

# Utjecaj krutosti konstrukcijskih komponenata na raspodjelu naprezanja u ispušnom kućištu plinske turbine

---

Višak, Tomica

Undergraduate thesis / Završni rad

2015

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:477364>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2025-03-21**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

**Tomica Višak**

Zagreb, veljača 2015. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zdenko Tonković

Student:

Tomica Višak

Zagreb, veljača 2015. godina.

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

Zadatak rada je zadan u okviru projekta pod nazivom *Gas Turbine Exhaust System Enhanced Design* koji se provodi u suradnji Fakulteta i tvrtke Alstom iz Karlovca.

Ovom prilikom želim se zahvaliti:

Voditelju rada i mentoru prof. dr. sc. Zdenku Tonkoviću na pruženim savjetima, pomoći, koordinaciji i strpljenju tijekom izrade rada.

Voditelju laboratorija za numeričku mehaniku dr. sc. Ivici Skozritu za nesebično pružene savjete, literaturu, smjernice te na iskazanom razumijevanju i strpljenju.

Tvrtki Alstom iz Karlovca na pruženim modelima, tehničkim podacima i podacima dobivenim mjerenjem.

Svojim roditeljima Branku i Ančici, te svojem bratu Igoru na beskonačnoj potpori i podršci te na vjeri u mene i moje sposobnosti.

Tomica Višak



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



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

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum: 02-2015	Prilog
Klasa: 602-04/15-6	3
Ur.broj: 15-1703-15-117	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: Tomica Višak

Mat. br.: 0035187733

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

**Utjecaj krutosti konstrukcijskih komponenata na raspodjelu naprezanja u ispušnom kućištu plinske turbine**

Naslov rada na engleskom jeziku:

**Influence of Structural Components Stiffness on Stress Distribution in Gas Turbine Exhaust Housing**

Opis zadatka:

Za postojeće konstrukcijsko rješenje ispušnog kućišta plinske turbine tvrtke Alstom u radu je potrebno provesti analizu utjecaja krutosti rebra *linera* na raspodjelu naprezanja, pomaka i deformacija. Proračun provesti numerički primjenom metode konačnih elemenata. U cilju pojednostavljenja numeričkog modela potrebno je analizirati samo jednu desetinu *linera*, odnosno jedno rebro i pripadnu polovicu kanala s lijeve i desne strane rebra. Osim toga, za diskretizaciju geometrije konstrukcije kombinirati ljuskaste i trodimenzijske elemente. Prikazati raspodjelu ekvivalentnih naprezanja i pomaka za svaki slučaj opterećenja te za odabrane slučajeve prikazati konvergenciju pomaka. Numerički model je potrebno verificirati na jednostavnim primjerima za koje se može analitički odrediti raspodjela naprezanja i deformacija.

Zadatak rada je zadan u okviru projekta pod nazivom *Gas Turbine Exhaust System Enhanced Design* koji se provodi u suradnji Fakulteta i tvrtke Alstom iz Karlovca. U radu treba navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

25. studenog 2014.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zdenko Tonković

Rok predaje rada:

1. rok: 26. veljače 2015.

2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.

2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

**SADRŽAJ:**

SADRŽAJ: .....	I
POPIS SLIKA: .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS OZNAKA: .....	VI
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY .....	VIII
1. UVOD.....	1
1.1. Plinske turbine.....	1
1.2. Metoda konačnih elemenata.....	3
1.3. Konačni elementi za analizu ljuski i ploča u programskom paketu ABAQUS .....	3
2. VERIFIKACIJA I KONVERGENCIJA KONČNIH ELEMENATA ZA ANALIZU LJUSAKA .....	6
2.1. Verifikacija i konvergencija za slučaj membranskih napreznja.....	6
2.1.1. Analitičko rješenje .....	6
2.1.2. Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus .....	7
2.1.2.1. Modeliranje geometrije, rubnih uvjeta i opterećenja. Materijalne karakteristike.....	7
2.1.2.2. Odabir konačnih elemenata i stvaranje mreže konačnih elemenata .....	8
2.1.2.3. Prikaz rezultata analize za 1 konačni element (37 stupnjeva slobode).....	8
2.1.2.4. Prikaz rezultata analize za 8 konačni element (222 stupnjeva slobode).....	9
2.2. Verifikacija i konvergencija slučaj savijanja: .....	11
2.2.1. Analitičko rješenje .....	11
2.2.2. Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus za opterećenje koncentriranom silom .....	13
2.2.2.1. Modeliranje geometrije, rubni uvjet, opterećenje i materijalne karakteristike	13
2.2.2.2. Odabir konačnih elemenata i stvaranje mreže konačnih elemenata .....	14
2.2.2.3. Prikaz rezultata analize za model s jednim konačnim elementom .....	15
2.2.2.4. Prikaz rezultata analize za model s 2500 konačnim elementom.....	16
2.2.2.5. Prikaz rezultata analize za model s 10000 konačnim elementom.....	17
2.2.2.6. Prikaz rezultata analize za model s 2500 konačnim elementom.....	18

---

2.2.3.	Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus za opterećenje pomakom	
	19	
2.2.3.1.	Prikaz rezultata analize za model s 10000 konačnim elementom opterećen pomakom .....	19
3.	UTJECAJ DEBLJINE STJENKE NA KRUTOST ISPUŠNOG KUČIŠTA PLINSKE TURBINE .....	21
3.1.	Ispušno kućište plinske turbine .....	21
3.1.1.	Modeliranje geometrije, rubni uvjet, opterećenje i materijalne karakteristike ...	22
3.1.2.	Izbor konačnih elemenata i generiranje mreže konačnih elemenata.....	24
3.1.3.	Analiza konvergencije elemenata na proračunskom modelu.....	26
3.2.	Analiza krutosti konstrukcije, naprezanja i pomaka .....	28
4.	ZAKLJUČAK.....	37
	LITERATURA.....	38
	PRILOZI.....	39

**POPIS SLIKA:**

Slika 1.	Plinska turbina GT26 snage 288 MW tvrtke Alstom .....	2
Slika 2.	Vrste elemenata u programskom paketu ABAQUS [3] .....	3
Slika 3.	Označivanje čvorova konačnih elemenata [3].....	4
Slika 4.	Linearni i kvadratni element s potpunom integracijom [3].....	4
Slika 5.	Linearni (lijevi) i kvadratni (desni) element s reduciranom integracijom [3].....	5
Slika 6.	Formulacija tankostijenih i debelostijenih ljsaka [3] .....	5
Slika 7.	Ploča za verifikaciju i ispitivanje konvergencije.....	6
Slika 8.	Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja na ploči .....	7
Slika 9.	Mreže konačnih elemenata za ispitivanje konvergencije kod membranskog stanja naprezanja.....	8
Slika 10.	Raspodjela ekvivalentnog naprezanja .....	8
Slika 11.	Raspodjela pomaka $U_1$ u smjeru osi $x$ .....	9
Slika 12.	Raspodjela pomaka u smjeru osi $y$ .....	9
Slika 13.	Raspodjela naprezanja u $P_a$ prema Fon-Mises teoriji čvrstoće.....	10
Slika 14.	Raspodjela pomaka $U_1$ u smjeru osi $x$ .....	10
Slika 15.	Raspodjela pomaka u smjeru osi $y$ .....	10
Slika 16.	Slobodno oslonjena ploča opterećena koncentriranom silom na sredini .....	11
Slika 17.	Slobodno oslonjena ploča opterećena kontinuiranim opterećenjem [5] .....	11
Slika 18.	Prikaz modela četvrtine ploče s rubnim uvjetima i opterećenjem silom.....	13
Slika 19.	Modeli s različitom diskretizacijom po kriteriju broja konačni elemenata .....	14
Slika 20.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po modelu s jednim konačnim elementom u $P_a$ .....	15
Slika 21.	Raspodjela pomaka $U_3$ na modelu s jednim konačnim elementom u $m$ .....	15
Slika 22.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po modelu s 2500 konačnim elementom u $P_a$ .....	16
Slika 23.	Raspodjela pomaka $U_3$ na modelu s 2500 konačnih elementa u $m$ .....	16
Slika 24.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po modelu s 10000 konačnim elementom u $P_a$ .....	17
Slika 25.	Raspodjela pomaka $U_3$ na modelu s 2500 konačnih elementa u $m$ .....	17
Slika 26.	Konvergencija rješenja u ovisnosti o broju stupnjeva slobode .....	18
Slika 27.	Prikaz modela četvrtine ploče s rubnim uvjetima i opterećenjem pomakom.....	19



Slika 28.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po modelu s 10000 konačnim elementom u Pa .....	20
Slika 29.	Raspodjela pomaka U3 na modelu s 10000 konačnih elementa u m .....	20
Slika 30.	Prikaz cijelog ispušnog kućišta plinske turbine s označenim dijelovima .....	21
Slika 31.	1/10 ljuske ispušnog kućišta plinske turbine .....	22
Slika 32.	Rubni uvjeti simetrije u cilindarskom koordinatnom sustavu .....	23
Slika 33.	Skica deformiranja sa izmjerenim pomacima na mjestu zavarivanja .....	23
Slika 34.	Prikaz pozicije opterećenja pomacima i smjer djelovanja .....	24
Slika 35.	Proračunski modeli s različitim brojem elemenata .....	25
Slika 36.	Prikaz točaka u kojima se ispituje konvergencija .....	26
Slika 37.	Konvergencija naprezanja u točki 1 .....	26
Slika 38.	Konvergencija naprezanja u točki 2 .....	27
Slika 39.	Konvergencija naprezanja u točki 3 .....	27
Slika 40.	Raspodjela naprezanja za debljinu stjenke 8 mm u MPa .....	28
Slika 41.	Raspodjela pomaka po konstrukciji debljine 8 mm u mm .....	29
Slika 42.	Prikaz raspodjele naprezanja po cijelom modelu .....	29
Slika 43.	Raspodjela pomaka po cijelom modelu .....	30
Slika 44.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (6 – 8 - 12 mm) u MPa .....	31
Slika 45.	Raspodjela pomaka za promjenjivu debljinu stjenke u mm .....	32
Slika 46.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po cijeloj konstrukciji promjenjive debljine stjenke (6 - 8 – 12 mm) .....	32
Slika 47.	Raspodjela pomaka po cijeloj konstrukciji .....	33
Slika 48.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (4-8-16 mm) u MPa .....	34
Slika 49.	Raspodjela pomaka za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (4-8-16 mm) u mm .....	34
Slika 50.	Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po cijelom modelu .....	35
Slika 51.	Raspodjela pomaka po cijelom modelu .....	35

---

**POPIS TABLICA**

Tablica 1. Karakteristike plinske turbine GT26 ..... 2

**POPIS OZNAKA:**

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$m^2$	Površina
$a, b$	$m$	Dimenzije ploče
$D$	$N/mm^2$	Fleksijska krutost ploče
$E$	$N/mm^2$ ili MPa	Modul elastičnosti
$F$	$N$	Sila
$h$	$mm$	Debljina stjenke
$l$	$m$	Dimenzija ploče
$t$	$mm$	Debljina ljuske
$u$	$m$	Pomak u smjeru osi $x$
$U1, U2, U3$	$m$	Pomaci u smjeru osi u ABAQUSU
$UR1, UR2, UR3$	$m$	Kutovi zakreta oko osi u ABAQUSU
$v_t$	$m$	Pomak u smjeru tangente
$v$	$m$	Pomak u smjeru osi $y$
$q$	$N/m^2$	Kontinuirano opterećenje
$w$	$m$	Pomak u smjeru osi $z$
$\varepsilon_x, \varepsilon_y$	$mm/mm$	Duljinska deformacija
$\sigma_x, \sigma_y$	$N/mm^2$ ili MPa	Naprezanje
$\nu$	-	Poissonov faktor
$\Pi, \Pi_i, \Pi_e$	$J$	Energija vanjskih i unutrašnjih sila
$\varphi_r, \varphi_z$	$^\circ$	Kutovi zakreta oko osi $r$ i $z$

---

**SAŽETAK**

Naslov rada: Utjecaj krutosti konstrukcijskih komponenata na raspodjelu naprezanja u ispušnom kućištu plinske turbine

Ključne riječi: Ispušno kućište plinske turbine, Debljina ljuske, Metoda konačnih elemenata, ABAQUS

Autor: Tomica Višak

U radu je provedena analiza utjecaja debljine stjenke na krutost konstrukcijskih komponenata ispušnog kućišta plinske turbine. Analiza je provedena numerički pomoću programskog paketa ABAQUS. Kućište je diskretizirano pomoću kvadratnih elemenata za analizu ljusaka. Konvergencija elemenata je ispitana na jednostavnom primjeru kvadratne ploče opterećene na vlak kontinuiranim opterećenjem uzduž suprotnih rubova, ploče opterećene na savijanje koncentriranom silom koja djeluje na sredini ploče i na samom modelu kako bi se dobila potreban gustoća elemenata. Zbog simetrije modela, ispitivana je samo jedna desetina ljuske.

Konstrukcija je opterećena pomacima koji su dobiveni mjerenjem. Opterećenje na vanjskoj ljusci je primijenjeno na maloj površini i na kratkom dijelu izvodnice ljuske. Unutarnja ljuska je opterećena pomakom po uskom pojasu.

Prvo su se računala naprezanja i pomaci u ljusci na kojoj su provedena mjerenja, a nakon toga se varirala debljina stjenke. Debljina stjenke se varirala na način da se debljina stjenke postepeno smanjuje u dijelovima konstrukcije u kojima vladaju manji pomaci i naprezanja, a povećava u dijelovima konstrukcije u kojima vladaju veći pomaci i naprezanja. Ovaj postupak je proveden za dvije varijante debljine komponenti konstrukcije.

---

**SUMMARY**

Title: Influence of Structural Components Stiffness on Stress Distribution in Gas Turbine Exhaust Housing

Key words: Gas Turbine Exhaust Housing, shell thickness, Finite element method, ABAQUS

Author: Tomica Višak

In this paper the influence of the shell thickness on the stiffness of the gas turbine exhaust housing has been analyzed. The analysis was conducted using the numerical software package ABAQUS. Housing is discretized using square elements for shell analysis. The convergence of these elements was tested on simple example of stretching the square plate with continuous load along the opposite edges, plate bending by concentrated force acting on the center of the plate and on the model in order to obtain required density of the elements. Because of the symmetry in model, only one-tenth of the shell was tested. The structure is loaded with measured displacements. The load on the outer shell was applied on a small area. Applied load on the inner shell was in form of displacements on narrow band.

Firstly, stress and displacements were analyzed on the shell on which the measurements have been made, and then the thickness of the shell has been varied in a way that the shell thickness would be gradually decreased in the parts of the structures with lower stress and strain values and increased in parts with higher stress and strain values. This procedure was carried out in two variants of thickness structural components.

## 1. UVOD

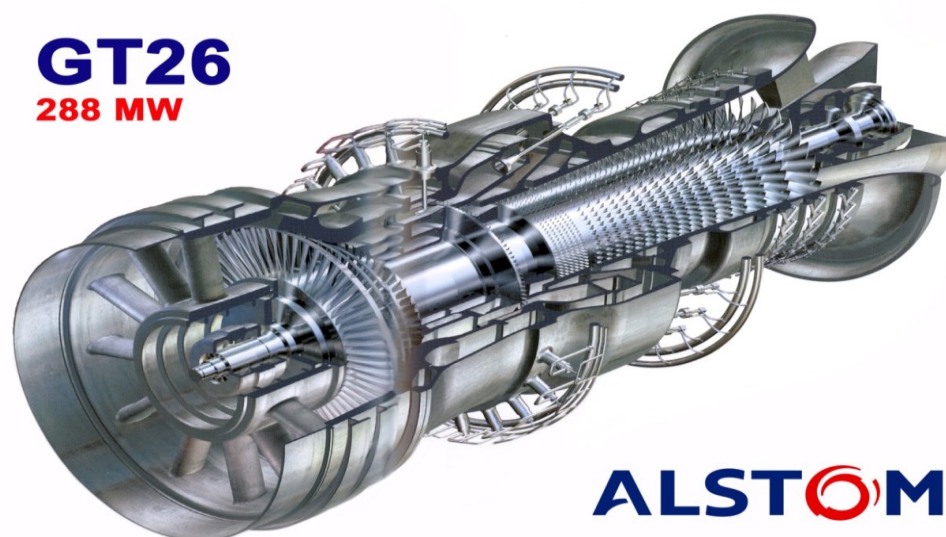
Unutar ovog rada je analiziran i ispitan utjecaj debljine stjenke na krutost konstrukcije. Isto tako se želi vidjeti na koji način će se deformirati konstrukcija (pomaci konstrukcije) i naprezanja u konstrukciji. Ta analiza se provodi numerički uz korištenje programskog paketa ABAQUS. Konstrukcija koja se analizira je ispušno kućište plinske turbine koje je po prirodi ljuska i kao takva se analizira pomoću konačnih elemenata za analizu ljuski S8R. Ova vrsta konačnih elemenata ima svojstvo da proračun i za vrlo gustu mrežu traje relativno kratko što znači da je analiza ekonomična. Analizirat se jedna desetina ljuske radi uvjeta simetrije cijelog modela što proračunu povećava ekonomičnost i efikasnost te se ujedno povećava kvaliteta i točnost rezultata.

### 1.1. Plinske turbine

Turbine su strojevi koji služe za pretvorbu energije strujanja fluida u mehaničku energiju čiji se jedan dio koristi za pogon ostalih dijelova turbine npr. kompresora, a ostali dio energije se koristi za pogon drugih strojeva npr. generator električne energije ili ga uopće nema kao što je slučaj kod mlaznih motora zrakoplova (proizvedena energija služi isključivo za pogon kompresora). Plinska turbina je rotacijski stroj koji pretvara energiju izgaranja plinova u koristan rad. Spadaju u motore s unutarnjim izgaranjem. Na ulazu se nalazi kompresor, koji povećava tlak ulaznih plinova, dok im smanjuje obujam, komore za izgaranje i turbine, gdje se vrući plin usmjerava preko statorskih lopatica na turbinske lopatice, te ih okreće. U komori za izgaranje ulazi zrak, koji se miješa sa gorivom i zatim pali, čime se unosi energija. U komori za izgaranje, u kojoj je veliki tlak, izgaranje goriva stvara i velike temperature. Proizvodi izgaranja prisilno ulaze u turbinu, sa velikom brzinom i protokom, gdje se preko mlaznica usmjerava na lopatice, koje se okreću, a ispušni plinovi izlaze sa smanjenom temperaturom i tlakom. Dobivena energija može se prenijeti preko vratila, komprimiranog zraka ili potiska, ovisno o tome primjenjuje li se za vlakove, zrakoplove, brodove, električne generatore ili čak za tenkove. [1]

Na slici 1 prikazana je plinska turbina GT26 tvrtke Alstom snage 288 MW. U tablici 1 navedene su karakteristike plinske turbine GT26. Alstom je Francuska multinacionalna kompanija koja djeluje u 70 država u svijetu. Osim proizvodnje plinskih turbina, tvrtka se bavi proizvodnjom vjetroagregata, željezničke infrastrukture, a posebnu pažnju posvećuje

proizvodnji energije na ekološki prihvatljiv način. Podružnica Alstoma u Hrvatskoj se nalazi u Karlovcu. Partnerstvo između Alstoma iz Karlovca i FSB-a postoji sa svrhom izmjene znanja i iskustava u modeliranju i rješavanju inženjerskih problema. Na toj suradnji se temelji i projekt *Gas Turbine Exhaust System Enhanced Design* u čijem je sklopu i zadatak ovog završnog rada [2].



Slika 1. Plinska turbina GT26 snage 288 MW tvrtke Alstom

Plinska turbina GT26	
Radna tvar	Prirodni plin
Frekvencija	50 Hz
Okretna brzina	3000 o/min
Izlazna snaga el. Energije	345,0 MW
Učinkovitost	41%
Količina topline	8780 kJ/kWh
Emisija ispušnih plinova	715 kg/s
Temperatura ispušnih plinova	616°C
Težina	406 t
Dimenzije (DxŠxV)	12,0x4,9x5, m

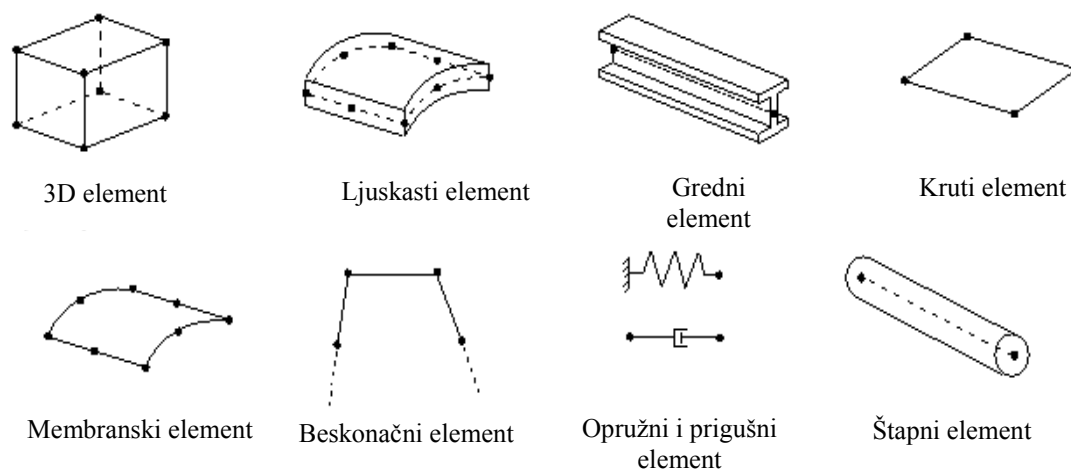
Tablica 1. Karakteristike plinske turbine GT26

## 1.2. Metoda konačnih elemenata

Metoda konačnih elemenata je numerička metoda koja služi za približno rješavanje problema čvrstoće i vibracija konstrukcija, prijenosa topline i strujanja fluida. Ova se metoda ima veću primjenu u problemima čvrstoće i vibracija i danas je najpoznatija i najprimjenjivija metoda za rješavanje istih problema, dok se za analizu strujanja više pribjegava korištenju metode kontrolnih volumena zbog same prirode problema koju ta metoda bolje opisuje. O navedenim metodama se može više naći u literaturi. Unutar ovog završnog rada koristi se metoda konačnih elemenata i programski paketom ABAQUS koji se na toj metodi.

## 1.3. Konačni elementi za analizu ljuski i ploča u programskom paketu ABAQUS

Programski paket ABAQUS je skup programa koji služe za pripremu modela za analizu, samu analizu, te prikaz rezultata dobivenih nakon analize metodom konačnih elemenata. Njegova je struktura modularna i svaki od modula obavlja jednu ili više zadaća. Ovisno o vrsti problema odabiru se određeni elementi zato što nijedan element ne može riješiti sve problema najbolje ili ih uopće ne može riješiti. Slika 2 prikazuje vrste elemenata koje koristi programski paket ABAQUS:

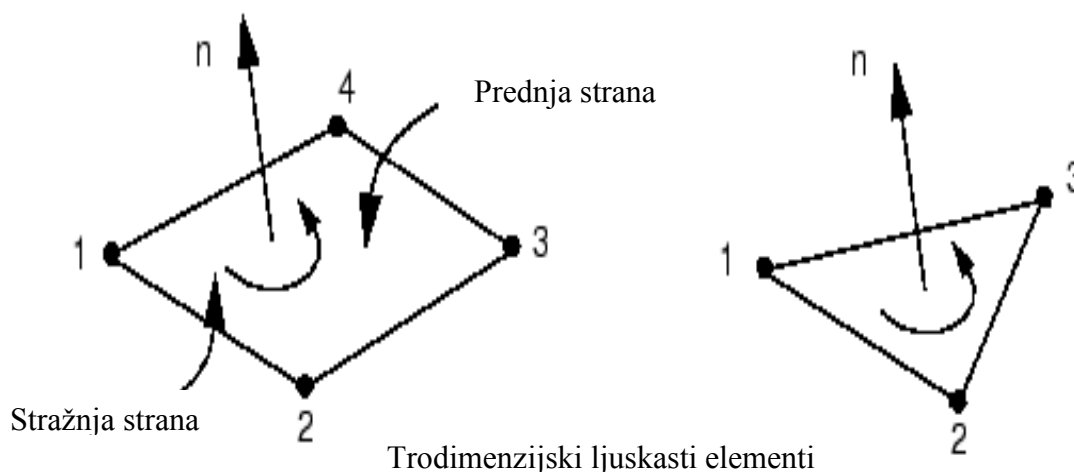


**Slika 2. Vrste elemenata u programskom paketu ABAQUS [3]**

Gore prikazane vrste elemenata su najgrublja podjela elemenata jer svaka od tih vrsta se dijeli na još mnogo podvrsta elemenata u ovisnosti o geometriji, formulaciji, teoriji na kojoj su izvedeni itd. U ovom radu se koriste elementi za analizu ljuski (*shell elements*) pa će se i oni detaljnije opisati. Ljuskasti elementi služe za rješavanje problema tankostjenih konstrukcija koje se uglavnom nalaze kod spremnika i posuda od tlakom, automobilskih karoserija, krovova dvorana itd. Za analizu ljuski mogu se upotrebljavati i 3D ili Continuum (*Solid*) elementi ali je

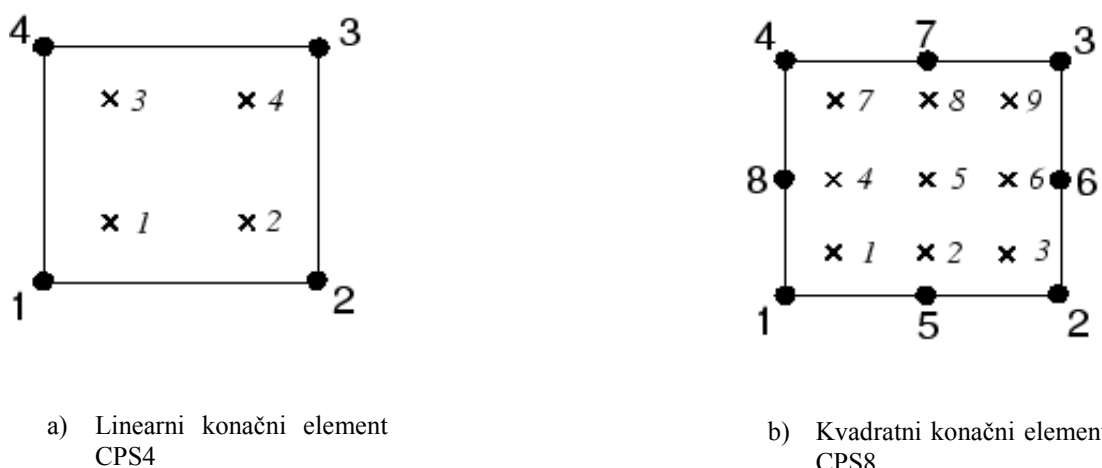


njihov glavni nedostatak u tome što kod rješavanja problema ljuske, za istu točnost, njihov broj je znatno veći od broja ljuskastih elemenata što povisuje cijenu i vrijeme potrebno za analizu. Ljuskasti elementi su po svojoj geometriji 2D likovi u obliku trokuta ili kvadrata, a možemo ih smatrati takvima jer je njihova debljina puno manja od ostale dvije dimenzije. Slika 3 prikazuje označivanje čvorova ljuskastih elemenata:



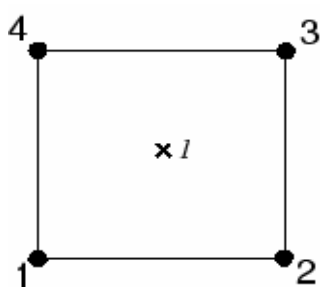
Slika 3. Označivanje čvorova konačnih elemenata [3]

ABAQUS koristi dvije osnovne formulacije konačnih elemenata i to linearnu i kvadratnu, te dvije vrste integracije potpunu i reduciranu. Na slici 4 su prikazani pravokutni elementi koji koriste potpunu integraciju s linearnom a) i kvadratnom b) formulacijom:

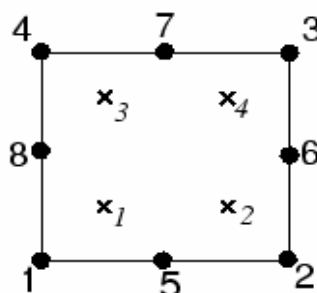


Slika 4. Linearni i kvadratni element s potpunom integracijom [3]

Slika 5 prikazuje pravokutne konačne elemente s reduciranom integracijom. Razlika između potpune i reducirane integracije je osim u broju točaka i u samom efektu na rješenje. Kod potpune integracije se događa efekt prekomjernog rasta krutosti modela i pomaci su puno manji nego kod reducirane integracije. Elementi koji se koriste u ABAQUS-u za analizu ljusaka su izvedeni na teoriji debelostijenih ljusaka ili su dobiveni degradacijom iz 3D (*Continuum*) elemenata. U toj teoriji normale ne ostaju ravne i okomite na središnju plohe što prikazuje Slika 6. Zbog dodatnog zakreta normale se javlja dodatno posmično naprezanje koja kad se integrira u mnogo točaka stvara povećanje krutosti ljuske što daje veće pogreške u odnosu na model koji koristi jednak broj elemente s reduciranom integracijom. Osim po površini integracija se provodi i po debljini ljuske isto u točkama čiji se broj može mijenjati ovisno o problemu. Prednost ljuskastih (*Shell*) elementa u odnosu na 3D elemente je u tome što ljuskasti konačni elementi imaju brzu i strmu konvergenciju i sam proračun s njima je brz i relativno jeftin, a dobivaju se rješenja zadovoljavajuće točnosti ako se sve radi kako treba.

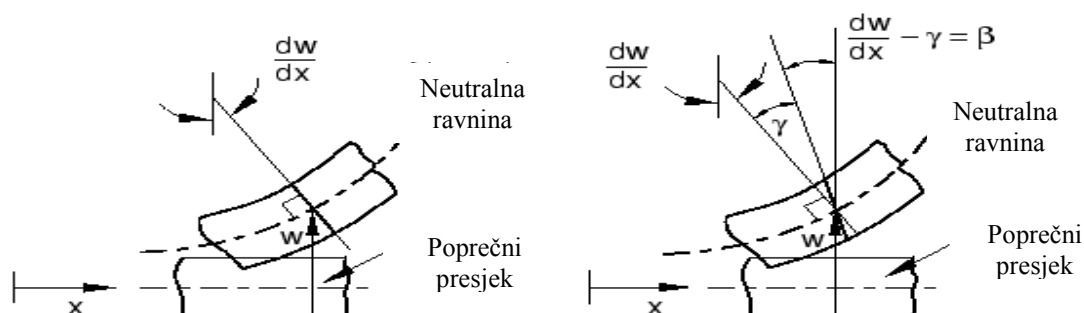


a) Linearni konačni element  
CPS4R



b) Linearni konačni element  
CPS4R

Slika 5. Linearni i kvadratni element s reduciranom integracijom [3]

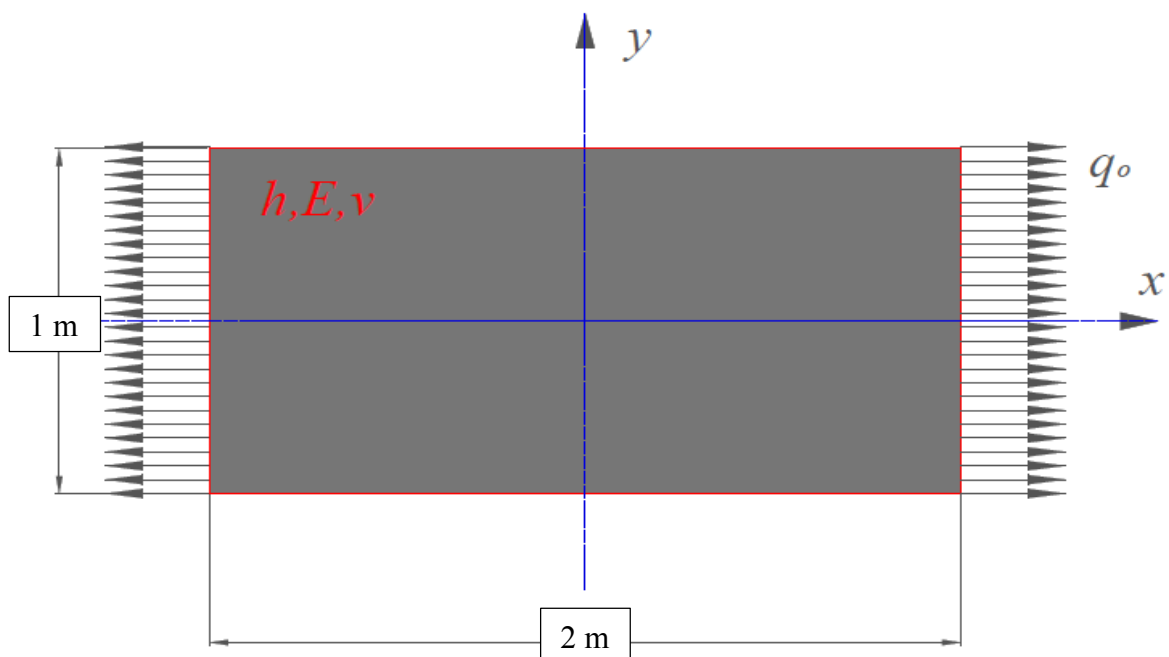


Slika 6. Formulacija tankostijenih i debelostijenih ljusaka [3]

## 2. VERIFIKACIJA I KONVERGENCIJA KONČNIH ELEMENATA ZA ANALIZU LJUSAKA

### 2.1. Verifikacija i konvergencija za slučaj membranskih naprezanja

Verifikacija i konvergencija za slučaj membranskih naprezanja se provodi na primjeru pravokutne ploče dimenzija prema slici, debljine  $h = 0.01$  m, materijalnih karakteristika  $\nu = 0.3$ ,  $E = 210$  GPa, simetrično opterećene kontinuiranim opterećenjem  $q_0 = 10^3$  kN/m. Problem i njegovo rješenje su preuzeti iz literature [4], a ostale dimenzije su prikazane na sljedećoj slici.



Slika 7. Ploča za verifikaciju i ispitivanje konvergencije

#### 2.1.1. Analitičko rješenje

Analitičko rješenje za pomake je preuzeto iz [4] i ukratko prikazano ovdje. Naprezanje u ploči je jednako:

$$\sigma_x = \frac{q_0}{h}. \quad (1)$$

Deformacije se računaju prema sljedećim izrazima:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{du}{dx} = \frac{\sigma_x}{E}, \\ \varepsilon_y &= \frac{dv}{dy} = \frac{\sigma_x}{E}. \end{aligned} \quad (2)$$

Izrazi pod (2) su diferencijalne jednačbe koje nakon separacije varijabli i integriranja daju:

$$\begin{aligned} u_{(x)} &= \frac{q_0}{h E} x, \\ v_{(y)} &= -v \frac{q_0}{h E} y. \end{aligned} \quad (3)$$

Analitičko rješenje za pomake glasi po rubovima ploče glasi:

$$\begin{aligned} u_{(1)} &= 0.4761 \text{ mm} \\ v_{(0.5)} &= 0.0714 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4)$$

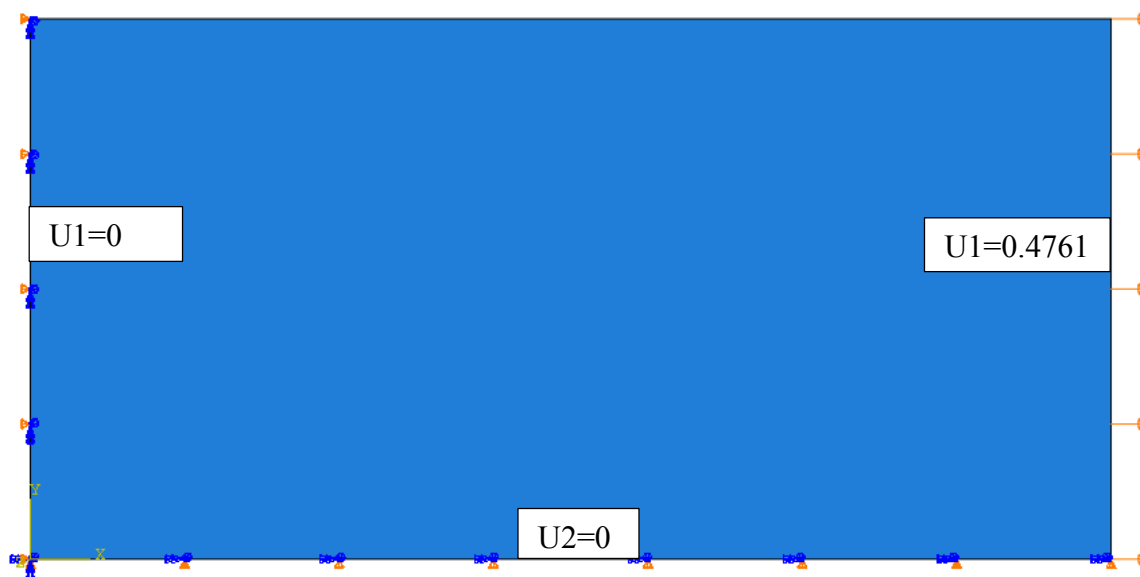
Analitičko rješenje za naprezanje:

$$\sigma_x = \frac{q_0}{h} = 100 \text{ MPa} \quad (5)$$

## 2.1.2. Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus

### 2.1.2.1. Modeliranje geometrije, rubnih uvjeta i opterećenja. Materijalne karakteristike

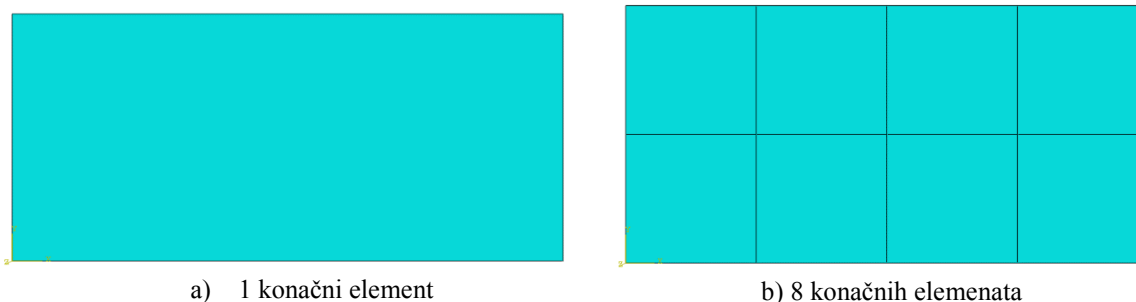
Prema slici 7 modelirana je ploča u programskom paketu ABAQUS. Na tu ploču su dodani rubni uvjeti i opterećenje što je prikazano na Slika 8, te materijalne karakteristike  $E = 210 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0.3$  i  $h = 0.01 \text{ m}$ .



Slika 8. Prikaz rubnih uvjeta i opterećenja na ploči

### 2.1.2.2. Odabir konačnih elemenata i stvaranje mreže konačnih elemenata

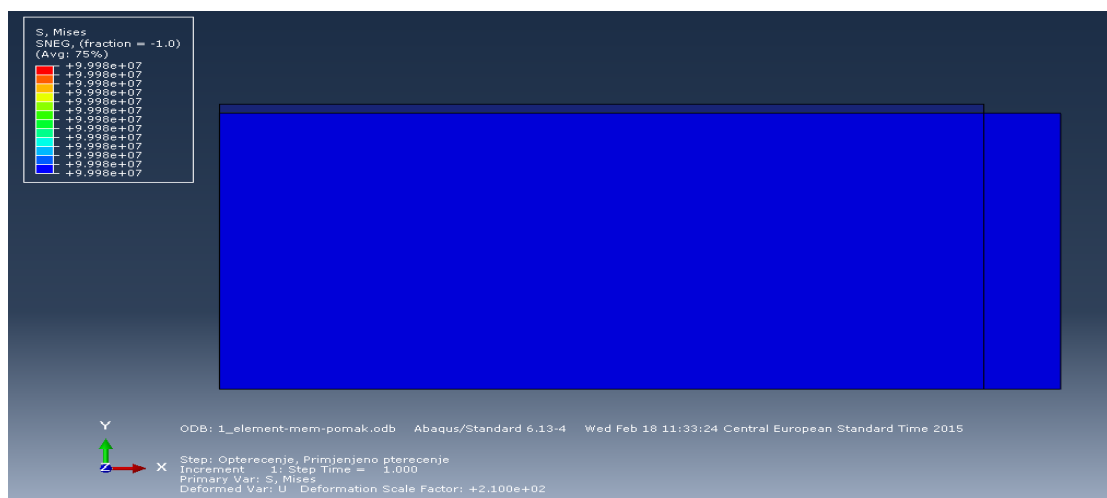
Za rješavanje ovog problema koristit će se konačni kvadratični konačni elementi s kvadratnom formulacijom i reduciranom integracijom S8R. Za ovaj problem će se koristiti mreža s 1 konačnim elementom i mreža sa 8 konačnih elemenata koje su prikazane na slici 9.



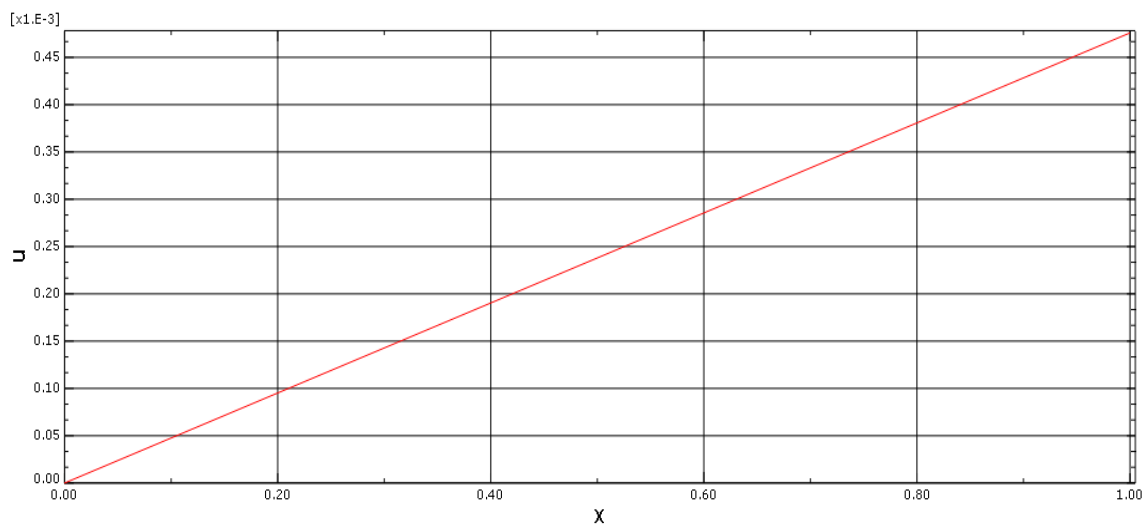
**Slika 9. Mreže konačnih elemenata za ispitivanje konvergencije kod membranskog stanja naprezanja**

### 2.1.2.3. Prikaz rezultata analize za 1 konačni element (37 stupnjeva slobode)

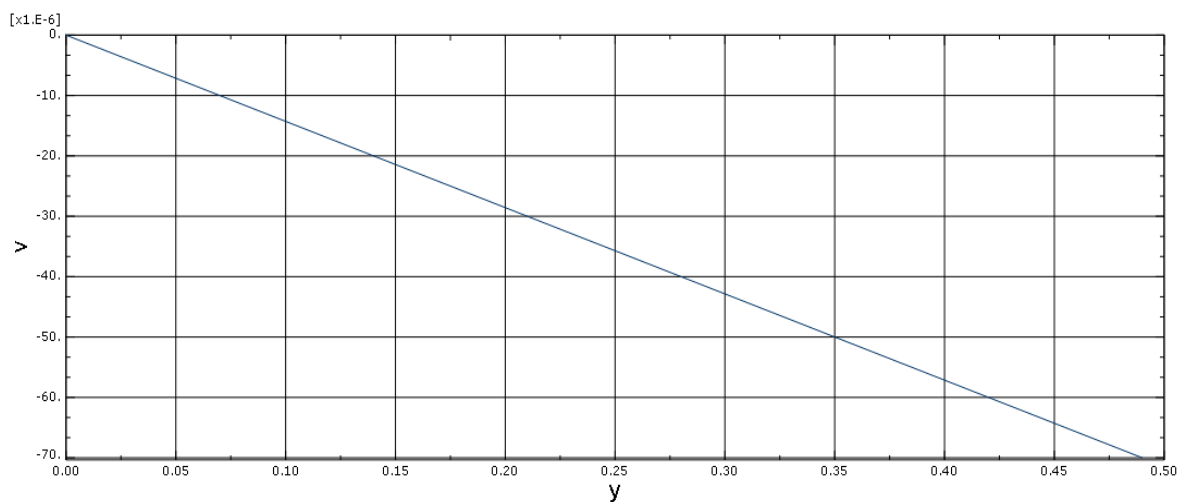
Slika 10 prikazuje konstantnu raspodjelu naprezanja po konačnom elementu i iznos naprezanja u Pa koji se neznatno razlikuje od iznosa naprezanja dobivenih analitički. Graf na slici 11 prikazuje linearnu raspodjelu pomaka u smjeru osi x dobivenu analizom modela opisanog s jednim konačnim elementom (48 stupnjeva slobode). Iz grafa se vidi da je raspodjela pomaka linearna kao i kod analitičkog rješenja. Graf na slici 12 prikazuje linearnu raspodjelu pomaka u smjeru osi y dobivenu analizom modela opisanog s jednim konačnim elementom (48 stupnjeva slobode). Iz grafa se uočava da je raspodjela pomaka linearna kao i kod analitičkog rješenja.



**Slika 10. Raspodjela ekvivalentnog naprezanja**



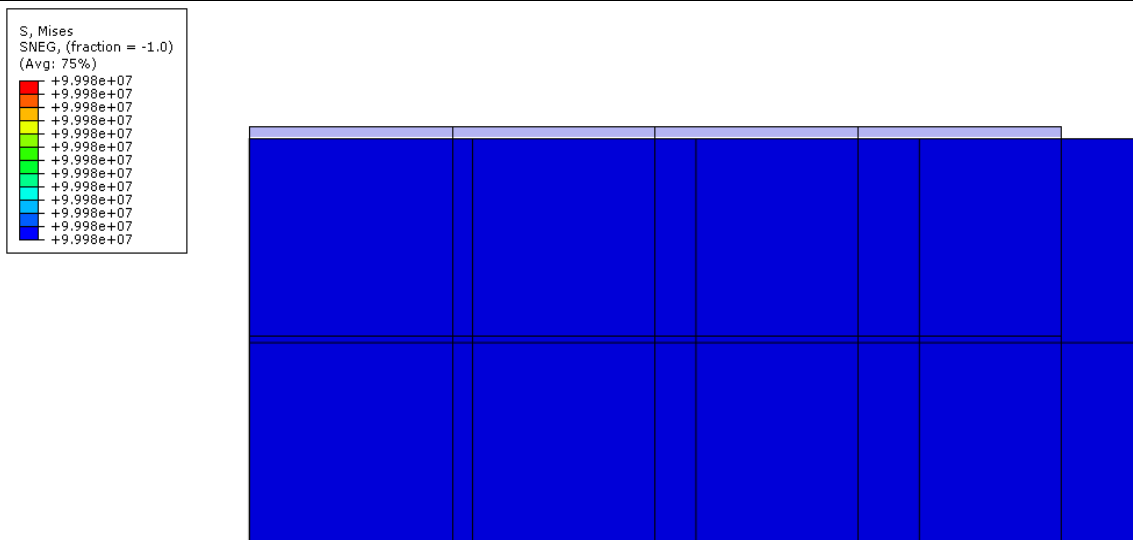
**Slika 11. Raspodjela pomaka U1 u smjeru osi x**



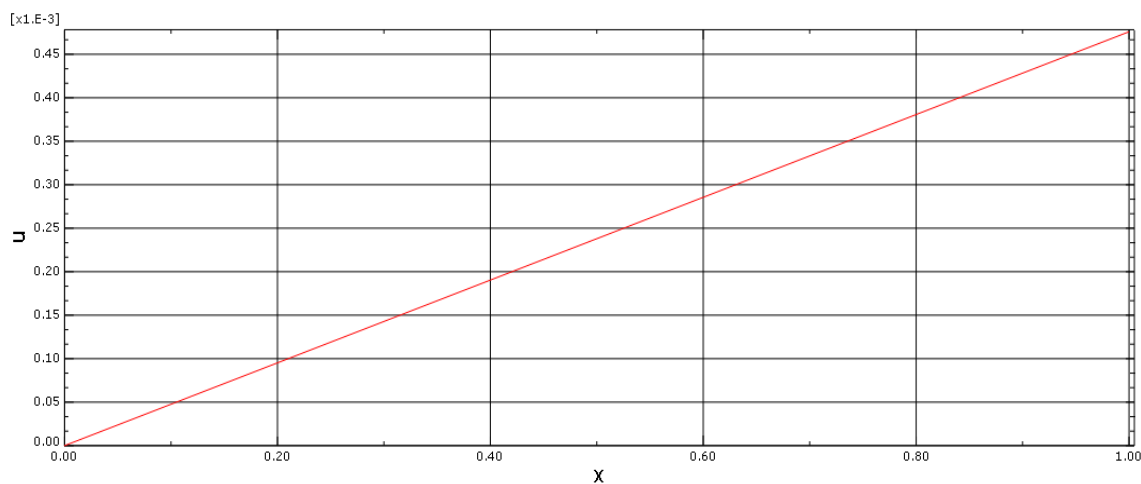
**Slika 12. Raspodjela pomaka u smjeru osi y**

#### 2.1.2.4. Prikaz rezultata analize za 8 konačni element (222 stupnjeva slobode)

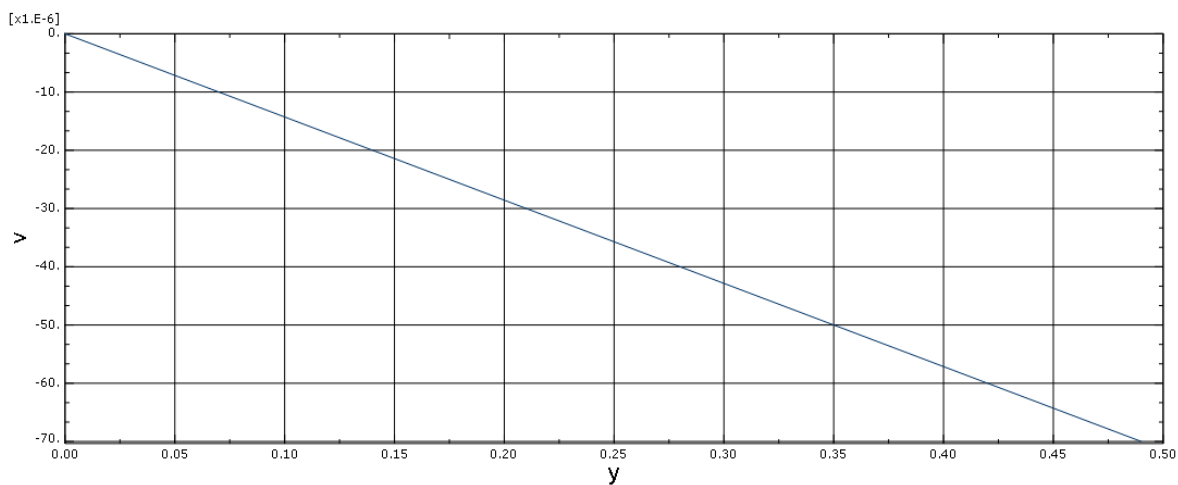
Slika 13 prikazuje konstantnu raspodjelu naprezanja po konačnom elementu i iznos naprezanja u Pa koji se neznatno razlikuje od iznosa naprezanja dobivenih analitički. Iz grafa na slici 14 vidi se da se rješenje ne razlikuje od rješenja s jednim konačnim elementom i da je raspodjela pomaka u smjeru osi x opet linearna kao i kod analitičkog rješenja iz (3). Graf sa slike 15 se u potpunosti poklapa sa grafom raspodjele pomaka za model s jednim konačnim elementom. Iz grafova na slici 13, slici 14 i slici 15 se može zaključiti da korišteni tip elementa imaju vrlo brzu konvergenciju za membransko stanje deformacija pa nije potreban velik broj elemenata da bi se rješenje približilo točnom rješenju.



Slika 13. Raspodjela naprezanja u Pa prema Fon-Mises teoriji čvrstoće



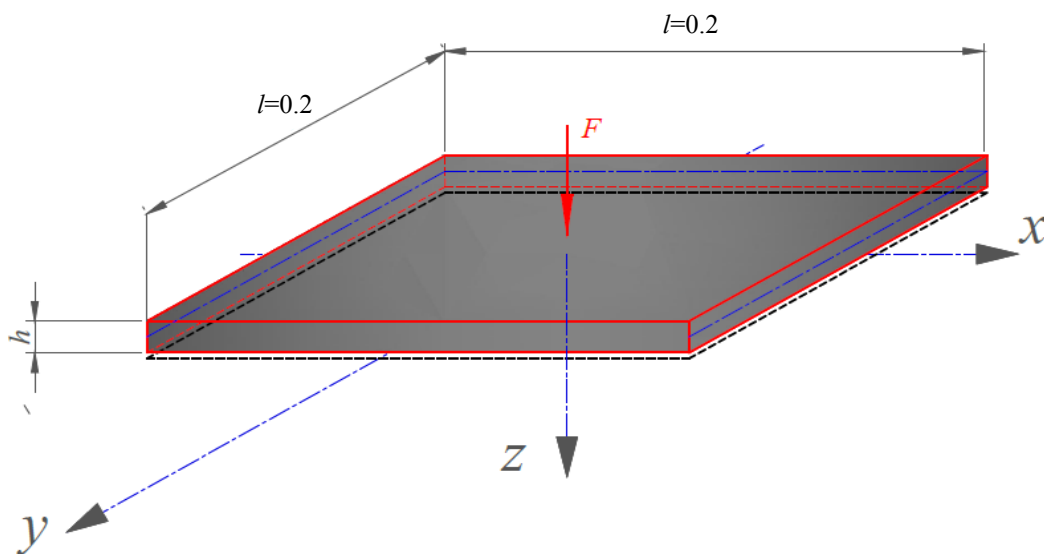
Slika 14. Raspodjela pomaka U1 u smjeru osi x



Slika 15. Raspodjela pomaka u smjeru osi y

## 2.2. Verifikacija i konvergencija slučaj savijanja:

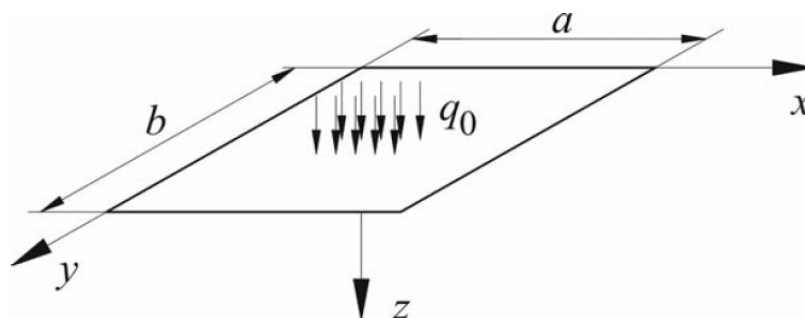
Ovdje će se provjeravati konvergencija na primjeru savijanja ploče opterećene koncentriranom silom na sredini ploče koji je zadan u literaturi [4]. Dimenzije ploče su prikazane na sljedećoj slici, debljina ploče je  $h = 5\text{mm}$ ,  $A_q = 2.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2$ , materijalna svojstva su  $E = 210 \text{ GPa}$ ,  $\nu = 0.29$ , a opterećena je silom  $F = 10 \text{ kN}$  na sredini.



Slika 16. Slobodno oslonjena ploča opterećena koncentriranom silom na sredini

### 2.2.1. Analitičko rješenje

Kratki prikaz analitičkog rješenja za progib na sredini ploče sa slike primjenom Raylight - Ricove metode je za opći slučaj slobodno oslonjene ploče debljine  $h$ , širine  $a$ , dužine  $b$ , fleksijske krutosti  $D$ , modula elastičnosti  $E$  i Poissonovog faktora  $\nu$  koja je opterećena sa kontinuiranim opterećenjem  $q_0$  [5].



Slika 17. Slobodno oslonjena ploča opterećena kontinuiranim opterećenjem [5]



Pretpostavljena funkcija pomaka za ploču sa slike slike 17:

$$w(x, y) = \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} w^{jk} \sin j\pi \frac{x}{a} \sin k\pi \frac{y}{b} \quad (6)$$

Energija vanjskih i unutarnjih sila se računa prema izrazu:

$$\Pi_i = \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b \left\{ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right\} dy dx \quad (7)$$

$$\Pi_e = - \int_0^a \int_0^b q_z w(x, y) dy dx$$

Ukupna energija deformiranja je jednaka:

$$\Pi = \Pi_i + \Pi_e \quad (8)$$

Ukupna energija deformiranja nakon deriviranja i uvrštavanja izraza (6) u izraz (7) te nakon provedene integracije i uvrštavanja u (8) glasi:

$$\Pi = \frac{\pi^4 abD}{8} \sum_{j=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} (w^{jk})^2 \left[ \left( \frac{j}{a} \right)^2 + \left( \frac{k}{b} \right)^2 \right]^2 - \frac{4q_0 ab}{\pi^2} \sum_{j=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \frac{w^{jk}}{jk}. \quad (9)$$

Princip o minimumu potencijalne energije glasi:

$$\begin{aligned} \delta \Pi &= 0, \\ \frac{\partial \Pi}{\partial w^{jk}} &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Nakon uvrštavanja (9) u (10) dobiva se sljedeća jednačba:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial w^{jk}} = \frac{\pi^4 abD}{8} \sum_{j=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} 2w^{jk} \left[ \left( \frac{j}{a} \right)^2 + \left( \frac{k}{b} \right)^2 \right]^2 - \frac{4q_0 ab}{\pi^2} \sum_{j=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \frac{1}{jk} = 0. \quad (11)$$

Nakon rješavanja jednačbe (11) po nepoznatom koeficijentu  $w^{jk}$  dobiva se:

$$w^{jk} = \frac{\frac{16q_0}{\pi^6 D}}{\sum_{j=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} jk \left[ \left( \frac{j}{a} \right)^2 + \left( \frac{k}{b} \right)^2 \right]^2}. \quad (12)$$

Nakon uvrštavanja (12) u (6) dobiva se krajnji izraz za progib ploče koji glasi:

$$w(x, y) = \frac{16q_0}{\pi^6 D} \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin j\pi \frac{x}{a} \sin k\pi \frac{y}{b}}{jk \left[ \left( \frac{j}{a} \right)^2 + \left( \frac{k}{b} \right)^2 \right]^2}. \quad (13)$$

Nakon što se uvrste u (13) dimenzije ploče sa slike 16  $a = b = l$  i  $x = y = l/2$  dobiva se izraz za progib ploče u sredini:

$$w_{\left(\frac{l}{2}, \frac{l}{2}\right)} = \frac{16 q_o l^4}{\pi^6 D} \sum_{j=1,3,\dots}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \frac{\sin\left(j\frac{\pi}{2}\right) \sin\left(k\frac{\pi}{2}\right)}{jk (j^2 + k^2)^2} \quad (14)$$

Fleksijska krutost ploče iznosi:

$$D = \frac{E h^3}{12 (1 - \nu^2)} = \frac{210 \times 10^9 \cdot 0.005^3}{12 (1 - 0.29^2)} = 2388.36 \text{ Pa} \quad (15)$$

Koncentrirana sila na sredini ploče sa slike 16 može se zamijeniti sa kontinuiranim opterećenjem koje djeluje na maloj površini  $A_q$  i iznosi:

$$q_o = \frac{F}{A_q} = \frac{10000}{2.5 \cdot 10^{-7}} = 4 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (16)$$

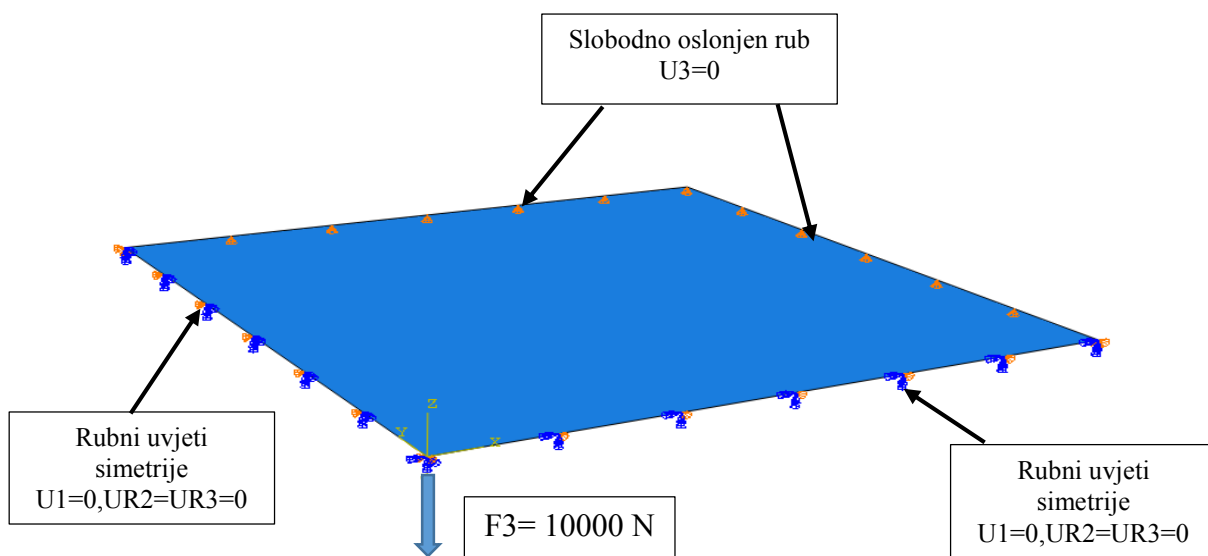
Pomak na sredini ploče, nakon uvrštavanja  $i = 49$  i  $j = 49$ , te (16), (15) i svih ostalih podataka zadanih podataka, u (17) je jednak:

$$w_{\left(\frac{l}{2}, \frac{l}{2}\right)} = 2.0025 \text{ mm}. \quad (17)$$

## 2.2.2. Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus za opterećenje koncentriranom silom

### 2.2.2.1. Modeliranje geometrije, rubni uvjet, opterećenje i materijalne karakteristike

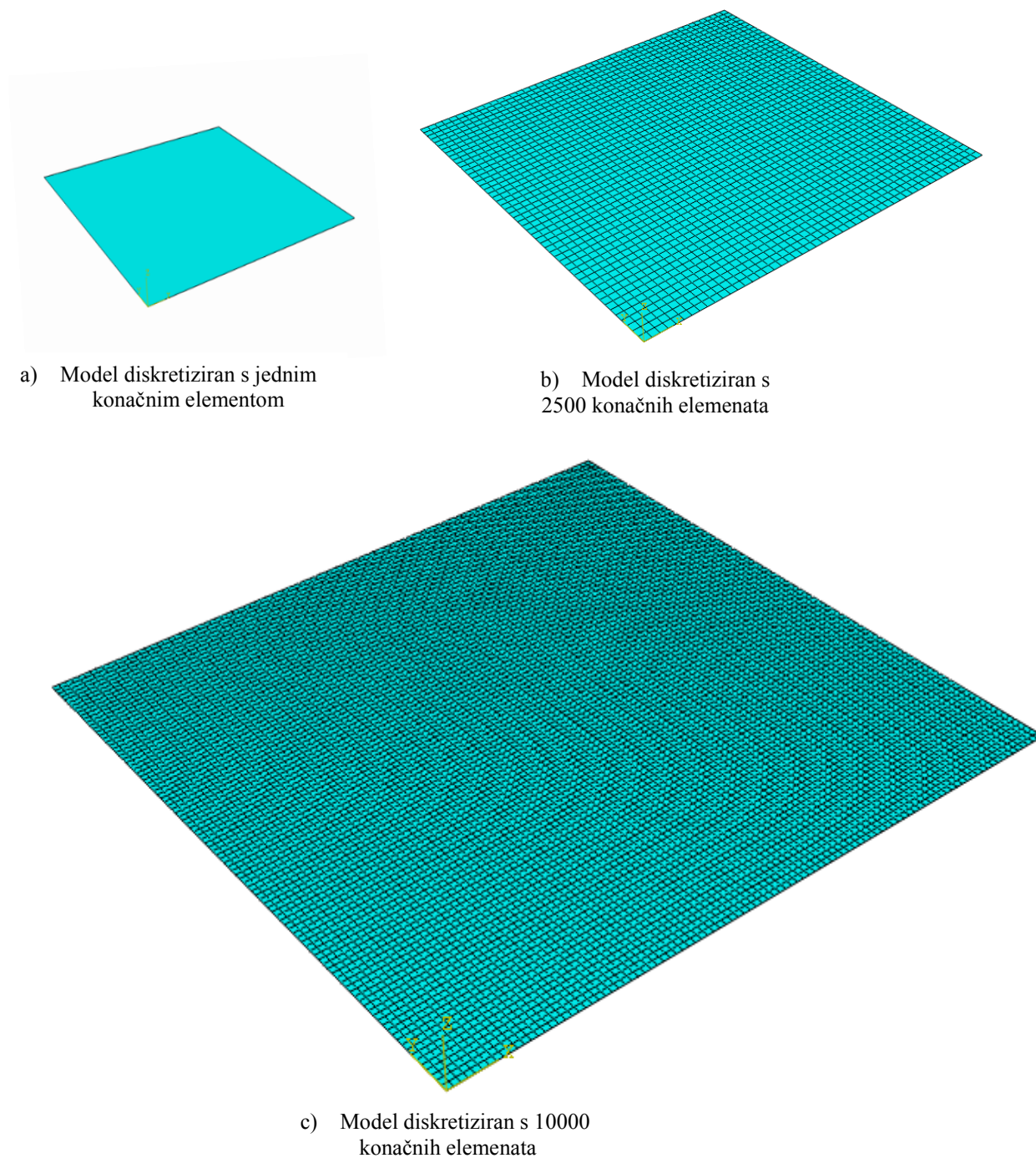
Modeliranje geometrije modela napravljeno je u programskom paketu ABAQUS. Kako bi proračun teкао brže korištena je simetrije modela i analizirala se samo četvrtina modela. Slika 18 prikazuje model s rubnim uvjetima i opterećenjem.



Slika 18. Prikaz modela četvrtine ploče s rubnim uvjetima i opterećenjem silom

### 2.2.2.2. Odabir konačnih elemenata i stvaranje mreže konačnih elemenata

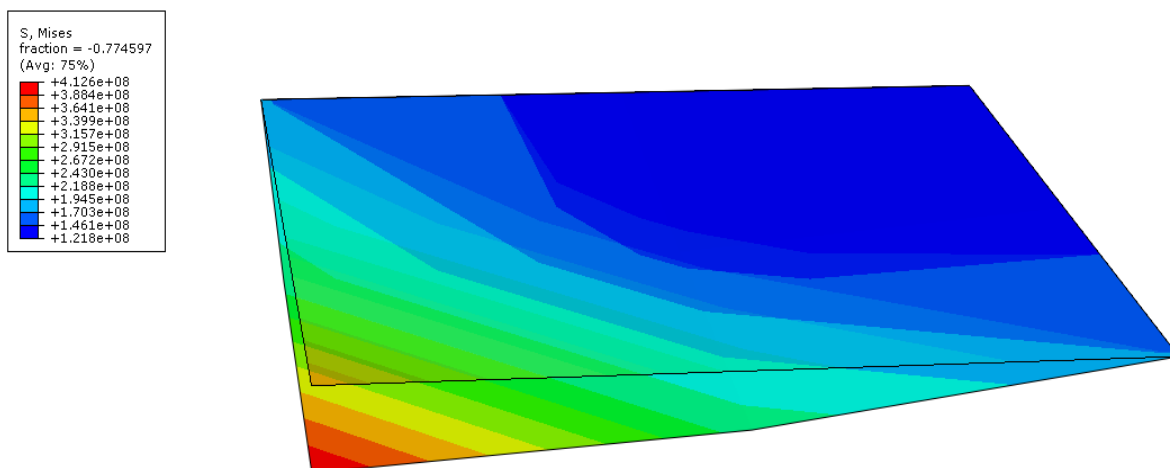
Model je diskretiziran s tri mreže različite gustoće konačnih elemenata što je prikazano na Slika 19. Za diskretizaciju su ponovo odabrani konačni elementi S8R. Mreža konačnih elemenata je srtukturirana i izotropna.



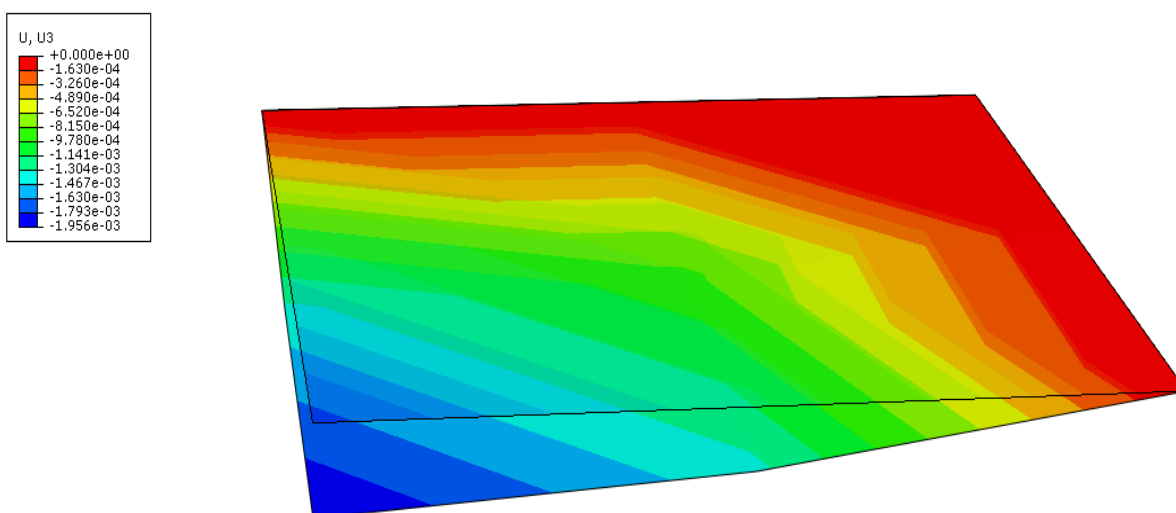
**Slika 19. Modeli s različitom diskretizacijom po kriteriju broja konačni elemenata**

### 2.2.2.3. Prikaz rezultata analize za model s jednim konačnim elementom

Raspodjelu ekvivalentnih napreznja prema Fon-Mises-ovoj teoriji čvrstoće u Pa za model diskretiziran s jednim konačnim elementom prikazuje slika 20. Iz rješenja se vidi da se najveća napreznja javljaju u točki u kojoj djeluje sila.



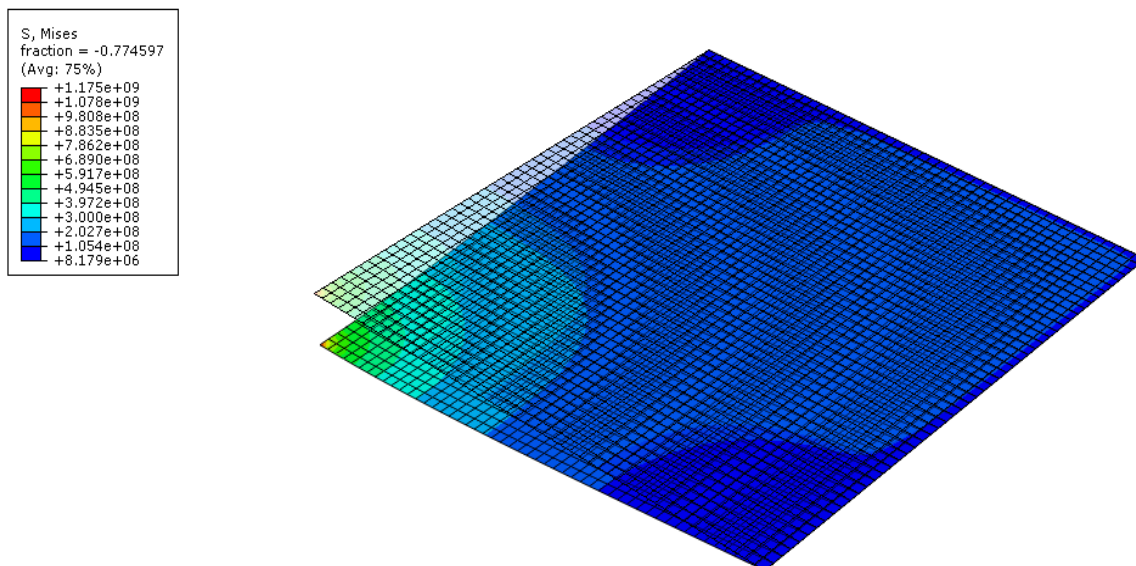
**Slika 20. Raspodjela ekvivalentnih napreznja po modelu s jednim konačnim elementom u Pa**  
Raspodjela pomak U3 za model s jednim konačnim elementom je prikazana na slika 21. Iz te raspodjele se vidi da je pomak na sredini već i za model s jednim konačnim element vrlo blizu analitičkom rješenju.



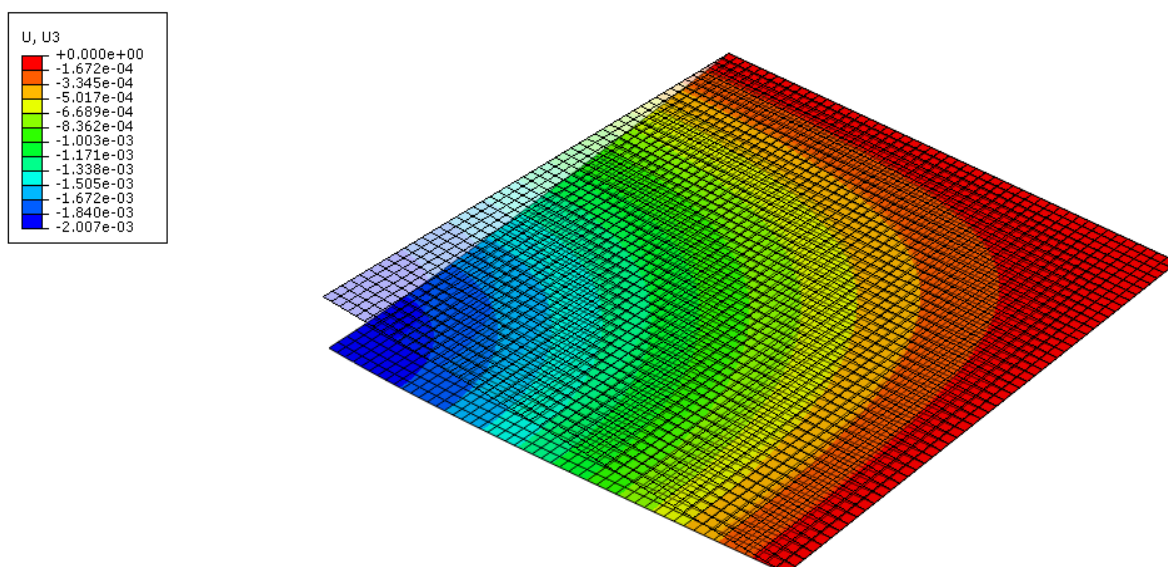
**Slika 21. Raspodjela pomaka U3 na modelu s jednim konačnim elementom u m**

#### 2.2.2.4. Prikaz rezultata analize za model s 2500 konačnim elementom

Raspodjelu ekvivalentnih napreznja prema Fon-Mises-ovoj teoriji čvrstoće u Pa za model diskretiziran s 2500 konačnim elementom prikazuje slika 22. Iz rješenja se vidi da se najveća napreznja javljaju u točki u kojoj djeluje koncentrirana sila.



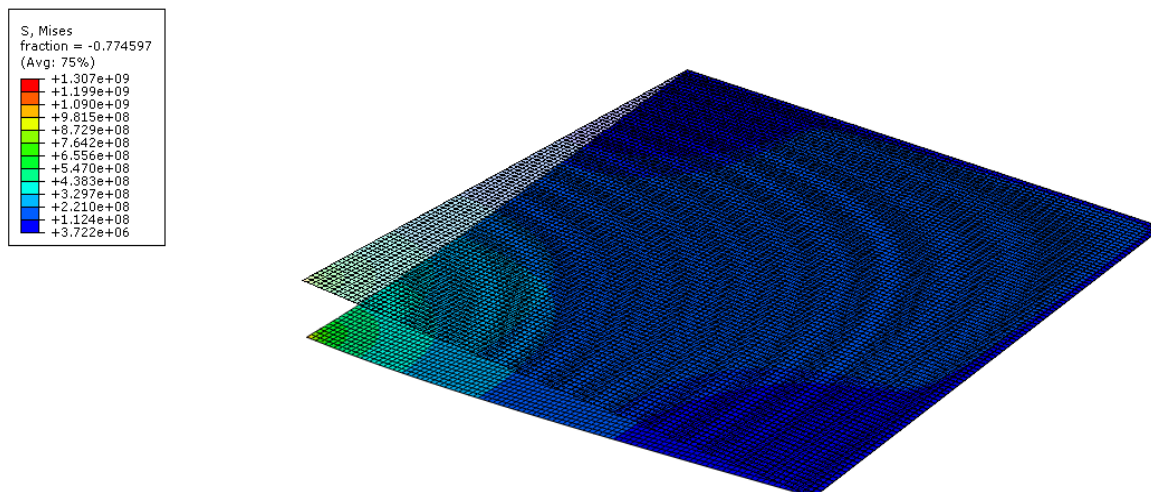
**Slika 22. Raspodjela ekvivalentnih napreznja po modelu s 2500 konačnim elementom u Pa**  
Raspodjela pomak U3 za model diskretiziran s 2500 konačnih elemenata je prikazana na slika 23. Usporedbom ovog i analitičkog rješenja vidljivo je da se za 2500 konačnih elemenata rješenja gotovo u potpunosti poklapaju.



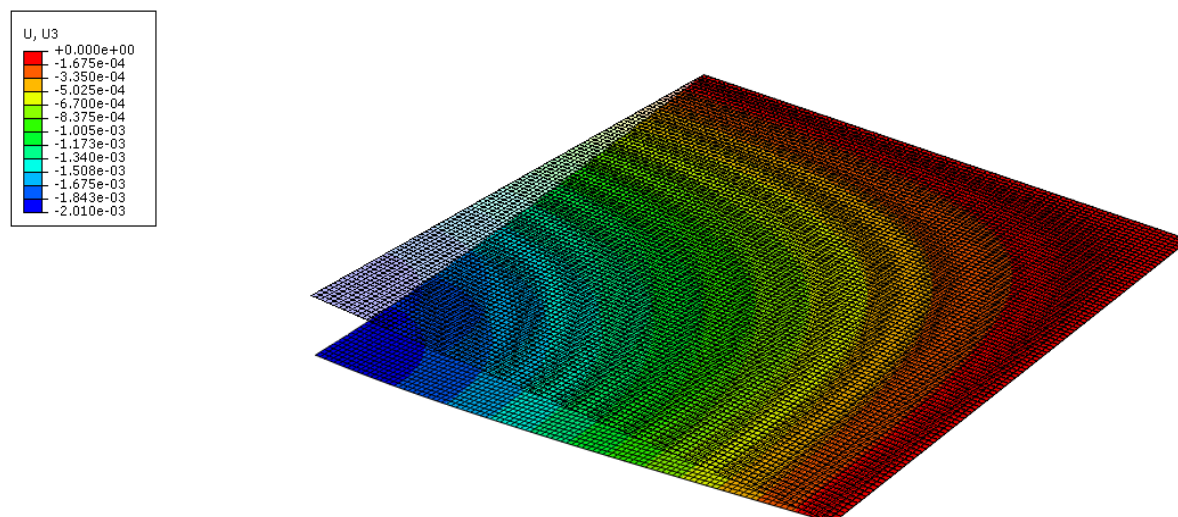
**Slika 23. Raspodjela pomaka U3 na modelu s 2500 konačnih elemenata u m**

### 2.2.2.5. Prikaz rezultata analize za model s 10000 konačnim elementom

Raspodjelu ekvivalentnih napreznja prema Fon-Mises-ovoj teoriji čvrstoće u Pa za model diskretiziran s 10000 konačnim elementom prikazuje slika 24. Iz rješenja se vidi da se najveća napreznja javljaju u točki u kojoj djeluje koncentrirana sila.



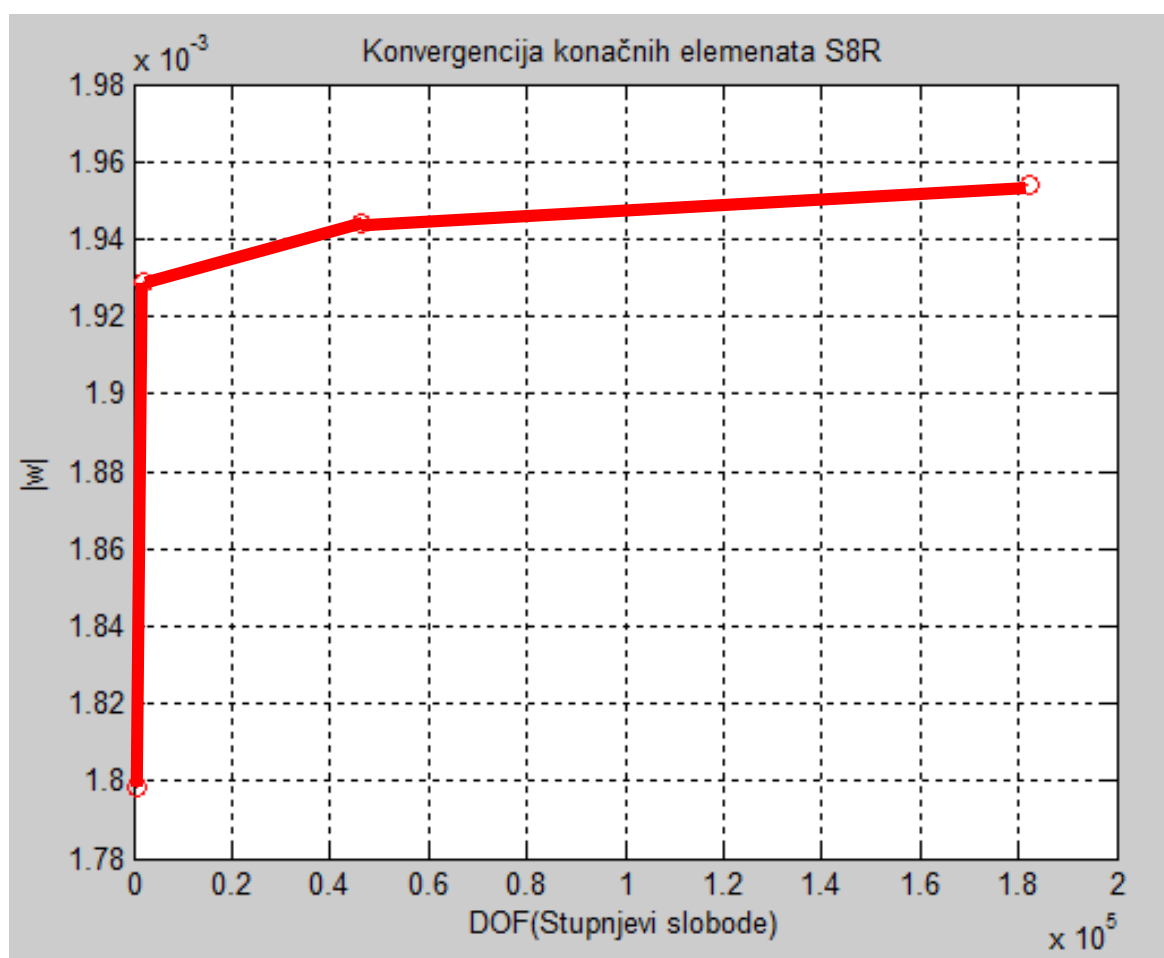
**Slika 24. Raspodjela ekvivalentnih napreznja po modelu s 10000 konačnim elementom u Pa**  
 Raspodjela pomak U3 za model diskretiziran s 10000 konačnih elemenata je prikazana na slici 23. Usporedbom ovog i analitičkog rješenja vidljivo je da se za 10000 konačnih elemenata numeričko rješenje počinje premašivati vrijednost pa proizlazi zaključak da je bolje uzeti i analizirati rješenja u okolini koncentrirane sile, a ne u samoj točki u kojoj djeluje koncentrirana sila.



**Slika 25. Raspodjela pomaka U3 na modelu s 2500 konačnih elemenata u m**

### 2.2.2.6. Prikaz rezultata analize za model s 2500 konačnim elementom

Ispitivanje konvergencije rješenja je postupak kojim se dobiju informacije o tome dali rješenje konvergira i ako da na kojem broju stupnjeva slobode modela se to događa. Sam postupak ispitivanja konvergencije je vrlo jednostavan i izvodi se na način da se napravi analiza za neki početni (pretpostavljeni) broj stupnjeva slobode te se ucrtaju rezultati u dijagram. Nakon toga se modelu poveća broj stupnjeva slobode i opet se provede analiza i ucrtaju u dijagram rezultati. Taj se postupak provodi dok razmak između dvije susjedne točke u dijagramu postane mali. Slika 26 prikazuje dijagram konvergencije za model četvrtine ploče, opterećen koncentriranom silom na sredini i diskretiziran s konačnim elementima S8R. Rezultati su uzimani za točku na udaljenosti 6 mm od točke u kojoj djeluje sila.

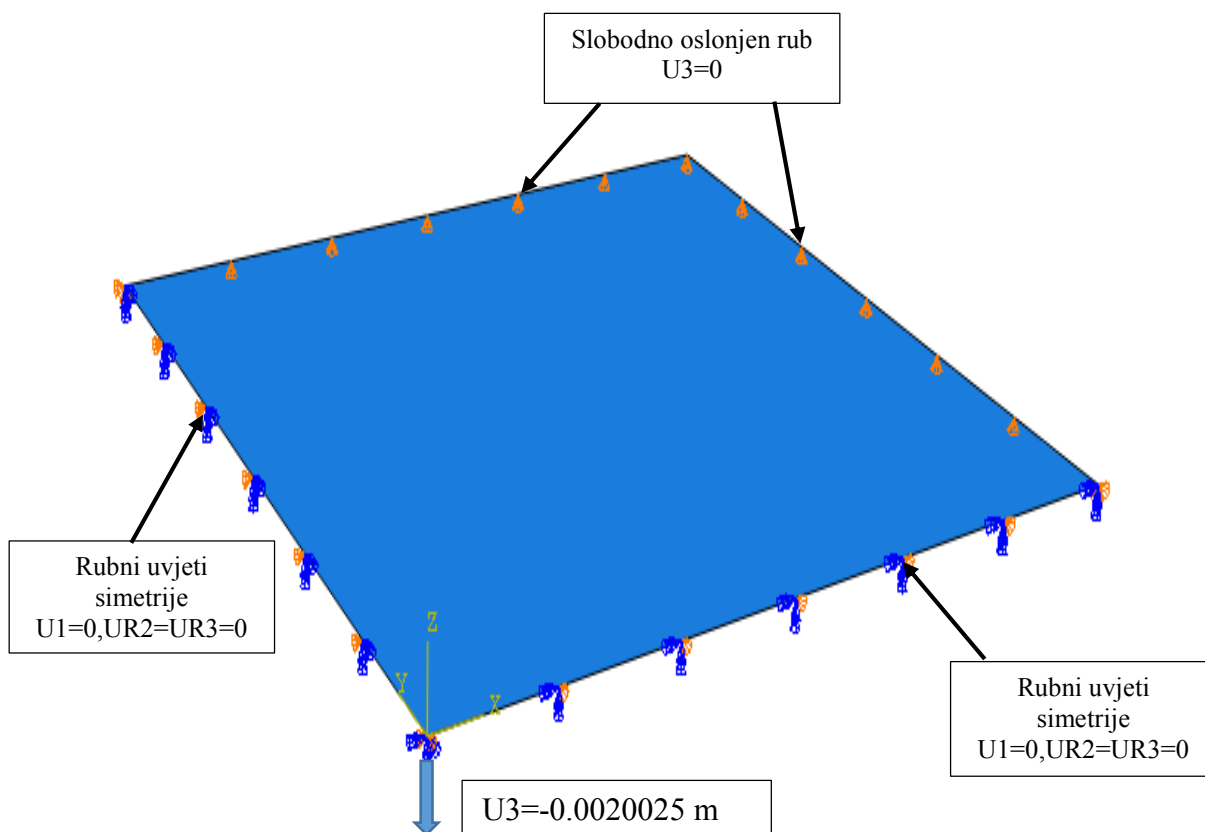


**Slika 26. Konvergencija rješenja u ovisnosti o broju stupnjeva slobode**

Na mjestu djelovanja koncentrirane sile rješenja nisu realna što će se pokazati i na modelu koji će se analizirati. Iz gornjeg dijagrama se da zaključiti da elementi konvergiraju te se isto tako da zaključiti da je potrebna relativno gusta mreža da se ostvari konvergencija.

### 2.2.3. Numeričko rješavanje u programskom paketu Abaqus za opterećenje pomakom

Ovaj proračun se provodi na modelu s 10000 konačnih elemenata iz prthodnog odjeljka s tom razlikom da se umjesto opterećenja silom stavlja opterećenje pomakom prema analitičkom rješenju za progib iz (17) koje iznosi 2.0025 mm. Ovaj model prikazan je na slici 27.

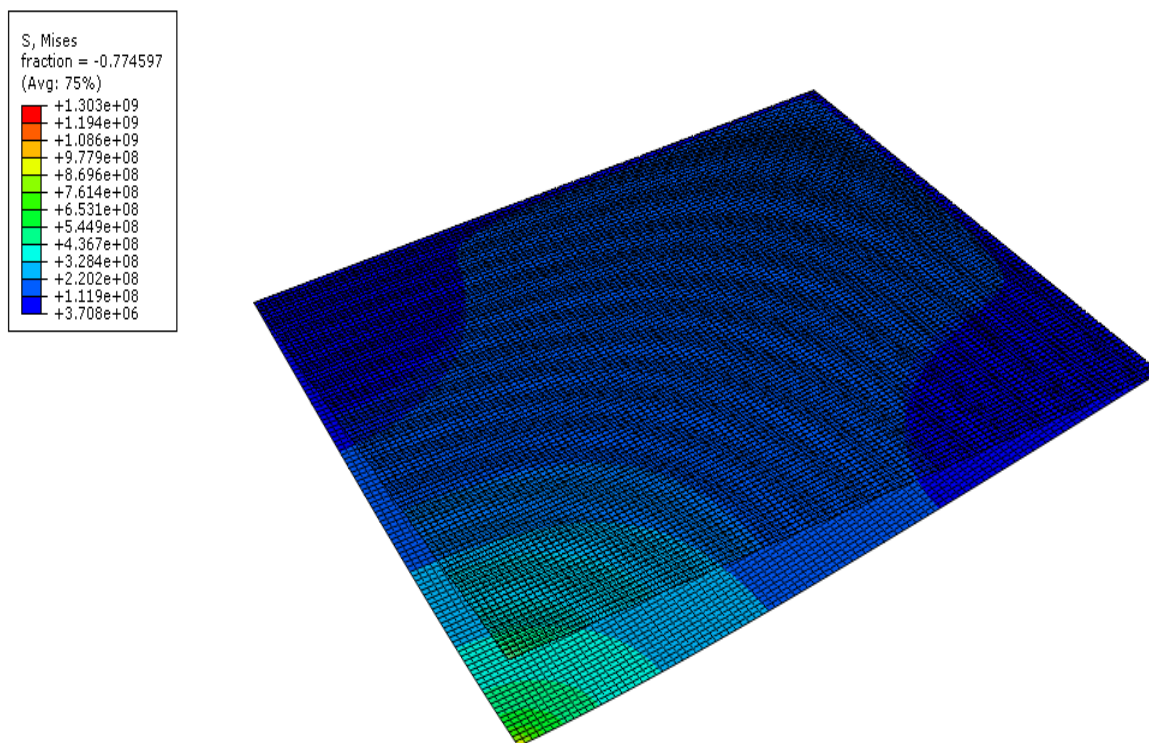


Slika 27. Prikaz modela četvrtine ploče s rubnim uvjetima i opterećenjem pomakom

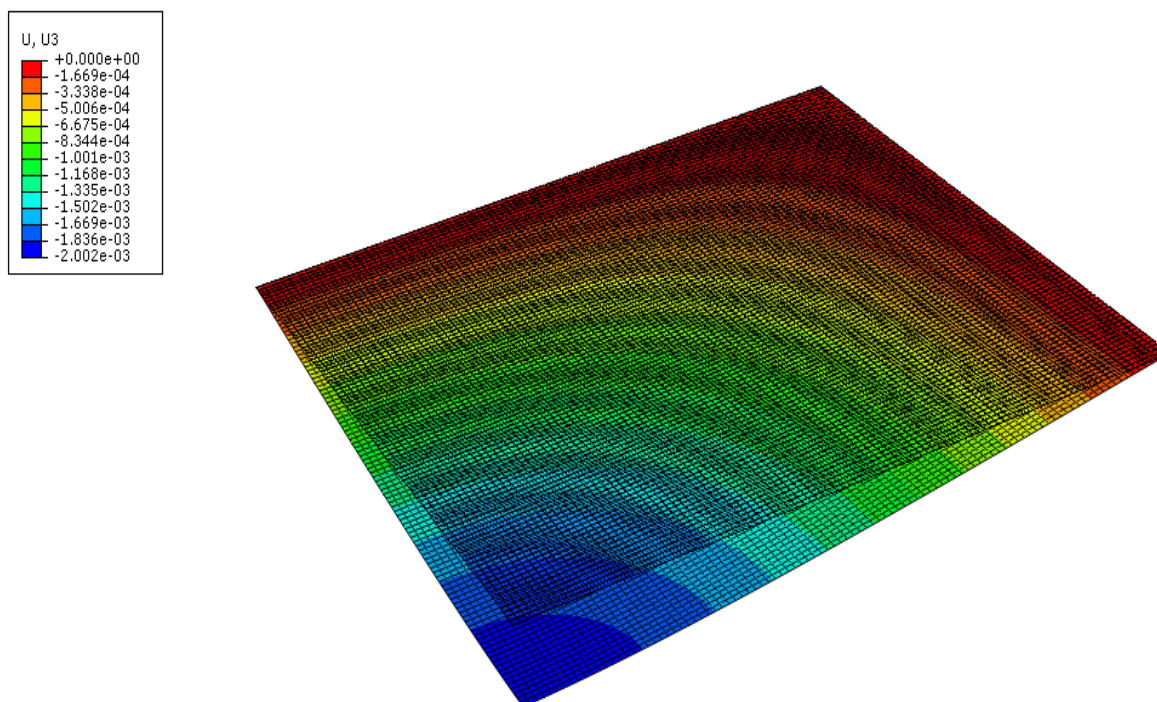
#### 2.2.3.1. Prikaz rezultata analize za model s 10000 konačnim elementom opterećen pomakom

Raspodjelu ekvivalentnih naprezanja prema Fon-Mises-ovoj teoriji čvrstoće u Pa za model diskretiziran s 10000 konačnim elementom prikazuje slika 24. Iz rješenja se vidi da se najveća naprezanja javljaju u točki u kojoj djeluje pomak. Kada se usporede rješenja za ovaj model i za model sa silom sa slike 28 vidljivo je da se rješenja jako dobro poklapaju što znači da se mogu koristiti zaključci na ovom modelu koji vrijede za model opterećen sa silom. Raspodjela pomak  $U_3$  za model diskretiziran s 10000 konačnih elemenata i opterećen koncentriranim pomakom  $U_3$  je prikazana na slici 29.





Slika 28. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po modelu s 10000 konačnim elementom u Pa

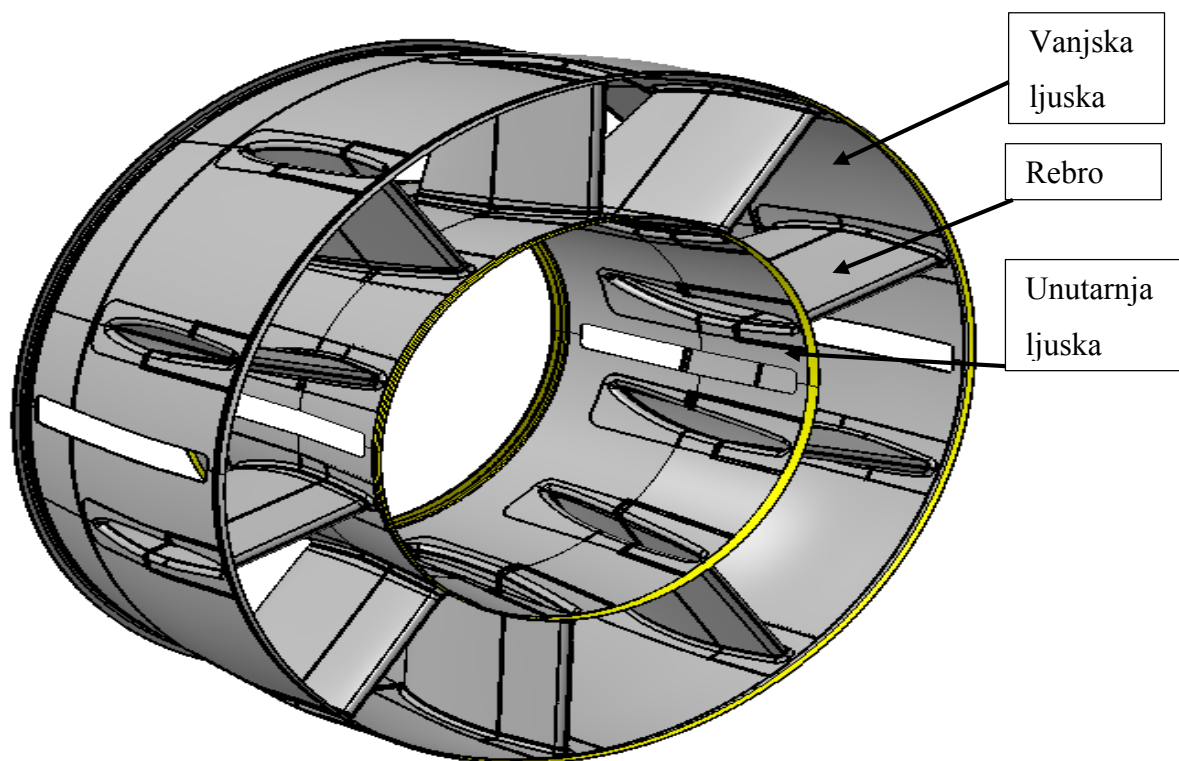


Slika 29. Raspodjela pomaka U3 na modelu s 10000 konačnih elementa u m

### 3. UTJECAJ DEBLJINE STJENKE NA KRUTOST ISPUŠNOG KUČIŠTA PLINSKE TURBINE

#### 3.1. Ispušno kućište plinske turbine

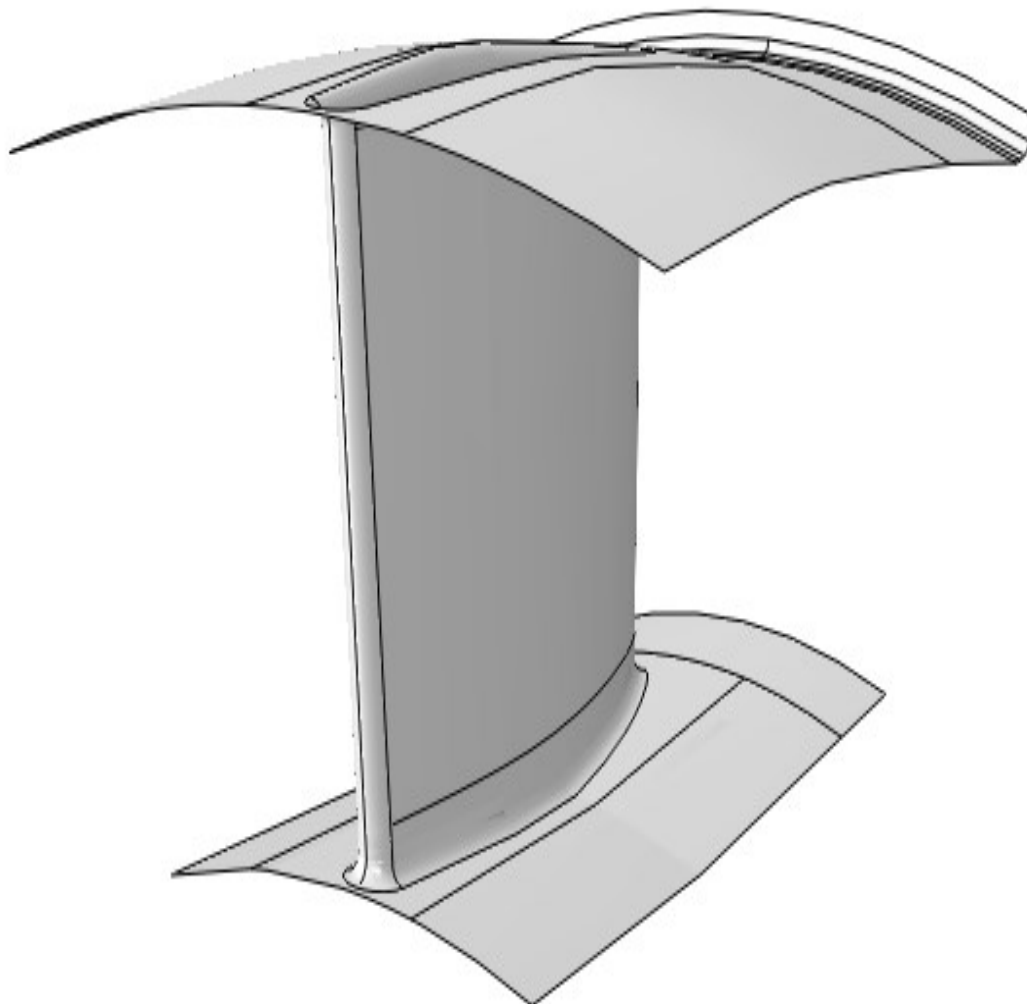
Slika 30 prikazuje cijelo izlazno kućište s označenom sastavnim dijelovima. Kućište prikazano na slici 30 ima funkciju da pomoću izolacije s kojom je obloženo i samim svojim oblikom i načinom na koji je pričvršćeno štiti ostale elemente turbine u svojoj okolini od topline koju predaju dimni plinovi na temperaturi od 600 °C do 700 °C, a to su npr. ležaj, sustav za dovodjenje maziva i sustav za hlađenje ležaja te prostor u kojem se turbina nalazi. Unutar ovog završnog rada će se analizirati čelična ljuska (*liners*) na kojoj se pojavljuju pukotine zbog zaostalih naprezanja tijekom zavarivanja. Sama analiza konstrukcije se provodi nakon zavarivanja, dok se opterećenje primjenjuje prije zavarivanja i nakon zavarivanja. Naime da bi se zavarili poklopci sa zadnje strane ljuske (*liner-a*), potrebno je ljusku deformirati. To deformiranje ujedno služi kako bi se dobio željeni oblik ljuske na kraju zavarivanja i hlađenja. Potrebno je provjeriti dali je ljuska dovoljno kruta i kolika se naprezanje javljaju u njoj te dali je zaista potrebno da je ona svugdje iste debljine.



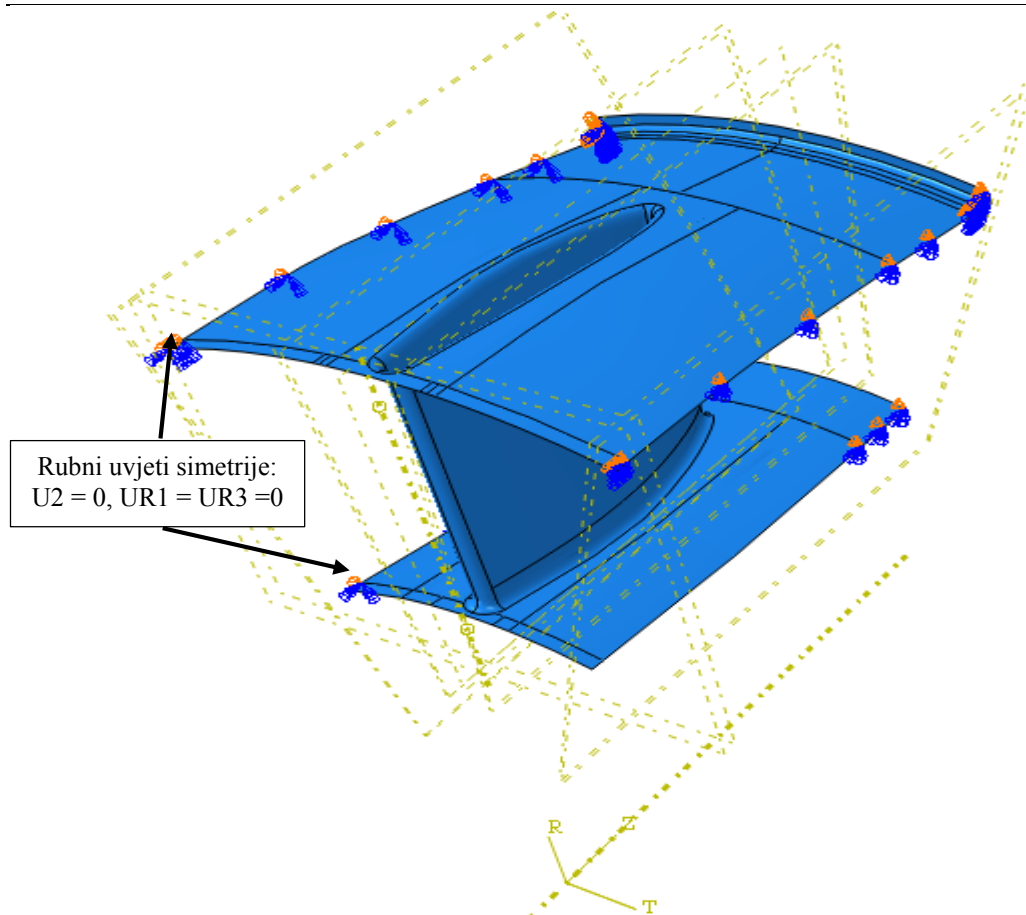
Slika 30. Prikaz cijelog ispušnog kućišta plinske turbine s označenim dijelovima

### 3.1.1. Modeliranje geometrije, rubni uvjet, opterećenje i materijalne karakteristike

Slika 31 prikazuje model 1/10 ljuske (*liner*) koji će se analizirati. Cijela analiza se provodi u cilindarskom koordinatnom sustavu. Poziciju rubnih uvjeta simetrije prikazuje slika 32, a oni glase pomak u cirkularnom (tangencijalnom smjeru) smjeru jednak nuli,  $v_t = 0$  ( $U_2=0$ ), te su kutovi zakreta oko radijalne osi  $r$  i osi  $z$  jednaki nuli,  $\varphi_r = 0$  ( $UR1 = 0$ ) i  $\varphi_z = 0$  ( $UR3=0$ ). Materijal od kojeg je izrađena ljuska je čelik, a za analizu su potrebne sljedeće materijalne karakteristike: Poissonov faktor  $\nu = 0.3$  i modul elastičnosti  $E = 210$  MPa, te debljina stjenke koja iznosi  $t = 8$  mm. Debljina stjenke se tijekom analize mijenja, radi ispitivanja krutosti, u opsegu od 4 mm do 16 mm. Ljuska se opterećuje s izmjerenim pomacima, dobivenim od tvrtke Alstom, na mjestu zavarivanja, a njihovi iznosi i pozicije je prikazuje slika 33.

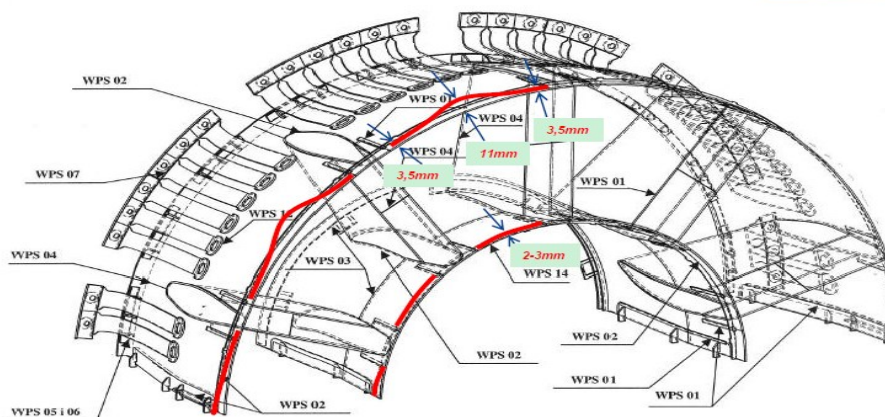


Slika 31. 1/10 ljuske ispušnog kućišta plinske turbine



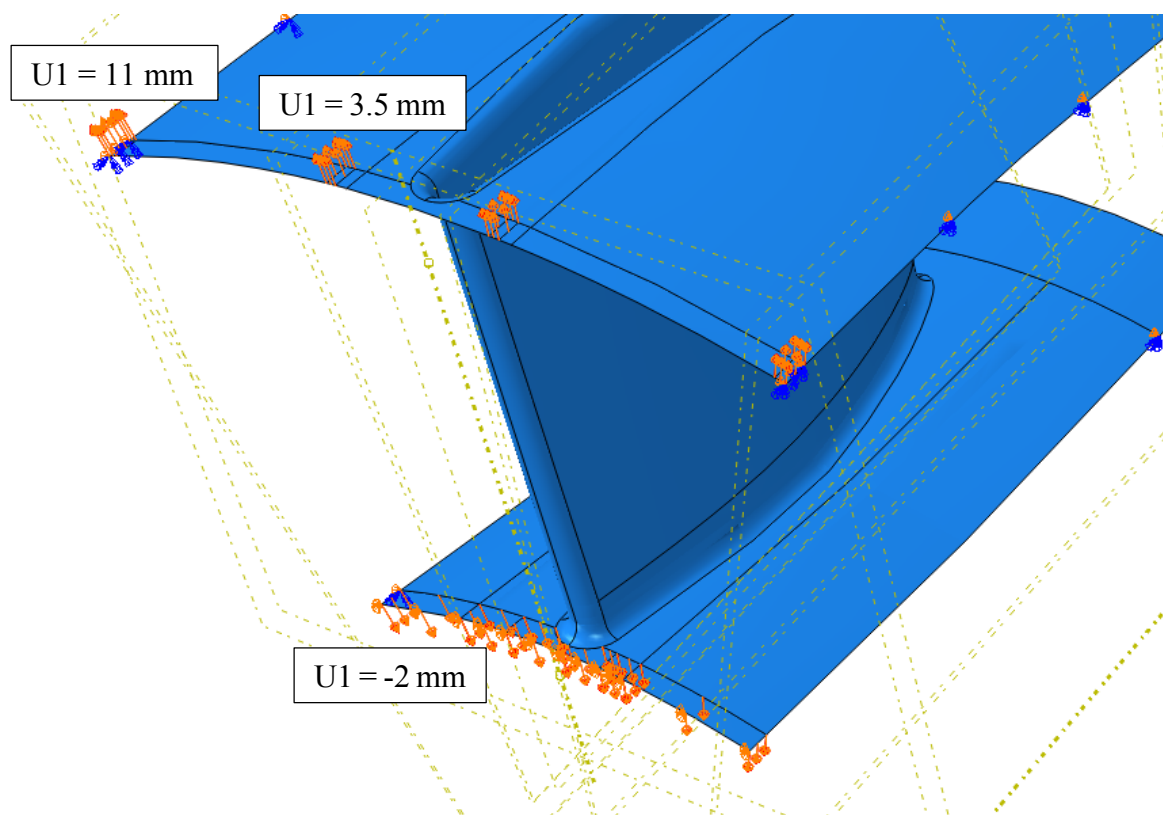
Slika 32. Rubni uvjeti simetrije u cilindarskom koordinatnom sustavu

## Predeformation of liners end radius



Slika 33. Skica deformiranja sa izmjerenim pomacima na mjestu zavarivanja

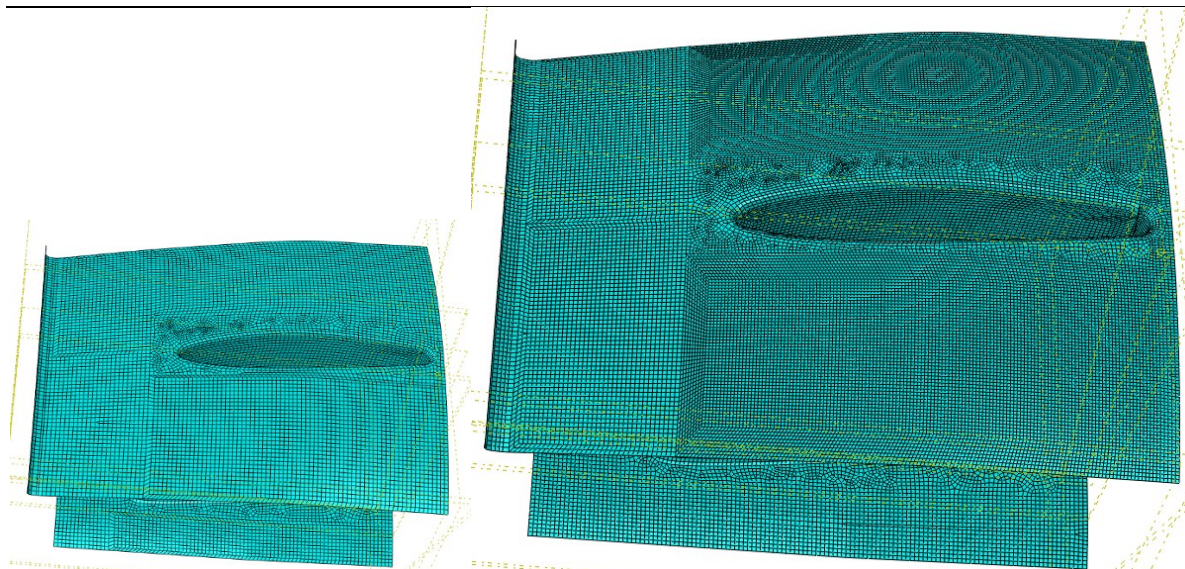
Pomaci sa slike 33 kao opterećenje su zadani na malim površinama koje su kvadratnog oblika i približno veličine stezaljke za deformiranje konstrukcije. Na slici 34 prikazana su mjesta djelovanja pomaka, njihova orijentacija i veličina.



Slika 34. Prikaz pozicije opterećenja pomacima i smjer djelovanja

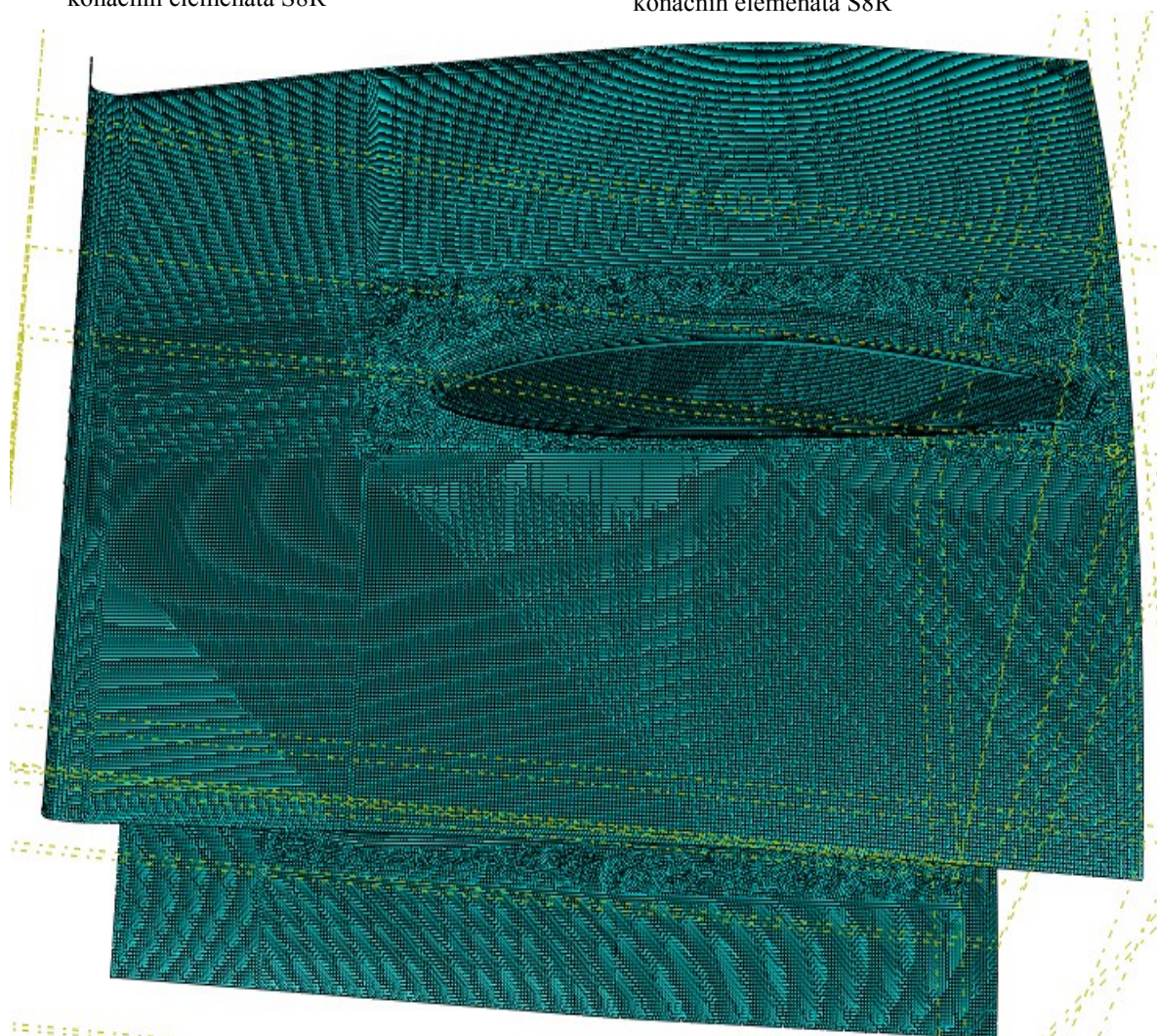
### 3.1.2. Izbor konačnih elemenata i generiranje mreže konačnih elemenata

Za rješavanje ovog problema koriste se elementi S8R kojima je u poglavlju 2 ispitana konvergencija. Na slici 35 su prikazana tri proračunska modela s različitim gustoćama mreže. Na modelu a) je mreža sa prosječnom veličinom stranice elementa 15 mm i taj model ima 19955 elemenata i 121332 stupnjeva slobode. Model b) ima prosječnu veličinu stranice elementa od 7.5 mm do 10 mm, broj elemenata modela je 48129, a broj stupnjeva slobode modela je 291264. Model c) ima najgušću mrežu i prosječni duljinu stranice elementa od 2 mm do 5 mm, broj elemenata na ovom modelu je 128741, a broj stupnjeva slobode modela je 776100 stupnjeva slobode. Za svaki od ovih modela se proveo test konvergencije rješenja, prikazan u poglavlju 3.1.3. , u tri točke i taj test je pokazao da je najoptimalniji model za proračun model pod b).



b) Model diskretiziran s 19955 konačnih elemenata S8R

a) Model diskretiziran s 48129 konačnih elemenata S8R

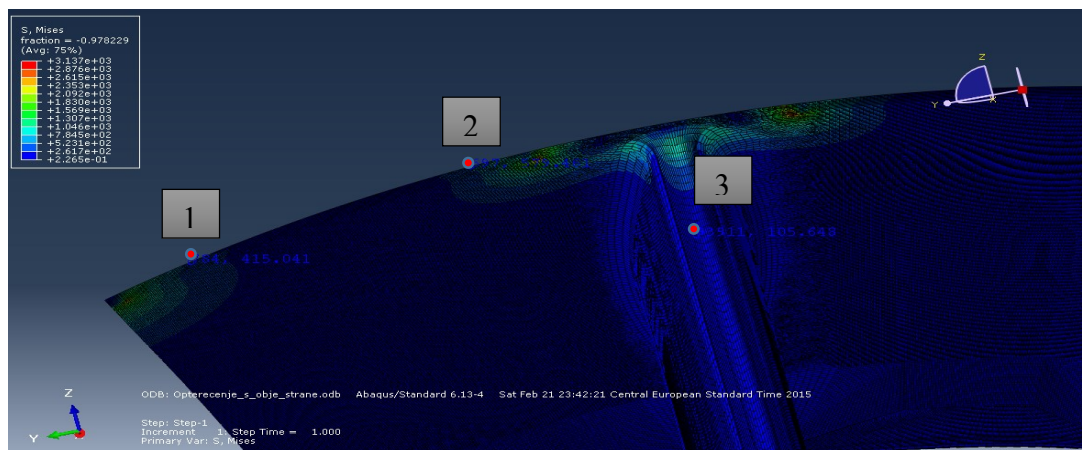


c) Model diskretiziran s 128741 konačnih elemenata S8R

**Slika 35. Proračunski modeli s različitim brojem elemenata**

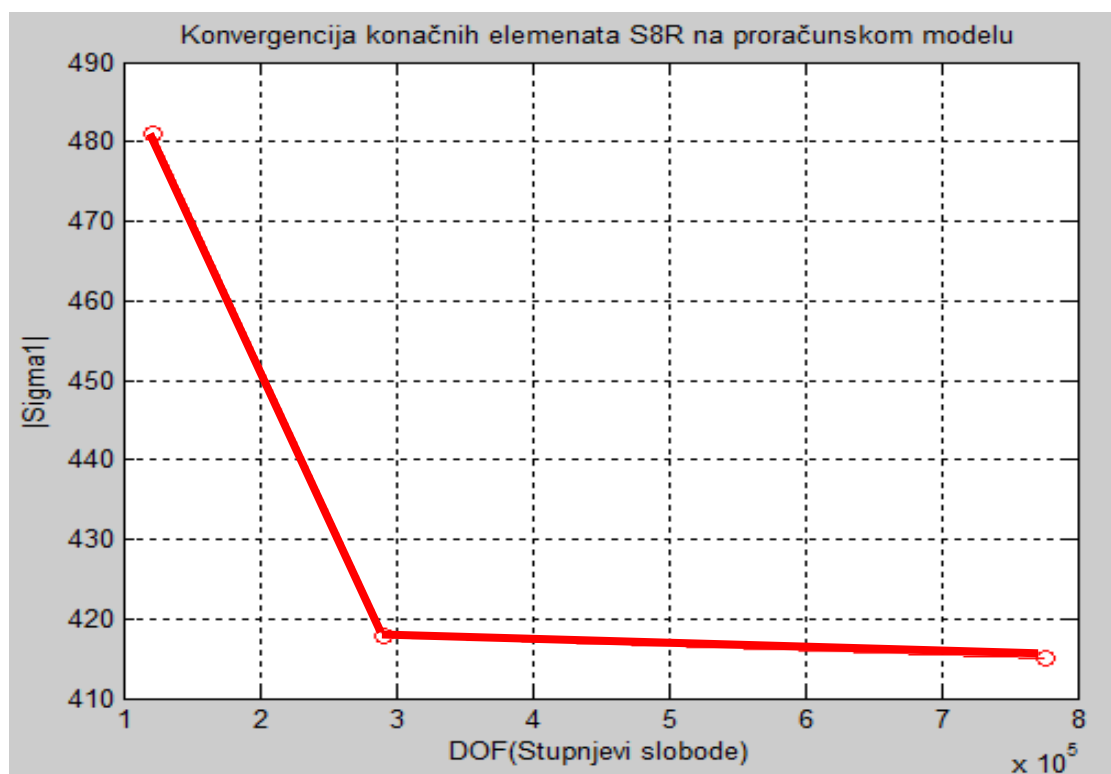
### 3.1.3. Analiza konvergencije elemenata na proračunskom modelu

Da bi rezultati bili valjani prvo je potrebno ispitati konvergenciju mreže na 5 mjesta na samoj ljuski. Sljedeća slika prikazuje mjesta na kojima se ispituje konvergencija:



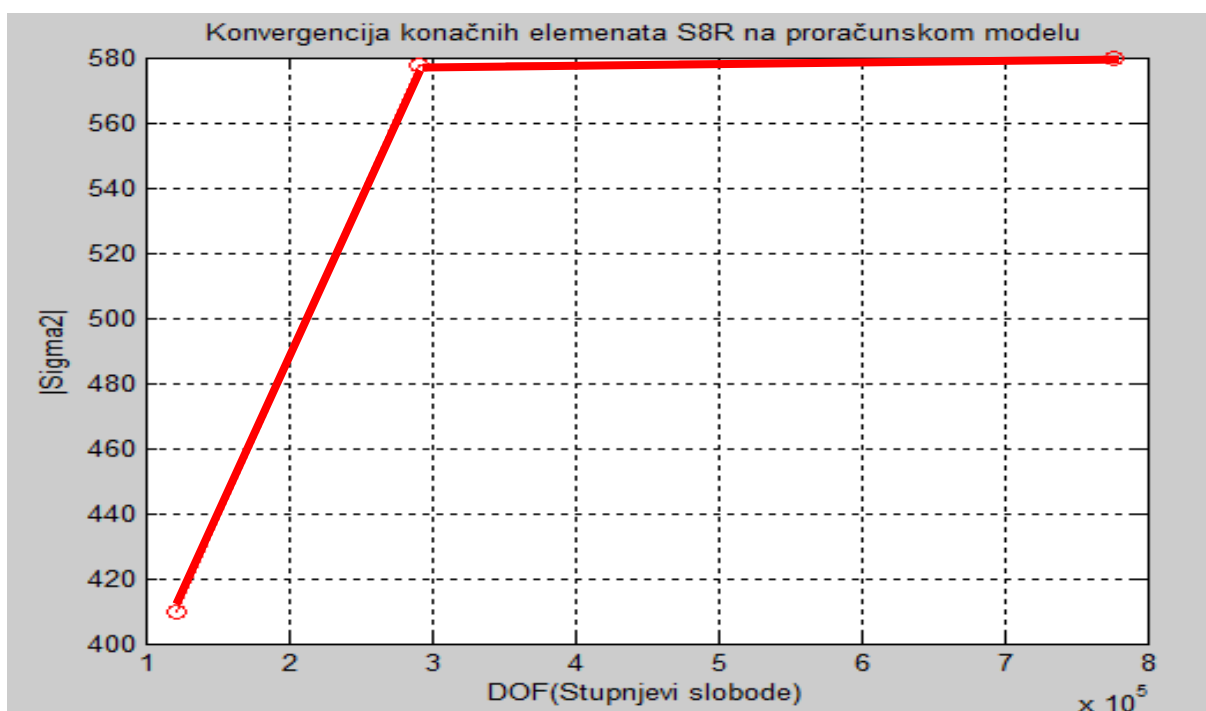
Slika 36. Prikaz točaka u kojima se ispituje konvergencija

Slika 37 prikazuje konvergenciju naprezanja u točki 1 sa slika 36:



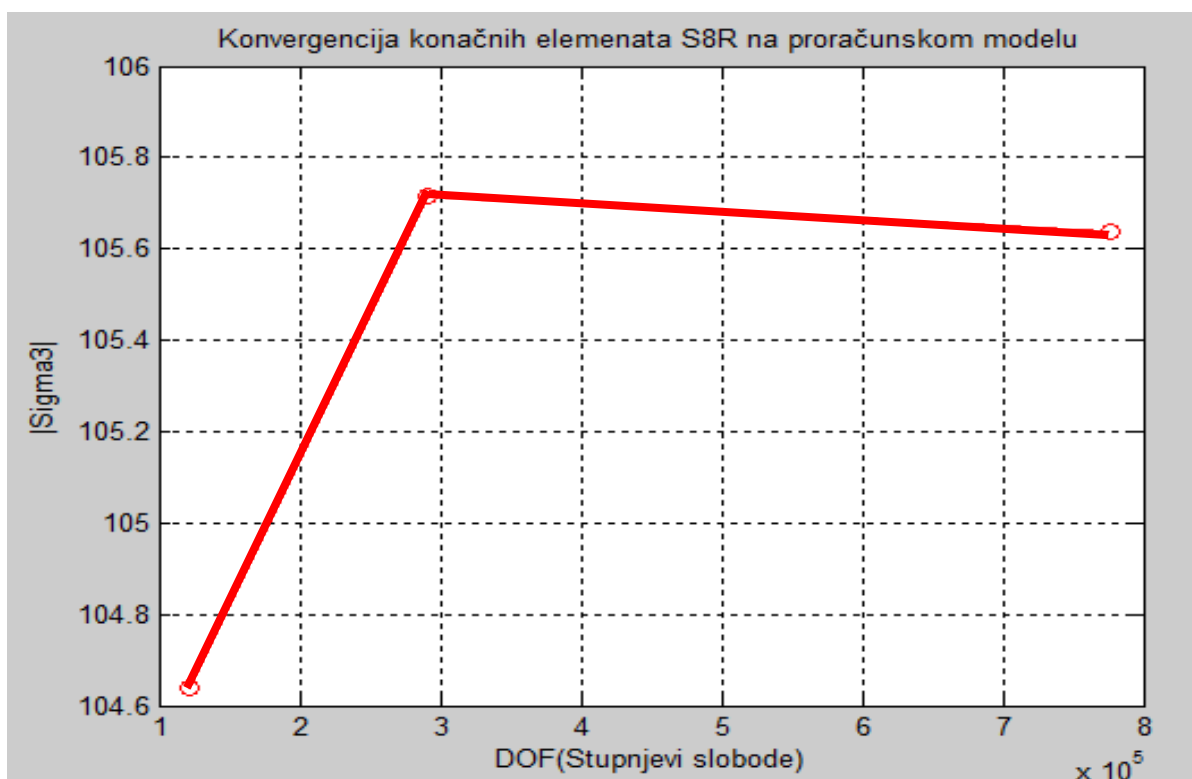
Slika 37. Konvergencija naprezanja u točki 1

Konvergencija u točki 2 sa slika 36 je prikazana na dijagramu slika 38:



Slika 38. Konvergencija napreznja u točki 2

Konvergencija u točki 3 sa slike 36 je prikazana na dijagramu slika 39:



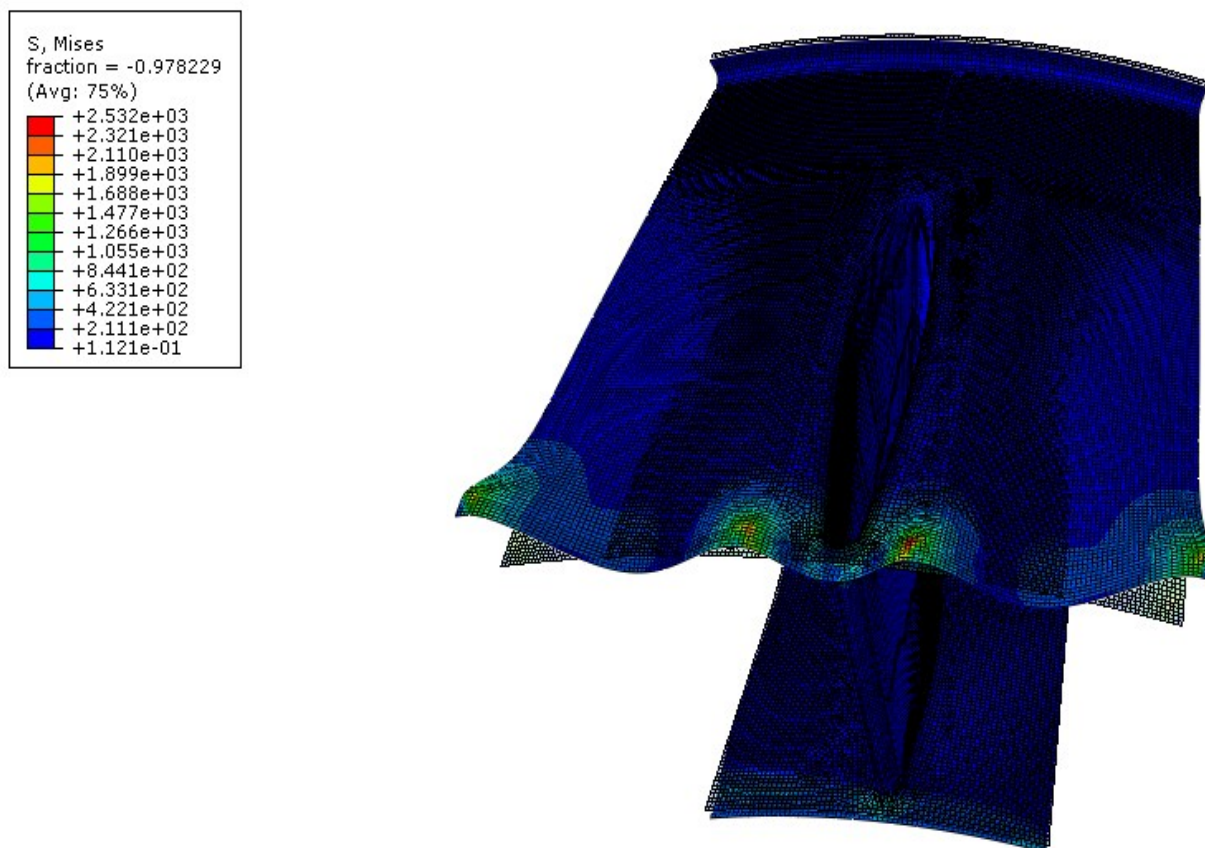
Slika 39. Konvergencija napreznja u točki 3



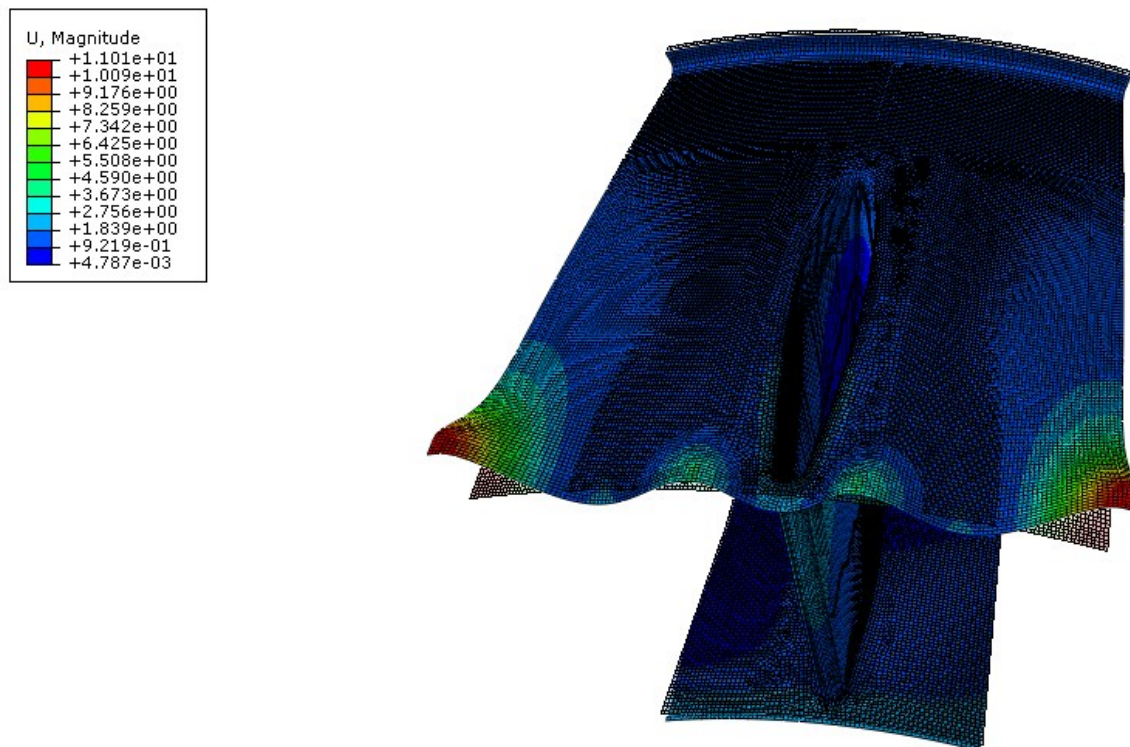
Iz gornje analize konvergencije je vidljivo da je za ovaj problem najbolje upotrijebiti mrežu s srednjom veličinom elementa od 7,5-10 mm zato što se njezina rješenja puno ne razlikuju od rješenja na gušćoj mreži, a vrijeme proračuna i zahtjevi postavljeni pred računalo su nekoliko puta manji.

### 3.2. Analiza krutosti konstrukcije, napreznja i pomaka

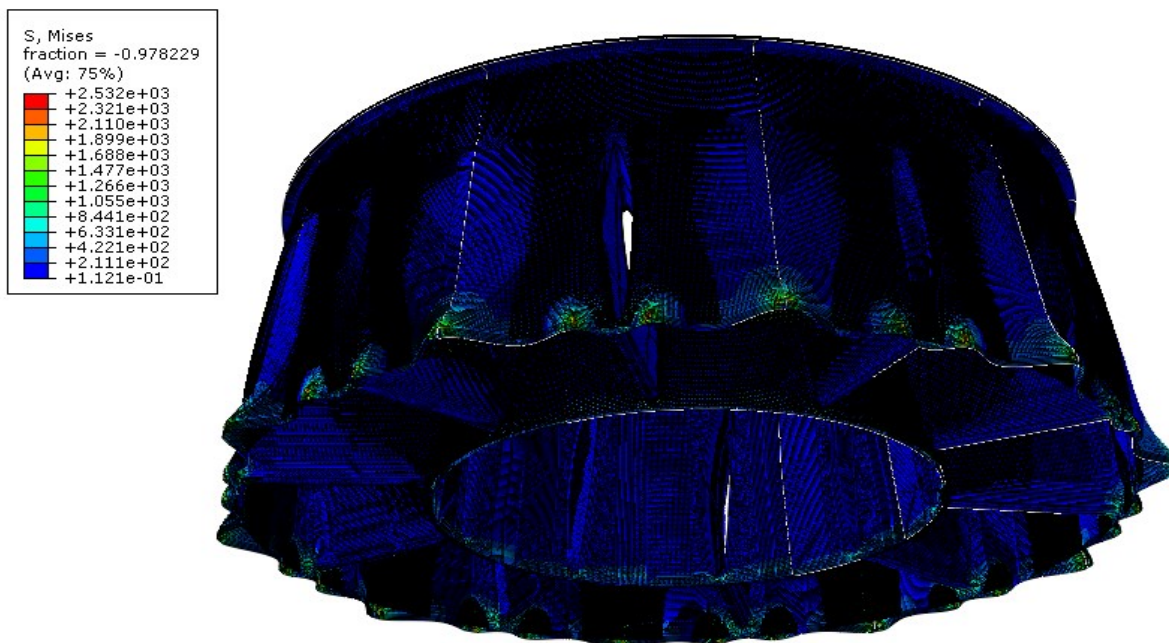
Analiza započinje s debljinom stjenke 8 mm na kojoj su mjereni pomaci. Nakon što se provede analiza dobiva raspodjela ekvivalentnih napreznja koje prikazuje Slika 40. Slika 41 prikazuje raspodjelu rezultatnih pomaka za debljinu sjenke 8 mm. Nadalje se može prikazati cijela konstrukcija koristeći u ABAQUS-u opciju za prikaz „Pattern“ koja stvori cijelu ljusku na način da će deset puta po krugu kopirati 1/10 modela. Važno je napomenuti da je ovo samo način prikazivanja, a ne analiza cijelog modela. Ovakav prikaz može dati spoznaje o tome jesu li dobro postavljeni rubni uvjeti simetrije i dali je model simetrično opterećen. Slika 42 prikazuje raspodjelu ekvivalentnih napreznja po cijeloj ljusci. Na isti način se prikazuje raspodjela pomaka po cijelom modelu koju prikazuje Slika 43.



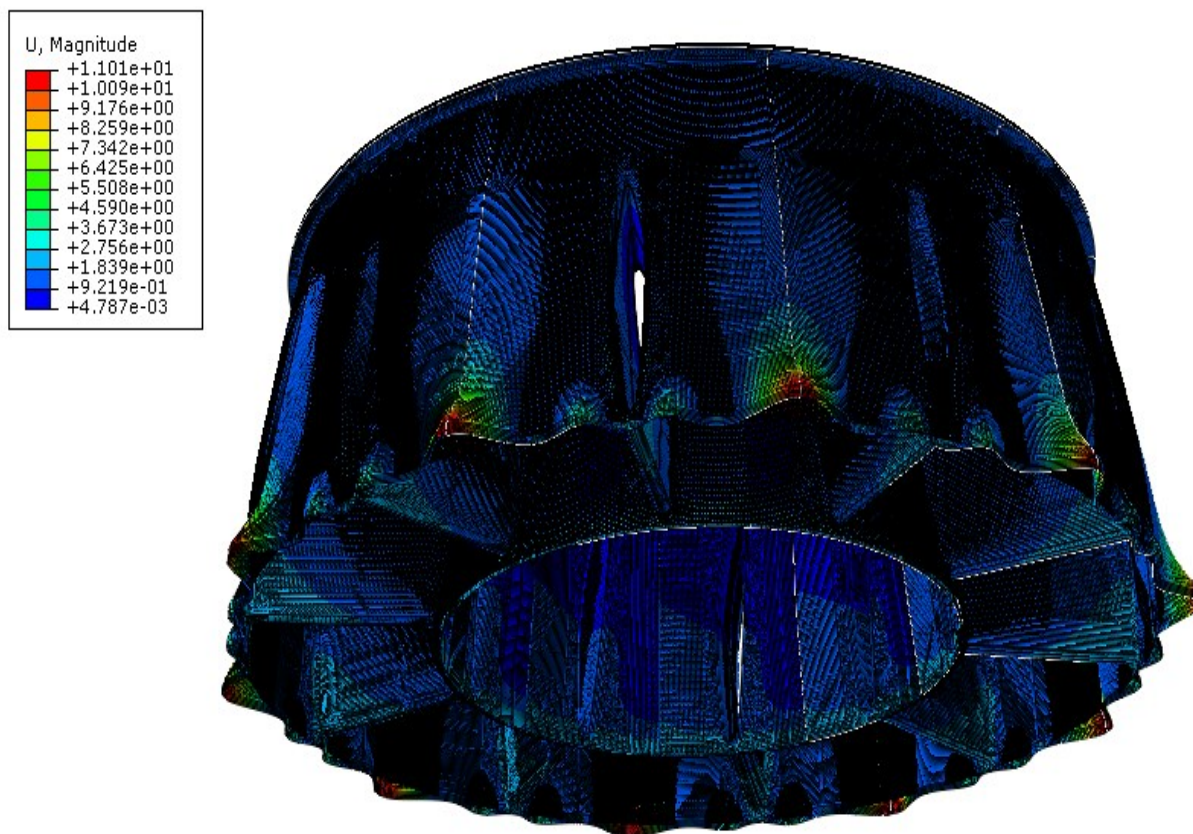
Slika 40. Raspodjela napreznja za debljinu stjenke 8 mm u MPa



Slika 41. Raspodjela pomaka po konstrukciji debljine 8 mm u mm

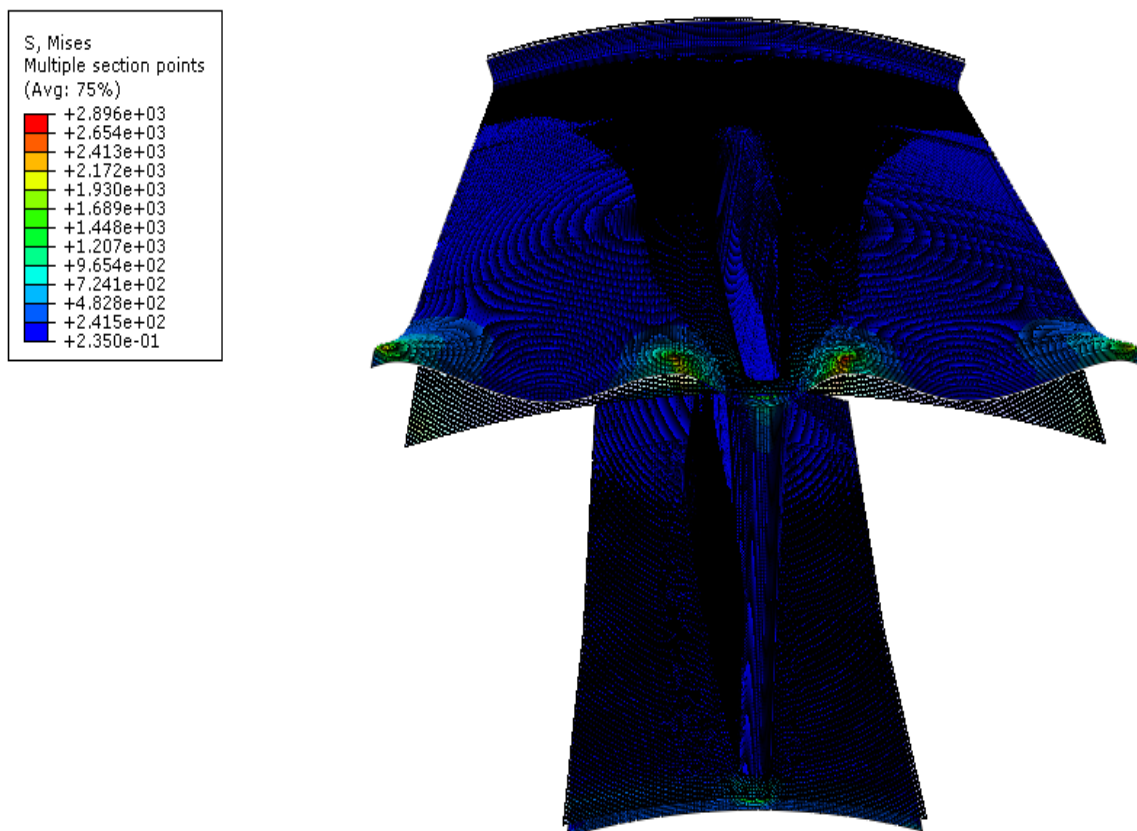


Slika 42. Prikaz raspodjele naprezanja po cijelom modelu

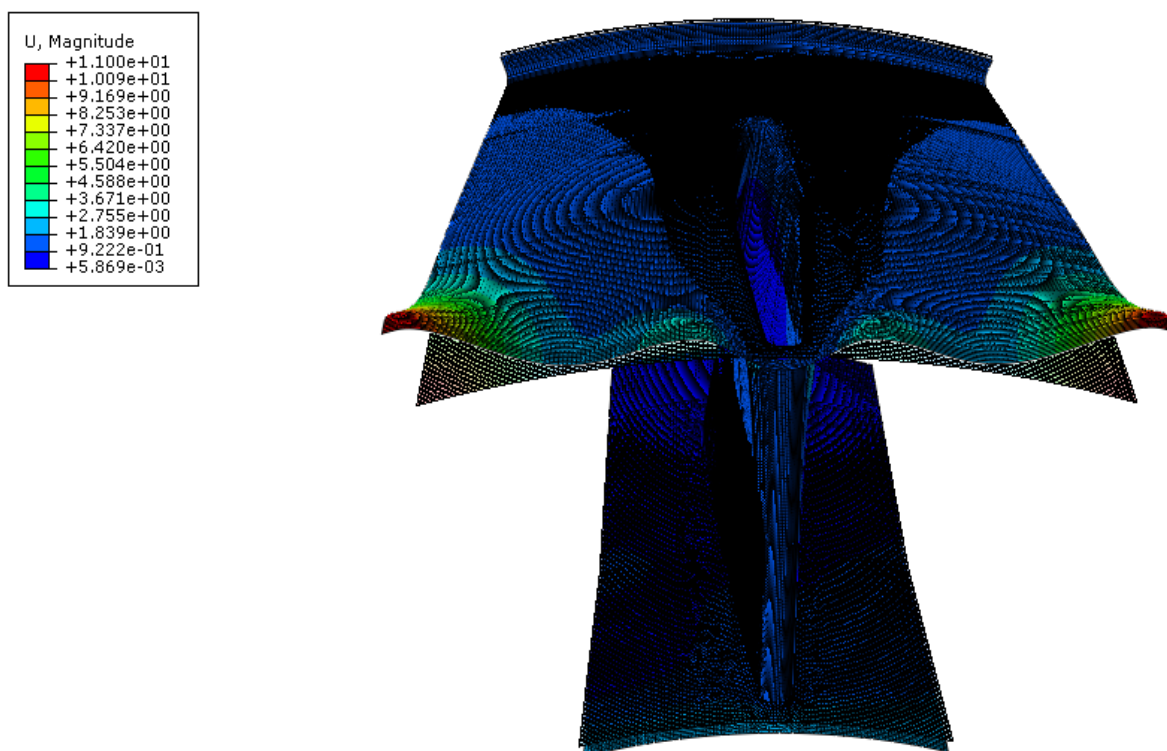


Slika 43. Raspodjela pomaka po cijelom modelu

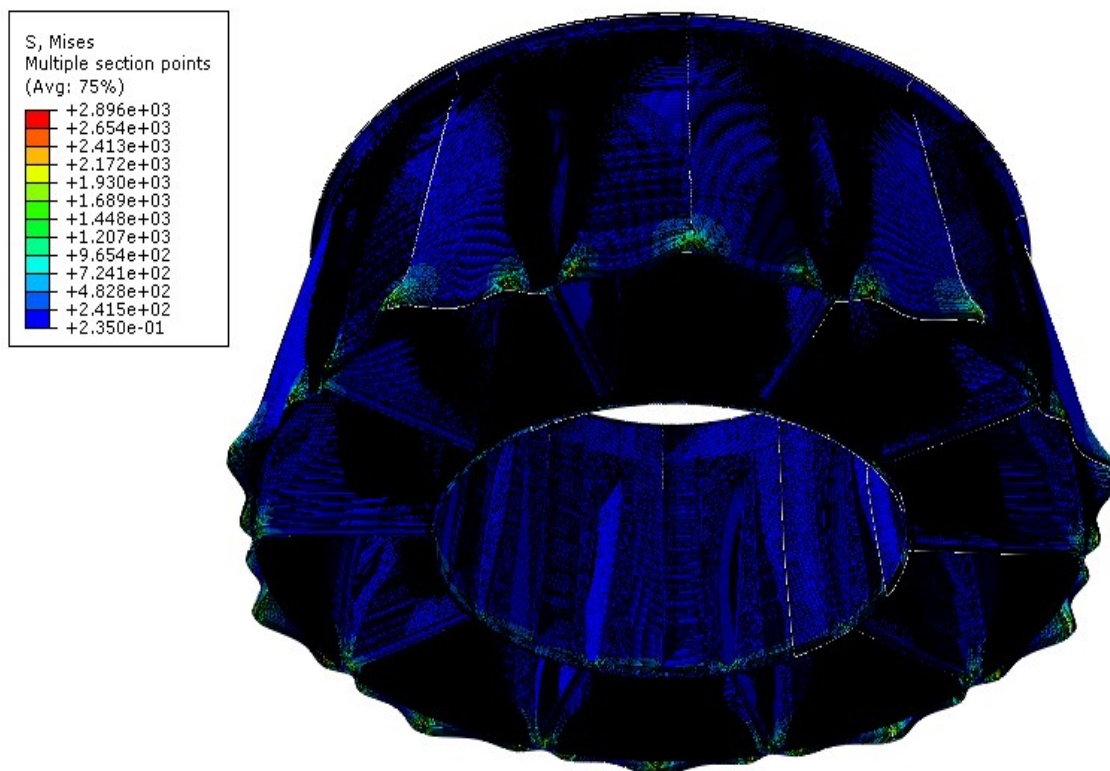
Iz gornje analize i na temelju grafičkog prikaza vidi se da je vanjska ljuska prekomjerno podatna dok je rebro previše kruto. U sljedećoj analizi je povećana debljina vanjske ljuske na 12 mm, a debljina rebra je smanjena na 6 mm, prijelazna zaobljenja ostaju iste debljine 8 mm iz razloga što velika promjena u debljini ljuske može izazvati koncentracije naprezanja. Slika 44 prikazuje raspodjelu ekvivalentnih naprezanja za slučaj debljine vanjske ljuske od 12 mm i debljine stjenke rebra 8 mm. Na slici 45 prikazana je raspodjela pomaka za slučaj debljine vanjske ljuske od 12 mm i debljine stjenke rebra 8 mm. Vidljivo je da su se smanjile deformacije vanjske ljuske, dok u rebru nema značajnih promjena što daje za posljedicu da ni za ovaj slučaj konstrukcija ni je ravnomjerno kruta i napregnuta. Raspodjelu ekvivalentnog naprezanja po cijeloj konstrukciji za slučaj debljine stupa 6 mm i vanjske ljuske 12 mm prikazuje slika 46. Na toj slici se može vidjeti da se konstrukcija u ovom slučaju manje deformira ali maksimalna naprezanja rastu. Raspodjela pomaka po cijelom modelu po cijeloj konstrukciji za slučaj debljine rebra 6 mm i vanjske ljuske 12 mm prikazana je na slika 47.



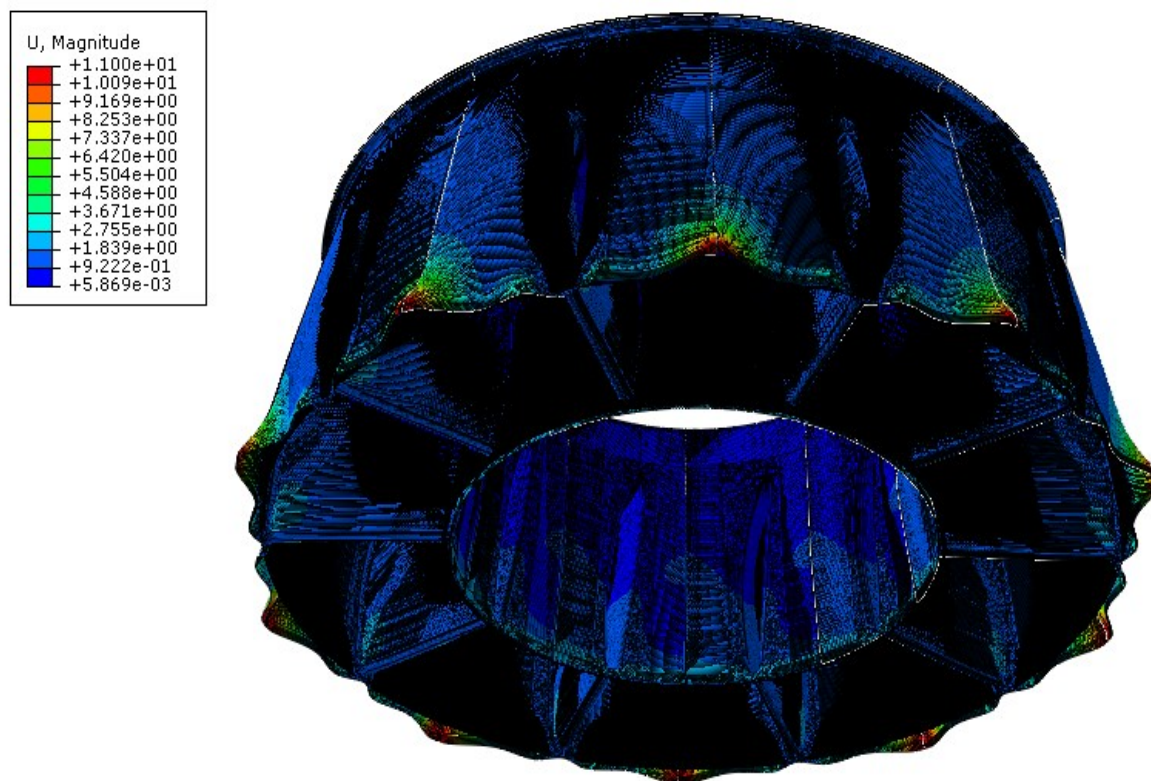
**Slika 44. Raspodjela ekvivalentnih napreznja za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (6 – 8 - 12 mm) u MPa**



**Slika 45. Raspodjela pomaka za promjenjivu debljinu stjenke u mm**

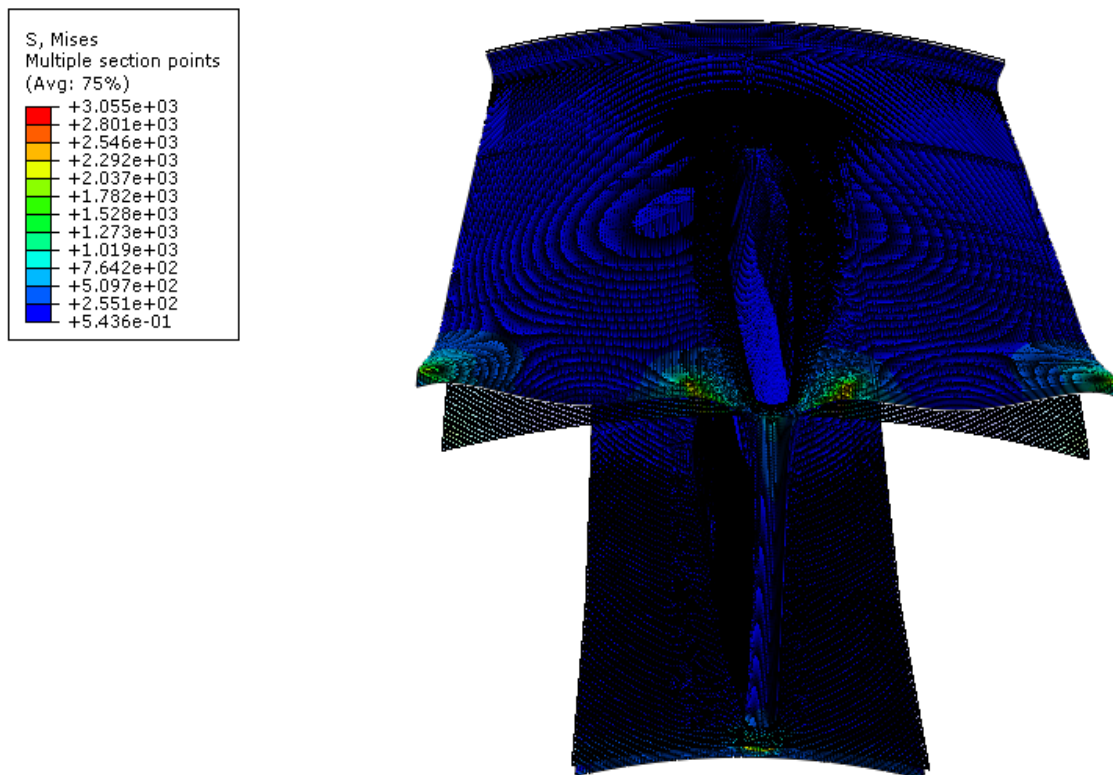


Slika 46. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po cijeloj konstrukciji promjenjive debljine stjenke (6 - 8 - 12 mm)

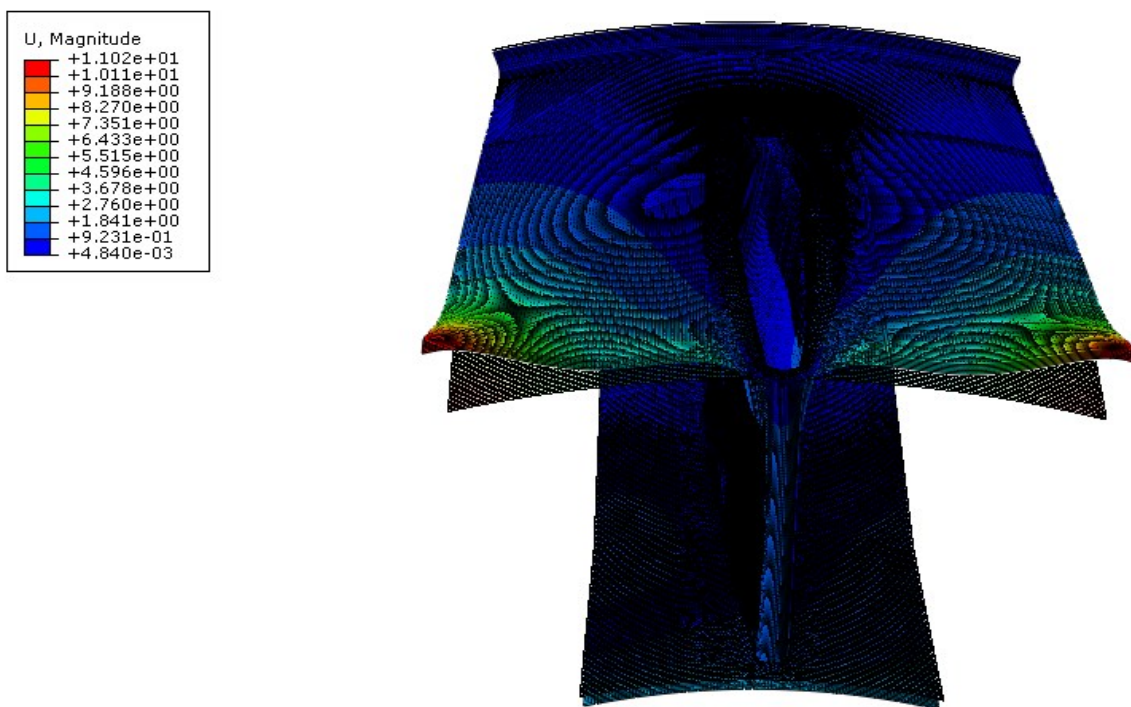


Slika 47. Raspodjela pomaka po cijeloj konstrukciji

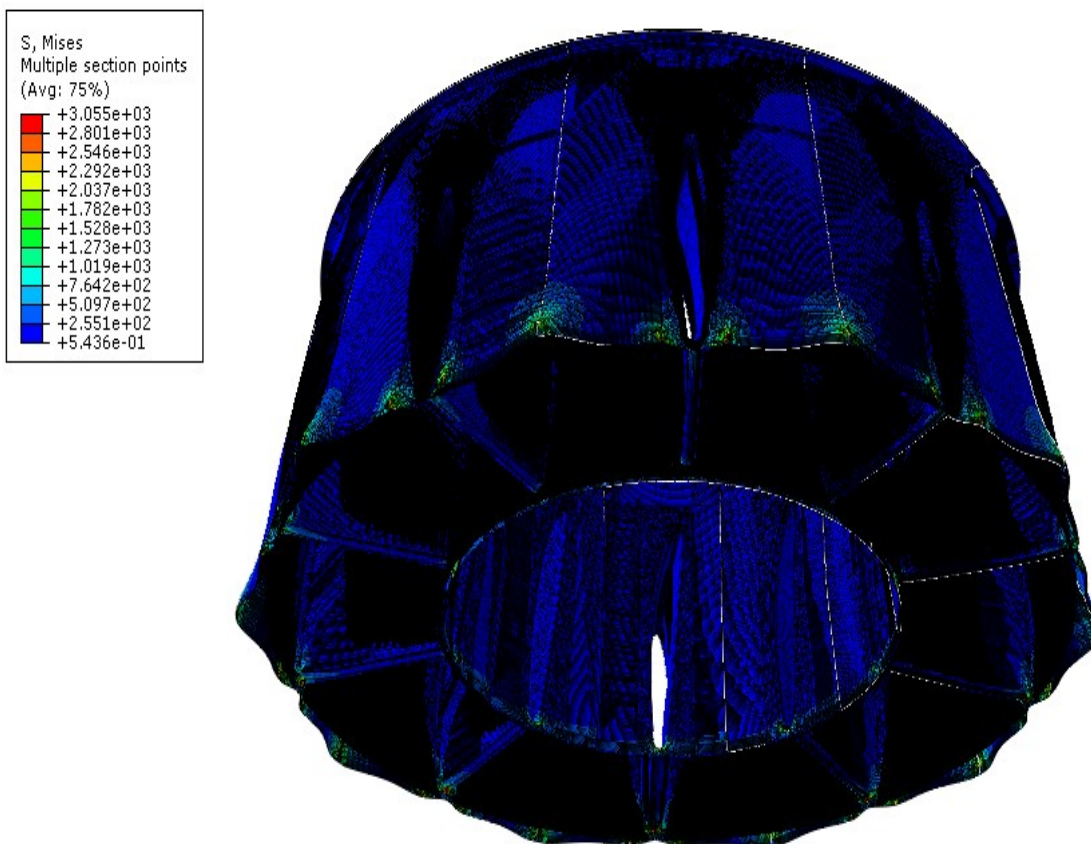
Iz gore provedene analize vidljivo je da je naprezanje u vanjskoj ljusci poraslo s povećanjem debljine stjenke te da se vanjska ljuska manje deformira dok se rebro neznatno deformiralo u odnosu na konstrukciju s debljinom stjenke 8 mm. Razlog manjih deformacija u vanjskoj ljusci je preraspodjela sila u modelu. Sljedeći korak je provesti još jednu analizu kod koje se još smanjuje debljina rebra, a povećava debljina vanjske ljuske. Nova debljina stjenke stupa je 4 mm, a nova debljina vanjske ljuske je 16 mm. Mjesta prijelaza su kao i kod prošle analize debljine 8 mm što ublažava koncentracije naprezanja. Naprezanja u ljusci, za debljinu vanjske ljuske 16 mm, debljinu rebra 4 mm i debljinu unutarnje ljuske i za debljinu prijelaza i unutarnje ljuske od 8 mm, su prikazana na slika 48. Raspodjela pomaka, za konstrukciju debljine stjenke rebra 4mm i debljine vanjske ljuske 8 mm, prikazana je na slika 49. Raspodjela naprezanja u cijeloj konstrukciji, s debljinama stjenke (4-8-16 mm), prikazana je na slici 50. Raspodjela pomaka po cijelom modelu po cijeloj konstrukciji za slučaj debljine rebra 4 mm i vanjske ljuske 16 mm prikazana je na slika 51.



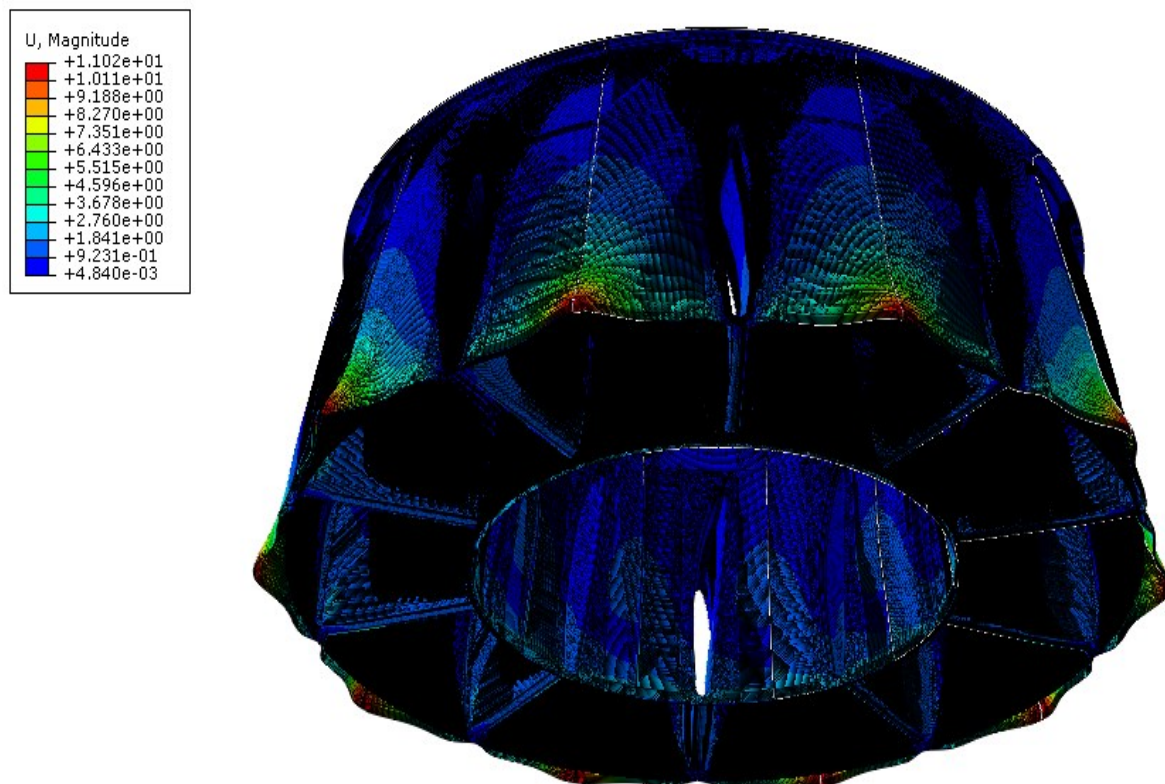
**Slika 48. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (4-8-16 mm) u MPa**



Slika 49. Raspodjela pomaka za promjenjivu debljinu stjenke konstrukcije (4-8-16 mm) u mm



Slika 50. Raspodjela ekvivalentnih naprezanja po cijelom modelu



Slika 51. Raspodjela pomaka po cijelom modelu



---

## 4. ZAKLJUČAK

Konačni elementi S8R su pravi izbor za proračun ove konstrukcije jer osiguravaju vrlo brzu i monotonu konvergenciju za pomake što prikazuje graf na Slika 26. Ovi elementi brzo konvergiraju i za slučaj naprezanja, ali u ovom slučaju više konvergencija nije monotona što se vidi iz grafova na Slika 37, Slika 38 i Slika 39.

Ako se promatra raspodjela pomaka po cijeloj konstrukciji sa Slika 43, Slika 47 i Slika 51 vidi se da konstrukcija nema prekida u geometriji što znači da su dobro implementirani rubni uvjeti simetrije, opterećenja i ustali rubni uvjeti. Nadalje se iz takvog prikaza rezultata dobiva puno jasnija slika o deformiranju same konstrukcije.

Rezultati analize naprezanja sa Slika 40 provedene na konstrukciji s debljinom stjenke 8 mm pokazuju da su naprezanja vrlo velika u vanjskoj ljusci konstrukcije, dok u rebro konstrukcije vrlo mala. Najveća naprezanja se javljaju lokalno na mjestima na kojima su postavljena opterećenja pomacima jer je tamo spriječeno prirodno deformiranje konstrukcije. Udaljavajući se od mjesta koncentracije naprezanja vrlo brzo opadaju na prihvatljivu vrijednost. Kada se poveća debljina stjenke vanjske ljuske, a smanji debljina rebra dolazi do preraspodjele naprezanja u konstrukciji što se zaključuje na temelju Slika 48, Slika 44 i Slika 40. Nadalje je vidljivo da s povećanjem debljine stjenke rastu naprezanja na mjestima koncentracije naprezanja na vanjskoj ljusci, a u rebro se sporo povećavaju naprezanja. Razlika između debljina ljuski koje se spajaju ne smije biti prevelik iz razloga da se ne dogode koncentracije naprezanja.

U ovoj analizi su dobivena izrazito velika ekvivalentna naprezanja reda veličine dvije do tri tisuće MPa što je područje sloma većine čelika. To je jedan od uzroka pojave zaostalih naprezanja jer konstrukcija prije sloma doživi plastične deformacije koje su nepovratne.

Pomaci u vanjskoj ljusci opadaju s povećanjem debljine stjenke, a rebro ima nekoliko desetaka puta veću krutost u odnosu na vanjsku ljusku što se zaključuje na temelju usporedbe Slika 41, Slika 45 i Slika 49.

Generalni zaključak o krutosti ove konstrukcije da je rebro ljuske prekruto i za debljinu stjenke četiri puta manju od debljine stjenke vanjske ljuske, a vanjskoj ljusci se može s povećanjem debljine stjenke relativno lako dovesti krutost na zadovoljavajući nivo.

---

## LITERATURA

- [1] [http://hr.wikipedia.org/wiki/Plinska\\_turbina](http://hr.wikipedia.org/wiki/Plinska_turbina)
- [2] <http://www.alstom.com/Global/Power/Resources/Documents/Brochures/gt26-gas-turbine-mxl-upgrade.pdf>
- [3] [http://www.oulu.fi/tietohallinto/unix/abaqus\\_docs/v6.13/books/gsa/default.htm](http://www.oulu.fi/tietohallinto/unix/abaqus_docs/v6.13/books/gsa/default.htm)
- [4] J. Sorić, Metoda konačnih elemenata, Golden marketing-TK, Zagreb, 2004.
- [5] Materijali s vježbi iz Čvrstoće konstrukcija

## **PRILOZI**

I. CD-R disc