječe stražnju os kotača. Sve veličine u početnom (nultom) položaju lako se očitavaju iz slike 4.1, a nose indeks 1, iz čega slijedi. Također sve duljinske izmjere u horizontalnom smjeru nose indeks H, a u vertikalnom smjeru indeks V:

$\alpha_1 = 13^\circ$  - Kut određen iz Ackermanove geometrije

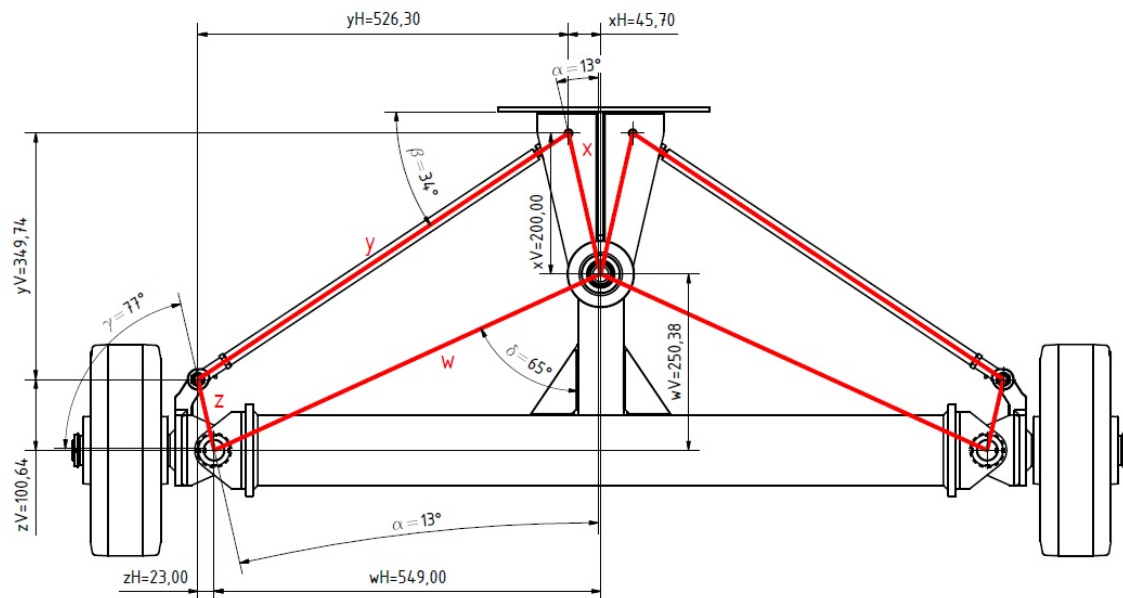
$\beta_1 = 34^\circ$

$\gamma_1 = 77^\circ$  - Kut manje spona vezane na kotač

$\delta_1 = 65^\circ$  - Kut između dvije osi rotacije, konstantna varijabla

$y_H = 526,30$  mm,  $y_V = 349,74$  mm,  $x_H = 45,70$  mm,  $x_V = 200$  mm,  $w_H = 549$  mm,

$w_V = 250,38$  mm,  $z_H = 23$  mm,  $z_V = 100,64$  mm



Slika 4.1: Proračunski model sustava spona zakretanja kotača

Kako bi se dobio odnos ovisnosti kuta  $\gamma$  kao funkcija o kutu  $\alpha$  postavljaju se jednačbe odnosa kuteva iz 4.1. Znajući da su spona upisane unutar pravokutnika lako se zaključuje

da horizontalne stranice moraju biti paralelne i jednake. Isto pravilo vrijedi i za vertikalne stranice pravokutnika. Pa slijedi:

### Zbroj horizontala

$$y_H + x_H = w_H + z_H \quad (4.1)$$

### Zbroj vertikala

$$y_V + z_V = x_V + w_V \quad (4.2)$$

Poštivajući **trigonometrijski identitet**:

$$\sin^2(\beta) + \cos^2(\beta) = 1 \quad (4.3)$$

Služeći se trigonometrijom lako se dolazi do raspisivanja navedenih izraza kako bi se moglo izraziti tražene kutove:

$$y_H = y \cdot \sin(\beta_1) \quad (4.4)$$

$$y_V = y \cdot \cos(\beta_1) \quad (4.5)$$

$$x_H = x \cdot \sin(\alpha + \alpha_1) \quad (4.6)$$

$$x_V = x \cdot \cos(\alpha + \alpha_1) \quad (4.7)$$

$$z_H = z \cdot \cos(\gamma) \quad (4.8)$$

$$z_V = z \cdot \sin(\gamma) \quad (4.9)$$

$$w_H = w \cdot \sin(\delta_1) \quad (4.10)$$

$$w_V = w \cdot \cos(\delta_1) \quad (4.11)$$

Potom se raspišu jednadžbe iz izraza (5.1) i (5.2)

$$\cdot \sin(\beta_1) = \frac{1}{y} \cdot \left( w \cdot \sin(\delta) + z \cdot \cos(\gamma) - x \cdot \sin(\alpha + \alpha_1) \right) \quad (4.12)$$

$$\cos(\beta_1) = \frac{1}{y} \cdot \left( x \cdot \cos(\alpha + \alpha_1) + w \cdot \cos(\delta) - z \cdot \sin(\gamma) \right) \quad (4.13)$$

Koristeći trigonometrijske identitete iz izraza (5.3) odnosno zbrajanjem kvadriranih izraza (5.12) i (5.13) dolazi se do:

$$1 = \left[ \frac{1}{y} \cdot \left( w \cdot \sin(\delta) + z \cdot \cos(\gamma) - x \cdot (\sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha_1) + \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha_1)) \right) \right]^2 + \left[ \frac{1}{y} \cdot \left( x \cdot (\cos(\alpha) \cdot \cos(\alpha_1) - \sin(\alpha) \cdot \sin(\alpha_1)) + \left[ w \cdot \cos(\delta) - z \cdot \sin(\gamma) \right] \right) \right]^2 \quad (4.14)$$

Rješavanjem ove jednadžbe programskim kodom iz "Dodatka B" dobiva se kut  $\gamma$  kao funkcija u odnosu na promjenu kuta skretanja vozila  $\alpha$ . Te se dobiva i dijagram takvog odnosa na slici 4.2:



Slika 4.2: Prikaz ovisnosti promjene kuta spone i kuta skretanja

Također je potrebno provjeriti čvrstoću i krutost profila koji veže dva kraja osovine, pa prema slici 4.3 slijedi za pojednostavljen oblik grede sa centriranom silom gdje za profil ISO 12633-2 (pravokutna cijev) prema [5] vrijedi:

$I_{yOS} = 2,6 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$  - Moment tromosti presjeka po osi savijanja (y-os)

$W_{yOS} = 266 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$  - Moment otpora presjeka po osi savijanja (y-os)

$l_{OS} = 1500 \text{ mm}$  - duljina osovine

$a_{OS} = 750 \text{ mm}$  - centar djelovanja opterećenja

$F_{OS} = 50 \text{ kN}$  - polovica ukupnog opterećenja prenosi se na osovinu

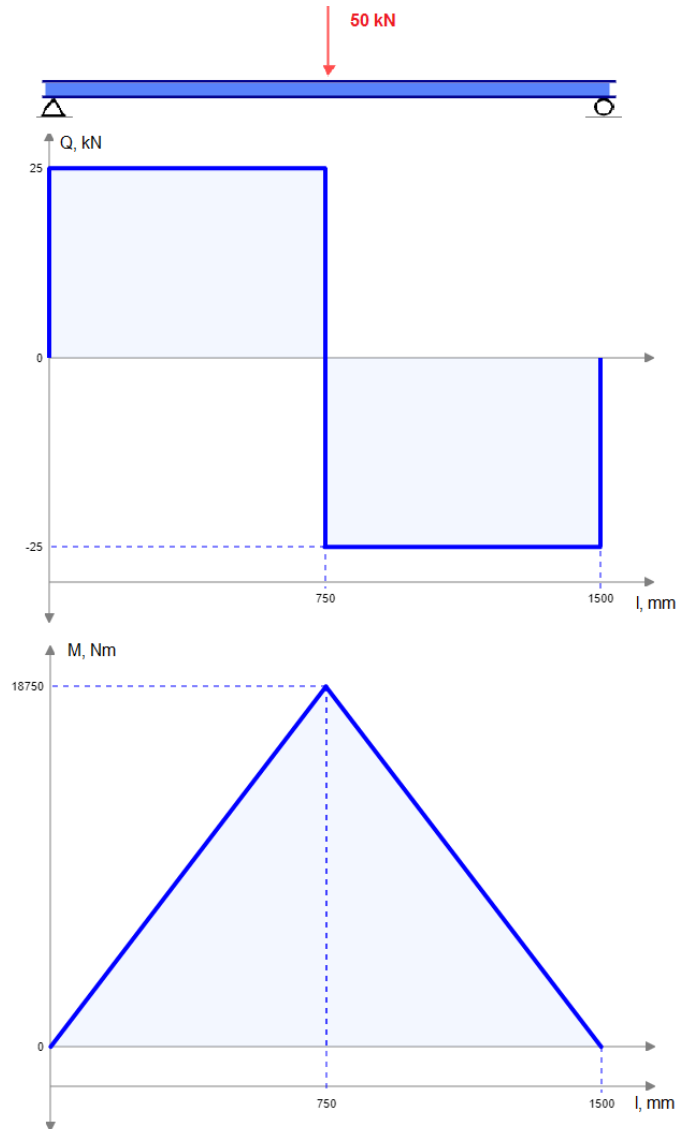
Iz čega se konačno mogu izračunati progib i naprezanja u samoj gredi:

$$w_{yOS} = \frac{F_{OS} \cdot a_{OS}^4}{3 \cdot E \cdot I_{yOS} \cdot l_{OS}} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 750^4}{3 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 2,6 \cdot 10^7 \cdot 1500} = 0,64 \text{ mm} \quad (4.15)$$

Dok je dopušteni progib:

$$w_{dop} = \frac{l_{OS}}{600} = \frac{1500}{600} = 2,5 \text{ mm} \quad (4.16)$$

Pa se može zaključiti da je ostvarena dovoljna krutost osovine pri punom opterećenju kolica.



Slika 4.3: Pojednostavljeni prikaz opterećenja grede prednje osovine prema [9]

Potom slijedi naprezanje u kritičnom presjeku osovine  $a_{OS} = 750 \text{ mm}$  po sljedećem proračunu:

$$M_{OS} = c_n \cdot \psi \cdot M_y = 1,1 \cdot 1,31 \cdot 18750 = 27018,75 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

Gdje su:  $c_n = 1,1$  - faktor pogonske grupe, za pogonsku grupu H3, prema [3] str. 149

$\psi = 1,31$  - Dinamički faktor za H3 prema [DIN 15018] iz [4] 233. str za brzinu dizanja

$v_{diz} = 2,4 \text{ m/min}$

$M_{OS} = 18750 \text{ Nm}$  - Moment savijanja uslijed djelovanja tereta i mase konstrukcije

Naprezanje u točki ( $a_{OS} = 750$ ) računa se prema formuli za čisto savijanje:

$$\sigma_I = \frac{M_y}{W_y} \leq \sigma_{dop} \quad (4.18)$$

Gdje su:

$\sigma_{dop}^{S355J0} = 150 \text{ N/mm}^2$  - Dopušteno naprezanje prema [5], str. 700, Tablica 1. za čelik S355J0

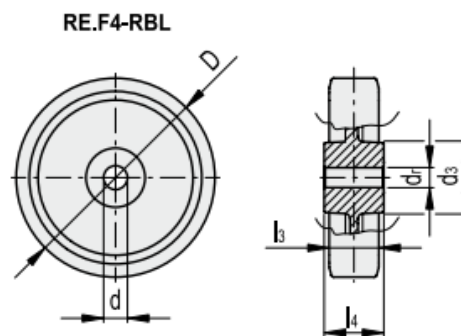
Pa uvrštavanjem navedenoga u izraz iznad slijedi:

$$\sigma_I = \frac{18750 \cdot 10^3}{266 \cdot 10^3} = 70,488 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (4.19)$$

Prema zadanom opterećenju koje iznosi  $Q_t = 100 \text{ kN}$ , moguće je odmah i odabrati kotače pogona i prednje osovine, kotači se biraju po principu pojedinačnog opterećenja, a ono je ako se pribroji još  $Q_{kol} = 20 \text{ kN}$  za broj kotača kolica  $n_{k.kol} = 4$ :

$$Q_{kot} = \frac{Q_t + Q_{kol}}{n_{k.kol}} = \frac{120}{4} = 30 \text{ kN} \quad (4.20)$$

Kotači u domeni nosivosti iznad 3,5 tone zadovoljiti će ovakva opterećenja! Odabranje sljedeći kotač tvrtke Elesa [10] nosivosti 42000 N odnosno  $\approx 4,3$  tone kojem unutarnji promjer  $d_3$  može biti oblikovan po potrebi do promjera 80 mm sa ili bez utora za pero.



Elesa Standards		Main dimensions						Static load #
Code	Description	D	d	l3	l4	d3	dr *	[N]
451406	RE.F4-300-RBL	300	50	100	100	120	80	42000

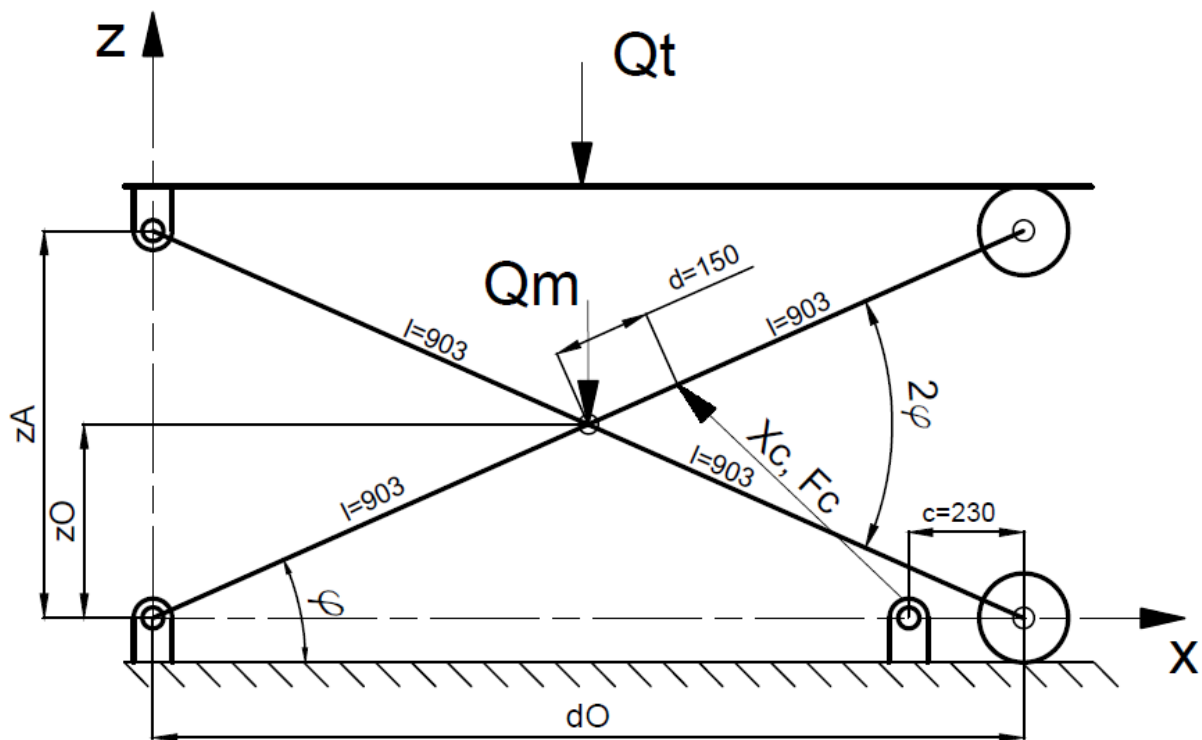
\* Max diameter permissible for hole to ensure the static load values reported.

Slika 4.4: Kotač tvrtke Elesa [10] RE.F4-300-RBL

## 5. Proračun škarastog mehanizma za podizanje

U ovome poglavlju proračunati će se škarasti mehanizam za podizanje. Sami mehanizam izveden je u obliku škara koje svojim skupljanjem (smanjenjem osnog razmaka) podižu teret na određenu visinu. Samo "skupljanje" škarastog mehanizma izvedeno je pomoću dva hidraulička cilindra uz poštivanje dobivenih graničnih vrijednosti proračunom kako slijedi.

### 5.1. Sinteza škarastog mehanizma



Slika 5.1: Proračunski model/sinteza škarastog mehanizma za podizanje tereta

Poznate varijable koje se očitavaju iz konstrukcijske izvedbe su:

$Q_t = 98100 \text{ N}$  - Sila uslijed djelovanja ukupne mase tereta

$Q_m = 4000 \text{ N}$  - Približno procijenjena sila uslijed djelovanja mase mehanizma

$\varphi_{min} = 15^\circ$  - minimalni/početni kut mehanizma

$\varphi_{max} = 45^\circ$  - maksimalni/krajnji kut mehanizma

$d = 150 \text{ mm}$  - prihvat glave cilindra na škarasti mehanizam

$c = 230 \text{ mm}$  - prihvat donjeg dijela cilindra na škarasti mehanizam



$2 \cdot l = 1806 \text{ mm}$  - duljina noge škarastog mehanizma

$a = 1508 \text{ mm}$  -  $dO - c$  udaljenost maksimalnog osnovnog razmaka umanjena za razmak prihvata cilindra i kotača.

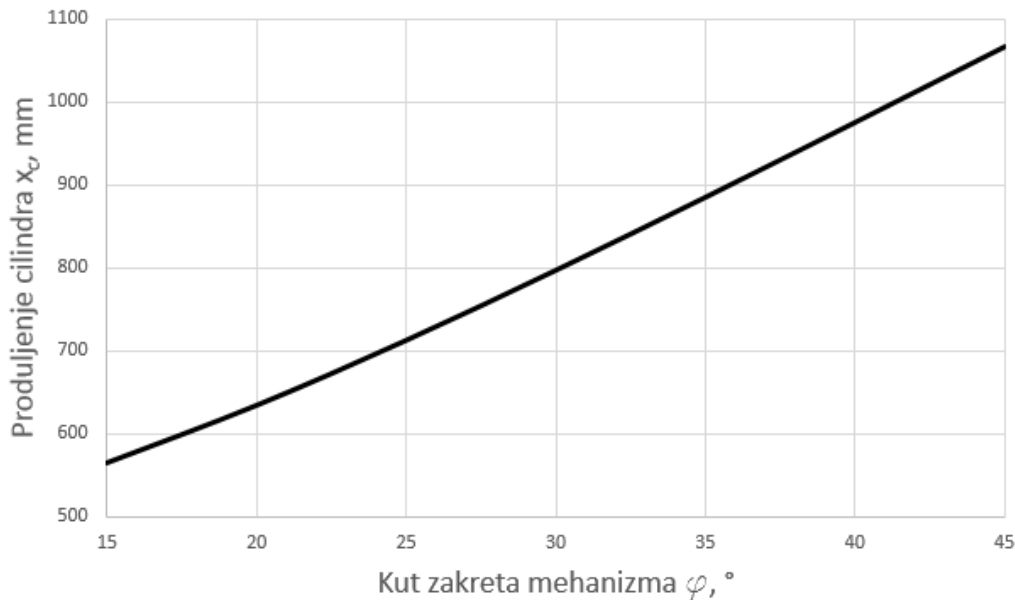
Potrebno je izraziti odnos promjene duljine cilindra u ovisnosti o promjeni varijable kuta škarastog mehanizma, odnosno izvesti sintezu mehanizma i njegovog gibanja.

Iz skice na slici 5.1 se jasno da iščitati da duljina cilindra glasi iz kosinusog poučka:

$$x_c^2 = (l + d)^2 + a^2 - 2 \cdot (l + d) \cdot a \cdot \cos(\varphi) \quad (5.1)$$

Iz čega slijedi:

$$x_c = \sqrt{(l + d)^2 + a^2 - 2 \cdot (l + d) \cdot a \cdot \cos(\varphi)} \quad (5.2)$$



Slika 5.2: Prikaz odnosa produljenja cilindra i promjene kuta mehanizma

Kako bi se odredile sile u cilindrima potrebno je napraviti sumu radova koji će biti u ravnoteži

$$\prod_{i=1}^n dW = F_c \cdot dx_c - Q_t \cdot dz_A - Q_m \cdot dz_O = 0 \quad (5.3)$$

Iz čega slijedi:

$$F_c = \frac{Q_t \cdot dz_A + Q_m \cdot dz_O}{dx_c} \quad (5.4)$$

Potrebno je odrediti  $dz_A$ ,  $dz_O$  i  $dx_C$

Pa tako navedene varijacije iznose redom iz jednadžbe 5.1:

$$2 \cdot x_c \cdot dx_c = 2 \cdot (l + d) \cdot a \cdot \sin(\varphi) d\varphi \quad (5.5)$$

Pa sređivanjem izraza dolazimo do konačnog izraza za  $dx_c$ :

$$dx_c = \frac{(l + d) \cdot a \cdot \sin(\varphi)}{x_c} d\varphi \quad (5.6)$$

Iz slike 5.1 se jasno vide veličine  $y_A$  i  $y_O$  koje glase:

$$z_A = 2 \cdot l \cdot \sin(\varphi) \quad (5.7)$$

$$z_O = l \cdot \sin(\varphi) \quad (5.8)$$

A njihove varijacije su redom:

$$dz_A = 2 \cdot l \cdot \cos(2\varphi) \quad (5.9)$$

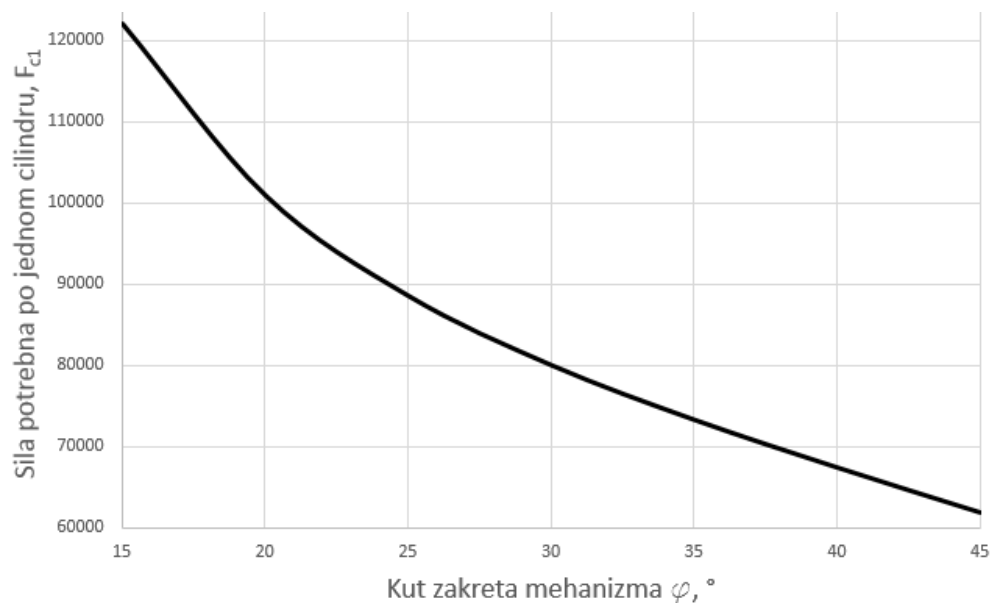
$$dz_O = l \cdot \cos(2\varphi) \quad (5.10)$$

Potom se uvrštavanjem jednadžbi (5.6), (5.9) i (5.10) te poznatih nam veličina u izraz (5.4) može dobiti konačan izraz za veličinu promjene sile u cilindrima ovisno o kutu mehanizma:

$$F_c = \frac{(2Q_t + Q_m) \cdot l \cdot \cos(\varphi)}{a \cdot (l + d) \cdot \sin(\varphi)} \quad (5.11)$$

Iz čega se dobiva dijagram na slici 5.3 za uvrštene kutove

$$15^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ \quad (5.12)$$



Slika 5.3: Prikaz odnosa sile u cilindru i promjene kuta mehanizma

### 5.1.1. Odabir hidrauličkog cilindra za podizanje i provjera na izvijanje

Kako se iz slike 5.3 vidi najveća sila u cilindru iznosi oko 120kN odabire se hidraulički cilindar tvrtke Bosch Rexroth iz serije CDL2 sa 4 različite vrste pričvršćivanja/prihvata. Odabran je cilindar iz serije višeg tlaka (250 bar) te su njegove specifikacije prema [11] sljedeće:

Klip ØAL	Klipnjača mm		Omjer površina $\Phi$ $A_1/A_3$	Površine		Tlačna sila $F_1$ kN		Vlačna sila $F_3$ kN	
	bei Nenndruck			Kolben $A_1$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	bei Nenndruck		bei Nenndruck	
	160 bar	250 bar	160 bar			250 bar	160 bar	250 bar	
80	45	-	1,46	50,24	34,34	80,38	-	54,95	-
	-	50	1,64		30,62	-	125,60	-	76,54

Slika 5.4: Prikaz svojstava odabranog hidrauličkog cilindra

Kod proračuna na izvijanje uzima se promjer klipnjače u krajnjoj odnosno gornjoj točki dok je cilindar potpuno otvoren. To znači dok je škarasti mehanizam u položaju na 45° očitava se  $\Delta x_c$  koji opisuje duljinu izvučene klipnjače. Ta duljina u ovom slučaju iznosi:

$$\Delta x_c = x_c(@45^\circ) - x_c(@15^\circ) \approx 502 \text{ mm} \quad (5.13)$$

Iz toga je odabran cilindar koji se izvlači do  $\Delta x_c=520$  mm. Ta duljina se usvaja kao i forma izvijanja  $l_0=l$  te se s njom ulazi se u proračun izvijanja hidrauličkog cilindra.

#### Izvijanje

Cilindar je opterećen tlačno pa slijedi tlačno naprezanje u klipnjači:

$$\sigma_{hc} = \frac{F}{A_{kl}} = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 4}{50^2 \cdot \pi} = 61,11 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Kako je to jedino naprezanje u cilindru usvaja se kao konačno. Da bi se odredila sigurnost na izvijanje mora se izračunati faktor vitkosti  $\lambda_i$  kako slijedi:

$$\lambda_i = \frac{4 \cdot \Delta x_c}{d_{kl}} = 41,6 \quad (5.15)$$

Što zadovoljava slučaj izvijanja po TETMAJER-u za čelik S235JR kako slijedi iz [12]:

$$\lambda_i = 41,6 \leq \lambda_0 = 89 \quad (5.16)$$

Pa se naprezanje na izvijanje  $\sigma_k$  računa prema izrazu:

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \cdot \lambda_i = 335 - 0,62 \cdot 41,6 = 309,208 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Te sada kad su sve veličine poznate sigurnost se naziva omjerom naprezanja na izvijanje i usvojenog ekvivalentnog naprezanja u hidrauličkom cilindru:

$$S_{hc} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{309,208}{61,11} = 5,05 \quad (5.18)$$

Što spada u zadovoljavajući razred sigurnosti! Može se zaključiti da je hidraulički cilindar zadovoljio sigurnost na izvijanje

### Odabir hidrauličkog cilindra za skretanje

Kako je potrebno upravljati i skretanjem vozila dok je isto u pogonu, isto se vrlo jednostavno može obaviti manjim hidrauličkim cilindrom za skretanje. Kako se za vrijeme gibanja vozila ne podiže teret, sva snaga elektromotora hidrauličkog mehanizma raspoloživa je za skretanje, što je i više nego dovoljno.

Kako nije potrebna sila i tlak kao kod podizanja odabran je sljedeći hidraulički cilindar:

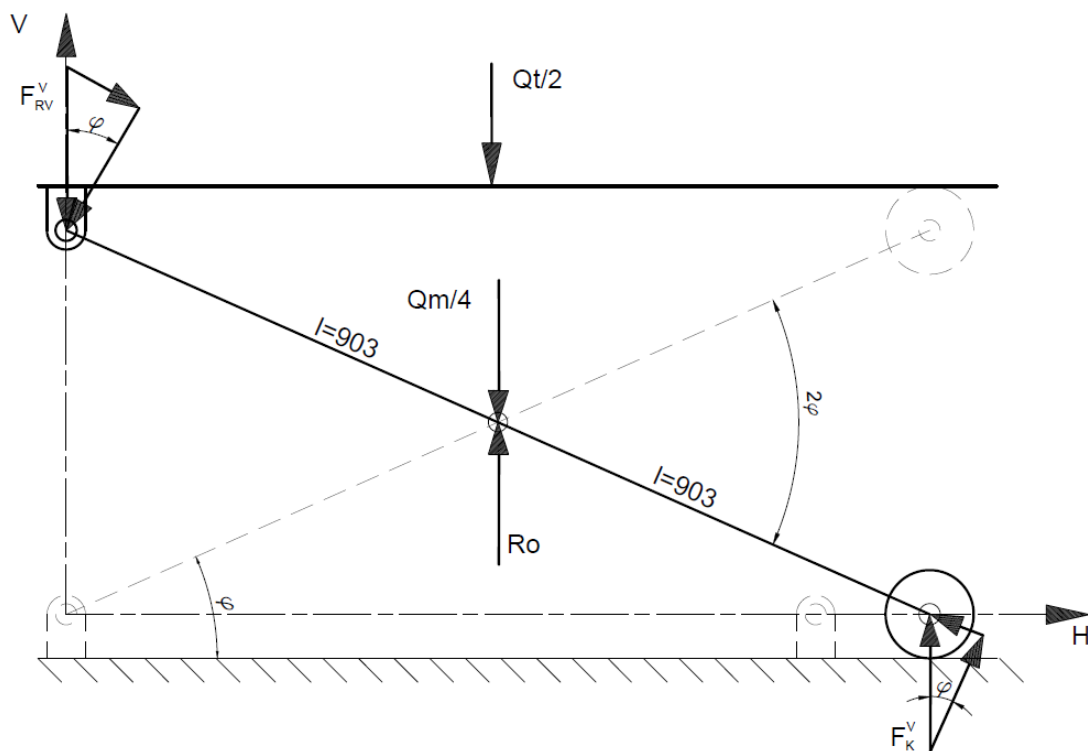
Klip ØAL	Klipnjača mm		Omjer površina $\Phi$  $A_1/A_3$	Površine		Tlačna sila $F_1$ kN		Vlačna sila $F_3$ kN	
	bei Nenndruck			Kolben $A_1$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	bei Nenndruck		bei Nenndruck	
	mm	160 bar	250 bar			160 bar	250 bar	160 bar	250 bar
25	14	-	1,46	4,91	3,37	7,85	-	5,39	-

Slika 5.5: Odabrani hidraulički cilindar za skretanje

## 5.2. Određivanje reakcija u osloncima i provjera njihove nosivosti

Potrebno je provjeriti čvrstoću obje noge mehanizma za podizanje uz zadane vrijednosti:  $Q_t/4 = 25000$  N kao sila ukupnog tereta podijeljena na 4 noge škarastog mehanizma te opterećenje uslijed same mase konstrukcije škarastog mehanizma koje je procijenjeno na  $Q_{meh} = 2500$  N, odnosno  $Q_{meh}/4 = 625$  N. Sa navedenim vrijednostima ulazi se u proračun:

### 5.2.1. Dimenzioniranje i provjera vanjske noge mehanizma:



Slika 5.6: Proračunski model vanjske noge mehanizma za dizanje

Odredi se suma sila po vertikalnoj "z-osi"  $\sum F_V = 0$ :

$$-F_{RV}^V + R_O - Q_{meh}/4 + F_K^V = 0 \quad (5.19)$$

Gdje vrijedi da je  $F_{RV}^V = Q_t/4 = 25000$  N, pa iz toga slijedi momentna jednadžba  $\sum M_O = 0$  gdje se dobiva vrijednost  $F_K^V$  odnosno opterećenje kotača:

$$F_{RV}^V \cdot \cos(\varphi) \cdot l = -F_K^V \cdot \cos(\varphi) \cdot l \quad (5.20)$$

Pa je:

$$F_{RV}^V = -F_K^V = -25 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (5.21)$$

Kada se zna sila na Kotaču  $F_K^V$  tafa se izraz vrati u jednadžbu (6.13) i dobiva se:

$$-25 \cdot 10^3 + R_O - 625 - 25 \cdot 10^3 = 0 \rightarrow R_O = 50625 \text{ N} \quad (5.22)$$

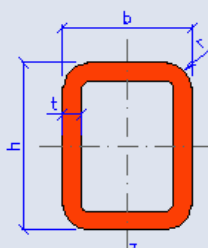
Kritičan presjek nalazi se u točki O odnosno prolazi kroz sredinu noge škarastog mehanizma te se određuje moment savijanja u toj ravnini pri minimalnom kutu  $\varphi_{min} = 15^\circ$  jer je tada prema slici 5.3 sila u konstrukciji najveća.

$$M_y^O = F_{RV}^V \cdot \cos(\varphi) \cdot l = 25000 \cdot \cos(15^\circ) \cdot 903 \quad (5.23)$$

Te se dobiva najveći moment savijanja u točki O:

$$M_y^O = 21,8 \text{ kNm} \quad (5.24)$$

Kako bi provjerili naprezanje u toj ravnini potrebno je za odabranu pravokutnu cijev **ISO 12633-2** očitati moment otpora za savijanje po osi djelovanja momenta:

ISO 12633-2		Section properties	
<b>Geometry</b>		Axis y	Axis z
h = 150 mm		$I_y = 1.49\text{E}+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 7.63\text{E}+6 \text{ mm}^4$
b = 100 mm		$W_{y,el} = 1.98\text{E}+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,el} = 1.53\text{E}+5 \text{ mm}^3$
t = 12.5 mm		$W_{y,pl} = 2.56\text{E}+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 1.90\text{E}+5 \text{ mm}^3$
r = 18.75 mm		$i_y = 52.2 \text{ mm}$	$i_z = 37.4 \text{ mm}$
A = 5460 mm <sup>2</sup>		$S_y = 1.28\text{E}+5 \text{ mm}^3$	$S_z = 9.50\text{E}+4 \text{ mm}^3$
$A_L = 0.47 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		<b>Warping and buckling</b>	
G = 42.8 kg·m <sup>-1</sup>		$I_t = 1.68\text{E}+7 \text{ mm}^4$	$C_t = 2.46\text{E}+5 \text{ mm}^3$

Slika 5.7: Prikaz momenata tromosti, momenata otpora i geometrijskih značajki odabranog ISO 12633-2 profila prema [13]

Iz čega slijedi:

$$W_{yMeh} = 1,98 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \quad (5.25)$$

Također zbog pojavljivanja normalnog naprezanja duž grede, potrebno je izračunati normalnu silu i očitati površinu na kojoj djeluje:

$$N = F_{RV}^V \cdot \sin(\varphi) = 6470,47 \text{ N} \quad (5.26)$$

$$A_V = 5460 \text{ mm}^2 \quad (5.27)$$

Potom se sve skupa uvrštava u sljedeći izraz:

$$\sigma_{ekv}^V = \frac{c_n \cdot \psi \cdot M_y^O}{W_{yMeh}} + \frac{N_V}{A_V} \quad (5.28)$$

Što daje:

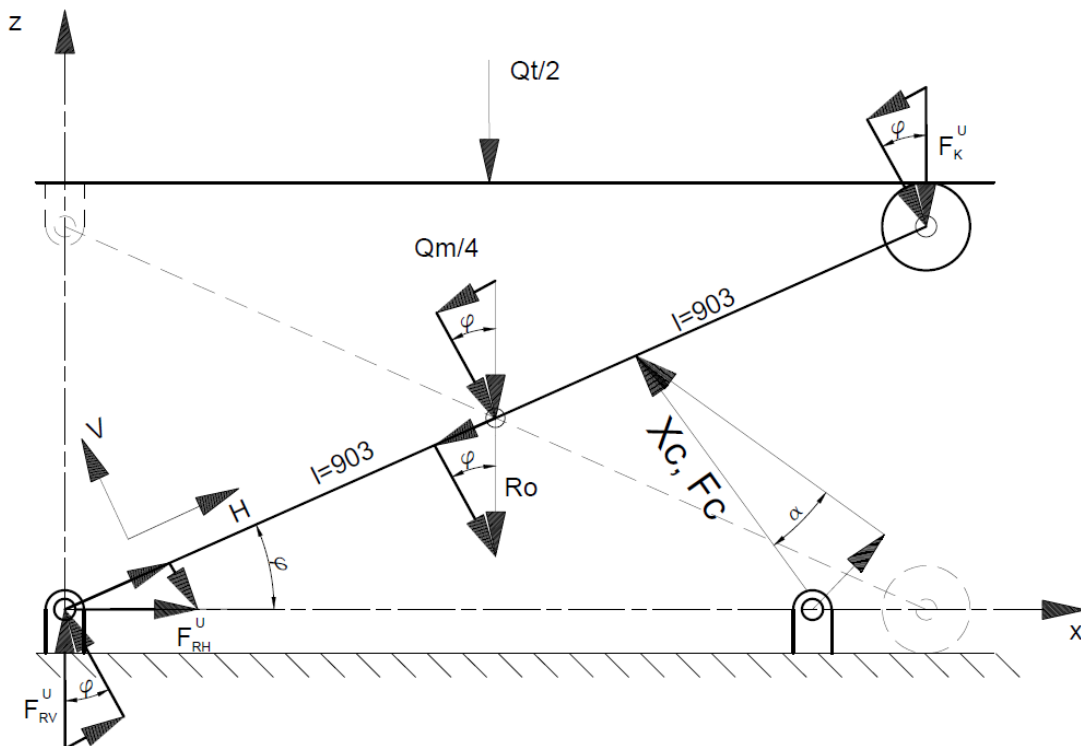
$$\sigma_{ekv}^V = \frac{1,1 \cdot 1,3 \cdot 21,8 \cdot 10^6}{1,98 \cdot 10^5} + \frac{6470,47}{5460} = 158,63 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

Za odabrani materijal St52-3 (S355J0) granica plastičnosti odnosno dogovorna granica tečenja iznosi  $R_e = 355 \text{ MPa}$  što uz sigurnost  $S = 1,5$  daje dopušteno naprezanje  $\sigma_{dop}^{St52-3}$ :

$$\sigma_{dop}^{St52-3} = \frac{R_e}{S} = \frac{355}{1,5} = 236,6 \text{ MPa} \geq \sigma_{ekv}^V = 158,63 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

Tako se zaključuje da se greda sa aktualnim opterećenjem nalazi u dopuštenim granicama sigurnosti jer je postavljen faktor sigurnosti na samu granicu plastičnosti materijala, ali i moment u kritičnom presjeku pomnožen je sa koeficijentima  $c_n = 1,1$  kao faktorom pogonske grupe i  $\psi = 1,3$  kao dinamičkim faktorom za H3 prema DIN 15018.

### 5.2.2. Dimenzioniranje i provjera unutarnje noge mehanizma:



Slika 5.8: Proračunski model unutarnje noge mehanizma za dizanje

Kako se vidi prema 5.8 postavljen je lokalni koordinatni sustav V-H prema kojem se postavljaju jednadžbe u vertikalnom (V) i horizontalnom (H) smjeru dok su poznate veličine:

$R_O = 50625 \text{ N}$  - Reaktivna sila u srednjem osloncu

$Q_m/4 = 625 \text{ N}$  - Sila uslijed djelovanja mase četvrtine konstrukcije za podizanje

$F_c = 122 \cdot 10^3 \text{ N}$  - Sila ostvarena u jednom cilindru za podizanje

$F_K^U = 25 \cdot 10^3$  - Sila u kotaču

$\varphi = 15^\circ$  - Minimalni iznos kuta mehanizma prema 5.3

$\alpha = 34^\circ$  - Trenutni kut hidrauličkog cilindra očitao iz konstrukcijske izvedbe



### Reakcije u osloncima unutarnje noge mehanizma

Kako su poznate sve veličine slijedi  $\sum F_V = 0$  i  $\sum F_H = 0$  pa se postavljaju jednadžbe:

$$\sum F_V = 0 \rightarrow F_{RV}^U \cdot \cos(\varphi) - F_{RH}^U \cdot \sin(\varphi) - R_O \cdot \cos(\varphi) - (Q_m/4) \cdot \cos(\varphi) + F_c \cdot \cos(\alpha) - F_K^U \cdot \cos(\varphi) = 0 \quad (5.31)$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow F_{RH}^U \cdot \cos(\varphi) + F_{RV}^U \cdot \sin(\varphi) - R_O \cdot \sin(\varphi) - (Q_m/4) \cdot \sin(\varphi) - F_c \cdot \sin(\alpha) - F_K^U \cdot \sin(\varphi) = 0 \quad (5.32)$$

Iz jednadžbe (6.25) pojednostavljivanjem izražava se nepoznanica  $F_{RV}^U$  kao:

$$F_{RV}^U = F_{RH}^U \cdot \operatorname{tg}(\varphi) - F_c \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\varphi)} + R_O + (Q_m/4) + F_K^U \quad (5.33)$$

Iz čega uvrštavanjem navedenih poznatih veličina slijedi:

$$F_{RV}^U = 0,2979 \cdot F_{RH}^U - 28426 \quad (5.34)$$

Potom se iz jednadžbe (6.26) izlučuje iduća nepoznanica:

$$F_{RH}^U = \left( \frac{-F_{RV}^U \cdot \sin(\varphi) + R_O \cdot \sin(\varphi) + (Q_m/4) \cdot \sin(\varphi) + F_c \sin(\alpha) + F_K^U \cdot (\varphi)}{\cos(\varphi)} \right) \quad (5.35)$$

Iz čega uvrštavanjem navedenih poznatih veličina slijedi:

$$F_{RH}^U = -0,2679 \cdot F_{RV}^U + 91059,13 \quad (5.36)$$

Potom se iz jednadžbe (6.28) uvrsti nepoznanica  $F_{RV}^U$  u jednadžbu (6.30) i dolazi se do rezultata:

$$F_{RH}^U = 106330,23 \text{ N} \quad (5.37)$$

Reverzibilnim postupkom vraćanja rješenja u izraz (6.28) dolazi se konačno i do:

$$F_{RV}^U = 59,86 \text{ N} \quad (5.38)$$

### Naprezanja u kritičnom presjeku unutarnje noge mehanizma

Potrebno je kao i u prethodnom proračunu vanjske noge mehanizma utvrditi naprezanja u kritičnom presjeku gdje se pojavljuje najveći moment. Zato slijedi rezultanta vertikalne sile (L.K.) u nepomičnom osloncu unutarnje škare mehanizma prema:

$$F_{MU} = F_{RV}^U \cdot \cos(\varphi) - F_{RH}^U \cdot \sin(\varphi) \quad (5.39)$$

Iz izraza (6.32) i (6.31) uvrštavanjem dobiva se:

$$F_{MU} = 27,46 \text{ kN} \quad (5.40)$$

Iz čega se lako odredi moment u kritičnom presjeku:

$$M_{fU} = F_M^U \cdot l = 27,46 \cdot 1033 \cdot 903 = 24,8 \text{ kNm} \quad (5.41)$$

U samoj unutarnjoj nozi mehanizma javlja se i normalno naprezanje koje slijedi kao suma sila u horizontalnom smjeru (L.K):

$$N_U = F_{RH}^U \cdot \cos(\varphi) + F_{RV}^U \cdot \sin(\varphi) - R_O \cdot \sin(\varphi) - (Q_m/4) \cdot \sin(\varphi) - F_c \cdot \cos(\alpha) - F_K^U \cdot \sin(\varphi) \quad (5.42)$$

Pa slijedi normalna sila:

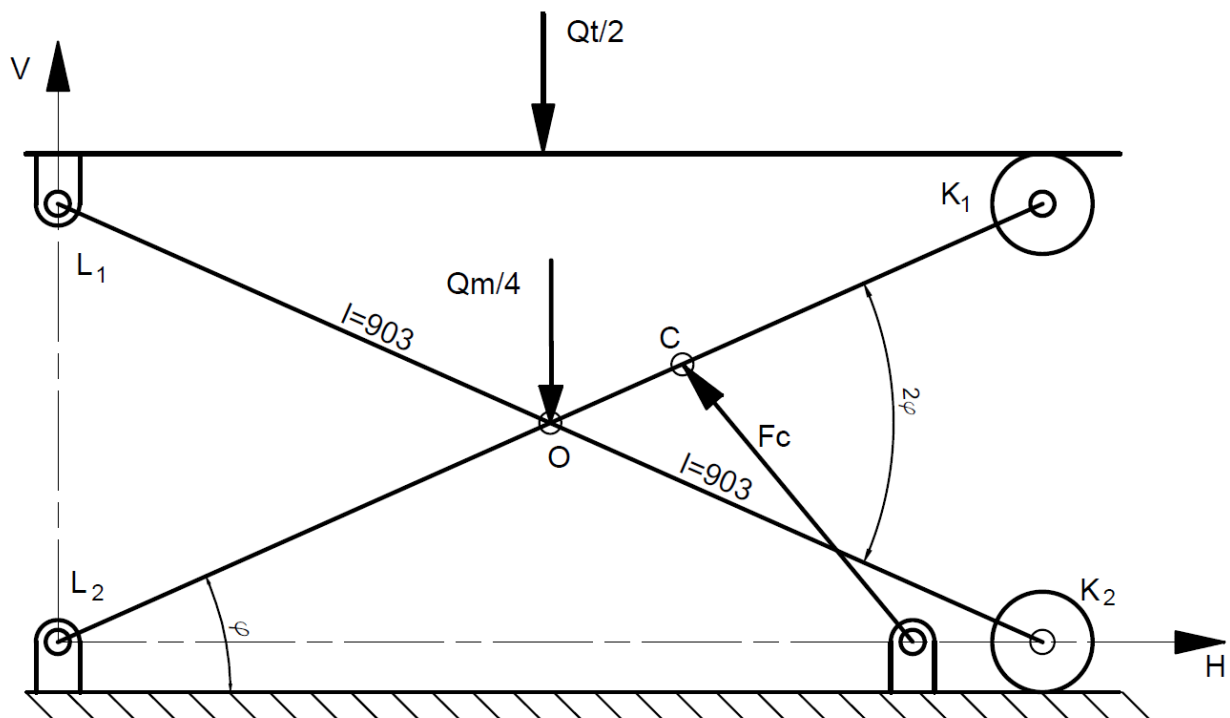
$$N = -34,855 \text{ kN} \quad (5.43)$$

Opterećeni presjek, kao i odabrani profil isti je kao i u prethodnom slučaju kako pokazuje slika 5.7 i također izrađen od istoga materijala, pa slijedi:

$$\sigma_{ekv} = \frac{c_n \cdot \psi \cdot M_{fU}}{W_{yMeh}} + \frac{N_U}{A_U} \quad (5.44)$$

$$\sigma_{ekv} = 185,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop}^{St52-3} = 236,6 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

### 5.3. Dimenzioniranje i proračun oslonaca mehanizma za podizanje

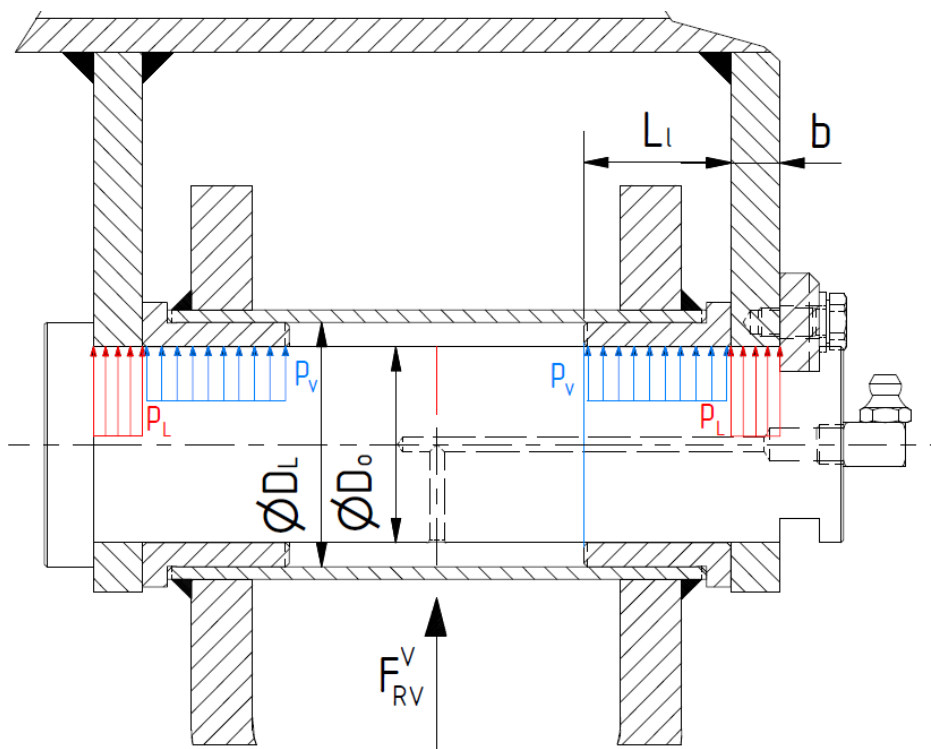


Slika 5.9: Prikaz oslonaca mehanizma za dizanje

U ovome podpoglavlju važno je provjeriti zadovoljavaju li osovine ležajnih mjesta L1, L2, O i C uvjete čvrstoće, odnosno jesu li dimenzionirane ispravno. Potrebno je takve osovine oslonaca ispitati na opterećenje na odrez i na bočni tlak koji djeluje na projekciji ravnine površine obodnog plašta oslonca.

### 5.3.1. Proračun oslonca L1

Na slici 5.10 se vidi proračunski model osovine oslonaca L1 i L2 prema kojemu će se provjeriti zadovoljava li njena geometrija odrezno opterećenje kao i opterećenje tlaka na projekciju ravnine djelovanja.



Slika 5.10: Proračunski presjek oslonca L1 i L2

#### Tlak vanjskih uležištenja

$$p_v = \frac{F_{RV}^V}{2 \cdot a \cdot D_O} = \frac{25 \cdot 10^3}{2 \cdot 40 \cdot 55} = 5,7 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 28 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

Za zadanu preddefiniranu geometriju:

$D_O = 55 \text{ mm}$  - Promjer osovine

$F_{RV}^V = 25 \cdot 10^3 \text{ N}$

$p_{dop} = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ MPa}$  - prema Tablica TB 9-1 [14] za teška opterećenja na dodiru materijala Cu-Sn-Pb i čelika

$a = 40 \text{ mm}$  - Za odabranu čahuru prema DIN 1850-1 dimenzija  $55 \times 60 \times 40 d_i \times D_v \times L$

### Tlak na limovima platforme

$$p_l = \frac{F_{RV}^V}{2 \cdot a_L \cdot D_O} = \frac{25 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 55} = 22,72 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 105 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

Za zadanu preddefiniranu geometriju:

$D_O = 55 \text{ mm}$  - Promjer osovine

$F_{RV}^V = 25 \cdot 10^3 \text{ N}$

$p_{dop}^{St52-3} = 98 \text{ MPa}$  - prema Tablici 2.22 [5]

$a_L = 10 \text{ mm}$  - Debljina lima na koji se osovina oslanja

### Odrez - u dva presjeka

$$\tau_{O2} = \frac{F_{RV}^V}{2 \cdot A} = \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot D_O^2 \cdot \pi} = 5,26 \text{ MPa} \leq \tau_{dop}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

Gdje se dopušteno naprezanje na smik računa

$$\tau_{DOP}^{St52-3} = 0,69 \cdot \sigma_{DOP}^{St52-3} = 0,69 \cdot 236,6 = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

## 5.3.2. Proračun oslonca L2

Prvo je potrebno naći rezultantu sila  $F_{RV}^U$  (vertikalne) i  $F_{RH}^U$  (horizontalne) kako bi se znalo ukupno opterećenje oslonca:

$$F_R^U = \sqrt{(F_{RV}^U)^2 + (F_{RH}^U)^2} = 106 \text{ kN} \quad (5.50)$$

### Tlak vanjskih uležištenja

$$p_v = \frac{F_R^U}{2 \cdot a \cdot D_O} = \frac{106 \cdot 10^3}{2 \cdot 50 \cdot 55} = 19,27 \text{ MPa} \leq p_{dop} = 28 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

Za zadanu preddefiniranu geometriju:

$D_O = 55 \text{ mm}$  - Promjer osovine

$F_R^U = 106 \cdot 10^3 \text{ N}$

$p_{dop} = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ MPa}$  - prema Tablica TB 9-1 [14] za teška opterećenja na dodiru materijala Cu-Sn-Pb i čelika

$a = 50 \text{ mm}$  - Za odabranu čahuru prema DIN 1850-1 dimenzija  $55 \times 60 \times 50 d_i \times D_v \times L$

### Tlak na limovima platforme

$$p_L = \frac{F_R^U}{2 \cdot a_L \cdot D_O} = \frac{106 \cdot 10^3}{2 \cdot 12,5 \cdot 55} = 77,1 \text{ MPa} \leq p_{dop}^{St52-3} = 105 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Za zadanu preddefiniranu geometriju:

$D_O = 55 \text{ mm}$  - Promjer osovine

$F_R^U = 106 \cdot 10^3 \text{ N}$

$p_{dop}^{St52-3} = 98 \text{ MPa}$  - prema Tablici 13.1 [15]

$a_L = 12,5 \text{ mm}$  - Debljina lima na koji se osovina oslanja

### Odrez - u dva presjeka

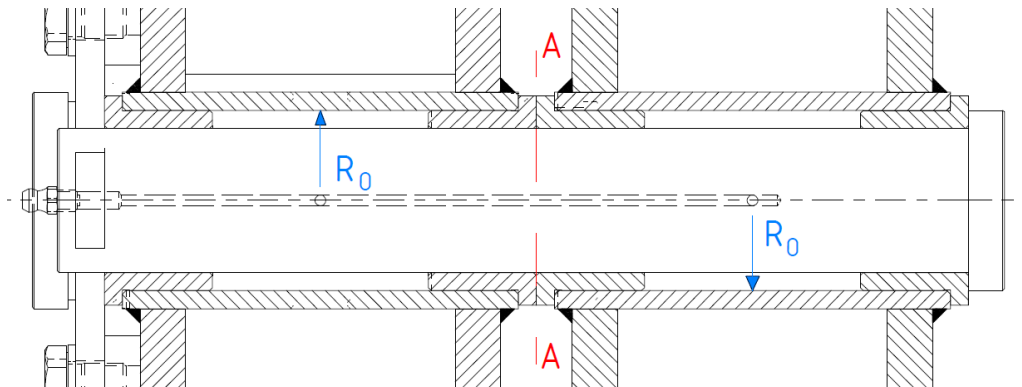
$$\tau_{O2} = \frac{F_R^U}{2 \cdot A} = \frac{106 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot D_O^2 \cdot \pi} = 22,3 \text{ MPa} \leq \tau_{dop}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

Gdje se dopušteno naprezanje na smik računa

$$\tau_{DOP}^{St52-3} = 0,69 \cdot \sigma_{DOP}^{St52-3} = 0,69 \cdot 236,6 = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.54)$$

### 5.3.3. Proračun srednje osovine u točki O

Ova osovina povezuje vanjsku i unutarnju nogu mehanizma te je opterećena samo na odrez na presjeku A-A odnosno na sredini kako se to vidi na slici ispod 5.11



Slika 5.11: Proračunski presjek središnjeg svornjaka mehanizma za dizanje

Poznate veličine sa slike su:

$D_O = 55 \text{ mm}$  - Promjer osovine

$R_O = 50625 \text{ N}$  - Proračunata reaktivna sila u tom osloncu koja djeluje na jednu nogu mehanizma

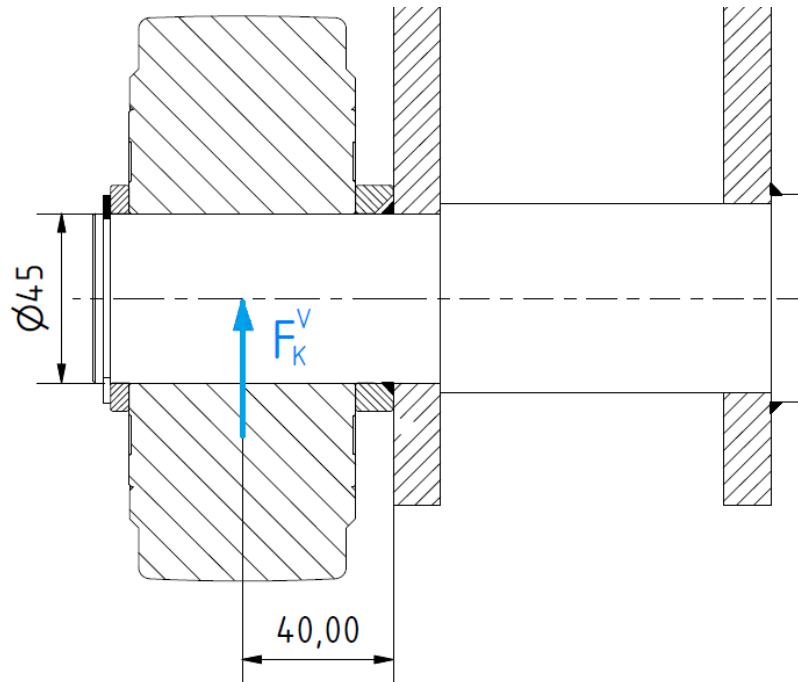
Pa slijedi:

$$\tau_{Osr} = \frac{R_O \cdot 4}{D_O^2 \cdot \pi} = 21,31 \text{ MPa} \leq \tau_{DOP}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.55)$$

Te se može zaključiti da je osovina zadovoljila svojom geometrijom provjeru čvrstoće na smik.

### 5.3.4. Proračun osovine donjeg kotača

U ovome podpoglavlju provesti će se pojednostavljeni proračun čvrstoće osovine u kritičnom presjeku " $l_O = 40$ " i odabir kotača prema zadanoj sili  $F_K^V = 25 \cdot 10^3 \text{ N}$ . Pa slijedi:



Slika 5.12: Proračunski presjek donjeg kotača mehanizma za dizanje

Odakle se dobiva sljedeća jednačba za moment u traženom presjeku:

$$M_{40} = F_K^V \cdot l_O = 25 \cdot 10^3 \cdot 40 = 1 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 1000 \text{ Nm} \quad (5.56)$$

Dok je moment otpora presjeka za promjer osovine 45 mm:

$$W_{yoK} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 45^3 = 9112,5 \text{ mm}^3 \quad (5.57)$$

A površina takvog presjeka je:

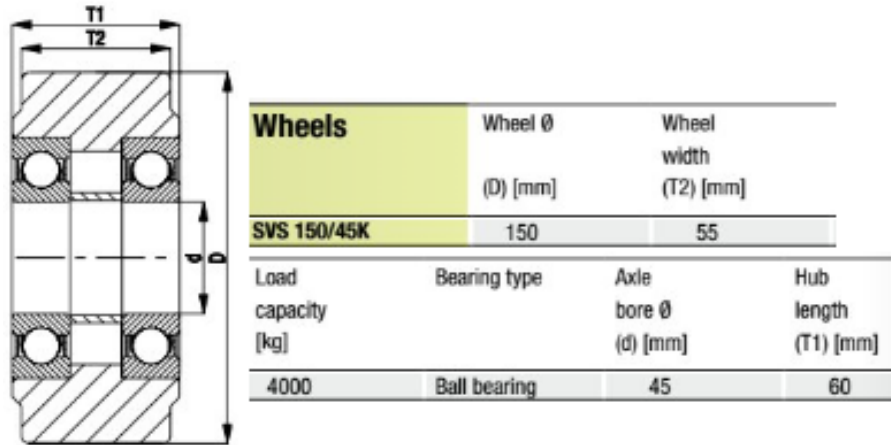
$$A_{oK} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{45^2 \cdot \pi}{4} = 1590,43 \text{ mm}^2 \quad (5.58)$$

Dobivenim rezultatima moguće je opisati savojno i smično naprezanje u datom presjeku:

$$\sigma_{foK} = \frac{M_{40}}{W_{yoK}} = 109,73 \text{ MPa} \leq \sigma_{dop}^{St52-3} = 236,6 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

$$\tau_{oK} = \frac{F_K^V}{A_{oK}} = \frac{25 \cdot 10^3}{1590,43} = 15,72 \text{ MPa} \leq \tau_{DOP}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

Odabran je kotač tvrtke Blicke nosivosti 4 t odnosno prvi koji je zadovoljio, a također se nalazi u domeni sigurnosti ukoliko se konstrukcija nešto više preoptereći. Uležišten je na dva kuglična ležaja dimenzija prema slici 5.13.



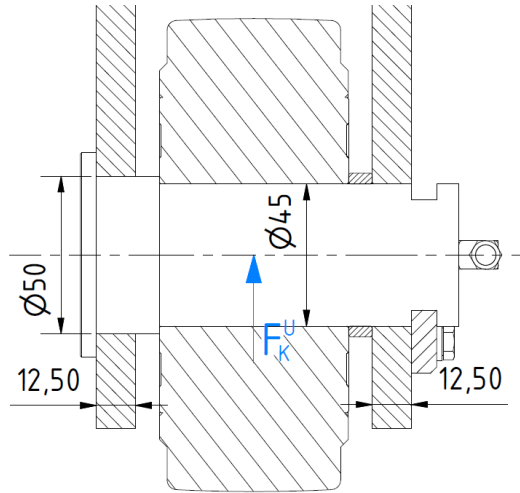
Slika 5.13: Prikaz značajki odabranog kotača mehanizma za dizanje tvrtke Blicke

Kako je opterećenje na gornjem, ali i donjem kotaču po iznosu jednako  $F_K^U = F_K^V$  i za gornji kotač uzima se isti sa slike 5.13.



### 5.3.5. Proračun osovine donjeg kotača

U ovome podpoglavlju provesti će se pojednostavljeni proračun čvrstoće osovine gornjeg kotača u kritičnom presjeku i odabir kotača prema zadanoj sili  $F_K^U = 25 \cdot 10^3$  N. Pa slijedi:



Slika 5.14: Proračunski presjek gornjeg kotača mehanizma za dizanje

Osovina kotača je prema slici 5.14 opterećena na smik na dvije površine te na dodirni tlak dosjedanja na površine nosača.

#### Dodirni tlak osovina-limovi

$$p_{oL} = \frac{F_K^U}{2 \cdot a_{oL} \cdot D_{oU}} = \frac{25 \cdot 10^3}{2 \cdot 12,5 \cdot 50} = 20 \text{ MPa} \leq p_{dop}^{St52-3} = 98 \text{ MPa} \quad (5.61)$$

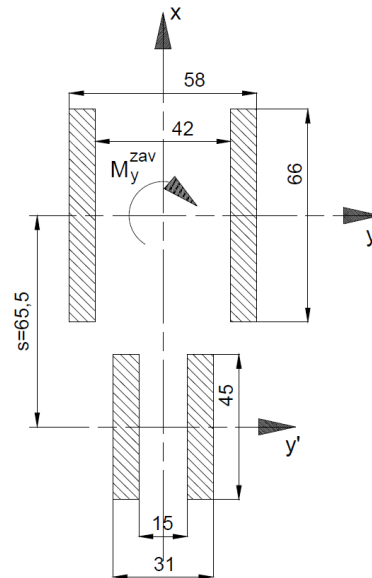
$$p_{dop}^{St52-3} = 98 \text{ MPa} - \text{prema Tablici 13.1 [15]}$$

A na manjem promjeru  $D_{oU} = 45$  mm tlak je  $p_{oL} = 22,2$  MPa što također zadovoljava!

#### Odrežno opterećenje u dva presjeka

$$\tau_{oU} = \frac{F_K^U \cdot 4}{2 \cdot D_{oU}^2 \cdot \pi} = \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot 50^2 \cdot \pi} = 6,36 \text{ MPa} \leq \tau_{DOP}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.62)$$

### 5.3.6. Proračun opterećenja zavora grede prihvata glave hidrauličkog cilindra



Slika 5.15: Prikaz opterećenja zavora na spoju grede hidrauličkog cilindra i unutarnje noge mehanizma

Gdje su poznate varijable:

$W_{yzG} = 101,23 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$  - moment otpora zavora oko osi  $y$

$F_c = 122 \cdot 10^3$  - Najveća sila u cilindru ( $\varphi = 15^\circ$ )

$\alpha_c = 34,5^\circ$  - kut pozicije hidrauličkog cilindra

$l_c = 103$  - udaljenost djelovanja sile cilindra od ishodišta zavora

Iz čega slijedi:

$$\sigma_{zavG} = \frac{F_c \cdot \cos(\alpha_c) \cdot l_c}{W_{yzG}} = \frac{122 \cdot 10^3 \cdot \cos(34,5^\circ) \cdot 103}{101,23 \cdot 10^3} = 102,3 \text{ MPa} \quad (5.63)$$

A potom i opterećenje zavora na odrez:

$$\tau_{zavG} = \frac{F_c \cdot \cos(\alpha_c)}{A_{zavG}} = \frac{122 \cdot 10^3 \cdot \cos(34,5^\circ)}{1776} = 56,6 \text{ MPa} \quad (5.64)$$

Što daje ekvivalentno naprezanje u prikazanom zavaru:

$$\sigma_{ekvzG} = \sqrt{\sigma_{zavG}^2 + 3 \cdot \tau_{zavG}^2} = \sqrt{102,3^2 + 3 \cdot 56,6^2} = 141,68 \text{ MPa} \quad (5.65)$$

Stoga je potrebno dobiveno ekvivalentno naprezanje u zavaru usporediti sa dopuštenim naprezanjem prema Tablici 5.2 [15]:

$$\sigma_{za.Dop}^{S52-3} = 150 \text{ MPa} - \text{Dopušteno naprezanje u zavarima za pogonsku grupu B4}$$

Usvaja se da je zavar zadovoljio.

## 6. Projektiranje hidrauličkog sustava

U ovom poglavlju razradit će se svi hidraulički elementi potrebni za funkcioniranje sustava te provesti potreban proračun i prikazati funkcionalna skica samog sustava za podizanje i upravljanje ovjesom istoga. Potrebno je podignuti masu  $m = 10$  t uz pomoć dva hidraulička cilindra. Cilindri se moraju podizati simultano, istom brzinom na duljinu  $\Delta X_c = 520$  mm.

### 6.1. Kontrolni proračun hidrauličkog sustava za podizanje 10 tona

U ovome poglavlju provest će se kontrolni proračun hidrauličkog sustava koji se sastoji od 2 paralelno spojena cilindra i cilindra za skretanje.

#### 6.1.1. Ulazni podaci

$d_{cil} = 0,08$  m - promjer klipa hidrauličkog cilindra

$v_{klip} = 0,02$  m/s - brzina translacijskog gibanja cilindra

$\eta_{vol,cil} = 0,95$  - korisnost cilindra

$\eta_{vol,pump} = 0,95$  - volumetrijska korisnost pumpe

$\eta_{meh,pump} = 0,95$  - mehanička korisnost pumpe

$\eta_{uk,pump} = \eta_{meh,pump} \cdot \eta_{vol,pump} = 0,9025$  - ukupna korisnost pumpe

$F_{Q/cil.max} = 122$  kN - Maksimalna sila tereta po cilindru

#### 6.1.2. Proračun potrebnog protoka u navedenom sustavu

Prvo je potrebno odrediti protok za opskrbu jednog hidrauličkog cilindra

$$Q_{cil} = v_{klip} \cdot A_{klip} = v_{klip} \cdot \frac{d_{cil}^2 \cdot \pi}{4} = 0,02 \cdot \frac{0,08^2 \cdot \pi}{4} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.1)$$

Što pretvoreno u l/min radi lakšeg proračuna i odabira pumpe iznosi:

$$Q_{cil} = 6,03 \text{ l/min po cilindru}$$

Kako bi se došlo do gubitaka u sustavu potrebno je provjeriti razliku teorijskog i stvarnog protoka uzimajući u obzir volumetrijsku korisnost samog cilindra:

$$\Delta Q_{cil} = \frac{Q_{cil}}{\eta_{vol}} - Q_{cil} = \frac{6,03}{0,95} - 6,03 = 0,317 \text{ l/min} \quad (6.2)$$

Potom se lako dobije ukupni protok koji pumpa mora osigurati kako bi opskrbila sva četiri hidraulička cilindra:

$$Q_{pump} = \frac{2 \cdot (Q_{cil} + \Delta Q_{cil})}{\eta_{uk,pump}} = \frac{2 \cdot (6,03 + 0,317)}{0,9025} = 14 \text{ l/min} \quad (6.3)$$

### 6.1.3. Proračun potrebnog tlaka u navedenom sustavu

Tlak u pojedinačnom cilindru iznosi:

$$p_c = \frac{F_{Q/cil}}{A_{klipa}} = \frac{122 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,08^2 \cdot \pi} = 243 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 243 \text{ bar} \quad (6.4)$$

Što se usvaja kao maksimalan tlak koji je potrebno ostvariti u sustavu.

Sada kada je izračunat ukupan tlak na izlazu pumpe i protok koji ista mora dati, slijedi:

$$P_{pump} = Q_{pump} \cdot p_{pump} = \frac{14,06}{60000} \cdot 243 \cdot 10^5 = 5,7 \text{ kW} \quad (6.5)$$

Pumpa se traži u domeni PGF 2X-3X pumpi proizvođača Bosch Rexroth GmbH sa unutarnjim ozubljenjem. Odabrana pumpa je: PGF 2X/11, a njene tehničke specifikacije su:

Tablica 6.1: Tehnička svojstva PGF 2X/011 pumpe prema [11]

Svojstvo	Dodatno	Mjerna jedinica	Iznos
Veličina	-	-	11
Masa	m	kg	2,4
Raspon brzina vrtnje	$n_{min}$	$\text{min}^{-1}$	600
	$n_{max}$		3600
Radni volumen	V	$\text{cm}^3$	11
Maksimalni radni tlak, $p_{max}$	$p_{max}$	bar	250
Protok	Q	l/min	16
Moment inercije pumpe	J	$\text{kgm}^2$	0,00012
Radna temperatura medija, theta	Pogonska temperatura	$^{\circ}\text{C}$	-20 do +100
	Okolna	$^{\circ}\text{C}$	-20 do +50
Spektar viskoznosti, $\nu$	$\nu @ (3000 \text{ min}^{-1})$	$\text{mm}^2/\text{s}$	10 do 300
Maksimalni stupanj zagađenosti radnog medija	-	-	Klasa 20/18/15 ISO4406 ©

Prema preporučenom proračunu proizvođača [16] slijedi kontrolni proračun pumpe i određivanje snage direktnog pogona iste elektromotorom:

$$Q_{pump}^{stv} = \frac{V \cdot n_{max} \cdot \eta_{vol}}{1000} = \frac{11 \cdot 1450 \cdot 0,9}{1000} = 14,355 \text{ l/min} \quad (6.6)$$

Iz čega slijedi zadovoljavajuća nejednakost

$$Q_{pump}^{stv} = 14,355 \text{ l/min} \geq Q_{pump} = 14 \text{ l/min} \quad (6.7)$$

Kako je stvarni protok odabrane pumpe veći, da se zaključiti da se pumpa nalazi na strani sigurnosti i da će se ostvariti zadani eksploatacijski zahtjevi.

#### 6.1.4. Odabir elektromotora direktnog pogona pumpe

Iz izraza (2.7) vidi se da je motor snage  $P_{an} = 5,7 \text{ kW}$  ili veće dovoljan da zadovolji potrebe sustava.

Odabire se motor tvrtke HOYER **HMA2 132S2-2** sa sljedećim specifikacijama:

Tablica 6.2: Specifikacija motora HMA2 132S2-2 tvrtke HOYER

Svojstvo	Dodatno	Mjerna jedinica	Iznos
Snaga elektromotora	$P_{an}$	kW	7,5
Brzina vrtnje	$n_{max}$	$\text{min}^{-1}$	2920
Korisnost pri max. opt.	$\eta$	-	0,88
Maksimalni okretni moment	T	Nm	24,6
Veličina okvira	-	-	132
Priključak prirubnice	-	-	B3

### 6.1.5. Projektiranje cjevovoda

Prema [14] TB 18-5 brzina protoka za hidrauličke sustave pod tlakom iznosi:

$$v_{hid}=3...6 \text{ m/s}$$

Iz čega se lako odredi nazivni promjer cijevi od razdjelnika do cilindra:

$$d_c = \sqrt{\frac{Q_{cil} \cdot 4}{v_{hid} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{4 \cdot \pi}} = 5,64 \text{ mm} \quad (6.8)$$

Prema [14] TB 1-13 i TB 18-1 određuje se materijal i promjer cijevi hidrauličkog cjevovoda. Nazivni (vanjski) promjer cijevi normiran prema DIN EN 10220 i TB1-13 odabran je:

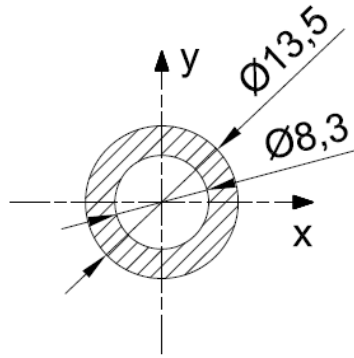
$$d_a=13,5 \text{ mm} - \text{vanjski promjer}$$

$$t_c=2,6 \text{ mm} - \text{debljina stijenke}$$

Što daje unutarnji promjer koji je veći od proračunskog i zadovoljava uvijete:

$$d_i = d_a - 2 \cdot (t_c) = 13,5 - 2 \cdot 2,6 = 8,3 \text{ mm} > d_c = 5,64 \text{ mm} \quad (6.9)$$

Materijal cijevi odabran je u skladu parametara visokog tlaka i srednje visokog raspona radnih temperatura: **P235GH** Prikaz presjeka cijevi vidi se na slici 6.1 ispod:

Slika 6.1: Prikaz odabrane cijevi prema DIN EN 10220  $\phi 13,5 \times 2,6$ 

### Provjera odabrane debljine stjenke tankostjene cijevi na statičko opterećenje uslijed djelovanja radnog tlaka

$$t_v = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{dop}^{100^\circ C} \cdot \nu_N + p_e} \quad (6.10)$$

Gdje su:

$t_v$  - minimalna debljina stjenke

$p_e$  - maksimalni tlak koji djeluje u sustavu

$d_a$  - vanjski promjer cijevi

$R_{eH/\theta} = 198 \text{ N/mm}^2$  - granica tečenja

$\nu_N$  - faktor zavara - iznosi 1 za bešavne cijevi

Prvo je potrebno dobiti dopušteno naprezanje pri radnoj temperaturi od približno  $100^\circ C$  odnosno  $\sigma_{dop}^{100^\circ C}$

$$\sigma_{dop}^{100^\circ C} = \min \left\{ \frac{R_{eH/\theta}}{1,5} \right\} = \left\{ \frac{198}{1,5} \right\} = 132 \text{ MPa} \quad (6.11)$$

Uvrštavanjem navedenog u formulu vrijedi:

$$t_v = \frac{243 \cdot 0,1 \cdot 13,5}{2 \cdot 132 \cdot 1 + 243 \cdot 0,1} = 1,1 \text{ mm} \quad (6.12)$$

Odabrana debljina stjenke 2,6 mm zadovoljava, a odabrana je nešto veća iz razloga što je na istu potrebno narezati colni navoj u svrhu spajanja cijevi i hidrauličkih komponenata.



### Teorijski proračun pada tlaka do ulaska u cilindar uslijed duljine cjevovoda

Hagen-Poiseuilleova jednadžba [16] daje pad tlaka kao izlazni rezultat, a glasi:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot v^2 \cdot 10}{d \cdot 2} \quad (6.13)$$

Gdje su:  $\Delta p$  - pad tlaka direktno spojenih cijevi na cilindar, bar

$\rho$  - Gustoća radnog medija, kg/dm<sup>3</sup>

$\lambda$  - Koeficijent trenja cijevi

$v_{hid}$  - brzina strujanja medija, m/s

$d_i$  - unutrašnji promjer cijevi, mm

Potrebno je izračunati koeficijent trenja cijevi  $\lambda$  pod pretpostavkom da je strujanje laminarno, pa slijedi:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.14)$$

U gornjem izrazu nalazi se nepoznanica  $Re$ , odnosno potrebno je izračunati  $Re$  za laminarno strujanje pomoću izraza:

$$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} \cdot 10^3 \quad (6.15)$$

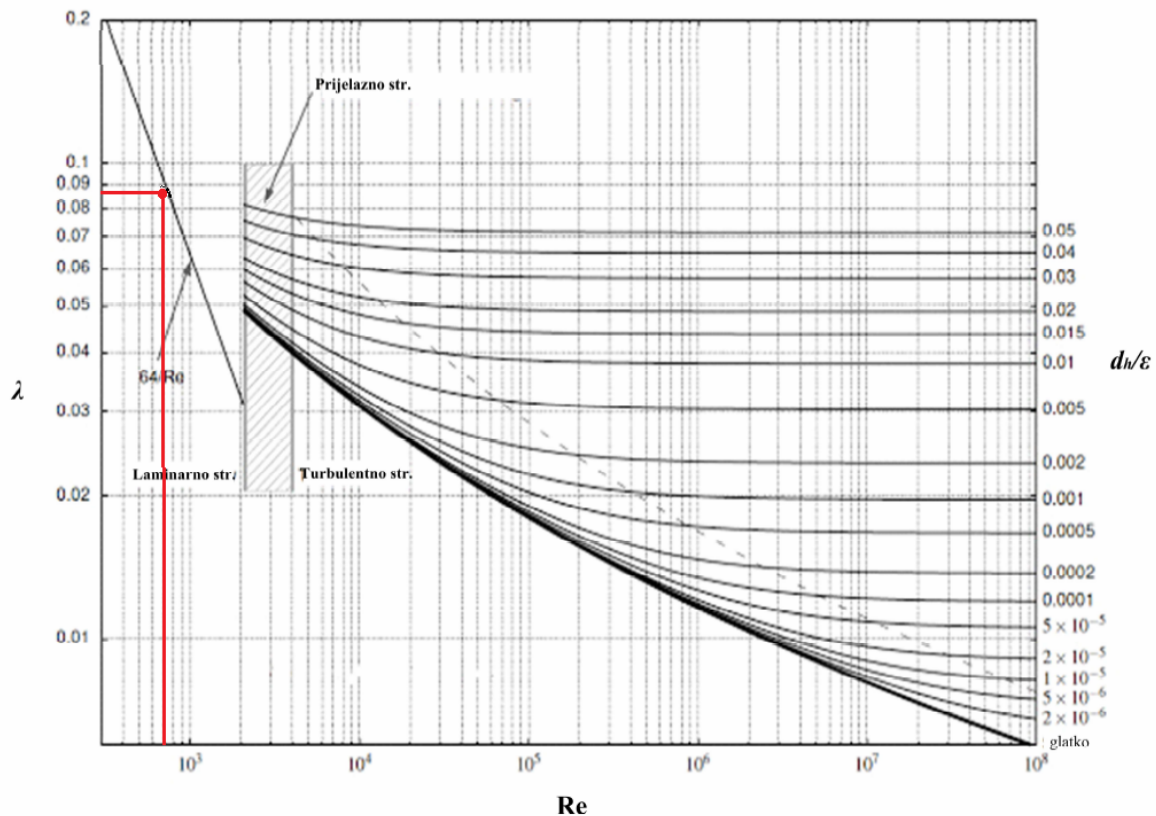
Gdje je:  $\nu$  - kinematička viskoznost, mm<sup>2</sup>/s Pa za odabrani radni medij  $\nu = 45$  mm<sup>2</sup>/s slijedi:

$$Re = \frac{4 \cdot 8,3}{45} \cdot 10^3 = 737,7 \quad (6.16)$$

Konačno se može dobiti koeficijent trenja unutar cijevi:

$$\lambda = \frac{64}{737,7} = 0,08675 \quad (6.17)$$

Također se i prema dijagramu 6.2 vidi da se sustav nalazi u laminarnom području



Slika 6.2: Moodyjev dijagram [18]

Potom uvrštavanjem tog izraza u Hagen-Poiseuilleovu jednadžbu slijedi:

$$\Delta p = 0,08675 \cdot \frac{l \cdot 0,89 \cdot 4^2 \cdot 10}{8,3 \cdot 2} \quad (6.18)$$

Dobiva se linearna jednadžba u ovisnosti o duljini cijevi pa tako slijedi uvrštavanjem pretpostavljene duljine cjevovoda po cilindru  $l=2$  m

$$\Delta p = 0,08675 \cdot \frac{2 \cdot 0,89 \cdot 4^2 \cdot 10}{8,3 \cdot 2} = 1,48 \text{ bar} \quad (6.19)$$

Iz čega se lako zaključuje da tlak pada sa porastom duljine cjevovoda linearno u ovisnosti o njenoj duljini.

### 6.1.6. Dimenzioniranje spremnika

Potrebno je dimenzionirati hidraulički spremnik za ulje koji može opskrbiti sustav pod punim opterećenjem (svi cilindri otvoreni i aktivni). Zato se prvo izračunava najveća volumenska zapremnina članova hidrauličkog sustava, a to su:

Volumen u jednom cilindru za dizanje

$$V_{p1} = \frac{80^2 \cdot \pi}{4} \cdot 520 = 2613805 \text{ mm}^3 \quad (6.20)$$

Volumen u cilindru za skretanje

$$V_s = \frac{25^2 \cdot \pi}{4} \cdot 240 = 117809,7 \text{ mm}^3 \quad (6.21)$$

Te ukupni volumen sustava:

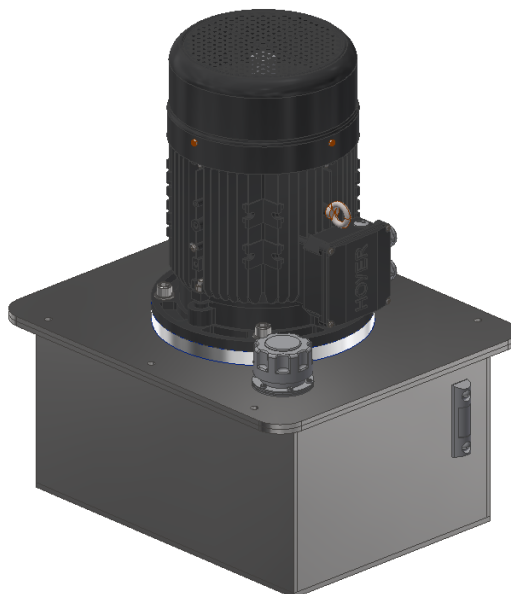
$$V_{uk} = 2 \cdot V_{p1} + V_s = 5345419,9 = 5,3 \text{ L} \quad (6.22)$$

Općenito vrijedi činjenica da što je veći spremnik to je hidraulički sustav "bolji". Odnosno teži se većoj volumenskoj zapremini kako bi se izbjeglo pretjerano zagrijavanje radne tekućine.

Prema projektnim dimenzijama spremnika volumen istoga iznosi

$$V_{spr} = 350 \cdot 486 \cdot 250 = 42,5 \text{ L} \quad (6.23)$$

Time je spremnik višestruko zadovoljio kriterije, ali i dovoljno je velik za smještanje pumpe unutar radne tvari te prihvata priрубnice motora na samom spremniku. Konačno konstrukcijsko rješenje hidrauličke jedinice izgleda ovako



Slika 6.3: Hidraulička pogonska jedinica

## 7. Proračun mehanizma za okretanje

### 7.1. Definiranje dinamičkih momenata inercije

Kako bi se mogao odabrati motor za okretanje nadkonstrukcije (platforme) potrebno je uzeti u obzir dinamički moment inercije platforme pod punim opterećenjem uslijed djelovanja pravilno oslonjenog tereta na nju.

Zato se određuje dinamički moment inercije prazne platforme za koji se uzima formula kao za ploču jer je sama visina profila platforme  $b_p = 220$  mm puno manja od njegove duljine  $l_p = 3000$  mm. Pa prema [19]:

$$J_1 = \frac{m_p \cdot a_p^2}{12} = \frac{100 \cdot 1,5^2}{12} = 18,75 \text{ kgm}^2 \quad (7.1)$$

Gdje su:

$J_1$  - traženi dinamički moment inercije

$m_p = 100$  kg - pretpostavljena masa platforme

$a_p = 1,5$  m - širina platforme

Potom se stavljaju ograničenja visine tereta koji se prevozi, a isto glasi da se ne preporuča transport tereta višljeg od jedne visine transportnih kolica, pa je varijabla  $l_p \leq 3$  m zapravo duljina tereta, a  $c_t = 1,2$  m visina tereta. Pa za transport kvadra takvih dimenzija prema [19] slijedi izraz:

$$J_2 = \frac{m_t}{12} \cdot (l_p^2 + c_t^2) = \frac{10000}{2} \cdot (1,2^2 + 3^2) = 8700 \text{ kgm}^2 \quad (7.2)$$

Kada se ti dinamički momenti tromosti sumiraju dobiva se ukupan dinamički moment tromosti koji je potreban da bi se platforma pokrenula:

$$J_{uk} = J_1 + J_2 = 18,75 + 8700 = 8718,75 \text{ kgm}^2 \quad (7.3)$$

Iz dobivenog ukupnog dinamičkog momenta tromosti platforme lako se dobiva teorijski moment za pokretanje, no prvo je potrebno izračunati kutno ubrzanje ograničeno maksimalnim ubrzanjem oboda platforme:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_1}{r} = \frac{0,5}{1,5} = 0,3 \text{ s}^{-2} \quad (7.4)$$

gdje se varijabla  $a_1$  nalazi u rasponu  $0,1 < a_1 \leq a_{max} = 0,6 \text{ m/s}^2$ , a odabrano je:

$$a_1 = 0,5 \text{ m/s}^2$$

$r = 1,5 \text{ m}$  - odnosno pola duljine  $l_p$

Iz čega slijedi teorijski moment za pokretanje:

$$M_{pok} = \varepsilon_1 \cdot \frac{J_{uk}}{i^2} = 0,3 \cdot \frac{8718,75}{3,526^2} = 210,38 \text{ Nm} \quad (7.5)$$

Prijenosni odnos ozubljenog unutarnjeg zupčanog para je  $i = 3,526$  o čijem odabiru više u nastavku u za to predviđenom poglavlju odabira NULTOG zupčaničkog para i standardnog osnog razmaka.

Potrebno je također izračunati ulaznu brzinu vrtnje iz motor-reduktora koja će dati direktno teorijsku snagu motora pa slijedi za odabrani prijenosni omjer zupčanika  $i = 3,526$  i odabranu brzinu vrtnje platforme  $n_2 = 2 \text{ min}^{-2}$ :

$$i = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_1 = i \cdot n_2 = 2 \cdot 3,526 = 7,052 \text{ min}^{-1} \quad (7.6)$$

Pa kada su poznati teorijski moment pokretanja i ulazna brzina vrtnje lako se dolazi do teorijske snage elektromotora:

$$P_n = M_{pok} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = 186 \text{ W} \quad (7.7)$$

Znajući da iskoristivost motor-reduktora iznosi cca.  $\eta_{EM} = 0,86$  izračunava se stvarna potrebna snaga elektromotora:

$$P_{an} = \frac{P_n}{\eta_{EM}} = 216 \text{ W} \quad (7.8)$$

Što rezultira momentom na pogonskom vratilu:

$$M_{an} = 292,5 \text{ Nm} \quad (7.9)$$

Tablica 7.1: Svojstva odabranog motora za okretanje tvrtke Watt-Drive

Svojstvo	Vrijednost	Jedinica
Motor	KH043-11N-71-06F-TH-TF	-
Snaga	0,25	kW
Brzina vrtnje motora	900	$\text{min}^{-1}$
Izlazna brzina iz reduktora	7,9	$\text{min}^{-1}$
Moment na izlazu	302	Nm
Moment inercije	0,0093	$\text{kgm}^2$
Masa motora	19,9	kg

## 7.2. Odabir ležaja i proračun unutrašnjeg ozubljenja

Potrebno je instalirati okretni ležaj sa unutrašnjim ozubljenjem kako bi se omogućilo zakretanje tereta. Zato prema [20] potrebno je izračunati statičku silu i moment koji djeluju na ležaj.

Kako bi se krenulo u proračun ovih ležajeva potrebno je odrediti faktore statičkog opterećenja za odabrani ležaj (u ovom slučaju **VSI 20 0414 N**) gdje su prema [20] očitane sljedeće vrijednosti:

$D_M = 414$  mm - promjer valjanja, valjnih tijela

$f_A = 1,25$  - faktor primjene za odabrani slučaj transportnih vozila

$f_s = 1$  - zadani sigurnosni faktor prema katalogu

$F_{0a} = 100$  kN - eksploatacijsko opterećenje

$M_{0k} = 20$  kNm - eksploatacijski moment uslijed ekscentrično postavljenog tereta

Prvo je potrebno odrediti parametar ekscentriciteta tereta prema izrazu:

$$\varepsilon = \frac{2000 \cdot M_{0k}}{F_{0a} \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 20}{100 \cdot 414} = 0,966 \quad (7.10)$$

Pa se iz tablice 1 za dobiveni parametar  $\varepsilon = 0,966$  očitava faktor statičkog opterećenja.

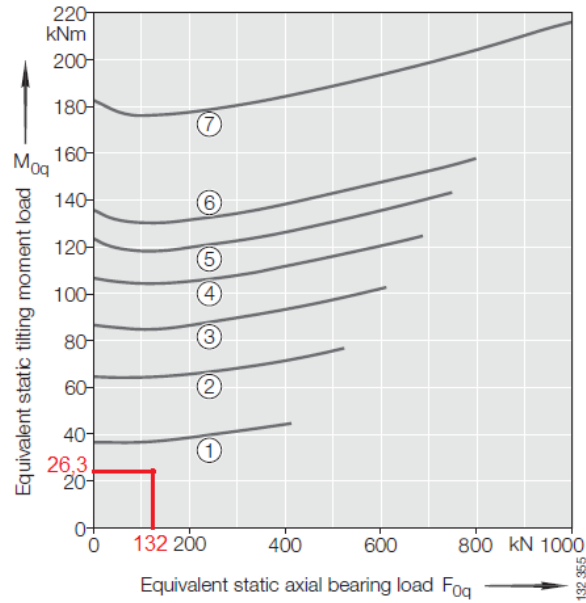
$f_{0r} = 1,05$  - faktor statičkog opterećenja

Tako se nabrojane faktore, parametre i opterećenja povezuje zajedno u konačne izraze momenta prevrtanja i aksijalne sile na ležaj kako slijedi:

$$F_{0q} = F_{0a} \cdot f_A \cdot f_s \cdot f_{0r} = 100 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,05 = 131,25 \text{ kN} \quad (7.11)$$

$$M_{0q} = M_{0k} \cdot f_A \cdot f_s \cdot f_{0r} = 20 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,05 = 26,25 \text{ kNm} \quad (7.12)$$

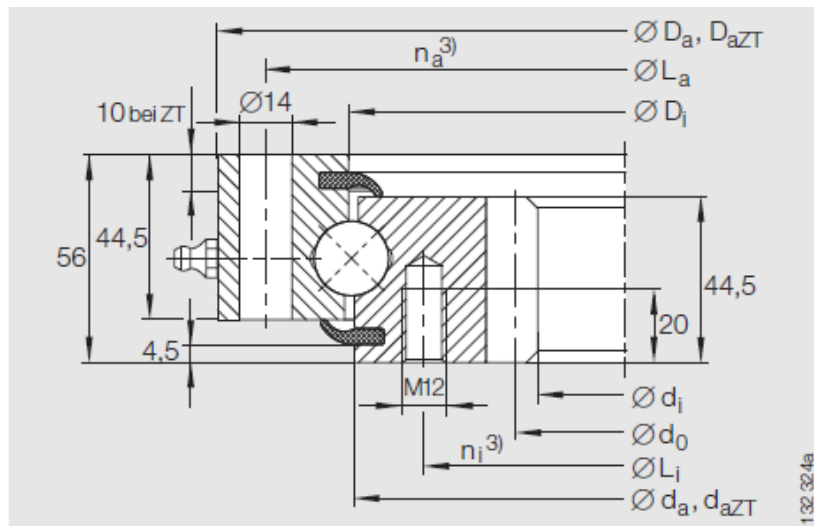
Ako se iznosi iz izraza (7.8) i (7.7) usporede sa danim dijagramom odabira ležaja zaključuje se prema slici 7.1 da ležaj zadovoljava



Slika 7.1: Dijagram za odabir okretnih ležajeva sa unutarnjim ozubljenjem prema [20]

Dimension table - Dimensions in mm												
Designation	no. <sup>1)</sup>	Mass ≈kg	Dimensions						Fixing holes			
			$D_a$	$D_{aZT}^{2)}$ -IT8	$d_i$	$D_i$	$d_a$	$d_{aZT}^{2)}$ -IT8	$L_a$	$n_a^{3)}$	$L_i$	$n_i^{3)}$
<b>VSI 200414 N</b>	①	31	486 <sub>-0,5</sub>	484	325	415,5 <sup>+0,5</sup>	412,5 <sub>-0,5</sub>	411	460	24	375	24
Fixing screws		Gear teeth			Tooth force		Basic load ratings					
$F_{r,perm}$ (friction locking) <sup>4)</sup>		$d_0$	$m$	$z$	$F_{z,nom}$	$F_{z,max}$	axial		radial			
kN					kN	kN	dyn. $C_a$	stat. $C_{0a}$	dyn. $C_r$	stat. $C_{0r}$		
99,1		335	5	67	17,7	26,2	169	560	111	248		

Slika 7.2: Specifikacija podataka izabranog VSI 20 0414 N okretnog ležaja prema [20]



Slika 7.3: Skica odabranog okretnog ležaja prema [20]

Iz slike 7.2 vidi se da odabrani ležaj ima unutarnje ozubljenje sa 67 zubi  $z_2 = 67$  izrađenih prema modulu  $m = 5$ . Prema tome je potrebno dimenzionirati pogonski zupčanik koji će uz odgovarajući prijenosni omjer, osni razmak i broj zubi prenjeti dovoljan moment za pokretanje okretne platforme.

### 7.3. Proračun zupčanog para s unutarnjim ozubljenjem

Kako je već navedeno poznate su veličine:

$z_2 = 67$  - broj zubi gonjenog zupčanika (ležaja)

$m = 5$  - modul

$d_2 = 335$  mm prema 7.2 - diobena/kinematska kružnica

Odabire se:

$z_1 = 19$  - broj zubi pogonskog zupčanika, a iz toga za zadani modul proizlazi i diobena, ali i kinematska kružnica kao i osni razmak NULTOG para zupčanika te prijenosni odnos:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 19 = 95 \text{ mm} \quad (7.13)$$

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{335}{95} = 3,526 \quad (7.14)$$

$$a = \frac{d_2 - d_1}{2} = 120 \text{ mm} \quad (7.15)$$



Pa slijede karakteristični promjeri redom:

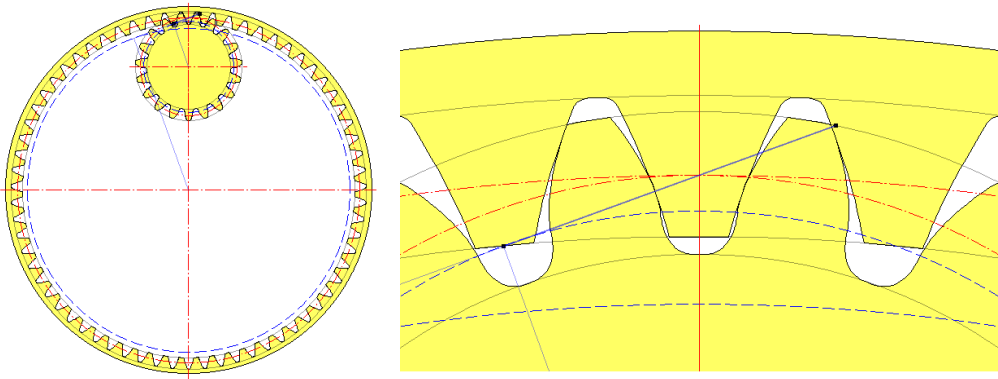
$$d_{a1} = d_1 + 2m = 105 \text{ mm} - \text{tjemeni promjer} \quad (7.16)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m - 2 \cdot 0,25m = 82,5 \text{ mm} - \text{podnožni promjer} \quad (7.17)$$

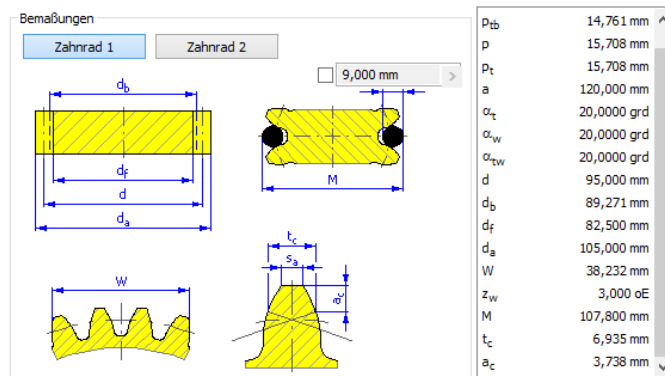
$$d_{w1} = d_1 = 95 \text{ mm} - \text{kinematski promjer} \quad (7.18)$$

$$d_{b1} = d_{w1} \cdot \cos(\alpha_w) = 89,27 \text{ mm} - \text{osnovni/temeljni promjer} \quad (7.19)$$

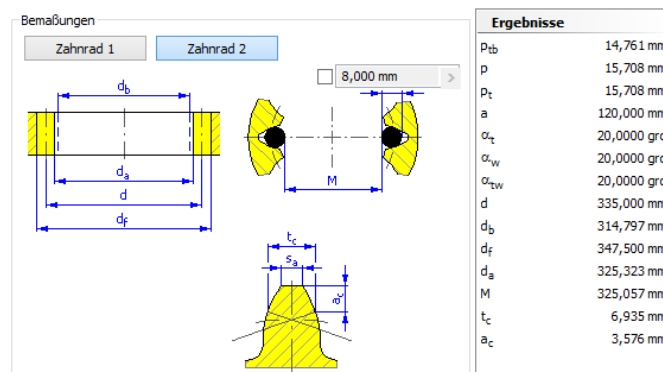
Iz zadanog i izračunatog proizlazi sljedeći model zahvata:



Slika 7.4: Skica zahvata unutarnjeg ozubljenja



Slika 7.5: Slika validacije dimenzija pogonskog zupčanika



Slika 7.6: Slika validacije dimenzija gonjenog zupčanika

### 7.3.1. Provjera naprezanja korijena zuba na savijanje

Tangencijalna sila koja djeluje na zub računa se prema [6]

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{an}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 292,5}{95} = 6,158 \text{ kN} \quad (7.20)$$

Savojno naprezanje u korjenu zuba računa se iz izraza:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha1} \leq \sigma_{FP1} \quad (7.21)$$

Gdje su redom prema [6]

$Y_{F1} = f(z_1 = 19; x_1 = 0, \beta = 0) = 2,93$  - faktor oblika

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,87} = 0,534$  - Faktor udjela opterećenja

$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos(20^\circ)} = 1,87$  - Stupanj prekrivanja profila

$K_{F\alpha1} = q_L \cdot \varepsilon_\alpha = 1 \cdot 1,87 = 1,87$  - Faktor raspodjele opterećenja kod proračuna opterećenja korijena zuba

$q_L = f(d_{w2} = d_2 = 335; m = 5; \text{kvaliteta}12, \frac{F_t}{b} = 152 \text{ N/mm}) = 1$  - Korekcijski faktor raspodjele sile

Vraćanjem navedenih varijabli u izraz (7.21) i odabirom čelika Ck50 sa dinamičkom čvrstoćom kod naprezanja na savijanje korijena zuba  $\sigma_{Flim} = 200 \text{ MPa}$  i faktorom sigurnosti  $S_{Flim} = 2$  dobiva se:

$$\sigma_F = \frac{6,15 \cdot 10^3}{40 \cdot 5} \cdot 2,93 \cdot 0,534 \cdot 1,87 = 89,97 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP1} = \frac{220}{2} = 110 \text{ MPa} \quad (7.22)$$

Što znači da materijal na savojno opterećenje korijena zuba zadovoljava!

### 7.3.2. Provjera naprezanja zuba na Herzov pritisak

Kako navodi [6] provjera na Herzov pritisak odnosno bočni tlak na zubu provesti će se sljedećim izrazom:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (7.23)$$

Gdje su varijable potrebne za proračun prema [6]:

$Z_M = f(\text{Ck45} - \text{materijal}) = 189,5 \sqrt{N/mm^2}$  - Faktor utjecaja materijala na proračun opterećenja bokova

$Z_H = f\left(\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} = 0; \beta = 0\right) = 2,5$  - Faktor oblika boka

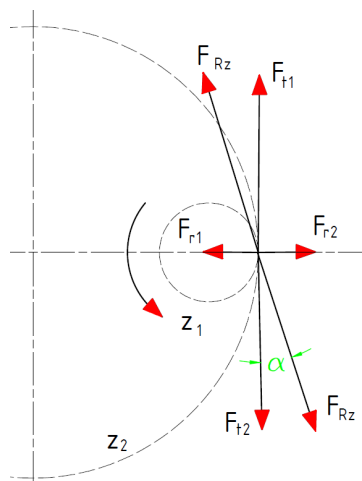
$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}} = 0,843$  - Faktor utjecaja stupnja prekrivanja za proračun opt. bokova

$K_{H\alpha} = f(Z_\epsilon) = 1,4$  - Faktor raspodjele opt. kod proračuna bokova

Uvrštavanjem navedenog u izraz (7.23) i odabirom čelika Ck45 sa dinamičkom čvrstoćom kontaktnog pritiska  $\sigma_{Hlim} = 1140$  MPa i faktorom sigurnosti  $S_{Hlim} = 1,3$  slijedi:

$$\sigma_H = 189,5 \cdot 2,5 \cdot 0,843 \cdot \sqrt{\frac{3,526 + 1}{3,526} \cdot \frac{6,158 \cdot 10^3}{40 \cdot 95} \cdot 1,4} = 681,5 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 876,92 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

Tako slijedi i prikaz sila u zahvatu kako bi se mogla izračunati i radijalna komponenta na pogonsko vratilo:



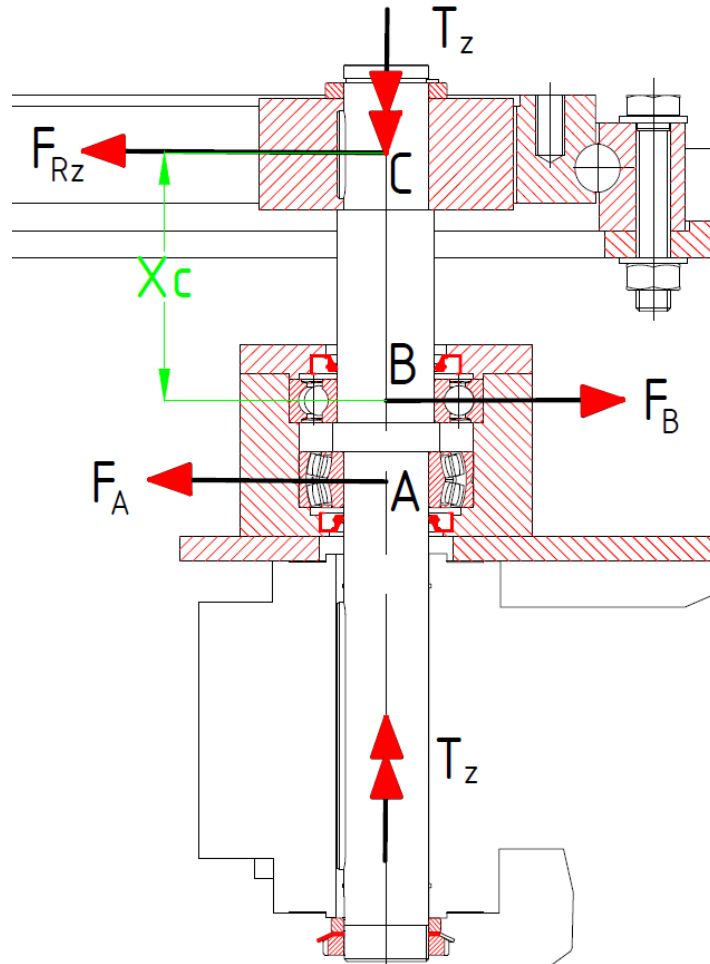
Slika 7.7: Prikaz sila koje djeluju u zahvatu

Pa se može izraziti radijalna sila na vratilo:

$$F_{r1} = F_t \cdot \text{tg}(\alpha) = 6,15 \cdot 10^3 \cdot \text{tg}(20^\circ) = 2238,41 \text{ N} \quad (7.25)$$

Zatim se određuje rezultantna sila  $F_{Rz}$  sa kojom se ulazi u proračun vratila:

$$F_{Rz} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_t^2} = \sqrt{2238,41^2 + 6158^2} = 6552,2 \text{ N} \quad (7.26)$$



Slika 7.8: Prikaz rezultatnih opterećenja koje djeluju na pogonsko vratilo

Za ovaj slučaj opterećenja [22] navodi sljedeće izraze za sile u osloncima A i B:

$$F_{rA} = F_{Rz} \cdot \frac{x_c}{x_{AB}} = 6552,2 \cdot \frac{101,5}{32,5} = 20463 \text{ N} \quad (7.27)$$

$$F_{rB} = F_{Rz} \cdot \frac{x_c x_{AB}}{x_{AB}} = 6552,2 \cdot \frac{101,5 - 32,5}{32,5} = 13910,82 \text{ N} \quad (7.28)$$

Gdje su:

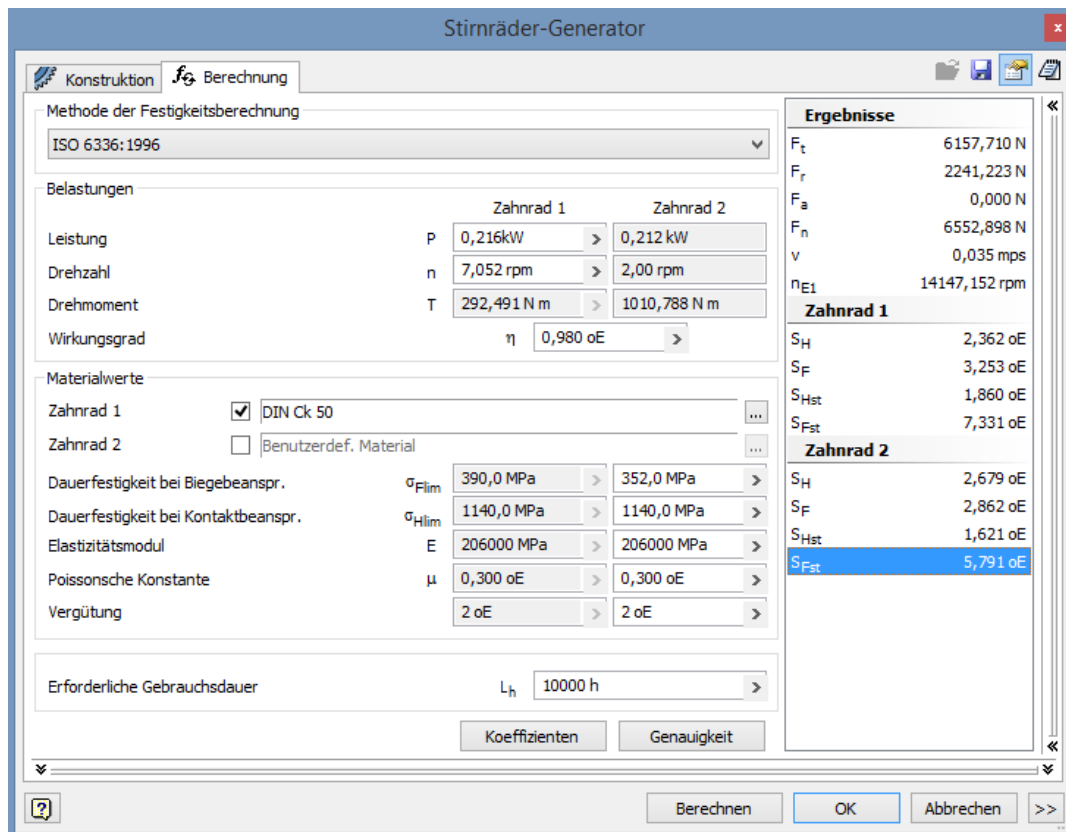
$F_{rA} = 20463 \text{ N}$  - Sila u ležajnom mjestu A

$F_{rB} = 13910,82 \text{ N}$  - Sila u ležajnom mjestu B

$x_c = 101,5 \text{ mm}$  - udaljenost sile na zupčanik i ležajnog mjesta B

$x_{AB} = 32,5 \text{ mm}$  - udaljenost ležajnih mjesta A i B

Validirane su još tangencijalna  $F_t$  sila i radijalna  $F_{r1}$  sila na zupčanik/vratilo preko programa Autodesk Inventor kao i naprezanja zuba na savijanje te se može prema slici 7.9 da je proračun zupčanog para uspješno validiran i podudara se sa "simulacijskim" rješenjem.



Slika 7.9: Prikaz rezultatnih opterećenja i naprezanja zupčanog para dobivenih programskim paketom Autodesk Inventor

### 7.3.3. Proračun i dimenzioniranje vratila pogona za okretanje

Kako bi se proveo proračun čvrstoće i sigurnosti rukavaca vratila potrebno je predefiniirati neke parametre poput varijabli ovisnih o materijalu i sl. Pa je tako odabrani materijal vratila s obzirom na tešku pogonsku grupu konstrukcije **Ck45** za koji vrijedi:

$\sigma_{fDN} = 335 \text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim naizmjeničnim ciklusom

$\tau_{tDI} = 270 \text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod uvijanja čistim istosmjernim ciklusom

$R_m = 820 \text{ MPa}$  - Prekidna čvrstoća na vlak

$\sigma_{f.dop} = 84 \text{ MPa}$  - Dopušteno napreznaje na savijanje

$\alpha_0 = \frac{\sigma_{fDN}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{tDI}} = \frac{335}{\sqrt{3} \cdot 270} = 0,716$  - Faktor čvrstoće materijala vratila

### Presjek ležajno mjesto B

Prvo je potrebno odrediti moment savijanja u kritičnom presjeku kod ležajnog mjesta B:

$$M_{f(B)} = F_{rZ} \cdot x_c = 6552,2 \cdot 101,5 = 665048,3 \text{ Nmm} \quad (7.29)$$

$$M_{redB} = \sqrt{M_{f(B)}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_z)^2} = 689255,08 \text{ Nmm} \quad (7.30)$$

$M_{f(B)} = 665048,3 \text{ Nmm}$  - Moment na ležajnom mjestu B

$M_{redB} = 689255,08 \text{ Nmm}$  - Reducirani moment na ležajnom mjestu B

$d_B \geq 40 \text{ mm}$  - Promjer rukavca u presjeku B

### Kontrola presjeka B - dinamička sigurnost

$b_1 = 0,85$  - Faktor veličine strojnog dijela za  $d=40 \text{ mm}$

$b_2 = 0,89$  - Faktor kvalitete strojne obrade za  $R_m = 800 \text{ MPa}$  i  $R_{max} = 6,3 \mu\text{m}$

$\sigma_{fDN} = 335 \text{ MPa}$  - trajna dinamička čvrstoća kod savijanja čistim naizmjeničnim ciklusom za 18CrNi6

$\varphi = 1,2$  - Faktor udara (srednje jaki)

Potrebno je također izračunati efektivne faktore zareznog djelovanja pri savijanju kod okretanja  $\beta_{kf}$  i uvijanja  $\beta_{kt}$ .

Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanjem iznosi:

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) \quad (7.31)$$

Gdje se očitavaju, a potom i uvrštavaju u izraz sljedeće veličine:

$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,125\right) = 0,32$  - zanemarivo

$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{D} = 0,025\right) = 1,7$

Pa uvrštavanjem slijedi  $\beta_{kf}$

$$\beta_{kf} = 1 + 0,32 \cdot (1,52 - 1) = 1,1664 \quad (7.32)$$

Na isti način dolazi se do efektivnog faktora zareznog djelovanja kod uvijanja:

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) \quad (7.33)$$

Gdje su:

$$\beta_{kt1,4} = 1,67$$

$$c_2 = 0,62$$

Te uvrštavanjem u početni izraz dobije se:  $\beta_{kt} = 1,4154$

Sada kada su svi ključni faktori izračunati uvrštava se sve u izraz:

$$M_{red-B} = \sqrt{(M_{redB}^{II-II} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_z \cdot \beta_{kt})^2} \quad (7.34)$$

$$M_{red-B} = \sqrt{(689255,08 \cdot 1,16)^2 + 0,75 \cdot (0,716 \cdot 292,5 \cdot 10^3 \cdot 1,4154)^2} = 839737,7 \text{ Nmm} \quad (7.35)$$

Potom kako bi se odredilo stvarno reducirano naprezanje u presjeku potrebno je izračunati moment otpora presjeka:

$$W_B = 0,1 \cdot d_I^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ mm}^3 \quad (7.36)$$

Nakon čega slijedi  $\sigma_{red1}$ :

$$\sigma_{red-B} = \frac{M_{red-B}}{W_B} = 131,2 \text{ MPa} \quad (7.37)$$

Te se može provjeriti sigurnost izrazom sa početka (4.52):

$$S_{post} = \frac{0,85 \cdot 0,89 \cdot 335}{1,2 \cdot 187,43} = 1,6 \quad (7.38)$$

Pa je tako:

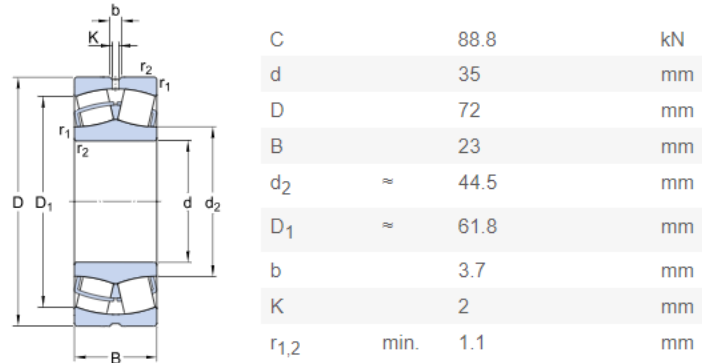
$$S_{post} = 1,6 \geq S_{pot} = 1,5 \quad (7.39)$$



### 7.3.4. Odabir ležajeva

#### Ležajno mjesto A

Za ležajno mjesto A odabran je ležaj **SKF 22207 E**



Slika 7.10: Odabrani ležaj ležajnog mjesta A

$$P_A = X_A \cdot F_{Ar} + Y_A \cdot F_{Aa} = 20463 \text{ N} \quad (7.40)$$

$$C_{1A} = P_A \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{izl} \cdot L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} \quad (7.41)$$

Gdje su veličine:

$\varepsilon = 10/3$  - za teorijski dodir u liniji

$n_{izl} = 7,052 \text{ min}^{-1}$  - izlazna brzina iz motor reduktora za pokretanje

$L_{10h} = 5000 \text{ h}$  - transportna vozila

Potom slijedi

$$C_{1A} = 20463 \cdot \left( \frac{60 \cdot 7,052 \cdot 5000}{10^6} \right)^{3/10} = 25,6 \text{ kN} \quad (7.42)$$

Pa se uspoređi sa 3.2 i dobije se:

$$C_{1A} = 25,6 \text{ kN} \leq C = 88,8 \text{ kN} \quad (7.43)$$

Što znači da ležaj zadovoljava, potrebno je još proračunati njegov vijek trajanja:

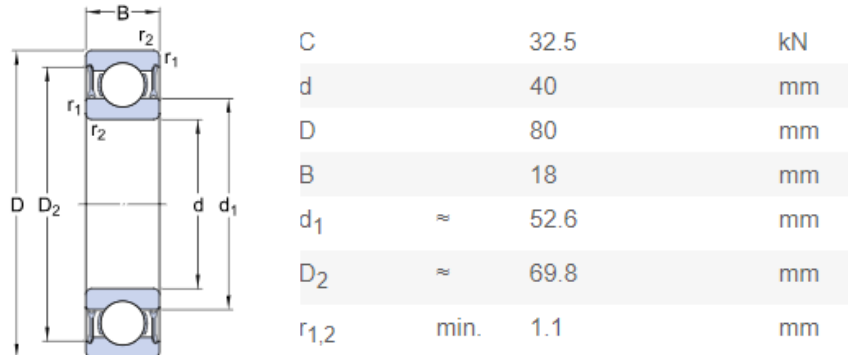
$$L_{h,A} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left( \frac{C_A}{P_A} \right)^\varepsilon \quad (7.44)$$

Iz čega se uvrštavanjem dobije:

$$L_{h,A} = 149318 \text{ h} \quad (7.45)$$

## Ležajno mjesto B

Za ležajno mjesto B odabran je ležaj **SKF 6208-2RZ**



Slika 7.11: Odabrani ležaj ležajnog mjesta B

Iz toga slijedi jednačba:

$$P_B = X_B \cdot F_{Br} + Y_B \cdot F_{Ba} = 13910,82 \text{ N} \quad (7.46)$$

Kako je aksijalna sila uzrokovana samo zbrojem mase vratila i zupčanika iznimno mala sobzirom na komponentu radijalne sile uzima se slučaj  $X_B=1$  i  $Y_B=0$

$$C_{1B} = P_B \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{izl} \cdot L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} \quad (7.47)$$

Gdje su veličine:

$\varepsilon = 3$  - za teorijski dodir u točki

$n_{izl} = 7,052 \text{ min}^{-1}$  - izlazna brzina iz motor reduktora za pokretanje

$L_{10h} = 5000 \text{ h}$  - transportna vozila

Pa slijedi:

$$C_{1B} = P_B \cdot \left( \frac{60 \cdot n_{izl} \cdot L_{10h}}{10^6} \right)^{1/\varepsilon} = 13910,82 \cdot \left( \frac{60 \cdot 7,052 \cdot 5000}{10^6} \right)^{1/3} = 17857,9 \text{ N} \quad (7.48)$$

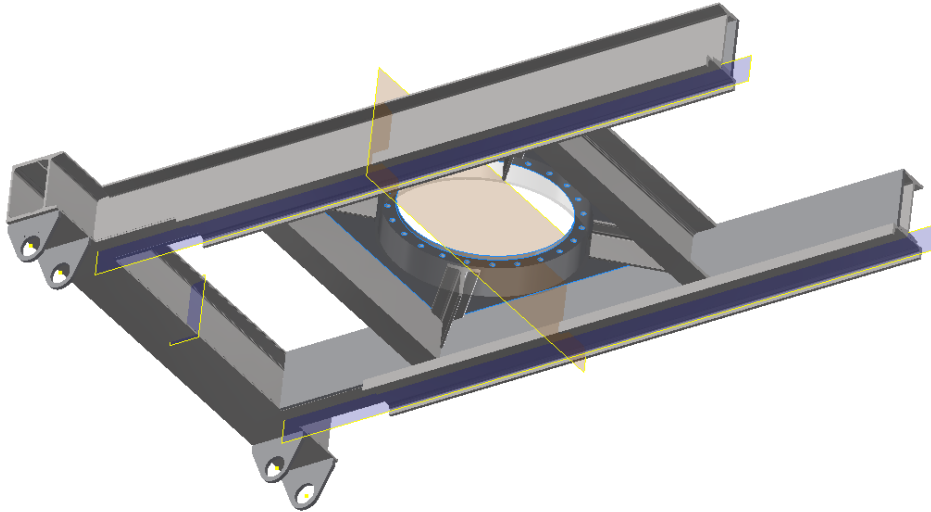
$$C_{1B} = 17,856 \text{ kN} \leq C = 32,5 \text{ kN} \quad (7.49)$$

Što znači da ležaj zadovoljava, potrebno je još proračunati njegov vijek trajanja:

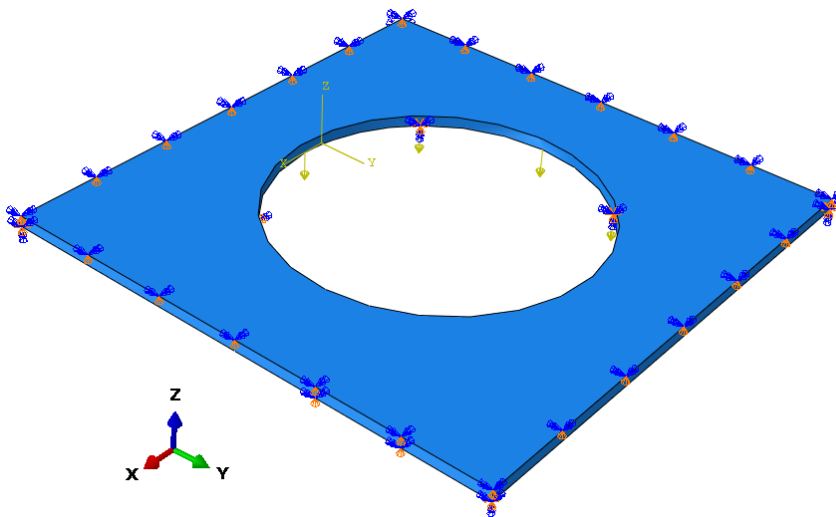
$$L_{h,B} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left( \frac{C_{1B}}{P_B} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 7,052} \cdot \left( \frac{17856}{13910,82} \right)^3 = 4998,39 \text{ h} \quad (7.50)$$

## 7.4. Simulacija ploče prihvata okretnog ležaja

U programskom paketu ABAQUS provest će se simulacija opterećenja ploče na koju se hvata okretni ležaj nadplatforme a koja je još dodatno orebrena sa T profilima (DIN1024-T80) i kružnim prstenom kako se vidi na slici 7.12



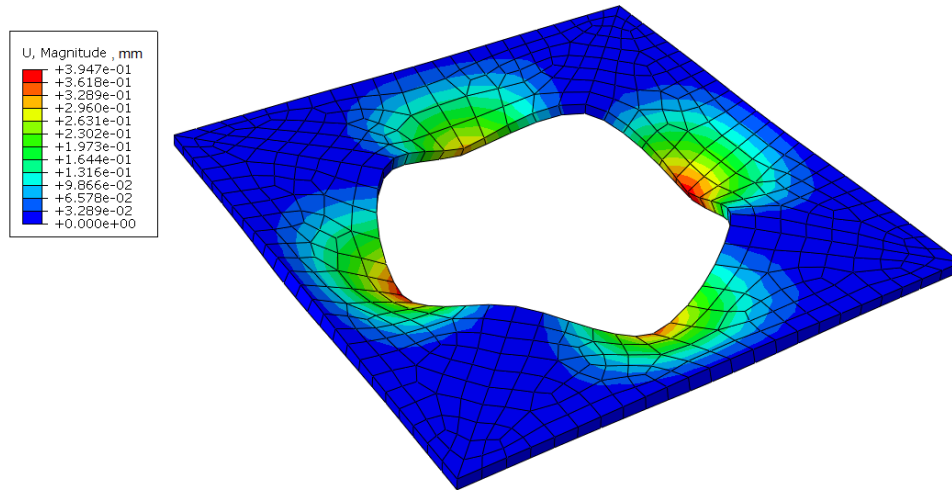
Slika 7.12: Prikaz platforme na koju se veže okretni ležaj



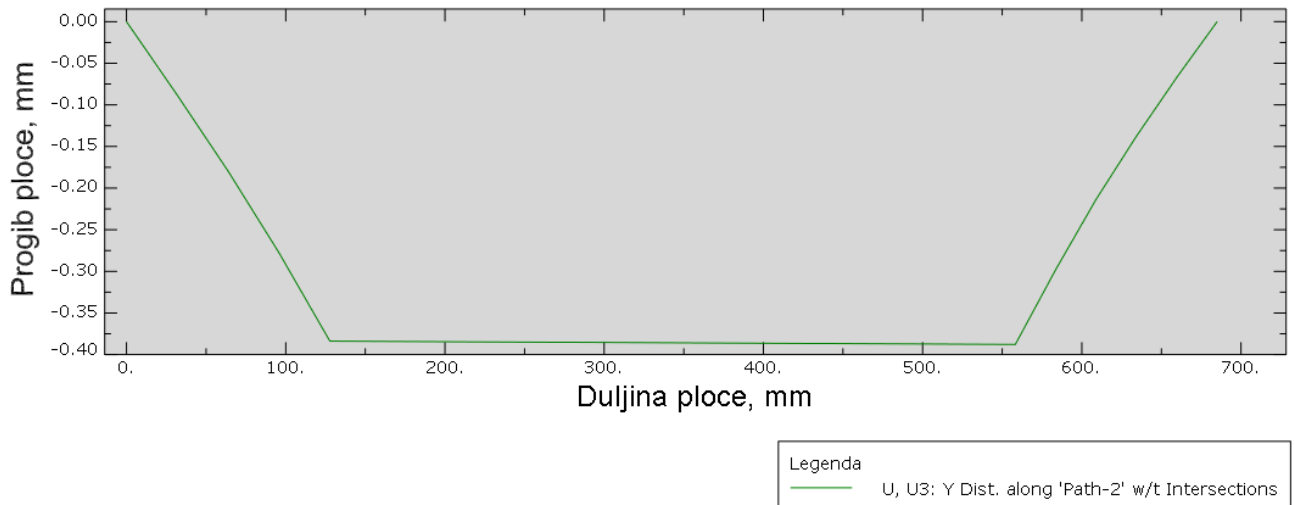
Slika 7.13: Prikaz proračunskog opterećenja ploče

Slika 7.13 prikazuje proračunsko opterećenje gdje su zapravo postavljeni rubni uvjeti na rubove ploče koji onemogućuju kut zakreta, pomak i progib u sve 3 osi, odnosno uklještenja. Također postavljen je uvjet pomaka i kuta zakreta na mjesto rebara (T-Profila) kako bi se

opisala krutost na tim dijagonalama. Opterećenje je podjeljeno u više točaka te se takvom analizom dobiva sljedeći rezultat 7.14:

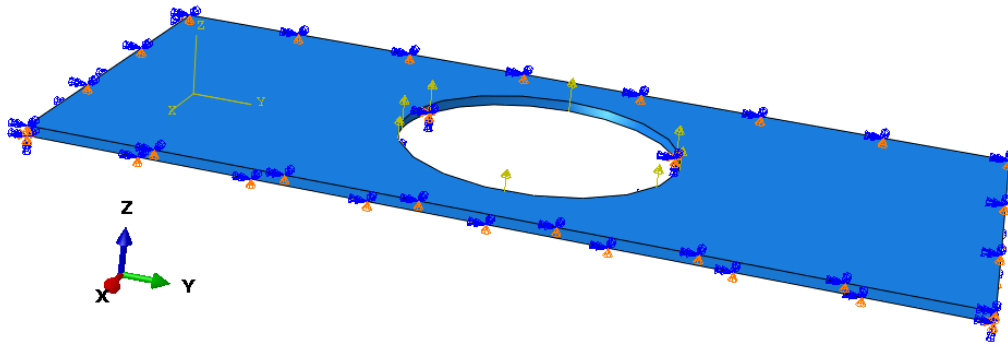


Slika 7.14: Prikaz rezultata progiba ploče donje platforme u programskom paketu ABAQUS

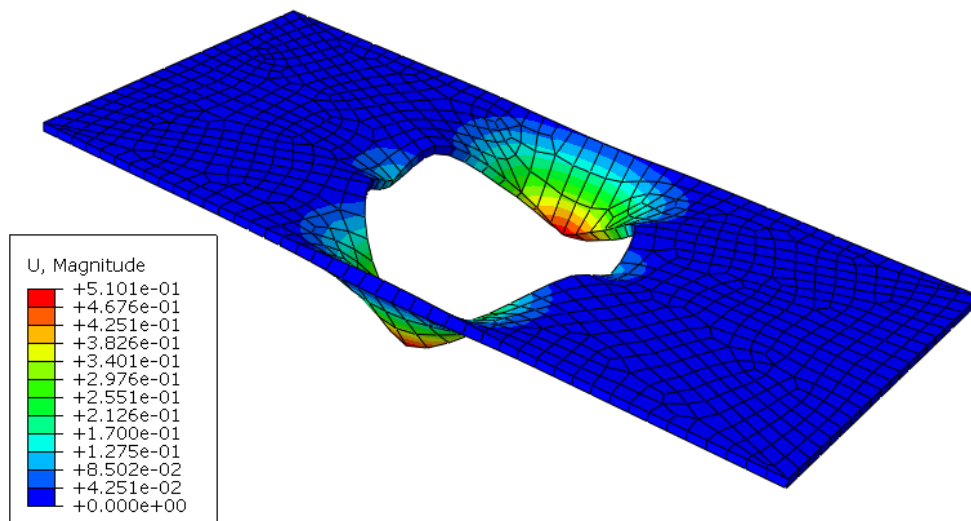


Slika 7.15: Grafički prikaz promjene progiba pod duljini ploče (Dulja os-Y)

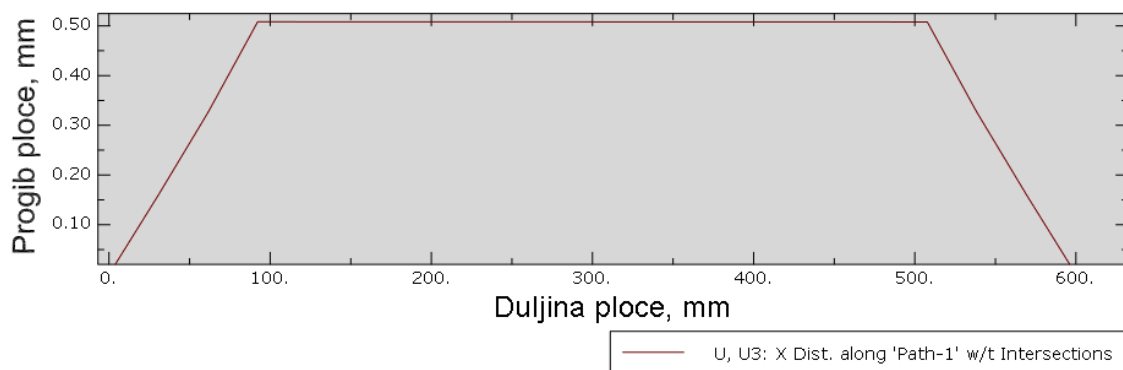
Također provesti će se i simulacija ploče okretne platforme koja se veže na okretni ležaj.



Slika 7.16: Prikaz proračunskog opterećenja ploče okretne platforme



Slika 7.17: Prikaz rezultata progiba ploče gornje/okretne platforme u programskom paketu ABAQUS



Slika 7.18: Grafički prikaz promjene progiba pod duljini kritičnog presjeka ploče

## 8. Akumulatorski pogonski sustav 48V

U ovome poglavlju dat će se kratak opis akumulatorskog pogonskog sustava DC 48V kojeg čine traksijske baterije za viličare. Te su baterije iz grupe dubokog ciklusa (deep cycle) jer su u mogućnosti prazniti se do 80% svog kapaciteta.

Dakle te baterije su unutar grupe "deep cycle" prepoznate kao baterije posebne namjene. Dok "starter" baterije odnosno akumulatori dolaze kao jedinice koje služe za pokretanje (najčešće motora sa unutrašnjim izgaranjem), osvjetljenje i sl. traksijske baterije se koriste kao pogonske baterije raznih vozila na električni pogon i tamo su našle najširu primjenu.

Najčešće se koriste prema [23] kao dijelovi pogonskog sustava viličara, električnih transportnih kolica, motocikala, mopeda, automobila, dizalica i sl.

Karakterizira ih također i dugi vijek trajanja. Pune se u ciklusima nakon dubinskog pražnjenja svaka 24 sata, a okviran vijek trajanja im je prema [23] 1500 do 2000 ciklusa.

Neke od prednosti su:

- ▷ Upotreba u prostorima gdje je zabranjena upotreba motora s unutarnjim izgaranjem zbog rizika od požara
- ▷ Prednost niže cijene električne energije
- ▷ Manja razina buke

### 8.1. Proračun kapaciteta baterija

Kako postoje tri sustava na transportnim kolicima koja je potrebno pogoniti, potrebno je pretpostaviti zastupljenost njihove uporabe unutar zadanog ciklusa (u ovom slučaju 1h). Te izračunati ukupnu snagu koju vozilo treba za opskrbu svih članova unutar tog ciklusa.

Tako se pretpostavlja da ukupno utrošena energija kroz ciklus iznosi po članovima i računa se iz izraza

$$Q_{c.sus} = P_{sus} \cdot t_c \text{ kWh} \quad (8.1)$$

Gdje su:

$Q_c$  - ukupna energija po ciklusu rada sustava, kWh

$P_{sus}$  - snaga sustava, kW

$t_c$  - vremensko trajanje ciklusa, h

$Q_{c.diz} = 0,2 \cdot P_{pump} \cdot t_c = 0,2 \cdot 5,5 \cdot 1 = 1,1$  kWh - energija potrebna za dizanje unutar ciklusa 1h (20 % zastupljenosti u ciklusu)

$Q_{c.vo} = 0,6 \cdot P_{n,p} \cdot n \cdot t_c = 0,6 \cdot 0,75 \cdot 2 \cdot 1 = 0,9$  kWh - energija potrebna za vožnju unutar ciklusa 1h (60 % zastupljenosti u ciklusu)

$Q_{c.okr} = 0,2 \cdot P_{an} \cdot t_c = 0,2 \cdot 0,25 \cdot 1 = 0,05$  kWh - energija potrebna za okretanje platforme unutar ciklusa 1h (20 % zastupljenosti)

Potom se lako dobiva ukupno utrošena energija kroz jedan ciklus:

$$Q_{c.uk} = \sum Q_{c.sus} = Q_{c.diz} + Q_{c.vo} + Q_{c.okr} = 1,1 + 0,9 + 0,05 = 2,05 \text{ kWh} \quad (8.2)$$

Iz čega direktnom vezom slijedi kapacitet baterije po jednom ciklusu:

$$C_1 = \frac{Q_{c.uk}}{U} = \frac{2,05 \cdot 10^3}{48} = 42,7 \text{ Ah} \quad (8.3)$$

Gdje su:

$C_1$  - traženi kapacitet baterije za jedan ciklus, Ah

$U=48$  V - napon zadan zadatkom

Odabrane su trakcijske baterije kapaciteta 75 Ah kako bi se ostalo na strani sigurnosti da će iste zadovoljiti i trajati ukupan proračunski ciklus.

## 9. Analiza opasnosti pri radu sa transportnim kolicima

Ova analiza opasnosti podlježe i izrađena je prema [24] te propisuje minimalne zahtjeve koje je potrebno ispuniti kod procjenjivanja rizika i opasnosti.

Kako navodi [24] procjenjivanje rizika provodi se u skladu s Matricom procjene rizika prema općim kriterijima razine rizika (vjerojatnost/posljedica) iz Priloga I Pravilnika [24].

Navedena matrica ima podjelu rizika odnosno opasnosti na:

- ▷ mali rizik
- ▷ srednji rizik
- ▷ veliki rizik

Tablica 9.1: Tablica opisa vjerojatnosti opasnosti/rizika prema [24]

1. <b>Malo vjerojatno</b>	Ne bi se trebalo dogoditi tijekom cijele profesionalne karijere radnika
2. <b>Vjerojatno</b>	Može se dogoditi samo nekoliko puta tijekom profesionalne karijere radnika
3. <b>Vrlo vjerojatno</b>	Može se ponavljati tijekom profesionalne karijere radnika

Tablica 9.2: Posljedice (veličina posljedica - štetnosti) prema [24]

1. <b>Malo štetno</b>	Ozljede i bolesti koje ne uzrokuju produženu bol ( npr. Male ogrebotine, iritacija oka, glavobolja)
2. <b>Srednje štetno</b>	Ozljede i bolesti koje uzrokuju umjerenu, ali produženu bol ili bol koja se povremeno ponavlja (npr. Rane, manji prijelomi, opekotine drugog stupnja, dermatološke alergije itd.)
3. <b>Izrazito štetno</b>	Ozljede i bolesti koje uzrokuju tešku i stalnu bol i/ili smrt (npr. Amputacije, komplicirani prijelomi, rak, opekotine drugog ili trećeg stupnja na velikom dijelu tijela itd.)

Kombinacijom tablice 9.1 i 9.2 dolazi se do matrice procjene rizika/opasnosti:

Tablica 9.3: Matrica procjene rizika prema [24]

Vjerojatnost	Veličina posljedice		
	Malo štetno	Srednje štetno	Izrazito štetno
<b>Malo vjerojatno</b>	Mali rizik	Mali rizik	Srednji rizik
<b>Vjerojatno</b>	Mali rizik	Srednji rizik	Veliki rizik
<b>Vrlo vjerojatno</b>	Srednji rizik	Veliki rizik	Veliki rizik



Tablica 9.4: Tablica raspodjele rizika na **visoki**, **srednji** i **mali** rizik/opasnost

<b>Mehaničke opasnosti</b>	
<b>Sredstva za horizontalni prijenos</b>	Trasa gibanja transportnih kolica mora biti čista i bez prepreka. Zabranjeno zadržavanje radnika na trasi
<b>Rukovanje predmetima</b>	Upravljanje kontrolerima vozila vršiti bez zaštitnih rukavica u svrhu boljeg osjećaja za poziciju komandi
<b>Ostale meh. Opasnosti</b>	Nositi zaštitne cipele sa metalnom kapicom i zaštitnu kacigu
<b>Opasnost od padova</b>	
<b>Pad radnika i drugih osoba</b>	Zabranjeno penjanje ili zadržavanje na transportnim kolicima
<b>Na istoj razini</b>	Osloboditi trasu kretanja radnika od prepreka i predmeta
<b>Pad predmeta</b>	Osigurati teret od pada i pravilno ga pozicionirati
<b>Električna struja</b>	
<b>Otvoreni električni krug</b>	Osigurati da su svi elementi električnog kruga adekvatno izolirani, spojeni, pozicionirani i pušteni u pogon.
<b>Ostale el. Opasnosti</b>	Sigurnosne sklopke za prekid rada stroja na vidljivom i lako dostupnom mjestu
<b>Kemijske štetnosti</b>	
<b>Kiseline</b>	Osigurati pozicioniranje i prihvat akumulatorskog sklopa od ispadanja i prevrtanja
<b>Fizikalne štetnosti</b>	
<b>Buka</b>	korištenje kotača sa kompozitnom bandažom, kao i gumenih odbojnika
<b>Statodinamički naponi</b>	
<b>Pognut položaj tijela</b>	Pognut položaj tjela prilikom pričvršćivanja tereta i njegovog pozicioniranja

## 10. Zaključak

Ovaj rad obuhvatio je široko područje strojarstva protežući se od proračuna nosivih konstrukcija, analize i validacije proračuna čvrstoće različitim metodama, sinteze i teorije mehanizama kao i proračun jednostavnijih hidrauličkih komponenti i njihovu implementaciju u sustav.

Krucijalni elementi poput glavnih nosača struktura, ali i zupčaničkih parova provjereni su numeričkim i analitičkim proračunom te validirani u različitim programskim paketima. Kinematika škarastog mehanizma kao i kinematika spona skretanja proračunata je osnovnim trigonometrijskim identitetima i dobivene su potrebne izlazne varijable (sile u hidrauličkim cilindrima, kut skretanja i sl.) sa kojima se moglo ući u nastavak proračuna te provjeriti ostale komponente u nizu sustava mehanizama.

Također se odabralo konstrukcijsko rješenje glavnih kotača sa gumenom bandažom čime je omogućeno dobro prijanjanje na podlogu bez pretjerane buke pri kretanju.

Kako se išlo na kompaktniju izvedbu, škarasti mehanizam je trebao biti spušten što niže  $\varphi_{min}$  te u tom položaju trpi najveće opterećenje dok se ne postignu veći kutovi pozicije istoga. Iz tog razloga najviše opterećene komponente škarastog mehanizma (noge (škare), osovine, poprečna greda) izrađene su iz nešto kvalitetnijeg materijala S355J0 kako bi zadovoljili sva pripisana opterećenja, ali i težu pogonsku grupu H3/B4.

Krucijalna varijabla visine  $h=1200$  mm zadovoljena je kao i širina vozila koja zbog dodatnih alki za vezivanje prelazi nešto više od 1500mm ali i dalje zadovoljava kompaktnost vozila pri prolazu kroz uske i niske prolaze za koje je i namjenjeno. Vozilo može prevoziti terete do opterećenja  $Q=100$  kN najvećom brzinom 1 m/s te ih podizati na visinu  $h=800$  mm što je i više nego dovoljno za ukrcaj, iskrcaj i manipulaciju njima. Teret se može zakretati za  $360^\circ$  i time je ispunjen zahtjev iz zadatka.

Kako bi se postigla neovisnost vozila o vanjskom izvoru energije i električnoj instalaciji unutar pogona, vozilo je opremljeno setom traksijskih baterija kapaciteta 75 Ah po ciklusu od 1h.



```

31     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
32     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
33     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
34     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
35     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
36     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
37     ];
38
39 %Lokalna matrica krutosti 2.clana
40 k2=E*Iy2 * [
41     12/((12)^3), -6/((12)^2), -12/((12)^3), -6/((12)^2);
42     -6/((12)^2), 4/12, 6/((12)^2), 2/12;
43     -12/((12)^3), 6/((12)^2), 12/((12)^3), 6/((12)^2);
44     -6/((12)^2), 2/12, 6/((12)^2), 4/12;
45     ];
46 %Globalna matrica krutosti 2.clana
47 K2=E*Iy2 * [
48     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
49     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
50     0,0,12/((12)^3), -6/((12)^2), -12/((12)^3), -6/((12)^2)
51     ,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
52     0,0,-6/((12)^2), 4/12, 6/((12)^2), 2/12,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
53     0,0,-12/((12)^3), 6/((12)^2), 12/((12)^3), 6/((12)^2)
54     ,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
55     0,0,-6/((12)^2), 2/12, 6/((12)^2), 4/12,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
56     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
57     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
58     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
59     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
60     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
61     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
62     ];
63 %Lokalna matrica krutosti 3.clana
64 k3=E*Iy * [

```

```

65     12/((13)^3), -6/((13)^2), -12/((13)^3), -6/((13)^2);
66     -6/((13)^2), 4/13, 6/((13)^2), 2/13;
67     -12/((13)^3), 6/((13)^2), 12/((13)^3), 6/((13)^2);
68     -6/((13)^2), 2/13, 6/((13)^2), 4/13;
69     ];
70 %Globalna matrica krutosti 3.clana
71 K3=E*Iy*[
72     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
73     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
74     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
75     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
76     0,0,0,0,12/((13)^3), -6/((13)^2), -12/((13)^3), -6/((13)
77         ^2),0,0,0,0,0,0;
78     0,0,0,0,-6/((13)^2), 4/13, 6/((13)^2), 2/13,0,0,0,0,0,0;
79     0,0,0,0,-12/((13)^3), 6/((13)^2), 12/((13)^3), 6/((13)^2)
80         ,0,0,0,0,0,0;
81     0,0,0,0,-6/((13)^2), 2/13, 6/((13)^2), 4/13,0,0,0,0,0,0;
82     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
83     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
84     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
85     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
86     ];
87
88 %Lokalna matrica krutosti 4.clana
89 k4=k3;
90 %Globalna matrica krutosti 4.clana
91 K4=E*Iy*[
92     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
93     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
94     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
95     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
96     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
97     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;

```

```

98      0,0,0,0,0,0,12/((13)^3), -6/((13)^2), -12/((13)^3), -6/((
          13)^2),0,0,0,0;
99      0,0,0,0,0,0,-6/((13)^2), 4/13, 6/((13)^2), 2/13,0,0,0,0;
100     0,0,0,0,0,0,-12/((13)^3), 6/((13)^2), 12/((13)^3), 6/((13)
          ^2),0,0,0,0;
101     0,0,0,0,0,0,-6/((13)^2), 2/13, 6/((13)^2), 4/13,0,0,0,0;
102     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
103     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
104     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
105     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
106     ];
107     %Lokalna matrica krutosti 5.clana
108     k5=k2;
109     %Globalna matrica krutosti 5.clana
110     K5=E*Iy2*[
111         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
112         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
113         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
114         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
115         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
116         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
117         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
118         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
119         0,0,0,0,0,0,0,0,12/((12)^3), -6/((12)^2), -12/((12)^3),
          -6/((12)^2),0,0;
120         0,0,0,0,0,0,0,0,-6/((12)^2), 4/12, 6/((12)^2), 2/12,0,0;
121         0,0,0,0,0,0,0,0,-12/((12)^3), 6/((12)^2), 12/((12)^3),
          6/((12)^2),0,0;
122         0,0,0,0,0,0,0,0,-6/((12)^2), 2/12, 6/((12)^2), 4/12,0,0;
123         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
124         0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
125     ];
126
127     %Lokalna matrica krutosti 6.clana
128     k6=k1;
129     %Globalna matrica krutosti 6.clana

```



```

164     -s2+2*s2^2/12-s2^3/12^2;
165     3*s2^2/12^2-2*s2^3/12^3;
166     s2^2/12-s2^3/12^2;
167     ]*qm;
168 Fs2=int(NT2s, 0, 12);
169
170 %2.Element sile GLOB
171 R2=[0;0;Fs2;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;]
172
173
174 %3.Element sile LOK
175 NT3s=[
176     1-(3*s3^2)/13^2+2*s3^3/13^3;
177     -s3+2*s3^2/13-s3^3/13^2;
178     3*s3^2/13^2-2*s3^3/13^3;
179     s3^2/13-s3^3/13^2;
180     ]*qm;
181 Fs3=int(NT3s, 0, 13);
182 F3=[0;0;F;0;];
183 %3.Element sile GLOB
184 Fs3G=[0;0;0;0;0;Fs3;0;0;0;0;0;0;0;0;];
185 F3G=[0;0;0;0;0;F3;0;0;0;0;0;0;0;0;];
186 R3=Fs3G+F3G
187
188 %4.Element sile LOK
189 NT4s=[
190     1-(3*s4^2)/14^2+2*s4^3/14^3;
191     -s4+2*s4^2/14-s4^3/14^2;
192     3*s4^2/14^2-2*s4^3/14^3;
193     s4^2/14-s4^3/14^2;
194     ]*qm;
195 Fs4=int(NT4s, 0, 14);
196 F4=[F;0;0;0;];
197 %4.Element sile GLOB
198 Fs4G=[0;0;0;0;0;0;0;Fs4;0;0;0;0;0;];
199 F4G=[0;0;0;0;0;0;0;F4;0;0;0;0;0;];

```



200 R4=Fs4G+F4G

201

202

203 %5.Element sile LOK

204 NT5s=[

205  $1 - (3 * s5^2) / 15^2 + 2 * s5^3 / 15^3;$

206  $-s5 + 2 * s5^2 / 15 - s5^3 / 15^2;$

207  $3 * s5^2 / 15^2 - 2 * s5^3 / 15^3;$

208  $s5^2 / 15 - s5^3 / 15^2;$

209  $] * qm;$

210 Fs5=int(NT5s, 0, 15);

211

212 %5.Element sile GLOB

213 R5=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;Fs5;0;0;]

214

215 %6.Element sile LOK

216 NT6s=[

217  $1 - (3 * s6^2) / 16^2 + 2 * s6^3 / 16^3;$

218  $-s6 + 2 * s6^2 / 16 - s6^3 / 16^2;$

219  $3 * s6^2 / 16^2 - 2 * s6^3 / 16^3;$

220  $s6^2 / 16 - s6^3 / 16^2;$

221  $] * qm;$

222 Fs6=int(NT6s, 0, 16);

223

224 %6.Element sile GLOB

225 R6=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;Fs6;]

226

227 %Ukupni zbroj sila GLOBALNO

228 %R=R1+R2+R3+R4+R5+R6

229 R=[0;0;0;0;0;0;0;F;0;0;0;0;0;0;0;]

230

231

232 %Uvrstavanjem rubnih uvjeta V1=0 i V13=0 dobiju se matrice:

233 Kaa=K([2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,14],:);

234 Kaa = Kaa(:, [2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,14]);

235 Ra=R([2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,14],:);

```
236 Va=linsolve (Kaa.' ,Ra);
237 double (Va)
238
239 v1=[0; -0.0032; 0.6415; -0.0032;];
240 v2=[0.6415; -0.0032; 1.9133; -0.0024;];
241 v3=[1.9133; -0.0024; 2.696; 0.00;];
242 v4=[2.696; 0.00; 1.9133; 0.0024; ];
243 v5=[1.9133; 0.0024; 0.6415; 0.0032;];
244 v6=[0.6415; 0.0032; 0.00; 0.0032;];
245
246 D1=E*Iy1;
247 D2=E*Iy2;
248 D3=E*Iy;
249 D6=D1;
250 D5=D2;
251 D4=D3;
252
253
254 B1=[
255     (6/(11^2))-(12*a1/(11^3)), (-4/11)+(6*a1/(11^2)), (-6/(11
256     ^2))+12*a1/(11^3)), (-2/11)+(6*a1/11^2)
257 ];
258
259 B2=[
260     (6/(12^2))-(12*a2/(12^3)), (-4/12)+(6*a2/12^2), (-6/(12^2)
261     )+12*a2/(12^3)), (-2/12)+(6*a2/12^2)
262 ];
263 B3=[
264     (6/(13^2))-(12*a3/(13^3)), (-4/13)+(6*a3/13^2), (-6/(13^2)
265     )+12*a3/(13^3)), (-2/13)+(6*a3/13^2)
266 ];
267 B4=[
```

```
268      (6/(14^2))-(12*a4/(14^3)), (-4/14)+(6*a4/14^2), (-6/(14^2))
          +(12*a4/(14^3)), ((-2/14)+(6*a4/14^2))
```

```
269 ];
```

```
270
```

```
271 B5=[
```

```
272      (6/(15^2))-(12*a5/(15^3)), (-4/15)+(6*a5/15^2), (-6/(15^2))
          +(12*a5/(15^3)), (-2/15)+(6*a5/15^2)
```

```
273 ];
```

```
274
```

```
275 B6=[
```

```
276      (6/(16^2))-(12*a6/(16^3)), (-4/16)+(6*a6/16^2), (-6/(16^2))
          +(12*a6/(16^3)), (-2/16)+(6*a6/16^2)
```

```
277 ];
```

```
278
```

```
279 %Pripadajuci unutarnji momenti duz grede racunaju se:
```

```
280
```

```
281 sig1=D1*B1*v1
```

```
282 %My1=int(sig1, 0, 11)
```

```
283
```

```
284 sig2=D2*B2*v2
```

```
285 %My2=int(sig2, 0, 12)
```

```
286
```

```
287 sig3=D3*B3*v3
```

```
288 %My3=int(sig3, 0, 13)
```

```
289
```

```
290 sig4=D4*B4*v4
```

```
291 %My4=int(sig4, 0, 14)
```

```
292
```

```
293 sig5=D5*B5*v5
```

```
294 %My5=int(sig5, 0, 15)
```

```
295
```

```
296 sig6=D6*B6*v6
```

```
297 %My6=int(sig6, 0, 16)
```

## B. Programski kod za proračun sustava spona

```

1  syms af gam;
2  af1=13*(pi/180);
3  del=66*(pi/180);
4  y=631,91;
5  x=205,15;
6  z=103,23;
7  w=603,4;
8  Rje=[];
9  i=[];
10 for af = -0.52359:0.17:0.52359
11     eqn = ((1/y)*(w*sin(del)+z*cos(gam)-x*(sin(af)*cos(af)+sin
            (af1)*cos(af1))))^2+((1/y)*(x*(cos(af)*cos(af)-sin(af1)
            *sin(af1))+w*cos(del)-z*sin(gam)))^2 == 1;
12     RjGL=solve(eqn, gam);
13     Rje= [Rje, RjGL];
14     Plt=double(Rje(2,:)*(180/pi));
15     i= [i, (af*(180/pi))];
16 end
17 figure(3)
18     plot(i,Plt,'k','linewidth',3);
19     xlabel('Kut skretanja vozila \alpha, ^{\circ}','fontsize'
            ,18);
20     ylabel('Kut zakreta spona \gamma(\alpha), ^{\circ}','
            fontsize',18);
21     title('Dijagram prikaza ovisnosti kuta spona o kutu
            skretanja vozila');
22     line([0 0], [0 120], 'color', 'k')
23     hold on

```

### **C. Prilozi standardnih dokumenata**

- [1] - Pogonski motor SUA 507A 3C 90S/L-06E-TH-TF
- [2] - Elektromotor za okretanje FH043-11N-71-06F-TH-TF
- [3] - Elektromotor za hidrauliku HMA2 132S2-2
- [4] - Hidraulička pumpa PGF-2x
- [5] - Hidraulička shema sustava

20. 10. 2018.

Data Sheet

<b>Gear series :</b>	<b>Helical worm geared motor</b>	
<b>Type :</b>	<b>SUA 507A 3C 90S/L-06E-TH-TF</b>	
<b>Operation data :</b>		
Ambient temperature :	+20	°C
Type of operation :	S1	
<b>Motor data :</b>		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class $\eta$ :	IE3-79.0%	
Type :	3CWA	
Motor power :	0.75	[kW]
Rated speed :	940	[rpm]
Rated torque :	7.6	[Nm]
Voltage :	230/400	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	3.4 / 1.9	[A]
Starting to rated current :	5.2	
'cos $\phi$ ' :	0.71	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 2 cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	6.6x10 <sup>-3</sup>	[kgm <sup>2</sup> ]
<b>Further motor executions :</b>		
Fan :	self ventilated	
Temperature controller :	Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off	
Ball bearing :	Standard	
<b>Gear data :</b>		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	3.8	[kW]
Output speed :	22	[rpm]
Output torque :	278	[Nm]
Service factor :	1.80	
Gear stages :	2	
Ratio :	42.67	
Perm. input torque at fB1 :	13.4	[Nm]
Max. perm. input speed :	5000	[rpm]
Mounting position :	H30	
Hollow shaft :	Ø 45 H7	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Painting :	LC1 - Indoor installation neutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 9007 (Grey aluminium)	
Total weight :	46	[kg]
<b>Input side :</b>		
Type :	Direct mounting	
Input shaft :	Ø 24 j6 x 18,5 mm	
Input flange :	square according to IEC Ø160 mm	
<b>Further executions gear unit :</b>		
Lubricant :	Synthetic oil - CLP PG ISO VG 460	

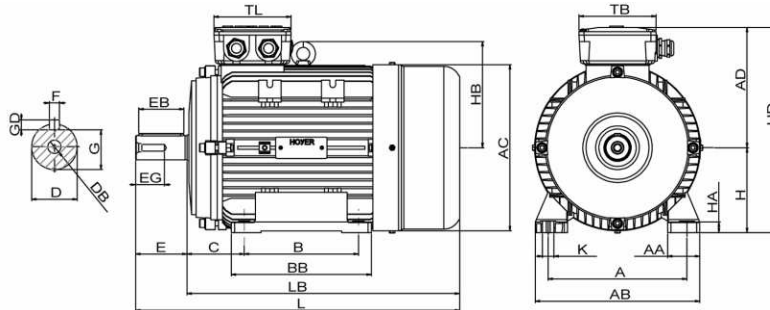
06. 11. 2018.

Data Sheet

<b>Gear series :</b>	<b>Parallel shaft geared motor</b>	
<b>Type :</b>	<b>FH043-11N-71-06F-TH-TF</b>	
<b>Operation data :</b>		
Ambient temperature :	+20	°C
Type of operation :	S1	
<b>Motor data :</b>		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class $\eta$ :	IE1-64.0%	
Type :	11N	
Motor power :	0.25	[kW]
Rated speed :	900	[rpm]
Rated torque :	2.6	[Nm]
Voltage :	230/400	[V]
Frequency :	50	[Hz]
Connection :	D/Y	
Rated current :	1.9 / 1.1	[A]
Starting to rated current :	3.5	
'cos $\phi$ ' :	0.57	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 1 cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	0.93x10 <sup>-3</sup>	[kgm <sup>2</sup> ]
<b>Further motor executions :</b>		
Fan :	self ventilated	
Temperature controller :	Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off	
Ball bearing :	Standard	
<b>Gear data :</b>		
Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation :	5.4	[kW]
Output speed :	7.8	[rpm]
Output torque :	307	[Nm]
Service factor :	1.30	
Gear stages :	3	
Ratio :	115.60	
Circumferential backlash (min-max) :	5' - 25'	
Perm. input torque at fB1 :	3.5	[Nm]
Max. perm. input speed :	3000	[rpm]
Mounting position :	M1	
Hollow shaft :	Ø 35 H7	[mm]
Keyway :	DIN6885.1	
Painting :	LC1 - Indoor installation neutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 7011 (Iron grey)	
Total weight :	17.5	[kg]
<b>Input side :</b>		
Type :	Direct mounting	
Input shaft :	Ø 19 j6 x 26 mm	
Input flange :	FC120	
<b>Further executions gear unit :</b>		
Lubricant :	Mineral oil - CLP ISO VG 220	

# Data Sheet

Itemnumber....: 3221321109



A = 216	AC = 258	BB = 180	DB = M12	EG = 30	GD = 8	HB = 165	L = 467	TL = 120
AA = 50	AD = 187	C = 89	E = 80	F = 10	H = 132	HD = 319	LB = 387	
AB = 256	B = 140	D = 38	EB = 70	G = 33	HA = 16,50	K = 12	TB = 120	

**Version**

Type.....: HMA2 132S2-2  
 Design.....: Induction motor  
 Standard series.....: IEC 60034  
 Phase / Voltage range.....: 3~ / Low

**Electrical design**

Efficiency.....: IE2  
 Pole.....: 2  
 Power at 50 Hz (kW).....: 7,50  
 Hz.....: 60 (60 Hz output)  
 Voltage.....: 440VD 60 Hz  
 Winding voltage.....: 400VD/690VY 50 Hz  
 Power output (kW).....: 8,75  
 Duty.....: S1  
 Insulation class.....: F  
 Temperature rise.....: B

**Motor protection**

Thermal protection main....: PTC 3x 155 dgr  
 Thermal protection second...: None  
 Space heater.....: None  
 Temperature detector.....: No  
 SFM.....: No  
 IR wire.....: No  
 Tropical insulation.....: Yes

**Explosion protection**

According to.....: None

**General**

Direction of rotation.....: CW  
 Painting.....: RAL 9005 Gloss 10  
 Nameplate.....: Multivoltage + VFD  
 Special packing.....: No  
 Special requirements.....: No

**Mechanical design**

Frame size.....: 132  
 Mounting.....: B3  
 Rain cap.....: No  
 Protection class.....: IP55  
 Cooling method.....: IC411/TEPC  
 External grounding.....: Yes  
 Drain hole.....: Yes  
 Frame material.....: Aluminium  
 Material approval.....: None  
 Shaft.....: IEC Standard  
 Key.....: Closed key  
 Balancing.....: Half key balancing  
 Vibration class.....: Grade-A  
 Weight (kg).....: 51,0

**Environment condition**

Ambient temp. min. (°C)...: -20  
 Ambient temp. max. (°C)...: 45  
 Altitude (mtr up to)....: 1000

**Bearing**

DE Bearing.....: 6308-ZZ/C3  
 NDE Bearing.....: 6308-ZZ/C3  
 Fixed bearing.....: DE

**Terminal box**

Tbox position.....: Top  
 Cable entry direction.....: Right (from DE)  
 Cable entry  
 Main.....: 2 x M25x1,5  
 Accessory.....: 1 x M20x1,5  
 Connection type.....: Metal blindcap  
 Terminal board thread.....: Delta (D)  
 Terminal board thread.....: 6-M5

**Test values**

Rotor inertia (kgm²).....: 0,016  
 Noise level (dB(A)).....: 74  
 No load current (A).....: 3,75  
 Winding resist. (ohm).....: 1,50  
 Starting time (sec.).....: 0,00  
 Temp. rise winding (K).....: 71  
 Temp. rise surface (K).....: 57

Rated power (kW)	7,50	7,30	9,00	8,75
Frequency (Hz)	50	50	60	60
Voltage (V)	400 690	380 660	480 830	440 60
Connection	D Y	D Y	D Y	D
Full load current (A)	13,6 7,85	14,0 8,10	13,6 7,85	14,0
Speed (rpm)	2920	2920	3520	3520
Power factor cos(phi)	0,91	0,92	0,91	0,86
Efficiency, 100/75/50 (%)	88,1/88,7/87,9	88,1/88,7/87,9	88,1/88,7/87,9	87,5/88,1/87,3
Ist/In	8,00	7,05	8,00	7,35
Full load torque (Nm)	24,6	23,8	24,6	23,8
Tst/Tn	2,20	2,04	2,20	1,90
Tmax/Tn	3,00	2,80	3,00	2,60
Duty	S1	S1	S1	S1
Ambient temp. (°C)	40	45	40	45

29/11-17



www.hoyermotors.com

Data are not binding. Hoyer reserves the right to implement changes without notice. The extent of data are not equivalent to nameplate on the motors.



**Technische Daten**

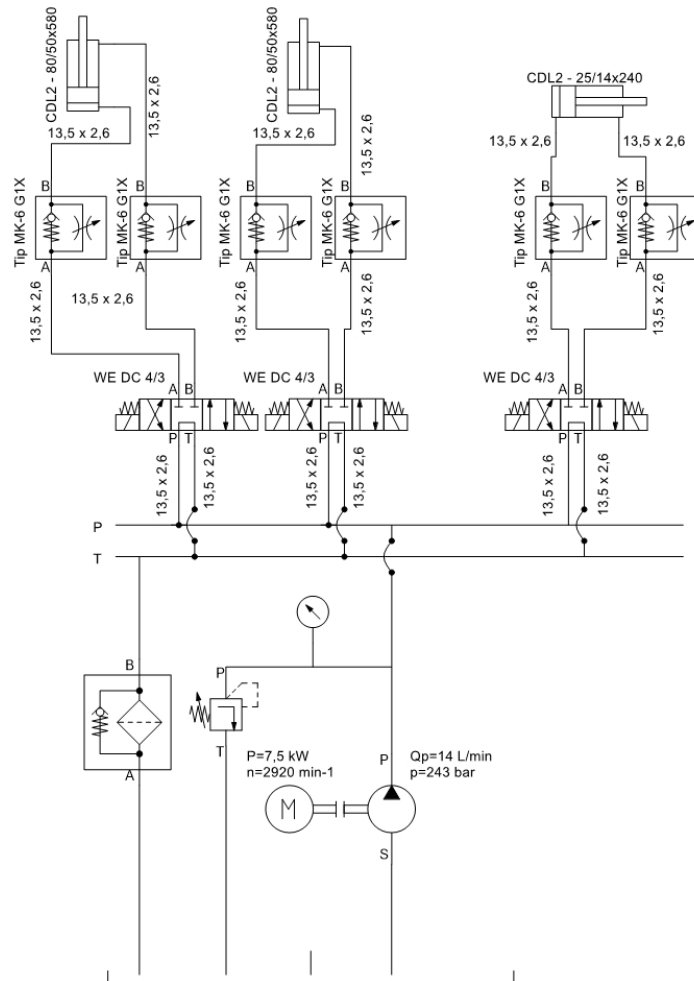
Baugröße	BG	1	1	1	1	1	1	1
Nenngröße	NG	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0	
Verdrängungsvolumen, geometrisch	$V_g$	cm <sup>3</sup>	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0
Antriebsdrehzahl	$n_{min}$	min <sup>-1</sup>	600	600	600	600	600	600
	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	4500	3600	4000	3600	3600	3600
Betriebsdruck absolut								
Eingang	$p$	bar	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3
Ausgang	kontinuierlich	$p_N$	bar	180	210	210	210	210
	intermittierend <sup>1)</sup>	$p_{max}$	bar	210	250	250	250	210
Volumenstrom (bei $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ , $p = 10 \text{ bar}$ , $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ )	$q_v$	l/min	2.4	3.2	4.1	4.6	6.0	7.2
Leistungsaufnahme								
minimal erforderliche Antriebsleistung (bei $p = 1 \text{ bar}$ )	$p_{zu}$	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
Massenträgheitsmoment (um Antriebsachse)	$J$	kgm <sup>2</sup>	0.000012	0.000013	0.000015	0.000017	0.000021	0.000026
Gewicht <sup>2)</sup>	$m$	kg	0.8	0.9	1.0	1.0	1.1	1.3
Wellenbelastung	Radiale und axiale Kräfte (z. B. Riemenscheibe) nur nach Rücksprache							
Befestigungsart	Flanschbefestigung							

Baugröße	BG	2	2	2	2	2	2	2
Nenngröße	NG	6.3	8	11	13	16	19	22
Verdrängungsvolumen, geometrisch	$V_g$	cm <sup>3</sup>	6.5	8.2	11	13.3	16	18.9
Antriebsdrehzahl	$n_{min}$	min <sup>-1</sup>	600	600	600	600	600	600
	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	3600	3600	3600	3600	3600	3000
Betriebsdruck absolut								
Eingang	$p$	bar	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3	0.6 bis 3
Ausgang	kontinuierlich	$p_N$	bar	210	210	210	210	210
	intermittierend <sup>1)</sup>	$p_{max}$	bar	250	250	250	250	210
Volumenstrom (bei $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ , $p = 10 \text{ bar}$ , $v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ )	$q_v$	l/min	9.4	11.9	16	19.3	23.3	31.9
Leistungsaufnahme								
minimal erforderliche Antriebsleistung (bei $p = 1 \text{ bar}$ )	$p_{zu}$	kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1.1
Massenträgheitsmoment (um Antriebsachse)	$J$	kgm <sup>2</sup>	0.000074	0.000090	0.00012	0.00014	0.00016	0.00019
Gewicht <sup>2)</sup>	$m$	kg	2.1	2.2	2.4	2.6	2.7	3.1
Wellenbelastung	Radiale und axiale Kräfte (z. B. Riemenscheibe) nur nach Rücksprache							
Befestigungsart	Flanschbefestigung							

- 1) Maximal 6 s, höchstens 15 % der Einschaltdauer  
maximal  $2 \times 10^6$  Lastwechsel
- 2) Für Pumpen mit 2-Lochbefestigung als Flanschversion
- ▶ Baugröße 2 ca. 0.9 kg schwerer
  - ▶ Baugröße 3 ca. 1.0 kg schwerer

Hidraulicki\_model.Sheet (1)

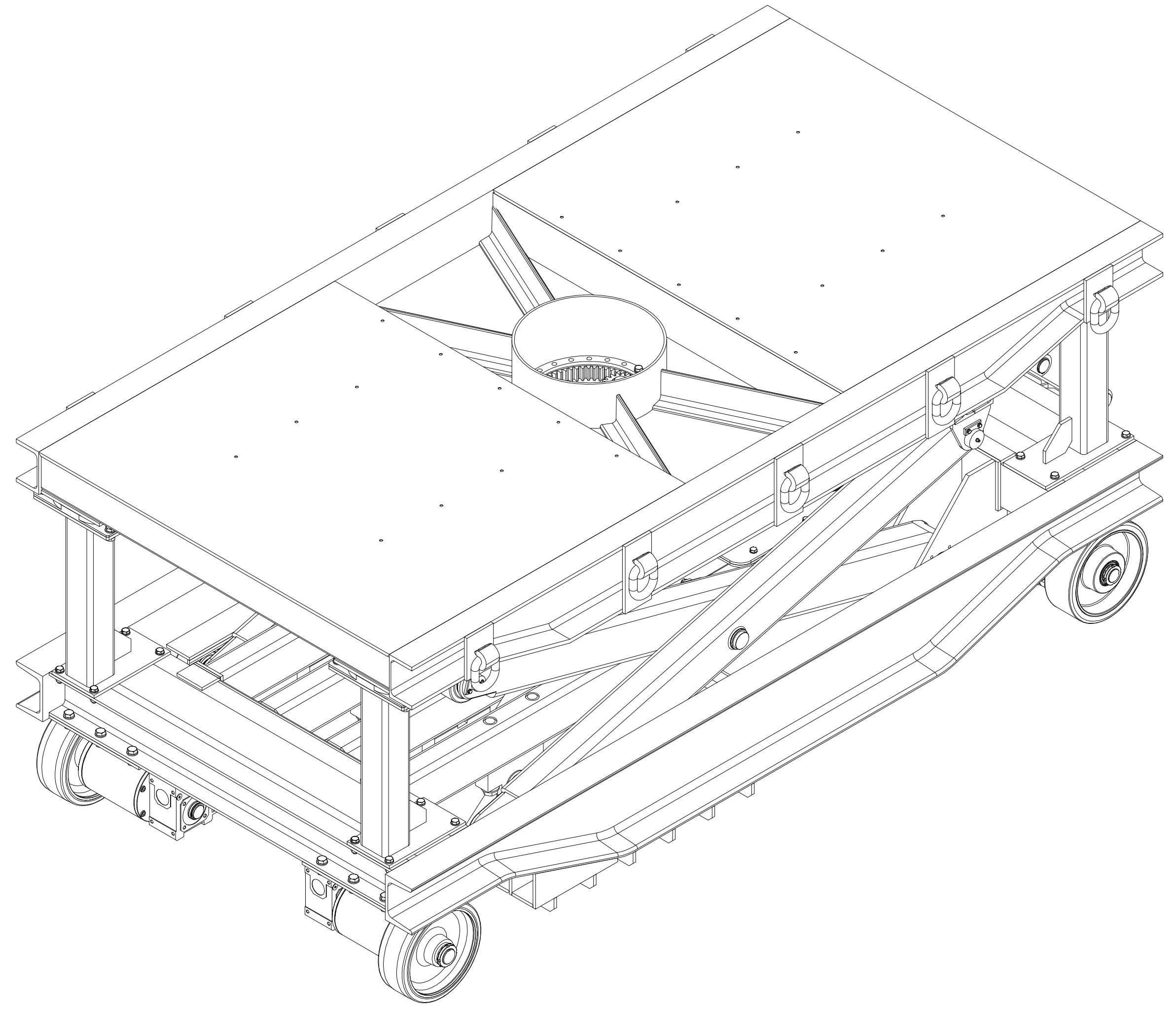
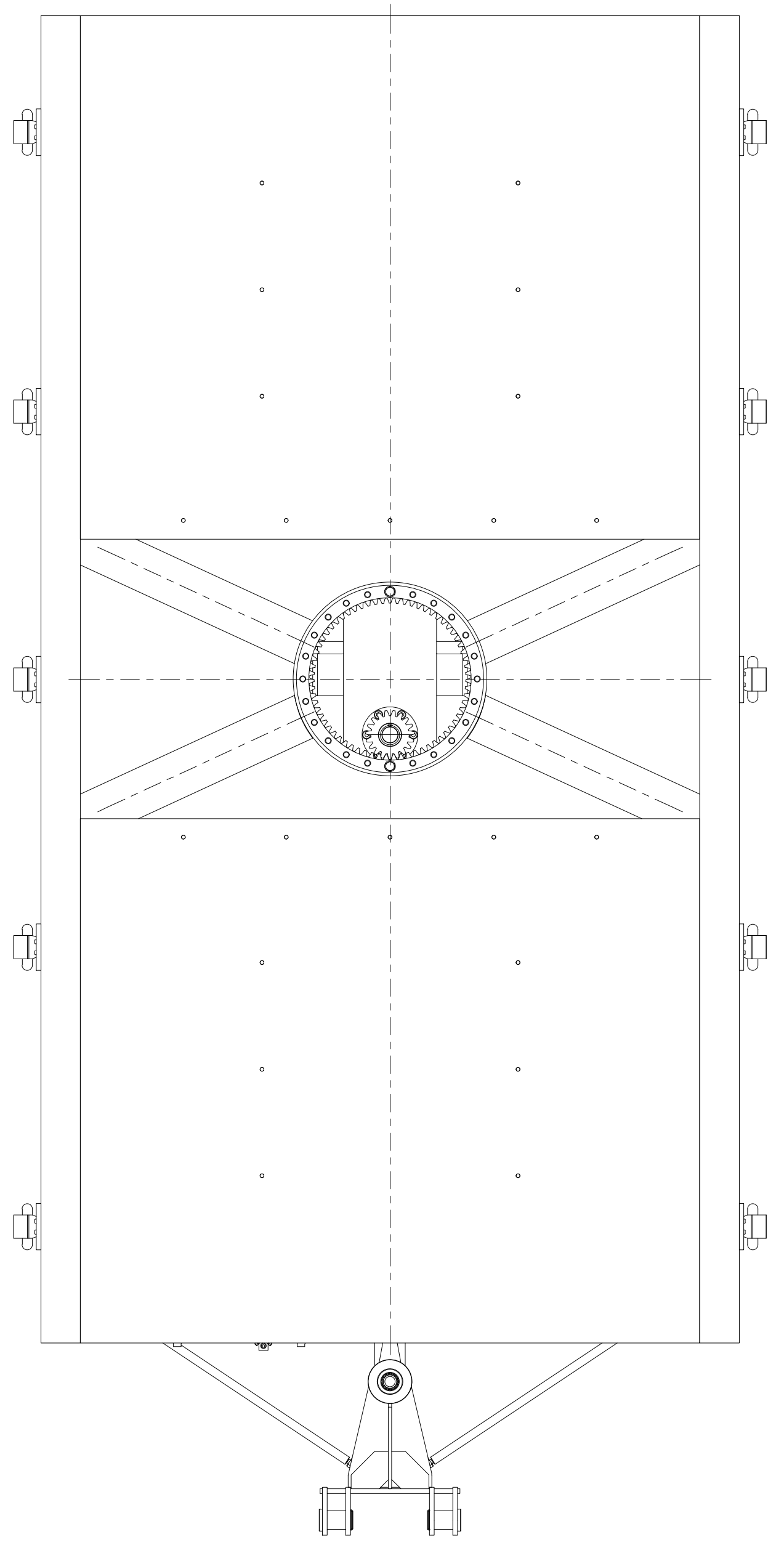
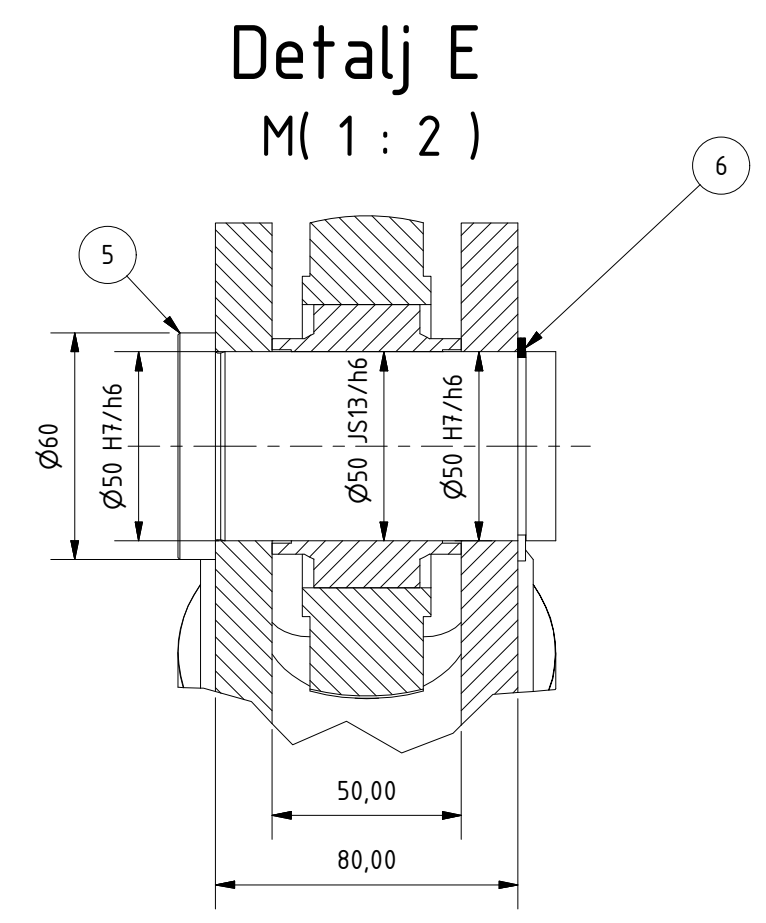
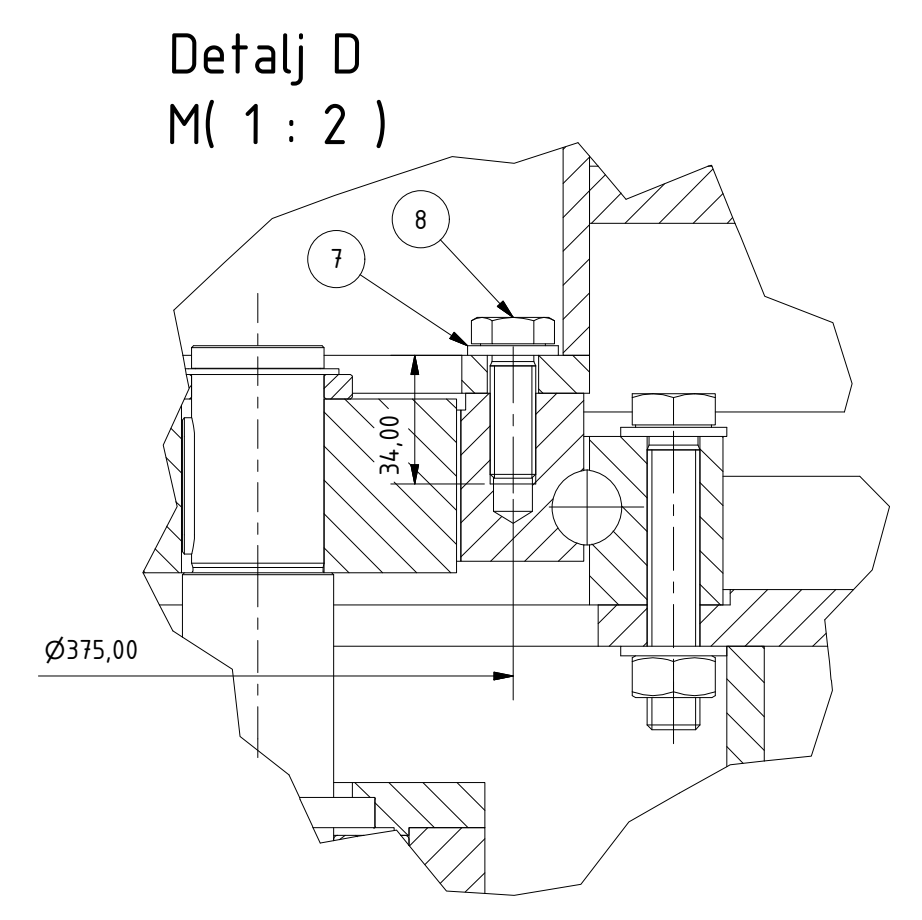
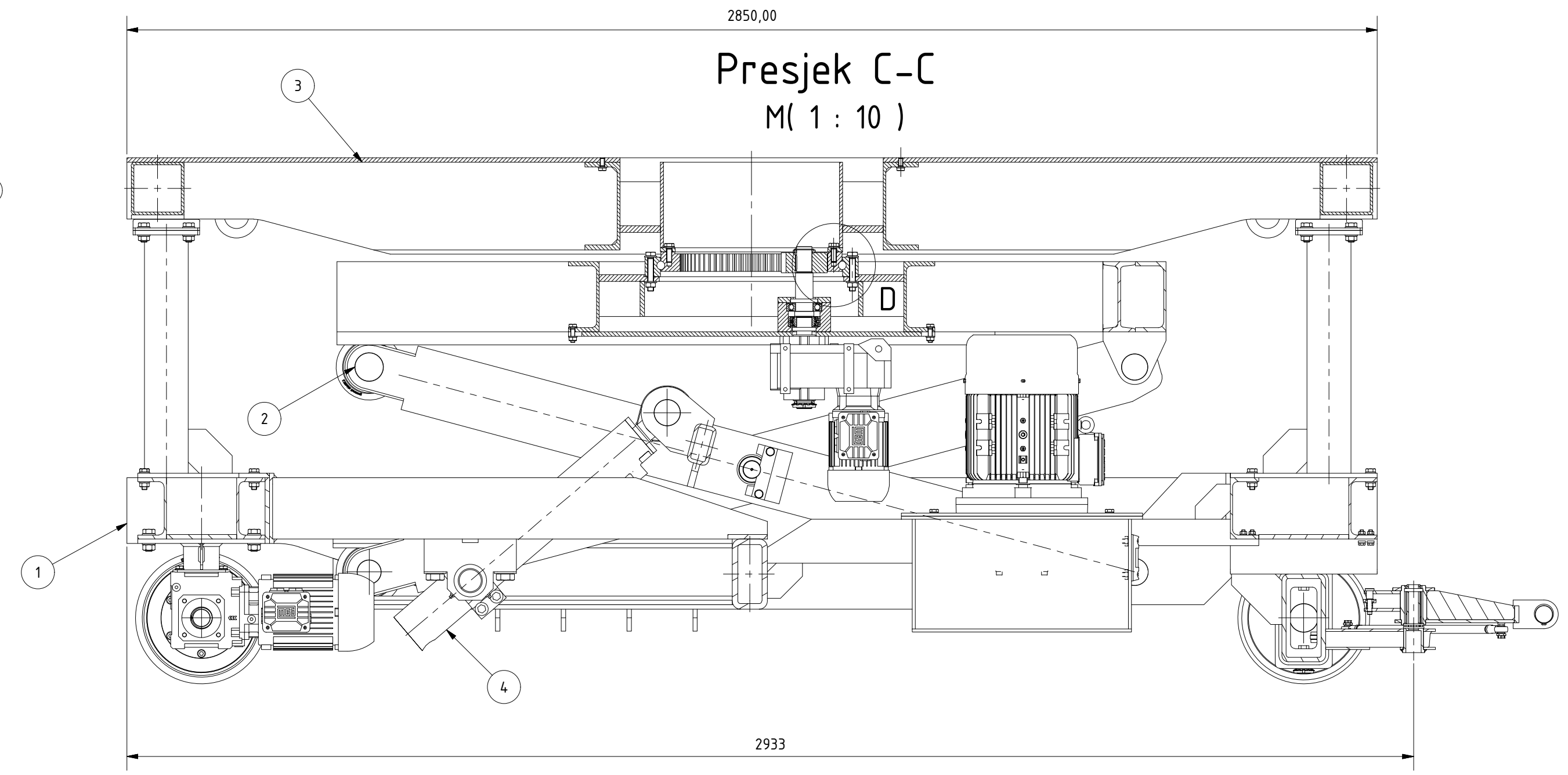
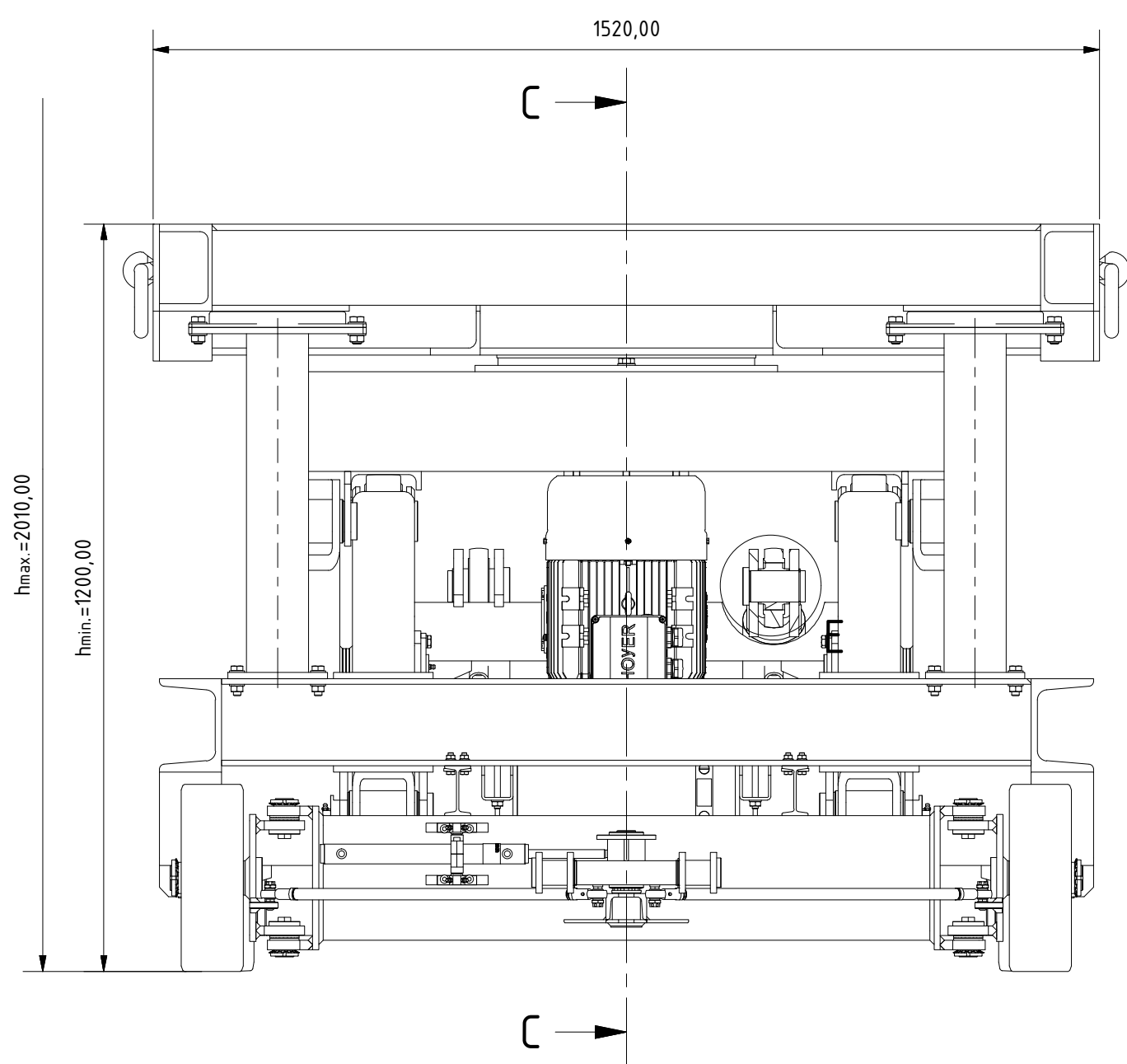


Bosch Rexroth Scheme Editor

## Literatura

- [1] HENAN PERFECT HANDLING EQUIPMENT (<https://www.chinatransfercar.com>), zadnji pristup 27.11.2018.
- [2] Jurica Sorić *Metoda konačnih elemenata*, Golden Marketing - Tehnička knjiga, Zagreb 2004.
- [3] Prof. dr. Dragutin Ščap *PRENOSILA I DIZALA - Podloga za konstrukciju i proračun*, Drugo izdanje, FSB Zagreb 1990.
- [4] Prof. dr. Dragutin Ščap *TRANSPORTNI UREĐAJI (PRENOSILA I DIZALA) - Podloge uz predavanja*, Drugo izdanje, FSB Zagreb 2004.
- [5] Bojan Kraut *KRAUTOV STROJARSKI PRIRUČNIK*, 11. izdanje, Sajema d.o.o., Zagreb 2009.
- [6] Milan OPALIĆ, Petar RAKAMARIĆ *REDUKTOR-Proračun i konstrukcija jednostupnjaskog zupčanog prijenosnika*, FSB Zagreb, studeni 2001.
- [7] Prof. dr. sc. Zvonko Herold *VRATILO-Proračun*, FSB Zagreb
- [8] izv. prof. dr. sc. Krešimir Vučković *Predložak Vratilo Izbor i proračun valjnih ležajeva prema normi ISO 281:2007*, FSB Zagreb
- [9] Free beam calculator - Web stranica <https://skyciv.com/free-beam-calculator/> zadnji pristup 27.11.2018.
- [10] ELESA S.p.A. - Web stranica <https://www.lesa.com/> zadnji pristup 27.11.2018.
- [11] Bosch Rexroth GmbH - Web stranica <https://www.boschrexroth.com> zadnji pristup 27.11.2018.
- [12] Herold-Žeželj *Vijčana preša*, FSB Zagreb, Katedra za elemente strojeva i konstrukcija
- [13] Static Tools - Web stranica <http://www.statictools.eu/en> zadnji pristup 27.11.2018.
- [14] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*, 22., überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Vieweg
- [15] Karl-Heinz Decker *Maschinenelemente*, 18., aktualisierte Auflage, 2011 Carl Hanser Verlag Muenchen

- [16] Houman Hatami, *Hydraulic formulary*, Bosch Rexroth GmbH, 10.01.2013.
- [17] Hoyer Motors - Web stranica <https://hoyermotors.com/products/motors/hoyer-ie2-marine-motors/> zadnji pristup 27.11.2018.
- [18] Joško Petrić, *HIDRAULIKA*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2012.
- [19] Prof. dr. Stjepan Jecić *Mehanika II (KINEMATIKA I DINAMIKA)*, Rujan 1989., Tehnička knjiga Zagreb
- [20] Schaeffler Technologies AG und Co. KG *Catalogue 404 - INA*, Herzogenaurach (Germany)
- [21] Autodesk Inventor Professional 2018. for Students
- [22] Schaeffler Technologies AG und Co. KG *Technisches Taschenbuch*, 1. Auflage, April 2013.
- [23] Friš d.o.o (<http://www.fris.hr>), zadnji pristup 27.11.2018.
- [24] Ministarstvo rada i mirovinskog sustava *Pravilnik o izradi procjene rizika*, NN 112/2014 (24.9.2014.)



Poz.	Naziv	Kol.	Crt.br./Norma	Masa	Materijal/Proiz.
1	Sklop podvozja	1	TK-001-00-BC	1088,231 kg	
2	Sklop škarastog mehanizma	1	TK-004-00-BC	675,927 kg	
3	Platforma	1	TK-006-00-BC	713,006 kg	
4	Hidraulički cilindar	2	CDL2MT4_80_50_520	8,870 kg	Bosch Rexroth GmbH
5	Svornjak hid. cil.	2	TK-000-01-BC	1,604 kg	S355J0
6	Uskočnik 50	2	DIN 471 - 50x2	0,010 kg	Vijci Kranjec
7	Podloška M 12	24	DIN 125 - A 13	0,006 kg	Vijci Kranjec
8	Vijak M12	24	DIN 933 - M12 x 35	0,048 kg	Vijci Kranjec

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Razradio	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Crtao	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Pregledao	29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
Mentor	29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
	Napomena:	Smjer:
	Materijal:	Masa: 2497 kg
		<b>DIPLOMSKI RAD</b>
	Naziv:	Format: A1
	Mjerilo originala	1:10
	Mjerilo originala	1:10
	Crtež broj:	TK-000-00-BC
		Posicija: Listova: 1
		List: 1

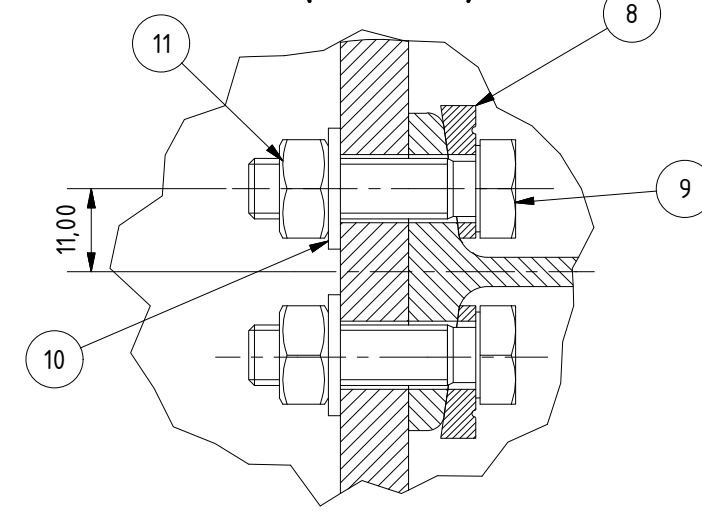


Presjek K-K  
M(1:5)

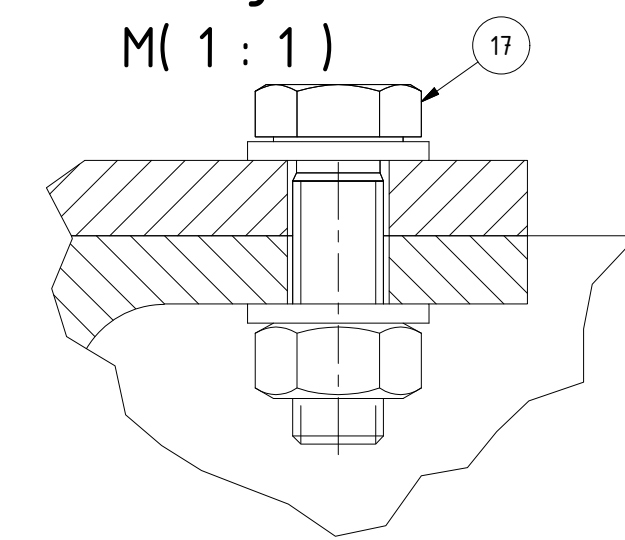
2650,00

810,00

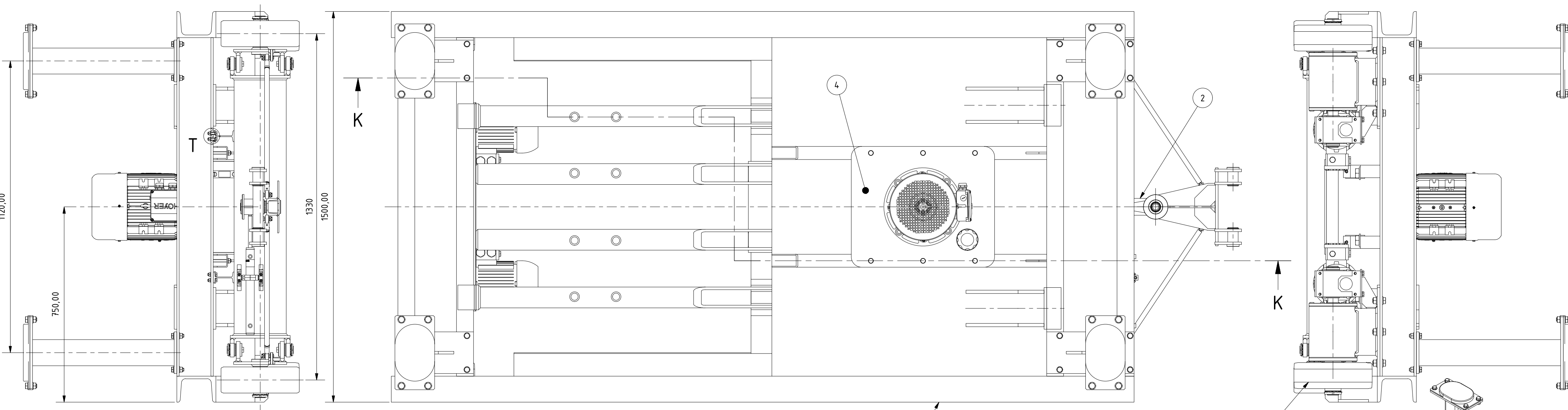
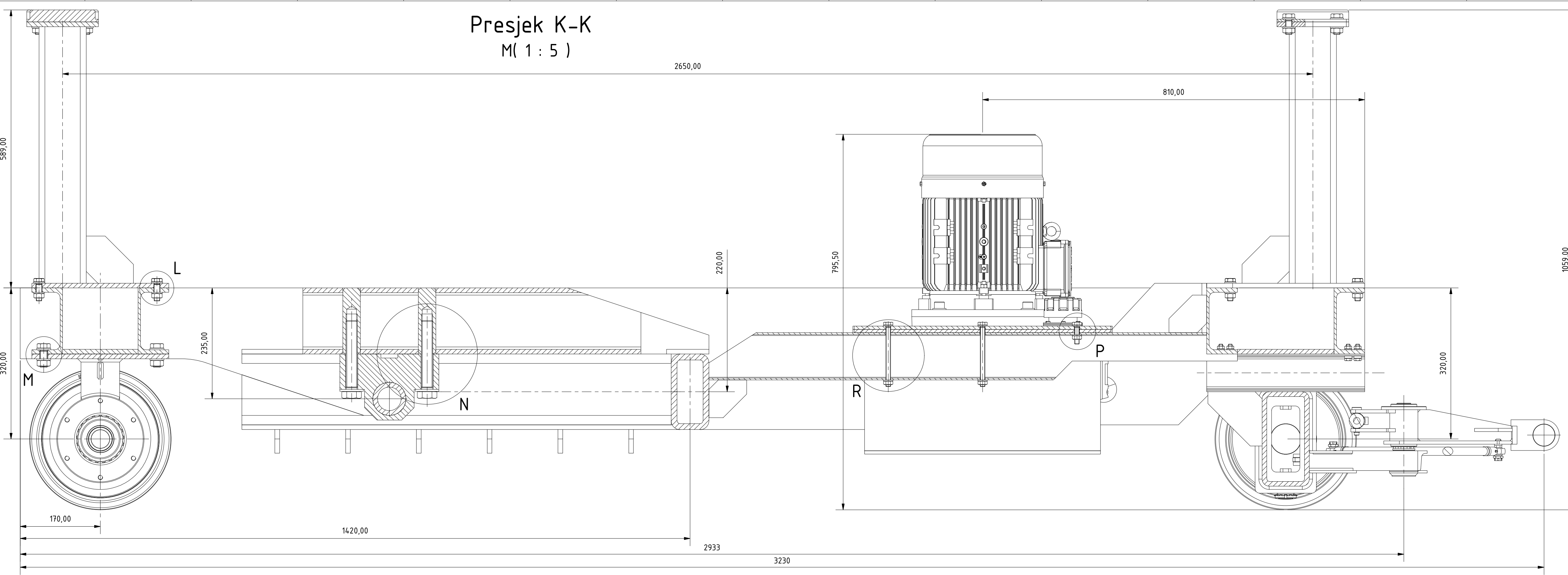
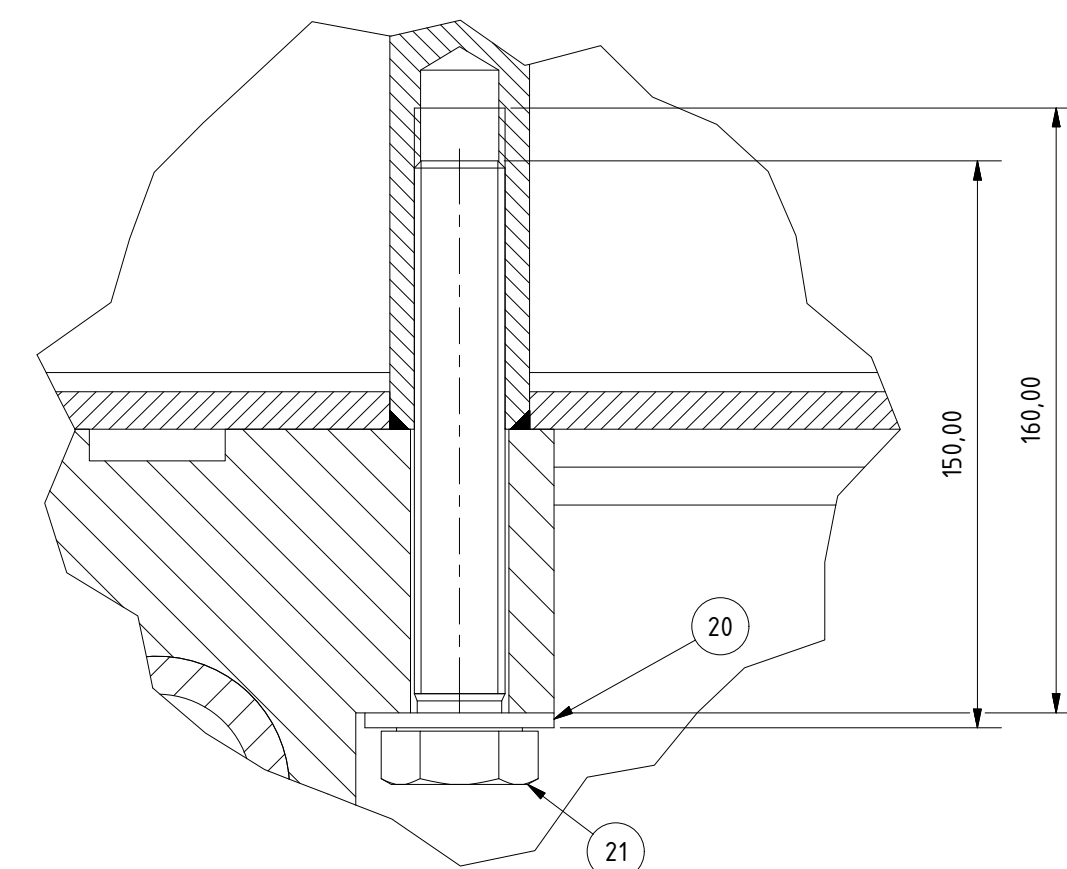
Detalj T  
M(1:1)



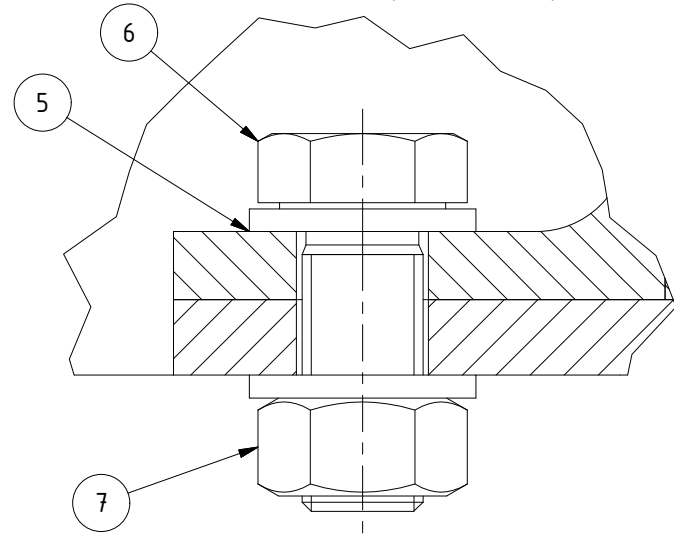
Detalj L  
M(1:1)



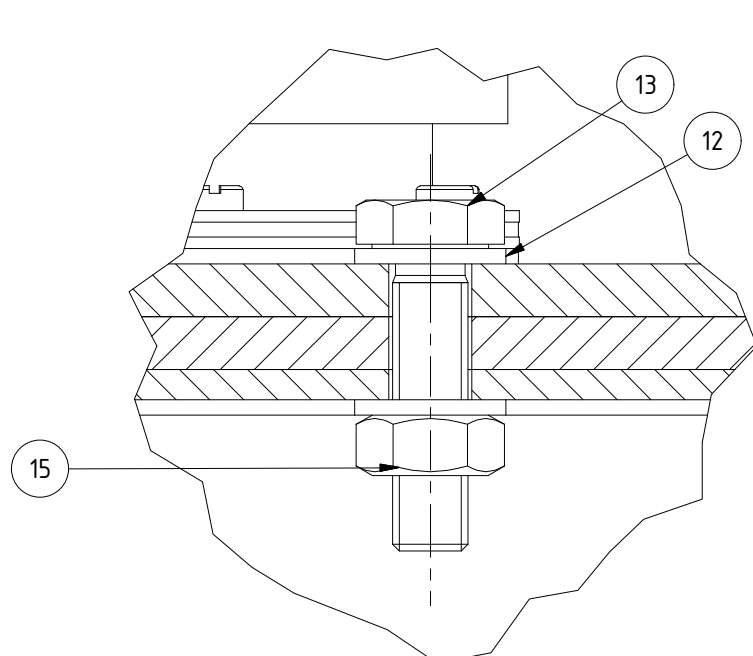
Detalj N  
M(1:2)



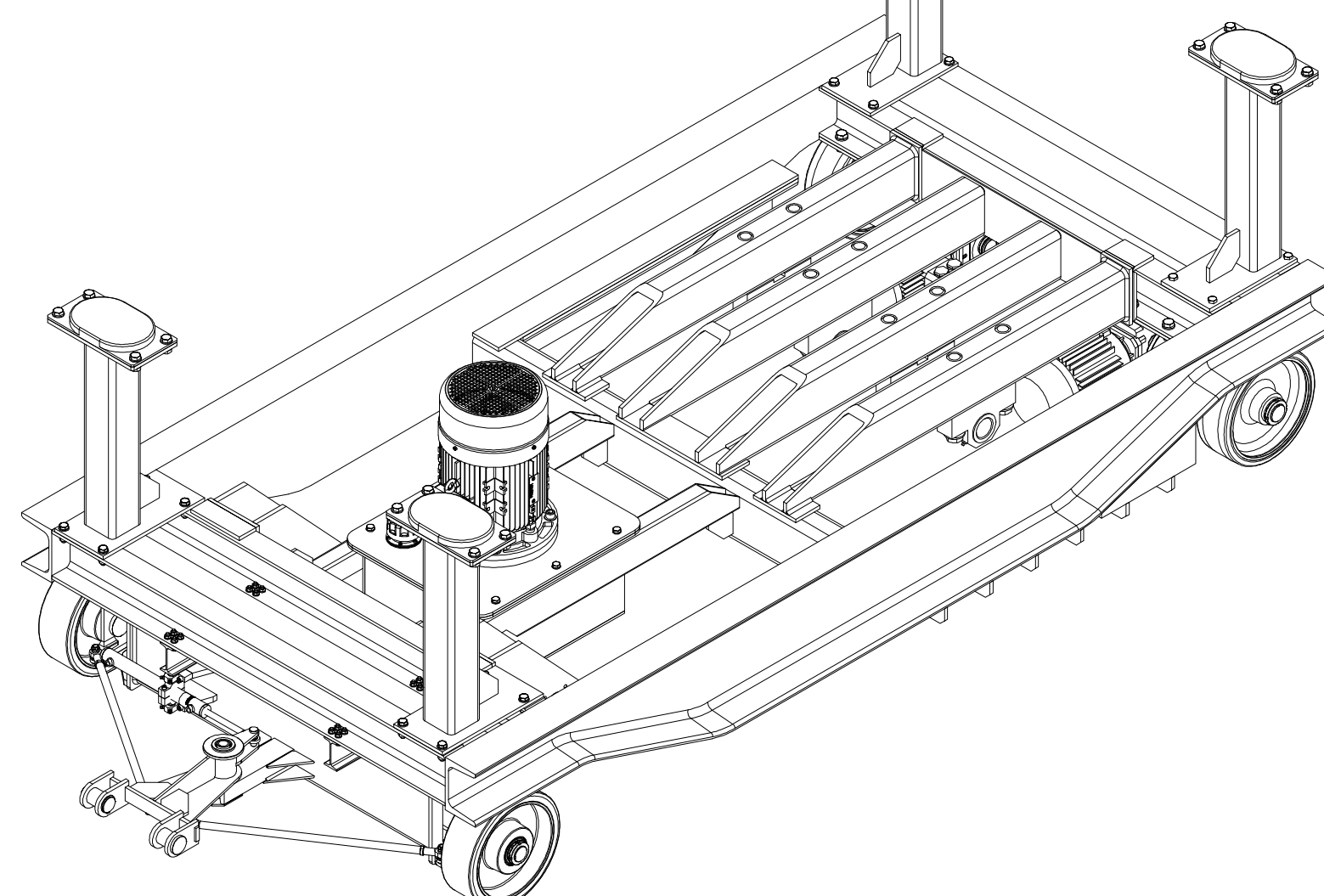
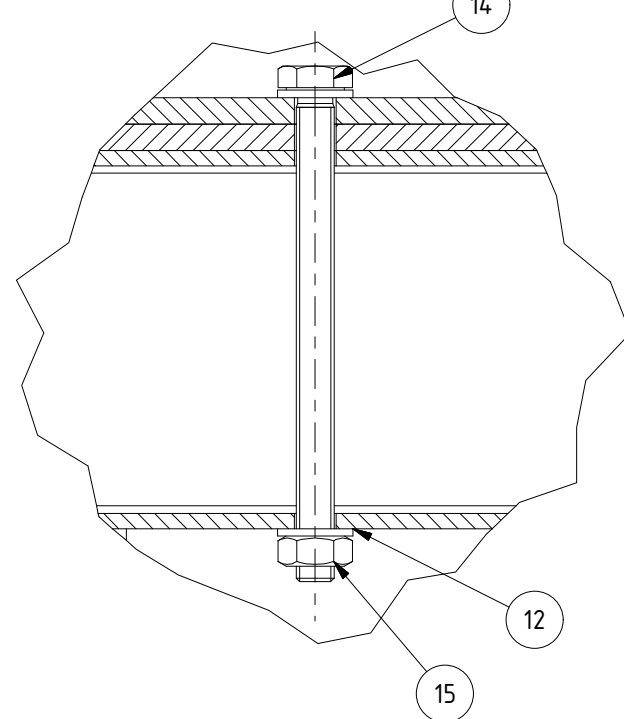
Detalj M  
M(1:1)



Detalj P  
M(1:1)

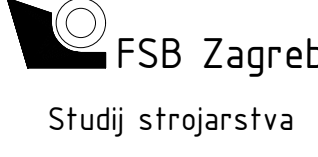


Detalj R  
M(1:2)

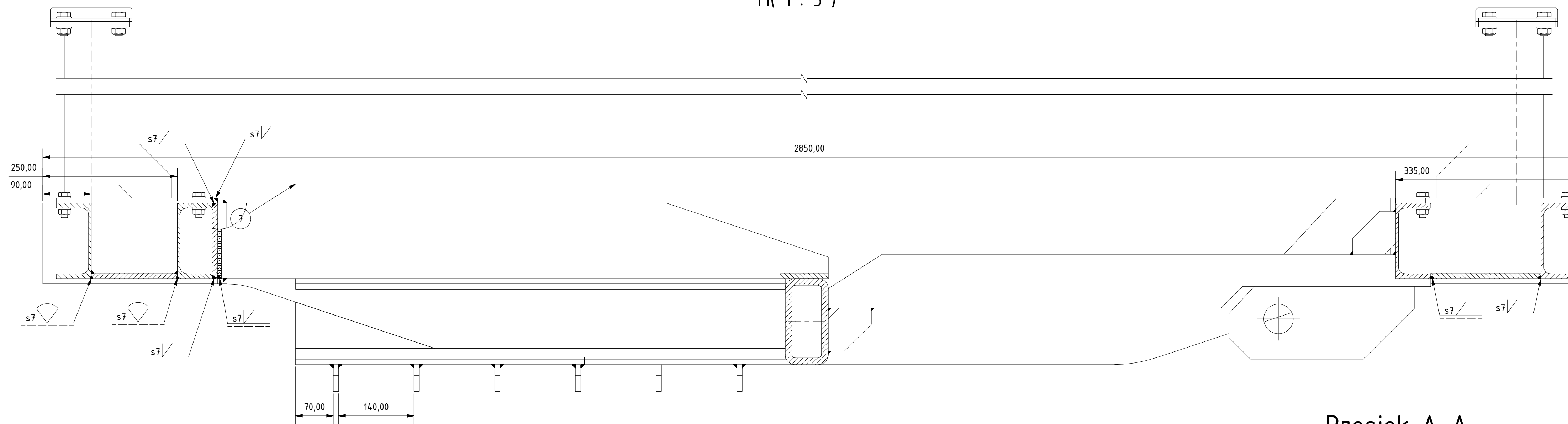


Poz.	Naziv	Kol.	Crt.br./Norm.	Dimenzije	Masa	Materijal/Proizv.
1	Nosiva-struktura	1	TK-001-01-BC	2850x1500x939	731,571 kg	
2	Sklop osovine	1	TK-003-00-BC	1500x330x747,5	118,469 kg	
3	Sklop pogona	2	TK-002-00-BC	330x290x404,5	108,39 kg	
4	Sklop hidrauličke jedinice	1	TK-006-00-BC	675,5x550x464	57,432 kg	
5	Podloška M16	24	DIN 125 - A 17		0,011 kg	Vijci Kranjec
6	Vijak M16	12	DIN 933 - M16 x 40		0,100 kg	Vijci Kranjec
7	Matica M16	12	DIN 934 - M16		0,034 kg	Vijci Kranjec
8	Kosa podloška M8	20	DIN 435		0,013 kg	Vijci Kranjec
9	Vijak M8	16	DIN 933 - M8 x 30		0,017 kg	Vijci Kranjec
10	Podloška M8	16	DIN 125 - A 8,4		0,002 kg	Vijci Kranjec
11	Matica M8	16	DIN 934 - M8		0,005 kg	Vijci Kranjec
12	Podloška M10	12	DIN 125 - A 10,5		0,004 kg	Vijci Kranjec
13	Vijak M10	2	DIN 933 - M10 x 40		0,036 kg	Vijci Kranjec
14	Vijak M10	4	DIN 933 - M10 x 130		0,092 kg	Vijci Kranjec
15	Matica M10	6	DIN 934 - M10		0,012 kg	Vijci Kranjec
16	Podloška M12	32	DIN 125 - A 13		0,006 kg	Vijci Kranjec
17	Vijak M12	16	DIN 933 - M12 x 35		0,048 kg	Vijci Kranjec
18	Matica M12	16	DIN 934 - M12		0,018 kg	Vijci Kranjec
19	Nosač hid. cilindra	4	CLTB_50		0,870 kg	Bosch Rexroth GmbH
20	Podloška M24	8	DIN 125 - A 27		0,044 kg	Vijci Kranjec
21	Vijak M24	8	DIN 933 - M24 x 150		0,658 kg	Vijci Kranjec

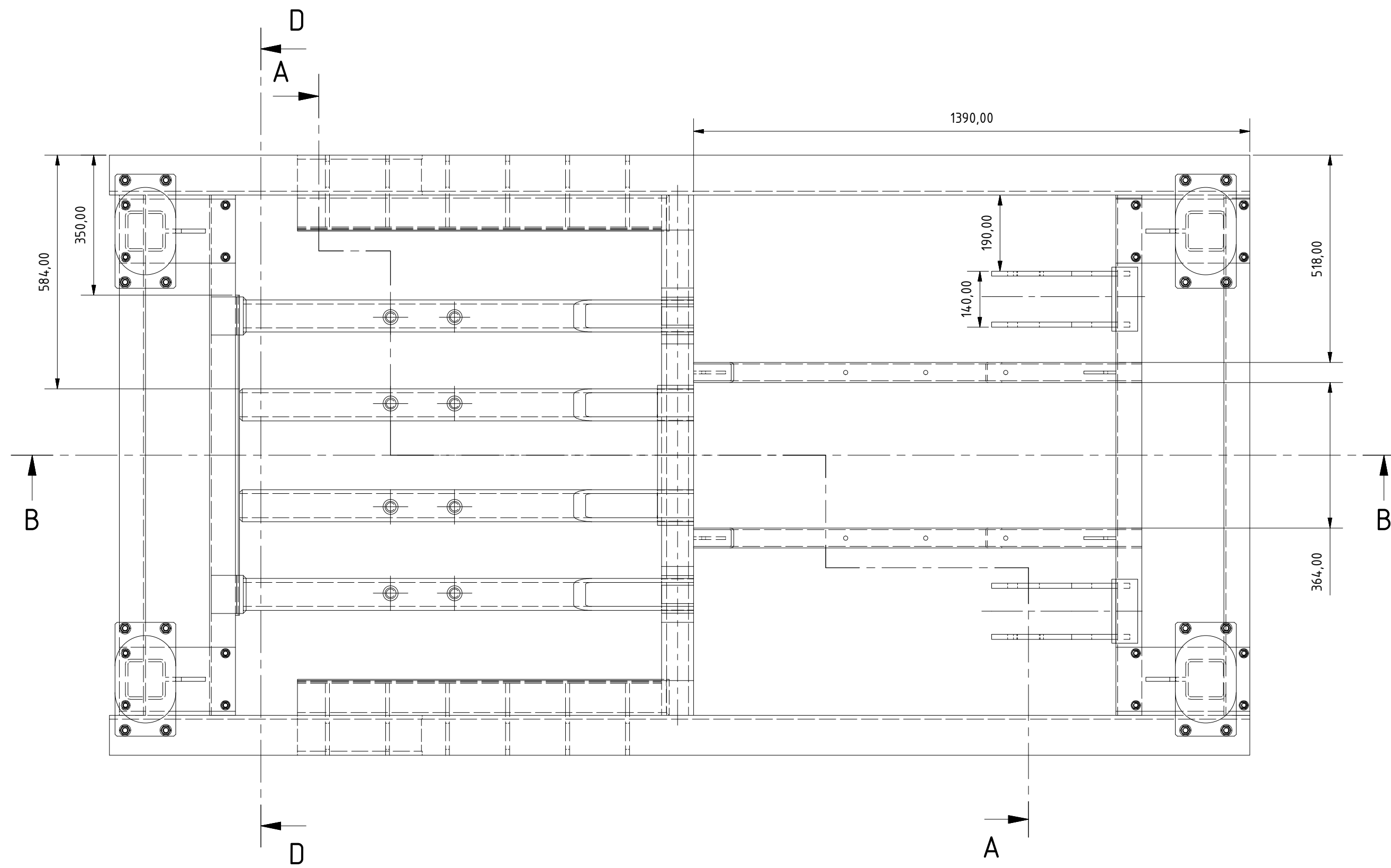
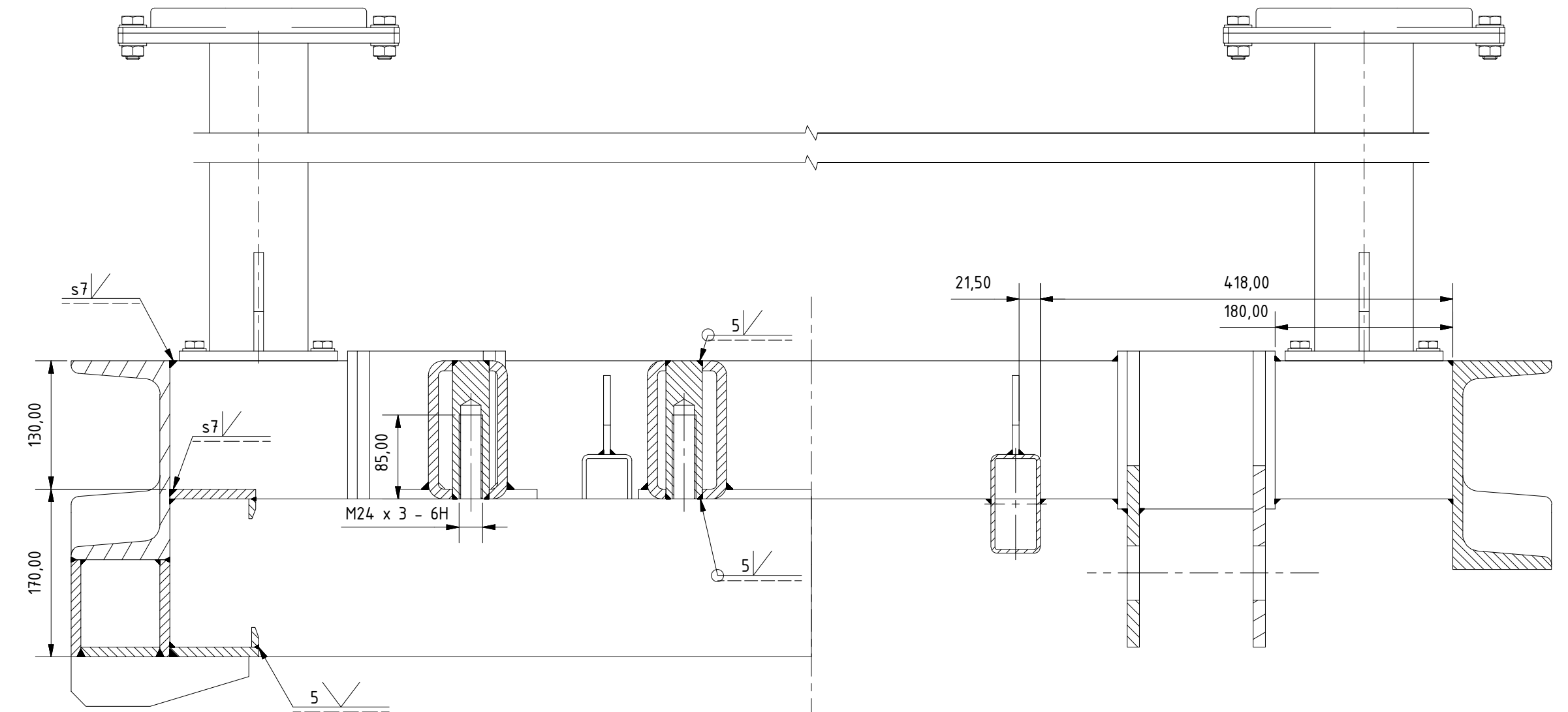
Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektiarao	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Razradio	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Crtao	29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Pregledao	29.11.2018.	izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
Mentor	29.11.2018.	izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:	
		R. N. broj:	
Napomena:		Smjer:	Kopija
Materijal:	Masa: 1088,23 kg	DIPLOMSKI RAD	
Mjerilo originala	Naziv:	Sklop podvozja	1
1:10	Crtež broj:	TK-001-00-BC	Format: A1
			1



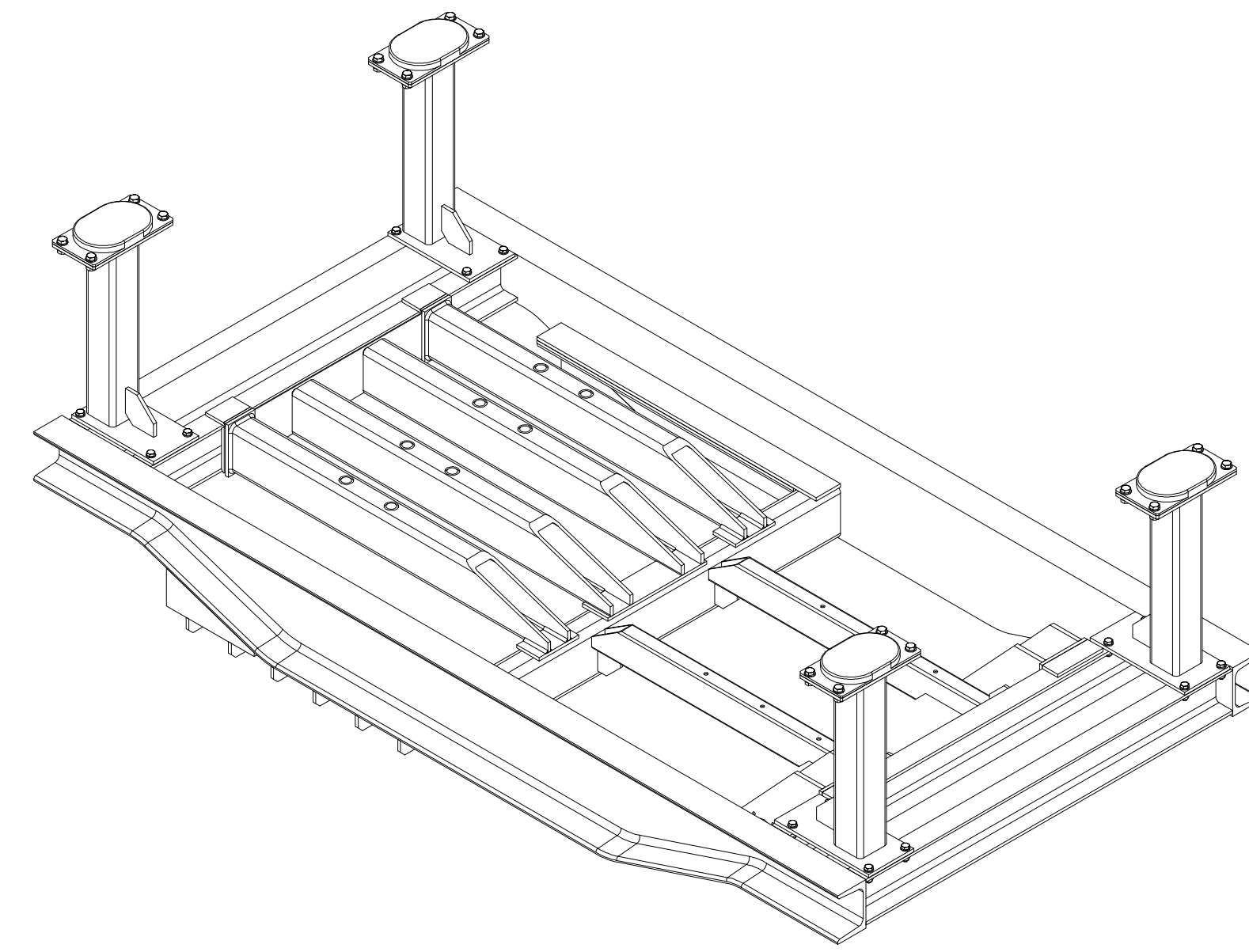
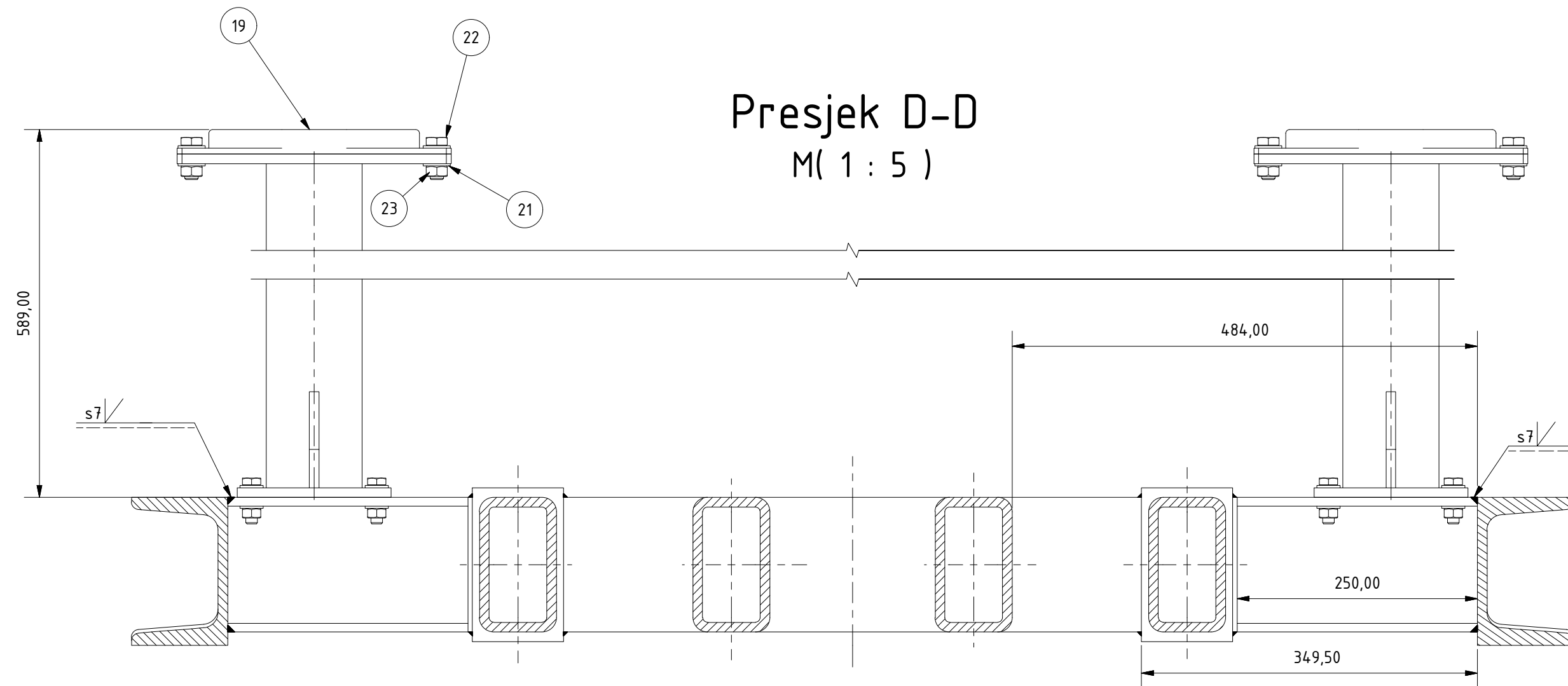
Presjek B-B  
M( 1 : 5 )



Presjek A-A  
M( 1 : 5 )



Presjek D-D  
M( 1 : 5 )



Poz.	Naziv	Kol.	Crč.br./Norma	Materijal	Dim.	Masa
1	Poprečni profil UPE 140	4	DIN 1026-2-UPE 140	S235J0	65x1300x140	18,8 kg
2	Srednji poprečni profil	1	ISO 12633-2-12.5	S355J0	160x800x1300	52,1 kg
3	Ver. ploča sr. nosaca	1	TK-001-15-BC	S235J0	140x800x10	8,5 kg
4	Hor. ploča sr. nosaca	1	TK-001-14-BC	S235J0	90x350x10	2,5 kg
5	Vanjski nosac hidrauličkog cilindra	2	TK-001-01-BC	S355J0	95x1205x160	32,2 kg
6	Štaza kotaca mehanizma	2	TK-001-11-BC	S235J0	90x922x10	6,4 kg
7	Bočni lim staze	4	TK-001-09-BC	S235J0	10x116x311,5	3,2 kg
8	Granicnik staze	4	TK-001-001-13-BC	S235J0	10x930x20	0,9 kg
9	Rebro staze	12	TK-001-07-BC	S255J0	10x180x50	1,2 kg
10	Nastavak nosivog profila	2	TK-001-10-BC	S235J0	10x311,5x80	1,9 kg
11	Gornja staza kot. meh.	2	TK-001-12-BC	S235J0	87x990x10	6,8 kg
12	Nosac hidrauličkog pogona	1	ISO 12633-2 - 4	S235J0	100x50x120	7,8 kg
13	Nosac hidrauličkog pogona	1	ISO 12633-2 - 4	S235J0	100x50x120	7,8 kg
14	Rebro grede hidrauličkog pogona	4	TK-001-03-BC	S255J0	80x80x10	0,3 kg
15	Oslonac noge skarastog meh.	2	TK-001-02-BC	S355J0	300x365x160	16,6 kg
16	Matica nosaca	8	TK-001-06-BC	S235J0	37x140	0,9 kg
17	TK-001-05-BC	1	Straznja podnica	S255J0	160x1300x10	16,3 kg
18	Prednja podnica	1	TK-001-04	S255J0	205x1300x10	20,9 kg
19	Granicnik sa odbojnikom straznji	2	TK-001-22-BC	S355J0	579x335x285	23,5 kg
20	Granicnik sa odbojnikom	2	TK-001-21-BC	S355J0	579x335x285	24,1 kg
21	Podloška M14	32	DIN 125 - A 15	Vijci Kranjec		0,0 kg
22	Vijak M14	16	DIN 933 - M14 x 35	Vijci Kranjec		0,1 kg
23	Matica M14	16	DIN 934 - M14	Vijci Kranjec		0,0 kg
31	Podloška M12	32	DIN 125 - A 13	Vijci Kranjec		0,0 kg
32	Vijak M12	16	DIN 933 - M12 x 40	Vijci Kranjec		0,1 kg
33	Matica M12	16	DIN 934 - M12	Vijci Kranjec		0,0 kg

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Razradio		29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Crtao		29.11.2018.	Bruno Cerovski	
Pregledao		29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
Mentor		29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj:
		Smjer:
		Kopija
		Konstrukcijski
		<b>DIPLOMSKI RAD</b>
		Format: A1
		Listova: 1
		List: 1

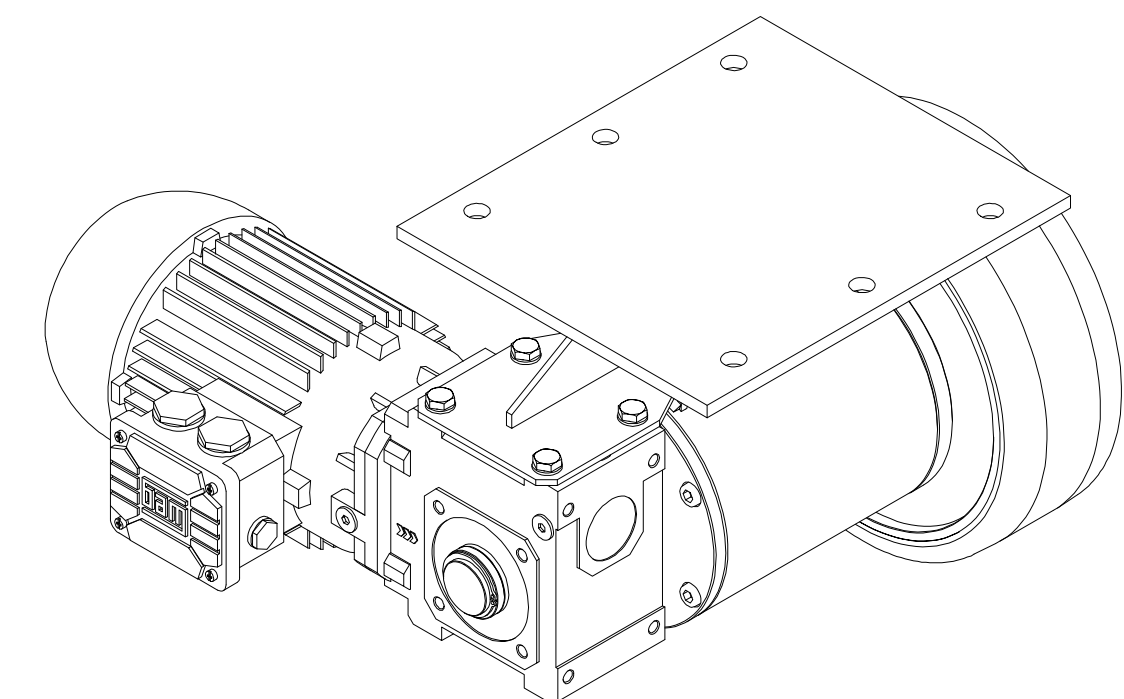
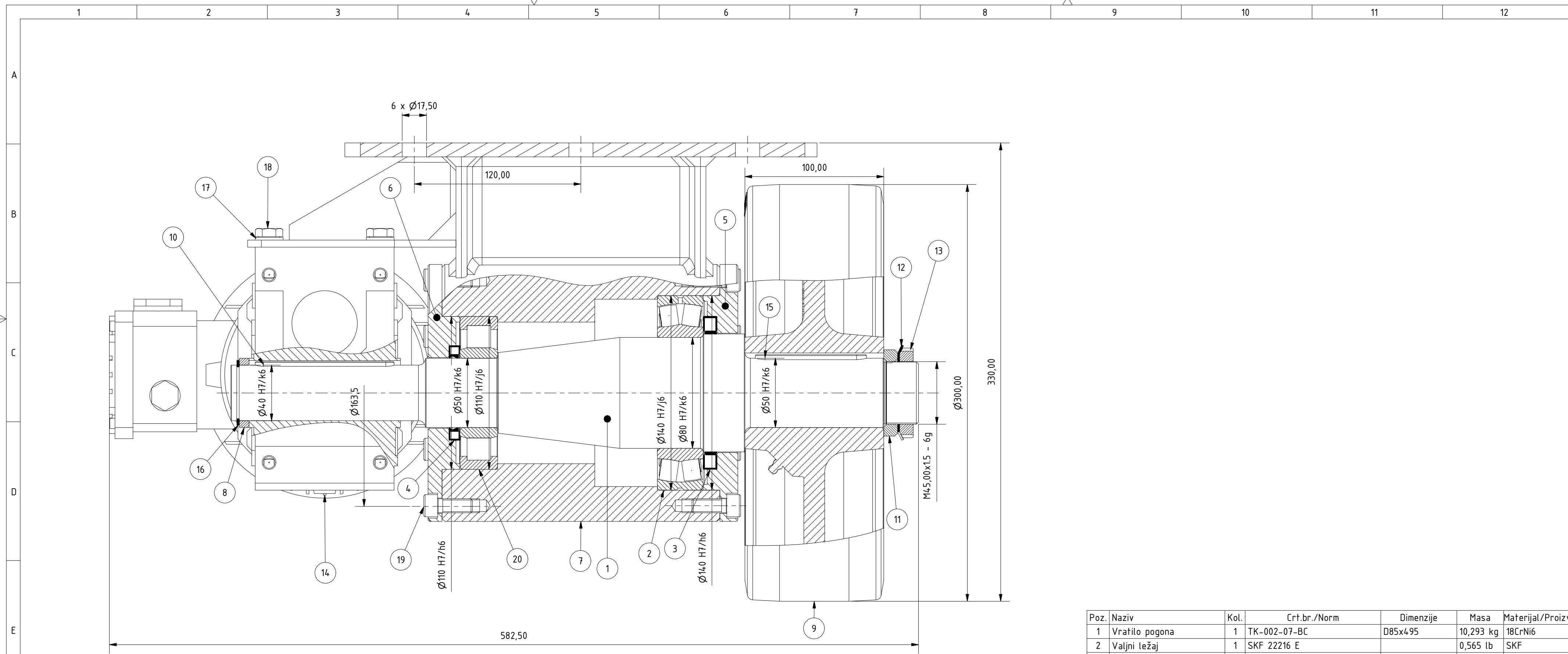
Napomena:	Materijal:	Masa:	Naziv:	Posicija:
Ne naznačeni zavari izvode se kao kulni zavar a6		731,6 kg	Radionički crtež nosive strukture	

Mjerilo originala	Crtež broj:
1:10	TK-001-01-BC

FSB Zagreb  
Studij strojarstva





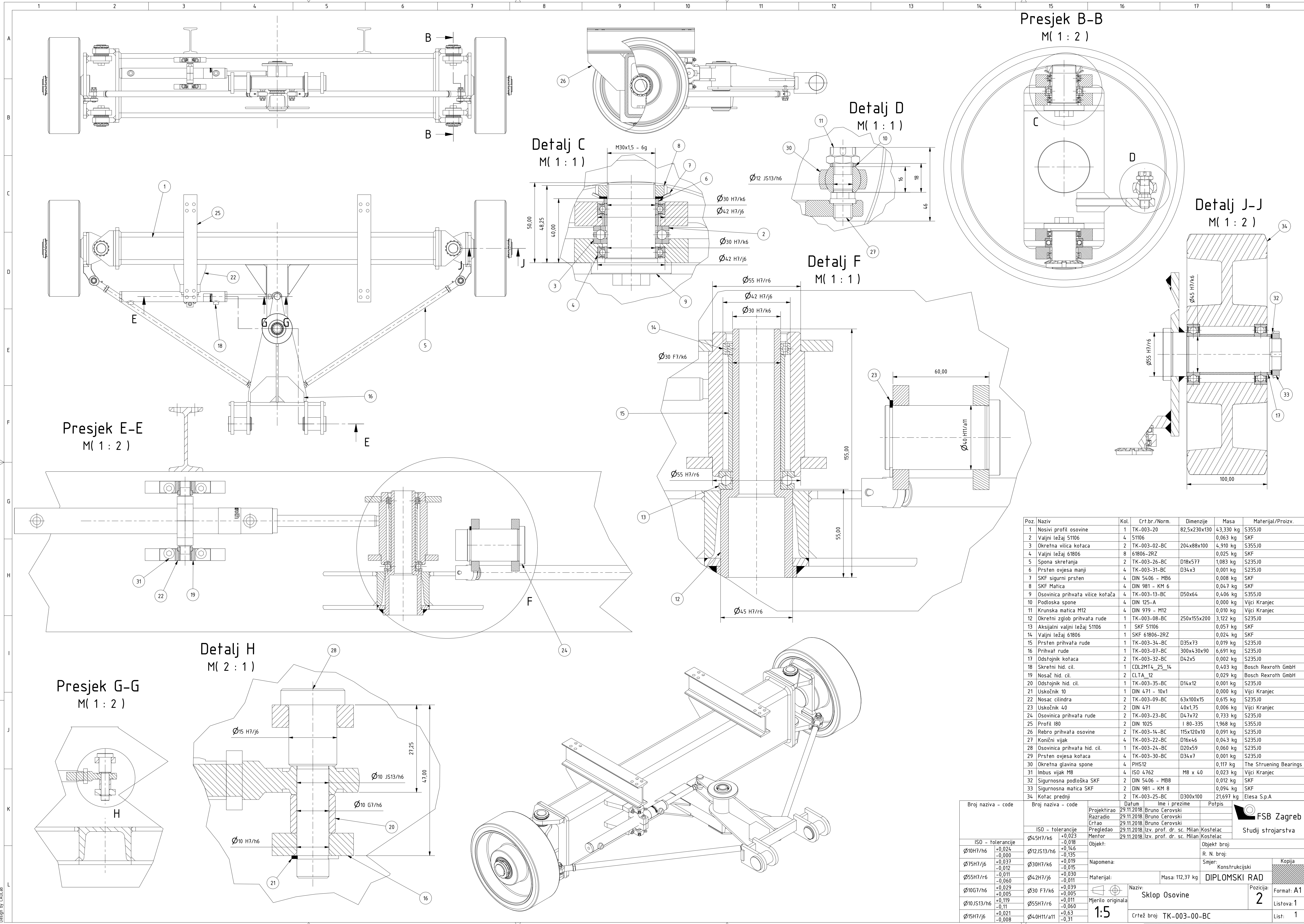
Poz.	Naziv	Kol.	Crč.br./Norm	Dimenzije	Masa	Materijal/Proizv.
1	Vratilo pogona	1	TK-002-07-BC	D85x495	10,293 kg	18CrNi6
2	Valjni ležaj	1	SKF 22216 E		0,565 lb	SKF
3	Semering 1	1	ISO 6194/1 - Typ 6	80x110x10	0,014 kg	Set-Bjelovar
4	Semering 2	1	ISO 6194/1 - Typ 6	50x68x8	0,004 kg	Set-Bjelovar
5	Poklopac strana kotaca	1	TK-002-10-BC	D185x25	0,323 kg	S235J0
6	Poklopac strana motora	1	TK-002-11-BC	D185x23	0,306 kg	S235J0
7	Sklop nosaca pogona	1	TK-002-01-BC	272,5x404,5x290	34,365 kg	S355JR
8	Odstojnik motora	1	TK-002-12-BC	D50x7	0,005 kg	S235J0
9	Kotač pogona	1	TK-002-22-BC (RE.F4-RBL)	D300x100	16,000 kg	Elesa S.p.A
10	Pero elektromotora	1	ISO 2491 - A	12 x 6 x 100	0,054 kg	Vijci Kranjec
11	Odstojnik kotaca	1	TK-002-13-BC	D62x10	0,013 kg	S235J0
12	Sigurnosna podloška SKF	1	DIN 5406 - MB9		0,014 kg	SKF
13	SKF Matica	1	DIN 981 - KM 9		0,130 kg	SKF
14	Elektromotor pogona	1	SUA_455A_3C_90S_L-06E		46,000 kg	Watt-Drive
15	Pero kotača	1	ISO 2491 - A	14 x 6 x 80	0,050 kg	Vijci Kranjec
16	Uskočnik 40	1	DIN 471 - 40 x 1,75		0,008 kg	Vijci Kranjec
17	Podloška M10	4	DIN 125 - A 10,5		0,004 kg	Vijci Kranjec
18	Vijak M10	4	DIN 933 - M10 x 16		0,022 kg	Vijci Kranjec
19	Imbus vijak	12	DIN 912 - M10 x 25		0,028 kg	Vijci Kranjec
20	Valjni ležaj NU310	1	SKF NU310		0,1 kg	SKF

Broj naziva - code	Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
		Projektirao	29.11.2018 Bruno Cerovski	
		Razradio	29.11.2018 Bruno Cerovski	
		Crtao	29.11.2018 Bruno Cerovski	
		Pregledao	29.11.2018 Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
			29.11.2018 Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
ISO - tolerancije	ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:	
	Ø40 H7/k6 +0,023 -0,018		R. N. broj:	
	Ø50 H7/k6 +0,023 -0,018	Napomena:		
	Ø80 H7/k6 +0,028 -0,021	Materijal:	Masa: 110 kg	Kopija
	Ø110 H7/k6 +0,044 -0,013	Mjerilo originala	Naziv: Sklop pogona	Pozicija: 3
	Ø140 H7/k6 +0,051 -0,014	1:2	Crtež broj: TK-002-00-BC	Format: A2
Ø140 H7/k6 +0,065 -0,000	Ø110 H7/h6 +0,057 -0,000			Listova: 1
				List: 1







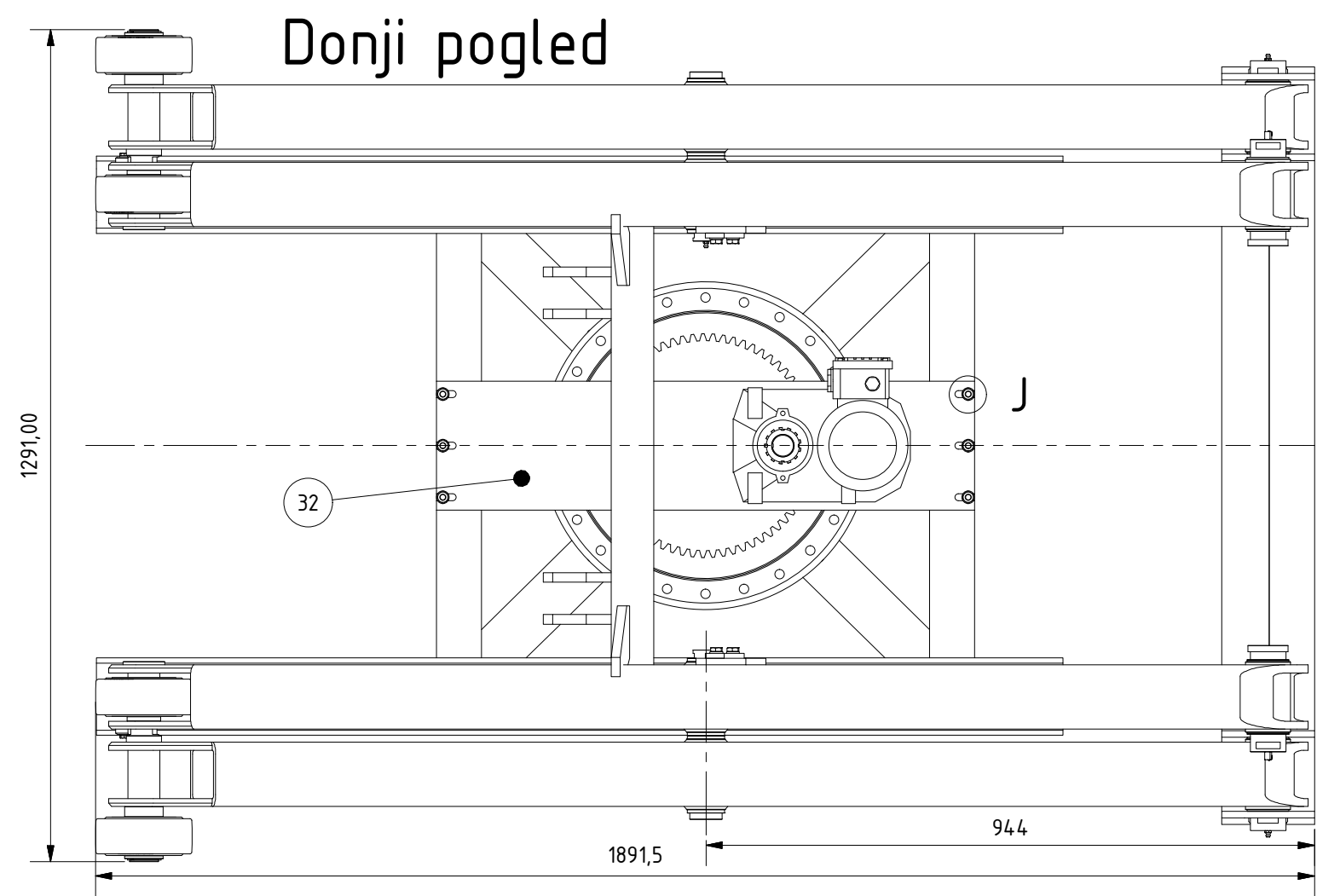


Design by CAD&A

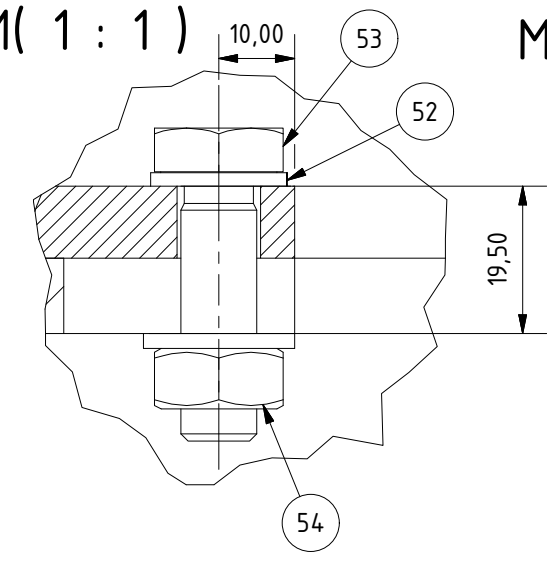
**FSB Zagreb**  
Studij strojarstva

Broj naziva - code	Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
ISO - tolerancije	ISO - tolerancije	Projektirao	29.11.2018. Bruno Cerovski	
Ø10H7/h6	+0,024	Razradio	29.11.2018. Bruno Cerovski	
Ø75H7/j6	-0,012	Crtao	29.11.2018. Bruno Cerovski	
Ø55H7/r6	-0,060	Pregledao	29.11.2018. Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
Ø10G7/h6	+0,029	Mentor	29.11.2018. Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
Ø10JS13/h6	-0,119	Objekt:		Objekt broj:
Ø15H7/j6	+0,021	Napomena:		R. N. broj:
Ø42H7/j6	-0,011	Materijal:		Smjer:
Ø30H7/k6	+0,019	Masa: 112,37 kg		Konstrukcijski
Ø30H7/k6	-0,015	DIPLOMSKI RAD		Kopija
Ø42H7/j6	-0,011	Naziv:	Sklop Osovine	Format: A1
Ø30 F7/k6	+0,039	Mjerilo originala	1:5	2
Ø55H7/r6	-0,060	Crtež broj:	TK-003-00-BC	Listova: 1
Ø10H7/h6	-0,000			List: 1

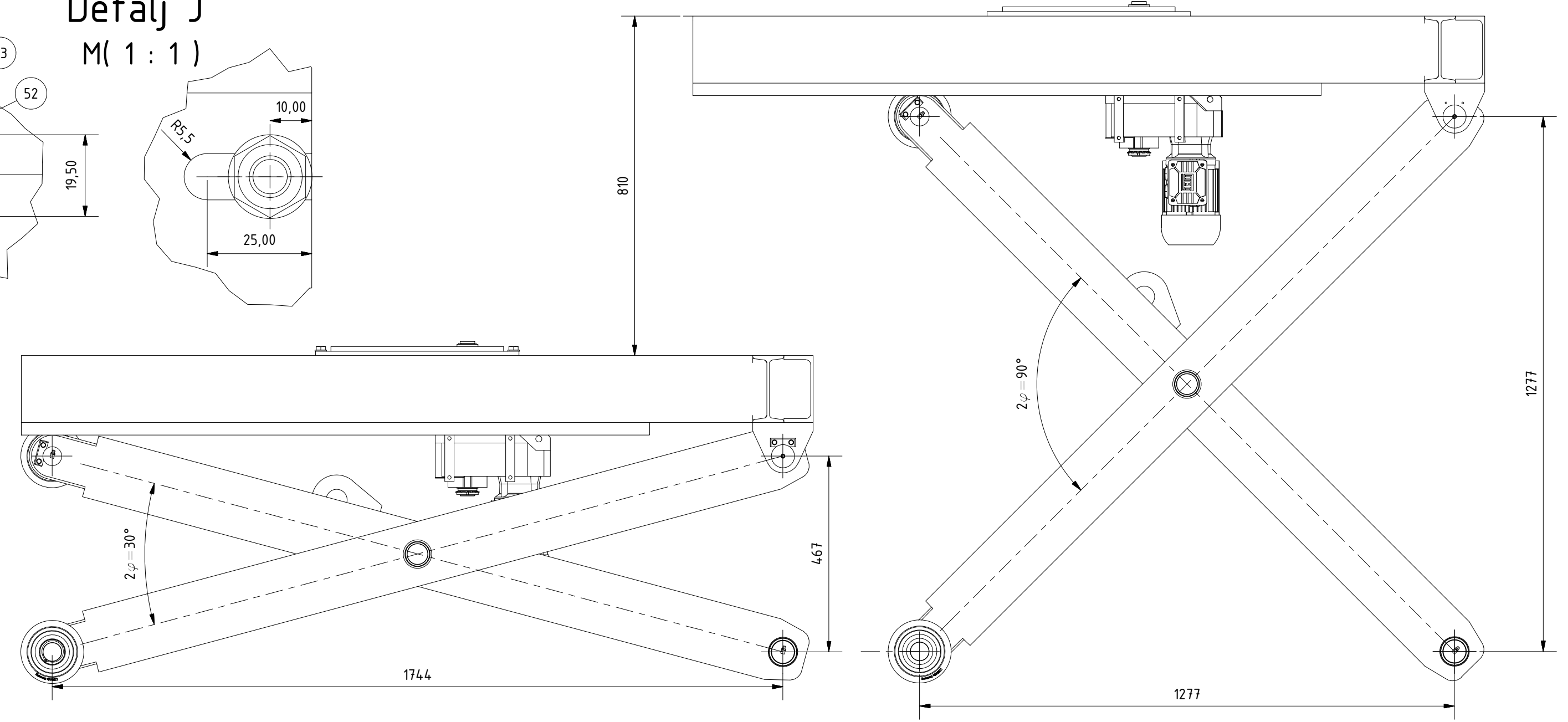
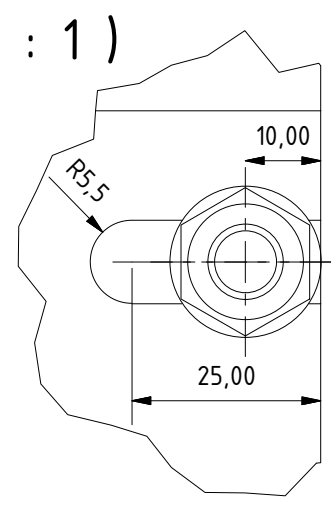
0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



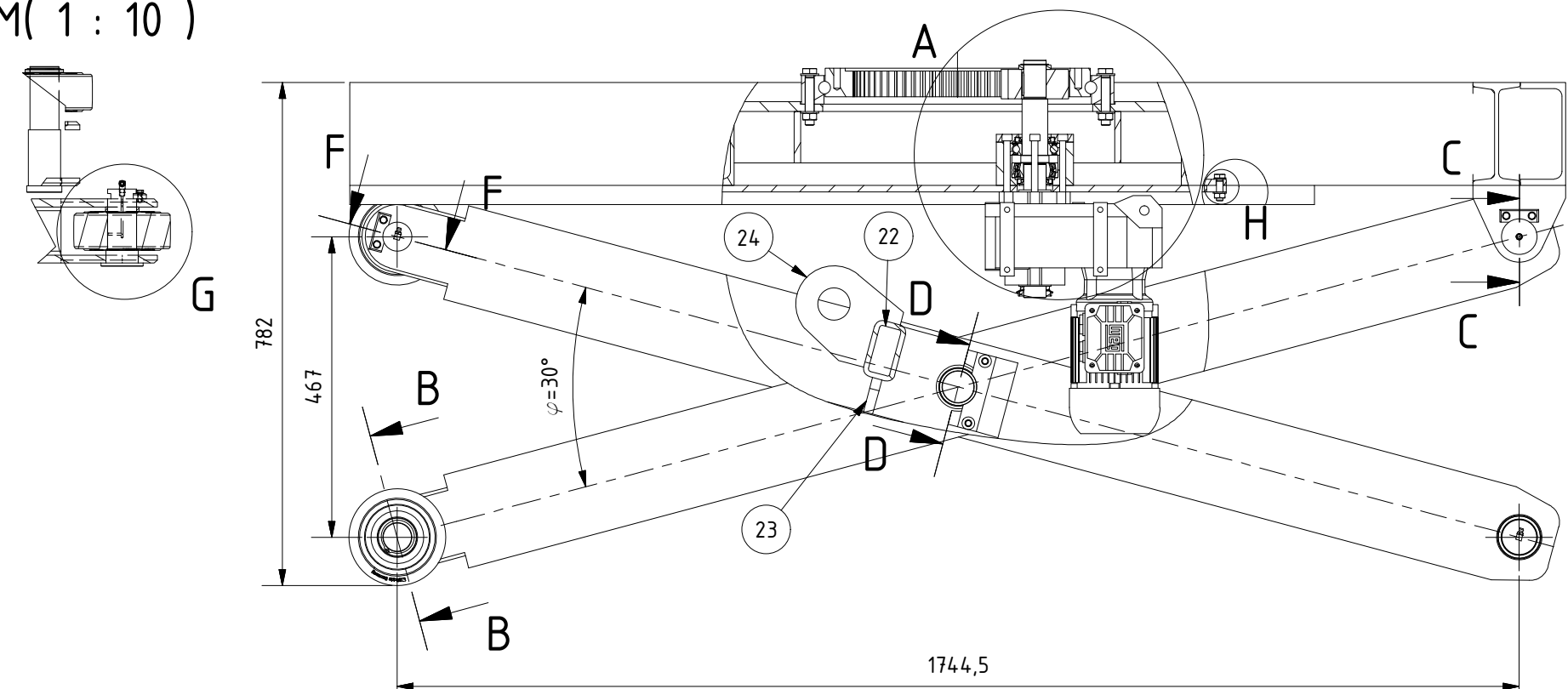
**Detalj H**  
M(1:1)



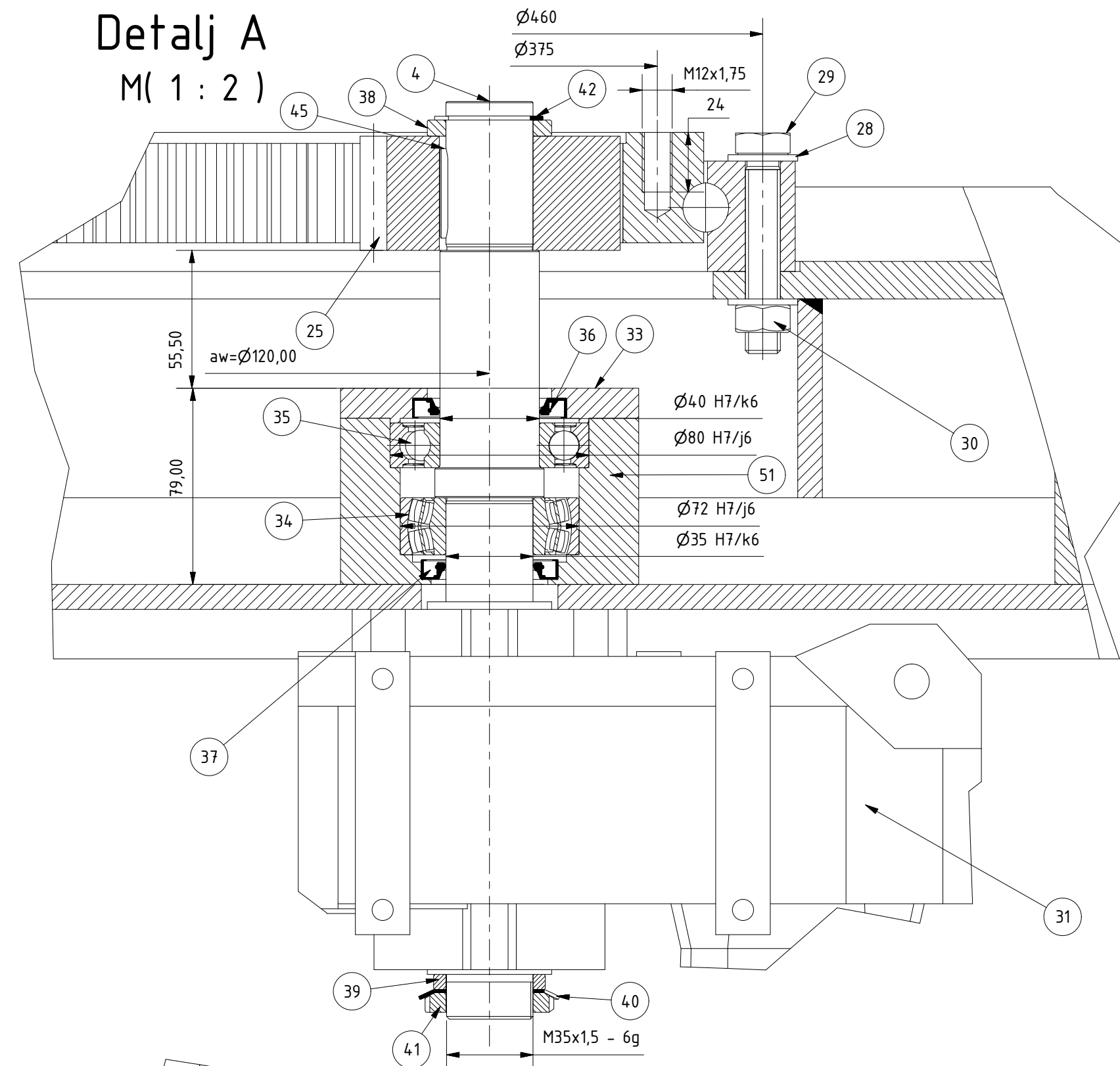
**Detalj J**  
M(1:1)



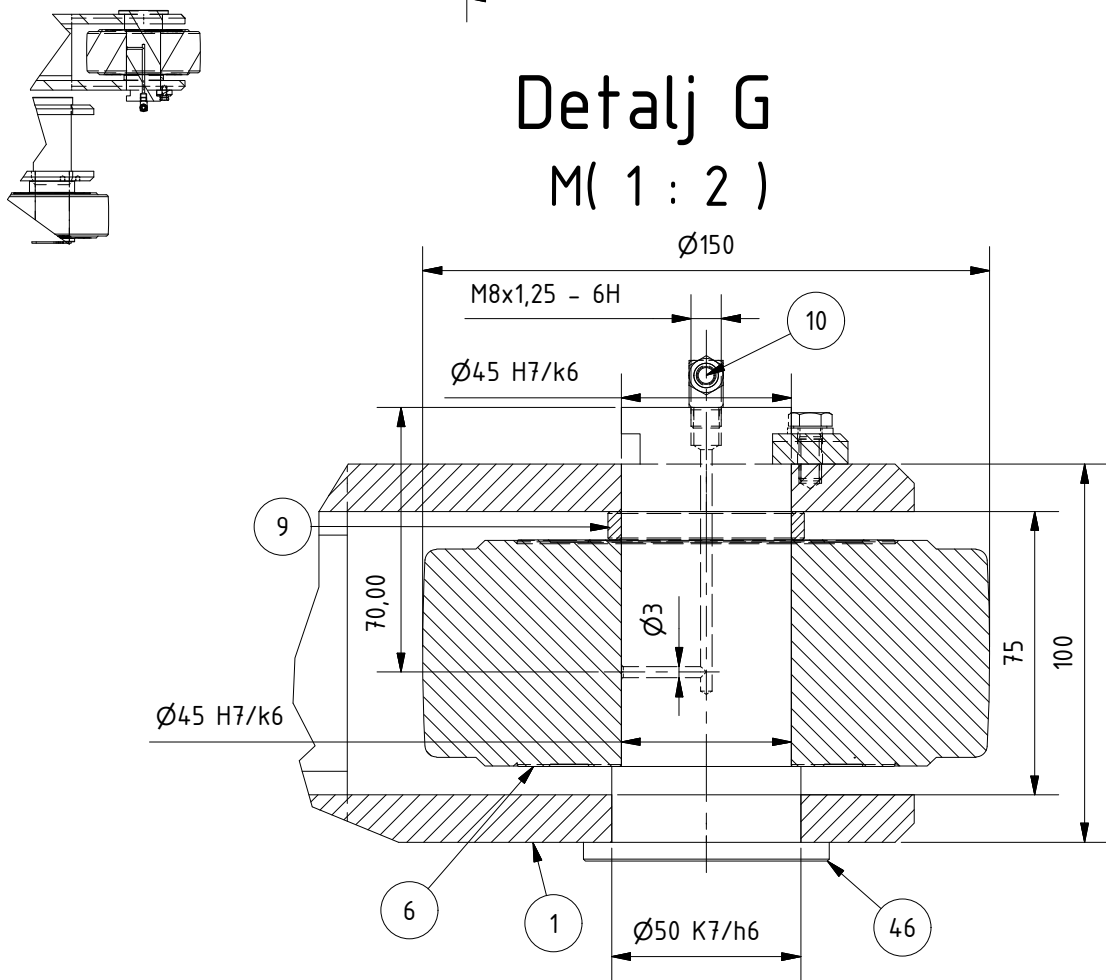
**Presjek F-F**  
M(1:10)



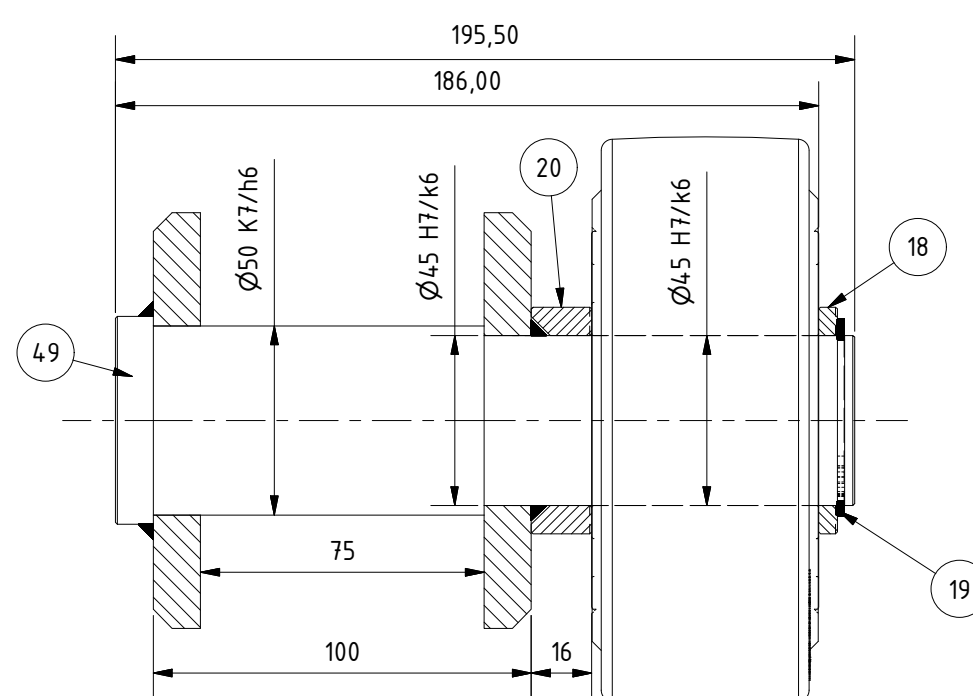
**Detalj A**  
M(1:2)



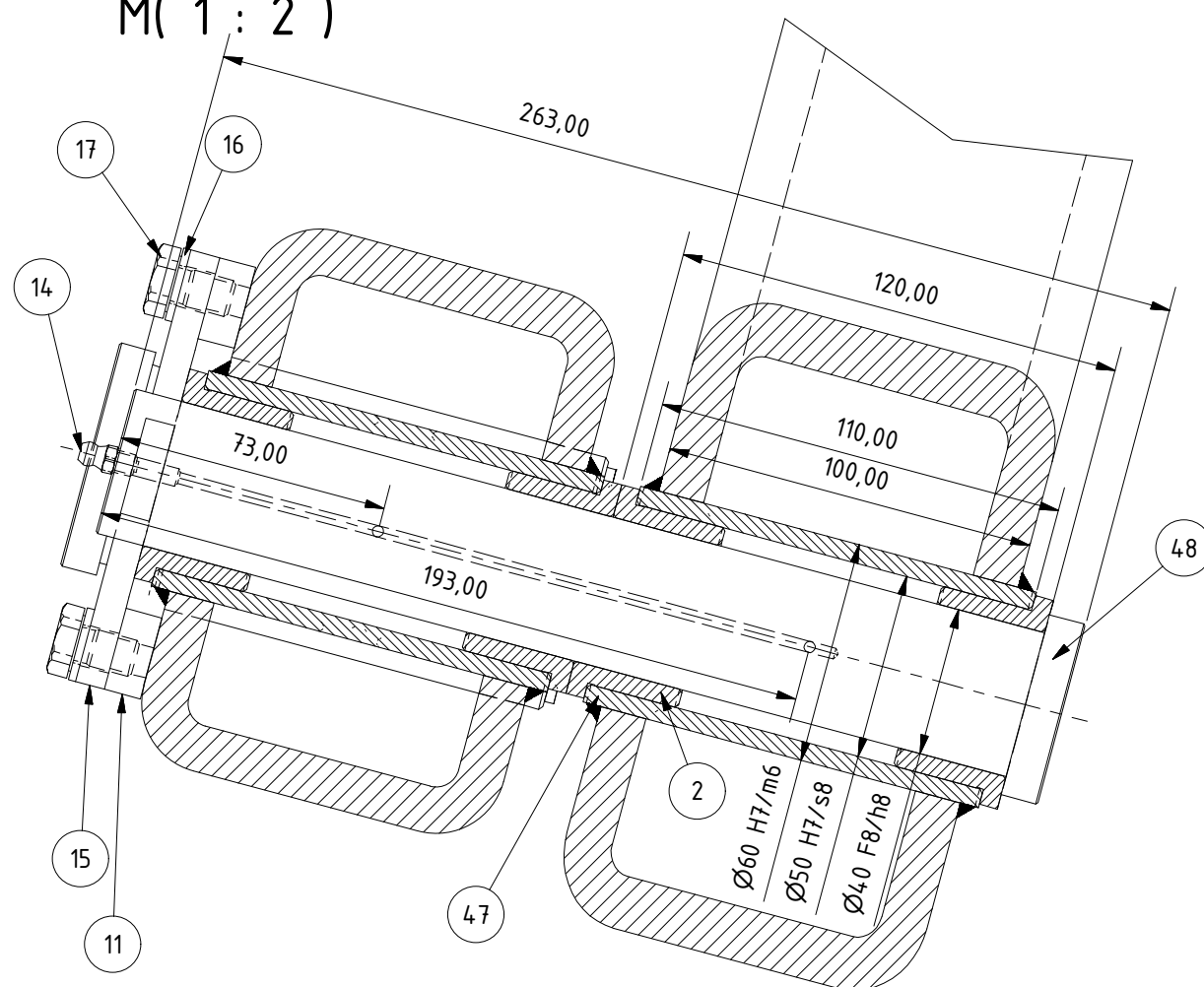
**Detalj G**  
M(1:2)



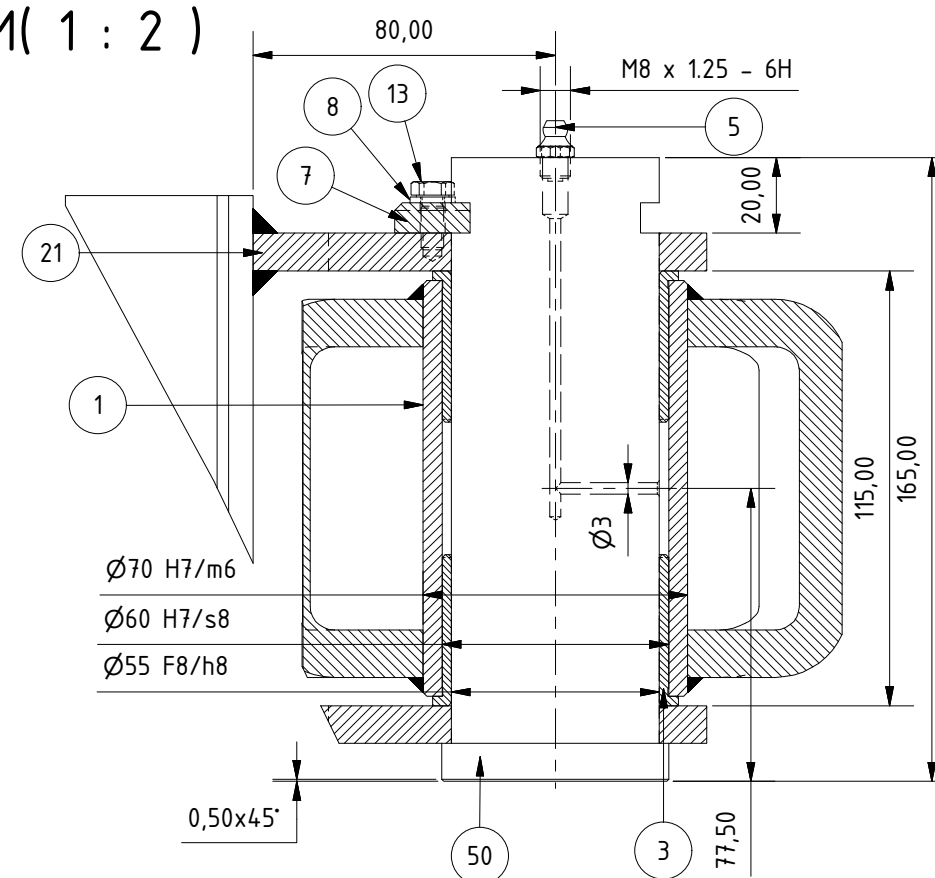
**Presjek B-B**  
M(1:2)



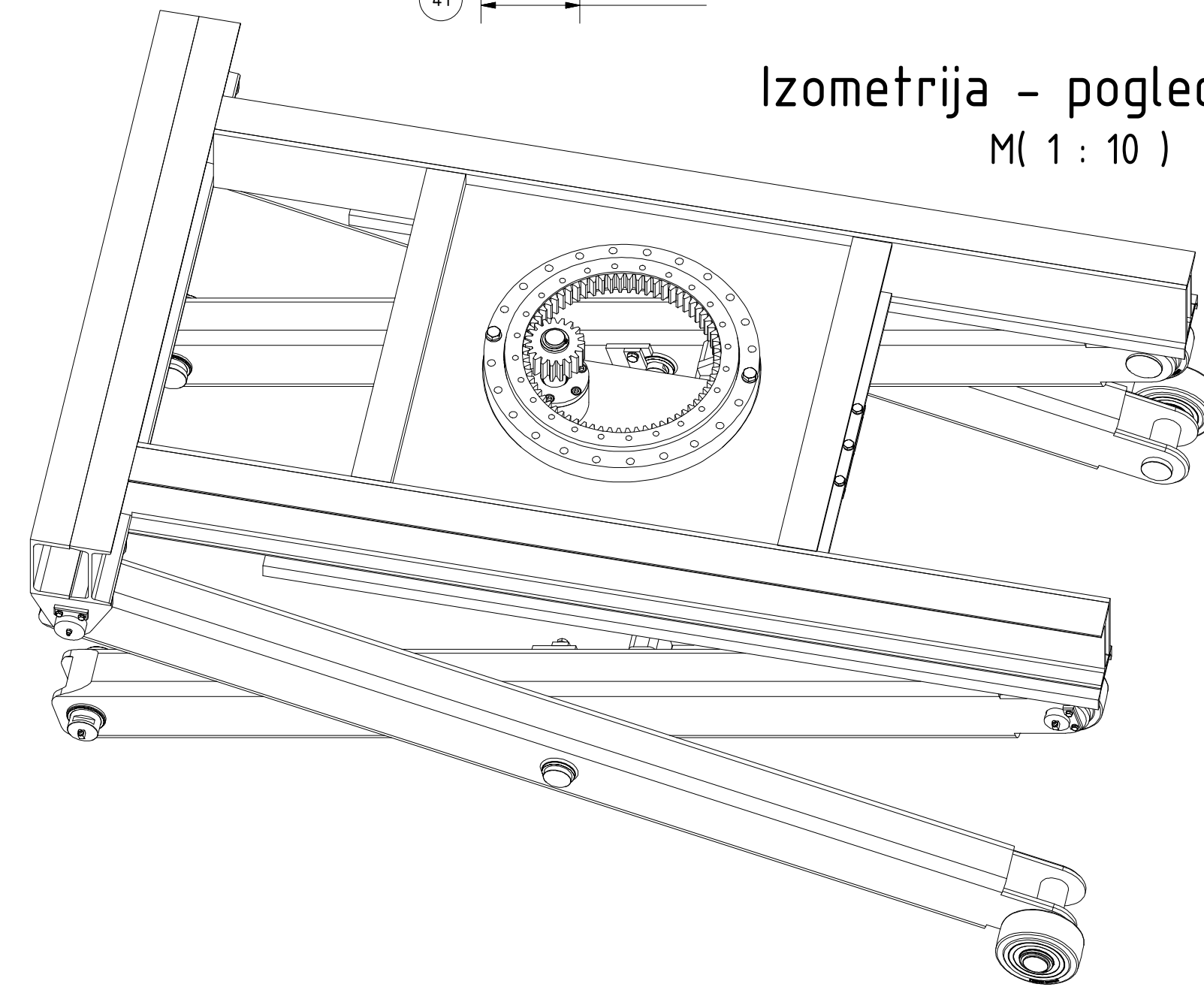
**Presjek D-D**  
M(1:2)



**Presjek C-C**  
M(1:2)

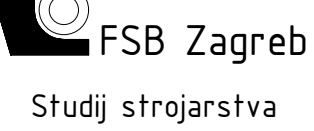


**Izometrija - pogled gornji**  
M(1:10)

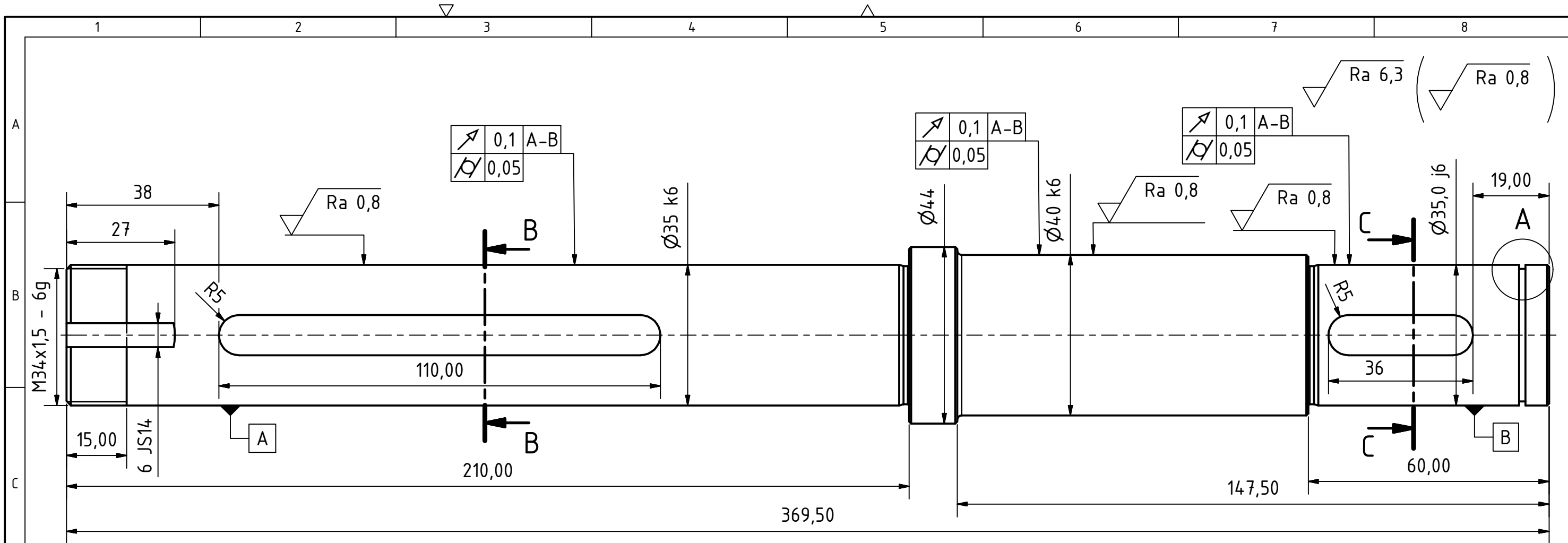


Poz.	Naziv	Kol.	Cr.t.br./Norm.	Dimenzije	Masa	Materijal/Proizv.
1	Unutarnja noga mehanizma	4	TK-004-02-BC	1916x150x100	74,707 kg	S355J0
2	Klizni ležaj	8	DIN 1850 - U	40 x 50 x 30	0,218 kg	P.CuSn14
3	Klizni ležaj	4	DIN 1850 - U	55 x 60 x 40	0,170 kg	P.CuSn14
4	Vraštlo mehanizma za okretanje	1	TK-004-25-BC	D44x369,5	3,003 kg	Ck45
5	Mazalica	2	DIN 71412 - AM8 x 1	Form A	0,006 kg	Schaeffler
6	Kotač škarastog meh.	4	SVS_150_45K	D150x60	16,000 kg	Blickle GmbH
7	Pločica osovine unutar: kotača	4	TK-004-06-BC	20x60x8	0,009 kg	S355J0
8	Podloška M6	8	DIN 125 - A 6,4		0,001 kg	Vijci Kranjec
9	Odstojnik kotača unutarnje noge	2	TK-004-05-BC	D52x7,5	0,004 kg	S355J0
10	Mazalica	4	DIN 71412-CM 8 x 1	Forma C	0,013 kg	Schaeffler
11	Ploča središnje osovine meh.	2	TK-004-11-BC	120x80x10	0,073 kg	S235J0
12	Klizni Ležaj	4	DIN 1850 - U	55 x 60 x 50	0,210 kg	P.CuSn14
13	Vijak M6	8	DIN 933 - M6 x 14		0,006 kg	Vijci Kranjec
14	Mazalica	1	DIN 71412 - AM 6	Form A	0,004 kg	Schaeffler
15	Zahvatna pločica sr. zgloba	2	TK-004-12-BC	120x30x8	0,027 kg	S355J0
16	Podloška M10	10	DIN 125 - A 10,5		0,004 kg	Vijci Kranjec
17	Vijak M10	4	DIN 933 - M10 x 16		0,022 kg	Vijci Kranjec
18	Vanjski odstojnik kotača	2	TK-004-15-BC	D60x5	0,006 kg	S355J0
19	Uskočnik 45	2	DIN 471 - 45 x 1,75		0,010 kg	Vijci Kranjec
20	Odstojnik vanjskog kotača meh.	2	TK-004-09-BC	D60x16	0,140 kg	S355J0
21	Platforma škarastog meh.	1	TK-004-40-BC	1890x1175x190	256,959 kg	S355J0
22	Poprečni profil prihvata hid.cil.	1	ISO 12633-2	90x50x8 - 680	10,004 kg	S355J0
23	Rebro grede cilindra	2	TK-004-07-BC	92x55x15	0,053 kg	S355J0
24	Uška prihvata glave cilindra	4	TK-004-13-BC		1,607 kg	S355J0
25	Zupčanik okr. ležaja	1			2,181 kg	Schaeffler
26	Zupčanik okretnog ležaja	1			13,499 kg	Schaeffler
27	Vanjski prsten okretnog ležaja	1	Schaeffler-Ring	D486x44,5	14,821 kg	Schaeffler
28	Podloška M14	48	DIN 125 - A 15		0,009 kg	Vijci Kranjec
29	Vijak M14	24	DIN 933 - M14 x 80		0,124 kg	Vijci Kranjec
30	Matica M14	24	DIN 934 - M14		0,026 kg	Vijci Kranjec
31	Motor okretnog meh.	1	FH043-11N-71-06F		17,500 kg	Wat1-Drive
32	Ploča prihvata motora	1	TK-004-41-BC	200x835x10	12,741 kg	S235J0
33	Poklopac glavine	1	TK-004-16-BC	D120x14	0,089 kg	S235J0
34	Valjni ležaj 22207 E	1	22207 E		0,450 kg	SKF
35	Valjni ležaj 6208-2RZ	1	6208-2RZ		0,378 kg	SKF
36	Semerling 1	1	ISO 6194/1	40x62x8-Typ 2	0,004 kg	Set-Bjelovar
37	Semerling 2	1	ISO 6194/1	35x55x8-Typ 2	0,004 kg	Set-Bjelovar
38	Prsten zupčanika	1	TK-004-17-BC	D50x6,5	0,051 kg	S235J0
39	Prsten EM okretanja	1	TK-004-18-BC	D45x6	0,029 kg	S235J0
40	SKF-sigurna-podloška	1	DIN 5406 - MB7	Typ MB/MBL	0,010 kg	SKF
41	SKF-Matica	1	DIN 981 - KM 7		0,070 kg	SKF
42	Uskočnik 35	1	DIN 471 - 35 x 1,5		0,005 kg	Vijci Kranjec
43	Vijak M10	6	DIN 912 - M10 x 100		0,075 kg	Vijci Kranjec
44	Pero 1	1	ISO 2491 - A	10 x 6 x 110	0,050 kg	Vijci Kranjec
45	Pero 2	1	ISO 2491 - A	10 x 6 x 36	0,016 kg	Vijci Kranjec
46	Osovinna kotača unutarnje noge	2	TK-004-04-BC	D65x120	1,605 kg	S355J0
47	Zglobna osovinna meh. donja	2	TK-004-03-BC	D65x165	3,087 kg	S355J0
48	Osovinna srednjeg zgloba meh.	2	TK-004-10-BC	D50x263	2,623 kg	S355J0
49	Osovinna vanjskog kotača meh.	2	TK-004-08-BC	D55x195,5	2,756 kg	S355J0
50	Zglobna osovinna mehanizma	2	TK-004-22-BC	D60x165	3,089 kg	S355J0
51	Glavina vraštla meh. okretanja	1	TK-004-30-BC	D120x67	3,611 kg	S235J0
52	Sigurnosna podloška M10	6	DIN 128 - A10		0,002 kg	Vijci Kranjec
53	Vijak M10	6	DIN 933 - M10 x 35		0,033 kg	Vijci Kranjec
54	Matica M10	6	DIN 934 - M10		0,012 kg	Vijci Kranjec

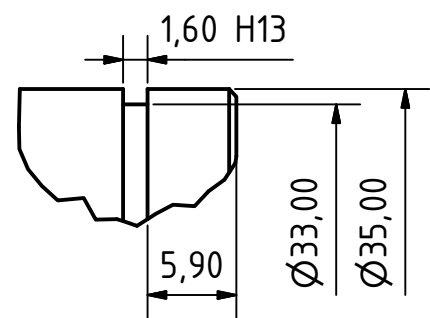
Broj naziva - code	Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
		29.11.2018.	Bruno Cerovski	
		29.11.2018.	Bruno Cerovski	
		29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
		29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
		29.11.2018.	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
ISO - tolerancije	ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:	
Ø35 H7/k6 +0,023 -0,018	Ø55 F8/h8 +0,122 -0,03		R. N. broj:	
Ø40 H7/k6 +0,023 -0,018	Ø60 H7/s8 -0,023 -0,099	Napomena:	Smjer:	
Ø40 F8/h8 +0,103 +0,025	Ø60 H7/m6 -0,019 -0,03	Materijal:	Masa: 675,93 kg	<b>DIPLOMSKI RAD</b>
Ø45 H7/k6 +0,023 -0,018	Ø70 H7/m6 -0,019 -0,03	Naziv:		Format: A1
Ø50 H7/h6 +0,041 -0,041	Ø72 H7/j6 -0,037 -0,012	Mjerilo originala:	Sklop škarastog mehanizma	2
Ø50 H7/s8 -0,018 -0,082	Ø50 H7/j6 -0,037 -0,012	1:10	Crtež broj: TK-004-00-BC	List: 1



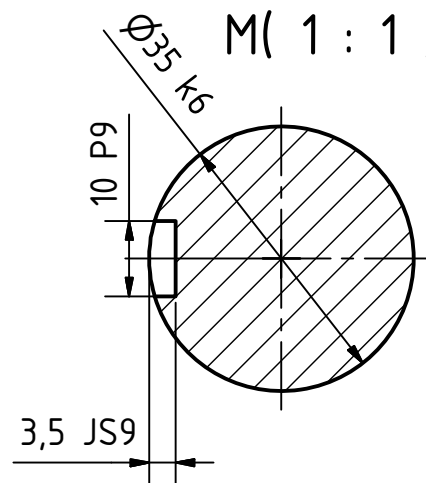
Kopija



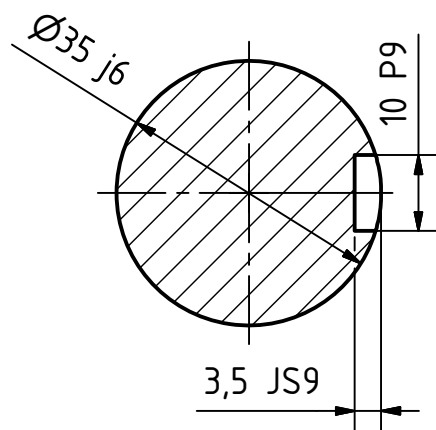
Detalj A  
M( 2 : 1 )



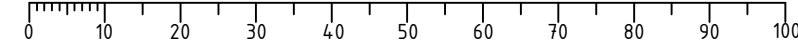
Presjek B-B  
M( 1 : 1 )



Presjek C-C  
M( 1 : 1 )

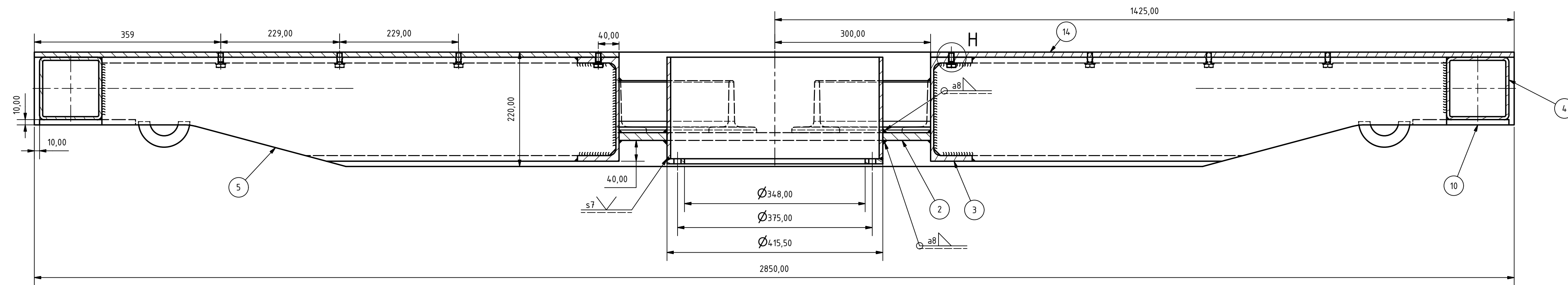


Broj naziva - code	Projektirao	29.11.2018	Bruno Cerovski	Potpis	
	Razradio	29.11.2018	Bruno Cerovski		
	Crtao	29.11.2018	Bruno Cerovski		
	Pregledao	29.11.2018	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		
ISO - tolerancije		Objekt:		Objekt broj:	
$\varnothing 35$ k6	+0,018 +0,002	Napomena:		R. N. broj:	
$\varnothing 35$ j6	+0,018 +0,002	Materijal: Ck45		Masa: 3,00 kg	
$\varnothing 40$ k6	+0,018 +0,002	Mjerilo originala		Naziv: Vratilo meh. za okretanje	
6 JS 14	+0,15 -0,15	1:1		Pozicija: 4	
10 P9	-0,015 -0,051	Crtež broj: TK-004-25-BC		Format: A3	
3,5 JS9	+0,15 -0,15			Listova: 1	
				List: 1	

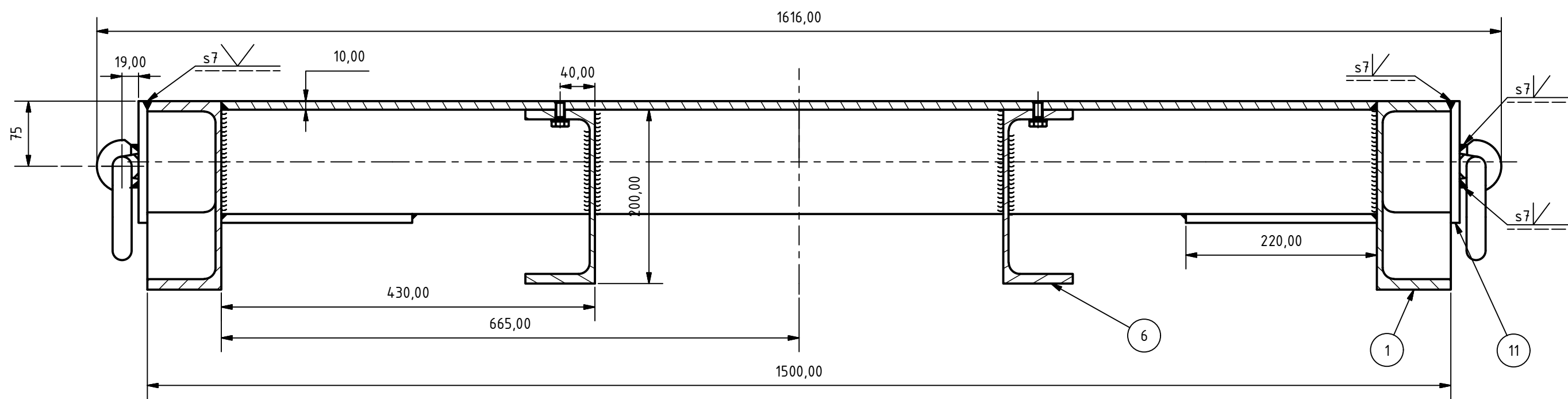




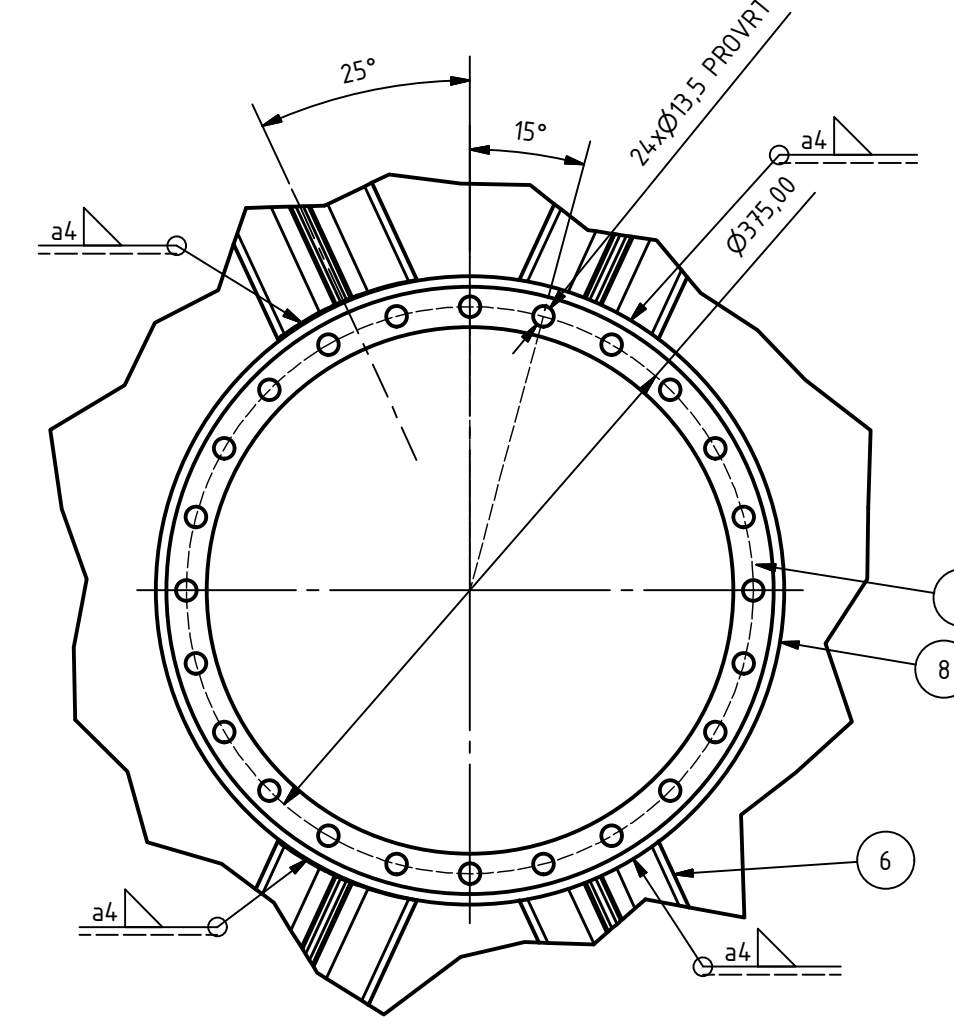
Presjek G-G  
M( 1 : 5 )



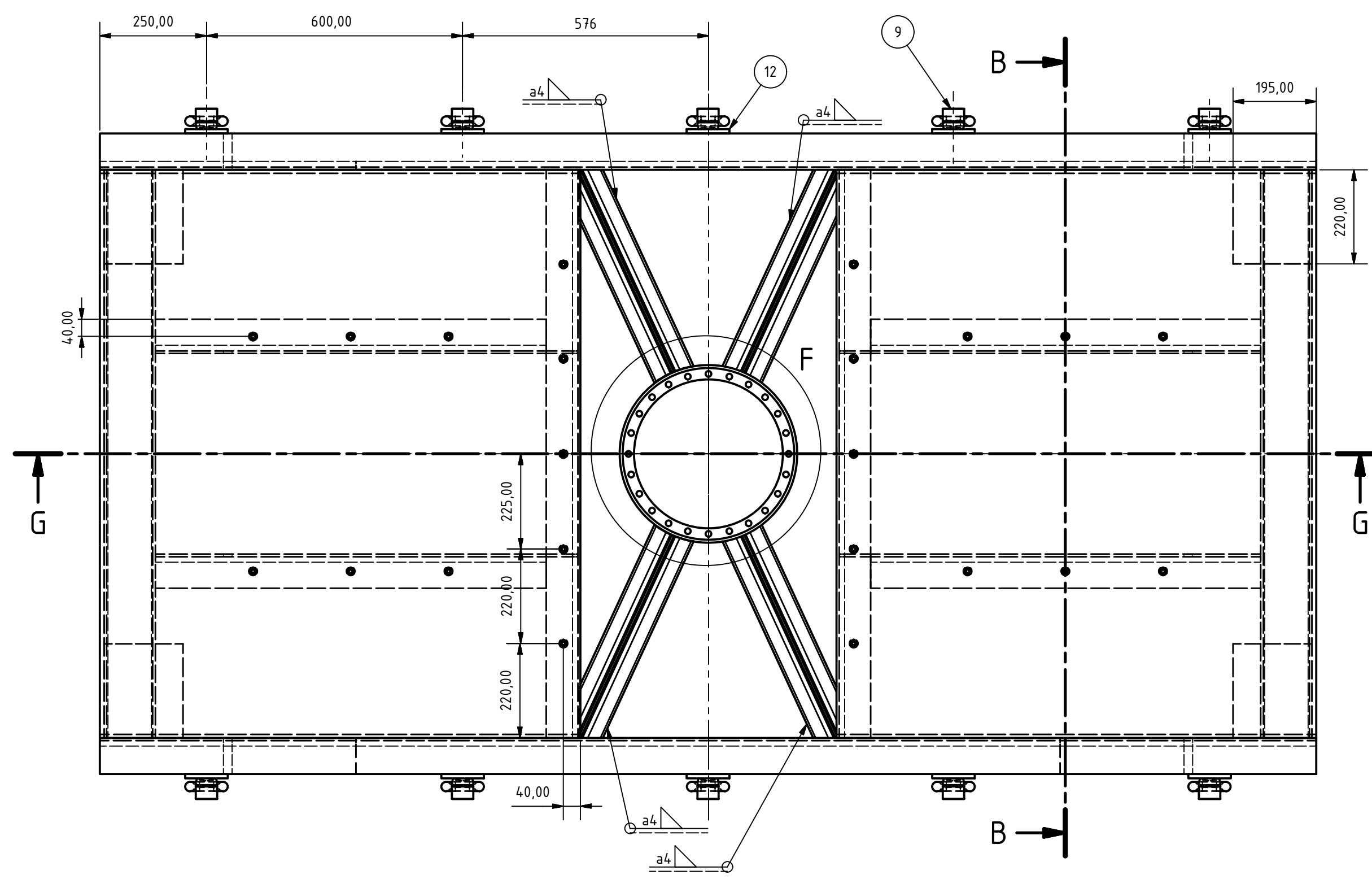
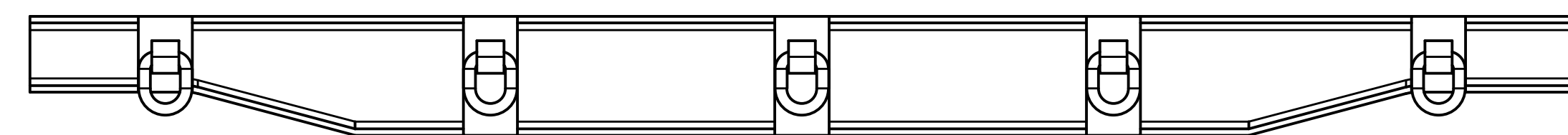
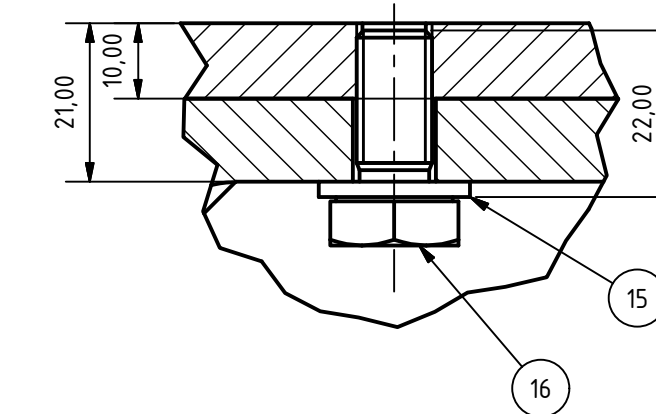
Presjek B-B  
M( 1 : 5 )



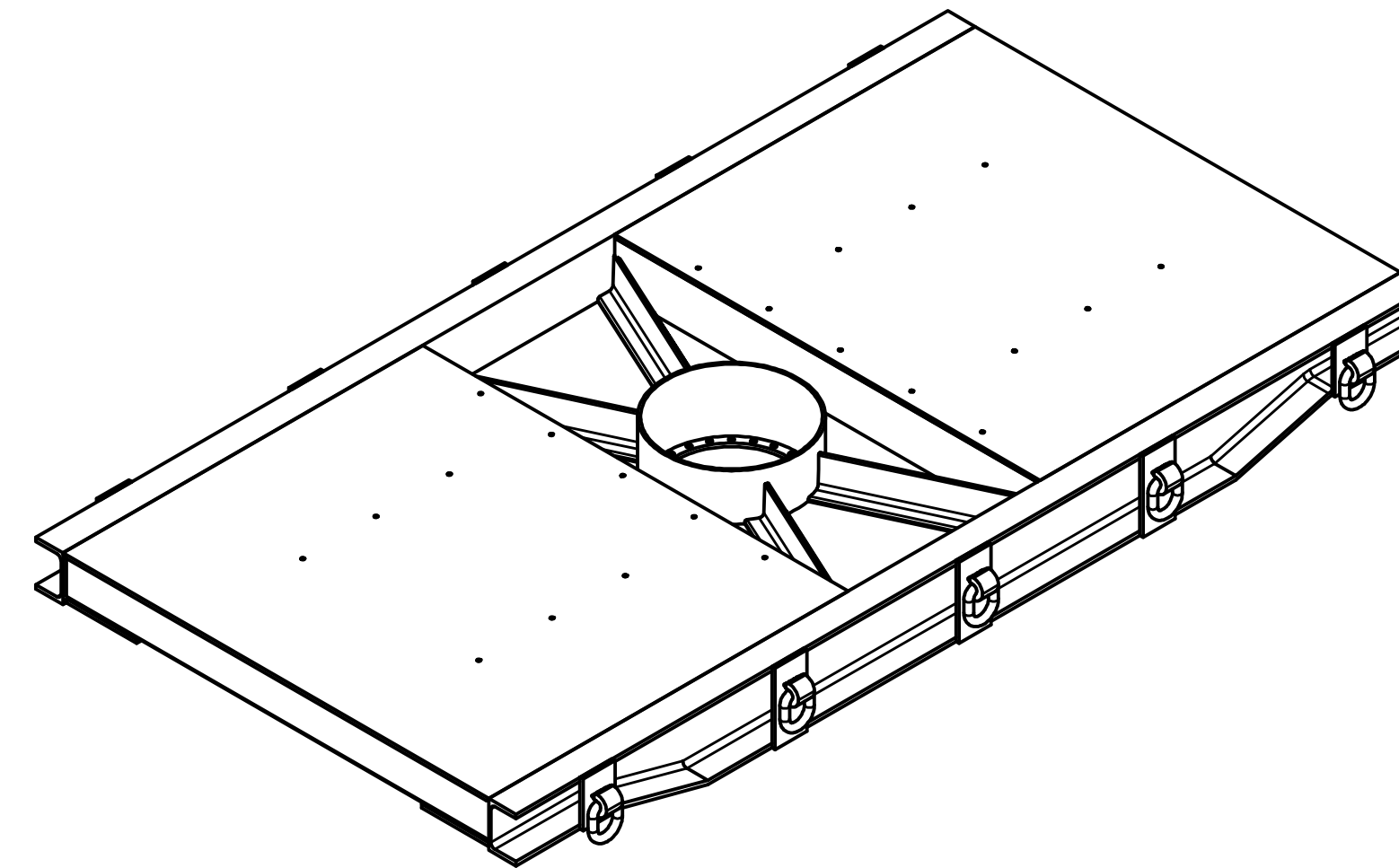
Detalj F  
M( 1 : 5 )



Detalj H  
M( 1 : 1 )



IZOMETRIJA



Napomene:

Sve naznačene nekotirane zavare izvesti kao a6 (glavni zavari osnovne strukture)  
Rupe na kosnstrukciji bušiti u jednom stezanju sa pločama

Poz.	Naziv	Kol.	Crtn.br./Norm.	Dimenzije	Masa	Materijal/Proizv.
1	Glavni nosivi profil	2	DIN 1026-2 - UPE 220	U220x2850	72,092 kg	S355J0
2	Nosiva ploca	1	TK-006-01-BC	1330x600x15	77,999 kg	S355J0
3	Poprečni nosaci ploce	2	DIN 1026-2 - UPE 200	U200x1330	30,283 kg	S355J0
4	T-profil - ukruta	4	DIN 1024 - T100-730	T100x730	8,613 kg	S355J0
5	Uzduzni nosac 1	2	TK-006-02-BC	U200 x 989	17,741 kg	S355J0
6	Uzduzni nosac 2	2	TK-006-04-BC	U200x989	17,685 kg	S355J0
7	Ploca gornje prirubnice	1	TK-006-12-BC	D415,5x10	2,908 kg	S355J0
8	Cijev gornje prirubnice	1	TK-006-11-BC	D415,5x195	13,751 kg	S355J0
9	Alka	10	07720-5000 -90		0,193 kg	Norelem GmbH
10	Ploca donja	4	TK-006-10-BC	220x190	0,407 kg	S235J0
11	Prihvatni lim alke	4	TK-006-03-BC	140x100x10	1,099 kg	S235J0
12	Lim alke - veci	6	TK-006-06-BC	100x220x10	1,727 kg	S235J0
13	Pokrovna ploca	1	TK-006-07-BC	1330x10x1125	116,969 kg	S235J0
14	Pokrovna ploca	1	TK-006-07-BC	1330x10x1125	116,717 kg	S235J0
15	Podloška M10	22	DIN 125 - A 10,5		0,004 kg	Vijci Kranjec
16	Vijak M10	22	DIN 933 - M10 x 22		0,025 kg	Vijci Kranjec

Projektiarao	29.11.2018	Bruno Cerovski	Potpis	 <b>FSB Zagreb</b> Studij strojarstva
Razradio	29.11.2018	Bruno Cerovski		
Crtao	29.11.2018	Bruno Cerovski		
Pregledao	29.11.2018	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		
Mentor	29.11.2018	Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		
ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:		
		R. N. broj:		
	Napomena:	Smjer:		Kopija
	Materijal: S235J0 i S355J0	Masa: 713,01 kg	<b>DIPLOMSKI RAD</b>	
	Mjerilo originala: 1:10	Naziv: Radonicki crtez okretne platforme	3	Format: A1
				Posicija: 3
				Forma: 1
				Crtež broj: TK-006-00-BC
				List: 1