

# Analiza aktuatora "Ultra low profile dozera"

---

**Vučemilović-Vranjić, Ivan**

**Master's thesis / Specijalistički diplomski stručni**

**2016**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **Karlovac University of Applied Sciences / Veleučilište u Karlovcu**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:128:883026>

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

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



**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU**  
Karlovac University of Applied Sciences

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Karlovac University of Applied Sciences - Institutional Repository](#)



zir.nsk.hr



DIGITALNI AKADEMSKI ARHIVI I REPOZITORIJ

**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU**  
**SPECIJALISTIČKI STUDIJ STROJARSTVA**  
**STROJARSKE KONSTRUKCIJE**

Ivan Vučemilović-Vranjić

**ANALIZA AKTUATORA “ULTRA LOW PROFILE  
DOZERA“**  
**ZAVRŠNI RAD**

KARLOVAC, 2016.



**VELEUČILIŠTE U KARLOVCU**  
**SPECIJALISTIČKI STUDIJ STROJARSTVA**  
**STROJARSKE KONSTRUKCIJE**

Ivan Vučemilović-Vranjić

**ANALIZA AKTUATORA “ULTRA LOW PROFILE  
DOZERA“**  
**ZAVRŠNI RAD**

Mentor:  
Prof.dr.sc. Josip Hoster

Student:  
Ivan Vučemilović-Vranjić

KARLOVAC, 2016.



## VELEUČILIŠTE U KARLOVCU

Specijalistički studij: STROJARSTVO

Usmjerenje: STROJARSKE KONSTRUKCIJE

Karlovac, .27.06.2016.

### ZADATAK ZAVRŠNOG RADA

Student: IVAN VUČEMILOVIĆ VRANJIĆ    Matični broj: 0035156661

Naslov: Analiza aktuatora "Ultra Low Profile Dozera"

Opis zadatka:

Zadatak završnog rada je analizirati opterećenja i naprezanja koja iz njih slijede na aktuatoru na "Ultra Low Profile Dozeru" te predvidjeti poboljšanja kritičnih dijelova stroja. Taj stroj služi u radovima obrade tla, struganja gornjih slojeva tla i sl. Aktuator je na stroju izveden kao mehanički (vijačano vreteno pogonjeno elektromotorom preko prijenosika). Poznata je masa i geometrija stroja, tj. njegovih dijelova koji su u kontaktu s tlom, pogonski stroj, svojom karakteristikom, prijenosnici koji prenose snagu (okretni moment) od pogonskog elektromotora do aktuatora. Poznati su tribološki parametri svih kontaktnih površina koje utječu na rad aktuatora.

Za opisani stroj provedena su mjerenja u radu i zamijećeno je pretjerano zagrijavanje aktuatora (također osjetnika koji regulira njegov rad) i blokiranje rada aktuatora nakon kratkog vremena pri punom opterećenju. Potrebno je analizirati temperaturno polje (stacionarno) matice i vretena aktuatora u svrhu provjere predviđene zračnosti između cilindra aktuatora i matice, kao mogućeg uzroka blokiranja. Prema temperaturnom polju treba izračunati temperaturne deformacije matice i vretena i provjeriti zračnost između matice i cilindra. Potrebno je provjeriti sigurnost od izvijanja vijčanog vretena aktuatora u najnepovoljnijem položaju i uvjetima rada. Potrebno je analizirati dinamiku stroja pri udaru u nehomogeni dio tla (slučaj zaustavljanja stroja).

Poboljšanje kritičnih dijelova stroja treba predvidjeti u okviru zadanih gabarita. Provjeru sigurnosti od izvijanja vijčanog vretena treba provesti koristeći Eulerov model izvijanja štapa. Poželjno je problematične dijelove aktuatora analizirati i numerički, metodom konačnih elemenata. Rezultate usporediti s dostupnim analitičkim rješenjima. Rezultate prikazati u obliku dijagrama. Potrebno je nacrtati sklop aktuatora nakon predviđenih poboljšanja.

Zadatak zadan:  
27.06.2016. ....

Rok predaje rad  
..... 03.10.2016.....

Predviđeni datum obrane .....

..... 12.10.2016.....

Mentor:

Predsjednik Ispitnog povjerenstva:

## **IZJAVA**

Izjavljujem da sam završni rad na temu ANALIZA AKTUATORA "ULTRA LOW PROFILE DOZERA" izradio samostalno koristeći navedenu literaturu i znanje koje sam stekao tijekom studija, uz vodstvo mentora dr.sc. Josipa Hostera, dipl.ing.stroj.

Zahvaljujem svom mentoru, poštovanom dr.sc. Josipu Hosteru na povjerenju, poticaju, stručnosti i optimizmu kojim me pratio tijekom izrade ovog rada.

Također se od srca zahvaljujem svojoj obitelji na pruženoj bezuvjetnoj potpori tijekom studiranja.

Ivan Vučemilović-Vranjić

## SAŽETAK

Za upravljanje ralicom Ultra Low Profile, skraćeno ULP, dozerskog stroja pokretanog električnom energijom, odnosno elektromotorima, odabran je par električnih aktuatora. Dozer je predviđen za rad u rudniku platine. Prilikom testiranja dozera u realnim uvjetima u svega sat vremena rada došlo je do kvara na sklopu alata (dozerske ralice). Ustanovljeno je da je do nemogućnosti daljnjeg rada došlo zbog blokiranja („zacikavanja“) akuatora. Otkrivši uzrok zastoja, a u svrhu sprječavanja mogućih problema u budućoj eksploataciji, odlučeno je analizirati postojeće aktuatore.

Ciljevi rada:

1. Provesti analizu blokiranih aktuatora, te provesti planska testiranja u cilju utvrđivanja uzroka blokiranja akuatora.
2. Predložiti konstrukcijska rješenja koja bi mogla riješiti problem blokiranja akuatora

Ključne riječi: akuator, dozer

## **SUMMARY**

A pair of electric actuators are used to control Ultra Low Profile Dozer's blade tool. ULP dozer is powered with electric energy which is stored in batteries and delivered to electric engines. Dozer is designed to work in a platinum mine. While testing dozer in real conditions in less than one working hour the blade control stopped working. Conducted inspection led to the conclusion that the actuators were blocked. In order to prevent possible problems in the future exploitation, it was decided to analyze the existing actuators.

The objectives:

1. Conduct an analysis of blocked actuator, the planned conduct tests in order to determine the cause of blocked actuators.
2. Propose design solutions that could solve the problem of blocked actuators

Key words: actuator, dozer



## SAŽETAK

1. ULP dozer .....	1
1.1. Aktuatori .....	2
2. Električni aktuator .....	3
2.1. Elektromotor aktuatora .....	3
2.2. Reduktor .....	4
2.3. Sklop cilindar - klip aktuatora .....	5
3. Analiza oštećenih aktuatora .....	6
4. Ispitivanje funkcionalnosti aktuatora .....	8
4.1. Uređaj za ispitivanje .....	8
4.2. Inicijalna ispitivanja .....	10
5. Strukturni integritet opterećenih dijelova aktuatora .....	13
5.1. Opterećenje navojnog vretena .....	13
5.2. Opterećenje matice .....	16
5.3. Opterećenje na aktuatoru .....	17
5.4. Opterećenje vretena pri udaru .....	22
5.5. Opterećenje kod plastičnog deformiranja noža ralice .....	28
6. Oštećenja izazvana temperaturnim promjenama .....	31
6.1. Termičke dilatacije u sklopu matice i cilindra .....	31
6.2. Termičke dilatacije i naprezanja u sklopu matice i vretena .....	40
7. Senzori kontrole položaja .....	43
8. Ostala zapažanja nakon testiranja .....	45
9. Sumiranje problematike aktuatora i razrada mogućih rješenja .....	47
9.1. Dilatacije uzrokovane porastom temperature .....	47
9.2. Stupanj korisnosti navojnog vretena .....	50
9.3. Teflonska matica vretena .....	53
9.4. Opterećenje teflonske matice .....	54
9.5. Oštećenja zupčanika .....	55
9.6. Oštećenja polimernog graničnika .....	56
9.7. Kuglična vretena .....	57
10. ZAKLJUČAK .....	59
11. LITERATURA .....	60

## POPIS SLIKA

Slika 1 - Prikaz dozera s ralicom .....	1
Slika 2 - Električni aktuator .....	2
Slika 3 - Karakteristike elektromotora ULTRACT U3 - 0509 .....	3
Slika 4 - Sklop reduktora .....	4
Slika 5 - Oštećenje na cilindru aktuatora .....	6
Slika 6 - Prijenos momenta kroz sklop aktuatora .....	7
Slika 7 - Vreteno - matica - cilindar .....	7
Slika 8 - 3D model naprave za ispitivanje aktuatora .....	8
Slika 9 - Spremnik ulja s ventilima i manometrima .....	9
Slika 10 - Ispitivanje aktuatora .....	9
Slika 11 - Hidraulički dijagram naprave za testiranje aktuatora .....	9
Slika 12 - Presjek dvoradnog hidrauličkog cilindra .....	11
Slika 13 - Dodjeljivanje brzine i smjera klipu aktuatora pomoću funkcije "Motor" .....	18
Slika 14 - Funkcija "Gravity" .....	18
Slika 15 - Funkcija "Results" .....	19
Slika 16 - Sila na aktuatoru u ovisnosti o vremenu .....	20
Slika 17 - Prikaz sile otpora na rubu noža ralice .....	23
Slika 18 - Sila na aktuatoru .....	23
Slika 19 - Ralica s postavljenim rubnim uvjetima .....	25
Slika 20 - Zglobovi s dodijeljenim rubnim uvjetima .....	26
Slika 21 - Maksimalna sila na aktuatoru .....	26
Slika 22 - Smithov dijagram s dinamičkim naprežanjem na vretenu .....	27
Slika 23 - Ograničenja i površinska sila na ralici .....	28
Slika 24 - Naprežanje na nožu ralice .....	29
Slika 25 - Sila na aktuatoru .....	29
Slika 26 - Smithov dijagram s dinamičkim naprežanjem na vretenu .....	30
Slika 27 - Dosjed cilindar-matica .....	31
Slika 28 - Primjer određivanja rubnih uvjeta .....	34
Slika 29 - Rubni uvjeti na matici .....	34
Slika 30 – Radijalno širenje cilindra .....	35
Slika 31 – Radijalno širenje matic .....	36
Slika 32 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za maksimalnu zračnost sklopa .....	37
Slika 33 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za minimalnu zračnost sklopa .....	38
Slika 34 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za srednju zračnost sklopa .....	39
Slika 35 - 2D prikaz navoja matice i vijka (matica žuta, vijak crveni) .....	40
Slika 36 - Zadana temperatura na nalijegajućim navojima .....	40
Slika 37 - Temperatura sklopa .....	41
Slika 38 - Rubni uvjeti na vretenu .....	41
Slika 39 - Maksimalno naprežanje na matici vretena .....	42
Slika 40 - Induktivni senzor .....	43
Slika 41 - Osnovne karakteristike senzora .....	44
Slika 42 - Istrošenost na rubovima zupčanika 1 .....	45

Slika 43 - Istrošenost na rubovima zupčanika 2 .....	45
Slika 44 - Provrt i oslobođenje za izjednačavanje tlakova na matici i distanci .....	45
Slika 45 - Graničnik pri demontaži aktuatora .....	46
Slika 46 - Oštećenja na polimernom graničniku.....	46
Slika 47- Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za maksimalnu zračnost sklopa.....	48
Slika 48 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za minimalnu zračnost sklopa.....	49
Slika 49 - Reduktor s konzolno opterećenim zupčanicima .....	55
Slika 50 - Shema reduktora bez konzolno opterećenih zupčanika .....	56
Slika 51 - Kuglično vreteno - presjek .....	57

## 1. ULP DOZER

Ultra low profile dozer je stroj namijenjen za rad u rudnicima platine. Primarna zadaća stroja je guranje rudače koja se nalazi unutar niskih hodnika rudnika. Stroj je svojim dimenzijama prilagođen radu u takvim uvjetima. Dimenzije dozera su:

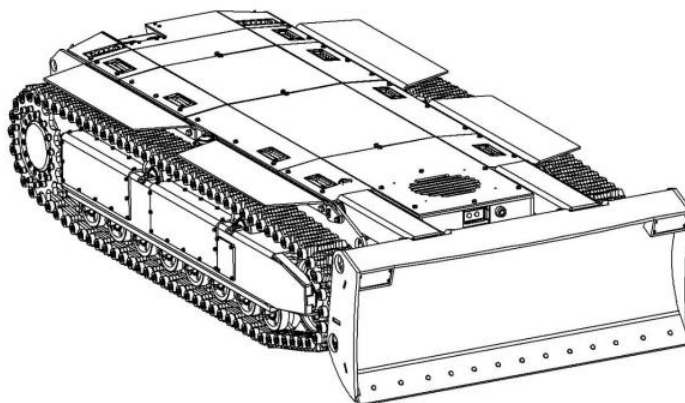
Visina stroja [mm]	660
Širina stroja [mm]	1600
Dužina stroja [mm]	3450
Masa stroja [kg]	3870

Do ideje o upotrebi električnih dozera došlo je iz više razloga. Glavni od njih su „čišći“ rad unutar rudnika (nema ispušnih plinova), jednostavnije održavanje i servisi unutar rudnika, te izbacivanje svih uljem pogonjenih komponenti radi mogućih onečišćenja rude.

ULP dozerom upravlja se pomoću nezavisne upravljačke jedinice (*joystick-a*). Upravljačka jedinica nije fiksno vezana za dozer što omogućava operateru da sa sigurne udaljenosti upravlja strojem.

Dozer je pokretan električnom energijom. Unutar okvira sadrži set baterija pomoću kojih napaja pogonske elektromotore i motore na aktuatorima koji služe za upravljanje ralicom. Budući da su baterije jedini izvor energije, stroj ne proizvodi štetne plinove što pridonosi kvalitetnijim radnim uvjetima u rudniku.

Za guranje rudače stroj koristi ralicu kojom upravlja pomoću dva aktuatora smještena na prednjoj strani dozera. Aktuatori određuju nagib ralice (Slika 1 - Prikaz dozera s ralicom). Uvlačenjem aktuatora ralice dolazi u kontakt s podlogom. Nož ralice sječe površinu s rudačom i gura rudaču ispred sebe. Aktuatorima se upravlja pomoću kontrolne jedinice i četiri senzora, po dva na svakom aktuatoru. Senzori detektiraju položaj, a kontrolna jedinica upravlja izvlačenjem i uvlačenjem aktuatora.



Slika 1 - Prikaz dozera s ralicom

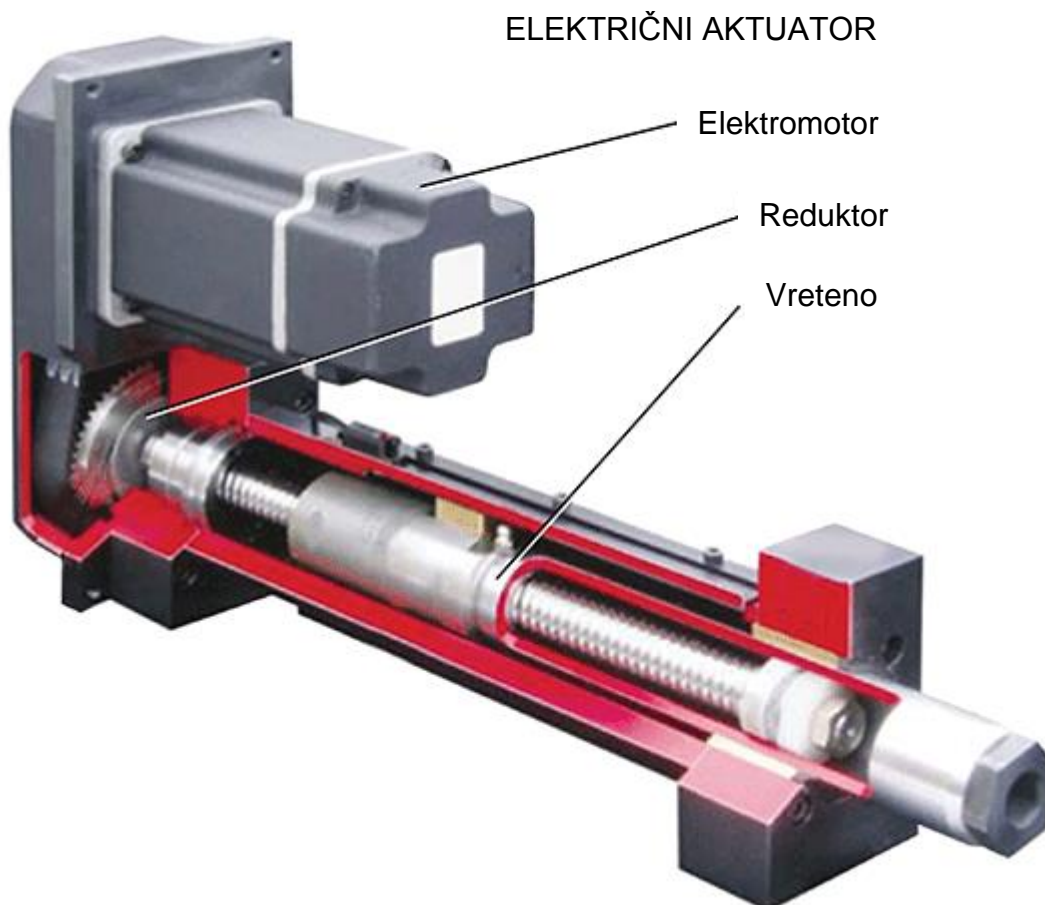
## 1.1. Aktuatori

Aktuator je mehanička naprava koja pretvara električnu energiju iz baterija u mehaničku u elektromotoru, te kroz vijčani element u translacijsko gibanje koje izvršava zadaću. Osnovne ulazne energije iz kojih aktuatori proizvode mehanički rad mogu biti:

- Mehanička energija
- Električna energija

Osim navedenih energija važno je spomenuti toplinsku, kemijsku, svjetlosnu i akustičnu energiju koje se također koriste kao pokretači aktuatora. Prema medijima pomoću kojih aktuatori stvaraju mehanički rad napravljena je osnovna podjela na:

1. Mehanički aktuatori pretvaraju mehaničku energiju iz jednog oblika u drugi (rotacijsko gibanje, linearno gibanje...)
2. Hidraulički aktuatori pretvara energiju stlačenog hidrauličkog ulja u mehanički rad
3. Pneumatski aktuatori pretvara energiju komprimiranog zraka u mehanički rad
4. Električni aktuatori pretvaraju električnu energiju u mehanički rad



Slika 2 - Električni aktuator

## 2. ELEKTRIČNI AKTUATOR

Električni aktuator radi na način da rotacijsko gibanje elektromotora pretvara u linearno gibanje matice vretena. Ta operacija se izvodi preko dva para zupčanika koji reduciraju brzine vrtnje prema navojnom trapeznom vretenu. Trapezno vreteno reduciranu brzinu vrtnje elektromotora preko matice s trapeznim navojem pretvara u linearno gibanje. Zupčanik koji je vezan direktno na elektromotor je konzolno opterećen. Dvostruki srednji zupčanik je uležišten u dva ležaja s kosim dodirom. Donji zupčanik je također konzolno opterećen. Navojno trapezno vreteno je uležišteno u dva konusna ležaja. Matica trapeznog navojnog vretena je izrađena od bronce. Izlazna klipnjača je izvana kromirana te je vođena maticom.

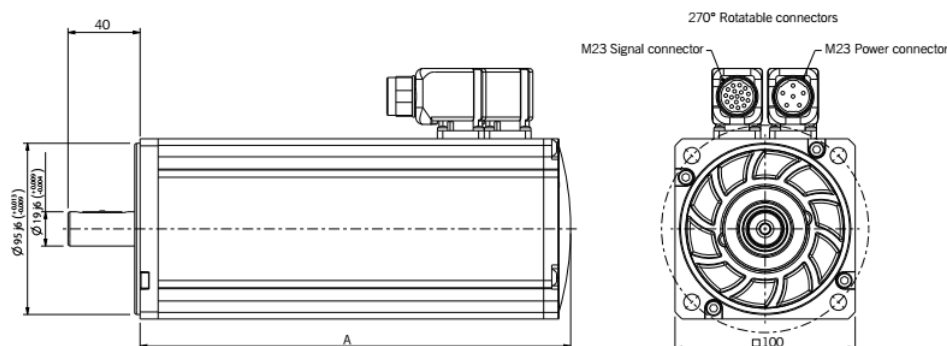
Električni aktuator sastavljen je od sljedećih sklopova:

1. Elektromotor
2. Reduktor
3. Sklop cilindar - klip aktuatora

### 2.1. Elektromotor aktuatora

Za pogon aktuatora odabran je elektromotor tvrtke Phase tipa ULTRACT III - SIZE 5. Glavne karakteristike motora su prikazane na slici (Slika 3 - Karakteristike elektromotora ULTRACT U3 - 0509)

#### U305 MODELS

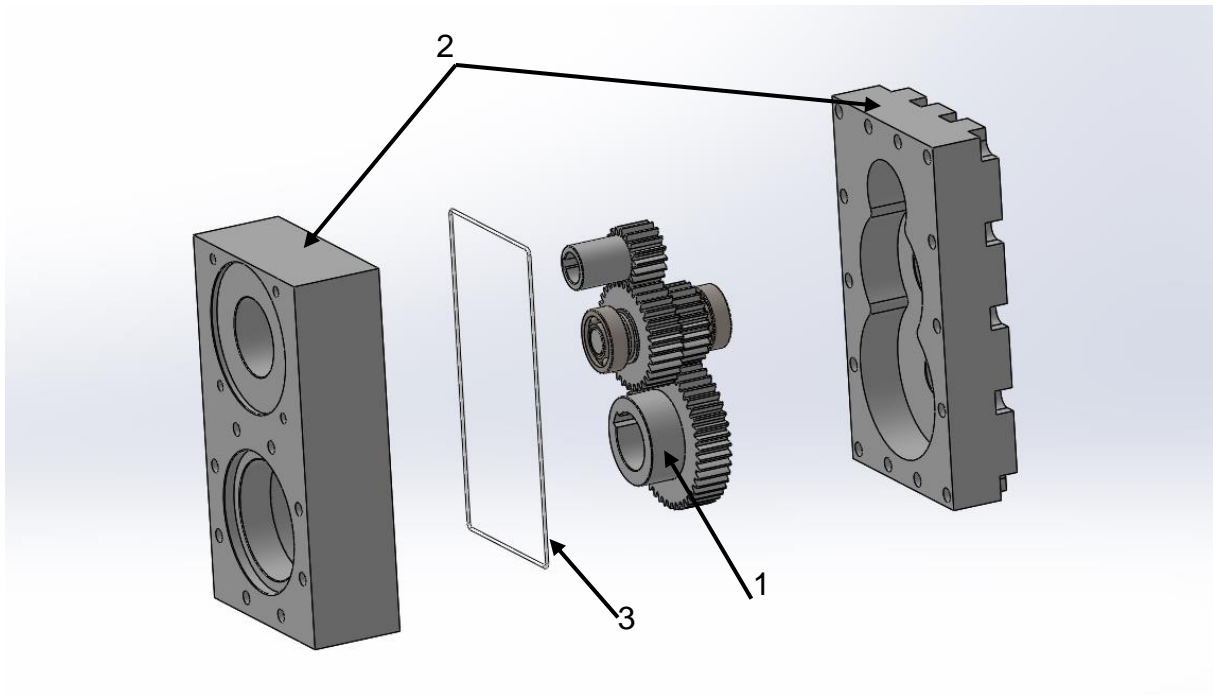


Motor Type U305			0503		0506		0509		0512	
Rated Speed	nM	[rpm]	1500	3000	1500	3000	1500	3000	1500	3000
Rated Torque	MdN	[Nm]	3,5	3,1	7,9	6	10	8,6	13,2	11,4
Rated Current	IdN	[A]	1,3	2,3	2,9	4,3	3,7	6,0	4,7	7,8
Rated Power	PdN	[kW]	0,55	0,97	1,24	1,88	1,57	2,70	2,07	3,58
Max. Torque	Mmax	[Nm]	14		28		42		58	
Max. Current (peak value)	Imax	[A]	6,0	11,8	11,8	23,0	17,9	33,8	23,8	45,7
Max. Mechanical Speed	nmax	[rpm]	6000							
Mass	M	[Kg]	5		7		9		11	
Total Length	A	[mm]	195		239		283		327	

Slika 3 - Karakteristike elektromotora ULTRACT U3 - 0509

## 2.2. Reduktor

Za redukciju broja okretaja iz elektromotora i povećanje dolaznog momenta na vreteno u sustav je ugrađen reduktora. Dizajn i konstrukcija reduktora namijenjenog za aktuator osmišljeni su u tvrtki DOK-ING.



Slika 4 - Sklop reduktora

Dijelovi reduktora:

1. Set zupčanika
2. Kućište reduktora
3. Brtva kućišta reduktora

Broj zuba zupčanika jednak je:

$$z_1 = 17$$

$$z_2 = 33$$

$$z_3 = 23$$

$$z_4 = 45$$

Prijenosi omjer za zupčanike 1 i 2 jednak je:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = 1,94$$

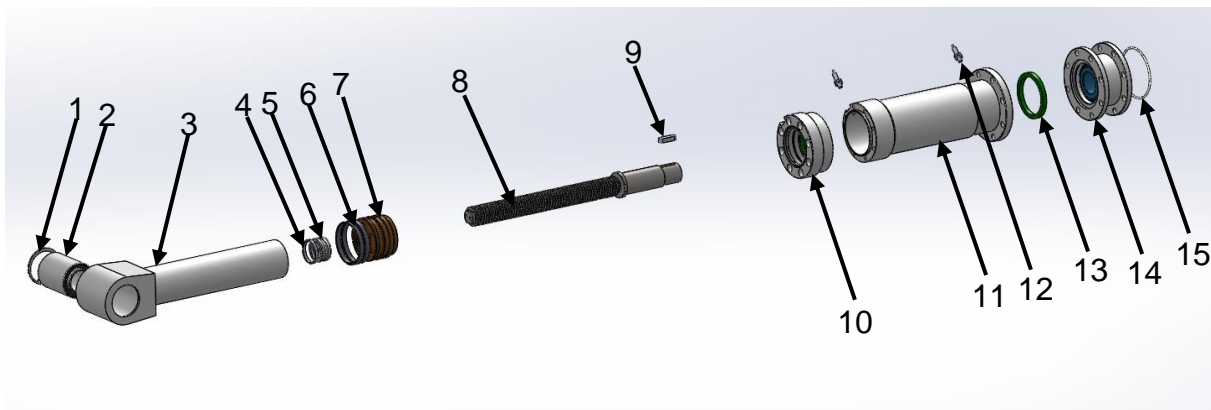
Prijenosi omjer za zupčanike 3 i 4 jednak je:

$$i_1 = \frac{z_4}{z_3} = 1,96$$

Prijenosi omjer prijenosnika s više stupnjeva jednak je umnošku pojedinačnih prijenosnih omjera. Ukupan prijenosi omjer jednak je:

$$i = i_1 * i_2 = 3,8$$

### 2.3. Sklop cilindar - klip aktuatora



Osnovni dijelovi sklopa cilindar-klip aktuatora:

1. Uskočnik
2. Gumeni odbojnik
3. Klipnjača aktuatora - sklop
4. Klizni prsten
5. Prednji stoper
6. Klizni prsten
7. Matica vretena
8. Vreteno sklop
9. Pero
10. Poklopac cilindra
11. Cilindar sklop
12. Senzor položaja induktivni
13. Polimerni graničnik



### 3. ANALIZA OŠTEĆENIH AKTUATORA

Funkcija električnih aktuatora je podizanje i spuštanje ralice dozera. Aktuatori su jednim krajem zglobno vezani za prihvate na okviru dozera, dok su drugim krajem zglobno vezani za prihvate na ralici. Ralica je, uz aktuatore, za dozer vezana H nosačem. Kinematika gibanja ralice je takva da se prilikom uvlačenja aktuatora ralica pomiče prema tlu, dok izvlačenjem cilindra aktuator podiže ralicu od tla. Pomicanje ralice moguće je u fazi mirovanja i kada se dozer giba. Između ralice i H nosača, te ralice i aktuatora, ne postoje prigušni elementi pa se radna opterećenja na ralici izravno prenose na spomenute elemente.

Električni aktuatori ULP dozera koji su nakon nepunih sat vremena rada bili blokirani, poslani su na analizu u tvrtku DOK-ING d.o.o. Aktuatori su rastavljeni i pomno pregledani. Pregledom aktuatora došlo se do sljedećih spoznaja:

- Uočena su oštećenja na matici vretena, te oštećenja na cilindru aktuatora prikazana na slici (Slika 5 - Oštećenje na cilindru aktuatora)

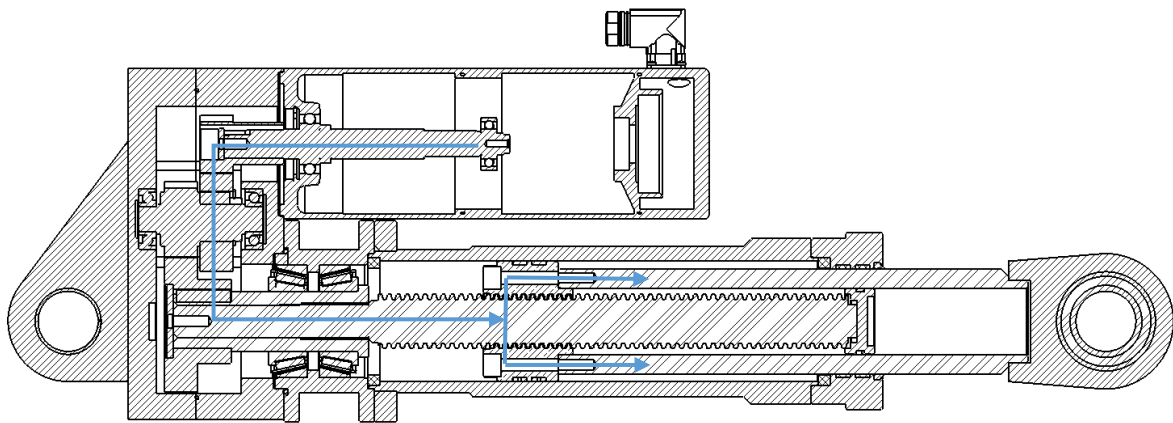


*Slika 5 - Oštećenje na cilindru aktuatora*

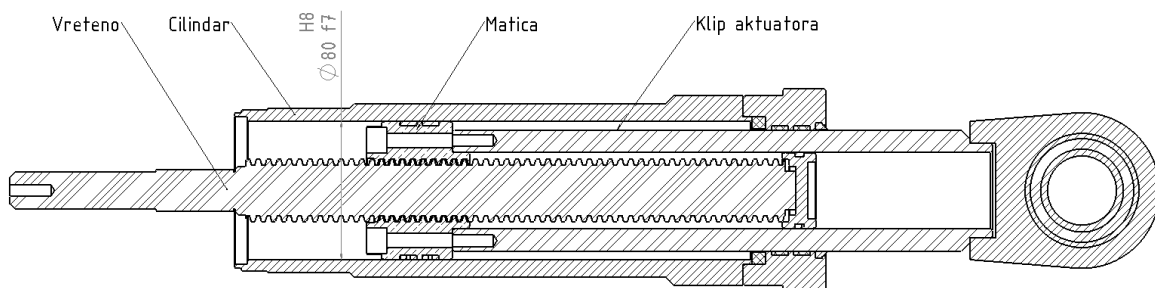
Oštećenja nastala na matici i cilindru aktuatora rezultat su međusobnog struganja navedenih komponenti. Do zastoja aktuatora došlo je kada je sila trenja između dvije komponente postala veća od sile izvlačenja i uvlačenja aktuatora. Cilindar i matica aktuatora čine labavi spoj male zračnosti H8/f7, koji je preporučan za spojeve klipova i cilindara. Matica je u zahvatu s trapeznom vretenom Tr36x6 i vijčano je spojena s klipom aktuatora. Elektromotor preko reduktora rotira vreteno koje je uležišteno unutar sklopa pomoću ležajeva. Rotacijom vretena linearno se pomiče matica što rezultira izvlačenjem ili uvlačenjem klipa, ovisno o smjeru rotacije vretena.

Kako bi se aktuator osposobilo za danji rad, potrebno je uočiti moguće razloge nastajanja zastoja, te pokušati napraviti konstrukcijska poboljšanja koja bi onemogućila nove zastoje. Do kontakta između matice i cilindra moglo je doći iz nekoliko razloga. Izvijanjem vretena izgubila bi se linearnost gibanja matice, što bi moglo prouzročiti kontakt između vanjske površine matice i unutarnje površine cilindra. Pretpostavka da je izvijanje vretena uzrokovalo zastoj ukazuje na mogućnost prevelikog opterećenja vretena pri radu stroja.

Tijekom rada primijećeno je rapidno zagrijavanje cilindra što upućuje na moguće temperaturne dilatacije elemenata u sklopu aktuatora. Pretpostavka je da radi nižeg stupnja korisnosti sklop vretena može generirati veće količine topline što može rezultirati sa brzim zagrijavanjem svih komponenti koje su u izravnom kontaktu ili u blizini izvora topline. Poznato je da su matica i cilindar načinjeni od različitih materijala, te da im je koeficijent temperaturnog širenja različit. Različita dilatacija i brže zagrijavanje matice u odnosu na cilindar moglo bi rezultirati s gubitkom zračnosti unutar spoja, odnosno sa struganjem i nastajanjem oštećenja.



Slika 6 - Prijenos momenta kroz sklop aktuatora



Slika 7 - Vreteno - matica - cilindar

## 4. ISPITIVANJE FUNKCIONALNOSTI AKTUATORA

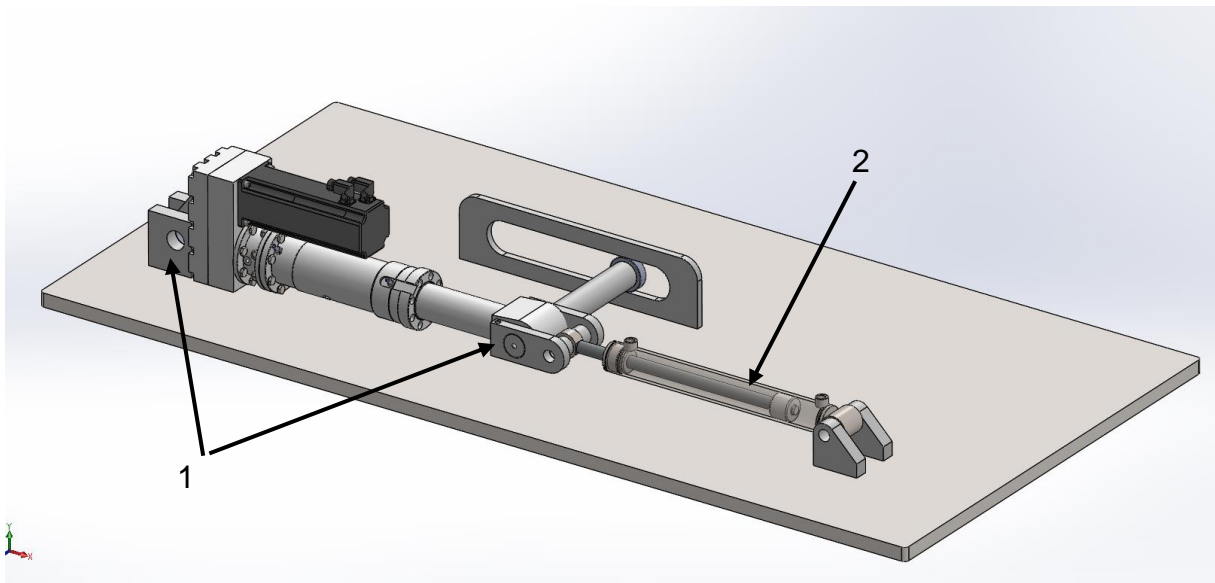
### 4.1. Uređaj za ispitivanje

Za ispitivanje funkcionalnosti aktuatora u kontroliranim uvjetima osmišljen je ispitni stol. Zadaća ispitnog stola je simulirati opterećenje na aktuatoru u svrhu uočavanja i uklanjanja glavnih nedostataka na sklopu.

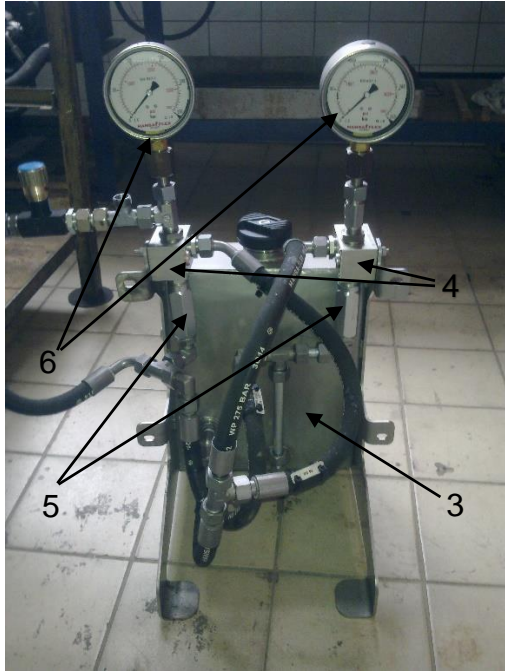
Dijelovi ispitnog stola aktuatora su:

1. Pihvat za aktuator
2. Dvoradni hidraulički cilindar
3. Spremnik goriva
4. Dva redukcijska ventila
5. Dva nepovratna ventila
6. Dva manometra za mjerenje tlaka unutar sustava
7. CAN modula sa potenciometrom za regulaciju brzine.

Prikaz naprave za ispitivanje aktuatora vidljiv je na slikama (Slika 8 - 3D model naprave za ispitivanje aktuatora; Slika 9 - Spremnik ulja s ventilima i manometrima; Slika 10 - Ispitivanje aktuatora).



Slika 8 - 3D model naprave za ispitivanje aktuatora

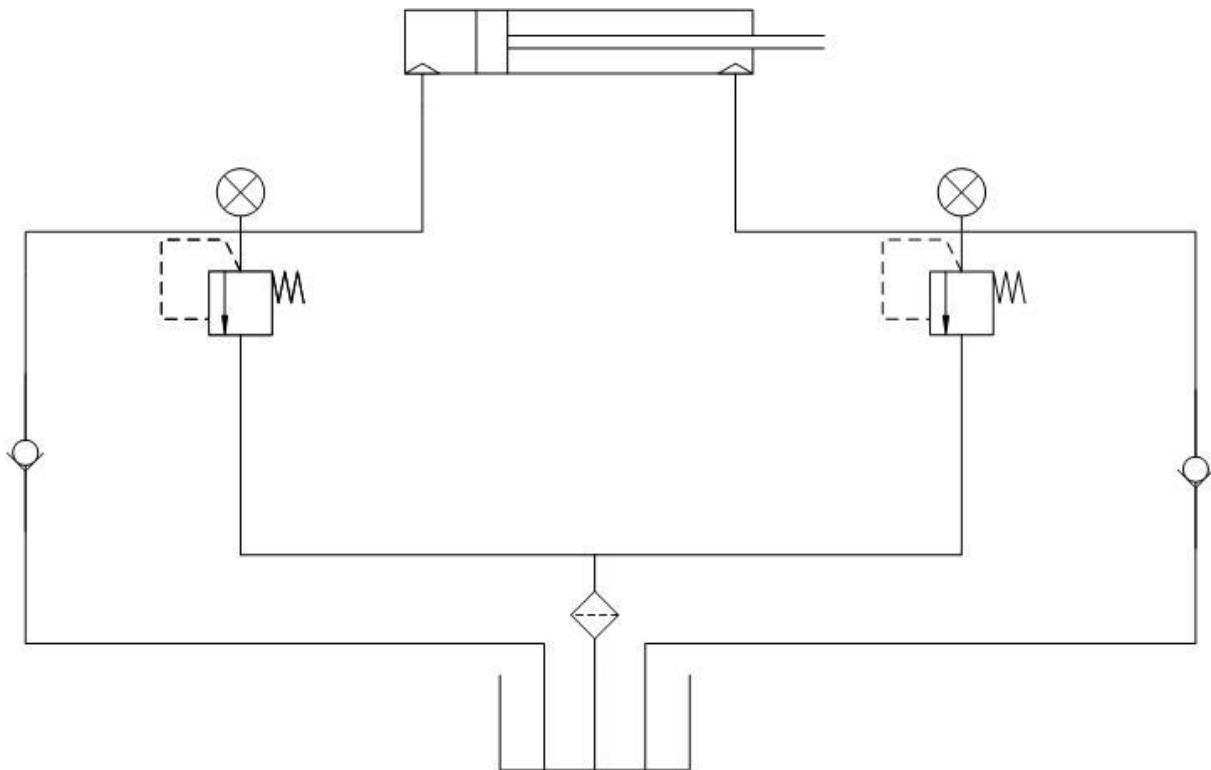


Slika 9 - Spremnik ulja s ventilima i manometrima



Slika 10 - Ispitivanje aktuatora

Hidraulički dijagram testne naprave prikazana je na slici (Slika 11 - Hidraulički dijagram naprave za testiranje aktuatora).



Slika 11 - Hidraulički dijagram naprave za testiranje aktuatora

Ispitivanje se provodi na način da se otpor kretanju aktuatora stvara unutar dvoradnog hidrauličkog cilindra. Na svakom izlazu iz cilindra postavljen je regulirajući ventil s manometrom koji prikazuje tlak u tom dijelu sustava. Kada aktuator sabija hidraulički cilindar regulirajući ventil stvara otpor protoku ulja u rezervoar, te samim time i otpor gibanju aktuatora. U isto vrijeme u drugoj strani hidrauličkog cilindra stvara se podtlak koji omogućuje usisavanje ulja iz rezervoara u taj dio cilindra kroz nepovratni ventil.

Isti princip opterećenja odvija se i kod uvlačenja aktuatora. Hidraulički cilindar se počinje izvlačiti i stvarati pretlak na drugom kraju cilindra što rezultira opterećenjem aktuatora. Na strani hidrauličkog cilindra od koje je počelo izvlačenje, stvara se podtlak koji omogućuje dotok ulja iz rezervoara i punjenje te strane cilindra.

Pretlak u tlačnoj strani cilindra moguće je regulirati i očitati pomoću regulirajućeg ventila i manometra. Na taj način omogućeno je određivanje sile kojom se opterećuje aktuator.

Aktuator se pogoni motornim kontrolerom snage 10 kW koji je kontroliran pomoću upravljačkog CAN modula sa potenciometrom za regulaciju brzine. Pomicanje aktuatora je automatizirano tako da se aktuator samostalno giba između krajnjeg uvučenog i izvučenog položaja.

#### 4.2. Inicijalna ispitivanja

Napravljena su dva inicijalna ispitivanja funkcionalnosti aktuatora. U prvom ispitivanju zahtjevi su bili sljedeći

- a) Ciklus izvlačenja i uvlačenja aktuatora je 13 sekundi
- b) Opterećenje aktuatora 9000N
- c) Napon napajanja motora: 300V DC
- d) Linijska struja na motoru: 9A

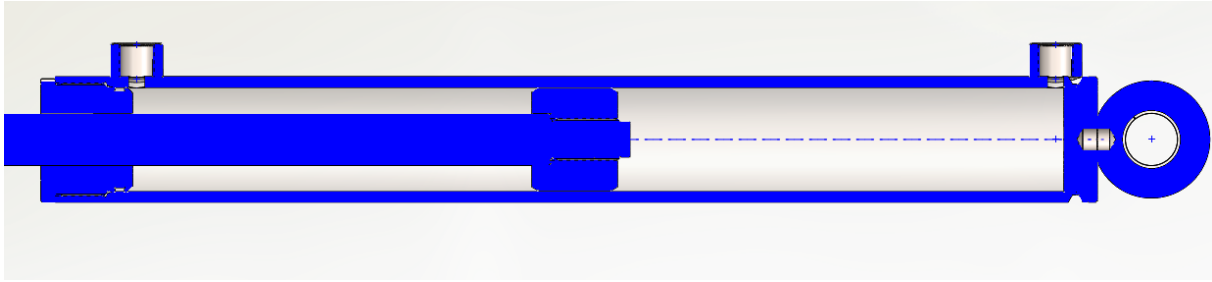
Da bi se aktuator mogao pravilno opteretiti potrebno je izraziti opterećenje preko tlaka u cilindru i površine klipa cilindra. Odlučeno je da srednja vrijednost sile kojom je potrebno opteretiti aktuator iznosi 9000 N. Sila koju aktuator treba savladati jednaka je:

$$m = 900 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2};$$

$$F = m * g = 8826 \text{ N}$$

Radi razlike u tlačnoj površini klipa, u ovisnosti o smjeru tlačenja cilindra, razlikovat će se potrebni tlakovi na lijevoj i desnoj strani klipa. Na slici (Slika 12 - Presjek dvoradnog hidrauličkog cilindra) vidljivo je da je površina na desnoj strani klipa veća od površine na lijevoj strani klipa za površinu presjeka stapa.



Slika 12 - Presjek dvoradnog hidrauličkog cilindra

Promjer klipa jednak je:

$$d_1 = 50 \text{ mm}$$

Tlačna površina s desne strane klipa jednaka je:

$$A_1 = \frac{d_1^2 * \pi}{4} = 1963 \text{ mm}^2$$

Tlak potreban za stvaranje opterećenja na aktuatoru od  $F = 8826 \text{ N}$  u smjeru izvlačenja aktuatora biti će jednak:

$$p_1 = \frac{F}{A_1} = 4,495 \text{ MPa} = 44,95 \text{ bar} \approx 45 \text{ bar}$$

Budući da je površina klipa hidrauličkog cilindra u smjeru uvlačenja aktuatora manja, tlak potreban za ostvarivanje željenog opterećenja biti će veći. Tlačna površina klipa umanjena je za površinu stapa. Promjer stapa jedna je:

$$d_2 = 25 \text{ mm}$$

Ukupna tlačna površina biti će jednaka:

$$A_2 = A_1 - \frac{d_2^2 * \pi}{4} = 1473 \text{ mm}^2$$

Potreban tlak biti će:

$$p_2 = \frac{F}{A_2} = 5,993 \text{ MPa} = 59,93 \text{ bar} \approx 60 \text{ bar}$$

Ispitivanje provedeno prema gore navedenim uvjetima trajalo je svega dvadeset minuta, nakon čega je aktuator ostao blokiran u svojem krajnjem izvučenom položaju. Pretpostavka je da je do blokade došlo radi zagrijavanja aktuatora. Na perifernom dijelu cilindra aktuatora izmjerena je temperatura od  $80^\circ\text{C}$ . Uočen je nepravilan rad senzora položaja aktuatora uzrokovan visokom temperaturom aktuatora. Pogonski motor aktuatora se nije pregrijao.

Nakon što se temperatura na aktuatoru izjednačila sa sobnom temperaturom, napravljeno je još jedno ispitivanje. Ovaj put zahtjevi za ispitivanje bili su nešto drugačiji. Ciklus rada aktuatora se vremenski produžio, a predviđeno opterećenje bilo je nešto niže.

- a) Ciklus izvlačenja i uvlačenja aktuatora je 16 sekundi
- b) Opterećenje aktuatora 5000 N
- c) Napon napajanja motora: 300V DC
- d) Linijska struja na motoru: 9A

Jednakom računicom kao kod prvog testiranja dolazi se do zaključka da tlakovi u hidrauličkom cilindru potrebni za ostvarivanje zadanog opterećenja jesu:

$$p_1 = 25 \text{ bar}$$

$$p_2 = 33 \text{ bar}$$

Testiranje aktuatora na takvim parametrima rezultiralo je radom od 40 min u kojem je aktuator zagrijan na temperaturu od 70°C. Ponovno je uočen nepravilan rad senzora te je radi zaštite aktuatora od dodatnih oštećenja testiranje zaustavljeno.

Nakon rastavljanja i pregleda dijelova aktuatora uočena su oštećenja na matici i cilindru aktuatora. Zaključeno je da mogući uzroci oštećenja aktuatora mogu nastati radi sljedećih razloga:

- a) Pad strukturnog integriteta opterećenih dijelova aktuatora,
- b) Različito temperaturno širenje dijelova aktuatora,
- c) Neregularnost i blokada senzora aktuatora pri radu na visokim temperaturama

## 5. STRUKTURNI INTEGRITET OPTEREĆENIH DIJELOVA AKTUATORA

### 5.1. Opterećenje navojnog vretena

Tijekom rada dozera sve sile koje djeluju na ralicu prenose se na aktuator. Veza između aktuatora i školjke dozera, te aktuatora i ralice, ostvarena je pomoću svornjaka koji povezuje kuglične zglobove na prihvataima aktuatora i prijvate na ralici i okviru dozera. Samim time aktuator preuzima opterećenja s ralice kao štapni element. Uzdužna sila kojom je aktuator opterećen prenosi se kroz navojno vreteno aktuatora.

Navojno vreteno trapeznog navoja Tr36x6 načinjeno je od nehrđajućeg čelika 1.4305 (X8CrNiS18-9). Matica vretena načinjena je od bronce CuSn14.

Trapezni navoj Tr36x6

Korak navoja P	6 mm
Veliki promjer navoja d	36
Srednji promjer navoja $d_2$	33
Mali promjer navoja $d_3$	29

Maksimalna sila koju aktuator može savladati izravno ovisi o maksimalnom momentu elektromotora kojim je aktuator pogonjen, te prijenosnom omjeru i stupnju korisnosti reduktora.

Maksimalni moment elektromotora jednak je:

$$T_{m.em} = 42 \text{ Nm}$$

Prijenosni omjer reduktora jednak je  $i=3,8$ , a stupanj korisnosti  $\eta=0,96$ . Moment na izlazu iz reduktora biti će:

$$T_r = T_{m.em} * i * \eta = 153 \text{ Nm}$$

Moment na izlazu iz reduktora biti će jednak momentu kojeg na sebe prima trapezno vreteno. Obodna sila na trapeznom vretenu biti će:

$$F_{t maks} = \frac{T_r}{r_2} = 9,3 \text{ kN}$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = 16,5 \text{ mm}$$

Kada je poznata maksimalna obodna sila na vretenu moguće je odrediti maksimalnu aksijalnu silu koju vreteno može svladati. Za izračun maksimalne uzdužne sile koristit će se sljedeći izraz:



$$F_{t maks} = F_{aks} * \tan(\alpha + \varrho)$$

$F_{t maks}$  – maksimalna obodna sila na vretenu

$F_{aks}$  – maksimalno uzdužno opterećenje

$\alpha, \varrho$  – geometrijski odnosi vretena

Za izračunavanje geometrijskih odnosa vretena koriste se sljedeći izrazi:

$$\tan(\alpha) = \frac{P_h}{d_2 * \pi}$$

$$\tan(\rho) = \frac{\mu}{\cos(\beta)}$$

Nakon što se u jednadžbu uvrste uspon vretena  $P_h$  i srednji promjer vretena  $d_2$  dobije se da je kut  $\alpha$  jednak:

$$\alpha = 3,3^\circ$$

Za određivanje kuta  $\rho$  potrebno je znati faktor trenja između nalijegajućih površina vretena i matice. Vreteno je načinjeno od nehrđajućeg čelika 1.4305 (X8CrNiS18-9). Matica vretena izrađena je od bronce CuSn14. Za spojeve čelik – bronca koristi se faktor trenja  $\mu=0,18$  (Strojarski priručnik – Bojan Kraut). Kut  $\beta$  za trapezne navoje jednak je  $15^\circ$ .

Nakon što se faktor trenja  $\mu$  i kut  $\beta$  uvrste u jednadžbu dobije se da je kut  $\rho$  jednak:

$$\rho = 10,6^\circ$$

Budući da je odnos kutova jednak  $\rho > \alpha$ , može se zaključiti da je vreteno samokočno.

Kada su kut  $\rho$  i kut  $\alpha$  poznati, moguće je odrediti maksimalno uzdužno opterećenje. Maksimalna uzdužna sila koju trapezno vreteno može svladati biti će jednako:

$$F_{aks} = \frac{F_{t maks}}{\tan(\alpha + \varrho)} = 37,6 \text{ kN}$$

Aksijalno naprezanje na vretenu pri maksimalnom opterećenju biti će jednako:

$$\sigma = \frac{F_{aks}}{A_j}$$

Površina promjera jezgre  $A_j$  jednaka je:

$$A_j = \frac{d_3^2 * \pi}{4}$$

Promjer jezgre vretena  $d_3$  jednak je:

$$d_3 = 29 \text{ mm}$$

Uvrstivši promjer jezgre vretena u jednadžbu dobije se da je površina jezgre jednaka:

$$A_j = 660,5 \text{ mm}^2$$

Aksijalno naprezanje na vretenu jednako je:

$$\sigma = 56,9 \text{ MPa}$$

Torzijsko naprezanje vretena jednako je:

$$\tau = \frac{T_r}{0,2 * d_3^2}$$

$$\tau = 31,4 \text{ MPa}$$

Vlačno naprezanje i torzijsko naprezanje preračunavaju se u ekvivalentno (reducirano) naprezanje

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_{red} = 78,8 \text{ MPa}$$

Prema iskustvu u nominalnom slučaju za dopušteno ekvivalentno naprezanje trapeznog navoj, pri izmjenično promjenjivom opterećenju, može se uzeti da se može se uzeti da je dopušteno naprezanje jednako:

$$\sigma_{dop} = 0,13 * \sigma_M$$

Dopušteno naprezanje za čelik 1.4305 (X8CrNiS18-9) je:

$$\sigma_{dop} = 0,13 * 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Iz rezultata je vidljivo da je najveće moguće naprezanje koje bi se moglo pojaviti na vratilu veće od dopuštenog naprezanja.

Vretena opterećena na tlak provjeravaju se na sigurnost protiv izvijanja. Sigurnost protiv izvijanja vretena ovisi o stupnju vitkosti vretena. Ovisno o stupnju vitkosti vretena za čelična vretena vrijedi:

- $\lambda \geq 90$  – proračun izvijanja po Euleru
- $\lambda < 90$  - proračun izvijanja po Tetmajeru
- $\lambda < 50$  - otpada kontrola na sigurnost protiv izvijanja

Vitkost vretena određuje se prema izrazu:

$$\lambda = \frac{l_k}{i};$$

Gdje je

$$l_k = 1 * l = 242 \text{ mm} - \text{duljina izvijanja};$$

$$i = \frac{d_3}{4} = 7,3 \text{ mm} - \text{polumjer inercije}$$

$$\lambda = 33,4$$

Vitkost vretena manja je od 50 i nije potrebno kontrolirati vreteno na izvijanje.

Stupanj korisnosti radnog vretena jednak je:

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)}$$

$$\eta_{vr} = 0,23$$

Iz ovoga se može zaključiti da iz ukupno uloženog rada, na koristan rad odlazi samo 23%. Ostali dio, čak 77%, koristi se za savladavanje otpora unutar sklopa i ugrijavanje.

## 5.2. Opterećenje matice

Matica vretena koja se koristi u sklopu načinjena je od bronce CuSn 14. Zbog niže čvrstoće matice u odnosu na vreteno, potrebno je kontrolirati pritisak na dodirnoj plohi boka navoja vijka i matice.

$$p = \frac{F * P}{m * d_2 * \pi * H_1}$$

$$P = 6 \text{ mm} - \text{korak navoja}$$

$$H_1 = \frac{P}{2} \text{ mm} - \text{nosiva širina voja}$$

$$m = 99 \text{ mm} - \text{visina matice}$$

Kada se uvrste sve vrijednosti u jednadžbu dobije se da je pritisak na dodirnoj plohi navoja jednak:

$$p = 6 \text{ MPa}$$

Za matice izrađene od bronce dopušteni pritisak na dodirnoj plohi navoja može biti između 5 i 15 MPa. Time je utvrđeno da je pritisak na dodirnoj plohi navoja za slučaj matice aktuatora u dopuštenom području.

### 5.3. Opterećenje na aktuatoru

Iz proračuna naprezanja na vretenu ustanovljeno je da maksimalno moguće naprezanje veće od dopuštenog naprezanja. Nužno je naglasiti da stvarno maksimalno naprezanje na vretenu aktuatora može biti manje od maksimalnog mogućeg naprezanja. Kako bi se ustanovilo stvarno maksimalno naprezanje na aktuatoru, potrebno je koristiti proračunske sheme dozerskog uređaja.

Proračunske sheme dozerskog uređaja su:

1. Početak iskopa
2. Kraj doziranja
3. Dizanje punog noža
4. Propinjanje dozera
5. Opterećenje na rubu noža

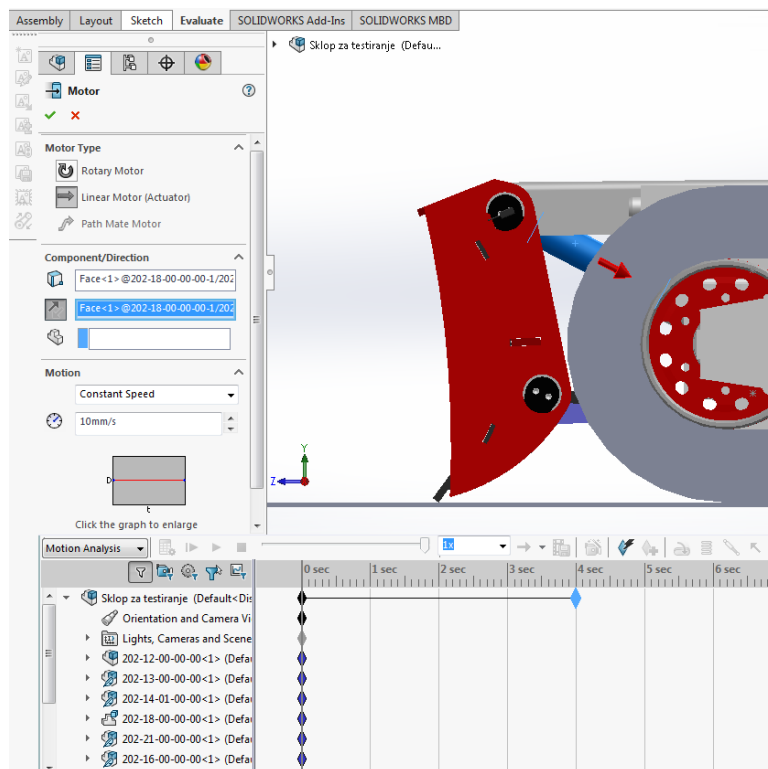
Za proračun opterećenja na aktuatoru, odabrana je proračunska shema propinjanja dozera. Potiskivanjem ralice dozera u tvrdu podlogu, podiže se (propinje) prednji kraj dozera. Da bi propinjanje dozera bilo izvedivo, aktuator mora biti u mogućnosti svladati sile podizanja stroja

Maksimalna sila na aktuatoru izračunata je uz pomoć CAD programa Solidworks, odnosno pomoću modula za analiziranje gibanja Solidworks Motion. Pomoću tog modula moguće je sklopu dodijeliti mogućnost gibanja te odrediti sile koje djeluju na sklop tijekom gibanja. U slučaju ULP dozera, odnosno djelovanja aktuatora kod propinjanja dozera, potrebno je dodijeliti aktuatoru funkciju uvlačenja. Uvlačenje aktuatora, uz blokiranje kretanja noža ralice i stražnjeg djela gusjenice na koje se dozer oslanja, rezultira propinjanjem dozera.

Radi jednostavnijeg izvođenja simulacije, geometrija unutar modela je pojednostavljena. Nož ralice i stražnji dio gusjenice fiksirani su za podlogu.

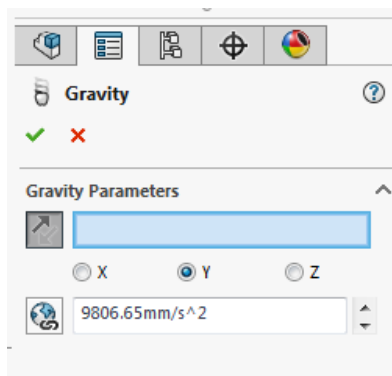
Za izračun sile odabran je simulacijski oblik "*Motion Analysis*". Najveća sila će na aktuator djelovati u prvim momentima propinjanja uslijed najvećeg kraka između oslonca i centra mase stroja. Radi toga je određeno vrijeme trajanja simulacije od samo 4 sekunde.

Aktuatoru je dodijeljen smjer gibanja i brzina preko funkcije "*Motor*". Navedena funkcija simulira električni motor i pomiče komponentu, odnosno uvlači aktuator. Dodijeljena brzina ne utječe na silu na aktuatoru pa je prihvaćena programski zadana brzina od 10 mm/s.



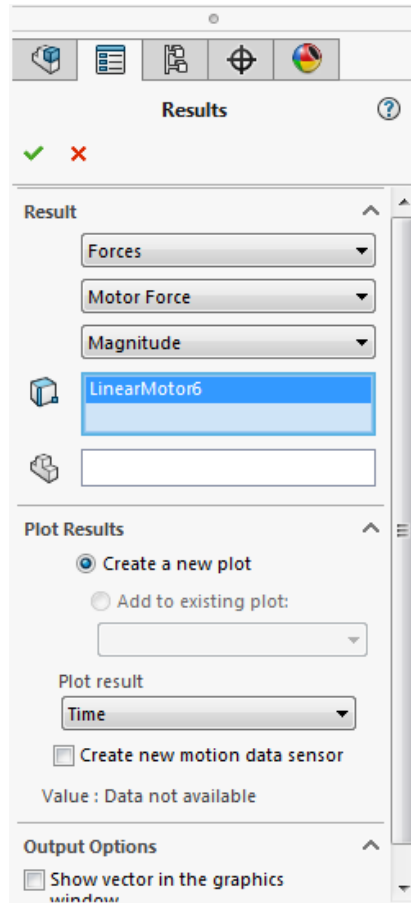
Slika 13 - Dodjeljivanje brzine i smjera klipu aktuatora pomoću funkcije "Motor"

Kako bi na simulaciju utjecala *težina* dozera, dodijeljen je smjer gravitacijskog ubrzanja pomoću funkcije "Gravity". Smjer djelovanja gravitacije je u Y osi glavnog koordinatnog sustava, u negativnom smjeru. Zadano gravitacijsko ubrzanje jednako je  $9806,65 \text{ mm/s}^2$



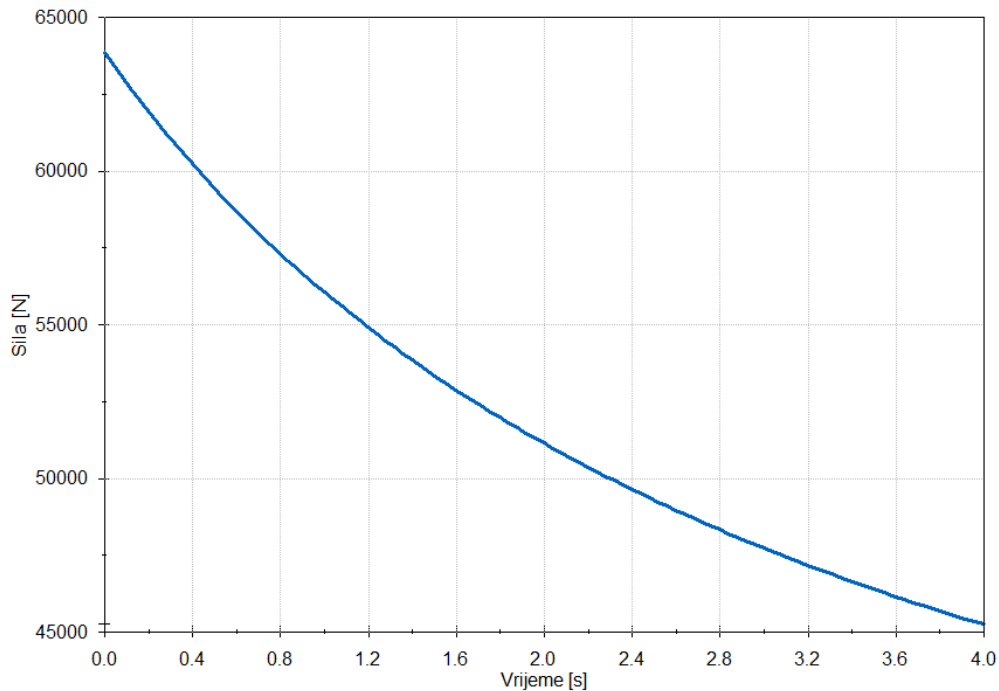
Slika 14 - Funkcija "Gravity"

Sila koja djeluje na aktuator biti će jednaka sili na motoru koji pokreće aktuator. Unutar funkcije "Results" potrebno je odabrati tražene zahtjeve te pokrenuti simulaciju i iz grafa očitati rezultate.



Slika 15 - Funkcija "Results"

Nakon završetka simulacije na grafu je prikazana promjena sile motora u vremenu od 4 sekunde. Vidljivo je da se maksimalna sila kojom je aktuator opterećen tijekom propinjanja manifestira upravo u početnom trenutku propinjanja (Slika 16 - Sila na aktuatoru u ovisnosti o vremenu). U modelu je korišten jedan aktuator. U stvarnosti je maksimalna sila raspoređena na dva aktuatora što znači da je maksimalna sila na jednom aktuatoru u početku propinjanja jednaka 31,5 kN. Iz rezultata je vidljivo da je maksimalna sila koju aktuator može podići veća od maksimalne sile na aktuatoru prilikom propinjanja dozera. Može se zaključiti da odabrani aktuatori imaju dovoljno veliku silu da bi izveli propinjanje.



Slika 16 - Sila na aktuatoru u ovisnosti o vremenu

Nakon što je određeno naprezanje na vretenu potrebno je provjeriti generira li sila savladavanja tog opterećenja nedopuštena naprezanja u vretenu. Stvarna aksijalna sila na jednom aktuatoru kod propinjanja dozera jednaka je:

$$F_{akt} = 31,5 \text{ kN}$$

Obodna sila na vretenu jednaka je:

$$F_{obod} = F_{akt} + \tan(\alpha + \rho)$$

$$F_{obod} = 7,77 \text{ kN}$$

Moment torzije na vretenu biti će:

$$T_s = F_{obod} * r_2$$

$$T_s = 128 \text{ Nm}$$

Aksijalno naprezanje na vretenu biti će jednako:

$$\sigma = \frac{F_{aks}}{A_j}$$

$$\sigma = 47,7 \text{ MPa}$$

Tangencijalno naprezanje na vretenu iznositi će:

$$\tau = \frac{T_s}{0,2 * d_3^2}$$

$$\tau = 26,3 \text{ MPa}$$

Reducirano naprezanje jednako je:

$$\sigma_{red.p.} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma_{red.p.} = 66 \text{ MPa}$$

Iz dobivenih rezultata vidljivo je da je reducirano naprezanje na aktuatoru pri propinjanju dozera veće od dopuštenog naprezanja:

$$\sigma_{red.p.} > \sigma_{dop}$$

$$66 \text{ MPa} > 65 \text{ MPa}$$



#### 5.4. Opterećenje vretena pri udaru

Dozer u radnom taktu ralicom zarezuje površinski sloj tla. Odrezano tlo koje se nakuplja ispred ralice potiskivano je u smjeru kretanja dozera. Sila rezanja tla i masa nakupljene zemlje u ralici pružaju otpor kretanju dozera. Maksimalni otpor koji dozer može svladati biti će jednak maksimalnoj sili adhezije dozera.

Težina dozera jednaka je:

$$G_{dozer} = m_{dozera} * g$$

$$m_{dozera} = 3870 \text{ kg} - \text{masa dozera}$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} - \text{gravitacijsko ubrzanje}$$

$$G_{dozer} = 38 \text{ kN}$$

Maksimalno opterećenje na ralici, odnosno na aktuatorima, dogoditi će se kod rada dozera na ravnoj podlozi, kada otporu kretanja neće pridonositi nagib uspona. Težina adhezije dozera na ravnoj podlozi biti će jednaka težini dozera.

$$G_{adhezije} = G_{dozer} * \cos(\alpha)$$

$$\alpha = 0^\circ - \text{nagib podloge (gibanje po ravnoj podlozi)}$$

$$G_{dozer} = G_{adhezije}$$

Sila adhezije jednaka je umnošku adhezijske težine i faktora adhezije. Faktor adhezije za kretanje gusjeničnog vozila po suhoj podlozi jednak je  $\varphi=0.9$ .

Prema tome sila adhezije jednaka je:

$$F_{adh} = G_{adhezije} * \varphi = 34,2 \text{ kN}$$

Kako bi se izrazila maksimalna sila u smjeru kretanja ralice, potrebno je od sile adhezije oduzeti sile otpora kotrljanja. Faktor otpora kotrljanja za gusjenična vozila jednak je:

$$f = 0.15$$

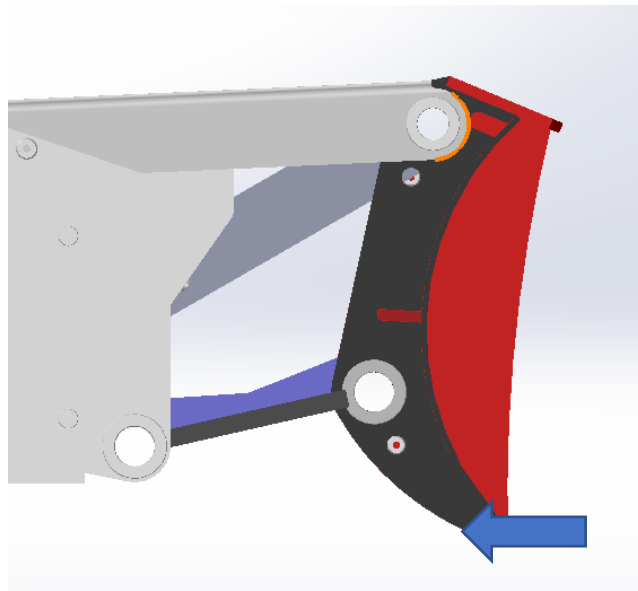
Otpor kotrljanja dozera jednak je:

$$R_k = G_{adhezije} * (f * (\cos(\alpha) + \sin(\alpha))) = 5,7 \text{ kN}$$

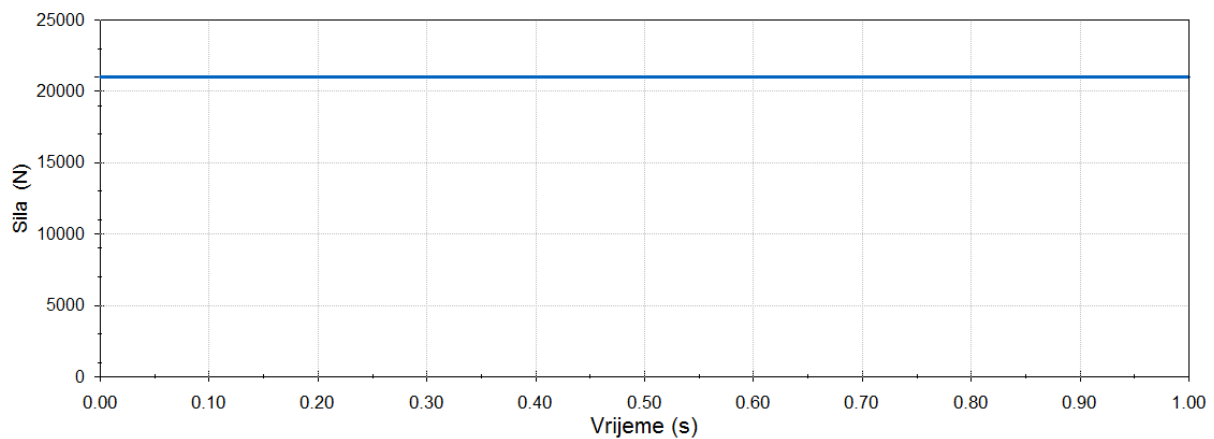
Maksimalna sila u smjeru kretanja ralice biti će jednaka :

$$F_x = F_{adh} - R_k = 28,5 \text{ kN}$$

Sila jednake veličine ali suprotnog smjera od smjera kretanja stroja uzrokovala bi proklizavanje gusjenica i zaustavljanje stroja. Takva sila bila bi maksimalna sila otpora kretanja. Korištenjem sila otpora izračunati će se sila na aktuatorima. Pomoću CAD programa SolidWorks, odnosno modula SolidWorks Motion, moguće je vrlo lako zadati silu otpora koja djeluje na ralicu i izraziti silu na aktuatoru. Potrebno je postaviti silu otpora na nož ralice te tražiti reaktivnu silu na sklopu aktuatora.



Slika 17 - Prikaz sile otpora na rubu noža ralice



Slika 18 - Sila na aktuatoru

Analiza obrađuje statički slučaj gdje je sila koja djeluje na ralicu konstantna. Zato je i reaktivna sila na aktuatoru konstantno jednaka. Provedenom analizom dobiveno je da je sila koja djeluje na aktuatoru jednaka  $F = 20975 \text{ N}$ . Navedena sila prenosi se na dva aktuatora što znači da sila kojom je opterećeno vreteno jednaka:

$$F_v = \frac{F}{2} = 10487,5 \text{ N}$$

Sila  $F_v$  na vretenu uzrokuje naprezanje koje je jednako:

$$\sigma = \frac{F}{A_j} = 15,9 \text{ N/mm}^2$$

Pri eksploataciji dozer ralicom često udara u prepreke. Takvi udarci izazivaju udarna opterećenja na aktuatorima koja svojom vrijednošću mogu biti veća od maksimalnih sila dobivenih kod propinjanja dozera, odnosno kod rada dozera. Radi toga važno ih je uzeti u obzir pri konstruiranju aktuatora. Stvarna mjerenja opterećenja na aktuatorima pri radu nisu nikada provedena te stvarni podaci o silama koje se pojavljuju u aktuatorima nisu poznati.

Maksimalna sila udara stroja ovisi o masi i usporenju stroja prilikom udara. Kako usporenje stroja, odnosno vrijeme od početka sudara do zaustavljanja stroja nije poznato, maksimalnu silu udara nije moguće odrediti.

Radi nedostataka informacija vezanih za udarna opterećenja na aktuatorima potrebno je napraviti simulaciju udara dozera u čeličnu "stijenu" te tako sagledati moguća opterećenja koja se javljaju u sklopu. Za simulaciju udara koristiti će se programski paket *Autodesk Simulation Mechanical*, odnosno modul za analizu gibanja nelinearnih materijala „MES“ (**M**echanical **E**vent **S**imulation).

Izvođenje simulacije u kojoj se koristi cijeli model dozera zahtijevalo bi uporabu računalnih radnih stanica, te ju stoga nije moguće provest na običnom računalu. Potrebno napraviti pojednostavljenje modela. Umjesto cijelog sklopa dozera koristi se samo sklop ralice s centralnim H nosačem i aktuatorima. Radi simetričnosti sklopa analiza je provedena na polovini sklopa što će dodatno pridonijelo pojednostavljenju modela. Kako je potrebno učvrstiti prijvate ralice u prostoru, onemogućeno je gibanje iste. Radi toga gibanje će izvesti "stijena" u koju se dozer trebao zabiti. "Stijena" je zapravo kocka modelirana u CAD programu *SolidWorks*, duljine stranica  $a=159\text{mm}$ . Poznato je da se dozer može razviti maksimalnu brzinu od  $5 \text{ km/h}$  i da mu je ukupna masa jednaka  $3870 \text{ kg}$ . Kinetička energija dozera pri maksimalnoj brzini jednaka je:

$$E_{kin_d} = \frac{1}{2} m_d * v_d^2 = 3739 \text{ Nm}$$

$$m_d = 3870 \text{ kg} - \text{masa dozera}$$

$$v_d = 5 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 1,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} - \text{maksimalna brzina dozera}$$

"Stijena" je masom lakši objekt u kojeg bi se dozer trebao zabiti sredinom svoje ralice. Kako je određeno da se model ralice neće pomicati u prostoru, potrebno je "stijeni" zadati brzinu koja će kompenzirati njenu manju masu i proizvesti kinetičku energiju jednaku onoj kod dozera pri maksimalnoj brzini.

Masu stijene moguće je odrediti pomoću obujma stijene i gustoće materijala od kojeg je stijena načinjena. Gustoća materijala čelika St 52-3 jednaka je:

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3}$$

Volumen stijene jednak je:

$$V = a^3 = 0,004 m^3$$

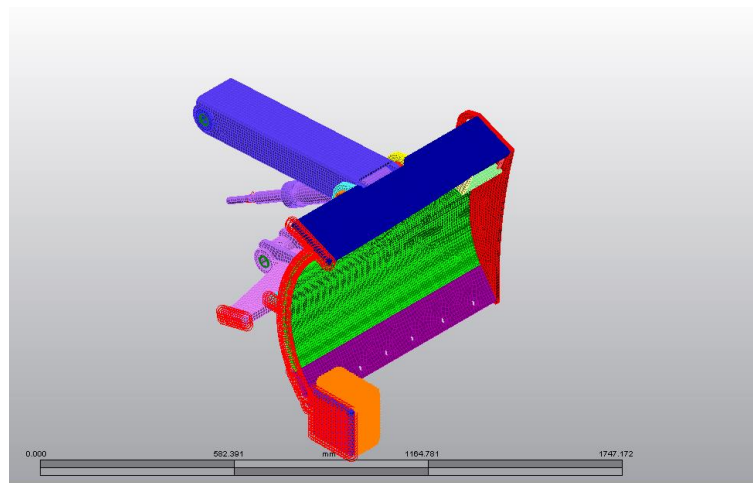
Masa stijene jednaka je:

$$m = \rho * V = 31,55 kg$$

Nakon izjednačavanja kinetičke energije dozera s kinetičkom energijom stijene moguće je izraziti brzinu stijene. Brzina stijene jednaka je:

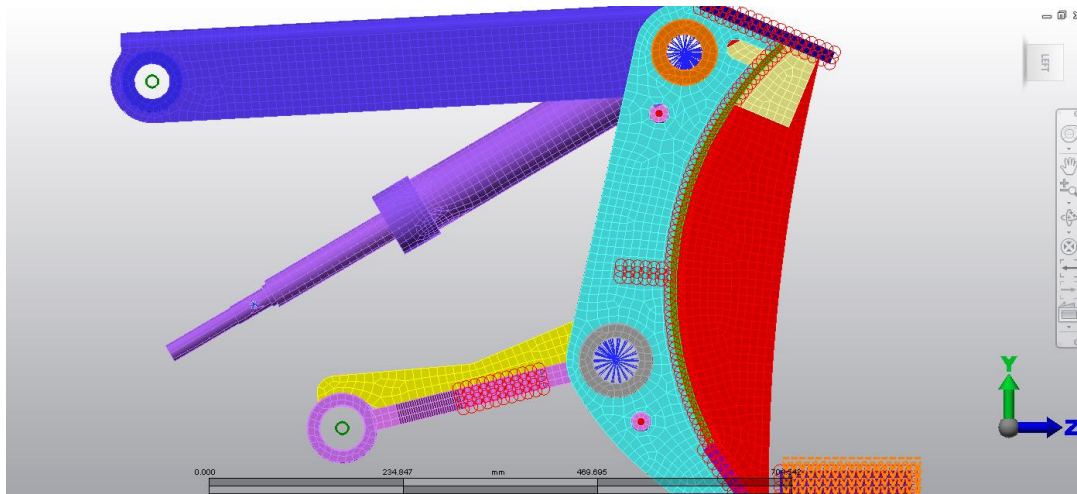
$$v_s = \frac{\sqrt{m_d * v_d^2}}{m_s} = 15,4 \frac{m}{s}$$

Pri postavljanju rubnih uvjeta potrebno je voditi računa o simetričnosti modela. Točke na ravnini simetrije ne smiju se gibati u smjeru simetrije niti rotirati oko ostale dvije osi.



Slika 19 - Ralica s postavljenim rubnim uvjetima

Na prihvata aktuatora definirani su zglobovi pomoću opcije *Joint*. Aktuator na svojim ušicama ima kuglični zglob, te je stoga odabran *UniJoint* zglob. Na prijvatu ralice i H nosača odabran je zglob *PinJoint* koji omogućuje samo rotacijsko gibanje oko aksijalne osi zgloba. Prijvati zaštite aktuatora i H nosača u prostoru su fiksirani pomoću *Pin* ograničenja, dok je prihvat aktuatora u prostoru fiksiran dodjeljivanjem rubnog uvjeta *Fix* zglobu *UniJoint*.

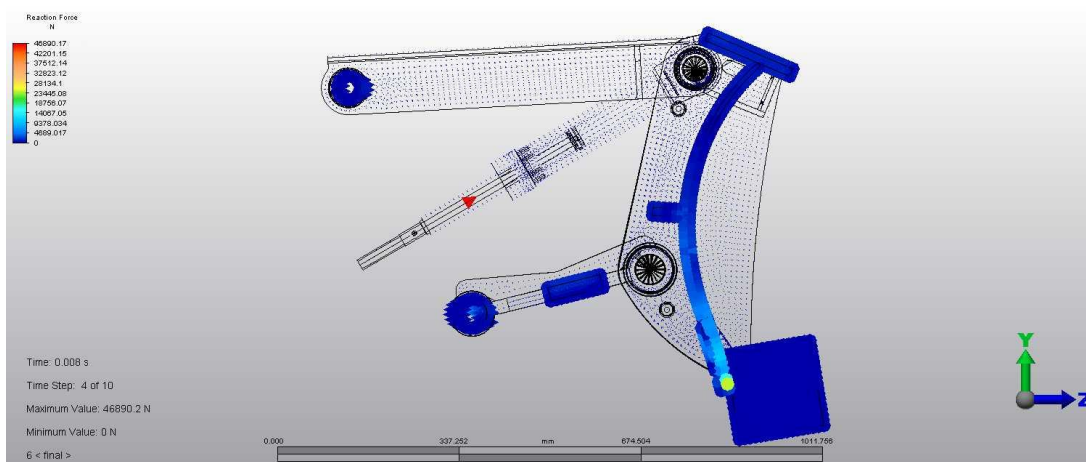


Slika 20 - Zglobovi s dodijeljenim rubnim uvjetima

Određene su površine koje će biti u kontaktu tijekom sudara. Također u opcijama *Contact* definirani su svi zavareni dijelovi sklopa, dok je ostalim dijelovima dodijeljena opcija *Surface contact*. Stijeni je dodijeljena inicijalna brzina od -15,4 m/s. Negativni predznak je isključivo radi kretanja stijene u negativnom z smjeru. Trajanje analize je podijeljeno u deset točaka i iznosi 0.02s.

Rezultat analize pokazuje da je maksimalna reaktivna sila na aktuatoru zabilježena nakon 0,008 sekundi simulacije i jednaka je 46890 N. Takvo opterećenje na vretenu će izazvati vlačno naprezanje koje je jednako:

$$\sigma_{Dg} = \frac{F}{A_j} = 71 \text{ N/mm}^2$$



Slika 21 - Maksimalna sila na aktuatoru

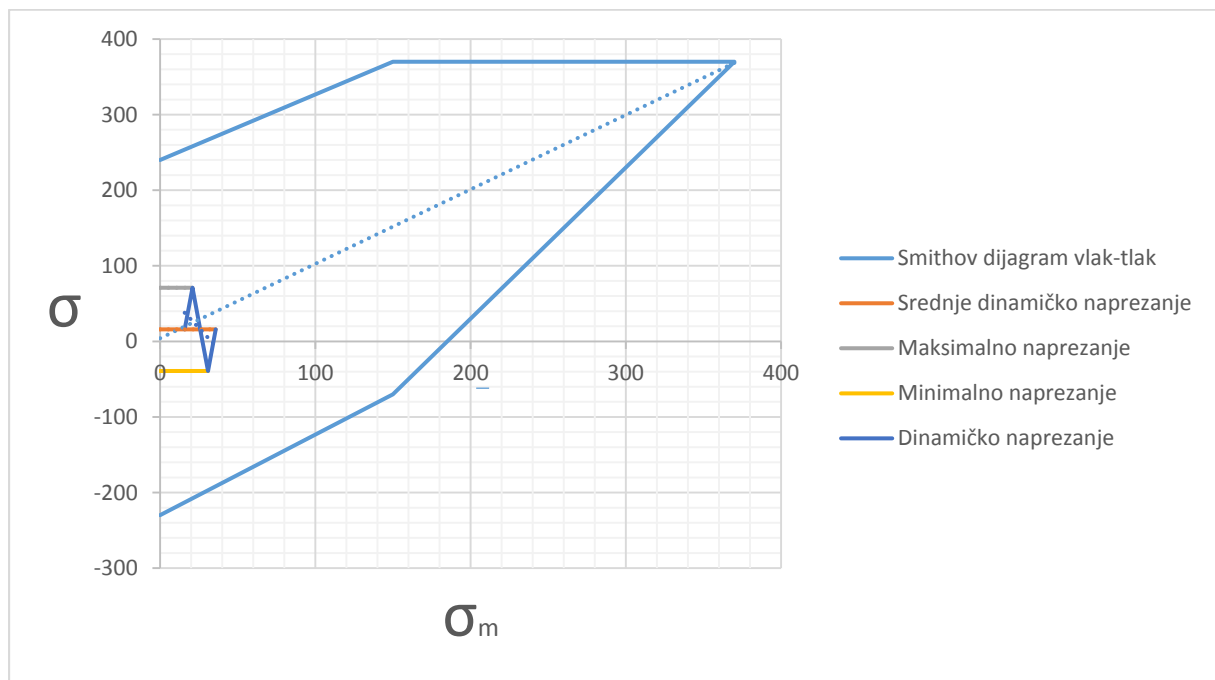
Za provjeru dopuštenosti maksimalnog naprezanja pri dinamičkom opterećenju koristit će se Smithov dijagram. Maksimalno dinamičko naprezanje  $\sigma_{DVG}$  biti će naprezanje nastalo pri udaru dok će se kao srednja komponenta naprezanja  $\sigma_m$  koristiti maksimalno naprezanje pri rezanju. U tom slučaju amplituda dinamičkog naprezanja biti će:

$$\sigma_a = \sigma_{DVG} - \sigma_m = 55,1 \text{ N/mm}^2$$

Najveće negativno dinamičko naprezanje jednako je:

$$\sigma_{Dd} = \sigma_m - \sigma_a = -39,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Uvrštavanjem veličina u Smithov dijagram za čelik vidljivo je da se naprezanja nalaze unutar područja trajne dinamičke čvrstoće.

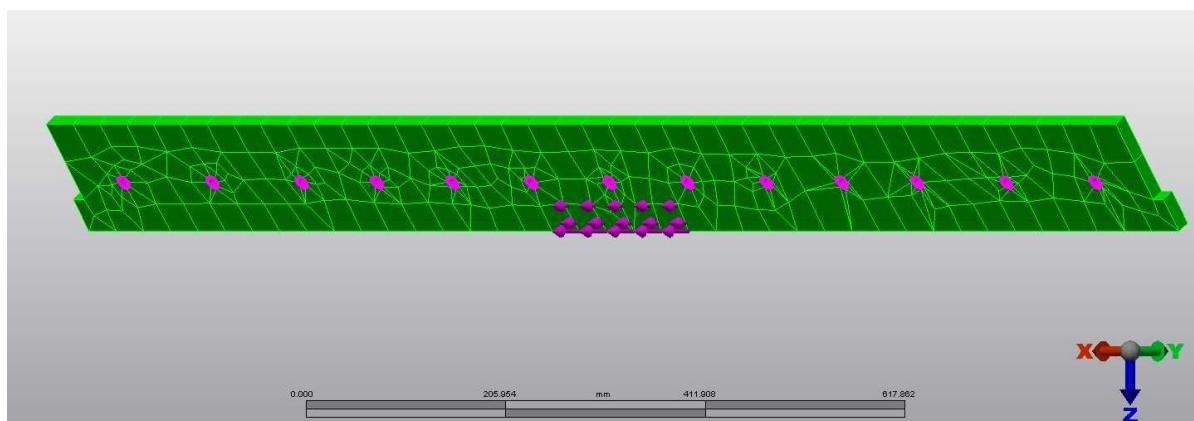


Slika 22 - Smithov dijagram s dinamičkim naprezanjem na vretenu

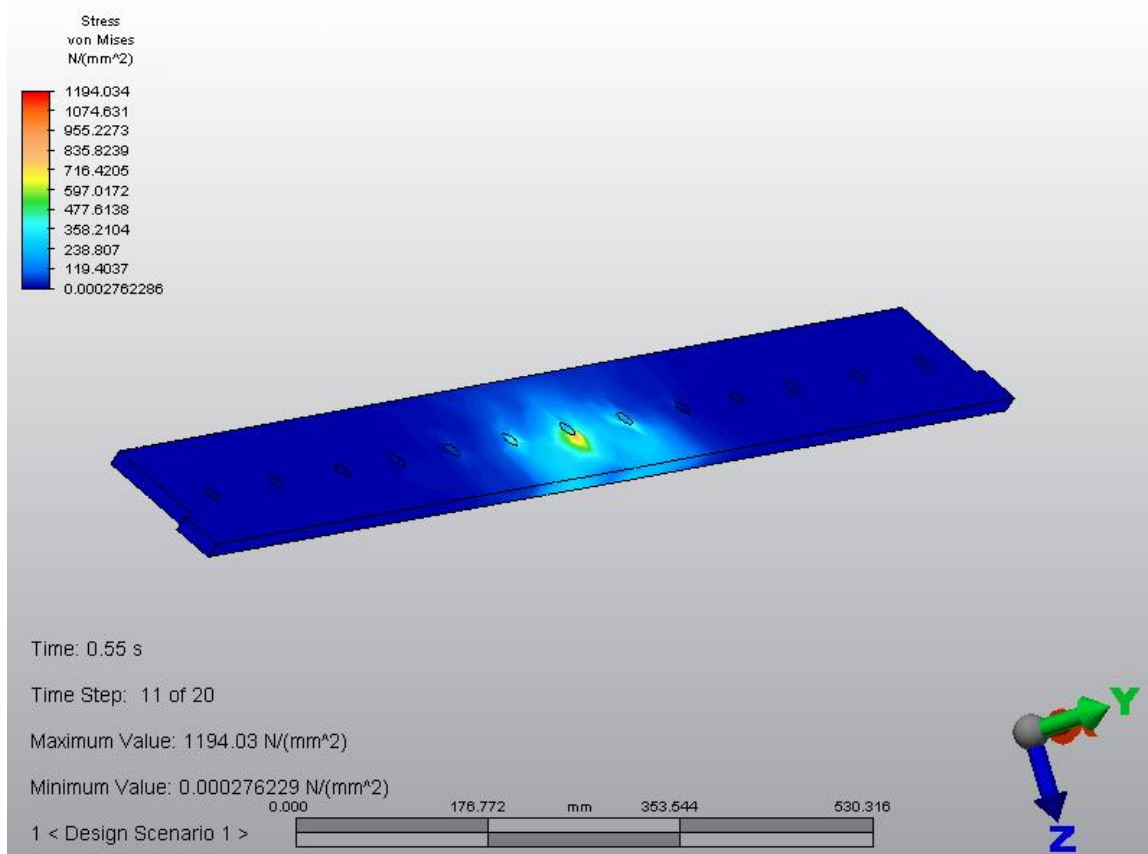
Može se primijetiti da udar generira veće opterećenje od onoga koje se na aktuatoru pojavljuje tijekom propinjanja dozera. Kako se naprezanje kod udara nalazi u području trajne čvrstoće može se zaključiti da ni naprezanje kod propinjanja neće prouzročiti oštećenja koja mogu ugroziti integritet aktuatora.

## 5.5. Opterećenje kod plastičnog deformiranja noža ralice

Nož ralice je dio sklopa ralice koji služi za rezanje sloja zemlje kojeg nakon toga ralica gura. Samim time nož ralice je izložen udarnim opterećenjima i habanju. Kako bi mu se produžio vijek trajanja, nož je izrađen od materijala Hardox 450, koji posjeduje visoku granicu razvlačenja, dobru tvrdoću i otpornost na habanje. Granica tečenja Hardoxa 450 je 1200 MPa. Tijekom eksploatacije nikada nije bila zamijećena plastična deformacija na nožu ralice tako da se sa sigurnošću može reći da naprezanje na nožu nikada nisu prerasla 1200MPa. Međutim, moguće je da su se na nožu tijekom eksploatacije javljala naprezanja nešto niža od 1200MPa. Vođeni time provedena je FEM analiza kojom je utvrđena sila koja bi na nožu ralice prouzročila naprezanja nešto manja od granice tečenja Hardoxa 450. Provrti prihvata na nožu ralice poslužili su za određivanje ograničenja noža. Provrtima su dodijeljena ograničenja *Pin* pomoću kojih je ralica fiksirana u prostoru. Na površini ralice širine 10% ukupne širine ralice zadana je sila od 190 kN što je rezultiralo naprežanjem od 1194 MPa na prihvata noža ralice.

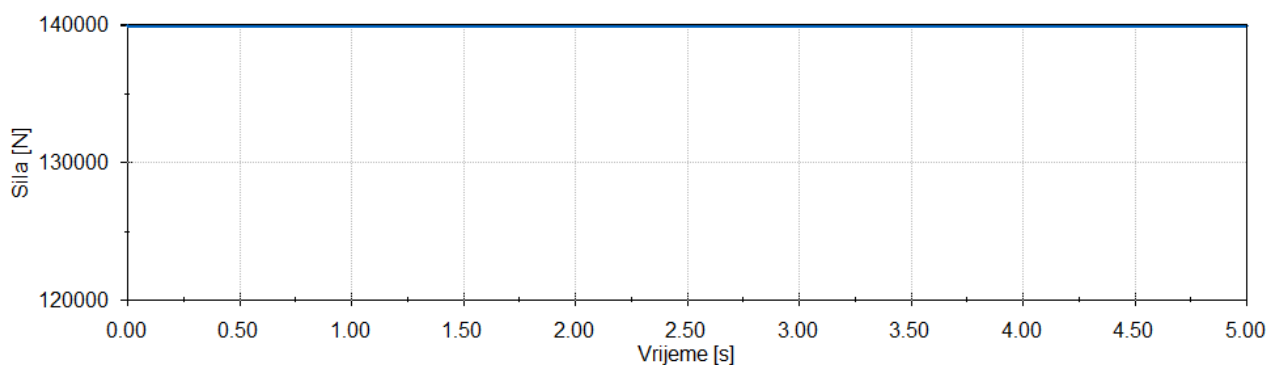


Slika 23 - Ograničenja i površinska sila na ralici



Slika 24 - Naprezanje na nožu ralice

Sila koja djeluje na nož ralice uzrokovati će reaktivnu silu na aktuatoru. Koristeći CAD program *SolidWorks*, odnosno modul *SolidWorks Motion* određena je sila na aktuatoru. Analiza obrađuje statički slučaj gdje je sila koja djeluje na ralicu konstantna. Zato je i reaktivna sila na aktuatoru konstantno jednaka.



Slika 25 - Sila na aktuatoru

Provedenom analizom dobiveno je da je opterećenje koje djeluje na aktuator približno jednaka  $F = 140 \text{ kN}$ . Navedena sila prenosi se na dva aktuatora što znači da sila kojom je opterećeno vreteno jednaka:

$$F_v = \frac{F}{2} = 70 \text{ kN}$$



Sila  $F_v$  na vretenu uzrokuje naprezanje koje je jednako:

$$\sigma = \frac{F}{A_j} = 106 \text{ N/mm}^2$$

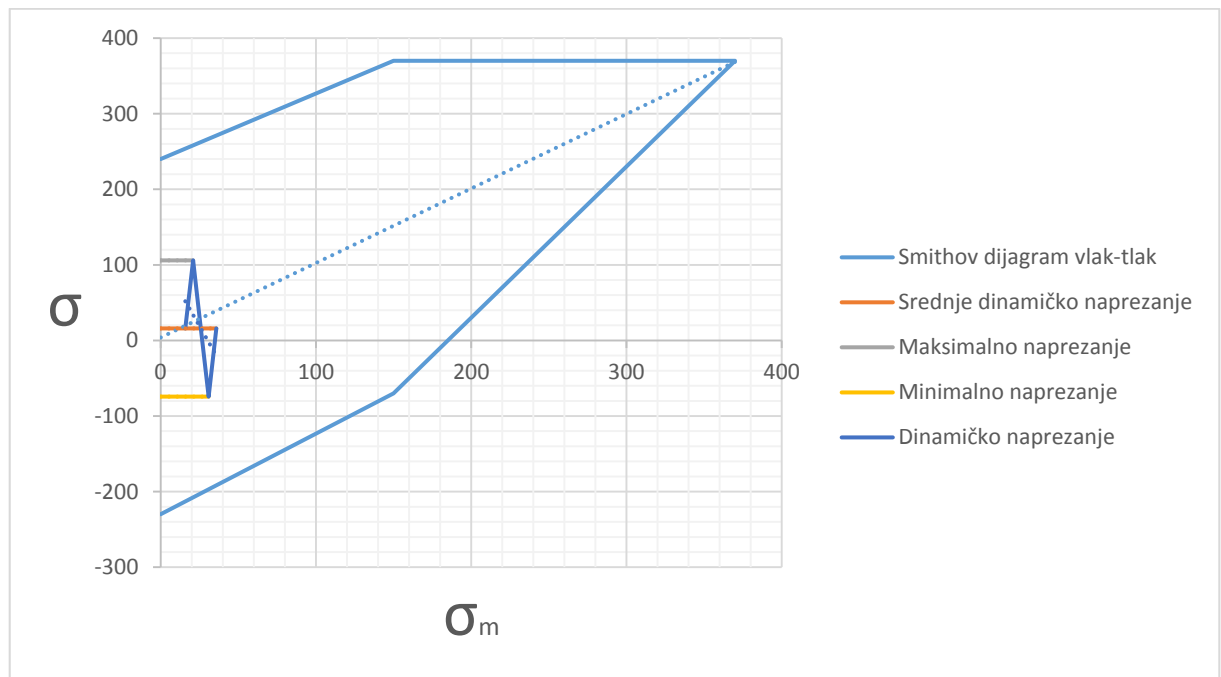
Za provjeru dopuštenosti maksimalnog naprezanja pri dinamičkom opterećenju koristit će se Smithov dijagram. Maksimalno dinamičko naprezanje  $\sigma_{DvG}$  biti će naprezanje nastalo pri udaru dok će se kao srednja komponenta naprezanja  $\sigma_m$  koristiti maksimalno naprezanje pri rezanju. U tom slučaju amplituda dinamičkog naprezanja biti će:

$$\sigma_a = \sigma_{DvG} - \sigma_m = 90,1 \text{ N/mm}^2$$

Najveće negativno dinamičko naprezanje jednako je:

$$\sigma_{Dd} = \sigma_m - \sigma_a = -74,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Uvrštavanjem veličina u Smithov dijagram za čelik vidljivo je da se naprezanja nalaze unutar područja trajne dinamičke čvrstoće.



Slika 26 - Smithov dijagram s dinamičkim naprezanjem na vretenu

## 6. OŠTEĆENJA IZAZVANA TEMPERATURNIM PROMJENAMA

### 6.1. Termičke dilatacije u sklopu matice i cilindra

Za izračun korisnosti aktuatora potrebno je izraziti stupanj korisnosti vretena. Stupanj korisnosti spoja vretena i matice jednak je:

$$\eta = \frac{1}{\frac{\tan(\alpha + \rho)}{\tan(\alpha)}} = 0,234 = 23,4\%$$

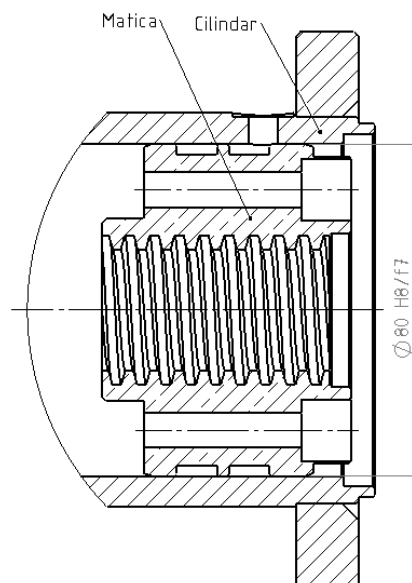
Iz priloženog vidljivo je da je rasipanje ulazne snage veliko. Koristeći se izračunatim stupnjem korisnosti izlazna snaga jednaka je:

$$P_{izl} = P_{ulz} * \eta = 0,6 \text{ kW}$$

$$P_{ost} = P_{ulz} - P_{izl} = 2,1 \text{ kW}$$

Preostali dio snage koristi se za savladavanje otpora unutar sklopa i razvija (stvara) toplinu.

Prilikom ispitivanja funkcionalnosti mjerena je temperatura na površini cilindra aktuatora. Mjerenje temperature odvijalo se u vremenskom periodu od 20 min. Početna temperatura na bila je 19,2 °C. Mjerenjem je ustanovljeno da je temperatura na površini cilindra nakon dvadeset minuta rada bila 80,2°C. Uslijed povećane temperature poprečno širenje matice i cilindra je neminovno što dovodi u pitanje zračnost između navedenih pozicija. Pri konstruiranju aktuatora, kao dosjed cilindra aktuatora i matice odabran je labavi dosjed H8/f7 za promjer 80mm.



Slika 27 - Dosjed cilindar-matica

80H8/f7	+0,106
	+0,030

Za proračun temperature unutar cilindra korištena je metoda izračuna toplinskog toka kroz višeslojnu cijev. U ispitivanju je pri intenzivnijim režimima rada vrlo brzo zabilježena površinska temperatura na cilindru od 80°C. Pomoću temperature na vanjskoj stjenki cilindra, poznatih radijusa cilindra i matice, gubitaka snage i koeficijenta toplinske vodljivosti moguće je odrediti temperaturu na navojima matice.

$$\lambda_{bronca} = 55 \frac{W}{m^2K}$$

$$\lambda_{čelik} = 50 \frac{W}{m^2K}$$

$$\Phi = P_{gubitci} = 2.1 \text{ kW}$$

$$R_{matice u} = 19 \text{ mm}$$

$$R_{cilindra u} = 40 \text{ mm}$$

$$R_{cilindra v} = 50 \text{ mm}$$

$$t_u = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Phi = \frac{2\pi(t_u - t_v)}{\frac{1}{\lambda_{bronca}} \ln \frac{R_{cilindra u}}{R_{matice u}} + \frac{1}{\lambda_{čelik}} \ln \frac{R_{cilindra v}}{R_{cilindra u}}}$$

Uvrstivši sve poznate vrijednosti u gore navedenu jednadžbu dobije se da je temperatura matice jednaka:

$$t_u = 86 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pretpostavljeno je da bi se bržom radnim ciklusom cilindra temperatura mogla još više penjati. Uzevši to u obzir daje u eksploataciji moguć brži rad zaključeno je da bi se polaznu temperaturu radi sigurnosnih razloga trebala uzeti nešto viša temperatura od proračunate. Nakon inicijalnih testiranja aktuatora, procijenjeno je da maksimalna temperatura unutar aktuatora ne bi smjela biti veća od 150°C. Ta procjena je uzeta u obzir kod ispitivanja odstupanja toleriranih mjera matice i cilindra aktuatora.

Matica je načinjena od brončane slitine CuSn14. Koeficijent toplinskog rastezanja za navedeni materijal je:

$$\alpha_{CuSn14} = 18 * 10^{-6} \frac{1}{K}$$

Promjena vanjskog promjera matice kod temperaturne promjene iznosi:

$$\Delta d = \alpha_{CuSn14} * (t_k - t_p) * D$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$t_k = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Nakon uvrštavanja u izraz dobije se da je maksimalna promjena promjera matice jednaka:

$$\Delta d = 0,187 \text{ mm}$$

Cilindar aktuatora je načinjen od konstrukcijskog čelika St52-3. Koeficijent toplinskog rastezanja u temperaturnom području od 0 do 500°C, za navedeni materijal je:

$$\alpha_{St52-3} = 14 * 10^{-6} \frac{1}{K}$$

Promjena unutarnjeg promjera cilindra kod temperaturne promjene iznosi:

$$\Delta D = \alpha_{St52-3} * (t_k - t_p) * D$$

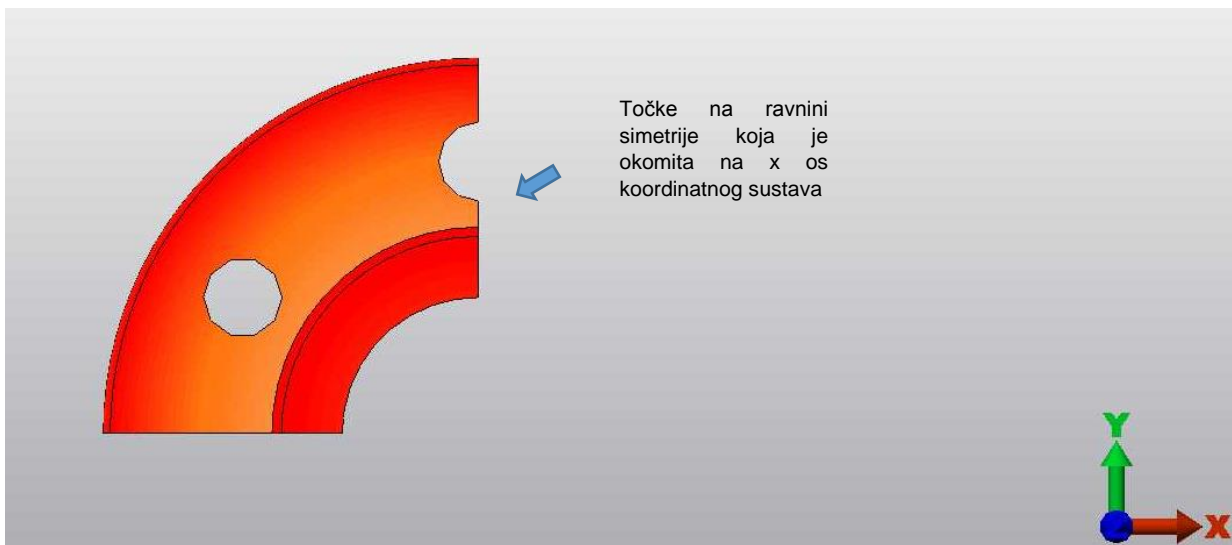
$$D = 80 \text{ mm}$$

$$t_k = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

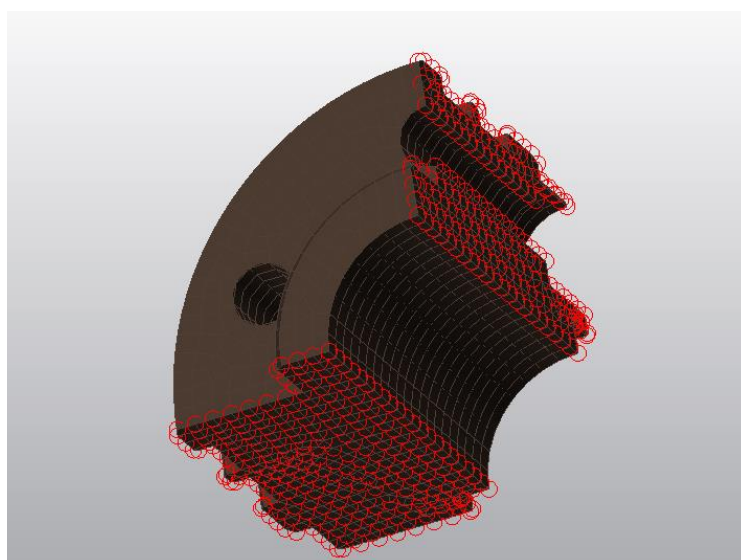
$$t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta D = 0,146 \text{ mm}$$

Provjera ispravnosti dobivenih rezultata napravljena je uz pomoć računalnog programa "Autodesk Mechanical Simulation" za analizu metodom konačnih elemenata. Kod izrade modela za FEM simulaciju, uzeta je u obzir simetričnost modela matice i cilindra, te je radi pojednostavljenja modela korištena samo jedna četvrtina stvarnog djela. Takav način rada pojednostavljuje i ubrzava proces analize u programu, ali iziskuje dodatnu pozornost kod određivanja rubnih uvjeta. Na ravninama simetrije postavljaju se rubni uvjeti koji opisuju dvostruku simetriju problema. Primjera radi, ukoliko je ravnina simetrije okomita na x os koordinatnog sistema, uzima se da sve točke te ravnine ne transliraju po toj osi, niti se rotiraju oko ostalih osi koordinatnog sistema (dodaj sliku proračunskog modela iz programa (kružići))



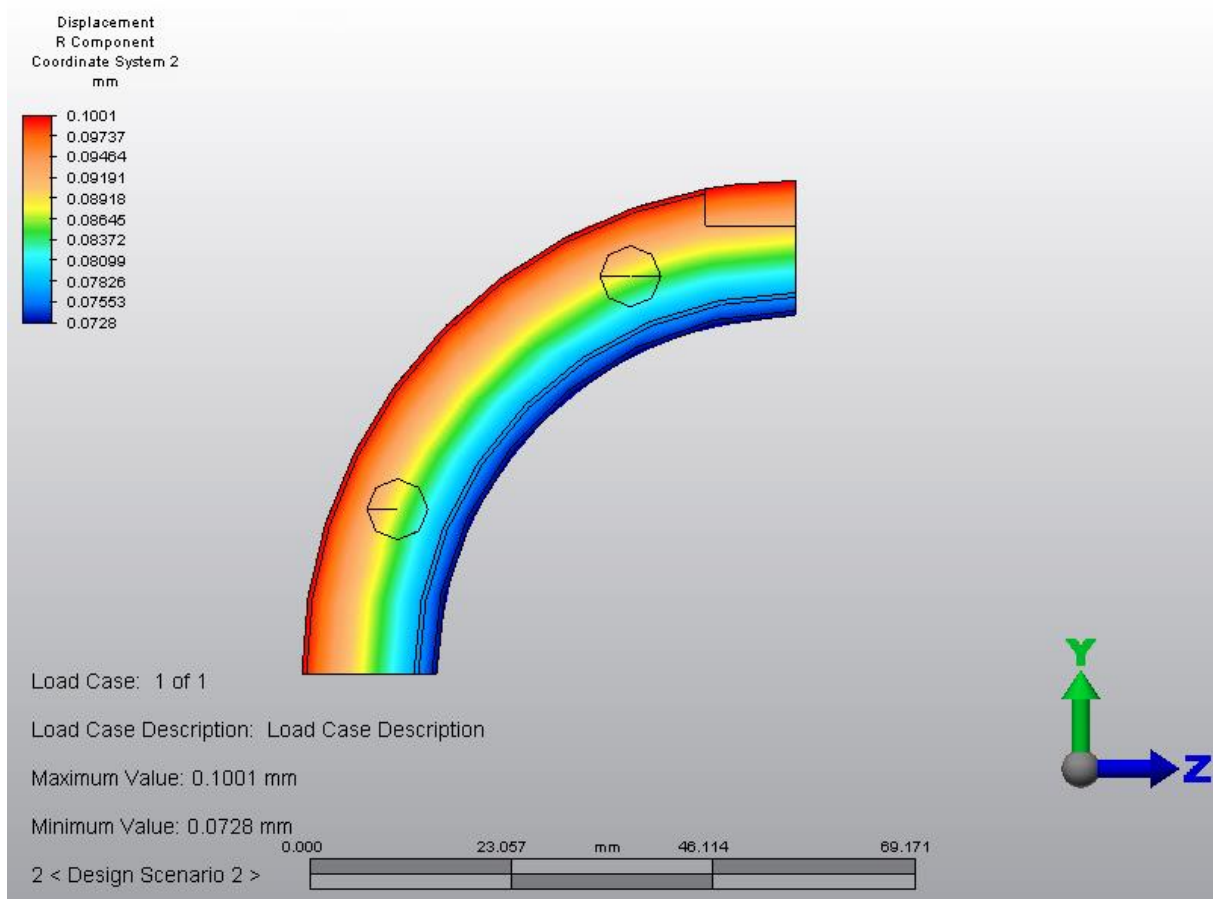
Slika 28 - Primjer određivanja rubnih uvjeta



Slika 29 - Rubni uvjeti na matici

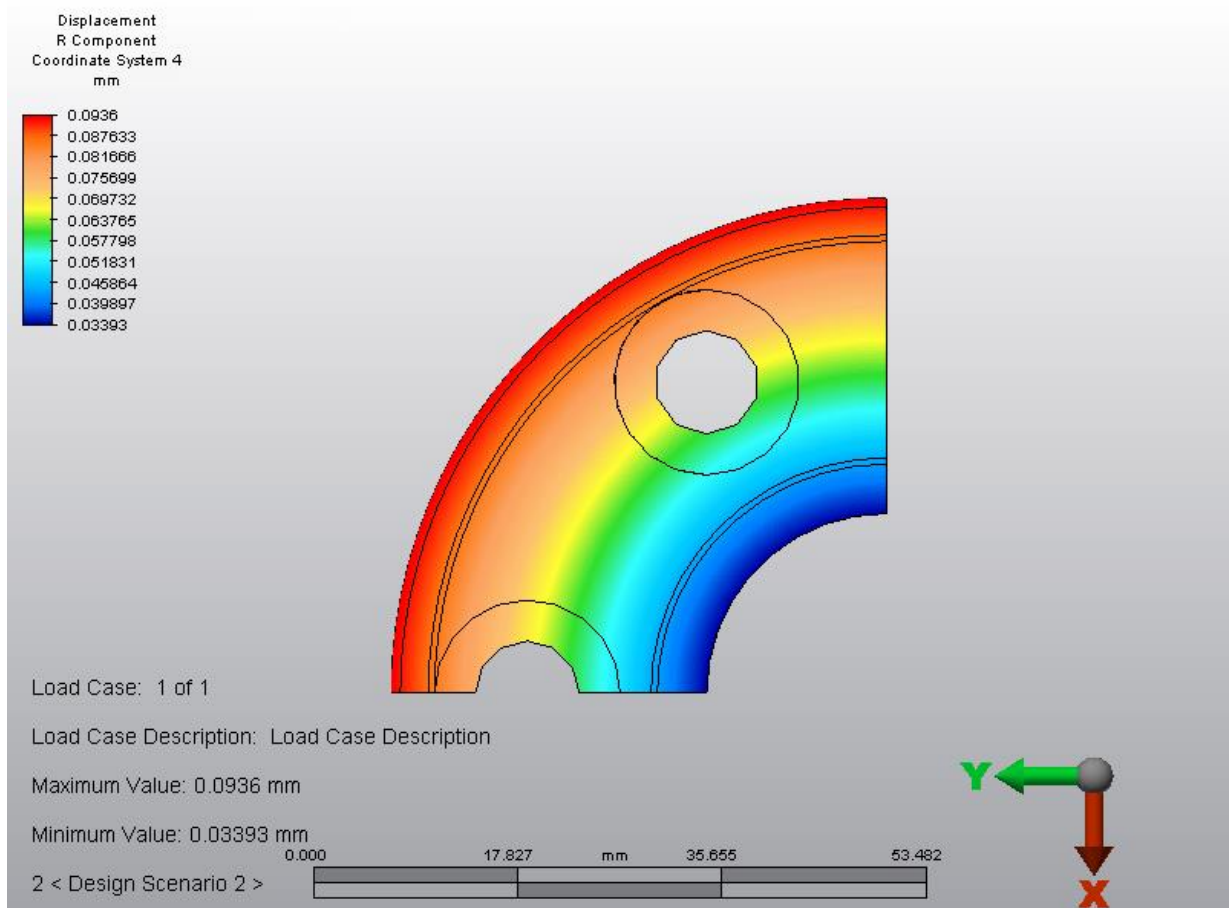
U prvom dijelu simulacije korištena je tip analize "Stady-State Heat Transfer" u kojemu je navoju matice pridodana temperatura od 150°C. Rezultat "Stady-State Heat Transfer" korišten je u drugom dijelu simulacije u kojemu se pomoću tipa analize "Static Stress with Linear Material Models" dobivena promjena promjera matice i cilindra.

Rezultati simulacija proširenja polumjera cilindra vidljivi su na sljedećim slikama:



Slika 30 – Radijalno širenje cilindra

Iz modela je vidljivo da je povećanje polumjera cilindra jednako  $\Delta r = 0,073 \text{ mm}$ . Uvrstivši to u jednadžbu  $\Delta d = \Delta r * 2$  dobijemo da je  $\Delta d = 0,146 \text{ mm}$ .



Slika 31 – Radijalno širenje matice

Iz modela je vidljivo da je porast polumjera matice jednako  $\Delta R = 0,0936 \text{ mm}$ . Uvrstivši to u jednadžbu  $\Delta D = \Delta R * 2$  dobijemo da je  $\Delta D = 0,1872 \text{ mm}$ .

Vidljivo je da se porasti promjera matice i cilindra, izraženi analitičkim računom i numeričkom simulacijom podudaraju. Navedene poraste potrebno je uzeti u obzir kod provjere ispravnosti odabranog dosjeda za rad na temperaturama do  $150^\circ\text{C}$ . Usporedbom promjene promjera kroz temperaturni raspon od  $20$  do  $150^\circ\text{C}$ , kontrolirana su moguća preklapanja promjera.

80H8/f7	+0,106
	+0,030

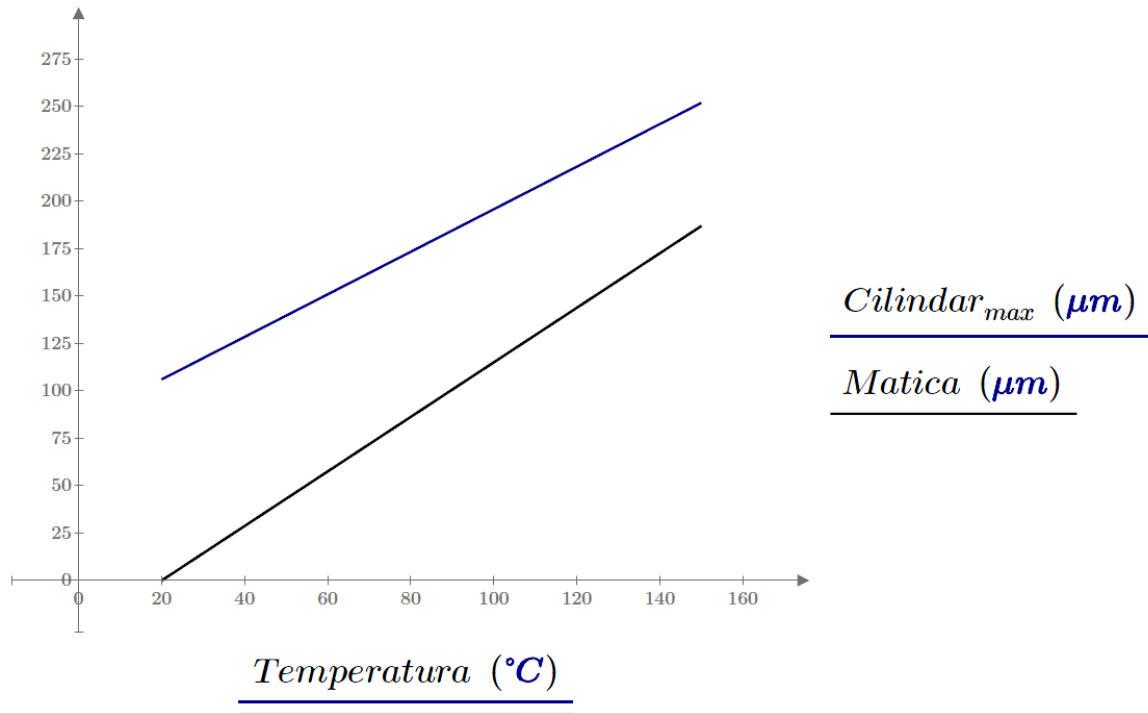
Najveća moguća zračnost na temperaturi od  $20^\circ\text{C}$  biti će  $106 \mu\text{m}$ . Porastom temperature zračnost između cilindra i matice će se smanjivati radi različitih koeficijenata toplinskog širenja. Nakon zagrijavanja sklopa na temperaturu od  $150^\circ\text{C}$ , u slučaju maksimalne zračnosti:

$$z_{maks} = 106 \mu m$$

$$D_{150} = \Delta D + z_{maks} = 252 \mu m$$

$$d_{150} = \Delta d = 187 \mu m$$

Dobiveni rezultati prikazani su na sljedećem grafu (Slika 32 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za maksimalnu zračnost).



Slika 32 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za maksimalnu zračnost sklopa

Iz grafa je vidljivo da pri maksimalnoj zračnosti sklopa, na temperaturi od 150°C, postoji još uvijek zračnost između matice i cilindra.

$$Z = D_{150} - d_{150} = 65 \mu m$$

Postojeća zračnost na temperaturi od 150°C, u slučaju početne maksimalne zračnosti je:

$$Z = 65 \mu m$$

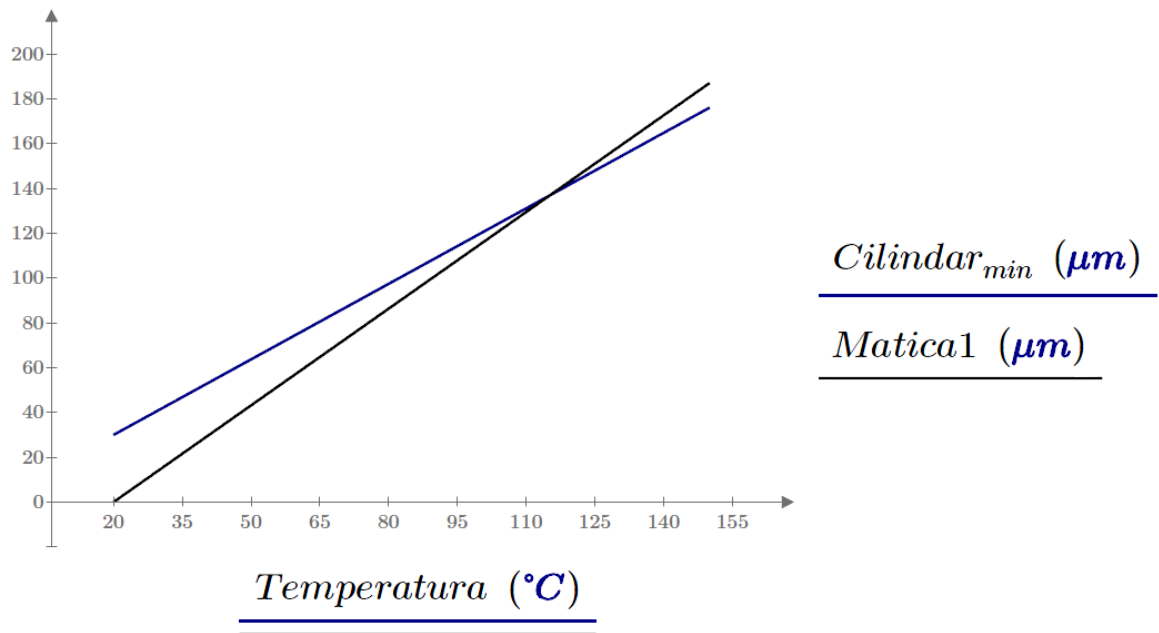


Najmanja moguća zračnost na temperaturi od 20°C je 30 μm. Nakon zagrijavanja sklopa na temperaturu od 150°C, u slučaju minimalne zračnosti:

$$z_{min} = 30 \mu m$$

$$D_{150} = \Delta D + z_{min} = 176 \mu m$$

$$d_{150} = \Delta d = 187 \mu m$$



Slika 33 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za minimalnu zračnost sklopa

Iz dobivenog je uočljivo da pri minimalnoj zračnosti dosjeda dolazi do preklapanja unutarnjeg promjera cilindra i vanjskog promjera matice.

$$P = D_{150} - d_{150} = -11 \mu m$$

Preklapanje na temperaturi od 150°C, u slučaju početne minimalne zračnosti je:

$$P = -11 \mu m$$

Kako bi se izbjegla mogućnost preklapanja potrebno je odabrati odgovarajući dosjed. Dosjed mora omogućiti zračnost između matice i cilindra pri temperaturi od 150°C.

Slučaj srednje vrijednosti za zračnost kao vjerojatnijeg slučaja u proizvodnji na temperaturi 20 °C:

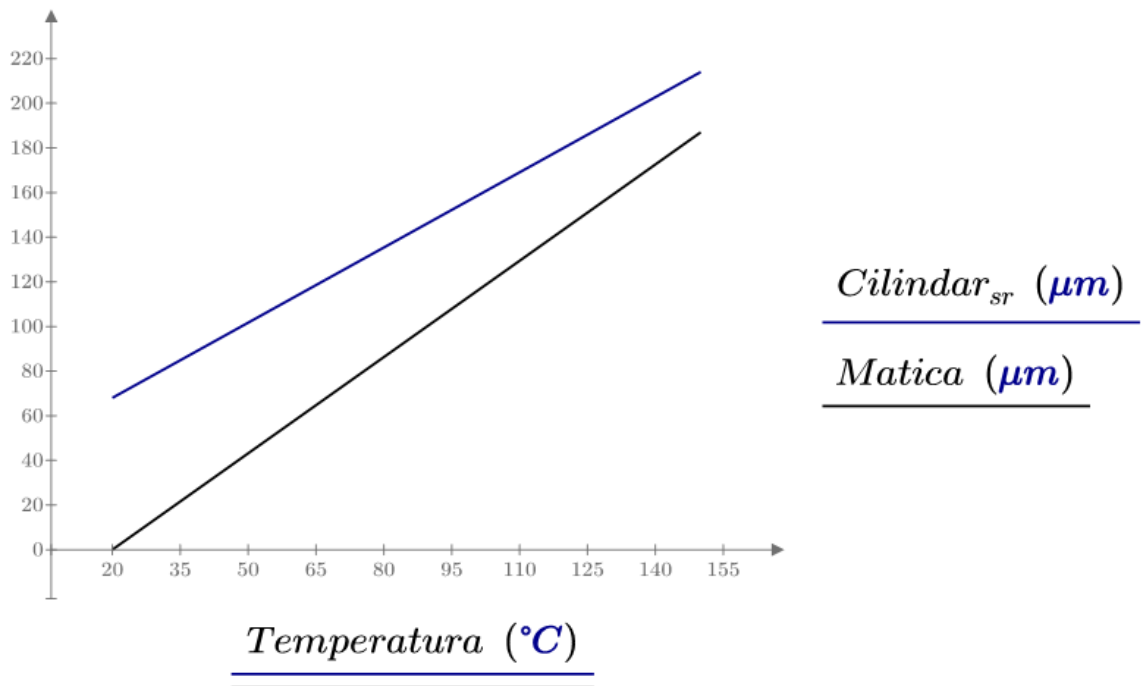
$$z_{sr} = \frac{z_{min} + z_{max}}{2} = 68 \mu m$$

Nakon zagrijavanja sklopa na temperaturu od 150°C, u slučaju srednje zračnosti:

$$z_{sr} = 68 \mu m$$

$$D_{150} = \Delta D + z_{sr} = 214 \mu m$$

$$d_{150} = \Delta d = 187 \mu m$$



Slika 34 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za srednju zračnost sklopa

Iz grafa je vidljivo da za srednju zračnosti sklopa na temperaturi od 150 °C ne dolazi do preklapanja matice i cilindra.

## 6.2. Termičke dilatacije i naprezanja u sklopu matice i vretena

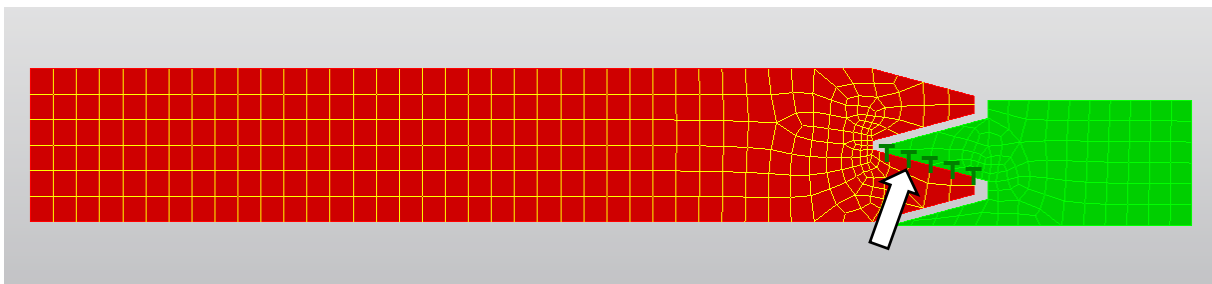
Termičke promjene djeluju na sklop vretena. Toplina koje se stvara na nalijegajućim navojima matice i trapeznog vijka dovodi do širenja istih. Širenje unutar navoja može uzrokovati oštećenja i zaribavanje sklopa.

Koristeći FEM analizu napravljena je simulacija termičkog širenja navoja vretena. Radi pojednostavljenja analize korišten je tip analize *2D Element*. Sklop matice i vretena u zahvatu nacrtan je u software-u *Autodesk AutoCAD*. Na stvarnom sklopu je pomoću mjerne ure izmjerena aksijalna zračnost između vretena i matice od 0,3 mm, te je ista uzeta u obzir pri crtanju sklopa.



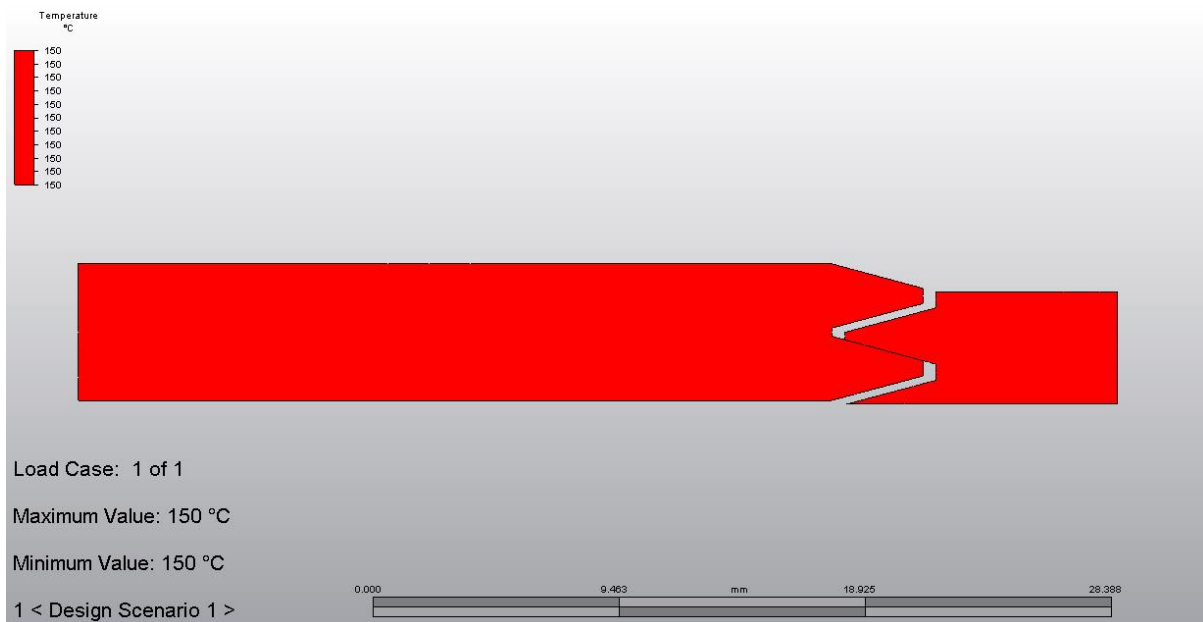
Slika 35 - 2D prikaz navoja matice i vijka (matica žuta, vijak crveni)

Za analizu promjena uzrokovanim termičkim dilatacijama korišten je *FEM* program *Autodesk Mechanical Simulation*. U prvoj analizi bilo je potrebno zadati temperaturu na površinama navoja u kontaktu. Zadana je izvor temperature od 150°C.



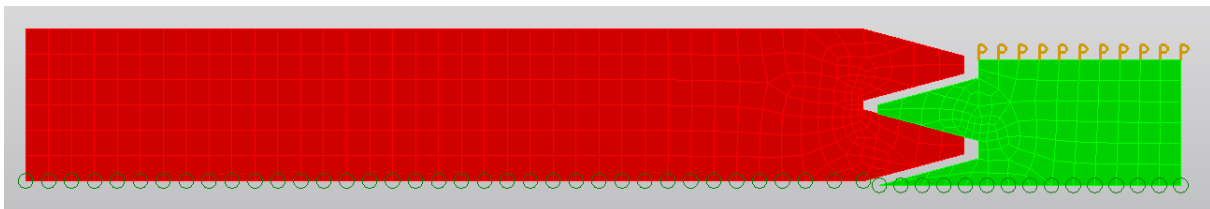
Slika 36 - Zadana temperatura na nalijegajućim navojima

Ubrzo cijeli sklop poprima temperaturu od 150°C.



Slika 37 - Temperatura sklopa

Drugi dio analize uključio je toplinsko širenje matice i vretena, te određivanje napreznja izazvanih širenjem i opterećenjem. Osim utjecaja topline, u analizu je dodana sila na aktuatoru nastala djelovanjem maksimalne moguće sile koja ne stvara plastične deformacije na ralicu. Donji dio matice i trapeznog vijka je fiksiran u aksijalnom smjeru, dok je na gornjem dijelu matice pridodan tlak prouzročen silom na aktuatoru.



Slika 38 - Rubni uvjeti na vretenu

Tlak na matici jednak je omjeru sile na aktuatoru i površine matice.

$$A = (R_1^2 - R_2^2) * \pi = 1605 \text{ mm}^2$$

$$R_1 = 40 \text{ mm}$$

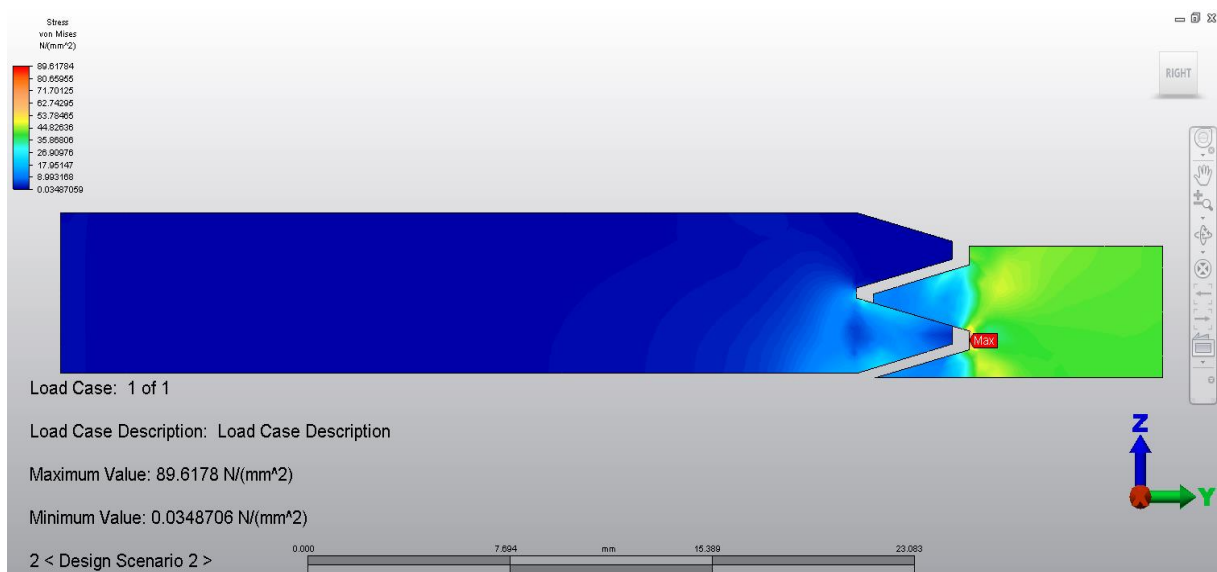
$$R_2 = 33 \text{ mm}$$

$$R_1 = 40 \text{ mm}$$

$$F = 70 \text{ kN}$$

$$p = \frac{F}{A} = 43,6 \text{ MPa}$$

Maksimalno naprežanje na matici vidljivo je na sljedećoj slici:



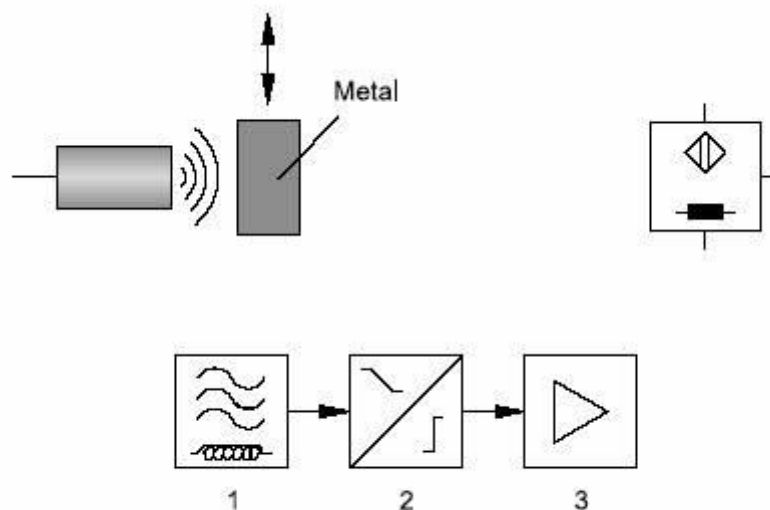
Slika 39 - Maksimalno naprežanje na matici vretena

Pogonska čvrstoća za CuSn12 jednaka je 110 MPa što znači da maksimalno dinamičko opterećenje na matici ne bi trebalo uzrokovati lom.

## 7. SENZORI KONTROLE POLOŽAJA

Položaj klipa pri radu aktuatora detektira se pomoću senzora položaja. Senzor je tehnički pretvornik, koji pretvara fizičku veličinu (npr. temperaturu, udaljenost, tlak) u neku drugu veličinu, koja se lako obrađuje najčešće električki signal. Induktivni, optički i kapacitivni senzori blizine su zapravo elektronički senzori jer nemaju pokretne kontakte koji bi upravljali strujom u strujnim krugovima. Umjesto toga izlaz senzora je elektronički spojen na napajanje ili na uzemljenje (izlazni napon = 0 V).

Induktivni senzor blizine je sastavljen od električnog oscilatora (1) preklonog stupnja (flip-flopa) i pojačala (3). Priključenjem napona na induktivni senzor oscilator generira visokofrekventno elektromagnetsko polje koje se rasprostire u aktivnu sklopnu zonu senzora. Ako se u tu sklopnu zonu unese metalni dio oscilator se prigušuje. Prigušenje amplitude titraja polja djeluje na preklonni stupanj, koji preko pojačala daje izlazni signal.



Slika 40 - Induktivni senzor

Induktivni senzori blizine reagiraju uglavnom na metale, a moguće je i na neke druge materijale kao na primjer grafit.

Indukcijski magnetski senzori blizine imaju sljedeće prednosti:

1. nema problema s iskrenjem kontakata,
2. nema trošenja, jer nema pomičnih dijelova,
3. ukoliko se osi magnetskih polova ispravno postave stvara se samo jedno područje prekapčanja

Induktivni senzor korišten na aktuatoru je proizvod tvrtke Moeller, tipa LSI-R8S-R1-LD. Osnovne karakteristike senzora vidljive su u tablici (Slika 41 - Osnovne karakteristike senzora).

Ambient temperature		°C	... 25...+70
Protection type			IP 67
<b>Characteristics</b>			
Rated switching distance	$S_n$	mm	1,5
Repetition accuracy of $S_n$		%	2
Temperature drift of $S_n$		%	< 10
Switching hysteresis of $S_n$		%	15
Rated operating voltage	$U_e$	V DC	10 – 30
Residual ripple of $U_e$		%	10
Operating current in the switched state at 24 V DC	$I_b$	mA	15
Max. operating frequency (resistive load)	$I_e$	mA	< 150
Voltage drop with $I_e$	$U_d$	V	1,8
Readiness delay	$t_v$	ms	50
Operating frequency at resistive load	$f$	Hz	2000
Residual current through the load in the blocked state at 230 V AC and 24 V DC	$I_r$	mA	0,1
Switching state display		LED	Yellow
<b>Notes</b>			

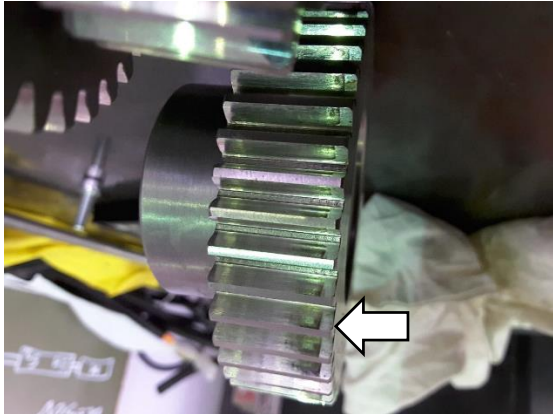
Slika 41 - Osnovne karakteristike senzora

Važno je za primijetiti da radno temperaturno polje senzora, garantirano od strane proizvođača, je između 25 i 70°C. Pri ispitivanju aktuatora na testom stolu, maksimalna izmjerena površinska temperatura prelazila je 70°C, te je primijećen nepravilan rad aktuatora. Senzor položaja tijekom rada pri temperaturama većim od 70°C počeo bi nekontrolirano odašiljati signale prema kontroleru, što je rezultiralo nekontroliranim zaustavljanjem i promjenom smjera rada aktuatora.

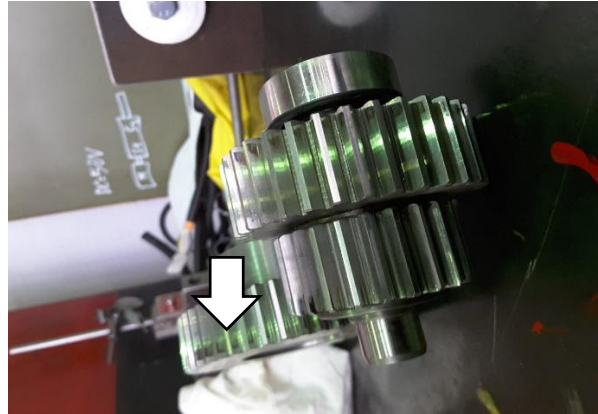
Zamijećeno je također da pri većim brzinama izvlačenja aktuatora, radi sporog kočenja sustava u gibanju, matica aktuatora može proći kritičnu točku zaustavljanja što može rezultirati oštećenjem aktuatora.

## 8. OSTALA ZAPAŽANJA NAKON TESTIRANJA

Tijekom rastavljanja i pregleda aktuatora uočene su još neke nepravilnosti vezane uz konstrukciju, izradu i montažu aktuatora. Pregledom zupčanika reduktora uočena su oštećenja na rubovima zupčanika, što je ukazalo da os rotacije nije paralelna.

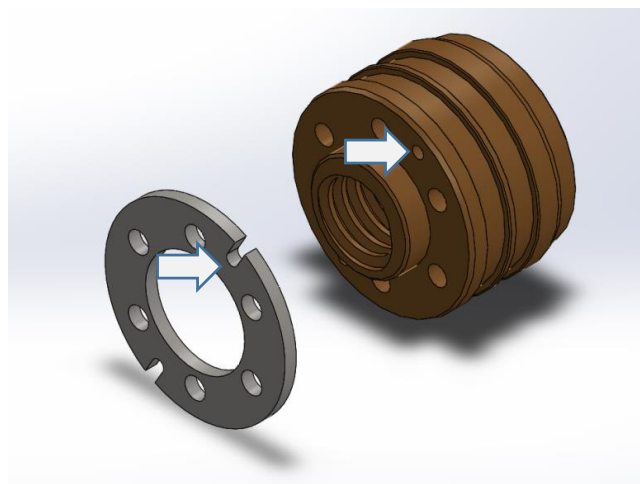


Slika 42 - Istrošenost na rubovima zupčanika 1



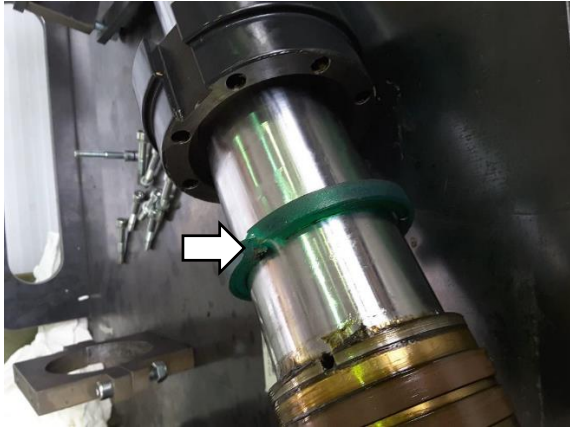
Slika 43 - Istrošenost na rubovima zupčanika 2

Uočeno je oštećenje polimernog graničnika. Oštećenja na graničniku nastala su zbog maziva koje se tijekom rada aktuatora nakuplja ispred graničnika. Predviđeno je da mast podmazuje maticu i vreteno. Tijekom izvlačenja cilindra primijećeno je stvaranje podtlaka u prostoru između matice i cilindra. Za svladavanje nastalog podtlaka potrebna je uložiti dodatnu snagu koja bi se u protivnom mogla koristiti za savladavanje tereta. Radi toga osmišljeno je rješenje da se na matici izradi provrt za izjednačavanje tlakova. Kako je provrt na matici pokrivala cijev klipa, u sklop je dodana distantna pločica čiji je cilj bio omogućavanje strujanja zraka između klipa i matice. Takvo rješenje pozitivno se odrazilo na izjednačavanje tlakova između komora cilindra, ali je rezultiralo uvlačenjem masti kroz otvor na matici. Usisana mast se nakupljala ispred graničnika. Tlak koji nastaje unutar aktuatora i istiskuje mast, rezultat je izvlačenja i uvlačenja samog sklopa. Tlačenjem masti nakupljene ispred graničnika, nastala su oštećenja na graničniku što je finalno dovelo do puknuća (Slika 45 - Graničnik pri demontaži aktuatora; Slika 46 - Oštećenja na polimernom graničniku).



Slika 44 - Provrt i oslobodjenje za izjednačavanje tlakova na matici i distanci





Slika 45 - Graničnik pri demontaži aktuatora



Slika 46 - Oštećenja na polimernom graničniku

#### Ostale napomene, primijećeni nedostaci i zapažanja

- a. Nalijegajuće površine između vijaka i kućišta lakirane crnim lakom. Tijekom eksploatacije vijci su se otpustili.
- b. Elektromotor je ugrađen izravno na lakiranu površinu
- c. Kućište ležajeva je ugrađeno izravno na lakiranu površinu
- d. Radijalni udar tjemena i boka zupčanika na elektromotoru je 0,03 mm
- e. Radijalni udar tjemena i boka zupčanika na navojnom vretenu je 0,03 mm
- f. Okomitost osi navojnog vretena na mjestu zupčanika je 0,03 mm na duljini od 80 mm, s obzirom na razdjelnu plohu reduktora

## 9. SUMIRANJE PROBLEMATIKE AKTUATORA I RAZRADA MOGUĆIH RJEŠENJA

Analizirajući sklop aktuatora uočeno je da je niz problema izazivana niskim stupanjem korisnosti sklopa matice i vretena. Mala radna učinkovitost uzrokovana je velikim gubicima na savladavanju trenja. Rezultat toga je prekomjerno zagrijavanje aktuatora. Iz analize je ustanovljeno da je prekomjerno je zagrijavanje uzrokovalo probleme na mehaničkim i elektroničkim elementima.

### 9.1. Dilatacije uzrokovane porastom temperature

Jednostavno rješenje koje ne bi izmijenilo korisnost aktuatora, ali bi omogućilo aktuatoru vremenski dulju radnu uporabu svakako bi bilo povećanje zračnosti između matice vretena i cilindra aktuatora. Korištenjem trenutnog dosjeda između matice i cilindra moglo bi rezultirati preklapanjem. Kako bi se taj slučaj izbjegao potrebno je koristiti dosjed s većom zračnošću. Dosjed s većom zračnošću omogućio bi nesmetano širenje matice i cilindra bez mogućnosti preklapanja i zaribavanja.

Uvrstivši veliko zagrijavanje aktuatora kao faktor koji može uzrokovati oštećenja aktuatora, odabran je dosjed obilne zračnosti H11/d9.

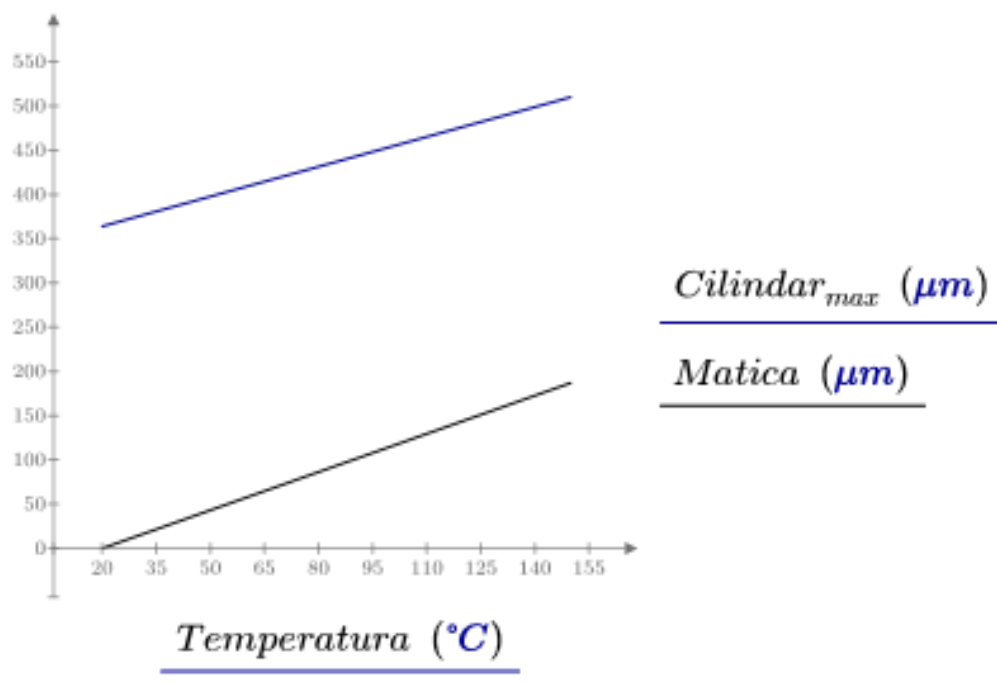
80H11/d9	+0,364
	+0,100

Izvršena je provjera zračnosti dosjeda matice i vijka pri temperaturi od 150°C.

$$z_{maks} = 364 \mu m$$

$$D_{150} = \Delta D + z_{maks} = 510 \mu m$$

$$d_{150} = \Delta d = 187 \mu m$$

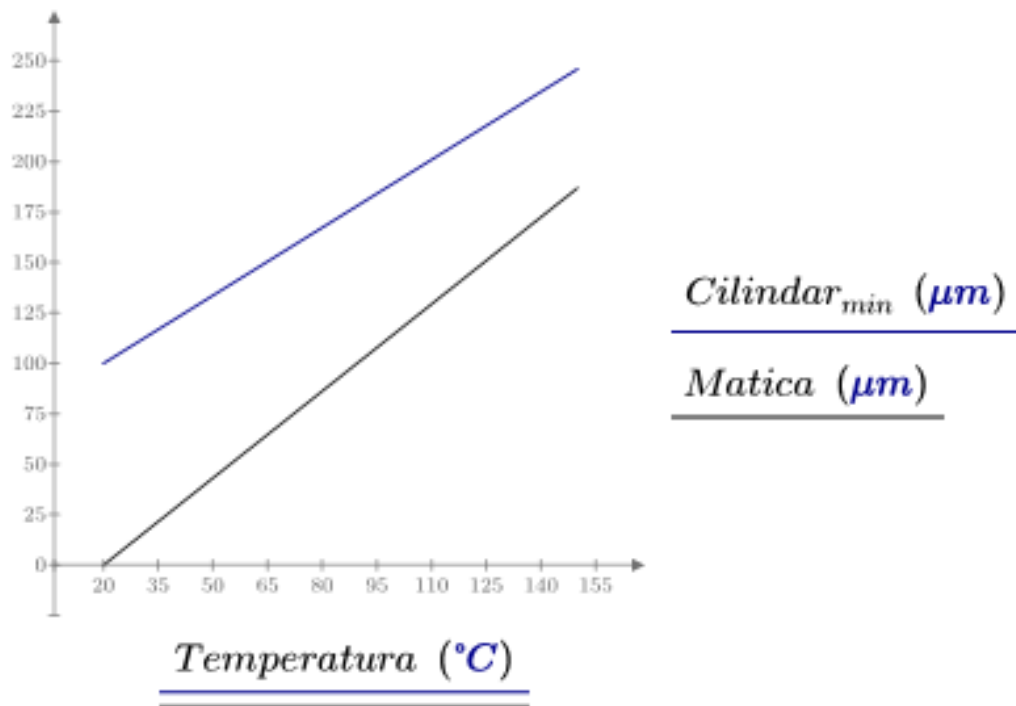


Slika 47- Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za maksimalnu zračnost sklopa

$$z_{min} = 100 \mu m$$

$$D_{150} = \Delta D + z_{maks} = 246 \mu m$$

$$d_{150} = \Delta d = 187 \mu m$$



Slika 48 - Graf temperaturne promjene promjera matice i cilindra za minimalnu zračnost sklopa

Maksimalna moguća zračnost sklopa biti će:

$$Z_{max} = D_{150} - d_{150} = 323 \mu m$$

Minimalna moguća zračnost sklopa biti će:

$$Z_{min} = D_{150} - d_{150} = 65 \mu m$$

Iz grafova je uočljivo da u slučaju odabira dosjeda H11/d9, na radnoj temperaturi od 150°C, neće doći do preklopa matice i cilindra. Pri kritičnom slučaju, kada je zračnost na sobnoj temperaturi jednaka 20°C, na temperaturi od 150°C ostaje zračnost od 65 μm, koja omogućava sklopu nesmetan rad.

## 9.2. Stupanj korisnosti navojnog vretena

Uzrok visokim temperaturama koje se pojavljuju tijekom eksploatacije aktuatora uzrokovane su niskim stupnjem korisnosti vretena. Na povećanje stupnja korisnosti vijčanog pogona može se utjecati na više načina. Faktori koji izravno utječu na stupanj korisnosti su:

1. Faktor trenja
2. Uspon trapeznog vijka

Tijekom montaže sklopa na nalijegajuće površine matice i vijka nanosi se mazivo čija bi uloga trebala biti smanjenje trenja u sklopu, odnosno povećanje stupnja korisnosti sklopa. Problem koji je primijećen tijekom rada sklopa je da se mazivo s površina vijka i matice vrlo brzo sabije u prostor reduktora, odnosno prostor cilindra, pritom ostavljajući površine matice i vijka s vrlo malim slojem masti. Povećanim zagrijavanjem opada viskoznost masti što dodatno pridonosi negativnom rezultatu, jer se dodatno povećava trenje između matice i vijka.

Kako bi se smanjilo trenje i zagrijavanje spoja, potrebno bi bilo konstantno dostavljati mazivo unutar sklopa. Prednost takvog sklopa bilo bi smanjeno trenje i odvođenje topline.

Povećanjem uspona vijka također bi se doprinijelo povećanju stupnja korisnosti. Mogući problem koji bi povećanje moglo izazvati je gubitak samokočnosti sklopa. Gubitkom samokočnosti svi udari prenosili bi se izravno na elektromotor koji bi svojim momentom morao kontrirati momentima udara i onemogućavati pomicanje ralice.

Za navojno vreteno koristiti će se trapezno vreteno s većim korakom Tr36x10. Materijal trapeznog vretena i matice ostati će nepromijenjen. U sustavu bez podmazivanja takva promjena donijela bi sljedeće povećanje korisnosti:

Kut  $\alpha$  za navedeni trapezni navoj biti će jednak:

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{d_2 \pi}$$

Uspon jednovojnog trapeznog vijka Tr36x10 biti će:

$$P_h = 10 \text{ mm}$$

Središnji promjer vijka jednak je:

$$d_2 = 31 \text{ mm}$$

Nakon uvrštavanja u jednadžbu dobije se da je kut uspona  $\alpha$  jednak:

$$\alpha = 5,9^\circ$$

Kut  $\rho$  jednak je:

$$\tan(\rho) = \frac{\mu}{\cos(\beta)}$$

$$\mu = 0,18$$

$$\beta = 15^\circ$$

Nakon uvrštavanja faktora trenja  $\mu$  i kuta  $\beta$  dobije se da je:

$$\rho = 10,6^\circ$$

Uvrštavanjem u jednadžbu korisnosti dobije se da je:

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)} = 0,35$$

Iako je samokočnost radnog vretena očuvana, zamijećeno je tek malo poboljšanje stupnja korisnosti. Povećanje uspona može se postići pomoću viševojnosti vijka. Sljedeća tablica prikazuje promjenu stupnja korisnosti radnog vretena Tr36x10 s obzirom na vojnost (Tablica 1 - Stupanj korisnosti radnog vretena u ovisnosti o vojnosti vijka).

Tablica 1 - Stupanj korisnosti radnog vretena u ovisnosti o vojnosti vijka

	Tr 36x10	Tr 36x20(P10)	Tr 36x30(P10)
$\alpha$	5,9	11,6	17,1
$\rho$	10,6	10,6	10,6
$\eta$	0,35	0,5	0,59

Iz tablice je vidljivo da trovijni trapezni vijak Tr 36x30 P10 posjeduje najviši stupanj korisnosti od 59%, bez obzira na rad u uvjetima bez podmazivanja. Važno je za naglasiti da od tri trapezna vijka prikazana u tablici, jedino trapezni vijak Tr 36x10 jedini posjeduje svojstvo samokočnosti.

Kada bi se u sustav implementiralo konstantno samopodmazivanje, stupanj korisnosti bi bio još povoljniji. Iz Strojarskog priručnika (Kraut) može se iščitati da je kod dobro podmazanih sklopova načinjenih od čelika i bronce faktor trenja jednak:

$$\mu = 0,01 \dots 0,05$$

Za navedeni slučaj matice i vretena koristiti će se:

$$\mu = 0,05$$

Kut  $\alpha$  za navedeni trapezni navoj biti će jednak:

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{d_2 \pi}$$

Uspón jednovojnog trapeznog vijka Tr36x10 biti će:

$$P_h = 10 \text{ mm}$$

Središnji promjer vijka jednak je:

$$d_2 = 31 \text{ mm}$$

Nakon uvrštavanja u jednadžbu dobije se da je kut uspona  $\alpha$  jednak:

$$\alpha = 5,9^\circ$$

Kut  $\rho$  jednak je:

$$\tan(\rho) = \frac{\mu}{\cos(\beta)}$$

Nakon uvrštavanja faktora trenja  $\mu$  i kuta  $\beta$  dobije se da je:

$$\rho = 3$$

Stupanj korisnosti sklopa radnog vretena jednak je:

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)}$$

$$\eta_{vr} = 0,66$$

Vidljivo je da se stupanj korisnosti kod jednovojnog radnog vretena povoljniji od stupnja korisnosti trovojnog radnog vretena bez podmazivanja. U slučaju veće vojnosti trapeznog vijka, stupnjevi korisnosti radnog vretena bili bi još povoljniji. Sljedeća tablica prikazuje stupnjeve korisnosti radnog vretena u konstantno podmazivanom sustavu s obzirom na viševojnost trapeznog vijka Tr36x10.

	<i>Tr 36x10</i>	<i>Tr 36x20</i>	<i>Tr 36x30</i>
$\alpha$	5,9	11,6	17,1
$\rho$	3	3	3
$\eta$	0,66	0,79	0,84

Iz tablice se može zaključiti da niti jedno radno vreteno, bez obzira na vojnost, nema svojstvo samokočnosti. Stupanj korisnosti vretena je poboljšán i kod trovojug vretena iznosi 84%.

### 9.3. Teflonska matica vretena

Smanjenje faktora trenja između matice i vijka vretena ostvarilo bi se ugradnjom matice načinjene od teflona. Teflon (PTFE) je sintetički polimer koji se sastoji od ugljika i fluora. Posjeduje jedan od najmanjih koeficijenata trenja među krutinama. U spoju s čelikom male hrapavosti ima koeficijent trenja  $\mu_{PTFE}$  jednak 0,04.

Manji koeficijent trenja povoljno će utjecati na korisnost spoja navojnog vretena. Ugradnjom teflonske matice u sklop vretena geometrijska značajka  $\rho$  bila bi jednaka:

$$\tan(\rho) = \frac{\mu_{PTFE}}{\cos(\beta)}$$

$$\rho = 2,4^\circ$$

Korištenjem trapeznog navoja Tr36x6 i matice načinjene od teflona, faktor korisnosti spoja iznosio bi:

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)} = 0,58$$

$$\alpha = 3,3^\circ$$

Još povoljniji faktor korisnosti vretena bio bi kada bi se uz teflonsku maticu koristio trapezni navoj s većim korakom. Odabirom već prije spomenutog trapeznog navoja Tr36x10, u spoju s teflonskom maticom, dobije se da je faktor korisnosti vretena jednak:

$$\alpha = 5,8^\circ$$

$$\rho = 2,4^\circ$$

$$\eta_{vr} = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \rho)} = 0,71$$



#### 9.4. Opterećenje teflonske matice

Pritisak na nosivoj površini boka navoja matice jednak je:

$$p = \frac{F * P}{m * d_2 * \pi * H_1}$$

$F = 37,6 \text{ kN}$  – aksijalna sila

$P = 10 \text{ mm}$  – korak navoja

$H_1 = \frac{P}{2} \text{ mm}$  – nosiva širina voja

$m = 99 \text{ mm}$  – visina matice

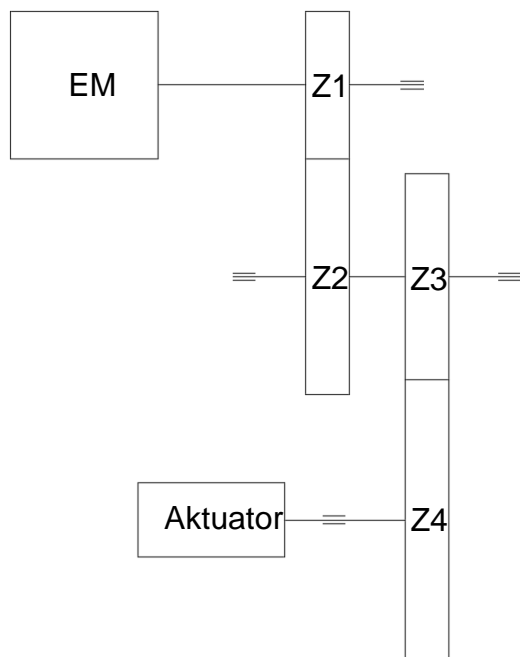
Kada se uvrste sve vrijednosti u jednadžbu dobije se da je pritisak na dodirnoj plohi navoja jednak:

$$p = 7,3 \text{ MPa}$$

Kako maksimalni dopušteni pritisak na navojima teflonske matice nije poznat, nije moguće sa sigurnošću reći da je dobiveni rezultat neće uzrokovati oštećenja. Kako bi se ustanovio taj podatak potrebno je napraviti testiranje koje u ovom slučaju nismo u mogućnosti izvesti.

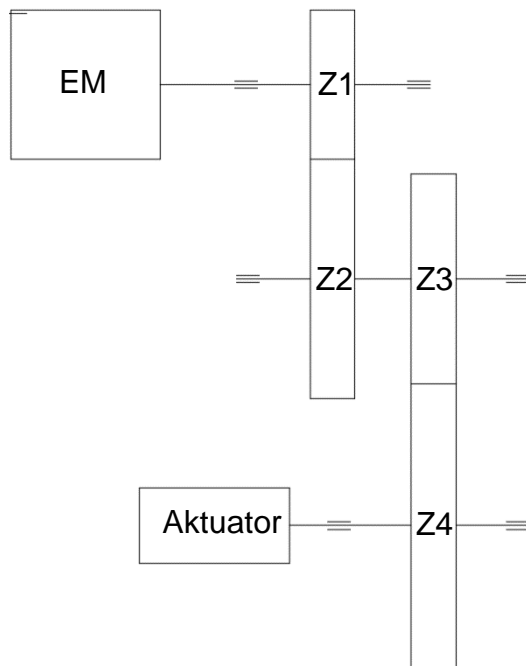
## 9.5. Oštećenja zupčanika

Oštećenja zupčanika uzrokovana su međusobno nepravilnim naližanjem zubaca. Nepravilno naližanje rezultat je neparalelnosti osi rotacija zupčanika. Prvi zupčanik reduktora konzolno je spojen s elektromotorom, dok je zadnji zupčanik z4 na isti način spojen s cilindrom aktuatora. Konzolno opterećenje utječe na kružnost vrtnje zupčanika što rezultira s nepravilnim oslanjanjem zubaca u zahvatu. Rezultat toga su prikazana oštećenja na rubovima zubaca.



*Slika 49 - Reduktor s konzolno opterećenim zupčanicima*

Kako bi se izbjegla spomenuta oštećenja potrebno zupčanike osloboditi konzolnog opterećenja. U sustav je potrebno ugraditi ležajeve s obje strane vratila zupčanika.



Slika 50 - Shema reduktora bez konzolno opterećenih zupčanika

Osim konzolnog opterećenja, nepravilno nalijeganje zuba može prouzročiti nepravilno montirano kućište reduktora. Pravilnu montažu kućišta reduktora osigurali bi provrti za centriranje načinjeni na obje polovice kućišta. Provrti bi preko zatika za centriranje osigurali ravnost kod nalijeganja dvije polovice kućišta, te paralelnost i kružnost vrtnje kod svih osovina i zupčanika.

## 9.6. Oštećenja polimernog graničnika

Namjena masti u sklopu je smanjenje trenja između vretena i matice. Međutim, tijekom eksploatacije mast se istisne unutar kućišta reduktora ili se uvlači unutar cilindra, ostavljajući površine vretena i matice praktički suhima. Osim što istisnuta mast izaziva oštećenja na graničniku, nedostatak iste na površinama vretena i matice rezultira većim trenjem, što dodatno pridonosi smanjenju korisnosti sklopa, odnosno povećanju zagrijavanja istog.

Oštećenja na polimernom graničniku nastala su djelovanjem masti. Izvlačenje cilindra aktuatora izazvalo je podtlak u prostoru između matice i cilindra. Kroz provrt na matici, čija je funkcija izjednačavanje tlaka između dvije komore cilindra pregrađene maticom vretena, potlak uvlači mast koja se nakuplja ispred polimernog graničnika. Zbog premalog otvora za izjednačavanje tlaka i visoke temperature matice cilindra, mast nakupljena u odušku se „zapeče“ stvarajući neprohodni čep između komora. Nakon što mast više ne može prolaziti kroz otvor, matica ju tlači na polimerni graničnik na kojemu, uslijed deformiranja (savijanja) tlakom masti, nastaju oštećenja.

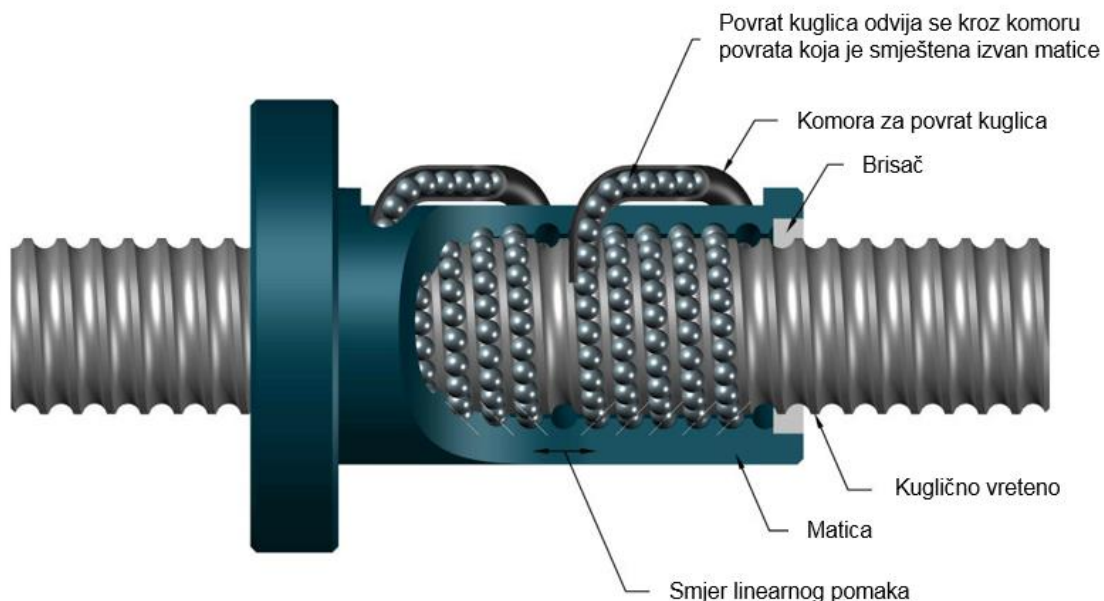
Jedno od mogućih rješenja nastalog problema izrada više otvora većih promjera na matici. Na taj način umanjila bi se mogućnost stvaranja čepa "zapečene" masti i omogućio bi se veći protok masti. Osim toga, dodavanjem oduška na cilindar

aktuatora, višak stlačene masti izašao bi van sklopa te ne bi mogao destruktivno djelovati na polimerni graničnik.

Drugi način rješavanja problema bilo bi korištenje strojnog ulja umjesto masti. Cijeli sklop vretena bi se nalazio u ulju, što bi osim boljeg podmazivanja rezultiralo i boljim odvođenjem nastale topline. Tijekom ekspanzije cilindra, cijeli sklop vretena bi plivao u ulju, dok bi kod kontrakcije cilindra ulje bilo potisnuto u kućište reduktora. Za ostvarenje ovog prijedloga potrebno bi bilo načiniti određene konstrukcijske promjene na kućištu reduktora. Volumen unutar kućišta reduktora mora biti dovoljno velike zapremnine da primi svo ulje iz cilindra tijekom kontrakcije istog.

### 9.7. Kuglična vretena

Kao zamjenu za navojno vreteno unutar aktuatora se često ugrađuju kuglična vretena. Kuglična vretena, za razliku od navojnih vretena koja linearno gibanje ostvaruju pomoću klizanja navoja matice po navojima vretena, koriste kotrljanje kugličnih ležajeva kako bi ostvarila gibanje. Kuglični ležajevi nalaze se unutar sklopa matice te svojom kotrljanjem po kugličnom vretenu ostvaruju gibanje. Na slici (Slika 51 - Kuglično vreteno - presjek) prikazan je presjek sklopa kugličnog vretena.



Slika 51 - Kuglično vreteno - presjek

Prednosti korištenja kugličnog vretena:

1. Stupanj korisnosti veći od 90%
2. Minimalni toplinski utjecaji
3. Minimalni (nepostojeći) zračnost

Uzmemo li u obzir nabrojane prednosti kugličnog vretena vidljivo je da bi se njegovom uporabom u sklopu aktuatora pozitivno moglo djelovati na izvore problema. Stupanj korisnosti koji prelazi 90% osigurao bi veću korisnu snagu. Visok stupanj korisnosti izravno je povezan s manjim koeficijentom trenja. Manji faktor trenja omogućiti će korištenje manje snage na savladavanje otpora u sklopu, što će ujedno utjecati kod smanjenja zagrijavanja samog sklopa.

Najveći problem kod odabira aktuatora s kugličnim vretenom su udarna opterećenja na koja su takvi aktuatori iznimno osjetljivi. Uz pomoć provedene simulacije dobivena su maksimalna udarna opterećenja koja bi djelovala na aktuator. Pomoću tih rezultata moguće je odabrati aktuator koji može izdržati dobivena naprezanja.

## 10. ZAKLJUČAK

Pomicanje sklopova radnih strojeva zahtjevna je zadaća. Osim velike mase kojom se mora manipulirati, često su dijelovi zaduženi za upravljanje sklopovima izloženi velikim naprezanjima. U slučaju dozera opterećenja se stvaraju tijekom rezanja i guranja površinskih slojeva zemlje. Uz takva opterećenja potrebno je osigurati sigurno upravljanje radnim alatom, ralicom. Kod gotovo svih dozera takve zadatke obavljaju hidraulički cilindri. Uporabom hidrostatičkih sustava omogućeno je da s dimenzionalno malim hidrauličkim cilindrima obavljamo ogroman rad upravljajući s velikim sklopovima.

ULP dozer je namijenjen za rad u uskim oknima rudnika platine, te je svojim dimenzijama predodređen za rad u takvoj okolini. Kako je dozer pogonjen preko elektromotora električnom energijom iz baterija, određeno je da se hidraulički pogonjeni cilindri zamijene s električnim aktuatorima. Vrlo brzo se ustanovilo da će takva zamjena imati svoje posljedice.

U analizi aktuatora provedena ispitivanja ukazuju da opterećenja na aktuatoru ne uzrokuju dovoljno velika naprezanja koja bi negativno djelovala na integritet dijelova aktuatora. Unatoč tomu učestalo izvlačenje i uvlačenje aktuatora pod opterećenjem generira veliku količinu topline koja uzrokuje širenje dijelova. Kako bi se izbjegla mogućnost stvaranja oštećenja i blokiranja aktuatora potrebno je predvidjeti veću zračnost među dijelovima i bolji odvod topline, te omogućiti što veći stupanj korisnosti navojnog vretena kako bi generiranje topline bilo što manje.

Učinkovitiji način po pitanju stupnja korisnosti bila bi uporaba aktuatora s kugličnim vretenom. Visok stupanj korisnog djelovanja kod kugličnih vretena omogućio bi minimalno generiranje topline. Osjetljivost na udarna opterećenja mogla bi se riješiti korištenjem elastičnog elementa koji bi apsorbirao sva kritična opterećenja.

Jednostavniji način rješavanja problema je povećanje zračnosti između matice i cilindra uz povećanje koraka trapeznog navoja. Povećanjem koraka donekle bi porastao stupanj korisnosti trapeznog vretena što bi rezultiralo manjim zagrijavanjem sklopa.

## 11. LITERATURA

- 1) Mikulić, D. : „Građevinski strojevi - konstrukcija, proračun i uporaba“, Zagreb, 1998.
- 2) Cvirn, Ž. : „Rastavljivi spojevi“, Zagreb, 2014.
- 3) Decker, K.H. : „Elementi strojeva – treće izmijenjeno i dopunjeno izdanje“, Zagreb, 2006.
- 4) Skalicki, B, Grilec, J. : „Električni strojevi i pogoni“, Zagreb, 2011.
- 5) Stojković, V. : „Vojna motorna vozila“, Veleučilište Velika Gorica, Velika Gorica, 2009. autorizirana predavanja
- 6) Galović, A. : „Termodinamika 2“, Zagreb, 2003.
- 7) Križan, B. : „Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata“, Zagreb, 2008.
- 8) „Inženjerski priručnik IP1“, skupina autora, Zagreb, 1996.