



FSB

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje

Zavod za konstruiranje

Katedra za elemente strojeva i

Programski zadatak
MEHANIČKE KONSTRUKCIJE
akademska godina 2020./2021.

Izradili: Mate Bašić, Tomislav Grahek, Boris Hajko, Denis Meštrović, Luka Strniščak

Nastavnik: doc. dr. sc. Ivica Galić

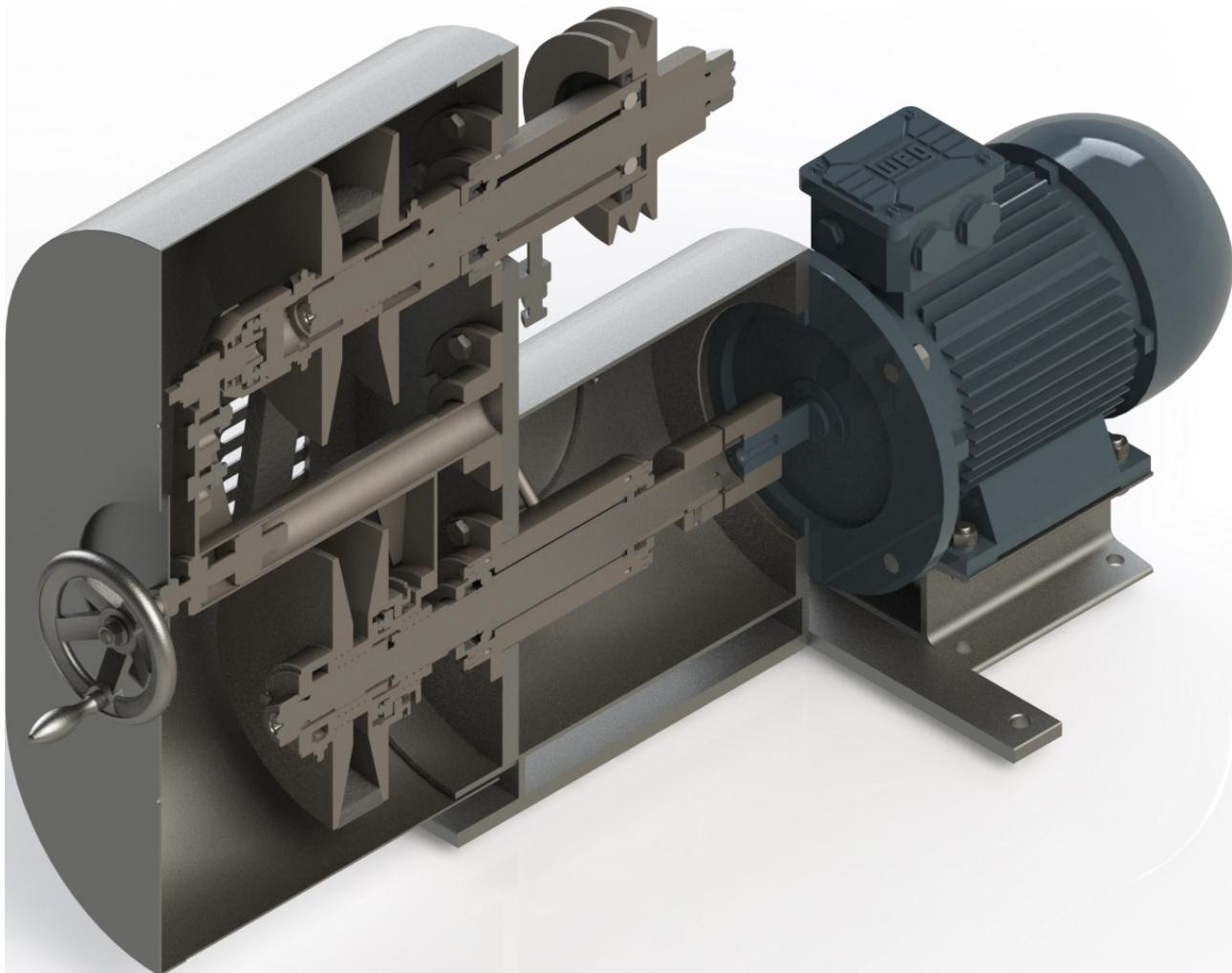
Zagreb, svibanj 2021.

SADRŽAJ

1. Definiranje zadatka.....	3
2. Opis modela i funkcionalnosti modela.....	4
3. Proračun.....	5
3.1. Proračun remena.....	5
3.2. Proračun pera i kliznih svornjaka pogonskog podsklopa.....	9
3.3. Proračun ležajeva pogonskog podsklopa.....	10
3.4. Proračun pera gonjenog podsklopa.....	15
3.5. Proračun ležajeva gonjenog podsklopa.....	16
3.6. Numerički dokaz nosivosti poluremenica.....	21
3.7. Analitički proračuni pogonskog i gonjenog vratila.....	52
3.8. Numerički dokaz nosivosti vratila.....	62
4. Literatura.....	71
5. Prilozi.....	73

1. Definiranje zadatka

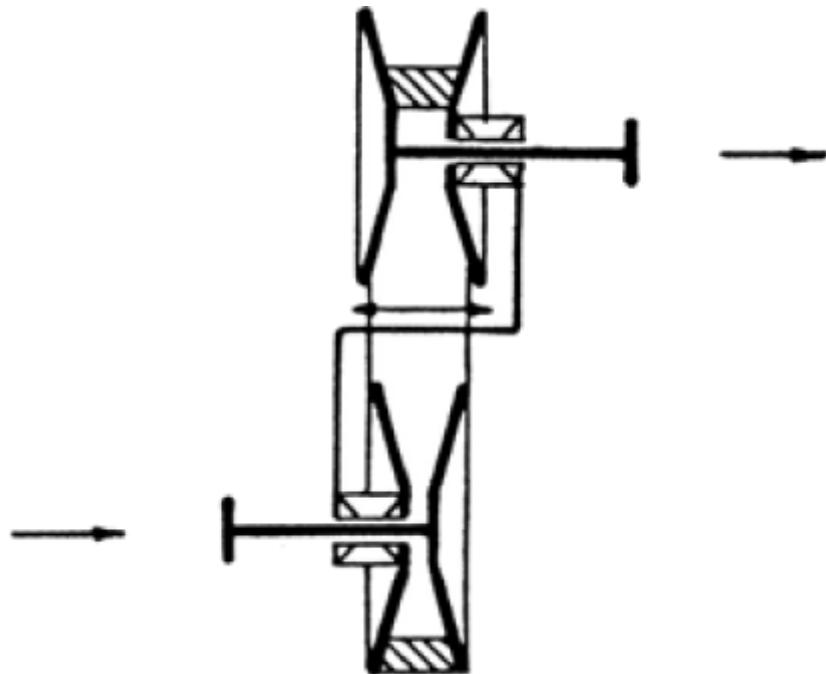
Potrebito je izvršiti mjerjenje svih komponenti varijatora (Slika 1.), na temelju dobivenih dimenzija rekonstruirati varijator rukom crtanim skicama radioničkih crteža nesticnih dijelova i u jednom od CAD-paketa modelirati sve sastavne dijelove varijatora, te pomoću njih načiniti sklopni crtež. Također je potrebno provesti proračun pojedinih komponenti varijatora



Slika 1. Varijator

2. Opis modela i funkcionalnosti modela

Varijator je izvedbe Becker, s dvije dvodijelne pomicne remenice, po Slici 2. Služi prijenosu snage s pogonskog stroja, elektromotora karakteristika danih u Tablici 1, na radni stroj pomoću izlazne remenice.



Slika 2. Shema izvedbe varijatora [1]

Tablica 1. Karakteristike elektromotora

$P, \text{ kW}$	$n, \text{ min}^{-1}$
1,5	700
2,2	1430

U sklopu ovog rada nastojalo se zamijeniti pojedine nestandardne dijelove varijatora uz zadržavanje sklopa unutar gabaritnih dimenzija postojeće izvedbe, te je posebna pozornost posvećena očuvanju originalnog položaja izlazne remenice, kako bi se osigurala potpuna zamjenjivost originalnog varijatora s njegovom rekonstruiranom verzijom.

3. Proračun

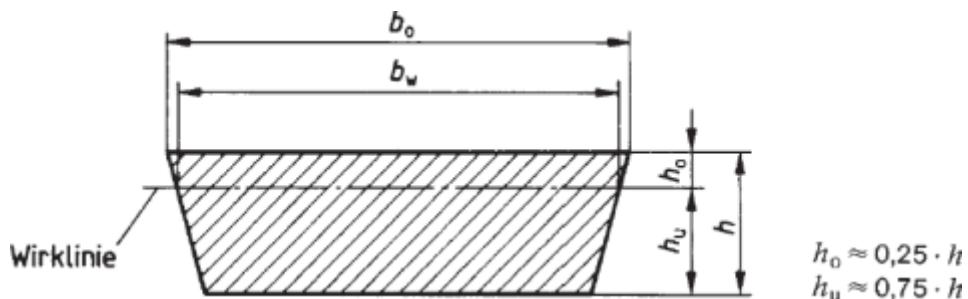
3.1. Proračun remena

Osobita pažnja posvećena je remenu, koji je u zatečenom stanju nestandardni dio, izrađen lijepljenjem triju remena, dok je u rekonstruiranoj izvedbi korišten standardni široki (varijatorski) remen po [2]. U Tablici 2. dani su izmjereni maksimalni i minimalni promjeri funkcionalnih konusa originalnih remenica, te njihov osni razmak.

Tablica 2. Dimenzije remenica i osni razmak

d_{min} , mm	d_{max} , mm	a , mm
96	216	312 ± 10

Po [3], normirano varijatorsko remenje po DIN 7719 (Slika 3.) može prenositi snagu približno jednaku prenosivoj snazi standardnog klinastog remena po DIN 2215 s približno jednakom visinom profila.



Slika 3. Poprečni presjek varijatorskog remena [2]

Stoga je prvo proveden proračun kojim je određen odgovarajući klasični nazubljeni klinasti remen, potom je na temelju visine profila tako određenog klasičnog klinastog remena određen profil varijatorskog remena.

Pri proračunu remena korišteni su podaci iz kataloga jednog od poznatijih proizvođača remenja [4], skripte za kolegij *Elementi konstrukcija II* [5] i priručnika [6, 7]. Provjerен je prvi remen kojem je nazivna snaga veća od potrebne snage pri nižoj brzini vrtnje elektromotora – profila AX – koji po visini profila odgovara varijatorskom profilu W 40.

Za profil W 40 je po [2]:

$$d_1 = d_{min} + 2 \cdot t_{umin},$$

$$d_1 = 122,4 \text{ mm},$$

$$d_2 = d_{max} - 2 \cdot c_{min},$$

$$d_2 = 209,5 \text{ mm}.$$

Uz:

$$a_{min} = 302 \text{ mm},$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a_{min}} \right) \cdot 2 = 2,852,$$

je faktor obuhvatnog kuta jednak:

$$c_\beta = 0,9568.$$

Treba napomenuti da zatezanjem remena obuhvaćni kut na manjoj remenici raste, pa je ovako izračunat faktor obuhvatnog kuta na strani sigurnosti.

Budući da podaci o radnom stroju i trajanju pogona nisu poznati, procijenjeno je da se radi o laganim pogonu s dnevnim trajanjem pogona između 10 i 16 sati. Kako se pripadni pogonski stroj nalazi u grupi A, faktor primjene jednak je:

$$C_B=1,1.$$

S minimalnim osnim razmakom:

$$a_{min}=302 \text{ mm},$$

unutarnja duljina remena pri jednom od krajnjih položaja remenica jednaka je:

$$L_{u1}=2 \cdot a_{min} \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) + \frac{d_1-2 \cdot 8,99}{2} \cdot \beta + \frac{d_2-2 \cdot 8,99}{2} \cdot (2 \cdot \pi - \beta) = 1075 \text{ mm},$$

a za prijenosni omjer jednak jedinici, unutarnja duljina remena bila bi jednak:

$$L_{u2}=2 \cdot a_{min} + \frac{d_1+d_2-4 \cdot 8,99}{2} \cdot \pi = 1069 \text{ mm},$$

što se približno poklapa s usvojenom kataloškom unutarnjom duljinom remena:

$$L_{uSt}=1060 \text{ mm}.$$

Time je korekcijski faktor duljine remena jednak:

$$c_L=0,9,$$

a duljina remena po neutralnoj liniji jednak je:

$$L_w=1115 \text{ mm}.$$

Kako se remenice mogu demontirati za izmjenu remena, nije potrebno osigurati dodatan osni pomak za montažu. Ukupni korekcijski faktor je jednak:

$$C_{uk}=C_B \cdot C_\beta^{-1} \cdot c_L^{-1},$$

$$C_{uk}=1,277.$$

Uz uobičajeni stupanj djelovanja po ležaju od 99%, vrijedi:

$$n_a=700 \text{ min}^{-1},$$

$$P_a \geq 1,5 \cdot 0,99^3 \cdot 1,277 = 1,859 \text{ kW},$$

$$n_b=1430 \text{ min}^{-1},$$

$$P_b \geq 2,2 \cdot 0,99^3 \cdot 1,277 = 2,727 \text{ kW}.$$

Dovoljno je provjeriti je li nazivna snaga remena pri maksimalnom prijenosnom omjeru, tj. minimalnom promjeru pogonske remenice dostačna, jer smanjenjem prijenosnog omjera i povećanjem promjera pogonske remenice raste obodna brzina remena, a time i njegova nazivna snaga. Za promatrani remen, nazivne snage pri 700 , odnosno 1430 min^{-1} dobivene su linearnom interpolacijom iz kataloških podataka i jednake su:

$$P_a=1,891 \text{ kW},$$

$$P_b=3,407 \text{ kW}.$$

Izvršena je još i provjera dostačnosti podesivosti osnog razmaka po [7]:

$$x=20 \text{ mm} \geq \frac{c_1 \cdot L_w}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{0,015 \cdot 1115}{\sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} = 16,9 \text{ mm.}$$

Na temelju podataka iz [6], izvršena je i provjera učestalosti savijanja remena i brzine remena:

$$f=2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{n_b \cdot 2 \cdot \pi}{60} \right) \cdot L_w^{-1} = 28,14 \text{ s}^{-1} \leq 40 \text{ s}^{-1},$$

$$v_{max} = \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{n_b \cdot 2 \cdot \pi}{60} \right) = 15,69 \text{ s}^{-1} \leq 25 \text{ s}^{-1}.$$

Zaključuje se da promatrani remen ima dostatnu nazivnu snagu za predviđene radne uvjete, te zadovoljava sve radne uvjete kojima je izložen. Time se kao prikladan remen za zadani varijator usvaja remen W 40 x 1115.

Kako bi se moglo pristupiti proračunu vratila, potrebno je još odrediti normalne sile kojima remen djeluje na remenice. Budući da nije poznat korigirani faktor trenja za tari par remen-remenica, uzima se gornja iskustvena vrijednost radijalne sile po [5], izračunata pomoću maksimalne obodne sile (koja nastupa pri najvećem prijenosnom omjeru na donjem vratilu), te korigirana za različit kut utora remenica:

$$F_R = 2 \cdot F_{omax} = 2 \cdot 1500 \cdot 0,99^3 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_a}{60} \cdot \frac{0,1224}{2} \right)^{-1} \cdot \frac{\sin(26^\circ - 0,5)}{\sin(34^\circ - 0,5)} = 499,2 \text{ N.}$$

Treba napomenuti da je s obzirom na razmjerno velik obuhvatni kut na manjoj remenici, niži kut utora na remenici i zanemarenje utjecaja centrifugalne sile na remenu u pogonskim uvjetima ovako izračunata radikalna sila relativno konzervativna. Dobivenu radikalnu silu za mirujući remen treba korigirati za силу trenja koja se javlja prilikom prijenosa momenta, pri čemu se pretpostavlja da remen prolazi kroz kutnu deformaciju s 28° na kut utora remenice jednak 26° bez značajnih radikalnih deformacija:

$$T_1 = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5 \cdot \beta}^{0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_1 \cdot r^2 dr d\phi = 19,86 \text{ Nm,}$$

$$T_2 = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5 \cdot \beta - \pi}^{\pi - 0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_2 \cdot r^2 dr d\phi = 19,86 \text{ Nm,}$$

$$T_3 = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5 \cdot \beta - \pi}^{\pi - 0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_3 \cdot r^2 dr d\phi = 28,89 \text{ Nm,}$$

$$T_4 = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5 \cdot \beta}^{0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_4 \cdot r^2 dr d\phi = 9,858 \text{ Nm,}$$

$$\tau_1 = 0,07655 \text{ MPa,}$$

$$\tau_2 = 0,02512 \text{ MPa,}$$

$$\tau_3 = 0,03654 \text{ MPa,}$$

$$\tau_4 = 0,03800 \text{ MPa,}$$

$$F_{t1} = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5 \cdot \beta}^{0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_1 \cdot r \cdot \cos(\phi) dr d\phi = 232,5 \text{ N,}$$

$$F_{t2} = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5 \cdot \beta - \pi}^{\pi - 0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_2 \cdot r \cdot \cos(\phi) dr d\phi = 112,6 \text{ N,}$$

$$F_{t3} = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5 \cdot \beta - \pi}^{\pi - 0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_3 \cdot r \cdot \cos(\phi) dr d\phi = 163,8 \text{ N,}$$

$$F_{t4} = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5 \cdot \beta}^{0,5 \cdot \beta} 2 \cdot \tau_4 \cdot r \cdot \cos(\phi) dr d\phi = 115,4 \text{ N.}$$

Može se zaključiti da rezultanta sile trenja nije posve zanemariva u odnosu na komponentu radikalne sile dobivenu za mirujući remen. Korigirane radikalne sile po remenicama i ekstremima prijenosnog omjera za nižu brzinu vrtnje elektromotora jednake su:

$$F_{R1a}=550,7 \text{ N},$$

$$F_{R2a}=511,7 \text{ N},$$

$$F_{R3a}=525,4 \text{ N},$$

$$F_{R4a}=512,4 \text{ N}.$$

Analogno se mogu dobiti i vrijednosti za višu brzinu vrtnje elektromotora skalarnim množenjem tangencijalne komponente omjerom momenata.

$$F_{R1b}=526,4 \text{ N},$$

$$F_{R2b}=505,7 \text{ N},$$

$$F_{R3b}=512,9 \text{ N},$$

$$F_{R4b}=506,0 \text{ N}.$$

Pripadna normalna sila po poluremenici dobiva se uz pretpostavku jednolikog tlaka po kontaktnoj površini između remena i remenice u ovisnosti o prijenosnom omjeru. S obzirom na to da su samo krajnje vrijednosti od interesa pri numeričkoj provjeri nosivosti poluremenica, te proračunu ležajeva i vratila, dovoljno je proučiti slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, za koji će na pogonskoj remenici aksijalna sila biti minimalna, a na gonjenoj maksimalna. Kako je kut na odabranom remenu 28° , usvaja se kut utora remenice jednak 26° , te uz zanemarenje povećanja kontaktne površine uslijed deformacije remena, a uzimajući u obzir zaobljenje na rubovima konusa poluremenica vrijedi:

$$F_R = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5\cdot\beta}^{0,5\cdot\beta} p_1 \cdot \sin(13^\circ) \cdot \cos(\phi) \cdot 2 \cdot r dr d\phi = 499,2 \text{ N},$$

$$p_1=0,7306 \text{ MPa},$$

$$F_N = \int_{r_{11}}^{r_{12}} \int_{-0,5\cdot\beta}^{0,5\cdot\beta} p_1 \cdot \cos(13^\circ) \cdot r dr d\phi = 1558 \text{ N},$$

$$F_R = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5\cdot\beta-\pi}^{\pi-0,5\cdot\beta} p_2 \cdot \sin(13^\circ) \cdot \cos(\phi) \cdot 2 \cdot r dr d\phi = 499,2 \text{ N},$$

$$p_2=0,4951 \text{ MPa},$$

$$F_N = \int_{r_{21}}^{r_{22}} \int_{0,5\cdot\beta-\pi}^{\pi-0,5\cdot\beta} p_2 \cdot \cos(13^\circ) \cdot r dr d\phi = 1874 \text{ N}.$$

Može se uočiti da će pri istoj radikalnoj sili zbog veće kontaktne površine, unatoč nižem kontaktom tlaku, aksijalna sila biti veća.

Za proračun ležajeva je također potrebno odrediti radikalnu silu na izlaznoj remenici. Na osnovi dimenzija izlazne remenice određeno je pomoću podataka iz [8] da je predviđena uporaba dvaju klinastih remena tipa XPB. Na temelju podataka iz [4] je određeno da i pri nižoj brzini vrtnje elektromotora i maksimalnom prijenosnom omjeru navedna dva remena mogu prenijeti svu raspoloživu snagu na izlazu varijatora i u slučaju multiplikacije, tj. uparivanjem minimalne moguće remenice promjera neutralne linije 100 mm. Budući da nije poznat korigirani faktor trenja za tari par remen-remenica, uzima se gornja iskustvena vrijednost radikalne sile po [5], izračunata pomoću maksimalne obodne sile:

$$F_{Riz}=2 \cdot F_{omax}=2 \cdot 1500 \cdot 0,99^6 \cdot 0,85 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_a}{60 \cdot i_{max}} \cdot \frac{0,1}{2} \right)^{-1} = 1121 \text{ N}.$$

Pri kasnijem proračunu ležajeva i vratila uzet će se najnepovoljnija orientacija radikalne sile, jer nije poznata pozicija druge remenice. Također nije poznat stvarni obuhvatni kut, zbog čega će se konzervativno pretpostaviti da je tangencijalna komponenta jednaka obuhvatnoj sili na neutralnoj liniji izlazne remenice:

$$F_{omaxiz} = 1500 \cdot 0,99^6 \cdot 0,85 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_a}{60 \cdot i_{max}} \cdot \frac{0,15}{2} \right)^{-1} = 373,8 \text{ N},$$

$$F_{ominiz} = 1500 \cdot 0,99^6 \cdot 0,85 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_a}{60 \cdot i_{max}} \cdot \frac{0,15}{2} \right)^{-1} = 373,8 \text{ N}.$$

3.2. Proračun pera i kliznih svornjaka pogonskog podsklopa

S obzirom da nije potrebna aksijalna pomicnost spojke po vratilu, predviđen je čvrsti dosjed (P9/h9) između pripadnog pera i vratila. Kako bi se skratio vrijeme i cijena obrade, proveden je proračun potrebne duljine pera za kritični slučaj pokretanja motora u režimu niže brzine vrtnje. Maksimalni (prevalni) okretni moment iščitan je iz grafa za elektromotor sličnih karakteristika [9]:

$$T_{1max} = 45,01 \text{ Nm}.$$

Prepostavljeno je da je pogonsko vratilo s elektromotorom povezano pomoću krute spojke, te je zanemarena inercija spojke i vratila elektromotora. Usvojen je faktor sigurnosti iznosa 1,25, a zbog nepoznavanja točne izvedbe spojke pretpostavljena je izrada iz sivog lijeva. Režim rada je okarakteriziran jednostranim opterećenjem i lakin udarima, te po [10] vrijedi:

$$p_3 = \frac{45,01 \cdot 1000 \cdot 1,25}{15 \cdot (b_1 - t_{11}) \cdot (l_1 - b_1)} = 60 \text{ MPa},$$

$$l_1 = 28,84 \text{ mm},$$

iz čega je najблиža standardna ukupna duljina pera:

$$\dot{l}_1 = 32 \text{ mm}.$$

Usvaja se kraća duljina pera od mjerene, a položaj utora prilagođen je odabranoj kupovnoj zupčastoj spojci.

Analogno je određena duljina pera kojim je pogonsko vratilo povezano s poluremenicama. Pri tome je ponovno pretpostavljena povezanost pogonskog vratila s elektromotorm pomoću krute spojke, zanemarena je inercija spojke, vratila elektromotora, pogonskog vratila, pera kojim je povezano sa spojkom, te unutarnjih prstena i valjnih tijela ležajeva. Usvojen je faktor sigurnosti iznosa 1,25, a računati su gubici na ležajevima. Režim rada je i dalje okarakteriziran jednostranim opterećenjem i lakin udarima, a poznato je da su poluremenice izrađene od čelika. Po [10] vrijedi:

$$p_4 = \frac{45,01 \cdot 1000 \cdot 1,25 \cdot 0,99^2}{11 \cdot (h_2 - t_{12}) \cdot (l_2 - b_2)} = 100 \text{ MPa},$$

$$l_2 = 26,05 \text{ mm},$$

iz čega je najблиža standardna ukupna duljina pera:

$$\dot{l}_2 = 28 \text{ mm}.$$

Usvaja se kraća duljina pera od mjerene, a zadržan je položaj geometrijske sredine utora. Kako je poluremenica s kojom je pero u kontaktu fiksirana, može se i ovdje odabratи čvrsti dosjed (P9/h9) između pera i vratila, tj. pera i poluremenice.

Još bi trebalo napomenuti da bi uz poznavanje materijala spojke načelno bio moguć i proračun po DIN 6892 metodama B i C. Tako dobivene duljine pera bi bile nešto manje predimenzionirane u odnosu na približni proračun izведен po [10].

Pri proračunu kliznih svornjaka analiziran je slučaj u kojem elektromotor daje maksimalni (prevalni) okretni moment. Zanemarene su inercije svih prethodnih strojnih dijelova u toku snage izuzev fiksirane remenice, za koju je pretpostavljeno da preuzima polovicu prevalnog momenta. Analogno proračunu spoja vratila i glavine pomoću više pera [10] je provedena korekcija s obzirom na

jednolikost opterećenja po svornjacima, te za kritični slučaj pri maksimalnom prijenosnom omjeru i minimalnoj kontaktnoj površini s pokretnom poluremenicom vrijedi:

$$p_5 = \frac{T_{1max}^{0,25}}{0,8 \cdot 28,5 \cdot 8 \cdot 12,34 \cdot 0,5} = 9,999 \text{ MPa} \ll p_{dop} = 24 \text{ MPa},$$

$$\tau_5 = \frac{T_{1max}^{0,25}}{0,8 \cdot 28,5 \cdot 8 \cdot 12,34} = 4,999 \text{ MPa} \ll \tau_{dop_min} = 40 \text{ MPa}.$$

Odabrana duljina svornjaka je takva da neposredno nakon postizanja maksimalnog prijenosnog omjera dolazi do kontakta između zaobljenja na kraju svornjaka i konusa uvrta na pokretnoj poluremenici. Time svornjak preuzima i određenu sigurnosnu funkciju, te povećanjem otpora pomicanju polužnog mehanizma daje operateru do znanja da je postignut najniži mogući prijenosni omjer.

3.3. Proračun ležajeva pogonskog podsklopa

Pogonsko vratilo je u originalnoj izvedbi uležišteno pomoću kugličnog ležaja 6206 na ležajnom mjestu A bliže elektromotoru i kugličnog ležaja 6007 postavljenog na ležajnom mjestu B, dalje od elektromotora. Aksijalnu silu fiksirane poluremenice preuzima ležajno mjesto B. Aksijalnu silu pomicne poluremenice preuzima aksijalni kuglični ležaj 51111 postavljen na ležajnom mjestu C na pokretnoj poluremenici. S obzirom na to da je predviđen pogon u dvije smjene (s dnevnim trajanjem pogona od 10 do 16 sati), bilo bi poželjno osigurati da je minimalni vijek trajanja najopterećenijeg valjnog ležaja približno 4000 sati [11], što odgovara izmjeni ležaja jednom godišnje. Također bi u kontekstu povoljnije izrade bilo poželjno eliminirati čahuru na koju je u originalnoj izvedbi montiran ležaj 6007, bilo izradom međustupnja promjera 35 mm, bilo uporabom ležaja za promjer vratila od 30 mm. Očekivani radni vijek samog varijatora procjenjuje se na 15 godina, te će se za to vremensko razdoblje tražiti optimalni ležajevi. Pri tome će se zanemariti troškovi uzrokovani montažom i demontažom ležajeva, već će se samo promatrati cijena pojedinog ležaja.

Uz opterećenja izračunata pod točkom 3.1., uzete su u obzir i težine komponenti koje preuzima vratilo. Primjenom principa solidifikacije određeno je težiste i ukupna masa tih elemenata, te su ukupna opterećenja i pripadni krakovi s obzirom na ležajno mjesto A dani u Tablici 3. za krajnje vrijednosti postizivih prijenosnih omjera:

Tablica 3. Ukupna opterećenja i pripadni krakovi

<i>i</i>	Sile		Krakovi	
1,712	<i>G</i> , N	121,8	<i>a_G</i> , mm	183,8
	<i>F_{R1a}</i> , N	550,7	<i>a_R</i> , mm	238,1
	<i>F_{R1b}</i> , N	526,4	<i>a_R</i> , mm	238,1
	<i>F_N</i> , N	1558	/	
0,5842	<i>G</i> , N	121,8	<i>a_G</i> , mm	191,1
	<i>F_{R2a}</i> , N	511,7	<i>a_R</i> , mm	248,1
	<i>F_{R2b}</i> , N	505,7	<i>a_R</i> , mm	248,1
	<i>F_N</i> , N	1874	/	

Sile na ležajevima za navedena dva krajnja slučaja dane su u Tablici 4., a dobivene su pomoću jednadžbi ravnoteže oko geometrijskog središta ležajnog mesta A, za poznati razmak među geometrijskim središtima ležajeva:

$$a_l = 130,5 \text{ mm}.$$

Tablica 4. Ukupna opterećenja na ležajevima

i	Sile na ležajevima		
	F_r , N	n_a	n_b
1,712	F_{AR} , N	395,3	373,8
	F_{AN} , N	0	0
	F_{BR} , N	838,2	786,2
	F_{BN} , N	1558	1558
	F_{CR} , N	0	0
	F_{CN} , N	1558	1558
0,5842	F_{AR} , N	392,7	386,7
	F_{AN} , N	0	0
	F_{BR} , N	786,4	772,7
	F_{BN} , N	1874	1874
	F_{CR} , N	0	0
	F_{CN} , N	1874	1874

Može se uočiti da će svi ležajevi biti više opterećeni za slučaj minimalnog prijenosnog omjera. Za sva tri ležaja je režim rada elektromotora pri višoj brzini vrtnje nepovoljniji po pitanju vijeka trajanja jer je razlika u opterećenju minorna, a frekvencija opterećivanja dvostruko veća.

Najprije je proveden proračun potencijalnih ležaja za ležajno mjesto A. Kao što je već istaknuto u točki 3.2, zadržan je promjer prvog stupnja na vratilu. Kako je opterećenje na ležaju isključivo radikalno i kako je riječ o slabije opterećenom ležajnom mjestu, razmatrani su samo jednostavni jednoredni radikalni kuglični ležajevi. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto A su prikazani u Tablici 4. sa svojim karakterističnim veličinama i radni vijekom za najnepovoljniji i najpovoljniji režim rada (maksimalni prijenosni omjer pri nižoj brzini vrtnje elektromotora i minimalni prijenosni omjer pri višoj brzini vrtnje elektromotora), kako bi se video mogući raspon radnog vijeka ležaja. Proračun je proveden po [11] i [12], te vrijedi:

$$P_r = F_r,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r} \right)^\varepsilon.$$

Tablica 5. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto A

Tip ležaja	6006	6206	6306
Cijena [13], €	1,59	1,89	3,22
C , N	13800	20300	29600
P_{rmin} , N	373,8		
P_{rmax} , N	395,3		
ϵ	3		
n_a , min^{-1}	700		
n_b , min^{-1}	1430		
L_{10hmax} , sati	1033000	3289000	10200000
L_{10hmin} , sati	529700	1686000	5227000

Zaključuje se da je ležaj 6006 više nego dostatan za predviđeno ležajno mjesto. Odabrana je izvedba 6006 2RS, s intervalom podmazivanja od 57500 sati za najnepovoljniji slučaj po [14]. Na temelju preporuka poznatog proizvođača ležajeva [14], odabrana su i tolerancijska polja rukavca (j6) i glavine (H8).

Za ležajno mjesto B su zbog visoke aksijalne sile osim jednostavnih jednorednih kugličnih ležaja uzeti u obzir i jednoredni radijalni kuglični ležajevi s kosim dodirom. S obzirom na ograničen prostor između prirubnica pogonskog podsklopa i mehanizma za pokretanje poluremenica, višu masu i veću cijenu obrade glavine, potencijalni ležajevi su svojim vanjskim promjerom ograničeni na 62 mm. Po [11] i [12] vrijedi:

$$P_r = F_r, \frac{F_a}{F_r} \leq e,$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \frac{F_a}{F_r} > e,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r} \right)^{\epsilon}.$$

Karakteristične veličine potencijalnih ležajeva za ležajno mjesto B dane su u Tablici 6.

Tablica 6. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto B

Tip ležaja	6007	6206	7206 B
Cijena [13], €	1,89	1,89	8,09
C , N	16800	20300	22500
X	0,56		0,35
Y_{max}	1,284	1,335	0,57
Y_{min}	1,230	1,278	0,57
P_{rmax} , N	2746	2836	1343
P_{rmin} , N	2441	2520	1163
ε	3		
n_a , min ⁻¹	700		
n_b , min ⁻¹	1430		
L_{10hmax} , sati	7488	12020	164500
L_{10hmin} , sati	2691	4301	55350

Interesantno je da je ležaj 6007 najgori mogući odabir po pitanju ukupne cijene po satu rada, što zajedno s postojanjem čahure umjesto stupnja promjera 35 mm na vratilu implicira da varijator tvornički nije bio izведен s tim ležajem. Ležaj 6206 je kroz ukupni radni vijek varijatora povoljniji od ležaja 6007, ali bitno skuplji od ležaja 7206 B zbog deseterostruko manjeg radnog vijeka za četvrtinu cijene. Imajući to na umu, na koncu je izabran ležaj 7206 B za ležajno mjesto B. Interval podmazivanja je 20700 sati, odabrano tolerancijsko polje rukavca je k5, tolerancijsko polje glavine je H8.

Kako bi se ostvarila kvaliteta kontaktnih površina uvjetovana prethodno odabranim tolerancijskim poljima, potrebno je rukavac ležajnog mesta B vratila fino brusiti, te je zato originalni polukružni prijelazi s većeg na manji promjer zamijenjen utorom DIN 509 oblika F. Također su dodana skošenja za uprešavanje po DIN 7190. Time se ujedno promijenila i masa vratila, a poznate su i mase ležajeva koje bi se mogle pribrojiti kao opterećenje, no riječ je o tako minornoj promjeni da nema potrebe za ponavljanjem proračuna ležajeva.

Aksijalni ležaj na ležajnom mjestu C bi načelno mogao biti osim aksijalnog kugličnog i aksijalni valjkasti ili igličasti ležaj, ali je interval podmazivanja za navedene dvije varijante svega 140 sati, zbog čega je zadržan aksijalni kuglični ležaj 51111 kao jedini aksijalni kuglični ležaj koji se fizički može smjestiti u pokretnu poluremenicu. Interval za podmazivanje mu je 10300 sati, a određena su i tolerancijska polja rukavca (h6) i kućišta (H8), na temelju preporuke proizvođača. Kontrolni proračun proveden je po [11] i [12], te za navedeni ležaj vrijedi:

$$P_a = F_a,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_a} \right)^{\varepsilon}.$$

Glavne karakteristike ležaja i očekivani raspon radnog vijeka prikazani su u Tablici 7.

Tablica 7. Ležaj za ležajno mjesto C

Tip ležaja	51111
Cijena [13], €	3,99
C_0 , N	30700
P_{amin} , N	1558
P_{amax} , N	1874
ε	3
n_a , min^{-1}	700
n_b , min^{-1}	1430
L_{10hmax} , sati	182100
L_{10hmin} , sati	51240

S obzirom na raspon radnog vijeka u ovisnosti o režimu rada varijatora, može se pretpostaviti da će tijekom radnog vijeka varijatora biti potrebno najviše jednom zamjeniti ležaj na ležajnom mjestu C. I na poluremenici je dodano skošenje za uprešavanje, jer unatoč tolerancijskom polju rukavca h6 zbog tolerancija ležaja može doći do blagog preklapanja. Po obavljenom odabiru ležajeva, provedena je kontrola ležajeva s obzirom na statičko opterećenje na temelju izraza i podataka iz [11] i [12]:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a,$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}.$$

Također je provjereno i udovoljavanje minimalnom opterećenju, iako se iz do sada dobivenih vrijednosti ekvivalentnih opterećenja može već zaključiti da je navedeni uvjet zadovoljen. Za jednostavne jednoredne radikalne kuglične ležajeve po [12] vrijedi relacija:

$$F_{rm} = 1000 \cdot k_r \cdot \left(\frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2,$$

dok za jednoredne radikalne kuglične ležajeve s kosim dodirom vrijedi:

$$F_{am} = k_a \cdot \frac{C_0}{1000} \cdot \left(\frac{n \cdot d_m}{100000} \right)^2,$$

a za aksijalne kuglične ležajeve vrijedi relacija:

$$F_{am} = A \cdot 1000 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2.$$

Rezultati ovih dvaju kontrolnih proračuna prikazani su u Tablici 8.

Tablica 8. Kontrolni proračun statičke nosivosti i minimalnog opterećenja

Ležaj	P_0 , N	C_0 , N	n , min^{-1}	d_m , mm	k_r	k_a	A	S_0	F_{am} , N	F_{rm} , N
6006	380,3	8300	1430	42,5	0,025	/	/	21,82	/	39,37
7206 B	1343	14300	1430	46	/	1,2	/	10,65	7,425	/
51111	1874	85000	1430	/	/	/	0,039	45,36	79,75	/

Kao što je i očekivano, minimalna opterećenja ležajeva daleko nadmašuju minimalna potrebna opterećenja. Faktor sigurnosti s obzirom na staticku nosivost je za sve ležajeve iznimno visok, tako da se može očekivati razmjerno visoka mirnoća hoda.

3.4. Proračun pera gonjenog podsklopa

Zadržavanjem približno istog oblika poluremenica gonjenog podsklopa, prijenos momenta s pokretnog na fiksiranu poluremenicu odvija se na promjeru od 40 mm pomoću jednog pera. Kako bi se skratio vrijeme i cijena obrade, proveden je proračun potrebne duljine pera za kritični slučaj – režim rada pri nižoj brzini vrtnje s maksimalnim postizivim prijenosnim omjerom. Uvrštavanjem maksimalnog stupnja iskoristivosti za dani tip varijatora iz [1] se dobiva maksimalni okretni moment kojim je opterećen sam podsklop:

$$T_{2max} = \frac{60 \cdot i_{max} \cdot 1500 \cdot 0,99^4 \cdot 0,85}{n_A \cdot 2 \cdot \pi} = 28,06 \text{ Nm},$$

pa je spoj poluremenica opterećen polovicom tog iznosa.

Usvojen je faktor sigurnosti iznosa 1,25, materijal iz kojeg su izrađene poluremenice je čelik. Režim rada je okarakteriziran jednostranim opterećenjem i laskim udarima, te po [10] vrijedi:

$$P_4 = \frac{14,03 \cdot 1000 \cdot 1,25}{20 \cdot (h_1 - t_{11}) \cdot (l_1 - b_1)} = 100 \text{ MPa},$$

$$l_4 = 14,93 \text{ mm}.$$

Načelno bi i pero duljine 16 mm zadovoljilo proračun, ali je po [15] najniža uobičajena duljina pera širine 12 mm (koju se time sa sigurnošću može nabaviti):

$$l_4' = 28 \text{ mm}.$$

Usvaja se kraća duljina pera od mjerene, a zadržan je položaj geometrijske sredine utora. Kako je jedna od poluremenica s kojom je pero u kontaktu fiksirana, a druga pokretna, odabran je čvrsti dosjed po [16] između pera i pokretnog poluremenice (D10/h9), dok je zbog oblika utora za pero zadržan čvrsti dosjed između pera i pokretnog poluremenice (P9/h9).

Prijenos momenta s fiksirane poluremenice na gonjeno vratilo odvija se pomoću dva pera na promjeru od 30 mm. Usvojen je faktor sigurnosti iznosa 1,25, materijal iz kojeg je izrađena poluremenica i vratilo je čelik. Režim rada je okarakteriziran jednostranim opterećenjem i laskim udarima, te po [10] uz korekciju zbog nejednolikosti opterećenja po perima vrijedi:

$$P_5 = \frac{28,06 \cdot 1000 \cdot 1,25}{15 \cdot (h_1 - t_{11}) \cdot (l_1 - b_1) \cdot 0,8 \cdot 2} = 100 \text{ MPa},$$

$$l_5 = 12,87 \text{ mm}.$$

Načelno bi i pero duljine 14 mm zadovoljilo proračun, ali je po [15] najniža uobičajena duljina pera širine 8 mm (koju se time sa sigurnošću može nabaviti):

$$l_5' = 18 \text{ mm}.$$

Usvaja se kraća duljina pera od mjerene, a zadržan je položaj geometrijske sredine utora. Kako je poluremenica fiksirana, odabran je čvrsti dosjed između pera i fiksirane poluremenice (P9/h9), tj. između pera i vratila (P9/h9).

Prijenos momenta s gonjenog vratila na izlaznu remenicu prijenosnika odvija se pomoću pera na promjeru od 26 mm. Usvojen je faktor sigurnosti iznosa 1,25, materijal iz kojeg je izrađena remenica i vratilo je čelik. Uzeti su u obzir gubitci na ležajevima gonjenog vratila. Režim rada je okarakteriziran jednostranim opterećenjem i laskim udarima, te po [10] vrijedi:

$$P_6 = \frac{28,06 \cdot 1000 \cdot 1,25 \cdot 0,99^2}{13 \cdot (h_1 - t_{11}) \cdot (l_1 - b_1)} = 100 \text{ MPa},$$

$$l_6 = 16,81 \text{ mm},$$

iz čega je najbliža standardna ukupna duljina pera:

$$\dot{l}_6 = 18 \text{ mm}.$$

Usvaja se kraća duljina pera od mjerene, a zadržan je položaj geometrijske sredine utora. Kako je remenica fiksirana, odabran je čvrsti dosjed između pera i remenice (P9/h9), tj. između pera i vratila (P9/h9).

I ovdje valja napomenuti da bi načelno bio moguć i proračun po DIN 6892 metodama B i C. Tako dobivene duljine pera bi bile nešto manje predimenzionirane u odnosu na približni proračun izведен po [10].

3.5. Proračun ležajeva gonjenog podsklopa

Gonjeno vratilo je u originalnoj izvedbi uležišteno pomoću kugličnog ležaja 6206 na ležajnom mjestu D bliže izlaznoj remenici i kugličnog ležaja 6306 postavljenog na ležajnom mjestu E, bliže poluremenicama. Aksijalnu silu fiksirane poluremenice preuzima ležajno mjesto E. Aksijalnu silu pomicne poluremenice preuzima aksijalni kuglični ležaj 51305 postavljen na ležajnom mjestu F na glavi pokretnе poluremenice. S obzirom na to da je predviđen pogon u dvije smjene (s dnevnim trajanjem pogona od 10 do 16 sati), bilo bi poželjno osigurati da je minimalni vijek trajanja najopterećenijeg valjnog ležaja približno 4000 sati [11], što odgovara izmjeni ležaja jednom godišnje. Očekivani radni vijek samog varijatora procjenjuje se na 15 godina, te će se za to vremensko razdoblje tražiti optimalni ležajevi. Pri tome će se zanemariti troškovi uzrokovani montažom i demontažom ležajeva, već će se samo promatrati cijena pojedinog ležaja.

Uz opterećenja izračunata pod točkom 3.1., uzete su u obzir i težine komponenti koje preuzima vratilo. Primjenom principa solidifikacije određeno je težiste i ukupna masa tih elemenata, te su ukupna opterećenja i pripadni krakovi s obzirom na ležajno mjesto D dani u *Tablici 9.* za krajnje vrijednosti postizivih prijenosnih omjera:

Tablica 9. Ukupna opterećenja i pripadni krakovi

<i>i</i>	Sile		Krakovi	
	G , N	169	a_G , mm	247,6
1,712	F_{R3a} , N	525,4	a_R , mm	256,3
	F_{R3b} , N	512,9	a_R , mm	256,3
	F_N , N	1874	/	
	F_{Rz1} , N	1182	a_{Rz1} , mm	95
	F_{Rz2} , N	1153	a_{Rz1} , mm	95
	G , N	169	a_G , mm	253,6
0,5842	F_{R4a} , N	512,4	a_R , mm	246,4
	F_{R4b} , N	506	a_R , mm	246,4
	F_N , N	1558	/	
	F_{Rz3} , N	1128	a_{Rz1} , mm	95
	F_{Rz4} , N	1125	a_{Rz1} , mm	95

Sile na ležajevima za navedena dva krajnja slučaja dane su u Tablici 10., a dobivene su pomoću jednadžbi ravnoteže oko geometrijskog središta ležajnog mesta D, za poznati razmak među geometrijskim središtima ležajeva:

$$a_{l2}=128,5 \text{ mm.}$$

Tablica 10. Ukupna opterećenja na ležajevima

<i>i</i>	Sile na ležajevima		
	F , N	n_a	n_b
1,712	F_{DR} , N	1683	1644
	F_{DN} , N	0	0
	F_{ER} , N	1189	1169
	F_{EN} , N	1874	1874
	F_{FR} , N	0	0
	F_{FN} , N	1874	1874
0,5842	F_{DR} , N	1664	1655
	F_{DN} , N	0	0
	F_{ER} , N	1215	1205
	F_{EN} , N	1558	1558
	F_{FR} , N	0	0
	F_{FN} , N	1558	1558

Može se uočiti da će svi ležajevi biti više opterećen za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera. Za sva tri ležaja je režim rada elektromotora pri višoj brzini vrtnje nepovoljniji po pitanju vijeka trajanja, zbog minorne razlike u magnitudi opterećenja u kombinaciji s dvostruko višom frekvencijom opterećivanja. Važno je napomenuti da su dobivena opterećenja ležajeva prikazana u Tablici 10. opterećenja za najnepovoljniju orientaciju izlaznog remenskog prijenosa, s izlaznim vratilom izlaznog remenskog prijenosa smještenim gotovo vertikalno iznad gonjenog vratila varijatora.

Najprije je proveden proračun potencijalnih ležaja za ležajno mjesto D. Kako je opterećenje na ležaju isključivo radikalno i kako je riječ o slabije opterećenom ležajnom mjestu, razmatrani su samo jednostavni jednoredni radikalni kuglični ležajevi. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto D su prikazani u Tablici 11. sa svojim karakterističnim veličinama i radnim vijekom za najnepovoljniji i najpovoljniji režim rada (maksimalni prijenosni omjer pri nižoj brzini vrtnje elektromotora i minimalni prijenosni omjer pri višoj brzini vrtnje elektromotora), kako bi se vidio mogući raspon radnog vijeka ležaja. Proračun je proveden po [11] i [12], te vrijedi:

$$P_r = F_r,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{F_r}{P_r} \right)^\varepsilon.$$

Tablica 11. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto D

Tip ležaja	6206	6306
Cijena [13], €	1,89	3,22
F_r , N	20300	29600
$P_{r_{min}}$, N	1644	
$P_{r_{max}}$, N	1683	
ε	3	
n_a , min^{-1}	408,9	
n_b , min^{-1}	2448	
$L_{10h_{max}}$, sati	74000	229400
$L_{10h_{min}}$, sati	12560	38950

Kako je bitno jednostavnije oblikovati ležajno mjesto D od ležajnog mjesata A po pitanju dopustive veličine ležaja i kako je ležajno mjesto opterećenje od ležajnog mjesata A, na koncu je u ovome slučaju odabran ležaj 6306, koji bi se eventualno trebao mijenjati jednom tijekom cijelog radnog vijeka varijatora. Na temelju preporuka poznatog proizvođača ležajeva [14], odabrana je varijanta 6306 2RS, s intervalom podmazivanja od 39600 sati za najnepovoljniji slučaj. Također su određena tolerancijska polja rukavca (k5) i glavine (H8).

Za ležajno mjesto E su zbog visoke aksijalne sile osim jednostavnih jednorednih kugličnih ležaja uzeti u obzir i jednoredni radikalni kuglični ležajevi s kosim dodirom. S obzirom na ograničen prostor između prirubnica pogonskog podsklopa i mehanizma za pokretanje poluremenica, višu masu i veću cijenu obrade glavine, potencijalni ležajevi su svojim vanjskim promjerom ograničeni na 72 mm. Po [11] i [12] vrijedi:

$$P_r = F_r, \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e,$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad \frac{F_a}{F_r} > e,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{\zeta}{P_r} \right)^\varepsilon.$$

Karakteristične veličine potencijalnih ležajeva za ležajno mjesto E dane su u *Tablici 12*.

Tablica 12. Potencijalni ležajevi za ležajno mjesto E

Tip ležaja	6306	7206 B	7306 B
Cijena [13], €	3,22	8,09	18,8
ζ, N	29600	22500	32500
X	0,56	0,35	
Y_{max}	1,473	0,57	
Y_{min}	1,421		
P_{rmax}, N	3329	1484	
P_{rmin}, N	2970	1310	
ε	3		
n_a, min^{-1}	408,9		
n_b, min^{-1}	2448		
L_{10hmax}, sati	40120	205000	617700
L_{10hmin}, sati	4835	24050	72490

Ležaj 6306 je najgori mogući odabir po pitanju ukupne cijene po satu rada, te se odbacuje. Ležaj 7206 B je kroz ukupni radni vijek varijatora povoljniji od ležaja 6306 i od ležaja 7306 B, jer možemo pretpostaviti da varijator neće raditi kroz čitavi radni vijek u najgorem mogućem režimu rada. Imajući to na umu, na koncu je izabran ležaj 7206 B za ležajno mjesto E. Interval podmazivanja je 15900 sati, odabrano tolerancijsko polje rukavca je k5, tolerancijsko polje glavine je H8.

Kako bi se ostvarila kvaliteta kontaktnih površina uvjetovana prethodno odabranim tolerancijskim poljima, potrebno je rukavce vratila (fino) brusiti, te su zato originalno polukružni prijelazi s većeg na manji promjer zamijenjeni utorima DIN 509 oblika F. Također su dodana skošenja za uprešavanje po DIN 7190. Time se ujedno promijenila i masa vratila, a poznate su i mase ležajeva koje bi se mogle pribrojiti kao opterećenje, no riječ je o tako minornoj promjeni da nema potrebe za ponavljanjem proračuna ležajeva.

Aksijalni ležaj na ležajnom mjestu F bi načelno mogao biti osim aksijalnog kugličnog i aksijalni valjkasti ili igličasti ležaj, ali je interval podmazivanja za navedene dvije varijante svega 120 sati, zbog čega je zadržan aksijalni kuglični ležaj 51305 kao najveći aksijalni kuglični ležaj koji se fizički može smjestiti u glavu remenice. Interval za podmazivanje mu je 10300 sati, a određena su i tolerancijska polja rukavca (h6) i kućišta (H8), na temelju preporuke proizvođača. Kontrolni proračun proveden je po [11] i [12], te za navedeni ležaj vrijedi:

$$P_a = F_a,$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{\zeta}{P_a} \right)^\varepsilon.$$

Glavne karakteristike ležaja i očekivani raspon radnog vijeka prikazani su u *Tablici 13*.

Tablica 13. Ležaj za ležajno mjesto F

Tip ležaja	51305
Cijena [13], €	4,17
C_0 , N	34500
P_{amin} , N	1558
P_{amax} , N	1874
ϵ	3
n_a , min^{-1}	408,9
n_b , min^{-1}	2448
L_{10hmax} , sati	254300
L_{10hmin} , sati	42400

S obzirom na raspon radnog vijeka u ovisnosti o režimu rada varijatora, može se pretpostaviti da će tijekom radnog vijeka varijatora biti potrebno jednom ili dva puta zamijeniti ležaj na ležajnom mjestu F. I na tujcu je dodano skošenje za uprešavanje, jer unatoč tolerancijskom polju rukavca h6 zbog tolerancija ležaja može doći do blagog preklapanja. Po obavljenom odabiru ležajeva, provedena je kontrola ležajeva s obzirom na statičko opterećenje na temelju izraza i podataka iz [11] i [12]:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a,$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}.$$

Također je provjereno i udovoljavanje minimalnom opterećenju, iako se iz do sada dobivenih vrijednosti ekvivalentnih opterećenja može već zaključiti da je navedeni uvjet zadovoljen. Za jednostavne jednoredne radikalne kuglične ležajeve po [12] vrijedi relacija:

$$F_{rm} = 1000 \cdot k_r \cdot \left(\frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2,$$

dok za jednoredne radikalne kuglične ležajeve s kosim dodirom vrijedi:

$$F_{am} = k_a \cdot \frac{C_0}{1000} \cdot \left(\frac{n \cdot d_m}{100000} \right)^2,$$

a za aksijalne kuglične ležajeve vrijedi relacija:

$$F_{am} = A \cdot 1000 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2.$$

Rezultati ovih dvaju kontrolnih proračuna prikazani su u Tablici 14.

Tablica 14. Kontrolni proračun statičke nosivosti i minimalnog opterećenja

Ležaj	P_0 , N	C_0 , N	n , min^{-1}	d_m , mm	k_r	k_a	A	S_0	F_{am} , N	F_{rm} , N
6306	1600	16000	2448	51	0,03	/	/	10	/	122,1
7206 B	1148	14300	2448	46	/	1,4	/	12,46	25,39	/
51305	1874	60000	2448	/	/	/	0,018	32,02	107,9	/

Kao što je i očekivano, minimalna opterećenja ležajeva daleko nadmašuju minimalna potrebna opterećenja. Faktor sigurnosti s obzirom na statičku nosivost je za sve ležajeve iznimno visok, tako da se može očekivati razmjerno visoka mirnoća hoda.

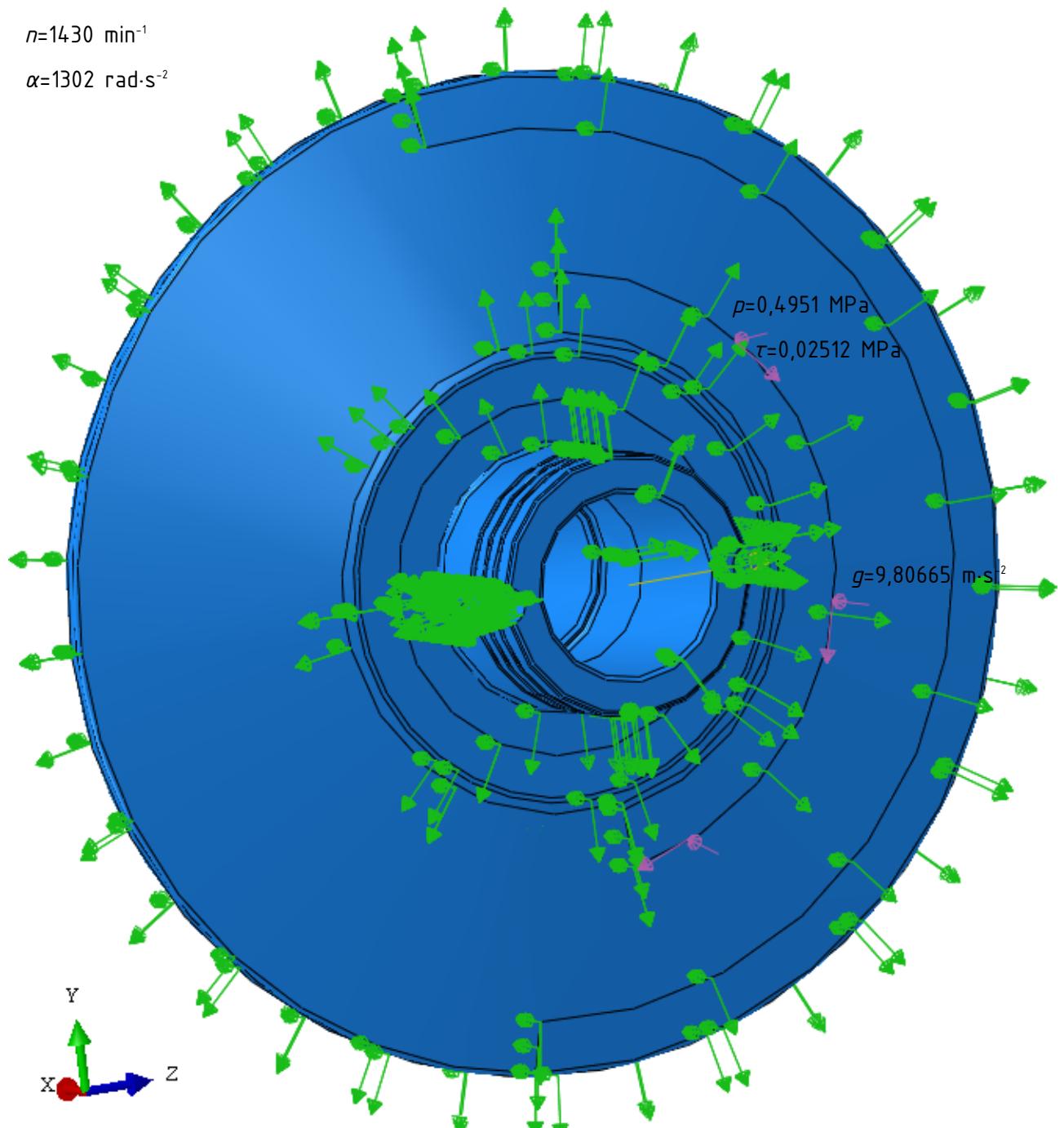
3.6. Numerički dokaz nosivosti poluremenica

Poluremenice su najprije modelirane u programskom paketu *Solidworks*, pri čemu su u odnosu na zatečenu izvedbu učinjene određene preinake kojima je omogućena uporaba standardnih pera i standardnog varijatorskog remena. Kako bi se mogli zadati rubni uvjeti pomaka i opterećenja, poluremenicama su već u *Solidworksu* partitionirane relevantne kontaktne površine s remenom i ležajnim površine. Potom su modeli poluremenica eksportirani u programski paket *Abaqus*, gdje su im dodijeljena tipična svojstva za čelik, s modulom elastičnosti od 210 GPa i Poissonovim faktorom jednakim 0,3. Dodijeljena im je i tipična gustoća čelika od $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Sve numeričke analize su provedene s C3D10 tetraedarskim elementima drugoga reda.

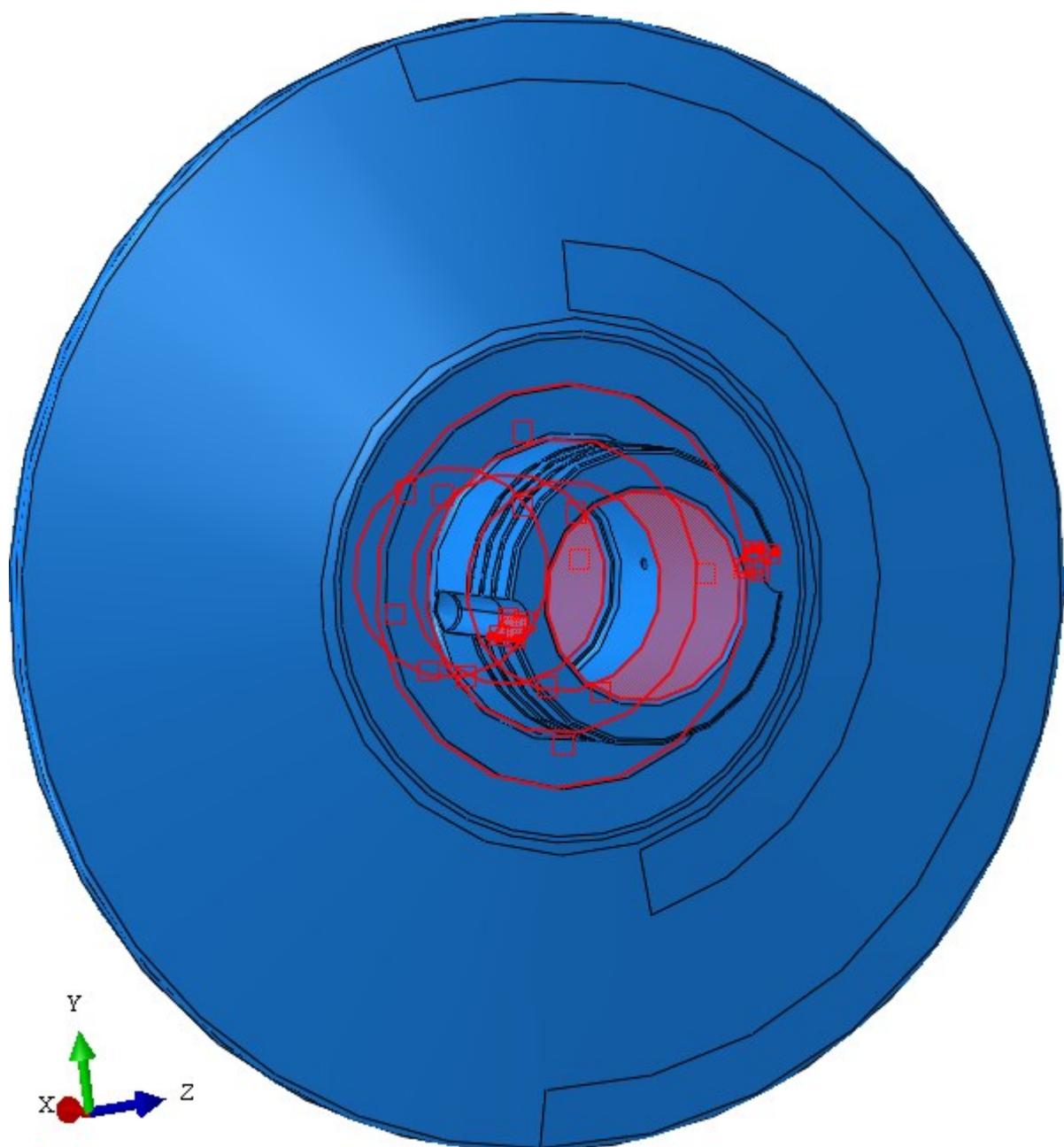
Načelno možemo uzeti da su potencijalno kritične točke poluremenica konusi koji čine utor remena, koji su izloženi značajnjem savijanju, te utori za pera, odnosno provrti za klizne svornjake preko kojih se prenosi okretni moment. U nastavku proračuna pokazano je da su vršna naprezanja u okolini utora za pero bitno niža od vršnih naprezanja, čak i ako se uračuna efekt koncentracije naprezanja po [17]. Zahvaljujući tome je izbjegнута potreba za provedbom kontaktne analize spoja poluremenica pomoću pera.

Za poluremenice pogonskog podsklopa uzeto je u obzir kutno ubrzanje pri zaletu zajedno s nazivnim momentom koji se prenosi remenom, što je konzervativnija procjena od korigiranja momenta na remenu zbog različite brzine vratila (a time i različitog prenosivog momenta remenom) pri prevalnom momentu, čime je ujedno i prepovoljen broj slučajeva koje je potrebno razmatrati. Iz istog razloga je uračunato i centrifugalno opterećenje za višu brzinu vrtnje, iako je razmatrano (veće) opterećenje pri nižoj brzini vrtnje. Treba napomenuti da je za rotirajući disk promjera poluremenice centrifugalno naprezanje niže od 3 MPa, tako da se ne očekuje da će takvo opterećenje značajno utjecati na sigurnost strojnih dijelova. Provjereni su slučajevi minimalnog i maksimalnog prijenosnog omjera. Korištene su vrijednosti opterećenja definirane u točkama 3.1 i 3.2.

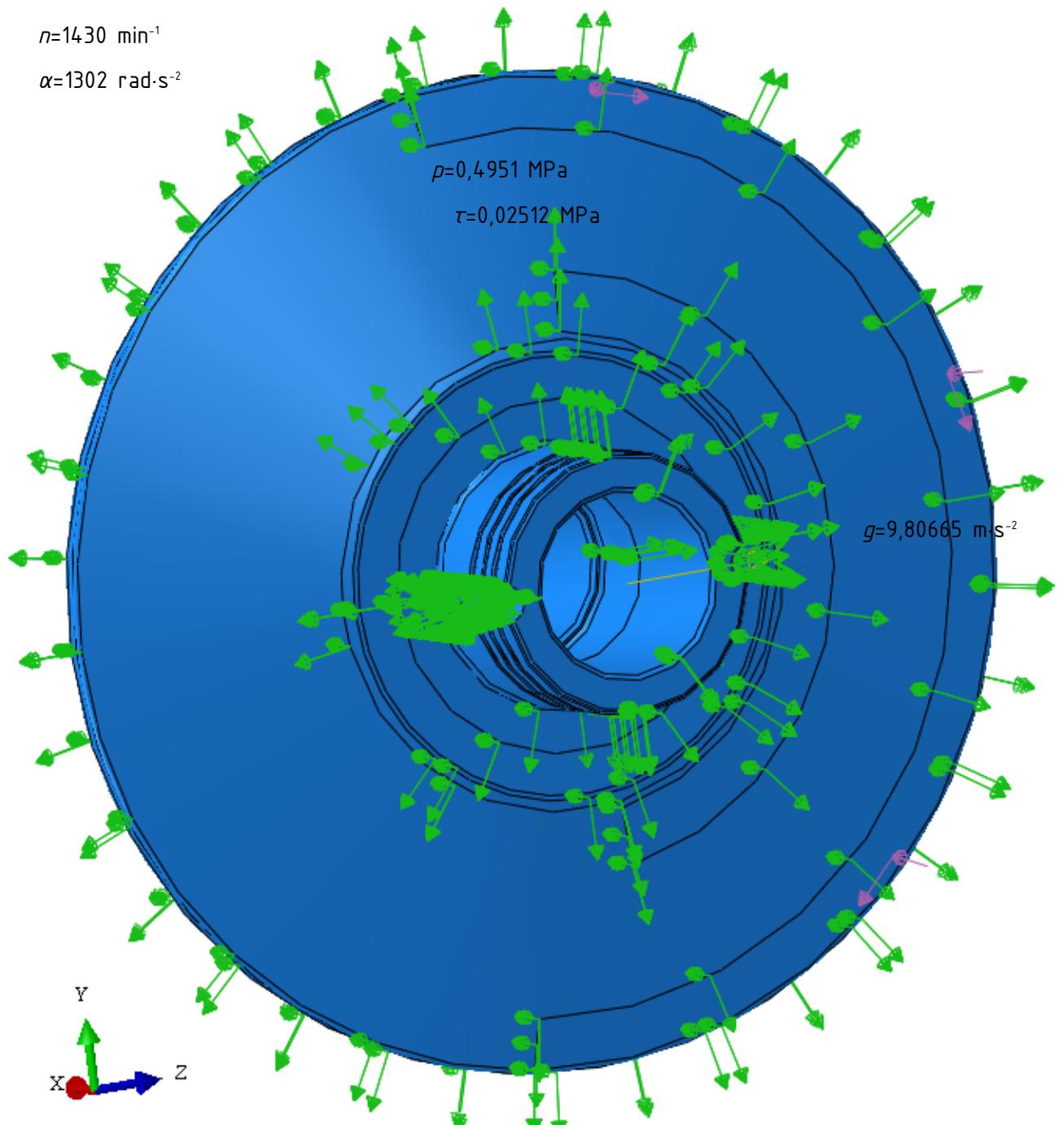
Za pomicnu poluremenicu pogonskog podsklopa zanemarena je težina elemenata stezne glave. Opterećenja i rubni uvjeti prikazani su na *Slikama 4.* i *5.* za maksimalni prijenosni omjer, odnosno na *Slikama 6.* i *7.* za minimalni prijenosni omjer.



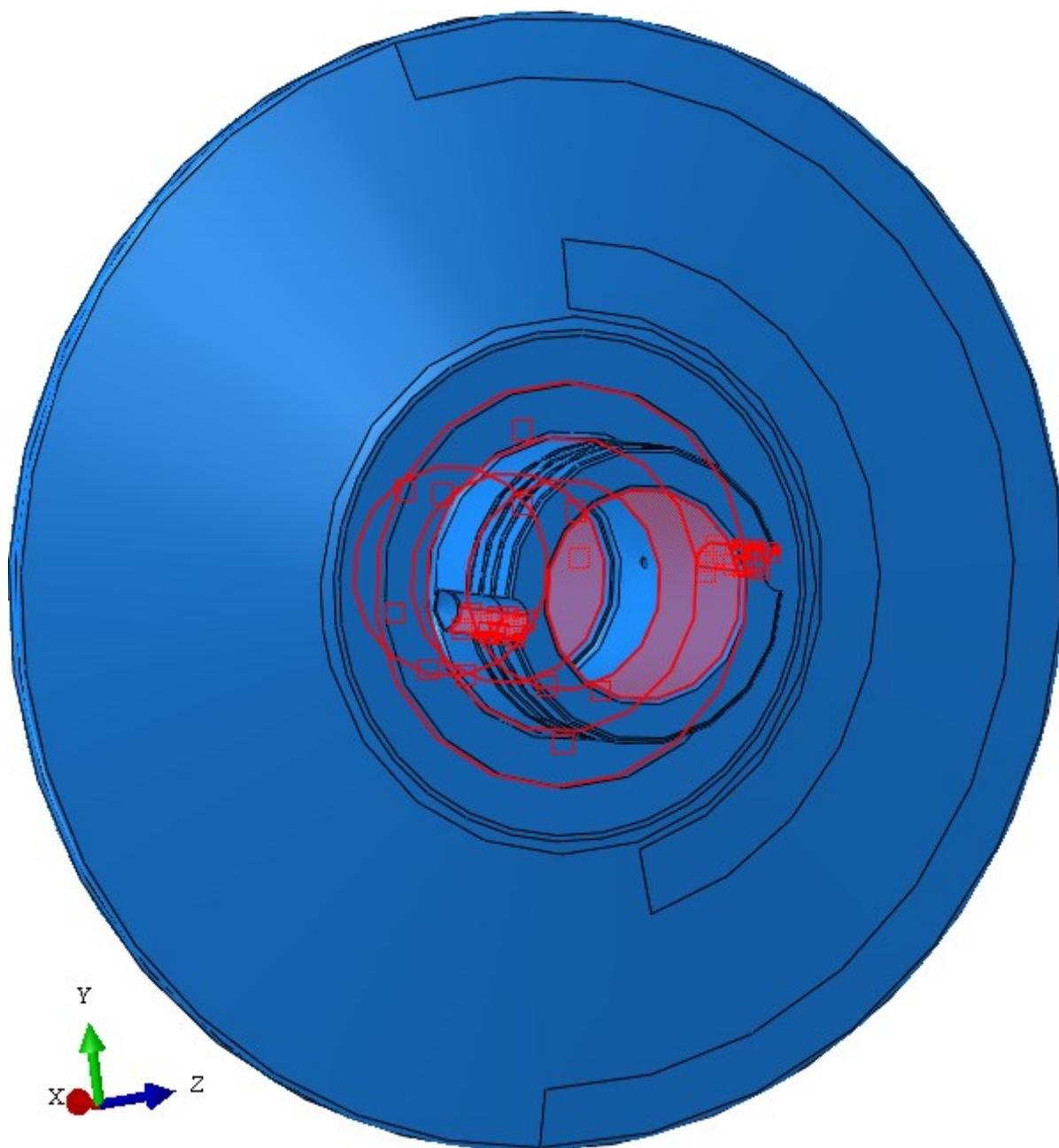
Slika 4. Opterećenje za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera



Slika 5. Rubni uvjeti za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera



Slika 6. Opterećenje za slučaj minimalnog prijenosnog omjera



Slika 7. Rubni uvjeti za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera

Rubni uvjeti su zadani putem elastičnog temeljenja, dakle pomoću dodatnih opružnih elemenata na čvorovima označenih površina. Tako su dobiveni rubni uvjeti koji su uvijek normalni na površinu. Pažnja je posvećena odabiru dovoljno visoke krutosti temelja za dobar opis stvarnosti, a ujedno dovoljno niskih u odnosu na sam strojni dio da ne dolazi do numeričkih grešaka. U tu svrhu je provedena i analiza osjetljivosti numeričke analize na vrijednost krutosti temelja, koja se u sklopu ovog programskog zadatka neće dalje opisivati. Zanemareno je postojanje utora za mazivo na čahuri, odnosno pokretnoj pogonskoj poluremenicici. Također je zanemaren utjecaj mogućeg blagog steznog spoja na rukavcu ležajnog mjesto C.

Opterećenje na kontaktu s remenom zadano je uniformnom raspodjelom tlaka i smicanja po točki 3.1 proračuna.

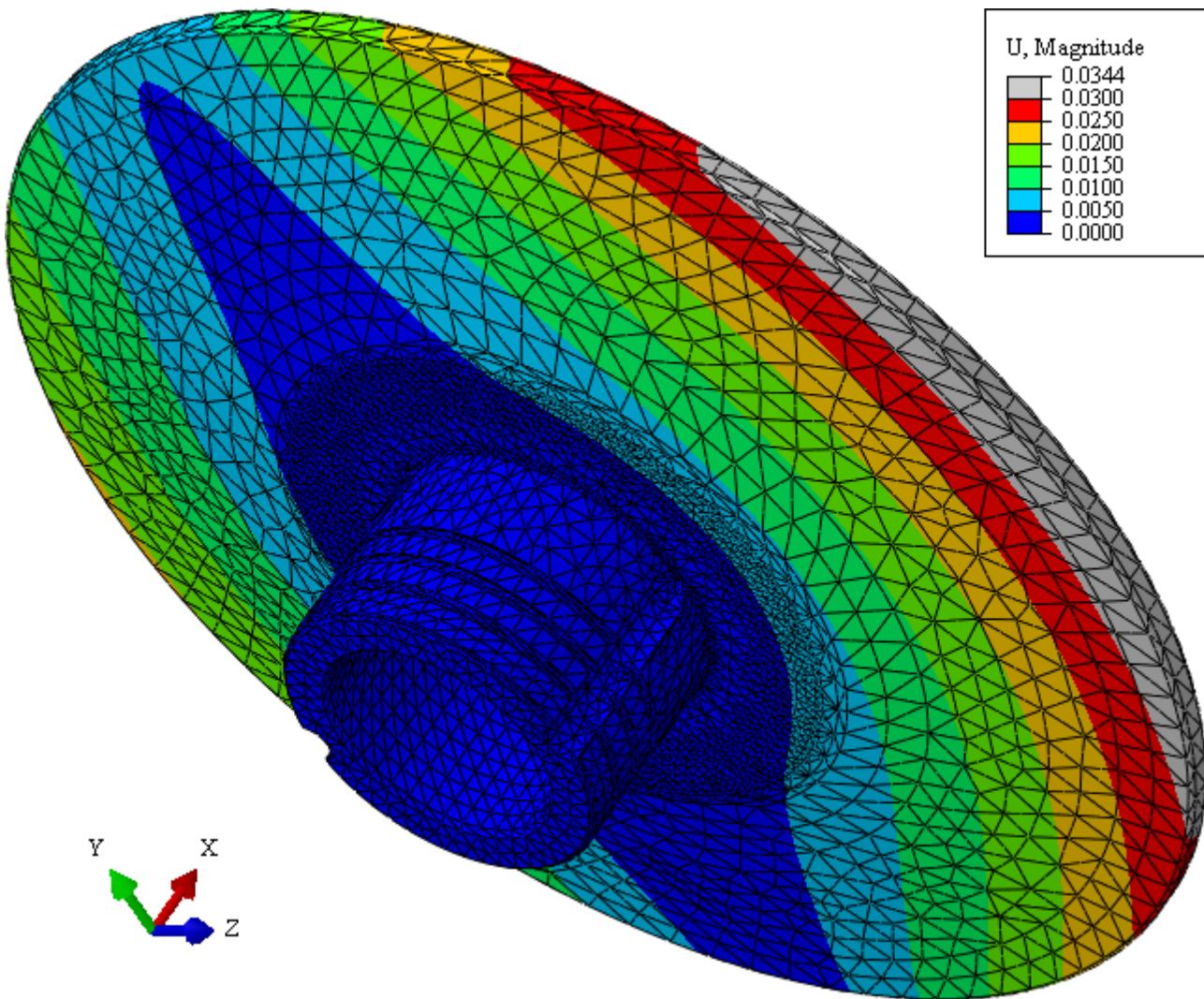
Provđene su četiri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, te je konvergencija prikazana Tablicom 15.

Tablica 15. Konvergencija rješenja za pokretnu pogonsku remenicu, maksimalni prijenosni omjer

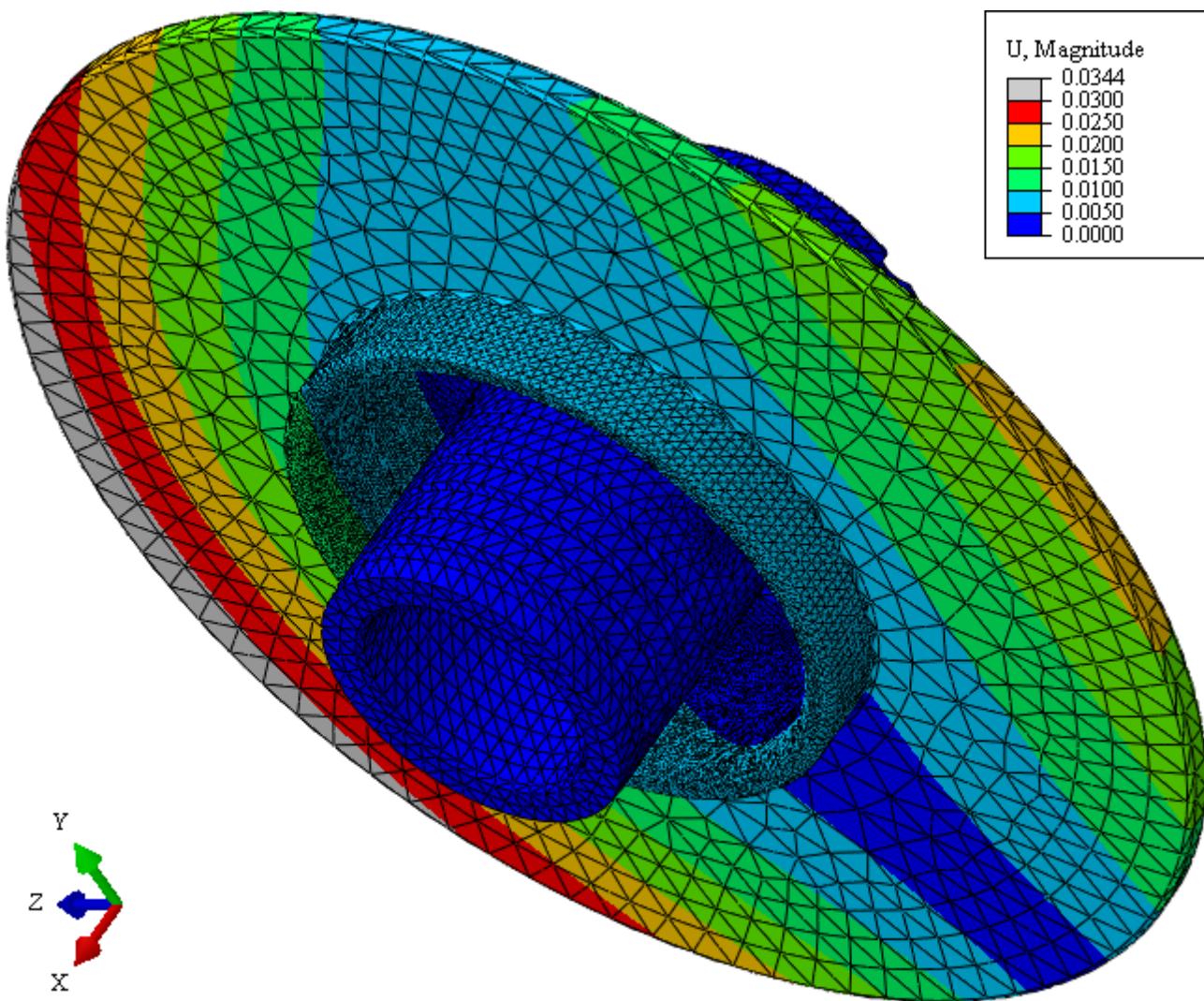
<i>n</i>	σ_{max} , MPa
51238	36,19
91092	38,60
204851	38,78
226783	38,86

Valjalo bi istaknuti da porast u vršnom naprezanju između treće i četvrte iteracije mreže proizlazi iz selektivnog progusićivanja mreže na dijelu na kojem se javlja vršno naprezanje i ogrubljivanjem mreže na slabije opterećenim dijelovima, dok su prve tri iteracije dobivene uniformnim progusićivanjem. U tom smislu se može zaključiti da je rješenje konvergiralo.

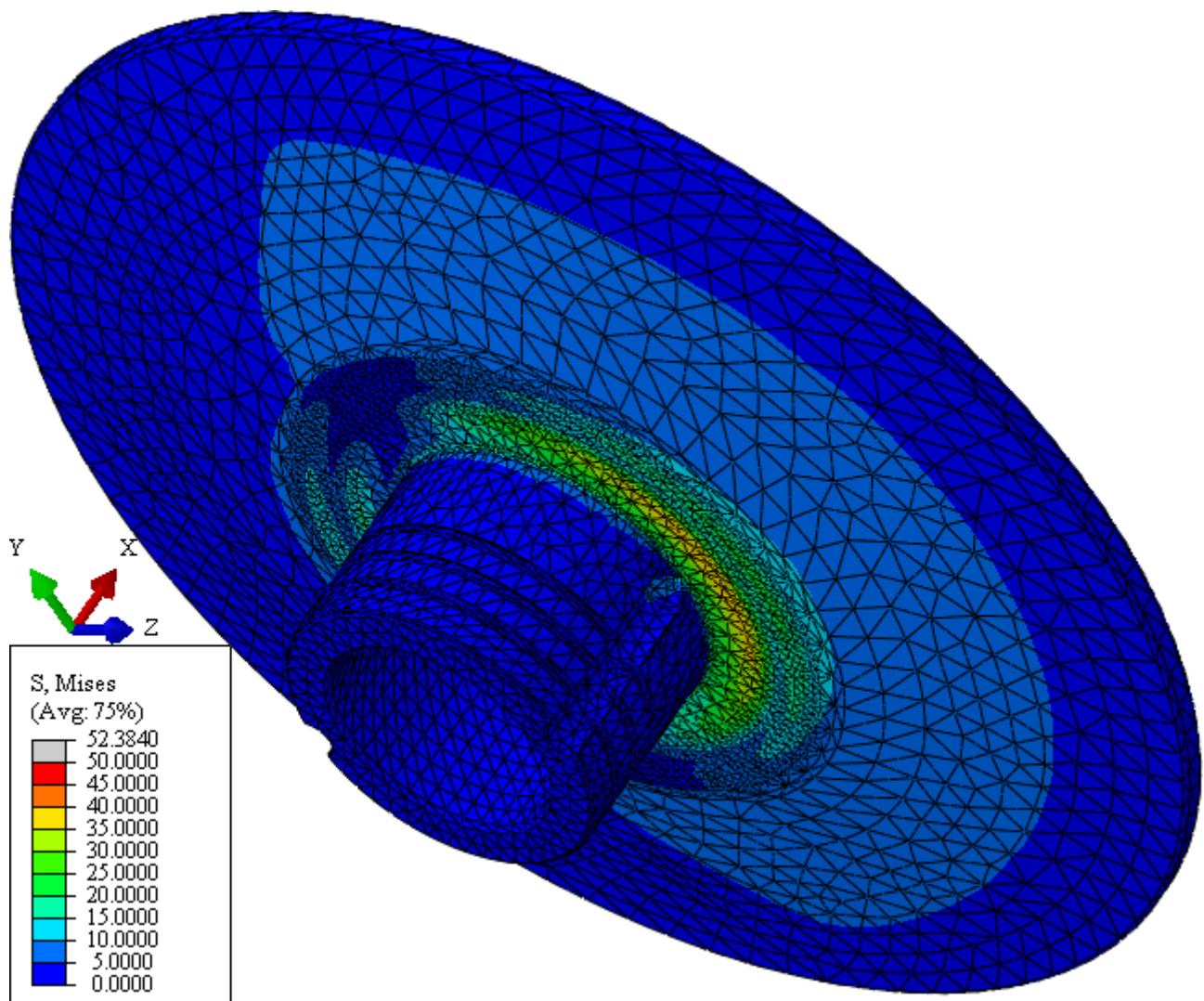
Potom je provedena analiza za slučaj minimalnog prijenosnog omjera na zadnjoj mreži korištenoj za analizu slučaja maksimalnog prijenosnog omjera. Uočeno je pojavljivanje vršnog opterećenja na istoj poziciji, tako da se korištena mreža može na temelju rezultata predočenih u *Tablici 15.* usvojiti kao dovoljno dobra i za drugu varijantu opterećivanja. Ispostavilo se da su i vršni pomaci i naprezanja veći za slučaj minimalnog prijenosnog omjera uslijed veće aksijalne sile koja djeluje na remenicu. Lokalno oko uvrta za klizni svornjak se uslijed prijenosa momenta javljaju naprezanja od 3 do 5 MPa, tako da se upravo savijanje poluremenice remenom može smatrati dominantnim opterećenjem. Raspodjele pomaka i naprezanja za kritični slučaj prikazane su na *Slikama 8., 9., 10. i 11.*



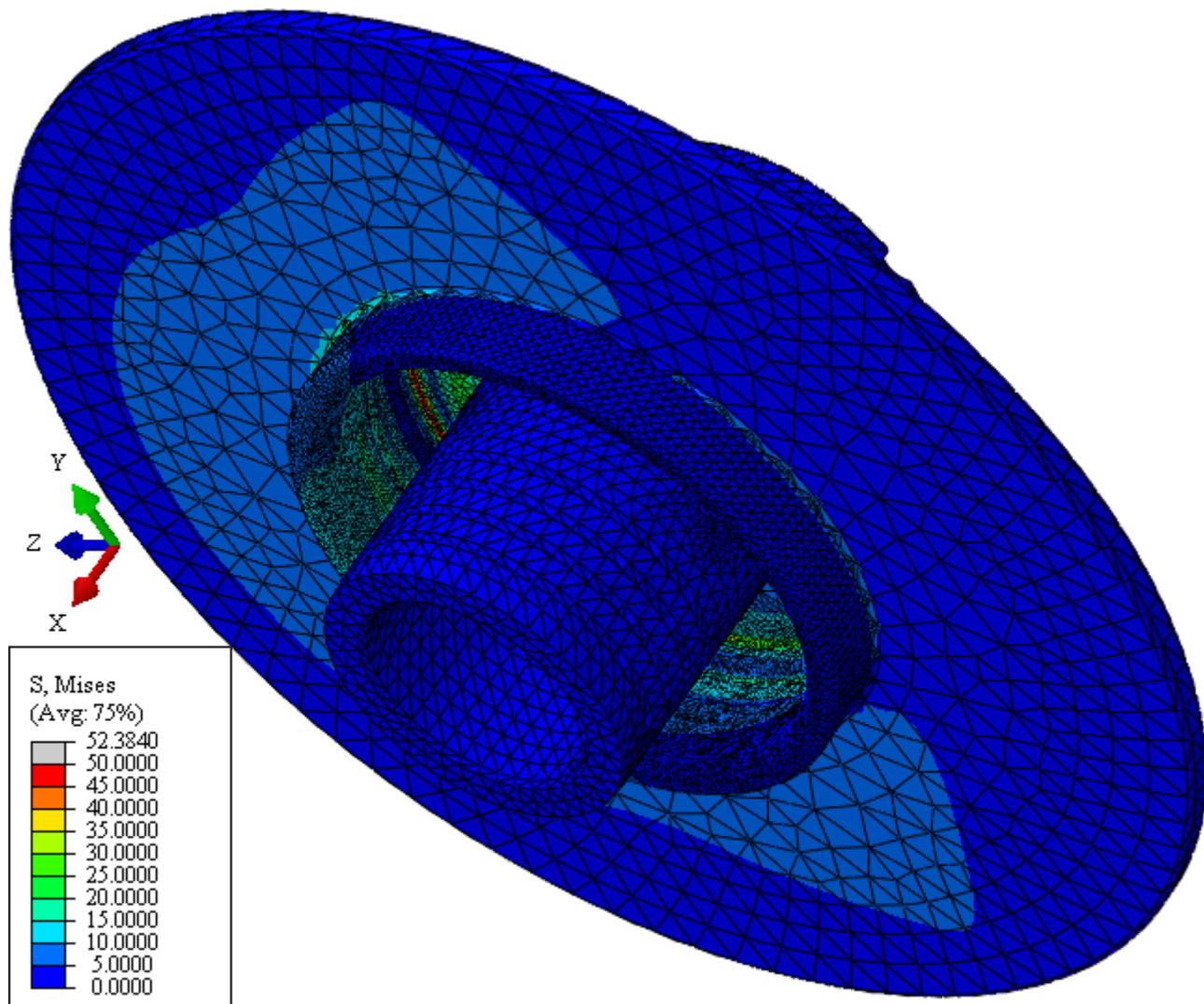
Slika 8. Pomici (u mm) – prikaz prve strane



Slika 9. Pomaci (u mm) – prikaz druge strane



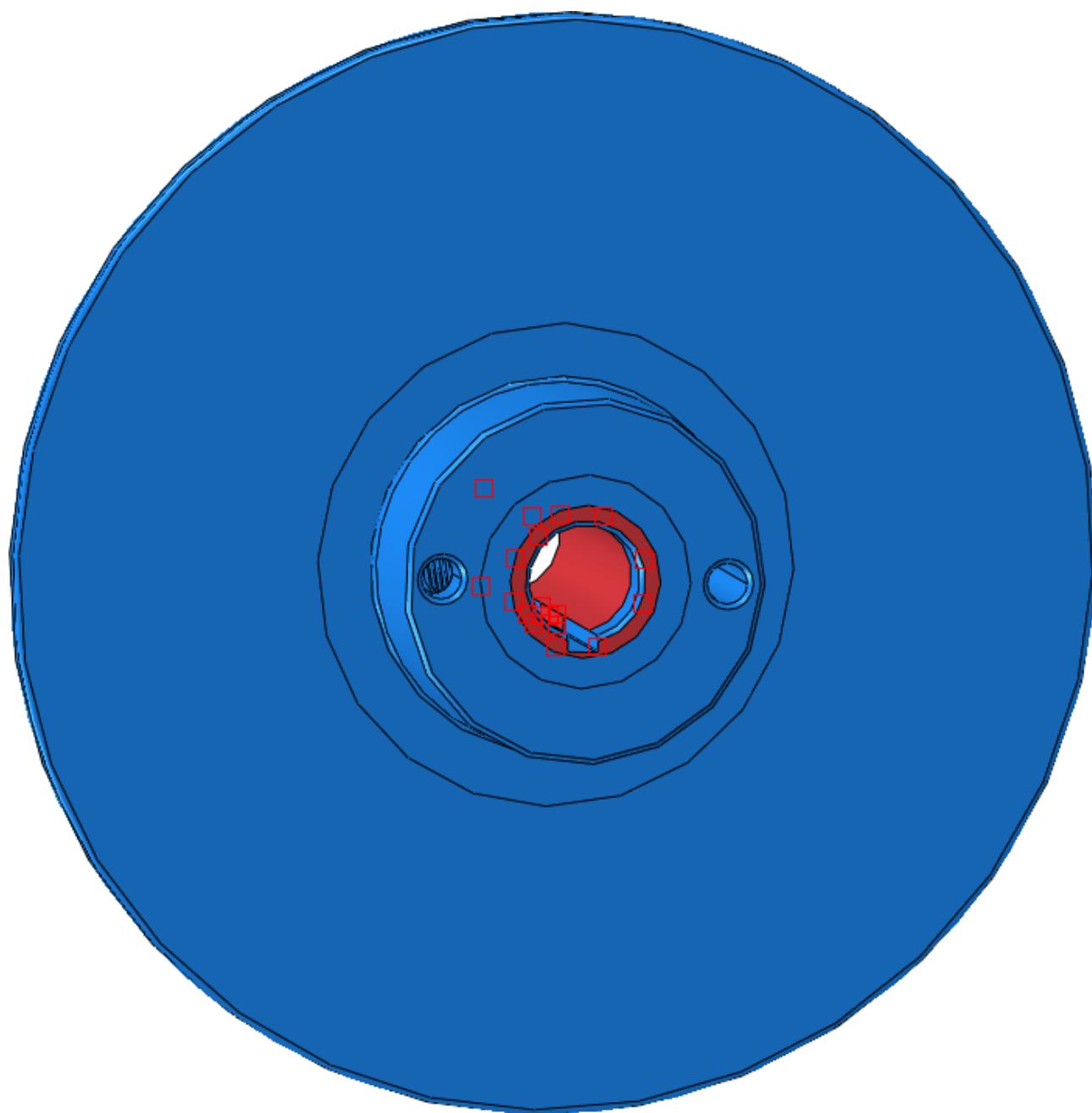
Slika 10. Naprezanja (u MPa) – prikaz prve strane



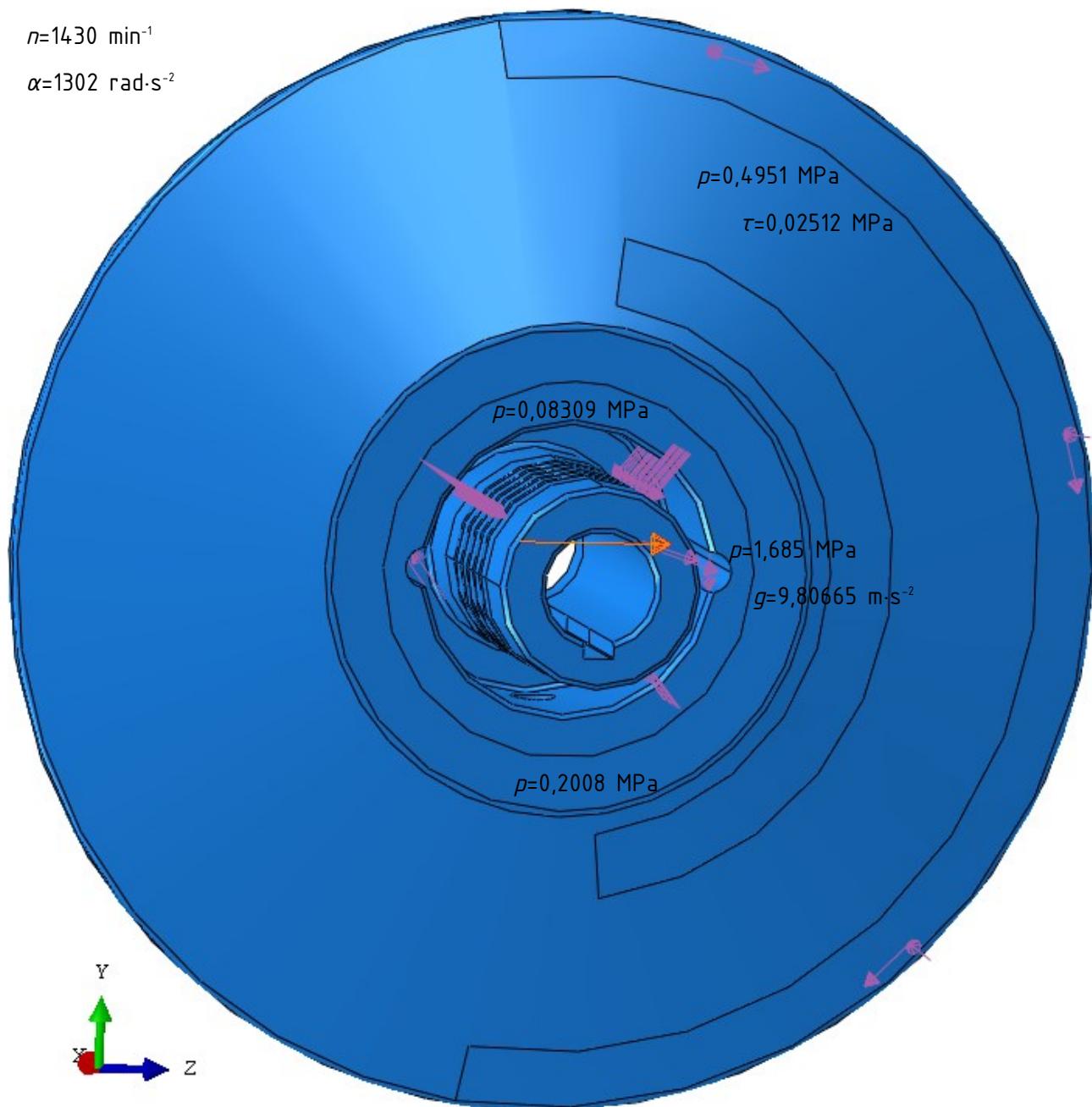
Slika 11. Naprezanja (u MPa) – prikaz druge strane

Na Slici 11. se može uočiti da se vršno naprezanje javlja na radijusu koji efektivno ima istu ulogu i ugroženost kao kod stupnjevanog vratila. S obzirom na to da je trajna dinamička čvrstoća materijala S185 za izmjenično vlačno-tlačno opterećenje po [18] jednaka 140 MPa, može se zaključiti da strojni dio izveden s tim materijalom zadovoljava kriterij čvrstoće s faktorom sigurnosti iznosa 2,673.

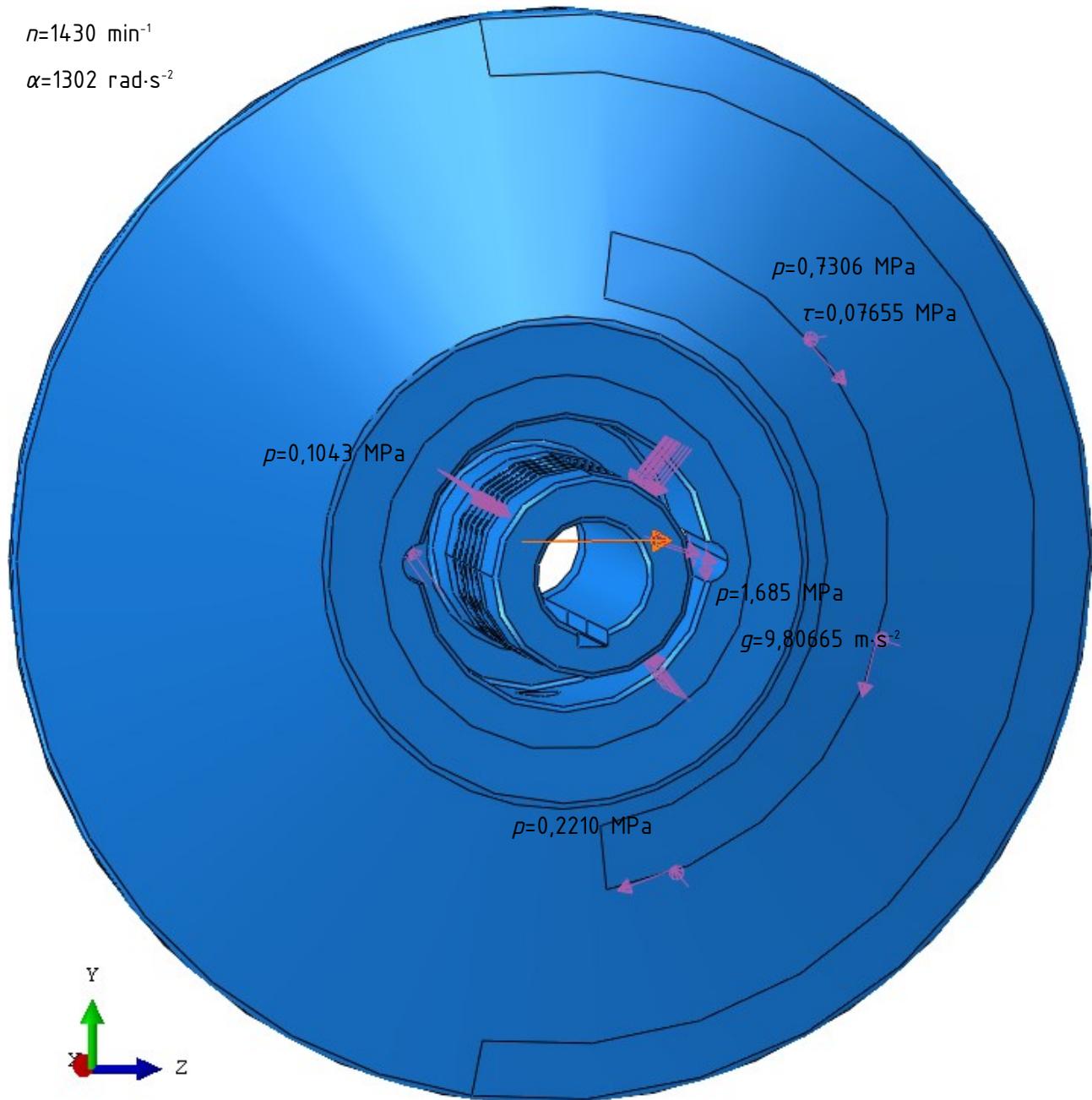
Potpuno analogno je provedena i numerička analiza fiksirane pogonske poluremenice. Na Slikama 12., 13., i 14. prikazana su zadana opterećenja i rubni uvjeti za slučajeve minimalnog i maksimalnog prijenosnog omjera.



Slika 12. Rubni uvjeti za fiksiranu pogonsku poluremenicu



Slika 13. Opterećenje za slučaj minimalnog prijenosnog omjera



Slika 14. Opterećenje za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera

Opterećenje na kontaktu s remenom zadano je uniformnom raspodjelom tlaka i smicanja po točki 3.1 proračuna. Pomoću tlakova je također zadana sila kojom pokretna poluremenica opterećuje fiksiranu na svom mjestu uležištenja, kao i prijenos momenta kliznim svornjacima. Zbog bolje vidljivosti centrifugalno opterećenje i kutno ubrzanje nije prikazano na Slici 13. i 14.

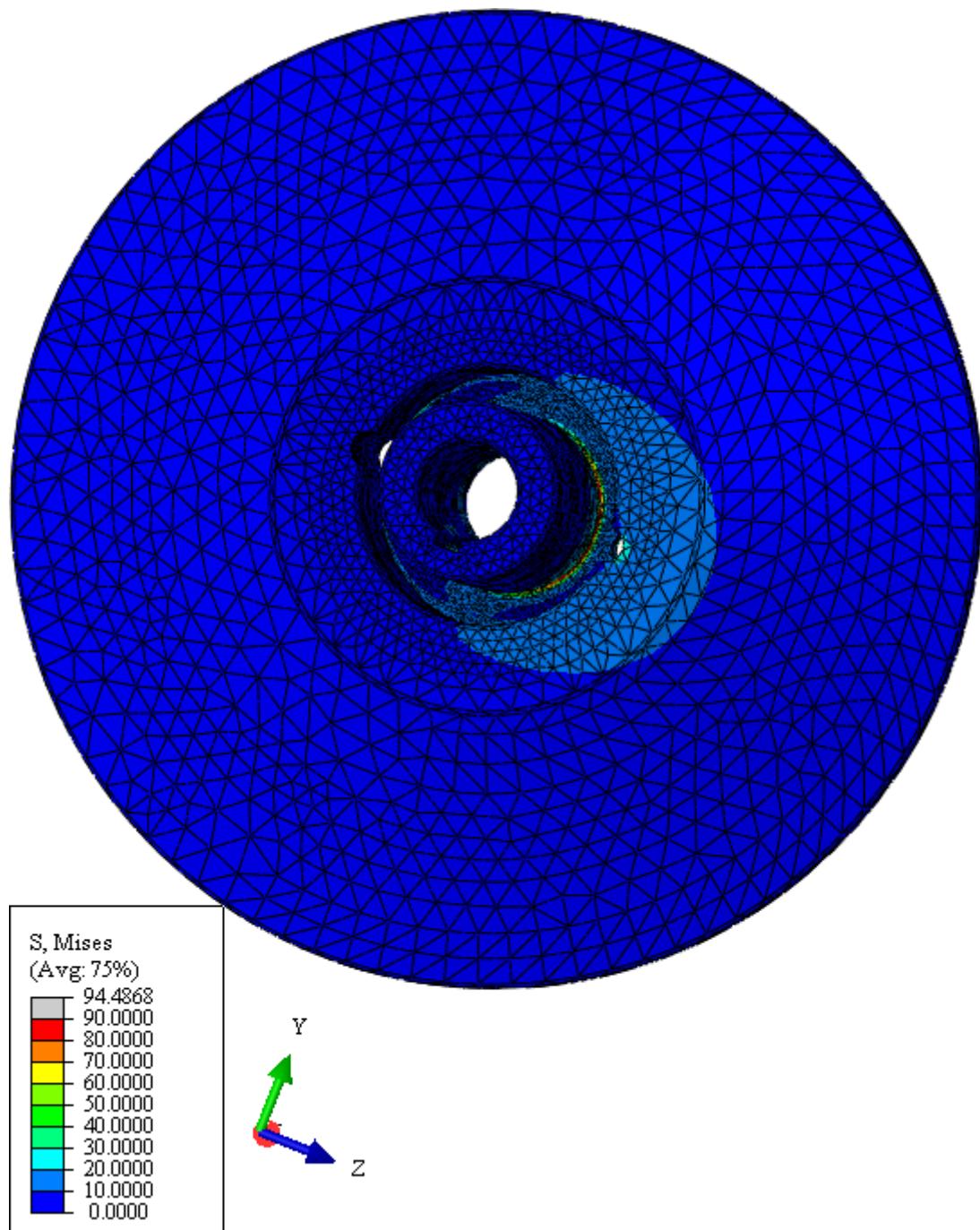
Provedene su četiri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama za slučaj minimalnog prijenosnog omjera, te je konvergencija prikazana Tablicom 16.

Tablica 16. Konvergencija rješenja za fiksiranu pogonsku remenicu, minimalni prijenosni omjer

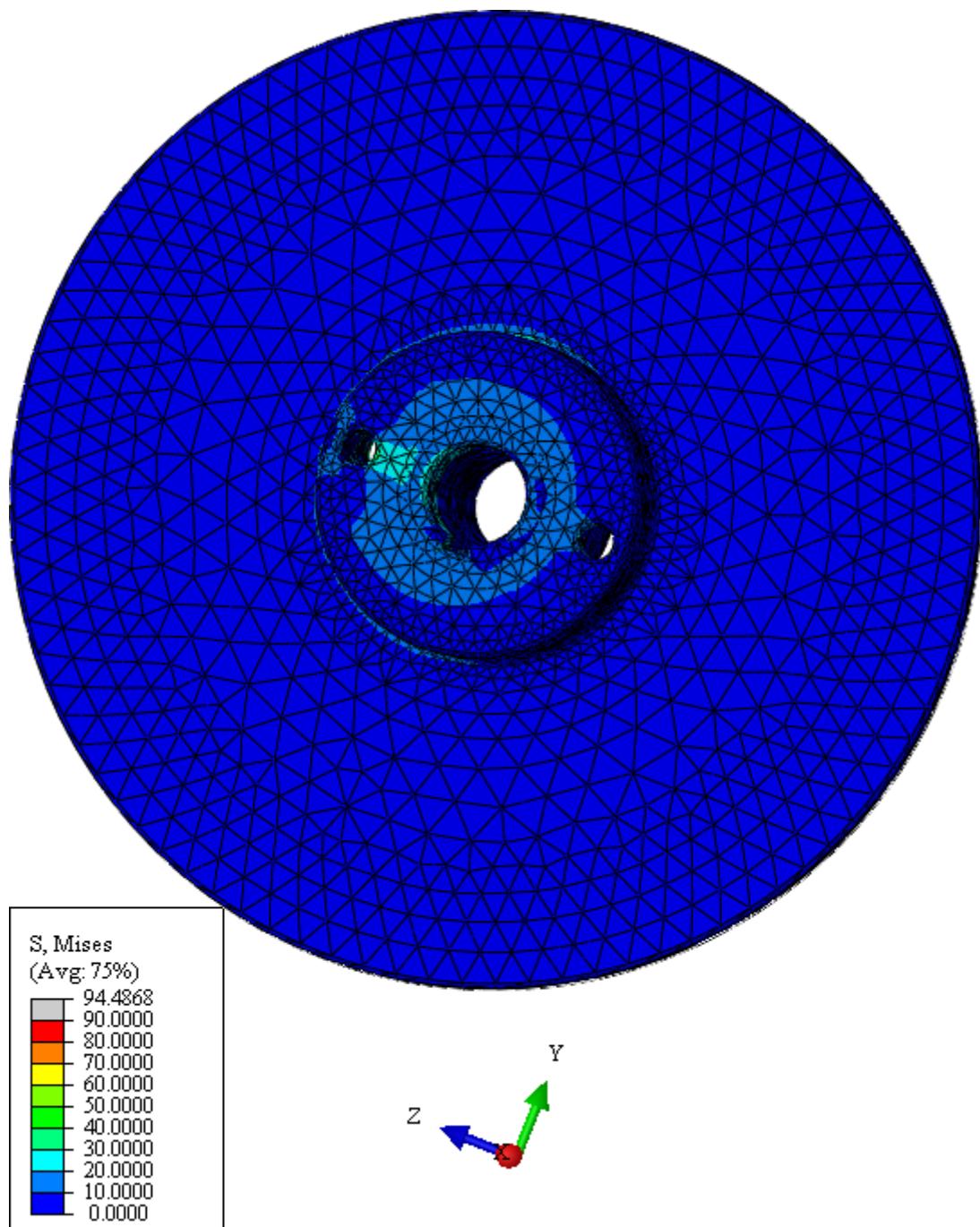
<i>n</i>	σ_{max} , MPa
80433	68,65
146942	92,66
152725	92,85
201257	94,49

Selektivnim proglašivanjem oko najnapregnutijih mjeseta dobiveni su u posljednje dvije iteracije rezultati koji se neznačno razlikuju u odnosu na povećanje broja elemenata. Na temelju lokalne diskretizacijske greške oko kritične točke procijenjeno je da je dobiveno rješenje relativno blizu potpunoj konvergenciji.

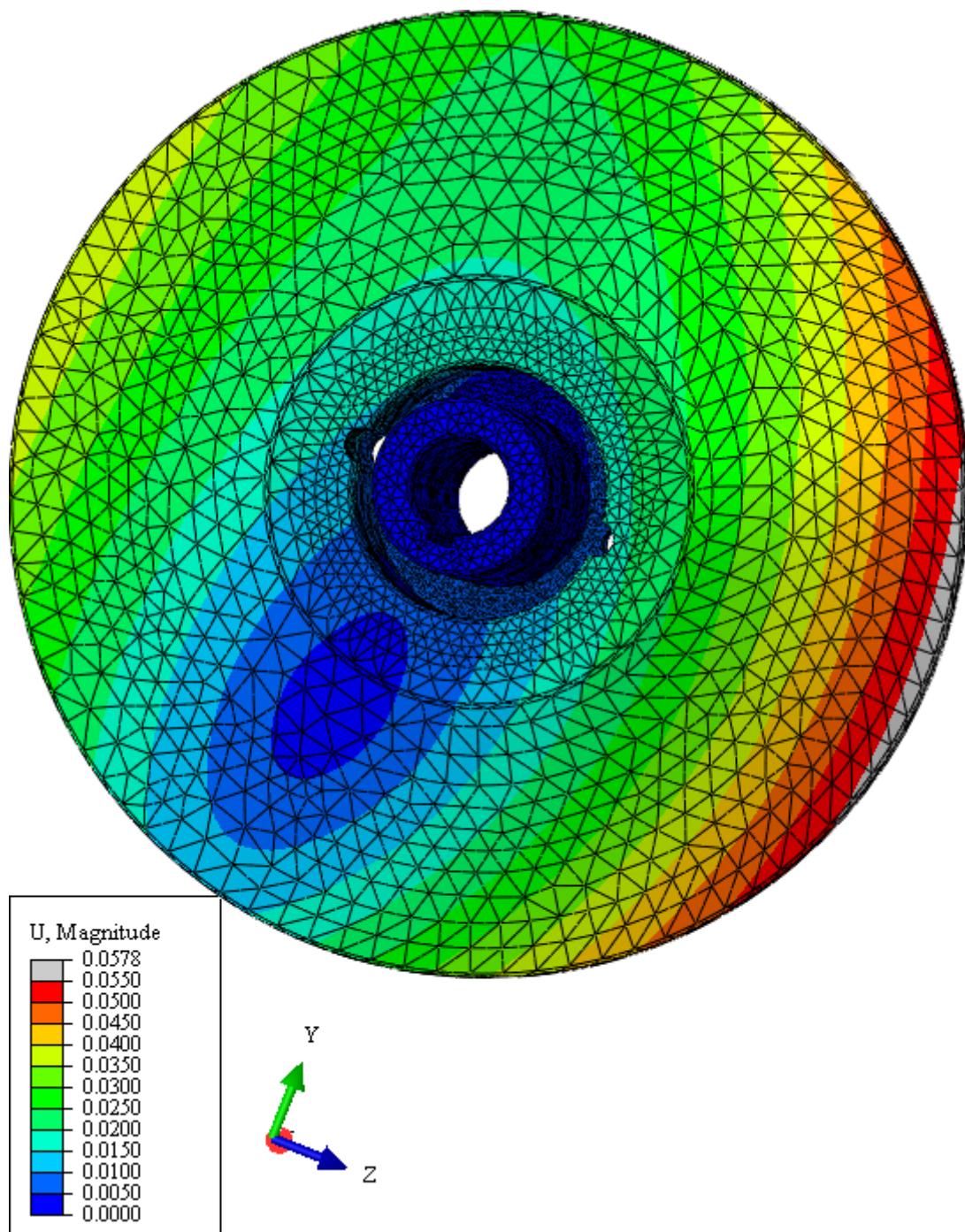
S mrežom iz zadnje iteracije za minimalni prijenosni omjer provedena je i numerička analiza za maksimalni prijenosni omjer, te se utvrdilo da je i za ovaj strojni dio minimalni prijenosni omjer kritičan. Raspodjele pomaka i naprezanja za kritični slučaj prikazane su na *Slikama 15., 16., 17. i 18.*



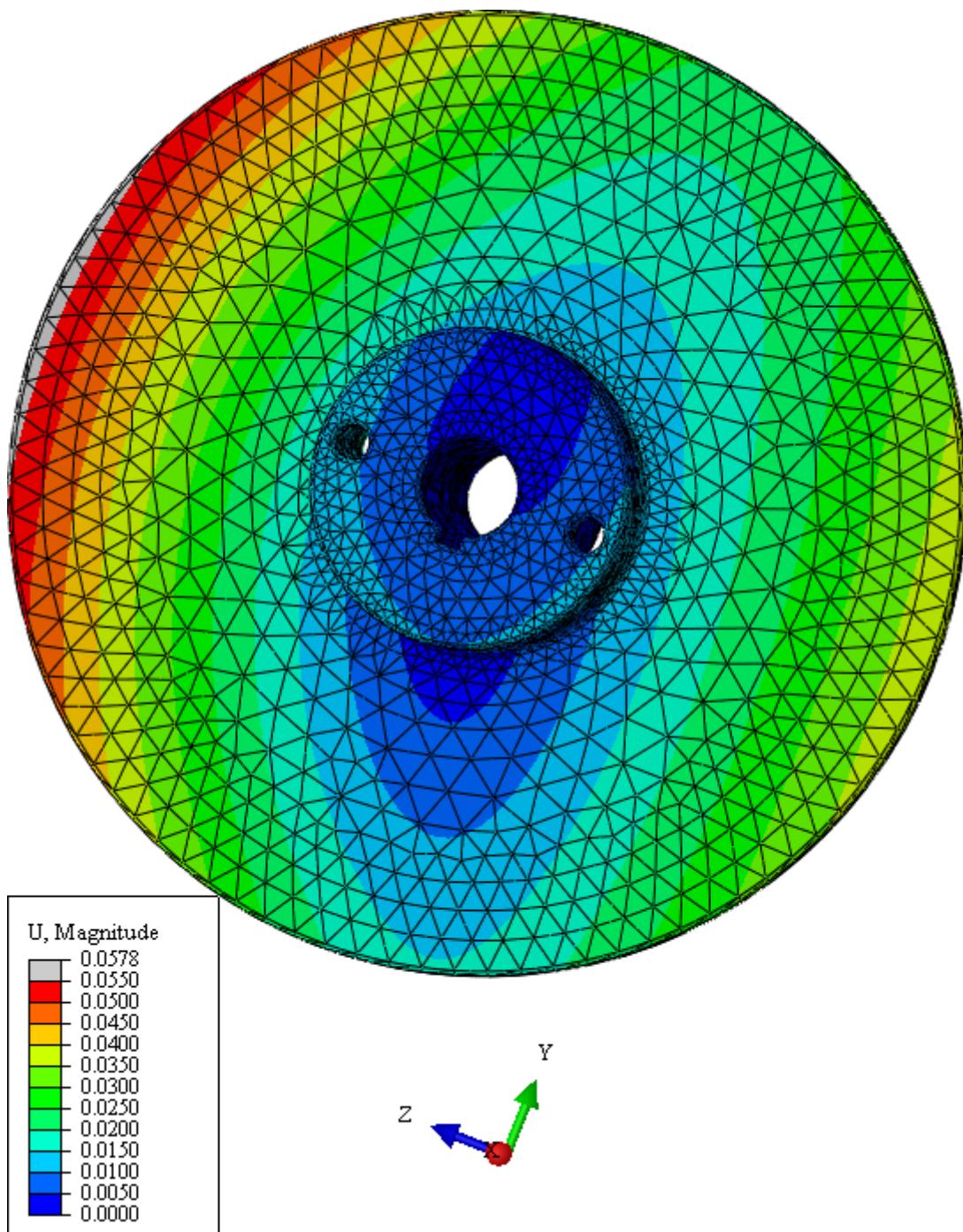
Slika 15. Naprezanja (u MPa) – prikaz prve strane



Slika 16. Naprezanja (u MPa) – prikaz druge strane



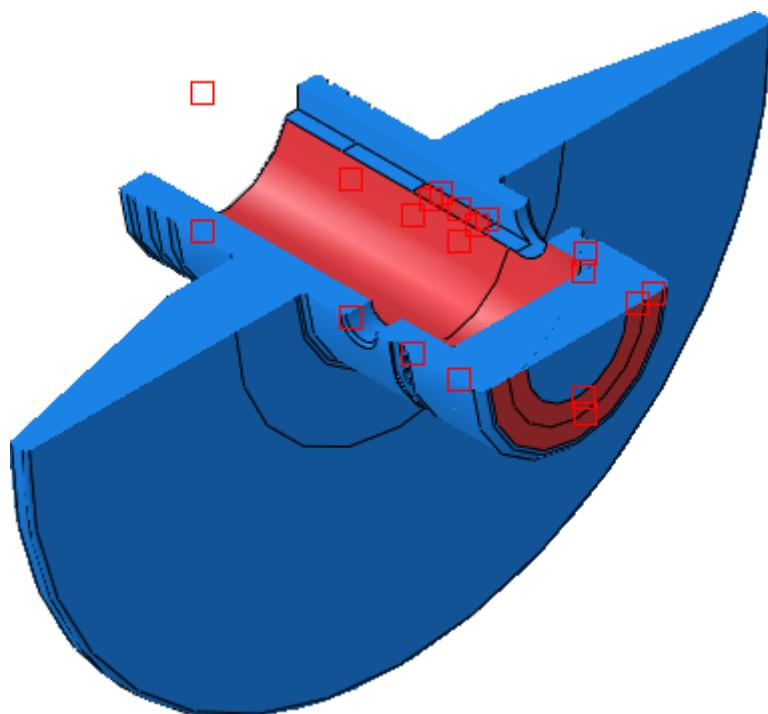
Slika 17. Pomaci (u mm) – prikaz prve strane



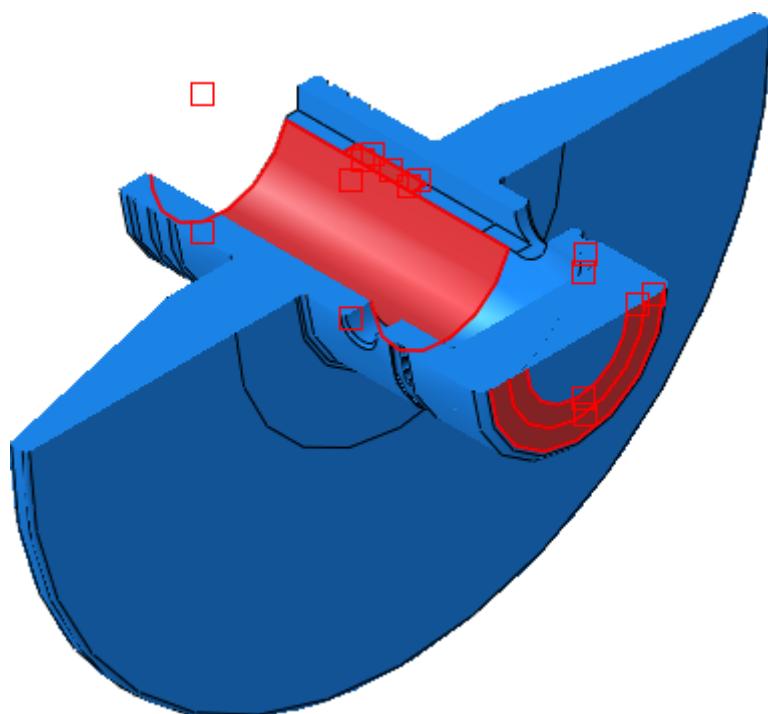
Slika 18. Pomaci (u mm) – prikaz druge strane

I na fiksiranoj pogonskoj poluremenici se može uočiti da je dominantno opterećenje aksijalna sila uslijed kontakta s remenom. Uslijed njenog djelovanja na kraku dolazi do koncentracije naprezanja na zaobljenju između centralnog dijela poluremenice i konusa. Savijanje konusa poluremenice ujedno i rezultira vršnim pomacima na rubovima strojnog dijela. I ovaj strojni dio po [18] zadovoljava kriterij čvrstoće, s faktorom sigurnosti iznosa 1,482.

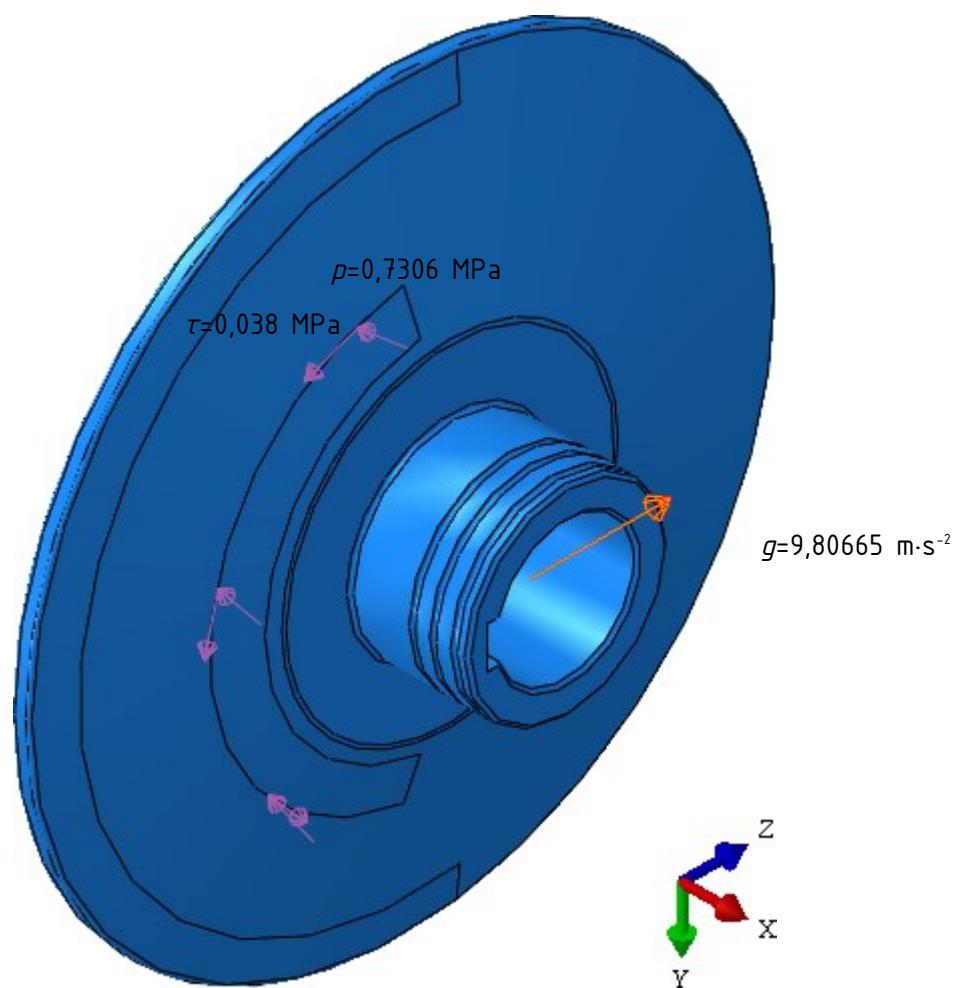
Analogno je provedena i numerička analiza pokretnе gonjene poluremenice. Na Slikama 19., 20., 21. i 22. prikazana su zadana opterećenja i rubni uvjeti za slučajeve minimalnog i maksimalnog prijenosnog omjera.



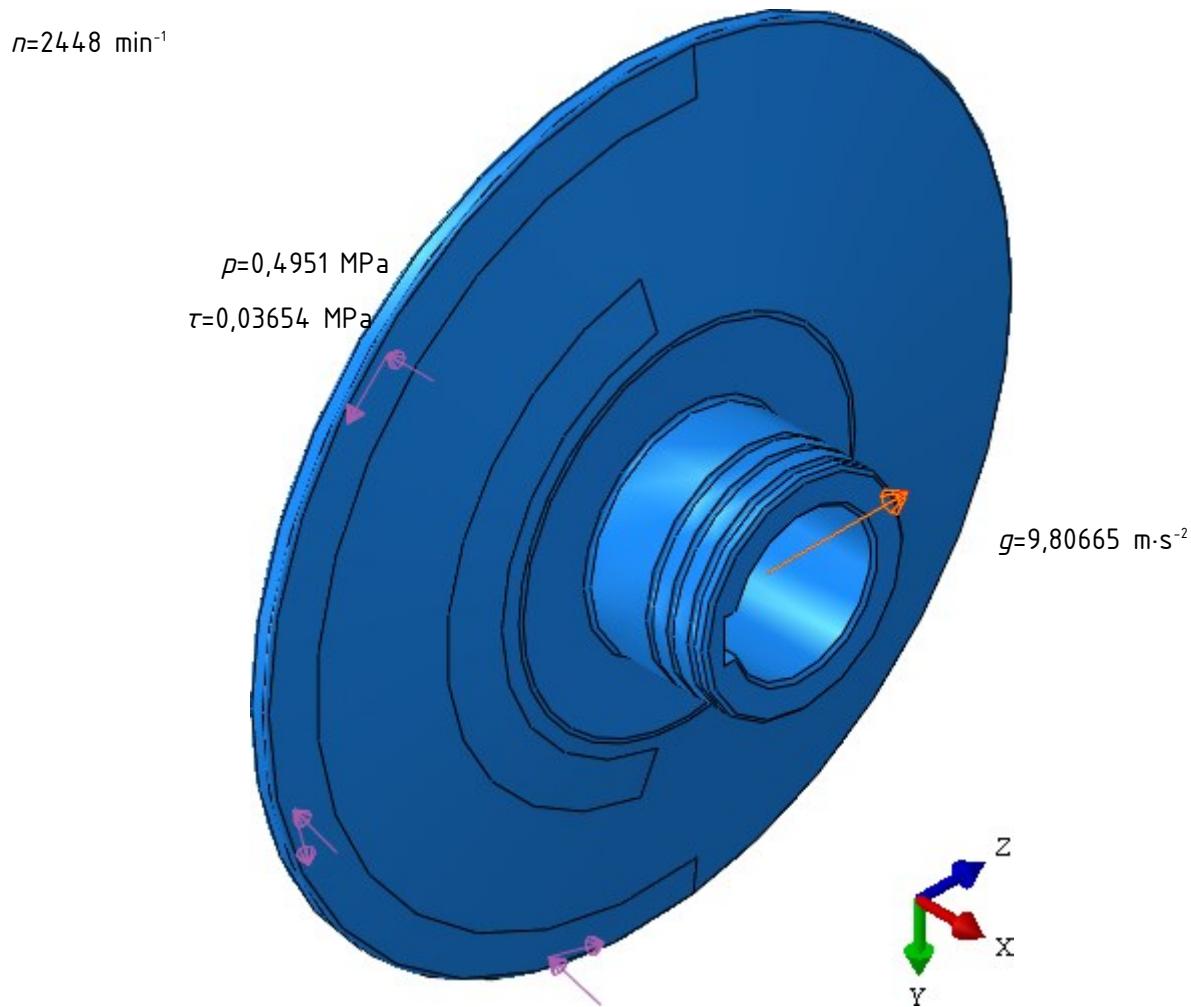
Slika 19. Rubni uvjeti za fiksiranu pogonsku poluremenicu (pričekanu u punom presjeku) za maksimalni prijenosni omjer



Slika 20. Rubni uvjeti za fiksiranu pogonsku poluremenicu (pričekanu u punom presjeku) za minimalni prijenosni omjer

$n=835,3 \text{ min}^{-1}$ 

Slika 21. Opterećenje za slučaj minimalnog prijenosnog omjera



Slika 22. Opterećenje za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera

Opterećenje na kontaktu s remenom zadano je uniformnom raspodjelom tlaka i smicanja po točki 3.1 proračuna. Modelirano je i centrifugalno opterećenje, koje zbog preglednosti nije prikazano na Slici 21. i 22.

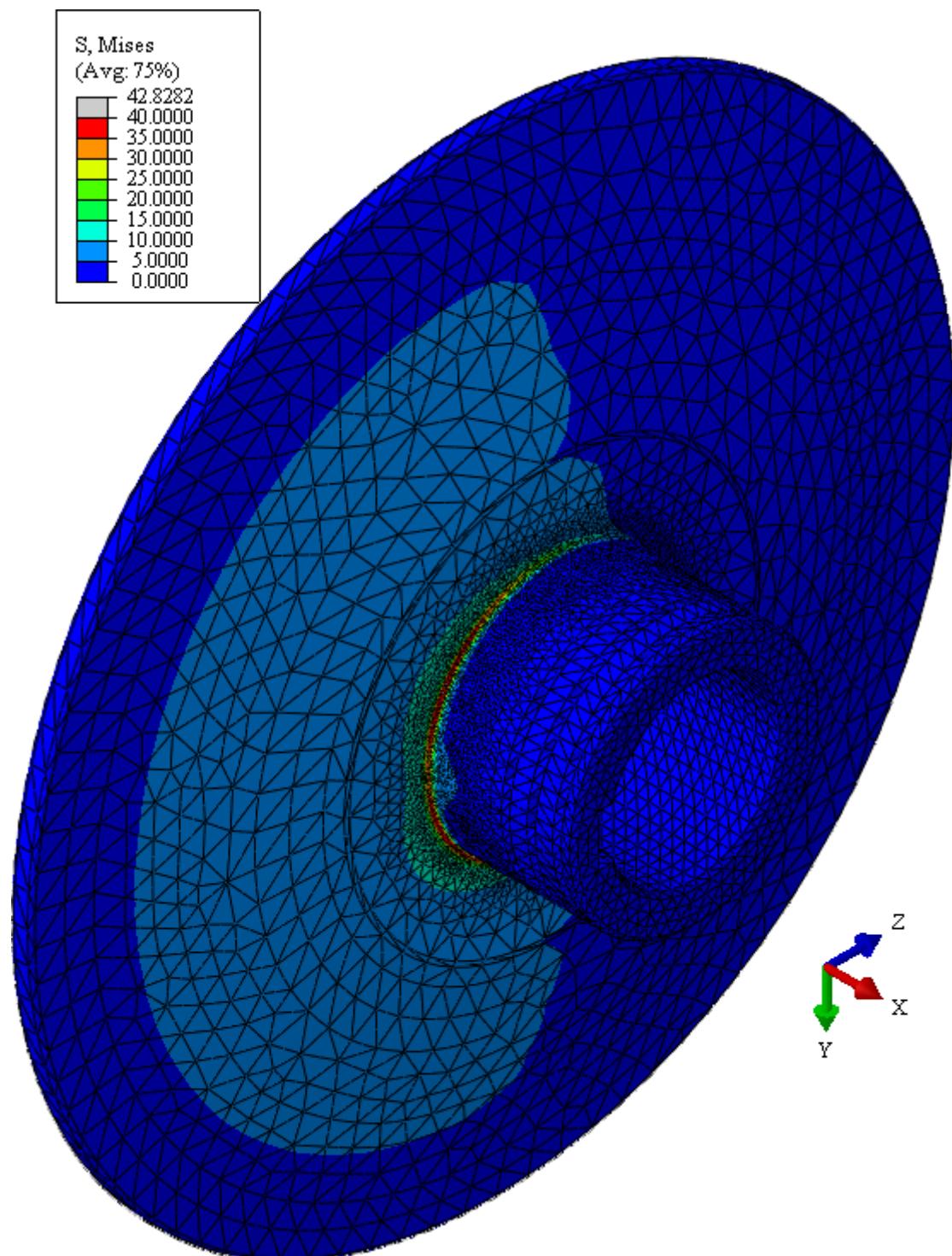
Provđene su tri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, te je konvergencija prikazana Tablicom 17.

Tablica 17. Konvergencija rješenja za pokretnu gonjenu remenicu, maksimalni prijenosni omjer

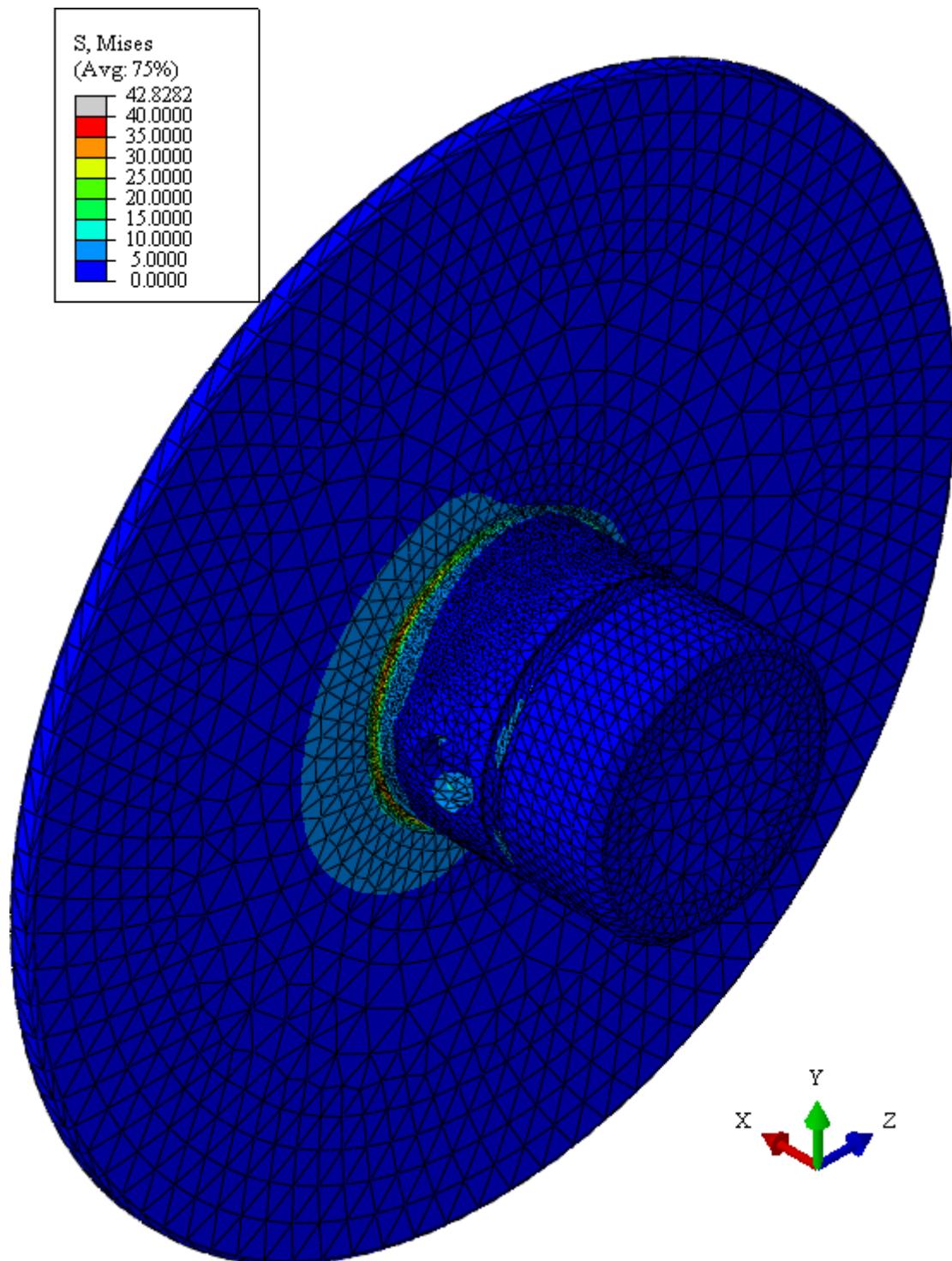
n	σ_{max}, MPa
60020	35,26
129221	41,42
279583	42,83

U posljednoj iteraciji se udvostručenjem broja elemenata tek neznatno povećalo vršno opterećenje, na temelju čega se zjaedno s podacima o lokalnoj diskretizacijskoj grešci oko kritične točke može zaključiti da je dobiveno rješenje relativno blizu potpunoj konvergenciji.

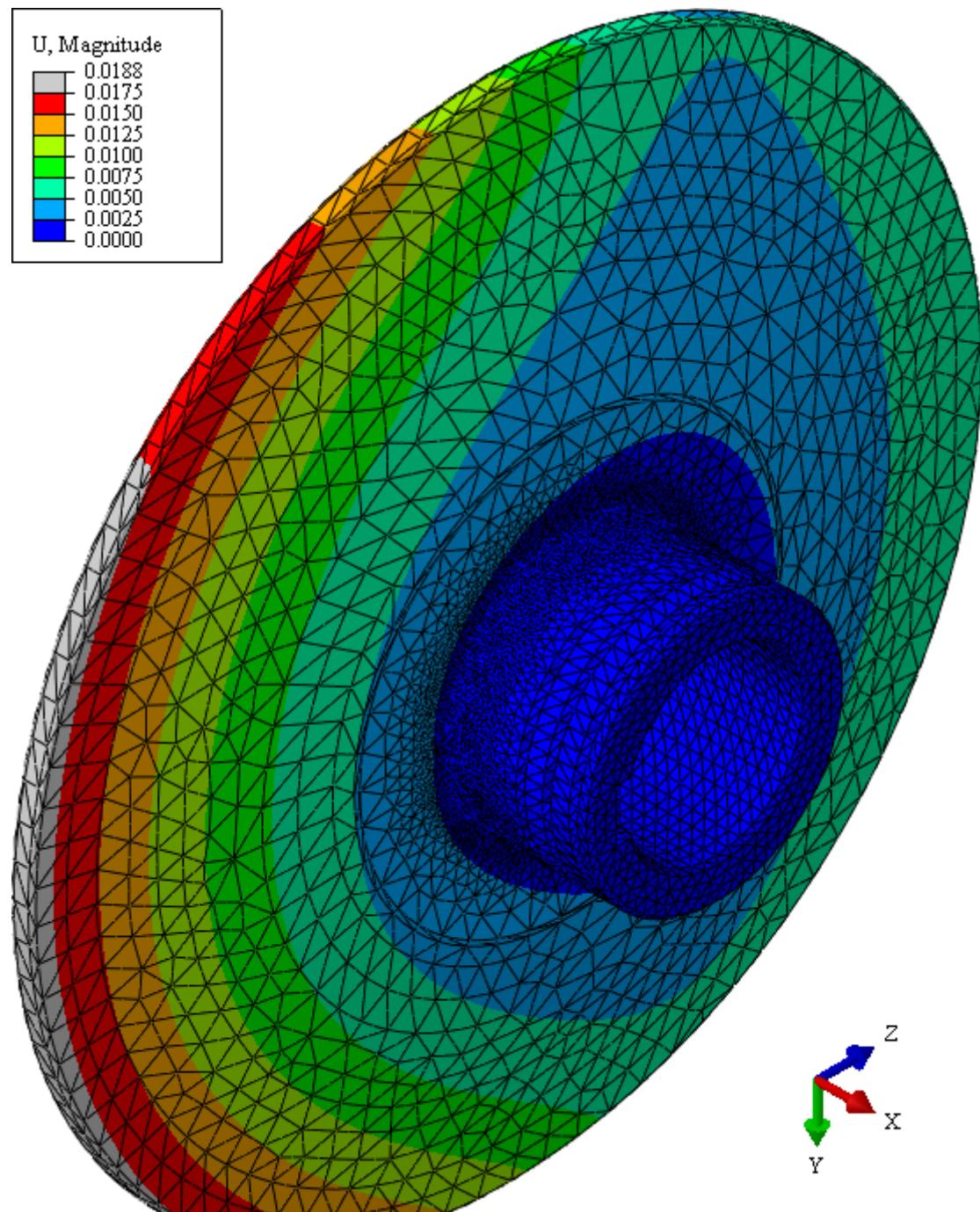
S mrežom iz zadnje iteracije za maksimalni prijenosni omjer provedena je i numerička analiza za minimalni prijenosni omjer. Pokazalo se da je za ovaj strojni dio maksimalni prijenosni omjer kritičan, što je i očekivano s obzirom na rezultate analize pogonske remenice. Raspodjeli pomaka i naprezanja za kritični slučaj prikazane su na Slikama 23., 24., 25. i 26.



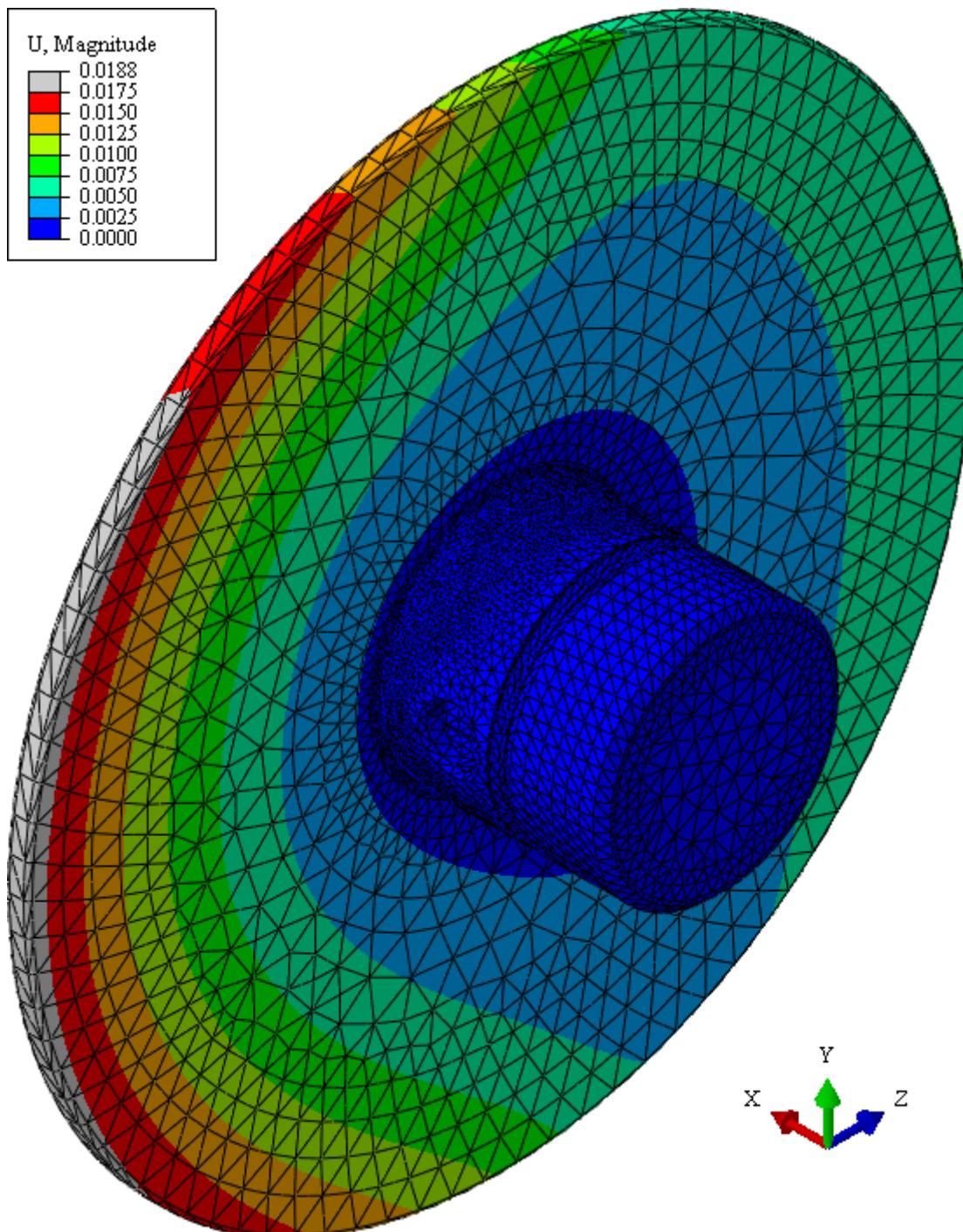
Slika 23. Naprezanja (u MPa) – prikaz prve strane



Slika 24. Naprezanja (u MPa) – prikaz druge strane



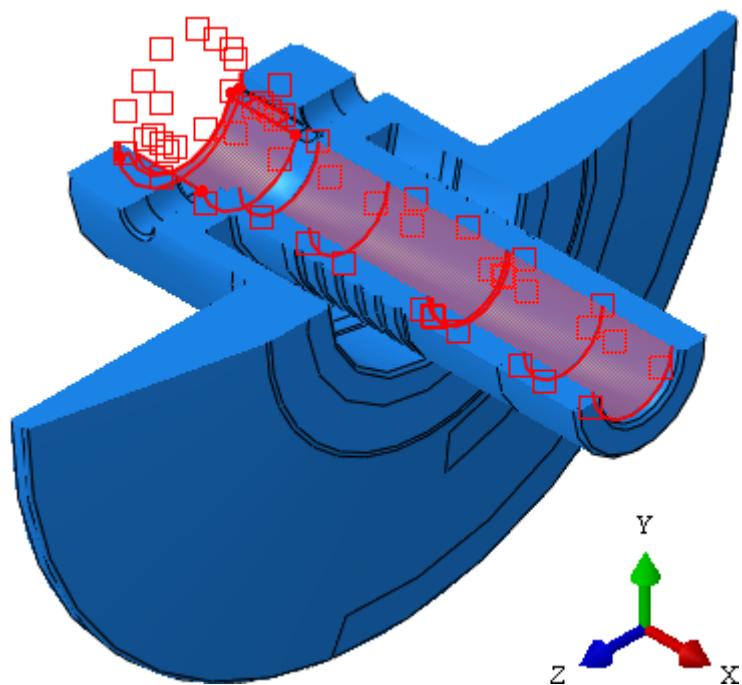
Slika 25. Pomaci (u mm) – prikaz prve strane



Slika 26. Pomaci (u mm) – prikaz druge strane

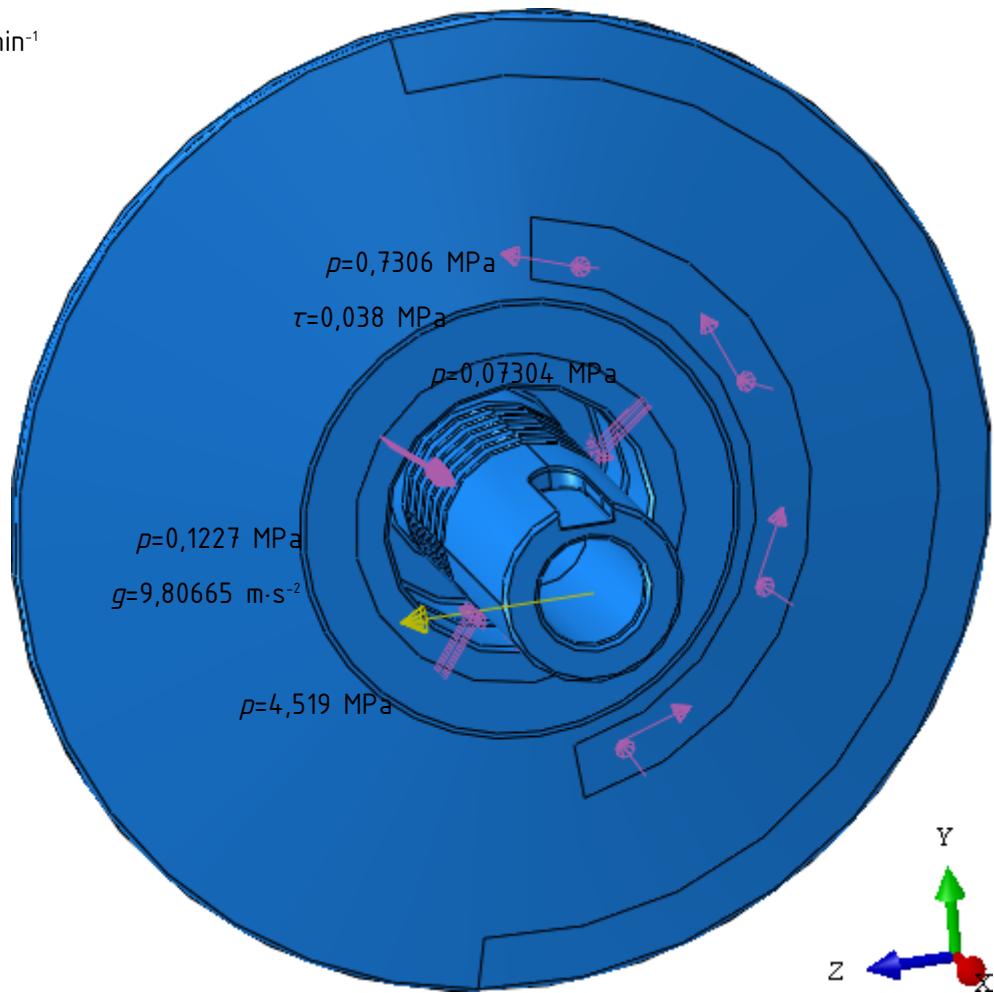
I na pokretnoj gonjenoj poluremenici se može uočiti da je dominantno opterećenje aksijalna sila uslijed kontakta s remenom. Uslijed njenog djelovanja na kraku dolazi do koncentracije naprezanja na zaobljenju između centralnog dijela poluremenice i konusa. Savijanje konusa poluremenice ujedno i rezultira vršnim pomacima na rubovima strojnog dijela. I ovaj strojni dio po [18] zadovoljava kriterij čvrstoće, s faktorom sigurnosti od 3,269.

Na koncu je provedena i numerička analiza fiksirane gonjene poluremenice. Na Slikama 27., 28., i 29. prikazana su zadana opterećenja i rubni uvjeti za slučajeve minimalnog i maksimalnog prijenosnog omjera.

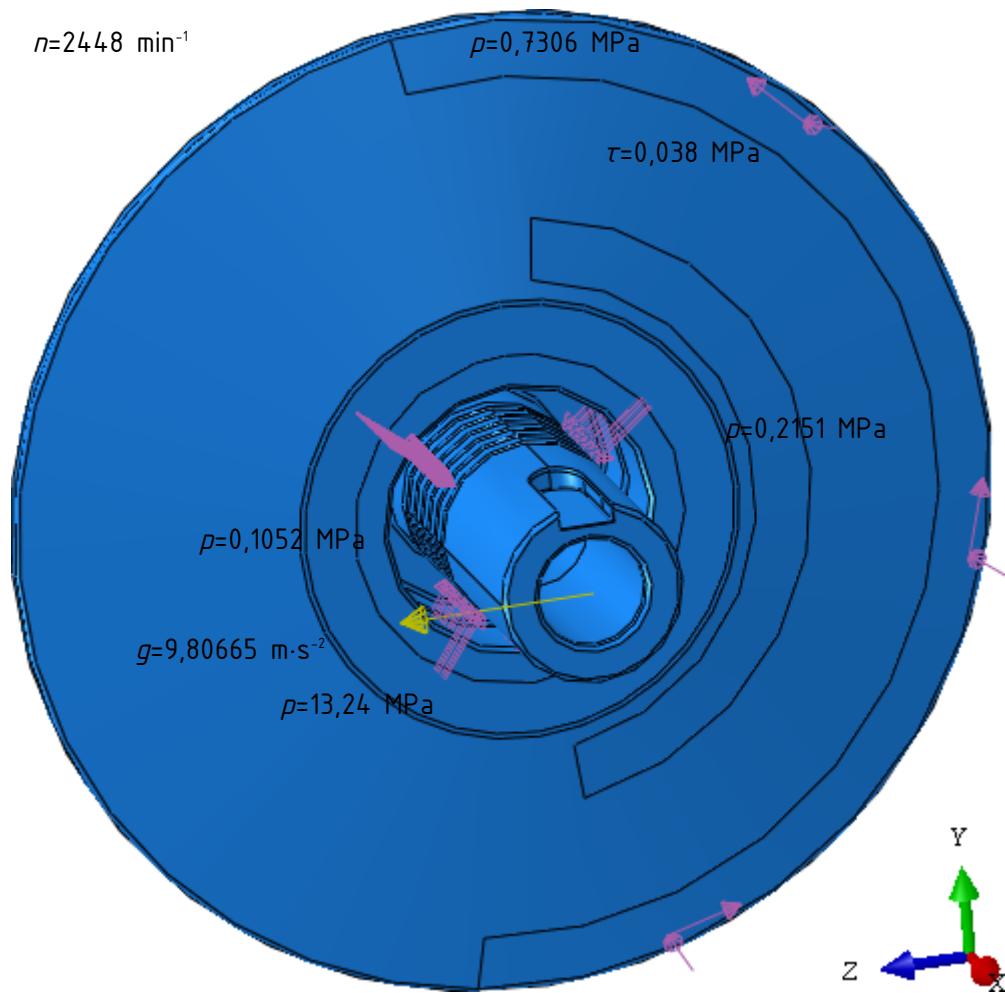


Slika 27. Rubni uvjeti za fiksiranu pogonsku poluremenicu (prikazanu u punom presjeku)

$n=835,3 \text{ min}^{-1}$



Slika 28. Opterećenje za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera



Slika 29. Opterećenje za slučaj minimalnog prijenosnog omjera

Opterećenje na kontaktu s remenom zadano je uniformnom raspodjelom tlaka i smicanja po točki 3.1 proračuna. Modelirano je i centrifugalno opterećenje, koje zbog preglednosti nije prikazano na Slici 28. i 29., a uzete su u obzir i sile koje pokretna gonjena poluremenica prenosi na fiksiranu.

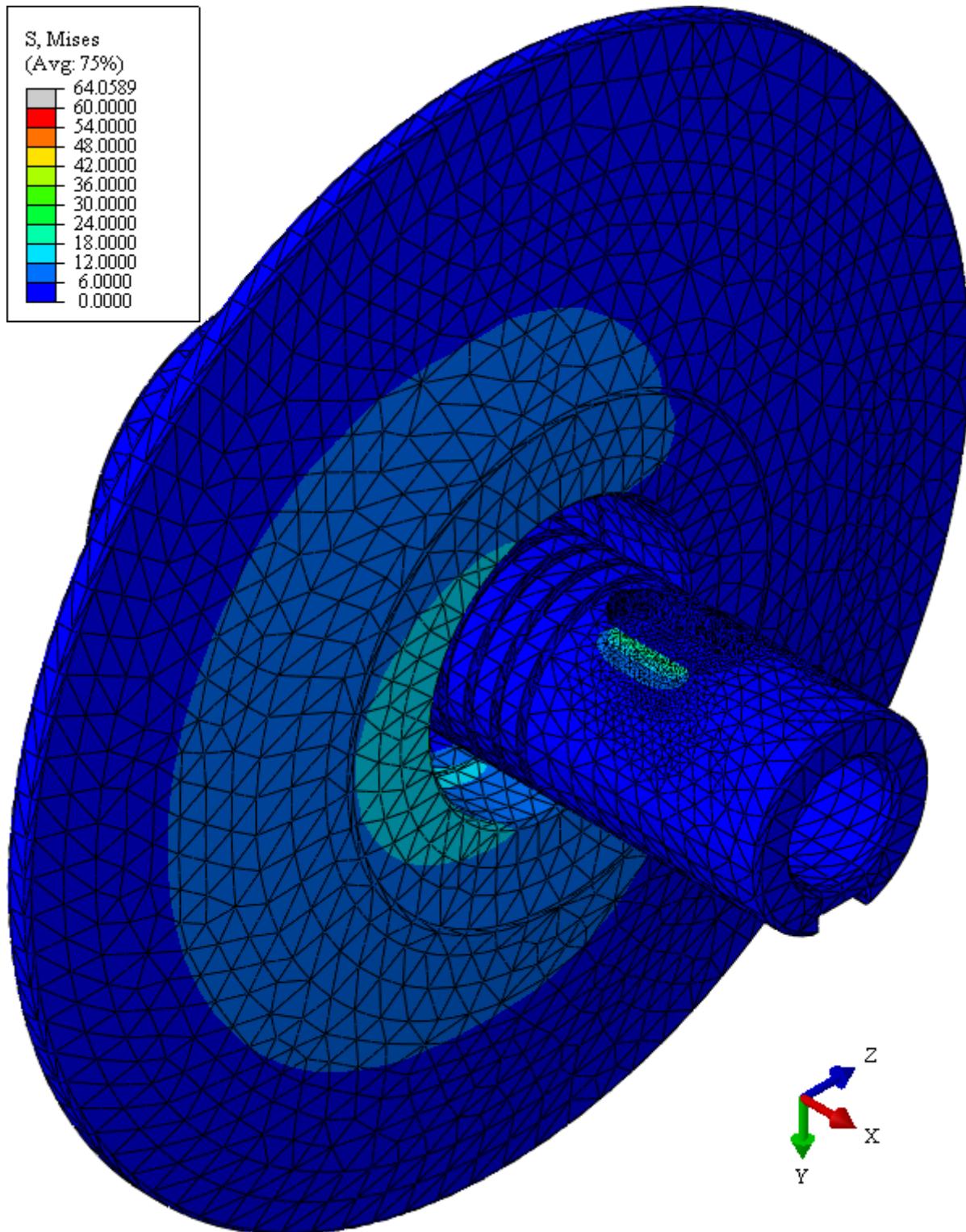
Provđene su tri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, te je konvergencija prikazana Tablicom 18.

Tablica 18. Konvergencija rješenja za fiskiranu gonjenu remenicu, maksimalni prijenosni omjer

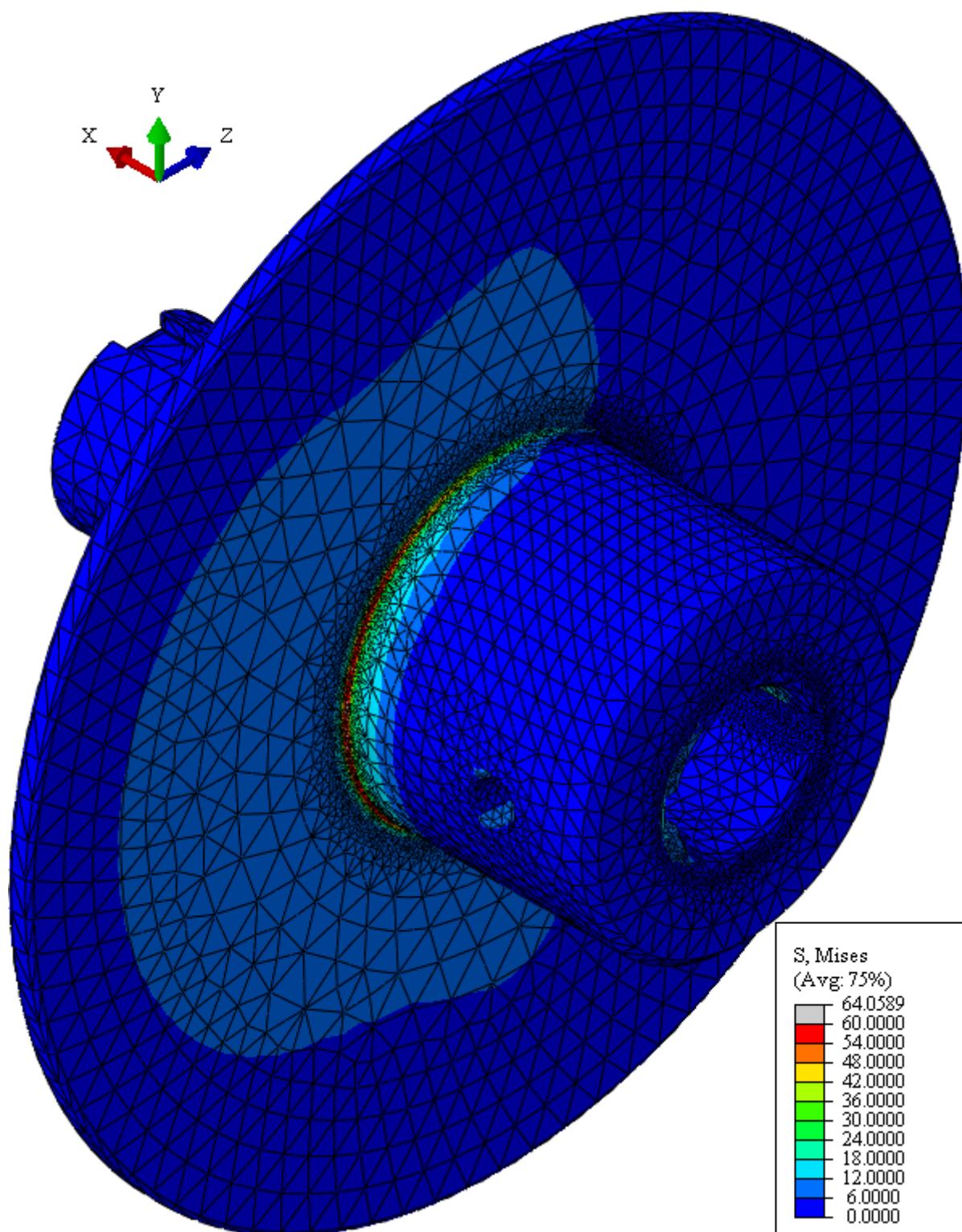
n	σ_{max}, MPa
33869	57,16
240319	63,71
306867	64,06

Velik broj elemenata korišten u posljednje dvije iteracije je posljedica progušćivanja mreže ne samo oko već uobičajenog kritičnog mjesta uslijed savijanja poluremenice, nego i na poziciji utora za pero, kako bi se procijenili resursi potrebni za analizu kontakta s perom u narednim analizama vratila. S obzirom na veliku sigurnost ostvarenu i u zadnjoj iteraciji u odnosu na trajnu dinamičku čvrstoću, nisku diskretizacijsku grešku u okolini kritičnog dijela i minornu promjenu vršnog naprezanja između druge i treće iteracije, rezultati posljednje analize mogu se usvojiti kao konačni.

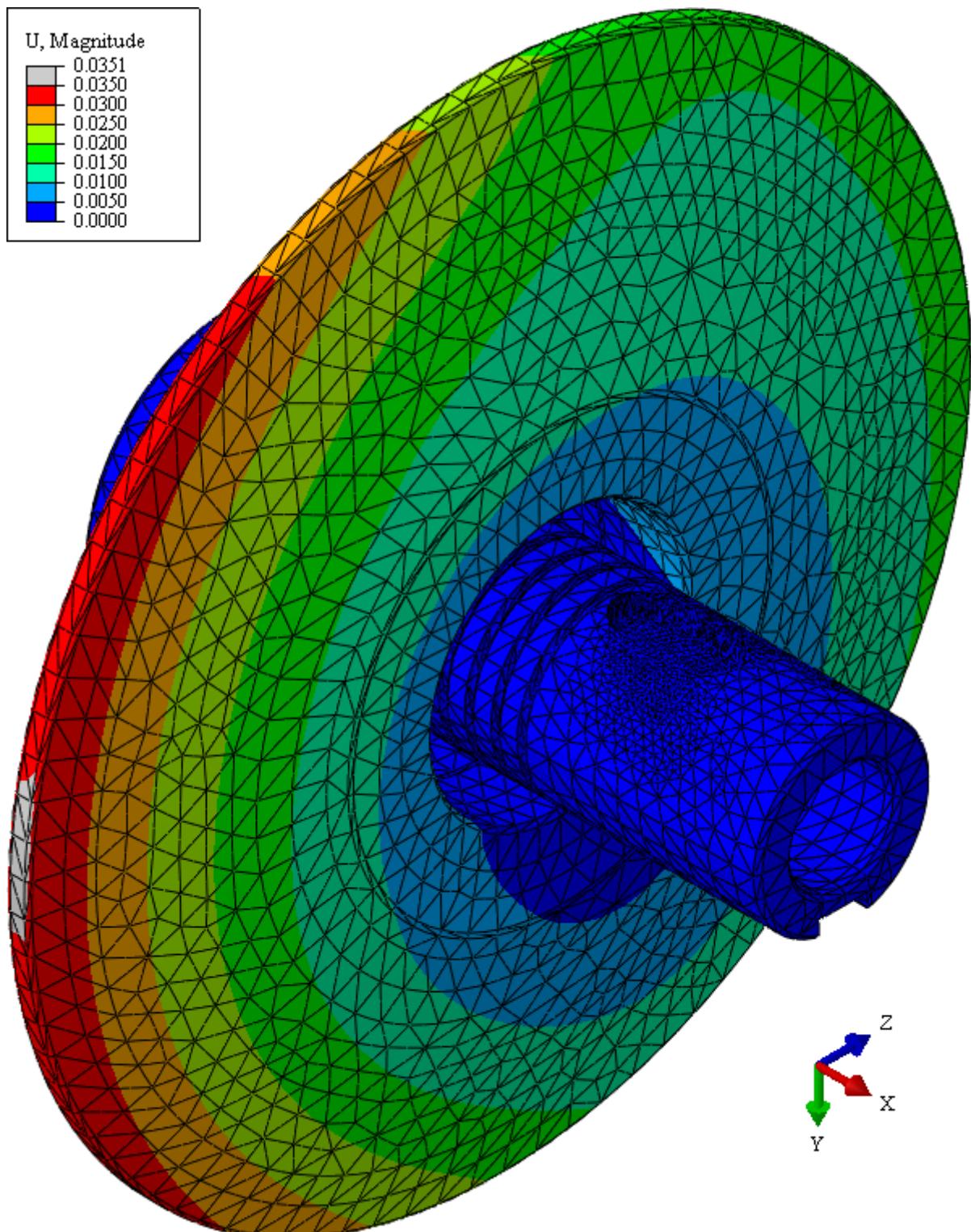
S mrežom iz zadnje iteracije za maksimalni prijenosni omjer provedena je i numerička analiza za minimalni prijenosni omjer. Pokazalo se da je za ovaj strojni dio maksimalni prijenosni omjer kritičan, što je i očekivano s obzirom na rezultate analize pogonske remenice. Raspodjelje pomaka i naprezanja za kritični slučaj prikazane su na *Slikama 30., 31., 32. i 33.*, a detalj polja naprezanja oko utora za pero prikazan je na *Slici 34.*



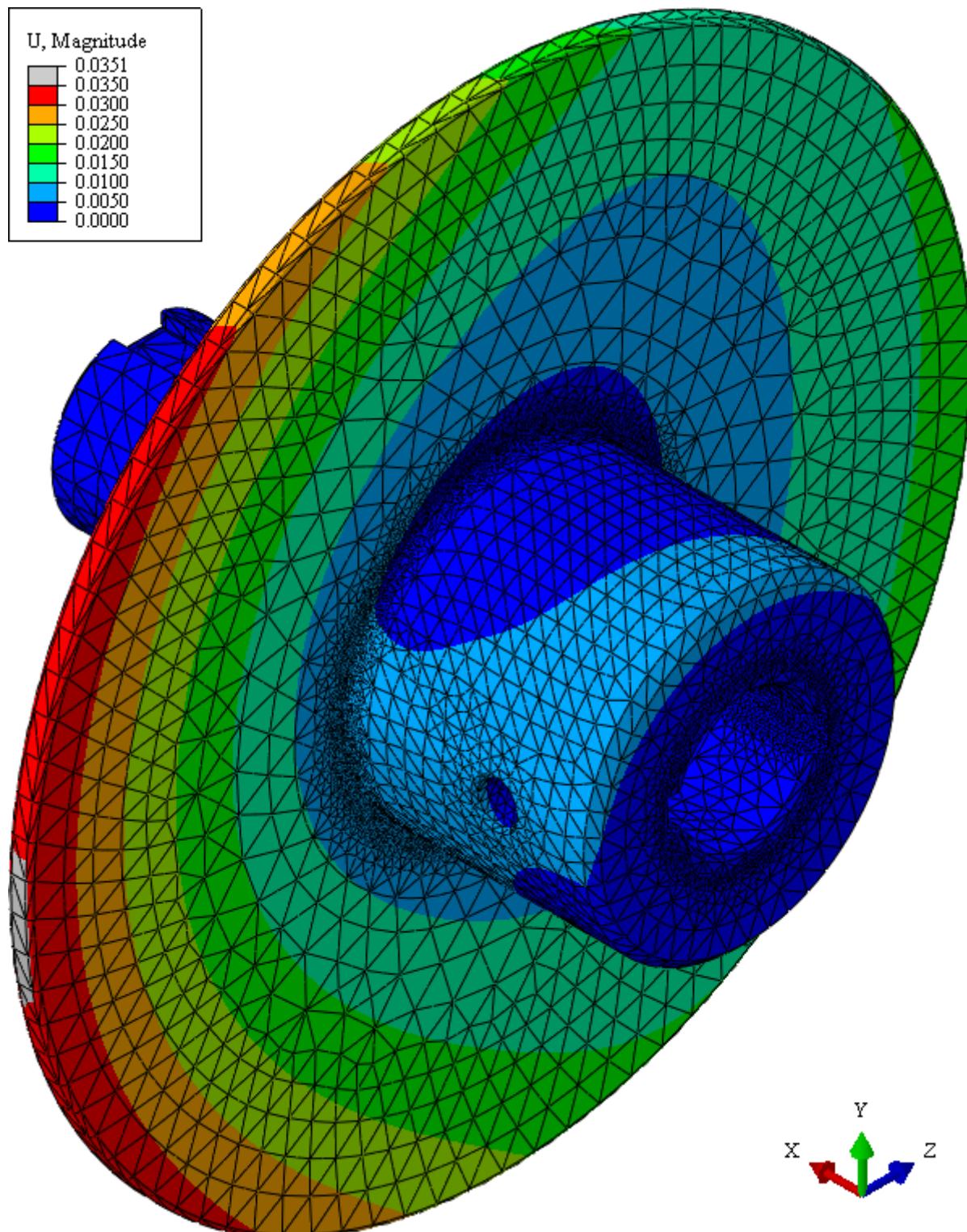
Slika 30. Naprezanja (u MPa) – prikaz prve strane



Slika 31. Naprezanja (u MPa) – prikaz druge strane



Slika 32. Pomaci (u mm) – prikaz prve strane



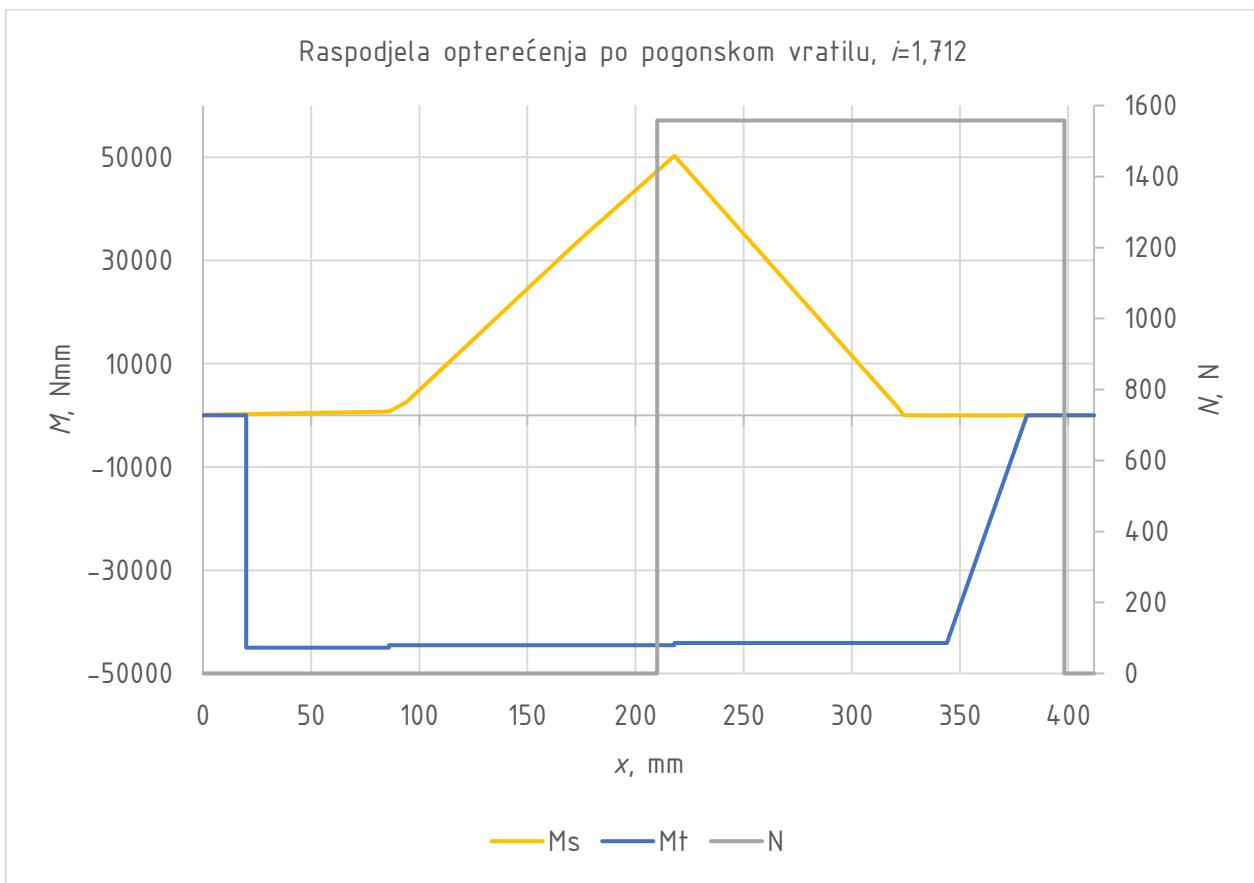
Slika 33. Pomaci (u mm) – prikaz druge strane

I na fiksiranoj gonjenoj poluremenici se može uočiti da je dominantno opterećenje aksijalna sila uslijed kontakta s remenom. Uslijed njenog djelovanja na kraku dolazi do koncentracije naprezanja na zaobljenju između centralnog dijela poluremenice i konusa. Savijanje konusa poluremenice ujedno i rezultira vršnim pomacima na rubovima strojnog dijela. I ovaj strojni dio po [18] zadovoljava kriterij čvrstoće, s faktorom sigurnosti od 2,185.

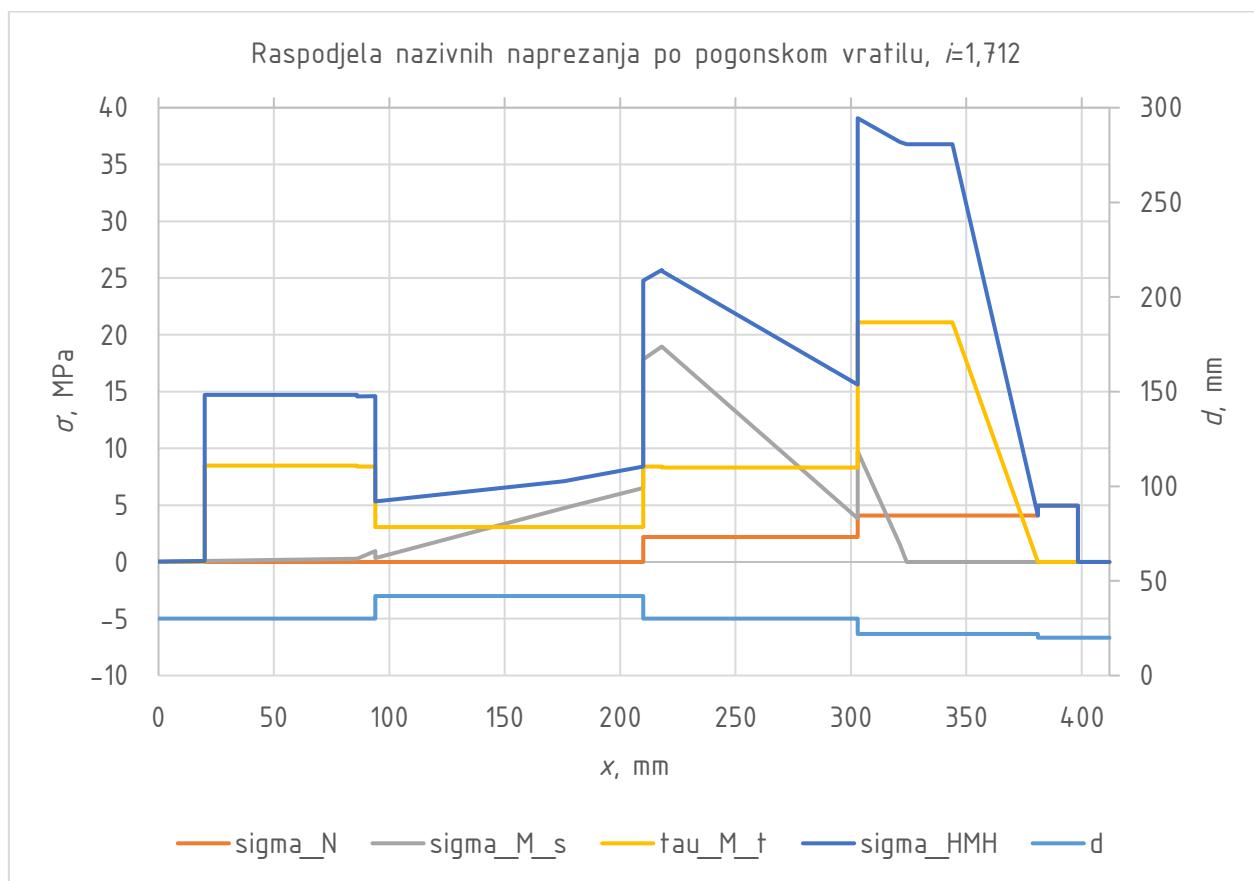
3.7. Analitički proračuni pogonskog i gonjenog vratila

Analitički kontrolni proračuni pogonskog i gonjenog vratila provedeni su po [19] s faktorima koncentracije naprezanja po [20] i svojstvima materijala po [21]. Provedeni su odvojeno proračun zamorne čvrstoće pri nazivnom momentu za nižu brzinu vrtnje i proračun čvrstoće u odnosu na granicu tečenja pri poteznom momentu. Proračuni su provedeni s pretpostavkom konstantnog okretnog momenta, jer su promjene u okretnom momentu na gonjenom vratilu uslijed promjene prijenosnog omjera, tj. na pogonskom vratilu kao posljedica zaleta elektromotora relativno spore (dovršene u više okretaja) i ne pokazuju faznu podudarnost sa savojnim naprezanjima.

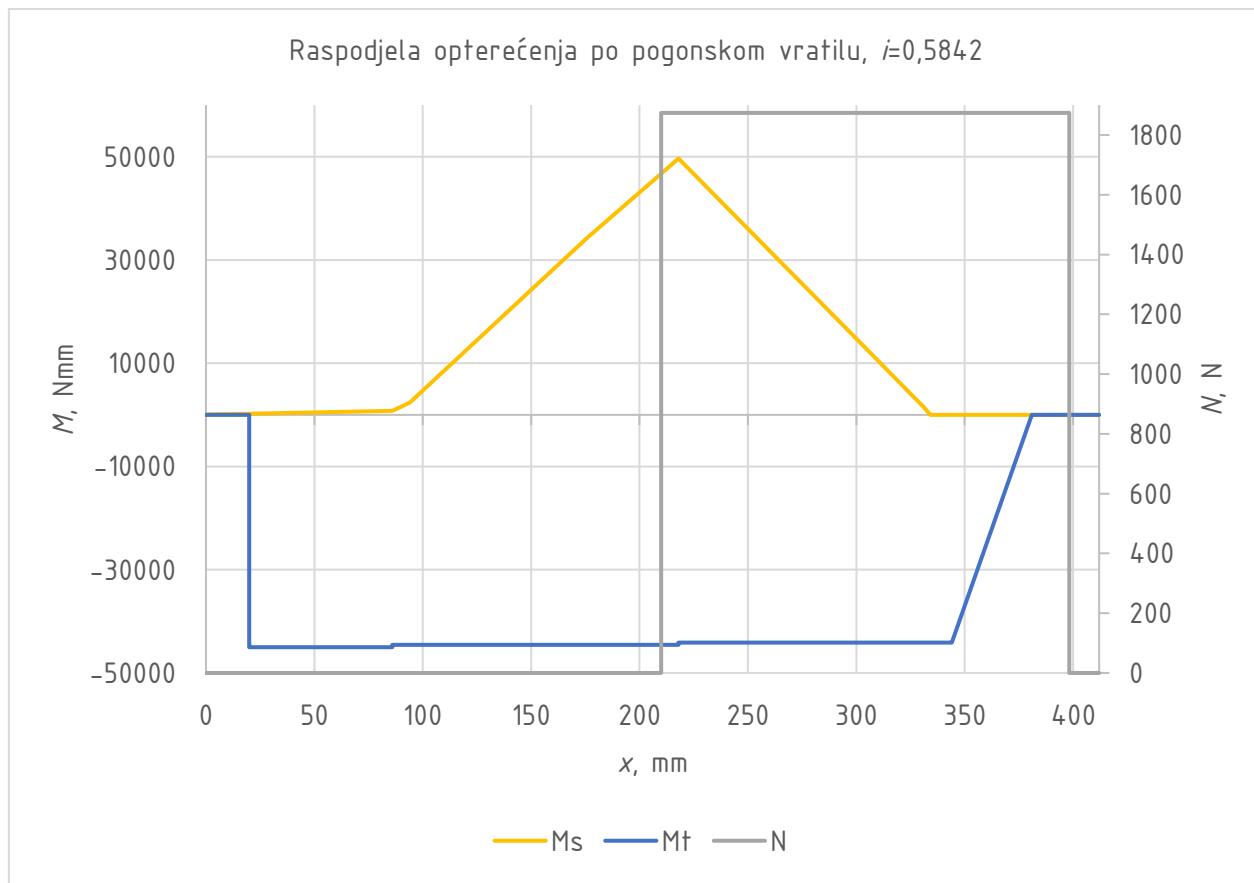
Za pogonsko vratilo su od opterećenja uzete u obzir težine spojke (pripadno opterećenje modelirano je kao da djeluje u težištu spojke polovicom ukupne težine spojke, zbog čega na slobodnom kraju bliže elektromotoru moment neće biti jednak nuli), težina samog vratila i težina svih ostalih elemenata montiranih na vratilo, izuzevši ležajeve i brtve. Opterećenja uslijed remenskog prijenosa i gubici momenta na ležajevima uzeti su u obzir na način opisan točkom 3.1. Za potrebe analitičkog proračuna svi momenti i sve sile su modelirane kao da djeluju u točki, odnosno presjeku, umjesto raspodjele tlaka ili površinskog smičnog naprezanja. Raspodjele nominalnih opterećenja i naprezanja po pogonskom vratilu pri poteznom momentu elektromotora prikazane su *Slikama 34., 35., 36., 37.* Za lakšu vizualizaciju dana je i kontura vratila s raspodjelama naprezanja.



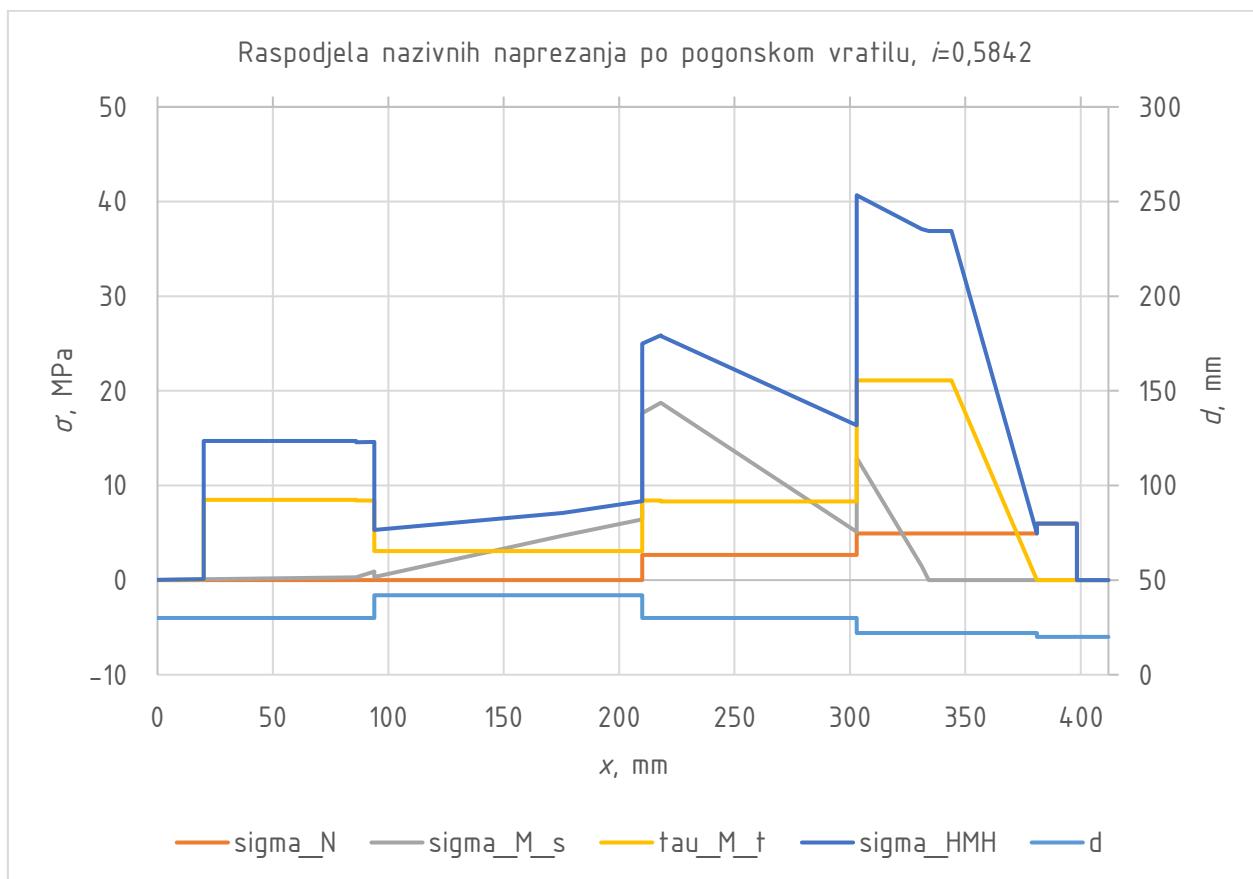
Slika 34. Pogonsko vratilo – raspodjela opterećenja za maksimalni prijenosni omjer



Slika 35. Pogonsko vratilo – raspodjela naprezanja za maksimalni prijenosni omjer



Slika 36. Pogonsko vratilo – raspodjela opterećenja za minimalni prijenosni omjer



Slika 37. Pogonsko vratilo – raspodjela naprezanja za minimalni prijenosni omjer

Iz navedenih slika se odmah može zaključiti da je kritični slučaj za pogonsko vratilo po pitanju pogonske čvrstoće zalet elektromotora pri minimalnom prijenosnom omjeru. Tri presjeka su potencijalno kritična – prijelaz s promjera 30 mm na 42 mm na ležajnom mjestu B, samo ležajno mjesto B uslijed steznog spoja na njemu i prijelaz s promjera od 22 mm na 30 mm. Ostali presjeci se ne moraju kontrolirati zbog nižih ukupnih naprezanja, odnosno nižih amplituda naprezanja pri sličnim očekivanim faktorima zareznog djelovanja.

Sam proračun po [19] proveden je uz pomoć skripte generirane u programskom jeziku *Python*. Proračun je proveden s pretpostavkom materijala S235JR. Treba napomenuti da je za toplinski neobrađen čelik S235JR pretpostavljeno krhko ponašanje, tj. zanemareno je smanjenje efektivnog zareznog djelovanja lokalnim plastificiranjem materijala, čime je proračun dodatno na strani sigurnosti.

Za odabrani materijal vrijedi:

$$K_1 = 1 - 0,26 \cdot \log_{10} \left(\frac{42}{2 \cdot 16} \right) = 0,9693,$$

$$\sigma_B = K_1 \cdot R_m = 348,9 \text{ MPa},$$

$$\sigma_S = K_1 \cdot R_e = 227,8 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bw} = K_1 \cdot R_{-1b} = 174,5 \text{ MPa},$$

$$K_V = 1,$$

$$\sigma_{tfk} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1 = 273,4 \text{ MPa}.$$

Kontrolni proračun na prijelazu s 22 mm na 30 mm:

$$\sigma_{ba} = \frac{13496 \cdot 32}{\pi \cdot 22^3} = 12,91 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{22}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9282,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(6,3) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9575,$$

$$\beta_{zd} = \alpha_{zd} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{4} + 2 \cdot 3,5 \cdot \frac{1}{22} \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{22}\right)^2}} = 2,369,$$

$$\beta_b = \alpha_b = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{4} + 2 \cdot 5,8 \cdot \frac{1}{22} \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{22}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{1}{4}\right)^3 \cdot \frac{22}{30}}} = 2,129,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2f}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 2,338,$$

$$\sigma_{zdFK} = \sigma_S \cdot 1 \cdot 1 = 250,6 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 300,7 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} \cdot K_{\sigma b}^{-1} = 74,64 \text{ MPa},$$

$$\psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1198,$$

$$\sigma_{zdm} = \frac{1874 \cdot 4}{22^2 \cdot \pi} = 4,93 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tm} = \frac{20055 \cdot 16}{22^3 \cdot \pi} = 9,593 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 17,33 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \frac{44114 \cdot 16}{22^3 \cdot \pi} = 21,1 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 72,56 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 5,621,$$

$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdm}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}}\right)^2}} = 10,06.$$

Kontrolni proračun na prijelazu s 30 mm na 42 mm:

$$\sigma_{ba} = \frac{46749 \cdot 32}{\pi \cdot 29,6^3} = 18,36 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{29,6}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9083,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(12,5) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9417,$$

$$\beta_{zd} = \alpha_{zd} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{6,2} + 2 \cdot 3,5 \cdot \frac{1}{29,6} \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{29,6}\right)^2}} = 2,645,$$

$$\beta_b = \alpha_b = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{6,2} + 2 \cdot 5,8 \cdot \frac{1}{29,6} \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{29,6}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{1}{6,2}\right)^3 \cdot \frac{29,6}{42}}} = 2,352,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2f}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 2,651,$$

$$\sigma_{zdFK} = \sigma_S \cdot 1,1 = 250,6 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 300,7 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} K_{\sigma b}^1 = 65,82 \text{ MPa},$$

$$\Psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1041,$$

$$\sigma_{zdm} = \frac{1874 \cdot 4}{29,6^2 \cdot \pi} = 2,723 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tm} = \frac{20258 \cdot 16}{29,6^3 \cdot \pi} = 3,978 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 7,409 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \frac{44560 \cdot 16}{29,6^3 \cdot \pi} = 8,751 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \Psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 65,05 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 3,543,$$

$$S_t = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdm} + \sigma_{ba}}{\sigma_{zdFK} + \sigma_{bFK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}} \right)^2}} = 12,7.$$

Kontrolni proračun na središnjem presjeku ležajnog mjesto B:

$$\sigma_{ba} = \frac{49671 \cdot 32}{\pi \cdot 30^3} = 18,74 \text{ MPa},$$

$$K_{2t} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{30}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9074,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(1,6) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9891,$$

$$\beta_{zddbk} = \beta_{bdbk} = 2,7 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{1000} \right)^{0,43} = 1,717,$$

$$K_3 = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{30}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9783,$$

$$K_{3dbk} = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{40}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9738,$$

$$\beta_{zd} = \beta_b = \beta_{zddbk} \cdot \frac{K_{3dbk}}{K_3} = 1,709,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2t}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 1,894,$$

$$\sigma_{zdFK} = \sigma_S \cdot 1,105 = 239,2 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,105 = 287 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} K_{\sigma b}^1 = 92,13 \text{ MPa},$$

$$\Psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1521,$$

$$\sigma_{zdm} = \frac{1874 \cdot 4}{30^2 \cdot \pi} = 2,651 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tm} = \frac{20258 \cdot 16}{30^3 \cdot \pi} = 3,821 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm})^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 7,129 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \frac{44560 \cdot 16}{30^3 \cdot \pi} = 8,405 \text{ MPa},$$

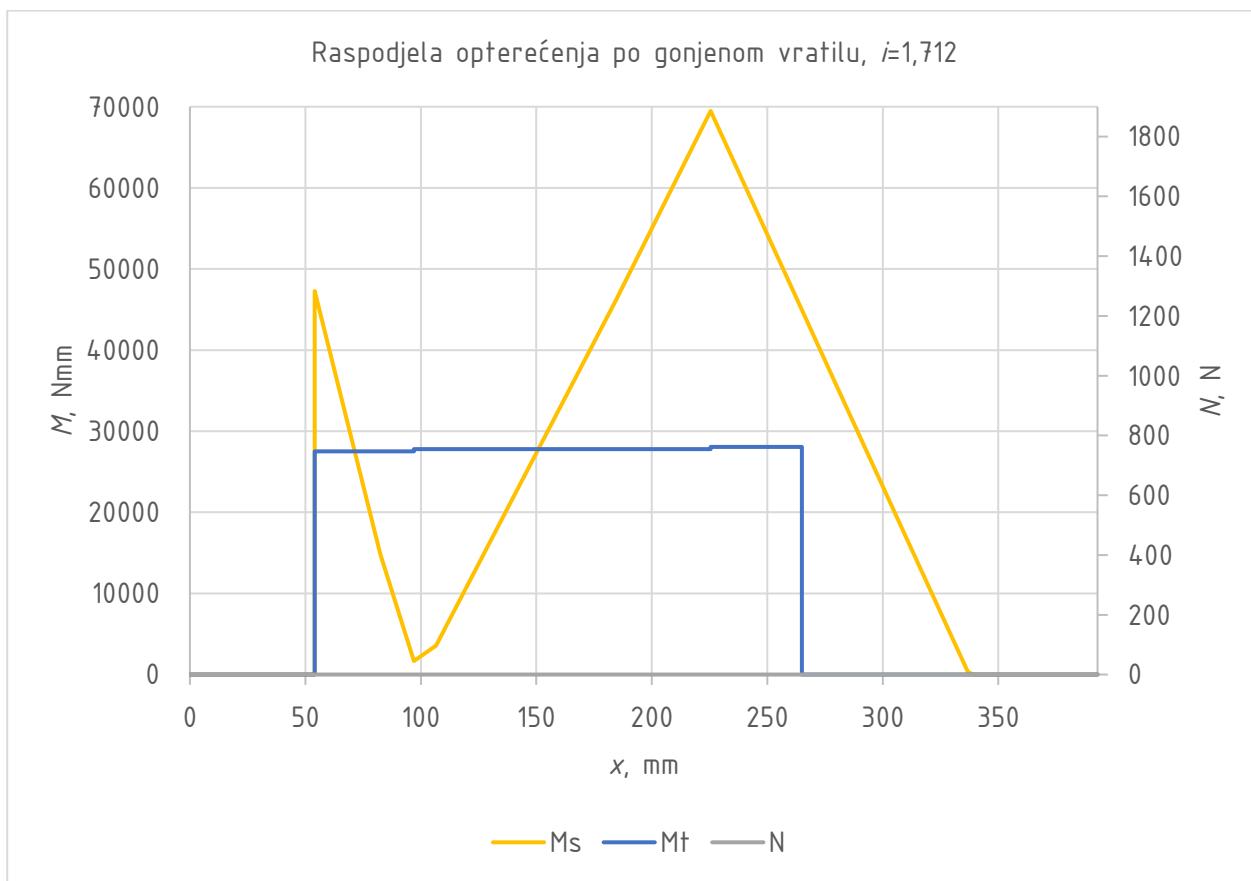
$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 91,05 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 4,859,$$

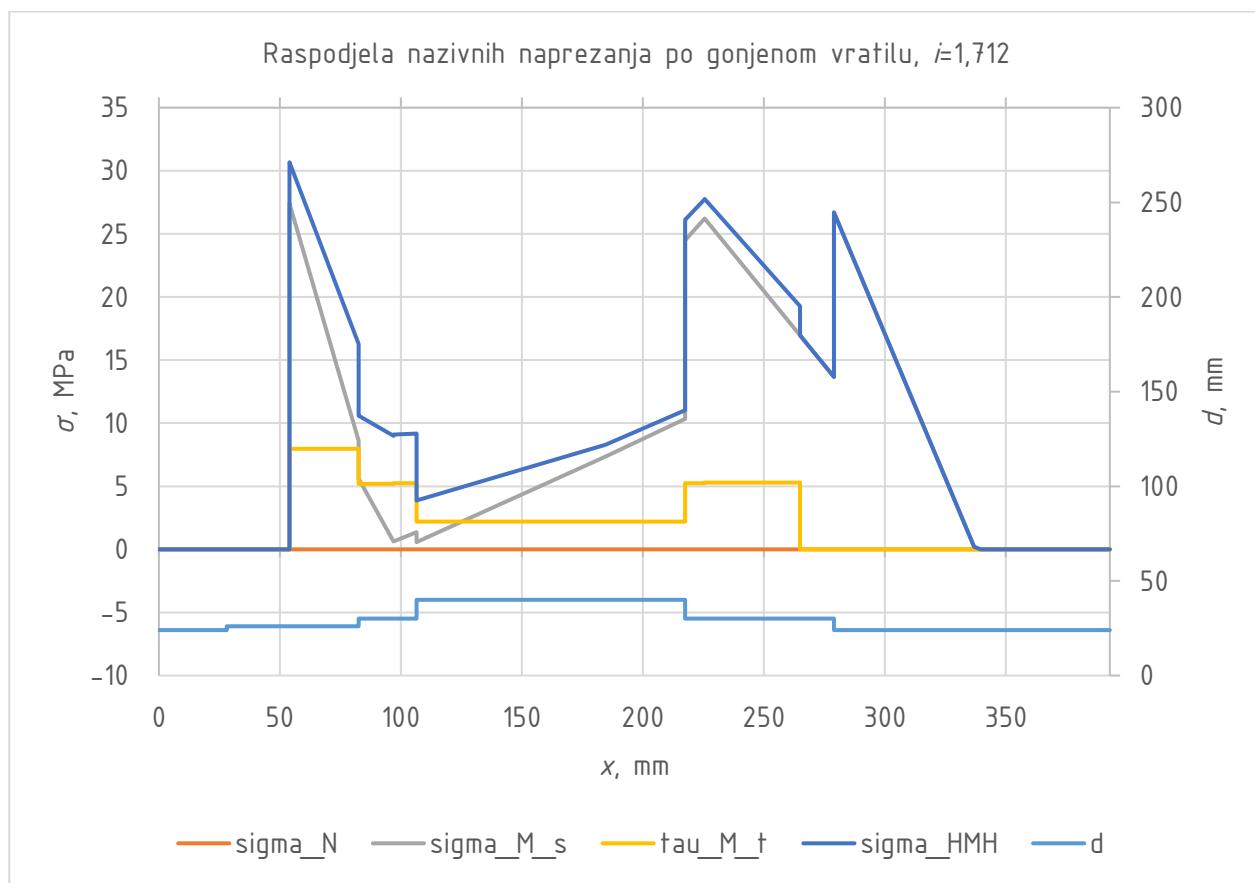
$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdm}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}} \right)^2}} = 12,15.$$

Može se zaključiti da s odabranim materijalom pogonsko vratilo ima zadovoljavajuću sigurnost.

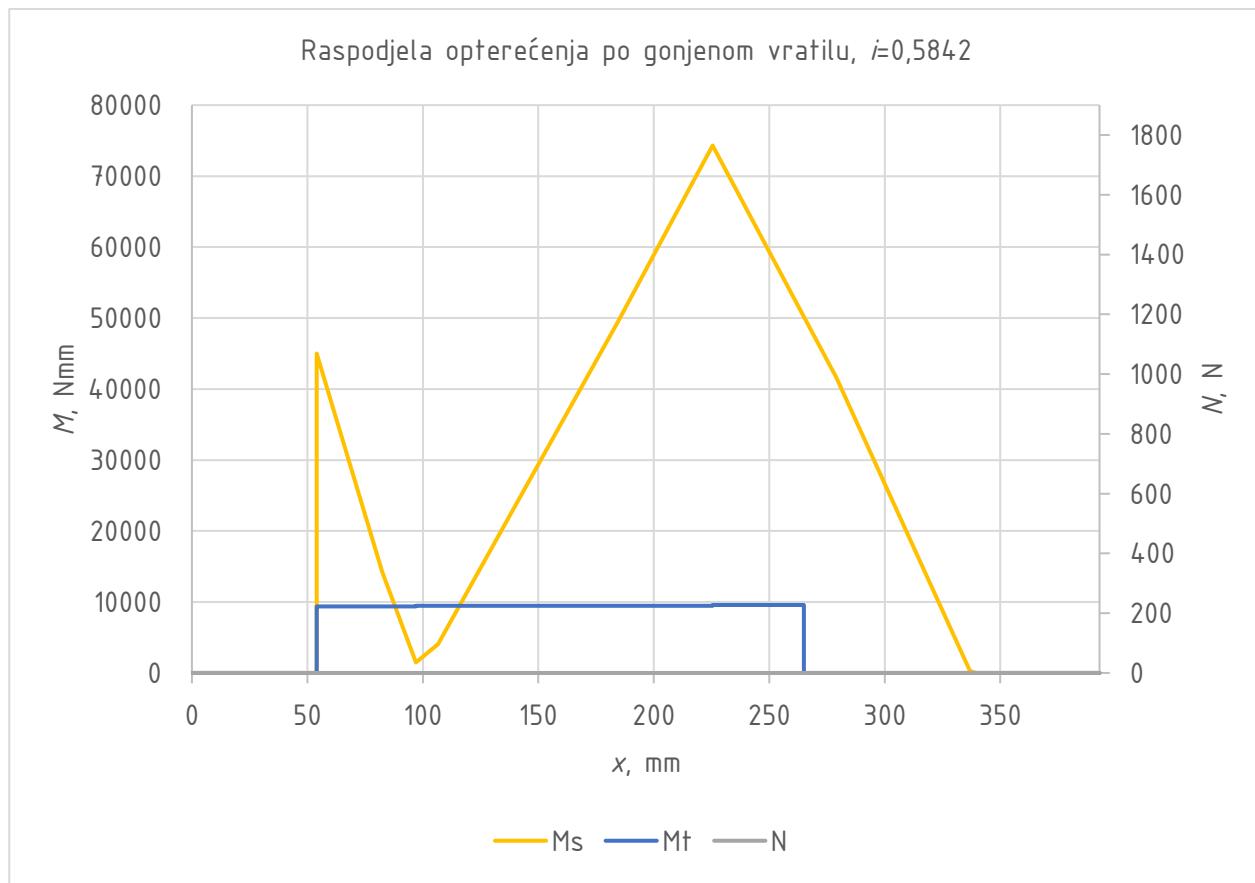
Za gonjeno vratilo su od opterećenja uzete u obzir težina izlazne remenice i sile izlaznog remenskog prijenosa za najnepovoljniju orientaciju izlaznog remenskog prijenosa, pri čemu je pripadno opterećenje modelirano kao da djeluje u središtu izlaznog pera, s koncentriranim momentom zbog paralelnog pomaka sile. Također je uzeta u obzir težina samog vratila i težina svih ostalih elemenata montiranih na vratilo, izuzevši ležajeve i brtve. Opterećenja uslijed varijatorskog remenskog prijenosa i gubici momenta na ležajevima uzeti su u obzir na način opisan točkom 3.1. Za potrebe analitičkog proračuna svi momenti i sve sile su modelirane kao da djeluju u točki, odnosno presjeku, umjesto raspodjele tlaka ili površinskog smičnog naprezanja. Raspodjele nominalnih opterećenja i naprezanja po pogonskom vratilu nižoj brzini vrtnje elektromotora prikazane su Slikama 38., 39., 40., 41. Za lakšu vizualizaciju dana je i kontura vratila s raspodjelama naprezanja.



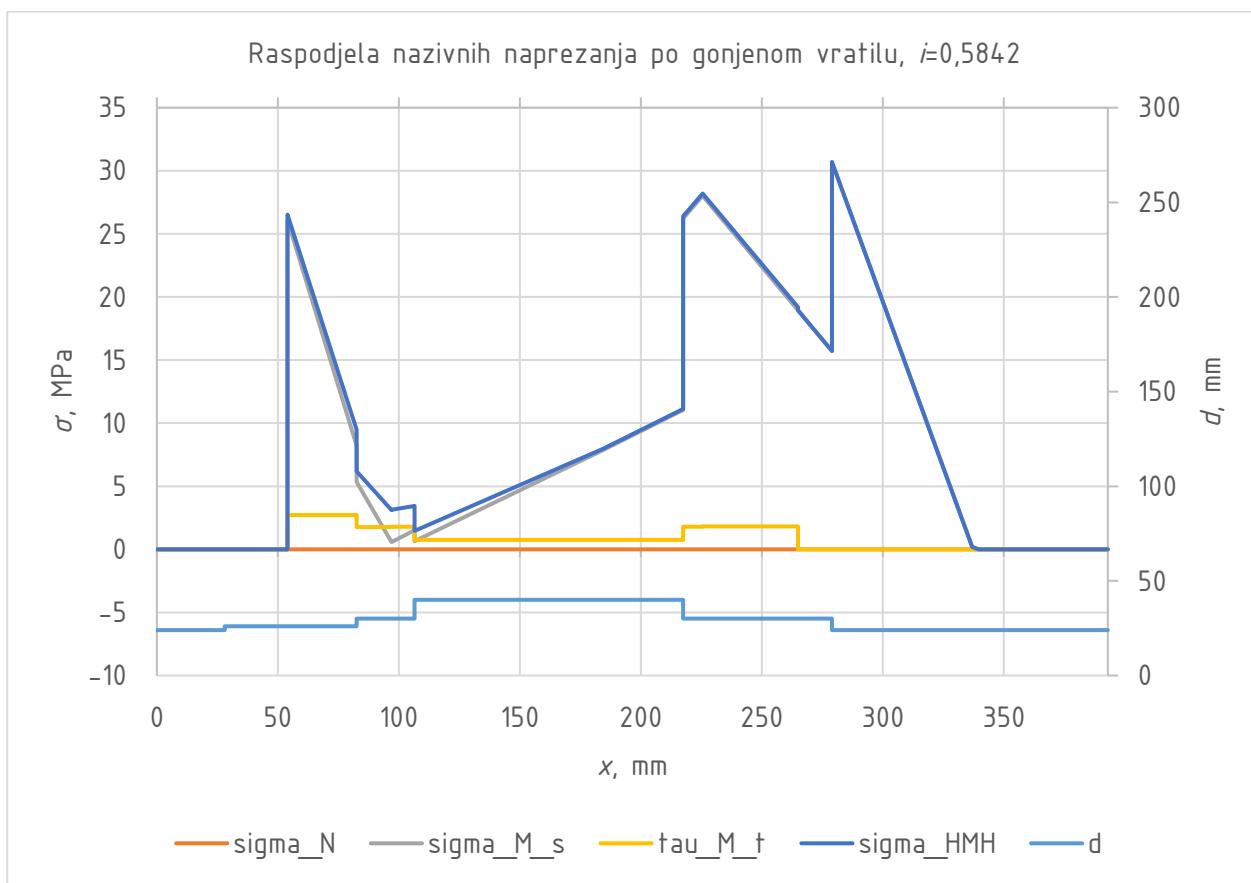
Slika 38. Gonjeno vratilo – raspodjela opterećenja za maksimalni prijenosni omjer



Slika 39. Gonjeno vratilo – raspodjela naprezanja za maksimalni prijenosni omjer



Slika 40. Gonjeno vratilo – raspodjela opterećenja za minimalni prijenosni omjer



Slika 41. Gonjeno vratilo – raspodjela naprezanja za minimalni prijenosni omjer

Promotri li se raspodjela nominalnih naprezanja za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, može se uočiti da slična naprezanja naprezzanjima na mjestu utora za pero vladaju i pri prijelazu s 40 mm na 30 mm kraj ležajnog mesta E i na prijelazu s 30 mm na 24 mm, no vršna vrijednost tih nominalnih naprezanja je niža od vršne vrijednosti nominalnih naprezanja za minimalni prijenosni omjer. Dakle, bit će dovoljno provjeriti čvrstoću utora za pero bliže ležajnom mjestu D za slučaj maksimalnog prijenosnog omjera, te presjeke prijelaza s 40 mm na 30 mm, na sredini ležajnog mesta E s obzirom na stezni spoj na njemu i prijelaza s 30 mm na 24 mm za slučaj minimalnog prijenosnog omjera. Ostali presjeci se ne moraju kontrolirati zbog nižih ukupnih naprezanja, odnosno nižih amplituda naprezanja pri sličnim očekivanim faktorima zareznog djelovanja.

Sam proračun po [19] proveden je uz pomoć skripte generirane u programskom jeziku *Python*. Proračun je proveden s pretpostavkom materijala S235JR. Treba napomenuti da je za topinski neobrađen čelik S235JR pretpostavljeno krhko ponašanje, tj. zanemareno je smanjenje efektivnog zareznog djelovanja lokalnim plastificiranjem materijala, čime je proračun dodatno na strani sigurnosti.

Za odabrani materijal vrijedi:

$$K_1 = 1 - 0,26 \cdot \log_{10} \left(\frac{40}{2 \cdot 16} \right) = 0,9748,$$

$$\sigma_B = K_1 \cdot R_m = 350,9 \text{ MPa},$$

$$\sigma_S = K_1 \cdot R_e = 229,1 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bw} = K_1 \cdot R_{-1b} = 175,5 \text{ MPa},$$

$$K_V = 1,$$

$$\sigma_{tFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1 = 274,9 \text{ MPa}.$$

Kontrolni proračun na prijelazu s 24 mm na 30 mm:

$$\sigma_{ba} = \frac{41652 \cdot 32}{\pi \cdot 24^3} = 30,69 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{24}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9223,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(6,3) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9571,$$

$$\beta_b = \alpha_b = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{3} + 2 \cdot 5,8 \cdot \frac{1}{24} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{24}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{1}{3}\right)^3 \cdot \frac{24}{30}}} = 2,132,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2f}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 2,356,$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 302,4 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} \cdot K_{\sigma b}^{-1} = 74,49 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} = 74,49 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 2,427,$$

$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}}\right)^2}} = 9,853.$$

Kontrolni proračun na prijelazu s 30 mm na 40 mm:

$$\sigma_{ba} = \frac{69468 \cdot 32}{\pi \cdot 29,6^3} = 27,28 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{29,6}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9083,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(12,5) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9411,$$

$$\beta_b = \alpha_b = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1}{5,2} + 2 \cdot 5,8 \cdot \frac{1}{29,6} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{1}{29,6}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{1}{5,2}\right)^3 \cdot \frac{29,6}{40}}} = 2,328,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2f}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 2,626,$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 302,4 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} \cdot K_{\sigma b}^{-1} = 66,83 \text{ MPa},$$

$$\psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1052,$$

$$\tau_{tm} = \frac{9480 \cdot 16}{29,6^3 \cdot \pi} = 1,862 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 3,225 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \tau_{tm} = 1,862 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 66,49 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 2,437,$$

$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}}\right)^2}} = 11,05.$$

Kontrolni proračun na središnjem presjeku ležajnog mesta E:

$$\sigma_{ba} = \frac{74305 \cdot 32}{\pi \cdot 30^3} = 28,03 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{30}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9074,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(1,6) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,989,$$

$$\beta_{zddbk} = \beta_{bdbk} = 2,7 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{1000}\right)^{0,43} = 1,712,$$

$$K_3 = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{30}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9784,$$

$$K_{3dbk} = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{40}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9739,$$

$$\beta_b = \beta_{zddbk} \cdot \frac{K_{3dbk}}{K_3} = 1,704,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_{2f}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 1,889,$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 288,7 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} K_{\sigma b}^{-1} = 92,91 \text{ MPa},$$

$$\psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1526,$$

$$\tau_{tm} = \frac{9575 \cdot 16}{30^3 \cdot \pi} = 1,806 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 3,128 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \tau_{tm} = 1,806 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 92,43 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 3,298,$$

$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}}\right)^2}} = 10,28.$$

Kontrolni proračun na središnjem presjeku s utorom za pero bliže ležajnom mjestu D:

$$\sigma_{ba} = \frac{47267 \cdot 32}{\pi \cdot 26^3} = 27,39 \text{ MPa},$$

$$K_{2f} = 1 - 0,2 \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{30}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,917,$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \log_{10}(25) \cdot \left(\log_{10}\left(\frac{\sigma_B}{20}\right) - 1 \right) = 0,9249,$$

$$\beta_{zddbk} = \beta_{bdbk} = 3 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{1000}\right)^{0,38} = 2,015,$$

$$K_3 = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{26}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,9747,$$

$$K_{3dbk} = 1 - 0,2 \cdot \log_{10}(\beta_{zddbk}) \cdot \frac{\log_{10}\left(\frac{40}{7,5}\right)}{\log_{10}(20)} = 0,966,$$

$$\beta_b = \beta_{zddbk} \cdot \frac{K_{3dbk}}{K_3} = 1,997,$$

$$K_{\sigma b} = \frac{\frac{\beta_b}{K_2} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1}{K_V} = 2,259,$$

$$\sigma_{bFK} = \sigma_S \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 288,7 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bWK} = \sigma_{bW} K_{\sigma b}^{-1} = 77,69 \text{ MPa},$$

$$\Psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot \sigma_B - \sigma_{bWK}} = 0,1245,$$

$$\tau_{tm} = \frac{27502 \cdot 16}{26^3 \cdot \pi} = 7,969 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{mv} = \sqrt{3 \cdot (\tau_{tm})^2} = 13,8 \text{ MPa},$$

$$\tau_{tmax} = \tau_{tm} = 7,969 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \Psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 75,97 \text{ MPa},$$

$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}} = 2,774,$$

$$S_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\sigma_{tFK}}\right)^2}} = 10,08.$$

Može se zaključiti da s odabranim materijalom gonjeno vratilo ima zadovoljavajuću sigurnost.

3.8. Numerički dokaz nosivosti vratila

U sklopu analitičkog proračuna vratila već su otkriveni potencijalno kritični presjeci na vratilima. Zahvaljujući tome mogu se pri numeričkom dokazu nosivosti uvesti određena pojednostavljena s ciljem efikasnijeg generiranja mreže.

Pokazano je da utori za pera nisu kritični presjeci, pa se mogu u potpunosti eliminirati prije eksportiranja u programske paket *Abaqus*. Time se značajno smanjio broj elemenata potrebnih za zoran opis geometrije, te je time omogućeno relativno jednostavno generiranje mreža s heksaedarskim elementima drugog reda reducirane integracije C3D20R, koji s manjom gustoćom mreže mogu bolje opisati raspodjelu naprezanja na kritičnim presjecima od tetraedarskih elemenata. Načelno bi se s prikladnom strategijom particioniranja moglo omogućiti i generiranje heksaedarske mreže na modelima s utorima za pero, no to bi zahtijevalo red veličine više particija, a sama mreža ne bi bila konformna, što bi ugrozilo pouzdanost rezultata na granicama dvaju nekonformnih dijelova mreže.

Analogno proračunu poluremenica, vratilima su dodijeljena tipična svojstva za čelik, s modulom elastičnosti od 210 GPa i Poissonovim faktorom jednakim 0,3. Dodijeljena im je i tipična gustoća čelika od 7850 kg·m⁻³.

Kako bi se uzeo u obzir utjecaj steznog spoja na ležajnim mjestima, najprije su analitički određeni kontaktni tlakovi po [10]:

$$P_{Fmax} = \frac{P_{max} \cdot (1 - \alpha_V^2) \cdot E}{D_F \cdot 2}.$$

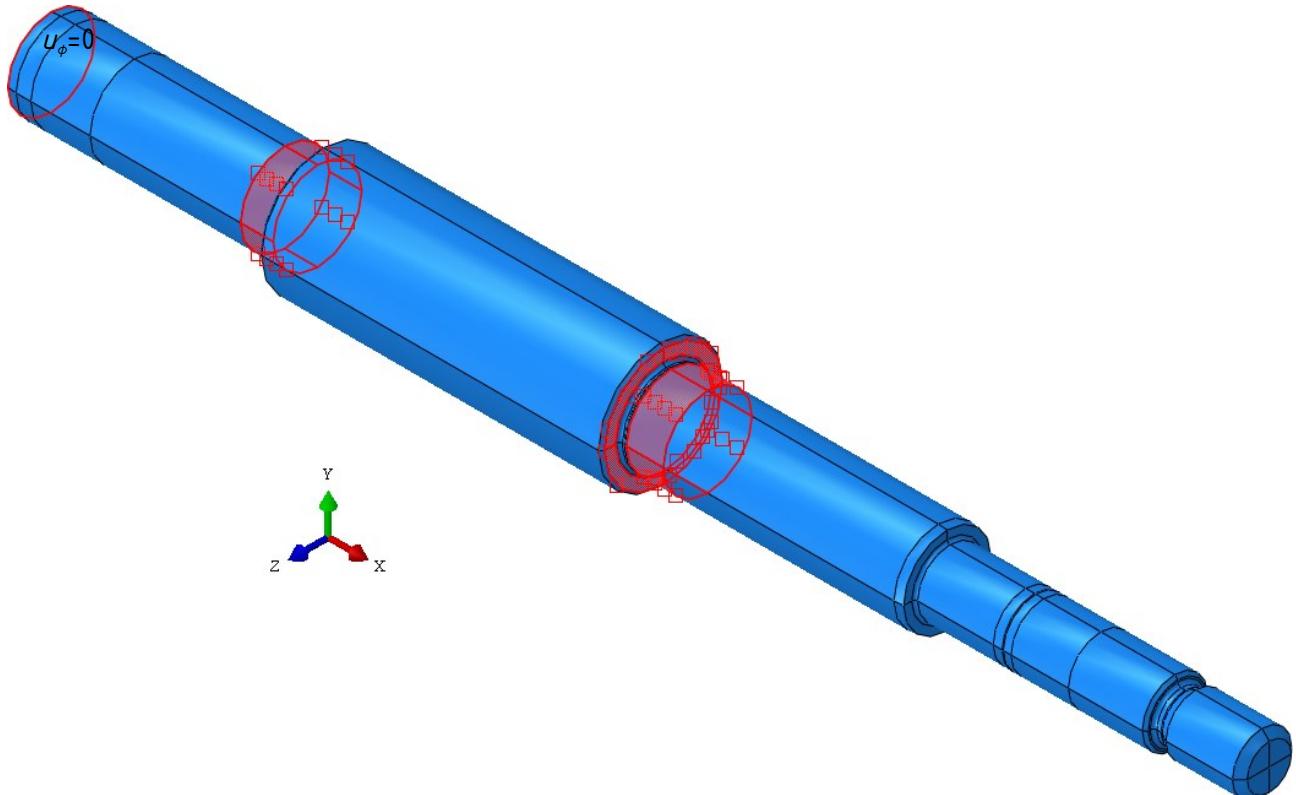
Pri tome je pretpostavljeno da je vanjski promjer vanjskog elementa ujedno i vanjski promjer cijelog ležaja, što je konzervativna pretpostavka. Rezultati su za ležajna mesta A, B, D i E prikazani u *Tablici 19*.

Tablica 19. Tlakovi na rukavcima ležajeva

Ležajno mjesto	$P_{max}, \mu\text{m}$	Q_v	D_F, mm	p_{Fmax}, MPa
A	19	0,5455	30	46,71
B	21	0,4839	30	56,29
D	21	0,4167	30	60,74
E	21	0,4839	30	56,29

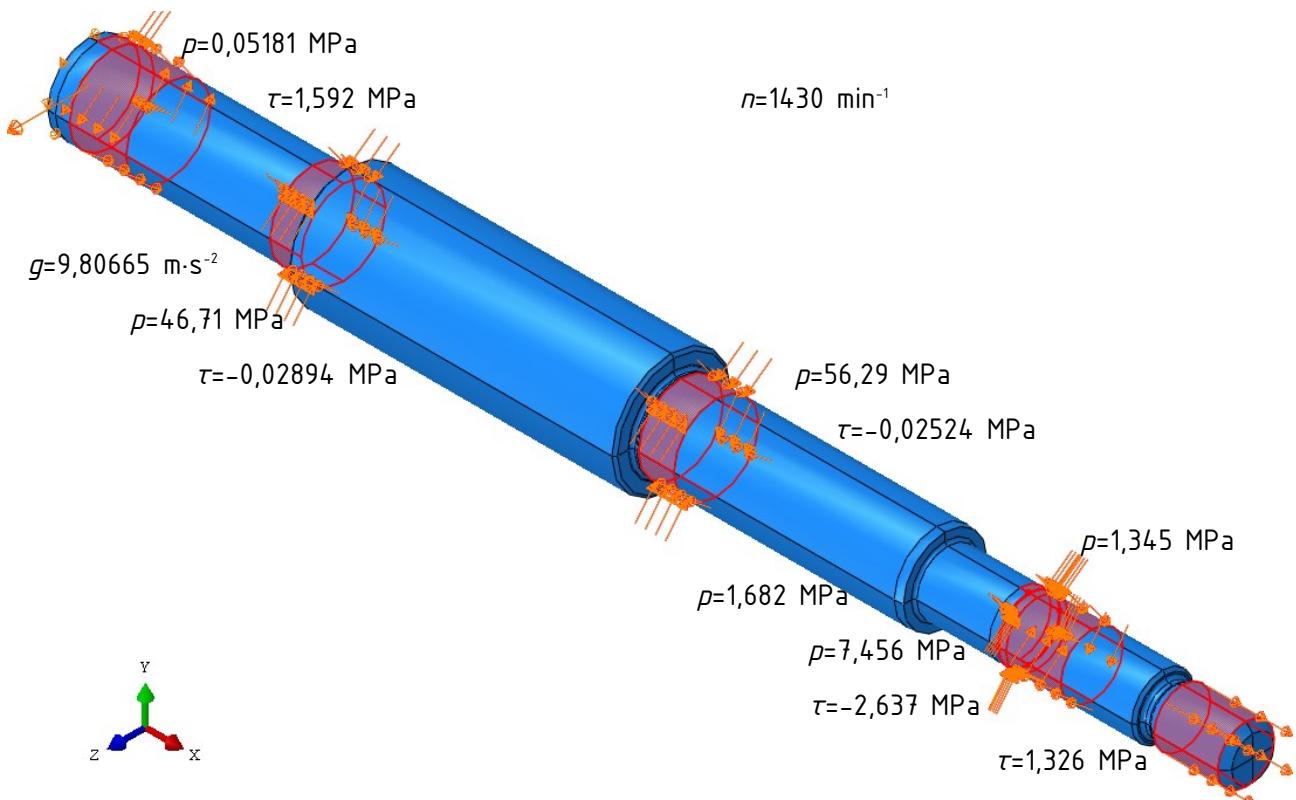
Sile i momenti koji djeluju na vratila zadani su pomoću tlakova i površinskih sličnih naprezanja, kako bi se spriječilo nastajanje singularnosti u raspodjeli naprezanja. Za oba vratila uzet je u obzir utjecaj brzine vrtnje na raspodjelu naprezanja, dok je efekt kutnog ubrzanja, koje bi rezultiralo smanjenjem efektivnog momenta torzije duž vratila, zanemaren.

Rubni uvjeti pomaka zadani su na pogonskom vratilu pomoću elastičnog temeljenja i eliminacijom tangencijalnog pomaka na jednom od slobodnih krajeva vratila, po *Slici 42*.



Slika 42. Rubni uvjeti pomaka na pogonskom vratilu

Opterećenje je zadano za kritični slučaj s minimalnim prijenosnim omjerom, većom brzinom vrtnje elektromotora i prevalnim momentom elektromotora, po *Slici 43*.



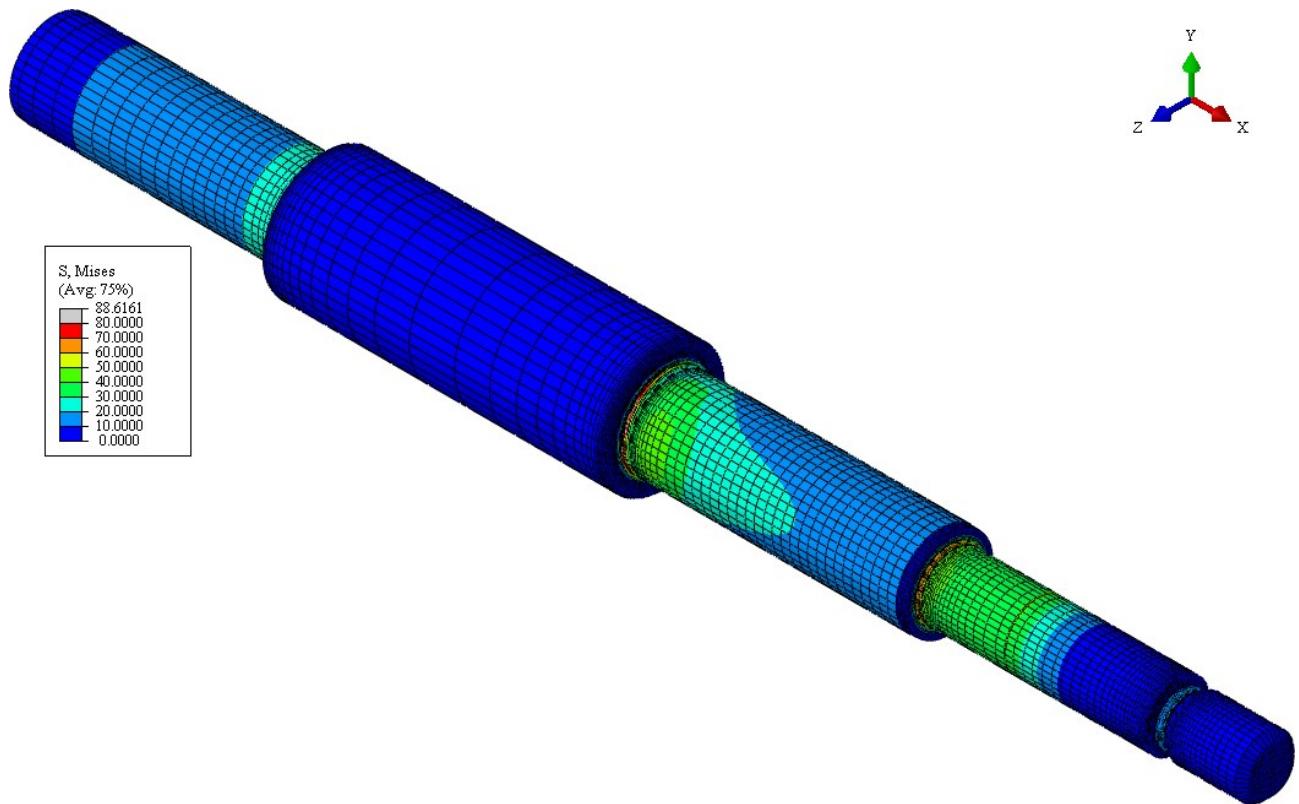
Slika 43. Opterećenje na pogonskom vratilu

Provđene su tri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama kako bi se utvrdila konvergencija rezultata, a ovisnost vršnog naprezanja o broju elemenata prikazana je u *Tablici 20.*

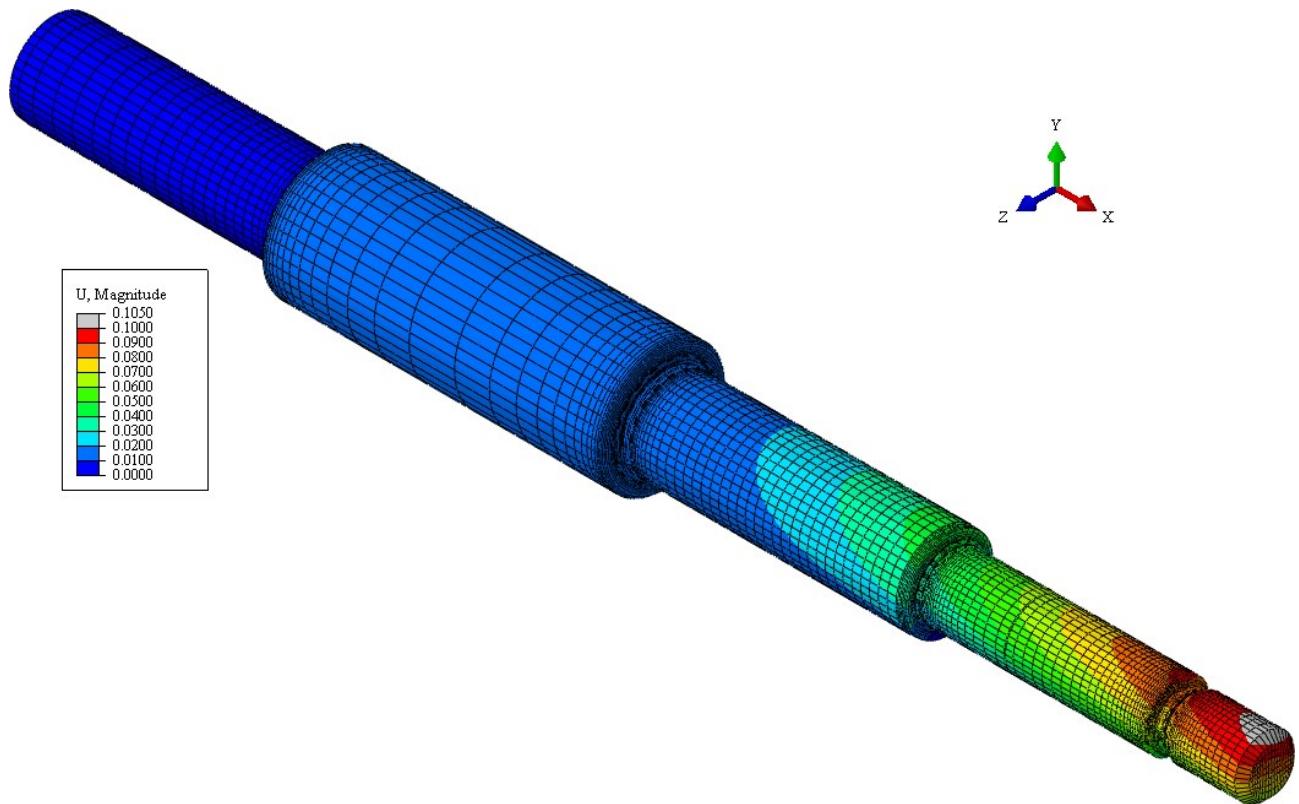
Tablica 20. Konvergencija rješenja za pogonsko vratilo

n	σ_{max} , MPa
21564	73,37
45980	85,31
64008	88,62

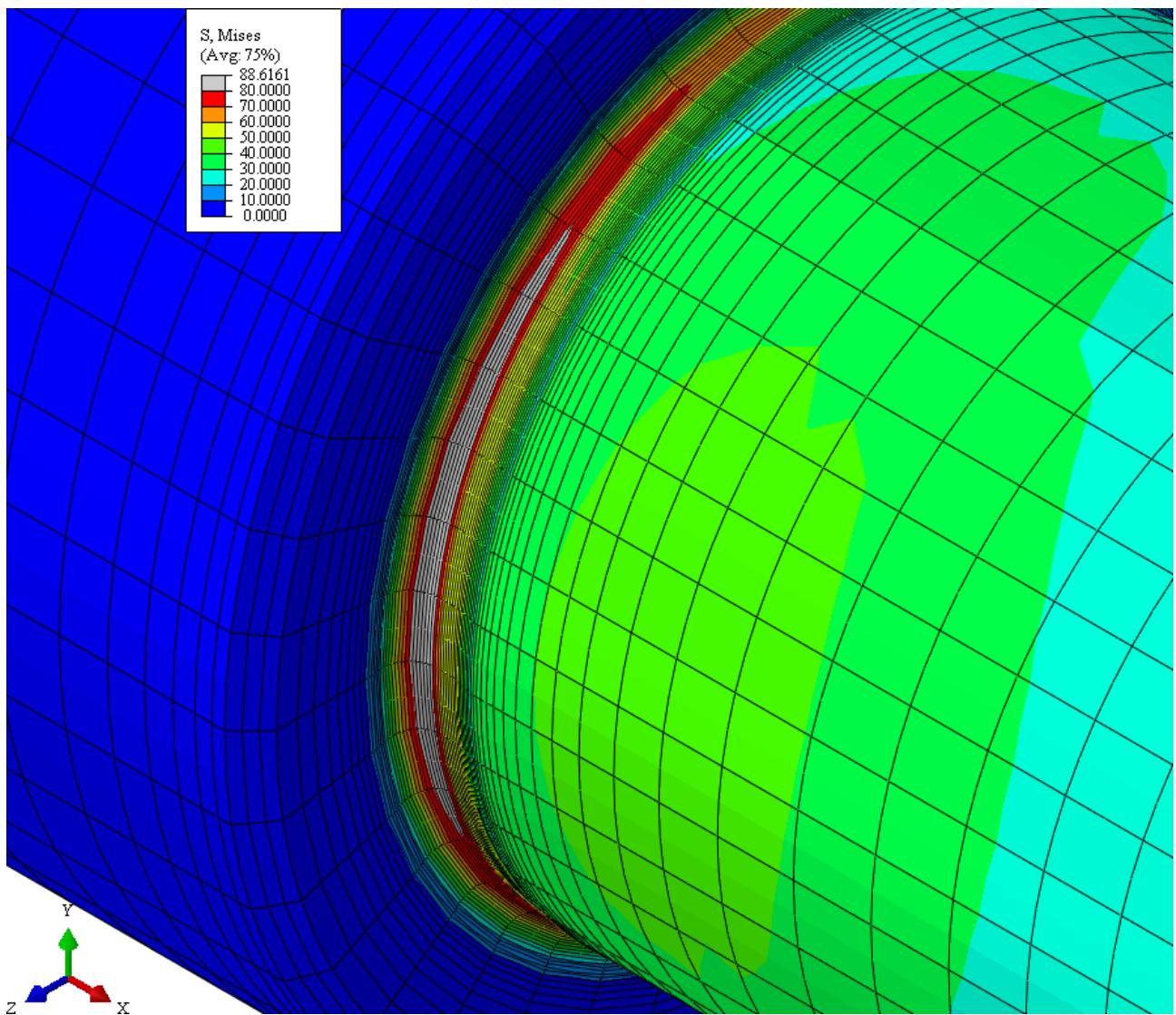
Druga i treća mreža dobivene su proglašivanjem prve mreže na mjestima većih gradijenata naprezanja i prorjeđivanjem mreže na manje opterećenim dijelovima, s ciljem uštade računalnih resursa. Raspodjele pomaka i naprezanja za treću mrežu s 64008 elemenata prikazane su na *Slikama 44.* i *45.*, a detalj raspodjele naprezanja na kritičnom dijelu vratila prikazan je na *Slici 46.*



Slika 44. Raspodjela naprezanja (u MPa) na pogonskom vratilu



Slika 45. Raspodjela pomaka (u mm) na pogonskom vratilu



Slika 46. Detalj raspodjele naprezanja (u MPa) na kritičnom dijelu pogonskog vratila

Numerička analiza potvrdila je rezultate analitičkog proračuna. Kritični presjek je ispravno određen analitičkim proračunom, ali se pokazalo da i stezni spoj između ležaja i vratila na ležajnom mjestu B utječe na koncentraciju naprezanja na prijelazu s promjera 30 mm na 42 mm. Time je ujedno i ilustriran nedostatak proračuna po normi DIN 743, kojom nije uzeto u obzir preklapanje zareznog djelovanja.

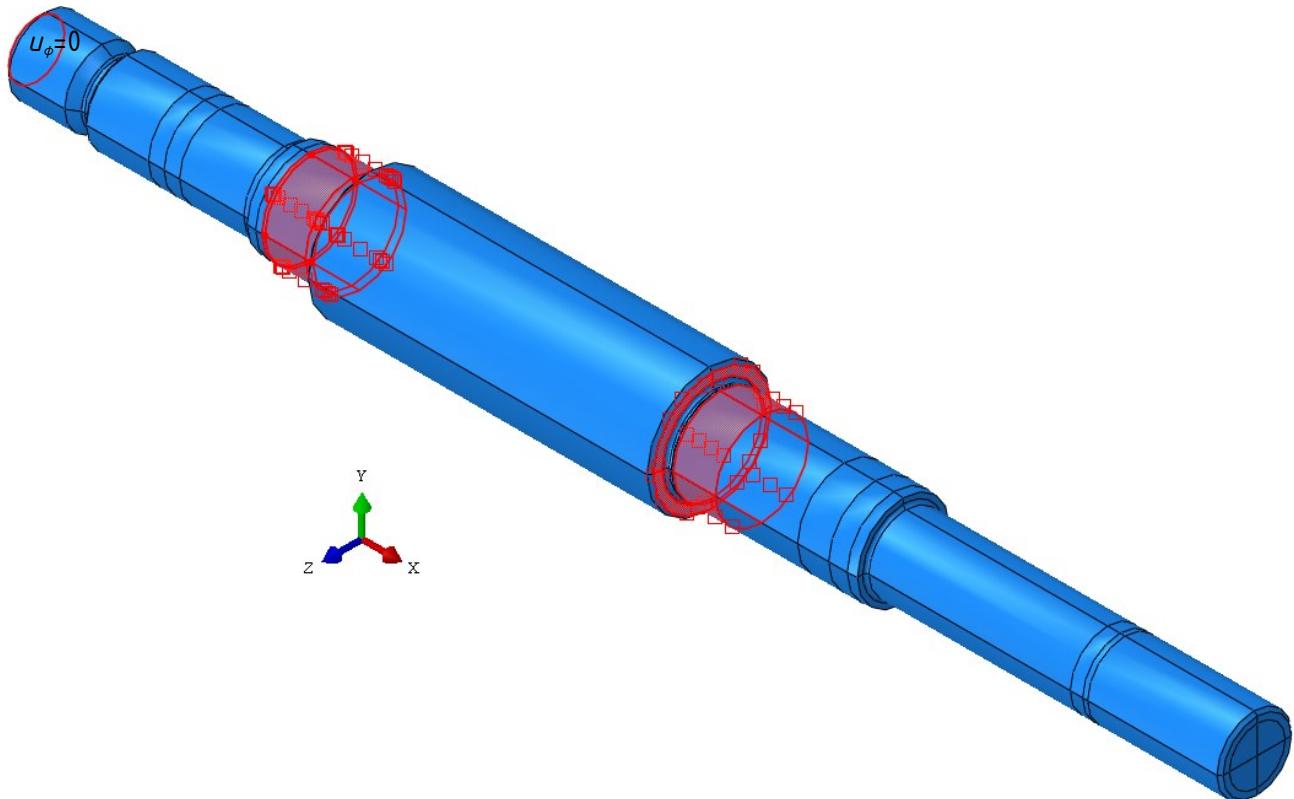
Kako je vršno naprezanje gotovo dva puta manje od trajne savojne zamorne čvrstoće materijala, nema potrebe za raščlanjivanjem raspodjele naprezanja na dio izazvan konstantom uzdužnom silom i torzijskim momentom, te izmjenični savojni dio.

Provedena je i kontrola maksimalnog progiba središnje linije vratila i kuta uvijanja vratila po [22]:

$$\frac{f_{max}}{L} = \frac{0,02352}{130,5} = 1,803 \cdot 10^{-4} \ll 0,3 \cdot 10^{-3}.$$

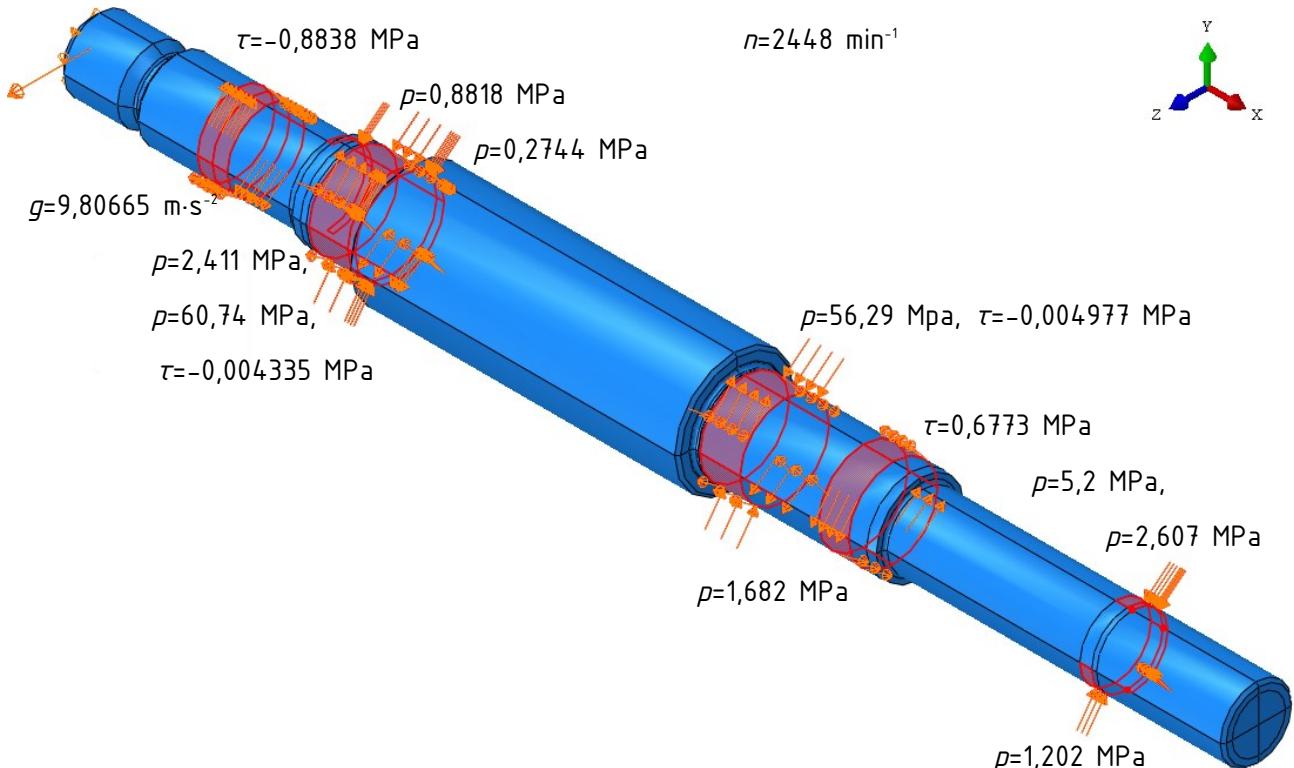
$$\frac{\phi_{max}}{L_f} = \frac{0,1402}{324} = 4,327 \cdot 10^{-4} < 0,0005.$$

Rubni uvjeti pomaka zadani su na gonjenom vratilu pomoću elastičnog temeljenja i eliminacijom tangencijalnog pomaka na jednom od slobodnih krajeva vratila, po Slici 47.



Slika 47. Rubni uvjeti pomaka na gonjenom vratilu

Opterećenje je zadano za kritični slučaj s minimalnim prijenosnim omjerom i većom brzinom vrtnje elektromotora, po Slici 48.



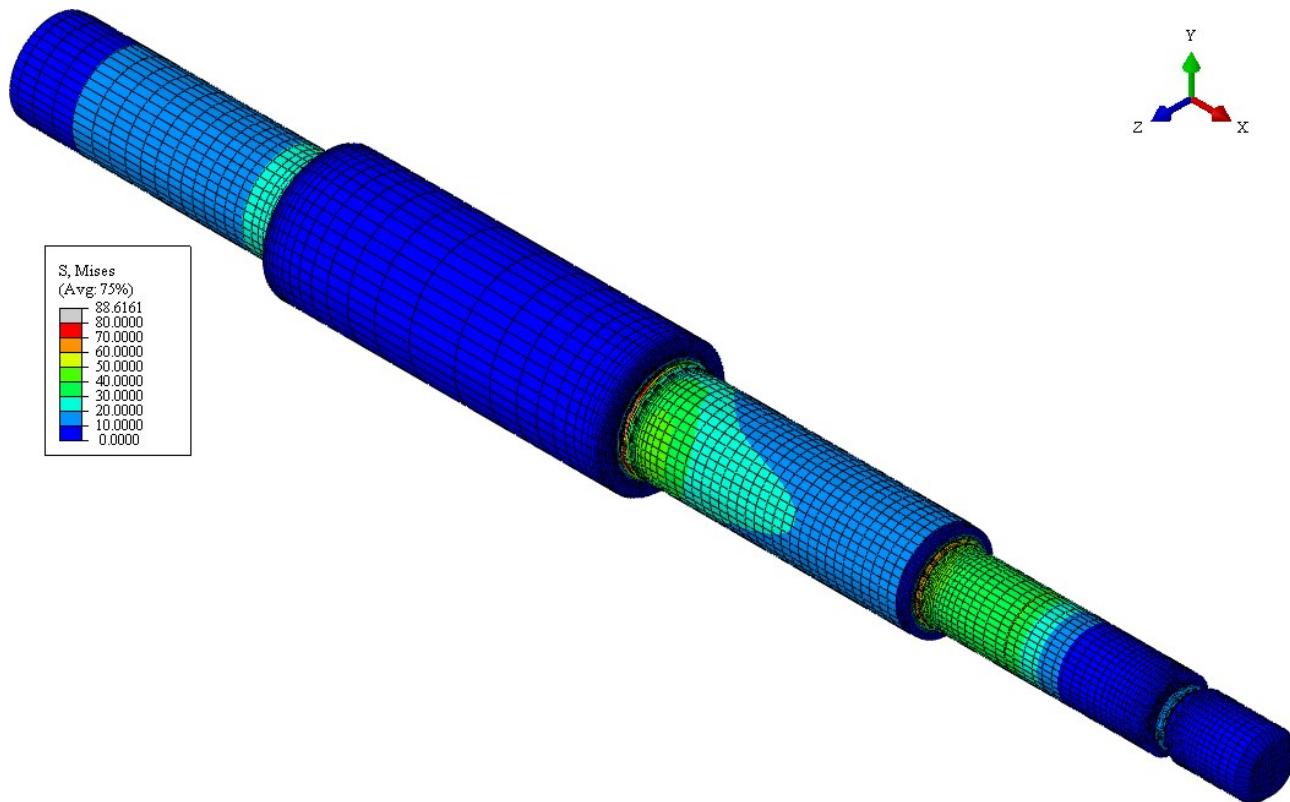
Slika 48. Opterećenje na gonjenom vratilu

Provđene su tri numeričke analize s progresivno gušćim mrežama kako bi se utvrdila konvergencija rezultata, a ovisnost vršnog naprezanja o broju elemenata prikazana je u Tablici 20.

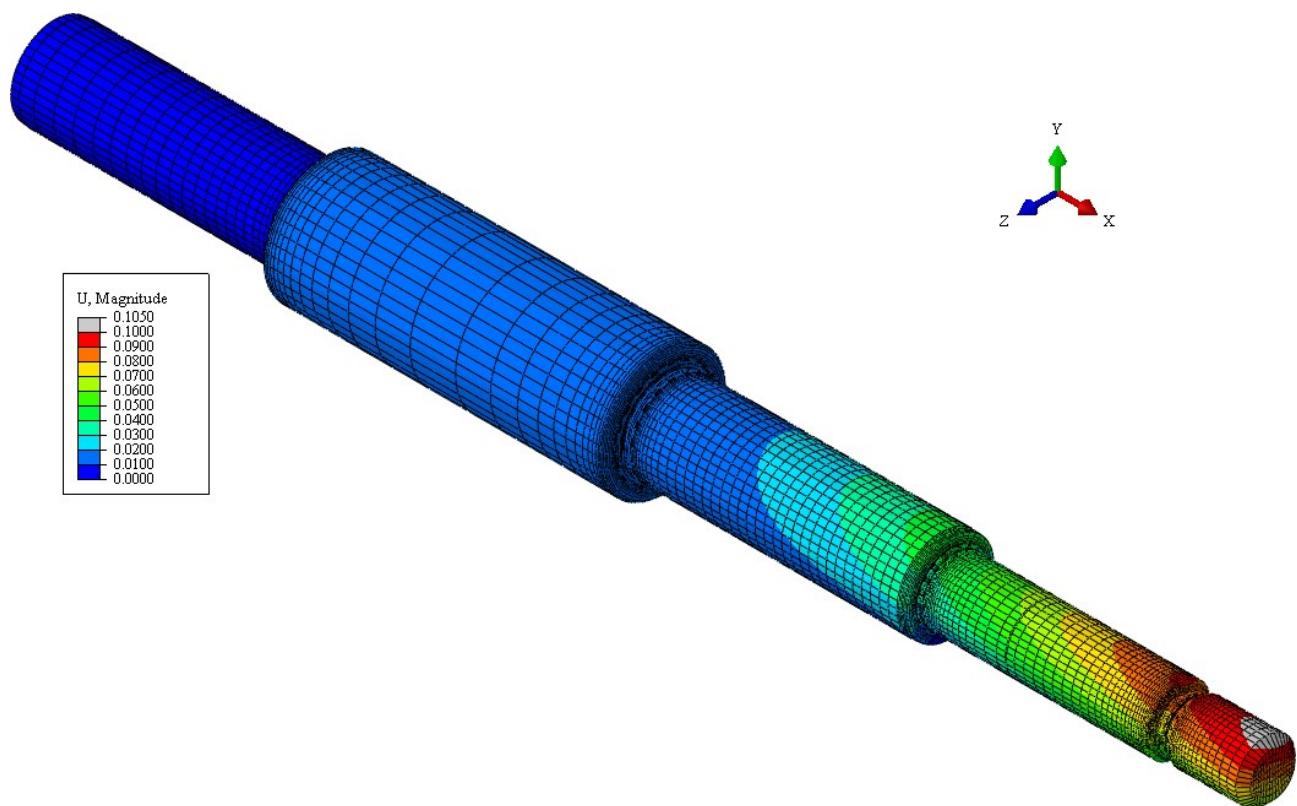
Tablica 20. Konvergencija rješenja za gonjeno vratilo

n	σ_{max} , MPa
21380	65,74
35896	81,39
64536	88,52

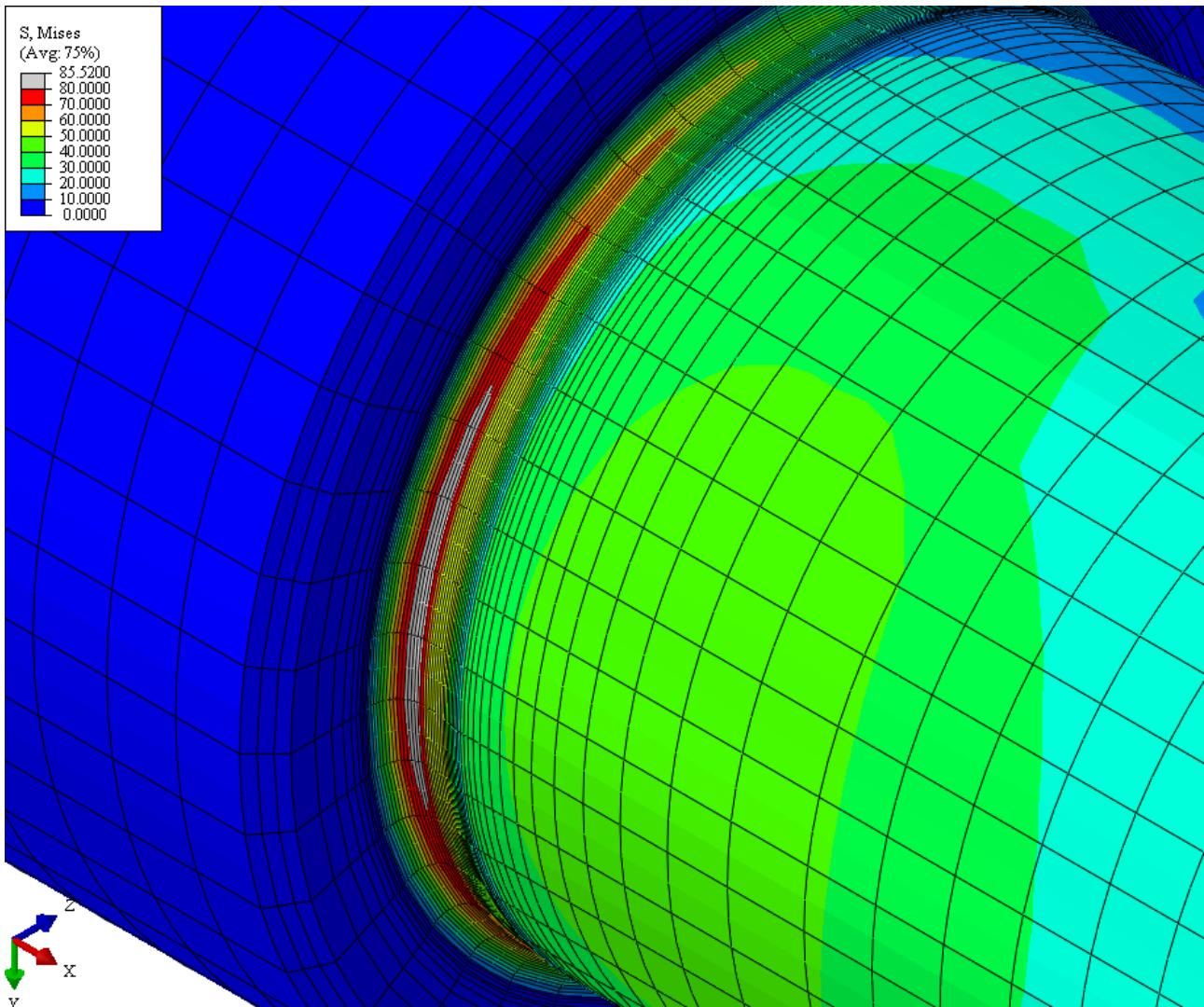
Druga i treća mreža dobivene su proglašivanjem prve mreže na mjestima većih gradjenata naprezanja i prorjeđivanjem mreže na manje opterećenim dijelovima, s ciljem uštode računalnih resursa. Raspodjele pomaka i naprezanja za treću mrežu s 64536 elemenata prikazane su na *Slikama 49.* i *50.*, a detalj raspodjele naprezanja na kritičnom dijelu vratila prikazan je na *Slici 51.*



Slika 49. Raspodjela naprezanja (u MPa) na pogonskom vratilu



Slika 50. Raspodjela pomaka (u mm) na pogonskom vratilu



Slika 51. Detalj raspodjele naprezanja (u MPa) na kritičnom dijelu pogonskog vratila

Numerička analiza potvrdila je rezultate analitičkog proračuna. Kritični presjek je ispravno određen analitičkim proračunom, ali se pokazalo da i stezni spoj između ležaja i vratila na ležajnom mjestu E utječe na koncentraciju naprezanja na prijelazu s promjera 30 mm na 40 mm. Time je ujedno i ilustriran nedostatak proračuna po normi DIN 743, kojom nije uzeto u obzir preklapanje zareznog djelovanja.

Kako je vršno naprezanje gotovo dva puta manje od trajne savojne zamorne čvrstoće materijala, nema potrebe za raščlanjivanjem raspodjele naprezanja na dio izazvan konstantom uzdužnom silom i torzijskim momentom, te izmjenični savojni dio.

Provedena je i kontrola maksimalnog progiba središnje linije vratila i kuta uvijanja vratila po [22]:

$$\frac{f_{max}}{L} = \frac{0,1196}{128,5} = 9,307 \cdot 10^{-4} \ll 0,3 \cdot 10^{-3}.$$

$$\frac{\phi_{max}}{L_f} = \frac{0,01452}{211} = 6,882 \cdot 10^{-5} < 0,0005.$$

S obzirom na iznimno visok faktor sigurnosti, nema potrebe za provjerom kuta uvijanja pri maksimalnom prijenosnom omjeru. Oba vratila zadovoljavaju i numerički proračun. Time je dovršen dokaz nosivosti varijatora.

4. Literatura

- [1] M. Opalić, Prijenosnici snage i gibanja, Hrvatsko društvo za elemente strojeva i konstruiranje, Zagreb, 1998.
- [2] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 7719-1 1985-10: Endlose Breitkeilriemen für industrielle Drehzahlwandler: Riemen und Rillenprofile der zugehörigen Scheiben, Teil 1, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1985.
- [3] Viet Duc Bui, Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens eines stufenlosen Breitkeilriemengetriebes von Reisfeldtraktoren, Fakultät für Maschinenbau der Universität Rostock, Rostock, 2007.
- [4] Berechnungsgrundlagen Keilriemen, SIT S.p.A., Cusago, 2018.
- [5] K. Vučković, Remenski prijenos (podloge uz predavanja – za internu uporabu), Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2019.
- [6] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek, C. Spura, Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung, 24. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, 2019.
- [7] VDI Verband Deutscher Ingenieure e.V., VDI 2758 1993-06, Riemengetriebe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1993.
- [8] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 2211-1 1984-03: Schmallkeilriemenscheiben: Maße, Werkstoff, Teil 1, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1984.
- [9] <https://www.weg.net/catalog/weg/AT/en/Electric-Motors/Special-Application-Motors/Modular-Motor/Aluminum-Modular-Motor/Multimounting-IE1-1-5-kW-8P-112M-3Ph-220-240-380-415-460-V-50-Hz-IC411---TEFC---B3T/p/13366949>
- [10] K-H. Decker, Elementi strojeva, Golden marketing – Tehnička knjiga, Zagreb, 2006.
- [11] K. Vučković, Ležajevi (podloge uz predavanja – za internu uporabu), Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2019.
- [12] SKF General Catalogue 6000/I EN, SKF Group, 2009.
- [13] <https://www.kugellager-express.de/>
- [14] <https://www.skfbearingsselect.com/>
- [15] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 6885-1 1968-08: Mitnehmerverbindungen ohne Anzug – Paßfedern Nuten – hohe Form, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1968.
- [16] S. Szyminski, Toleranzen und Passungen – Grundlagen und Anwendungen, Friedrich Vieweg & Sohn Verlagegesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1993.
- Napomena: Svi podaci s web-stranica preuzeti su 15. IV. 2021.
- [17] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 6892 1998-11: Mitnehmerverbindungen ohne Anzug – Paßfedern – Berechnung und Gestaltung, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1998.
- [18] Forschungskuratorium Maschinenbau FKM, FKM Guideline Analytical strength assessment, VDMA Verlag, Frankfurt am Main, 2003.
- [19] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 743-1 2012-12: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 1: Grundlagen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012.
- [20] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 743-2 2012-12: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012.

- [21] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., DIN 743-3 2012-12: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen – Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012.
- [22] K. Vučković, Vratila (podloge uz predavanja – za internu uporabu), Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2019.

5. Prilozi

Crteži	Broj crteža	List/Listova
Varijator	5-2-2021	1/2
	5-1-2021	2/2
Nosiva konstrukcija	3-1-2021	1/1
Postolje elektromotora	3-2-2021	1/1
Cjevčica	3-3-2021	1/1
Poklopac	3-4-2021	1/1
Gonjeni dio	4-1-2021	1/1
Remenica	4-2-2021	1/1
Pogonski dio	4-3-2021	1/1
Pomična poluga	4-5-2021	1/1
Vreteno	4-6-2021	1/1
Kružna pločica	4-7-2021	1/1
Nosač poluge	4-8-2021	1/1
Vijak	4-9-2021	1/1
Spojna ploča	4-10-2021	1/1
Prirubnica nosača poluge	5-1-2021	1/1
Cijev nosača poluge	5-2-2021	1/1
Čahura nosača poluge	5-3-2021	1/1
Vratilo 2	1-1-2021	1/1
Prihvati	1-2-2021	1/1
Prirubnica	1-3-2021	1/1
Puškica	1-4-2021	1/1
Fiksirana gonjena poluremenica	1-5-2021	1/1
Navojna remenica	1-6-2021	1/1
Tuljac	1-7-2021	1/1
Glava	1-8-2021	1/1
Puškica 2	1-9-2021	1/1
Pogonsko vratilo	2-1-2021	1/1
Distantni 1	2-2-2021	1/1
Poklopac 1	2-3-2021	1/1
Prihvati 1	2-4-2021	1/1
Poklopac 2	2-5-2021	1/1

Crteži	Broj crteža	List/Listova
Čahura 1	2-6-2021	1/1
Prsten 1	2-7-2021	1/1
Matica 1	2-8-2021	1/1
Pokretna poluremenica 1	2-9-2021	1/1
Fiksna poluremenica 1	2-10-2021	1/1
Klizni svornjak	2-11-2021	1/1
Sigurnosna pločica	2-12-2021	1/1
Košuljica	2-13-2021	1/1
Temeljna ploča	5-1-2021	1/1
Noseće rebro	5-2-2021	1/1
Plašt	5-3-2021	1/1
Kockica	5-4-2021	1/1
Glavna ploča	5-5-2021	1/1
Ploča motora	5-6-2021	1/1
Savijena traka	5-7-2021	1/1
Pločica 1	5-4-2021	1/1
Pločica 2	5-5-2021	1/1
Pločica 3	5-6-2021	1/1
Pločica 4	5-7-2021	1/1
Potkova poluge	5-8-2021	1/1
Pločica 5	5-9-2021	1/1
Cijev poluge	5-10-2021	1/1
Čahura poluge	5-11-2021	1/1