

UNIVERZITET U BEOGRADU

MAŠINSKI FAKULTET



Stefan G. Čulafić

**NUMERIČKO-EKSPERIMENTALNA ANALIZA
ČVRSTOĆE STRUKTURNIH ELEMENATA
HIDROELEKTRANE**

- DOKTORSKA DISERTACIJA -

Beograd, 2021.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



Stefan G. Ćulafić

**NUMERICAL-EXPERIMENTAL ANALYSIS OF
STRENGTH OF STRUCTURAL ELEMENTS IN
HYDRO-POWER PLANTS**

- DOCTORAL DISSERTATION -

Belgrade, 2021.

MENTORI

dr Taško Maneski, redovni profesor u penziji

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

dr Vesna Milošević Mitić, redovni profesor

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

ČLANOVI KOMISIJE:

dr Nina Anđelić, redovni profesor

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

dr Ivan O. Božić, vanredni profesor

Univerzitet u Beogradu

Mašinski fakultet

dr Darko Bajić, redovni profesor

Univerzitet Crne Gore

Mašinski fakultet

Datum odbrane: _____ 2021. godine

Datum promocije: _____

ZAHVALNOST

PREDGOVOR

Istraživanje čiji su rezultati prikazani u ovoj doktorskoj disertaciji, posljedica su višegodišnjeg rada kroz realizaciju nekoliko projekata čiji je autor bio učesnik. Dio analize predstavljen je i kroz magistarski rad autora. Ideja koja je potekla od prof. dr Taška Maneskog je bila da se sva dosadašnja istraživanja objedine, da se razvije unificirana metodologija ispitivanja strukturnih elemenata hidroelektrane sa konkretnom primjenom.

Veliki dio istraživanja bazira se na numeričkim metodama. Ovo je razumljivo s obzirom na dinamičan razvoj softvera i njihovu primjenu u naučno istraživačkoj sferi. Mnogi nekada nerješivi problemi danas su postali dostupni za rješenje i analizu kroz primjenu savremenih softvera. Za rješavanje problema koji su se javljali tokom rada na ovoj disertaciji korišćeno je nekoliko odgovarajućih softvera, između ostalog i softver razvijen od strane mentora ove disertacije prof. dr Taška Maneskog KOMIPS (Kompjutersko modeliranje i proračun struktura), koji se dominantno koristi u radu laboratorije za Otpornost konstrukcija na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu.

Veliki broj radova koji se bave sličnom tematikom, od kojih su samo neki predstavljeni kao dio dosadašnjih istraživanja u ovoj oblasti, pokazatelj su da je obrađena tema i dalje izuzetno aktuelna i primamljiva za istraživanja. Takođe, za očekivati je da se dobijeni rezultati vrlo lako i često mogu primjenjivati u industrijskim procesima, kontrole, inspekcije i sanacije konstrukcija strukturnih elemenata hidroelektrana.

Obzirom na tendenciju proizvodnje energije iz obnovljivih izvora, mišljenje je autora, da će se istraživanja u navedenoj oblasti itekako proširiti i da ovo istraživanje može služiti i kao podloga za neka buduća istraživanja.

U Podgorici, mart 2021.

Stefan G. Čulafić

Numeričko-eksperimentalna analiza čvrstoće strukturnih elemenata hidroelektrane

SAŽETAK

U ovoj disertaciji je prezentiran rad autora pod nazivom: "Numeričko - eksperimentalna analiza čvrstoće strukturnih elemenata hidroelektrane".

Na bazi definisane metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrane izvršeno je dijagnosticiranje ponašanja najvažnijih strukturnih elemenata hidroelektrane kao što su: cjevovod, račva i vratilo hidroagregata.

Primjenom analitičkih i numeričkih metoda izvršena je analiza napona, dilatacija i pomjeranja cjevovoda kao cjeline. Definisana su kritična mjesta na cjevovodu sa aspekta i napona i deformacija pod različitim uslovima rada i opterećenja cjevovoda (unutrašnji pritisak, trenje, temperatura). Što se tiče napona to su mjesta na kojima se nalaze račve, a što se pomjeranja tiče to je kraj glavne cijevi cjevovoda.

Na bazi numeričkih i eksperimentalnih metoda, sveobuhvatno je izvršena analiza napona račve. Utvrđeno je da se pri vrijednosti unutrašnjeg pritiska od oko 30 bar na modelu račve pojavljuju vrijednosti napona koje dovode do prvih plastičnih deformacija. Prikazana je i numerički i eksperimentalno određena kriva zavisnosti napona od unutrašnjeg pritiska na kritičnom mjestu račve i u oblasti elastičnosti i u oblasti nelinearne zavisnosti napona od pritiska. Rezultati dobijeni na bazi metode konačnih elemenata potvrđeni su i eksperimentalno na osnovu eksperimenata zasnovanih na mjernim trakama, i na osnovu eksperimenata baziranih na snimanju 3D kamerama. Razmotrena je i problematika vezana za određivanje stepena sigurnosti u zavisnosti od ugla presjeka cilindra koji formiraju račvu i problematika vezana za analizu naponskog stanja u zavarenom spoju na presjeku cilindra.

U okviru dijagnostike ponašanja vratila hidroagregata, pored analize napona i deformacija, izvršena je dinamička analiza vratila. Utvrđeni su glavni oblici oscilovanja, njihove frekvencije i razlika kinetičke i potencijalne energije na pojedinim glavnim oblicima oscilovanja za razne varijante geometrije vratila. Izvršena je ocjena konstrukcije vratila sa dinamičkog aspekta u smislu dobrih i loših karakteristika sa diskusijom vezanom za korekciju istih.

ključne riječi: čvrstoća strukturnih elemenata, naponi i deformacije, kritični pritisak i stepen sigurnosti, parametri konstrukcije, eksperimentalne metode, metoda konačnih elemenata.

Numerical-experimental analysis of strength of structural elements in hydro-power plants

ABSTRACT

This doctoral dissertation presents the work of the author entitled: "Numerical - experimental analysis of strength of structural elements in hydro - power plants".

Diagnostics of the behavior of basic elements of the hydro - power plant such as: pipeline or penstock, bifurcation, and shafts is done on the basis of previously defined methodology of the diagnostics of the hydro - power plant structural elements behavior.

Analysis of the stress, dilatations and deformations of pipeline as whole is done through the application of analytical and numerical methods. Critical places on the pipeline from stress and deformations point of view are defined under different exploitation conditions and regimes of work and also under different loads of pipeline (internal pressure, friction, temperature). As far as stresses are concerned those are the places where bifurcations are placed, and as far as deformations are concerned this is the place of the main pipe ends.

Based on numerical and experimental methods, the bifurcation stress analysis was comprehensively performed. It was found that at an internal pressure value of about 30 bar on the bifurcation model, stress values appear which lead to the first plastic deformations. The numerically and experimentally determined curve of stress dependence on internal pressure at the critical point of the bifurcation is presented both in the region of elasticity and in the region of nonlinear dependence of stress on pressure. The results obtained on the basis of the finite element method were confirmed both experimentally on the basis of experiments based on the strain gauges, and on the basis of experiments based on 3D camera imaging. Problems related to determining the degree of safety depending on the angle of cross-section of the cylinders forming the bifurcation and problems related to the analysis of the stress state in the welded joint at the cross-section of the cylinders forming the bifurcation are also considered.

As part of the diagnostics of the behavior of the shaft of the hydro aggregate, in addition to the analysis of stress and deformation, a dynamic analysis of the shaft was performed. The main forms of oscillations, their frequencies and the difference of kinetic and potential energy on individual main forms of oscillations for various load cases have been determined. The shaft construction was evaluated from the dynamic aspect in terms of good and bad characteristics with a discussion related to their correction.

keywords: structural elements strength, stress and strain, critical pressure and safety factor, construction parameters, experimental methods, finite element method.

NOMENKLATURA NAJVAŽNIJIH OZNAKA

$2D$, dvodimenzionalno

$3D$, trodimenzionalno

A , površina poprečnog presjeka

$[B]$, vektor veličine prigušenja

CFD , eng. computational fluid dynamics - numerička mehanika fluida

d, D , prečnik

E , moduo elastičnosti

E_k , kinetička energija

E_p , potencijalna energija

f , radna frekvencija

F , sila

$\{F\}$, vektor opterećenja

\mathcal{F} , fiktivna transverzalna sila

FEM , eng. finite element method – metoda konačnih elemenata

G , moduo klizanja

G , sila težine

h , debljina

h_l , debljina danca

HE , hidroelektrana

I_x , aksijalni moment inercije

K , konstanta

$[K]$, matrica krutosti

l , dužina

M , moment savijanja

\mathcal{M} , fiktivni moment savijanja

$[M]$, matrica mase

MKE , metoda konačnih elemenata

MM , mjerno mjesto

$M_{s,red}$, redukovani moment savijanja

N , reaktivna sila

O , obim kružnice

p , unutrašnji pritisak

Q , transverzalna sila
 q , kontinualno opterećenje
 R , poluprečnik
 T , aksijalna sila
 t , debljina lima
 W , ugib
 x^* , dužina stabilizacije
 z^* , zona stabilizacije
 α , koeficijent toplotnog širenja
 γ , ugao klizanja
 Δ , izduženje
 Δl_m , zazor, izduženje
 ΔR_C , izduženje
 ΔT , promjena temperature,
 ε , linijska deformacija
 Θ , nagibni ugao
 μ , koeficijent trenja
 ν , Poasonov koeficijent
 σ , normalni napon
 σ_e , ekvivalentni normalni napon
 σ_o , obimni napon
 σ_n , nominalni normalni napon
 σ_{max} , maksimalni normalni napon
 τ , tangencijalni napon
 Φ , fazni ugao
 φ , ugao
 Ω , ugaona frekvencija spoljašnje sile
 ω , sopstvena frekvencija

SADRŽAJ

1	UVOD	1
2	DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA	4
2.1	Naučni i stručni radovi	4
2.2	Projekti	8
3	OPIS STRUKTURNIH ELEMENATA KOD HIDROELEKTRANA	13
3.1	Cjevovod	13
3.1.1	Cjevovod III u hidroelektrani "Perućica"	14
3.1.1.1	Osnovne karakteristike cjevovoda	16
3.2	Račva	18
3.3	Hidro-agregat	19
3.3.1	Vratilo	20
4	OSNOVE ANALITIČKOG, NUMERIČKOG I EKSPERIMENTALNOG ISTRAŽIVANJA	22
4.1	Analitičke metode	22
4.1.1	Određivanje napona kod osnosimetrične cilindrične ljuske - momentna teorija	22
4.1.2	Određivanje napona kružnih simetrično opterećenih ploča	28
4.1.3	Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske masivnog dna pod dejstvom unutrašnjeg pritiska	33
4.1.4	Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske sa tankozidnim dancem pri dejstvu unutrašnjeg pritiska	37
4.1.5	Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske otvorene i ukliještene na krajevima pod dejstvom unutrašnjeg pritiska po obodu cijevi	45
4.1.6	Dilatacije cjevovoda	46
4.2	Osnove metode konačnih elemenata	49
4.2.1	Teorijske osnove metode konačnih elemenata	50
4.2.2	Diskretizacija	53
4.2.3	Vrste konačnih elemenata, mreže, opterećenja, i granični uslovi	55
4.3	Eksperimentalne metode	57
4.3.1	Metode ispitivanja bez razaranja - IBR metode	57
4.3.1.1	Vizuelna i dimenziona kontrola	57
4.3.1.2	Metoda penetranta	59
4.3.1.3	Radiografska metoda	60
4.3.1.4	Ultrazvuk	61
4.3.1.5	Magnetna metoda	62

5	METODOLOGIJA DIJAGNOSTIKE PONAŠANJA STRUKTURNIH ELEMENATA HIDROELEKTRANE	66
5.1	Uvod	66
5.2	Metodologija dijagnostike ponašanja CJEVOVODA	66
5.2.1	Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja cjevovoda	66
5.2.2	Model / analiza stanja	68
5.2.3	Dijagnostika ponašanja cjevovoda	69
5.2.4	Ekspertska ocjena	69
5.3	METODOLOGIJA DIJAGNOSTIKE PONAŠANJA RAČVI	69
5.3.1	Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja račvi	69
5.3.2	Model / analiza stanja	71
5.3.3	Dijagnostika ponašanja račve	72
5.3.4	Ekspertska ocjena	73
5.4	Metodologija dijagnostike ponašanja VRATILA	73
5.4.1	Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja vratila	73
5.4.2	Model / analiza stanja	75
5.4.3	Dijagnostika ponašanja vratila	76
5.4.4	Ekspertska ocjena	76
5.5	Metodologija dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata	76
5.5.1	Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata	76
5.5.2	Model / analiza stanja	78
5.5.3	Dijagnostika ponašanja	78
5.5.4	Ekspertska ocjena dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata	82
6	DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA CJEVOVODA	84
6.1	Uvod	84
6.2	Analitički proračun cjevovoda	87
6.2.1	Analitički proračun dilatacija i pomjeranja cjevovoda	87
6.2.2	Analitički proračun napona cjevovoda	96
6.3	Numerička dijagnostika cjevovoda - proračun dilatacija i pomjeranja	97
6.4	Numerička dijagnostika cjevovoda - proračun napona	100
7	DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA RAČVI	110
7.1	Ulazne informacije	110
7.2	Uticaj ojačanja na proračun naponskog stanja račvi metodom konačnih elemenata	113
7.2.1	Uvod	113

7.2.2	Zavisnost faktora koncentracije napona od ugla presjeka dva cilindra	114
7.3	Numerička ispitivanja modela račve MKE	122
7.3.1	Model račve	122
7.3.2	Analiza napona modela račve MKE	123
7.4	Numerička ispitivanja realne račve MKE	123
7.5	Ekperimentalna istraživanja modela račve - mjerne trake.....	127
7.5.1	Osnovne napomene.....	127
7.5.2	Mjerenje napona na mjernim mjestima - rezultati eksperimenta.....	128
7.5.3	Mjerno mjesto MM1	138
7.5.4	Ostala mjerna mjesta.....	141
7.6	Ekperimentalna istraživanja modela račve - 3D kamere	142
7.6.1	Mjerenje deformacija 3D kamerom na MM1	142
7.6.2	Mjerenje deformacija 3D kamerom na ostalim mjernim mjestima.....	148
8	DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA VRATILA HIDROAGREGATA	156
8.1	Ulazne informacije	156
8.1.1	Vratilo u HE "Perućica"	156
8.1.2	Vratilo u HE "Đerdap 2"	158
8.2	Dijagnostika ponašanja vratila - statika (HE "Perućica").....	160
8.2.1	Analitički proračun	160
8.2.2	Numerički proračun na bazi MKE.....	166
8.3	Dijagnostika ponašanja vratila - dinamika	170
8.3.1	Uopšte o dinamici vratila.....	170
8.3.2	Modalna analiza i harmonijski odziv vratila u HE "Perućica"	173
8.3.3	Modalna analiza strukture vratila sa radnim kolom i generatorom u HE "Perućica" ...	180
8.3.4	Modalna analiza vratila u HE "Đerdap 2"	184
8.4	Zaključna analiza.....	188
9	ZAKLJUČAK	191
	LITERATURA.....	196

1 UVOD

Strukturni elementi složenih konstrukcija predstavljaju veoma bitan dio u svim mašinskim postrojenjima. Pažnja ovog istraživanja i rada usmjerena je na strukturne elemente hidroelektrana kao veoma važnog subjekta svake industrije i privrede. Radni vijek jedne hidroelektrane umnogome zavisi od radnog vijeka strukturnog dijela njene konstrukcije. Pod najvažnijim strukturnim elementima hidroelektrane podrazumijevaćemo: cjevovod, račva i vratilo. Radni vijek konstrukcije zavisi od mnogo faktora.

Neki od faktora koji značajno utiču na produženje radnog vijeka strukturnih elemenata su i pravilno projektovanje, zatim eksploatacija, redovno i dobro održavanje. Ono što utiče na smanjenje radnog vijeka konstrukcija su greške u projektovanju, zatim nepravilna eksploatacija i održavanje. Međutim, u velikoj mjeri na smanjenje radnog vijeka strukturnih elemenata utiču i greške koje se javljaju prilikom proizvodnje i obrade materijala od kojih se strukturni elementi proizvode. Te greške se tokom godina eksploatacije postepeno uvećavaju i mogu da dovedu do značajnog smanjenja radnog vijeka konstrukcije, pa čak i do havarija u nekim slučajevima.

Veliki izazov u oblasti koja se bavi analizom i dijagnostikom konstrukcija jeste pronalaženje i otklanjanje tih grešaka kod strukturnih elemenata u ranoj fazi i njihovo uklanjanje i sanacija, kao i prognoza njihovog uticaja na rad i eksploataciju mašinskog elementa. Za njihovo detektovanje i analizu uticaja u mašinstvu se koriste analitičke, numeričke i eksperimentalne metode.

Tehnološki razvoj sa sobom nosi i ogromno unapređenje u razvoju softverskih alata koji se koriste u dijagnostici strukturnih elemenata mašinskih konstrukcija. Korišćenjem modernih softverskih paketa ispitivanje i kontrola konstrukcija je znatno olakšana. Ipak, još uvijek ne postoji jedna univerzalna metoda za koju se može reći da može da da dovoljno pouzdane rezultate. Zbog toga ono čemu se najčešće pribjegava prilikom dijagnostike jeste kombinacija analitičkih, numeričkih i eksperimentalnih metoda kao najpouzdanije oruđe za dobru analizu i procjenu uticaja grešaka na radni vijek konstrukcije.

Kombinovanjem numeričkih i eksperimentalnih metoda, iskustveno je pokazano, dolazi se do najtačnijih rezultata prilikom određivanja kritičnih napona i deformacija, koji na pojedinim mjestima postrojenja dovode do problema u eksploataciji i radu konstrukcija postrojenja. Numeričku analizu koristimo kao potvrdu rezultata koje smo dobili eksperimentalnim mjerenjima. Takođe, numeričku analizu koristimo da odredimo mjesta na kojima ćemo vršiti eksperimentalna mjerenja. Eksperimentalni pristup istraživanju podrazumijeva korišćenje ekstenziometrijskih, induktivnih, kapacitivnih i laserskih metoda. Numerički pristup dominantno podrazumijeva korišćenje metode konačnih elemenata. Analitičke metode, ako ih je moguće primijeniti zbog složenosti problematike one daju mogućnost sagledavanja uticaja pojedinih parametara na dobijeni rezultat, a samim tim stvaraju uslove nalaženja optimalnog rješenja. Problem primjene analitičkih metoda je u tome što se analitički mogu riješiti uglavnom jednostavniji problemi, što nije slučaj sa primjenom metode konačnih elemenata i drugih sličnih numeričkih metoda. Svaka od ovih metoda ima svoje prednosti, mane i ograničenja, pa je često za donošenje pouzdane ocjene o nekoj osobini kvaliteta konstrukcije, potrebno izvršiti ispitivanje primjenom više različitih metoda.

Predmet doktorske disertacije je dijagnostika ponašanja najvažnijih strukturnih elemenata hidroelektrane kao što su, cjevovod, račva i vratilo hidroagregata.

Cjevovod hidroelektrane je kompleksna struktura i veoma je bitan strukturni element u funkcionisanju hidroelektrane. Biće analiziran kako sa aspekta napona tako i sa aspekta deformacija i pomjeranja. Što se naponskog stanja tiče posebna pažnja će biti posvećena račvama, kao mjestima na cjevovodu gdje se u najvećoj mjeri pojavljuje diskontinuitet u geometriji, pa je samim tim i za očekivati da će se u račvama pojaviti najveći naponi. Račve su mjesta kod kojih treba detaljno na bazi primjene svih mogućih metoda, dominantno numeričkih i eksperimentalnih, sagledati naponsko stanje. Što se cjevovoda kao cjeline tiče bitno je sagledati stanje deformacija i pomjeranja pojedinih

mjesta na cjevovodu pod dejstvom unutrašnjeg pritiska, sa uzimanjem u obzir temperaturskih dilatacija cjevovoda, kao i trenja na oslonačnim mjestima cjevovoda.

Vratilo hidroagregata je važan element svakog hidroagregata hidroelektrane, jer služi za prenošenje obrtnog momenta sa turbine na generator. S obzirom da su mase pojedinih elemenata koje se nalaze na vratilu velike, to se može konstatovati da je vratilo izloženo kombinovanom naprezanju, tj. složenom naponskom stanju. S toga je prvi cilj u dijagnostici vratila hidroagregata sagledati njegovo stanje napona i deformacija. Posebno treba uzeti u obzir činjenicu da je vratilo veoma složene geometrije (greda promjenljivog poprečnog presjeka sa većim brojem diskontinuiteta) i da ga nije lako analitički tretirati, već se dominantno moraju primijeniti numeričke metode. Drugi, ne manje važan, aspekt dijagnostike ponašanja vratila hidroagregata je dinamički. U okviru dinamičke analize vratila hidroagregata veoma je bitno naći glavne oblike sopstvenih oscilacija i odrediti njihove frekvencije, kako bi se ispitali uslovi pod kojima može doći do pojave rezonance. U slučaju postojanja takve mogućnosti poželjno bi bilo dati sugestije u smislu izmjena u samoj geometriji vratila u cilju izbjegavanja mogućnosti pojave rezonance.

Doprinos doktorske disertacije se može posmatrati sa teorijskog i aplikativnog aspekta.

U teorijskom smislu treba očekivati da će se dati detaljna slika naponskog stanja račvi cjevovoda, kao najosjetljivog strukturnog elementa cjevovoda. U okviru analize naponskog stanja treba identifikovati mjesta najvećih napona i pokušati naći vezu između unutrašnjeg pritiska i napona, kako u oblasti elastičnosti, tako i u oblasti plastičnosti. Takođe, u teorijskom smislu, a i u praktičnom, uvijek je aktuelan problem određivanja faktora koncentracije napona na kritičnim mjestima, a to su mjesta najvećih diskontinuiteta i mjesta zavarenih spojeva. Što se cjevovoda kao cjeline tiče značajan rezultat je analiza napona i deformacija cjevovoda. Sagledavanje stanja napona i deformacija i analiza dinamičkih karakteristika vratila hidroagregata je takođe doprinos ove doktorske disertacije u teorijskom smislu. Treba naglasiti da u teorijskom smislu ova doktorska disertacija treba da da doprinos u formiranju jedinstene metodologije dijagnostike strukturnih elemenata hidroelektrane.

Sa aplikativnog aspekta rezultati doktorske disertacije se mogu orijentisati prema inženjerima konstruktorima koji se bave projektovanjem konstrukcije pojedinih strukturnih elemenata hidroelektrane i inženjerima koji se bave održavanjem, dijagnosticiranjem, kontrolom, i sanacijom pojedinih strukturnih elemenata kako velikih tako i malih hidroelektrana. I za jedne i za druge je bitno sagledavanje kritičnih mjesta strukturnih elemenata kako sa aspekta napona i deformacija, tj. čvrstoće konstrukcije tako i sa aspekta dinamičkih karakteristika konstrukcije gdje je to neophodno.

2 DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA

Kroz osvrt na dosadašnja istraživanja dat je pregled i komentar naučnih i stručnih radova i projekata na temu dijagnostike strukturnih elemenata hidroelektrana. Analizirana su istraživanja kroz projekte u hidroelektranama "Perućica" (Crna Gora) i "Đerdap 2" (Srbija). kao i dostupni naučni i stručni radovi.

Ovakav pregled služi kao osnov za dalju nadogradnju i razvoj analize i dijagnostike strukturnih elemenata koji je dat u doktorskoj disertaciji, a takođe i kao podloga za predlog daljih istraživanja koja su planirana kroz buduće projekte i ulaganja.

2.1 Naučni i stručni radovi

U radu *"Komparativna studija polja napona oko ojačanih i neojačanih presjeka dvije cilindrične ljuske"*, (*"A Comparative Study of the Stress Field Around a Reinforced and an Unreinforced Normal Intersection of Two Cylindrical Shells"*) [4] čiji su autori: Akhtar S. Khan, Jian-Cun Chen, i Chiuder Hsiao proučavaju se rezultati uporedne studije koju na polje napona imaju efekti ojačanja prilikom prodora dvije međusobno normalne cilindrične ljuske. Koristeći eksperimentalne metode kombinovano sa metodom konačnih elemenata napravljeno je poređenje između potpuno ojačanih cilindričnih ljuski u odnosu na cilindrične ljuske bez ojačanja kod cjevovoda. Ova uporedna studija efektno prikazuje uticaj smanjenja vrijednosti napona u kritičnom regionu kod ojačanih elemenata u odnosu na elemente bez ojačanja, kako za one koji su opterećeni samo unutrašnjim pritiskom, tako i za one koji su opterećeni ravanskim momentom i momentom van ravni. Visok stepen podudaranja eksperimentalnih rezultata analize sa numeričkim rezultatima to nesumnjivo pokazuje.

U radu *"Analysis of reinforcement designs for specials in steel pipelines"*, (*"Analiza dizajna ojačanja za račve kod čeličnih cjevovoda"*) [5] čiji su autori: R.M. Barry i G. Venter analizira se uloga ojačanja kod račvi u cjevovodima. Račve cjevovoda se posmatraju kao jedan veoma važan strukturni element cjevovoda, sudeći po ulozi koju obavljaju, tj. kao sredstvo za razdjeljivanje vode, odnosno promjene smjera toka vode kod čeličnih cjevovoda. Sam proces proizvodnje račve u sebi podrazumijeva, uklanjanje određenog dijela osnovnog materijala, i spajanja takozvanog specijala na glavnu cijev cjevovoda. Ovo spajanje se obično vrši zavarivanjem. Ovakav proces proizvodnje sa sobom donosi i smanjenu rezistentnost račvi na unutrašnji pritisak, odnosno predstavlja kritična mjesta u kojima su vrijednosti naponskog stanja veće nego uobičajeno. U radu je data nelinearna analiza metodom konačnih elemenata zajedno sa eksperimentalnim testiranjem radi određivanja faktora sigurnosti kod račvi sa ojačanjima u skladu sa standardima SAD. Različiti uglovi prodora čeličnih specijala na glavnu cijev cjevovoda, su posmatrani i analizirana su naponska stanja u zavisnosti od ugla prodora. Račve su opterećene hidrostatičkim pritiskom, i poređeni su rezultati dobijeni numeričkim putem koristeći metodu konačnih elemenata, sa eksperimentalnim rezultatima. Dobijeni rezultati pokazuju različita naponska stanja za drugačije tipove prodora račvi na glavne cijevi cjevovoda. Preporučuje se da se korišćenjem komercijalnih softvera, detaljnije istraži optimalni tip prodora dodatih cijevi (specijala) na glavne cijevi cjevovoda, radi donošenja zaključaka o optimalnom stanju napona.

U radu *"Defining the plastic limit moment for shell intersections based on a new criterion"*, (*"Definisanje granice plastičnosti za moment kod ukrštanja ljuski na bazi novog kriterijuma"*) [6] čiji su autori: Vadim N. Skopinsky i Nikolay Berkov, prezentuje se nova metoda i numerička procedura za određivanje limita plastičnosti kod ukrštanja ljuski koristeći analizu konačnim elementima. Kriterijum koji je opisan primjenjuje se za definisanje opterećenja kod granice plastičnosti prilikom analize konačnim elementima kod dvodimenzionalnih elastoplastičnih ljuski. Ovaj metod je alternativa poznatim metodama koje se koriste za određivanje granice plastičnosti kod ukrštanja ljuski. Primjenom ovog kriterijuma dobijaju se stabilni rezultati u poređenju sa rezultatima dobijenim korišćenjem drugih kriterijuma. Ovaj postupak je relativno jednostavan i za upotrebu u komercijalnom softveru metodom konačnih elemenata.

U radu "*Limit and burst pressures for a cylindrical shell intersection with intermediate diameter ratio*", ("*Granični pritisak i pritisak pucanja za cilindrično ukrštanje ljsuki sa srednjim odnosom prečnika*") [7] čiji su autori: Z.F. Sang, L.P.Xue, Y.J. Lin, G.E.O. Widera su prezentovani rezultati eksperimentalnog ispitivanja upoređeni sa nelinearnom analizom sprovedenom korišćenjem metode konačnih elemenata kojim su određene granične vrijednosti pritiska kod ukrštanja tankozidnih cilindričnih ljsuki sa srednjim odnosom prečnika (d/D). Ukrštanje cilindričnih ljsuki je u odnosu posuda (pod pritiskom) - mlaznica. Za model posude je urađen i test pucanja pod pritiskom, da bi se odredio granični pritisak prilikom pucanja posude. Kao što je i očekivano, pucanje posude se pojavilo u zoni najveće koncentracije napona, a to je zona prodora mlaznice u osnovni materijal posude pod pritiskom, odnosno ljsuke. Prije nego što je došlo do pucanja, primjetne su bile i plastične deformacije u kritičnoj zoni. Utvrđeno je da se plastične deformacije primjećuju prvo sa unutrašnje strane kritičnog regiona i da se sa povećanjem unutrašnjeg pritiska šire ka spoljašnjosti.

U radu "*Numerical and experimental determination of stress concentration factor for a pipe branch model*", ("*Numeričko i eksperimentalno određivanje faktora koncentracije napona za modelu cijevne račve*"), [8] čiji su autori: Darko Bajić, Nikola Momčilović, Martina Balać, Dražan Kozak, se prezentuju rezultati istraživanja stanja napona kod modela račve cjevovoda. U ovom radu su korišćenjem metode konačnih elemenata identifikovana kritična mjesta sa najvećim vrijednostima naponskog stanja. Nakon toga eksperimentalnim istraživanjem su utvrđene vrijednosti stanja napona na modelu račve. Upotrebom numeričkog i eksperimentalnog pristupa određen je faktor koncentracije napona. I u ovom radu se kao mjesto kritičnih vrijednosti napona identifikuje pojas diskontinuiteta u geometriji u metalu šava, odnosno prodora razdjelne cijevi sa glavnom cijevi kod modela račve.

U radu "*Simplified limit load estimation using $m\alpha$ - tangent method for branch pipe junctions under internal pressure and in-plane bending*", ("*Pojednostavljena procjena graničnog opterećenja koristeći $m\alpha$ - tangentni metod za cijevne račve opterećenje unutrašnjim pritiskom i savijanjem u ravni*"), [9] čiji su autori: Sang - Hyun Kim, Jae-Min Gim, Wang Miao, i Yun-Jae Kim, korišćenjem $m\alpha$ -tangentnog metoda data je procedura određivanja graničnog opterećenja za određene mašinske komponente. Rezultati dobijeni ovom metodom su upoređivani sa rješenjima dobijenim drugim metodama. Različite geometrije račvi kod cjevovoda su posmatrane da bi se dobila verifikacija preciznosti navedene metode. Najčešći način određivanja graničnog opterećenja je ili analitički ili numerički koristeći zatvorenu formu rješenja. Međutim ovakva rješenja su primjenljiva samo za jednostavnije geometrijske oblike. Kod geometrijskih diskontinuiteta ipak, ovakva rješenja nijesu primjenljiva, pa se pribjegava linearno elastičnoj analizi konačnim elementima za procjenu graničnih opterećenja. Opterećenja koja su u ovom radu posmatrana su unutrašnji pritisak i savijanje momentima u ravni. Ova metoda se ne može uzimati sa velikom vjerovatnoćom tačnosti, već je potrebno njene rezultate uporediti sa rezultatima dobijenim upotrebom metoda koje se bave sličnom problematikom.

U radu "*Analysis of dynamic characteristics of the main shaft system in a hydro turbine based on ANSYS*" ("*Analiza dinamičkih karakteristika sistema glavnog vratila kod hidro turbine u ANSYS-u*") [10] čiji su autori: Bing Bai, Lixiang Zhang, Tao Guo, i Chaoqun Liu dinamičkom, modalnom analizom u softverskom paketu ANSYS se posmatra uticaj vibracija na dinamičke karakteristike glavnog turbinskog vratila, njegovi djelovi, i stabilnost. Na glavni sistem vratila veliki uticaj imaju različite vrste sila. Od sila koje su uzrokovane masom vode koja pada na lopatice hidro turbine, preko sila električnog polja, magnetnog polja itd. Ove sile vrlo često u zajedničkom djelovanju kreiraju do sad nedovoljno istražene vibracije. U zaključcima izvedenim u ovom radu, navodi se da što je veći red vibracija, to su i frekvencije veće. Takođe, prilikom režima rada sa većim brzinama obrtanja vratila, zbog žiroskopskog efekta, povećavaju se i sopstvene vibracije. Kritična brzina obrtanja je ona kada se brzina obrtanja izjednači sa ugaonom frekvencijom.

U radu "*Dynamic analysis of the hydro turbine generator shafting system considering the hydraulic instability*" ("*Dinamička analiza hidro turbinskog generatora u sistemu vratila posmatrajući hidrauličku nestabilnost*") [11] čiji su autori: Keyuan Zhuang, Chaodan Gao, Ze Li, Donglin Yan i Xiangqian Fu istražuje se hidraulička nestabilnost. Hidraulička nestabilnost je složen faktor koji izaziva vibraciju hidro-turbinskog sistem osovina (HTSO) kod generatora, a njen

mehanizam je neravnomjerna raspodjela protoka duž obima. Uobičajeni razlozi za ovu pojavu uključuju nedosljednost ugla protoka kod izlaza lopatica turbine, hod releja ili otvor kod vodeće lopatice. Ovaj rad se uglavnom fokusira na istraživanje hidrauličke nestabilnosti uzrokovane neusklađenošću protoka kod izlaza lopatice. Prvo, zasnovano na teoremi Kutta-Joukovski, najprije je predstavljen model hidrauličke neuravnotežene sile. Onda, s obzirom na lančanu reakciju među hidrauličkom, mehaničkom i električnom nestabilnošću, kombinovano, uspostavljen je nelinearni matematički model HTSO-a. Konačno, pomoću numeričke simulacije, dinamičke karakteristike HTSO-a sa promjenom odstupanja ugla protoka kod lopatice, analizirani su prečnik oštrice i ugao otvaranja vodeće lopatice. Štaviše, utvrđeno je da hidraulička nestabilnost određuje ukupni promjenljivi trend dinamičkog ponašanja osovine. Iznad svega, ovi rezultati mogu biti efikasni i pružiti referencu za dizajn i proizvodnju hidrauličnih lopatica i rad hidroelektrane.

U radu "*Dynamic response of continuous shafts with different end conditions*" ("*Dinamički odziv kontinualnog vratila sa različitim krajnjim uslovima*") [12] čiji je autor Mahesh Chandra Luintel istražuje se modeliranje vratila kao Ojler-Bernulijevo vratilo gdje su jednačine kretanja za savijanje vratila usljed vibracija razvijane kroz Hamiltonov princip. Jednačine kretanja u formi parcijalnih diferencijalnih jednačina su pretvarane u jednačine u vremenskom domenu. Kritične frekvencije su u oba slučaja određene kroz korišćenje analize slobodnih, neprigušenih oscilacija. Takođe, proučava se dinamičko ponašanje vratila sa dva različita seta jednačina. Utvrđeno je da je stopa povećanja odnosa uzastopnih kritičnih brzina oba načina kretanja i prema naprijed i prema nazad više za jednostavno oslonjeno vratilo nego za osovinu sa osloncima u fiksnim krajevima.

U radu "*Strength analysis of penstock bifurcations in hydropower plants*" ("*Analiza čvrstoće račve cjevovoda u hidroelektranama*") [13] autora Adama Adamkovskog proučava se čvrstoća račve u hidroelektrani. Analiza se sastoji iz određivanja maksimalnog unutrašnjeg pritiska, zatim analiza napona za cjevovod kao ljusku za pretpostavljeno opterećenje i za pretpostavljene ili određene karakteristike materijala. Istraživanje je veoma korisno u svrhu sprečavanja budućih otkaza u radu cjevovoda. Kao što se navodi u radu naponi u račvama su 3-9 puta veći od napona u cjevovodima koji se posmatraju kao pravilne ljuske. Iz ovog razloga čest je slučaj da se kod račvi uvode specijalna ukrućenja da bi se ove koncentracije napona smanjile. Da bi se odredile kritične zone u kojima se pojavljuju maksimalni naponi, autor koristi kombinaciju numeričkih i eksperimentalnih analiza. Dobro poklapanje dobijenih rezultata je potvrđeno. Potvrđeno je da se u račvi primjećuje veoma raznolika distribucija napona. Kao efektan način uklanjanja koncentracije napona pokazalo se postavljanje kotvi na račvama kod kojih su kao kritične zone prepoznate zone spoja glavne cijevi cjevovoda sa cijevi koja odvodi vodu na turbinu hidroagregata.

U radu "*Computational Design of Bifurcation: A Case Study of Darundi Khola Hydropower Project*" ("*Numerički dizajn račve: Studija slučaja u projektu hidroelektrane Darundi Khola*") [14] čiji su autori Ravi Koirala, Sailesh Chitrakar, Hari Prasad Neopane, Balendra Chhetri i Bhola Thapa, je identifikovan višestruki pristup dizajniranju račve. Hidraulički dizajn račve glavna je funkcija dinamičkih karakteristika protoka, što se izvodi CFD analizom za minimalne gubitke i bolje hidrauličke performanse. Pored toga, za mehanički dizajn korišćena je pojednostavljena konvencionalna metoda projektovanja kao pred-procjena i metoda konačnih elemenata za relevantne projekcije rezultata. Današnja potreba je unapređenje prakse dizajniranja za realne rezultate i prevazilaženje mogućih okolnosti. Računski objekat olakšava proces dizajniranja isključuje zamorne iteracije u njemu. Odabir ugla bifurkacije oduvijek je bio glavno pitanje koje rješava ovaj računski mehanizam, a osim toga, konvencionalno izračunavanje potpore u dvije dimenzije povećava rizik.

U radu "*Limit load analysis for the piping branch junctions under in-plane moment*" ("*Analiza graničnog opterećenja kod cijevnih račvi opterećenih momentom u ravni*") [15] čiji su autori Fu-Zhen Xuan, Pei Ning Li, i Shan Tung Tu, prezentovana je aproksimirajuća analiza za određivanje granice plastičnosti opterećenja kod cijevnih račvi, kroz vezu unutrašnje sile u glavnoj cijevi i cijevi račve oko zajedničke presječne linije. Ovaj pristup se sastoji iz sljedećih procesa: na bazi uslova ravnoteže spoljašnjih sila, jednačina između graničnog opterećenja i unutrašnje sile u cijevi račve oko presječne linije je prvo izvedena. Zatim je uzimajući unutrašnju silu kao spoljašnje opterećenje koje djeluje na presjek glavne cijevi, aproksimativno rješenje unutrašnje sile oko presjeka glavne račve dato kao

funkcija graničnog opterećenja. Na kraju, u odnosu na Von Mises-ov kriterijum graničnog napona, dobijeno je granično opterećenje kao komponenta dvije cilindrične ljuske koje se sijeku. Koristeći metodu konačnih elemenata analizirana je cijevna račva sa nekoliko varirajućih parametara.

U radu "*Numerical analysis of the bifurcation embedded in anchor block of a certain power station*" ("*Numerička analiza račve ugrađene u blok sidra (kotve) određene elektrane*") [16] čiji su autori Su Kai, Wu Hegao i Xiang Qian izrađen je trodimenzionalni model račve koji je ugrađen u betonski blok. Metoda konačnih elemenata je korišćena za analizu napona i deformacija u cijevi. Uticaj inicijalne naprsline duž cjevovoda sa spoljne strane je analiziran, diskutovan je i uticaj na pukotinu na betonu bloka sidra. Neki zaključci mogu se izvući kako slijedi. Faktor sigurnosti je zadovoljavajući kada se usvoji šema dizajna izloženih materijala. Dovoljno je da armatura garantuje integritet bloka sidra. Početna naprslina, pukotina betona i moduo deformacije stijene ležišta uticali su na naprezanje oslonca. Prema kriterijumima projektovanja armirano-betonskih postolja, preporučuje se kombinovana nosivost čelika sa čeličnim račvama i sidrenim betonskim blokom da bi se smanjila debljina podloge. Kao rezultat, težina gradnje se smanjuje i ulaganje je ekonomičnije.

U radu "*Finite element analysis for steel bifurcation pipe of Zhanghewan pumped storage power station*" ("*Analiza konačnim elementima za čeličnu cijevnu račvu pumpnog postrojenja elektrane Zhanghewan*") [17] čiji su autori Liu Keding i Yang Zhichao posmatra se račva čeličnog cjevovoda čiji je odnos dužine i prečnika veoma veliki. Ovakvi cjevovodi su podložni nestabilnostima, i karakteristični su po tome da je stanje napona mnogo kompleksnije od običnih posuda pod pritiskom. Konstatuje se da veliku važnost ima numerička analiza na izučavanje sigurnosti cjevovoda. Statička analiza cjevovoda pod pritiskom je fundamentalna za njihovo projektovanje i konstruisanje, jer kroz tu analizu se dobija zakon promjene napona i deformacija. Naponi i deformacije kod cjevovoda pod pritiskom su osnovni parametri čvrstoće tih konstrukcija. Kroz ovaj rad je analizirano numeričko stanje napona i deformacija kod cijevne račve i dati su zaključci u skladu sa rezultatima koji su dobijeni analizom. Konstatuje se da su maksimalni obimni naponi koji se pojavljuju u račvi manji od dozvoljenih i da ispunjavaju zahtjeve čvrstoće. Takođe, pomjeranja su u okviru zahtjeva i standarda čvrstoće.

U radu "*Nonlinear Finite Element Analysis for Penstock Laid on Downstream Surface of Overfall Dam of Longtan Hydropower Station*" ("*Nelinearna analiza konačnim elementima za cjevovod koji je položen nizvodno u odnosu na branu Longtan hidroelektrane*") [18] čiji su autori Liu Keding i Yang Zhichao, numerička simulacijska studija za vodosnabdevanje podnožja položenih na površini nizvodno od nasipa brane o vodovodnoj sigurnosti je od velikog značaja. Statička analiza nasipa položenog na površini nizvodne brane je osnova za projektovanje i izgradnju, uključuje proračun i analizu napona i naprezanja nasipa na površini nizvodne brane. Koristeći teoriju nelinearnih konačnih elemenata i uzimajući postolje postavljeno na površini nizvodne brane hidroelektrane Longtan za ispitivanje, unutrašnja površina brane je definisana kao ciljna površina. Kontakt i korišćenje kontaktnog elementa za simuliranje uslova kontakta između čelične košuljice i okolnog betona istovremeno treba uzeti u obzir konstitutivne odnose između čelične obloge i betona nelinearno i istražiti raspodjelu naprezanja i deformacije cijevi pod pritiskom.

U radu "*Numerical and experimental diagnostics of structural strength*" ("*Numeričko - eksperimentalna dijagnostika čvrstoće konstrukcija*") [19] čiji su autori Taško Maneski i Vesna Milošević Mitić prikazan je razvijeni postupak numeričko - eksperimentalne dijagnostike čvrstoće konstrukcija. Numerička dijagnostika primjenjuje metodu konačnih elemenata, analizu rezultata proračuna i definisanje parametara ponašanja. Eksperimentalna analiza obuhvata mjerenje i definisanje ulaznih veličina za proračun i ocjenu rezultata proračuna. Numeričke i eksperimentalne metode predstavljaju suštinski dio postupka dijagnostike i posebno su prikazane. Postupak se završava ekspertizom, u kojoj se sumiraju rezultati dijagnostike i preporučuju mjere za rekonstrukciju, popravku, poboljšanje ili revitalizaciju, uz procjenu preostalog vijeka, ili se predlaže nabavka nove opreme. Od značaja su parametri dijagnostike, prije svega osjetljivost, koji se odnose na osobenosti opterećenja i napona, posebno na energiju deformacije i raspodjelu kinetičke i potencijalne energije na glavnim oblicima oscilovanja, i na parametre mehanike loma i zamora materijala. Njima se na pogodan način definišu zahtjevi u pogledu ponašanja konstrukcije.

U radu *"Analysis of condition, behaviour diagnostics, estimation of remaining strength and work cycle, and revitalization"* (*"Analiza stanja, dijagnostika ponašanja, procjena preostale čvrstoće i radnog vijeka, revitalizacija"*) [20] čiji su autori Taško Maneski i Aleksandar Sedmak prikazan je pristup kojim se analizom stanja i dijagnostikom ponašanja i popuštanja dolazi do procjene preostale čvrstoće i radnog vijeka i u krajnjem do revitalizacije konstrukcije. Ovaj pristup omogućava određivanje stvarnog ponašanja konstrukcije objekta, pouzdanu prognozu reagovanja konstrukcije u eksploataciji, dobijanje parametara izbora i odluka, određivanje uzroka lošeg ponašanja ili popuštanja konstrukcije, procjenu eksploatacionog vijeka i vremena pouzdanog rada konstrukcije.

2.2 Projekti

Prije nego budu analizirani dosad realizovani projekti, biće dato nekoliko podataka o samoj Hidroelektrani „Perućica“. Puštena je u pogon 1960. godine, koristi vode Nikšićkog polja, koje se prikupljaju u akumulacijama. Njena instalisana snaga je 307 MW, a moguća godišnja proizvodnja oko 1.300 GWh. Dužina dovodnog tunela je 3323,27 m. U mašinskoj zgradi HE „Perućica“, ugrađeno je 7 dvojnih turbina tipa „Pelton“ sa generatorima horizontalnih osovinama. Instalirana aktivna snaga hidroelektrane je 307 MW. Elektroprivreda Crne Gore je otpočela sa realizacijom procesa modernizacije Hidroelektrane „Perućica“, koji obuhvata radove na revitalizaciji i modernizaciji procesa proizvodnje, dovođenju opreme postrojenja i objekata na nivo koji će smanjiti rizik od havarija i obezbijediti sigurnost rada, kao i povećati pogonsku spremnost i garantovati sadašnju proizvodnju.

Iz dostupne dokumentacije zaključeno je da se sa prvim projektima i istraživanjima u HE "Perućica" počinje u junu 1993. godine kroz "Program merenja HE "Perućica" i projekat opremanja mernih mesta" koji je realizovan na poziv EPCG na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu u sklopu procesa modernizacije i osposobljavanja. To je prvi obimniji projekat kojim je utvrđeno stanje strukturnih elemenata u HE. Do tada su većinom vršena redovna periodična održavanja i dostupna dokumentacija pokazuje da se sve većinom svodilo na izradu zapisnika o održavanju.

U projektu **"Program merenja HE "Perućica" i projekat opremanja mernih mesta"** koji je realizovao Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu [1] daje se kroz urađen elaborat presjek stanja cjevovoda i hidroagregata. Projekat obezbjeđuje potpunu informaciju o karakteristikama agregata u eksploataciji, zatim o hidrauličkim uslovima kretanja vode kroz cjevovode, promjenama pritiska u cjevovodima itd. Ovaj projekat je nastavak ispitivanja koja su vršena u HE "Perućica" u oktobru 1987. godine. Projektom su definisani položaji mjernih mjesta od vodozahvata do izlaza vode na lopatice turbine (mlaznice). Mjerenja su pokazala stanje cjevovoda u različitim režimima rada, kao i ponašanje hidroagregata.

Nastavak ovog projekta je realizovan po pozivu Elektroprivrede Crne Gore (EPCG) u periodu 1997/1998. godine. U izvještaju koji je sačinjen kao rezultat ovog nastavljenog projekta sadržani su rezultati ispitivanja naponskog stanja cjevovoda II i III. Treba napomenuti da se u ovom izvještaju po prvi put pominje pojava i sanacija nastalih prslina na određenim mjestima cjevovoda. Cilj ovog ispitivanja bio je da se utvrde, kako statičke, tako i dinamičke vrijednosti stanja napona u naznačenim presjecima cjevovoda u različitim režimima rada tj. pri raznim opterećenjima. Mjerna oprema koja se koristila u istraživanju obuhvata 12 tenzometrijskih mjernih traka. Kako je i u izvještaju navedeno, raspored mjernih mjesta je određen po *"čisto iskustvenom kriterijumu"*. Mjerne trake su postavljene u dva pravca: u cirkularnom i podužnom pravcu. Njihova funkcija je bila da registruju napone izazvane unutrašnjim pritiskom vode, kao i savijanjem cjevovoda u horizontalnoj ravni.

Ovim izvještajem se konstatuje da je otežavajuća okolnost nedostatak projekta izvedenog stanja cjevovoda i nedostatak detaljnog proračuna u izvedenom stanju. Konstatuje se takođe da je stanje napona veoma kompleksno usljed nepravilne geometrije kako račvi, tako i samog cjevovoda koji obiluje brojnim diskontinuitetima, ukrucenjima, i nizom različitih poprečnih presjeka. Složenom naponskom stanju takođe doprinosi i morfologija cjevovoda i njegove velike gabaritne dimenzije i konfiguracija.

U zaključcima koji su dati kao rezultati ispitivanja istaknuto je da su najveće vrijednosti napona zabilježene u stanju mirovanja svih agregata, tj. onda kada je cjevovod opterećen samo hidrostatičkim pritiskom. Kao dominantni naponi označeni su naponi u cirkularnom pravcu. Poređenjem dobijenih vrijednosti napona na pojedinim mjernim mjestima konstatuje se postojanje momenata koji izazivaju deformaciju cjevovoda u horizontalnoj ravni, i to dominantno na trećem cjevovodu. Naponsko stanje je mjereno u različitim režimima rada, kao i sa različitim vrijednostima unutrašnjeg pritiska. Uočeno je da je naponsko stanje drugog cjevovoda značajno povoljnije od stanja trećeg cjevovoda, iako su manje detaljna mjerenja sprovedena na drugom cjevovodu (pet od ukupno trinaest mjernih mjesta). Preporučuje se detaljan proračun naponsko - deformacionog stanja trećeg cjevovoda kako u slučajevima statičkog, tako i u slučajevima dinamičkog opterećenja, uz pomoć softvera. Na osnovu rezultata dobijenih tim proračunom preporučuje se novo ispitivanje u većem obimu sa prethodno definisanim kritičnim mjestima na cjevovodu.

Projekat "**Elaborat o stabilnosti cjevovoda III HE "Perućica"**" [2] se može posmatrati kao nastavak realizacije prethodnog projekta. Međutim, kroz izradu elaborata o stabilnosti značajno je proširen mjerni opseg i data su detaljniji rezultati ispitivanja.

U projektnom zadatku definisano je da je bilo potrebno uraditi detaljan proračun i izvršiti dopunska ispitivanja cjevovoda III. Detaljni proračun je trebao da sadrži stanje napona i deformacija i stepen sigurnosti u najopterećenijim zonama cjevovoda. Takođe, bilo je očekivano da se da procjena sigurnosti cjevovoda u različitim režimima rada HE.

Prilikom izrade elaborata "Energoprojekt inženjering" - Beograd je koristio svu raspoloživu dokumentaciju od početka puštanja cjevovoda u eksploataciju 1975. godine. Ovdje je po prvi put detaljno dat opis kako III cjevovoda, tako i cjevovoda I i II. Detaljno su opisane osnovne karakteristike i trase cjevovoda, zatim oslonci, kontakt cjevovoda i oslonaca, kao i karakteristike materijala od kojih su cjevovodi urađeni.

Pregledom dopunske dokumentacije uočeno je da je prvo probno punjenje i hidraulična proba cjevovoda III izvršena krajem marta i početkom aprila 1975. godine. Nakon uspješno izvršenih početnih ispitivanja odlučeno je da se cjevovod pusti u probni rad. Prvi statički proračun cjevovoda izvršen je od strane "Metalne" - Maribor i to 1971. godine, izvod iz dokumentacije statičkog proračuna je dat u elaboratu. U narednom periodu sve do 1995. godine, većinom su vršena građevinsko-geološka ispitivanja, da bi te godine "Institut za ispitivanje materijala Srbije" - Beograd, izradio izvještaj o ispitivanju pukotina na III cjevovodu.

U navedenom izvještaju konstatuje se da je formiran odvojak u vidu kotve, koji je izrađen iz četiri komada, kao i dva odvojka u vidu kragni koja imaju ulogu rebrastih ojačanja, koja su postavljena na račvu koja vodi ka agregatu br. 6. Detaljnim provjerama nerazarajućim metodama u narednom periodu konstatovane su prsline u dijelu kotve koje su sanirane takođe od strane Instituta IMS.

U svrhu detaljnijeg ispitivanja stanja cjevovoda urađena je numerička simulacija, odnosno napravljen je numerički model, korišćenjem tada dostupnih računarskih softvera. Za cjelokupan cjevovod je napravljen linijski model, dok je za pojedine najkritičnije djelove formiran prostorni model korišćenjem metode konačnih elemenata.

U nastavku elaborata su izvedeni zaključci o stanju cjevovoda na osnovu postojeće dokumentacije. Ovi zaključci se odnose na građevinsko - geološke karakteristike cjevovoda koje su konstatovane uvidom u postojeću dokumentaciju i u vezi su sa samom montažom cjevovoda i fundiranjem oslonaca. Takođe, na osnovu sprovedenih numeričkih analiza se konstatuje da uočene prsline na cjevovodu nijesu posljedica napona koji su ostvareni opterećenjima, već tehnološko - metalurške karakteristike materijala. Ovo ne važi za zone ukrućenja račve koja odvodi vodu na agregat br. 6. gdje su evidentirana prekoračenja dozvoljenih napona.

Treba reći da se u elaboratu takođe daje osvrt na izvještaj o istraživanju stanja napona "**Program merenja HE "Perućica" i projekat opremanja mernih mesta**" koji je vršio Institut LOLA. Ovdje je istaknuto da u navedenom izvještaju nijesu izvedeni pravilni zaključci, koji se odnose na dejstvo momenata u horizontalnoj ravni. Takođe, data je primjedba na način postavljanja mjernih traka, kao i tumačenje rezultata dobijenih ovim mjerenjima. Navodi se da se na osnovu

tumačenja mjerenja dinamičkih komponenti napona i pritisaka može zaključiti da se čitav sistem nalazi u kvazistatičkim uslovima opterećenja.

Nakon detaljne analize dobijenih rezultata konstatovano je da su cjevovodi I i II bezbjedni, a kao kritično mjesto III cjevovoda označena je račva br. 6. Pronađene prsline nijesu ocijenjene kao opasne za eksploataciju cjevovoda. Ova vrsta grešaka je najvjerovatnije nastala prilikom same proizvodnje dijela cjevovoda, i obrade materijala od kog je cjevovod proizveden. Preporučeno je da se otkrivene greške, prsline, saniraju, a takođe i da se nastavi sa mjerenjima na cjevovodu radi utvrđivanja intenziteta zaostalih napona.

U projektu "**Elaborat o ispitivanju naponsko - deformacionog stanja račve A6 na cjevovodu C3 HE "Perućica"**" [3] iz 2007. godine koji je realizovan od strane Mašinskog fakulteta u Podgorici, dat je rezultat tenzometrijskih i hidrauličnih ispitivanja račve, koja je označena kao kritični dio cjevovoda, uporedo sa rezultatima numeričke analize MKE sa 3D modelom račve. Posmatran je takođe, i uticaj temperaturnih razlika na stanje napona u kritičnim djelovima cjevovoda.

Proračun je tokom istraživanja urađen u dvije faze. Prva faza predstavljala je eksperimentalna mjerenja, koja su u sebi sadržala postavljanje mjerne opreme i analizu dobijenih rezultata, dok se u drugoj fazi akcenat stavio na izradu numeričkog modela i analizu rezultata dobijenih metodom konačnih elemenata. Eksperimentalni rezultati se dijelom oslanjaju na ranija istraživanja, u smislu lociranja mjesta za postavljanje mjerne opreme.

Korištenom mjernom opremom izmjeren je maksimalni radni (hidrostatički) pritisak čija je vrijednost 51 bar. Računska vrijednost hidrostatičkog pritiska od 52.6 bar se odnosi na slučaj da svi agregati miruju, dok su kod izmjerene vrijednosti pritiska dva agregata bila u pogonu, pa su mjerni instrumenti zabilježili vrijednost pritiska od 51 bar. Ova vrijednost se u daljim proračunima uzima za proračunsku, nominalnu, radnu vrijednost hidrostatičkog pritiska. Tenzometrijska ispitivanja su pokazala da na određenim mjernim mjestima u statičkom režimu rada izmjerena vrijednost prelazi vrijednost dozvoljenih napona koji je definisan od strane proizvođača cjevovoda.

U ovom elaboratu se po prvi put na cjevovodu prilikom ekperimentalnog mjerenja koristila metoda magnetnog pamćenja, za mjerenje stanja napona. Ova metoda je korišćena da bi se utvrdila veličina i karakter zaostalih napona zavarenim spojevima šava metala. Nakon dobijenih rezultata zaključuje se da bi korišćenjem metode magnetnog pamćenja trebalo ispitati značajno veću površinu račve, kao i druga mjesta na cjevovodu. Nakon ispitivanja u statičkom režimu rada, urađeno je i ispitivanje u dinamičkom režimu rada i dati su njegovi rezultati [3].

U drugoj fazi ispitivanja, izrađen je numerički model cjevovoda i račve. Numerički proračun je pokazao da se najveći naponi javljaju u pojasu razdjelnika račve koji razdjeljuje vodu na dva dijela. Konstatuje se da je numerička analiza pokazala da su mjerni instrumenti pravilno postavljeni u središnjoj horizontalnoj ravni. Dalja analiza je obuhvatila analizu pomjeranja račve i cjevovoda u horizontalnom smjeru. Dobijeni rezultati su bili približni stvarnim uslovima rada. Zaključeno je da usljed gubitka kvaliteta površina oslonca postoji preveliki otpor u kontaktu između cjevovoda i oslonca.

Analizom globalne slike stanja napona, definisana su kritična mjesta u kojima je konstatovano da izmjerene vrijednosti numeričkim putem prelaze maksimalne dozvoljene vrijednosti. Takođe se kaže da su pravci ovih glavnih napona, usmjereni tako da je čitav element opterećen na istezanje, što predstavlja daleko veći rizik nego da je opterećen na pritisak. Ova mjesta su označena kao mjesta opasnosti za kompletnu čvrstoću cjevovoda. Posebno se apostrofira opasnost u dinamičkim režimima rada cjevovoda.

U zaključcima elaborata se preporučuje da se kompletna račva ispita metodom magnetnog pamćenja i ultrazvučnom metodom. Konstatuje se zona u obliku uskog pojasa dužine 30 cm u kojoj su uočeni naponi veći od dozvoljenih napona, i vjerovatnoća pojave plastičnih deformacija, odnosno postojanje prslina u tom kritičnom pojasu. Preporučuje se izrada projekta rekonstrukcije dijela račve i rekonstrukcije po tom projektu. Kao dio tog projekta trebalo bi izraditi i proračun naponsko deformacionog stanja ostalih račvi na cjevovodu. Takođe se kao jedan od zaključaka izvodi i zaključak da bi trebalo izvršiti kontrolu oslonaca čitavog cjevovoda, i u skladu sa tom kontrolom izvršiti odgovarajuću rekonstrukciju kontaktnih površina između cjevovoda i oslonca. Mjerenjima je

takođe utvrđeno da na pomjeranje kako cjevovoda tako i račve utiču i temperaturene dilatacije u temperaturnom opsegu od 10° C. Jedan od predloga je i da se napravi naponska analiza kompletnog cjevovoda u dinamičkom režimu rada za ekstremna opterećenja.

3 OPIS STRUKTURNIH ELEMENATA KOD HIDROELEKTRANA

Hidroelektrane su proizvođači čiste, zelene, obnovljive električne energije. Kroz historiju hidroelektrane su jedan od najstarijih izvora energije. Transformacija kinetičke energije vode datira još od vremena antičke Grčke. Po podacima iz 2015. godine, električna energija proizvedena u hidroelektranama čini 16.6 % svjetske proizvodnje električne energije, ili 70 % kompletne energije proizvedene obnovljivim izvorima energije [21].

Hidroelektrane se mogu podijeliti prema njihovom smještaju, načinu korišćenja vode, zapremini akumulacijskog bazena, smještaju mašinske zgrade, ulozi u elektroenergetskom sistemu, snazi itd. Posebno interesantne su akumulacijske hidroelektrane, kao jedan od sistema koji se vrlo često može naći u praksi. Ovakav sistem raspolaže sa akumulacijskim jezerom, koje akumulira vodu, zatim branom, i cjevovodom pod pritiskom koji vodu dovodi u mašinsku zgradu. Snaga ovakvih hidroelektrana zavisi od visine vodenog stuba, protoka, odnosno potencijalne energije kojom akumulacijski sistem raspolaže. Pozitivne strane ovog tipa hidroelektrane su te što su one relativno jednostavne za projektovanje i za izgradnju, i što nemaju gotovo nikakav uticaj na okolinu, dok se kao negativna strana može uzeti to da su zavisne od trenutnog vodenog toka. [22]

Što se tiče pogonskog dijela hidroelektrane, u njemu najbitniju ulogu imaju lopatice turbinskog agregata, odnosno glavno vratilo, kao i elementi za obezbjeđivanje čvrste veze kao što su prirubnice, itd.

U zavisnosti od položaja vratila kod hidroagregata razlikujemo više turbina, a neke od njih su Frensis, Pelton, Kaplan i sl. Ono što je kod turbinskog dijela hidroelektrane interesantno za ispitivanje, sa stanovišta mehanike, jeste dinamička analiza turbinskog vratila, odnosno uticaj vibracija i frekvencije obrtanja na nastanak rezonancije, zatim pitanje čvrstoće lopatica agregata, uticaj centrifugalnih sila na sistem agregata, uticaj elektromagnetnog polja, itd.

3.1 Cjevovod

Cjevovodi kod hidroelektrana imaju funkciju da dovedu vodu od akumulacije, odnosno vodozahvata, do ulaza u turbinu. U zavisnosti od tipa hidroelektrane dužina i funkcija cjevovoda može da varira. Cjevovod, obično pod pritiskom, je najčešće čelična struktura, koja se postavlja koso, a u nekim slučajevima i vertikalno. Kao završni dio cjevovoda figuriše račva, koja ima funkciju da razdijeli vodu i usmjeri je ka turbinskom dijelu hidroagregata. Pitanje projektovanja cjevovoda, proizvodnje cijevi, njihove montaže je veoma kompleksno. Ono zavisi od više faktora, među kojima su uslovi eksploatacije, pri čemu treba voditi računa o pritisku u cijevima, zatim vrsti fluida koji se transportuje, mehaničkim opterećenjima cjevovoda duž trase, mogućnosti zaštite od korozije i sl. [23]



Slika 3.1. Cjevovod kao strukturni element hidroelektrane [24],[25]

Primjeri cjevovoda prikazani su na slici 3.1. Interesantne teme za istraživanje kod cjevovoda hidroelektrane su ispitivanja u vezi sa stanjem napona i deformacija u različitim režimima rada hidroelektrane, zatim stabilnosti cjevovoda, ispitivanja karakteristika materijala, uticaja promjena temperature na stanje cjevovoda, itd. Takođe, pitanje razmatranja oslonaca cjevovoda (slika 3.2.) i njihovog pomjeranja duž ose cjevovoda pod uticajem težine vode, može biti veoma interesantno.



Slika 3.2. Primjeri oslonaca na cjevovodu [26],[27]

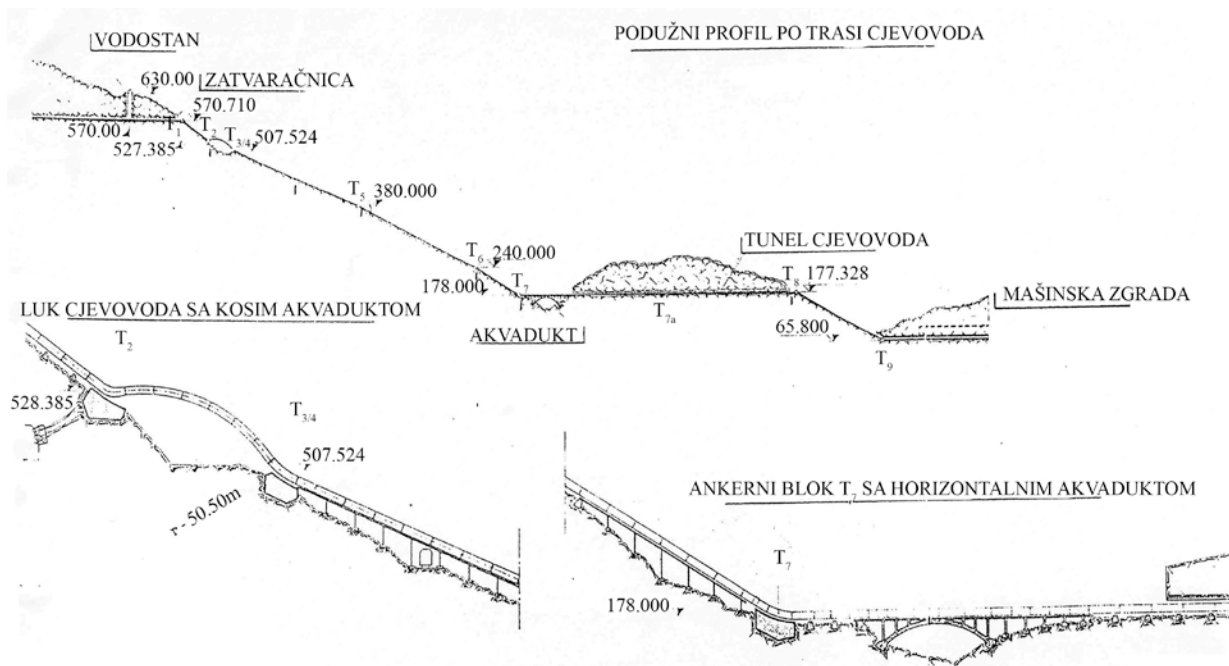
3.1.1 Cjevovod III u hidroelektrani "Perućica"

Cjevovod neke hidroelektrane je veoma važan strukturni element nezavisno od veličine hidroelektrane. Svaki cjevovod ima svoje specifičnosti, koje su prvenstveno posljedica karakteristike reljefa terena na kojem se nalazi.

Predmet razmatranja, analize u ovoj doktorskoj disertaciji je cjevovod HE "Perućica", koji sadrži sve izazove koji se mogu sresti u procesu dijagnostike ponašanja cjevovoda. Ono što će biti rečeno u vezi sa cjevovodom HE "Perućica" može se metodološki primijeniti na bilo koji cjevovod, bilo velike ili male hidroelektrane.

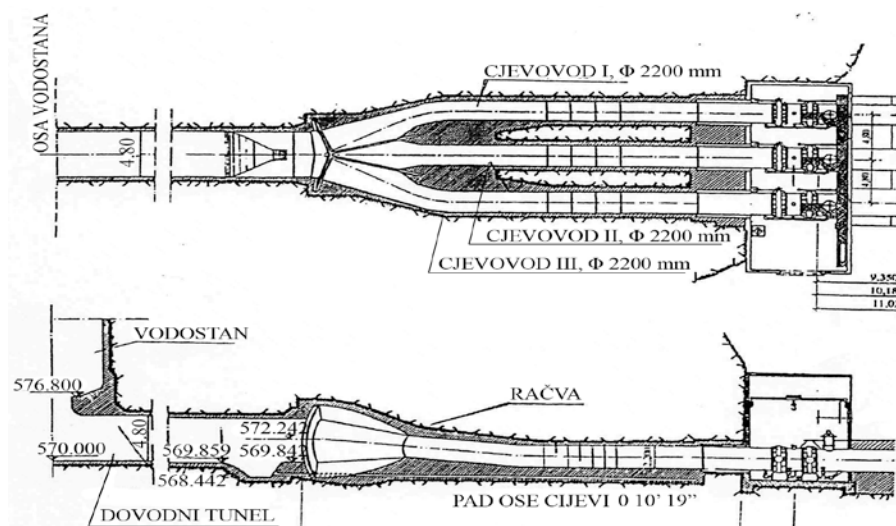
Geometrijske karakteristike cjevovoda HE "Perućica" su takve da se isti može smatrati da je oblika osnosimetrične cilindrične ljuske, izuzimajući mjesta gdje se odvojne cijevi odvajaju od glavne cijevi, a to su račve i koljena. To znači da se sa dovoljnom tačnošću prilikom proračuna mogu primijeniti i analitičke metode, na mjestima gdje nema diskontinuiteta u geometriji.

Predmet proučavanja je cjevovod III u HE "Perućica". Podužni profil po trasi cjevovoda dat je na slici 3.3. Hidroelektrana Perućica je snabdjevena vodom iz rijeke Zete i njenih pritoka u Nikšićkom polju. Iz akumulacija "Krupac", "Slano", "Vrtac" i "Slivlje" voda se sistemom kanala dovodi na zatvaračnicu. Odatle se voda tunelom dovodi do vodostana, gdje se nalazi račva sa tri cijevi i zatvaračnica. Nakon toga voda se sistemom od tri cjevovoda prenosi do same HE "Perućica". Cjevovod I odvodi vodu na prva dva agregata, cjevovod II obezbjeđuje vodu za druga tri agregata i cjevovod III snabdijeva vodom posljedna dva, šesti i sedmi agregat. Ugradnja osmog agregata je i dalje u planu. Cjevovod III je projektovan za snabdijevanje vodom tri agregata. Prve dvije faze izgradnje su realizovane do 1962. godine, u kojoj su izgrađena prva dva cjevovoda, da bi se kasnije, tokom 1975. godine realizovala i faza izgradnje III cjevovoda.



Slika 3.3. Geodetski profil cjevovoda III HE "Perućica" [2]

Cjevovodi u HE "Perućica" se snabdijevaju vodom uglavnom koristeći hidro potencijal rijeke Zete. Početak vodozahvata, cjevovoda, se nalazi u akumulacijama Nikšićkog polja, dok se mašinska zgrada kao kraj cjevovoda nalazi na Glavi Zete. Od vodozahvata, voda se sistemom kanala transportuje do zatvaračnice Povija, u kojoj se nalazi račva na kojoj se na oko 93 m od vodozahvata u tunelu cjevovod dijeli na tri cijevi i transportuje do mašinske zgrade. Od račve, pa sve do zatvaračnice, cjevovodi su paralelni na međusobnom rastojanju od 4.80 m (slika 3.4.).



Slika 3.4. Situacioni prikaz cjevovoda na zatvaračnici Povija HE "Perućica" [2]

3.1.1.1 Osnovne karakteristike cjevovoda

Izlazni portal tunela predstavlja uzvodni zid zatvaračnice na Poviji. Cjevovodi su označeni: I, II, III, pri čemu je cjevovod I krajnji lijevi, a cjevovod III krajnji desni gledajući nizvodno.

Cjevovodi I i II su manjeg prečnika od cjevovoda III. Cjevovod III je posljednji montiran, i njegov je prečnik povećan da bi se stvorile mogućnosti za povećanje snage elektrane. U odnosu na glavni projekat, kojim je predviđeno da kontakt između cjevovoda i betonskih potpornih oslonaca prihvataju čelična klizna ležišta, napravljena je izmjena i ugrađena su teflonska ležišta iz razloga da bi se tangencijalne sile smanjile.

Neposredno nizvodno od zatvaračnice je prvi fiksni oslonac cjevovoda T_1 (slika 3.5.) koji je sa zatvaračnicom povezan betoniranjem.

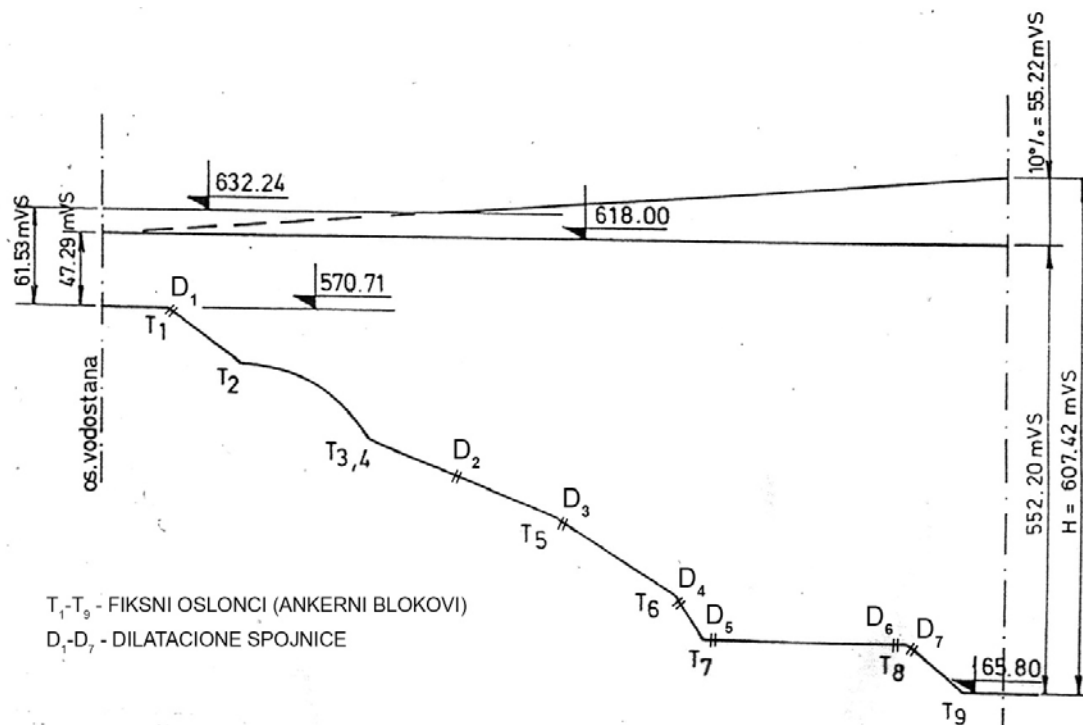
Tu se prostorni položaj cjevovoda mijenja. Poslije tjemena (fiksno oslonca) T_2 cjevovodi su opet paralelni, sve do ulaza u mašinsku zgradu. Cjevovodi su slobodno položeni na zajedničke betonske potpore i fiksirani sa 9 zajedničkih oslonaca kojima se uticaji prenose u stijensku masu. Klizni oslonci na potporama zajedno sa dilatacionim kompenzatorima omogućavaju pomjeranje cjevovoda u podužnom pravcu i oslobađanje cjevovoda od termičkih uticaja. U tabeli 3.1. su dati podaci koji su isti za sva tri cjevovoda, koji se odnose na nadmorsku visinu (mnm) i visinu vodenog stuba u metrima (mvs).

Tabela 3.1. Zajednički geodetski podaci za sve tri cijevi HE "Perućica"

Maksimalan nivo vode u akumulaciji	613.00 mnm
Kota ose cijevi na početku cjevovoda	570.71 mnm
Kota ose cijevi na kraju cjevovoda	65.80 mnm
Maksimalni hidrostatski pritisak na početku cjevovoda	47.29 mvs
Maksimalni hidrostatski pritisak na kraju cjevovoda	552.20 mvs
Maksimalni porast pritiska	10 %

Fiksne zajedničke betonske potpore na kojima su oslonjeni cjevovodi se koriste za vertikalno skretanje, dok se za horizontalno skretanje koriste konična koljena T_1 i T_2 .

Cjevovod III je podijeljen na dvije dionice od kojih je prva prečnika 2650 mm, a druga 2500 mm. Početak cjevovoda je prečnika 2200 mm, koliki je i prečnik leptirastog zatvarača u vodostanskoj zatvaračnici. Dužina ovog kratkog dijela cjevovoda je 6058.5 mm. Zatim slijedi konično koljeno prečnika 2200/2580 mm, dužine 8503 mm, ubetonirano u oslonac T_1 i iza njega konus prečnika 2580/2650 mm, dužine 1700 mm, kojim je završen prelaz sa početnog prečnika cjevovoda 2200 mm na prečnik cjevovoda prve dionice 2650 mm.



Slika 3.5. Podužni profil cjevovoda HE "Perućica" [2]

Dionica cjevovoda prečnika 2650 mm počinje 5951.5 mm nizvodno od oslonca T_1 , a završava se na 7830 mm uzvodno od bloka T_7 . Dužina ove dionice je 893.3495 m. Između oslonaca T_2 i $T_{3/4}$ cjevovod je izveden kao lučni most. Na dijelu trase nakon oslonaca $T_{3/4}$ cjevovod se polaže na mostovsku konstrukciju, kojom se obezbjeđuje pružni prelaz (slika 3.5.).

Druga dionica cjevovoda je prečnika 2500 mm i počinje 4530 mm uzvodno od oslonca T_7 i završava se račvom pred mašinskom zgradom. Konusom prečnika 2650/2500 mm, dužine 3300 mm izvršen je prelaz na prečnik druge dionice cjevovoda. Dužina ove dionice je 1016.772 m.

Između oslonaca T_7 i T_8 cjevovod prolazi kroz tunel. Tunel je dužine 528 m i projektovan je sa padom od 1%. Izveden je od obloge betona debljine 60 cm i širine je 9.10 m i visine 4.45 m.

Cjevovod ima sedam dilatacija, koje omogućavaju izduženje odnosno skraćenje djelova cjevovoda pri promjeni temperature. Dilatacije su postavljene: iza oslonca T_1 , na sredini dionice $T_{3/4}$ - T_5 , iza oslonaca T_5 , T_6 i T_7 , ispred i iza oslonca T_8 .

Posebna pažnja tokom kasnije analize kako analitičke, tako i numeričke i eksperimentalne, biće stavljena na cjevovod III, čiji je podužni profil dat na slici 3.3.

3.2 Račva

Račve su strukturni dijelovi hidroelektrana i imaju funkciju razdjelitelja vode. Račve su sastavni dio cjevovoda (slika 3.6.), ali se tradicionalno ističu kao njegov najosjetljiviji i najkompleksniji dio. Složen, nepravilan geometrijski oblik, od kojeg se sastoji račva, čini račvu veoma interesantnim strukturnim elementom sa stanovišta proučavanja naponskog stanja. U osnovi se geometrija račve može definisati kao prodor dva osnosimetrična tankozidna cilindra pod nekim uglom. Od ugla prodora, tj. od diskontinuitata geometrije zavisi i koncentracija napona koja se pojavljuje u kritičnim pojasevima račve. Što se više odstupa od najjednostavnijeg slučaja koncepta geometrije račve (prodor dva osnosimetrična cilindra) to je veći geometrijski diskontinuitet, a samim tim se pojavljuje i složenije naponsko stanje.



Slika 3.6. Primjer račve cjevovoda u toku montaže [30]

Jedan od razloga neophodnosti postojanja račvi u cjevovodu je varijacija godišnjeg protoka u cjevovodima. Varijacija protoka i rad turbina sa djelimičnim opterećenjem je u direktnoj vezi sa stepenom korisnosti i sa održavanjem cijelog agregata. Umjesto da dvije jedinice rade sa smanjenim kapacitetom, instalacijom račve, jedna jedinica može biti isključena, a druga može raditi sa punim opterećenjem. Dalje, ako bismo posmatrali alternativu ugradnje račve za dva turbinska agregata, morali bi imati i dva cjevovoda, što povećava duplo i troškove i cijenu ugradnje cjevovoda. Takođe, račve omogućavaju parcijalno uključivanje odnosno isključivanje iz rada dijelova postrojenja radi periodičnog održavanja, bez potrebe da se čitav sistem gasi i izbacuje iz radnog režima.

Na slici 3.7. mogu se vidjeti primjeri račvi u hidroelektranama. Na ovim primjerima se jasno vidi, da se na karakterističnim dijelovima račvi (prodoru dvije cijevi) moraju koristiti ojačanja u vidu ukrućenja i rebara, poznatih kao kotve i kragne. Ova ojačanja imaju ulogu smanjenja vrijednosti napona, a sem toga imaju ulogu i u stabilnosti cjevovoda kao oslonci.



Slika 3.7. Ukrućenja na račvama cjevovoda [31]

3.3 Hidro-agregat

Strukturni djelovi hidroelektrane u kojima se vrši pretvaranje potencijalne i kinetičke energije vode u električnu energiju su hidrualične turbine, vratila i generatori (slika 3.8.). Oni zajedno obrazuju strukturnu cjelinu koja se naziva hidro-agregat. U zavisnosti od vrste, veličine i načina rada hidroelektrane vrši se i izbor pomenutih strukturnih elemenata. Od njihovog održavanja, redovnog i periodičnog u mnogome zavisi stepen iskorišćenja energije koja se akumulira. Takođe, veliki značaj ima i revitalizacija hidroagregata nakon određenog vremena u eksploataciji.



Slika 3.8. Primjer hidro-agregata u HE "Kraljevac" [32]

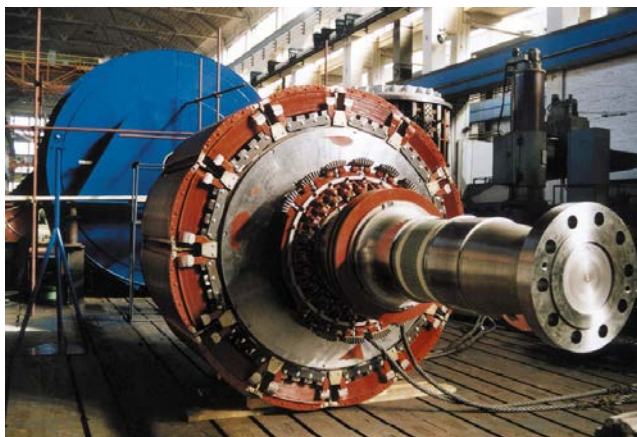


Slika 3.9. Primjer Peltonove turbine na vratilu sa generatorom u HE "Peručica"

Turbine kod hidro-agregata mogu biti reakcijske ili impulsne. Neke od najpoznatijih hidrauličnih turbina su: Frensis, Kaplan, Pelton (slika 3.9.), Turgo, Mišel-Banki i slične. Jedna od razlika između ove dvije vrste turbina jeste položaj vratila hidraulične turbine. Kod reakcijskih (Frensis, Kaplan...) vratilo je uglavnom u vertikalnom položaju, a kod impulsnih turbina (Pelton, Banki...) ono je u horizontalnom položaju.

Kod impulsnih turbina, voda velikom brzinom koju dobija se usmjerava kroz mlaznice hidroagregata na lopatice radnog kola i na taj način dolazi do obrtanja vratila. U ovom slučaju, promjena količine kretanja odnosno, impuls vodenog mlaza, stvara silu kojom mlaz djeluje na turbinsku lopaticu. Principi kojima je opisan rad ovih vrsta turbina su opisani kroz zakon o promjeni količine kretanja i zakon o promjeni kinetičke energije. Impulsne turbine se najčešće primjenjuju kod veoma visokih padova (> 300 m). Glavni konstruktivni elementi kod Peltonove turbine su:

- rotor - koji se sastoji iz metalnog radnog kola sa lopaticama, i vratila koje spaja radno kolo sa generatorom.
- dovod - koji se sastoji od mlaznice sa iglom koja reguliše protok sa deflektorom mlaza,
- odvod - koji odvodi vodu iz turbine.



Slika 3.10. Primjer hidro - turbine u mašinskoj zgradi hidroelektrane



Slika 3.11. Primjer vratila sa radnim kolom hidro - turbine

Osim hidrauličnih turbina (slika 3.10.) i vratila o kojima će biti riječi nešto kasnije, sastavni dio hidro-agregata su i generatori. Generatori služe za transformisanje mehaničke energije u električnu energiju. Najčešća podjela generatora je na: sinhrona - generatori sa vlastitom, sopstvenom pobudom i asinhrona - generatori koji pobudu vuku iz mreže.

3.3.1 Vratilo

Osovine su nosači elemenata koji se obrću ili osciluju. Većinom se i same osovine obrću ili osciluju zajedno sa djelovima sa kojima su vezane. One su rjeđe nepokretne, pa se elementi obrću ili osciluju oko njih. Osovina se rukavcima oslanja o ležišta. Osovine ne prenose snagu, pa su uglavnom izložene savijanju.

Vratila se razlikuju od osovina time što prenose snagu pa su, prema tome, izložena savijanju i torziji, a ponekad su još i opterećene sa eventualnim izvijanjem ili istežanjem, kada na njih djeluju aksijalne sile.

Prava vratila, sa pravom geometrijskom osom, nalaze se obično kao radna vratila na radnim mašinama (alatkama, pumpama, kompresorima, hidro – agregatima...). Osovine i kratka vratila imaju redovno po dva rukavca, tj. po dva oslonca. [33]

Po spoljašnjem izgledu prava vratila mogu biti nepromjenljivog prečnika, tzv. glatka vratila ili promjenljivog poprečnog presjeka – stepenasta vratila. Na slici 3.11. je prikazan dio vratila na kom je montirano radno kolo u hidroelektrani "Perućica".

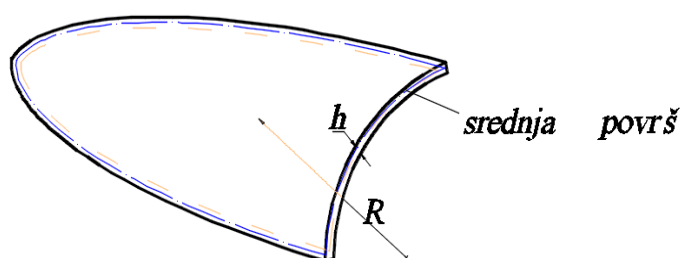
Glavna vratila teških mašina, mašina velikih snaga, teška transmisiona vratila i vratila zupčastih prenosnika prave se kao stepenasta vratila. Prelaz sa presjeka jednog prečnika na presjek drugog prečnika mora biti zaobljen na najpogodniji način radi smanjivanja koncentracije napona.

4 OSNOVE ANALITIČKOG, NUMERIČKOG I EKSPERIMENTALNOG ISTRAŽIVANJA

4.1 Analitičke metode

4.1.1 Određivanje napona kod osnosimetrične cilindrične ljuske - momentna teorija

Pod ljuskom podrazumijevamo tijelo kod koga je jedna dimenzija (debljina) znatno manja od druge dvije. Srednja površ ljuske je površ koja se karakteriše time da su tačke koje leže u njoj podjednako udaljene od obije konturne površi ljuske (slika 4.1.). Ako je srednja površ ravna, onda se za takvu ljusku kaže da je ploča. Ploče i ljuske se klasifikuju prema izgledu srednje ravni. Razlikujemo kružne, pravougaone, trapezne, i dr. ploče i sferne, cilindrične, konusne i dr. ljuske. Geometrija ljuske je određena ne samo izgledom srednje ravni, već i debljinom.



Slika 4.1. Tijelo oblika ljuske (primjer)

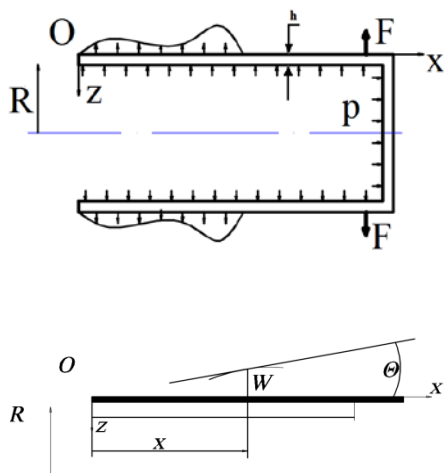
Za ljusku kažemo da je osnosimetrična, ako joj je srednja površ neka obrtna površ, tj. ako je nastala rotacijom neke krive ili prave linije oko neke ose. U daljem razmatranju ćemo smatrati da je opterećenje koje djeluje na osnosimetričnu ljusku takođe, osnosimetrično.

Ako je $\frac{h}{R} \ll 1$, gdje je R poluprečnik krivine srednje površi u nekoj tački, onda kažemo da se radi o tankim ljuskama. Smatra se da su tanke ljuske one za koje važi da je $\frac{h}{R} < \frac{1}{20}$, jer se u tom slučaju momenti savijanja u poprečnim presjecima mogu zanemariti, tj. može se smatrati da se naponi ne mijenjaju po debljini ljuske. Radi se o bezmomentnoj teoriji ljuski. Kod debelih ljuski to nije slučaj. No, i kod tanjih ljuski na mjestima gdje postoje nagle promjene geometrije ili opterećenja pojavljuju se momenti savijanja koji su lokalnog karaktera. Dakle, usljed dejstva ivičnih sila i momenata pojavljuje se ivični napon na savijanje. Vrijednosti momenata na savijanje, pa samim tim i vrijednosti napona su znatno veći od vrijednosti nominalnih napona dobijenih po bezmomentnoj teoriji.

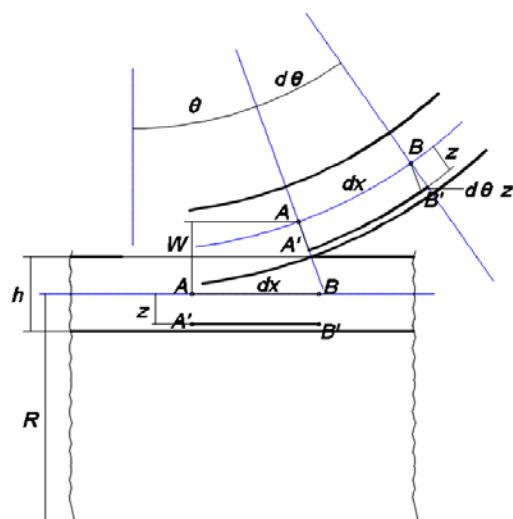
Rješenja takvih problema dobijena tačnijim metodama pokazuju da je zona u kojoj se pojavljuju naponi nastali od momenata savijanja, u najvećem broju slučajeva, veoma ograničena, što znači da se na relativno bliskom odstojanju od mjesta diskontinuiteta određivanje napona može vršiti po bezmomentnoj teoriji. Raspored napona u samoj zoni treba određivati posebnim analitičkim ili numeričkim metodama [34], [35], [36], [37].

Na kraju treba napomenuti da, što je manja debljina ljuske to je pretpostavka o nepromjenljivosti napona po debljini tačnija, a samim tim i rezultati koji se dobijaju primjenom bezmomentne teorije su tačniji.

Predmet daljeg razmatranja biće savijanje osnosimetrične cilindrične ljuske opterećene unutrašnjim pritiskom kada se u presjecima ljuske pojavljuju i moment savijanja i aksijalne i transverzalne sile (momentna teorija cilindrične ljuske).



Slika 4.2. Uzdužni presjek tankozidne cilindrične ljuske



Slika 4.3. Linijske deformacije

Tankozidni cilindar radijusa R i konstantne debljine h nalazi se pod dejstvom osnosimetrično raspoređenog opterećenja (slika 4.2.). Naponi i deformacije koji se pojavljuju u cilindričnoj ljusci su takođe osnosimetrični. Zbog toga je izgled osnosimetrične ljuske u deformisanoj konfiguraciji u potpunosti određen deformisanom konfiguracijom jedne njegove izvodnice (slika 4.2.), koja je u potpunosti određena ugibom W i nagibnim uglom, (nagibom) θ , pri čemu je:

$$\frac{dW}{dx} = W' = \text{tg } \theta \approx \theta. \quad (4.1)$$

Linijska deformacija ε_x duži AB koja je definisana koordinatom z (slika 4.3.) sastoji se od linijske deformacije ε_0 koja je posljedica izduženja srednje površi ljuske (izvodnice) od aksijalne sile i dijela koji je posljedica savijanja ljuske koji iznosi $\frac{z}{R} \frac{d\theta}{dx}$, pa je:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_0 + z \frac{d\theta}{dx}. \quad (4.2)$$

Linijska deformacija u kružnom (cirkularnom) y - pravcu (pravac y je normalan na izvodnicu) označena sa ε_y je:

$$\varepsilon_y = \frac{2(R+W)\pi - 2R\pi}{2R\pi} = \frac{W}{R}. \quad (4.3)$$

Ovim linijskim deformacijama odgovaraju normalni naponi σ_x i σ_y koji su, imajući u vidu vezu između napona i deformacija, jednaki:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\varepsilon_0 + \nu \frac{W}{R} + z \frac{d\theta}{dx} \right),$$

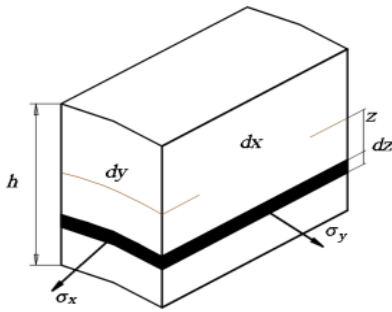
$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x) = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\nu \varepsilon_0 + \frac{W}{R} + \nu z \frac{d\theta}{dx} \right). \quad (4.4)$$

Normalni napon u pravcu z ose je nula, jer nema međusobnih pritisaka slojeva ljuske na srednju površ ni prije ni poslije deformisanja (slika 4.4. i slika 4.5.). Tangencijalni naponi $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ postoje ako ljuska nije osnosimetrična. U suprotnom pravi uglovi i poslije deformacije ostaju pravi, pa je $\tau_{xy} = \tau_{yx} = 0$. Slično važi i za $\tau_{zy} = \tau_{yz}$. Pošto je opterećenje duž aksijalne ose (x osa) promjenljivo biće $\tau_{xz} = \tau_{zx} \neq 0$, a ako je opterećenje samo unutrašnji pritisak onda je $\tau_{xz} = \tau_{zx} = 0$. Tangencijalnih napona od uvijanja nema, jer nema ni momenata uvijanja. Ako postoje samo membranski naponi: σ_x , σ_y i $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ koji djeluju u srednjoj površi onda nema ni normalnih napona od savijanja, već su membranski naponi posljedica samo aksijalnog opterećenja ljuske (membrane), tj. radi se o bezmomentnoj ljusci. Ako ljuska nije osnosimetrična sa proizvoljnim opterećenjem onda treba očekivati postojanje svih komponenti tenzora napona, s tim što su zbog male debljine ljuske naponi od savijanja (savojni naponi) mali.

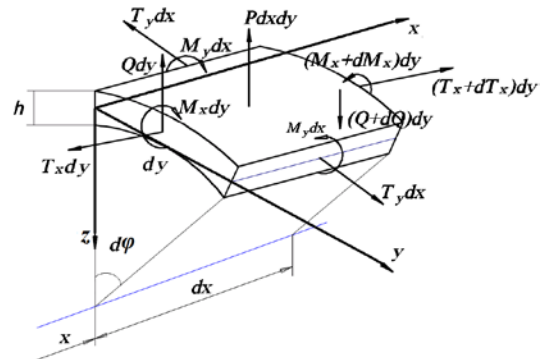
U uzdužnim (osnim) presjecima cilindrične ljuske od unutrašnjih sila i momenata pojavljuju se moment savijanja M_y i aksijalna sila T_y kao posljedica postojanja normalnog napona σ_y , dok je zbog osne simetrije transverzalna sila $Q_y = 0$.

U poprečnim presjecima (normala na presjek je u pravcu ose x) pojavljuju se momenti savijanja M_x , aksijalna sila T_x i transverzalna sila $Q_x = Q$. Momenti savijanja i aksijalne sile su posljedica postojanja normalnih napona σ_x (slika 4.4. i slika 4.5.).

Sve navedene veličine su linijske, tj. raspoređene po linijama.



Slika 4.4. Normalni naponi elementarnog djelića



Slika 4.5. Opterećenje elementarnog djelića cilindrične ljuske

Za element ljuske dimenzija dx i dy (slika 4.5.) imajući u vidu (4.4) važi:

$$\begin{aligned} T_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x dz = \frac{E h}{1-\nu^2} \left(\varepsilon_0 + \nu \frac{W}{R} \right), \\ T_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y dz = \frac{E h}{1-\nu^2} \left(\frac{W}{R} + \nu \varepsilon_0 \right), \\ M_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x z dz = D \frac{d^2 W}{d x^2}, \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y z dz = vD \frac{d^2 W}{dx^2}, \quad (4.6)$$

pri čemu je:

$$D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)} \text{ krutost ljske.}$$

Gdje sile T_x i T_y djeluju u tangentnoj x - y ravni, a moment M_x djeluje u ravni x - z , a moment M_y djeluje u ravni y - z .

Sada ćemo za izdvojeni element cilindrične ljske na koji djeluju: momenti savijanja, aksijalne sile i transverzalne sile (slika 4.5.) uz uzimanje u obzir osne simetrije, postaviti uslove ravnoteže. Iz $\sum F_i x = 0$ dobijamo: $dT_x = 0$ tj. $T_x = \text{const}$. Dakle, sila T_x je konstantna i određena je vrijednostima spoljašnjeg opterećenja u pravcu aksijalne x ose koje djeluje na ljsku. Najlakše ju je odrediti posmatranjem ravnoteže dijela ljske analogno kao kod bezmomentne teorije ljski.

Iz sume sila u pravcu z ose, dobijamo:

$$-T_y dx \frac{dy}{R} - dQ dy + p dx dy = 0, \quad \frac{dy}{R} = \sin(d\varphi),$$

odnosno,

$$\frac{dQ}{dx} = p - \frac{T_y}{R}, \quad (4.7)$$

Iz $\sum M_y = 0$ dobijamo:

$$Q dy dx = dM_x dy,$$

odnosno,

$$Q = \frac{dM_x}{dx}. \quad (4.8)$$

Ostale jednačine ravnoteže za razmatrani element su identički zadovoljene.

Ako iz (4.5) eliminišemo ε_0 , a iz (4.7) i (4.8) silu Q , dobijamo:

$$T_y = \frac{E h}{R} W + \nu T_x, \quad (4.9)$$

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} = p - \frac{T_y}{R}.$$

Eliminacijom, iz prethodnih jednačina, veličine T_y dobijamo:

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} = p - \frac{E h}{R^2} W - \frac{\nu}{R} T_x.$$

Konačno, imajući u vidu (4.6) dobijamo, tzv. diferencijalnu jednačinu savijanja cilindrične ljuske (odnosno diferencijalnu jednačinu elastične linije izvodnice):

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4k^4 W = \frac{p}{D} - \frac{v T_x}{R D}, \quad (4.10)$$

gdje je:

$$4k^4 = \frac{E h}{R^2 D} = \frac{12(1-\nu^2)}{R^2 h^2}. \quad (4.11)$$

Ako jednačinu (4.10) riješimo tj. nađemo $W=W(x)$ onda, na osnovu (4.6) određujemo momente savijanja, iz (4.9) silu T_y , a iz (4.8) silu Q , tj:

$$Q = \frac{dM_x}{dx} = D \frac{d^3 W}{dx^3}. \quad (4.12)$$

Imajući u vidu izraze (4.5) i (4.6), izrazi (4.4) za određivanje napona σ_x i σ_y se svode na:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{T_x}{h} \pm \frac{M_x}{\frac{1 \cdot h^3}{12}} z, \\ \sigma_y &= \frac{T_y}{h} \pm \frac{M_y}{\frac{1 \cdot h^3}{12}} z. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Najveće vrijednosti napona σ_x i σ_y su za $z = \pm \frac{h}{2}$:

$$\begin{aligned} \sigma_{x,\max} &= \frac{T_x}{h} \pm \frac{6M_x}{h^2}, \\ \sigma_{y,\max} &= \frac{T_y}{h} \pm \frac{6M_y}{h^2}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Dakle, problem savijanja osnosimetrične cilindrične ljuske se svodi na rješavanje diferencijalne jednačine (4.10) uz zadovoljavanje odgovarajućih graničnih uslova.

Rješenje diferencijalne jednačine (linearna diferencijalna jednačina sa konstantnim koeficijentima) je:

$$W = W_h + W_p,$$

gdje je: W_h - rješenje homogenog dijela, a W_p - partikularno rješenje.

Ako W_p pretpostavimo u obliku konstante dobija se:

$$W_p = C = \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right).$$

Rješenje W_h homogene diferencijalne jednačine:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4k^4 W = 0,$$

je dato kako slijedi.

Ako pretpostavimo rješenje u obliku: $W_h = e^{\lambda x}$ dolazi se do karakteristične jednačine u obliku:

$$\lambda^4 + 4k^4 = 0.$$

Pošto je:

$$\begin{aligned} \lambda^4 + 4k^4 &= \lambda^4 - (2ik^2)^2 = [\lambda^2 - (2ik^2)][\lambda^2 + (2ik^2)] = [\lambda^2 - k^2(1+2i+i^2)][\lambda^2 - (1-2i+i^2)] = [\lambda^2 - k^2(1+i)^2] \\ &[\lambda^2 - k^2(1-i)^2] = [\lambda - (k+ix)][\lambda + (k+ix)][\lambda - (k-ix)][\lambda + (k-ix)] = 0, \end{aligned}$$

Korjени karakteristične jednačine su:

$$\lambda_1 = k + ik,$$

$$\lambda_2 = -k - ik,$$

$$\lambda_3 = k - ik,$$

$$\lambda_4 = -k + ik,$$

pa je:

$$W_h = C_1 e^{\lambda_1 x} + C_2 e^{\lambda_2 x} + C_3 e^{\lambda_3 x} + C_4 e^{\lambda_4 x},$$

odnosno:

$$W_h = e^{kx} [C_1 e^{ikx} + C_3 e^{-ikx}] + e^{-kx} [C_2 e^{-ikx} + C_4 e^{ikx}],$$

gdje su C_1, C_2, C_3, C_4 integracione konstante.

Pošto je:

$$e^{kx} = \cos(kx) + i \sin(kx),$$

$$e^{-kx} = \cos(kx) - i \sin(kx),$$

to je:

$$\begin{aligned}
W_h &= e^{kx} [C_1 (\cos kx + i \sin kx) + C_3 (\cos kx - i \sin kx)] + \\
& e^{-kx} [C_2 (\cos kx - i \sin kx) + C_4 (\cos kx + i \sin kx)] = \\
& = e^{kx} [(C_1 + C_3) \cos kx + i(C_1 - C_3) \sin kx] + e^{-kx} [(C_2 + C_4) \cos kx + i(C_4 - C_2) \sin kx], \\
W_h &= e^{kx} [A_1 \sin kx + A_2 \cos kx] + e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx],
\end{aligned}$$

gdje je:

$$A_1 = i(C_1 - C_3),$$

$$A_2 = (C_1 + C_3),$$

$$A_3 = i(C_4 - C_2),$$

$$A_4 = (C_2 + C_4),$$

Pošto se radi o dugačkom cilindru važi granični uslov:

$$W_{x \rightarrow \infty} = \text{konačna vrijednost},$$

iz čega slijedi da treba da je $A_1 = A_2 = 0$, pa je:

$$W = e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx] + W_p.$$

Ova jednačina predstavlja jednačinu elastične linije izvodnice osnosimetrične cilindrične ljske, tj. jednačinu elastične površi osnosimetrične cilindrične ljske. Zavisno od konkretnog problema vezanog za dugačke cilindrične osnosimetrične ljske, konstante A_3 i A_4 određujemo iz graničnih uslova.

4.1.2 Određivanje napona kružnih simetrično opterećenih ploča

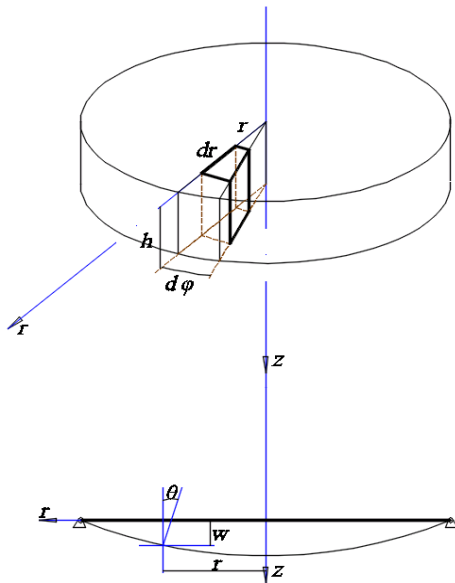
Teorija savijanja ploča je dio primijenjene teorije elastičnosti koja je našla svoju veliku primjenu u tehničkoj praksi. Razmotrićemo problem savijanja osnosimetrično opterećene kružne ploče [34].

Pod dejstvom spoljašnjih sila normalnih na srednju ravan ploče, ploča se deformiše i mijenja svoju krivinu. Ta promjena krivine se po pravilu dešava istovremeno u dvije ravni pri čemu se formira slabo savijena površ, koju ćemo po analogiji sa elastičnom linijom kod grednih nosača, zvati elastična površ. Oblik elastične površi je određen zakonom promjene ugiba W ploče. Pri proračunu ploča se smatra da je ugib W znatno manji od debljine ploče h . Uz tu pretpostavku će se problem savijanja ploče razmatrati nezavisno od njenog istežanja. Analogno pretpostavku o malim ugibima koristili smo i kod proračuna grednih nosača. Ploče kod kojih su ugibi veličine istog reda kao i njena debljina proračunavaju se uz uzimanje u obzir istežanja srednje površi.

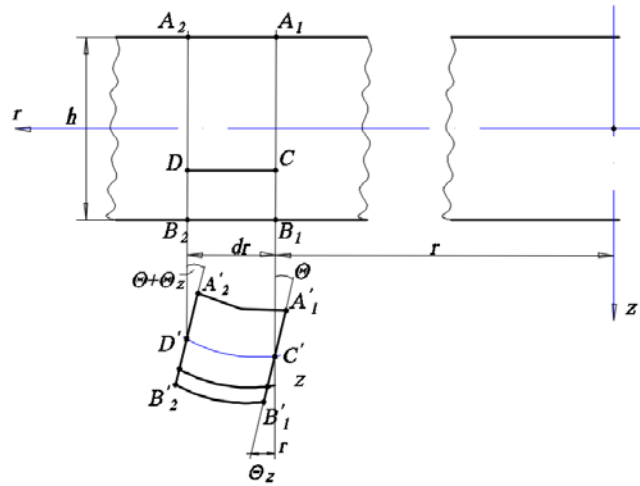
Teorije savijanja ploča i ljski baziraju se na tzv. Kirhofovoj hipotezi, koja je analogna sa hipotezom ravnih poprečnih presjeka kod grednih nosača i koja se sastoji u tome da se pretpostavlja da tačke koje su se prije deformisanja ploče nalazile na duži koja je normalna na srednju ravan ploče ostaju normalno na srednju ravan ploče i nakon deformisanja ploče. Takođe, kao kod grednih nosača,

pretpostavlja se da su normalni naponi u presjecima paralelnim sa srednjom površi zanemarljivo mali u odnosu na normalne napone od savijanja.

Sada ćemo preći na određivanje napona kod kružne ploče debljine h . Deformacije, naponi i pomjeranja će takođe biti simetrični u odnosu na osu z (slika 4.6.).



Slika 4.6. Ugib kružne ploče debljine h



Slika 4.7. Deformacije kružne ploče

Ako ugib označimo sa W , a nagib, tj. ugao koji tangenta na elastičnu površ zaklapa sa uzdužnom osom sa θ onda je:

$$W' = \frac{dW}{dr} = -\tan \theta \approx -\theta,$$

pa je:

$$\theta = -\frac{dW}{dr}, \tag{4.15}$$

Na slici 4.7. je prikazan osni presjek ploče. Tačke koje se nalaze na normali A_1B_1 prije deformisanja ploče, poslije njenog deformisanja obrazuju duž A_2B_2 koja je normalna na elastičnu površ ploče i koja je u odnosu na početni položaj zarotirana za ugao θ . Analogna situacija je i sa normalom B_2A_2 samo što se ona nakon deformisanja ploče rotira za ugao $\theta+d\theta$. Duž CD koja se nalazi na rastojanju z od srednje površi ploče se nakon deformisanja ploče izduži za veličinu:

$$z(\theta+d\theta) - z\theta = zd\theta,$$

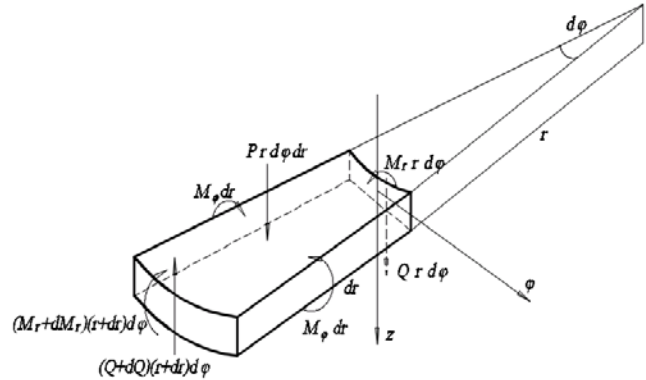
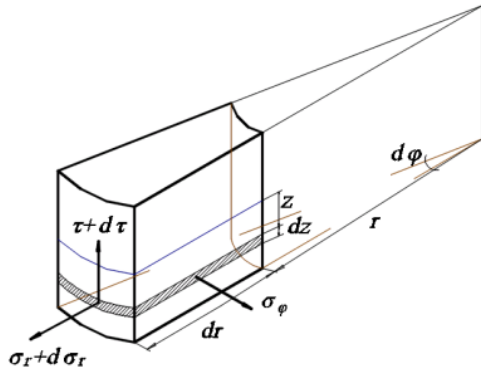
pa je deformacija ϵ_r u radijalnom pravcu jednaka:

$$\epsilon_r = z \frac{d\theta}{dr}. \tag{4.16}$$

Kružnica poluprečnika r koja prolazi kroz tačku C i koja je prije deformisanja ploče imala dužinu $2r\pi$ poslije deformisanja prelazi u kružnicu obima $2(r+z\theta)\pi$, pa je cirkularna (kružna) deformacija jednaka ε_φ :

$$\varepsilon_\varphi = \frac{2(r+\theta z)\pi - 2r\pi}{2r\pi} = z \frac{\theta}{r}. \quad (4.17)$$

Sa dva radijalna presjeka na međusobnom rastojanju $d\varphi$ i sa dva cilindrična presjeka definisana radijusima r i $r+dr$ iz kružne ploče ćemo izdvojiti element oblika kao na slici 4.8.



Slika 4.8. Elementarni djelić kružne ploče Slika 4.9. Opterećenje elementarnog djelića ploče

Na njegovim stranicama se pojavljuju normalni naponi σ_r i σ_φ , dok je $\sigma_z = 0$ i tangencijalni napon $\tau_{rz} \equiv \tau$. Imajući u vidu (4.16) i (4.17), kao i vezu između napona i deformacija definisanih Hukovim zakonom, tj.:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu \sigma_\varphi],$$

$$\varepsilon_\varphi = \frac{1}{E} [\sigma_\varphi - \nu \sigma_r].$$

lako se dobija da su naponi σ_r i σ_φ određeni izrazima:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_r + \nu \varepsilon_\varphi], \\ \sigma_\varphi &= \frac{E}{1-\nu^2} [\varepsilon_\varphi + \nu \varepsilon_r], \end{aligned} \quad (4.18)$$

odnosno:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E z}{1-\nu^2} \left[\frac{d\theta}{dr} + \nu \frac{\theta}{r} \right], \\ \sigma_\varphi &= \frac{E z}{1-\nu^2} \left[\frac{\theta}{r} + \nu \frac{d\theta}{dr} \right]. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Kao posljedica postojanja normalnih napona σ_r i σ_φ na stranama uočenog elementa ploče pojaviće se momenti savijanja M_r i M_φ , a kao posljedica postojanja tangencijalnog napona τ , pojaviće se transverzalna sila Q , kao na slici 4.9.

Ako su M_r , M_φ i Q momenti i sile po jedinici dužine, onda se njihove ukupne vrijednosti dobijaju kad se pomnože sa odgovarajućim dužinama na koje se odnose (slici 4.9.). Na istoj slici je prikazano i spoljašnje opterećenje na element ploče, a to je pritisak p . Ako na osnovu (4.19) znamo napone σ_r i σ_φ , onda momente M_r i M_φ određujemo na osnovu izraza:

$$\begin{aligned} M_r r d\varphi &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_r z dz r d\varphi, \\ M_\varphi dr &= \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_\varphi z dz dr, \end{aligned} \quad (4.20)$$

odnosno, imajući u vidu (4.19), na osnovu izraza (4.20):

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{d\theta}{dr} + \nu \frac{\theta}{r} \right) \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 dz, \\ M_\varphi &= \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{\theta}{r} + \nu \frac{d\theta}{dr} \right) \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 dz. \end{aligned} \quad (4.21)$$

Nakon integracija dobijamo:

$$\begin{aligned} M_r &= D \left(\frac{d\theta}{dr} + \nu \frac{\theta}{r} \right), \\ M_\varphi &= D \left(\frac{\theta}{r} + \nu \frac{d\theta}{dr} \right). \end{aligned} \quad (4.22)$$

gdje je D tzv. krutost ploče (ljuske) na savijanje i jednaka je:

$$D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (4.23)$$

Iz uslova ravnoteže $\sum F_{iz} = 0$ (slika 4.15.) dobijamo:

$$(Q+dQ)(r+dr) d\varphi - Q r d\varphi - p r dr d\varphi = 0, \quad (4.24)$$

odnosno:

$$p r = \frac{d}{dr} (Qr).$$

Iz uslova ravnoteže $\sum M_\varphi = 0$ (slika 4.15.) dobijamo:

$$(M_r + dM_r)(r + dr) d\varphi - M_r r d\varphi - p r dr d\varphi - \frac{dr}{2} M_\varphi dr d\varphi + (Q + dQ)(r + dr) d\varphi dr = 0.$$

Zanemarivanjem beskonačno malih veličina višeg reda, iz prethodnog izraza dobijamo:

$$M_\varphi - \frac{d}{dr}(M_r r) = Qr. \quad (4.25)$$

Zamjenom M_r i M_φ iz (4.22) u (4.25) dobijamo:

$$r \frac{d^2 \theta}{dr^2} + \frac{d\theta}{dr} - \frac{\theta}{r} = -\frac{Qr}{D}, \quad (4.26)$$

pa poslije dvostruke integracije imamo:

$$\theta = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1}{Dr} \int \left[r \int Q dr \right] dr, \quad (4.27)$$

gdje su C_1 i C_2 integracione konstante koje određujemo iz graničnih uslova.

Poprečnu silu Q možemo odrediti iz (4.24) ako je poznato opterećenje p . Međutim, silu Q je jednostavnije odrediti ako iz ploče, cilindričnim presjekom radijusa r , izdvojimo jedan njen element, a zatim posmatramo njegovu ravnotežu.

Kada iz (4.27) nađemo $Q = Q(r)$ onda iz (4.22) nađemo M_r i M_φ , a iz (4.15) ugib $W = W(r)$.

Na osnovu (4.19) i (4.22) je:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E z M_r}{1 - \nu^2 D}, \\ \sigma_\varphi &= \frac{E z M_\varphi}{1 - \nu^2 D}, \end{aligned} \quad (4.28)$$

odnosno:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{12 M_r}{h^3} z, \\ \sigma_\varphi &= \frac{12 M_\varphi}{h^3} z, \end{aligned} \quad (4.29)$$

Najveći normalni naponi se pojavljuju na mjestima $z = \pm \frac{h}{2}$ u kojima je:

$$\sigma_{r, \max} = \pm \frac{6 M_r}{h^2},$$

$$\sigma_{\varphi, \max} = \pm \frac{6M_{\varphi}}{h^2}. \quad (4.30)$$

Imajući u vidu (4.15) izraze (4.26) i (4.22) možemo napisati u obliku:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dW}{dr} \right) \right] = \frac{Q(r)}{D}, \quad (4.31)$$

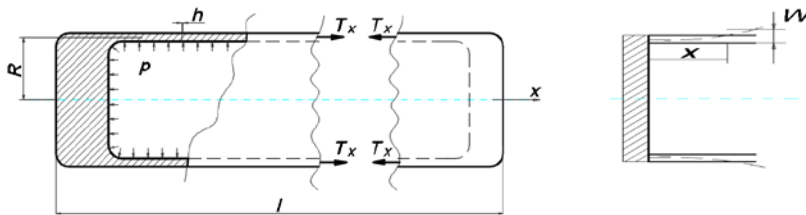
$$M_r = -D \left(\frac{d^2 W}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dW}{dr} \right),$$

$$M_{\varphi} = -D \left(\frac{1}{r} \frac{dW}{dr} + \nu \frac{d^2 W}{dr^2} \right). \quad (4.32)$$

4.1.3 Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske masivnog dna pod dejstvom unutrašnjeg pritiska

Posmatrajmo osnosimetričnu cilindričnu ljusku masivnog dna pod dejstvom unutrašnjeg pritiska.

Neka je poluprečnik ljuske R , a debljina h . Unutrašnji pritisak je p (slika 4.10.).



Slika 4.10. Osnosimetrična cilindrična ljuska sa masivnim dancem opterećena unutrašnjim pritiskom

Kao što smo vidjeli (jednačina 4.10) diferencijalna jednačina elastične linije izvodnice cilindra (slika 4.9.) glasi:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4k^4 W = \frac{p}{D} - \frac{\nu T_x}{R D},$$

gdje je: p - pritisak (preciznije, nadpritisak), R - poluprečnik ljuske, W - ugib izvodnice cilindra, T_x - aksijalna sila koja se pojavljuje u proizvoljnom poprečnom presjeku definisanom koordinatom x . To je linijska sila tj. sila podijeljena po kružnici poluprečnika R , ν - Poasonov koeficijent, D - krutost ljuske, $D = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}$, E - moduo elastičnosti, K - konstanta $k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}}$.

Iz uslova ravnoteže $\sum F_i x = 0$ za dio cilindrične ljuske, dobija se:

$$T_x 2R\pi - pR^2\pi = 0,$$

$$T_x = \frac{pR}{2}.$$

Sada diferencijalna jednačina elastične linije izvodnice cilindra glasi:

$$\frac{d^4W}{dx^4} + 4k^4W = \frac{p}{D} - \frac{vpR}{RD} = \frac{p}{D} \left(1 - \frac{v}{2}\right).$$

Saglasno proceduri datoj u 4.1.1. rješenje prethodne diferencijalne jednačine je:

$$W = e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx] + W_p,$$

Konstante A_3 i A_4 određujemo iz graničnih uslova na mjestu masivnog dna, odnosno iz uslova:

$$W_{x=0} = 0 \text{ i,}$$

$$\frac{dW}{dx}_{x=0} = 0.$$

odnosno iz:

$$\left[e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx] + \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right) \right]_{x=0} = 0,$$

$$\left[-ke^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx] + e^{-kx} [kA_3 \cos kx - kA_4 \sin kx] \right]_{x=0} = 0.$$

Dobijamo:

$$A_3 = A_4 = -\frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right),$$

pa je:

$$W_{(x)} = \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right) \left[1 - e^{-kx} [\sin kx + \cos kx] \right],$$

$$\frac{dW}{dx} = \dots = \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right) 2ke^{-kx} \sin kx,$$

$$\frac{d^2W}{dx^2} = \dots = \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right) 2k^2 e^{-kx} [\cos kx - \sin kx],$$

$$M_x = D \frac{d^2W}{dx^2} = \frac{p}{2k^2} \left(1 - \frac{v}{2}\right) e^{-kx} [\cos kx - \sin kx],$$

$$M_y = \nu M_x,$$

$$T_y = T_x \nu + E h \frac{W}{R} = \dots = pR \left[1 - \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) e^{-kx} [\sin kx + \cos kx] \right],$$

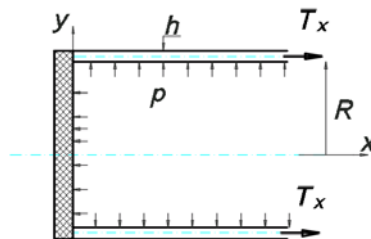
U prethodnim jednačinama figurišu veličine (poglavlje 4.1.1.): M_x - linijski moment savijanja u ravni x - z gdje y osa predstavlja obimni pravac, M_y - linijski moment savijanja u ravni poprečnog presjeka (ravan koju definišu radijalni i obimni cirkularni pravac), T_y - obimna linijska sila, T_x - aksijalna sila.

Sada se maksimalni normalni naponi u aksijalnom i cirkularnom pravcu mogu iskazati (odjeljak 4.1.1.) kao:

$$\sigma_x = \frac{T_x}{h} \pm \frac{6M_x}{h^2},$$

$$\sigma_y = \frac{T_y}{h} \pm \frac{6M_y}{h^2},$$

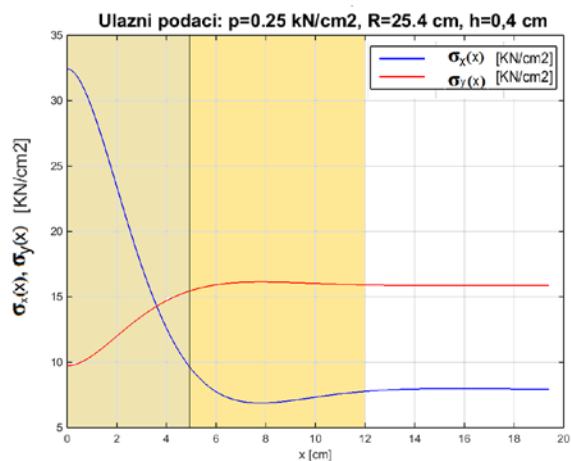
Kao ilustrativne primjere, posmatraćemo cijevi poluprečnika redom: $R = 25.4$ cm, $R = 24$ cm, $R = 12.4$ cm, i debljine $h = 0.4$ cm, sa unutrašnjim pritiskom $p = 0.25$ kN/cm² sa $E = 21 \cdot 10^3$ kN/cm² i $\nu = 0.3$ cm (slika 4.11.). Cijev ima masivno dance.



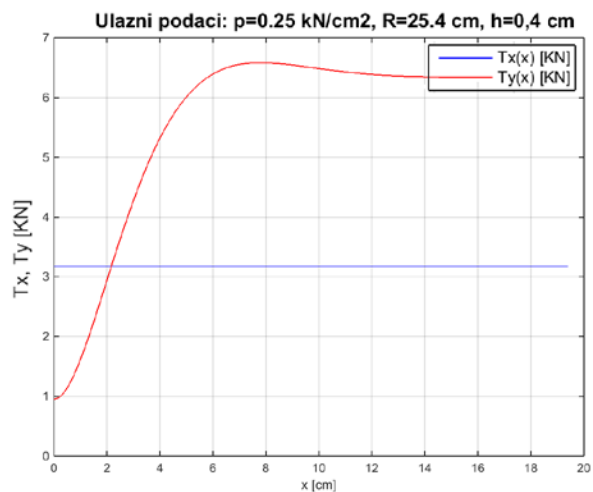
Slika 4.11. Tankozidna osnosimetrična cilindrična ljuska sa masivnim dance

Na bazi prethodno dobijenih izraza za $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_y(x)$, $T_x(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$, korišćenjem odgovarajućeg softvera moguće je dati dijagramski prikaz navedenih veličina u zavisnosti od x , gdje je x uzdužna (aksijalna) koordinata cijevi.

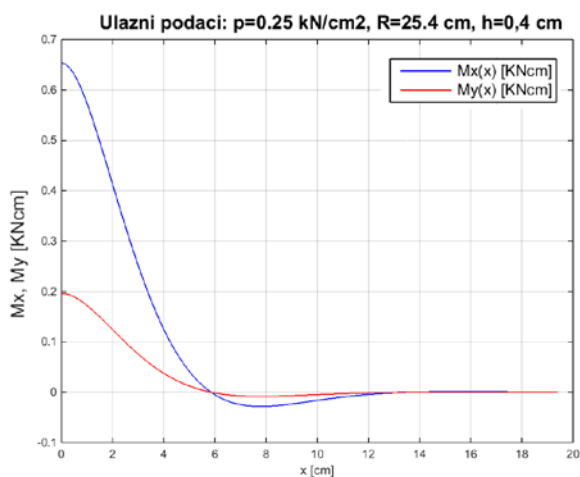
Na slici 4.12. su prikazane dijagramske zavisnosti $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_y(x)$, $T_x(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ gdje je x osa uzdužna (aksijalna) osa cijevi, a y osa definiše vertikalni (cirkularni) pravac.



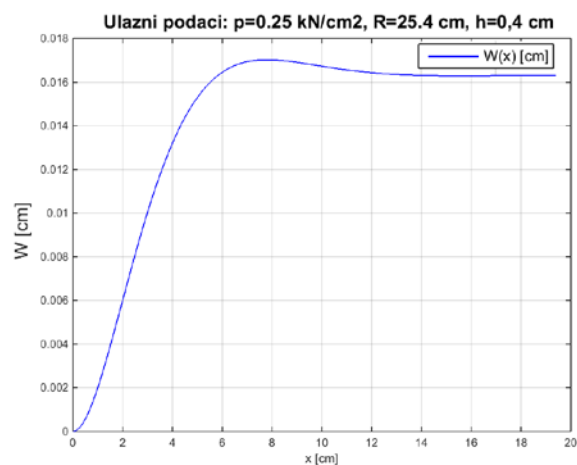
a)



b)

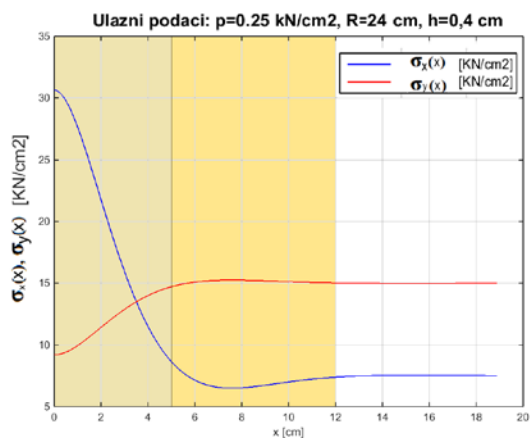


c)

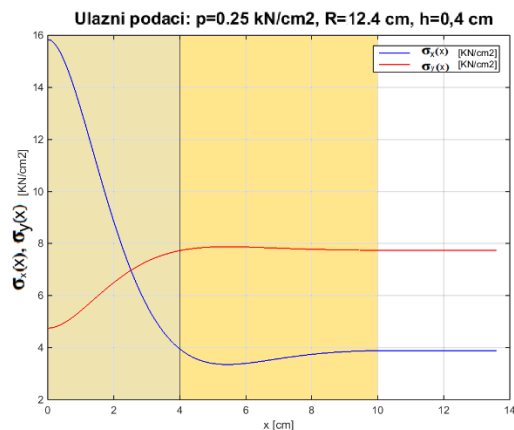


d)

Slika 4.12. Dijagramska zavisnost $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_x(x)$, $T_y(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ od x



a)



b)

Slika 4.13. Dijagramska zavisnost $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ od x

Dijagrami su dobijeni na bazi primjene momentne teorije osnosimetričnih cilindričnih ljuski sa masivnim dancetom.

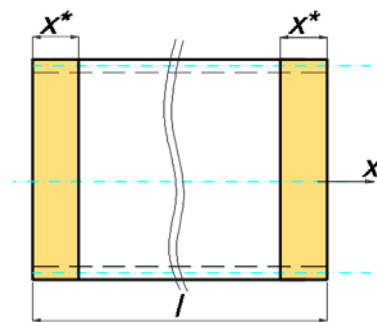
Na slici 4.13. prikazane su dijagramske zavisnosti $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ za osnosimetrične cilindrične ljuske poluprečnika $R = 24$ cm i $R = 12.4$ cm.

Može se uočiti:

- Oblast važenja teorije bezmomentne ljuske je oblast dužine $l - 2x^*$ (slika 4.14.). U toj oblasti važi da je:

$$\sigma_y = \frac{pR}{h} = \frac{0.25 \cdot 25.4}{0.4} = 15.87 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \text{ (obimni napon); } \sigma_x = \frac{\sigma_y}{2} = 7.94 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \text{ (aksijalni napon).}$$

Dakle, za dugačke cijevi sa debelim dancem u oblasti definisanoj sa x^* od dna cijevi ne bi se smjela primjenjivati bezmomentna teorija pri određivanju obimnih i aksijalnih napona. Dužina stabilizacije iskazana kroz vrijednost x^* , ne zavisi od dužine cijevi.



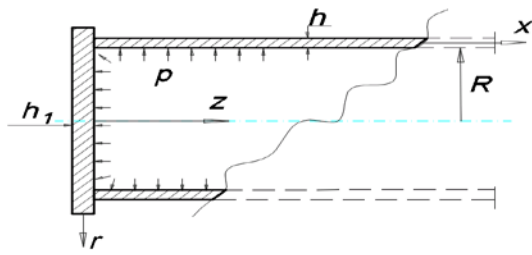
Slika 4.14. Oblast važenja bezmomentne teorije ljuske

- U oblasti $x \leq x^*$ ne važi odnos $\sigma_y = 2\sigma_x$. Vidi se da se za $x=0$ vrijednost σ_x višestruko povećala: $\sigma_x(x=0) = 32.5 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$ u odnosu na vrijednost: $\sigma_x = 7.94 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$, dakle, približno tri puta. Sa druge strane, σ_y je dobila manju vrijednost od vrijednosti $\sigma_y = 15.87 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$ dobijene na bazi bezmomentne teorije ljuske. Slične konstatacije se mogu izvesti i za preostala dva slučaja (slika 4.13.) za poluprečnike: $R = 24$ cm i $R = 12.4$ cm.

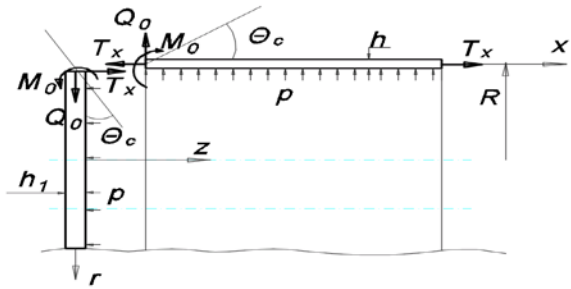
- Sa slike 4.12. i slike 4.13. može se uočiti da se vrijednost napona σ_x i σ_y za sve tri varijante cilindrične ljuske ($R = 25.4$ cm, $R = 24$ cm i $R = 12.4$ cm) dovodi na nivo vrijednosti tih napona za oblast važenja bezmomentne teorije ljuske na rastojanju od danceta duž aksijalnog pravca od 5-6 cm.

4.1.4 Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske sa tankozidnim dancem pri dejstvu unutrašnjeg pritiska

Posmatraćemo tankozidnu osnosimetričnu cilindričnu ljusku sa tankozidnim dancem pod dejstvom unutrašnjeg pritiska p (slika 4.15.), ako je poluprečnik ljuske R , a debljina ljuske h . Neka je debljina danca ljuske h_1 .



Slika 4.15. Tankozidna osnosimetrična cilindrična ljuska sa tankim dancem



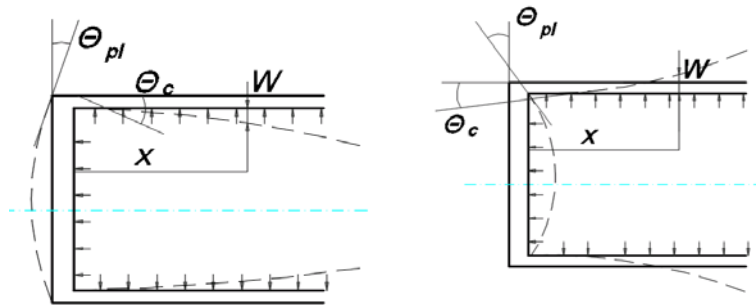
Slika 4.16. Opterećenje osnosimetrične cilindrične ljuske i ploče

Pošto dance nije apsolutno kruto, kao u prethodnom slučaju mora se konstatovati da se dance ponaša pod dejstvom pritiska p kao ljuska u obliku kružne ploče opterećena podijeljenim po jedinici površine.

Zbog toga treba konstatovati da na mjestu spoja kružne ploče i cilindrične ljuske mora biti zadovoljeno da su nagibi i ugibi ploče i ljuske isti, a ne da su jednaki nuli, kako smo smatrali u prethodnom slučaju, slučaju masivnog dna.

Ako rastavimo ploču i ljusku i posmatramo aksijalni presjek dobićemo stanje prikazano na slici 4.16. Kao što je prikazano na slici na mjestu spoja ploče i cilindrične ljuske tj. spoja radijalnog presjeka ploče i izvodnice cilindrične ljuske pojavljuju se: M_0 - linijski moment, Q_0 - sila normalna na uzdužnu osu cilindra, a u radijalnom pravcu ploče, T_x - aksijalna sila u pravcu uzdužne ose cilindra, a u pravcu normale na ploču. Treba uočiti da je aksijalna osa za cilindričnu ljusku x osa, a aksijalna osa za kružnu ploču je z osa (slika 4.15. i slika 4.16.), kako bi se u izvornom obliku koristile već izvedene jednačine i oznake.

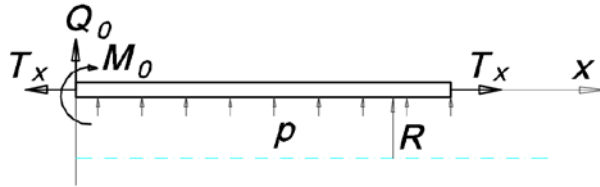
Treba napomenuti da su i sile T_x i Q_0 i moment M_0 linijska opterećenja ploče i cilindra i djeluju po obimu kružnice poluprečnika R . Za pretpostaviti je da bi deformisano stanje cilindrične ljuske trebalo da izgleda kako je prikazano na slici 4.17.



Slika 4.17. Ugibi i nagibi osnosimetrične cilindrične ljuske sa tankim dancem

- Cilindrična ljuska

Na slici 4.18. je prikazana cilindrična ljuska. Saglasno rečenom iz prethodnog primjera, a na bazi teorijskog dijela datog u sekciji 4.1.5. opšte rješenje elastične linije je dato kao:



Slika 4.18. Opterećenje cilindrična ljuska

$$W = e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx] + W_p,$$

$$W_p = \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right),$$

dalje je:

$$\frac{dW}{dx} = -ke^{-kx} [(A_3 + A_4) \sin kx + (A_4 - A_3) \cos kx],$$

$$\frac{d^2W}{dx^2} = k^2 e^{-kx} [2A_4 \sin kx + (-2A_3) \cos kx],$$

$$\frac{d^3W}{dx^3} = -k^3 e^{-kx} [2(A_4 - A_3) \sin kx - 2(A_3 + A_4) \cos kx],$$

iz naredna četiri uslova dobija se:

$$W_{x=0} = 0 \Rightarrow A_4 + W_p = A_4 + \frac{p}{4Dk^4} \left(1 - \frac{v}{2}\right),$$

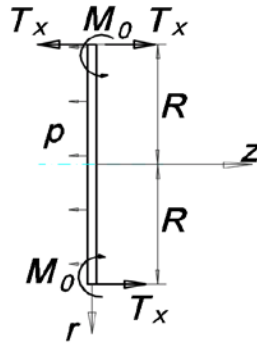
$$\theta_{cil} = \left(\frac{dW}{dx}\right)_{x=0} = -k(A_4 - A_3),$$

$$M_{x=0} = \left(D \frac{d^2W}{dx^2}\right)_{x=0} = Dk^2(-2A_3),$$

$$Q_{x=0} = \left(D \frac{d^3W}{dx^3}\right)_{x=0} = -Dk^2[-2(A_3 + A_4)].$$

- **Kružna ploča u obliku ljuske**

Na slici 4.19. je prikazana kružna ploča kao dance cilindrične ljuske.



Slika 4.19. Opterećenje kružne ploče

Aksijalne deformacije ploče u radijalnom pravcu su male u odnosu na deformacije usljed savijanja, pa važi da je ukupni nagib ploče:

$$\theta_{pl} = (\theta_{pl})^{M_0} + (\theta_{pl})^p,$$

gdje je: $(\theta_{pl})^{M_0}$ - nagibni ugao kružne ploče opterećene linijskim momentom M_0 , a $(\theta_{pl})^p$ nagibni ugao kružne ploče opterećene ravnomjerno podijeljenim opterećenjem po površini ploče tj. pritiskom p .

Za slučaj opterećenja kružne ploče spregom (slika 4.19.) M_0 rješenje je:

$$W_{(r)} = -\frac{C_1 r^2}{4} - C_2 \ln r + C_3,$$

Integracione konstante ćemo odrediti iz uslova kako slijedi:

$$M_{r=r=R} = M_0; M_0 = -D_1 \left[\frac{d^2 W}{dr^2} + \nu \frac{1}{r} \frac{dW}{dr} \right]_{r=R} = \dots = -D_1 \left[\frac{C_1}{2} (1+\nu) - \frac{C_2}{R^2} (1-\nu) \right],$$

$$M_{r=0} = 0; 0 = -D_1 \left[\frac{d^2 W}{dr^2} + \nu \frac{1}{r} \frac{dW}{dr} \right]_{r=0} \Rightarrow \frac{C_1}{2} (1+\nu) = \frac{C_2}{R^2} (1-\nu),$$

$$W_{r=R} = 0; \frac{C_1 r^2}{4} - C_2 \ln r + C_3 = 0,$$

Iz prethodne tri jednačine se dobija:

$$C_1 = -\frac{2M_0}{D_1(1+\nu)},$$

$$C_2 = 0,$$

$$C_3 = \frac{-C_1 R^4}{4},$$

pa je:

$$W_{(r)} = \frac{C_1}{4} (R^2 - r^2) = \frac{M_0}{2(1+\nu)D_1} (R^2 - r^2),$$

$$\frac{(dW)_r}{dr} = -\frac{M_0}{(1+\nu)D_1} r; (\theta_{pl})^{M_0} = \left(\frac{dW}{dr}\right)_{r=R} = \frac{M_0 R}{(1+\nu)D_1}.$$

Za slučaj opterećenja kružne ploče pritiskom p (slika 4.19.) jednačina elastične linije je:

$$W_{(r)} = \frac{p}{64} r^4 + \frac{1}{4} C_1 r^2 + C_2 \ln r + C_3,$$

$W_{(r)=\infty}$ ne može biti, pa je $C_2=0$.

Konstante C_1 i C_3 se određuju iz uslova:

$$M_{(r)=R} = 0,$$

$$-D \left[\frac{d^2 W}{dr^2} + \nu \frac{1}{r} \frac{dW}{dr} \right]_{r=R} = \left(\frac{3p}{16D_1} R^2 + \frac{C_1}{2} + \nu \frac{pR^2}{16D} + \nu \frac{C_1}{2} \right) = 0 \Rightarrow \frac{C_1}{2} = \frac{(-p)R^2 (3+\nu)}{16D (1+\nu)},$$

$$W_{(r)=R} = 0,$$

$$\left(\frac{(-p)R^4}{64D_1} + C_1 \frac{R^2}{4} + C_3 \right) = 0; C_3 = \frac{(-p)R^4}{64D_1} + \frac{R^2 (-p)R^2 (3+\nu)}{2 \cdot 16D_1 (1+\nu)} = \dots = \frac{(-p)R^4 (3+\nu)}{64D_1 (1+\nu)}.$$

Sada je:

$$W_{(r)} = \frac{(-p)}{64D_1} \left(R^2 \frac{(3+\nu)}{(1+\nu)} - r^2 \right).$$

pa je:

$$\left(\frac{dW}{dr}\right)_{r=R} = \frac{(-p)R^3}{8D_1(1+\nu)}; (\theta_{pl})^p = \left(\frac{dW}{dr}\right)_{r=R} = \frac{M_0 R}{(1+\nu)D_1} = \frac{(-p)R^3}{8D_1(1+\nu)}.$$

- **Cilindrična ljuska i kružna ploča u cjelini**

Posmatrajući cilindričnu ljusku i kružnu ploču u cjelini na raspolaganju imamo pet jednačina:

$$A_4 + \frac{p}{4DK^4} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right), \quad (4.33)$$

$$\theta_{cil, x=0} = -k(A_4 - A_3), \quad (4.34)$$

$$M_{x_{x=0}}=M_0=Dk^2(-2A_3), \quad (4.35)$$

$$Q_{x_{x=0}}=Q_0=-Dk^2[-2(A_3+A_4)], \quad (4.36)$$

$$(\theta_{pl})_{r=R}=\frac{(8M_0-pR^2)R}{8(1+\nu)D_1}, \quad (4.37)$$

pri čemu je:

$$\theta_{pl}=(\theta_{pl})^{M_0}+(\theta_{pl})^p=\frac{M_0R}{(1+\nu)D_1}-\frac{pR^3}{8(1+\nu)D_1}=\frac{(8M_0-pR^2)R}{8(1+\nu)D_1},$$

Iz jednačine (4.35):

$$A_3=-\frac{M_0}{2Dk^2},$$

Iz jednačine (4.33):

$$A_4=-\frac{p}{4Dk^4}\left(1-\frac{\nu}{2}\right),$$

Iz uslova $\theta_{cil_{x=0}}=\theta_{pl_{r=R}}$ i jednačina (4.34) i (4.37) se dobija:

$$-k\left[\left(-\frac{p}{4Dk^4}\left(1-\frac{\nu}{2}\right)\right)-\left(\frac{M_0}{2Dk^2}\right)\right]=\frac{(8M_0-pR^2)R}{8(1+\nu)D_1},$$

Iz koje se može odrediti M_0 :

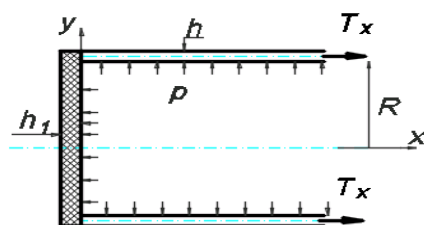
$$M_0=\frac{\frac{pR^3}{8D_1(1+\nu)}+\frac{p}{4Dk^3}\left(1-\frac{\nu}{2}\right)}{\frac{1}{2kD}+\frac{R}{D_1(1+\nu)}},$$

Konačno, Q_0 se određuje iz jednačine (4.36):

$$Q_0=-Dk^2\left[-2\left(\frac{M_0}{2Dk^2}-\frac{p}{4Dk^4}\left(1-\frac{\nu}{2}\right)\right)\right],$$

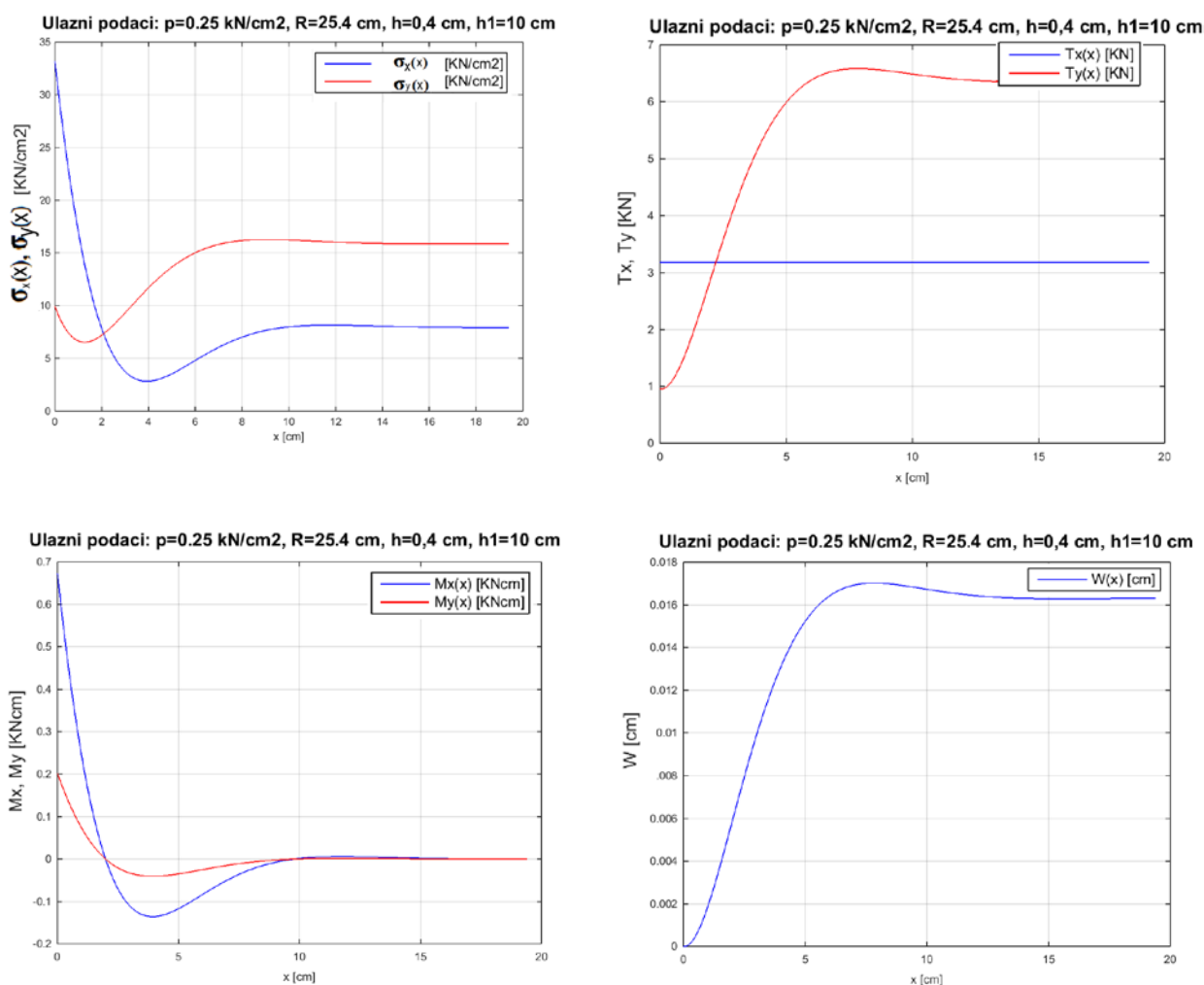
Zatim se mogu odrediti i svi naponi u pojedinačnim tačkama i cilindrične ljske i kružne ploče, jer je poznato $W_{(x)}$ za cilindričnu ljsku i $W_{(r)}$ za kružnu ploču.

Kao **ilustrativni primjer** posmatraćemo cijev u obliku cilindrične ljske sa elastičnim dancem, pri čemu je: $R = 25.4$ cm, $h = 0.4$ cm, $p = 0.25$ kN/cm², $h_1 = 10$ cm, $E = 21 \cdot 10^3$ kN/cm² i $\nu = 0.3$ cm (slika 4.20.).



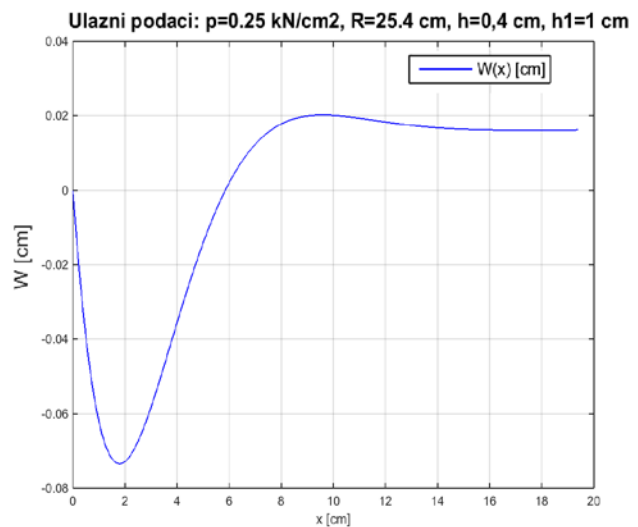
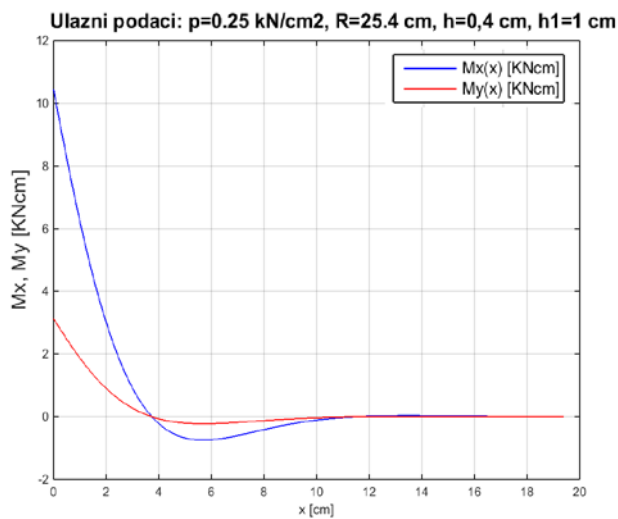
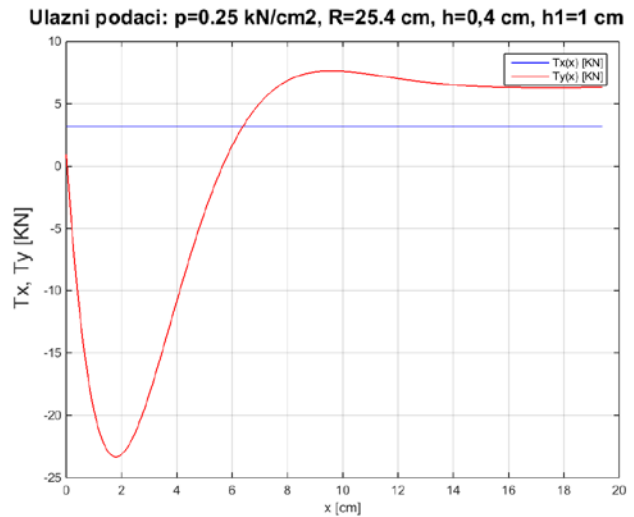
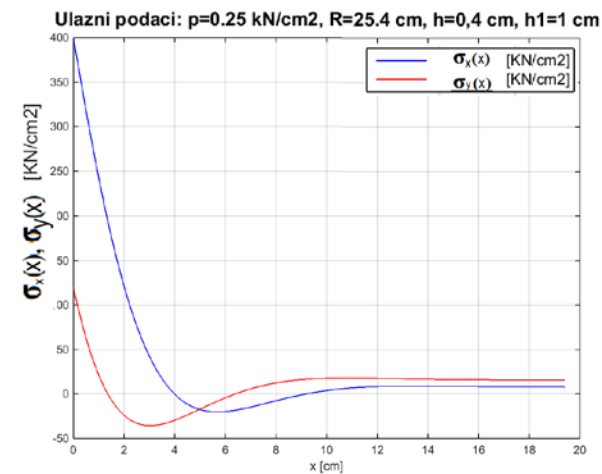
Slika 4.20. Cijev oblika osnosimetrične cilindrične ljuske sa elastičnim dancem

Na slici 4.21. dat je dijagramski prikaz promjene veličina: $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_x(x)$, $T_y(x)$, $Q_y(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ u zavisnosti od x - rastojanja od danca u aksijalnom pravcu.



Slika 4.21. Dijagramski prikaz promjene $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_x(x)$, $T_y(x)$, $Q_y(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ u zavisnosti od x - rastojanja od danca u aksijalnom pravcu

Na slici 4.22. dat je dijagramski prikaz promjene veličina: $W(x)$, $M_x(x)$, $M_y(x)$, $T_x(x)$, $T_y(x)$, $Q_y(x)$, $\sigma_x(x)$, $\sigma_y(x)$ u zavisnosti od x - rastojanja od danca u aksijalnom pravcu, ako se umjesto debljine danca $h_1 = 10 \text{ cm}$ stavi debljina danca $h_1 = 1 \text{ cm}$.



Slika 4.22. Cilindrična ljuska sa elastičnim dance, $h_1=1 \text{ cm}$

Upoređujući dijagrame sa slike 4.12. a), slike 4.21. a) i slike 4.22. a) može se uočiti:

- $\sigma_{x, \max}$ (elastično dance, $h_1 = 10 \text{ cm}$) = 33 kN/cm^2 ; $\sigma_{x, \max}$ (elastično dance, $h_1 = 1 \text{ cm}$) = 400 kN/cm^2 ; $\sigma_{x, \max}$ (debelo dance) = 33 kN/cm^2 ,
- $\sigma_{y, \max}$ (elastično dance, $h_1 = 10 \text{ cm}$) = 10 kN/cm^2 ; $\sigma_{y, \max}$ (elastično dance, $h_1 = 1 \text{ cm}$) = 120 kN/cm^2 , $\sigma_{y, \max}$ (debelo dance) = 10 kN/cm^2 ,

što znači da su naponi na mjestu spoja cijevi i dance oblika kružne ploče oko 12-13 puta veći za slučaj elastičnog dance u odnosu na debelo dance. Dužina stabilizacije (x^*) je u oba slučaja približno ista, jer ista zavisi od R i h , a ne zavisi od h_1 .

- $\sigma_{x, \max}$ i $\sigma_{y, \max}$ za debelo dance po bezmomentnoj teoriji i $\sigma_{x, \max}$ i $\sigma_{y, \max}$ za dance debljine $h_1 = 10 \text{ cm}$ imaju približno iste vrijednosti: 33 kN/cm^2 , odnosno 10 kN/cm^2 . U slučaju dance debljine $h_1 = 1 \text{ cm}$ naponi prelaze vrijednost granice razvlačenja za slučaj da je $\sigma_F = 36 \text{ kN/cm}^2$.

Sa dijagrama prikazanim na slici 4.12. c), slici 4.21. c) i slici 4.22. c) se može zaključiti:

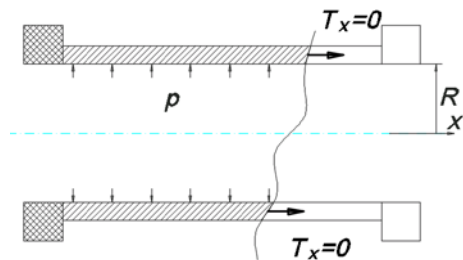
- Savojni naponi σ_x i σ_y , vrlo brzo, na rastojanju od oko 12 cm od dna u aksijalnom pravcu, dobijaju vrijednosti jednake vrijednostima nominalnih napona (naponi koji se dobijaju na bazi bezmomentne teorije), a već poslije 5 - 6 cm naponi σ_x i σ_y dobijaju vrijednosti približne nominalnim - membranskim naponima.

Sa dijagrama prikazanim na slici 4.12. b), slici 4.21. b) i slici 4.22. b) se može zaključiti:

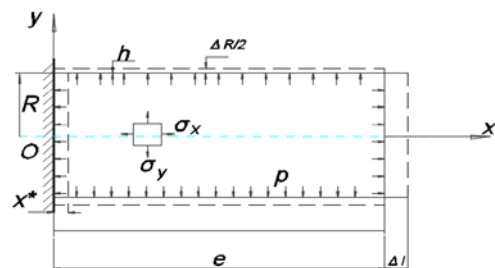
- Da su ugibi veoma mali i da dobijaju konstantnu vrijednost nakon dužine stabilizacije $x^* \approx 12$ cm.

4.1.5 Analiza napona tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske otvorene i ukliještene na krajevima pod dejstvom unutrašnjeg pritiska po obodu cijevi

Posmatrajmo cilindričnu ljusku koja je otvorena, a krajevi su joj ukliještene (slika 4.23.) koja je opterećena unutrašnjim pritiskom p , neka je poluprečnik cijevi R , a debljina h .



Slika 4.23. Otvorena osnosimetrična cilindrična ljuska sa ukliještenjem na krajevima



Slika 4.24. Naponi i deformacije tankozidne osnosimetrične cilindrične ljuske

Pošto je cilindrična ljuska otvorena iz sume sila u pravcu uzdužne ose (x -ose) se može konstatovati da je $T_x = 0$. Diferencijalna jednačina elastične linije cilindrične ljuske glasi:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4k^4 W = \frac{p}{D} - \nu \frac{T_x}{R_d} \xrightarrow{T_x=0} \frac{p}{D}$$

Partikularno rješenje diferencijalne jednačine je:

$$W_p = C = \frac{p}{4Dk^4}$$

a rješenje homogenog dijela diferencijalne jednačine je:

$$W_h = e^{kx} [A_1 \sin kx + A_2 \cos kx] + e^{-kx} [A_3 \sin kx + A_4 \cos kx].$$

Za dugački cilindar $W_{x \rightarrow \infty} = \text{konačna vrijednost}$, pa proizilazi da je $A_1 = A_2 = 0$,

Iz graničnih uslova $W_{x=0} = 0$ i $\left(\frac{dW}{dx}\right)_{x=0} = 0$ određuju se integracione konstante A_3 i A_4 :

$$A_3 = A_4 = -\frac{p}{4Dk^4},$$

dalje je:

$$W = \frac{p}{4Dk^4} [1 - e^{-kx} [\sin kx + \cos kx]],$$

$$M_x = \frac{p}{2k^2} e^{-kx} [\cos kx + \sin kx],$$

$$M_y = \nu M_x,$$

$$T_y = pR [1 - e^{-kx} [\sin kx + \cos kx]],$$

$$\sigma_x = \pm \frac{6M_x}{h^2},$$

$$\sigma_y = \frac{T_y}{h} + \frac{6M_y}{h^2}.$$

4.1.6 Dilatacije cjevovoda

Cijevni elementi cjevovoda oblika tankozidne osnosimetrične ljuske (slika 4.24.), kao što smo vidjeli, opterećenog unutrašnjim pritiskom ponašaju se po teoriji bezmomentne ljuske, sem u zoni postojanja diskontinuiteta u geometriji ili opterećenju.

Dakle, sem u zoni definisanoj sa x^* (dužina stabilizacije), koja se može odrediti za neki konkretni slučaj, važi:

$$\sigma_y = \sigma_c = \frac{pR}{h},$$

$$\sigma_x = \sigma_m = \frac{pR}{2h},$$

Kao posljedica postojanja uzdužnih i cirkularnih napona pojavljuju se izduženja tj. dilatacije u uzdužnom i cirkularnom pravcu:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_m = \frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu \sigma_y) = \frac{pR}{Eh} \left(\frac{1}{2} - \nu \right) = \frac{pR}{2Eh} (1 - 2\nu),$$

$$\varepsilon_y = \varepsilon_c = \frac{\Delta O}{O} = \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu \sigma_x) = \frac{pR}{Eh} \left(\frac{1}{2} - \nu \right) = \frac{pR}{2Eh} (2 - \nu),$$

gdje je: ν - Poasonov koeficijent, E - moduo elastičnosti za čelik $2.1 \cdot 10^3 \text{ kN/cm}^2$, a $O = 2R\pi$ - obim kružnice.

Promjena poluprečnika, obima i dužine cijevi su:

$$\Delta R = R \varepsilon_c = \frac{pR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right),$$

$$\Delta O = 2\pi \Delta R = \frac{pR^2}{Eh} 2\pi \left(1 - \frac{\nu}{2}\right),$$

$$\Delta l = l \varepsilon_m = \frac{pRl}{Eh} \left(\frac{1}{2} - \nu\right).$$

• Ograničene dilatacije

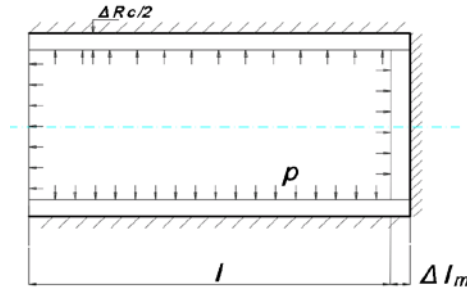
Radi se o slučaju kada ne dolazi do potpune realizacije aksijalnih i cirkularnih deformacija i izduženja zbog postojanja ograničenja. Ako se ograničenja iskažu preko izduženja Δl_m (za aksijalne deformacije) i ΔR_C (za cirkularne deformacije) onda, da bi ograničenja došla do izražaja treba da je $\Delta l > \Delta l_m$ i $\Delta R > \Delta R_C$. Ako neka od prethodnih jednačina nije zadovoljena onda ona nema funkciju. Ako je $\Delta l \leq \Delta l_m$ i $\Delta R \leq \Delta R_C$ radi se o slobodnim dilatacijama posmatrane cijevi (slika 4.25.).

1° Ako je $\Delta l > \Delta l_m$ i $\Delta R > \Delta R_C$, važi:

$$\frac{1}{E} [\sigma_m^\Delta - \nu \sigma_c^\Delta] = \Delta l_m, \quad (4.38)$$

$$\frac{1}{E} [\sigma_c^\Delta - \nu \sigma_m^\Delta] = \Delta R_C, \quad (4.39)$$

gdje je: σ_m^Δ i σ_c^Δ - naponi koji se pojavljuju usljed zazora Δl_m i ΔR_C kojima su dilatacije, ograničene.



Slika 4.25. Tankozidna osnosimetrična cilindrična ljuska sa slobodnim dilatacijama

Iz (4.38) i (4.39) se dobija:

$$\sigma_m^\Delta = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\Delta l_m}{l} + \nu \frac{\Delta R_C}{R} \right), \quad (4.40)$$

$$\sigma_c^\Delta = \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\Delta R_C}{R} + \nu \frac{\Delta l_m}{l} \right), \quad (4.41)$$

2° Ako je $\Delta R_C \neq 0$ i $\Delta l_m = 0$ (nema aksijalnog zazora) onda je iz (4.40.) i (4.41.):

$$\sigma_m^\Delta = \frac{E \nu}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\Delta R_C}{R} \right) = \nu \sigma_c^\Delta,$$

$$\sigma_c^\Delta = \frac{E}{(1-v^2)} \left(\frac{\Delta R}{R} \right),$$

3° Ako je $\Delta R_c = 0$ i $\Delta l_m \neq 0$ (nema radijalnog zazora) onda je iz (4.40) i (4.41):

$$\sigma_m^\Delta = \frac{E \Delta l_m}{(1-v^2) l}$$

$$\sigma_c^\Delta = \frac{E v}{(1-v^2)} \Delta l_m = v \sigma_m^\Delta$$

- **Jedna dilatacija ograničena, a druga slobodna**

1° Ako je $\Delta R_c \neq 0$ (postoji radijalni zazor, $\Delta R_c < \Delta R = \frac{p R^2}{E h} (1 - \frac{v}{2})$) važi:

$$\Delta l^\Delta = \frac{1}{E} (\sigma_m^\Delta - v \sigma_c^\Delta), \quad \sigma_m^\Delta = \frac{p R}{2 h},$$

$$\Delta R_c = \Delta R_c^\Delta = \frac{R}{E} \left[\sigma_c^\Delta - v \frac{p R}{2 h} \right],$$

odakle se dobijaju dvije nepoznate σ_c^Δ i Δl^Δ :

$$\sigma_c^\Delta = \frac{E \Delta R_c^\Delta}{R} + v \frac{p R}{2 h},$$

a zatim:

$$\Delta l^\Delta = \frac{1}{E} \left[\frac{p R}{2 h} - v \left(\frac{E \Delta R_c^\Delta}{R} + v \frac{p R}{2 h} \right) \right] = \frac{1}{E} \left(\frac{p R}{2 h} (1-v^2) - \frac{v E \Delta R_c^\Delta}{R} \right),$$

specijalno, ako je $\Delta R_c = \Delta R_c^\Delta = 0$ (nema zazor) dobija se:

$$\Delta l^\Delta = \frac{p R l}{2 E h} (1-v^2),$$

2° Ako je $\Delta l_m \neq 0$ (postoji aksijalni zazor, $\Delta l_m < \Delta l = \frac{p R l}{2 E h} (\frac{1}{2} - v)$) važi:

$$\Delta l_m = \Delta l^\Delta = \frac{1}{E} (\sigma_m^\Delta - v \sigma_c^\Delta) = \frac{1}{E} \left(\sigma_m^\Delta - v \frac{p R}{2 h} \right), \quad \sigma_c^\Delta = \frac{p R}{2 h},$$

$$\Delta R_c^\Delta = \frac{R}{E} [\sigma_c^\Delta - \sigma_m^\Delta],$$

u dvijema prethodnim jednačinama figurišu dvije nepoznate: σ_m^Δ i ΔR_c^Δ , pa je:

$$\sigma_m^\Delta = \frac{E\Delta l_m}{l} + \nu \frac{pR}{2h},$$

$$\Delta R_c^\Delta = \frac{R}{E} \left[\frac{pR}{2h} - \nu \left(\frac{E\Delta l_m}{l} + \nu \frac{pR}{2h} \right) \right] = \frac{pR^2}{2h} (1-\nu^2) - \nu \frac{E\Delta l_m}{l},$$

Specijalno, ako je (nema zazora) dobija se:

$$\Delta R_c^\Delta = \frac{pR^2}{2Eh} (1-\nu^2).$$

- **Temperaturne dilatacije**

Dilatacije cjevovoda se mogu pojaviti usljed promjene temperature. Radi se o slučaju kada se cjevovod dužine l zagrije za ΔT . Dilatacija Δl_T je:

$$\Delta l_T = l \varepsilon_m = l \alpha \Delta T; \quad \text{gdje je } \alpha \text{ - koeficijent temperaturnog širenja.}$$

Uzdužna dilatacija cjevovoda dužine l i dilatacija poluprečnika (obima) usljed istovremenog dejstva unutrašnjeg pritiska p i promjene temperature Δt se može iskazati kao:

$$\Delta l_m = l \varepsilon_m = \frac{pR}{2Eh} (1-2\nu) + \alpha l \Delta T,$$

$$\Delta R = R \varepsilon_c = \frac{pR}{2Eh} (2-\nu) + \alpha R \Delta T.$$

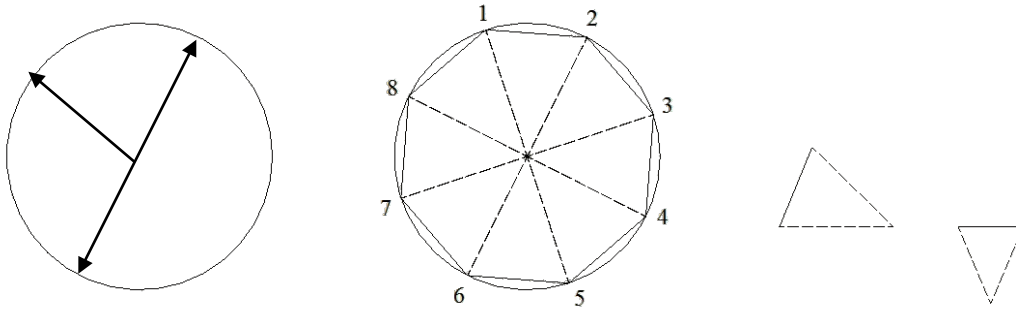
Dakle, ako je: $l, p, R, E, t, \Delta T$ poznato može se izračunati dilatacija Δl_m i ΔR .

4.2 Osnove metode konačnih elemenata

Metoda konačnih elemenata u svom sadašnjem obliku prošla je kroz nekoliko faza i etapa stvaranja i oblikovanja. Ne može se sa sigurnošću reći ko je osnivač ili utemeljivač metode konačnih elemenata, jer se za njeno osnivanje i trasiranje u domenu inženjerskih nauka vezuje više imena. Najveći doprinos u najranijoj fazi se sasvim sigurno vezuje za inženjera i matematičara M. J. Turnera, direktora odjeljenja za konstrukcionu dinamiku, u avionskoj kompaniji Boeing. Upravo za avioindustriju se vezuje početno istraživanje i napredak u matematičkim formulacijama koje će kasnije dovesti do oblikovanja metode konačnih elemenata.

4.2.1 Teorijske osnove metode konačnih elemenata

Konačni element se može definisati, kroz jedan jednostavan primjer. Naime, za rektifikaciju kruga, Arhimed je koristio konačne elemente. Ovaj tradicionalni problem se može definisati na sljedeći način: Naći obim L kruga prečnika d . Pošto je $L = \pi d$, ovo je ekvivalentno nalaženju numeričke vrijednosti broja π . Ako se nacrti krug poluprečnika r i prečnika $d=2r$ (slika 4.26.). U ovaj krug se sada upisuje jednakostranični poligon gdje je broj stranica $n = 8$. Strane poligona su prepoznate kao elementi, a njihovi krajevi kao čvorovi. Čvorovi su označeni brojevima od 1 do 8.



Slika 4.26. Definisane konačne elemente [38]

Izdvojen je tipični element, na primjer, između čvorova 4 i 5. Ovo je primjer generičkog elementa. Dužina elementa je $L_{ij} = 2r * \sin(\frac{\pi}{n})$. Budući da svi elementi imaju istu dužinu, obim poligona je $L_n = n * L_{ij}$, pa je aproksimacija za broj π , $\pi_n = \frac{L_n}{d} = n \sin(\frac{\pi}{n})$. Vrijednosti za π_n dobijene za $n = 1,2,4,\dots, 256$ i $r = 1$ su prikazane u tabeli 4.1. u koloni dva. Kao što se može vidjeti konvergencija ka broju π je prilično spora.

Tabela 4.1. Prikaz aproksimacija za mnogougao sa brojem stranica n

n	$\pi_n = n \sin(\pi/n)$	Ekstrapolacija po Wynn-u	Tačno π do 16 mjesta
1	0.0000000000000000		
2	2.0000000000000000		
4	2.828427124746190	3.414213562373096	
8	3.061467458920718		
16	3.121445152258052	3.141418327933211	
32	3.136548490545939		
64	3.140331156954753	3.141592658918053	
128	3.141277250932773		
256	3.141513801144301	3.141592653589786	3.141592653589793

Neke ključne ideje iza MKE se mogu identifikovati kroz ovaj primjer. Krug, gledan kao izvorni matematički objekat, je zamijenjen poligonom. Ovo su diskretne aproksimacije kruga. Strane, koje su preimenovane u elemente, su određene svojim čvorovima. Elementi se mogu odvojiti, rastavljanjem čvorova, proces koji se naziva demontaža u MKE. Nakon demontaže generički element se može definisati, nezavisno od originalnog kruga, kao segment koji povezuje dva čvora i i j . Najvažnija karakteristika elementa: dužina stranice L_{ij} , se može izračunati nezavisno od ostalih. Ova karakteristika se zove lokalni oslonac u MKE. Ciljna karakteristika: obim poligona, se dobija

ponovnim povezivanjem n broja elemenata i sabiranjem njihovih dužina. Ovi koraci u metodi konačnih elemenata su montaža i rješenje. Ovakav pristup se može koristiti za ispravljanje bilo koje glatke krive u ravni.

Ovaj primjer se nalazi u literaturama MKE, kao dokaz da se ideja konačnih elemenata može pratiti i do starih Egipćana koji su se bavili matematikom, kao i poznata studija Arhimeda o rektifikaciji kruga. Svakako, on ne prikazuje koncept stepena slobode, konjugovanih veličina, i lokalno-globalnih koordinata. Ipak, koristan je u smislu da pokazuje da se jedan matematički objekat može dovoljno tačno zamijeniti drugim, a ovo je korjen simulacionih procesa u MKE.

Kod fizičke metode konačnih elemenata koncept greške se može posmatrati na dva načina i to kao: verifikacija i validacija. Verifikacija je sprovedena tako što diskretno rješenje zamjenjujemo u diskretni model radi dobijanja greške u rješenju. Ova greška generalno nema prevelikog značaja. Zamjenom u idealni matematički model u principu dobija se diskretizacija greške. Validacija pokušava da uporedi diskretno rješenje sa zapažanjima uočenim računanjem simulacijske greške, koja kombinuje grešku pri modelovanju i grešku pri rješavanju. Kao što je kasnije, tipski nevažna, simulacijska greška se u praksi identifikuje sa greškom prilikom modelovanja.

Koncept greške se pojavljuje kada diskretno rješenje treba biti zamijenjeno sa modelom. Ova zamjena se naziva verifikacija. Kao i kod fizičkog MKE pristupa, greška u rješenju je razlika kojom diskretno rješenje ne zadovoljava diskretnu jednačinu. Prilikom korišćenja kompjutera ova greška je relativno beznačajna, a posebno kod korišćenja direktnih linearnih jednačina, kao međurješenja. Značajnija je diskretizaciona greška, koja je predstavljena kao razlika kojom diskretno rješenje ne uspijeva da zadovolji matematički model. Zamjenom u idealni fizički sistem bi u principu kvantifikovalo greške pri modeliranju. Međutim kod matematičkog pristupa MKE ovo je dosta irelevantno, između ostalog i zbog toga što je idealni fizički sistem, upravo nedostižan i nerealan.

Ova dva navedena pristupa nijesu isključiva. Upravo suprotno, najbolji rezultati su postignuti kombinovanjem oba pristupa. Kombinovanje ovih pristupa je to što MKE čini toliko moćnom i prihvaćenom. Istorijski gledano, fizički pristup MKE je bio onaj koji se prvi razvio, radi modeliranja kompleksnih fizičkih sistema, kao u avio industriji. Matematički pristup MKE je razvijen kasnije i on je između ostalog dao neophodnu teorijsku, matematičku potporu da bi izdigao MKE.

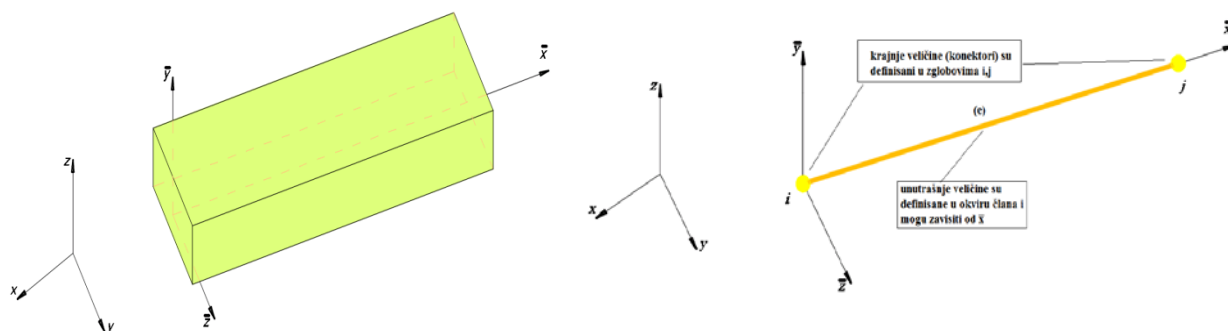
Osnovni koncept fizičke interpretacije je demontaža ili rastavljanje. Kompleksan mehanički sistem se rastavlja na jednostavnije rastavljene komponente se nazivaju konačnim elementima ili samo elementima. Mehanički odgovor elementa, odnosno njegova reakcija, se karakteriše kroz konačan broj stepena slobode. Ovi stepeni slobode su predstavljeni kroz vrijednosti nepoznatih funkcija kao niz čvornih tačaka. Reakcija elemenata je predstavljena kao algebarska jednačina dobijena iz matematičkog ili eksperimentalnog modela. Reakcija originalnog sistema se posmatra aproksimirano kao diskretni model dobijen spajanjem ili montažom svih elemenata. Ukoliko je ponašanje sistema previše kompleksno, prava formula je da se taj sistem podijeli na podsisteme sa kojima je lakše manipulirati. Ako su i ovi podsistemi previše kompleksni, proces demontiranja se nastavlja sve dok reakcija svakog podsistema ponaosob ne bude toliko jednostavna da se predstavi matematičkim modelom koji je na nivou korisnika koja vrši demontažu. U metodi konačnih elemenata ovi primitivni podsistemi se nazivaju elementi. Reakcija ukupnog sistema je jednaka reakciji pojedinačnih elemenata plus njihova uzajamna interakcija. Ključni faktor u početnoj prihvatljivosti MKE je bio taj da interakcija elemenata može fizički da se predstavi i shvati u inženjerskim terminima.

Matematička interpretacija može da se posmatra kroz postupak dobijanja numeričke aproksimacije za rješenje graničnih vrijednosti problema u određenom domenu D . Ovaj domen se zamjenjuje skupom svih poddomena UD koji se nazivaju konačni elementi. Generalno gledano, geometrija domena D je aproksimirana unijom poddomena UD . Nepoznata funkcija ili funkcije su lokalno aproksimirane za svaki element kroz interpolaciju formula kroz vrijednosti dobijene iz funkcija i moguće njenih derivacija, u nizu čvornih tačaka koje su locirane po obodu elementa. To su takozvane funkcije oblika, koje predstavljaju stanje pretpostavljene nepoznate funkcije određene vrijednostima u čvorovima. Unija funkcija oblika predstavljena preko susjednih elemenata formira baznu funkciju za koju se vrijednosti čvora predstavljaju u generalisanim koordinatama. Bazna

funkcija se može ubaciti u jednačine, i nepoznate vrijednosti u čvorovima mogu biti izračunate kroz Ricov metod, ili korišćenjem metode Galerkina, ako problem ne može biti riješen korišćenjem standardnih varijacionih formi.

Ova vrsta konstruktivnih komponenti se oslikava kroz nosače, konzole, grede, vratila itd. Iako geometrijski slični, ovi elementi se razlikuju po tipu unutrašnjih sila koje djeluju u elementu, i koje element prenosi: aksijalne sile za nosače, momenti savijanja za konzole, opterećenje na pritisak, torzione sile kod vratila, itd. Elementi su povezani u svojim krajevima, kroz stepene slobode pomjeraja. Strukture koje su bazirane na mehanici materijala su najčešće trodimenzionalne. Njihova geometrija je definisana u odnosu na Dekartov koordinatni sistem (x, y, z) . Dvodimenzionalne idealizacije su korisne za pojednostavljenje, ukoliko priroda geometrije i opterećenja dozvoljavaju redukciju konstruktivnog modela kroz jednu ravan simetrije. Ravanski nosači i ravanske rešetke su primjeri ovakvog pojednostavljenja.

Matematički model korišten da opiše ove elemente je dobijen kroz proces idealizacije što možemo uočiti kroz ilustraciju na slici 4.27. Niz matematičkih varijabli koje se koriste za povezivanje članova nazivaju se konektorima. Kod metode matrice krutosti, ovo su pomjeranja veze (stepeni slobode) i reakcije veze. One su povezane sa jednačinama krutosti elementa.



Slika 4.27. Matematički model

Stepeni slobode na krajevima veze i i j su predstavljeni pomjeranjem veze preko vektora u . Ovo znači da može postojati samo translacija, samo rotacija ili kombinacija translacije i rotacije. Vektor sila f grupiše komponente u odnosu jedan na jedan u korespondenciji sa u . Uparene komponente moraju biti konjugovane poštujući principe virtuelnog rada. Na primjer, ako postoji translacija po x osi u čvoru i , ona se u vektoru u manifestuje kao u_{xi} , a u vektoru f kao f_{xi} . Ako imamo rotaciju oko ose z u čvoru j , u vektoru u ćemo imati θ_{zj} , i korespondirajući moment m_{zj} u vektoru f .

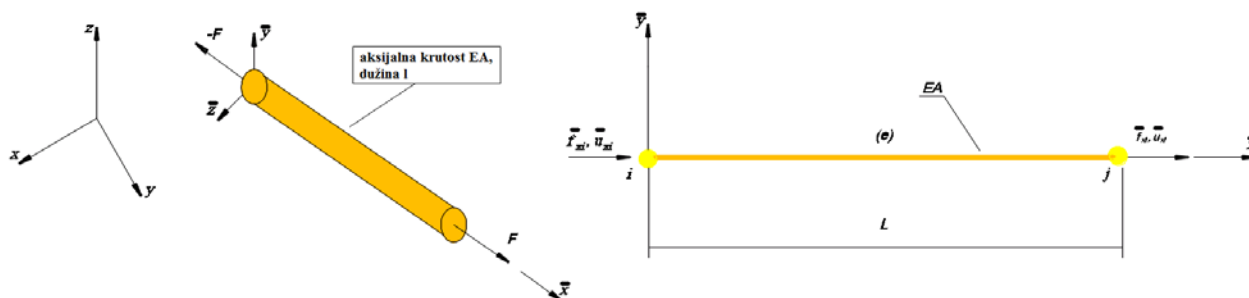
Unutrašnje vrijednosti su mehaničke akcije koje djeluju unutar člana. Ove vrijednosti uključuju napone i deformacije. Unutrašnje sile elementa koncipiraju niz konačnih vrijednosti na bazi napona predstavljene kroz niz p . One su dobijene integracijom napona za svaki poprečni presjek, pa se zato takođe zovu i glavni naponi u mehanici konstrukcija. Ovaj niz karakteriše reakciju materijala na sile. Naponi u bilo kojoj tački u bilo kom presjeku se mogu dobiti ukoliko je p poznato.

Deformacije elementa formiraju konačan niz vrijednosti, izabranih u proporciji jedan na jedan sa unutrašnjim silama elemenata, i predstavljene su nizom v . Ovaj niz karakteriše deformacije u materijalu. Oni se takođe nazivaju glavne deformacije. Ukoliko je v poznato, onda i ove deformacije mogu biti poznato za bilo koji presjek. Kao primjer može se uzeti aksijalna sila kod grednog nosača koja mora biti uparena sa prosječnom aksijalnom deformacijom, ili sa kompletnim izduženjem.

Matrične jednačine koje povezuju $u, v, p, i f$ su poznate kao diskretne jednačine. Postoje tri tipa ovakvih jednačina. Deformacije elementa v su povezane sa deformacijama u čvoru, kompatibilnim kinematičkim uslovima, takođe poznatim i kao jednačine deformacija-izduženje: $v = Bu$. Unutrašnje sile elementa su povezane sa deformacijama u elementu konstitutivnim jednačinama, u odsustvu početne deformacije, one su homogene i glase: $p = Sv$. Unutrašnje sile elementa su

povezane sa silama u čvoru jednačinama ravnoteže. Ako su unutrašnje sile p konstantne u elementu, relacija među njima je jednostavno: $f = A^T p$.

Pokazaćemo sada na primjeru grednih nosača (kružnog poprečnog presjeka opterećenog na istezanje) prikazanog na slici 4.28., formiranje matrice krutosti. Ovi elementi pripadaju grupi simpleks elemenata jer su unutrašnje vrijednosti konstantne.



Slika 4.28. Primjer grednog nosača sa paramtrima matrice krutosti

U ovim izvođenjima nismo uzimali u obzir pomjeranja i sile u čvorovima u y pravcu, jer ne doprinose jednačinama krutosti. Ovo su takozvane neaktivne slobode, ili stepeni slobode. Rezultati potvrđuju da se jednačine krutosti za element, očekivano, podudaraju, s obzirom da su vrijednosti f_i u ostale iste. Prvo ćemo se skoncentrisati na izvođenje korišćenjem aksijalne elongacije i aksijalne sile. Aksijalna elongacija d je uzeta kao mjera deformacije, a F aksijalna sila elementa kao mjera unutrašnje sile. Pošto su v i p svedeni na skalarne vrijednosti d i F , redom. Niz diskretnih jednačina polja se lako konstruiše:

$$d = [-1 \ 1] \begin{bmatrix} \bar{u}_{xi} \\ \bar{u}_{xj} \end{bmatrix} = B\bar{u}, \quad F = \frac{EA}{L} d = Sd, \quad \bar{f} = \begin{bmatrix} \bar{f}_{xi} \\ \bar{f}_{xj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} F = A^T F,$$

Zbog toga je:

$$\bar{K} = A^T S B = S B^T B = S [-1 \ 1] \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}.$$

Izvođenje korišćenjem aksijalne elongacije i aksijalne sile: umjesto d možemo koristiti aksijalnu elongaciju $e = d/L$ kao mjeru deformacije, a F ostaje mjera unutrašnje sile. Jedina razlika ostaje što je B dato kao $[-1 \ 1]/L$ gdje S postaje EA . Matrica A se ne mijenja, proizvod $A^T S B$ daje istu vrijednost K kao što je i očekivano. Sada A^T nije jednako B zbog toga što se F i e , razlikuju faktorom $1/L$.

Izvođenje korišćenjem aksijalne elongacije i aksijalnog napona. Zadržavamo aksijalnu elongaciju $e = d/L$ kao mjeru deformacije, ali uzimamo aksijalni napon $s = F/A$ kao mjeru unutrašnje sile. Sada je $B = [-1 \ 1]/L$, $S = E$, i $A^T = A[-1 \ 1]$. Kao što je i pretpostavljeno, proizvod $A^T S B$ ponovo daje istu vrijednost za K .

4.2.2 Diskretizacija

Klasična analitička mehanika je termin vezan za Euler-a i LaGrange-a u 18-om vijeku, a dodatno je razrađen kroz rad Hamilton-a, Jacobi-a i Poenkare-a kao sistematska formulacija Njutnove mehanike. U matematičkim formulacijama se koriste i izrazi kao što su varijable stanja i primarne varijable. Ako je broj stepeni slobode konačan, sistem se takođe naziva i diskretan, a u suprotnom je

neprekidan (kontinualan). Zato što je MKE diskretizaciona metoda, broj stepeni slobode modela MKE je obavezno konačan. Oni su predstavljeni vektorom kolone u . Ovaj vektor nazivamo vektor stepeni slobode ili vektor stanja. Za primjenu u mehanici takođe se koristi i izraz vektor pomjeraja u čvorovima. U analitičkoj mehanici, svaki stepen slobode ima korespondirajući dvojni termin, koji predstavlja generalisanu silu. Ove sile su koncentrisane u vektoru koloni f . Uzajamni proizvod fTu predstavlja spoljašnju energiju ili rad. Energiju u smislu kapaciteta za vršenje rada. Kao što su potencijal energije i rada ista funkcija, sa obrnutim znakom. Kao i u problemu rešetke, korelacija između u i f je pretpostavljena kao linearna i homogena. Njihov odnos je onda izražen kroz jednačinu krutosti: $Ku=f$, K - univerzalno zovemo matricom krutosti, čak i u ne konstrukcionim aplikacijama. Fizičko značenje vektora u i f se mijenja u zavisnosti od primjene modela.

Ako je odnos između sile i pomjeranja linearan, ali ne homogen, prethodna jednačina se transformiše u: $Ku= fM + fI$, gdje je fI vektor sile u početnom čvoru koji se koristi za na primjer temperaturne promjene, fM je vektor mehaničkih sila. Tri ključna simulacijska koraka su prikazana kao: idealizacija, diskretizacija i rješenje. Svaki korak je izvor greške. Na primjer, greška prilikom diskretizacije je raskorak koji se pojavljuje kada diskretno rješenje zamijenimo u matematički model. Obrnuti koraci: neprekidnost (kontinuiranost) i realizacija, su mnogo teži.

Idealizacija je proces prelaska fizičkog sistema na matematički model. Ovo je najvažniji korak u inženjerskoj praksi, jer ne može biti "konzerviran", mora biti urađen od strane čovjeka.

Riječ model ima tradicionalno značenje umanjene kopije ili predstavljanja objekta. Ovdje će se koristiti termin u malo modernijem smislu: model je simbolički uređaj napravljen da simulira i predvidi aspekte ponašanja sistema. Matematičko modelovanje ili idealizacija, je proces u kom inženjer ili naučnik prelazi sa realnog fizičkog sistema koji se istražuje, na matematički model sistema. Ovaj proces se naziva idealizacija, jer je matematički model obavezno predstavljen kao apstrakcija fizičke realnosti. Da bi predstavili kroz primjer izbore koji mogu biti stavljeni pred inženjera, pretpostavimo da je struktura koja se analizira ravna pločasta struktura pod uticajem transverzalnog opterećenja. Četiri moguća matematička modela su:

- veoma tanak pločasti model zasnovan na Von Karman-ovoj teoriji uparenih membrana,
- tanki pločasti model, kao što se predstavlja u Kirchhoff-ovoj teoriji ploča,
- umjereno debeo pločasti model, kao u primjeru Mindlin-Reissner-ove teorije ploča,
- veoma debeo pločasti model, kakav se sreće u trodimenzionalnoj teoriji elasticiteta.

Zbog čega matematički modeli predstavljaju apstraktan prikaz realnosti? Inženjerski sistemi, posebno sistemi vezani za velike industrije, automobilsku, avio industriju, imaju tendenciju da budu veoma kompleksni. Za simulaciju je obavezno da se kompleksnost smanji na proporcije kojima se može manipulirati. Matematičko modelovanje je alat kojim se ta kompleksnost umanjuje i ograničava. Kontrola kompleksnosti je postignuta tako što se odvajaju fizički detalji koji nijesu relevantni za dizajn i za proces analize. Na primjer, model kontinuuma materijala odvaja (ne posmatra) agregatno stanje, kristale, molekularne i atomske nivoe materije. Inženjeri su najčešće zainteresovani samo za mali broj kvantitativnih veličina, kao što je na primjer ugib kod mostova. Ipak, za fizičara ugib je rezultat interakcije milijardi i miliona molekula. Ovakvi detalji se zanemaruju u procesu modelovanja.

U inženjerskoj praksi greške prilikom modelovanja su daleko najbitnije. One su teško i skupo procjenjive, zbog toga što validacija modela zahtijeva pristup eksperimentalnim rezultatima. Ovi rezultati su vrlo često oskudni, ili nepristupačni u slučaju dizajniranja novog proizvoda. Sljedeće po važnosti su diskretizacione greške, ili greške prilikom diskretizacije. Čak iako greške pri rješavanju mogu biti ignorisane, a obično i mogu, računski rješenja diskretnog modela su generalno gledano, samo aproksimacija tačnog (egzaktnog) rješenja matematičkog modela. Kvantitativna mjera ovog raskoraka (razlike) se zove diskretizaciona greška. Moglo bi se pretpostaviti da se preciznost rješenja diskretnog modela povećava sa povećanjem broja stepeni slobode, i da se diskretizaciona greška približava nuli, kako broj stepeni slobode ide ka beskonačnom. Ovakva formulacija opisuje konvergentni uslov diskretne aproksimacije. Takođe vrijedno je istaći, da ukoliko je matematički

model pogrešan, smanjenjem diskretizacione greške se ne postiže puno, dobijaju se samo tačnija rješenja, pogrešno postavljenog problema. Najpopularnije diskretizacione tehnike su metode konačnih elemenata, i metode graničnih elemenata.

U mehanici konstrukcija MKE je najdominantnija diskretizaciona tehnika. Ona se može, kao što je već rečeno, posmatrati iz matematičkog ili iz fizičkog ugla. Osnovni koncept u fizičkoj primjeni MKE je podjela matematičkog modela na razdvojene komponente jednostavne geometrije, koji se nazivaju konačni elementi ili samo elementi. Reakcija svakog elementa se izražava u obliku konačnog broja stepeni slobode karakterisanih kao vrijednost nepoznate funkcije ili funkcija, kroz niz čvornih tačaka. Reakcija matematičkog modela se onda posmatra kao aproksimirana reakcija diskretnog modela dobijenog povezivanjem ili montažom svih elemenata. Koncept demontaže i montaže se prirodno dešava kada se ispituju mnogi vještački i prirodni sistemi. Vrlo je lako, na primjer, vizuelizovati, motor, ili most ili zgradu sastavljenu od jednostavnijih komponenti. Suprotno od metode konačnih razlika, konačni elementi se ne preklapaju u prostoru. Ovo svojstvo ima svoju matematičku interpretaciju kao lokalni oslonac.

4.2.3 Vrste konačnih elemenata, mreže, opterećenja, i granični uslovi

Kao i kod elemenata u primjeru rešetke, može se uzeti bilo koji oblik elementa. Njihove lokalne karakteristike se mogu odrediti posmatrajući ih izolovano, ili kao jedinstvene cjeline. Ovo je ključ kod modularnog programiranja, elementarnih entiteta. U metodi matrice krutosti (*direct stiffness method*) elementi su izolovani razdvajanjem i koracima lokalizacije, koji su ranije opisani. Ova procedura uključuje odvajanje elemenata od njihovih susjednih članova odvajajući čvorove. Ovo je praćeno postavljanjem elementa u referentni lokalni koordinatni sistem. Nakon toga se može početi posmatranje generičkih elemenata. Sa tačke gledišta kompjuterske implementacije, to znači da se može napisati jedna sabrutina ili modul koji je konstruiše, odgovarajućom parametrizacijom, za sve elemente iste vrste, umjesto pisanja novih, za svaki element.

Elementi mogu imati dimenzionalnost jedne, dvije ili tri prostorne dimenzije. Takođe, postoje i prostorni elementi sa nultom dimenzionalnošću, kao što su na primjer masa koncentrisana u tački. Dimenzionalnost može biti proširena obavezanim korišćenjem kinematičkih transformacija. Na primjer, može se iskoristiti jednodimenzioni element kao što je greda, za konstruisanje 2D ili 3D prostornog modela. Svaki element sadrži niz različitih tačaka koji se nazivaju čvorovi ili čvorne tačke. Čvorovi imaju dvojnu svrhu: definicija geometrije elementa i definicija stepeni slobode. Kada je razlikovanje neophodno, može se napraviti formulacijama kao što su geometrijski čvorovi i povezujući čvorovi.

Geometrija elementa je definisana pozicijom geometrijskih čvornih tačaka. Većina elemenata koji se koriste u praksi imaju prilično jednostavnu geometriju. U jednoj dimenziji, elementi su pretežno prave linije ili krivolinijski segmenti. U dvije dimenzije imaju trougaoni ili četvorougao (kvadrilateralni) oblik, dok su u tri dimenzije najčešći oblici su tetraedar, zarubljena piramida, prizma ili pentaedar, i heksaedar (ili kuboid). Oni takođe imaju funkciju držača kroz koji su susjedni elementi povezani. Stepene slobode su definisane kao vrijednosti (moguće izvodi) primarnih varijabli polja u konektorskim čvornim tačkama. Ključni faktor pri odabiru je način na koji se primarna varijabla pojavljuje u matematičkom modelu. Za mehaničke (mašinske) elemente, primarna varijabla je polje pomjeraja, a stepene slobode za većinu (ali ne i za sve) elemente komponente pomjeraja u čvorovima. [39], [40]

Klasifikacija konačnih elemenata u mehanici konstrukcija je bazirana na „bliskosti“ elemenata s obzirom na originalnu fizičku strukturu.

Suprotno konstruktivnim elementima, kontinualni elementi (elementi kontinuuma) su razumljiviji sa matematičkog aspekta nego sa fizičkog. Primjeri su: ploče, ljuske, aksisimetrična tijela itd...

Specijalni elementi uzimaju karakteristike i od konstruktivnih (strukturnih) i od elemenata kontinuuma (kontinualnih). Oni su izvedeni iz ugla mehanike kontinuuma, ali uključuju osobine blisko povezane sa fizikom problema.

Makroelementi su takođe prepoznati i kao mrežne jedinice i superelementi, iako se ovaj drugi termin poklapa sa podstrukturama (biće definisano kasnije). Oni često liče na konstruktivne (strukturne) komponente, ali su proizvedeni sa jednostavnijim elementima. Glavni razlog za uvođenje makroelemenata je pojednostavljenje predprocesnih zadataka. Moguće je da je jednostavnije da se definiše standardna 2D mreža koristeći četvorougao (kvadrilateralne) elemente, nego trougao. Većini korisnika činjenica da je kvadrilateral makroelement, nema nekog značaja.

Nizovi elemenata sa precizno definisanom strukturnom funkcijom, pretežno dobijeni razdvajanjem kompletne strukture na funkcionalne komponente nazivamo i strukturnim modelima i superelementima. Glavna razlika između podstrukture i makroelemenata je koncepcijske prirode. Podstrukture su definisane „od vrha ka dnu“ kao djelovi kompletne strukture, dok su makroelementi izgrađeni „od dna ka vrhu“ od primitivnih elemenata. Termin superelement se često koristi u ukupnom smislu da objedini grupacije elemenata koji variraju od makroelemenata do podstrukture.

Ključna snaga MKE je lakoća i elegancija kojom tretira proizvoljne granične i međukontaktne uslove. Ova lakoća međutim ima i svojih nedostataka. Velika prepreka za nove korisnike MKE je razumijevanje i pravilno definisanje graničnih uslova. Osnovna stvar je definisanje graničnih uslova u dvije osnovne kategorije: esencijalni granični uslovi i prirodni granični uslovi. Esencijalni granični uslovi direktno utiču na broj stepeni slobode, i postavljeni su na lijevoj strani vektora u . Prirodni granični uslovi sa druge strane ne utiču direktno na broj stepeni slobode i nalaze se na desnoj strani vektora f . Razlika između ova dva pojma se može definisati i ovako: ako granični uslov direktno uključuje jedan ili više stepeni slobode onda je on esencijalni, u suprotnom je prirodni. Pojam direktno se odnosi na isključenje izvoda primarnih funkcija, osim ako se ti izvodi takođe nalaze i kao stepeni slobode, kao na primjer rotacija kod ploča. Esencijalni granični uslovi u problemima mehanike uključuju pomjeraj (ali ne pomjeraj na bazi izvoda deformacije). U inženjerskoj praksi se srijeću granični uslovi pomjeraja sljedećih tipova:

- Ograničenja oslonaca: direktno ograničava strukturu protiv kretanja čvrstog tijela (u odnosu na kretanje čvrstog tijela).
- Uslovi simetrije: oni nameću simetrična ili antisimetrična ograničenja u određenim tačkama, linijama, ili ravnima strukture. Ovo dozvoljava diskretizaciju u smislu prilično smanjenog obima modelovanja i broja jednačina koji treba riješiti s obzirom da se može izvršiti nad dijelom strukture.
- Zanemarljive slobode: u klasičnoj dinamici se sreće još i termin zanemarljive koordinate. Imaju ulogu da potisnu pomjeranja koja nijesu relevantna za problem. Primjer su stepeni slobode kod obrtanja normalni na glatke površine ljsuke.
- Ograničenja veze: da ostvare povezanost između susjednih struktura i podstrukture, ili da odrede broj stepeni slobode. Mnogi uslovi ovog tipa se mogu postaviti kao multislobodna ograničenja ili multitačkasta ograničenja. Ovakva ograničenja su vrlo teška za numeričku analizu.

Neka od generalnih pravila kojih bi se trebalo pridržavati prilikom korišćenja komercijalnih paketa MKE su:

- treba koristiti najjednostavnije tipove konačnih elemenata koji će odraditi posao.

- ne treba se upuštati u korišćenje komplikovanih ili specijalnih elemenata, osim ako korisnik nije apsolutno siguran šta koristi.
- koristiti najgrublju mrežu za koju se pretpostavlja da će obuhvatiti dominantna fizička ponašanja sistema, a pogotovo kod dizajnerskih primjena.

Što se tiče postavljanja mreže konačnih elemenata, preporuka je da se koristi relativno fina (gruba) diskretizacija u regionima kod kojih se očekuje visok gradijent deformacija i/ili napona. Cjeline kod kojih se treba paziti ovih visokih gradijenata su: oštro zakrivljene ivice, uglovi, u blizini koncentrisanih (tačkastih) opterećenja, koncentrisanih reakcija, prslina ili isječaka, zatim u unutrašnjosti struktura sa naglim promjenama u debljini, karakteristikama materijala, ili poprečnim presjecima.

4.3 Eksperimentalne metode

Kombinovanjem numeričkih i eksperimentalnih metoda, iskustveno je pokazano, dolazi se do najtačnijih rezultata prilikom određivanja kritičnih napona i deformacija, koji na pojedinim mjestima postrojenja dovode do problema u eksploataciji i radu konstrukcija postrojenja. Numeričku analizu koristimo kao potvrdu rezultata koje smo dobili eksperimentalnim mjerenjima. Takođe, numeričku analizu koristimo da odredimo mjesta na kojima ćemo vršiti ekperimentalna mjerenja. Bez obzira na visok stepen razvoja metoda ispitivanja materijala treba istaći da ne postoji univerzalna metoda ispitivanja.

Eksperimentalni pristup istraživanju podrazumijeva korišćenje ekstenziometrijskih, induktivnih, kapacitivnih, i laserskih metoda. Numerički pristup podrazumijeva korišćenje metode konačnih elemenata. Svaka metoda ima prednosti, mane i ograničenja, pa je često za donošenje pouzdane ocjene o nekoj osobini kvaliteta konstrukcije, potrebno izvršiti ispitivanje primjenom više različitih metoda.

4.3.1 Metode ispitivanja bez razaranja - IBR metode

Kod eksperimentalnih istraživanja veoma važno mjesto zauzimaju metode ispitivanja bez razaranja ili tzv. IBR metode (NDT metode - non destructive testing). Kao što im samo ime kaže to su metode kod kojih se komad na kojem se vrši istraživanje ne razara, uništava. Dakle, ova vrsta istraživanja je pogodna za korišćenje na konkretnom elementu, odnosno strukturi. Konkretno, prilikom eksperimentalnih istraživanja struktura koje su posmatrane u ovoj disertaciji, u raznim fazama korištene su sljedeće metode:

- Vizuelna i dimenziona kontrola,
- Metoda penetranata,
- Radiografska metoda,
- Ultrazvučna metoda,
- Magnetna metoda.

4.3.1.1 Vizuelna i dimenziona kontrola

Vizuelna i dimenziona ispitivanja namijenjena su otkrivanju površinskih grešaka i oštećenja i odstupanja od mjera i oblika. Ovom metodom mogu se otkriti greške i odstupanja od oblika i zadatih veličina najviše do 0.1 mm. Uz primjenu pomoćnih uređaja mogu se otkriti i greške reda veličine 0,01 mm.

Vizuelnom i dimenzionom kontrolom provjerava se kvalitet pripreme za zavarivanje, kvalitet izvođenja zavarivanja i kvalitet završnih spojeva. Sama metoda daje određene podatke o kvalitetu. Vrijedi napomenuti da se odsustvo vizuelne ili dimenzione kontrole, posebno za slučaj korjenog zavora, često ne može kasnije uspješno nadoknaditi drugim ispitivanjima.

Dimenziona kontrola u pripremi za zavarivanje obuhvata provjere:

- mjerenje dimenzija osnovnog i dodatnog materijala;
- mjerenje širine otvora odnosno ugla otvora i žljeba;
- mjerenje razmaka u korjenu žljeba;
- mjerenje veličine zatupljenja korjena žljeba.

Vizuelna kontrola u vrijeme pripreme zavarivanja obuhvata:

- ocjenu čišćenja površina koje se zavaruju (odsustvo rđe, premaza, masnoće itd);
- izvođenje pripoja;
- smicanje stranica žljeba;

Vizuelna kontrola u toku zavarivanja ima poseban značaj. Svi nedostaci subjektivne i objektivne prirode, koji mogu nastati u toku same izrade, mogu se na vrijeme otkloniti, pri čemu se gubitak vremena i troškovi svode na minimum. Ona omogućava otkrivanje grešaka i propusta kao što su:

- upotreba neodgovarajućeg dodatnog materijala;
- neodgovarajuće čišćenje troske pri višeslojnom zavarivanju;
- nepravilno vođenje toplotnog izvora (npr. elektrode);
- neodgovarajući parametri zavarivanja i sl.

Vizuelna kontrola završnog šava obuhvata:

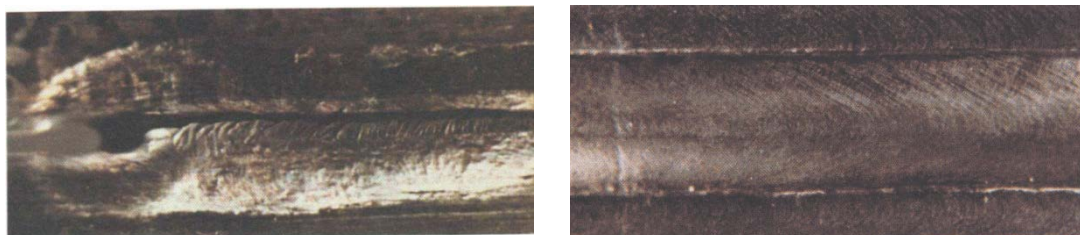
- pregled lica i naličja šava;
- mjerenje nadvišenja i ispupčenja;
- mjerenje ravnostnosti šava;
- određivanje ugla prelaza;
- određivanje zareza;
- otkrivanje neuvarenosti;
- ocjenu stanja kratera i sl;
- otkrivanje površinskih grešaka (površinska poroznost, troska, utonulost šava, prelijevanje metala zavora i sl);
- pregled osnovnog materijala u blizini šava (tragovi uspostavljanja električnog luka, raspršene kapljice rastopljenog metala i sl.).

Vizuelnu kontrolu treba dopuniti drugim metodama IBR, ako postoji sumnja u rezultate kontrole površine.

Opremu za mjerenje treba izabrati prema sljedećem spisku:

- lenjir ili mjerna traka za dužinu sa skalom 1 mm ili finijom;
- pomično mjerilo sa nonijusom;
- mjerni listići (špijuni) u dovoljnom broju za dimenzije između 0.1 i 3 mm sa korakom najviše 0.1 mm;
- radijus šablona;
- lupe uvećanja 2 to 5.

Takođe za vizuelnu inspekciju zavarenih spojeva ograničene dostupnosti mogu se koristiti ogledala, endoskopi, boroskopi, optička vlakna ili TV kamere. Primjeri vizuelne kontrole mogu se naći na slici 4.29.:



Slika 4.29. Primjeri vizuelne kontrole

4.3.1.2 Metoda penetranta

Ispitivanjem tečnostima (Penetrantska ispitivanja) koje prodiru otkrivaju se površinske greške koje se ne mogu otkriti golim okom. Ona je prvenstveno namijenjena za metalne materijale, ali se može primijeniti i na druge materijale ako nijesu osjetljivi na sredstvo za ispitivanje i ako nijesu porozni, kao što su odlivci, otkovci, šavovi, keramika. Ovim metodom ispitivanja se zasniva na svojstvu prodornih tečnosti da lako prodiru u oštećena mjesta predmeta kontrole.

Faze kontrole su:

- na dobro očišćenu i odmašćenu površinu nanosi se prodorna tečnost, koja prodire u površinske greške ispunjavajući ih;
- višak tečnosti, koji je ostao na površini, ispira se vodom ili drugom pogodnom tečnošću;
- oprana površina se suši
- na površinu se nanosi razvijlač, čiji je zadatak da izazove izdvajanje tečnosti koja je ispunila grešku i da se njom stvori kontrast
- kontrola (inspekcija);
- zapisivanje;
- čišćenje poslije ispitivanja.

Prodorne tečnosti se sastoje od tečnih i čvrstih komponenata. Tečna komponenta je najčešće mješavina ugljovodonika, a čvrsti dodatak može biti boja, fluorescentni materijal, ili njihova mješavina. Bojene prodorne tečnosti su najčešće crvene, a otkrivanje grešaka se vrši pri normalnom osvjetljenju. Pri korišćenju fluorescentnih prodornih tečnosti ispitivanje se vrši pod ultraljubičastim svjetlom. Izložene ovoj svjetlosti prodorne tečnosti daju žutu ili žuto zelenu boju. Na svjetlo obojenoj podlozi razbijača, najčešće bijeloj, greške se usljed intenzivne boje prodorne tečnosti lako uočavaju.

Ako zahtijevaju dodatna ispitivanja bez razaranja, ispitivanje penetrantima treba se izvesti prvo prema dogovoru zainteresovanih strana tako da se otvorene greške ne zagade. Ako se ispitivanje penetrantima izvodi poslije nekog ispitivanja bez razaranja, površina mora prethodno da se detaljno očisti.

Načelno, preporučuje se da se prva kontrola izvede odmah poslije nanošenja razvijlača ili čim je razvijlač suv. To omogućava bolje tumačenje indikacija. Konačna kontrola (inspekcija) treba da se izvede po isteku vremena razvijanja. Sredstva za vizuelnu kontrolu, kao lupa ili pojačavač kontrasta mogu da se koriste. Prečnik, širina ili intenzitet indikacije daje samo ograničene podatke.

Pri ispitivanju fluorescentnim penetrantima fotohromatska pojava ne može da se izbriše. Dovoljno vrijeme je potrebno da se oko operatora prilagodi tami u kontrolnoj kabini (čamcu), obično bar 5 min. UV zračenje ne smije da se uperi u oko operatora. Neće sve površine koje operator može da vidi biti fluorescentne. U vidnom polju operatora ne smije biti papira ili tkanine koja je

fluorescentna pod UV svjetlom. Može da se osvijetli pozadina UV-A, ako je potrebno da se operator slobodno kreće u kabini. Ispitna površina treba da bude vidljiva pod izvorom zračenja. UV-A zračenje ispitne površine ne smije da je manje od 10 W/m^2 . Ovo važi za kontrolu u tamnoj komori gdje je vidljivo svjetlo ograničeno na najviše 20 lx. Kontrolu treba izvesti golim okom, bez uvećanja.

4.3.1.3 Radiografska metoda

Radiografska metoda se zasniva na registraciji promjena u intenzitetu jonizujućeg zračenja pri prolasku kroz materijal i analizi promjena koje sadrže u sebi informacije o homogenosti prozračnog materijala. Pri ispitivanju se koriste različite vrste jonizujućeg zračenja, kao što su zakočno iz generatora X zračenja ili izotopskih izvora sa radioaktivnim beta emiterima, gama i neutronska zračenje. X-zraci ili još poznatiji kao rendgenski zraci, nazvani po pronalazaču Rendgenu, predstavljaju elektromagnetne talase dužine 10^{-8} cm , odnosno energije 10^3 eV . Nastaju u rendgenskoj cijevi u kojoj se elektroni, emitovani iz užarene niti (anode), ubrzavaju pod uticajem napona od 10^3 do 10^6 eV do katode, gdje zakočeni mijenjaju energetske nivo i stvaraju zračenje velike brzine i velike prodornosti. Gama zraci su takođe elektromagnetne prirode sa talasnom dužinom od 10^{-8} do 10^{-11} cm , odnosno energijom od 10^5 do 10^7 eV . Nastaju u momentu prelaska atomskog jezgra iz energetski višeg u energetski niži nivo. Za radiografsko ispitivanje i inspekciju X ili gama-zracima, uočljivost grešaka zavisi od detalja radiografske tehnike. Prema načinu registracije promjena intenziteta izlaznog zračenja radiografske metode se dijele na:

- Jonizacionu: metoda u kojoj se informacije o unutrašnjim greškama u predmetu kontrole dobijaju u vidu električnih signala. Jonizaciona metoda je veoma pouzdana, i njome se mogu, zavisno od vrste detektora, otkriti greške veličine 0.3 do 10 % debljine prozračnog predmeta kontrole. Ova metoda omogućava automatizaciju kontrolnih operacija i ostvarivanje automatskog upravljanja tehnološkim procesima;

- Radioskopiju: metoda kod koje se informacije o prisustvu greške dobijaju u vidu projekcije greške na fluorescentnim ekranu ili monitorima zatvorenih televizijskih sistema. Ovim metodom mogu se registrovati greške reda veličine 3 do 8 % debljine prozračnog predmeta kontrole.

- Radiološku - metoda ispitivanja, koja za bilježenje informacija o homogenosti predmeta kontrole koristi rendgen film. Predmeti kontrole se prozračavaju, a sa strane suprotne izvoru zračenja postavlja se kasete sa rendgen filmom.

Kada se procjenjuje da li spoj ispunjava određene zahtjeve za nivo kvaliteta, veličine grešaka dozvoljene standardima se porede sa dimenzijama indikacija otkrivenih na radiogramu šava. Ukoliko nije drugačije određeno, radiografija će biti izvedena poslije završne faze proizvodnje, npr. poslije brušenja ili termičke obrade. Mora se obezbijediti zaštita od jonizujućeg zračenja. Izlaganje bilo kod dijela ljudskog tijela X zracima ili gama zracima može biti veoma štetno po zdravlje. Gdje god se koristi oprema za X zračenje ili radioaktivni izvori, treba primijeniti odgovarajuće zakonske mjere. Obavezno je striktno primijeniti lokalne, nacionalne ili internacionalne mjere bezbjednosti pri korišćenju jonizujućeg zračenja.

Radiografske tehnike se dijele u dvije klase:

- klasa A: osnovne tehnike;
- klasa B: poboljšane tehnike.

Tehnike klase B treba koristiti kada klasa A ne daje dovoljnu osjetljivost. Tehnike bolje od klase B su moguće i mogu se odobriti između ugovornih partnera specifikacijama svih odgovarajućih

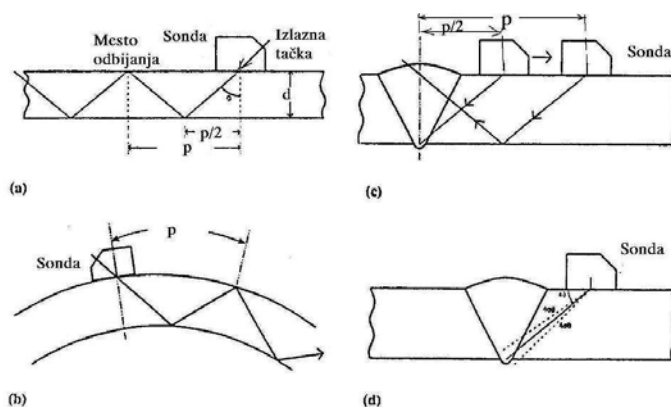
parametara ispitivanja. Izbor radiografske tehnike treba da je ugovoren među zainteresovanim stranama.

Ako, iz tehničkih razloga, nije moguće zadovoljiti jedan od uslova određenih za klasu B, kao što je vrsta izvora zračenja ili rastojanje, f , od izvora do objekta, ugovorne strane se mogu dogovoriti da taj uslov bude preuzet za klasu A. Gubitak osjetljivosti biće kompenzovan povećanjem minimalne gustine do 3.0 ili izborom kontrastnijeg sistema filma. Zbog veće osjetljivosti u odnosu na klasu A, ispitni presjeci se mogu smatrati kao da su ispitani u klasi B.

Za kružno zavarene čelične cijevi, većina primjena je obuhvaćena korišćenjem tehnika klase A. Tehnike klase B su predviđene za važnije i teže primjene kod kojih klasa A nije dovoljno osjetljiva da bi se otkrile sve očekivane greške. Klasa B obuhvata tehnike u kojima se koriste samo sitnozrni filmovi i olovne zaštitne folije; zbog toga se uglavnom zahtijeva duže izlaganje.

4.3.1.4 Ultrazvuk

U šavovima dobijenim topljenjem metala, kao što je poznato, mogu da nastupe različite nepravilnosti (greške), koje pri ispitivanju ultrazvukom impulsno-echo metodom mogu da daju odzive (indikacije) ako su pri tome ispunjeni određeni uslovi.



Slika 4.30. Ispitivanje zavarenih spojeva ultrazvučnom metodom

Drugim riječima, zavisno od oblika šava i postupka zavarivanja, ispitivanje ultrazvukom treba da omogući otkrivanje u prvom redu najopasnijih i očekivanih (najverovatnijih) nepravilnosti, kao i svih drugih koje mogu nastati u zavarenom spoju. U daljem tekstu za ove nepravilnosti koristiće se izraz greške šava, ili, ako se ne navodi njihova vrsta, koristiće se kraći izraz greška, odnosno, opštiji izraz, reflektor ultrazvuka, ili kraće, reflektor. Prvi zahtjev ispitivanja ultrazvukom je ispitivanje cijelog poprečnog presjeka šava na određenoj ili cijeloj dužini šava. Kod ispitivanja ugaonim sondama u tom cilju se definiše odskočna udaljenost kao dužina koja ograničava udaljenost ispitne sonde od šava, čime se izbjegava nepotrebno pomjeranje sonde i gubljenje vremena.

Prednost ispitivanja ugaonom sondom u odnosu na ispitivanje pod pravim uglom, tj. normalnom sondom, veća mogućnost otkrivanja grešaka različite orijentacije, kao i mogućnost ispitivanja bočnih stranica i korena šava, slika 4.30. Razumije se da, osim toga, ova sonda ne iziskuje poravnavanje šava do nivoa osnovnog metala brušenjem.

Na slici 4.30. je putanja ultrazvuka izlomljena linija zbog odbijanja na granici sa vazduhom. Odskočna udaljenost p za ravnu geometriju određena je proizvodom dvostruke debljine i tangensa ugla snopa u osnovnom materijalu. Pri udaljenosti (izlazne tačke) sonde od ose šava jednake polovini odskočne udaljenosti ispituje se oblast korijena, što pokazuju slika 4.30. c) i d). Odskočna udaljenost za cilindričnu geometriju ne može da se izračuna kao za ravnu geometriju, osim ako se sonda vodi

duž izvodnice cilindra. Za ispitivanje po obimu cilindra prema slici 4.31. b), odskočna udaljenost je očigledno veća nego za ploču jednake debljine, slika 4.30. a), pošto se snop ultrazvučnih talasa odbija od konveksne unutrašnje površine. Eksperimentalno ona se može odrediti pomoću zareza u pravcu izvodnice cilindra, urezanog na spoljnoj površini.

Kao što je poznato, sonde za ultrazvučne učestanosti koje se koriste za ispitivanje metala, daju divergentan snop talasa, pri čemu se amplituda polja u udaljenom području smanjuje sa udaljavanjem od ose snopa. Granica snopa je određena uslovom da je amplituda polja za 6 dB manja od amplitude na osi snopa, slika 4.30. d). Pri nailasku na naspramnu površinu ugao odbijanja nije isti za sve djelove snopa: on je veći za dio snopa bliži prednjoj ivici sonde, nego za osu snopa, a najmanji je za granicu snopa ispod njegove ose. Zato se od kraja ploče umjesto jednog, dobija više ehoa.

Prije ispitivanja potrebno je odrediti ili imati kao poznate:

- debljinu ispitivanog materijala i brzinu ultrazvuka u njemu;
- položaj izlazne tačke sonde, ugao snopa i širenje snopa u ispitivanom materijalu;
- odskočnu udaljenost (njeno eksperimentalno određivanje iziskuje upotrebu i druge sonde);
- vrstu i prirodu šava, njegov idealizovani oblik i dimenzije;
- osnovni metal u oblasti prolaženja ultrazvučnih talasa treba da ne sadrži greške koje bi ometale prolaz ultrazvuka pri ocjeni greške.

U užem smislu tehnika ispitivanja šava odnosi se na izbor površine sa koje se ispituje i izbor pravca u kome se šalju ultrazvučni talasi, što je povezano sa izborom ispitne sonde. Zato je potrebno poznavati osnovne tehnike ispitivanja za određene geometrije zavarenog spoja.

4.3.1.5 Magnetna metoda

Prije izvođenja ispitivanja magnetnim česticama moraju se usaglasiti detalji:

- specifični postupci ispitivanja;
- zahtjevi sertifikacije za NDT osoblje;
- obim ispitivanja;
- stanje proizvodnje;
- tehnike ispitivanja koje će se koristiti;
- opšte izvođenje ispitivanja;
- demagnetizacija;
- nivo prihvatljivosti;
- aktivnosti potrebne za neprihvatljive indikacije.

Prije ispitivanja mogu se tražiti sljedeće dodatne informacije:

- vrsta i oznake osnovnog i elektrodnog materijala;
- proces zavarivanja;
- položaj i broj zavarenih spojeva koje treba ispitati;
- priprema spoja i dimenzije;
- lokacija i obim popravki;
- termička obrada poslije zavarivanja (ako je primijenjena);
- stanje površine.

Operatori mogu da traže dodatne podatke koji mogu pomoći u određivanju prirode otkrivenih indikacija.

Područja koja treba ispitati moraju biti očišćena od rđe, ulja, masti, metalnih kapi, prljavštine, antikorozijskog premaza i drugih stranih materija koje mogu uticati na osjetljivost.

Može se pokazati potrebnim da se poboljša stanje površine, npr. brusnim papirom ili lokalnim brušenjem da bi se omogućilo tačno tumačenje indikacija.

Čišćenje i priprema površina ne smiju biti štetni za materijal, kvalitet površine ili magnetno sredstvo za ispitivanje.

Ako nije drugačije ugovoreno, treba koristiti sledeću opremu naizmjenične struje za magnetizaciju:

- elektro magnetni jaram;
- oprema protočne struje sa šipkom;
- provodnik postavljen duž predmeta, obavijen oko njega, ili kalem (namotaj, npr. za ispitivanje šipki i cijevi).

Primjena jednosmjerne struje ili permanentnih magneta za magnetizaciju se ugovara posebno. Oprema za magnetizaciju mora odgovarati standardu ISO 9934-3, do usvajanja odgovarajućeg EN standarda.

Otkrivanje grešaka zavisi od ugla između glavne ose i očekivanog pravca magnetnog polja. Za pouzdano otkrivanje grešaka bez obzira na orijentaciju, šav se magnetizira u dva približno normalna pravca sa maksimalnim odstupanjem od 30 s. To se postiže primjenom jedne ili više metoda magnetizacije.

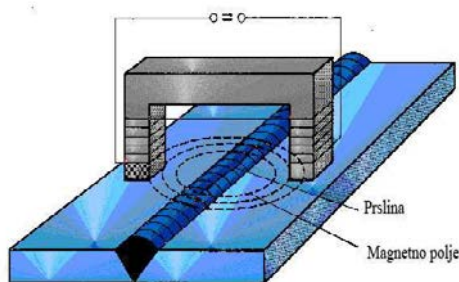
Kada se koriste šipke, pažnju treba obratiti da se smanji pregrijevanje, izgaranje ili pojava luka na šiljcima kontakta. Izgaranja od luka moraju da se uklone, kada je potrebno. Izložena površina treba da se ispita pogodnom metodom radi provjere integriteta površine. Za većinu zavarljivih feromagnetnih materijala preporučuje se tangencijalno magnetno polje jačine 2 kA/m do 6 kA/m.

Provjera jačine magnetnog polja treba da se izvede jednom od sljedećih metoda:

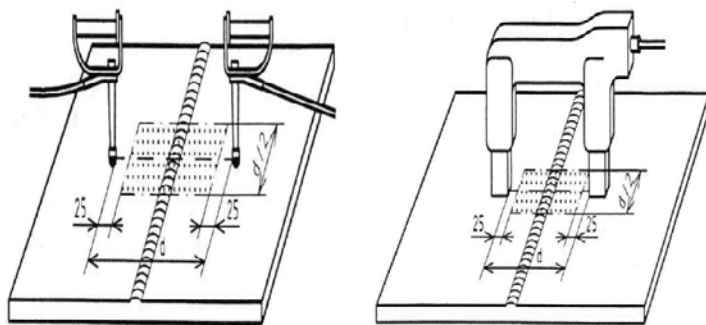
- komponenta koja ima prirodnu ili vještačku grešku na najnepovoljnijem mjestu;
- mjerenje jačine tangencijalnog polja što bliže površini korišćenjem efekat Hala; odgovarajuću jačinu tangencijalnog polja je teško mjeriti na mjestu nagle promjene oblika komponente, ili gdje fluks odlazi sa površine komponente;
- proračun približne jačine tangencijalnog polja;
- druge metode zasnovane na uspostavljenim principima.

Mogućnost otkrivanja greške zavisi od ugla njene velike ose prema pravcu magnetnog polja. To je objašnjeno za jedan pravac magnetizacije na slici 4.31.

Kada ispitivanje predviđa korišćenje jarma ili štapa postojaće područje na komponenti u blizini polova koje se ne može ispitati zbog velike jačine magnetnog polja, obično utvrđeno odbacivanjem čestica. Pažnju treba obratiti na odgovarajuće preklapanje područja ispitivanja, kako je prikazano na slici 4.32.



Slika 4.31. Primjer prostiranja pravca magnetizacije



Slika 4.32. Primjer preklapanja područja ispitivanja

Sredstvo za otkrivanje grešaka može biti u vidu suvog praha ili tečnosti. Provjeru sredstva za otkrivanje treba sprovesti periodično radi dokaza zadovoljavajućih karakteristika. To se izvodi na komponentama koje imaju poznatu površinsku grešku, ili na uzorku. Indikacije dobijene sa sredstvom koje se provjerava treba uporediti sa indikacijama poznatih i dobrih karakteristika. Referentne indikacije mogu biti stvarne greške, fotografije ili replike.

Poslije pripreme objekta za ispitivanje, sredstvo za otkrivanje magnetima treba nanijeti sprejom, natapanjem ili raspršavanjem neposredno prije magnetizacije ili tokom magnetizacije. Prema tome, potrebno je vrijeme da se obrazuje indikacija prije skidanja magnetnog polja. Kada se koristi magnetna suspenzija, magnetno polje treba da se zadrži na objektu sve dok se najveći dio suspenzije sa tečnošću ne osuši sa ispitivane površine. Time se sprečava brisanje indikacija.

Zavisno od materijala koji se ispituje, stanja površine i magnetne permeabilnosti, indikacije će normalno ostati na površini i poslije uklanjanja magnetnog polja, zbog zaostalog magnetizma u dijelu. Međutim, prisutni zaostali magnetizam ne smije da se pretpostavi, tehnika otkrivanja poslije uklanjanja izvora primarnog magnetnog polja se dopušta samo kada je dokazano opštim karakteristikama da komponenta zadržava magnetne indikacije.

Kada je dogovoreno, ispitivanje opštih karakteristika osjetljivosti sistema za svaki specifični postupak treba izvesti na licu mjesta. Ispitivanje treba da obezbijedi ispravno funkcionisanje parametara u lancu, uključujući opremu, jačinu i pravac magnetnog polja, stanje površine, sredstvo za otkrivanje i osvjetljenje.

Najpouzdanije je ispitivanje pomoću reprezentativnih uzoraka koji imaju greške poznatog tipa, položaja, veličine i raspodjele. Ako toga nema, mogu da se koriste ozračeni komadi sa vještačkim greškama, ili indikatori šantiranja (skretanja) fluksa. Uzorke treba demagnetizovati i ukloniti indikacije iz prethodnih ispitivanja.

5 METODOLOGIJA DIJAGNOSTIKE PONAŠANJA STRUKTURNIH ELEMENATA HIDROELEKTRANE

5.1 Uvod

Hidroelektrana, bilo velika ili mala, je kompleksna struktura koja je sastavljena od podstruktura i strukturnih elemenata. U podstrukture neke hidroelektrane mogli bi svrstati: cjevovode u širem smislu i hidroagregate. U najvažnije strukturne elemente hidroelektrane možemo svrstati: cjevovod (glavna cijev, koljena i ogranci - odvojne cijevi), račve (mjesto sučeljavanja dva ili više cijevnih vodova), i vratila kod hiroagregata. U važne strukturne elemente spadaju: dilatacione spojnice, oslonačna mjesta, ojačanja cijevnih vodova koja služe za smanjenje napona (kragne, prstenasti obrači, ljsuke, danca...). Cijevni vodovi su oblika cilindrične ljsuke, a cijevne račve su najčešće oblika presjeka dva cilindra.

Za svaku mašinsku konstrukciju nameće se pitanje njenog integriteta, tj. pitanje njene cjelovitosti i besprekornosti.

U tom smislu pod integritetom konstrukcije podrazumijeva se naučna i inženjerska disciplina [20] koja obuhvata, kao najvažnije, aktivnosti:

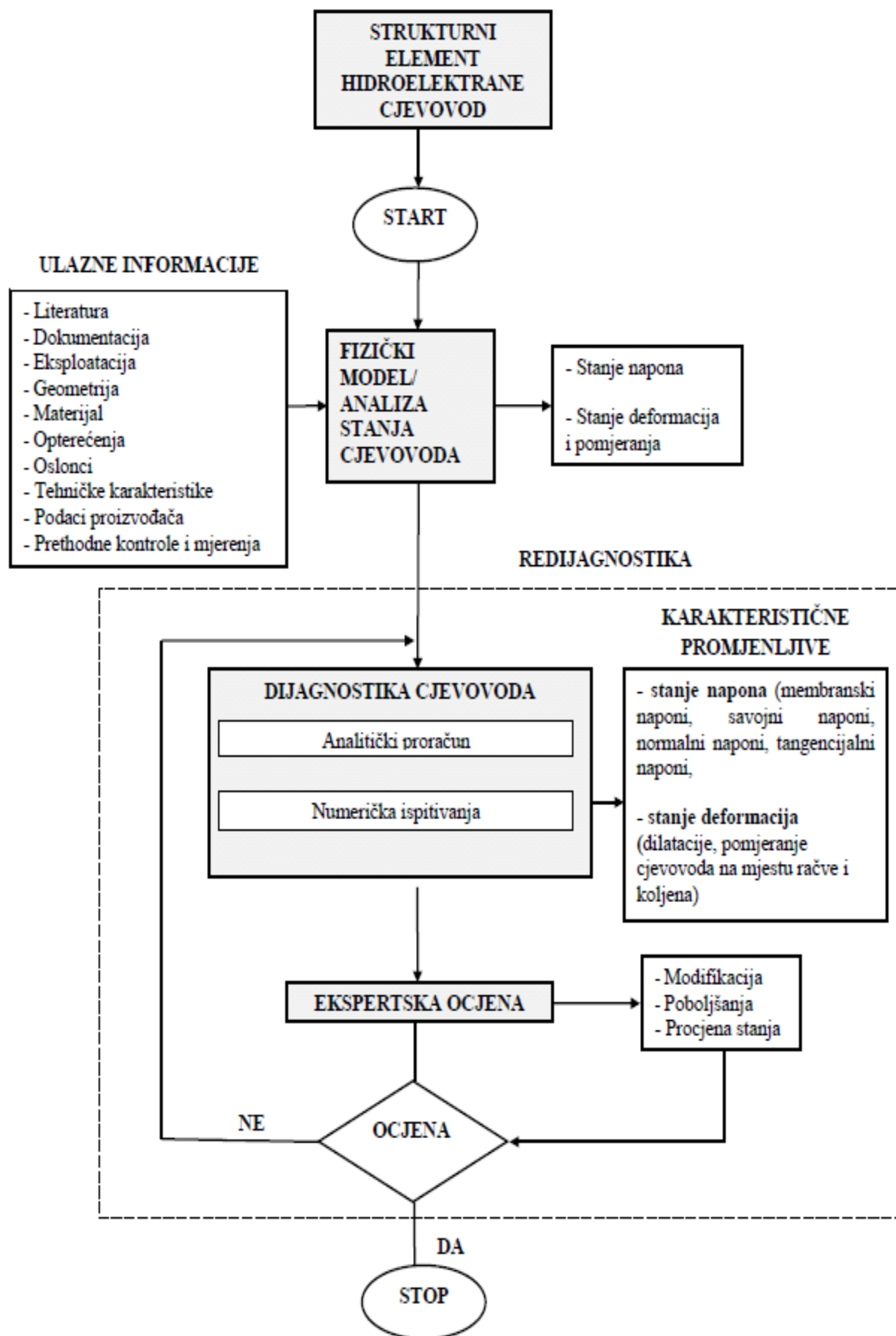
- analizu stanja i dijagnostiku ponašanja,
- procjenu preostale čvrstoće i radnog vijeka,
- revitalizaciju.

Na konkretnom primjeru [41] na bazi uopštene metodologije dijagnostike ponašanja sveobuhvatno je sagledano ponašanje konstrukcije. Radovi [42], [43], [44], [45] se odnose na problematiku sanacije i reknostrukcije mašinskih konstrukcija. Analiza stanja i dijagnostika ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrana bazira se na primjeni različitih tehnika u cilju dobijanja kvalitetnih rezultata o stanju i ponašanju konstrukcije. Rezultate različitih tehnika: analitičkih proračuna, proračuna na bazi standarda, numeričkih istraživanja i eksperimentalnih istraživanja treba iterativno usaglašavati u cilju dobijanja relevantnih rezultata. Naša pažnja u ovom poglavlju biće usredsređena na analizu stanja i dijagnostiku ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrana, kao što su: cjevovod, račve i vratila hidroagregata.

5.2 Metodologija dijagnostike ponašanja CJEVOVODA

5.2.1 Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja cjevovoda

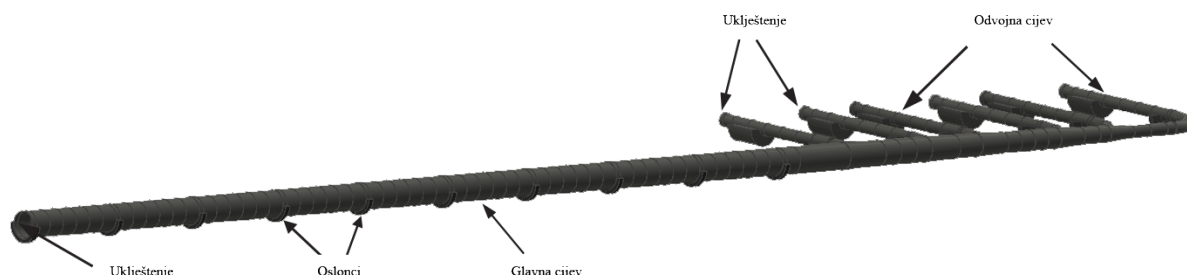
Na slici 5.1. prikazan je dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja cjevovoda.



Slika 5.1. Algoritam metodologije dijagnostike ponašanja cjevovoda

5.2.2 Model / analiza stanja

Da bi se napravio **model** cjevovoda neophodan za dijagnosticiranje ponašanja mora se u obzir uzeti skupina relevantnih ulaznih podataka i informacija. Treba proučiti literaturu i dokumentaciju, proučiti nalaze prethodnih kontrola i mjerenja, kao i uzeti u obzir sve informacije vezane za eksploatacione karakteristike cjevovoda. Na bazi tehničke dokumentacije, geometrijskih podataka samog cjevovoda, podataka proizvođača, podataka vezanih za oslonce, materijal, opterećenje, formiran je geometrijski model cjevovoda hidroelektrane "Perućica", prikazan na slici 5.2.



Slika 5.2. Geometrijski model cjevovoda HE "Perućica"

Na bazi formiranog modela cjevovoda u fazi dijagnostike ponašanja cjevovoda biće formirani i proračunski model i numerički model koji su prilagođeni za analitički proračun, i numeričko istraživanje na bazi metode konačnih elemenata. Kao izlazne informacije treba uzeti informacije vezane za analizu stanja cjevovoda koje se iskazuju kroz ocjenu parametara - elemenata dijagnostike.

Cijevni vodovi su oblika cilindrične ljuske. Zavisno od namjene njihova glatka površ se narušava i na takvim mjestima dolazi do pojave diskontinuiteta u geometriji. Račve cjevovoda, geometrijski posmatrano, su mjesta presjeka dvaju cilindričnih površi tako da dolazi do diskontinuiteta u geometriji i jednog i drugog cilindra. Radi se o najgrubljim diskontinuitetima u geometriji i oni su uzrok koncentracije napona. Na takvim mjestima se najčešće u cilju smanjivanja napona postavljaju rebra ili neki drugi oblik ukurćenja. Diskontinuitet u geometriji, istina mnogo manji, je i veza npr. dva cilindra različitih debljina, a istog spoljašnjeg prečnika. Dakle, na cjevovodu hidroelektrane postoji veći broj mjesta sa diskontinuitetom u geometriji koji su izvor veće ili manje koncentracije napona. Zbog toga ta mjesta moraju biti veoma precizno tehnički obrađena sa aspekta geometrije u cilju kvalitetne primjene neke od metoda dijagnosticiranja. Od uspješnosti preslikavanja tehničke dokumentacije na trodimenzionalni model strukturnog elementa zavisi kvalitet rezultata dobijenih na bazi primjene analitičkih i numeričkih metoda. Generalno, za sve vrste mašinskih konstrukcija je 3D modeliranje od izuzetne važnosti sa aspekta kvaliteta analiza koje će se vršiti.

U fazi dijagnostike ponašanja cjevovoda, a na bazi rezultata dijagnostike biće donešeni zaključci u vezi mogućnosti poboljšanja same konstrukcije cjevovoda ili pak u vezi konstruktivnog strukturiranja cjevovoda.

Ekspertska **analiza stanja** cjevovoda, koja iskazuje šta u procesu dijagnostike ponašanja cjevovoda treba dijagnosticirati u cilju eventualnog poboljšanja konstrukcije cjevovoda, će biti realizovana kroz analize kako slijedi:

- Raspodjele napona na cjevovodu, sa posebnim akcentom na mjestima diskontinuiteta (uklještenja i na koljenu). U okviru dijagnostike naponskog stanja cjevovoda biće analizirani membranski i savojni naponi na pravolinijskim djelovima cjevovoda i na koljenu kojim se glavna cijev cjevovoda spaja sa prvom odvojnou cijevi.

- Raspodjele deformacija pojedinih segmenata u cilju utvrđivanja dilatacija pojedinih segmenata cjevovoda i pomjeranja pojedinih bitnih tačaka cjevovoda, kao što su račve i koljeno, kako bi se utvrdila mjesta na cjevovodu sa najvećim pomjeranjima. Deformacije cjevovoda i pomjeranja pojedinih tačaka cjevovoda biće razmatrane uzimajući u obzir dejstvo unutrašnjeg pritiska sa uzimanjem u obzir uticaja trenja i temperaturnih promjena. Na bazi sveobuhvatne analize biće uočena kritična mjesta na kojima bi se trebala izvršiti eksperimentalna mjerenja.

5.2.3 Dijagnostika ponašanja cjevovoda

U okviru dijagnostike ponašanja cjevovoda na bazi analitičkog proračuna i na bazi numeričkih istraživanja biće kao **karakteristične promjenljive** praćena pomjeranje račve A6 i pomjeranje koljena cjevovoda kojim se glavna cijev cjevovoda spaja sa prvom odvojnomo cijevi. Takođe, biće utvrđeno na kojim mjestima se pojavljuju maksimalni naponi na cjevovodu.

Analitičke i numeričke metode bi trebalo da daju dovoljno tačne i uporedive rezultate. Biće razmotreno stanje deformacija cjevovoda za više varijanti opterećenja i to cjevovod opterećen samo unutrašnjim pritiskom, cjevovod opterećen unutrašnjim pritiskom sa uzimanjem u obzir uticaja trenja, i razmatranje dilatacija cjevovoda sa promjenom temperature. Što se napona tiče, analitički će biti analizirani naponi kako na mjestima uklještenja, tako i van tih oblasti. Numerički, na bazi metode konačnih elemenata biće analizirano stanje napona cjevovoda u cjelini, u koljenu, na mjestima uklještenja glavne cijevi i na mjestima uklještenja odvojnih cijevi.

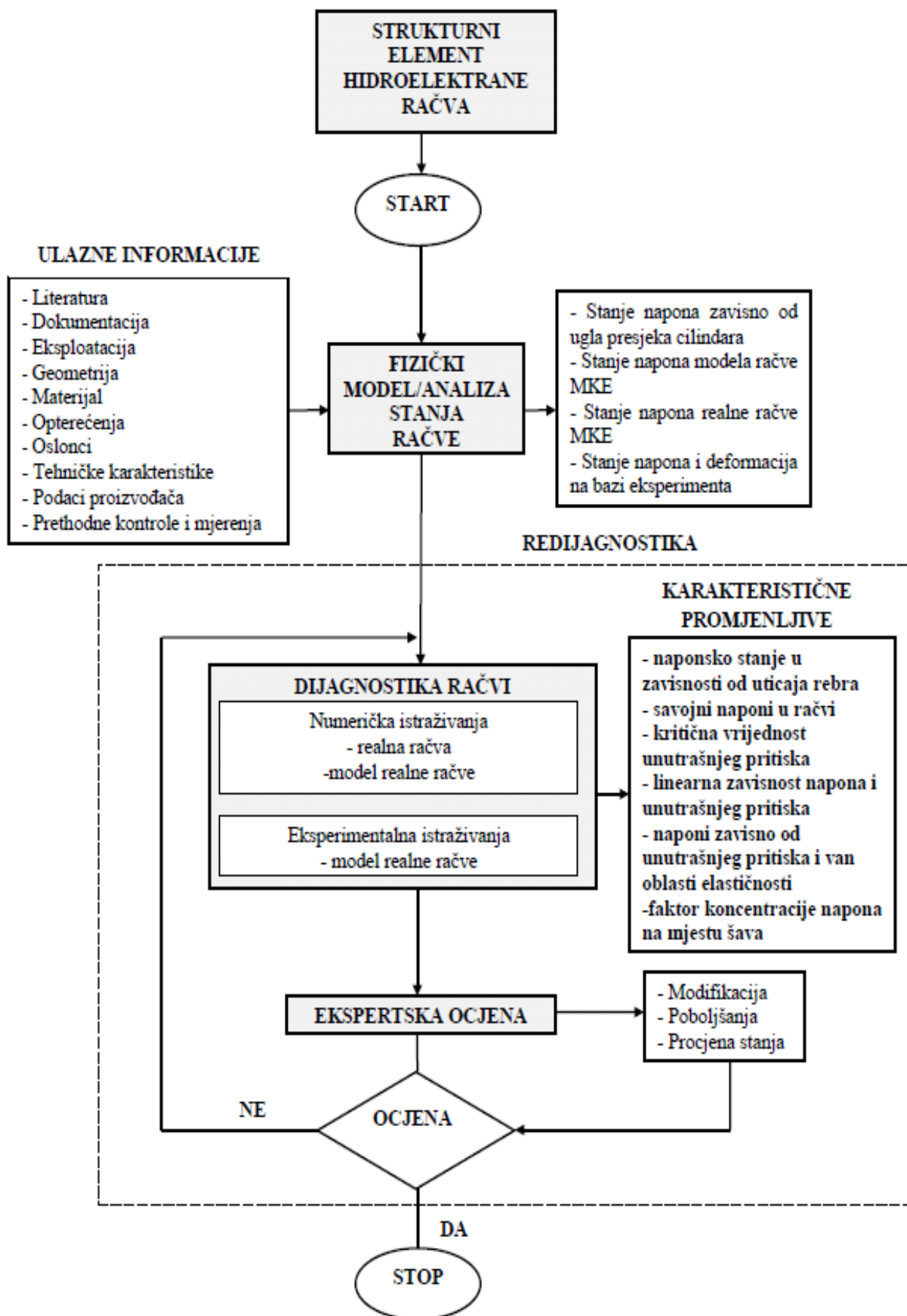
5.2.4 Ekspertska ocjena

Na bazi dijagnostike ponašanja cjevovoda biće donijeta ekspertska ocjena u smislu da li su vrijednosti karakterističnih promjenljivih takve da je neophodno vršiti modifikaciju cjevovoda u smislu poboljšanja njegovih karakteristika sa procjenom stanja u smislu radnog vijeka cjevovoda. Ukoliko je ekspertska ocjena pozitivna, proces dijagnostike cjevovoda se završava, a u suprotnom ulazi se u proces redijagnostike saglasno dijagramu toka dijagnostike ponašanja cjevovoda datom na slici 5.1.

5.3 METODOLOGIJA DIJAGNOSTIKE PONAŠANJA RAČVI

5.3.1 Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja račvi

Na slici 5.3. prikazan je dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja račve.



Slika 5.3. Algoritam metodologije dijagnostike ponašanja račve

5.3.2 Model / analiza stanja

U cilju kvalitetnog i sveobuhvatnog dijagnosticiranja račve cjevovoda hidroelektrane "Perućica" biće kreirani i geometrijski model realne račve i geometrijski model modela račve (model umanjene račve).

Geometrija realne račve je veoma kompleksna, jer je sastavljena od većeg broja segmenata oblika ljuste koji se međusobno presijecaju, pa dolazi do toga da nije lako ostvariti da su površine neprekidne i da su površine glatke na presječnim linijama površina.

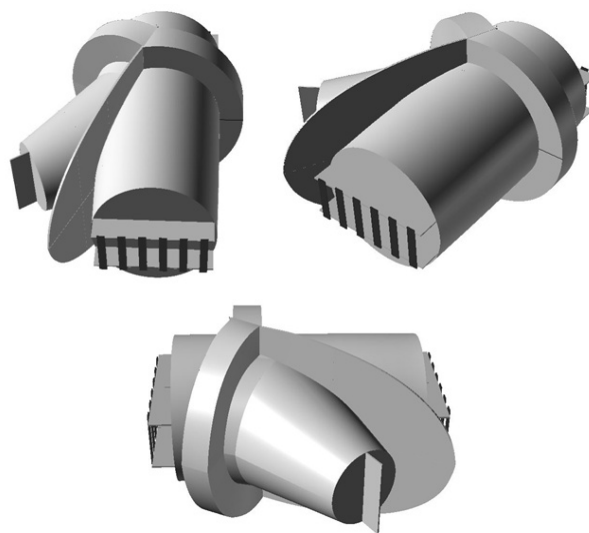
Kvalitetan eksperiment u konkretnom slučaju račve A6 cjevovoda HE "Perućica" nije moguće vršiti u realnim uslovima (variranje unutrašnjeg pritiska, spoljašnji uslovi, uslovi eksploatacije...). Eksperiment će biti realizovan na modelu umanjene račve u laboratorijskim uslovima.

U izradi geometrijskog **modela realne račve** i geometrijskog **modela umanjene račve** neophodno je precizno primijeniti postojeću dokumentaciju vezanu za geometriju račve (tehničku dokumentaciju, podatke proizvođača, i sl.). Svakako su bitne i sve ostale informacije u vezi sa eksploatacijom, opterećenjem, osloncima.

Na slici 5.4. prikazan je geometrijski model realne račve, a na slici 5.5. je prikazan geometrijski model umanjene račve.



Slika 5.4. Geometrijski model realne račve



Slika 5.5. Geometrijski model umanjene račve

Na bazi geometrijskih modela realne i umanjene račve, napravljeni su odgovarajući proračunski modeli koji bi trebalo da omoguće numeričko izučavanje račve na bazi metode konačnih elemenata.

Račve su djelovi na cjevovodu koji predstavljaju presjek cilindra. To su mjesta najvećeg diskontinuiteta na geometriji cjevovoda. **Analizu stanja** napona i deformacija račve u principu nije moguće sagledati analitičkim metodama, pa je neophodno vršiti anallizu primjenom numeričkih i eksperimentalnih metoda.

Ekspertsku analizu račve, koja bi trebalo da da sugestije u smislu poboljšanja konstrukcije račve, treba realizovati u procesu dijagnostike ponašanja račva kroz određen broj koraka kako slijedi:

1. Analiza naponskog stanja račve sa aspekta uticaja ugla pod kojim se sijeku

Dva cilindra koji formiraju račvu i sa aspekta uticaja ojačanja - rebra koje se postavlja na račvu u presjeku cilindra u cilju smanjenja napona koji se pojavljuju u račvi.

2. Numerička ispitivanja modela umanjene račve metodom konačnih elemenata

Ova analiza pored sagledavanja stanja napona treba da sugeriše mjesta na kojima treba postaviti mjernu opremu.

3. Eksperimetnalna analiza modela umanjene račve

Data je procedura izrade račve, opis račve i opis eksperimenata, kao i rezultati eksperimenata na bazi mjernih traka i na bazi snimanja 3D kamerama. Rezultati eksperimenata će biti analizirani i biće donešeni odgovarajući zaključci.

4. Analiza napona realne račve A6 HE "Perućica" metodom konačnih elemenata

Na bazi analize napona realne račve biće date vrijednosti membranskih i savojnih napona uz sagledavanje ukupnog polja napona u račvi.

Na bazi dijagnostike stanja račve, treba donijeti ocjene kako slijedi:

- Analiziranje napona za različite uglove prodora cilindara koji svojim presjekom formiraju račvu,
- Potvrđivanje činjenice da postoji linearna zavisnost između napona i unutrašnjeg pritiska u oblasti elastičnosti, i to na bazi eksperimenta mjerenjem napona i na bazi mjerenja deformacija, čime će se potvrditi validnost kotlovske formule,
- Definisane oblike krive koja predstavlja zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska i van oblasti elastičnosti, kada ta zavisnost nije linearna. Biće definisana vrijednost pritiska pri kojoj se izlazi iz oblasti linearne zavisnosti napona i unutrašnjeg pritiska,
- Analiziranje vrijednosti savojnih i drugih napona na realnoj račvi,
- Određivanje faktora koncentracije napona na mjestu šava.

5.3.3 Dijagnostika ponašanja račve

U okviru dijagnostike ponašanja račve, na bazi numeričkih istraživanja i na bazi sveobuhvatnih eksperimentalnih istraživanja (mjerne trake, 3D kamere) biće kao najvažnije **karakteristične promjenljive** praćene sljedeće veličine i parametri na kritičnim mjestima račve:

- Faktor koncentracije napona zavisno od postojanja rebra kao ukrućenja,
- Kriva zavisnosti napona od unutrašnjeg pritiska sa kritičnom vrijednošću pritiska pri kojoj dolazi do pojave plastičnih deformacija,
- Faktor koncentracije napona na mjestu šava.

U procesu dijagnostike ponašanja račve treba donijeti i zaključke u vezi manje važnih karakterističnih veličina kao što su:

- Vrijednosti napona na manje kritičnim tačkama (mjernim mjestima) račve,
- Vrijednosti napona za radne – nominalne vrijednosti unutrašnjeg pritiska,
- Ponašanje račve u zoni linearne zavisnosti napona od unutrašnjeg pritiska i van te zone,
- Vrijednosti napona na rebru kao ojačanju račve.

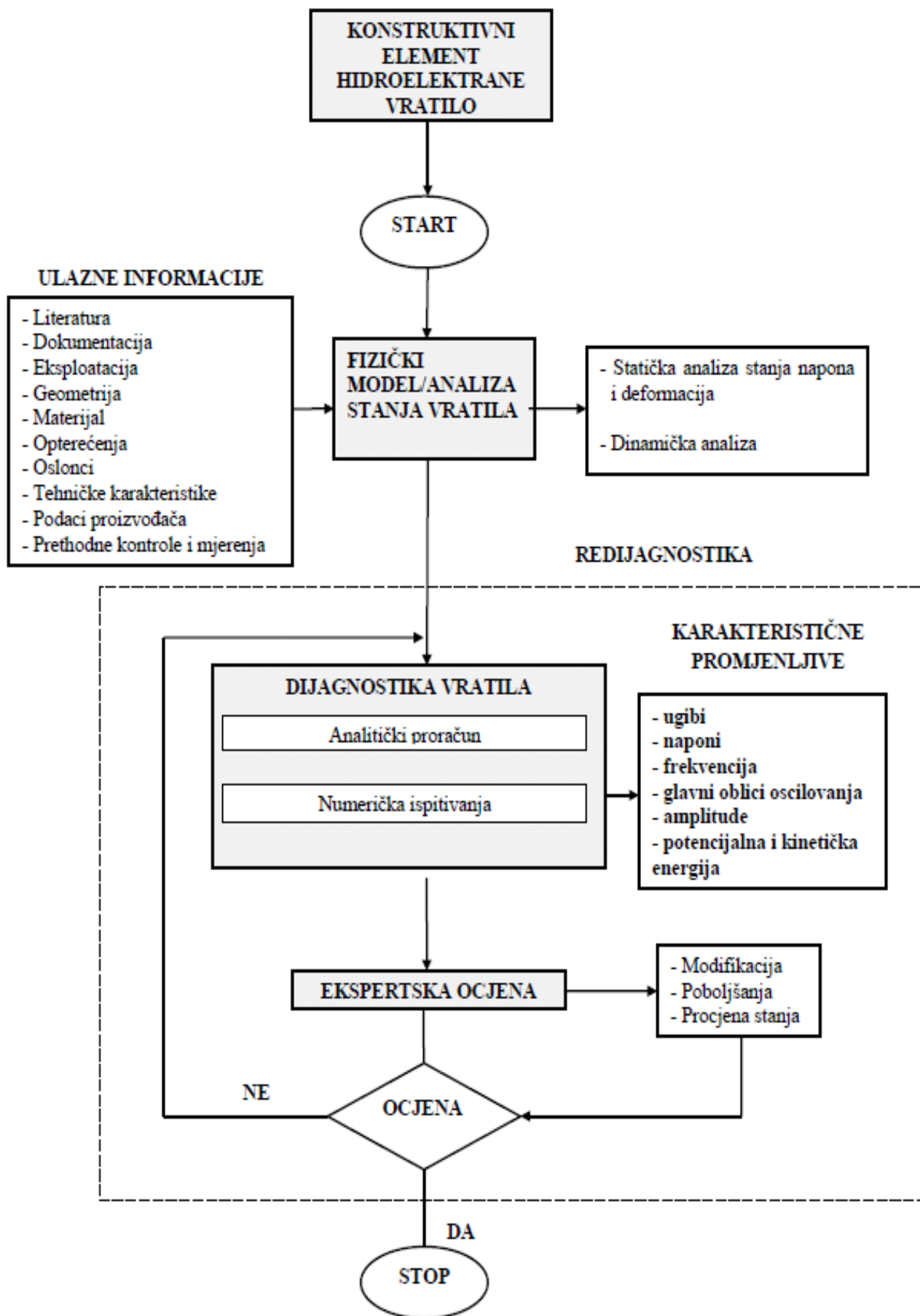
5.3.4 Ekspertska ocjena

Na bazi dijagnostike ponašanja račve biće donijeta ekspertska ocjena u smislu da li su vrijednosti karakterističnih promjenljivih takve da je neophodno vršiti modifikaciju račve u smislu poboljšanja njenih karakteristika sa procjenom stanja račve u smislu njenog radnog vijeka. Ukoliko je ekspertska ocjena pozitivna, proces dijagnostike račve se završava, a u suprotnom ulazi se u proces redijagnostike, saglasno dijagramu toka dijagnostike ponašanja cjevovoda datom na slici 5.3.

5.4 Metodologija dijagnostike ponašanja VRATILA

5.4.1 Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja vratila

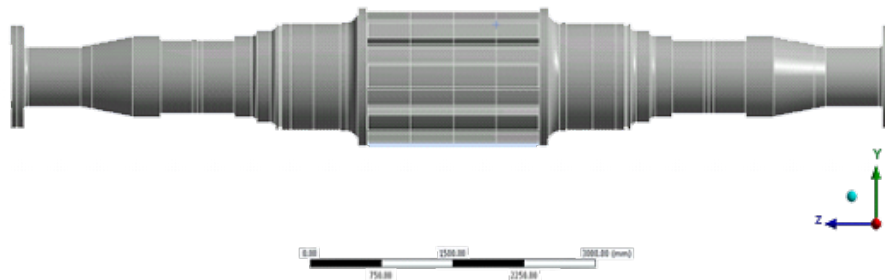
Na slici 5.6. prikazan je dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja vratila.



Slika 5.6. Algoritam metodologije dijagnostike ponašanja vratila

5.4.2 Model / analiza stanja

Da bi se napravio geometrijski **model** vratila neophodan za dijagnosticiranje ponašanja treba proučiti dokumentaciju i uzeti u obzir sve informacije u vezi sa eksploatacionim karakteristikama vratila hidroagregata. Na bazi tehničke dokumentacije, geometrijskih podataka vezanih za vratilo, podataka proizvođača, vezanih za oslonce vratila, materijal, masu i opterećenje, formiran je geometrijski model vratila hidroagregata HE "Perućica". Model je prikazan na slici 5.7.



Slika 5.7. Geometrijski 3D model vratila

Na bazi formiranog modela vratila u fazi dijagnostike ponašanja vratila biće formirani i proračunski model, i numerički model koji su prilagođeni za numeričko istraživanje vratila primjenom metode konačnih elemenata. Treba napomenuti da vratilo hidroagregata HE "Perućica", kako se može uočiti sa modela vratila prikazanog na slici 5.7., ima geometriju sa većim brojem manjih diskontinuiteta na mjestima promjene prečnika vratila, koji su izvor veće ili manje koncentracije napona.

U okviru **analize stanja** vratila treba dati analizu stanja postojećeg vratila na bazi ulaznih podataka, i formiranog modela vratila. Treba precizirati parametre i promjenljive koje treba kao izlazne veličine pratiti kroz postupak dijagnostike ponašanja vratila.

Vratilo se treba posmatrati sa aspekta statičkog ponašanja, kada se na bazi opterećenja, a to su sile težina vratila generatora i turbinskih kola, kao i obrtni moment koji se pojavljuje na turbinskim kolima i generatoru, treba izvršiti analiza napona i deformacija i identifikovati kritična mjesta na vratilu sa najvećim vrijednostima napona i ugiba, pri složenom naponskom stanju.

Sa aspekta dinamičkog ponašanja vratila pažnja će biti posvećena dinamičkom odzivu vratila kao elastičnog mehaničkog sistema. Kao i kod svakog elastičnog tijela i kod vratila kao dominantan problem se pojavljuje određivanje frekvencija sopstvenih oscilacija iskazane kroz glavne modove oscilovanja. Bitna je vrijednost najniže glavne frekvencije oscilovanja u cilju procjene pojave rezonantnog stanja. U okviru dinamičke analize takođe treba odrediti amplitude oscilovanja pojedinih glavnih oblika oscilovanja, treba razmotriti raspodjelu potencijalne i kinetičke energije po glavnim modovima oscilovanja i izvršiti odgovarajuće analize dinamičkog ponašanja vratila. Dakle, na bazi dijagnostike ponašanja vratila kao elementa hidroagregata treba na bazi statičke i dinamičke analize donijeti ocjene u vezi:

- Analize napona i deformacija na bazi statičkog opterećenja,
- Vrijednosti frekvencije prvog glavnog oblika sopstvenih oscilacija, i vrijednosti frekvencija ostalih glavnih oblika oscilovanja,
- Oblika oscilovanja pojedinih modova,

- Raspodjele potencijalne i kinetičke energije i njihove razlike po glavnim oblicima oscilovanja.

5.4.3 Dijagnostika ponašanja vratila

U okviru **dijagnostike ponašanja** vratila na bazi sveobuhvatnih numeričkih istraživanja biće kao karakteristične promjenljive praćene sljedeće veličine i parametri statik i dinamike ponašanja vratila:

- ugibi na karakterističnim mjestima vratila,
- maksimalni naponi pri složenom naponskom stanju,
- frekvencije sopstvenih oscilacija vratila,
- glavni oblici oscilovanja,
- amplitude glavnih oblika oscilovanja,
- raspodjela kinetičke i potencijalne energije, i njihova razlika.

5.4.4 Ekspertska ocjena

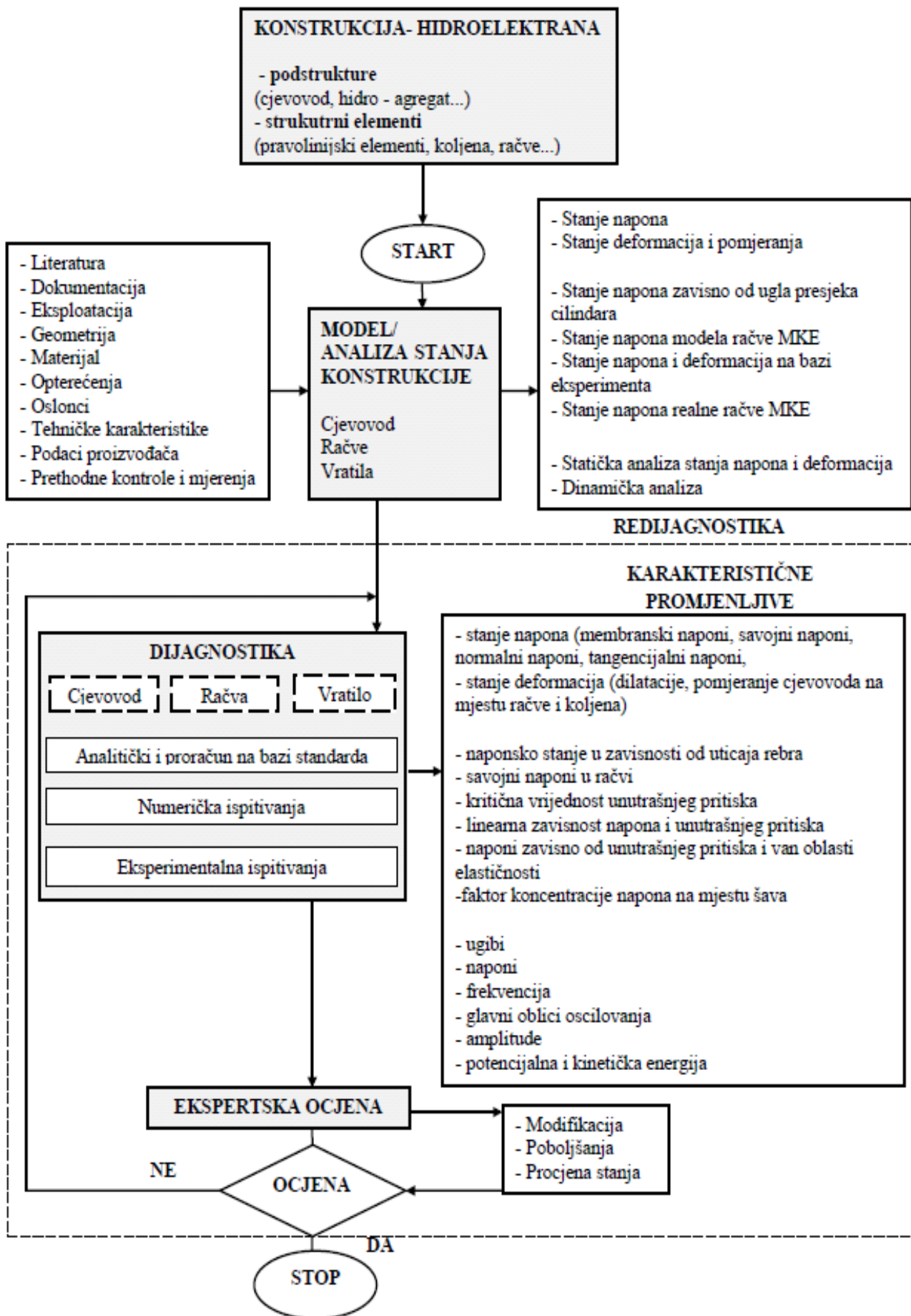
Na bazi dijagnostike ponašanja vratila biće donijeta ekspertska ocjena u smislu da li su vrijednosti karakterističnih promjenljivih takve da je neophodno vršiti modifikaciju vratila u smislu poboljšanja njegovih karakteristika sa procjenom stanja u smislu radnog vijeka vratila. Ukoliko je ekspertska ocjena pozitivna, proces dijagnostike vratila se završava, a u suprotnom ulazi se u proces redijagnostike.

5.5 Metodologija dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata

Bez obzira na raznovrsnost strukturnih elemenata hidroelektrane moguće je pri dijagnosticiranju njihovog ponašanja formirati jedinstvenu metodologiju, koja zavisi od strukturnog elementa koji se dijagnosticira i ima i svoje specifičnosti. Tako će se, npr. elementi dijagnostike razlikovati za statičke (cjevovod, račve, vratilo) i dinamičke problema (vratilo), za strukture koje su oblika osnosimetrične ljske, u odnosu na one koji to nijesu, itd.

5.5.1 Dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata

Na slici 5.8. prikazan je dijagram toka metodologije dijagnostike ponašanja vratila.



Slika 5.8. Algoritam metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata

5.5.2 Model / analiza stanja

Da bi se formirao model i izvršila analiza stanja hidroelektrane neophodno je uočiti podstrukture hidroelektrane (cjevovod, hidroagregat, ...) i formirati modele pojedinih strukturnih elemenata (pravolinijski djelovi cjevovoda, koljena, račve, vratila...). **Modeli** se formiraju na bazi skupa ulaznih informacija.

Na bazi formiranog modela pojedinih strukturnih elemenata hidroelektrane kao izlazne informacije su informacije vezane za ocjenu **analize stanja** strukturnih elemenata i konstrukcije u cjelini. Analiza stanja se iskazuje kroz ocjenu parametara - elemenata dijagnostike, kako je to urađeno u prethodnim odjeljcima vezanim za analizu stanja cjevovoda, račve i vratila hidroagregata.

5.5.3 Dijagnostika ponašanja

Postupak dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrana podrazumijeva primjenu analitičkih metoda i standarda, numeričkih metoda (dominantno MKE) u analizi vrijednosti elemenata dijagnostike i eksperimentalna mjerenja sa detaljnom analizom rezultata mjerenja.

- **Analitičke metode**

Treba napomenuti da u slučajevima gdje je to moguće treba primijeniti analitičke proračune i primjenu standarda. Postupak dijagnostike podrazumijeva cikličnu spregu proračun - mjerenja. Analitička analiza i proračun cijevnih vodova opterećenih unutrašnjim pritiskom je važan korak u metodologiji dijagnostike njihovog ponašanja. Primjena bezmomentne i momentne teorije osnosimetričnih ljuski je od značaja u smislu svestranije analize napona i deformacija, jer se dobija mogućnost sagledavanja kako pojedini geometrijski i drugi parametri utiču na vrijednosti napona i deformacija. Analitički se može izvršiti proračun određenog broja strukturnih elemenata hidroelektrane, kao što su: pravolinijski cijevni vodovi, koljena... U suštini analitička analiza se vrši na bazi Otpornosti konstrukcija kao dijela Mehanike deformabilnog tijela i Dinamike konstrukcija.

Dakle, veoma je korisno analitički analizirati posmatrani strukturni element, u mjeri u kojoj je to moguće, u cilju kvalitetnije i sveobuhvatnije analize napona i deformacija. Takođe, dobijeni rezultati na bazi analitičke analize i proračuna bi trebali da budu saglasni sa rezultatima dobijenim drugim metodama (na bazi numeričkih metoda i na bazi eksperimentalnih istraživanja).

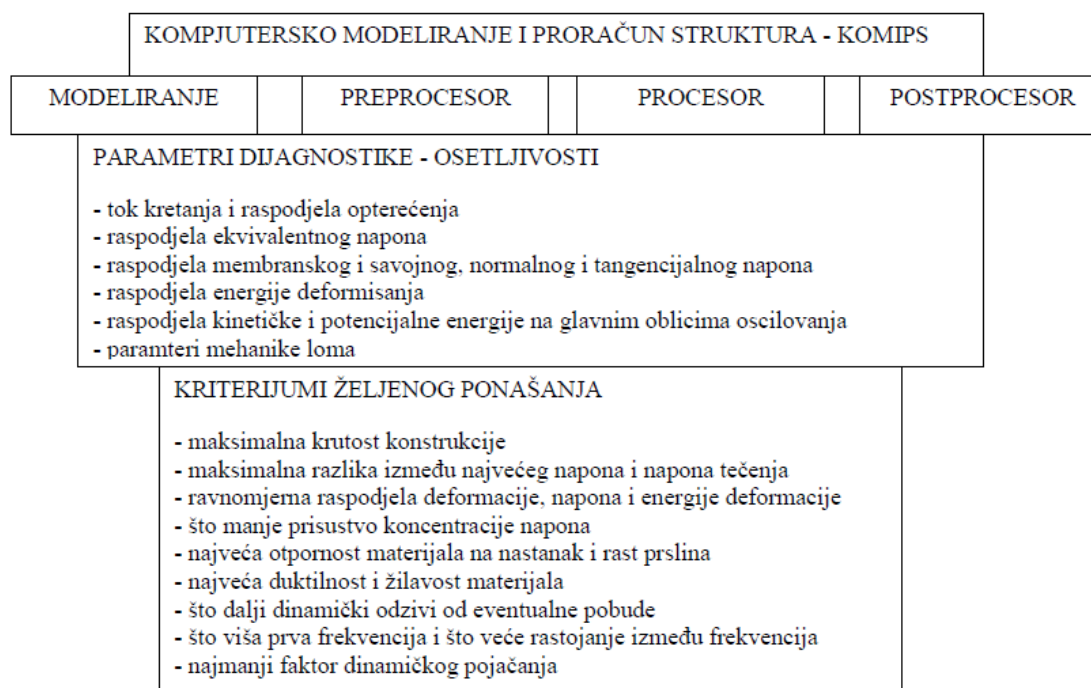
Što se tiče proračuna na bazi standarda može se reći da oni imaju svoje manjkavosti i na bazi njihove primjene se ne moraju dobiti kvalitetna rješenja. Tako na primjer do sada, nije preko standarda obrađivan problem proračuna čvrstoće cijevnih račvi. U okviru standarda obrađene su samo cilindrične simetrične račve, za rebro pravougaonog poprečnog presjeka. Ovaj standard se može koristiti samo za prostije, manje važne račve.

- **Numeričke metode**

Nakon izvršene analitičke analize strukturnog elementa u mjeri u kojoj je to moguće neophodno je izvršiti analizu na bazi metode konačnih elemenata. Primjenom metode konačnih elemenata na strukturne elemente moguće je sagledati polje napona i polje deformacija prostornog modela posmatranog strukturnog elementa. Na bazi takve analize moguće je locirati mjesta najvećih napona i deformacija, kao i dobiti vrijednosti napona i deformacija na mjestima elementa od interesa za dalju, eksperimentalnu analizu. Rezultati dobijeni analitičkim metodama i metodom konačnih elemenata bi morali biti saglasni. Ta saglasnost bi mogla biti dovoljna potvrda za relevantnost dobijenih rezultata, pa bi se u nekim situacijama mogla izbjeći faza eksperimentalnih istraživanja. S obzirom na nedostatke dovoljno kvalitetnih standarda nameće se kao neminovnost primjena metode konačnih elemenata u rješavanju, pogotovo atipičnih problema, odnosno u situacijama kada analitičke metode ne mogu dati valjane rezultate. Radi se o situacijama kada se pojavljuju diskontinuiteti u

geometriji posmatranog strukturnog elementa. Metoda konačnih elemenata je vrlo efikasna i ne zahtijeva gotovo nikakve materijalne troškove, za razliku od eksperimentalnih istraživanja. Dakle, može se reći da se u savremenim proračunima i analizama bez metode konačnih elemenata ne mogu ozbiljno razmatrati kompleksniji problemi.

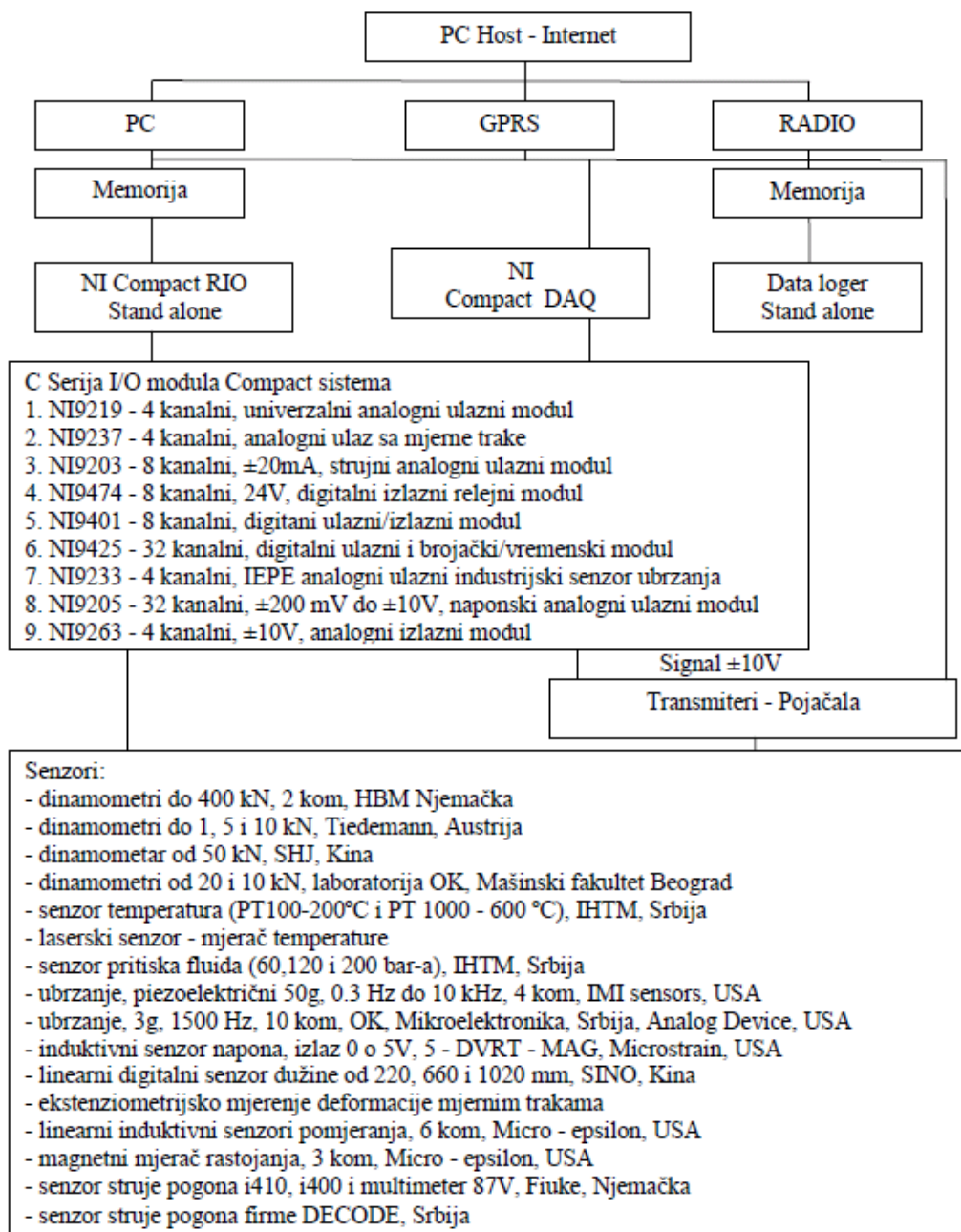
Jedan od softvera koji koristi numeričke metode na bazi metode konačnih elemenata, koji je razvijen upravo sa ciljem sveobuhvatnog modeliranja i proračuna struktura, i koji može biti reprezent savremenih softvera na bazi metode konačnih elemenata - KOMIPS [39] daje mogućnost da se određuju parametri dijagnostike kojima se definišu zahtjevi u pogledu ponašanja konstrukcije na slici 5.9.



Slika 5.9. Šema metodologije dijagnosticiranja kroz softver KOMIPS-a [19]

- **Eksperimentalne metode**

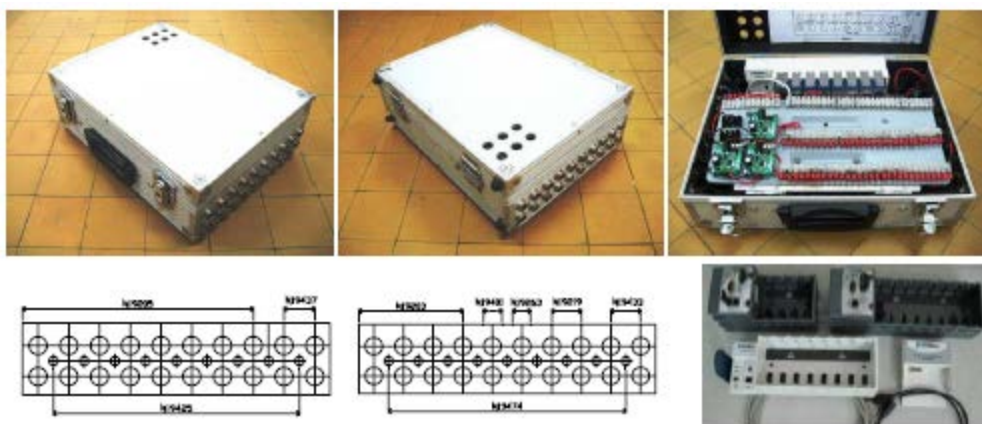
Eksperimentalne metode su isto tako važne i neophodne u postupku dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrana. Eksperimentalna ispitivanja mogu da se vrše na samoj konstrukciji ili pak, na umanjenoj konstrukciji u laboratorijskim uslovima. Mjerno - akvizicioni sistem, prikazan na slici 5.10. je u stanju da da relevantne podatke o stanju konstrukcije i kompatibilan je sa numeričkom metodom KOMIPS. Napravljen je za potrebe sveobuhvatne dijagnostike ponašanja konstrukcije.



Slika 5.10. Mjerno - akvizicioni sistem [19]

Eksperimentalne metode istraživanja nekog strukturnog elementa daju veoma kvalitetne i tačne rezultate ako je eksperiment kvalitetno pripremljen i realizovan. Cilj je da rezultati eksperimentalnih istraživanja budu u saglasnosti sa rezultatima dobijenim na bazi analitičkih ili numeričkih metoda. Zbog materijalnih troškova koji su vezani za eksperimentalna istraživanja, koji najčešće nijesu zanemarljivi, ne treba ih realizovati ako se i bez njih može doći do relevantnih rezultata dobijenih na bazi analitičkih i numeričkih metoda.

Eksperimentalna istraživanja se mogu realizovati i u realnim uslovima, ali i u laboratoriji na modelu. Pošto je vršenje eksperimenta u realnim uslovima na realnoj konstrukciji najčešće veoma otežano, a nekad i nemoguće, to je vršenje eksperimenta u laboratorijskim uslovima, na modelu realne konstrukcije, uz kvalitetnu simulaciju geometrije i opterećenja jedino moguće rješenje. Primjenom teorije geometrijske sličnosti moguće je napraviti model strukturnog elementa, tako da će eksperimentalni rezultati na modelu imati istu vrijednost kao da je istraživanje vršeno na realnoj konstrukciji u realnim, eksploatacionim uslovima.



Slika 5.11. Sistem za akviziciju podataka NI Compact DAQ

U konkretnom slučaju eksperimentalna istraživanja na modelu račve A6 u hidroelektrani Perućica vršena su u laboratoriji Mašinskog fakulteta u Beogradu. Kratak opis opreme koja je korišćena u eksperimentu dat je kako slijedi:

1. Mjerno - akvizicioni sistem (slika 5.10),
2. Sistem za akviziciju podataka (slika 5.11),
3. Senzori (slika 5.12.):
 - ekstenziometrijsko mjerenje mjernim trakama,
 - senzor pritiska fluida,
 - senzor deformacije - napona sa magnetnom montažom,
4. Optičko 3D mjerenje statičke i dinamičke deformacije (slika 5.13.).



Senzor pritiska fluida, IHTM, Srbija – 60 bar , tačnost 0,6%



Slika 5.12. Oprema za ekstenziometrijsko mjerenje: senzor pritiska fluida, induktivni senzor napona...

Tokom samog eksperimenta definisani su neki osnovni pravci razvoja sistema. Tako je definisano da se signal mjerne veličine pojačava odmah kod senzora. To je uslovljeno prenosom signala na visokom nivou napona. Prenos signala je izvršen korišćenjem GPRS i radio tehnologije. Na kraju sistem za akviziciju signala i podataka je korišćen i sa primjenom PC-ja, i bez primjene PC-ja, tzv. stand alone sistem.



Slika 5.13. Oprema za optičko 3D mjerenje deformacije

5.5.4 Ekspertska ocjena dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata

Završetkom prethodnih faza metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrana, kao rezultat precizno su određena mjesta koja mogu biti slabe tačke elementa u pogledu napona i/ili deformacija. Ova mjesta se najčešće lociraju kombinovanjem i upoređivanjem rezultata dobijenih analitičkim, numeričkim i eksperimentalnim putem. S obzirom da ne postoji univerzalna metoda utvrđivanja kritičnih lokacija sa stanovišta napona i deformacija, jedini do kraja pouzdan način je poređenje ovih prethodno metodološki obuhvaćenih metoda. Takođe, poređenjem ovih metoda za očekivati je da će biti definisana i mjesta na kojima je konstrukcija bezbjedna, odnosno mjesta o kojima ne treba razmišljati u smislu sanacije.

6 DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA CJEVOVODA

6.1 Uvod

Predmet naše pažnje biće dio cjevovoda III hidroelektrane "Perućica" (slika 3.3. i slika 3.5.), od fiksnog oslonca T_9 do predturbinskog zida, u daljem tekstu cjevovod.

- **Ulazne informacije**

Na dijelu trase nakon oslonca T_9 cjevovod ulazi u tunel u kome se račva na šest ogranaka prečnika 1200 mm.

Za izradu cjevovoda su upotrijebljene tri vrste čelika i to: A St 45, Niobal 43 i Nioval 47. Od istog materijala (Nioval 47) su izrađene i račve. Važnije karakteristike ovih materijala su date u tabeli 6.1. [3]:

Tabela 6.1. Karakteristike materijala cjevovoda [3]

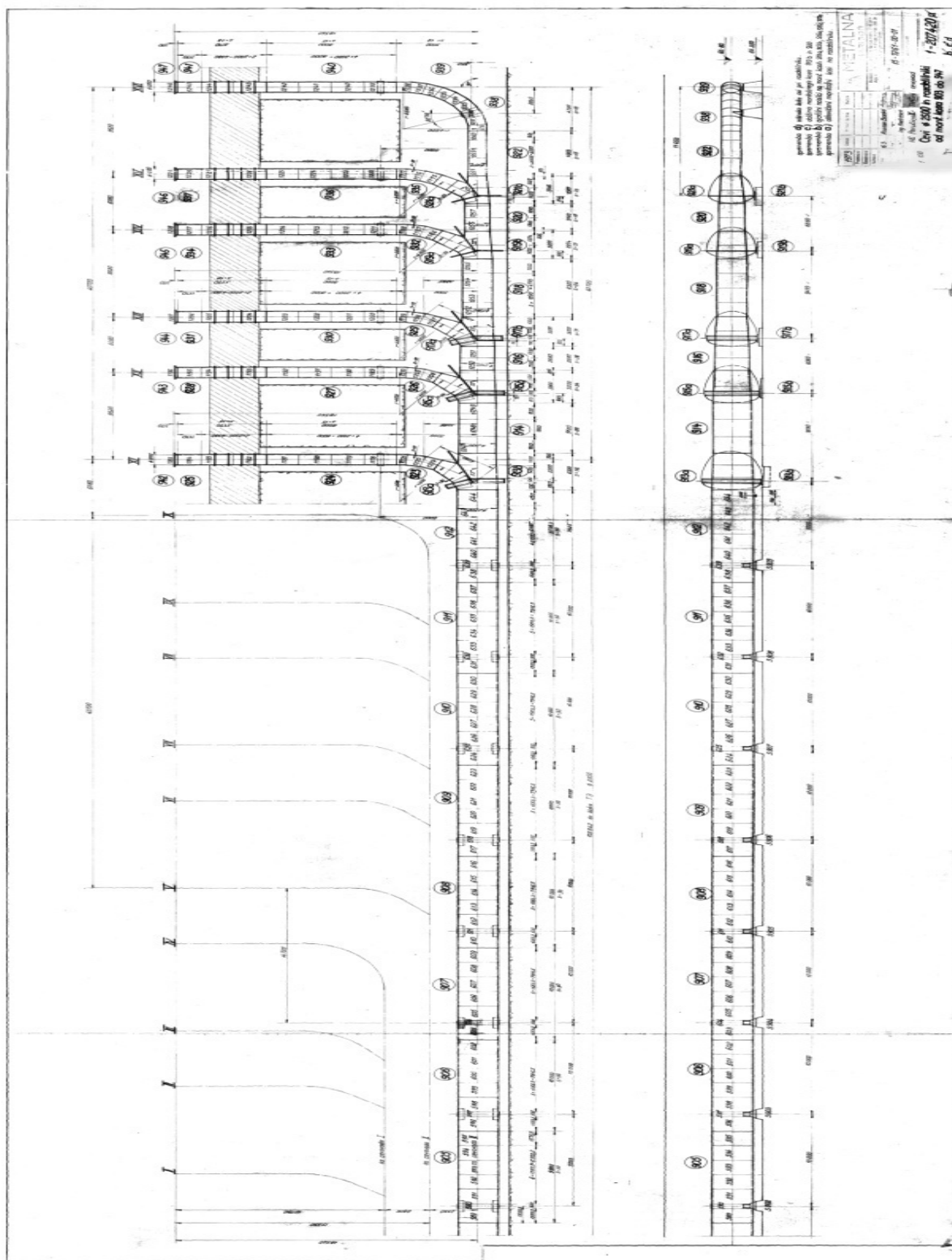
Materijal	σ_t (MPa)	σ_b (MPa)	Izduženje (%)	C_{max} (%)	Ultrazvuk rastezanje (mm)
A St 45	280	450-550	25	0.22	200x200
Niobal 43	430	550-700	18	0.20	200x200
Nioval 47	420-470	570-750	17	0.20	200x200

Na slici 6.1. je dat tehnički crtež od fiksnog oslonca T_9 do predturbinskog zida. Dati su svi neophodni geometrijski parametri koji karakterišu posmatrani dio cjevovoda.

Posmatrani dio cjevovoda se nalazi u horizontalnoj ravni.

Radni - nominalni hidrostaticki pritisak (nadpritisak) je 51 bar.

Na cjevovodu nema dilatacionih spojnica, pa je u cilju proučavanja stabilnosti cjevovoda veoma bitno sagledati stanje deformacija cjevovoda. Dio cjevovoda III do oslonca T_9 je, kao što je prethodno opisano, dijelom u zemlji, a dijelom u betoniranom tunelu i ima 8 (osam) dilatacionih spojnica (slika 3.5.), pa je samim tim proučavanje ovog dijela cjevovoda iz ugla pomjeranja, odnosno napona i deformacija, manje interesantno.



Slika 6.1. Tehnički crtež dijela cjevovoda od oslonca T_9 do predturbinskog zida [2]

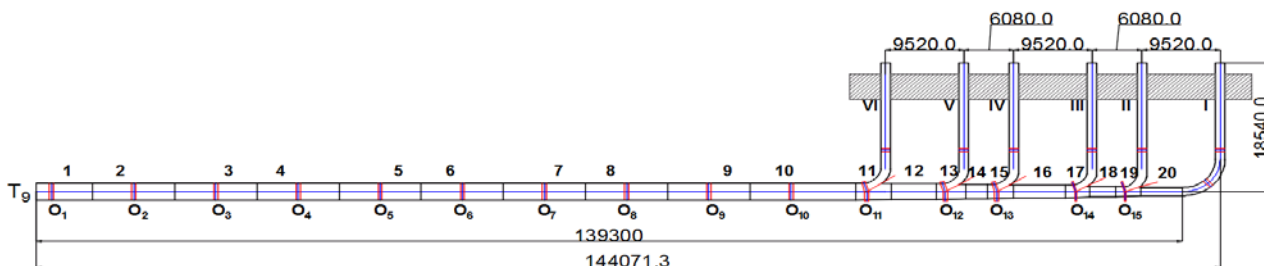
Dužina posmatranog dijela cjevovoda od oslonca T_9 do ose prve odvojne cijevi je 144 m (slika 6.2.). Prečnik cijevi ovog dijela cjevovoda se podužno mijenja i iznosi 2500 mm na početku (kod oslonca T_9), i 1200 mm na kraju (prva odvojna cijev).

Prečnik cjevovoda se mijenja upotrebom račvi, kojih na ovom dijelu cjevovoda ima pet. Račve mijenjaju pravac cjevovoda, odnosno služe za spajanje pet odvojnih cijevi sa glavnim dijelom

cjevovoda. Odvojnih cijevi ima ukupno šest, a prva odvojna cijev je sa glavnim cjevovodom spojena koljenom prečnika 1200 mm i debljine 18 mm.

- **Model konstrukcije - cjevovoda**

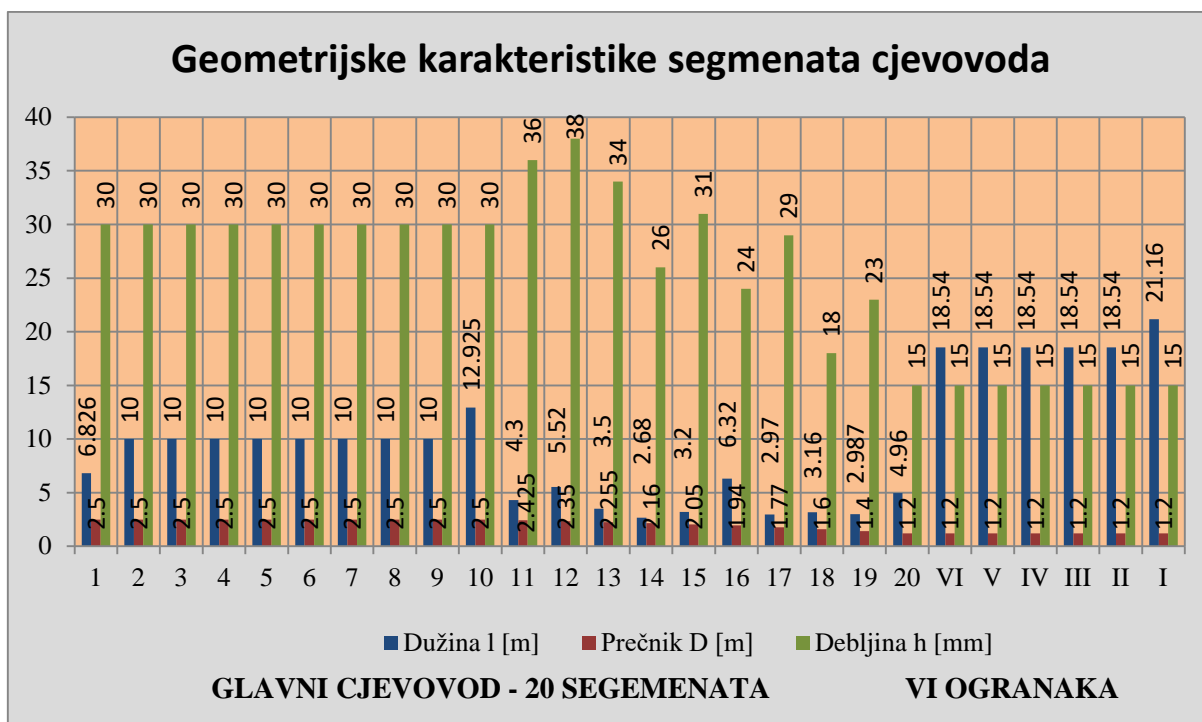
Na slici 6.2. je dat uprošćeni šematski prikaz cjevovoda sa osnovnim dimenzijama napravljen na bazi tehničkog crteža (slika 6.1.). Polazna tačka cjevovoda, je fiksni oslonac označen sa T_9 . Krajnje tačke cjevovoda su tačke predturbinskog zida mašinske zgrade. U proračunskom modelu cjevovoda smatraće se da je glavna cijev cjevovoda ukliještena u tački T_9 i u krajnjim tačkama odvojnih cijevi cjevovoda.



Slika 6.2. Uprošćeni šematski prikaz cjevovoda

Glavna cijev cjevovoda je podijeljena na ukupno 20 segmenata (1, 2, 3, ..., 20) saglasno tabeli 6.2., kako bi se mogle izračunati sile težina pojedinih segmenata glavne cijevi i sile težina vode u tim segmentima. Te sile težina opterećuju deset potpora i pet oslonaca kragni pojedinih račvi. Geometrijske karakteristike koje su zajedničke za sve segmente cjevovoda su: $p=0.51 \text{ kN/cm}^2$, $E=21000 \text{ kN/cm}^2$, $\nu=0.3$, $\mu=0.3$, $\Delta T=10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha=0.000012 \text{ 1/}^\circ$. Detaljan pregled ostalih geometrijskih karakteristika ovog dijela cjevovoda dat je u tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Pregled geometrijskih karakteristika segmenata cjevovoda



Ukupna dužina posmatranog dijela cjevovoda bez odvojnih cijevi je 139,3 m. Dužine odvojnih cijevi, pojedinačno posmatrano, su 18,5 m. Cjevovod se slobodno oslanja na 15 kliznih oslonaca, što znači da bi se moglo smatrati da nema savijanja cjevovoda od sila težine cjevovoda i vode.

6.2 Analitički proračun cjevovoda

6.2.1 Analitički proračun dilatacija i pomjeranja cjevovoda

- **Dejstvo unutrašnjeg pritiska**

Unutrašnji nominalni pritisak od 51 bara, koji djeluje u cjevovodu, dominantno utiče na stanje napona i deformacija cjevovoda. Za proračun napona i deformacija cjevovoda u cjelini, kao i na pojedinim djelovima, primjenjuje se teorija bezmomentne ljuske. Na mjestima vezivanja glavne cijevi za fiksni oslonac T_9 , na mjestima gdje odvojne cijevi ulaze u mašinsku zgradu i na račvama ne važi teorija bezmomentne ljuske, kako je to pokazano u poglavlju 4., odjeljak 4.1.

Treba napomenuti da se kod cijevi oblika cilindrične osnosimetrične ljuske u pojedinim poprečnim presjecima ne pojavljuju momenti savijanja, pa nema ni normalnih napona kao posljedice istih. Saglasno rečenom u dijelu 4.1. dilatacije pojedinih segmenata glavnog cjevovoda, glavnog cjevovoda u cjelini i odvojnih cijevi se mogu izračunati kako slijedi.

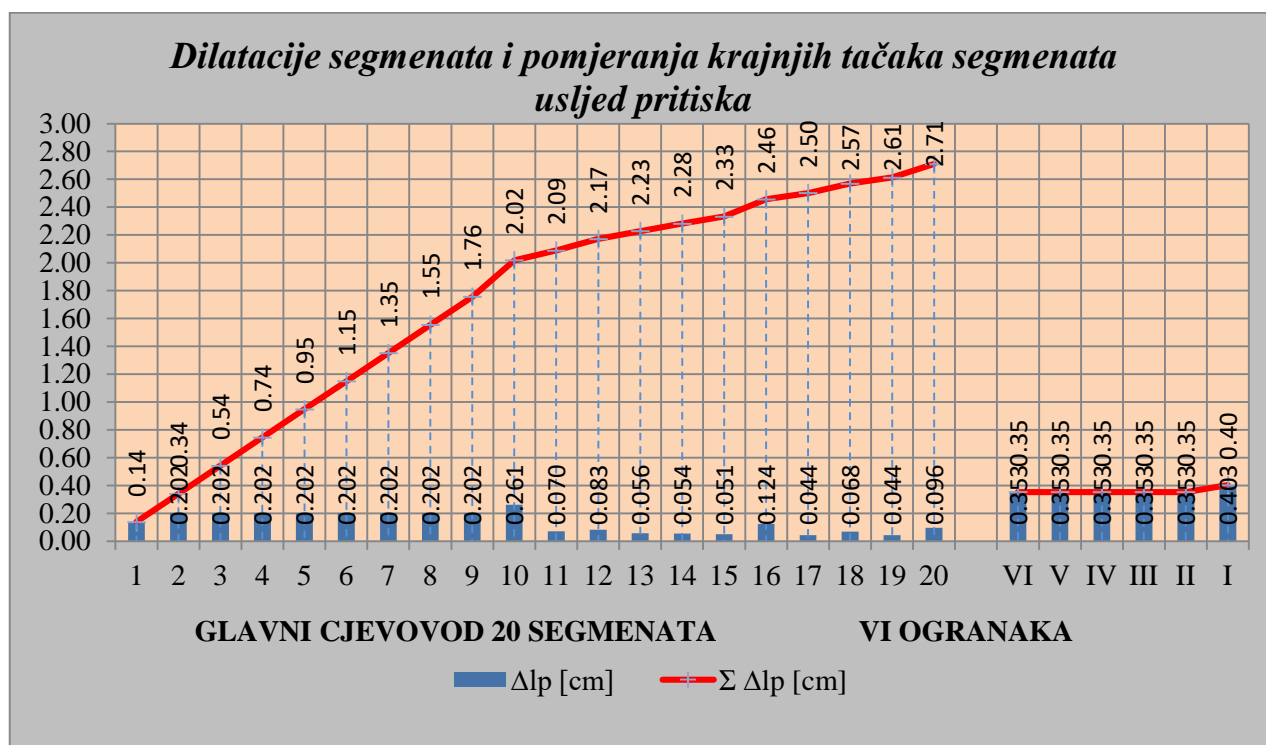
$$\Delta l_i = \frac{l_i p D_i}{2 E_i h_i} \left(\frac{1}{2} - \nu \right), i=1, \dots, 20, \quad (6.1)$$

gdje je: l_i [m] - dužina segmenta cijevi, D_i [m] - prečnik segmenta cijevi, h_i [m] - debljina segmenta cijevi, $p = 0.51$ [kN/cm²] - pritisak u cjevovodu, $E = 21 \cdot 10^3$ [kN/cm²] - moduo elastičnosti, $\nu = 0,3$ - Poasonov koeficijent.

U tabeli 6.3, su dati rezultati proračuna izduženja svih pojedinih segmenata i izduženja u aksijalnom pravcu glavne cijevi i odvojnih cijevi, na bazi jednačine 6.1.

Glavna cijev od fiksnog oslonca T_9 do koljena, preko koga se voda usmjerava do prve odvojne cijevi i preko koje se dalje voda dovodi na agregat, je dužine 139.3 m (slika 6.2.). Podijeljena je na 20 segmenata. Izduženje u aksijalnom pravcu kraja glavne cijevi, smatrajući da je glavna cijev uklještena u fiksni oslonac T_9 , a da je na drugom kraju slobodna, je $\Delta l_{\max} = 2.71$ cm. Takođe, na primjer izduženje u aksijalnom pravcu lijevo od račve VI koja spaja odvojnu cijev VI sa glavnom cijevi je 2.02 cm, a desno, 2.09 cm (Tabela 6.3.).

Tabela 6.3. Izduženja pojedinih segmenata i pomjeranja krajnjih tačaka segmenata



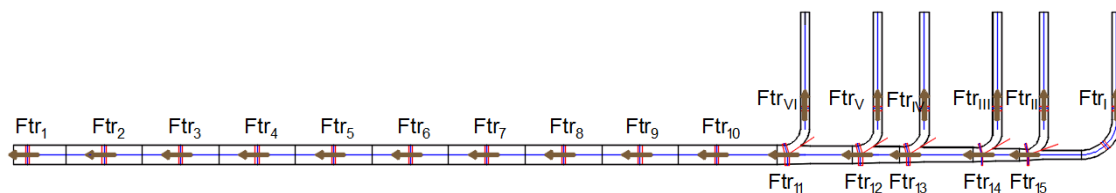
Ako se uzme da je pet odvojnih cijevi koje su sa glavnom cijevi spojene račvama, dužine 18.54 m, onda je njihovo izduženje u aksijalnom pravcu, smatrajući ih kao konzole, 0.35 cm, a izduženje prve odvojne cijevi, smatrajući da ima dužinu 21.16 m, je 0,40 cm.

Generalno, radi se o statički neodređenom problemu, pa navedene informacije u vezi sa pojedinim izduženjima cijevi nijesu dovoljne da bi se sagledalo stanje čitavog cjevovoda poslije deformisanja. Navedene vrijednosti treba shvatiti kao orijentir koji treba uporediti sa rezultatima dobijenim na bazi analize metodom konačnih elemenata. U svakom slučaju, izduženje glavne cijevi bi trebalo da izazove savijanje odvojnih (konzolnih) cijevi u horizontalnoj ravni, a izduženje odvojnih cijevi bi trebalo da izazove pomjeranja tj. ugibe usljed savijanja glavne cijevi u takođe horizontalnoj ravni.

- **Uticaj trenja**

Sa slike 6.3. se može vidjeti da se u horizontalnom položaju cjevovod u cjelini održava preko deset kliznih oslonaca (potpora) označenih sa 1 do 10 približno ravnomjerno raspoređenih od tačke T_9 , do prve račve. Glavni cjevovod je, pored 10 pomenutih potpora, oslonjen na horizontalnu podlogu i preko pet kliznih oslonaca, a to su mjesta na kojima se pet račvi oslanja na podlogu, preko svojih kragi. Takođe, odvojne cijevi su na dijelu, od račvi do ulaska u mašinsku zgradu podupriete sa po jednim osloncem. Ukupna sila trenja koja djeluje na glavnu cijev cjevovoda se dobija tako što se saberu sve pojedinačne sile trenja, na pojedinim osloncima. Iz projektne dokumentacije se može uočiti da se smatra da je koeficijent trenja između račvi (od čelika) i podloge (od teflona) 0.03, dok je koeficijent trenja između cijevi i oslonaca, dakle nerđajućih čeličnih površina 0.3. Ipak, u analitičkom dijelu proračuna je uzeto da je svuda koeficijent trenja 0.3 kao što je uzeto i u referenci [2], kako bi se mogli uporediti rezultati i smatrajući da je teflonska podloga izgubila svoju funkciju.

Da bi uopšte došlo do pojave pomjeranja glavne cijevi cjevovoda moraju biti savladane sile trenja koje na njega djeluju. Sile trenja djeluju suprotno od smjera pomjeranja cjevovoda što znači da će djelovati u smislu smanjenja pomjeranja cjevovoda u aksijalnom pravcu, koje je posljedica dejstva unutrašnjeg pritiska.



Slika 6.3. Šematski prikaz cjevovoda sa osloncima i silama trenja

Usljed sile težine cjevovoda i sile težine vode, koja se nalazi u cjevovodu, pojavljuju se reaktivne sile u vertikalnom pravcu, N_i , $i=1...15$, gdje je 15 - broj oslonaca. Sila trenja na i -tom osloncu je:

$$F_{tr}^i = N_i \mu_i \quad (6.2)$$

gdje je:

N_i - reaktivna sila u i - tom osloncu,
 μ_i - koeficijent trenja u i - tom osloncu.

Ako se izvrši segmentacija glavne cijevi cjevovoda na segmente dužine l_i onda se može definisati sila težine segmenta cijevi i sila težine vode na posmatranom segmentu koju prihvata odgovarajući oslonac. Uzeto je da sile težine cijevi i vode segmenata 11 i 12 opterećuju oslonac O_{11} , da sile težine cijevi i vode segmenata 13 i 14 opterećuju oslonac O_{12} , da sile težine cijevi i vode segmenata 15 i 16 opterećuju oslonac O_{13} , da sile težine cijevi i vode segmenata 17 i 18 opterećuju oslonac O_{14} , da sile težine cijevi i vode segmenata 19 i 20 opterećuju oslonac O_{15} (slika 6.2. i slika 6.3.). Može se uzeti da su ugibi od sila težine na bilo kom mjestu cjevovoda mali, približno jednaki nuli, što bi bukvalno bio slučaj, kada bi se cjevovod nalazio na horizontalnoj podlozi.

Dakle, može se uzeti:

$$N_i = G_c^i + G_v^i, \quad i=0, \dots, n, \quad (6.3)$$

gdje je:

G_c^i - sila težine i -tog segmenta cjevovoda,
 G_v^i - sila težine vode na i -tom segmentu cjevovoda.

Napon od sile trenja u uzdužnom (z osa) pravcu cjevovoda je suprotnog smjera od aksijalnog napona od unutrašnjeg pritiska koji izaziva izduženje cjevovoda:

$$\sigma_{z,tr}^i = \frac{F_{tr}^i}{A_i} = \frac{N_i \mu_i}{A_i}, \quad (6.4)$$

gdje je:

N_i - normalna reakcija na i -tom segmentu,
 μ_i - koeficijent trenja na i -tom segmentu,
 A_i - površina poprečnog presjeka cjevovoda na i -tom segmentu.

Dakle, što su veće sile trenja to su manji naponi u aksijalnom pravcu cijevovoda, pa samim tim su manje i dilatacije tj. pomjeranja. Specijalno, ako bi svako N_i ; $i = 1, \dots, n$ bilo međusobno jednako onda bi se moglo pisati:

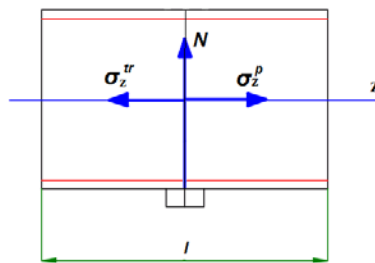
$$N = \sum N_i = G_c + G_v, \quad (6.5)$$

gdje su:

G_c, G_v - ukupne sile težina cijevovoda i vode.

Ako se posmatra segment cijevi dužine l i ako je koeficijent trenja μ međusobno isti, tj. $\mu_i = \mu$ za $i=1 \dots n$ onda je:

$$F_{tr} = N \mu = (G_c + G_v) \mu, \quad (6.6)$$



Slika 6.4. Naponi od unutrašnjeg pritiska i sile trenja

pa je (slika 6.4.):

$$\sigma_z = \sigma_z^p + \sigma_z^{tr}, \quad (6.7)$$

a izduženje je:

$$\Delta = \Delta^p + \Delta^{tr}, \quad (6.8)$$

Izduženje cijevi dužine l je:

$$\Delta = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu \sigma_c) = \frac{1}{E} \left(\frac{p R}{2 h} - \frac{N \mu}{2 R \pi h} - \nu \frac{p R}{h} \right),$$

$$\Delta = \frac{1}{E} \left(\frac{p R}{2 h} - \nu \frac{p R}{h} \right) - \frac{1}{E} \frac{(G_c + G_v) \mu}{2 R \pi h}, \quad (6.9)$$

pri čemu je izduženje usljed pritiska:

$$\Delta^p = \frac{1}{E} \left(\frac{p R}{2 h} - \nu \frac{p R}{h} \right), \quad (6.10)$$

a izduženje/skraćenje usljed dejstva sila trenja je:

$$\Delta^{tr} = \frac{1}{E} \frac{(G_c + G_v) \mu}{2 R \pi h}, \quad (6.11)$$

Ako se sada izvrši segmentacija glavne cijevi dužine l na n segmenata, onda za i - ti segment važi:

$$F_{tr_i} = N_i \mu_i, \quad (6.12)$$

pri čemu je:

$$N_i = G_{c_i} + G_{v_i}, \quad (6.13)$$

Aksijalni napon na mjestu z cijevi je:

$$\sigma_z = \sigma_z^p - \sigma_z^{tr}, \quad (6.14)$$

pri čemu je:

$$\sigma_z^{tr} = \sum_{i=1}^n \frac{F_{tr_i}}{2R_i \pi h_i} = \sigma_{z_1}^{tr} + \sigma_{z_2}^{tr} + \sigma_{z_3}^{tr} + \dots + \sigma_{z_n}^{tr} = \sum_1^n \sigma_{z_i}^{tr}, \quad (6.15)$$

Izduženje/skraćenje glavne cijevi na mjestu z je:

$$\Delta_{l_z} = \frac{(\sum_1^n l_i)}{E} \sigma_z^{tr}, \quad (6.16)$$

Kompletan proračun dilatacija i pomjeranja za glavnu cijev cjevovoda podijeljenu na 20 segmenata pod dejstvom sila trenja (slika 6.3.) dat je u tabeli 6.4. a) i u tabeli 6.4. b), a na bazi procedure date jednačinama od 6.2. do 6.16. Može se vidjeti da je smanjeno pomjeranje tačaka cjevovoda zbog dejstva sila trenja ispod račve VI za -0.433 cm, a ispod koljena za -0.693 cm.

Tabela 6.4. a) Uticaj trenja na pomjeranje tačka cjevovoda

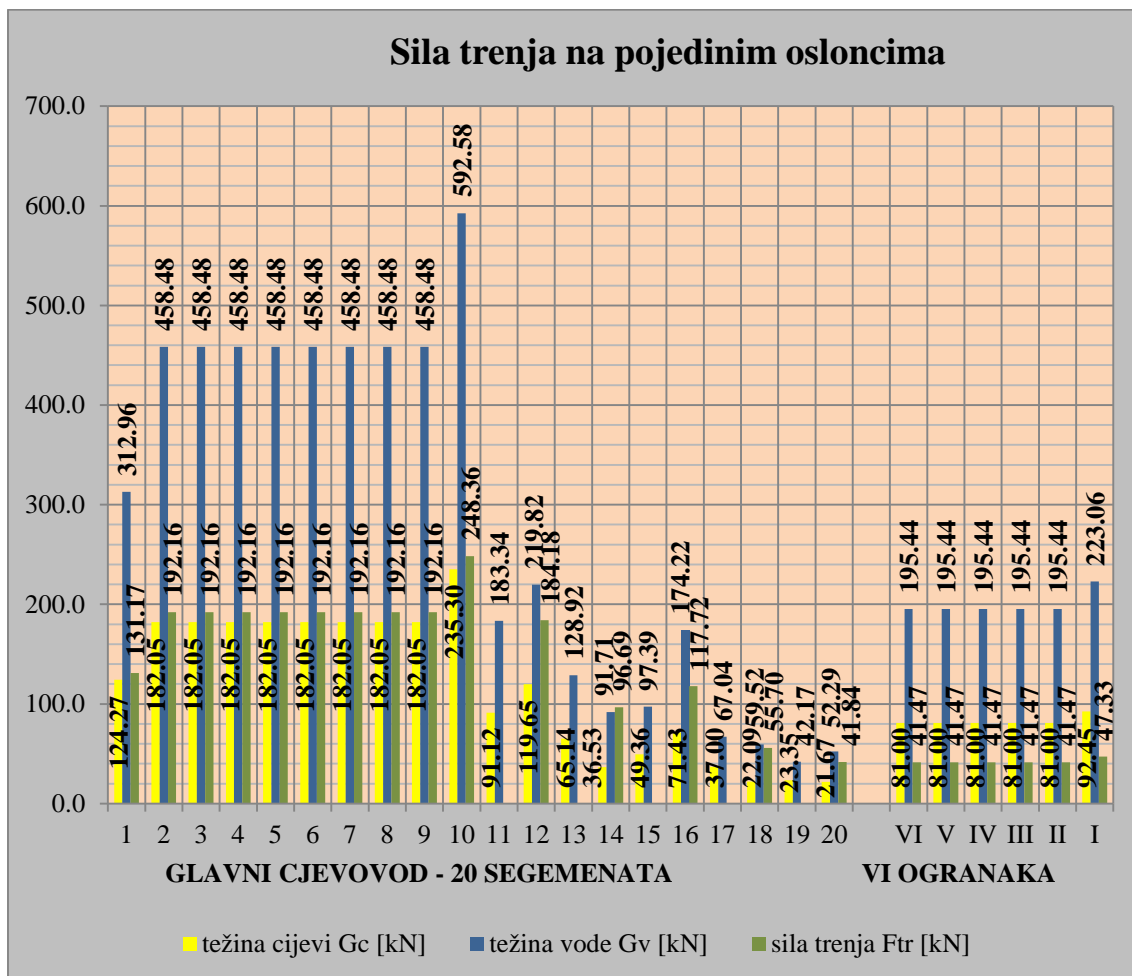
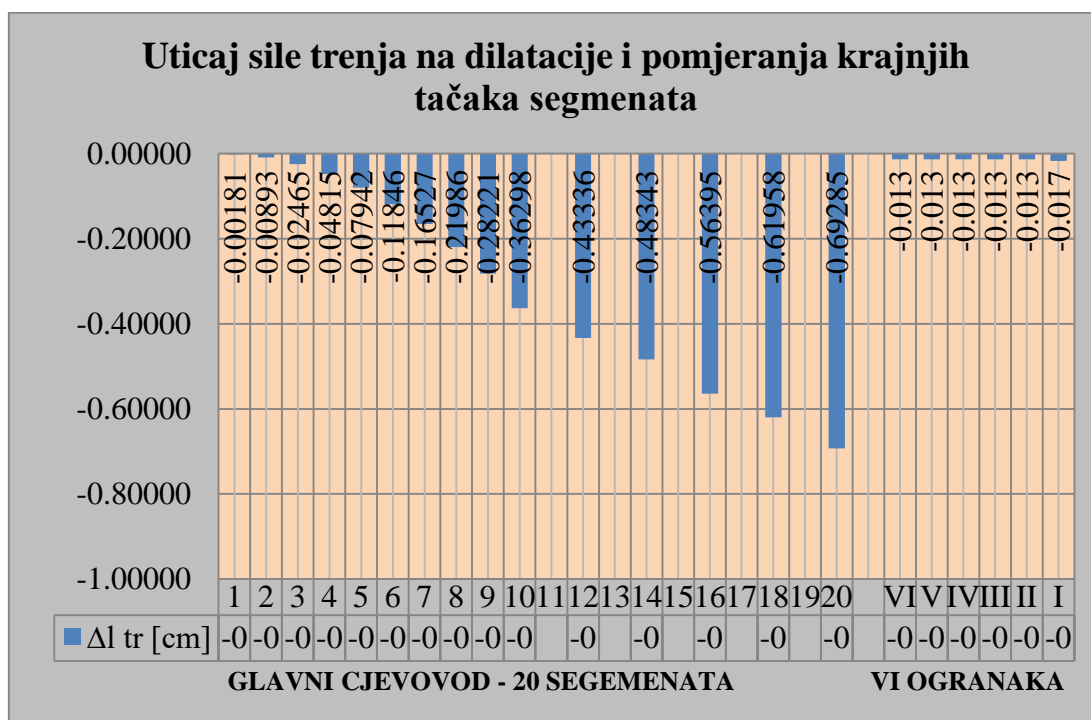


Tabela 6.4. b) Uticaj trenja na pomjeranje tačka cjevovoda



- **Uticaj temperature**

Dilatacije i pomjeranja cjevovoda se mogu pojaviti i usljed **promjene temperature**. Radi se o slučaju kada se cjevovod dužine l zagrije za ΔT . Dilatacija Δl_T je:

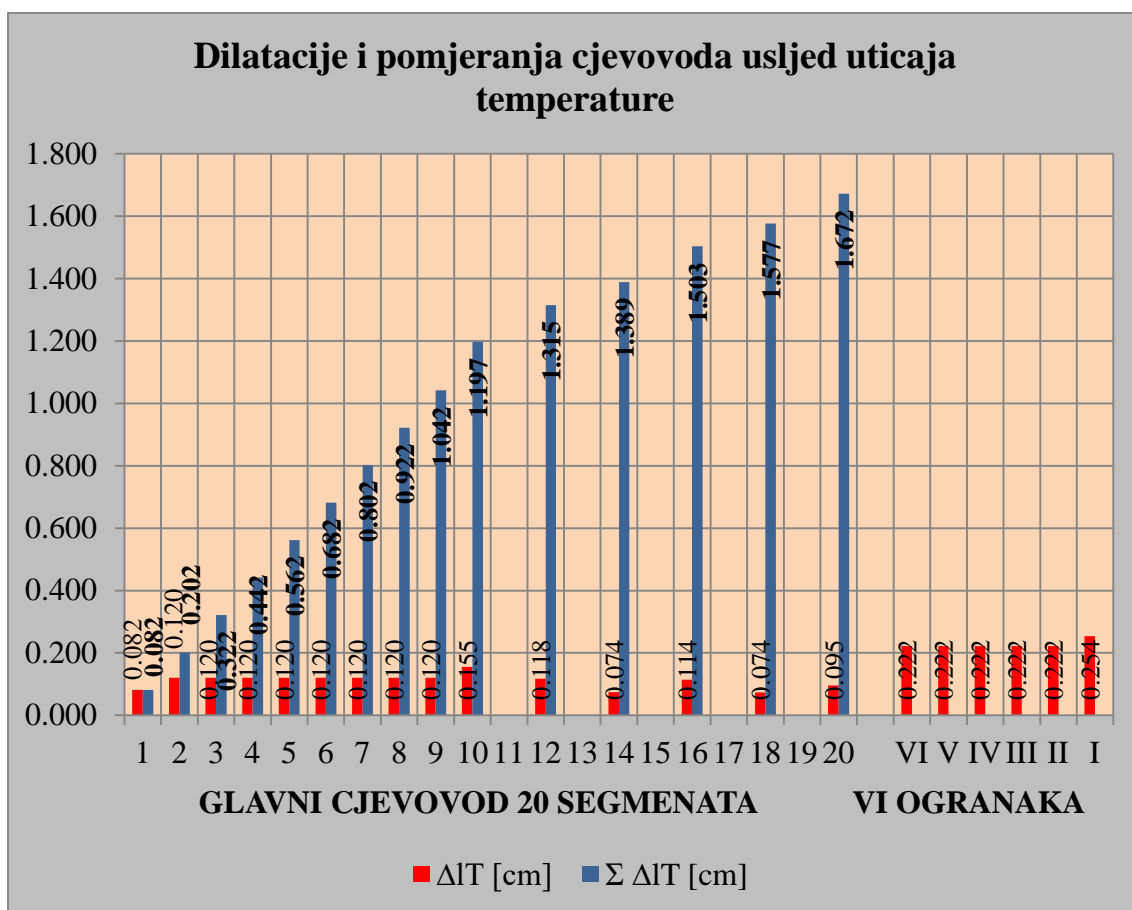
$$\Delta l_T = l \varepsilon_m = l \alpha \Delta T, \quad \alpha - \text{koeficijent temperaturnog širenja.}$$

Uzdužna dilatacija cjevovoda dužine l i dilatacija poluprečnika (obima) usljed istovremenog dejstva unutrašnjeg pritiska p i promjene temperature Δt se može iskazati kao:

$$\Delta l_m = l \varepsilon_m = \frac{1}{6} \frac{p R l}{E t} + \alpha l \Delta T, \quad (6.17)$$

gdje je: Δl_m - izduženje u aksijalnom pravcu,

Tabela 6.5. Dilatacije i pomjeranja cjevovoda usljed uticaja temperature



Dakle, ako je: $l, p, R, E, t, \Delta T$ poznato može se izračunati dilatacija Δl_m i ΔR . U tabeli 6.5. su date dilatacije svih segmenata cjevovoda u aksijalnom pravcu pojedinačno i pomjeranja krajnjih tačaka segmenata i tačke na koljenu cjevovoda u aksijalnom pravcu, a na bazi jednačine 6.17.

- **Zaključna analiza**

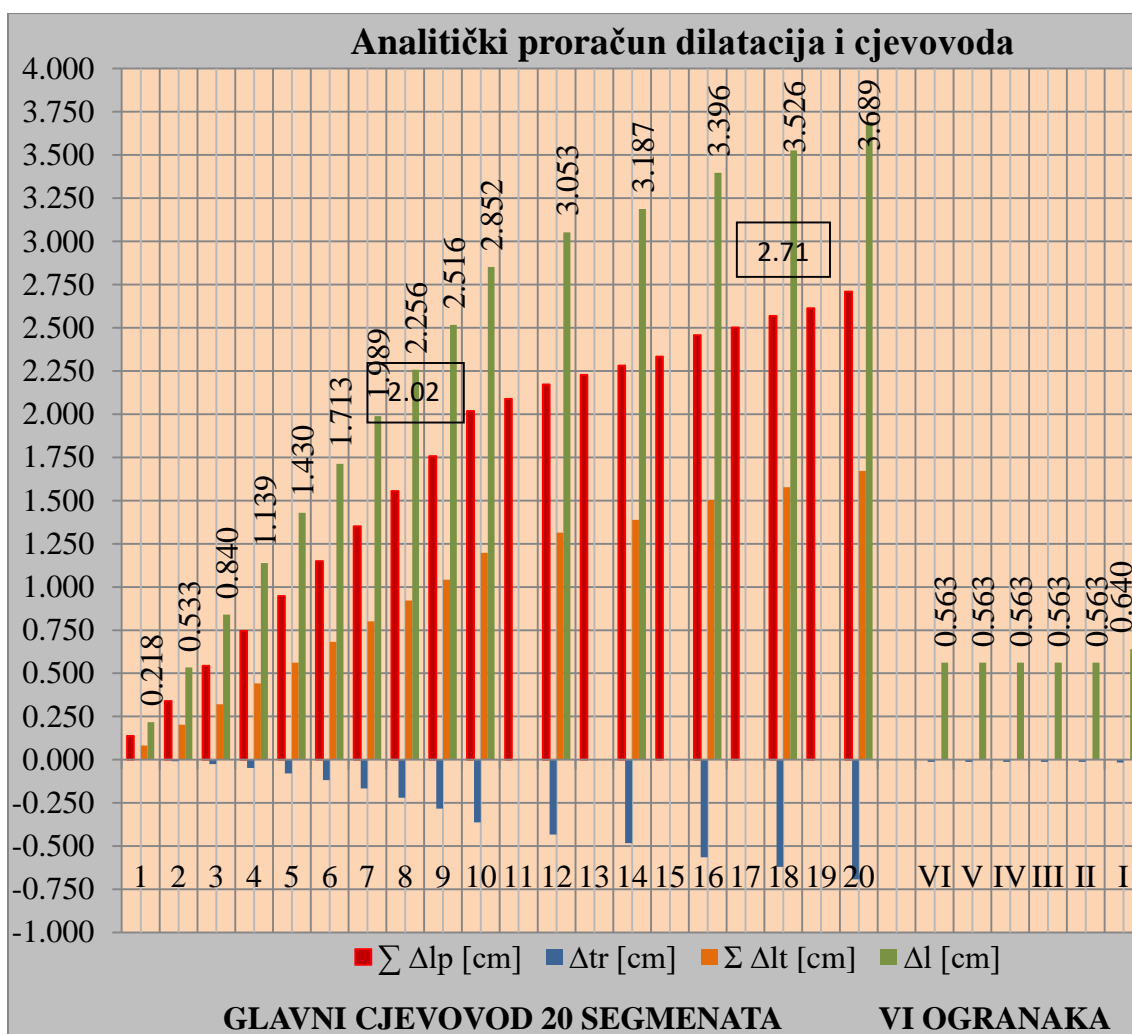
Rezultati analitičkog proračuna dilatacija cjevovoda od oslonca T_9 do predturbinskog zida dati su u tabeli 6.6. Analitički proračun se sastoji iz dva dijela i to:

- analiza dilatacija glavnog cjevovoda od oslonca T_9 do početka koljena,
- analiza šest odvojnih cijevi.

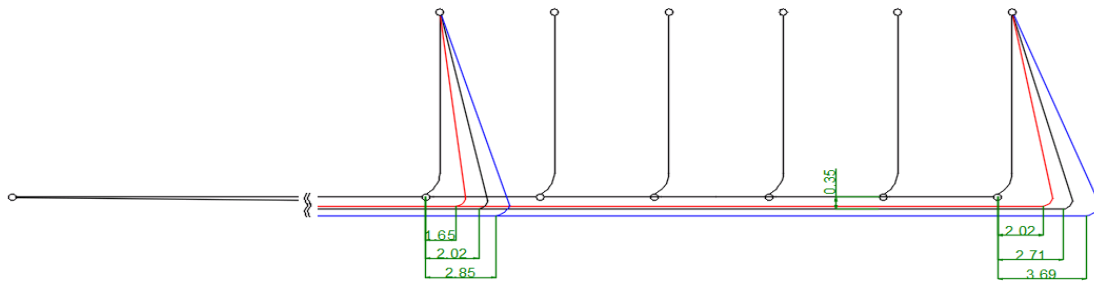
Glavni cjevovod je podijeljen na 20 segmenata (tabela 6.2.) za koje se prečnik i debljina cijevi ne mijenjaju. Odvojnih cijevi ima šest, kod kojih se takođe prečnik cijevi i debljina ne mijenjaju.

Na bazi neophodnih ulaznih veličina izračunate su dilatacije svakog segmenta ponaosob, kao i pomjeranja na krajnjim tačkama pojedinih segmenata. Tako se iz tabele 6.6. može vidjeti da je izduženje glavnog cjevovoda samo usljed pritiska od 51 bar, dužine 139.35 m: $\Delta_{139.35} = 2,71$ cm (crvena linija), kao i da je izduženje glavnog cjevovoda na dužini 99,75 m (dakle na mjestu račve VI): $\Delta_{99,75} \approx 2,02$ cm.

Tabela 6.6. Analitički proračun dilatacija i pomjeranja cjevovoda



Skica glavnog cjevovoda i odvojnih cijevi, na bazi prethodnih rezultata bi poslije deformisanja trebala da izgleda, kao na slici 6.5. Ista, svakako, nije nacrtana u razmjeri, već su pomjeranja karakterističnih tačaka prikazana dovoljno velikim da bi se mogla uočiti. Ako bi se shvatilo da su odvojne cijevi zglobno vezane za predturbinski zid i za glavnu cijev, kao i da je glavna cijev zglobno vezana u osloncu T_9 . Skica deformisanog cjevovoda samo usljed dejstva unutrašnjeg pritiska od 51 bar prikazana je crnom bojom.

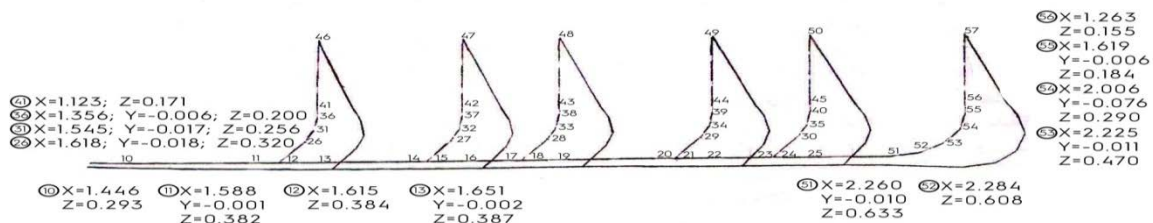


Slika 6.5. Prikaz cjevovoda u deformisanom stanju

Ukoliko bi se, pak, uzeo u obzir uticaj sila trenja u osloncima (potporama) onda je grafički prikaz dilatacija cjevovoda, odnosno pomjeranja karakterističnih tačaka uzimajući u obzir i unutrašnji pritisak i trenje prikazan na slici 6.5. linijama crvene boje. Ako se uzme u obzir i da se cjevovod zagrijao za temperaturu od $\Delta t = 10^{\circ} C$ dolazi do povećanja pojedinih dilatacija tako da je grafički prikaz cjevovoda poslije deformisanja na slici 6.5. prikazan plavom bojom.

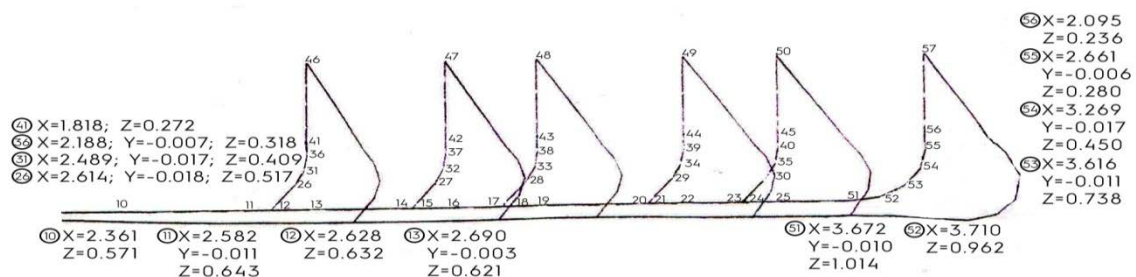
U referenci [2] su dati rezultati numeričke analize cjevovoda smatrajući da je kompletan cjevovod linijski sistem sastavljen od linijskih elemenata - štapova. Linijski model cjevovoda sadrži 57 štapova. Uzimajući pritisak od 51 bar, koeficijent trenja od 0.3 i temperaturu zagrijavanja od $10^{\circ} C$ kako je uzeto i u prethodnom analitičkom proračunu (tabela 6.6.). Na slici 6.6. i slici 6.7. prikazano je deformisano stanje cjevovoda uzimajući u obzir unutrašnji pritisak i uticaj trenja (slika. 6.6.) i uzimajući u obzir i unutrašnji pritisak i uticaj trenja i uticaj temperature (slika 6.7.), na slikama je sa x označena uzdužna osa cjevovoda.

PERAC 1 - SOPSTVENA TEŽINA + HIDROSTATIKA POMJERANJA [cm]



Slika 6.6. Deformisano stanje cjevovoda usljed dejstva pritiska i uticaja trenja na bazi reference [2]

PERAC 4 - SOPSTVENA TEŽINA + HIDROSTATIKA + TEMPERATURA (ZAGRIJAVANJE) POMJERANJE [cm]



Slika 6.7. Deformisano stanje cjevovoda usljed dejstva unutrašnjeg pritiska, uticaja trenja i temperature na bazi reference [2]

Upoređujući rezultate sa slike 6.5. i sa slike 6.6. može se konstatovati da je ukupno izduženje cjevovoda pod dejstvom unutrašnjeg pritiska i trenja na bazi analitičkog proračuna 2.02 cm, a na bazi rezultata iz [2] 2,26 cm. Na mjestu račve VI izduženja su sukcesivno 1,655 cm, odnosno 1,615 cm.

Takođe, slično prethodnom, upoređujući rezultate sa slike 6.5. i slike 6.7. može se konstatovati da je ukupno izduženje cjevovoda pod dejstvom unutrašnjeg pritiska, trenja i temperature na bazi analitičkog proračuna 3,69 cm, a na bazi rezultata iz [2] 3,67 cm. Na mjestu račve VI izduženja su sukcesivno 2,852 cm, odnosno 2,63 cm.

Prezentirane rezultate treba shvatiti kao dobar orijentir s obzirom na činjenicu da veze između glavne i odvojnih cijevi nijesu zglobne, kao i da se veza glavne cijevi sa blokom T_9 i veze odvojnih cijevi sa predturbinskim zidom trebaju smatrati uklještenjem.

6.2.2 Analitički proračun napona cjevovoda

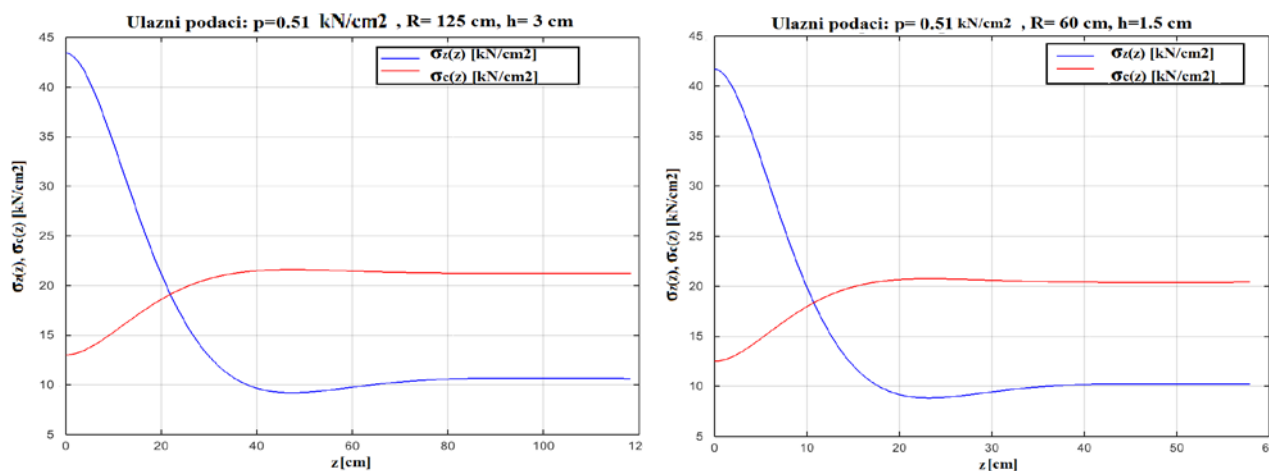
Na mjestima uklještenja cjevovoda, a to je mjesto uklještenja glavne cijevi (oslonac T_9) i mjesto uklještenja ogranaka (predturbinski zid), ne važi bezmomentna teorija ljuski. Takođe, na mjestima vezivanja odvojnih cijevi sa glavnom cijevi (pozicije pet račvi) ne važi bezmomentna teorija ljuski. Izuzimajući pomenute lokacije, za preostali dio cjevovoda važi da se cirkularni naponi mogu izračunati po formuli:

$$\sigma_c = \frac{p R}{h}, \quad (6.18)$$

i aksijalni napon po formuli:

$$\sigma_z = \frac{p R}{2 h}, \quad (6.19)$$

Na bazi analize i metodologije date u poglavlju 4, odjeljak 4.1.3. (smatra se da cijev ima masivno dance) i 4.1.4. dati su na slici 6.8. dijagrami promjene normalnih napona od savijanja i aksijalnog naprezanja u pravcu uzdužne i poprečne ose na mjestima uklještenja glavne cijevi ($R = 125$ cm) i odvojnih cijevi ($R = 60$ cm) kao i na djelovima cijevi na kojima se napon stabilizovao na vrijednosti dobijene preko navedenih formula saglasno bezmomentnoj teoriji ljuski. Osa z na dijagramima predstavlja aksijalnu osu cijevi pri čemu se uklještenje nalazi na poziciji $z = 0$.



Slika 6.8. Dijagrami promjene cirkularnih i aksijalnih napona za glavnu i odvojne cijevi

Može se konstatovati da je z^* respektivno: približno 80 cm i približno 40 cm. Vrijednosti napona respektivno su:

$$z > z^* \approx 80 \text{ cm}, p = 0.51 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}, R = 125 \text{ cm}, h = 3 \text{ cm}, \sigma_c = 21.25 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}, \sigma_z = 10.6 \text{ kN/cm}^2,$$
$$z > z^* \approx 40 \text{ cm}, p = 0.51 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}, R = 60 \text{ cm}, h = 1.5 \text{ cm}, \sigma_c = 20.4 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}, \sigma_z = 10.2 \text{ kN/cm}^2.$$

Rezultati dati na dijagramima sa slike 6.8. bi trebali biti potvrđeni numeričkom analizom napona.

6.3 Numerička dijagnostika cjevovoda - proračun dilatacija i pomjeranja

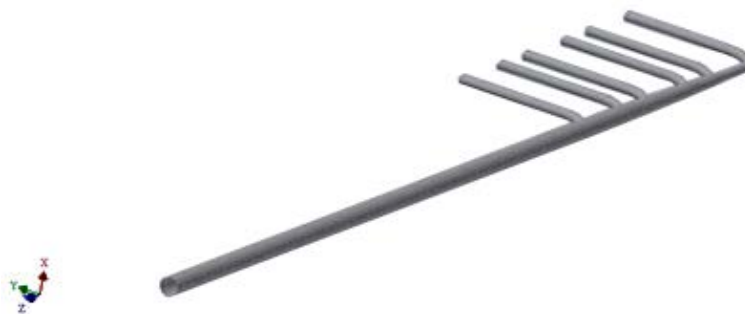
- **Uvod**

U odjeljku 6.2.1. izvršen je analitički proračun posmatranog cjevovoda sa aspekta dilatacija i pomjeranja. Locirano je kritično mjesto na cjevovodu, a to je koljeno kojim se odvojna cijev I veže za glavnu cijev cjevovoda. Na tom mjestu pomjeranje cjevovoda u aksijalnom pravcu je uzimajući u obzir, pored unutrašnjeg pritiska i trenje ($\mu = 0.3$) i promjenu temperature (10°C): 3,69 cm, od čega se na dilataciju usljed pritiska odnosi 2,71 cm, a na dilatacije usljed trenja - 0,69 cm (slika 6.5.). Važno je konstatovati da su ove vrijednosti dobijene ne uzimajući u obzir uticaj deformacija odvojnih cijevi na deformisanje glavne cijevi. Taj uticaj neminovno postoji ukoliko se uzme realno stanje, a to je da je glavna cijev ukliještena u tački T_9 i da su odvojeni cijevi, takođe, ukliještene u predturbinskom zidu. Dakle, numerička analiza na bazi metode konačnih elemenata treba da iskaže stanje deformacija posmatranog cjevovoda u realnim okolnostima, saglasno tehničkoj dokumentaciji.

Prilikom primjene metode konačnih elemenata, uzeće se u obzir činjenice kako slijedi. Kako je sugerisano u tehničkoj dokumentaciji i u materijalu koji je bio na raspolaganju smatraće se da je glavna cijev ukliještena u betonskom bloku T_9 , a da su odvojne cijevi ukliještene u predturbinskom zidu. Glavna cijev je horizontalna i oslonjena je na deset oslonaca (potpora) koje ne dozvoljavaju pomjeranje u vertikalnom pravcu u smjeru dejstva sila težine. Odvojne cijevi su takođe horizontalne i, osim prve, su oslonjene na po jednom osloncu (slika 6.2.). Od spoljašnjeg opterećenja djeluju: unutrašnji pritisak, sile trenja koje su u direktnoj zavisnosti od težine cjevovoda i težine vode u cjevovodu, saglasno tabeli 6.2.

- **Geometrijski model**

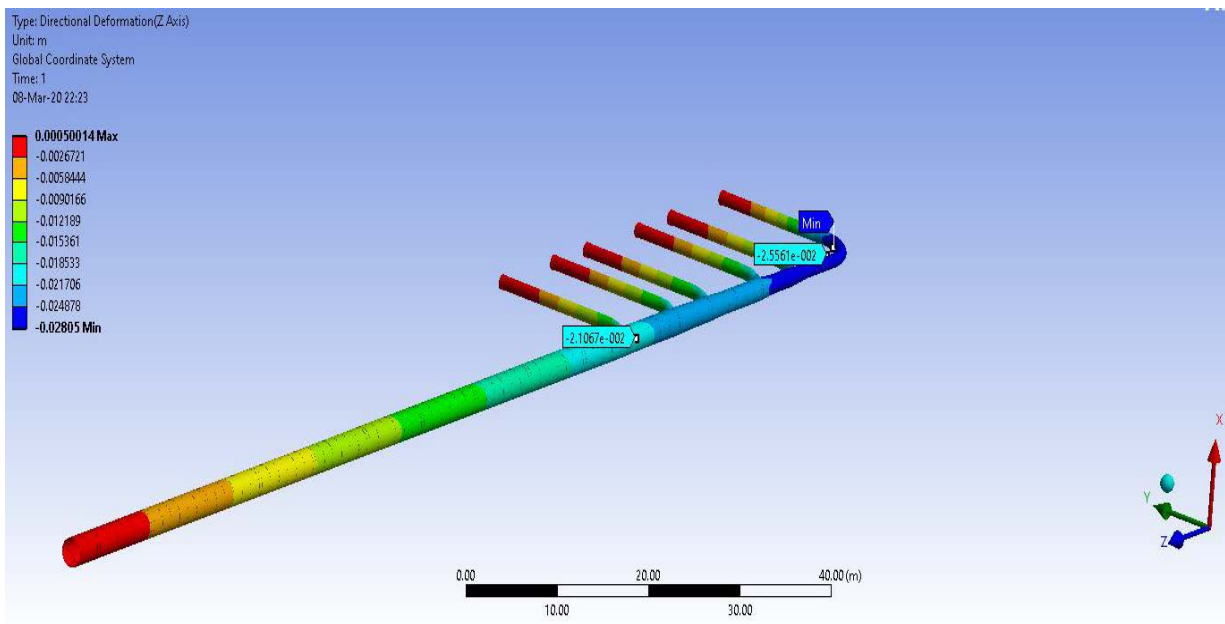
Na slici 6.9. prikazan je model cjevovoda, odnosno, glavne cijevi sa odvojnim cijevima. Na krajevima odvojnih cijevi su postavljeni danca. Numerički proračun je urađen koristeći odgovarajući softverski paket.



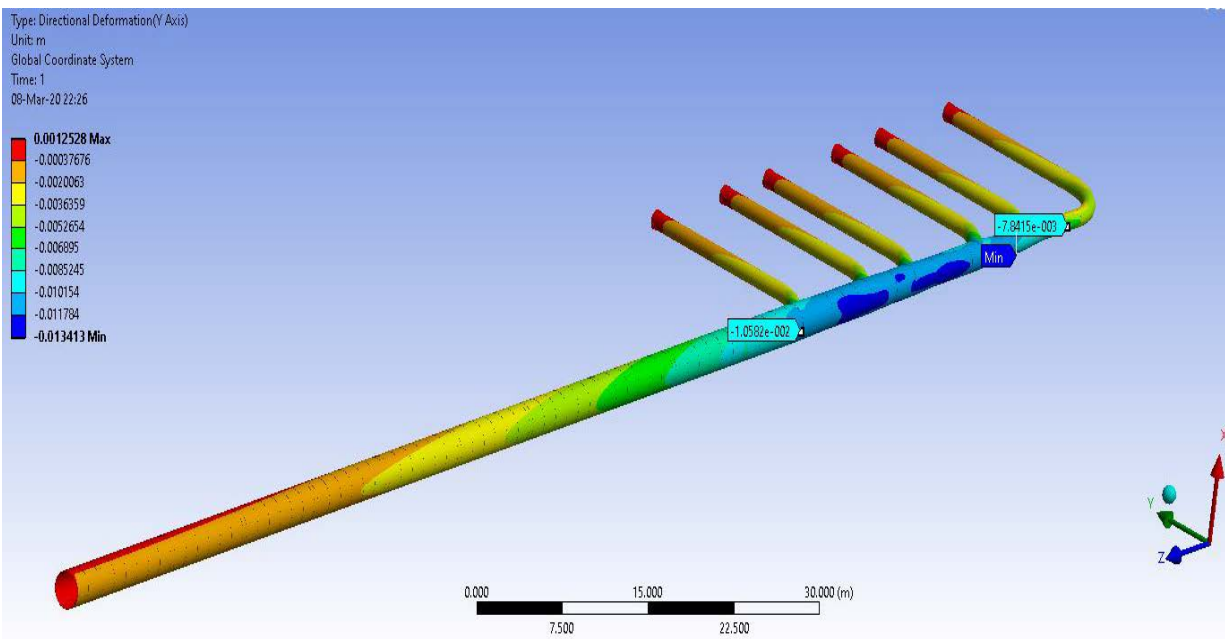
Slika 6.9. Računski 3D model cjevovoda

- **Dejstvo pritiska**

U nastavku je dato stanje pomjeranja cjevovoda pod dejstvom unutrašnjeg pritiska od 51 bar, u pravcu aksijalne, uzdužne, z - ose. Opterećenje (pritisak) je zadato površinski duž kompletnog geometrijskog modela. Oslonci su zadati na krajevima odvojnih cijevi i na početku glavne cijevi. U osloncima su spriječena pomjeranja u sva tri pravca x , y , z . Na slici 6.10. je prikazan cjevovod sa maksimalnom vrijednosti pomjeranja od 28.05 mm u dijelu odvajanja prve odvojne cijevi od glavne cijevi (koljeno). Vrijednosti pomjeranja duž z - ose na odabranim mjestima, ispod račve VI i na mjestu povezivanja glavne cijevi i koljena, su redom: 21.07 mm i 25.56 mm.



Slika 6.10. Vrijednosti pomjeranja cjevovoda duž aksijalnog pravca

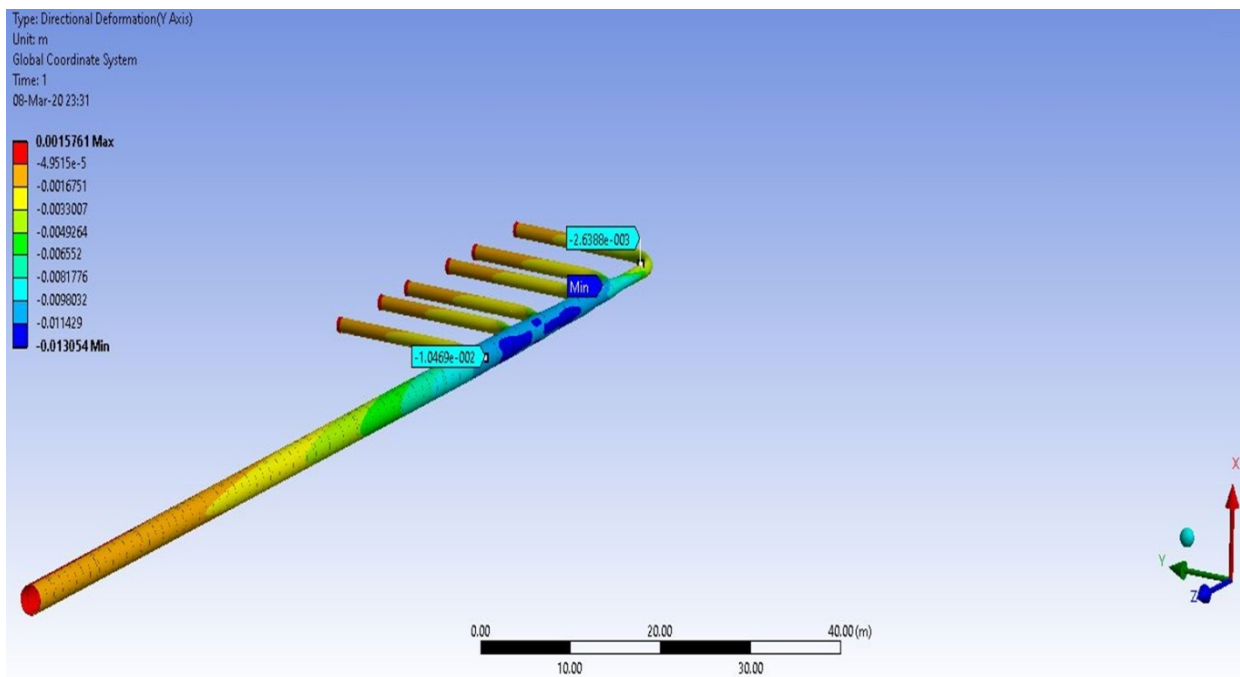


Slika 6.11. Vrijednosti pomjeranja cjevovoda duž poprečne ose cjevovoda

Na slici 6.11. prikazana su pomjeranja u aksijalnom pravcu odvojnih cijevi, tj. pravcu ose y, koja je poprečna na osu cjevovoda. Može se vidjeti da je maksimalno pomjeranje u ovom pravcu 13.41 mm. Primjećuje se takođe, da su zone maksimalnih pomjeranja u ovom pravcu zone odvajanja odvojnih od glavne cijevi.

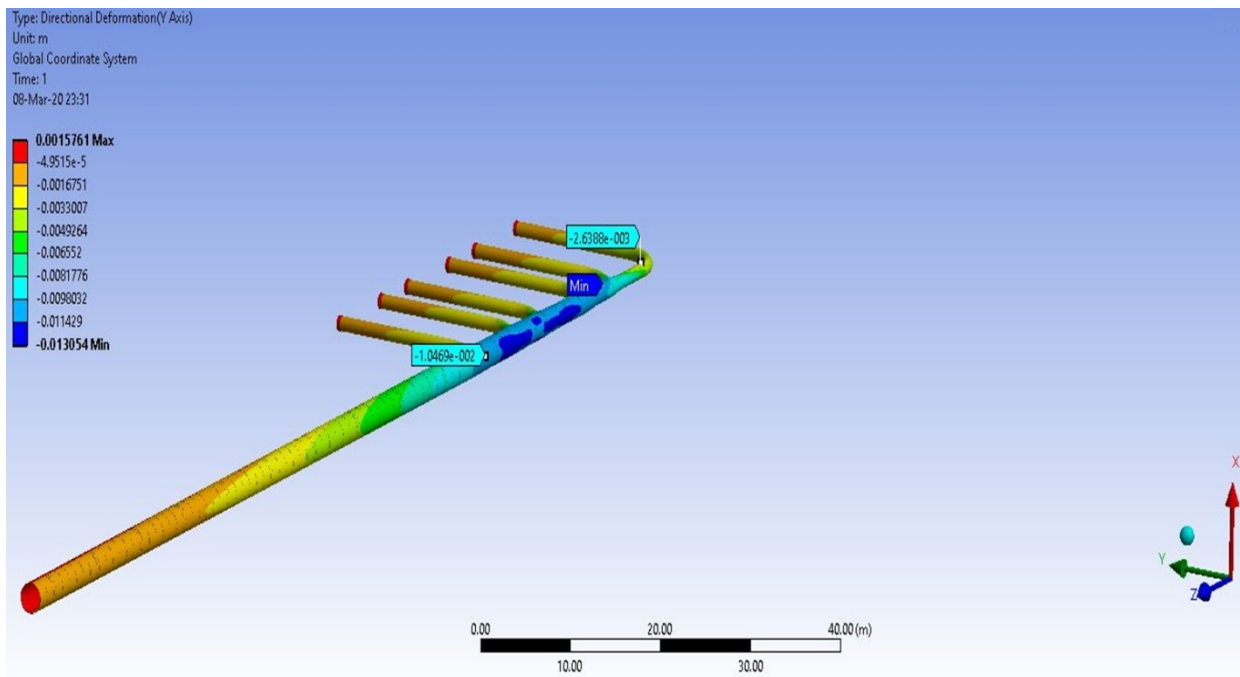
- **Uticaj trenja**

U ovom dijelu je dato stanje pomjeranja cjevovoda pod dejstvom unutrašnjeg pritiska od 51 bar, u pravcu aksijalne, uzdužne, z - ose. Opterećenje (pritiskak) je zadato kao i u prehodnom slučaju, s tim što su dodate i sile trenja koje djeluju na mjestima koja su tehničkom dokumentacijom predviđena kao oslonci, sa vrijednostima koje su date u tabeli 6.4. Zadate sile trenja djeluju u pravcu uzdužne z - ose za glavnu cijev i u pravcu y - ose za odvojne cijevi.



Slika 6.12. Vrijednosti pomjeranja cjevovoda duž ose cjevovoda uz uticaj trenja

Oslonci su zadati kao i u prethodnom slučaju. Na slici 6.12. je prikazan cjevovod sa maksimalnom vrijednosti pomjeranja od 24.94 mm u dijelu odvajanja prve odvojne cijevi od glavne cijevi (koljeno). Vrijednosti pomjeranja duž z - ose na odabranim mjestima (ispod račve VI, i na mjestu povezivanja glavne cijevi i koljena) su respektivno: 17.92 mm i 22.27 mm.



Slika 6.13. Vrijednosti pomjeranja cjevovoda duž poprečne ose cjevovoda uz uticaj trenja

Na slici 6.13. su prikazana pomjeranja u aksijalnom pravcu odvojnih cijevi, tj. pravcu ose y. Može se vidjeti da je maksimalno pomjeranje u ovom slučaju 13.05 mm. Primjećuje se takođe, kao i u prethodnom slučaju, da su zone maksimalnih pomjeranja u ovom pravcu zone odvajanja odvojnih od glavne cijevi. Jasno se može vidjeti uticaj sila trenja na pomjeranja u y pravcu.

6.4 Numerička dijagnostika cjevovoda - proračun napona

- **Uvod**

Treba apostrofirati nekoliko činjenica bitnih za analizu napona kod cjevovoda uopšte, a posebno kod posmatranog dijela cjevovoda od tjemena T_9 do predturbinskog zida.

Najvećim svojim dijelom cjevovod opterećen unutrašnjim pritiskom predstavlja problematiku osnosimetričnih cilindričnih ljuski, jer je i opterećenje osnosimetrično i geometrija osnosimetrična. Analiza napona i deformacija osnosimetrične cilindrične ljuske opterećene unutrašnjim pritiskom je analitički riješen problem.

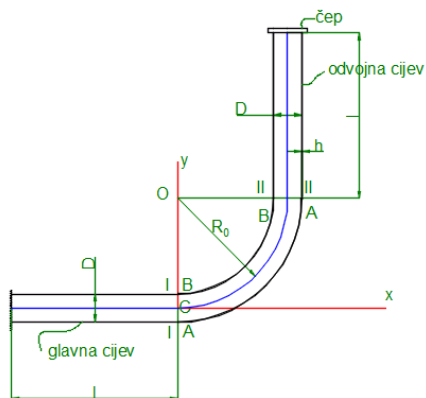
Na pravolinijskom dijelu cjevovoda, izuzimajući kratki dio cjevovoda na mjestima uklještenja ili drugih oblika diskontinuiteta u geometriji i/ili opterećenju, važi bezmomentna teorija ljuski. Teorija se odnosi na dovoljno dugačke cilindrične ljuske takve da se njihov ugib pod dejstvom unutrašnjeg pritiska može smatrati konstantnim. Dakle, kod cijevi postoji određena zona koja bi se mogla nazvati zona stabilizacije, već označena kao z^* . U toj zoni ne važi da je $\sigma_c = \frac{pR}{h}$, i $\sigma_z = \frac{pR}{2h}$, već navedeni izrazi za napone važe za $z > z^*$. U oblasti $z > z^*$ su vrijednosti momenta savijanja približno jednake nuli.

Ako se iz razmatranja izuzmu račve, a u obzir uzme prethodno rečeno kao izazovno mjesto za analizu napona na posmatranom dijelu cjevovoda je koljeno kojim se glavna cijev cjevovoda veže sa prvom odvojnjom cijevi. Upravo na tom elementu se pojavljuju najveća pomjeranja cjevovoda.

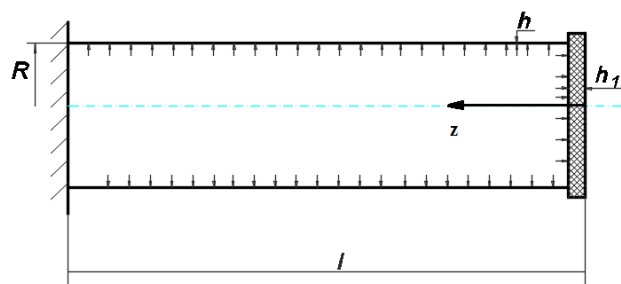
- **Analiza napona pravolinijskog dijela cjevovoda i koljena**

Na slici 6.14. je prikazan dio cjevovoda u obliku koljena sa djelovima pravolinijskog oblika glavne i odvojne cijevi. Opterećen je unutrašnjim pritiskom. Na mjestima I - I i II - II na koljeno se vežu glavna i odvojna cijev.

Smatraćemo da je koljeno opterećeno unutrašnjim pritiskom. To dalje znači da teorijski posmatrano nema momenata savijanja u poprečnim presjecima koljena. Ako nema momenata savijanja nema ni promjene krivine krive linije koljena, a to je kružnica.



Slika 6.14. Dio pravolinijskog cjevovoda sa koljenom

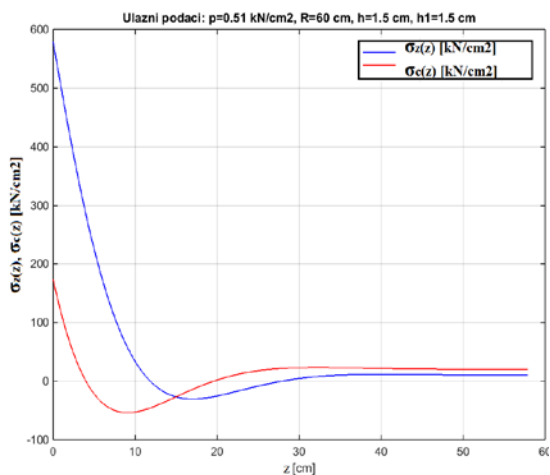


Slika 6.15. Primjer pravolinijskog dijela cijevi uklješten na jednom kraju, a na drugom kraju zatvorem debljine h_1

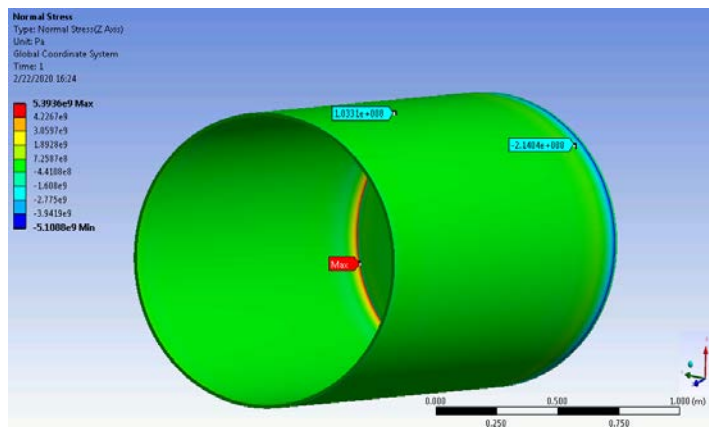
Prije nego što se krene na analizu napona koljena posmatranog dijela cjevovoda sagledaćemo stanje napona pravolinijske cijevi koju karakterišu podaci: $p=0.51 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$, $R=60 \text{ cm}$, $h=1.5 \text{ cm}$. Neka je cijev na jednom kraju uklještena, a na drugom kraju se nalazi dance debljine h_1 . Uzmimo, iako nije bitno, da je cijev dužine $l = 200 \text{ cm}$ (slika 6.15.).

Sada je analitički (dato, dijagramski) i numerički (na bazi metode konačnih elemenata) prikazan uticaj debljine dance na naponsko stanje posmatranih pravolinijskih dijelova cijevi koji formiraju koljeno (slika 6.14.). Slična analiza se može uraditi i za pravolinijski dio glavne cijevi koji se spaja sa koljenom.

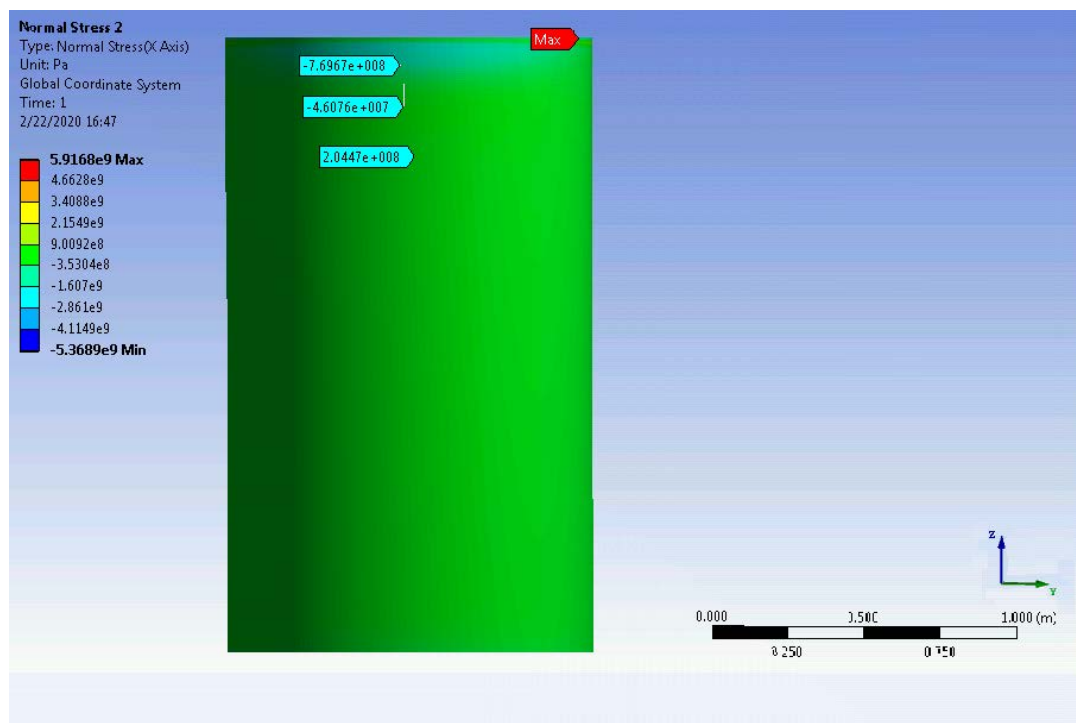
Na slici 6.16. na bazi analitičkog proračuna (datog u odjeljku 4.1.4.) koristeći odgovarajući softverski paket za numeričku kalkulaciju dat je dijagramski prikaz aksijalnog napona $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i cirkularnog napona $\sigma_c = \sigma_c(z)$, ako je z osa aksijalna osa pravolinijskog dijela cijevi (slika 6.15.) za debljinu dance $h_1 = 1.5 \text{ cm}$. Za tu debljinu dance koristeći odgovarajući softverski program prikazane su vrijednosti normalnog napona u aksijalnom pravcu na slici 6.17. Na slici 6.18. prikazane su vrijednosti normalnog napona u poprečnom pravcu (x osa). To su ujedno cirkularni naponi za tačke cijevi za koje je x osa tangenta.



Slika 6.16. Dijagramski prikaz $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i $\sigma_c = \sigma_c(z)$; z - aksijalna osa



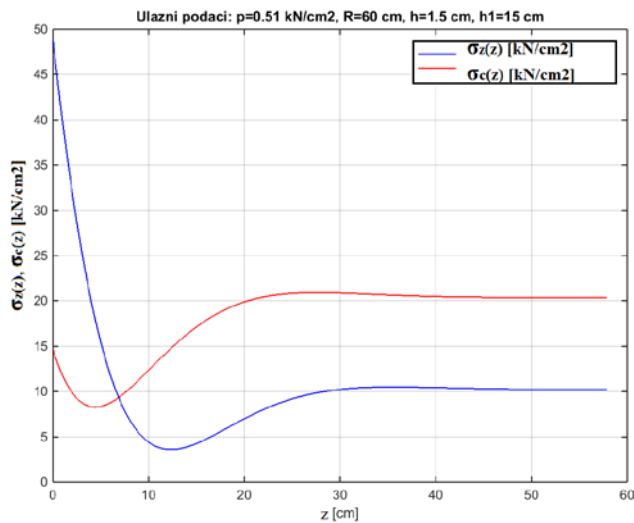
Slika 6.17. Vrijednosti normalnog napona u aksijalnom z pravcu



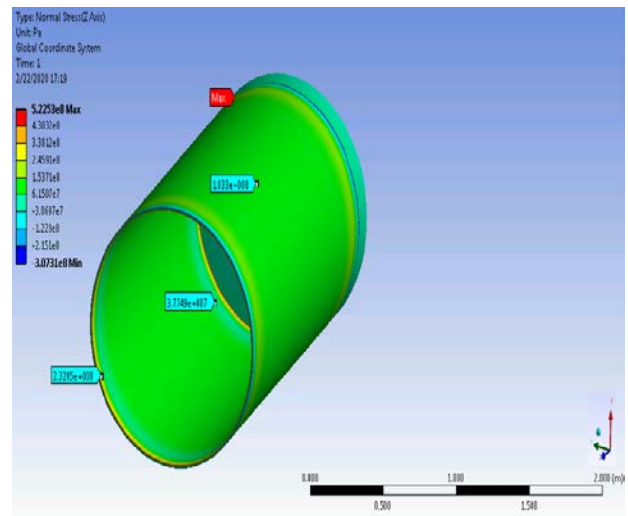
Slika 6.18. Vrijednosti normalnog napona u poprečnom x pravcu

Sa slike 6.16. može se uočiti da zona stabilizacije aksijalnog napona σ_z (plava linija) i cirkularnog napona (crvena linija) σ_c približno iznosi oko 40 cm ($z^* \approx 40 \text{ cm}$). Na slici 6.17. prikazano je polje aksijalnih napona. Vidi se da u zoni stabilizacije naponi dobijaju i negativnu vrijednost, a da se van zone stabilizacije stabilizuju na oko 103 MPa, a da je maksimalna vrijednost 5400 MPa. Na slici 6.18. prikazano je polje cirkularnih napona. U zoni stabilizacije naponi dobijaju velike vrijednosti, da bi se stabilizovali na oko 200 MPa, što je približno duplo veća vrijednost od vrijednosti aksijalnih napona. Pošto je dan oblika kružne ploče debljine kao i cijev, maksimalni naponi se pojavljuju u središtu kružne ploče. Dakle, cijev zatvorena dancetom iste debljine kao i debljina cijevi dobija enormno velike vrijednosti napona na mjestu spoja danceta i cijevi i, svakako, nije varijanta koja bi mogla imati praktičnu primjenu, jer vrijednosti cirkularnog napona prevazilaze granicu razvlačenja materijala cijevi (tabela 6.1.)

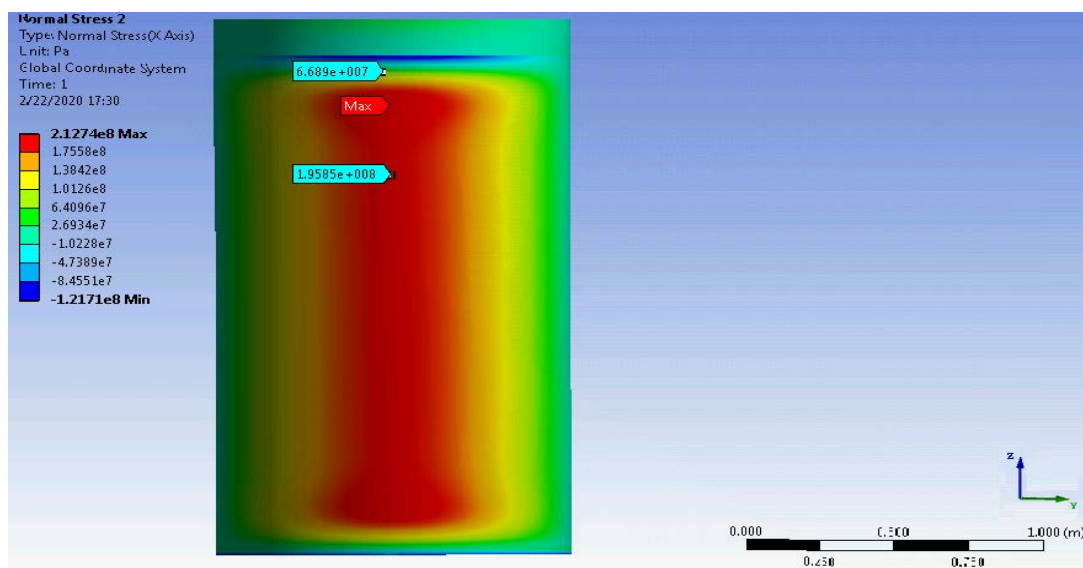
Na slici 6.19. dat je dijagramski prikaz aksijalnog napona $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i cirkularnog napona $\sigma_c = \sigma_c(z)$, ako je z osa aksijalna osa pravolinijskog dijela cijevi (slika 6.15.) za debljinu danca $h_1 = 15$ cm. Za tu debljinu danca prikazane su vrijednosti normalnog napona u aksijalnom pravcu na slici 6.20. Na slici 6.21. prikazane su vrijednosti normalnog napona u poprečnom pravcu (x osa). To su ujedno cirkularni naponi za tačke cijevi za koje je x osa tangenta.



Slika 6.19. Dijagramski prikaz $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i $\sigma_c = \sigma_c(z)$; z - aksijalna osa



Slika 6.20. Vrijednosti normalnog napona u aksijalnom z pravcu

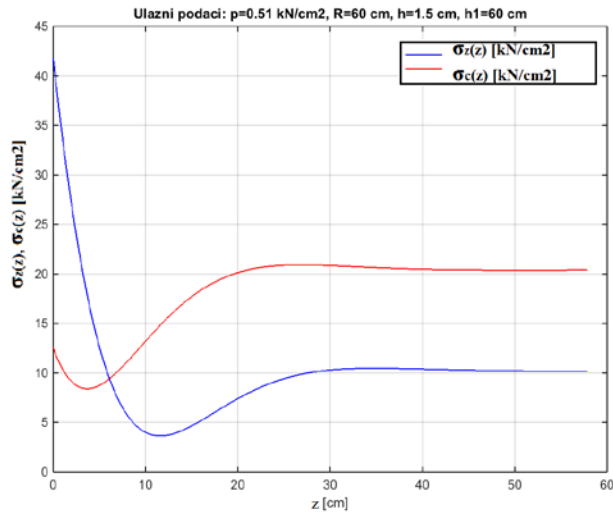


Slika 6.21. Vrijednosti normalnog napona u poprečnom x pravcu

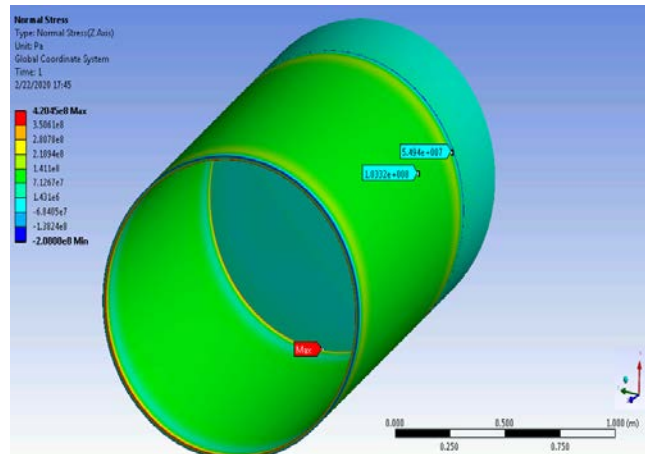
Sa dijagrama prikazanog na slici 6.19. se može konstatovati da su se vrijednosti napona stabilizovale na 100 MPa (plava linija - meridijanski napon) i oko 200 MPa (crvena linija - cirkularni napon). Sada posmatrani naponi ne dobijaju negativne vrijednosti što je posljedica 10 puta povećane debljine danca. Na slici 6.20. prikazano je polje aksijalnih napona. U zoni stabilizacije u odnosu na dance i u odnosu na uklještenje postoji variranje cirkularnog napona dok se van te zone cirkularni napon stabilizuje na vrijednost od oko 196 MPa. Na slici 6.21. prikazano je polje aksijalnih napona.

Može se vidjeti da van zone uklještenja i van zone danceta aksijalni napon iznosi oko 100 MPa, što je u redu. Zona stabilizacije je određena sa $z^* \approx 40$ cm.

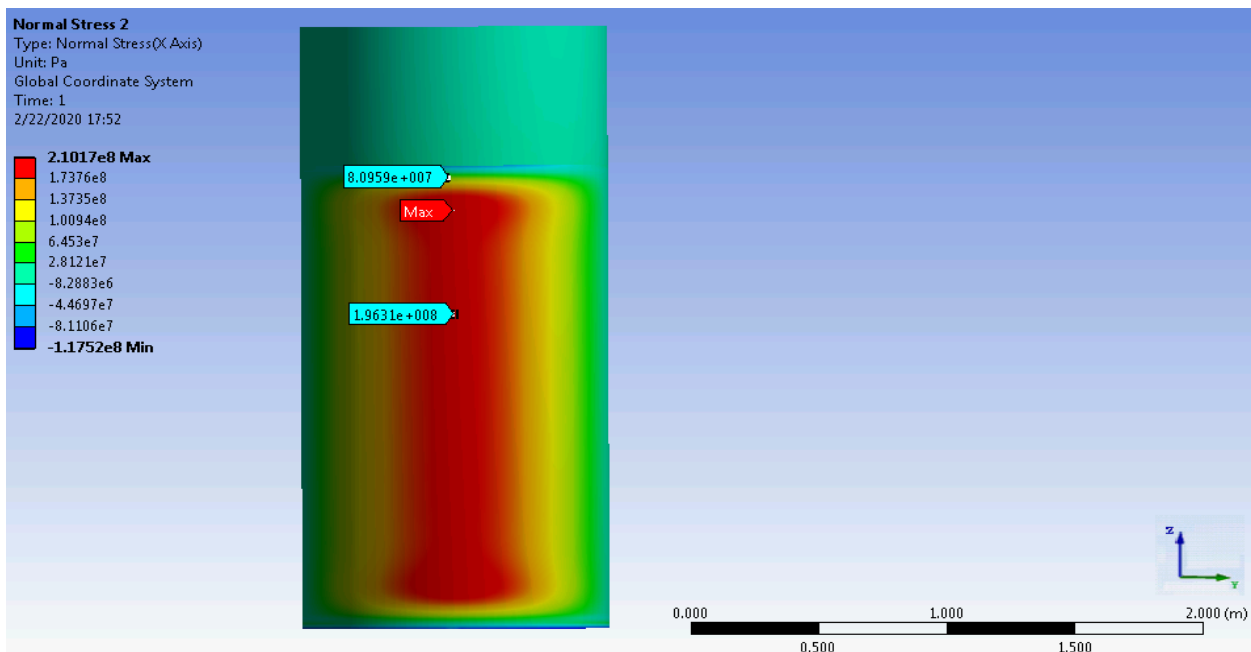
Na slici 6.22. dat je dijagramski prikaz aksijalnog napona $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i cirkularnog napona $\sigma_c = \sigma_c(z)$, ako je z osa aksijalna osa pravolinijskog dijela cijevi (slika 6.15.) za debljinu danca $h_1 = 60$ cm. Za tu debljinu danca prikazane su vrijednosti normalnog napona u aksijalnom pravcu na slici 6.23. Na slici 6.24. prikazane su vrijednosti normalnog napona u poprečnom pravcu (x osa). To su ujedno cirkularni naponi za tačke cijevi za koje je x osa tangenta.



Slika 6.22. Dijagramski prikaz $\sigma_z = \sigma_z(z)$ i $\sigma_c = \sigma_c(z)$; x - aksijalna osa



Slika 6.23. Vrijednosti normalnog napona u aksijalnom z pravcu



Slika 6.24. Vrijednosti normalnog napona u poprečnom x pravcu

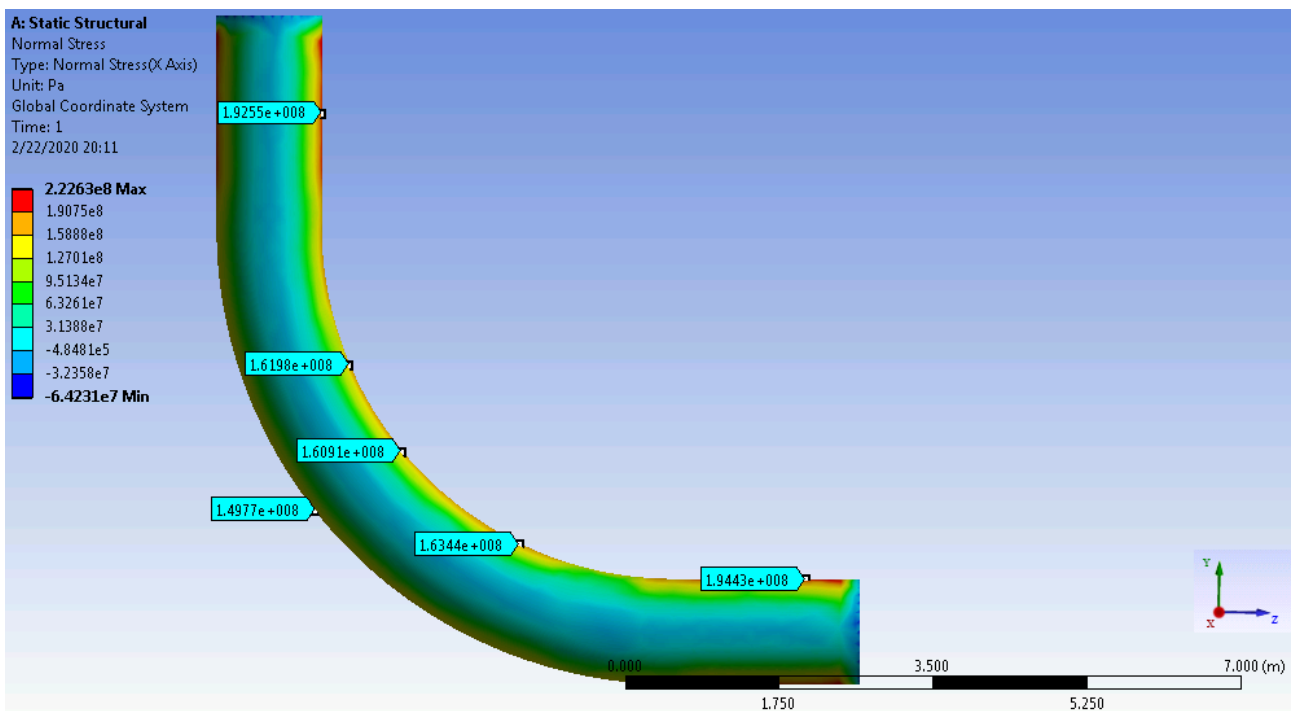
Sa slike 6.23. i slike 6.24. može se konstatovati da je vrijednost cirkularnog napona oko 196 MPa, a da je vrijednost aksijalnog napona oko 103 MPa, što je približno tačan odnos vrijednosti za

ova dva napona. U zoni stabilizacije ovi odnosi su narušeni. Na mjestu spoja krutog (debelog) danca tj. na mjestu uklještenja naponi su respektivno u aksijalnom pravcu, i poprečnom (cirkularnom): 420 MPa, i 210 MPa. Zona stabilizacije je definisana sa $z^* \approx 40$ cm.

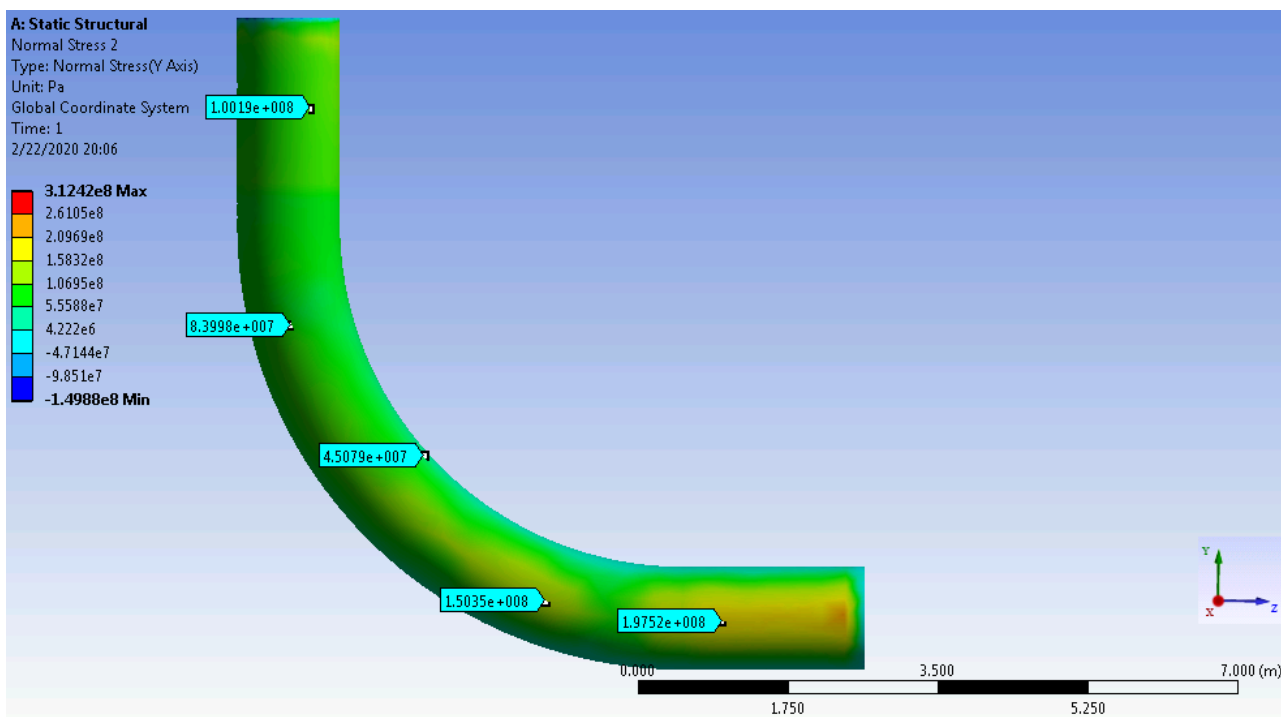
Nakon sagledavanja naponskog stanja u pravolinijskom dijelu cjevovoda, preći ćemo na analizu napona koljena kao strukturnog elementa cjevovoda.



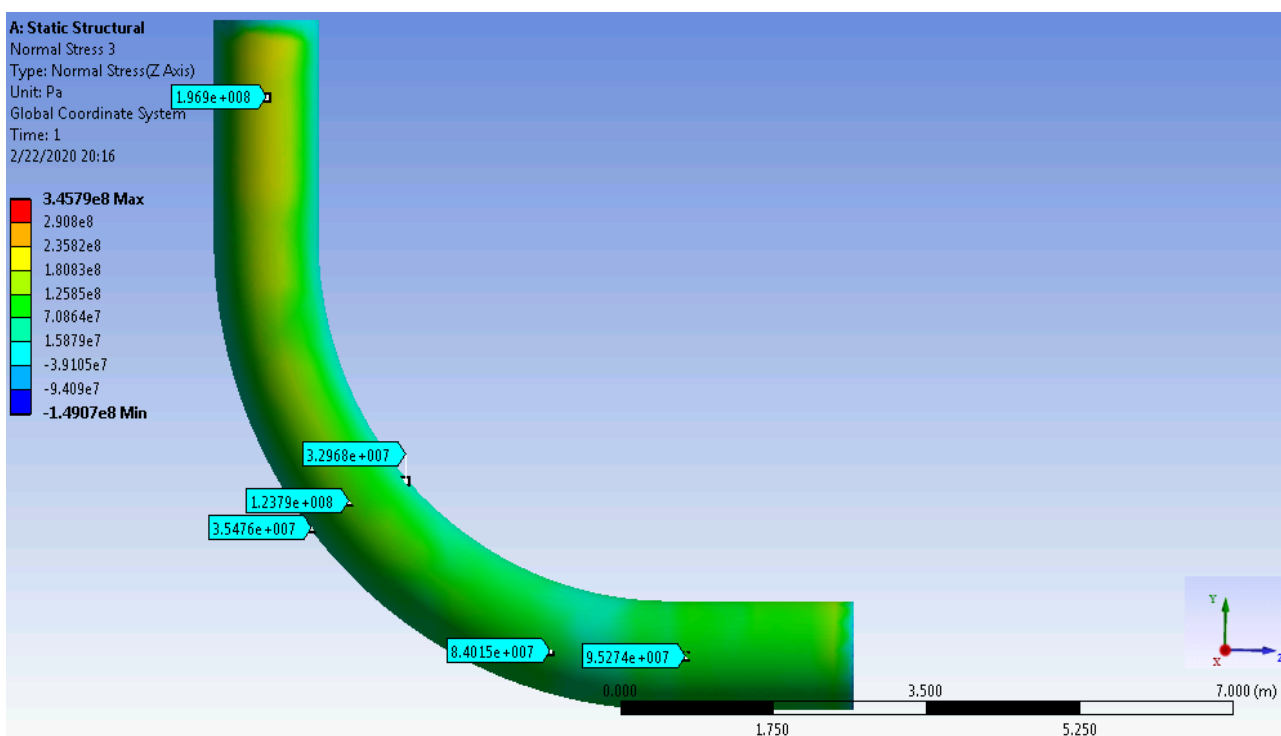
Slika 6.25. 3D model koljena sa pravolinijskim djelovima cijevi



Slika 6.26. Vrijednosti normalnog napona u x pravcu



Slika 6.27. Vrijednosti normalnog napona u y pravcu



Slika 6.28. Vrijednosti normalnog napona u z pravcu

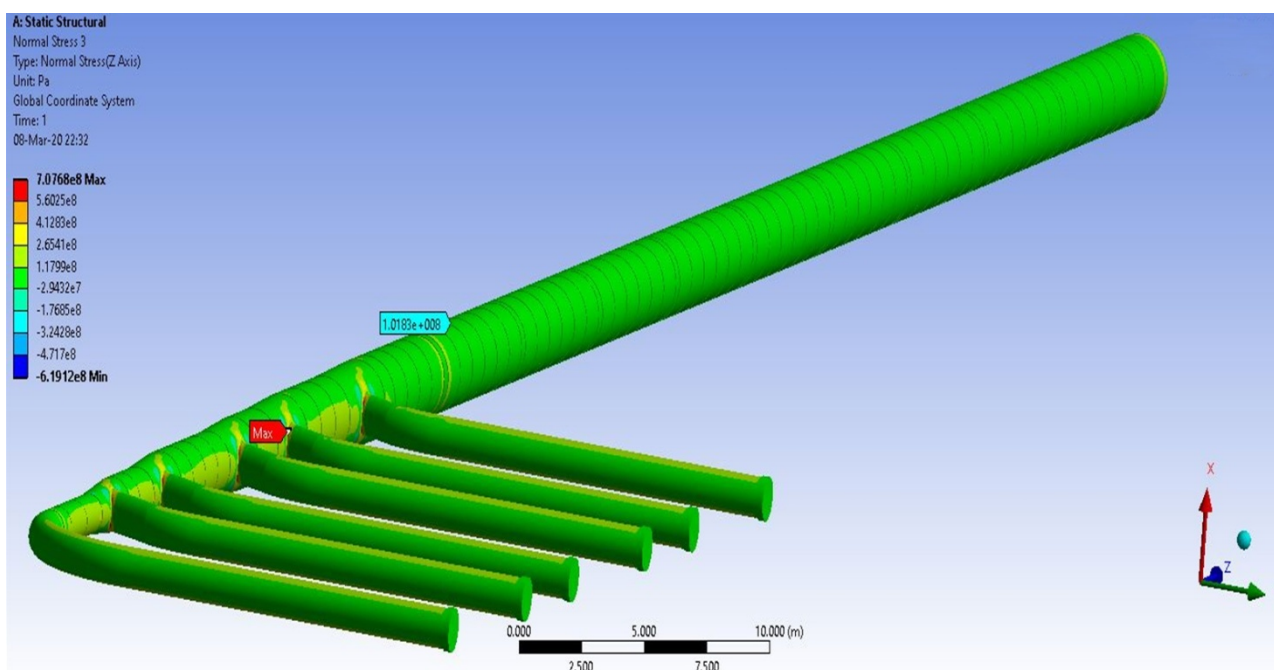
Na slici 6.25. prikazan je geometrijski model koljena koji figuriše u cjevovodu i koji povezuje glavnu cijev sa prvom odvojnjom cijevi. Kao što se vidi, dužina pravolinijskih cijevi kao djelova glavne cijevi i odvojne cijevi koje se vežu za koljeno ne utiče na naponsku analizu samog koljena. Uzeto je da su dužine pravolinijskih cijevi po 200 cm. S obzirom na to da su u poprečnim presjecima koljena momenta savijanja veoma mali, gotovo zanemarljivi, to kao posljedica te činjenice ne bi trebalo da dođe do promjene krivine krive (kružnice) poslije deformisanja. Na slici 6.26. prikazano je naponsko stanje u pravcu x - ose. Osa y je aksijalna osa za dio pravolinijskog cjevovoda koji je na

slici prikazan vertikalno, dok je z - osa aksijalna osa za dio pravolinijskog cjevovoda koji je na slici prikazan horizontalno. To znači da cirkularni naponi za horizontalni dio iznose oko 200 MPa (197.5 MPa, slika 6.27.), dok aksijalni naponi za vertikalni dio iznose oko 100 MPa (100.2 MPa, slika 6.27.). Ove vrijednosti se nalaze van zone stabilizacije obije cijevi u odnosu na uklještenja. Za očekivati je da vrijednosti napona na samom koljenu u tačkama u blizini spoja sa vertikalnom i horizontalnom cijevi budu nešto manje od uočenih vrijednosti na cijevima, jer je debljina samog koljena 1.8 cm dok je debljina cijevi 1.5 cm.

Što se tiče cirkularnih napona (slika 6.26.) oni su za oba pravolinijska dijela cijevi van zone stabilizacije približno isti onim koji su prikazani na slici 6.28., jer se radi o tačkama koje se nalaze na obodu kružnice. Na samom koljenu se može vidjeti da su cirkularni naponi na unutrašnjim tačkama koljena nešto veći, od onih sa spoljne što je i logično ako se koljeno posmatra kao dio torusa.

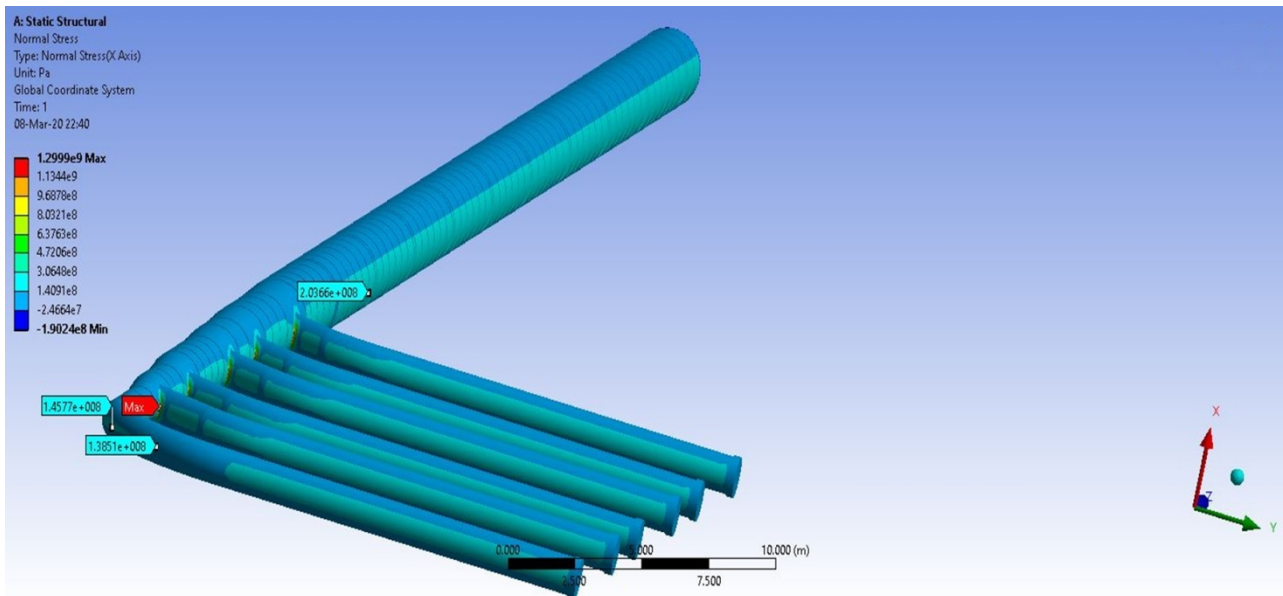
Na slici 6.28. prikazan je cirkularni napon za “vertikalni” dio cjevovoda (y osa - aksijalna osa) i aksijalni napon za horizontalni dio cjevovoda (z osa - aksijalna osa). Ako uporedimo rezultate sa slici 6.27. i slici 6.28. možemo zaključiti da su cirkularni naponi i na vertikalnom i na horizontalnom dijelu približno dva puta veći od meridijanskih.

- **Analiza napona cjevovoda kao cjeline**



Slika 6.29. Naponsko stanje cjevovoda u aksijalnom pravcu

Na slici 6.29. prikazano je naponsko stanje u cjevovodu u aksijalnom pravcu (normalni naponi u pravcu z ose - meridijanski naponi). Najveći aksijalni naponi su na mjestima vezivanja odvojnih cijevi sa glavnom cijevi (račve). Na tim mjestima su najviše izraženi diskontinuiteti na mjestima cjevovoda maksimalna vrijednost normalnog napona je 70.7 kN/cm^2 .

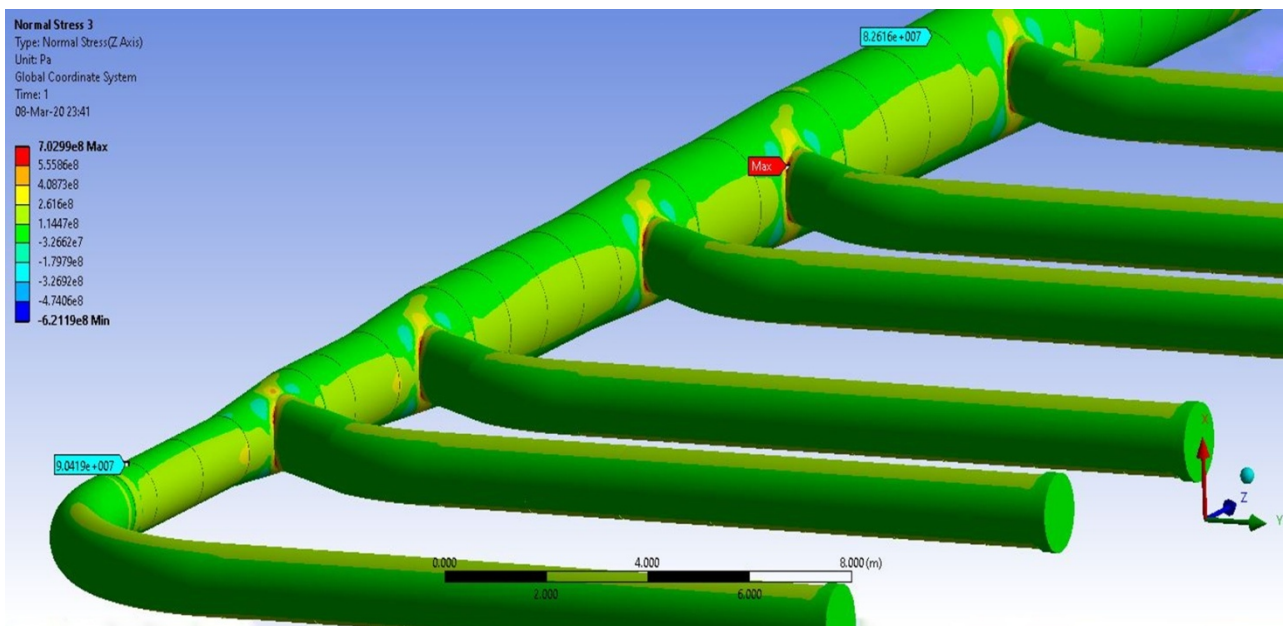


Slika 6.30. Naponsko stanje cjevovoda u poprečnom pravcu

Na slici 6.30. prikazano je naponsko stanje u cjevovodu u poprečnom pravcu (x - pravcu). To su cirkularni naponi za tačke presjeka glavne i odvojnih cijevi sa horizontalnom (yz) ravni. Maksimalna vrijednost normalnih napona u pravcu x - ose je 130 kN/cm^2 .

Vrijednosti normalnih napona u pravcu z - ose i pravcu x - ose, prikazanih na slici 6.29. i na slici 6.30. su približno iste za sve presječne tačke u svim odgovarajućim presječnim tačkama glavne i odvojnih cijevi, što je bolje uočljivo na slici 6.31. Može se uočiti da cirkularni naponi imaju dvostruko veću vrijednost van oblasti uticaja geometrije račvi na glavnu cijev (slika 6.29. i slika 6.30.)

Dakle, posmatrajući cjevovod u cjelosti kao cjelinu, račve su mjesta gdje su vrijednosti napona (aksijalnih, cirkularnih, ekvivalentnih) najveće, pa u analizi naponskog stanja cjevovoda posebnu pažnju treba posvetiti izučavanju naponskog stanja račve

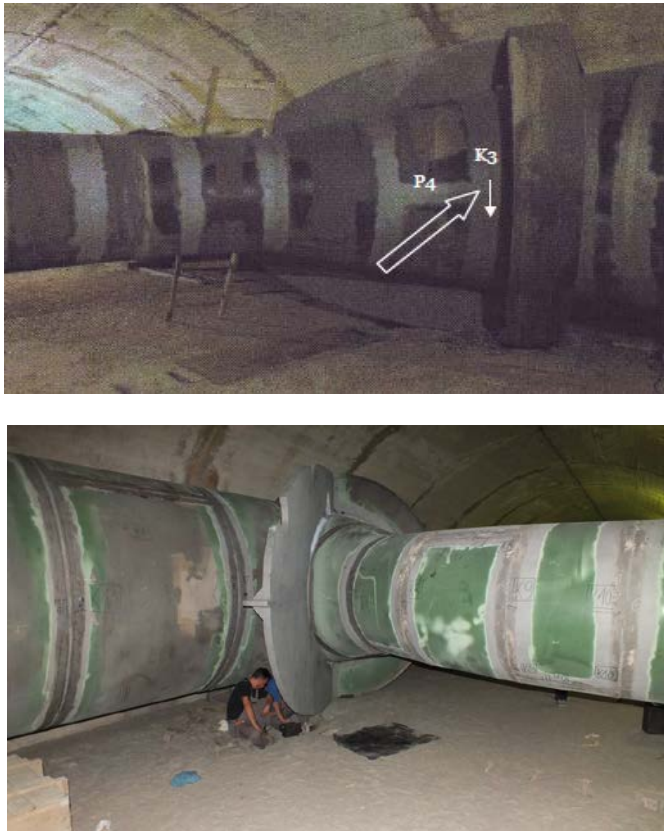


Slika 6.31. Naponsko stanje cjevovoda u aksijalnom pravcu

7 DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA RAČVI

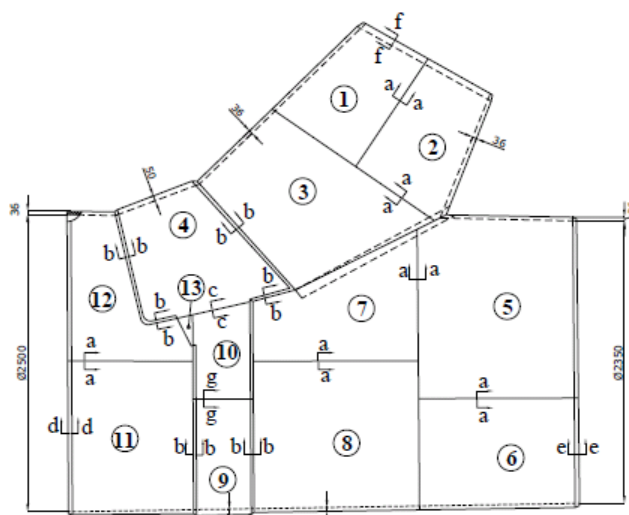
7.1 Ulazne informacije

Na slici 7.1. prikazana je račva A6 cjevovoda u Hidroelektrani "Perućica" koja će biti predmet dalje analize.



Slika 7.1. Fotografije realne račve A6 na cjevovodu [47]

Račva A6 ima ulogu razdjelnika vode sa glavnog cijevnog voda, na treći odvojni cijevni vod cjevovoda III. Na slici 7.2. prikazana je skica projekcije račve na horizontalnu ravan. Osnovne geometrijske karakteristike su date u tabeli 7.1.



Slika 7.2. Skica projekcije račve na horizontalnu ravan [47]

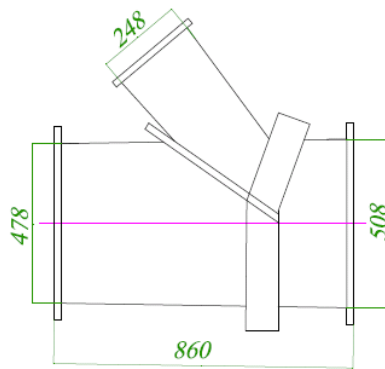
Detaljna ispitivanja pokazuju da račvu A6 karakteriše niz nedostataka sa aspekta kvaliteta zavarenih spojeva. Praktično svi zavareni spojevi su ocijenjeni kao neprihvatljivi, jer postoje greške (linijske indikacije) detektovane u korijenu istih, vjerovatno su ove greške nastale u procesu izrade, a ne kao posljedica uslova eksploatacije.

Tabela 7.1. Geometrijske karakteristike račve A6 cjevovoda

Geometrijske karakteristike	
Glavna cijev [mm]	
Dužina	4300
Ulazni prečnik	2500
Izlazni prečnik	2350
Debljina	36
Odvojna cijev [mm]	
Prečnik	1200
Debljina	15

Dio indikacija detektovanih u osnovnom materijalu račve, unešen u konstrukciju kao posljedica tehnologije proizvodnje limova. Ovo se prije svega odnosi na indikacije u kotvi (poluelipsi) račve. Mjesta gdje su detektovane indikacije, neophodno je kontinualno pratiti i preduprijeti eventualno širenje (produžavanje) indikacija.

Kvalitetan eksperiment u konkretnom slučaju račve A6 cjevovoda HE "Perućica" nije moguće vršiti u realnim uslovima (gabariti, variranje unutrašnjeg pritiska, spoljašnji uslovi, uslovi eksploatacije...). Zbog ovih razloga pristupilo se izradi umanjenog modela. Eksperiment je realizovan na modelu umanjene račve u laboratorijskim uslovima. Ovakav umanjeni model biće opterećen pritiskom od $p = 25$ bar, ulazni prečnik je 508 mm, a izlazni prečnik 478 mm, dok je debljina modela $t = 4$ mm, $\sigma^c = 156$ MPa. Dužina modela je 860 mm (slika 7.3.).



Slika 7.3. Prikaz osnovnih dimenzija na modelu umanjene račve A6 cjevovoda

Prilikom izrade umanjenog model račve, uzeto je u obzir to što nije postojao lim debljine 3.6 mm, pa je uzet lim debljine 4 mm. Ovu činjenicu treba uzeti u obzir i pri daljnim proračunima napona na modelu račve tako što vrijednosti napona treba pomnožiti sa koeficijentom 1.11 (jer je $4/3.6 = 1.11$) tj. na račvi se dobija desetak posto manji napon zbog izmijenjene, povećane debljine lima. Debljina kotve na umanjenom modelu je 8 mm, a na realnoj račvi je 80 mm. Treba imati na umu da pritisku kojim se opterećuje model račve odgovara duplo veći pritisak na realnoj račvi. Umanjeni model račve prikazan je na slici 7.4.



Slika 7.4. Umanjeni model račve A6 cjevovoda [47]



Slika 7.5. Umanjeni model račve u fazi izrade [47]

Granica razvlačenja materijala umanjenog modela račve S 355 J2+N (Č0563) je $36 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$. Pošto je granica razvlačenja materijala račve (NIOVAL 47) 470 MPa, to odnos $\frac{470}{360}$ treba uzeti u obzir kada se radi o naponima na granici razvlačenja.

Na slici 7.5. je prikazan umanjeni model račve u fazi izrade sa postavljenom kotvom.

7.2 Uticaj ojačanja na proračun naponskog stanja račvi metodom konačnih elemenata

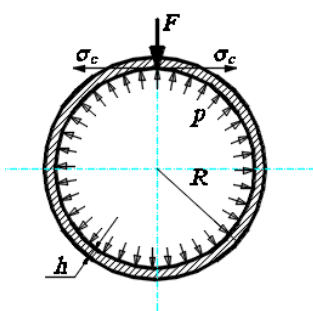
7.2.1 Uvod

Račve su strukturni elementi svakog cjevovoda. To su mjesta sa najvećim diskontinuitetima u geometriji, pa su iz tog razloga predmet posebne pažnje istraživača i inženjera konstruktora koji se bave proučavanjem cjevovoda.

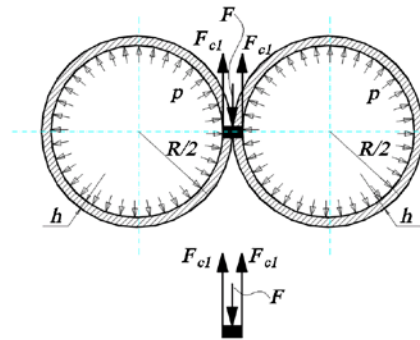
Račve cjevovoda su mjesta presjeka cilindara. Saglasno teoriji membranske ljuske neophodno je na presjecima dvije cilindrične ljuske postaviti ojačanje - rebro u cilju smanjenja napona u pojedinim cilindričnim ljuskama što će biti ilustrirano kroz određen broj slučajeva.

U cilindričnoj ljusci u presjeku 1-1 (slika 7.6.) pojavljuje se cirkularni napon σ_c i ako nema deformacije - diskontinuiteta na mjestu dejstva sile F , onda je vrijednost sile $F = 0$, a napon usljed unutrašnjeg pritiska je:

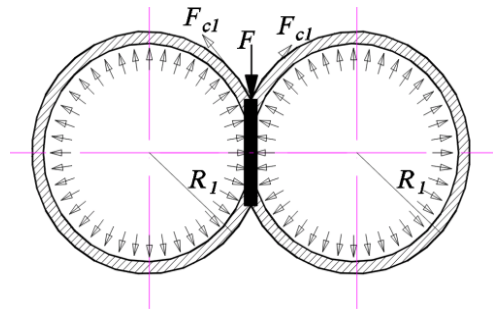
$$\sigma_c = \frac{pR}{h}.$$



Slika 7.6. Prikaz cilindrične ljuske opterećene unutrašnjim pritiskom



Slika 7.7. Prikaz dvije cilindrične ljuske opterećene unutrašnjim pritiskom



Slika 7.8. Prikaz dvije cilindrične ljuske opterećene unutrašnjim pritiskom sa rebrom

Ako bi sila F bila takva da se od jedne, polazne cilindrične ljuske dobiju dvije, svaka poluprečnika $R/2$ (slika 7.7.) onda bi sila F bila u ravnoteži dvostrukom vrijednošću sile F_c gdje je F_c sila od cirkularnog napona samo jedne membranske ljuske $2F_c = F$

Dakle, napon u cilindričnim ljuskama sada je duplo manji $\sigma_c = \frac{pR}{2h}$, pa je postavljanje rebra (kotve) dovelo do smanjenja napona za duplo manju vrijednost u odnosu na slučaj kada rebra nema (slika 7.6.)

Za slučaj koji se nalazi između prethodna dva krajnja slučaja:

$$\frac{R}{2} < R_1 < R, \text{ (slika 7.8.)}$$

dobija se vrijednost obimnog napona:

$$\sigma_c = \frac{pR_1}{2h},$$

pa važi:

$$\frac{p R}{2h} < \sigma_c < \frac{p R}{h}.$$

Dakle, postavljanjem rebra dolazi do rasterećenja cilindričnih ljuski u odnosu na slučaj kada rebra nema.

7.2.2 Zavisnost faktora koncentracije napona od ugla presjeka dva cilindra

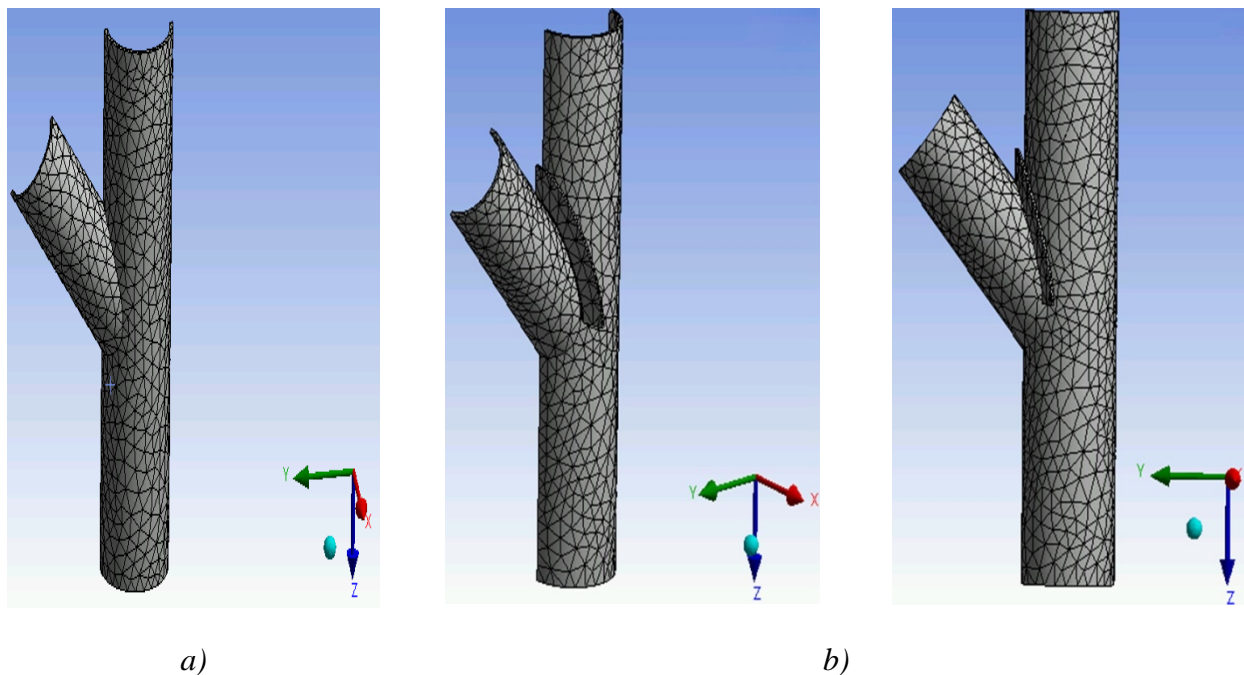
Posmatračemo prodor dva cilindra [37] koja svojim presjekom za različite uglove osa cilindara: 45°, 60°, 90° formiraju račvu. Tako formirane račve biće analizirane u dva slučaja: bez ojačanja (rebra) i sa ojačanjem sa ciljem određivanja zavisnosti faktora koncentracije napona od ugla presjeka dva cilindra.

- **Prodor dva cilindra pod uglom od 45°**

— **Proračun bez ojačanja u vidu rebra**

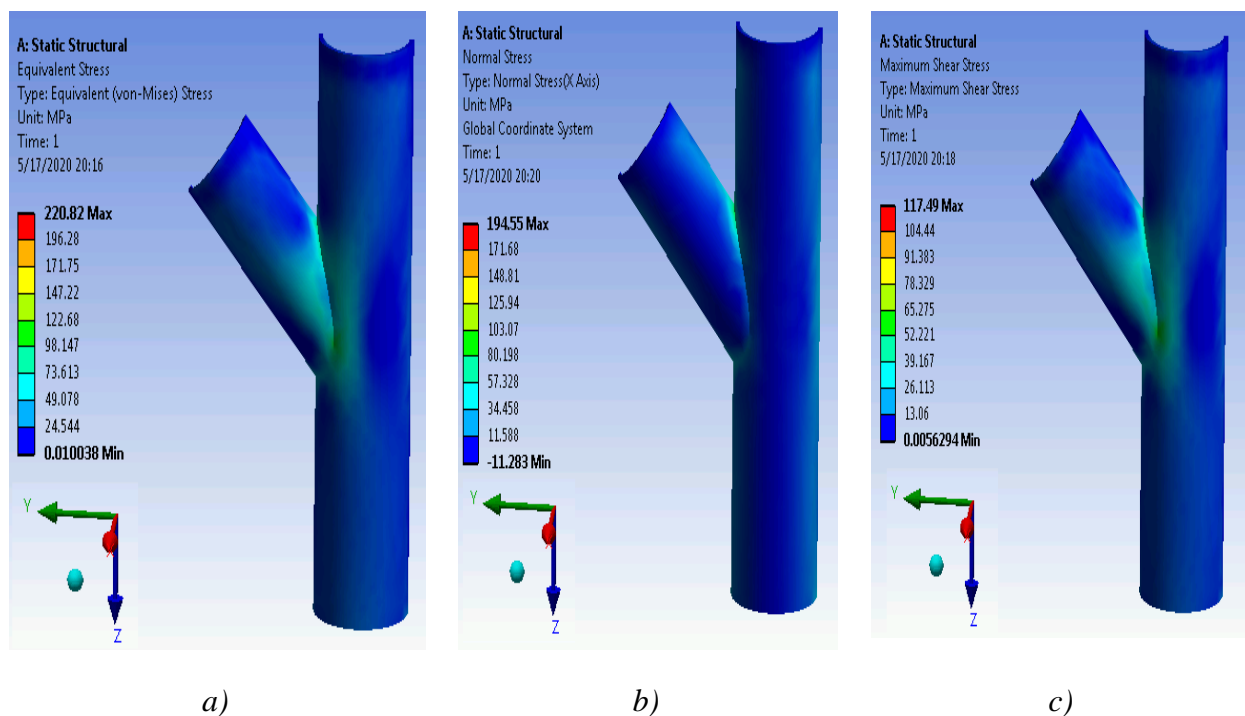
Kao prvi primjer posmatračemo prodor dva cilindra prečnika osnovne cijevi 317 cm sa debljinom cijevi 14.2 cm i prečnika odvojne cijevi 267 cm sa debljinom cijevi 12.5 cm. Prodor cilindara je pod uglom od 45°, a cilindri su opterećeni unutrašnjim pritiskom od 25 bar. Na slici 7.9. prikazani su numerički (računski) modeli sa formiranom mrežom konačnih elemenata primjenom odgovarajućeg softverskog paketa za numerički proračun MKE.

Posmatrani cilindri formiraju račvu. Razdvojena su dva slučaja: račva bez rebra i račva sa rebrom, kako bi se mogao uočiti uticaj rebra na naponsko stanje račve i na faktor koncentracije napona.



Slika 7.9. Numerički model a) Račva 45° bez rebra i b) Račva 45° sa rebrom

Numerička analiza je vršena takođe primjenom odgovarajućeg softverskog paketa, a rezultati naponskog stanja su dati na slici 7.10. Redom su prikazana naponska stanja: ekvivalentnih napona (a), normalnih napona (b), smicajnih napona (c). Na slici 7.10. su, takođe, prikazane i brojne vrijednosti napona.

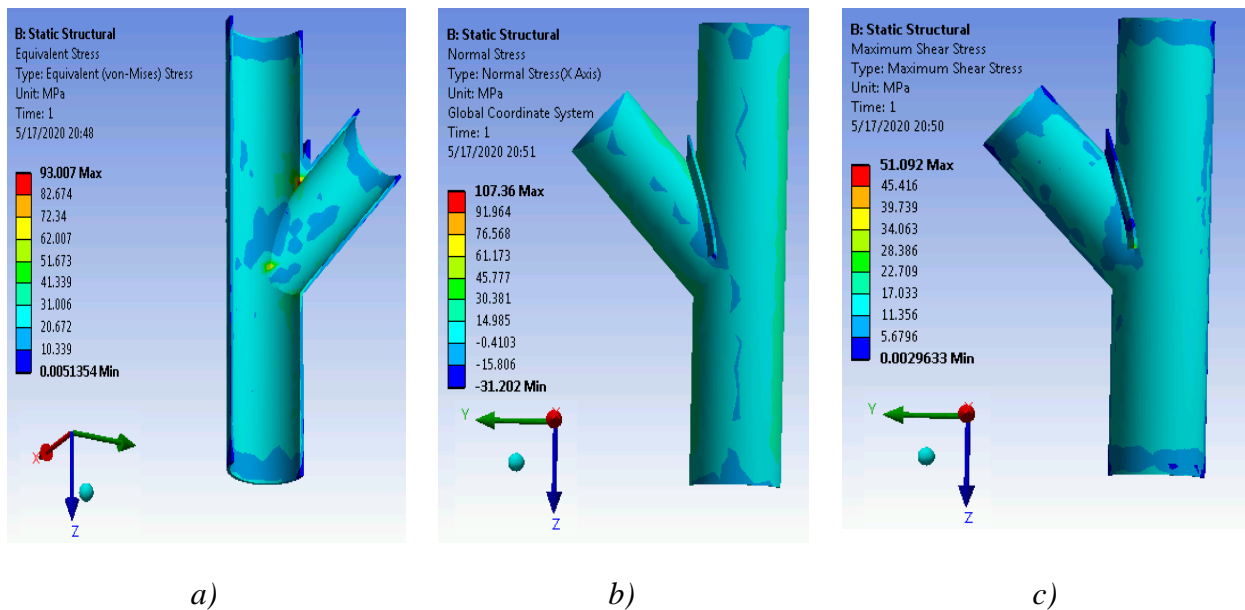


Slika 7.10. Rezultati naponskog stanja račvi bez rebra (vrijednosti su date u MPa) (prodor 45°)

Sa slike 7.10. se može vidjeti da je vrijednost maksimalnog ekvivalentnog napona 220.82 MPa i da je zona kritičnih vrijednosti napona usko vezana za zonu prodora dva cilindra što je i za očekivati obzirom da se radi o mjestima na kojima postoji značajan diskontinuitet tako i u geometriji.

— Proračun sa ojačanjem u vidu rebra

Na slici 7.11. je prikazano naponsko stanje račve sa ojačanjem u vidu ukrućenja na mjestu prodora dva cilindra. Interesantno je uočiti kako ukrućenje utiče na stanje polja napona. Redom su prikazana naponska stanja: ekvivalentnih napona (a), normalnih napona (b), smicajnih napona (c).



Slika 7.11. Rezultati naponskog stanja račvi sa rebrom (prodor 45°)

Sada se može uočiti da je uticaj ukrućenja takav da se vrijednost maksimalnog ekvivalentnog napona smanjila na 93.07 MPa. Takođe, zone maksimalnih napona su vidljivo smanjene što govori o tome da je uloga ukrućenja na mjestima diskontinuiteta opravdana.

Izračunavanje faktora koncentracije napona dato je kako slijedi:

- za cijev većeg prečnika: $\phi 317 \times 14.2$,
 - cirkularni napon: $\sigma_1 = pR_1/t_1 = 0,25 \cdot 15,85/1,42 = 2,79 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e1} = 0.866 \cdot \sigma_1 = 2,42 \text{ kN/cm}^2$,

gdje je ekvivalentni nominalni napon:

$$\sigma_{e1} = \sqrt{\left(\frac{pR}{t}\right)^2 + \left(\frac{pR}{2t}\right)^2 - \left(\frac{pR}{t}\right)\left(\frac{pR}{2t}\right)} = 0.8666 \cdot \frac{pR}{t},$$

- za cijev manjeg prečnika $\phi 267 \times 12.5$,
 - cirkularni napon: $\sigma_2 = pR_2/t_2 = 0,25 \cdot 13,35/1,25 = 2,67 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e2} = 0.866 \cdot \sigma_2 = 2,31 \text{ kN/cm}^2$,

Dalje je:

- maksimalni ekvivalentni napon kod račve bez rebra $\sigma_{emI} = 22,08 \text{ kN/cm}^2$,
- maksimalni ekvivalentni napon kod račve sa rebrom $\sigma_{emII} = 9,31 \text{ kN/cm}^2$,

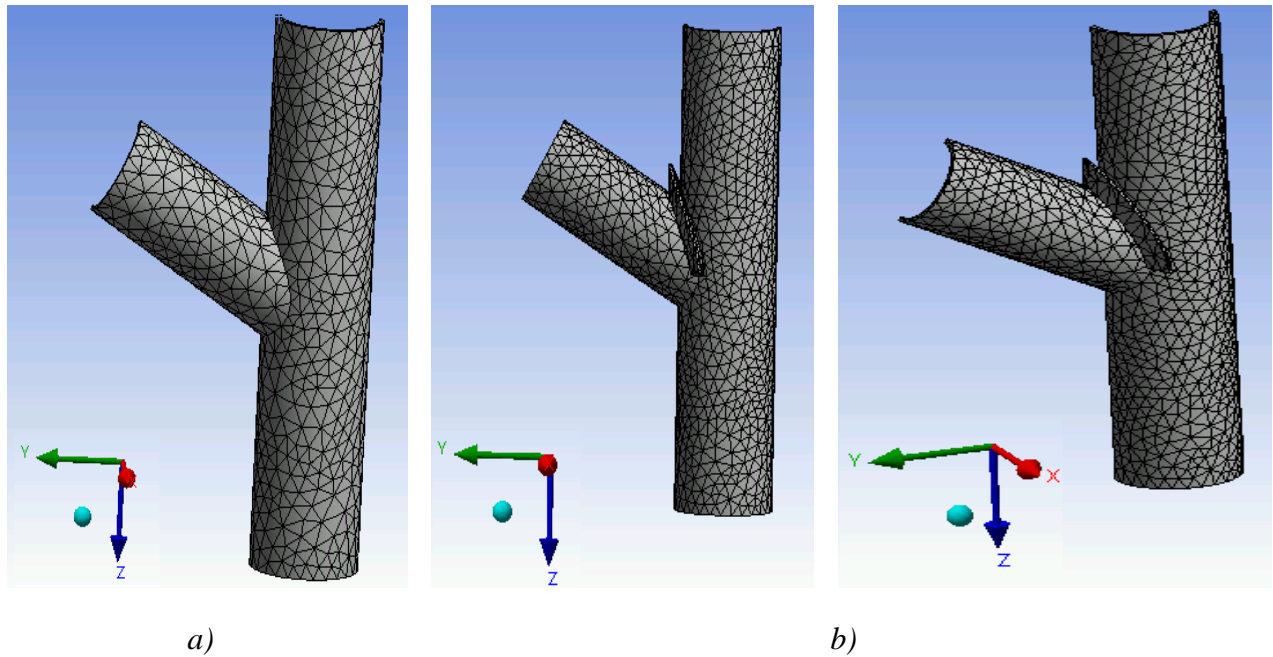
Pa je, konačno:

- Faktor koncentracije napona kod račve bez rebra: $k_I = \frac{\sigma_{emI}}{\sigma_{e2}} = 22,08/2,31 = 9.87$,
- Faktor koncentracije napona kod račve sa rebrom: $k_{II} = \frac{\sigma_{emII}}{\sigma_{e2}} = 9,31/2,31 = 4.03$.

- **Prodor dva cilindra pod uglom od 60°**

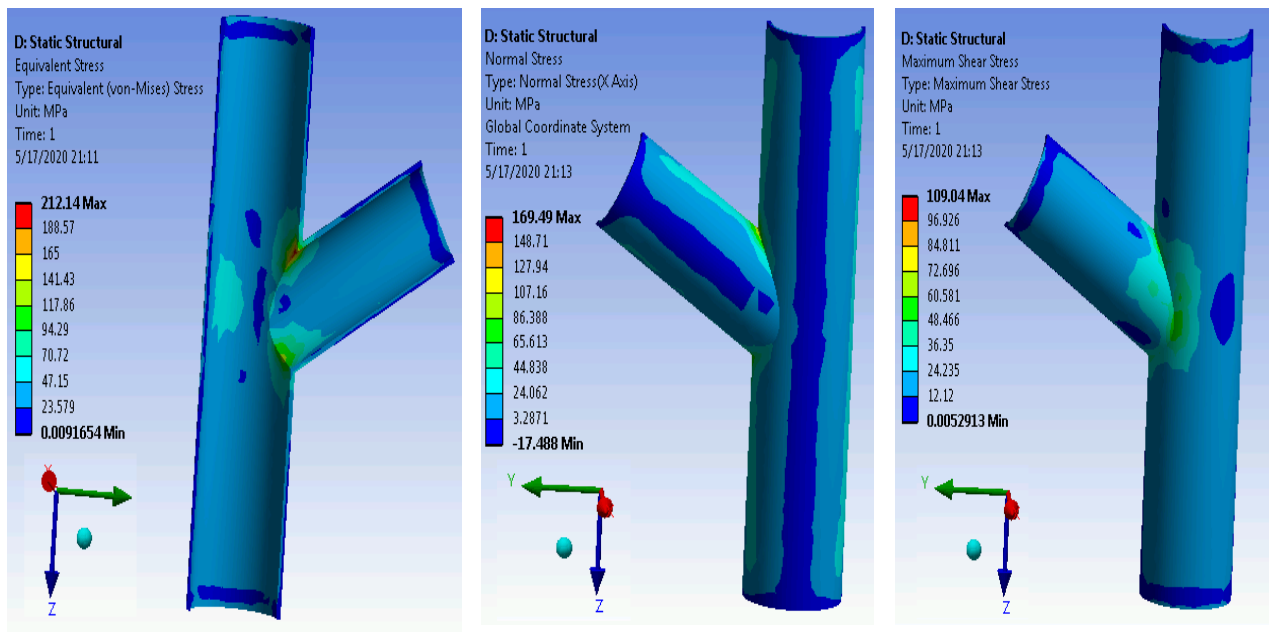
— **Proračun bez ojačanja u vidu rebra**

Sada ćemo posmatrati prodor dva cilindra istih dimenzija kao i u prethodnom slučaju, ali sada je prodor cilindra pod uglom od 60° . Cilindri su opterećeni unutrašnjim pritiskom od 35 bar. Na slici 7.12. prikazani su numerički modeli sa formiranom mrežom konačnih elemenata. I u ovom primjeru su takođe razdvojena dva slučaja: račva bez rebra i račva sa rebrom.



Slika 7.12. Numerički model a) Račva 60° bez rebra i b) Račva 60° sa rebrom

Numerička analiza je vršena takođe primjenom odgovarajućeg softverskog paketa, a rezultati naponskog stanja su dati na slici 7.13. Redom su prikazana naponska stanja: ekvivalentnih napona (a), normalnih napona (b) i smicajnih napona (c). Na slici 7.13. su takođe prikazane i vrijednosti napona.



a)

b)

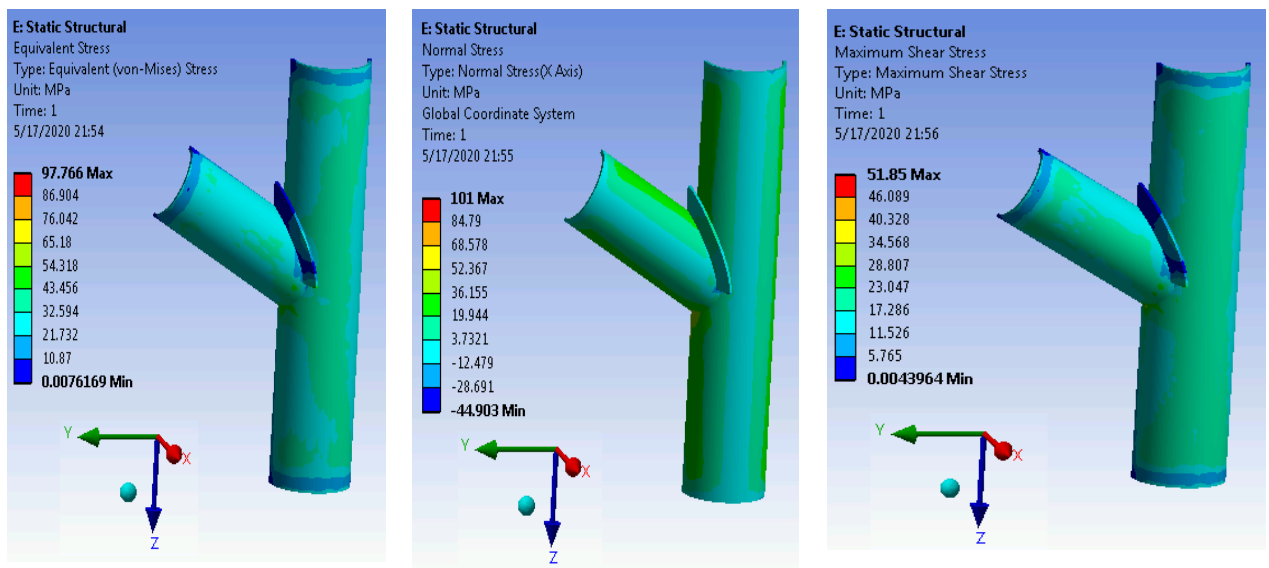
c)

Slika 7.13. Rezultati naponskog stanja račvi bez rebra (vrijednosti su date u MPa) (prodor 60°)

Kao što se može vidjeti sa slike 7.13. maksimalne vrijednosti napona su 212.14 MPa, dok su zone kritičnih napona raspoređene u uskom pojasu prodora dva cilindra.

Proračun sa ojačanjem u vidu rebra

Na slici 7.14. je prikazano naponsko stanje račve sa ojačanjem u vidu ukrućenja na mjestu prodora dva cilindra pod uglom od 60°. Redom su prikazana naponska stanja: ekvivalentnih napona (a), normalnih napona (b), smicajnih napona (c). Na slici 7.14. su takođe prikazane i vrijednosti napona.



a)

b)

c)

Slika 7.14. Rezultati naponskog stanja račvi sa rebrom (vrijednosti su date u MPa) (prodor 60°)

Sada se može uočiti da je uticaj ukrućenja takav da se vrijednost maksimalnog napona smanjila na 97.76 MPa. Takođe zone maksimalnih napona su vidljivo smanjene, kao i u prvom primjeru prodora cilindra.

Izračunavanje faktora koncentracije napona dato je kako slijedi:

- za cijev većeg prečnika: $\phi 317 \times 14.2$,
 - cirkularni napon: $\sigma_1 = pR_1/t_1 = 0,35 \cdot 15,85/1,42 = 3,91 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e1} = 0.866 \cdot \sigma_1 = 3,39 \text{ kN/cm}^2$,
- za cijev manjeg prečnika $\phi 267 \times 12.5$,
 - cirkularni napon: $\sigma_2 = pR_2/t_2 = 0,35 \cdot 13,35/1,25 = 3,74 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e2} = 0.866 \cdot \sigma_2 = 3,24 \text{ kN/cm}^2$,

Dalje je:

- maksimalni ekvivalentni napon kod račve bez rebra $\sigma_{emI} = 21,21 \text{ kN/cm}^2$,
- maksimalni ekvivalentni napon kod račve sa rebrom $\sigma_{emII} = 9,78 \text{ kN/cm}^2$,

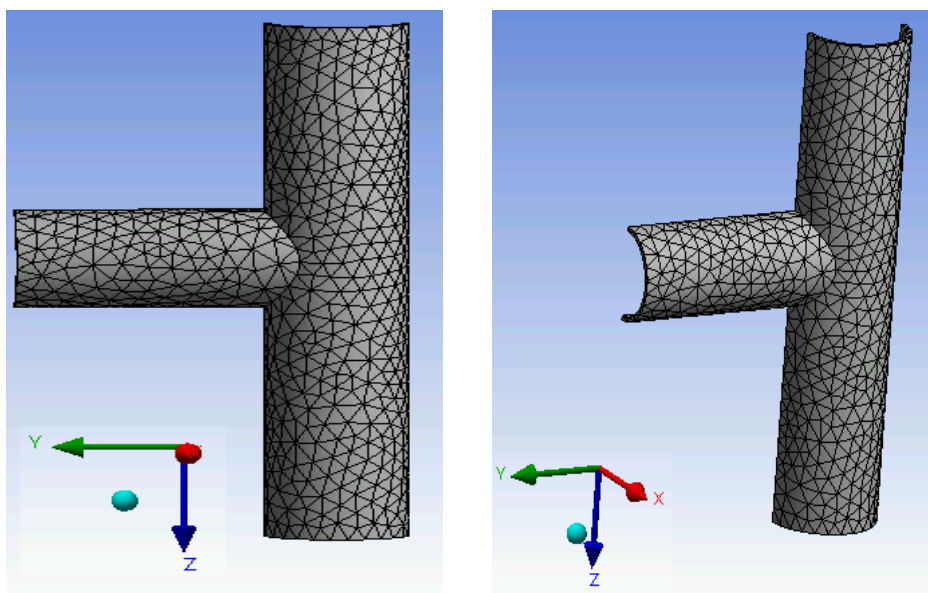
Pa je, konačno:

- Faktor koncentracije napona kod račve bez rebra: $k_I = \frac{\sigma_{emI}}{\sigma_{e2}} = 21,21/3,24 = 6,55$,
- Faktor koncentracije napona kod račve sa rebrom: $k_{II} = \frac{\sigma_{emII}}{\sigma_{e2}} = 9,78/3,24 = 3,02$.

- **Prodor dva cilindra pod uglom od 90°**

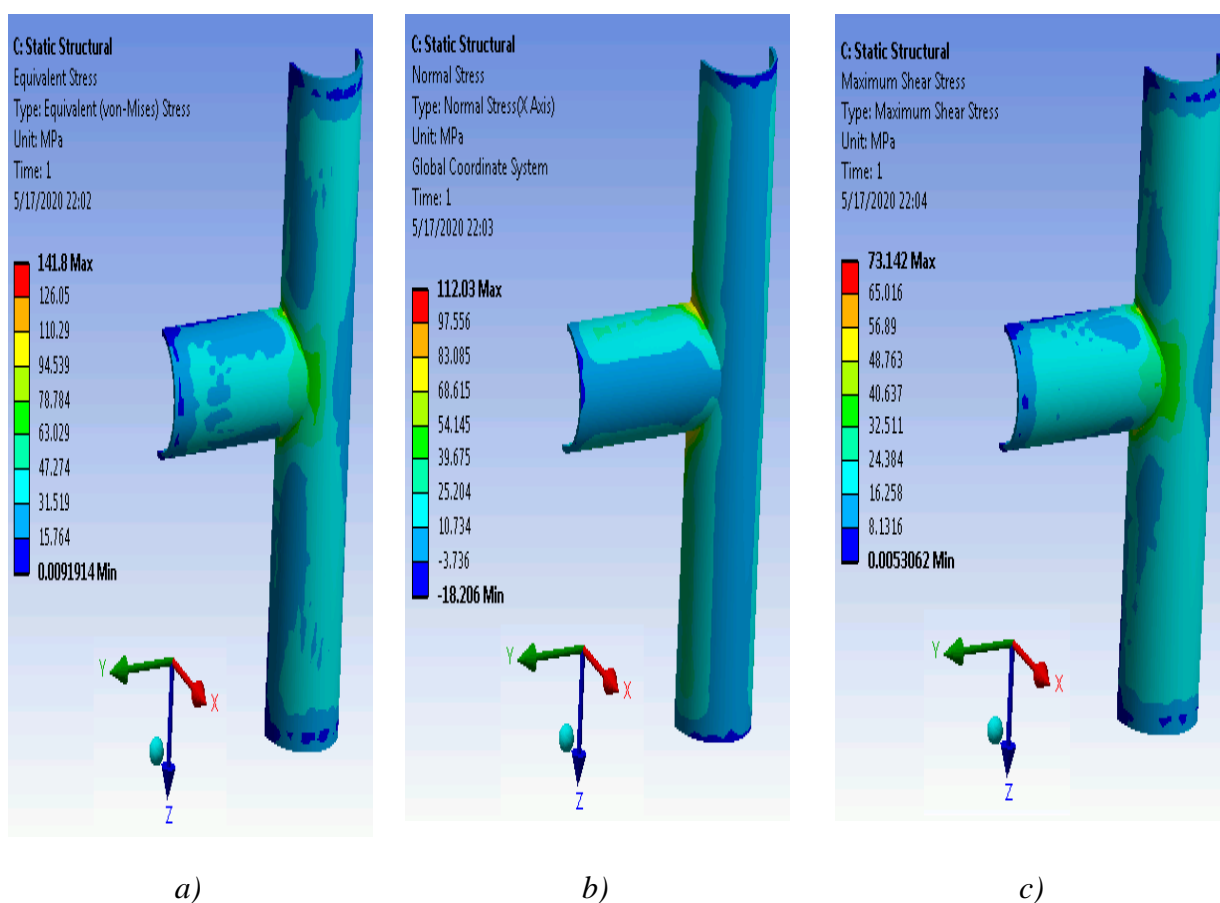
— **Proračun bez ojačanja u vidu rebra**

Kao posljednji primjer ćemo posmatrati prodor dva cilindra istih dimenzija kao i u prethodnim slučajevima, ali sada je prodor cilindra pod pravim uglom, a cilindri su opterećeni unutrašnjim pritiskom od 35 bar. Na slici 7.15. prikazani su numerički modeli sa formiranom mrežom konačnih elemenata. U ovom primjeru je posmatran samo slučaj račve bez ukrućenja.



Slika 7.15. Numerički model račva 90° bez rebra

Numerička analiza ponovo je realizovana primjenom odgovarajućeg softverskog paketa, a rezultati naponskog stanja su dati na slici 7.16. Redom su prikazana naponska stanja: ekvivalentnih napona (a), normalnih napona (b) i smicajnih napona (c). Na slici 7.16. su takođe prikazane i vrijednosti napona.



Slika 7.16. Rezultati naponskog stanja račvi bez rebra (vrijednosti su date u kN/cm^2) (prodor 90°)

Kao što se može vidjeti sa slike 7.16. u ovom primjeru maksimalna vrijednost ekvivalentnog napona su 141.8 MPa, dok su zone kritičnih napona, takođe, raspoređene u uskom pojasu prodora dva cilindra.

Izračunavanje faktora koncentracije napona dato je kako slijedi:

- za cijev većeg prečnika: $\phi 317 \times 14.2$,
 - cirkularni napon: $\sigma_1 = pR_1/t_1 = 0,35 \cdot 15,85/1,42 = 3,91 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e1} = 0.866 \cdot \sigma_1 = 3,39 \text{ kN/cm}^2$,
- za cijev manjeg prečnika $\phi 267 \times 12.5$,
 - cirkularni napon: $\sigma_2 = pR_2/t_2 = 0,35 \cdot 13,35/1,25 = 3,74 \text{ kN/cm}^2$,
 - ekvivalentni nominalni napon: $\sigma_{e2} = 0.866 \cdot \sigma_2 = 3,24 \text{ kN/cm}^2$,

Dalje je:

- maksimalni ekvivalentni napon kod račve bez rebra $\sigma_{emI} = 14,18 \text{ kN/cm}^2$,

Pa je, konačno:

- Faktor koncentracije napona kod račve bez rebra: $k_I = \frac{\sigma_{emI}}{\sigma_{e2}} = 14,18/3,24 = 4,38$.

— Proračun sa ojačanjem u vidu rebra

Može se uočiti da za slučaj presjeka dva cilindra pod uglom od 90° nije razmatrana varijanta ukrućenja presjeka dva cilindra sa rebrom. Razlog je što se u ovom slučaju ukrućenje ne vrši rebrom kako se to radilo u prethodnim slučajevima, već duž cjelokupne presječne linije dva cilindra (konusno ojačanje, ojačanje u vidu rebra duž cjelokupne presječne linije dva cilindra).

Takođe, u konkretnom slučaju iz tabele 7.2. se vidi da maksimalni ekvivalentni napon ima relativno malu vrijednost od 141.8 MPa, pa samim tim i zbog toga nije bilo potrebe razmatrati slučaj presjeka dva cilindra sa ojačanjem.

• Pregled dobijenih rezultata

U tabeli 7.2. dat je uporedni pregled analiziranih veličina i njihove vrijednosti sa rebrom kao ukrućenjem i bez rebra. Može zaključiti da je faktor koncentracije napona veći ukoliko je ugao između glavne i odvojne cijevi manji.

Tabela 7.2. Usporedne vrijednosti analiziranih veličina sa i bez ukurćenja za sva tri slučaja ugla prodora

	Račva 45°		Račva 60°		Račva 90°
	Bez rebra	Sa rebrom	Bez rebra	Sa rebrom	Bez rebra
Pritisak [bar]	25		35		35
Maksimalni ekvivalentni napon [MPa]	22.08	9.31	21.21	9.78	14.18
Faktor koncentracije napona	9.87	4.03	6.55	3.02	4.38

Pri određivanju faktora koncentracije napona, se smatra da se maksimalni ekvivalentni napon nalazi na mjestu presjeka dva cilindra, tj. da se odnosi i na jedan i na drugi cilindar. Iz toga razloga se maksimalni ekvivalentni napon dijelio sa manjim od dva ekvivalentna nominalna napona (a to je u svim slučajevima ekvivalentni nominalni napon na cilindru manjeg prečnika).

Sa svih dijagrama se može zaključiti da rebro znatno smanjuje maksimalnu vrijednost ekvivalentnog napona i da mijenja izgled polja ekvivalentnog napona u smislu proširenja oblasti najvećih ekvivalentnih napona u odnosu na varijantu presjeka dva cilindra bez rebra kada su maksimalni ekvivalentni naponi skoncentrisani uz presječnu liniju cilindra. Prethodno rečeno se odnosi i na normalne napone.

Uočava se da su vrijednosti smicajnih napona u svim varijantama dosta niže od normalnih napona. Iz tabele 7.2., konačno, se može uočiti da se sa povećanjem ugla presjeka dva cilindra i u varijanti bez ojačanja i u varijanti sa ojačanjem, značajno smanjuje faktor koncentracije napona.

7.3 Numerička ispitivanja modela račve MKE

7.3.1 Model račve

Pod modelom račve u daljem tekstu podrazumijevaćemo fizički model umanjene račve pogodan da se na njemu u laboratorijskim uslovima vrše eksperimenti.

Model realne račve napravljen je na bazi teorije sličnosti i proizilazi iz uslova da su naponi na modelu račve i na realnoj račvi na istim mjestima pod istim uslovima isti. Pošto je kod osnosimetričnih cilindričnih ljuski dominantan cirkularni napon uzeto je da su obimni naponi na cilindričnom dijelu, na realnoj račvi i modelu račve isti, tj. da važi:

$$\sigma_c = \frac{p R}{h} = \sigma_c^m = \frac{p^m R^m}{h^m}, \quad (7.1)$$

gdje je p^m - unutrašnji pritisak na modelu račve, R^m - poluprečnik cilindričnog dijela modela račve, h^m - debljina cilindričnog dijela realne račve, a ujedno i debljina cjelokupne realne račve.

Ako se uzme da je $p^m = \frac{p}{2}$, $R^m = \frac{R}{5}$, $h^m = \frac{h}{10}$, onda je jednačina koja izražava jednakost cirkularnih napona na realnoj račvi i modelu račve zadovoljena. Može se primijetiti da su i meridijanski, uzdužni, naponi na cilindričnim djelovima račve međusobno jednaki.

Jednačina (7.1.) se naziva **kotlovska formula**. To znači da postoji linearna korelacija između unutrašnjeg pritiska p i napona (meridijanskih, cirkularnih). Međutim, na uklještenjima i drugim

diskontinuitetima u geometriji dugačke cijevi u obliku ljuske, pokazano je da se naponi razlikuju od napona dobijenih na osnovu jednačine (7.1.), saglasno razmatranjima u poglavlju 4. (odjeljak 4.1.). Interesantno bi bilo utvrditi da li naponi u zoni račve, za koju ne važi bezmomentna teorija linearno zavise od unutrašnjeg pritiska, kako je to pokazano da važi za ukliještene (otvorene ili zatvorene) cijevi.

Dakle, model realne račve je napravljen na bazi kotlovske formule. Pri tome je za:

- realnu račvu $p = 50 \text{ bar}$, $R = 1250 \text{ mm}$, $t = 36 \text{ mm}$, $\sigma^0 = 174 \text{ MPa}$,
- model račve $p = 25 \text{ bar}$, $R = 250 \text{ mm}$, $t = 4 \text{ mm}$, $\sigma^0 = 156 \text{ MPa}$.

7.3.2 Analiza napona modela račve MKE

Primijenjena numerička procedura bazirana na metodi konačnih elemenata je linearno statička analiza što znači da su dobijene vrijednosti napona linearnog karaktera u odnosu na zadati pritisak. Skaliranjem napona moguće je dobiti druge vrijednosti unutrašnjeg pritiska. Za očekivati je da su naponi od savijanja zanemarljivo mali zbog male debljine ljuske, čim se izađe iz zone diskontinuiteta geometrije.

Analiza napona modela račve bazirana na metodi konačnih elemenata bila je predmet istraživanja iskazanih kroz više naučno stručnih referenci. U referencama [64], [66], [47] na bazi analize naponskog stanja modela račve metodom konačnih elemenata precizirana su mjesta na kojima treba postaviti mjerne trake u fazi eksperimentalnih istraživanja. Najvažnija mjerna mjesta su respektivno označena sa: MM1, MM2 i MM3. Ta mjerna mjesta su mjesta sa najvećim naponima. Ona se nalaze na rastojanju 2 - 3 cm od linije prodora kotve i cilindra na modelu račve. U tabeli 7.3. [67] dat je tabelarni prikaz napona na mjernim mjestima MM1, MM2 i MM3. Svi rezultati se odnose na zadati pritisak od 10 bar. Analiza, takođe, pokazuje da su u samim varovima najveći naponi, ali to nije toliko bitno, jer zavareni spojevi u suštini predstavljaju ojačanja koja metoda konačnih elemenata ne prepoznaje. Najkritičnije mjesto je mjesto MM1 na presjeku kotve i srednjeg cilindra.

Tabela 7.3. Tabelarni prikaz vrijednosti napona na MM1, MM2, MM3

Pritisak 10 bar	MM1	MM2	MM3
Napon u obimnom (vertikalnom) pravcu [MPa]	115	89	58
Von Misses napon [MPa]	107	84	63

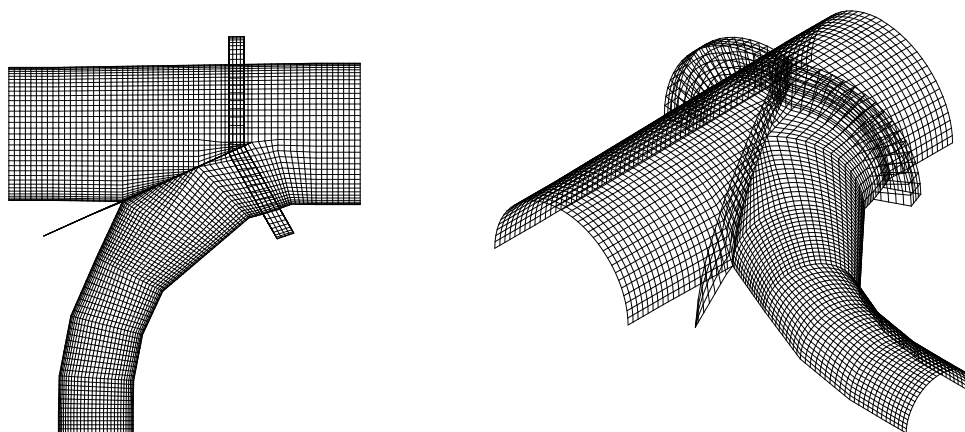
7.4 Numerička ispitivanja realne račve MKE

Primjenom metode konačnih elemenata izvršena je analiza napona realne račve. Geometrija račve je veoma kompleksna. Zbog ne baš kvalitetne i potpune tehničke dokumentacije, zbog vremenske starosti izrade iste, a i složenosti geometrije same račve koja je sastavljena od većeg broja segmenata oblika ljuske koji se međusobno presijecaju dolazi do toga da nije lako ostvariti da su površine neprekidne i da su površine glatke na presječnim linijama površina. Ovo sve može da dovede do neočekivanih rezultata prilikom primjene metode konačnih elemenata što dosta zavisi i od vještine primjene same numeričke analize.

Analiza napona metodom konačnih elemenata realne račve ima za cilj da se potvrdi validnost kotlovske formule na osnovu koje je napravljen model račve. Ako su vrijednosti napona na posmatranom mjestu MM1 i na realnoj račvi i na modelu račve zadovoljavajuće bliski to će biti značajan pokazatelj da je pravljenje modela na bazi kotlovske formule korektno. To dalje znači da se

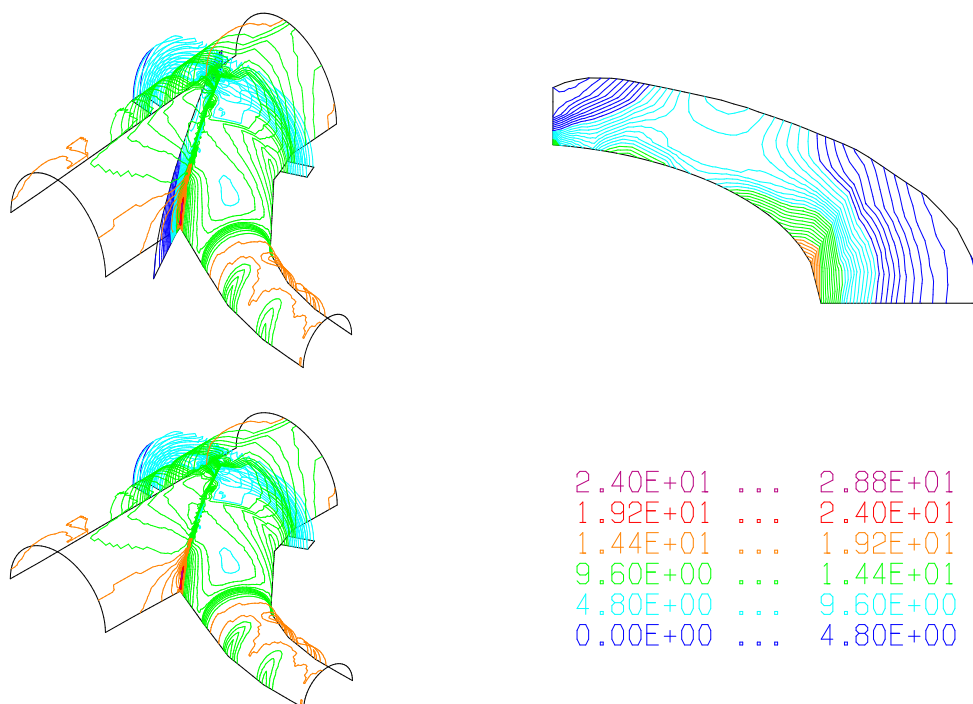
rezultati eksperimentalne analize napona na modelu račve u laboratorijskim uslovima mogu primijeniti na realnu račvu bez vršenja eksperimenata na realnoj račvi, ukoliko se pokaže da su rezultati eksperimentalnih istraživanja saglasni sa rezultatima dobijenim metodom konačnih elemenata.

Granični uslovi koji su zadati prilikom numeričke analize su isti kao i kod numeričke analize modela račve. Takođe, i unutrašnji pritisak kao opterećenje djeluje po istim površinama kao i kod modela račve. Intenzitet opterećenja (pritisak) je uvećan dva puta, saglasno kotlovskoj formuli.



Slika 7.17. Računski model polovine realne račve [48]

Na slici 7.17. prikazan je računski model realne račve. Prilikom primjene metode konačnih elemenata posmatra se samo jedna polovina račve, zbog uočene simetrije u odnosu na horizontalnu ravan. Kao granični uslovi oduzeti su stepeni slobode u odnosu na ravan simetrije. Model je opterećen pritiskom od 51 bar.



Slika 7.18. Rezultati naponskog stanja modela polovine realne račve [48]

Rezultati analize stanja napona polovine modela realne račve dati su na slici 7.18. Može se uočiti da je vrijednost maksimalnog ekvivalentnog napona 28.8 kN/cm^2 .

Tabela 7.4. Rezultati analize napona prikazanih na slikama 7.17 i 7.18. [48]

Analiza napona [kN/cm^2]								
Membranski naponi				Savojni naponi			Ekvivalentni naponi	
		σ_x	σ_y	τ_{xy}	σ_x	σ_y	τ_{xy}	σ_e
X -osa - tangenta na krug - obimni pravac								
Elipsa								
4653	1	3.33	4.13	3.35	-0.132	-0.115	1.02	8.41
4654	1	3.36	2.21	3.42	-0.06140	-0.06241	0.597	7.54
4655	1	5.32	1.84	3.71	-0.02024	-0.03287	0.393	8.50
4656	1	4.99	1.16	3.36	0.03393	0.08302	0.249	7.72
4657	1	4.95	1.05	3.22	0.04863	0.07836	0.201	7.47
4658	1	4.79	1.21	3.54	0.136	0.189	0.200	7.82
4659	1	6.95	1.38	3.92	0.176	0.284	0.143	9.55
4660	1	6.66	0.734	3.69	0.263	0.344	0.182	9.31
4661	1	6.59	-0.292	3.68	0.339	0.046470	0.505	10.1
4662	1	5.85	-0.974	3.05	0.229	0.01590	0.371	8.88
4663	1	5.36	-1.34	2.84	0.235	-0.00364	0.416	8.51
4664	1	5.04	-1.59	2.54	0.104	-0.02979	0.232	7.78
4665	1	5.13	-1.82	2.25	0.003967	-0.02399	0.05092	7.43
4666	1	4.98	-2.02	1.86	0.08182	-0.01432	0.173	7.24
4667	1	4.92	-2.12	1.63	0.126	0.04186	0.199	7.09
4668	1	5.01	-2.30	1.29	0.07070	-0.09443	0.245	7.13
4669	1	5.19	-2.42	1.09	0.159	0.04452	0.270	7.24
4670	1	5.50	-2.53	0.757	0.166	0.005710	0.343	7.51
4671	1	5.94	-2.52	0.451	0.192	-0.00101	0.447	7.87

4672	1	6.55	-2.34	0.174	0.247	0.003367	0.664	8.34
4673	1	7.31	-2.10	0.06441	0.305	0.01580	1.06	9.06
4674	1	8.21	-1.76	-0.0515	0.09435	-0.06320	0.809	9.45
4675	1	9.17	-1.88	0.274	-0.00862	-0.02557	0.470	10.3
4676	1	9.99	-2.99	0.547	-0.00820	-0.04001	-0.175	11.8
4677	1	11.0	-4.37	0.136	0.702	0.328	-1.15	14.3
4678	1	13.0	-4.68	-0.624	0.136	0.02825	-0.146	16.0
4679	1	11.7	-5.48	-0.0667	0.409	-0.06573	-0.227	15.7
4680	1	-2.84	8.88	-1.77	-0.00724	-0.03182	0.03231	11.1
4681	1	-1.31	5.51	-1.06	-0.05884	0.04336	-0.107	6.66
<i>Cijev veći prečnik</i>								
1348	1	16.9	5.89	-5.57	1.06	0.584	- 0.02657	18.5
1349	1	18.2	7.02	-4.49	-0.104	-0.08954	-0.0618	17.7
1350	1	16.3	9.73	-3.07	2.06	1.74	0.234	16.8
1351	1	15.3	12.2	-2.86	-0.567	-0.516	-0.0857	15.4
1352	1	11.5	14.9	-3.12	-5.45	-10.6	-2.14	22.5
1353	1	16.8	4.69	-5.62	0.913	-0.590	0.04982	18.7
1354	1	20.2	6.10	-4.04	0.199	-0.403	-0.139	19.6
1355	1	17.3	9.03	-2.70	1.96	2.10	0.425	17.2
1356	1	14.1	10.8	-3.83	-4.21	-11.0	-1.05	20.9
1357	1	13.6	10.0	-6.67	-2.30	-5.71	-1.24	18.4
<i>Cijev manji prečnik</i>								
2858	1	15.1	5.41	-4.47	-0.470	-0.612	-0.0521	15.6
2859	1	15.4	5.21	-3.87	-2.10	-1.49	-0.0641	16.7
2860	1	15.0	4.85	-2.72	1.02	0.933	0.08890	14.8
2861	1	14.0	5.16	-1.04	2.13	2.01	0.900	14.0

2863	1	16.0	4.12	-4.47	-1.41	-1.00	-0.197	17.2
2864	1	17.3	4.75	-3.56	-1.48	-0.971	-0.187	17.6
2865	1	15.6	2.95	-1.96	-0.409	0.687	0.342	15.5
2867	1	16.0	2.78	-4.94	-0.605	0.507	-0.0128	17.8
2868	1	19.0	2.32	-1.66	-5.91	-12.1	-0.296	21.8
2871	1	18.3	-4.45	1.90	-2.12	-7.15	-0.142	24.3

U tabeli 7.4. je prikazana struktura napona (membranskih/savojnih). Vrijednosti napona predstavljaju srednje napone po površini konačnog elementa. Može se zaključiti da su savojni naponi σ_x i σ_y veoma mali (zanemarljivi).

Zbog prisustva koncentracije napona u jako uskom i malom pojasu izračunate vrijednosti napona se moraju uzeti sa rezervom tako npr. maksimalno dobijeni napon od 28.8 kN/cm² (slika 7.18.) nije prikazan u tabeli 7.4., jer se nalazi u zavarenom spoju, i njegova vrijednost nije realna, jer je zavareni spoj povećao debljinu presjeka cijevi, pa time i značajno smanjio napon.

Rezultati analize metodom konačnih elemenata realne račve pokazuju da se najveći naponi pojavljuju neposredno uz kotvu na mjernom mjestu označenom kao MM1 na modelu račve. Kao što smo vidjeli iz tabele 7.3. na mjernom mjestu MM1 Von Mises-ovi naponi su približno isti kao i obimni naponi. To je mjesto koje se nalazi na oko 10 - 15 cm udaljeno od linije presjeka kotve i cilindra realne račve.

U referencama [63], [64], [66] pokazano je da postoji linearna zavisnost ekvivalentnog napona na mjernom mjestu MM1 u zavisnosti od pritiska.

7.5 Eksperimentalna istraživanja modela račve - mjerne trake

7.5.1 Osnovne napomene

Eksperimentalna istraživanja su vršena na modelu račve u laboratorijskim uslovima. Na bazi numeričke analize primjenom metode konačnih elemenata modela račve identifikovana su mjesta na kojima treba postaviti mjerne trake.

Cilj eksperimentalnih istraživanja je da se sagleda naponsko stanje na pojedinim mjernim mjestima. Da se izvrši uporedna analiza vrijednosti napona dobijenih metodom konačnih elemenata na modelu račve i na realnoj račvi i rezultata dobijenih na bazi eksperimentalnih istraživanja izvršenih na modelu račve.

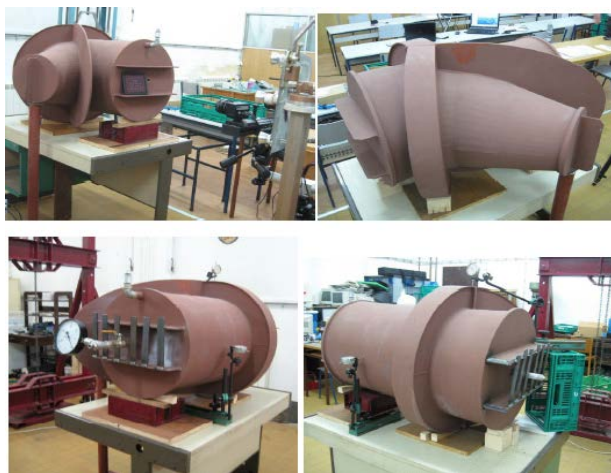
Treba da se dođe do konačnog odgovora da li je model račve napravljen tako (a napravljen je na bazi kotlovske formule) da se na bazi eksperimentalnih ispitivanja na modelu račve mogu dobiti odgovori vezano za analizu napona na realnoj račvi. Pošto se radi o numeričkoj linearno statičkoj analizi zavisnost između napona i unutrašnjeg pritiska je linearna. U stvarnosti svakako nije tako, jer materijal račve ima svoje mehaničke karakteristike koje su takve da bi u oblasti elastičnosti zaista trebalo da se pokaže da je zavisnost napona i unutrašnjeg pritiska linearna, a da se van oblasti elastičnosti ta linearnost gubi. Kako izgleda kriva koja predstavlja zavisnost napona i pritiska van oblasti elastičnosti je pitanje na koje bi odgovor trebao da se dobija upravo na bazi eksperimentalnih istraživanja.

U numeričkim analizama na bazi metode konačnih elemenata nije se uzimala u obzir činjenica da na spojevima pojedinih elemenata koji formiraju račvu kao što su kotva i cilindri postoje zavareni

spojevi koji ojačavaju konstrukciju, tj. povećavaju debljinu lima, pa su vrijednosti napona na mjestima zavarenih spojeva znatno veće od realnih vrijednosti. Na modelu račve mjerna mjesta se nalaze van zavarenih spojeva.

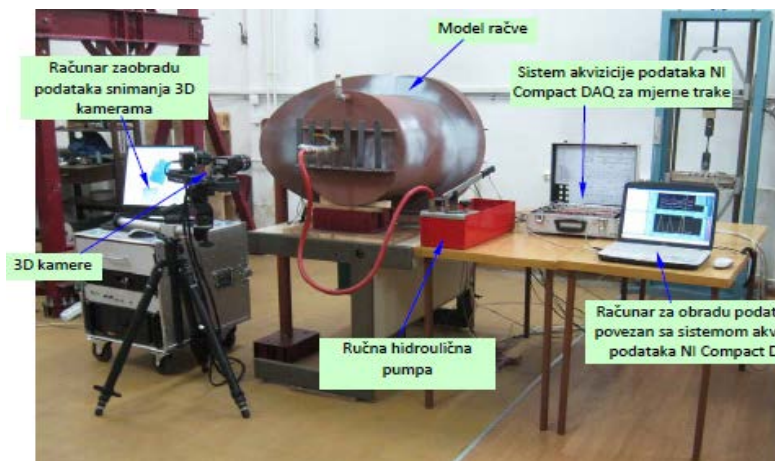
Model račve, kao što je rečeno, izrađen je po kotlovskoj formuli tako da su prečnici cijevi: 500 mm, 470 mm, 240 mm, od materijala S355J2+N (Č.0563). Debljine cijevi su 4 mm, a debljina kotve je 8 mm. Granica razvlačenja materijala modela račve je 36 kN/cm^2 . Treba imati na umu da unutrašnjem pritisku na modelu račve odgovara duplo veći unutrašnji pritisak na realnoj račvi.

Na slici 7.19. je prikazan model račve sa zavarenim kragama pripremljen za ispitivanje.



Slika 7.19. Model račve sa zavarenim kragama pripremljen za ispitivanje [47]

Na slici 7.20. je prikazan model račve sa neophodnom opremom za ispitivanje modela račve.



Slika 7.20. Model račve sa neophodnom opremom za ispitivanje modela račve [47]

7.5.2 Mjerenje napona na mjernim mjestima - rezultati eksperimenta

Mjerna mjesta (slika 7.21., slika 7.22., slika 7.23. i slika 7.24.) na kojima su postavljene mjerne trake za mjerenje deformacije (napona) su:

- MM1 - obimni pravac cilindra $D = 470 \text{ mm}$,
- MM2 - vetrikalni pravac na kotvi sa strane konusnog dijela modela,
- MM3 - obimni pravac na konusnom dijelu modela,
- MM4 - podužni pravac cilindra $D = 470 \text{ mm}$,

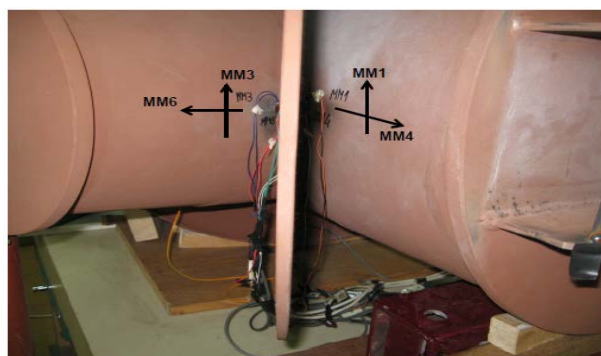
- MM5 - horizontalni pravac na kotvi sa strane konusnog dijela modela (metal šava),
- MM6 - podužni pravac na konusnom dijelu modela,
- MM7 - obimni pravac na konusnom dijelu modela u blizini prelaza sa 5 mm na 4 mm,
- MM8 - obimni pravac cilindra D= 500 mm.

Iz tehničkih razloga, dobijene vrijednosti mjerenja na MM4 pokazale su se kao nerealno male, tako da je tokom ispitivanja konstatovano da MM4 nije ispravno. Dobijeni rezultati nijesu uzeti u razmatranje. Budući da su naponi u obimnom pravcu (MM1) dva puta veći, nije napravljena veća greška što su isti zanemareni, jer će se MM1 pokazati kao mjesto (pravac) gdje se pojavljuju prve plastične deformacije na modelu, saglasno rezultatima analize metodom konačnih elemenata [47].

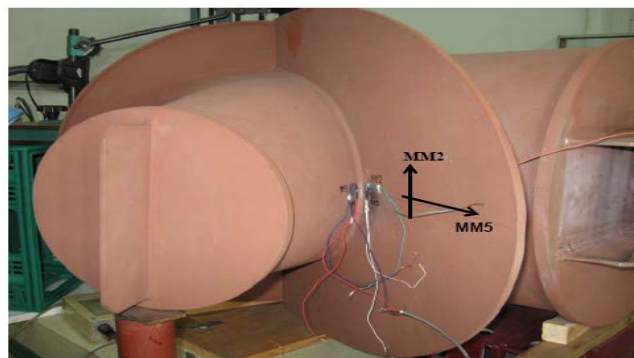
Mjerenje pritiska je obavljeno mehanički (manometarski) i električnim senzorom (firma IHTM Beograd) (slika 7.21.) [69]. Akvizicija podataka je obavljena korišćenjem opreme firme NI Instruments (USA) i softvera firme Uno Lux Beograd [47].



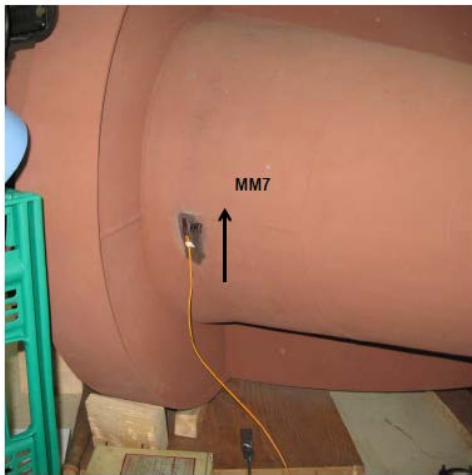
Slika 7.21. Oprema za mjerenje pritiska [47]



Slika 7.22. Mjerna mjesta MM1, MM2, MM3, MM4 na kojima su postavljene mjerne trake za mjerenje deformacije[47]



Slika 7.23. Mjerna mjesta MM2, MM5, na kojima su postavljene mjerne trake za mjerenje deformacije[47]



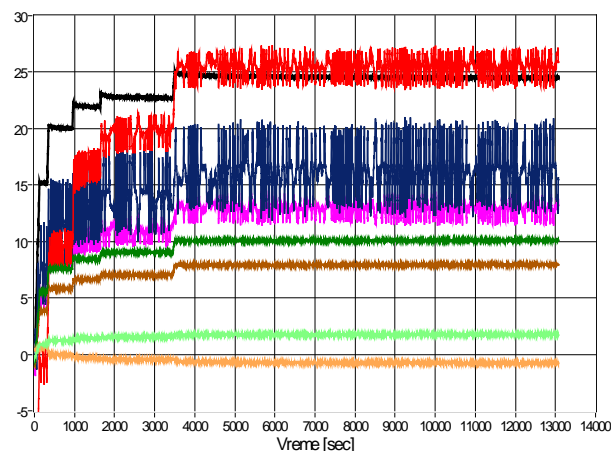
Slika 7.24. Mjerna mjesta MM7, na kojima su postavljene mjerne trake za mjerenje deformacije [47]



Slika 7.25. Mjerna mjesta MM8, na kojima su postavljene mjerne trake za mjerenje deformacije [47]

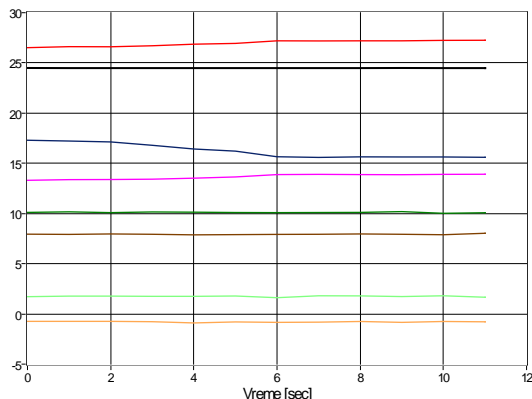
Rezultati mjerenja napona na svih osam mjernih mjesta u zavisnosti od pritiska u funkciji vremena prikazani su na slici 7.26. do slike 7.56. Na vertikalnoj y osi su prikazani unutrašnji pritisak kojim je djelovano na model račve tokom eksperimenta, kao i napon koji je ostvaren na pojedinim mjernim mjestima. Pritisak je mjereno, i prikazano u bar-ima, dok je napon prikazan u kN/cm^2 . Mjerni signal pritiska je prikazan crnom bojom, dok je signal napona na MM1 prikazan crvenom bojom. Na ostalim mjernim mjestima su redom korišćene boje za opisivanje mjernih signala: MM2 - plava, MM3 - ljubičasta, MM5 - svijetlo zelena, MM6 - svijetlo braon, MM7 - tamno zelena, MM8 - tamno braon [47].

U eksperimentu **a4**, na slici 7.26. kroz ciklus 0-5-10-15-20-25 promjene pritiska doveden je pritisak na vrijednost od 25 bar. Zatim je pritisak za vremenski period od narednih 3600 sekundi držan konstantim. Vidi se da odziv kroz vrijednosti napona na pojedinim mjernim mjestima stabilan i da naponi kvalitetno prate pritisak. Oscilacije napona su najveće na MM2 (plava linija), zatim na MM1 (crvena) i MM3 (ljubičasta linija) što se objašnjava tako što je sistem elastičan, pa pod dejstvom pritiska vibrira, pa pojedina mjerna mjesta zavisno od pozicije (bliže kotvi i unosu pritiska) i pravca mjernih traka vibriraju više (vertikalni pravac) ili manje (horizontalni pravac).

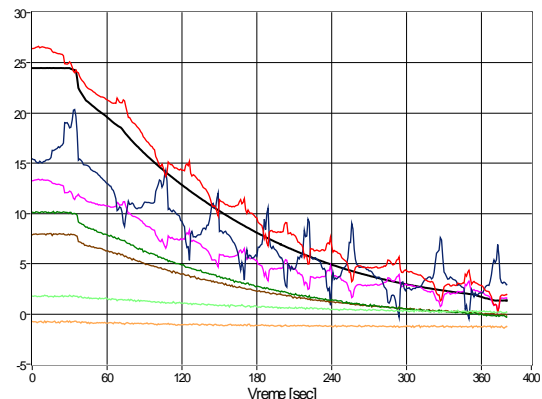


Slika 7.26. Eksperiment a4 [47]

Eksperiment **a5** (slika 7.27.) je međukorak između eksperimenata **a4** i **a6**. Eksperiment **a5** je kratko trajao, dok eksperiment **a6** predstavlja fazu rasterećenja tj. dovođenja pritiska na nulti nivo. Za sva tri eksperimenta se može reći da vrijednosti pritiska od 25 bar odgovara vrijednost napona na MM1 od 27 N/mm². Za razliku od drugih eksperimenata koji traju mnogo kraće, na eksperimentu **a4** se jasno može vidjeti da se amplitude svih signala pojedinačno, u odnosu na srednju vrijednost koja se lako može identifikovati, ne mijenjaju.

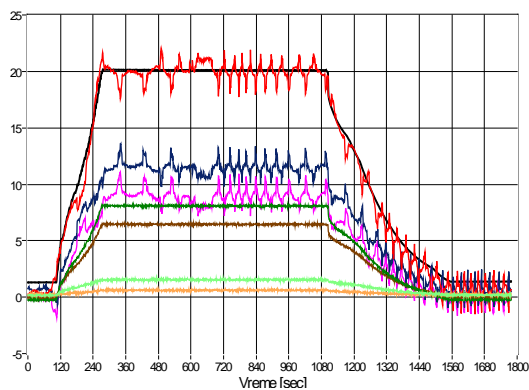


Slika 7.27. Eksperiment a5 [47]

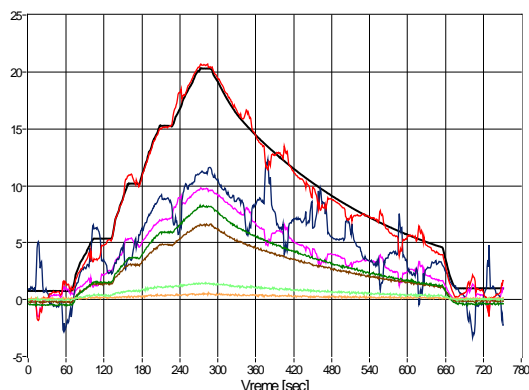


Slika 7.28. Eksperiment a6 [47]

Eksperiment **a8** (slika 7.29.) nam prikazuje promjenu pritiska od 0 do 20 bar u relativno kratkom vremenskom periodu (250 sekundi). Nakon toga pritisak se održava na konstantnoj vrijednosti i zatim se model ponovo rasterećuje. Vrijednosti napona na mjernim mjestima su i u ovom kao i u prethodnim eksperimentima u polju elastičnih naprezanja. Maksimalnu vrijednost dostiže mjerni signal na MM1 i mjeri 20 kN/cm².

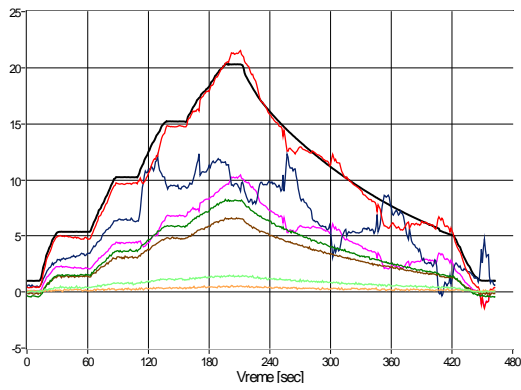


Slika 7.29. Eksperiment a8[47]

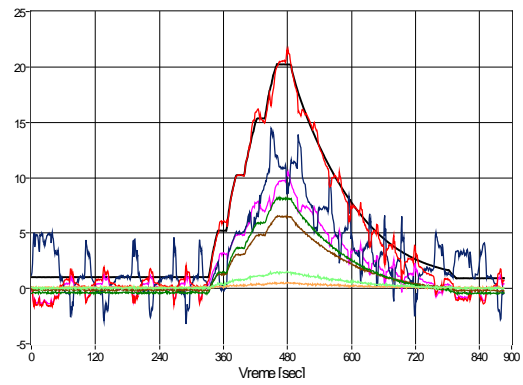


Slika 7.30. Eksperiment a9[47]

Zajedničko za eksperimente **a9**, **a10**, **a11**, **a12** (slika 7.30., slika 7.31., slika 7.32., slika 7.33.) je što se realizuju po istom režimu promjene pritiska: 0-5-10-20-5-0, a sa različitim dužinama trajanja pojedinih faza kako u fazi opterećivanja, tako i u fazi rasterećivanja modela račve. Brzine realizacije pritiska su različite kod pomenutih eksperimenata. Najveća brzina realizacije pritiska je u eksperimentu **a12** kada se do pritiska od 20 bar dolazi za oko 140 sekundi. Može se konstatovati da eksperimenti daju gotovo iste vrijednosti napona na svim mjernim mjestima u navedenom režimu opterećenja i rasterećenja pritiskom do vrijednosti od 20 bar. Maksimalnu vrijednost dostiže mjerni signal na MM1 od 21 kN/cm².



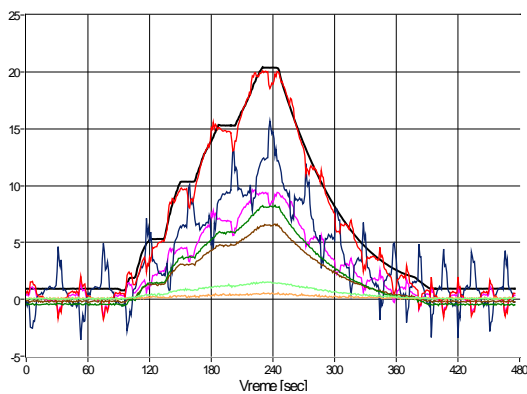
Slika 7.31. Eksperiment a10[47]



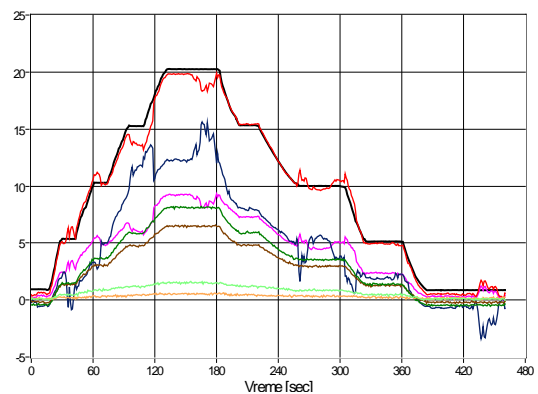
Slika 7.32. Eksperiment a11[47]

Mjerenja koja su vršena u eksperimentu **a13**, **a14**, **a15** (slika 7.34., slika 7.35., slika 7.36.), su karakteristična po tome što se vrijednost pritiska postepeno povećava do maksimalne vrijednosti, a zatim i postepeno rasterećuje, pri čemu je faza opterećenja kraća u odnosu na fazu rasterećenja.

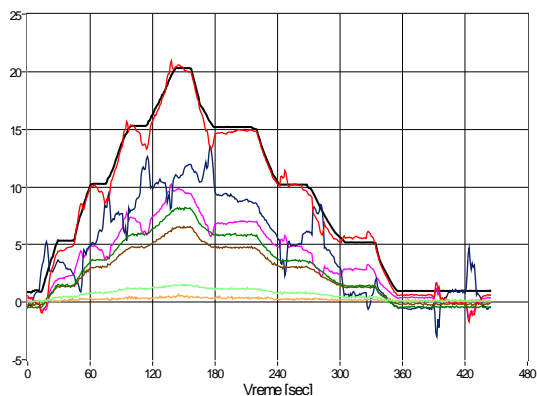
U prvih 120 - 150 sekundi pritisak je povećan na 20 bar, sa kratkim zadržavanjima na vrijednostima od 5, 10, 15 bar. Trajanje pikova na ovim eksperimentima je nešto duže nego u prethodnim. Vrijednosti napona na mjernim mjestima se poklapaju sa prethodnim mjerenjima.



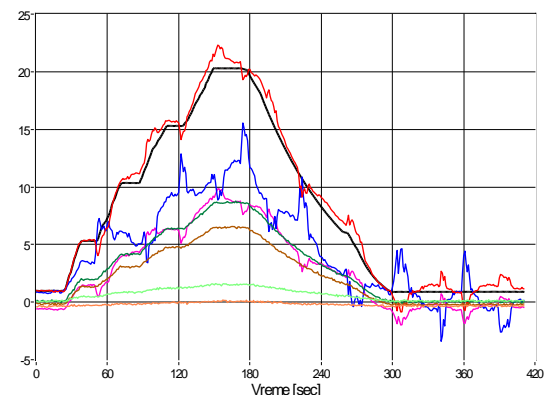
Slika 7.33. Eksperiment a12[47]



Slika 7.34. Eksperiment a13[47]



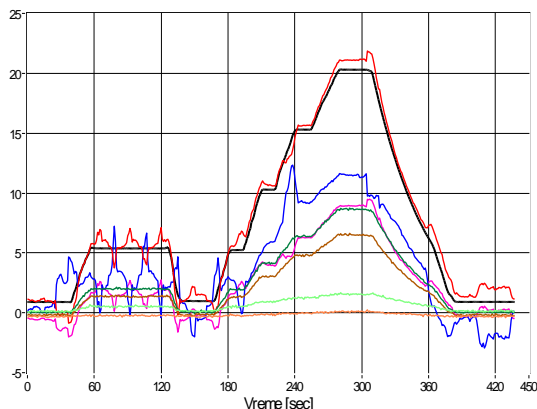
Slika 7.35. Eksperiment a14 [47]



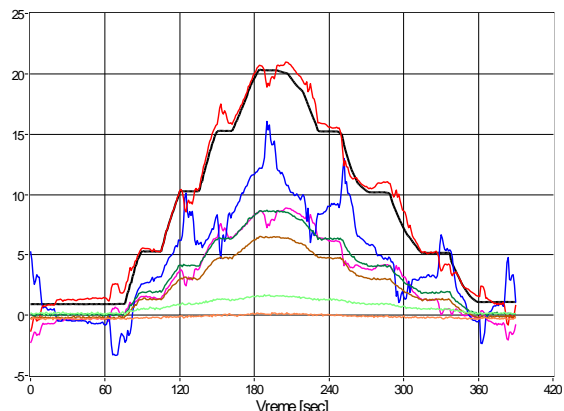
Slika 7.36. Eksperiment a15[47]

Kod eksperimenta **a16**, prikazanom na slici 7.37., za razliku od prethodnih eksperimenata, maksimalna vrijednost pritiska od 20 bar je dostignuta kroz dvije faze. Prvo je dostignuta vrijednost od 5 bar, a zatim je model rasterećen, da bi se model ponovo postepeno opteretio sa zadržavanjima

na 5, 10 i 15 bar do pritiska od 20 bar. Model se zatim u periodu od 60 sekundi rasterećuje i dovodi na nulu. Interesantno je vidjeti kako se u ovom slučaju ponašaju mjerni signali. Iako se radi o relativno kratkom vremenskom periodu, mjerni signal prilikom prvog rasterećenja, se vraće u nultu vrijednost. Prilikom podizanja pritiska, svi mjerni signali prate vrijednosti pritiska.



Slika 7.37. Eksperiment a16[47]

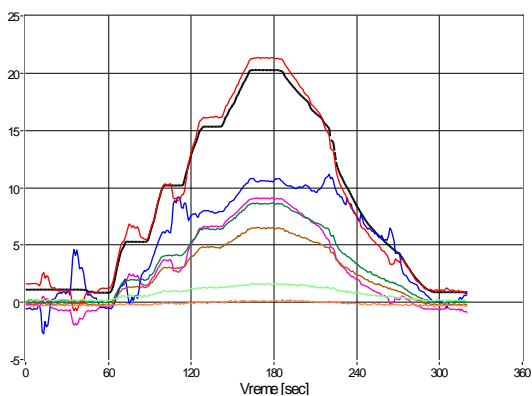


Slika 7.38. Eksperiment a17[47]

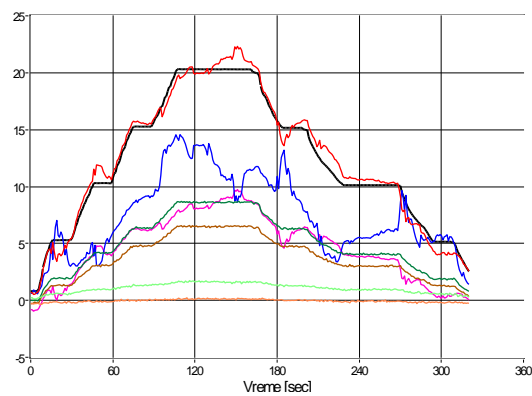
U eksperimentima **a17** i **a18** (slika 7.38. i slika 7.39.) karakteristično je da se pritisak pri opterećivanju modela račve drži oko 60 sekundi na nultom nivou da bi se po ciklusu: 0-5-10-15-20 došlo do maksimalnog pritiska od 20 bar sa zadržavanjem od oko 20 sekundi na tom nivou.

Ni duže zadržavanje maksimalnog pritiska na oko 60 sekundi, kako je izvršeno u eksperimentima **a19** i **a20** (slika 7.40. i slika 7.41.), nije značajnije uticalo na vrijednost napona i oblika naponskih krivih na posmatranim mjernim mjestima (npr. uporediti eksperimente **a17** i **a19**).

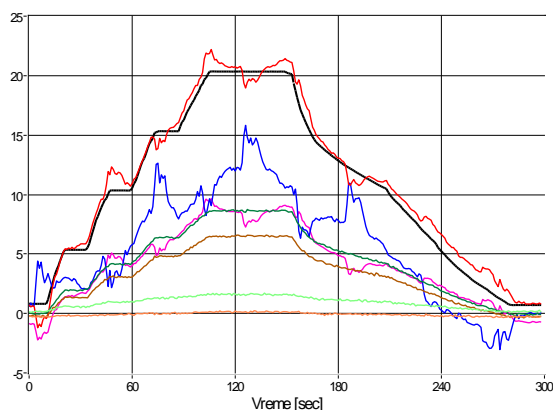
Vrijednosti napona i u ovim slučajevima linearno prate krivu pritiska, i dostižu maksimalnu vrijednost od oko 22-23 kN/cm² za MM1.



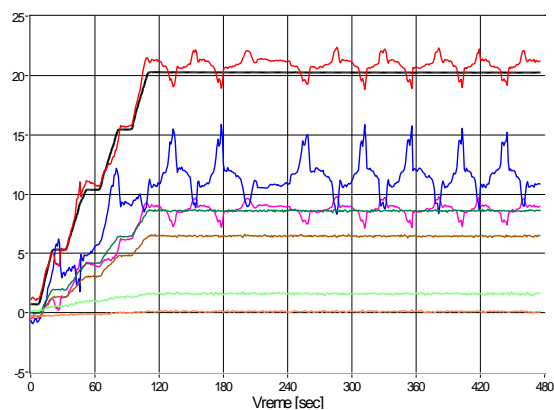
Slika 7.39. Eksperiment a18[47]



Slika 7.40. Eksperiment a19[47]

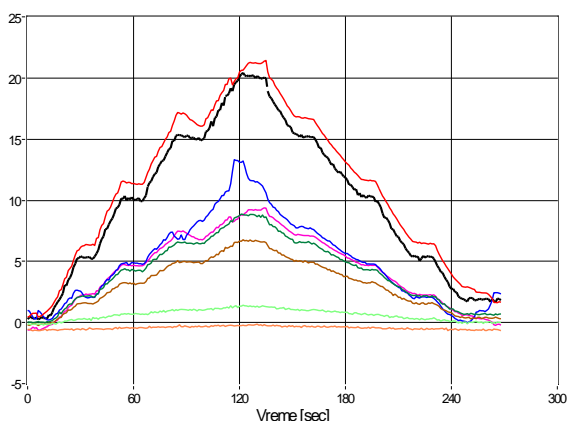


Slika 7.41. Eksperiment a20[47]

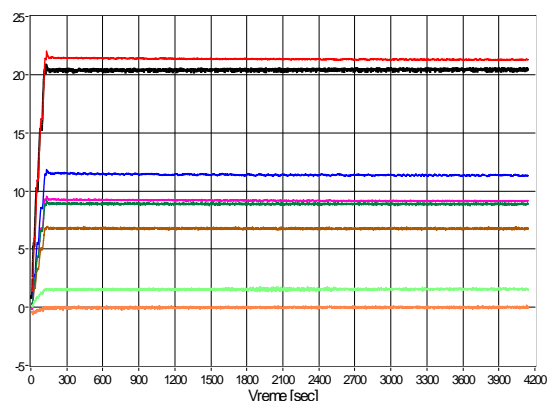


Slika 7.42. Eksperiment a21[47]

Kod eksperimenta **a21** (slika 7.42) vrijednost pritiska se postepeno povećava do vrijednosti od 20 bar, i zatim se održava konstantnom na toj vrijednosti u intervalu od 360 sekundi, koliko je i trajanje snimanja mjernog signala. U periodu u kom je maksimalni pritisak konstantan može se uočiti da su i vrijednosti mjernih signala na mjernim mjestima konstantne. Napon i dalje linearno zavisi od pritiska. Eksperiment **a21**, kao i eksperiment **a4**, omogućava da se preciznije sagledaju naponi na svim mjernim mjestima.



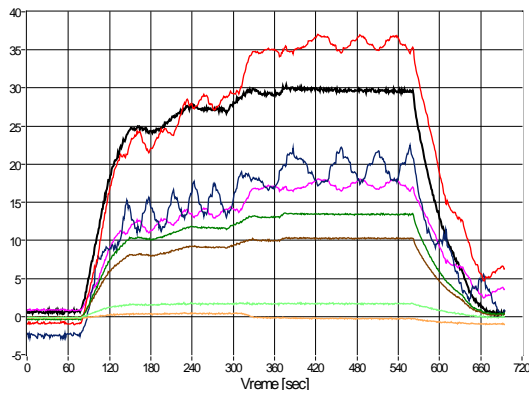
Slika 7.43. Eksperiment b1[47]



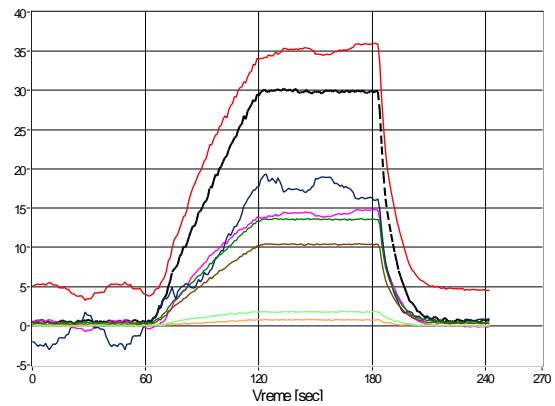
Slika 7.44. Eksperiment b2[47]

Eksperimenti **b1** i pogotovo **b2** (slika 7.43. i slika 7.44.) omogućavaju da se preciznije sagledaju vrijednosti napona na pojedinim mjernim mjestima bez uzimanja u obzir amplitudnih vrijednosti oscilatornih krivih. Eksperiment **b2** je trajao duže u odnosu na ostale što se vremenskog trajanja tiče. Vrijednost pritiska je u relativno kratkom periodu podignuta na vrijednost od 20 bar i zatim je održavana konstantnom. Vrijednosti napona na mjernim mjestima su takođe konstantne i odgovaraju vrijednostima koje su mjerene u prethodnim eksperimentima.

U eksperimentu **c1** (slika 7.45) je prvi put vrijednost maksimalnog pritiska na modelu dostigla 30 bar. Pritisak je postepeno povećavan do te vrijednosti, da bi se nakon 4-5 min, naglo rasteretio. Maksimalna vrijednost napona koju pokazuje mjerni signal na MM1 je 36 kN/cm^2 . Nakon što se model rastereti signal na MM1 se ne vraće u nulu, već pokazuje napon od 5 kN/cm^2 . To znači da je verifikovano postojanje zaostalih napona, odnosno plastičnih deformacija, i da je izgubljena linearnost u zavisnosti između pritiska i napona na MM1. Ostali signali na ostalim mjernim mjestima se nakon rasterećenja vraćaju u nulu.

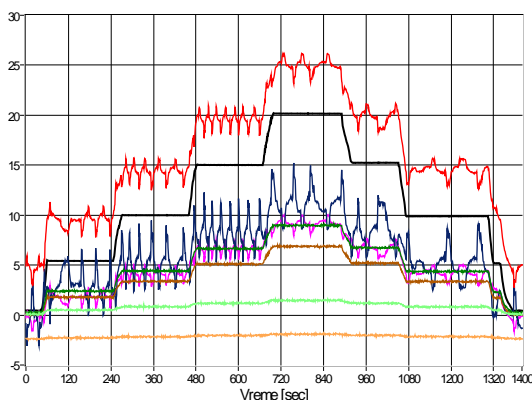


Slika 7.45. Eksperiment c1[47]

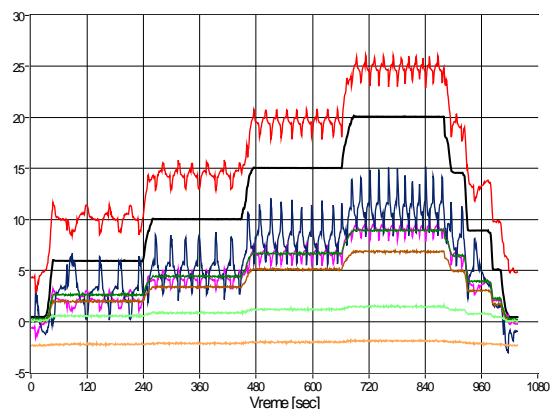


Slika 7.46. Eksperiment c2[47]

Prilikom izvođenja eksperimenta **c2** (slika 7.46.) treba istaći da se usljed registrovanja zaostalih napona (plastičnih deformacija) u prethodnom eksperimentu mjerni signal na MM1 nije krenuo od nule, već od vrijednosti od 5 kN/cm^2 . Maksimalni pritisak je ponovo dostigao vrijednost od 30 bar. U prvih 60 sekundi eksperimenta iako je vrijednost pritiska bila nula, vrijednost koju je mjerni signal na MM1 registrovao je iznosila 5 kN/cm^2 . Nakon povećanja pritiska na maksimalnu vrijednost, maksimalna vrijednost napona na MM1 je iznosila 36 kN/cm^2 . Vrijednost mjernog signala na MM1 pokazuje vrijednost napona od 5 kN/cm^2 , i nakon rasterećenja modela od pritiska. Vrijednosti na ostalim mjernim mjestima se vraćaju u nulu.

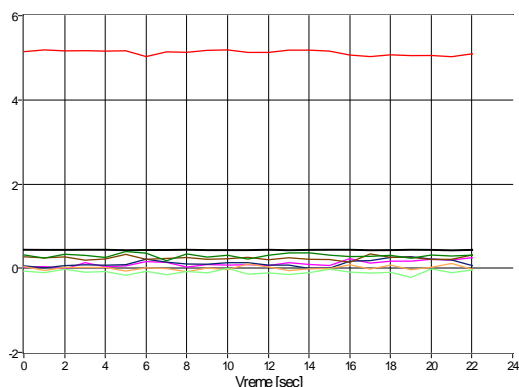


Slika 7.47. Eksperiment m1[47]

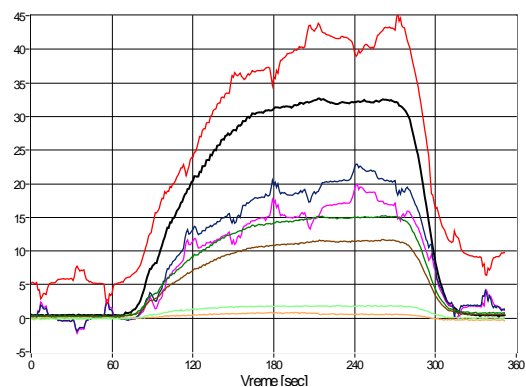


Slika 7.48. Eksperiment m2[47]

U eksperimentima **m1** i **m2** prikazanim na slici 7.47. i slici 7.48. vrijednost maksimalnog pritiska se postepeno podiže do maksimalne vrijednosti od 20 bar (po ciklusu od: 0-5-10-15 bar). Vrijednost zaostalih napona na početku eksperimenta iznosi 5 kN/cm^2 . Zatim se isto tako, postepeno model rasterećuje. Maksimalne vrijednosti napona na MM1 dostiže ponovo 25 kN/cm^2 , i nakon rasterećenja se vraćaju na vrijednost od 5 kN/cm^2 . Vrijednosti ostalih mjernih signala se vraćaju na nulti nivo kao u prethodnom eksperimentu.



Slika 7.49. Eksperiment d1[47]



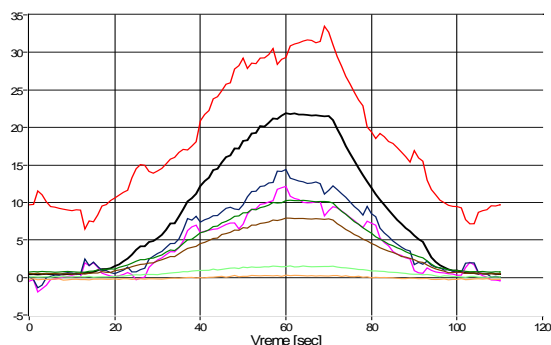
Slika 7.50. Eksperiment d2[47]

U eksperimentu **d1** (slika 7.49.) zadana je vrlo mala vrijednost pritiska 0.5 bar i ona je održavana konstantnom tokom vremena (22 sekunde). Ono što je ovim eksperimentom potvrđeno je da je vrijednost napona na MM1 jednaka 5 kN/cm^2 i u trenucima kada je model faktički rasterećen od dejstva pritiska. Snimak signala sa MM1 je upravo pokazao to što se i očekivalo.

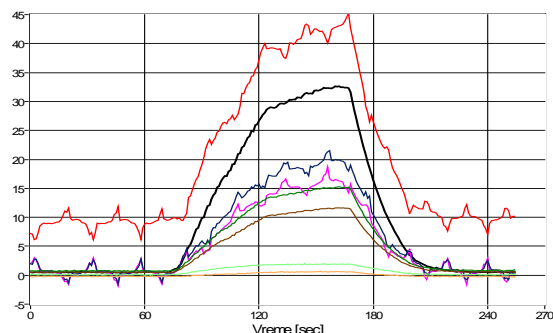
Sada se u eksperimentu **d2** (slika 7.50.) vrijednost maksimalnog pritiska povećala na 32.5 bar. Pritisak je prvih 80 sekundi bio održavan na nuli, zatim je za 100 sekundi povećan na 32 bar, da bi u periodu od sljedećih 100 sekundi bio održavan na približno maksimalnoj vrijednosti. Nakon toga model je rasterećen. Signal na mjestu MM1 je u prvom intervalu (80 sekundi) pokazivao vrijednost od 5 kN/cm^2 , zatim je sa povećanjem pritiska od 2.5 bara došlo i do povećanja napona i on dostiže maksimalnu vrijednost od 42 kN/cm^2 . Nakon toga paralelno sa rasterećenjem modela, napon se smanjuje. Nakon rasterećenja vrijednost mjernog signala pokazuje 10 kN/cm^2 . Dakle, vrijednost plastičnih napona se povećala za 5 kN/cm^2 u odnosu na početnu vrijednost. Vrijednosti napona na ostalim mjernim mjestima, slično kao i u prethodnom eksperimentu prate krivu promjene pritiska i vraćaju se na nulti nivo.

Prilikom vršenja eksperimenta **e1** (slika 7.51.) važno je istaći da mjerni signal na MM1 u situaciji kada model nije opterećen pritiskom prikazuje vrijednost od 10 kN/cm^2 . Ovo je u saglasnosti sa prethodnim eksperimentom u kojem je nakon rasterećenja ostala vrijednost od 10 kN/cm^2 kao posljedica plastičnih deformacija na MM1. Pritisak se tokom ovog eksperimenta povećavao do vrijednosti od 22.5 bar, a zatim je model rasterećen. Maksimalna vrijednost napona na MM1 je iznosila 34 kN/cm^2 , da bi se nakon rasterećenja ponovo vratila na 10 kN/cm^2 .

U eksperimentu **e2** (slika 7.52.) slično kao i u eksperimentu **d2**, pritisak je povećan na 32.5 bar, a maksimalna vrijednost mjernog signala na MM1 pokazuje vrijednost napona od 42 kN/cm^2 . Razlika je u tome što sada, kada je model rasterećen imamo početnu vrijednost napona od 10 kN/cm^2 , kao i ponovno nakon rasterećenja. Dakle, nema novih plastičnih deformacija na mjestu MM1. Na ostalim mjernim mjestima vrijednosti pritiska su linearno praćene vrijednostima napona.



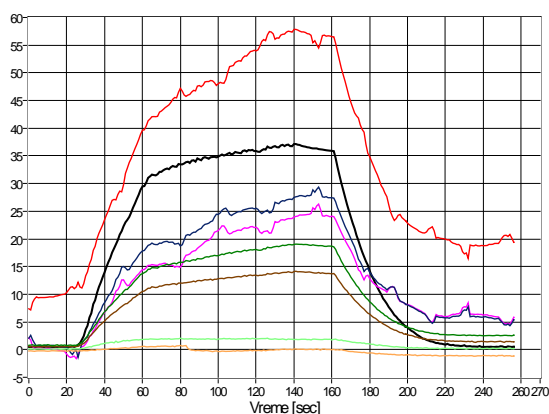
Slika 7.51. Eksperiment e1[47]



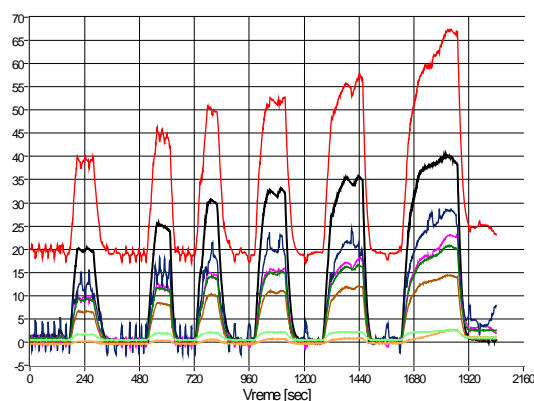
Slika 7.52. Eksperiment e2[47]

Sada je u eksperimentu **e3** (slika 7.53.) vrijednost maksimalnog pritiska povećana na 37.5 bar. U prvih 20 sekundi pritisak je održavan na nuli, da bi se zatim povećao prvo na 35 bar, a onda i na 37.5 bar. Nakon toga model je rasterećen. Vrijednost napona na MM1, kreće od vrijednosti 10 kN/cm², da bi pri maksimalnom pritisku dostigla vrijednost od 57 kN/cm². Nakon što pritisak dostigne vrijednost od 30 bar, kriva napona na MM1 prestaje da linearno prati promjenu pritiska i naglo uvećava svoju vrijednost. Nakon rasterećenja modela, bilježi se vrijednost od 20 kN/cm², na mjernom signalu MM1. Takođe, vrijedno zapažanja je i to da su mjerni signali na MM2 i MM3 nakon rasterećenja registrovali vrijednost od 5 kN/cm², tj. postoje plastične deformacije i na tim mjernim mjestima. Vrijednosti napona na ostalim mjernim mjestima se vraćaju u nulu.

U eksperimentu **f1** (slika 7.54.) vrijednost pritiska je varirana. Nakon opterećenja modela, model biva kratkoročno rasterećen, da bi se ponovo opteretio u narednom ciklusu. Ova ciklična opterećenja dotižu redom vrijednosti od 20 bar, zatim 25 bar, pa 30 bar, 32.5 bar, 35 bar, i na kraju maksimalnih 40 bar.



Slika 7.53. Eksperiment e3[47]

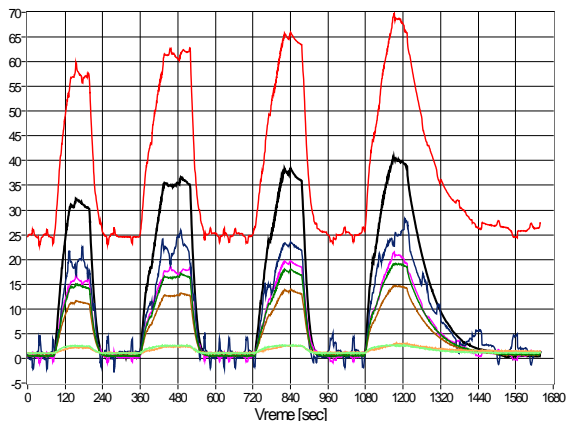


Slika 7.54. Eksperiment f1[47]

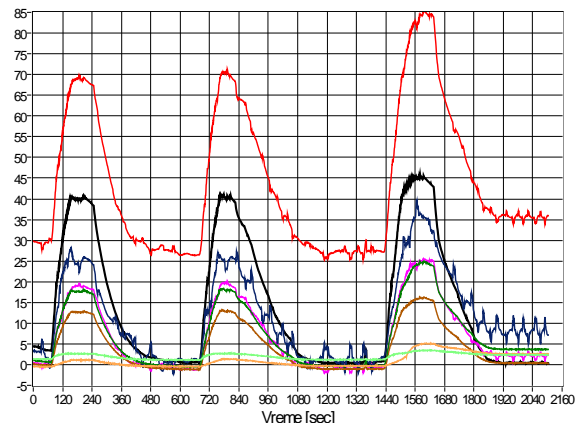
Vrijednost napona na MM1 je na rasterećenom modelu 20 kN/cm², da bi za pritisak od 25 bar dostigla vrijednost od 45 kN/cm², za vrijednost od 30 bar 50 kN/cm², za vrijednost od 32.5 bar 52 kN/cm², za vrijednost od 35 bar 55 kN/cm², i za maksimalnu vrijednost od 40 bar 67 kN/cm². Nakon rasterećenja pritiska, vrijednost mjernog signala na MM1 ostaje na 25 kN/cm². Dakle, registruje se zaostali napon od 25 kN/cm².

U eksperimentu **f2** (slika 7.55.) vrijednost pritiska je takođe zadavana ciklično. Ova ciklična opterećenja dotižu redom vrijednosti od 32,5 bar, zatim 35 bar, pa 37.5 bar, i na kraju maksimalnih 40 bar. Vrijednost napona na MM1 je na rasterećenom modelu sada 25 kN/cm², da bi za pritisak od 32.5 bar dostigla vrijednost od 57 kN/cm², za vrijednost od 35 bar 62 kN/cm², za vrijednost od 37.5 bar 65 kN/cm², i za maksimalnu vrijednost od 40 bar 68 kN/cm². Nakon rasterećenja pritiska, vrijednost mjernog signala na MM1 ostaje na 27 kN/cm². Dakle, sada se registruje plastični napon od 27 kN/cm².

U eksperimentu **f3** (slika 7.56.) pritisak se ponovo zadaje ciklično i to u vrijednostima od nule do 40 bar, pa ponovo od nule do 40 bar, i zatim od nule do 45 bar. Vrijednosti napona na MM1 su pri pritisku od nula bara su 30 kN/cm² (početni plastični napon), zatim pri vrijednosti od 40 bar 70 kN/cm². U drugom ciklusu su vrijednosti napona iste kao i u prvom. U posljednjem ciklusu pri vrijednosti pritiska od 45 bar vrijednost napona na MM1 dostiže vrijednost od 85 kN/cm², da bi nakon rasterećenja ostala na 36 kN/cm². Dakle, sada se registruje plastični napon od 36 kN/cm². Vrijednost napona na MM2 nakon rasterećenja iznosi 8 kN/cm², što takođe pokazuje da i na MM2 postoji plastični napon. Kod ostalih mjernih signala se ne registruju plastični naponi.



Slika 7.55. Eksperiment f2[47]



Slika 7.56. Eksperiment f3[47]

7.5.3 Mjerno mjesto MM1

Mjerno mjesto MM1 je okarakterisano kao mjesto na kome se očekuju najveći naponi tj. mjesto na kome se prvo izlazi iz oblasti elastičnosti, znači mjesto na kome prvo počinje da se pojavljuje nelinearna zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska.

Mjerno mjesto ima obimni pravac na cilindru prečnika 470 mm.

Pri pritisku od 10 bar na MM1 obimni napon je na bazi analize metodom konačnih elemenata na modelu račve 115 MPa, a na realnoj račvi napon je 111 MPa. Dakle, treba očekivati da su rezultati mjerenja na MM1 pri unutrašnjem pritisku 10 bar takvi da su vrijednosti obimnih napona približne vrijednostima dobijene metodom konačnih elemenata.

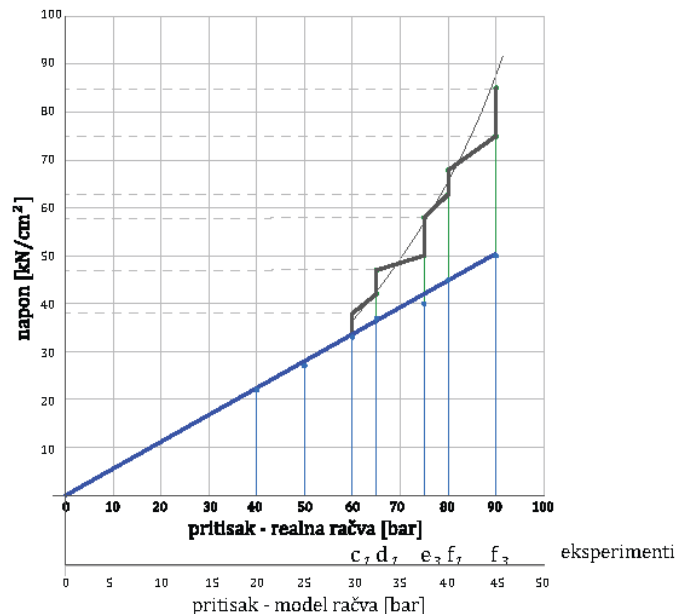
Rezultati mjerenja na MM1 su sistematizovani u tabeli 7.5 i prikazani na slici 7.57.

Tabeli 7.5. Rezultati mjerenja na MM1[47]

Ime	Ciklus ispitivanja - Pritisak [bar]	Napon [kN/cm ²] – MM1				
		Pritisak [bar]				
		0	20	25	30	0
a4	0-5-10-15-20-21-22-25	0		27		0
a5	25			27		
a6	25-0			27		0
a8	0-20-0	0	20			0
a9	0-5-10-15-20-5-0	0	20,5			0
a10	0-5-10-15-20-5-0	0	21			0
a11	0-5-10-15-20-5-0	0	22			0
a12	0-5-10-15-20-5-0	0	20			0

a13	0-5-10-15-20-15-10-5-0	0	20				0
a14	0-5-10-15-20-15-10-5-0	0	21				0
a15	0-5-10-15-20-5-0	0	22				0
a16	0-5-0-5-10-15-20-5-0	0	22				0
a17	0-5-10-15-20-15-10-5-0	0	21				0
a18	0-5-10-15-20-15-5-0	0	22				0
a19	0-5-10-15-20-15-5	0	22				0
a20	0-5-10-15-20-10-0	0	22				0
a21	0-5-10-15-20	0	22				0
b1	0-5-0-5-10-15-20-5-2	0	22				0
b2	0-20	0	22				0
c1	0-20-25-27,5-30	0	21	25	36		5-plastičnost
c2	0-30-0	5			36		5
m1		5	25				5
m2		5	25				5
d1	0	5					
d2	0-32,5-0	5			42 (p=32,5)		10 –plast.
e1	0-22,5-0	10	32				10
e2	0-32,5-0	10			42 (p=32,5)		10
e3	0-32,5-35-37,5-0	10			57 (p=37,5)		20 –plast.
Ime	Ciklus ispitivanja - Pritisak [bar]	Napon [kN/cm ²] – MM1					
		Pritisak Pritisak [bar]					
		0	30	35	40	45	0
f1	0-20-0-25-0-30-0-32,5- 0-35-0-40-0	20	50	55	67		25 –plast.
f2	0-30-0-35-0-37,5-0-40-0	25	57	62	68		27 –plast.

f3	0-40-0-40-0-45-0	27			70	85	36 –plast.
		MM2- 0			MM2-27	MM2-37	MM2 8 –plast.



Slika 7.57. Dijagramska zavisnost napona na MM1

Analizom dijagrama promjene izmjerenih napona od pritiska na MM1 sublimirani su sljedeći zaključci:

1. Podudarnost vrijednosti napona

Usrednjena vrijednost napona na MM1 ako se uzmu rezultati mjerenja $a_1, a_2, \dots, a_{21}, b_1, b_2$ pri pritisku od 10 bar je 11 kN/cm^2 . To je očekivana vrijednost za oblast linearne zavisnosti obimnog napona od unutrašnjeg pritiska na cilindru poluprečnika 235 mm.

2. Granična vrijednost pritiska za pojavu plastičnih deformacija - faktor sigurnosti

Ako se posmatraju eksperimenti osnaženi sa: $c_1, c_2, c_3, m_1, m_2, d_1, d_2, e_1, e_2, e_3$, i posmatraju dijagrami u vezi sa MM1 može se zaključiti da kada se pritisak poveća na 30 bar, napon na MM1 dostiže vrijednost od 370 MPa (slika 7.51.). Nakon rasterećenja, tj. dovođenja unutrašnjeg pritiska na nulu, vrijednost napona na MM1 se ne vraća na nulu, već ima vrednost od 50 MPa. To znači da postoji trajna deformacija koja odgovara ovom naponu. Kada se nakon trajne deformacije, model račve ponovo podvrgne pritisku od 30 bara, naponi na MM1, nakon rasterećenja vraćaju na novi početni nivo od 50 MPa.

Sa slike 7.50. vidi se da kada se pritisak poveća na 32 - 33 bara, vrši se dodatna trajna deformacija modela račve na MM1, za dodatnih 50 MPa. Kada se model račve rastereti, napon na MM1 iznosi 100 MPa. Slika 7.56. prikazuje ponašanje naprezanja na MM1 modelu račve kada unutrašnji pritisak dostigne vrijednost od 40 bara do 45 bara. Može se vidjeti da vrijednost napona pri MM1 dostiže 850 MPa. Pritisku od 45 bara na modelu račve odgovara pritisak od 90 bar na realnoj račvi. Iz dijagrama koji je prikazan na slici 7.57. vidi se da vrijednost napona iznosi oko 850 MPa. Ako od ove vrijednosti oduzmemo vrijednost napona zbog plastičnog naprezanja od

oko 350 MPa, dobijamo vrijednost oko 500 MPa, što odgovara unutrašnjem pritisku od 90 bara na realnoj račvi ili 45 bara na modelu račve. Pri $p = 30$ bar javljaju se plastične deformacije, jer se prelazi granica razvlačenja od 360 MPa.

U referenci [66] dat je postupak određivanja faktora koncentracije napona. Kao nastavak ovog rada, utvrdićemo faktor sigurnosti. Početne plastične deformacije modela račve a pojavljuju se na MM1 pod pritiskom od 30 bara. Izračunavanje potrebnog pritiska za pojavu početnih plastičnih deformacija na realnoj račvi na mjernom položaju MM1 (položaj maksimalnog napona) je sledeće: $P = 30 \text{ bar} \times 0,9 \times (47/36) \times 2 = 70,5 \text{ bara}$. Faktor 0,9 predstavlja odnos debljine stvarne račve i modela račve na MM1 $36 / (4 \times 10) = 0,9$. Odnos 47/36 predstavlja odnos vrijednosti granice razvlačenja materijala račve (NIOVAL 47) i materijala modela račve (St355J / AR). Faktor 2 je faktor modela, koji se odnosi na pritisak. Faktor sigurnosti u eksploataciji [67] graničnog spoja u odnosu na plastične deformacije je $70,5 / 51 = 1,38$.

3. Linearna zavisnost napona i unutrašnjeg pritiska

Sa svih dijagrama mjerenja napona lako je uočljivo da je zavisnost obimnih napona na MM1 od pritiska linearna. Ova linearnost se iskazuje samo u zoni elastičnosti.

7.5.4 Ostala mjerna mjesta

Prikaz usrednjene vrijednosti napona na osnovu svih eksperimenata i na svim mjernim mjestima svedena na pritisak od 10 bar su date u narednoj tabeli 7.6 [65].

Tabela 7.6. Prikaz usrednjene vrijednosti napona na osnovu svih eksperimenata

Pritisak [bar]	Napon [kN/cm ²] - Mjerno mjesto							
	MM1	MM2	MM3	MM4	MM5	MM6	MM7	MM8
10	11	7.5	5	-	1	0.5	4	3.3

Kao što je već rečeno, MM2 je u pravcu vertikale na kotvi sa strane konusne cijevi modela račve. Na dijagramima su prikazani rezultati mjerenja, tj. zavisnost napona od pritiska na MM2 je prikazana plavom linijom. Mjerno mjesto MM5 je u pravcu normalnom na pravac MM2 tj. u horizontalnom pravcu, a naponi na MM5 prikazani su na dijagramima zelenom svijetlom bojom. Može se zaključiti da su u pravcu u kojem je postavljena mjerna traka na MM5 zanemarljivi.

Sa slike 7.57. (plava linija, MM2) može se videti da se prve plastične deformacije slika 7.55. na MM2 pojavljuju kada pritisak dostigne 45 bara, što odgovara naponu od 70 MPa do 80 MPa.

Ako se pritisak od 45 bara smanji za 5 bara, zaključujemo da se pri pritisku od oko 40 bara pojavljuju prve plastične deformacije. Izračunavanje potrebnog pritiska za pojavu početnih plastičnih deformacija na realnoj račvi cjevovoda na MM2 iznosi: $p = 40 \text{ bar} \times (47/36) \times 2 = 104,44 \text{ bara}$. Vrijednosti napona na drugim mjernim mjestima su još niže.

Mjerno mjesto označeno kao MM3 je u obimnom (vertikalnom pravcu) na konusnoj cijevi modela račve, dok je MM6 u podužnom pravcu na konusnoj cijevi, Na dijagramima naponi na MM3 su prikazani ljubičastom linijom, a na MM6 naponi su prikazani braon svijetlom linijom. Sa slike 7.10. se može zaključiti da su obimni naponi 5-6 kN/cm².

Mjerno mjesto označeno MM7 se nalazi na obimnom pravcu na konusnoj cijevi suprotno od kotve. Naponi su 4 do 6 kN/cm² kako i mjerenja pokazuju (tabela 7.6).

7.6 Eksperimentalna istraživanja modela račve - 3D kamere

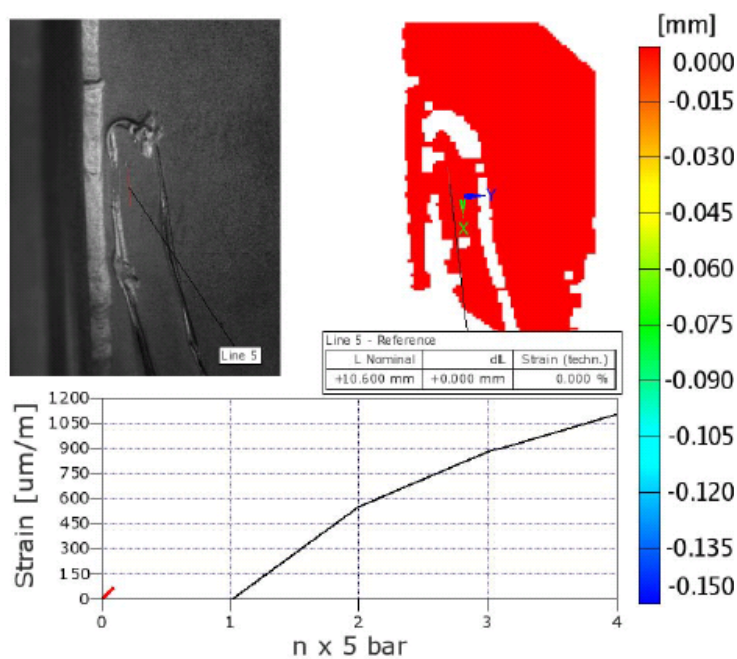
7.6.1 Mjerenje deformacija 3D kamerom na MM1

Mjerenjem 3D deformacija na MM1 modela račve žele se postići ciljevi:

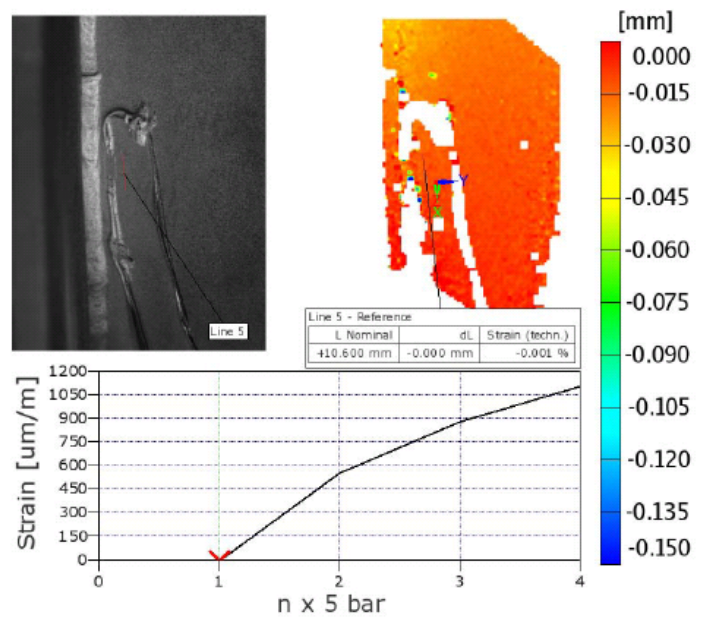
1. Potvrditi već dobijene rezultate vezane za vrijednosti napona dobijenih numeričkim metodama i eksperimentalnim istraživanjem na bazi mjernih traka. To dalje znači da se treba potvrditi zaključak da je u oblasti elastičnosti linearna zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska, i kako je prikazano na dijagramu datom na slici 7.57;

2. Odrediti vrijednost napona na samom zavarenom spoju, a samim tim i vrijednost faktora koncentracije napona, u odnosu na vrijednost napona na MM1, koje se nalazi na 15 cm od zavarenog spoja realne račve.

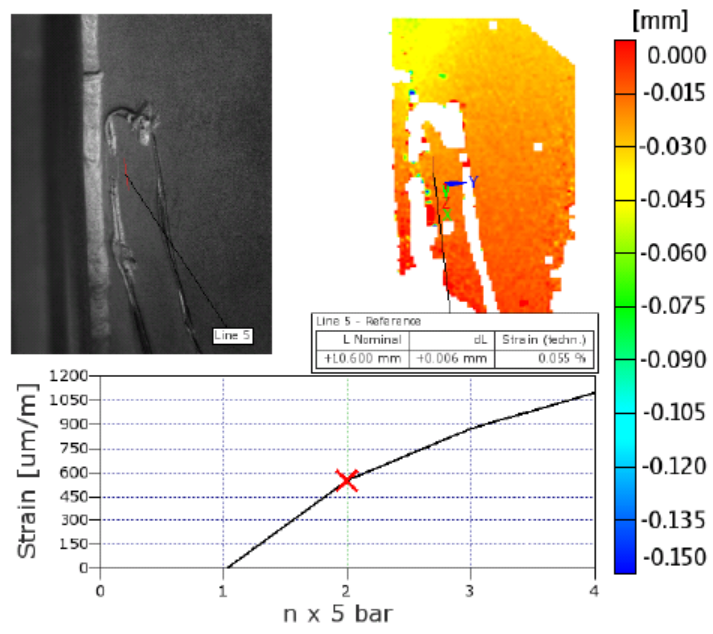
Na slici 7.58 (a, b, c, d, e) prikazani su rezultati 3D snimanja deformacija na MM1 u vidu dijagramske zavisnosti deformacija od unutrašnjeg pritiska. Unutrašnji pritisak se mijenja od 0 do 20 bar kroz pet koraka: 0, 5, 10, 15, 20 bar. Dužina linije koja se posmatra i čija se deformacija određuje je 10.6 mm.



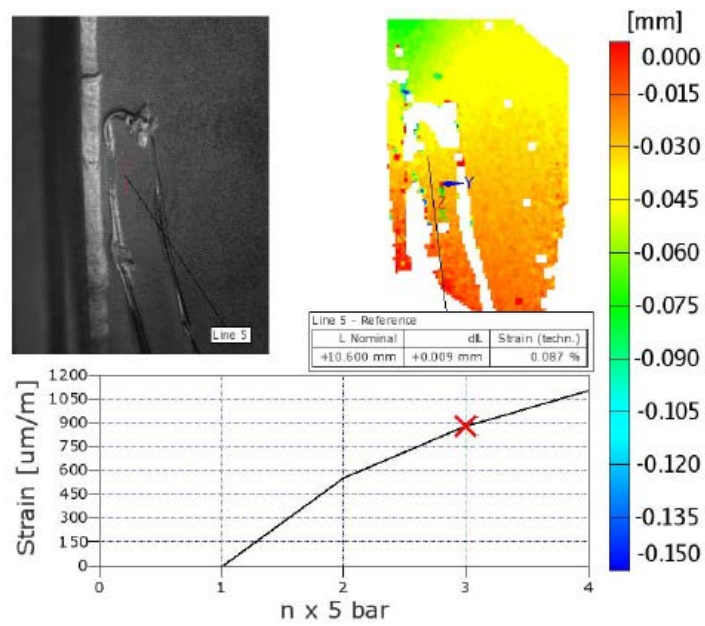
a)



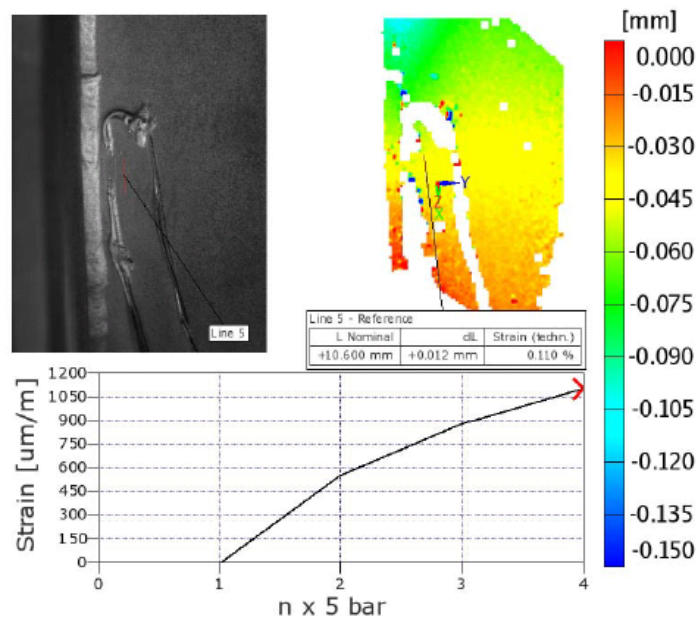
b)



c)



d)



e)

Slika 7.58. Rezultati mjerenja deformacija na MM1 3D kamerom

Naponi na MM1 izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.58. se mogu izračunati saglasno formuli: $\sigma = \varepsilon \cdot E$, gdje je sa ε - označena deformacija, a sa E - moduo elastičnosti, su:

- p = 10 bar: $\sigma = 550 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 110 \text{ MPa}$,
- p = 15 bar: $\sigma = 870 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 174 \text{ MPa}$,
- p = 20 bar: $\sigma = 1100 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 220 \text{ MPa}$.

Ovim su potvrđene vrijednosti napona dobijenih numeričkim i eksperimentalnim analizama (slika 7.57.).

- **Zavareni spoj u prodoru kotve i cilindra**

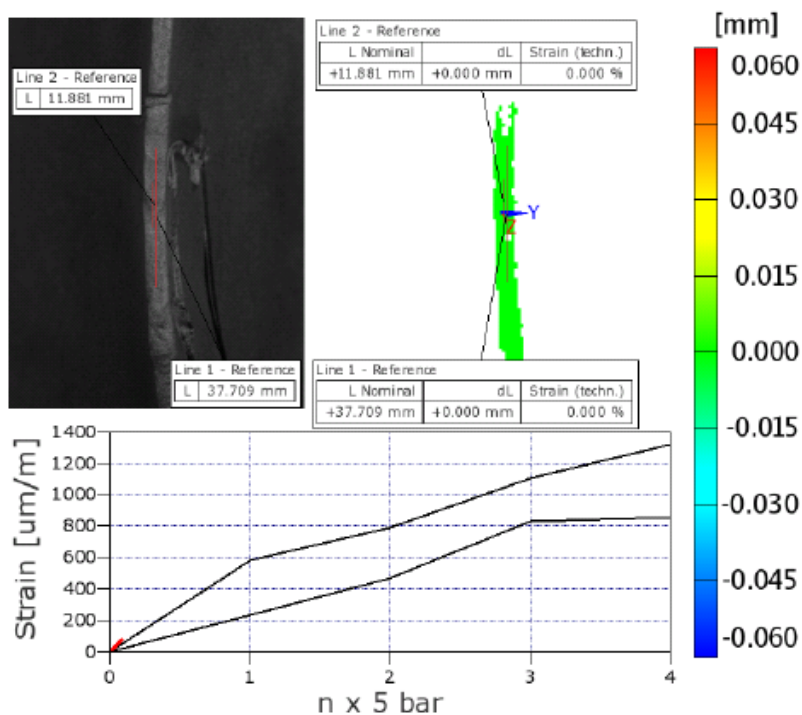
Mjerenje 3D deformacije na ovom mjestu (mjesto najvećeg napona na cijeloj račvi i mjesto najveće koncentracije napona) ima za zadatak sljedeće:

- da potvrdi rezultate proračuna,
- da odredi intenzitet koncentracije napona (stepen porasta napona u zavarenom spoju u odnosu na napon u *MM1* koje je udaljeno do 15 mm od samog prodora - zavarenog spoja, i na samom zavarenom spoju putem usrednjena deformacija većih vrijednosti za različite vrijednosti pritiska - na manjoj duži).

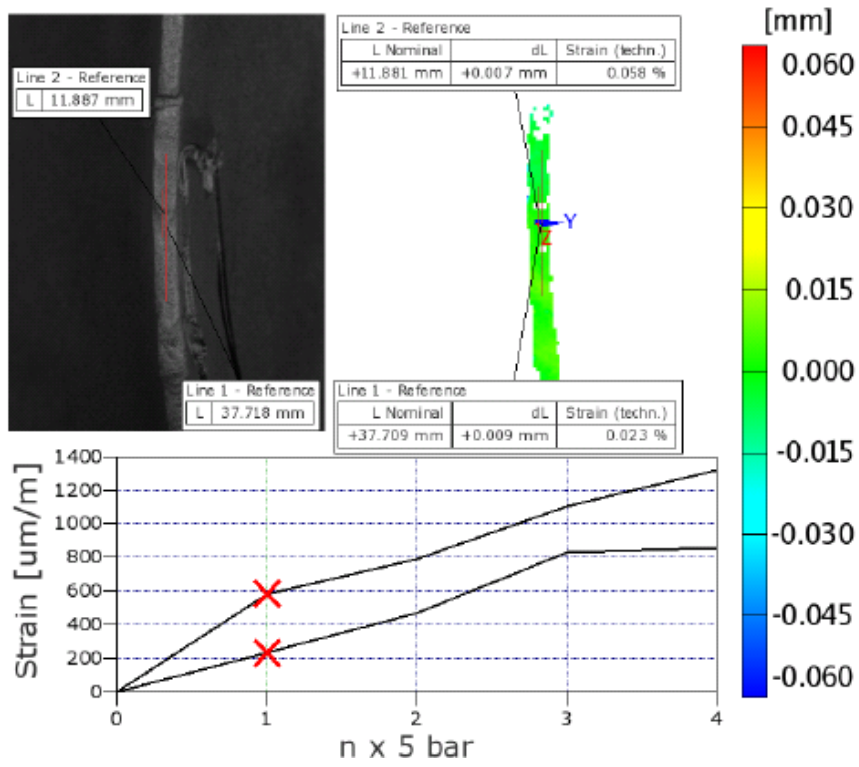
Prvi zadatak je dosljedno ispunjen.

Drugi zadatak je potvrdio prisustvo koncentracije deformacije (napona) i da možemo procijeniti da intezitet koncentracije iznosi od 10% do 30% u odnosu na izmjeren napon na poziciji MM1. Napominjemo da zavareni spoj ima veću granicu razvlačenja materijala u odnosu na osnovni materijal. Ovo ne znači da će do pojave plastične deformacije na šavu doći prije nego se pojave plastične deformacije na modelu račve, s obzirom da je napon u zavarenom spoju veći od napona na modelu račve, i razloga što je granica razvlačenja materijala šava veća od granice razvlačenja materijala modela račve.

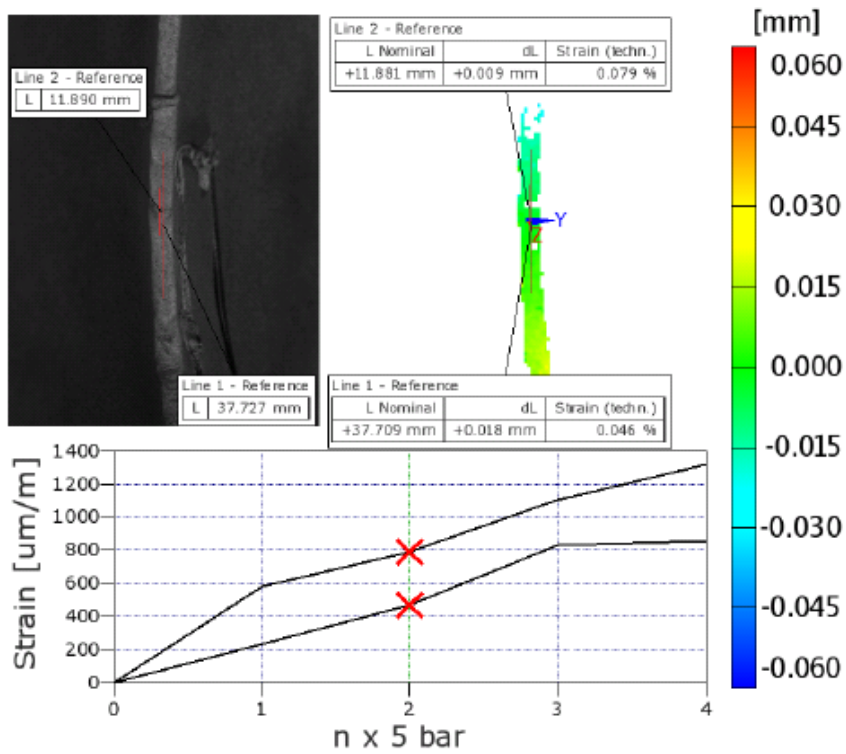
Na slici 7.59. (a, b, c, d, e) prikazani su 3D rezultati snimanja deformacija u zavarenom spoju na 15 mm od MM1. Predmet mjerenja su dvije duži L_1 i L_2 na zavarenom spoju dužina 37.709 mm i 11.881 mm.



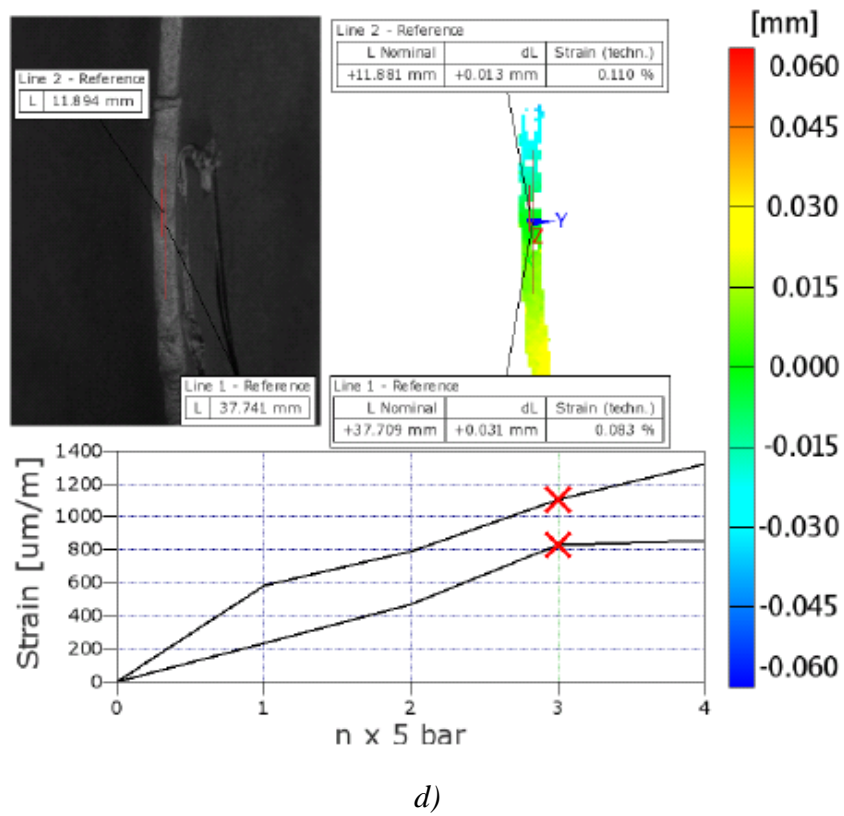
a)



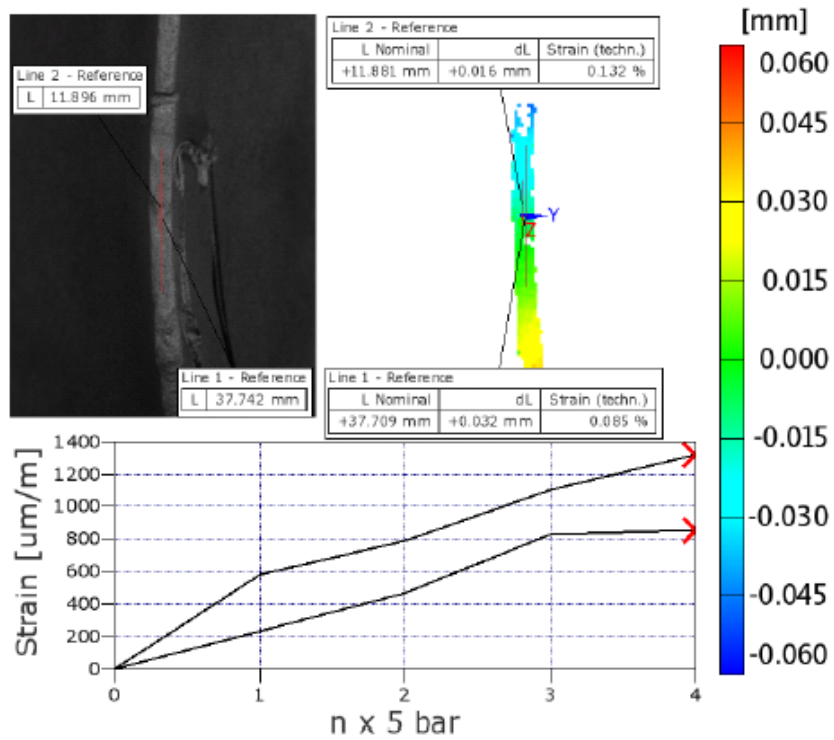
b)



c)



d)



e)

Slika 7.59. Rezultati mjerenja deformacija u zavarenom spoju 3D kamerom

Naponi na mjestu šava se iskazuju na bazi mjerenja deformacija linija L_1 i L_2 za pritiske od 0, 5, 10, 15 i 20 bar:

- p= 5 bar, L1: $\sigma=230 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =46 \text{ MPa},$
L2: $\sigma=580 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =116 \text{ MPa},$
- p= 10 bar, L1: $\sigma=460 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =92 \text{ MPa},$
L2: $\sigma=790 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =158 \text{ MPa},$
- p= 15 bar, L1: $\sigma=830 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =166 \text{ MPa},$
L2: $\sigma=1100 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =220 \text{ MPa},$
- p= 20 bar, L1: $\sigma=850 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =170 \text{ MPa},$
L2: $\sigma=1320 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =264 \text{ MPa}.$

Faktor koncentracije napona, ako se izračunava putem usrednjenja deformacije na manjoj duži, je:

- p= 10 bar, $k = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{158}{110} = 1.436; \mathbf{43.6\%}$
- p= 15 bar, $k = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{220}{174} = 1.264; \mathbf{26.4\%}$
- p= 20 bar, $k = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{264}{220} = 1.200; \mathbf{20.0\%}$

$$k_{\text{sr}} = \frac{1.436+1.264+1.200}{3} = 1.30; \quad \mathbf{30\%}$$

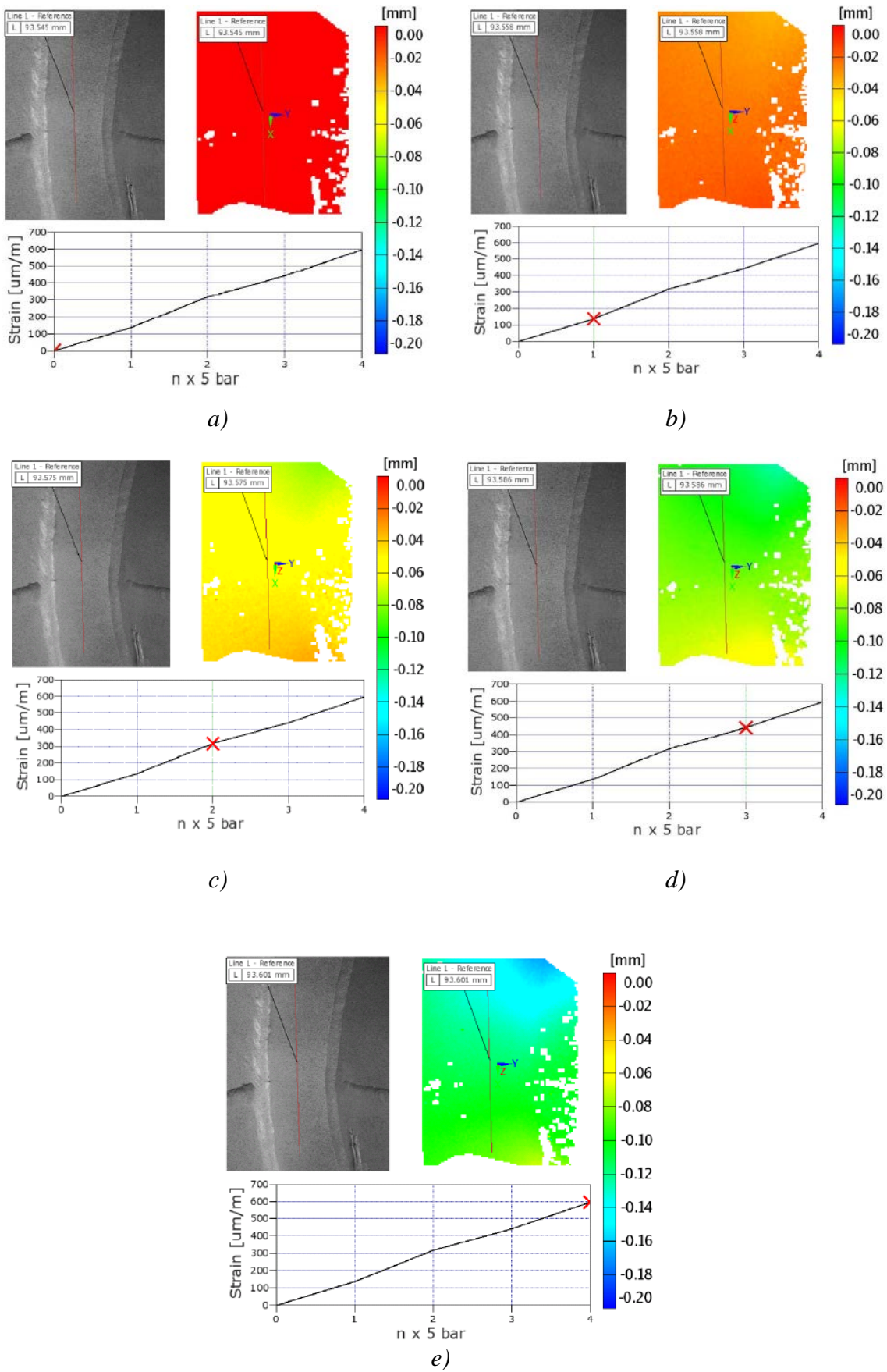
Faktor koncentracije napona, ako se uzmu srednje vrijednosti napona dobijene na bazi mjerenja deformacija linija L_1 i L_2 je:

- p= 10 bar, $k = \frac{\sigma_{\text{sr}}}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{\frac{158+92}{2}}{110} = 1.136; \mathbf{13.6\%}$
- p= 15 bar, $k = \frac{\sigma_{\text{sr}}}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{\frac{220+166}{2}}{174} = 1.109; \mathbf{10.9\%}$
- p= 20 bar, $k = \frac{\sigma_{\text{sr}}}{\sigma_{\text{MM1}}} = \frac{\frac{264+170}{2}}{220} = 0.986;$

$$k_{\text{sr}} = \frac{1.136+1.109+0.986}{3} = 1.08; \quad \mathbf{8\%}$$

7.6.2 Mjerenje deformacija 3D kamerom na ostalim mjernim mjestima

Rezultati mjerenja deformacija 3D kamerom na **MM7** prikazani su na slici 7.60.



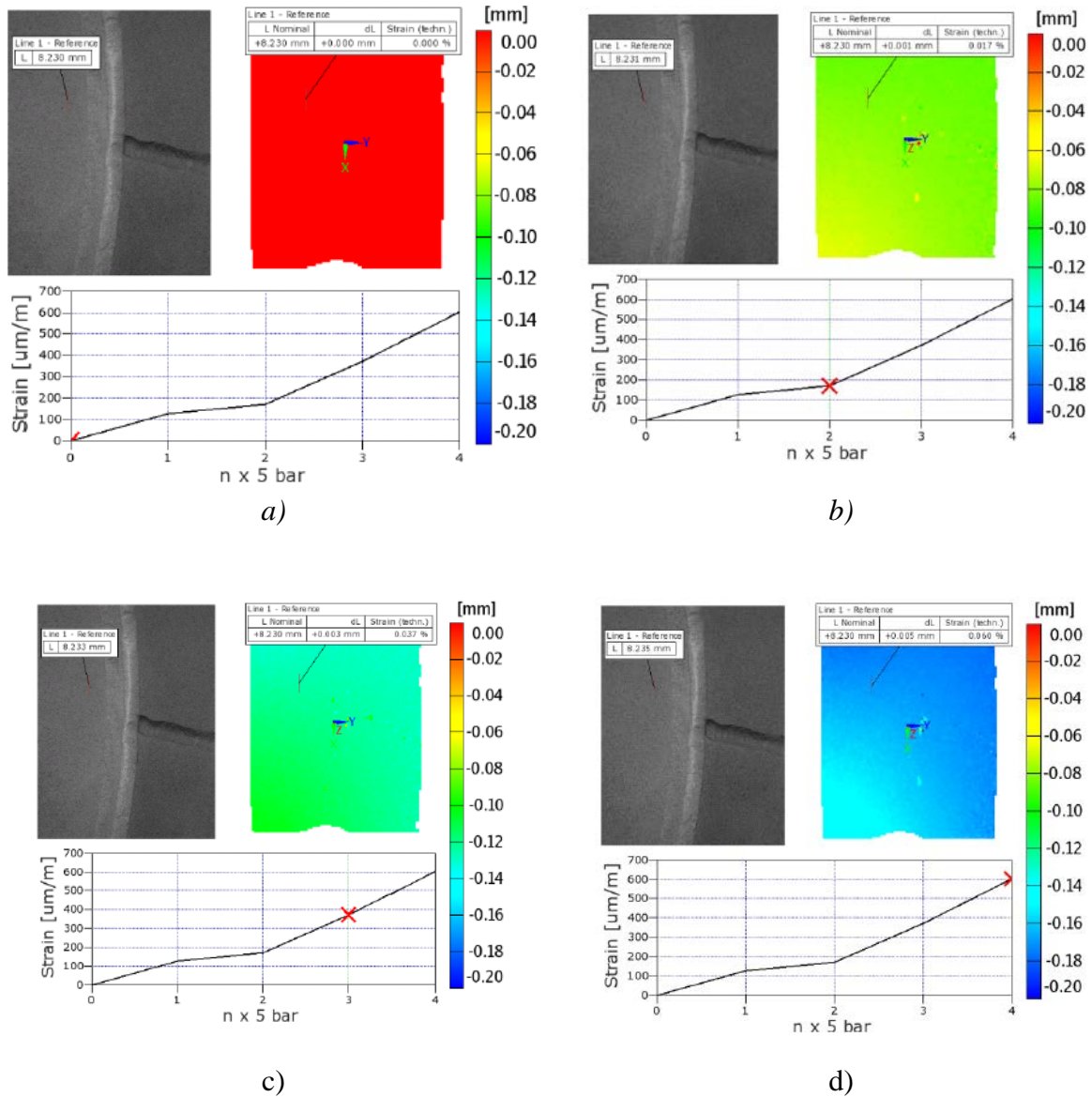
Slika 7.60. Rezultati mjerenja deformacija na MM7 3D kamerom

Naponi na MM7 izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.60. su:

- p= 5 bar: $\sigma=150 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =30 \text{ MPa}$,
- p= 10 bar: $\sigma=320 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =64 \text{ MPa}$,
- p= 15 bar: $\sigma=450 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =90 \text{ MPa}$,
- p= 20 bar: $\sigma=600 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =120 \text{ MPa}$.

Rezultati mjerenja pokazuju da je zavisnost deformacija (napona) linearna u zavisnosti od pritiska, a brojne vrijednosti saglasne sa prethodnim proračunima.

Rezultati mjerenja deformacija 3D kamerom na **MM8** prikazani su na slici 7.61.



Slika 7.61. Rezultati mjerenja deformacija na MM8 3D kamerom

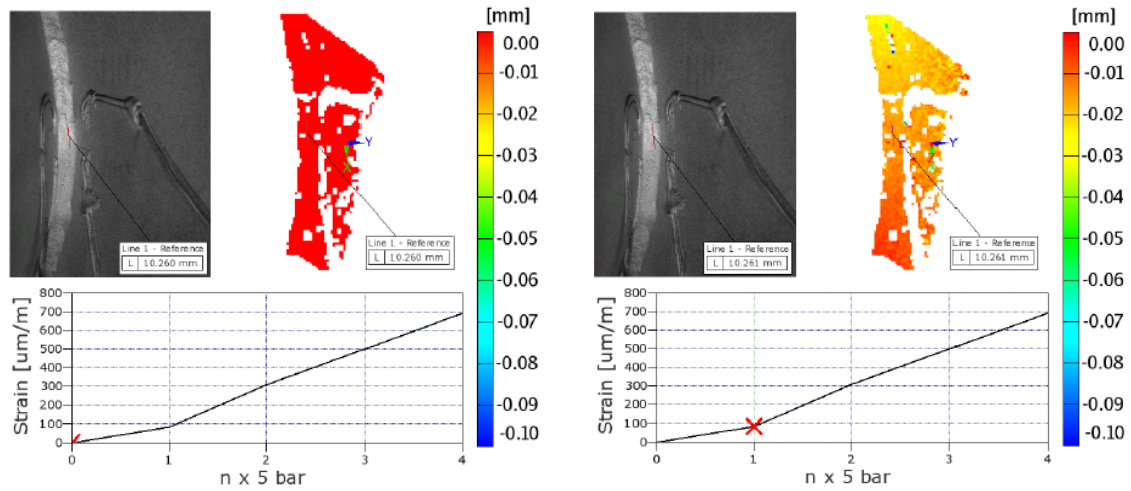
Naponi na MM8 izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.61. su:

- p= 10 bar: $\sigma=170 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =34 \text{ MPa}$,

- p= 15 bar: $\sigma=370 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =74 \text{ MPa} ,$
- p= 20 bar: $\sigma=600 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] =120 \text{ MPa}.$

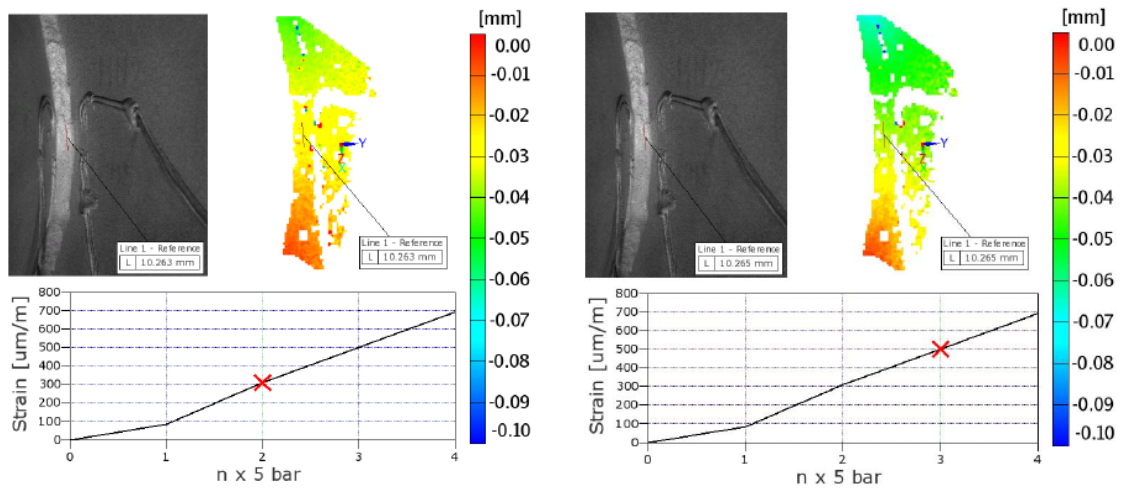
Rezultati mjerenja na dijelu gdje se deformacije mogu registrovati (od 10 do 20 bar) pokazuju da je zavisnost linearna i saglasna sa prethodnim rezultatima.

Rezultati mjerenja deformacija 3D kamerom na **MM2** prikazani su na slici 7.62.



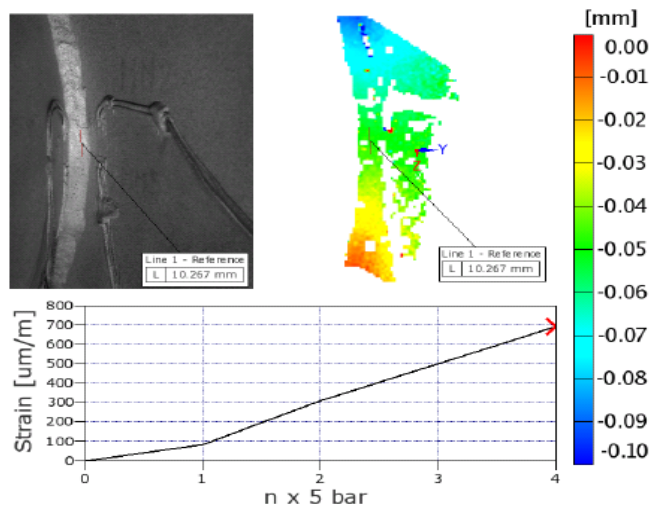
a)

b)



c)

d)



e)

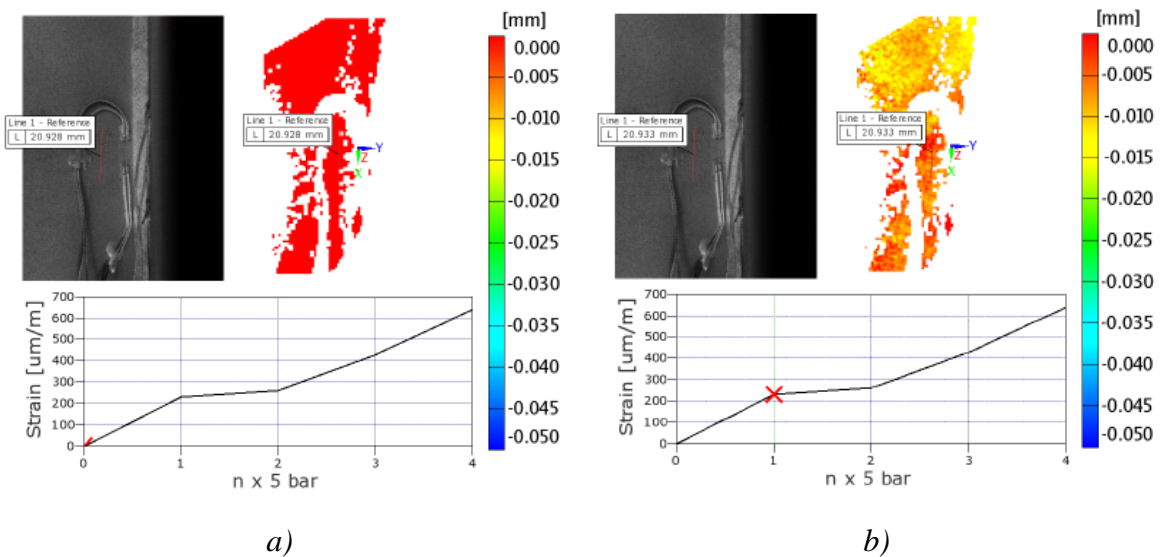
Slika 7.62. Rezultati mjerenja deformacija na MM2 3D kamerom

Naponi na MM2 izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.62. su:

- p= 5 bar: $\sigma = 100 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 20 \text{ MPa} ,$
- p= 10 bar: $\sigma = 300 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 60 \text{ MPa} ,$
- p= 15 bar: $\sigma = 500 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 100 \text{ MPa} ,$
- p= 20 bar: $\sigma = 700 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 140 \text{ MPa} .$

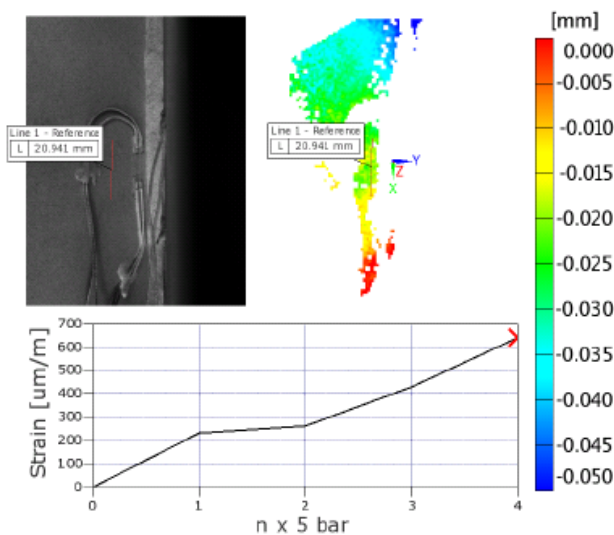
Rezultati mjerenja pokazuju da je zavisnost linearna i saglasna sa prethodnim rezultatima, kao i da je nivo napona znatno niži nego u zavarenom spoju sa druge strane kotve.

Rezultati mjerenja deformacija 3D kamerom na MM3 prikazani su na slici 7.63. Dužina linije koja je predmet posmatranja je: 20.928 mm.



a)

b)



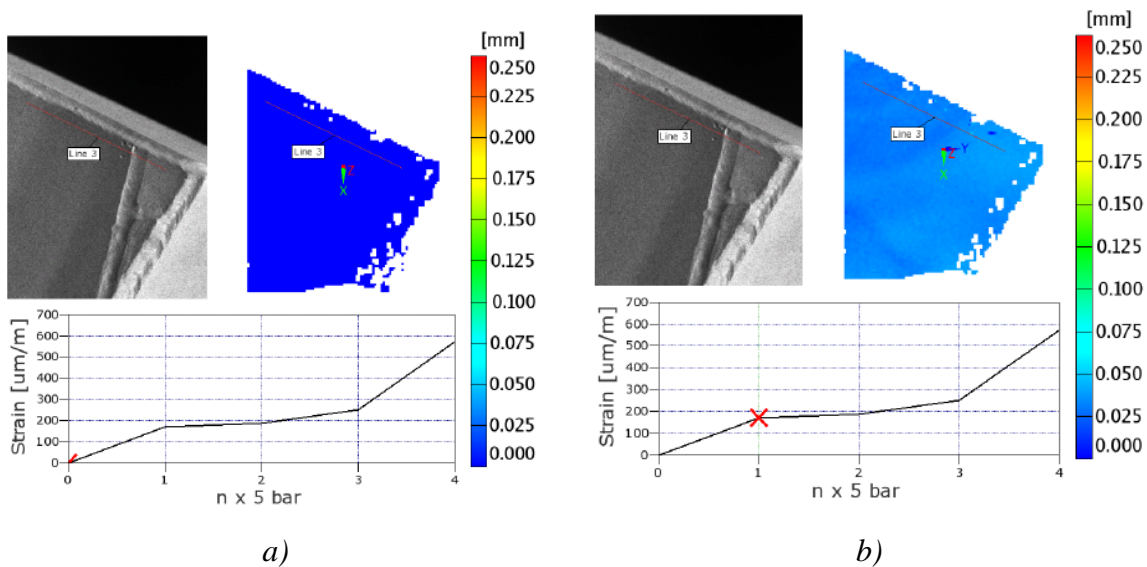
c)

Slika 7.63. Rezultati mjerenja deformacija na MM3 3D kamerom

Naponi na MM3 izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.63. su:

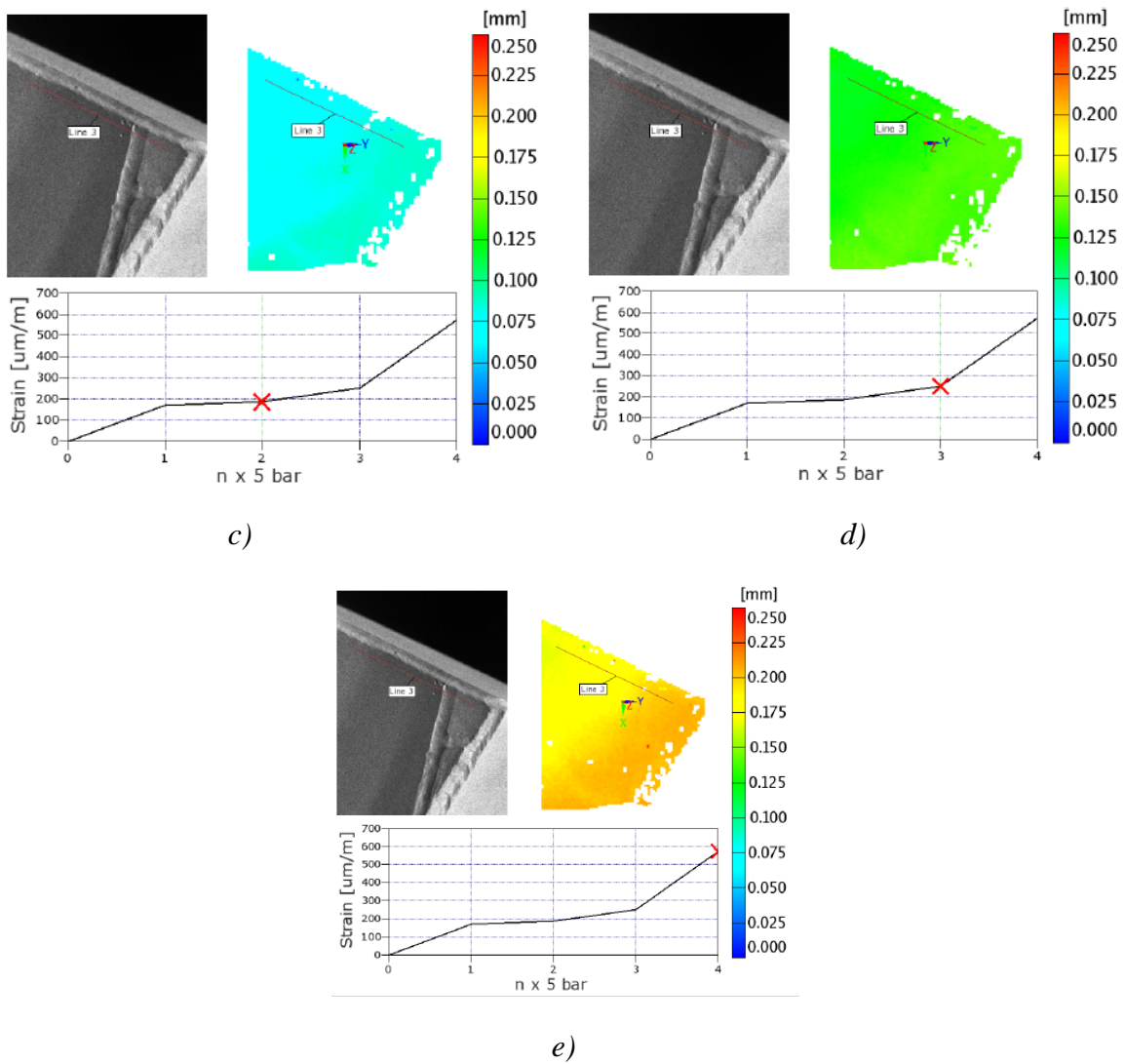
- p= 5 bar: $\sigma = 240 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 48 \text{ MPa}$,
- p= 20 bar: $\sigma = 650 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] 10^{-6} 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 130 \text{ MPa}$.

Rezultati mjerenja deformacija 3D kamerom na *mjestu cilindra i kragne račve* prikazani su na slici 7.64.



a)

b)



Slika 7.64. Rezultati mjerenja deformacija na mjestu cilindra i kragne račve 3D kamerom

Naponi na mjestu cilindra i kragne račve izračunati na osnovu dijagrama datih na slici 7.64. su:

- $p = 5 \text{ bar: } \sigma = 180 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 36 \text{ MPa ,}$
- $p = 10 \text{ bar: } \sigma = 200 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 40 \text{ MPa ,}$
- $p = 15 \text{ bar: } \sigma = 250 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 50 \text{ MPa ,}$
- $p = 20 \text{ bar: } \sigma = 580 \left[\frac{\mu\text{m}}{\text{m}} \right] \cdot 10^{-6} \cdot 20000 \left[\frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \right] = 116 \text{ MPa .}$

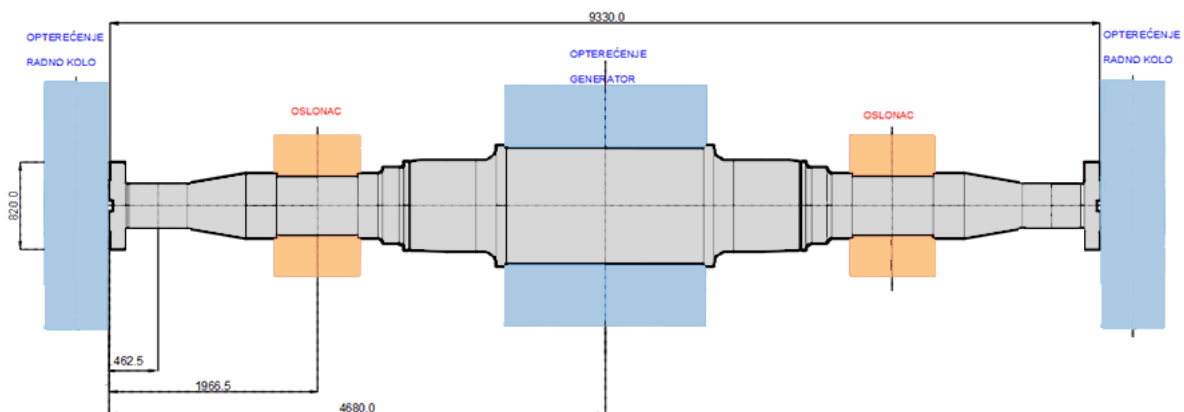
Rezultati mjerenja pokazuju da je nivo napona znatno niži nego na drugim mjestima i da nema prisustva koncentracije napona.

8 DIJAGNOSTIKA PONAŠANJA VRATILA HIDROAGREGATA

8.1 Ulazne informacije

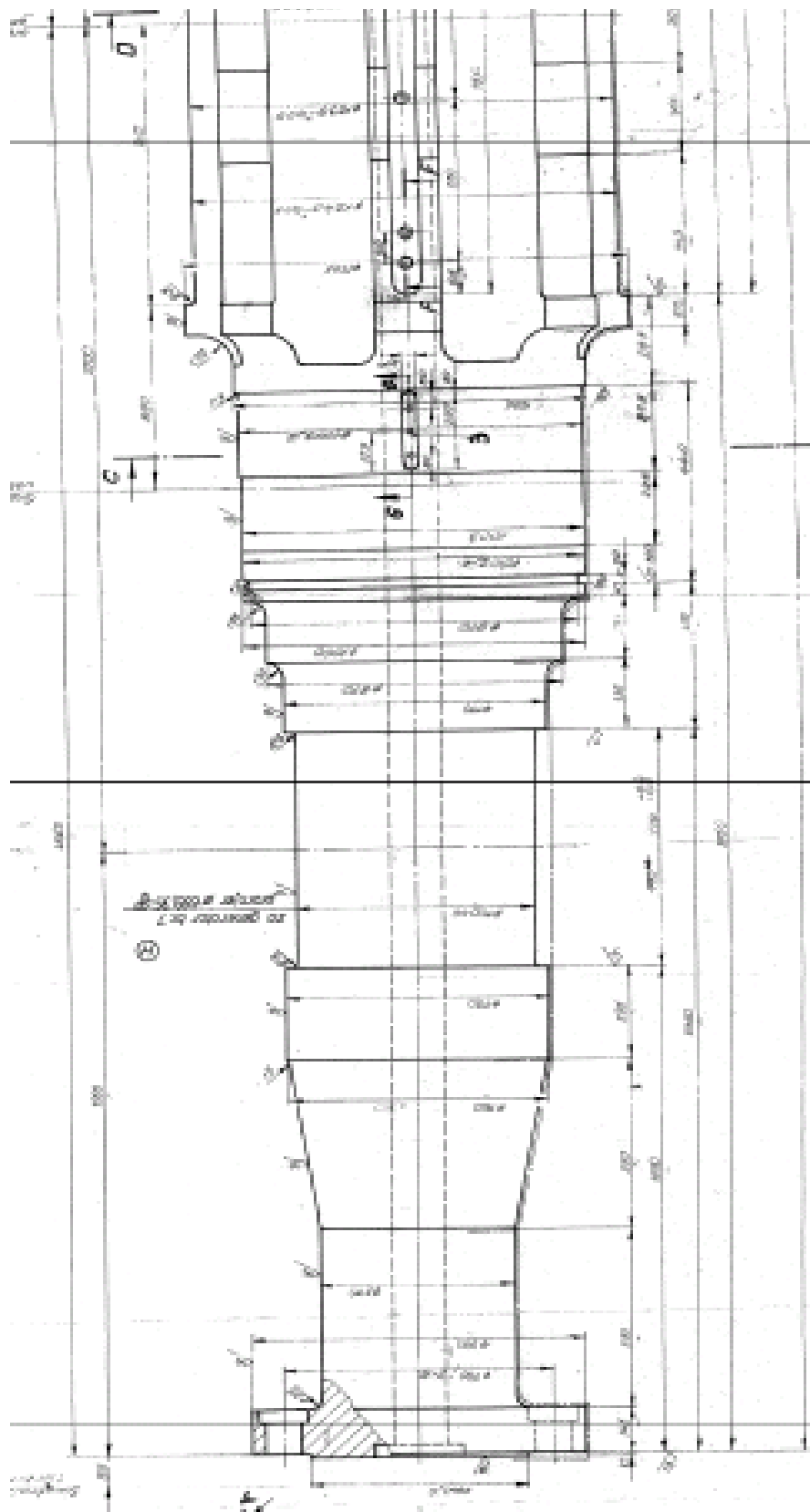
8.1.1 Vratilo u HE "Perućica"

Kao što je već rečeno u HE "Perućica" postoji sedam hidro agregata, koji se snabdijevaju vodom preko tri cjevovoda. Agregati koji se vodom snabdijevaju sa cjevovoda III su agregati 6, 7 i budući agregat 8. Fokus našeg razmatranja će biti vratilo agregata 7. Hidro turbine koje se na agregatu 7 koriste za transformaciju potencijalne energije vode u kinetičku energiju su Pelton turbine. Na vratilu su vijčanom vezom vezana dva radna kola i jedan generator. Uprošćeno radi se o gredi sa dva prepusta, čiji je geometrijski prikaz sa osnovnim dimenzijama dat na slici 8.1. Vratilo je sa pravolinijskom geometrijskom osom ukupne težine cca. 42700 kg.



Slika 8.1. Uprošćeni crtež vratila hidro - turbine u HE "Perućica"

Detaljan prikaz dijela tehničke dokumentacije vratila dat je na slici 8.2.



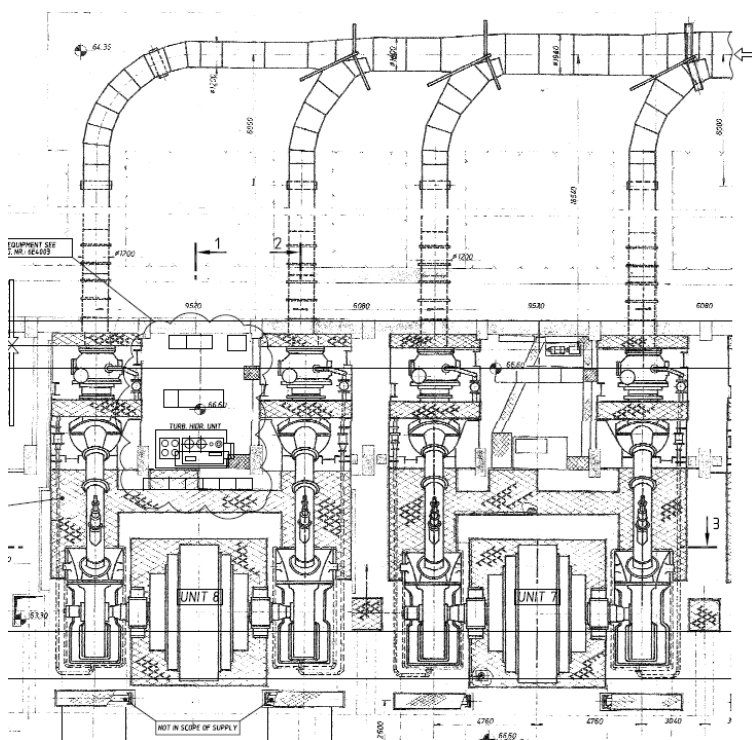
Slika 8.2. Tehnički crtež vratila agregata 7 u HE "Perućica"

Dispozicioni crtež radne stanice agregata 7 prikazan je na slici 8.3. Na njemu se može vidjeti pozicija radnog kola hidro agregata u horizontalnoj ravni, geometrijska pozicija oslonaca (ležišta) i opterećenja u vidu radnog kola turbine, i generatora. Može se vidjeti da je riječ o sinhronom generatoru koji može raditi samostalno (odvojeno od elektroenergetske mreže). Sinhroni generatori

se koriste kao primarni izvori proizvodnje energije u elektroenergetskim sistemima, ali takođe i u manjim samostalnim mrežama, kao i za samostalne primjene malih hidroelektrana. Osnovne karakteristike radnog kola hidro - turbine na agregatu 7 su date u tabeli 8.1.

Tabela 8.1. Osnovne karakteristike radnog kola hidro - turbine u HE "Perućica"

Tip turbine	Pelton
Maksimalni pad [m]	537.20
Proračunati pad [m]	508
Minimalni pad [m]	506
Masa radnog kola [kg]	cca 7500
Snaga turbine pri proračunatom padu [MW]	58.5
Prečnik radnog kola [mm]	2710
Broj lopatica radnog kola	18
Brzina obrtanja [ob/min]	428.5



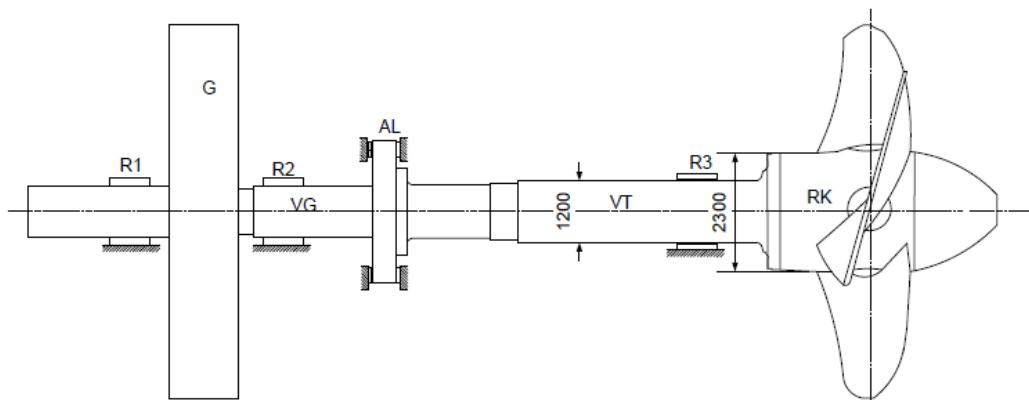
Slika 8.3. Detalj dispozicionog crteža radne stanice hidro - turbine u HE "Perućica"

8.1.2 Vratilo u HE "Đerdap 2"

Na hidroelektrani "Đerdap 2" nalazi se 8 horizontalnih hidroagregata koji su postavljeni između 1980. i 1985. godine. Kasnije se na hidroelektrani postavljaju još dva agregata [49]. Hidroturbine koje se koriste na posmatranom agregatu u HE "Đerdap 2" su horizontalne cijevne Kaplan turbine. Na vratilu je preko velike prirubnice vezano jedno radno kolo. Uprošćeno radi se o gredi sa prepustom, na kojem se nalazi koncentrisana masa (masa radnog kola). Uprošćeni geometrijski prikaz je dat na slici 8.4. Vratilo je sa pravolinijskom geometrijskom osom ukupne težine cca. 96000 kg, dok je težina prirubnice cca. 10000 kg [50]. Osnovne karakteristike hidro agregata su date u tabeli 8.2.

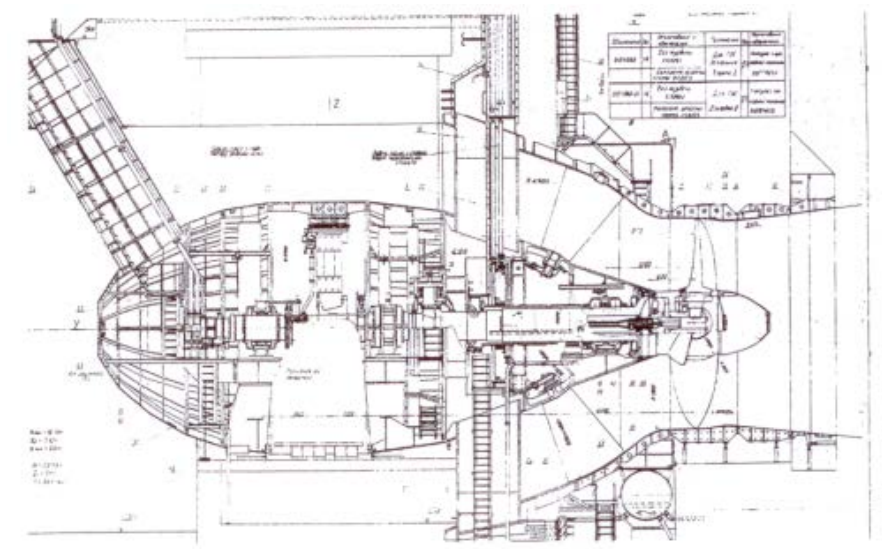
Tabela 8.2. Osnovne karakteristike hidro - agregata u HE "Đerdap 2" [49]

Tip turbine	PL – 15/826 – G – 750
Maksimalni pad [m]	12.75
Proračunati pad [m]	7.45
Minimalni pad [m]	5.00
Masa radnog kola [kg]	96000
Snaga turbine pri proračunatom padu [MW]	28.0
Prečnik radnog kola [mm]	7500
Broj lopatica radnog kola	4
Brzina obrtanja [ob/min]	62.5
Broj lopatica usmjerenog aparata	16



Slika 8.4. Uprošćeni geometrijski prikaz vratila u HE "Đerdap 2"[50]

Na slici 8.4. [50] su prikazani položaj generatora - opterećenja (G), radijalnih ležajeva - oslonaca (R1, R2, R3), zatim aksijalnog ležaja - oslonca (AL), kao i radnog kola - opterećenja (RK). Na slici 8.5. dat je dispozicioni crtež vratila u vertikalnoj ravni sa položajem oslonaca i radnog kola hidro turbine.



Slika 8.5. Crtež dispozicije vratila u cijevi u horizontalnom položaju u HE "Đerdap 2" [49]

8.2 Dijagnostika ponašanja vratila - statika (HE "Perućica")

8.2.1 Analitički proračun

Na bazi analitičkog proračuna biće izračunati ugibi vratila i vrijednosti napona sa ciljem podrške numeričkoj proceduri dijagnostike ponašanja vratila u cilju provjere i upoređivanja dobijenih rezultata sa rezultatima dobijenim na bazi metode konačnih elemenata.

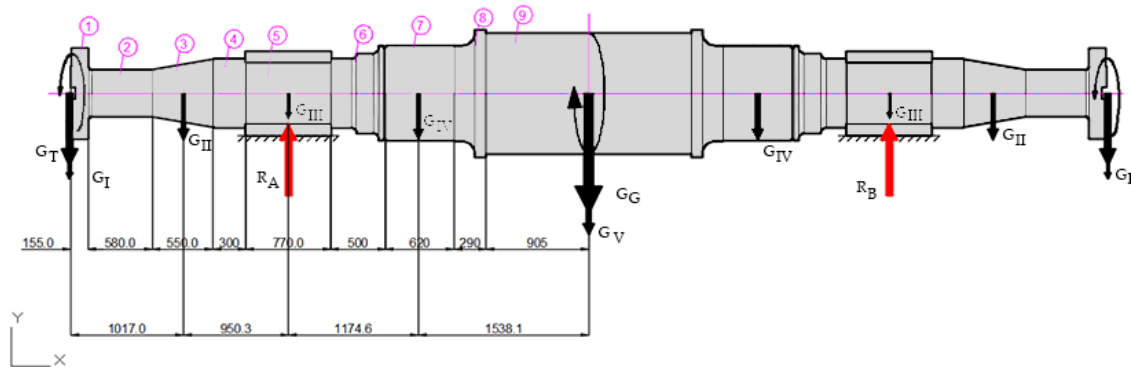
Gotovo je nemoguće analizirati vratilo promjenljivog poprečnog presjeka, kao što je vratilo hidroagregata, npr. HE "Perućica", na bazi integraljenja diferencijalne jednačine elastične linije vratila. Diferencijalnu jednačinu elastične linije je lakše riješiti Mohr-ovom grafo-analitičkom metodom. Takođe, biće izračunati i naponi na pojedinim presjecima vratila.

- **Računski model vratila**

Vratilo je radi preciznijeg proračuna izdijeljeno na devet segmenata koji su prikazani na proračunskom crtežu vratila datom na slici 8.6. U tabeli 8.3. su date vrijednosti sila koje djeluju na vratilo, i prikazane su na slici 8.6. Zbog simetričnosti u odnosu na y osu numerisane su samo prvih pet sila, kao i sile koje djeluju usljed težina radnih kola i generatora, i reaktivne sile. Neke od osnovnih tehničkih karakteristika zajedno sa intenzitetima sila koje zamjenjuju težinu vratila po segmentima date su u tabeli 8.4.

Tabela 8.3. Sile koje opterećuju vratilo

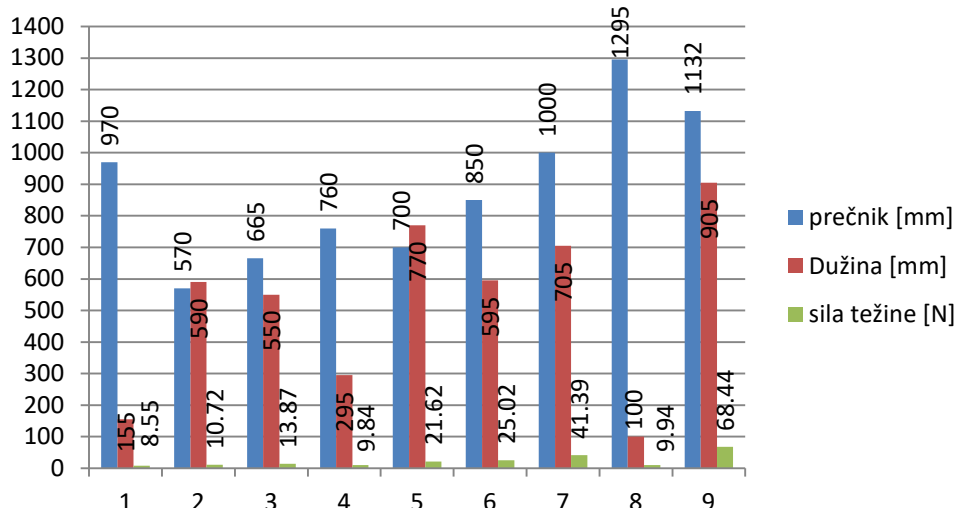
Opterećujuće sile vratila [kN]						
G_I	G_{II}	G_{III}	G_{IV}	G_V	G_T	G_G
8.55	34.42	21.62	76.35	136.87	73.57	1275.3



Slika 8.6. Proračunski crtež vratila

Kao što je napomenuto u poglavlju 8.1., težina radnog kola koje se nalazi na krajevima vratila je 7 500 kg, dok je kao približna težina rotora generatora uzeta težina od 130 000 kg. Vrijednosti opterećenja u vidu momenata uvijanja su: 1.30 kNm na mjestima turbinskog kola (krajevima vratila) i 2.60 kNm na mjestu generatora (sredina vratila).

Tabela 8.4. Osnovne geometrijske karakteristike vratila po segmentima

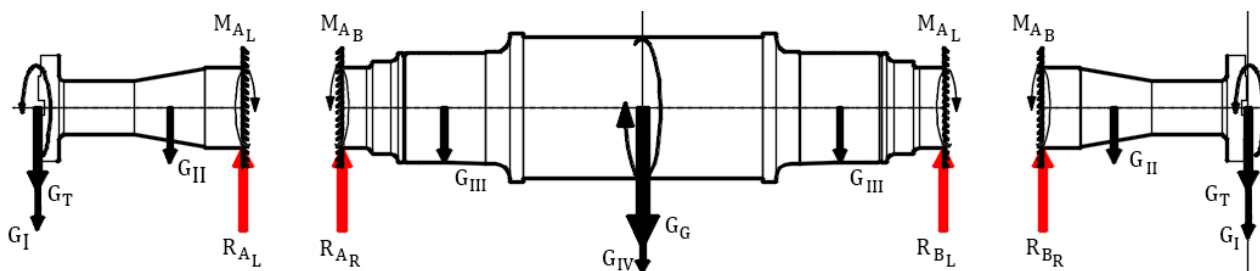


U tabeli 8.5. [70] su dati neophodni podaci za proračun vratila promjenljivog poprečnog presjeka po segmentima datim na slici 8.6.

Tabela 8.5. Vrijednosti aksijalnih momenata inercije, koeficijenta redukcije i proizvoda EI_x , za vrijednost modula elastičnosti $E=2 \cdot 10^4 \text{ kN/cm}^2$

Segm.	Aksijalni moment inercije $I_x \text{ [m}^4\text{]}$	Koeficijent redukcije	EI_x
1	0.04341	8.42	8681968
2	0.00515	1.00	1030840
3	0.00957	1.86	1913994
4	0.01634	3.17	3268696
5	0.01176	2.28	2351014
6	0.02559	4.96	5117219
7	0.04904	9.51	9807532
8	0.13796	26.77	27591834
9	0.08054	15.63	16107623

Klizna ležišta A i B vratila dozvoljavaju obrtanje oko uzdužne z ose vratila, a spriječena su sva druga pomjeranja, i obrtanja vratila. Na bazi rečenog, polazno vratilo se može razdvojiti na cjeline: dvije konzole sa krajeva i ukliještena greda po sredini vratila (slika 8.7.).



Slika 8.7. Vratilo razdvojeno po cjelinama

U cilju provjere rezultata na bazi analitičke procedure sa rezultatima dobijenim na bazi numeričke (MKE) procedure, biće izračunat:

- ugib na kraju vratila, tj. ugib na kraju konzole u varijanti razdvojenog vratila (slika 8.8)
- normalni napon od savijanja na mjestu uklještenja konzole.

• **Izračunavanje ugiba vratila na kraju konzole**

Diferencijalna jednačina elastične linije grede za slučaj da je greda promjenljivog poprečnog presjeka, usljed savijanja grednog nosača, kao što je slučaj kod vratila hidroagregata je:

$$E I_x(z) y'' = -M_{sx}(z), \tag{8.1}$$

ili

$$E I_{x,min} i(z) y'' = -M_{sx}(z), \tag{8.2}$$

pri čemu je:

$$I_x(z) = I_{x,min} i(z),$$

gdje je $I_{x,min}$ najmanji aksijalni moment inercije grede (vratila) promjenljivog poprečnog presjeka. Koeficijent $i(z) \geq 1$ se naziva koeficijent redukcije momenta savijanja. Jednačina (8.2) uvođenjem koeficijenta redukcije dobija oblik:

$$E I_{x,min} y'' = \frac{M_{sx}(z)}{i(z)} = M_{s,red}(z),$$

$M_{s,red}(z)$ je redukovani moment savijanja. Problem određivanja ugiba i nagiba grede (vratila) promjenljivog poprečnog presjeka sada se svodi na određivanje ugiba i nagiba grede konstantnog poprečnog presjeka minimalnog momenta inercije s tim što umjesto stvarnog momenta savijanja $M_{sx}(z)$ treba koristiti redukovani moment savijanja $M_{s,red}(z)$ koji se dobija kada se stvarni moment savijanja redukuje tj. umanjuje $i(z)$ puta.

Kod grednih nosača tzv. stepenastog poprečnog presjeka kao što je vratilo hidroagregata za određivanje ugiba i nagiba najčešće se koristi Mohr-ova grafo-analitička metoda [71].

Iz teorije savijanja grednih nosača je poznato da važi:

$$\frac{d^2 M_s(z)}{dz^2} = \frac{dF_T(z)}{dz} = -q(z), \tag{8.3}$$

gdje je $q = q(z)$ kontinualno opterećenje grednog nosača. Kada se $q = q(z)$ jedan put integrali dobija se $F_T(z)$, a kada se $F_T(z)$ integrali dobija se $M_s(z)$. Ove integracije je mnogo efikasnije raditi grafički, a ne analitički, crtanjem dijagrama transverzalne sile i momenta savijanja.

Diferencijalna jednačina elastične linije grede, kao što je već rečeno može se napisati u obliku:

$$\frac{d^2}{dz^2} (EI_x y) = -M_{s,red}(z), \tag{8.4}$$

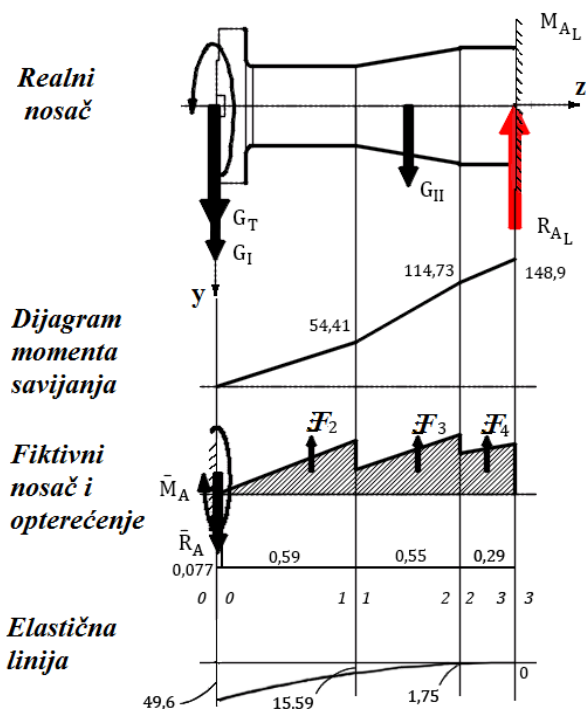
Posmatrajući istovremeno jednačine (8.3.) i (8.4.) može se konstatovati kako slijedi. Ako se $M_{s,red}(z)$ shvati kao kontinualno - fiktivno opterećenje grednog nosača (vratila), onda se crtanjem dijagrama fiktivne transverzalne sile $\mathcal{F} = \mathcal{F}(z)$, dobija nagib $y'(z) = \frac{\mathcal{F}(z)}{EI_x}$. Kada se nacrtaju dijagram fiktivnog momenta savijanja $\mathcal{M} = \mathcal{M}(z)$ onda se može odrediti ugib realnog nosača $y(z) = \frac{\mathcal{M}(z)}{EI_x}$. Na taj način smo grafičkim putem u suštini riješili diferencijalnu jednačinu:

$$\frac{d^4}{dz^4} (EI_x y) = q(z),$$

tj. odredili ugib $y(z)$ na bazi realnog opterećenja $q(z)$. Iz izraza za ugib i nagib grednog nosača jasno je da je dimenzija fiktivne sile kNm^2 , a fiktivnog momenta kNm^3 .

Prilikom primjene Mohr-ove grafo-analičke metode mora se umjesto realnog grednog nosača (vratila) posmatrati fiktivni gredni nosač (slika 8.8.) Fiktivni gredni nosač mora zadovoljiti granične uslove.

Na mjestu uklještenja konzole, tj. realnog grednog nosača, su ugib i nagib jednaki nuli, a na slobodnom kraju konzole su ugib i nagib različiti od nule. Iz jednačina (8.3) i (8.4.) se može zaključiti da na mjestu gdje su ugib i nagib jednaki nuli, kod fiktivnog nosača moraju transverzalna sila i moment savijanja biti jednaki nuli. Slično, na mjestu realnog nosača gdje su ugib i nagib različiti od nule, moraju fiktivni moment savijanja i fiktivna transverzalna sila biti različiti od nule, tj. kod fiktivnog nosača tu mora figurisati uklještenje (slika 8.8.)



Slika 8.8. Dijagrami momenata savijanja, fiktivnih opterećenja i elastična linija nosača

- Prvo treba izračunati vrijednosti **momenata savijanja** (slika 8.8.) u karakterističnim presjecima:

$$M_S^{0-0} = (G_T + G_I) \cdot 0.077 = (8.55 + 73.58) \cdot 0.077 = 6.33 \text{ kNm},$$

$$M_S^{1-1} = (G_T + G_I) \cdot 0.662 = 82.19 \cdot 0.662 = 54.41 \text{ kNm},$$

$$M_S^{2-2} = (G_T + G_I) \cdot 1.21 + G_{II} \cdot 0.42 = 82.19 \cdot 1.21 + 34.42 \cdot 0.42 = 114.73 \text{ kNm},$$

$$M_S^{3-3} = (G_T + G_I) \cdot 1.51 + G_{II} \cdot 0.72 = 82.19 \cdot 1.51 + 34.42 \cdot 0.72 = 148.9 \text{ kNm},$$

zatim su **redukovane vrijednosti momenata savijanja** u karakterističnim presjecima:

$$M_{SRD}^{[4]} = M_S^{3-3} \cdot \frac{1}{i_4} = 148.9 \cdot \frac{1}{3.17} = 46.97 \text{ kNm},$$

$$M_{SRL}^{[4]} = M_S^{2-2} \cdot \frac{1}{i_4} = 114.73 \cdot \frac{1}{3.17} = 36.19 \text{ kNm},$$

$$M_{SRD}^{[3]} = M_S^{2-2} \cdot \frac{1}{i_3} = 114.73 \cdot \frac{1}{1.86} = 61.68 \text{ kNm},$$

$$M_{SRL}^{[3]} = M_S^{1-1} \cdot \frac{1}{i_3} = 54.41 \cdot \frac{1}{1.86} = 29.25 \text{ kNm},$$

$$M_{SRD}^{[2]} = M_S^{1-1} \cdot \frac{1}{i_2} = 54.41 \text{ kNm},$$

$$M_{SRL}^{[2]} = M_S^{0-0} \cdot \frac{1}{i_2} = 6.33 \text{ kNm},$$

$$M_{SRD}^{[1]} = M_S^{0-0} \cdot \frac{1}{i_1} = 6.33 \cdot \frac{1}{8.42} = 0.752 \text{ kNm},$$

$$M_{SRL}^{[1]} = 0.$$

Da bi izračunali vrijednosti **fiktivnih sila** (slika 8.8.) prvo bi trebalo naći položaje **težišta**:

$$z_{C_1} = 0,$$

$$z_{C_2} = \frac{2}{3} (0.59 + 0.077) = 0.445 \text{ m},$$

$$z_{C_3} = \frac{0.55(29.25 + 2 \cdot 61.68)}{3(29.25 + 61.68)} = 0.308 \text{ m},$$

$$z_{C_4} = \frac{0.29(36.19 + 2 \cdot 46.97)}{3(36.19 + 46.97)} = 0.151 \text{ m}.$$

sada su **fiktivne sile**:

$$\mathcal{F}_1 = 0,$$

$$\mathcal{F}_2 = \left(\frac{M_{SRD}^{[2]} + M_{SRL}^{[2]}}{2} \right) 0.59 = 17.92 \text{ kNm}^2,$$

$$\mathcal{F}_3 = \left(\frac{M_{SRD}^{[3]} + M_{SRL}^{[3]}}{2} \right) 0.55 = 25.01 \text{ kNm}^2,$$

$$\mathcal{F}_4 = \left(\frac{M_{SRD}^{[4]} + M_{SRL}^{[4]}}{2} \right) 0.29 = 12.06 \text{ kNm}^2.$$

Sada se mogu izračunati **reakcije u fiktivnom nosaču** (slika 8.8.):

$$\sum F_V=0; \mathcal{F}_1 + \mathcal{F}_2 + \mathcal{F}_3 + \mathcal{F}_4 - \bar{R}_A=0,$$

$$\bar{R}_A = \mathcal{F}_1 + \mathcal{F}_2 + \mathcal{F}_3 + \mathcal{F}_4 = 54.99 \text{ kNm}^2.$$

$$\bar{R}_A = 54.99 \text{ kNm}^2.$$

$$\sum M_A=0,$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_A &= F_1 \cdot 0 + Q_2 \cdot (z_{C_2} + 0.077) + F_3 \cdot (z_{C_3} + 0.077 + 0.59) + F_4 \cdot (z_{C_4} + 0.077 + 0.59 + 0.55) = \\ &= 17.92 \cdot (0.445 + 0.077) + 25.01 \cdot (0.308 + 0.077 + 0.59) + 12.06 \cdot (0.151 + 0.077 + 0.59 + 0.55) = \\ &= 48.99 \text{ kNm}^3. \end{aligned}$$

$$\bar{M}_A = 48.99 \text{ kNm}^3.$$

pa je:

$$M_{1-1} = F_3 \cdot z_{C_3} + F_4 \cdot (z_{C_4} + 0.55) = 25.01 \cdot 0.308 + 12.06 \cdot (0.151 + 0.55) = 16.16 \text{ kNm}^3,$$

$$M_{2-2} = 12.06 \cdot 0.151 = 1.821 \text{ kNm}^3,$$

$$M_{3-3} = 0.$$

i konačno, vrijednosti **ugiba**, koje određuju **elastičnu liniju** (slika 8.8.):

$$y_A = f_{0-0} = \frac{\bar{M}_A}{EI_X} = \frac{48.99 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^3 \cdot 10^4 \cdot 0.005} = 0.049 \text{ mm},$$

$$y_{1-1} = \frac{\mathcal{M}_{1-1}}{EI_X} = 0.016 \text{ mm},$$

$$y_{2-2} = \frac{\mathcal{M}_{2-1}}{EI_X} = 0.002 \text{ mm},$$

$$y_{3-3} = 0.$$

- **Izračunavanje normalnih napona od savijanja na mjestu uklještenja vratila**

Sada se, takođe, mogu izračunati i vrijednosti normalnih napona od savijanja u karakterističnim presjecima:

$$\sigma_{3-3_L} = \frac{M_S^{3-3} \cdot D^{3-3}}{2I_{x_D}^{3-3}} = \frac{148.9 \cdot 0.76}{2 \cdot 0.01634 \cdot 10^4} = 0.34 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 3.4 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{3-3_D} = \frac{M_S^{3-3} \cdot D^{3-3}}{2I_{x_L}^{3-3}} = \frac{148.9 \cdot 0.7}{2 \cdot 0.01176 \cdot 10^4} = 0.443 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 4.4 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{1-1} = \frac{M_S^{1-1} \cdot D^{1-1}}{2I_x^{1-1}} = \frac{54.41 \cdot 0.57}{2 \cdot 0.00515 \cdot 10^4} = 0.301 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 3.01 \text{ MPa}.$$

Dobijene vrijednosti kako za ugibe (elastičnu liniju), tako i za vrijednosti normalnih napona, iskoristiće se za poređenje sa rezultatima dobijenim numeričkom analizom.

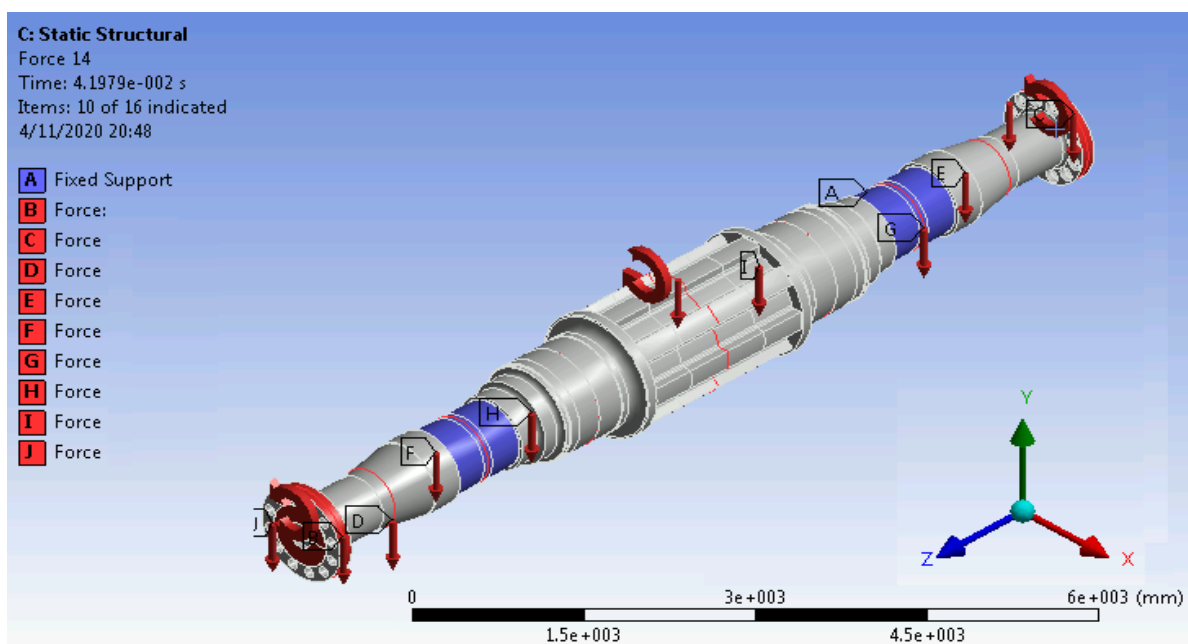
8.2.2 Numerički proračun na bazi MKE

• Proračun pomjeranja

— Uvod

Predmet analize pomjeranja primjenom metode konačnih elemenata je vratilo opterećeno kombinovanim naprezanjem. Vratilo je opterećeno na savijanje oko ose poprečne na osu vratila pod dejstvom težine vratila. Takođe, opterećeno je i na uvijanje pod dejstvom momenata uvijanja koji djeluju duž ose vratila. Ova analiza treba da da odgovor na pitanje koja područja su kritična sa aspekta pomjeranja vratila koje je izloženo složenim i kombinovanim naprezanjima. Sagledavanjem dobijenih rezultata biće poznato u kojim presjecima dolazi do maksimalnih ugiba pod uticajem ranije navedenih opterećenja.

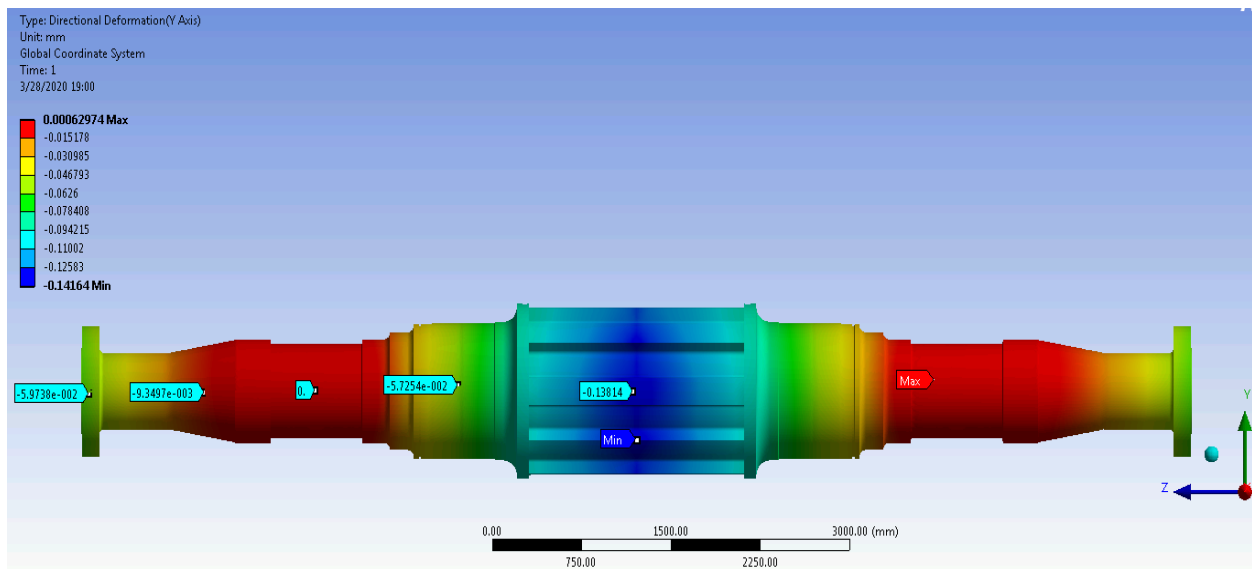
Opterećenja i granični uslovi su dati na slici 8.9. Kao oslonci figurišu dva klizna ležišta prikazana na slici 8.7. i označena sa slovom A (ljubičasta boja). U osloncima su dozvoljena samo obrtanja oko z-ose (uzdužne). Opterećenja su označena crvenom bojom i obilježena slovima od B do J.



Slika 8.9. Računski model vratila sa osloncima i opterećenjima

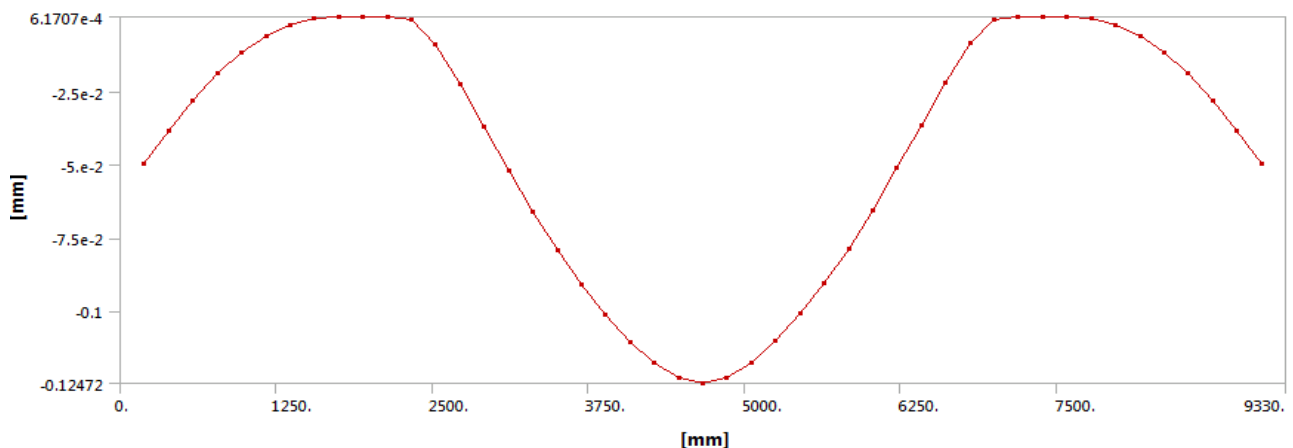
— Vrijednosti pomjeranja

Rezultati numeričke analize dati su kako slijedi. Vrijednosti ugiba u pravcu ose y mogu se vidjeti na slici 8.10. Karakteristične vrijednosti ugiba date su u presjecima u kojima djeluju sile.



Slika 8.10. Vrijednosti ugiba u pravcu ose y

Maksimalna vrijednost pomjeranja u pravcu ose y pod dejstvom sila koje zamjenjuju mase pojedinih segmenata vratila, dakle, pod dejstvom sopstvene težine vratila je 0.142 mm. Kriva promjene ugiba težišne ose vratila sa maksimalnim i minimalnim vrijednostima je data na slici 8.11.



Slika 8.11. Vrijednosti ugiba u pravcu ose y za osu vratila koja prolazi kroz xy ravan simetrije vratila

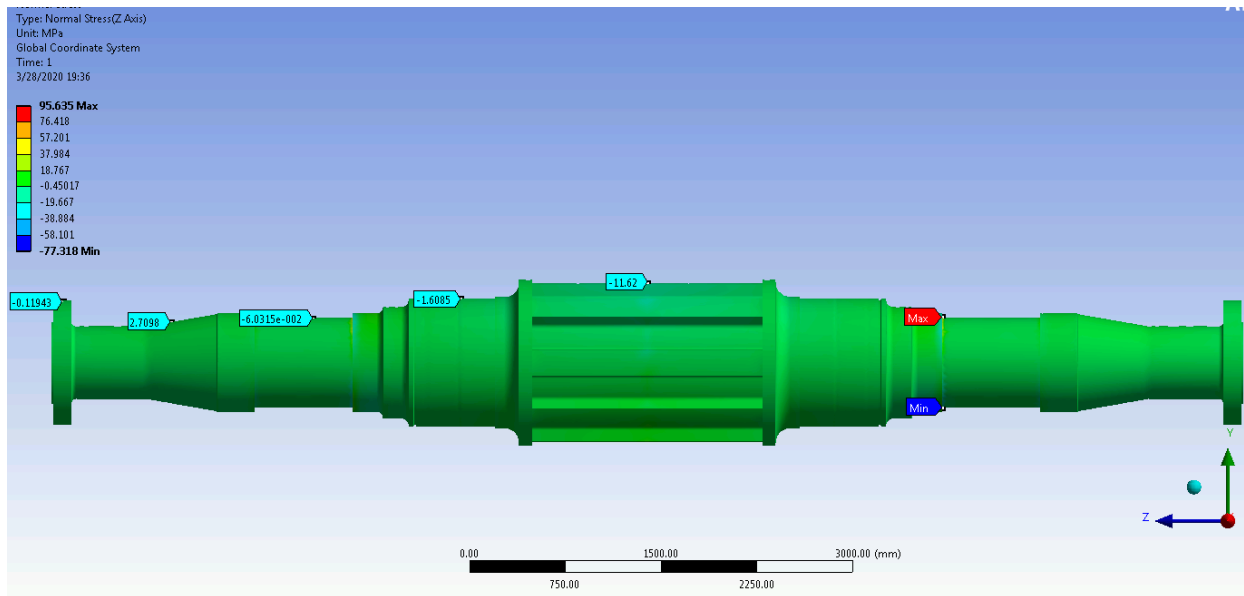
Može se uočiti na dijagramu da su vrijednosti ugiba jednake nuli na mjestima ležišta, dok su najveće negativne vrijednosti, zbog orijentacije y ose, na mjestima djelovanja spoljašnjih opterećenja u vidu generatora i radnih kola.

- **Proračun napona**

Na bazi numeričkih metoda istraživanja naponskog stanja vratila moguće je sagledavanje stanja napona vratila kao dijela hidroagregata sa većom tačnošću i sveobuhvatnošću u odnosu na analitičke metode. Kod prenosnika snage, a posebno kod vratila, dolazi do pojave koncentracije napona na mjestima diskontinuiteta. Na tim mjestima veoma često se mogu pojaviti i prsline koje dovode do gubitka funkcije vratila [51], [52], [53].

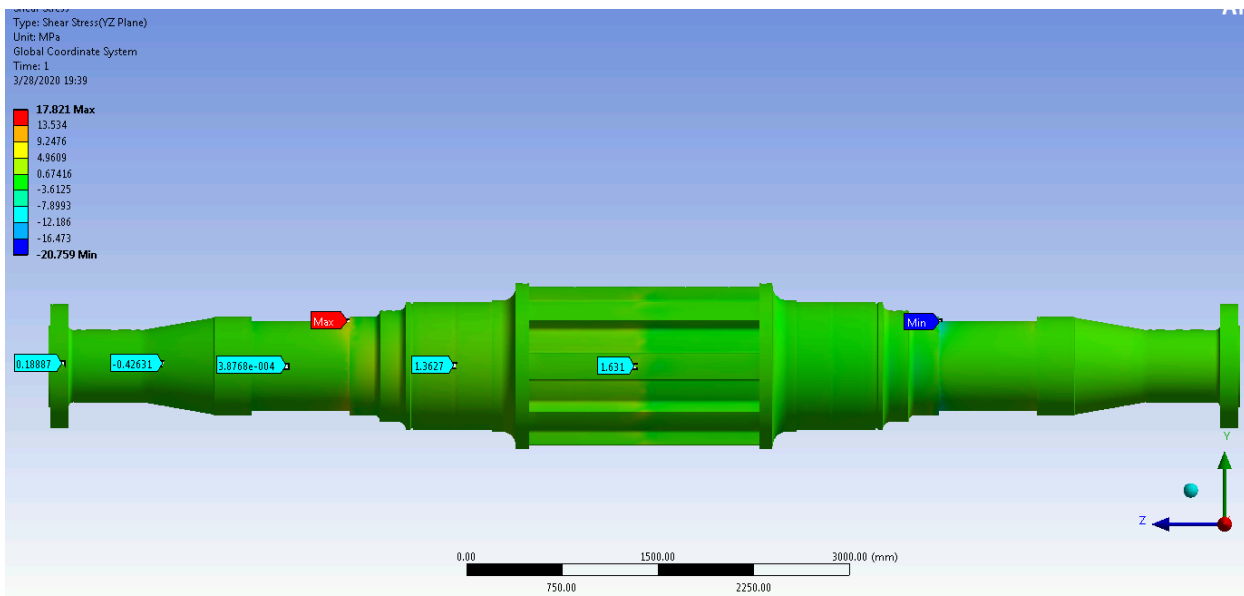
Naponsko stanje vratila koje je opterećeno silama u pravcu ose upravne na osu vratila, i momentima u pravcu podužne ose vratila, dominantno se manifestuje normalnim naponom u pravcu z ose σ_z , i tangencijalnim naponima τ_{zy} i τ_{zx} .

Na slici 8.12. prikazano je stanje normalnih napona u pravcu uzdužne z ose. Izdvojeni su naponi u presjecima u kojima djeluju sile težina segmenata kojim je podijeljeno vratilo. Kao što se može uočiti na slici 8.12. vrijednost maksimalnih napona je 95 MPa mnogo niža od vrijednosti dozvoljenog napona za materijal od kog je vratilo napravljeno.



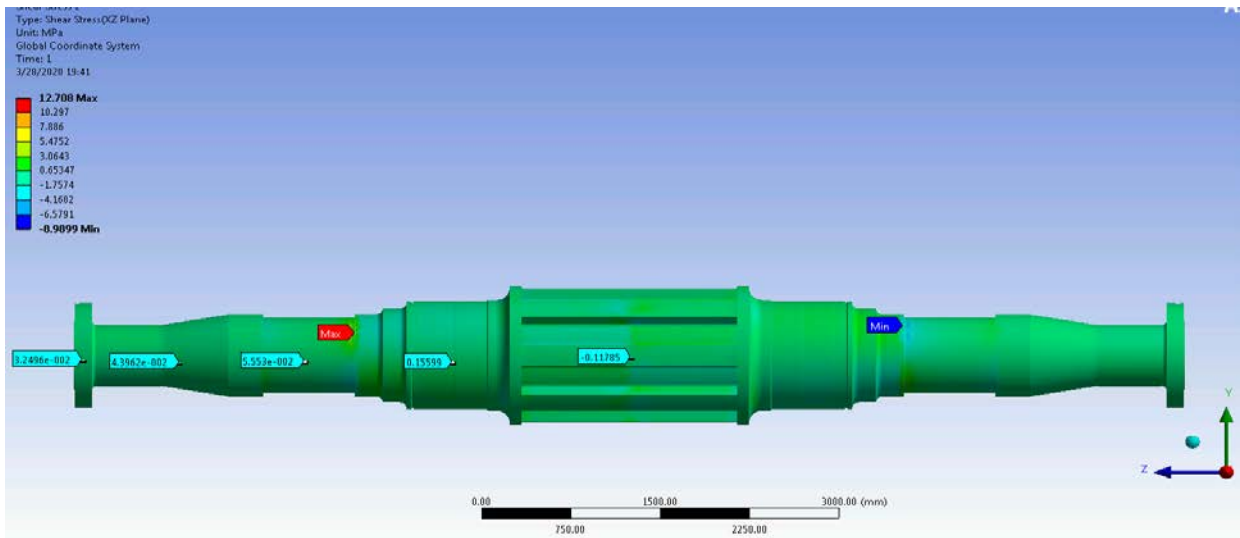
Slika 8.12. Normalni naponi u pravcu z ose vratila

Tangencijalni naponi su dominantno izazvani momentima uvijanja koji djeluju na krajevima vratila i na sredini vratila. Na slici 8.13. i slici 8.14. su prikazani tangencijalni naponi u ravni yz , tj. τ_{zy} i τ_{zx} . Može se vidjeti takođe, kao i u slučaju normalnih napona, da su vrijednosti mnogo manje od dozvoljenih, pa se može zaključiti da ne postoji rizik od pojave indikacija na vratilu usljed statičkog opterećenja.



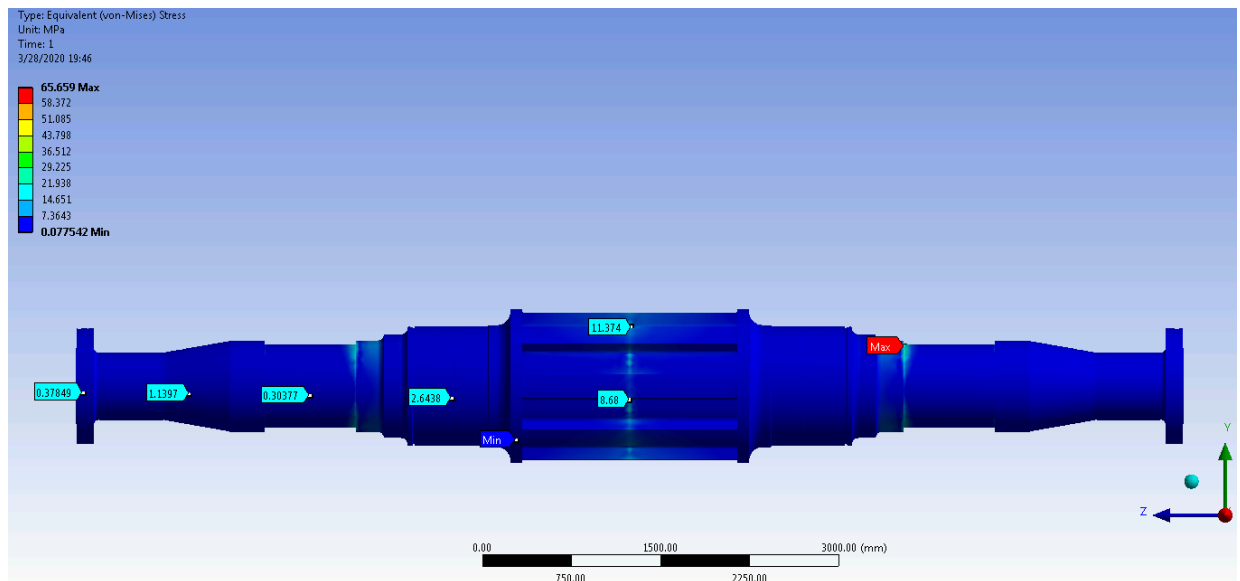
Slika 8.13. Tangencijalni naponi τ_{zy} u ravni z vratila

Maksimalne (i minimalne) vrijednosti napona se pojavljuju u zonama oslonaca, dok se u presjecima u kojima djeluju sile (momenti) javljaju vrijednosti napona koje su uveliko u sigurnoj zoni elastičnosti.

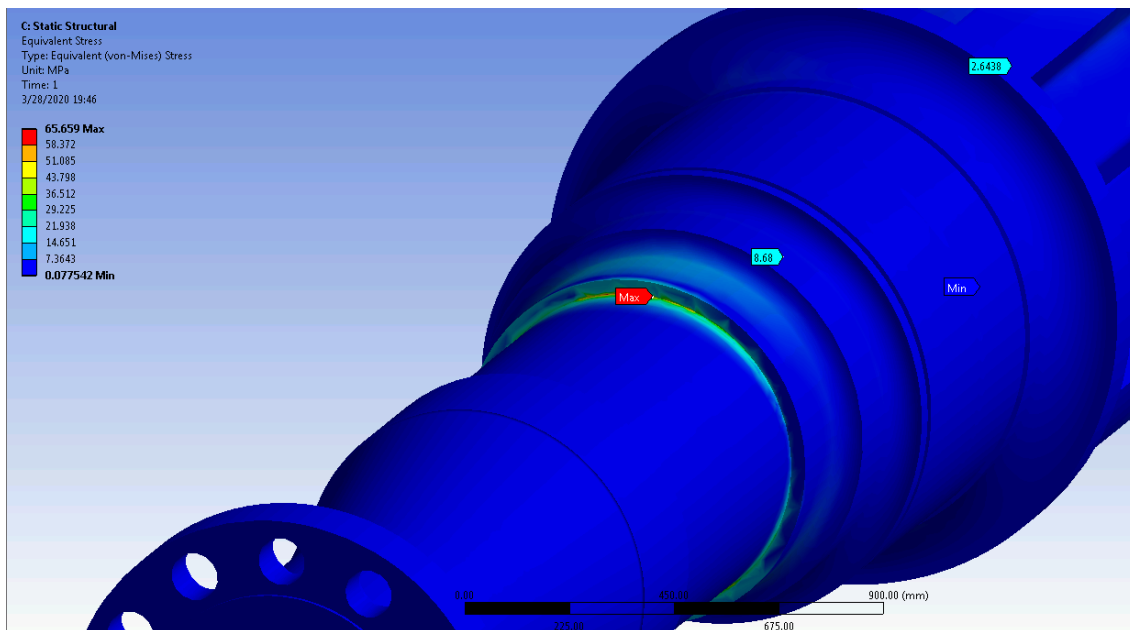


Slika 8.14. Tangencijalni naponi τ_{zx} u ravni z vratila

Na slici 8.15. su dati ekvivalentni naponi izračunati korišćenjem Von-Mises - ovog kriterijuma za izračunavanje napona pri kombinovanim naprezanjima. I u ovom slučaju brojna vrijednost maksimalnih napona je znatno ispod granične vrijednosti dozvoljenih napona. Na slici 8.16. je prikazana pozicija maksimalnih napona, koja odgovara položaju ležaja vratila.



Slika 8.15. Ilustracija ekvivalentnih napona (Von Mises kriterijum)



Slika 8.16. Pozicija maksimalnih ekvivalentnih napona (ležište vratila)

8.3 Dijagnostika ponašanja vratila - dinamika

8.3.1 Uopšte o dinamici vratila

Vratilo, turbina i generator su najvažniji strukturni elementi hidroagregata neke hidroelektrane. U centru pažnje biće vratilo hidroagregata i to sa dva aspekta: aspekta otpornosti konstrukcije (statičko ponašanje vratila) i aspekta dinamike konstrukcije (dinamičko ponašanje vratila).

Dinamički odziv elastičnog mehaničkog sistema se iskazuje kroz karakteristične promjenljive u prvom redu: sopstvenim frekvencijama i glavnim oblicima oscilovanja.

Modalna analiza vratila hidroagregata kao rezultat daje oscilacije vratila koje se nazivaju slobodne oscilacije, koje nijesu predmet neke spoljašnje pobude. Rezultat modalne analize je oblik oscilatornog moda. To znači da deformacije i naponi koji bi se mogli dobiti na bazi modalne analize nemaju fizički smisao.

Generalno gledano, radi se o sistemu sa većim brojem stepeni slobode. Uopšteno, jednačina (8.1.) opisuje generalizovane slučajeve:

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [C]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F\}, \quad (8.5)$$

gdje je: Q - vektor položaja, F - vektor spoljašnjih sila, M - matrica masa, C - matrica prigušenja, i K - matrica krutosti.

Jednačina (8.5) predstavlja glavnu jednačinu tranzijentne strukturne simulacije. Može se i posmatrati kao jednačina ravnoteže sila. Na desnoj strani jednačine je spoljašnja sila F . Prvi član na desnoj strani $[M]\{\ddot{Q}\}$ je tzv. inerciona sila, drugi član $[C]\{\dot{Q}\}$ je sila prigušenja, a treći član $[K]\{Q\}$ je elastična sila. Kombinacija ovih sila je u ravnoteži sa spoljašnjom silom.

- Modalna analiza

Kod slobodnih oscilacija nema spoljašnjih sila. Poznat je primjer klatna, u kojem se struktura pomjeri za određenu vrijednost, a zatim seпусти. Obzirom da nema spoljašnjih sila, jednačina (8.5), postaje:

$$[M]\{\ddot{Q}\}+[C]\{\dot{Q}\}+[K]\{Q\}=\{0\}. \quad (8.6)$$

Jednačina (8.6) nema jedinstveno rješenje. Za probleme sa n stepeni slobode, ima najviše n rješenja, koji su označeni sa Q_i , gdje je $i=1, 2, 3, \dots, n$. Ova rješenja se zovu oblici oscilovanja strukture. Svaki oblik oscilovanja Q_i može biti rezonantno pobuđen spoljašnjom pobudom frekvencije ω_i , koju zovemo sopstvenom frekvencijom oblika oscilovanja. Najniža frekvencija se naziva fundamentalna sopstvena frekvencija, ili samo fundamentalna frekvencija. Pronalaženje svih ili nekih od oblika oscilovanja i njihovih odgovarajućih sopstvenih frekvencija se naziva modalnom analizom.

Kod modalne analize, pošto nas obično interesuje samo sopstvena frekvencija i relativni oblici oscilovanja, (apsolutne vrijednosti deformacija - amplituda zavise od energije koja egzistira u vratilu) efekat prigušenja može biti zanemaren, pa jednačina (8.6) dobija jednostavniji oblik:

$$[M]\{\ddot{Q}\}+[K]\{Q\}=\{0\}, \quad (8.7)$$

Modalna analiza je linearna analiza i zasniva se na prethodnoj jednačini. U njoj su nelinearnosti zanemarene, ako se radi o malim oscilacijama. Oscilatorno kretanje je karakteristika elastičnog tijela i zavisi od distribucije masa i krutosti samog tijela. Ukoliko postoji prigušenje amplitude oscilovanja će se smanjiti. Oscilatorno kretanje će se zaustaviti ako djeluje dovoljno veliko prigušenje. Ukoliko prigušenja nema radi se o slobodnim neprigušenim oscilacijama posmatranog tijela koje ne zavise od početnih uslova već samo od mase i krutosti tijela.

Pretpostavljajući da nema prinudnih sila, rješenje prethodne jednačine se može tražiti u obliku:

$$\{Q\}=\{Q\} e^{i\omega t}=\{Q\} (\cos \omega t + i \sin \omega t),$$

Poslije dvostrukog diferenciranja i smjene u jednačinu (8.7.) dobija se:

$$[[K]-\omega^2[M]]\{Q\}=\{0\}. \quad (8.8)$$

Ako je ispunjen uslov,

$$|[K]-\omega^2[M]|=0, \quad (8.9)$$

sistem (8.8) će imati rješenja različita od nule. Jednačina (8.5) naziva se frekventna jednačina i u opštem slučaju može imati korjene $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ koji su realni i pozitivni, jer su matrica krutosti $[K]$ i matrica masa $[M]$ pozitivno definitne matrice. Korjeni frekventne jednačine se mogu sortirati po brojnoj vrijednosti: $\omega_1^2 < \omega_2^2 < \omega_n^2$. Za određivanja nula polinoma neophodno je primijeniti numeričke procedure [54], [55], [56]. Veličine $\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_n^2$ nazivaju se sopstvene vrijednosti slobodnih neprigušenih oscilacija elastičnog tijela, čije su kružne frekvencije: $\omega_1, \omega_2, \omega_n$. Najniža kružna frekvencija ω_1 predstavlja osnovnu kružnu frekvenciju, a oscilacija tijela koja ima tu frekvenciju naziva se osnovna oscilacija, jer u rezultujućem kretanju prilikom oscilovanja tijela ona ima dominantan uticaj. Pošto se radi o homogenom sistemu algebarskih jednačina (8.8) nije moguće odrediti apsolutne vrijednosti amplituda, već samo njihove odnose. Elementi sopstvenog vektora $\{Q_j\}$

za w_j^2 predstavljaju odnose amplituda pomjeranja pojedinih masa u slučaju kada sve mase osciluju sa istom kružnom frekvencijom i nazivaju se koeficijenti j -tog glavnog oblika oscilovanja sistema sopstvenom frekvencijom w_j . Vektori $\{Q_j\}$ nazivaju se modalni vektori. Ako se vektori $\{Q_j\}$ poređaju tako da predstavljaju kolone matrice onda je dobijena matrica modalna matrica i ona omogućava transformaciju sa generalisanih koordinata na glavne koordinate što u suštini znači da se polazni sistem diferencijalnih jednačina može prikazati kao sistem od n ne spregnutih diferencijalnih jednačina [57], [58], [59], [60].

U okviru modalne analize bitno je imati informacije u vezi sa raspodjelom kinetičke i potencijalne energije, odnosno njihove razlike po glavnim oblicima oscilovanja. Na bazi tih informacija se, u slučaju potrebe, vrši modifikacija konstrukcije u cilju poboljšanja njenih dinamičkih karakteristika u prvom redu frekvencija glavnih oblika oscilovanja.

Karakteristike konstrukcije u dinamičkom smislu se mogu iskazati kroz određen broj stavki:

- ukoliko je prunedna (radna) frekvencija manja od frekvencije prvog oblika oscilovanja sopstvenih frekvencija onda nema potrebe za modifikovanjem konstrukcije, pogotovo u slučaju da su frekvencije ostalih oblika oscilovanja međusobno razdvojene po vrijednostima,

- ukoliko je prinudna frekvencija veća od frekvencije oscilovanja prvog oblika oscilovanja, onda nije dobra situacija, kada su frekvencija nekih od preostalih oblika oscilovanja približno iste. U varijanti da je frekvencija pobude približno jednaka tim pomenutim frekvencijama došlo bi do istovremenog aktiviranja tj. rezonance, svih modova sa tom frekvencijom, što nije dobro za konstrukciju. U ovoj varijanti treba pokušati da se modifikacijom konstrukcije ostvari da se vrijednosti frekvencija pojedinih modova povećaju, odnosno odalje od frekvencije pobude i da se, istovremeno, pokušaju razdvojiti međusobno po vrijednostima. Prilikom dostizanja radne frekvencije pobude treba brzo preći stanja oscilovanja konstrukcije kada ista osciluje u oblicima oscilovanja sa frekvencijama nižim od frekvencije pobude kako bi se izbjegla rezonantna stanja,

- frekvencija oscilovanja na pojedinačnom modu se može povećati modifikacijom konstrukcije, kao što je rečeno u [61], na mjestima gdje je dominantna potencijalna energija $E_p \gg E_k$ (blizu uklještenja, mala pomjeranja) E_p ima znatno veći uticaj na promjenu frekvencije od E_k . U tom slučaju, povećanjem krutosti na mjestima dominantne potencijalne energije treba pokušati povećati sopstvenu frekvenciju na tom modu oscilovanja,

- na mjestima gdje je dominantna kinetička energija $E_k \gg E_p$ (na sredini raspona, velika pomjeranja) konstrukcija nije senzitivna na promjenu E_p jer je mala, pa bi povećanje sopstvene frekvencije oscilovanja trebalo realizovati modifikacijom konstrukcije sa smanjivanjem mase,

- u slučaju da su E_p i E_k ravnopravne po vrijednostima treba prilikom modifikacije konstrukcije djelovati istovremeno i na E_p i na E_k smanjivanjem mase i istovremenim povećanjem krutosti posmatranog dijela konstrukcije. Npr. puni poprečni presjek uzmimo vratila bi trebalo zamijeniti poprečnim presjekom prstena sa eventualnim povećanjem prečnika da bi se krutost povećala,

- ukoliko je $E_p \approx 0$ i $E_k \approx 0$ za posmatrani dio konstrukcije u određenom obliku oscilovanja onda taj dio konstrukcije nije pogodan za modifikaciju dinamičkih parametara, jer nije senzitivna ni sa aspekta kinetičke, ni sa aspekta potencijalne energije. U ovom slučaju smanjivanje mase (povećanje krutosti) neće bitno uticati na dinamičke karakteristike, ali može biti od koristi za samu konstrukciju.

- Analiza harmonijskog odziva

Analiza harmonijskog odziva rješava specijalan slučaj jednačine (8.5.) u kom se spoljašnja sila i -tog stepena slobode može napisati kao:

$$F_i = A_i \sin(\Omega t + \phi_i),$$

gdje je A_i amplituda sile, ϕ_i je fazni ugao sile, a Ω je ugaona frekvencija spoljašnje sile. Zbog posebnog oblika spoljašnje sile, proračun je mnogo efikasniji nego kod klasične tranzijentne analize odziva. Rješenje jednačine će biti u obliku:

$$D_i = B_i \sin(\Omega t + \varphi_i).$$

Cilj analize harmonijskog odziva je da se nađe amplituda B_i i fazni ugao φ_i odziva za svaki stepen slobode. Analiza harmonijskog odziva je, kao i modalna analiza, linearna i u njoj su nelinearnosti zanemarivane.

Dakle, na bazi analize dinamičkog ponašanja vratila hidroagregata treba utvrditi vrijednosti sopstvenih frekvencija na glavnim oblicima oscilovanja. Takođe, treba utvrditi koliko je vrijednost najniže sopstvene frekvencije udaljena od nominalne radne frekvencije vratila hidroagregata, kako bi se izveo zaključak o tome koliko je vratilo u radnom režimu udaljeno od rezonantnog režima rada. U slučaju da na vratilo djeluje spoljašnja sila pobude, (npr. sila težine generatora i turbine) na bazi harmonijskog odziva mogu se odrediti amplitude oscilovanja (koje se svakako, ne poklapaju sa ugibima izračunatim u statičkoj analizi). Veoma je bitno da vrijednost najniže sopstvene frekvencije bude iznad radne frekvencije agregata kako se prilikom startovanja hidroagregata ne bi prolazilo kroz rezonantna stanja.

Od rezultata analize dinamičkog ponašanja vratila zavisi da li treba i ako treba u kom pravcu vršiti modifikacije dinamičkih karakteristika u smislu promjene geometrije kako bi se korigovalo dinamičko ponašanje vratila.

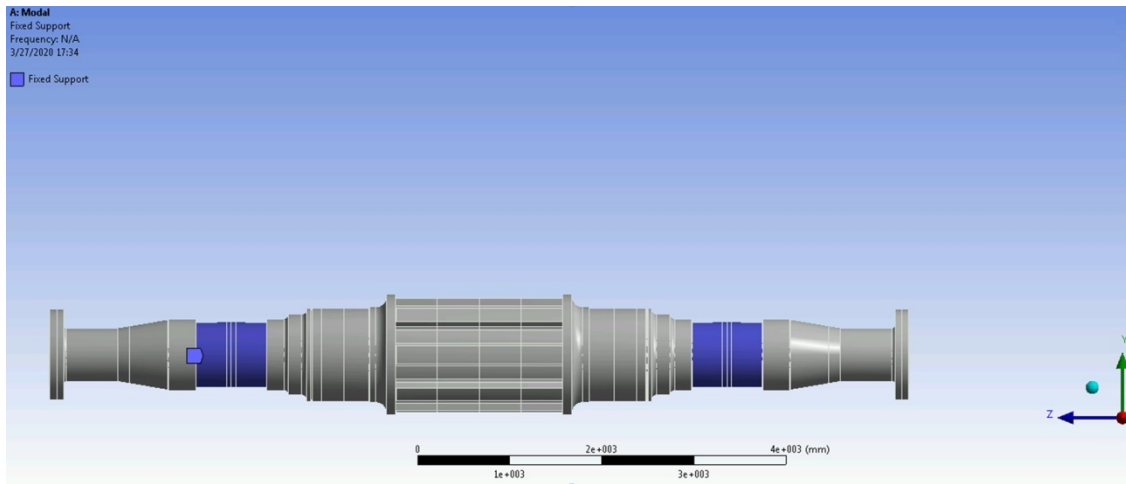
Za numeričku analizu vratila hidroagregata koristiće se softverski paketi ANSYS [62] i KOMIPS [39].

8.3.2 Modalna analiza i harmonijski odziv vratila u HE "Perućica"

Radna frekvencija vratila se može izračunati na osnovu ugaone brzine vratila u radnom režimu koja iznosi 428.5 ob/min. Radna frekvencija je $f_1 = 7.14$ Hz. Modalna analiza između ostalog, treba da pokaže koliko su daleko, ili blizu sopstvene frekvencije vratila u odnosu na radnu frekvenciju, i u kojim zonama dolazi do preklapanja ove dvije frekvencije, tj. do pojave rezonancije.

- Računski model

U modalnoj analizi obzirom da se analiziraju samo sopstvene frekvencije zadati su samo oslonci po površinama koje odgovaraju ležajevima u radnom režimu hidroagregata. Računski model je prikazan na slici 8.17. Osloncima su dozvoljena samo obrtanja oko z -ose.



Slika 8.17. Računski model vratila u modalnoj analizi

- Sopstvene frekvencije i oblici oscilovanja

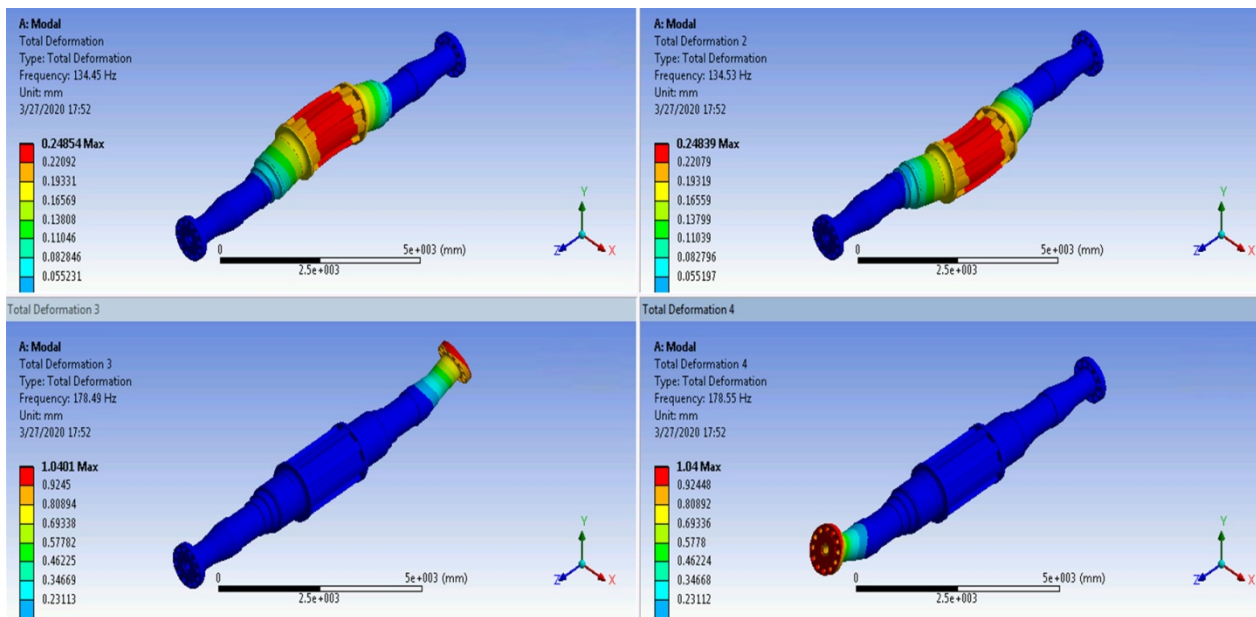
Softverski paket ANSYS koji je korišten za ovu analizu nudi po pravilu prvih šest oblika oscilovanja, međutim kako je ranije rečeno, broj oblika oscilovanja je n , i od samog korisnika zavisi koliki je željeni broj oblika oscilovanja, tj. kolika je vrijednost broja n . Mi smo ostavili šest oblika oscilovanja za sopstvene frekvencije. Takođe, još jednom treba napomenuti da su pomjeranja u modalnoj analizi uslovnog karaktera.

Oblici oscilovanja i njima odgovarajuće sopstvene frekvencije date su u tabeli 8.6. Može se vidjeti da su frekvencije veoma bliske i da su grupisane u dva klastera oko 134,5 Hz i oko 178,6 Hz.

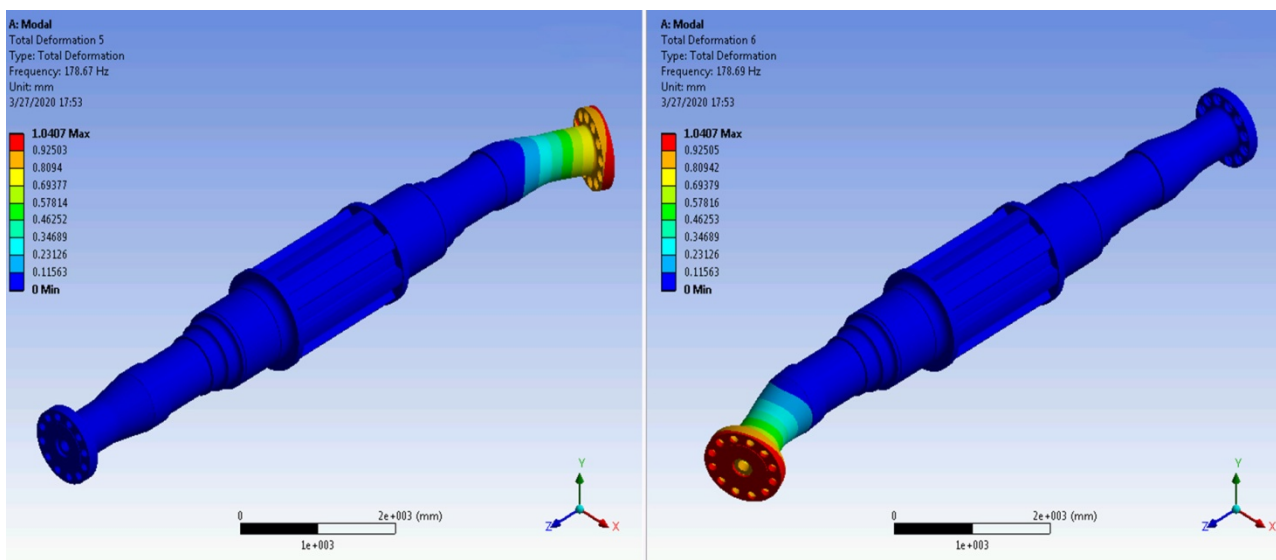
Tabela 8.6. Vrijednosti sopstvenih frekvencija i njima odgovarajućih oblika oscilovanja

Oblici oscilovanja	1	2	3	4	5	6
Frekvencije [Hz]	134.45	134.53	178.49	178.55	178.67	178.69

Na slici 8.18. i na slici 8.19. prikazani su modovi oscilovanja. Prvi, treći i četvrti mod karakteriše savijanje oko x ose, dok su za drugi, peti i šesti mod karakteristična savijanja oko y ose. Takođe, prvi i drugi mod se odnose na savijanje središnjeg dijela vratila između oslonaca, treći i peti na savijanje desnog, a četvrti i šesti na savijanje lijevog prepusta vratila.



Slika 8.18. Sopstvene frekvencije u prvih četiri oblicima oscilovanja u modalnoj analizi



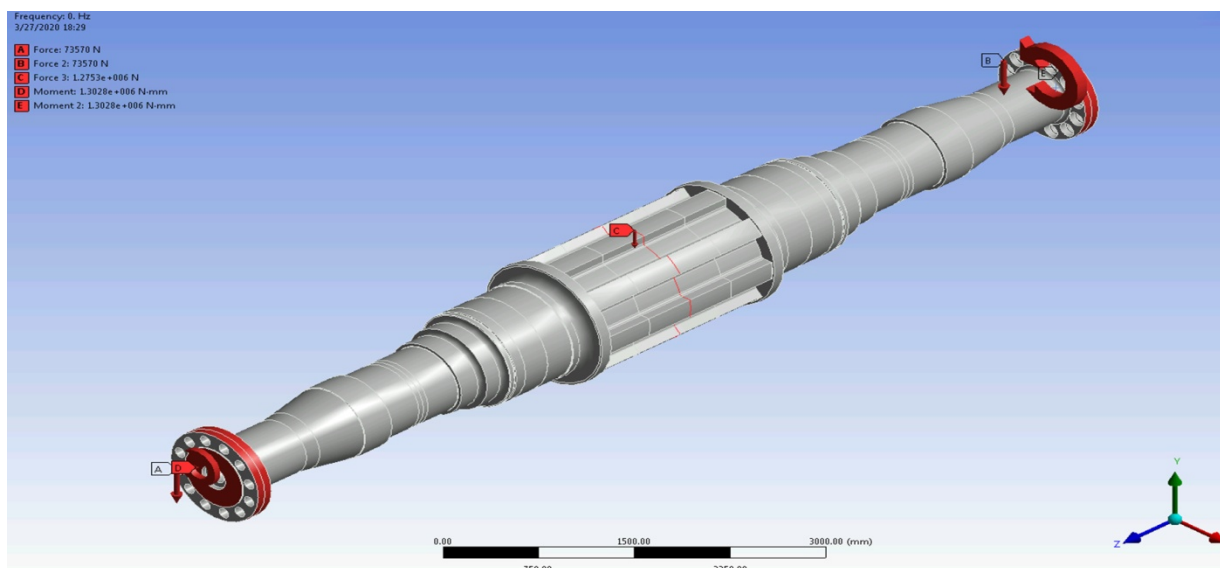
Slika 8.19. Sopstvene frekvencije u petom i šestom obliku oscilovanja u modalnoj analizi

S obzirom da je vratilo simetrično u odnosu na uzdužnu z osu za očekivati je da vrijednosti sopstvenih frekvencija za prvi i drugi oblik oscilovanja gotovo identične. Takođe, zbog činjenice da su težišne ose x i y ose simetrije frekvencije trećeg, četvrtog, petog i šestog oblika oscilovanja bi trebalo da su gotovo identične. U suštini, postoje dvije vrijednosti frekvencija za pomenutih šest oblika oscilovanja i to jedna od 134.5 Hz za prvi i drugi oblik oscilovanja i oko 178.6 Hz za ostale treći, četvrti, peti i šesti oblik oscilovanja.

Kao što se može vidjeti, sopstvene frekvencije vratila se kreću u oblicima oscilovanja sa mnogo višim frekvencijama nego što je to slučaj sa radnom frekvencijom tako da ne postoji mogućnost pojave rezonancije. Da bi smo sada odredili kolika je amplituda oscilovanja na karakterističnim frekvencijama 134.5 Hz i oko 178.6 Hz koristićemo analizu harmonijskog odziva.

- Računski model

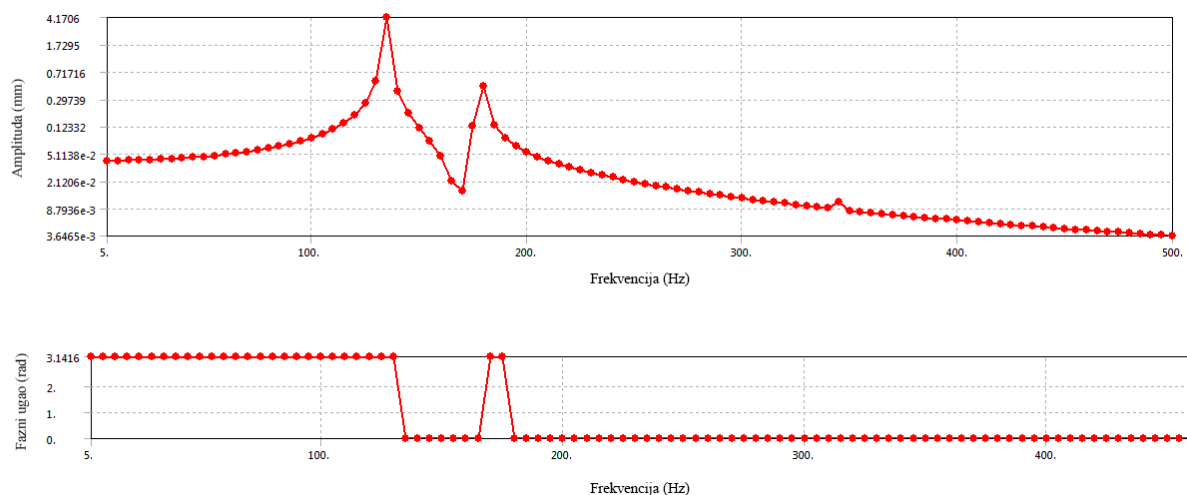
Kao granične uslove za ovu vrstu analize smo koristili iste oslonce kao i u modalnoj analizi, dok su opterećenja zadata kao na slici 8.20. na kojoj je prikazan geometrijski model vratila.



Slika 8.20. Računski model analize harmonijskog odziva (opterećenja)

- Amplitude oscilovanja

Interesantno je proučiti kolike su amplitude oscilovanja u karakterističnim modovima oscilovanja. Na slici 8.21. prikazane su amplitude oscilovanja u pravcu ose y, na horizontalnoj osi je data frekvencija oscilovanja u Hz, dok je na vertikalnoj osi data amplituda oscilovanja takođe u mm.

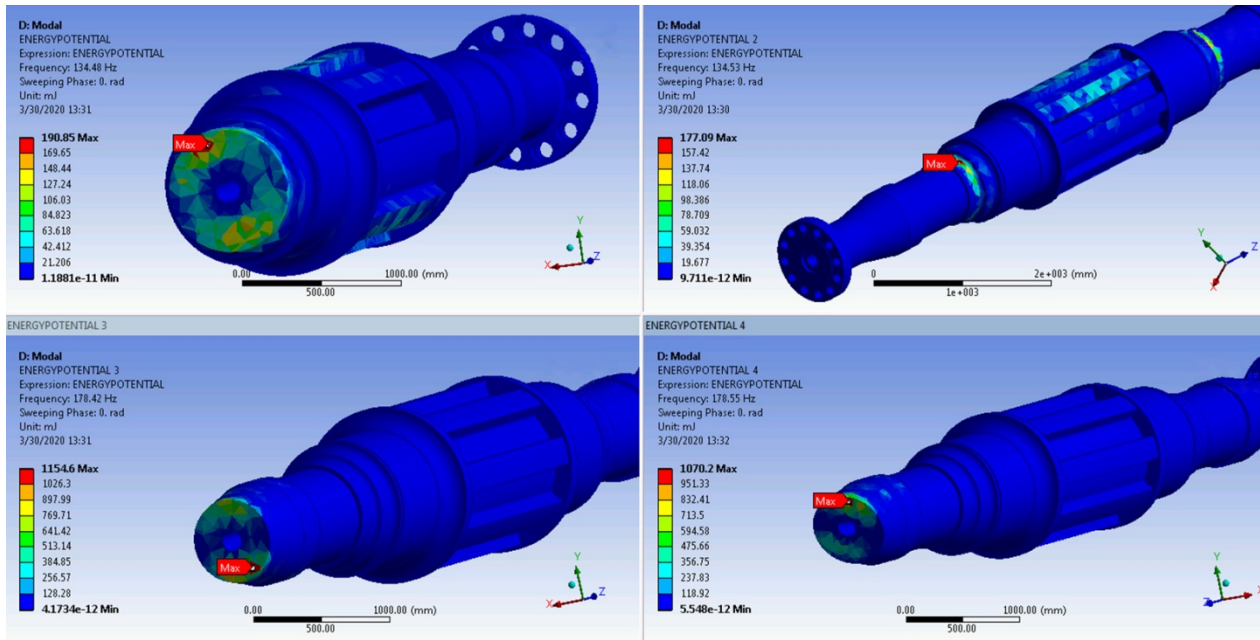


Slika 8.21. Amplitude oscilovanja u zavisnosti od frekvencija

Kao što se može vidjeti sa slike 8.19. pikovi u amplitudama se javljaju upravo u oblicima oscilovanja karakterističnih frekvencija i iznose 4.17 mm (na 135.5 Hz) i 0.45 mm (na 180 Hz). Ovo su veoma male vrijednosti amplitude i ne predstavljaju opasnost za normalan režim rada hidroagregata. Amplituda oscilovanja pri frekvenciji od 7 Hz (radna frekvencija hidroagregata) iznosi oko 0.0514 mm.

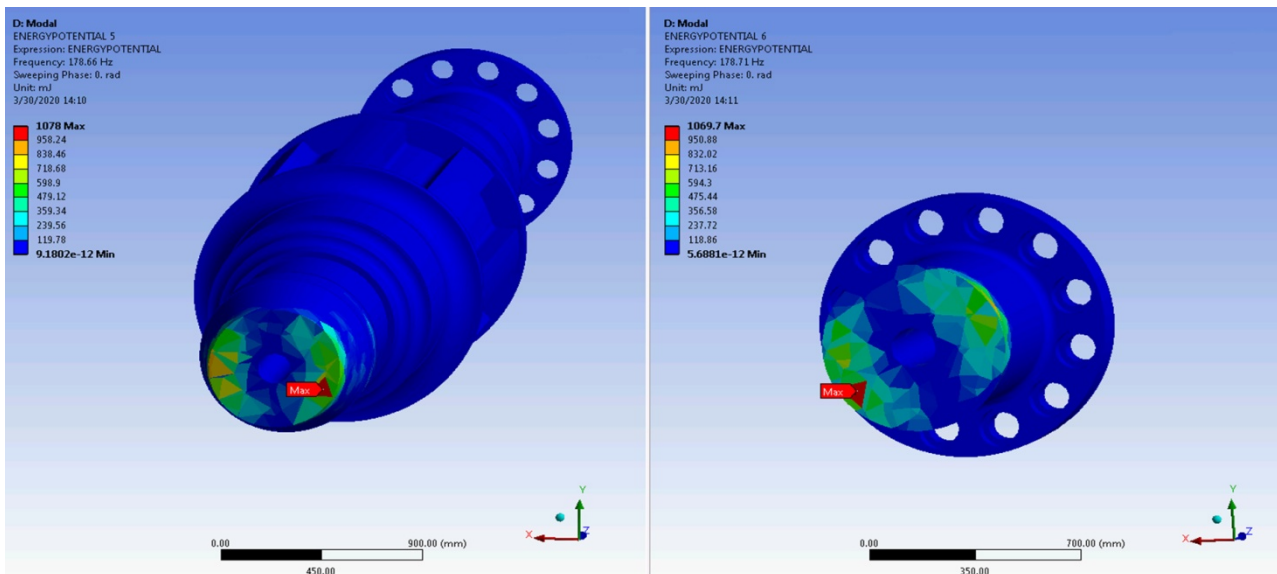
- Raspodjela kinetičke i potencijalne energije

Raspodjela kinetičke i potencijalne energije, trebalo bi da razjasni da li ima potrebe i da li postoji mogućnosti za modifikacijom ili poboljšanjem konstrukcije, u smislu poboljšanja dinamičkih karakteristika konstrukcije. Na slici 8.22. i na slici 8.23. prikazana je raspodjela potencijalne energije po osnovnim oblicima oscilovanja.



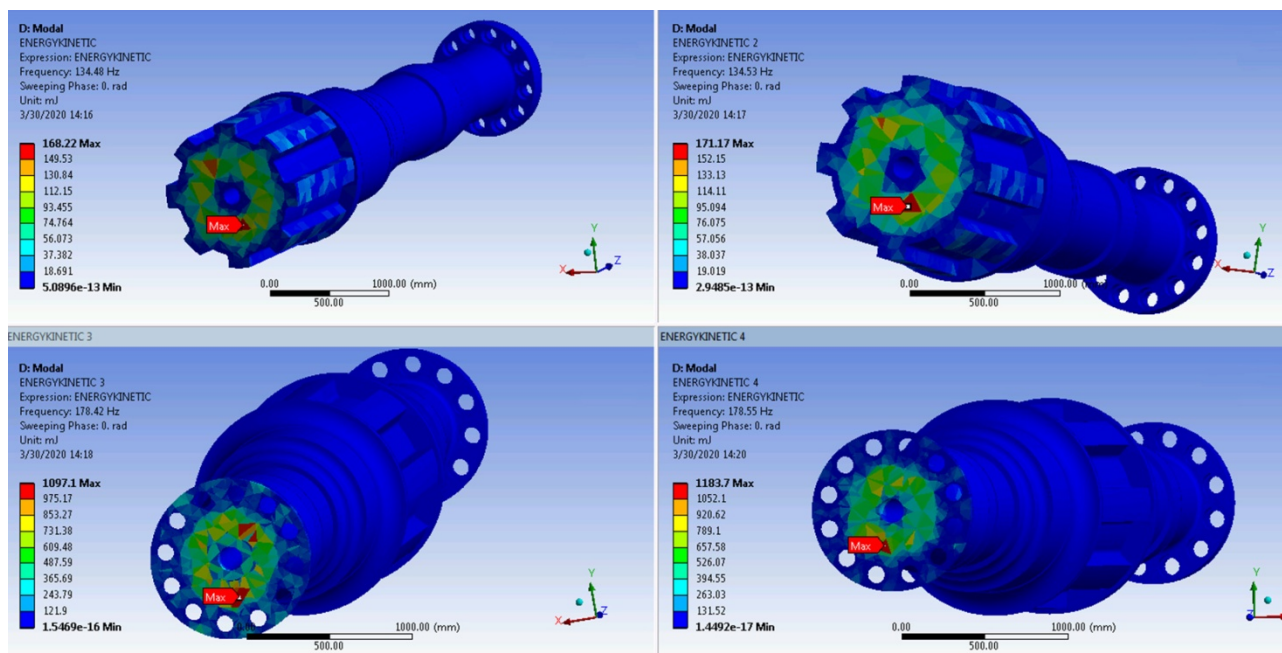
Slika 8.22. Raspodjela potencijalne energije u prva četiri oblika oscilovanja

Na slici 8.22. data su prva četiri moda oscilovanja, dok se na slici 8.23. može vidjeti raspodjela potencijalne energije u petom i šestom obliku oscilovanja. Vratilo je radi boljeg pregleda, presječeno ravni u kojoj su prikazani maksimalni naponi.



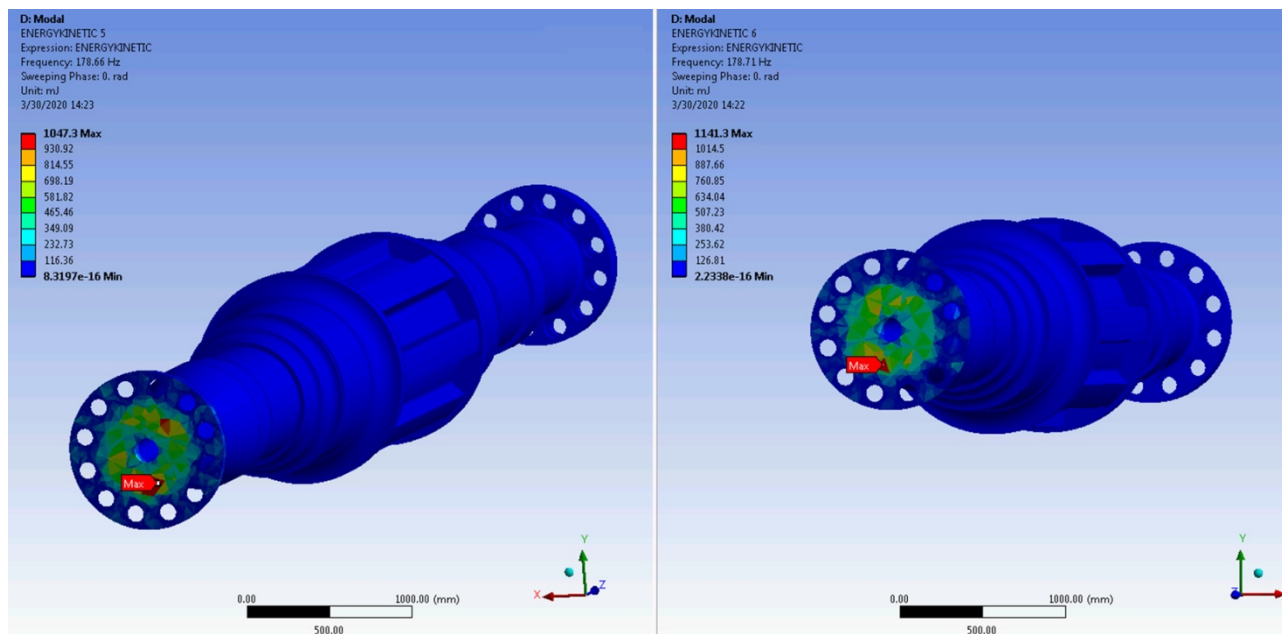
Slika 8.23. Raspodjela potencijalne energije u petom i šestom obliku oscilovanja

Dalje, razmatrana je i raspodjela kinetičke energije po modovima, tj. oblicima oscilovanja. Na slici 8.24. prikazana je raspodjela kinetičke energije u prva četiri osnovna oblika oscilovanja, dok je na slici 8.25. prikazana raspodjela u petom i šestom obliku oscilovanja.



Slika 8.24. Raspodjela kinetičke energije u prva četiri oblika oscilovanja

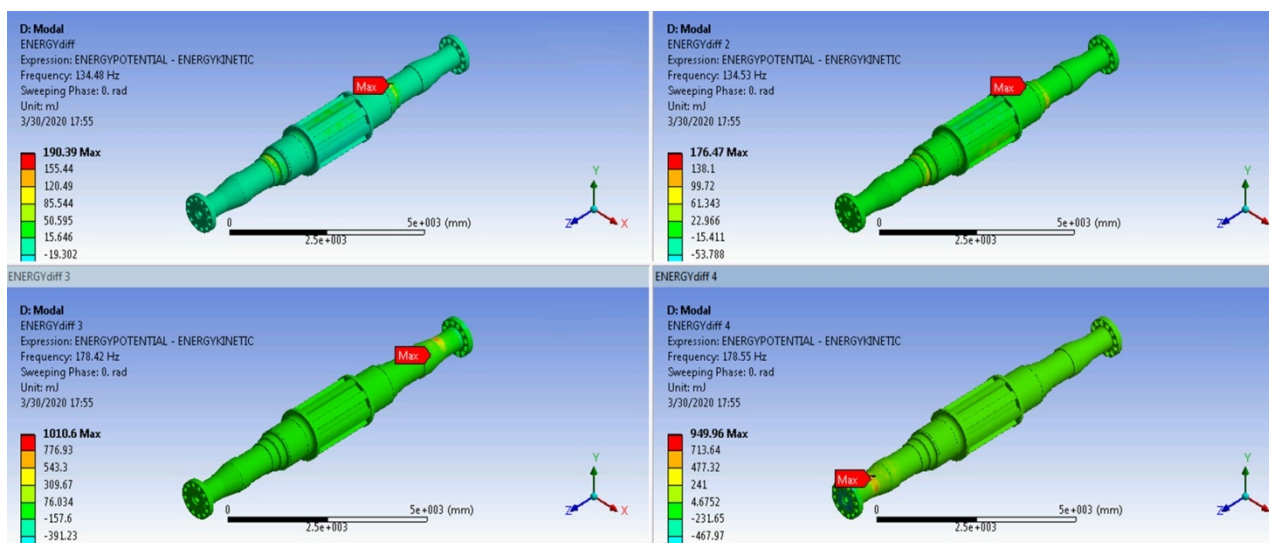
Može se uočiti da se maksimalne vrijednosti kinetičke energije nalaze u zavisnosti od oblika oscilovanja, u onim segmentima strukturnog elementa, u kojima se manifestuju oblici oscilovanja usljed osnovnih, sopstvenih frekvencija. Slično je i sa potencijalnom energijom.



Slika 8.25. Raspodjela kinetičke energije u petom i šestom obliku oscilovanja

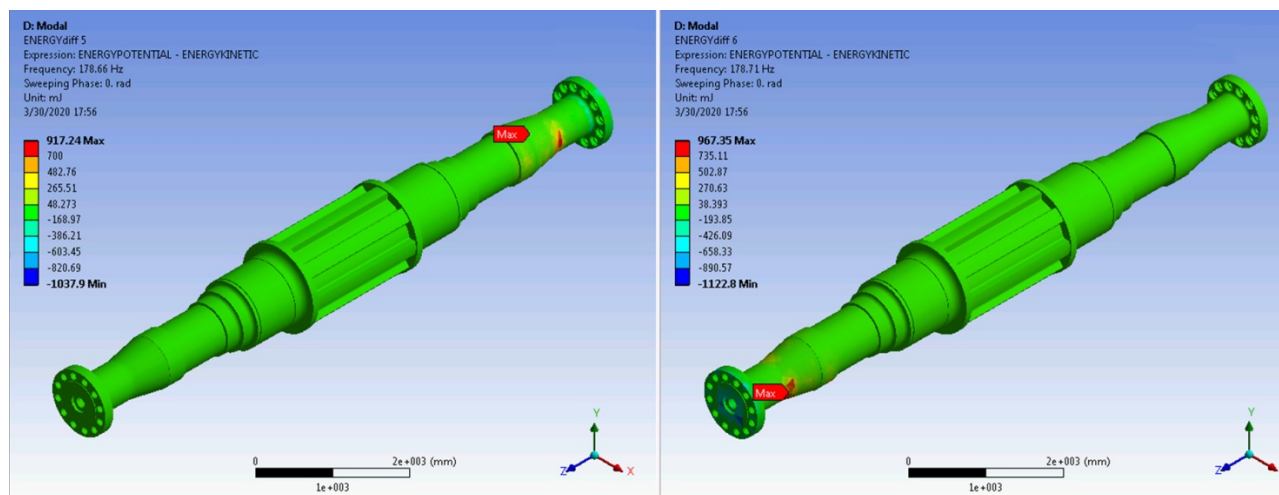
Sada će se prikazati razlika potencijalne i kinetičke energije. Za poboljšanje dinamičkih karakteristika bitna je raspodjela kinetičke i potencijalne energije na glavnim oblicima oscilovanja konstrukcije kao i informacija u kakvom su odnosu kinetička i potencijalna energija.

Na slici 8.26. i na slici 8.27. prikazana je razlika potencijalne i kinetičke energije u svih šest modova oscilovanja.



Slika 8.26. Raspodjela razlike potencijalne i kinetičke energije u prvih četiri oblika oscilovanja

Može se primijetiti da je kod većine segmenata strukturnog elementa razlika potencijalne i kinetičke energije bliska nuli. Takođe, kod elemenata gdje važi: $E_{pot} \rightarrow 0$, $E_{kin} \rightarrow 0$, nema pogodnosti za uspješnu modifikaciju u smislu povećanja sopstvenih vrijednosti. Međutim, smanjivanjem mase tih elemenata može se olakšati konstrukcija, bez bojazni da bi ta modifikacija ugrozila dinamičko ponašanje.



Slika 8.27. Raspodjela razlike potencijalne i kinetičke energije u petom i šestom obliku oscilovanja

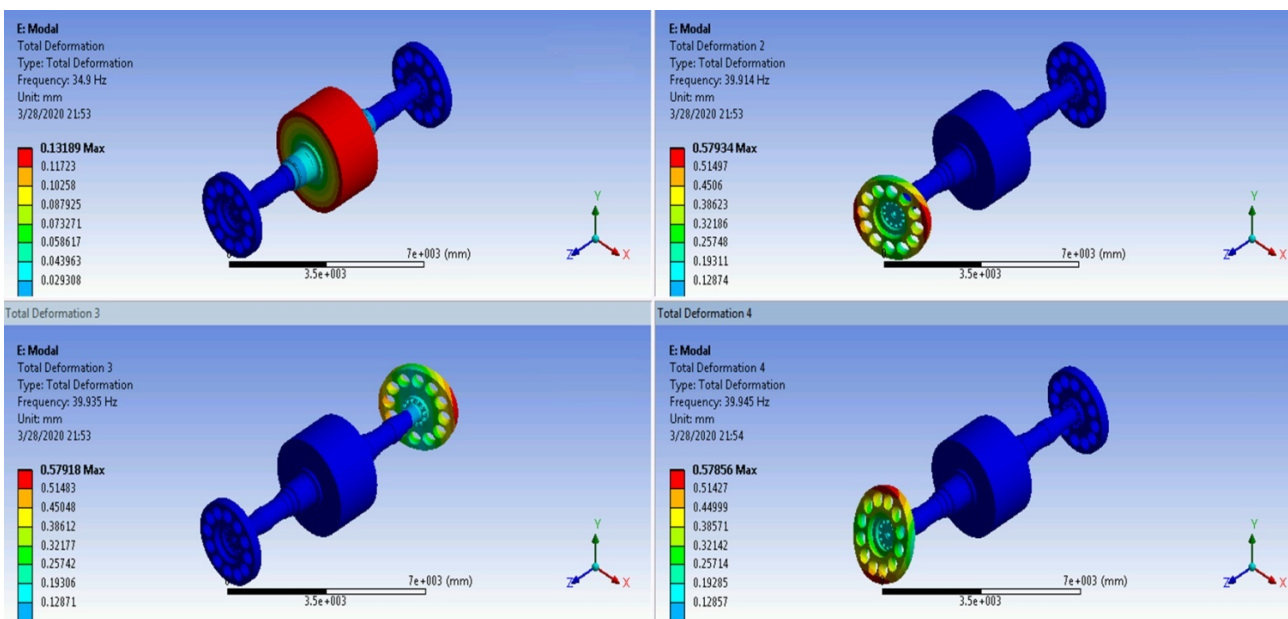
8.3.3 Modalna analiza strukture vratila sa radnim kolom i generatorom u HE "Perućica"

Sada ćemo posmatrati sopstvene frekvencije strukture koja je sastavljena od: vratila, dva radna kola na krajevima i generatora na sredini vratila. U tabeli 8.7. date su vrijednosti frekvencija u karakterističnih šest oblika oscilovanja ovakvog sistema.

Tabela 8.7. Vrijednosti sopstvenih frekvencija i njima odgovarajućih oblika oscilovanja

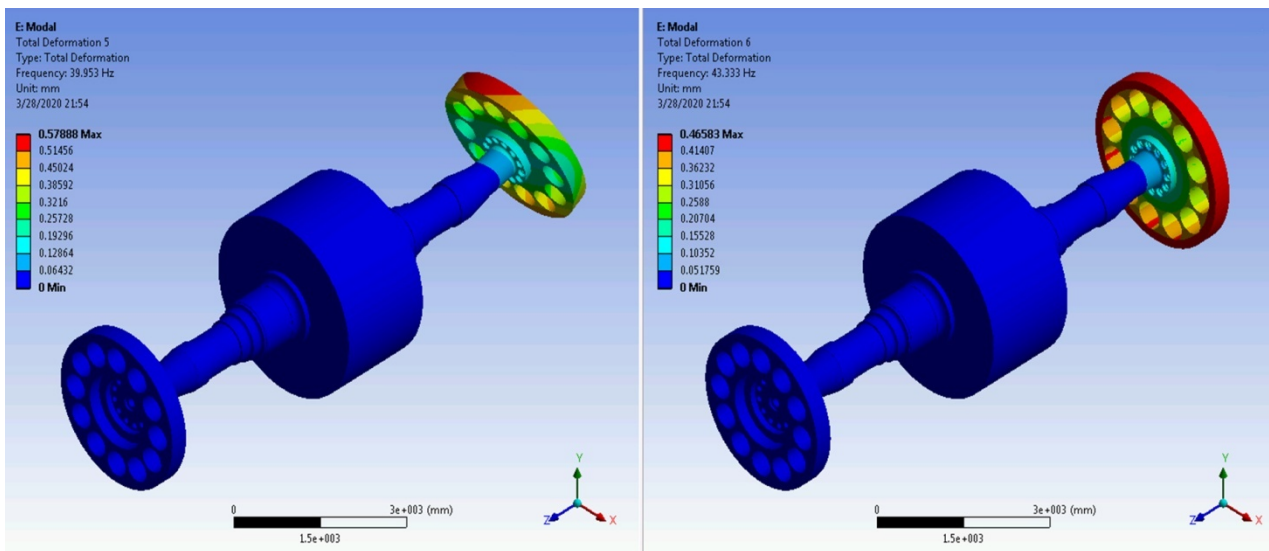
Oblici oscilovanja	1	2	3	4	5	6
Frekvencije [Hz]	34.9	39.914	39.935	39.945	39.953	43.333

Prilikom koncipiranja geometrije strukture, nije toliko vođeno računa o obliku geometrije, koliko o masama pojedinih strukturnih elemenata, tako da ukupna masa strukture odgovara stvarnoj sumi masa ovih elemenata u eksploataciji.



Slika 8.28. Prva četiri oblika oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Na slici 8.28. data su prva četiri oblika oscilovanja. Prvi mod odgovara uvijanju oko z ose, drugi i treći oblik oscilovanja odgovaraju savijanju oko y ose, dok četvrti i peti oblik oscilovanja odgovaraju savijanju oko x ose. Zanimljivo je da i šesti oblik oscilovanja karakteriše uvijanje oko uzdužne z ose. Peti i šesti oblik oscilovanja su dati na slici 8.29. Uočava se da su sopstvene frekvencije drugog, trećeg, četvrtog i petog oblika oscilovanja približno identične, a to zbog simetrije vratila. One se ne mogu promijeniti modifikacijom geometrijskih karakteristika vratila, ako se zadrži simetrija vratila. U suštini, postoje tri karakteristične frekvencije posmatranih šest modova oscilovanja i to: 34.9 Hz, 39.9 Hz, i 43.3 Hz.

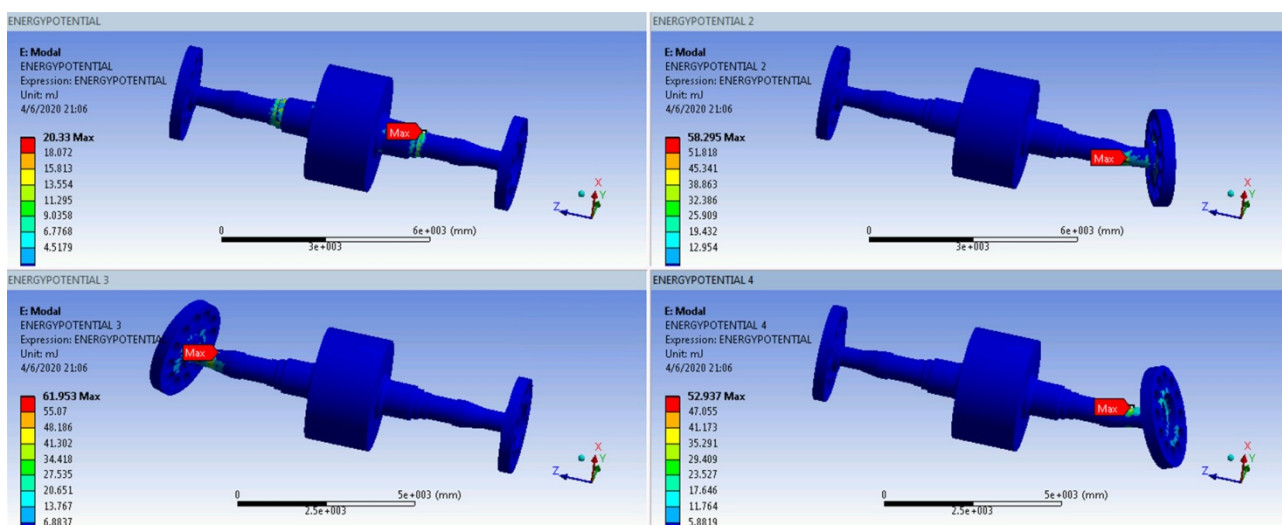


Slika 8.29. Peti i šesti oblik oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Treba istaći da se u slučaju posmatranja ovakve geometrijske strukture frekvencije drastično smanjuju u odnosu na posmatranje sopstvenih frekvencija vratila (sa nekih 134.5 Hz u osnovnom obliku oscilovanja na 34.9 Hz). Ovo je očekivano, obzirom da se znatno povećala ukupna masa strukture. Međutim, i ovih šest oblika oscilovanja koji variraju između 34.9 Hz i 43.3 Hz su dovoljno daleko od radne frekvencije vratila koja iznosi 7.14 Hz . Kao što je i ranije rečeno, bitno je da je i u ovom slučaju prvi (osnovni), najniži oblik oscilovanja nalazi iznad radne frekvencije, jer se na taj način izbegava mogućnost ulaska strukture u rezonanciju. I u jednom i u drugom analiziranom slučaju može se konstatovati da postoji dobro dinamičko ponašanje s obzirom na relativno visoke prve osnovne oblike oscilovanja.

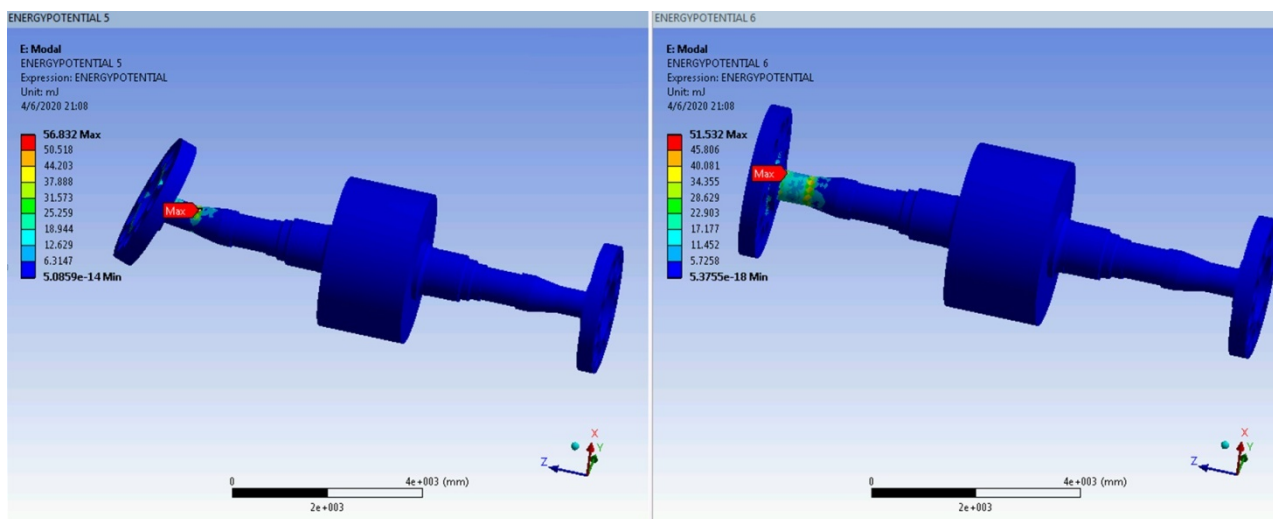
- Raspodjela kinetičke i potencijalne energije

Raspodjela kinetičke i potencijalne energije, trebalo bi da razjasni da li postoje mogućnosti za modifikaciju ili poboljšanje konstrukcije, u ovom slučaju, geometrije vratila. Na slici 8.30. i na slici 8.31. prikazana je raspodjela potencijalne energije po osnovnim oblicima oscilovanja.



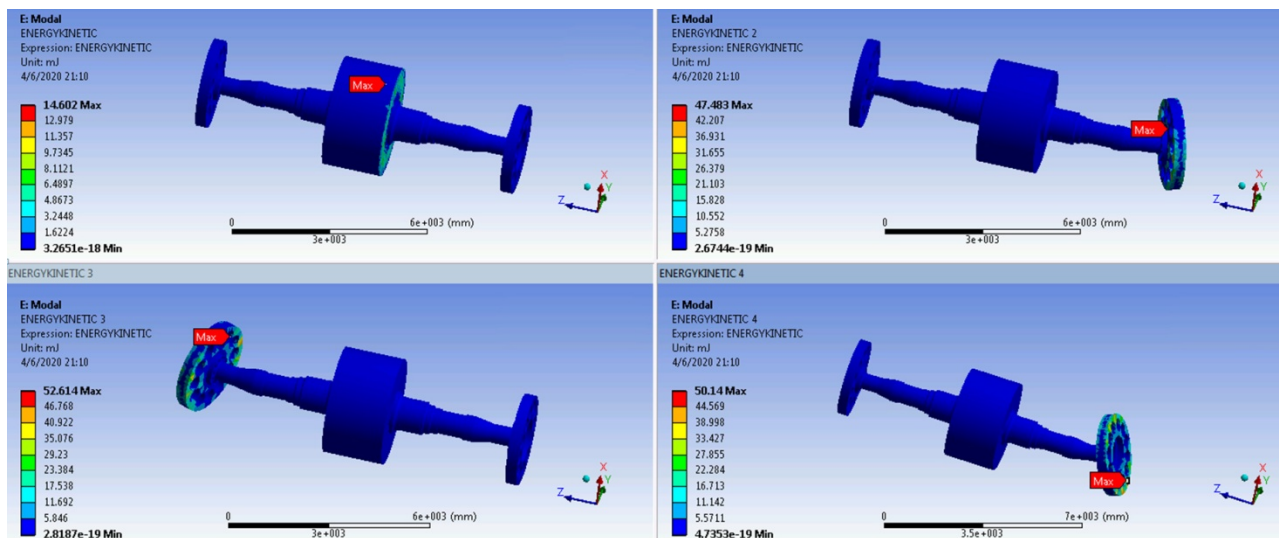
Slika 8.30. Raspodjela potencijalne energije u prva četiri oblika oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Na slici 8.30. data su prva četiri moda oscilovanja, dok se na slici 8.31. može vidjeti raspodjela potencijalne energije u petom i šestom obliku oscilovanja.



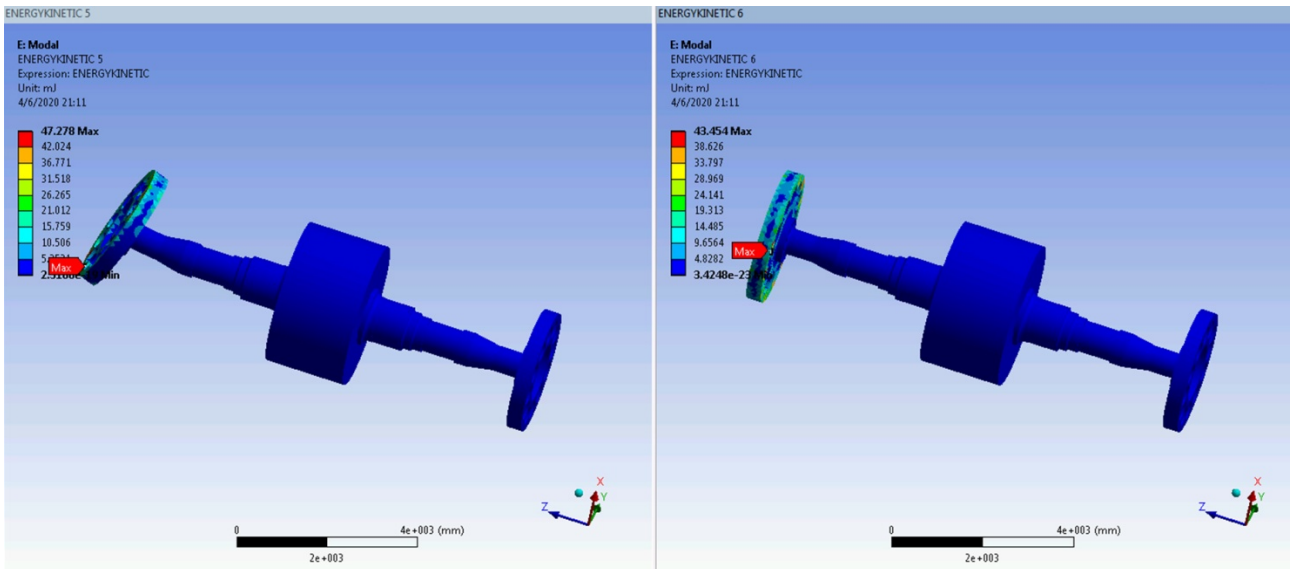
Slika 8.31. Raspodjela potencijalne energije u petom i šestom obliku oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Razmatrana je i raspodjela kinetičke energije po modovima, tj. oblicima oscilovanja. Na slici 8.32. prikazana je raspodjela kinetičke energije u prva četiri osnovna oblika oscilovanja, dok je na slici 8.33. prikazana raspodjela u petom i šestom obliku oscilovanja.



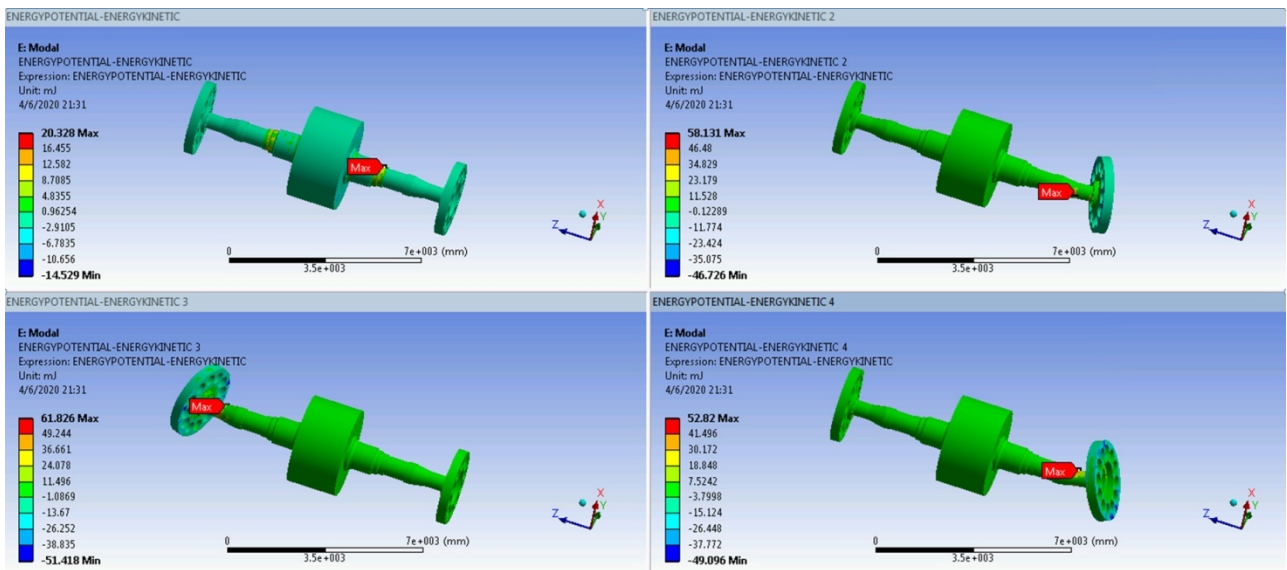
Slika 8.32. Raspodjela kinetičke energije u prva četiri oblika oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Može se uočiti da se maksimalne vrijednosti kinetičke energije, u zavisnosti od oblika oscilovanja, nalaze u onim segmentima strukturnog elementa na kojima se uočavaju najveća pomjeranja.



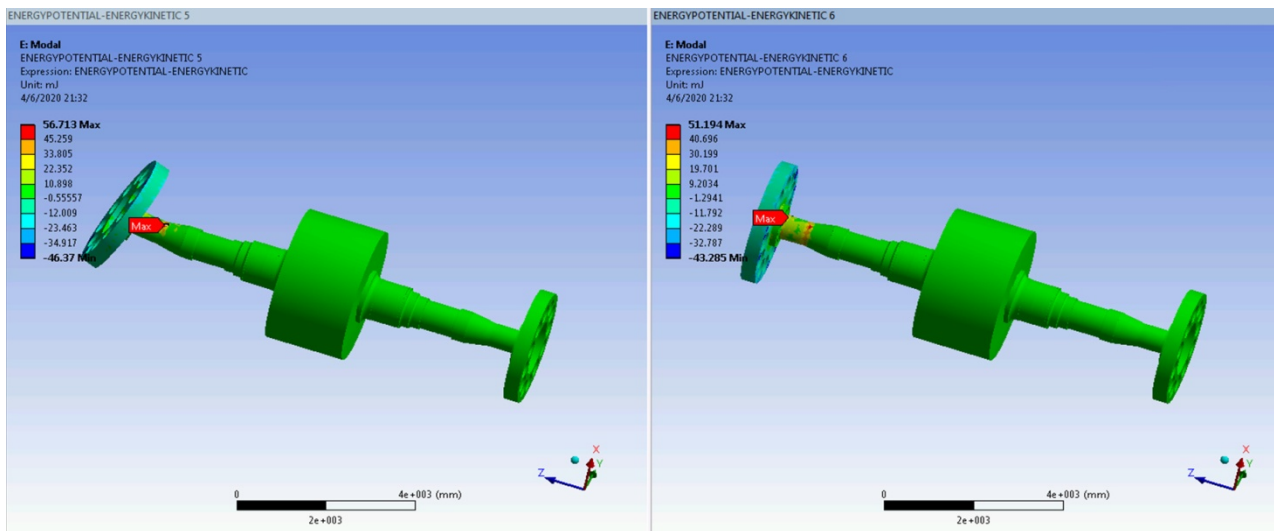
Slika 8.33. Raspodjela kinetičke energije u petom i šestom obliku oscilovanja strukture vratilo - radna kola - generator

Na slici 8.34. i na slici 8.35. prikazana je razlika potencijalne i kinetičke energije u svih šest modova oscilovanja.



Slika 8.34. Raspodjela razlike potencijalne i kinetičke energije u prva četiri oblika oscilovanja

Može se primijetiti da je kod većine segmenata strukturnog elementa razlika potencijalne i kinetičke energije bliska nuli, kao što je to bio slučaj i kod vratila bez uzimanja u obzir mase turbina i generatora. Kod elemenata za koje je: $E_{pot} \rightarrow 0$, $E_{kin} \rightarrow 0$, nema pogodnosti za uspješnu modifikaciju u smislu povećanja sopstvenih vrijednosti, jer isti nijesu senzitivni. Međutim, smanjivanjem mase tih elemenata može se olakšati konstrukcija, bez bojazni da bi ta modifikacija ugrozila dinamičko ponašanje.



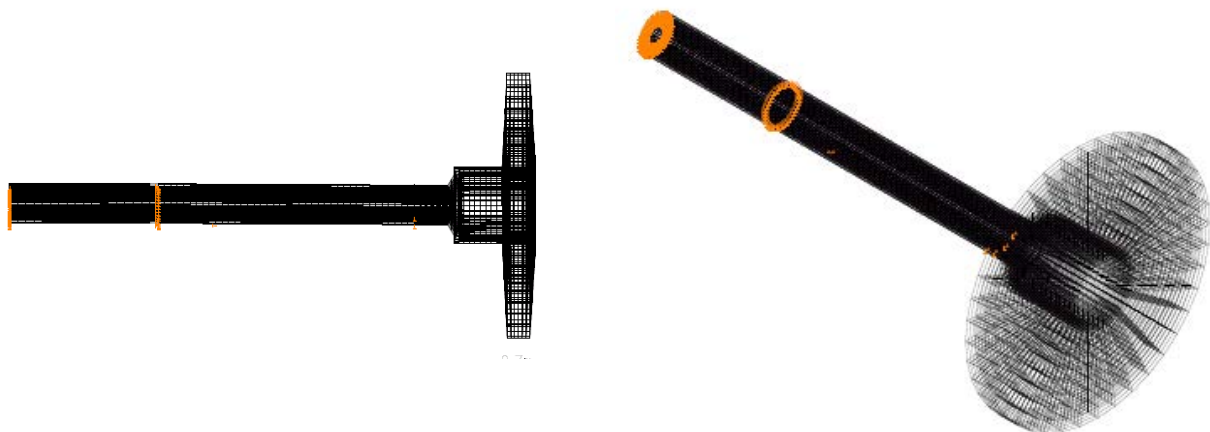
Slika 8.35. Raspodjela razlike potencijalne i kinetičke energije u petom i šestom obliku oscilovanja

8.3.4 Modalna analiza vratila u HE "Đerdap 2"

Radna frekvencija vratila se može izračunati na osnovu ugaone brzine vratila u radnom režimu koja iznosi 62,5 ob/min. Radna frekvencija je $f_1 = 1.04 \text{ Hz}$. Kao i kod modalne analize vratila u hidroelektrani "Perućica" treba odrediti koliko su daleko, ili blizu sopstvene frekvencije vratila u odnosu na radnu frekvenciju, da bi se došlo do zaključka da li postoji mogućnost da dođe do pojave rezonancije.

- Računski model

U modalnoj analizi obzirom da se analiziraju samo sopstvene frekvencije zadati su samo oslonci koji odgovaraju položajima ležajeva u radnom režimu hidroagregata. Računski model je prikazan na slici 8.36. U osloncima su dozvoljena samo obrtanja oko z -ose.



Slika 8.36. Računski model vratila u HE "Đerdap 2" u modalnoj analizi

- Sopstvene frekvencije i oblici oscilovanja

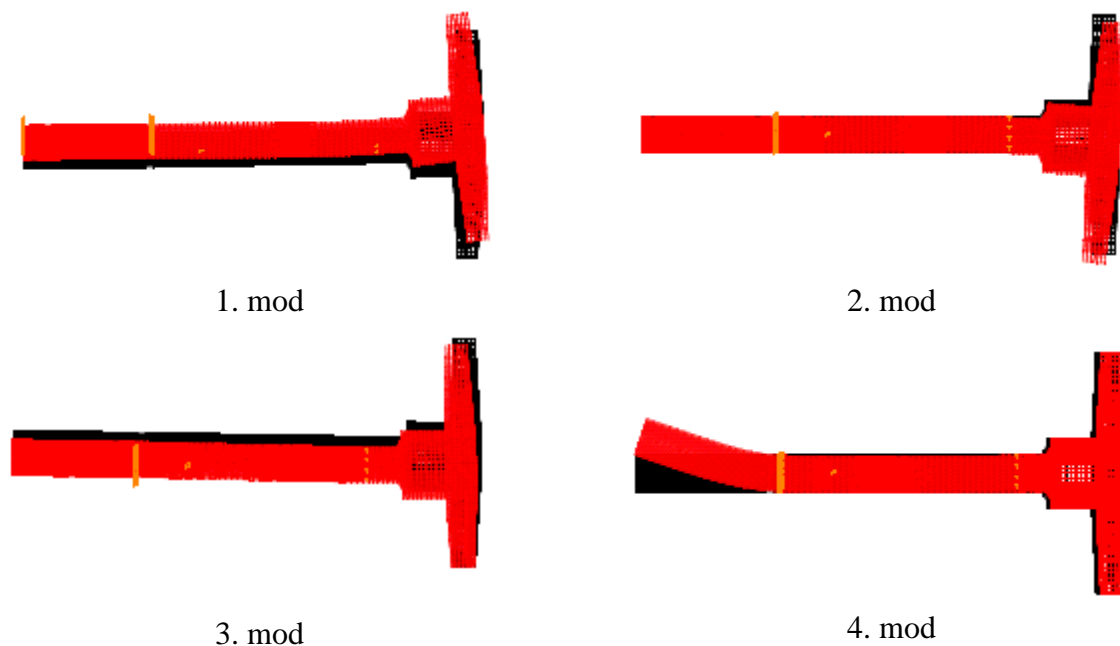
Kroz softverski paket KOMIPS [68] koji je korišten za ovu analizu prikazano je deset oblika oscilovanja.

Oblici oscilovanja i njima odgovarajuće sopstvene frekvencije su date u tabeli 8.8. Može se vidjeti da frekvencije variraju od oko 10,4 Hz u prvom obliku oscilovanja, do oko 124,1 Hz u posljednjem obliku oscilovanja.

Tabela 8.8. Vrijednosti sopstvenih frekvencija i njima odgovarajućih oblika oscilovanja

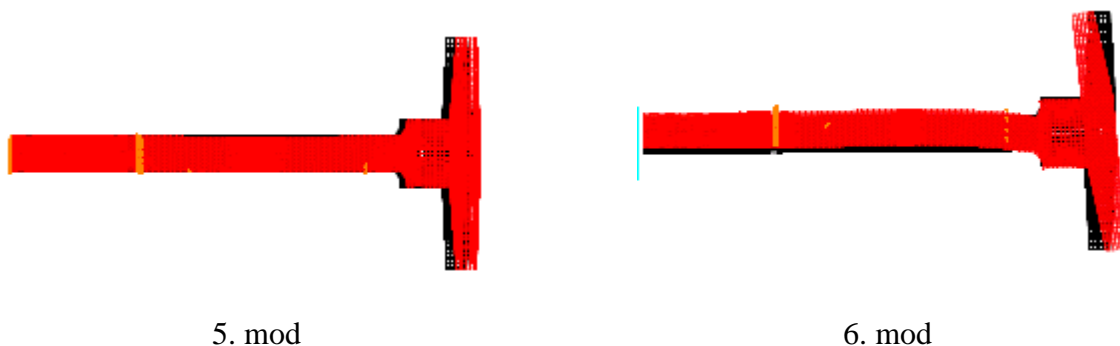
Oblici oscilovanja	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekvencije [Hz]	10.4	11.3	12.8	42.1	47	57.2	57.8	70.6	77.3	124.1

Na slici 8.37., slici 8.38. i slici 8.39. prikazani su modovi oscilovanja. Prvi, drugi i četvrti mod na slici 8.37. karakteriše savijanje prepusta.



Slika 8.37. Prva četiri oblika oscilovanja vratila u HE "Đerdap 2"

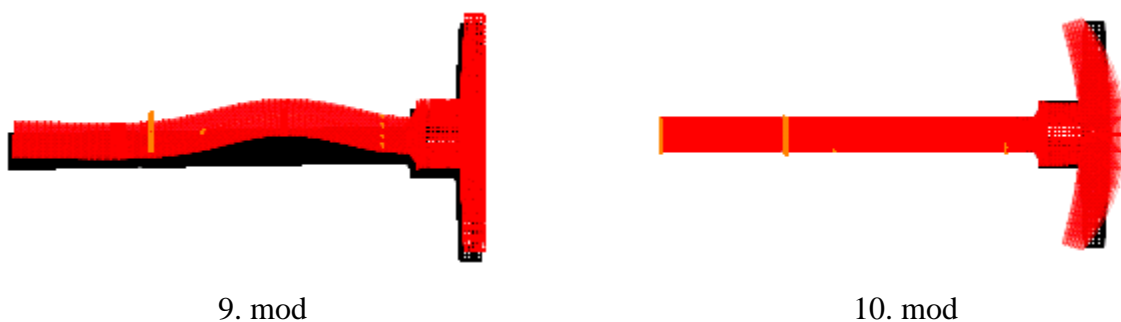
Na slici 8.38. šesti, sedmi i osmi oblik oscilovanja takođe karakteriše savijanje, ali na ovim frekvencijama predmet savijanja je čitava konstrukcija. Frekvencije su kao što se može vidjeti iz tabele 8.8 u nekim oblicima oscilovanja veoma bliske (šesti i sedmi oblik oscilovanja).





Slika 8.38. Oblici oscilovanja 5,6,7 i 8 vratila u HE "Đerdap 2"

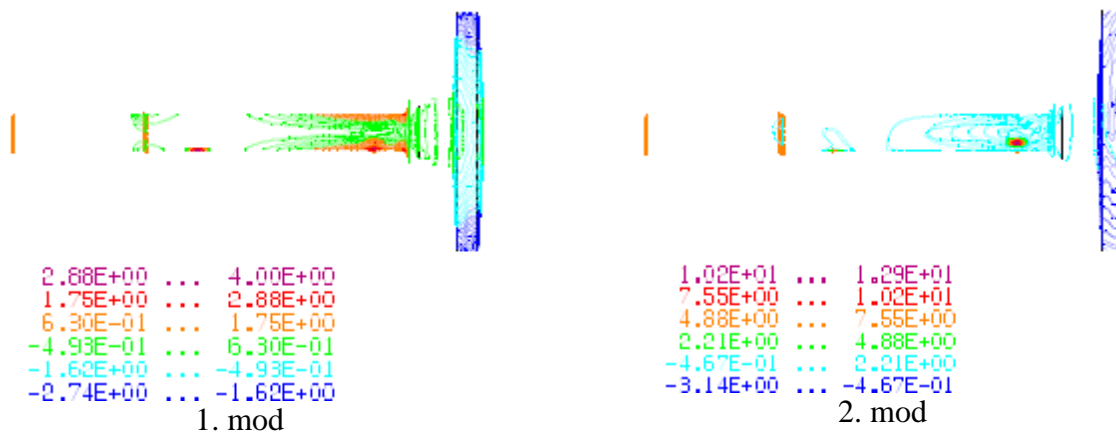
Kao što se može uočiti iz tabele 8.8., sopstvene frekvencije vratila se kreću u oblicima oscilovanja sa mnogo višim frekvencijama nego što je to slučaj sa radnom frekvencijom, tako da ne postoji mogućnost pojave rezonancije.

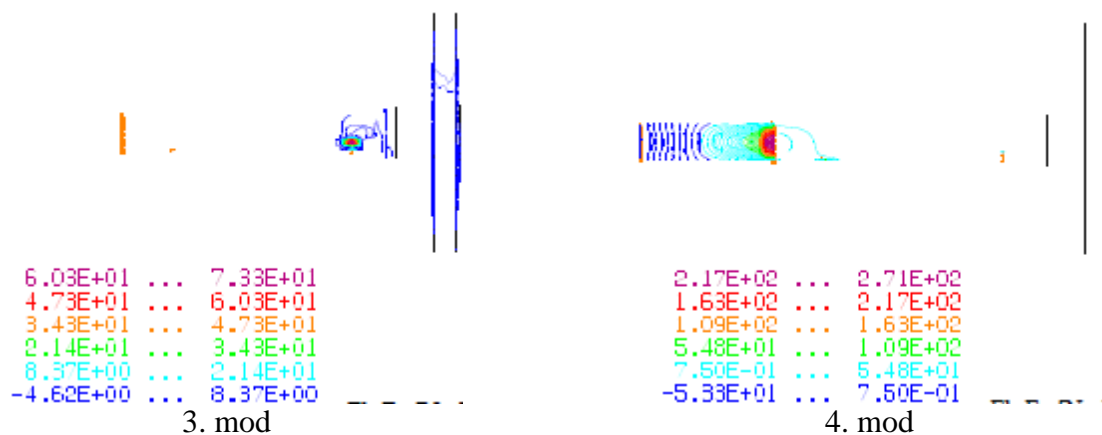


Slika 8.39. Oblici oscilovanja 9 i 10 vratila u HE "Đerdap 2"

- Raspodjela razlike kinetičke i potencijalne energije

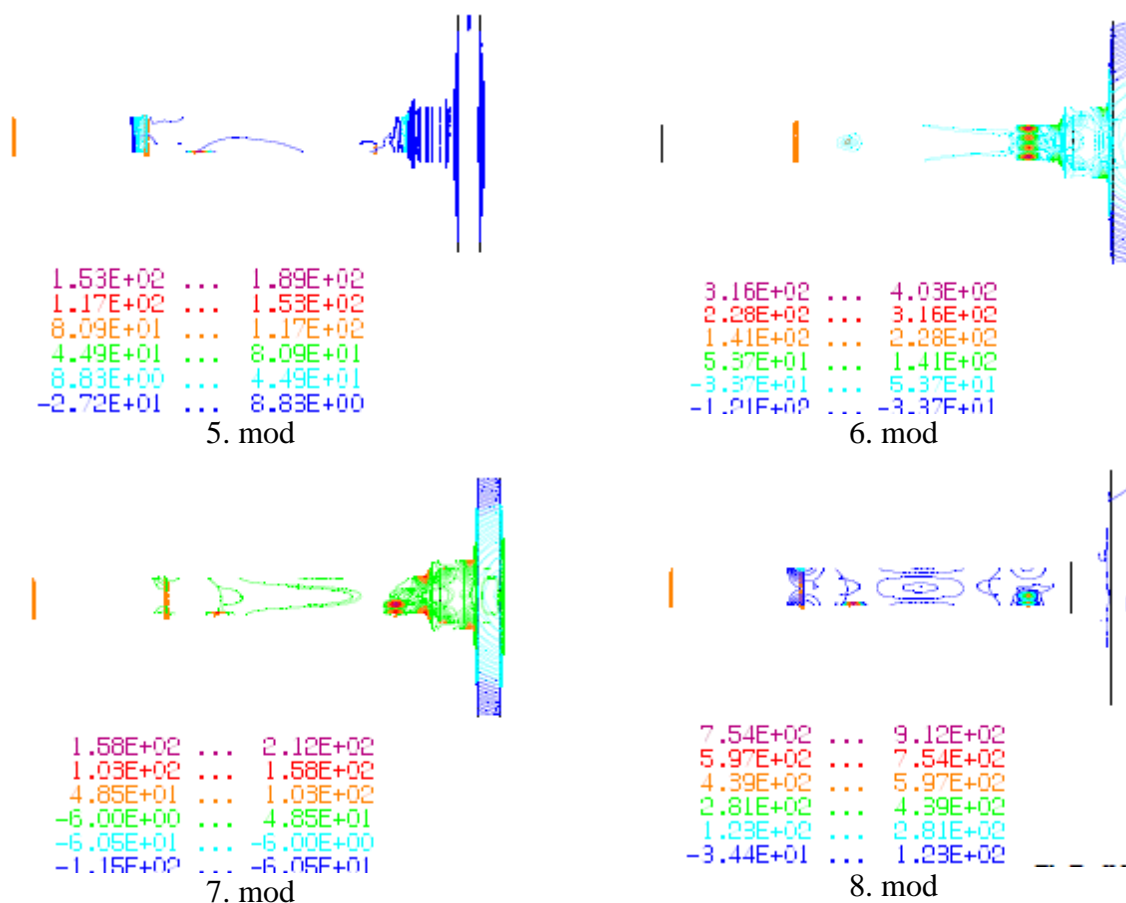
Raspodjela kinetičke i potencijalne energije, trebalo bi da ukaže da li postoje mogućnosti za modifikaciju ili poboljšanje konstrukcije, u ovom slučaju, geometrije vratila. Na slici 8.40., slici 8.41. i na slici 8.42. prikazana je raspodjela razlike kinetičke i potencijalne energije po osnovnim oblicima oscilovanja.





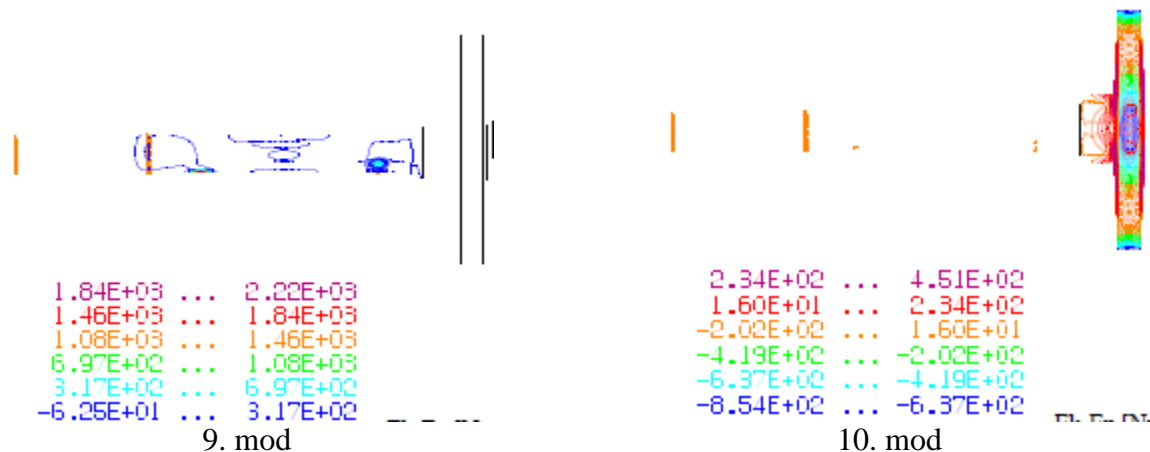
Slika 8.40. Raspodjela razlike kinetičke i potencijalne energije u prva četiri oblika oscilovanja u [Nm] na vratilu u HE "Đerdap 2"

Razlika kinetičke i potencijalne energije u prva tri oblika oscilovanja (slika 8.40) ima male vrijednosti (7.33 Nm maksimalna vrijednost). To je karakteristika dobrog dinamičkog ponašanja, jer nema dominantnog oblika energije.



Slika 8.41. Raspodjela razlike kinetičke i potencijalne energije u 5, 6, 7 i 8 obliku oscilovanja u [Nm] na vratilu u HE "Đerdap 2"

Takođe, na slici 8.41. možemo primijetiti da za djelove vratila koji osciluju u pojedinim modovima (kao npr. šesti i sedmi mod) važi da razlika kinetičke i potencijalne energije ima takođe malu vrijednost, mada malo veću nego u prethodnim slučajevima.



Slika 8.42. Raspodjela razlike kinetičke i potencijalne energije u 9 i 10 obliku oscilovanja u [Nm] na vratilu u HE "Derdap 2"

8.4 Zaključna analiza

Na bazi analitičke i numeričke (MKE) dijagnostike ponašanja vratila HE "Perućica" sa aspekta statičkog opterećenja može se konstatovati, sljedeće:

- dobijene su brojne vrijednosti za ugib na kraju vratila usljed savijanja u vertikalnoj ravni,
- dobijene su brojne vrijednosti normalnih napona na kraju vratila usljed savijanja u vertikalnoj ravni, presjek 3-3 (slika 8.8.),
- dobijene su brojne vrijednosti normalnih napona na usljed savijanja u vertikalnoj ravni, presjek 1-1, (slika 8.8.).

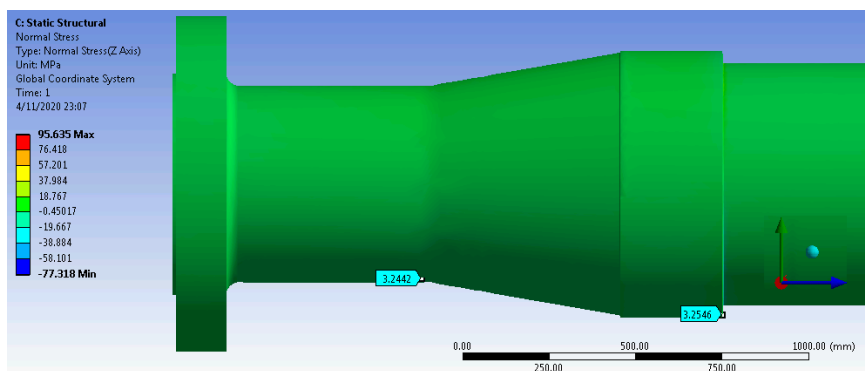
Pomenute brojne vrijednosti su upoređene i predstavljene u tabeli 8.9.

Tabela 8.9. Uporedne vrijednosti analitičkog i numeričkog proračuna vratila

	Ugib [mm]	Normalni naponi σ [MPa] (presjek 3-3)	Normalni naponi σ [MPa] (presjek 1-1)
Analitički proračun	0.049	3.40	3.01
Numerički proračun	0.049	3.25	3.24

Može se zaključiti da su naponi zaključno sa Von Mises-ovim naponima ravnomjerno raspoređeni duž čitavog vratila. Vrijednosti napona, koje su date u tabeli 8.9., odnose se na presjeke 1-1 i 3-3 sa slike 8.8. Jasno je da su one, kao i vrijednosti napona duž čitavog vratila, dosta ispod maksimalnih napona sa stanovišta čvrstoće.

Sličan zaključak se može izvesti i za vrijednosti pomjeranja u pravcu ose y (ugiba). U analitičkom proračunu je dobijena maksimalna vrijednost ugiba od 0.049 mm na kraju vratila, što je potvrđeno i numeričkom analizom i dato na slici 8.7.



Slika 8.43. Vrijednosti normalnih napona u presjecima 1-1 i 3-3

U okviru numeričke dijagnostike ponašanja vratila HE "Perućica" sa stanovišta dinamičkog ponašanja izvršena je modalna analiza vratila bez turbina i agregata, sa analizom harmonijskog odziva i modalna analiza sistema vratila sa agregatom i turbinama.

Frekvencije glavnih modova oscilovanja su se značajno smanjile (više od 4 puta) kada je posmatran sistem turbine-vratilo-generator. U oba slučaja prvi glavni oblik oscilovanja se odnosi na savijanje središnjeg dijela vratila i mnogo je visočiji što se tiče frekvencija od frekvencija u radnom režimu vratila, koja iznosi 7.14 Hz. To takođe znači da agregat neće prolaziti kroz rezonantno stanje do dostizanja radne frekvencije. I bez drugih, dodatnih istraživanja nije teško zaključiti da se vratilo u HE "Perućica" nalazi, kako sa aspekta napona i deformacija, tako i sa aspekta dinamičkih karakteristika, u stabilnom režimu rada, što takođe potvrđuje i raspodjela kinetičke i potencijalne energije po oblicima oscilovanja. Pošto je razlika potencijalne i kinetičke energije mala i pošto su vrijednosti za E_k i E_p takođe male, to bi trebalo da znači da bi, u slučaju potrebe, bilo otežano korigovati vratilo u smislu povećanja frekvencije na nekom od modova oscilovanja.

Što se tiče vratila HE "Đerdap 2" sa aspekta dinamičkog ponašanja, može se konstatovati da vratilo ima dobro dinamičko ponašanje i to iz razloga:

- radna frekvencija vratila je 1.04 Hz, što je znatno niža vrijednost od vrijednosti, najniže frekvencije sopstvenih oscilacija, a koja iznosi 10.4 Hz. To je pozitivna karakteristika u dinamičkom ponašanju vratila sa aspekta mogućnosti pojave rezonance. Takođe, frekvencije pojedinih viših oblika oscilovanja su međusobno razdvojene što onemogućava pojavu istovremenog dešavanja više oblika oscilovanja u slučaju njihove eventualne pobude,
- razlika kinetičke i potencijalne energije je mala, pogotovo na nižim oblicima oscilovanja što znači da nema dominacije jednog oblika energije u odnosu na drugi.

9 ZAKLJUČAK

U poglavlju 5: *Metodologija dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrane* data je metodologija dijagnostike ponašanja pojedinačno cjevovoda, račve i vratila hidroagregata, kao najvažnijih strukturnih elemenata hidroelektrane. Zatim je data uopštena metodologija dijagnostike ponašanja strukturnog elementa hidroelektrane.

Saglasno rečenom u poglavlju 5., u poglavljljima 6., 7., 8., respektivno su date: *Dijagnostika ponašanja cjevovoda*, *Dijagnostika ponašanja račvi* i *Dijagnostika ponašanja vratila* hidroagregata.

U poglavlju 6.: *Dijagnostika ponašanja cjevovoda* je, na bazi numeričkih i analitičkih metoda, data procedura proračuna dilatacija i pomjeranja i proračuna napona cjevovoda. Na primjeru cjevovoda HE "Perućica" dobijeni su konkretni rezultati koji su analizirani.

U poglavlju 7.: *Dijagnostika ponašanja račvi* razmatrana je problematika račvi kao mjesta na cjevovodu gdje se presijecaju dvije cilindrične cijevi. U okviru ovog poglavlja razmatrana je problematika uticaja ojačanja u račvi na mjestu prodora dva cilindra. Data je numerička analiza naponskog stanja račve. Takođe su dati i rezultati ekperimentalnih istraživanja koja su vršena na modelu račve. Eksperimentalni rezultati su dobijeni na osnovu eksperimenata beziranih na mjernim trakama i snimanju 3D kamerama. Istraživanja su aplicirana za račvu HE "Perućica".

U središtu istraživanja datim u poglavlju 8.: *Dijagnostika ponašanja vratila* opisana je problematika analitičke i numeričke analize statike i dinamike vratila hidroagregata. Ista je primijenjena na vratilu HE "Perućica" i HE "Đerdap 2". U suštini dinamičke analize je modalna analiza vratila sa aspekt apromjene sopstvenih vrijednosti pojedinih oblika oscilovanja, kako iste ne bi bile bliske frekvenciji pobude i kako bi se frekvencije oblika oscilovanja međusobno što više razlikovale.

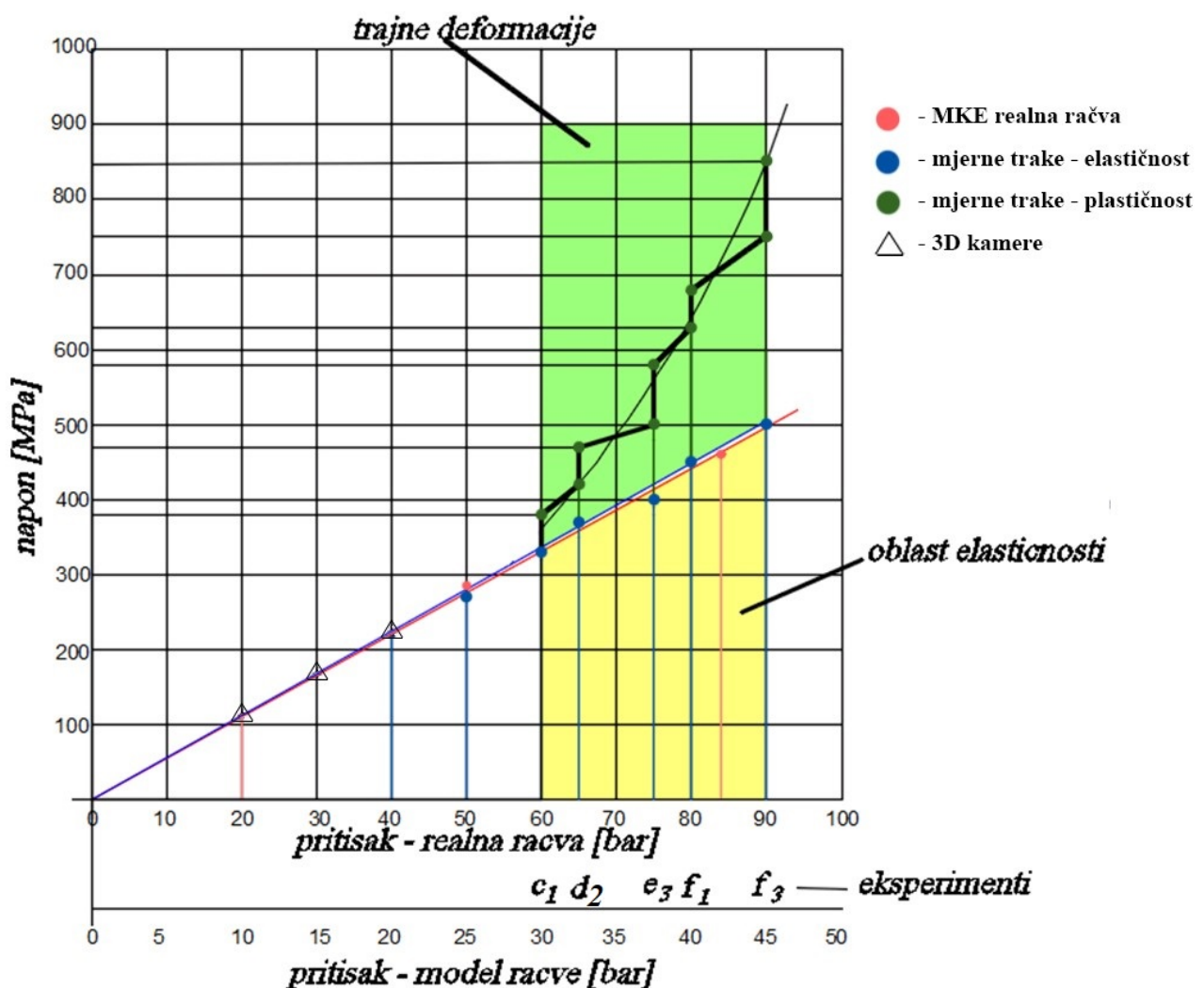
Saglasno dijagramu toka metodologije dijagnostike ponašanja strukturnih elemenata hidroelektrane, datom na slici 5.8. u narednom dijelu teksta biće data ocjena ponašanja najbitnijih strukturnih elemenata hidroelektrane: cjevovod, račva i vratilo, a samim tim i hidroelektrane u cjelini. Ocjena ponašanja je data kroz sljedeće stavke, kroz koje se može i sagledati stručni i naučni doprinos:

- Stručni doprinos:

1. Analitičko tretiranje cjevovoda daje kvalitetne informacije u vezi sa pomjeranjima i dilatacijama cjevovoda kao cjeline, a i njegovih pojedinih segmenata (tabela 6.6. i slika 6.5.) pod uticajem unutrašnjeg pritiska, trenja i temperature. Svakako, su relevantnije informacije dobijene na bazi analize metodom konačnih elemenata, jer se sistem tretira saglasno realnom stanju sa uklještenjima na mjestu T_9 i predturbinskom zidu.
2. Pomjeranja u aksijalnom pravcu pod dejstvom unutrašnjeg pritiska i pod uticajem trenja na bazi analitičkog proračuna na mjestu račve broj šest je: 2.018 cm, a na kraju glavne cijevi je: 2.710 cm. Odgovarajuća pomjeranja na bazi metode konačnih elemenata su: 2.1 cm, odnosno 2.55 cm.
3. Kritična lokacija na kojoj treba vršiti mjerenja pomjeranja je koljeno sa kojim se prva odvodna cijev veže za glavnu cijev. Radi se o lokaciji (slika 6.10.) u kojoj se pojavljuju najveća pomjeranja u aksijalnom pravcu glavne cijevi i aksijalnom pravcu odvojne cijevi.
4. U vezi sa temperaturnim dilatacijama, s obzirom da je materijal cjevovoda istih temperaturnih karakteristika ($\alpha=0.000012 [1/^\circ\text{C}]$), usljed pritiska (i trenja) uspostavljena deformisana struktura cjevovoda će se linearno povećavati (smanjivati) zavisno od promjene temperature, a samim tim i temperaturne dilatacije (tabela 6.5.). Ova problematika bi bila interesantna za cjevovod HE "Perućica" u cjelosti, dok za dio od oslonca T_9 do predturbinskog zida nije od posebnog interesa, jer se radi o relativno kratkoj dionici sa istim temperaturnim karakteristikama. Zbog toga na ovom dijelu cjevovoda i nema dilatacionih spojnica.

- Naučni doprinos:

5. Ako se izuzmu pet račvi na posmatranom dijelu cjevovoda, može se reći da na cjevovodu nema značajnih geometrijskih diskontinuiteta, uzimajući u obzir i koljeno, koji bi doveli do situacije da se ne mogu primijeniti analitičke metode proračuna cjevovoda. Treba imati na umu da iz prethodno rečenog treba izuzeti oblast stabilizacije oko diskontinuiteta. Dobijeni rezultati na bazi numeričkih i analitičkih metoda su saglasni. Sa aspekta napona u koljenu nije bitna dužina cijevi koje se koljenom spajaju. Njihove dužine, svakako, utiču na dilatacije i pomjeranja.
6. Na bazi numeričkih istraživanja modela umanjene račve i modela realne račve, i na bazi rezultata eksperimentalnih mjerenja dobijenih korišćenjem mjernih traka i snimanjem 3D kamerama može se prikazati **dijagramska zavisnost $\sigma_c = \sigma_c(p)$ na MM1**, gdje je σ_c obimni napon na MM1. Ta dijagramska zavisnost izgleda kao što je dato na slici 9.1.



Slika 9.1. Dijagramska zavisnost $\sigma_c = \sigma_c(p)$ na MM1

Pri pritisku od 30 bara na modelu račve dolazi do prvih plastičnih deformacija, što odgovara granici razvlačenja za materijal modela račve. Zavisnost napona od pritiska više nije linearna. Eksperimenti potvrđuju linearnu zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska do vrijednosti unutrašnjeg pritiska od oko 30 bara na modelu račve.

Na slici 9.1. crvenom pravom linijom je prikazana zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska dobijena na bazi MKE na realnoj račvi, a plavom pravom linijom je prikazana zavisnost napona od unutrašnjeg pritiska dobijena na bazi eksperimenta primjenom mjernih traka. Te dvije linije su gotovo podudarne. Na tim linijama se nalaze i tačke koje predstavljaju vrijednost napona dobijene na bazi eksperimenta snimanjem 3D kamerama. Dakle, višestruko je potvrđena linearna zavisnost između napona i pritiska. Izlomljenom linijom prikazane su vrijednosti napona u oblasti plastičnosti, nacrtana na bazi eksperimenata $c_1, d_1, e_3, f_1, i, f_3$. Sa dijagrama se na primjer, može uočiti da vrijednost zaostalih napona nakon svih eksperimenata iznosi 35 kN/cm^2 , pri pritisku od 45 bara.

7. Višestruko je **potvrđena validnost kotlovske formule** na bazi koje je napravljen model račve:
 - vrijednosti obimnih napona na *MM1* na bazi metode konačnih elemenata primijenjene na realnoj račvi i na modelu račve su gotovo jednake,
 - zavisnost obimnog napona od unutrašnjeg pritiska i kod realne račve, na bazi metode konačnih elemenata, i kod modela račve na bazi eksperimenta na modelu račve i preračunavanja na bazi kotlovske formule su dvije prave linije koje se poptuno poklapaju (slika 9.1.).
8. Na kraju, važno je zaključiti da se na bazi rezultata eksperimentalnih istraživanja mogu sa zavidnom tačnošću predviđati **dešavanja na realnoj račvi**, a da se ne vrše eksperimenti na realnoj račvi u realnim uslovima, jer je to gotovo nemoguće izvodljivo.
U tom smislu je moguće doći do **kritične vrijednosti unutrašnjeg pritiska** u realnim uslovima pri kojoj se pojavljuju prve plastične deformacije, a to je ujedno i trenutak kada se napušta linearna veza između napona i deformacija.
9. Iz tabele 7.1. se može zaključiti da je za račvu, kao presjek dva cilindra, koeficijent koncentracije napona veći ukoliko je ugao između glavne cijevi i odvojne cijevi manji.
10. Za račve kao mjesta u kojima se sijeku dva osnosimetrična cilindra oblika tankozidne ljuske se može reći da su savojni naponi (tabela 7.4.) veoma mali (zanemarljivi).
11. Na bazi analize deformacija modela račve snimanjem 3D kamerama može se konstatovati da su rezultati saglasni sa rezultatima dobijenim na bazi metode konačnih elemenata i rezultatima dobijenim eksperimentalnom metodom mjernih traka (slika 9.1.).
12. Na bazi analize naponskog stanja modela račve snimanjem 3D kamerama na zavarenom spoju u blizini MM1 može se procijeniti da prisustvo koncentracije napona (deformacije) postoji i iznosi od 10 do 30% u odnosu na izmjeren napon na poziciji MM1. Treba napomenuti da zavaren spoj ima veću granicu razvlačenja materijala u odnosu na osnovni materijal račve, pa se po tom osnovu kompenzuje razlika u naponskom stanju tako da se može očekivati da do pojave inicijalnih plastičnih deformacija na šavu zavarenog spoja neće doći prije nego u osnovnom materijalu račve.
13. Zajednička karakteristika dinamičkog ponašanja razmatranih vratila u smislu dinamike konstrukcija hidroagregata je da je radna frekvencija znatno niža od najniže frekvencije (prvog oblika oscilovanja). To je njihova pozitivna karakteristika, jer prilikom dostizanja radne frekvencije se neće prolaziti kroz rezonatno stanje. Frekvencije oscilovanja vratila su međusobno različite (sem u slučaju ako je vratilo simetrično) što je takođe povoljna karakteristika, čime se izbjegava istovremeno aktiviranje više oblika oscilovanja.
14. Razlika kinetičke i potencijalne energije kod razmatranih vratila na pojedinim oblicima oscilovanja je mala što govori o ravnomjernosti raspodjele potencijalne i kinetičke energije. Za

male vrijednosti kinetičke i potencijalne energije mogućnost intervencije u smislu povećanja frekvencije oscilovanja na pojedinim oblicima oscilovanja je mala.

Svaka hidroelektrana sa svojim strukturnim elementima je izazov za sebe sa aspekta analize čvrstoće s obzirom na geometriju strukturnih elemenata (cjevovod, račva, turbinska kola, vratila, ...) sa aspekta diskontinuiteta iste i opterećenja. Stoga je analiza strukturnih elemenata hidroelektrane poseban izazov kako u stručnom tako i u naučnom smislu. Za samu HE "Perućica" kao naznaka budućih istraživanja bi bio izazov simulirati njen rad u cjelini počev od vodozahvata, pa zaključno sa agregatom, kao jedinstvenog sistema.

U okviru dinamike pojedinih konstruktivnih djelova, kao sugestija budućim istraživanjima, imalo bi smisla vršiti modalnu analizu ne samo vratila pojedinih hidroagregata, već i cjevovoda kao strukturnog elementa. Svakako bi bilo interesantno sagledati uticaj, i hidrauličkih udara i prelaznih režima rada, na agregat [72], [73], [74] i cjevovod, i pokušati spregnuti ta dva problema u cilju sagledavanja uticaja promjene pritiska u sistemu u zavisnosti od vremena.

LITERATURA

- [1] Mašinski fakultet - Univerzitet u Beogradu, Projekat "*Program merenja HE Perućica i projekat opremanja mernih mesta*", 1993. god.,
- [2] Energoprojekt inženjering - Beograd, Projekat "*Elaborat o stabilnosti cjevovoda III HE "Perućica"*", 2000. god.,
- [3] Mašinski fakultet - Univerzitet Crne Gore, Projekat "*Elaborat o ispitivanju naponsko - deformacionog stanja račve A6 na cjevovodu C3 HE "Perućica"*", 2007. god.,
- [4] Akhtar S. Khan, Jian-Cun Chen, Chiuder Hsiao, "*A Comparative Study of the Stress Field Around a Reinforced and an Unreinforced Normal Intersection of Two Cylindrical Shells*", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 15 (1984), 79-92,
- [5] R.M. Barry, G. Venter, "*Analysis of reinforcement designs for specials in steel pipelines*", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 169, (2019), 204-214,
- [6] Vadim N. Skopinsky, Nikolay Berkov, "*Defining the plastic limit moment for shell intersections based on a new criterion*", Journal of Engineering Mechanics, August 2014.,
- [7] Z.F. Sang, L.P. Xue, Y.J. Lin, G.E.O, "*Limit and burst pressures for a cylindrical shell intersection with intermediate diameter ratio*", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 79, (2002), 341-349,
- [8] Darko Bajić, Nikola Momčilović, Martina Balać, Dražan Kozak, "*Numerical and experimental determination of stress concentration factor for a pipe branch model*", Tehnički Vjesnik, June 2017,
- [9] Sang - Hyun Kim, Jae-Min Gim, Wang Miao, i Yun-Jae Kim, "*Simplified limit load estimation using $m\alpha$ - tangent method for branch pipe junctions under internal pressure and in-plane bending*", 21st European Conference on Fracture, ECF21, 20-24 June 2016, Catania, Italy,
- [10] Bing Bai, Lixiang Zhang, Tao Guo, i Chaoqun Liu, "*Analysis of dynamic characteristics of the main shaft system in a hydro turbine based on ANSYS*", International Conference on Advances in Computational Modeling and Simulation, Procedia Engineering, Volume 31 (2012) 654 – 658,
- [11] Keyuan Zhuang, Chaodan Gao, Ze Li, Donglin Yan i Xiangqian Fu, "*Dynamic analysis of the hydro turbine generator shafting system considering the hydraulic instability*", Energies 2018, 11, 2862,
- [12] Mahesh Chandra Luintel, "*Dynamic response of continuous shafts with different end conditions*", Journal of Innovations in Engineering Education, Vol 2., 2019.,
- [13] Adamkowski, Adam & Kwapisz, L. (2004). "*Strength analysis of penstock bifurcations in hydropower plants*", Transactions of the Institute of Fluid - Flow Machinery, ISSN 0079-3205, 113-124.,

- [14] Ravi Koirala, Sailesh Chitrakar, Hari Prasad Neopane, Balendra Chhetri, Bhola Thapa, "*Computational Design of Bifurcation: A Case Study of Darundi Khola Hydropower Project*", International Journal of Fluid Machinery and Systems, January 2017,
- [15] Fu-Zhen Xuan, Pei Ning Li, Shan Tung Tu, "*Limit load analysis for the piping branch junctions under in-plane moment*", International Journal of Mechanical Sciences, Volume 48, 2006, 460-467.,
- [16] Su Kai, Wu Hegao, Xiang Qian, "*Numerical analysis of the bifurcation embedded in anchor block of a certain power station*", Applied Mechanics and Materials, ISSN: 1662-7482, Vol. 90-93, pp 2705-2711.,
- [17] Liu Keding, Yang Zhichao, "*Finite element analysis for steel bifurcation pipe of Zhanghewan pumped storage power station*", International Conference on Mechatronics, Electronic, Industrial and Control Engineering (MEIC 2014),
- [18] Liu Keding, Yang Zhichao, "*Nonlinear Finite Element Analysis for Penstock Laid on Downstream Surface of Overfall Dam of Longtan Hydropower Station*", International Conference on Mechatronics, Electronic, Industrial and Control Engineering (MEIC 2014),
- [19] Taško Maneski, Vesna Milošević Mitić, "*Numerical and experimental diagnostics of structural strength*", Structural integrity and life, Vol. 10., (2010) pp. 3-10.,
- [20] Taško Maneski, Aleksandar Sedmak, "*Analysis of condition, behaviour diagnostics, estimation of remaining strength and work cycle, and revitalization*", Structural integrity and life, Vol. 10., (2010) pp. 3-10., Structural integrity and life, Vol. 2., (2001) pp. 107-110.,
- [21] https://en.wikipedia.org/wiki/Hydroelectricity#Generating_methods,
- [22] Ivanović D., *Hidroenergija*, Inženjerska komora Crne Gore, Podgorica, 2014.,
- [23] Vukoslavčević P., Karadžić U. (2010). Osnove Mehanike fluida., *Univerzitet Crne Gore, Mašinski fakultet*, Podgorica, Crna Gora,
- [24] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/61/Tarraleah_hydroelectric_penstocks.jpg,
- [25] https://media-cdn.t24.com.tr/media/stories/2015/12/raw_ekonomi-bakani-elitas-azerbaycan-enerji-nakliyesinde-yuzde-40-indirim-yapti_712687092.jpg,
- [26] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/4/49/Penstock_Malakkappara.jpg,
- [27] https://publisher-publish.s3.eu-central-1.amazonaws.com/pb vijesti/swp/9sju0v/media/2019020408028_5c57e5afb7896801fa78f522jpeg.jpeg,
- [28] <https://web.archive.org/web/20100214234946/http://files.asme.org/ASMEORG/Publications/Codes/5134.pdf>,
- [29] <https://www.iso.org/standard/41079.html>,
- [30] https://lh3.googleusercontent.com/proxy/V4p8Z2ntTCUkhPb0J2Ztur2HIM0bg6Y-m M_XRqwmPM6VpVqWkfFgHinUev_gFzag1qtaFwOQKIqi5TnJWS7ZM5NPrijYI_JFWV hAtand6XwCdEf2jdr1PnSuPSu,

- [31] <http://www.torosconstruction.com/upload/2012/04/lamas-iii-hes-cebri-boru-montajimersin.jpg>,
- [32] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/hr/e/ef/HE_Kraljevac_4.jpg,
- [33] Dušan. J. Vitas, Milan D. Trbojević, *Mašinski elementi*, Naučna Knjiga, Beograd, 1978.,
- [34] Timošenko S., Vojinovski-Kruger S., *Teorija ploča i ljuski (prevod Hlitčijev J.)*, Građevinska knjiga, Beograd, 1962.,
- [35] Timošenko S., Gudier J., *Teorija elastičnosti (prevod Brčić V.)*, Građevinska knjiga, Beograd, 1962.,
- [36] Rašković D., *Teorija elastičnosti*, Naučna knjiga, Beograd, 1985.,
- [37] Maneski, T., Živković M., *Termomehanički naponi cevovoda i posuda*, SMEITS, 2006.,
- [38] Maneski T., Milošević-Mitić V., Ostrić D., *Postavke čvrstoće konstrukcija*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2002.,
- [39] Maneski T., *Kompjutersko modeliranje i proračun struktura*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 1998.,
- [40] Maneski T., *Rešeni problemi čvrstoće konstrukcija*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2002.,
- [41] D. Daničić, T. Maneski, D. Ignjatović, *Structural diagnostics and behaviour of bucket wheel excavator*, Structural integrity and life, Vol. 10, No 1 (2010), pp. 53–59.,
- [42] Milošević-Mitić V., T. Maneski, N. Anđelić, Lj. Milović., *Overhaul and reconstruction of an autoclave*, Structural integrity and life, Vol. 8, No 3 (2008), pp. 171–180.,
- [43] T. Maneski, D. Ignjatović, *Repair and reconstruction of belt wagons and stackers*, Structural integrity and life, Vol. 4, No 1 (2004), pp. 29–38.,
- [44] T. Maneski, D. Ignjatović, *Repair and reconstruction of bucket wheel excavators*, Structural integrity and life, Vol. 4, No 1 (2004), pp. 9–28.,
- [45] T. Maneski, R. Čukić, *Optimal repairment solution for reactor DC-303*, Structural integrity and life, Vol. 1, No 1 (2001), pp. 41–46.,
- [46] T. Maneski, D. Ignjatović, *Structural performance diagnostics*, Structural integrity and life, Vol. 4, No 1 (2004), pp. 3–7.,
- [47] Projekat *Ispitivanje račve a6 trećeg cjevovoda HE "Perućica"*, Mašinski fakultet Podgorica, nov. 2011.,
- [48] Projekat *Program za kontinualno praćenje stanja metala cjevovoda br. 3. zona račve u HE "Perućica"*, Mašinski fakultet Podgorica, maj 2011.,
- [49] Izvještaj *Analiza otpornosti turbinskog vratila*, I.M. Piljev, S. Peterburg, 2007. god.

- [50] Momčilović, B. Dejan, Mitrović, M. Radivoje, Atanasovska, D. Ivana, *Koncentracija napona i zamor materijala*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2016.,
- [51] Bachschmid N, *Cracked Rotors - A survey on static and dynamic behaviour including modeling and diagnosis*, Springer, pp 1-13, 2010.,
- [52] Vullo, V., Vivio, F., *Rotors Stress Analysis and Design*, Mechanical Engineering Series, Springer, pp. 205, 2013.,
- [53] Ishida, Y., *Cracked Rotors: Industrial machine case histories and nonlinear effects shown by simple Jeffcot rotor*, Mechanical systems and signal processing 22(4), pp. 805-817, 2008.,
- [54] Spalević M. Miodrag, Cvetković S. Aleksandar, *Numeričke metode*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2013.,
- [55] Mathews, John H., Fink, Kurtis D., *Numerical Methods Using Matlab*, J Pearson Prentice Hal, 2004.
- [56] Bathe, K., J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1982.
- [57] Rašković, D. *Teorija oscilacija*, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 1965.,
- [58] Doleček, V., Voloder, A., Isić, S., *Vibracije*, Univerzitetska knjiga, Sarajevo, 2009.
- [59] Radosavljević, Lj., *Teorija oscilacija*, Mašinski fakultet, Beograd, 1972.,
- [60] Kojić, M., Mićunović, M., *Teorija oscilacija*, Naučna knjiga, Beograd, 1988.,
- [61] Trišović, N., *Modifikacija dinamičkih karakteristika u strukturalnoj reanalizi mehaničkih sistema*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2007.,
- [62] Hatch, M.R., *Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS*, Taylor & Francis, 2000.,
- [63] Čulafić, S., *Numerička i eksperimentalna analiza naponskog stanja račve cjevovoda u HE Perućica*, magistarski rad, Mašinski fakultet, Univerzitet Crne Gore, 2015.,
- [64] Čulafić, S., Bajić, D., Maneski, T., *Numerical model of the branch in a pipeline at HP Perućica*, 2nd International conference "New technologies NT - 2015", Mostar, Bosnia and Herzegovina, 2015.,
- [65] Bajić, D., Čulafić, S., *Comparasion of numerical and experimental results of stress deformation state in a pipeline branch*, International scientific journal "Machines Technologies Materials", print ISSN 131-0226, Borovec, Bulgaria, 2017.,
- [66] Bajić, D., Momčilović, N., Maneski, T., Balać, M., Kozak, D., Čulafić, S. *Numeričko i eksperimentalno određivanje faktora koncentracije naprezanja na modelu cijevne račve*, Tehnički vjesnik, 24 (3), 687-692, (2017).

- [67] Čulafić, S., Maneski, T., Bajić, D., *Stress Analysis of a Pipeline as a Hydropower Plant Structural Element*, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 66(1), 51-60. 2020.,
- [68] Maneski, T. *Prilog razvoju sistema projektovanja primenom računara nosećih struktura mašina alatki*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 1991.,
- [69] Mjerno - akvizicioni sistem Laboratorije za mjerenje napona i deformacije Katedre za Otpornost konstrukcija, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu,
- [70] Katedra za otpornost konstrukcija: "Tablice iz Otpornosti materijala", Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, 2015.,
- [71] Pejović R., *Otpornost materijala*, Građevinski fakultet, Univerzitet Crne gore, 2015.,
- [72] Karadžić. U., Bergant. A., Vukoslavčević. P., "Water hammer caused by closure of turbine safety spherical valves", 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2010.,
- [73] Karadžić. U., Bergant. A., Starinac. D., Božović. B., "Water Hammer Investigation of the Shut-Down of a High-Head Hydropower Plant at Very High Reynolds Number Flows", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 65(2019)7-8, 430-440.,
- [74] Karadžić. U., Bergant. A., Vukoslavčević. P., "A Novel Pelton Turbine Model for Water Hammer Analysis", *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 55(2009)6, 369-380