

Dohvatnik vozila za izvlačenje

Jakšić, Dino

Master's thesis / Diplomski rad

2019

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:235:910447>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-24**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Dino Jakšić

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Student:

Dino Jakšić

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem se doc.dr.sc. Matiji Hoiću na pruženoj prilici za izradu rada pod njegovim mentorsvom te korisnim savjetima, prijedlozima i uputama tijekom pisanja rada.

Dino Jakšić



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: **Dino Jakšić**

Mat. br.: 0035192868

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Dohvatnik vozila za izvlačenje**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Boom crane of a recovery vehicle**

Opis zadatka:

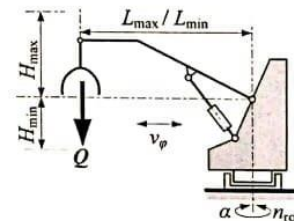
Potrebno je konstruirati dohvatnik s upravljivim klijestima/grabilicom kojeg će vozilo za izvlačenje koristiti za raščišćavanje prometnica u slučaju prirodnih i tehničkih katastrofa. Dohvatnik mora imati omogućenu rotaciju oko vertikalne osi. Pogon svih mehanizama mora biti izveden električno ili hidraulično (nije potrebno pogoniti sve mehanizme istom vrstom pogona).

Projektne parametre dohvatnika:

- Nosivost: $Q = 1500 \text{ kg}$
- Najmanji / najveći dohvat: $L_{\min} / L_{\max} = 3 / 9 \text{ m}$
- Visinski dohvat mjereno od baze: $H_{\min} / H_{\max} = -1 / +3 \text{ m}$
- Rotacija od početne pozicije: $\alpha = \pm 90^\circ$
- Brzina promjene dohvata: $v_\varphi = 10 \text{ m/min}$
- Brzina rotacije: $n_{\text{rot}} = 2 \text{ okr/min}$

Rad treba sadržavati:

- Uvodno razmatranje o mobilnim dohvatnicima.
- Analizu radnih principa postojećih konstrukcijskih rješenja.
- Nekoliko konceptijskih rješenja.
- Izbor optimalne varijante za zadane projektne zahtjeve.
- Proračun nosive konstrukcije i izbor standardnih komponenti.
- Sklopni crtež dohvatnika s potrebnim presjecima i detaljima.
- Radioničke crteže prema dogovoru s mentorom.



Zadatak zadan:

2. svibnja 2019.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Matija Hoić

Datum predaje rada:

4. srpnja 2019.

Predvideni datum obrane:

10., 11. i 12. srpnja 2019.

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	XI
SUMMARY	XII
1. UVOD	1
1.1. GUSJENIČARI	3
1.2. KAMION-DIZALICA.....	4
1.3. MOBILE DIZALICE ZA TEŽAK TEREN	5
1.4. DIZALICE ZA SVE TERENE.....	6
2. ANALIZA TRŽIŠTA.....	7
2.1. HIAB X-CL 19 B-3	7
2.2. JONSERED 1200RS 66	8
2.3. FASSI F135A.2.22	9
2.4. PALFINGER PK 14502–SH A	10
2.5. STELLAR 9621.....	11
2.6. USPOREDBA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	12
3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA.....	13
3.1. KONCEPT 1.....	13
3.2. KONCEPT 2.....	14
3.3. KONCEPT 3.....	15
3.4. VREDNOVANJE KONCEPATA.....	16
4. PRORAČUN.....	17
4.1. HIDRAULIČKI CILINDAR.....	17
4.2. PROFIL DOHVATNIKA.....	19
4.3. ZAVAR DOHVATNIKA.....	22
4.4. OPTEREĆENJE POSTOLJA.....	25
4.5. SPOJ DOHVATNIKA S POSTOLJEM.....	26
4.6. SPOJ POSTOLJA I HIDRAULIČKOG CILINDRA.....	28
4.7. SPOJ DOHVATNIKA I HIDRAULIČKOG CILINDRA	30
4.8. ZAVAR NOSAČA CILINDRA.....	32
4.9. ZAVAR POSTOLJA.....	34
4.10. OKRETNI LEŽAJ	37
4.11. ZUPČANI PRIJENOS	41

4.12.	ELEKTROMOTOR	43
4.13.	HIDRAULIČKI CILINDAR KLIJEŠTA	44
4.14.	PROFIL KRAKA KLIJEŠTA	45
4.15.	ZAVAR NOSAČA KLIJEŠTA	47
4.16.	SPOJ DOHVATNIKA I KLIJEŠTA	49
4.17.	SPOJ KRAKA KLIJEŠTA I HIDRAULIČKOG CILINDRA	51
5.	ZAKLJUČAK	53
	LITERATURA	54
	PRILOZI.....	55

POPIS SLIKA

Slika 1.1.	Gusjeničar [2]	3
Slika 1.2.	Kamion-dizalica [4].....	4
Slika 1.3.	Mobilna dizalica za težak teren [5]	5
Slika 1.4.	Dizalica za sve terene [3]	6
Slika 2.1.	Dizalica HIAB X-CL 19 B-3 [6].....	7
Slika 2.2.	Dizalica JONSERED 1200RS 66 [6]	8
Slika 2.3.	Dizalica FASSI F135A.2.22 [7].....	9
Slika 2.4.	Dizalica PALFINGER PK 14502-SH A [8]	10
Slika 2.5.	Dizalica STELLAR 9621 [9]	11
Slika 3.1.	Koncept 1	13
Slika 3.2.	Koncept 2	14
Slika 3.3.	Koncept 3	15
Slika 4.1.	Proračunska skica za izračun sile u cilindru.....	17
Slika 4.2.	Graf ovisnosti sile u cilindru o kutu φ	18
Slika 4.3.	RHS 250x150x12.5 [11]	19
Slika 4.4.	Reakcije u osloncu	19
Slika 4.5.	Područje O-C.....	20
Slika 4.6.	Graf ovisnosti opterećenja dohvatnika o kutu φ	21
Slika 4.7.	Proračunska skica zavora dohvatnika.....	22
Slika 4.8.	Graf ovisnosti opterećenja zavora dohvatnika o kutu φ	23
Slika 4.9.	Opterećenje postolja	25
Slika 4.10.	Graf ovisnosti opterećenja postolja o kutu φ	25
Slika 4.11.	Opterećenje spoja dohvatnika s postoljem	26
Slika 4.12.	Opterećenje spoja hidrauličkog cilindra s postoljem	28
Slika 4.13.	Opterećenje spoja dohvatnika i hidrauličkog cilindra postolja	30
Slika 4.14.	Presjek i opterećenje zavora nosača	32
Slika 4.15.	Graf ovisnosti sile u cilindru o kutu φ ($\varphi=3^\circ$)	32
Slika 4.16.	Opterećenje zavora postolja	34
Slika 4.17.	Graf ovisnosti opterećenja zavora postolja o kutu φ	35
Slika 4.18.	Opterećenje okretnog ležaja	37
Slika 4.19.	Dimenzije okretnog ležaja 1	38
Slika 4.20.	Dimenzije okretnog ležaja 2.....	38
Slika 4.21.	Dijagram faktora radijalne sile	39
Slika 4.22.	Dopuštena opterećenja ležaja	40
Slika 4.23.	Proračunska skica za izračun sile u cilindru.....	44
Slika 4.24.	Statički prikaz opterećenja kraka kliješta.....	45
Slika 4.25.	SHS 90x5 [11].....	46
Slika 4.26.	Presjek i opterećenje zavora nosača	47
Slika 4.27.	Graf ovisnosti opterećenja nosača kliješta i kuta α o kutu φ	47
Slika 4.28.	Spoj dohvatnika i kliješta	49
Slika 4.29.	Spoj kraka i cilindra	51

POPIS TABLICA

Tablica 2.1.	Karakteristike dizalice HIAB X-CL 19 B-3	7
Tablica 2.2.	Karakteristike dizalice JONSERED 1200RS 66	8
Tablica 2.3.	Karakteristike dizalice FASSI F135A.2.22	9
Tablica 2.4.	Karakteristike dizalice PALFINGER PK 14502-SH A.....	10
Tablica 2.5.	Karakteristike dizalice STELLAR 9621	11
Tablica 3.1.	Glavni dijelovi Koncepta 1	13
Tablica 3.2.	Glavni dijelovi Koncepta 2	14
Tablica 3.2.	Glavni dijelovi Koncepta 2	15
Tablica 3.4.	Vrednovanje koncepata	16

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

DJ-2019-01	Dohvatnik vozila za izvlačenje
DJ-2019-02	Krak kliješta
DJ-2019-03	Delta nosač

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	mm	Udaljenost hvatišta cilindra od oslonca
a_1, a_2, a_3, a_4	mm	Debljina zavara
b	mm	Vertikalna udaljenost vrha kliješta od točke O
c	mm	Horizontalna udaljenost vrha kliješta od točke O
d	mm	Udaljenost cilindra od točke O
A	mm ²	Površina poprečnog presjeka profila
$A_{zav1}, A_{zav2}, A_{zav3}, A_{zav4}$	mm ²	Površina zavara
$A_{o1}, A_{o2}, A_{o3}, A_{o4}, A_{o5}$	mm ²	Površina poprečnog presjeka osovine
b_{z1}, b_{z2}	mm	Širina zupčanika
B	mm	Širina hvata kliješta
d_1, d_2	mm	Diobeni promjer zupčanika
d_{a1}, d_{a2}	mm	Tjemeni promjer zupčanika
d_{b1}, d_{b2}	mm	Temeljni promjer zupčanika
d_{f1}, d_{f2}	mm	Podnožni promjer zupčanika
$d_{o1}, d_{o2}, d_{o3}, d_{o4}, d_{o5}$	mm	Promjer osovine
d_{cil1}, d_{cil2}	mm	Promjer klipa cilindra
D_M	mm	Promjer okretnog ležaja
f_{0r}	-	Faktor radijalne sile
f_A	-	Faktor primjene
f_S	-	Faktor sigurnosti
F_{0q}	N	Ekvivalentno aksijalno opterećenje u ležaju
F_o	N	Reakcijska sila u osloncu O
$F_{o,x}$	N	Komponenta reakcijske sile u osloncu O u smjeru osi x

$F_{o,y}$	N	Komponenta reakcijske sile u osloncu O u smjeru osi y
F_n	N	Uzdužna sila u zavaru dohvatnika
F_q	N	Poprečna sila u zavaru dohvatnika
F_{n1}	N	Komponenta uzdužne sile u profilu u smjeru osi x_1
F_{q1}	N	Komponenta poprečne sile u profilu u smjeru osi y_1
F_{cil1}, F_{cil2}	N	Sila u hidrauličkom cilindru
$F_{cil1,x}, F_{cil2,x}$	N	Sila u hidrauličkom cilindru u smjeru osi x
$F_{cil1,y}, F_{cil2,y}$	N	Sila u hidrauličkom cilindru u smjeru osi y
$F_{cil1,max}, F_{cil2,max}$	N	Maksimalno ostvariva sila u hidrauličkom cilindru
$F_{lež,a}$	N	Aksijalna sila okretnog ležaja
$F_{lež,r}$	N	Radijalna sila okretnog ležaja
F_p	N	Sila u osloncu kliješta
$F_{s,kli}$	N	Sila savijanja kliješta
$F_{t,max}$	N	Maksimalna sila na boku zuba
$F_{zav3,x}$	N	Sila u zavaru u smjeru osi x
$F_{zav3,y}$	N	Sila u zavaru u smjeru osi y
i	-	Prijenosni omjer zupčanika
I_{zav1}	mm ⁴	Moment inercije zavara
k	-	Faktor distribucije opterećenja
$K_{F\alpha}$	-	Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
$K_{F\beta}$	-	Faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba
$K_{H\alpha}$	-	Faktor raspodjele opterećenja na pojedine zube
$K_{H\beta}$	-	Faktor raspodjele opterećenja po dužini boka zuba
K_I	-	Vanjsko dodatno dinamičko opterećenje

K_V	-	Unutarnje dodatno dinamičko opterećenje
l_{sav2}, l_{sav4}	mm	Krakovi savijanja zavora
$l_{zav1\perp}, l_{zav1\parallel}, l_{zav2}, l_{zav3}, l_{zav4}$	mm	Duljine zavora
L_1, L_2	mm	Duljine profila
m	mm	Modul zupčanika
m_{mot}	kg	Masa elektromotora
$M_{red, pot}$	Nm	Potrebni moment elektromotora
M_{red}	Nm	Moment elektromotora
M_W	Nm	Moment trenja u ležaju
M_{0q}	Nm	Ekvivalentni moment u ležaju
$M_{lež}$	Nm	Moment u okretnom ležaju
W_R	kN/m	Gubici u ležaju
M_C	Nm	Moment savijanja u točki C
$M_{s1, max}, M_{s2, max}, M_{s3, max}$	Nm	Moment savijanja u profilu
$M_{s, kli}$	Nm	Moment savijanja kliješta
$M_{s, o1}, M_{s, o2}, \dots, M_{s, o5}$	Nm	Moment savijanja osovine
$M_{s, zav1}, \dots, M_{s, zav4}$	Nm	Moment savijanja zavora
n_{red}	min ⁻¹	Brzina vrtnje reduktora
n_{rot}	min ⁻¹	Potrebna brzina rotacije postolja
$n_{rot, stv}$	min ⁻¹	Stvarna brzina rotacije postolja
Δn_{rot}	%	Odstupanje stvarne od potrebne brzine rotacije postolja
p_{nom}	N/mm ²	Nominalni tlak u hidrauličkom cilindru
$p_{o1}, p_{o2}, p_{o3}, p_{o4}, p_{o5}$	N/mm ²	Srednji tlak osovine
p_{dop}	N/mm ²	Dopušteni srednji tlak u osovini

P_{EM}	W	Snaga elektromotora
t_1, t_2, t_3, t_4, t_5	mm	Debljine lima
$t, t_{cil1}, t_{cil2}, t_{doh}, t_{kli}$	mm	Debljine stjenki pojedinih komponenti
x_0	mm	Udaljenost oslonca cilindra u smjeru osi x
y_0, y_1, y_2	mm	Udaljenost oslonca cilindra u smjeru osi y
Y_F	-	Faktor oblika zuba
Y_ε	-	Faktor učešća opterećenja
z_1, z_2	-	Broj zubi zupčanika
z_{max}	mm	Maksimalna udaljenost kod zavora dohvatnika
Z_M	$\sqrt{\text{MPa}}$	Faktor materijala
Z_H	-	Faktor oblika
Z_ε	-	Faktor stupnja prekrivanja
Q	N	Nosivost dohvatnika
Q_{sig}	N	Nosivost dohvatnika sa sigurnošću
Q_x	N	Paralelno opterećenje zavora
Q_y	N	Okomito opterećenje zavora
W_R	kN/m	Gubici u ležaju
W_{kli}	mm ³	Aksijalni moment otpora površine profila kliješta
W_y	mm ³	Aksijalni moment otpora površine profila
$W_{zav1}, W_{zav2}, W_{zav3}, W_{zav4}$	mm ³	Aksijalni moment otpora površine zavora
$\sigma_{s1}, \sigma_{s2}, \sigma_{s3}$	N/mm ²	Naprezanje uslijed savijanja u profilu
$\sigma_{s,kli}$	N/mm ²	Naprezanje uslijed savijanja kliješta
$\sigma_{s,o1}, \sigma_{s,o2}, \sigma_{s,o3}, \sigma_{s,o4}, \sigma_{s,o5}$	N/mm ²	Naprezanje osovina uslijed savijanja
$\sigma_{t1}, \sigma_{t2}, \sigma_{t3}$	N/mm ²	Tlačno naprezanje u profilu

$\sigma_{ekv1}, \sigma_{ekv2}, \sigma_{ekv3}$	N/mm ²	Ekvivalentna naprezanja u profilu
$\sigma_{s,zav1}, \sigma_{s,zav2}, \sigma_{s,zav3}, \sigma_{s,zav4}$	N/mm ²	Normalno naprezanje u zavaru
$\sigma_{t,zav2}, \sigma_{t,zav3}, \sigma_{t,zav4}$	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje u zavaru
$\sigma_{ekv,zav2}, \sigma_{ekv,zav3}, \sigma_{ekv,zav4}$	N/mm ²	Ekvivalentna naprezanja u zavaru
σ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje profila
$\sigma_{s,dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje osovina
$\sigma_{z,dop}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje zavara
σ_F	N/mm ²	Naprezanje zubi na savijanje
σ_H	N/mm ²	Hertzov pritisak
$\sigma_{F,lim}$	N/mm ²	Dopušteno naprezanje zubi na savijanje
$\sigma_{H,lim}$	N/mm ²	Dopušteno Hertzov pritisak
$\tau_{o1}, \tau_{o2}, \tau_{o3}, \tau_{o4}, \tau_{o5}$	N/mm ²	Naprezanje osovina na odrez
$\tau_{zav2}, \tau_{zav3}, \tau_{zav4}$	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje zavara
τ_{dop}	N/mm ²	Dopušteno naprezanje osovina na odrez

SAŽETAK

Dohvatnik vozila za izvlačenje namijenjen je za raščišćavanje prometnica u slučaju prirodnih i tehničkih katastrofa. U ovom radu predviđeno je daljinsko upravljanje dohvatnika. Uz pomoć hidrauličkih cilindara omogućeni su vertikalni pomak dohvatnika te prihvat objekta raščišćavanja klijestima. Rotacija dohvatnika oko vertikalne osi odvija se pomoću elektromotora.

Rad započinje uvodnim razmatranjem o vrstama mobilnih dizalica za različite namjene i uvjete. Slijedi pregled tržišta i razrada vlastitih konceptijskih rješenja te odabir opcije za daljnju konstrukcijsku razradu. U proračunu se provjeravaju kritični spojevi (nosiva konstrukcija dohvatnika, konstrukcija klijesta, osovine, zavari), elementi vođenja (ležajevi, zupčanik) te pogonski elementi (hidraulički cilindri, elektromotor). Konstrukcija modela je izrađena u programskom paketu CATIA V5R20 gdje su također napravljeni sklopni crteži cijelog modela, kraka klijesta te delta nosača klijesta.

Ključne riječi: dohvatnik, cilindar, klijesta.

SUMMARY

Boom crane of a recovery vehicle is designed to clear the roads in case of natural and technical disasters. In this paper remote control of crane is provided. With the help of hydraulic cylinders, the vertical displacement of the grabber and the acceptance of the cleansing object are enabled. Rotation of the crane around the vertical axis is performed by an electric motor.

Paper begins with introductory consideration of the types of mobile cranes for different purposes and conditions. Below is a review of the market and the elaboration of its own conceptual solutions and the choice of option for further structural development. Critical joints are checked in the calculation (structure of the crane, structure of the grabber, shafts, welds), steering elements (bearings, gears) and drive elements (hydraulic cylinders, electric motor). The design of the model is made in the CATIA V5R20 software package, where are also made drawing of the whole model, grabbers leg and grabbers delta construction.

Keywords: boom, cylinder, grabbers.

1. UVOD

Dizalica koja se može slobodno kretati vlastitom snagom je pokretna dizalica. Kretanja oko gradilišta nazivaju se putnim pokretima, a kretanja s mjesta na mjesto nazivaju se tranzitnim kretanjima. Sve pokretne dizalice mogu putovati; pokretne dizalice na kotačima sposobne su za vlastite tranzitne pokrete, ali dizalice gusjeničara nisu. Gornji okvir pokretne dizalice naziva se gornja konstrukcija, pričvršćenje prednjeg kraja odnosi se na nosač ili kombinaciju nosača i drugih potpornih nosača koji nose kuku i opterećenje, a donji okvir naziva se nosač na kamionskoj dizalici i karoserija na dizalici gusjeničara.

Neslužbeni sustav koji proizvođači koriste za ocjenjivanje pokretnih dizalica temelji se na kapacitetu dizanja. Nominalna snaga je najveće teoretsko opterećenje koje dizalica može dizati u bilo kojoj konfiguraciji. Tipično bi odgovaralo najkraćem nosaču na najmanjem radijusu. Nominalna ocjena nije ništa više od grubog indeksa za klasifikaciju dizalice; značajna procjena kapaciteta dizanja zahtijeva proučavanje dijagrama opterećenja.

Vrijednost opterećenja pokretnih dizalica obično je regulirana sposobnošću stroja da se odupre prevrtanju. Težina stroja sama po sebi osigurava znatnu otpornost na prevrtanje, ali kako bi se povećao kapacitet, na stražnjoj strani nadogradnje može se dodati protuuteg. Postoje iznimke gdje dodavanje protuutega nema koristi; čvrstoća može ograničiti kratke nosače i dizanja na malim radijusima, dok progib može ograničiti vrlo duge nosače. Postoji i granica težinu protuutega koji se može dodati; kada se koriste kratki nosači, dizalica mora imati odgovarajuću otpornost na prevrtanje unatrag.

Protuutezi se mogu odvojiti za prijevoz kada to zahtijevaju ograničenja na cesti. Za neke dizalice su predviđene različite opcije protuutega, tako da je korisnik pošteđen troškova transporta više nego što je potrebno. Kako su pokretne dizalice postale veće, proizvođači su napravili više dijelova za odvajanje za prijevoz.

Kontrole dizalice funkcioniraju putem mehaničkih veza, pneumatskog ili hidrauličkog tlaka, podatkovnih sabirnica ili električnih vodova, ovisno o veličini stroja, željama proizvođača i kontrolnoj funkciji. Snaga pogona je visokog do vrlo niskog raspona, a pretvarači zakretnog momenta ili hidrostatički mjenjači su zajednički. Razrađeni sustavi upravljanja i pogona namijenjeni su da omoguće operateru održavanje visokih proizvodnih stopa. No, neke dizalice imaju moć da proizvedu radne brzine koje su dovoljne da se unište. Dostupne visoke brzine dizanja, nagiba, zakretanja, kočenja i ubrzanja nisu odraz nepromišljenosti ili neodgovornosti proizvođača, već posljedica raspona radnih konfiguracija i uvjeta u kojima dizalica mora funkcionirati [1].

1.1. GUSJENIČARI

Oni su se oduvijek koristili kao univerzalni strojevi sa širokim opsegom izvođenja radnih zahvata. Neki od najčešćih radova su iskop, utovar materijala, prijenos i podizanje tereta, izrada nasipa i pokosa, grubo ravnanje i planiranje terena i mnogi drugi. U većini slučajeva pri manjim zahtjevima za podizanje se koriste teleskopske dizalice na kotače predviđene za sve konfiguracije terena. No, moderne dizalice gusjeničari i dalje su bitne za terenske radove, primjenjujući veliki broj specijaliziranih priključaka za razne zadatke.

Robusna konstrukcija i velika pogonska snaga gusjenice čine ga prikladnim za rad. Priroda ove vrste operacije je da zahtijeva stabilno i ponavljajuće podizanje, pri čemu je stopa proizvodnje ključni čimbenik. Neki proizvođači dijele proizvodne linije gusjeničarskih dizalica na odvojene pogonske strojeve od dizalica, dok neki drugi nude isti osnovni stroj u različitim izvedbama.

S obzirom na njegovu radnu ulogu, baza gusjenica je dizajnirana da bude čvrsta i kruta. Krutost je značajka koja je potrebna da bi se spriječilo pretjerano skretanje baze pod opterećenjem. Tragovi gusjeničarske dizalice namijenjeni su u dvije svrhe: raspodjeljuju opterećenje na tlo na širokom području i daju pokretljivosti stroja, čak i dok nose teret na kuki [1].



Slika 1.1. Gusjeničar [2]

1.2. KAMION-DIZALICA

Kamion-dizalica ima dva dijela: nosač, koji se često naziva donji, i komponentu za podizanje koja uključuje nosač, koji se naziva gornji. One se spajaju zajedno kroz okretni tanjur, dopuštajući gornjoj da se ljulja s jedne strane na drugu. Moderne hidraulične kamion-dizalice obično su strojevi s jednim motorom kojim pokreće podvozje i dizalicu.

Ove dizalice mogu putovati autocestama, eliminirajući potrebu za posebnom opremom za prijevoz dizalice, osim ako postoje ograničenja na težinu ili druga. Ako je to slučaj, većina većih dizalica opremljena je ili posebnim prikolicama koje pomažu pri širenju tereta na više osovina ili se mogu rastaviti u skladu sa zahtjevima. Tako na primjer u slučaju postojanja protuutega često će za dizalicom slijediti još jedan kamion koji vuče protuutege koji su uklonjene za putovanje. Osim toga, neke dizalice mogu ukloniti cijeli gornji dio.

Prilikom rada na gradilištu, potpornji se izvlače vodoravno od šasije, a zatim uspravno na razinu i stabiliziraju dizalicu dok stoje i podižu se. Mnoge kamionske dizalice imaju sporu putnu sposobnost dok nose teret. Većina dizalica ovog tipa također ima pomične protuutege za stabilizaciju izvan one koje pružaju potpornji [3].



Slika 1.2. Kamion-dizalica [4]

1.3. MOBILE DIZALICE ZA TEŽAK TEREN

Dizalica za teške terene ima nosač postavljen na podvozje, koje je dizajnirano za operacije dizanja i nošenja. Potpornji se koriste za izravnavanje i stabilizaciju dizalice za podizanje. Ove teleskopske dizalice su strojevi s jednim motorom kojim pokreće podvozje i dizalicu, slično gusjeničarima. Motor se obično postavlja u podvozje, a ne u gornji dio, kao kod gusjeničara. Većina njih ima pogon na 4 kotača za prelaženje jačeg i klizavog terena za razliku od standardne kamionske dizalice [3].

Ovjes ovih dizalica ima hidrauličke cilindre koji osciliraju kada je gornja konstrukcija centrirana na prednjoj strani za putovanje i mehanizam za izvršavanje automatskog zaključavanja radi poboljšanja performansi dizanja kada se dizalica okreće [1].



Slika 1.3. Mobilna dizalica za težak teren [5]

1.4. DIZALICE ZA SVE TERENE

Dizalica za sve terene je neka vrsta hibrida koji kombinira voznu sposobnost kamion-dizalice i manevarske sposobnosti dizalice na terenu. Može voziti na javnim cestama i manevrirati na neravnom terenu na gradilištu. Kako bi se postigla upravljivost, ove dizalice obično imaju pogon i upravljanje na svim osovinama, kao i upravljanje prihvatnice [3].

Mnogi strojevi opremljeni su sofisticiranim sustavima ovjesa koji održavaju jednako opterećenje osovine na neravnim površinama dok je dizalica u pokretu ili je statična [1].



Slika 1.4. Dizalica za sve terene [3]

2. ANALIZA TRŽIŠTA

2.1. HIAB X-CL 19 B-3

HIAB X-CL 19 B-3 dizalica je jednostavna za rukovanje te ima široku primjenu, od gradnje do raznih komunalnih poslova. Idealna je za podizanje i spuštanje strojeva, građevinskog materijala ili vreća za vuču pomoću kuke i remena. S vilicom pričvršćenom za dizalicu također mogu pomicati paletizirane predmete.

Upravljanje dizalicom vrlo je jednostavno posebno kad je operater neiskusn ili dizalicu koristi više korisnika. Intuitivna je za rad te njena tehnologija ventila uvijek reagira glatko.

Izrađena je od čelika visoke čvrstoće, a dijelovi kao što su osovine, karike i cilindri optimizirani su na maksimalnu čvrstoću. Ipak, sama dizalica je lagana, što omogućuje da se na kamionu može nositi više tereta.



Slika 2.1. Dizalica HIAB X-CL 19 B-3 [6]

Tablica 2.1. Karakteristike dizalice HIAB X-CL 19 B-3

Kapacitet dizanja [kNm]	164.8
Dohvat – kapacitet dizanja [m – kg]	3.4 – 4950 4.6 – 3600 6.4 – 2500 8.4 – 1860 10.4 – 1500
Radni tlak [MPa]	33
Kut rotacije [°]	415

2.2. JONSERED 1200RS 66

JONSERED 1200RS 66 je kombinacija snage, uzimajući čvrste, pouzdane i izdržljive karakteristike JONSERED dizalice u kombinaciji sa sigurnošću, brzinom i preciznošću HIAB dizalice. Šumarska dizalica JONSERED 1200RS 66 savršeno je prilagođena teškom radu u urbanom okruženju. Omogućene su brze operacije zahvaljujući proporcionalnom hidrauličkom sustavu. Sustav omogućuje visok protok ulja koji uz brzinu daje i snagu potrebnu za rad.

Dizajnirana je za potpunu fleksibilnost rada, podržana dvostrukom platformom. Operater dizalicom može se lako kretati s jedne strane na drugu kako bi dobio savršeni kut gledanja tijekom rada.



Slika 2.2. Dizalica JONSERED 1200RS 66 [6]

Tablica 2.2. Karakteristike dizalice JONSERED 1200RS 66

Kapacitet dizanja [kNm]	110
Dohvat – kapacitet dizanja [m – kg]	3.0 – 3300
	4.0 – 2700
	5.0 – 2240
	6.0 – 1840
	6.6 – 1700
Radni tlak [MPa]	26
Kut rotacije [°]	415

2.3. FASSI F135A.2.22

FASSI F135A.2.22 dizalica je srednje nosivosti koja pruža odlične performanse, ali je istovremeno iznimno dinamična. Pogodna je za ugradnju na kamione s dvije i tri osovine.

Baza i donji dio dizalice izrađeni su od lijevanog čelika za savršenu raspodjelu naprezanja i veću otpornost konstrukcije. Budući da nema zavora, osigurana je trajnost na zamor.

Postoji opcija dodatnog hidrauličkog zgloba na koji se nastavlja greda koja omogućuje povećanje doseg dizalice i služi za pomicanje tereta horizontalno u odnosu na tlo.



Slika 2.3. Dizalica FASSI F135A.2.22 [7]

Tablica 2.3. Karakteristike dizalice FASSI F135A.2.22

Kapacitet dizanja [kNm]	134
Dohvat – kapacitet dizanja [m – kg]	2.5 – 4650
	4.45 – 3075
	6.25 – 2120
	8.25 – 1600
Radni tlak [MPa]	27.5
Kut rotacije [°]	416

2.4. PALFINGER PK 14502–SH A

PALFINGER PK 14502-SH A pripada kategoriji srednjih hidrauličnih dizalica prema opterećenju. Za podizanje tereta opremljena je nosačem dužine 7,9 metara te nudi maksimalnu nosivost od 6,1 tone. Dizalica je opremljena s električnim ograničenjem okretnog momenta, zglobovim preklopom nosača i daljinskim upravljačem.

Klizni elementi dizalice izrađeni su od sintetičkog materijala što uvelike pojednostavljuje rad operatera te štedi vrijeme i novac. Robusne plastične obloge štite dijelove dizalice od prljavštine i oštećenja.



Slika 2.4. Dizalica PALFINGER PK 14502-SH A [8]

Tablica 2.4. Karakteristike dizalice PALFINGER PK 14502-SH A

Kapacitet dizanja [kNm]	135.4
Dohvat – kapacitet dizanja [m – kg]	3.9 – 3400 5.9 – 2200 7.9 – 1640
Radni tlak [MPa]	36.5
Kut rotacije [°]	420

2.5. STELLAR 9621

Dizalica STELLAR 9621 je teleskopska dizalica za teške uvjete upravljana daljinskim upravljačem. Prepoznatljiva je po šesterokutnim profilima nosača koji se koriste radi smanjenja fleksibilnosti nosača.

Jedan od glavnih dijelova ove dizalice je planetarno vitlo koje je dizajnirano tako da odgovara kapacitetu dizanja. Podiže maksimalno opterećenje i nudi širok raspon brzina kako bi dizalica bila što produktivnija.



Slika 2.5. Dizalica STELLAR 9621 [9]

Tablica 2.5. Karakteristike dizalice STELLAR 9621

Kapacitet dizanja [kNm]	96
Dohvat – kapacitet dizanja [m – kg]	3.35 – 2915 4.88 – 2000 6.4 – 1525
Radni tlak [MPa]	17.2
Kut rotacije [°]	400

2.6. USPOREDBA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

Na temelju prikazanih postojećih rješenja koja se pojavljuju na tržištu dalje će se razvijati koncepti.

Vidljivo je da je za rotaciju dohvatnika u najvećoj mjeri korišten okretni ležaj s vanjskim ili unutarnjim ozubljenjem koji na taj način štedi prostor. Mehanizam je moguće ostvariti i parom ležajeva uz pomoć pogona preko zupčanika.

Mehanizam za prihvat objekta u pokazanim rješenjima je izveden kukom, koja može biti fiksna ili se može dizati i spuštati uz pomoć užetnog prijenosa te grabilicom koja se otvara i zatvara hidrauličkim cilindrom, a na isti način je moguće i rješenje s kliještima.

Na tržištu za promjenu nagiba dohvatnika uglavnom se koristi hidraulički cilindar koji daje dovoljno dobre performanse da zadovolji traženu funkciju, a to još mogu biti zubna letva i navojno vreteno.

Rješenje za promjenu dohvata u svim rješenjima je teleskop, ali on nije teme za razradu u ovom zadatku nego će dohvatnik biti izrađen kao kruta konstrukcija kojoj će onda mehanizam za promjenu nagiba biti ujedno i mehanizam za promjenu dohvata.

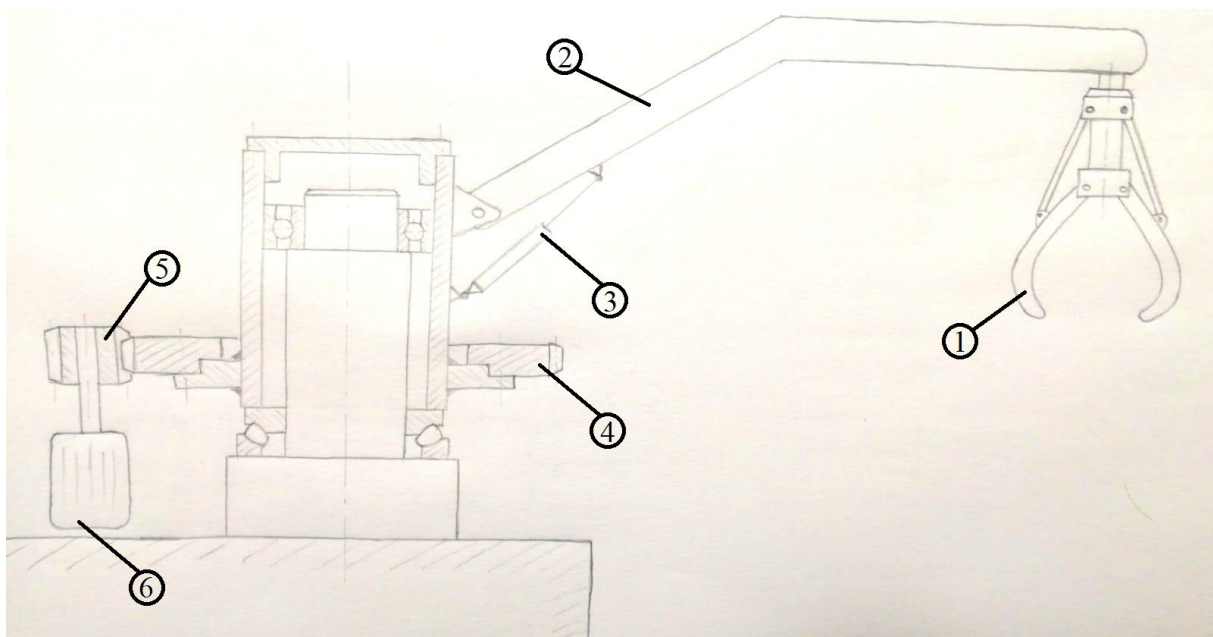
Stoga će se u daljnjoj koncepcijskoj razradi razmatrati dohvatnici krute konstrukcije dohvatnika, različitom izvedbom mehanizma za promjenu nagiba i dohvata te različitom konstrukcijskom izvedbom okretišta.

3. KONCEPCIJSKA RJEŠENJA

3.1. KONCEPT 1

Koncept 1 sastoji se od fiksnog stupa i cijevi unutar koje se nalaze dva ležaja koja omogućuju okretanje dohvatnika oko vertikalne osi. Na cijev su zavareni dohvatnik i hidraulički cilindar potreban za promjenu dohvata.

Rotacija dohvatnika se vrši preko elektromotora uz pomoć zupčastog para. Prihvat tereta se ostvaruje grabilicom.



Slika 3.1. Koncept 1

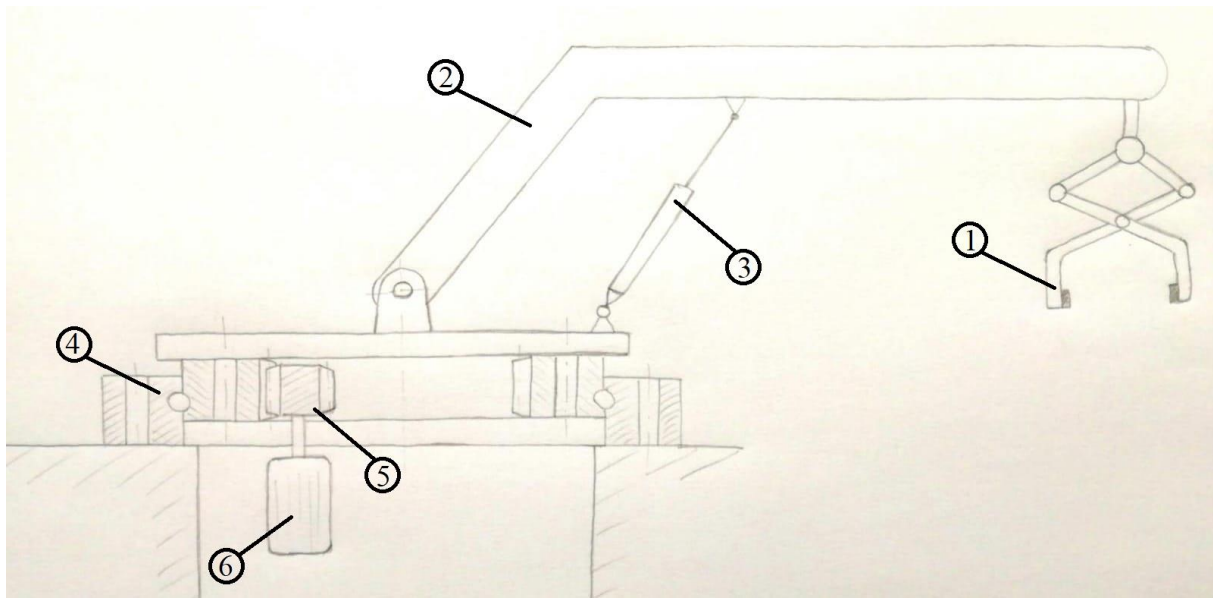
Tablica 3.1. Glavni dijelovi Koncepta 1

1	Grabilica
2	Nosiva konstrukcija dohvatnika
3	Hidraulički cilindar
4	Gonjeni zupčanik
5	Pogonski zupčanik
6	Elektromotor

3.2. KONCEPT 2

Koncept 2 sastoji se od okretnog ležaja koji ima unutarnje ozubljenje. Rotacija se ostvaruje elektromotorom spojenim na zupčanik koji s ležajem čini zupčasti par.

Prihvat tereta je moguć pomoću kliješta dok se dohvat mijenja s hidrauličkim cilindrom.



Slika 3.2. Koncept 2

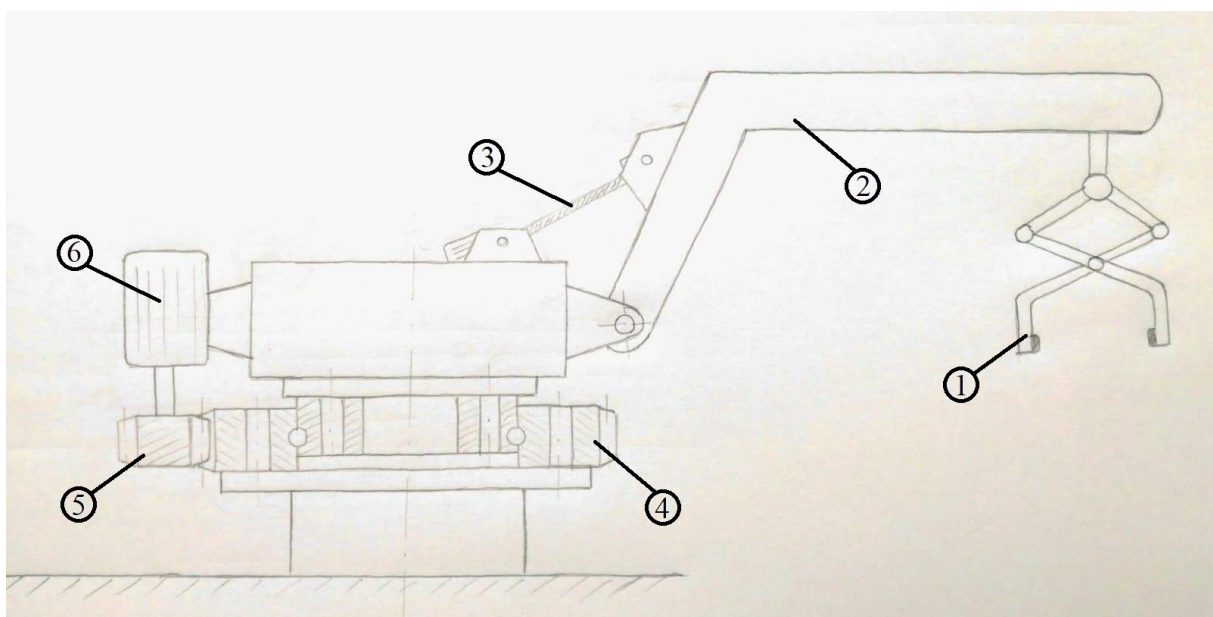
Tablica 3.2. Glavni dijelovi Koncepta 2

1	Kliješta
2	Nosiva konstrukcija dohvatnika
3	Hidraulički cilindar
4	Okretni ležaj s unutarnjim ozubljenjem
5	Pogonski zupčanik
6	Elektromotor

3.3. KONCEPT 3

Koncept 3 se također sastoji od okretnog ležaja, ali u ovom slučaju s vanjskim ozubljenjem. Na unutarnji prsten je vezano okretno postolje na koje su pričvršćeni dohvatnik i elektromotor koji služi za rotaciju dohvatnika preko zupčanika koji je u spoju s vanjskim ozubljenjem okretnog ležaja.

Promjena dohvata ostvarena je navojnim vretenom koje je zglobnim vezama pričvršćena na okretno postolje i dohvatnik. Kliješta su alat kojima je omogućen prihvat tereta.



Slika 3.3. Koncept 3

Tablica 3.2. Glavni dijelovi Koncepta 2

1	Kliješta
2	Nosiva konstrukcija dohvatnika
3	Navojno vreteno
4	Okretni ležaj s vanjskim ozubljenjem
5	Pogonski zupčanik
6	Elektromotor

3.4. VREDNOVANJE KONCEPATA

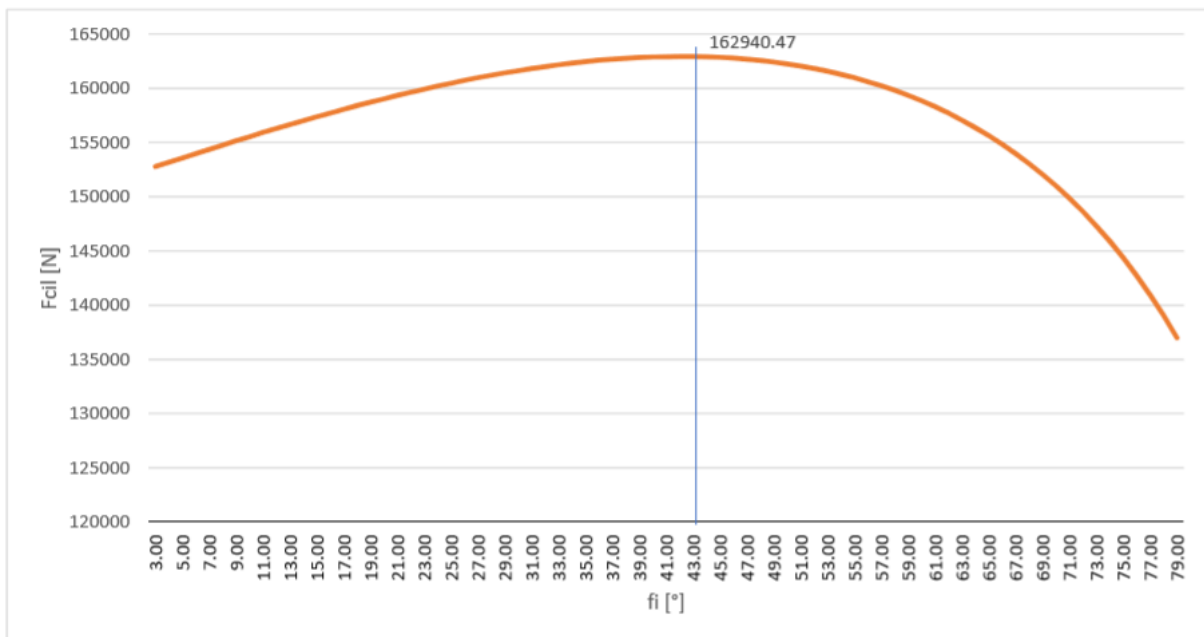
Koncepti se ocjenjuju do 1 do 5 za svaki kriterij, pri čemu ocjena 1 označuje najlošije rješenje dok ocjena 5 označuje najbolje rješenje.

Tablica 3.4. Vrednovanje koncepata

KRITERIJ/ KONCEPT	Koncept 1	Koncept 2	Koncept 3
Masa	3	5	4
Dimenzije	3	5	4
Promjena dohvata	5	5	4
Prihvat objekta	5	4	4
Jednostavnost	4	5	3
Σ	20	29	19
Prosjek ocjena	4,0	4,8	3,8
Poredak	2	1	3

Temeljem ocjena po svim kriterijima, koncept 2 je najbolje rješenje za ovaj zadatak. Glavna prednost mu je jednostavnost izrade. Cilindar ostvaruje svoju svrhu promjene dohvata. Prihvat kliještima nije najbolje rješenje, ali je najjednostavnije u pogledu pristupa objektu koji se izvlači jer ima najveći broj stupnjeva slobode gibanja. Koncept 2 daje sve tražene performanse, uz to zbog svojih dimenzija i mase predstavlja najpovoljnije rješenje za daljnju konstrukcijsku razradu.

Opterećenje tog cilindra ovisno je o kutu φ , a njegova maksimalna vrijednost je pri kutu od 43° što se može vidjeti iz slike 4.2.



Slika 4.2. Graf ovisnosti sile u cilindru o kutu φ

Iznos te sile je:

$$F_{cil1,max} = 162940,47 \text{ N.}$$

Odabran je hidraulički cilindar CDH1MP3/160/110/2500A3X/M11CSUMW tvrtke Rexroth [10] sa sljedećim karakteristikama:

$$d_{cil1} = 160 \text{ mm...promjer klipa cilindra,}$$

$$p_{nom} = 250 \text{ bar...nominalni tlak cilindra.}$$

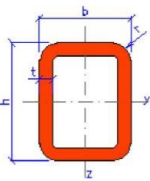
Sila koju cilindar može ostvariti iznosi:

$$F_{cil1} = p_{nom} \cdot \frac{d_{cil1}^2 \cdot \pi}{4} = 250 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,16^2 \cdot \pi}{4} = 502654,82 \text{ N} > F_{cil1,max} \quad (1)$$

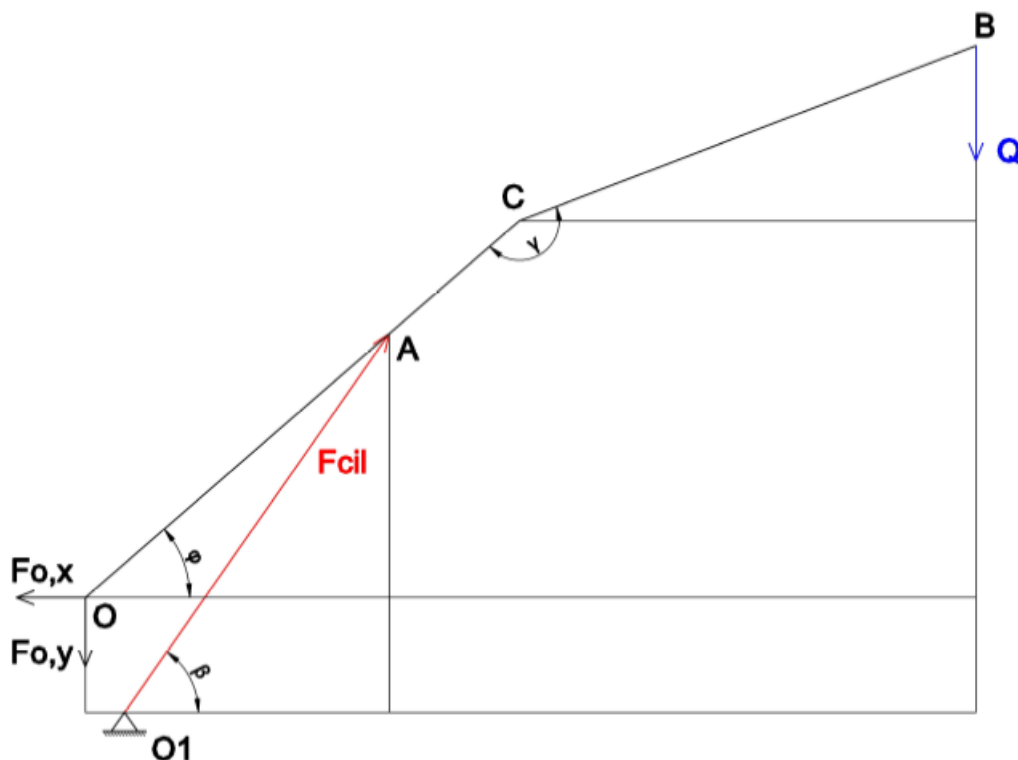
Hidraulički cilindar zadovoljava!

4.2. PROFIL DOHVATNIKA

Za konstrukciju dohvatnika je odabran pravokutni profil RHS 250x150x12.5, a njegove karakteristike su prikazane na sljedećoj slici.

Geometry		Section properties	
		Axis y	Axis z
h = 250 mm		$I_y = 7.39E+7 \text{ mm}^4$	$I_z = 3.26E+7 \text{ mm}^4$
b = 150 mm		$W_{y,el} = 5.91E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,el} = 4.35E+5 \text{ mm}^3$
t = 12.5 mm		$W_{y,pl} = 7.40E+5 \text{ mm}^3$	$W_{z,pl} = 5.14E+5 \text{ mm}^3$
r = 18.75 mm		$i_y = 89.6 \text{ mm}$	$i_z = 59.6 \text{ mm}$
A = 9210 mm ²		$S_y = 3.70E+5 \text{ mm}^3$	$S_z = 2.57E+5 \text{ mm}^3$
$A_L = 0.77 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		Warping and buckling	
G = 72.3 kg·m ⁻¹		$I_t = 7.33E+7 \text{ mm}^4$	$C_t = 7.17E+5 \text{ mm}^3$

Slika 4.3. RHS 250x150x12.5 [11]



Slika 4.4. Reakcije u osloncu

Reakcije u osloncu prema prethodnoj slici se računaju na sljedeći način:

$$\sum F_x = 0; \quad (2)$$

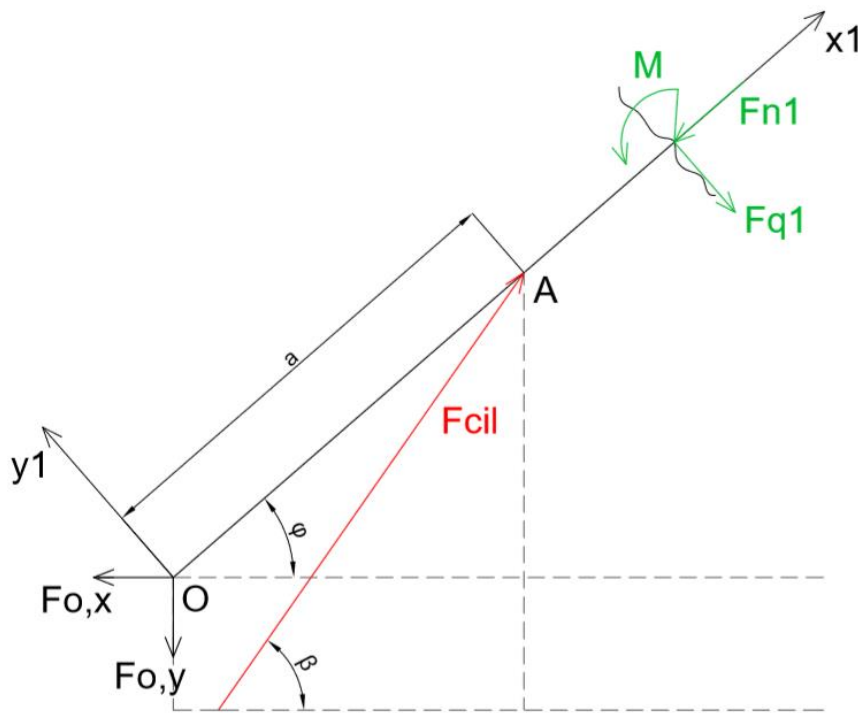
$$F_{o,x} = F_{cil1} \cdot \cos \beta$$

$$\sum F_y = 0; \quad (3)$$

$$F_{o,y} = F_{cil1} \cdot \sin \beta - Q_{sig}$$

Budući da je dohvatnik najopterećeniji u području O-C, taj dio dohvatnika se razmatra u proračunu.

Područje O-C:



Slika 4.5. Područje O-C

$$\sum F_{x1} = 0, \quad (4)$$

$$-F_{n1} - F_{o,x} \cdot \cos \varphi - F_{o,y} \cdot \sin \varphi + F_{cil1} \cdot \sin \beta \cdot \sin \varphi + F_{cil1} \cdot \cos \beta \cdot \cos \varphi = 0$$

$$\sum F_{y1} = 0, \quad (5)$$

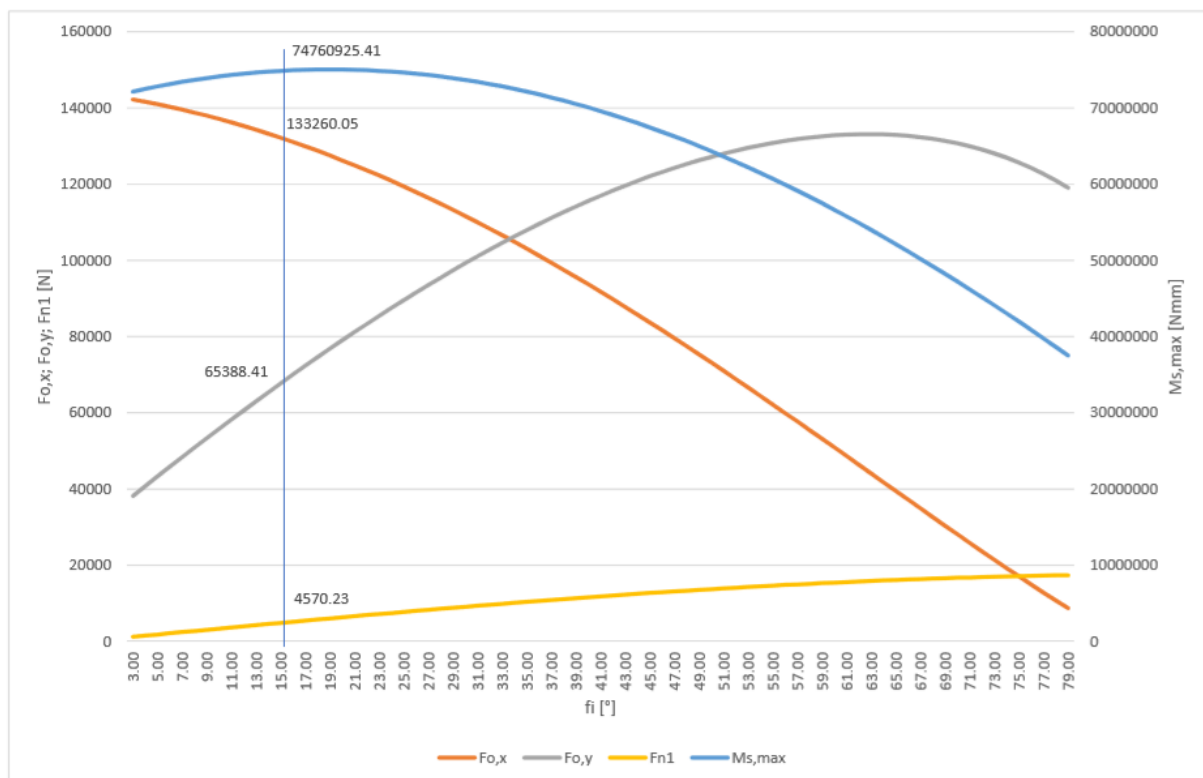
$$-F_{q1} + F_{o,x} \cdot \sin \varphi - F_{o,y} \cdot \cos \varphi + F_{cil1} \cdot \sin \beta \cdot \cos \varphi - F_{cil1} \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi = 0$$

$$\sum M = 0,$$

$$-M - F_{o,x} \cdot \sin \varphi \cdot x_1 + F_{o,y} \cdot \cos \varphi \cdot x_1 - F_{cil1} \cdot \sin \beta \cdot \cos \varphi \cdot (x_1 - a) + F_{cil1} \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi \cdot (x_1 - a) = 0 \quad (6)$$

Kontrola profila biti će izvršena pri $\varphi=15^\circ$ jer je tada profil najopterećeniji, a to je prikazano slikom 4.6.

Dohvatnik je izrađen iz čelika S355.



Slika 4.6. Graf ovisnosti opterećenja dohvatnika o kutu φ

Iz slike slijedi:

$$M_{s,max} = 100345402,77 \text{ Nmm},$$

$$F_{n1} = 4570,23 \text{ N},$$

$$F_{o,x} = 133260,50 \text{ N},$$

$$F_{o,y} = 65388,41 \text{ N}.$$

Savijanje:

$$\sigma_s = \frac{M_{s,max}}{W_y} = 169,79 \text{ N/mm}^2 \quad (7)$$

Tlak:

$$\sigma_t = \frac{F_{n1}}{A} = 0,50 \text{ N/mm}^2 \quad (8)$$

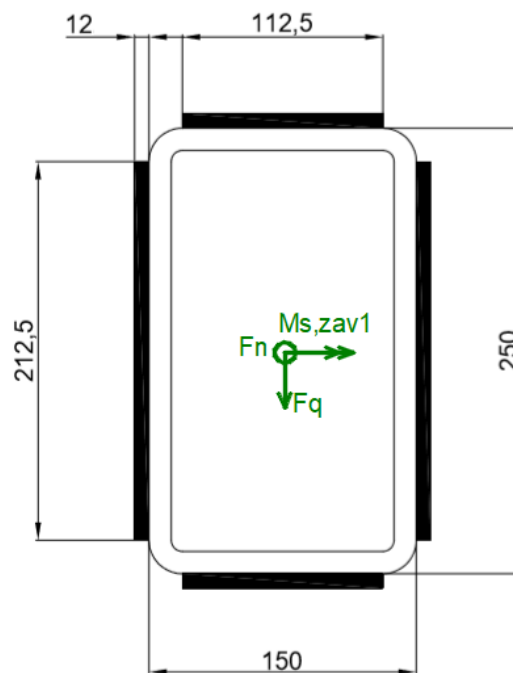
Ekvivalentno naprezanje:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_t^2} = 169,79 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dop} = 287,5 \text{ N/mm}^2 \quad (9)$$

Odabrani profil dohvatnika zadovoljava!

4.3. ZAVAR DOHVATNIKA

Opterećenje zavora i njegova proračunska skica su prikazani na sljedećoj slici.



Slika 4.7. Proračunska skica zavora dohvatnika

Gdje je:

$a_1 = 12 \text{ mm}$...debljina zavora,

$l_{zav1\perp} = 112,5 \text{ mm}$...okomita duljina zavora,

$l_{zav1\parallel} = 212,5 \text{ mm}$...paralelna duljina zavora.

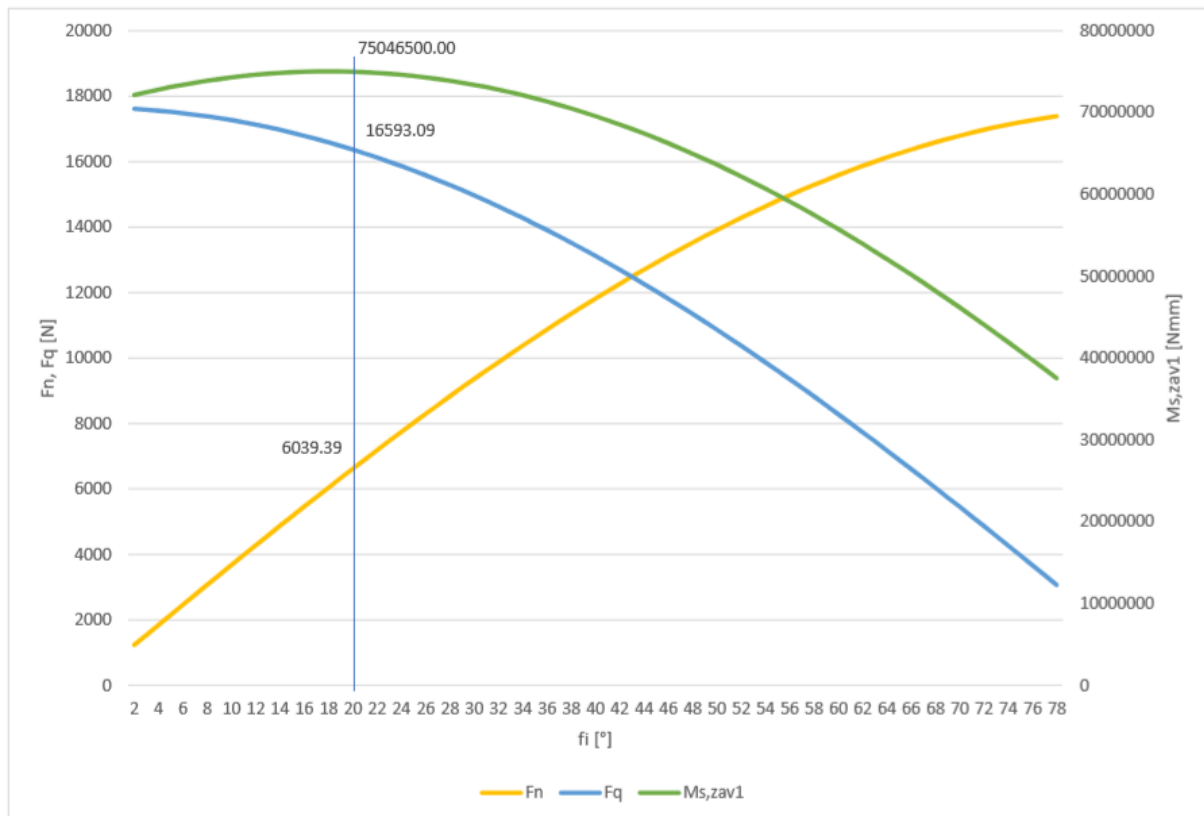
Aksijalni moment otpora površine zavara računa se na sljedeći način:

$$I_{zav1} = 2 \cdot \left[\frac{112,5 \cdot 12^3}{12} + 129^2 \cdot (112,5 \cdot 12) \right] + 2 \cdot \left[\frac{12 \cdot 212,5^3}{12} \right] = 65558506,25 \text{ mm}^4$$

$$z_{max} = 137 \text{ mm} \quad (10)$$

$$W_{zav1} = \frac{I_{zav1}}{z_{max}} = 478529,24 \text{ mm}^3$$

Zavar je je najjače opterećen pri $\varphi=20^\circ$, a opterećenja ovisna o kutu su prikazana na slici 4.8.



Slika 4.8. Graf ovisnosti opterećenja zavara dohvatnika o kutu φ

Gdje je:

$$M_{s,zav1} = 7504650 \text{ Nmm},$$

$$F_n = 6039,39 \text{ N},$$

$$F_q = 16593,09 \text{ N}.$$

Naprezanje u zavaru zbog savijanja iznosi:

$$\sigma_{s,zav1} = \frac{M_{s,zav1}}{W_{zav1}} = 156,83 \text{ N/mm}^2 \quad (11)$$

Površina zavara iznosi:

$$A_{zav1} = 2 \cdot a_1 \cdot l_{zav1\perp} + 2 \cdot a_1 \cdot l_{zav1\parallel} = 7800 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

Normalno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zav1} = \frac{F_n}{A_{zav1}} = 0,77 \text{ N/mm}^2 \quad (13)$$

Tangencijalno naprezanje iznosi:

$$\tau_{zav1} = \frac{F_q}{A_{zav1}} = 2,13 \text{ N/mm}^2 \quad (14)$$

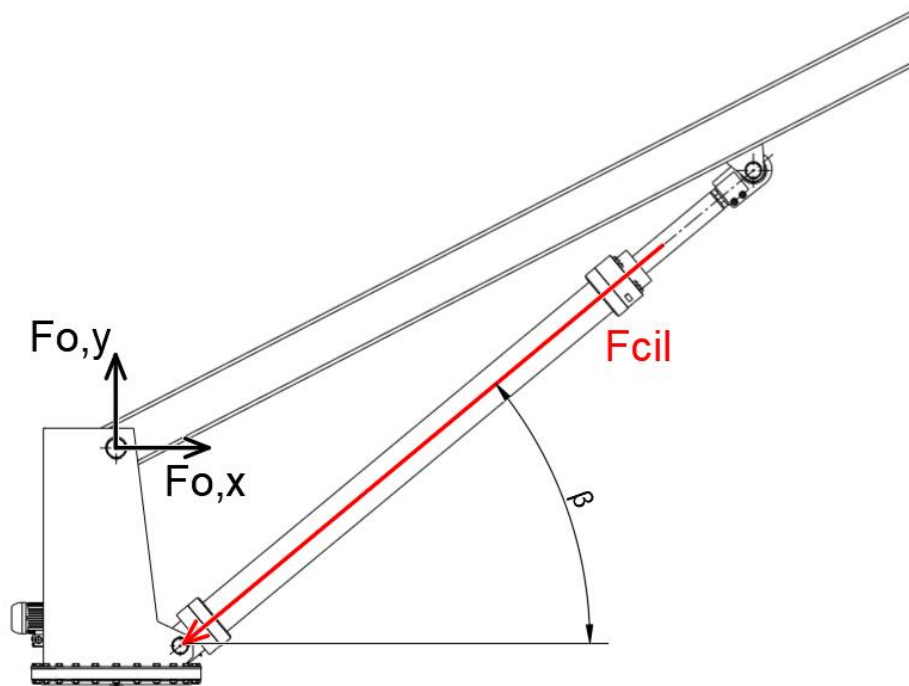
Ekvivalentno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{ekv,zav1} = \sqrt{(\sigma_{s,zav1}^2 + \sigma_{zav1}^2) + 3 \cdot \tau_{zav1}^2} = 156,87 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (15)$$

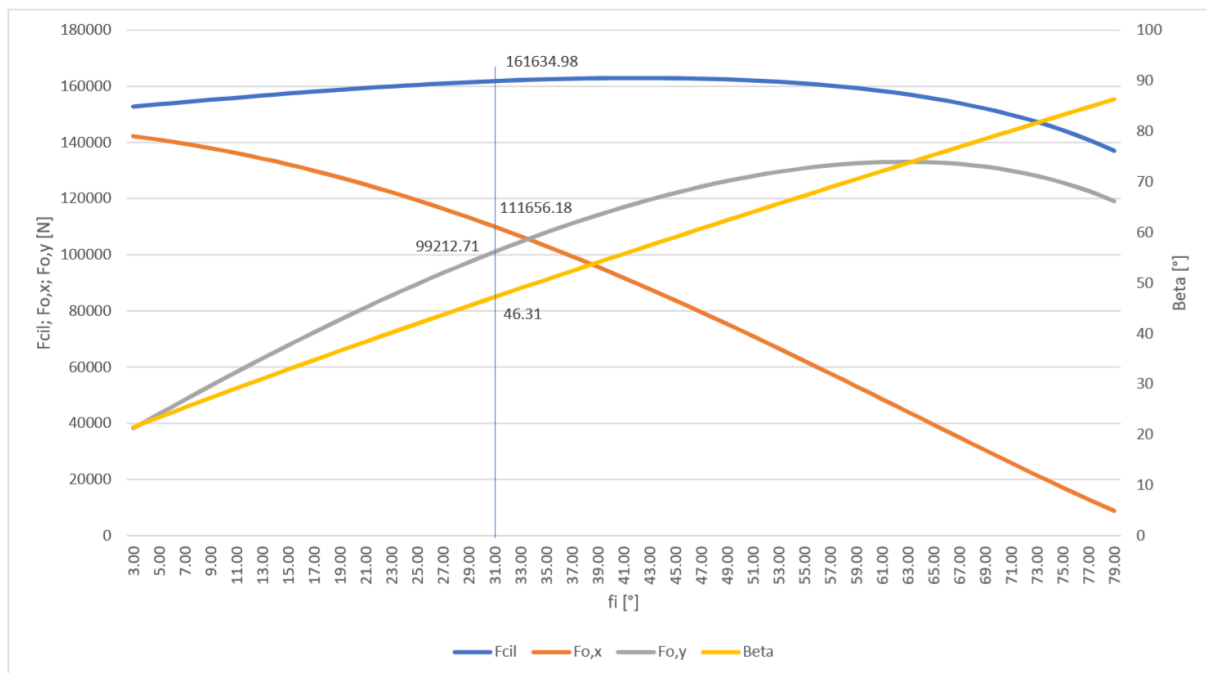
Zavar zadovoljava!

4.4. OPTEREĆENJE POSTOLJA

Opterećenje postolja je ustvari ono opterećenje koje se javlja u osloncu dohvatnika oko kojeg se mijenja kut dohvatnika s horizontalnom ravninom.



Slika 4.9. Opterećenje postolja



Slika 4.10. Graf ovisnosti opterećenja postolja o kutu ϕ

Maksimalno opterećenje u osloncu se javlja kod vrijednosti kuta $\varphi=31^\circ$, a iz slike 4.10. slijedi:

$$F_{cil1} = 161634,98 \text{ N,}$$

$$\beta = 46,31^\circ,$$

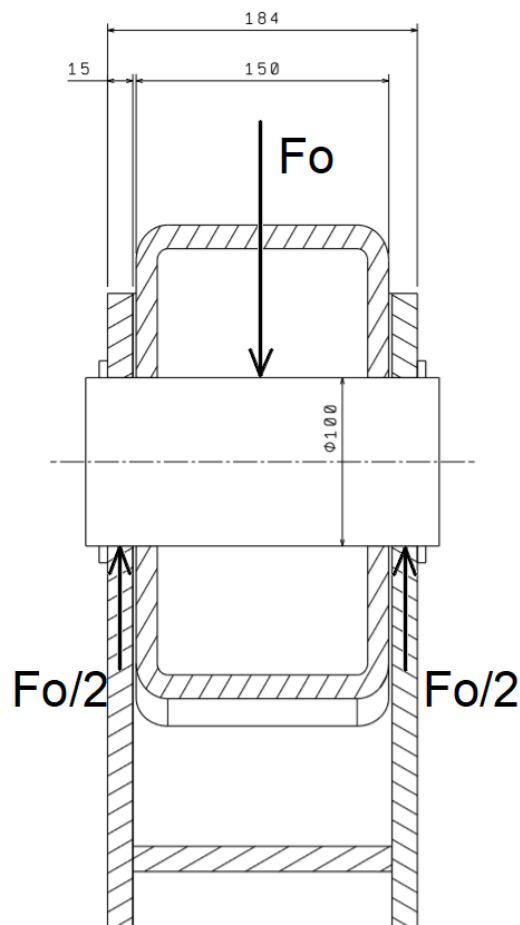
a reakcije u osloncu:

$$F_{o,x} = 111656,18 \text{ N,}$$

$$F_{o,y} = 99212,71 \text{ N.}$$

4.5. SPOJ DOHVATNIKA S POSTOLJEM

Profil dohvatnika povezan je s postoljem preko osovine kako je prikazano na slici.



Slika 4.11. Opterećenje spoja dohvatnika s postoljem

Gdje je:

$F_o = 149366,21 \text{ N}$...sila u osloncu pri $\varphi=31^\circ$.

Osovina je izrađena iz čelika E335.

Iz jednadžbi naprezanja dimenzionirati će se osovina.

Naprezanje zbog odreza iznosi:

$$\tau_{o1} = \frac{\frac{F_o}{2}}{A_{o1}} = \frac{\frac{F_o}{2}}{\frac{d_{o1}^2 \cdot \pi}{4}} \leq \tau_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (16)$$

iz čega slijedi:

$$d_{o1} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_o}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = 25,70 \text{ mm} \quad (17)$$

Odabrano:

$d_{o1} = 100 \text{ mm}$...promjer osovine.

Srednji pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{o1} = \frac{F_o}{2 \cdot t_1 \cdot d_{o1}} \leq p_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (18)$$

iz čega slijedi:

$$t_1 \geq \frac{F_o}{2 \cdot d_{o1} \cdot p_{dop}} = 4,98 \text{ mm} \quad (19)$$

Odabrano:

$t_1 = 15 \text{ mm}$...debljina lima.

Moment savijanja iznosi:

$$M_{s,o1} = \frac{F_o}{2} \cdot \left(\frac{t_1}{2} + 2 + \frac{t_{doh}}{2} \right) = \frac{149366,21}{2} \cdot \left(\frac{15}{2} + 2 + \frac{150}{2} \right) = 6310722,39 \text{ Nmm} \quad (20)$$

gdje je:

$t_{doh} = 150 \text{ mm}$...širina profila dohvatnika.

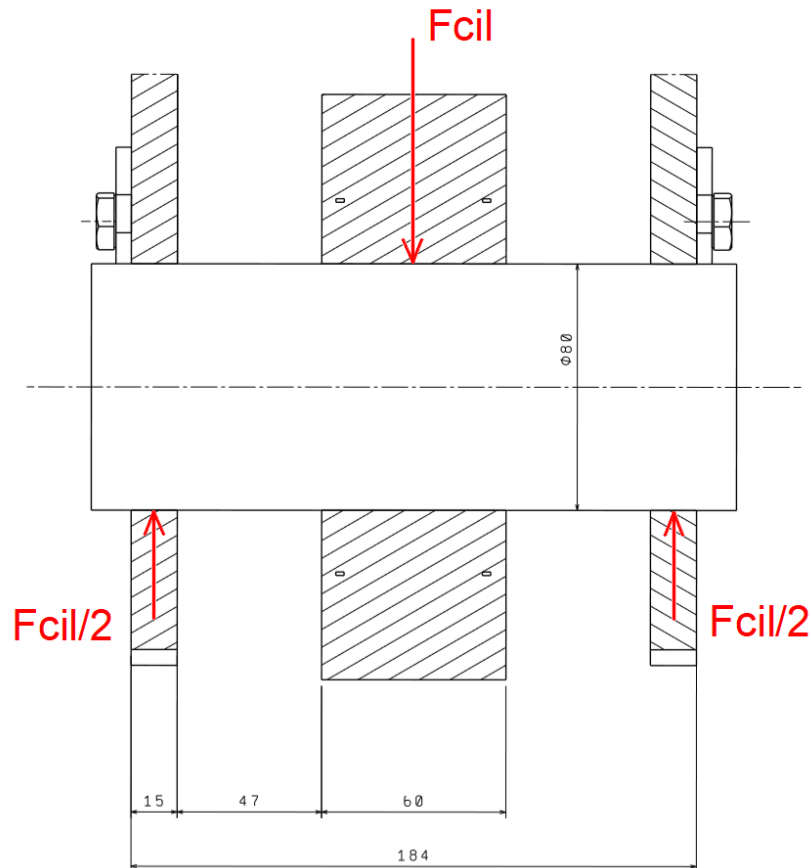
Naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{s,o1} = \frac{M_{s,o1}}{0,1 \cdot d_{o1}^3} = \frac{6310722,39}{0,1 \cdot 100^3} = 63,11 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s,dop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (21)$$

Osovina zadovoljava!

4.6. SPOJ POSTOLJA I HIDRAULIČKOG CILINDRA

Hidraulički cilindar i postolje povezani su preko osovine kao što je prikazano na slici.



Slika 4.12. Opterećenje spoja hidrauličkog cilindra s postoljem

Gdje je:

$$F_{cil1} = F_{cil1,max} = 162940,47 \text{ N} \dots \text{sila u cilindru pri } \varphi=43^\circ.$$

Osovina je izrađena iz čelika E335.

Iz jednadžbi naprezanja dimenzionirati će se osovina.

Naprezanje zbog odreza iznosi:

$$\tau_{o2} = \frac{\frac{F_{cil1}}{2}}{A_{o2}} = \frac{\frac{F_{cil1}}{2}}{\frac{d_{o2}^2 \cdot \pi}{4}} = 32,42 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (22)$$

gdje je:

$d_{o2} = 80 \text{ mm}$...promjer osovine prema provrtu na cilindru.

Srednji pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{o2} = \frac{F_{cil1}}{2 \cdot t_2 \cdot d_{o2}} \leq p_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (23)$$

iz čega slijedi:

$$t_2 \geq \frac{F_{cil1}}{2 \cdot d_{o2} \cdot p_{dop}} = 6,79 \text{ mm} \quad (24)$$

Odabrano:

$t_2 = 15 \text{ mm}$...debljina lima.

Moment savijanja iznosi:

$$M_{s,o2} = \frac{F_{cil1}}{2} \cdot \left(\frac{t_2}{2} + 47 + \frac{t_{cil1}}{2} \right) = \frac{162940,47}{2} \cdot \left(\frac{15}{2} + 47 + \frac{60}{2} \right) = 6884235,06 \text{ Nmm} \quad (25)$$

gdje je:

$t_{cil1} = 60 \text{ mm}$...širina ušice cilindra.

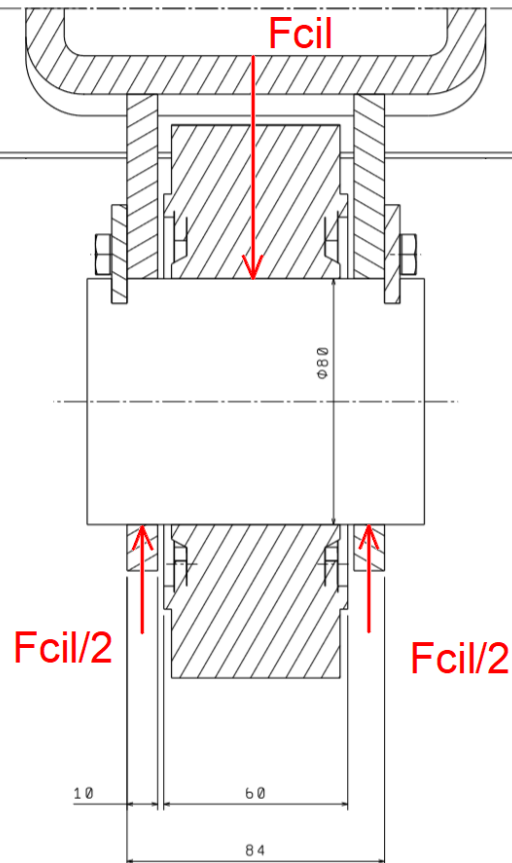
Naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{s,o2} = \frac{M_{s,o2}}{0,1 \cdot d_{o2}^3} = \frac{6884235,06}{0,1 \cdot 80^3} = 134,46 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s,dop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (26)$$

Osovina zadovoljava!

4.7. SPOJ DOHVATNIKA I HIDRAULIČKOG CILINDRA

Hidraulički cilindar i dohvatnik povezani su preko osovine kao što je prikazano na slici.



Slika 4.13. Opterećenje spoja dohvatnika i hidrauličkog cilindra postolja

Gdje je:

$$F_{cil1} = F_{cil1,max} = 162940,47 \text{ N} \dots \text{sila u cilindru pri } \varphi=43^\circ.$$

Osovina je izrađena iz čelika E335.

Iz jednadžbi napreznja dimenzionirati će se osovina.

Napreznje zbog odreza iznosi:

$$\tau_{o3} = \frac{F_{cil1}}{2} = \frac{F_{cil1}}{\frac{d_{o3}^2 \cdot \pi}{4}} = 16,21 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{o,dop} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (27)$$

gdje je:

$d_{o3} = 80 \text{ mm}$...promjer osovine prema provrtu na cilindru.

Srednji pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{o3} = \frac{F_{cil1}}{2 \cdot t_3 \cdot d_{o3}} \leq p_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (28)$$

iz čega slijedi:

$$t_3 \geq \frac{F_{cil1}}{2 \cdot d_{o3} \cdot p_{dop}} = 6,79 \text{ mm} \quad (29)$$

Odabrano:

$t_3 = 10 \text{ mm}$...debljina lima.

Moment savijanja iznosi:

$$M_{s,o3} = \frac{F_{cil1}}{2} \cdot \left(\frac{t_3}{2} + 2 + \frac{t_{cil1}}{2} \right) = \frac{162940,47}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + 2 + \frac{60}{2} \right) = 3014398,79 \text{ Nmm} \quad (30)$$

gdje je:

$t_{cil1} = 60 \text{ mm}$...širina ušice cilindra.

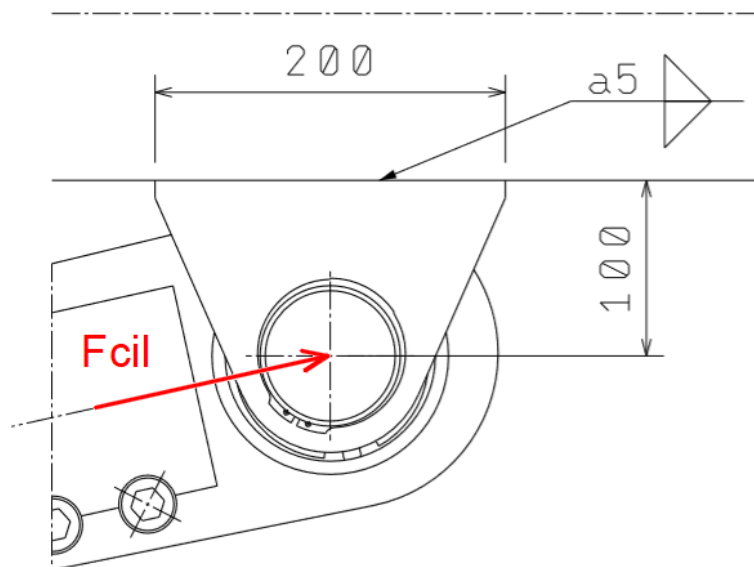
Naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{s,o3} = \frac{M_{s,o3}}{0,1 \cdot d_{o3}^3} = \frac{3014398,79}{0,1 \cdot 80^3} = 58,87 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s,dop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (31)$$

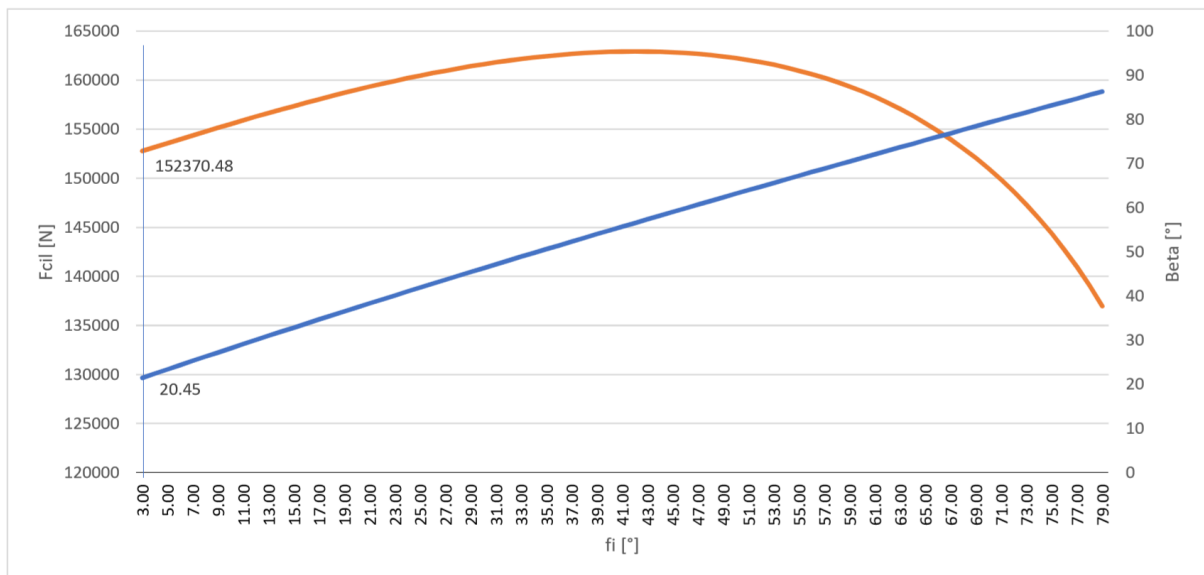
Osovina zadovoljava!

4.8. ZAVAR NOSAČA CILINDRA

Nosači osovine zavareni su na profil dohvatnika. Zavar je opterećen najvećom silom kada se dohvatnik nalazi u najnižoj mogućoj poziciji, odnosno kada je kut $\varphi=3^\circ$ u odnosu na horizontalu. Opterećenje zavara tih nosača prikazano je na sljedećoj slici.



Slika 4.14. Presjek i opterećenje zavara nosača



Slika 4.15. Graf ovisnosti sile u cilindru o kutu φ ($\varphi=3^\circ$)

U tom slučaju je:

$$F_{cil1} = 152370,48 \text{ N,}$$

$$\beta = 20,45^\circ.$$

Pa je sila paralelna sa zavarom:

$$F_{cil1,x} = F_{cil1} \cdot \cos \beta = 142766,15 \text{ N} \quad (32)$$

dok je sila okomita na zavar:

$$F_{cil1,y} = F_{cil1} \cdot \sin \beta = 53240,86 \text{ N} \quad (33)$$

Moment savijanja koji djeluje na zavar iznosi:

$$M_{s,zav2} = F_{cil1,x} \cdot l_{sav2} = 14276614,88 \text{ Nmm} \quad (34)$$

gdje je:

$l_{sav2} = 100 \text{ mm}$...udaljenost središta osovine od dohvatnika.

Aksijalni moment otpora površine zavara iznosi:

$$W_{zav2} = 4 \cdot \frac{a_2 \cdot l_{zav2}^2}{6} = 133333,33 \text{ mm}^3 \quad (35)$$

gdje je:

$a_2 = 5 \text{ mm}$...debljina zavara,

$l_{zav2} = 200 \text{ mm}$...duljina zavara.

Naprezanje u zavaru zbog savijanja iznosi:

$$\sigma_{s,zav2} = \frac{M_{s,zav2}}{W_{zav2}} = 107,07 \text{ N/mm}^2 \quad (36)$$

Površina zavara iznosi:

$$A_{zav2} = 4 \cdot a_2 \cdot l_{zav2} = 4000 \text{ mm}^2 \quad (37)$$

Normalno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zav2} = \frac{F_{cil1,y}}{A_{zav2}} = 13,31 \text{ N/mm}^2 \quad (38)$$

Tangencijalno naprezanje iznosi:

$$\tau_{zav2} = \frac{F_{cil1,x}}{A_{zav2}} = 35,69 \text{ N/mm}^2 \quad (39)$$

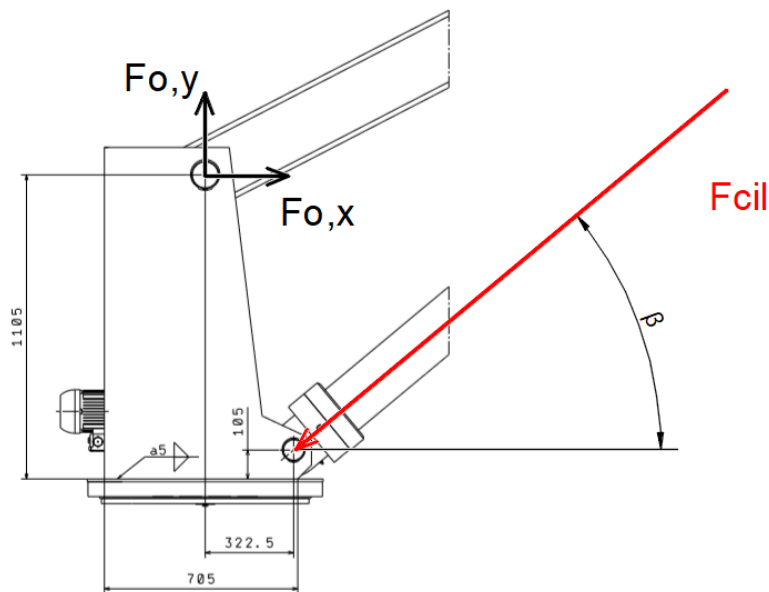
Ekvivalentno naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_{ekv,zav2} = \sqrt{(\sigma_{s,zav2}^2 + \sigma_{zav2}^2) + 3 \cdot \tau_{zav2}^2} = 124,35 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (40)$$

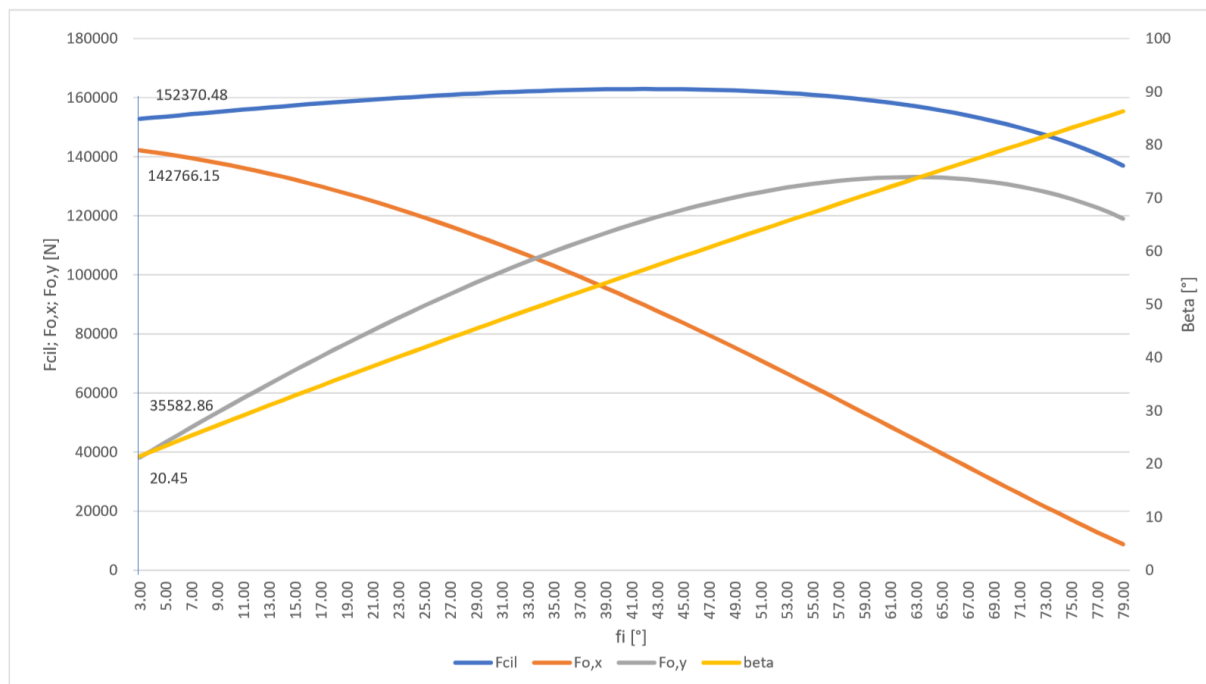
Zavar zadovoljava!

4.9. ZAVAR POSTOLJA

Zavar postolja je opterećen najvećom silom kada se dohvatnik nalazi u najnižoj mogućoj poziciji, odnosno kada je kut $\varphi=3^\circ$ u odnosu na horizontalu. Površina i opterećenje zavora tih nosača prikazano je na slici u nastavku.



Slika 4.16. Opterećenje zavora postolja



Slika 4.17. Graf ovisnosti opterećenja zavara postolja o kutu φ

Iz prethodnih slika slijedi:

$$F_{o,x} = 142766,15 \text{ N},$$

$$F_{o,y} = 35582,86 \text{ N},$$

$$F_{cil1} = 152370,48 \text{ N},$$

$$\beta = 20,45^\circ,$$

$$x_0 = 322,5 \text{ mm},$$

$$y_0 = 1000 \text{ mm},$$

$$y_1 = 105 \text{ mm}.$$

Paralelna sila sa zavarom iznosi:

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{zav3,x} = F_{o,x} - F_{cil1} \cdot \cos \beta = 0 \quad (41)$$

Okomita sila na zavar iznosi:

$$\sum F_y = 0;$$

$$F_{zav3,y} = F_{cil1} \cdot \sin \beta - F_{o,y} = Q_{sig} = 17658 \text{ N} \quad (42)$$

Moment savijanja zavara iznosi:

$$M_{s,zav3} = F_{o,x} \cdot (y_0 + y_1) + F_{o,y} \cdot \frac{x_0}{2} + F_{cil1} \cdot \left(y_1 \cdot \cos \beta - \frac{x_0}{2} \cdot \sin \beta \right) = 169899687,59 \text{ Nmm} \quad (43)$$

Aksijalni moment otpora površine zavara iznosi:

$$W_{zav3} = 4 \cdot \frac{a_3 \cdot l_{zav3}^2}{6} = 1656750 \text{ mm}^3 \quad (44)$$

gdje je:

$a_3 = 5 \text{ mm}$...debljina zavara,

$l_{zav3} = 705 \text{ mm}$...duljina zavara.

Naprezanje u zavaru zbog savijanja iznosi:

$$\sigma_{s,zav3} = \frac{M_{s,zav3}}{W_{zav3}} = 102,55 \text{ N/mm}^2 \quad (45)$$

Površina zavara iznosi:

$$A_{zav3} = 4 \cdot a_3 \cdot l_{zav3} = 14100 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

Normalno naprezanje iznosi:

$$\sigma_{zav3} = \frac{F_{zav3,y}}{A_{zav3}} = 1,25 \text{ N/mm}^2 \quad (47)$$

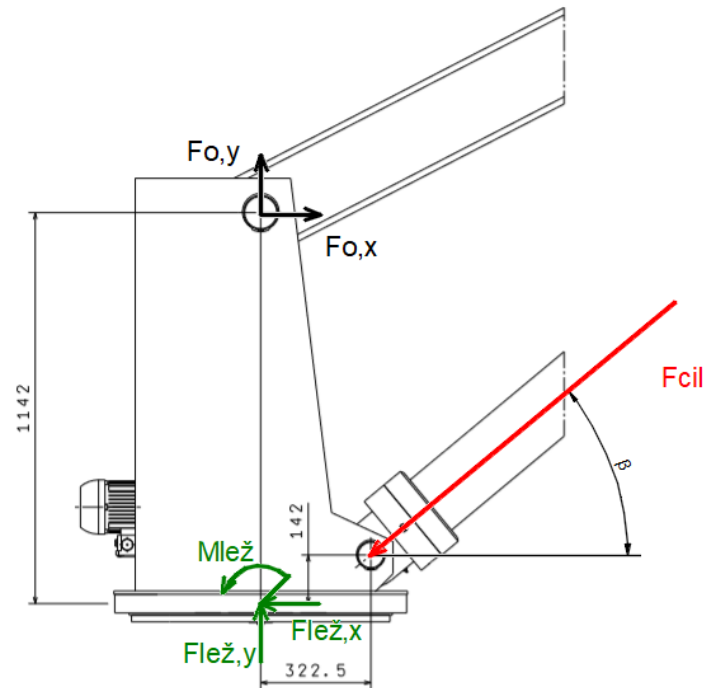
Ekvivalentno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{ekv,zav3} = \sqrt{(\sigma_{s,zav3})^2 + (\sigma_{zav3})^2} = 102,56 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (48)$$

Zavar zadovoljava!

4.10. OKRETNI LEŽAJ

Rotaciju postolja, a samim time i cijelog dohvatnika, omogućuje okretni ležaj s unutarnjim ozubljenjem. Proračun će se izvršiti pri kutu $\varphi=3^\circ$ jer je tada ležaj najopterećeniji.



Slika 4.181. Opterećenje okretnog ležaja

Gdje je:

$$F_{o,x} = 142766,15 \text{ N},$$

$$F_{o,y} = 35582,86 \text{ N},$$

$$F_{cil1} = 152370,48 \text{ N},$$

$$\beta = 20,45^\circ,$$

$$x_0 = 322,5 \text{ mm},$$

$$y_0 = 1000 \text{ mm},$$

$$y_2 = 142 \text{ mm}.$$

Radijalna sila u ležaju iznosi:

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{lež,r} = F_{o,x} - F_{cil1} \cdot \cos \beta = 0 \quad (49)$$

Aksijalna sila u ležaju iznosi:

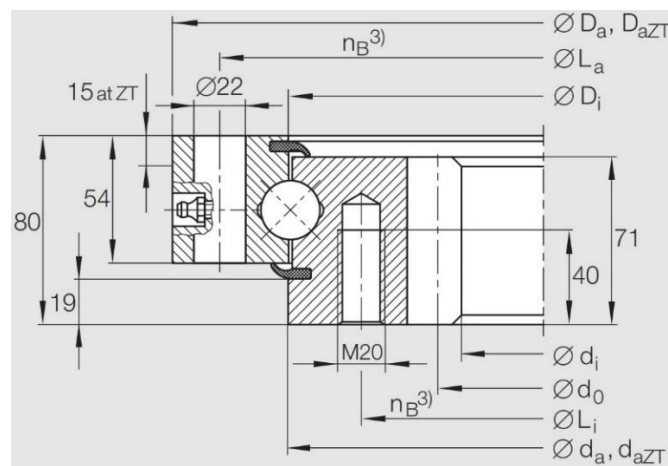
$$\sum F_y = 0;$$

$$F_{lež,a} = F_{cil1} \cdot \sin \beta - F_{o,y} = Q_{sig} = 17658 \text{ N} \quad (50)$$

Moment savijanja u ležaju iznosi:

$$M_{lež} = F_{cil1} \cdot (y_1 \cdot \cos \beta - x_0 \cdot \sin \beta) + F_{o,x} \cdot (y_0 + y_2) = 166141557,45 \text{ Nmm} \quad (51)$$

Odabran je okretni ležaj s unutarnjim ozubljenjem VSI 25 0755 N tvrtke Schaeffler [12] čije su karakteristike prikazane na sljedećim slikama.



Slika 4.19. Dimenzije okretnog ležaja 1

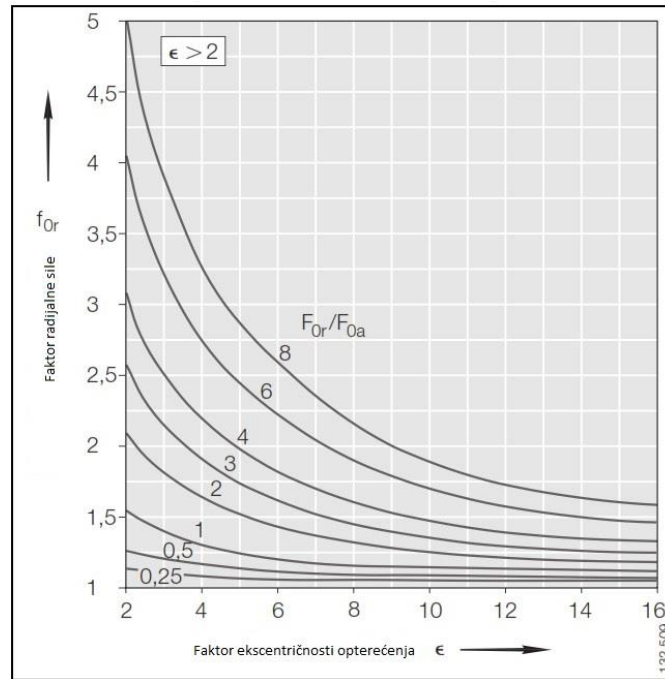
Dimenzije u mm											
Naziv	no. 1)	Masa ≈kg	Dimenzije						Provrti za spajanje		
			Da	DaZT ²⁾	di	Di	da	daZT ²⁾	La	Li	nB ³⁾
VSI 25 0755 N	①	119	855	853 -IT8	610	753	757	755 -IT8	815	694	24

Slika 4.20. Dimenzije okretnog ležaja 2

Opterećenja na ležaju zamjenjuju se njihovim ekvivalentnim vrijednostima prema [12].

Parametar ekscentričnosti opterećenja iznosi:

$$\varepsilon = \frac{2000 \cdot M_{lež}}{F_{lež,a} \cdot D_M} = \frac{2000 \cdot 166,14}{17,658 \cdot 755} = 24,92 \quad (52)$$



Slika 4.21. Dijagram faktora radijalne sile

Iz dijagrama na slici 4.21. očitamo faktor radijalne sile. Uz faktor radijalne sile potrebni su nam faktor primjene te faktor sigurnosti:

$f_{Or} = 1 \dots$ faktor radijalne sile,

$f_A = 1,25 \dots$ faktor primjene,

$f_S = 1 \dots$ faktor sigurnosti.

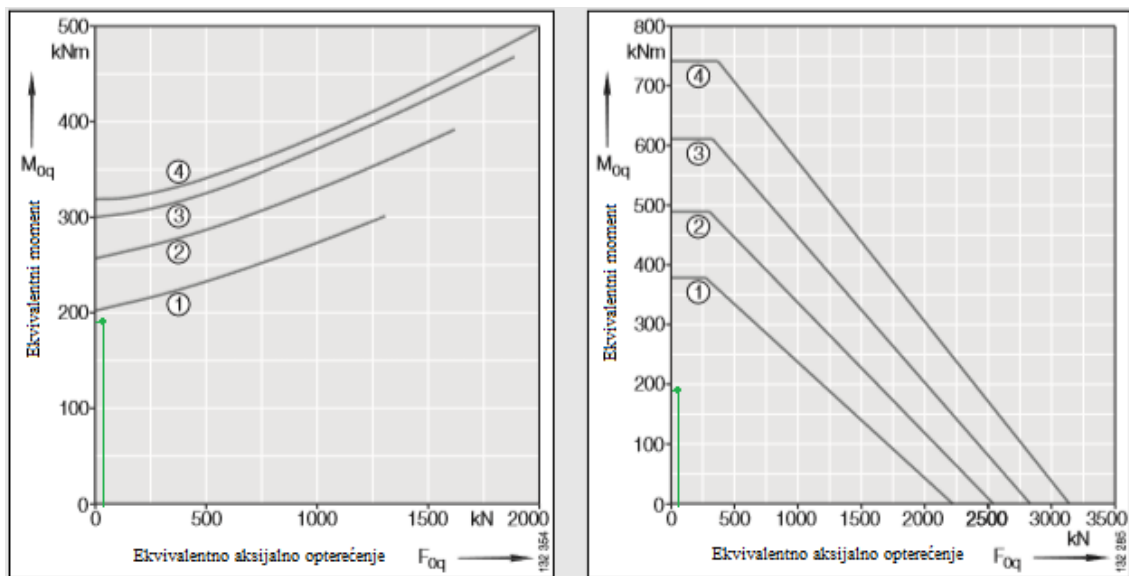
Prema tome, ekvivalentno aksijalno opterećenje iznosi:

$$F_{0q} = F_{lež,a} \cdot f_{Or} \cdot f_A \cdot f_S = 22,07 \text{ kN} \quad (53)$$

Ekvivalentni moment iznosi:

$$M_{0q} = M_{lež} \cdot f_{Or} \cdot f_A \cdot f_S = 207,68 \text{ kNm} \quad (54)$$

Pomoću dijagrama na slici 4.22. prema [12] provjeravamo zadovoljava li ležaj zadanim opterećenjima.



Slika 4.22. Dopusštena opterećenja ležaja

S obzirom na to da je u oba dijagrama opterećenje ispod krivulje 1 koja pokazuje maksimalno opterećenje odabranog ležaja možemo zaključiti da ležaj zadovoljava!

Za potrebu odabira pogonskog elektromotora nužno je odrediti potrebni moment rotacije zadannog ležaja. Za to su nam potrebni sljedeći faktori određeni prema [12]:

$\mu = 0,005$...faktor trenja,

$k = 4,37$...faktor distribucije opterećenja,

$W_R = 0,21$ kN/m...gubici u ležaju.

Moment otpora rotacije iznosi:

$$M_W = \frac{D_M}{2000} \cdot \left(\mu \cdot k \cdot \left(\frac{M_{lež} \cdot 1000}{D_M} + \frac{F_{lež,a}}{k} \right) + \frac{D_M \cdot W_R}{1000} \right) = 1,908 \text{ kNm} \quad (55)$$

4.11. ZUPČANI PRIJENOS

Gonjeni zupčanik definiran je odabranim okretnim ležajem:

$z_2 = 63$...broj zubi gonjenog zupčanika,

$m = 10$ mm...modul zupčanika.

Kako bi se postigao što veći prijenosni omjer za broj zubi pogonskog zupčanika odabire se praktična minimalna granica $z_1=14$.

Zupčani par se izvodi kao V-nulti par pa su prema tome dimenzije zupčanika sljedeće:

1) pogonski zupčanik:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 10 \cdot 14 = 140 \text{ mm} \quad (56)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 140 + 2 \cdot 10 = 160 \text{ mm} \quad (57)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 140 - 2,4 \cdot 10 = 116 \text{ mm} \quad (58)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 140 \cdot \cos 20^\circ = 131,56 \text{ mm} \quad (59)$$

$$b_{z1} = 60 \text{ mm} \quad (60)$$

2) gonjeni zupčanik:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 63 = 630 \text{ mm} \quad (61)$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot m = 630 - 2 \cdot 10 = 610 \text{ mm} \quad (62)$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,4 \cdot m = 630 + 2,4 \cdot 10 = 654 \text{ mm} \quad (63)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 630 \cdot \cos 20^\circ = 592,01 \text{ mm} \quad (64)$$

$$b_{z2} = 71 \text{ mm} \quad (65)$$

Stupanj prekrivanja iznosi:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2} - \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2} + \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \sin \alpha \right) = 3,51 \quad (66)$$

Prijenosni omjer iznosi:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 4,5 \quad (67)$$

Odabrani materijal zupčanika je 42CrMo4 koji ima sljedeća svojstva prema [13]:

$\sigma_{F,lim} = 350 \text{ N/mm}^2$...dopušteno naprezanje na savijanje,

$\sigma_{H,lim} = 1360 \text{ N/mm}^2$...dopušteno Hertzov pritisak.

Dodatni koeficijenti potrebni za proračun prema [13]:

$$Z_M = 189,84 \sqrt{\text{MPa}},$$

$$Z_H = 2,5,$$

$$Z_\varepsilon = 0,7,$$

$$K_{F\alpha} = K_{F\beta} = K_{H\alpha} = K_{H\beta} = K_I = K_V = 1,$$

$$Y_F = 2,2,$$

$$Y_\varepsilon = 1.$$

Tangencijalna sila na boku zuba iznosi:

$$F_{t,max} = \frac{2 \cdot M_W}{d_2} = \frac{2 \cdot 1908}{0,63} = 6057,14 \text{ N} \quad (68)$$

Provjera čvrstoće zuba na savijanje:

$$\sigma_F = \frac{F_{t,max}}{b_{z1} \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_I \cdot K_V < \sigma_{F,lim} \quad (69)$$

$$\sigma_F = \frac{6057,14}{60 \cdot 10} \cdot 2,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 22,21 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{F,lim}$$

Provjera čvrstoće zuba na pritisak:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{i+1}{i} \cdot \frac{F_{t,max}}{b_{z1} \cdot d_1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} < \sigma_{H,lim} \quad (70)$$

$$\sigma_H = 189,84 \cdot 2,5 \cdot 0,7 \cdot \sqrt{\frac{4,5+1}{4,5} \cdot \frac{6057,14}{60 \cdot 140} \cdot 1 \cdot 1} = 311,89 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{H,lim}$$

Zupčani par zadovoljava!

4.12. ELEKTROMOTOR

Za pogon zupčanog para koristi se elektromotor s reduktorom. Odabran je elektromotor s reduktorom KFA 70C 3A 80-06F-TH-TF tvrtke WEG [14] sa sljedećim bitnim karakteristikama:

$$P_{EM} = 0,55 \text{ kW},$$

$$n_{red} = 9,1 \text{ min}^{-1},$$

$$M_{red} = 578 \text{ Nm},$$

$$m_{mot} = 60 \text{ kg}.$$

Potreban moment za pogon zupčanika iznosi:

$$M_{red,pot} = \frac{M_W}{i} = \frac{1908}{4,5} = 424 \text{ Nm} < M_{red} \quad (71)$$

Stvarna brzina rotacije postolja iznosi:

$$n_{rot,stv} = \frac{n_{red}}{i} = \frac{9,1}{4,5} = 2,089 \text{ min}^{-1} \quad (72)$$

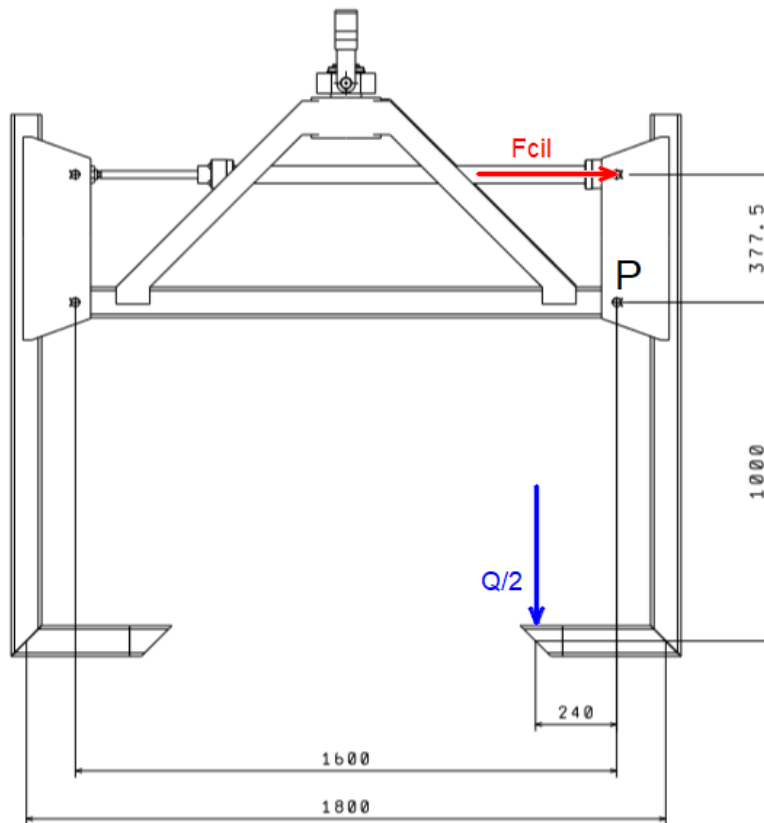
Odstupanje od zahtijevane brzine rotacije:

$$\Delta n_{rot} = \left(1 - \frac{n_{rot}}{n_{rot,stv}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{2}{2,089}\right) \cdot 100\% = 4,26 \% \quad (73)$$

Odabrani elektromotor zadovoljava!

4.13. HIDRAULIČKI CILINDAR KLIJEŠTA

U svrhu otvaranja i zatvaranja klijesta koristi se hidraulički cilindar.



Slika 4.23. Proračunska skica za izračun sile u cilindru

Gdje je:

$$b = 1000 \text{ mm,}$$

$$c = 240 \text{ mm,}$$

$$d = 377,5 \text{ mm,}$$

$$B = 1600 \text{ mm.}$$

Opterećenje tog cilindra dobije se iz momenta oko točke P. Iznos te sile je:

$$\sum M_P = 0; \tag{74}$$

$$F_{cil2,max} \cdot d = \frac{Q_{sig}}{2} \cdot c$$

$$F_{cil2,max} = 5613,14 \text{ N} \tag{75}$$

Odabran je hidraulički cilindar CDH1MP3/40/22/1000A3X/M11CSUMW tvrtke Rexroth [10] sa sljedećim karakteristikama:

$d_{cil2} = 40$ mm...promjer klipa cilindra,

$p_{nom} = 250$ bar...nominalni tlak cilindra.

Sila koju cilindar može ostvariti iznosi:

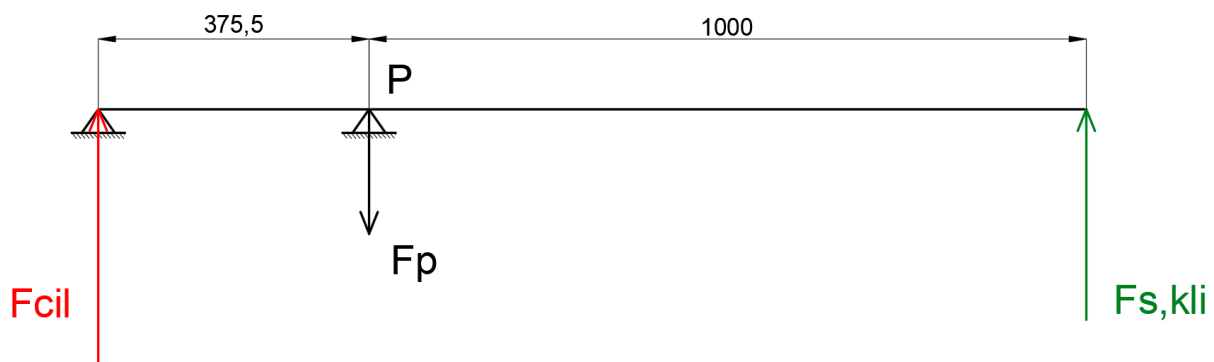
$$F_{cil2} = p_{nom} \cdot \frac{d_{cil2}^2 \cdot \pi}{4} = 250 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,04^2 \cdot \pi}{4} = 31415,93 \text{ N} > F_{cil2,max} \quad (76)$$

Hidraulički cilindar zadovoljava!

4.14. PROFIL KRAKA KLIJEŠTA

Profil kraka kliješta biti će odabran na temelju proračuna s maksimalnom silom koju cilindar može ostvariti:

$F_{cil2} = 31415,93$ N.



Slika 4.24. Statički prikaz opterećenja kraka kliješta

Iz slike slijedi:

$$\sum M_P = 0; \quad (77)$$

$$F_{cil2} \cdot 377,5 = F_{s,kli} \cdot 1000$$

$$F_{s,kli} = 11859,51 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; \quad (78)$$

$$F_P = F_{cil2} + F_{s,kli} = 43275,44 \text{ N}$$

Krak kliješta je u najvećoj mjeri opterećen na savijanje pa ćemo ga prema tome i proračunati.

Maksimalni moment savijanja iznosi:

$$M_{s,kli} = F_{cil2} \cdot 377,5 = F_{s,kli} \cdot 1000 = 11859512,27 \text{ Nmm} \quad (79)$$

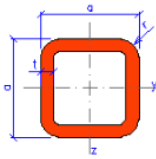
Naprezanje na savijanje:

$$\sigma_{s,kli} = \frac{M_{s,kli}}{W_{kli}} \leq \sigma_{s,dop} = 287,50 \text{ N/mm}^2 \quad (80)$$

Iz te jednadžbe slijedi:

$$W_{kli} = \frac{M_{s,kli}}{\sigma_{s,dop}} = 41250,48 \text{ mm}^3 \quad (81)$$

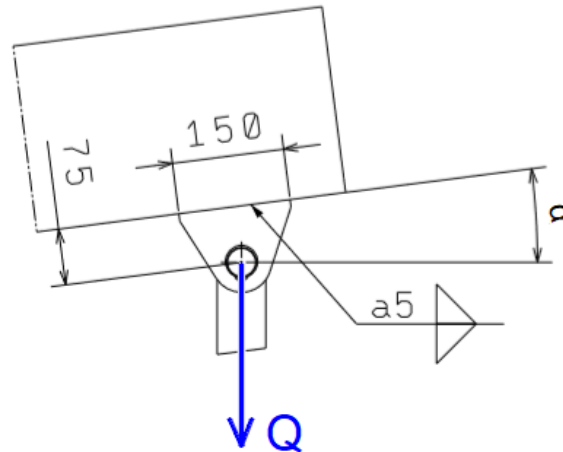
Za profil kraka kliješta odabran je kutijasti profil SHS 90x5, a njegove karakteristike su prikazane na sljedećoj slici.

Geometry		Section properties
a = 90 mm		$I_y = I_z = 2.00\text{E}+6 \text{ mm}^4$
t = 5 mm		$W_{y,el} = W_{z,el} = 4.44\text{E}+4 \text{ mm}^3$
r = 7.5 mm		$W_{y,pl} = W_{z,pl} = 5.30\text{E}+4 \text{ mm}^3$
A = 1670 mm ²		$i_y = i_z = 34.5 \text{ mm}$
$A_L = 0.347 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$		$S_y = S_z = 2.65\text{E}+4 \text{ mm}^3$
G = 13.1 kg·m ⁻¹		$I_t = 3.16\text{E}+6 \text{ mm}^4$
		$C_t = 6.48\text{E}+4 \text{ mm}^3$

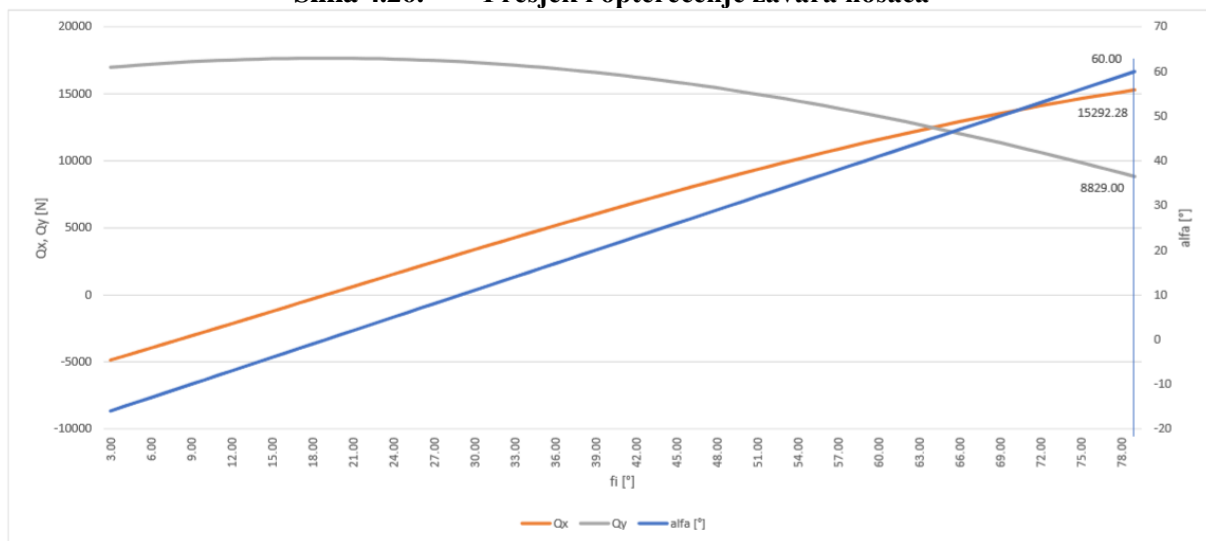
Slika 4.25. SHS 90x5 [11]

4.15. ZAVAR NOSAČA KLIJEŠTA

Nosači osovine zavareni su na profil dohvatnika. Zavar je opterećen najvećom silom kada se dohvatnik nalazi u najvišoj mogućoj poziciji, odnosno kada je kut $\varphi=80^\circ$ u odnosu na horizontalu. Površina i opterećenje zavara tih nosača prikazano je na slici 4.26.



Slika 4.26. Presjek i opterećenje zavara nosača



Slika 4.27. Graf ovisnosti opterećenja nosača kliješta i kuta α o kutu φ

U tom slučaju je:

$$Q = Q_{sig} = 17658 \text{ N,}$$

$$\alpha = 60^\circ.$$

Pa je sila paralelna sa zavarom:

$$Q_x = 15292,28 \text{ N},$$

dok je sila okomita na zavar:

$$Q_y = 8829 \text{ N}.$$

Moment savijanja koji djeluje na zavar iznosi:

$$M_{s,zav4} = Q_x \cdot l_{sav4} = 1146920,74 \text{ Nmm} \quad (82)$$

gdje je:

$l_{sav4} = 75 \text{ mm}$...udaljenost središta osovine od dohvatnika.

Aksijalni moment otpora površine zavara iznosi:

$$W_{zav4} = 4 \cdot \frac{a_4 \cdot l_{zav4}^2}{6} = 75000 \text{ mm}^3 \quad (83)$$

gdje je:

$a_4 = 5 \text{ mm}$...debljina zavara,

$l_{zav4} = 150 \text{ mm}$...duljina zavara.

Naprezanje u zavaru zbog savijanja iznosi:

$$\sigma_{s,zav4} = \frac{M_{s,zav4}}{W_{zav4}} = 15,29 \text{ N/mm}^2 \quad (84)$$

Površina zavara iznosi:

$$A_{zav4} = 4 \cdot a_4 \cdot l_{zav4} = 3000 \text{ mm}^2 \quad (85)$$

Normalno naprezanje zavara iznosi:

$$\sigma_{zav4} = \frac{Q_y}{A_{zav4}} = 2,94 \text{ N/mm}^2 \quad (86)$$

Tangencijalno naprezanje iznosi:

$$\tau_{zav4} = \frac{Q_x}{A_{zav4}} = 5,10 \text{ N/mm}^2 \quad (87)$$

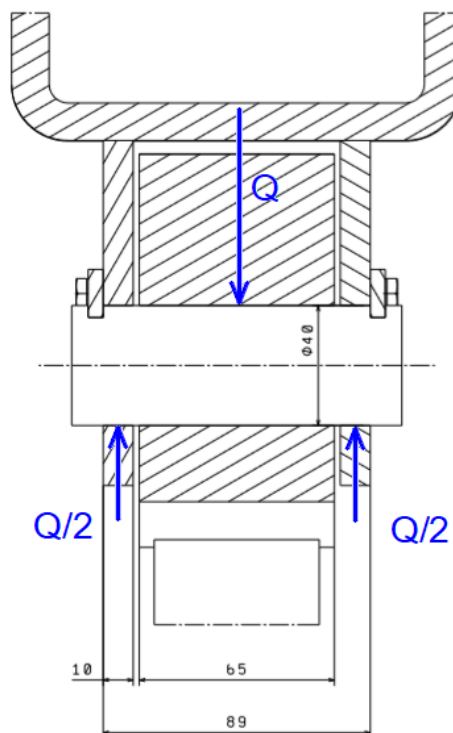
Ekvivalentno naprezanje zavora iznosi:

$$\sigma_{ekv,zav4} = \sqrt{(\sigma_{s,zav4}^2 + \sigma_{zav4}^2) + 3 \cdot \tau_{zav4}^2} = 17,90 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{z,dop} = 170 \text{ N/mm}^2 \quad (88)$$

Zavar zadovoljava!

4.16. SPOJ DOHVATNIKA I KLIJEŠTA

Kliješta i dohvatnik povezani su preko osovine koje je opterećena kao što je prikazano na slici 4.28.



Slika 4.28. Spoj dohvatnika i kliješta

Gdje je:

$$Q = Q_{sig} = 17658 \text{ N.}$$

Osovina je izrađena iz čelika E335.

Iz jednadžbi naprezanja dimenzionirati će se osovina.

Naprezanje zbog odreza iznosi:

$$\tau_{o4} = \frac{Q}{A_{o4}} = \frac{\frac{Q_{sig}}{2}}{\frac{d_{o4}^2 \cdot \pi}{4}} \leq \tau_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (89)$$

iz čega slijedi:

$$d_{o4} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot Q_{sig}}{\pi \cdot \tau_{dop}}} = 8,84 \text{ mm} \quad (90)$$

Odabrano:

$d_{o4} = 40 \text{ mm}$...promjer osovine.

Srednji pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{o4} = \frac{Q_{sig}}{2 \cdot t_4 \cdot d_{o4}} \leq p_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (91)$$

iz čega slijedi:

$$t_4 \geq \frac{Q_{sig}}{2 \cdot d_{o4} \cdot p_{dop}} = 1,47 \text{ mm} \quad (92)$$

Odabrano:

$t_4 = 10 \text{ mm}$...debljina lima.

Moment savijanja iznosi:

$$M_{s,o4} = \frac{Q_{sig}}{2} \cdot \left(\frac{t_4}{2} + 2 + \frac{t_{kli}}{2} \right) = \frac{17658}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + 2 + \frac{65}{2} \right) = 348745,50 \text{ Nmm} \quad (93)$$

gdje je:

$t_{kli} = 65 \text{ mm}$...širina nosača kliješta.

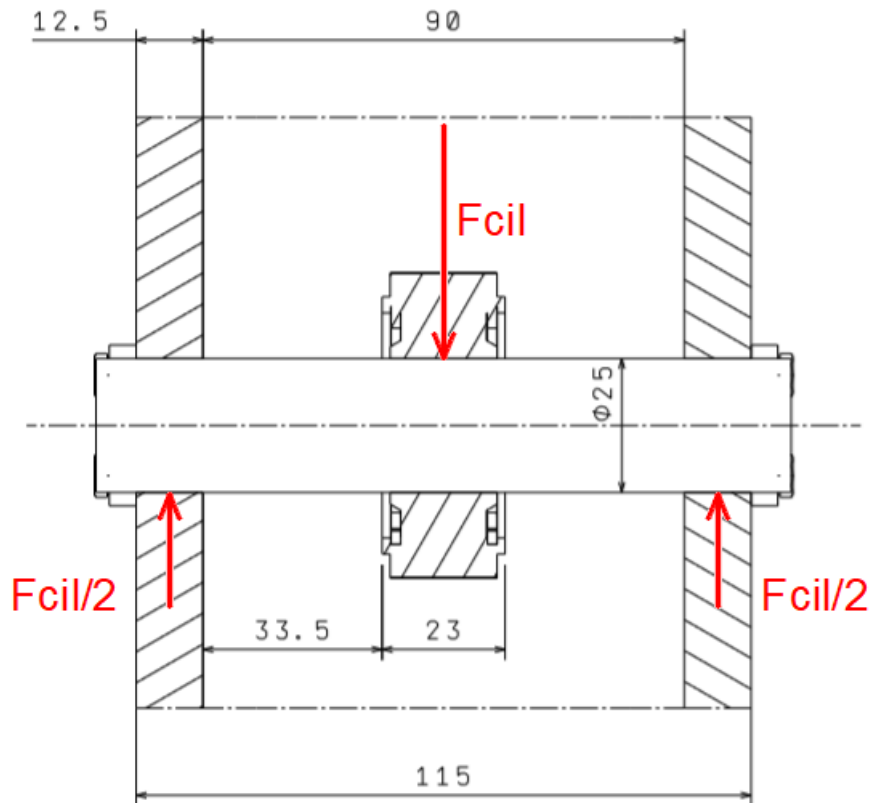
Naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{s,o4} = \frac{M_{s,o4}}{0,1 \cdot d_{o4}^3} = \frac{348745,50}{0,1 \cdot 40^3} = 54,49 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s,dop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (94)$$

Osovina zadovoljava!

4.17. SPOJ KRAKA KLIJEŠTA I HIDRAULIČKOG CILINDRA

Hidraulički cilindar i krak povezani su preko osovine kao što je prikazano na sljedećoj slici.



Slika 4.29. Spoj kraka i cilindra

Gdje je:

$$F_{cil2} = F_{cil2,max} = 5613,14 \text{ N.}$$

Osovina je izrađena iz čelika E335.

Iz jednadžbi naprezanja dimenzionirati će se osovina.

Naprezanje zbog odreza iznosi:

$$\tau_{o5} = \frac{F_{cil2}}{2} = \frac{F_{cil2}}{\frac{d_{o5}^2 \cdot \pi}{4}} = 10,66 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{dop} = 144 \text{ N/mm}^2 \quad (95)$$

gdje je:

$d_{o5} = 25 \text{ mm}$...promjer osovine prema provrtu na cilindru.

Srednji pritisak računa se prema izrazu:

$$p_{o5} = \frac{F_{cil2}}{2 \cdot t_5 \cdot d_{o5}} \leq p_{dop} = 150 \text{ N/mm}^2 \quad (96)$$

iz čega slijedi:

$$t_5 \geq \frac{F_{cil2}}{2 \cdot d_{o5} \cdot p_{dop}} = 1,39 \text{ mm} \quad (97)$$

Odabrano:

$t_5 = 12,5 \text{ mm}$...debljina lima.

Moment savijanja iznosi:

$$M_{s,o5} = \frac{F_{cil2}}{2} \cdot \left(\frac{t_5}{2} + 1 + \frac{t_{cil2}}{2} \right) = \frac{5613,14}{2} \cdot \left(\frac{12,5}{2} + 1 + \frac{23}{2} \right) = 143836,69 \text{ Nmm} \quad (98)$$

gdje je:

$t_{cil2} = 23 \text{ mm}$...širina ušice cilindra.

Naprezanje uslijed savijanja:

$$\sigma_{s,o5} = \frac{M_{s,o5}}{0,1 \cdot d_{o5}^3} = \frac{143836,69}{0,1 \cdot 25^3} = 92,06 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{s,dop} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (99)$$

Osovina zadovoljava!

5. ZAKLJUČAK

Za zadane ulazne parametre zadatak je bio konstruirati dohvatnik vozila za izvlačenje. Istraživanjem tržišta pronađena su rješenja koji imaju slične karakteristike i služe u sličnu svrhu. Na temelju postojećih rješenja izrađeni su koncepti čijim vrednovanjem se usmjerila daljnja konstrukcijska razrada.

Glavni dijelovi su nosiva konstrukcija dohvatnika, kliješta i postolje. Konstrukcija se sastoji od pravokutnih i kvadratnih profila, osovina, ležajeva, hidrauličkih cilindara i elektromotora. Provjerena je čvrstoća kritičnih dijelova poput profila, zavara i osovina. Dijelovi poput ležajeva, hidrauličkih cilindara i elektromotora odabrani su od strane raznih proizvođača prema izračunatim opterećenjima što smanjuje cijenu izrade.

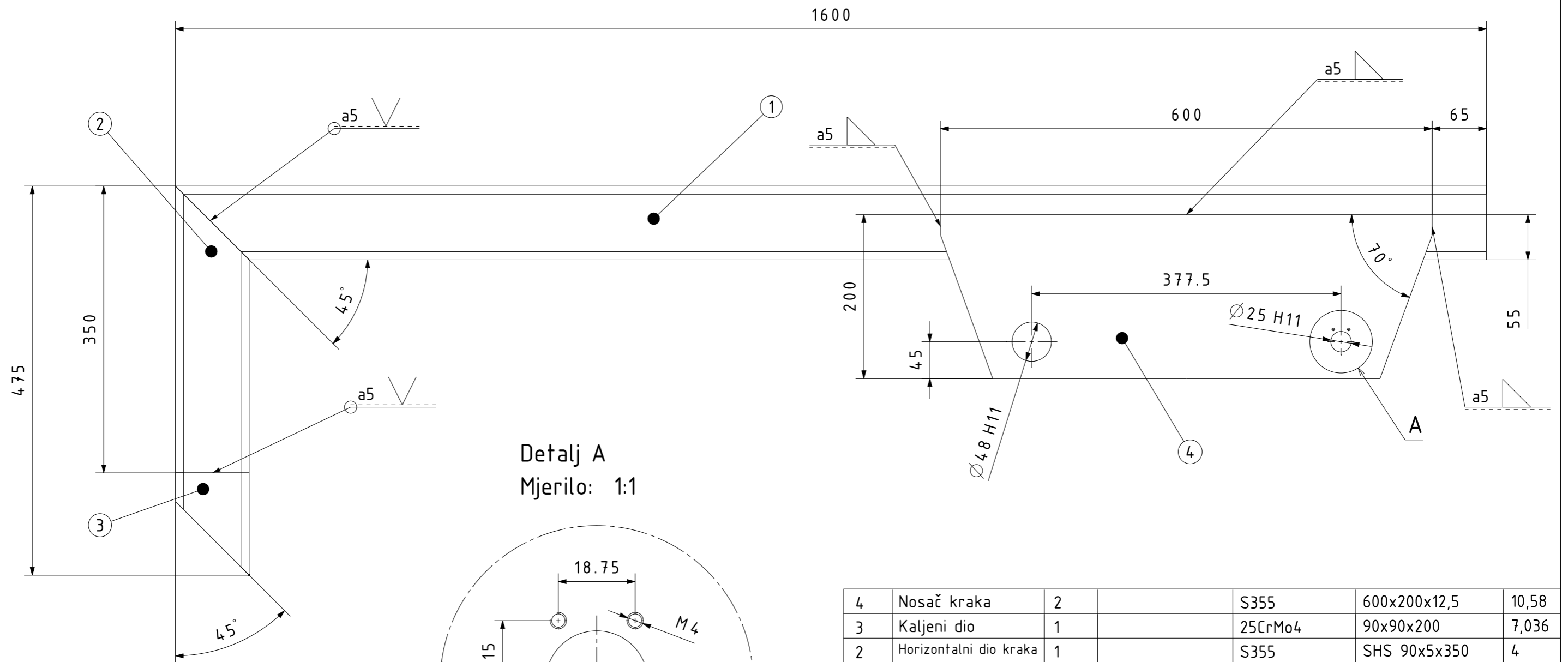
Na kraju su izrađeni sklopni crteži koji mogu poslužiti za daljnju razradu.

LITERATURA

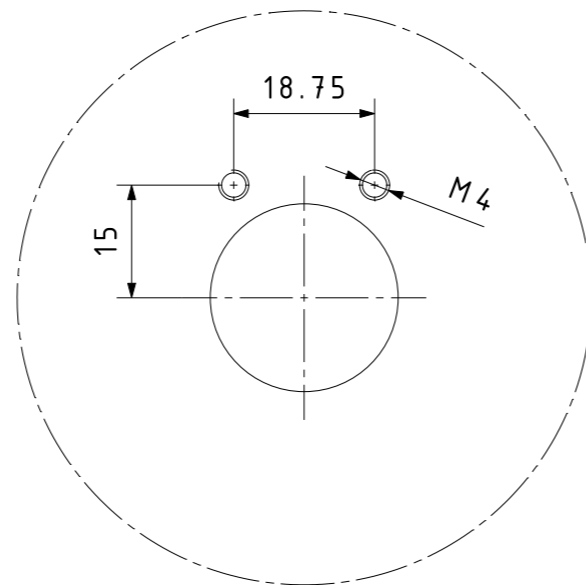
- [1] Shapiro L., Shapiro J.: Cranes and derricks, New York, 2010.
- [2] <https://www.maeda-minicranes.com>
- [3] [https://en.wikipedia.org/wiki/Crane_\(machine\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Crane_(machine))
- [4] <http://ameonline.com>
- [5] <https://www.trt.co.nz/assets/Cranes/Grove-Cranes/Rough-Terrain>
- [6] <https://www.hiab.com>
- [7] <https://www.fassi.com>
- [8] <https://www.palfinger.com>
- [9] <https://www.stellarindustries.com>
- [10] <https://www.boschrexroth.com>
- [11] <http://www.staticstools.eu>
- [12] <https://www.schaeffler.com>
- [13] Oberšmit E.: Ozubljenja i zupčanici, Zagreb, 1982.
- [14] <https://www.weg.net>

PRILOZI

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



Detalj A
Mjerilo: 1:1



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj/Norma	Materijal	Dimenzije	Masa
4	Nosač kraka	2		S355	600x200x12,5	10,58
3	Kaljani dio	1		25CrMo4	90x90x200	7,036
2	Horizontalni dio kraka	1		S355	SHS 90x5x350	4
1	Vertikalni dio kraka	1		S355	SHS 90x5x1600	20

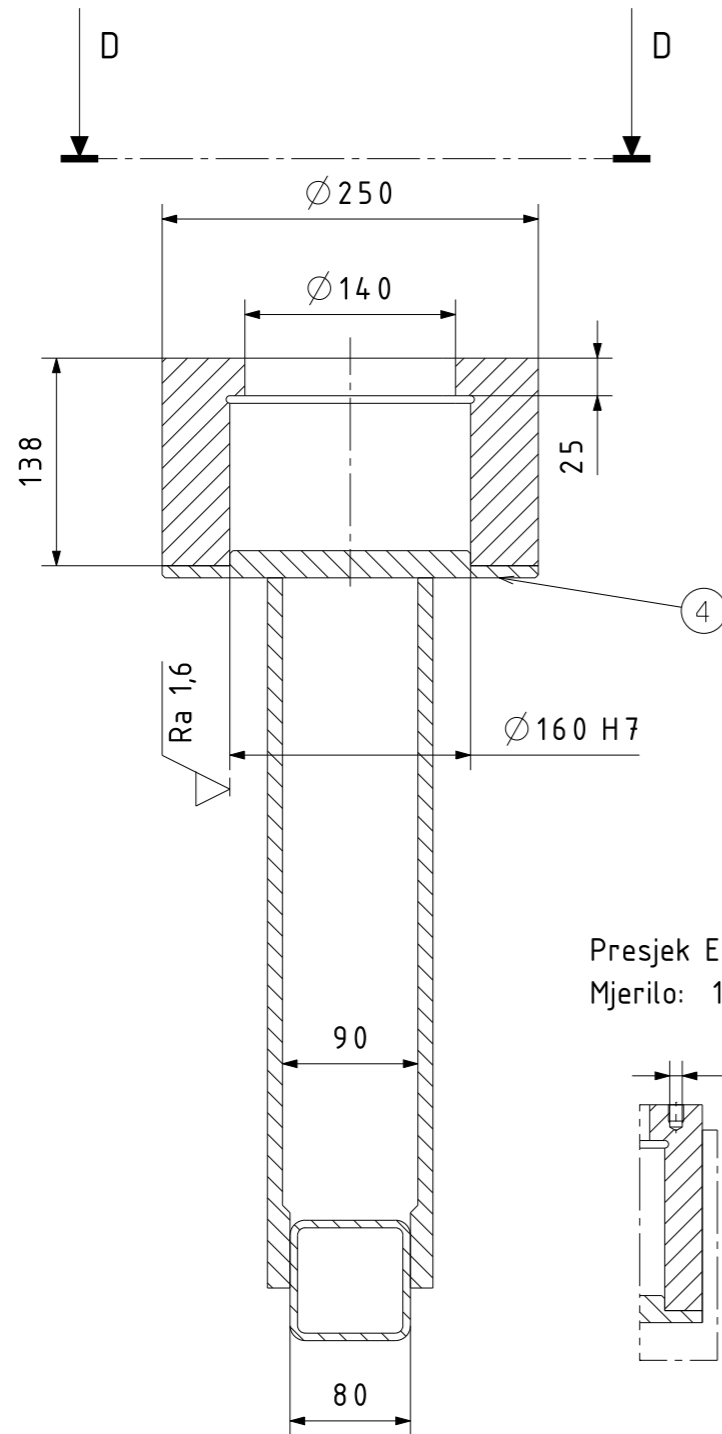
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		25.06.2019	Dino Jakšić	
Razradio		25.06.2019	Dino Jakšić	
Crtao		25.06.2019	Dino Jakšić	
Pregledao		28.06.2019	Matija Hoić	
Voditelj rada		28.06.2019	Matija Hoić	

ISO - tolerancije		Objekt:	Objekt broj:
Ø25 H11	+0,130 0		
Ø48 H11	+0,160 0		

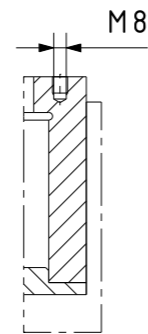
Napomena:		Smjer: Konstrukcijski	Kopija
Materijal: S355		Masa: ~52 kg	
Naziv: Krak kliješta		Diplomski rad	
Mjerilo originala: 1:5		Pozicija: Format: A3	
Crtež broj: DJ-2019-02		Listova: 1	
		List: 1	



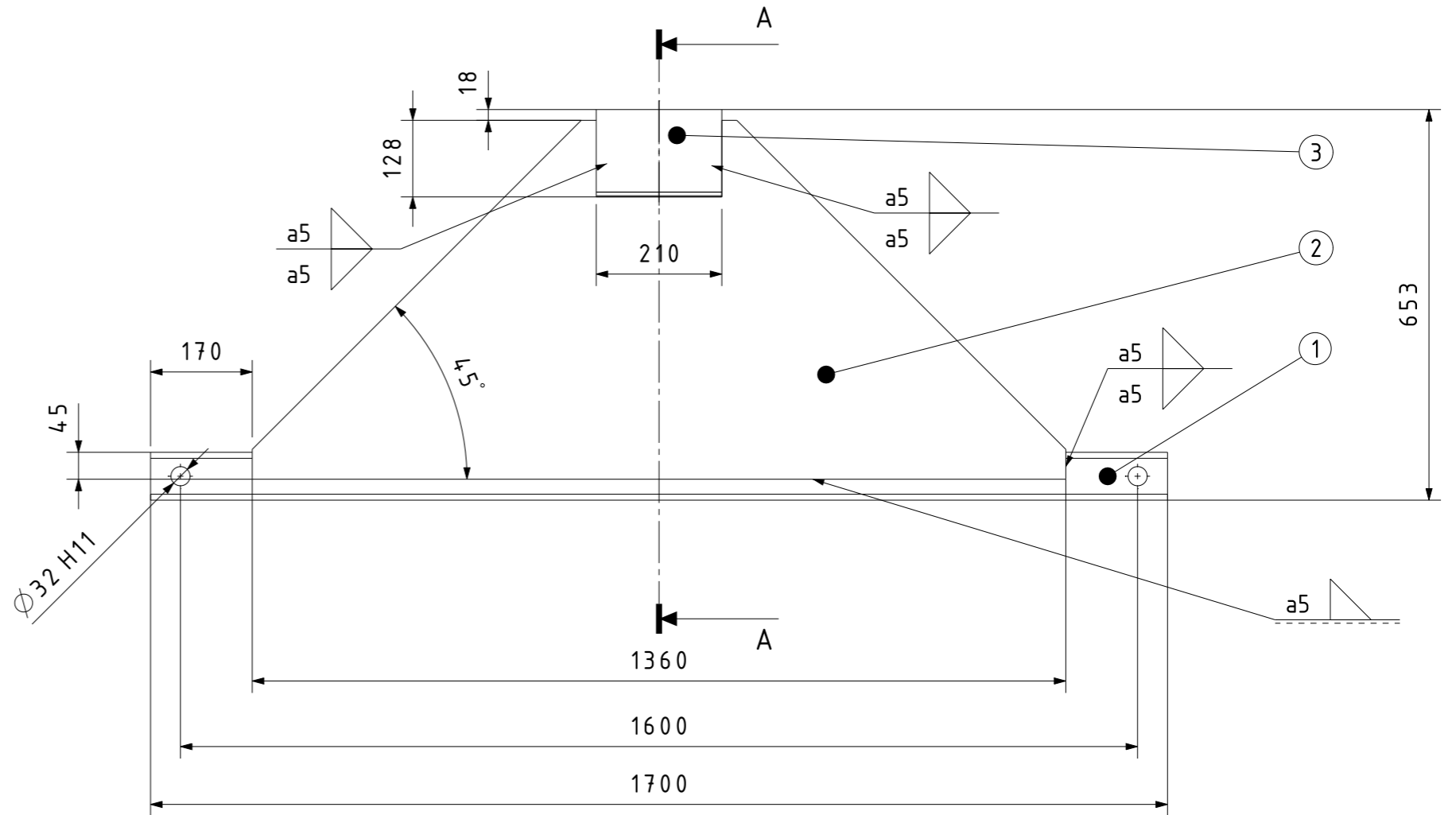
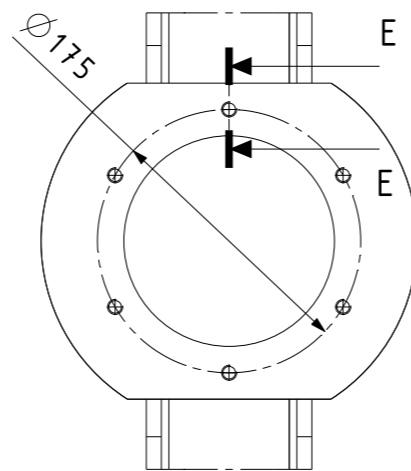
Presjek A-A
Mjerilo: 1:5



Presjek E-E
Mjerilo: 1:5



Presjek D-D
Mjerilo: 1:5



Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj/Norma	Materijal	Dimenzije	Masa
4	Donji poklopac glavine	1		S355	Ø250x18	4,414
3	Glavina nosača	1		S355	Ø140/Ø250x138	13,2
2	Delta Trokut	2		S355	1360x600x10	38,51
1	Glavni nosač	1		S355	SHS 80x5x1700	18,60

Broj naziva - code	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	25.06.2019	Dino Jakšić	
Razradio	25.06.2019	Dino Jakšić	
Crtao	25.06.2019	Dino Jakšić	
Pregledao	28.06.2019	Marija Hoić	
Voditelj rada	28.06.2019	Marija Hoić	

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
Ø32H11		R. N. broj:
+0,160		
0		
Ø160H7	Napomena:	Smjer: Konstrukcijski
+0,040		Diplomski rad
0		
	Materijal: S355	Masa: ~115 kg
	Naziv:	Pozicija:
	Delta nosač kliješta	
	Mjerilo originala	
	1:10	
	Crtež broj: DJ-2019-03	List: 1

