



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА

Владимир Миловановић

РАЗВОЈ МЕТОДОЛОГИЈЕ ЗА
ЕКСПЕРИМЕНТАЛНУ И НУМЕРИЧКУ
ПРОЦЕНУ ИНТЕГРИТЕТА НОСЕЋИХ ДЕЛОВА
ВАГОНСКЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ИЗЛОЖЕНИХ
ЦИКЛИЧНОМ ДИНАМИЧКОМ ОПТЕРЕЋЕЊУ

Докторска дисертација

Крагујевац, 2016. година

Милицы, Јовану
и у знак сећања на оца

I. Аутор

Име и презиме: Владимир Миловановић

Датум и место рођења: 09.04.1979. године, Крагујевац, Република Србија

Садашње запослење: Истраживач сарадник, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

II. Докторска дисертација

Наслов: Развој методологије за експерименталну и нумеричку процену интегритета носећих делова вагонске конструкције изложених цикличном динамичком оптерећењу

Број страница: 137

Број слика: 120

Број библиографских података: 93

Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

Научна област (УДК): Примењена механика, Примењена информатика, Рачунарско инжењерство, Интегритет и век конструкција, Механика лома, Инжењерство материјала и Испитивања материјала (688.868.64:624.042/632.08:519.6)

Ментор: др Гордана Јовичић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

III. Оцена и одбрана

Датум пријаве теме: 08. 11. 2013. године

Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације: 01-1/885-12 од 20.03.2014. године

Комисија за оцену подобности теме и кандидата:

1. Др Радован Славковић, редовни професор,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
2. Др Мирослав Живковић, редовни професор,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
3. Др Александар Седмак, редовни професор,
Машински факултет, Универзитет у Београду;
4. Др Зијах Бурзић, научни саветник,
Војно-технички институт, Београд;
5. Др Гордана Богдановић, доцент,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
6. Др Гордана Јовичић, ванредни професор, ментор,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације:

1. Др Радован Славковић, редовни професор, Председник комисије,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
2. Др Мирослав Живковић, редовни професор,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
3. Др Зијах Бурзић, научни саветник,
Војно-технички институт, Београд;
4. Др Гордана Богдановић, доцент,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу;
5. Др Драган Адамовић, редовни професор,
Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Датум одбране дисертације:

Резиме

Из инжењерске праксе је познато да су вагонске челичне конструкције током експлоатације изложене сложеним комбинованим оптерећењима. Модернизацијом пруга, повећавањем брзине кретања, оптимизацијом вагонских конструкција, коришћењем нових материјала, створени су велики изазови у области вагонске индустрије. Паралелно са повећањем изазова, захтеви у погледу поузданости и безбедности вагонских конструкција постајали су све већи. Предмет проучавања и циљ рада на овој дисертацији је развој поуздане методологије за експерименталну и нумеричку процену интегритета вагонских конструкција изложених променљивим динамичким оптерећењима.

За потребе процене интегритета делова вагонских конструкција експериментално су одређиване карактеристике конструкционих челика и челика који су већ били у фази експлоатације. Циљ ових експерименталних истраживања је добијање довољног броја података о материјалима и геометрији критичних зона вагонских конструкција. Систематизацијом добијених резултата и оних који су већ доступни у разним облицима литературе направљена је основа за тумачење резултата добијених нумеричким прорачунима.

Као плод развијене методологије, на реалним примерима из праксе, приказан је поступак процене интегритета носећих делова реконструисане вагонске конструкције, која је изложена променљивим заморним оптерећењима. На основу експерименталних и нумеричких резултата извршена је анализа постављеног проблема у складу са стандардима у области вагонских конструкција. Други пример представља процену преосталог радног века, одређивање броја циклуса до отказа критичних зона носећих делова вагонске конструкције на основу експериментално добијених података и нумеричких резултата прорачуна.

Коришћење развијене методологије на конкретним примерима и њена верификација у пракси, доводи до знатне уштеде при веома скупим испитивањима различитих прототипова вагона. Практична примена развијене методологије у будућности би могла остварити позитиван утицај у области вагонске индустрије.

Кључне речи: метод коначних елемената, вагонске конструкције, процена интегритета, испитивање заморних карактеристика, заморна чвстоћа

Abstract

It is well known from the engineering experience that, during exploitation, steel structures of wagons are exposed to the complex combined loads. Modernization of rails by increasing the velocity, optimization of the wagon structures, using new materials, created great challenges in the field of wagon industry. Together with increasing challenges, the requirements in terms of reliability and safety of the wagon structure have increased as well. The subject of studying and purpose of this thesis is to develop a reliable methodology for the experimental and numerical evaluation of the integrity of the wagon structures exposed to the alternating dynamic loads.

For the purpose of integrity estimation of the wagon parts, the characteristics of structural steel and steel in the phase of exploitation have been experimentally determined. The aim of this experimental research is to obtain sufficient data on materials and geometry relating to the critical zones of the wagon structures. Systematization of the obtained results and those that are already available in various forms of literature enabled forming the basis for the interpretation of the results of the numerical calculations.

As a result of the developed methodology, the procedure of assessment of the integrity of load-bearing parts of the reconstructed wagon structure exposed to fatigue loads, is presented on the real examples in practice. The analysis of a problem was performed in accordance with the standards in the field of the wagon industry and based on the experimental and numerical results. Another example presents the remaining service life assessment, determination of the number of cycles to failure of critical load-bearing parts of the wagon structure according to the experimental data and numerical calculation results.

Using of the developed methodology on concrete examples and its verification in practice lead to the significant savings in the very expensive tests of different prototypes of the wagon. Practical application of the developed methodology in the future could have a positive impact in the field of the wagon industry.

Key words: finite element method, wagon, integrity assessment, structural fatigue test, the fatigue strength

Предговор

Ова докторска дисертација је настала као плод дугогодишњег истраживачког рада на докторским студијама и представља резултат који сам постигао користећи знања стечена у Лабораторији за инжењерски софтвер и Центру за инжењерски софтвер и динамичка испитивања Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Најискреније се захваљујем свом ментору професору др Гордани Јовичић на указаном поверењу, помоћи, стрпљењу, подстицају и разумевању током израде овог рада. Посебну захвалност дугујем професору др Мирославу Живковићу на сарадњи, искреној подршци и указаном поверењу да postanем део тима Лабораторије за инжењерски софтвер, касније и Центра за инжењерски софтвер и динамичка испитивања. Знања и стручни савети које сам стекао током рада са професором Живковићем у реализацији многих пројеката, су била од изузетног значаја за мој истраживачки рад.

Захваљујем се професору др Радовану Славковићу на стручности, професионалној и свесрдној помоћи при изради ове дисертације. Захваљујем се професору др Зијаху Бурзићу и његовим сарадницима на помоћи и сугестијама који су ми помогли да експериментални део истраживања изведем што квалитетније. Захваљујем се професору др Гордани Богдановић и професору др Драгану Адамовићу на корисним сугестијама, конструктивној сарадњи и помоћи при изради дисертације.

Током израде дисертације био сам ангажован као истраживач-сарадник на пројектима Министарства просвете, науке и технолошког развоја „Развој софтвера за експлицитну нелинеарну динамичку анализу“-ТР12005, „Развој софтвера за решавање спрегнутих мултифизичких проблема“-ТР32036 и „Развој система за подршку оптималном одржавању високих брана у Србији“-ТР37013 и на томе се захваљујем Министарству и руководиоцима пројеката.

Сарадња са господином Лазаром Мачковићем и госпођом Манојлом Милинковић из Суботице у реализацији више десетина пројеката ме је у суштини и увела у област и проблематику вагонских конструкција. Користим прилику да им се захвалим на стручности и професионализму који су исказали у сваком сегменту заједничке сарадње. Захваљујем се предузећу Атеник комерц доо из Чачка на донираном материјалу за испитивање, као и самосталној занатској радњи Алати Тадић из Крагујевца на изради епрувета и узорака за испитивање.

Ову прилику користим да се захвалим колегама из Лабораторије за инжењерски софтвер који су ми помогли својим искуствима и знањем и пружили ми пријатељску подршку. Посебно бих истакао и захвалио се колеги Александру Дишићу, дипломираном машинском инжењеру, на несебичној помоћи око експерименталних истраживања. Његово искуство, знање и савети били су ми од изузетне користи.

Највећу захвалност дугујем родитељима и својој породици, супруги Вањи, ћерки Милицы и сину Јовану, на бескрајној подршци, љубави и разумевању. Њихов удео у овом раду је немерљив јер су увек били моја водилца и највећа подршка.

Владимир Миловановић

САДРЖАЈ

1	Увод.....	1
1.1	Мотивација	1
1.2	Циљ рада	2
1.3	Садржај рада.....	3
1.4	Преглед литературе.....	4
1.5	Методе истраживања	7
2	ОСНОВЕ МЕХАНИКЕ ЛОМА И ЗАМОРА.....	8
2.1	Типови механичких оштећења	8
2.2	Историјат проучавања замора материјала	10
2.3	Нискоциклични и високоциклични замор материјала	11
2.3.1	Дефиниција и опис оптерећења услед замора.....	12
2.3.2	Уређаји за испитивање замора материјала	15
2.3.3	Узорци за испитивање замора материјала	17
2.4	Анализа укупног века трајања ($S-N$ анализа)	18
2.4.1	$S-N$ дијаграм.....	19
2.4.2	Фактори који утичу на заморни век	21
2.4.3	Утицај средњег напона	23
2.5	Анализа замора на основу деформација ($\epsilon - N$ анализа).....	27
2.5.1	Напонско-деформацијско понашање материјала при статичком испитивању затезањем	27
2.5.2	Понашање материјала при нискоцикличном замору	30
2.5.3	$\epsilon - N$ крива	35
2.5.4	Утицај средњег напона	37
2.6	Линеарно еластична механика лома	38
2.6.1	Фактор интензитета напона	39
2.6.2	Жилавост лома	42
2.6.3	Заморни раст прслине.....	44
2.7	Замор заварених спојева.....	47
3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА СТАТИЧКИХ, ЗАМОРНИХ И УДАРНИХ КАРАКТЕРИСТИКА МАТЕРИЈАЛА	51
3.1	Одређивање механичких карактеристика на собној температури.....	52
3.1.1	Облик, димензије и изглед епрувета	52
3.1.2	Метод и резултати испитивања	53
3.2	Одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања	56
3.2.1	Облик, димензије и изглед епрувета	56
3.2.2	Метод и резултати испитивања	57
3.2.3	Процедура и пример прорачуна за одређивање коефицијента ојачања и експонента ојачања	58
3.3	Одређивање заморних карактеристика	62
3.3.1	Облик, димензије и изглед епрувета	62
3.3.2	Метод и резултати испитивања	62
3.3.3	Процедура и пример прорачуна заморних карактеристика.....	66

3.4	Заморне карактеристике конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N добијене екпериментима	68
3.5	Одређивање ударне жилавости.....	70
3.5.1	Облик димензије и изглед епрувете	71
3.5.2	Метод и резултати испитивања	71
4	ИМПЛЕМЕНТАЦИЈА МЕТОДЕ КОНАЧНИХ ЕЛЕМЕНАТА ПРИ ПРОРАЧУНУ ЗАВАРЕНИХ КОНСТРУКЦИЈА ИЗЛОЖЕНИХ ДИНАМИЧКИМ ОПТЕРЕЋЕЊИМА	75
4.1	Технике моделирања заварених спојева	76
4.1.1	Моделирање заварених спојева 3Д елементима	76
4.1.2	Моделирање заварених спојева укошеним елементима љуске	77
4.1.3	Моделирање заварених спојева крутим везама	77
4.1.4	Моделирање заварених спојева повећањем дебљине.....	78
4.2	Моделирање и МКЕ анализа заварених спојева вагонских конструкција	80
4.2.1	Моделирање заварених спојева вагонских конструкција	80
4.2.2	МКЕ анализа, стандарди и дозвољени напони у завареним спојевима вагонских конструкција при динамичким оптерећењима.....	81
5	ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА ДЕЛОВА ВАГОНСКИХ КОНСТРУКЦИЈА ИЗЛОЖЕНИХ ДИНАМИЧКОМ ОПТЕРЕЋЕЊУ	87
5.1	Идентификација узрока настајања прелина на распињачи вагона за превоз контејнера 87	
5.1.1	Опис проблема	87
5.1.2	Испитивање узорака израђених из постоља Gas вагона	89
5.1.3	Процес монтаже распињаче вагона за превоз контејнера.....	90
5.1.4	Опис модела и врсте оптерећења	94
5.1.5	Прорачун заосталих напона у току монтаже.....	96
5.1.6	Максимално вертикално оптерећење – Вагон натоварен са два замењива суда тежине 31t на растојању од 20 стопа.....	103
5.1.7	Провера заморне чврстоће	105
5.1.8	Прорачун реконструисане распињаче.....	107
5.1.9	Упоредна анализа напона Sgmns вагона добијених мерењем и напона добијених МКЕ прорачуном	113
5.2	Утицај промене облика дела вагонске конструкције на крајњу динамичку издржљивост.....	118
5.2.1	Општи подаци о водећој вилици трчећег строја Hscrgs ауто вагона	118
5.2.2	Опис модела.....	120
5.2.3	Прорачун чврстоће водеће вилице при деловању максималне бочне силе	121
5.2.4	Еластопластична анализа водеће вилице при бочном померању од 22mm	124
6	ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА	129
7	ЛИТЕРАТУРА.....	131
8	ДОДАТАК	137

ЛИСТА СЛИКА

Слика 1.1 Расподела напона кроз дебљину плоче и дуж површине близу завара	6
Слика 2.1 Фазе анализе заморног века.....	11
Слика 2.2 Дијаграм стохастичких динамичких категорија оптерећења.....	13
Слика 2.3 Дијаграм једносмерних динамичких категорија оптерећења	13
Слика 2.4 Дијаграм наизменичних динамичких категорија оптерећења	13
Слика 2.5 Дијаграм динамичких категорија оптерећења дефинисаних преко вредности степена променљивости напона R	15
Слика 2.6 Шема савременог сервопулзатора (SHIMADZU)	16
Слика 2.7 Сервохидраулички мерни уређај SHIMADZU на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу.....	16
Слика 2.8 Епрувете за тестирање замора а) епрувета са постепеним сужењем попречног пресека, б) епрувета са континуалним попречним пресеком, в) епрувета са попречним пресеком у облику пешчаног сата, г) епрувета са кружним жлебом, д) цеваста епрувета за комбинацију аксијалног напрезања или торзије са или без унутрашњег/спољашњег притиска, њ) плочаста епрувета у облику конзоле, е) плочаста епрувета са прслином, ж) 3Д епрувета са прслином по дубини, з) компактна епрувета за затезање (СТ епрувета), и) епрувета за савијање у три тачке (SENB епрувета).....	18
Слика 2.9 Типична (Wöhler-ова) S-N крива за два материјала.....	19
Слика 2.10 Идеализована S-N крива	20
Слика 2.11 Генерализована S-N крива.....	21
Слика 2.12 Типични параметри цикличног оптерећења са константном амплитудом.....	23
Слика 2.13 Врсте циклуса у зависности од вредности односа степена променљивости напона R и степена променљивости аплитуде A	23
Слика 2.14 Haigh-ов дијаграм	24
Слика 2.15 Четири подручја Haigh-овог дијаграма.....	25
Слика 2.16 Поређење једначина средњег напона	26
Слика 2.17 Крива напон-деформација – статичко испитивање затезањем	27
Слика 2.18 S - ε крива	29
Слика 2.19 Нееластично оптерећење са еластичним растерећењем.....	30
Слика 2.20 Шематски приказ криве „шаблон једноструке петље“ и криве „шаблон двоструке петље“.....	31

Слика 2.21 Идеализована хистерезисна петља са начином одређивања еластичне и пластичне компоненте релативне деформације	33
Слика 2.22 Шематски приказ цикличног ојачавања и слабљења материјала	34
Слика 2.23 $\varepsilon - N$ крива	35
Слика 2.24 Облици прслине настали при расту прслине затезним обликом отварања прслине.	39
Слика 2.25 Облици (модови) деформација прслина.....	39
Слика 2.26 Еластични напони у околини врха прслине ($r/a \ll 1$) и поларно цилиндрични координатни систем	40
Слика 2.27 Утицај дебљине плоче на стање напона и критични фактор интензитета напона.	42
Слика 2.28 Епрувета за савијање у три тачке – SENB епрувета	43
Слика 2.29 Компактна епрувета за затезање - СТ епрувета	44
Слика 2.30 Приказ зависности раста прслине од распона фактора интензитета напона - крива заморног раста прслине	45
Слика 2.31 Шематски приказ концентрације напона у околини завареног споја	48
Слика 2.32 Смањење концентрације напона правилним обликовањем	49
Слика 2.33 Померање завареног споја из зоне велике концентрације напона.....	49
Слика 2.34 Заморна чврстоћа као функција броја циклуса за два различита сучеона заварена споја, различитих квалитета заваривања	50
Слика 3.1 Сервохидраулични пулзатор/кидалица SHIMADZU тип EHF-EV101K3-070-0A ...	52
Слика 3.2 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање механичких карактеристика материјала	53
Слика 3.3 Екстензометар SG25-100	53
Слика 3.4 Дужина епрувета пре и после испитивања затезањем.....	54
Слика 3.5 Дијаграм зависности напон – издужење за испитиване епрувете	55
Слика 3.6 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања	56
Слика 3.7 Екстензометар MFA25	57
Слика 3.8 Дијаграм зависности сила - инжењерска деформација са одабраним паровима података.....	58
Слика 3.9 Дијаграм зависности напон - деформација у области пластичности; а) инжењерски напон – инжењерска деформација (експеримент), б) стварни напон – стварна деформација, в) Зависност напон – деформација на основу одређених вредности експонента ојачања и коефицијента ојачања	61

Слика 3.10 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање заморних карактеристика материјала у условима контролисаних деформација	62
Слика 3.11 Екстензометар SHIMADZU DYNASTRAIN TCK-1-LH.....	63
Слика 3.12 Криве хистерезиса испитиване епрувете 1-1	65
Слика 3.13 Површина лома услед замора добијена помоћу микроскопа (увећање 5x).....	65
Слика 3.14 ϵ -N криве једноосног цикличног истезања-сабијања материјала S355J2+N.....	69
Слика 3.15 Циклична крива зависности напон – деформација при једноосном чисто наизменичном променљивом оптерећењу материјала S355J2+N	70
Слика 3.16 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање ударне жилавости.....	71
Слика 3.17 Шарпијево клатно типа МК-30А	72
Слика 3.18 Ударна жилавост испитиваних епрувета од конструкционог челика S355J2+N, при испитивању на собној температури	73
Слика 3.19 Изглед места прелома испитиваних епрувета са зарезом после испитивања ударне жилавости на собној температури.....	74
Слика 4.1 Моделирање заварених спојева 3Д елементима - Мрежа коначних елемената	76
Слика 4.2 Моделирање заварених спојева укошеним елементима љуске	77
Слика 4.3 Заварени спој изведен са једне стране моделиран крутом везом	78
Слика 4.4 Моделирање заварених спојева елементима љуске са повећаном дебљином	78
Слика 4.5 Моделирање заварених спојева елементима љуске са постепеним повећањем дебљине.....	79
Слика 4.6 Моделирање преклопног завареног споја комбинацијом техника са крутим везама и са повећањем дебљине	79
Слика 4.7 Правилна оријентација љуске у зони завара.....	80
Слика 4.8 Величина зоне завареног споја при МКЕ прорачуну.....	81
Слика 4.9 Напон у завареном споју у складу са Eurocode 3	82
Слика 4.10 Криве заморне чврстоће за промене нормалних напона	83
Слика 4.11 Наизменично променљив напон	85
Слика 5.1 Sgmns вагон за превоз контејнера и замењивих судова	87
Слика 5.2 Структурни делови Sgmns вагона – 3Д модел.....	88
Слика 5.3 Уочене прслине Sgmns вагона	88
Слика 5.4 Иницијална прслина и пропација прслине у околини завареног споја	89
Слика 5.5 Угиб постоља Gas вагона.....	90
Слика 5.6 Место деловања силе преднапрезања постоља	91

Слика 5.7 Место причвршћивања профила распињаче за горњи део постоља	92
Слика 5.8 Место заваривања профила распињаче и заваривање вертикала од UNP180	92
Слика 5.9 Заваривање профила помоћу трака.....	93
Слика 5.10 Извод из техничке документације заваривања распињаче.....	93
Слика 5.11 Заварени спој који спаја плоче лима за попуњавање профила распињаче	94
Слика 5.12 Модел коначних елемената вагона са одговарајућим граничним условима	94
Слика 5.13 Шема вертикалних оптерећења услед контејнера (GC) и замењивих судова (SB)	95
Слика 5.14 Гранични услови и оптерећења при савијању постоља.....	97
Слика 5.15 Остваривање предугиба $28\div 30$ mm – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона.....	98
Слика 5.16 Остваривање предугиба $28\div 30$ mm – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација.....	98
Слика 5.17 Причвршћивање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона.....	99
Слика 5.18 Причвршћивање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација.....	99
Слика 5.19 Отпуштање постоља и заваривање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона.....	100
Слика 5.20 Отпуштање постоља и заваривање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација	101
Слика 5.21 Заваривање вертикала и ојачања распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона	102
Слика 5.22 Заваривање вертикала и ојачања распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација	102
Слика 5.23 Шема оптерећења вагона са два замењива суда масе 31t.....	103
Слика 5.24 Вагон оптерећен са два замењива суда масе 31t – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона	104
Слика 5.25 Вагон оптерећен са два замењива суда масе 31t – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација	104
Слика 5.26 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона...	105
Слика 5.27 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – Место максималног напона	106
Слика 5.28 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – Поље ефективног напона на месту уочених прслина.....	106
Слика 5.29 Структурни делови нове распињаче.....	108

Слика 5.30 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона – реконструисана распињача	108
Слика 5.31 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона – реконструисана распињача	109
Слика 5.32 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – значајније оптерећена зона – реконструисана распињача	110
Слика 5.33 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – место максималног напона – реконструисана распињача	110
Слика 5.34 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача	111
Слика 5.35 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача	111
Слика 5.36 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача	112
Слика 5.37 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача	112
Слика 5.38 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача	113
Слика 5.39 Фотографије са положајем мерних трака.....	114
Слика 5.40 Крутост водеће вилице линеарних карактеристика, ојачане изведбе	119
Слика 5.41 Шема оптерећења модела; максимална бочна сила којом се остварује максимални напон од 345 МПа	120
Слика 5.42 3Д модел трчећег строја Нссггс ауто вагона са старом водећом вилицом – мрежа коначних елемената	120
Слика 5.43 3Д модел трчећег строја Нссггс ауто вагона са оптимизованом водећом вилицом – мрежа коначних елемената	121
Слика 5.44 Поље ефективних напона – стари облик водеће вилице	122
Слика 5.45 Поље ефективних напона – оптимизовани облик водеће вилице.....	122
Слика 5.46 Поље померања у Y-правцу – стари облик водеће вилице	123
Слика 5.47 Поље померања у Y-правцу – оптимизовани облик водеће вилице.....	123
Слика 5.48 Дијаграм крутости водећих вилица при номиналном напону од 345 МПа	124
Слика 5.49 Шема оптерећења модела, максимално померање $y = 22 \text{ mm}$	124
Слика 5.50 Поље укупних деформација старог модела водеће вилице.....	125
Слика 5.51 Поље укупних деформација оптимизованог модела водеће вилице.....	125
Слика 5.52 Поље ефективних пластичних деформација старог модела водеће вилице	126

Слика 5.53 Поље ефективних пластичних деформација оптимизованог модела водеће вилице	126
Слика 5.54 Дијаграм односа пластичне деформације и броја циклуса за челик S355J2+N добијен еластопластичном анализом старе и оптимизоване водеће вилице.....	127
Слика 8.1 Шема Sgmns вагона са дефинисаним положајем мерних трака	137

ЛИСТА ТАБЕЛА

Табела 2.1 Типови механичких отказа.....	9
Табела 3.1 Механичке карактеристике конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N..	55
Табела 3.2 Одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања – Резултати испитивања	59
Табела 3.3 Алгоритам и поступак израчунавања експонента ојачања и коефицијента ојачања конструкционог челика S355J2+N.....	60
Табела 3.4 Експериментални резултати једноосног, аксијалног испитивања епрувета материјала S355J2+N изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу у условима контролисаних деформација	64
Табела 3.5 Алгоритам и поступак израчунавања заморних карактеристика еластичног (Basquin-овог) дела једначине ϵ -N криве	66
Табела 3.6 Алгоритам и поступак израчунавања заморних карактеристика пластичног (Coffin-Manson–овог) дела једначине ϵ -N криве.....	67
Табела 3.7 Механичке карактеристике материјала S355J2+N при једноосном испитивању епрувета изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу	69
Табела 3.8 Резултати испитивања ударних својстава епрувета	73
Табела 4.1 Парцијални коефицијент сигурности заморне чврстоће γ_{Mf}	84
Табела 4.2 Граничне вредности напона за статичка оптерећења којима се потврђује заморна чврстоћа за челик S355J2+N	86
Табела 5.1 Механичке карактеристике испитиваних епрувета израђених из постоља Gas вагона	90
Табела 5.2 Максималне вредности напона у завареним спојевима	109
Табела 5.3 Измерени напони у случају испитивања Sgmns вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 31t.....	115
Табела 5.4 Упоредни приказ напона Sgmns вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 31t.....	116
Табела 5.5 Упоредни приказ угиба на средини Sgmns вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 31t.....	117
Табела 5.6 Физичке и механичке карактеристике материјала водеће вилице	118

ЛИСТА ОЗНАКА

Ознака	Назив
A	Степен променљивости амплитуде (Тренутна величина попречног пресека)
A_0	Почетна површина попречног пресека
a_0	Почетна дужина прслине
a_c	Критична дужина прслине
a_f	Коначна дужина прслине
a_i	Иницијална дужина прслине
b	Експонент заморне чврстоће (Basquin-ов експонент)
C	Константа замора
c	Експонент заморне истегљивости
D_1, D_2	Величине за дефинисање зоне завареног споја
e	Инжењерска деформација
E	Модул еластичности
F	Сила – Аксијално оптерећење епрувете
K	Коефицијент ојачања или кофицијент чврстоће
K'	Коефицијент цикличне чврстоће
K_C	Жилавост лома
K_I	Фактор интензитета напона за I мод отварања прслине
K_{IC}	Жилавост лома за I мод отварања прслине
ΔK	Распон фактора интензитета напона
ΔK_{th}	Праг фактора интензитета напона
k_a	Фактор редукције који узима у обзир квалитет обрађене површине
k_b	Фактор који узима у обзир величину компоненте
k_c	Фактор који узима у обзир утицај оптерећења

k_d	Фактор који узима у обзир утицај температуре
k_e	Фактор додатне редукције
k_f	Заморни фактор концентрације напона
k_T	Фактор концентрације напона
l	Тренутна мерна дужина
l_0	Почетна дужина
Δl	Издужење
m	Константа замора
N	Број циклуса
N_C	Број циклуса за трајну динамичку чврстоћу (2 милиона циклуса по Eurocode-y)
N_D	Број циклуса за који је дефинисана граница замора при константној амплитуди (5 милиона циклуса по Eurocode-y)
N_f	Укупни број циклуса до отказа
N_i	Број циклуса до настанка прелине
N_L	Број циклуса за бесконачни радни век (Eurocode)
N_p	Број циклуса потребан да прелина нарасте до коначног отказа
N_t	Број циклуса при коме долази до преласка из нискоцикличног у високоциклични замор
n	Експонент очвршћавања – експонент ојачања
n'	Експонент цикличног деформационог ојачања
q	Фактор осетљивости на зарез
R	Степен променљивости напона
R_e	Коефицијент асиметрије
r	Растојање посматране тачке од врха прелине
S	Номинални или инжењерски напон
$S_{0.2}$	Конвенционални напон течења

S_a	Номинална амплитуда напона
S_e	Граница динамичке издржљивости
S'_e	Граница динамичке издржљивости исполиране епрувете
S_f	Заморна чврстоћа
S_u	Затезна чврстоћа
S_y	Граница (напон) течења
T	Дебљина плоче
t	Време
$u_i, (i=1,2,3)$	Компоненте вектора померања
Y	Фактор облика
Z	Сужавање попречног пресека у процентима
δ	Издужење у процентима
ε	Стварна деформација
ε_a	Амплитуда укупних деформација
$\varepsilon_{a,e}$	Амплитуда еластичних деформација
$\varepsilon_{a,p}$	Амплитуда пластичних деформација
ε_e	Еластична деформација
ε_f	Стварна деформација лома или истегљивост
ε'_f	Фактор заморне истегљивости
ε_p	Пластична деформација
$\Delta\varepsilon$	Опсег релативне деформације
γ	Константа замора
γ_{Mf}	Парцијални коефицијент сигурности заморне чврстоће
κ	Колосова константа
μ	Модул клизања
σ	Локални или стварни напон (Cauchy-јев напон)
σ_a	Амплитудни напон

σ_{DM}	Заморна чврстоћа завареног споја
σ_f	Статичка чврстоћа материјала (напон статичког лома)
σ'_f	Фактор заморне чврстоће
σ_{ij}	Компонента тензора напона
σ_m, σ_{SR}	Средњи напон
σ_{max}	Максимални напон једног циклуса оптерећења
σ_{min}	Минимални напон једног циклуса оптерећења
σ_{wf}	Ефективни нормални напон у завареном споју
$\sigma_{\perp f}$	Нормална компонента напона управна на заварени спој
$\sigma_{\parallel f}$	Нормална компонента напона паралелна са завареним спојем
$\Delta\sigma$	Опсег напона једног циклуса оптерећења
$\Delta\sigma_C$	Референтна вредност заморне чврстоће при 2 милиона циклуса, Заморна чврстоћа (Eurocode)
τ_{wf}	Ефективни тангенцијални напон у завареном споју
$\tau_{\perp f}$	Тангенцијална компонента напона попречна на заварени спој
$\tau_{\parallel f}$	Тангенцијална компонента напона паралелна са завареним спојем
ξ_1	Фактор утицаја облика
ξ_2	Фактор квалитета шави заваара
ξ_3	Фактор концентрације напона
ξ_R	Фактор који узима у обзир степен променљивости напона

1 Увод

1.1 Мотивација

Превоз робе и путника, заснован на железничком транспорту, и у 21. веку је остао један од основних начина превоза. Овај облик транспорта је преживео велике модификације последњих неколико деценија. Повећање брзине кретања возова, конструктивна олакшавања различитих типова вагона, примена нових материјала су неке од новина које представљају тренд у области вагонске индустрије. Паралелно са увођењем ових новина, постављају се и високи захтеви у погледу поузданости вагонских конструкција, прописују се строге норме које захтевају безбедан и што дужи радни век.

Захтеви тржишта у области вагонске индустрије диктирају пројектовање нових оптимизованих конструкција, са циљем да се превезе што већа количина робе, а да сам вагон као превозно средство има што мању масу. Поред захтева за новим конструкцијама, постоји велики број случајева у којима се за потребе тржишта захтева реконструкција већ постојећег вагона, који је дужи низ година био у фази експлоатације. Овакве вагонске конструкције су у том случају направљене од две врсте материјала: материјала који је већ био експлоатисан и новог материјала од кога се праве нови делови, који се потом заварују на већ постојећу конструкцију. Процена интегритета ових конструкција је веома сложена због чињенице да је у току експлоатације дошло до процеса старења материјала, који је временом изгубио своје изворне механичке карактеристике. Да би се одредио интегритет једне овакве конструкције, неопходно је поново одредити механичке карактеристике основног материјала и заварених спојева свих делова изворне конструкције, која представља основу за даљу реконструкцију. При пројектовању оваквих конструкција и за процену њиховог интегритета, а у циљу да се задовоље захтеви у погледу сигурности и поузданости у току даље експлоатације, неопходно је одредити механичке карактеристике материјала свих делова конструкције.

Из инжењерске праксе познато је да су вагонске челичне конструкције у току експлоатације изложене различитим врстама статичких и динамичких оптерећења. У експлоатационим условима статичко оптерећење се обично комбинује са разним облицима динамичког. Такве комбинације оптерећења врло често се суперпонирају и изазивају лом конструкције.

Сва ова наведена оптерећења, у току експлоатације изазивају у материјалима вагонских конструкција напоне, који обично не прелазе границе максималних дозвољених напона. Прегледом и анализом ломова и отказа у железничком транспорту, дошло се до податка да је 80% отказа настало услед замора. Замор представља појаву постепеног разарања материјала под дејством циклично-променљивог оптерећења и представља један од кључних проблема на који сваки инжењер-конструктор мора да обрати пажњу у току развојног процеса конструкције.

Замор представља постепено оштећење материјала изазвано дуготрајним периодично променљивим оптерећењима која по свом интензитету уобичајено не прелазе напон течења.

Лом услед замора је последица еластичних и еласто – пластичних деформација које се, због нехомогености материјала, неравномерно расподељују по запремини машинског дела. Под утицајем заморних оптерећења долази до деградације механичких карактеристика материјала делова вагонских конструкција и појаве превременог лома. Замор представља процес акумулације оштећења настао услед променљивих напона и деформација, које доводи до стварања прслина или проузрокује њен даљи раст.

Прслине се најчешће појављују у критичним зонама вагонских конструкција, а то су углавном зоне које својим сложеним геометријским обликом доводе до појаве концентрације напона. Та места су последица изабраних конструктивних решења (заварени спојеви, прелазна заобљења, зарези, рупе и сл.), површинских оштећења (зарези од алата за обраду), технолошких дефеката, дефеката услед експлоатације (кородирана и ударена места).

Хетерогеност структуре саме вагонске конструкције знатно усложњава проблем испитивања замора. Због ове чињенице, замор носећих делова вагонских конструкција и даље представља велики изазов за многе истраживаче. Оно што је за овакве конструкције од посебног значаја је опште прихваћено мишљење да је присуство прслина и грешака могуће у критичним зонама попут заварених спојева. Одатле и потиче велики интерес да се параметри механике лома и замора примене на критичне зоне носећих елемената вагонске конструкције. Због хетерогености њихове структуре и механичких особина, као и ограничене могућности откривања грешака, процена поузданости и интегритета носећих делова вагонских конструкција је од изузетног значаја.

1.2 Циљ рада

Циљ ове докторске дисертације је развој методологије за експерименталну и нумеричку процену интегритета носећих делова вагонских конструкција изложених променљивим динамичким оптерећењима, направљених од нових материјала и од материјала који су већ били у фази дугогодишње експлоатације. Развојем поменуте методологије добијен је ефикасан нумерички алат помоћу којег се процењује интегритет нових и реконструисаних вагонских конструкција.

Због сложености изложеног проблема развијена је напредна техника процене заморног века носећих делова вагонских конструкција. Развијена техника је заснована на прецизним нумеричким прорачунима замора применом методе коначних елемената (МКЕ). Развојем експерименталних и нумеричких процедура, проширена су основна знања у области замора материјала и механике лома.

Како би се за потребе процене интегритета носећих делова вагонских конструкција развила поуздана методологија, експериментално су одређиване карактеристике материјала, а у циљу добијања довољног броја података о материјалима и геометрији критичних зона вагонских конструкција. Систематизацијом добијених резултата направљена је база са подацима, која представља основу за тумачење резултата добијених нумеричким прорачунима применом методе коначних елемената (МКЕ).

Развијена методологија за нумеричку процену интегритета носећих делова вагонских конструкција изложених променљивим динамичким оптерећењима представља важан корак ка системском приступу пројектовања нових, оптимизованих челичних конструкција, као и код реконструкције постојећих конструкција од челика који су већ били у фази експлоатације.

Коришћење развијене методологије на конкретним примерима и њеном верификацијом у пракси, на реалним вагонским конструкцијама, доводи до знатне уштеде при испитивањима. Практична примена развијене методологије ће у будућности остварити позитиван утицај на производњу вагонских конструкција у области металне индустрије.

1.3 Садржај рада

Ова докторска дисертација се састоји од укупно 8 поглавља и тематски је подељена на две целине. У првој целини су приказане теоријске основе механике лома и замора, резултати експерименталних испитивања статичких и заморних карактеристика материјала, као и примена нумеричких метода, у оквиру развоја напредне технике процене заморног века вагонских конструкција. Друга целина представља практичну примену развијене методологије на реалним вагонским конструкцијама изложених динамичким оптерећењима.

У поглављу 1 су дата уводна разматрања проблема који се јављају при процени интегритета конструкција изложених оптерећењима услед замора, преглед литературе и методе истраживања. Прегледом радова у овој области постављени су захтеви и правци истраживања.

Поглавље 2 приказује преглед теорије механике лома и замора, уводи појмове нискоцикличног и високоцикличног замора, анализу укупног века трајања ($S-N$ анализа), анализу замора на основу деформација ($\epsilon-N$ анализа), неке од основних појмова у области линеарне механике лома, као и појам замора заварених спојева.

Поглавље 3 представља експериментални део истраживања ове докторске дисертације. У њему су приказани поступци за одређивање статичких и заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, као најчешће коришћеног челика за израду носећих делова вагонских конструкција. Сва експериментална испитивања су изведена на сервохидрауличном пулзатору SHIMADZU са циљем да се добијени подаци о карактеристикама испитиваног материјала даље користе као основа за тумачење резултата добијених МКЕ прорачунима.

У поглављу 4 је приказана улога методе коначних елемената при процени интегритета вагонских конструкција, са посебним освртом на технику и начине моделирања заварених спојева вагонских конструкција.

Поглавље 5 приказује практичну примену развијене методологије на реалним вагонским конструкцијама. Дата је идентификација узрока настајања прслина на распињачи вагона за превоз контејнера на основу високоцикличног замора, као и процена интегритета вагона након реконструкције. Други пример илуструје како оптимизација, односно промена

облика дела вагонске конструкције утиче на динамичку издржљивост, на основу нискоцикличног замора.

У поглављу 6 дата су запажања и закључци до којих се дошло у току израде дисертације, као и даљи могући правци истраживања и применљивости развијене методологије у области металних заварених конструкција.

Преглед коришћене литературе приказан је у поглављу 7.

Поглавље 8 представља додатак у коме су приказане шеме распореда мерних трака.

1.4 Преглед литературе

Истраживања у области замора материјала су знатно побољшана у последњих неколико година. Огромним порастом потенцијала рачунарске опреме, као и развојем нових нумеричких техника пружене су могућности да се са великом поузданошћу изврше процене заморног века металних структура. Ипак, то се не може рећи за заварене спојеве. Заварени спојеви и даље представљају велике изазове у погледу предвиђања њиховог структурног интегритета, нарочито у погледу високоцикличног замора. Разлози тих потешкоћа леже у недовољном познавању геометрије заварених спојева и комбинацији материјала различитих механичких особина који улазе у састав варова.

Са једне стране имамо приступе који користе номиналне напоне и геометрију (приступ типичан за националне и међународне стандарде), док са друге стране постоје прилази којима се моделирају детаљи локалне геометрије и карактеристике материјала и симулира се иницирање и раст пррлине дуж завареног споја услед замора. Као резултат тога постоје многе методе предложе за процену замора заварених спојева.

Уопштено гледано, сви до сад предложени приступи за процену замора заварених спојева засновани су на тумачењу деформација, напона или фактора концентрације напона. До данас постоје четири уобичајене методе или четири најпознатија приступа који се користе за процену заморног века заварених спојева челичних конструкција. Подељени су у две групе, па тако имамо „глобалне“ и „локалне“ приступе [1], [2].

Најједноставнији и најчешћи метод, категорисан као „глобални приступ“ је NS приступ (енг. *nominal stress approach*). Методе сврстане у групу „локалних приступа су HSS приступ (енг. *structural* или *hot spot stress approach*), ENS приступ (енг. *the effective notch stress approach*) и CP приступ (енг. *crack propagation approach*) заснован на теорији линеарне механике лома (LEFM – *Linear elastic fracture mechanics*). Заједничка особина или карактеристика прва три приступа је да су засновани на елементарној теорији структурне механике или нумеричким методама (метод коначних елемената МКЕ) [3] и добијању $S-N$ кривих при процени укупног животног века конструкција или њених делова. Четврти приступ је заснован на теорији и законима механике лома који проучавају раст пррлине независно од било које $S-N$ криве.

За екпериментално проучавање замора, неопходно је извршити велики број тестирања на прототиповима у циљу добијања што већег броја релевантних података. Експериментима

се тестирају узорци или читаве компоненте оптерећењима која приближно одговарају реалним условима експлоатације. Експериментално није увек могуће измерити напоне баш на местима критичних локација на којима се очекује концентрација напона. Уколико се у току експеримента на дизајнираном прототипу јаве неки проблеми, онда се они касније тешко исправљају. Због саме чињенице да су испитивања на замор веома скупа, МКЕ представља одлично унапређење у процесу тестирања. Да би се на прави начин употребила МКЕ за добијање вредности напона, за процену заморног века заварених спојева, неопходно је добро познавање теорије МКЕ и правила која постоје у приступу за процену заморног века. Треба обратити пажњу на начин и технику моделирања, густину мреже коначних елемената, посебно код „локалних“ приступа [4], [5].

NS приступ је најједноставнији и најчешћи приступ за процену заморног века једноставних компоненти челичних конструкција. Овај приступ се углавном заснива на израчунавању осредњеног напона у посматраном попречном пресеку на одређеном растојању од завареног споја. Процена заморног века у складу са NS приступ користи стандардне $S-N$ криве основних типова заварених спојева, које се могу наћи у неколико стандарда (TSI стандард, Анекс N [6], British Standard BS EN 12663-2:2010 [7], Eurocode 3: Део 1.9 [8], DIN 15018 [9], DIN 4132 [10]). У поменути стандардима поред челика приказане су и $S-N$ криве заварених спојева алуминијумских легура.

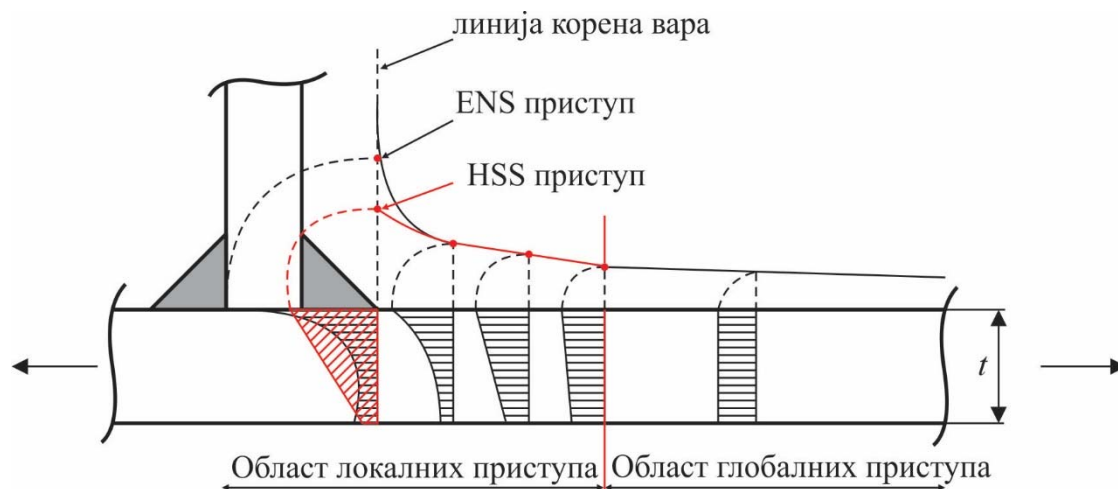
Избор категорије завареног споја и начина оптерећења је углавном субјективан и у многим ситуацијама тежак чак и за инжењере са искуством. Ова чињеница долази до изражаја у случајевима када је геометрија разматраног дела конструкције комплексна или када се напонско стање у њему не може свести на једноставнији облик. У таквим случајевима неопходно је користити неки од „локалних“ приступа за процену заморног века заварених конструкција [1], [2], [4], [5], [11], [12].

HSS приступ, понекад називан и GS приступ (енг. geometrical stress approach), је развијен у случајевима када уз помоћ NS приступа није било могуће проценити заморни век заварених конструкција због геометријске сложености или сложености оптерећења [13]. Примена HSS приступа за процену заморног века сложених заварених конструкција знатно је порасла са развојем и широм употребом методе коначних елемената. Највећа предност код HSS приступа у односу на NS приступ је што он узима у обзир утицај делова који улазе у састав завареног споја, на пораст вредности напона, али не узима у обзир утицај самог вара. Коришћењем овог приступа смањује се број $S-N$ кривих потребних за процену заморног века заварених спојева.

Као што је већ речено, коришћење HSS приступа за процену заморног века је добио широку примену развојем и употребом методе коначних елемената при прорачуну заварених конструкција. Због чињенице да избор типа коначног елемента и густина мреже утичу на вредности напона у околини заварених спојева, треба бити обазрив при ишчитавању вредности напона добијених МКЕ анализама. У прилогу овој чињеници у литератури постоје радови који се баве упоређивањем различитих HSS приступа намењених за процену заморног века заварених конструкција [14].

У [1] постоје свеобухватна правила везана за тип и величину коначних елемената, избор референтних тачака у којима се читавају вредности напона, као и све остале

препоруке за примену HSS приступа. На слици 1.1 приказан је положај референтних напонских тачака у околини завареног споја, које се користе при различитим приступима за процену заморног века.



Слика 1.1 Расподела напона кроз дебљину плоче и дуж површине близу завара [1]

Други „локални“ приступ за процену заморног века заварених конструкција који је у директној вези са МКЕ је ENS приступ заснован на максималном еластичном напону, добијеним нумеричким путем, у критичној тачки за дефинисање замора (корен самог вара). Приступ је први предложен од стране аутора у [5], а затим је уврштен у [1] као алтернативни приступ за процену заморног века заварених конструкција. Приступ пружа велике могућности уколико се разматрају неконвенционални заварени спојеви који се не могу наћи као примери у стандардима. ENS приступ пружа могућност израчунавања вредности напона у самом вару и његовом применом може се утврдити како дебљина, односно сама геометрија вара утиче на процену замора [15]. Примена овог приступа дата је у литератури [16], [17], [18] и углавном се односи на проучавање нискоцикличног замора заварених спојева. Као и сви приступи и ENS приступ има својих недостатака. Главни недостаци овог приступа су то што је једино применљив у комбинацији заједно са МКЕ и директно зависи од густине мреже. Веома је захтеван за моделирање и детаљним моделирањем добијају се велики модели, који захтевају знатно дуже време за прорачуне на основу којих се добијени резултати анализирају у складу са правилима самог приступа.

У току процеса заваривања постоји доста несавршености и најчешћи недостаци који се јављају у току процеса заваривања су микроукључци шљаке или микропрслине, који могу бити саставни делови варова. То значи да је период иницијације прслине само сегмент укупног заморног века завареног споја, а да је главни део животног века процес пропације прслине. Због тога СР приступ заснован на теорији линеарне механике лома - LEFM представља још један приступ за процену заморног века заварених спојева [1], [2], [4]. [19], [20]. У циљу процене заморног века неопходно је дефинисати основне величине везане за иницијализацију и раст прслине: a_i - иницијалну дужину прслине, a_f - коначну дужину прслине, K_c - критични фактор интензитета напона – жилавост лома, ΔK распон фактора

интензитета напона (Paris–Erdogan-ов закон). Фактор интензитета напона у завареним спојевима се врши на више начина и дат је у литератури [5], [21]. Прорачуни заварених спојева се заснивају на одређивању вредности напона у околини зареза, у овом случају варова. За различите врсте заварених спојева уведени су разни корективни фактори који симулирају постојање варова на чијим местима се појављује очекивана концентрација напона. CP приступ се највише користи за истраживање утицаја фактора геометрије на заморни век [22], неусклађености оптерећења код крстастих спојева [23] [24], ефеката зареза и заосталих напона код неподешених заварених спојева [25], [26], [27].

1.5 Методе истраживања

Предмет докторске дисертације представља комбинацију експерименталних и нумеричких истраживања. У складу са тим, за развој методологије којом се процењује интегритет носећих делова вагонских конструкција изложених динамичком оптерећењу коришћене су и експерименталне и нумеричке процедуре.

У циљу одређивања осетљивости конструкционих челика, који се обично користе за израду вагонских конструкција, и заварених спојева потребно је извести експериментална истраживања на сервохидрауличком пулзатору, оптерећењима променљивих вредности. При томе неопходно је одредити променљиви напон при коме појава замора неће настати. Испитивањем оптерећењима променљивих вредности остварују се једносмерно променљиви напони на притисак и затезање и наизменично променљиви напони, симетрични и несиметрични. Циљ експерименталних истраживања је одређивање механичких карактеристика материјала који се користе за израду вагонских конструкција (динамичка чврстоћа, $S-N$, $\varepsilon-N$ криве). За експериментална испитивања су коришћене епрувете конструкционог челика S355J2+N, који се уобичајено користи за израду носећих делова вагонских конструкција. На основу испитивања одређиване су статичке и динамичке (заморне) карактеристике материјала и извршена је систематизација добијених резултата. Тако добијени резултати коришћени су као полазна основа за нумеричку процену интегритета критичних зона конструкција које су изложене динамичким оптерећењима, у складу са међународним стандардима из области металних вагонских конструкција.

Применом методе коначних елемената, као најопштије нумеричке методе, извршени су прорачуни и процене интегритета критичних зона конструкција за различите случајеве оптерећења и са различитим граничним условима. На тај начин апроксимирани су реални услови експлоатације различитих вагонских конструкција. За прорачуне су коришћени комерцијални програмски пакети који раде на бази коначних елемената. У специјалним случајевима, када комерцијалним програмима није било могуће симулирати реалне услове експлоатације, коришћен је програмски пакет ПАК [3], [28], који се развија у Лабораторији за инжењерски софтвер на Факултету инжењерских наука. За потребе таквих врста нумеричких прорачуна вагонских конструкција извршена је доградња програмског пакета ПАК, са циљем да се одговори специфичности задатка.

2 Основе механике лома и замора

Велики број структурних компонената конструкција, возила 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.

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.

2.1 Типови механичких оштећења

Механички ломови, оштећења и откази обухватају веома сложен процес међусобне интеракције оптерећења, времена и окружења, где се под окружењем сматра утицај температуре и корозије. Оптерећења могу бити једнаког или променљивог интензитета, стационарна, променљива, једноосна или вишеосна. Деловање оптерећења креће се од оних која трају годинама, вековима, као пример то су конструкције челичних мостова, или секундама или милисекундама, код испаливања метка из ватреног оружја. Температуре могу варирати од нискотемпературних (криогених) у резервоарима ракета, преко собних, до оних преко 1000°C код мотора гасних турбина. Температуре могу бити константне или променљиве. Окружења могу бити различита, па тако имамо корозивне средине које су веома инвазивне (делови изложени издувним гасовима, сланој или морској води), до потпуно инертних средина, као што су вакуум и средине инертних гасова. Узајамно деловање и утицај оптерећења, његовог трајања, окружења, уз избор материјала, геометрије, процеса производње и заосталих напона, креирају широк спектар сложених и могућих типова механичких отказа у свим областима инжењерства. У табели 2.1 дати су основни типови механичких отказа у металним конструкцијама [29].

Последњи тип оштећења и најчешћи, наведен у табели 2.1, је оштећење услед замора. Бар половина механичких оштећења су последица замора материјала. Не постоји тачан податак, али многе књиге и научни радови напомињу да од 50% до 90% свих механичких оштећења су оштећења услед замора и најчешће се таква оштећења јављају неочекивано. Треба нагласити да за разлику од разарања при статичком оптерећењу, већина разарања услед замора материјала настаје без претходног пластичног деформисања, без обзира да ли је материјал по својој природи крт или жилав и по правилу заморни лом почиње на месту

концентрације напона појавом иницијалне прслине која се после шири по пресеку изван зоне концентрације.

Табела 2.1 Типови механичких отказа

-
-
1. Прекорачење деформације – границе еластичности, течење или пластичност;
 2. Жилав лом – изражена пластичност и велика акумулација енергије;
 3. Крт лом – неизражена пластичност и мала акумулација енергије;
 4. Ударна или динамичка оптерећења – прекорачење деформације или лом;
 5. Пузање – деформација или лом;
 6. Релаксација – губитак заосталих напона или спољашње оптерећење;
 7. Термички или температурни шок – прслина или лом;
 8. Хабање;
 9. Извијање – еластично или пластично;
 10. Корозија;
 11. Прслине услед корозије;
 12. Естетски аспекти;
 13. Замор
 - А. Иницијализација заморне прслине,
 - Б. Раст заморне прслине,
 - В. Константно или амплитудно оптерећење,
 - Г. Једноосно или вишеосно оптерећење,
 - Д. Замор услед корозије,
 - Ђ. Замор услед корозије изазване истовременим дејством корозивне средине и механичким трењем,
 - Е. Замор услед пузања:
 - 1) Изотермички,
 - 2) Термомеханички,
 - Ж. Комбинација од А до Е.
-
-

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 (око 100000 референци, које су се бавиле истраживањем замора је цитирао John Mann у једом од својих радова), испитивање замора је подигнуто на знатно виши ниво.

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

2.2 Историјат проучавања замора материјала

Прва испитивања ломова конструкција услед променљивог оптерећења (замор материјала), у периоду педесетих и шездесетих година деветнаестог века, спровео је August Wöhler. Испитивања су настала због учесталих ломова железничких осовина, услед напрезања које је било ниже од границе течења. На основу његових закључака о продужењу животног века са опадањем амплитуде оптерећења (Wöhlerova или S–N крива) и постојање доње вредности амплитуде напрезања испод које лом неће наступити ни код бесконачног понављања оптерећења, утемељене су основне поставке данашњег изучавања замора материјала. Wöhler је такође уочио да је за замор материјала важнији распон напрезања од самог максималог напрезања.

У наредном периоду од седамдесетих до деведесетих година деветнаестог века, низ истраживача је наставио Wöhler-ов класичан рад. Gerber је истраживао утицај средњег напрезања, а Goodman је предложио поједностављену теорију средњег напрезања. Крајем деветнаестог века Johann Bauschinger је открио различито понашање материјала код динамичког у односу на статичко испитивање, па је експериментима показао да се граница течења, при истезању или притиску, смањује након супротног оптерећења које изазива и пластичне деформације (Bauschinger-ов ефекат).

Крајем деветнаестог и почетком двадесетог века употребљен је и оптички микроскоп за наставак истраживања механизма замора материјала. Уочене су локалне линије клизања које доводе до стварања микропрлина. Године 1910. Basquin је показао да се однос наизменичног напона и броја циклуса до лома ($S-N$) може приказати као линеарна логаритамска зависност. Његова једначина уз одређене модификације осталих научника који су се бавили овом области науке се и данас користи за приказ укупног века трајања конструкција. Године 1920. Alan Arnold Griffith објављује резултате теоријских прорачуна и резултате експеримента кртог лома стакла. Он је открио да чврстоћа стакла зависи од величине микроскопске прлине. Између осталог Griffith је открио да је стварна чврстоћа материјала знатно нижа од теоријске, што је објаснио чињеницом да материјал увек садржи прлине. Овим пионирским радом објављеним 1924. године, утемељене су основе механике лома. Мооге и Kommers издају прву опсежну америчку књигу о замору метала 1927. године.

Gough значајно доприноси разумевању механизма замора материјала, па издаје књигу о замору метала. Naigh представља своје рационално објашњење разлике одзива на замор челика повишене чврстоће од обичног конструкционог челика на замор код присутности зареза. Употребрио је концепт анализе замора услед концентрације напона и заосталих напона, које су касније детаљно развили други истраживачи. Almen J.O. је објаснио побољшање заморне чврстоће услед заосталих напона насталих притисним напрезањима у површинским слојевима (чекићање). Norger је 1937. године показао да површинско ваљање може спречити раст насталих прлина. Neuber објашњава да је средње напрезање, у малој запремини материјала, у корену зареза пуно важније од вршног напрезања у самом дну зареза.

За време Другог светског рата при изради оклопних возила и авионских мотора, проучавање побољшања заморне чврстоће услед заосталих напона насталих притисним

напрезањима постала су уобичајена. Крти ломови заварених конструкција бродова серије "Liberty" покренули су размишљања везана за постојећа оштећења конструкције, као и утицај концентрације напона. Многи од ломова су започели на местима знатних концентрација напона, то јест на ивицама, квадратним изрезима и заварима. Године 1945. Miner је формулисао критеријум линеарног кумулативног оштећења, предложен од стране Palmgren-а још 1924. године (Palmgren–Miner-ов закон). Овај закон се често, и поред многих недостатака, користио за анализу замора и остао је важан инструмент за предвиђање животног века услед замора.

Велики допринос истраживању замора материјала педесетих година двадесетог века направљен је увођењем сервохидрауличких кидалица, које су омогућиле испитивања стварним оптерећењима узорака, компоненти или целокупних структурних склопова. Употреба електронских микроскопа је омогућила боље разумевање основних заморних механизма. Irwin први уводи фактор интензитета напона K_I , који је прихваћен као основа линеарне еластичне механике лома и основу за предвиђање времена раста заморне прслине. Manson и Coffin су шездесетих година двадесетог века поставили темеље данашњих истраживања нискоцикличног замора путем анализе деформације у зарезу. Paris и Erdogan 1963. године показују да се брзина раста заморне прслине da/dN може описати преко распона фактора интензитета напона ΔK (Paris–Erdogan-ов закон). Овај закон је и данас највише употребљивани начин прорачуна раста прслине и процене преосталог радног века дела са прслином.

Додатне информације о историјату истраживања у области замора могу се наћи у [30], [31].

2.3 Нискоциклични и високоциклични замор материјала

Замор се може анализирати кроз неколико различитих фаза. Прва фаза је процес настанка прслине, друга фаза је фаза њеног раста, која на крају води ка трећој фази то јест лому, кад се конструктивни елемент поломи у два или више делова (слика 2.1) [32].



Слика 2.1 Фазе анализе заморног века

Процес замора се може представити следећом једначином:

$$N_f = N_i + N_p, \quad (0.1)$$

где су: N_f - укупни број циклуса до отказа; N_i - број циклуса до настанка прслине и N_p - број циклуса потребан да прслина нарасте до коначног отказа.

N_i - број циклуса до настанка прслине је углавном резултат нагомилавања дислокација и несавршености, под којим сматрамо храпавост површине, шупљине, огреботине и слично. Према томе, у овој фази замор је феномен који се јавља на површинском слоју материјала. Фактор концентрације напона k_T је фактор који треба узети у обзир при разматрању иницијализације прслине.

N_p - број циклуса потребан да прслина нарасте до коначног отказа углавном зависи од: величине напона, геометрије структуре, материјала. Процес предвиђања раста прслине је у суштини и најизучаванији аспект анализе замора. Ова фаза се више не одвија на површинском слоју материјала и фактор интензитета напона K_I има најзначајнију улогу при предвиђању раста замора, односно прслине.

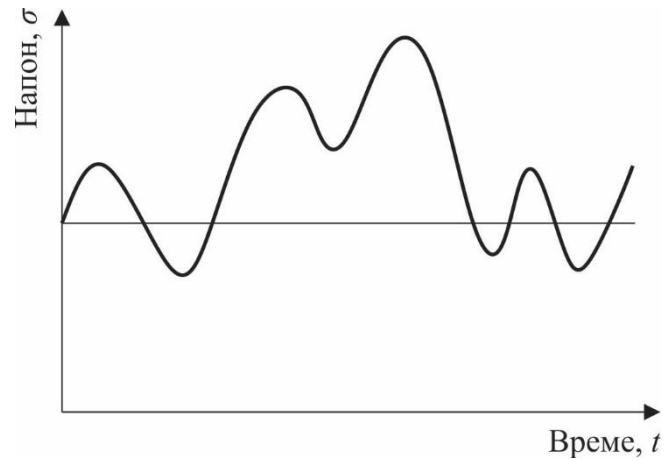
Коначан отказ настаје када дужина прслине достигне критичну вредност. Жилавост лома K_{IC} је основна мера која представља критични интензитет напрезања у врху прслине који доводи до њеног нестабилног ширења. Жилавост лома је величина која одређује жилавост материјала и може послужити као величина за прорачуне контроле нестабилног раста прслине.

2.3.1 Дефиниција и опис оптерећења услед замора

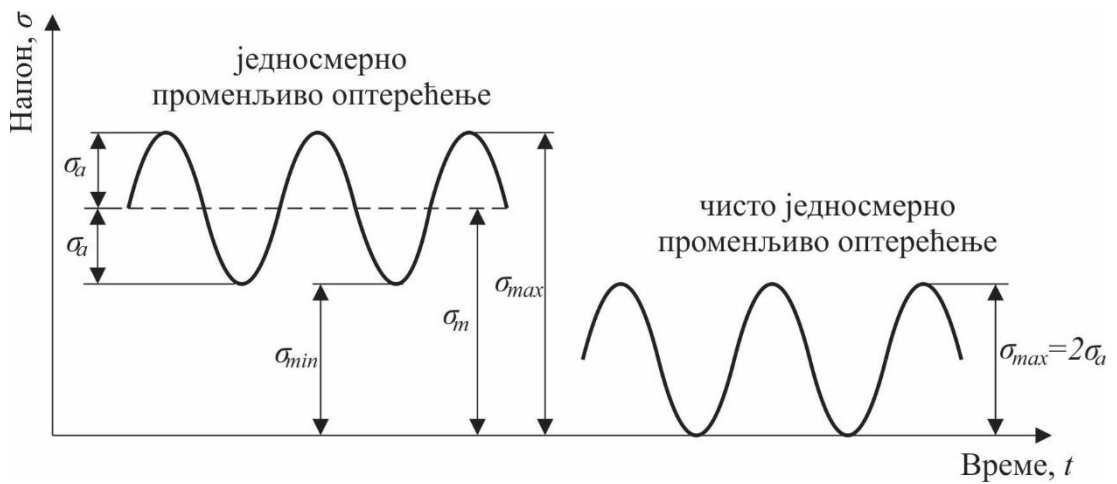
Први корак при прорачуну машинских елемената је одређивање оптерећења којима су они изложени у раду - радног оптерећења. Радно оптерећење је познато уколико су познати интензитет, правац и смер оптерећења, његова промена у току времена и расподела оптерећења у попречном пресеку. У општем случају оптерећења 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.

Оптерећења у току времена могу бити сталне величине – статичко оптерећење, или променљиве величине – динамичко оптерећење. У пракси су оптерећења најчешће случајно променљива (слика 2.2), али се ради поједностављења прорачуна користи идеализована хармонијска промена оптерећења (слике 2.3 и 2.4). При томе разликујемо:

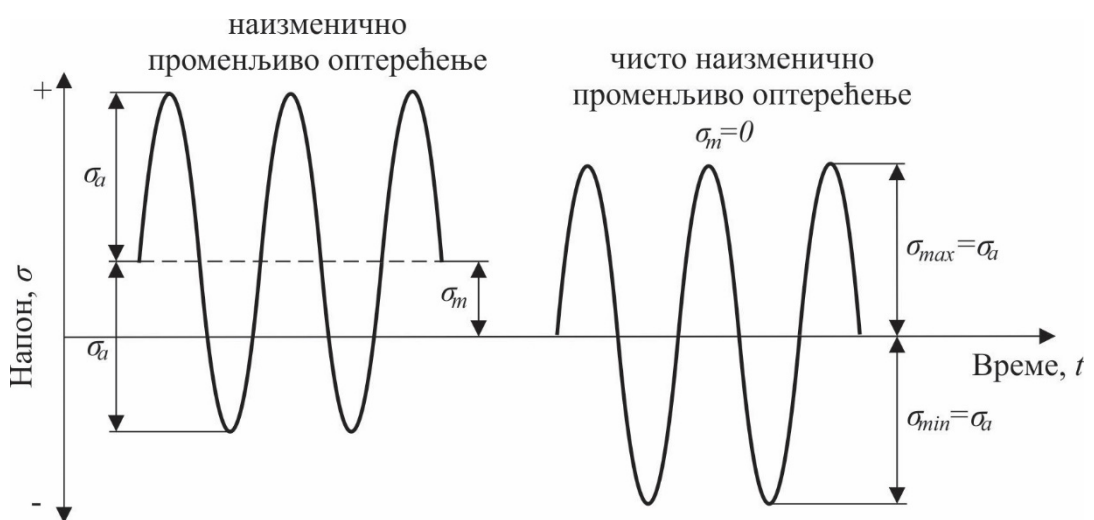
- Једносмерно променљиво оптерећење,
- Чисто једносмерно променљиво оптерећење,
- Наизменично променљиво оптерећење,
- Чисто наизменично променљиво оптерећење.



Слика 2.2 Дијаграм стохастичких динамичких категорија оптерећења



Слика 2.3 Дијаграм једносмерних динамичких категорија оптерећења



Слика 2.4 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 су исте вредности, али 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.

Са слика 2.3 и 2.4, 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):

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_m + \sigma_a \\ \sigma_{min} &= \sigma_m - \sigma_a\end{aligned}\quad (0.2)$$

Средњи напон представља половину збира максималне и минималне вредности напона:

$$\sigma_m = \sigma_{SR} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (0.3)$$

Амплитуда напона представља вредност половине опсега напона:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \quad (0.4)$$

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:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (0.5)$$

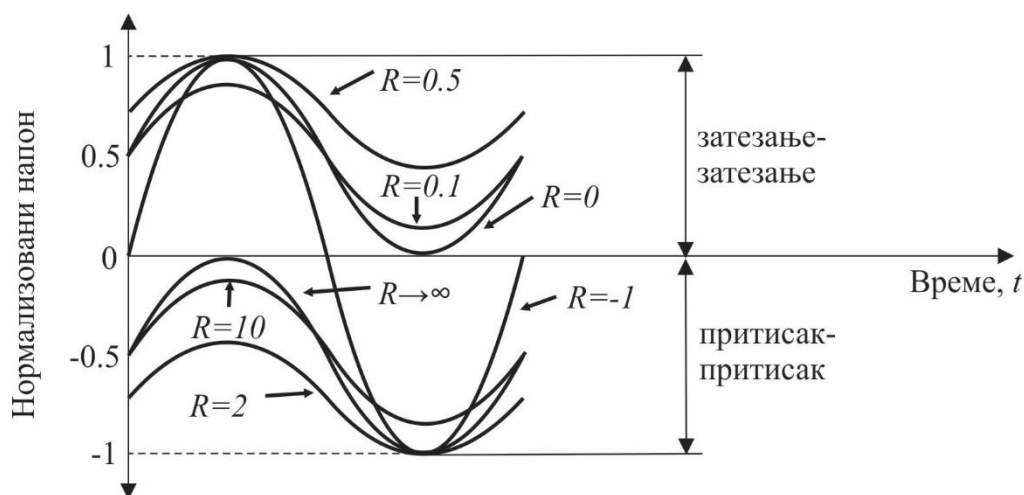
За описивање средњег напона, поред наведених величина, користе се још и степен променљивости напона R :

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = (1 - A)/(1 + A), \quad (0.6)$$

и степен променљивости амплитуде A :

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = (1 - R)/(1 + R). \quad (0.7)$$

На слици 2.5 приказане су вредности степена променљивости напона R за неке уобичајене случајеве оптерећења [33].



Слика 2.5 Дијаграм динамичких категорија оптерећења дефинисаних преко вредности степена променљивости напона R

2.3.2 Уређаји за испитивање замора материјала

Истовремено са проучавањем замора материјала, кроз историју су се развијали и уређаји за експериментално испитивање замора. Од првих које је за потребе испитивања цикличног оптерећења осовина железничких вагона на савијање, торзију и наизменични притисак и затезање епрувета, иницирао Wöhler, до најсавременијих сервохидрауличких пулзатора опремљених персоналним рачунарима.

Глобално посматрано, уређаји за испитивање материјала на замор су много сложенији од уређаја за статичка испитивања. У зависности од врсте оптерећења које могу да остваре, уређаји за испитивање материјала на замор могу се поделити на:

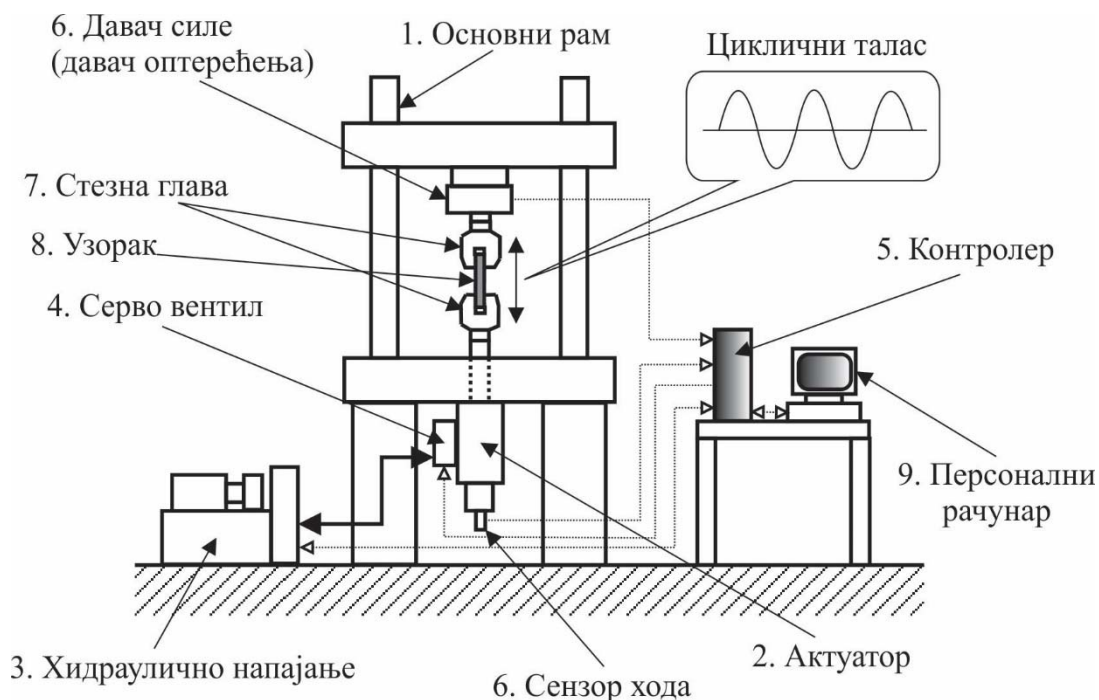
- уређаје за испитивање променљивим затезним-притисним оптерећењем (пулзатори),
- уређаје за испитивање променљивим савојним оптерећењем,
- уређаје за испитивање променљивим увојним оптерећењем,
- уређаје за испитивање променљивим комбинованим (на пример савијање – увијање) оптерећењем.

Свакако, најинтересантнији су уређаји за испитивање променљивим затезним - притисним оптерећењем то јест пулзатори. У погледу начина остваривања променљивог оптерећења, уређаји за испитивање материјала на замор могу се поделити на:

- уређаје са директним оптерећењем теговима или опругама,
- уређаје са брегастим механизмом,
- уређаје који остварују променљиво оптерећење ротацијом неуравнотежених маса,
- уређаји који раде на принципу резонанце,
- уређаји са хидрауличним погоном.

Највећи напредак у току испитивања замора материјала постигнут је употребом модерних сервохидрауличких пулзатора. Њихова употреба је знатно олакшала испитивања

материјала услед динамичких оптерећења. Шема савременог сервопулзатора је дата на слици 2.6 [34].



Слика 2.6 Шема савременог сервопулзатора (SHIMADZU)

SHIMADZU сервопулзатор, приказан на слици 2.7, је уређај који се користи за испитивање статичких и динамичких карактеристика материјала. Поред тога може се користити и за испитивање свих врста материјала на повишеним температурама, испитивање параметара механике лома (СТ - епрувете), испитивање статичких карактеристика материјала на притисак и испитивање савијања у три или четири тачке.



а) Сервопулзатор



б) Хладњак

Слика 2.7 Сервохидраулички мерни уређај SHIMADZU на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу

Главне карактеристике SHIMADZU сервопулзатора јесу велика снага и способност да одговори на широк распон фреквенција. SHIMADZU сервопулзатор поседује велику флексибилност, односно могућност прилагођавања циљевима тестирања. На SHIMADZU сервопулзатору се могу испитати узорци различитих величина са великим распонем силе (од 10N до 100kN) која ће деловати на њих. Распон амплитуде се може кретати од 1 μ m до 10cm. Поред тога омогућен је велики број контрола: силе, померања, ход клипа, микро померања, унутрашњи притисак, брзина, убрзање итд. Уређај поседује велику разноликост таласа (правоугаони, троугаони, трапезоидни, рамп, програмски, случајни, произвољни таласи), брзине (DC \sim 0.5 μ m/min \sim 20m/sec) и различитих фреквенција (0.0001Hz до 300Hz).

2.3.3 Узорци за испитивање замора материјала

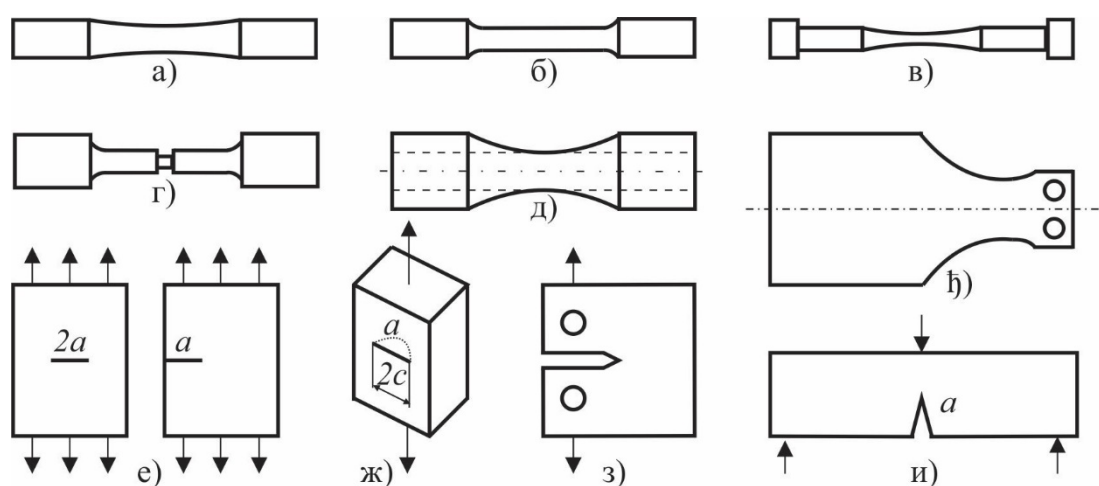
За потребе што рационалнијег димензионисања делова изложених променљивим оптерећењима потребно је одредити динамичку чврстоћу, тј. највећи напон који материјал може да издржи без лома при неограниченом броју промена оптерећења. Испитивање замарањем пружа могућност одређивања динамичке чврстоће. Чврстоћа при променљивом оптерећењу зависи од читавог низа утицајних величина: квалитета и стања површине, евентуалних корозионих оштећења, фреквенције оптерећења, температуре, облика, димензија итд. Утицај облика је толико велики да се испитивања често морају извести на самим конструкцијама под условима који су што је могуће више слични условима експлоатације.

Испитивање замарањем, у циљу одређивања динамичке чврстоће, може се вршити: затезањем, притискивањем, савијањем или увијањем, или комбиновањем ових напрезања. Облик и димензије епрувета за нормална испитивања прописују се одговарајућим стандардима у зависности од сврхе и начина испитивања замарањем. За посебна испитивања и заварене спојеве користе се специјални облици епрувета који требају да буду слични облику одговарајућег конструкционог дела, или се испитују сами конструкциони делови. Поступак обраде епрувета не сме да измени структуру ни особине материјала.

Посебну пажњу треба обратити на квалитет храпавости површина епрувете. Оне морају бити брушене, евентуално полиране и погодним средством заштићене од корозије. Број епрувета за једно испитивање може бити врло различит, што је последица података који се траже. Учвршћивање епрувете у чељусти машине за испитивање замарањем треба да буде изведено пажљиво, тако да епрувета у току испитивања не би била изложена допунским оптерећењима или вибрацијама. Начин оптерећивања зависи од врсте напрезања и мора да буде једнак за све епрувете у току једног процеса испитивања.

Фреквенција треба да буде тако одабрана да се избегне претерано загревање епрувете у току испитивања. Ако се загревање не може избећи, епрувету треба у току испитивања хладити погодним антикорозивним средствима. При посебним испитивањима епрувете или конструкционог дела, начин оптерећивања и фреквенција треба да што ближе одговарају радним условима. Уобичајени узорци и епрувете за тестирање замора материјала приказани су на слици 2.8 [29].

Епрувете приказане на слици 2.8 од а) до в) обично се користе за аксијалне тестове или тестове савијањем. Ове епрувете обично имају фино полиране површине како би се неутралисали ефекти храпавости површина. Код ових епрувета, при дејству аксијалног оптерећења, потребно је обратити пажњу да се епрувете при стегању у чељустима поставе у осни како би се смањио утицај било каквог непотребног савијања. Епрувета приказана на слици 2.8г) користи се код проучавања фактора концентрације напона при испитивању замора материјала. Танкозидна цеваста епрувета приказана на слици 2.8д) користи се код проучавања комбинације аксијалног напрезања или торзије са или без унутрашњег/спољашњег притиска. Плочаста епрувета приказана на слици 2.8ђ) користи се за тестове савијањем. Епрувете приказане на слици 2.8 од е) до и) користе се за добијање података којима се прати заморни раст прслине.



Слика 2.8 Епрувете за тестирање замора а) епрувета са постепеним сужењем попречног пресека, б) епрувета са континуалним попречним пресеком, в) епрувета са попречним пресеком у облику пешчаног сата, г) епрувета са кружним жлебом, д) цеваста епрувета за комбинацију аксијалног напрезања или торзије са или без унутрашњег/спољашњег притиска, ђ) плочаста епрувета у облику конзоле, е) плочаста епрувета са прслином, ж) 3Д епрувета са прслином по дубини, з) компактна епрувета за затезање (СТ епрувета), и) епрувета за савијање у три тачке (SENB епрувета)

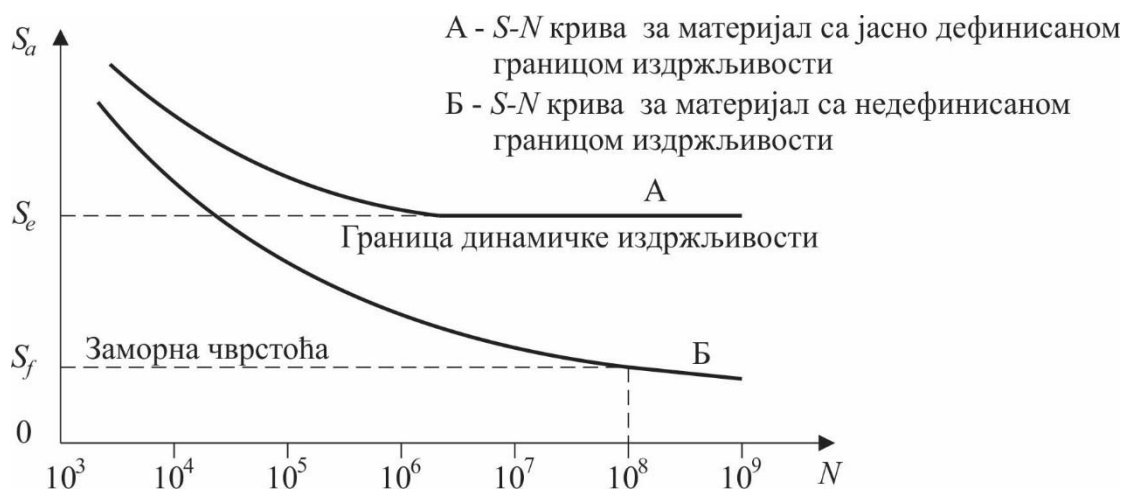
2.4 Анализа укупног века трајања ($S-N$ анализа)

Као што је наведено, Wöhler је, за потребе испитивања цикличног оптерећења осовина железничких вагона на савијање, торзију и наизменични притисак и затезање епрувета, спровео низ експеримената и добио прегршт података. Након тога дошао је на идеју да добијене податке представи као зависност номиналне амплитуде напона S од броја циклуса до отказа N . Овај начин представљања века трајања услед замора постао је опште познат као $S-N$ дијаграм. Криве које се приказују на овом дијаграму се зову Wöhler-ове криве. Метода номиналног напона ($S-N$ метода) представља први покушај да се на најбољи начин разуме процес отказа у случајевима где се минимална вредност напона налази у границама

еластичности материјала и у случајевима где је број циклуса до отказа велики – високоциклични замор. Под високоцикличним замором сматрамо случајеве код којих је број циклуса до отказа већи од 10^3 . Треба нагласити да се договорно номинални напон обележава са S , а локални са σ .

2.4.1 S - N дијаграм

При разматрању поузданог радног века, односно заморног понашања материјала Wöhler-ов S - N дијаграм је основа и шематски је за два материјала, приказан на слици 2.9. Он даје зависност номиналне амплитуде напона S_a од броја циклуса до лома.



Слика 2.9 Типична (Wöhler-ова) S - N крива за два материјала

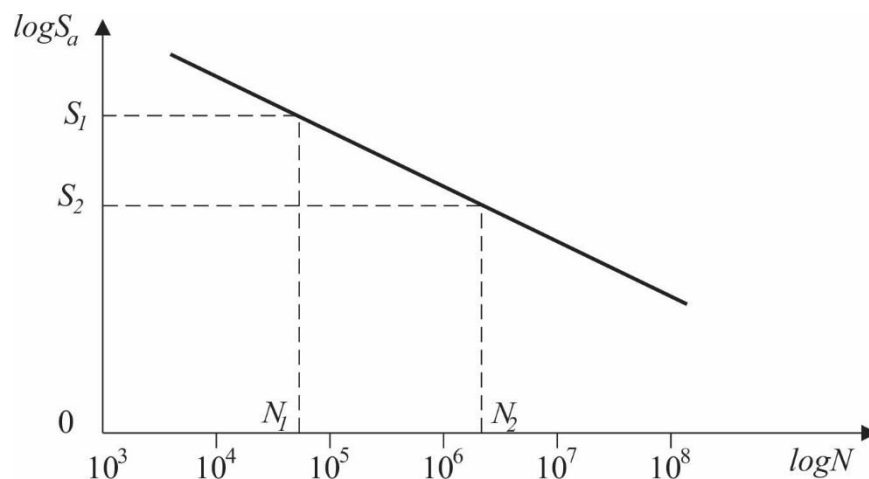
Слика 2.9 показује да неки материјали (крива А) имају границу замора или границу динамичке издржљивости која представља ниво напона испод кога материјал неће имати оштећења и може имати неограничен број циклуса. Ако је радни напон нижи од границе динамичке издржљивости материјала, каже се да структура има неограничен радни век.

Да би се добио коректан дијаграм постоји уобичајена процедура за одређивање S - N криве. Узорак се прво подвргне великим напонима (око две трећине статичке издржљивости – границе течења) где се откази очекују на мањем броју циклуса. За сваку следећу епрувету напон се смањује, све док се две узастопне епрувете не преломе на приближно 10^7 циклуса. За материјале који не пређу овај број циклуса, као граница замора узима се највећи напон где не долази до отказа. S - N криве се одређују са великим бројем епрувета, тако што се при свакој вредности номиналног напона испита обично пет или више епрувета. Због тога долази до великог расејања резултата, па је неопходно користити статистичке методе за њихово сређивање. За неке материјале, на пример челик, на дијаграму се представља и граница динамичке издржљивости S_e . Она представља вредност напона испод које материјал има „бесконачан век“. Типична S - N крива која одговара овој врсти материјала је крива А приказана на слици 2.9. Обојени метали и легуре не показују добро дефинисану динамичку границу издржљивости и код њих се непрекидно мења нагиб S - N криве (крива Б приказана

на слици 2.9). У таквим случајевима динамичка граница издржљивости S_f , за задати број циклуса мора бити усвојена (заморна чврстоћа). За овакве материјале динамичка издржљивост (endurance limit) се понекад дефинише као напон који проузрокује лом у интервалу од 10^8 до $5 \cdot 10^8$ циклуса у зависности од врсте материјала.

S - N крива се скоро увек приказује као логаритамска зависност, амплитуде напона S_a од броја циклуса до отказа N_f и може се апроксимирати правом линијом (слика 2.10). Нагиб праве b је познат као Баскинов (Basquin) нагиб, односно Basquin-ов експонент (експонент заморне чврстоће), коефицијент правца криве S - N у \log - \log дијаграму, чија се вредност креће у границама $-0.15 < b < -0.05$ [35]:

$$b = - \frac{\log S_1 - \log S_2}{\log N_2 - \log N_1} . \quad (0.8)$$



Слика 2.10 Идеализована S - N крива

На основу једначине (2.8), S - N крива се може дефинисати степеном једначином у облику:

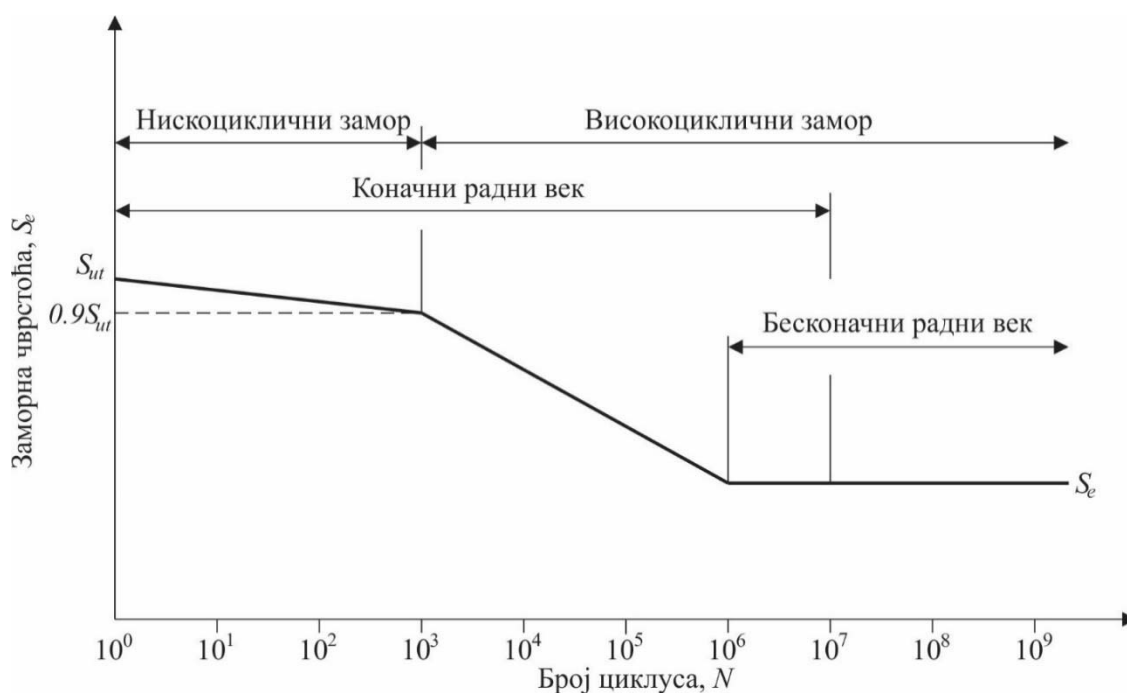
$$N_1 = N_2 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{b}} . \quad (0.9)$$

Из једначине (2.9) може се закључити да за познат Basquin-ов експонент и било који пар (S, N) координата, за одређену аплитуду напона S_a може се израчунати број циклуса до отказа N .

Због чињенице да се S - N метода користи у области еластичног напрезања, неопходно је да се једначине (2.8) и (2.9) пажљиво користе у ситуацијама када је број циклуса до отказа мањи од 10^3 . Постоје посебне методе за представљање S - N криве у опсегу од 1 до 10^3 циклуса. Главна потешкоћа коришћења S - N криве у пластичном домену је разлог што је S - N крива равна у области малог боја циклуса што доводи до непрецизности при тумачењу

века трајања. Због ове чињенице се у областима нискоцикличног замора користе методе засноване на деформацијама.

Треба навести да су године искуства дале емпиријску релацију између замора и затезних особина. Иако су те релације уопштене и емпиријски засноване, корисне су у прелиминарној процени перформанси замора и имају значајну примену. Однос границе динамичке издржљивости S_e и затезне чврстоће S_u зове се заморни однос. Вредности овог параметра се крећу од 0.33 до 0.6. За челике динамичка издржљивост (при 10^6 циклуса) се може изразити као: $S_e = 0.5 \cdot S_u$ за челик чији је $S_u < 1400 \text{ MPa}$, тј. $S_e = 700 \text{ MPa}$ за челике чији је $S_u > 1400 \text{ MPa}$. Вредност напона за 10^3 циклуса, приближно се може рачунати као $0.9 \cdot S_u$. Приказ генерализоване S-N криве, која илуструје ове тврдње, дат је на слици 2.11.



Слика 2.11 Генерализована S-N крива

2.4.2 Фактори који утичу на заморни век

Када се при пројектовању конструкционих елемената користи граница динамичке издржљивости мора се обратити пажња на: периодична преоптерећења, корозију (интеракција замор-корозија), промену радне температуре (висока или ниска температура). Граница динамичке издржљивости није постојана карактеристика материјала, јер на њу имају утицај различити фактори. Концепт динамичке издржљивости се користи за неограничен радни век (safe stress или safe life) конструкције при чему се мора узети у обзир: квалитет обрађене површине, температура, концентрација напона, осетљивост на зарез, величина компоненте, услови околине, заостали напони, поузданост.

Сви ови утицаји се могу представити факторима редукције заморне јачине, који се користе за утврђивање стварне динамичке издржљивости [36]

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e, \quad (0.10)$$

где је:

- S_e' граница заморне динамичке издржљивости исполиране епрувете,
- k_a фактор редукције који узима у обзир квалитет обрађене површине,
- k_b фактор редукције који узима у обзир величину компоненте,
- k_c фактор редукције који узима у обзир утицај оптерећења,
- k_d фактор редукције који узима у обзир утицај температуре и
- k_e фактор додатне редукције који узима у обзир све остале ефекте.

Међутим, у пракси највећи број оштећења услед замора јавља се на местима повећане концентрације напона. Узроци повећане концентрације напона често се манифестују локалним максималним напонима S_{max} који су вишеструко већи од номиналног напона S . Однос ових напона је одређен теоријским фактором концентрације напона k_T , који зависи само од геометрије и начина оптерећивања:

$$k_T = \frac{S_{max}}{S}. \quad (0.11)$$

У методи $S-N$ анализе утицај зареза се узима преко фактора утицаја зареза k_f , познатог као заморни фактор концентрације напона. Заморни фактор концентрације напона је однос динамичке границе издржљивости дела са зарезом и динамичке границе издржљивости без зареза:

$$k_f = \frac{S_e(\text{са зарезом})}{S_e'(\text{без зареза})}. \quad (0.12)$$

Фактор утицаја зареза је мањи од фактора концентрације напона, а већи је од 1:

$$1 \leq k_f \leq k_T. \quad (0.13)$$

Фактор утицаја зареза може бити у вези са фактором концентрације напона, па да би се узели у обзир ови додатни ефекти, развијен је фактор осетљивости на зарез q :

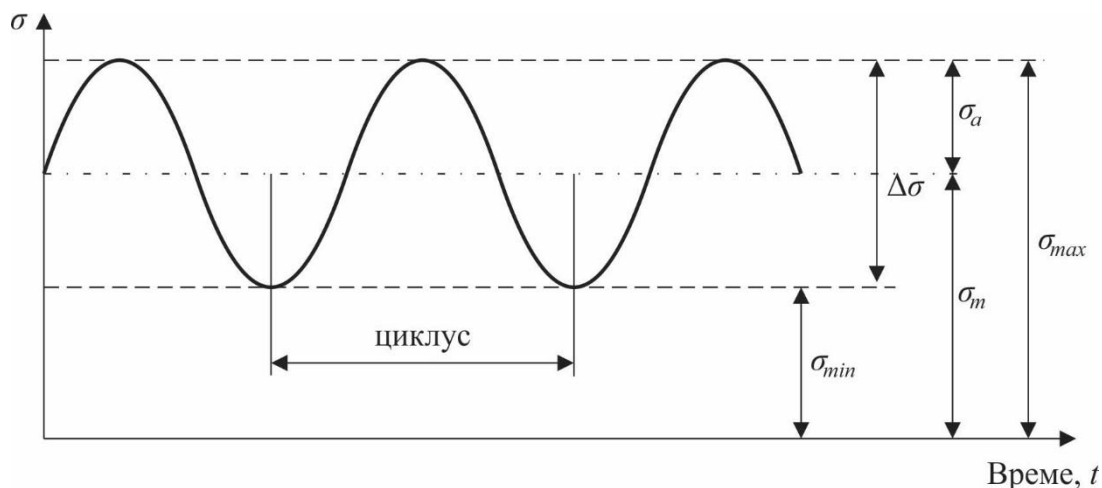
$$q = \frac{k_f - 1}{k_T - 1}. \quad (0.14)$$

Вредности фактора осетљивости на зарез q се крећу од 0 (без утицаја зареза $k_f = 1$) до 1 (пун теоретски утицај зареза $k_f = k_T$) [29], [37], [38].

Највећу непознаницу још увек представљају заостали напони који имају велики утицај на заморни век структурних компоненти. Заостали напони се појављују свуда у ваљаним профилима и у свим завареним спојевима. Због ове чињенице, замор заварених спојева и даље представља велики изазов за многе истраживаче.

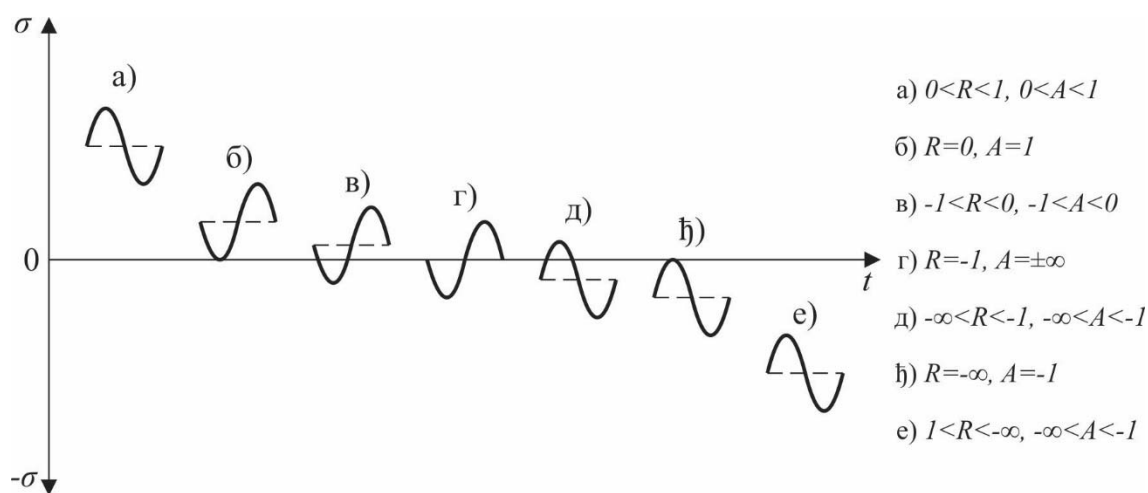
2.4.3 Утицај средњег напона

Актуелна примена оптерећења употребљава средњи напон σ_m на који се суперпонира амплитудни напон σ_a што је најчешћи случај код оптерећења свих вагонских конструкција и приказан је шематски на слици 2.12.



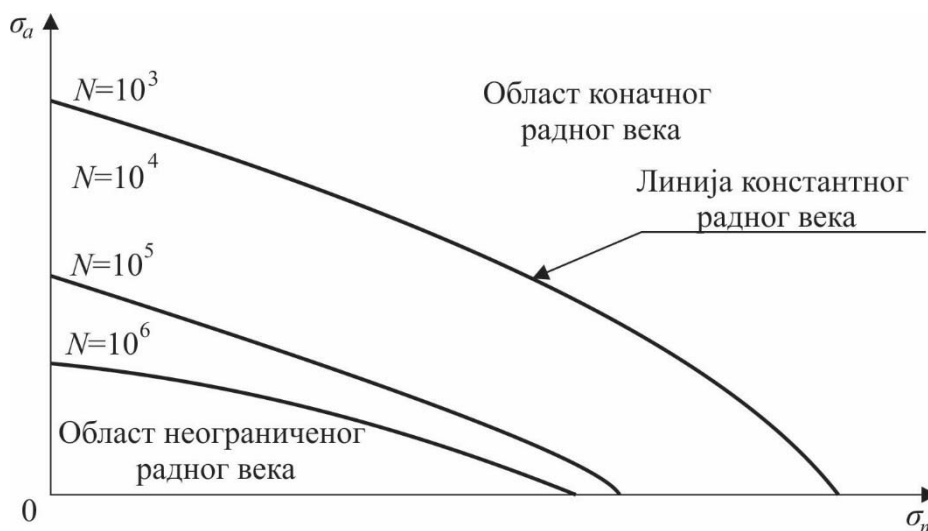
Слика 2.12 Типични параметри цикличног оптерећења са константном амплитудом

У већини ситуација у пракси, средњи напон је различит од нуле и због тога је битно знати како на процес замора утиче средњи напон. За описивање средњег напона, поред наведених величина, користе се још и степен променљивости напона R и степен променљивости аплитуде A , описани у поглављу 2.3.1. У зависности од вредности односа степена променљивости аплитуде A и степена променљивости напона R имамо различите врсте циклуса (слика 2.13).



Слика 2.13 Врсте циклуса у зависности од вредности односа степена променљивости напона R и степена променљивости аплитуде A

Основни $S-N$ подаци о понашању материјала под дејством замора добијени су лабораторијски коришћењем потпуно повратног напонског циклуса ($R=-1$). Ако је $R=1$, односно $A=0$ реч је о константном напону, па у том случају нема замора материјала (монотono оптерећење). Експериментално тестирање на замор при асиметричним циклусима ($R \neq -1$) као зависност амплитуде динамичке издржљивости од средњег напона σ_m , могу се приказати Haigh-овим (Хејговим) дијаграмом (слика 2.14).

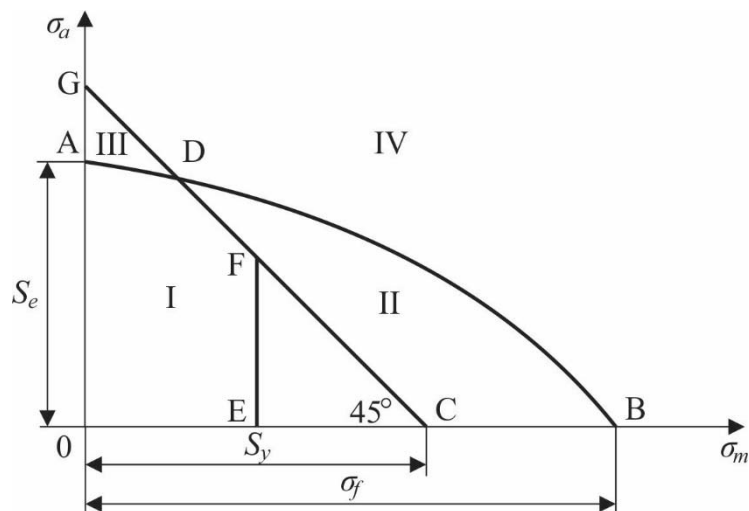


Слика 2.14 Haigh-ов дијаграм

На Haigh-овом дијаграму дуж x -осе се наноси средњи напон σ_m , а дуж y -осе амплитуда осциловања напона σ_a . Линије радног века су провучене кроз добијене тачке. Област неограниченог броја циклуса или радног века је област испод криве, а област коначног радног века је област изнад криве. Из дијаграма је јасно да се тачке пресека линија коначног радног века и ординате односе на динамичку издржљивост при чисто наизменичном циклусу, то јест, за случај када је $\sigma_m = 0$. Тачке пресека истих линија са x -осом одређују статичку чврстоћу материјала σ_f . Сваком задатом динамичком напону одговара једна радна тачка са координатама σ_m и σ_a . Ако тачка припада области неограниченог радног века - неће доћи до отказа, а ако падне изван области - наступиће отказ при одређеном броју циклуса.

Haigh-ов дијаграм можемо поделити у четири дела, слика 2.15. Тачка C има као апцису границу течења S_y и из ње се повлачи дуж CD који са осом σ_m гради угао од 45° . Свака тачка на правцу CD има максимални напон једнак напону границе течења ($\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$) будући да је $\overline{EF} = \overline{EC}$. Дакле, може се закључити да се материјал уколико је радни напон лево од дужи \overline{CG} налази у еластичној зони. У супротном, ако су радни напони десно од дужи \overline{CG} , материјал је у зони пластичних деформација. У вези са горе наведеним, подручје дијаграма се може поделити на четири области:

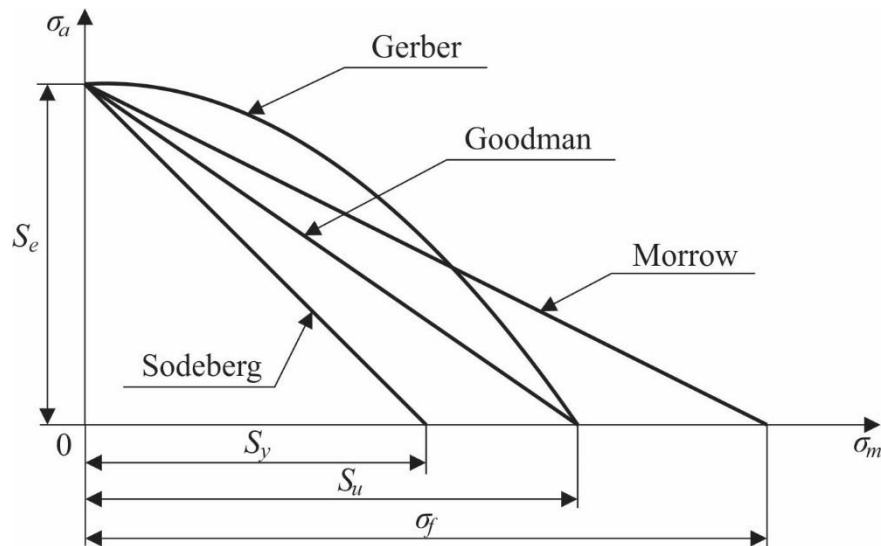
- област $OCDA$ у којој нема опасности од лома, подручје у коме је материјал у зони еластичних деформација, (област I),
- област CBD у којој настају пластичне деформације, али не настаје лом, (област II),
- област ADG у којој настаје лом без претходних пластичних деформација, (област III),
- област изнад линија BD и DG у којој настаје лом уз претходне пластичне деформације, (област IV).



Слика 2.15 Четири подручја Haigh-овог дијаграма

Потребан је велики број тестова да би се направио Haigh-ов дијаграм, а често је и непрактично развијати криве за све комбинације средњег и амплитудног напона.

У циљу сагледавања утицаја и међусобног односа средњег напона и амплитуде променљивог напона развијане су многе емпиријске формуле. Те формуле дефинишу различите криве за повезивање границе издржљивости S_e на оси променљивог напона (вредност наизменичног напона који ће да проузрокује лом елемента за потпуно повратно оптерећење, при $\sigma_m = 0$, за било који број циклуса N), са напоном течења S_y или затезном чврстоћом S_u или напона статичког лома σ_f на оси средњег напона. На тај начин Haigh-ов дијаграм се може приказати у једној од четири могућности, слика 2.16.



Слика 2.16 Поређење једначина средњег напона

Криве са слике 2.16 представљене су следећим једначинама [29], [39]:

$$\text{Goodman : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1, \quad (0.15)$$

$$\text{Gerber : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1, \quad (0.16)$$

$$\text{Soderberg : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1, \quad (0.17)$$

$$\text{Morrow : } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1. \quad (0.18)$$

Када вредност средњег напона расте и приближава се вредности затезне чврстоће, тада дозвољена вредност наизменичног напона опада и тежи нули. Пракса показује да све криве које се добијају експериментално теже да упадну између Goodman-ове и Gerber-ове криве. Goodman–ов израз се често користи због једноставности и благо конзервативних вредности. За једначине важи (2.15)-(2.18):

- у свим релацијама се користи истежући средњи напон;
- у случајевима када је средњи напон мали у односу на наизменични напон ($R \ll 1$); постоји мала разлика у методама;
- Soderberg – ова метода је веома конзервативна и користи се када нису изражене ни граница лома ни граница течења;
- за тврде челике где је максимални напон близу напона лома, Morrow-ова и Goodman-ова крива се поклапају. За дуктилне материјале Morrow модел је мање осетљив;
- када $R \rightarrow 1$ модели показују веће разлике. У недостатку експерименталних података за ове услове, критеријум границе течења може бити пројектована граница.

Генерални закључак је да увек треба узети формулу која даје конзервативније вредности, због чињенице да не постоје поуздане информације које указују када коју формулу треба користити.

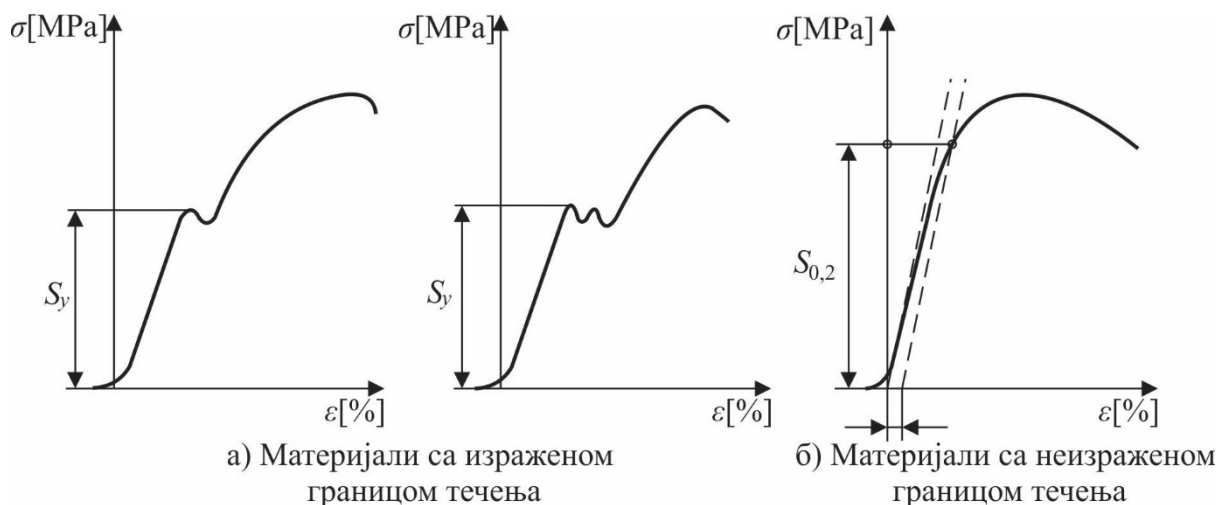
2.5 Анализа замора на основу деформација ($\epsilon - N$ анализа)

Анализа замора на основу деформација, $\epsilon-N$ метода, полази од претпоставке да на критичним местима понашање материјала зависи од деформација. Код овог типа анализе циклична оптерећења су релативно велика, носе значајне пластичне деформације и заморни век је релативно кратак. У односу на $S-N$ анализу, $\epsilon-N$ метода је општији приступ, који подразумева детаљнију анализу пластичне деформације у локализованим регијама. $\epsilon-N$ метода проучава процесе код којих се јављају велике пластичне деформације, са великим оптерећењима, релативно малим веком трајања, па се такви процеси називају нискоцикличним замором.

Метода $\epsilon-N$ процене заморног века заснива се на претпоставци проучавања понашања материјала епрувете при цикличним оптерећењима на критичним местима. Под критичним местима подразумевају се зарези или иницијалне прслине. Под дејством цикличних оптерећења у околини зареза најчешће се јављају локалне пластичне деформације, док материјал који окружује пластично деформисану зону задржава еластичне карактеристике. Због тога се сматра да је само деформисање у корену зареза контролисано деформацијама.

2.5.1 Напонско-деформацијско понашање материјала при статичком испитивању затезањем

Типична статичка крива напон-деформација, приказана на слици 2.17, је стандардна зависност која се користи за добијање граничних вредности параметара материјала компоненти и конструкција изложених статичком испитивању затезањем [40].



Слика 2.17 Крива напон-деформација – статичко испитивање затезањем

Крива напон-деформација добија се тестом једноосног затезања на кидалици. Номинални или инжењерски напон у попречном пресеку добија се применом једначине:

$$S = \frac{F}{A_0}, \quad (0.19)$$

где су: F - аксијално оптерећење епрувете и A_0 - почетна површина попречног пресека неоптерећене епрувете. Стварни напон σ (Cauchy-јев напон) је дефинисан као количник аксијалног оптерећења и тренутне величине попречног пресека:

$$\sigma = \frac{F}{A}. \quad (0.20)$$

Издужење Δl представља разлику између тренутне мерне дужине деформисане епрувете и њене почетне мерне дужине:

$$\Delta l = l - l_0. \quad (0.21)$$

Инжењерска деформација се добија применом једначине:

$$e = \frac{l - l_0}{l_0}. \quad (0.22)$$

Стварна деформација се заснива на тренутној вредности промене дужине и може се представити у облику:

$$d\varepsilon = \frac{dl}{l} \quad \text{или логаритамски} \quad \varepsilon = \int_{l_0}^l \frac{1}{l} dl = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right). \quad (0.23)$$

За мале деформације, мање од 2%, инжењерски напон S је приближно једнак стварном напону σ , па је и инжењерска деформација e , приближно једнака стварној деформацији ε . Међутим, за веће деформације разлике су значајније. Из претходних једначина могу се извести зависности за стварни напон $\sigma(S, e)$ и стварну деформацију $\varepsilon(e)$ у следећем облику:

$$\sigma = S(1 + e), \quad (0.24)$$

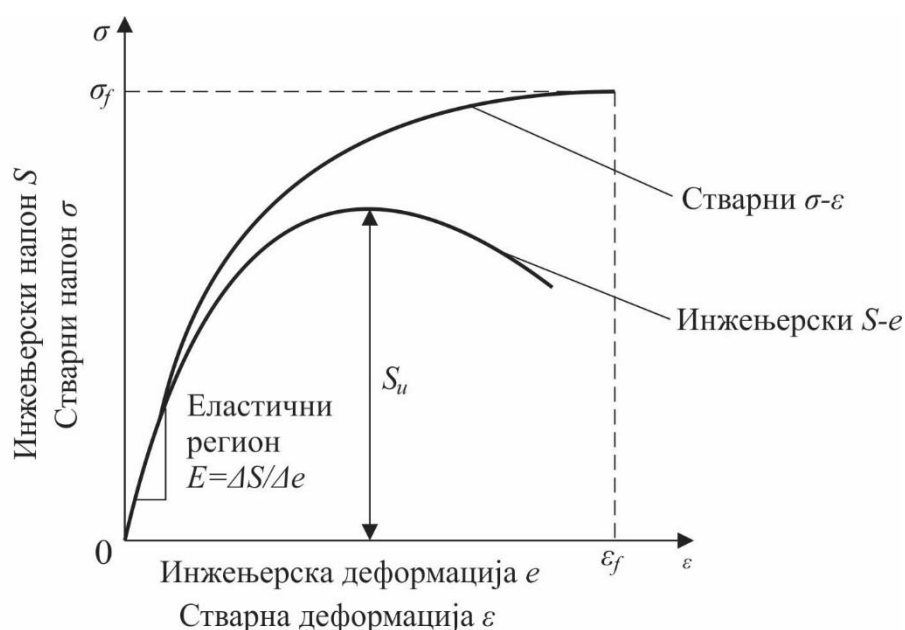
$$\varepsilon = \ln\left(\frac{A}{A_0}\right) = \ln(1 + e). \quad (0.25)$$

Материјални параметри који се могу директно измерити са S - ε криве, приказани на слици 2.18, су:

- Модул еластичности E [МПа];
- Напон течења S_y [МПа];
- Затезна чврстоћа S_u [МПа];
- Сужавање попречног пресека у процентима $Z = \frac{A_0 - A_f}{A_0} 100$ [%];

- Издужење у процентима $\delta = \frac{l_f - l_0}{l_0} 100 [\%]$;
- Стварна деформација лома или растегљивост $\varepsilon_f = \ln \left(\frac{A_0}{A_f} \right) = \ln \left[\frac{100}{100 - Z} \right]$.

Граница еластичности, то јест, напон течења се код неких челика може јасно уочити са S - ε криве као оштар прелаз између еластичног и еласто-пластичног понашања, слика 2.17а и 2.17б. У пракси се чешће срећу челици са неизраженом границом течења на дијаграму зависности напон-деформација, код којих се граница еластичности одређује као средњи напон при коме настаје 0.2% трајне (пластичне) деформације. Често се овај напон назива технички или конвенционални напон течења $S_{0.2}$.

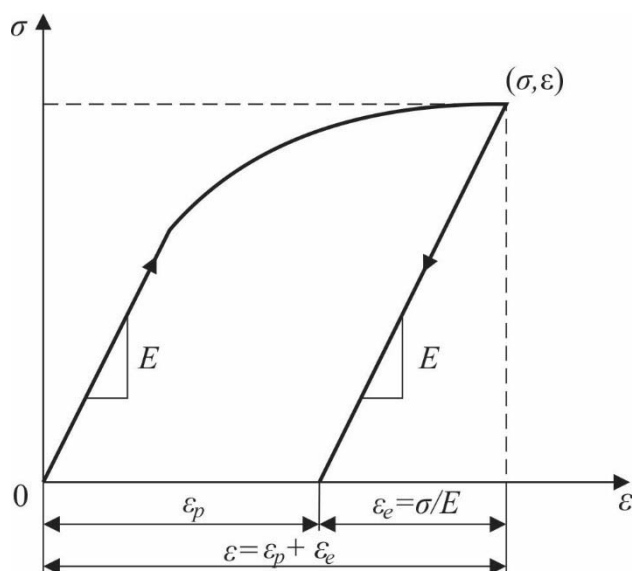


Слика 2.18 S - ε крива

Укупна деформација се састоји из две компоненте: еластичне $\varepsilon_e = \sigma/E$ и пластичне компоненте ε_p :

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p. \quad (0.26)$$

На слици 2.19 коришћене су ознаке за стварни напон и стварну деформацију. Такође, могу се користити и инжењерске вредности због малих разлика за случај малих деформација (слика 2.18). За многе метале дијаграм зависности стварног напона и стварне деформације у логаритамском облику може се апроксимирати правом линијом.



Слика 2.19 Нееластично оптерећење са еластичним растерећењем

Део криве када напон превазиђе напон течења је еласто-пластични део криве и за већину металних материјала, овај део криве може се представити једначином:

$$\sigma = K (\varepsilon_p)^n, \quad (0.27)$$

где су K - константа пропорционалности (коэффициент ојачања или коэффициент чврстоће), n - експонент очвршћавања или експонент ојачања. На основу једначина (2.26) и (2.27) може се извести једначина за укупну деформацију, која представља аналитички израз за криву напон-деформација, познатија као Ramberg-Osgood-ова једначина [29], [33], [35], [41]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (0.28)$$

2.5.2 Понашање материјала при нискоцикличном замору

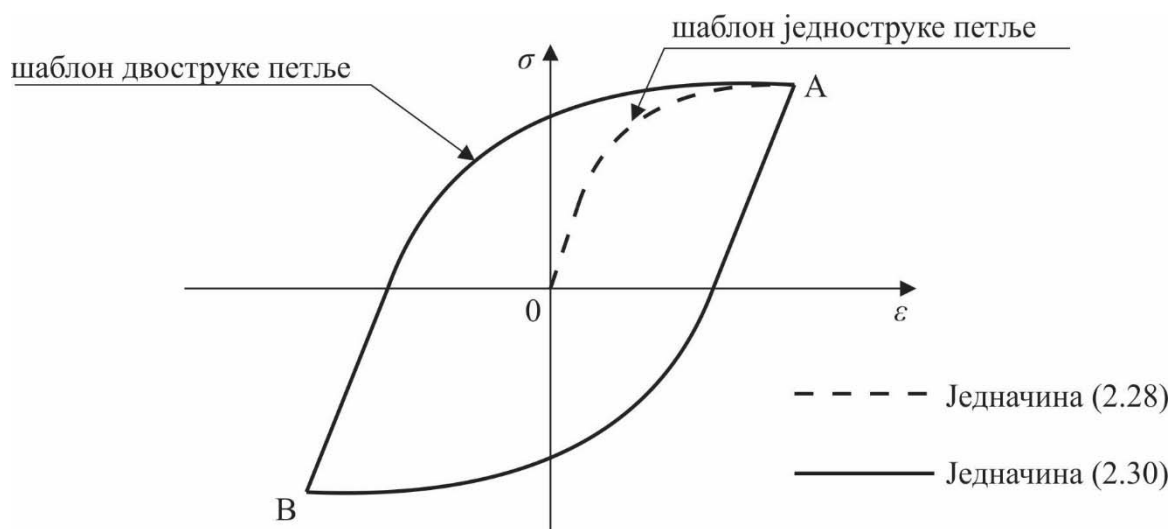
Подаци потребни за дефинисање понашања материјала при нискоцикличном оптерећењу на замор најчешће се добијају на основу резултата испитивања аксијално, једноосно и циклично оптерећених епрувета. Овај тип оптерећења се скоро сасвим равномерно расподељује по целом критичном попречном пресеку, односно на читавом пресеку владају исти услови који се односе на стање напона и деформација, па се резултати, који су добијени овим путем сматрају као најмеродавнији за материјал. Претпоставка је да се са равним епруветама може симулирати оштећење под дејством замора у зони концентрације напона елемената структуре. Еквивалентно оштећење под дејством замора појављује се и на епрувети и на реалном структурном елементу у датој зони, уколико су обе структуре изложене идентичној напонско-деформационој историји.

Епрувете се излажу нискоцикличном замору при условима:

- контролисаних деформација,

- коефицијенту асиметрије $R_c = \varepsilon_{min} / \varepsilon_{max} = -1$
- оптерећење се понавља неколико пута,
- на собним или дефинисаним температурама.

Крива дата једначином (2.27) дефинише цикличну криву напон – деформација за материјал, како је то приказано на слици 2.20. Формирање цикличне криве (слика 2.20) почиње нашошењем задате, прве, почетне релативне истежуће деформације и достизањем тачке А. Подразумева се да у овој фази од неоптерећеног стања (тачке 0) до тачке А (која одговара задатој вредности деформације) крива напон – деформација има облик дефинисан једначином (2.27). По достизању тачке А за 180° се мења смер задавања релативне деформације. У том случају, прво се позитивна вредност, која одговара истезању смањује, релативна деформација пролази кроз вредност 0 и достиже задату, максималну, негативну вредност која одговара тачки В.



Слика 2.20 Шематски приказ криве „шаблон једноструке петље“ и криве „шаблон двоструке петље“

У другој фази крива промене напон – релативна деформација је дефинисана граном АВ. У тачки В поново се мења смер задавања релативне деформације, до поновног достизања тачке А и сада је крива промене напон – деформација дефинисана граном ВА.

Треба напоменути да су гране АВ и ВА идентичне, ако се узме у обзир да су обрнути смерови обе координатне осе. Узастопно понављање овог поступка ће увек да следи затворену криву петљу ВАВ и увек у смеру казаљки на сату за велики број циклуса. Током највећег броја циклуса, или што је исто, највећег дела радног века ова крива, која је означена као петља хистерезиса, се понавља. Очигледно је да код оваквог облика петље и опсег промене вредности напона $\Delta\sigma$ остаје константан. Извесне промене могу да се дешавају непосредно уочи лома, и манифестоваће се тако што ће вредност напона у тачки А да опадне и деформисаће се облик криве у околини тачке В. Ове промене су последице настанка и раста прелина под дејством замора.

Једначине које описују промене напона и релативне деформације, односно које дефинишу облике грана АВ и ВА добијају се тако што се дуплирају вредности и напона и релативне деформације у једначини (2.28). Подразумева се да се том приликом за сваку грану узима одговарајућа тачка А или В као координатни почетак. Тако добијена резултујућа крива дефинисана је једначином:

$$2\varepsilon = 2\left(\frac{\sigma}{E}\right) + 2\left(\frac{\sigma}{K}\right)^n. \quad (0.29)$$

Ова једначина може да се напише и у нешто општијем облику, коришћењем термина цикличних опсега напона и релативне деформације:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K}\right)^n. \quad (0.30)$$

За циклично оптерећење, монотона крива напон – релативна деформација је замењена кривом хистерезиса, то јест једначином криве циклични напон – релативна деформација, једначина (2.30), где су напони и релативне деформације замењени опсезима напона и опсезима релативне деформације. На десној страни једначине (2.28), први део је трансформисан применом *Hooke* – овог закона, а други применом степене функције амплитуда напона – амплитуда пластичне деформације:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = K' \left(\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}\right)^{n'}, \quad (0.31)$$

где су: K' - коефицијент цикличне чврстоће и n' - експонент цикличног деформационог ојачања.

Ако се уведу претпоставке да су вредности параметара n и n' једнаке и ако важи да је:

$$K' = 2^{(1-n)} K, \quad (0.32)$$

слиди да је једначина цикличне петље иста као и полазна једначина напон – деформација (2.28). Подразумева се, наравно, да су дуплиране полазне вредности напона и релативне деформације. Такође, треба да се напомене да су облици грана петље, криве АВ и ВА идентичне за циклично стабилни материјал. Параметри: K' , K , n' , n се одређују експериментално и може се десити да уведене претпоставке нису оправдане, то јест да не важе. Међутим, ако разлике нису значајне у циљу поједностављења вредности добијене статичким испитивањем могу се користити да би се апроксимирале вредности током цикличног оптерећивања.

При нискоцикличном оптерећењу на замор идеализована напонско-деформациона крива има облик хистерезисне петље (*Hysteresis loop*), слика 2.21 [42]. Ова петља представља резултат елиминације времена као параметра из задатог циклуса деформисања и из циклуса отпора деформисању као одзив материјала и служи за анализу процеса замарања. Вредност деформација $\Delta\varepsilon$ је једнака укупној ширини петље, вредност напона $\Delta\sigma$ одговара њеној укупној висини, а амплитуда напона једнака је половини вредности напона.

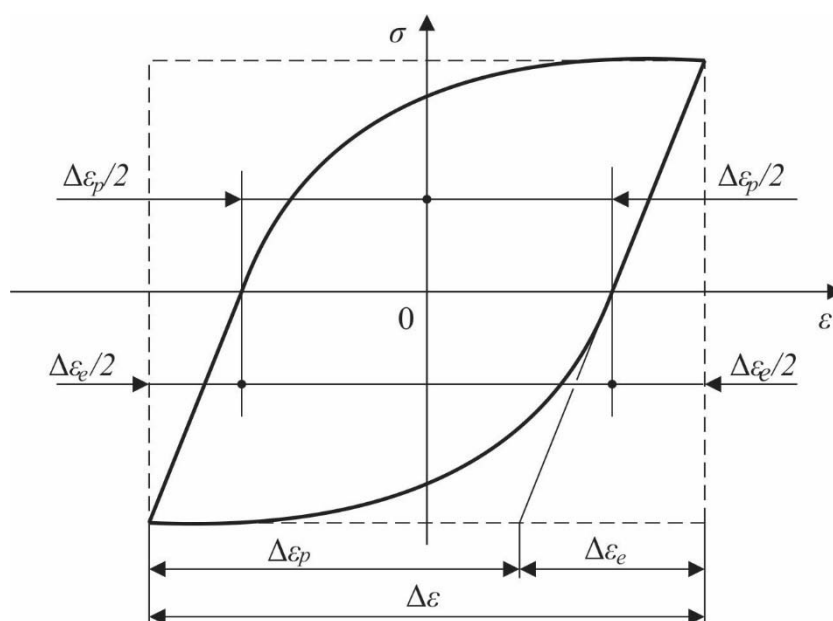
Увођењем амплитуде деформација као половине деформација добија се:

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (0.33)$$

Крива дата једначином (2.30) изражена преко амплитуда напона и релативне деформације назива се крива хистерезиса и има облик:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (0.34)$$

Једначина (2.33) је такозвана једначина криве стабилованих хистерезиса метала са симетричним понашањем при затезању и сабијању.



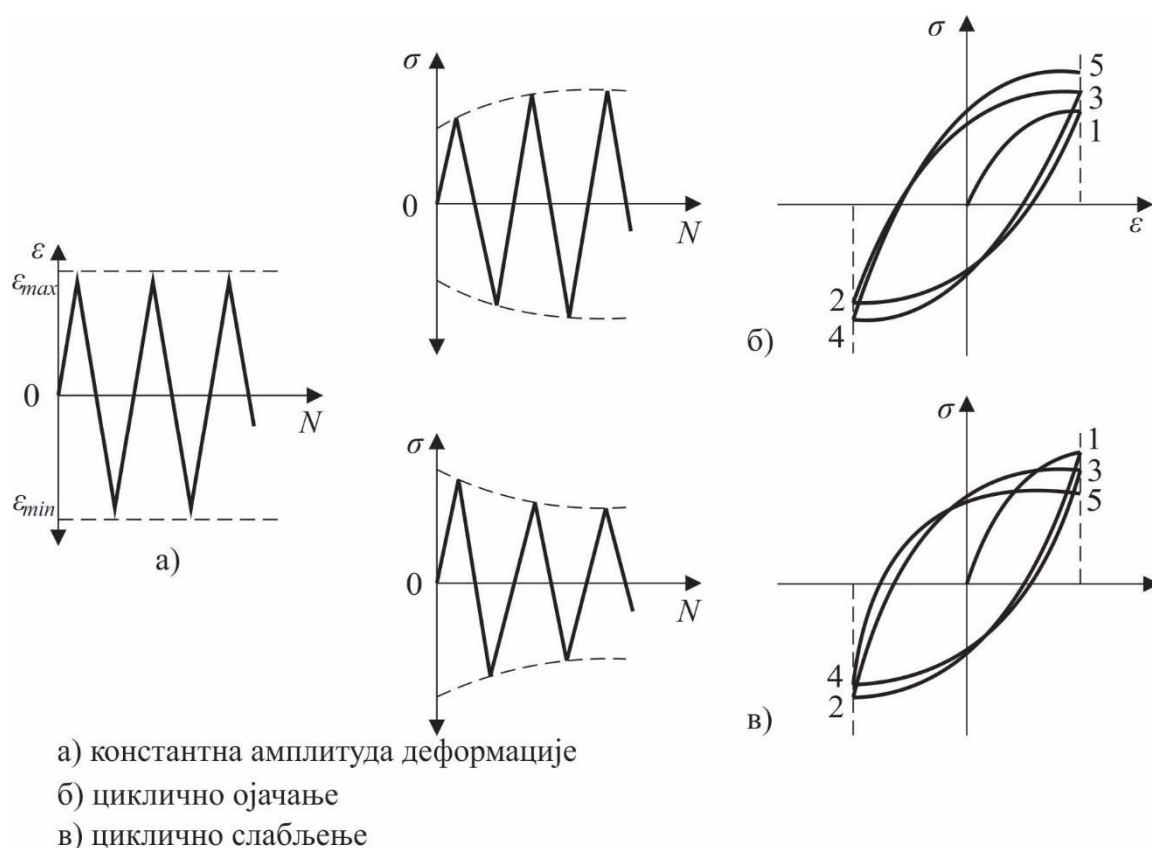
Слика 2.21 Идеализована хистерезисна петља са начином одређивања еластичне и пластичне компоненте релативне деформације

Досадашња разматрања су се односила на материјале стабилних карактеристика, који су били изложени цикличном оптерећењу константне амплитуде. Међутим, само је мали број материјала који се тако, или бар приближно тако понаша. Код велике већине материјала, током почетног дела цикличног оптерећивања долази до:

- цикличног очвршћавања (ојачавања) или
- цикличног омекшавања (слабљења).

На слици 2.22 приказан је ефекат цикличног ојачавања и слабљења са хистерезисним петљама за два различита материјала. У оба случаја, циклично оптерећење епрувете је контролисано тако да се достиже увек исти ниво деформација. Јасно је да се у случају ојачања максимални напон повећава за сваки следећи деформациони циклус, а у случају слабљења смањује.

Вредност напона на граници течења се достиже при ниској, док крајња, ломна, вредност напона одговара високој вредности пластичне деформације. Однос крајње (ломне) вредности напона према напону на граници течења је податак који указује на величину очвршћавања деформација којем је материјал изложен за време уобичајеног испитивања затезањем. На основу многобројних испитивања и одређивања међусобног односа напона на граници течења и затезне чврстоће, као и на основу вредности експонента очвршћавања релативне деформације, изведени су неки закључци о томе да ли ће неки материјал под цикличним оптерећењем ојачати или ослабити. Комбиновањем добијених података о понашању материјала на основу статичких испитивања и података добијених испитивањем на замор дефинисани су одређени критеријуми који могу предвидети понашање материјала у току цикличног оптерећивања.



Слика 2.22 Шематски приказ цикличног ојачавања и слабљења материјала

На основу дефинисаних граничних вредности затезне чврстоће S_u и напона течења S_y , закључено је [33]:

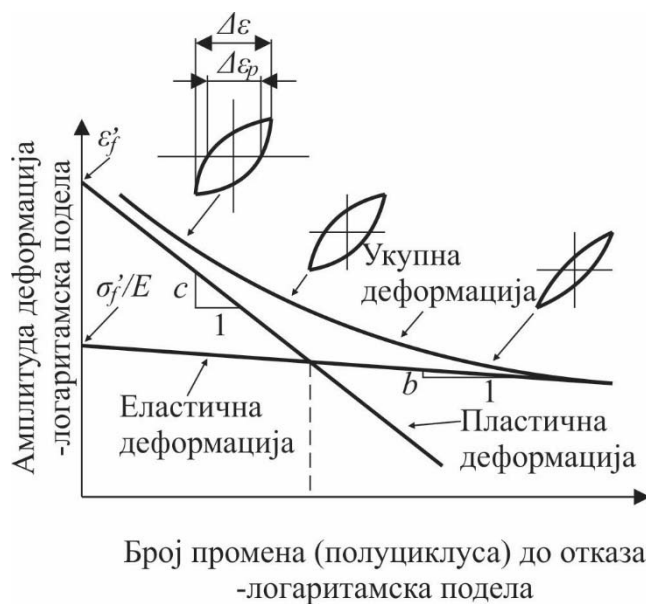
- уколико је $S_u/S_y > 1.4$ материјал ће вероватно ојачати,
- за $S_u/S_y < 1.2$ материјал ће вероватно ослабити,
- уколико је $1.2 < S_u/S_y < 1.4$, не постоји поуздан закључак, који може јединствено да се примени, зато што је утврђено да под овим условима неки материјали циклично ојачвају, а неки слабе.

Предвиђање понашања материјала може да се одреди и на основу вредности цикличног експонента очвршћавања релативне деформације n' [43]:

- уколико је $n' > 0.14$ материјал ће вероватно ојачати,
- за $n' < 0.1$ материјал ће вероватно ослабити,
- уколико је $0.1 < n' < 0.14$, не постоји поуздан закључак који може да се јединствено примени, пошто је утврђено да под овим условима неки материјали циклично ојачавају, а неки слабе.

2.5.3 $\varepsilon - N$ крива

Типична $\varepsilon - N$ крива у логаритамској скали шематски је приказана на слици 2.23. Укупна амплитуда деформације, приказана на слици 2.23 [29], може се поделити на еластичну и пластичну компоненту деформације хистерезисне петље материјала стабилних карактеристика. За укупан радни век N_f (број циклуса до отказа) еластична и пластична деформација, приказане на слици 2.23, могу се апроксимирати правим линијама.



Слика 2.23 $\varepsilon - N$ крива

Аналитички $\varepsilon - N$ крива се може представити као збир еластичне и пластичне компоненте, то јест као збир Basquin-овог и Coffin-Manson-овог дела [29].

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (0.35)$$

где су:

- амплитуда укупних деформација $\varepsilon_a = \Delta\varepsilon/2$,
- амплитуда еластичних деформација $\varepsilon_{a,e} = \Delta\varepsilon_e/2 = \Delta\sigma/2E = \sigma_a/E$,

- амплитуда пластичних деформација $\varepsilon_{a,p} = \Delta\varepsilon_p / 2 = \Delta\varepsilon / 2 - \Delta\varepsilon_a / 2$,
- фактор заморне истегљивости ε'_f ,
- експонент заморне истегљивости c ,
- фактор заморне чврстоће σ'_f ,
- експонент заморне чврстоће b ,
- модул еластичности E ,
- број циклуса до отказа N_f
- амплитуда цикличног напона $\sigma_a = \Delta\sigma / 2$.

Величине σ'_f и b су карактеристике материјала, где је фактор заморне чврстоће приближно једнак напону кидања код статичког оптерећивања. Експонент заморне чврстоће има вредности од -0.15 до -0.05. Величине ε'_f и c се сматрају карактеристикама материјала где је фактор заморне истегљивости ε'_f приближно једнак вредности деформација при лому статичког оптерећивања ε_f (у многим случајевима $\varepsilon'_f = (0.35 \div 1)\varepsilon_f$), а експонент заморне истегљивости c има вредности од -0.8 до -0.3.

Права линија еластичних деформација (слика 2.23) приказује зависност између века трајања и амплитуде напона и може се изразити на следећи начин:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (0.36)$$

и представља Basquin-ову једначину [29], [35].

Зависност века трајања и пластичне деформације представљена је једначином:

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (0.37)$$

и зове се и Coffin-Manson-однос, изведен средином прошлог века [29], [44], [45].

Вредности коефицијента цикличне чврстоће K' и експонента цикличног деформационог ојачања n' могу се одредити на основу једначина (2.31, 2.36 и 2.37)

$$K' = \frac{\sigma'_f}{(\varepsilon'_f)^{\frac{b}{c}}} \quad \text{и} \quad n' = \frac{b}{c} \quad (0.38)$$

Циклични напон течења σ'_y је дефинисан на 0.2% офсетоване деформације и одговара амплитуди пластичне деформације од 0.002 на цикличној кривој напон – деформација. Може се одредити заменом $\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = 0.002$ у једначини 2.31 или графички са цикличне криве напон – деформација.

Тачка пресека линија еластичне и пластичне деформације представља место где су еластична и пластична компонента хистерезисне петље материјала стабилних

карактеристика једнаке. Број циклуса при преласку из нискоцикличног у високоциклични замор може се директно одредити из једначине за $\varepsilon - N$ криву. При прелазу, еластична и пластична деформација су једнаке, тако да важе $\varepsilon_e = \varepsilon_p$ односно $N_f = N_t$, где је N_t број циклуса при коме долази до преласка из нискоцикличног у високоциклични замор [33]:

$$\frac{\sigma'_f}{E} (2N_t)^b = \varepsilon'_f (2N_t)^c \quad (0.39)$$

$$2N_t = \left(\frac{\varepsilon'_f E}{\sigma'_f} \right)^{\frac{1}{b-c}}. \quad (0.40)$$

2.5.4 Утицај средњег напона

Средњи напон има значајан утицај приликом дефинисања понашања материјала или структурних елемената под дејством оптерећења на замор. Смер, тип оптерећења може да буде изузетно неповољан, односно може битно да утиче на смањење дужине радног века. Посебно је важно да се разуме начин на који је средњи напон уведен у елемент, јер једино на тај начин може да се правилно третира приликом пројектовања структуре, односно радног склопа [46].

Карактеристике материјала на замор добијају се експериментално тестовима при чисто променљивом оптерећењу ($R = -1$), када је средњи напон једнак нули. Међутим, у пракси средњи напон обично није једнак нули. Због тога је врло важно да се зна на који начин средњи напон утиче на процес замора и како се резултати добијени експерименталним путем могу искористити за реалне прорачуне.

Morrow је први предложио увођење средњег напона у еластични део $\varepsilon - N$ криве [29], [39]:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c. \quad (0.41)$$

До ове корекције дошло се на основу чињенице да средњи напон има највећи утицај код малих вредности пластичних деформација, то јест, мали удео код великих пластичних деформација. Постоји и допунска верзија Morrow-е корекције када се средњи напон уведе и у пластични део $\varepsilon - N$ криве:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \varepsilon_a = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f} \right)^{\frac{c}{b}} (2N_f)^c. \quad (0.42)$$

Smith, Watson и Topper су уврстили средњи напон у $\varepsilon - N$ криву коришћењем максималног напона у циклусу, увођењем SWT (Smith, Watson и Topper) параметра. За чисто променљиво оптерећење максимални напон се рачуна као [29], [47]:

$$\sigma_{max} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (0.43)$$

Множењем једначине (2.34), која дефинише $\varepsilon - N$ криву, са једначином (2.41) добија се:

$$\sigma_{max} \varepsilon_a = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c}. \quad (0.44)$$

Једначина (2.43) је заснована на претпоставци да за различите комбинације амплитуде укупних деформација ε_a и средњег напона σ_m , производ $\sigma_{max} \varepsilon_a$ остаје константан за задати животни век. У случају када је $\sigma_{max} = 0$, једначина (2.44) предвиђа бесконачни животни век, што није увек тачно. Све три једначине (2.41), (2.43), (2.44) се користе за процену утицаја средњег напона, али је веома тешко одредити коју процедуру треба изабрати. SWT приступ се у досадашњој пракси показао да има ширу примену и углавном се користи за оптерећења која су у затезању, док Моггов-а корекција даје боље резултате када је оптерећење притисно.

2.6 Линеарно еластична механика лома

Постојање прслине у конструкцији значајно утиче на њено понашање у експлоатацији, а посебно утиче на њену издржљивост. Грана науке која проучва понашање конструкција које садрже прслине, назива се механика лома. Запаженији развој механике лома почиње у периоду после Другог светског рата и траје све до данашњих дана. На основу материјалних својстава структура које се анализирају, механика лома се може поделити на:

- Линеарно еластичну механику лома (LEFM),
- Еласто-пластичну механику лома (EPFM).

Линеарно еластична механика лома је заснована на претпоставци да у материјалу важи линеарна конститутивна релација, то јест Хуков закон (Нооке-ов). Линеарно еластична механика лома се користи за одређивање раста прслине у материјалу уз основну претпоставку да је напон у материјалу линеарно-еластичан приликом раста прслине, односно пропагације, те да је пластичност у врху прслине локализована током целог процеса. Постоје два основна облика раста прслине:

- раст прслине по равној површини,
- раст прслине по површини нагнутој под неким углом.

Раст прслине по равној површини одговара случају где је површина прслине углавном управна на правац главног напрезања, док се код раста прслине по површини нагнутој под углом, угао површине прслине појављује у равни управној на правац пропагације прслине, слика 2.24 [32].

Испитивањем површине прслина могу се приметити глатка подручја површине прслине која одговарају заморном лому и стабилном расту прслине и храпава подручја површине прслине која одговарају наглом кртом лому.

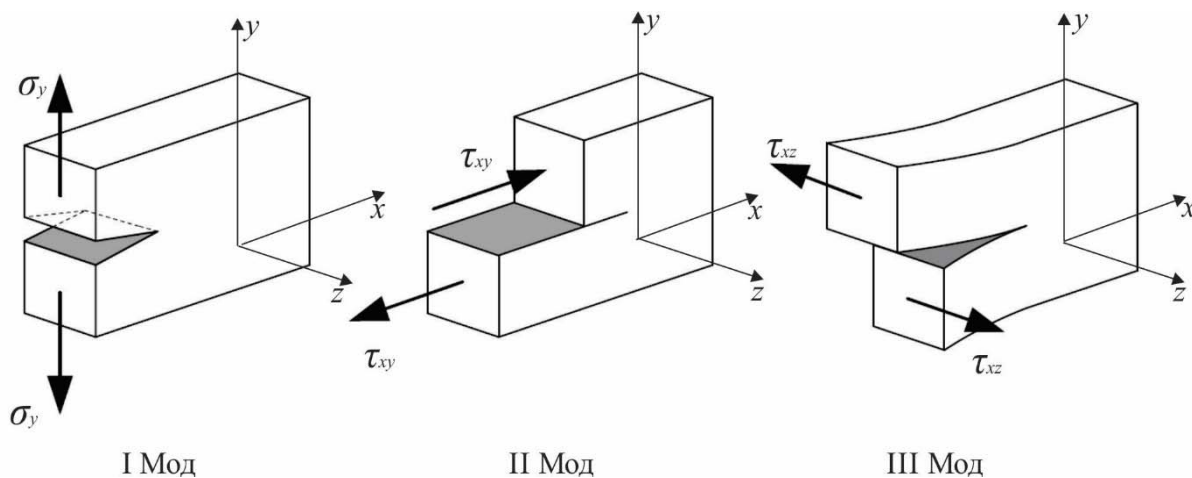


Слика 2.24 Облици прслине настали при расту прслине затезним обликом отварања прслине.

2.6.1 Фактор интензитета напона

Без обзира какав је лом и каква је површина прслине, постоје три основна облика (мода) деформација прслина [29], [33], [48], [49], [50]:

- I Мод ($K_I \neq 0, K_{II} = 0, K_{III} = 0$) - отварање прслине ($u_y \neq 0, u_x = u_z = 0, \theta = \pm\pi$)
- II Мод ($K_I = 0, K_{II} \neq 0, K_{III} = 0$) - смицање (клизање) ($u_x \neq 0, u_y = u_z = 0, \theta = \pm\pi$)
- III Мод ($K_I = 0, K_{II} = 0, K_{III} \neq 0$) - смицање изван равни ($u_z \neq 0, u_x = u_y = 0, \theta = \pm\pi$)



Слика 2.25 Облици (модови) деформација прслина

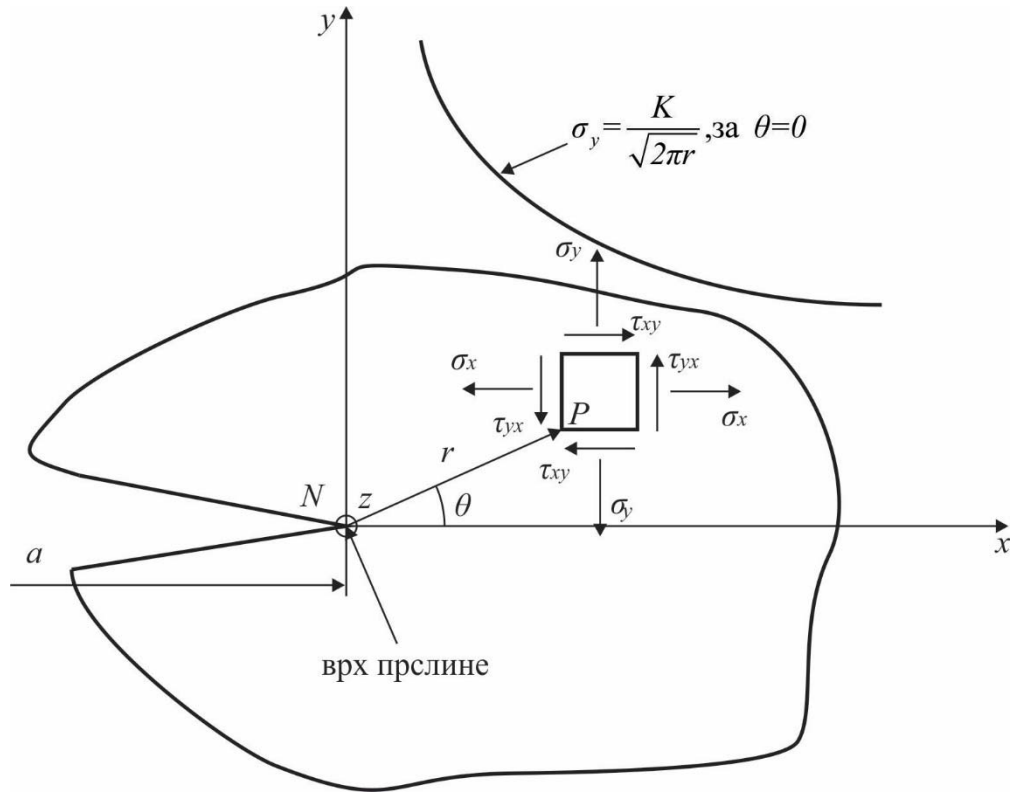
Код мода отварања прслине сила делује управно на раван и раздваја површине прслине, док код клизајућег мода и смичућег мода изван равни, површине прслине клизе једна по другој. Код клизајућег мода површине прслине клизе уздужно, а смичућег мода изван равни попречно у односу на смер напредовања прслине.

У линеарно еластичној механици лома, вредности напона и деформације у врху прслине теже у бесконачност када удаљеност r између тачке P и N тежи нули, односно када се тачка у којој посматрамо вредност напона или деформације приближава тачки врха прслине, слика 2.26.

Напони у близини врха прслине могу се приказати у облику:

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \sum \frac{K_i}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\theta), \quad (0.45)$$

при чему су σ_{ij} компоненте тензора напона, K је фактор интензитета напона, $f_{ij}(\theta)$ је бездимензионална величина и представља функцију која зависи од угла θ , док је r растојање посматране тачке од врха прслине.



Слика 2.26 Еластични напони у околини врха прслине ($r/a \ll 1$) и поларно цилиндрични координатни систем

Користећи теорију линеарне еластичности и Westergaard-ова асимптотска решења [51], изрази за напон за било коју тачку у околини прслине у поларном координатном систему (r, θ) могу се представити следећом једначином [52]:

$$\sigma_{ij}(r, \theta) = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}^I(\theta) + \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}^{II}(\theta) + \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}^{III}(\theta). \quad (0.46)$$

Напон представља линеарну комбинацију свс три решења, која одговарају сваком облику деформација прслине, где је сваки мод деформације прслине окарактерисан припадајућим вредностима фактора интензитета напона K_I, K_{II} и K_{III} . Због чињенице да је напон пропорционалан $1/\sqrt{r}$ важи:

$$r \rightarrow 0 \Rightarrow \sigma(r, \theta) \rightarrow \infty, \quad (0.47)$$

то јест крива напона се понаша асимптотски, слика 2.26.

У једначини (2.46) вредности K_I, K_{II} и K_{III} представљају вредности фактора интензитета напона за одговарајући облик деформације прслине. При разматрању решења за еластично поље напона уз врх прслине, појам фактора интензитета напона први је увео Irwin [53] проучавајући проблем деформисања прслине за I мод - отварања прслине. За I мод отварања прслине бесконачне плоче са прслином на средини, напоне можемо изразити као [29], [33], [49], [50]:

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right), \quad (0.48)$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right), \quad (0.49)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}, \quad (0.50)$$

$$\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad \text{за равно стање напона,} \quad (0.51)$$

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y) \\ \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \end{array} \right\} \text{за равно стање деформације.} \quad (0.52)$$

Померања се могу изразити као:

$$u_x = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \cos \frac{\theta}{2} \left(\kappa - 1 + 2 \sin^2 \frac{\theta}{2} \right), \quad (0.53)$$

$$u_y = \frac{K_I}{2\mu} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} \sin \frac{\theta}{2} \left(\kappa + 1 - 2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \right), \quad (0.54)$$

где је $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ модул клизања и κ је Колосова константа [33]:

$$\kappa = \begin{cases} 3-4\nu & \text{за равно стање деформације } (\varepsilon_{zz}=0) \\ \frac{3-\nu}{1+\nu} & \text{за равно стање напона } (\sigma_{zz}=0) \end{cases}, \quad (0.55)$$

при чему је фактор интензитета напона [29], [50]:

$$K_I = Y\sigma\sqrt{\pi a}, \quad (0.56)$$

где је Y фактор облика, који зависи од геометрије елемента, то јест од димензије прслине и од типа оптерећења.

2.6.2 Жилавост лома

Критични фактор интензитета напона представља јако битан параметар у механици лома, који тачно утврђује када долази до нестабилног раста прслине, а без повећања оптерећења. До лома долази када је испуњен следећи услов:

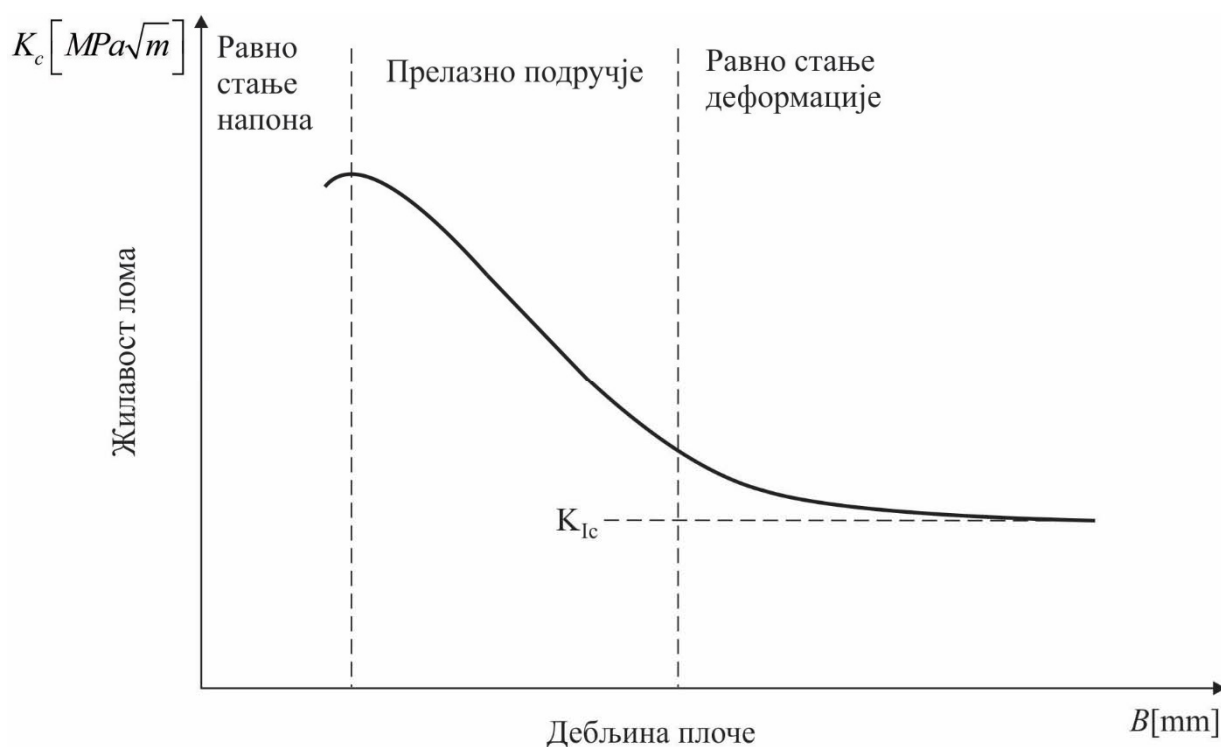
$$K \geq K_c, \quad (0.57)$$

при чему је K_c жилавост лома - критични фактор интензитета напона[29]. Жилавост лома је материјални параметар и дефинише се следећом релацијом:

$$K_c = \sigma_c \sqrt{\pi a_c} f\left(\frac{a_c}{W}\right), \quad (0.58)$$

где: σ_c представља номинални напон при коме долази до нестабилног раста прслине; a_c је критична дужина прслине при номиналном напрезању σ_c ; $f(a_c/W)$ је бездимензионална величина и представља функцију која зависи од димензија епрувете.

Треба напоменути да критични фактор интензитета напона зависи од врсте материјала, утицаја околине, дебљине плоче, а у крајњем случају и од дужине прслине. Будући да се критични фактор интензитета напона мења са дебљином плоче, то јест зависи од ње, податак када та вредност постаје константна је веома важан (слика 2.27).



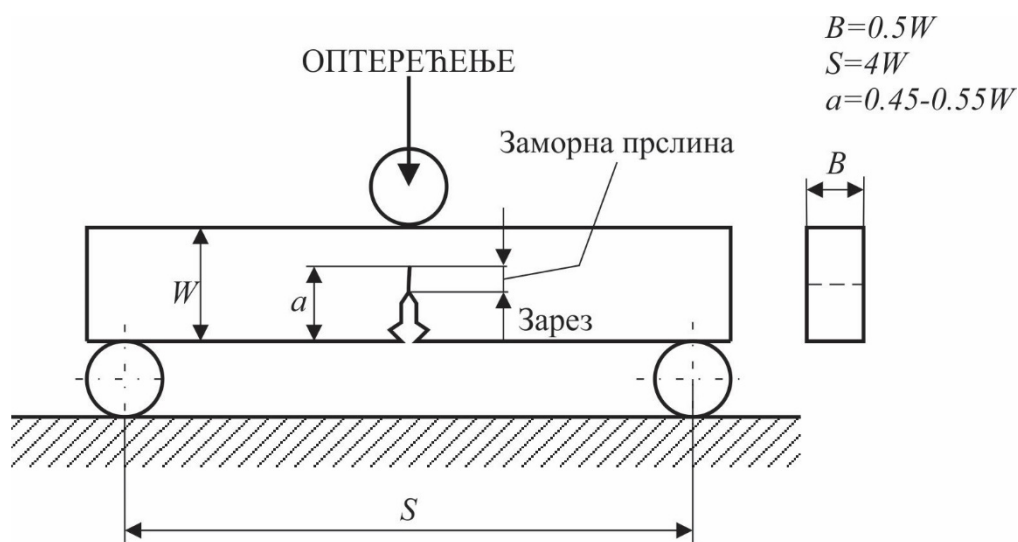
Слика 2.27 Утицај дебљине плоче на стање напона и критични фактор интензитета напона

То се догађа када стање напона при врху прслине пређе у стање равнoг стања деформације, односно када је дебљина плоче довољно велика и не долази до промене фактора интензитета напона. Та вредност представља минималну вредност K_c и назива се жилавост лома и означава се са K_{Ic} и као таква припада првом и, у техничкој пракси, најчешће коришћеном моду отварања прслине.

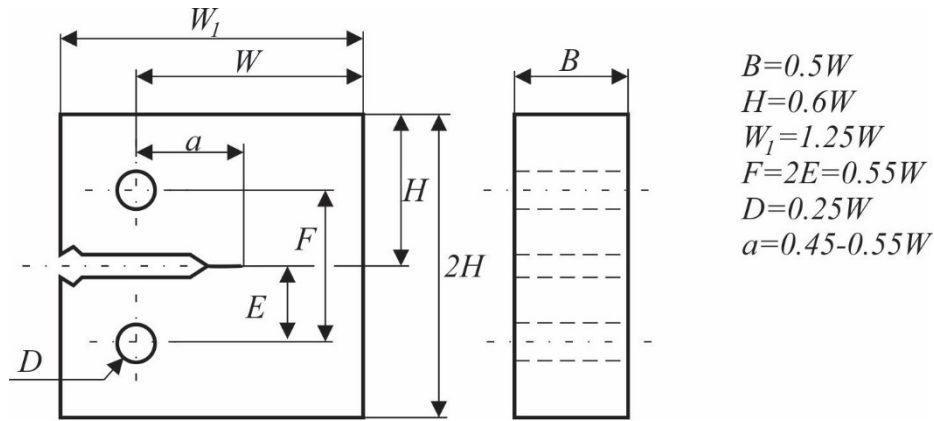
Жилавост лома је важна механичка особина материјала која под одређеним условима дефинише отпорност материјала према нестабилном расту прслине. Жилавост лома се добија експериментално са тачно дефинисаним епруветама и поступцима испитивања. Епрувете, препоручене стандардом ASTM E399-12 [54], за одређивање ломне жилавости за I мод - отварање прслине K_{Ic} приказане су на сликама 2.28 и 2.29. Једначине (2.59) и (2.61) представљају обрасце израчунавања жилавости лома за епрувету за савијање у три тачке (SENB епрувета) и компактну епрувету за затезање (СТ епрувета), респективно [49], [50].

$$K_I = \frac{\text{ОПТЕРЕЂЕЊЕ} \cdot S}{BW^{\frac{3}{2}}} \cdot f\left(\frac{a}{W}\right) \quad (0.59)$$

$$f\left(\frac{a}{W}\right) = \frac{3\left(\frac{a}{W}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ 1.99 - \frac{a}{W} \left(1 - \frac{a}{W}\right) \left[2.15 - 3.93\left(\frac{a}{W}\right) + 2.7\left(\frac{a}{W}\right)^2 \right] \right\}}{2\left(1 + 2\frac{a}{W}\right) \left(1 - \frac{a}{W}\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (0.60)$$



Слика 2.28 Епрувета за савијање у три тачке – SENB епрувета



Слика 2.29 Компактна епрувета за затезање - СТ епрувета

$$K_I = \frac{\text{ОПТЕРЕЋЕЊЕ}}{BW^{\frac{1}{2}}} \cdot f\left(\frac{a}{W}\right) \quad (0.61)$$

$$f\left(\frac{a}{W}\right) = \frac{\left(2 + \frac{a}{W}\right) \left[0.886 + 4.64\left(\frac{a}{W}\right) - 13.32\left(\frac{a}{W}\right)^2 + 14.72\left(\frac{a}{W}\right)^3 - 5.6\left(\frac{a}{W}\right)^4\right]}{\left(1 - \frac{a}{W}\right)^{\frac{3}{2}}} \quad (0.62)$$

Услов који морају задовољити димензије епрувете за одређивање исправне вредности K_{Ic} је [54]:

$$a, B, (W - a) \geq 2.5 \left(\frac{K_{Ic}}{S_y}\right)^2. \quad (0.63)$$

Жилавост лома за друга два облика деформисања прслине се разликује од оне која се добија при I моду отварања прслине, односно њихова вредност није једнака:

$$K_{Ic} \neq K_{IIc} \neq K_{IIIc}. \quad (0.64)$$

2.6.3 Заморни раст прслине

При прорачуну замора полази се од претпоставке да иницијална прслина постоји, а да замор конструкције и њен лом настају као последица раста те прслине. Ради одређивања брзине раста прслине da/dN потребно је повезати ту величину са распоном фактора интензитета напона ΔK [29]. Да ли ће услед цикличног оптерећења иницијална прслина почети да се шири све до коначног лома, зависи од такозваног прага ширења прслине, како се назива праг фактора интензитета напона ΔK_{th} који одговара иницијалној дужини прслине:

$$\Delta K_{th} = K_{max} - K_{min}, \quad (0.65)$$

$$\Delta K_{th} = \sigma_{max} \sqrt{\pi a_0} f\left(\frac{a_0}{W}\right) - \sigma_{min} \sqrt{\pi a_0} f\left(\frac{a_0}{W}\right) = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) \sqrt{\pi a_0} f\left(\frac{a_0}{W}\right), \quad (0.66)$$

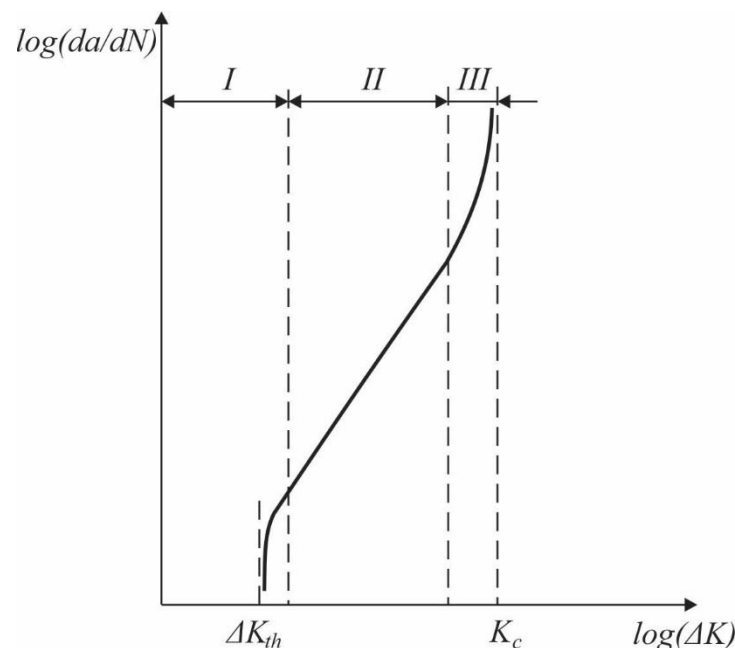
$$\Delta K_{th} = \Delta \sigma \sqrt{\pi a_0} f\left(\frac{a_0}{W}\right), \quad (0.67)$$

где је a_0 почетна дужина прслине, а $\Delta \sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min}$. Због чињенице да ΔK зависи од: амплитуде напона $\Delta \sigma$, дужине прслине a , функције која зависи од димензија епрувете $f(a_0/W)$:

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K) = f\left(\Delta \sigma, a_0, f\left(\frac{a_0}{W}\right)\right), \quad (0.68)$$

постоје многи предложени модели који дају зависност брзине раста прслине од распона фактора интензитета напона:

Једначина оваквог облика приказује прираштај дужине прслине са бројем промене оптерећења и назива се једначина заморног раста прслине. Типичан приказ једначине динамичког раста прслине је обично дат у логаритамској подели вредности $\log(da/dN)$ и $\log(\Delta K)$ (слика 2.30), на којој се разликују три главна подручја [29], [49], [55].



Слика 2.30 Приказ зависности раста прслине од распона фактора интензитета напона - крива заморног раста прслине

Подручје I је подручје у коме прслина веома споро расте и ограничено је са распонем прага фактора интензитета напона ΔK_{th} , при којој брзина раста прслине асимптотски тежи нули. Подручје II је подручје стабилног раста прслине и одговара константној брзини

пропагације прслине и назива се још Paris-ово подручје. Подручје *III* је подручје нестабилног раста прслине код кога вредност распона фактора интензитета напона достиже своју критичну вредност:

$$\Delta K_c = K_c - K_{min} = \Delta \sigma \sqrt{\pi a_c} f\left(\frac{a_c}{W}\right), \quad (0.69)$$

услед које долази до лома ($da/dN \rightarrow \infty$), за познату вредност жилавости лома K_c . Из једначине (2.69) може се израчунати критична дужина прслине a_c и обрнуто.

Постоје више модела којима се описује пропагација прслине. У подручју *II* брзина ширења прслине расте линеарно, па се може изразити у облику [29], [49], [55], [56]:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m. \quad (0.70)$$

Претходни модел раста предложили су Erdogan и Paris [57], код кога су C и m емпиријске константе или константе замора. Линеарна веза у логаритамском дијаграму дата је једначином:

$$\log\left(\frac{da}{dN}\right) = \log C + m \log(\Delta K). \quad (0.71)$$

Paris-ов модел тачно описује подручје *II*, односно подручје стабилног раста прслине. У том подручју раст прслине примарно зависи од врсте материјала, услова околине и распона фактора интензитета напона ΔK . Због линеарне логаритамске везе, раст у подручјима *I* и *III* није тачно моделиран, што има за последицу да у подручју *I* модел дат једначином (2.71), прецењује брзину раста прслине, док је у подручју *III* подцењује. Међутим, због чињенице да прслина у подручју *III* „проводи“ релативно мало времена у односу на време раста прслине у подручју *II*, утицај такве процене раста прслине за подручје *III* на укупни резултат није значајан, па су резултати добијени Paris-овим моделом задовољавајући.

Paris-ов основни модел често даје довољно добре резултате, али не моделира ефекте који су последица средњег напона. Зато су развијени многи модели који моделирају пропагацију прслине с обзиром на степен променљивости напона R . Из тог разлога је Walker развио модел у коме је проширио Paris-ов модел, у коме је и даље дата линеарна зависност брзине раста прслине од распона фактора интензитета напона у сва три подручја. Walker-ова формулација узима у обзир степен променљивости напона R , то јест укључује ефекат средњег напона [55]:

$$\frac{da}{dN} = C_w \left(\frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_w}} \right)^{m_w}. \quad (0.72)$$

У једначини (2.72) величине C_w , m_w и γ_w представљају Walker-ове емпиријске константе које се добијају експериментално. Заменом релације

$$\overline{\Delta K} = \frac{\Delta K}{(1-R)^{1-\gamma_w}}, \quad (0.73)$$

у једначину (2.72) добија се:

$$\frac{da}{dN} = C_w (\overline{\Delta K})^{m_w}, \quad (0.74)$$

чиме се задржава исти облик као у једначини (2.70), то јест Paris-ова и Walker-ова једначина имају исти облик. Додатна Walker-ова константа γ_w служи за прилагођавање криве заморног раста прслине у односу на степен променљивости напона R . Ако је вредност константе $\gamma_w = 1$ тада Walker-ова једначина постаје Paris-ова једначина.

Осим ефекта средњег напона, многи аутори су извели и моделе који уз тај ефекат укључују и понашање прслине у подручјима *I* и *III*. Тако је Forman користио модел који осим ефекта средњег напона и подручја *II*, описује и подручје *III* односно нестабилну пропацију прслине. Његов модел је приказан у облику [49], [50], [55]:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C_F (\Delta K)^{m_F}}{(1-R)K_c - \Delta K} = \frac{C_F (\Delta K)^{m_F}}{(1-R)(K_c - K_{max})}, \quad (0.75)$$

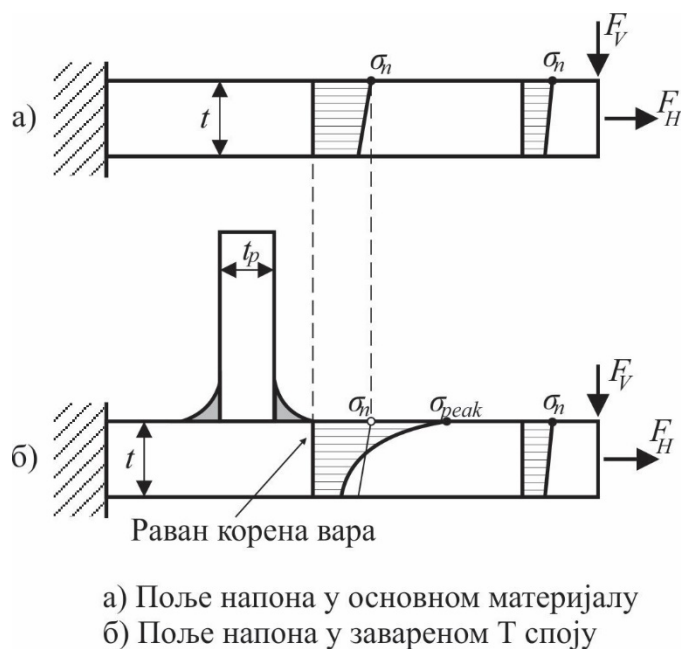
где су C_F и m_F Forman-ове емпиријске константе, а K_c жилавост лома за одређени материјал и дебљину узорка. Једначином (2.75) могуће је симулирати тренутак лома, то јест тренутак када се остварује услов да брзина раста прслине $da/dN \rightarrow \infty$, када $\Delta K \rightarrow K_c$, при $R=0$.

Осим споменутих модела, постоје и други мање или више компликовани модели који описују заморни раст прслине узроковани променљивим оптерећењем [55].

2.7 Замор заварених спојева

Заваривање представља поступак спајања метала њиховим локалним загревањем изнад температуре топљења, са или без nanoшења 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, гређевинарству, 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 2.31) [58].



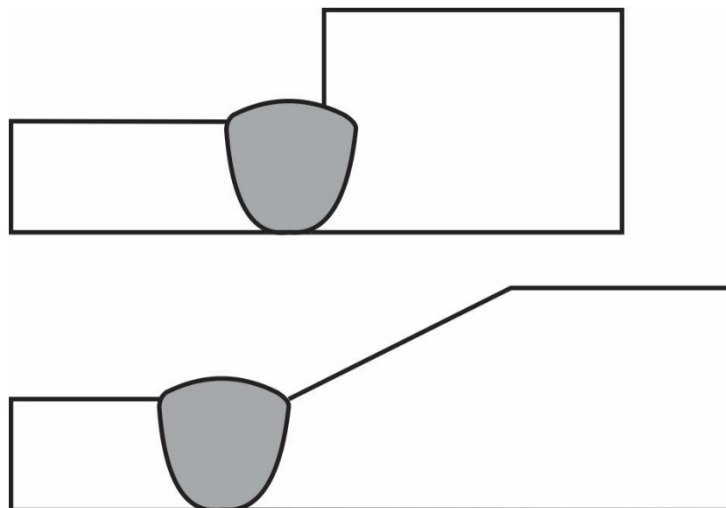
Слика 2.31 Шематски приказ концентрације напона у окolini завареног споја

Заварени спој, као место концентрације напона, не представља толико неповољно конструкцијско решење уколико се ради о статичким оптерећењима. Међутим од динамичког 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.

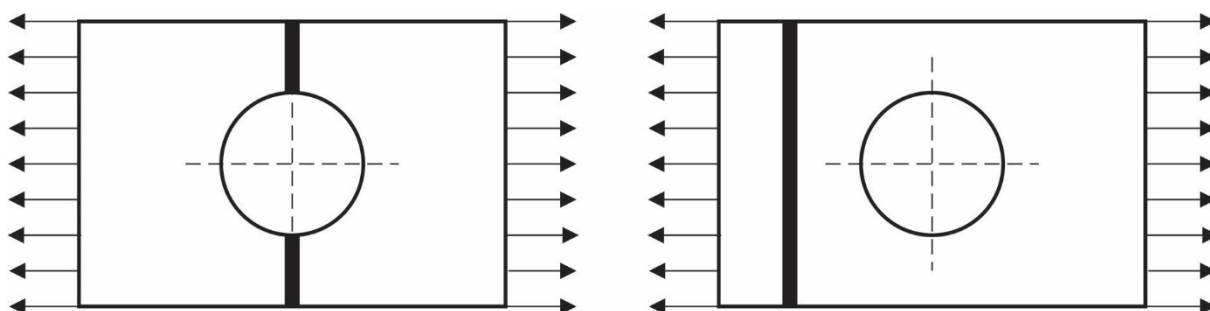
Процена структурног интегритета заварених спојева представља велики изазов и компликовану процедуру, нарочито у случају високоцикличног замора. Разлози потешкоћа леже у недовољном познавању геометрије заварених спојева и комбинацији материјала различитих механичких особина који улазе у састав варова. 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 TSI, British Standard и Eurocode 3) [1], [2], док са друге стране постоје прилази којима се моделирају детаљи локалне геометрије и карактеристике материјала и симулира се иницирање и раст прслине дуж завареног споја услед замора [16], [59], [60].

Заварени спојеви изложени динамичком оптерећењу посебно су осетљиви на деловање зареза. Чеоно заварени спојеви су при томе много повољнији од угаоно заварених спојева. Димензионисање или само контрола динамички оптерећених заварених спојева врши се тако што израчуната вредност напона у завареном споју мора бити мања од дозвољеног напона на замор σ_D (динамичка или 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 2.32), или да се заварени спојеви помере из зона са великим концентрацијама напона (слика 2.33).

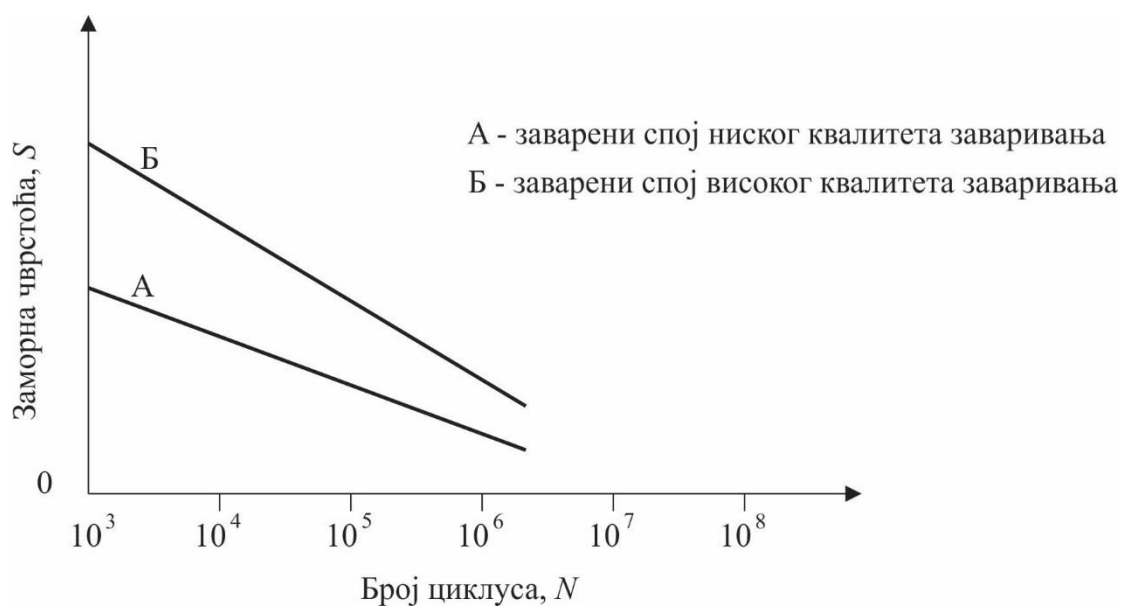


Слика 2.32 Смањење концентрације напона правилним обликовањем



Слика 2.33 Померање завареног споја из зоне велике концентрације напона

Уз наведене конструкцијске узроке на замор, велики утицај има и само заваривање. Најчешће грешке које при заваривању настају, а битно смањују заморну чврстоћу заварених спојева су: настајање прлина при самом заваривању, дисконтинуитет у вару узрокован случајним застојима лука, прлине 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 2.34) [61].



Слика 2.34 Заморна чврстоћа као функција броја циклуса за два различита сучеона заварена споја, различитих квалитета заваривања

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.

На заморну чврстоћу завареног споја утиче више чинилаца који се могу представити низом корективних фактора [62]:

$$\sigma_{DM} = \sigma_D \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 \zeta_R \quad (0.76)$$

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 шава завара;
- 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 .

3 Експериментална испитивања статичких, заморних и ударних карактеристика материјала

Челици данас представљају најчешће коришћену групу машинских материјала и користе се у разним гранама индустрије за израду мостова, грађевина, бродова, аутомобила, железничких возила, пруга и слично. Данас је у свету познато неколико хиљада врста челика добијених одговарајућом комбинацијом садржаја угљеника и легирајућих елемената најразличитијих особина.

Због својих добрих механичких својстава, добре обрадивости резањем, деформисањем (ковање, ваљање, извлачење, пресовање), добре заварљивости и ниске цене, конструкциони челици налазе велику примену у вагонској индустрији. За израду носећих, одговорних, заварених делова вагонских конструкција (постоље вагона), изложених динамичким оптерећењима и ниским температурама, најчешће коришћени челик је конструкциони челик средње чврстоће S355J2+N.

Експериментална испитивања у овој дисертацији извршена су на епруветама конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N. Одређивањем статичких и заморних карактеристика конструкционог челика S355J2+N, добија се полазна основа за нумеричку процену интегритета носећих делова вагонских конструкција које су изложене цикличним заморним оптерећењима, у складу са међународним стандардима из области металних конструкција.

Сва експериментална испитивања су изведена на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу у Центру за инжењерски софтвер и динамичка испитивања и Центру за материјале и заваривање. Експериментална испитивања механичких карактеристика на собној температури, одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања, као и одређивање заморних карактеристика конструкционог челика S355J2+N, изведена су на сервохидрауличном пулзатору/кидалици SHIMADZU тип ENF-EV101K3-070-0A [63], приказаном на слици 3.1. Испитивање ударне живавости на епруветама конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N изведена су на Шарпијевом клатну типа МК-30А Руске-Совјетске производње са максималном енергијом 30 kJ (приближно 30 daJ , односно 300 J).

Сервохидраулични пулзатор SHIMADZU је уређај који се користи за испитивање статичких и динамичких карактеристика материјала. Користи се и за испитивање свих врста материјала на повишеним температурама, испитивање параметара механике лома (заморна чврстоћа, заморни раст прслине, пропација прслине, K_{IC} , J_{IC}), испитивање статичких карактеристика материјала на притисак и испитивање савијања у три или четири тачке. На сервохидрауличном пулзатору SHIMADZU могу се испитати узорци различитих величина са великим распоном силе (од 10 kN до 100 kN) и амплитуде (од $10 \mu\text{m}$ до 100 mm). Омогућен је велики број контрола: сила, померања, ход клипа, микро померања, унутрашњи притисак, брзина, убрзање итд.

EHF - E V 1 0 1 K 3 - 0 7 0 - 0 A

① ② ③ ④ ⑤ ⑥



① Е-тип рама - Стандардни рам са погоном доњег клипа

② V модел контролера



Контролер 4830

③ Вредност максималне силе 100kN (ознака 101)

④ Максимални ход клипа $\pm 100\text{mm}$ (ознака 3)

⑤ Тип хидрауличног напајања QF-70B (ознака 070)

⑥ Додатна ознака за специјални тип машине

Слика 3.1 Сервохидраулични пулзатор/кидалица SHIMADZU тип EHF-EV101K3-070-0A

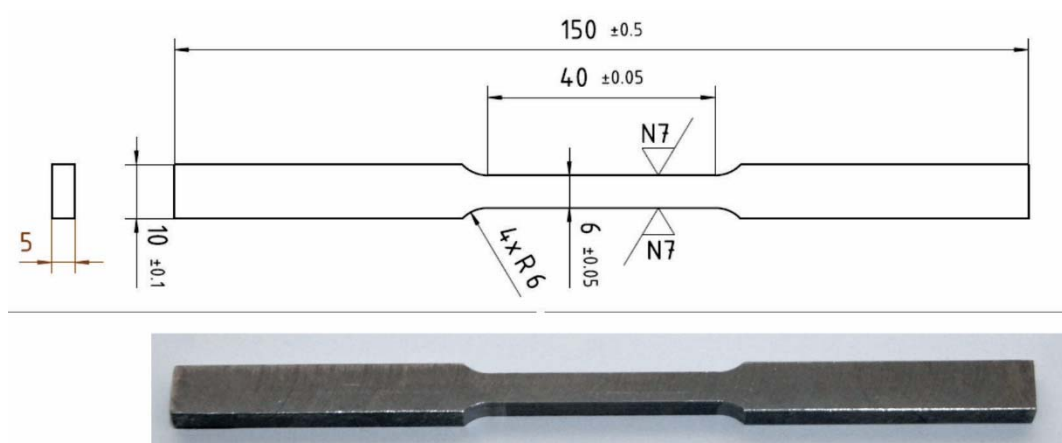
3.1 Одређивање механичких карактеристика на собној температури

Испитивање епрувета израђених од конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, изведено је на собној температури ($23 \pm 5^\circ\text{C}$) у контроли прираштаја померања који одговара статичким условима оптерећивања до лома. У току испитивања епрувета анализирано је механичко понашање при разматраним условима и одређене су основне механичке карактеристике материјала: напон течења, затезна чврстоћа, модул еластичности и издужење до лома.

Експериментално одређене механичке карактеристике испитиваног конструкционог челика упоређене су са одговарајућим подацима које за механичке карактеристике прописује произвођач, а у складу су са стандардом EN10025-2:2007 [64].

3.1.1 Облик, димензије и изглед епрувета

Експериментално одређивање механичких карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N извршено је на собној температури у статичким условима оптерећења до кидања на серији од шест епрувета. Облик, димензије и изглед једне од испитиваних епрувета приказани су на слици 3.2. Епрувете су добијене сечењем плоче димензија $500 \times 500\text{ mm}$ и дебљине 6 mm .

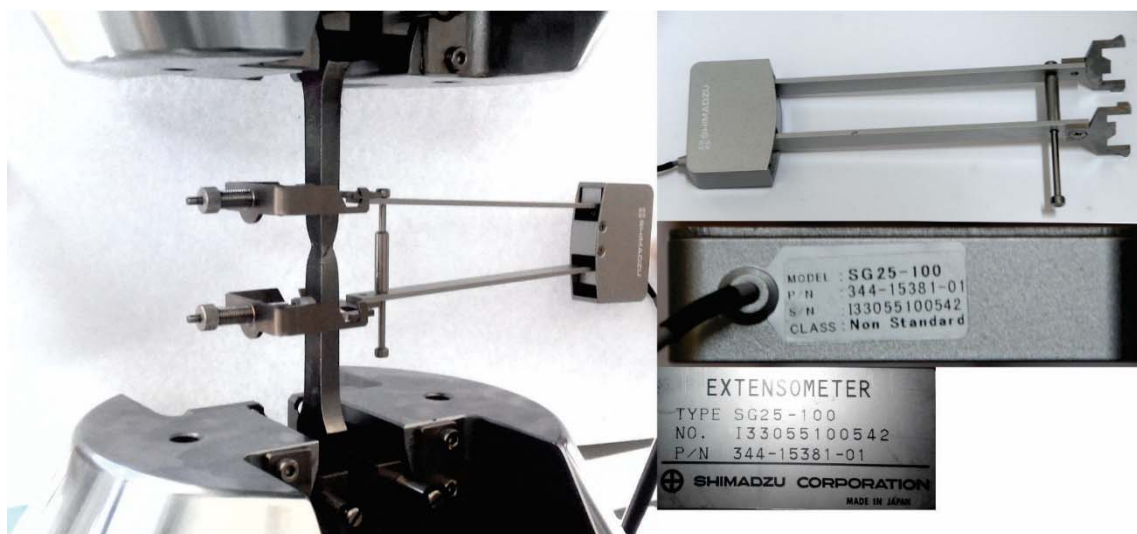


Слика 3.2 Облик, димензије и изглед епрувета за одређивање механичких карактеристика материјала

Методологија експерименталног одређивања механичких карактеристика конструкционог челика S355J2+N обухвата припрему епрувета, постављање епрувета у чељусти пулзатора, оптерећивање до кидања, регистровање зависности напон и издужење испитиваних епрувета и одређивање модула еластичности.

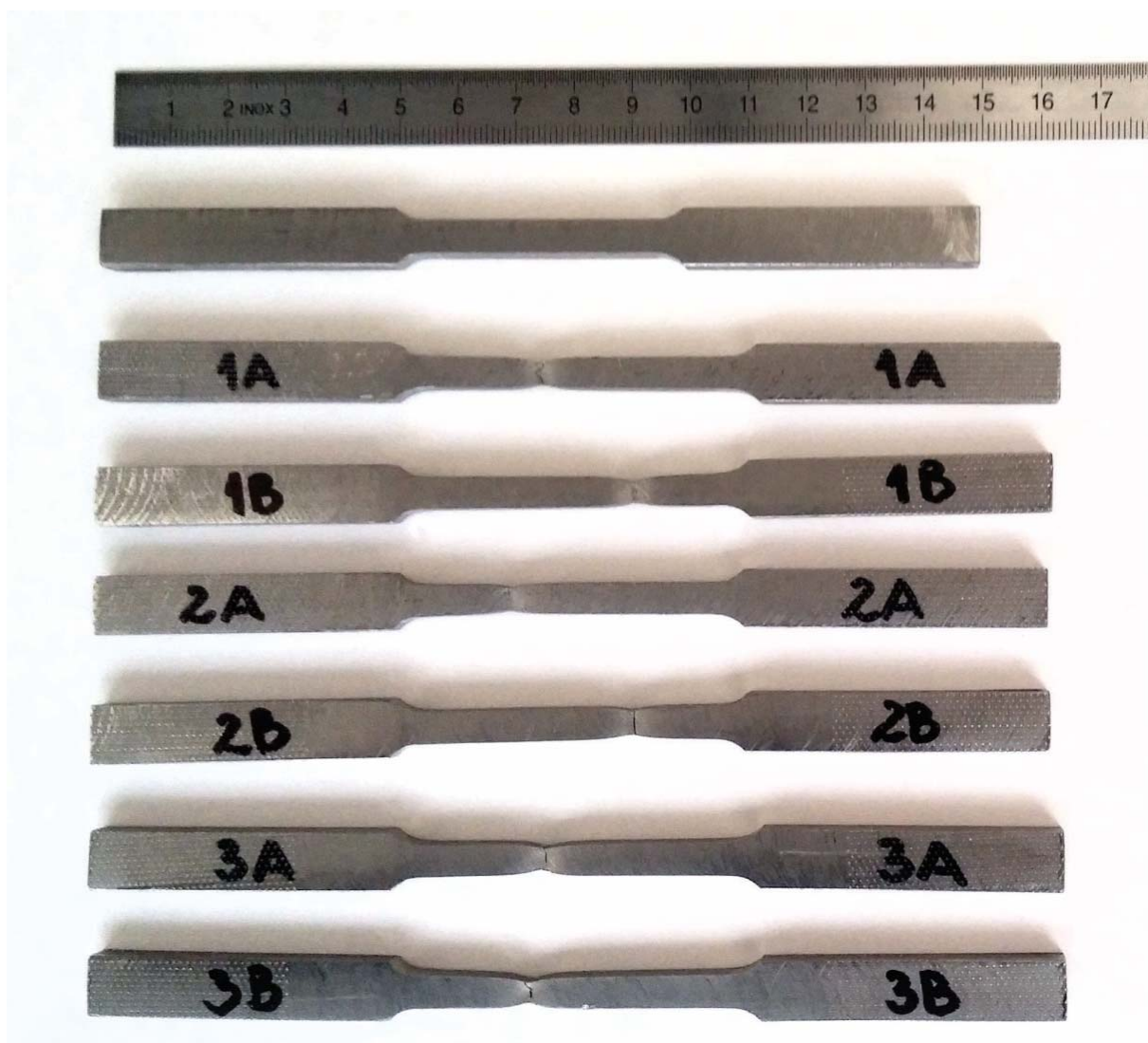
3.1.2 Метод и резултати испитивања

Поступак одређивања основних механичких карактеристика материјала: напона течења, затезне чврстоће, модула еластичности и издужења до лома, урађен је у складу са стандардима EN ISO 6892-1 [65] и ASTM E8M-01 [66]. Брзина увођења оптерећења је 2.5 mm/min . За потребе мерења издужења, на мерној дужини од 25 mm , и одређивања модула еластичности испитиваних епрувета коришћен је екстензометар SHIMADZU SG25-100, приказан на слици 3.3.



Слика 3.3 Екстензометар SG25-100

Са циљем да се демонстрира способност деформације, односно издужење испитиваног челика, на слици 3.4 дат је упоредни приказ епрувета пре и после испитивања.

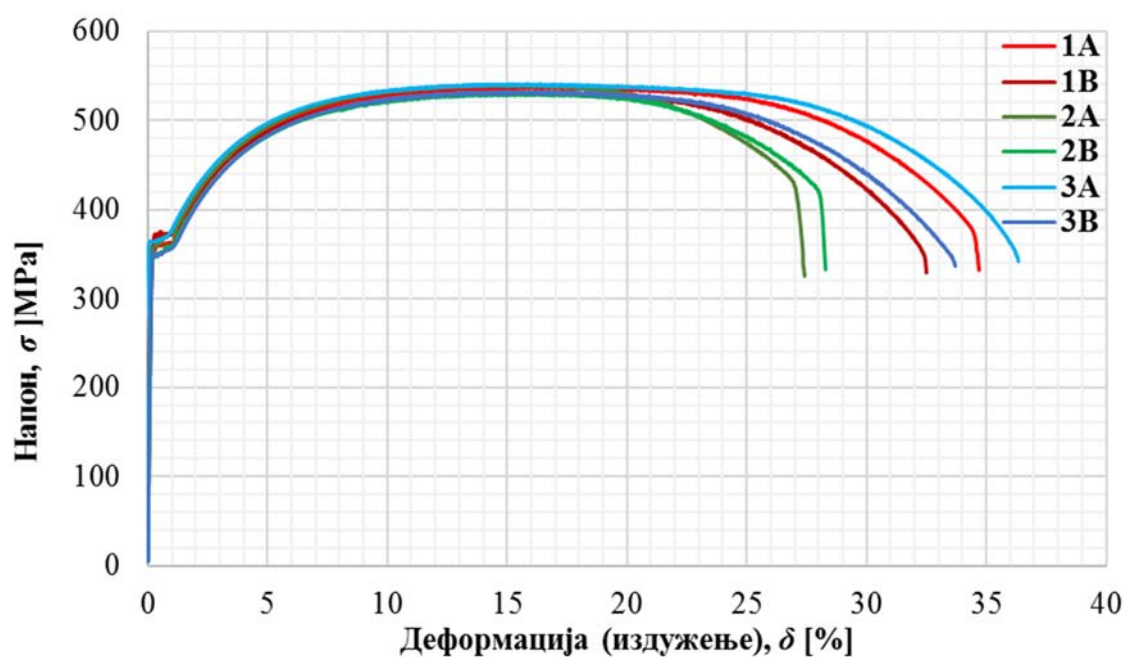


Слика 3.4 Дужина епрувета пре и после испитивања затезањем

Експериментално одређене вредности механичких карактеристика приказане су у табели 3.1, док је зависност напон - издужење за серију испитиваних епрувета (слика 3.4) приказана је на слици 3.5.

Табела 3.1 Механичке карактеристике конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N

Ознака узорка	Напон течења S_y [MPa]	Затезна чврстоћа S_u [MPa]	Модул еластичности E [MPa]	Деформација (издужење) δ [%]
1A	355.7	538.0	$2.16 \cdot 10^5$	34.8
1B	369.4	532.1	$2.14 \cdot 10^5$	32.5
2A	359.3	540.2	$2.07 \cdot 10^5$	27.4
2B	348.0	530.9	$2.19 \cdot 10^5$	28.3
3A	360.3	540.9	$1.99 \cdot 10^5$	36.3
3B	347.9	532.8	$2.07 \cdot 10^5$	33.7



Слика 3.5 Дијаграм зависности напон – издужење за испитиване епрувете

Експериментално одређене вредности напона течења, затезне чврстоће, модула еластичности и издужења до лома на испитиваним епруветама показују веома мала међусобна одступања. Експериментално одређене вредности напона течења, затезне чврстоће и модула еластичности указују да разматрани материјал - конструкциони челик средње чврстоће S355J2+N испуњава услове прописане стандардом EN10025-2:2007 [64] и има приближно исте карактеристике које декларише произвођач. Вредност издужења до

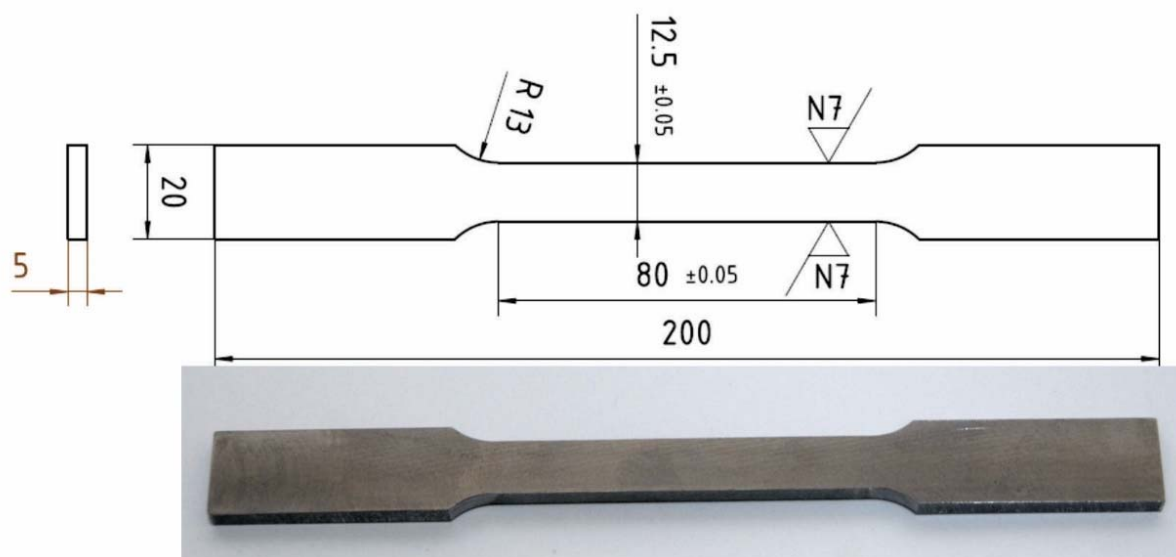
кидања, изражена у процентима, налази се у границама прописаним стандардом и поклапа се са декларацијом произвођача за испитивани материјал.

3.2 Одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања

Експонент ојачања n и коефицијент ојачања K конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, одређени су у складу са стандардом ASTM E646-00 [67]. Неопходни подаци потребни за одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања добијени су на основу резултата (сила-деформација) добијених једноосним испитивањем затезањем. Експонент ојачања n и коефицијент ојачања K су одређени на основу емпиријске зависности стварни напон – стварна деформација приказане једначином (2.27).

3.2.1 Облик, димензије и изглед епрувета

Експериментално одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N извршено је на собној температури у статичким условима оптерећења. Облик, димензије и изглед једне од испитиваних епрувета приказани су на слици 3.6 и у складу је са стандардом ASTM E646-00 [67].



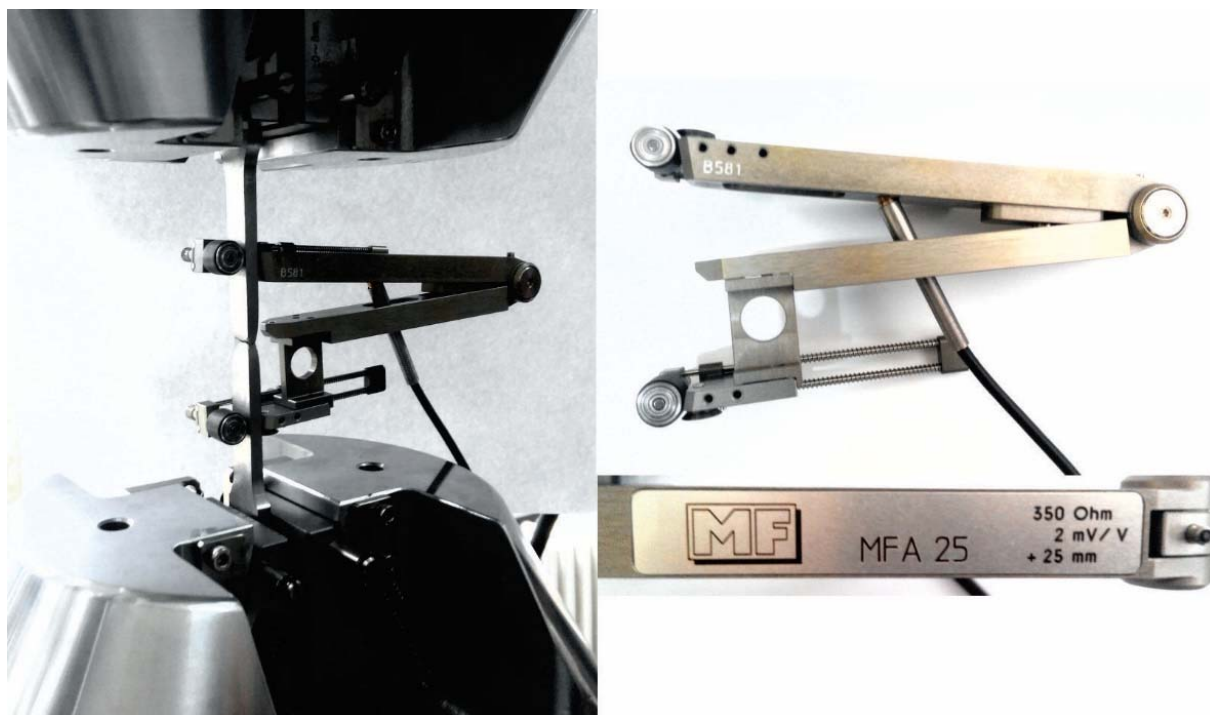
Слика 3.6 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања

При изради епрувета за испитивање потребно је израдити репрезентативни узорак који је раван и исте дебљине у свим попречним пресецима. У току припреме епрувета, посебну пажњу треба обратити на спречавање настанка евентуалних заосталих напона.

3.2.2 Метод и резултати испитивања

Испитивање епрувета, у поступку одређивања експонента ојачања и коефицијента ојачања, изведено је на собној температури у контроли прираштаја померања, без промене брзине у области пластичности, како би се у том интервалу што тачније очитали подаци неопходни за даљи прорачун. Брзина увођења оптерећења је 4 mm/min .

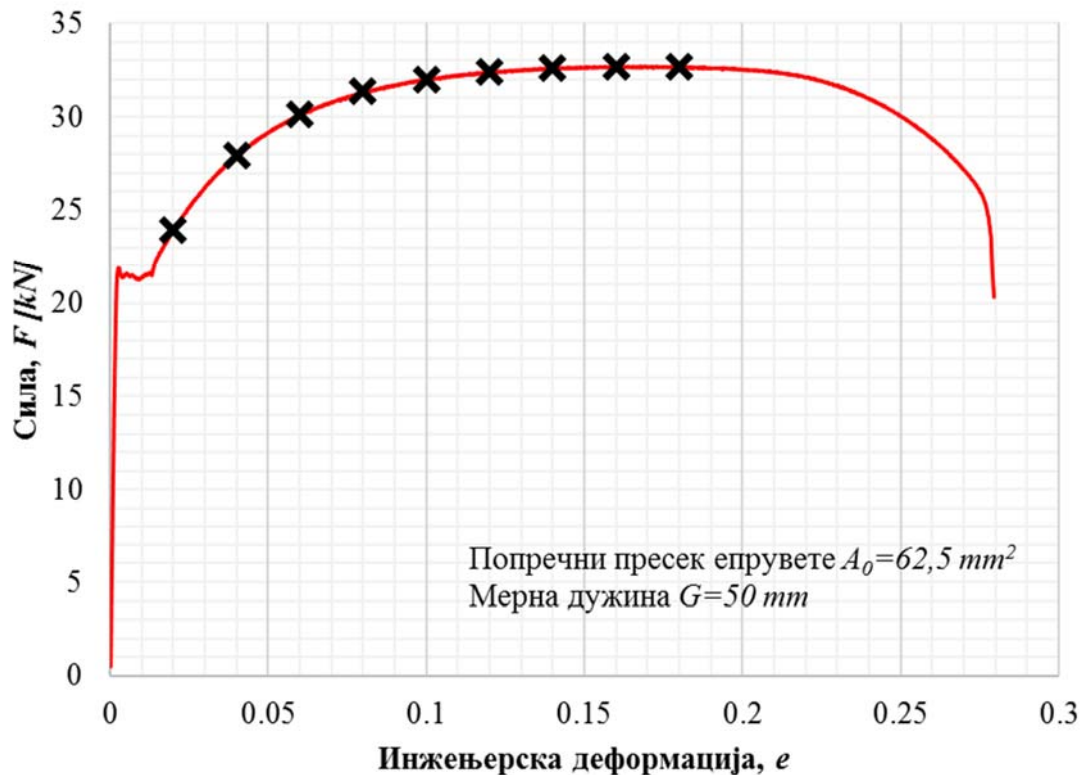
Као и у случају поступка одређивања механичких карактеристика, испитивање је извршено у статичким условима оптерећивања до лома. За потребе мерења издужења, на мерној дужини од 50 mm , коришћен је екстензометар Mess & Feinwerktechnik GmbH MFA25, приказан на слици 3.7.



Слика 3.7 Екстензометар MFA25

Дијаграм затезања, односно дијаграм зависности сила-инжењерска деформација, одређен у поступку испитивања, приказан је на слици 3.8. Очитане вредности силе и одговарајућих вредности инжењерских деформација у девет једнаких интервала (минимално пет), у области пластичности, добијених у току испитивања приказане су у табели 3.2.

Сви остали параметри, неопходни за даљу процедуру одређивања експонента ојачања и коефицијента ојачања, могу се добити на основу вредности силе и издужења. Вредности инжењерског и стварног напона, као и вредности инжењерске и стварне деформације могу се одредити на основу једначина (2.19), (2.24), (2.22) и (2.25) респективно.



Слика 3.8 Дијаграм зависности сила - инжењерска деформација са одабраним паровима података

3.2.3 Процедура и пример прорачуна за одређивање коефицијента ојачања и експонента ојачања

За одређивање експонента ојачања n и коефицијента ојачања K неопходан је логаритамски облик једначине (2.27), која представља зависност стварни напон – стварна деформација у области пластичности:

$$\log \sigma = \log K + n \log \varepsilon. \quad (3.1)$$

На основу одабраних парова података и израчунатих вредности логаритама стварног напона ($\log \sigma$) и стварне деформације ($\log \varepsilon$), линеарном регресионом анализом, може се одредити експонент ојачања n

$$n = \frac{N \sum_{i=1}^N (\log \varepsilon_i \log \sigma_i) - \left(\sum_{i=1}^N \log \varepsilon_i \sum_{i=1}^N \log \sigma_i \right)}{N (\log \varepsilon_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^N \log \varepsilon_i \right)^2}, \quad (3.2)$$

где је са N представљен број парова података.

Ради лакшег прорачуна уведене су симболичке ознаке за: $Y = \log \sigma$, $X = \log \varepsilon$ и $b = \log K$, па се једначина (3.2) може записати у облику:

$$n = \frac{N \sum XY - \sum X \sum Y}{N \sum X^2 - (\sum X)^2} \quad (3.3)$$

Коефицијент ојачања K се израчунава на основу једначине:

$$K = 10^b, \quad (3.4)$$

при чему је

$$b = \frac{\sum Y}{N} - n \frac{\sum X}{N}. \quad (3.5)$$

Табела 3.2 Одређивање експонента ојачања и коефицијента ојачања – Резултати испитивања

N	Сила [kN]	Напон S [MPa]	Напон σ [MPa]	Y $\log_{10}\sigma$	Y^2	Δl [mm]	e	ϵ	X $\log_{10}\epsilon$	X^2	XY
1	23.972	383.52	391.22	2.5924	6.7207	1	0.02	0.0198	-1.7033	2.9012	-4.4156
2	27.965	447.44	465.34	2.6678	7.1170	2	0.04	0.0392	-1.4065	1.9782	-3.7522
3	30.121	481.94	510.85	2.7083	7.3349	3	0.06	0.0583	-1.2346	1.5241	-3.3436
4	31.355	501.68	541.81	2.7339	7.4740	4	0.08	0.0770	-1.1137	1.2404	-3.0448
5	31.995	511.92	563.11	2.7506	7.5658	5	0.10	0.0953	-1.0209	1.0422	-2.8080
6	32.434	518.94	581.22	2.7643	7.6416	6	0.12	0.1133	-0.9457	0.8943	-2.6141
7	32.628	522.05	595.13	2.7746	7.6985	7	0.14	0.1310	-0.8826	0.7790	-2.4490
8	32.671	522.74	606.37	2.7827	7.7436	8	0.16	0.1484	-0.8285	0.6864	-2.3055
9	32.694	523.10	617.26	2.7905	7.7867	9	0.18	0.1655	-0.7812	0.6102	-2.1798

Резултати испитивања затезањем епрувете од конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N у циљу одређивања експонента ојачања n и коефицијента ојачања K , приказани су у табели 3.2.

У складу са претходно дефинисаним изразима, а на основу добијених експерименталних података и применом линеарне регресионе анализе, одређени су експонент ојачања n и коефицијент ојачања K за конструкциони челик S355J2+N. Поступак њиховог одређивања је сумиран у облику алгоритма датог у табели 3.3.

Табела 3.3 Алгоритам и поступак израчунавања експонента ојачања и коефицијента ојачања конструкционог челика S355J2+N

Ознаке:

$$X = \log \varepsilon$$

$$Y = \log \sigma$$

n – коефицијент ојачања

b – логаритам коефицијента ојачања

Сви подаци одређени су са слике 3.8 и изведени на основу изложених једначина у табели 3.2. Укупан број парова података је $N=9$.

А. Сређивање података из табеле 3.2

$$\Sigma X = \Sigma(\log \varepsilon_i) = -9.9169$$

$$\bar{X} = \frac{\Sigma X}{N} = \frac{-9.9169}{9} = -1.1019$$

$$\Sigma X^2 = \Sigma(\log \varepsilon_i)^2 = 11.6560$$

$$\Sigma Y = \Sigma(\log \sigma_i) = 24.5651$$

$$\bar{Y} = \frac{\Sigma Y}{N} = \frac{18.0788}{9} = 2.7295$$

$$\Sigma Y^2 = \Sigma(\log \sigma_i)^2 = 67.0826$$

$$\Sigma(X \cdot Y) = \Sigma((\log \varepsilon_i) \cdot (\log \sigma_i)) = -26.9125$$

Б. Израчунавање експонента ојачања n

$$\text{Корак 1} \quad \frac{\Sigma X \cdot \Sigma Y}{N} = \frac{-9.9169 \cdot 24.5651}{9} = -27.0677$$

$$\text{Корак 2} \quad S_{XY} = \Sigma(X \cdot Y) - \text{Корак 1} = -26.9125 - (-27.0677) = 0.1552$$

$$\text{Корак 3} \quad \frac{(\Sigma X)^2}{N} = \frac{(-9.9168)^2}{9} = 10.9272$$

$$\text{Корак 4} \quad S_{XX} = \Sigma X^2 - \text{Корак 3} = 11.6560 - 10.9272 = 0.7288$$

$$\text{Корак 5} \quad n = \frac{S_{XY}}{S_{XX}} = \frac{\text{Корак 2}}{\text{Корак 4}} = \frac{0.1552}{0.7288} = 0.2129$$

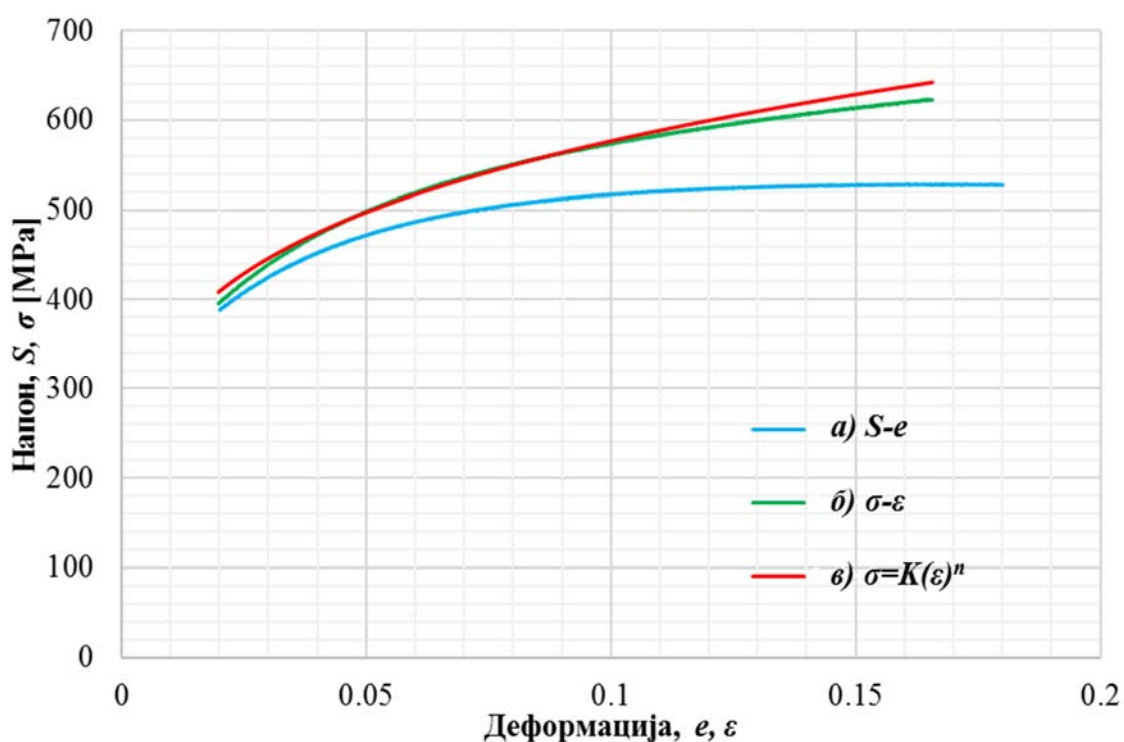
Ц. Израчунавање коефицијента ојачања K

Корак 6 $n\bar{X} = 0.2129 \cdot (-1.1019) = -0.2346$

Корак 7 $b = \bar{Y} - n\bar{X} = \bar{Y} - \text{Корак 6} = 2.7295 - (-0.2346) = 2.9640$

Корак 8 $K = 10^b = 10^{2.9640} = 920.4955 \text{ MPa}$

Упоредни приказ зависности напон - деформација за еласто-пластични део криве, након одређивања експонента ојачања и коефицијента ојачања, приказан је на слици 3.9. Са слике 3.9 се јасно види да естимирани параметри добро описују понашање материјала у области пластичности и да имају добро поклапање са резултатима добијеним експериментом.



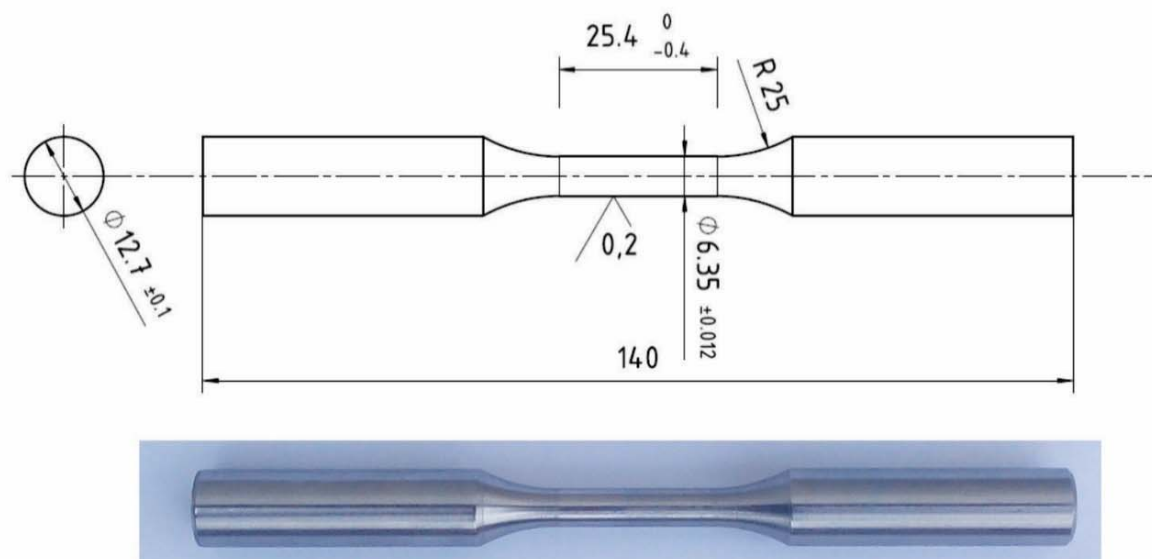
Слика 3.9 Дијаграм зависности напон - деформација у области пластичности; а) инжењерски напон – инжењерска деформација (експеримент), б) стварни напон – стварна деформација, в) Зависност напон – деформација на основу одређених вредности експонента ојачања и коефицијента ојачања

3.3 Одређивање заморних карактеристика

Заморне карактеристике материјала, при нискоцикличном оптерећењу, добијене су на основу резултата испитивања аксијално, једноосно, циклично оптерећених епрувета. Епрувете су изложене нискоцикличном замору при условима контролисаних деформација у складу са стандардима ASTM E468-90 [68] и ASTM E606-92 [69].

3.3.1 Облик, димензије и изглед епрувета

Експериментално одређивање заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N извршено је на собној температури, аксијалним, једноосним, цикличним оптерећењем (затезање-притисак) у контроли деформација [70]. Облик, димензије и изглед једне од испитиваних епрувета приказани су на слици 3.10 и у складу је са стандардом ASTM E606-92 [69].



Слика 3.10 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање заморних карактеристика материјала у условима контролисаних деформација

При изради епрувета посебну пажњу треба обратити на квалитет храпавости површина епрувета, како би се отклонили сви могући утицаји зареза и концентрације напона, који би евентуално могли бити места на којима се могу јавити иницијалне прслине. Због тога, све епрувете коришћене за одређивање заморних карактеристика конструкционог челика S355J2+N су брушене, полиране и заштићене од корозије.

3.3.2 Метод и резултати испитивања

Једноосно, аксијално, циклично оптерећење (затезање-притисак) изведено је задавањем синусоидног таласа на сервохидрауличном пулзатору. За испитивање епрувета у условима

контролисаних деформација, коришћен је динамички екстензометар SHIMADZU DYNASTRAIN TCK-1-LH мерног опсега $\pm 1\text{ mm}$, приказан на слици 3.11.

На основу материјалних карактеристика добијених једноосним аксијалним затезањем, одређене су вредности контролисаних деформација, потребне за одређивање заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N. Критеријум је постављен тако да се добије заморни животни век између 10^4 и 10^6 циклуса (нискоциклични и високоциклични замор). Епрувете су изложене једноосном, аксијалном, чисто наизменично променљивом цикличном оптерећењу (затезање-притисак), при чему је степен променљивости напона $R=-1$, односно амплитуда средње деформације $\varepsilon_m=0\%$. Епрувете су испитиване у контроли пет вредности контролисаних деформација при чему је за сваку вредност деформације употребљено по три епрувете у опсегу амплитуде укупних деформација од 0.15% до 0.20% .



Слика 3.11 Екстензометар SHIMADZU DYNASTRAIN TCK-1-LH

При испитивању заморних карактеристика епрувета коришћен је опсег фреквенција од 3 Hz до 10 Hz , док је критеријум отказа (критеријум иницијализације прслине) узет као брзи губитак крутости (пад амплитуде напона за 10%).

Резултати једноосног, аксијалног испитивања епрувета материјала S355J2+N изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу (затезање-притисак) у условима контролисаних деформација, приказани су у табели 3.2.

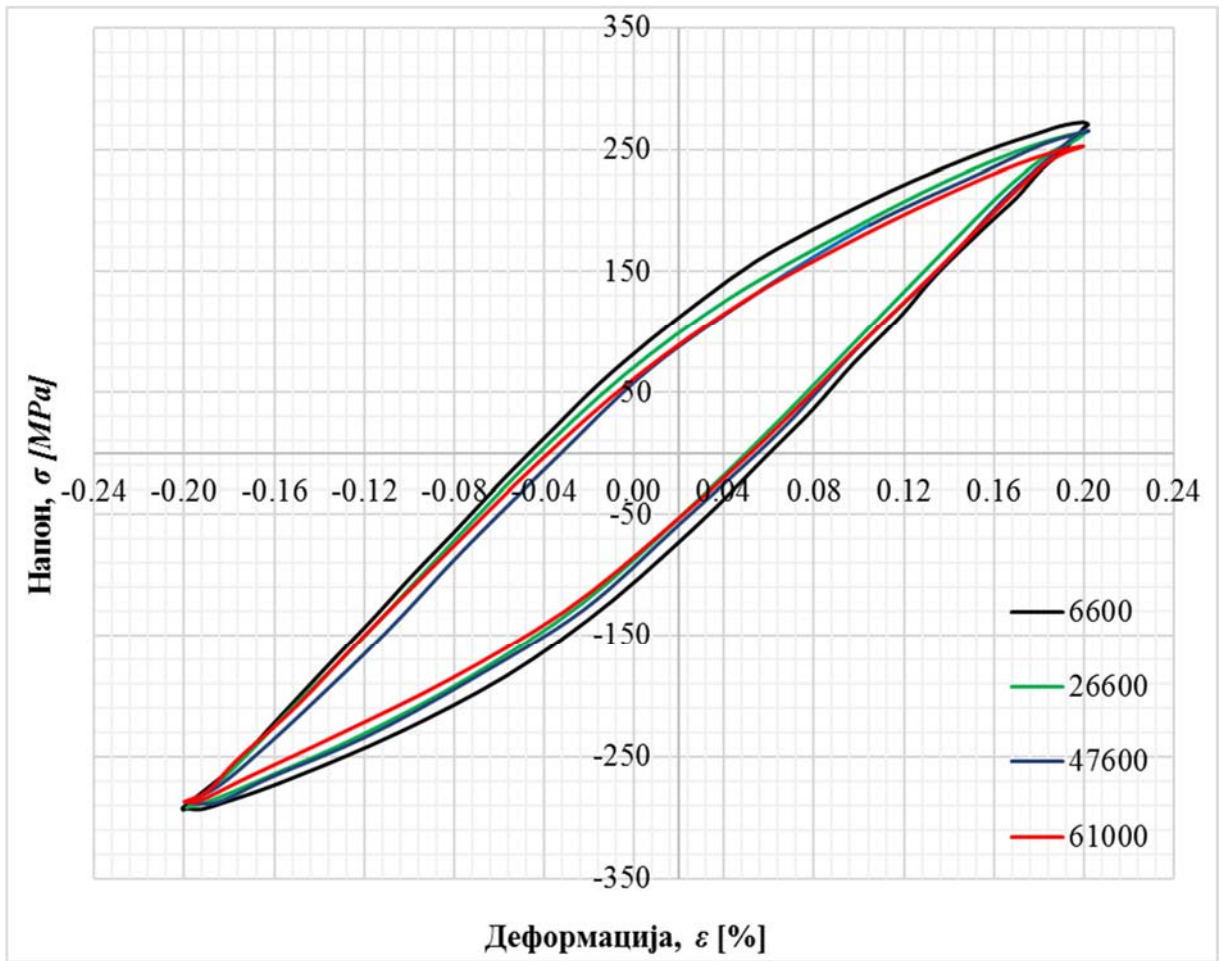
Амплитуда напона σ_a представља количник максималне силе F у средњем делу заморног животног циклуса и попречног пресека епрувете A_0 (кружни попречни пресек) на почетку испитивања.

Табела 3.4 Експериментални резултати једноосног, аксијалног испитивања епрувета материјала S355J2+N изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу у условима контролисаних деформација

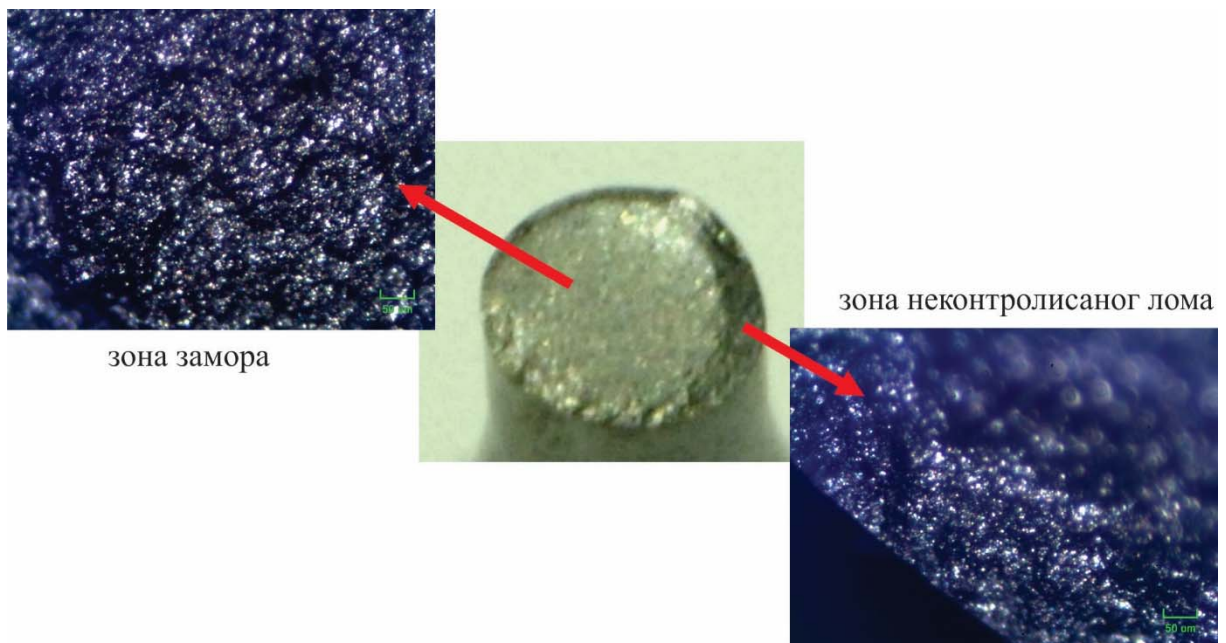
Ознака узорка	ε_a [%]	σ_a [MPa]	N_f
1-1	0.20	281.16	64700
1-2	0.20	279.41	94900
1-3	0.20	290.83	38600
2-1	0.18	273.19	142900
2-2	0.18	273.18	161500
2-3	0.18	274.08	93900
3-1	0.17	276.48	274600
3-2	0.17	270.09	192800
3-3	0.17	270.44	236000
4-1	0.16	263.08	226500
4-2	0.16	257.68	374200
4-3	0.16	264.34	295700
5-1	0.15	258.16	392800
5-2	0.15	253.01	1212700
5-3	0.15	254.18	426500

Криве хистерезиса на којој су представљене зависности амплитуда напона и релативне деформације, за једну од испитиваних епрувета, приказана је на слици 3.12. Приказане криве хистерезиса, за четири произвољна циклуса имају за циљ да прикажу ефекат слабења конструкционог челика S355J2+N при цикличном оптерећењу епрувете, које је контролисано тако да се увек достиже иста вредност деформације.

Површина лома услед замора добијена помоћу микроскопа, за једну од испитиваних епрувета, приказана је на слици 3.13. На слици се могу уочити две међусобно различите површине, једна која представља зону замора и друга која представља зону неконтролисаног или насилног лома.



Слика 3.12 Криве хистерезиса испитиване епрувете 1-1



Слика 3.13 Површина лома услед замора добијена помоћу микроскопа (увећање 5x)

3.3.3 Процедура и пример прорачуна заморних карактеристика

Математички модел коришћен да опише понашање материјала ($\sigma - N$ циклична крива) при чисто наизменично променљивом цикличном оптерећењу је Ramberg-Osgood-ов приступ приказан једначином (2.33), док је за одређивање $\varepsilon - N$ криве коришћена једначина (2.35) као збир еластичне и пластичне компоненте, то јест као збир Basquin-овог и Coffin-Manson-овог дела.

На основу експерименталних резултата приказаних у табели 3.4 и статистичких анализа у складу са стандардом ASTM E739-91(2004) [71] одређене су заморне карактеристике конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, дефинисане једначинама (2.33) и (2.35).

Поступак одређивања заморних карактеристика еластичног (Basquin-овог) дела једначине (2.35) челика S355J2+N је сумиран у облику алгоритма и дат у табели 3.5.

Табела 3.5 Алгоритам и поступак израчунавања заморних карактеристика еластичног (Basquin-овог) дела једначине $\varepsilon - N$ криве

Ознаке:

$$\log N = A + B(\log \varepsilon)$$

$$A = \hat{Y} - B\hat{X}$$

$$B = \frac{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})^2}$$

Сви логаритми су за основу 10. Укупан број узорака је $N=15$

А. Одређивање података на основу резултата приказаних у табели 3.4 и средње вредности модула еластичности приказаних у табели 3.1 ($E=2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$).

$$\varepsilon_{a,e} = \frac{\sigma_a}{E}$$

$$X_i = \log(\varepsilon_{a,ei})$$

$$Y_i = \log(N_i)$$

$$\bar{X} = \frac{\sum X}{N}$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum Y}{N}$$

Б. Израчунавање A и B

$$A = -51.1184$$

$$B = -19.5066$$

Ц. Израчунавање фактора заморне чврстоће σ'_f и експонента заморне чврстоће (Basquin-ов експонент) b

$$\log N = -51.1184 - 19.5066 \log(\varepsilon_{a,e})$$

$$\log(\varepsilon_{a,e}) = -2.6206 - 0.0513 \log N$$

$$\varepsilon_{a,e} = 0.0024 \left(\frac{2N_f}{2} \right)^{-0.0513} = 0.0024 \left(\frac{1}{2} \right)^{-0.0513} (2N_f)^{-0.0513}$$

$$\varepsilon_{a,e} = 0.0025 (2N_f)^{-0.0513} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b$$

$$b = -0.0513$$

$$\sigma'_f = 0.0025 E = 525.31 \text{ MPa}$$

Поступак одређивања заморних карактеристика пластичног (Coffin-Manson-овог) дела једначине (2.35) челика S355J2+N је сумиран у облику алгоритма и дат у табели 3.6.

Табела 3.6 Алгоритам и поступак израчунавања заморних карактеристика пластичног (Coffin-Manson-овог) дела једначине ε - N криве

Ознаке:

$$\log N = A + B(\log \varepsilon)$$

$$A = \hat{Y} - B\hat{X}$$

$$B = \frac{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (X_i - \bar{X})^2}$$

Сви логаритми су за основу 10. Укупан број узорака је $N=15$

А. Одређивање података на основу резултата приказаних у табелама 3.4 и 3.6.

$$\varepsilon_{a,p} = \varepsilon_a - \varepsilon_{a,e}$$

$$X_i = \log(\varepsilon_{a,pi})$$

$$Y_i = \log(N_i)$$

$$\bar{X} = \frac{\sum X}{N}$$

$$\bar{Y} = \frac{\Sigma Y}{N}$$

Б. Израчунавање A и B

$$A = -3.4093$$

$$B = -2.5759$$

Ц. Израчунавање фактора заморне истегљивости ε'_f и експонента заморне истегљивости c

$$\log N = -3.4093 - 2.5797 \log(\varepsilon_{a,p})$$

$$\log(\varepsilon_{p,e}) = -1.3216 - 0.3876 \log N$$

$$\varepsilon_{a,p} = 0.0477 \left(\frac{2N_f}{2} \right)^{-0.3876} = 0.0477 \left(\frac{1}{2} \right)^{-0.3876} (2N_f)^{-0.3876}$$

$$\varepsilon_{a,p} = 0.0624 (2N_f)^{-0.3876} = \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

$$c = -0.3876$$

$$\varepsilon'_f = 0.0624$$

Д. Израчунавање коефицијента цикличног ојачања K' и експонента цикличног деформационог ојачања n'

$$K' = \frac{\sigma'_f}{(\varepsilon'_f)^c} = 752.37 \text{ MPa}$$

$$n' = \frac{b}{c} = 0.1322$$

Е. Израчунавање цикличног напона течења σ'_y

$$\sigma'_y = \sigma_a (\varepsilon_{a,p} = 0.002) = K' (\varepsilon_{a,p})^{n'}$$

$$\sigma'_y = 330.75 \text{ MPa}$$

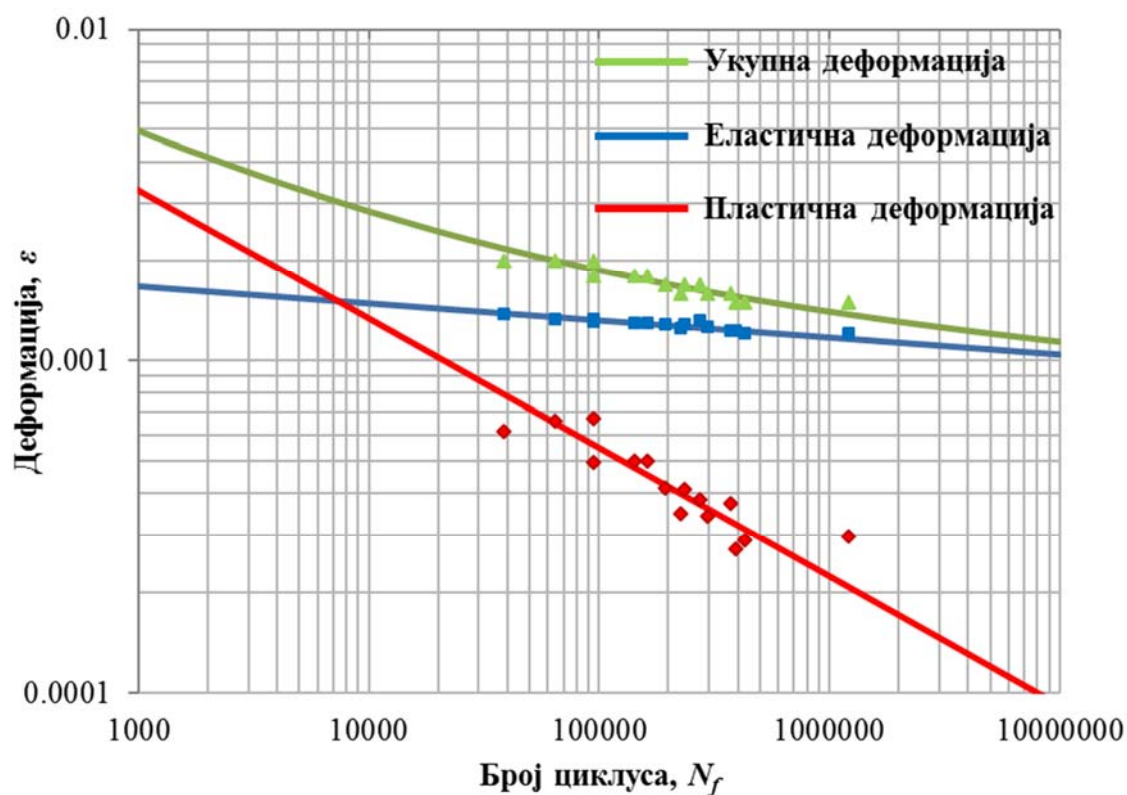
3.4 Заморне карактеристике конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N добијене екпериментима

На основу резултата добијених у поглављу 3.3, у табели 3.7 приказани су механички параметри једносног испитивања епрувета материјала S355J2+N изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу у условима контролисаних деформација.

Табела 3.7 Механичке карактеристике материјала S355J2+N при једноосном испитивању епрувета изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу

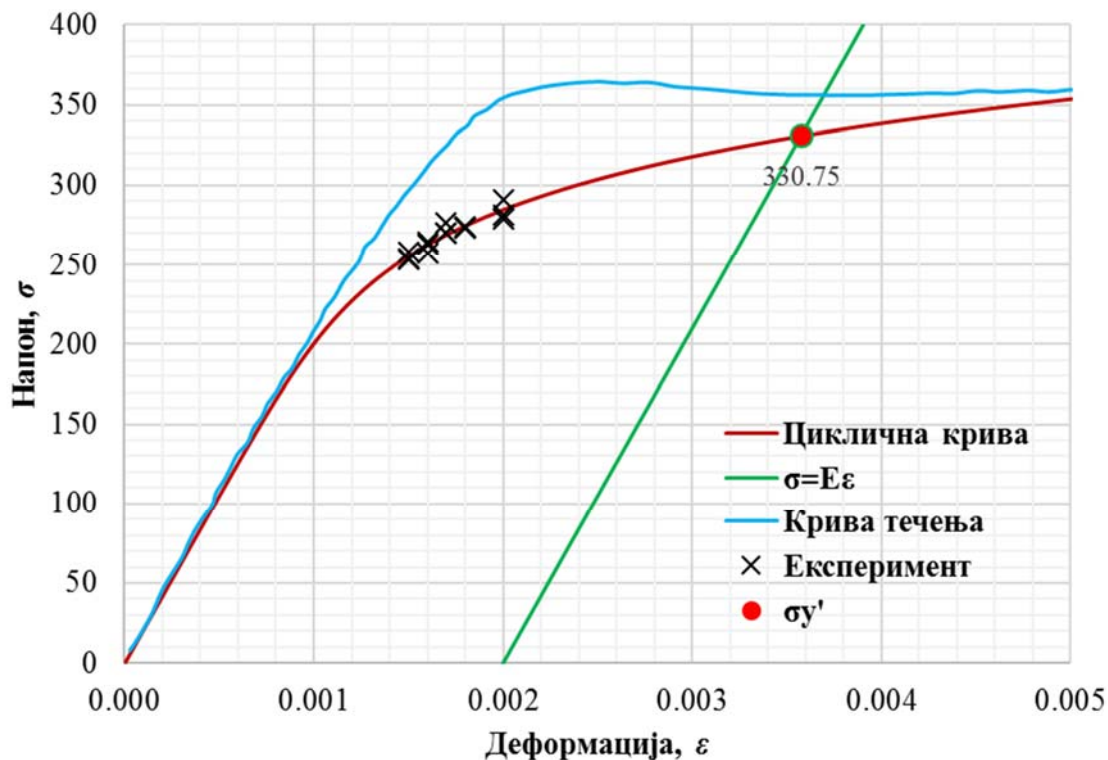
Величина	Вредност
Коефицијент цикличног ојачања K'	752.37 МПа
Експонент цикличног деформационог ојачања n'	0.1322
Циклични напон течења σ_y'	330.75 МПа
Фактор заморне истегљивости ϵ_f'	0.0624
Експонент цикличног деформационог ојачања c	-0.3876
Фактор заморне чврстоће σ_f'	525.31 МПа
Експонент заморне чврстоће b	-0.0513

На основу експериментално добијених заморних карактеристика при једноосном испитивању епрувета материјала S355J2+N изложених чисто наизменичном променљивом оптерећењу (затезање - притисак), у условима контролисаних деформација, одређене су $\epsilon - N$ криве у логаритамској скали, приказане на слици 3.14.



Слика 3.14 $\epsilon - N$ криве једноосног цикличног истезања-сабијања материјала S355J2+N

На слици 3.15 приказана је циклична крива зависности напон – деформација при једноосном чисто наизменичном променљивом оптерећењу материјала S355J2+N, као и графички поступак одређивања цикличног напона течења σ'_y .



Слика 3.15 Циклична крива зависности напон – деформација при једноосном чисто наизменичном променљивом оптерећењу материјала S355J2+N

3.5 Одређивање ударне жилавости

Велики број делова вагонских конструкција (точкови, осовине, делови обртног постоља) је у току рада изложен ударним оптерећењима. Чињеница је да се карактеристике материјала при ударним оптерећењима се битно разликују од карактеристика материјала добијених статичким дејством силе. Механичка карактеристика материјала која дефинише отпорност материјала према ударном оптерећењу назива се ударна жилавост.

Одређивање ударне жилавости, или зарезне жилавости како се још назива, пружа могућност оцењивања способности челика да се супротстави ударним (динамичким) оптерећењима. Испитивање савијањем ударним дејством силе, односно испитивање ударне жилавости се најчешће своди на то да се утврди да ли епрувета може да поднесе одређени ударни рад или одређену трајну деформацију, а да се при том не поломи, или да се одреди потребан ударни рад да епрувета напрсне или се преломи. Зато можемо рећи да се ударна жилавост заснива на принципу мерења уторшене енергије за разарање структуре материјала, односно остваривања лома. Разлика почетне потенцијалне енергије клатна и потенцијалне енергије клатна након удара представља енергију утрoшену на разарање епрувете, које се

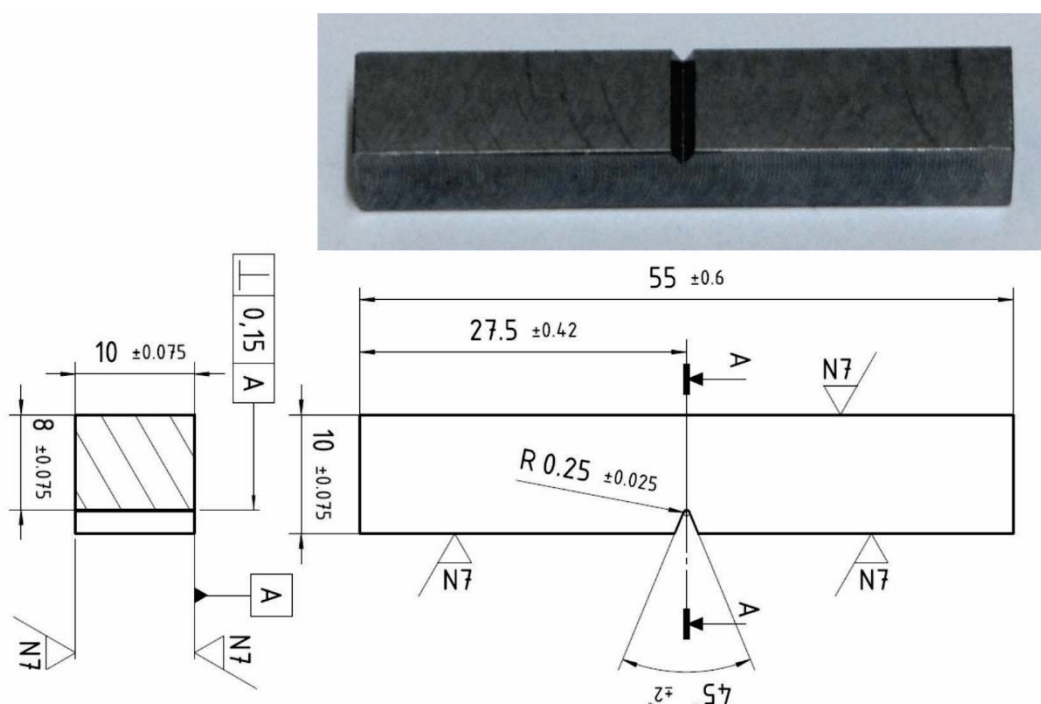
очитавају помоћу калибрационог бројача. Када је разлика ових енергија мања материјал има већу кртост, а када је ова разлика енергија већа материјал има већу жилавост.

На основу одређених вредности ударне жилавости оцењује се склоност челика ка кртом или жилавом лому, како при нормалним тако и при екстремним температурама. Дугогодишњим анализама испитивања дошло се до закључка да су температура, хемијски састав и микроструктура (фазни састав) фактори који највише утичу на резултате испитивања.

Испитивањима ударне жилавости дошло се до закључка да облик и димензије епрувете суштински утичу на резултате, па се увођењем стандардних облика епрувета дошло до уједначенијих резултата мерења.

3.5.1 Облик димензије и изглед епрувете

Експериментално одређивање ударне жилавости конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, извршено је на собној температури на серији од шест епрувета. Облик димензије и изглед једне од испитиваних епрувета типа ISO-V (55x10x10) приказан је на слици 3.16.



Слика 3.16 Облик, димензије и изглед епрувете за одређивање ударне жилавости

3.5.2 Метод и резултати испитивања

Експериментално одређивање ударне жилавости изведено је у Центру за материјале и заваривање на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу. Испитивање је изведено на Шарпијевом клатну типа МК-30А Руске-Совјетске производње са максималном енергијом

30 Kpm (приближно 30 daJ , односно 300 J), приказаном на слици 3.17. Скале на Шарпијевом клатну су енергетске, тако да је на уређају омогућено подешавање различитих вредности почетне потенцијалне енергије клатна.



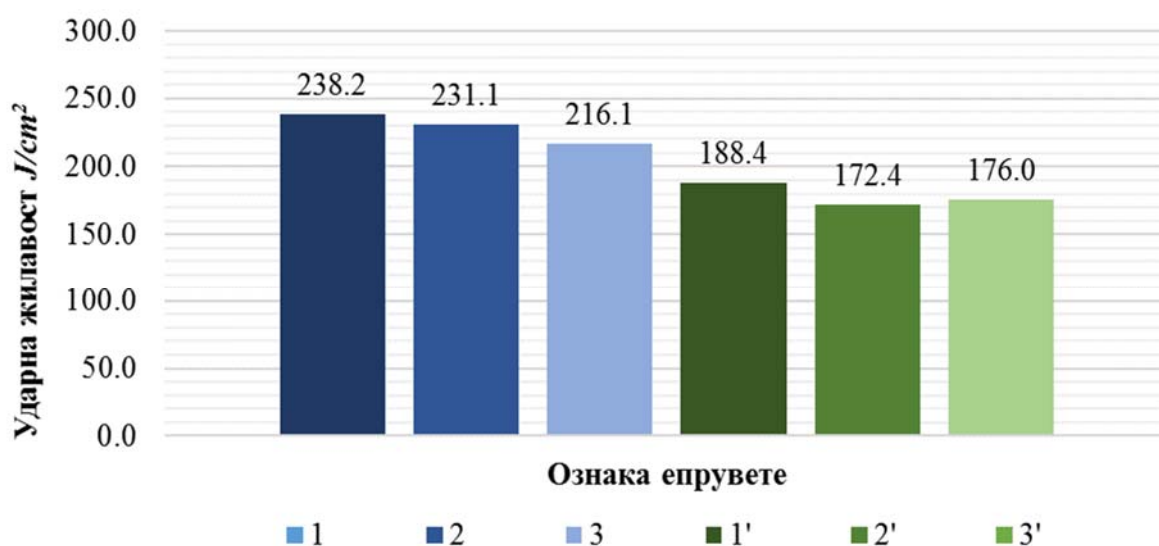
Слика 3.17 Шарпијево клатно типа МК-30А

Поступак испитивања, као и облик и димензије епрувета приказани на слици 3.16, дефинисани су стандардима EN ISO 148-1:2010 [72] и ASTM E 23-01 [73]. Брзина клатна за испитивање ударне жилавости је 5 до 5.5 m/s . Пре почетка испитивања извршена је провера енергетских губитака (трење у лежиштима, отпор ваздуха) активирањем уређаја „на празно“ упоређивањем енергија и утврђено је да су енергетски губици мањи од 1%. Експериментална испитивања су изведена на собној температури, тј. на температури од $23 \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Позиционирање испитиваних епрувета на ослонцима машине изведено је помоћу одговарајућег шаблона. Употребљено Шарпијево клатно обезбеђује тачност регистрације и читавања енергије са релативном грешком мањом од 1%.

Резултати испитивања ударних својстава серије од шест епрувета су приказани у табели 3.8. Епрувете означене са 1, 2 и 3 представљају узорке у правцу ваљања, док епрувете означене са 1', 2' и 3' представљају узорке попречне на правац ваљања. Ударна жилавост се дефинише као однос утрошеног рада (енергије) за разарање епрувете и површине попречног пресека епрувете на месту зареза и изражава се у једницама J/cm^2 . Експериментално добијене вредности ударне жилавости при испитивању епрувета израђених од конструкционог челика S355J2+N, на собној температури приказане су хистограмски на слици 3.18.

Табела 3.8 Резултати испитивања ударних својстава епрувета

Ознака узорка	Почетна енергија удара	Преостала енергија удара	Утрошена енергија за разарање епрувете
	$E_1 [J]$	$E_2 [J]$	$E_0 [J]$
1	296	108	188
2	294	112	182
3	292	122	170
1'	294	146	148
2'	294	158	136
3'	295	157	138

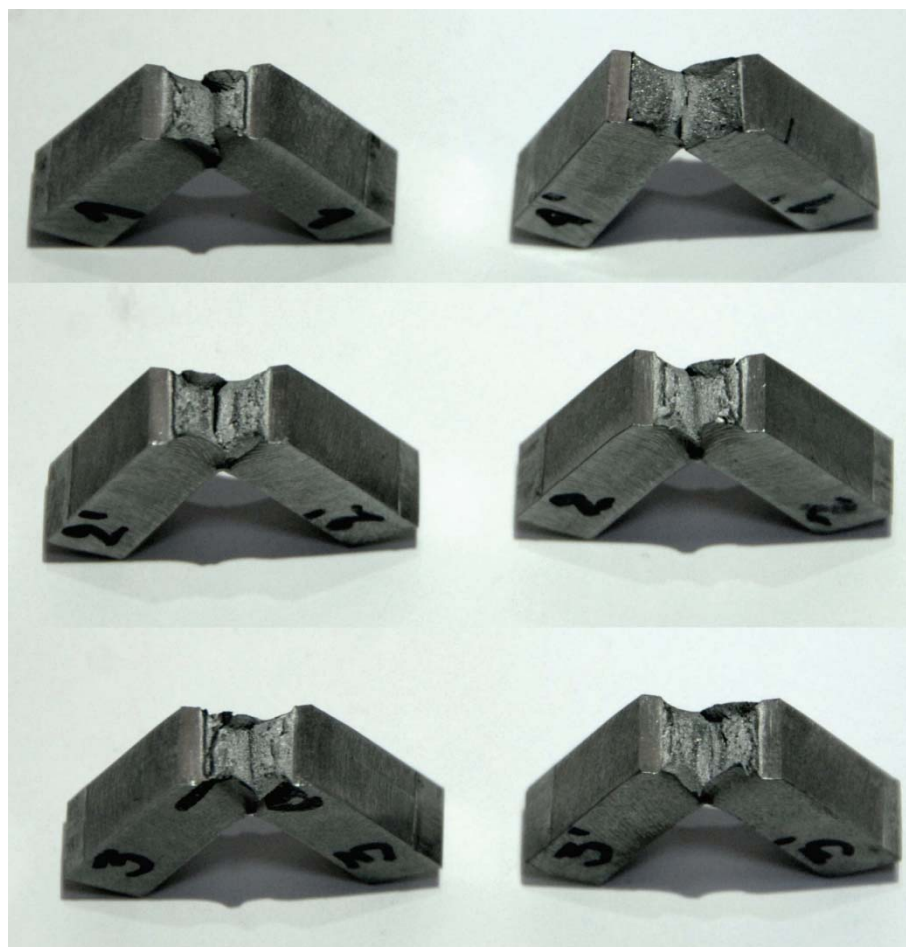


Слика 3.18 Ударна жилавост испитиваних епрувета од конструкционог челика S355J2+N, при испитивању на собној температури

На основу експериментално одређених вредности енергије лома и ударне жилавости епрувета, које су приказане хистограмима на слици 3.18, може се закључити да разматрани челик у потпуности задовољава вредности прописане стандардом при испитивању на собној температури. Експериментално добијене вредности енергије лома и ударне жилавости су веће од одговарајућих вредности које декларише произвођач.

Изглед места прелома испитиваних епрувета после испитивања ударне жилавости на собној температури приказан је на слици 3.19. Изглед површина по којој је настао лом

приликом испитивања указује на мешовит карактер лома са великим процентом жилавог лома.



Слика 3.19 Изглед места прелома испитиваних епрувета са зарезом после испитивања ударне жилавости на собној температури

4 Имплементација методе коначних елемената при прорачуну заварених конструкција изложених динамичким оптерећењима

Метод коначних елемената (МКЕ) спада у савремене методе нумеричке анализе. Њена примена прво је почела у области прорачуна инжењерских конструкција. Основна идеја о тзв. физичкој дискретизацији континуума, на којој се заснива МКЕ је врло стара, отприлике колико и људско настојање да се тешко решиви проблеми замене једноставнијим, за које се лакше налазе решења.

Развојем рачунара МКЕ је уведен у свакодневну инжењерску праксу. Метод коначних елемената не би се могао примењивати без данашњих рачунара који омогућавају решавање великог броја једначина, чије је решавање неопходно приликом примене МКЕ. Поред тога што се скраћује време потребно за прорачуне, применом МКЕ могуће је у врло кратком року направити и велики број експеримената, што омогућује додатну уштеду времена и пројектовање оптимизованих конструкција.

Сматра се да је МКЕ метод који је, у поређењу са другим, имао највећи утицај на развој и домете техничких дисциплина у двадесетом веку. Основне карактеристике МКЕ које га доводе испред других метода се састоје у његовој општости (примењив је на област солида, флуида, провођења топлоте, и уопште на проблеме поља физичких величина, као и на спрегнуте проблеме), применљивост на линеарне и нелинеарне проблеме, релативној једноставности у основним поставкама, као и погодности у погледу примене рачунара.

Основна идеја МКЕ анализе је моделирање реалних проблема, при чему се разматрана структура дискретизује и прави одговарајућа мрежа коначних елемената. Моделирањем реалних објеката уз помоћ коначних елемената, дефинисањем ограничења и оптерећења, као и свих потребних механичких особина материјала од којих су сачињени, и коначно решавањем проблема нумеричким методама, долази се до жељених резултата. Као таква МКЕ представља моћан алат за анализу сложених заварених конструкција, као и самих варова.

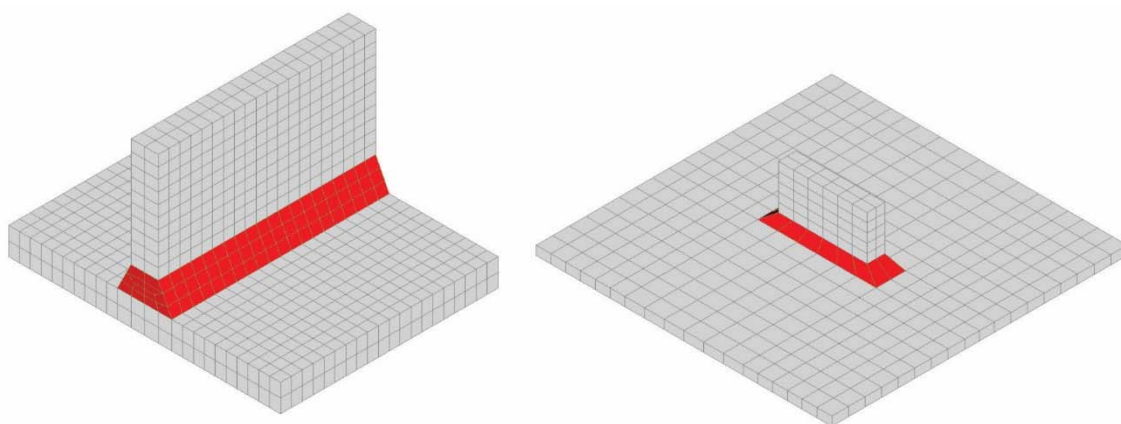
Имплементација МКЕ захтева добро познавање теорије и принципа које стоје у позадини ове нумеричке методе. Поред тога веома важан аспект је и пажљиво разматрање граничних услова, који треба да што реалније симулирају реална ограничења, оптерећења, тип коначног елемента и густине мреже. Избор елемента који се користи у МКЕ анализи зависи од проблема који се решава и од жељене тачности резултата. При МКЕ анализи заварених конструкција посебну пажњу треба посветити моделирању зона заварених спојева. Елементи морају бити довољно мале величине да би добили употребљиве резултате, али и довољно велики да се избегну проблеми који се могу јавити код модела са великим бројем елемената.

4.1 Технике моделирања заварених спојева

Запремински или просторни модели варова, који узимају у обзир геометрију самих варова, најлакше се моделирају 3Д елементима, док моделирање варова коначним елементима љуске захтева мало више труда при моделирању. У моделима који су креирани коначним елементима љуске вредност напона у зони заварених спојева може бити директно зависна од начина моделирања завареног споја. Са циљем да се повећа тачност процене вредности напона и времена моделирања заварених спојева развијане су многобројне технике моделирања [74], [75].

4.1.1 Моделирање заварених спојева 3Д елементима

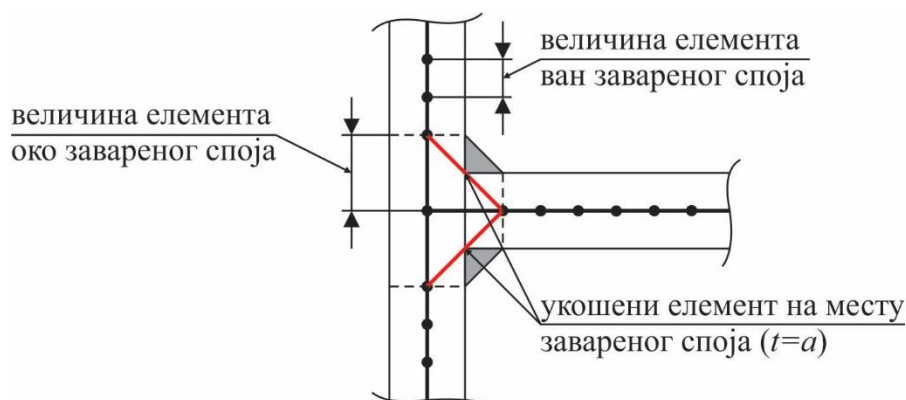
Најједноставији начин креирања мреже коначних елемената запреминских модела са варовима је моделирање 3Д коначним елементима (слика 4.1). Због униформности увек је лакше да цео модел буде сачињен од 3Д коначних елемената, него да се ради у комбинацији са коначним елементима љуске, чак и у случају да се ради о танкозидним завареним конструкцијама. Разлог томе је што 3Д коначни елементи имају три степена слободе у сваком чвору, док коначни елементи љуске имају пет или шест степени слободе у сваком чвору. У том случају потребно је увести неку технику повезивања коначних елемената љуске и 3Д коначних елемената како би се момент савијања са љуски пренео на 3Д коначне елементе модела. Један од метода доступан у МКЕ софтверима је повезивање елемената МПЦ (енг. „Multi Point Constraint”) једначинама. Овом методом задају се једначине којима се ротација са љуски преноси на 3Д елементе. Задавање ових једначина изискује додатно време неопходно за креирање мреже коначних елемената у којима су плоче, моделиране коначним елементима љуске, повезане међусобно 3Д коначним елементима, који представљају заварене спојеве.



Слика 4.1 Моделирање заварених спојева 3Д елементима - Мрежа коначних елемената

4.1.2 Моделирање заварених спојева укошеним елементима љуске

Мрежа коначних елемената модела танкозидних конструкција најчешће се креира елементима љуске, при чему се варови у зонама заварених спојева моделирају укошеним елементима љуске [76]. Ова техника моделирања пружа могућност да се у потпуности представе и геометрија и чврстоћа заварених спојева. Пример моделирања „Т“ споја укошеним елементима љуске приказан је на слици 4.2. Дужина и дебљина укошених елемената љуске којима се моделирају варови зависе од геометрије вара и висине корена вара, респективно.

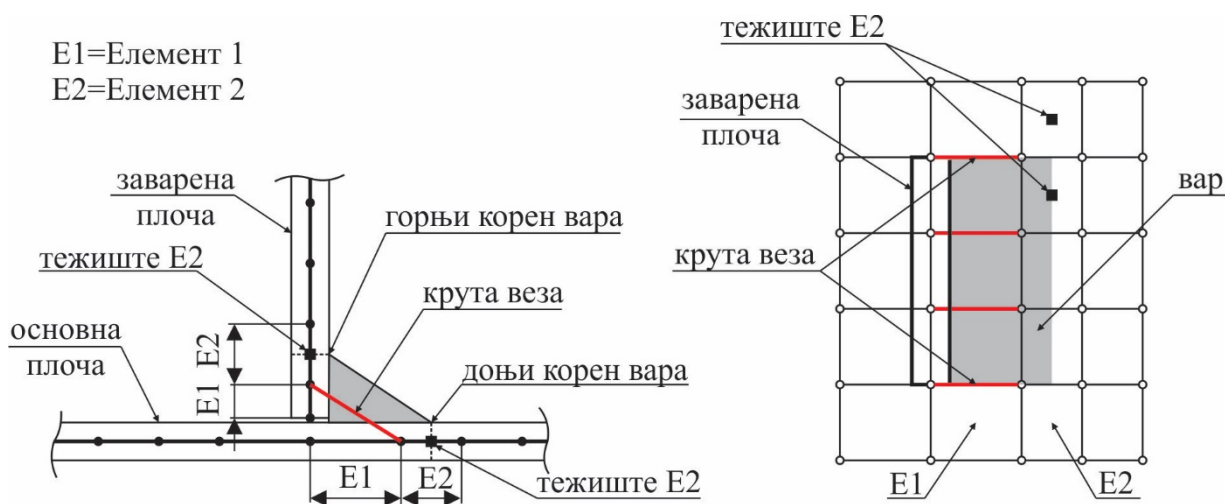


Слика 4.2 Моделирање заварених спојева укошеним елементима љуске [76]

Ова техника моделирања захтева јако прецизно креирање мреже, које у потпуности прати геометрију. Вредности напона добијене на овај начин могу се са великом поузданошћу користити за прорачуне прслина у корену завареног споја. Због тога се ова техника највише примењује за процену отказа услед замора у врховима заварених спојева.

4.1.3 Моделирање заварених спојева крутим везама

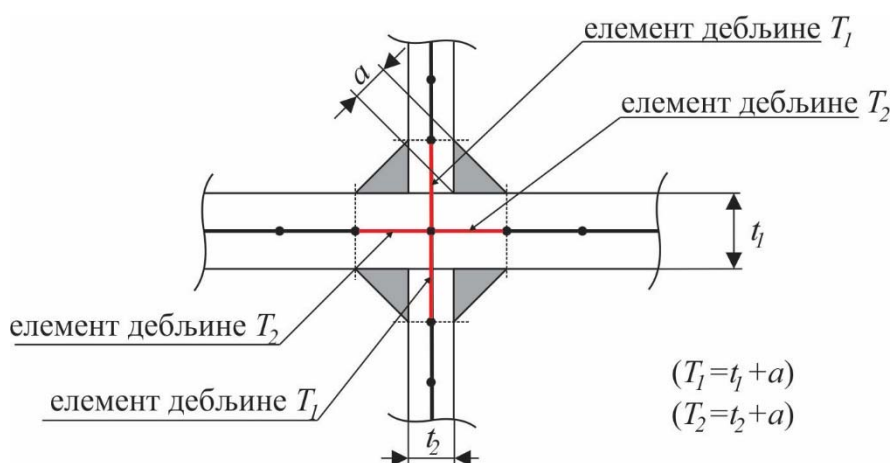
Моделирање заварених спојева крутим везама први пут се среће у литератури [75]. Циљ развоја ове технике је да се што боље одреди концентрација напона у врху завареног споја. У складу са овом техником напон у врху завареног споја може се директно прочитати у тежишту елемента (слика 4.3). Основа ове технике је да се моделира локална крутост у завареном споју, као последица самог вара. Ова локална крутост као последица вара може да се моделира повезивањем суседних елемената љуске крутим везама које су дефинисане паровима чворова дуж целог завареног споја. Величине елемената $E1$ и $E2$ (слика 4.3) треба дефинисати тако да заједно са крутим везама представљају реалну локалну крутост услед вара и да се на тај начин добију релевантне вредности напона, неопходне за даљу анализу. Крутим везама се повезују заједнички чворови елемената $E1$ и $E2$. Веома је битно истаћи да чворови елемената на месту споја плоча нису спојени („мерџовани“, енгл. *merged*). Препоручује се да се при овој техници моделирања заварених спојева користе четворочворни елементи љуске.



Слика 4.3 Заварени спој изведен са једне стране моделиран крутом везом [75]

4.1.4 Моделирање заварених спојева повећањем дебљине

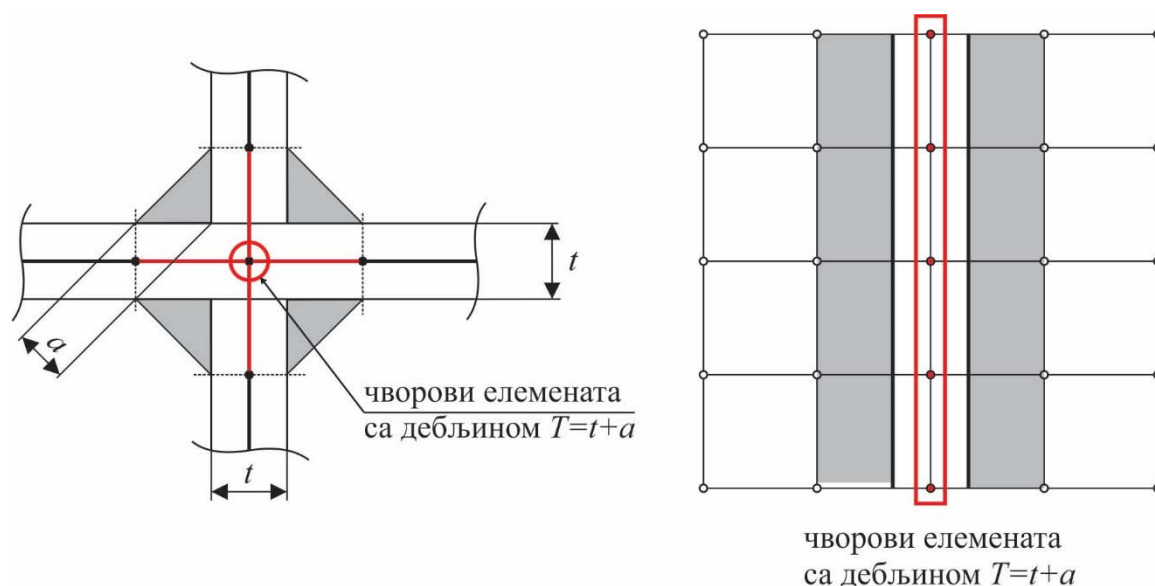
У циљу да се на што бољи начин дефинише утицај крутости вара на прорачун заварених спојева развијен је приступ моделирања заварених спојева повећањем дебљине елемената љуске на месту где се налази заварени спој [76]. Ова техника се заснива на две веома битне геометријске модификације: повећање дебљине и величине елемената љуске у околини завареног споја. На слици 4.4 приказан је начин моделирања завареног споја у облику крста где су подебљани елементи обе плоче које се заварују, обзиром на испуњеност вара са обе стране. И код овог начина моделирања препоручује се коришћење четворочворних елемената љуске.



Слика 4.4 Моделирање заварених спојева елементима љуске са повећаном дебљином [74]

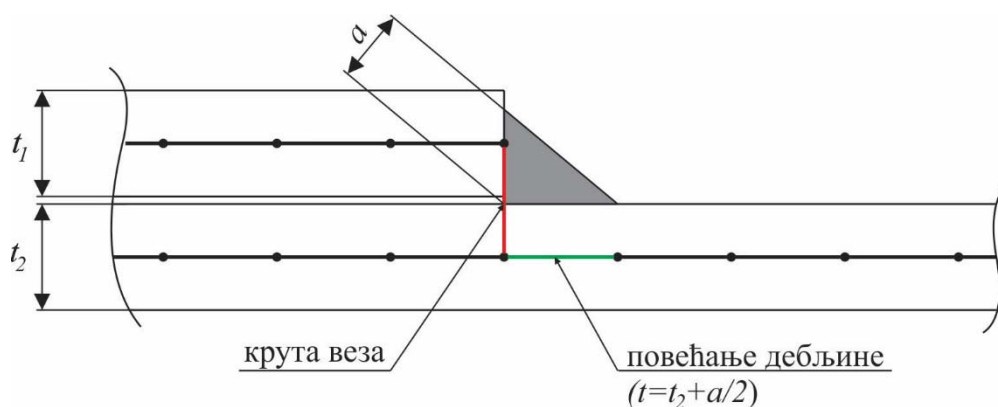
Унапређивањем ове технике моделирања могуће је елементе који се налазе на месту завареног споја две плоче истих дебљина креирати тако да на месту два чвора елемента која се налазе на почетку вара љуска има дебљину као и основна плоча док би дебљина на месту

преостала два чвора на супротном крају представљају збир дебљине основне плоче и висине вара (слика 4.5)



Слика 4.5 Моделирање заварених спојева елементима љуске са постепеним повећањем дебљине

Код моделирања преклопних заварених спојева предлаже се коришћење комбинације технике са крутим везама и технике са повећањем дебљине. Плоча која се заварује повезује се са основном плочом крутим везама, док се елементу основне плоче на месту вара повећава дебљина (слика 4.6)



Слика 4.6 Моделирање преклопног завареног споја комбинацијом техника са крутим везама и са повећањем дебљине [74]

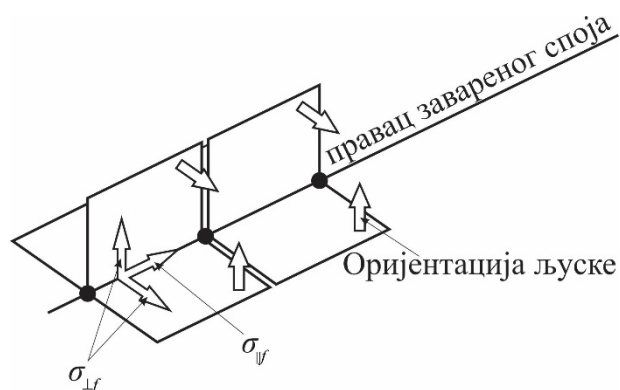
4.2 Моделирање и МКЕ анализа заварених спојева вагонских конструкција

Заварени спојеви представљају најчешће конструкцијско решење за спајање компонената и склопова при изради вагонских конструкција. Зато је јако битно на правилан и адекватан начин направити мрежу коначних елемената модела вагона, потребног за МКЕ анализу, на основу које је даље могуће проценити интегритет саме конструкције и свих заварених спојева у њој.

4.2.1 Моделирање заварених спојева вагонских конструкција

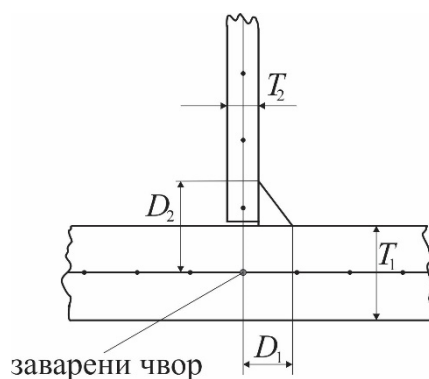
Уколико би се неке комплексне конструкције, састављене од великог броја заварених спојева, моделирале неком од наведених техника то би захтевало пуно времена за креирање мреже коначних елемената. Изложене технике моделирања су обично применљиве за неке мање сложене конструкције, за чију је израду потребно мање времена и које у свом саставу немају претерано велики број заварених спојева.

Уобичајена вагонска конструкција у просеку у свом саставу има неколико стотина заварених спојева. Уколико би се сваки заварени спој моделирао неком од изложених техника, за прављење мреже утрошио би се велики напор и добио би се огроман модел за анализу. Зато се при моделирању заварених спојева користе елементи љуске без икаквих детаља. На слици 4.7, приказан је правилан начин моделирања завареног споја елементима љуске.



Слика 4.7 Правилна оријентација љуске у зони завара

За процену вредности напона у завареним спојевима неопходно је дефинисати величину зоне завареног споја у МКЕ анализи (слика 4.8). Једначине (4.1) и (4.2) представљају обрасце за дефинисање зоне завареног споја у МКЕ анализи (слика 4.8) [77].



Слика 4.8 Величина зоне завареног споја при МКЕ прорачуну

$$D_1 = f_{ele} (0.5 T_{sused} + T_{min}) = 1 \cdot (0.5 T_2 + T_2) \quad (4.1)$$

$$D_2 = f_{ele} (0.5 T_{sused} + T_{min}) = 1 \cdot (0.5 T_1 + T_2) \quad (4.2)$$

4.2.2 МКЕ анализа, стандарди и дозвољени напони у завареним спојевима вагонских конструкција при динамичким оптерећењима

При прорачуну вагонских конструкција стандарди који се најчешће користе су: TSI стандард [6], British Standard BS EN 12663-2:2010 [7] и Eurocode 3: Део 1.9 [8]. Према TSI стандарду дефинисани су случајеви оптерећења који се користе приликом испитивања теретних вагона. Одељци 4.2.2.3.1 - 4.2.2.3.3 TSI стандарда [6] дефинишу све типове оптерећења које вагонска конструкција мора да задовољи, а у складу су са захтевима норме British Standard BS EN 12663-2:2010 [7]. Дефинисано овим стандардима вагонска конструкција мора да задовољи све врсте уздужних статичких оптерећења, максимално вертикално оптерећење, најнеповољније случајеве комбинованих оптерећења и различите случајеве подизања на једном крају вагона, као и подизање целог вагона на назначеним местима за подизање.

При прорачуну динамичке чврстоће теретних вагона услед вертикалног оптерећења у складу са TSI стандардом, Анекс СС [6], и нормом BS EN 12663-2:2010 [7] динамичко оптерећење се узима у опсегу $\pm 30\%$ од вертикалног статичког оптерећења.

При анализи дозвољених вредности напона у основном материјалу и завареним спојевима при заморним оптерећењима најчешће коришћени стандард је и Eurocode 3: Део 1.9 [8]. Еквивалентни напон у завареном споју (слика 4.9), према Eurocode-у 3 рачуна се према обрасцу:

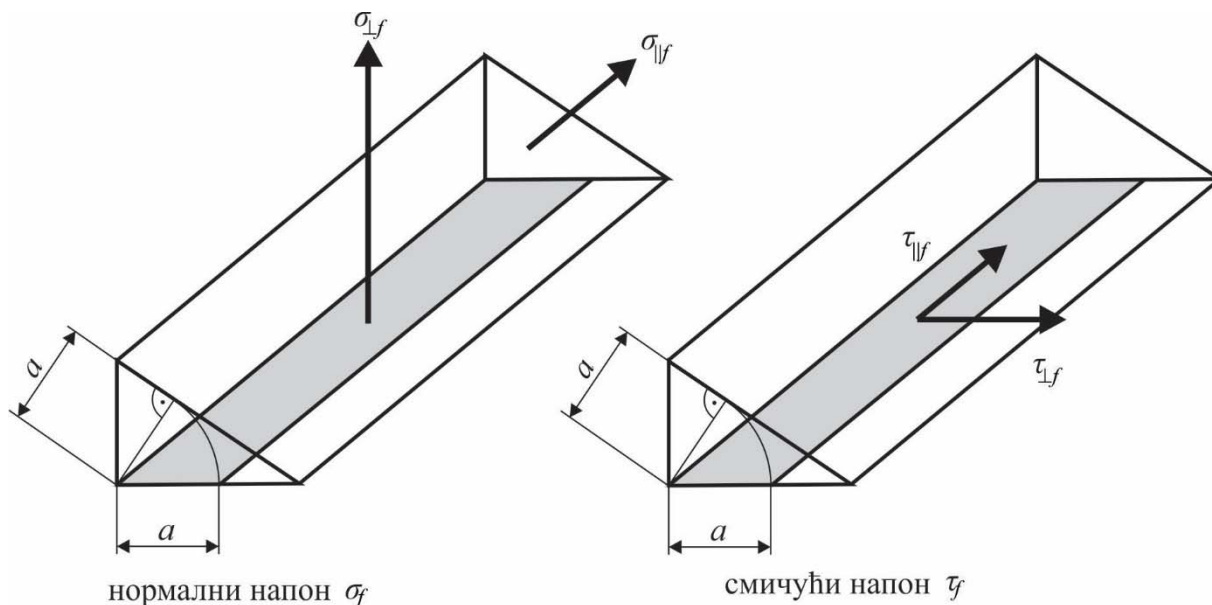
$$\sigma_{wf} = \sqrt{\sigma_{\perp f}^2 + \tau_{\perp f}^2} \quad \text{и} \quad \tau_{wf} = \tau_{\parallel f} \quad (4.3)$$

где су:

σ_{wf} - ефективни нормални напон;

τ_{wf} - ефективни тангенцијални напон;

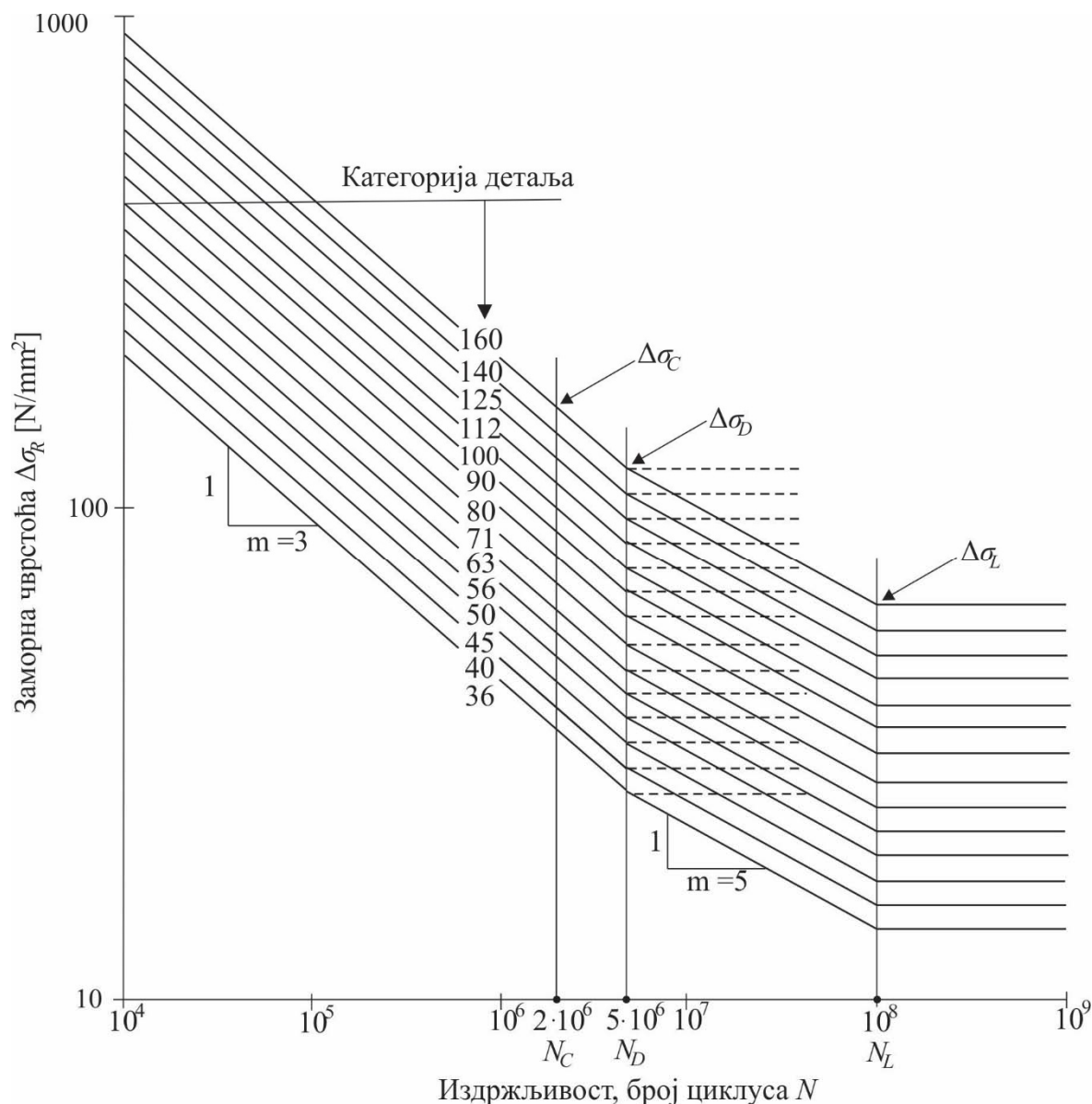
- $\sigma_{\perp f}$ - нормална компонента напона управна на заварени спој;
 $\sigma_{\parallel f}$ - нормална компонента напона паралелна са завареним спојем;
 $\tau_{\perp f}$ - тангенцијална компонента напона попречна на заварени спој;
 $\tau_{\parallel f}$ - тангенцијална компонента напона паралелна са завареним спојем.



Слика 4.9 Напон у завареном споју у складу са Eurocode 3 [8]

Дугогодишњим истраживањем отказа услед замора дошло се до закључка да процес замора обухвата два подручја цикличног напрезања која су различитог карактера. У сваком од ових подручја, до отказа долази под очигледно различитим механизмима. У првом подручју највеће су пластичне деформације, док су у другом подручју напони и деформације у границама еластичне области. Прво подручје обухвата велике циклусе, релативно мали век трајања и назива се нискоциклични замор. Друго подручје обухвата мала оптерећења, велики век трајања и назива се високоциклични замор.

За прорачун заморне чврстоће вагонских конструкција, у случају радних (динамичких) 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 слици 4.10 приказане су Wöhler-ове или $S-N$ криве, у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [8], и представљају однос напона и броја промене циклуса до отказа за различите категорије детаља (категорија завареног споја).



Слика 4.10 Криве заморне чврстоће за промене нормалних напона

Заморна чврстоћа дефинисана је групом дијаграма $\log \Delta\sigma_R - \log N$. Свака крива се односи на одређену категорију детаља за коју је дефинисана вредност отпорности на замор у N/mm^2 , односно у MPa . Криве заморне чврстоће за напонске промене (разлике) нормалних напона, за различите категорије детаља, односно за различите категорије заварених спојева, приказане су на слици 4.10. Крива заморне чврстоће дата је једначином:

$$\log N = \log a - m \cdot \log \Delta\sigma_R \tag{4.4}$$

У једначини (4.4) $\Delta\sigma_R$ је заморна чврстоћа, N је број циклуса трајања напонске промене, m је угао нагиба криве заморне чврстоће, $\log a$ је константа 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 динамичка 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 животно век (слика 4.10).

Криве заморне чврстоће добијене су експерименталним истраживањима за одговарајуће категорије детаља (основни материјал и заварени спојеви) у којима су узети у обзир дисконтинуитети шавова заварених спојева, заостали напони, металуршки услови, утицаји технологије заваривања. Категорије детаља су дате класификационим табелама стандарда Eurocode 3: Део 1.9 (Табеле 8.1 – 8.10) [8]. Табеле скицом и описом разврставају поједина конструктивна решења у категорије детаља. Категорије детаља су означене бројевима: 160, 140, 125, 112, 100, 90, 80, 71, 63, 56, 50, 45, 40, 36.

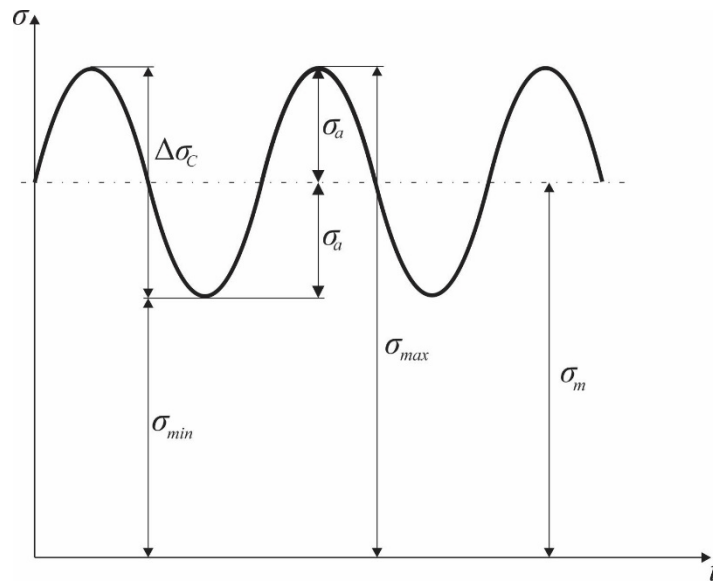
Парцијални коефицијент сигурности заморне чврстоће γ_{Mf} узима у обзир могућност утицаја неповољних девијација димензије и облика, близину дисконтинуитета, локалне концентрације услед неизвесности заваривања, различите технологије заваривања и металуршке утицаје. Коефицијент γ_{Mf} може се одредити 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 животно 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 4.1 [8].

Табела 4.1 Парцијални коефицијент сигурности заморне чврстоће γ_{Mf}

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

Као што је претходно речено динамичко оптерећење вагонских конструкција се узима у опсегу $\pm 30\%$ вертикалног статичког оптерећења. На слици 4.11 приказан је чисто наизменично променљив напон у синусоидном облику и представља идеализован облик оптерећења.



Слика 4.11 Наизменично променљив напон

На основу чисто наизменично променљивог напона у синусоидном облику, приказаном на слици 4.11, можемо израчунати максималну и минималну вредност напона при динамичком оптерећењу:

$$\sigma_{max} = (1+0.3) \sigma_m = 1.3 \sigma_m \Rightarrow \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{1.3}, \quad (4.5)$$

$$\sigma_{min} = (1-0.3) \sigma_m = 0.7 \sigma_m \Rightarrow \sigma_m = \frac{\sigma_{min}}{0.7}, \quad (4.6)$$

$$\Delta\sigma_c = \sigma_{max} - \sigma_{min}. \quad (4.7)$$

На основу једначина (4.5) и (4.6) можемо одредити однос максималног и минималног напона при динамичком оптерећењу:

$$\frac{\sigma_{max}}{1.3} = \frac{\sigma_{min}}{0.7} \Rightarrow \sigma_{min} = \frac{0.7}{1.3} \sigma_{max}. \quad (4.8)$$

Заменом једначине (4.8) у једначину (4.7) добијамо:

$$\Delta\sigma_c = \sigma_{max} - \frac{0.7}{1.3} \sigma_{max} = \frac{0.6}{1.3} \sigma_{max}, \quad (4.9)$$

односно, вредност максималног дозвољеног напона за сваку категорију детаља у зависности од референтне вредности заморне (динамичке) чврстоће при 2 милиона циклуса $\Delta\sigma_c$ је:

$$\sigma_{max} = 2.1667 \Delta\sigma_c. \quad (4.10)$$

У табели 4.2 приказане су граничне вредности напона за статичка оптерећења којима се потврђује заморна чврстоћа за челик S355J2+N у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [8]. Граничне вредности напона у табели 4.2 израчунате су на основу табеле 4.1, слике 4.10 и једначине 4.10.

Табела 4.2 Граничне вредности напона за статичка оптерећења којима се потврђује заморна чврстоћа за челик S355J2+N

Категорија детаља амплитудни напон $\Delta\sigma_c [N/mm^2]$	Максимална вредност дозвољеног напона $\Delta\sigma_{doz} [N/mm^2]$	Гранична вредност дозвољеног напона за трајну динамичку чврстоћу $[N/mm^2]$			
		Безбедан животног век		Толеранција на оштећење	
		Надградња ($\gamma_{Mf} = 1.15$)	Постоље ($\gamma_{Mf} = 1.35$)	Надградња ($\gamma_{Mf} = 1.00$)	Постоље ($\gamma_{Mf} = 1.15$)
160	347	301	257	347	301
140	303	264	225	303	264
125	271	236	201	271	236
112	243	211	180	243	211
100	217	188	160	217	188
90	195	170	144	195	170
80	173	151	128	173	151
71	154	134	114	154	134
63	136	119	101	136	119
56	121	106	90	121	106
50	108	94	80	108	94
45	98	85	72	98	85
40	97	75	64	97	75
36	78	68	58	78	68

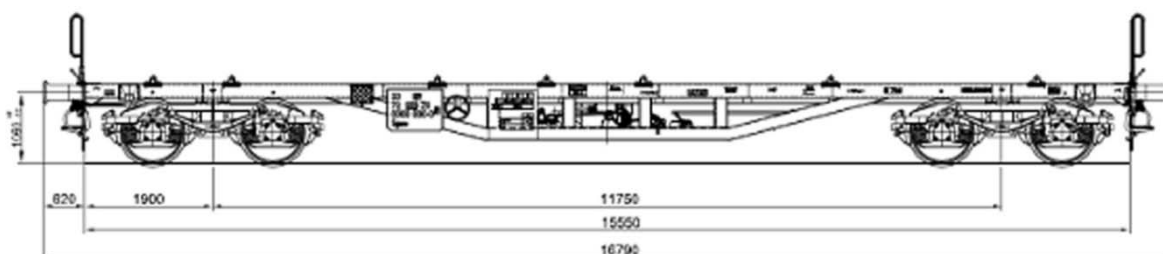
5 Процена интегритета делова вагонских конструкција изложених динамичком оптерећењу

5.1 Идентификација узрока настајања прслина на распињачи вагона за превоз контејнера

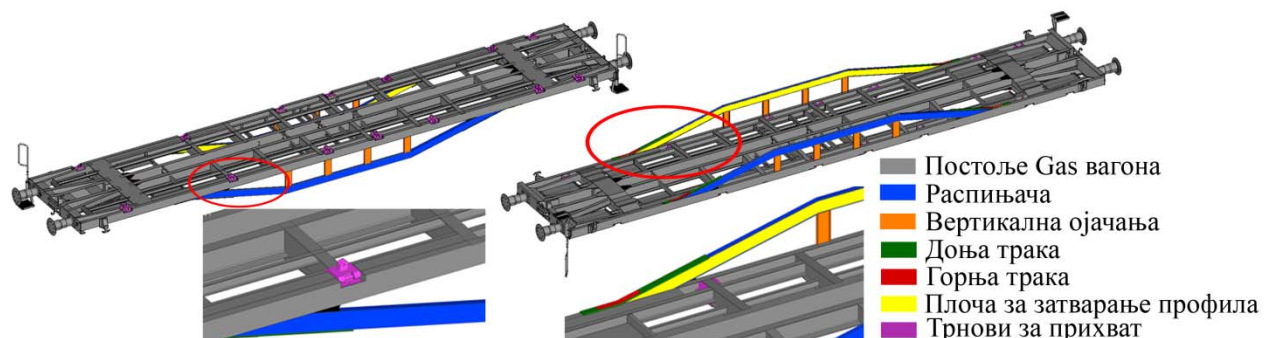
5.1.1 Опис проблема

Реконструисани – модернизовани вагон за превоз контејнера типа Sgmns је настао прилагођавањем и преправком постоља типа Gas [78]. Вагон је опремљен стандардном железничком опремом: обртним постољима, вучном и одбојном спремом, ваздушном и притврдном кочницом, на којима је извршена реконструкција. Вагон је намењен за превоз контејнера и замењивих судова у блок возовима (слика 5.1). Вагон је предвиђен за саобраћај на свим пругама нормалног колосека, изузев пруга у Великој Британији.

Постојеће постоље вагона је реконструисано, ојачано и као такво испуњава захтеве стандарда UIC 530-1 [79] и UIC 530-5 [80]. Израђено је од челичних лимова и ваљаних профила као потпуно заварена конструкција. На постољу су уграђени трнови за прихват контејнера, а у подручју осовинских склопова постављени су заштитни лимови против варница (слика 5.2).

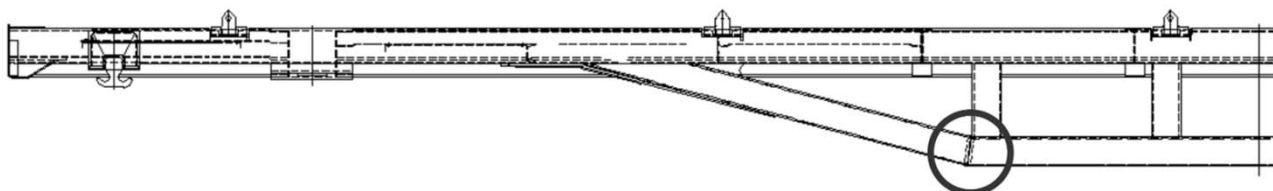


Слика 5.1 Sgmns вагон за превоз контејнера и замењивих судова

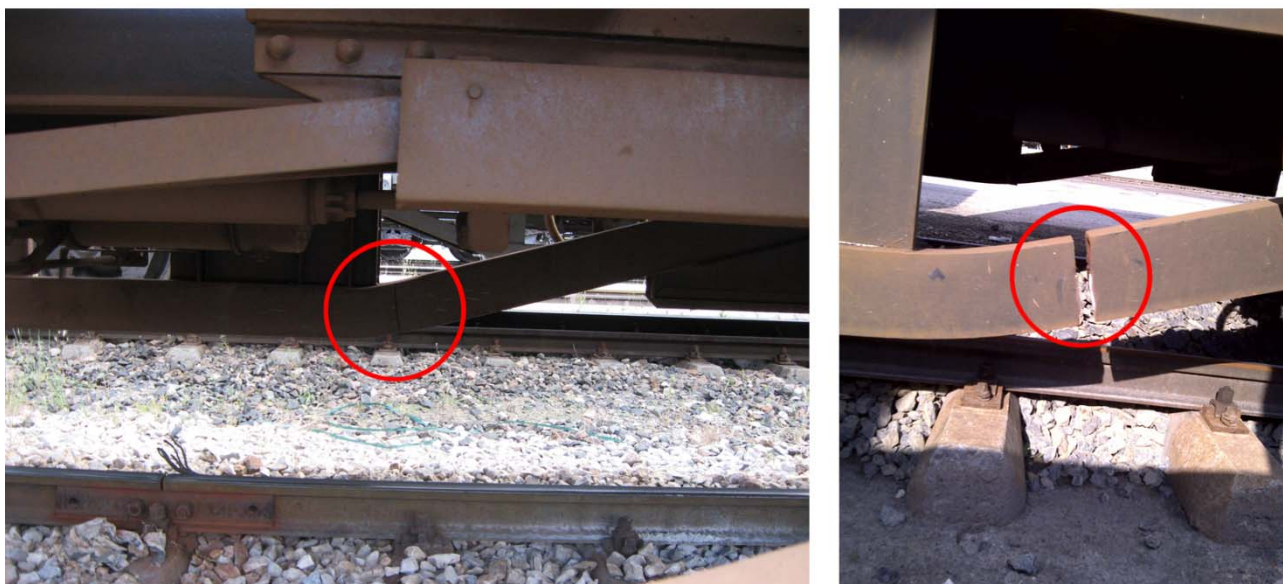


Слика 5.2 Структурни делови Sgmns вагона – 3Д модел

Визуелним прегледом стања серије Sgmns вагона за превоз контејнера уочено је да се на 80% вагона јављају прслине или лом, лоцирани на распињачи на страни ручне кочнице са левог или десног бока (слика 5.3). Уочени дефекти се појављују на месту завареног споја или непосредно у његовој околини (слика 5.4).



Зона уочених прслина



Слика 5.3 Уочене прслине Sgmns вагона

Циљ анализе је да се помоћу развијене методологије идентификују узроци настајања прслина на распињачи вагона за превоз контејнера у завареном споју и његовој околини [81]. На основу добијених резултата треба предложити конструктивна решења која решавају

уочене проблеме, да би потврдили да конструкција задовољава критеријуме статичке и динамичке чврстоће дефинисане стандардима.



Слика 5.4 Иницијална прслина и пропација прслине у околини завареног споја

5.1.2 Испитивање узорка израђених из постоља Gas вагона

Реконструисани – модернизовани вагон за превоз контејнера типа Sgmns изведен је преправком већ експлоатисаног постоља Gas вагона. Вагон за превоз контејнера типа Sgmns направљен је од две врсте материјала: „остарелог“ материјала који је већ био експлоатисан и „новог“ материјала од кога су направљене све додатне позиције које се заварују на већ постојећу конструкцију. Процена интегритета једне овакве конструкције је веома сложена због чињенице да је у току експлоатације дошло до процеса старења материјала, који је услед дуготрајних оптерећења, временом изгубио своје изворне механичке и заморне карактеристике. За потребе процене интегритета овакве конструкције неопходно је у старту одредити карактеристике основног „остарелог“ материјала свих делова изворне конструкције, а која представља основу новог модернизованог вагона.

Испитивање епрувета израђених из постоља Gas вагона спроведено је на Факултету техничких наука у Новом Саду у лабораторији за испитивање материјала. Резултати испитивања затезањем достављених узорка дати су у табели 5.1 [82].

На основу резултата хемијске анализе, добијених вредности за границу течења, затезну чврстоћу и издужење, а у складу са захтевима стандарда EN10025-2:2007 [64], утврђено је да испитивани узорци одговарају челику квалитета S275JR. Сви делови и позиције, које се заварују на изворну конструкцију, су направљени од конструкционих челика квалитета S235JRG2 и S355J2+N.

Табела 5.1 Механичке карактеристике испитиваних епрувета израђених из постоља Gas вагона

Ознака узорка	Редни број узорка	Димензије $a_0 \times b_0$ [mm]	Напон течења R_e [MPa]	Затезна чврстоћа R_m [MPa]	Издужење A [%]
1 Епрувета са грудне греде	1	20.5×8.0	287.1	400.7	39.0
	2	20.5×8.0	288.1	403.7	37.9
2 Епрувета са главног попречног носача	1	20.1×12.1	278.3	395.3	39.0
	2	19.9×12.1	281.1	395.2	38.2
3 Епрувета са подужног носача UNP220	1	20.0×10.9	323.9	417.7	26.5
	2	20.0×11.1	304.9	406.5	30.1
4 Епрувета са попречног носача UNP100	1	20.3×7.7	293.1	411.6	33.7
	2	20.2×7.6	298.4	412.6	33.9
5 Епрувета са секундарног попречног носача	1	20.4×11.8	220.1	317.9	38.3
	2	20.0×12.1	313.9	468.8	28.0

5.1.3 Процес монтаже распињаче вагона за превоз контејнера

Као што је већ изложено у поглављу 5.1.1, Sgmns вагон за превоз контејнера је направљен реконструкцијом Gas вагона. Gas вагон представља основу Sgmns вагона и мерењем угиба постоља Gas вагона, када је постављен на местима бочних клизача, утврђено је да оквир у слободном стању има угиб од 7 mm (слика 5.5).

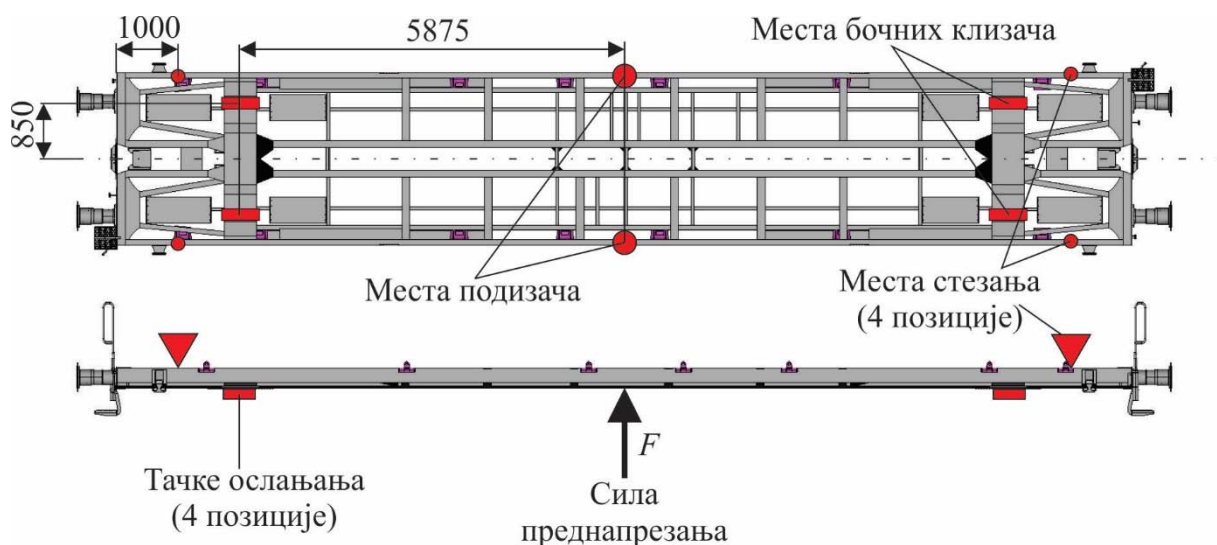


Слика 5.5 Угиб постоља Gas вагона

У складу са прописима TSI стандарда, Анекс YY.2. [6] и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 6.2.2.1 [7], поред критеријума да максимални напон не сме да буде већи од дозвољеног, критеријум који треба да задовољи свака вагонска конструкција је да максимални угиб

постоља не сме да буде већи од 3‰ размака сворњака обртних постоља. У складу са техничким карактеристикама Sgmns вагона, датим на слици 5.1, максимални угиб на половини растојања између обртних постоља не сме да буде већи од 35 mm. Прелиминарни прорачуни пројектоване конструкције показали су да ће на половини растојања обртних постоља вертикално померање услед максималног вертикалног оптерећења бити веће од 35 mm. Због тога неопходно је поништити иницијални угиб постоља Gas вагона, приказан на слици 5.5. У циљу да, након процеса монтаже распињаче, вертикално померање на половини растојања обртних постоља услед максималног вертикалног оптерећења, буде у дозвољеним границама, неопходно је пре процеса монтаже, остварити предугиб од 28–30 mm постоља изворне конструкције.

Да би се оставрио предугиб од 28–30 mm постоља изворне конструкције, постоље се поставља у специјано конструисани алат за савијање. Постоље се поставља тако да се ослања на 4 позиције и то на местима бочних клизача. Тако постављено постоље се стеже преко стандардног профила UNP300, са обе стране. На средини постоља, са обе стране профила подужног носача постављају се подизачи. На местима постављених подизача, на средини постоља, делује се силом преднапрезања све до остваривања предугиба од 28–30 mm (слика 5.6).

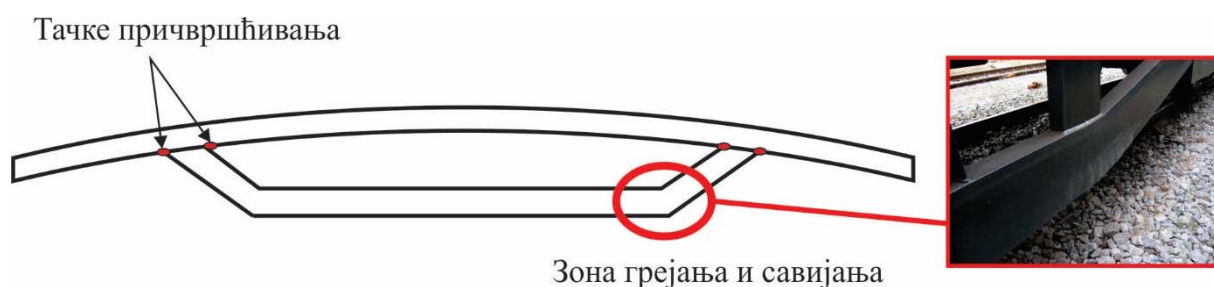


Слика 5.6 Место деловања силе преднапрезања постоља

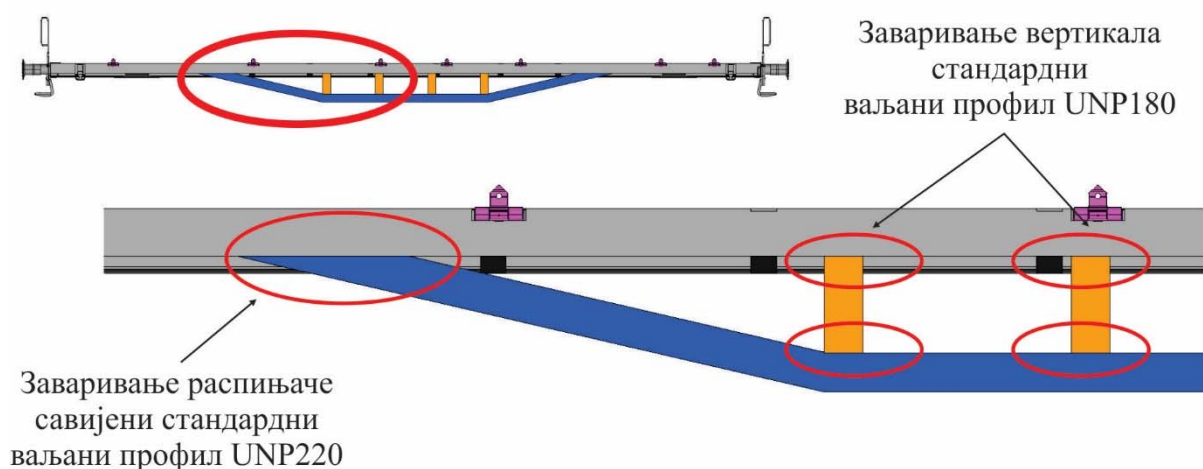
Након остваривања жељеног предугиба, делови распињаче се причвршћују за главно постоље вагона (слика 5.7) у неколико фаза. На слици 5.7 види се да се главни профил распињаче састоји из хоризонталног и два савијена дела. Распињача није цела изведена као заварена конструкција, већ је њен главни део комад стандардног ваљаног профила UNP220, који је савијен на два места. Савијање профила распињаче се врши тако што се зоне савијања греју са два бренера (број 8) и тако загрејане зоне савијају у алату специјално конструисаним за ову намену [83]. Температура која се остварује приликом загревања и савијања профила распињаче није мерена. Зона загревања, приказана на слици 5.7, је максимално 200 mm у

доњем делу профила распињаче, док се у горњем делу профила распињаче та зона креће максимално до 50 mm . Савијање распињаче се врши преко алата специјално конструисаног за ту сврху. Савијање профила распињаче се изводи у 10 тачака, са леве и са десне стране наизменично, због равномерног загревања (да не дође до истезања профила).

Након причвршћивања профила распињаче постоље се ослобађа силе преднапрезања и мери се остварени угиб постоља. Према мерној листи угиб постоља за који је причвршћен профил распињаче мора да буде у границама од 0 – 7 mm . Након мерења угиба и потврде да је угиб у жељеним границама приступа се заваривању профила распињаче (слика 5.8).



Слика 5.7 Место причвршћивања профила распињаче за горњи део постоља

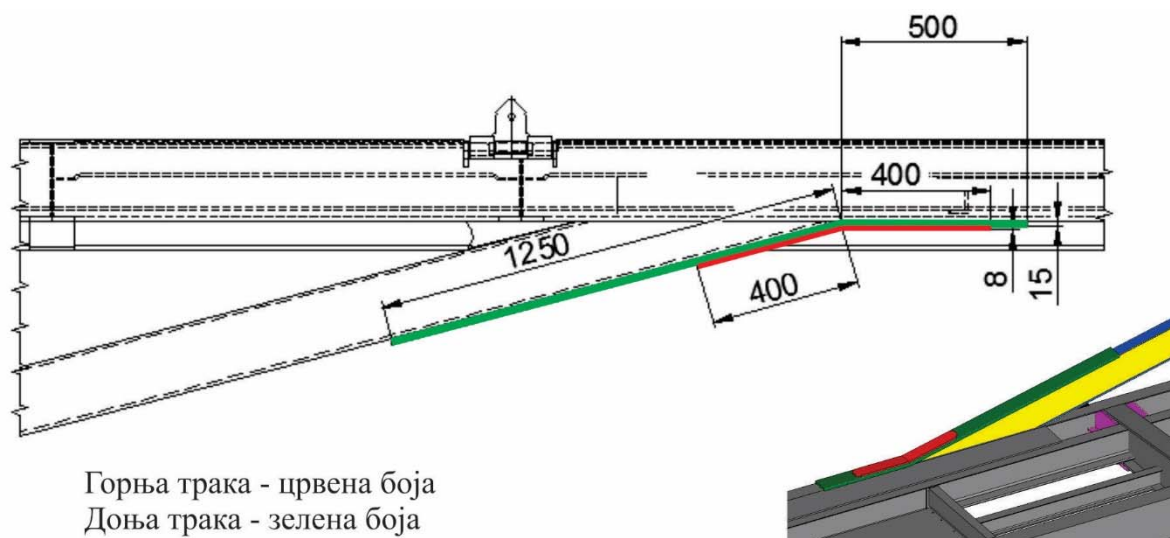


Слика 5.8 Место заваривања профила распињаче и заваривање вертикала од UNP180

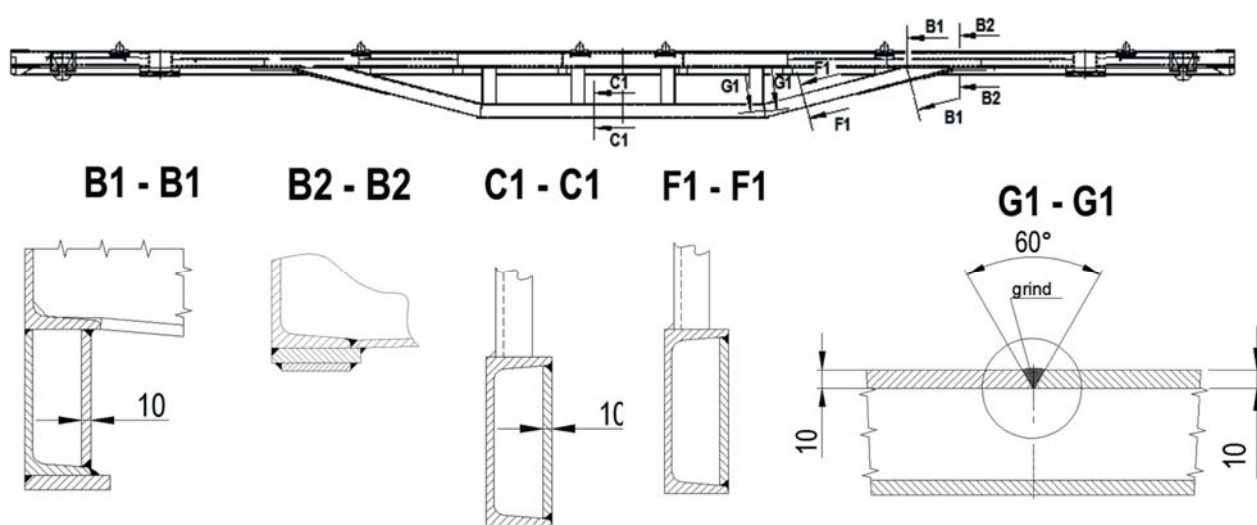
Профил распињаче се прво заварује само са спољне стране. Након заваривања профила распињаче са спољне стране се постављају и заварују вертикале израђене од стандардних ваљаних профила UNP180 дужине 450 mm , а скраћене на ширину од 39 mm . Материјал вертикалних профила распињаче је S355J2+N.

Након заваривања вертикалних профила, заварују се ојачања: горња трака дебљине 15 mm , ширине 85 mm и дужине 1750 mm и доња трака дебљине 8 mm , ширине 70 mm и дужине 600 mm . Обе траке су у квалитету материјала S355J2+N (слика 5.9 и слика 5.10 детаљ В1 – В1 и детаљ В2 – В2) [84], [85].

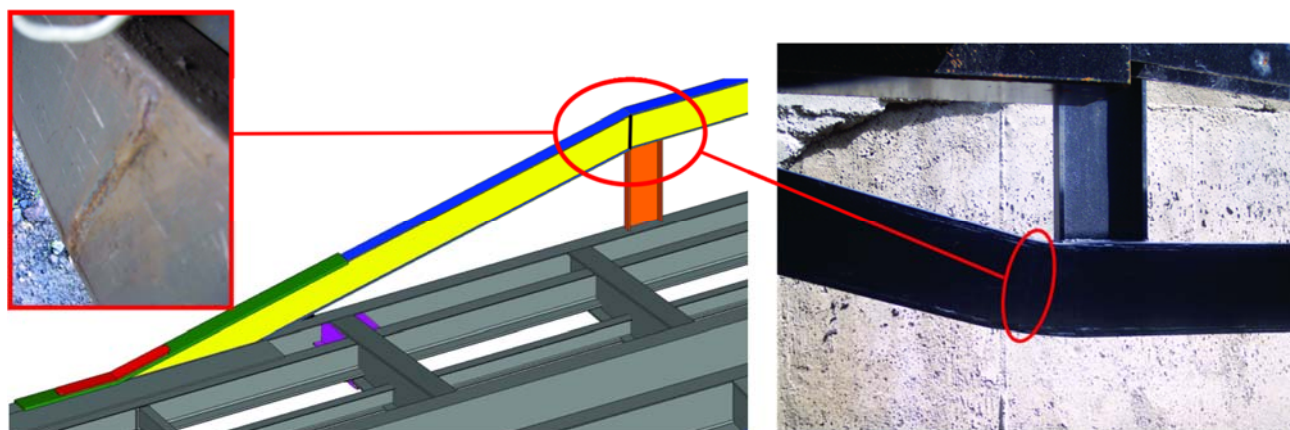
Након овог заваривања постоље се вади из алата и пребацује у други алат (тзв. окретаљка) где се профил распињаче, вертикални профили и ојачања заварују са унутрашње стране. После заваривања профила распињаче, вертикала и трака за ојачање са унутрашње стране, за изворни део конструкције, приступа се затварању савијеног профила распињаче лимом дебљине 10mm у квалитету материјала S235JRG2. Поступак заваривања покривног лима за профил распињаче приказан је на слици 5.10 детаљи C1–C1 и F1–F1 [84], [85]. Покривни лим за попуњавање профила распињаче прати геометрију савијеног профила и састоји се из три дела који се међусобно заварују. Заварени спој којим се спајају укошени делови са хоризонталом лима за попуњавање профила распињаче приказан је на сликама 5.10 детаљ G1–G1 и 5.11 [84], [85].



Слика 5.9 Заваривање профила помоћу трака



Слика 5.10 Извод из техничке документације заваривања распињаче

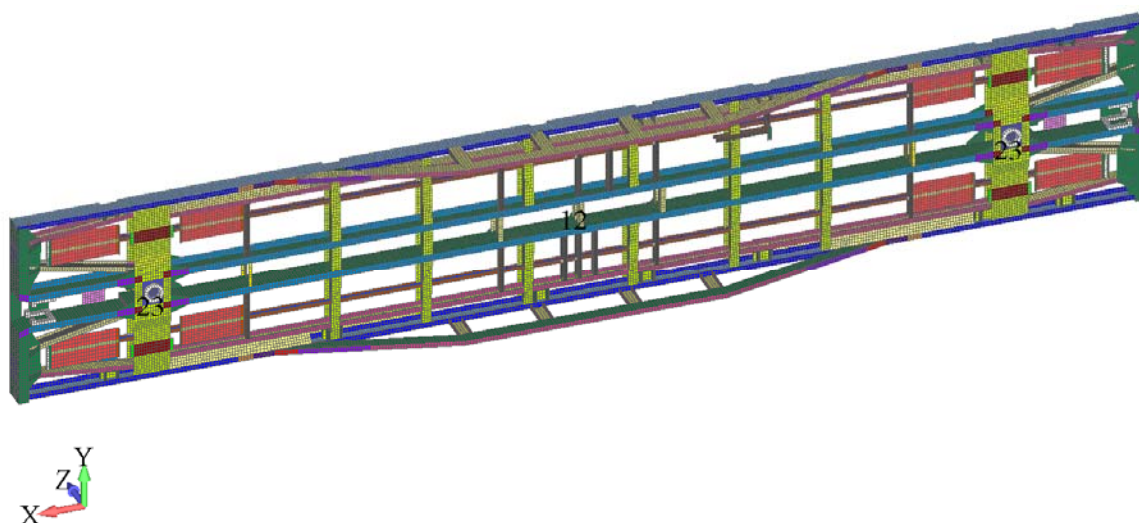


Слика 5.11 Заварени спој који спаја плоче лима за попуњавање профила распињаче

Због чињенице да је сам процес монтаже распињаче сложен и да постоје операције које у самој распињачи изазивају заостале напоне, неопходно је симулирати и извршити прорачун заосталих напона. Тек након утврђивања заосталих напона, као последице технологије израде у току реконструкције самог вагона, приступа се прорачунима статичке и заморне чврстоће у складу са стандардима у области вагонске индустрије.

5.1.4 Опис модела и врсте оптерећења

Вагон је моделиран коришћењем програмског пакета Femap [86], док је анализа методом коначних елемената урађена у програмском пакету ПАК [3], [28]. У складу са врстом конструкције, за креирање мреже коначних елемената коришћени су елементи љуске одговарајућих дебљина (трочворни и четворочворни елементи) и 3Д елементи за моделирање ослоних плоча, растеретног прстена и вучне спреме.



Слика 5.12 Модел коначних елемената вагона са одговарајућим граничним условима

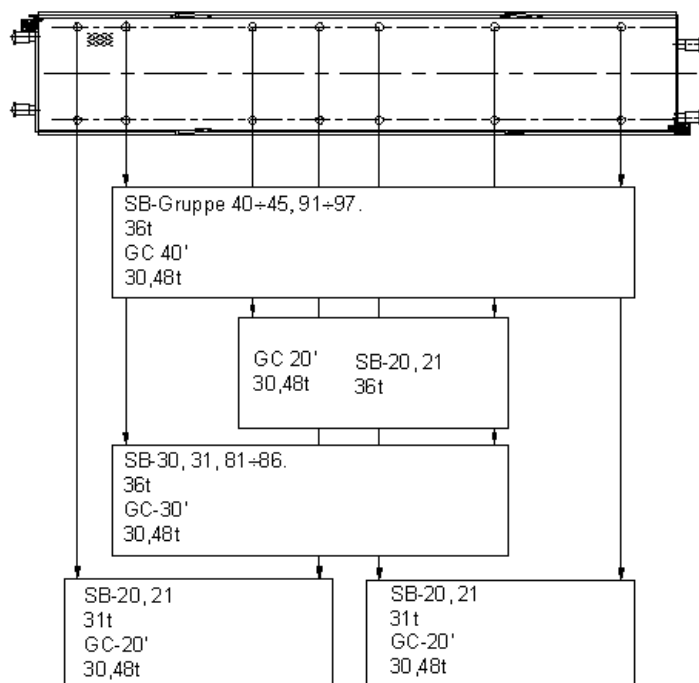
Конструкција је детаљно моделирана са 53735 елемената и 56620 чворова, тако да се при прорачунима решава систем од око 300000 једначина. Просечна величина елемента је 40 mm. Модел коначних елемената вагона без обртних постоља приказан је на слици 5.12. Различите дебљине елемената љуске приказане су различитим нијансама боје. На месту споја обртних постоља и растеретног прстена коришћени су гранични услови тако да симулирају понашање сферног зглоба.

У складу са TSI стандардом, Клаузуле 4.2.2.3.1 - 4.2.2.3.3 [6], дефинисани су случајеви оптерећења који се користе приликом пројектовања и испитивања теретних вагона:

- Неуобичајена - екстремна оптерећења, која покривају: хоризонтална оптерећења, максимално вертикално оптерећење, комбинације оптерећења, подизање и ослањање и друга неуобичајена - екстремна оптерећења;
- Радна (динамичка) оптерећења – Провера заморне чврстоће.

Вагон типа Sgmns је категорије F-II (вагони код којих је забрањено отпуштање вагона и налетање на вагон) према British Standard (BS EN 12663-2:2010), Клаузула 5.1 [7]. За све случајеве неуобичајених - екстремна оптерећења вагона, максимална вредност напона мора бити мања од дозвољеног напона и треба да испуни захтеве који су дефинисани BS EN 12663-2:2010 Клаузула 6.2.2.1 [7].

Хоризонтална оптерећења дефинисана су у TSI стандарду, Клаузула 4.2.2.3.2.1 [6], и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.2, Табеле 1-4 [7].



Слика 5.13 Шема вертикалних оптерећења услед контејнера (GC) и замењивих судова (SB)

Вертикална оптерећења за вагоне намењене за превоз контејнера и измењивих судова, у чију групу спада и реконструисани Sgmns вагон, дефинисани су у складу са UIC стандардима. Шема свих случајева вертикалних оптерећења услед контејнера и замењивих судова приказана је на слици 5.13. Оптерећења услед замењивих судова у складу су са стандардом UIC 592-4, тачке 1.1.1.1 и 1.1.1.2 [87]. Висине замењивих судова који се могу превозити у свакој земљи дефинисане су у складу са стандардом RU (UIC 592-4 [87]). Типови контејнера су дати у складу са стандардом UIC 592-2, тачка 2.3 [88].

Стандарди TSI [6] и BS EN 12663-2:2010 [7] прописују анализе комбинација вертикалних и хоризонталних оптерећења. Комбинације оптерећења су дефинисане TSI стандардом [6] и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.3.3, Табела 9 [7].

Оптерећен вагон мора издржати потпуно или делимично подизање на местима за подизање дефинисаним у TSI стандарду [6] и BS EN 12663-2:2010 [7]. Подизање на једном крају вагона на прописаним местима за подизање дефинисано је у TSI стандарду [6], Клаузула 4.2.2.3.2.4 и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.3.2, Табела 7 [7]. Подизање целог вагона на прописаним местима за подизање дефинисано је у TSI стандарду [6], Клаузула 4.2.2.3.2.4 и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.3.2, Табела 8 [7].

Радна (динамичка) оптерећења дефинисана су TSI стандардом [6], Клаузула 4.2.2.3.3 и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.5.1, Табела 14 [7]. Дозвољене граничне вредности напона за статичко тестирање којим се симулира заморна чврстоћа, које су дефинисане за минимум 2 милиона константних амплитудних циклуса у Eurocode 3: Део 1.9 [8], су дате у табели 4.2, поглавља 4.2.2. За већину конвенционалних вагона, оптерећење дефинисано у Табели 14 стандарда BS EN 12663-2:2010 [7] сматра се довољним да представља оптерећење на проверу заморне чврстоће. Оптерећење при прорачуну заморне чврстоће дефинисано је у складу са TSI стандардом, Анекс CC [6]. Динамичко оптерећење се узима у опсегу $\pm 30\%$ максималног вертикалног статичког оптерећења.

За све случајеве оптерећења коришћена је линеарна статичка анализа. За све структурне елементе модела за материјал су узети конструктивни челици S235JRG2 (напон течења 235 МПа и затезна чврстоћа 360 МПа), S275JR (напон течења 275 МПа и затезна чврстоћа 430 МПа) и S355J2+N (напон течења 355 МПа и затезна чврстоћа 510 МПа). Материјалне карактеристике за сва три квалитета челика су исте (модул еластичности $2.1 \cdot 10^5$ МПа, густина $7.85 \cdot 10^{-6}$ kg/m³, Poisson-ов коофицијент 0.3).

5.1.5 Прорачун заосталих напона у току монтаже

5.1.5.1 Симулација монтаже распињаче

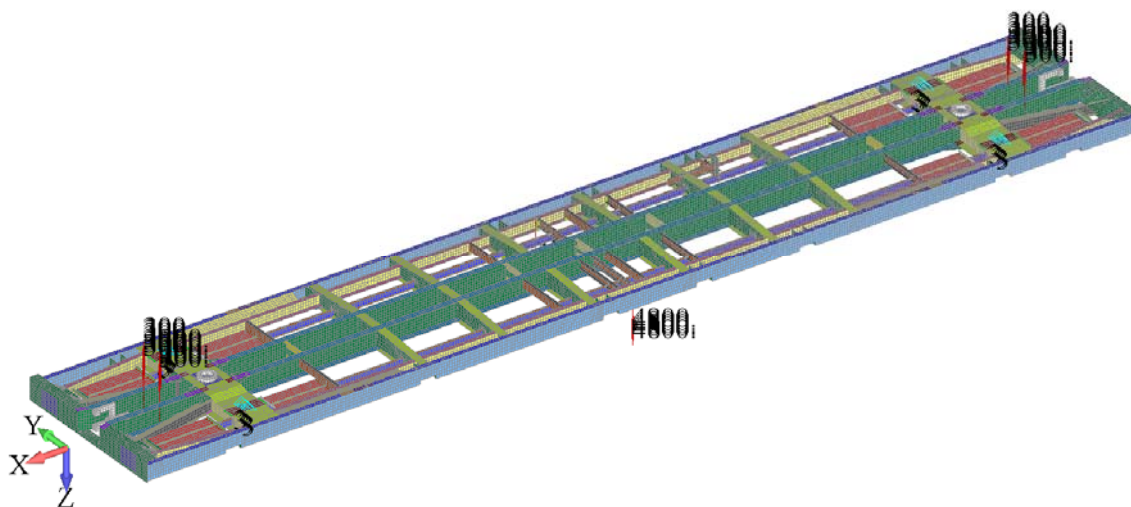
Због немогућности да се неким од комерцијалних софтвера реши овакав проблем, за потребе овог прорачуна извршена је доградња програмског пакета PAK [28]. Поменути доградња извршена је са циљем да се симулира процес монтаже и при том идентификују и региструју заостали напони који се јављају после сваке операције процеса монтаже распињаче. Доградња је урађена са циљем да се у току процеса монтаже симулира

повезивање подсклопова без напона са главним делом конструкције у којима се јављају заостали напони, који су изазвани претходним оптерећењима. Овај феномен се у коначним елементима назива „рађање“ елемената. У том случају за елементе који су тек „рођени“ њихова почетна конфигурација је у ствари конфигурација из претходне операције процеса монтаже.

5.1.5.2 Остваривање предугиба $28\div 30\text{ mm}$

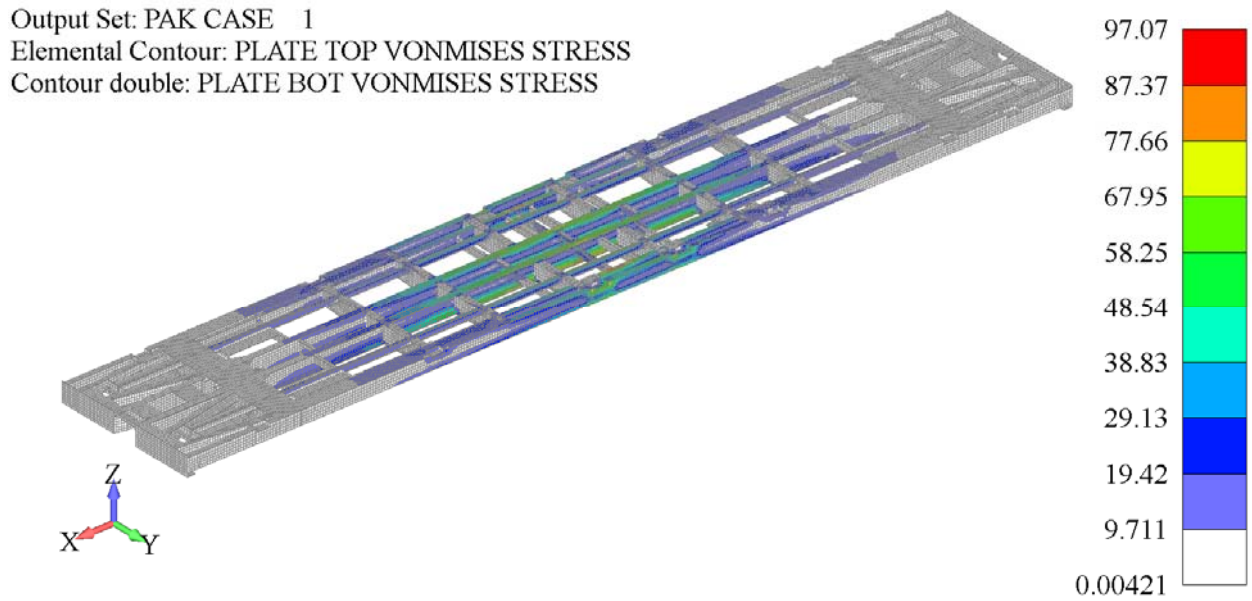
Постоље вагона се поставља у специјално конструисан алат на местима бочних клизача (4 места). Постоље се стеже преко подужног UNP300 профила. Стезање се врши са обе стране, док се на средини постоља, са обе стране подужног UNP профила, постављају подизачи, слика 5.6.

У циљу симулирања ове операције, на местима ослонаца (4 бочна клизача) ограничена су померања у вертикалном правцу. Сила преднапрезања је задата на местима стезања и местима подизања. Гранични услови и оптерећење преднапрезања МКЕ модела постоља вагона приказани су на слици 5.14.

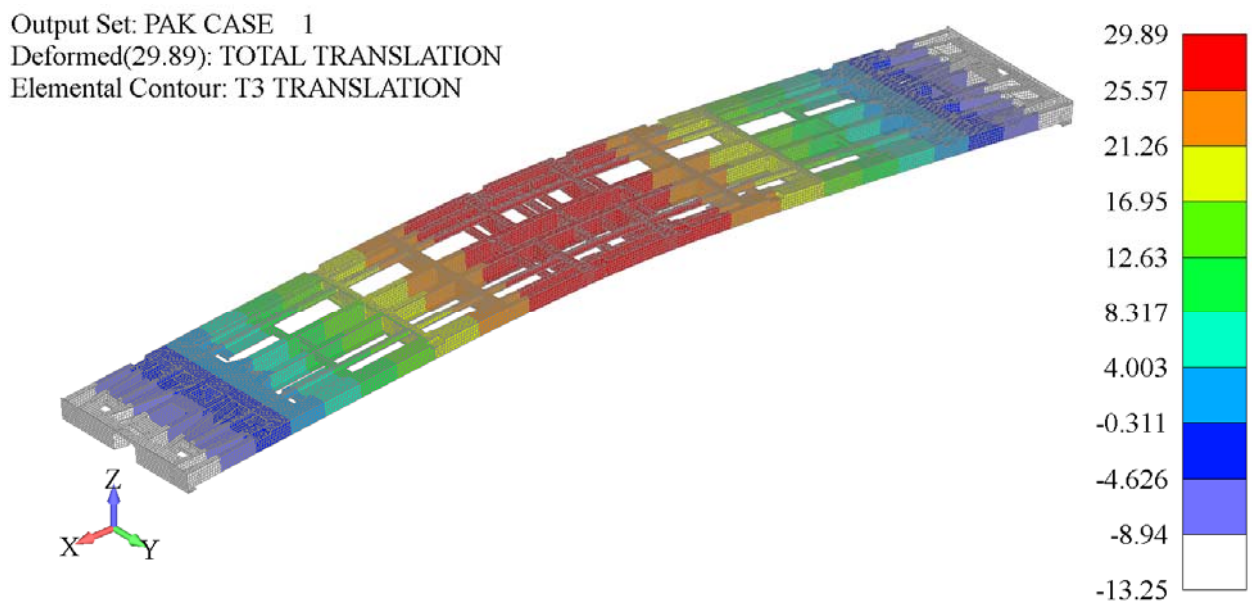


Слика 5.14 Гранични услови и оптерећења при савијању постоља

Након постављања постоља вагона у специјално конструисан алат на местима бочних клизача и стезањем квачилима, уз помоћ подизача постоље се савија на средини вагона и прави предугиб од $28\text{--}30\text{ mm}$. Поље ефективног напона на моделу приказано је на слици 5.15, док је на слици 5.16 приказано поље померања у вертикалном z-правцу.



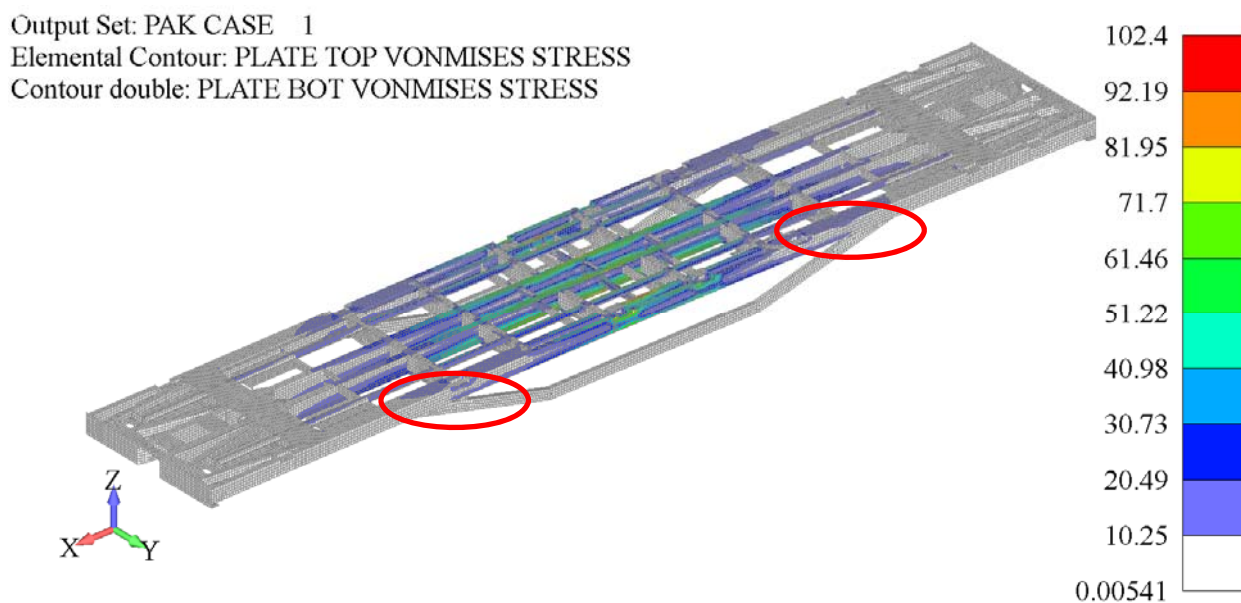
Слика 5.15 Остваривање предугиба $28 \div 30$ mm – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона



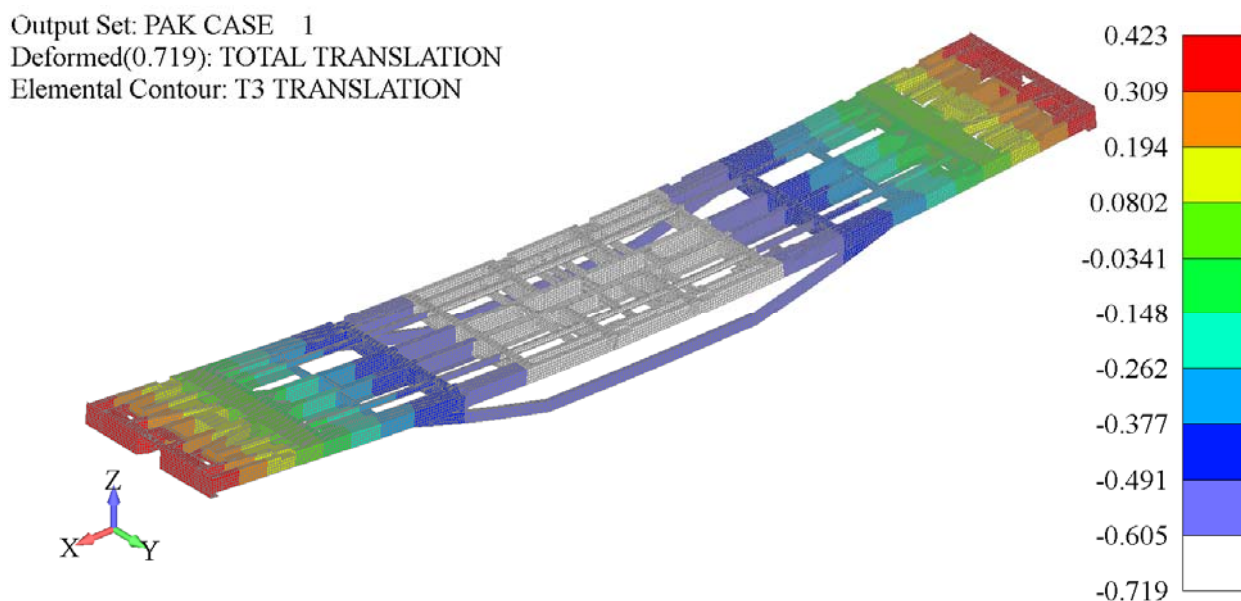
Слика 5.16 Остваривање предугиба $28 \div 30$ mm – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација

5.1.5.3 Причвршћивање профила распињаче

Након савијања постоља и остваривања предугиба профил распињаче се причвршћује за постоље. Поље ефективног напона на моделу приказано је на слици 5.17, док је на слици 5.18 приказано поље померања у вертикалном z-правцу. Сва померања приказана даље на сликама 5.18, 5.20, 5.22, и 5.25., представљају релативна вертикална померања у односу на претходну операцију монтаже распињаче.



Слика 5.17 Причвршћивање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона



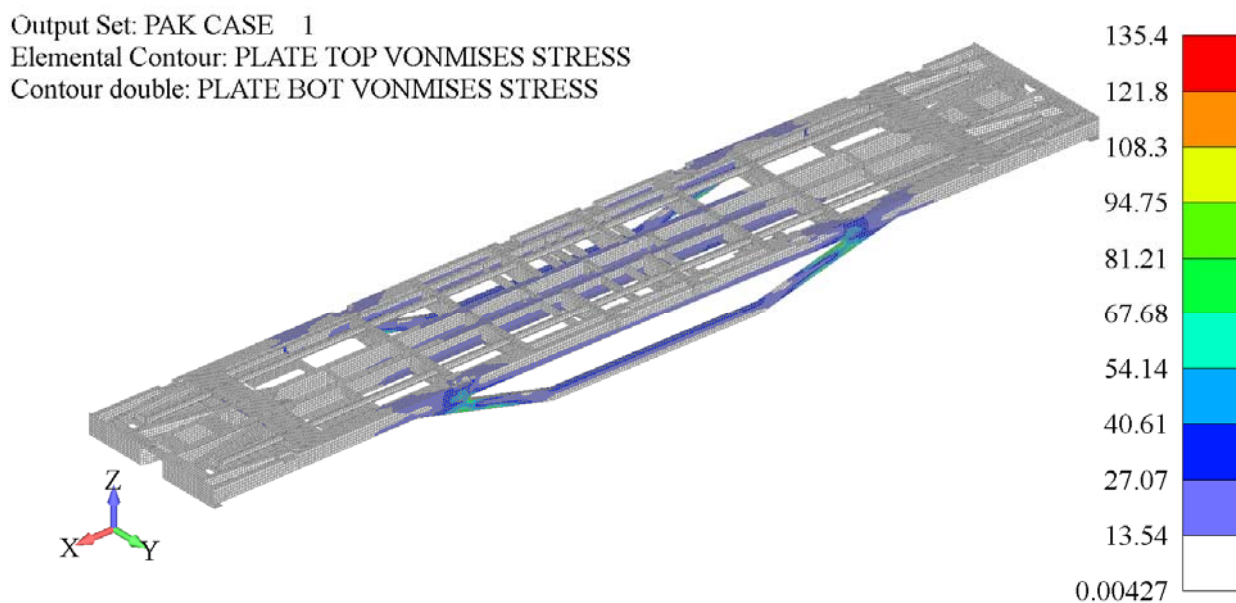
Слика 5.18 Причвршћивање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација

Поље напона је у потпуности исто као и у претходном случају што доказује да је распињача у процесу причвршћивања неоптерећена. Међутим треба напоменути да у профилу распињаче у зонама означеним на слици 5.17 постоје заостали напони настали услед савијања распињаче. За идентификацију заосталих напона у зони савијања распињаче и одређивање њихових тачних вредности неопходно је тачно познавање температуре загревања зоне савијања, слика 5.7. Поред температуре потребно је познавати и тачну геометрију алата специјално конструисаног за савијање профила распињаче, као и величину угла савијања при свакој операцији. Због недовољно података који се односе на грејање и савијање профила распињаче, нисмо били у могућности да симулирамо овај део технолошких операција.

5.1.5.4 Отпуштање постоља и заваривање распињаче

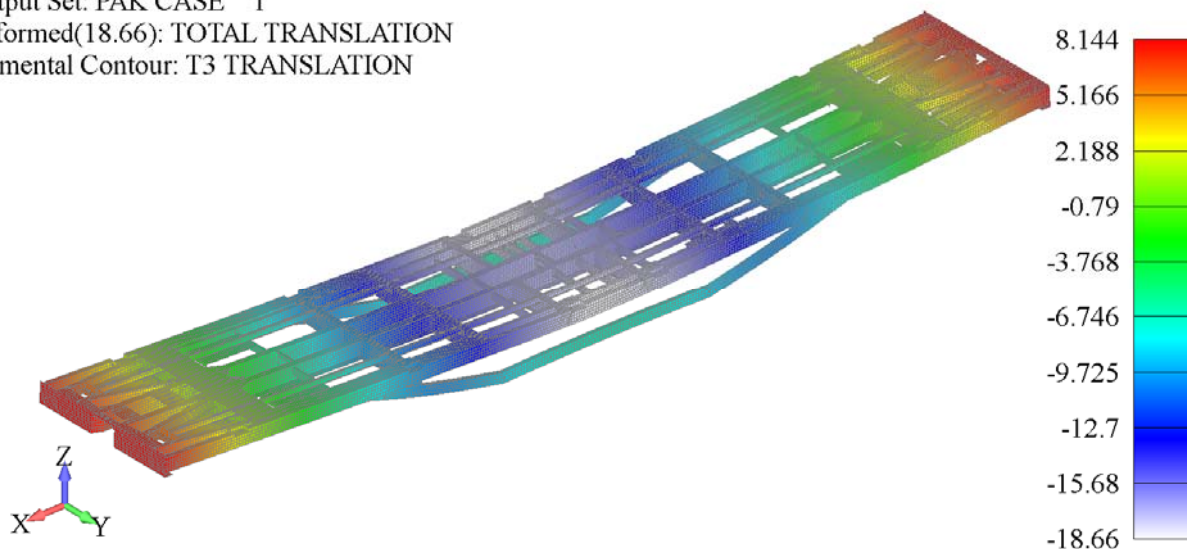
У овој операцији постоље се ослобађа силе. Профил распињаче се заварује само са спољне стране. Поље ефективног напона на моделу приказано је на слици 5.19, док је на слици 5.20 приказано поље померања у вертикалном z-правцу.

Када се од померања са слике 5.16 одузму вредности померања са слика 5.18 и 5.20 добија се да је заостало вертикално померање после отпуштања постоља $U_z=10.5\text{ mm}$.



Слика 5.19 Отпуштање постоља и заваривање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона

Output Set: PAK CASE 1
 Deformed(18.66): TOTAL TRANSLATION
 Elemental Contour: T3 TRANSLATION



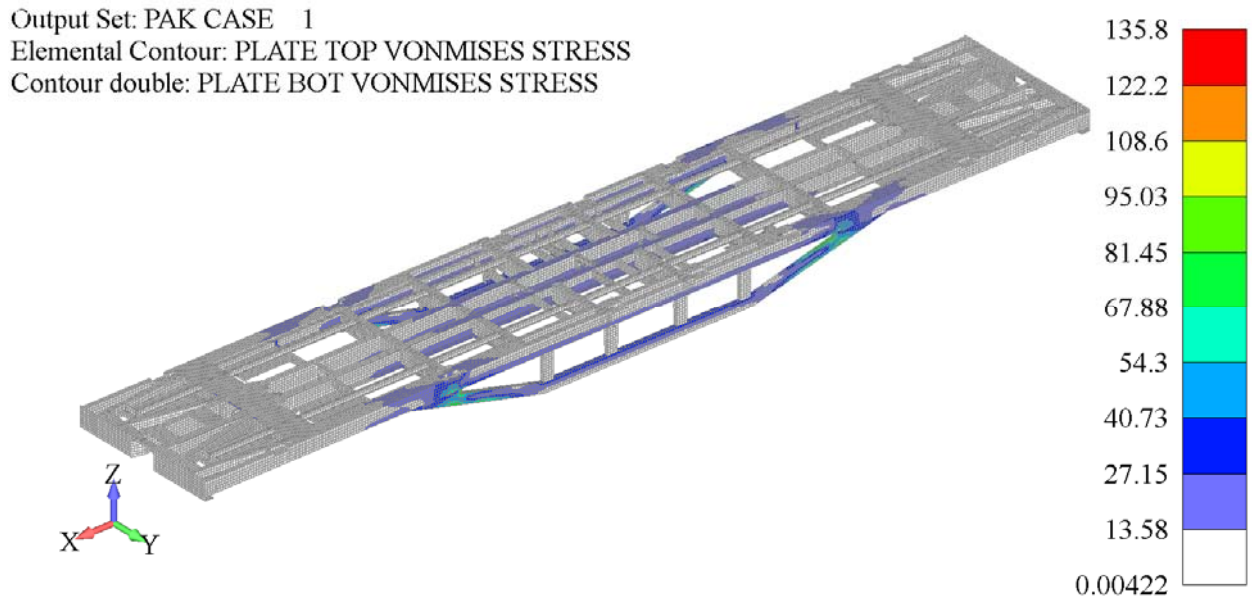
Слика 5.20 Отпуштање постоља и заваривање профила распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација

5.1.5.5 Заваривање вертикала и ојачања распињаче

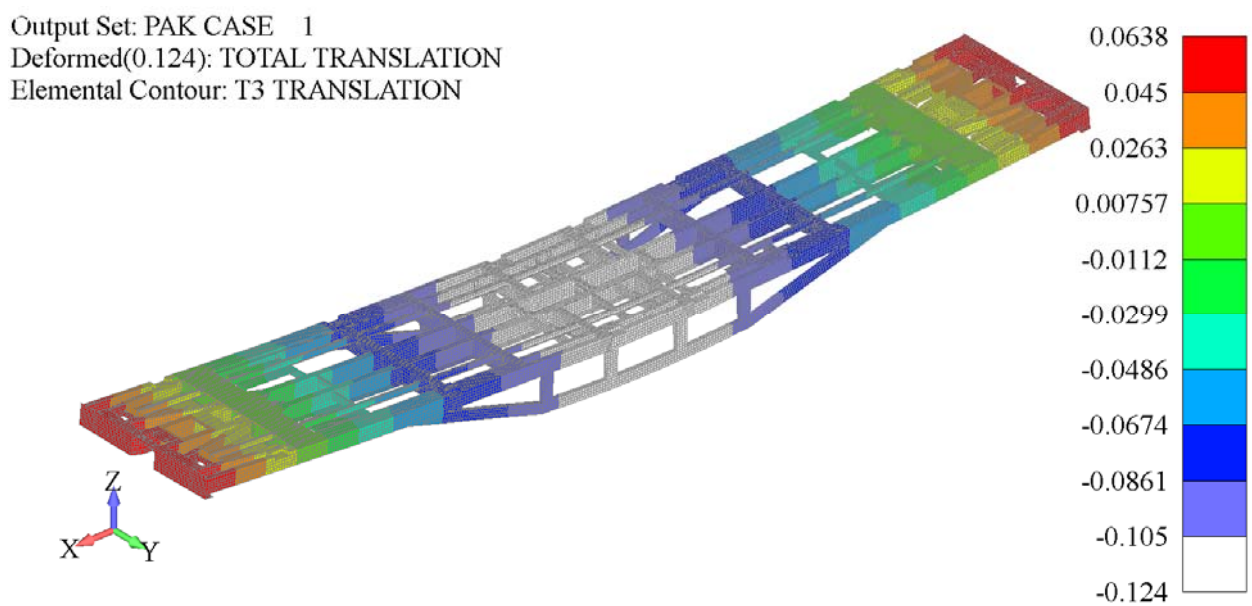
Након заваривања профила распињаче са спољне стране постављају се и заварују вертикале од UNP180 профила (слика 5.8). Након заваривања вертикала заварују се ојачања: горња трака дебљине 15 mm и доња трака дебљине 8 mm (слике 5.9 и 5.10 пресек В1- В1 и В2- В2). После овог заваривања постоље се вади из алата и пребацује у други алат где се профил распињаче, вертикале и ојачања заварују са унутрашње стране. Након тога се профил распињаче попуњава са лимом дебљине 10 mm (слика 5.10 пресек С1-С1 и F1-F1). Поље ефективног напона на новонасталом моделу приказано је на слици 5.21, док је на слици 5.22 приказано поље померања у вертикалном z-правцу. Када се од померања са слике 5.16 одузму вредности померања са слика 5.18, 5.20 и 5.22 добија се да је заостало вертикално померање после отпуштања постоља $U_z = 10.4 \text{ mm}$.

Симулацијом процеса монтаже распињаче дошло се до резултата који указују да максимални заостали напон у моделу износи 135.8 МПа и налази се на месту споја профила распињаче са основним делом конструкције. Вредност вертикалног померања на крају процеса монтаже показује да постоље има прегиб 10.4 mm и има конкавни карактер, за разлику од угиба Gas постоља приказаног на слици 5.5 које има конвексни карактер.

Резултати добијени на крају прорачуна заосталих напона у току процеса монтаже су коришћени као полаз за све случајеве оптерећења које дефинишу стандарди за испитивање теретних вагона. Анализрани су сви случајеви оптерећења, али је за детаљан приказ одабран само најнеповољнији случај оптерећења који даје највеће вредности напона.



Слика 5.21 Заваривање вертикала и ојачања распињаче – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона

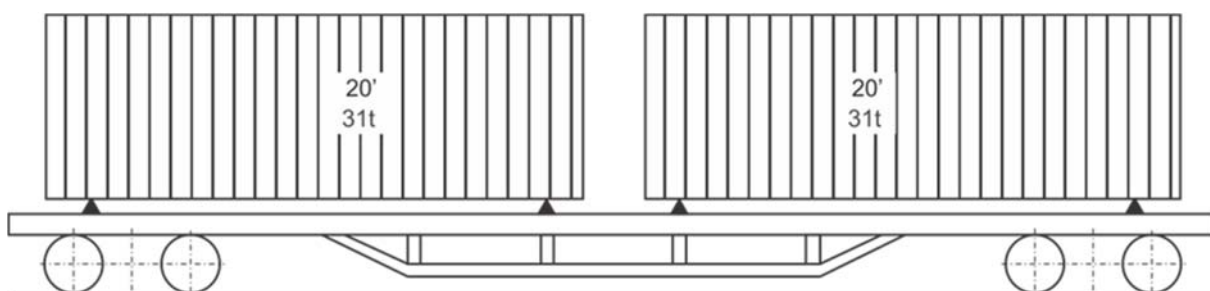


Слика 5.22 Заваривање вертикала и ојачања распињаче – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација

5.1.6 Максимално вертикално оптерећење – Вагон натоварен са два замењива суда тежине 31t на растојању од 20 стопа

Овај случај вертикалног оптерећења дефинисан је TSI стандардом [6] и BS EN 12663-2:2010, Клазула 5.2.3.1, Табела 6 (вертикално статичко оптерећење је скалирано са 1.3) [7].

У складу са стандардима UIC 592-4, тачке 1.1.1.1 и 1.1.1.2 [87] и UIC 592-2, тачка 2.3 [88], анализирани су сви случајеви вертикалних оптерећења (товарење вагона измењивим судовима и контејнерима). Анализом добијених резултата утврђено је да је најнеповољнији случај вертикалног оптерећења када је вагон натоварен са два измењива сандука тежине 31t на растојању од 20 стопа (приближно 6m) (слика 5.23), где је њихово оптерећење задато као притисак на површине плоче трнова.



Слика 5.23 Шема оптерећења вагона са два замењива суда масе 31t

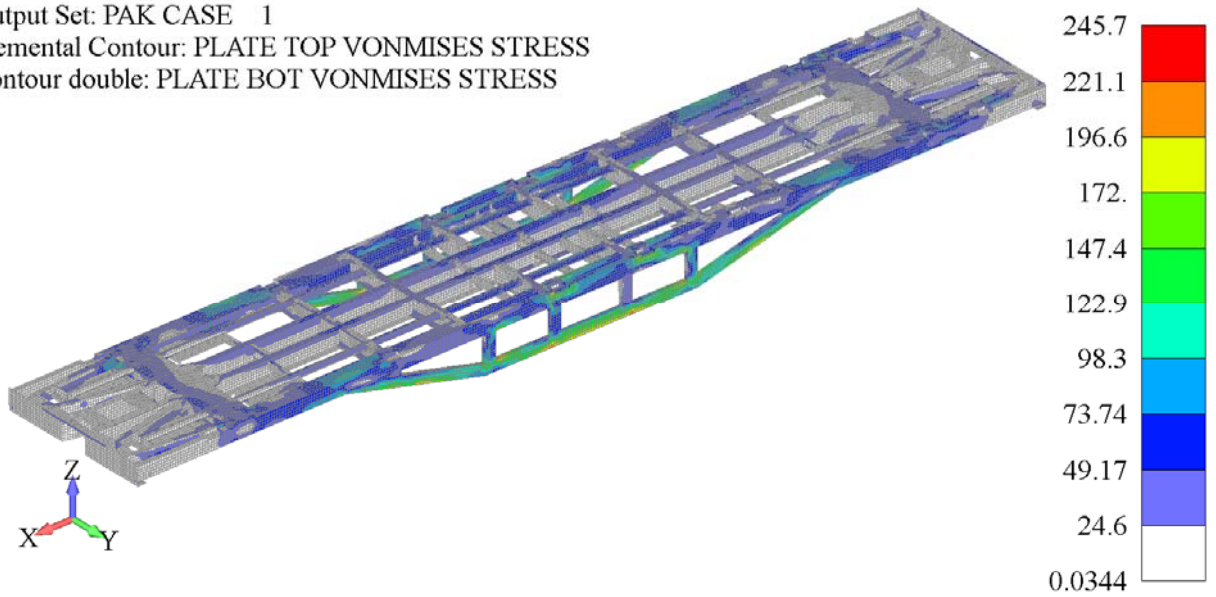
У складу са TSI стандардом, Анекс YY.2. [6] BS EN 12663-2:2010, Клазула 6.2.2.1 [7] поред критеријума да максимални напон не сме да буде већи од дозвољеног, критеријум који треба да буде задовољен је да максимални угиб постоља не сме да буде већи од 3‰ размака сворњака обртних постоља. У складу са подацима датим на слици 5.1, максимални угиб на половини растојања између обртних постоља не сме да буде већи од 35 mm.

Поље ефективног напона на моделу приказано је на слици 5.24, док је на слици 5.25 приказано поље померања у вертикалном z-правцу. Када се од померања са слике 5.16 одузму вредности померања са слика 5.18, 5.20, 5.22 и 5.25 добија се да је заостало вертикално померање после оптерећивања вагона са два замењива суда, $U_z = -23.4 \text{ mm}$.

Output Set: PAK CASE 1

Elemental Contour: PLATE TOP VONMISES STRESS

Contour double: PLATE BOT VONMISES STRESS

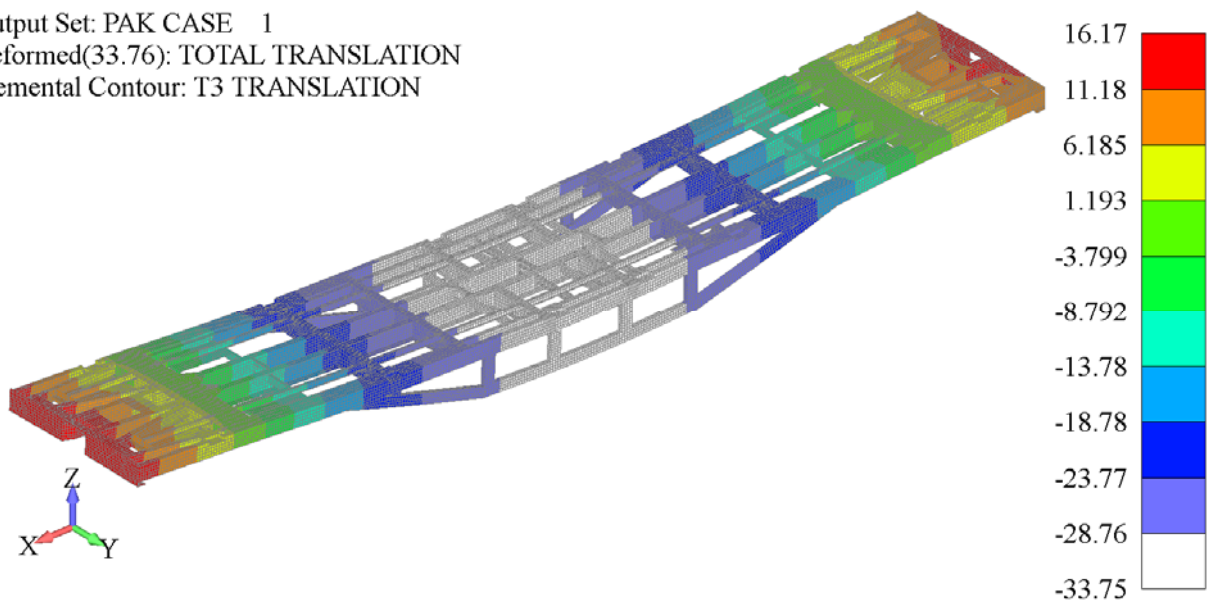


Слика 5.24 Вагон оптерећен са два замењива суда масе 31t – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона

Output Set: PAK CASE 1

Deformed(33.76): TOTAL TRANSLATION

Elemental Contour: T3 TRANSLATION



Слика 5.25 Вагон оптерећен са два замењива суда масе 31t – Резултати прорачуна – Поље померања у вертикалном z-правцу – деформисана конфигурација

5.1.7 Провера заморне чврстоће

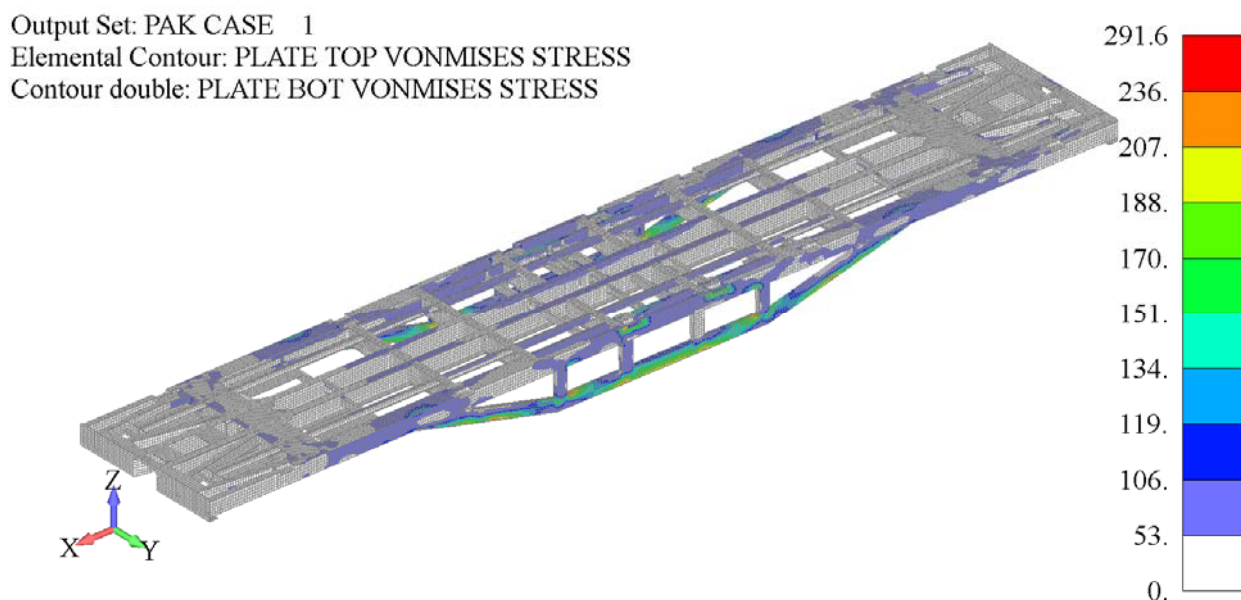
Овај случај оптерећења дефинисан је TSI стандардом [6], Клаузула 4.2.2.3.3 и BS EN 12663-2:2010, Клаузула 5.2.5.1, Табела 14. Дозвољене граничне вредности за статичко тестирање којим се симулира заморна чврстоћа, која је дефинисана за минимум 2 милиона константних амплитудних циклуса, коришћењем Eurocode 3: Део 1.9 [8], је дата у табели 4.2 поглавља 4.2.2.

За већину конвенционалних вагона, оптерећење дефинисано у Табели 14 стандарда BS EN 12663-2:2010 [7] сматра се довољним да представља оптерећење на замор. Оптерећење при прорачуну заморне чврстоће дефинисано је у складу са TSI стандардом, Анекс CC [6]. Динамичко оптерећење се узима у опсегу $\pm 30\%$ максималног вертикалног статичког оптерећења.

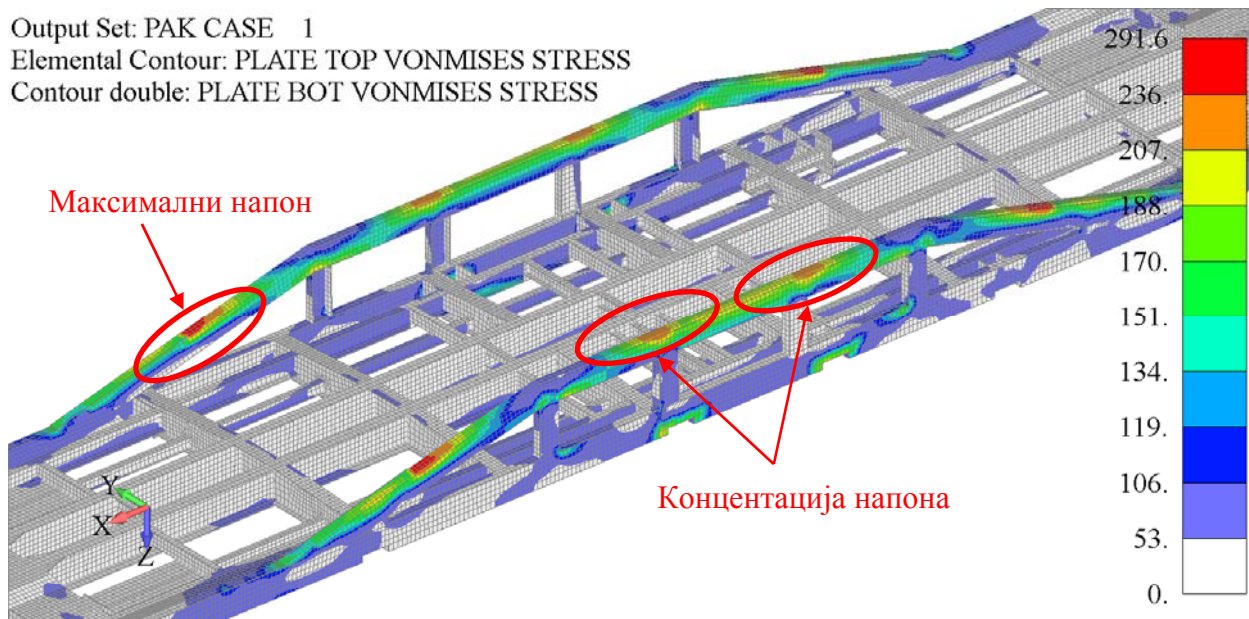
У складу са Клаузулом 6.2.3 стандарда BS EN 12663-2:2010 [7], понашање материјала услед оптерећења замора засновано је на Eurocode 3: Део 1.9 [8] као и на TSI стандарду, Анекс N [6].

На слици 5.26 приказано је поље ефективног напона на моделу. Максимална вредност ефективног напона износи 291.6 МПа, слика 5.27. Вредности напона коришћене у палети за приказивање напона на сликама 5.26, 5.27 и 5.28 су дефинисане у складу са табелом 4.2 поглавља 4.2.2.

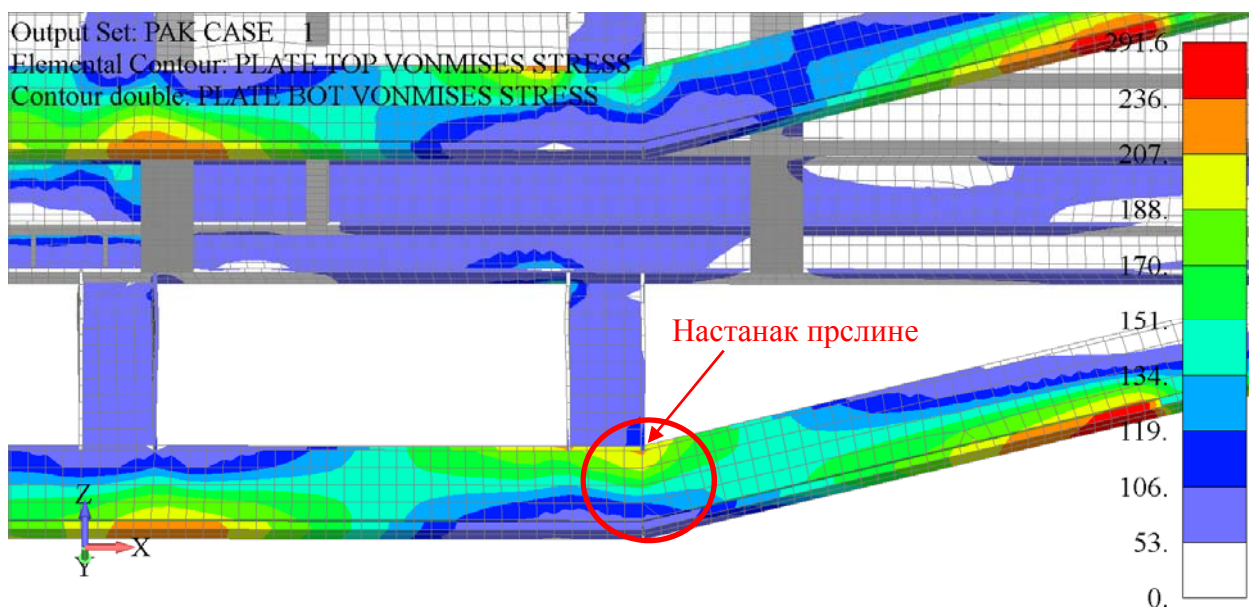
Циљ овог прорачуна је био идентификовати узроке настајања прслина на распињачи приказаној на слици 5.4. На слици 5.28 приказано је напонско поље на месту уочених прслина.



Слика 5.26 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона



Слика 5.27 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – Место максималног напона



Слика 5.28 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – Поље ефективног напона на месту уочених прслина

На основу техничке документације на месту уочених прслина налази се изведен вар на коме се спајају лимови дебљине 10mm у квалитету S235JRG2 који затварају профил распињаче, слика 5.11.

Прегледом типова заварених спојева у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [8] и на основу достављене документације о технологији заваривања уочени тип завареног споја спада у категорију заварених спојева типа 71. Овај тип завареног споја дат је у Eurocode 3: Део 1.9 [8]

у Табели 8.3 детаљ 13 (заварени спој изведен са једне стране). Извод из техничке документације технологије заваривања за овај тип завареног споја приказан је на слици 5.10 пресек G1-G1.

На основу табеле 4.2, поглавља 4.2.2. за категорију 71 заварених спојева дозвољени напон је 134 МПа. На основу прорачуна на месту завареног споја, слика 5.28, прочитан је напон од 194 МПа, што је знатно изнад дозвољеног напона датог у табели 4.2 поглавља 4.2.2., која је састављена у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [8], коришћењем Слике 7.1 и Табеле 3.1 поменутог стандарда.

Максимална вредност напона и значајније оптерећене зоне са концентрацијама напона, приказане на слици 5.27, налазе се у основном материјалу. Вредности израчунатих напона су испод дозвољених вредности за динамичку чврстоћу од 2 милиона циклуса у основном материјалу (категирија 160) приказаних у табели 4.2 поглавља 4.2.2., која је састављена у складу са Eurocode 3: Део 1.9 [8], за метод толеранције оштећења са парцијалним коефицијентом сигурности заморне чврстоће $\gamma_{Mf} = 1.15$, зато што је у питању постоље вагона.

На основу изнетих чињеница може се закључити да прслине на Sgmns вагону настају услед замора изазваног максималним вертикалним оптерећењем.

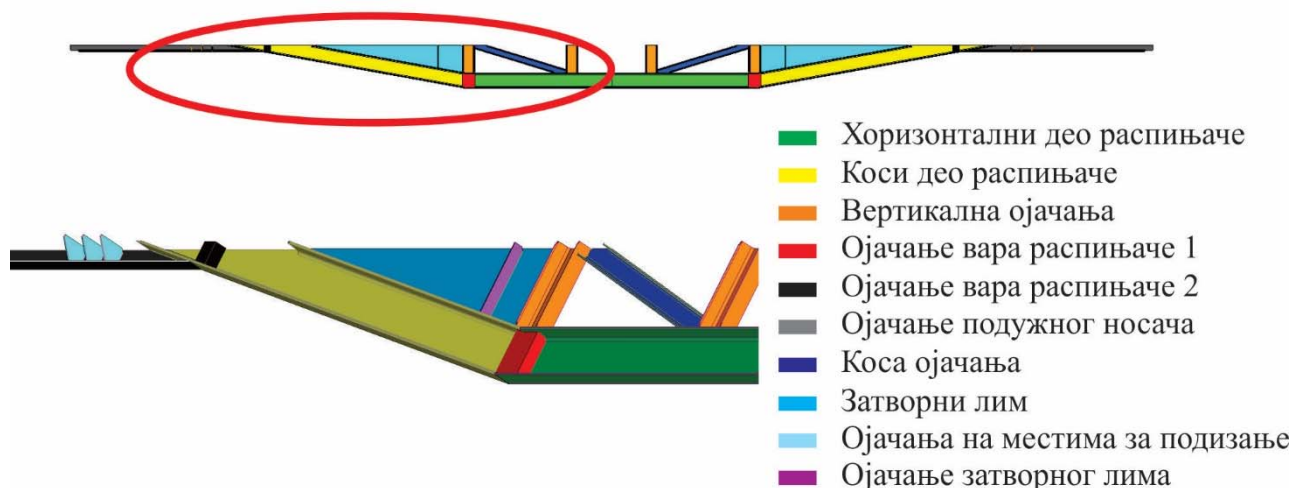
Анализом добијених резултата дошло се до закључка да досадашња распињача не задовољава критеријуме прописане стандардима и да не може да издржи прописана радна оптерећења. На местима уочених прслина потребно је поставити ојачања и поновном анализом треба потврдити да ће тако ојачана вагонска конструкција задовољити статичку и динамичку чврстоћу прописану стандардима.

5.1.8 Прорачун реконструисане распињаче

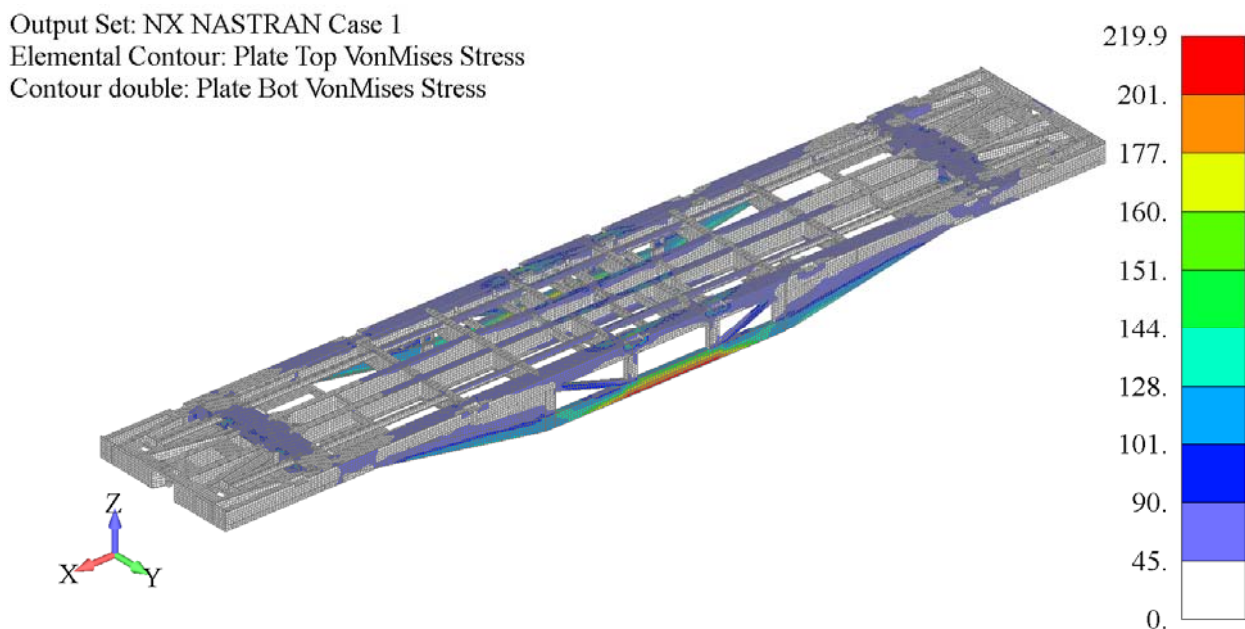
Прслине које су се јавиле на готово свим вагонима, на истим местима, доводе до закључка да је потребно конструисати нову распињачу. Предлаже се дужа распињача састављена из 3 дела, приказана на слици 5.29. Дошло се до закључка да профил распињаче не треба термопластично савијати, већ треба извести спајање хоризонталних и косих делова распињаче варовима категорије 100.

На основу ових предлога, неопходно је направити нов модел методом коначних елемената и анализама показати да вагон за превоз контејнера типа Sgmns са новопредложеном распињачом задовољава све захтеве у погледу статичке и заморне чврстоће прописане стандардима.

Резултати провере заморне чврстоће вагона за превоз контејнера типа Sgmns, са реконструисаном распињачом, за најнеповољнији случај вертикалног оптерећења (слика 5.23) приказани су на сликама 5.30 и 5.31. На сликама 5.30 и 5.31 је приказано поље ефективног напона у неколико погледа.



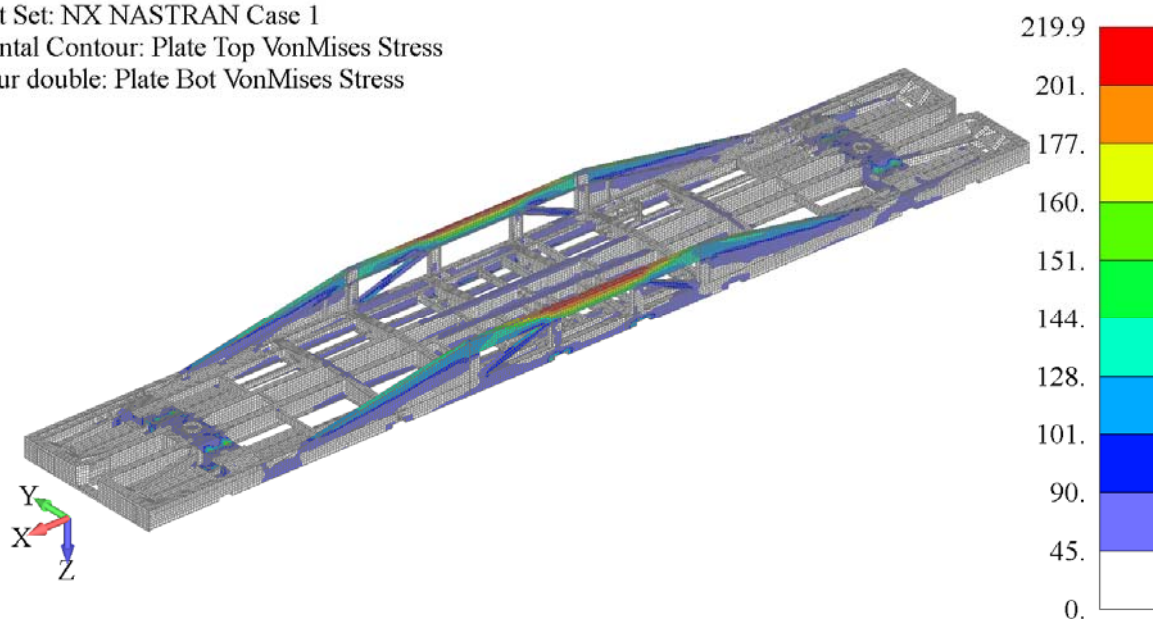
Слика 5.29 Структурни делови нове распињаче



Слика 5.30 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона – реконструисана распињача

Место максималног ефективног напона приказано је на слици 5.33 и налази се у основном материјалу распињаче, профил UNP220. Значајније оптерећене зоне, као и поље ефективних напона на местима заварених спојева реконструисане распињаче приказане су на сликама 5.32 – 5.38. Вредности напона коришћене за приказивање напона на сликама 5.30 – 5.38 дефинисане су у складу са табелом 4.2 поглавља 4.2.2, за метод безбедног животног века са парцијалним коефицијентом сигурности заморне чврстоће $\gamma_{Mf} = 1.35$ зато што је у питању постоље вагона. У табели 5.2 приказане су максималне вредности напона у завареним спојевима.

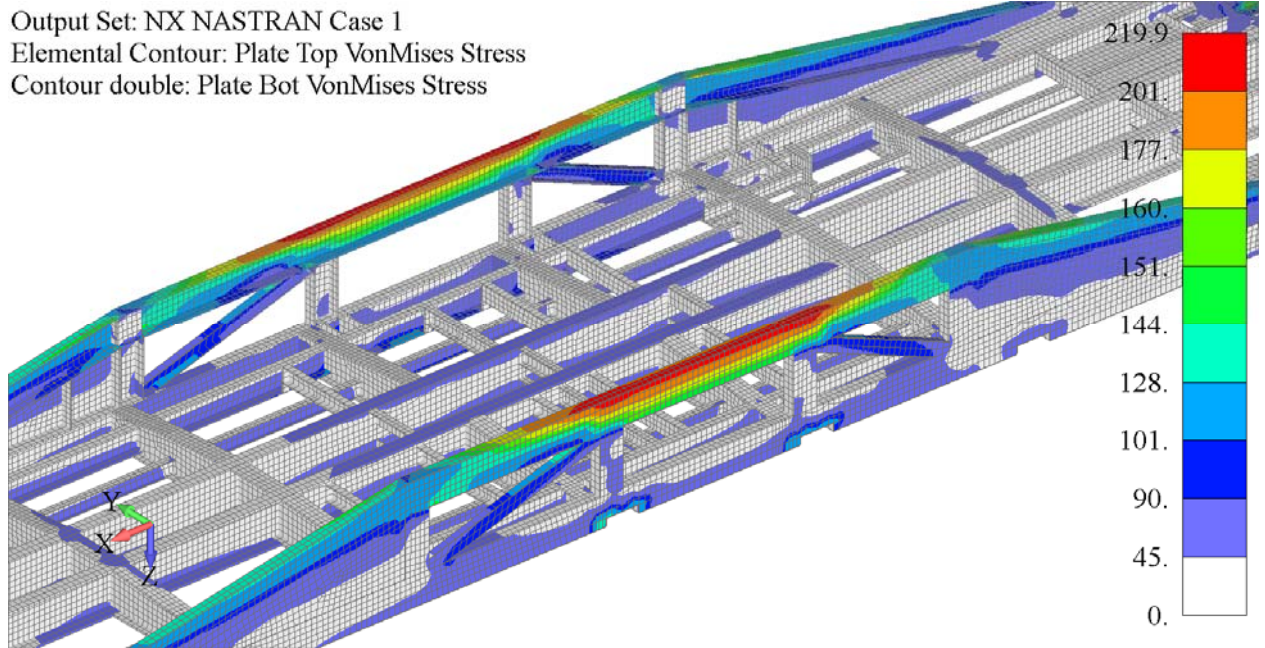
Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress



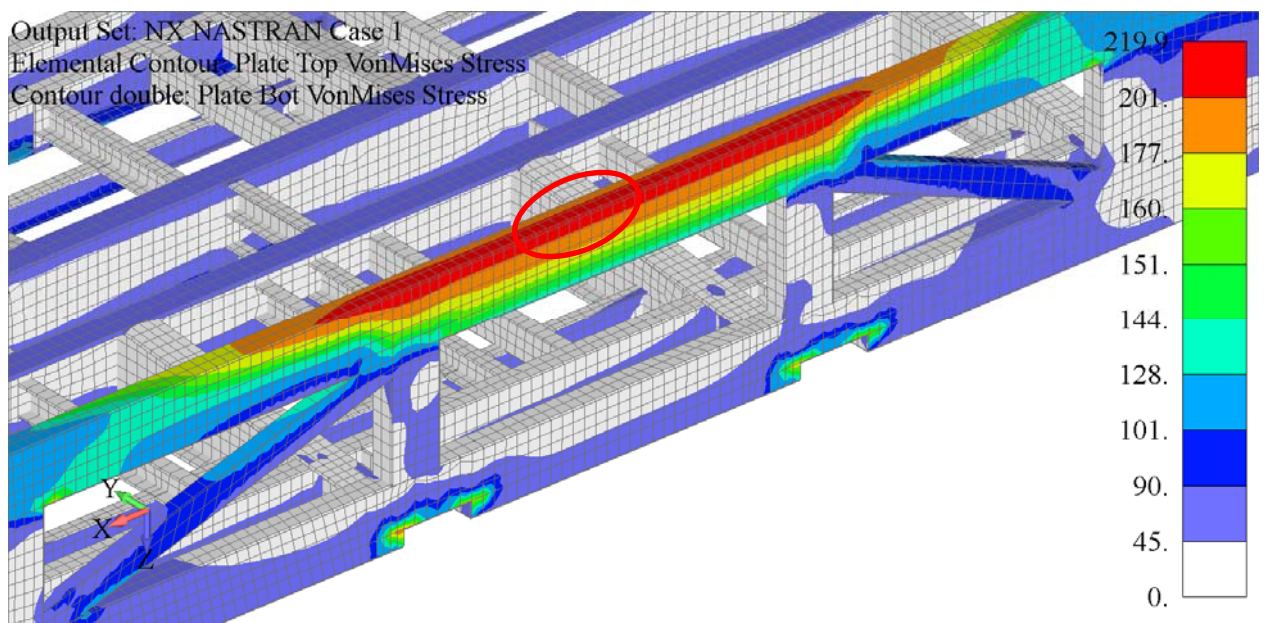
Слика 5.31 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона – реконструисана распињача

Табела 5.2 Максималне вредности напона у завареним спојевима

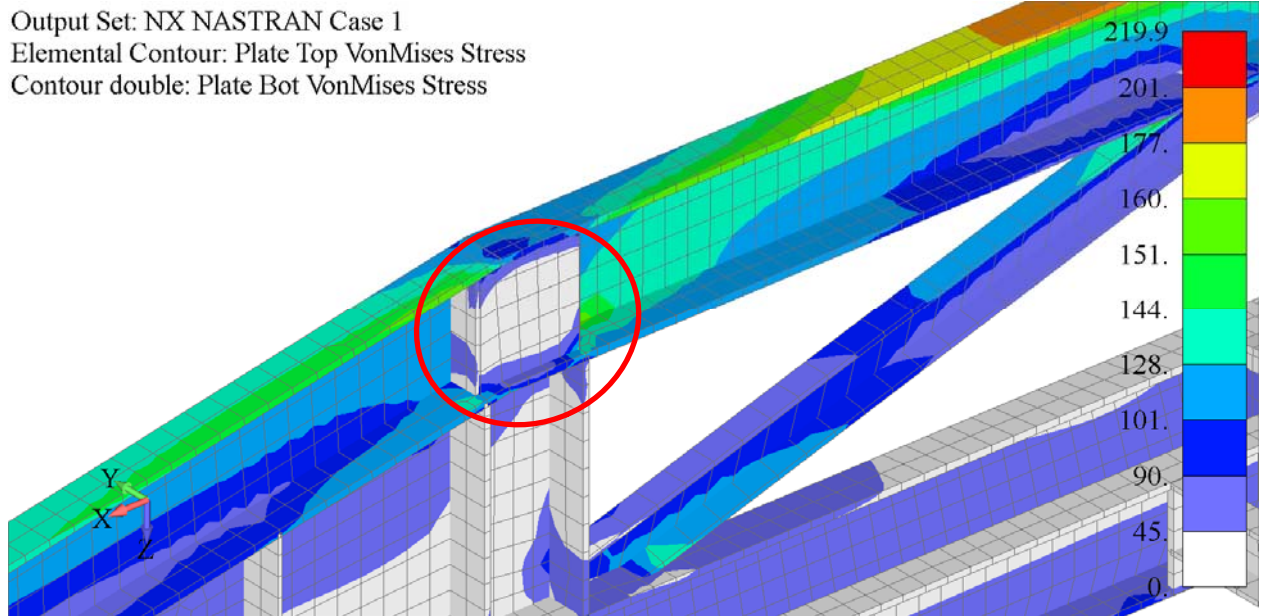
Слика	Категорија завареног споја	Табела и детаљ Eurocode 3: Део 1.9	Максимални напон [MPa]	Гранични напон за трајну динамичку чврстоћу [MPa]
5.33	160	Табела 8.1, детаљ 2	219.9	257
5.34	100	Табела 8.2, детаљ 6	149.0	160
5.35	90	Табела 8.3, детаљ 6	128.6	144
5.36	71	Табела 8.3, детаљ 13	95.6	114
5.37	100	Табела 8.2, детаљ 6	148.3	160
5.38	100	Табела 8.2, детаљ 6	132.9	160



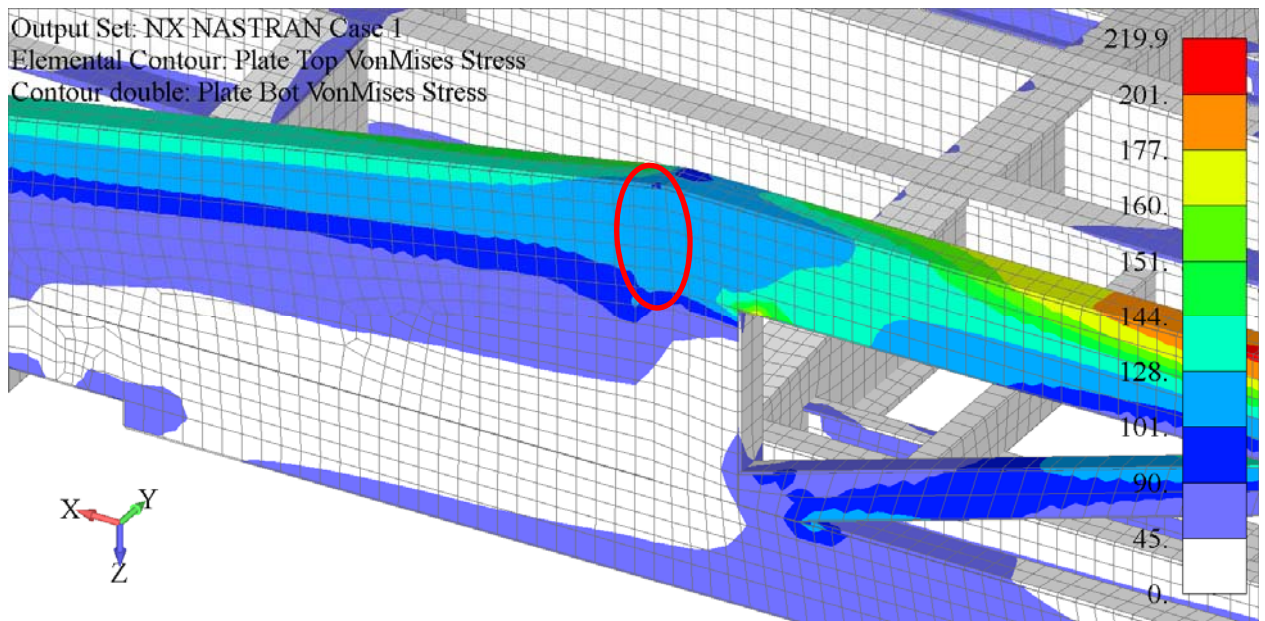
Слика 5.32 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – значајније оптерећена зона – реконструисана распињача



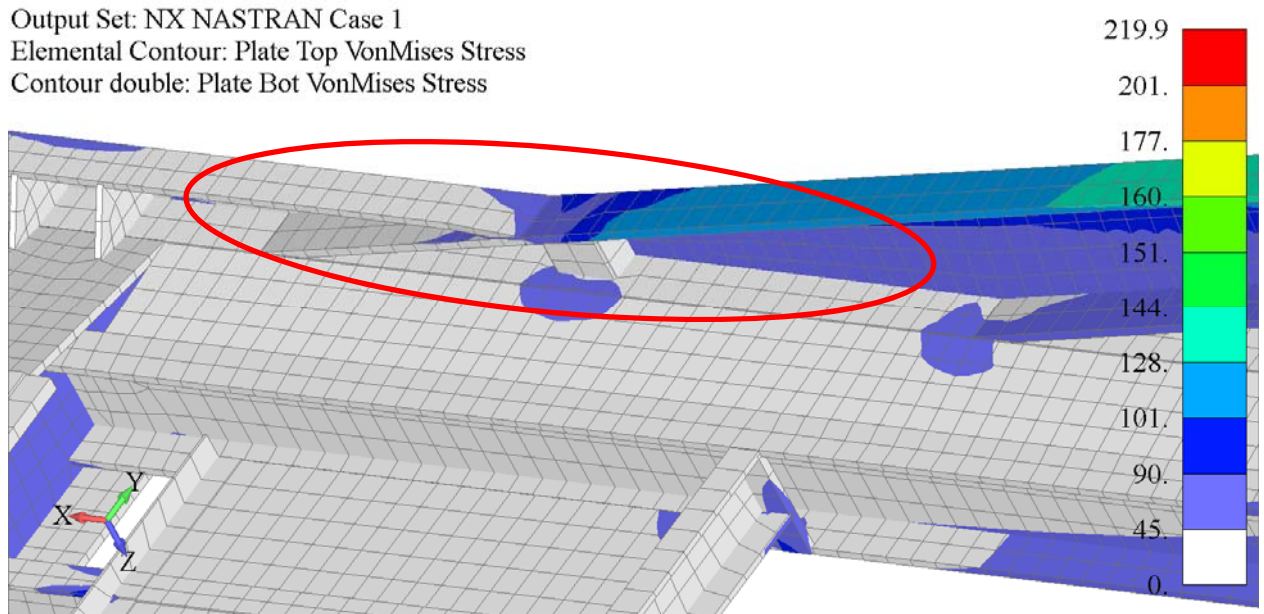
Слика 5.33 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – место максималног напона – реконструисана распињача



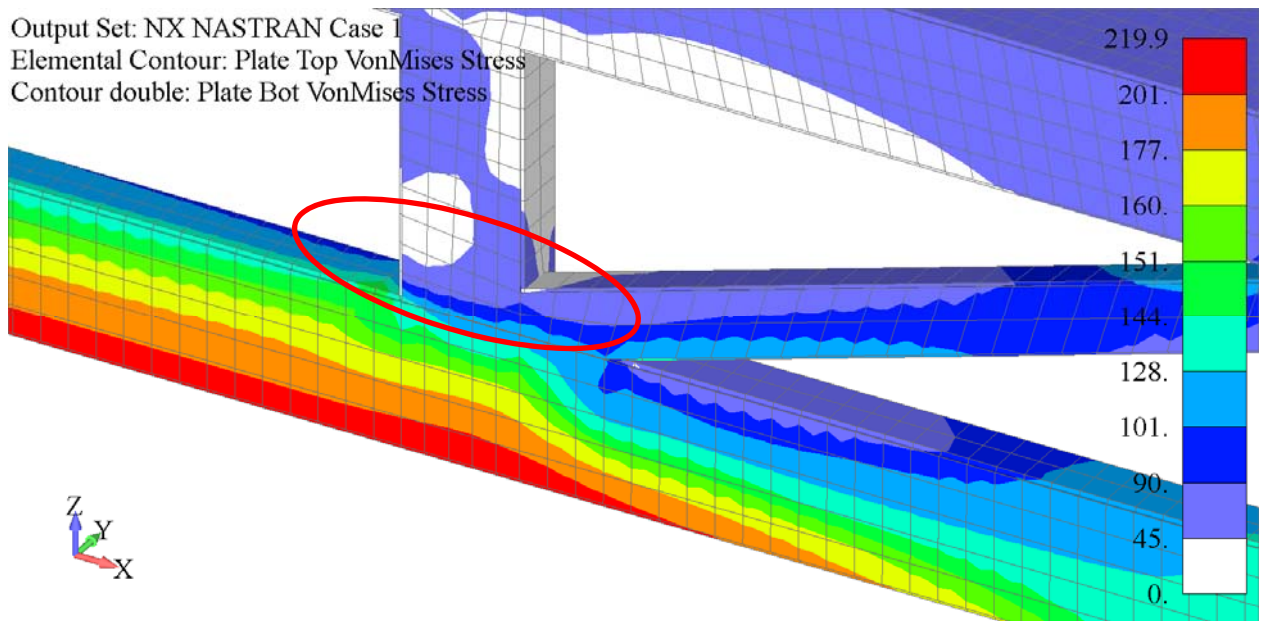
Слика 5.34 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача



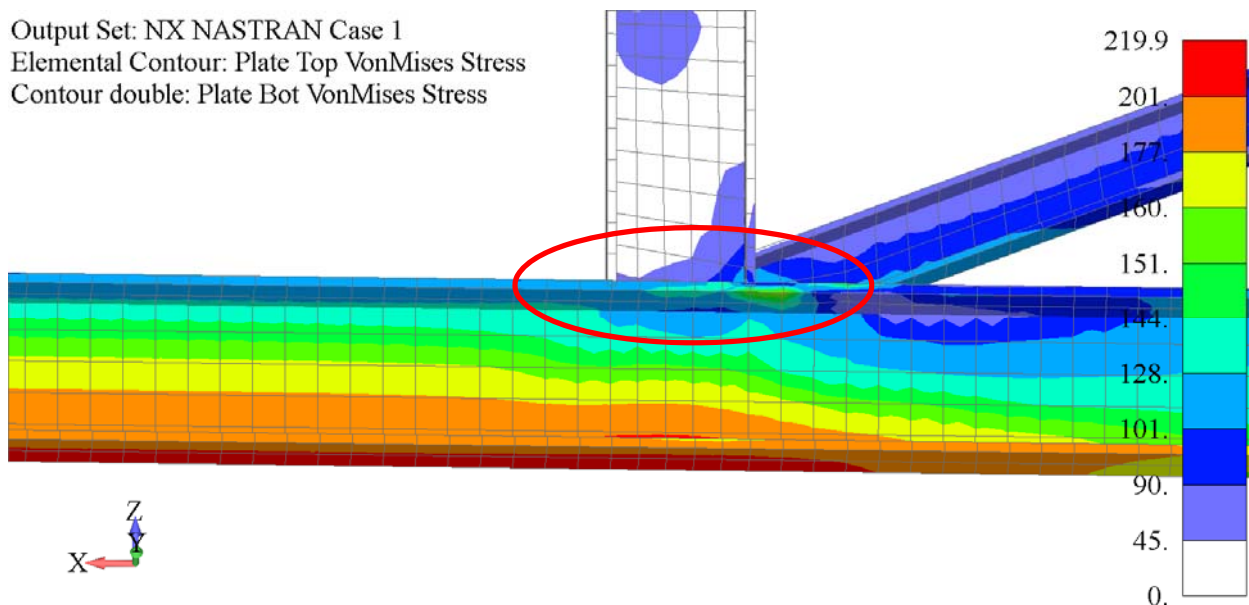
Слика 5.35 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача



Слика 5.36 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача



Слика 5.37 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача



Слика 5.38 Провера заморне чврстоће – резултати прорачуна – поље ефективног напона у зони завареног споја – реконструисана распињача

Добијени напони у конструкцији са реконструисаном распињачом су мањи од граничних напона за динамичку чврстоћу од 2 милиона циклуса за све типове заварених спојева и за основни материјал, што је у складу са захтевима Eurocode 3: Део 1.9 [8] (за метод безбедног животног века са парцијалним коефицијентом сигурности заморне чврстоће $\gamma_{Mf} = 1.35$) и TSI стандарда, Анекс N [6].

5.1.9 Упоредна анализа напона Sgmns вагона добијених мерењем и напона добијених МКЕ прорачуном

Након извршене реконструкције распињаче и израдом прототипа Sgmns вагона за превоз контејнера, извршено је тестирање, односно мерење напона помоћу мерних трака, за све случајеве оптерећења дефинисаних TSI стандардом [6] и стандардом BS EN 12663-2:2010 [7]. На основу резултата добијених МКЕ прорачуном за све случајеве статичког оптерећења постављене су мерне траке. Позиције мерних трака одабране су тако да покрију сва места на вагону где је нумеричким прорачунима добијена концентрација напона.

За упоредну анализу узет је најнеповољнији случај вертикалног оптерећења, приказан на слици 5.23. Шема Sgmns вагона са дефинисаним положајем мерних трака приказана је као додатак на крају рада (слика 8.1). Фотографије и положај мерних трака дат је на слици 5.39.



Слика 5.39 Фотографије са положајем мерних трака

Резултати приказани у табели 5.3 представљају напоне измерене приликом испитивања S_{gmns} вагона за најнеповљнији случај вертикалног оптерећења и у складу са [89].

Табела 5.3 Измерени напони у случају испитивања S_{gmns} вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 31t

Редни број мерне траке	Напони [МПа]			
	Оптерећење $1.3 \cdot 2 \cdot 30.48 \text{ kN} [\%]$			
	0	50	75	100
1	-0.2	26.1	39.3	49
2	-1	-3	2.2	2.3
3	0	11.5	16.7	22.1
4	0	27	39.6	52
5	0.2	-23	-33.8	-44.2
6	0.2	-15.9	-23	-29.5
7	-0.5	59.9	88.1	114.1
8	-0.4	45.7	67.2	87.3
9	0.3	-29.4	-43.3	-56.3
10	0.3	-32.2	-47.5	-61.6
11	-0.4	60.3	88.6	114.8
12	0	-12.5	-17.8	-22.7
13	0.3	-27.3	-40	-52
14	-0.1	-14.1	-20.3	-26.6
15	0.7	22.7	30.5	38.8
16	-0.4	49.9	73.2	95.1
17	-0.1	-5.6	-7.7	-10.6
18	-0.7	101	148.8	203.8
19	-0.5	97.3	143.1	185.5
20	0.1	-10.4	-16	-19.1
21	0.2	-24.3	-35.7	-46.6
22	-0.1	-39.8	-56.9	-74.6
23	0	-1.5	-1.9	-2.7
24	0	-5.8	-8.3	-10.6
25	-0.2	-25.3	-36.1	-46.7
26	0.1	-10.1	-15.5	-18.5
27	-0.5	94.4	138.8	179.9
28	0.8	25	33.5	42.7
29	-0.1	20.9	31.4	39.2
30	-0.4	66.3	97.4	126.3
31	-0.4	63.3	93	120.6
32	-1	-3	2.3	2.4

У табели 5.4 дати су упоредни резултати напона Sgmns вагона добијени мерењем помоћу мерних трака и одговарајућих напона добијених МКЕ прорачуном.

Табела 5.4 Упоредни приказ напона Sgmns вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 3It

Напони [МПа]			
Редни број мерне траке	Измерена вредност	МКЕ прорачун	Дозвољена вредност
1	49	47.9	239
2	2.3	-6.0	239
3	22.1	21.2	309
4	52	56.3	309
5	-44.2	-46.8	239
6	-29.5	-32.6	239
7	114.1	116.8	309
8	87.3	91.6	309
9	-56.3	-57.7	239
10	-61.6	-63.0	239
11	114.8	137.3	309
12	-22.7	-23.7	239
13	-52	-88.6	209
14	-26.6	-27.1	209
15	38.8	40.9	239
16	95.1	97.1	239
17	-10.6	-4.8	239
18	203.8	206.0	309
19	185.5	191.2	309
20	-19.1	-17.5	239
21	-46.6	-70.1	209
22	-74.6	-76.8	239
23	-2.7	-4.7	239
24	-10.6	-87.0	239
25	-46.7	-73.2	239
26	-18.5	-16.8	239
27	179.9	191.7	309
28	42.7	43.1	239
29	39.2	30.6	239
30	126.3	139.6	309
31	120.6	138.8	309
32	2.4	3.8	239

У табели 5.5 дати су упоредни резултати вредности угиба на средини Sgmns вагона добијени мерењем помоћу мерних трака и одговарајућих напона добијених МКЕ прорачуном.

Табела 5.5 Упоредни приказ угиба на средини Sgmns вагона када је оптерећен са два замењива суда масе 31t

Угиби – померање у вертикалном правцу [mm]						
Измерена вредност			МКЕ прорачун	Дозвољена вредност		
Лева страна	Десна страна	Средња вредност				
26.80	29.60	28.20	28.90	35.00		

Циљ ове анализе је био да се упореде вредности напона добијени експериментално мерним тракама и напони добијени МКЕ прорачуном. Упоређивањем нумеричких резултата са резултатима мерења потврђено је да софтвер даје резултате који имају добро поклапање са експерименталним резултатима. Разлика између резултата добијених мерним тракама и резултата добијених МКЕ анализом је мања од 5%.

На основу резултата добијених мерењем и резултата добијених МКЕ прорачуном и њиховим добрим међусобним поклапањем може се закључити да вагон за превоз контејнера типа Sgmns задовољава захтеве у погледу статичке и заморне чврстоће прописане ј TSI стандардом [6] и стандардом BS EN 12663-2:2010 [7].

Генерални закључак који на крају можемо извести је да се нумеричка МКЕ анализа може поуздано користити за структурну анализу вагонских конструкција. На тај начин, МКЕ анализа убрзава поступак тестирања нових производа. Ово води до великих уштеда приликом стварања нових прототипова у циљу да се што пре почне са процесом масовне производње. То даље доводи до великих уштеда и значајно ниже цене финалног производа.

5.2 Утицај промене облика дела вагонске конструкције на крајњу динамичку издржљивост

Машински део на чијем примеру разматрамо како промена облика утиче на крајњу динамичку издржљивост је водећа вилица трчећег строја (енг. running gear) Hscrrs ауто вагона [90].

У основи трчећи строј се састоји из осовинског склопа, носећих гибњева и вешања. Водеће вилице представљају саставни део осовинског склопа код двоосовинских вагона, и њихова основна улога је да обезбеде несметан пролазак вагона у кривини, то јест, служе за уздужно и попречно вођење осовинског склопа.

Основна улога водећих вилица је да примају уздужне силе при кочењу и убрзању, као и попречне силе у кривинама (нарочито при проласку кроз „S“ кривину). При проласку кроз кривине улога водећих вилица је да омогући закретање осе осовинског склопа у односу на подужну осу вагона. Сама вилица, то јест њена конструкција, значајно утиче на мирноћу хода вагона.

У складу са стандардом UIC 517 [91] постоје три врсте водећих вилица: уобичајене, ојачане и прогресивне. Водеће вилице стандардних точкова пречника $\phi 920\text{mm}$ имају стандардне гибњеве и њихове основне карактеристике дефинисане су стандардом UIC 517 [91]. Вагони који имају мањи пречник точка $\phi 630-840\text{mm}$ имају „посебну“ конструкцију водећих вилица која је у складу са пречником точка и висином пода вагона, али у основи све вилице, па и оне са модификованом конструкцијом требај да испоштују захтеве стандарда UIC 517 [91].

5.2.1 Општи подаци о водећој вилици трчећег строја Hscrrs ауто вагона

Носећи делови трчећег строја Hscrrs ауто вагона су израђени од материјала квалитета S355J0, док је материјал водеће вилице конструкциони нисколегирани челик квалитета S355J2+N. У складу са стандардом EN10025-2:2007 [64] у табели 5.6 дате су механичке карактеристике материјала водеће вилице у зависности од номиналне дебљине.

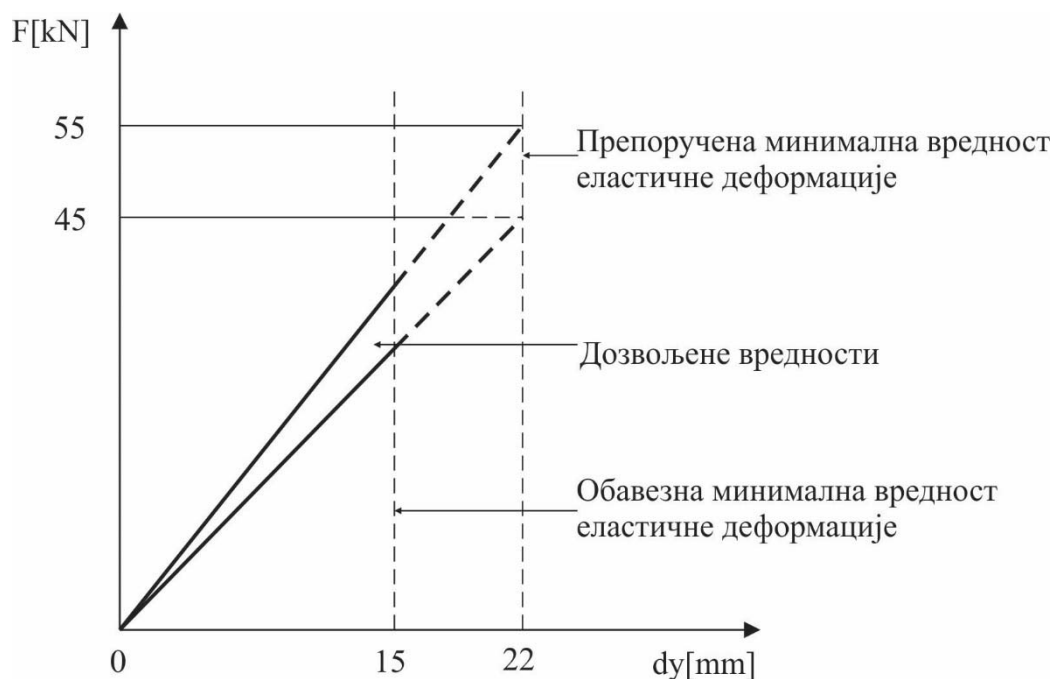
Табела 5.6 Физичке и механичке карактеристике материјала водеће вилице

Материјал	Модул еластичности E [MPa]	Густина ρ [kg/m ³]	Poisson-ов коефицијент ν	Граница течења R_e [MPa]	Тангенцијални модул еластичности E_T [MPa] [92]
S355J2+N	$2.1 \cdot 10^5$	$7.85 \cdot 10^{-6}$	0.3	345	2000

Разматрана водећа вилица трчећег строја Нсстгс ауто вагона је вилица линеарних карактеристика, ојачане структуре, изложена нискоцикличном замору и треба да задовољи све захтеве у погледу статичке и динамичке чврстоће у складу са стандардом UIC 517, тачка 3.1 и 3.2, прилог L2 [91].

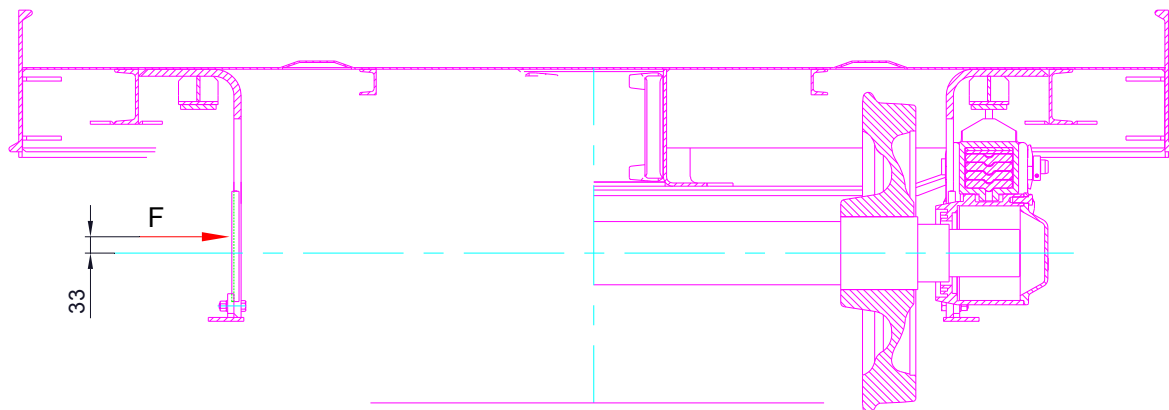
Подужна чврстоћа водећих вилица дефинисана је тачком 3.2 стандарда UIC 517 [91], и мора бити довољна да у неоптерећеном стању издржи подужну силу од 50 kN, која делује 70 mm изнад средње линије осовинског слога. Положај и облик водеће вилице мора бити такав, да њих делујућа подужна сила изазива напоне увијања незнатне величине.

Попречна еластична крутост водећих вилица је дефинисана тачком 3.1 стандарда UIC 517 [91] и мора бити толика, ако се на њу делује у неоптерећеном стању попречном силом са нападом тачком 70 mm изнад средње линије осовинског слога, да изазива еластично померање нападне тачке силе у складу са дијаграмом приказаним у прилогу L2 [91] (слика 5.40).



Слика 5.40 Крутост водеће вилице линеарних карактеристика, ојачане изведбе

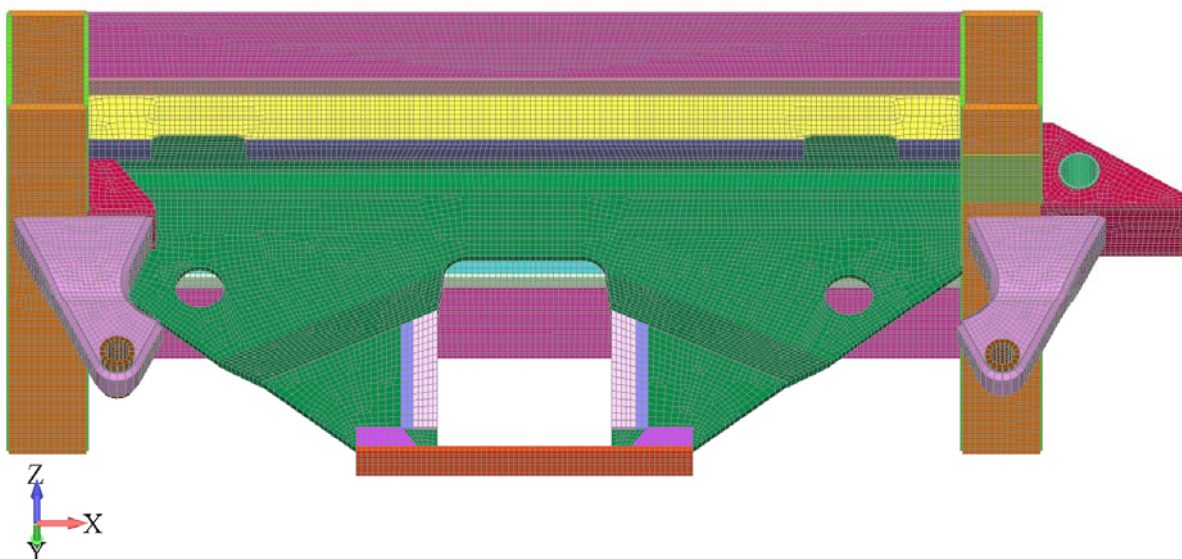
При прорачуну крајње динамичке издржљивости водеће вилице разматран је најнеповољнији случај оптерећења у реалним условима експлоатације, а то је случај кад је вагон натоварен за максималну носивост и пролази кроз минимални радијус кривине. Шема оптерећења када натоварени вагон пролази кроз кривну минималног радијуса, за случај када на водећу вилицу делује максимална бочна сила, приказана је на слици 5.41 [93].



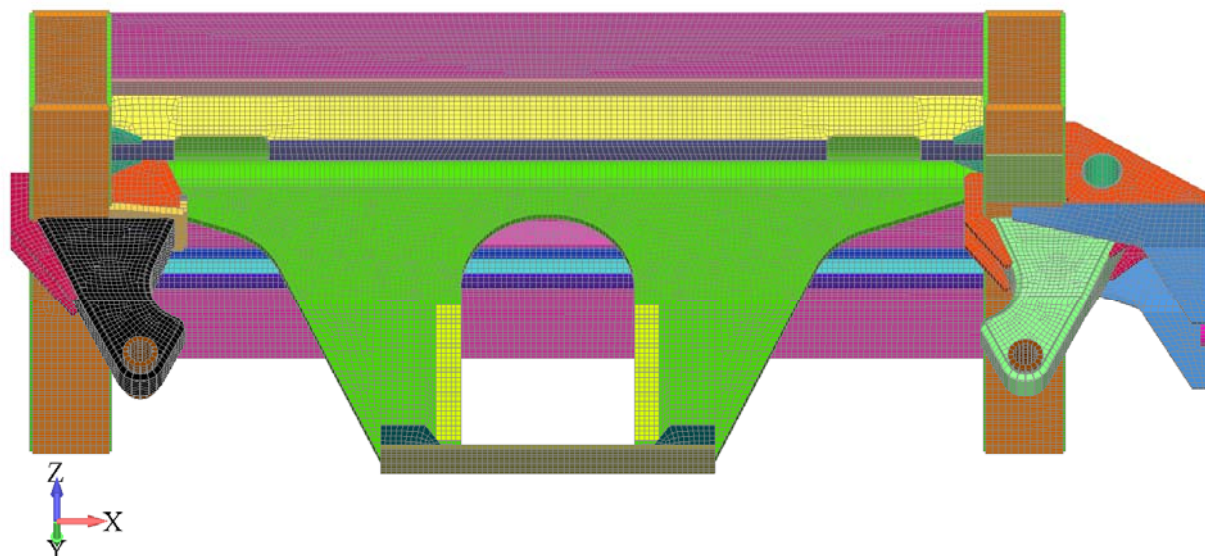
Слика 5.41 Шема оптерћења модела; максимална бочна сила којом се остварује максимални напон од 345 МПа

5.2.2 Опис модела

Елементи трчећег строја Нссггс ауто вагона моделирани су коришћењем софтвера Femap са NX Nastran солвером [86]. У складу са врстом конструкције, за креирање мреже коначних елемената коришћени су елементи љуске одговарајућих дебљина. Просечна величина елемента је 10 mm . На сликама 5.42 и 5.43 приказани су 3Д модели трчећег строја Нссггс ауто вагона са старим и новим оптимизованим обликом водеће вилице, респективно.



Слика 5.42 3Д модел трчећег строја Нссггс ауто вагона са старом водећом вилицом – мрежа коначних елемената



Слика 5.43 3Д модел трчећег строја Hscrrs ауто вагона са оптимизованом водећом вилицом – мрежа коначних елемената

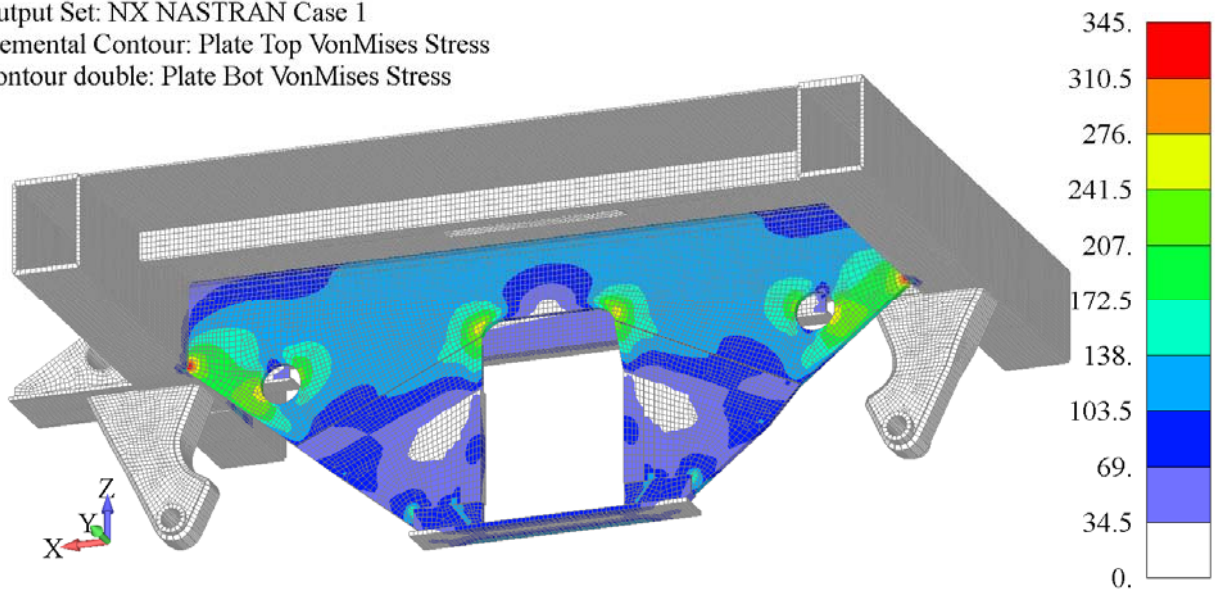
5.2.3 Прорачун чврстоће водеће вилице при деловању максималне бочне силе

На основу шеме оптерећења, приказане на слици 5.41, спроведена је анализа прорачуна чврстоће при деловању максималне бочне силе, за оба облика водеће вилице. На сликама 5.44 и 5.45 приказано је поље ефективног напона на целом моделу за стару и нову, оптимизовану водећу вилицу, респективно. На сликама 5.46 и 5.47 приказано је поље померања у бочном правцу (у правцу деловања силе) на целом моделу за стару и нову, оптимизовану водећу вилицу, респективно.

Максимални напон у оба случаја, то јест за оба облика водеће вилице, приказан на сликама 5.44 и 5.45, не прелази 345 МПа. За постизање максималне вредности напона, потребно је различите облике водеће вилице оптеретити различитим вредностима максималне бочне силе. За стари облик водеће вилице, чији је модел приказан на слици 5.42, да би се постигла максимална вредност ефективног напона од 345 МПа, потребно је деловати максималном бочном силом интензитета 26.5 kN, при чему се у том случају остварује бочно померање на месту деловања максималне бочне силе од 11.15 mm.

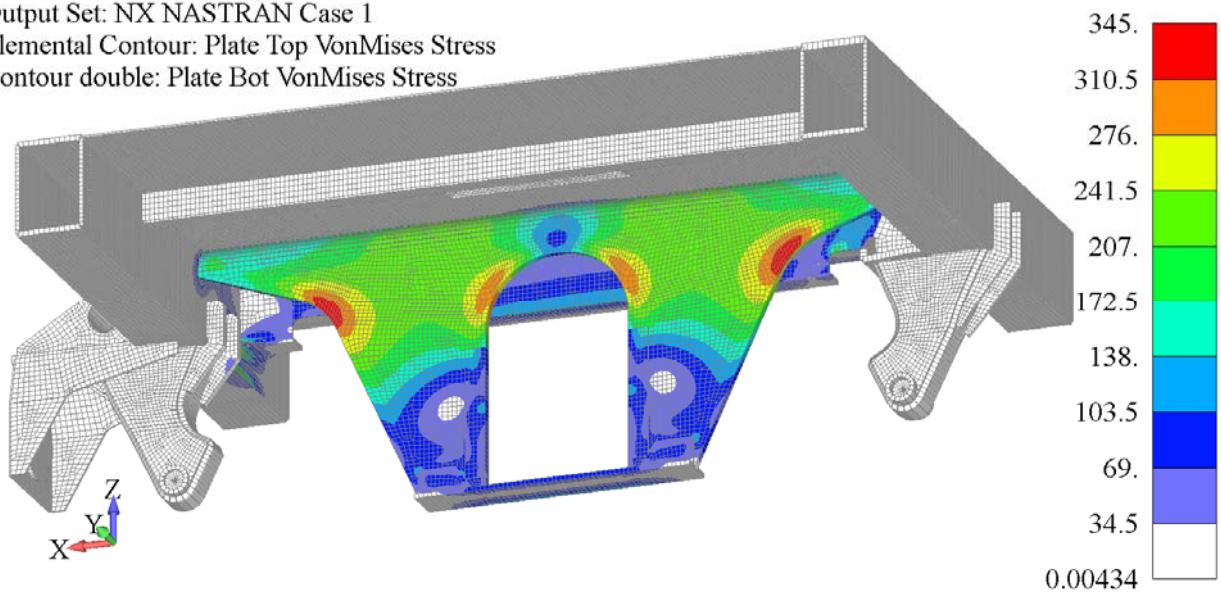
За оптимизовани облик водеће вилице, чији је модел приказан на слици 5.43, да би се постигла максимална вредност ефективног напона од 345 МПа, потребно је деловати максималном бочном силом интензитета 38.4 kN, при чему се у том случају остварује бочно померање на месту деловања максималне бочне силе од 18.31 mm.

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress



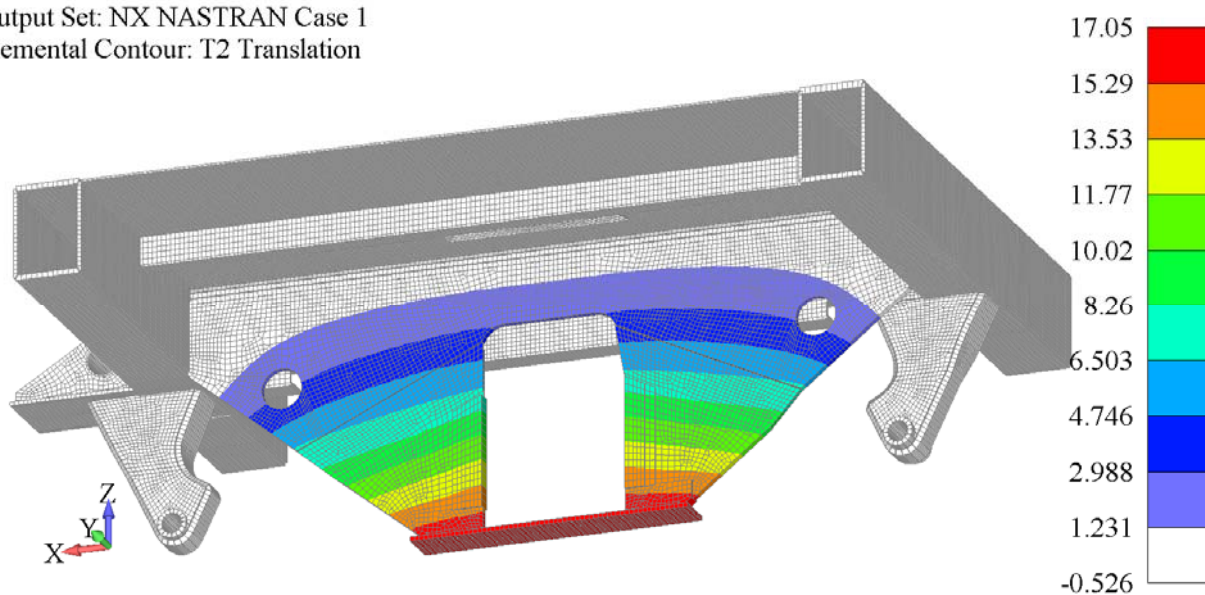
Слика 5.44 Поље ефективних напона – стари облик водеће вилице

Output Set: NX NASTRAN Case 1
 Elemental Contour: Plate Top VonMises Stress
 Contour double: Plate Bot VonMises Stress



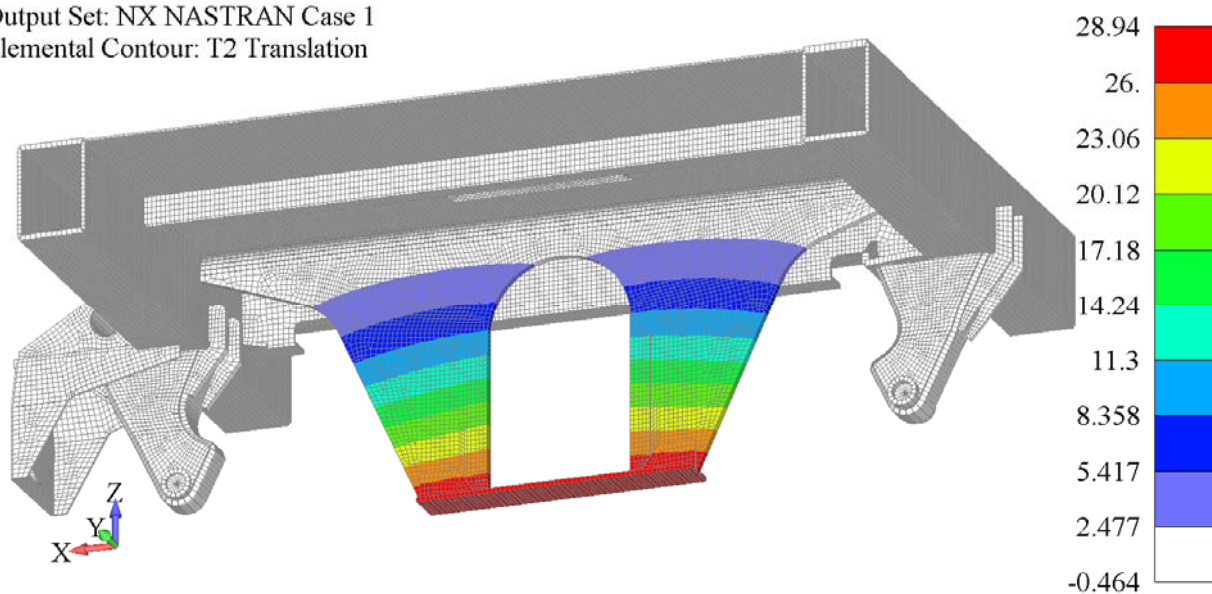
Слика 5.45 Поље ефективних напона – оптимизовани облик водеће вилице

Output Set: NX NASTRAN Case 1
Elemental Contour: T2 Translation



Слика 5.46 Поље померања у Y -правцу – стари облик водеће вилице

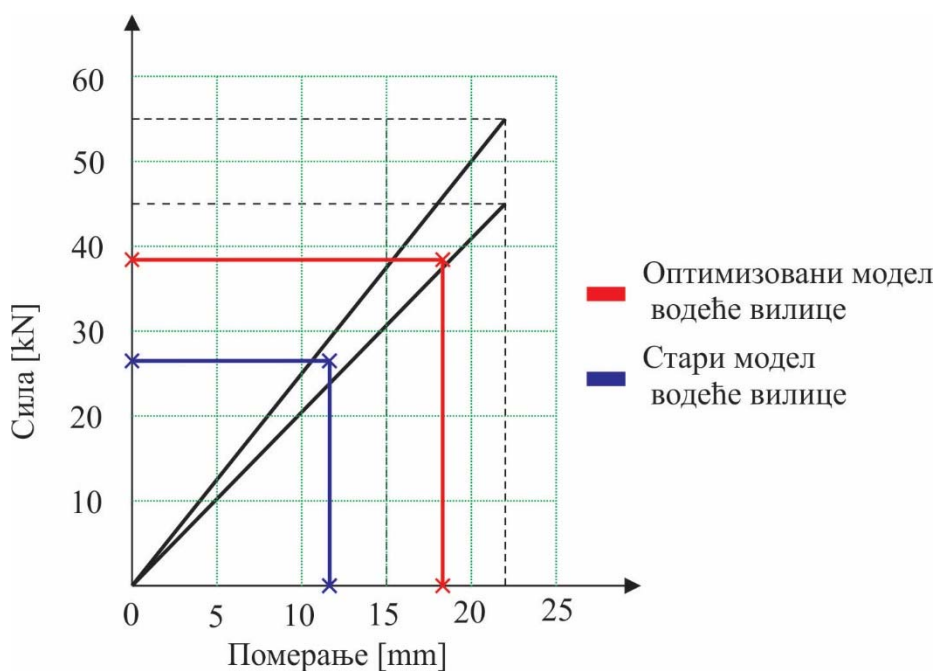
Output Set: NX NASTRAN Case 1
Elemental Contour: T2 Translation



Слика 5.47 Поље померања у Y -правцу – оптимизовани облик водеће вилице

Ако упоредимо вредности сила које су потребне за достизање максималне вредности напона од 345 МПа, примећује се да стари модел водеће вилице представља 74% носивости оптимизованог модела водеће вилице. Ако се упореде и вредности померања у бочном правцу на месту деловања максималне силе, уочава се да је померање старог модела водеће вилице 61% померања оптимизованог модела водеће вилице. Међутим, на основу добијених вредности максималних сила и одговарајућих померања у бочном правцу, на месту деловања максималне силе, са дијаграма приказаног на слици 5.48, може се уочити да се тачке пресека

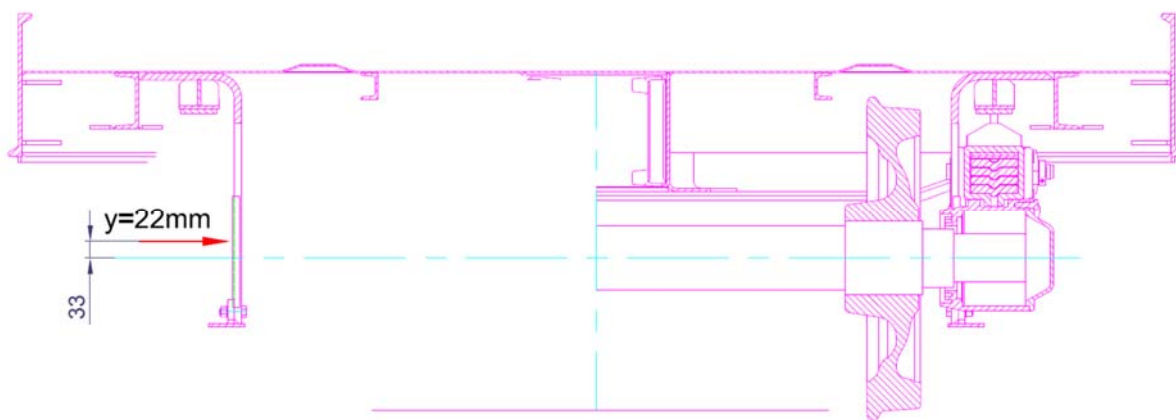
одговарајућих максималних бочних сила и одговарајућих померања налазе у оквиру области са дозвољеним вредностима.



Слика 5.48 Дијаграм крутости водећих вилица при номиналном напону од 345 МПа

5.2.4 Еластопластична анализа водеће вилице при бочном померању од 22mm

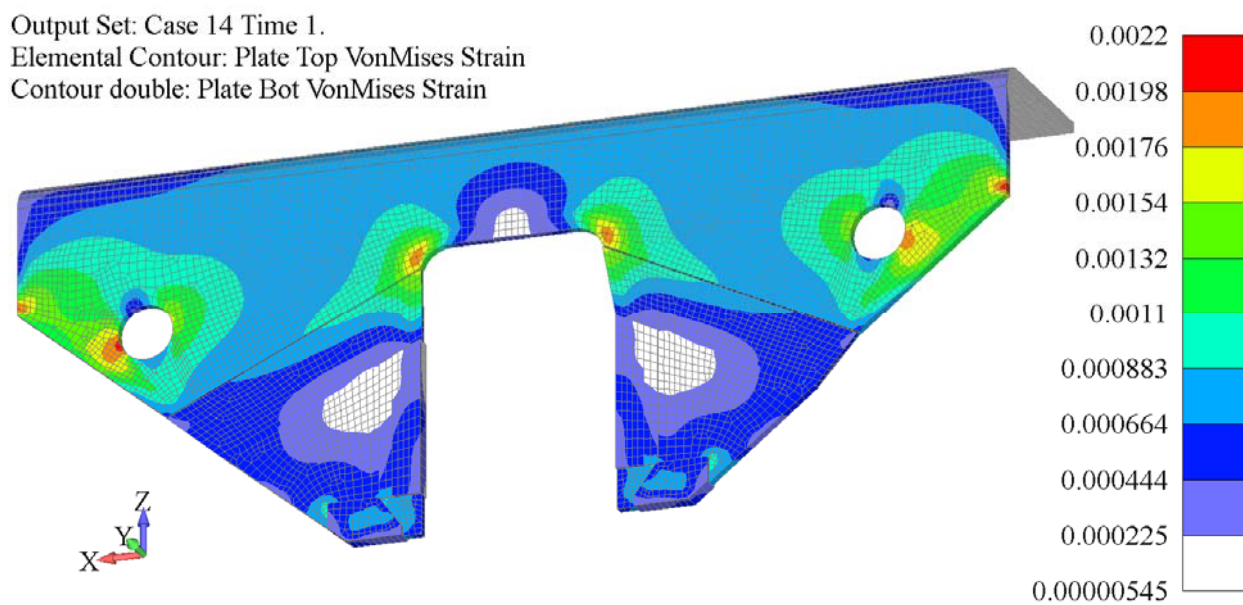
Шема оптерећења модела за еластопластичну анализу, у случају када је потребно остварити померања водеће вилице од 22 mm на месту дејства силе у бочном правцу приказана је на слици 5.49.



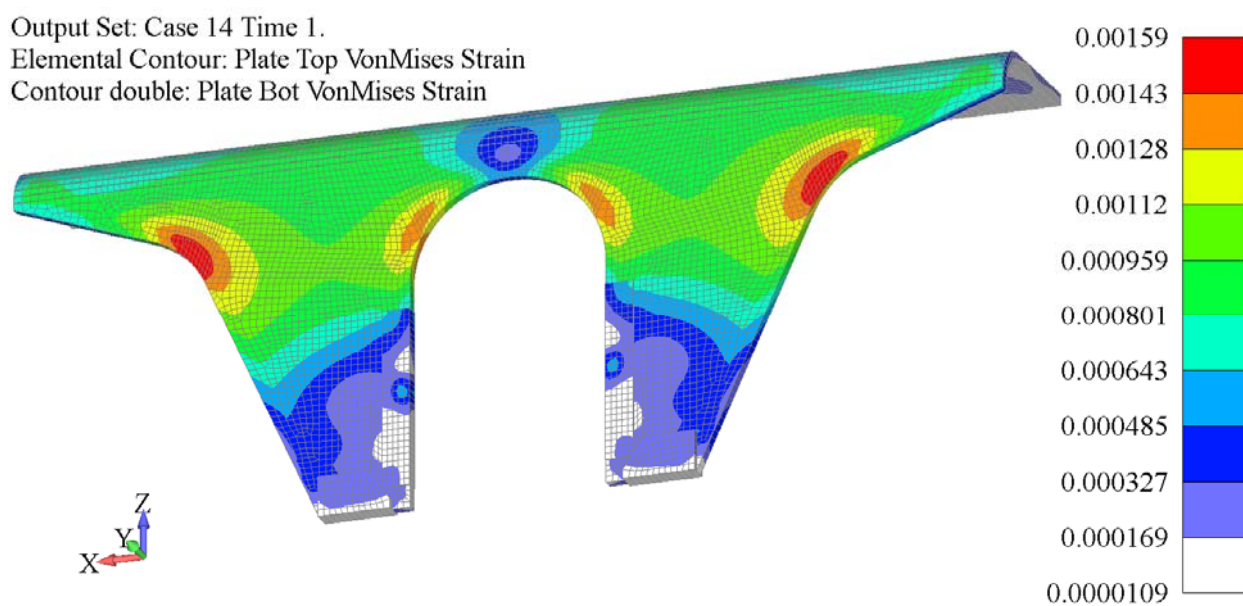
Слика 5.49 Шема оптерећења модела, максимално померање $y = 22\text{ mm}$

Циљ еластопластичне анализе водеће вилице је одређивање поља ефективне пластичне деформације, да би се на основу максималне пластичне деформације одредио број циклуса до појаве оштећења. За потребе еластопластичне анализе коришћен је еласто-пластични билинеарни материјални модел са изотропним ојачањем, уграђен у NX Nastran.

На сликама 5.50 и 5.51 приказано је поље укупних деформација на моделима старе и нове, оптимизоване водеће вилице, респективно.

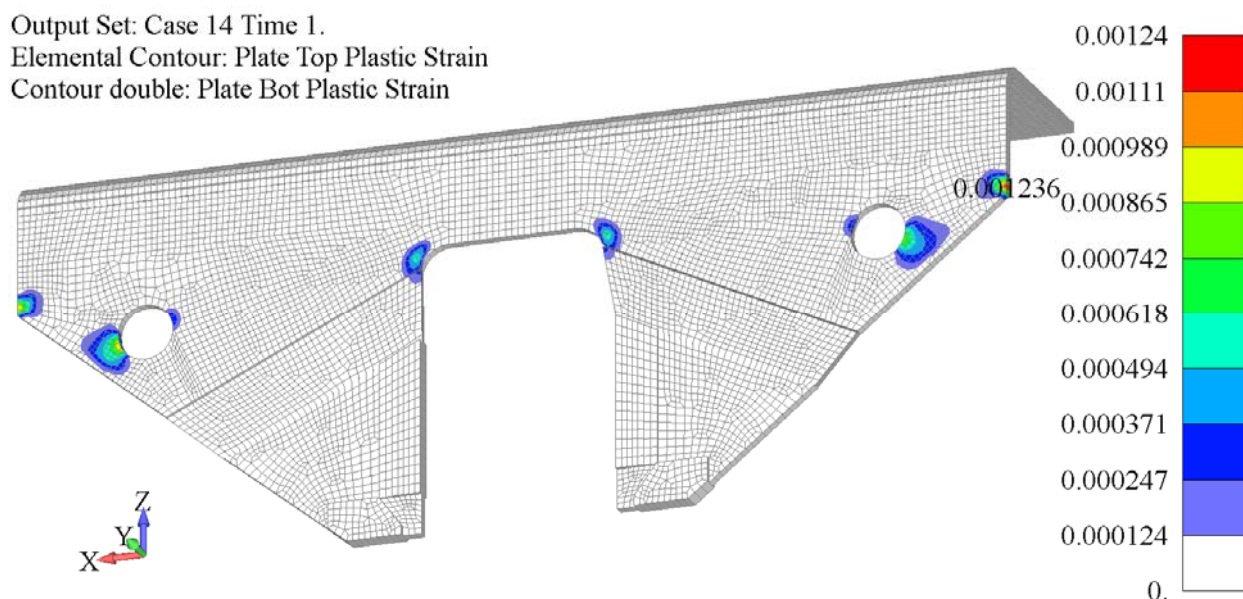


Слика 5.50 Поље укупних деформација старог модела водеће вилице

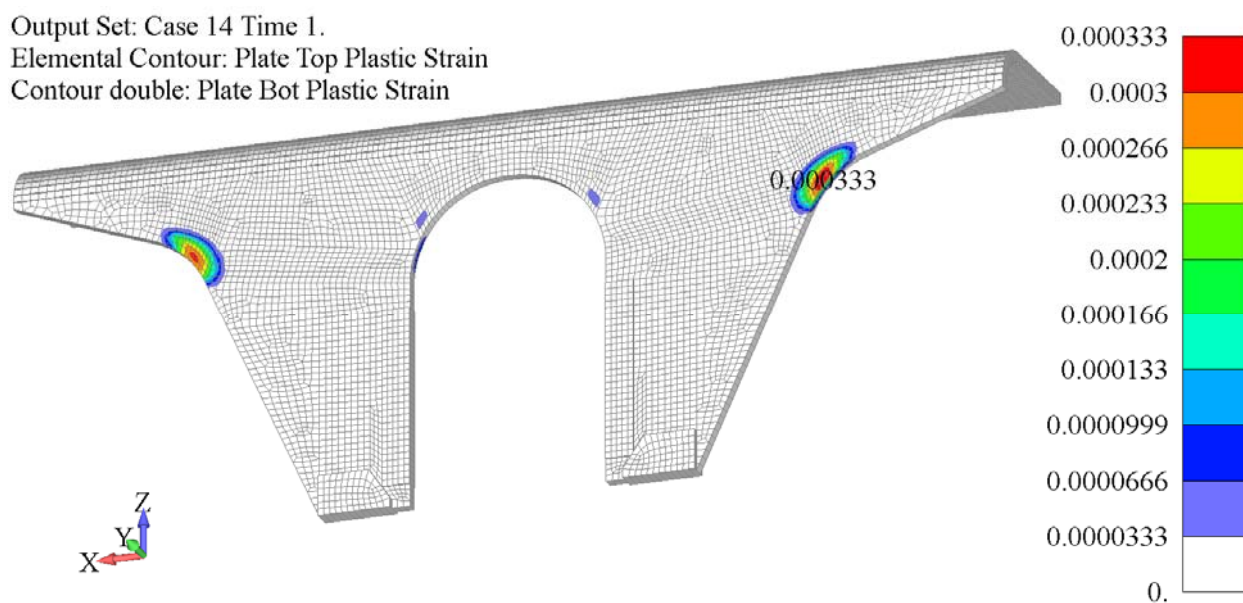


Слика 5.51 Поље укупних деформација оптимизованог модела водеће вилице

На сликама 5.52 и 5.53 приказано је поље ефективних пластичних деформација на моделима старе и нове, оптимизоване водеће вилице, респективно.



Слика 5.52 Поље ефективних пластичних деформација старог модела водеће вилице



Слика 5.53 Поље ефективних пластичних деформација оптимизованог модела водеће вилице

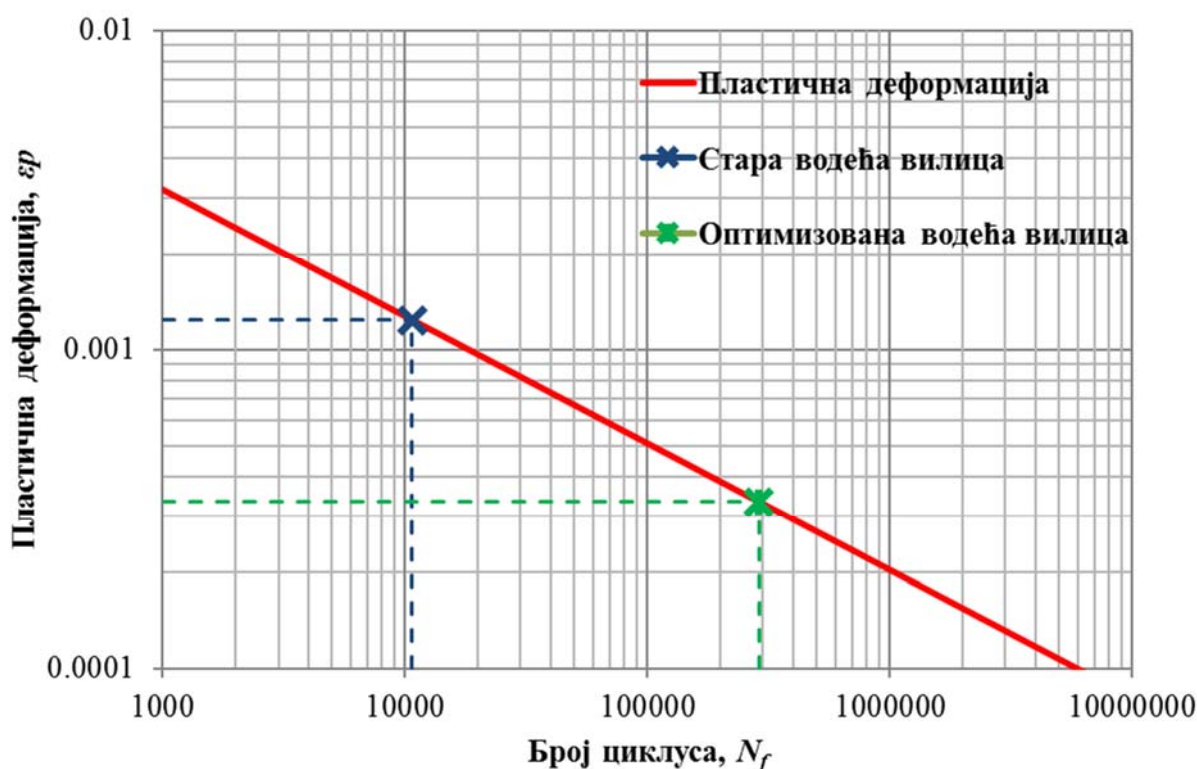
На сликама 5.52 и 5.53 приказане су максималне вредности ефективних пластичних деформација, за оба облика водеће вилице. На основу резултата еластопластичне анализе и добијених максималних вредности пластичних деформација може се одредити динамичка чврстоћа модела водећих вилица, која се изражава бројем циклуса које вилице могу да

издрже, а да ниво пластичних деформација не пређе граничну вредност. То практично значи да се на основу максималне вредности пластичне деформације може одредити број циклуса до евентуалног отказа. У поглављу 3.4, на слици 3.12 приказан је дијаграм односа деформација – број циклуса, одређен експерименталним путем за конструкциони челик средње чврстоће S355J2+N, од којег је водећа вилица и направљена.

Резултати МКЕ анализе показују да је максимална вредност ефективне пластичне деформација за „стару“ водећу вилицу 0.00124 (слика 5.52), док је максимална вредност пластичне деформације за „нову“ вилицу 0.000333 (слика 5.53).

На основу добијених вредности пластичних деформација, за оба модела водећих вилица, и експериментално добијених заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N од кога је израђена водећа вилица трчећег строја Нсртс ауто вагона, одређен је број циклуса до појаве оштећења.

За „стару“ водећу вилицу, приказану на слици 5.42, добијен је животни век који има 10673 циклуса, док је за оптимизовану водећу вилицу (слика 5.43) добијен далеко дужи животни век који има 287937 циклуса (слика 5.54).



Слика 5.54 Дијаграм односа пластичне деформације и броја циклуса за челик S355J2+N добијен еластопластичном анализом старе и оптимизоване водеће вилице

На основу развијене методологије и њеном директном примени решен је један класичан проблем у области вагонске индустрије. Извршена је анализа замора дела вагонске конструкције на основу деформације која полази од претпоставке да на критичним местима понашање материјала зависи од деформација.

Експерименталним истраживањима одређене су заморне карактеристике материјала које су искоришћене за анализу добијених нумеричких резултата, како би се на што бољи начин проценио интегритет дела вагонске конструкције. Поред тога на примеру је показано како промена облика утиче на крајњу динамичку издржљивост посматраног дела.

Део вагонске конструкције на коме је разматран овај утицај је водећа вилица трчећег строја Нссггс ауто вагона изложена нискоцикличном замору. На основу експериментално добијених података и резултатима нумеричке анализе показано је да оптимизована водећа вилица има бољу линеарну карактеристику до бочног померања од 18.38mm при чему је бочна сила 38.44kN. За померање вилице до 22mm извршена је еластопластична анализа, при чему је одређено поље пластичне деформације. На основу максималне вредности пластичне деформације одређен је број циклуса до појаве оштећења за оба облика водеће вилице трчећег строја Нссггс вагона, где је показано да оптимизовани облик водеће вилице има знатно већи животни век. Анализом добијених резултата дошло се до закључка да се оптимизацијом облика водеће вилице трчећег строја Нссггс вагона може знатно продужити животни век машинског дела изложеног динамичким оптерећењима.

6 Закључна разматрања

Према статистичким подацима железничким транспортом се у Европи годишње превезе највећа количина робе. Због тога теретни вагони, различитих врста и намена представљају најчешће превозно средство различите врсте робе и материјала. Због сложености оптерећења, која се јављају при транспорту, анализа статичке и заморне чврстоће различитих типова теретних вагона представља изазов за многе инжењере. Рад на пројектима у директној сарадњи са привредом, то јест граном вагонске индустрије, при решавању различитих врста реалних проблема, представљали су мотивацију развоја довољно поуздане методологије за процену интегритета вагонских конструкција, засновану на експерименталним истраживањима карактеристика материјала, који се користе у вагоноградњи, и нумеричким прорачунима различитих врста.

Прегледом литературе и постојећих метода истраживања у области механике лома и замора, као најдоминантније врсте оптерећења, постављени су захтеви и правци истраживања. Пажљивим проучавањем теорије механике лома и замора, проучавањем понашања материјала у областима нискоцикличног и високоцикличног замора, анализом укупног века трајања ($S-N$ анализа) и анализом замора на основу деформација ($\varepsilon-N$ анализа), постављени су темељи за развој методологије, која представља крајњи исход ове дисертације.

Проучавањем стандарда за испитивање материјала и њиховом систематизацијом створена је полазна основа за експериментални део ове дисертације. У оквиру експерименталног дела дисертације детаљно су описани и спроведени поступци одређивања статичких и заморних карактеристика конструкционог челика средње чврстоће S355J2+N, као најчешће коришћеног челика за израду носећих делова вагонских конструкција. Сви поступци и процедуре за одређивање различитих врста карактеристика материјала спроведени су у складу са међународним стандардима који се баве испитивањем материјала. За потребе испитивања карактеристика материјала, неопходно је било обучити се за рад на сервохидрауличном пулзатору, који кориснику даје широк спектар могућности за различите врсте испитивања и постпроцесирање добијених резултата. Систематизовани резултати добијени експерименталним путем представљају само полазну основу за даље тумачење и анализу резултата који се добијају на основу нумеричких прорачуна.

За потребе нумеричких прорачуна, јасно је истакнута улога методе коначних елемената, као најопштијег нумеричког метода за процену интегритета и одређивање животног века вагонских конструкција. Посебна пажња посвећена је техници и начину моделирања заварених спојева вагонских конструкција. На основу изнетих техника моделирања анализирани су аспекти њихове поузданости и применљивости и донет је закључак која техника је са аспекта исплативости најбоља, а да притом даје прихватљива решења, која се добро слажу са реалним резултатима у пракси.

Анализом и прегледом стандарда у области вагонских конструкција детаљно су изложене све врсте оптерећења које мора да задовољи конструкција у погледу статичке и

динамичке чврстоће. Дефинисани су степени сигурности у зависности од прописаних критеријума и направљен је преглед дозвољених напона за различите типове заварених спојева. На тај начин створени су сви услови да се развијена методологија примени за процену интегритета делова вагонских конструкција изложених најразличитијим врстама оптерећења.

Развијена методологија је своју практичну примену доживела при провери статичке и заморне чврстоће на десет и више конструкција или на појединим њеним деловима. У пракси су прорачунавани различити типови вагона, различитих врста и намена; од равних плато вагона за превоз контејнера и измењивих судова, преко различитих типова отворених вагона за превоз растреситих материјала, до разних цистерни за превоз цемента, сумпора и нафтних деривата. Као илустрација практичне примене узета су два репрезентативна примера који у потпуности потврђују употребу развијене методологије.

Први пример је идентификација узрока настајања прслина на распињачи вагона за превоз контејнера на основу високоцикличног замора, као и процена интегритета вагона након реконструкције. Због специфичности проблема који се јавио у овом случају и немогућности да се он реши неким од комерцијалних софтвера, поред стандардне експерименталне и нумеричке процедуре, извршена је доградња програмског пакета ПАК, како би се одговорило захтеву задатка. Други пример представља потпуну илустрацију развијене методологије и приказује како се оптимизацијом, односно променом облика дела вагонске конструкције, може знатно продужити њен животни век. На основу експериментално одређених заморних карактеристика материјала у контроли деформације и еластопластичне анализе и максималне вредности пластичних деформација одређен је број циклуса до отказа посматраног дела вагонске конструкције.

Приликом израде ове дисертације, наметнуло се више могућих праваца даљег истраживања у овој области. Наиме, у пракси се срећу вагони и цистерне које служе за превоз загрејаних медијума, чији је танк израђен од материјала отпорних на утицај корозије. Стога се намеће задатак одређивања механичких карактеристика материјала на повишеним температурама, као и одређивање заморних карактеристика материјала за које не постоје довољно поуздани подаци о њиховом понашању при заморним оптерећењима. Поред тога у плану су даља испитивања и експериментално одређивање параметара механике лома: фактор интензитета напона, жилавост лома, J - интеграл, критична дужина прслине помоћу стандардне СТ епрувете на кидалици и модификоване епрувете за Хопкинсонов штап.

7 Литература

- [1] Hobbacher, A., editor, Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components, IIW Document XIII-1823-07, update 2008.
- [2] A. Hobbacher, "The New IIW Recommendations for Fatigue assessment of Welded Joints and Components - A Comprehensive Code Recently Updated," *International Journal of Fatigue*, vol. 31, pp. 50-58, 2009.
- [3] M. Kojić, R. Slavković, M. Živković and N. Grujović, Metod konačnih elemenata I, Linearna analiza, Kragujevac: Mašinski fakultet, Univerzitet u Kragujevcu, 1998.
- [4] W. Fricke, "Fatigue analysis of welded joints: state of development," *Marine Structures*, vol. 16, pp. 185-200, 2003.
- [5] D. Radaj, C. Sonsino and W. Fricke, Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches 2. Edition, Cambridge: Woodhead Publishing, 2006.
- [6] *TSI standard. Commission decision of 28 July 2006 concerning the technical specification of interoperability relating to the subsystem rolling stock Gfreight wagons of the trans-European conventional rail system*, 2006.
- [7] *British Standard. Railway applications - Structural requirements of railway vehicle bodies Part 2: Freight wagons. BS EN 12663-2:2010*, 2010.
- [8] *European standard. Eurocode3: design of steel structures – Part 1.9: Fatigue. prEN 1993-1-9*, 2003.
- [9] *DIN 15018, Deutsche Norm - Cranes, Steel structures, Verification and analyses*, 1984.
- [10] *DIN 4132, Deutsche Norm - Craneways, Steel structures, Principles for calculation, design and construction*, 1981.
- [11] M. Kassner, "Fatigue strength analysis of a welded railway vehicle structure by different methods," *International Journal of Fatigue*, vol. 34, pp. 103-111, 2012.
- [12] A. Esderts, J. Willen and M. Kassner, "Fatigue strength analysis of welded joints in closed steel sections in rail vehicles," *International Journal of Fatigue*, vol. 34, pp. 112-121, 2012.
- [13] I. Lotsberg and G. Sigurdsson, "Hot Spot Stress S-N Curve for Fatigue Analysis of plated structures," *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, vol. 128, pp. 330-336, 2006.
- [14] W. Fricke and A. Kahl, "Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures," *Marine Structures*, vol. 18, pp. 473-488, 2005.

-
- [15] C. M. Sonsino, "A consideration of allowable equivalent stresses for fatigue design of welded joints according to the notch stress concept with the reference radius $r_{ref} = 1.00$ and 0.05 mm.," *Welding in the World*, p. 53, 2009.
- [16] C. Sonsino, W. Fricke, F. de Bruyne, A. Hoppe, . A. Ahmadi and . G. Zhang, "Notch stress concepts for the fatigue assessment of welded joints – Background and applications," *International Journal of Fatigue*, vol. 34, pp. 2-16, 2012.
- [17] M. Aygül, M. Al-Emrani and S. Urushadze, "Modelling and fatigue life assessment of orthotropic bridge deck details using FEM," *International Journal of Fatigue*, vol. 40, pp. 129-142, 2012.
- [18] J. Schijve, "Fatigue predictions of welded joints and the effective notch stress concept," *International Journal of Fatigue*, vol. 45, pp. 31-38, 2012.
- [19] B. Baik , K. Yamada and T. Ishikawa, "Fatigue crack propagation analysis for welded joint subjected to bending," *International Journal of Fatigue*, vol. 33, pp. 746-758, 2011.
- [20] D. Taylor and D. Hoey, "High cycle fatigue of welded joints: The TCD experience," *International Journal of Fatigue*, vol. 31, pp. 20-27, 2009.
- [21] Z. Burzić, S. Sedmak and M. Manjgo, "Eksperimentalno određivanje parametara mehanike loma zavarenih spojeva," *Integritet i vek konstrukcija*, vol. 2, pp. 97-105, 2001.
- [22] I. F. C. Smith and T. R. Gurney, "Changes in the fatigue life of plates with attachments due to geometrical effects," *Welding Research Supplement*, pp. 244s-250s, 1986.
- [23] S. T. Lie and S. Lan, "A boundary element analysis of misaligned load-carrying cruciform welded joints," *International Journal of Fatigue*, vol. 20, no. 6, pp. 433-439, 1998.
- [24] E. Mikkola, Y. Murakami and G. Marquis, "Fatigue life assessment of welded joints by the equivalent crack length method," *Procedia Materials Science*, vol. 3, pp. 1822-1827, 2014.
- [25] C. Bayley and N. Aucoin, "Fracture testing of welded single edge notch tensile specimens," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 102, pp. 257-270, 2013.
- [26] C. Liljedahl, J. Brouard, O. Zanellato, J. Lin, M. Tan, . S. Ganguly, . P. Irving, M. Fitzpatrick, X. Zhang and L. Edwards, "Weld residual stress effects on fatigue crack growth behaviour of aluminium alloy 2024-T351," *International Journal of Fatigue*, vol. 31, pp. 1081-1088, 2009.
- [27] Z. Barsoum and I. Barsoum, "Residual stress effects on fatigue life of welded structures using LEFM," *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, pp. 449-467, 2009.
- [28] M. Kojić, R. Slavković, M. Živković and N. Grujović, "PAK-finite element program for linear and nonlinear structural analysis and heat transfer," University of Kragujevac, Faculty of Engineering, Kragujevac.
- [29] R. Stephens, A. Fatemi, R. Stephens and H. Fuchs, *Metal Fatigue in Engineering*, New York:
-

John Wiley & Sons Inc., 2001.

- [30] W. Schutz, "A History of Fatigue," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 54, no. 2, pp. 263-300, 1996.
- [31] J. Schijve, "Fatigue of Structures and Materials in the 20th Century and the State of the Art," *International Journal of Fatigue*, vol. 25, pp. 679-702, 2003.
- [32] J. Schijve, *Fatigue of Structures and Materials*, Houten: Springer, 2009.
- [33] G. Jovičić, M. Živković and S. Vulović, *Proračunska Mehanika Loma i Zamora*, Kragujevac: Mašinski fakultet u Kragujevcu, 2011.
- [34] Shimadzu Corporation, "Basic Knowledge of Shimadzu Servopulser," 2013.
- [35] O. H. Basquin, "The Exponential Law of Endurance Tests," *Proc. ASTM*, vol. 10, no. 11, p. 625, 1910.
- [36] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 5th edition, New York: John Wiley & Sons Inc., 2012.
- [37] R. Peterson, *Stress Concentration Factors*, New York: John Wiley and Sons Inc., 1974.
- [38] H. Neuber, *Theory of Notch Stresses*, Washington DC: Office of Technical Services, 1961.
- [39] J. Bannantine, J. Comer and J. Handrock, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, New Jersey: Prentice Hall, 1990.
- [40] M. Jovanović, V. Lazić, D. Adamović and N. Ratković, *Mašinski Materijali*, Kragujevac: Mašinski fakultet, 2003.
- [41] M. Živković, *Nelinearna analiza konstrukcija*, Kragujevac: Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 2006.
- [42] L. Bairstow, "The Elastic Limits of Iron and Steel under Cyclical Variations of Stress," in *Proceedings of the Royal Society of London, Philosophical Transactions of the Royal Society*, London, 1910.
- [43] M. A. Meggiolaro and J. P. Castro, "Statistical Evaluation of Strain-life Fatigue Crack Initiation Predictions," *International Journal of Fatigue*, vol. 26, pp. 463-476, 2003.
- [44] J. F. Tavernelli and L. F. Coffin, "Experimental Support for Generalized Equation Predicting Low Cycle Fatigue," *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, vol. 4, p. 533, 1962.
- [45] S. S. Manson, "Discussion of reference 15," *Trans. ASME JBasic Eng.*, vol. 84, p. 537, 1962.
- [46] M. Nihei, P. Heuler, C. Boller and T. Seeger, "Evaluation of Mean Stress Effects on Fatigue Life by Use of Damage Parameters," *International Journal of Fatigue*, vol. 8, no. 3, pp. 119-

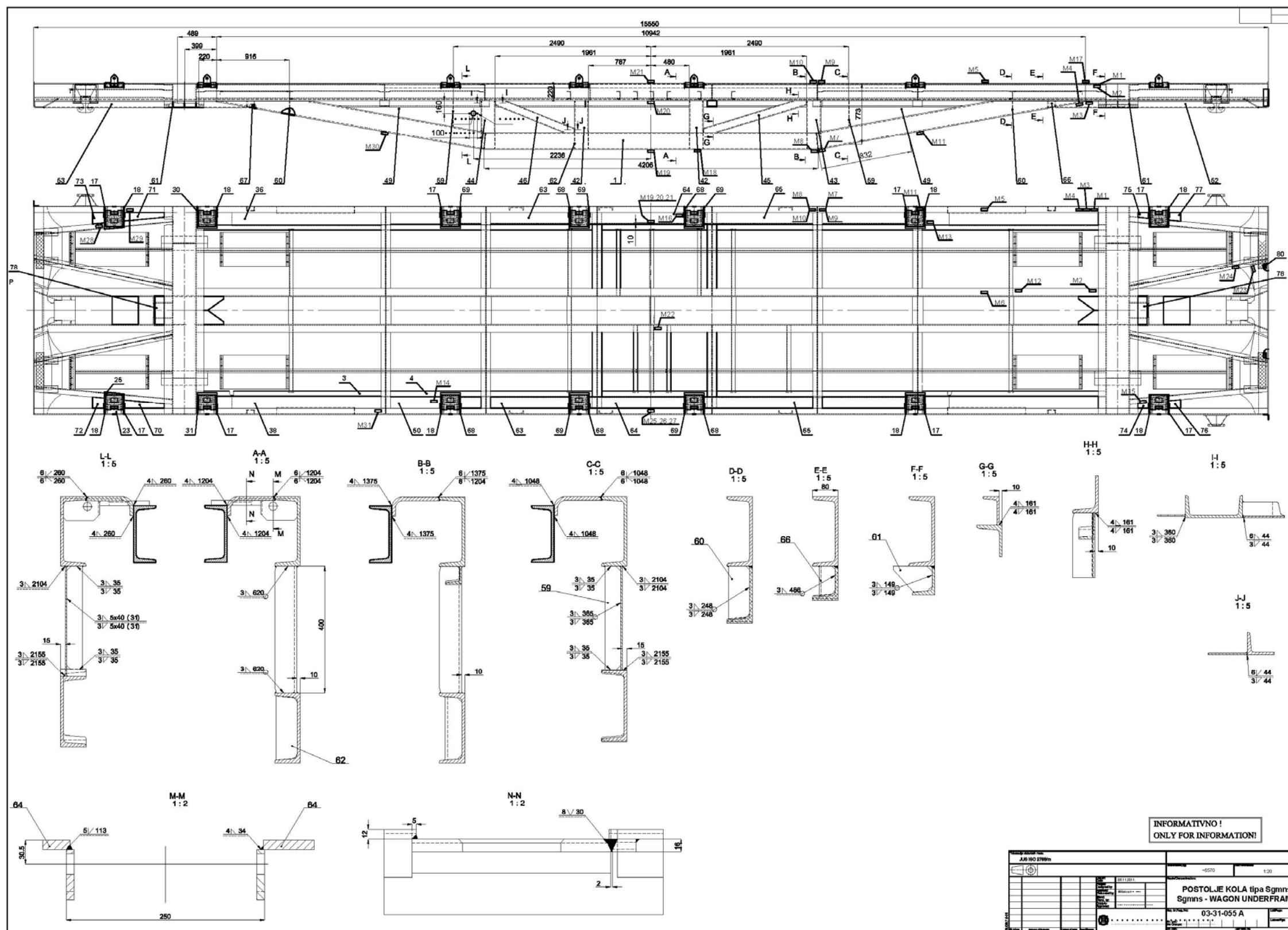
126, 1986.

- [47] K. N. Smith, P. Watson and T. H. Topper, "A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals," *J. Mater.*, vol. 5, no. 4, p. 767, 1970.
- [48] D. Šumarac and D. Krajčinović, *Osnovi mehanike loma*, Beograd: Građevinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 1989.
- [49] M. Janssen, J. Zuidema and R. Wanhill, *Fracture Mechanics*, 2nd Edition, New York: Taylor & Francis Group, 2004.
- [50] T. L. Anderson, *Fracture Mechanics* 3rd Edition, New York: Taylor & Francis Group, 2005.
- [51] H. M. Westergaard, "Bearing Pressure and Cracks," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 6, pp. 49-53, 1939.
- [52] N. Recho, *Fracture Mechanics and Crack Growth*, Hoboken: John Wiley and Sons Inc., 2012.
- [53] G. R. Irwin, "Analysis of Stresses and Strains Near the End of Crack Traversing a Plate," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 24, pp. 361-364, 1957.
- [54] ASTM: E399-12, "Standard Test Method for Linear-Elastic Plane-Strain Fracture Toughness K_{IC} of Metallic Materials," Baltimore, May 2013.
- [55] S. M. Beden, S. Abdullah and A. K. Ariffin, "Review of Fatigue Crack Propagation Models for Metallic Components," *European Journal of Scientific Research*, vol. 28, no. 3, pp. 364-397, 2009.
- [56] P. C. Paris, M. P. Gomez and W. E. Anderson, "A Rational Analytical Theory of Fatigue," *The Trend in Engineering*, vol. 13, no. 9, pp. 9-14, 1961.
- [57] P. C. Paris and F. A. Erdogan, "A Critical Analysis of Crack Propagation Laws," *Journal of Basic Engineering*, vol. D85, pp. 528-534, 1963.
- [58] 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.
- [59] D. Taylor, N. Barrett and G. Lucano, "Some New Methods for Predicting Fatigue in Welded Joints," *International Journal of Fatigue*, vol. 24, pp. 509-518, 2002.
- [60] J. Schijve, "Fatigue Predictions of Welded Joints and the Effective Notch Stress Concept," *International Journal of Fatigue*, vol. 45, pp. 31-38, 2012.
- [61] SSAB OX Technical Support, "Outline of Fatigue of Welded Joints or Six Ways of Counteracting Fatigue," 2004.
- [62] P. Walter, *Peterson's Stress Concentration Factors*, New York: John Wiley & Sons Inc., 1997.

-
- [63] "SHIMADZU Servopulser Fatigue and Endurance Testing Systems".
- [64] *EN 10025-2:2007 European Standard Structural Steel*, 2007.
- [65] "EN ISO 6892-1 Metallic materials - Tensile testing - Part 1: Method of test at room temperature (ISO 6892-1:2009)," 2009.
- [66] "ASTM: E8M-01 Standard Test Method for Tension Testing of Metallic Materials," 2002.
- [67] "ASTM: E646-00 Standard Test Method for Tensile Strain-Hardening Exponents (n-Values) of Metallic Sheet Materials," 2000.
- [68] "ASTM: E486-90 Standard Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials," 2004.
- [69] "ASTM: E606-92 Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing," 1998.
- [70] C. Gomez, M. Canales, S. Calvo, R. Rivera, J. R. Valdes and J. L. Nunez, "High and Low Cycle Fatigue Life Estimation of Welding Steel Under Constant Amplitude Loading: Analysis of Different Multiaxial Damage Models and In-Phase and Out-phase Loading Effects," *International Journal of Fatigue*, vol. 33, pp. 578-587, 2011.
- [71] "ASTM: E739-91 Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (e-N) Fatigue Data," 2004.
- [72] "EN ISO 148-1:2010 Metallic materials - Charpy pendulum impact test Part 1: Test method," 2010.
- [73] "ASTM: E23-01 Standard Test Method for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials," 2001.
- [74] A. Erikson, A. M. Lignell, C. Olsson and H. Spennare, *Weld Evaluation Using FEM: A Guide to Fatigue-loaded Structures*, Gothenburg: Industrilitteratur, 2003.
- [75] J. L. Fayard, A. Bignonnet and K. Dang Van, "Fatigue Design of Welded Thin Sheet Structures," *European Structural Integrity Society*, vol. 22, p. 145–152, 1997.
- [76] E. Niemi, *Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components IIW doc. IIS/IIW-1221-93*, Cambridge: A volume in Woodhead Publishing Series in Welding and Other Joining Technologies, 1995.
- [77] H. Dannbauer, C. Gaier and K. Hofwimmer, "Fatigue Simulation of Welded Structures," Magna Steyr, Engineering Center Steyr, Temadagg Oslo, 2004.
- [78] Bačkainvest d.o.o., "Technical description No 01-04-372 of reconstructed (modernized) wagons for the container transportation of Sgmns type (produced by reconstruction from Gas type of wagons)," Subotica, 2010.
-

-
- [79] *International Standard. UIC Code 530-1: Wagons - Automatic coupler*, 2007.
- [80] *International Standard. UIC Code 530-5: Wagons with end platforms with handbrake*, 2007.
- [81] V. Milovanović, V. Dunić, D. Rakić and M. Živković, "Identification Causes of Cracking on the Underframe of Wagon for Containers Transportation – Fatigue Strength Assessment of Wagon Welded Joints," *Engineering Failure Analysis*, vol. 31, pp. 118-131, 2013.
- [82] Laboratorija za ispitivanje materijala, "Ispitivanje pruveta izrađenih iz postolja Gas-a železničkog vagona francuske proizvodnje," Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2007.
- [83] Šinvoz Ltd, "Tehnologija savijanja raspinjače 01-04-372," Zrenjanin, 2007.
- [84] Šinvoz Ltd., "Tehnologija zavarivanja postolja kola Sgmns 1260-6," Zrenjanin, 2007.
- [85] Šinvoz Ltd, "Aneks - 1 Tehnologiji zavarivanja postolja kola Sgmns 1260-6-AN 1," Zrenjanin, 2007.
- [86] *FEMAP, version 10 user guide. Munich, Germany: Siemens Product Lifecycle Management Software Inc.*, 2009.
- [87] *International Standard. UIC Code 592-4: Swap bodies for grab handling and spreader gripping - technical conditions*, 2007.
- [88] *International Standard. UIC Code 592-2: Large containers for transport on wagons– technical conditions to be fulfilled by large containers accepted for use in international, traffic*, 2007.
- [89] Institut "Kirilo Savić" a.d. Beograd, "Elaborat o ispitivanju - Ispitivanje čvrstoće noseće konstrukcije prototipa teretnog vagona tip Sgmns proizvodnje Šinvoz, Zrenjanin," 2011.
- [90] V. Milovanović, M. Živković, G. Jovičić, J. Živković and D. Kozak, "The Influence of Wagon Structure Part Shape Optimization on Ultimate Fatigue Strength," *TRANSACTIONS OF FAMENA*, vol. 39, no. 4, pp. 23-35, 2016.
- [91] *International Standard UIC Code 517: Wagons - Suspension gear - Standardisation 7th edition*, May 2007.
- [92] K. D. Tsavdaridis and C. D'Mello, "Optimisation of Novel Elliptically-Based Web Opening Shapes of Perforated Steel Beams," *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 76, pp. 39-53, 2012.
- [93] PRO RAIL d.o.o., "Skice opterećenja i Tehnički opis 01-04-97-5002-04 YU," Subotica, 2013.

8 Додатак



Слика 8.1 Шема Sgmins вагона са дефинисаним положајем мерних трака