

**Факултет инжењерских наука Универзитета у
Крагујевцу**

Никола С. Вељковић

Прорачун суда под притиском
Мастер рад

Крагујевац, 2017.

**Факултет инжењерских наука Универзитета у
Крагујевцу**



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Информатика у инжењерству

**Предмет: Напредна анализа и компјутерска симулација
система**

Број индекса: 310/2013

Никола С. Вељковић

**Прорачун суда под притиском
Мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. **Др Мирослав Живковић - ментор**

2. _____

3. _____

Датум

одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да:

Изврши анализа методом коначних елемената и прорачун експерименталног суда под притиском према стандарду ASME-VIII-1 и укаже на разлике стандардног суда под притиском са експерименталим судом који испитујемо у раду и да тестира суд под притиском и термичким оптерећењем.

Препоручена литература:

- [1]. **Којић М., Славковић Р., Живковић М., Грујовић Н.:** Метод коначних елемената I, Машински факултет, Крагујевац, 1998.
- [2]. **Мирослав Живковић, Снежана Вуловић,** Nonlinear static and dynamic structural analysis, Kragujevac, University of Kragujevac, 2013
- [3]. <http://www.pveng.com/FEA/FEASamples/Sphere/Sphere.php>

Крагујевац, датум

Ментор:
Др Мирослав Живковић

Резиме:

Циљ овог рада је да се изврши анализа методом коначних елемената и прорачун експерименталног суда под притиском према стандарду ASME-VIII-1. Суд се тестира под притиском и термичким оптерећењем. Потпуна структура је анализирана путем МКЕ да би се одредило да ли суд испуњава све услове оптерећења.

Кључне речи :

ASME-VIII, Метода Коначних Елемената, Суд под притиском

Abstract:

The aim of this paper is to analyze the finite element method and calculation of experimental pressure vessel according to ASME VIII-1. Vessel is tested by loading pressure and temperature loads. The complete structure is analyzed by FEM to determine whether a court meets all conditions under all the pressures and temperatures.

Key words:

ASME-VIII-1, Finite Element Method, Pressure vessels.

САДРЖАЈ

1.	УВОД	1
2.	СУДОВИ ПОД ПРИТИСКОМ	3
2.1.	Уводни појмови у подручју суда под притиском	4
2.2.	Услови и оптерећења при експлоатацији	6
2.3.	Материјали израде посуда под притиском	8
2.3.1.	Материјали за делове под притиском	8
2.3.2.	Карактеристике и документација произвођача	9
2.3.3.	Контрола и осигурање квалитета	9
2.3.4.	Изазови материјала у производњи	9
2.4.	Конструкционе функције посуда под притиском	12
2.4.1.	Прорачунска метода	15
2.4.2.	Пројектовање експерименталном методом	16
3.	Стандарди судова под притиском	18
3.1.	Разлика између SRPS M.E2.252. и SRPS EN 13445.3.....	19
3.2.	Анализа прорачуна дела посуда под притиском према српским и светским стандардима	26
3.2.1.	Коефицијент ваљаности завареног споја (v) према SRPS	30
3.2.2.	Додатак на корозију према ASME	30
3.2.3.	Прорачун методом коначних елемената	31
3.3.	Употреба FEA -а за замену правила ASME кода	33
4.	НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА МОДЕЛА	38
4.1.	Тродимензионално моделирање суда под притиском	41
4.2.	Импортовање модела	42
4.3.	Моделирање средњих површина	43
4.4.	Креирање материјала и мреже коначних елемената	45
4.5.	Задавање ограничења	48
4.6.	Задавање притиска	50
4.7.	Задавање температуре	50
5.	АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ПРОРАЧУНА	51
5.1.	Случај оптерећења 1 (TP - Притисак у цевима)	53
5.2.	Случај оптерећења 2 (SP - Притисак на омотачу)	55

5.3.	Случај оптерећења 3 (TP+SP - Притисци)	57
5.4.	Случај оптерећења 4 (Т - Температура)	59
5.5.	Случај оптерећења 5 (Т+TP – Температура и притисак у цевима) 61	
5.6.	Случај оптерећења 6 (Т+SP – Температура и притисак на омотачу)	63
5.7.	Случај оптерећења 7 (Т+TP+SP – Температура и притисци).....	65
6.	ЗАКЉУЧАК.....	67
	ЛИТЕРАТУРА.....	69
	ПРИЛОГ	71

1. УВОД

Посуда под притиском је, по дефиницији, сваки затворен суд испуњен гасом или течномшћу, код кога се унутрашњи и спољни притисак разликују. Унутрашњи притисак је најчешће већи од спољашњег. Посуде могу бити разних облика и величина, а њихова употреба је веома разноврсна, па се данас чак ни свакодневни живот човека не би могао замислити без њих. Од обичног дезодоранса или бојлера у купатилу, преко котлова за грејање и резервоара за гориво, па све до компликованих инжењерских конструкција које се користе у процесној индустрији, посуде под притиском су нашле примену у свакој сфери људског друштва.

Осим разлике у притиску, често постоји и велика разлика у температури, а гасови и течности унутар суда могу бити запаљиви, експлозивни па чак и радиоактивни. Због таквог садржаја и услова под којима посуде под притиском функционишу, дизајн, израда и тестирање сваког дела суда и пратеће опреме морају бити беспрекорни.

Класификација посуда под притиском врши се на основу четири критеријума: функције, геометрије, конструкције и употребе.

Посуде под притиском су одиграле веома важну улогу у индустријској револуцији настанком парних машина. Од тад па до данас се њихова употреба знатно проширила тако да се данас са посудама под притиском срећемо на сваком кораку. С обзиром на то да се ради о веома опасном производу, самим тим и врло одговорним и ризичним процесом производње, било је неопходно стандардизовати сваки део производње и прописати правила којих се произвођачи морају строго придржавати. Предмет овог рада је истраживање релевантног стандарда и закона који морају бити испоштовани како би произвођач опреме под притиском могао да пласира своје производе у Европи и свету.

Као и све остало, закони и стандарди за посуде под притиском су донекле разликују у различитим деловима света. У зависности за које тржиште је намењен производ, произвођач своју технологију израде мора прилагодити одређеној групи стандарда и истовремено је у обавези да испоштује важеће законе државе у којој послује. Стриктно поштовање технологије израде је врло важно, како за квалитет производа тако и за безбедност радника који производе опрему и безбедност крајњих корисника.

Селекција стандарда не зависи само од географске локације произвођача и дестинације којој је роба намењена већ и од самог производа, односно његове примене, материјала од којих је направљен, услова у којима се користи.

Број стандарда везан за ову врсту производње је заиста велик, јер осим разлике у технологијама израде, материјалима и законима, имамо и коришћење других мерних јединица у различитим деловима Европе и света.

Након уводног истраживања тржишта и произвођача у нашој земљи извршена је анализа добијених података о врсти опреме и материјалима који се најчешће користе за производњу исте. Селекција релевантних докумената

и књига одредила је и сам ток истраживачког процеса у коме је сваки од релевантних стандарда описан уопштено и сажето али са акцентом на најважнији део за овакав тип производње. Као и за сваку модерну производњу, врло важну улогу играју системи управљања, те су анализом самог процеса производње селектована три најчешће сертифицикована система чијим даљим истраживањем су направљене паралеле тачки стандарда са конкретним процесима у производњи.

Циљ овог рада је да се изврши анализа методом коначних елемената и прорачун експерименталног суда под притиском према стандарду ASME-VIII-1 и ASME-VIII-2. Суд се тестира под притиском и термичким оптерећењем. Потпуна структура је анализирана путем МКЕ да би се одредило да ли суд испуњава све услове оптерећења.

Рад је конципиран тако да је у првом делу дат увод о суду под притиском, његови услови и оптерећења при експлатацији, који су материјали за израду посуда под притиском као и њихове конструкционе функције. У другом делу дат је преглед стандарда који се користе за конструкцију и прорачун анализе судова под притиском. Након тога у следећим поглављима извршено је тродимензионално моделирање суда под притиском применом софтверског пакета CATIA V5R20, као и прорачун применом софтвера FEMAP v11.3. са NX Nastran солвером. Последње поглавље рада садржи преглед резултата симулације.

2. СУДОВИ ПОД ПРИТИСКОМ

Суд под притиском је резервоар конструисан на такав начин да се у њега могу спремати и држати гасови и течности под притиском другачијим од еколошког. Спада у потисну опрему и неизоставан је елемент у инжењерском окружењу.



Слика 2.1 - Суд под притиском

Судови под притиском је посуда која задовољава следеће услове: [5]

$$p > 0,5 \text{ бар} \quad (2.1)$$

$$p \cdot V \geq 0,3 \text{ бар} \cdot \text{м}^3 \quad (2.2)$$

Судови под притиском су вероватно најраширеније машинске конструкције у оквиру различитих индустријских сектора. Чињеница је да нема фабрика и постројења без посуда под притиском, парних котлова, колектора, измењивача топлоте, цеви, итд. Судови под притиском представљају темељне елементе у секторима као што су нуклеарни, уљани, петрохемијски и хемијски те су од огромног индустријског значаја. Без обзира на огроман интерес за ову тему и бројне напоре, многи проблеми нису за сада анализирани у дубину, а и велики је проблем што још увек не постоји споразум између стручњака, научника и институција разних земаља које дефинишу прописе. Осим тога из економских разлога и због техничког напретка стално се представљају нови изазови у вези са новим облицима и решењима, потреба да се смањи и оптимизује дебљина зидова итд.

Повремено се организују међународни симпозијуми посвећени управо проблемима који се односе се на конструкцију, проверу и безбедност посуда под притиском. Разлог томе је што разлика између притиска унутар суда и ван њега представља потенцијалну опасност јер може доћи до катастрофалних последица што се нажалост у пракси и показало, гледано кроз историјски развој до данас. Упркос квалитетној производњи од квалитетног материјала, посуда под притиском представља опасност и самим тим што садржи велику количину акумулиране енергије [5].

Акумулирана енергија компресованог ваздуха јесте једнака производу притиска ваздуха (гаса) и запремине. При притиску опасних флуида (тзв. флуиди групе 1), осим опасности од експлозије акумулиране енергије

евидентне су опасности од опасних материја које се притискују. Те материје (флуиди) могу бити:

- агресивне
- запаљиве
- експлозивне
- отровне

Смањењу кварова, отказа и незгода услед грешака при самом конструисању помогла је израда стандарда и норми које прописују како посуду под притиском треба прорачунати и конструисати, а да при експлоатацији не дође до отказа или још горе до незгода опасних по људски живот.

Инжењери који конструишу опрему под притиском, посебно у хемијској и нуклеарној индустрији, су пре или касније суочени са конструкцијом посуда под притиском и са условима под којима се такве судове постављају у погон. Неретко је то врло фрустрирајуће искуство за свакога ко није у кораку са актуелном литературом што се тиче актуелног стандарда или норме и израза према којима се прорачунава конструкција. Прво се дефинитивно корисник мора упознати са последњом, најновијом верзијом стандарда и норме коју жели користити. Након тога је потребно потражити литературу која дефинише технике за коришћење тог стандарда и норме, ако је наравно потребно. На крају се бира материјал, његова својства и подаци о конструкцији из каталога, од наручиоца, искуствено и сл.

2.1. Уводни појмови у подручју суда под притиском

Конструктори посуда под притиском и генерално опреме под притиском често имају информације о дизајну суда прикупљене из бројних књига, приручника, упутстава, часописа и неких старијих белешки са пријашњих пројеката. Затим, када се суоче са одређеним проблемом, проводе сате истражујући потенцијално решење само да би решили проблем које би могло и често може бити поприлично једноставно. Дакле битно је уложити време у организацију радног простора и радног материјала како би се посао олакшао и уштедело на времену.

Метода корак-по-корак (енгл. step-by-step) је врло утицајан приступ решавању проблема уз нагласак на често присутне компликације које треба отклањати или барем донекле ублажавати.

На слици је 2.2 приказана је шема која је универзална и служи управо приликом било којег почетка новог посла и враћање на њу у било којем тренутку је круцијалан тренутак када се подсећамо шта и како смо замислили радити. На тај начин се уклањају могућности евентуалних пропуста.



Слика 2.2 Шема процедуре осмишљавања конструкције суда под притиском

У уводном делу након дефиниције суда под притиском, описа целокупне проблематике која прати ово подручје што се тиче машинске струке, основних упутстава и идеја како си олакшати рад и промишљања у самом деловању обзиром на прорачун и израду конструкције.

Узимајући у обзир до сада речено сваки конструктор суда под притиском се бави следећим појмовима и они су неопходни и свеprisутни:

- Безбедност и економија
- Конструкција
- Материјал
- Испитивање
- Производња
- Пуштање у рад
- Одржавање

У процесу конструисања посуда под притиском безбедност је примарна брига, посебно када је реч о посудама нуклеарних реактора под притиском, због потенцијалне опасности и могућих отказа који могу попримити катастрофалне размере. Генерално гледано конструкција је компромис разматрања економије и безбедности. Могући ризици, који произлазе из чињенице да су судови под притиском потенцијална опасност, и њене последице уравнотежени су у односу на напор и труд који су неупитни за превенцију истих. Резултирајући, онај коначни изглед и конструкција требају постићи одговарајуће стандарде сигурности уз минималне трошкове.

Безбедност се не може апсолутно осигурати из два разлога. Прво је чињеница да стварни облик оптерећења током експлоатације може бити знатно озбиљнији и комплекснији него што се на основу претпоставки може очекивати у фази процеса конструисања. Непредвидива оптерећења се неизбежно јављају током животног века посуде. А други разлог је да наше знање бива понекад неадекватно упркос силним provedеним студијама. Неадекватно у смислу да ни мало лако можемо понудити квалификован одговор при ломовима материјала, стањима напона при одређеним условима и слично томе. Истина је да, иако је основни механизам стварног отказа конструкција доста још неутврђен, могуће је утврдити превентивне мере

засноване на полуемпиријским методама. Размишљајући у том смеру, судове је могуће и пожељно их је класификовати према тежини намене за које се користе обзиром и на то колико отказ утиче на ту намену и последице које из отказа произлазе. Ова разматрања доводе до класификације посуда под притиском у распону од посуда у нуклеарним постројењима до једноставних посуда под притиском за спремање воде и напајање домаћинства.

Сама конструкција је такође појам који се заједно са одабиром материјала израде суда и чином производње успоставља са појмовима испитивања, пуштања у рад и захвата одржавање током експлоатације посуде.

Процес конструисања до коначног облика конструкције уводи и одабир материјала од којег ће се посуда израдити што је видљиво из шеме приказане на слици 2.2. Почетни у целој причи је појам производног процеса. Према њему се равномо како израдити посуду по питању технологије па тако је изузетно битну узети у обзир и однос утрошка материјала у самој изради посуда под притиском. Технологија заваривања је у већини присутна приликом израде посуда под притиском. Тако је при прорачуну, када причамо о приступу помоћу норме, узет у обзир коефицијент завара. Дакле процес конструисања мора обухватити и аспект производње те је тада он као такав комплетан. Такође аспект који бива често разматран је однос анализе нумеричким прорачунима као што је метода коначних елемената и прорачун помоћу норме. Он доводи у питање само испитивање места на којима се конструкцијски елементи посуда спајају. Није исто ако се посуда ради безбедности предимензионирају и ако оптимизујемо конструкцију до најситнијих детаља. Тада услуга испитивања тих двеју конструкција не кошта једнако нити једнако дуго траје. Ако притом додамо и да одржавање доводимо у питање, можемо закључити како конструктори у оваквим случајевима морају доносити врло захтевне и стресне одлуке.[7]

У наредним подпоглављама биће детаљније размотрено који се напони јављају при одређеним оптерећењима, који су материјали од којих се судови под притиском израђују те које су њене конструктивне функције.

2.2. Услови и оптерећења при експлоатацији

Судови под притиском подлежу разним оптерећењима која за резултат дају напоне различитих интензитета у компонентама посуда под притиском. Категорија и интензитет напона функција су оптерећења, геометрије и конструкције. Док стандарди и норме дају изразе за дебљину зидова и напона основних компоненти, до конструктора је даље да одабере одговарајуће аналитичке поступке за одређивање и прорачун напона услед осталих оптерећења. Такође, мора одабрати највероватнију комбинацију истовремених оптерећења за економичну и сигурну конструкцију. Према стандардима и нормама, када је реч о дозвољеним напонима, важи да износи највећих општих примарних мембранских напона морају бити мања од дозвољених напона наведених у спецификацијама карактеристика одабраног материјала. Наводи се да највећи примарни мембрански напон сабран са примарним савојним напоном не сме бити већа од 1,5 пута дозвољени напон одабраног материјала.[5]

Анализа напона је одређивање односа између спољашњих сила која делују на посуду и одговарајућих напона која произлазе из тих сила. Пошто је ово практичан рад, неће се обрађивати механизам како настају напони и расписивати математички модели него конкретно које се врсте напона јављају, откуд произлазе и што представљају решења. Дакле фокус ће бити усмерен у кораке како анализирати посуду под притиском.

У општој пракси када се ради детаљнија анализа напона узимају се у обзир виша допуштена напрезања. У ствари, детаљна процена оптерећења допушта замену знања о локализованим напонима и коришћење виших дозвољених уместо већег фактора сигурности коришћеног у складу са нормом и стандардима. Овај већи фактор безбедности заправо одражава недостатак знања о стварним напонима.

Прорачуната вредност напона значи мало док га се не повезује са дистрибуцијом у посуду и уз врсте оптерећења која га производи. Различите врсте напона имају различите степене значаја. Конструктор се мора упознати са различитим врстама напона и оптерећења како би могао тачно примењивати резултате анализе. Такође мора узети у обзир нека одговарајућа напрезања или теорије отказа ради састављања укупних напрезања и поставити ограничења напрезања.

Полазна тачка за анализу напона је утврдити све услове конструкције за задати проблем и затим одредити све повезане спољне силе. Тада се спољне силе морају повезати са деловима суда који се њима морају одупрети, а то све због проналажења одговарајућих напона. Треба додати да изолацијом узрока (оптерећења) и учинака (напона) могу бити тачније одређена.

Како су ти напони интерпретирани и комбиновани, који значај имају на укупну безбедност суда под притиском и који се допуштени напони примењују биће одређена са три ствари:

- Примењена теорија чврстоће
- Врсте и категорије оптерећења
- Опасности које представљају напони у посуду

Како судови под притиском обично имају облик кугле, цилиндара, конуса, елипси или комбинација истих те када је дебљина мала у поређењу са другим димензијама ($Rm / t > 10$), посуде се тада понашају као мембране и напони која резултирају из сабијеног резервоара називају се мембранска напони. Ови мембранска напони су просечно стресна или збијена напрезања. Претпоставља се да мембрански напон једнак кроз цели зид суда те делују тангенцијално на површине. Претпоставља се да мембрана односно зид суда не пружа отпор савијању. Када мембрана односно зид претпостављено пружа отпор савијању тада се напрезање мембране додаје напону услед савијања.

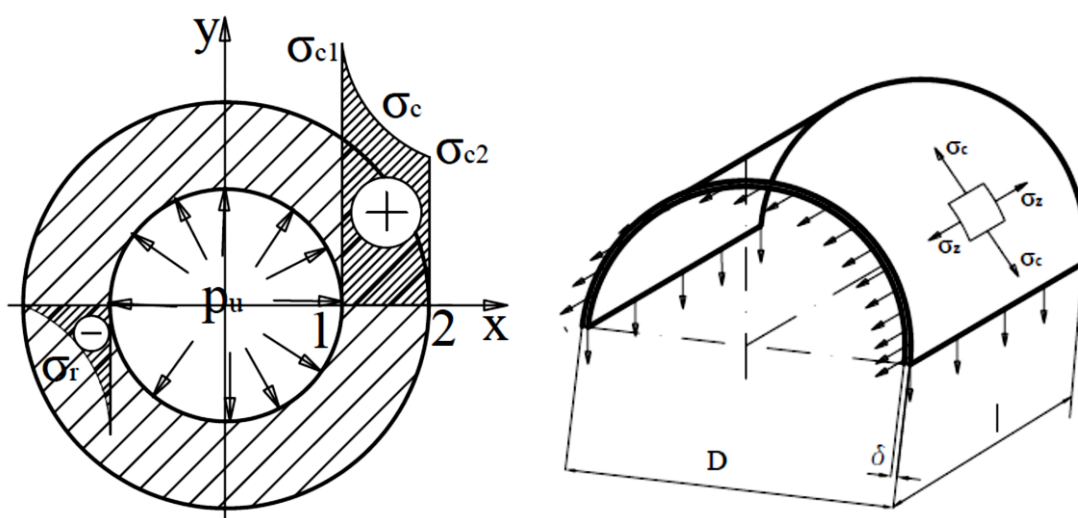
У свакој посуду под притиском подвргнутој унутрашњем или спољашњем притиску, напони се јављају у зидовима посуде. Стање напона је троосно и три главна напона су:

- σ_z - аксијани (уздужни) напон
- σ_c - циркуларни напон
- σ_r - радијални напон.

Аксијални напони су равномерно распоређени у свим тачкама. Циркуларни и радијални напони се мењају са променом растојања од центра, а имају исте вредности у свим тачкама на истом растојању од центра попречног пресека.

Када је танкозидни цилиндар подвргнут унутрашњем притиску, три међусобно главна напона ће бити постављена у материјалу цилиндра, цилиндрични напони, радијални напони по радијусу у смеру цилиндра и уздужни напони.

Под условом да је однос дебљине зида и унутрашњег пречника цилиндра мањи од 1/20, претпоставља се да су аксијални и уздужни напони константни по дебљини зида, а да је износ радијалних напона тако мали у односу на аксијална и уздужна да се може занемарити. Врло практичне чињенице јер су присутне у инжењерској пракси.



Слика 2.3 Приказ σ_z – аксијалног, σ_c - циркуларног и σ_r - радијалног напона

2.3. Материјали израде посуда под притиском

Материјали који се користе за производњу опреме под притиском морају одговарати тој примени у предвиђеном веку трајања уколико нису предвиђене замене. Материјали за заваривање и остали материјали за спајање треба да удовоље одговарајућим захтевима из подпоглавља 2.3.1, 2.3.2 и првог одељка подпоглавља 2.3.3. на одговарајући начин како појединачно тако и међусобно заварени.

2.3.1. Материјали за делове под притиском

а) Морају имати одговарајућа својства за све радне услове који се могу предвидети и за све услове испитивања, а посебно морају бити довољно пластични и жилави. Потребна је изузетна пажња при одабиру материјала како би се спречио крти лом. Када је из одређених разлога нужно користити крти материјал морају се предузети одговарајуће мере.

б) Морају бити довољно хемијски отпорни на флуиде које се налазе у опреми под притиском. Хемијска и физичка својства нужна за сигуран рад не смеју бити значајно умањена у предвиђеном веку трајања опреме.

- в) Не смеју бити значајно подложни старењу.
- г) Морају одговарати за предвиђене поступке обраде.
- д) Морају се одабрати на начин да се избегну међусобни непожељни ефекти када се спајају различити материјали. [6]

2.3.2. Карактеристике и документација произвођача

а) Произвођач опреме под притиском мора на одговарајући начин одредити вредности потребне за прорачуне наведене у тачки 2.2.3. овога Правилника о техничким захтевима за пројектовање, израду и оцењивање усаглашености опреме под притиском, као и битна својства материјала и подручје примене из тачке 4.1.

б) У техничкој документацији произвођач мора да пружи доказе о усклађености употребљених материјала са спецификацијама за материјале према овоме Правилнику у једном од следећих облика:

- Коришћењем материјала који су у складу са усклађеним нормама,
- Коришћењем материјала који су обухваћени европским одобрењем за материјале
- за опрему под притиском у складу са чланом 10. овог Правилника,
- Коришћењем посебно одобрених материјала;

в) За опрему под притиском у категорији III и IV посебно одобрење наведено у трећем наводу тачке (б) мора дати тело за оцењивање усклађености које спроводи поступке оцењивања усаглашености дотичне опреме под притиском. [6]

2.3.3. Контрола и осигурање квалитета

Произвођач опреме мора предузети одговарајуће мере како би осигурао да употребљени материјали буду у складу са спецификацијама. Посебно, документација коју припрема произвођач материјала, а која потврђује усклађеност са спецификацијом мора постојати за све материјале. За главне делове опреме категорије II, III и IV, који су под притиском произвођач мора издати сертификат о посебној контроли производа. Када произвођач материјала има одговарајући систем осигурања квалитета који је потврђен од стране надлежног тела, те који је удовољио посебном оцењивању за материјале, претпоставља се да сертификат који издаје произвођач потврђује усклађеност са одговарајућим захтевима овог поглавља. [6]

2.3.4. Изазови материјала у производњи

Већина посуда под притиском до данашњег времена су израђене од челика. За производњу цилиндричних или сферних и других посуда под притиском уз ваљање и понекад ковање присутна је и технологија заваривања. Чињеница је да механичка својства постигнута ваљањем и ковањем могу утицати на квалитет поступка заваривања уколико се не предузму посебне мере опреза и наравно да је нагласак опет на примену норме при производњи и у домену материјала израде.

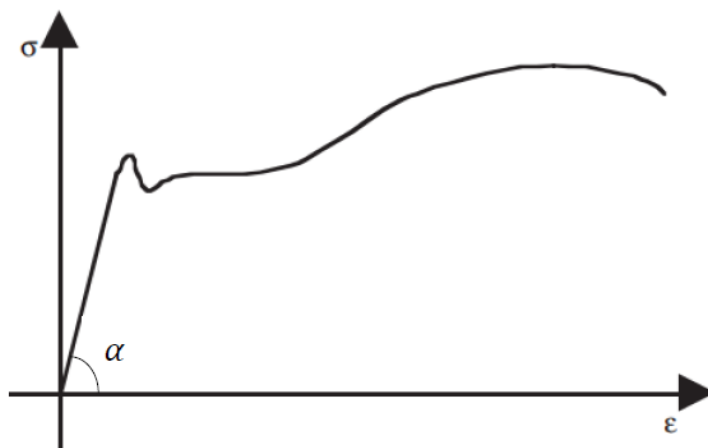
Челици који се користе у производњи цевовода, железничких вагона, цистерни за превоз гаса, па тако и посуда под притиском су финозрнати

конструкцијски и високочврсти челици. Високочврсти челици су одувек били изазов за сваког произвођача заварених конструкција и посуда под притиском. Уштеде које се постижу кроз смањење масе конструкције посебно су се показале занимљиве код покретних заварених конструкција као што су постоља шинских возила, грађевинских машина и различитих типова дизалица. Те су предности још више изражене код покретних посуда под притиском, а свакако и код великих стабилних посуда под притиском. Иако су познати проблеми у експлоатацији посуда под притиском изграђених од високочврстих челика (пукотине услед корозије уз напрезање и друге потешкоће) успорили примену ових челика, примена ових челика ван утицаја агресивних медија и даље остаје веома технологично.

На основу досадашњих искустава из производње и примене високочврстих челика чести су челици P460N и P500QH. Осим одговарајуће чврстоће, данашње норме све више дају нагласак на отпорност на динамичка оптерећења и то у правилу на ударна оптерећења, посебно код посуда које се користе за експлоатацију при ниским температурама. Исто тако важно је споменути чињеницу како су најобичнији угљен челици склони деловању корозије па су специјализовани челици отпорни на деловање корозије добродошли када је реч о материјалима израде посуда под притиском.

Неке посуде се израђују од композитних материјала као што је нпр. композит настао од влакном „carbon fibre“ жице. Овај материјал користи „carbon fibre“ у комбинацији са полимером. Осим врло високе затезне чврстоће самог „carbon fibre“-а, овакве посуде могу имати знатно мању масу у односу на посуде под притиском израђене од челика. Проблем се намеће са становишта производње јер их је пуно теже произвести. Композитни материјали могу и често бивају у оваквим случајевима омотани металним облогама и тада је реч о тзв. обложеним композитним судовима под притиском (енгл. Composite overwrapped pressure vessels – COPV).

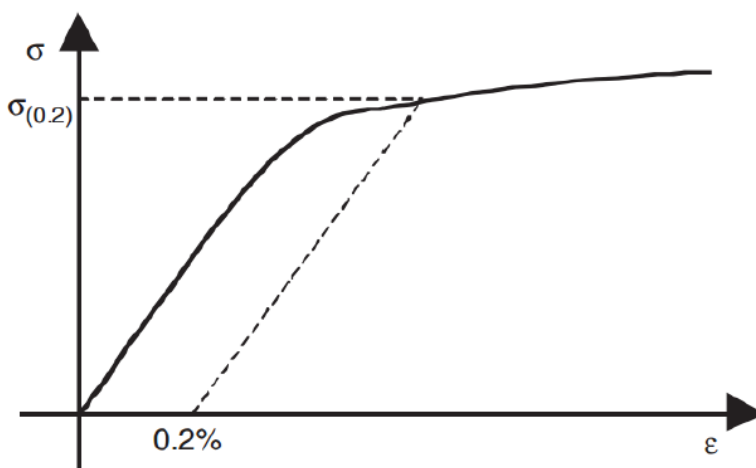
Из овог поглавља ће користити у даљој разради и чињенице из основне теорије о челицима па бих се кратко осврнуо и на тај део. Ако наврне затезно оптерећење на узорак (епрувету) од меког челика, и то оптерећење пратимо на i - оси, а вредности растезања (помака) по јединици дужине на k - оси, добијамо дијаграм квалитативно сличан ономе који је приказан на слици 2.4.



Слика 2.4 - σ - ϵ дијаграм

Примећујемо да постоји размерност између напрезања σ и деформација ϵ у првом делу криве, дакле челик се понаша по Хуковом закону који чини основу класичног прорачуна у еластичном подручју.

Дакле деформације у потпуности нестају након уклањања оптерећења и узорак се враћа у свој првобитни облик. Угаони коефицијент E у равном делу дијаграма даје однос σ / ϵ и назива се модул еластичности или Иоунгов модул. Тачка на кривој на крају линеарног дела идентификује вредност напрезања које се зове граница пропорционалности. Повећањем оптерећења на узорак, долазимо до тачке на кривој која одговара оптерећењу које се назива горњом границом течења и оно представља највећу вредност напрезања σ те означава почетак феномена течења. Наиме, након доласка на горњу границу развлачења оптерећење пада, а ми постижемо релативни минимум криве. Он идентификује напрезање које називамо доњом границом течења. Феномен течења карактерисан је великим деформацијама (када се упореде у односу на оне типичне за еластично подручје) при практички константним оптерећењима. Даљим повећањем оптерећења, крива долази до тачке у којој је највећи износ напрезања које материјал може примити и тада је реч о затезној чврстоћи. У том делу криве су све више присутне пластичне деформације. Након те тачке долази до лома. Челик не показује увек криву $\sigma - \epsilon$ сличну оној на слици 2.4. У случају челика са високим садржајем угљеника на пример, први сегмент криве има облик сличан ономе који је приказан на слици 2.5. Након првог линеарног дела, крива показује знатно и прогресивно смањење нагиба.

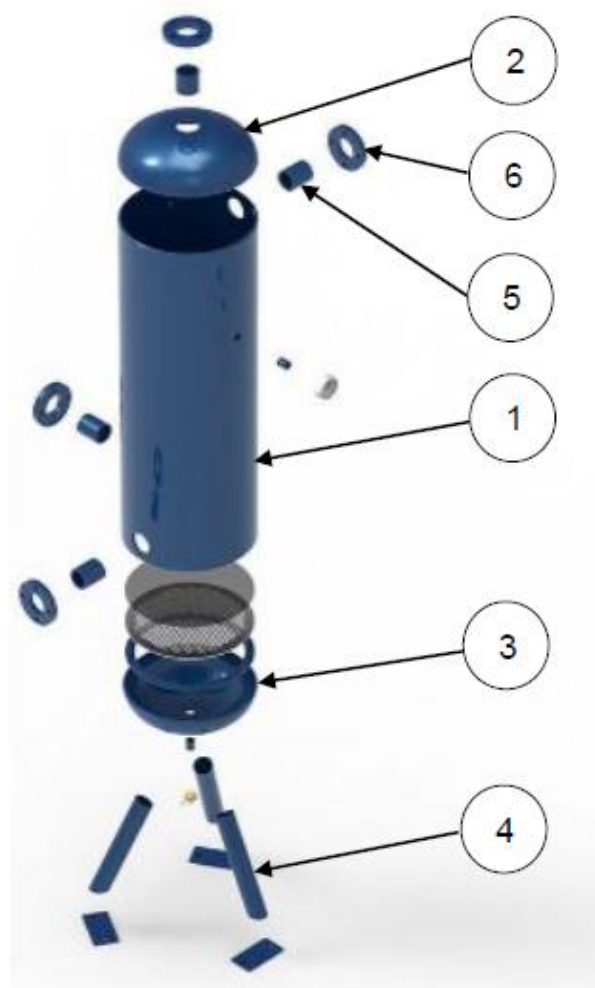


Слика 2.5 - Конвенционални $\sigma - \epsilon$ дијаграм

Напрезање приказано на слици је такво напрезање које након растерећења узорка проузрокује трајну деформацију од 0,2%. Стога је назначено симболом $\sigma(0,2)$. Из резултата прорачуна ће се за пример дати осврт у којем се подручју налази оптерећена конструкција посуде под притиском у односу на дефинисана својства материјала. [7]

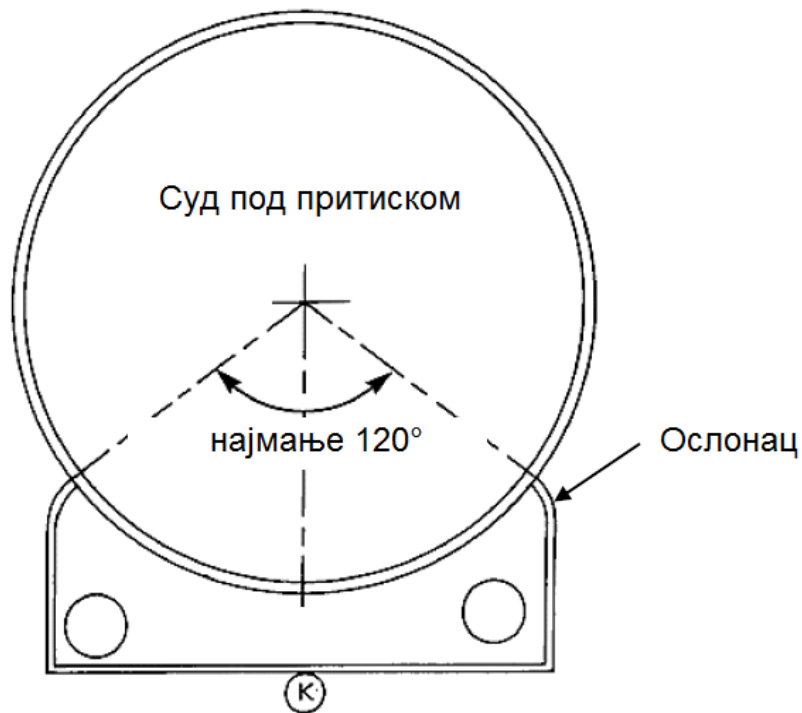
2.4. Конструкционе функције посуда под притиском

Опрема под притиском мора бити прописно конструисана узимајући у обзир све одговарајуће факторе како би се осигурала безбедност опреме под притиском за време њеног века трајања. Конструкција се мора заснивати на одговарајућим коефицијентима сигурности и методама за које је познато да имају одговарајуће безбедносне границе за све начине отказивања опреме. Свака посуда под притиском се у правилу састоји од основних конструкционих елемената приказаних на слици 2.6.



Слика 2.6 - Конструкцијски елементи посуде под притиском:
1 – Тело суда, 2 - Данце, 3 – Друго данце, 4 - Ослонци,
5 - Прикључак, 6 - Прирубница прикључка

Класична посуда под притиском састоји се од тела суда, данца које затварају посуду под притиском, ослонаца (најчешће 2 - слика 2.7), прикључака (најчешће са прирубницом) и других конструкцијских елемената зависно од намене посуде. [7]



Слика 2.7 - Ослоњени цилиндрични суд под притиском у пресеку

Дакле, према потреби, посуда под притиском може укључивати елементе који су припојени деловима под притиском осим већ споменутих прикључака са прирубницама и спојнице, отворе за прегледе, испусне вентиле, носиве ушне шкољке, потпорње итд.

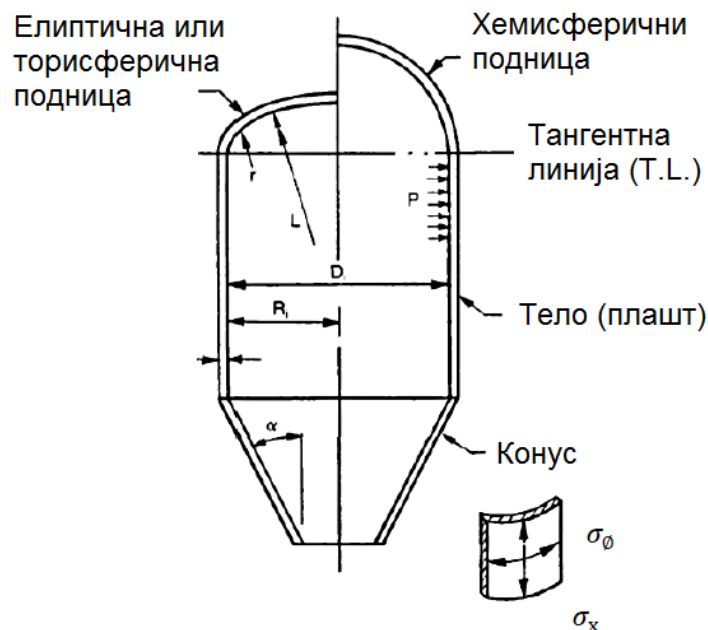
Такође, посуда мора бити тако конструисана и ако треба опремљена одговарајућим прибором или прикључцима за тај прибор како би удовољила захтевима као што је нпр. отпорност на пожар. Тамо где је то примерено, посуде под притиском морају бити тако конструисане и опремљене арматуром или прикључцима за арматуру да се осигура сигурно пуњење и пражњење, посебно везано за опасности као што су:

а) приликом пуњења:

- Прекомерно пуњење или прекомерни притисак узимајући посебно у обзир фактор пуњења и притисак паре на референтној температури,
- Нестабилност опреме под притиском;

б) приликом пражњења: неконтролисано испуштање флуида под притиском;

в) приликом пуњења или пражњења: несигурно прикључивање или одвајање.



Слика 2.8 - Опште комбинације конструкцијских елемената и информације о конструкцији

На слици 2.8 приказана је најчешћа комбинација конструкцијских елемената посуда под притиском, где су:

r - радијус торуса, mm

L - радијус калоте, mm

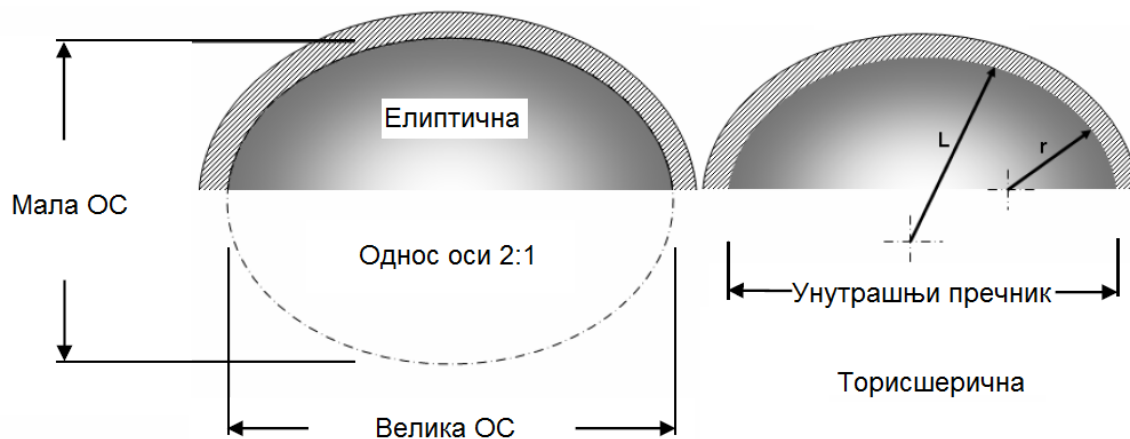
P - унутрашњи притисак, MPa

Do (Ro), Di (Ri) - спољни / унутрашњи пречник (полупречник), mm

t - дебљина зида, mm

α - нагиб конуса, $^\circ$.

Дефинитивно је да то није коначно. Све зависи од намене посуде. Тело посуде најчешће буде изведен као цилиндар, понекад се израђује и као кугла, а неретко се додаје део плашта као конус. Данца су најчешће елиптичног или торисферичног облика (слика 2.9). Постоје и хемисферична и равна данца. [7]



Слика 2.9- Конструкција торисферичног и елиптичног данца

Опрема под притиском, а тиме и посуде под притиском, морају бити конструисане за оптерећења која одговарају њеној намени те за друге предвидљиве услове рада. Посебно се морају узети у обзир следећи фактори:

- Унутрашњи / спољни притисак,
- Температура околине и радна температура,
- Статички притисак и маса садржаја у пробним условима и условима рада,
- Оптерећења везана за промет, ветар, потрес,
- Силе реакција и моменти који произилазе од ослонаца, прикључака, цеви, итд.
- Корозија и ерозија, замор материјала итд.,
- Раздвајање нестабилних флуида.

Морају се узети у обзир разна оптерећења која се јављају истовремено, узимајући у обзир могућност њиховог истовременог наступања. Конструкција на одговарајућу чврстоћу се мора заснивати на:

- Прорачунској методи описаној у тачки I Правилника као опште правило те, по потреби, додатно и експерименталној методи описаној у тачки II или
- Експерименталној методи без прорачуна описаној у тачки II Правилника, када је производ највећег дозвољеног притиска PS и обима V мањи од $6000 \text{ bar} \cdot L$ или када је производ $PS \cdot NO$ мањи од 3000 bar . [6]

2.4.1. Прорачунска метода

Оптерећена од притиска у опреми и друга оптерећења

Допуштена напрезања судова под притиском морају бити ограничена обзиром на очекиване разумне начине отказивања у условима рада. Зато се морају применити одговарајући фактори безбедности како би се у потпуности одстранила свака несигурност која произлази из производње, стварних услова рада, напрезања, методе прорачуна те својстава и понашања материјала. Горе наведеним захтевима се може удовољити на начин да се, према потреби, примени једна од следећих метода или, ако је неопходно, користи као додатак једној или у комбинацији са другом методом:

- Конструкција путем формула,
- Конструкција путем анализе,
- Конструкција путем механике лома. [6]

Издржљивост

Приликом конструисања морају се користити одговарајући прорачуни како би се утврдила издржљивост одређене опреме под притиском. Посебно:

- Прорачунски притисци не смеју бити мањи од највећих дозвољених притиска узимајући у обзир статички и динамички притисак флуида те раздвајање нестабилних флуида. Када је посуда подељена на засебне коморе које су под притиском, преградни зид мора бити пројектован на

основу највећег могућег притиска коморе у односу на најмањи могући притисак у суседној комори,

- Прорачунске температуре морају бити у границама безбедности;
- Конструкција мора водити рачуна о свим могућим комбинацијама температуре и притиска до којих може доћи у реално очекиваним условима рада опреме под притиском,
- Највећа напрезања и концентрације напрезања морају бити у дозвољеним границама,
- Прорачуни за ограничење притиска у опреми морају узети у обзир вредности за одговарајућа својства материјала, засноване на документованим подацима, а које су у складу са одредбама из тачке 4. овог прилога, заједно са одговарајућим коефицијентима сигурности.

Карактеристике материјала које се морају размотрити, ако је то применљиво, укључују следеће:

- Конвенционалну границу развлачења на прорачунској температури 0,2% или 1,0% трајне деформације (према потреби), Иоунгов модул (модул еластичности),
- Поднесе јачину чврстоћу, статичну издржљивост, тј. отпорност пузању и умор материјала,
- Одговарајући износ пластичне деформације, ударну и ломну жилавост,
- Одговарајуће факторе завареног споја који се морају применити на својства материјала и који зависе нпр. о врсти неразорног испитивања, заварених материјала и предвиђених услова рада,
- Конструкцију којом се морају узети у обзир сви предвидљиви механизми постепеног слабљења материјала (нпр. услед корозије, пузања, умора), у складу са наменом опреме под притиском.

Пажња се такође мора скренути на посебне карактеристике конструкције које су повезане са веком трајања опреме, нпр .:

- За пузање: прорачунски сати рада на одређеним температурама,
- За умор: прорачунски број циклуса на одређеним нивоима напрезања,
- За корозију: конструкцијски додаци на корозију; [6]

Стабилност

Када израчунат дебљина зида не укључује одговарајућу стабилност структуре, морају се предузети неопходне мере како би се то исправило узимајући у обзир ризике при превозу и руковању. [6]

2.4.2. Пројектовање експерименталном методом

Конструкција опреме се може делимично или у целости потврдити одговарајућим програмом испитивања који се спроводи на репрезентативном узорку опреме или категорије опреме. Пре испитивања програм испитивања мора бити јасно дефинисан те га мора прихватити тело за оцењивање усклађености одговорно за модул оцењивања усаглашености конструкције где он постоји.

Овим се програмом морају дефинисати услови испитивања и критеријуми прихватања или неприхватања конструкције. Стварне вредности главних димензија и својства материјала од којих је испитивана опрема израђена проверавају се пре испитивања. Према потреби, за време испитивања мора се омогућити посматрање критичних места опреме под притиском са одговарајућим инструментима који могу довољно прецизно забележити напрезања и деформације. Испитни програм мора укључивати следеће:

а) Издржљивост на притисак чија је сврха провера да, при притиску у одређеним сигурносним границама које су у вези са највећим дозвољеним притиском, код опреме не дође до значајнијих пропуштања или деформација које прелазе дозвољене вредности. Испитни притисак мора бити утврђен на основу разлика између вредности геометријских карактеристика и својстава материјала измерених у условима испитивања те вредности које се користе при конструкцији. Морају се узети у обзир разлике између испитних и прорачунских температура.

б) Када постоји опасност од пузања или умора материјала, одговарајућа испитивања одређена на основу услова рада предвиђених за опрему под притиском, нпр. Време рада на одређеним температурама, број циклуса на одређеним нивоима оптерећења, итд.

в) према потреби, додатна испитивања која се тичу других фактора из тачке 2.2.1. као што су корозија, спољна оштећења, итд. Опрема под притиском мора бити конструисана и израђена тако да се могу спровести сва потребна испитивања и контроле ради безбедности. [6]



Слика 2.10 - Контрола дебљине зида вертикалне посуде под притиском

3. СТАНДАРДИ СУДОВА ПОД ПРИТИСКОМ

ASME (Амерички) стандард

Америчко друштво машинских инжењера (ASME) основало је комисију 1911. године са циљем формулисања стандарда, што значи правила за изградњу парних котлова и посуда под притиском. Функција Комитета је да се успостави сигурносна правила која се односе на интегритет притиска, регулише изградњу и изградњу котлова, судова под притиском, транспортних контејнера и интегритет нуклеарних компоненти, прописане инспекције и тумаче ова правила када постављате питања у вези са њихове намере и сврхе. Корисник стандарда, такође, треба да буде везан за друге релевантне кодове, стандарде, законе, прописе и друга релевантна документа. ASME котлове и посуде под притиском, правила за изградњу котлова, судова под притиском, и нуклеарних компоненти. Ово подразумева захтеве за материјале из грађевинарства, изградње, процеса производње, инспекције, испитивања. Производи изграђени у складу са свим примењеним правилима овог стандарда се идентификују службеним печатом, што даље садржи симбол и стандарде.

Одељак VIII дели се на 3 дела. Први део садржи обавезне и опционе додатке који детаљно описују основне и додатне критеријуме дизајна, такође, укључују тестове и друге прегледе са начинима прихватања и коришћења стандарда. У другом делу захтеви за материјалом, конструкцијом и испитивањем без уништења су строжи од првог дела. У трећем делу Одељка VIII, захтеви се односе на посуде под притиском који су оптерећени унутрашњим или спољашњим притиском, углавном изнад 69 МПа.

EN (Европски) стандард

Европски стандарди као и стандарди уопште представљају документе настале на добровољном договору којим се утврђују критеријуми за производе и услуге, с циљем осигурања да производи и услуге одговарају својој сврси и да буду упоредиви и усклађени. Европски стандарди сматрају се стандардима које је развила, усвојила и објавила једна од три европске организације за стандардизацију: Европски одбор за стандардизацију (CEN), Европски одбор за стандардизацију у области електротехнике (Cenelec) и Европски институт за стандарде у области телекомуникација (ETSI). Европска унија је почела да користи стандарде као снажну подршку развоју својих политика и законодавства средином 80-их година 20. века. Европски стандарди се, у правилу, развијају за области значајне за индустрију, унутрашње тржиште и јавно добро, а иницијативу за развој одређеног стандарда могу дати сви заинтересовани на државном нивоу или директно на европском нивоу. У оквиру европских стандарда посебан значај имају хармонизовани стандарди. На основу "новог приступа" у европском законодавном концепту који је Веће ЕУ дефинисало у 1985. години, европске институције које деле законодавну улогу (Веће ЕУ, Европска комисија и Европски парламент) прописима (директивама) одређују кључне захтеве које одређени производ или услуга морају задовољити, а европске организације за стандардизацију израђују

одговарајуће техничке спецификације - хармонизирани стандарди. Ови стандарди објављују се у Службеном гласнику ЕУ.

Основни стандард који се односи на опрему под притиском је стандард EN 13445:2002. Стандард се односи на опрему под притиском која није изложена пламену и састоји из 6 делова. Први део обухвата опште захтеве, други материјале, трећи прорачуне и конструисање, четврти производњу, пети контролу и испитивање и шести захтеве за конструисање и производњу посуда под притиском и њихових делова израђених од угљеничних ливених челика.

Стандард EN 13445-5:2002 се односи на контролу и испитивање појединачних и серијски произведених посуда под притиском, направљених од челика у складу са EN 13445-2:2002.

Свака појединачна посуда треба да буде контролисана у току производње и након завршетка производње. Контрола треба да буде извршена да би се обезбедило, да се у сваком погледу (пројектовање, материјали, производња и испитивање) докаже да су испоштовани захтеви стандарда. Доказ о примени захтева је документација која мора бити приложена. Контролу врши произвођач као доказ испуњења свих захтева стандарда. Врста и обим испитивања без разарања посуда под притиском зависи од испитне групе посуде.

SRPS (Српски) стандард

Српски стандард - стандард који је донео Институт за стандардизацију Србије (ISS) као национално тело за стандарде и који је доступан јавности.

Поред стандарда, Институт уз помоћ својих стручних тела самостално развија и објављује и друге типове стандардизацијских докумената, тзв. сродна документа, као што су техничке спецификације, технички извештаји и упутства. Институт такође објављује и сродна документа као што су извештаји, предстандарди, спецификације доступне јавности, споразуми европске конференције, споразуми међународне конференције, оцене технолошких трендова, индустријски технички споразуми, а која су резултат рада европских и међународних организација за стандардизацију.

Српски стандарди и сродни документи, означавају се ознаком која почиње скраћеницом SRPS, у складу са правилима Института.

Основни стандард који се односи на опрему под притиском је стандард SRPS M.E2.252. Данас се још примењује и SRPS EN 13445.3 по угледу на Европски стандард, о чијој ће разлици бити више речи у даљем тексту.

3.1. Разлика између SRPS M.E2.252. и SRPS EN 13445.3

У овом делу рада је приказана кратка анализа и поређење минималних дозвољених напона, односно, дискутована је разлика у примени „старог“ и „новог“ Правилника за опреме под притиском.

У Табели 3.1 дате су минималне вредности дозвољених пројектних напона за различите материјале према Правилнику ОПП 87/11. Из Табеле 3.1

се види да Правилником нису обухваћени финозрни челици и специјално термички обрађени челици, о чему ће бити речи касније. [9]

Табела 3.1 - Минималне вредности дозвољених пројектних напона за различите материјале

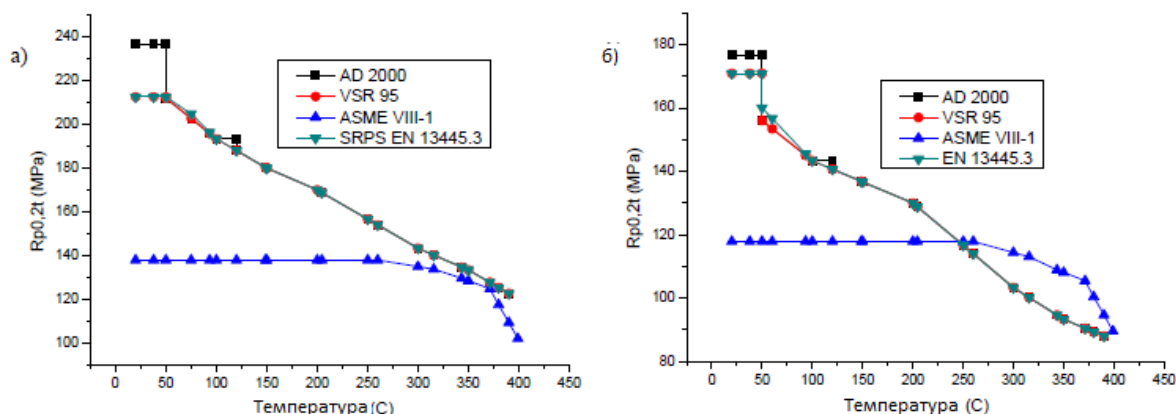
Материјал	Случајеви нормалног радног оптерећења
Феритни и нормализовани ваљани челик (искључују се финозрни челици и специјално термички одрађени челици)	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}\right)$
Аустенитни челици $A_5 > 30-35\%$	$\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}$
Аустенитни челици $A_5 > 35\%$	$\max\left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right); \min\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3}\right)\right]$
Челични одливци	$\min\left(\frac{R_m}{3}, \frac{R_{p0,2/t}}{1,9}\right)$
Алуминијум	$\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}$
Легуре алуминијума	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}\right)$

У Табели 3.2 су дате вредности минималних пројектних напона према следећим националним стандардима: ASME (Америчко удружење машинских инжењера), CODAP 2000 (Француског удружења инжењера), AD 2000 i SRPS M.E2. 250 (немачки и српски стари стандарди) i EN 13445.3 (хармонизовани стандарди Европске Уније).

Табела 3.2 - Називни пројектни напон према националним стандардима

	Угљенични и нисколегирани челици	Аустенитни нерђајући челици (за $A > 35\%$)
ASME Sez.VIII div.1	$\min\left(\frac{R_m}{3,5}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}, 0,67\sigma_{R100000t}\right)$	$\min\left(\frac{R_m}{3,5}, 0,9R_{p0,2t}, 0,67\sigma_{R100000t}\right)$
CODAP 2000 (f1)	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}, \frac{\sigma_{R100000t}}{1,6}\right)$	$\frac{R_t}{3}$
AD 2000 SRPS M.E2.250	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}, \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}, \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
SRPS EN 13445.3	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}\right)$	$\max\left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right); \min\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3}\right)\right]$

На слици 3.1а дат је графички приказ називних пројектних напона (прорачунатих према формули) за угљеничне челике P265 GH затезне чврстоће $R_m = 510$ МПа, израчунатих за националне стандарде дате у Табели 3.2, а на слици 3.1б, за угљеничне челике P355 GH затезне чврстоће $R_m = 410$ МПа. [9]

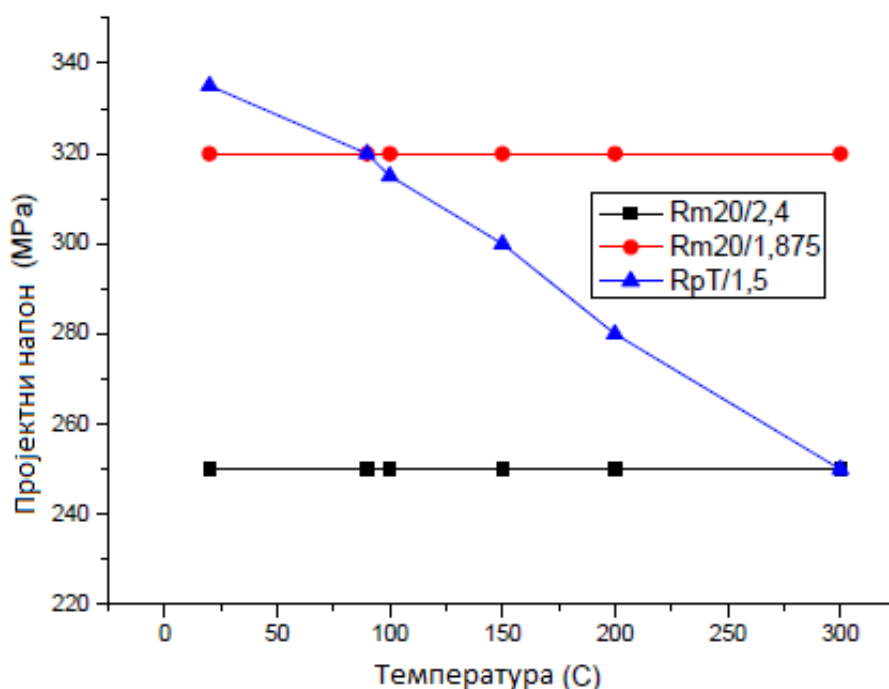


Слика 3.1 - Пројектни напони израчунати ДБФ методом
а) P265 GH, $R_m = 410$ MPa и б) P355 GH, $R_m = 510$ MPa.

Анализом Табеле 3.2 и слике 3.1а и б, примећује се да је одступање у минималним напонима између AD 2000 и SRPS M. E2.250 са једне стране и SRPS EN 13445.3 са друге стране, највише заступљено на температурама до 50°C, за наведене челике. Разлика је настала због чињенице да стандарди SRPS EN приликом прорачуна користе минималну вредност затезне чврстоће подељене са коефицијентом сигурности 2,4 или 0,2% конвенционалног напона течења на прорачунској температури подељено са степеном сигурности 1,5, а досадашњи важећи српски стандарди, по угледу на немачке стандарде, су користили вредности 0,2% конвенционалног напона течења на датој температури подељено са степеном сигурности 1,5. Такође, може да се примети да су одступања приликом прорачуна минималних напона, према овим стандардима мања код челика P355 GH, затезне чврстоће 410 MPa, него код челика P265 GH, са затезном чврстоћом од 510 MPa. Ово се објашњава тиме да је код челика са затезном чврстоћом 410 MPa мањи однос затезне чврстоће и напона течења. Уколико је однос затезне чврстоће на 20°C и 0,2% напона течења на прорачунској температури мањи од 0,625, меродавна вредност је затезна чврстоћа подељена степеном сигурности 2,4. При даљем расту температуре нема разлике у дозвољеним минималним напонима између ова два стандарда, јер меродавна вредност за стандард SRPS EN постаје 0,2% конвенционалног напона течења. Међутим, за температуре до 50°C, код неких челика ова одступања могу да достигну вредност и преко 20%. Ова разлика може да буде од великог значаја код примене новог Правилника ОПП 87/11 на опрему под притиском која је у употреби, а пројектована је према старом Правилнику ПТН 16/83, односно, може да доведе у питање даљу експлоатацију одређене опреме под притиском. Вероватноћа је да ће мања одступања да се компензују на рачун тога што су приликом димензионисања најчешће усвајане веће вредности дебљине зида или других димензија меродавних за прорачун напона.

Француски стандард CODAP је првенствено био базиран на ACME стандарду, секција VIII, али је 2000. године промењен са увођењем PED и применом хармонизованог EN 13445.3 стандарда. Најбитнија разлика између француског стандарда и SRPS EN је код прорачуна опреме под притиском од аустенитних челика са издужењем преко 35%, где француски стандарди као меродавну вредност разматрају само затезну чврстоћу на прорачунској температури подељену са коефицијентом сигурности 3. О овоме, свакако,

треба водити рачуна приликом увоза опреме под притиском француског произвођача, уколико је опрема израђена од аустенитних челика. Са слика 3.1 и 3.2 може да се види велика разлика у примени ASME стандарда и SRPS EN 13445.3. Разлог томе је што се према ASME стандарду, секција VIII, за цео интервал температура до 650°F, као минимални дозвољени напон примењује напон на овој температури. Овај податак је интересантан приликом евентуалног увоза опреме под притиском која је израђена према овом стандарду. Треба водити рачуна при применама на температурама већим од 650°F, где на пример, код угљеничних челика са затезном чврстоћом од 410 МПа, ова опрема не би задовољила стандард SRPS EN (сл. 3.2). [11]



Слика 3.2 - Приказ прорачуна пројектног напона за различите коефицијенте сигурности за челик P500QH

У Табели 3.3 су, због јаснијег прегледа разлике у примени „старих“ и „нових“ стандарда, приказани минимални дозвољени напони при пројектовању према стандарду SRPS M.E2.250 и стандарду SRPS EN 13445.3. Сем описаних разлика код угљеничних челика, из Таб. 3.3 се види да се пројектни напони за челичне одливке и за легуре алуминијума по новим стандардима одређују према мањој вредности затезне чврстоће подељене са коефицијентом 3, односно, 2,4 и 0,2% конвенционалног напона течења подељеног са коефицијентом сигурности 1,5. Битна разлика је код аустенитних челика, где се пројектни напон према SRPS M.E2.250 одређивао узимајући 0,2% напон течења, а по SRPS EN 13445.3 се користи 1% конвенционалног напона течења, из чега се закључује да су вредности дозвољених напона веће код хармонизованих ЕУ стандарда. [9]

Табела 3.3 - Минималне вредности пројектних напона према SRPS EN 13445.3 и SRPS M.E2.250 стандардима

Материјал	SRPS EN 13445.3	SRPS M.E2.250
Феритни и нормализовани ваљани челик (искључују се финозрни челици и специјално термички обрађени челици)	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2t}}{1,5}\right)$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
Аустенитни челици, $A_5 = 30-35\%$	$\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
Аустенитни челици, $A_5 > 35\%$	$\max\left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right); \min\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3}\right)\right]$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
Челични одливци	$\min\left(\frac{R_m}{3}, \frac{R_{p0,2/t}}{1,9}\right)$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{2}; \frac{\sigma_{R100000t}}{2}\right)$
Алуминијум	$\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
Легуре алуминијума	$\min\left(\frac{R_m}{2,4}, \frac{R_{p0,2/t}}{1,5}\right)$	$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{1,5}\right)$
Сиви лив, нежарен		$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{9}; \frac{\sigma_{R100000t}}{9}\right)$
Сиви лив, жарен		$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{7}; \frac{\sigma_{R100000t}}{7}\right)$
Бакар и легуре бакра, бешавне или заварене посуде		$\min\left(\frac{R_{p0,2t}}{3,5}; \frac{\sigma_{R100000t}}{3,5}\right)$

Табела 3.4 даје преглед минималних дозвољених напона при примени ПТН 16/83 и ОПП 87/11 за опште конструкционе челике. За одређену врсту челика дате су вредности затезне чврстоће и 0,2% конвенционалног напона течења према стандарду SRPS EN 10025/2003, затим су прорачунате минималне вредности дозвољеног напона према ОПП 87/11 узимајући у обзир прописане коефицијенте сигурности. У последњој колони су дата одступања између добијених вредности, што говори о могућем проблему приликом примене Правилника ОПП 87/11 за опрему под притиском, која је у употреби, а пројектована је према Правилнику ПТН 16/83. Види се одступање од 16,32% код групе челика E360, што може да доведе до евентуалног искључивања опреме под притиском из употребе. Такође, дате су вредности уколико је приликом пројектовања коришћен стандард SRPS M.E2.231/ 1984, који није био са обавезном применом. Препоручене вредности напона течења према овом стандарду су мање него према стандарду SRPS EN 10025/2003, па су и одступања од Правилника ОПП 87/11 мања, а често чак у корист „старог“ Правилника. Уколико су пројектанти користили стандард SRPS M.E2.231/1984, који није био са обавезном применом, питање испуњења битних захтева у погледу минималних напона биће постављено само за групу челика S355. [10]

Табела 3.4 – Општи конструкциони челици

Ознака челика	R_m (MPa) ($t = 3\text{--}100\text{ mm}$)	R_{eH} (MPa) ($t < 16\text{ mm}$)	Дозвољени напон			Одступање (%)
			PTN 16/83	OPP 87/11		
			$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_m/2,4$ (MPa)	
SRPS EN 10025 / 2003 Општи конструкциони челици						
S235...	340 – 470	235	156,67	156,67	141,67	-9,57
S275...	410 – 540	275	183,33	183,33	170,83	-6,82
S355...	490 – 630	355	236,67	236,67	204,17	-13,73
E295	470 – 610	295	196,67	196,67	195,83	+0,42
E335	570 – 710	335	223,33	223,33	237,5	-6,34
E360	670 – 830	360	240	240	279,17	-16,32
SRPS M.E2.231/1984 Челични лимови за делове стабилних посуда						
S235...	340 – 470	205	136,67	136,67	141,67	+3,66
S275...	410 – 540	235	156,67	156,67	170,83	+9,00
S355...	490 – 630	315	210,00	210,00	204,17	-2,76

У Табели 3.5 су дате вредности минималних дозвољених напона за котловске лимове од нелегираних и нисколегираних челика према Правилнику 16/83 и Правилнику 87/11, као и одступања при прорачуну према ова два правилника. Вредности затезних чврстоћа и напона течења дати су према стандарду SRPS EN 10028-2/2004. Одступања су, углавном, у границама прихватљивих, уз претпоставку да ће разлике у битним захтевима пројектних напона да се превазиђу толеранцијама и степенима сигурности, коришћеним током пројектовања. Проблем може да се очекује код опреме под притиском, израђене од P235GH и 13CrMo4-5. [9]

Табела 3.5 - Котловски лимови од нелегираних и нисколегираних челика (SRPS EN 10028-2 /2004)

Ознака челика	R_m (MPa) ($t = 3-100$ mm)	R_{eH} (MPa) ($t < 16$ mm)	Дозвољени напон			Одступање (%)
			PTN 16/83	OPP 87/11		
			$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_m/2,4$ (MPa)	
P235GH	360 – 480	235	156,67	156,67	150	-4,26
P265GH	410 – 530	265	176,67	176,67	170,83	-3,42
P295GH	460 – 580	295	196,67	196,67	191,67	-2,6
P355GH	510 – 650	355	236,67	236,67	212,5	-11,3
16Mo3	440 – 590	275	183,33	183,33	183,33	0,00
13CrMo4-5	450 – 600	300	200	200	187,5	-6,67
10CrMo9-10	480 – 630	310	206,67	206,67	200	-3,33
11CrMo9-10	520 – 670	310	206,67	206,67	216,67	-4,62

Табела 3.6 даје приказ шта би се догодило применом Директиве ПЕД 97/23/ЕЦ на финозрне челике. Према Правилнику ОПП 87/11 примена Директиви ПЕД 97/23/ЕЦ се не односи на финозрне челике и челике специјално термички обрађене. Из Табеле 3.6 се види да би евентуалном применом ове директиве одступања била и до 24%, што би довело до потпуне деградације ових челика, драстичног поскупљења опреме под притиском, израђене од финозрних челика, па тиме, вероватно, и њиховог избацавања из употребе од стране произвођача. Разлог оволиког одступања лежи у томе што је код ових челика мала разлика између вредности затезне чврстоће и напона

течења. Хармонизовани стандарди опреме под притиском разматрају да се препоручена вредност коефицијента сигурности 2,4, којом се дели вредност затезне чврстоће смањи на 1,875 (амандман је већ прихваћен). Правилник ОПП 87/11 не прописује начин одређивања минималних напона код финозрних челика, већ само напомиње да се препоручене вредности не односе на њих. Ово је један од проблема на који треба да се обрати пажња и пронађе решење које би задовољило и произвођача и корисника, а посебно општу безбедност. Слика 3.2 приказује пример за челик P500QH уколико се за дату затезну чврстоћу користе вредности коефицијента сигурности 2,4, односно, 1,875. На дијаграму су приказане и вредности 0,2% конвенционалног напона течења за температуре до 300°C. Прорачун степена сигурности од 2,4 искључује из употребе сву опрему под притиском до 300°C, док је код степена сигурности од 1,875 ситуација у многоне другачија. [12].

Табела 3.6 - Финозрни конструкциони челици (JUS EN 10028-3 /2004)

Табела 3.6 Филосорна конструкциона челица (SFS EN 10028-3/2004)						
Ознака челика	R_m (MPa) ($t = 3-100$ mm)	R_{eH} (MPa) ($t < 16$ mm)	Дозвољени напон			Одступање (%)
			PTN 16/83	OPP 87/11		
			$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_{eH}/1,5$ (MPa)	$R_m/2,4$ (MPa)	
P275N	390 – 510	275	183,33	183,33	162,50	-11,36
P355N	490 – 630	355	233,33	233,33	204,17	-12,49
P460N	560 – 730	460	306,67	306,67	233,33	-23,91

Прилог I Правилника 87/11 разматра, такође, и коефицијент завареног споја као и хидростатички испитни притисак. Овде ће бити само поменуте основне одредбе, без анализе.

Код заварених спојева, коефицијент завареног споја не сме прелазити следеће вредности:

- за опрему која се подвргава испитивању са разарањем и испитивању без разарања, која потврђују да читава серија заварених спојева не показује недостатке: 1,

- за опрему која се подвргава испитивању без разарања на случајном узорку: 0,85,

- за опрему која се подвргава само визуелној контроли као начину испитивања без разарања: 0,7.

Ако је потребно, морају се узети у обзир врста напрезања као и механичка и технолошка својства завареног споја.

Код посуда под притиском, хидростатички испитни притисак не сме да буде мањи од:

- притиска који одговара максималном оптерећењу којем опрема под притиском може бити изложена у току рада, узимајући у обзир највећи дозвољени притисак и његову највећу дозвољену температуру, помножено са коефицијентом 1,25, или

- највећег дозвољеног притиска помноженог са коефицијентом 1,43.

Усваја се већа од горње две вредности.

Битни захтеви за безбедност опреме под притиском дефинисани су и утврђени у Прилогу I Правилника о техничким захтевима за пројектовање,

израду и оцењивање усаглашености опреме под притиском (Сл. гласник РС, бр. 87/2011)

У овом делу рада су анализирани битни захтеви у погледу минималних дозвољених напона и разлике које настају применом „новог“ Правилника 87/11 на опрему под притиском, пројектовану према „старом“ Правилнику 16/83. Из приказане анализе може да се закључи да се минимални напони, код појединих челика рачунати према поменутих Правилницима, разликују и до 20%, за прорачунске температуре до 50°C, док су за примене при већим температурама минимални дозвољени напони остали исти. Разлика у минималним напонима до 50°C настаје јер Правилник 87/11 као меродавну вредност узима минималну од затезне чврстоће подељене са коефицијентом сигурности 2,4 и 0,2% напона течења на прорачунској температури, док је по Правилнику 16/83 меродавна вредност била 0,2% напона течења на прорачунској температури. Код материјала, где је мала разлика између напона течења и затезне чврстоће, разлика између минималних дозвољених напона према ова два Правилника је израженија. Ова разматрања су важна, јер нови Правилник доводи у питање даљу експлоатацију одређене опреме под притиском пројектоване према Правилнику ПТН 16/83, па је потребно потражити решења за превазилажење овог проблема.

Поређењем СРПС ЕН стандарда и националних стандарда других земаља у погледу минималних пројектних напона уочене су одређене разлике, што треба имати у виду при увозу опреме под притиском из ових земаља.

Правилником 87/11 нису обухваћени финозрни челици и специјално термички обрађени челици. Примена коефицијента сигурности од 2,4 на ове врсте челика довела би до њихове деградације и вероватно искључивања из производње код опреме под притиском. Хармонизовани стандарди ЕН 13445 разматрају да се ова вредност, којом се дели затезна чврстоћа, смањи на 1,875, па се очекује да и српски правилници понуде неко решење.

3.2. Анализа прорачуна дела посуда под притиском према српским и светским стандардима

У оквиру овог дела рада су дате основне једначине за димензионисање торисферичних данаца, изложених дејству унутрашњег притиска према стандардима SRPS, EN и ASME. У наставку су дати примери прорачуна за конкретну геометрију данца и задате радне услове, као и табела са упоредним приказом добијених резултата. Поред тога, извршена је и напонска анализа данца исте геометрије под истим радним условима, која је потврдила валидност претходно извршених стандардних прорачунских процедура.

Упоредни прорачун плитког торисферичног данца, према SRPS, ASME VIII-1 и EN стандарду и одговарајућим „shareware“ алаткама, је рађен за следеће податке: спољашњи пречник данца износи 1100 mm, радни притисак је 6 bar, радна температура 90°C, а материјал израде Č 0361 (S235 JRG2).

SRPS M.E2.252/1991 [13]

SRPS M.E2.252/1991 је стандард за прорачунавање дебљина торисферичних данаца изложених спољашњем и унутрашњем притиску. Овим

стандардом се утврђују поступак прорачуна данаца, као саставних делова посуда под притиском, у експлоатацији изложених дејству спољашњег и унутрашњег притиска. Стандард важи за испупчена данца, и то плитка, дубока и полулоптаста.

ASME Code [8]

У ASME стандарду, једначине за прорачун свих врста данаца дате су у секцијама VIII-1 и VIII-2. Постоје знатне разлике између ових једначина, а у овом раду ми ћемо се позивати на једначине из секције VIII-1 под називом „Правила за конструкцију посуда под притиском”. У овој секцији дате су методе за прорачун сферичних, хемисферичних, елиптичних и торисферичних данаца.

EN 13445-3:2002 [14]

Следећи услови морају бити испуњени, да би могле да се примене формуле за прорачун торисферичног данца према EN 13445-3:2002:

$$r \leq 0,2 \cdot D_i \quad e \leq 0,08 \cdot D_e \quad (3.1)$$

$$r \geq 0,06 \cdot D_i \quad e \geq 0,001 \cdot D_e \quad (3.2)$$

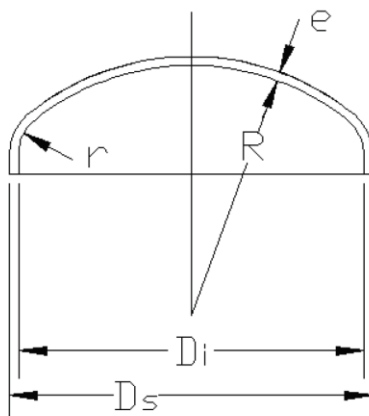
$$r \geq 2 \cdot e \quad R \leq D_e \quad (3.3)$$

У табели 3.7 приказане су ознаке као и њихове јединице мере које се примењују у формулама европских, српских и америчких стандарда.

Табела 3.7 – Ознаке и јединице мере за различите стандарде

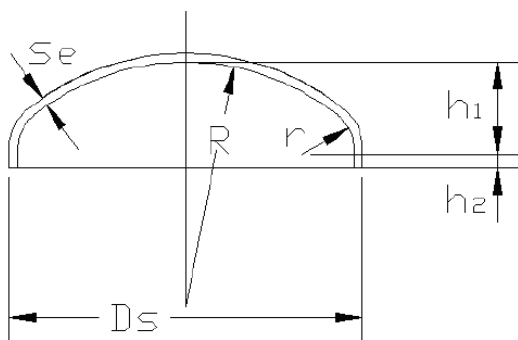
	EN 13445	SRPS M.E2.252	ASME Code VIII-1
Унутрашњи полупречник торусног дела	r [mm]	r [mm]	r [inch]
Унутрашњи полупречник калоте данца	R [mm]	R [mm]	L [inch]
Потребна дебљина данца	e [mm]	s [mm]	t_r [inch]
Спољашњи пречник	D_e [mm]	D_s [mm]	D_o [inch]
Унутрашњи пречник	D_i [mm]	D_u [mm]	D [inch]
Прорачунски коефицијент	β [/]	β [/]	M [/]
Номинални прорачунски напон	f [MPa; N/mm ²]	K [MPa]	S [psi]
Прорачунски напон за једначину за деформације	$f_b = \frac{R_{p0,2}/t}{1,5}$	/	/
Потребна дебљина да би се избегле пластичне деформације	e_b [mm]	/	/
Потребна дебљина данца да би се ограничио мембрански напон у централном делу	e_s [mm]	/	/
Потребна дебљина зглоба да би се избегло осносиметрично деформисање	e_y [mm]	/	/
Коефицијент завареног споја	z [/]	v [/]	E [/]
Прорачунски притисак	P [MPa; N/mm ²]	p [bar]	p [psi]
Висина данца (према слици)	h_i [mm]	h_1, h_1 [mm]	/
Степен сигурности	/	S [/]	/

На сликама 3.3, 3.4 и 3.4 приказана су три техничка цртежа данца применом различитих светских стандарда. На слици 3.3 приказано је торисферично плитко данце према европском стандарду - EN 13445.



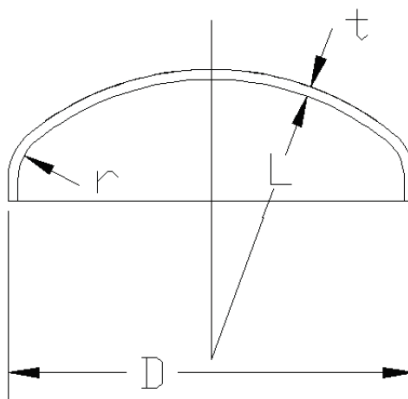
Слика 3.3 - Торисферично плитко данце према EN 13445

На слици 3.4 приказано је испупчено данце са прикључком према српском стандарду - SRPS M.E2.252.



Слика 3.4 - Испупчено данце са прикључком SRPS M.E2.252

На слици 3.5 приказано је торисферично данце према америчком светском стандарду - ASME VIII.



Слика 3.5 - Торисферично данце према ASME

У табели 3.8 приказан је прорачун дебљине зида данца према EN 13445, SRPS M.E2.252 и ASME стандарду као и провера максималног дозвољеног радног притиска

Потребна дебљина зида данца, према EN 13445-3:2002 се рачуна као максимална вредност добијена прорачуном на основу следећа три израза e_s , e_y и e_b .

Дебљина зида дела калоте одређује се по обрасцу датом у стандарду SRPS M.E2.253/1991, тако што се калота третира као кугласти омотач.

Табела 3.8 - Прорачун дебљине зида данца према EN 13445, SRPS M.E2.252 и ASME стандарду

Стандард	Дебљина зида данца	Провера максимално дозвољеног радног притиска
EN 13445	$e_s = \frac{p \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0,5 \cdot p}$	$P_s = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a}$
	$e_y = \frac{\beta \cdot P \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f}$	$P_y = \frac{f \cdot e_a}{\beta \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}$
	$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{p}{111 \cdot f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\frac{1}{1,25}}$	$P_b = 111 f_b \cdot \left(\frac{e_a}{0,75 R + 0,2 D_i} \right)^{1,5} \left(\frac{r}{D_i} \right)^{0,825}$
	$e = \max(e_s, e_y, e_b)$	$e = \max(p_s, p_y, p_b)$
SRPS M.E2.252	Дебљина зида дела калоте одређује се по обрасцу:	/
	$s = \frac{D_s \cdot p}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2$	
	Потребна дебљина (s) торусног дела рачуна се по изразу:	
	$s = \frac{D_s \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot \frac{K}{S} \cdot v} + c_1 + c_2$	
ASME	$t_r = \frac{P \cdot L \cdot M}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P}$	$P = \frac{2 \cdot E \cdot S \cdot t_c}{L \cdot M + 0,2 \cdot t_c} = 0,71$

Напомена: За дату геометрију, максимална вредност притиска P_{max} се узима као минимална вредност добијена прорачуном на основу следећа три израза за P_s , P_b и P_y .

У табели 3.9 приказане су вредности и формуле према различитим стандардима за кофицијент завареног споја суда, прорачунски коефицијент за прорачун дебљине данца суда, прорачунски коефицијент за максимални притисак на суду, као и додаци за дозвољено одступање димензија и додатак на корозију.

Табела 3.9 - Формуле према различитим стандардима

	EN 13445	SRPS M.E2.252	ASME
Коефицијент завареног споја	$z = 0,7$	$v = 0,7$	E
Прорачунски коефицијент (За прорачун дебљине данца)	$\beta = 1,01$ (dijagram)	$\beta = 3,5$ (dijagram)	$M = \frac{1}{4} \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right]$ $= 1,57$
Прорачунски коефицијент (за макс. притисак)	$\beta = 0,95$ (dijagram)	/	
Прорачунски напон	$f_b = \frac{R_{eH}}{1,5}$	$K=250N/mm^2$	$S=167N/mm^2$
Додатак на дозвољено одступање димензија	/	$C_1=0,3mm$	$tol=0,3mm$
Додатак на корозију	/	$C_2=1,0mm$	$C_2=1,0mm$

Коефицијент завареног споја према EN 13445 се усваја на основу испитне групе којој припада данце које се прорачунава. Испитна група се одређује на основу табеле која је дата у EN 13445-3, и данце из овог примера припада испитној групи 4. За испитну групу 4 се не врши посебно испитивање заварених спојева, већ се оно спроводи кроз хидротест. Испитни притисак се рачуна према формулама које такође дефинише испитна група, а вредност испитног притиска је већа него за случајеве када се врши додатно испитивање заварених спојева, и око два пута је виша од вредности радног притиска.

За материјале из четврте испитне групе, којој припада ова опрема под притиском, вредност (f_d) се множи коефицијентом 0,9. [9]

3.2.1. Коефицијент ваљаности завареног споја (v) према SRPS

За данца за која се испитивањем докаже 100% искоришћења дозвољеног прорачунског напона, као и у случају напрезања услед спољашњег притиска, као и за једнополна данца, рачуна се са вредношћу $v = 1$. Такође за заварена испупчена данца, осим полулоптастих, независно од обима испитивања, рачуна се $v = 1$, уколико заварени шав сече данце на мање од $0,6 D_s$

Прорачунски коефицијенти се за испупчена данца (пуна данца и данца са изрезима) одређују:

а) за плитка данца,

б) за дубока данца, у зависности од: $\frac{S_e - C_1 - C_2}{D_s}$ и $\frac{d_u}{D_s}$

Овде важе криве са $d_u/D_s > 0$ за неојачане изрезу у подручју торусног дела и изван подручја теменог дела калоте до $0,6 D_s$. [13]

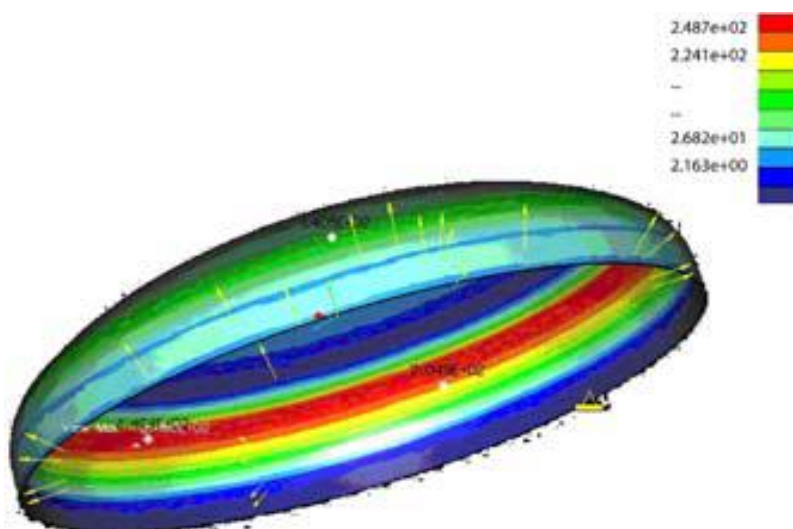
3.2.2. Додатак на корозију према ASME

За разлику од SRPS стандарда, који прописује вредности додатка за корозију за различите дебљине челичног лима, ASME не даје тачне вредности за овај додатак, већ се ослања на препоруке пројектанта и произвођача опреме.

У поглављу APPENDIX E, ASME VIII-1 стандарда, дате су опште препоруке везане за одређивање додатка за корозију, а ограничења у погледу његових вредности дате су у оквиру одељака који се баве посудама под притиском израђених од одређеног материјала. Тако нпр. препоруке за додатак за корозију за посуде под притиском израђене од угљеничних челика, могу се наћи у одељку UCS-25 (*Carbon and low alloy steel vessels*). [8]

3.2.3. Прорачун методом коначних елемената

Методом коначних елемената прорачунато је напонско стање данца за податке коришћене у оквиру овога рада, под истим радним условима, а резултати прорачуна су приказани на слици 3.6, на којој се помоћу спектра боја приказује вредност напона у различитим зонама данца.



Слика 3.6 - Напонско стање добијено методом коначних елемената (бројчане вредности су вредности напона у МПа)

Дебљина анализираног данца је 5 mm. Анализа је потврдила да је код данца изложених унутрашњем притиску, најкритичнија зона прелаза са калоте на торусни део. Напони у овој зони достижу максималну вредност $248,7 \text{ N/mm}^2$, (слика 3.6) што је на самој граници течења за материјал израде данца.

У табели 3.10 приказани су резултати прорачуна и може се приметити да су за прорачун коришћене сличне математичке релације и односи који у одговарајућим стандардима и који морају бити испуњени, укључујући пре свега однос дебљине лима и пречника данца.

Основна процедура прорачуна по СРПС-у базирана је на итеративним поступцима, код којих се са претпостављеном дебљином зида данца улази у прорачун и проверава да ли може издржати прорачунско оптерећење. Уколико то није случај у прорачун се улази са новом претпостављеном вредношћу дебљине зида, и прорачун се спроводи док дебљина зида не задовољи прорачун. Прорачун се врши за сферни, торусни и цилиндрични део данца, а за дебљину зида се усваја највећа вредност од добијених.

Табела 3.10 – Резултати прорачуна данца суда под притиском

	EN 13445	SRPS M.E2.252	ASME	MKE
Спољашњи пречник данца D [mm]	1100			
Радни притисак P [MPa]	0,6			
Затезна чврстоћа R_m [N/mm ²]	410			
Граница развлачења R_e [N/mm ²]	250			
Коефицијент завареног споја [λ]	$z = 0,7$	$v = 0,7$	$E = 1$	/
Потребна дебљина калоте данца	/	$sk = 3,28 \text{ mm}$	/	/
Потребна дебљина торусног дела данца	/	$st = 4,76 \text{ mm}$	/	/
Дебљина зида торисферичног дела данца	$e = 4,2 \text{ mm}$	/	$tr = 4,42 \text{ mm}$	/
Максимални дозвољени притисак	$p = 0,76 \text{ MPa}$	/	$P = 0,72 \text{ N/mm}^2$	/
Израчунати напон R [N/mm ²]	/	/	/	$R = 248,7 \text{ N/mm}^2$
Додатак за корозију	/	$c_2 = 1,0 \text{ mm}$	$c_2 = 1,0 \text{ mm}$	/
Толеранција димензионог одступања	/	$c_1 = 0,3 \text{ mm}$	$tol = 0,3 \text{ mm}$	/

Код ASME се претпоставља номинална дебљина данца, а затим се на основу радних параметара и геометрије данца одређује неопходна дебљина материјала. Уколико је прорачуната дебљина већа од претпостављене, претпоставља се нова, већа дебљина зида и прорачун се спроводи док наведени услови не буду задовољени.

Упоређивањем анализираних прорачуна може се закључити да приликом ASME и EN стандарда степен сигурности индиректно користи из основних података о материјалу при одређивању номиналног прорачунског напона, док се код SRPS стандарда степен сигурности користи при прорачуну за добијене вредности дебљина лима за поједине делове данца.

Као што се у примеру може видети, прорачуном добијене дебљине данца су сличне према сва три стандарда што доводи до закључка да су стандарди базирани на истим законима отпорности материјала, с једином разликом у начину приступа и решавања проблема.

3.3. Употреба МКЕ за замену правила ASME кода

ASME UHX VIII-1 и 2 приказују дизајн цеви и љуске поред цеви. Правила покривају вишеструке начине нетачности и пружају значајан увид у сигурност комплетног измењивача допуштајући оптимизацију дизајна. Међутим, UHX правила су ограничена на дизајн са једнаким обрасцима рупа који покривају целу посуду. Шта ако узорак рупа није уједначен, или у случају овог узорака, рупе нису једнаке величине?

Анализа коначним елементима (МКЕ) може се употребити за добивање увида у сигурност према правилима UHX кодова, али за геометрије које се не могу рачунати према правилима UHX. Одвојене плоче пружају детаљно разумевање начина деформација приликом топлотних и напонских оптерећења. Напонске плоче показују колико добро суд може да се носи са оптерећењима и савијањима, дају се информације које омогућавају оптимизацију дизајна. Опсег анализе коначних елемената био би израда цеви, цевни слој за израду чворова и израчунавање оптерећења цеви. Границе напона за анализу добијене су од ASME VIII-1 исто као и за остатак суда под притиском. Правила ASME VIII-2 користе се за утврђивање како се та ограничења примењују при тумачењу резултата притиска. [8]

UHX правила представљају три напрезања у суду под притиском:

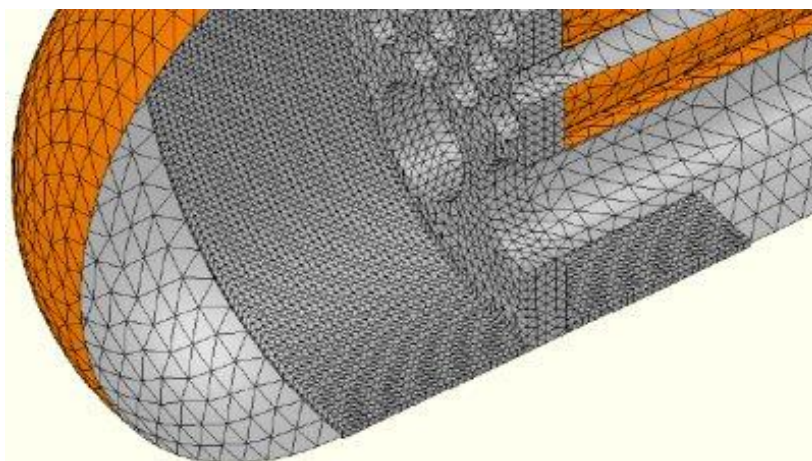
- напрезање цеви због притиска и топлотног оптерећења
- напрезање љуске поред цеви узоркована ротацијом цеви
- компресија цеви или оптерећења због напрезања узоркована су помицањем цеви и топлотном експанзијом.

Границе напона за анализу коначних елемената су једнаке оним које се користе у UHX анализи. По UHX правилима ови се напони анализирају за седам случајева оптерећења у фиксираним цевима суда под притиском:

- Само притисак у цеви
- Само бочни притисак суда
- Цеви + бочни притисак суда
- Само термичка (топлотна) оптерећења
- Бочни притисак цеви + термичка оптерећења
- Притисак бочне стране + термички оптерећења
- Притисак бочне стране цеви + притисак бочне стране суда + термичка оптерећења

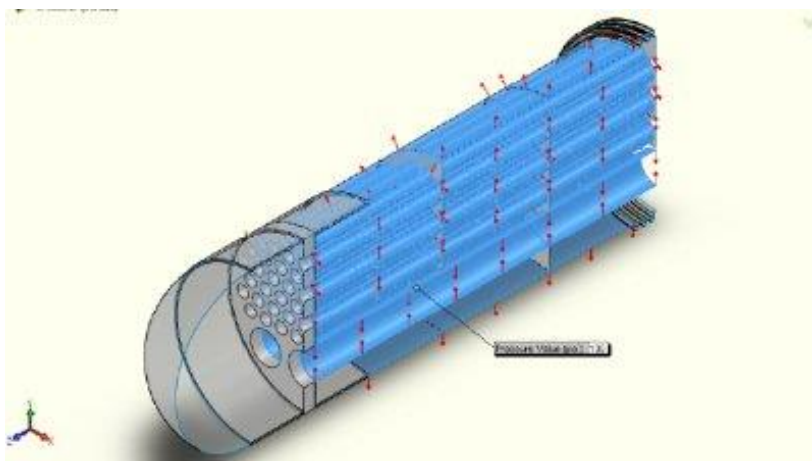
У четвртој и петом делу овог рада детаљније је анализирана термичка и напонска анализа коначних елемената. У овом делу рада су приказане неке илустрације анализе о којој ће касније бити детаљније приказана.

Суд под притиском који анализирамо је симетричан на оба краја, тако да се може моделирати и проучити само половина. Сви делови суда су израђени коначним елементима љуске. Мрежа је креирана на свим деловима љуске. Густина мреже се смањује на местима где се очекује већи напон, како што су цеви, спојнице цеви и суседна љуска. Мрежа у другим подручјима не утиче битно на резултате и остављена је са већом густином.



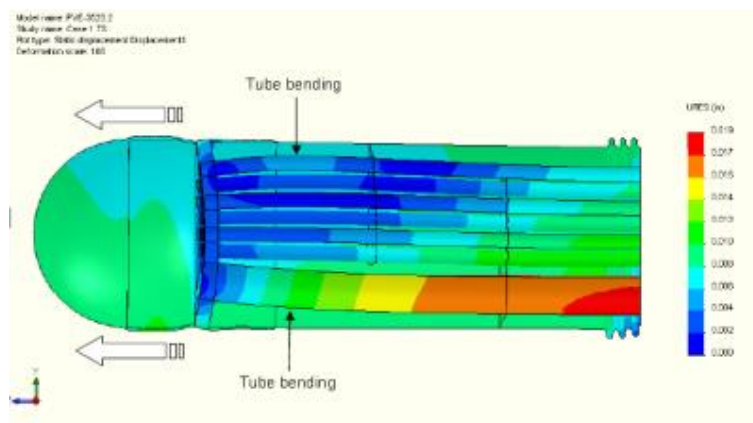
Слика 3.7 – Мрежа коначних елемената за испитивање узорка

Сва термичка (топлотна) и напонска оптерећења примењују се на модел. У наставку је приказано оптерећење из случаја оптерећења 2 где је само притисак бочних страна цеви. Укупно се анализира седам различитих случајева.

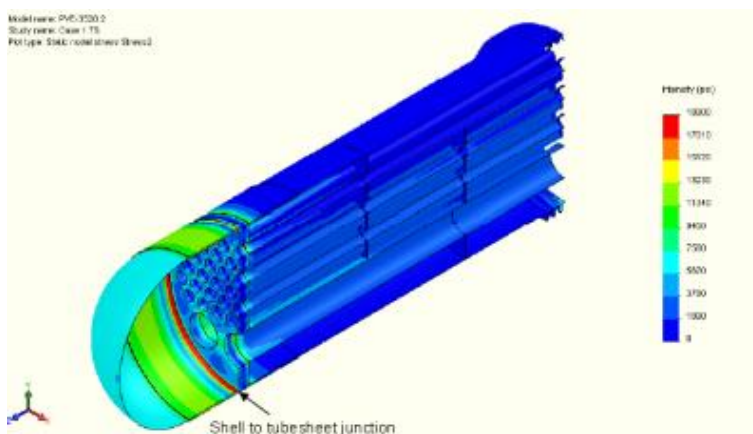


Слика 3.8 – Приказ бочних притиска на љуску

Модел коначних елемената анализиран је за седам случајева оптерећења и проверава се добијена вредност максималног еквивалентног σ_{Mises} напона. Напон добијен за сваки случај оптерећења упоређује се са допуштеним напонам дефинисаним ASME стандардом како би се утврдио да ли задовољава за сваки случај оптерећења. У наставку су приказане слике модела са интеракцијом цеви (слика 3.9). Цеви у посуди под притиском стварају напонско оптерећење у суседној љусци (слика 3.10).

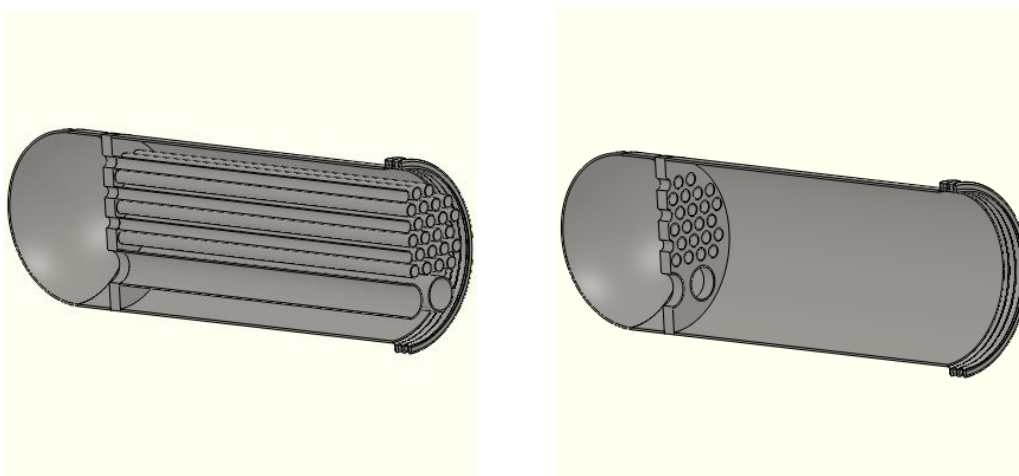


Слика 3.9 – Деформације приликом напонског притиска у цевима увећане 100x



Слика 3.10 – Напонско оптерећење у суседној лјусци

Судови под притиском су веома велики модели да би им се израчунала топлотна оптерећења. Како би их поједноставили за МКЕ, уклањају се све цеви и врши се симулација (Слика 3.11). Ово ће значајно смањити број елемената и омогућити моделу да се претвори у мрежуи реши у разумном временском оквиру.



Слика 3.11 – Модел са и без цеви

Да би се користили опружни конектори, морамо одредити примењену стопу протока цеви. Постоји директна веза између Хооковог закона за изворе и модул еластичности материјала.[15]

$$\text{Хооков закон за изворе: } F = k * d \quad (3.4)$$

$$\text{Аксијално померање: } d = F * L / (A * E) \quad (3.5)$$

где су:

F - Аксијална сила [Kg*m / s]

k - Просечна брзина [m / s]

d - Радна запремина [m]

L - Дужина цеви [m]

A - Попречни пресек [m]

E - Модул еластичности [Мра]

Комбиновањем ових једначина добијамо:

$$d = k * d * L / (A * E) \quad (3.6)$$

$$k = A * E / L \quad (3.7)$$

Симулациони програми имају расподељену опцију опруге која омогућује расподељену висину опруге на одабраном подручју. Једначина сада постаје:

$$k = A * E / (L * A) \quad (3.8)$$

$$\text{Због тога: } k = E / L \quad (3.9)$$

У случају фиксираних цеви, диференцијални топлотни раст између цеви и љуске ствара оптерећење које делује на цеви. Причврсни конектори морају бити унапред учитани да би се узела у обзир ова сила. Знамо да је једначина за термичку експанзију:

$$d = \alpha * L * \Delta T \quad (3.10)$$

Где је:

d - Запремина [m³]

α - Коефицијент термичког ширења материјала

L - Дужина цеви [m]

ΔT - Промена температуре [° C] од амбијента до радне температуре

Термичке анализе се користе за проучавање термичких оптерећења и њихових резултујућих температура, брзина преноса топлоте, померања и напона. Ове анализе су подељене на два главна типа, стабилно стање и прелазно. Анализа стабилног стања ће утврдити стање уравнотежене

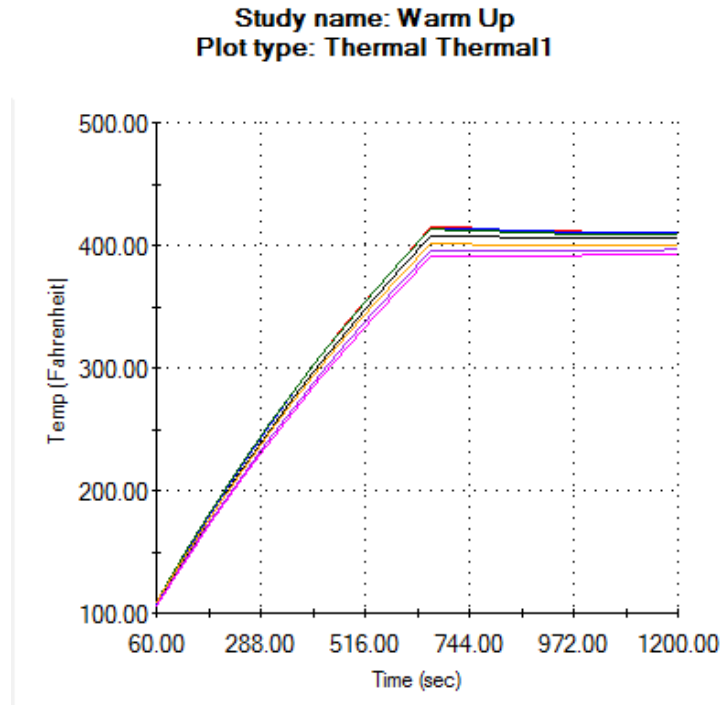
енергије у бескрајном временском периоду без икаквих детаља о томе шта се дешава док се напредује до ове тачке. Прелазна термичка анализа је у стању да анализира ток топлоте кроз тело на корак по корак, омогућавајући посматрање температурног учинка током времена.[15]

Анализа стабилног стања

Анализа стабилног стања користи се да посматра ефекте термичког оптерећења када посуда достигне константно или стабилно стање. Ово је корисно за одређивање трајних температура, брзине преноса топлоте, померања и напона. Анализа стабилног стања је такође корисна за одређивање термичких оптерећења и особина материјала како би се добио коначни жељени резултат. Како анализа стабилног стања даје само коначни континуирани резултат, она захтева само једно израчунавање што га чини врло ефикасним решењем.[15]

Прелазна анализа

Прелазна анализа користи се да посматра ефекте термичког оптерећења током времена. Омогућава кориснику да промени променљиви температурни градијент кроз компоненту од иницијалног до стабилног стања. Прелазни термални утицаји су важни за анализу јер термално оптерећење може довести до максималних напона пре постизања стабилног стања. Такође је корисно одговорити на питања као на пример колико ће компонента трајати до жељене температуре. Како пролазна анализа пружа решења за одређени број временских корака, потребно је много рачунања што резултира сложенијом анализом.[15]



Слика 3.12 – Приказ кретања температуре за различите локације у моделу

4. НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА МОДЕЛА

Фемар је напредни инжењерски симулациони софтвер који служи за креирање мреже коначних елемената сложених техничких производа и састава, и графичко приказивање резултата анализе. Метод коначних елемената омогућава инжењерима да практично моделирају компоненте, склопове, или системе.

Користећи могућности Фемар-а и NX Nastrana можете да:

- Предвидите и побољшате перформансе и поузданост производа,
- Смањите дуготрајну и скупу израду физичких прототипова и њихово тестирање,
- Процените различите материјале и дизајн,
- Оптимизујете дизајн и смање утрошак материјала.

Фемар можете користити без обзира на ваш CAD програм са којим моделирате. Он има уграђене транслаторе за преузимање геометрије из свих водећих CAD програма, као што су Solid EDGE, NX, Pro/ENGINEER, CATIA, SolidWorks, Autodesk Inventor, AutoCAD итд. На располагању су сви потребни програмски алати за едитовање линија, површина и солида. Припрема геометрије за различите врсте анализа је зато брза и једноставна.

Фемар укључује низ програмских алата за аутоматско искључивање непотребних детаља (заобљења, мањих рупа, удруживање мањих површина итд.). Код пластичних делова са танким зидовима или код конструкција од лимова, мрежу је потребно креирати на средњим површинама, које Фемар сам креира уз прихватање вредности параметара, са којима можемо контролисати процес креирања средњих површина. Такође укључује и оптимизовање Default параметара за креирање МКЕ мреже, зависно од типа и облика геометрије. Са додатним параметрима корисник може, већ према сопственом искуству код креирања МКЕ мрежа, додатно утицати на квалитет мреже коначних елемената. Код умрежавања са методама за “мапирану” мрежу, на располагању су једноставни поступци за контролу мреже, његово згушћивање или проређивање по поједином ивицама. Код умрежавања са “Free” методама, можемо најпре дефинисати глобалну густину мреже за површину, коју затим додатно по жељи мењамо на појединој линији или у појединој тачки.

Фемар може виртуално анализирати индивидуалне моделе, склопове или системе и одредити њихово понашање као одговор на задате иницијативе у одређеном радном окружењу. Комплетан приступ резултатима података обезбеђен је кроз табелу коју можете користити за прикупљање, сортирање и контролу количине и типа података који је видљив, како би саставили извештај анализе.

Фемар има подршку више графичких прозора и специјализованих панела, који омогућавају потпуни приступ моделу коначних елемената, резултатима података. Можете изменити изглед интерфејса у складу са вашим захтевима, прилагодити ниво функционалне изложености, мењати палете у потпуности и прилагодити иконе. Приступ API је кроз развојно окружење у оквиру корисничког интерфејса, где можете да креирате прилагођене програме који аутоматизују токове посла и процесе, а који могу да комуницирају и размењују податке са независним програмима као што су Microsoft Word и Microsoft Excel. [16]

Основни пакет Фемар-а пружа могућност:

- Линеарне и статичке анализе,
- Анализе извијања,
- Основне нелинеарне анализе,
- Анализе преноса топлоте.

Док NX Nastran укључује додатне опције:

- Напредна нелинеарна анализа,
- Аероеластичност,
- Суперелементи,
- Оптимизација,
- Динамика ротора,
- DMAP (Direct Matrix Abstraction Program).

Пројектни подаци:

- Материјал:
 - омотач : SA-240
 - цеви: SA-213
- Стандард: ASME-VIII-1
- Максимални радни притисак
 - омотач : 0,69 MPa
 - цеви: 2,07 MPa
- Максимална радна температура: 148,8° C
- Минимална радна температура: -28,8° C
- Дозвољени напон (радни услови) $S_m = 130,31 \text{ MPa}$
- Дозвољени напон (тест притисак) $S_y = 154,44 \text{ MPa}$
- Интензитета напона К фактора: $\kappa = 1$
- Фактор еластичности вара: $E1 = 1$
- Фактор еластичности лема: $E2 = 1$
- Модул еластичности: $E = 165474,22 \text{ MPa}$
- Однос отвора: $\nu = 0,31$
- Густина $7,85 \text{ E-006 Kg / m}^3$
- Коефицијент термичког ширења: $9,2 \text{ E-006}$

Напонска ограничења:

Мебрански напон:

$$P_m = \kappa \cdot E1 \cdot E2 \cdot S_m = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 130,31 = \mathbf{130,31 \text{ MPa}}$$

Локални мембрански напон:

$$P_l = 1.5 \cdot \kappa \cdot E1 \cdot E2 \cdot S_m = 1.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 130,31 = \mathbf{195,46 \text{ MPa}}$$

Локални мембрански напон и савојни напон:

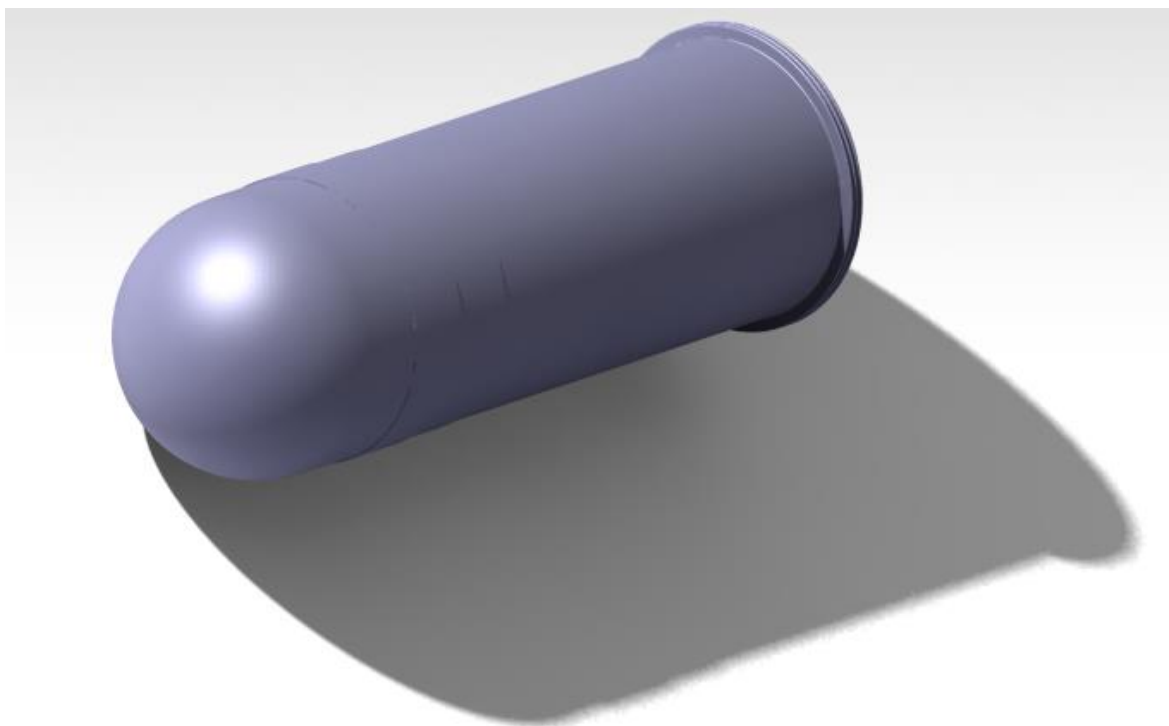
$$P_l + P_b = 1.5 \cdot \kappa \cdot E1 \cdot E2 \cdot S_m = 1.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 130,31 = \mathbf{195,56 \text{ MPa}}$$

Примарни и секундарни напони:

$$\begin{aligned} P_l + P_b + Q &= \text{Max}(3 \cdot E1 \cdot E2 \cdot S_m, 2 \cdot E1 \cdot E2 \cdot S_y) \\ &= \text{Max}(3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 130,31; 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 154,44) = \mathbf{390,93 \text{ MPa}} \end{aligned}$$

4.1. Тродимензионално моделирање суда под притиском

У оквиру овог дела мастер рада приказан је начин моделирања суда под притиском. Креирање геометрије је урађено у софтверу CATIA V5R20. На слици 4.1 је дат геометријски изглед, а димензије истог су узете са техничког цртежа који је дат у прилогу 1. При моделирању коришћен је модул Mechanical Design, а у оквиру њега радно окружење (workbench) Sketcher, Part Design и Assembly Design.



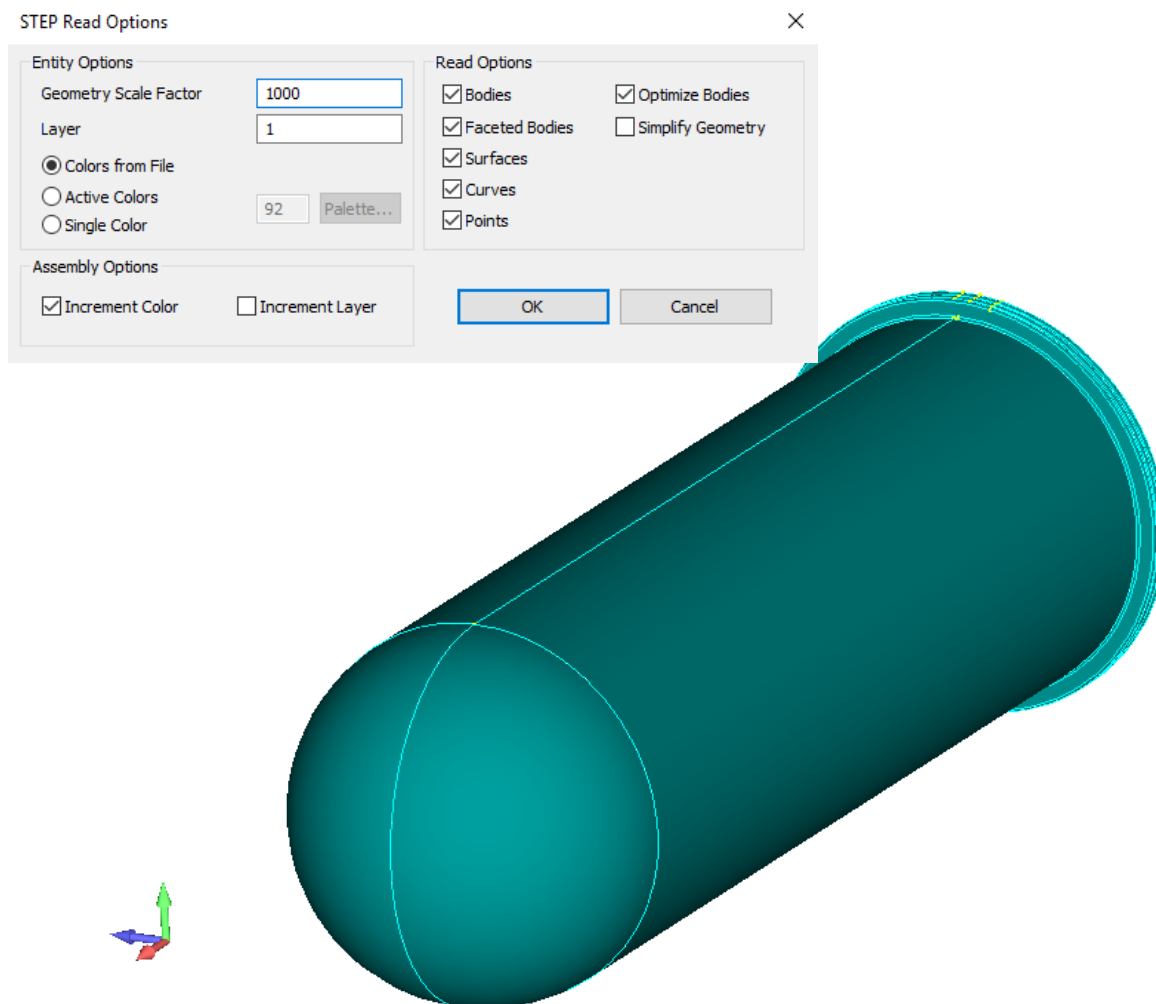
Слика 4.1. Геометријски изглед суда под притиском

Дакле, при изради модела циљ је био да се омогући касније лакше и једноставније генерисање мреже коначних елемената у програму FEMAP v11.3 за прорачун методом коначних елемената. Такође, циљ је био да се избегну или поједноставе такозвани контактни проблеми између два или више елемената који у великој мери компликују прорачун. Наравно, одређени конструкциони детаљи за које се сматрало да имају већег утицаја на резултате прорачуна нису занемарени.

На почетку потребно је анализирати део да би се одредио што оптималнији начин израде КЕ модела. Моделирање је могуће извести на више начина у зависности од афинитета и знања корисника програма.

4.2. Импортовање геометрије

Након што је извршен увоз тродимензионалног модела креираног у програмском пакету CATIA V5R20 у програмски пакет FEMAP v11.3 опцијом **File>Import>Geometry** морамо подесити „Scale Factor“ на 1000 да би све јединице биле у милиметрима [mm] слика 4.2.

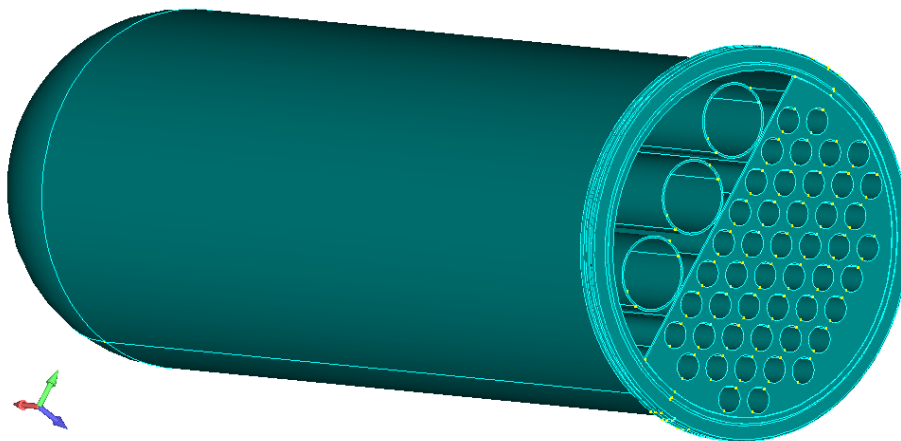


Слика 4.2. Изглед геометрије модела увезеног у Fетар.

За креирање мреже коначних елемената модела, у софтверу FEMAP, коришћени су елементи љуске. Да би се формирала мрежа коначних елемената неопходно је моделирати средње површине на основу претходно конструисане геометрије коју смо увезли.

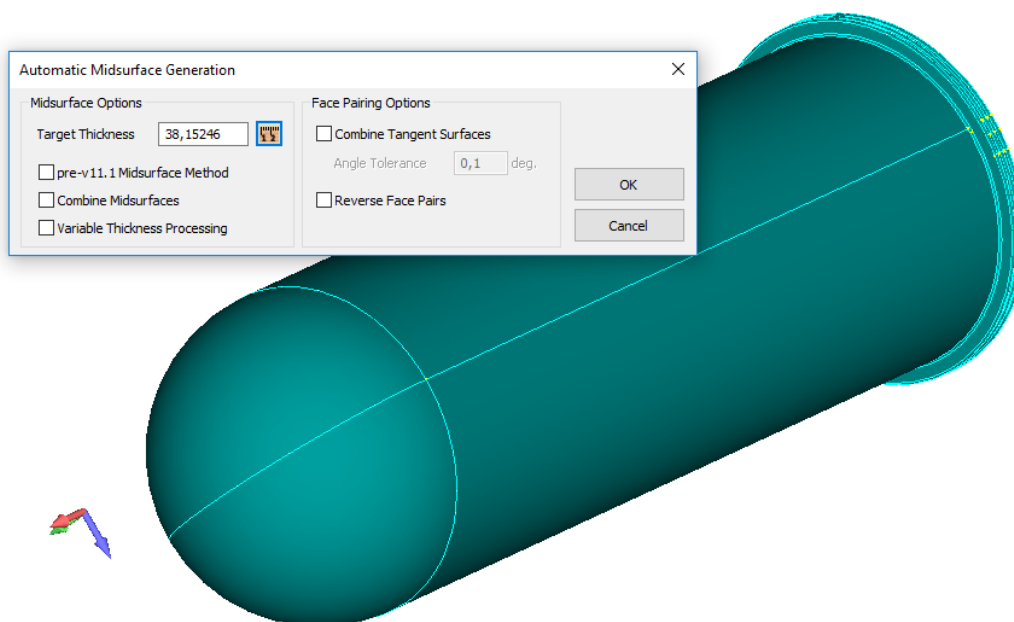
4.3. Моделирање средњих површина

Средње површине користимо за добијање геометрије делова на којима се мрежа моделира коначним елементом љуске. То су они делови чија је дебљина знатно мања од осталих димензија модела. Потребно је читаву геометрију уз креирање средњих површи свести на елементе љуске којима ће се касније у Пропертију (својства) дефинисати различите дебљине за сваки део геометрије и применити се на модел, слика 4.3.



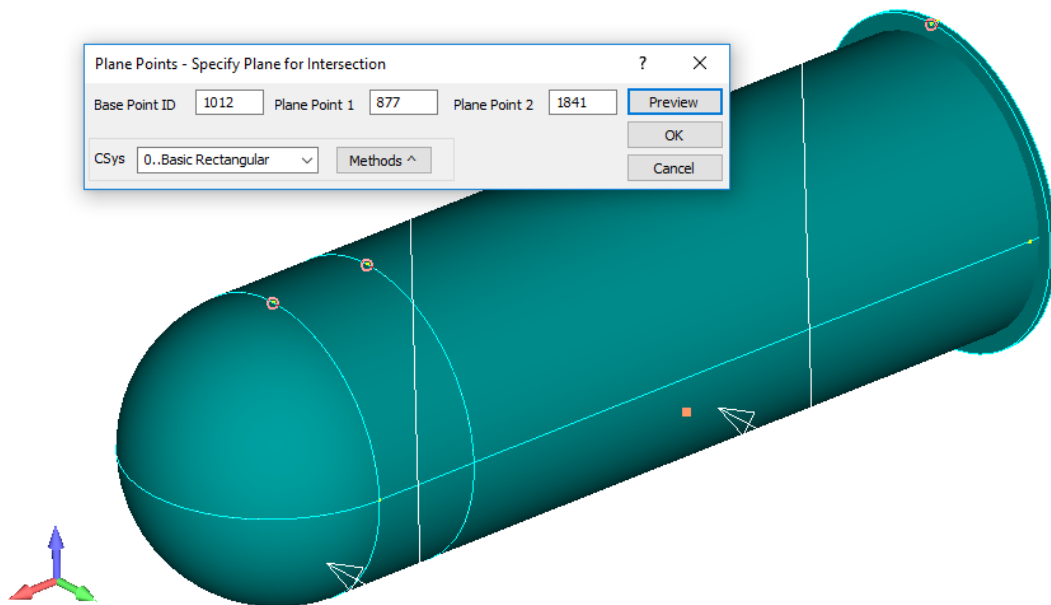
Слика 4.3. - 3Д геометрија на којој је потребно моделирати средње површи

Средње површину креирамо командом **Geometry>Midsurface>Automatic...** селекујемо површине на основу којих желимо да креирамо средње површи. Након селектовања површине потребно је измерити и дефинисати дистанцу између површи на основу којих се криерају среедње површи, слика 4.4.

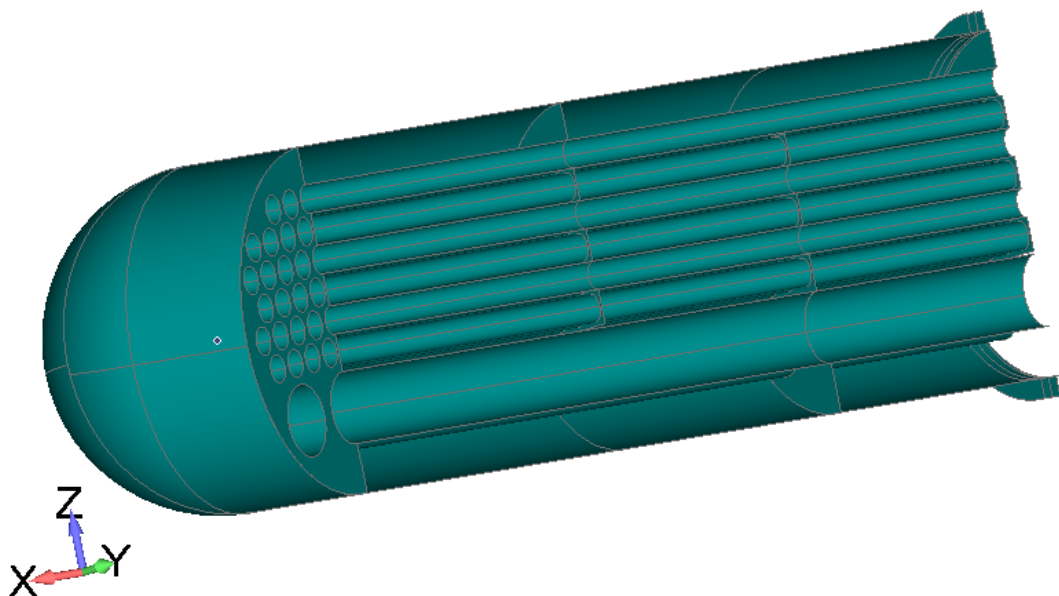


Слика 4.4. Аутоматско креирање средње површине.

Након успешно креирања средњих површи, пошто је модел симетричан поделићемо га на пола како би лакше приступили унутрашњем делу модела. Поделу вршимо командом **Geometry>Solid>Slice...** где се за метод пресека изабере по равни, затим селекују све површи, селекувати базну тачку и две тачке у истој површи по којој је потребно поделити модел (слика 4.5).



Слика 4.5. Подела модела



Слика 4.6. Приказ средњих површи на половини модела

4.4. Креирање материјала и мреже коначних елемената

Карактеристике материјала коришћене у овом извештају су узете из ASME VIII-1. Прво дефинишемо карактеристике материјала модела и тип коначног елемента. Карактеристике материјала за све делове посуде су исте, па нема потребе да креирамо више, већ ћемо креирати један материјал за цео склоп. Избором опције **Model>Material** из падајућег менија уносимо потребне карактеристике, уносимо модул еластичности ($165474,22 \text{ MPa}$), густину $7,85 \text{E-6 Kg/m}^3$ као и коефицијент термичког ширења $9,2 \text{E-6}$ (Слика 4.7).

Define Material - ISOTROPIC

ID 1 Title SA-240 Color 55 Palette... Layer 1 Type...

General Function References Nonlinear Ply/Bond Failure Creep Electrical/Optical Phase

Stiffness

Youngs Modulus, E 165474,2

Shear Modulus, G 0,

Poisson's Ratio, nu 0,31

Limit Stress

Tension 0,

Compression 0,

Shear 0,

Thermal

Expansion Coeff, a 9,2E-6

Conductivity, k 0,

Specific Heat, Cp 0,

Heat Generation Factor 0,

Mass Density 7,85E-6

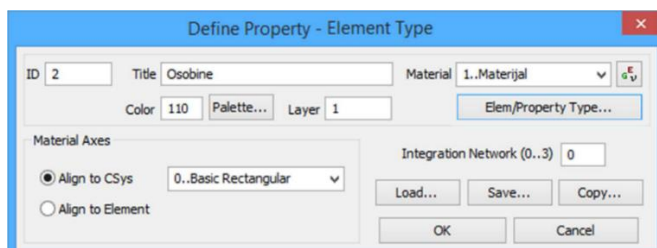
Damping, 2C/Co 0,

Reference Temp 0,

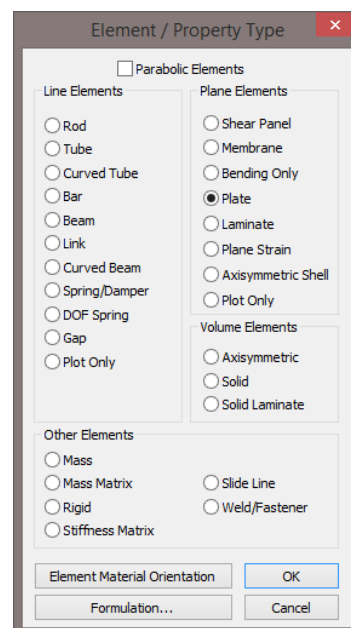
fxy Load... Save... Copy... OK Cancel

Слика 4.7. Дефинисање материјала

Након тога из падајућег менија отварамо дијалог **Модел>Property** у коме дефинишемо особине коначних елемената (слика 4.8), у зависности од тога да ли се ради о линијском, равнском или запреминском типу коначног елемента.



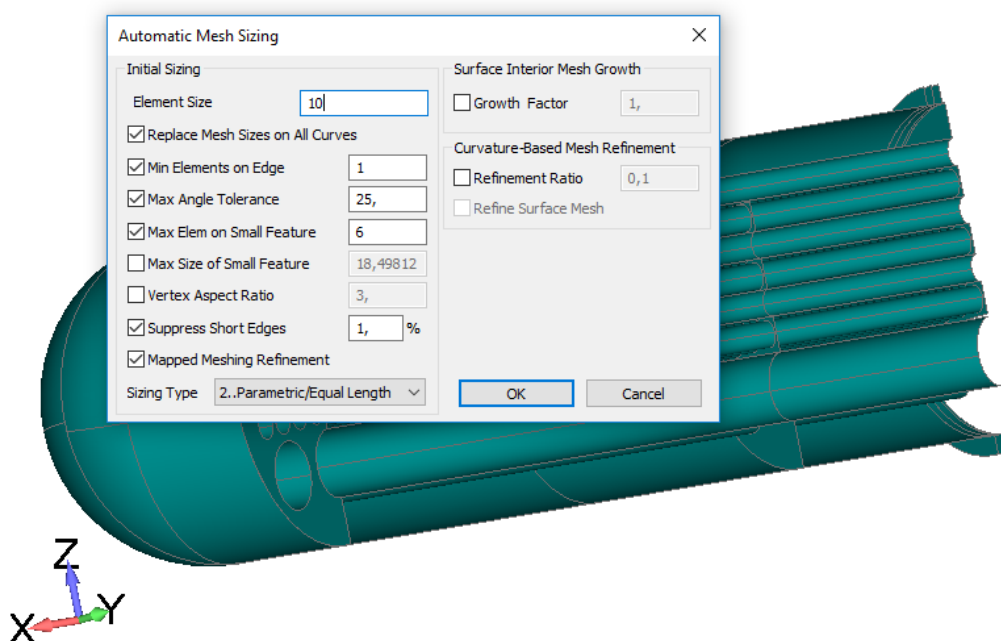
Слика 4.8. Деф. Особина коначних елемената



Слика 4.9. Деф. типа

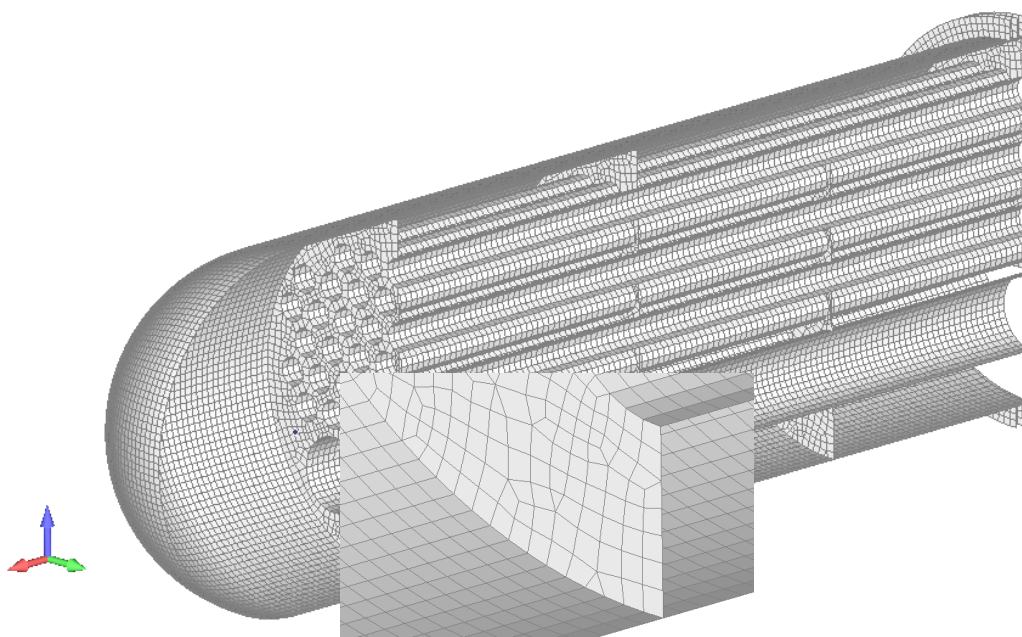
Након тога избором команде **Element/Property Type** отвара се прозор у коме дефинишемо тип коначног елемента, чекирамо команду **Solid** пошто се ради о чврстом телу (Слика 4.9).

Следи формирање мреже коначних елемената на креираним средњим површинама. Дефинишемо величину мреже командом **Mesh>Mesh Control>Size On Surface....** Изаберемо површи за које је потребно креирати мрежу и поставимо густину мреже – величину елемента у mm, као што је приказано на слици 4.10.



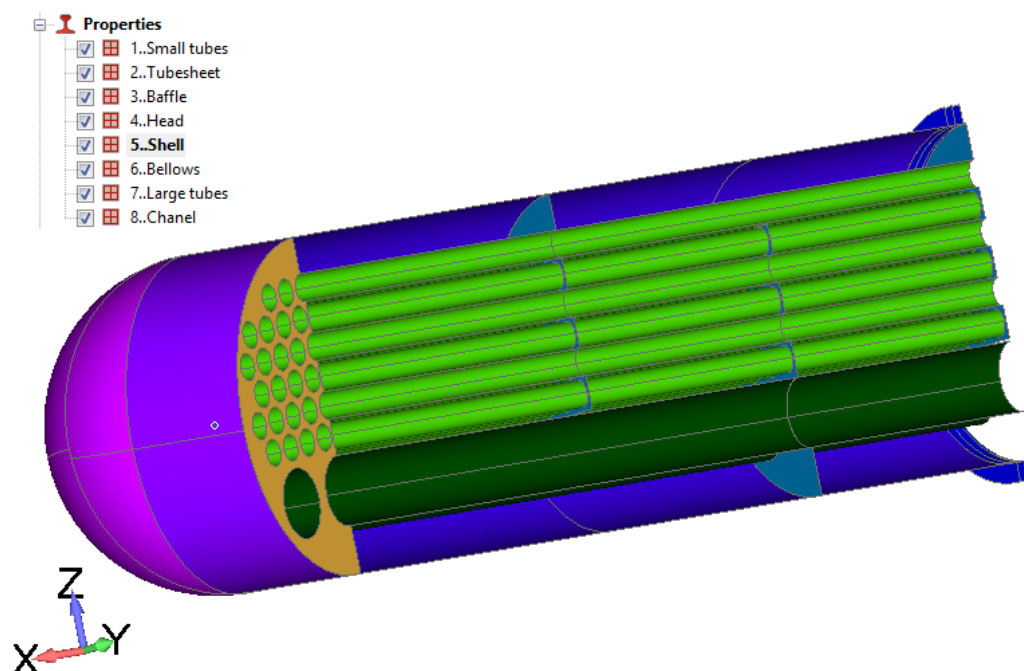
Слика 4.10. Дефинисање густине мреже

Пошто смо одредили димензије и адекватно смањили величину елемената (повећали густину) на појединим деловима геометрије, командом **Mesh Surface** отвара се дијалог у коме се селекују површине и аутоматски генерише мрежа, слика 4.11.



Слика 4.11. Изглед мреже коначним елементом љуске.

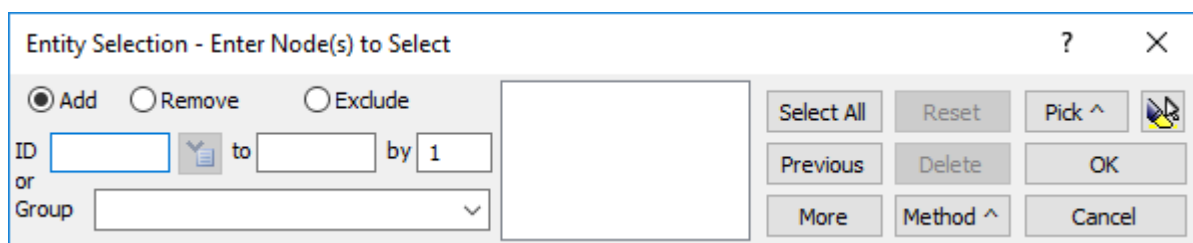
По формирању мреже потребно је задати својства сваком елементу геометрије. Креирамо у проперију осам различитих дебљина применимо на геометрију због различите дебљине зидова свакој дебљини дајемо различиту боју ради лакшег распознавања, слика 4.12.



Слика 4.12 Дефинисане дебљине и примењене на модел

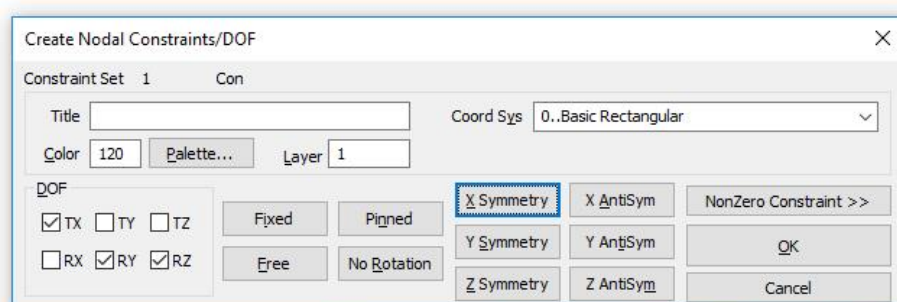
4.5. Задавање ограничења

После креирања мреже коначних елемената потребно је задати ограничења и оптерећења. Ограничења задајемо командом **Model>Constraint>Nodal**. Појављује се дијалог (Слика 4.13) у коме треба селектовати чворове у којима се задаје ограничење.

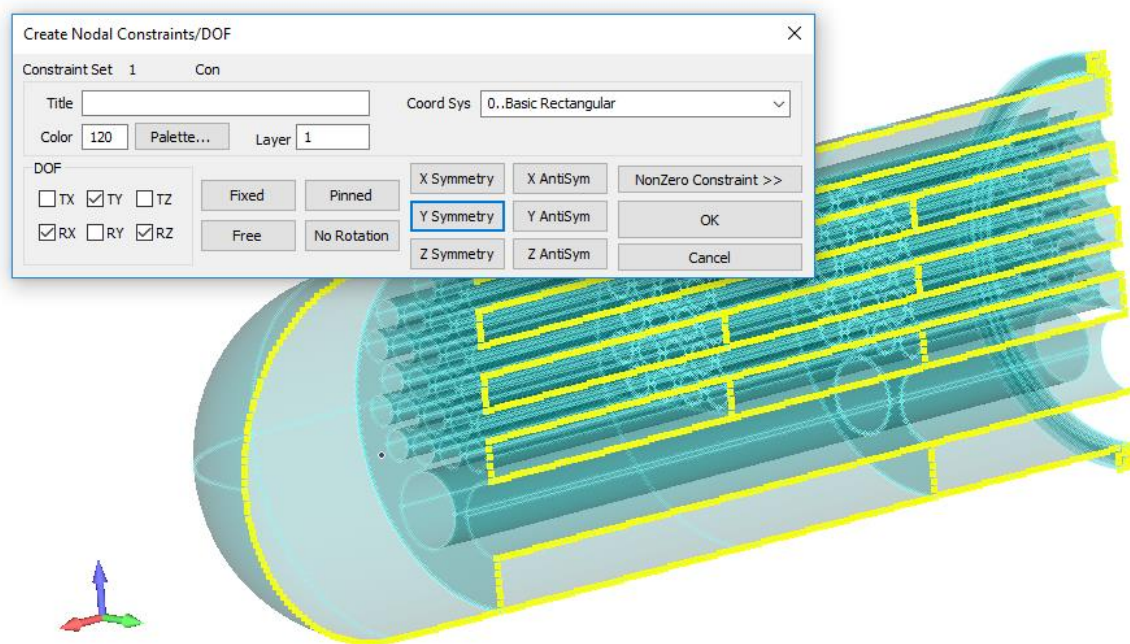


Слика 4.13 – Дефинисање тачака за селектовање

Овај модел има две равни симетрије YZ и XZ, па је потребно поставити ограничења у чворовима које припадају равнима симетрије. На сликама 4.14 и 4.15 приказан је поступак дефинисања ограничења за сваку раван посебно.

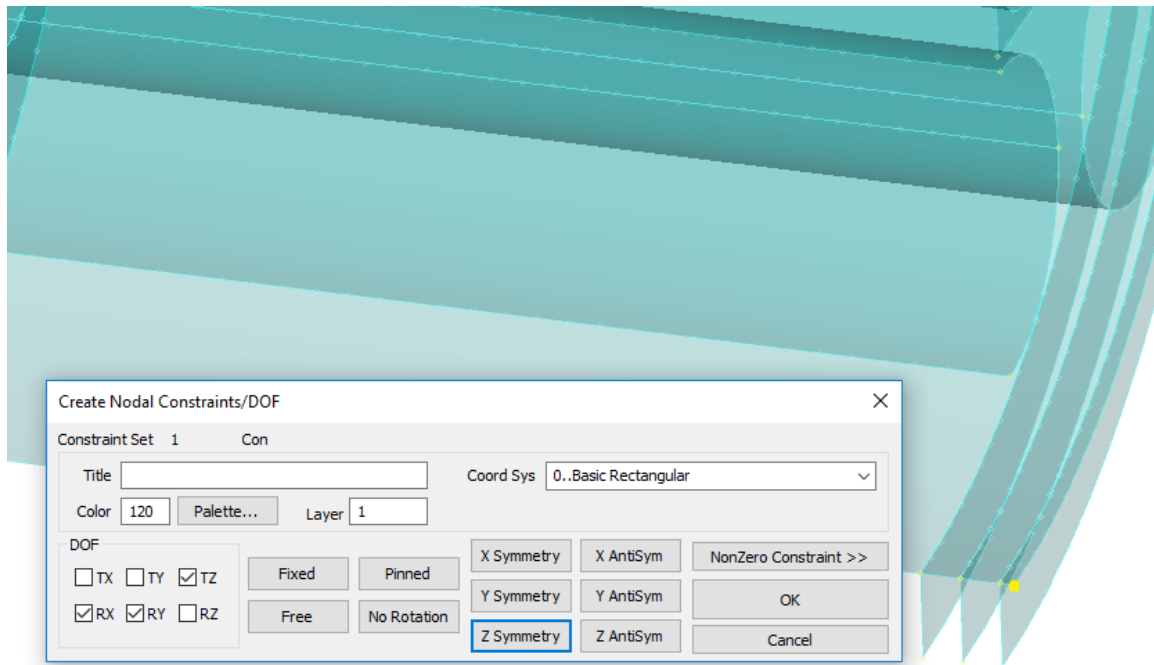


Слика 4.14 – Дефинисање X симетрије



Слика 4.15 – Дефинисање Y симетрије

На слици 4.16 приказан је чвор у коме је задато ограничење померања у Z правцу. Раван је дефинисана са две координатне осе.

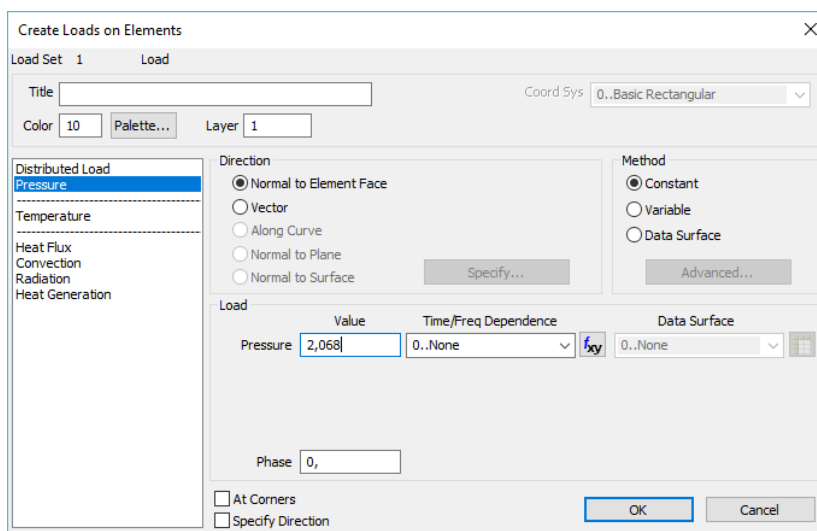


Слика 4.16 – Дефинисање померања у Z правцу

4.6. Задавање притиска

Након задатих ограничења потребно је задати оптерећења. Услови оптерећења су дефинисани у стандарду ASME-VIII. Суд под притиском анализиран је за 2 случаја оптерећења, притисак и температуру.

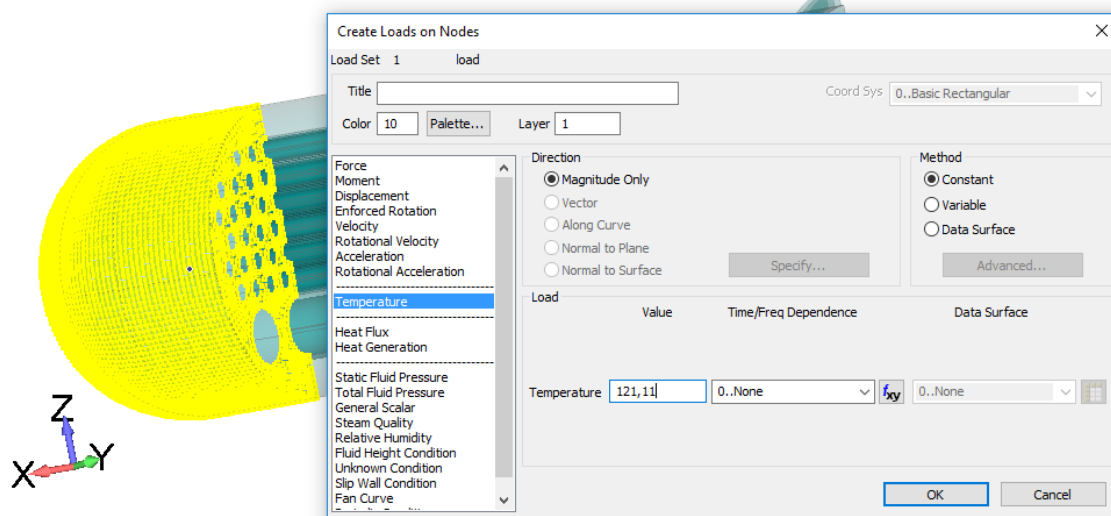
Притисак се задаје командом **Model>Load>Elemental...** где је даље потребно селектовати површину на којој се задаје оптерећење, затим се одабере опција „Pressure“ и унесе притисак у мегапаскалима (слика 4.17). У анализираном суду притисак изван цеви је 2,068 MPa а унутар цеви 0,689 MPa.



Слика 4.17 – Дефинисање вредности притиска

4.7. Задавање температуре

Други тип оптерећења у анализи овог суда под притиском су задате температуре. Три различита дела суда имају различите температуре. Температура се задаје командом **Model>Load>Nodal...** потом се селекују површине на којима се задаје температура. На слици 4.18, приказана је предња страна модела на коме је температура омотача 121,11°C. На телу суда који се налази изнад цеви температура је 93,33°C а на цевима 107,22°C.



Слика 4.17 – Задавање температуре

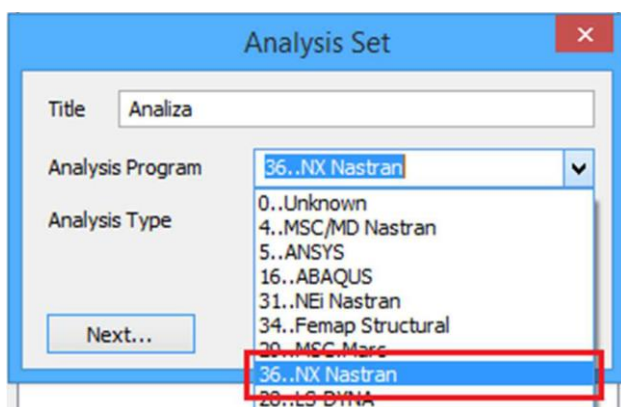
5. АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

Према стандарду ASME VIII-1 табела UHX 13.4 [8] анализирани су следећа оптерећења: TP – притисак у цевима, SP - притисак на омотачу, TP+SP - притисак у цевима и на омотачу, T – температура, T+TP – температура и притисак у цевима, T+SP – температура и притисак на омотачу, T+TP+SP – температура и притисак у цевима и на омотачу. Анализиран је суд под притиском за следеће случајеве оптерећења:

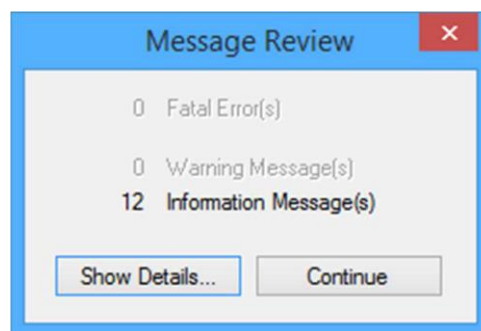
- ✓ случају оптерећења 1 притисак у цевима 7 бара
- ✓ случају оптерећења 2 притисак на омотачу 20 бара
- ✓ случају оптерећења 3 притисак у цевима 7 бара и на омотачу 20 бара
- ✓ случају оптерећења 4 температура од 121,11°C
- ✓ случају оптерећења 5 температура од 107,22°C и притисак у цевима 7 бара
- ✓ случају оптерећења 6 температура од 121,11°C и притисак на омотачу 20 бара
- ✓ случају оптерећења 7 температура од 121,11°C и притисак у цевима 7 бара и на омотачу 20 бара

За сваки анализиран случај оптерећења приказано је поље von Mises еквивалентног напона у МПа, зона максималних напона и поље померања у mm.

За сваки случај оптерећења креира се нова анализа командом **Model>Analysis**. Отвара се дијалгор (слика 5.1) где уносимо назив анализе и бирамо солвер за анализу у овом случају *NX Nastran*. Сет анализе се креира за активни сет оптерећења и ограничења. Једнставним избором команде **File>Analyze Model** започињемо процес анализе. По завршетку анализе на екрану ће се појавити прозор (слика 5.2) који нас обавештава о евентуалним грешкама током анализе. Ако грешака нема настављамо даље.



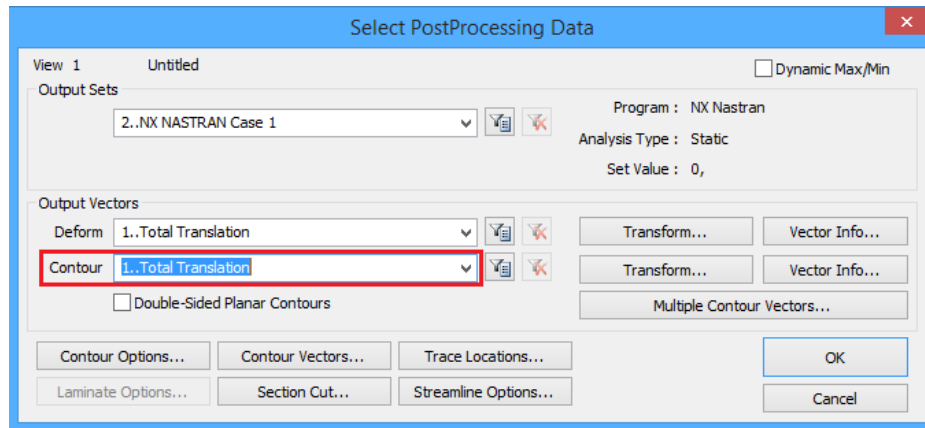
Слика 5.1 - Избор NX Nastran солвера



Слика 5.2 - Приказ порука

Након завршене анализе прелазимо на приказ и анализу добијених резултата. Циљ ове анализе јесте да се прорачунају деформације (померања) модела као и одреде вредности напона. Максималне вредности добијеног von Mises еквивалентног напона треба да буде мањи од дозвољеног напона.

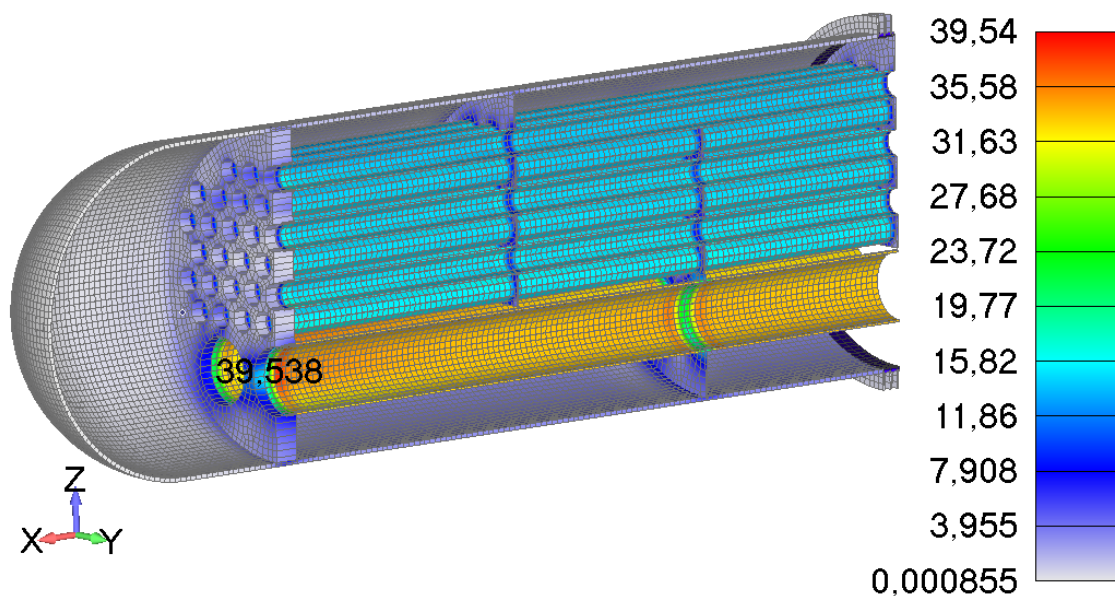
Командом **View>Select Post Processing Data** појављује се дијалог па са падајуће листе бирамо податке анализе које желимо да прикажемо, а то су померања (*Total Translation*), као и напоне (*Solid von Mises Stress*) (слика 5.3).



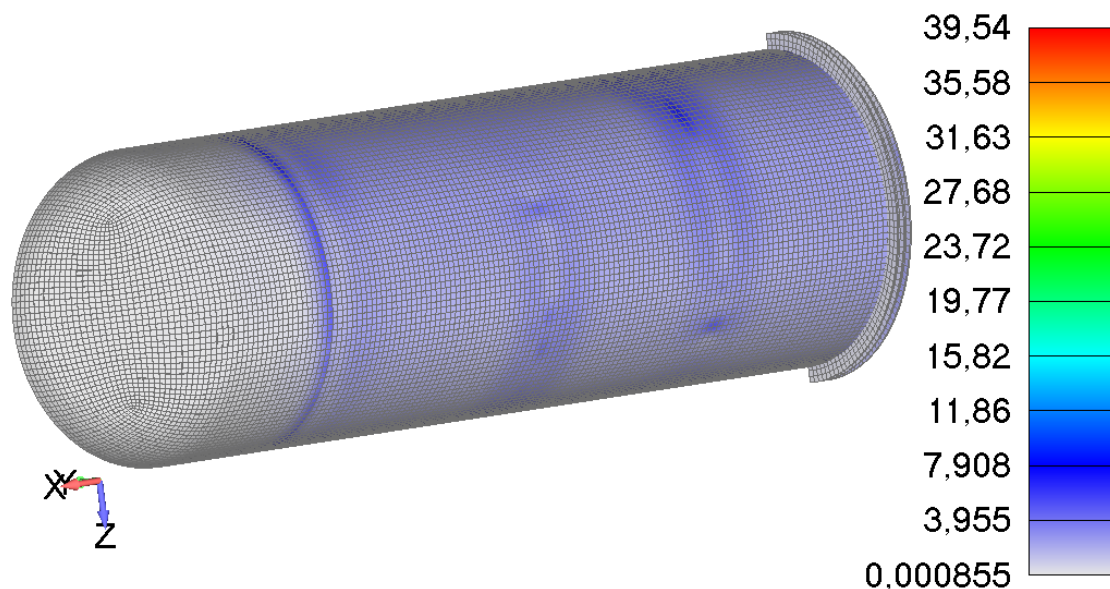
Слика 5.3 - Избор за приказ поља укупног померања

5.1. Случај оптерећења 1 (ТР - Притисак у цевима)

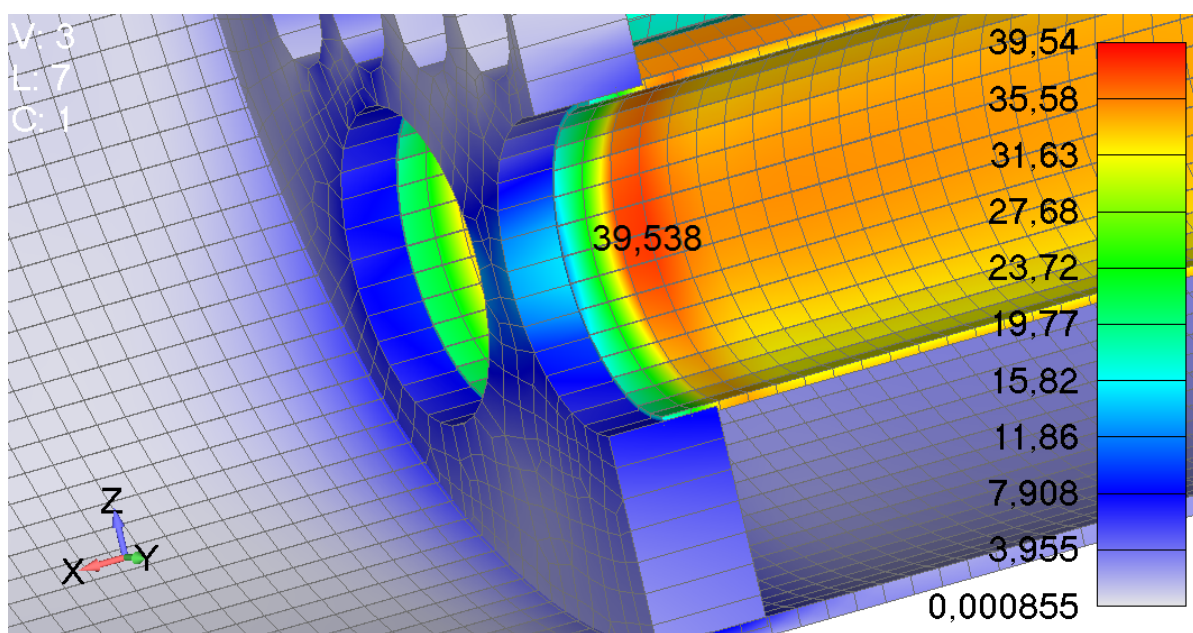
У првом случају анализе резултата приказана су оптерећења тј. притисак који делује само у цевима суда. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.4 и 5.5. Место максималног напона је приказано на слици 5.6 и износи $39,54\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.7. Максимално померање модела је 0.0516mm .



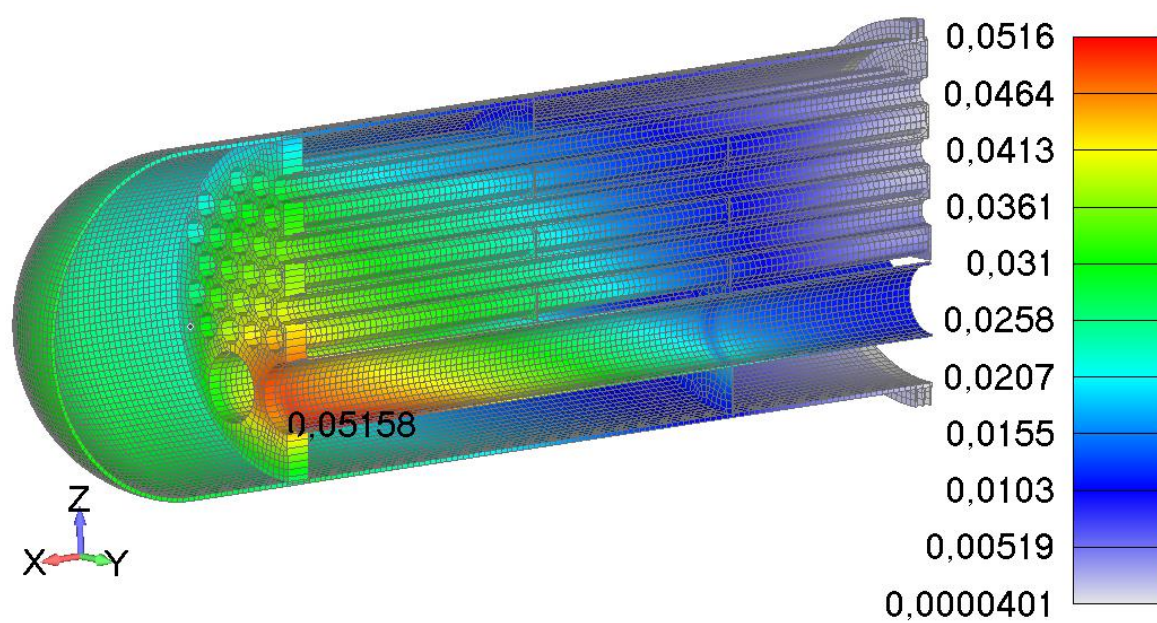
Слика 5.4 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.5 – Поље еквивалентног напона



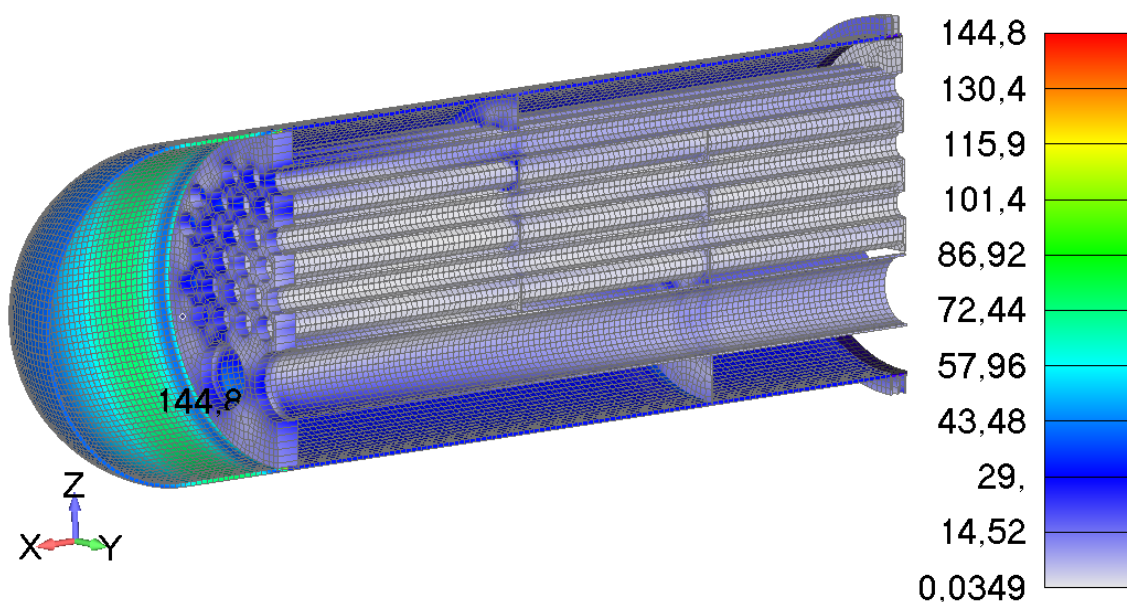
Слика 5.6 – Зумирано место максималног напона



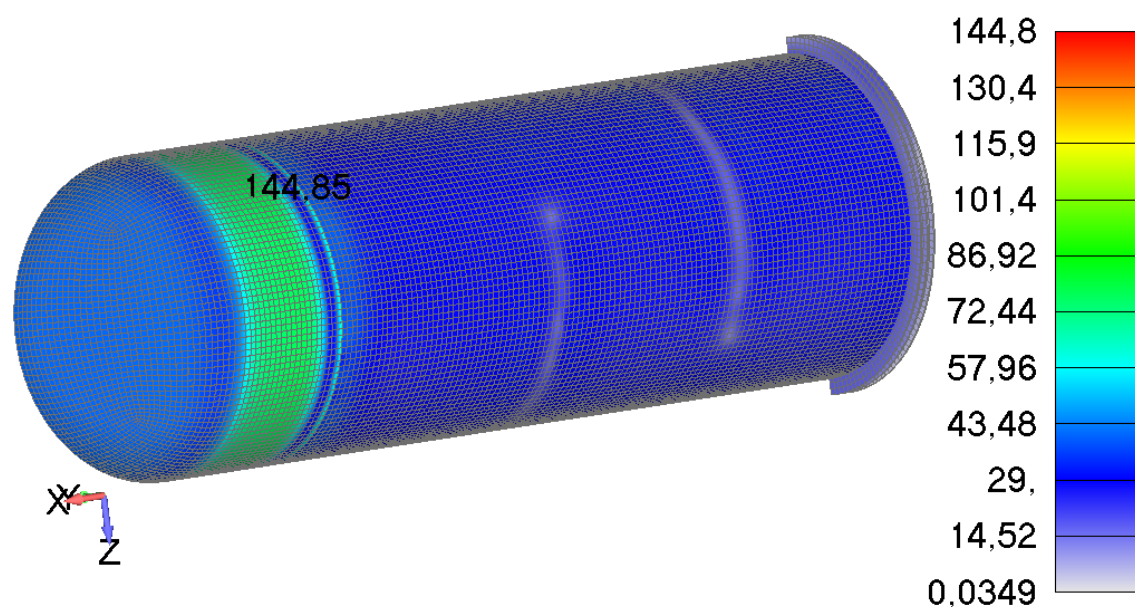
Слика 5.7 – Поље укупних померања

5.2. Случај оптерећења 2 (SP - Притисак на омотачу)

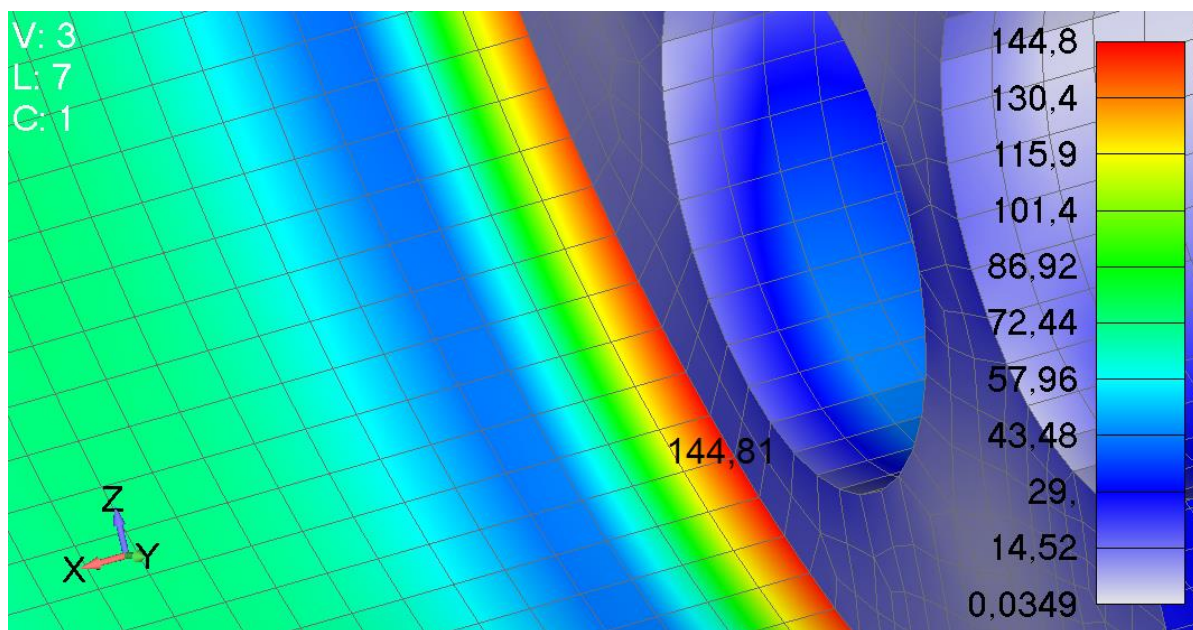
У другом случају анализе резултата приказани су притисци који делује само на омотач суда. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.8 и 5.9. Место максималног напона је приказано на слици 5.10 и износи $144,8 \text{ MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.11. Максимално померање модела је $0,2211 \text{ mm}$.



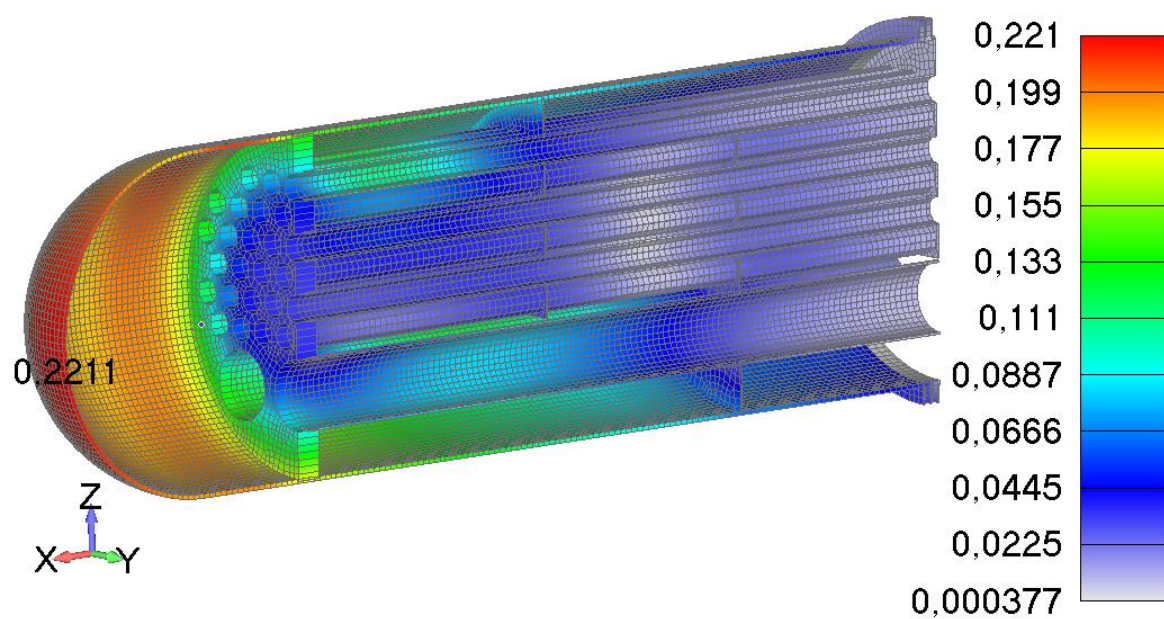
Слика 5.8 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.9 – Поље еквивалентног напона



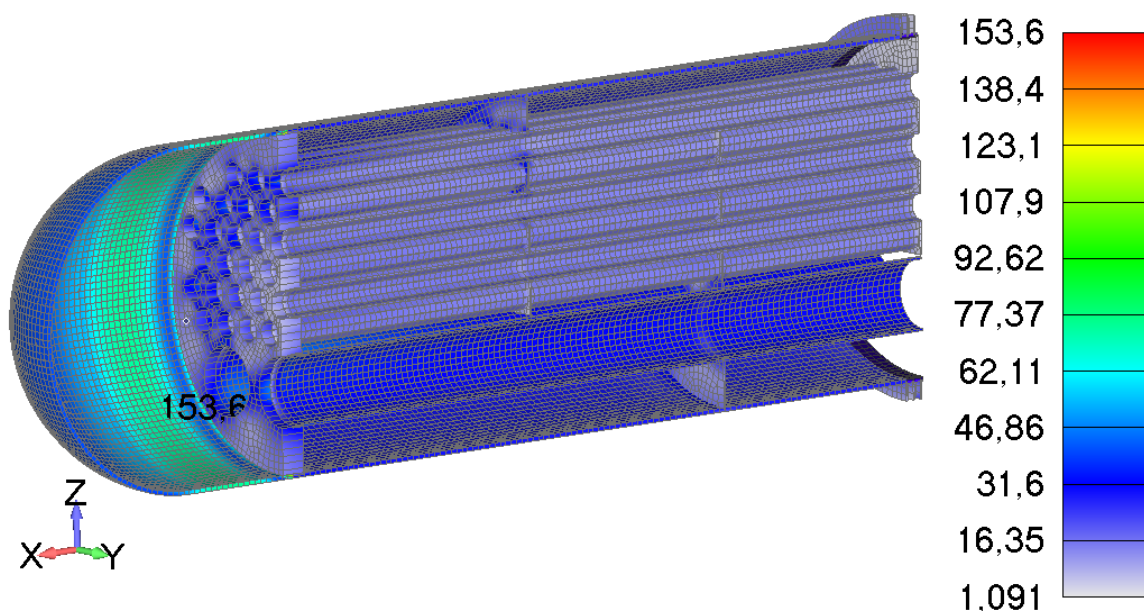
Слика 5.10– Зумирано место максималног напона



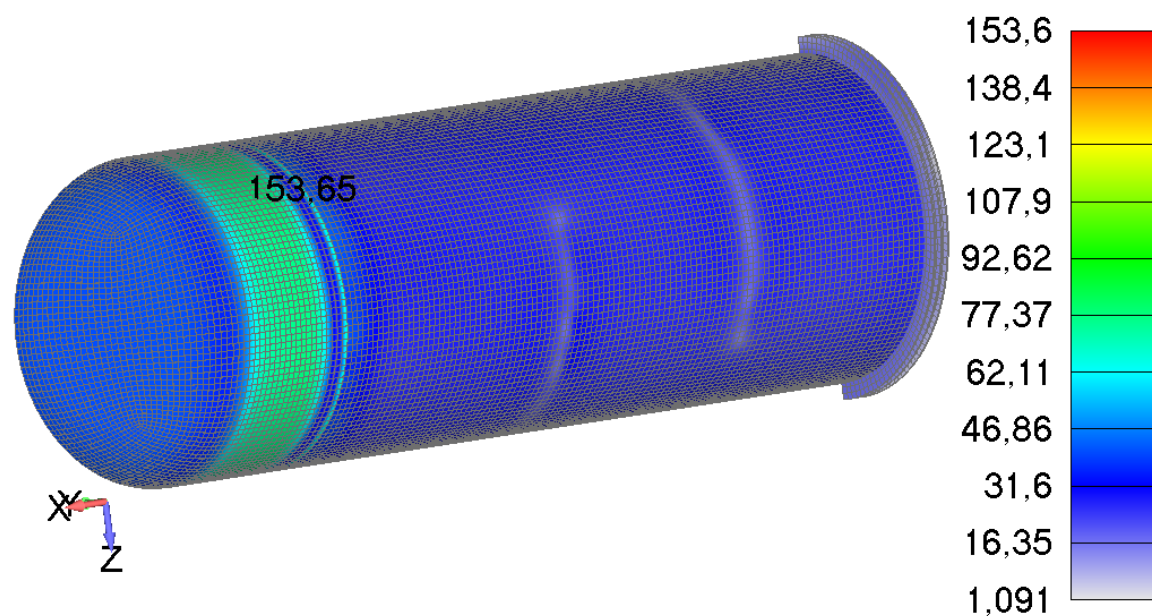
Слика 5.11 – Поље укупних померања

5.3. Случај оптерећења 3 (TP+SP - Притисци)

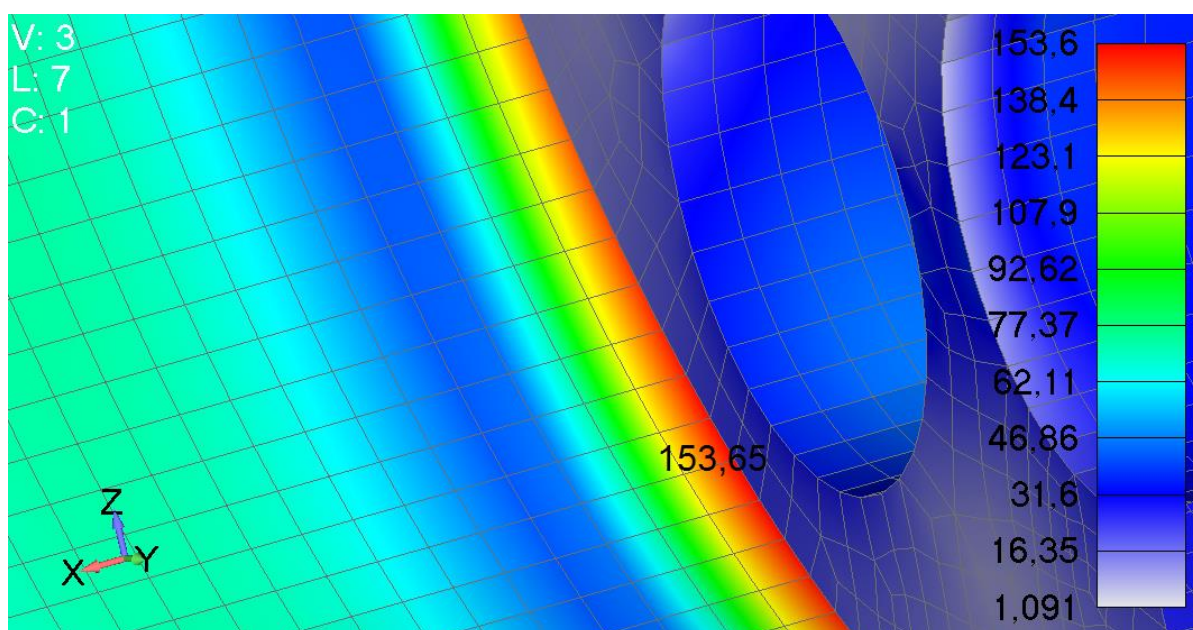
У трећем случају анализе резултата приказана су комбинација оптерећења притисака која делују на суд. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.12 и 5.13. Место максималног напона је приказано на слици 5.14 и износи $153,6\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.15. Максимално померање модела је 0.1987mm .



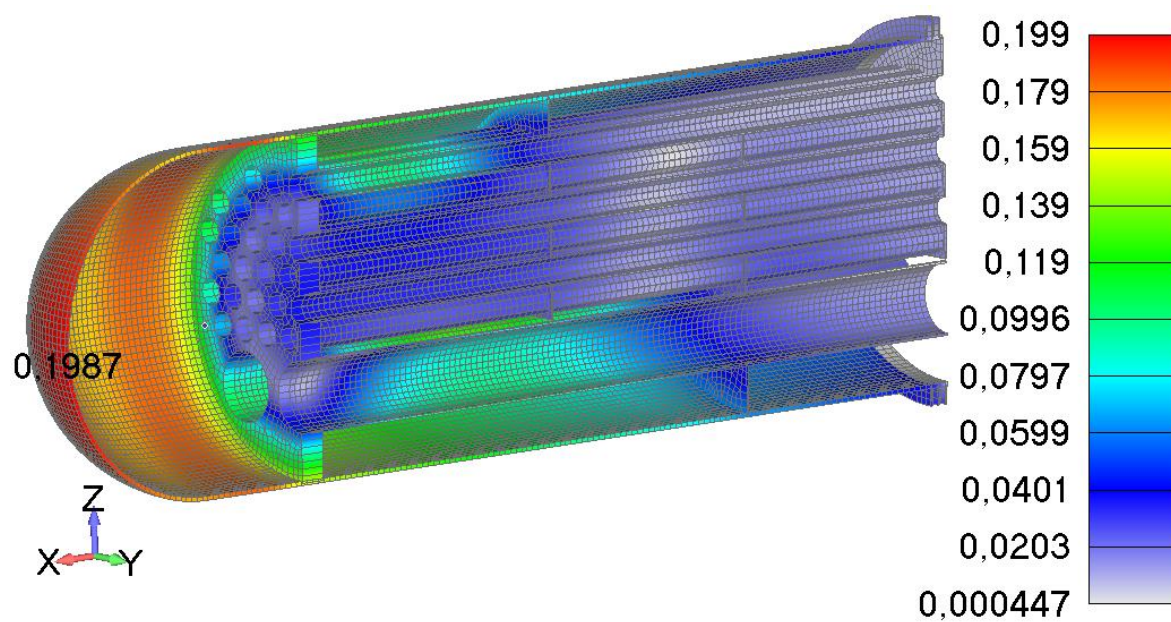
Слика 5.12 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.13 – Поље еквивалентног напона



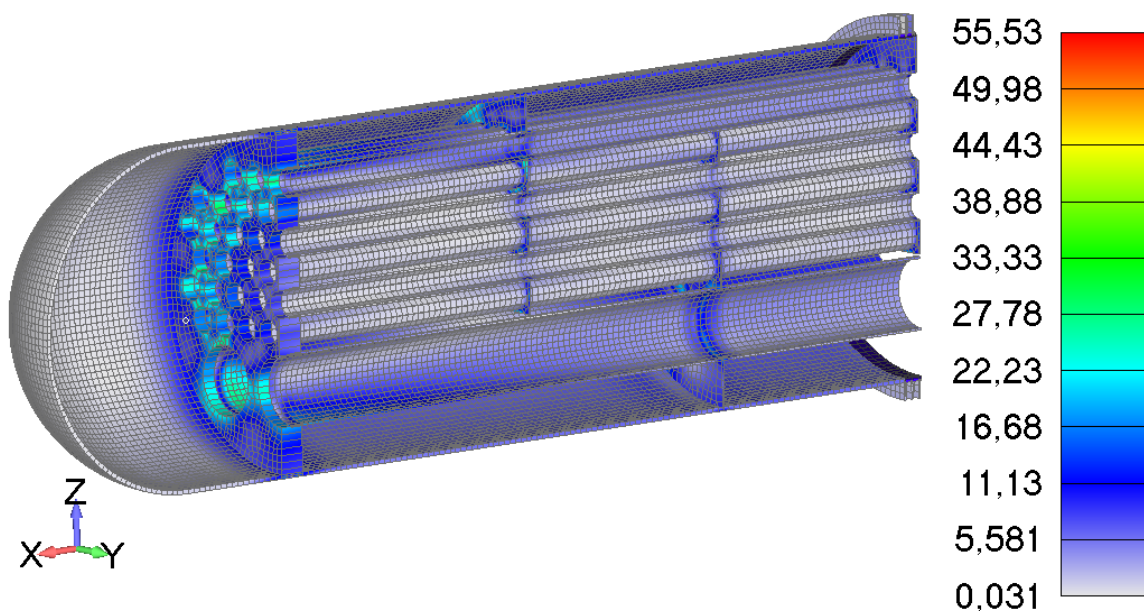
Слика 5.14 – Зумирано место максималног напона



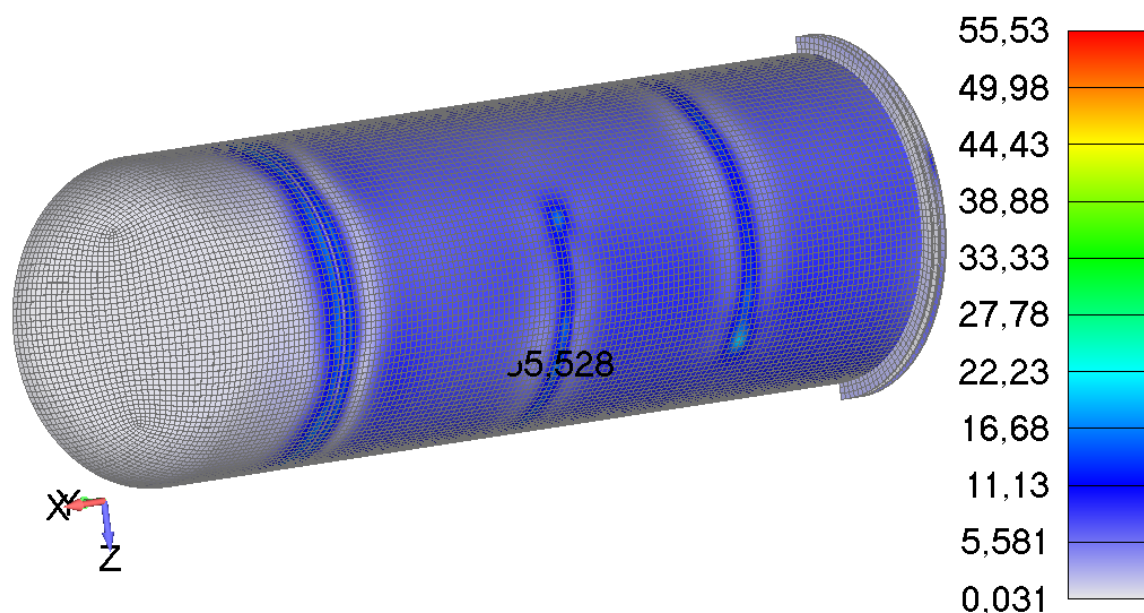
Слика 5.15 – Поље укупних померања

5.4. Случај оптерећења 4 (Т - Температура)

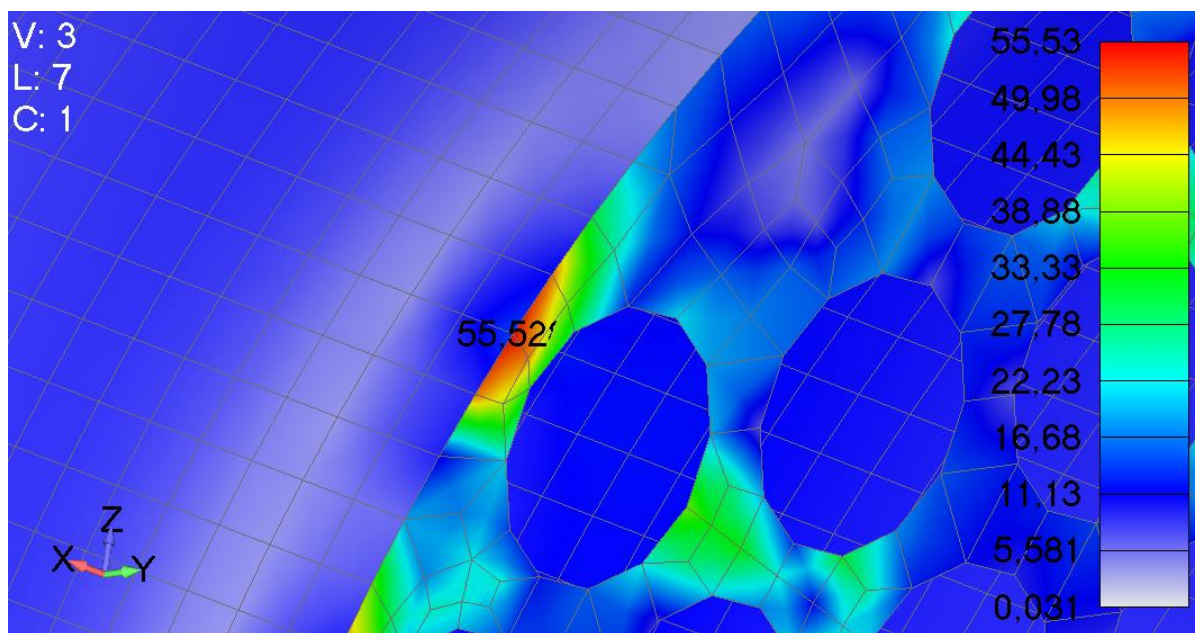
У четвртном случају анализе резултата приказана су оптерећења тј. температуре који делују на суда. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.16 и 5.17. Место максималног напона је приказано на слици 5.18 и износи $55,53\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.19. Максимално померање модела је $1,5481\text{mm}$.



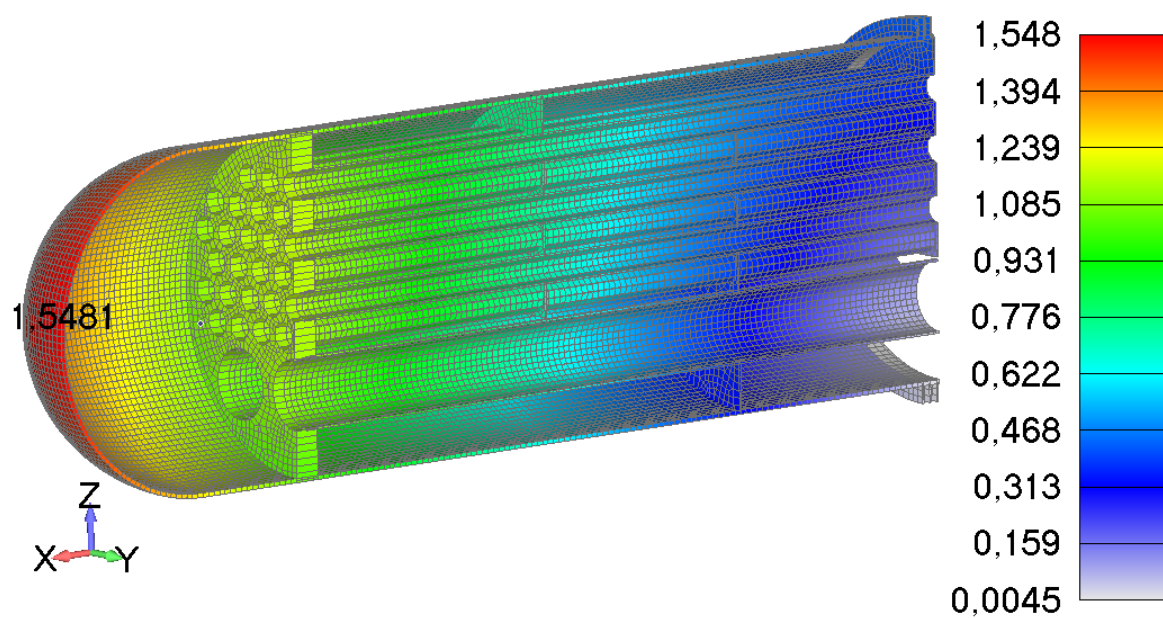
Слика 5.16 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.17 – Поље еквивалентног напона



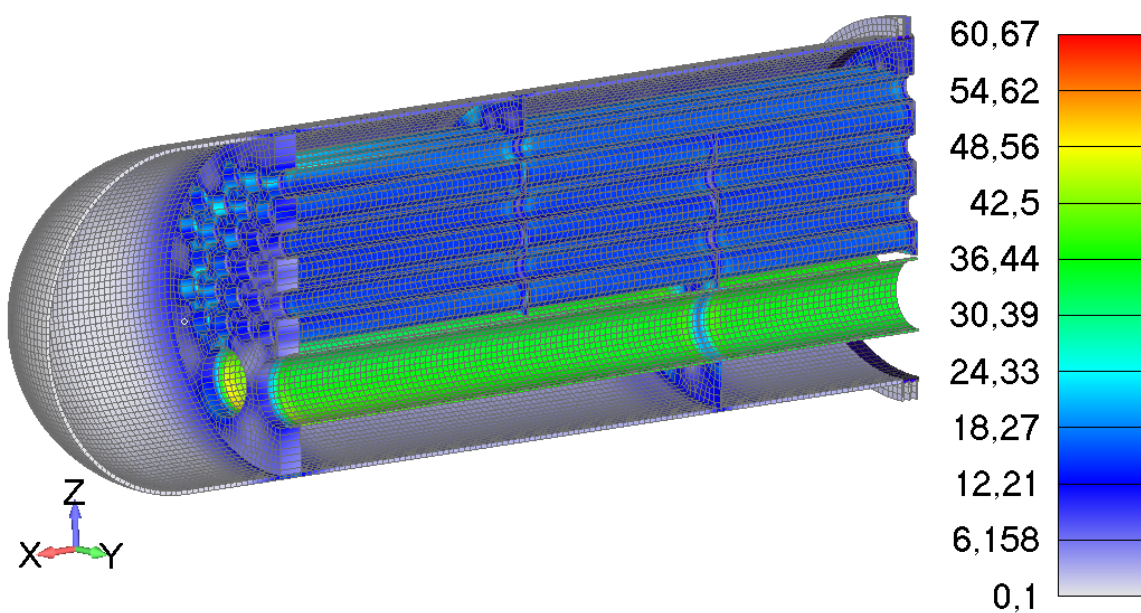
Слика 5.18 – Зумирано место максималног напона



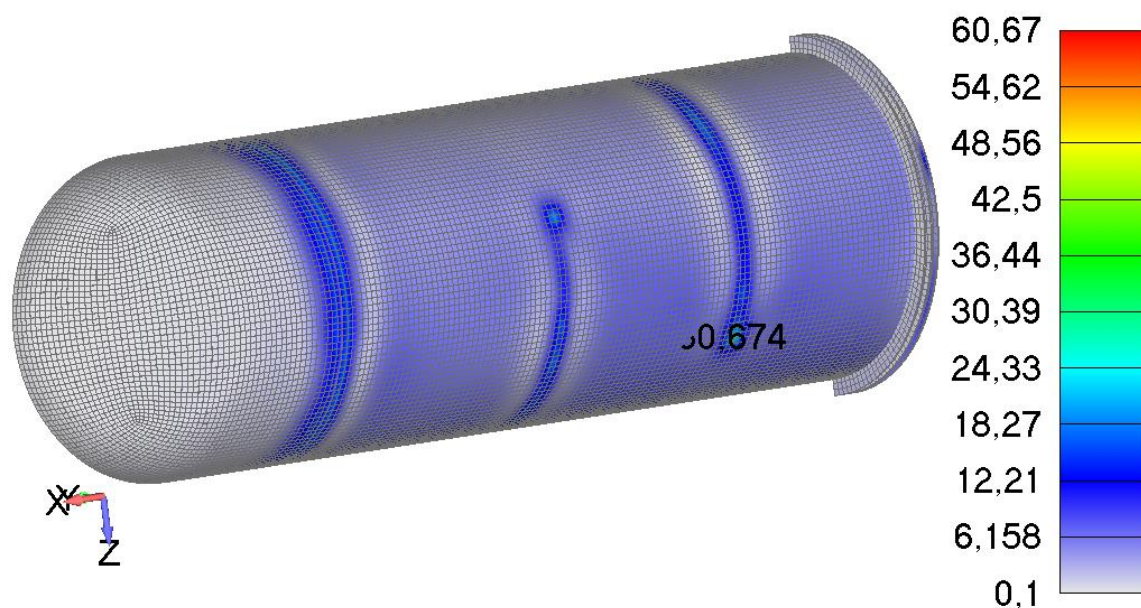
Слика 5.19 – Поље укупних померања

5.5. Случај оптерећења 5 (T+TP – Температура и притисак у цевима)

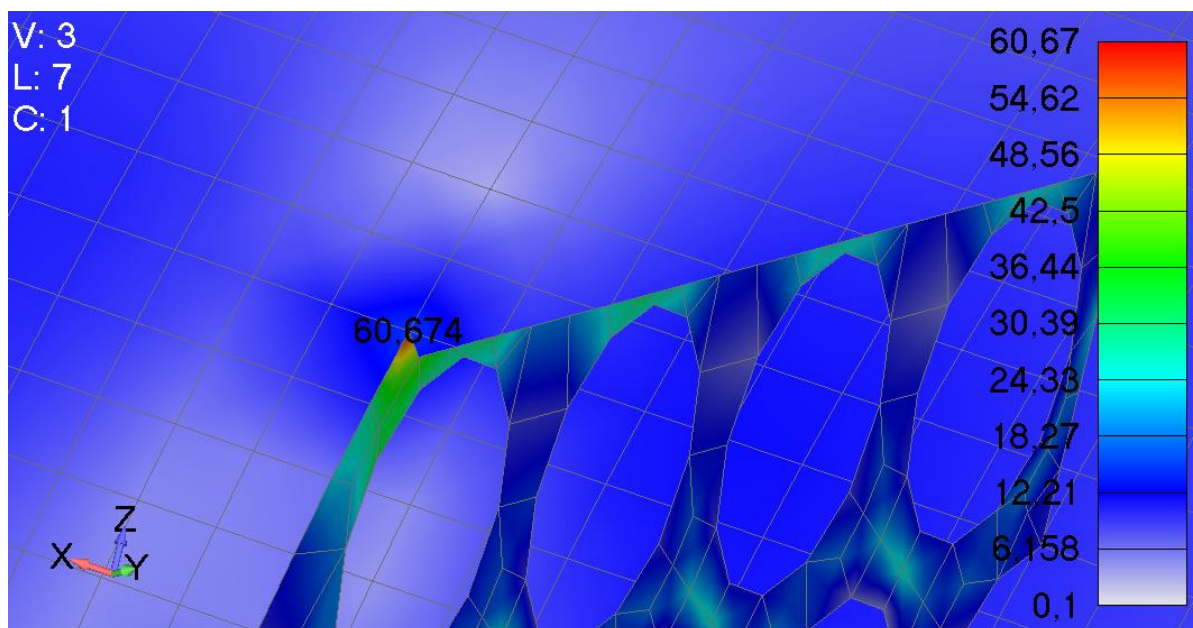
У петом случају анализе резултата приказана су комбинација оптерећења тј. комбинација температуре и притисака који делује само у цевима суда. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.20 и 5.21. Место максималног напона је приказано на слици 5.22 и износи $60,67\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.23. Максимално померање модела је $1,529\text{mm}$.



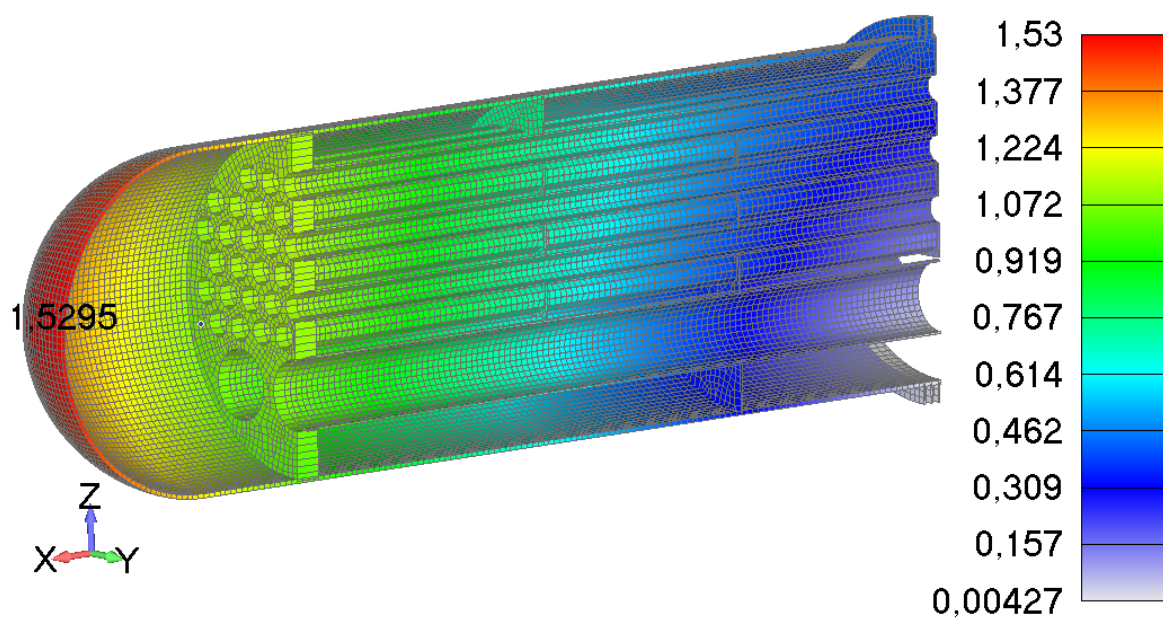
Слика 5.20 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.21 – Поље еквивалентног напона



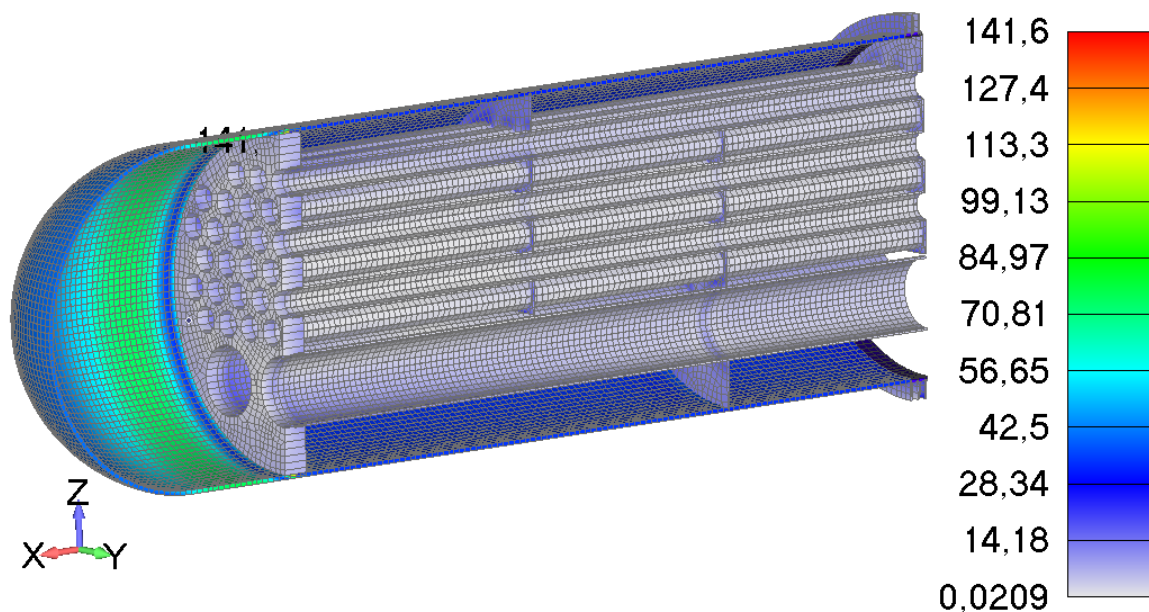
Слика 5.22 – Зумирано место максималног напона



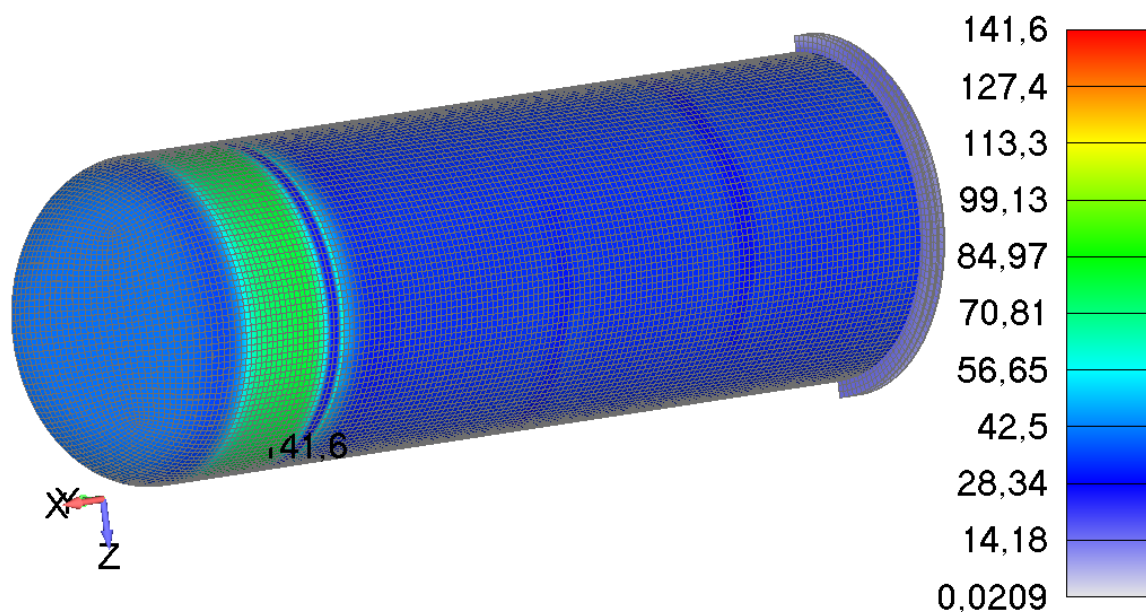
Слика 5.23 – Поље укупних померања

5.6. Случај оптерећења 6 (T+SP – Температура и притисак на омотачу)

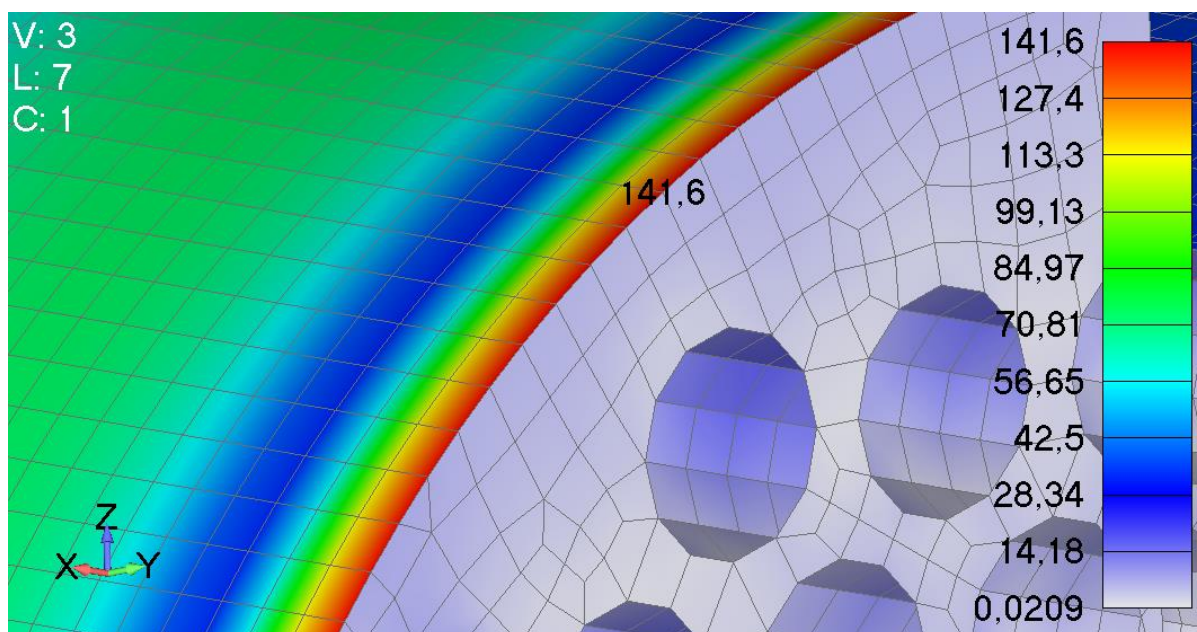
У шестом случају анализе резултата приказана су комбинација оптерећења тј. комбинација температуре и притисака који делује само на омотач суда. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.24 и 5.25. Место максималног напона је приказано на слици 5.26 и износи $144,6\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.27. Максимално померање модела је $1,764\text{mm}$.



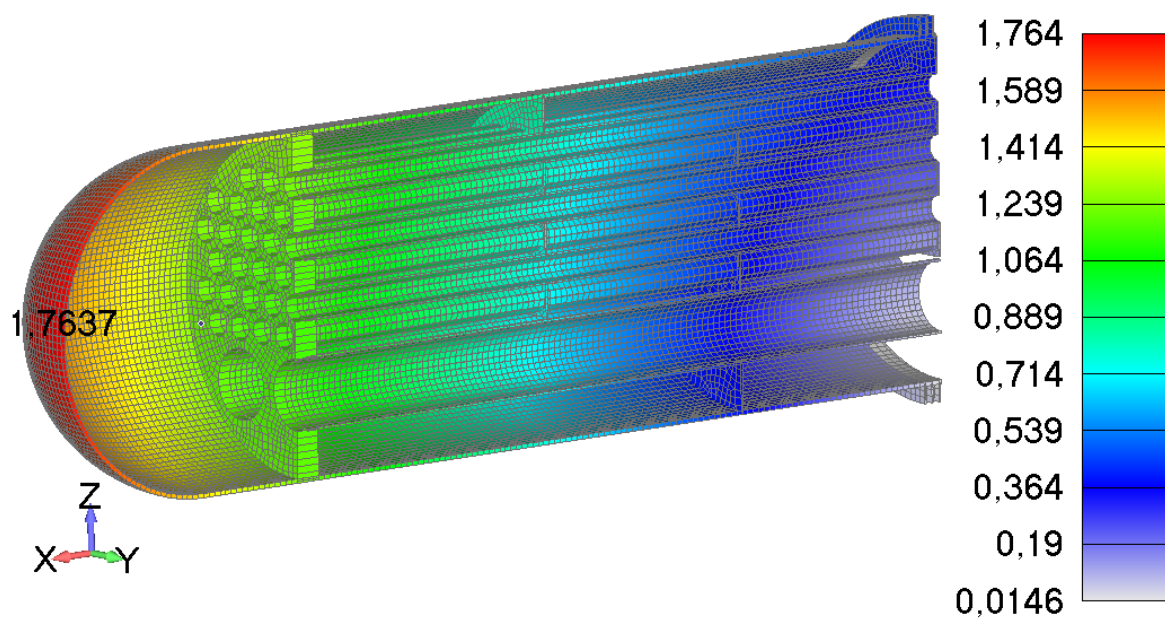
Слика 5.24 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.25 – Поље еквивалентног напона



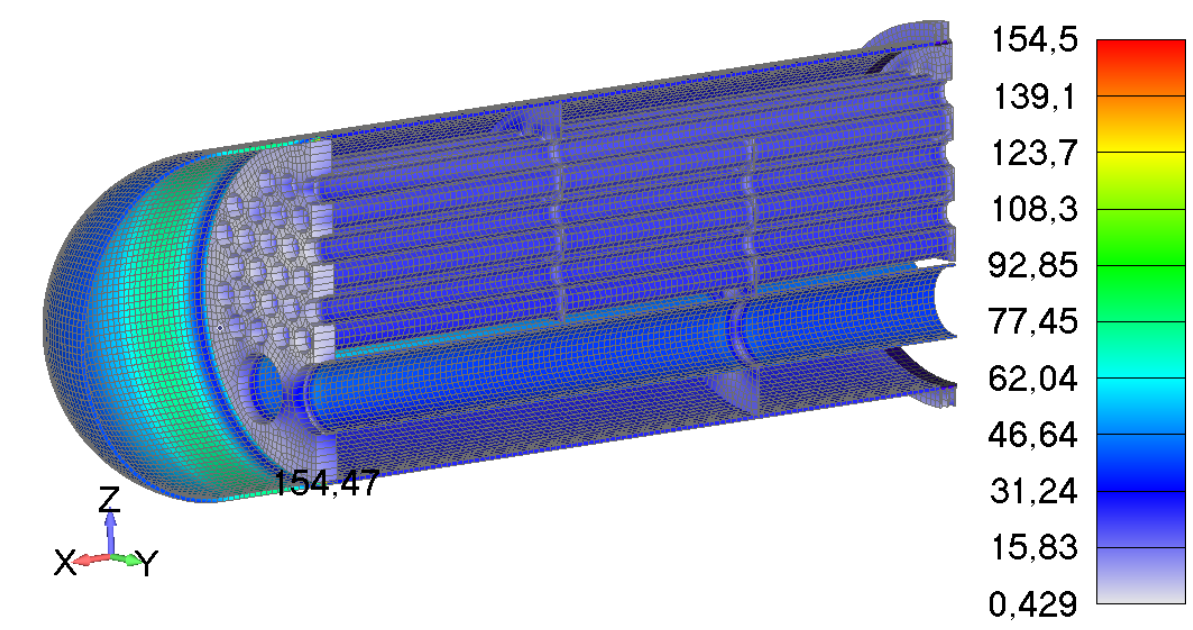
Слика 5.26 – Зумирано место максималног напона



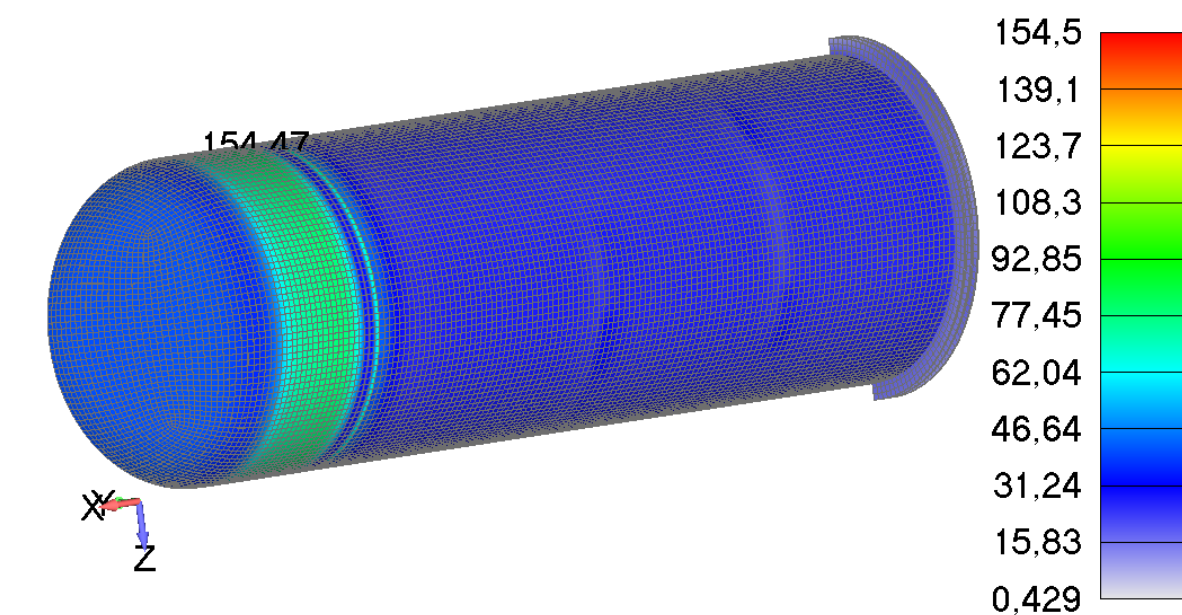
Слика 5.27 – Поље укупних померања

5.7. Случај оптерећења 7 (T+TP+SP – Температура и притисци)

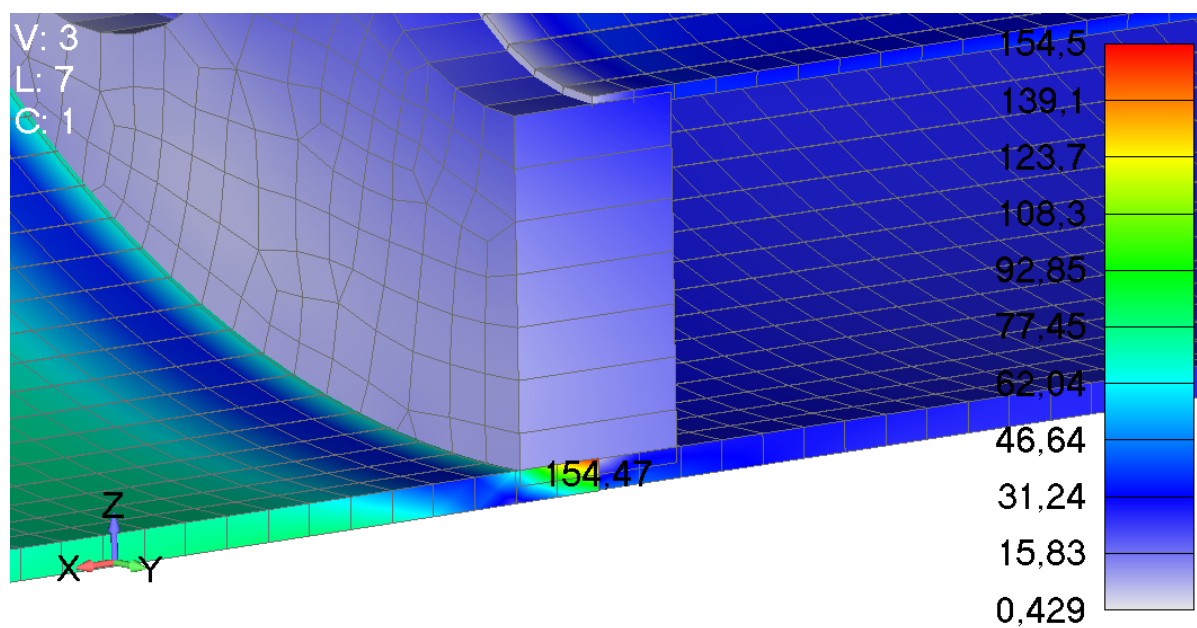
У седмом случају анализе резултата приказана су сва оптерећења, све температуре и сви притисци који делују на суд. Поље von Mises еквивалентног напона приказано је на сликама 5.28 и 5.29. Место максималног напона је приказано на слици 5.30 и износи $154,5\text{MPa}$. Поље померања је приказано на слици 5.31. Максимално померање модела је $1,6755\text{mm}$.



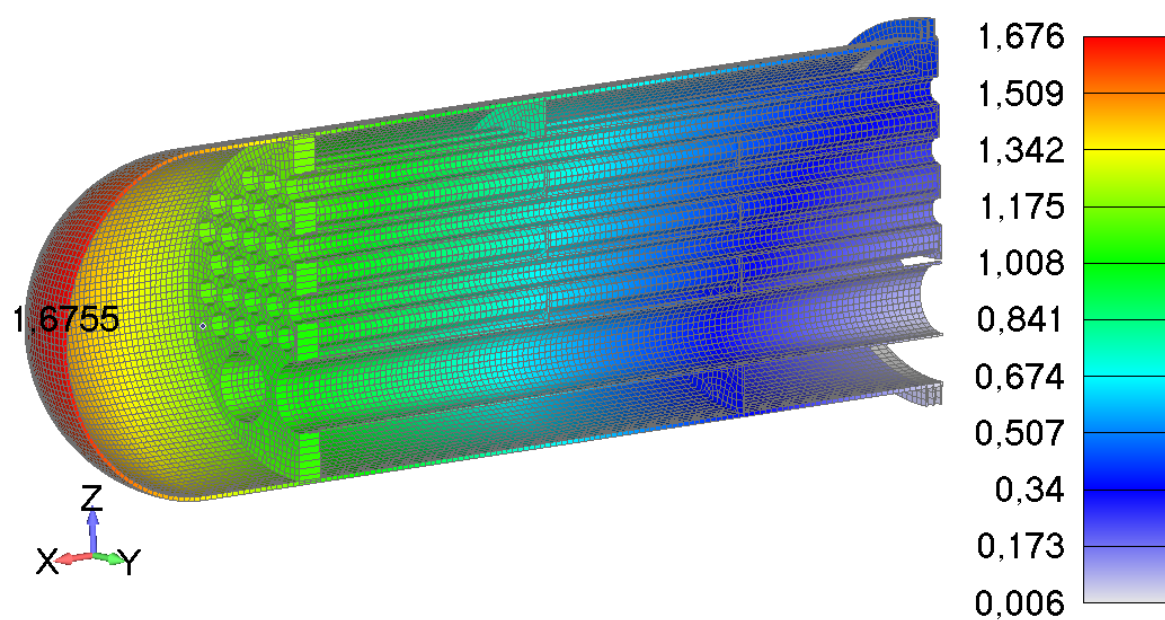
Слика 5.28 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.29 – Поље еквивалентног напона



Слика 5.30 – Зумирано место максималног напона



Слика 5.31 – Поље укупних померања

6. ЗАКЉУЧАК

У мастер раду извршена је анализа, односно провера чврстоће суда под притиском. Анализа је заснована на примени софтвера за моделирање и прорачун методом коначних елемената. Тродимензионално моделирање суда под притиском извршено је у програмском пакету CATIA. Дискретизација и прорачун методом коначних елемената извршени су применом програмског пакета FEMAP са NX Nastran солвером.

Суд под притиском је анализиран за седам случајева оптерећења, добијени су следећи резултати:

- У случају оптерећења 1 услед притиска у цевима добијен је највећи напон на великим цевима код цевне оплате и износи 39,54 МПа. Максимално померање модела је 0,052 mm.
- У случају оптерећења 2 услед притиска на омотачу добијен је највећи напон на омотачу испод цевне оплате и износи 144,8 МПа. Максимално померање модела је 0,221 mm.
- У случају оптерећења 3 услед притиска у цевима и на омотачу добијен је највећи напон на омотачу испод цевне оплате и износи 153,6 МПа. Максимално померање модела је 0,199 mm.
- У случају оптерећења 4 услед радне температуре која делује на суд добијен је највећи напон на преградном зиду 1 код омотача суда и износи 55,53 МПа. Максимално померање модела је 1,548 mm.
- У случају оптерећења 5 услед радне температуре и притиска у цевима добијен је највећи напон на преградном зиду 2 код омотача суда и износи 60,67 МПа. Максимално померање модела е 1,53 mm.
- У случају оптерећења 6 услед радне температуре и притиска на омотач суда добијен је највећи напон на омотачу испод цевне оплате и износи 141,6 МПа. Максимално померање модела је 1,764 mm.
- У случају оптерећења 7 услед радне температуре и притиска у цевима и на омотач суда добијен је највећи напон на омотачу испод цевне оплате и износи 154,47 МПа. Максимално померање модела је 1,676 mm.

У свим случајима оптерећења добијени резултати напона су испод дозвољених напона тако да су вредности деформација и максималних притиска у границама дозвољених.

Уз овај закључак свакако треба имати у виду да је метода коначних елемената приближна нумеричка метода. Добијена решења су приближна, а реалним вредностима могу се приближити само уз правилан избор прорачунског модела и уз правилно одабране коначне елементе који су у стању да опишу реални физички процес. У том смислу, за примену ове методе

при анализи конструкција потребно је пре свега разумети физичко понашање конструкције која се анализира. Потребно је познавати и теоријску основу методе коначних елемената, а на тај начин и ограничења њене примене. На крају, потребно је добијене резултате правилно и критично анализирати. У супротном, решења добијена помоћу расположивих програмских пакета могу бити погрешна, што може довести до погрешне процене стања напона и деформација, а то може угрозити чврстоћу и стабилност конструкције.

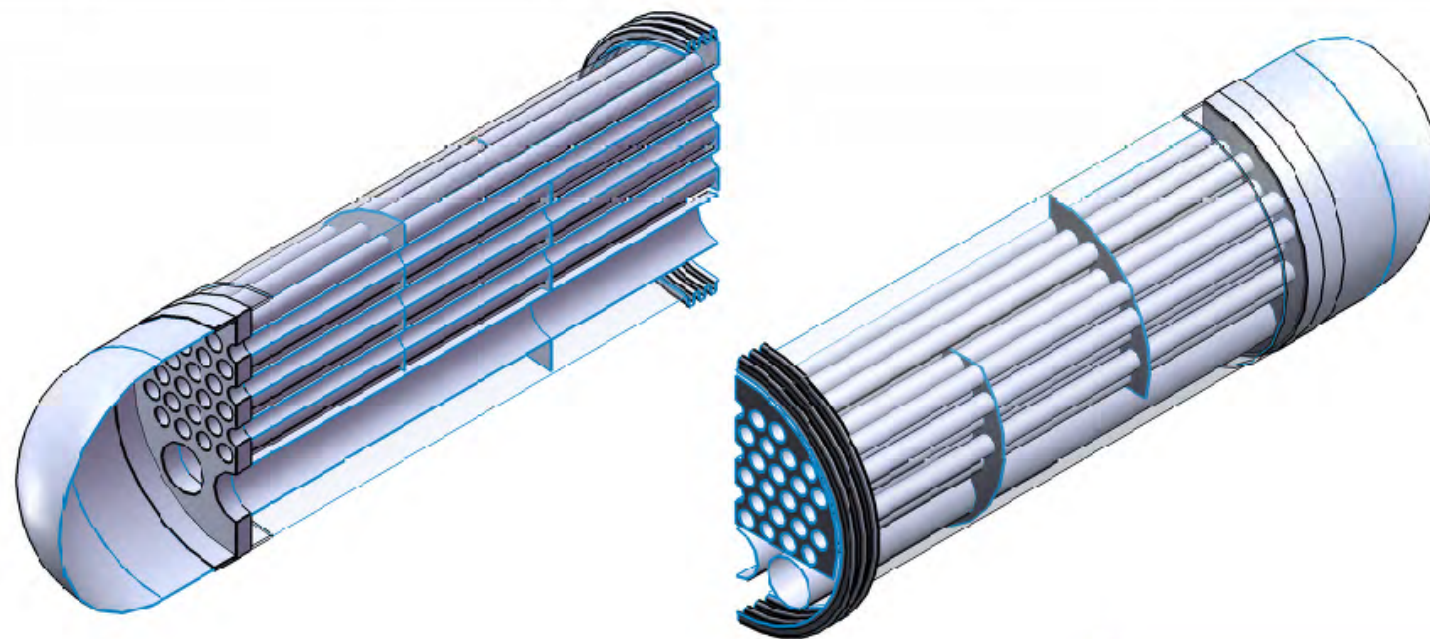
ЛИТЕРАТУРА

- [1]. **Којић М., Славковић Р., Живковић М., Грујовић Н.:** Метод коначних елемената I, Машински факултет, Крагујевац, 1998.
- [2]. **Др Шериф Дуњица, Др Бранислав Колунџија** - Нелинеарна анализа конструкција - Научна књига Грађевински факултет Београд, 1986.
- [3]. **Мирослав Живковић, Снежана Вуловић,** Nonlinear static and dynamic structural analysis, Kragujevac, University of Kragujevac, 2013
- [4]. **М. Калајџић,** Метод коначних елемената, Институт за алатне машине и алате (ИАМА), Београд, 1978.
- [5]. **Службени гласник Републике Србије, број 16/83,** Правилник о техничким нормативима за стабилне посуде под притиском
- [6]. **Службени гласник Републике Србије, број 87/2011,** Правилник о техничким захтевима за пројектовање, израду и оцењивање усаглашености опреме под притиском.
- [7]. **Бајић Дарко,** Посуде под притиском и цевоводи, Подгорица, Машински факултет, 2011.
- [8]. **ASME – Code VIII-1 – Правила за конструисање посуда под притиском.**
- [9]. **Сања Петронић,** Упоредна анализа пројектних напона рачунатих према правилницима о опреми под притиском, Машински факултет Београд, Београд. 2012. год.
- [10]. **Кураи, Ј., Алексић, Б.,** Испитивање притиском као узрочник појаве прслина код опреме под притиском у експлоатацији, Интегритет и век конструкција, Машински факултет Београд, Београд, 2003 год.
- [11]. **Companion guide to ASME boiler & pressure vessel code,** Third Ed, ed. K.R. Rao, ASME Standards Technology
- [12]. **Губељак, Н., Предан, Ј., Рак, И., Козак, Д.,** Оцена интегритета завареног споја HSLA челика различите чврстоће основног метала и метала шава, Интегритет и век конструкција, Машински факултет Београд, Београд, 2009 год.
- [13]. **SRPS M.E2.252/1991 – Данца** изложена унутрашњем или спољашњем притиску.

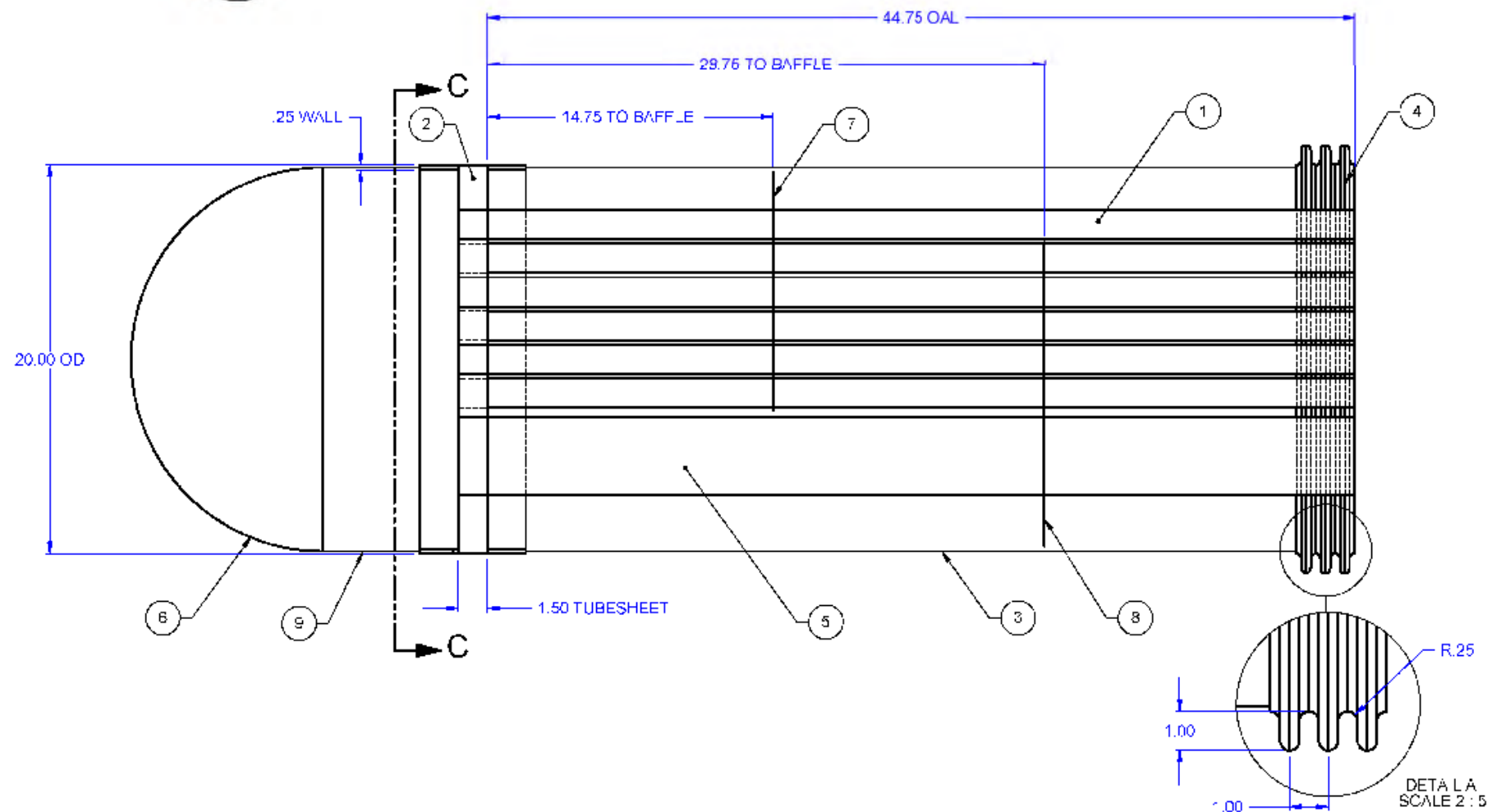
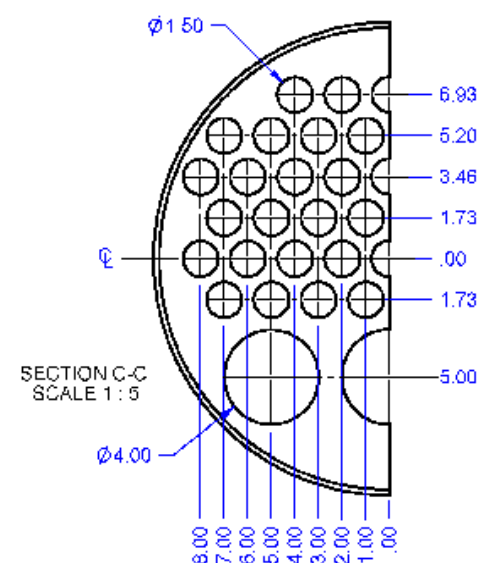
- [14]. **EN 13445-3:2002** – Посуде под притиском које нису изложене пламену: прорачун и конструисање.
- [15]. <http://pveng.com/home/fea-stress-analysis/fea-heat-transfer/>
(приступљено: јануар, 2017.)
- [16]. <http://itcr.hr/femap/femap/>
(приступљено: јануар, 2017.)

ПРИЛОЗИ

Прилог 1 – Технички цртеж суда под притиском



BOM Table				
Item NO.	Part Number	Description	Qty.	Material
1	Small Tubes	Small Tubes 1.5" OD x 0.109" Thk	1	SA-213 TP304
2	Tubesheet	Tubesheet 20" OD x 1.5" Thk	1	SA-240 304
3	Shell	Shell 20" OD x 0.24" Thk	1	SA-240 304
4	Bel lows	Bel lows 22" OD x 0.09" Thk	1	SA-240 304
5	Large Tubes	Large Tubes 1" OD x 0.120" Thk	1	SA-213 TP304
6	Head	Hemi Head 20" OD x 0.25" Thk	-	SA-240 304
7	Baffle 1	Baffle 1 C, 125" Thk	-	SA-240 304
8	Baffle 2	Baffle 2 0.125" Thk	-	SA-240 304
9	Channel	Channel 20" OD x 0.25" Thk	-	SA-240 304



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES
FRACTIONS SHALL BE IN 16THS OF AN INCH
DECIMALS SHALL BE TO 3 PLACES
TOLERANCES UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
FRACTIONS SHALL BE IN 16THS OF AN INCH
DECIMALS SHALL BE TO 3 PLACES
TOLERANCES UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

REV	DESCRIPTION	DATE	BY	APP'D
REVISIONS				
HEAT EXCHANGER				
C PVE-3520.0				
1:8 - lbs				
SHEET 1 OF 1				