

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Лидија З. Јелић

**Преглед, систематизација и примена стандарда
за процену статичке и заморне чврстоће
металних дизаличних конструкција**

мастер рад

Крагујевац, 2019.

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Мастер академске студије

Модул: Примењена механика и аутоматско управљање

Предмет: Прорачунска механика лома и оштећења

Број индекса: 408/2017

Лидија З. Јелић

**Преглед, систематизација и примена стандарда
за процену статичке и заморне чврстоће
металних дизаличних конструкција
мастер рад**

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Владимир Миловановић, доцент - ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог мастер рада кандидат треба да прикаже стандарде који се користе за анализу статичке и заморне чврстоће металних конструкција: BS EN стандарди, Eurocode, FEM, са посебним освртом на кранове. На основу резултата нумеричких прорачуна и анализе напонских стања неопходно је извршити процену статичке и заморне чврстоће разматране конструкције. Применом одговарајућих критеријума за процену статичке и заморне чврстоће металних конструкција, заснованих на захтевима претходно наведених стандарда неопходно је извести одговарајуће закључке до којих се дошло приликом израде рада.

Препоручена литература:

- [1] F.E.M. 1.001 Rules for design of hoisting appliances – Booklet 3 – Calculating the stresses in structures
- [2] EN 13001 - Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure
- [3] Eurocode 3: Design of steel structures

Крагујевац, датум

Ментор:

Др Владимир Миловановић, доцент

Резиме

Нема сумње да без стандардизације људско друштво, каквог га данас познајемо, не би могло ни пословати ни функционисати. Ипак, стандардизација није карактеристика само данашњице јер стандарди постоје и употребљавају се већ дуги низ година. Може се закључити да се стандардизација развијала и напредовала паралелно са развојем и напретком човечанства. Иако су данас стандарди свеприсутни у нашем животу и применљиви на скоро све његове аспекте, појављује се један привидни апсурд – најчешће су готово невидљиви. У техници, стандард представља обавезну техничку норму којом се дефинишу димензије, материјали и квалитет разних производа или поступци испитивања, прорачунавања или испитивања квалитета, односно својстава робе.

Примарни циљ ове тезе јесте приказ различитих стандарда који се користе при нумеричкој анализи статичке и заморне чврстоће металних конструкција. Напретком и идеализацијом стандарда мењају се и захтеви послодаваца. У раду је, на примеру конструкције сложене геометрије - дизалице, дат поступак примене различитих стандарда са циљем да се покаже разлика међу стандардима за исте типове конструкција. Као примери стандарда узети су они који су раније коришћени и новији који се све чешће примењују. Најчешће коришћени стандарди при анализи дизалица у новије време су FEM 1.001, BS EN 13001 и Eurocode.

У раду су описани основни поступци и правила стандарда неопходни за испитивање конструкција нумеричким прорачунима. Објашњени су најважнији често специфични појмови који представљају минимум потребан за разумевање циљева, принципа и садржаја поменутих стандарда. Информације дате у овом раду могу да послуже као основа за дубље и детаљније изучавање ове области и примене у пракси.

Кључне речи: стандард, нумеричка анализа, дизалица, FEM 1.001, BS EN 13001, Eurocode

Abstract

There is no doubt that without standardization, human society as we know it today could neither do business nor function. However, standardization is not just a feature today because standards have been use for many years. It can be concluded that standardization has evolved and progressed in parallel with the development and progress of humanity. Although standards are ubiquitous in our lives today and applicable to almost every aspect of it, an apparent absurdity arises - often they are almost invisible. In technology, a standard is a mandatory technical standard that defines the dimensions, materials and quality of various products, or the procedures for testing, calculating or testing the quality or properties of goods.

The primary objective of this thesis is to outline the various standards used in the numerical analysis of the static and fatigue strength of metal structures. With the progress and idealization of standards, the demands of employers are changing. In the paper, on the example of construction of complex geometry - crane, the procedure of application of different standards is presented in order to show the difference between standards for the same types of structures. Examples of standards are those that have been used previously and newer ones that are being applied increasingly. The most commonly used standards in the analysis of cranes in recent times are FEM 1.001, BS EN 13001 and Eurocode.

This paper describes the basic procedures and rules of the standard necessary for testing structures using numerical calculations. The most important often specific terms are explained, which represent the minimum requirement to understand the goals, principles and content of the standards mentioned. The information given in this paper can serve as a basis for a deeper and more detailed study of this field and its application in practice.

Key words: standard, numerical analysis, crane, FEM 1.001, BS EN 13001 and Eurocode

Садржај

1	Увод	1
2	Стандардизација – основни појмови	3
2.1	Облици стандардизације.....	4
2.2	Циљеви стандардизације.....	4
2.3	Подела стандардизације и стандарда	5
3	Основе механике замора.....	7
3.1	Дефиниција и опис оптерећења услед замора	7
3.2	Замор заварених спојева	10
4	Приказ стандарда за прорачун дизаличних конструкција	14
4.1	F.E.M. 1.001.....	14
4.1.1	Класификација дизалица и њених компоненти.....	14
4.1.1.1	Класификација дизалица као целине.....	15
4.1.1.2	Класификација појединачних механизма у целини	18
4.1.1.3	Класификација компоненти	20
4.1.2	Оптерећења која улазе у пројектовање конструкције	24
4.1.2.1	Основна оптерећења	24
4.1.2.2	Оптерећење услед вертикалног подизања терета	24
4.1.3	Главни случајеви оптерећења дизалица.....	25
4.1.3.1	Случај I: Рад дизалице без утицаја ветра	26
4.1.3.2	Случај II: Рад дизалице са ограниченим утицајем ветра.....	26
4.1.3.3	Случај III – Екстремна оптерећења	26
4.1.3.4	Избор појачавајућег коефицијента γ_c	27
4.1.4	Дозвољени напони при статичкој анализи	27
4.1.4.1	Дозвољени напони у основном материјалу	27
4.1.4.2	Дозвољени напони у завареном споју	29
4.1.4.3	Дозвољени напони за замор материјала	29
4.2	BS EN 13001.....	31
4.2.1	Класификација оптерећења	32
4.2.1.1	Редовна оптерећења	32
4.2.1.2	Повремена оптерећења	33
4.2.1.3	Изузетна оптерећења.....	33
4.2.2	Редовна оптерећења	34

4.2.3	Дозвољени напони и силе.....	37
4.2.3.1	Дозвољени напони у основном материјалу	38
4.2.3.2	Дозвољени напони у завареним спојевима.....	39
4.2.3.3	Доказ за основни материјал.....	40
4.2.3.4	Доказ за заварене спојеве	40
4.2.3.5	Дозвољени напони за замор материјала	41
4.3	Eurocode.....	46
5	Примена различитих стандарда при нумеричкој анализи дизалице.....	51
5.1	Опис модела.....	51
5.2	Материјалне карактеристике	52
5.3	Случајеви оптерећења дизалице	52
5.4	F.E.M. 1.001.....	54
5.4.1	Дозвољени напони	56
5.5	BS EN 13001	61
5.6	Eurocode.....	65
6	Приказ резултата прорачуна	67
6.1	Резултати нумеричког прорачуна по стандарду F.E.M. 1.001	67
6.1.1	Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде.....	67
6.1.2	Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде	71
6.1.3	Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца	75
6.2	Резултати нумеричког прорачуна по стандарду BS EN 13001.....	79
6.2.1	Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде.....	79
6.2.2	Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде	83
6.2.3	Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца	87
6.3	Резултати нумеричког прорачуна по стандарду Eurocode	91
6.3.1	Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде.....	91
6.3.2	Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде	95
6.3.3	Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца	99
7	Упоредни приказ анализе резултата кроз различите стандарде.....	104
8	Закључак.....	108
9	Литература	110

1 Увод

На помен стандарда већина људи помисли на нешто унифицирано и некреативно, а уско повезано са прописима и нормама. У компанијама се сваки наговештај стандардизације и рада према неким унапред утврђеним документованим правилима прихвата са одређеном дозом страха и негодовања. Узрок томе је могућност праћења сваког корака у раду запослених. Истовремено то представља додатни трошак за организацију.

Колико ове тврдње немају покриће најбоље говори то што све најуспешније светске компаније базирају своје пословање на великом броју стандарда и активно учествују у њиховој изради, ревизији и унапређењу (врло често израђују и своје сетове интерних стандарда које преносе на добављаче и друге фабрике).

Шта заправо стандардизација представља и који су њени бенефити у организацији? У одговору на ово питање треба кренути од саме суштине, а суштина је у објашњењу појма. Изостављајући званичне дефиниције слободним речима може се рећи да је стандардизација поступак или процес примене стандарда како би се израдио, уредио или побољшао неки производ или процес рада, са крајњим циљем да се елиминишу проблеми и максимизује ефективност и ефикасност у раду. Стандард је документ који садржи захтеве и смернице примењиве на конкретно окружење које је предмет стандардизације. Поред тога садржи и појашњења, упутства или дефиниције, базиране на научним истраживањима или правилима добре праксе.

Стандардизација као средство постизања реда у одређеној области, јесте дисциплина која је стара колико и свет. Стандардизација је чинилац који помаже да се искористи материјално богатство ума које је нагомилавано вековима у разним областима. Олакшава умни рад, уноси ред, доприноси стварању поверења, упрошћава и унапређује пословање.

Стандардизација тј. увођење стандарда у неки систем, као што је напоменуто, има основни циљ помоћ при решавању проблема у функционисању процеса рада и осигуравање да ће производ или услуга који изађу из процеса бити адекватног квалитета за крајњег корисника. Правилном применом стандарда своде се импровизација и грешке на што нижи ниво, штеди се време при реализацији послова и осигурава квалитет. У основи је идеја да се ништа не препусти случају. Наравно да није могуће све стандардизовати, јер да је тако, работи би одавно заменили људе или би људи постали работи. Стандард треба да да оквире, пружи смернице и алате, а техничка реализација је остављена у рукама организације (ово је готово увек случај када се примењују међународни стандарди који су намењени разним областима и врстама организација). Стандардизација осигурава да су процеси у организацији изнад сваког појединца и да су одрживи. Проблем настаје код недовољне едукације о примени овог „алата“ и спознавања бенефита које правилна примена стандарда може да донесе пословању.

При испитивању чврстоће разних челичних конструкција методом коначних елемената захтеви послодаваца су различити што се тиче употребе стандарда. Користе

се различити стандарди за исте типове конструкција у зависности од произвођача и сврхе конструкције. Када су у питању вагонске конструкције најчешће коришћени стандарди су TSI, EN и UIC стандарди. Када су у питању кранови и друге дизаличне конструкције раније су коришћени немачки DIN стандарди. Настанком нових стандарда променили су се и захтеви послодаваца. Све више се користе британски стандарди и европске норме, као и стандарди које је прописала FEM организација. Отуда идеја да се упореде захтеви различитих стандарда на примеру реалне конструкције. Као показни пример узета је дизалица која служи за пренос тешких терета. У раду је дат упоредни приказ примене британских стандарда и европских норми (BS EN 13001 и Eurocode) и стандарда за дизалице које је прописала FEM организација (F.E.M. 1.001).

Наведене чињенице представљају основну мотивацију овог рада који садржајно обухвата 8 поглавља, тематски подељених у четири целине.

Прва целина обједињује сам појам стандардизације, њену примену и основне циљеве. Дато је објашњење стандарда као документа којим се прописују сви дефинисани захтеви.

У другом делу рада наведени су стандарди по којима је разматрана чврстоћа поменуте конструкције. Дате су информације неопходне за разумевање поменутих стандарда. Дате су теоријске основе и детаљан опис примене поменутих стандарда као и разлике међу њима. Приказан је начин одређивања дозвољених напона за основни материјал и заварене спојеве при статичкој и заморној чврстоћи на основу података о врсти материјала конструкције и њеној сврси у индустрији. Такође су дати делови стандарда у којима су дефинисане класификације дизалица на основу укупног броја радних циклуса и радних сати као и могући случајеви оптерећења дизалица.

Након тога, у трећем делу рада, дати су детаљан опис анализираног модела, карактеристике материјала као и сви типови оптерећења којима је разматрана дизалица изложена. На основу података о конструкцији показан је начин одређивања дозвољених напона применом поменутих стандарда на конкретном примеру и табеларно су дате све добијене вредности.

У четвртном делу рада дат је упоредни приказ вредности дозвољених напона добијених на основу три описана стандарда. Табеларно су приказане вредности дозвољених напона за статичку и заморну чврстоћу. Дате су запажања и закључци до којих се дошло током израде рада, као и могући правци истраживања и применљивости развијене методологије.

2 Стандардизација – основни појмови

Стандардизација је мултидисциплинарна научна и стручна област која има значајан утицај на све људске активности - од активности везаних за задовољавање основних човекових потреба до функционисања најсложенијих техничких и других система. Основни циљ и задатак стандардизације је постизање оптималног степена реда у одређеној области ради стварања потребних услова за постизање високог нивоа квалитета производа, процеса и услуга. Стандардизација је чинилац који помаже да се искористи материјално богатство ума које је нагомилано вековима у разним областима. Стандардизација олакшава умни рад, уноси ред, доприноси стварању поверења, упрошћава и унапређује пословање [1].

Стандардизација је активност на утврђивању одредаба за општу и виšekратну употребу, у односу на стварне или потенцијалне проблеме, у циљу постизања оптималног нивоа уређености у датом контексту. Ова активност обухвата процес формулисања, издавања и примене стандарда. Значајне користи од стандардизације су унапређење погодности производа, процеса и услуга за њихову намену, спречавање стварања препрека у трговини и олакшавање технолошке сарадње [1].

Стандардизација је последица [1]:

- ✓ Потребе успостављања ефикасне заштите потрошача,
- ✓ Стварања услова за стабилно снабдевање тржишта,
- ✓ Обезбеђивања конкурентности на глобалном тржишту и
- ✓ Заштите окружења.

Дакле, процес стварања и примене правила у циљу постизања једнообразности и боље размене информација назива се стандардизација, а прописана правила су стандарди.

Стандард је документ који садржи карактеристике и захтеве за производ (техничке спецификације), поступке производње или методе испитивања и оцењивања усаглашености производа са захтевима. Стандарди настају и развијају се као резултат достигнућа у науци и техници, као и на основу искуства, добре праксе, у свим областима [1].

Коришћењем стандарда у производњи и пружању услуга повећава се ефикасност процеса и подиже квалитет услуга, чиме се истовремено излази у сусрет потребама корисника производа и услуга и доприноси подизању нивоа њиховог задовољства.

Применом стандарда постижу се следећи циљеви [1]:

- ✓ побољшање квалитета производа;
- ✓ погодан избор разних параметара и других карактеристика индустријских производа;
- ✓ повећање економичности;
- ✓ отклањање неспоразума у трговини, заштита интереса потрошача;

- ✓ олакшана размена машинских делова и склопова увођењем типизације и унификације.

Стандард или норма је пропис којим се утврђују одређена обележја или величине неког производа, јединице, називи, карактеристике или поступци. Применом норми постиже се: смањење броја типова, поједностављење и појефтињење производње, олакшава се сарадња и повезивање предузећа као и споразумевање између произвођача и купца односно отклањање неспоразума у трговини.

У техници, стандард представља обавезну техничку норму којом се дефинишу димензије, материјали и квалитет разних производа или поступци испитивања, прорачунавања или испитивања квалитета, односно својстава робе. Ове норме прописане су националним и међународним стандардима.

Поред облика, димензија, материјала, квалитета и осталих особина производа, стандардима се такође прописује начин означавања, изглед техничке документације, паковање, транспорт и др.

2.1 Облици стандардизације

Један од основних принципа стандардизације је остварење својства размене делова и склопова производа са задатом тачношћу. Тако се обезбеђује могућност монтаже или замене при поправци без накнадне дораде или подешавања у производу, а да се одрже/задовоље задати технички услови. Најчешћи облици стандардизације су [1]:

1. Унификација,
2. Типизација,
3. Спецификација.

Унификација подразумева коришћење једнообразних елемената у једној или више различитих конструкција чиме се постиже смањење броја различитих елемената, појефтињење израде, упрошћавање, експлоатација и одржавање [1].

Типизација је савршенији облик стандардизације и представља задовољење захтева тржишта за стандардним деловима код којих се мења ограничени скуп величина. Подразумева разраду и избор најповољнијег низа истоврсних производа, и базирана је на оптималним и најуспешнијим решењима из целокупног опсега постојећих облика, величина и квалитета [1].

Спецификација се спроводи са циљем да се дефинишу материјали, полупроизводи и производи на такав начин да се једнозначно утврди њихов идентитет [1].

2.2 Циљеви стандардизације

Општи циљеви стандардизације су [2]:

- Обезбеђење адекватности/прикладности неког производа, процеса или услуге да у одређеним условима служи својој намени/извршава предвиђене функције,
- Ограничавање разноликости избором оптималног броја типова или величина,

- Обезбеђење компатибилности и замене различитих производа,
- Побољшање безбедности производа, заштита здравља људи и животне средине,
- Рационално коришћење природних ресурса и енергије,
- Унапређење међународне трговине спречавањем или отклањањем непотребних техничких препрека.

Ефекти који се постижу реализацијом циљева стандардизације посебно се могу сагледати са аспекта економичности, при чијем одређивању треба имати у виду да постоје [3]:

- Немерљиве уштеде садржане у радном времену, које би се утрошило при развоју, пројектовању и контроли, ако не би било стандардизације,
- Мерљиве уштеде, као што је израда стандардизованих делова, серијска производња и слично.

2.3 Подела стандардизације и стандарда

Под нивоом стандардизације подразумева се географски, политички или економски степен укључености у активности стандардизације. Разликују се следећи нивои стандардизације и то [1]:

1. Међународни – у ком могу учествовати одговарајућа тела из свих земаља,
2. Регионални – у ком могу учествовати одговарајућа тела само једног географског, политичког или економског подручја света,
3. Национални – у ком могу учествовати одговарајућа тела на нивоу једне земље:
 - SRPS – српски (претходно SCS, JUS),
 - DIN – немачки,
 - BS – енглески,
 - SN – швајцарски (претходно VSM),
 - GOST R – руски,
4. Локални (грански, интерни) – у ком могу учествовати одговарајућа тела на одређеном делу једне земље.

Стандарди су данас веома распрострањени и уграђени готово у сваки производ који користимо као и у сам процес његове производње. Њихова сврха има веома широк распон. У наставку је дат преглед само неких врста стандарда.

Као и стандардизација и стандарди могу бити подељени према нивоу [1]:

- Међународни стандарди,
- Регионални стандарди,
- Државни/национални стандарди,
- Покрајински стандарди,
- Локални стандарди.

Стандарди се могу поделити и на [2]:

- Основни или базични стандарди – покривају широко подручје или садрже опште одредбе за појединачно подручје,
- Терминолошки стандарди – односе се на дефиниције и објашњења термина и користе се у многим другим подручјима,
- Мерни стандарди – одређују дефиниције мера. Ова категорија укључује основне стандарде у чијој бази је седам основних јединица,
- Сигурносни стандарди – осмишљени су како би се осигурала сигурност производа, активности или процеса,
- Управљачки (менаџмент) стандарди - покривају разнолик распон стандарда и техника, укључујући управљање залихама, управљање производњом, документацијом банковних трансакција, информацијском технологијом, логистиком, системом управљања квалитетом итд,
- Стандарди за испитивање – односе се на методе за испитивање, понекад су допуњени другим одредбама које се односе на испитивања као што су узорковање, употреба статистичких метода, редослед испитивања,
- Стандарди за производ – су најчешћи тип стандарда. Специфицирају захтеве које мора задовољити производ или група производа да би се осигурала њихова спремност за намену (могу садржати аспекте у вези са терминологијом, испитивањем, паковањем и означавањем, а понекад и захтеве у вези са процесом),
- Технички стандарди - углавном се односе на успоставу норми и захтева за техничке системе са спецификацијама стандардних инжењерских критеријума, методологије и поступака,
- Стандарди за процес – специфицирају захтеве које мора испунити неки процес како би се осигурала његова спремност за одређену намену,
- Стандарди за услугу – прецизирају захтеве које мора испунити нека услуга како би се осигурала њена спремност за адекватну намену,
- Стандарди за интерфејс – специфицирају захтеве који се односе на компатибилност производа или система у њиховим тачкама спајања. Често се говори о “стандардима компатибилности” познатим и као “стандарди међусобног деловања”,
- Стандарди о потребним подацима – садрже списак карактеристика за које треба навести вредности или друге податке ради ближег описа неког производа, процеса или услуге.

3 Основе механике замора

Велики број структурних компонената конструкција је изложен променљивим оптерећењима. Таква променљива оптерећења изазивају променљиве или цикличне напоне, који по свом интензитету уобичајено не прелазе напон течења, али доводе до отказа конструкција. Из тог разлога треба обратити посебну пажњу на утицај који стварају периодично променљива оптерећења. Оштећења материјала која настају услед периодично променљивих оптерећења називају се замор материјала. Лом услед замора је последица еластичних и еластопластичних деформација које се због нехомогености материјала неравномерно расподељују по запремини дела конструкције [4].

Замор представља процес акумулације оштећења настао услед променљивих напона и деформација који доводе до стварања прслина или проузрокују њихов даљи раст. Оштећење материјала започиње настанком прслине и повећава се растом настале прслине, што за крајњи резултат има лом или отказ услед замора. Сматра се да највећи број отказа долази услед активирања механизма замора у материјалу[4].

Главни напредак у области истраживања процеса лома материјала услед замора десио се у 20. веку, захваљујући развоју рачунарске технике, микроскопских инструмената, напретком нумеричких метода и повећањем експерименталних испитивања.

Упркос великом броју спроведених истраживања из области замора материјала, његова природа још увек није потпуно позната. Због чињенице да и након 100 година истраживања неки проблеми везани за замор феноменолошки нису објашњени, радови у којима се анализирају оштећења услед цикличног оптерећења константно се публикују.

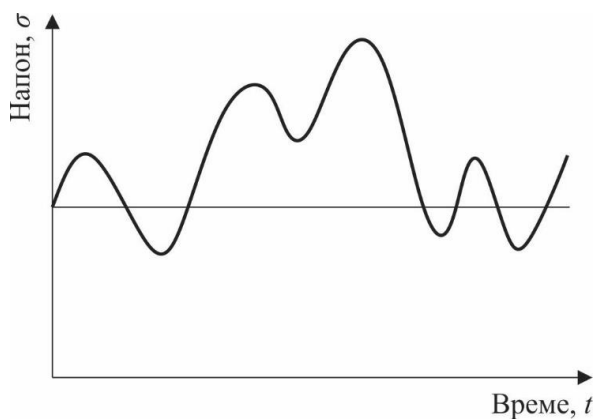
3.1 Дефиниција и опис оптерећења услед замора

Први корак при прорачуну машинских елемената је одређивање оптерећења којима су они изложени у раду - радног оптерећења. Радно оптерећење је познато уколико су познати интензитет, правац и смер оптерећења, његова промена у току времена и расподела оптерећења. У општем случају оптерећења структурних делова представљају просторне системе сила и спрегова. Силе и спрегови настају као последица отпора које конструкције савладавају вршећи користан рад, као на пример отпори ваздуха или воде при кретању транспортних средстава, отпори резања код алатних машина, отпори електромагнетних сила код електричних машина, отпори трења, тежина и користан терет, притисци течности и гасова, итд [5].

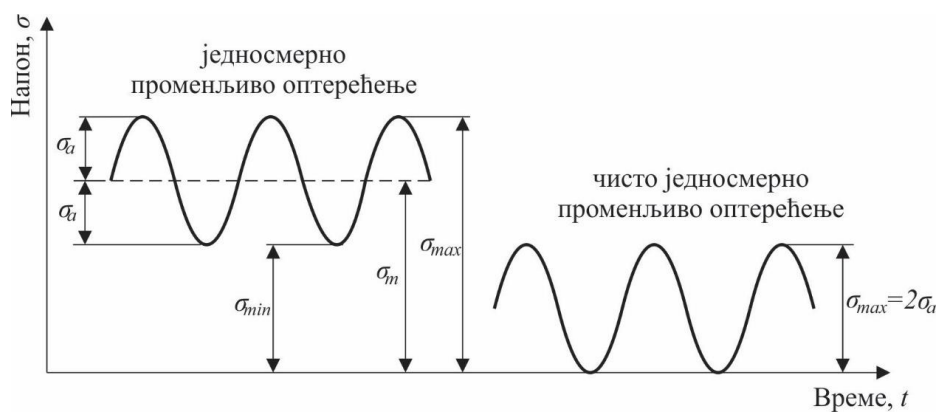
Оптерећења у току времена могу бити сталне величине – статичко оптерећење, или променљиве величине – заморно оптерећење. У пракси су оптерећења најчешће случајно променљива (слика 3.1), али ради поједностављења прорачуна користи се идеализована хармонијска промена оптерећења (слике 3.2 и 3.3). При томе разликујемо:

- Једносмерно променљиво оптерећење,
- Чисто једносмерно променљиво оптерећење,
- Наизменично променљиво оптерећење,

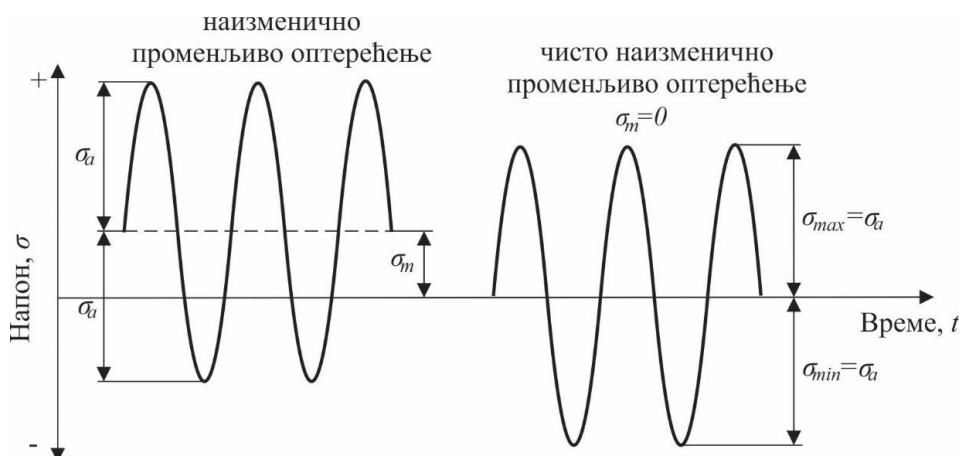
- Чисто наизменично променљиво оптерећење.



Слика 3.1 Дијаграм стохастичких динамичких категорија оптерећења



Слика 3.2 Дијаграм једносмерних динамичких категорија оптерећења



Слика 3.3 Дијаграм наизменичних динамичких категорија оптерећења

У случају чисто наизменично променљивог оптерећења напон је приказан у синусоидном облику и представља идеализовани облик оптерећења. У оваквом случају минимални и максимални напони имају исте вредности, али су различитог знака. Затезни напон се обично сматра позитивним, а притисни негативним. У случају једносмерно променљивог оптерећења ситуација је општија и на њој је приказано да минимални и максимални напони нису једнаки [5].

Са слика 3.2 и 3.3, јасно је да се променљиви напон може изразити као збир статичке компоненте напона σ_m (средњи напон) и променљиве компоненте напона σ_a (амплитудни напон):

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_m + \sigma_a \\ \sigma_{min} &= \sigma_m - \sigma_a\end{aligned}\quad (3.1)$$

Средњи напон представља половину збира максималне и минималне вредности напона:

$$\sigma_m = \sigma_{SR} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.2)$$

Амплитуда напона представља вредност половине опсега напона:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.3)$$

при чему је опсег напона $\Delta\sigma$, веома битан фактор за тумачење заморних или динамичких оптерећења и представља разлику вредности максималне и минималне вредности напона:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.4)$$

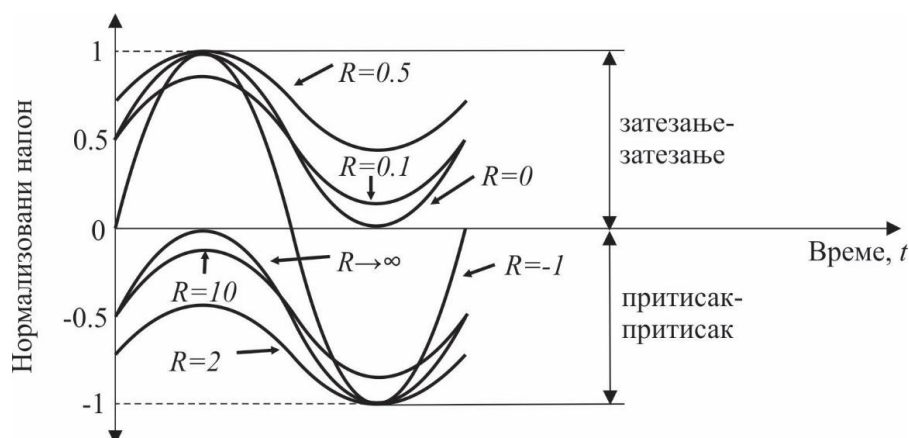
За описивање средњег напона, поред наведених величина, користе се још и степен променљивости напона R :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = (1 - A) / (1 + A) \quad (3.5)$$

и степен променљивости амплитуде A :

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = (1 - R) / (1 + R) \quad (3.6)$$

На слици 3.4 приказане су вредности степена променљивости напона R за неке уобичајене случајеве оптерећења.



Слика 3.4 Дијаграм динамичких категорија оптерећења дефинисаних преко вредности степена променљивости напона R

Када је у питању пример дизалице која ће бити даље представљена у раду, врста оптерећења којој је изложена припада групи једносмерних променљивих оптерећења јер је изложена само затезању. Са слике 3.4 може се приметити да је за овај тип оптерећења степен променљивости напона $R=0$.

3.2 Замор заварених спојева

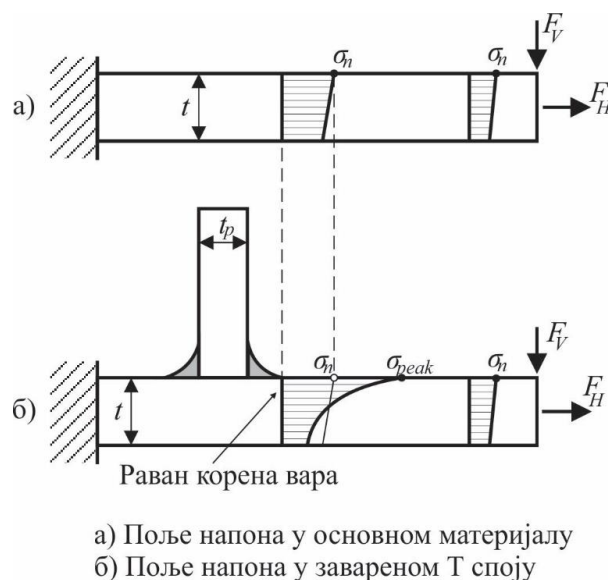
Заваривање представља поступак спајања метала њиховим локалним загревањем изнад температуре топљења, са или без наношења додатног материјала. Заварени спојеви спадају у нераздвојиве спојеве. Заварени склопови су у односу на ливене или коване спојеве и до 50% лакши (уз једнаку чврстоћу и крутост), док је њихово обликовање једноставније. Због ових разлога, заваривање је један од најважнијих технолошких процеса у савременој индустрији, посебно у машиноградњи, грађевинарству, процесној индустрији, бродоградњи и производњи теретних вагона.

Заварени спојеви представљају дисконтинуитет у основном материјалу конструкције и сматрају се местом где се може јавити концентрација напона. Сам заварени спој представља зарез у чијој се околини појављује концентрација напона (слика 3.5) [6].

Заварени спој, као место концентрације напона, не представља толико неповољно конструкцијско решење уколико се ради о статичким оптерећењима. Међутим од заморног оптерећења заварених конструкција, материјал нема могућност да изврши прилагођавање, па се на месту концентрације напона јављају иницијалне прслине. Због ових разлога значајно се разликују начини прорачуна статички и динамички оптерећених заварених конструкција.

Процена структурног интегритета заварених спојева представља велики изазов и компликовану процедуру. Разлози потешкоћа леже у недовољном познавању геометрије заварених спојева и комбинацији материјала различитих механичких особина који улазе у састав варова. Као резултат тога постоје многи приступи предложени за процену

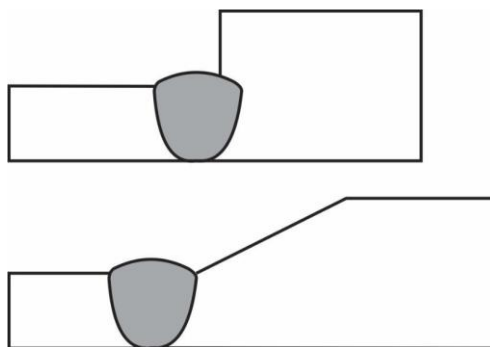
замора заварених спојева. Са једне стране постоје приступи који користе номиналне напоне и геометрију (приступ типичан за националне и међународне стандарде, као што су FEM, British Standard и Eurocode 3), док са друге стране постоје приступи којима се моделирају детаљи локалне геометрије и карактеристике материјала и симулира се иницирање и раст прслине дуж завареног споја услед замора [5].



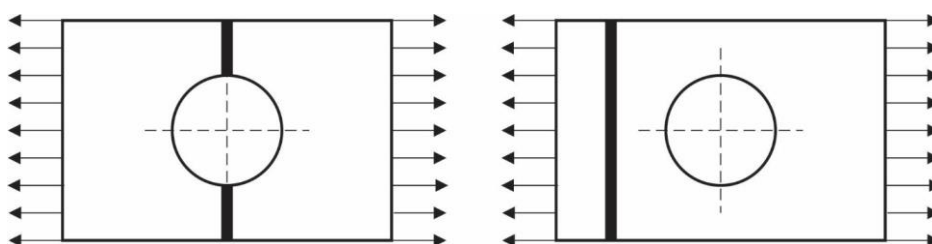
Слика 3.5 Шематски приказ концентрације напона у околини завареног споја

Заварени спојеви изложени заморном оптерећењу посебно су осетљиви на деловање зареза. Чеоно заварени спојеви су при томе много повољнији од угаоно заварених спојева. Димензионисање или само контрола заморно оптерећених заварених спојева врши се тако што израчуната вредност напона у завареном споју мора бити мања од дозвољеног напона на замор σ_D (заморна чврстоћа). Подаци за σ_D , у зависности од врсте материјала, степена променљивости напона R и врсте завареног споја, налазе се у табелама разних домаћих и међународних стандарда.

У пракси заварени спојеви генерално имају ниску заморну чврстоћу, тако да издржљивост заварених спојева дефинише заморни век конструкције. Због тога је неопходно да делове конструкција обликујемо тако да се избегне концентрација напона (слика 3.6), или да се заварени спојеви помере из зона са великим концентрацијама напона (слика 3.7).



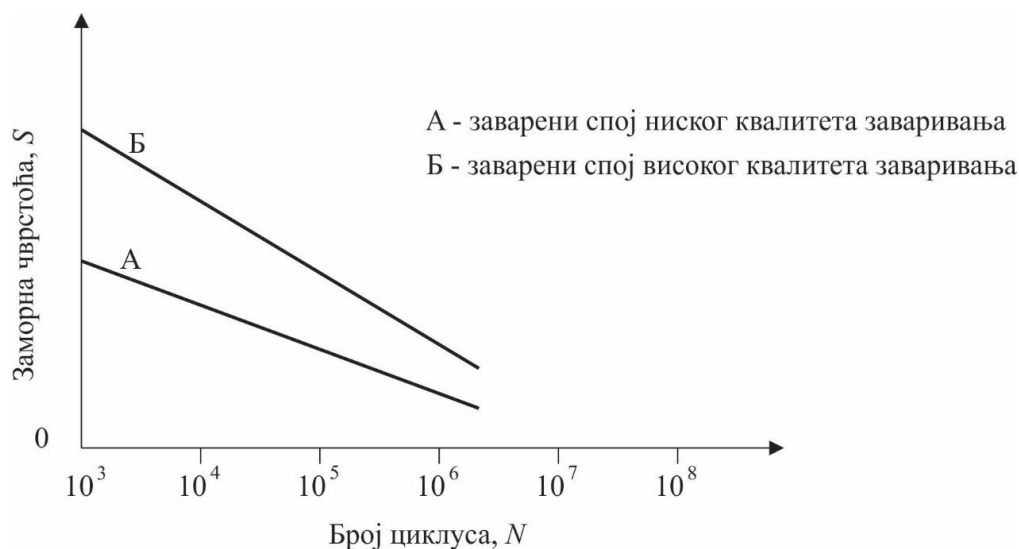
Слика 3.6 Смањење концентрације напона правилним обликовањем



Слика 3.7 Померање завареног споја из зоне велике концентрације напона

Уз наведене конструкцијске узроке, велики утицај на замор има и само заваривање. Најчешће грешке које при заваривању настају, а битно смањују заморну чврстоћу заварених спојева су: настајање прслина при самом заваривању, дисконтинуитет у вару узрокован случајним застојима лука, прслине у вару, ексцентричност и лоше међусобно позиционирање делова који се заварују, спајање делова који нису предвиђени за заваривање и слично. Због свега наведеног потребно је сваки завар израдити у што бољем квалитету и на тај начин повећати заморну чврстоћу самог завареног споја (слика 3.8) [6].

Обрађивањем заварених спојева битно се повећава заморна чврстоћа, јер се на тај начин одстрањује лоше подручје навара, које у себи може да садржи евентуалне микропрслине. При заваривању, услед локалног загревања, долази до стварања заосталих напона који битно утичу на појаву замора. У циљу избегавања или смањивања заосталих напона потребно је водити рачуна о начину и смеру заваривања, предгревању, каљењу и другим поступцима који се изводе у току самог процеса технологије заваривања [5].



Слика 3.8 Заморна чврстоћа као функција броја циклуса за два различита сучеона заварена споја, различитих квалитета заваривања

На заморну чврстоћу завареног споја утиче више чинилаца који се могу представити низом корективних фактора:

$$\sigma_{DM} = \sigma_D \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 \zeta_R \quad (3.7)$$

где је:

ζ_1 - фактор утицаја облика, који узима у обзир концентрацију напона остварену самим спојем ($\zeta_1 = 1$ за сучеоне спојеве са обрађеним жљебовима);

ζ_2 - фактор квалитета шавова заваривања;

ζ_3 - фактор концентрације напона – у случајевима кад се заварени спој налази на месту концентрације напона;

ζ_R - фактор који узима у обзир степен променљивости напона R .

4 Приказ стандарда за прорачун дизаличних конструкција

Када су у питању кранови и друге дизаличне конструкције све више се користе британски стандарди и европске норме, као и стандарди које је прописала FEM организација. Отуда идеја да се упореде захтеви различитих стандарда на примеру реалне конструкције. У овом поглављу дат је детаљан приказ захтева за прорачун дизалица при употреби британских стандарда, европских норми и еврокодова (BS EN 13001 и Eurocode) и стандарда за дизалице које је прописала FEM организација (F.E.M. 1.001).

4.1 F.E.M. 1.001

FEM представља организацију европских произвођача опреме за руковање, дизање и складиштење материјала. FEM је непрофитна трговинска асоцијација (AISBL по белгијском закону) са сталним седиштем у Бриселу како би боље заступала своје чланове и њихове интересе према европским институцијама и европским партнерима [7].

1993. година означила је важну промену у основној делатности FEM-а успостављањем унутрашњег тржишта (Европске уније) и постепеним повећањем релевантних регулаторних захтева (прво у области безбедности) које потичу из ЕУ [7].

FEM креира документе који пружају захтеве, спецификације, смернице или карактеристике које се могу доследно користити како би се осигурало да материјали, производи, процеси и услуге одговарају њиховој намени.

Стандард F.E.M. 1.001 који ће бити даље приказан у раду припада групи FEM стандарда и користи се при дизајнирању и прорачуну дизалица.

Ту спадају [8]:

- Уређаји за подизање на пнеуматским или чврстим гумама, гусеницама, камионима, приколицама итд;
- Разни предмети серијске опреме за дизање;
- Електричне дизалице;
- Пнеуматске дизалице;
- Прибор за дизање;
- Ручни ланчани блокови;
- Подизне платформе, радне платформе;
- Витла итд.

4.1.1 Класификација дизалица и њених компоненти

При пројектовању дизалице и њених саставних делова морају се узети у обзир захтеви које ће обављати током свог коришћења. Када је у питању намена, класификације дизалица су следеће [9]:

- уређај у целини,
- појединачни механизми у целини,

- конструкцијске и механичке компоненте.

Ова класификација се заснива на два критеријума, и то према:

- укупном трајању употребе уређаја и
- спектру оптерећења којима је предмет изложен, поглавље 2.1.1 [9].

4.1.1.1 Класификација дизалица као целине

Уређаји у целини класификовани су у осам група, означених симболом А1, А2,..., А8 респективно, на основу десет класа употребе уређаја и четири класе спектра оптерећења, поглавље 2.1.2.1 [9].

4.1.1.1.1 Класе употребе

Под трајањем употребе дизалица подразумева се број подизних циклуса које обавља. Циклус подизања је цео низ операција које започињу када уређај подиже оптерећење и завршава се у тренутку када је уређај спреман да подигне следеће оптерећење, поглавље 2.1.2.2 [9].

Укупно трајање употребе уређаја се рачуна од тренутка када је уређај пуштен у употребу и завршава када се коначно одложи последњи терет.

На основу укупног трајања употребе тј. укупног броја циклуса којима је уређај изложен постоји десет класа употребе, које се означавају симболом U0, U1, ..., U9, дефинисаних у табели 4.1.

Табела 4.1 Класе употребе [9]

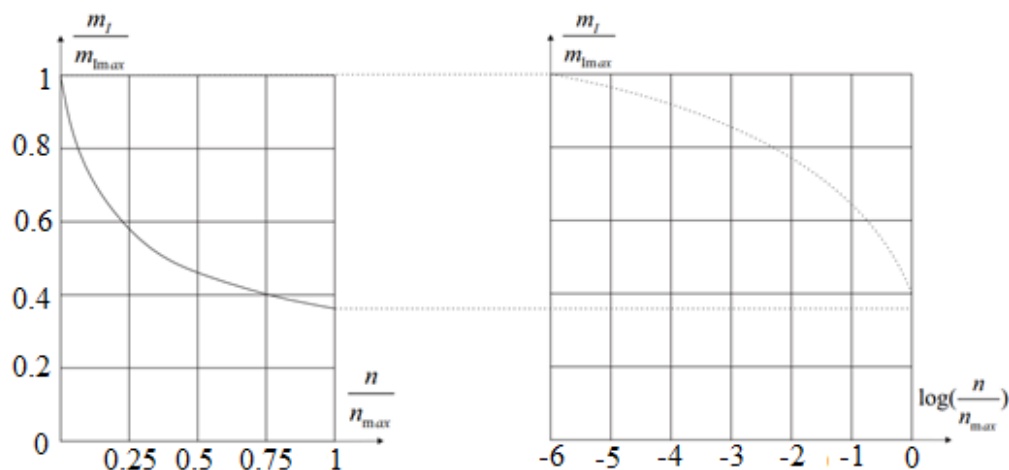
Симбол	Максимално трајање употребе (укупан број циклуса подизања - $n_{\max}$)
U0	$n_{\max} \leq 16000$
U1	$16000 < n_{\max} \leq 32000$
U2	$32000 < n_{\max} \leq 63000$
U3	$63000 < n_{\max} \leq 125000$
U4	$125000 < n_{\max} \leq 250000$
U5	$250000 < n_{\max} \leq 500000$
U6	$500000 < n_{\max} \leq 1000000$
U7	$1000000 < n_{\max} \leq 2000000$
U8	$2000000 < n_{\max} \leq 4000000$
U9	$4000000 < n_{\max}$

4.1.1.1.2 Спектар оптерећења

Спектар оптерећења карактерише укупан број оптерећења подигнутих током укупног трајања употребе уређаја. Може се представити као функција расподеле

(сажето) $y = f(x)$ изражавајући x ($0 \leq x \leq 1$) као укупно трајање употребе, током којег однос подизања оптерећења за сигурно радно оптерећење достиже најмању дату вредност y ($0 \leq y \leq 1$), поглавље 2.1.2.3 [9].

Примери спектра оптерећења дати су на слици 4.1.



Слика 4.1 Примери спектра оптерећења [9]

Ознаке са слике представљају:

m_i - оптерећења;

m_{lmax} - максимално од постојећих оптерећења;

n - број циклуса подизања за које је подигнуто оптерећење веће или једнако m_i ;

n_{max} - број циклуса подизања који одређују укупно трајање употребе.

Сваком спектру оптерећења додељен је фактор спектра k_p , дефинисан једначином (4.1):

$$k_p = \int_0^1 y^d dx \quad (4.1)$$

За потребе класификације уређаја у целини, за експонент d се споразумно узима вредност 3 [9].

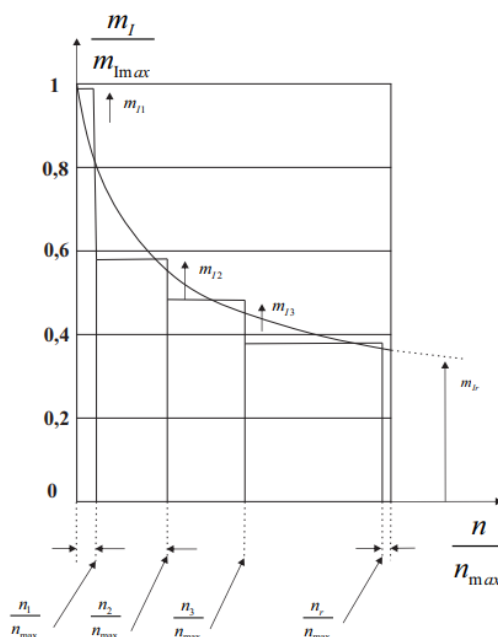
У многим случајевима поменути функција може се апроксимирати функцијом која се састоји од одређеног броја корака r (слика 4.2) који обухватају $n_1, n_2, \dots, n_r$ подизних циклуса. Оптерећење се може сматрати константним и једнаким m_{i_i} током n_i циклуса, i^{th} корака. Ако n_{max} представља укупно трајање употребе и m_{lmax} највеће оптерећење међу датим тада постоји однос (једначине (4.2) и (4.3)) [9]:

$$n_1 + n_2 + \dots + n_r = \sum_{i=1}^r n_i = n_{\max} \quad (4.2)$$

или у апроксимираној форми (једначина (4.3)):

$$k_p = (m_{l1}/m_{l\max})^3 (n_1/n_{\max}) + (m_{l2}/m_{l\max})^3 (n_2/n_{\max}) + \dots + (m_{lr}/m_{l\max})^3 (n_r/n_{\max}) = \sum_{i=1}^r [(m_{li}/m_{l\max})^3 (n_i/n_{\max})]$$

$$k_p = \sum_{i=1}^r [(m_{li}/m_{l\max})^3 (n_i/n_{\max})] \quad (4.3)$$



Слика 4.2 Функција са r корака [9]

Према спектру оптерећења, постоје четири класе Q1, Q2, Q3, Q4 по којима су дизалице сврстане, дефинисане у табели 4.2.

Табела 4.2 Класе спектра оптерећења [8]

Симбол	Фактор спектра оптерећења, k_p
Q1	$k_p \leq 0.125$
Q2	$0.125 < k_p \leq 0.250$
Q3	$0.250 < k_p \leq 0.500$
Q4	$0.500 < k_p \leq 1.000$

Класификација дизалица у целини одређује се на основу претходно дефинисаних параметара и следеће табеле 4.3, поглавље 2.1.2.4 [9].

Табела 4.3 Групе уређаја у целини [9]

Класе спектра оптерећења	Класе употребе									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

4.1.1.2 Класификација појединачних механизма у целини

Појединачни механизми у целини класификовани су у осам група које су означене симболима M1, M2, ..., M8, на основу десет класа употребе и четири класе спектра оптерећења, поглавље 2.1.3.1 [9].

4.1.1.2.1 Класе употребе механизма

Под трајањем употребе механизма подразумева се време током кога се механизам заиста налази у кретању, поглавље 2.1.3.2 [9].

Укупно трајање употребе је израчунато време коришћења, које се сматра као водећа вредност, а примењује се до времена замене механизма и изражава се у сатима.

На основу укупног трајања употребе имамо десет класа коришћења, T0, T1, T2, ..., T9, дефинисаних у следећој табели 4.4.

Табела 4.4 Класе употребе [9]

Симбол	Укупно време употребе, T(h)
T0	$T \leq 200$
T1	$200 < T \leq 400$
T2	$400 < T \leq 800$
T3	$800 < T \leq 1600$
T4	$1600 < T \leq 3200$
T5	$3200 < T \leq 6300$
T6	$6300 < T \leq 12500$
T7	$12500 < T \leq 25000$
T8	$25000 < T \leq 50000$
T9	$50000 < T$

4.1.1.2.2 Спектар оптерећења

Опсег оптерећења карактерише величину оптерећења која делује на механизам током његовог укупног трајања употребе. Може се представити као функција расподеле (сажето) $y = f(x)$ изражавајући x ($0 \leq x \leq 1$) као укупно трајање употребе, током кога

је механизам подвргнут оптерећењу, који достиже најмању дату вредност y ($0 \leq y \leq 1$), максималног напрезања (слика 4.1.), поглавље 2.1.3.3 [9].

Сваком спектру је додељен фактор спектра k_m дефинисан једначином (4.4):

$$k_m = \int_0^1 y^d dx. \quad (4.4)$$

За потребе овакве класификације за d се усваја вредност 3 [9].

У многим случајевима поменута функција може се апроксимирати функцијом која се састоји од одређеног броја корака r који обухватају $t_1, t_2, \dots, t_r$ одговарајућих дужина трајања са константним и једнаким вредностима оптерећења S_i . Ако T представља укупно време коришћења и $S_{\max}$ вредност највећег оптерећења од $S_1, S_2, \dots, S_r$, тада постоји однос (једначине (4.5) и (4.6)):

$$t_1 + t_2 + \dots + t_r = \sum_{i=1}^r t_i = T \quad (4.5)$$

$$k_m = (S_1/S_{\max})^3 (t_1/T) + (S_2/S_{\max})^3 (t_2/T) + \dots + (S_r/S_{\max})^3 (t_r/T)$$

$$k_m = \sum_{i=1}^r [(S_i/S_{\max})^3 (t_i/T)] \quad (4.6)$$

У зависности од његовог спектра оптерећења, механизам се поставља у једну од четири класе спектра L1, L2, L3, L4, дефинисаних у табели 4.5.

Табела 4.5 Класе спектра оптерећења [9]

Симбол	Фактор спектра оптерећења, k_m
L1	$k_m \leq 0.125$
L2	$0.125 < k_m \leq 0.250$
L3	$0.250 < k_m \leq 0.500$
L4	$0.500 < k_m \leq 1.000$

На основу класе употребе и њихове спектралне класе, појединачни механизми уређаја су класификовани у једну од осам група M1, M2, ..., M8, дефинисаних у табели 4.6, поглавље 2.1.3.4 [9].

Табела 4.6 Групе механизма [9]

Класе спектра оптерећења	Класе употребе									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

4.1.1.3 Класификација компоненти

Компоненте, и структурне и механичке, класификоване су у осам група, и представљене симболом E1, E2, ..., E8, на основу једанаест класа употребе и четири класе спектра напрезања, поглавље 2.1.4.1 [9].

4.1.1.3.1 Класе употребе према трајању компоненти

Под трајањем употребе дизалице подразумева се број циклуса напрезања којима је компонента изложена. Циклус напрезања је комплетан сет узастопних напрезања, који почињу у тренутку када напон који се разматра прелази напон σ_m дефинисан на слици 4.4 и завршавају се у тренутку када овај напон први пут поново пресече σ_m у истом правцу. Слика 4.4 представља тренд напрезања σ током трајања употребе која садржи пет циклуса напрезања. Укупно трајање употребе је рачунато време коришћења, које се сматра као водећа вредност, а примењује се од тренутка замене компоненте. У случају структурних компоненти, број циклуса напрезања је у сталном односу са бројем подизања терета. Одређене компоненте могу бити изложене различитим оптерећењима током подизања у зависности од њиховог положаја у конструкцији, поглавље 2.1.4.2 [9].

Што се тиче механичких компоненти, укупно трајање употребе изводи се из укупног трајања употребе целог механизма којем компонента која се разматра припада узимајући у обзир брзину ротације и друге околности које утичу на њен рад. Под класом употребе компоненте подразумева се број циклуса којима је компонента изложена. На основу броја циклуса компоненте су сврстане у 10 група (B1, B2...) које су дефинисане у табели 4.7.

Табела 4.7 Класе употребе [9]

Симбол	Максимално трајање употребе (укупан број циклуса подизања - $n_{\max}$)
B0	$n_{\max} \leq 16000$
B1	$16000 < n_{\max} \leq 32000$
B2	$32000 < n_{\max} \leq 63000$
B3	$63000 < n_{\max} \leq 125000$
B4	$125000 < n_{\max} \leq 250000$
B5	$250000 < n_{\max} \leq 500000$
B6	$500000 < n_{\max} \leq 1000000$
B7	$1000000 < n_{\max} \leq 2000000$
B8	$2000000 < n_{\max} \leq 4000000$
B9	$4000000 < n_{\max} \leq 8000000$
B10	$8000000 < n_{\max}$

4.1.1.3.2 Спектар напона

Спектар напона карактерише величину оптерећења које делује на компоненту током њене употребе. Може се представити као функција расподеле (сажето) $y = f(x)$ изражавајући x ($0 \leq x \leq 1$) као укупно трајање употребе, током кога је компонента оптерећена, а напон представља најмању дату вредност y ($0 \leq y \leq 1$) максималног напрезања, поглавље 2.1.4.3 [9].

Сваком спектру напона додељен је фактор спектра k_{sp} , дефинисан једначином (4.7):

$$k_{sp} = \int_0^1 y^c dx \quad (4.7)$$

где је c експонент који зависи од својства материјала, облика, димензија компоненти као и храпавости површине и степену корозије (поглавље 4.1.3.5. *Wöhler*-ова крива [11]).

"*Wöhler* крива" представља криву издржљивости тј. однос амплитуде напона и броја циклуса до отказа. У обзир се узимају максимална напрезања σ , када сви циклуси напрезања имају исту амплитуду и исти однос к између екстремних вредности.

У вези са *Wöhler*-овом кривом постављене су следеће хипотезе:

За број радних циклуса $n = 8 \cdot 10^3$ важи једначина (4.8) [11]:

$$\sigma = \sigma_R, \quad (4.8)$$

за $8 \cdot 10^3 \leq n \leq 2 \cdot 10^6$, једначина (4.9):

$$c = \tan(\varphi) = [\log(2 \cdot 10^6) - \log(8 \cdot 10^3)] / \log(\sigma_R) - \log(\sigma_d), \quad (4.9)$$

за $n = 2 \cdot 10^6$, једначина (4.10):

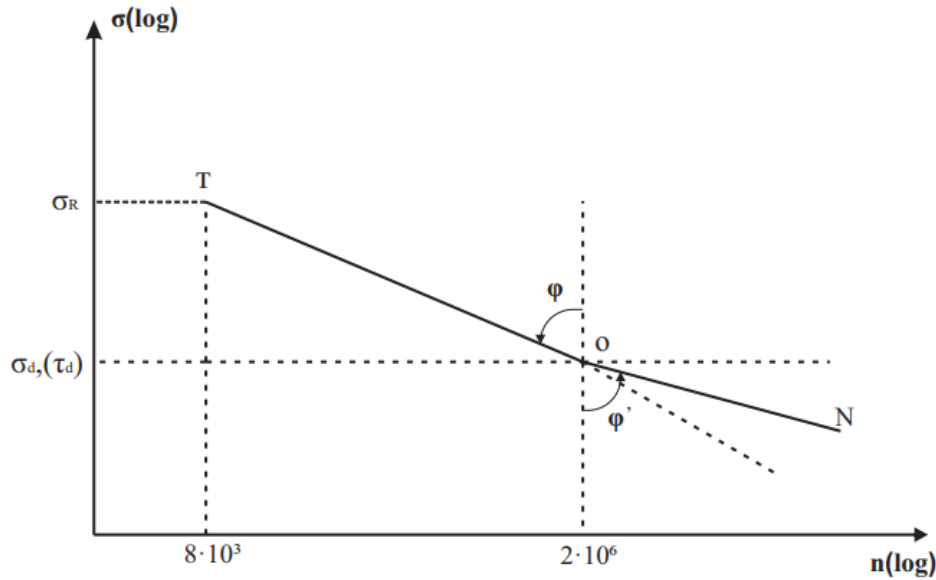
$$\sigma = \sigma_d, \quad (4.10)$$

где су:

σ_R - затезна чврстоћа метала,

σ_d - амплитудни напон.

Подручје ограничене издржљивости $8 \cdot 10^3 \leq n \leq 2 \cdot 10^6$, представљено је функцијом чији је правац TD у референтном систему представљен са две осе логаритамске скале (слика 4.3).



Слика 4.3 Нагиб криве

За укупан број радних циклуса између 8000 и 2000000, експонент c одређује се на основу једначине (4.9). Пример конструкције која ће даље бити приказана у раду изложена је 100000 радних циклуса, тако да је потребно одредити поменути експонент. Пошто је у питању челик А.52 вредност затезне чврстоће је 510 МПа, а амплитудни напон 80 МПа. Следећим једначинама (4.11) и (4.12) приказан је поступак одређивања експонента c .

$$c = \tan(\varphi) = [\log(2 \cdot 10^6) - \log(8 \cdot 10^3)] / [\log(\sigma_R) - \log(\sigma_d)]$$

$$c = [\log(2 \cdot 10^6) - \log(8 \cdot 10^3)] / [\log(510) - \log(80)] \quad (4.11)$$

$$c = 2.98 \quad (4.12)$$

У многим случајевима поменута функција (4.7) може се апроксимирати функцијом која се састоји од одређеног броја корака r који обухватају $n_1, n_2, \dots, n_r$ напонских циклуса са константном вредношћу напона σ_i у оквиру циклуса n_i . Ако n представља укупно трајање употребе, а $\sigma_{\max}$ највећи од напона $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_r$, тада постоји однос (једначине (4.13) и (4.14)) [9]:

$$n_1 + n_2 + \dots + n_r = \sum_{i=1}^r n_i = n \quad (4.13)$$

$$k_{sp} = (\sigma_1 / \sigma_{\max})^c (n_1 / n) + (\sigma_2 / \sigma_{\max})^c (n_2 / n) + \dots + (\sigma_r / \sigma_{\max})^c (n_r / n)$$

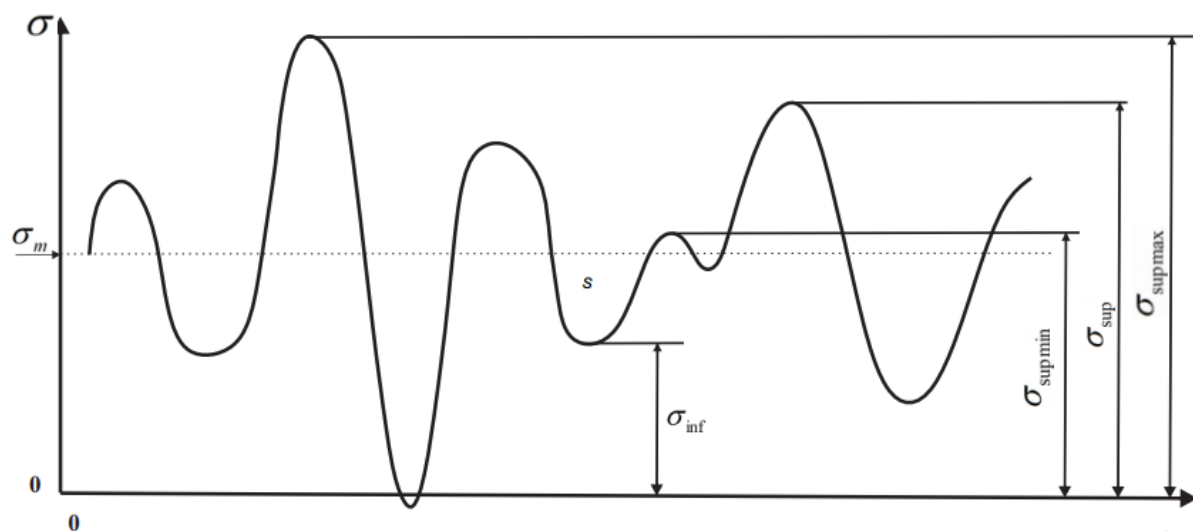
$$k_{sp} = \sum_{i=1}^r [(\sigma_i / \sigma_{\max})^c (n_i / n)] \quad (4.14)$$

У зависности од спектра напрезања компоненте могу припадати једном од четири групе P₁, P₂, P₃ и P₄ које су дефинисане у табели 4.8.

Табела 4.8 Спектар оптерећења [9]

Симбол	Фактор спектра оптерећења, k_{sp}
P1	$k_{sp} \leq 0.125$
P2	$0.125 < k_{sp} \leq 0.250$
P3	$0.250 < k_{sp} \leq 0.500$
P4	$0.500 < k_{sp} \leq 1.000$

За структурне компоненте потребно је узети у обзир напрезања приликом одређивања фактора спектра напона који представљају разлику $\sigma_{sup} - \sigma_m$, између горњих напона σ_{sup} и средњег напона σ_m , а ти концепти су дефинисани на слици 4.4 која представља варијацију напрезања током пет циклуса [9].



Слика 4.4 Варијација напона као функција времена током пет циклуса [9]

σ_{sup} - горњи напон

σ_{supmax} - максимални горњи напон

σ_{supmin} - минимални горњи напон

σ_{inf} - доњи напон

На основу класе употребе и спектра напрезања компоненте су сврстане у осам Е група (Е₁, Е₂...), које су приказане у табели 4.9, поглавље 2.1.4.4 [9].

Табела 4.9 Групе компонената [9]

Класе спектра оптерећења	Класе употребе									
	B0	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9
P1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
P2	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
P3	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
P4	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

4.1.2 Оптерећења која улазе у пројектовање конструкције

Прорачуни чврстоће се изводе одређивањем напона насталих у конструкцији током његовог рада. Ови напони се израчунавају на основу оптерећења:

- Главна оптерећења на конструкцији, за коју се претпоставља да је непомична,
- Терет због вертикалних покрета,
- Терет због хоризонталних покрета,
- Оптерећења због климатских утицаја, поглавље 2.2 [9].

4.1.2.1 Основна оптерећења

Основна оптерећења укључују:

- оптерећење услед сопствене тежине компоненти: S_G ,
- радно оптерећење: S_L .

За поменута оптерећења се претпоставља да су сви покретни делови конструкције у најнеповољнијем положају.

Радно оптерећење представља тежину уздигнутог корисног терета као и тежину додатака (снопови, блокови, куке, греде за дизање итд.)

Мртво оптерећење представља сопствену тежину компоненти.

4.1.2.2 Оптерећење услед вертикалног подизања терета

Ова оптерећења произилазе из наглог или мањег наглог подизања радног оптерећења услед убрзавања (или успоравања) покрета за подизање и од вертикалног ударног оптерећења услед транспорта, поглавље 2.2.2 [9].

4.1.2.2.1 Динамички коефицијент

Сва номинална оптерећења потребно је скалирати динамичким фактором ψ који се рачуна по обрасцу (4.15), поглавље 2.2.2.1.1 [9]:

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad (4.15)$$

где је V_L - брзина подизања; ξ - експериментално одређен коефицијент за дизалице.

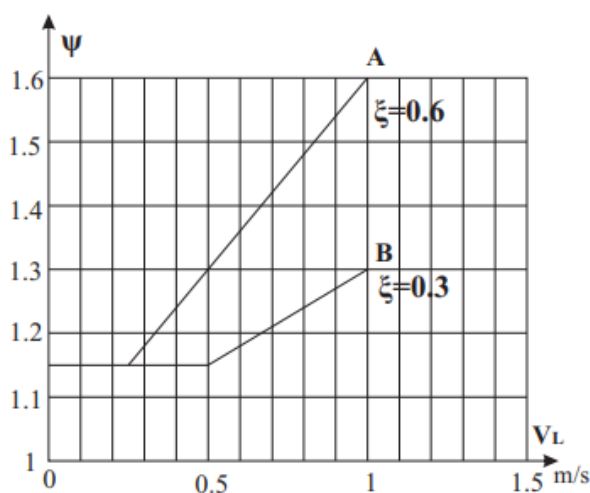
Вредност експериментално одређеног коефицијента за дизалице ξ се усваја на основу типа дизалице:

$\xi = 0.6$ - за надземне и мостовне дизалице,

$\xi = 0.3$ - за дизалице са краком.

Вредност која се узима за коефицијент ψ добијена претходном формулом ни у ком случају не сме бити мања од 1.15. Максимална вредност која се узима за брзину подизања применом ове формуле износи $1\frac{m}{s}$. При већим брзинама, динамички коефицијент ψ се не повећава.

Вредност динамичког коефицијента ψ приказан је кривом на слици 4.5 у зависности од брзине подизања.



Слика 4.5 Вредности динамичког коефицијента: A – за надземне и мостовне дизалице и B – за дизалице са краком[9]

4.1.3 Главни случајеви оптерећења дизалица

При нумеричким анализама потребно је разликовати три различита типа оптерећења када су у питању дизалице:

- без утицаја ветра при раду,
- процес са ограниченим утицајем ветра,
- случај екстремних оптерећења, поглавље 2.3 [9].

Одређивањем различитих оптерећења која су дефинисана у претходним поглављима рада узима се у обзир вероватноћа прекорачења израчунатог напона, која је резултат несавршених метода израчунавања. Из тог разлога се примењује појачавајући коефицијент γ_c , који варира према класификацији уређаја. Вредности овог коефицијента γ_c су наведене у наставку.

4.1.3.1 Случај I: Рад дизалице без утицаја ветра

Потребно је узети у обзир: Статичко оптерећење услед сопствене тежине S_G , радно оптерећење конструкције S_L помножено динамичким коефицијентом ψ и два најнеповољнија хоризонтална ефекта S_H која су дефинисана у поглављу 2.2.3 [9].

Сва та оптерећења морају се помножити појачавајућим коефицијентом γ_c чије су вредности наведене у табели 4.10.

Овај случај оптерећења представљен је једначином (4.16):

$$\gamma_c (S_G + \psi S_L + S_H) \quad (4.16)$$

У случају када кретање постоји само за постављање уређаја а не постоји кретање терета, ефекат овог кретања не сме се комбиновати са поменутих хоризонталних оптерећењем. То је случај са дизалицом која након што је постављена обрађује низ оптерећења у фиксној тачки, поглавље 2.3.1 [9].

4.1.3.2 Случај II: Рад дизалице са ограниченим утицајем ветра

Овај случај се своди на случај оптерећења I код кога је узет у обзир утицај ветра S_W , и то оптерећење је променљиво због утицаја температуре (једначина (4.17)), поглавље 2.3.2 [9].

$$\gamma_c (S_G + \psi S_L + S_H) + S_W \quad (4.17)$$

Напомена - У случају II динамички ефекти убрзања и успоравања немају исте вредности као у случају I, јер кад ветар дува убрзавајућа или успоравајућа времена нису иста. Тада преовлађује дејство спољашњих утицаја (ветра) на које није могуће утицати.

4.1.3.3 Случај III – Екстремна оптерећења

Изузетна оптерећења дешавају се у следећим случајевима, поглавље 2.3.3 [9]:

- када је уређај изван употребе са максималним ветром,
- када је уређај изложен ефекту одбојника,
- када је уређај изложен тестовима наведеним у делу 8 стандарда.

Разматрана су сва три екстремна оптерећења:

а) Први случај укључује оптерећење - S_G , које представља сопствену тежину конструкције, плус оптерећење $S_{W_{\max}}$, због максималног ветра (укључујући реакције сидришта).

б) Други случај укључује оптерећење - S_G које представља сопствену тежину конструкције, S_L представља радно оптерећење конструкције, плус највећи ефекат одбојника S_T поменут у поглављу 2.2.3.4 [9].

ц) Трећи случај укључује оптерећење - S_G , које представља сопствену тежину конструкције, плус највеће од два терета $\psi\rho_1 S_L$ и $\rho_2 S_L$, где су ρ_1 и ρ_2 коефицијенти умножавања сигурног радног оптерећења и то за динамички тест ρ_1 и за статички тест ρ_2 [9].

Ова три случаја оптерећења представљена су једначинама (4.18), (4.19) и (4.20):

$$\text{а) } S_G + S_{G\max} \quad (4.18)$$

$$\text{б) } S_G + S_T + S_L \quad (4.19)$$

$$\text{ц) } S_G + \psi\rho_1 S_L \text{ или } S_G + \rho_2 S_L \quad (4.20)$$

Напомена - Треба напоменути да се провера под (ц) врши само у случајевима када делује само радно оптерећење које ствара напрезања супротна у односу на она проузрокована сопственом тежином до тачке у којој статичко оптерећење не прелази 1,5 пута сигурно радно оптерећење [9].

4.1.3.4 Избор појачавајућег коефицијента γ_c

Вредност појачавајућег коефицијента γ_c зависи од класификације уређаја по групама, поглавље 4.1.1 рада (табела 4.10), поглавље 2.3.4 [9].

Табела 4.10 Вредности појачавајућег коефицијента [9]

Група уређаја	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
γ_c	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20

4.1.4 Дозвољени напони при статичкој анализи

4.1.4.1 Дозвољени напони у основном материјалу

Дозвољени затежући и притискајући напони у основном материјалу одређују се на начин дефинисан у поглављу 4.2.1.1 [10]:

- 1) Челик код кога је однос између напона течења, σ_E и затезне чврстоће, $\sigma_R < 0.7$.

Израчунати напон σ не сме прелазити максимални дозвољени напон σ_a добијен дељењем напона течења σ_E са коефицијентом ν_E . Дозвољени напон у компонентама конструкције израчунава се по обрасцу (4.21) [10]:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_E}{\nu_E} \quad (4.21)$$

У зависности од случаја оптерећења која су описана у поглављу 4.1.3, одређује се вредност коефицијента V_E . Могуће вредности поменутог коефицијента и дозвољени напон за различите случајеве оптерећења приказани су у табели 4.11.

Табела 4.11 Вредности коефицијента V_E и дозвољени напон [10]

Вредности коефицијента V_E	Случај I	Случај II	Случај III
	1.5	1.33	1.1
Дозвољени напон σ_a	$\sigma_E/1.5$	$\sigma_E/1.33$	$\sigma_E/1.1$

У табели 4.12 приказане су вредности напона течења, σ_E и дозвољених напона, σ_a за различите врсте челика, за сва три случаја оптерећења.

Табела 4.12 Вредности граница еластичности и дозвољених напона [10]

Челици	Граница еластичности σ_E [MPa]	Максимални дозвољени напон: σ_a		
		Случај I	Случај II	Случај III
		[MPa]	[MPa]	[MPa]
E.24 (A.37, Fe 360)	240	160	180	215
E.26 (A.42)	260	175	195	240
E.36 (A.52, Fe 510)	360	240	270	325

- 2) Челик код кога је однос између напона течења, σ_E и затезне чврстоће, $\sigma_R > 0.7$, поглавље 3.2.1.1 [10].

За челике са високом вредности напона течења употреба коефицијента V_E не обезбеђује довољну меру сигурности. У овом случају се може извршити провера да ли је прекорачен дозвољени напон σ_a , помоћу једначине (4.22) [10]:

$$\sigma_a = \left[(\sigma_E + \sigma_R) / (\sigma_{E.52} + \sigma_{R.52}) \right] \cdot \sigma_{a52} \quad (4.22)$$

где је:

- σ_E и σ_R напон течења и затезна чврстоћа челика;
- $\sigma_{E.52}$ и $\sigma_{R.52}$ вредности напона за челик А.52 тј. 360 МПа и 510 МПа;
- σ_{a52} дозвољени напон за челик А.52 за одговарајући случај оптерећења, дат у табели 4.12.

4.1.4.2 Дозвољени напони у завареном споју

У завареним спојевима претпоставља се да додати материјал – шав има добре карактеристике као и основни материјал, поглавље 3.2.2.3 [10].

Потребно је верификовати да напони који настају, у случајевима уздужних затезања и притиска, не прелазе дозвољене напоне σ_a за заварене спојеве који су дефинисани у табели 4.13. У табели 4.13 дате су вредности дозвољених напона за заварене спојеве за сва три случаја оптерећења дефинисана у претходним поглављима.

4.13 Дозвољени напони у завареним спојевима за челик S355J2 [10]

Врста оптерећења		Дозвољени напон за заварене спојеве, [MPa]		
		Случај I	Случај II	Случај III
Уздужни еквивалентни напони за све врсте заварених спојева		240	270	325
Попречни затежући напон	Сучеони спој и специјални квалитети К спојева	240	270	325
	Обичан квалитет К спојева	210	236	285
	Угаони спој	170	191	230
Попречни притискајући напон	Сучеони спој и К спој	240	270	325
	Угаони спој	195	220	265
Смичући напон за све врсте заварених спојева		170	191	230

4.1.4.3 Дозвољени напони за замор материјала

Опасност од замора јавља се када је елемент подвргнут променљивим и поновљивим оптерећењима, поглавље 3.6 [10].

Заморна чврстоћа се рачуна узимајући у обзир следеће параметре:

- 1 – конвенционални број циклуса и спектар напрезања којима је компонента изложена, поглавља 2.1.2.2., 2.1.2.3. и 2.1.4 [10];
- 2 – материјал који се користи и ефекат зареза на месту које се разматра, Appendix A-3.6 [10];
- 3 – екстремни максимални напон (по апсолутној вредности) σ_{max} који се може појавити на месту које се разматра, поглавље 3.6.3 [10], не сме бити већи од дозвољеног напона на замор;
- 4 – степен променљивости напона, $\kappa = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ представља однос између вредности екстремних напрезања, поглавље 3.6.4 [10].

Одређивање дозвољених напона при замору материјала, поглавље А.3.6 [10]

1. Незаварени делови

Код ових чланова разликују се три типа конструкције:

W_0 - односи се на основни материјал без зареза и отвора;

W_1, W_2 - односи се на перфориране елементе (табела Т.А.3.6.(1) [10])

2. Заварени делови

Ови спојеви су ранжирани према утицају врсте зареза који се повећава од K_0 до K_4 који одговарају местима у околини завареног споја. Табела Т.А.3.6. (1) [10] даје неке показатеље о квалитету и класификацији заваривања различитих спојева који се најчешће срећу код конструкција за подизање.

- Затезна и притисна оптерећења

Основне вредности које су коришћене за одређивање дозвољених напона при затезању и компресији су оне које настају при чисто наизменичном напрезању код кога је степен променљивости напона $\kappa = -1$ што даје стопу преживљавања од 90% у тестовима, а на њих је примењен фактор сигурности 4/3.

Да би се узео у обзир број циклуса и спектар напрезања, вредности σ_w постављене су за сваку класификациону групу компоненте, узимајући у обзир ова два параметра.

У табели 4.14 приказане су вредности σ_w у зависности од типа члана и групе Е.

Табела 4.14 Вредности напона σ_w за процену заморне чврстоће материјала [10]

Група компоненти	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W_0	W_1	W_2	K_0	K_1	K_2	K_3	K_4
Е1	298.0	253.3	208.6	361.9	323.1	271.4	193.9	116.3
Е2	261.7	222.4	183.2	293.8	262.3	220.3	157.4	94.4
Е3	229.8	195.3	160.8	238.4	212.9	178.8	127.7	76.6
Е4	201.8	171.5	141.2	193.5	172.8	145.1	103.7	62.2
Е5	177.2	150.6	124.0	157.1	140.3	117.8	84.2	50.5
Е6	155.6	132.3	108.9	127.5	113.8	95.6	68.3	41.0
Е7	136.6	116.2	95.7	103.5	92.4	77.6	55.4	33.3
Е8	120.0	102.0	84.0	84.5	75.0	63.0	45.0	27.0

Пратећи формуле дате за све вредности степена променљивости напона, κ дозвољени напон за замор материјала одређује се помоћу једначина (4.23) - (4.26):

а) $\kappa \leq 0$

$$\text{- Затезање: } \sigma_t = \frac{5 \cdot \sigma_w}{3 - 2 \cdot \kappa} \quad (4.23)$$

$$\text{- Притисак: } \sigma_c = \frac{2 \cdot \sigma_w}{1 - \kappa} \quad (4.24)$$

σ_w је дато у табели 4.14.

б) $\kappa > 0$

$$\text{- Затезање: } \sigma_t = \frac{\sigma_o}{\left[1 - \kappa \cdot \left(1 - \frac{\sigma_o}{\sigma_{+1}} \right) \right]} \quad (4.25)$$

$$\text{- Притисак: } \sigma_c = 1.2 \cdot \sigma_t \quad (4.26)$$

где σ_o = затежући напон за $\kappa = 0$ износи

$$\sigma_o = 1.66 \cdot \sigma_w,$$

док је σ_{+1} = затежући напон за $\kappa = +1$ износи

$$\sigma_{+1} = 0.75 \cdot \sigma_R.$$

σ_R је затезна чврстоћа подељена са коефицијентом сигурности 4/3.

σ_t је у сваком случају ограничен са $0.75 \cdot \sigma_R$ [10].

4.2 BS EN 13001

Британски стандарди (BS) су стандарди које производи BSI група и која је регистрована под краљевском повељом (и која је званично именована као национално тело за стандарде у Великој Британији) [12].

BS EN 13001 је европски стандард који се примењује на дизалице које се производе након датума одобрења од CEN-а (европског комитета за стандардизацију). Овај стандард служи као референтна основа за европске стандарде за одређене типове дизалица [12].

Овај европски стандард припремљен је као усаглашени стандард који даје услове за механички дизајн и теоријску проверу дизалица како би се ускладили са основним сигурносним захтевима. У њима су дате директиве о машинама, са изменама и допунама. Овај стандард успоставља везу између корисника (купца) дизалице и конструктора, као и између конструктора и произвођача, како би се створила основа за избор дизалица и компоненти. За дизалице и њене компоненте захтеви и правила стандарда по којима се пројектују спречавају опасности до којих је могуће доћи при употреби.

На основу карактеристика материјала конструкције одређују се вредности затезне чврстоће и напона течења материјала који су потребни за одређивање дозвољених напона. Физичка и механичка својства материјала за различите дебљине плоча дизалице дата су у табели 4.15, поглавље 4.1.1 [14].

У табели 4.15 одређене су и вредности дозвољених напона за основни материјал према поменутом стандарду. У обзир је узет степен сигурности чија је вредност $\gamma_{Rw} = 1.1$.

Табела 4.15 Физичке и механичке особине материјала S355J2 [14]

Челик	Дебљине плоча t , [mm]	Номинална чврстоћа, [MPa]		Дозвољени напон за $\gamma_{Rw} = 1.1$, [MPa]	
		Граница течења, f_y	Затезна чврстоћа, f_u	Нормални, f_{Rd}	Смичући, f_{Rd}
S235	$t \leq 16$	235	340	214	123
	$16 < t \leq 40$	225		205	118
	$40 < t \leq 100$	215		195	113
	$100 < t \leq 150$	195		177	102
S275	$t \leq 16$	275	430	250	144
	$16 < t \leq 40$	265		241	139
	$40 < t \leq 63$	255		232	134
	$63 < t \leq 80$	245		223	129
	$80 < t \leq 100$	235		214	123
	$100 < t \leq 150$	225		205	118
S355	$t \leq 16$	355	490	323	186
	$16 < t \leq 40$	345		314	181
	$40 < t \leq 63$	335		305	176
	$63 < t \leq 80$	325		296	171
	$80 < t \leq 100$	315		287	166
	$100 < t \leq 150$	295		268	155

4.2.1 Класификација оптерећења

Оптерећења и комбинације оптерећења које ће касније бити описане, примењују се само уколико је то одређено за наведене конфигурације и радне услове дизалице. Поступци оптерећења узимају се у обзир у доказима против кvara неконтролисаним кретањем и преношењем, поглавље 4.1 [13].

Оптерећења која делују на дизалицу подељена су у категорије редовних, повремених и изузетних оптерећења. За прорачун чврстоће конструкције узимају се само оптерећења која делују локално.

4.2.1.1 Редовна оптерећења

Редовна оптерећења су она оптерећења која се често јављају у нормалном раду, поглавље 4.2.1.2 [10]. Ту спадају [13]:

- а) Ефекти подизања и гравитације који делују на масу дизалице,
- б) Инерцијални и гравитациони ефекти који делују вертикално на оптерећење дизалице,
- ц) Оптерећења која настају услед кретања на неравној површини,
- д) Оптерећења која настају убрзањем свих погона дизалица,
- е) Оптерећења изазвана помацима.

4.2.1.2 Повремена оптерећења

Повремена оптерећења су подељена на:

- а) Терет због ветра током употребе,
- б) Оптерећења снега и леда,
- ц) Оптерећења због промене температуре,
- д) Оптерећења узрокована искривљењем.

Повремена оптерећења се дешавају ретко. Обично се занемарују у процени замора, поглавље 4.2.1.3 [13].

4.2.1.3 Изузетна оптерећења

Изузетна оптерећења су подељена на:

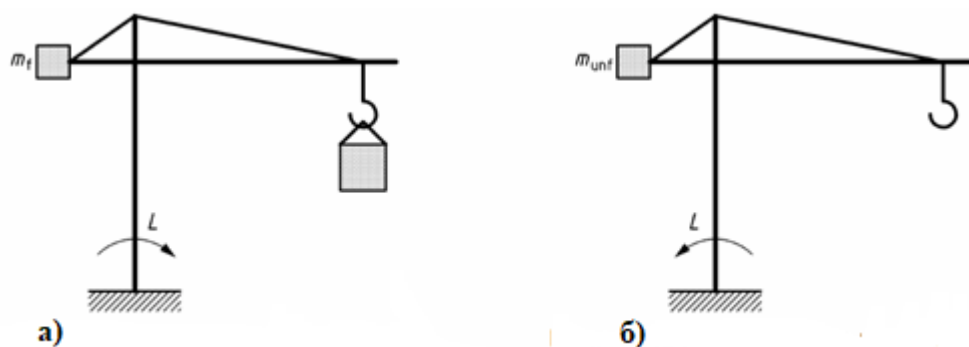
- а) Терет проузрокован подизањем уземљеног терета у изузетним околностима,
- б) Оптерећења услед ветра ван употребе,
- ц) Испитна оптерећења,
- д) Оптерећења услед сила одбојника,
- е) Оптерећења услед сила нагиба,
- ф) Оптерећења изазвана прекидима у хитним случајевима,
- г) Оптерећења због динамичког прекида уређаја за ограничавање силе подизања,
- х) Оптерећења због динамичког искључивања уређајем за ограничавање момента подизања,
- и) Оптерећења због ненамерног губитка терета дизалице,
- ј) Оптерећења која настају због квара механизма или компоненти,
- к) Оптерећења услед спољног узбуђења носача крана,

Изузетна оптерећења су ретка и такође се обично искључују из процене замора, поглавље 4.2.1.4 [13].

4.2.2 Редовна оптерећења

Ефекти подизања и гравитације који делују на масу дизалице, поглавље 4.2.2.1 [13]

Када се терет подиже са земље или када се ослобађа терет или делови терета, конструкција дизалице је под утицајем вибрације, што ће се узети у обзир као ефекат оптерећења. Гравитациону силу индуковану масом дизалице треба помножити са фактором ϕ_1 . Зависно од гравитационог ефекта оптерећења, дотичне комбинације масе дизалице и оптерећења, фактор ϕ_1 се рачуна у складу са формулама (4.27) или (4.28). Поменута оптерећења класификована су у две групе, као повољна и неповољна. На слици 4.6 је дата илустрација ова два типа оптерећења.



Слика 4.6 Илустрација а) повољних и б) неповољних ефеката оптерећења

Када је ефекат гравитационог оптерећења неповољан, тада се примењује формула:

$$\phi_1 = 1 + \delta, \quad 0 \leq \delta \leq 0.1 \quad (4.27)$$

Када је ефекат гравитационог оптерећења повољан, тада се примењује формула:

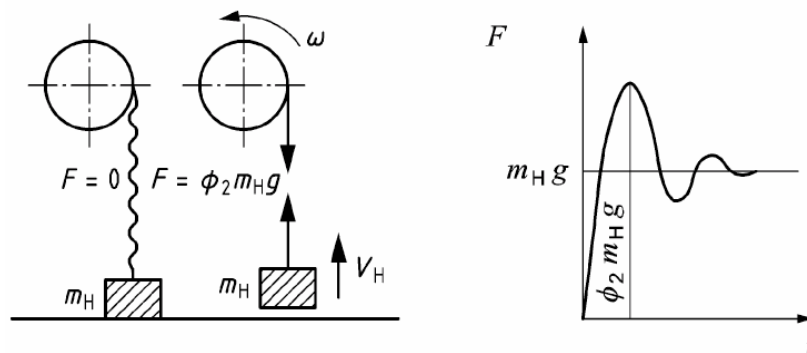
$$\phi_1 = 1 - \delta, \quad 0 \leq \delta \leq 0.05 \quad (4.28)$$

Максималне вредности δ из формула (4.27) и (4.28) се увек користе, осим ако друге вредности нису оправдане мерењима, прорачунима или добијене из одговарајућег европског стандарда за одређену врсту крана.

Маса дизалице укључује оне компоненте које су увек на месту током рада, осим за нето оптерећење. За неке дизалице можда ће бити потребно да се дода маса за акумулирање отпадака.

Подизање неометано уземљеног терета, поглавље 4.2.2.2. [13]

Приликом дизања неометано уземљеног терета, дизалица је подложна динамичким ефектима преношења терета с тла на дизалицу. Ови динамички ефекти узимају се у обзир множењем оптерећења дизалице фактором ϕ_2 , слика 4.7.



Слика 4.7 Динамички ефекти код дизања уземљеног терета

Маса дизалице укључује масу корисног терета, прикључке за дизање и део трупa, висице конопце или ланце.

Вредности ϕ_2 и ϕ_{2C} израчунавају се из формуле (4.29) или се одређују експериментално или динамичком анализом. Тамо где се формула (4.29) не користи, праве карактеристике погонског система и еластична својства укупног система за подупирање оптерећења морају се узети у обзир.

Динамички фактор ϕ_2 (односно ϕ_{2C} за комбинацију оптерећења С1, видети 4.2.4.1) рачуна се формулом (4.29):

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \times v_h, \quad (4.29)$$

где су:

β_2 - фактор који зависи од класе крутости дизалице у складу са табелом 4.17,

v_h - је карактеристична брзина подизања терета у [m/s] у складу са табелом 4.18,

$\phi_{2,\min}$ - минимална вредност ϕ_2 и ϕ_{2C} у складу са табелом 4.19.

За потребе овог стандарда, дизалице се могу поделити према класама крутости у распону од НС1 до НС4 у складу са еластичним својствима крана и његовог ослоња. Класе крутости дате су у табели 4.16 и бирају се на основу карактеристичног вертикалног померања терета δ .

Табела 4.16 Класе крутости

Класе крутости	Карактеристично вертикално померање, δ	Фактор, β_2 [s/m]
HC1	$0.8\text{m} \leq \delta$	0.17
HC2	$0.3\text{m} \leq \delta < 0.8\text{m}$	0.34
HC3	$0.15\text{m} \leq \delta < 0.3\text{m}$	0.51
HC4	$\delta < 0.15\text{m}$	0.68
Класе крутости су се називале класе подизања у старијим верзијама овог стандарда.		

Карактеристично вертикално померање оптерећења δ добија се мерењем или израчунава из еластичности конструкције дизалице, система конопца и носача крана, користећи максималну вредност оптерећења дизалице и постављање фактора делимичне сигурности и динамичких фактора на 1,0.

Ако карактеристично вертикално померање δ варира за различите конфигурације дизалица, његова максимална вредност може се користити за избор класе крутости.

За потребе овог стандарда, дефинисане су класе погона дизалице од HD1 до HD5, зависно од контролне карактеристике јер се тежина терета преноси с тла на дизалицу. Класе погона дизалице су наведене на следећи начин:

HD1: брзина пузања није доступна или је могуће покретање погона без брзине пузања,

HD2: дизалица се може покренути само брзином пузања,

HD3: контрола погона дизалице одржава брзину пузања док се терет не подигне са земље,

HD4: контрола погона без корака, која се изводи са континуираним повећањем брзине,

HD5: контрола погона без корака аутоматски осигурава да динамички фактор ϕ_2 не пређе $\phi_{2,\min}$.

Карактеристична брзина подизања v_h која ће се користити у комбинацијама оптерећења А, В и С дата је у табели 4.17.

Табела 4.17 Карактеристичне брзине подизања v_h за прорачун динамичких фактора ϕ_2 и ϕ_{2C}

Комбинације оптерећења	Класа вожње дизалица					Динамички фактор
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5	
A1, B1	$v_{h,\max}$	$v_{h,CS}$	$v_{h,CS}$	$0.5 \cdot v_{h,\max}$	$v_h = 0$	ϕ_2
C1	-	$v_{h,\max}$	-	$v_{h,\max}$	$0.5 \cdot v_{h,\max}$	ϕ_{2C}

Минимална вредност $\phi_{2,\min}$ зависи од комбинације класа HC и HD и биће изабрана у складу са табелом 4.18.

Табела 4.18 Вредности динамичког фактора $\phi_{2,\min}$

Класе крутости	Класа погона дизалица				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
HC1	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
HC2	1.1	1.1	1.05	1.1	1.05
HC3	1.15	1.15	1.05	1.15	1.05
HC4	1.2	1.2	1.05	1.2	1.05

4.2.3 Дозвољени напони и силе

Дозвољени напони и силе конструкције према BS EN 13001 рачунају се на основу једначина (4.30) и (4.31), поглавље 5.2.1 [12]:

$$\text{Гранични напони: } f_{Rd} = f(f_k, \gamma_R); \quad (4.30)$$

$$\text{Граничне силе конструкције: } F_{Rd} = f(F_k, \gamma_R); \quad (4.31)$$

где су:

f_k и F_k - карактеристичне вредности (номиналне вредности),

γ_R - резултујући отпорни коефицијент $\gamma_R = \gamma_m \cdot \gamma_s$,

γ_m - парцијални степен сигурности $\gamma_m = 1.1$ (табела 4.19),

γ_s - специфични отпорни коефицијент за специјалне делове.

Табела 4.19 Вредности парцијалног степена сигурности у зависности од комбинације оптерећења [13]

Вредности парцијалног степена сигурности, γ_m	Комбинације оптерећења		
	A	B	C
Неповољан утицај оптерећења	1.10	1.05	1.00
Повољан утицај оптерећења	0.90	0.95	1.00

У посебним конфигурацијама дизалица могу постојати и друге релевантне комбинације оптерећења, дате у табели 12 у [13]. Такве комбинације оптерећења морају се доделити једној од комбинација оптерећења А, В или С на основу њихове учесталости појављивања и примењиваће се даље у складу с овим стандардом.

Доказ способности за јачину замора врши се применом комбинација оптерећења А, са свим парцијалним факторима сигурности γ_p постављеним на 1,0, али примењујући ϕ факторе у складу с овим стандардом.

У неким случајевима када се оптерећење повремено или изузетно јавља довољно често, то оптерећење мора бити укључено у процену замора. Таквим комбинацијама оптерећења рукује се на исти начин као и комбинацијама оптерећења А за редовна оптерећења (табела 12) [13].

4.2.3.1 Дозвољени напони у основном материјалу

Дозвољени напон f_{Rd} , примењује се за основни материјал и рачуна се помоћу једначина (4.32) и (4.33), поглавље 5.2.2 [14]:

$$\text{за нормалне напоне: } f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{Rm}}, \quad (4.32)$$

$$\text{за смичуће напоне: } f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{Rm} \sqrt{3}}. \quad (4.33)$$

где је: $\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{sm}$,

f_{yk} - номинална вредност затезне чврстоће материјала (табела 4.15),

γ_{sm} - специфични отпорни коефицијент материјала и то:

- За неваљане материјале

$$\gamma_{sm} = 1.0,$$

- За ваљане материјале (плоче и профили):

$$\gamma_{sm} = 1.0 \text{ за напрезања у правцу ваљања,}$$

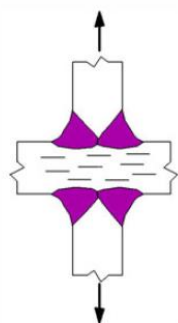
$$\gamma_{sm} = 1.0 \text{ за притисне и смичуће напоне [14].}$$

- За затезна напрезања управно на правац ваљања (слика 4.8):

$$\gamma_{sm} = 1.0 \text{ за материјал из класе квалитета Z25 и Z35 на основу стандарда EN 10164,}$$

$$\gamma_{sm} = 1.16 \text{ за материјал из класе квалитета Z15 на основу стандарда EN 10164,}$$

$$\gamma_{sm} = 1.34 \text{ без класификације квалитета [14].}$$



Слика 4.8 Затезно оптерећење управно на правац ваљања [14]

Стога дозвољени напон зависи од карактеристика материјала и врсте напрезања које су дате у табели 4.15.

4.2.3.2 Дозвољени напони у завареним спојевима

Дозвољени напон $f_{w,Rd}$, у завареном споју контрукције зависи од:

- Основног материјала који се заварује,
- Врсте завареног споја,
- Врсте напрезања,
- Квалитета вара,
- Врсте процеса заваривања, поглавље 5.2.5 [14].

Рачуна се по формули (4.34):

$$f_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \cdot f_{yk}}{\gamma_{Rw}}, \quad (4.34)$$

где је: $\gamma_{Rw} = \gamma_m \cdot \gamma_{sw}$,

α_w - фактор дат у табели 4.20 и зависи од врсте завара, врсте напрезања и материјала,

f_{yk} - номинална вредност затезне чврстоће материјала (табела 4.15),

γ_{Rw} - специфични отпорни фактор за заварене спојеве,

$\gamma_{Rw} = 1.0$ [14].

Табела 4.20 Фактор α_w за дозвољени напон у завареном споју [14]

Правац напона	Пенетрација	Врста напрезања	α_w		
			$f_{yk} < 690$ [MPa]	$690 \leq f_{yk} < 960$ [MPa]	$f_{yk} \geq 960$ [MPa]
Напон у правцу нормалном на правац вара	Завар са потпуном пенетрацијом	Затезање	1.0	1.0	0.93
		Притисак	1.0	1.0	0.93
	Завар без потпуне пенетрације	Затезање	0.7	0.7	0.65
		Притисак	0.8	0.8	0.74
	Завар са/без потпуне пенетрације	Смицање	$1/\sqrt{2}$	$1/\sqrt{3}$	0.54
Напон у правцу вара	Завар са/без потпуне пенетрације	Затезање/ Притисак	1.0	1.0	0.93
		Смицање	$1/\sqrt{3}$	$1/\sqrt{3}$	0.54

4.2.3.3 Доказ за основни материјал

За основни материјал конструкција може бити проверена помоћу једначина (4.35), поглавље 5.3.1 [14]:

$$\sigma_{Sd} \leq f_{Rd} \text{ и } \tau_{Sd} \leq f_{Rd}, \quad (4.35)$$

где су:

τ_{Sd}, σ_{Sd} - добијени дозвољени напони прорачуном,

f_{Rd} - максимални дозвољени напон на основу поглавља 5.2.2 рада.

У случају раванских напона додатно ће се доказати чврстоћа конструкције помоћу једначине (4.36):

$$\left(\frac{\sigma_{Sd,x}}{f_{Rd,x}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Sd,y}}{f_{Rd,y}} \right)^2 - \frac{\sigma_{Sd,x} \cdot \sigma_{Sd,y}}{f_{Rd,x} \cdot f_{Rd,y}} + \left(\frac{\tau_{Sd}}{f_{Rd}} \right)^2 \leq 1, \quad (4.36)$$

где су:

x, y - назначени правац напона у равни [14].

4.2.3.4 Доказ за заварене спојеве

Када су у питању заварени спојеви конструкција провера се врши коришћењем једначине (4.37), поглавље 5.3.4 [14]:

$$\sigma_{w,Sd} \leq f_{w,Rd} \text{ и } \tau_{w,Sd} \leq f_{w,Rd}, \quad (4.37)$$

где су:

$\tau_{w,Sd}, \sigma_{w,Sd}$ - добијени дозвољени напони прорачуном,

$f_{w,Rd}$ - максимални дозвољени напон на основу поглавља 5.2.3 рада.

Прорачун је потребно проверити и једначином (4.38):

$$\left(\frac{\sigma_{w,Sd,x}}{f_{w,Rd,x}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{w,Sd,y}}{f_{w,Rd,y}} \right)^2 - \frac{\sigma_{w,Sd,x} \cdot \sigma_{w,Sd,y}}{f_{w,Rd,x} \cdot f_{w,Rd,y}} + \left(\frac{\tau_{w,Sd}}{f_{w,Rd}} \right)^2 \leq 1.1, \quad (4.38)$$

где су:

x, y - назначени правац напона у равни [14].

4.2.3.5 Дозвољени напони за замор материјала

Класификација се користи за одређивање и груписање дизалица или прикључака за дизање терета према употреби који су дизајнирани и произведени појединачно. Такође се користи за одређивање употребе дизалица и / или додатака за дизање предмета који су дизајнирани за серијску производњу и омогућава да се такви предмети бирају у складу са намераваном употребом. Класификација није зависна од врсте дизалице и начина на који се користи, поглавље 4.3.1 [12].

Захтеви које дизалица треба да испуни приликом употребе дефинисани су следећим параметрима [12]:

- а) укупан број радних циклуса током одређеног животног века,
- б) просечне удаљености,
- ц) релативне фреквенције оптерећења које треба обрадити (спектар оптерећења),
- д) просечан број убрзавања по покрету [12].

Када се користе класификовани распони параметара, дизајн се заснива на максималним вредностима параметра унутар наведених класа. Употреба средње вредности за параметар је дозвољена, али у том случају ће се ова дизајнерска вредност утврдити и означити уместо класе, поглавље 4.3.2 [12].

На основу табеле 4.21 одређује се група дизалице у зависности од укупног и радног броја циклуса.

Табела 4.21 Класа U укупног броја радних циклуса C [12]

Група	Укупан број радних циклуса
U ₀	$C \leq 1.60 \times 10^4$
U ₁	$1.60 \times 10^4 < C \leq 3.15 \times 10^4$
U ₂	$3.15 \times 10^4 < C \leq 6.30 \times 10^4$
U ₃	$6.30 \times 10^4 < C \leq 1.25 \times 10^5$
U ₄	$1.25 \times 10^5 < C \leq 2.50 \times 10^5$
U ₅	$2.50 \times 10^5 < C \leq 5.00 \times 10^5$
U ₆	$5.00 \times 10^5 < C \leq 1.00 \times 10^6$
U ₇	$1.00 \times 10^6 < C \leq 2.00 \times 10^6$
U ₈	$2.00 \times 10^6 < C \leq 4.00 \times 10^6$
U ₉	$4.00 \times 10^6 < C \leq 8.00 \times 10^6$

Приликом употребе дизалица у индустрији, постоје операције које нису тако честе као преношење терета али се морају узети у обзир при процени заморне чврстоће дизалица. Ту спадају:

- Подизање/спуштање носача бродског истовара,
- Постављање/демонтажа покретне или торањске дизалице,
- Кретање лучке дизалице из једног радног положаја у други.

Специфичан је укупан број таквих операција током пројекта. Укупни број радних циклуса дизалице током њеног животног века може се поделити у групе. Свакој групи одговара један од типичних задатака за које је дизалица пројектована. Случај радног оптерећења се може окарактерисати специфичном комбинацијом конфигурације дизалице и секвенце предвиђених покрета.

Релативан број радних циклуса α_r за задатак r дат је једначином (4.39):

$$\alpha_r = C_r / C \quad (4.39)$$

где је:

C - укупан број радних циклуса током радног века конструкције,

C_r - број радних циклуса током једног случаја оптерећења конструкције r [12].

4.2.3.5.1 Класификација историје напона

За доказ заморне чврстоће механичких или конструкцијских компоненти дизалице одабраних за израчунавање, утврђује се историја напона која произлази из одређених услова услуге, поглавље 4.4.1 [12].

Историја напона је нумерички приказ свих варијација напона које су значајне за замор. Помоћу утврђених правила замора материјала, велики број циклуса напрезања променљиве амплитуде зависи од једног или два параметара [12]. Историја напона може се утврдити тестовима или проценити из еласто-кинетичких или крутих кинетичких симулација тела.

Због доказа заморне чврстоће обично се занемарују повремена и ванредна оптерећења. У неким случајевима ефекат повремених оптерећења може се редовно дешавати. Историја напона од ових повремених оптерећења може се проценити на исти начин као и из уобичајених.

За доказ заморне чврстоће, оптерећења се множе са динамичким фактором ϕ_i у складу са [13], док су сви парцијални фактори сигурности γ_m постављени на 1.

Историја напона биће представљена на основу максималних амплитуда напона и то:

а) фреквенције амплитуда напона и средњих напона

или

б) густине амплитуда и средњих напона и укупног броја циклуса напрезања.

У следећим одељцима разматран је само случај а).

За класификацију историје напона, параметар историје напона s рачуна се помоћу следећих једначина (4.40), (4.41) и (4.42), поглавље 4.4.4 [12]:

$$s = v \cdot k_m \quad (4.40)$$

$$k_m = \sum_i \left[\frac{\sigma_{a,i}}{\hat{\sigma}_a} \right]^m \times \frac{n_i}{\hat{n}} \quad (4.41)$$

$$v = \hat{n} / N_D \quad (N_D = 2 \cdot 10^6) \quad (4.42)$$

где су:

v - релативан укупан број напонских циклуса,

k_m - фактор спектра напона,

$\sigma_{a,i}$ - амплитуда напона ранга i – тог оптерећења конструкције за константан степен напона R или константан главни напон σ_m (слика 4.9),

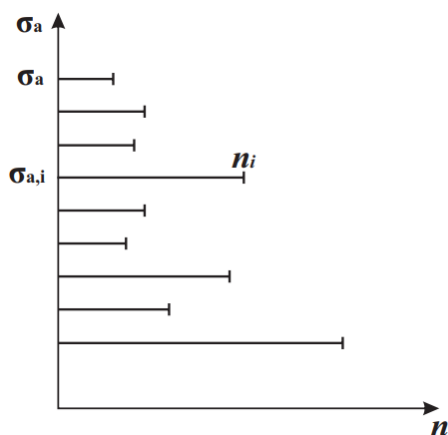
$\hat{\sigma}_a$ - максимална амплитуда напона за константан степен напона R или константан главни напон σ_m (слика 4.9),

n_i - број циклуса напрезања са амплитудом напона i – тог оптерећења конструкције (слика 4.9),

$\hat{n} = \sum_i n_i$ - укупни број циклуса напрезања током конструкцијског века дизалице,

$N_D = 2 \cdot 10^6$ - број циклуса у референтној тачки,

m - инверзни нагиб $\log \sigma_a / \log N$ криве испитиване компоненте.



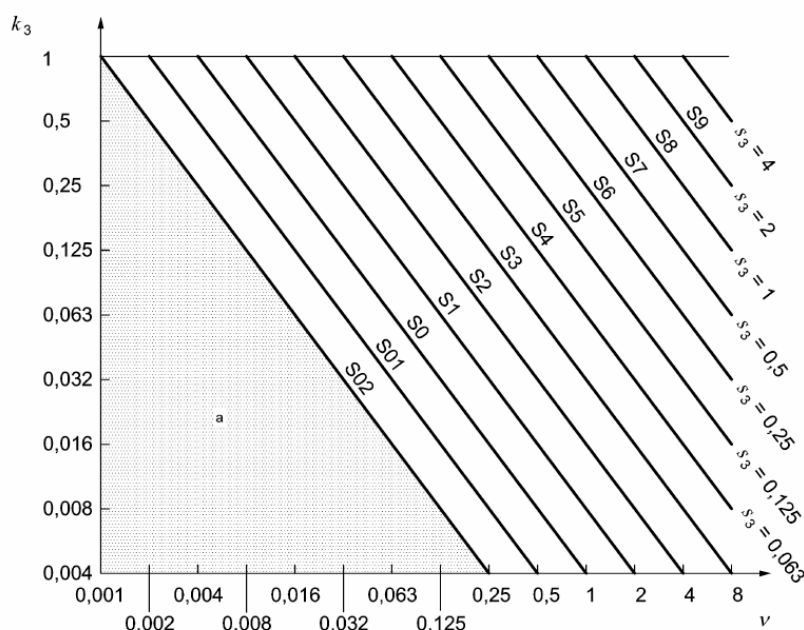
Слика 4.9 Приказ једног параметра историје напона [12]

Фактор спектра напона k_m према једначини (4.41) представља дискретну расподелу амплитуде напрезања. Употреба континуираних расподела за израчунавање k_m приказана је у В.2 [12].

Класификација историја напона према класама S параметара историје напона s , када се процењује за $m = 3$, дата је у табели 4.22 и илустрована на слици 4.10.

Табела 4.22 Класе S историје напона параметра s [12]

Група	Укупан број радних циклуса
S_{02}	$s \leq 0.002$
S_{01}	$0.002 < s \leq 0.004$
S_0	$0.004 < s \leq 0.008$
S_1	$0.008 < s \leq 0.016$
S_2	$0.016 < s \leq 0.032$
S_3	$0.032 < s \leq 0.063$
S_4	$0.063 < s \leq 0.125$
S_5	$0.125 < s \leq 0.250$
S_6	$0.250 < s \leq 0.500$
S_7	$0.500 < s \leq 1.000$
S_8	$1.000 < s \leq 2.000$
S_9	$2.000 < s \leq 4.000$



Слика 4.10 Илустрација класификације историје напона параметра s за $m=3$ [12]

Приказана историја напрезања спада у специфичну класу S , независно од нагиба m одговарајуће $\log\sigma_a/\log N$ -криве. Због логаритамске скале за k и v , дијагоналне линије (класе границе) представљају линије за $s = \text{const}$.

За доказ чврстоће компоненти, историја напона такође може бити директно одређена, с обзиром на захтеве које компонента мора да испуни приликом употребе, одабиром класе S према табели 4.21.

Историја напона коју карактерише иста вредност s може се претпоставити да је једнака у односу на оштећења на сличним материјалима, детаљима или компонентама.

4.2.3.5.2 Провера заморне чврстоће материјала по 13001 - 3

Доказ о постојању замора спречава кварење или стварање критичних пукотина конструкцијских елемената или прикључака под цикличним оптерећењем поглавље 6.1 [14].

Уопштено, доказ ће се извршити применом комбинације оптерећења A према табели 4.19, постављањем свих парцијалних фактора сигурности $\gamma_m=1$ и отпора (тј. граничних напона конструкције) у складу са поглављем 6.2 [14].

Напони се рачунају као концепт номиналног напрезања. Номинални напон је напрезање у основном материјалу поред места потенцијалних пукотина, израчунати у складу са једноставном теоријом еластичне чврстоће материјала, искључујући локалне ефекте концентрације напона. Анекс А и Анекс Е садрже детаљне утицаје на конструкције и на тај начин укључују ефекте:

– локалне концентрације напрезања због облика зглоба и геометрије завара,

- величина и облик прихватљивих дисконтинуитета,
- правац напрезања,
- заостали напони,
- металуршки услови,
- у неким случајевима, поступак заваривања и поступци побољшања након заваривања.

За проверу заморне чврстоће постоје параметри историје напона (поглавље 4.3.4 [12]). Вредности овог параметра могу се одредити симулацијом, тестирањем или употребом класе *S* (поглавље 6.3 [14]). Такође се узимају у обзир услови услуге и њихов утицај на оптерећење конструкције.

Утицај средњег напона, као што је приказано у [12], у конструкцијама у завареним спојевима је занемарљив. Стога параметар историје напона *s* не зависи од средњег напона и заморне чврстоће, већ се заснива само на распону напона.

Неизвесности у претпоставци јачине замора и могућих последица оштећења морају се узети у обзир узимањем специфичног фактора отпорности на замор γ_{mf} према табели 4.23 [14].

Табела 4.23 Специфични фактор отпорности за снагу замора [14]

Инспекција и приступ	γ_{mf}		
	Небезбедне компоненте	Безбедне компоненте	
		Без опасности по особље	Са опасношћу по особље
Периодични преглед и одржавање Детаљан приступ	1.0	1.15	1.25
Периодични преглед и одржавање Лоша приступачност	1.15	1.25	1.35

Структурне компоненте „безбедне од отказа“ су оне са смањеним последицама квара, тако да локални квар једне компоненте не резултира кваром конструкције.

Структурне компоненте које нису „сигурне од отказа“ су оне код којих локално отказивање једне компоненте доводи до квара конструкције.

4.3 Eurocode

За сва спроведена статичка испитивања конструкције морају се поштовати наведени захтеви у стандарду Eurocode [15], [16] и [17].

Сва номинална оптерећења потребно је скалирати одређеним динамичким фактором пре пуштања анализе. Према поглављу 6.3 и Анексу А1 табела А1.2 (А) стандарда EN 1990 - Eurocode 0 [15], карактеристична вредност трајног дејства у прорачуну горњих

пројектних вредности G_k се скалира делимичним фактором за неповољно трајно деловање $\gamma_{Gj, \text{sup}} = 1.35$.

Када је конструкција оптерећена, измерена напрезања морају бити мања од вредности датих у табели 4.12 и 4.13 и након уклањања терета компонента не сме да показује значајније трајне вредности деформације или издужења.

Дозвољени напони за основни материјал по овом стандарду добијају се коришћењем степена сигурности $\gamma_M = 1.10$, поглавље 2.2 [16]. Када су у питању заварени спојеви, степен сигурности је $\gamma_{MW} = 1.25$ [16].

Дозвољени напони се добијају коришћењем материјалних карактеристика датих у табели 5.1 и претходно поменутих степена сигурности.

При анализи замора заварених спојева коришћени стандард је Eurocode 3, део 1.9 [17], на основу кога се еквивалентни напон у завареном споју рачуна као (једначина (4.43):

$$\sigma_{wf} = \sqrt{\sigma_{\perp f}^2 + \tau_{\perp f}^2} \text{ и } \tau_{wf} = \tau_{\parallel f} \quad (4.43)$$

где су:

σ_{wf} - ефективни нормални напон;

τ_{wf} - ефективни тангенцијални напон;

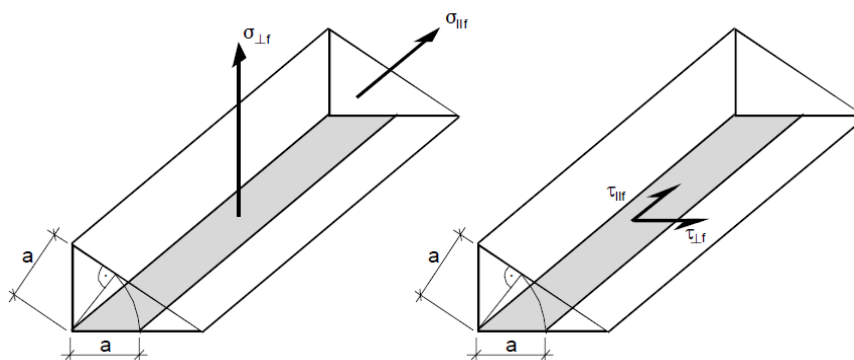
$\sigma_{\perp f}$ - нормална компонента напона вертикална на заварени спој;

$\sigma_{\parallel f}$ - нормална компонента напона паралелна са завареним спојем;

$\tau_{\perp f}$ - тангенцијална компонента напона вертикална на заварени спој;

$\tau_{\parallel f}$ - тангенцијална компонента напона паралелна са завареним спојем.

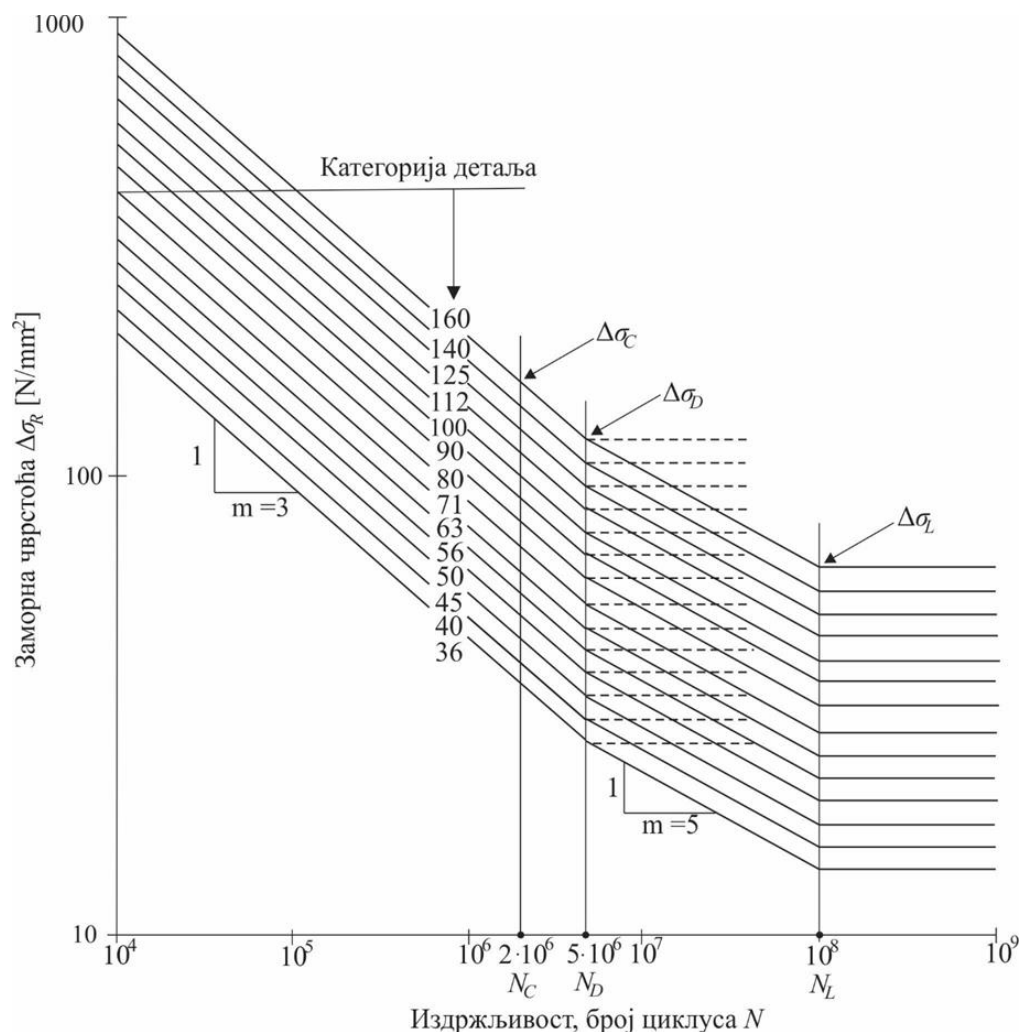
На слици 4.11 су приказани правци напона у завареном споју у складу са овим стандардом и изразом (4.43).



Слика 4.11 Одговарајући напони у завареном споју у складу са Eurocode 3 [17]

Дугогодишњим испитивањем замора дошло се до закључка да овај процес обухвата два подручја цикличног напрезања која су различитог карактера. У сваком од ових подручја, до отказа долази под очигледно различитим механизмима. У првом случају се јављају пластичне деформације, док су у другом напони и деформације у области еластичности. Први случај обухвата мањи број циклуса (до 10^4), веће оптерећење и назива се нискоциклични замор. Други случај обухвата велики број циклуса (преко 10^4) а мања оптерећења и назива се високоциклични замор.

Немачки инжењер *August Wöhler* је 1852. године поставио и систематски спровео истраживања замора материјала. Испитивања су се заснивала на цикличном оптерећењу осовина железничких вагона на савијање, торзију и наизменични притисак и затезање епрувета различитих материјала. Криве приказане на слици 4.12 представљају однос амплитуде напона и броја циклуса до отказа за различите категорије детаља (категиорија завареног споја). и називају се *Wöhler-ове* криве или *S-N* криве у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [17]. Ови закључци могу се применити и за испитивање замора материјала и када су у питању друге металне конструкције.



Слика 4.12 *Wöhler-ове* криве (*S-N* криве) [14]

За прорачун заморне чврстоће, у случају радних оптерећења, добијени напони за све типове заварених спојева и за основни материјал треба да буду мањи од граничних напона за динамичку чврстоћу од 2 милиона циклуса.

На основу слике 4.12 и следећих једначина (4.44) и (4.45) одређује се амплитудни напон при испитивању конструкције на замор за одређени број циклуса. На добијену вредност потребно је применити одговарајуће степене сигурности како би се добио максимални дозвољени напон.

$$\Delta\sigma_R^m \cdot N_R = \Delta\sigma_C^m \cdot 2 \times 10^6 \quad (4.44)$$

За $m=3$ и $N_R \leq 5 \times 10^6$, слика 4.12.

$$\Delta\sigma_D^m = \left(\frac{2}{5}\right)^{1/3} \Delta\sigma_C = 0.737 \Delta\sigma_C \quad (4.45)$$

У једначини (4.44) $\Delta\sigma_R$ је заморна чврстоћа, N_R је број циклуса трајања напонске промене, m је угао нагиба криве заморне чврстоће. На кривој заморне чврстоће са $\Delta\sigma_C$ је означена референтна вредност заморне (динамичке) чврстоће при 2 милиона циклуса (N_C) – трајна заморна чврстоћа. N_D је број циклуса за који је дефинисана граница замора при константној амплитуди (5 милиона циклуса). N_L је број циклуса за бесконачни животни век (слика 4.12).

Парцијални коефицијент сигурности заморне чврстоће γ_{mf} узима у обзир могућност утицаја неповољних девијација димензије и облика, близину дисконтинуитета, локалне концентрације услед неизвесности заваривања, различите технологије заваривања и металуршке утицаје. Коефицијент γ_{mf} може се одредити на бази могућег утврђивања појаве прслине условљене приступачношћу детаља и на бази степена последица које има лом детаља (елемента) конструкције. На основу могућег утврђивања појаве прслине разликујемо две методе процене заморне чврстоће: толеранција на оштећење (енг. „Damage tolerant“) и безбедан животни век (енг. „Safe life“).

Степен последица дефинише две категорије: ниски захтеви - лом безбедне последице (енг. „Low consequence“) и високи захтеви - лом небезбедне последице (енг. „High consequence“). Ниске захтеве имају сви елементи конструкције где локални лом не доводи до лома конструкције (у случају вагона то су делови надградње). Други степен последица представљају елементи конструкције где локални лом доводи до лома конструкције као целине и за њих морају да се пропишу високи захтеви. У случају вагонских конструкција то су сви елементи постоља, услед чијег лома долази до катастрофалних последица. Препоручене вредности парцијалног коефицијента сигурности заморне чврстоће γ_{mf} дате су табелом 4.24.

Табела 4.24 Препоручене вредности за степене сигурности при испитивању заморне чврстоће [17]

Метод процене	Степен последица	
	Ниски захтеви	Високи захтеви
Толеранција на оштећење	1.00	1.15
Безбедан животни век	1.15	1.35

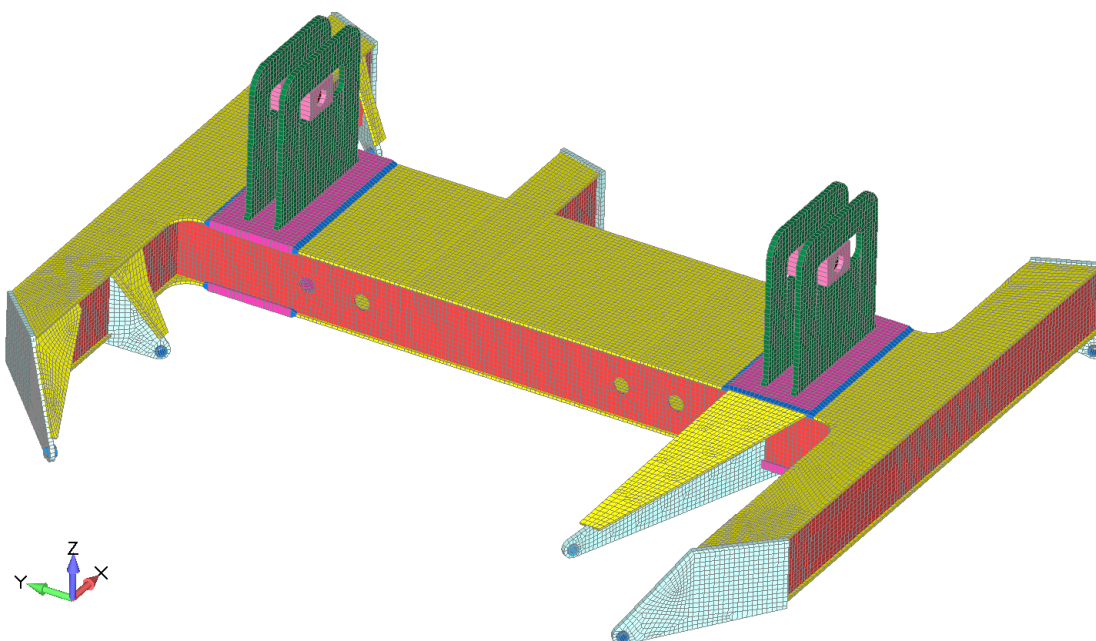
5 Примена различитих стандарда при нумеричкој анализи дизалице

5.1 Опис модела

У овом делу биће приказана практична примена стандарда на примеру дизалице. На основу добијеног CAD модела у софтверу Femap извршен је целокупан поступак израде МКЕ модела тј. пре и постпроцесирање, док је нумеричка анализа дизалице одрађена коришћењем солвера NX Nastran [18].

Приликом формирања МКЕ модела коришћени су елементи љуске као и мањи број 3D елемената. Дизалица је детаљно моделирана са 50753 елемента и 53188 чворова и решаван је систем са око шест хиљада једначина. Просечна величина елемента је 40mm. Дискретизован модел је приказан на слици 4.1, где различите боје одговарају различитим дебљинама љуски.

Циљ је да се вредности напона добијених нумеричким прорачунима упореде са вредностима максималних дозвољених напона одређених на основу правила дефинисаних у претходно приказаним стандардима. Потребно је упоредити поступке одређивања поменутих дозвољених напона и проценити за који тип конструкције који стандард је релевантнији. На овај начин се може проверити да ли је овако дизајнирана конструкција спремна за употребу у индустрији за пренос оптерећења која ће бити приказана даље у раду.



Слика 5.1 Мрежа коначних елемената модела дизалице

5.2 Материјалне карактеристике

Дизалица је израђена од челичних плоча, материјал S355J2. Физичке и механичке особине материјала дате су у табели 5.1 [10], [12], [15].

Табела 5.1 Физичке и механичке особине материјала S355J2

Физичке карактеристике		
Модул еластичности, E [MPa]	Густина, ρ [kg/mm ³]	Поасонов коэффициент, ν [-]
$2.1 \cdot 10^5$	$7.85 \cdot 10^{-6}$	0.3
Механичке карактеристике (без утицаја температуре)		
Дебљине плоча, t [mm]	Напон течења, σ_E [MPa]	Затезна чврстоћа, σ_R [MPa]
$t \leq 16$	355	470
$16 < t \leq 40$	345	
$40 < t \leq 63$	335	
$63 < t \leq 80$	325	
$80 < t \leq 100$	315	
$100 < t \leq 150$	295	

5.3 Случајеви оптерећења дизалице

Дизалица је анализирана за три различита случаја оптерећења. Детаљи о вредностима и месту деловања оптерећења дати су у [19]. Технички опис дизалице са сва три случаја оптерећења дат је у [20], [21], [22] и [23].

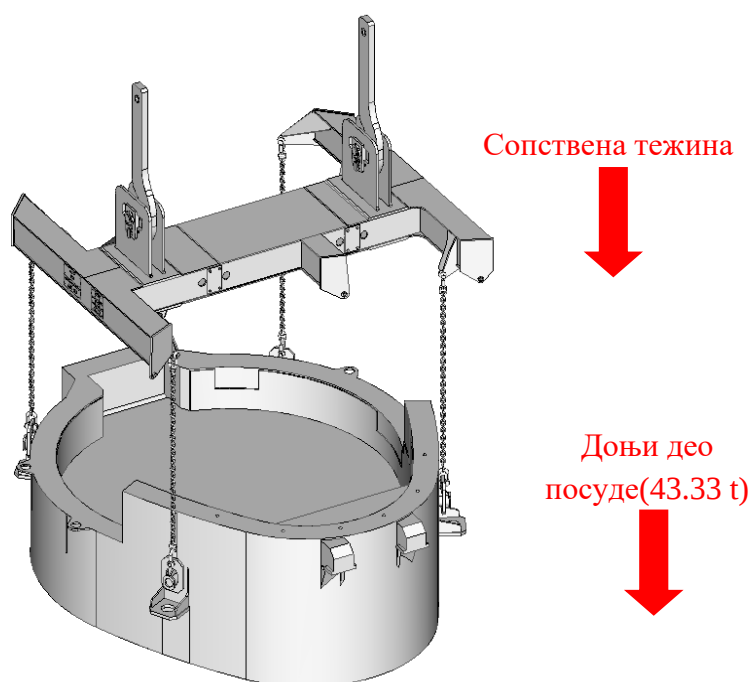
Терети који се подижу представљају саставне делове опреме за ливење.

Оптерећење 1 (LC1): Подизање доњег дела посуде. Позиције подизања за овај случај оптерећења приказане су на слици 5.2. Маса доњег дела посуде износи $43.33t$.

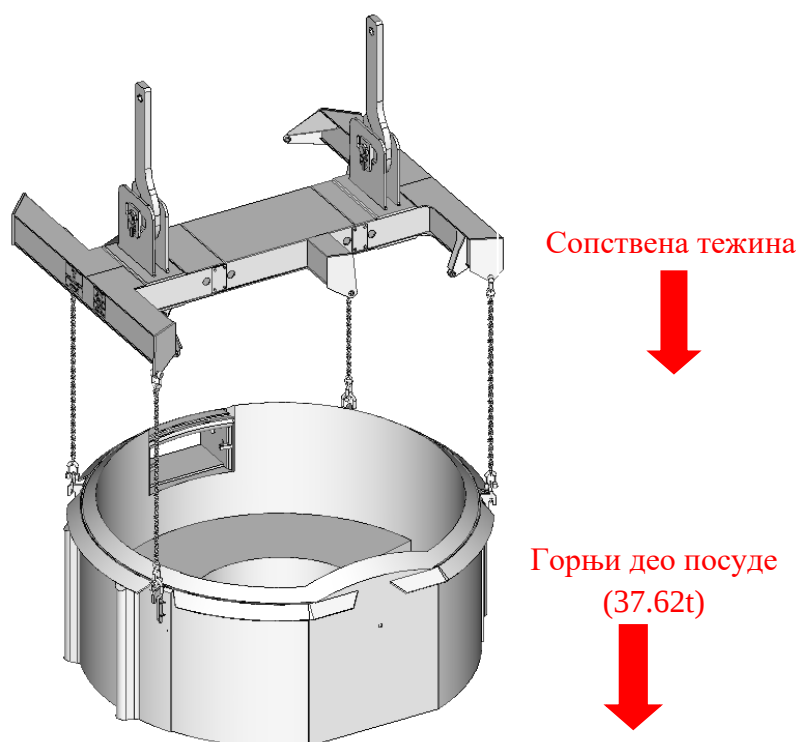
Оптерећење 2 (LC2): Подизање горњег дела посуде. Позиције подизања за овај случај оптерећења приказане су на слици 5.3. Маса горњег дела посуде износи $37.62t$.

Оптерећење 3 (LC3): Подизање крова посуде. Позиције подизања за овај случај оптерећења приказане су на слици 5.4. Маса крова посуде износи $70t$.

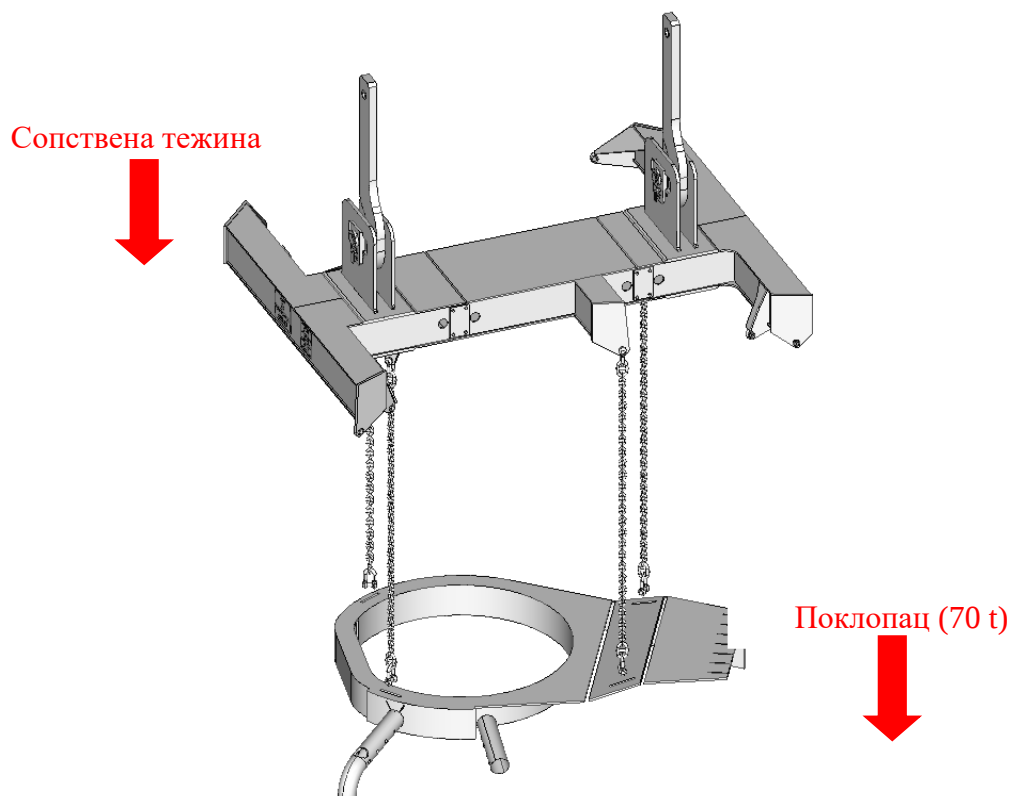
Сопствена тежина конструкције је укључена у сва три случаја оптерећења задавањем убрзања земљине теже у вертикалном правцу.



Слика 5.2 Оптерећење 1 – Позиције подизања доњег дела посуде плоче



Слика 5.3 Оптерећење 2 – Позиције подизања горњег дела посуде



Слика 5.4 Оптерећење 3 – Позиције подизања крова посуде

Подаци о конструкцији неопходни за спровођење процене статичке и заморне чврстоће дати су у [19]. Укупан број радних циклуса којима је дизалица изложена износи 100000 који су подељени у серије. Свака серија одговара једном случају оптерећења. Бројеви радних циклуса дизалице по серијама дати су једначином (5.1).

$$n_1=10000; n_2=80000 \text{ и } n_3=10000 \quad (5.1)$$

Брзина дизалице током преношења претходно дефинисаних оптерећења износи $V_L=12$ m/min.

5.4 F.E.M. 1.001

На основу стандарда F.E.M. 1.001 ова конструкција припада првом случају оптерећења који подразумева рад дизалице без утицаја ветра. Сви типови оптерећења по овом стандарду дати су у поглављу 3.1.3.

Случај оптерећења I обухвата статичко оптерећење услед сопствене тежине S_G , радно оптерећење конструкције S_L помножено динамичким коефицијентом ψ и два најнеповољнија хоризонтална ефекта S_H .

Сва та оптерећења морају се помножити појачавајућим коефицијентом γ_c (једначина (4.16)) чија је вредност дата у табели 4.10. На основу класификације конструкције као целине која зависи од укупног трајања употребе и спектра оптерећења

ова дизалица припада групи АЗ (табела 4.3). Разлог томе је број укупних радних циклуса који износи 100000 па дизалица на основу табеле 4.1 припада групи U3. Пошто је овај број циклуса дизалице подељен у три серије, потребно је одредити фактор спектра оптерећења k_p који је дат једначином 3.3. Номиналне вредности оптерећења и бројеви радних циклуса по серијама за сва три случаја оптерећења који су потребни за одређивање поменутог фактора дати су у поглављу 5.3 рада.

$$k_p = \left(\frac{m_1}{m_{\max}} \right)^3 \frac{n_1}{n} + \left(\frac{m_2}{m_{\max}} \right)^3 \frac{n_2}{n} + \left(\frac{m_3}{m_{\max}} \right)^3 \frac{n_3}{n} \quad (5.2)$$

$$k_p = \left(\frac{43330}{70000} \right)^3 \frac{10000}{100000} + \left(\frac{37620}{70000} \right)^3 \frac{80000}{100000} + \left(\frac{70000}{70000} \right)^3 \frac{10000}{100000} \quad (5.3)$$

$$k_p = 0.248 \quad (5.4)$$

Једначинама (5.2) и (5.3) приказан је поступак одређивања вредности фактора спектра оптерећења. Вредност фактора спектра оптерећења дата је једначином (5.4). Може се закључити да на основу ове вредности и табеле 4.2. дизалица припада класи спектра оптерећења Q2. На основу табеле 4.10 следи да је вредност појачавајућег фактора $\gamma_c = 1.05$.

Сва радна вертикална оптерећења ове дизалице дата у поглављу 5.3 потребно је помножити динамичким фактором ψ који је дефинисан у поглављу 4.1.2.2.1. На основу добијених података о конструкцији приказаних у поглављу 5.3, брзина крана износи $V_L = 12 \text{ m/min}$, а вредност експериментално одређеног коефицијента за дизалице је $\xi = 0.6$ јер ова дизалица припада групи надземних и мостовних дизалица. Једначинама (5.5) и (5.6) приказан је поступак одређивања вредности динамичког фактора:

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad (5.5)$$

$$\psi = 1 + 0.6 \cdot 12 / 60 \text{ m/s} \quad (5.6)$$

$$\psi = 1.12 \quad (5.7)$$

На основу приказаних података следи да је вредност динамичког фактора 1.12 (једначина (5.7)). Минимална вредност фактора ψ не сме бити мања од 1.15, па се у овом случају усваја вредност $\psi = 1.15$.

Номиналне вредности свих случаја оптерећења датих у поглављу 5.3 биће скалиране динамичким фактором $\psi = 1.15$. Скалиране вредности сва три случаја оптерећења приказане су у табели 5.2.

Табела 5.2 Увећане вредности оптерећења

Оптерећења	Случај 1	Случај 2	Случај 3
Вредности скалираних оптерећења, t	49.83	43.26	80.5

5.4.1 Дозвољени напони

На основу карактеристика материјала датих у табели 5.1 однос напона течења σ_E и затезне чврстоће σ_R за све дебљине плоча дат је у табели 5.3.

Табела 5.3 Однос границе еластичности и затезне чврстоће за различите дебљине плоча

Дебљине плоча, t [mm]	σ_E/σ_R
$t \leq 16$	$355/470 = 0.755$
$16 < t \leq 40$	$345/470 = 0.734$
$40 < t \leq 63$	$335/470 = 0.712$
$63 < t \leq 80$	$325/470 = 0.691$
$80 < t \leq 100$	$315/470 = 0.670$
$100 < t \leq 150$	$295/470 = 0.628$

На основу вредности односа у табели 5.3 потребно је одредити вредност дозвољеног напона. Када је однос напона течења σ_E и затезне чврстоће σ_R , > 0.7 дозвољени напон се рачуна на основу једначине 4.8. Детаљно објашњење дато је у поглављу 4.1.4.1. Једначинама (5.8), (5.9) и (5.10) је приказан поступак одређивања вредности максималног дозвољеног напона.

$$\sigma_a = [(\sigma_E + \sigma_R) / (\sigma_{E.52} + \sigma_{R.52})] \sigma_{a.52} \quad (5.8)$$

$$\sigma_a = [(355 + 470) / (360 + 510)] \cdot 240 \quad (5.9)$$

$$\sigma_a = 228 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Када је однос напона течења σ_E и затезне чврстоће σ_R , < 0.7 дозвољени напон се рачуна на основу једначина (5.11) и (5.12).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_E}{\nu_E} = \frac{325}{1.5} \text{ MPa} \quad (5.11)$$

$$\sigma_a = 217 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Дозвољени напони за различите дебљине плоча за основни материјал за процену статике чврстоће приказани су у табели 5.4.

Табела 5.4 Дозвољени напони за основни материјал (S355J2) за процену статичке чврстоће (F.E.M. стандард)

Дебљине плоча, t [mm]	Дозвољени напони у основном материјалу
	Притисак и затезање, σ_a [MPa]
$t \leq 16$	228
$16 < t \leq 40$	225
$40 < t \leq 63$	222
$63 < t \leq 80$	217
$80 < t \leq 100$	210
$100 < t \leq 150$	197

Дозвољени напон за заварене спојеве по F.E.M стандарду за процену статичке чврстоће одређује се на основу поглавља 4.1.4.2 рада. На основу табеле 4.13 за случај оптерећења I, вредности дозвољених напона за процену статичке чврстоће заварених спојева приказани су у табели 5.5.

Табела 5.5 Дозвољени напони за заварене спојеве (S355J2) за процену статичке чврстоће (F.E.M. стандард)

Врста оптерећења		Дозвољени напон за заварене спојеве, [MPa] – Случај I
Уздужни еквивалентни напони за све врсте заварених спојева		240
Попречни затежући напон	Сучеони спој и специјални квалитети К спојева	240
	Обичан квалитет К спојева	210
	Угаони спој	170
Попречни притискајући напон	Сучеони спој и К спој	240
	Угаони спој	195
Смичући напон за све врсте заварених спојева		170

Начин одређивања дозвољених напона за процену заморне чврстоће дат је у поглављу 4.1.4.3.

Основне вредности које су коришћене за одређивање дозвољених напона напрезања и компресије су оне које настају применом константног наизменичног напрезања $\pm \sigma_w (\kappa = -1)$, што у тестовима даје стопу преживљавања од 90%, а на које је примењен фактор сигурности 4/3.

Вредности σ_w се одређују на основу броја радних циклуса дизалице и спектра оптерећења. На основу броја циклуса дизалице су разврстане по групама које представљају класификацију компоненти (поглавље 4.1.1.3). На основу укупног броја радних циклуса овог типа дизалице и табеле 4.7, дизалица припада групи В3. Из разлога што разматрана конструкција има три различита случаја оптерећења са различитим бројем радних циклуса потребно је одредити вредност фактора спектра напона k_{sp} (једначина (5.13)).

Вредности напона потребни за одређивање вредности k_{sp} добијени су прорачуном за три различита случаја оптерећења. Вредности броја циклуса по серијама претходно су дати, једначином (5.1) у поглављу 5.3 рада. Једначине (5.13) и (5.14) представљају поступак одређивања вредности фактора спектра напона.

$$k_{sp} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}} \right)^c \frac{n_1}{n} + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{\max}} \right)^c \frac{n_2}{n} + \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_{\max}} \right)^c \frac{n_3}{n} \quad (5.13)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{50.64}{125.6} \right)^3 \frac{20000}{100000} + \left(\frac{46.21}{125.6} \right)^3 \frac{70000}{100000} + \left(\frac{125.6}{125.6} \right)^3 \frac{10000}{100000} \quad (5.14)$$

$$k_{sp} = 0.146 \quad (5.15)$$

Експонент c одређен је у поглављу 4.1.1.3. Поступак је приказан једначинама (4.9) и (4.11).

На основу добијене вредности (5.15) и табеле 4.8 када је у питању спектар напона дизалица припада групи Р2. Према табели 4.9 класификациона група компонената је Е3.

Вредност σ_w зависи од компонентне групе Е и типа компонената, табела 5.6. Вредности у табели 5.6 подељене су са степеном сигурности 4/3.

Табела 5.6 Вредности напона σ_w за процену заморне чврстоће

Компонентна група	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W_0	W_1	W_2	K_0	K_1	K_2	K_3	K_4
E1	223.5	190.0	156.5	271.4	242.3	203.6	145.4	87.2
E2	196.3	166.8	137.4	220.4	196.7	165.2	118.1	70.8
E3	172.4	146.5	120.6	178.8	159.7	134.1	95.8	57.5
E4	151.4	128.6	105.9	145.1	129.6	108.8	77.8	46.7
E5	132.9	113.0	93.0	117.8	105.2	88.4	63.2	37.9
E6	116.7	99.2	81.7	95.6	85.4	71.7	51.2	30.8
E7	102.5	87.2	71.8	77.6	69.3	58.2	41.6	25.0
E8	90.0	76.5	63.0	63.4	56.3	47.3	33.8	20.3

Дозвољени напони добијају се на основу добијених вредности σ_w и следећих једначина када је вредност степена променљивости напона $\kappa=0$, чија вредност одговара случају једносмерно наизменичног оптерећења. Вредности дозвољених напона на притисак и затезање када је у питању заморна чврстоћа одређују се једначинама (5.16) и (5.17).

$$\text{Затезање: } \sigma_t = \frac{5 \cdot \sigma_w}{3 - 2 \cdot \kappa}$$

$$\sigma_t = \frac{5 \cdot \sigma_w}{3 - 2 \cdot 0} = 1.66 \sigma_w \quad (5.16)$$

$$\text{Притисак: } \sigma_c = \frac{2 \cdot \sigma_w}{1 - \kappa}$$

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot \sigma_w}{1 - 0} = 2 \cdot \sigma_w \quad (5.17)$$

У табели 5.7 дате су вредности дозвољених напона при процени заморне чврстоће конструкције оптерећене на затезање.

У табели 5.8 дате су вредности дозвољених напона при процени заморне чврстоће конструкције оптерећене на притисак.

Табела 5.7 Вредности дозвољених напона за процену заморне чврстоће материјала при затезању

Компонентна група	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W ₀	W ₁	W ₂	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
E1	494.68	420.48	346.28	600.75	536.35	450.52	321.87	193.06
E2	434.42	369.18	304.11	487.71	435.42	365.70	261.28	156.70
E3	381.47	324.20	266.93	395.74	353.41	296.81	211.98	127.16
E4	334.99	284.69	234.39	321.21	286.85	240.87	172.14	103.25
E5	294.15	250.00	205.84	260.79	232.90	195.55	139.77	83.83
E6	258.30	219.62	180.77	211.65	188.91	158.70	113.38	68.06
E7	226.76	192.89	158.86	171.81	153.38	128.82	91.96	55.28
E8	199.20	169.32	139.44	140.27	124.50	104.58	74.70	44.82

Табела 5.8 Вредности дозвољених напона за процену заморне чврстоће материјала при притиску

Компонентна група	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W ₀	W ₁	W ₂	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
E1	596	506.6	417.2	723.8	646.2	542.8	387.8	232.6
E2	523.4	444.8	366.4	587.6	524.6	440.6	314.8	188.8
E3	459.6	390.6	321.6	476.8	425.8	357.6	255.4	153.2
E4	403.6	343	282.4	387	345.6	290.2	207.4	124.4
E5	354.4	301.2	248	314.2	280.6	235.6	168.4	101
E6	311.2	264.6	217.8	255	227.6	191.2	136.6	82
E7	273.2	232.4	191.4	207	184.8	155.2	110.8	66.6
E8	240	204	168	169	150	126	90	54

5.5 BS EN 13001

Када је у питању овај британски стандард оптерећења којима је изложена дизалица припадају редовним оптерећењима према класификацији датој у поглављу 4.2.1 рада. Сва номинална оптерећења као и сопствену тежину треба увећати множењем одговарајућим динамичким фактором како би се било на страни сигурности при прорачуну напонског стања конструкције. Поступак одређивања поменутих фактора дат је у поглављу 4.2.2 рада.

Сопствену тежину конструкције потребно је увећати множењем фактором ϕ_1 који се одређује према формули (4.27). Приказана формула одговара неповољном случају оптерећења (слика 4.6). Узета је највећа вредност δ како би се било на страни сигурности. Поступак одређивања вредности фактора ϕ_1 приказан је једначинама (5.18), (5.19) и (5.20).

$$\phi_1 = 1 + \delta \quad (5.18)$$

$$\phi_1 = 1 + 0.1 \quad (5.19)$$

$$\phi_1 = 1.1 \quad (5.20)$$

Номинална оптерећења потребно је увећати за динамички фактор ϕ_2 који се рачуна по формули (4.29). Овај фактор зависи од класе крутости и брзине подизања терета. На основу добијених података о конструкцији и намени конструкције, брзина крана износи $V_L = 12 \text{ m/min}$, а вертикално померање терета од кога зависи класа крутости је $\delta \geq 0.8 \text{ m}$. На основу табеле 4.16 дизалица припада класи крутости НС1 па је $\beta_2 = 0.17$. Фактор $\phi_{2,\min}$ одређује се на основу табеле 3.19. Може се приметити да дизалица припада класи НС1 и фактор $\phi_{2,\min}$ износи 1.05. Поступак одређивања и вредност овог динамичког фактора ϕ_2 приказани су једначинама (5.21) и (5.22):

$$\phi_2 = \phi_{2,\min} + \beta_2 \times v_h$$

$$\phi_2 = 1.05 + 0.17 \times 12 / 60 \quad (5.21)$$

$$\phi_2 = 1.08 \quad (5.22)$$

На основу материјалних карактеристика овог стандарда датих табелом 5.1 за челик S355J2 и на основу формуле (4.32) дате у поглављу 4.2.3.1 рада вредности дозвољених напона за основни материјал за различите дебљине плоча добијене су на следећи начин (једначина (5.23)):

$$f_{Rd} = \frac{f_{yk}}{\gamma_{Rm}} = \frac{355}{1.1} = 323 \text{ MPa} . \quad (5.23)$$

За фактор сигурности γ_{Rm} усваја се вредност 1.1 на основу једначине $\gamma_{Rm} = \gamma_m \cdot \gamma_{sm}$.

Парцијални степен сигурности γ_m приказан је у поглављу 4.2.3. Вредност овог коефицијента одређује се на основу табеле 4.19 за тип оптерећења А, а како би били на страни сигурности при прорачуну посматра се неповољан случај па се усваја вредност коефицијента 1.1. γ_{sm} је специфични отпорни коефицијент материјала. Према објашњењима датим у поглављу 4.2.3.1 вредност поменутог коефицијента за притисне и смичуће напоне је 1.0.

У табели 5.9 дате су вредности максималних дозвољених напона за основни материјал за све дебљине плоча.

Табела 5.9 Дозвољени напони за основни материјал (S355J2) за процену статичке чврстоће (BS EN 13001)

Дебљине плоча, t [mm]	Дозвољени напон, f_{Rd} [MPa] ($\gamma_{Rm} = 1.10$)
≤ 16	323
$16 < t \leq 40$	314
$40 < t \leq 63$	305
$63 < t \leq 80$	296
$80 < t \leq 100$	287
$100 < t \leq 150$	268

Дозвољени напони у завареним спојевима према стандарду BS EN 13001 се одређују на основу једначине (4.34). Из дате једначине се може приметити да дозвољени напони зависе од специфичног отпорног коефицијента за заварене спојеве γ_{Rw} и коефицијента α_w који зависи од врсте завара, врсте материјала и напрезања.

Коефицијент γ_{Rw} за заварене спојеве одређује се на исти начин као и коефицијент γ_{Rm} за основни материјал, помоћу једначине $\gamma_{Rw} = \gamma_m \cdot \gamma_{sw}$. Вредност парцијалног степена сигурности γ_m на основу табеле 4.19 износи 1.1, док је вредност специфичног отпорног коефицијента $\gamma_{sw} = 1.0$ из истог разлога и када је у питању основни материјал. Може се закључити да γ_{Rw} износи 1.1 и за основни материјал.

Коефицијент α_w дефинише заварене спојеве и одређује се на основу табеле 4.20. Када је у питању потпуна пенетрација вредност коефицијента је 1.0, а када је у питању парцијална пенетрација завара усваја се вредност 0.7. У овом случају исте вредности коефицијента се усвајају када је конструкција оптерећена и на притисак и на затезање.

На основу поменутих фактора и карактеристика материјала челика S355J2 вредности дозвољених напона за заварене спојеве приказани су у табели 5.10.

Табела 5.10 Дозвољени напони за заварене спојеве (S355J2) за процену статичке чврстоће (BS EN 13001)

Дебљине плоча, t [mm]	Дозвољени напон за заварене спојеве $f_{w,Rd}$ [MPa] (Притисак и затезање) ($\gamma_{Rw} = 1.10$)	
	Потпуна пенетрација завара $\alpha_w = 1.0$	Парцијална пенетрација завара $\alpha_w = 0.7$
≤ 16	323	226
$16 < t \leq 40$	314	220
$40 < t \leq 63$	305	214
$63 < t \leq 80$	296	207
$80 < t \leq 100$	287	201
$100 < t \leq 150$	268	188

За процену заморне чврстоће, по стандарду BS EN 13001 потребно је одредити класу којој дизалица припада на основу укупног броја радних циклуса. Укупан број радних циклуса је 100000, па на основу табеле 4.21 дизалица припада групи U₃.

Након тога неопходно је одредити класу историје напона дизалице. Поступак за одређивање ове класе приказан је у поглављу 4.2.3.5.1 рада. Може се закључити да параметар историје напона s зависи од релативног броја укупних напонских циклуса v и вредности фактора спектра напона k_m (једначина (5.24)).

$$s = v \cdot k_m \quad (5.24)$$

Фактор спектра напона се рачуна помоћу једначине (4.41) и зависи од максималних добијених напона за сва три случаја оптерећења, као и од броја циклуса за сваки случај оптерећења. Поступак одређивања поменутог фактора приказан је једначинама (5.25) и (5.26):

$$k_m = \sum_i \left[\frac{\sigma_{a,i}}{\hat{\sigma}_a} \right]^m \times \frac{n_i}{\hat{n}} \quad (5.25)$$

$$k_m = \left(\frac{59.47}{122.8} \right)^3 \frac{10000}{100000} + \left(\frac{54.74}{122.8} \right)^3 \frac{80000}{100000} + \left(\frac{122.8}{122.8} \right)^3 \frac{10000}{100000} \quad (5.26)$$

$$k_m = 0.182 \quad (5.27)$$

Према стандарду BS EN 13001, вредност експонента m је 3. Потребно је одредити вредност релативног укупног броја циклуса који зависи од укупног броја циклуса конструкције $\hat{n}$ и броја циклуса $N_D = 2 \cdot 10^6$ који се посматра као референтна тачка (једначина (5.28)).

$$v = \hat{n}/N_D \quad (\hat{n} = 100000; N_D = 2 \cdot 10^6) \quad (5.28)$$

$$v = 0.05 \quad (5.29)$$

На основу добијених вредности приказаних једначинама (5.27) и (5.29), вредност параметра историје напона износи $s=0.0091$. Према табели 4.22 ова конструкција припада S_1 класи историје напона.

На основу табеле 4.23, степен сигурности за процену заморне чврстоће материјала износи $\gamma_{mf} = 1.25$. Табела 5.11 приказује вредности дозвољених напона за конструкцију са 100000 радних циклуса (S_1 класе) за верификацију заморне чврстоће материјала. Дозвољени напони су одређени помоћу табеле А.3 и табеле Е.1 стандарда BS EN 13001 -3, као и помоћу слике 4.12 и једначина (4.44) и (4.45) рада.

Табела 5.11 Дозвољени напони за верификацију замора материјала

$\Delta\sigma_C$ [N/mm ²], $m=3$	Максимални дозвољени напон за 100000 циклуса $\Delta\sigma_{Rd}$ [N/mm ²]
	Степен сигурности (опасност по особље) ($\gamma_{mf} = 1.25$)
160 ¹	347.45
140	304.01
125	271.44
112	243.21
100	217.15
90	195.44
80	173.72
71	154.18
63	136.81
56	121.61
50	108.58
45	97.72
40	86.86
36	78.18

¹ Максимални дозвољени напон, основни материјал

5.6 Eurocode

Случај оптерећења овако конструисане дизалице одговара сталним дизајнерским ситуацијама, које се односе на услове нормалне употребе. Дизалица је оптерећена сопственом тежином конструкције и вертикалним оптерећењем. Вертикално оптерећење конструкције потребно је скалирати динамичким фактором $\gamma_{Gj,sup} = 1.35$, који је приказан у поглављу 3.3 рада.

На основу карактеристика материјала датих у табели 5.1, могу се израчунати дозвољени напони у основном материјалу и завареним спојевима услед претходно дефинисаних статичких случајева оптерећења.

У табели 5.12 дате су вредности степена сигурности дефинисане у поглављу 3.3.

У табели 5.13 дате су вредности дозвољених напона за процену статичке чврстоће за основни материјал и заварене спојеве за различите дебљине плоча према стандарду EN 1993-1-1 - Eurocode 3 [15].

Табела 5.12 Вредности степена сигурности за основни материјал и заварене спојеве

Ознака челика	Степен сигурности S_1
S355J2+N	1.1
Заварени спој	1.25

Табела 5.13 Вредности дозвољених напона за различите дебљине плоча за основни материјал и заварене спојеве за процену статичке чврстоће (Eurocode 3)

Дебљине плоча, t [mm]	Дозвољени напон, f_{Rd} [MPa]	
	Основни материјал	Заварени спој
$t \leq 16$	323	284
$16 < t \leq 40$	314	276
$40 < t \leq 63$	305	268
$63 < t \leq 80$	296	260
$80 < t \leq 100$	287	252
$100 < t \leq 150$	268	236

У табели 5.14 приказане су вредности дозвољених напона статичког теста за процену заморне чврстоће заварених спојева за челик S355J2, коришћењем слике 4.12 и једначина (4.44) и (4.45) рада, у складу са [17].

Критеријуми отказа за заморну чврстоћу дефинисани су у поглављу 4.3.

Добијене вредности дозвољених напона одређене су на исти начин као и вредности дозвољених напона за замор материјала по стандарду BS EN 13001.

Табела 5.14 Граничне вредности напона за процену заморне чврстоће за челик S355J2+N (Eurocode 3)

Амплитудни напон $\Delta\sigma_R$ [MPa]	Максимална вредност дозвољеног напона за 100000 циклуса σ_{max} [MPa]	Гранични напон за динамичку чврстоћу, [MPa]	
		Ниски захтеви ($\gamma_{mf}=1.15$)	Високи захтеви - ($\gamma_{mf}=1.35$)
160 ¹	434.31	377.66	321.71
140	380.02	330.45	281.50
125	339.30	295.05	251.33
112	304.01	264.36	225.20
100	271.44	236.04	201.07
90	244.30	212.43	180.96
80	217.15	188.83	160.85
71	192.72	167.59	142.76
63	171.01	148.70	126.67
56	152.01	132.18	112.60
50	135.72	118.02	100.53
45	122.15	106.22	90.48
40	108.58	94.41	80.43
36	97.72	84.97	72.38

6 Приказ резултата прорачуна

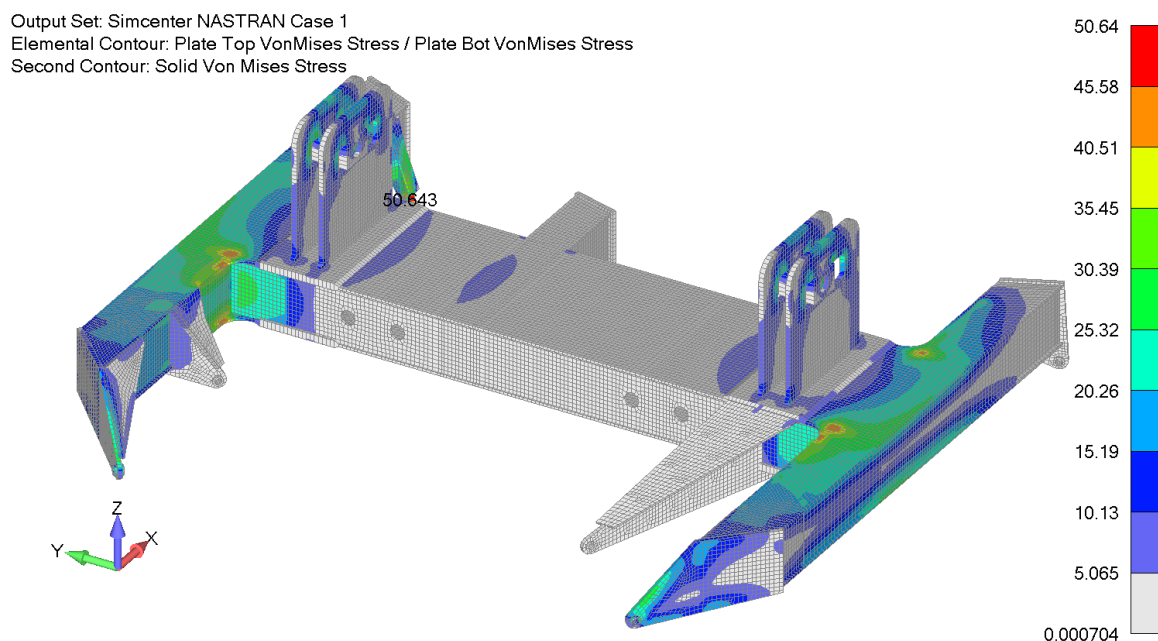
У овом поглављу приказани су резултати нумеричког прорачуна добијени у солверу NX Nastran. Резултати су дати за сва три стандарда по којима је извршена процена чврстоће конструкције и за сва три случаја оптерећења којима је дизајн изложен. Максималне вредности израчунатих напона су различите за све стандарде, јер се поступци одређивања и вредности динамичког фактора којим се множе оптерећења дизајна разликују. Може се закључити да су све добијене вредности испод вредности максималних дозвољених напона одређених стандардима.

Вредности добијених напона су дати у МПа, док су вредности померања дате у mm. Нивои напона који се користе у легенди на свим сликама дефинисани су у складу са дозвољеним напонима, одређеним у претходним поглављима.

6.1 Резултати нумеричког прорачуна по стандарду F.E.M. 1.001

6.1.1 Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање доњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизајн у неколико погледа приказано је на сликама 6.1 - 6.4. Максимална вредност ефективног напона износи 50.64 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.4.1. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.5. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.6. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.7 и 6.8.

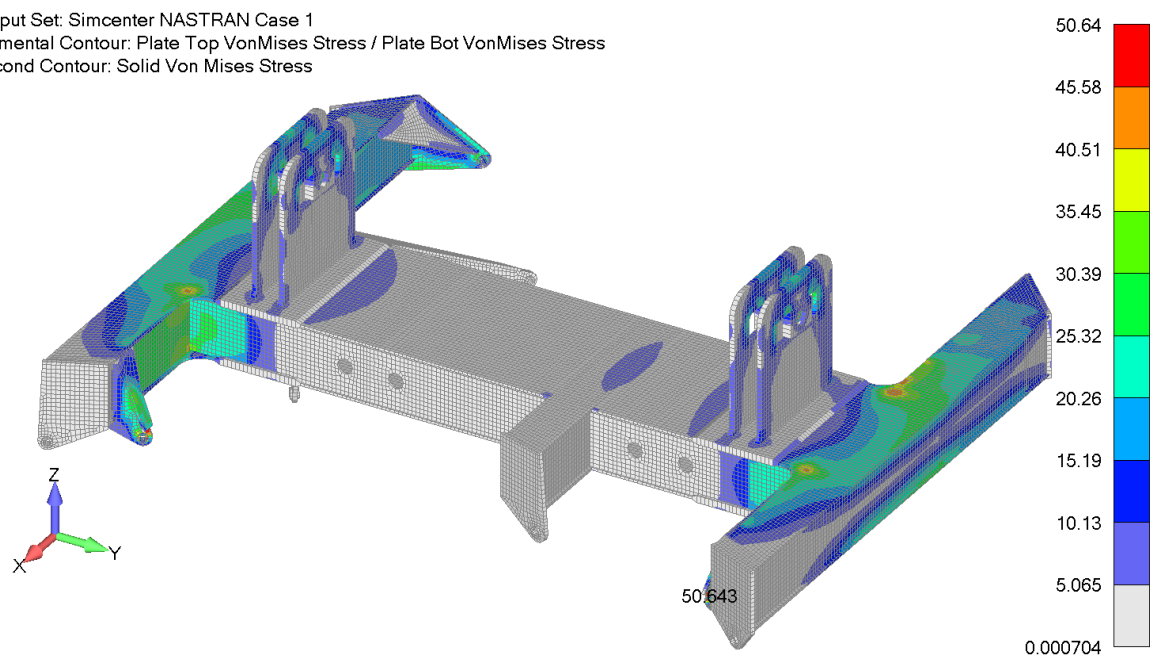


Слика 6.1 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

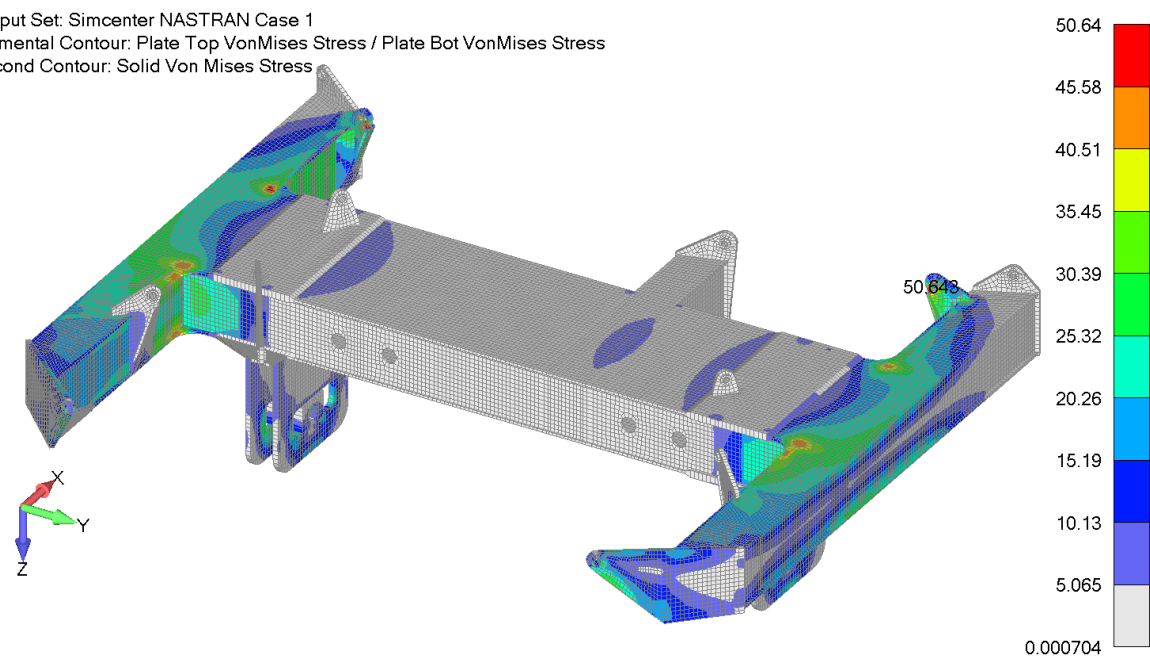


Слика 6.2 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

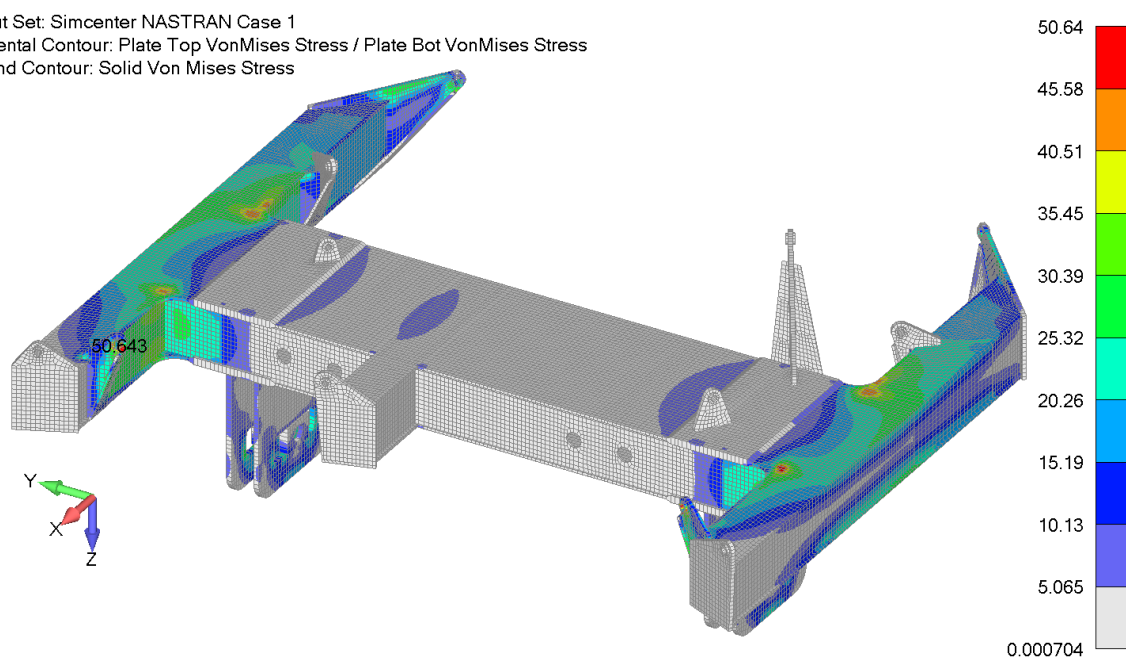


Слика 6.3 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

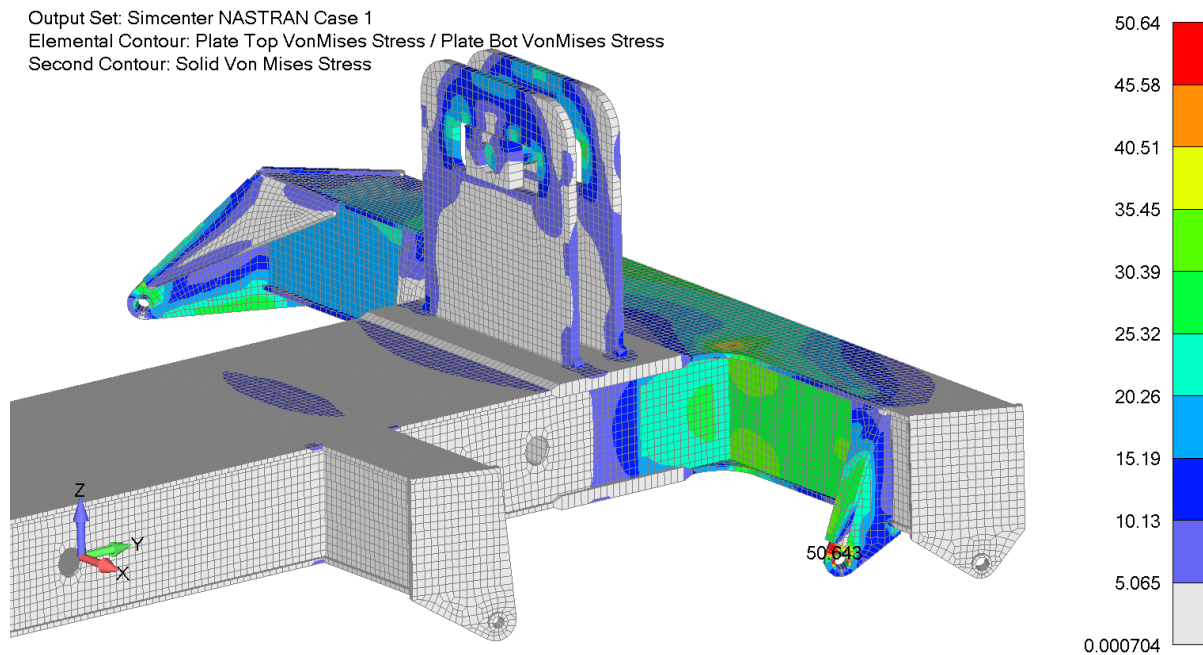


Слика 6.4 Поље ефективног напона

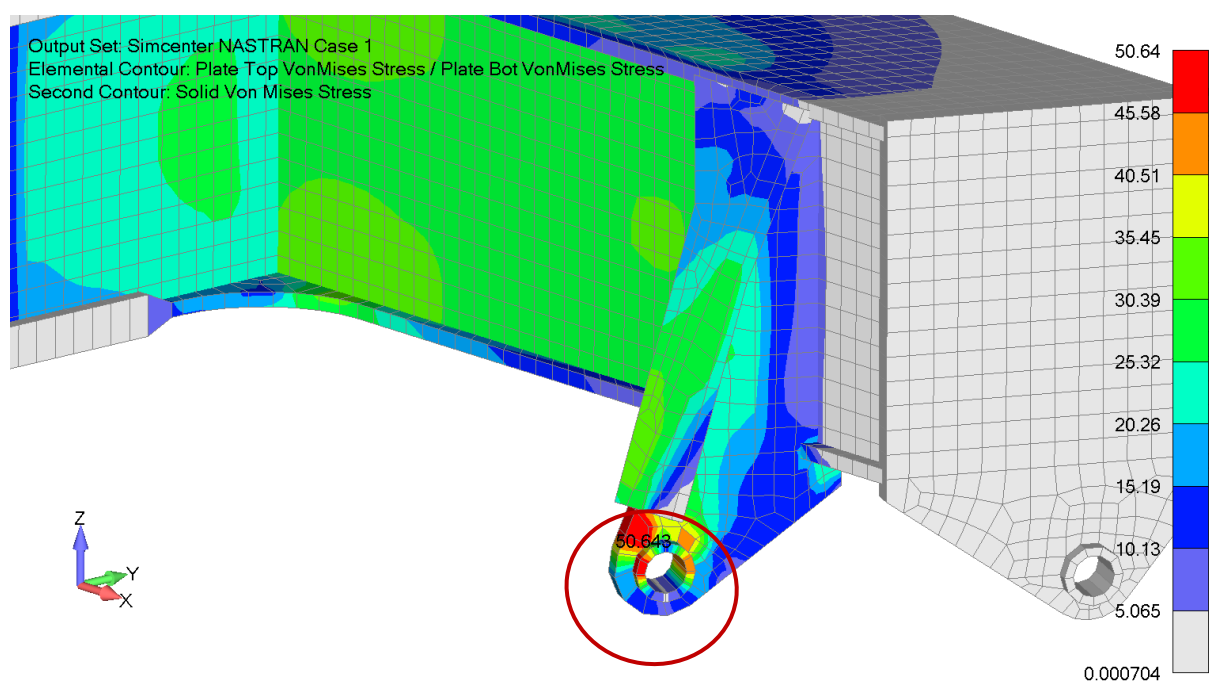
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

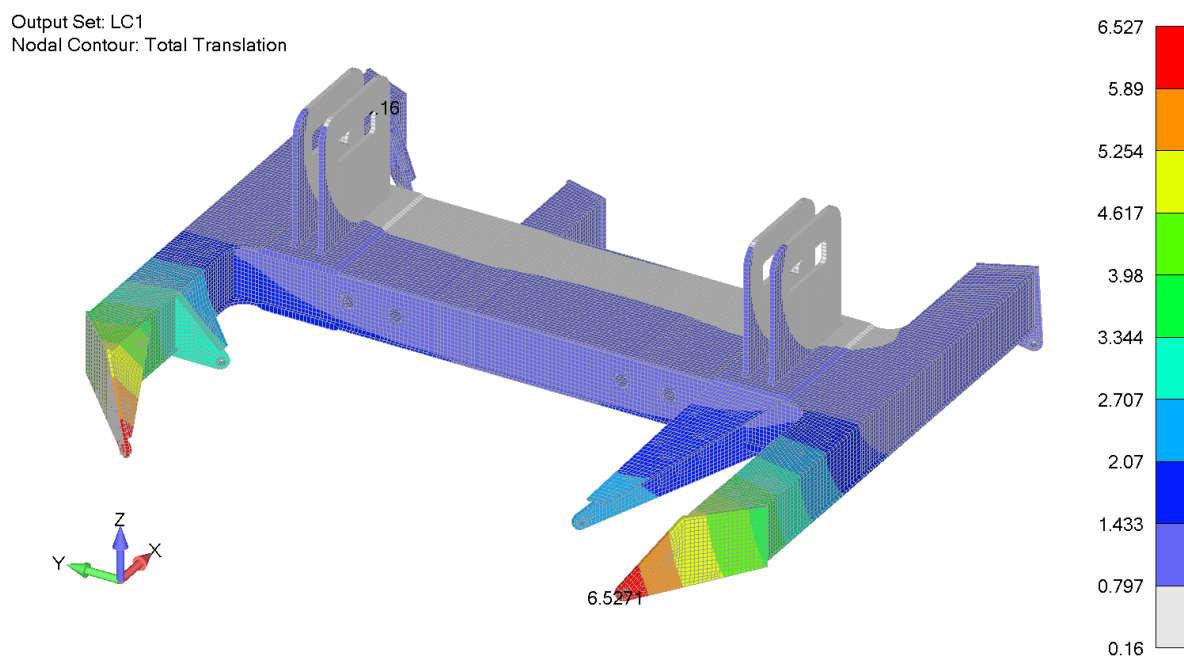
Second Contour: Solid Von Mises Stress



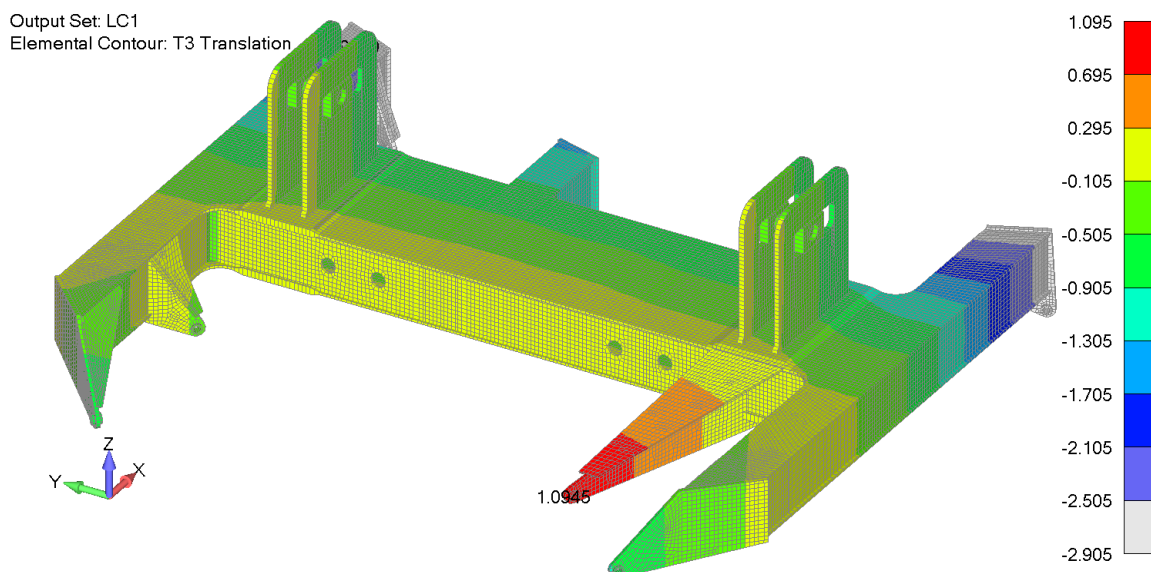
Слика 6.5 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.6 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

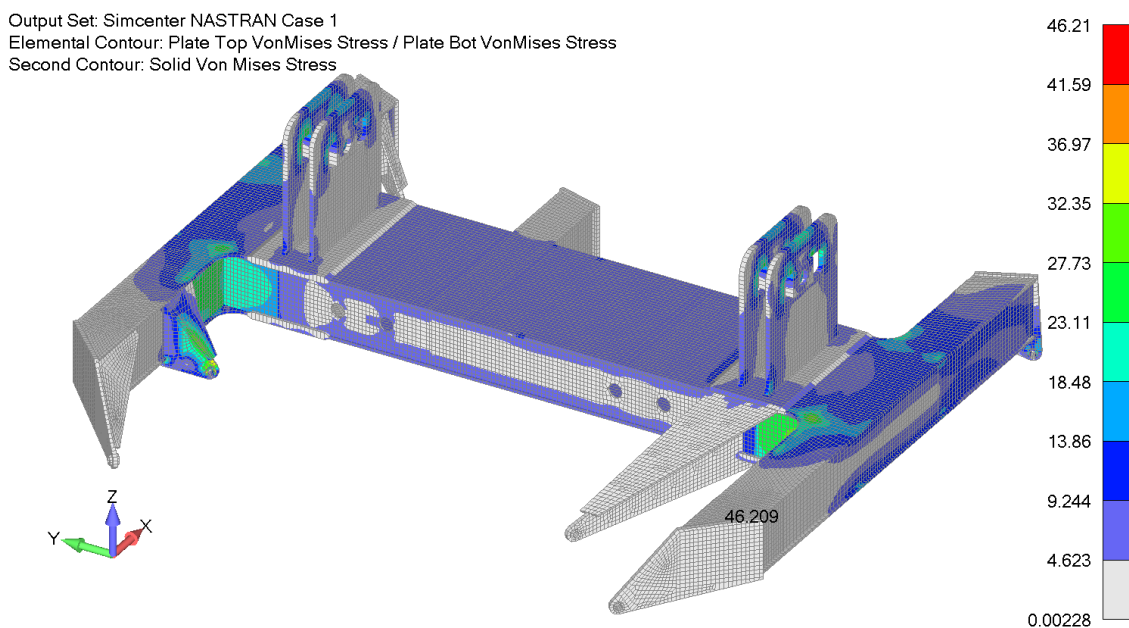


Слика 6.7 Укупно поље померања

Слика 6.8 Вертикално поље померања U_z

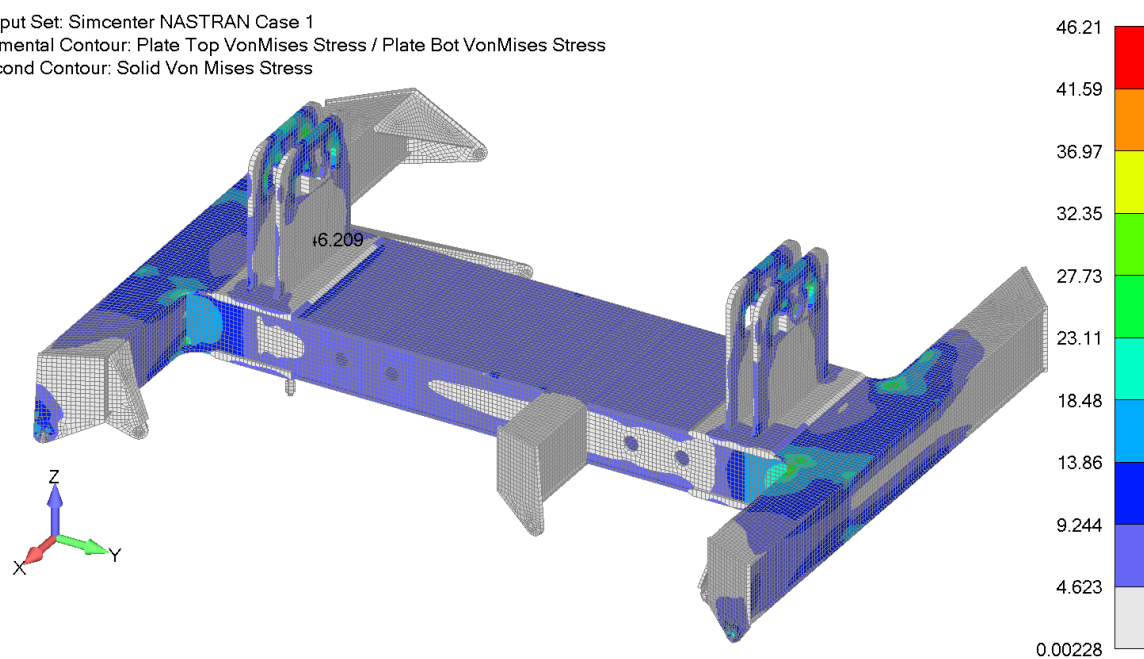
6.1.2 Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање горњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.9 - 6.12. Максимална вредност ефективног напона износи 46.21 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.4.1. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.13. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.14. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.15 и 6.16.



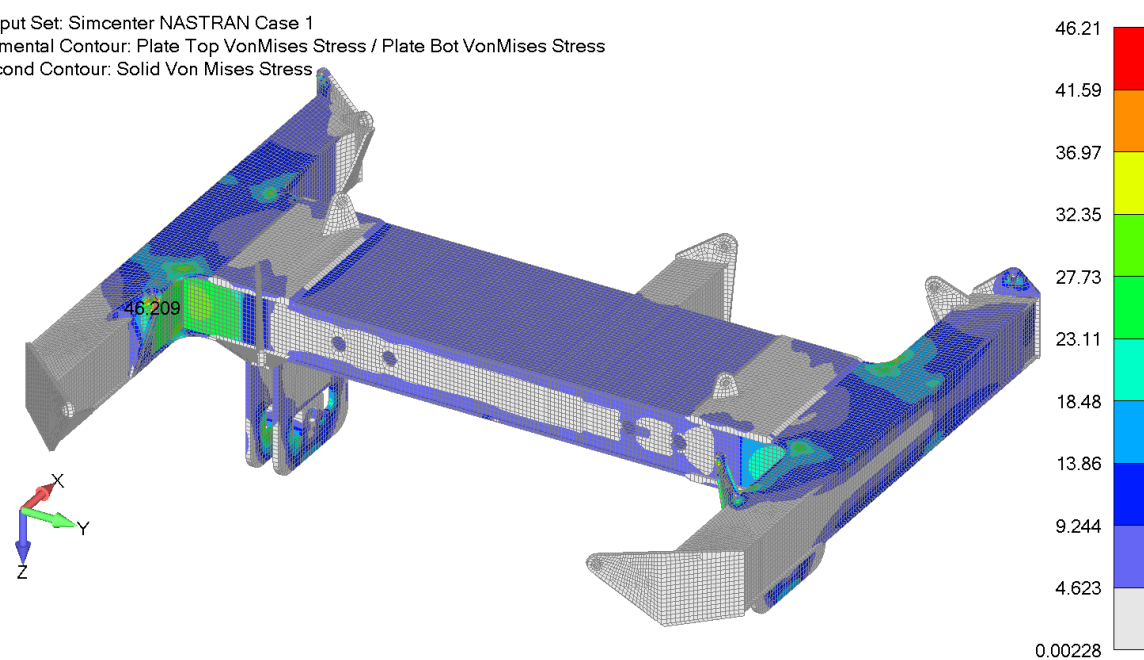
Слика 6.9 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



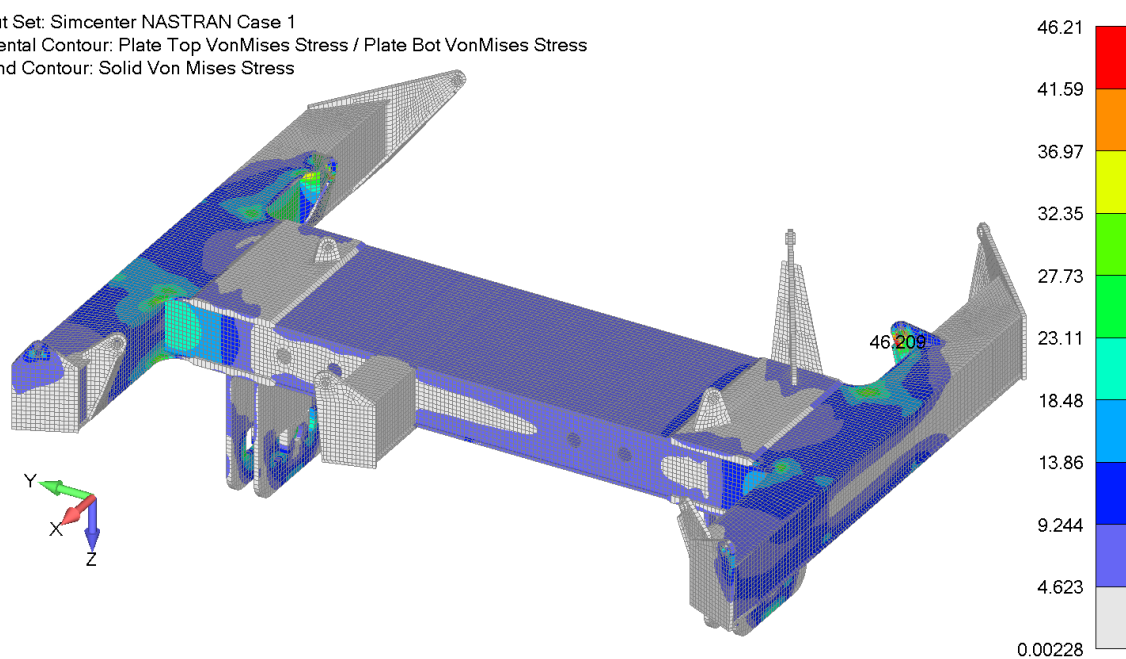
Слика 6.10 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



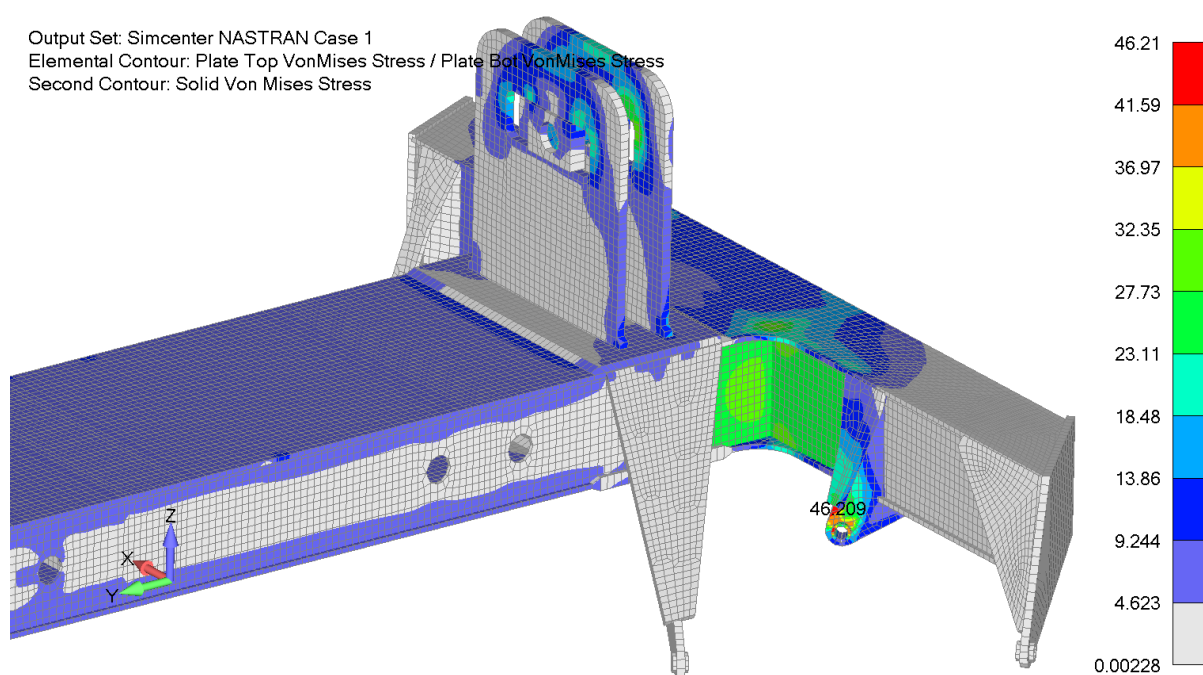
Слика 6.11 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress

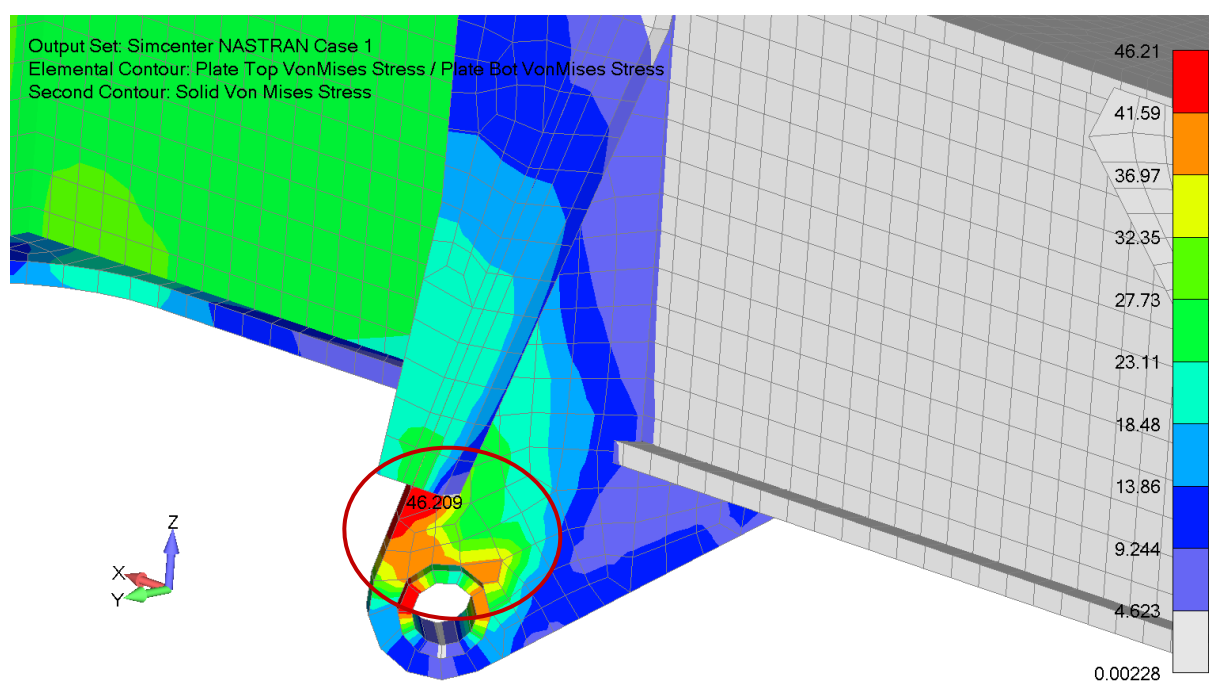


Слика 6.12 Поље ефективног напона

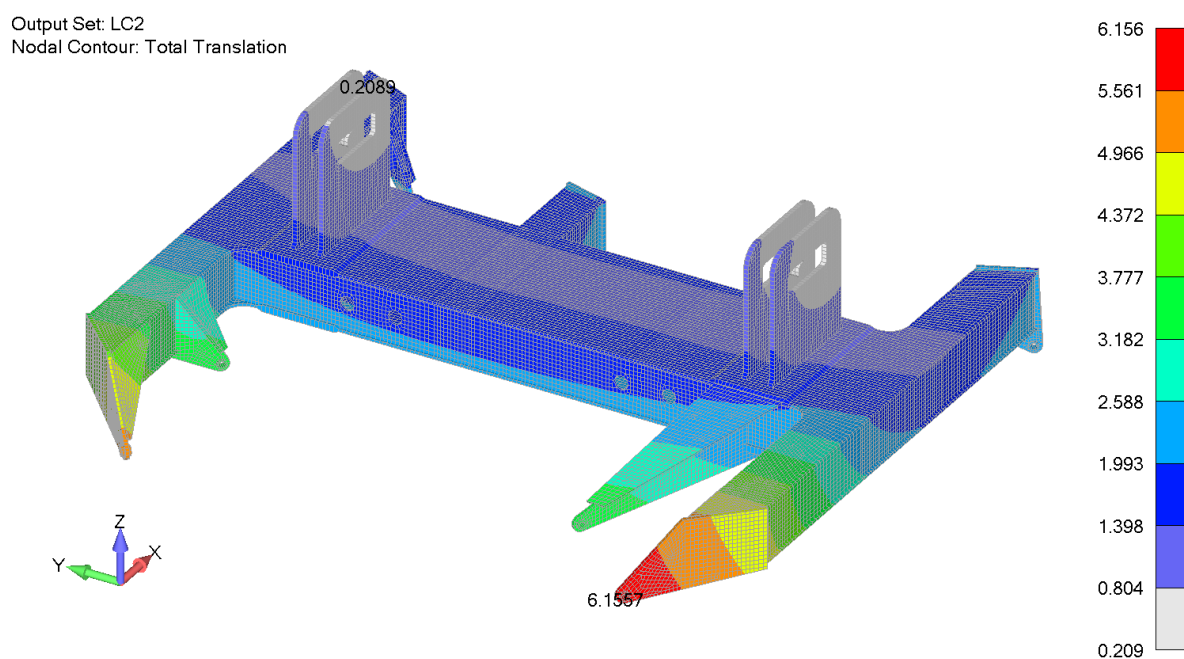
Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress



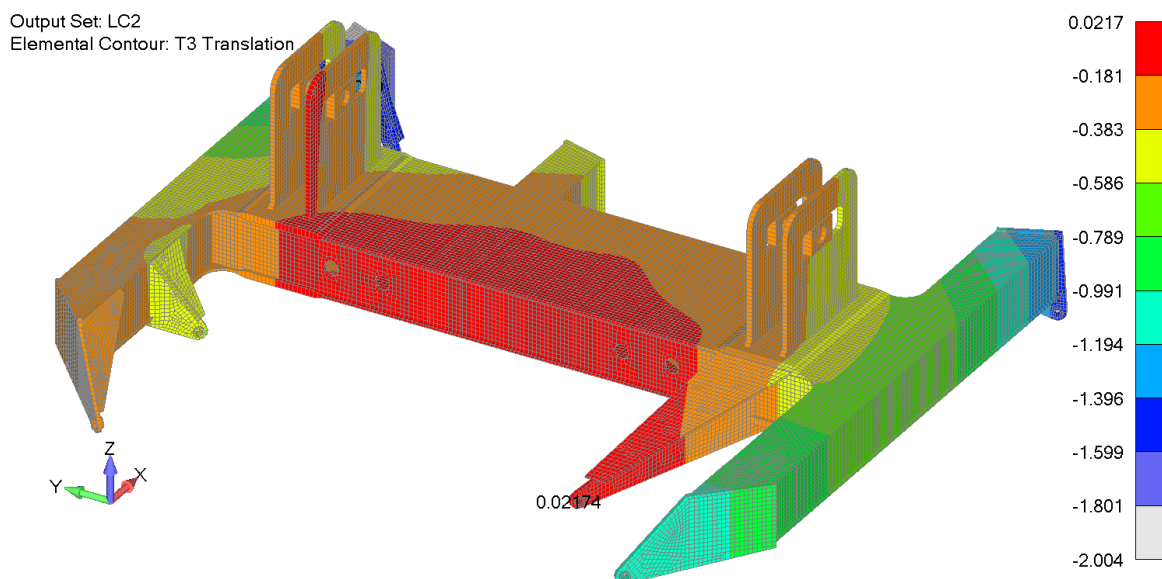
Слика 6.13 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.14 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

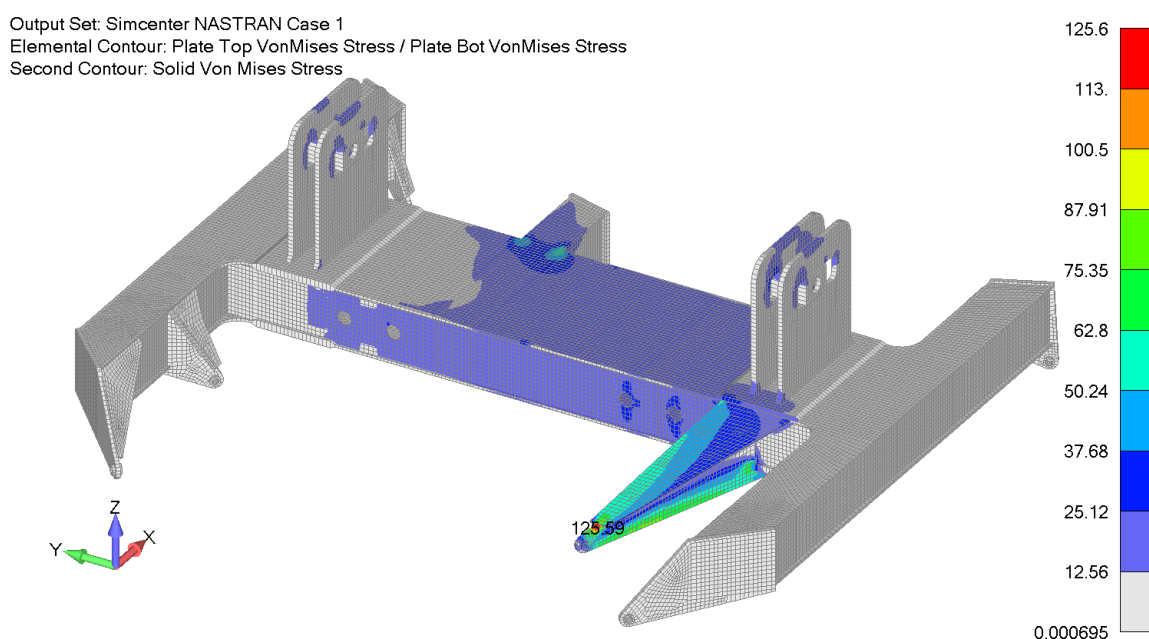


Слика 6.15 Укупно поље померања

Слика 6.16 Вертикално поље померања U_z

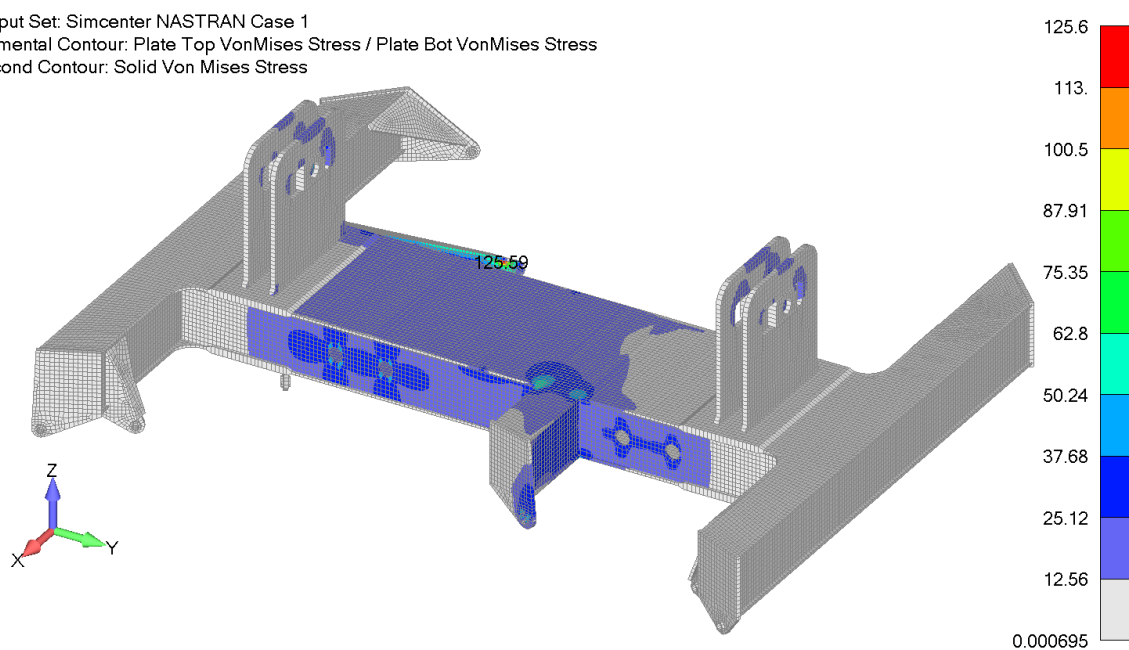
6.1.3 Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца

Овај случај оптерећења представља подизање поклопца. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.17 – 6.20. Максимална вредност ефективног напона износи 126.6 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.4.1. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.21. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.22. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.23 и 6.24.



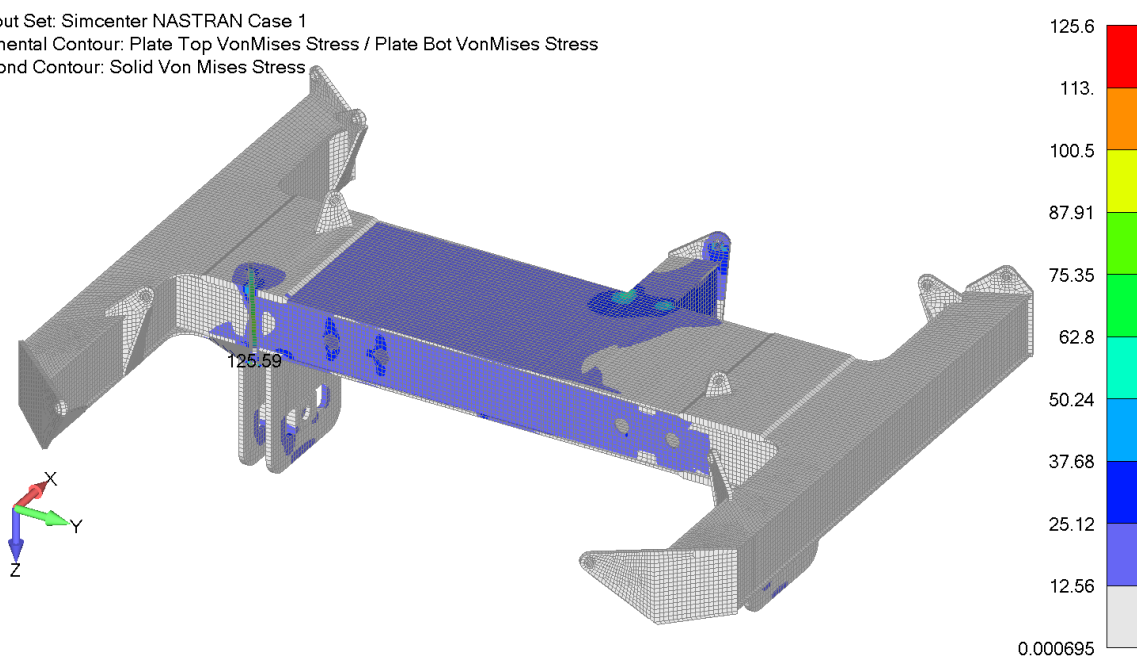
Слика 6.17 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



Слика 6.18 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress

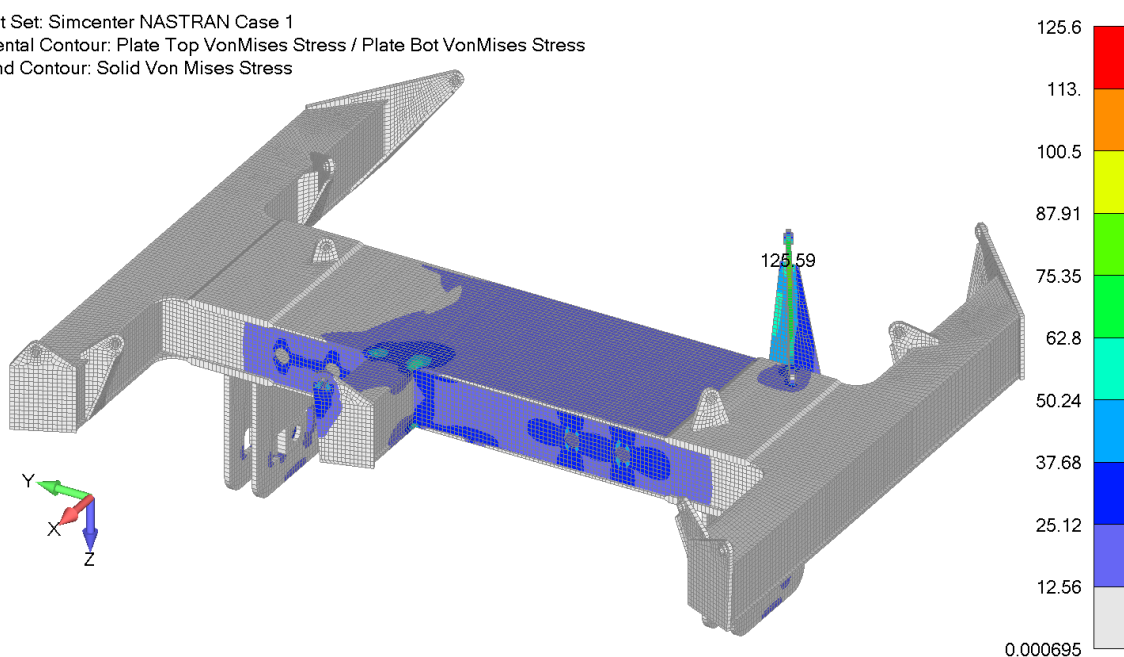


Слика 6.19 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

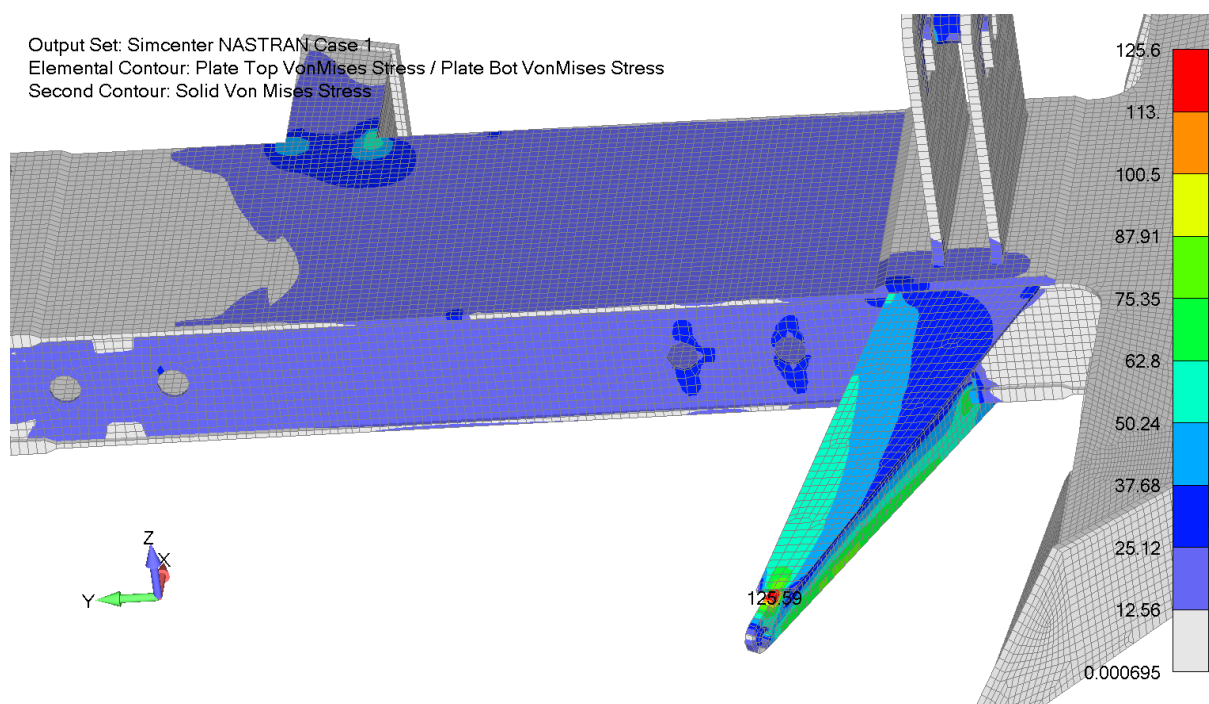


Слика 6.20 Поље ефективног напона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1

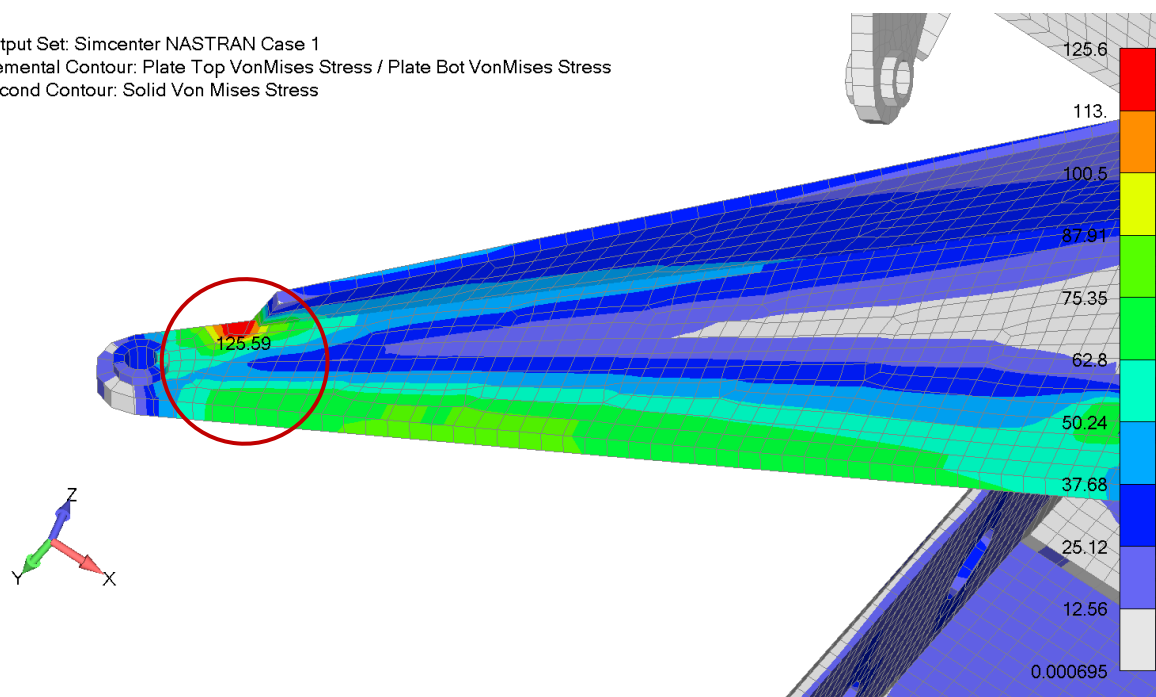
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress



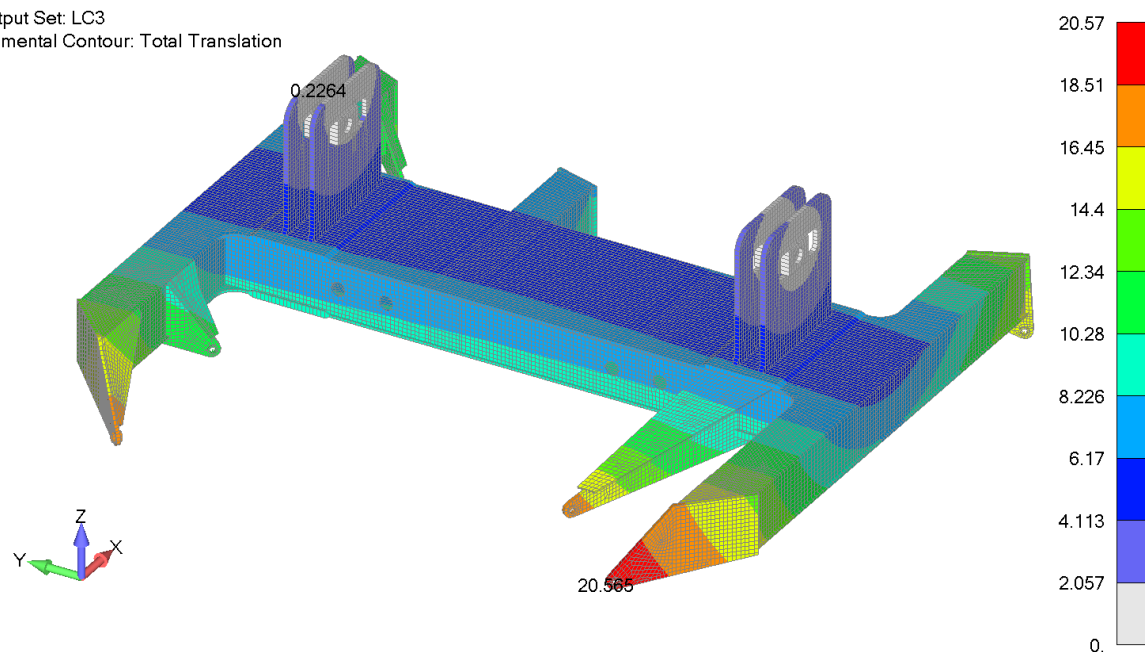
Слика 6.21 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона

Output Set: Simcenter NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress

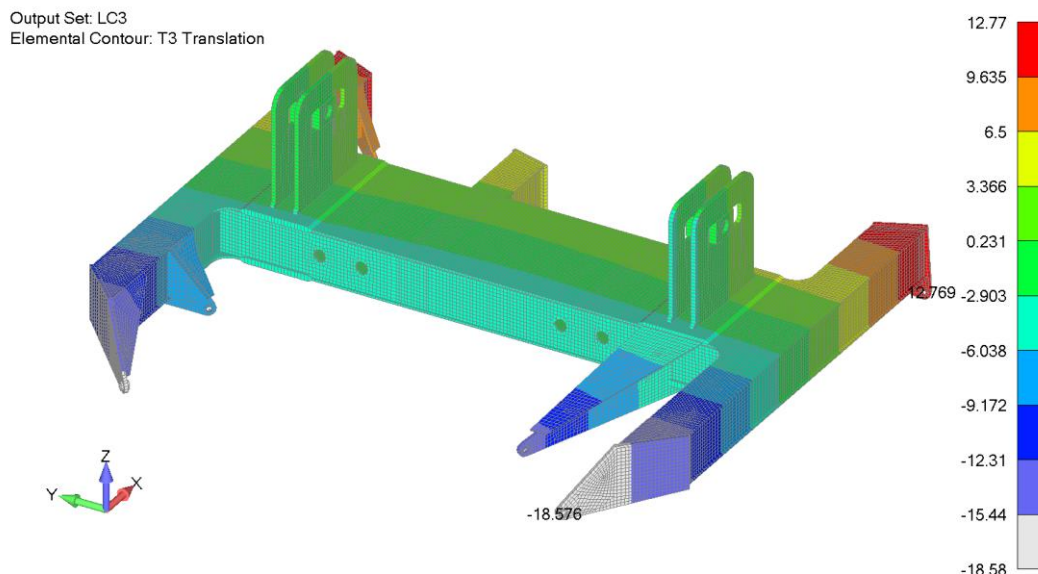


Слика 6.22 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

Output Set: LC3
 Elemental Contour: Total Translation



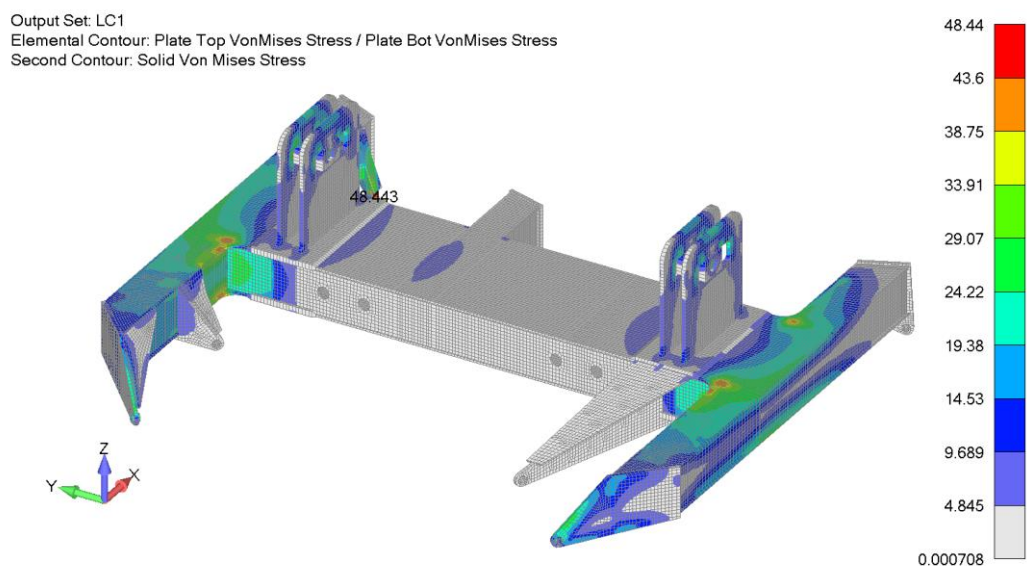
Слика 6.23 Укупно поље померања

Слика 6.24 Вертикално поље померања U_z

6.2 Резултати нумеричког прорачуна по стандарду BS EN 13001

6.2.1 Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање доњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.25 - 6.28. Максимална вредност ефективног напона износи 48.44 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.5. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.29. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.30. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.31 и 6.32.

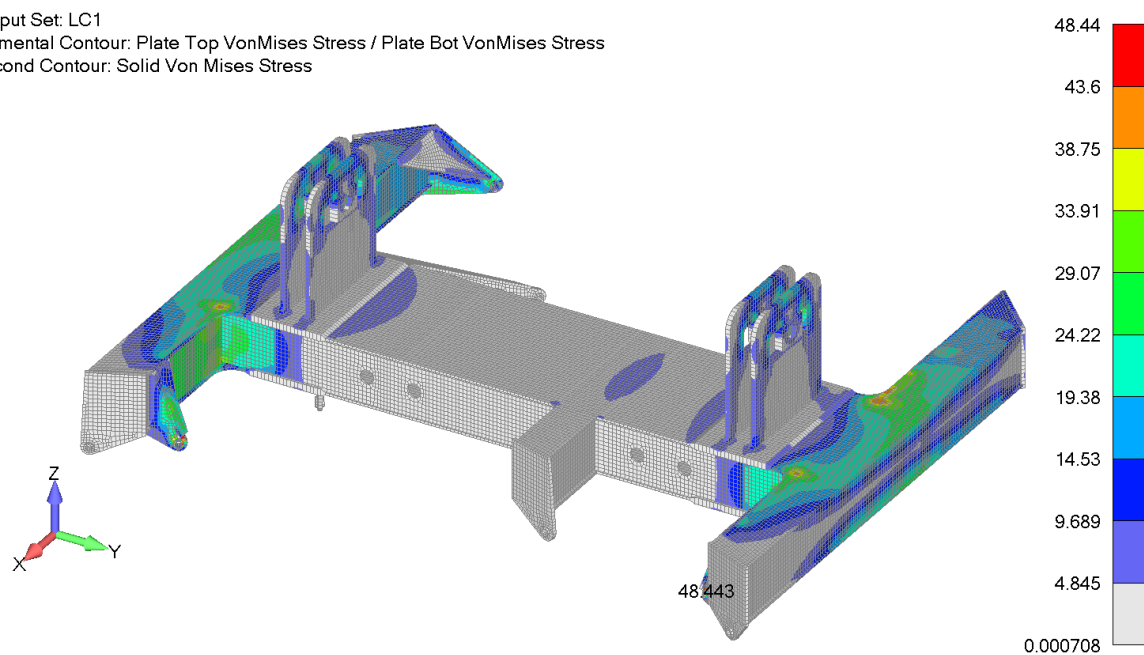


Слика 6.25 Поље ефективног напона

Output Set: LC1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

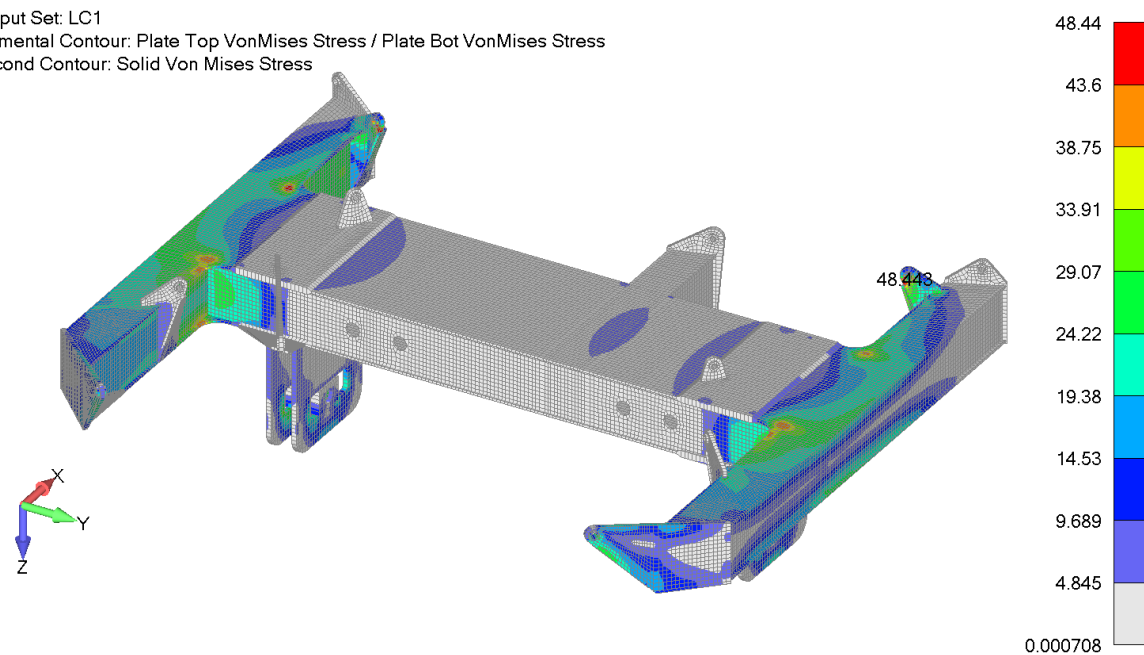


Слика 6.26 Поље ефективног напона

Output Set: LC1

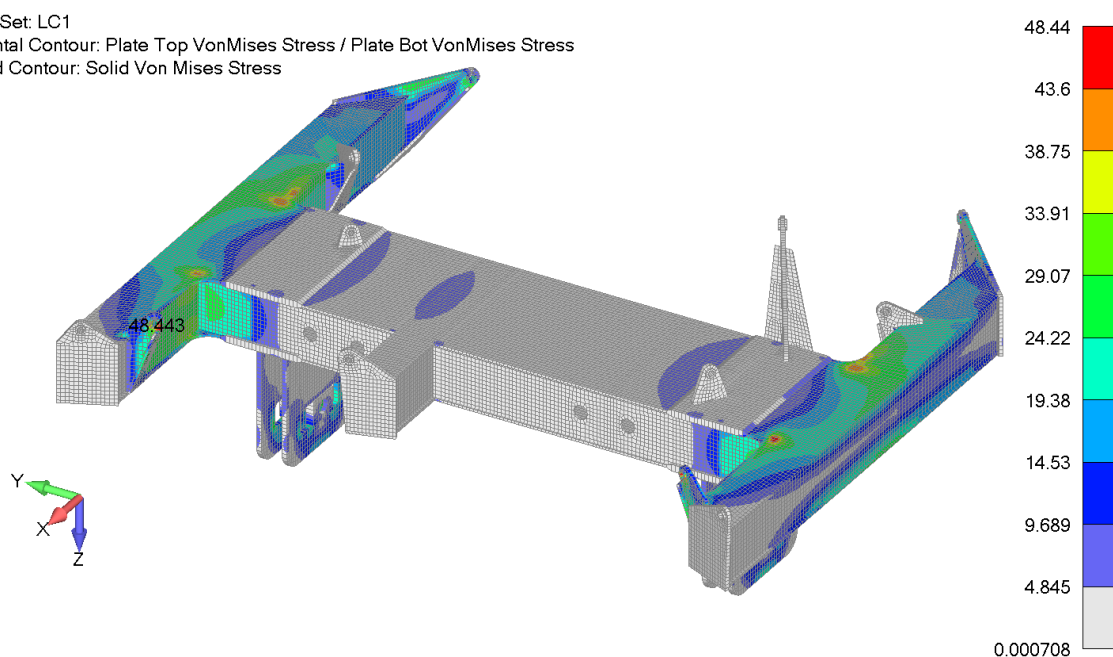
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress



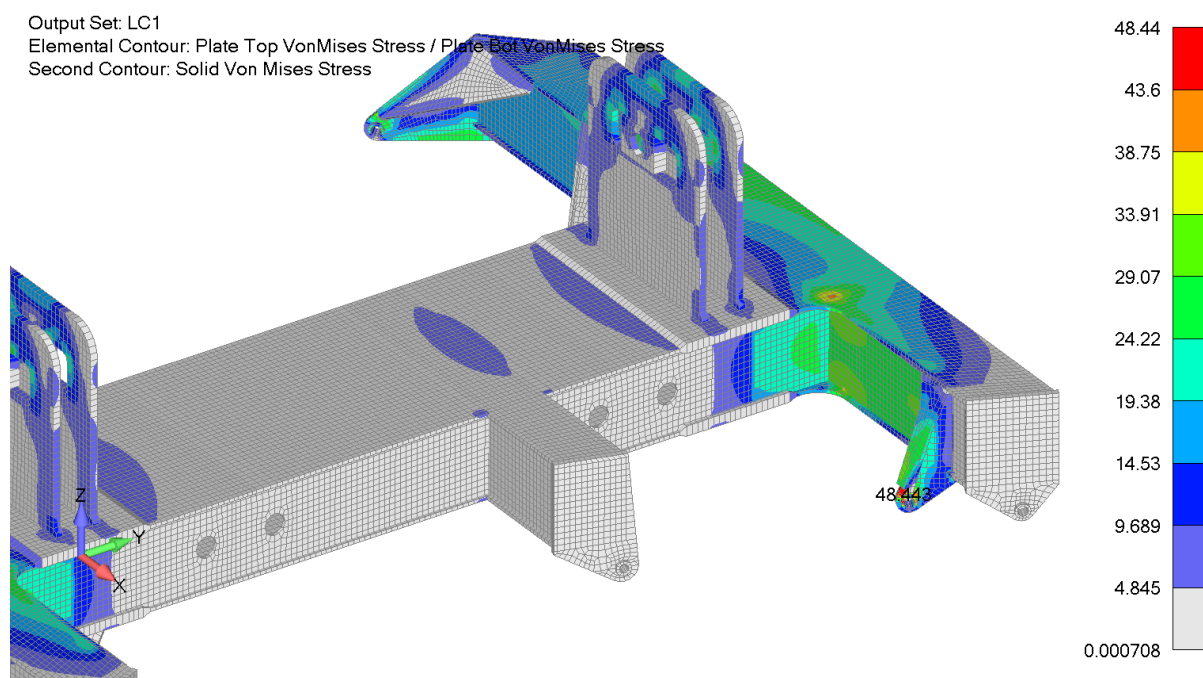
Слика 6.27 Поље ефективног напона

Output Set: LC1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress

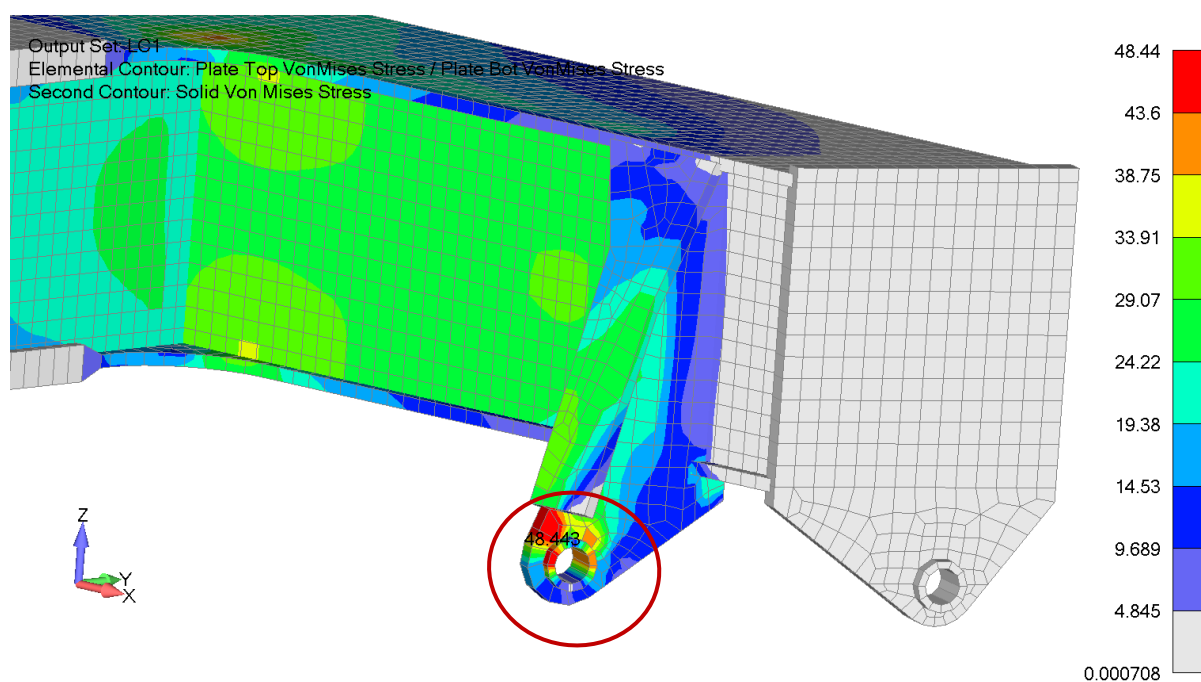


Слика 6.28 Поље ефективног напона

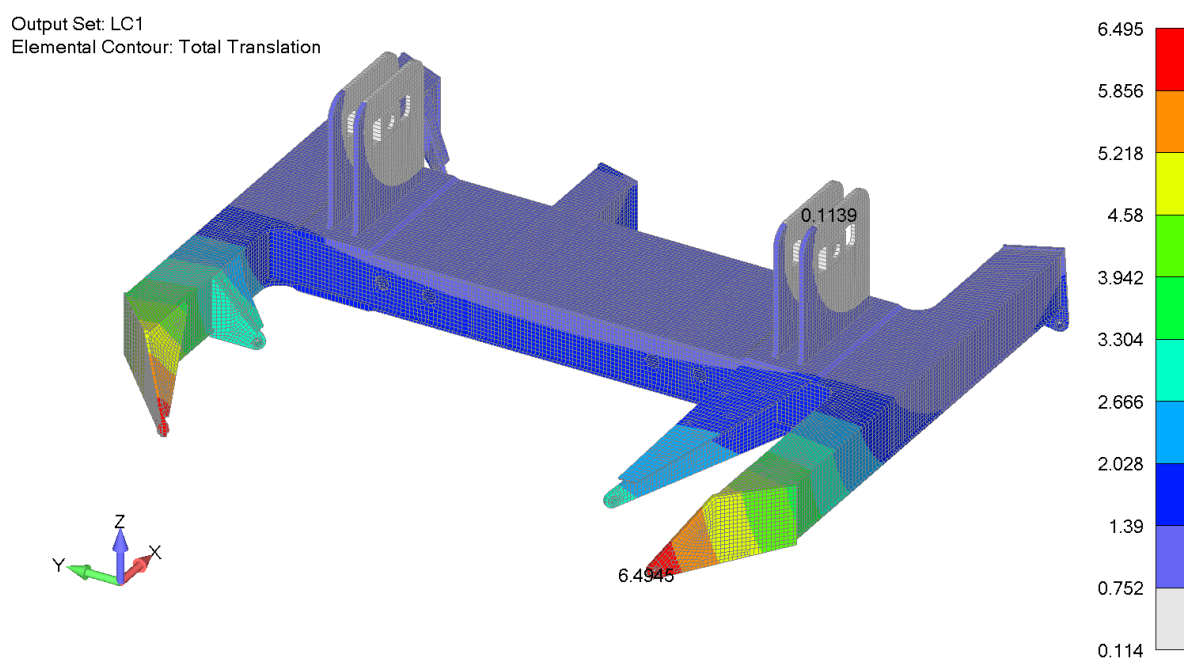
Output Set: LC1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress



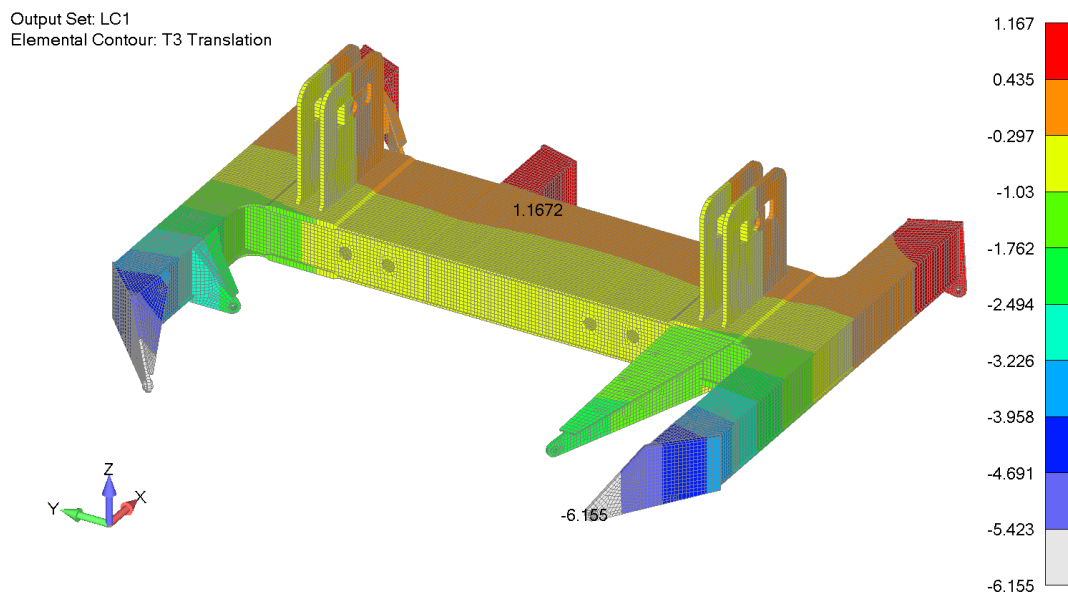
Слика 6.29 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.30 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

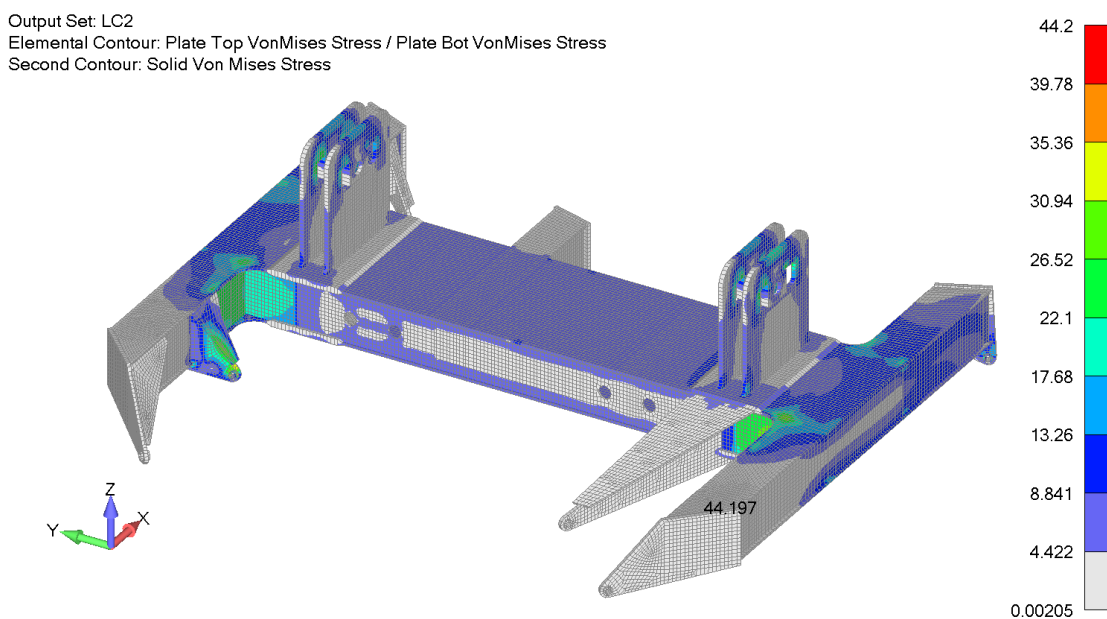


Слика 6.31 Укупно поље померања

Слика 6.32 Вертикално поље померања U_z

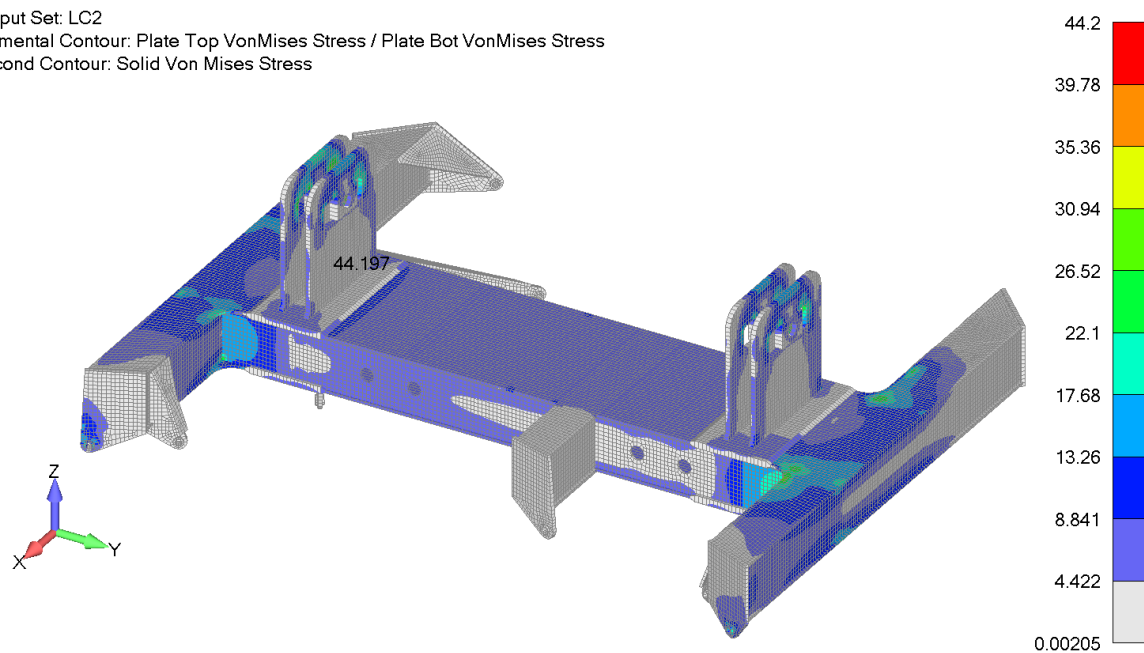
6.2.2 Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање горњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.33 - 6.36. Максимална вредност ефективног напона износи 44.20 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.5. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.37. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.38. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.39 и 6.40.



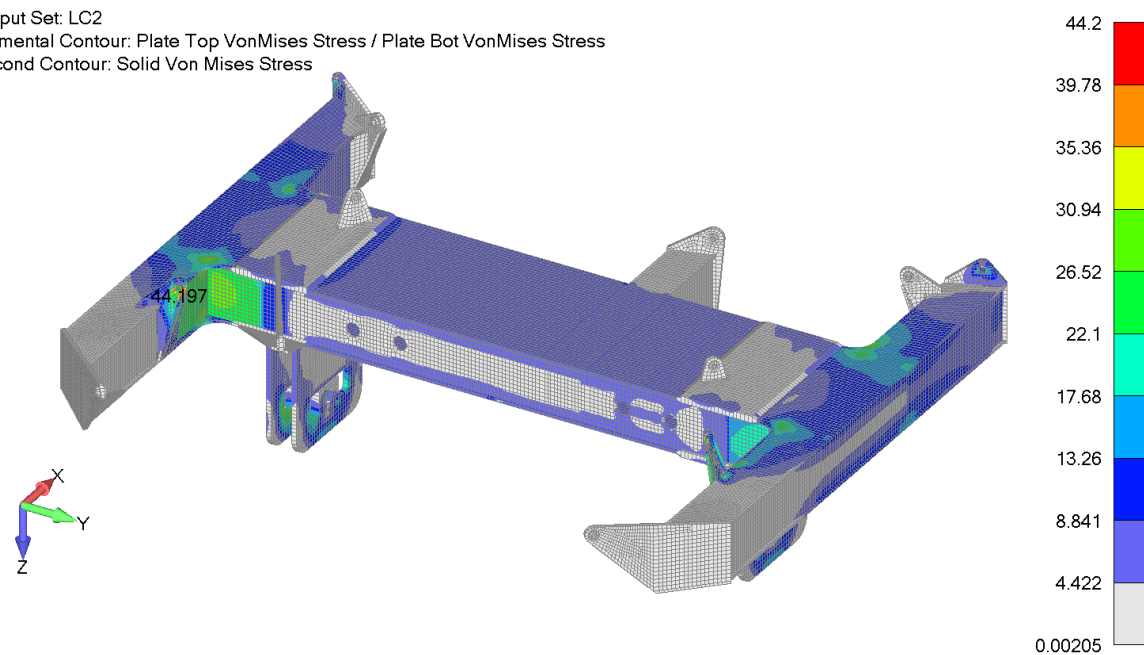
Слика 6.33 Поље ефективног напона

Output Set: LC2
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



Слика 6.34 Поље ефективног напона

Output Set: LC2
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress

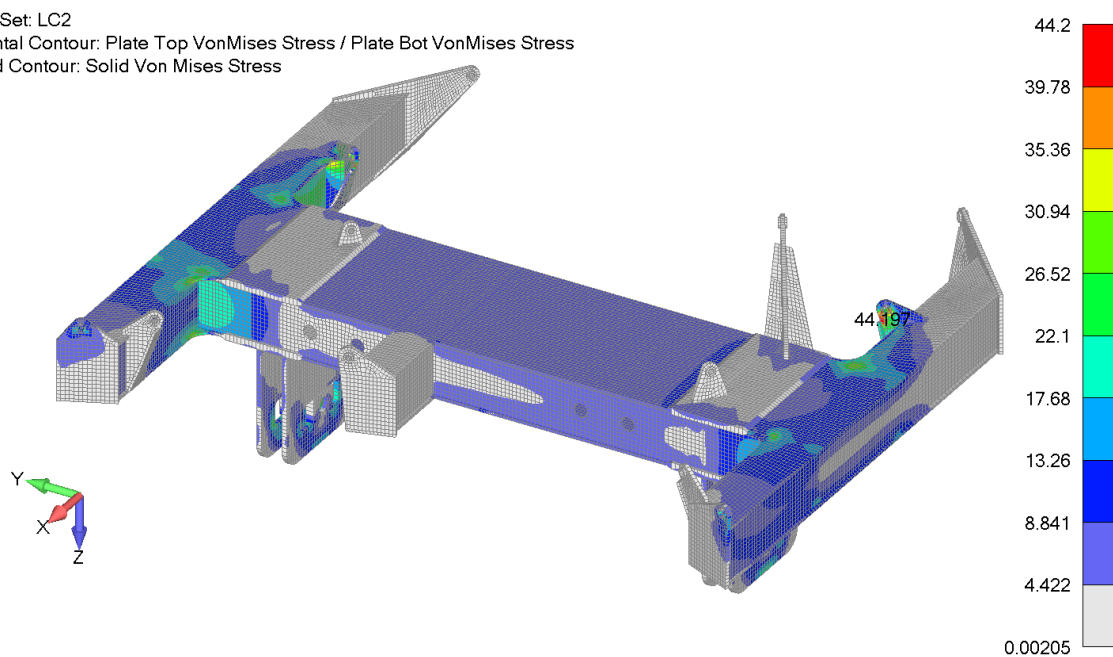


Слика 6.35 Поље ефективног напона

Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

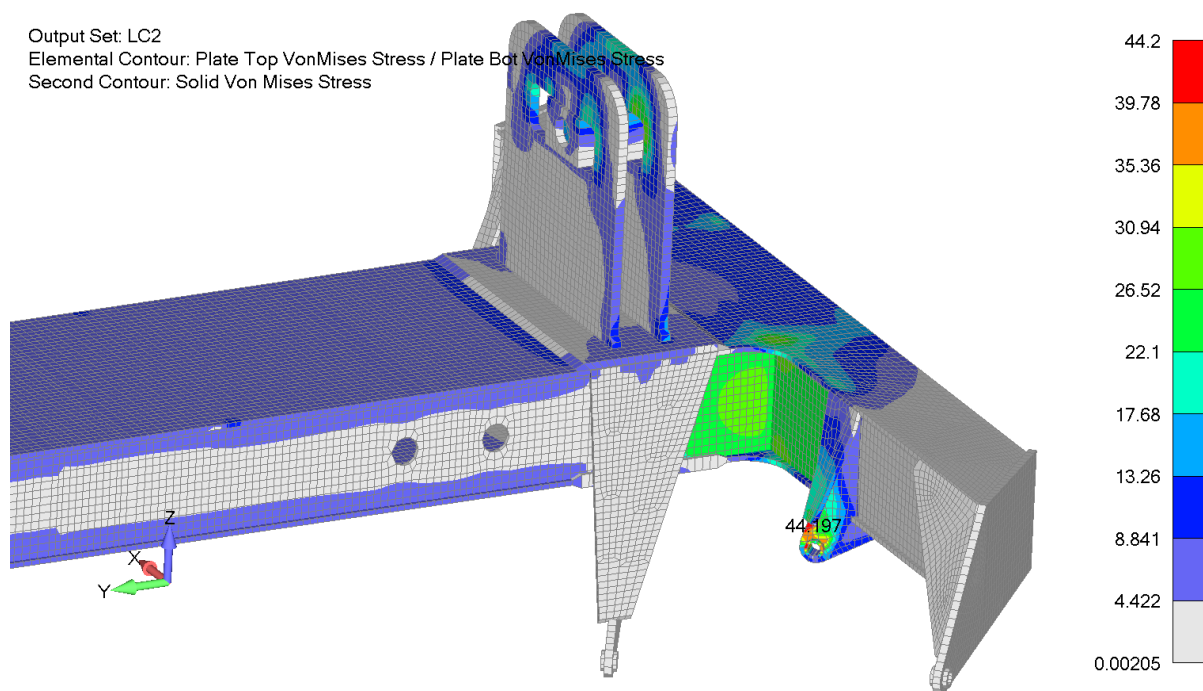


Слика 6.36 Поље ефективног напона

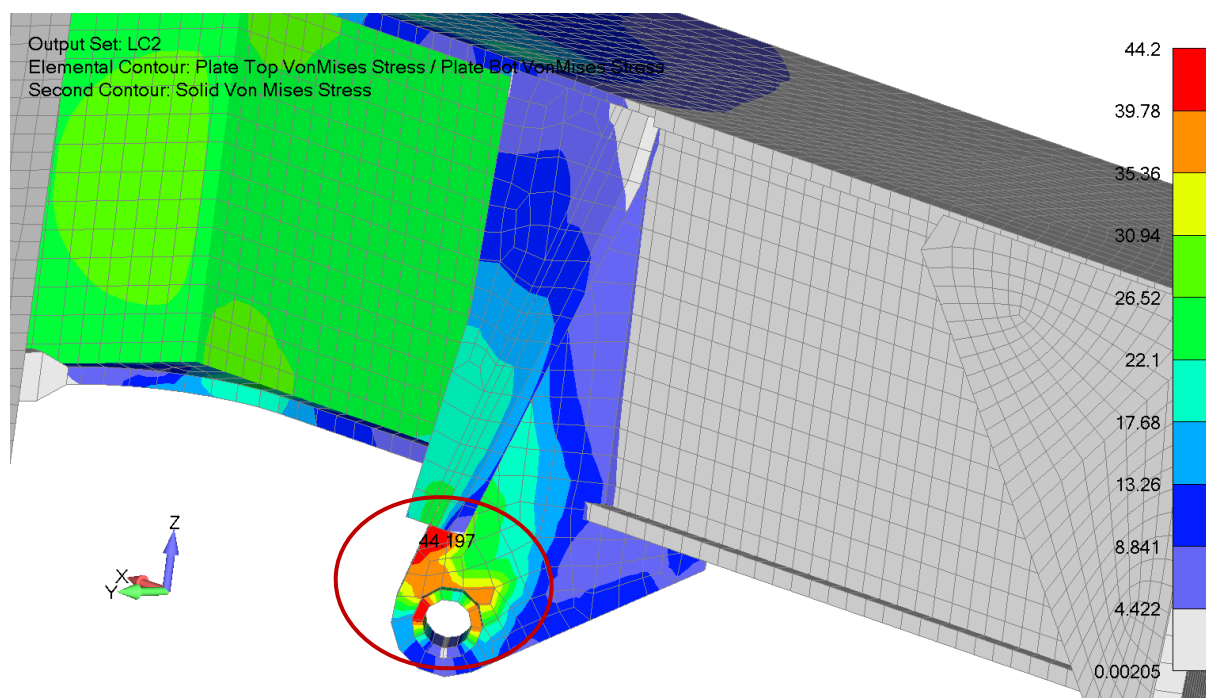
Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

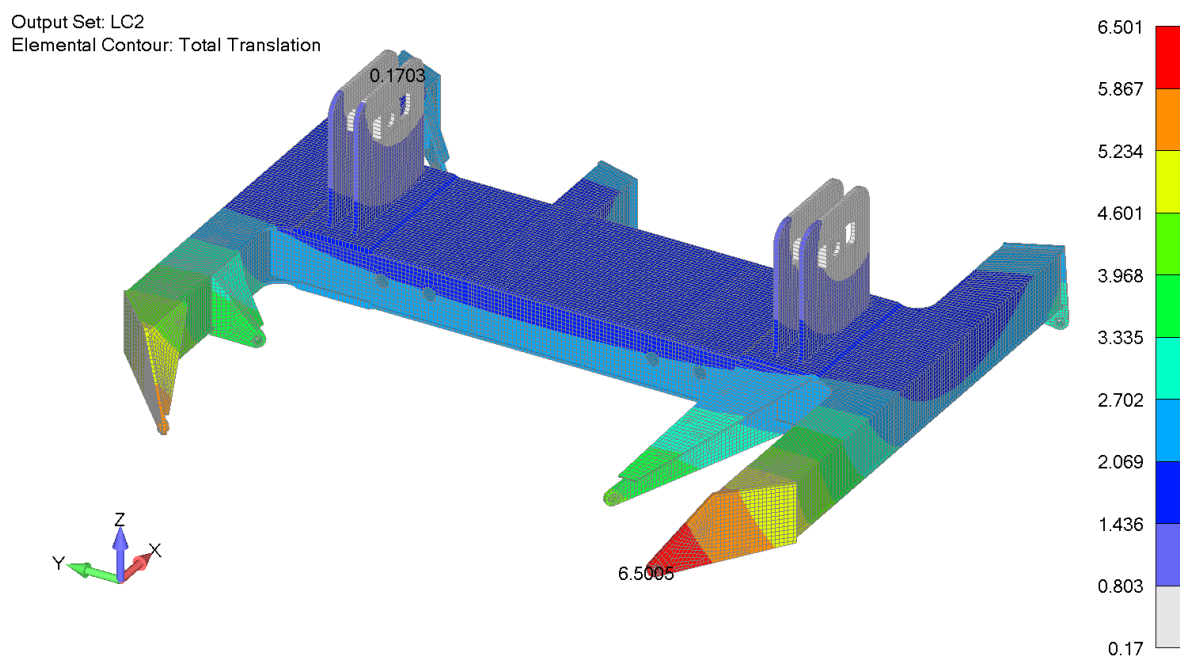
Second Contour: Solid Von Mises Stress



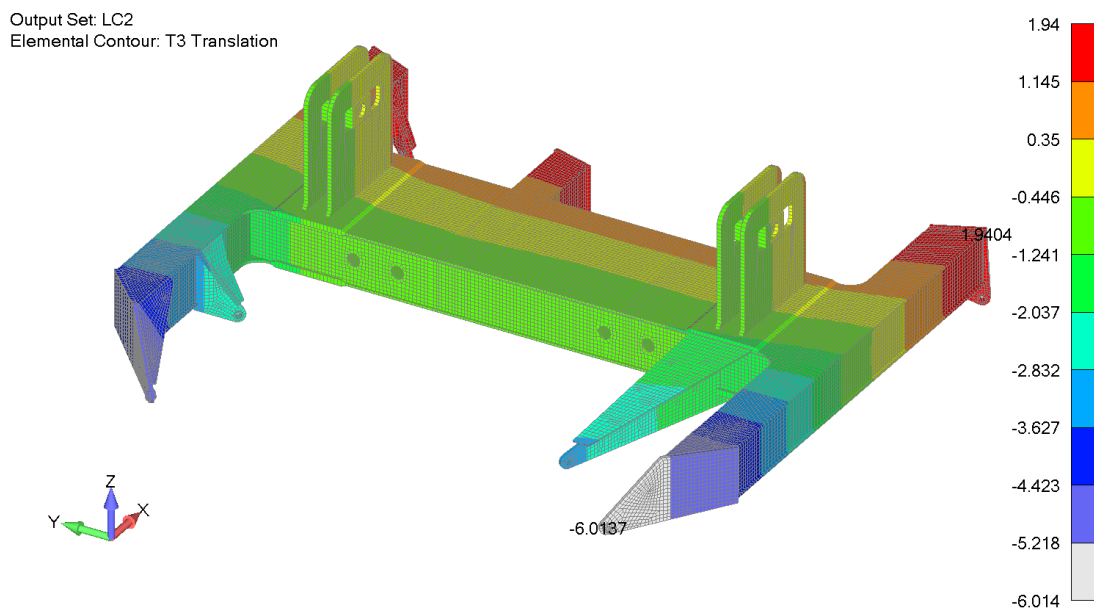
Слика 6.37 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.38 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона



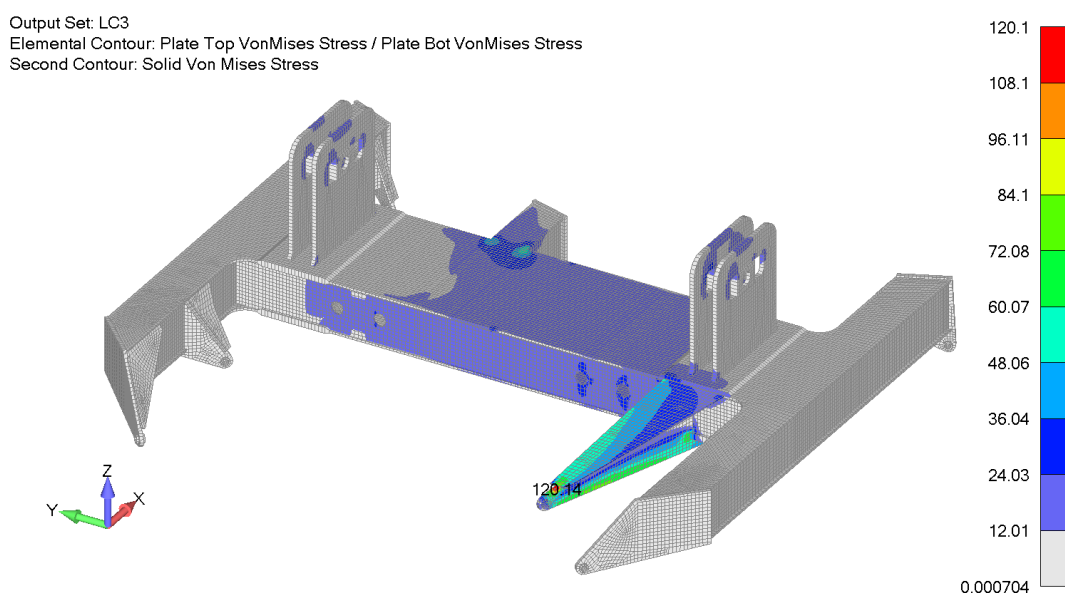
Слика 6.39 Укупно поље померања



Слика 6.40 Вертикално поље померања U_z

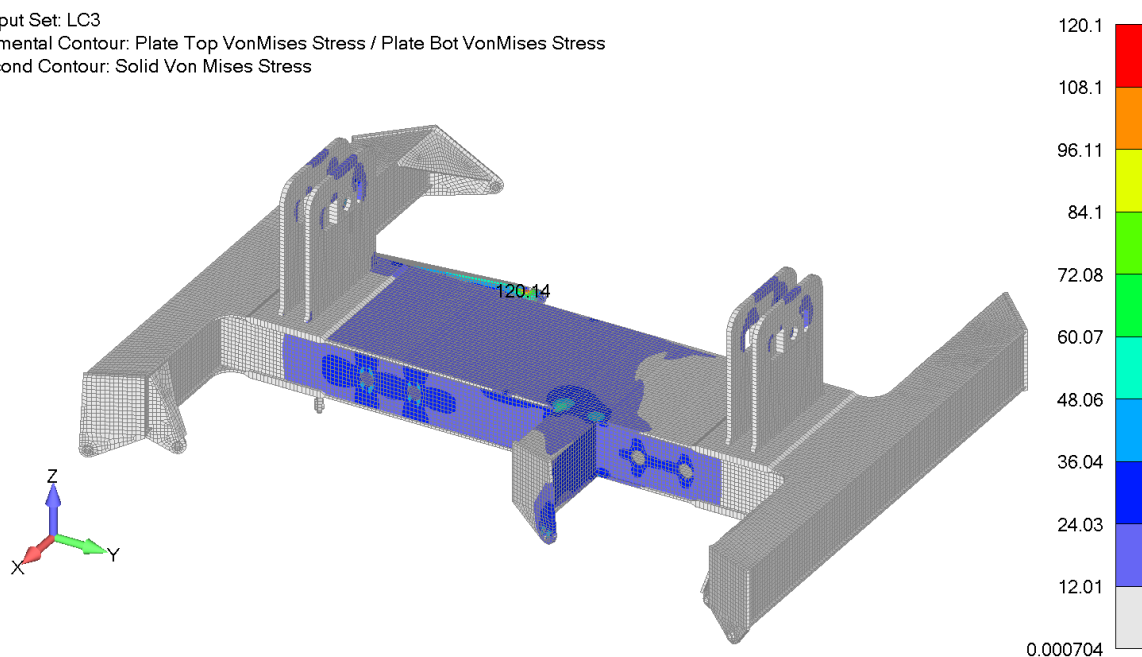
6.2.3 Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца

Овај случај оптерећења представља подизање поклопца. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.41 – 6.44. Максимална вредност ефективног напона износи 120.1 МПа у завареном споју, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.5. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.45. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.46. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.47 и 6.48.



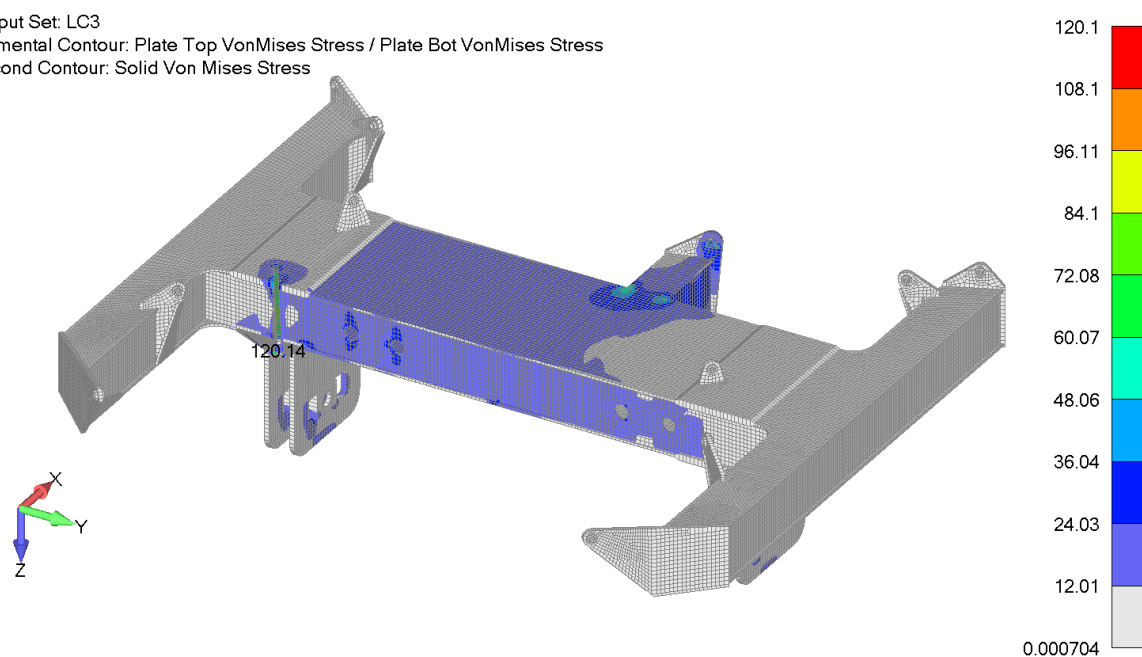
Слика 6.41 Поље ефективног напона

Output Set: LC3
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



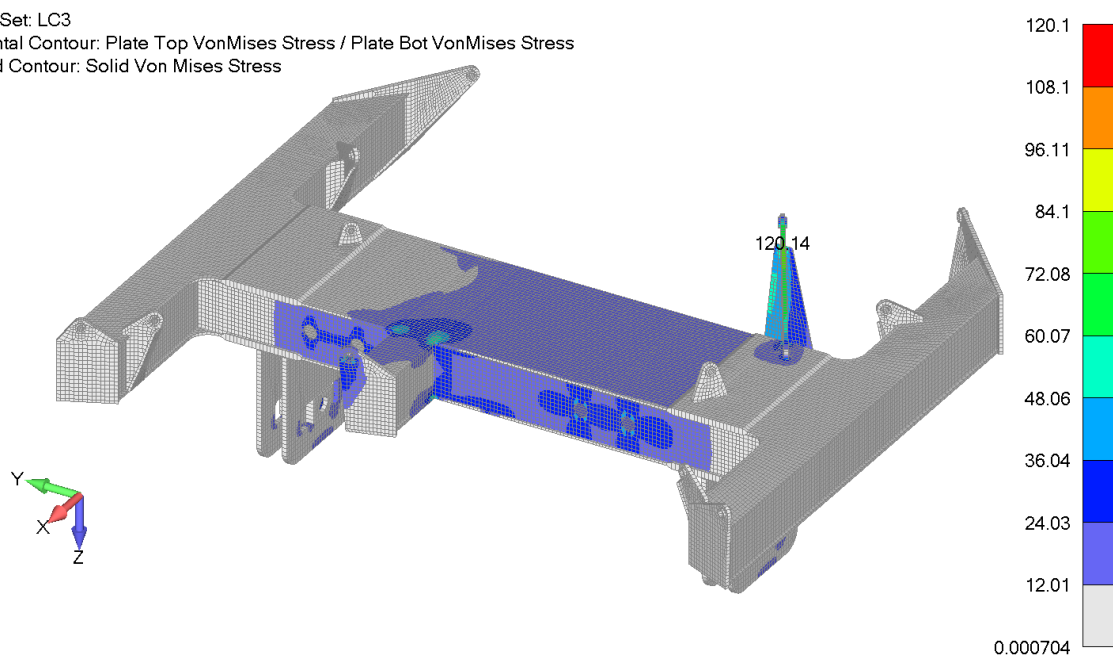
Слика 6.42 Поље ефективног напона

Output Set: LC3
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



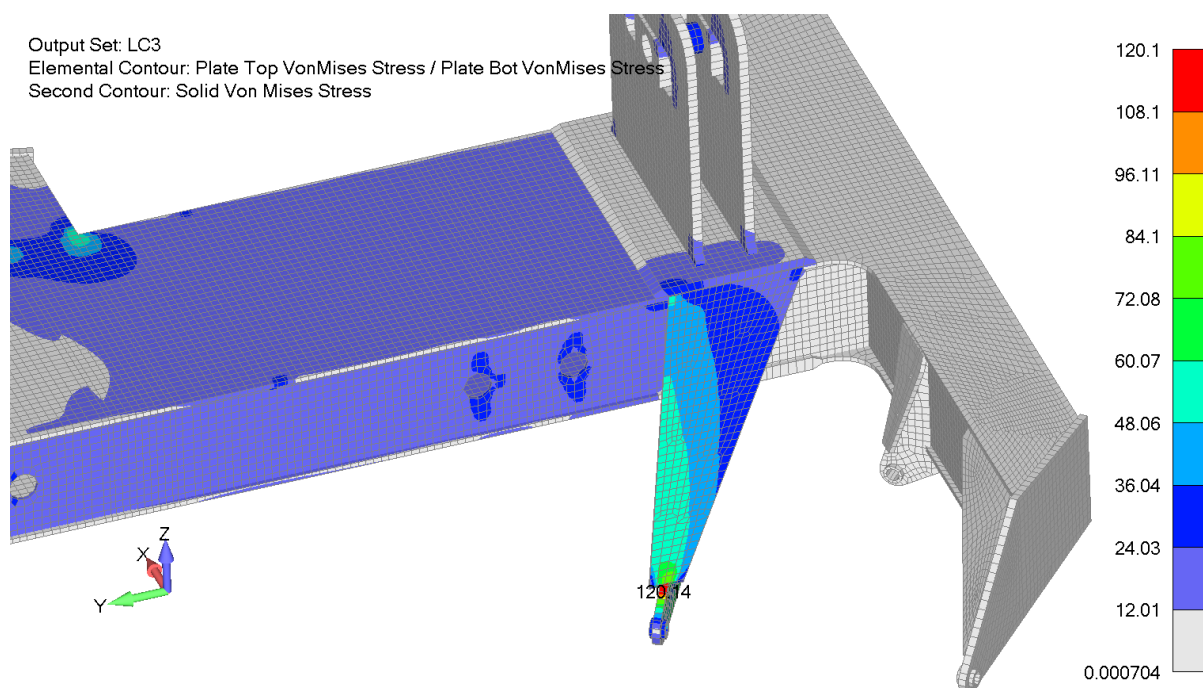
Слика 6.43 Поље ефективног напона

Output Set: LC3
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress



Слика 6.44 Поље ефективног напона

Output Set: LC3
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
Second Contour: Solid Von Mises Stress

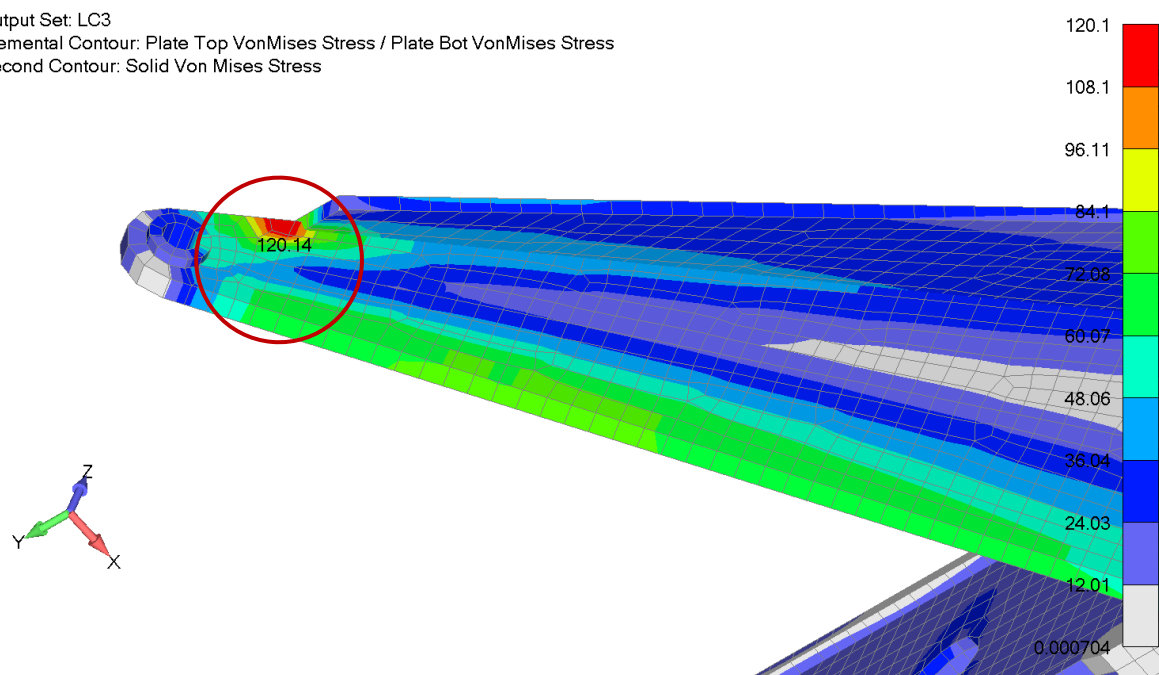


Слика 6.45 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона

Output Set: LC3

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

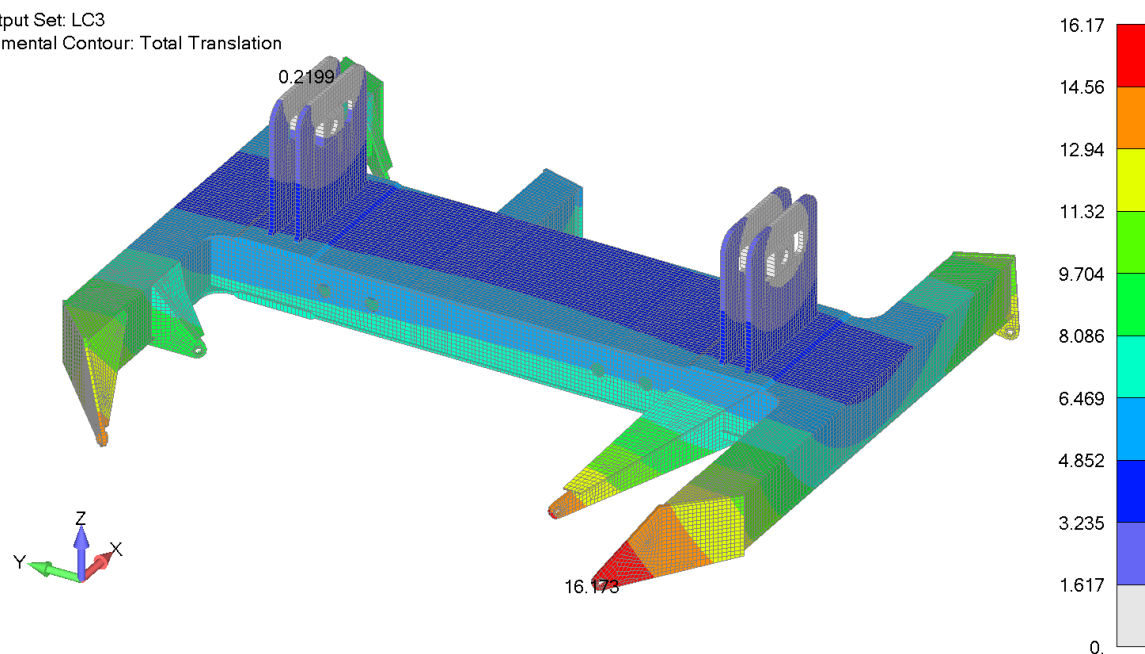
Second Contour: Solid Von Mises Stress



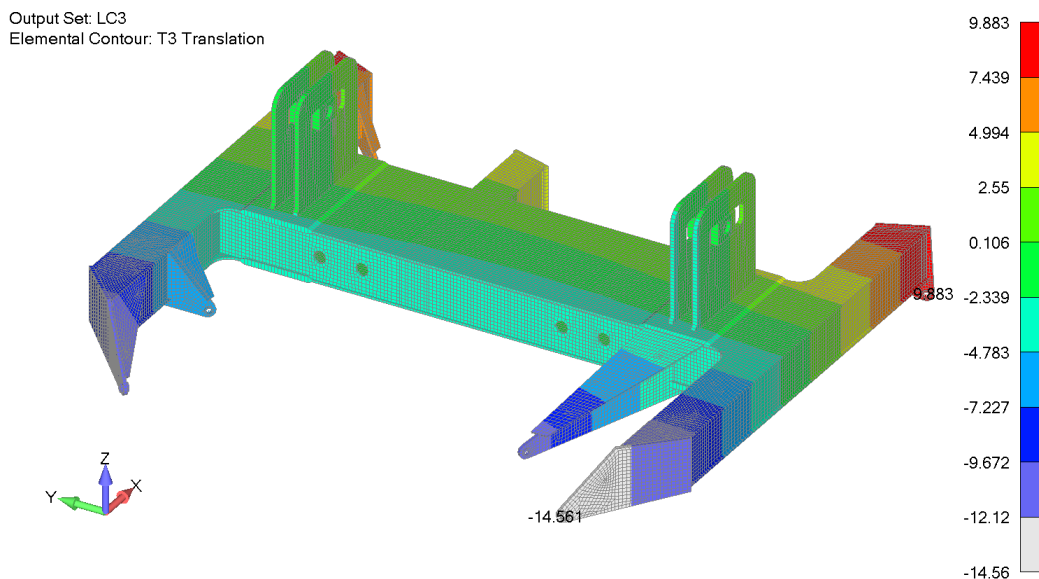
Слика 6.46 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

Output Set: LC3

Elemental Contour: Total Translation



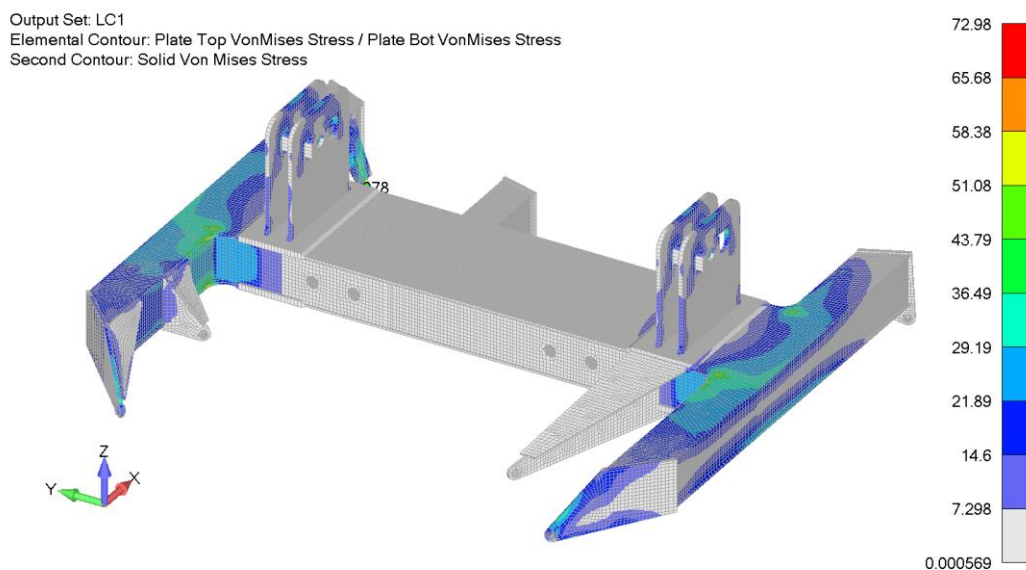
Слика 6.47 Укупно поље померања

Слика 6.48 Вертикално поље померања U_z

6.3 Резултати нумеричког прорачуна по стандарду Eurocode

6.3.1 Оптерећење 1 (LC1) – Подизање доњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање доњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.49 - 6.52. Максимална вредност ефективног напона износи 72.98 МПа у основном материјалу, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.6. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.53. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.54. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.55 и 6.56.

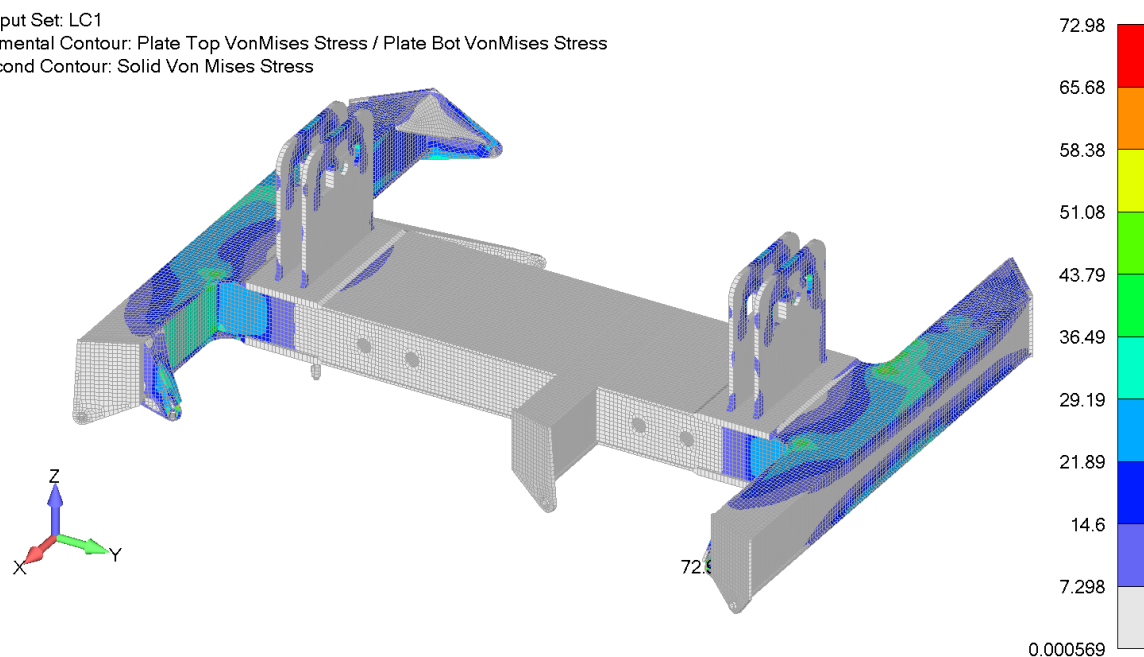


Слика 6.49 Поље ефективног напона

Output Set: LC1

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

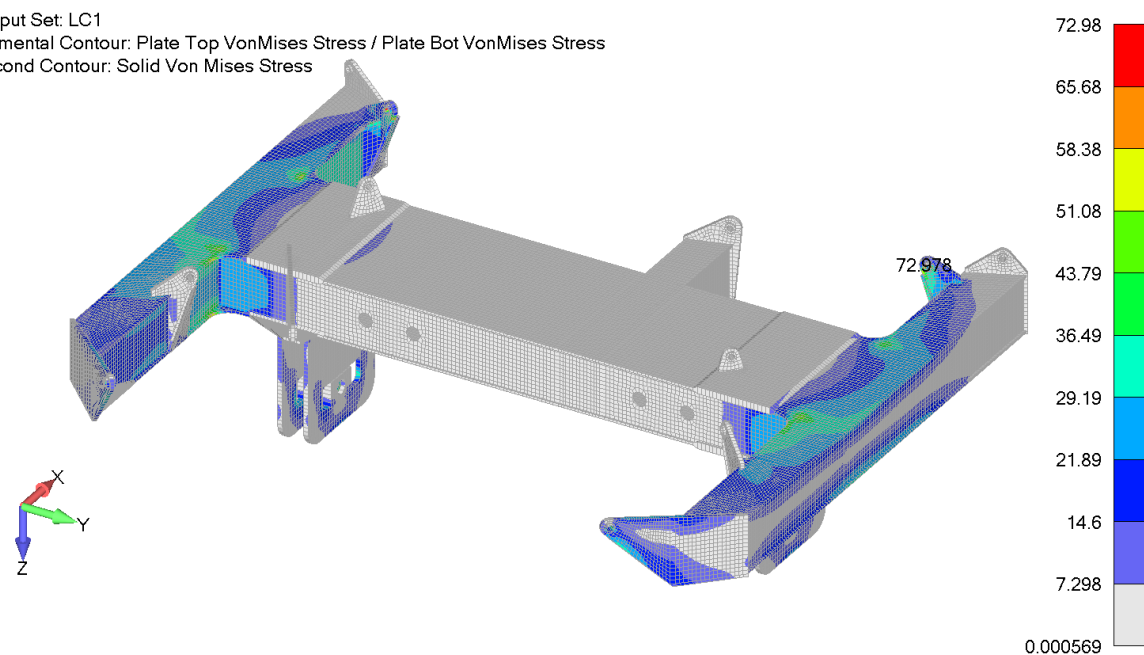


Слика 6.50 Поље ефективног напона

Output Set: LC1

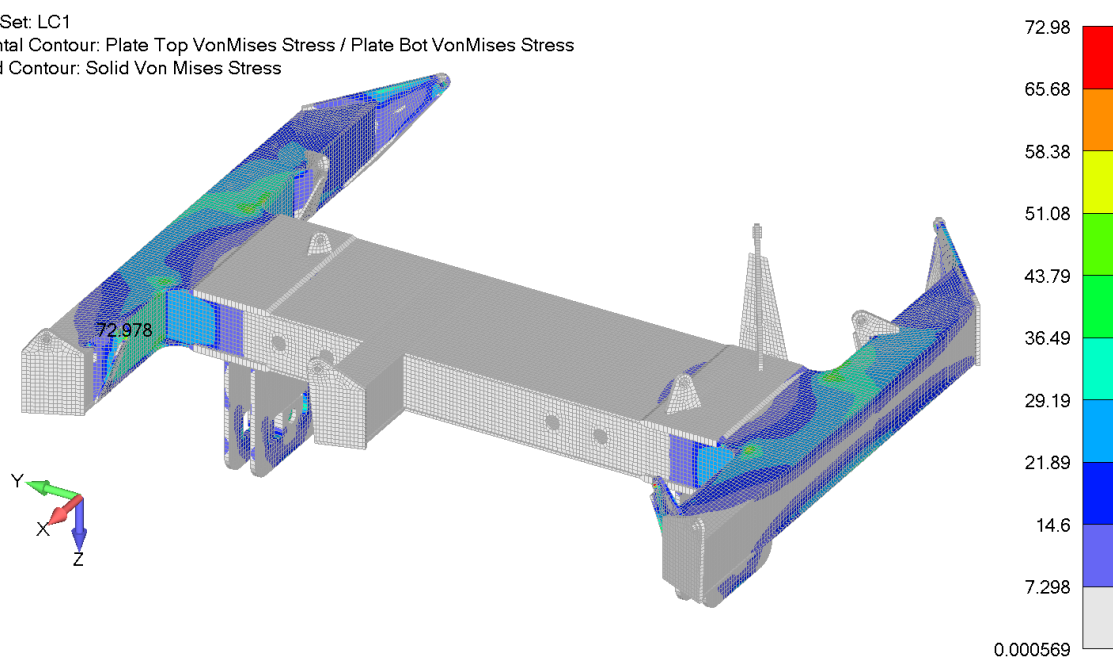
Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress



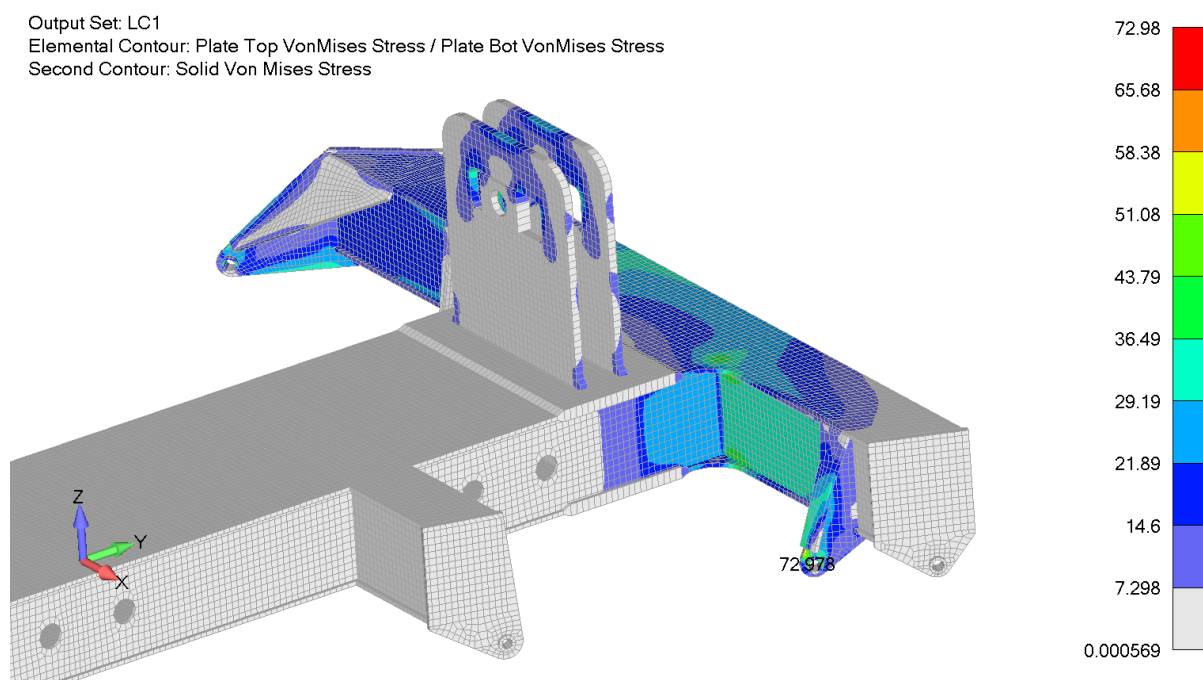
Слика 6.51 Поље ефективног напона

Output Set: LC1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress

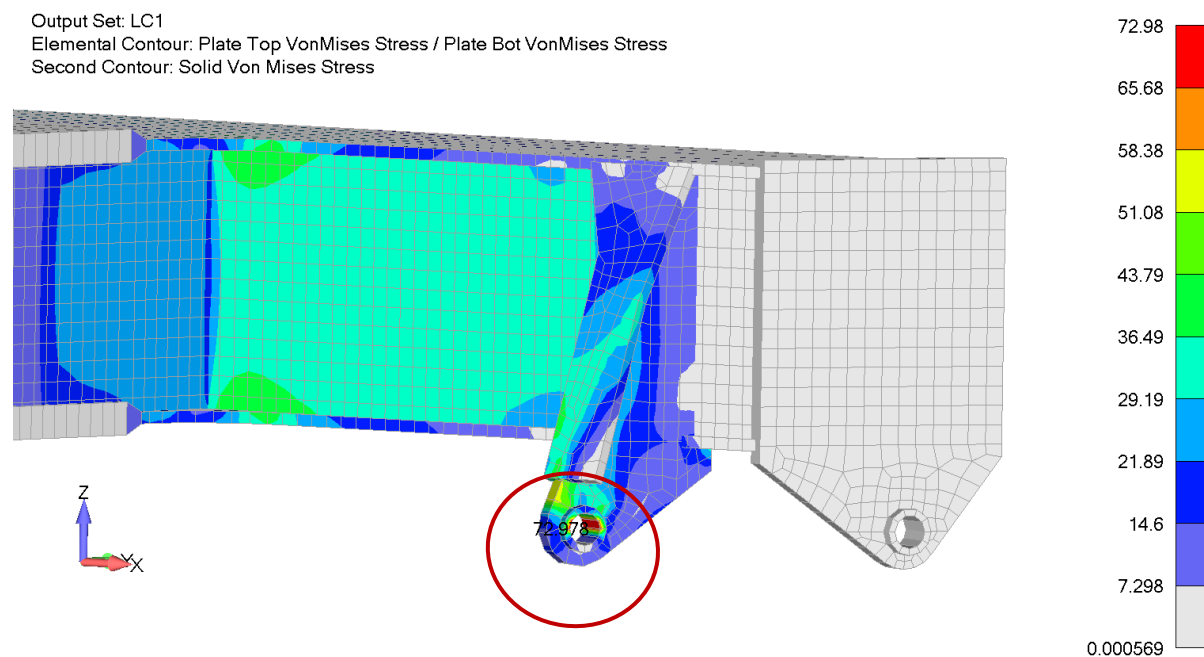


Слика 6.52 Поље ефективног напона

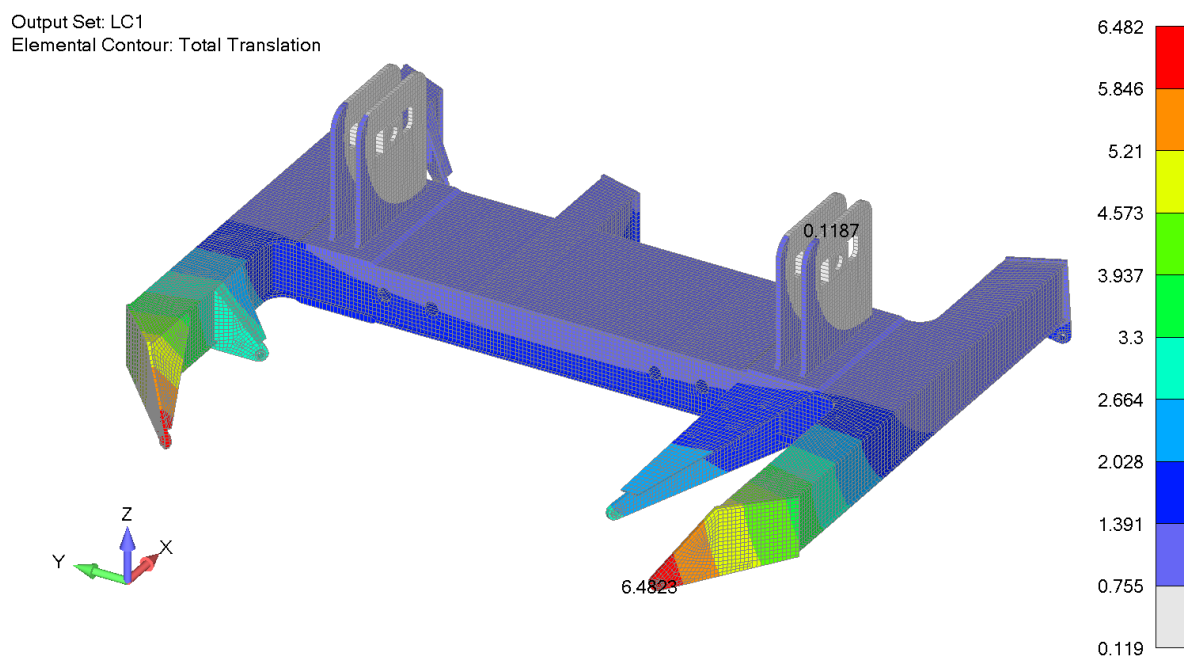
Output Set: LC1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress
 Second Contour: Solid Von Mises Stress



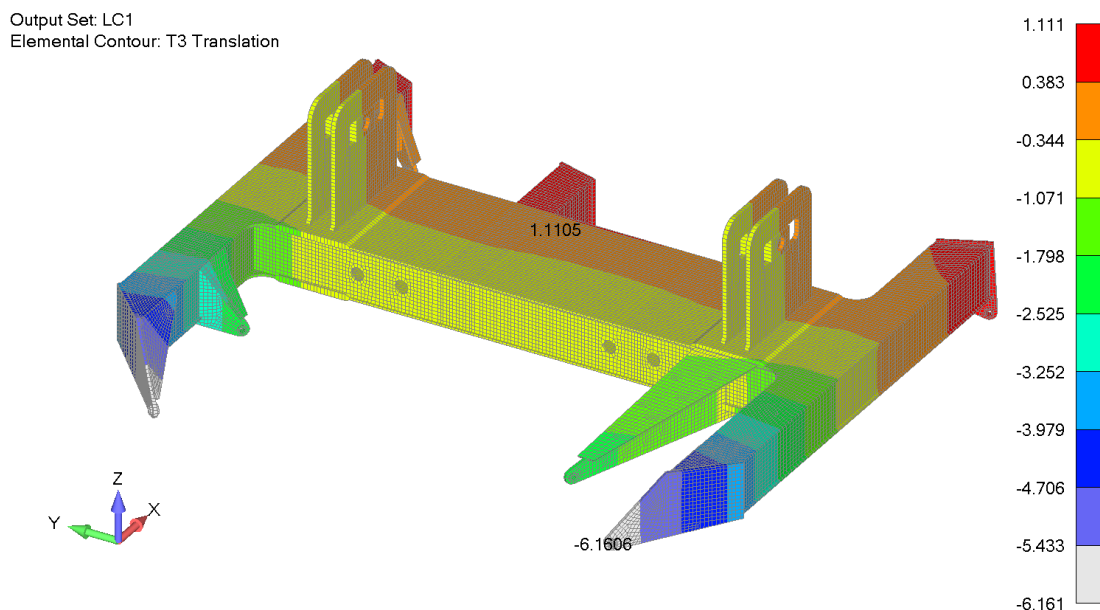
Слика 6.53 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.54 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона

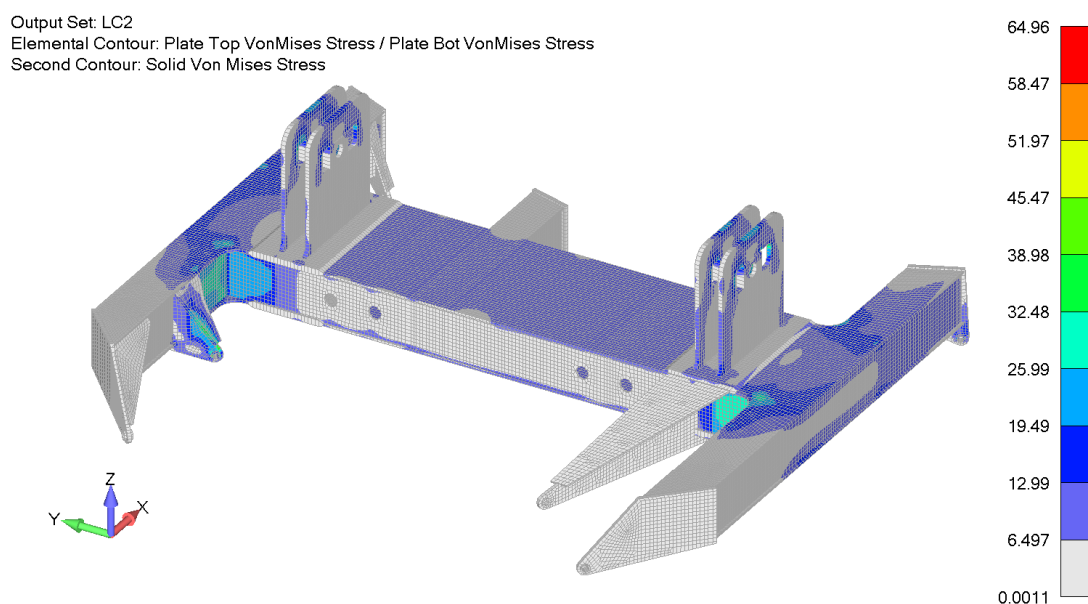


Слика 6.55 Укупно поље померања

Слика 6.56 Вертикално поље померања U_z

6.3.2 Оптерећење 2 (LC2) – Подизање горњег дела посуде

Овај случај оптерећења представља подизање горњег дела посуде. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.57 - 6.60. Максимална вредност ефективног напона износи 64.96 МПа у основном материјалу, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.6. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.61. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.62. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.63 и 6.64.

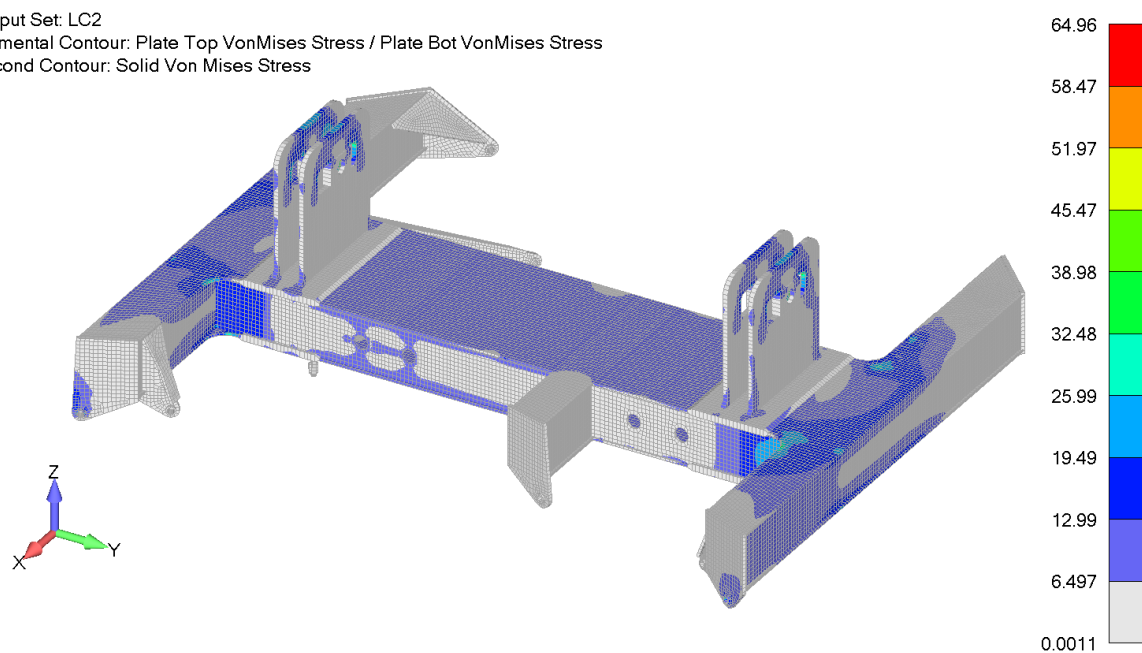


Слика 6.57 Поље ефективног напона

Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

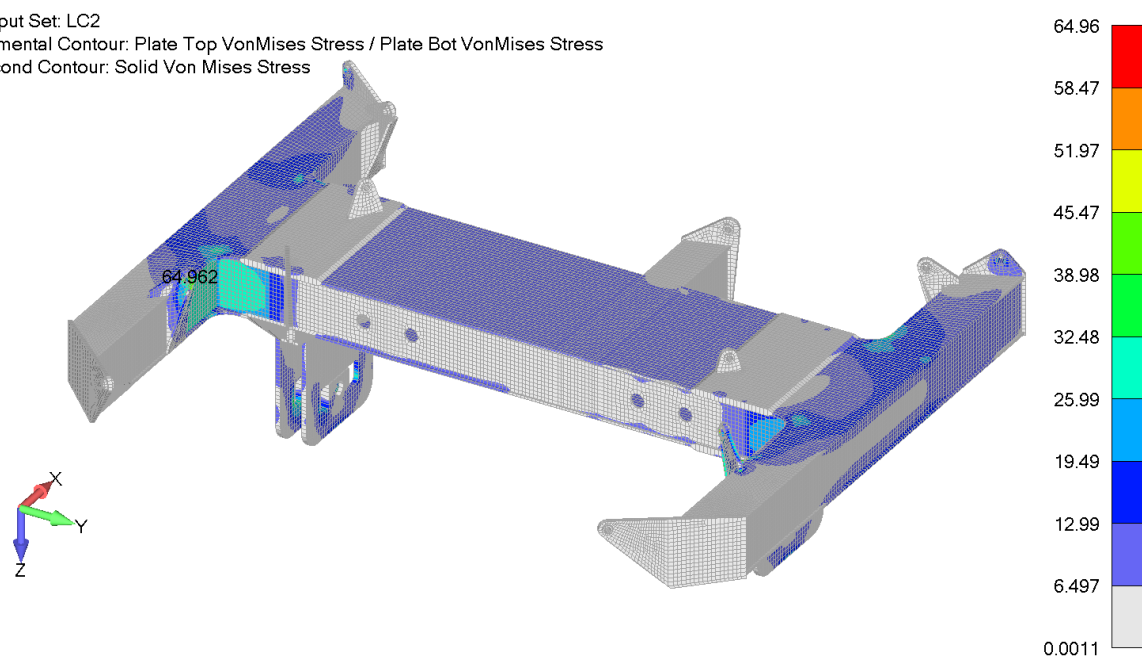


Слика 6.58 Поље ефективног напона

Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

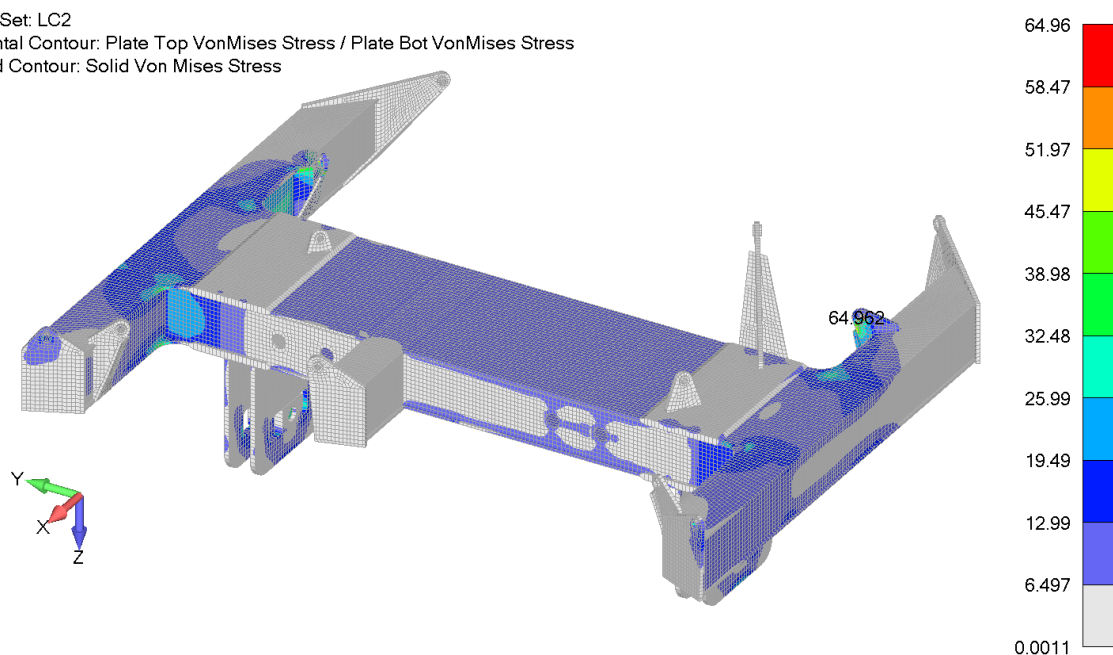


Слика 6.59 Поље ефективног напона

Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

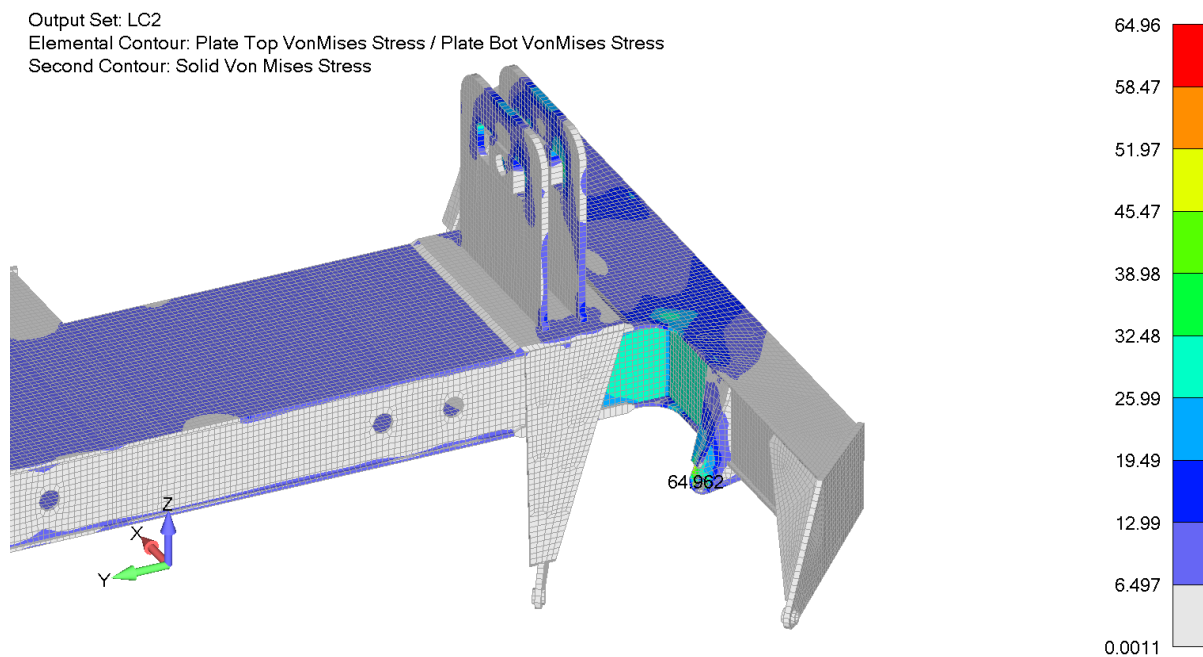


Слика 6.60 Поље ефективног напона

Output Set: LC2

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

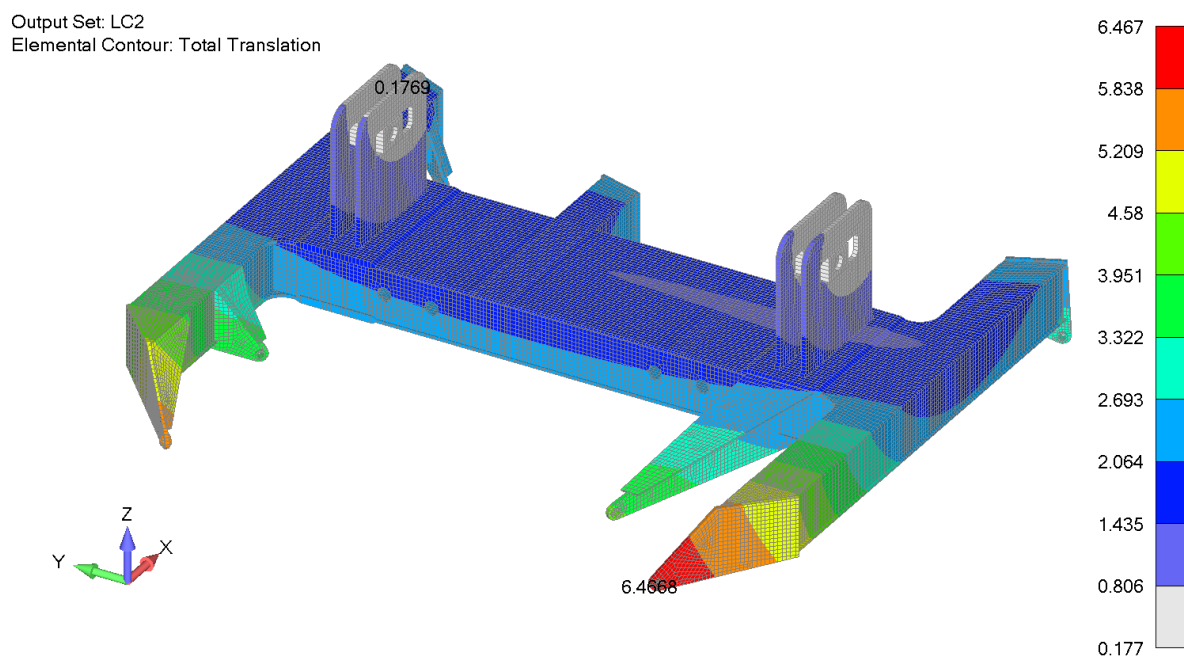
Second Contour: Solid Von Mises Stress



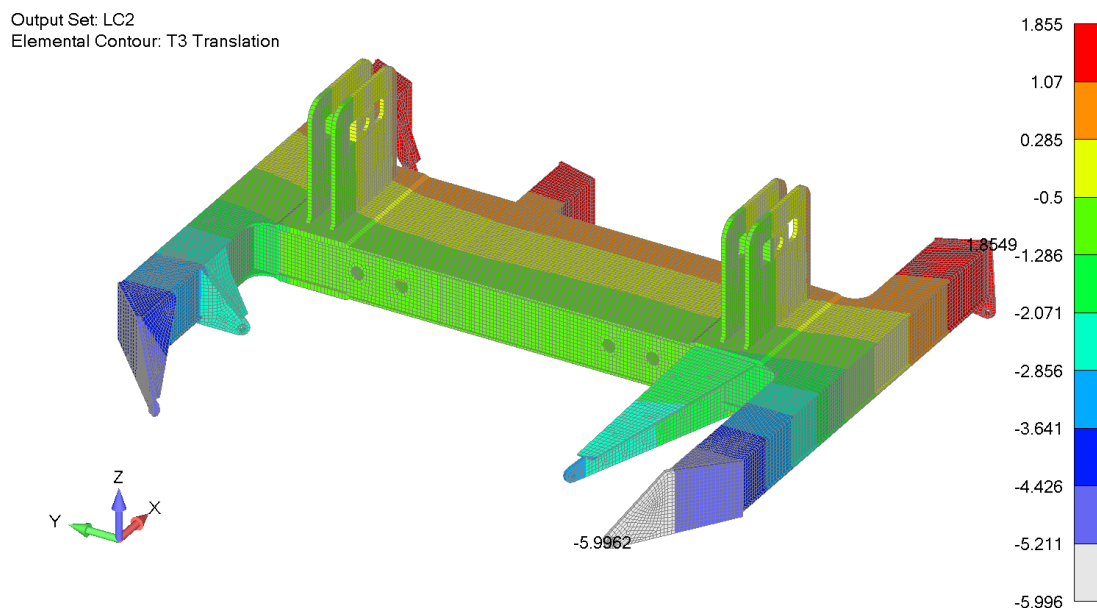
Слика 6.61 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.62 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона



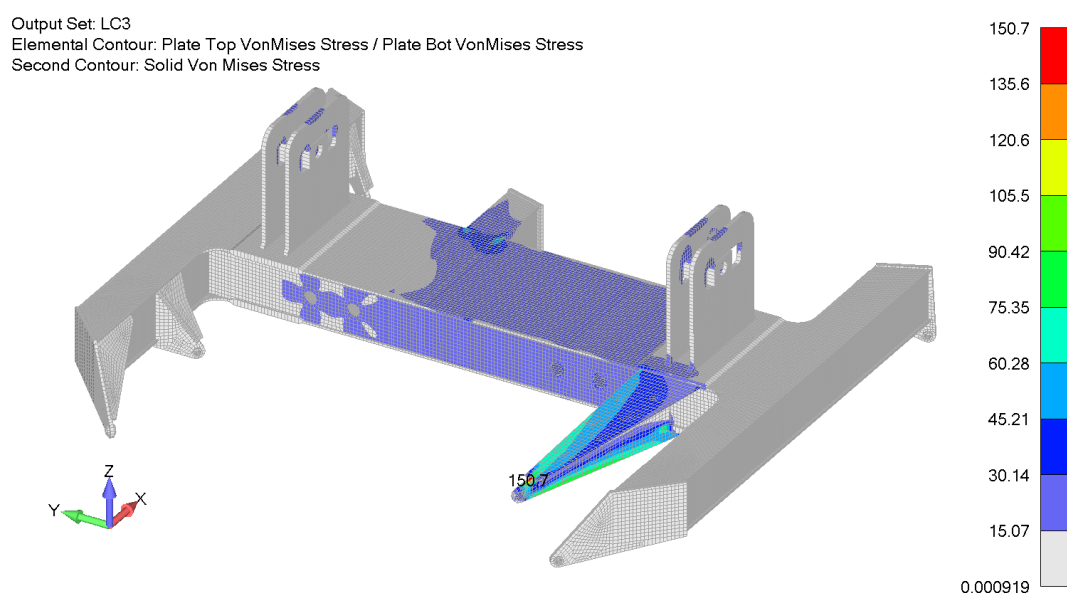
Слика 6.63 Укупно поље померања



Слика 6.64 Вертикално поље померања U_z

6.3.3 Оптерећење 3 (LC3) – Подизање поклопца

Овај случај оптерећења представља подизање поклопца. Поље Von Mises - овог напона дизалице у неколико погледа приказано је на сликама 6.65 – 6.68. Максимална вредност ефективног напона износи 150.7. МПа у основном материјалу, који је испод максималног дозвољеног напона дефинисаног у поглављу 5.6. Значајније оптерећена зона приказана је на слици 6.69. Место максималног ефективног напона је приказано на слици 6.70. Укупно поље померања и вертикално поље померања приказани су на сликама 6.71 и 6.72.

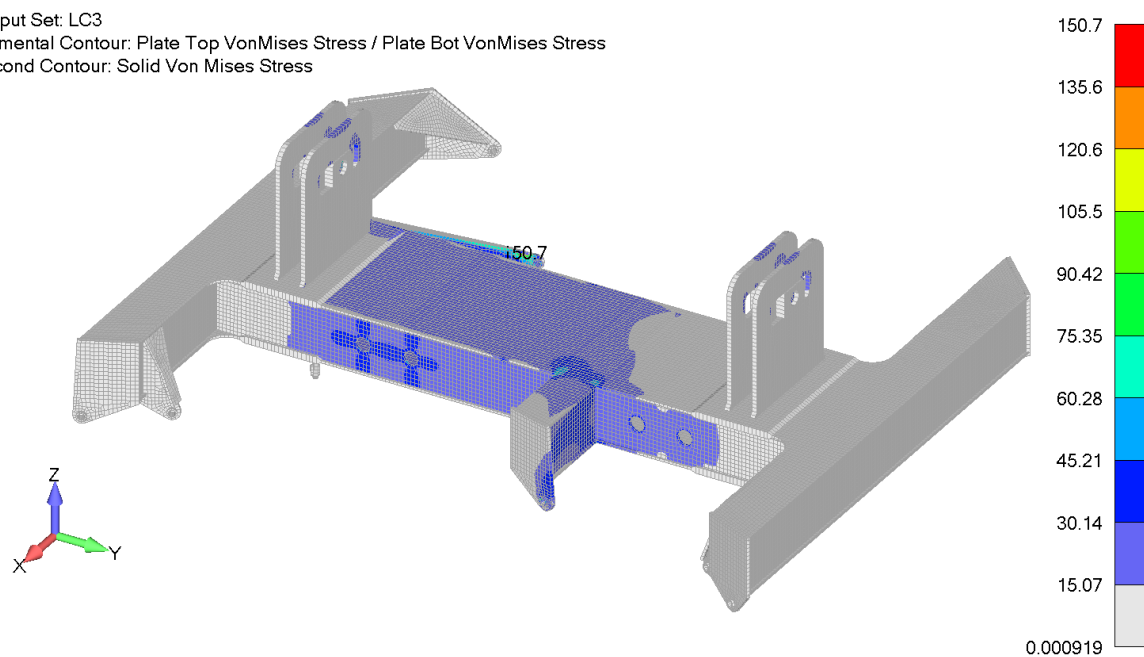


Слика 6.65 Поље ефективног напона

Output Set: LC3

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

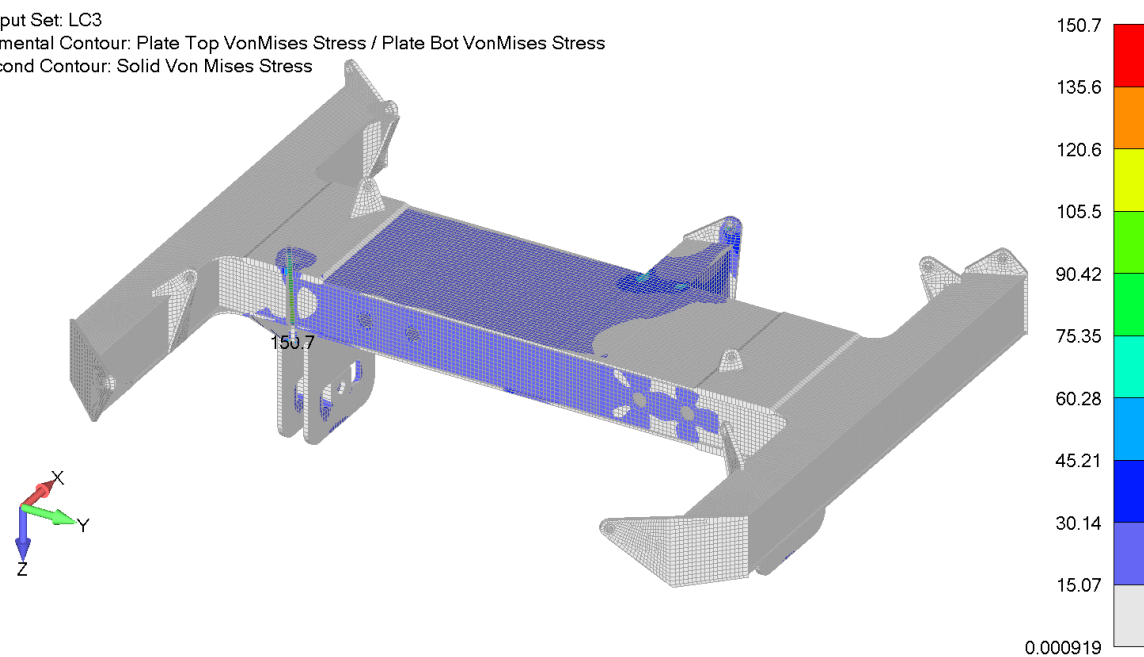


Слика 6.66 Поље ефективног напона

Output Set: LC3

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

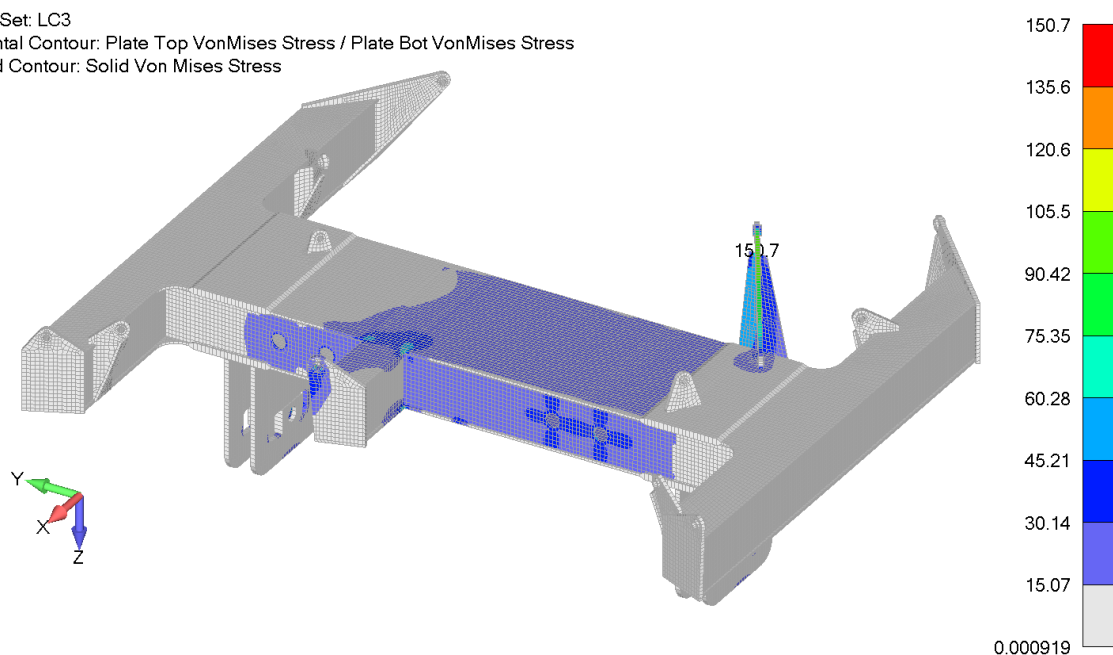


Слика 6.67 Поље ефективног напона

Output Set: LC3

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

Second Contour: Solid Von Mises Stress

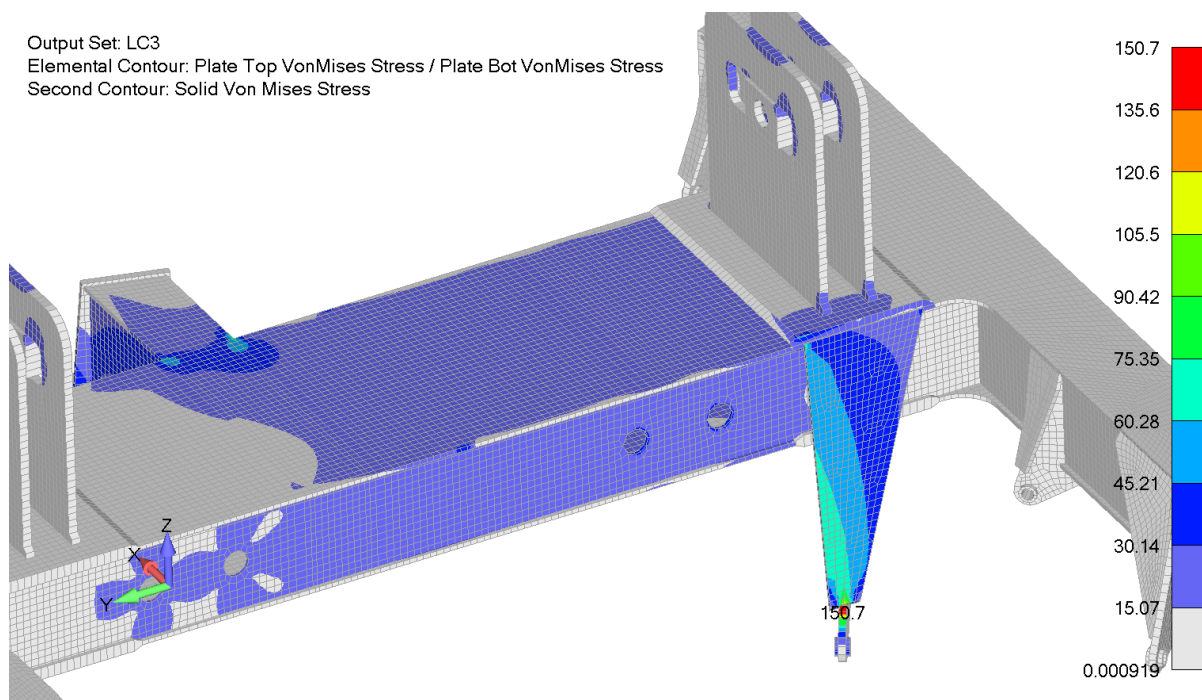


Слика 6.68 Поље ефективног напона

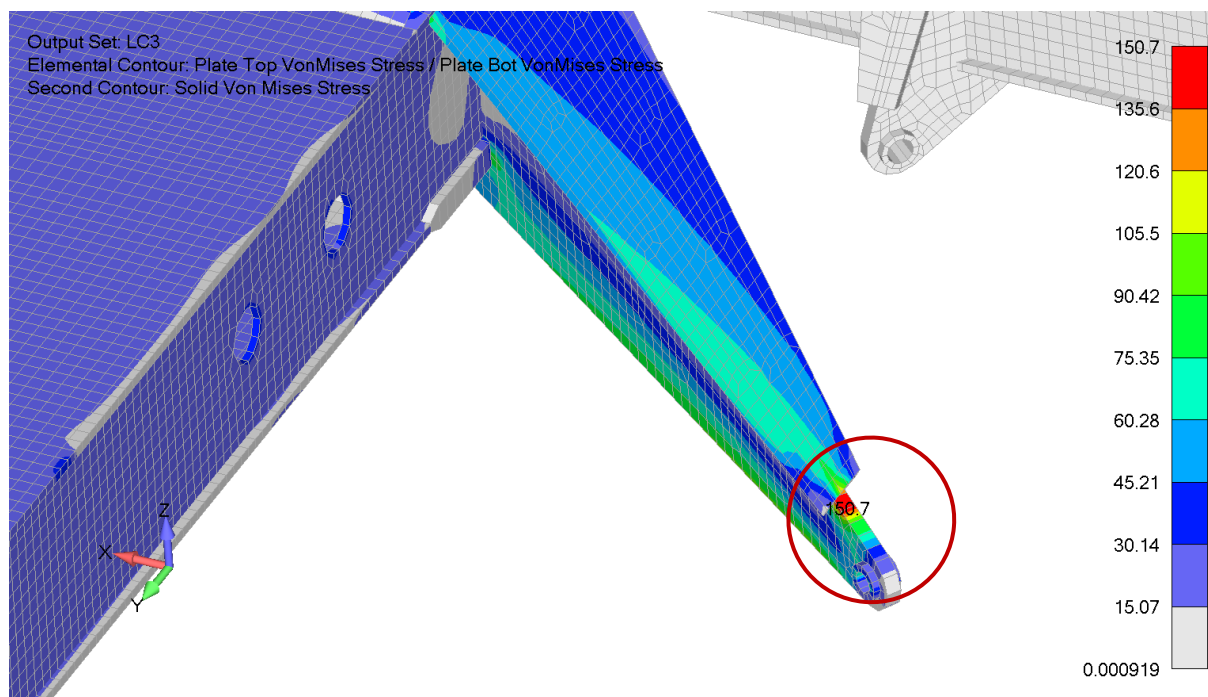
Output Set: LC3

Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress / Plate Bot VonMises Stress

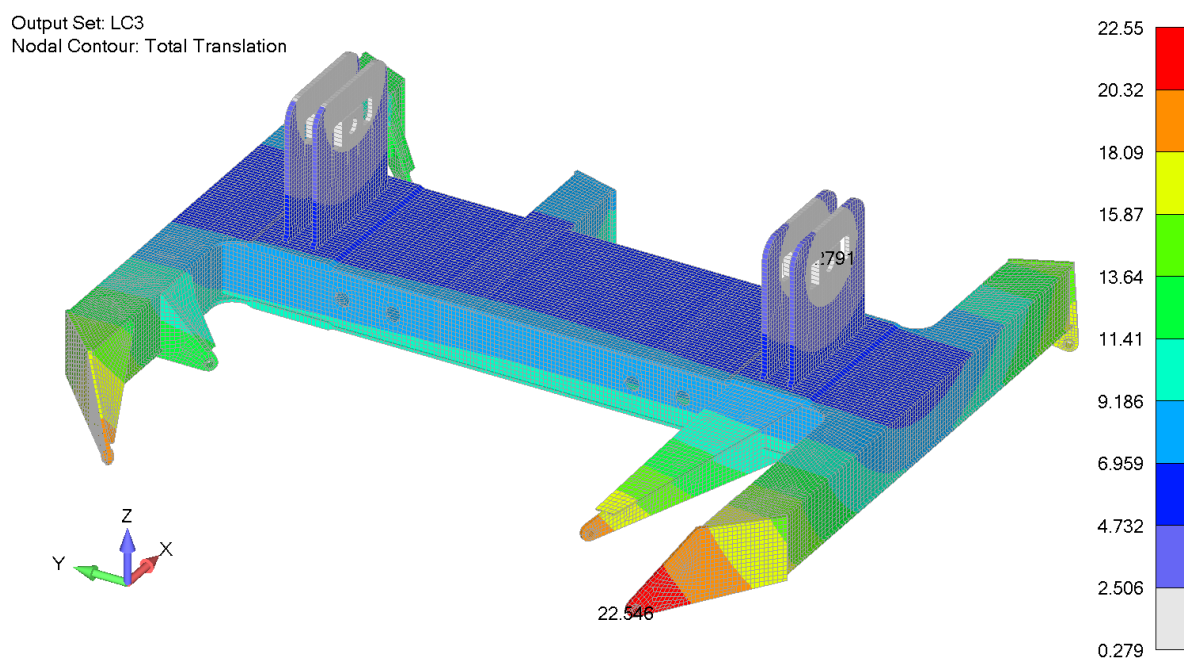
Second Contour: Solid Von Mises Stress



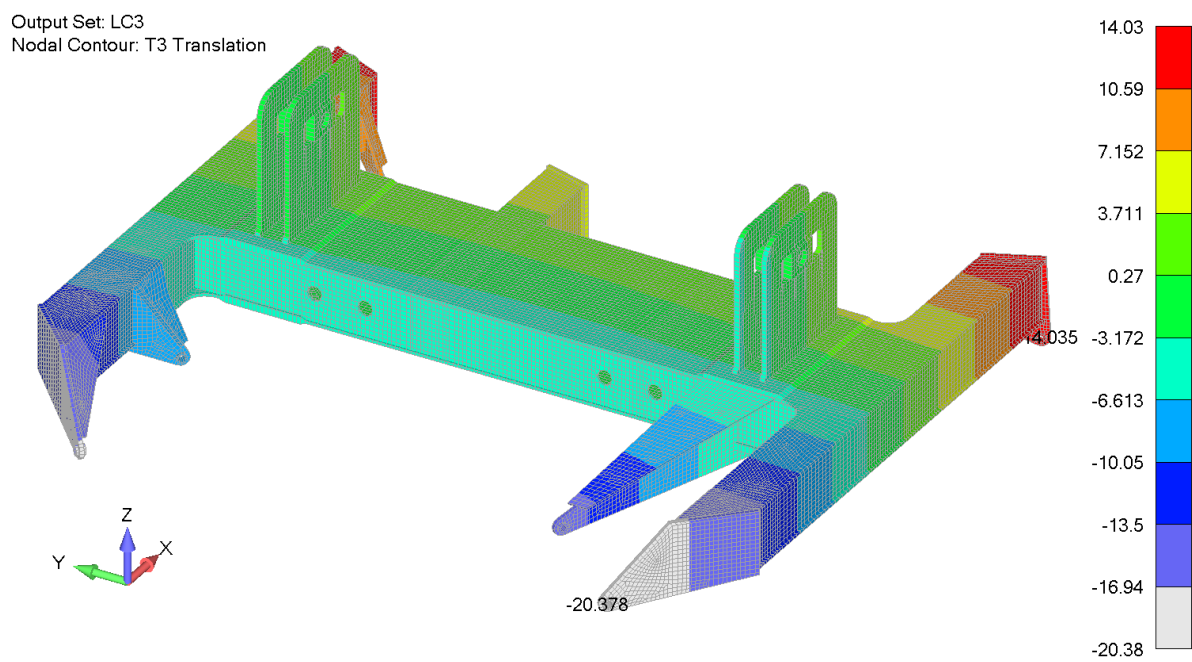
Слика 6.69 Поље ефективног напона– значајније оптерећена зона



Слика 6.70 Место максималног ефективног напона – значајније оптерећена зона



Слика 6.71 Укупно поље померања



Слика 6.72 Вертикално поље померања U_z

7 Упоредни приказ анализе резултата кроз различите стандарде

На основу добијених резултата (поглавље 6) и максималних дозвољених напона за основни материјал за челик S355J2 одређених помоћу стандарда F.E.M 1.001, BS EN 13001 и Eurocode, упоредни приказ поменутих вредности дат је у табели 7.1.

Табела 7.1 Упоредни приказ максималних дозвољених напона и израчунатих напона за основни материјал S355J2 за процену статичке чврстоће

Основни материјал							
Дебљине плоча	Дозвољени напон			Израчунати напон			
	F.E.M.	BS EN 13001	Eurocode 3				
$t \leq 16$	228	323	323	LC1	50.64	48.44	72.98
$16 < t \leq 40$	225	314	314				
$40 < t \leq 63$	222	305	305	LC2	46.21	44.2	64.96
$63 < t \leq 80$	217	296	296				
$80 < t \leq 100$	210	287	287	LC3	125.6	120.1	150.7
$100 < t \leq 150$	197	268	268				

Према вредностима у табели може се приметити да је најригорознији F.E.M. стандард. Степен сигурности према FEM стандарду је 1.5, у зависности од класификације оптерећења којима дизалице могу бити изложене. Намењен је за прорачун дизалица које служе за подизање тешких терета.

Према британском стандарду BS EN 13001 коришћен је степен сигурности 1.1. У њему не постоје детаљне класификације дизалице. Европски стандард, Eurocode 3 се у потпуности поклапа са овим британским стандардом кад су у питању дозвољени напони за основни материјал.

Упоређивањем вредности максималних напона добијених прорачуном и дозвољених максималних напона из табеле 7.1 може се закључити да овако дизајнирана дизалица са дефинисаним оптерећењима задовољава све критеријуме када је у питању основни материјал. Вредности израчунатих напона су испод вредности максималних дозвољених напона.

На основу добијених резултата (поглавље 6) и максималних дозвољених напона за заварене спојеве одређених помоћу три претходно приказана стандарда, упоредни приказ поменутих вредности дат је у табели 7.2.

Табела 7.2 Упоредни приказ максималних дозвољених напона и израчунатих напона за заварене спојеве S355J2 за процену статичке чврстоће (британски стандард и европска норма)

Заварени спој							
Дебљине плоча	Дозвољени напон			Израчунати напон			
	BS EN 13001		Eurocode 3				
	$\alpha_w = 1.0$	$\alpha_w = 0.7$					
t≤16	323	226	284	LC1	50.64	48.44	72.98
16<t≤40	314	220	276				
40<t≤63	305	214	268	LC2	46.21	44.2	64.96
63<t≤80	296	207	260				
80<t≤100	287	201	252	LC3	125.6	120.1	150.7
100<t≤150	268	188	236				

Када је у питању европски стандард Eurocode 3, коришћен је степен сигурности за овај тип конструкције 1.25. BS EN 13001 је новији британски стандард и ригорознији је када су у питању заварени спојеви. Код њега су заварени спојеви подељени у две групе, са и без потпуне пенетрације. Вредности дозвољених напона код потпуне пенетрације виши су од вредност добијених европском нормом. Уколико завар није са потпуном пенетрацијом вредности дозвољених напона биће нижи (табела 7.2). Коефицијент α_w одређен је на основу типа завареног споја и врсте напрезања.

Код стандарда F.E.M. 1.001 дозвољени напони за заварене спојеве су одређени на основу врсте напрезања и квалитета завареног споја (табела 7.3). Дозвољени напон посматра се за заварене спојеве обичног квалитета.

Табела 7.3 Максимални дозвољени напон за заварене спојеве S355J2 за процену статичке чврстоће (F.E.M. стандард)

Врста оптерећења		Дозвољени напон за заварене спојеве, [MPa] – Случај I
Уздужни еквивалентни напони за све врсте заварених спојева		240
Попречни затежући напон	Сучељни спој и специјални квалитети К спојева	240
	Обичан квалитет К спојева	210

	Угаони спој	170
Попречни притискајући напон	Сучељни спој и К спој	240
	Угаони спој	195
Смичући напон за све врсте заварених спојева		170

Поређењем дозвољених напона из табела 7.2 и 7.3 и израчунатих напона у табели 7.2, види се да конструкција задовољава све критеријуме и када су у питању заварени спојеви.

На основу добијених резултата (поглавље 5) и максималних дозвољених напона за заморну чврстоћу одређених помоћу три претходно приказана стандарда. Упоредни приказ поменутих вредности дат је у табели 7.4.

Табела 7.4 Упоредни приказ максималних дозвољених напона и израчунатих напона за процену заморне чврстоће S355J2 (британски стандард и европска норма)

Амплитудни напон $\Delta\sigma_R$ [MPa]	Максимална вредност дозвољеног напона за 100000 циклуса σ_{max} [MPa]	Гранични напон за заморну чврстоћу [MPa]		
		Eurocode 3		BS EN 13001
		Ниски захтеви ($\gamma_{mf}=1.15$)	Високи захтеви ($\gamma_{mf}=1.35$)	Са опасношћу по особље ($\gamma_{mf}=1.25$)
160	434.31	377.66	321.71	347.45
140	380.02	330.45	281.50	304.01
125	339.30	295.05	251.33	271.44
112	304.01	264.36	225.20	243.21
100	271.44	236.04	201.07	217.15
90	244.30	212.43	180.96	195.44
80	217.15	188.83	160.85	173.72
71	192.72	167.59	142.76	154.18
63	171.01	148.70	126.67	136.81
56	152.01	132.18	112.60	121.61
50	135.72	118.02	100.53	108.58
45	122.15	106.22	90.48	97.72
40	108.58	94.41	80.43	86.86
36	97.72	84.97	72.38	78.18

Разлика између ова два стандарда када је у питању заморна чврстоћа јесте у степенима сигурности. Европска норма узима у обзир високе и ниске захтеве конструкције чији су степени сигурности 1.15 и 1.35, док британски стандард за овај тип

конструкције узима у обзир приступачност конструкцији и опасност по особље и вредност степена сигурности износи 1.25. У табели су дате вредности дозвољених напона за 100000 циклуса.

Када је у питању FEM стандард компонентна група је одређена на основу укупног броја радних циклуса дизалице и спектра оптерећења. Када су у питању заварени спојеви група K₃ одговара оваквој врсти дизалице, која се одређује на основу типа и квалитета заварених спојева. Ту спадају заварени спојеви обичног квалитета. Код незаварених компоненти дозвољени напон за замор одговара групи W₀. Ту спада основни материјал без отвора.

Табела 7.5 Максимални дозвољени напони за процену заморне чврстоће конструкције изложене затезању S355J2 (F.E.M. стандард)

Компонентна група	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W ₀	W ₁	W ₂	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
E3	381.47	324.20	266.93	395.74	353.41	296.81	211.98	127.16

Табела 7.6 Максимални дозвољени напони за процену заморне чврстоће конструкције изложене притиску S355J2 (F.E.M. стандард)

Компонентна група	Незаварене компоненте			Заварене компоненте				
	W ₀	W ₁	W ₂	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
E3	459.6	390.6	321.6	476.8	425.8	357.6	255.4	153.2

На основу табела 7.4, 7.5 и 7.6 и вредности максималних добијених напона из поглавља 6 може се закључити да су добијене вредности доста ниже од вредности максималних дозвољених напона за заморну чврстоћу. Та разлика између дозвољених и израчунатих напона показује да конструкција може задовољити и доста већи број радних циклуса.

Када су у питању заварени спојеви, тип заварених спојева по стандардима BS EN 13001 и Eurocode припадају класи 100 према табели 7.4. По F.E.M 1.001 стандарду класа E3 одговара типу заварених споја конструкције. Поређењем вредности дозвољених напона за одговарајуће класе може се приметити да су веома приближне.

Вредности максималних израчунатих напона по овим стандардима међусобно су различити због различите вредности динамичког фактора којим су скалирана оптерећења којима је конструкција изложена.

8 Закључак

Стандардизација је мултидисциплинарна научна и стручна област која има значајан утицај на све људске активности - од активности везаних за задовољавање основних човекових потреба до функционисања најсложенијих техничких и других система. Основни циљ и задатак стандардизације је постизање оптималног степена реда у одређеној области ради стварања потребних услова за постизање високог нивоа квалитета производа, процеса и услуга.

Прегледом литературе и постојећих метода истраживања у области стандардизације када су у питању нумеричка испитивања конструкција, постављени су захтеви које је потребно испунити за одређени тип конструкције. При различитим захтевима послодаваца када су у питању нумерички прорачуни, различити су стандарди који су коришћени за вагонске конструкције, за дизаличне и друге металне конструкције. Систематизацијом и пажљивим проучавањем стандарда као и њиховом применом на реалним примерима постављени су темељи методологије, која представља и крајњи исход овог рада.

Проучавањем стандарда за испитивање чврстоће дизаличних конструкција и њиховом систематизацијом створена је полазна основа за истраживање при изради овог рада. У оквиру рада су описани и спроведени поступци одређивања статичких и заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2, као најчешће коришћеног челика за израду дизаличних конструкција. Сви поступци и процедуре за одређивање различитих врста карактеристика материјала спроведени су у складу са међународним стандардима који се баве испитивањем чврстоће конструкције. У раду је дат приказ F.E.M 1.001 стандарда који се примењује за испитивање дизалице за преношење тешких терета. Упоредно је дат и приказ британског стандарда BS EN 13001 као и европске норме Eurocode. Систематизовани резултати добијених дозвољених напона за процену статичке и заморне чврстоћи на основу ова три стандарда представљају само полазну основу за даље тумачење и анализу резултата који се добијају на основу нумеричких прорачуна.

При испитивању статичке чврстоће конструкције, стандарди су веома битни. Једино се на основу стандарда којима су прописани захтеви који се односе на класификације конструкције према типу оптерећења, према сврси у индустрији као и прописаних дозвољених напона за одређену врсту конструкције, може унапред видети да ли је конструкција спремна за коришћење у индустрији.

Анализом и прегледом стандарда у области дизаличних конструкција детаљно су изложене све врсте оптерећења које мора да задовољи конструкција у погледу статичке и заморне чврстоће. Дефинисани су степени сигурности у зависности од прописаних критеријума и направљен је преглед дозвољених напона применом различитих стандарда. На тај начин створени су сви услови да се развијена методологија примени за процену интегритета дизалице изложене различитим врстама оптерећења.

За потребе нумеричких прорачуна, јасно је истакнута улога методе коначних елемената, као најопштијег нумеричког метода за процену интегритета и одређивање животног века конструкција. На основу добијених резултата нумериком и одређених дозвољених напона према стандардима табеларно је дат упоредни приказ тих вредности. Посебна пажња посвећена је поређењу поступака дефинисаних стандардима при одређивању вредности дозвољених напона и разлици међу стандардима при примени на истој конструкцији. На основу изнетих техника анализирани су аспекти њихове поузданости и применљивости и донет је закључак који стандард је најприменљивији када је у питању овакав тип дизалице, а да притом даје прихватљива решења, која се добро слажу са реалним резултатима у пракси.

Захтеви прописани FEM организацијом за стандардизацију односе се баш на дизалице које преносе тешке терете, зато су добијени дозвољени напони по овом стандарду са најнижим вредностима. У овом стандарду дата је детаљна класификација дизалица по различитим критеријума, тако да су сви ефекти дизалице при раду узети у обзир. Друга два стандарда припадају групи европских стандарда и веома су слични при одређивању дозвољених напона. Добијене вредности дозвољених напона су приближне, али у њима не постоји детаљна класификација дизалица као што је случај са претходним стандардом.

Може се приметити да конструкција задовољава све критеријуме при испитивању према приказаним стандардима. Поређењем израчунатих напона у поглављу 5 са максималних дозвољеним напонима може се приметити да су вредности добијене софтвером доста испод вредности дозвољених напона. Такође вредности максималних израчунатих напона по свим стандардима су различити због различите вредности динамичких фактора за који су оптерећења увећана.

Приликом израде овог рада, наметнуло се више могућих праваца даљег истраживања у овој области. У пракси се срећу дизалице оваквог типа које служе за пренос терета. Стога се намеће задатак одређивања заморних карактеристика материјала за које не постоје довољно поуздани подаци о њиховом понашању при заморним оптерећењима. Поред тога у плану су даља проучавања стандарда који служе за процену статичке и заморне чврстоће конструкција, као и њихово унапређење и систематизација. Потребно је одредити који стандард је релевантнији за који тип конструкције тј. који обухвата што више реалних услова којима је конструкција изложена при употреби..

9 Литература

- [1] P. Popović, V. Živković, Osnovi standardizacije i metrologije, Univezitet Singidunum, Beograd, 2011.
- [2] N. Filatov, Standardizacija – jedinstvena spona za cijeli svet, BOSNIACA 2016, 21:6-14
- [3] V. Miladinović, Ciljevi, principi i struktura procesa standardizacije, Naučnotehnicki PREGLED, vol.L,br.6, pp. 83-93,2000.
- [4] Миловановић В., Развој методологије за експерименталну и нумеричку процену интегритета носећих делова вагонске конструкције изложених цикличном динамичком оптерећењу – Докторска дисертација, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2016.
- [5] A. Chattopadhyay, G. Glinka, M. El-Zein, J. Quian and R. Formas, "Stress Analysis and Fatigue of Welded Structures," Welding in the World, vol. 55, no. 7,8, 2011.
- [6] SSAB OX Technical Support, "Outline of Fatigue of Welded Joints or Six Ways of Countteracting Fatigue," 2004.
- [7] <https://www.fem-eur.com/wp-content/uploads/2018/10/FEM-Report-2016-2018-FINAL-web.pdf>, приступљено: август 2019.
- [8] F.E.M. 1.001 Rules for design of hoisting appliances – Booklet 1 – Object and scopes
- [9] F.E.M. 1.001 Rules for design of hoisting appliances – Booklet 2 – Classification and loading on structures and mechanisms
- [10] F.E.M. 1.001 Rules for design of hoisting appliances – Booklet 3 – Calculating the stresses in structures
- [11] F.E.M. 1.001 Rules for design of hoisting appliances – Booklet 4 – Checking for fatigue and choice of mechanisms components
- [12] EN 13001 - Part 1: General principles and requirements
- [13] EN 13001 - Part 2: Load actions
- [14] EN 13001 - Part 3-1: Limit States and proof competence of steel structure
- [15] EN 1990 - Eurocode 0: Basis of structural design
- [16] EN 1993-1-1 - Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-1: General rules and rules for buildings
- [17] EN 1993-1-3 - Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-3: General rules – Supplementary rules for cold formed thin gauge members and sheeting
- [18] Femap with NX Nastran
- [19] Weights.xlsx

- [20] Lifting beam_20190717.stp
- [21] LC1_20190717.pdf
- [22] LC2_20190717.pdf
- [23] LC3_20190717.pdf
- [24] Којић М., Славковић Р., Живковић М., Грујовић Н., *Метод коначних елемената I*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2010.

