

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: **2024-07-14**

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 manipulaton 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: ≤ 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:

27. rujna 2018.

Datum predaje rada:

29. studenog 2018.

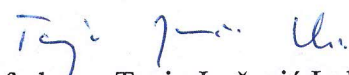
Predviđeni datum obrane:

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

SADRŽAJ	V
Sažetak	VIII
Summary	IX
POPIS SLIKA	X
POPIS TABLICA	XII
Popis oznaka	XIII
1. Uvod	1
2. Proračun čvrstoće nosive strukture	5
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
3. Proračun pogona	16
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
4. Proračun prednje osovine i sustava spona skretanja vozila	31
4.1. Kinematička analiza i odnosi kuteva spona i skretanja vozila	31
5. Proračun škarastog mehanizma za podizanje	36
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 zavora grede prihvata glave hidrauličkog cilindra	54
6.	Projektiranje hidrauličkog sustava	56
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
7.	Proračun mehanizma za okretanje	64
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
8.	Akumulatorski pogonski sustav 48V	82
8.1.	Proračun kapaciteta baterija	82
9.	Analiza opasnosti pri radu sa transportnim kolicima	84
10.	Zaključak	86

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

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 prihvata ruda 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 prihvata hidrauličkog cilindra ili prihvata 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 krucijalnih 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 strenght 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 validaed through ABAQUS program package and analitical method. Everything is also well documented with the few graphical comparation 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 namijenjena 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 Eles [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 zavora 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 opsanosti/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
ψ		Dinamički faktor pogonske grupe
v_{diz}	m/min	Brzina dizanja tereta
σ_I	MPa	Prvo proračunsko naprezanje
W_y	mm ³	Otpor presjeka oko osi y
σ_{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 ²	Ubrzanje
η_{pog}	-	Korisnost pogonskog mehanizma
β	-	Faktor sigurnosti
v_v	m/s ²	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
ω_{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
α_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
φ	°	Kut položaja mehanizma
φ	-	Faktor udara
β_{kf}	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja okretanjem
η_{kt}	-	Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja

Oznaka	Jedinica	Značenje
σ_{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
α_1	°	Kut položaja spone prema Ackermanovoj geometriji
β_1	°	Kut zakretne spone i osi osovine
γ_1	°	90°- α_1
δ_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 [°]	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
σ_{hc}	MPa	Tlačno naprezanje u klipnjači cilindra
A_{kl}	mm ²	Površina poprečnog presjeka klipnjače
λ_i	-	Faktor vitkosti
σ_k	MPa	Naprezanje na izvijanje
S_{hc}	-	Sigurnost na izvijanje hid. cil.
p_v	MPa	Proračunski pritisak vansjkih uležištenja
p_{dop}	MPa	Dopušteni dodirni pritisak
p_l	MPa	Tlak na limovima platforme
a_L	mm	Debljina lima dosjedanja

Oznaka	Jedinica	Značenje
τ_{O2}	MPa	Odrežno naprezanje osovine
τ_{dop}	MPa	Dopušteno naprzanje 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
τ_{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 ²	Površina pop. Presjeka osovine kotača mehanizma
W_{yzG}	mm ³	Moment otpora zavata grede
α_c	°	Relativan kut pozicije hid. Cilindra
l_c	mm	Udaljenost djelovanja sile cilindra od ishodišta zavata
σ_{zavG}	MPa	Savojno naprezanje zavara
τ_{zavG}	MPa	Naprezanje zavara na odrez
σ_{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 ³ /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
ν_N	-	Faktor zavara bešavne cijevi

Oznaka	Jedinica	Značenje
λ	-	Koeficijent trenja cijevi
v_{hid}	m/s	Brzina strujanja medija
d_i	mm	unutrašnji promjer cijevi
Re	-	Reynoldsov broj
J_1	kgm ²	Traženi moment inercije tereta
m_p	kg	Pretpostavljena masa paltforme
a_p	m	Širina platforme
c_t	m	Visina tereta
l_p	m	Duljina tereta
J_{uk}	kgm ²	Ukupan dinamički moment tromosti s teretom
ε_1	s ⁻¹	Kutno ubrzanje platforme s teretom
a_1	m/s ²	Obodno ubrzanje platforme
i	-	Prijenosni odnos zupčanika unutarnjeg ozubljenja
P_{an}	W	Stvarna potrebna snaga elektromotora za okretanje
M_{an}	Nm	Moment poteban za okretanje paltforme
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
ε	-	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
σ_F	MPa	Savojno naprezanje u korjenu zuba
Y_{F1}	-	Faktor oblika

Oznaka	Jedinica	Značenje
Y_ε	-	Faktor udjela opterećenja
ε_α	-	Stupanj prekrivanja profila
$K_{F\alpha 1}$	-	Faktor raspodjele opterećenja kod provjere korjene zuba
q_L	-	Korekcijski faktor raspodjele sile
σ_{Flim}	MPa	Dinamička čvrstoća kod naprezanja zuba na savijanje
S_{Flim}	-	Faktor sigurnosti na savijanje u korjenu zuba
σ_{FP}	MPa	Dopušteno naprezanje na savijanje u korjenu zuba
σ_H	MPa	Proračunsko/Stvarno naprezanje na Herzov pritisak
σ_{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_ε	-	Faktor utjecaja stupnja prekrivanja
$K_{H\alpha}$	-	Faktor raspodjele opterećenja kod proračuna bokova
S_{Hlim}	-	Daktor sigurnosti na Herzov pritisak
F_{r1}	N	Radikalna 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 unutarnjim 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.

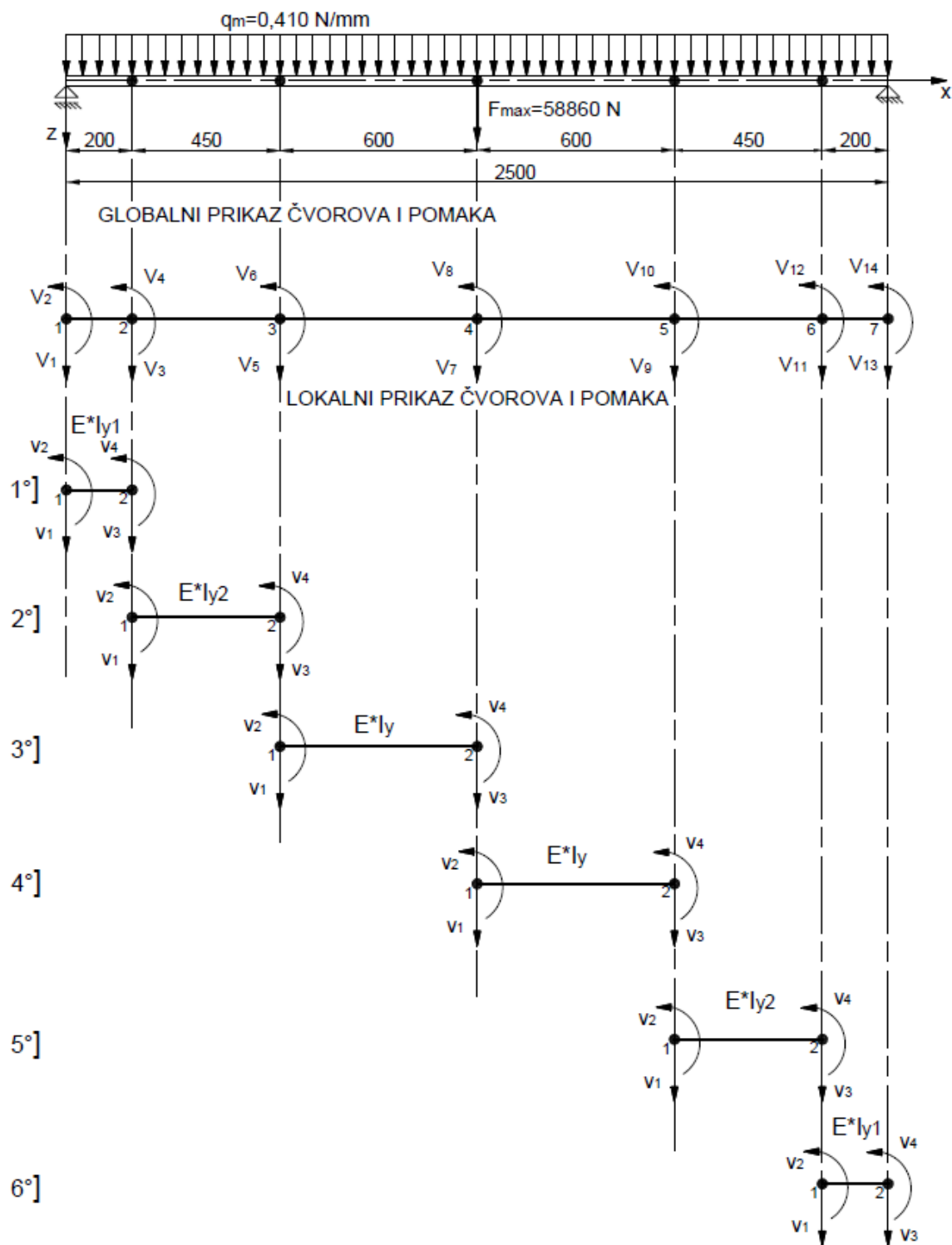
2. Proračun čvrstoće nosive strukture

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
1.i 6. član	$l_1=l_6$	mm	200
	I_{y1}	mm ⁴	78800000
2. i 5. član	$l_2=l_5$	mm	450
	I_{y2}	mm ⁴	118200000
3. i 4. član	$l_3=l_4$	mm	600
	I_y	mm ⁴	157600000
Koncentrirana sila	F	N	58860
Kontinuirano opt mase	q_m	N/mm	0,410
Youngov modul el.	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 jednodimenzijske 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:

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

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:

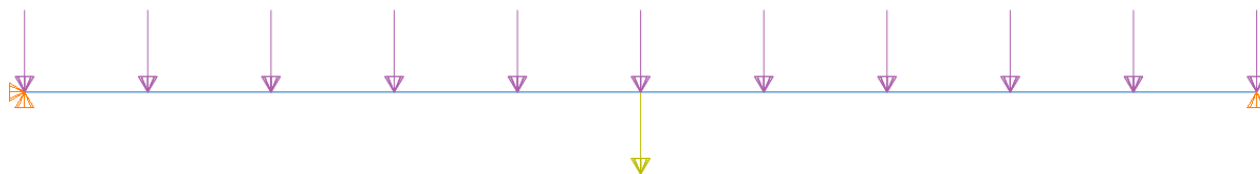
$$w_{dop} = \frac{L}{600} = \frac{2500}{600} = 4,16 \text{ mm} \quad (2.12)$$

2.3. Prikaz i usporedba rezultata numerički i grafički

Tablica 2.3: Usporedba rješenja dobivenih numerikom i programskim paketom Abaqus

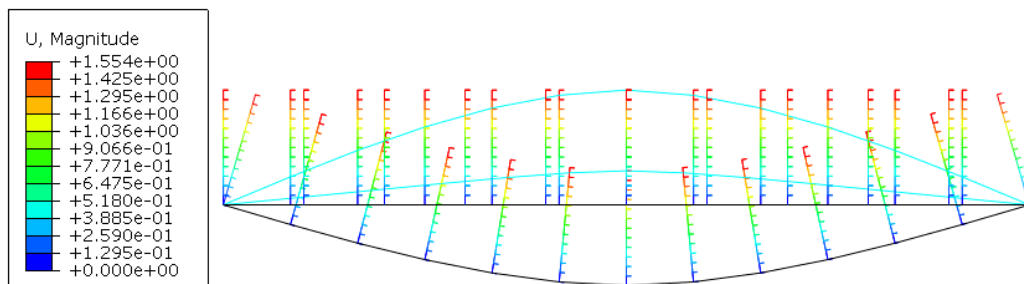
Duljina	MKE-MatLAB		MKE-Abaqus	
	Progib	Kut nagiba tangente	Progib	Kut nagiba tangente
0	0,0000	-0,00180000000000	0	-0,00179
200	-0,3527	-0,00170000000000	-0,3885	-0,0017222
650	-1,0518	-0,00130000000000	-1,036	-0,001327
1250	-1,4821	0,00000000000000	-1,554	0
1850	-1,0518	0,00130000000000	-1,036	0,001327
2300	-0,3527	0,00170000000000	-0,3885	0,0017222
2500	0,0000	0,00180000000000	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:

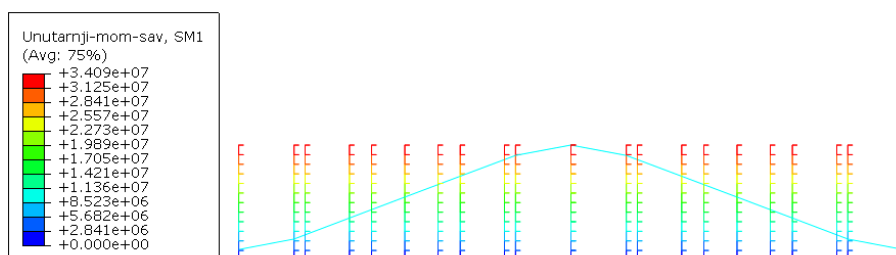


Slika 2.2: Model opterećenja u programskom paketu ABAQUS

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

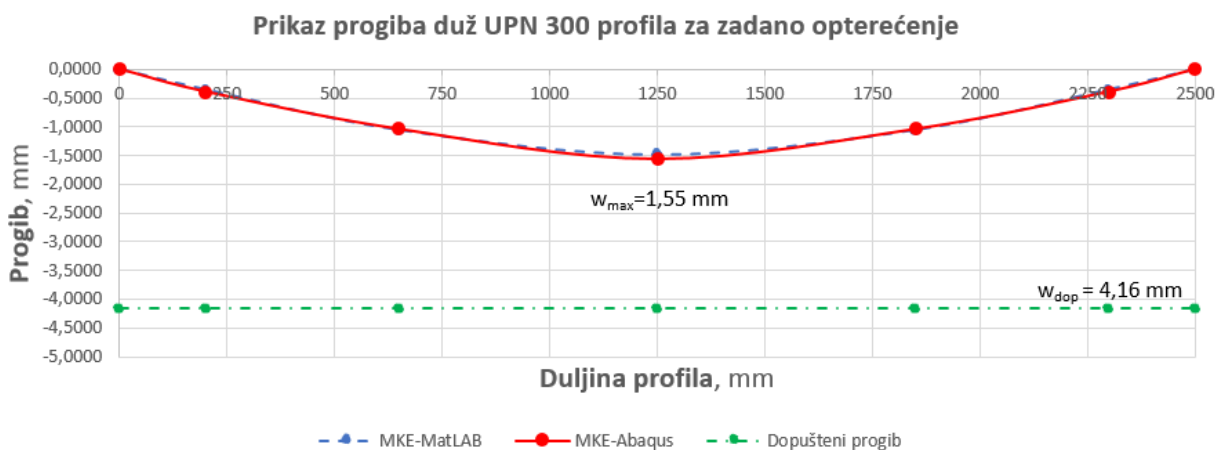


Slika 2.3: Raspodjela progiba duž nosača nakon provedene simulacije

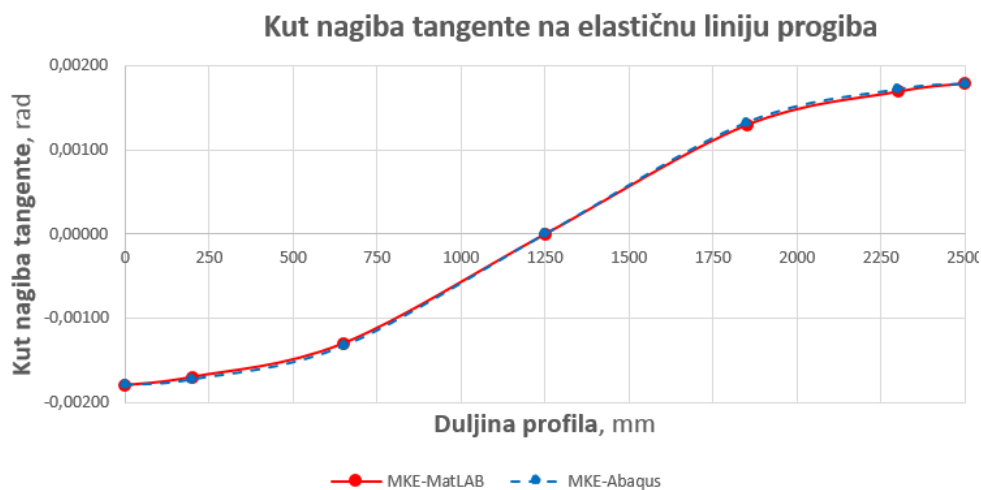


Slika 2.4: Raspodjela unutarnjih momenata i graf duž nosača nakon provedene simulacije

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

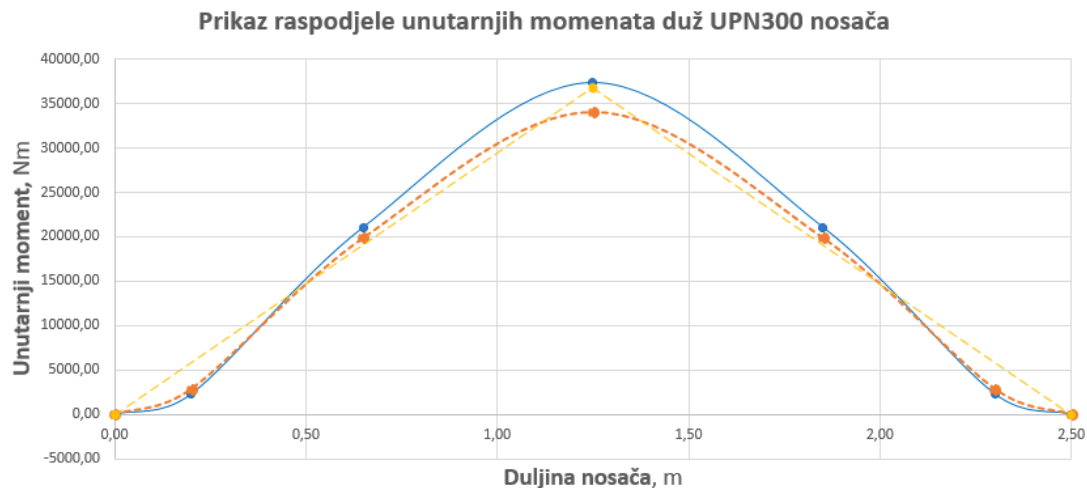


Slika 2.6: Grafički prikaz kuta nagiba tangente na elastičnu liniju u karakterističnim točkama

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 naprezanja u kritičnoj točki

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

Za pogonsku grupu H3/B4 prema FEM-u određuju se faktori c_n i ψ . 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

Naprezanje 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 $x=1,25 \text{ m}$

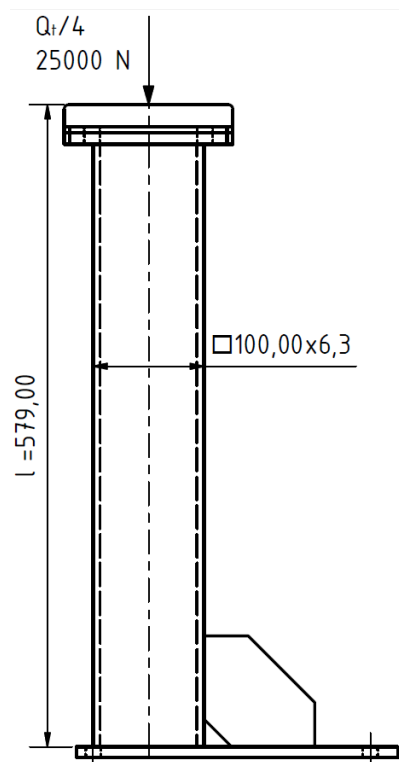
$\sigma_{dop}^{S355J0} = 150 \text{ N/mm}^2$ - Dopušteno naprezanje prema [5], str. 700, Tablica 1. za čelik S355J0

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:

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

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

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

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

$\eta_{pog} = 0,93 \rightarrow$ 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 %

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

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

$t_p = 6 \text{ s} \rightarrow$ 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^{-1}
Izlazna brzina iz reduktora	28	min^{-1}
Moment na izlazu	215	Nm
Moment inercije	0,0066	kgm^2
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 $\longrightarrow$ 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:

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

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

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

$v_v=1\text{ m/s} \rightarrow$ 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 β_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

$I_{EM}=0,0066$ kgm²

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

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

$\omega_{EM} = 98,44$ s⁻¹ - 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:

$I_R=1,3395$ kgm²

$\eta_{pog} = 0,93 \rightarrow$ 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⁻¹ - 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:

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

$v_v = 1 \text{ m/s} \rightarrow$ 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:

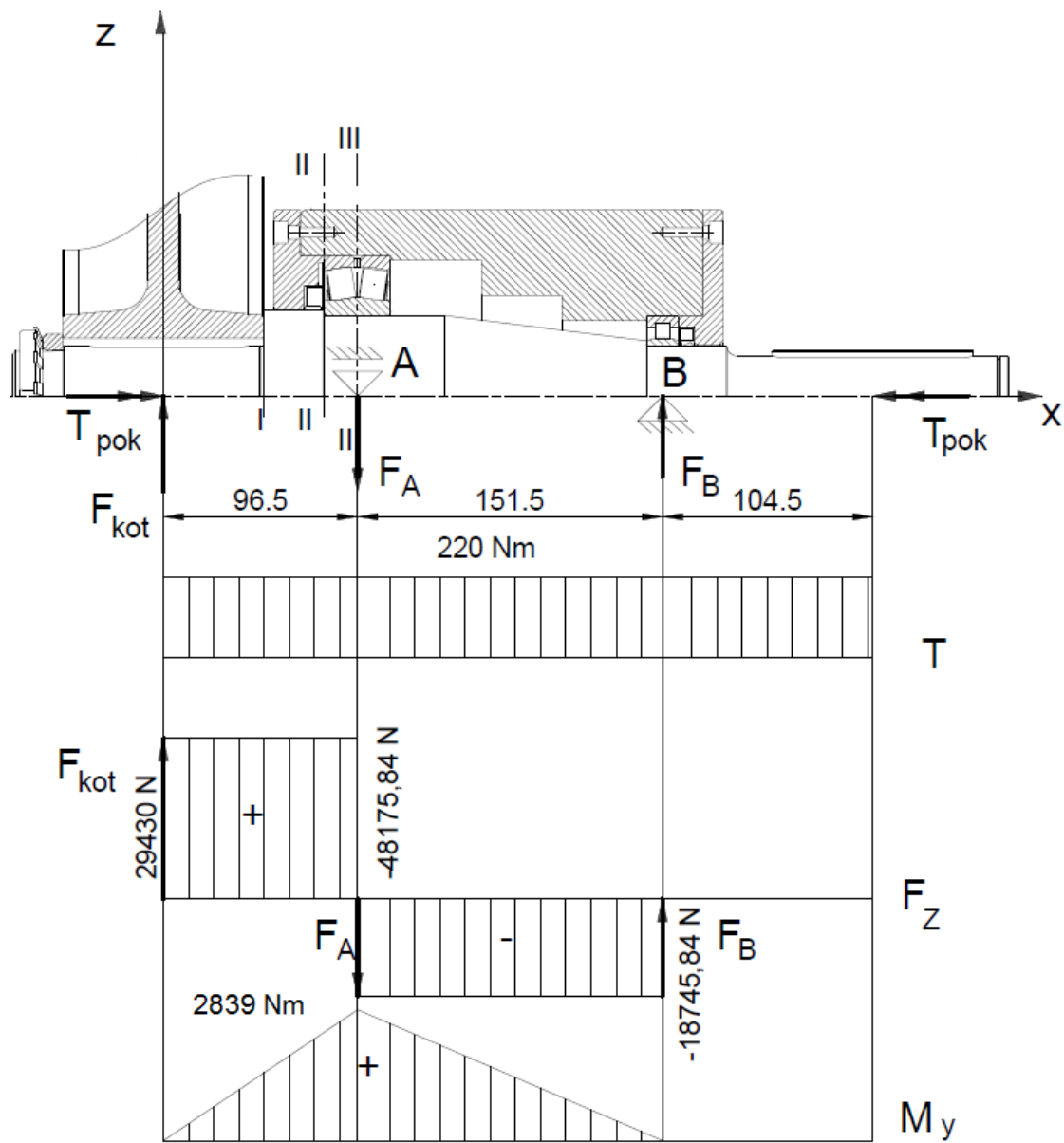
$$t_z \leq 5 \cdot \beta_v \cdot v_v = 5 \cdot 1,36 \cdot 1 = 5,04 \text{ s} \quad (3.41)$$

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 predefinirati 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 α_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 β_{kf} i uvijanja β_{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 β_{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 σ_{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 β_{kf} i uvijanja β_{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:

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

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

Pa uvrštavanjem slijedi β_{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:

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

Nakon čega slijedi σ_{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):

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

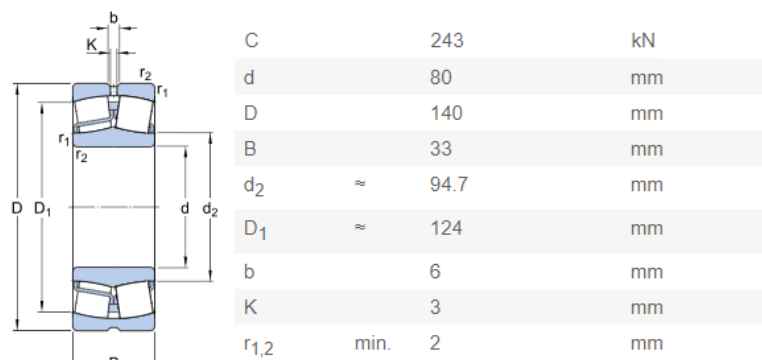
Pa je tako:

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

3.5.3. Odabir ležajeva

Ležajno mjesto A

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



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:

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

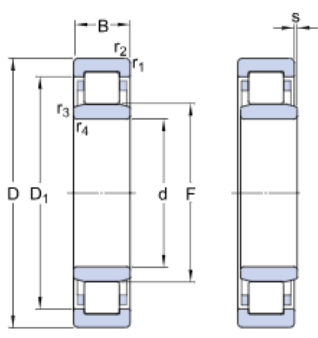
Iz čega se uvrštavanjem dobije:

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

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 ₁	≈ 91.4	mm
F	65	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	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 usporedi 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 α 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:

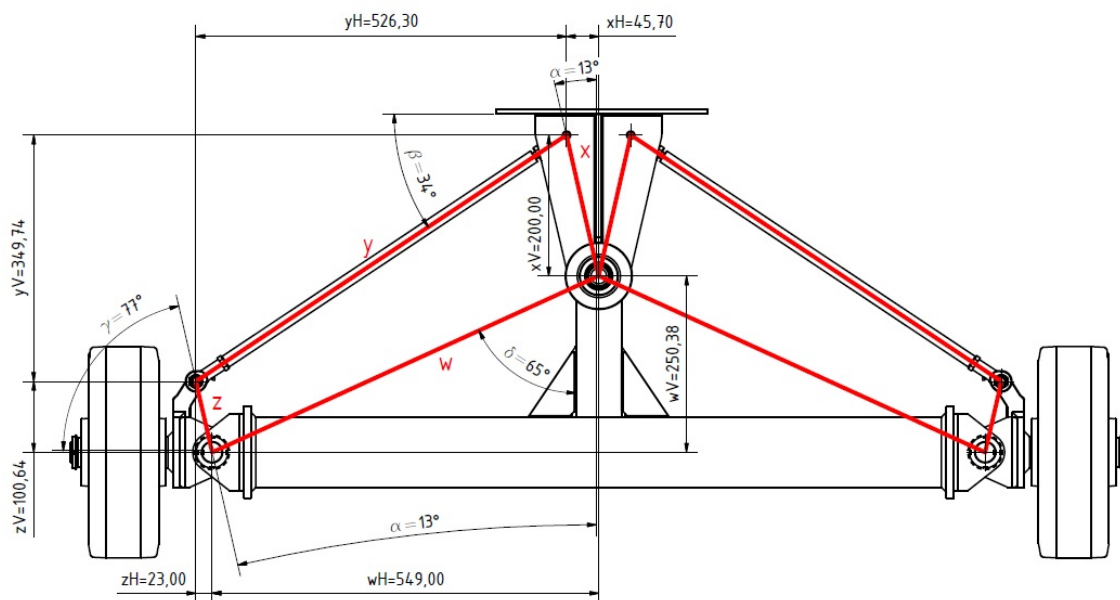
$\alpha_1 = 13^\circ$ - Kut određen iz Ackermanove geometrije

$\beta_1 = 34^\circ$

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

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

$y_H = 526,30 \text{ mm}$, $y_V = 349,74 \text{ mm}$, $x_H = 45,70 \text{ mm}$, $x_V = 200 \text{ mm}$, $w_H = 549 \text{ mm}$,
 $w_V = 250,38 \text{ mm}$, $z_H = 23 \text{ mm}$, $z_V = 100,64 \text{ mm}$



Slika 4.1: Proračunski model sustava spona zakretanja kotača

Kako bi se dobio odnos ovisnosti kuta γ kao funkcija o kutu α 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:

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

Rješavanjem ove jednadžbe programskim kodom iz "Dodatka B" dobiva se kut γ kao funkcija u odnosu na promjenu kuta skretanja vozila α . 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

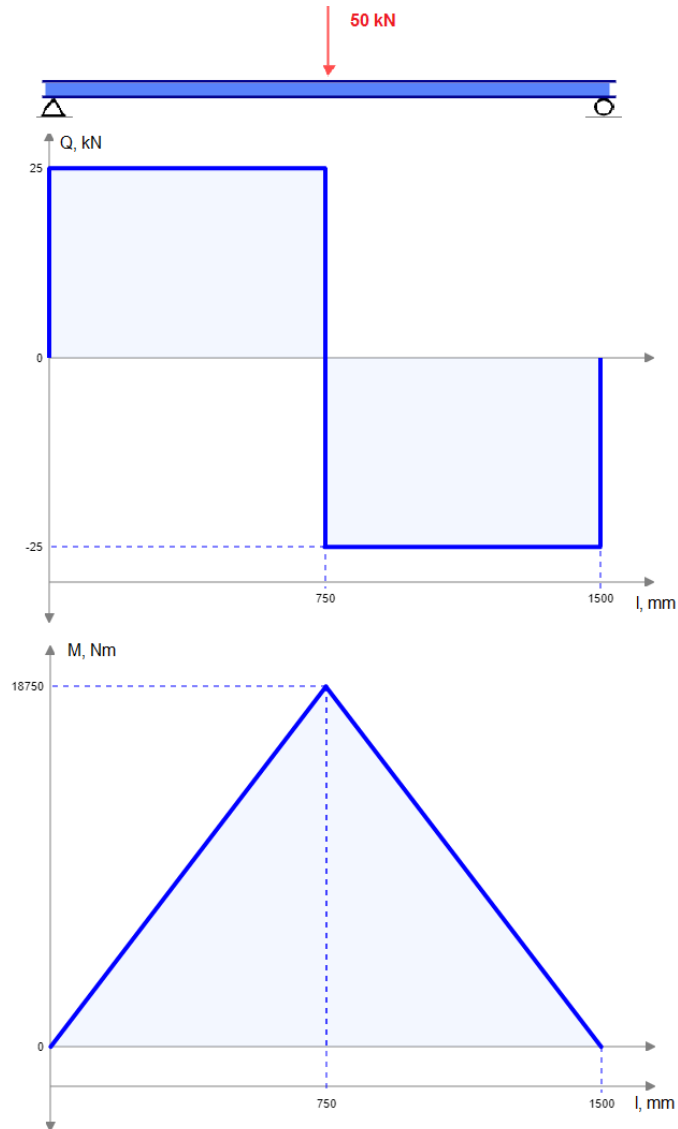
Iz čega se konačno mogu izračunati progib i naprezanja u samoj gredi:

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

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

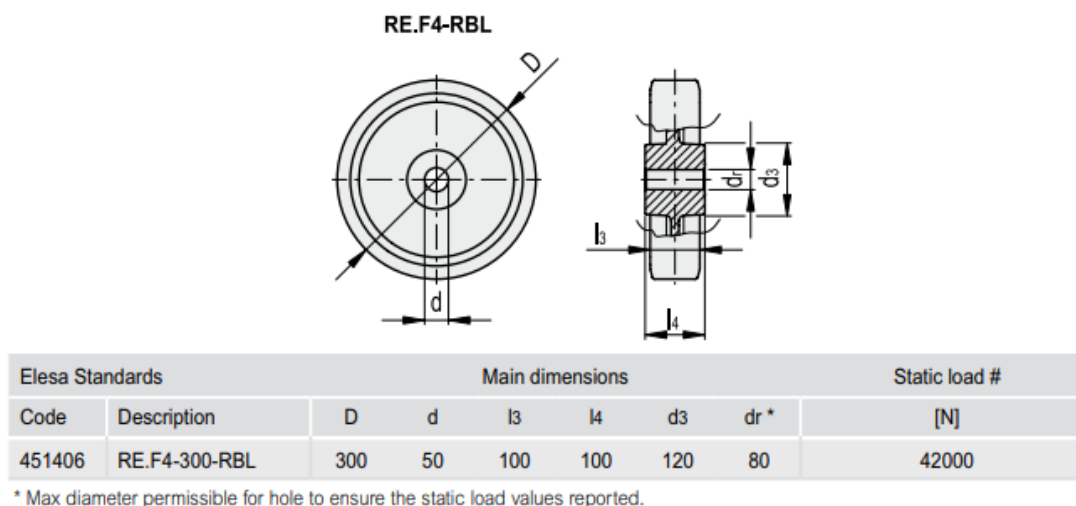
Pa uvrštavanjem navedenoga u izraz iznad slijedi:

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

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.

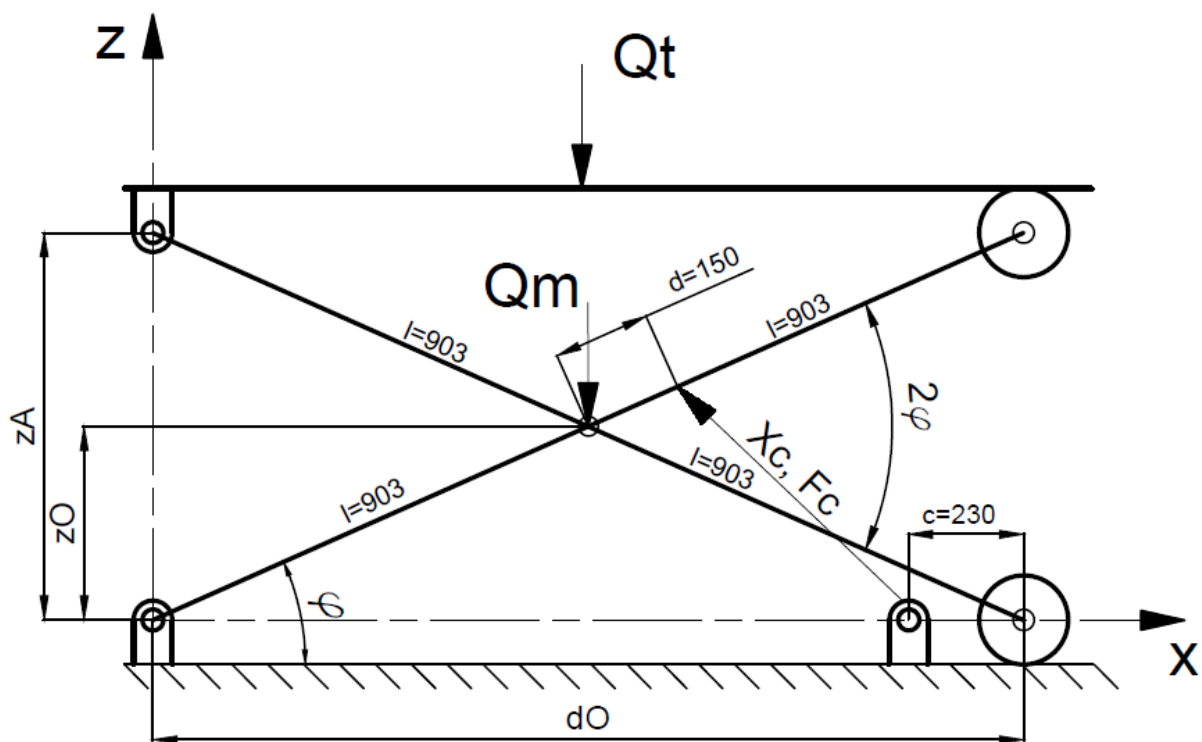


Slika 4.4: Kotač tvrtke Elesa [10] RE.F4-300-RBL

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 osnovog 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.

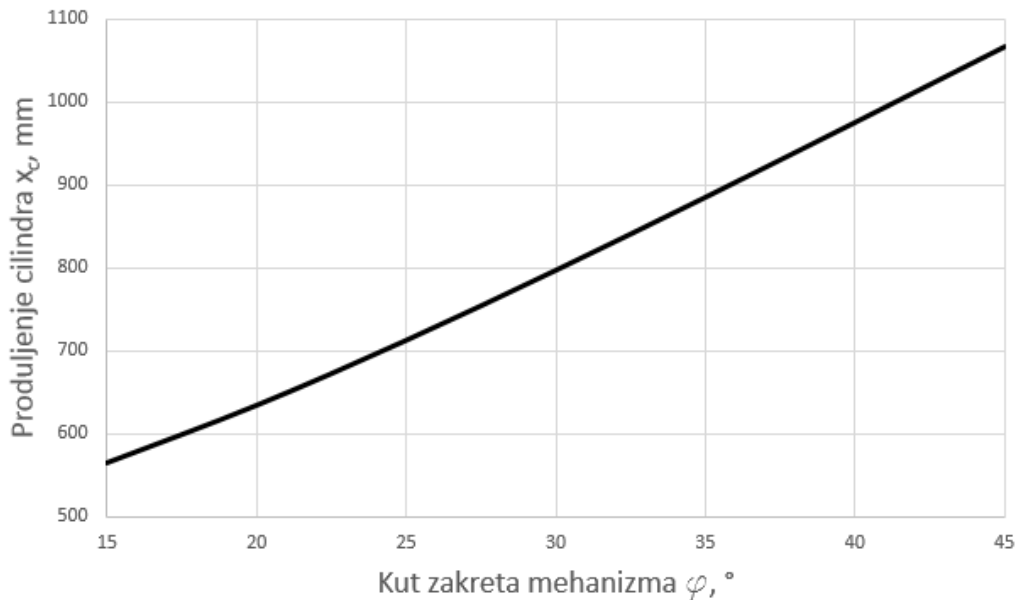
Potrebno je izraziti odnos promjene duljine cilindra u ovisnosti o promjeni varijable kuta škarastog mehanizma, odnosno izvesti sintezu mehanizma i njegovog gibanja.

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:

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

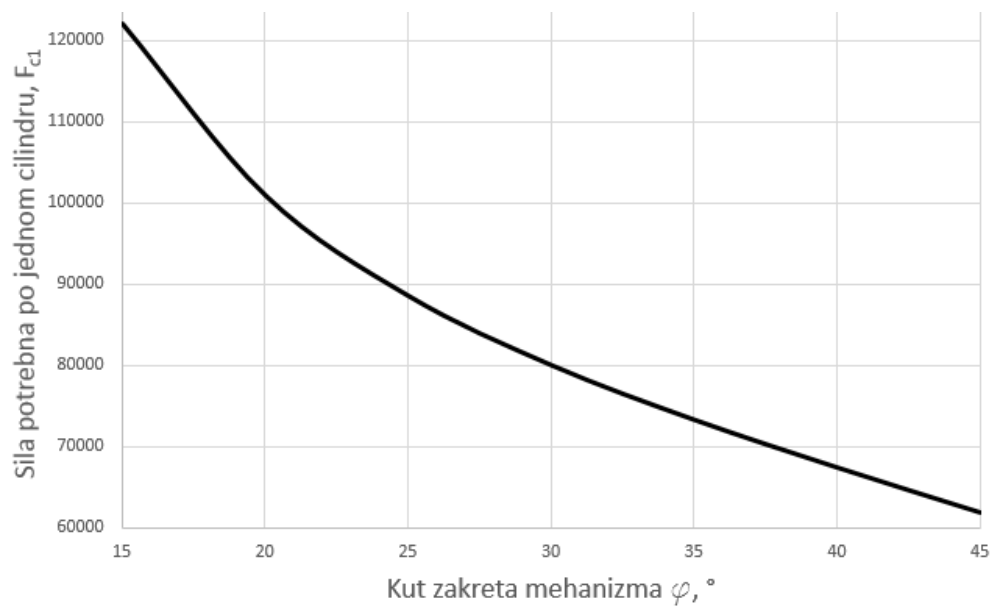
$$dz_O = l \cdot \cos(2\varphi) \quad (5.10)$$

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. Oda-
bran je cilindar iz serije višeg tlaka (250 bar) te su njegove specifikacije prema [11] sljedeće:

Klip ØAL	Klipnjača mm		Omjer površina φ A ₁ /A ₃	Površine		Tlačna sila F ₁ kN		Vlačna sila F ₃ kN	
	bei Nenndruck			Kolben A ₁ cm ²	Ring A ₃ cm ²	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 Δx_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 $\Delta x_c=520 \text{ mm}$. 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 λ_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 σ_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:

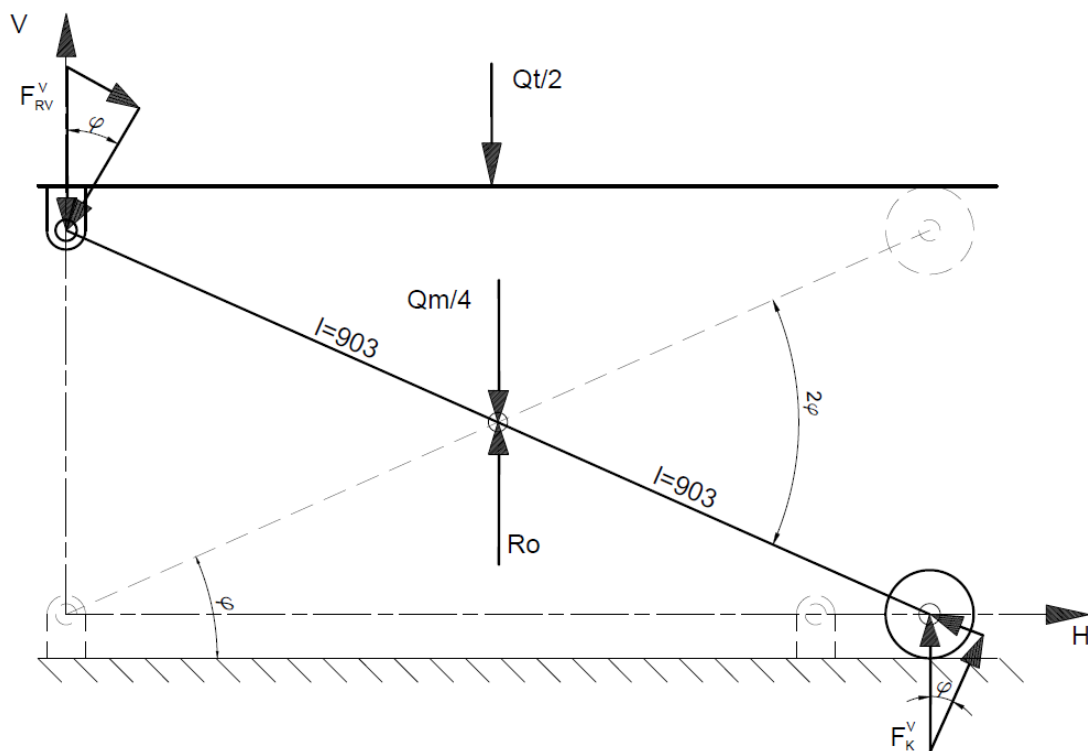
Klip ØAL	Klipnjača mm		Omjer površina Φ A ₁ /A ₃	Površine		Tlačna sila F ₁ kN		Vlačna sila F ₃ kN	
	bei Nenndruck			Kolben A ₁	Ring A ₃	bei Nenndruck		bei Nenndruck	
	160 bar	250 bar		cm ²	cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–

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 jednačina $\sum M_O = 0$ 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 ta se izraz vrati u jednadžbu (6.13) i dobiva se:

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

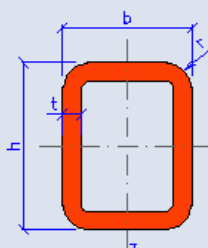
Kritičan presjek nalazi se u točki O odnosno prolazi kroz sredinu noge škarastog mehanizma te se određuje moment savijanja u toj ravnini pri minimalnom kutu $\varphi_{min} = 15^\circ$ jer je tada prema slici 5.3 sila u konstrukciji najveća.

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

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	
Geometry		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 ²		$S_y = 1.28\text{E}+5 \text{ mm}^3$	$S_z = 9.50\text{E}+4 \text{ mm}^3$
$A_L = 0.47 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		Warping and buckling	
G = 42.8 kg·m ⁻¹		$I_t = 1.68\text{E}+7 \text{ mm}^4$	$C_t = 2.46\text{E}+5 \text{ mm}^3$

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:

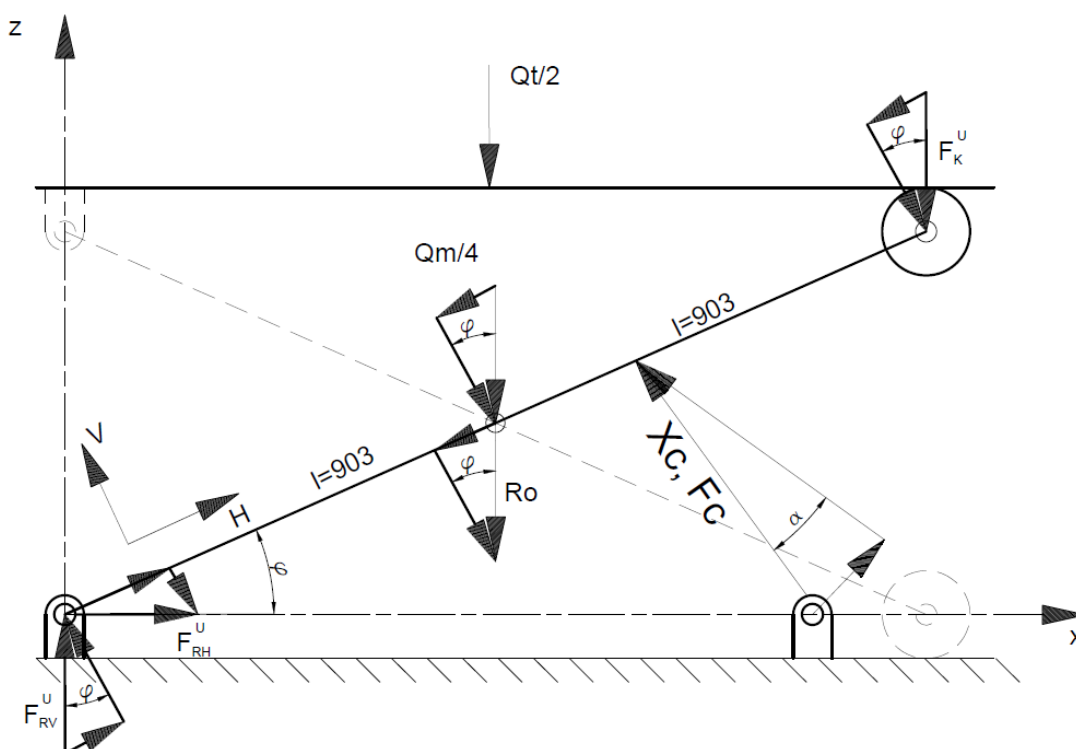
$$\sigma_{ekv}^V = \frac{1,1 \cdot 1,3 \cdot 21,8 \cdot 10^6}{1,98 \cdot 10^5} + \frac{6470,47}{5460} = 158,63 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

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 σ_{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

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

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

$\alpha = 34^\circ$ - Trenutni kut hidrauličkog cilindra očitani 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 jednačbe:

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

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

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

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

Iz čega uvrštavanjem navedenih poznatih veličina slijedi:

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

Potom se iz jednačbe (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 jednačbe (6.28) uvrsti nepoznanica F_{RV}^U u jednačbu (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 škarje 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:

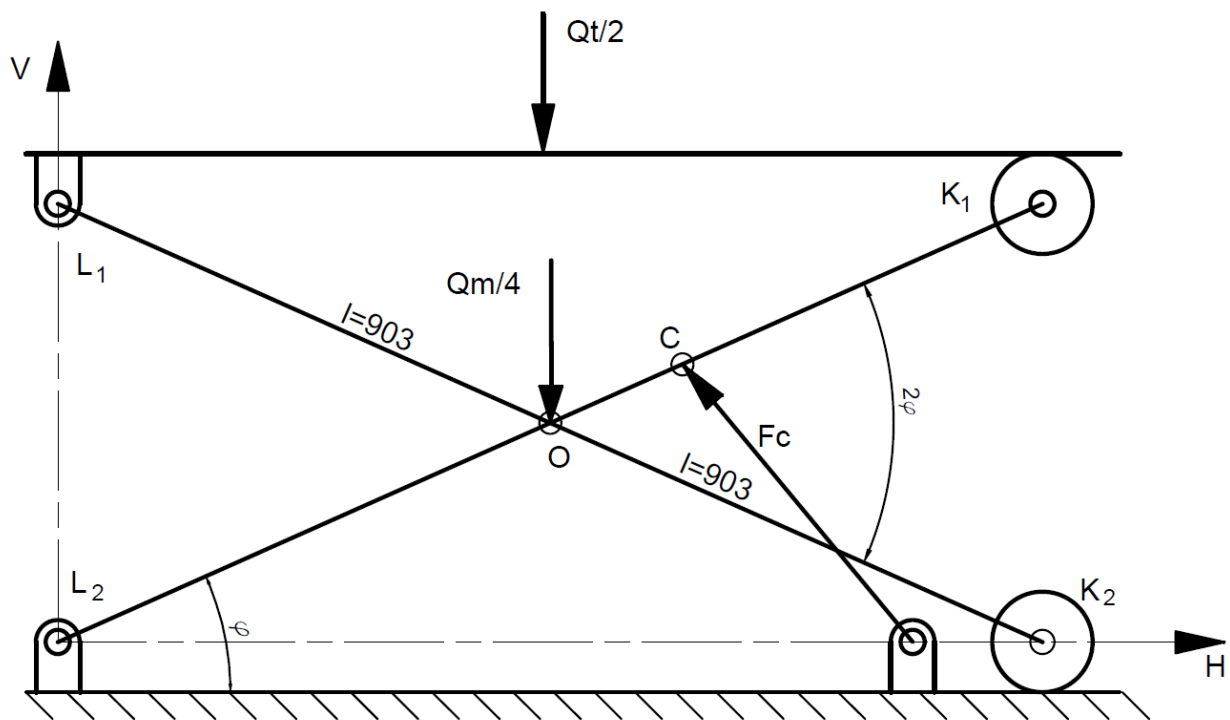
$$N = -34,855 \text{ kN} \quad (5.43)$$

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

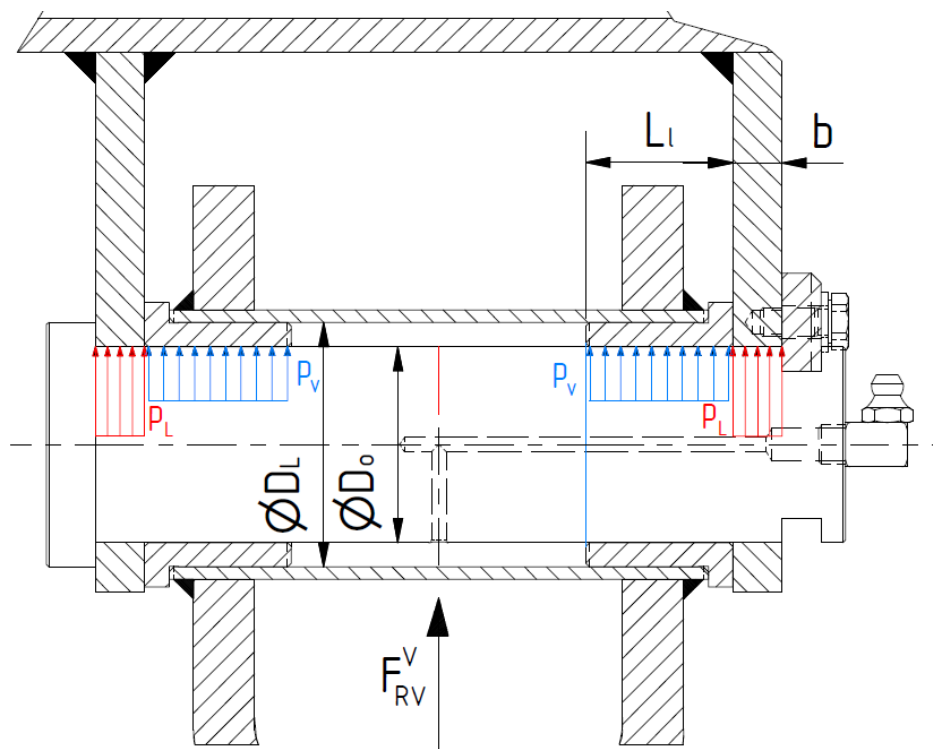


Slika 5.9: Prikaz oslonaca mehanizma za dizanje

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 odrežno 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

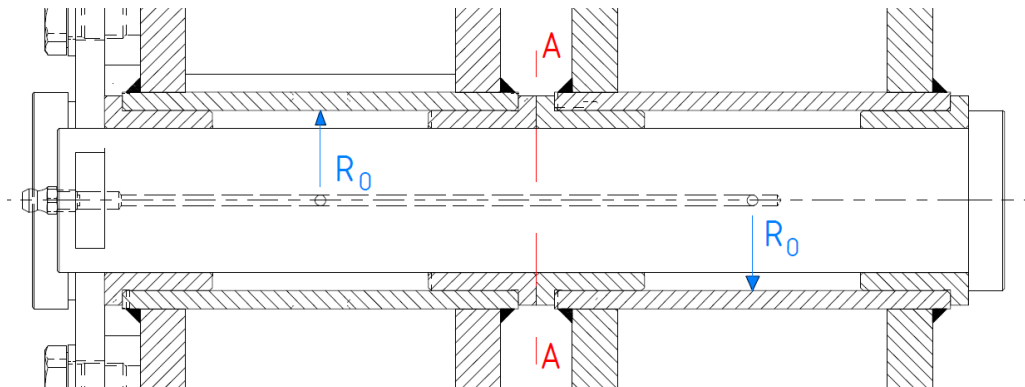
$$\tau_{O2} = \frac{F_R^U}{2 \cdot A} = \frac{106 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot D_O^2 \cdot \pi} = 22,3 \text{ MPa} \leq \tau_{dop}^{St52-3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

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

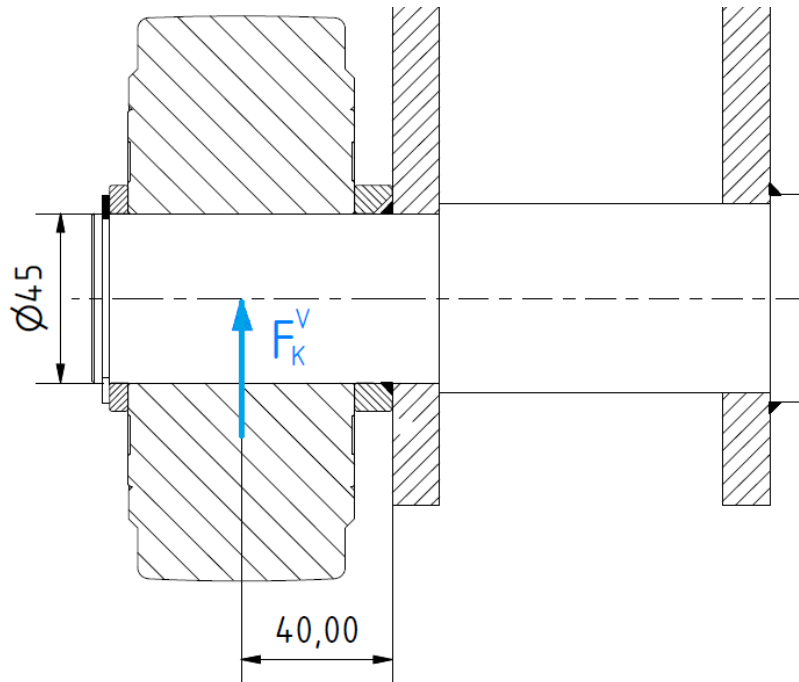
Pa slijedi:

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

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

5.3.4. Proracun 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 jednačnja 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:

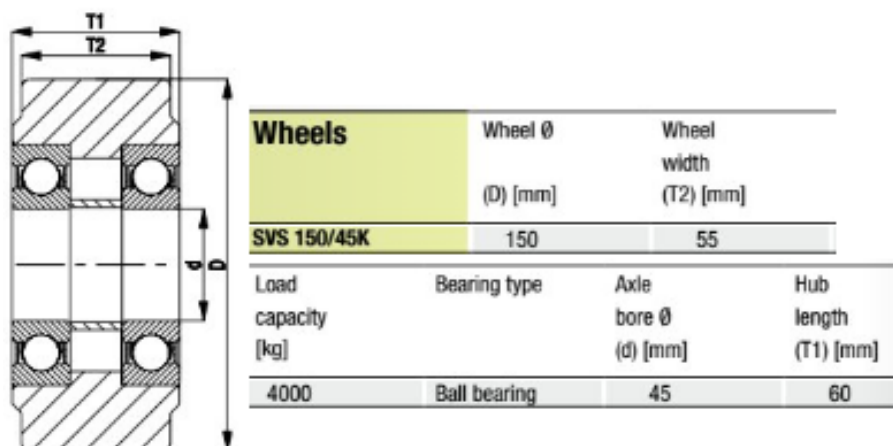
$$A_{oK} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{45^2 \cdot \pi}{4} = 1590,43 \text{ mm}^2 \quad (5.58)$$

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 Blickle 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.

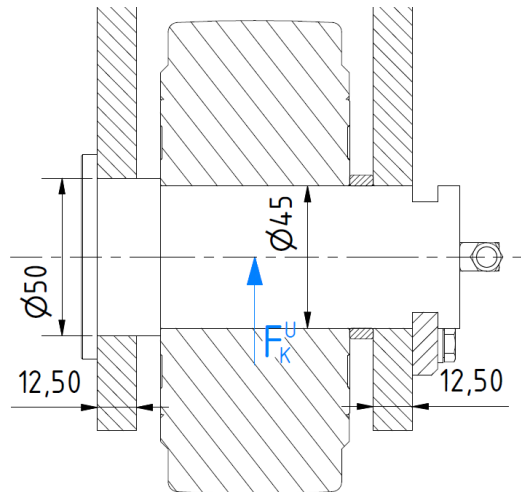


Slika 5.13: Prikaz značajki odabranog kotača mehanizma za dizanje tvrtke Blickle

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. Proracun 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

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

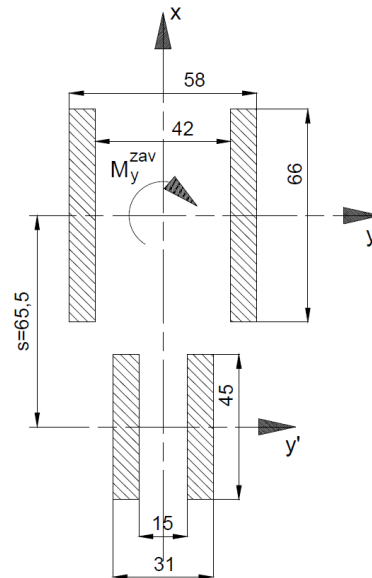
$$p_{dop}^{St52-3} = 98 \text{ MPa} - \text{prema Tablici 13.1 [15]}$$

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}	min^{-1}	600
	n_{max}		3600
Radni volumen	V	cm^3	11
Maksimalni radni tlak, p_{max}	p_{max}	bar	250
Protok	Q	l/min	16
Moment inercije pumpe	J	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, ν	$\nu @ (3000 \text{ min}^{-1})$	mm^2/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}	min^{-1}	2920
Korisnost pri max. opt.	η	-	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:

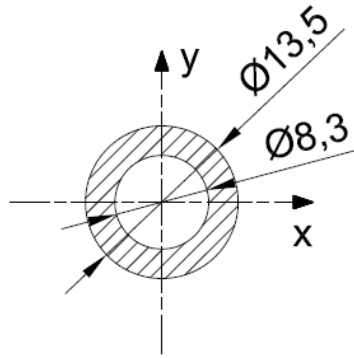
$d_a=13,5 \text{ mm}$ - vanjski promjer

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

p_e - maksimalni tlak koji djeluje u sustavu

d_a - vanjski promjer cijevi

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

ν_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 stijenke 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: Δp - pad tlaka direktno spojenih cijevi na cilindar, bar

ρ - Gustoća radnog medija, kg/dm³

λ - Koeficijent trenja cijevi

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

d_i - unutrašnji promjer cijevi, mm

Potrebno je izračunati koeficijent trenja cijevi λ 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:

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

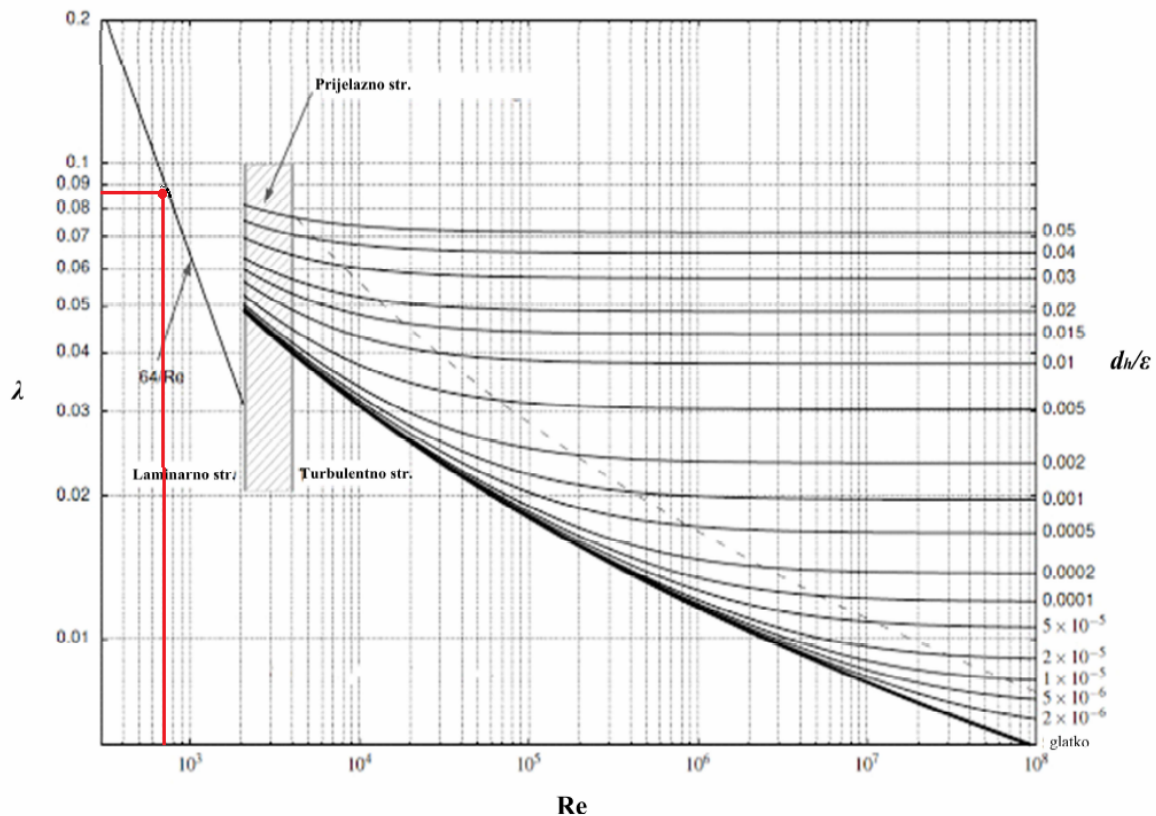
Gdje je: ν - kinematička viskoznost, mm²/s Pa za odabrani radni medij $\nu = 45$ mm²/s slijedi:

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

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 zapremina 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:

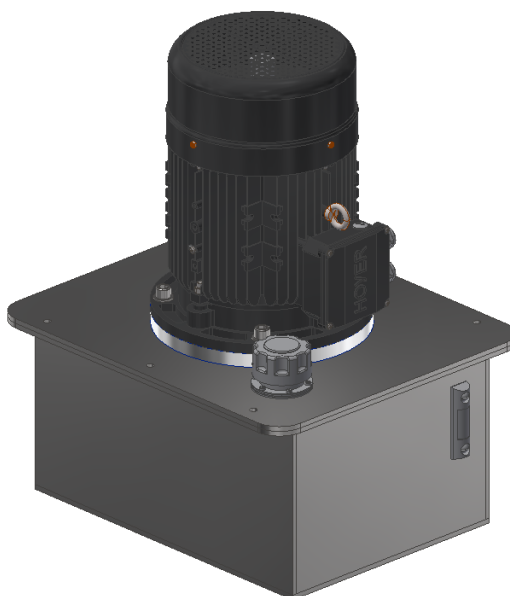
$$V_{uk} = 2 \cdot V_{p1} + V_s = 5345419,9 = 5,3 \text{ L} \quad (6.22)$$

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 prihvati 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	min^{-1}
Izlazna brzina iz reduktora	7,9	min^{-1}
Moment na izlazu	302	Nm
Moment inercije	0,0093	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.

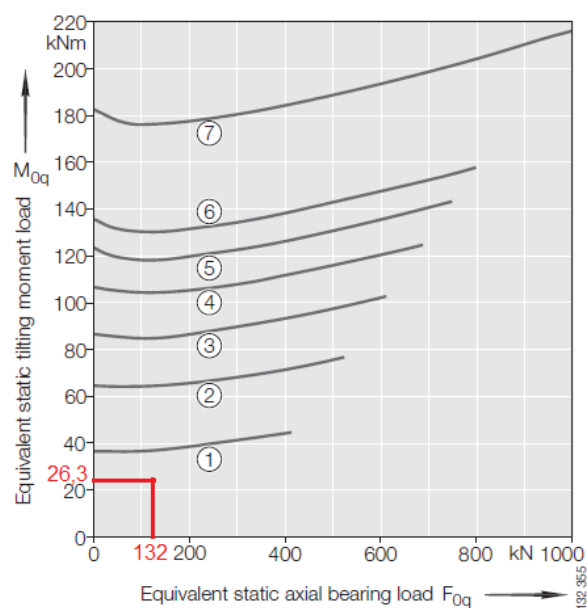
$f_{0r} = 1,05$ - faktor statičkog opterećenja

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

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

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

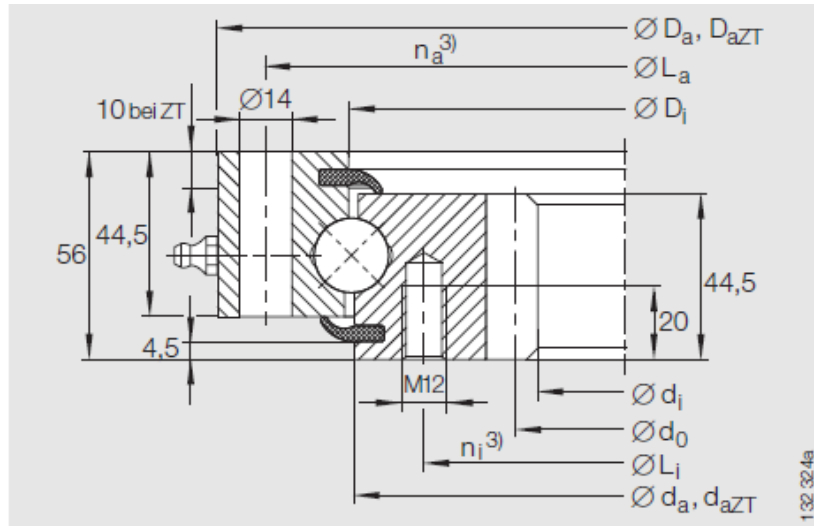
Ako se iznosi iz izraza (7.8) i (7.7) usporede sa danim dijagramom odabira ležaja zaključuje se prema slici 7.1 da ležaj zadovoljava



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

Dimension table · Dimensions in mm												
Designation	no. ¹⁾	Mass ≈kg	Dimensions						Fixing holes			
			D _a	D _{aZT} ²⁾	d _i	D _i	d _a	d _{aZT} ²⁾	L _a	n _a ³⁾	L _i	n _i ³⁾
VSI 20 0414 N	①	31	486 _{-0,5}	484	325	415,5 ^{+0,5}	412,5 _{-0,5}	411	460	24	375	24
Fixing screws		Gear teeth			Tooth force		Basic load ratings					
F _{r perm} (friction locking) ⁴⁾		d ₀	m	z	F _{z norm}	F _{z max}	axial		radial			
kN					kN	kN	dyn. C _a kN	stat. C _{0a} kN	dyn. C _r kN	stat. C _{0r} kN		
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

$d_2 = 335 \text{ mm}$ 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:

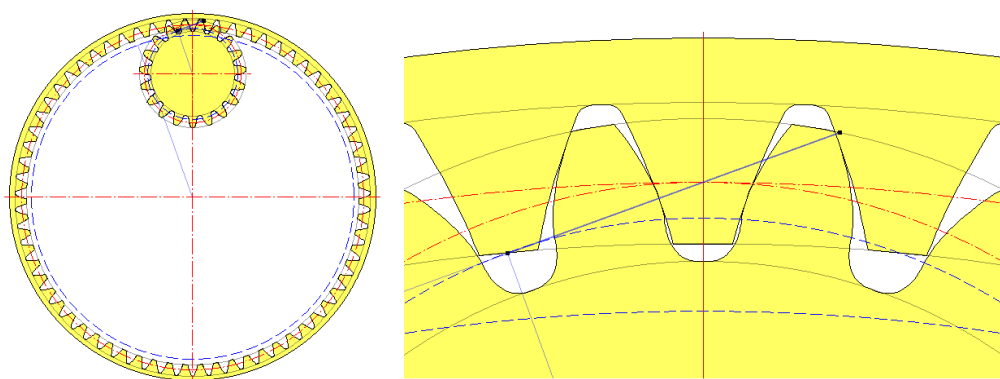
$$d_{a1} = d_1 + 2m = 105 \text{ mm} - \text{tjemeni promjer} \quad (7.16)$$

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

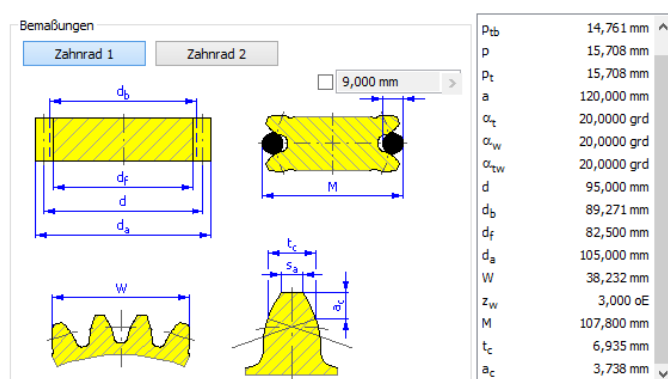
$$d_{w1} = d_1 = 95 \text{ mm} - \text{kinematski promjer} \quad (7.18)$$

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

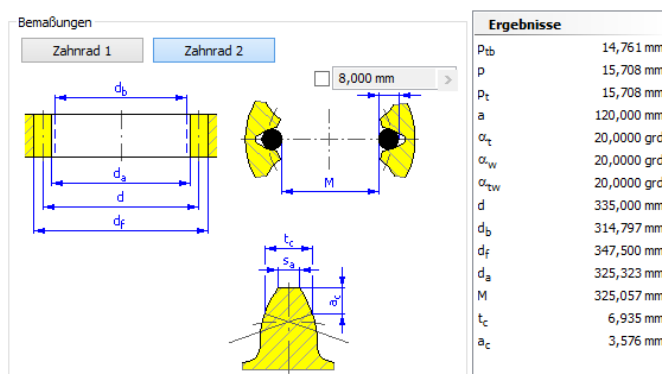
Iz zadanog i izračunatog proizlazi sljedeći model zahvata:



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]

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

Svojno 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 svojno 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]:

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

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

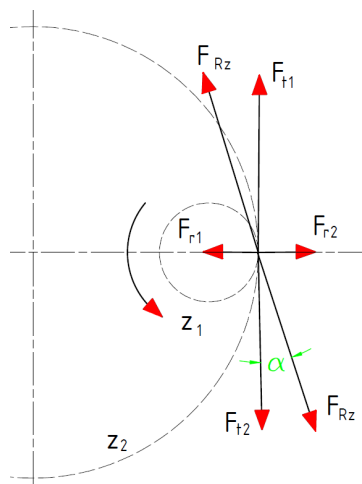
$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon_\alpha}{3}} = 0,843$ - Faktor utjecaja stupnja prekrivanja za proračun opt. bokova

$K_{H\alpha} = f(Z_\epsilon) = 1,4$ - 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:



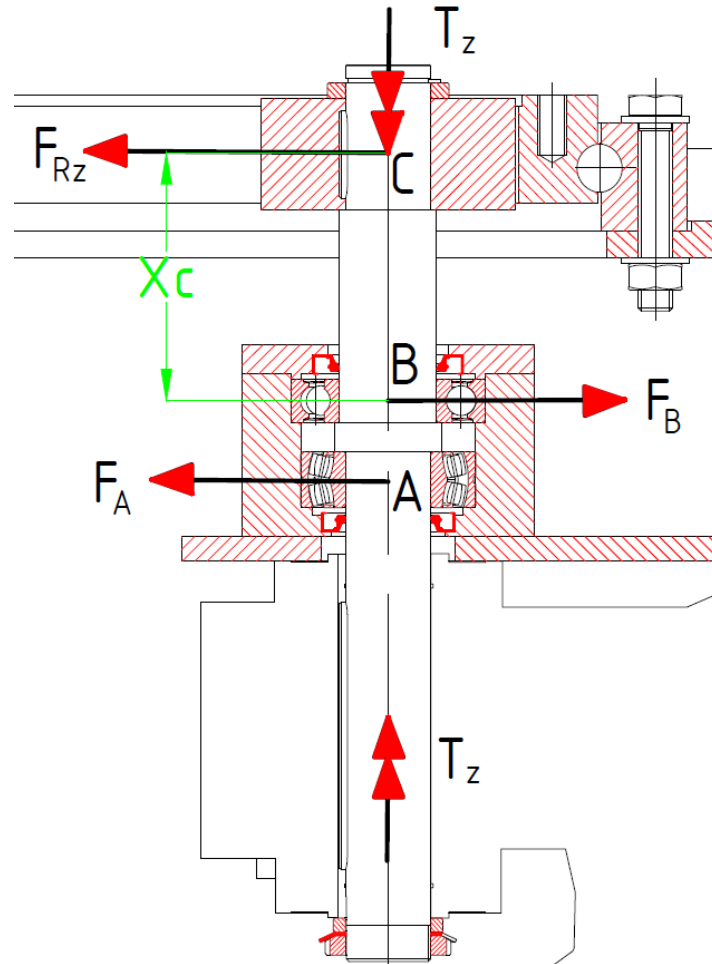
Slika 7.7: Prikaz sila koje djeluju u zahvatu

Pa se može izraziti radijalna sila na vratilo:

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

Zatim se određuje resultantna 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:

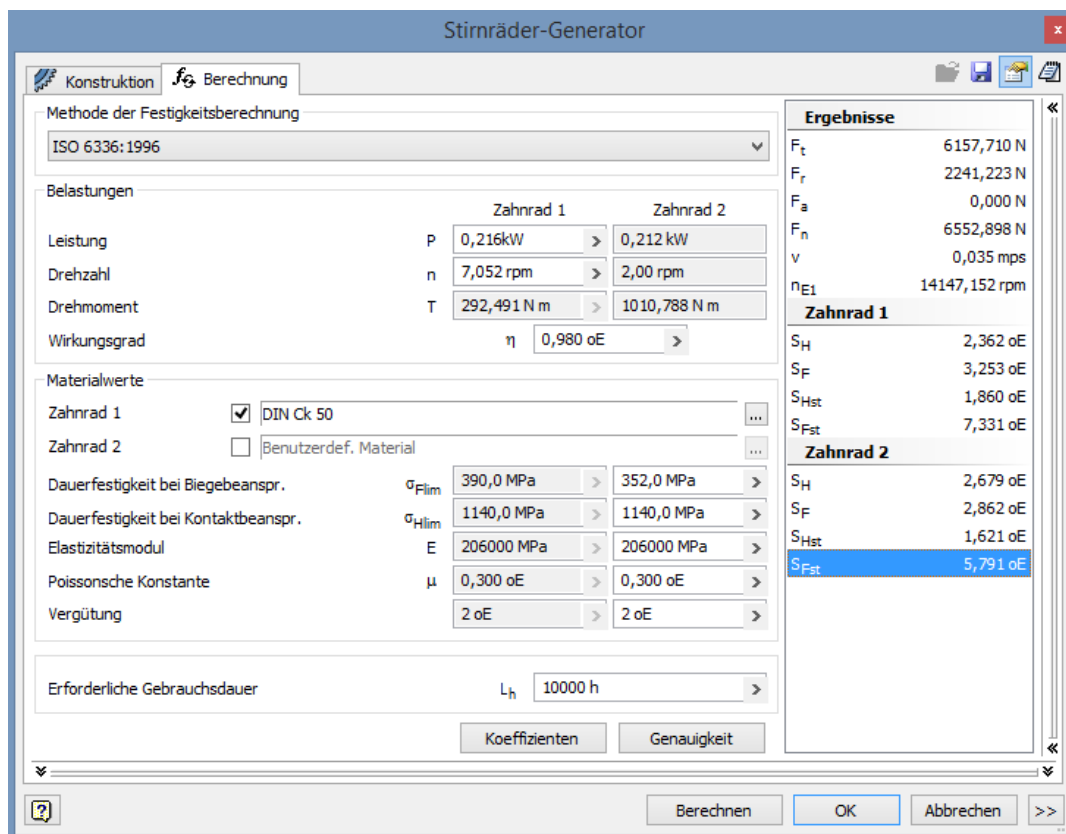
$F_{rA} = 20463 \text{ N}$ - Sila u ležajnom mjestu A

$F_{rB} = 13910,82 \text{ N}$ - 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 preddefinirati 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

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

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 β_{kf} i uvijanja β_{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:

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

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

Pa uvrštavanjem slijedi β_{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 σ_{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):

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

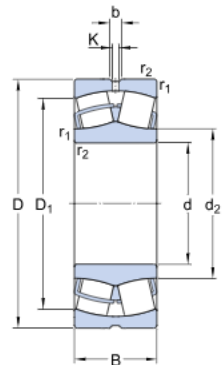
Pa je tako:

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

7.3.4. Odabir ležajeva

Ležajno mjesto A

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



C	88.8	kN
d	35	mm
D	72	mm
B	23	mm
d ₂	≈ 44.5	mm
D ₁	≈ 61.8	mm
b	3.7	mm
K	2	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

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:

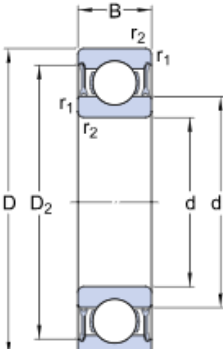
$$L_{h,A} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^\varepsilon \quad (7.44)$$

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**



C	32.5	kN
d	40	mm
D	80	mm
B	18	mm
d ₁	≈ 52.6	mm
D ₂	≈ 69.8	mm
r _{1,2}	min. 1.1	mm

Slika 7.11: Odabrani ležaj ležajnog mjesta B

Iz toga slijedi jednadžba:

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

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:

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

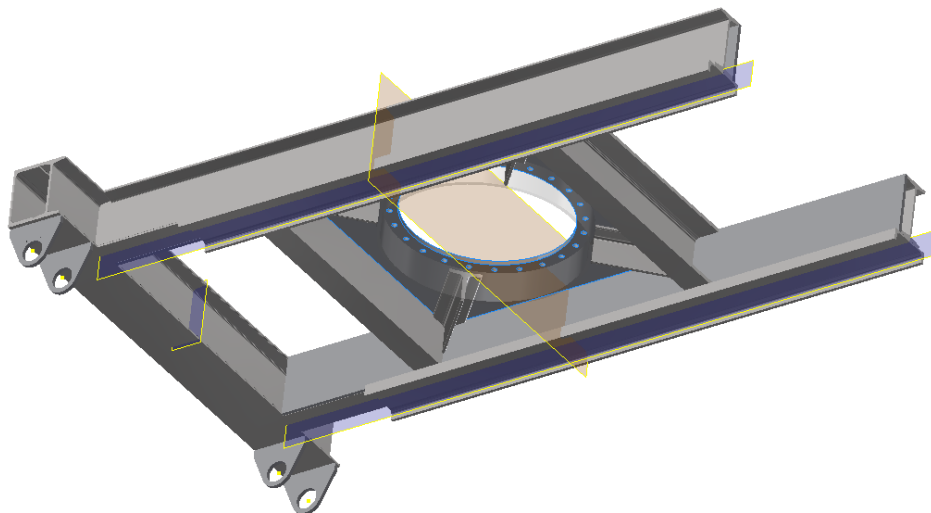
$$C_{1B} = 17,856 \text{ kN} \leq C = 32,5 \text{ kN} \quad (7.49)$$

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

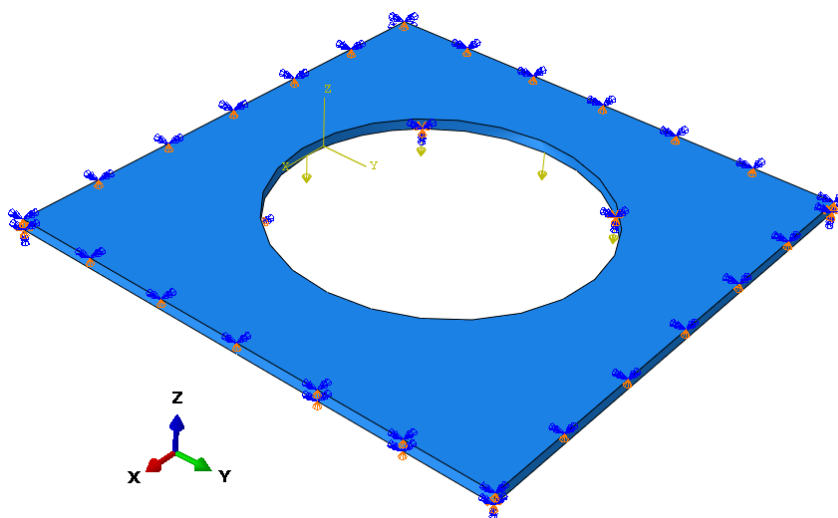
$$L_{h,B} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{izl}} \cdot \left(\frac{C_{1B}}{P_B} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \cdot 7,052} \cdot \left(\frac{17856}{13910,82} \right)^3 = 4998,39 \text{ h} \quad (7.50)$$

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



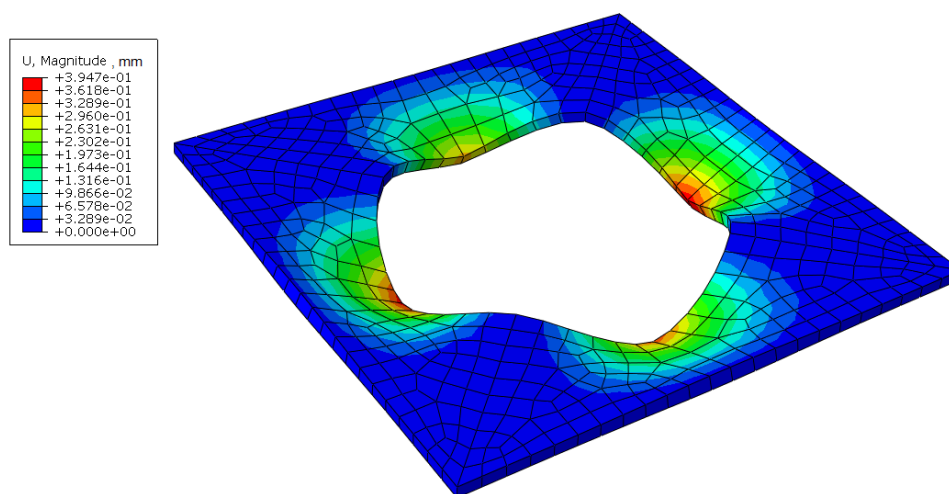
Slika 7.12: Prikaz platforme na koju se veže okretni ležaj



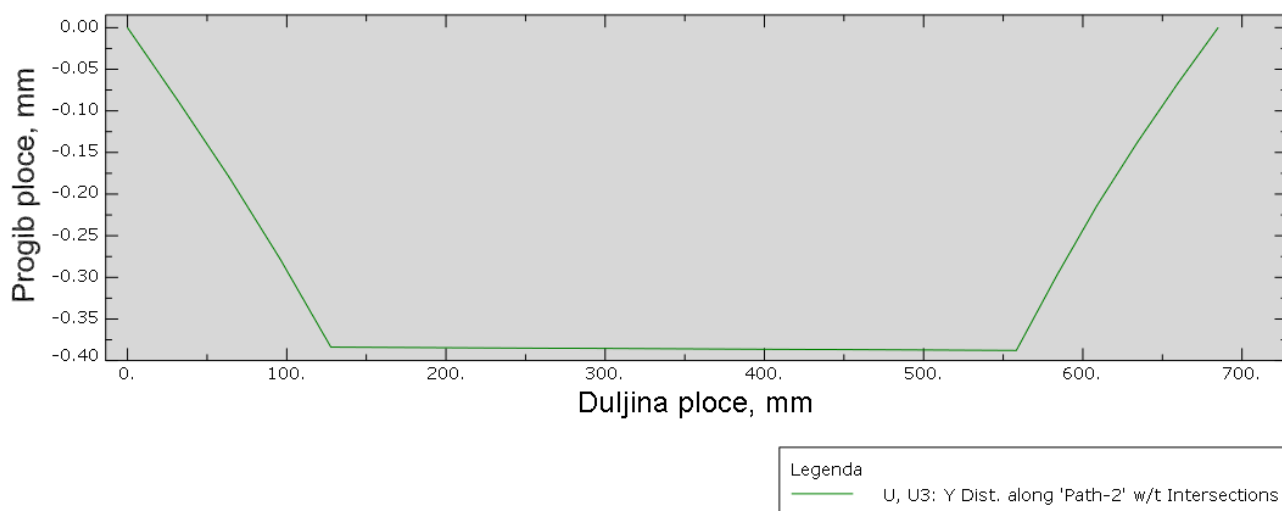
Slika 7.13: Prikaz proračunskog opterećenja ploče

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:

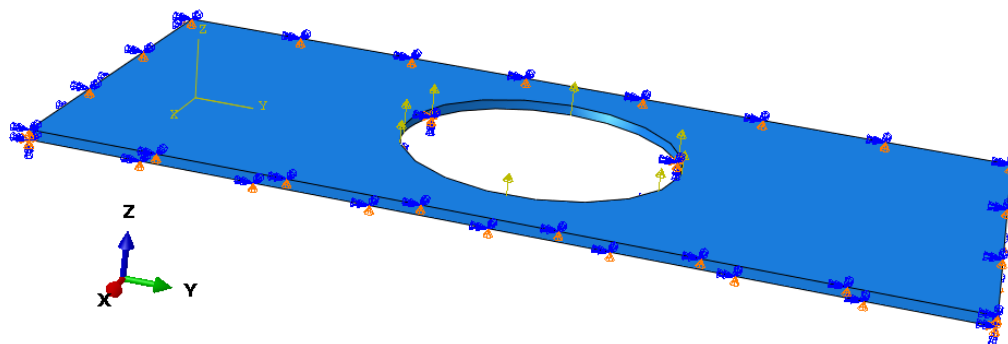


Slika 7.14: Prikaz rezultata progiba ploče donje platforme u programskom paketu ABAQUS

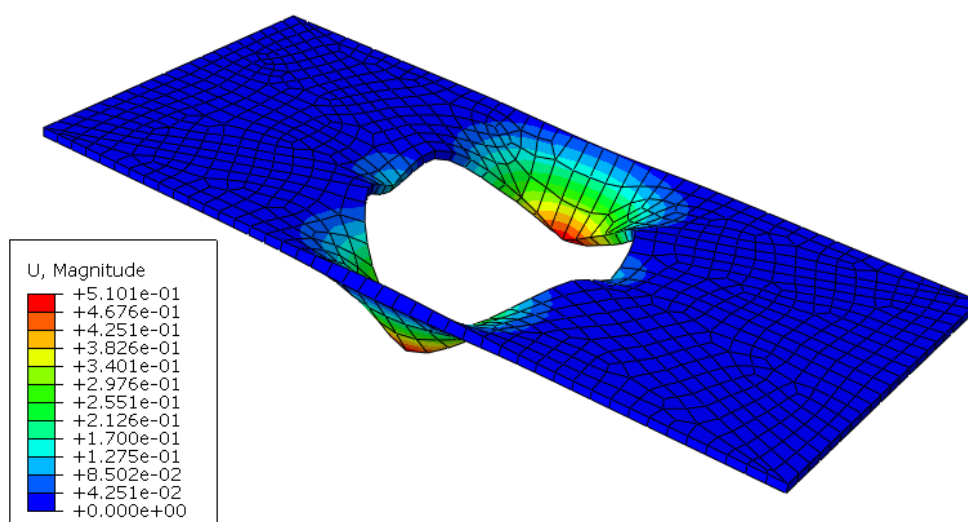


Slika 7.15: Grafički prikaz promjene progiba pod duljini ploče (Dulja os-Y)

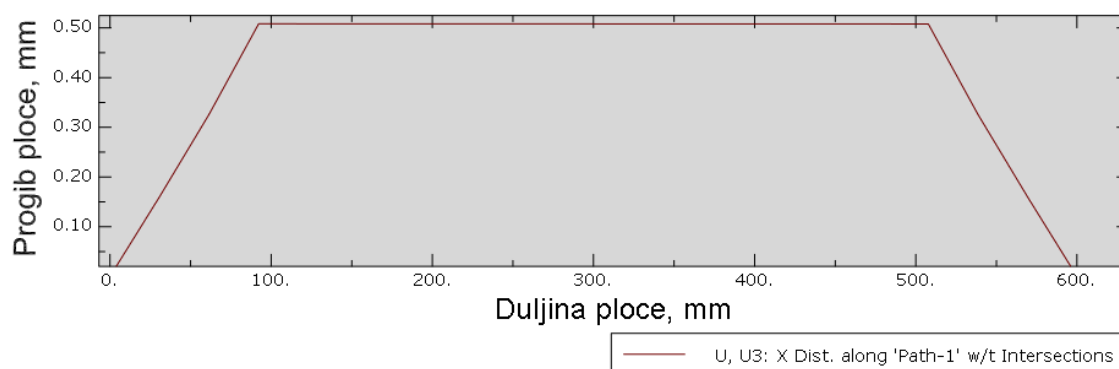
Također provesti će se i simulacija ploče okretne platforme koja se veže na okretni ležaj.



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

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

1. Malo štetno	Ozljeđe i bolesti koje ne uzrokuju produženu bol (npr. Male ogrebotine, iritacija oka, glavobolja)
2. Srednje štetno	Ozljeđe 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. Izrazito štetno	Ozljeđe 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
Malo vjerojatno	Mali rizik	Mali rizik	Srednji rizik
Vjerojatno	Mali rizik	Srednji rizik	Veliki rizik
Vrlo vjerojatno	Srednji rizik	Veliki rizik	Veliki rizik

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

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

A. Programski kod za proračun progiba glavnog nosača nosive strukture

```

1 syms x s1 s2 s3 s4 s5 s6 a1 a2 a3 a4 a5 a6;
2 l1=200;
3 l2=450;
4 l3=600;
5 l4=l3;
6 l5=l2;
7 l6=l1;
8 E=210000; % Youngov modul elasticnosti
9 F=(107910+0.410*2500); %kontinuirano opterecenje uslijed
    vlastite mase sadrzano u koncentriranoj sili
10 Iy=62634000; %Prosjecna krutost grede uzimajuci u obzir
    zastupljenost razlicitih krutosti duz nje
11 Iy1=Iy;
12 Iy2=Iy;
13 qm=0.410;
14 %Lokalna matrica krutosti 1.clana
15 k1=E*Iy1*[
16     12/((l1)^3), -6/((l1)^2), -12/((l1)^3), -6/((l1)^2);
17     -6/((l1)^2), 4/l1, 6/((l1)^2), 2/l1;
18     -12/((l1)^3), 6/((l1)^2), 12/((l1)^3), 6/((l1)^2);
19     -6/((l1)^2), 2/l1, 6/((l1)^2), 4/l1;
20 ];
21 %Globalna matrica krutosti 1.clana
22 K1=E*Iy1*[
23     12/((l1)^3), -6/((l1)^2), -12/((l1)^3), -6/((l1)^2)
        ,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
24     -6/((l1)^2), 4/l1, 6/((l1)^2), 2/l1,0,0,0,0,0,0,0,0;
25     -12/((l1)^3), 6/((l1)^2), 12/((l1)^3), 6/((l1)^2)
        ,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
26     -6/((l1)^2), 2/l1, 6/((l1)^2), 4/l1,0,0,0,0,0,0,0,0;
27     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
28     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
29     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
30     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;

```

```

31      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;
33      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;
35      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;
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;
49      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;
52      0,0,-6/((12)^2), 4/12, 6/((12)^2), 2/12,0,0,0,0,0,0,0,0;
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;
55      0,0,-6/((12)^2), 2/12, 6/((12)^2), 4/12,0,0,0,0,0,0,0,0;
56      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;
58      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;
60      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;
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)^
      ^2),0,0,0,0,0,0,0;
77      0,0,0,0,-6/((13)^2), 4/13, 6/((13)^2), 2/13,0,0,0,0,0,0;
78      0,0,0,0,-12/((13)^3), 6/((13)^2), 12/((13)^3), 6/((13)^2)
      ,0,0,0,0,0,0;
79      0,0,0,0,-6/((13)^2), 2/13, 6/((13)^2), 4/13,0,0,0,0,0,0;
80      0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
81      0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
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         0,0,0,0,0,0,0,12/((12)^3), -6/((12)^2), -12/((12)^3),
            -6/((12)^2),0,0;
120         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,-12/((12)^3), 6/((12)^2), 12/((12)^3),
            6/((12)^2),0,0;
122         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

```

```

130 K6=E*Iy1*[
131     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
132     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
133     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
134     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
135     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
136     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
137     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
138     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
139     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
140     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0;
141     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,12/((11)^3), -6/((11)^2), -12/((11)^3)
        , -6/((11)^2);
142     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-6/((11)^2), 4/11, 6/((11)^2), 2/11;
143     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-12/((11)^3), 6/((11)^2), 12/((11)^3),
        6/((11)^2);
144     0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,-6/((11)^2), 2/11, 6/((11)^2), 4/11;
145 ];
146 %Globalna matrica krutosti grede
147 K=K1+K2+K3+K4+K5+K6;
148
149 %1.Element sile LOK
150 NT1s=[
151     1-(3*(s1^2))/11^2+2*s1^3/11^3;
152     -s1+2*s1^2/11-s1^3/11^2;
153     3*s1^2/11^2-2*s1^3/11^3;
154     s1^2/11-s1^3/11^2;
155 ]*qm;
156 Fs1=int(NT1s, 0, 11);
157
158 %1.Element sile GLOB
159 R1=[Fs1;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;]
160
161 %2.Element sile LOK
162 NT2s=[
163     1-(3*s2^2)/12^2+2*s2^3/12^3;

```

```

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;]
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;Fs3;0;0;0;0;0;0;0;];
185  F3G=[0;0;0;0;0;F3;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;Fs4;0;0;0;0;];
199  F4G=[0;0;0;0;0;0;0;F4;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;]
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
        ^2))+(12*a1/(11^3)), (-2/11)+(6*a1/11^2)
256 ];
257
258
259 B2=[
260     (6/(12^2))-(12*a2/(12^3)), (-4/12)+(6*a2/12^2), (-6/(12^2)
        )+(12*a2/(12^3)), (-2/12)+(6*a2/12^2)
261 ];
262
263 B3=[
264     (6/(13^2))-(12*a3/(13^3)), (-4/13)+(6*a3/13^2), (-6/(13^2)
        )+(12*a3/(13^3)), (-2/13)+(6*a3/13^2)
265 ];
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 spone \gamma(\alpha), ^{\circ}','
        fontsize',18);
21     title('Dijagram prikaza ovisnosti kuta spone 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

Gear series :	Helical worm geared motor	
Type :	SUA 507A 3C 90S/L-06E-TH-TF	
<u>Operation data :</u>		
Ambient temperature :	+20	°C
Type of operation :	S1	
<u>Motor data :</u>		
Series :	WEG Modular System Motor (EUSAS)	
Housing material :	Aluminium	
Efficiency class η :	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 ϕ ' :	0.71	
Protection class :	IP 55	
Mounting position of the terminal box :	side 2 cable entry I	
Insulation class :	F	
Mass moment of inertia :	6.6×10^{-3}	[kgm ²]
<u>Further motor executions :</u>		
Fan :	self ventilated	
Temperature controller :	Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off	
Ball bearing :	Standard	
<u>Gear data :</u>		
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 installationneutral atmosphere NDFT 60 µm (C1 - DIN EN ISO 12944-5)	
Color :	RAL 9007 (Grey aluminium)	
Total weight :	46	[kg]
<u>Input side :</u>		
Type :	Direct mounting	
Input shaft :	Ø 24 j6 x 18,5 mm	
Input flange :	square according to IEC Ø160 mm	
<u>Further executions gear unit :</u>		
Lubricant :	Synthetic oil - CLP PG ISO VG 460	

06. 11. 2018.

Data Sheet

Gear series :**Type :****Parallel shaft geared motor****FH043-11N-71-06F-TH-TF****Operation data :**

Ambient temperature :

+20

°C

Type of operation :

S1

Motor data :

Series :

WEG Modular System Motor (EUSAS)

Housing material :

Aluminium

Efficiency class η :

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 ϕ ' :

0.57

Protection class :

IP 55

Mounting position of the terminal box :

side 1 cable entry I

Insulation class :

F

Mass moment of inertia :

0.93x10⁻³[kgm²]**Further motor executions :**

Fan :

self ventilated

Temperature controller :

Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF)

Ball bearing :

Standard

Gear data :

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)

RAL 7011 (Iron grey)

Color :

RAL 7011 (Iron grey)

Total weight :

17.5

[kg]

Input side :

Type :

Direct mounting

Input shaft :

Ø 19 j6 x 26 mm

Input flange :

FC120

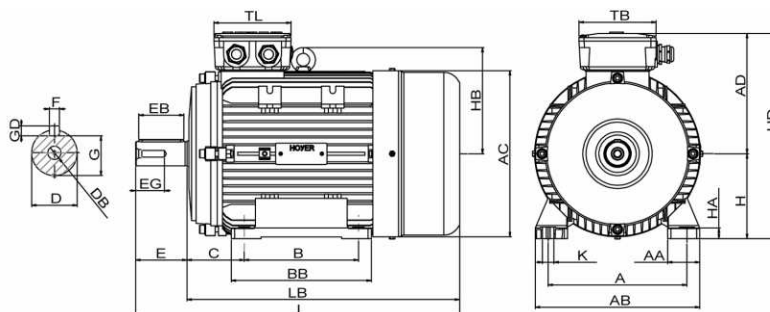
Further executions gear unit :

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.....: 440V 60 Hz
 Winding voltage.....: 400V/690V 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
 SPM.....: 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/TEFC
 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
 Ø11-17mm metal
 Accessory.....: 1 x M20x1,5
 Metal blindcap
 Connection type.....: 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	7,95	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

HOYER
 EXCEEDING EXPECTATIONS

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.

Innenzahnradpumpe | **PGF Serie 2X und 3X** 5
Technische Daten

Technische Daten

Baugröße		BG	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 ³	1.7	2.2	2.8	3.2	4.1	5.0
Antriebsdrehzahl		$n_{\min}$	min ⁻¹	600	600	600	600	600	600
		$n_{\max}$	min ⁻¹	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	180
		intermittierend ¹⁾	$p_{\max}$	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 ²	0.000012	0.000013	0.000015	0.000017	0.000021	0.000026
Gewicht ²⁾		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 ³	6.5	8.2	11	13.3	16	18.9	22
Antriebsdrehzahl		$n_{\min}$	min ⁻¹	600	600	600	600	600	600	600
		$n_{\max}$	min ⁻¹	3600	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	0.6 bis 3
Ausgang		kontinuierlich	p_N	bar	210	210	210	210	210	180
		intermittierend ¹⁾	$p_{\max}$	bar	250	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	27.4	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	1.1
Massenträgheitsmoment (um Antriebsachse)		J	kgm ²	0.000074	0.000090	0.00012	0.00014	0.00016	0.00019	0.00022
Gewicht ²⁾		m	kg	2.1	2.2	2.4	2.6	2.7	2.9	3.1
Wellenbelastung			Radiale und axiale Kräfte (z. B. Riemenscheibe) nur nach Rücksprache							
Befestigungsart			Flanschbefestigung							

- 1) Maximal 6 s, höchstens 15 % der Einschaltdauer
maximal 2×10^6 Lastwechsel
- 2) Für Pumpen mit 2-Lochbefestigung als Flanschversion
- Baugröße 2 ca. 0.9 kg schwerer
 - Baugröße 3 ca. 1.0 kg schwerer

RD 10213/05.2015, Bosch Rexroth AG

Hidraulicki_model.Sheet (1)

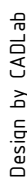
Literatura

- [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 jednostupanjskog 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] ELESIA S.p.A. - Web stranica <https://www.elesa.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.)



A
B
C
D
E
F
G
H
I
J
K
L



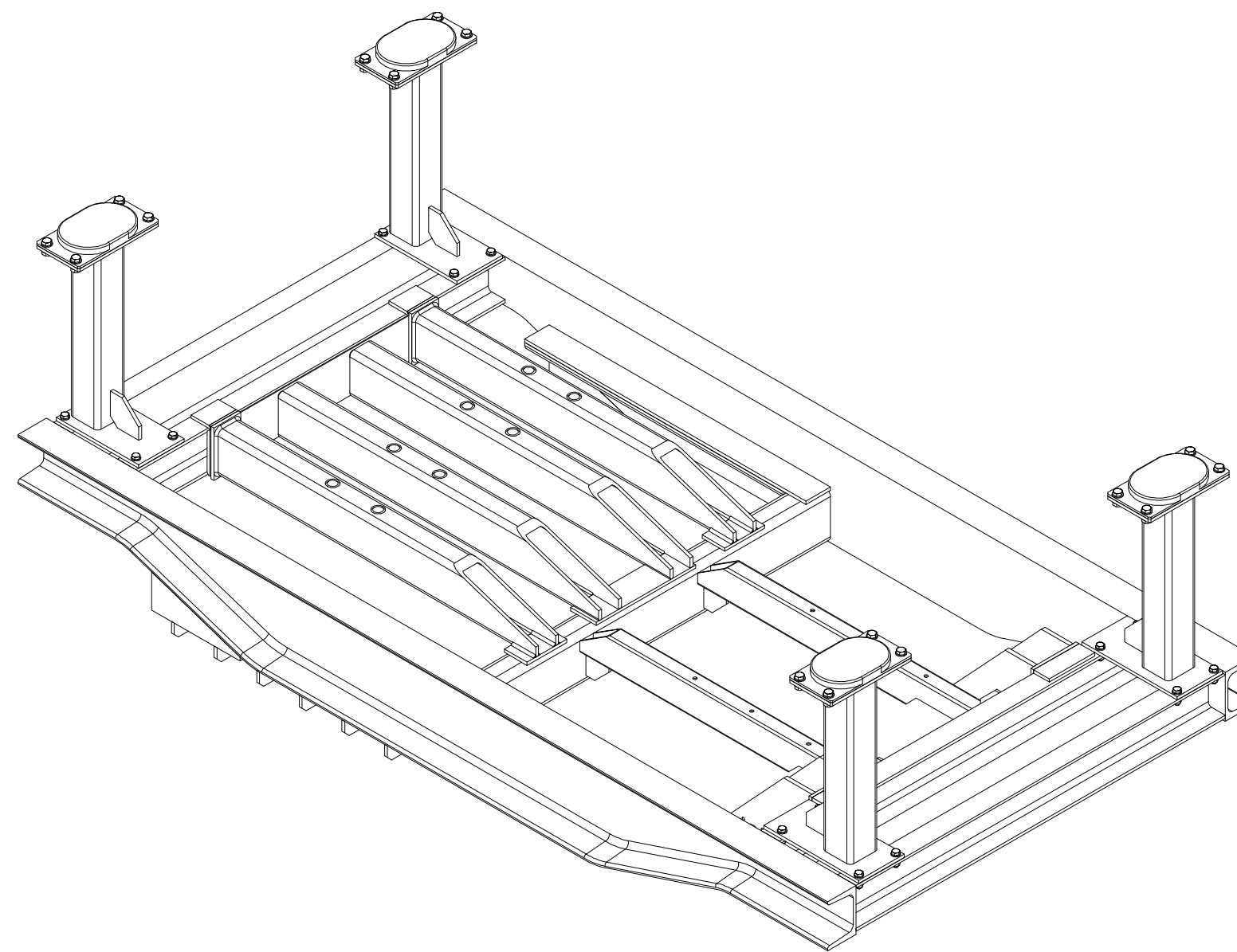
The drawing consists of two parts: a cross-sectional view on the left and a perspective view on the right.

Cross-sectional view (left):

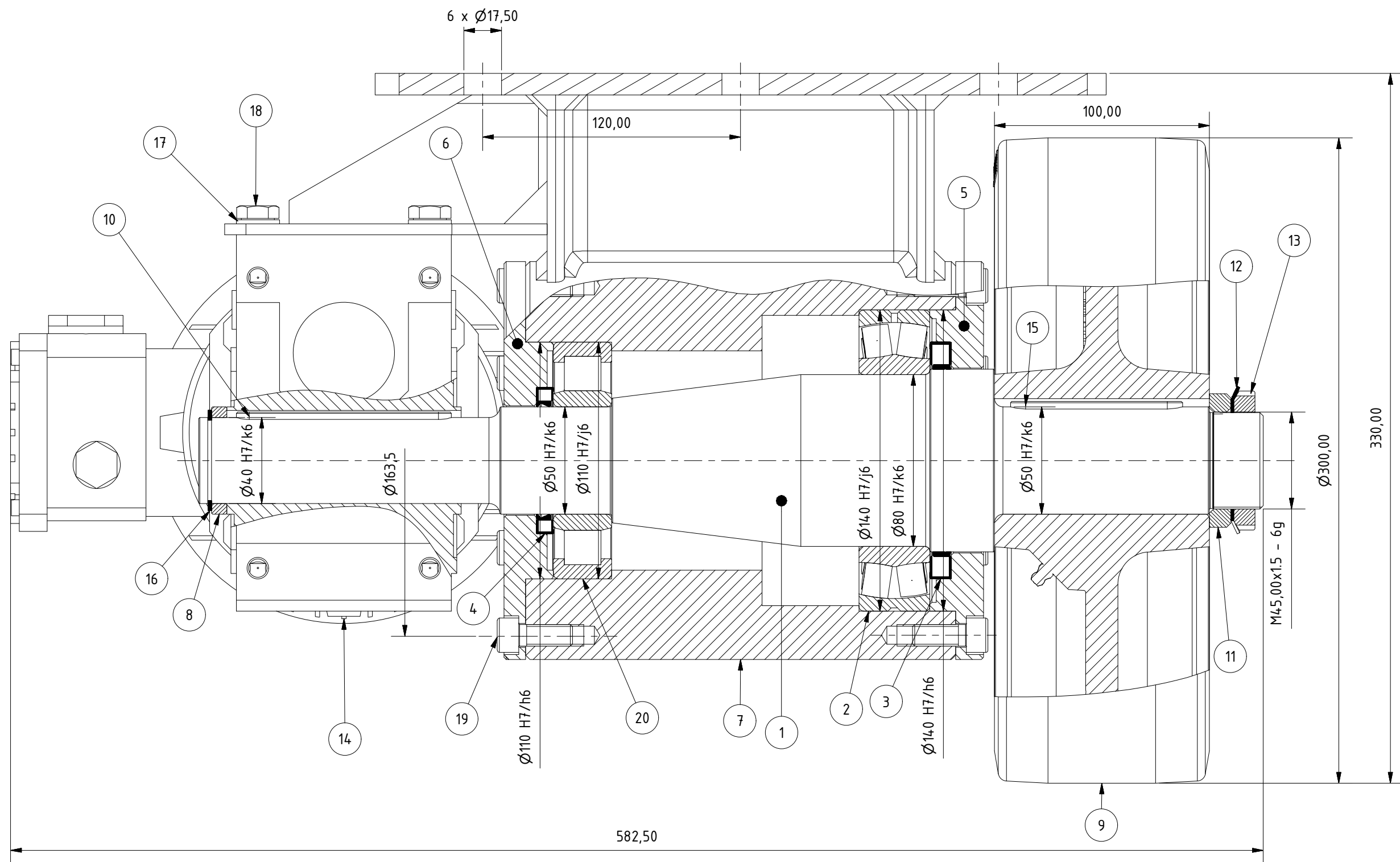
- Vertical dimensions on the left: 130,00 (total height) and 170,00 (height to the base of the bracket).
- Horizontal dimensions: 85,00 (width of the main bracket body) and 21,50 (width of the mounting plate).
- Thread specification: M24 x 3 - 6H.
- Surface finish symbols: $\sqrt{5}$ (indicating a 5 µm finish) and $\sqrt{5/7}$ (indicating a 5/7 µm finish).
- Section lines: 45-degree hatching for the main body and cross-hatching for the mounting plate.

Perspective view (right):

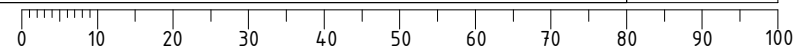
- Shows the assembly in 3D, including the mounting plate and the bracket.
- Horizontal dimensions: 418,00 (total length) and 180,00 (length of the mounting plate).
- Shows the bracket's profile and the mounting plate's position.

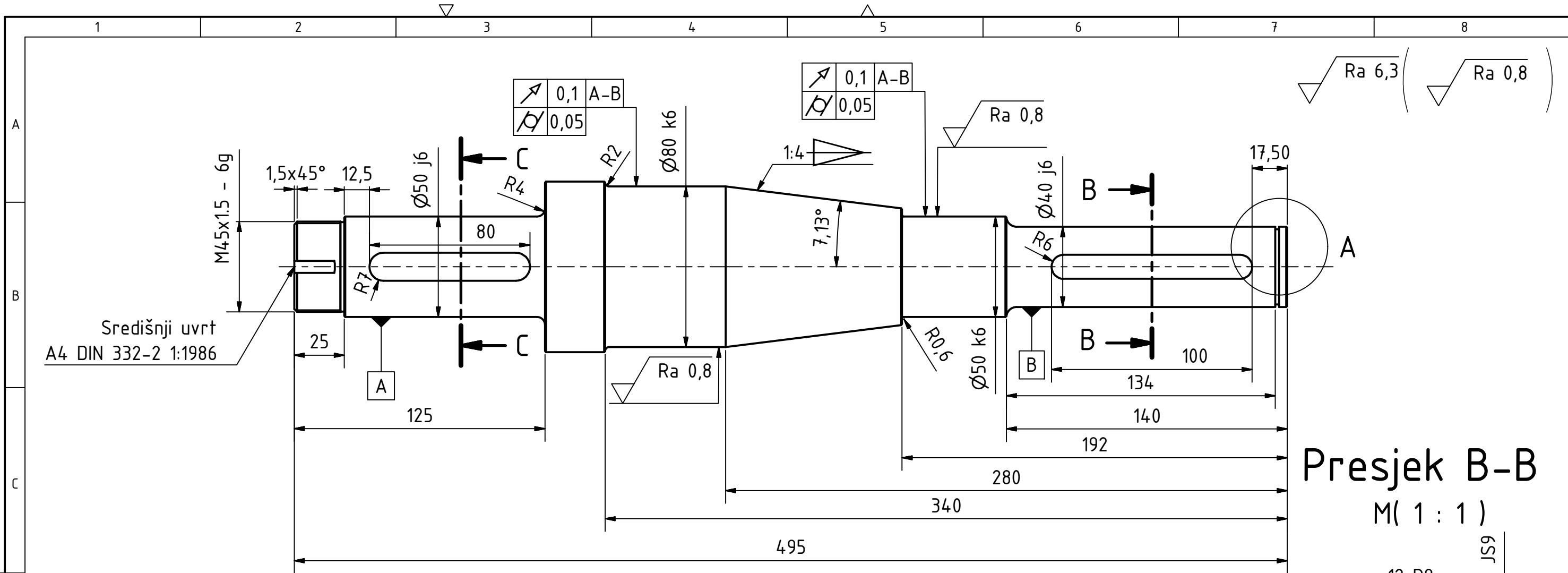


 **FSB Zagreb**
Studij strojarstva

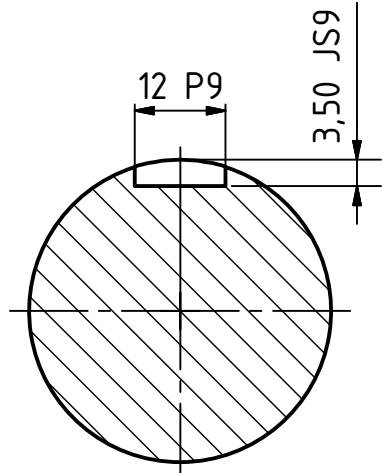


Broj naziva - code		Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb	
				Projekтирао		29.11.2018.		Bruno Cerovski			
				Razradio		29.11.2018.		Bruno Cerovski			
				Crtao		29.11.2018.		Bruno Cerovski			
				Pregledao		29.11.2018.		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac			
						29.11.2018.		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		Kostelac	
ISO - tolerancije		ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
								R. N. broj:			
		Ø40 H7/k6									
				Napomena:				Kopija			
		Ø50 H7/k6									
				Materijal:				Masa: 110 kg			
				 				Naziv: Sklop pogona			
		Ø110 H7/k6									
				Mjerilo originala				Pozicija:		Format: A2	
				1:2				3		Listova: 1	
		Ø140 H7/k6									
Ø140 H7/k6		+0,065 -0,000		Ø110 H7/h6				Crtež broj: TK-002-00-BC			
								List: 1			

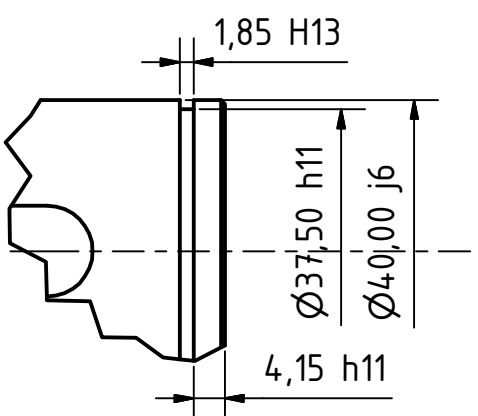




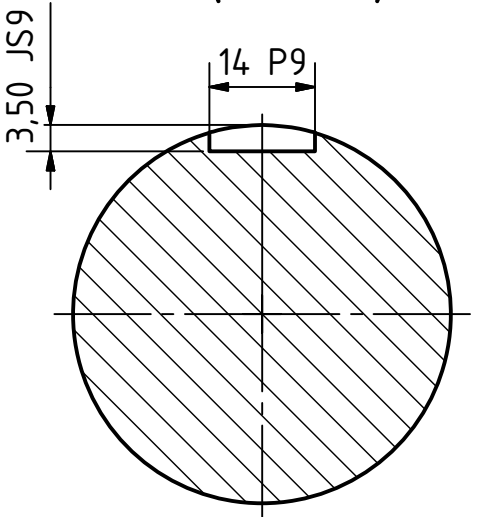
Presjek B-B
M(1 : 1)



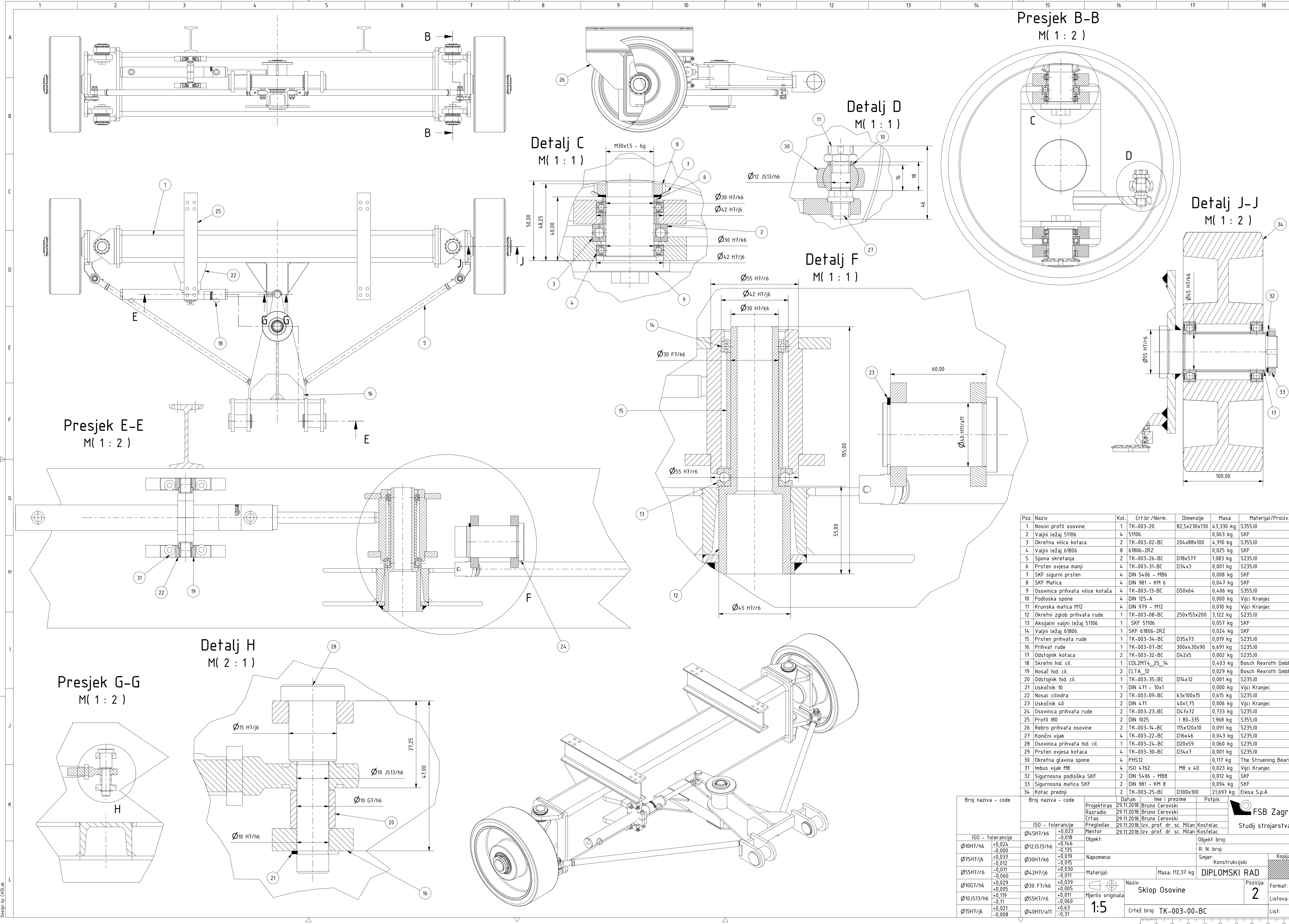
Detalj A
M(1 : 1)



Presjek C-C
M(1 : 1)

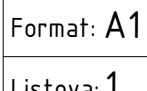


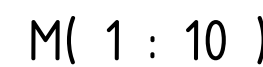
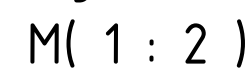
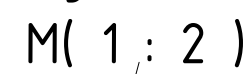
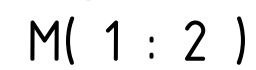
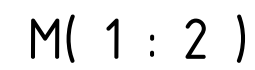
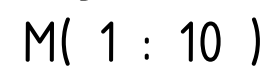
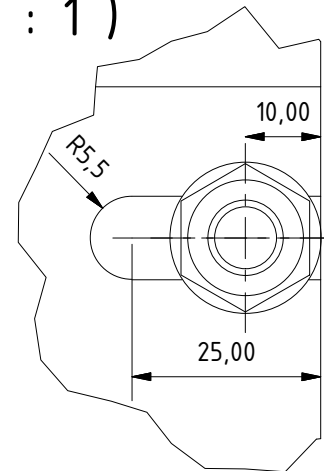
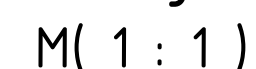
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb	
		Projektirao		29.11.2018		Bruno Cerovski			
		Razradio		29.11.2018		Bruno Cerovski			
		Crtao		29.11.2018		Bruno Cerovski			
		Pregledao		29.11.2018		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac			
		29.11.2018		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		Kostelac			
ISO - tolerancije		Objekt:				Objekt broj:			
Ø50 j6						R. N. broj:			
		+0,011							
		-0,005							
Ø40 j6		+0,011		Napomena:				Kopija	
		-0,005							
Ø50 k6		+0,018		Materijal: 18CrNi6		Masa: 10,29 kg			
		+0,002							
Ø80 k6		+0,021		Naziv: Vratilo pogona				Pozicija: 1	
		-0,02							
Ø37,5 h11		+0,000		Mjerilo originala				Format: A3	
		-0,016							
				Crtež broj: TK-002-07-BC				Listova: 1	
								List: 1	



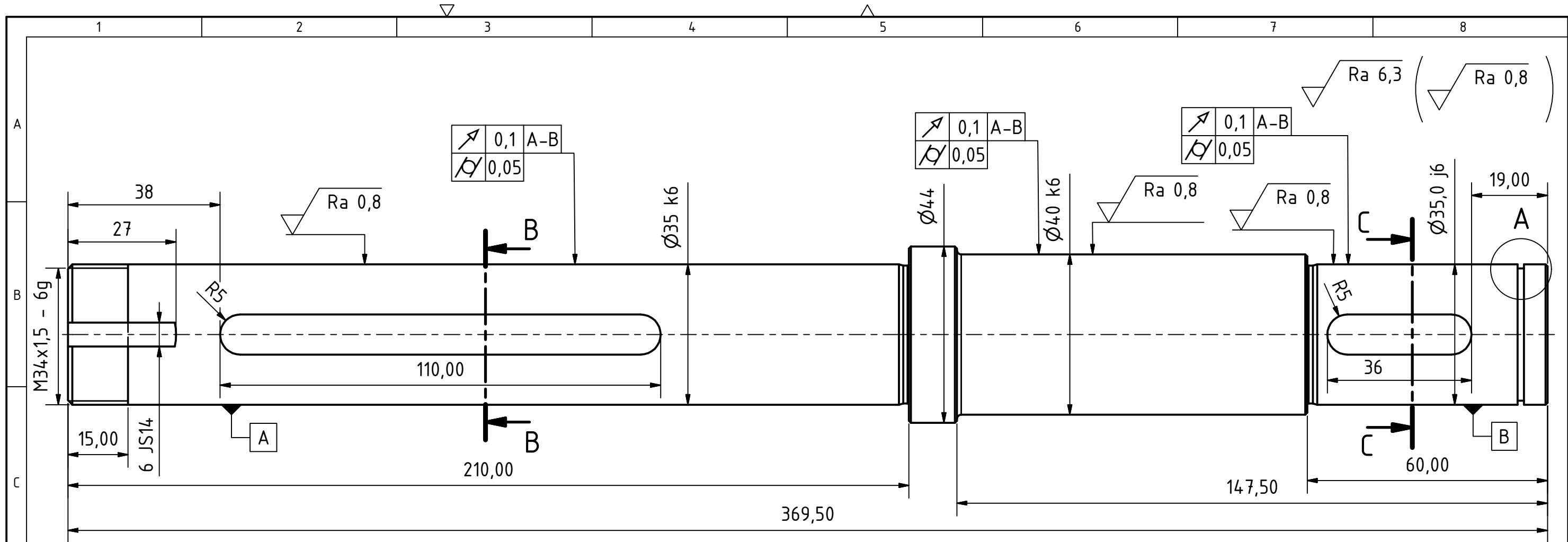
Poz.	Naziv	Kol.	Cr.t.br./Norm.	Dimenzije	Masa	Materijal/Proizv.
1	Nosivi profil osovine	1	TK-003-20	82,5x230x130	43,330 kg	S355J0
2	Valjni ležaj 51106	4	51106		0,063 kg	SKF
3	Okretna vilica kotaca	2	TK-003-02-BC	204x88x100	4,910 kg	S355J0
4	Valjni ležaj 61806	8	61806-2RZ		0,025 kg	SKF
5	Spona skretanja	2	TK-003-26-BC	D18x577	1,083 kg	S235J0
6	Prsten ovjesa manji	4	TK-003-31-BC	D34x3	0,001 kg	S235J0
7	SKF sigurni prsten	4	DIN 5406 - MB6		0,008 kg	SKF
8	SKF Matica	4	DIN 981 - KM 6		0,047 kg	SKF
9	Osovinica prihvata vilice kotača	4	TK-003-13-BC	D50x64	0,406 kg	S355J0
10	Podloška spona	4	DIN 125-A		0,000 kg	Vijci Kranjec
11	Krunska matica M12	4	DIN 979 - M12		0,010 kg	Vijci Kranjec
12	Okretni zglob prihvata rude	1	TK-003-08-BC	250x155x200	3,122 kg	S235J0
13	Aksijalni valjni ležaj 51106	1	SKF 51106		0,057 kg	SKF
14	Valjni ležaj 61806	1	SKF 61806-2RZ		0,024 kg	SKF
15	Prsten prihvata rude	1	TK-003-34-BC	D35x73	0,019 kg	S235J0
16	Prihvat rude	1	TK-003-07-BC	300x430x90	6,691 kg	S235J0
17	Odstojnik kotaca	2	TK-003-32-BC	D42x5	0,002 kg	S235J0
18	Skretni hid. cil.	1	CDL2MT4_25_14		0,403 kg	Bosch Rexroth GmbH
19	Nosač hid. cil.	2	CLTA_12		0,029 kg	Bosch Rexroth GmbH
20	Odstojnik hid. cil.	1	TK-003-35-BC	D14x12	0,001 kg	S235J0
21	Uskočnik 10	1	DIN 471 - 10x1		0,000 kg	Vijci Kranjec
22	Nosac cilindra	2	TK-003-09-BC	63x100x15	0,615 kg	S235J0
23	Uskočnik 40	2	DIN 471	40x1,75	0,006 kg	Vijci Kranjec
24	Osovinica prihvata rude	2	TK-003-23-BC	D47x72	0,733 kg	S235J0
25	Profil I80	2	DIN 1025	I 80-335	1,968 kg	S355J0
26	Rebro prihvata osovine	2	TK-003-14-BC	115x120x10	0,091 kg	S235J0
27	Konični vijak	4	TK-003-22-BC	D16x46	0,043 kg	S235J0
28	Osovinica prihvata hid. cil.	1	TK-003-24-BC	D20x59	0,060 kg	S235J0
29	Prsten ovjesa kotaca	4	TK-003-30-BC	D34x7	0,001 kg	S235J0
30	Okretna glavina spona	4	PHS12		0,117 kg	The Struening Bearings
31	Imbus vijak M8	4	ISO 4762	M8 x 40	0,023 kg	Vijci Kranjec
32	Sigurnosna podloška SKF	2	DIN 5406 - MB8		0,012 kg	SKF
33	Sigurnosna matica SKF	2	DIN 981 - KM 8		0,094 kg	SKF
34	Kotac prednji	2	TK-003-25-BC	D300x100	21,697 kg	Elesa S.p.A

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	
		Mentor	29.11.2018. Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac	
		Objekt:		Objekt broj:
		Napomena:		R. N. broj:
		Materijal:		Smjer:
		Masa: 112,37 kg		Konstrukcijski
				DIPLOMSKI RAD
		Naziv:		Format: A1
		Sklop Osovine		2
		Crtež broj: TK-003-00-BC		Listova: 1
				List: 1

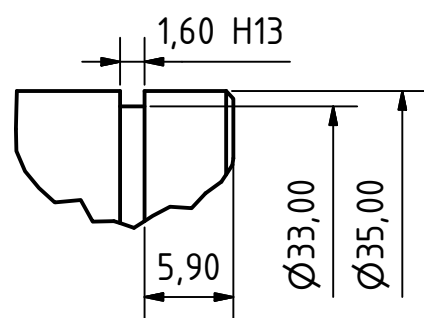




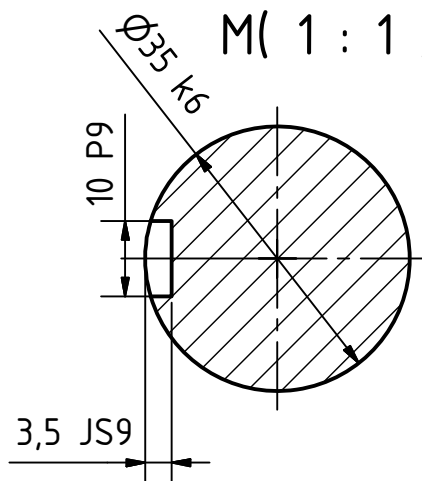
Broj naziva - code		Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb Studij strojarstva	
Projekтирао		29.11.2018.		Bruno Cerovski							
Razradio		29.11.2018.		Bruno Cerovski							
Crtao		29.11.2018.		Bruno Cerovski							
Pregledao		29.11.2018.		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac							
Mentor		29.11.2018.		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac							
ISO - tolerancije		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		Smjer:			
Ø40 F8/h8		+0,103 +0,025		Ø60 H7/m6		+0,019 -0,03		Konstrukcijski			
Ø45 H7/k6		+0,023 -0,018		Ø70 H7/m6		+0,019 -0,03		DIPLOMSKI RAD			
Ø50 H7/h6		+0,041 -0,041		Ø72 H7/j6		+0,037 -0,012		Mjerno originala			
Ø50 H7/s8		+0,041 -0,082		Ø50 H7/j6		+0,037 -0,012		Naziv:			
								Sklop škarastog mehanizma			
								Pozicija:			
								2			
								Format: A1			
								Listova: 1			
								List: 1			



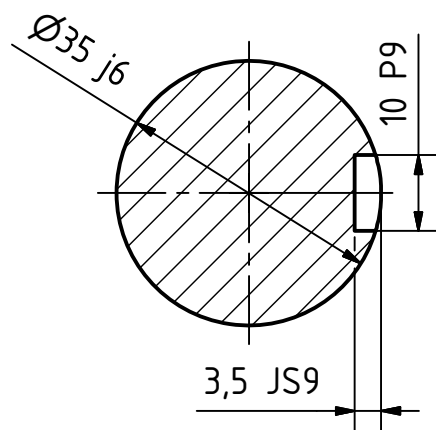
Detalj A
M(2 : 1)



Presjek B-B
M(1 : 1)



Presjek C-C
M(1 : 1)



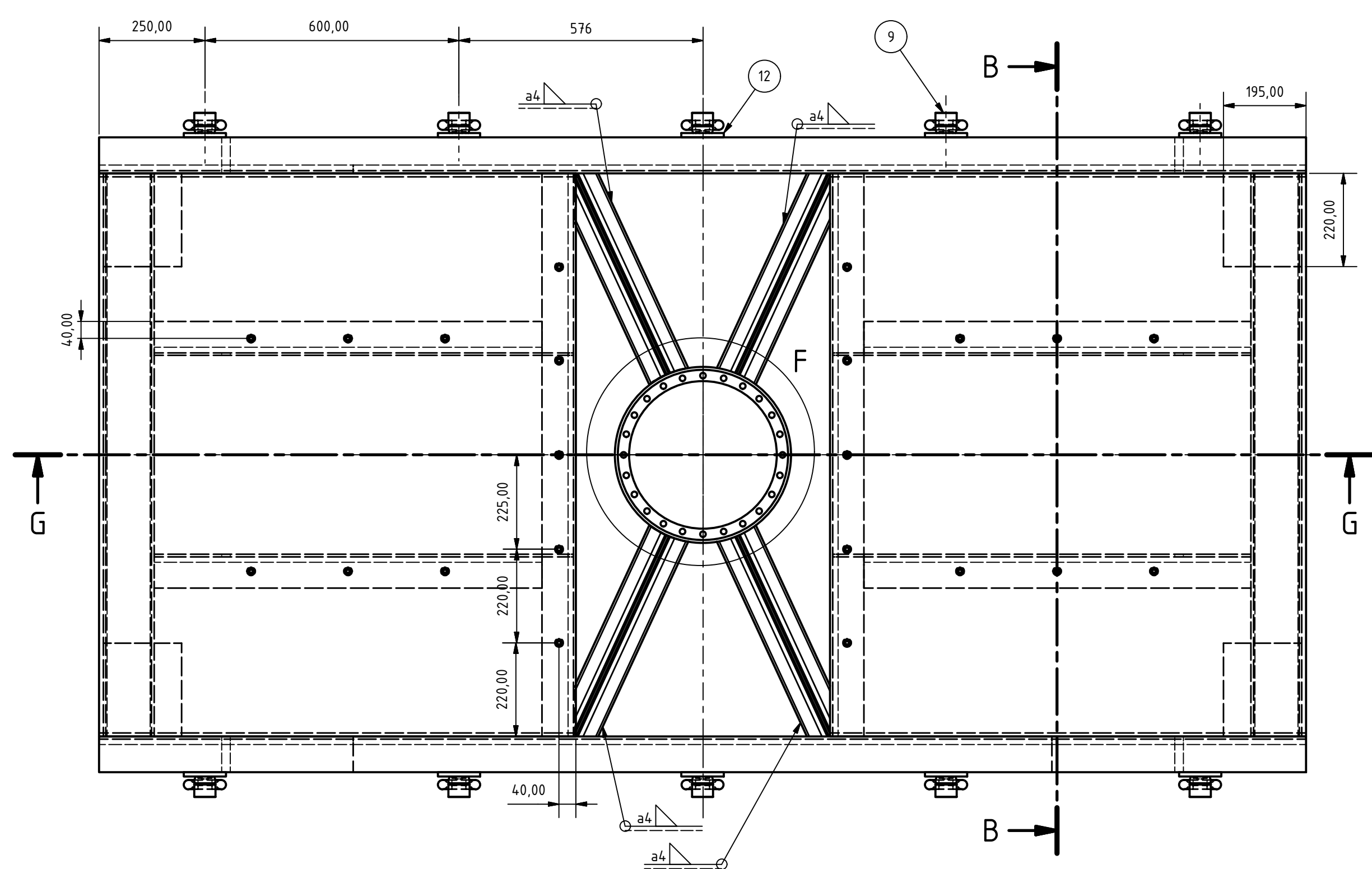
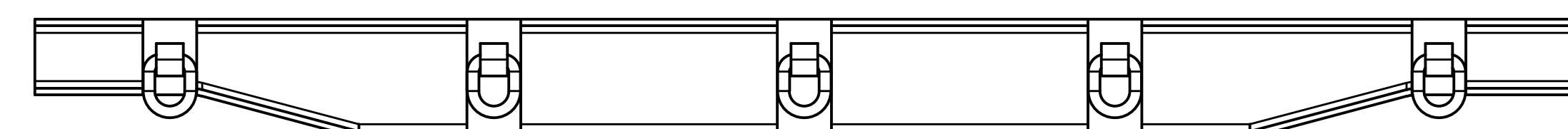
Broj naziva - code		Datum		Ime i prezime		Potpis		 FSB Zagreb					
		Projektirao		29.11.2018		Bruno Cerovski							
		Razradio		29.11.2018		Bruno Cerovski							
		Crtao		29.11.2018		Bruno Cerovski							
		Pregledao		29.11.2018		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac				Kostelac			
		29.11.2018		Izv. prof. dr. sc. Milan Kostelac		Kostelac							
ISO - tolerancije				Objekt:				Objekt broj:					
Ø35 k6		+0,018 +0,002						R. N. broj:					
Ø35 j6		+0,018 +0,002		Napomena:						Kopija			
Ø40 k6		+0,018 +0,002								Materijal: Ck45		Masa: 3,00 kg	
6 JS 14		+0,15 -0,15		Naziv:				Pozicija:		Format: A3			
10 P9		-0,015 -0,051						Vratilo meh. za okretanje				4	
3,5 JS9		+0,15 -0,15		Crtež broj: TK-004-25-BC						List: 1			

[illegible]

Technical drawing of a long, narrow rectangular structure, likely a container or tank, showing dimensions and internal components. The drawing includes a top view and a side view. The top view shows a length of 1616,00 and a width of 75. The side view shows a height of 200,00. Internal components are labeled with circled numbers 6, 1, and 11. Dimensions include 19,00, 10,00, 40,00, 430,00, 665,00, 1500,00, and 220,00. A dashed line indicates a centerline.

Technical drawing of a watch case, showing a cross-section of the bezel and crown. The drawing includes dimensions: 25°, 15°, 2x40x13,5 mm PROTR., Ø73,00, and a4 chamfers. It also features a circular scale with numbers 6, 8, and 10.

Technical drawing of a mechanical part, likely a valve or plug, showing a cross-section. The part has a central cylindrical bore and a flange. Dimensions are given: 21.00 (total height), 10.00 (height of the upper section), and 22.00 (height of the lower section). Callouts 15 and 16 point to specific features.



A technical line drawing of a rectangular tray or container. The tray has a flat base and a raised rim. In the center of the base is a circular feature, possibly a drain or a recessed area, with four radial lines extending from its center towards the corners of the tray. The rim is slightly elevated and has a small circular detail on each of the four sides, possibly representing a fastener or a hinge. The drawing is shown from an isometric perspective.

Sve naznačene nekotirane zavare izvesti kao a6 (glavni zavari osnovne strukture)
Rupe na kosntrukciji bušiti u jednom stezanju sa pločama

 FSB Zagreb
Studij strojarstva