



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА  
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Жељко М. Лазаревић

**ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА И ВЕКА  
ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВЕЛИКИХ  
РУДАРСКИХ МАШИНА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2023.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

FACULTY OF ENGINEERING  
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Željko M. Lazarević

**INTEGRITY AND LIFE ESTIMATION OF  
STEEL STRUCTURE OF LARGE MINING  
MACHINES**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2023.

<b>Аутор</b>
Име и презиме: Жељко Лазаревић
Датум и место рођења: 11.12.1982, Ужице, Србија
Садашње запослење: Јавно предузеће „Електропривреда Србије“, Београд
<b>Докторска дисертација</b>
Наслов: Процена интегритета и века челичне конструкције великих рударских машина
Број страница: 150
Број слика: 116
Број библиографских података: 94
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): Машинство, Испитивање материјала, Дефекти на материјалу, Заштита материјала (621:620.1)
<b>Ментор:</b> др Владимир П. Миловановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<b>Оцена и одбрана</b>
Датум пријаве теме: 11.12.2017.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације: IV-04-350/5 од 16.05.2018.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Радован Славковић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Мирослав Живковић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Драган Ракић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>4. Др Гордана Јовичић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>5. Др Тодор Вацев, ванредни професор, Грађевинско-архитектонски факултет Универзитета у Нишу</li> </ol>
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Мирослав Живковић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Драган Ракић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Гордана Јовичић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>4. Др Родољуб Вујанац, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>5. Др Тодор Вацев, редовни професор, Грађевинско-архитектонски факултет Универзитета у Нишу</li> </ol>
Датум одбране дисертације:

## ЗАХВАЛНИЦА

На почетку бих се захвалио менторима проф. др Радовану Славковићу и проф. др Владимиру Миловановићу на великој подршци, сугестијама и саветима које су ми пружили приликом израде докторске дисертације.

Захвалио бих се и проф. др Мирославу Живковићу као и целој Катедри за примењену механику и аутоматско управљање Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу на подршци.

Захваљујем се др Дарку Даничићу, пројект менаџеру у Рударском басену Колубара, на иницијалним идејама и саветима приликом започињања рада на дисертацији.

Изразио бих захвалност свим колегама из Пројектно-Конструкционог Бироа у РБ Колубара, а пре свега главном пројектанту Ивану Кораћевићу, на помоћи у делу дисертације која се односи на моделовање роторног багера.

Посебну захвалност дугујем директорима у Управи ЈП ЕПС, Техничким пословима производње угља, Слободану Митровићу и др Милораду Пантелићу на подршци у добијању документације и приступу подацима, неопходним за рад на дисертацији.

Захвалио бих се и колегама из Управе ЈП ЕПС, Сектору за ИМС, посебно Татјани Клашић, које су ми помогле да ствари не сагледавам из чисто „машинске“ перспективе, а посебно на сазнањима које се тичу законских и подзаконских акта из области техничке регулативе.

Колегама са катедре за Механизацију машинског Факултета у Београду, а пре свега проф. др Небојши Гњатовићу хвала на корисним сугестијама из области рударских машина.

Свим осталим колегама и пријатељима које нисам навео, а које су ми несебично помагале и излазиле у сусрет при раду на дисертацији, такође изражавам захвалност.

Најзад, највећу захвалност дугујем својој породици, оцу, мајци, брату, сестри, нарочито мојој девојци Јасмини, на мотивацији, несебичној подршци а посебно на разумевању приликом израде дисертације.

Аутор

## РЕЗИМЕ

Производња лигнита на површинским коповима у нашој земљи се врши у рударским басенима „Колубара“ у Лазаревцу и „Костолац“ у Костолцу и представља једну од најзначајнијих привредних делатности.

У циљу производње угља, на површинским коповима је ангажована бројна и разноврсна механизација. Битно место у експлоатацији лигнита чини роторни багер, који представља један од најкомплекснијих техничких система у индустрији уопште.

Потреба за високом капацитативном искоришћеношћу система, старост багера и тешки услови откопавања довели су до знатног пораста непредвиђених техничких застоја који су често имали и тешке последице по багер као и вишемесечна, или чак вишегодишња испадања из система.

Циљ докторске дисертације је развој методологије која се састоји од више техника за добијање квалитетних резултата о процени интегритета и века челичне конструкције великих рударских машина, коришћењем нумеричко-експерименталних метода.

Технике се састоје од испитивања са и без разарања челичне конструкције, експерименталних мерења, компјутерског моделирања, прорачуна конструкције применом методе коначних елемената и итеративним усаглашавањем са експерименталним резултатима.

У дисертацији се акценат даје на челичну конструкцију, која иако дугог радног века, чији отказ има велики утицај на поузданост, дуговечност и сигуран рад целе рударске машине.

Примена развијене методологије је приказана на роторном багеру *SchRs 800/1,2x2.5* који се налази на површинском копу „Дрмно“ у Костолцу. Багер је током експлоатације показивао „лоше понашање“, односно долазило је, између осталог, до појаве прелина на челичној конструкцији „П“ носача багера, што је захтевало заустављање рада багера ради поправки.

На почетку су извршена испитивања са и без разарања у циљу сагледавања тренутног стања конструкције „П“ носача. Следећи корак је санација челичне конструкције „П“ носача. Након тога следи постављање мерних трака на челичну конструкцију „П“ носача и тензометријска испитивања челичне конструкције у циљу одређивања стварног деформацијског и напонског стања у неоптерећеном и оптерећеном стању.

Наредни корак обухвата аналитичко одређивање и анализу варијанти оптерећења која делују на челичну конструкцију „П“ носача, формирање МКЕ модела и анализу напонског стања челичне конструкције „П“ носача у карактеристичним положајима багера.

Изаз из методологије су сазнања која омогућавају одређивање реалног понашања конструкције у експлоатацији, процену стања и радног века, као и узрока лошег понашања конструкције. На основу тих сазнања следе одређене активности, чијом применом се конструкција побољшава, односно повећава јој се радни век, а самим тим се повећава и радни век целе рударске машине. Те активности, у општем случају, могу бити: наставак даљег рада рударске машине без интервенције, затим санација, реконструкција, ревитализација, модернизација или отпис.

**Кључне речи:** роторни багер, челична конструкција, машински откази, поузданост

## ABSTRACT

The lignite production in our country is carried out at the opencast mines within the mining basins “Kolubara” in Lazarevac and “Kostolac” in Kostolac and is considered one of the most important economic activities.

For the purpose of coal production, the opencast mines are equipped with numerous and diverse machines. Bucket-wheel excavator has a key role in the exploitation of lignite and represents one of the most complex technical systems in the industry in general.

The need for a high rate of capacity utilization of systems, the obsolescence of excavators and difficult conditions for excavation led to a significant increase in unexpected operating delays which often had serious consequences for the excavator and induced system outages that lasted for several months or even for years.

The goal of this PhD thesis (doctoral dissertation) is the development of a methodology that consists of several techniques for obtaining high-quality results of the assessment of the integrity and lifespan of steel structures of large mining machines by using numerical and experimental methods.

The techniques are based on destructive and non-destructive testing, experimental measurements, computer modeling, structural analysis by applying the finite element method and iterative alignment with experimental results.

In the thesis dissertation, the emphasis is placed on the steel structure and the fact that, despite of its long lifespan, its failure has a considerable impact on reliability, longevity and operational safety of the entire mining machine.

The application of the developed methodology is demonstrated on BWE *SchRs 800/1,2x2.5*, which is located at “Drmno” opencast mine in Kostolac. Namely, the excavator was “performing poorly” during exploitation, i.e. among other issues, some cracks appeared on the structural P (Cyrillic) shape steel beam, which required a halt in the excavator’s operation to carry out the repairs.

At the beginning, destructive and non-destructive tests were undertaken in order to gauge the current state of the “P” beam structure. The next step is the rehabilitation of the steel structure of the “P” beam. It is followed by placing measuring tapes on the steel structure of the “P” beam and carrying out tensometric testing of the steel structure in order to identify the actual stress-strain state under the unloaded and loaded conditions.

The next step encompasses the analytical determination and analysis of the impact of load variants on the steel structure of the “P” beam, the formation of the FEM model and the analysis of the stress state of the “P” beam steel structure in the characteristic positions of the excavator.

The output of the methodology comprises the findings that enable the determination of the actual behavior of the steel structure during exploitation, the assessment of its state and lifespan, as well as the causes of unsatisfying performance of the steel structure. On the basis of these findings, it would be possible to undertake specific activities aimed at improving the steel structure, i.e. increasing its lifespan, thus also increasing the lifespan of the entire mining machine. Generally speaking, these activities could be the continuation of further operation of the mining machine without intervention, then rehabilitation, reconstruction, revitalization, modernization or write-off.

**Keywords:** bucket wheel excavator, steel structures, mechanical failures, reliability

## САДРЖАЈ

<b>1</b>	<b>Уводна разматрања</b>	<b>1</b>
1.1	Опште о положају енергетике	1
1.2	О интегритету конструкција	3
1.3	Циљ рада	4
1.4	Преглед досадашњих истраживања и искустава у предметној области	7
<b>2</b>	<b>Велике рударске машине на површинским коповима</b>	<b>11</b>
2.1	Роторни багер	11
2.2	Челична конструкција роторног багера	14
2.3	Стрела радног точка	17
2.4	Оптерећење роторног багера и процес копања	18
2.5	Процес копања роторног багера	20
<b>3</b>	<b>Механика лома и заморни лом</b>	<b>23</b>
3.1	Настанак и раст прслина	23
3.2	Заморни лом	25
3.2.1	Преглед досадашњих истраживања	26
3.2.2	Циклично променљиво оптерећење	27
3.2.3	Заморни раст прслине	28
3.3	Механика лома	29
3.3.1	Линеарно-еластична механика лома	31
3.3.1.1	Облици раста и отварања прслина	31
3.3.2	Еласто-пластична механика лома	32
3.3.2.1	J-интеграл	33
<b>4</b>	<b>Радни век рударских машина</b>	<b>34</b>
4.1	Експлоатација рударских машина	34
4.2	Поузданост и откази рударских машина	40
4.3	Концепти анализе замора	47
4.3.1	Основни концепти пројектовања у односу на замор материјала	47
4.3.2	Досадашњи концепт анализе замора	48
4.3.3	Савремени концепт анализе замора	48
4.4	Доказ заморне чврстоће у техничкој регулативи	49
4.4.1	SRPS EN 1993-1-9 Пројектовање челичних конструкција	50
4.4.2	Инострани стандарди који третирају појам замора	53
<b>5</b>	<b>Процена интегритета и века рударских машина</b>	<b>55</b>
5.1	Методе испитивања рударских машина	58
5.1.1	Методе испитивања без разарања	58

5.1.1.1	Визуелно-оптичка испитивања -----	59
5.1.1.2	Испитивања пенетрантима-----	60
5.1.1.3	Магнетна испитивања-----	61
5.1.1.4	Ултразвучна испитивања-----	62
5.1.1.5	Испитивања вртложним струјама -----	63
5.1.1.6	Утврђивање стања и мерење анти-корозивне заштите -----	63
5.1.2	Методе испитивања са разарањем-----	64
5.1.2.1	Испитивање затезањем -----	65
5.1.2.2	Мерење тврдоће -----	66
5.1.2.3	Испитивање ударне жилавости -----	67
5.2	Отпорне мерне траке -----	67
5.3	Мерење вибрација, деформација и оптерећења -----	68
5.3.1	Мерење вибрација на карактеристичним местима погонских група -----	69
5.3.2	Мерење напонског стања на карактеристичним местима челичне конструкције-----	71
5.3.3	Мерење оптерећења различитих погонских група преко измерене струје--	73
<b>6</b>	<b>Примена развијене методологије -----</b>	<b>75</b>
6.1	Непланирани машински откази роторног багера -----	78
6.2	Стање челичне конструкције “П” носача багера и предлог мера-----	86
6.3	Експериментална испитивања основног материјала челичне конструкције „П” носача и заварених спојева-----	88
6.3.1	Хемијска испитивања основног материјала-----	89
6.3.2	Испитивање механичких карактеристика основног материјала -----	90
6.3.3	Испитивање ударне жилавости основног материјала-----	91
6.3.4	Испитивање течним пенетрантима и ултразвуком -----	92
6.3.5	Закључак -----	94
6.4	Санација челичне конструкције „П“ носача и испитивања без разарања заварених спојева -----	94
6.4.1	План санације и поступак заваривања-----	95
6.4.2	Врста и обим контроле-----	95
6.4.3	Збирка доказа о квалитету конструкције -----	96
6.4.4	Испитивање заварених спојева течним пенетрантима и ултразвуком -----	96
6.5	Тензометријска анализа оптерећења челичне конструкције „П“ носача -----	97
6.5.1	Уводна разматрања -----	97
6.5.2	Постављање мерних трака на објекат испитивања -----	97
6.5.3	Резултати мерења у I фази – статичко оптерећење -----	102
6.5.4	Резултати мерења у II фази – динамичко оптерећење -----	106
6.5.5	Анализа резултата мерења -----	108



6.6	Прорачун оптерећења и анализа напонског стања модела челичне конструкције „П“ носача -----	109
6.6.1	Прорачун оптерећења челичне конструкције “П” носача-----	109
6.6.1.1	Прорачун оптерећења челичне конструкције “П” носача - стрела радног точка-----	109
6.6.1.2	Прорачун оптерећења челичне конструкције „П” носача - одложна стрела -----	120
6.6.2	Анализа варијанти оптерећења „П“ носача -----	122
6.6.3	МКЕ модел челичне конструкције „П“ носача -----	131
6.6.4	Анализа напонског стања челичне конструкције „П“ носача -----	132
6.6.5	Анализа резултата и предлог мера -----	140
<b>7</b>	<b>Закључак -----</b>	<b>142</b>
<b>8</b>	<b>Литература -----</b>	<b>145</b>

## ЛИСТА СЛИКА

Слика 1.1 Пројекција потрошње електричне енергије .....	1
Слика 2.1 Компактни багер - $SRs(H) 1050.23/2.0$ .....	12
Слика 2.2 Багер са С рамом - $SchRs 740/6x25$ .....	13
Слика 2.3 Велики багер - $SchRs 1600/3x25$ .....	13
Слика 2.4 Главне компоненте роторног багера.....	14
Слика 2.5 Конструкција стреле багера пуних зидова .....	17
Слика 2.6 Конструкција стреле багера у облику решетке .....	18
Слика 2.7 Компоненте отпора копања.....	21
Слика 3.1 Карактеристичне површине прелома услед замора.....	23
Слика 3.2 Фазе животног века конструкције .....	24
Слика 3.3 Фактори који утичу на време иницијације и брзину пропагације прслине.....	24
Слика 3.4 Врсте променљивих оптерећења .....	27
Слика 3.5 Крива раста прслине.....	29
Слика 3.6 Хаварија брода класе Liberty.....	30
Слика 3.7 Облици површине настали при расту прслине отварајућим обликом отварања прслине.....	32
Слика 3.8 Облици отварања прслина.....	32
Слика 4.1 Фазе животног циклуса .....	34
Слика 4.2 Временско трајање животног циклуса роторног багера .....	35
Слика 4.3 Основни елементи ревитализације (модернизације) багера $SchRs 630.25/6$ ...	37
Слика 4.4 Хаварија багера $SchRs 630$ - ВНР Australia.....	39
Слика 4.5 Хаварија багера $SRs 1760$ – РБ Колубара, Лазаревац .....	40
Слика 4.6 Општи облик а) крива интензитета отказа $\lambda(t)$ , б) крива густине отказа $f(t)$ ..	41
Слика 4.7 Процентуални удео отказа код подсистема роторног багера.....	43
Слика 4.8 Приказ застоја јаловинских система на површинским коповима у Костолцу, за период од 1994. до 2007. године .....	43
Слика 4.9 Зависност фреквенце отказа од времена исправног рада система.....	46
Слика 4.10 Дијаграм временског и капацитативног искоришћења багера $SchRs 800.15/1,5$ .....	46
Слика 4.11 Упрошћене везе између стандарда .....	50
Слика 4.12 Крива заморне чврстоће .....	52
Слика 5.1 Поуздано пројектовање .....	56
Слика 5.2 Процена интегритета конструкције.....	57
Слика 5.3 Прслине на стубу багера $SchRs 800$ откривене визуелним прегледом.....	59
Слике 5.4 Прслине на стубу багера $SchRs 800$ откривене пенетрантском методом.....	60
Слика 5.5 Приказ магнетне контроле .....	61
Слика 5.6 Техника магнетисања .....	61
Слика 5.7 Шема испитивања ултразвуком .....	62
Слика 5.8 Врсте механичких испитивања.....	65
Слика 5.9 Мерна трака .....	68
Слика 5.10 Места за мерење убрзања вибрација на одлагачу 755 – према DIN 22261-2	69
Слика 5.11 Дијаграм убрзања у временском домену на улазу левог редуктора погона	

радног точка багера .....	71
Слика 5.12 Дијаграм убрзања у фреквентном домену на улазу левог редуктора погона радног точка багера .....	71
Слика 5.13 Мерно место ушке ламеле стреле радног точка.....	72
Слика 5.14 Сигнали напона за висину реза $h = 5,3$ m .....	72
Слика 5.15 Убрзање у временском домену .....	72
Слика 5.16 Мерење у фреквентном домену за исту висину реза.....	72
Слика 5.17 Измерена струја погона радног точка за рез $ID$ и наступ од 40 cm .....	74
Слика 5.18 Измерена струја погона радног точка за рез $IL$ и наступ од 40 cm.....	74
Слика 6.1 Багер SchRs 800/1.5*2.5.....	75
Слика 6.2 Дијаграм остварене производње багера SchRs 800.15/1,5.....	76
Слика 6.3 Дијаграм оствареног времена рада багера SchRs 800.15/1,5.....	77
Слика 6.4 Расподела рада и застоја багера SchRs 800.15/1,5 у периоду 1995. – 2014. год. .....	77
Слика 6.5 Расподела застоја багера SchRs 800.15/1,5 у периоду 2010. – 2021. год. ....	77
Слика 6.6 Функција густине отказа $f_e(t)$ на основу емпиријских података.....	80
Слика 6.7 Функција интензитета отказа $\lambda_e(t)$ , на основу емпиријских података .....	80
Слика 6.8 Функција поузданости $R_e(t)$ , на основу емпиријских података .....	80
Слика 6.9 Апроксимативна функција густине отказа .....	81
Слика 6.10 Апроксимативна функција интензитета отказа.....	81
Слика 6.11 Апроксимативна функција поузданости .....	81
Слика 6.12 Функција поузданости, на основу емпиријских података за 2011. год. ....	82
Слика 6.13 Резултати анализе (тестирања) експоненцијалне расподеле применом програма <i>Mathwave – EasyFit 5.5</i> .....	83
Слика 6.14 Блок дијаграм серијске конфигурације подсистема роторног багера.....	83
Слика 6.15 Учесталост непланираних машинских отказа по подсистемама роторног багера.....	84
Слика 6.16 Функције интензитета отказа подсистема роторног багера.....	85
Слика 6.17 Прслине на левом делу челичне конструкције “П” носача багера.....	86
Слика 6.18 Прслине на десном делу челичне конструкције “П” носача багера .....	87
Слика 6.19 Место узорковања материјала за испитивање.....	89
Слика 6.20 Шема „вађења“ епрувета за испитивање .....	89
Слика 6.21 Епрувета за одређивање затезних својстава .....	90
Слика 6.22 Облик и димензије стандардне епрувете са V зарезом за испитивање методом по Шарпију .....	91
Слика 6.23 Непровар код обода ревизионог отвора .....	93
Слика 6.24 Прслина код ревизионог отвора .....	93
Слика 6.25 Прслина код унутрашње десне стране „П“ носача .....	93
Слика 6.26 Прслина код предње десне стране „П“ носача.....	93
Слика 6.27 Мерна места на „П“ носачу на која се постављају мерне траке.....	98
Слика 6.28 Десни стуб челичне конструкције „П“ носача, мерно место 1 и 2 .....	99
Слика 6.29 Мерно место 1 .....	99
Слика 6.30 Мерно место 2 .....	99
Слика 6.31 Леви стуб челичне конструкције „П“ носача, мерно место 3 до 6.....	100

Слика 6.32 Мерно место 3 .....	100
Слика 6.33 Мерно место 4 .....	100
Слика 6.34 Мерно место 5 .....	100
Слика 6.35 Мерно место 6 .....	100
Слика 6.36 Мерно место 7 .....	101
Слика 6.37 Мерно место 8 .....	101
Слика 6.38 Шема мерења.....	101
Слика 6.39 Варијанта В1: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама .....	103
Слика 6.40 Варијанта В3: положај одложне стреле – управан са гусеницама .....	104
Слика 6.41 Зависност напон – случај оптерећења за мерно место 1 .....	105
Слика 6.42 Зависност напон – случај оптерећења за мерно место 4.....	106
Слика 6.43 Промена напона у току експлоатације за мерно место 2 .....	107
Слика 6.44 Промена напона у току експлоатације за мерно место 4 .....	107
Слика 6.45 Промена напона у току експлоатације за мерно место 6 .....	108
Слика 6.46 Стрела радног точка багера <i>SchRs 800/1.5*2.5</i> .....	110
Слика 6.47 Попречни пресек материјала транспортованог траком 1 .....	112
Слика 6.48 Силе које делују на стрелу радног точка и реакције у ослонцима.....	118
Слика 6.49 Одложна стрела багера <i>SchRs 800/1.5*2.5</i> .....	120
Слика 6.50 Силе које делују на одложну стрелу и реакције у ослонцима .....	122
Слика 6.51 Положаји стреле радног точка – копање „улево“ .....	124
Слика 6.52 Положаји стреле радног точка – копање „удесно“ .....	124
Слика 6.53 Положаји одложне стреле – кретња „улево“ .....	125
Слика 6.54 Положаји одложне стреле – кретња „удесно“ .....	125
Слика 6.55 Варијанта 1.S: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама.....	126
Слика 6.56 Варијанта 1.S: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача .....	126
Слика 6.57 Варијанта S.2: положај одложне стреле – управан са гусеницама.....	127
Слика 6.58 Варијанта S.2: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача .....	127
Слика 6.59 Варијанта 6.L: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама.....	128
Слика 6.60 Варијанта 6.L: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача .....	128
Слика 6.61 Варијанта 13.L: положај одложне стреле – управан са гусеницама .....	129
Слика 6.62 Варијанта 13.L: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача .....	129
Слика 6.63 САД модел челичне конструкције „П“ носача челичне конструкције багера .....	131
Слика 6.64 МКЕ модел челичне конструкције „П“ носача челичне конструкције багера .....	132
Слика 6.65 Варијанта оптерећења S.1 - багер у миру: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона.....	133
Слика 6.66 Варијанта оптерећења S.2 - багер у миру: положај одложне стреле – управан са гусеницама – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона .....	133
Слика 6.67 Варијанта оптерећења 13.L - багер у раду: положај одложне стреле – управан	

са гусеницама (положај улево) – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона .....	136
Слика 6.68 Варијанта оптерећења 13.L - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај улево) – Резултати прорачуна – Место максималне вредности ефективног напона .....	136
Слика 6.69 Варијанта оптерећења 13.D - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај удесно) – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона.....	137
Слика 6.70 Варијанта оптерећења 13.D - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај удесно) – Резултати прорачуна – Место максималне вредности ефективног напона.....	137
Слика 6.71 Заморно оптерећење 13 - Резултати прорачуна – Поље распона напона ....	138
Слика 6.72 Заморно оптерећење 13 - Резултати прорачуна– Место максималне вредности распона напона.....	139

## ЛИСТА ТАБЕЛА

Табела 5.1 Подаци за утврђивање отпора копања [92] .....	73
Табела 6.1 Технички подаци багера <i>SchRs 800/1.5*2.5</i> .....	75
Табела 6.2 Израчунате вредности емпиријских функција [6] .....	79
Табела 6.3 Број отказа по подсистемима.....	84
Табела 6.4 Вредности интензитета отказа по подсистемима [6] .....	85
Табела 6.5 Хемијски састав основног материјала [71] .....	89
Табела 6.6 Затезна својства епрувета извађених из <i>L-T</i> и <i>T-L</i> правца [71].....	90
Табела 6.7 Резултати ударних испитивања епрувета извађених из ЛТ правца [71] .....	91
Табела 6.8 Резултати ударних испитивања епрувета извађених из ТЛ правца [71] .....	92
Табела 6.9 Различите варијанте положаја стреле радног точка и одложне стреле [71].	102
Табела 6.10 Измерене микродеформације и израчунати напони – мерно место 1 [71].	104
Табела 6.11 Измерене микродеформације и израчунати напони – мерно место 4 [71].	105
Табела 6.13 Тежине елемената стреле радног точка .....	111
Табела 6.14 Прорачун номиналне бочне компоненте копања .....	114
Табела 6.15 Прорачун максималне бочне компоненте копања .....	115
Табела 6.16 Тежине елемената одложне стреле .....	120
Табела 6.17 Варијанте положаја и оптерећења стреле радног точка и одложне стреле	123
Табела 6.18 Варијанте оптерећења и реакције које делују на челичну конструкцију „П“ носача .....	130
Табела 6.19 Резултати прорачуна при динамичком оптерећењу („багер у раду“) и заморном оптерећењу .....	134

## ЛИСТА ОЗНАКА

Ознака	Назив
$R_T$	Тангентна компонента отпора копања
$R_N$	Нормална компонента отпора копања
$R_B$	Бочна компонента отпора копања
$k_F$	Коефицијент отпора копања сведен на површину одреска
$k_L$	Коефицијент отпора копања сведен на дужину резања
$k_N$	Коефицијент нормалне компоненте отпора копања
$k_B$	Коефицијент пропорционалности бочне компоненте отпора копања
$M_{EM,nom}$	Номинални обртни момент електромотора
$M_{AU}$	Момент искључивања погона радног точка
$M_{VU}$	Момент губитка погона радног точка
$S$	Номинални или инжењерски напон
$N$	Број циклуса
$\varepsilon$	Стварна деформација
$\sigma$	Напон
$t$	Време
$\sigma_m, \sigma_{SR}$	Средњи напон
$\sigma_{max}$	Максимални напон једног циклуса оптерећења
$\sigma_{min}$	Минимални напон једног циклуса оптерећења
$\gamma$	Коефицијент замора
$\gamma_{FF}$	Парцијални коефицијент сигурности на замор
$\gamma_{Mf}$	Коефицијент отпорности пресека или везе на замор

$\sigma_a$	Амплитудни напон
$R$	Степен променљивости напона
$A_0$	Почетна површина попречног пресека
$a_0$	Почетна дужина прслине
$a_c$	Критична дужина прслине
$E$	Модул еластичности
$F$	Сила – Аксијално оптерећење епрувете
$K$	Коефицијент ојачања или кофицијент чврстоће
$K_c$	Жилавост лома
$K_I$	Фактор интензитета напона за I мод отварања прслине
$K_{IC}$	Жилавост лома за I мод отварања прслине
$\Delta K$	Распон фактора интензитета напона
$\Delta K_{th}$	Праг фактора интензитета напона
$l$	Тренутна мерна дужина
$L$	Почетна дужина
$\Delta L$	Издужење
$m$	Константа замора
$N$	Број циклуса
$N_c$	Број циклуса који је дефинисан 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 прслине
$N_L$	Број циклуса за бесконачни радни век (по Eurocode-y)
$Y$	Фактор облика
$Z$	Сужавање попречног пресека у процентима
$\delta$	Издужење у процентима
$\sigma$	Локални или стварни напон (Cauchy-јев напон)
$\Delta\sigma$	Опсег напона једног циклуса оптерећења
$\Delta\sigma_c$	Референтна вредност заморне чврстоће при 2 милиона циклуса, (по Eurocode-y)
$\Delta\sigma_R$	Отпорност на замор одговарајуће категорије детаља



---

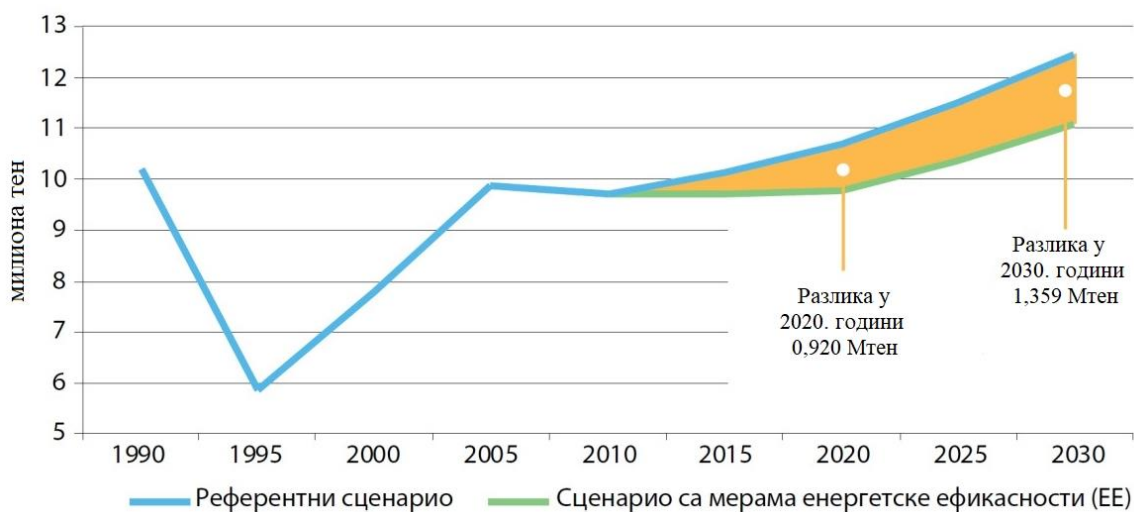
$A_{uk}$	Укупна енергија удара
$A_l$	Енергија стварања прслине
$A_p$	Енергија ширења прслине
$\lambda(t)$	Функција интензитета отказа
$f(t)$	Функција густине отказа
$R(t)$	Функција поузданости
$F(t)$	Функција вероватноће отказа

# 1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

## 1.1 ОПШТЕ О ПОЛОЖАЈУ ЕНЕРГЕТИКЕ

Енергетика представља једну од инвестиционо најинтензивнијих грана привреде. Као таква, има вишеструко дејство на читаву технолошку основу друштва, и чини једну од основних подлога укупног развоја сваке земље. Сигурно и безбедно снабдевање енергијом, њена доступност и расположивост, производња и коришћење у складу са принципима одрживог развоја су предуслови за подизање конкурентности националне привреде. Енергетске ресурсе и потенцијале Републике Србије чине фосилна, конвенционална (угаљ, нафта и природни гас) и неконвенционална горива (уљни шкриљци), као и обновљиви извори енергије. Стратегијом развоја енергетике Републике Србије до 2025. године [1] дефинисана су два сценарија финалне потрошње у периоду до 2030. године: референтни сценарио и сценарио са применом мера енергетске ефикасности (слика 1.1).

Стратегијом је предвиђено да су стратешки циљеви сигурно и поуздано снабдевање електроенергетских термо-капацитета и обезбеђење потребних количина угља за финалну потрошњу. Према истом документу, потрошња електричне енергије у Србији од 2010. до 2030. године ће бити увећана за 16,3 %, што одговара годишњем расту од 0,76%, односно расту од 7,84% током сваке деценије. Предвиђа се да ће бруто производња електричне енергије у Србији до 2030. године прећи износ од 40 TWh годишње.



Слика 1.1 Пројекција потрошње електричне енергије [1]

Анализом [2], раст потрошње електричном енергијом ће наставити да расте око 2,1% годишње до 2040. године, уз мало већи раст код земаља у развоју и са мањим растом у развијеним земљама. Такође, процена је да ће се глобална потрошња електричне енергије увећати око 1,8 пута до 2050. године.

На укупну потрошњу електричне енергије у Србији до 2050. године највећи утицај имаће удео електрификације у процесима декарбонизације и смањење коришћења фосилних горива, процента коришћења електричних возила у саобраћају, повећање потрошње енергије за потребе рачунара и комуникација, број становника, врсти и обиму индустријске производње и унапређење из области енергетске ефикасности [2].

Анализа [2] је превидела 3 сценарија потрошње електричне енергије:

- горња граница потрошње остварила би се уз максималан раст у свим секторима потрошње. До 2050. године, бруто производња електричне енергије могла би достићи 81,12 TWh годишње са потрошњом од 64,9 TWh, што би представљало раст производње од 114%.
- доња граница потрошње остварила би се уз минималан раст у свим секторима потрошње. Уз коришћење соларних електрана и ветроелектрана, смањењем коришћења фосилних горива, уз декарбонизацију која се ослања на електрификацију, при смањењу броја становника и успешним коришћењем знања из области енергетске ефикасности, постојала би могућност (истина, мало вероватна) да се бруто годишња производња електричне енергије у Србији 2050. године задржи на затеченом нивоу од 38,417 TWh, уз финалну потрошњу од 28,096 TWh.
- средња вредност потрошње, поређењем са стопом раста предвиђену за Немачку, годишња потрошња би током 2050. године достигла 52,64 TWh, док би бруто производња електричне енергије у Србији достигла 65,8 TWh, што представља раст за 88%.

Ослањајући се на постојеће трендове раста потрошње електричне енергије у Србији и користећи скалирана прилагођена поређења са земљама ЕУ, процена раста бруто производње електричне енергије од 2020. до 2050. године креће се од 88% до 114% [2].

Производња угља у Републици Србији обухвата производњу каменог угља, мрког угља и лигнита. Експлоатација се обавља у рудницима за подземну експлоатацију угља (ЈП ПЕУ „Ресавица“), у руднику са подводном експлоатацијом (Ковин), као и у рудницима са површинском експлоатацијом (РБ Колубара и ТЕ-КО Костолац) у којима се производи лигнит. Коришћењем лигнита из ових басена се произведе око 60 % електричне енергије, а у зимским месецима и преко 75 %. Годишња производња лигнита износи око 35 милиона тона, што је респектабилна количина у европским мерилима. Стратегијом је предвиђено отварање нових површинских копова у Колубарском басену и проширење капацитета на површинском копу Дрмно.

Најзначајнија лежишта угља у Републици Србији су лежишта лигнита (меки мрки угљ). Геолошке резерве лигнита у односу на геолошке резерве свих врста угља у Републици Србији чине 97%. Од укупне резерве лигнита која износи 8,88 милијарди тона, око 4,5 милијарди налази се у Косовско-метохијском басену, док је око 4 милијарди тона у централном делу Републике Србије. Укупне експлоативне резерве угља су значајне и представљају реалну основу за даљи дугорочни развој енергетике уопште, а посебно за производњу електричне енергије.

У циљу производње потребне количине угља, на површинским коповима је ангажована бројна и разноврсна механизација, у којој централно место заузимају континуални системи који су састављени од роторног багера, система транспортера са гуменом траком, одлагача, претоварних машина и постројења за припрему угља. Битно место у експлоатацији лигнита чини роторни багер, који представља један од најкомплекснијих техничких система у индустрији уопште. Карактерише га сложена хијерархијска структура конструкције, висока новчана вредност како инвестициона тако и радна.

Потреба за високом капацитативном искоришћеношћу система, старост багера и тешки услови откопавања довели су до знатног пораста неподвижних техничких застоја који су често имали и тешке последице по багер као и вишемесечна, или чак вишегодишња испадања из система.

Откази у производњи система на површинским коповима могу створити, између осталог, велике трошкове у:

- изгубљеном времену производње,
- изгубљеном билансу производње,
- изгубљеним купцима,
- гаранцији плаћања,
- мобилизацији ванредног стања ресурса.

Примере отказа постоје не само на површинским коповима угља у Србији већ и на многим површинским коповима у свету. Они се објашњавају тешким радним условима, неодговарајућим пројектним решењима, недостајућим подацима о саставу материјала и квалитету заварених спојева и оштећењима и дефектима компонената кроз поступке производње и одржавања. Рано детектовање оштећења, као и процена интегритета и животног века конструкције, су активности које спадају у групу једних од најважнијих задатака у пракси машинског инжењера.

## 1.2 О ИНТЕГРИТЕТУ КОНСТРУКЦИЈА

Интегритет конструкције се може дефинисати као карактеристика конструкције која гарантује поуздану експлоатацију током радног века, док се век конструкције може дефинисати као период времена у току кога је конструкција у стању да испуњава сигурно, поуздано и економично своју функцију за коју је намењена.

Аутори Манески и Седмак [3] интегритет конструкције приказују као област која обухвата анализу стања и дијагностику понашања и попуштања, процену преостале чврстоће и радног века и ревитализацију конструкције. Јасно је да интегритет конструкције може бити нарушен услед дејства оптерећења и радним условима, као и да може доћи до појаве неког облика оштећења. Та оштећења могу укључивати: слабљење материјала и промену механичких особина, иницијализацију прслине, њено даље ширење и на крају и до отказа конструкције. Нарушени интегритет не мора нужно да значи отказ конструкције, тако да је процена интегритета директно везана са проценом преосталог радног века. Анализа интегритета конструкције, између осталог, подразумева примену нумеричких метода (метод коначних елементата – МКЕ), односно анализу структуре. Конструкција се моделира у одговарајућем софтверу, а потом врши анализа структуре, односно анализа напона и деформација. На бази добијених резултата могуће је анализирање стварног понашања конструкције, утврђивање „слабих“ места у конструкцији (чак и пре појаве прслине), одређивање узрока лошег понашања и попуштања конструкције као и процену експлоатационог века. На основу ових сазнања, добијају се параметри избора и одлука, чијом применом се конструкција може побољшати, а самим тим и побољшати њен радни век.

Добра процена интегритета конструкције подразумева и [4]:

- рано идентификовање потенцијалних сметњи интегритету конструкције,
- идентификацију механизма потенцијалног отказа,
- анализу ефеката извршених модификација на интегритет конструкције,
- анализу ефеката промењених услова рада и/или оптерећења на интегритет конструкције,
- дефинисање критичних димензија потенцијалних прслина (оштећења),
- примену статистичких метода на процену интегритета конструкције,
- примену принципа механике лома у процени интегритета конструкције,
- развој технологија за ремонт оштећених конструкција,
- познавање особина материјала, начина старења и губитка својстава чврстоће,
- анализу утицаја корозије,
- анализу утицаја замора и пузања,

- добар одабир методе за мониторинг конструкције,
- одабир одговарајуће методе испитивања без разарања.

Проблеми који се јављају у конструкцији у току експлоатационог периода, првенствено су последица недовољно добро пројектоване геометрије. Међутим, узрок може бити и недовољна отпорност материјала на настанак и раст прслине.

Ради свеобухватности анализе интегритета, неопходно је познавати елементе механике лома, замора материјала и оштећења, које су иначе засноване на различитим принципима, од математичких до емпиријских.

Механика лома, као научна дисциплина која се бави проблемима прслина и њиховог утицаја на понашање материјала и конструкција, донела је значајне промене у инжењерској пракси.

Као пример, може се навести проблем са цевоводом у Аљасци и примена принципа конструисања са сигурношћу од лома. У случају цевовода од Аљаске до САД су по први пут критеријуми механике лома прихваћени као меродавни, уместо конзервативних стандарда о дозвољеним грешкама у завареном споју. Услед великог броја грешака у завареним спојевима, поставило се питање економске оправданости поправке. Стога је амерички Национални институт за стандарде и технологију извршио детаљну анализу параметара механике лома, односно процену раста прслине и отпорност материјала на раст прслине. Резултати истраживања су званично прихваћени, па је обим поправке значајно смањен чиме су избегнути непотребни трошкови.

Други пример примене механике лома би био прелазак са класичног принципа конструисања делова који раде у условима замора (ткзв. „*safe-life*” принцип), у оквиру кога се применом Велерове криве одређује век компоненте без прслине, на принцип конструисања са сигурношћу од лома (ткзв. „*fail-safe*” принцип), код кога се век компоненте одређује као период раста прслине од неке почетне величине до величине прслине која је критична у односу на крти лом [5]. Прикупљена сазнања о расту заморне прслине су омогућила да се, са довољном сигурношћу, утврди преостали век компоненте са прслином и процени да ли компонента може да ради до следеће контроле.

Може се закључити да је основна промена коју је механика лома увела у инжењерску праксу прихватање постојања прслине и сличних грешака и неопходност анализе њиховог утицаја на интегритет конструкције [5].

Другим речима, произвођачи, корисници и сви други одговорни за интегритет конструкције су свесни да су могуће грешке у одређивању оптерећења и/или напона. Произвођачи могу да узму у обзир те несигурности тако да пропишу кратак век коришћења или да пропишу шеме редовних измена и поправки делова. Примена минималних карактеристика материјала, у комбинацији са уобичајеним степенима сигурности при одређивању века, води у већини случајева ка недовољном коришћењу конструкције. Практика замене компонената са ограниченим веком често води ка непотребним трошковима. Искуство је показало да већина компонената, чији је век прошао, може и даље да буду у експлоатацији без већег ризика.

### 1.3 ЦИЉ РАДА

Циљ докторске дисертације је развој методологије која се састоји од више техника за добијање квалитетних резултата о процени интегритета и века челичне конструкције великих рударских машина коришћењем нумеричко-експерименталних метода.

У стручном раду, аутора Лазаревић, Ж., [6], на основу диспечерских извештаја о застојима WTO-III система (багер-транспортер-одлагач) на површинском копу у РБ Колубара, Лазаревац, у периоду од 2003. до 2015. године, анализирана је законитост непланираних машинских отказа роторног багера. Ова врста отказа се догађа

непредвидиво услед неприметних дефеката, необјашњивих узрока као и услед отказа које је немогуће избећи.

Функције поузданости  $R(t)$ , интензитета отказа  $\lambda(t)$  и густине отказа  $f(t)$  роторног багера су одређене емпиријски. Утврђено је да међу познатим теоријским законима расподеле, закон расподеле безотказног рада, на свим подсистемима се најбоље апроксимира експоненцијалном расподелом. У даљем истраживању анализирана је серијска конфигурација поузданости подсклопова роторног багера и утврђена учесталост отказивања као и вредност интензитета отказивања по подсклоповима.

У дисертацији се акценат даје на челичну конструкцију која спада у веома одговорну целину рударске машине. Укупан радни век рударске машине, као и поузданост, дуговечност и сигуран рад је, у највећој мери, дефинисан веком трајања носеће конструкције. У случају отказа челичне конструкције може доћи до губитка стабилности целе машине и тешке хаварије, из чега следи закључак да је за век и интегритет челичне конструкције битно праћење њеног стања.

У *првом делу* докторске дисертације су дата уводна разматрања о положају енергетике у Републици Србији, потреби за сигурним и поузданим снабдевањем електроенергетских термо-капацитета и обезбеђење потребне количине угља. У наставку се уводе појмови интегритета и века конструкције.

Интегритет конструкције се може дефинисати као карактеристика конструкције која гарантује поуздану експлоатацију током радног века, док се век конструкције може дефинисати као период времена у току кога је конструкција у стању да испуњава сигурно, поуздано и економично своју функцију за коју је намењена.

*Други део* дисертације говори о великим рударским машинама на површинским коповима. Описан је роторни багер, који представља једну од основних рударских машина. Дат је историјски преглед развоја роторног багера и основне врсте појединих типова багера. Посебан осврт је дат на челичну конструкцију и стрелу радног точка као и оптерећењу багера у процесу копања.

*Трећи део* дисертације обрађује теме настанка и раста прслина, механику лома и заморни лом. Механизам настанка и раста прслине је појашњен, почев од иницијације заморне прслине, преко фактора који утичу на иницијацију и раст прслине. Представљени су елементи линеарно-еластичне и еласто-пластичне механике лома. Коначно, дата је анализа неких од закона заморног раста прслине услед динамичког оптерећења.

У *четвртом делу* дисертације, акценат је на животном веку и поузданости рударских машина, врсти и анализи отказа, концептима анализе замора и доказу заморне чврстоће у техничкој регулативи. На основу диспечерских извештаја о застојима рударског система (који чине роторни багер, претоварни уређај, одлагач и тракасти транспортери) у периоду од дванаест година на површинском копу у РБ Колубара, Лазаревац, анализирана је законитост непланираних машинских отказа роторног багера. Утврђено је да међу познатим теоријским законима расподеле, закон расподеле безотказног рада, на свим подсистемима се најбоље апроксимира експоненцијалном расподелом. У даљем истраживању анализирана је серијска конфигурација поузданости подсклопова роторног багера, утврђена је учесталост отказа као и вредност интензитета отказа по подсклоповима.

*Пети део* дисертације дефинише појмове интегритет и век рударских машина. Интегритет конструкције обухвата активности која омогућавају одређивање реалног понашања конструкције у експлоатацији, узрок лошег понашања конструкције као и одређивање преосталог радног века. На основу тих активности следе радње чијом применом се конструкција побољшава, односно повећава њен радни век, а самим тим се повећава и радни век целе рударске машине. Век конструкције се може дефинисати као

период времена у току кога је конструкција у стању да испуњава сигурно, поуздано и економично своју функцију за коју је намењена.

Основна нумеричка метода за процену интегритета и века конструкције је метода коначних елемената (МКЕ). Метода је нашла примену у инжењерској пракси, између осталог, из економских разлога јер представља комформан начин за добијање приближно тачних резултата уз релативно мале трошкове. Конструкција се моделира у одговарајућем софтверском пакету, а затим се врши прорачун и анализа напона и деформације.

Под експерименталним мерењима се подразумева испитивање функционалности и радне способности карактеристичних погонских елемената и елемената челичне конструкције, односно мерење вибрација на карактеристичним местима погонских група, мерење напонског стања на карактеристичним местима конструкције, као и мерење оптерећења различитих погонских група преко измерене струје.

За прибављање тачних информација о величини, расподели и правцу деформација у оптерећеној конструкцији се користе мерне траке. Користе се за одређивање једноосног и раванског напонског стања као и за одређивање заосталих и термичких напона.

Експериментална мерења представљају вид провере да ли се конструкција понаша онако како је прорачуном предвиђено, односно служи да се отклоне дилеме у вези претпостављених оптерећења.

Досадашња сазнања из различитих области се сублимирају у један циљ: да се са што мање мерења утврди „историја“ животног века рударске машине, односно стање и понашање конструкције и да се утврди да ли је одговор конструкције на оптерећења онаква како је прорачуном предвиђено.

У шестом делу дисертације је дат пример и примена развијене методологије на роторном багеру *SchRs 800/1,2x2,5* који се налази на ПК „Дрмно“ у Костолцу. Багер је током експлоатације показивао „лоше понашање“, односно долазило је, између осталог, до појаве прслина на челичној конструкцији „П“ носача багера, што је захтевало заустављање рада багера ради поправки, односно заваривање прслина како се не би угрозила безбедност багера. Током година, рађено је неколико санација и ревитализација горње градње, односно челичне конструкције „П“ носача багера, међутим проблем појаве прслина није трајно решен.

У наставку дисертације, дате су мере у циљу побољшања тренутног стања багера.

На почетку су извршена испитивања са и без разарања у циљу сагледавања тренутног стања конструкције „П“ носача. Испитивања су обухватила: димензиону контролу основног материјала, испитивања течним пенетрантима, испитивање ултразвуком и хемијска и механичка испитивања основног материјала.

Санација челичне конструкције „П“ носача је обухватила: припреме за заваривање делова „П“ носача, „вађење“ прслина жљебљењем, уклањање оштећених плоча, заваривање, визуелна контрола и испитивања без разарања заварених спојева.

Следи постављање мерних трака на челичну конструкцију „П“ носача и тензометријска испитивања челичне конструкције у циљу одређивања стварног деформацијског и напонског стања челичне конструкције „П“ носача у неоптерећеном и оптерећеном стању.

Претпоследња тачка поглавља обухвата аналитичко одређивање и анализу варијанти оптерећења која делују на челичну конструкцију „П“ носача, формирање МКЕ модела и анализу напонског стања челичне конструкције „П“ носача у карактеристичним положајима багера.

Предложена методологија захтева увођење следећих претпоставки:

- интегритет конструкције се дефинише као карактеристика конструкције која гарантује поуздану експлоатацију,

- век конструкције се дефинише као период времена у току кога је конструкција у стању да испуњава сигурно, поуздано и економично своју функцију у општим условима,
- под замором материјала се може сматрати процес акумулације оштећења насталог услед променљивих напона и деформација, које може да доведе до стварања прслине или да проузрокује њен даљи раст,
- замор се дешава при оптерећењима која по свом интензитету обично не прелазе напон течења,
- фактори који утичу на стварање и пропагацију прслине су утицај површине материјала и утицај околине: квалитет површинске обраде, површинска оштећења (зарези, огреботине), топлотно-хемијско-механичка обрада површине материјала (нитрирање, калење), агресивни и неагресивни утицаји околине (корозија, хемијско-механички процеси),
- нумерички модел изражен преко методе коначних елемената представља један од главних сегмената у методологији процене интегритета делова великих рударских машина; нумеричким моделом доказује се експеримент и обратно,
- ревитализација, у ширем смислу, представља поступак у циљу побољшања рада и продужење века трајања багера. Поред тога циљ је и да се побољшају излазне карактеристике багера, односно боља прилагођеност радној средини, повећање поузданости у раду, сигурност функционисања, погодност одржавања, безбедност људи и еколошки аспекти,
- реконструкција представља поступак измене (дела) конструкције на постојећој машини у циљу побољшања учинка,
- модернизација представља поступак измене (дела) конструкције при којој се користе компоненте новије генерације које су развијене и произведене после производње предметног багера и/или ради измене компонената које се више не производе због застарелости.

## 1.4 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА И ИСКУСТАВА У ПРЕДМЕТНОЈ ОБЛАСТИ

Циљ докторске дисертације Даничић Д. [7] је био да се дефинише методологија и развије интегрални модел система за дијагностику стања и понашања челичне конструкције рударских машина из разлога одлуке о даљим активностима везаним за њихов рад (наставак даљег рада без интервенција, ревитализација, модернизација, реконструкција, отпис или, као код нових машина, праћење планираних стања). Методологија се заснива, с једне стране на великој експанзији дијагностичких уређаја (велика прецизност, прикупљање огромне количине података, релативно једноставан пренос података и поједностављено и олакшана примена) чији развој последњих година умногоме олакшава рад на техничкој дијагностици, а са друге долазак нове генерације стандарда који у неким областима потпуно напуштају класична схватања. На крају, ту је и можда најзначајнији сегмент који ова методологија треба да обухвати, а то је искуство у области рударских машина за површинску експлоатацију у домену пројектовања, експлоатације, одржавања и дијагностике. Резултат ових истраживања биће систем процедура и њихових међусобних односа у циљу добијања релевантних података који дефинишу стање рударске опреме и правац даљег деловања.

Јованчић П. је у својој докторској дисертацији [8] сублимирао аналитички пресек стања, нумерички модел преко методе коначних елемената и измерене вибрације на карактеристичним местима погонских група, односно, дао методолошки приступ утврђивању понашања погонских група на роторном багеру у циљу њихове даље



ревитализације. Методологијом се врши дијагностиковање стања одређене погонске групе, при чему се утиче на узрок (лошег) понашања, а не на последицу. Добијени елемент дијагностичког опажања – вибрације, су дали потврду математичког модела који се ради на основу МКЕ, а који је потврђен у динамичког опсегу.

Половина Д. је у свом докторском раду [9] описао основни концепт везан за примену знања код пројектовања и израде багера уз појашњење важећих европских стандарда, а посебно носећој челичној конструкцији и са посебном пажњом о стрели радног точка. Прецизно су дефинисани појмови ревитализација, модернизација и реконструкција. Презентоване су изведене ревитализације у Србији и Европи. Приказане су постојеће методе за оцену преосталог века различитих рударских машина. Предложене су методе за евалуацију техничког стања роторног багера и ефеката потенцијалних ревитализација.

У стручном раду [10] је извршена анализа хаварије багера *KWK-1400* на површинском копу *Turow* у Пољској. Као резултат лома „ушке“ на стрели баласта, одложна стрела и остале компоненте су претрпеле пластичне деформације. Извршена је анализа применом методе коначних елемената, која је показала да концентрација напона „ушке“ на стрели баласта прелази дозвољени ниво. Такође, извршена су испитивања материјала у области лома у циљу идентификовања узрока хаварије. Добијене су макроскопске и микроскопске фотографије површина у подручју лома. Извршена су испитивања тврдоће и микротврдоће у близини шавова. Анализе применом методе коначних елемената и испитивања материјала су показала да је узрок хаварије багера „пројектантска грешка“ и грешка у завареним спојевима.

У стручном раду аутора Бошњак С. [11], на потпорном носачу стреле баласта багера ведричара *BCE ERs 1000/20* су се појавиле прслине. Циљ рада је обухватио: налажење узрока појаве прслина, реконструкцију потпорног носача и валидација нумеричко - експерименталном методом. У циљу налажења узрока појаве прслина, извршена су испитивања хемијског састава, затезне чврстоће и тврдоће материјала потпорног носача. Нумеричко - експерименталном анализом је закључено да је узрок појаве прслина пројектантска грешка. Анализа напона на реконструисаном носачу баласта и рад багера у дужем временском периду без отказа је показала валидност реконструкције, док је багер након реконструкције носача ископао око  $8,5 \times 10^6 t$  угља и  $1,8 \times 10^6 m^3$  земље.

У стручном раду [12], аутори су се фокусирали на битне делове носеће структуре багера *BWE SRs 1301*, односно на заварене спојеве на затегама стреле радног точка. Рад укључује нумеричко-експерименталну анализу напона, радиографско и ултразвучно испитивање, мерење заморног раста прслине као и процену интегритета завареног споја.

У стручном раду аутора *Eugeniusz Rusinski* [13], анализиран је лом вратила радног точка роторног багера. У том циљу су експериментално одређена спољна оптерећења и извршена МКЕ анализа. Такође, извршена је и анализа материјала на месту лома. Закључак је да су узроци лома вратила неметални укључци на површинском слоју вратила услед ваљања као и услед неадекватне термичке обраде вратила.

У стручном раду [14] су приказани резултати испитивања и анализа сложених динамичких оптерећења, која су извршена на роторном багеру *SchRs 650/5x24*. Такође, коришћењем експерименталних испитивања је извршена процена животног века виталних делова заварене конструкције стреле багера која је подвргнута цикличном оптерећењу са променљивим амплитудама. Спољна оптерећења, односно силе копања, за јаловину и угаљ су израчунати на основу измерених вредности интензитета струје погона радног точка. Деформације на вратилу радног точка су одређене тензометријским мерењима, те деформације су претворене у тангенцијалне напоне, из чега следи обртни момент на вратилу радног точка.

У наставку је представљен методолошки приступ процене радног века делова заварене конструкције стреле радног точка. Процена је урађена у циљу утврђивања

чврстоће и раста заморне прслине. Применом мерних трака извршено је мерење деформација делова заварене конструкције стреле. Циљ испитивања је утврђивање могућности настанка пластичних деформација или иницијалних прслина услед замора на завареним деловима конструкције и добијање података који дефинишу раст прслине.

У стручном раду [15] су представљени резултати експериментално - нумеричке анализе узрока отказа кашике радног точка роторног багера *SRs 470*. Кашике представљају битан подсклоп рударских машина које врше копање, а служе за вршење основне функције машине - копање земље и угља. Коришћењем одговарајућих испитивања одређени су хемијски састав, механичка својства, ударна жилавост, тврдоћа, микроструктура као и склоност ка прслинама. Испитивања радних и заосталих напона су извршена коришћењем мерних трака. Напонско стање кашике у току рада је израчунато применом линеарне методе коначних елемената (МКЕ).

Закључци који су произашли на основу резултата истраживања, показују да су главни разлози отказа кашике радног точка „грешке у пројектовању“ – односно превиди учињени током поступка димензионисања као и избор материјала. У наставку испитивања је утврђено да високе вредности заосталих напона, као и хладне прслине које су уочене на завареном споју тела радног точка, показују да „грешке у производњи“ такође играју значајну улогу у отказу кашика. Спој утицаја „грешака у дизајну“ и „грешака у производњи“ је условио појаву и ширење заморних прслина, што је довело до оштећења кашика. Чињеница да је до отказа кашика радног точка дошло услед пропуста учињених током димензионисања, избора материјала као и током производње, указује на важност имплементације критичног приступа у фази пројектовања рударских машина.

У стручном раду [16] је, коришћењем концепата линеарне еластичне механике лома (ЛЕМЛ), спроведена анализа у циљу проучавања ширења прслине у завареном споју радног точка роторног багера, који је отказао у раду након годину дана рада. У анализи су размотрени аспекти који се тичу завареног споја: појава заосталих напона, повећање фактора интензитета напона (*SIF*) услед геометрије вара, као и појава „затварања“ прслине. За посматране прслине су нумерички израчунати фактори интензитета напона, док је за одређивање брзине пропагације прслине коришћена Вокерова једначина. Заморни век, у складу са прорачунатим бројем циклуса до отказа радног точка, је одређен приликом разматрања ширења већ постојеће прслине у конструкцији, у пољу заосталих затезних напона по дебљини плоче и дуж шави.

Стручни рад [17] анализира прслину која је откривена у подножју стреле радног точка роторног багера *ERs 1250*, који је у функцији преко 30 година на подручју рударског басена Гацко. Применом МКЕ извршен је прорачун за варијанту максималне снаге мотора радног точка, односно у најнеповољнијем случају. Међутим, прорачун није указао на могућност појаве прслина. У наставку су на основу експлоатационих мерења напона и убрзања извршене додатне симулације оптерећења (хоризонтална и вертикална оптерећења) која би могла изазвати прслине.

Нумеричка анализа је показала да хоризонтална сила изазива почетну прслину, а мерења и остварени циклуси оптерећења указују да је ефекат замора материјала доминантан. То указује да је замор материјала узрок значајног повећања прслине. На основу анализе отказа, извршена је санација стреле радног точка, а након извршених радова роторни багер је успешно у функцији дужи низ година.

У стручном раду [18] су приказани резултати експерименталних испитивања, пројектовања и нумеричких анализа у циљу оптимизације оперативних трошкова кашика радног точка роторног багера, који се користи у руднику лигнита Туров, Пољска. Приказани приступ пројектовању и оптимизацији наслања се на резултате испитивања у реалним радним условима роторног багера, као и савремених нумеричких алата који

подржавају сâм процес пројектовања. Резултат из рада [18] представља конструкционо решење две кашике радног точка са брзо-заменљивим и трајним зубима, са знатно побољшаним техничким и оперативним карактеристикама што ће омогућити остваривање реалних уштеда.

Стручни рад [19] анализира отказ секције стреле хидрауличног багера (капацитета 23 m<sup>3</sup>), који је доживео хаварију након скоро 40000 часова рада. Анализа отказа се врши у циљу дијагностике узрока и у циљу ублажавања евентуалних сличних кварова рударских машина. Анализа подразумева прикупљање података, визуелни преглед на терену, испитивања без разарања, макроскопску и микроскопску фрактографију, хемијску анализу, металографску анализу, испитивање тврдоће као и анализу применом методе коначних елемената. Прслина се развила и неприметно се проширила у пољу завареног споја између плоча на стрели багера. Извршена анализа показује низ фактора који доводе до отказа: неодговарајући материјали плоча у погледу механичких особина, низак квалитет заварених спојева као и појава геометријских дисконтинуитета који доводе до пораста напона.

У раду [20] је извршена анализа отказа вратила затезног бубња транспортера који је изненада престао са радом. Примењено је микроструктурно испитивање вратила, које је открило унутрашње прслине и знакове површинског наваривања. Разлог површинског наваривања је непознат. Процес заваривања је довео до настанка унутрашњих напона у зони утицаја топлоте. Утврђене су велике разлике у тврдоћи попречног пресека вара, од 250 до 480 HV. Крупно зрно у зони утицаја топлоте је показало да је подложно пуцању. У близини површине лома су откривене прслине. Додатно, уочена је лоша машинска обрада радијуса на вратилу бубња, што је узроковало додатну концентрацију напона. Металографска анализа је открила да је основни материјал (*42CrMo4*) неодговарајуће термички обрађен, што се одразило на механичке особине, посебно на ударну жилавост. На основу свега изнесеног, закључује се да је комбинација неодговарајуће термичке обраде материјала, површинског наваривања, машинске обраде и динамичких оптерећења резултовала прслинама и неизбежном отказу вратила бубња.

У стручном раду [6] на основу диспечерских извештаја о застојима система багер-транспортер-одлагач (ВТО-III система) у периоду од 2003. до 2011. године, анализирана је законитост непланираних машинских отказа роторног багера. Ова врста отказа се догађа непредвидиво услед неприметних дефеката, необјашњивих узрока као и услед отказа које је немогуће избећи. Емпиријски су одређене функције: поузданости  $R(t)$ , интензитета отказивања  $\lambda(t)$  и густине отказивања  $f(t)$  роторног багера. Утврђено је да експоненцијална расподела добро апроксимира анализиране отказе.

У даљем истраживању извршена је анализирана серијске конфигурације поузданости подсклопова роторног багера, одређена је учесталост отказивања као и вредност интензитета отказивања по подсклоповима.

На крају је приказан проактивни приступ одржавању који представља новији појам у области одржавања. Овакав приступ одржавања користи различите технологије у циљу постизања продужења радног века и у циљу елиминисања реактивног одржавања.

## 2 ВЕЛИКЕ РУДАРСКЕ МАШИНЕ НА ПОВРШИНСКИМ КОПОВИМА

### 2.1 РОТОРНИ БАГЕР

Роторни багер представља основну машину у систему багер-транспортер-одлагач (БТО систем) намењену за откопавање јаловине и других корисних супстанци на површинским коповима. Током више десетина година развоја багера створене су конструкције које задовољавају разне рударске техничке услове копања. Ове конструкције обезбеђују високе техничко-економске показатеље у раду, захваљујући низу техничко-експлоатационих предности над другим типовима багера, високој сигурности, релативно малој уградњи метала, потрошњи енергије и високом коефицијенту корисног дејства радног органа [21]. Откопавање материјала врши се ведрицама које су равномерно распоређене и причвршћене на ободу роторног точка. При откопавању, радни точак врши обртање у вертикалној равни, а стрела радног точка заједно са обртном платформом врши окретање у хоризонталној равни. Обртањем роторног точка и наиласком пуних ведрица у зону истоварног сектора, материјал се празни из ведрица, предаје пријемном транспортеру на роторној стрели и даље у зависности од броја транспортера на багеру предаје задњем истоварном транспортеру.

Роторни багер се развио на основу багера ведричара чији развој почиње око 1800. године подстакнут градњом канала. Замисао да се конструише багер који би објединио покретљивост и релативно мало хабање кашика багера са континуираним радом и великим капацитетом багера ведричара довела је до конструкције роторног багера чији развој почиње 1913. године у Немачкој. Први роторни багер је израдила фирма „Humbolt“ 1916. године за потребе површинског копа „Bergwitz“. Овај багер је комбиновао принцип континуалног откопавања багера ведричара са великом гипкошћу багера кашикара и кретао се на шинама.

Значајан напредак у развоју роторних багера се дешава у Немачкој 1947. године. Године 1951. на багере се уграђује безћелијски ротор, који је развијен у САД, а исте године је развијен и багер без телескопске катарке. До 1938. године произведено је преко 50 комада роторних багера, а 50 година касније преко 800 комада.

У Америци производња багера почиње 1943. године, а већ 1953. године систему рада са багером се прикључује и самоходни транспортер. По први пут се примењује роторни точак полућелијског типа, уместо ћелијског, што им је знатно повећало капацитет. Од 1955. године почиње све масовнија производња багера и за дубински и за висински рад. Касније су произведени и први багери са променљивом дужином стреле.

Од 1960. произведени су багери са повећаном резном силом и већим капацитетом, а 1987. године KRUPP у Хамбаху је испоручио багер теоретског капацитета  $19200 \text{ m}^3/\text{h}$ .

У бившој Југославији данашњи начин експлоатације на површинским коповима креће почетком 60-тих година на копу „Добро село“ на Косову, да би у другој половини 60-тих кренуо и у Колубарском басену, а нешто касније и у Костолцу.

Класификација роторних багера може се вршити по бројним и разноврсним конструкционим и технолошким обележјима. Багер се може класификовати по:

- намени,
- теоретском капацитету,
- специфичној сили копања,
- начину откопавања блока,
- начину усецања у блок,
- типу транспортног уређаја,

- узајамном положају горњег окретног и доњег неокретног дела багера,
- типу и положају осе окретања претоварног уређаја,
- шеми распореда основних уређаја,
- степену окретљивости горњег окретног дела багера,
- типу роторне стреле,
- степену уравнотежености багера.

Према немачкој класификацији, подела роторних багера се врши према конструктивним карактеристикама и то на класе *A*, *B* и *C*. Ова подела није чврсто дефинисана и између њих могу постојати преклапања. Током развоја роторних багера и на основу вишедеценијске експлоатације направљене су конструкције које могу испунити разне рударско-технолошке захтеве откопавања. Роторни багери обезбеђују високе техноекономске показатеље у раду, захваљујући, пре свега, низу техничко-експлоатационих предности у односу на друге врсте багера (као што су релативно мала уградња метала, мала специфична потрошња енергије, високи коефицијенти искоришћења радне целине 0,8-0,9 и релативно висока поузданост [22]).

Основне врсте појединих типова багера су:

- 1) Компактни багери. Карактеристика им је велики капацитет у односу на саму димензију багера и релативно кратка стрела у односу на пречник радног точка. Тежиште им је релативно ниско (слика 2.1). Главни недостатак овог типа багера је релативно мали радни век конструкције. Примери ових багера на површинским коповима у Србији су: *SchRs-800*, *C700S*, *SRs-400*.



Слика 2.1 Компактни багер - *SRs(H) 1050.23/2.0*

- 2) Багери са C рамом. Карактеристика им је повезаност горње градње, централног стуба и носача баласта у облику слова *C*. Постоје са и без претоварног уређаја. Технолошки су врло прихватљиви, коефицијент багерована им је повољан, али уз релативно високо тежиште (слика 2.2). Велики број багера на површинским коповима у Србији припада овом типу, као што су: *SchRs-630*, *SRs-1200*, *SRs-1300*, *SRs-2000*, *SR1201*.



Слика 2.2 Багер са С рамом - *SchRs 740/6x25*

3) **Велики багери.** Карактеристика им је да имају носеће стубове котурача са ужадима са спуштеним носачем баласта који се веже за горњу обртну платформу. Овај тип багера има релативно ниско тежиште, али и сложен транспортни пут откопаног материјала (слика 2.3). На површинским коповима у Србији багер *SchRs-1760* припада овом типу.



Слика 2.3 Велики багер - *SchRs 1600/3x25*

Као што је већ речено, роторни багер представља основну машина у БТО систему и према њему се димензионишу остали елементи система. Како од правилног димензионисања целог система зависи не само капацитет већ и економичност рада, веома је важан правилан избор роторног багера. Правилан избор значи максимална прилагођеност багера условима радне средине и рударско-технолошким захтевима.

Савремене тенденције у конструкцијама роторних багера крећу се, углавном, у два правца:

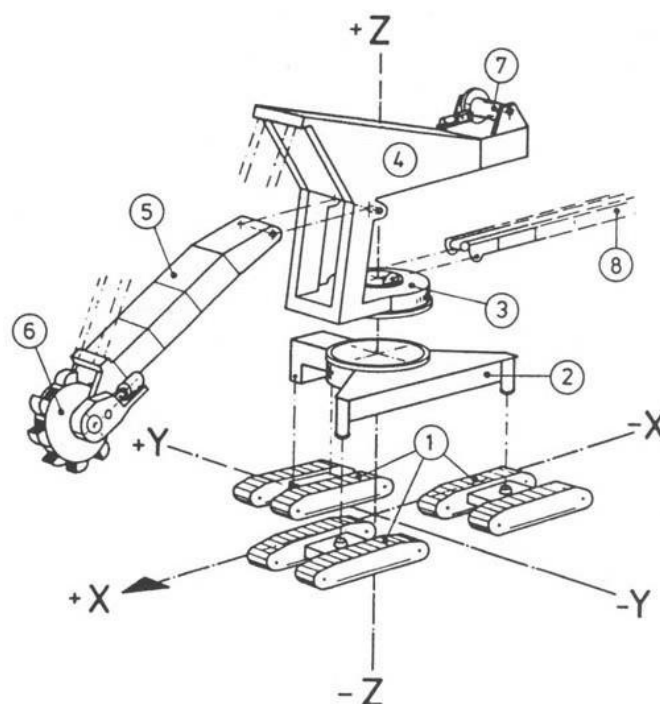
- нова конструкција радног точка која ће омогућити уз мали пречник велики теоретски капацитет,
- нова конструкција багера чији ће однос масе и теоретског капацитета бити испод 0,3 уз задовољење рударско-технолошких захтева.

Доношење одлуке који је правац бољи, није лак, јер је потребно усагласити често два опречна захтева, али ће они у будућности морати да се приближе једно другом, а све у циљу оптимизације конструкције и остваривање задатог капацитета.

## 2.2 ЧЕЛИЧНА КОНСТРУКЦИЈА РОТОРНОГ БАГЕРА

Веома велики утицај на радни век багера, његову поузданост, дуговечност и сигуран рад има челична конструкција [23]. Величина, облик и конструкција роторног багера зависе посебно од захтеваног капацитета, начина утовара материјала и специфичних услова рада на копу. На облик и конструкцију багера битно утиче и дозвољени нагиб косина, затим чврстоћа материјала који се откопава, као и дозвољени специфични притисак на тло.

Од укупне масе багера, на челичну конструкцију отпада од 35 % до 50 %, у зависности од типа багера. Од укупне масе челичне конструкције, 75 % припада главној челичној конструкцији, а преосталих 25 % масе иде помоћној конструкцији. На слици 2.4 су приказане основне конструкционе целине роторног багера, према подели произвођача багера.



**Слика 2.4 Главне компоненте роторног багера: 1) транспортни механизам, 2) доња платформа, 3) горња обртна платформа, 4) централни стуб са носачем противтега, 5) стрела радног точка, 6) радни точак, 7) механизам дизања стреле, 8) одложни транспортер [24]**

Веза стреле радног точка (5) са централним стубом (4) се остварује преко два зглобна лежаја, горња градња (3) се преко великог аксијалног лежаја (куглибана) ослања на доњу платформу (2), а веза доње платформе (2) и гусеница (1) се остварује преко лоптастих лежајева.

*Централни стуб* има улогу да носи средњу радног точка и да на обртну платформу пренесе сва оптерећења која се у току рада багера јаве. Израђује се са конструкцијом решеткастог типа и са пуним зидовима. Углавном се израђује у целини са носачем противтега. Старији модели багера су пројектовани са вертикалним централним стубом док новији модели имају нагнут стуб ка противтегу. Нагнутост стуба омогућава већи отклон одложне траке.

*Механизам за дизање стреле радног точка* се поставља на носач противтега и постоји више различитих концепција. Суштина свих концепција је да се све силе од дизања „спроведу“ на централни стуб са што мањим ексцентритетом. Постоји више

варијанти нпр. уграђују се колица са котурачама или се путем помоћног рама врши повољнија расподела сила, док се код великих багера уграђује помоћни стуб ка стрели радног точка.

*Горња обртна платформа* служи као основа на коју се монтира централни стуб. Цела горња градња је „ослоњена“ на обртној платформи. Постоје две врсте обртних платформи, које зависе од транспортног пута откопаног материјала, и то: тзв. пролазна и непролазна. Код пролазне платформе откопани материјал пролази кроз платформу на следећу траку, док код непролазне, на горњој површини постоји аксијални лежај преко кога је ослоњена трака за одвоз материјала. Багери са непролазном обртном платформом имају значајно повољнији ток материјала, али је кинематика одложне стреле сложенија.

*Доња платформа* представља конструкцију која повезује горњу обртну платформу и транспортни механизам. Између горње и доње платформе се налази велики аксијални лежај (куглибан). Куглибан представља виталан део багера и од његове конструкције и величине зависи стабилност багера. Поред задатка да прими све силе од горње градње, куглибан мора да обезбеди и функционисање кружног кретања багера.

Доња и горња обртна платформа морају да имају релативно високу крутост конструкције. Недовољна крутост може бити узрок брзог отказа аксијалног лежаја, а такође има велику улогу у трајности зупчастог венца и механизма за кружно кретање.

Према [24] проценат учешћа маса појединих делова у односу на укупну масу делова износи:

- роторни точак са стрелом.....12 %,
- против тег.....18 %,
- одложна стрела.....4,5 %,
- конструкција централних стубова.....9-10 %,
- обртна платформа са лежајем.....17-18 %,
- доња градња са транспортом.....40 %.

Челична конструкција багера се може поделити по више критеријума, али је најчешћа подела на основну и помоћну конструкцију.

Основна челична конструкција има задатак да делове багера држи на својим местима и да пренесе све силе које на њу делују. Структура основне челичне конструкције је одређена својствима самог багера, при чему степени слобода делова као и међусобних зазора морају бити јасно дефинисани и испоштовани. Расподела сила унутар конструкције мора бити тачно одређена за све (неповољне) комбинације оптерећења. Облик челичне конструкције у потпуности зависи од захтева које конструкција мора да испуни и не постоје општа правила која се могу применити.

Основна челична конструкција је углавном састављена од заварених делова који су укрупњени, колико је то могуће, у зависности од габарита делова, могућности транспорта итд. Већину веза на монтажном плацу чине заварени спојеви, док у мањој мери постоје већи склопови који су спојени вијчаним везама.

Такође, поделом по групама градње, могуће је извојити основне категорије по значају за структуру багера [7]:

- веома одговорна конструкција,
- одговорна конструкција,
- мање одговорна конструкција,
- секундарна конструкција.

Сврставање неког дела конструкције у одређену групу зависи од њене одговорности за одржање конструкције као целине, односно од последице отказа. Ако један или више елемената откаже, остатак конструкције би требао да издржи дато статичко оптерећење. Типична толеранција оштећења при пројектовању била би да у случају првог отказа,



односно структурног квара, машина (багер) као целина треба да издржи 80 % оптерећења за одговарајући случај оптерећења за који је пројектован, без хаварије.

У групу **веома одговорна конструкција** спадају [7]:

- затеге на стрели радног точка и стрели баласта, уместо којих могу бити челична ужад,
- све ушке на вези стреле радног точка, односно стреле баласта и стуба,
- сва улежиштења хидрауличних цилиндара који служе за подизање/спуштање пријемне/одложне стреле или стреле баласта,
- носећа конструкција елемената дизања: котурача, витла.,
- веза обртне платформе и стуба,
- носачи фремова.

У случају отказа било ког од ових елемената долази до губитка стабилности и тешке хаварије.

У **одговорну конструкцију** спадају [7]:

- сви носећи елементи стреле радног точка,
- сви носећи елементе стреле баласта,
- сви носећи елементи стуба,
- улежиштења стреле радног точка и стреле баласта,
- улежиштење радног точка,
- обртна платформа (носећа конструкција),
- радиаксијални лежај (куглибан),
- носећа конструкција доње градње (“каца”).

При отказу ових делова конструкције долази до дужих застоја, и кварови се морају отклонити у ограниченом периоду.

У **мање одговорну конструкцију** (у смислу очувања структуре) спада [7]:

- конструкција радног точка,
- конструкције левкова и пресипних места,
- конструкције трачних транспортера.

Овде треба придодати и хабајуће елементе, као што су тарне плоче на пресипима.

У секундарну конструкцију сврставају се:

- газишта и ограде,
- подести, степенице, пењалице,
- заштитни лимови погона,
- помоћне конструкције (носач резервоара, итд.).

Функционално, у прву категорију спадају откази:

- погона копања,
- погон дизања,
- погона кружног кретања,
- погона транспортера,
- погона транспорта,
- ланца папуче.

## 2.3 СТРЕЛА РАДНОГ ТОЧКА

Стрела радног точка припада главној носећој челичној конструкцији багера и представља најоптерећенији и најодговорнији део конструкције багера, иако њена маса чини свега од 6 до 13 % масе целог багера. Карактерише је сложено напонско стање високе вредности услед деловања статичких и динамичких сила великог интензитета. Стрелу чине два основна носача од тачке вешања до улежиштења роторног точка.

Конструкција стреле треба да пренесе све силе које се јављају (у раду, транспорту и мировању) на централну конструкцију багера. На конструкцији стреле су уграђени елементи за копање и транспорт материјала као и више помоћних конструкција. Облик носеће конструкције стреле зависи од више фактора, као што су: оптерећење, технологија откопавања, позиција помоћних конструкција, склопова и инсталација, положаја роторног точка, пресипних места и транспортера и од захтева одржавања.

Постоје два основна типа конструкције стреле радног точка, која првенствено зависи од габарита багера и то:

- конструкција стреле пуних зидова,
- конструкција стреле у облику решетке.

Код конструкције стреле пуних зидова попречни пресек је облика правоугаоне кутије.

Главни носачи су попречним носачима међусобно повезани у јединствену носећу конструкцију. За разлику од конструкције стреле у облику решетке, код којих је попречни пресек I профил, носачи кутијастог пресека имају релативно већу крутост на увијање. Код ове врсте конструкције треба обратити пажњу на могућност продора воде у унутрашњост носача и, уколико се не уочи, могућност замрзавања и пластичних деформација зидова носача. Код багера већих димензија стрела роторног точка се израђује у облику просторне решеткасте конструкције.

На сликама 2.5 и 2.6 су приказане конструкције стреле пуних зидова и конструкција стреле у облику решетке. На слици 2.6 се уочава леви и десни носећи зид стреле који су међусобно повезани горњом и доњом попречном везом. Главни носачи решеткастих зидова су у облику I профила који се иначе лакше монтирају и лако контролишу током експлоатације багера. Такође, с обзиром да нема затворених кутија, антикорозивна заштита (АКЗ) се изводи знатно лакше. Крутост при увијању се постиже уградњом додатних попречних укрућења.



Слика 2.5 Конструкција стреле багера пуних зидова



**Слика 2.6 Конструкција стреле багера у облику решетке**

Материјал од кога се израђује стрела радног точка треба да има следеће основне одлике:

- високу затезну чврстоћу,
- високу границу течења,
- високу отпорност према кртом лому,
- добру заварљивост,
- приступачну цену.

Добра заварљивост је неопходан захтев који мора испунити материјал од кога се израђује челична конструкција, а самим тим и стрела радног точка. Примена челика са лошим технолошким својствима заваривања ствара могућност за појаву микро прслина. Прслине које се могу јавити у топлом и хладном стању приликом заваривања представљају извор концентрације напона и отварају пут ка чешћим ломовима и хаварији багера. Материјал који се по правилу примењује за израду стреле мора да задовољити низ захтева. Конструктивни челици S235J2+N и S275J2+N се користе за делове помоћне и мање одговорне делове конструкције, а челик S355J2+N се искључиво користи за главну носећу конструкцију.

Савремено конструисани багери поседују следеће конструктивне карактеристике:

- материјал главне конструкције је челик S355J2+N,
- конструкција је израђена технологијом заваривања,
- главна чворна места су изведена (HV) вијцима, са великом силом затезања,
- примена осталих начина спајања је заступљена у знатно мањој мери.

Важно је напоменути да начин коришћења багера представља битан фактор за дуготрајан рад багера. Ослањање багера о планум, ослањање о бочне косине и сличне појаве могу изазвати напоне високог интензитета.

## **2.4 ОПТЕРЕЋЕЊЕ РОТОРНОГ БАГЕРА И ПРОЦЕС КОПАЊА**

Стрела радног точка је оптерећена различитим врстама оптерећења која се могу класификовати у сродне групе и то на:

- оптерећења од сопствене тежине уграђених елемената,
- оптерећења стреле спољним силама,
- динамичка оптерећења стреле.

Немачки стандард DIN 22261-2 [25] обрађује прорачун и случајеве оптерећења багера и осталих рударских машина. Према наведеном стандарду, постоје четири случаја оптерећења као и припадајућих комбинација спољашњих оптерећења и то су: *H*, *HZ*, *HZS* и *HZG*.

**Оптерећења од сопствене тежине уграђених елемената** настају услед тежине елемената челичне конструкције стреле. Велика дужина стреле сама по себи поседује знатну тежину која изазива одређена напонска стања у конструкцији. Затим, делови помоћне конструкције, погонски агрегати, транспортери, механизми и инсталације итд., својом тежином оптерећују носећу конструкцију стреле и изазивају у њој одређена напрезања. На основу масе појединих елемената, наведена оптерећења се могу тачно дефинисати и на основу тога одредити напонска стања у челичној конструкцији. Посебно треба споменути радни точак и његов погон, који поседују значајну масу.

**Спољне силе** се јављају у различитим стањима у којима се багер налази у процесу експлоатације као што су: радно стање багера, транспорт багера, положаји при ремонту и стајање багера.

Према стандарду DIN 22261-2 за случај оптерећења *H* – роторни багер у нормалном раду, у спољна оптерећења спадају сва оптерећења која стално делују на багер:

- оптерећење стреле услед тежине откопаног материјала у роторном точку, пријемном бункеру и на траси транспортера,
- оптерећења која настају услед налепљеног материјала у роторном точку, склизници пријемног бункера и на тракама транспортера,
- оптерећења која се јављају услед нагиба планума у раду и транспорту,
- оптерећења стреле при раду транспортера услед подужних сила које се јављају у траци и преносе се на конструкцију стреле,
- оптерећење стреле услед нормалне, бочне и тангентне компоненте отпора копања,
- оптерећења лежаја од затезања трака и сл.

Према стандарду DIN 22261-2 за случај оптерећења *HZ* – главне и додатне силе, у спољна оптерећења спадају и силе које се не јављају стално као што су:

- оптерећења која настају услед дејства ветра на конструкцију,
- оптерећења услед леда и снега,
- оптерећења услед температурног дејства,
- оптерећења услед отпора при кретању због трења.

Према стандарду DIN 22261-2 за случај оптерећења *HZS* – изузетни случајеви оптерећења, у спољна оптерећења се узимају и оптерећења до којих у нормалном раду не сме да дође као што су:

- оптерећења услед зачепљења клизнице,
- оптерећења услед неуобичајеног транспортног материјала,
- оптерећења услед промене места багера и сл.

На крају, према стандарду DIN 22261-2 за случај оптерећења *HZG* – гранични случајеви оптерећења, у спољна оптерећења се узимају и оптерећења која могу да настану услед ванредног интензивног преоптерећења или услед отказивања неког сигурносног уређаја:

- оптерећења услед земљотреса,
- оптерећења услед олујних ветрова,
- кидање једног од ужета за дизање стреле (код система са два ужета).

Комбинација нормалних погонских оптерећења и неког од допунског оптерећења може довести до нежељеног преоптерећења, што се релативно ретко догађа у радном веку багера, али може доћи до угрожавања структуре носеће конструкције. Свакако се ти догађаји не смеју искључити, већ им се још у фази пројектовања мора посветити

посебна пажња, односно, да и при појави екстремних оптерећења, уз нешто смањену сигурност, не долази до угрожавања структуре носеће конструкције, односно да не долази до оштећења која су битна за сигурност багера.

**Динамичка оптерећења** се јављају при самом процесу рада багера, а радни точак представља главни извор тих оптерећења. Мања динамичка оптерећења се јављају услед удара материјала о одбојне клапне и од прелазних појава у транспортерима (стартовање и кочење). Динамичка оптерећења се „преводе“ у статичка преко коефицијената и та оптерећења се додају основним статичким оптерећењима. Тако увећана статичка оптерећења представљају полазну основу за димензионисање стреле радног точка. Дакле, прорачун се своди на статички систем што представља уобичајен начин прорачуна.

Наведена методологија има низ недостатака, од којих је главна непоуздано одређивање факора динамичности. У пракси је забележено више случајева хаварија багера и делова багера услед динамичких оптерећења. Отпорност конструкције на замор материјала, услед динамичких оптерећења, се не може сагледати према реалним напонским стањима у конструкцији већ само према укупним променама напона у целом радном веку багера.

Може се десити да број промена оптерећења багера буде већи него што је предвиђено класом оптерећења. Потцењивање радних услова и утицаја радне средине (ка нижим класама оптерећења) може имати несагледиве последице на челичној конструкцији. Са друге стране, прецењивање радних услова (ка вишим класама оптерећења) доводи до знатног повећања тежине стреле, односно целог багера.

Иако је задњих година приметан продор савременијих схватања о димензионисању челичне конструкције, на основу граничне носивости и употребљивости конструкције и делова конструкције, димензионисање челичне конструкције багера се заснива на методологији која се примењује задњих 50 година. Методологија се заснива на концепту допуштених напона. Поред свих својих недостатака, овај начин прорачуна багера се показао поузданим.

## 2.5 ПРОЦЕС КОПАЊА РОТОРНОГ БАГЕРА

Процес копања зависи од више фактора као што су: физичко-механичке карактеристике материјала који се копа, конструкционо-технолошке карактеристике роторног багера и технолошки параметри копања.

Главни услов оптималног димензионисања радног точка, елемената носеће конструкције и система за погон и пренос снаге представља тачно одређивање спољашњег оптерећења. Њихово одређивање није једноставно зато што га отежавају:

- веома сложена кинематика и геометрија резања,
- нохомогеност материјала тла,
- стохастичност процеса резања.

Приликом копања багера се јављају спољашња оптерећења, која имају периодичан карактер оптерећења, услед периодичног уласка и изласка кофице из тла.

Осим тога, услед нехомогености тла које се копа, јављају се допунска оптерећења која имају случајан (стохастичан) карактер. Периодично осциловање спољашњег оптерећења доводи до осциловања стреле радног точка и до допунских оптерећења на ротору и стрели, елементима обртне платформе, као и базне конструкције роторног багера. Ова допунска динамичка оптерећења могу бити веома опасна за елементе конструкције у случају настанка резонантних осциловања [26].

При копању багера на ротор делују оптерећења изазвана:

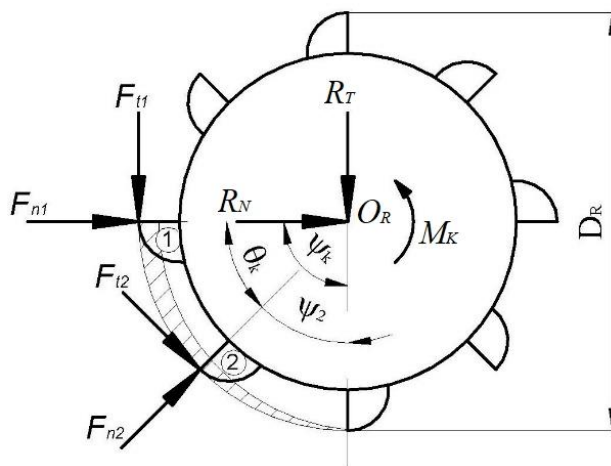
- процесом копања,

- тежином захваћеног материјала,
- процесом пражњења кофица.

Највећи део укупног спољашњег оптерећења ротора и стреле радног точка чини отпор услед копања тла. Ови отпори обухватају [27]:

- отпор резања,
- отпор пуњења кофице,
- отпор трења тла о непокретни део ротора,
- инерцијалне силе услед убрзања захваћеног материјала.

Битно је направити разлику између отпора копању и отпора резању. Отпор резања је део отпора копању и представља све силе које делују на сечиво односно зубе кашике у процесу резања, док отпор копању осим ових сила обухвата и силе које се јављају у процесу резања. Другим речима, отпор резања представља део отпора копања (слика 2.7).



Слика 2.7 Компоненте отпора копања [25]

Отпори спољашњег и унутрашњег трења захваћеног материјала и инерцијалне силе услед убрзања чине 2 – 15 % од отпора резања.

Укупан отпор копања представља збир свих отпора који се појављују на појединим ведрицама при њиховом дејству на тло.

Уобичајено се разлаже на три компоненте [27]:

- тангентна  $R_T$ , у правцу тангенте на средњу раван ротора,
- нормална  $R_N$ , у правцу радијуса ротора, и
- бочна  $R_B$ , у правцу преносне брзине уочене тачке на разној ивици кофице.

Тангентијална компонента се добија као производ површине одреска и коефицијента отпора копању сведеног на површину одреска:

$$R_T = k_F \cdot A \quad (1)$$

или као производ дужине резања  $L$  и коефицијента отпора копању сведеног на дужину резања  $k_L$ :

$$R_T = k_L \cdot L \quad (2)$$

Нормална компонента отпора копања може бити усмерена ка ротору или ка челу, у зависности од особина и стања тла, облика и стања резних ивица и режима рада багера. Израчунава се као:

$$R_N = k_N \cdot R_T \quad (3)$$

где је  $k_N$  коефицијент који зависи од категорије тла [26].  
Бочна компонента отпора копања се одређује као:

$$R_B = k_B \cdot R_T \quad (4)$$

где је  $k_B$  коефицијент пропорционалности и израчунава се као:

$$k_b = \frac{v_p}{v_r \cdot \cos(\nu)} \quad (5)$$

где је:

$v_p$  – преносна брзина уочене тачке на резној ивици кофице (обртање горње градње багера),

$v_r$  – релативна обимна брзина на резној ивици кофице (обртање ротора),

$\nu$  – нагиб ротора у вертикалној равни.

Са друге стране, према стандарду DIN 22261-2, тангенцијална сила се рачуна као:

$$R_T = 2 \cdot \frac{M_{AU} - M_{VU}}{d_R} \quad (6)$$

где је:

$M_{AU}$  - момент искључивања погона радног точка, у односу на вратило радног точка,

$M_{VU}$  - момент губитка погона радног точка,

$d_R$  - пречник резног круга радног точка.

Момент искључивања погона радног точка треба да пређе у тангентну силу на резном кругу. Момент искључивања погона радног точка износи:

$$M_{AU} = M_{EM.nom} \cdot i_r \cdot \eta_r \quad (7)$$

где је:

$M_{EM.nom}$  - номинални обртни момент електромотора,

$i_r$  - преносни однос редуктора,

$\eta_r$  - степен искоришћења редуктора.

Експериментална истраживања су показала да се са повећањем чврстоће тла које се копа повећава сила резања и осциловања елемената конструкције багера. Динамички систем роторних багера је веома сложен и у процесу копања настају осциловања елемената конструкције са различитим подручјима фреквенце. Утицај случајних фактора који се јављају услед нехомогености тла могу довести до промене периодичности оптерећења односно до додатних напрезања у конструкцији. Посебан проблем се може јавити при копању тла у прослојцима или тла са стенама јер при удару може доћи до наглог умањења брзине или до потпуног заустављања ротора. Такође, заустављање радног точка може наступити и при случајном упирању ротора у бочну косину блока. У оваквом случају долази до значајног повећања динамичких оптерећења.

Све горе наведено указује на неопходност тачног одређивања спољашњег оптерећења роторног багера. Услед недовољног познавања свих параметара, нарочито за новоотворене копове, багери се пројектују на основу експлоатационих искустава багера који раде у сличним радним условима. То може довести до тога да је касније у експлоатацији неопходно на багерима извршити реконструкцију.

## 3 МЕХАНИКА ЛОМА И ЗАМОРНИ ЛОМ

### 3.1 НАСТАНАК И РАСТ ПРСЛИНА

Машинске конструкције и њени делови често нису оптерећени само статичким оптерећењем него и динамичким. Иако су напони који настају услед таквих динамичких оптерећења обично нижег интензитета од напона на граници течења, уколико је динамичко оптерећење дуготрајно и уз то и променљивог интензитета, може доћи до појаве прслина, односно лома. Због тога је димензионисање машинских делова само на основу података добијених статичким испитивањем непоуздано или недовољно тачно. Као последица тога се јавља замор материјала, односно појава постепеног разарања материјала услед деловања динамичког оптерећења променљивог интензитета.

Појава замора материјала је позната већ од средине XIX века, а први ју је дефинисао *Wöhler*. Карактеристична површина прелома услед замора материјала је дата на слици 3.1. Код лома услед замора материјала не постоји видљива пластична деформација, а површина прелома се састоји од два дела. У првом делу преломне површине може се уочити углачан светли део са браздама, који је настао у дужем периоду времена. Тај део површине се још назива и подручје трајног лома. Други део преломне површине, које се још назива и подручје тренутног лома, је храпав и зрнаст.

Однос ове две површине као и њихов положај на преломној површини зависи од више фактора, као што су врста динамичког оптерећења и фактор интензитета напона.



Слика 3.1 Карактеристичне површине прелома услед замора [28]

Микро прслине се јављају на самом почетку експлоатације конструкције. Такве прслине су превише мале и једино се могу открити испитивањем без разарања. Након довољно дугог времена експлоатације, прслина почиње макроскопски да се повећава и да постаје видљива. Истраживања су показала да је преостали радни век узорка након што прслина постане видљива релативно мали (слика 3.2).

Ипак, преостали радни век реалне конструкције која поседује макроскопску прслину је неколико пута већи него код узорка, јер је реална конструкција већих димензија и сама прслина мање утиче на њену носивост.

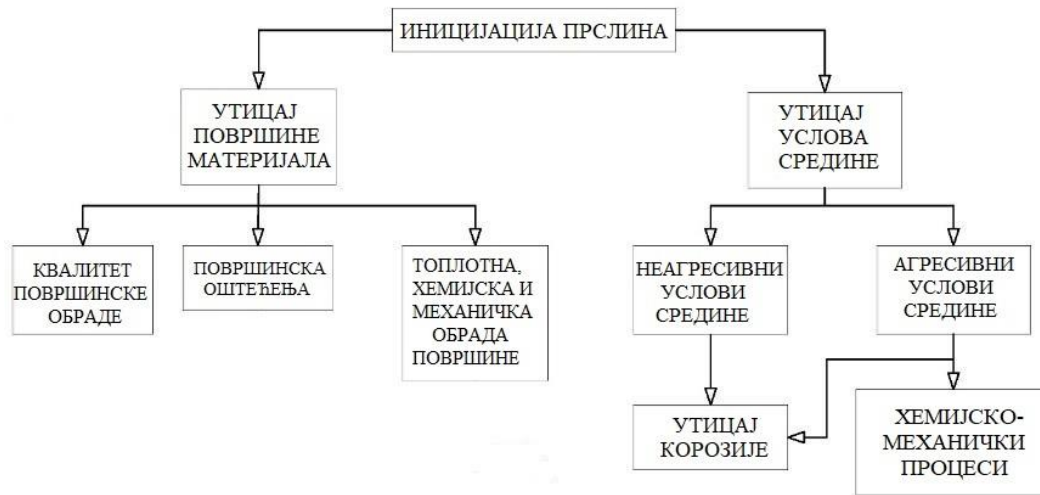
Може се закључити да је за процес разумевања настанка и раста прслина битно разумевање настанка и раста прслина како на микроскопском нивоу, тако и на макроскопском нивоу, када прслине постану видљиве.





Слика 3.2 Фазе животног века конструкције

Како иницијација прслине чини један део расположивог времена експлоатације конструкције, разни фактори који утичу на сам процес иницијације прслине су битни за век саме конструкције. Такође, различити комбиновани хемијско-механички процеси, који се одвијају током фазе раста прслине, могу значајно да утичу на њену брзину раста и тако скрате време потребно да прслина достигне критичну вредност и изазове лом. Из свега наведеног, може се закључити да на иницијацију и раст прслине значајан утицај имају, између осталог, фактори повезани с квалитетом површине материјала и утицаји околине [29] (слика 3.3).



Слика 3.3 Фактори који утичу на време иницијације и брзину пропације прслине

Иницијација прслине се у већини случајева одвија на површини материјала, па због тога битан утицај на век конструкције имају разни фактори повезани с квалитетом слободне површине материјала. Из овог се може закључити да сваки такав фактор који поспешује и убрзава иницијацију прслине није пожељан [29].

Фактори који утичу на квалитет површине првенствено зависе од процеса производње. Утицај процеса производње на квалитет површине је очигледан код производње делова обраде резањем.

Квалитет површинске обраде има значајан утицај на процес иницијације прслине, тако да грубља површина убрзава тај процес. Грубља, микроскопски неправилна површина није потпуно равна па се због тога појављују површинске концентрације напона на микроскопском нивоу које поспешују циклично клизање решетке материјала и стварање површинских прслина.

Често се грубља површина у поступку производње не може избећи, па се површина материјала у таквим случајевима често додатно хемијски, механички и/или термички третира. Те додатне обраде површинског слоја материјала се изводе због различитих разлога, од којих су најчешћи: заштита од корозије, смањење хабања у експлоатацији и продужетак заморног века конструкције.

Утицаји услова средине на иницијацију и пропагацију микроскопских прслина могу бити тешки за објашњење, јер укључују разне електрохемијске и физичке процесе као и њихову међусобну интеракцију.

Када се каже „утицај услова средине” најчешће се мисли на утицај корозије који, било да се ради о хемијски агресивној или неагресивној средини, доприноси стварању неправилности на површини које онда изазивају микроскопске неправилности и концентрацију напрезања што погодује иницијацији прслина [29]. Такође, корозија у спреси са процесом замора материјала и раста прслине доприноси бржем расту прслине. Тај ефект је посебно наглашен ако се конструкција налази у агресивним спољним условима као што су ваздух високе влажности, повишена температура, слана вода и слично.

Значајан је и утицај фреквенције и облика функције промене оптерећења. Утицај корозије ће бити већи што је време отворености прслине дуже и обрнуто. Код дуже отворености прслине, корозивна околина може својим деловањем ослабити материјал и тако убрзати раст прслине.

## 3.2 ЗАМОРНИ ЛОМ

При почетној анализи принципа механике лома, анализира се квазистатичко оптерећење конструкције, односно константно оптерећење са бесконачно дугим временом увођења. То је zgodно за примену и теоријска разматрања у неким случајевима, али у проучавањима реалног дејства на машинске конструкције то обично није случај.

Лом услед замора настаје при оптерећењима која се понављају и брзо мењају и последица су еластичних и еласто – пластичних деформација.

Периодично променљива оптерећења углавном имају случајан карактер, апроксимирају се у правилне тригонометријске функције, које се могу дефинисати: средњим напоном, амплитудом напона и степеном променљивости напона.

Понашање материјала у условима деловања цикличних оптерећења се описује дијаграмима напон – број циклуса до разарања или тзв. *Wöhler*-овом кривом.

Са аспекта трајања процеса, замор материјала је подељен у две категорије: замор услед малог броја циклуса оптерећења при високим нивоима напона (нискоциклични замор) и замор услед великог броја циклуса оптерећења, што одговара ниским нивоима напона (високоциклични замор). Уобичајена граница између ове две категорије јесте број циклуса који се приближно налази у границама од 10000 до 100000 циклуса.

Испитивања замора услед малог броја циклуса, при којима напони високог нивоа доводи до замора после мање од 10000 циклуса, показала су да је циклично подручје пластичних деформација меродавнија величина за одређивање трајања замора него што је то напон. Иако су теоријски и експериментални радови у области замора материјала значајно напредовали, ситуација на овом пољу је још увек таква да нема потпуне и сасвим задовољавајуће теорије која би објаснила сложену проблематику замора материјала у свим његовим аспектима [30].

Постоји неколико теорија и метода за предвиђање трајности конструкције, до сада се, углавном, користе три методе:

- $S-N$  метода,
- $\varepsilon-N$  метода,
- примена механике лома, односно метода пропагације прслине замором.

### 3.2.1 ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Прва забележена истраживања ломова железничких осовина, услед ломова изазваних динамичким оптерећењима, датирају из XIX века. Већ је тада било уочено да су ти ломови другачији од тада познатих ломова услед превеликог статичког оптерећења.

Око 1850. године је први пут за описивање лома услед динамичког оптерећења употребљена реч замор (енг. *fatigue*).

Први који је почео да се бави проучавањем заморног лома се сматра *August Wöhler* који је почетком 19. века радио експерименте на железничким осовинама и утврдио да је трајност на замор већа што је амплитуда напона, којој је осовина изложена, мања. Такође, он је први увео појам трајне динамичке чврстоће.

*Bauschinger* је 1886. године објаснио појаве кинематског омекшавања и очвршћавања материјала и показао, да се код неких материјала, напон течења смањује уколико су они били подвргнути променљивом оптерећењу супротног предзнака, а које је својим интензитетом прелазило првобитну границу течења материјала.

*Palmgren* се 1924. године [31] бавио испитивањем кугличних лежајева и први је предложио линеарни модел сумирања цикличког оштећења материјала. Касније је *Miner* формулисао предложени модел оштећења, а тај модел и данас представља један од битних алата за прорачун замора конструкција.

Почетком 1960-их се развија  $\varepsilon$ - $N$  метода анализе малоцикличког замора радовима *Neuber* [32] и *Manson* [33]. На основу ове методе *Matsuishi* и *Endo* [34], су развили методу бројања циклуса оптерећења названом методом „тока кише“ (енг. *rainflow cycle counting*).

*Paris* [35] је у свом раду предложио модел израчунавања пропагације прслине замором тако што је за прорачун брзине пропагације прслине употребио фактор интензитета напона  $\Delta K$ . Овај приступ су касније надоградили *Forman* [36], *Walker* и други, укључивајући разне ефекте с обзиром на динамичко оптерећење.

Године 1970. *Elber* је објаснио ефекат затварања прслине и увео појам ефективног распона фактора интензитета напона  $\Delta K_{eff}$  (енг. *effective stress intensity factor range*). У то време је *Paris* уочио постојање минималног пропагацијског распона фактора интензитета напона,  $\Delta K_{th}$ , при којем долази до заустављања раста прслине.

У наредним годинама су многи научници покушавали да добију модел који је повезивао брзину пропагације прслине са модулом еластичности, односно повезивали раст прслине са статичким карактеристикама материјала, али су сви ти модели претпостављали оптерећење с константном амплитудом, које се у реалности ретко појављује.

Међу првима који је изучавао примену постојећих модела на проблеме променљивог оптерећења, односно успоравање (ретардацију) брзине раста прслине услед променљивог оптерећења је био *Wheeler* који је 1972. увео параметар ретардације у стандардне моделе пропагације прслине. Ово је омогућило моделирање ефекта ретардације брзине раста прслине услед променљиве амплитуде оптерећења.

До данас је развијено више модела који узимају у обзир променљиво (динамичко) оптерећење као што су, на пример, модели базирани на израчунавању зоне течења испред врха прслине *Taheri* [37], односно модели који се заснивају на појави затварања прслине услед пластичности материјала и интеракцији површина прслине, *Ray* и *Patanker* [38].

Имплементација споменутих метода израчунавања брзине пропагације прслине у комбинацији са израчунавањем фактора интензитета напона употребом методе коначних елемената, доводи до тога да је механика лома постала неизоставан алат у процесу пројектовања како нових делова (конструкције) тако и делова који су у експлоатацији.

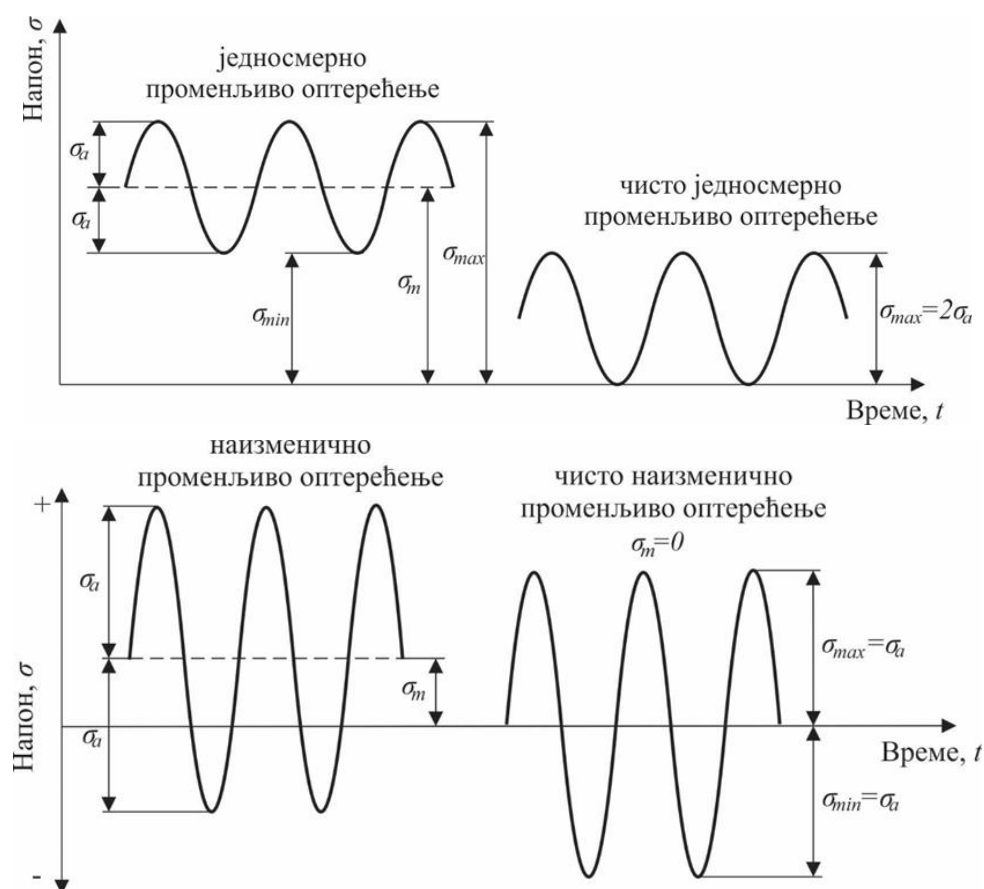
### 3.2.2 ЦИКЛИЧНО ПРОМЕНЉИВО ОПТЕРЕЋЕЊЕ

У реалности су конструкције често изложене сложеним динамичким оптерећењима која могу бити једноставна и понављати се у очигледим циклусима, али могу бити и стохастична без очигледне законитости у понављању. Ипак и у случајевима стохастичног оптерећења, могуће га је разложити на одређене циклусе који се понављају. Многи аспекти таквих оптерећења су стандардизовани и као такви се користе за прорачун века трајања [29].

Оптерећења код којих се може видети законитост у понављању се могу поделити на:

- једносмерно променљиво оптерећење,
- чисто једносмерно променљиво оптерећење,
- наизменично променљиво оптерећење,
- чисто наизменично променљиво оптерећење.

На слици 3.4 се могу видети основне врсте променљивих оптерећења [39].



Слика 3.4 Врсте променљивих оптерећења [39]

Величине које карактеришу променљиво оптерећење су:

Средњи напон:

$$\sigma_m = \sigma_{SR} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (8)$$

Амлитудни напон:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (9)$$

Степен променљивости напона:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (10)$$

Средњи напон и амплитудни напон су величине које су битне при испитивању материјала, а користе се и код прорачуна века трајања елемената.

Степен променљивости напона дефинише природу променљивог напрезања, а служи и за систематизацију типова променљивог напона.

### 3.2.3 ЗАМОРНИ РАСТ ПРСЛИНЕ

Познато је већ да велики број отказа машинских система може да се припише раније постојећим грешкама у материјалу које постају активне када се појави одређено критично оптерећење. Карактеристично је да ове грешке (прслине) могу да порасту до критичне величине пре самог отказа машинског система.

Раст заморне прслине се може поделити на три региона (слика 3.5):

**I регион** - Иницијализација заморне прслине,

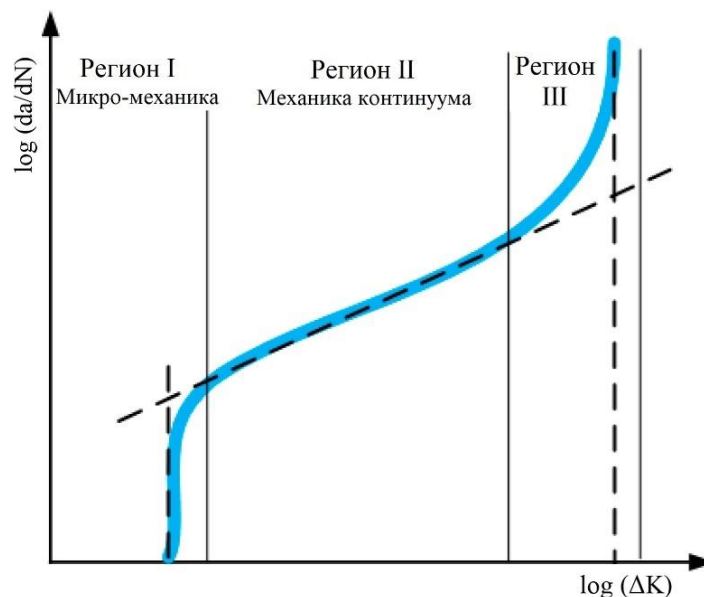
**II регион** - Стабилна пропација прслине,

**III регион** - Нестабилна пропација прслине.

**I регион** покрива период иницијације (настанак) прслине, где прслина врло споро расте, стање њеног раног раста, који укључује циклично-пластичне деформације једне или више микроскопских прслина и њихово спајање у почетни облик макро-прслине. Област је ограничена са прагом опсега фактора интензитета напона  $\Delta K_{th}$ , при коме брзина раста прслине асимптотски тежи нули. Испод  $\Delta K_{th}$  прслина остаје „непримећена“, односно њена пропација се не може утврдити експерименталним путем. Уобичајене вредности  $\Delta K_{th}$  за челике износе мање од  $10 \text{MPa}\sqrt{m}$ , док за алуминијске легуре износе мање од  $4 \text{MPa}\sqrt{m}$ . Ова област је осетљива на: микро-структурна својства, ниво средњих напона и утицај околине.

**II регион** представља подручје стабилног раста прслине. У овој области је утицај микро-структурних својства занемарљив. *Anderson* [28] је увео хипотезу да је утицај средњих напона на раст прслине у II области занемарљив.

**III регион** карактерише нестабилан раст прслине где крива раста прслине асимптотски тежи критичној вредности фактора интензитета напона  $K_{IC}$ . Ова област је осетљива како на макро-структурна својства (димензије прслине, моделе оптерећења, ниво средњих напона) тако и на микро-структурна својства.



Слика 3.5 Крива раста прслине [5]

Код прорачуна замора претпоставља се постојање иницијалне прслине, а лом (колапс) конструкције је последица раста те прслине. Како је период иницијације и период нестабилног раста кратак, век трајања конструкције, која поседује иницијалну прслину, се са довољном прецизношћу може свести на регион II, односно на подручје стабилног раста прслине.

Брзина раста прслине се може дефинисати као однос елементарног прираштаја прслине  $da$  и инкремента броја циклуса  $dN$  и да би се одредила потребно је повезати ту величину са фактором интензитета напона  $\Delta K$  на следећи начин [40]:

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \tag{11}$$

$$\Delta K = \sigma_{\max} \cdot Y\left(\frac{a}{w}\right) \cdot \sqrt{a} - \sigma_{\min} \cdot Y\left(\frac{a}{w}\right) \cdot \sqrt{a} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \cdot Y\left(\frac{a}{w}\right) \cdot \sqrt{a} \tag{12}$$

$$\Delta K = \Delta\sigma \cdot Y\left(\frac{a}{w}\right) \cdot \sqrt{a} \tag{13}$$

Фактор интензитета напона  $\Delta K$  највише зависи од  $\Delta\sigma$ , дужине прслине  $a$  и од функције геометрије и оптерећења  $Y(a/w)$  и може се написати:

$$\frac{da}{dN} = f(\Delta K) = f\left(\Delta\sigma, a, Y\left(\frac{a}{w}\right)\right) \tag{14}$$

Брзина раста прслине представља криву раста прслине за одређени број циклуса и њена вредност се може одредити експерименталним путем.

### 3.3 МЕХАНИКА ЛОМА

Постојање прслине у конструкцији значајно утиче на њено понашање у експлоатацији, а самим тим и на њен век. Грана науке која проучава понашање конструкција које садрже прслине, назива се механика лома. За механику лома се може рећи да се бави применом механике на раст и ширење прслине, а познати немачки

научник *Köchendorfer* је рекао: „Филозофија механике лома је живети са грешкама у конструкцијама, али њима тако овладати да не доведу до катастрофе“ [41].

Запаженији развој механике лома почиње након II светског рата, посебно у радовима *Irwin* [42], *Inglis* [43], *Griffith* [44] и *Westergaard* [45].

*Inglis* [43] је проучавао места настанка прлина и закључио да су већ постојеће грешке у материјалу места од којих прлине почињу расти.

*Griffith* [44] је изучавао крти лом стакла са претпоставком да прлине већ постоје и закључио да постоји критична величина прлине која узрокује тренутни крти лом. Потврђено је да његова теорија за крте материјале даје тачну релацију између критичне величине прлине и напрезања при лому.

*Westergaard* је 1939. године учинио велики помак у проучавању раста прлина, и доказао да се у еластичним телима напони при врху прлине мењају у функцији удаљености ( $r$ ) од врха прлине и то у облику  $1/(r)$  [45].

Након што је *Griffith* објавио свој рад [44], 30 година касније је *Irwin* [42] повезао енергију деформисања са стварањем нових површина прлине и пластичну деформацију, што је омогућило примену теорије на прлине у металним материјалима.



**Слика 3.6 Хаварија брода класе Liberty [3]**

Радови *Irwin*-а који су настали као резултат проучавања хаварија трговачких бродова класе *Liberty*, средином 20. века (слика 3.6) су допринели даљем развоју механике лома. Бродови су били израђени техником заваривања (уместо спајањем закивцима), што се сматрало великим успехом све до 1943. када је један од бродова током пловидбе изненада пукао на два дела, што се слично десило и стотинама бродова из исте серије. Истрага је показала да су се хаварије догодиле услед промене ломне жилавости челика при температурама којима је брод био изложен током експлоатације. Такође је утврђено да су прлине почеле расти од квадратно обликованих отвора у преградама брода који су иницирали стварање прлина због концентрације напона која се појављивала у њиховим угловима.

У другој половини 50-их година, *Irwin* је објавио рад [46] у којем је меру концентрације напона у околини врха прлине описао релацијом која садржи ново уведени појам фактора интензитета напона  $K$ , односно на једноставан начин је повезао  $K$ -фактор са променом енергије деформисања.  $K$ -фактор представља један од основних параметара линеарно-еластичне механике лома (*ЛЕМЛ*).

Шездесетих година прошлог века, *Wells* [47] је увео параметар отварања прлине *CTOD* (од енг. *crack tip opening displacement*) који је при линеарно еластичном понашању материјала било једноставно повезати с фактором интензитета напона. Поред тога тај

параметар описује раст прслине и код значајнијег пластичног понашања материјала конструкције.

Да би *ЛЕМЛ* била боље у сагласности са стварним подацима, *Irwin* [48] и *Dugdale* [49] су рад потребан за пластичну деформацију повезали са величином пластичне зоне при врху прслине, где су за израчунавање  $K$ -фактора аутори користили дужину прслине модификовану у односу на величину пластичне зоне.

Нагли технолошки развој 1960-их, са снажним развојем индустрије, повећао је свест о потребном нивоу сигурности нових конструкција. Дотадашње теорије механике лома за проблеме прслина при великој пластификацији материјала су показивале неадекватност, и појавила се потреба за прецизнијим описом понашања прслина у конструкцијама које радни век проведу у условима повишених температура и уз наглашеније пластично понашање материјала.

Због тога је *Rice* [50] 1968. године концепт промене енергије деформисања прилагодио на еласто-пластично понашање материјала и извео релацију промене енергије деформисања у облику контурног интеграла који је независан од путање интегралнења, односно релацију познату као  $J$ -интеграл. Даље дораде теорије  $J$ -интеграла учинили су *Rice* и *Rosengarten* [51] и остали.

Све учесталија употреба методе коначних елемената у анализи напона и деформације чврстих тела, довела је до одређивања познатих параметара лома из резултата добијених на *МКЕ* моделима. Значајнији радови су радови *Budiansky* и *Rice* [52], као и *Carpenter* [53], који су извели методе за нумеричку интеграцију  $J$ -интеграла. Метода се показала прикладном и за статичке и за динамичке проблеме.

Значајно побољшање у моделирању раста прслине је приказано код *Moes* [54], који је увео *Heaviside*-ову функцију, која на комотан начин описује дисконтинуитет прслине у мрежи коначних елемената. Каснијим радовима са *Dolbow* [55] је прихваћена нова методологија и названа је *X-FEM* или проширена метода коначних елемената. *X-FEM* је нумеричка метода која служи за моделирање отвора, прслина, укључака и др. без потребе да при моделирању мреже *МКЕ* постоји пресликавање између елемената и споменутих дисконтинуитета. Главне предности *X-FEM* методе су: методом се инкопорира дисконтинуитет прслине независно од облика мреже, што омогућава произвољан облик прслине у коначном елементу; метода не захтева технику *remeshing*-а при расту прслине; методом се обезбеђује фактор интензитета напона директно као део решења [56].

### 3.3.1 ЛИНЕАРНО-ЕЛАСТИЧНА МЕХАНИКА ЛОМА

Линеарно-еластична механика лома (*ЛЕМЛ*) се користи за одређивање раста прслине у материјалу уз основну претпоставку да је напрезање у материјалу већином линеарно-еластично, односно да је пластичност у врху прслине локализована током целог процеса.

#### 3.3.1.1 ОБЛИЦИ РАСТА И ОТВАРАЊА ПРСЛИНА

Могу се разликовати два главна облика раста прслине [57]:

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

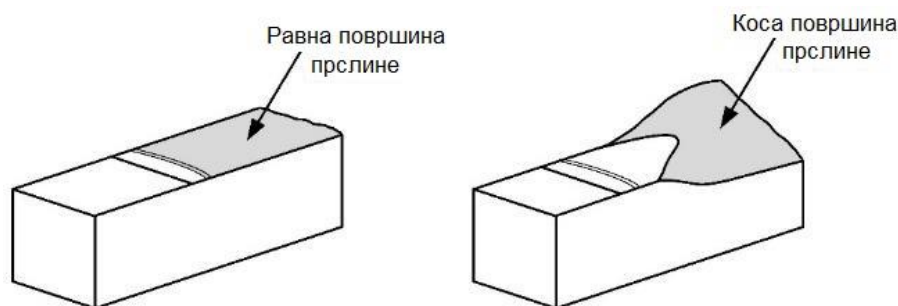
У случају раста прслине по равној површини, површина прслине је углавном управна на правац главног напрезања.

У случају раста прслине по површини нагнутој под углом, угао површине прслине се налази у равни управној на правац напредовања прслине (слика 3.7), у том случају је раст прслине праћен већим деформацијама.

Испитивањем површине прслина могу се приметити два подручја: глатка подручја површине прслине која одговарају заморном лому и стабилном расту прслине и зрнаста



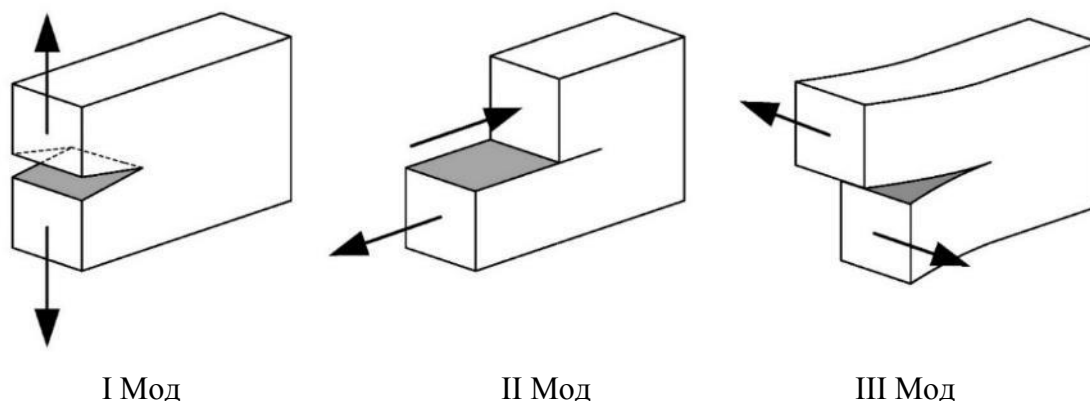
подручја површине прслине која одговарају наглном кртом лому.



**Слика 3.7 Облици површине настали при расту прслине отварајућим обликом отварања прслине [40]**

Постоје три основна облика отварања прслине [40] [58] (слика 3.8):

- I Мод - отварање прслине (eng. Mode I, opening mode),
- II Мод – смицање (клизање) прслине (eng. Mode II, in-plane shear mode),
- III Мод – смицање изван равни (eng. Mode III, out-of-plane shear mode, tearing mode).



**Слика 3.8 Облици отварања прслина [40]**

У првом случају, односно отварајућем облику отварања прслине, сила делује управно на раван и раздваја површине прслине, док код клизајућег и смичућег облика отварања, површине прслине клизе једна по другој. Код клизајућег облика отварања прслине површине прслине клизају уздужно, а код смичућег облика попречно у односу на смер напредовања прслине.

### 3.3.2 ЕЛАСТО-ПЛАСТИЧНА МЕХАНИКА ЛОМА

Уколико величина зоне пластификације није мала у односу на величину прслине, тада је неопходно користити еласто-пластичну механику лома (ЕПМЛ). Другим речима, у том случају се теорија о  $K$ -доминантној зони (зони у коме доминира сингуларно поље напона и деформација) не може користити, односно са критичном вредношћу фактора интензитета напона  $K_I$  није могуће дефинисати жилавост лома материјала.

Такви примери се могу видети код материјала који су у свом експлоатационом веку често изложени тешким радним условима и екстремним температурама (нпр. рударска индустрија). При тим радним условима материјали показују снижену границу течења и високу ломну жилавост.

Параметри који нису ограничени линеарно-еластичним понашањем материјала су [5]:

- отварање врха прслине ( $CTOD$ ) и
- $J$ -интеграл.

### 3.3.2.1 J-ИНТЕГРАЛ

Параметар чија је основа утемељена у теорији механике континуума, широко примењиван у еласто-пластичној механици лома (ЕПМЛ) се назива  $J$ -интеграл.

*Rice* [51] је 1968. предложио употребу интеграла који обухвата врх прслине и има независну путању интеграљења.

Уводе се следеће претпоставке [56]:

- а) тело је хомогено,
- б) тело је изложено 2D напонском стању,
- ц) површи прслине су слободне од напрезања,
- д) запреминске силе су занемарљиве.

Општи облик контурног интеграла се може представити:

$$J_1 = \lim_{\Gamma_s \rightarrow 0} \int_{\Gamma_s} (W \cdot \delta_{1j} - \sigma_{ij} \cdot u_{i1}) \cdot n_j d\Gamma \quad i, j = 1, 2 \quad (15)$$

где је:

$$W = \frac{1}{2} \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl} \cdot \varepsilon_{ij}, \quad i, j = (\overline{1,3}) \quad (16)$$

$W$  - специфична енергија деформације

$n_j$  - јединични вектор спољашње нормале на контуру  $\Gamma$  око врха прслине

$\sigma_{ij}$  - компоненте тензора напона

$\varepsilon_{ij}$  - компоненте тензора деформације

$C_{ijkl}$  - компоненте конститутивног тензора

$u_i$  - компоненте вектора померања

$J$ -интеграл се, применом методе коначних елемената, може израчунати на више начина [56]:

- директном методом,
- помоћу контурног интеграла,
- применом методе виртуалне екстензије прслине, односно  $EDI$ -методом.

## 4 РАДНИ ВЕК РУДАРСКИХ МАШИНА

### 4.1 ЕКСПЛОАТАЦИЈА РУДАРСКИХ МАШИНА

Животни век једне машине, постројења, уређаја или било ког другог техничког система, поседује сложену структуру, састоји се од више посебних, али међусобно повезаних и временски усклађених фаза (циклуса). Однос ових фаза одређен је дејством великог броја чинилаца [59].

Са друге стране, животни век рударске опреме може се ближе дефинисати и као радно трајање опреме, које почиње непосредно после фаза њеног пројектовања и производње. Другим речима, то је период у којем је опрема у функционалном стању, односно може се користити за рад.

Може се констатовати да је друга дефиниција тачнија, јер је опрема која се производи за руднике већ унапред конципирана и пројектована и корисник нема великог утицаја на почетне фазе животног века. У највећем броју случајева корисник (рудник) набавља већ унапред конципирану и испројектовану опрему. Следи и економски век трајања опреме, односно период у којем опрема може економски оправдано да извршава дефинисани задатак. Постоји више теорија дефинисања животног циклуса.

Главне фазе животног циклуса кроз које пролазе рударске машине су [59]:

1. концепцијско и идејно решење,
2. развој, пројектовање и конструисање,
3. производња, монтажа и пуштање у рад,
4. коришћење и одржавање,
5. расхоровање (или ревитализација).

На слици 4.1 се може видети садржај свих 5 фаза животног циклуса као и односе између њих.



Слика 4.1 Фазе животног циклуса [59]

Животни циклус почиње у моменту стварања идеје о новој рударској машини, а завршава се у тренутку њеног расхоровања (повлачења из употребе). Анализа животног циклуса рударских машина представља систематичан и аналитички приступ за утврђивање ресурса потребних за подршку процесима пројектовања, производње, коришћења и повлачења из употребе [22]. Временско трајање сваке од фаза животног циклуса багера је приказано на слици 4.2.



**Слика 4.2** Временско трајање животног циклуса роторног багера

Према томе, анализа животног циклуса је алат у инжењерству животног циклуса чија примена обезбеђује доношење одлука како би се дошло до најбољег компромиса између улагања и обезбеђења потребних ресурса за пројектовање, производњу, коришћење и повлачење (или ревитализацију) из употребе рударских машина. При томе, овај приступ омогућује рани и непрекидни утицај на пројектовање рударских машина са аспекта животног циклуса, смањење трошкова животног циклуса ограничавањем главних генератора трошкова у току животног циклуса, као и идентификацију ресурса који прате све процесе (фазе) животног циклуса рударских машина.

Највећи део трошкова животног циклуса рударских машина прикривен је у: ниском употребном квалитету (ниској поузданости), изгубљеном капацитету (приближно 50%), угроженој животној средини, сигурносним ризицима (стања хаварије багерских јединица), отпаду, смањењу радних резултата, губитку снаге, неекономичној набавци потрошног материјала, сервису и одржавању и друго [22].

Већ у фази пројектовања се може поставити питање, на који начин се може прогноzirати век трајања рударских машина, односно њен учинак у току радног века. На век трајања, у фази пројектовања, се може утицати на више начина, као што су: добра конструкциона решења, избор квалитетних материјала, већи обим експерименталних и других испитивања недовољно познатих облика, као и нова конструктивна решења, а назаобилазан чинилац у свему томе представља метода коначних елемената.

Век трајања рударских машина, према различитим изворима прогнозе се крећу од 20 до 35 година за машине средњег капацитета и преко 30 година за машине великог капацитета. Међутим, бројни примери код нас и у свету су показали да су ове прогнозе биле песимистичне и да је радни век багера знатно дужи. На овакав радни век је свакако утицало добро одржавање багера. На основу изложеног се може закључити да не постоје прецизне методе да се у фази пројектовања, са већом тачношћу, прогнозира век трајања рударских машина [22].

Прогнозирање века трајања рударских машина се састоји у усаглашавању прогнозираног учинка са неком задатом вредношћу. То уопште није једноставан задатак јер се, при одређивању будућег употребног века, користе дотадашња искуства у пројектовању сличних објеката као и статистички подаци о материјалу и понашању употребљених елемената у реалном раду. Такође, недовољна одређеност параметара се односи и на будуће експлоатационе услове.

Укупан век трајања рударских машина, конкретно, роторног багера, је дефинисан веком трајања носеће челичне конструкције, а у мањем обиму осталим групама багера.

Са друге стране, век коришћења роторног багера може бити дефинисан производним унапређењем процеса који се тичу веће ефикасности, мање потребе за радном снагом и мањих издатака при раду, односно одржавању, затим променама у погледу захтева квалитета и радних услова.

Важан део животног циклуса рударских машина представља ревитализација, реконструкција и модернизација, односно поступци повећања погонске поузданости и

сигурности машина. Ови поступци су по свом саставу доста сложени и могу се упоредити са нивоом формирања нове машине.

Ревитализација представља, у ширем смислу, поступак у циљу побољшања рада и продужење века трајања машине. Поред тога, циљ је и да се побољшају излазне карактеристике машине, односно боља прилагођеност радној средини, повећање поузданости у раду, сигурност функционисања, погодност одржавања, безбедност људи и еколошки аспекти.

Санација представља поступак где се врше корекције на самом материјалу, односно делу конструкције, нарочито на завареним спојевима.

Реконструкција представља поступак корекције параметара рударске машине у циљу прилагођавања машине будућим плановима, као и отклањања њених слабости.

Модернизација представља поступак измене појединих склопова, подсклопова и елемената при чему се користе компоненте новије генерације које су развијене и произведене после производње предметне рударске машине и/или ради измене компонената које се више не производе због застарелости.

Пре вршења ревитализације, реконструкције, односно модернизације потребна су одређена сазнања, укључујући и сазнања добијена испитивањима, истраживањима и праћењем понашања машине, односно:

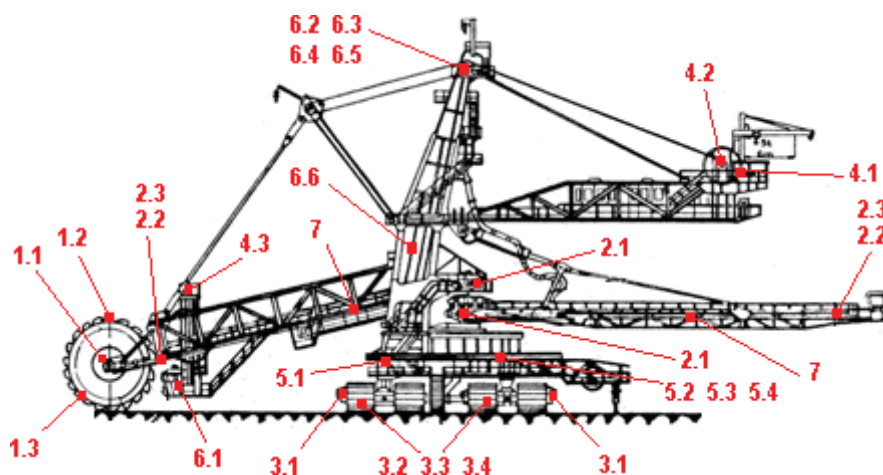
- што потпуније информације о понашању предметног дела (конструкције) рударске машине, укључујући извештаје о испитивањима, прегледима и дефектажи, отказима, погонском стању и сл,
- стање материјала елемената који подлежу радовима, посебно оних који остају у саставу конструкције, укључујући извештаје о испитивању без и са разарањем као и расположиве произвођачке документације,
- историјат одржавања, укључујући и документацију о свим евентуалним хаваријама и њиховој санацији, односно документацију о евентуалним ранијим реконструкцијама,
- упутство за руковање и одржавање, цртеже, експлоатационо - технолошке шеме рада.

Главни правци ревитализационих активности на багерима који се налазе на површинским коповима у Србији су:

- окрет горње градње: уградња нових спојница за побољшање обезбеђивања од бочних сила; по потреби уградња нових планетарних редуктора,
- ротор: уградња планетарних редуктора са моментном полугом; уградња хидродинамичких спојница због побољшања осигурања од обимних сила при копању; уградња једнозидног ротора, са оптимизираним кофицама,
- дизање стреле ротора: уградња побољшаних редуктора; уградња кочионог система по DIN стандарду,
- челична конструкција: комплетна антикорозивна заштита и евентуална санација,
- модернизација осталих погонских елемената и склопова, по потреби, у зависности од стања машине (погон транспортера, погон гусеничног транспорта итд.),
- комплетна електро модернизација (напајање, управљање, сигнализација, заштита, фреквентна регулација).

Као пример извршене ревитализације, односно модернизације се може навести багер SchRs 630.25/6 на коме су радови извршени 2016. године.

Основни елементи извршене ревитализације, односно модернизације су (слика 4.3):



Слика 4.3 Основни елементи ревитализације (модернизације) багера *SchRs 630.25/6*

1. Систем за копање
  - 1.1. Замена редуктора за погон ротора са новим, модернијим (двострани четворостепени конусно-цилиндрично планетарни редуктор, конусни улазни пар).
  - 1.2. Замена кашика са новим редизајнираним кашикама и новим редизајнираним резним елементима; нов начин везе са ротором.
  - 1.3. Реконструкција и модернизација полумесеца ротора.
2. Систем за транспорт материјала
  - 2.1. Замена старих редуктора погона трака и елемената преноса обртног момента новим, прилагођеним елементима; реконструкција начина везе и ослањања; унификација погона (тростепени конусно-цилиндрични редуктор са моментном полугом испод мотора; ослонац мотора се налази испод тежишта мотора и везан је за конструкцију; кратка моментна полука великог нивоа крутости; улазни број обртаја  $1500 \text{ мин}^{-1}$ , преносни однос 14, хидродинамичка спојница са кочионим добошем и кочионим механизмом).
  - 2.2. Реконструкција, редизајнирање и унификација свих типова бубњева на тракама; веза погонских бубњева са редуктором помоћу стезног слога; прилагођавање погонских бубњева новим погонским групама; нова геометрија вратила/осовине, нова веза вратила/осовине са главчином данцета (шири стезни прстен), нова геометрија данца, смањење осног растојања између данца и улежиштења.
  - 2.3. Замена гумених трака.
3. Систем за транспорт багера
  - 3.1. Замена редуктора за погон гусеничног транспорта са новим, модернијим (четворостепени пужно-планетарни редуктор).
  - 3.2. Замена гусеничних плоча, доњих и горњих тркача гусеничног транспортног механизма.
  - 3.3. Замена погонских и затезних точкова гусеничног механизма новим, модернијим.
  - 3.4. Комплетна санација и модернизација елемената централног подмазивања система за транспорт багера.
4. Систем за подизање и спуштање функционалних група на багеру
  - 4.1. Замена редуктора за погон дизања и спуштања стреле ротора са новим, модернијим.

- 4.2. Замена озубљених парова на витлу за дизање и спуштање стреле ротора.
- 4.3. Замена погонске групе за дизање и спуштање кабине багеристе.
5. Систем за обртање горње градње
  - 5.1. Замена редуктора за погон окрета горње градње са новим, модернијим (конусно- цилиндрично диференцијални редуктор, конусни улазни пар).
  - 5.2. Замена озубљеног венца обртања горње градње багера.
  - 5.3. Замена обртно-ослоног аксијалног лежаја (куглибана) обртања горње градње.
  - 5.4. Модернизација и замена елемената подмазивања система за обртање горње градње багера.
6. Носећа челична конструкција
  - 6.1. Модернизација и замена кабине багеристе и вођица на стубу за дизање кабине.
  - 6.2. Замена котурача на централном стубу (14 ком.) и замена покретног јарма.
  - 6.3. Замена клизних лежајева на улежиштењу покретног јарма и централног стуба.
  - 6.4. Замена кородираних подвезица на централном стубу и решеткастој конструкцији противтега.
  - 6.5. Замена челичних ужади.
  - 6.6. Антикорозивна заштита носеће челичне конструкције багера: пескирање, наношење заштитиног слоја и завршног слоја (фарбање) - на бази епокси смола.
7. Помоћна челична конструкција
  - 7.1. Замена недостајућих и кородираних елемената потребних за кретање по машини (газишта, платформе, степенице, пењалице).
  - 7.2. Замена свих облога на пресипним местима и бункерима.
  - 7.3. Антикорозивна заштита помоћне челичне конструкције багера: пескирање, наношење заштитиног слоја и завршног слоја (фарбање) - на бази епокси смола.

Већ је речено да је животни век рударских машина у највећој мери одређен животним веком челичне конструкције.

Све већи захтеви који се намећу рударским машинама као што су: повећање капацитета, смањење маса, повећање поузданости, смањење времена одржавања, затим радних услова на површинском копу и упркос поштовању постојећих процедура, могу довести до превремених оштећења и отказа како делова рударске машине, тако и челичне конструкције.

Битно је споменути да усаглашеност система за копање материјала и радне средине доста утиче на век челичне конструкције. Уколико се не узму довољно у обзир динамички ефекти система за копање, то може довести до отказа делова конструкције или хаварију целог багера. Са друге стране, уколико се у томе претера, то може довести до предимензионисања багера. Та усаглашеност се најпре види преко сила услед копања, јер су те силе по свом карактеру динамичке и утичу на замор (елемената) челичне конструкције.

Велике хаварије багера, које се некада ипак дешавају, се углавном могу поделити у 4 групе [9]:

- I група. Хаварије услед релативно ретких утицаја као што су; земљотрес, поплаве, урагански ветар, пожар итд,
- II група. Хаварије услед ломова виталних елемената носеће конструкције који настају услед напредовања и развоја оштећења у виду прелина, које се развијају и расту под утицајем оптерећења, у обично дужем временском периоду, што

- у мању је попречни пресек посматраног елемента конструкције и доводи до лома,
- III група. Интензивно хабање између појединих лоше подмазаних елемената или између елемената и радне средине, што доноси већи губитак материјала, смањење попречног пресека посматраног елемента, концентрацију напона и лом,
- IV група. Неправилно руковање машином, непоштовање мера заштите при извођењу одржавања, превелики нагиб машине на етажи, неисправност сигурносних уређаја, недозвољени нагиб косине и др.

У погледу процене преосталог радног века багера, најзначајнију групу представља група II, услед акумулације оштећења, односно заморних прслина (слике 4.4 и 4.5).

На слици 4.4 се може видети хаварија багера *SchRs 630*, чији је узрок прслина у завареном споју централног стуба. Приликом санације багера су додата укрућења на прирубницама „фрема“ стуба па је самим тим и чврстоћа конструкције повећана.



Слика 4.4 Хаварија багера *SchRs 630* - ВНР Australia [60]

Хаварија на роторном багеру *SRs 1760* се десила на површинском копу РБ Колубара у Лазаревцу (слика 4.5). Лом ушки челичних ужади (код против-тега) је последица суперпозиције више негативних ефеката узрокованих неодговарајућим обликом и димензијама делова, дејства радних оптерећења, као и појава дефекта у завареном споју ушки [61].

Хаварије из групе I углавном настају изненада, без најаве, и на њих се може делимично утицати, мерама превентивне заштите.

III група хаварија је веома ретка.

Смањење ризика од хаварија се може учинити потпуним системским приступом, што укључује константну реализацију мера, од придржавања прописаних услова коришћења, мера одржавања и контролисања, као и отклањањем „слабости“ машине мерама ревитализације, реконструкције, односно модернизације.





Слика 4.5 Хаварија багера *SRs 1760* – РБ Колубара, Лазаревац [61]

## 4.2 ПОУЗДАНОСТ И ОТКАЗИ РУДАРСКИХ МАШИНА

У општем случају, поузданост (енг. *reliability*) је вероватноћа да ће систем (компонента, уређај) радити на предвиђени начин, под нормалним условима, у датом одређеном временском интервалу.

Амерички *MIL* стандард под поузданошћу подразумева вероватноћу да ће неки предмет своју наменску функцију обављати у датом временском интервалу, под задатим условима.

Немачки *DIN* стандард, поузданост дефинише као способност неког производа или робе да задовољи, у току примене, условљене захтеве који се постављају у погледу понашања или одржавања њихових особина за дужи временски период.

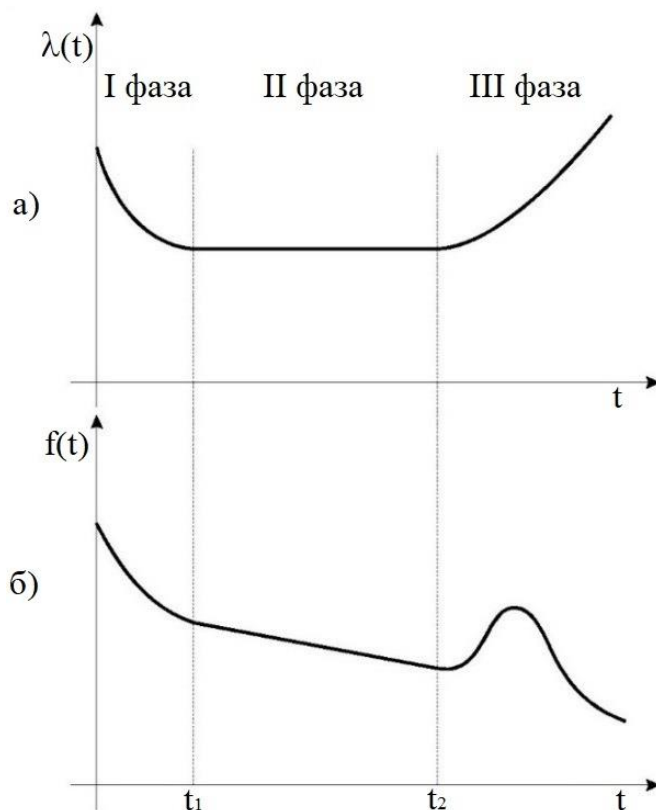
Руски стандард (*GOST*) поузданост дефинише као својство објекта да испуњава задате функције и одржава вредност експлоатационих параметара током времена у задатим границама, које су одређене задатим режимима и условима коришћења, техничког опслуживања, ремонта, складиштења и транспорта.

Статистичка испитивања су показала да се појава отказа дешава по одређеном закону. Могу се издвојити три фазе (слика 4.6):

- I - крива интензитета отказа у овој фази, када се врши уходавање система или елемената, има повећану вредност. Криве интензитета отказа  $\lambda(t)$  и функције густине отказа  $f(t)$  постепено опадају. Откази у овој области се могу објаснити пропуштеним дефектима у току пројектовања, монтажи и у самом материјалу,
- II - ова фаза подразумева нормалну експлоатацију система или елемената. Крива интензитета отказа  $\lambda(t)$  има константну вредност, а функције густине отказа  $f(t)$  је приближно експоненцијална,
- III – у овој фази долази до старења система, крива интензитета отказа  $\lambda(t)$  је растућа, док функције густине отказа  $f(t)$  поседује врх око кога се дешава највећи број отказа. Овде преовлађавају откази услед истрошености.

У нормалној експлоатацији рударског система или елемента делује читав низ случајних фактора, а функција интензитета отказа не зависи од времена почетка опажања и може се погодно представити експоненцијалном расподелом.

Старење елемената или система проузрокују физичко-механички и физичко-хемијски процеси уз измену структуре елемената и повећање броја отказа у односу на нормални период. Услови рада у рудницима и на површинским коповима где је „агресивна“ средина, повећана влажност, висока и ниска температура, као и механички утицаји могу убрзати процес старења. Интензитет отказа у овој фази се може представити нормалном расподелом.



Слика 4.6 Општи облик а) крива интензитета отказа  $\lambda(t)$ , б) крива густине отказа  $f(t)$

Битно је дефинисати појмове који се користе код отказа елемената као што су: поузданост, вероватноћа отказа, густина вероватноће отказа и интензитет отказа.

Поузданост се одређује експериментом над  $N$  једнаких елемената, након неког времена  $t$  у отказу ће бити  $N_1$  елемент, док ће преостали елементи  $N_2=N-N_1$  бити још исправни, односно:

$$R(t) = \frac{N - N_1(t)}{N} = \frac{N_2(t)}{N} \quad (17)$$

Вероватноћа отказа је:

$$F(t) = \frac{N_1(t)}{N} \quad (18)$$

Густина вероватноће појаве отказа представља вероватноћу отказа у јединици времена:

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} \quad (19)$$

односно:

$$f(t) \approx \frac{N_1(t)}{\Delta t \cdot N} \quad (20)$$

где је  $t$  ширина интервала, за ограничен број података.

Интензитет отказа се дефинише као:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} \quad (21)$$

Роторни багер, као један од најбитнијих представника рударских машина, представља врло сложен технички систем који се састоји од већег броја подсистема, склопова и елемената, где сваки део представља потенцијални извор нежељених догађаја, случајних по тренутку настанка и времену трајања.

Током претходних неколико деценија урађено је доста истраживања и прикупљен је и анализиран велики број података са циљем доношења закључака о понашању рударских машина током експлоатације на површинским коповима у Србији.

У монографији [62] је извршена анализа на три БТО система у РБ Колубара, Лазаревац.

На првом БТО систему, на површинском копу Тамнава, који се састоји од багера *SchRs 700*, бандвагена, одлагача и тракастих транспортера дужине 1200 m, утврђено је да откази на багеру учествују са 60%, на тракастим транспортерима са 27%, на бандвагену са 9% и на одлагачу са 4% времена у застоју система.

На другом БТО систему, на површинском копу Тамнава, који се састоји од багера *SchRs 900 25/6*, бандвагена, одлагача и 5 тракастих транспортера, утврђено је да је проценат времена у застоју система на багеру и на тракастим транспортерима скоро исти (око 41%).

На трећем БТО систему, на површинском копу Поље Д, који се састоји од багера *SchRs 1200 24/4*, бандвагена, одлагача и од 5 до 7 тракастих транспортера, утврђено је да транспортери због своје дужине имају скоро дупло већи проценат времена у застоју система (око 60%) у односу на роторни багер.

Може се закључити да на отказ БТО система у највећој мери утичу откази на роторним багерима, па се повећањем поузданости багера може повећати поузданост целог БТО система.

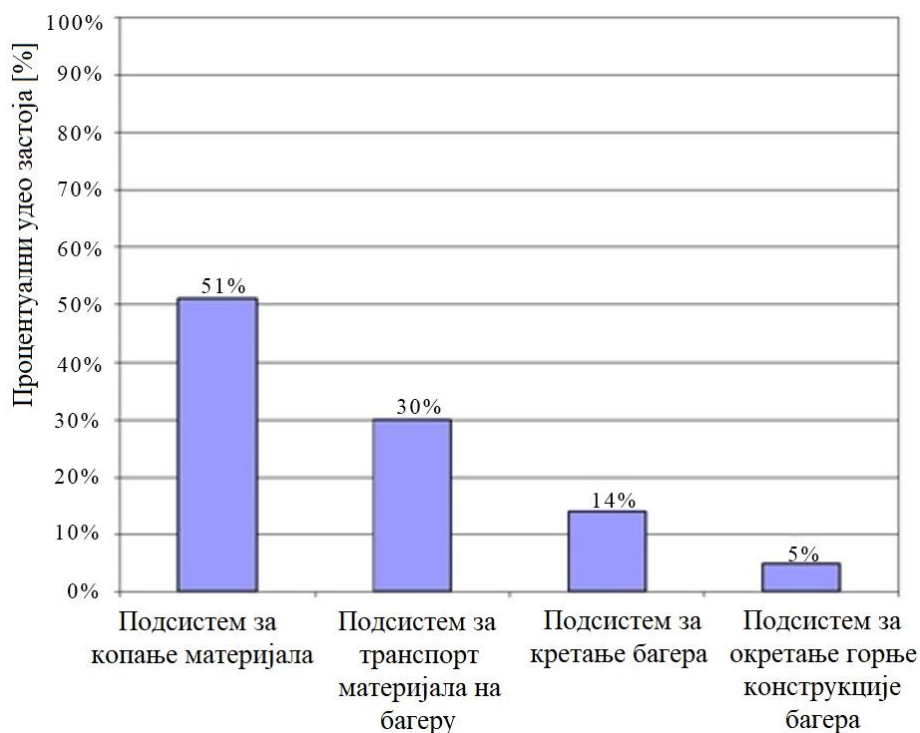
Истом студијом се иде на поједностављивање багера као система, па се истраживање спроводи кроз одвојено посматрање и одређивање показатеља поузданости његових главних подсистема.

Подсистеми багера се рангирају према приоритету са аспекта поузданости и то на:

- подсистем за копање материјала,
- подсистем за транспорт материјала на багеру,
- подсистем за окретање горње конструкције багера,
- подсистем за кретање багера.

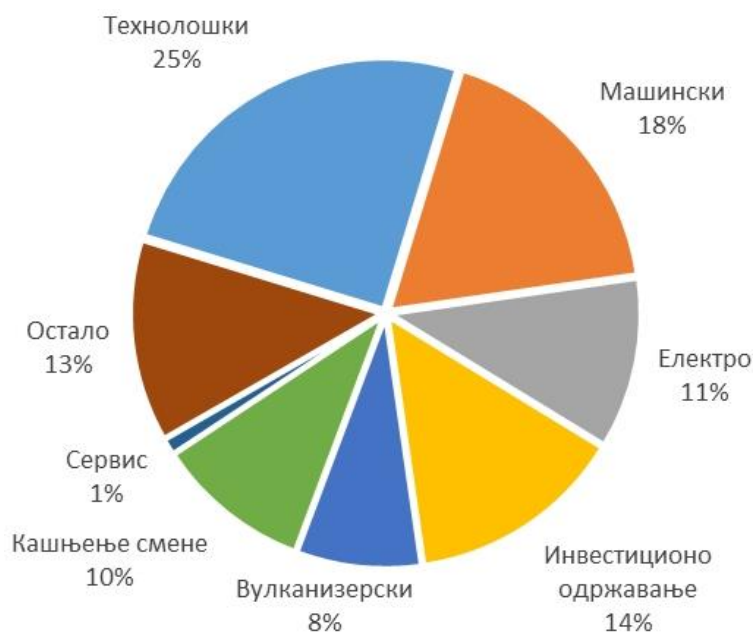
Резултати наведеног истраживања су показала да се највећи број застоја код роторног багера дешавао због отказа на подсистему за копање материјала (чак 51%), што се може видети на слици 4.7.

Даљом анализом поузданости подсистема за копање материјала дошло се до закључка да у укупном уделу отказа овог подсистема са преко 50% учествују откази редуктора, са преко 18% - откази мотора, итд.



**Слика 4.7** Процентуални удео отказа код подсистема роторног багера [22]

На слици 4.8 се могу видети процентуални застоји јаловинских система на површинским коповима у Костолцу, за период од 1994. до 2007. године. На основу података се могу извести разни закључци корисни за процену и дејство у циљу побољшања.



**Слика 4.8** Приказ застоја јаловинских система на површинским коповима у Костолцу, за период од 1994. до 2007. године [62]

Сервис и инвестиционо одржавање учествују са око 15%. Машински, електро и вулканизерски застоји учествују са око 37%. „Остали“ застоји чине око 13% и нису довољно истражени.

Може се закључити да укупно одржавање чини око 52% од укупних застоја.

Евидентно је да исправна методологија одржавања доводи до повећања како подклопова рударских машина, тако и рударских машина у целини.

Под отказом у смислу поузданости се сматра престанак способности система или елемента система да врши захтевану функцију. Могу се дефинисати следећи елементи отказа: узрок отказа, испољавање отказа, локација отказа и метода отклањања отказа.

На отказе најчешће утичу следећи фактори (елементи):

- интегрисани фактори: грешке у пројектовању и изради, грешке у монтажи,
- случајни фактори: нестабилности конструкционих и технолошких елемената,
- хабање и старење: услови радне средине, начин одржавања, карактеристике материјала.

У току експлоатације систем или елементи система се могу наћи у два могућа стања: исправном или неисправном. Исправно стање подразумева да карактеристике (система или елемената система) задовољавају прописане радне захтеве и свако одступање од истих се може сматрати отказом. Другим речима, отказ представља потпуни или делимични губитак радне способности система.

Поред (тоталног) отказа постоје и неисправности у систему или елементима система – дефекти, који не нарушавају њихов исправан рад, односно и после те неисправности ће систем успешно вршити захтевану функцију. Могу се споменути и релевантни и ирелевантни откази. У релевантне се могу сврстати грешке у конструкцији, грешке израде као и промена карактеристика изван оних утврђених спецификацијом. У ирелевантне се могу сврстати грешке инсталирања и постављања, грешке у руковању, као и сва случајна оштећења.

У циљу лакше анализе отказа, они се класификују према различитим критеријумима. Један исти отказ може одговарати различитим критеријумима.

Класификација отказа се, између осталог, може извршити према:

- врсти измене стања: неочекивани (изненадни) отказ и постепени (деградациони) отказ,
- времену настанка отказа: отказе при испитивању, у периоду припрема, при нормалној експлоатацији и при крају периода експлоатације,
- вези са другим отказима: зависни и независни отказ,
- могућности коришћења после отказа: потпун и делимичан отказ,
- периоду елиминације отказа: перманентни отказ и на отказ који се сам отклања (пролазни и повратни отказ),
- узроку настајања отказа: конструкциони, технолошки и експлоатациони отказ,
- интензитету отказа: на случајне и систематске,
- спољној манифестацији отказа: очигледан и прикривен отказ,
- природи настанка отказа: природни и вештачки отказ.

*Неочекивани (изненадни) отказ* настаје као резултат нагомилавања неисправности и/или оштећења, односно услед нагле промене параметара система. Најчешће су „прикривени“ и пре самог отказа се не испољавају било какви знаци упозорења. Узроци оваквих отказа су обично скривени дефекти материјала и/или елемената.

*Постепени (деградациони) отказ* настаје постепеном изменом параметара система, односно услед нагомилавања „малих“ промена, нпр. старења и истрошености материјала, које изазивају отказе елемената. Карактеристичне промене параметара се могу регистровати.

*Зависни и независни откази* се међусобно разликују у зависности од условљености отказима других елемената система. Уколико се при појави отказа промени вероватноћа појављивања другог отказа, такав отказ је зависан. У супротном је отказ независан.

*Потпун и делимичан отказ* се разликује по могућности коришћења система након насталог отказа елемента система. Уколико се систем не може користити до отклањања отказа, такав отказ је потпун. Код делимичног отказа, његова последица је погоршање неких карактеристика система, али постоји могућност даљег коришћења система.

Рударски системи на површинским коповима се састоје од великог броја елемената, повезаних редном везом.

Да би систем био исправан неопходно је да све машине у том систему буду исправне, а отказ било ког елемента система доводи до застоја целог система.

Поузданост таквог система се одређује као производ свих елемената система:

$$R = R_1 \cdot R_2 \cdot R_3 \cdot \dots \cdot R_n \quad (22)$$

где је  $R$  поузданост целог система, а  $R_1, R_2$  поузданости појединачних елемената.

Пример такве везе је систем БТО: багер, тракасти транспортери и одлагач.

Поред серијске, постоји и паралелна веза (слика 4.9) која се користи за елементе који су одговорни и сложени. Код паралелне везе постоје два (или више) елемента, за исправност система је довољно да је у исправном стању само један елемент. Пример такве везе је хидраулични систем за транспорт јаловине, где обично постоје две пумпе, у случају отказа једне пумпе, друга пумпа наставља са радом и не долази до застоја система.

Поузданост таквог система се одређује као:

$$R = 1 - (1 - R_1) \cdot (1 - R_2) \cdot \dots \cdot (1 - R_n) \quad (23)$$

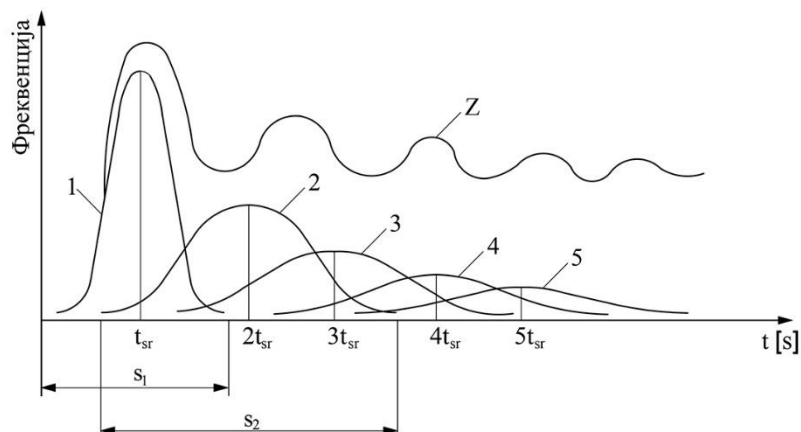
Генерално се у машинству ређе користи паралелна веза, услед високе цене и повећаних трошкова у техничкој имплементацији.

Рударски системи који се користе у површинској експлоатацији се састоје од великог броја елемената, а сваки од њих поседује сопствену расподелу отказа. Дешава се да један исти елемент система поседује неколико расподела, за сваку врсту квара посебно. То су системи чији се елементи обнављају, када дође до отказа они се замењују или поправљају.

Може се поставити питање како се одређује фреквенца отказа система који се састоји од великог броја елемената истог типа, где чим дође до отказа неког елемента, он се замењује са истим типом?

Дијаграм на слици 4.9 показује зависност фреквенце отказа од времена рада. Нека свака генерација елемената поседује средње квадратно одступање  $S$  и средње време између отказа  $t_{sr}$ . Крива 1 на слици 4.9 показује расподелу отказа за прву генерацију елемената. Када дође до отказа елемената прве генерације, на његово место се поставља елемент друге генерације, а времена почетка рада елемената друге генерације нису иста. То је из разлога јер неки елементи друге генерације започињу свој рад раније, а неки касније, у зависности од отказа елемената прве генерације.

Услед тога је средње квадратно одступање елемената друге генерације знатно веће него од елемената прве генерације  $S_2 \gg S_1$ , односно веће је расипање око средње вредности, што се може видети на слици 4.9 (крива 2). Ова одступања око средње вредности су још већа код елемената треће и четврте генерације.

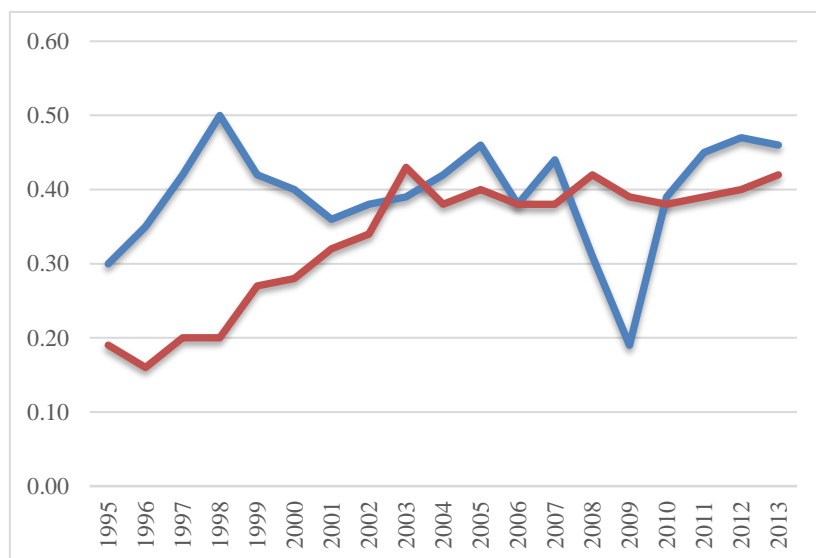


Слика 4.9 Зависност фреквенце отказа од времена исправног рада система [62]

Укупна фреквенца отказа система је једнака суми свих отказа посматраног система. Може се видети са дијаграма да крива  $Z$ , како време протиче, све мање осцилује око неке средње вредности и бива приближно хоризонтална. Такво стање се назива стационарно стање отказа.

Реални системи на површинским коповима задовољавају услове настанка стационарног стања отказа, односно број отказа елемената система у јединици времена постаје све више константан [62]. На основу података добијених вишегодишњим праћењем рада рударских машина на површинским коповима, могу се донети одређени закључци у вези временског, односно капацитетног искоришћења.

На слици 4.10 се може видети дијаграм временског, односно капацитетног искоришћења багера *SchRs 800.15/1,5* за период 1995 - 2013. година. Уочљиво је благо опадање показатеља временског и капацитетног искоришћења током година. Тај пад је узрокован разним факторима, између осталог и квалитетом одржавања. Услед лошијег одржавања долази до пада поузданости багера. Такође, стационарно стање отказа рударских машина има својих ограничења, у смислу да се односи на временски период када није дошло до смањења битних карактеристика делова челичне конструкције рударских машина, јер то смањење одређује и животни век рударске машине у целини.



Слика 4.10 Дијаграм временског и капацитативног искоришћења багера *SchRs 800.15/1,5* [62]

## 4.3 КОНЦЕПТИ АНАЛИЗЕ ЗАМОРА

### 4.3.1 ОСНОВНИ КОНЦЕПТИ ПРОЈЕКТОВАЊА У ОДНОСУ НА ЗАМОР МАТЕРИЈАЛА

У претходном поглављу је већ речено шта је замор и од чега зависи. Претеча стандарда DIN 22261 [25], пропис *BG 86* говори да постоји „довољно вероватноће за животни век конструкције од 50 година“. Ово је могуће уколико се контроле носеће челичне конструкције врше годишње и уколико су узета у обзир дефинисана претпостављена оптерећења са типом оптерећења или колектива напона и број циклуса.

Овде се види веза између радног века и редовних контрола носеће челичне конструкције. Ова веза је и раније спомињана у литератури, али је по први пут ушла у пропис *BG 86*.

Докторском дисертацијом [63] су дефинисана два основна концепта при пројектовању у односу на замор материјала:

- 1) Концепт безбедне конструкције (енг. „*safe life*“) подразумева пројектовање компоненти целе конструкције у смислу безбедности током целог радног века, без замене или поправке компонената. Уколико један елеменат откаже, цела конструкција се ставља ван употребе. Конструкција је пројектована да има велику отпорност на сваки вид оптерећења, односно не би требало доћи до стварања прслина.

У току пројектовања неопходно је што тачније одредити особине оптерећења која у току експлоатације делују на конструкцију, као и податке о карактеристикама материјала. У циљу повећања безбедности конструкције, предлаже се: повећање броја елемената конструкције са могућношћу прерасподеле оптерећења и одабир материјала са високом отпорношћу на настанак и раст прслине.

Недостатак „*safe life*“ концепта је мањи радни век, а високи економски трошкови.

- 2) Концепт поуздане конструкције (енг. „*fail safe*“) представља приступ да сваки елеменат конструкције, који се користи, мора да задовољи аспект поузданости између две узастопне контроле. Прслине које су се створиле у току рада, између две узастопне контроле, не би смеле да се прошире до критичних димензија. У случају отказа појединих компоненти конструкције, односно оштећења исте, она и даље мора остати функционална, односно поседовати одређен степен сигурности.

Од велике важности су прегледи конструкције и интервали прегледа који се врше у циљу испитивања прслине. Време до првог прегледа конструкције се може одредити прорачуном, до појаве прве прслине. Са становишта замора материјала циљ доброг пројектовања је постизање интервала безбедне употребе који би био једнак пројектованом радном веку конструкције.

Са математичког становишта, интервал безбедне употребе се може представити као почетни интервал века трајања, при коме је вероватноћа стварања прслине прихватљиво мала величина.

Дакле, у овом интервалу долази само до стварања прслине, а не до потпуног лома конструкције. Принцип „*fail safe*“ пројектовања умањује проблем замора са нивоа сигурности на економичан ниво, а на основу редовних инспекција, у одређеним временским интервалима, и претходних искустава се предупредује отказ компонената, а након тога и правовременим поправкама или заменама.



### 4.3.2 ДОСАДАШЊИ КОНЦЕПТ АНАЛИЗЕ ЗАМОРА

Доскорашњи концепти анализе замора се заснивају на методама прорачуна према допуштеним напонима трајне отпорности на замор  $\sigma_{D,dop}$  дефинисани за број промена напона од  $N \geq 2 \times 10^6$ , односно детерминистичкој филозофији сигурности.

Дозвољени напони  $\sigma_{D,dop}$  представљају смањење дозвољених напона за статичко напрезање, у зависности од величине отпорности на замор, за различите врсте напрезања, Код челичних конструкција, где се примењују заковице, и анализе замора, уводи се коефицијент  $\gamma$  [64]:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{D,dop} = \gamma \cdot \sigma_{dop} \quad (24)$$

где је:

$\sigma_{max}$  - максимални нормални напон у посматраном елементу,

$\sigma_{D,dop}$  - допуштен напон за материјал изложен замору,

$\sigma_{dop}$  - допуштен напон за основни материјал изложен статичком оптерећењу за I случај оптерећења,

$\gamma$  - коефицијент замора, који представља однос  $r = \sigma_{max} / \sigma_{dop}$ .

Код заварених конструкција доказ на замор износи [64]:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{D,dop} \quad (25)$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{D,dop} \quad (26)$$

$$\sigma_{u,max} \leq \sigma_{D,dop} \quad (27)$$

Вредности допуштених напона  $\sigma_{D,dop}$  су утврђене на основу претпоставки које се данас сматрају да су престоге. Као пример, вероватноћа да ће конструкција у току експлоатације достићи број оптерећења већи од  $2 \times 10^6$  промена је мала. Поред тога, линије замора су добијене из резултата експерименталних испитивања епрувета у лабораторијским условима са константним амплитудама и фреквенцијама оптерећења, што је знатно различито од понашања реалних конструкција у експлоатацији.

Може се закључити да је прорачун челичних конструкција с обзиром на замор према досадашњем концепту, једноставан за примену, јер се своди на форму статичког прорачуна смањењем допуштених напона на ниво трајне отпорности. Међутим, прорачун на овај начин доводи до димензија које се неповољно одражавају на утрошак материјала и укупно понашање конструкције.

### 4.3.3 САВРЕМЕНИ КОНЦЕПТ АНАЛИЗЕ ЗАМОРА

Савремени концепт замор дефинише као оштећење елемента конструкције услед постепеног ширења прслине које је узроковано учесталим понављањем напона. Главна разлика између ова два концепта третирања замора је у параметрима од утицаја на замор.

„Класичан“ концепт заступа тезу да су најважнији параметри врста челичног материјала, средњи напон у елементу  $\sigma_m$  и однос  $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$  и конструкцијска обрада, док су у савременом концепту параметри од највећег утицаја на замор стварна напонска разлика  $\Delta\sigma$ , број напонских промена  $N$  и конструкцијска обрада, а однос граничних утицаја  $R$  и врста материјала параметри од секундарне важности.

На Смитовом дијаграму, на коме је приказана зависност трајне отпорности на замор  $\sigma_D$  и средњег напона  $\sigma_m$  за случајеве оштрих зареза и заосталих напона, се може приметити да је могуће конструисати Велерову линију независно од вредности средњег напона  $\sigma_m$ , односно  $\sigma_m = const$ . За криву отпорности на замор је важна само напонска

разлика  $\Delta\sigma$ , што постаје основа савременог концепта прорачуна, који се често у литератури назива „ $\Delta\sigma$  концепт“ [64].

Главне поставке „ $\Delta\sigma$  концепта“ су:

- за одређивање допуштеног броја осцилација напона је једино меродавна разлика граничних напона, односно  $\Delta\sigma = |\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|$ ,
- Велерова крива отпорности на замор се може представити у функцији константне амплитуде  $\Delta\sigma$  и броја осцилација  $N$ , односно  $N = C \cdot \Delta\sigma^m$  и представља логаритамски дефинисану праву нагиба  $m$ ,
- трајна отпорност на замор  $\Delta\sigma_D$  се постиже када је број напонских промена већи од одговарајућег за основни материјал  $N_D \geq 2 \cdot 10^6$ .

Доказ отпорности на замор према „ $\Delta\sigma$  концепту“ се може дефинисати као:

$$\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma \leq \Delta\sigma_R / \gamma_{Mf} \quad (28)$$

Напонску разлику  $\Delta\sigma$  оптерећења увећану парцијалним коефицијентом сигурности  $\gamma_{Ff}$ , треба упоредити, за одабрани број поновљених осцилација напона  $N$ , са вредношћу амплитуде  $\Delta\sigma_R$ , добијене на основу Велерове криве, редукован одговарајућим парцијалним коефицијентом сигурности  $\gamma_{Mf}$ .

Велерове криве су линије добијене лабораторијским испитивањима са оптерећењима константне амплитуде, што се у реалним условима скоро никада не дешава, јер су реална оптерећења најчешће стохастична са различитим амплитудама напона и различите учесталости.

Главно питање је како сводити стварну отпорност конструкције на замор на еквивалентну вредност Велерове криве, знајући да је стварна отпорност конструкције на замор функција промјеливих напонских амплитуда, где свака амплитуда има своју учесталост [64].

При контроли конструкције, с обзиром на замор, потребно је располагати са прецизним подацима о оптерећењу које узрокује замор. Пре свега се ту мисли на (репрезентативне) положаје оптерећења, интензитет и релативне фреквенције догађаја. Из спектра оптерећења се добија историјат напрезања: запис промене напона у одређеној тачки конструкције.

Из  $\sigma-t$  дијаграма (дијаграма промене напона у току експлоатације) могу да се одреде класе напонских разлика  $\Delta\sigma_i$  и учесталост њихове појаве. У ту сврху се користе посебне методе “пробројавања” напонских разлика као што су: метода “кишни ток” или метода “резервоар”.

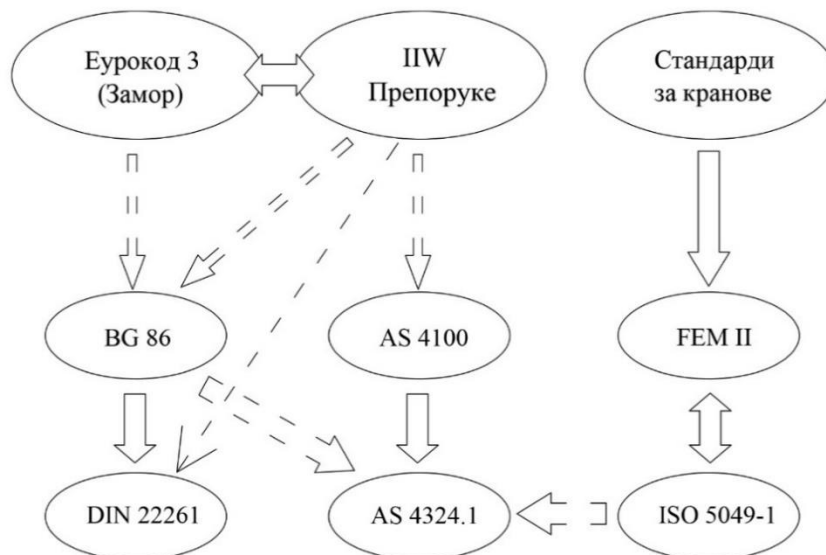
## 4.4 ДОКАЗ ЗАМОРНЕ ЧВРСТОЋЕ У ТЕХНИЧКОЈ РЕГУЛАТИВИ

Постоји неколико стандарда за конструисање рударских машина и опреме која се користи на површинским коповима који се међусобно разликују по претпоставкама оптерећења и по својим концептима третирања замора и то:

- SRPS EN 1993-1-9:2012 Пројектовање челичних конструкција – Део 1-9: Замор [65]
- ISO 5049-1:1994 Покретна опрема за континуирано руковање расутим материјалима - Део 1: Правила за пројектовање челичних конструкција [66]
- DIN 22261-2:2022 Багери, одлагачи и помоћне машине на површинским коповима мрког угља - Део 2: Основе прорачуна [25]

- AS 4324.1:2017 Покретна опрема за континуирано руковање расутим материјалима - Део 1: Општи захтеви за пројектовање челичних конструкција [67]
- FEM 2.131/2.132 Правила за конструисање покретне опреме за континуирани транспорт расутих материјала [68]

На слици 4.11 се могу видети упрошћене везе између стандарда [69].



Слика 4.11 Упрошћене везе између стандарда [69]

#### 4.4.1 SRPS EN 1993-1-9 ПРОЈЕКТОВАЊЕ ЧЕЛИЧНИХ КОНСТРУКЦИЈА

Стандард SRPS EN 1993-1-9 Пројектовање челичних конструкција – Део 1-9: Замор [65], обрађује проблем замора челичних конструкција.

Циљ прорачуна на замор је пројектовање конструкција са временски задатим веком трајања. При томе конструкција мора да обезбеди, са прихватљивом степеном вероватноће, правилну функционалност без отказа, ломова или санација. Провера на замор третира конструкцију у еластичном напонском домену, у нормалним условима експлоатације (за максималне температуре до 150 °C и благу корозивну средину). Из особина материјала, произилази отпорност на замор конструкције. То је способност склопа да пренесе спољашње динамичке утицаје, прописаног нивоа и карактера тачно одређен (израчунат) период до лома.

Поступак доказа на замор се врши на једним од два начина [64]:

- применом теорије кумулативног оштећења, поређењем произведеног оштећења са граничним оштећењем,
- применом еквивалентне напонске разлике (промене) која се упоређује са отпорношћу на замор за дати број напонских циклуса.

Код оптерећења константне амплитуде, критеријум доказа на замор дат је једначином [64]:

$$\gamma_{Ef} \cdot \Delta\sigma \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{Mf}} \quad (29)$$

где је:

$\Delta\sigma$  - номинална напонска разлика,

$\Delta\sigma_R$  - отпорност на замор одговарајуће категорије детаља, за укупан број напонских циклуса  $N$  током захтеваног рачунског века трајања,

$\gamma_{Ff}$  - парцијални коефицијент сигурности на замор,

$\gamma_{Mf}$  - коефицијент отпорности пресека или везе на замор.

У случају оптерећења променљиве амплитуде, дефинисаног рачунским спектром оптерећења, доказ на замор треба да се заснива на *Palmgren-Miner*-овој теорији кумулативног оштећења. Ако је максимална напонска разлика услед оптерећења променљиве амплитуде, већа од границе замора константне амплитуде, тада се примењује једна од две методе доказа на замор [64]:

- метода кумулативног оштећења,
- метода еквивалентне константне амплитуде.

Доказ методом кумулативног оштећења се врши према једначини:

$$D_d = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \quad (30)$$

где је:

$D_d$  - оштећење променљиве амплитуде,

$n_i$  - број циклуса напонске разлике  $\Delta\sigma_i$  током захтеваног рачунског века трајања,

$N_i$  - број циклуса напонске разлике  $\gamma_{Ff} \cdot \gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_i$  који изазива лом.

Прорачун методом кумулативног оштећења може да се заснива на једној од следећих крива отпорности на замор (слика 4.12):

а) крива отпорности на замор са једном константом нагиба ( $m=3$ ),

б) крива отпорности на замор са две константе нагиба ( $m=3, m=5$ ), која мења нагиб на граници замора при константној амплитуди,

в) крива отпорности на замор са две константе нагиба ( $m=3, m=5$ ) и рубном границом код  $N=100$  милиона циклуса,

г) крива отпорности на замор са једном константом нагиба ( $m=5$ ) и рубном границом код  $N=100$  милиона циклуса.

Случај под в) је најопштији. Утицаји промена напона (напонских разлика) испод рубне границе не утичу на кумулацију оштећења и могу да се занемаре. Број циклуса напонских промена (напонске разлике)  $N_i$ , може да се одреди у овом трећем случају (код замора при константној амплитуди  $\Delta\sigma_D$ ) на 5 милиона циклуса, према следећим релацијама [64]:

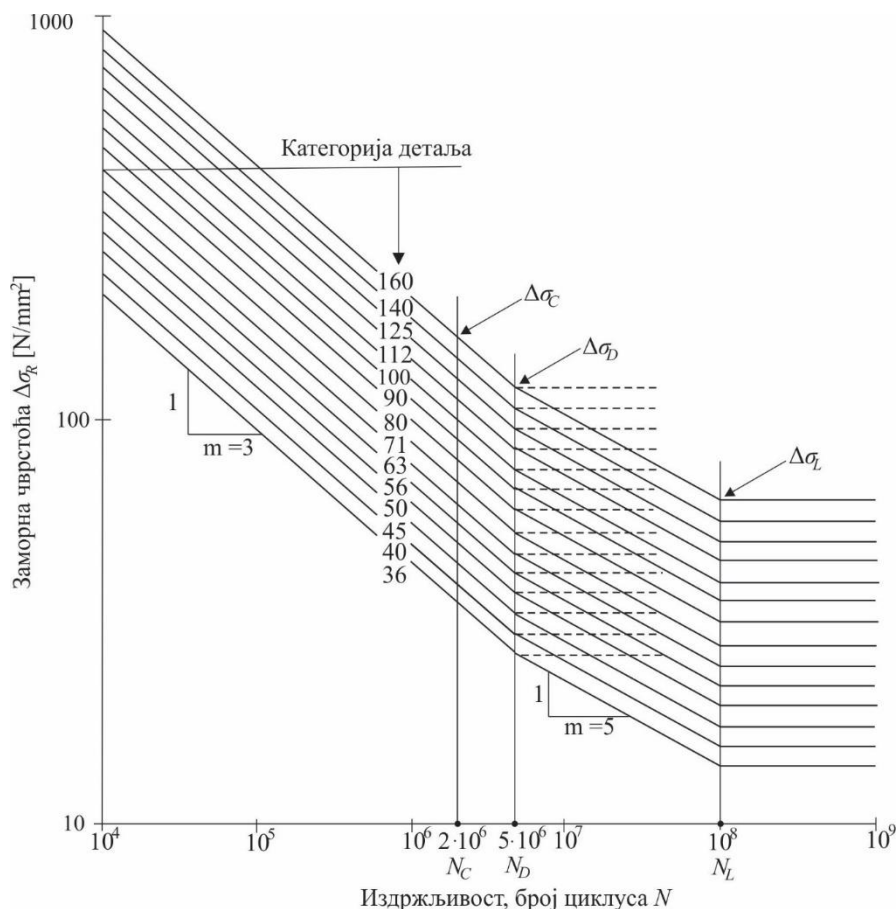
$$\text{Ако је: } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma \geq \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} \quad \text{онда је: } N_i = 5 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_i} \right]^3 \quad (31)$$

$$\text{Ако је: } \frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}} > \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_i \geq \frac{\Delta\sigma_L}{\gamma_{Mf}}, \text{ онда је: } N_i = 5 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{\frac{\Delta\sigma_D}{\gamma_{Mf}}}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta\sigma_i} \right]^5 \quad (32)$$

$$\text{Ако је: } \gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_i < \frac{\Delta\sigma_L}{\gamma_{Mf}}, \text{ онда је: } N_i = \infty \quad (33)$$

где је:

$N_D$  - број промена напона (5 милиона) при коме је дефинисана рубна граница.



Слика 4.12 Крива заморне чврстоће [65]

Код методе еквивалентне константне амплитуде, доказ на замор се спроводи према [65]:

$$\gamma_{Ff} \cdot \Delta\sigma_E < \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{Mf}} \quad (34)$$

где је:

$\Delta\sigma_E$  - напонска промена (разлика) еквивалентне константне амплитуде која за дати број циклуса, доводи до истог кумулативног оштећења као и рачунски спектар,

$\Delta\sigma_R$  - отпорност на замор одговарајуће категорије детаља, за исти број циклуса који се користи при одређивању  $\Delta\sigma_E$ .

Код одређивања  $\Delta\sigma_E$  и  $\Delta\sigma_R$  може да се усвоји претпоставка употребе криве отпорности на замор са јединственом константом нагиба  $m=3$ . Ова претпоставка је на страни сигурности конструкције. Алтернативно, доказ на замор при еквивалентној константној амплитуди, може да се изведе провером специфичног критеријума, датог у једначинама, у коме је  $\Delta\sigma_{E,2}$  напонска промена (разлика) еквивалентне константне амплитуде за 2 милиона циклуса, а  $\Delta\sigma_C$  је референтна вредност отпорности на замор за 2 милиона циклуса и одговарајућу категорију детаља.

Номиналне напонске разлике смичућих напона третирају се слично са номиналним напонским разликама нормалних напона, али се у овом случају користи само један део криве отпорности са нагибом  $m=5$ . Број циклуса напонских промена (напонске разлике)  $N_i$  смичућих напона, може да се одреди према [65]:

$$\text{Ако је: } \gamma_{Ff} \cdot \Delta \tau_i \geq \frac{\Delta \tau_L}{\gamma_{Mf}}, \text{ онда је: } N_i = 5 \cdot 10^6 \cdot \left[ \frac{\frac{\Delta \tau_C}{\gamma_{Mf}}}{\gamma_{Mf} \cdot \Delta \tau_i} \right]^5 \quad (35)$$

$$\text{Ако је: } \gamma_{Ff} \cdot \Delta \tau_i < \frac{\Delta \tau_L}{\gamma_{Mf}}, \text{ онда је: } N_i = \infty \quad (36)$$

У случају комбинованог присуства нормалних и смичућих напона, доказ на замор треба да узме њихово комбиновано присуство. Када је еквивалентна номинална напонска разлика смичућих напона, мања од 15% еквивалентне номиналне напонске разлике нормалних напона, утицаји напонских разлика смичућих напона могу да се занемаре. На локацијама које се проверавају, уколико се нормални и смичући напони мењају истовремено при истим догађањем оптерећења, или се правци главних напона не мењају значајно при промени оптерећења, може се користити напонска разлика максималног главног напона. У супротном случају, уколико се на истој локацији, нормални и смичући напони мењају независно један од другог, примењује се појединачно одређивање компонената оштећења  $D_{d.\sigma}$  и  $D_{d.\tau}$  коришћењем *Palmgren-Miner*-ове теорије оштећења за комбинацију дејства [65]:

$$D_{d.\sigma} + D_{d.\tau} \leq 1, \quad D_{d.\sigma} = \left( \sum \frac{n_i}{N_i} \right)_{\sigma}, \quad D_{d.\tau} = \left( \sum \frac{n_i}{N_i} \right)_{\tau} \quad (37)$$

Код коришћења напонских разлика еквивалентне константне амплитуде, овај критеријум има форму:

$$\left[ \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta \sigma_E}{\frac{\Delta \sigma_R}{\gamma_{Mf}}} \right]^3 + \left[ \frac{\gamma_{Ff} \cdot \Delta \tau_E}{\frac{\Delta \tau_R}{\gamma_{Mf}}} \right]^5 \leq 1 \quad (38)$$

#### 4.4.2 ИНОСТРАНИ СТАНДАРДИ КОЈИ ТРЕТИРАЈУ ПОЈАМ ЗАМОРА

Међународни стандард који дефинише оптерећења за процену замора је стандард ISO 5049-1 Покретна опрема за континуирано руковање расутим материјалима [66]. Посебна комбинација заморног оптерећења у овом случају није дефинисана. Препорука је да се користе оптерећења дефинисана у случају главних оптерећења која се могу појавити у више од  $2 \times 10^4$  циклуса. Таква идентификована оптерећења треба применити у прорачунима на начин који генерише максималне затежуће напоне. Чини се да ISO стандард даје више независности у комбинацији заморног оптерећења, и уколико се стандард примени на правилан начин, требало би да се добије комбинација слична комбинацији дефинисаној у DIN 22261-2:2016 [25] стандарду.

У пракси многи пројектанти примењују комбинацију према DIN стандарду уместо да користе ISO препоруке. Друго питање је проценити трајност конструкције када су оптерећења већ идентификована. Критеријум бесконачног замора је испуњен када резултујући напонски опсег остане испод границе замора дефинисан за одређен тип везе (у чвору). Овакав принцип занемарује утицај броја циклуса који се односи на појединачно оптерећење. Слична метода се користи и у ISO стандарду.

У издању DIN стандарда из 2016. године, метода за прорачун замора је промењена и унифицирана са препорукама за прорачун замора према *Eurocode 3*, која основу за прорачун трајности заснива на *Palmgren-Miner*-овом приступу кумулативног оштећења. Метода кумулативног оштећења је већ имплементирана у AS стандарду, који је у многим стварима сличан DIN стандарду. Обично се користи за велике конструкције у различитим индустријама, на пример код великих рударских машина.

Како је метода коначних елемената постала главно инжењерско средство последњих деценија, такође се користи и за процену замора. Међутим, недостатак примене је велика осетљивост на параметре модела, што може утицати на добијене напоне. Вреди напоменути да постоји промена у приступу прорачуна замора који је препоручен дуже време од стране научника. Приступ кумулативног оштећења (*Palmgren-Miner*) је све присутнији у стандардизованим прорачунима.

Ипак, још увек постоје „празнине“ у стандардима које треба попунити, како би се побољшао квалитет и безбедност задатака пројектовања. Опште прихваћен метод пројектовања великих машина у суштини занемарује или потцењује динамику конструкција која се пројектују. Не постоји стандард који укључује валидирану методу експерименталних испитивања која би се могла користити за верификацију стварних вредности претпостављених динамичких фактора.

## 5 ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА И ВЕКА РУДАРСКИХ МАШИНА

Процена интегритета конструкције обухвата активности која омогућавају одређивање реалног понашања конструкције у експлоатацији, узрока лошег понашања конструкције као и одређивање преосталог радног века. Проценом се одређују и оптерећења која конструкција може са сигурношћу да прихвати.

На основу тих активности следе радње чијом применом се конструкција побољшава, односно повећава јој се радни век, а самим тим се повећава и радни век целе рударске машине. Те радње могу бити: наставак даљег рада рударске машине без интервенције, затим санација, реконструкција, ревитализација, модернизација или отпис.

Интегритет конструкције се може посматрати како са становишта постојећих конструкција, које већ поседују неки животни век тако и са становишта нових конструкција које се тек пројектују. Код нових конструкција, пројектовање се налази у средишту нумеричких претпоставки, изабраних стандарда за пројектовање, и експерименталних мерења, а све кроз постојећа искуства са конструкцијама рударске опреме (слика 5.1).

У докторској дисертацији је развијена методологија која се састоји од више техника за добијање квалитетних резултата о процени интегритета челичне конструкције, почев од испитивања са и без разарања, преко експерименталних мерења, компјутерског моделирања, анализе конструкције применом методе коначних елемената и усаглашавањем са експерименталним резултатима.

Предложена методологија за процену интегритета и века челичне конструкције рударских машина користи нумеричко-експерименталне методе.

Основна нумеричка метода за процену интегритета и века конструкције представља метода коначних елемената. Метода је нашла примену у инжењерској пракси из, између осталог, економских разлога, јер представља комфоран начин за добијање приближно тачних резултата уз релативно мале трошкове.

Експериментална мерења представљају вид провере да ли се конструкција понаша онако како је прорачуном предвиђено, односно, служи да се отклоне дилеме у вези претпостављених оптерећења.

Под експерименталним мерењима се подразумева испитивање функционалности и радне способности карактеристичних погонских елемената и елемената челичне конструкције, односно мерење вибрација на карактеристичним местима погонских група, мерење напонског стања на карактеристичним местима конструкције, као и мерење оптерећења различитих погонских група преко измерене струје.

Приликом испитивања рударских машина, постоји разлика у односу на то да ли се испитује носеће челична конструкција или остала опрема. При испитивању носеће челичне конструкције циљ је сигурност рударске машине, док се код испитивање остале опреме добију подаци о стању опреме, односно о њеној ефикасности у раду.





**Слика 5.1 Поуздано пројектовање [7]**

На слици 5.2 се може видети дијагностички ток којим се прво врши усаглашавање прорачунског и експерименталног модела, а затим врше даље анализе као што су: процена стања, преосталог радног века и замора.

Дијагностички модел предвиђа међусобну корекцију улазних параметара при прорачуну, вршењем контроле параметара који су добијени мерењем и прорачуном, што је све у складу са новим препорукама/концептима при коришћењу реалних вредности оптерећења [7].

Ово је посебно битно у случају када се конструкција не понаша онако како је предвиђено, што се може десити услед промена услова рада, замора, лошег конструктивног решења и слично [7].

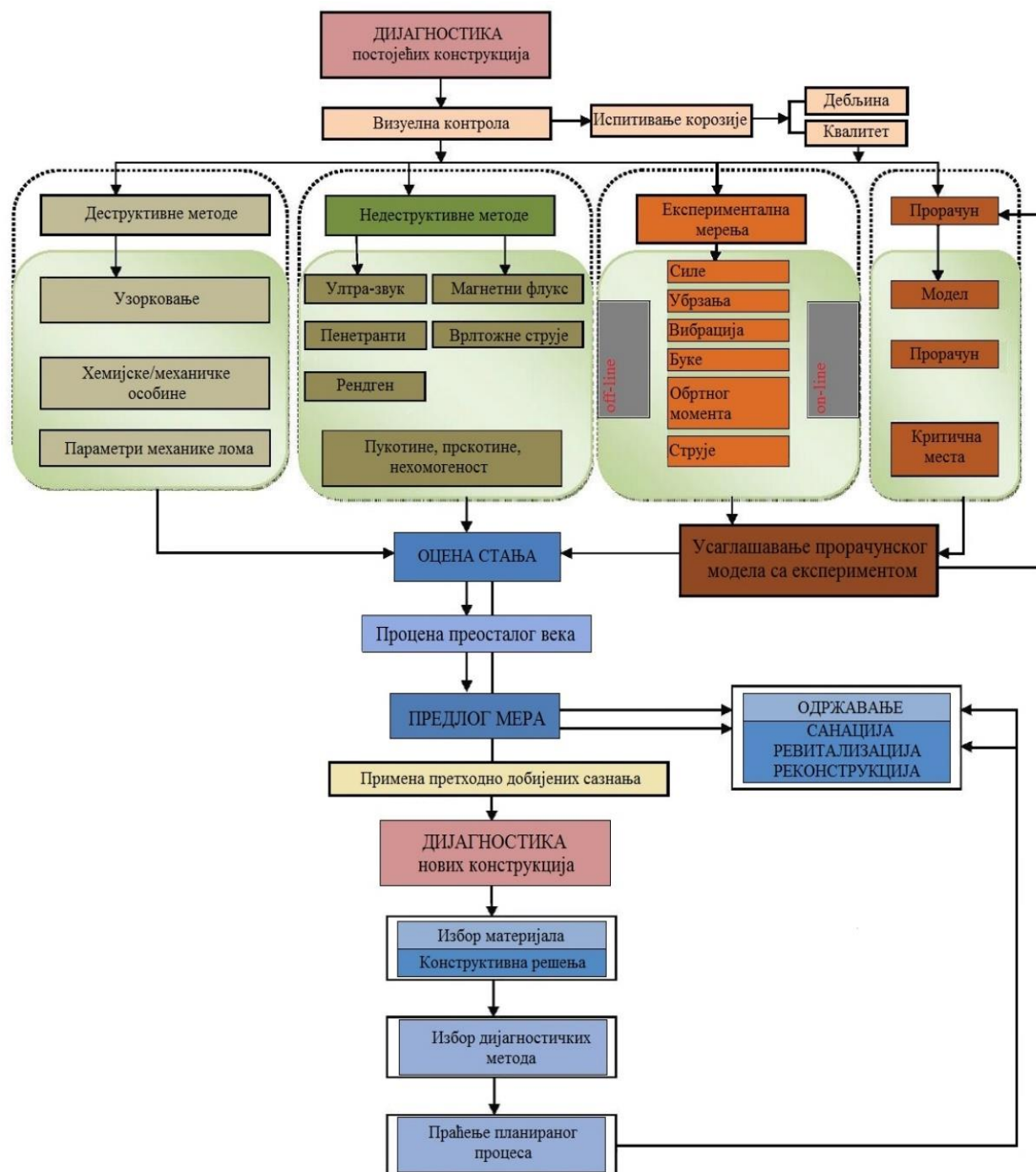
Као улазни елементи у приказаној методологији спадају и сва сазнања и расположива документација о самој конструкцији, укључујући: произвођачко – радионичку и атестну документацију, каталози и упутства, експлоатационо - технолошке шеме рада, прегледи досадашњих оштећења, хаварија, извештаји о извршеним испитивањима, регистар кварова, формирање базе података и слично.

Методологија константно акумулира знања у вези челичне конструкције, моделовања, примене МКЕ, експерименталног мерења и усаглашавања, која се даље могу користити како за постојеће тако и за нове конструкције, у циљу њеног праћења понашања.

Досадашња сазнања из различитих области се сублимирају у један циљ: да се са што мање мерења утврди „историја“ животног века рударске машине, односно стање и понашање конструкције и да се утврди да ли је “реакција” конструкције на оптерећења одговара онаква како је прорачуном предвиђено [7].

Приказани модел је „самоучећи“, резултати анализе на једној рударској машини се могу употребити на другој сличној машини.

Један од излаза из методологије је и предлог мера, а то може бити: наставак даљег рада рударске машине без интервенције, одржавање, санација, реконструкција, ревитализација, модернизација или се може утицати на параметре рада багера. Тиме се директно утиче на оптимизацију одржавања рударских машина.



Слика 5.2 Процена интегритета конструкције [7]

Методологија омогућава и анализу замора. Имајући у виду да велики број рударских машина ради у просеку преко 30 година, проблем замора материјала добија све више на значају. У исто време су у примени нови стандарди који посебну пажњу посвећују проблему замора. Међутим, резултати свих тих истраживања се углавном не примењују у потпуности на рударске машине. Главни разлог је тај што рударске машине представљају углавном статички одређене системе који немају много „резерве носивости“. У експлоатацији је акценат је на што бржој санацији и оспособљавању рударске машине, док се праћење пропагације прслине ређе изводи. Постоји неколико разлога зашто се то дешава, један од њих је оправдано вршење санације, када год је то могуће безбедно и са малим трошковима извести. Други разлог је (често) недостатак

података о историји рударске машине, који би се могли употребити као „нулто стање“ за прорачун.

Ипак, у новије време долази до развоја и експанзије дијагностичких уређаја, који поседују особине велике прецизности, могућности прикупљања велике количине података као и једноставан пренос података, што у многоме олакшава рад на праћењу параметара замора.

Добијене претпоставке о замору се могу искористити при пројектовању, одржавању, санацији, реконструкцији, ревитализацији, модернизацији или могу утицати на параметре рада багера [7].

## 5.1 МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА РУДАРСКИХ МАШИНА

Да би се дошло до јасних критеријума процене неопходности замене, санације или реконструкције делова и опреме рударске механизације, неопходно је применити разне мере, поступке и методе испитивања која чине дијагностичка испитивања.

Циљ тих метода, мера и поступака је, између осталог, утврђивање хемијских, физичких, механичких и осталих карактеристика материјала и утврђивање текућег стања опреме.

У основне поступке испитивања роторног багера, између осталог, спадају [7]:

- визуелна контрола машинске и електро опреме,
- геометријско – конструктивна мерење (контрола) – геодетско снимање,
- мерење (вагање) – одређивање пројекције положаја тежишта, горње обртне градње, као и мерење тежина и тежишта елемената конструкције багера,
- мерење (контрола стања) радиаксијалног кугличног лежаја – куглибана,
- мерење (контрола стања) ротирајућих елемената методом вибродијагностике,
- мерење (контрола стања) зазора на лежајевима,
- контрола одговорних вијчаних (*HV*) веза,
- мерење (испитивање) челичних ужади,
- испитивање материјала, мерење дебљине лима, тврдоће и др.,
- одређивање и мерење спољашњег и унутрашњег оптерећења конструкције и опреме,
- мерење деформација, напона и вибрација,
- електро испитивања,
- специјалистичка мерења конструкције, завара, чворних места,
- утврђивање стања и мерење антикорозивне заштите.

Са друге стране, испитивање функционалности и радне способности погонских елемената и елемената челичне конструкције багера се заснива на:

- мерењу вибрација на карактеристичним местима погонских група,
- мерењу напонског стања на карактеристичним местима конструкције,
- мерењу оптерећења различитих погонских група преко измерене струје.

Сва наведена мерења се врше за селективне услове рада, за тачно дефинисане висине етажа посебно.

У дисертацији ће бити обрађене методе испитивања са и без разарања материјала челичне конструкције, као и методе испитивања функционалности и радне способности погонских елемената и елемената челичне конструкције багера.

### 5.1.1 МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА БЕЗ РАЗАРАЊА

Контрола без разарања подразумева разраду технологије детекције грешака и процене утицаја тих грешака на квалитет материјала саставних делова система. Откривањем

скривених дефеката у материјалу, а затим његовом благовременом заменом или поправком, се предупређује отказ саставног дела или целог система.

Свака метода намењена је детекцији одређене групе грешака везане неком заједничком карактеристиком или спровођењу одређеног поступка мерења.

Методe контроле без разарања се темеље првенствено на физичким својствима материјала и подела метода се врши према физичким својствима која примењују.

Подела разликује следеће основне групе (поступке) [70]:

- оптичке (визуелне) методе,
- методе капиларности,
- магнетске методе,
- радијацијске методе,
- радиоталасне методе,
- топлотне методе,
- протицајне методе,
- електричне методе,
- звучне методе,
- електромагнетске методе и др.

#### 5.1.1.1 ВИЗУЕЛНО-ОПТИЧКА ИСПИТИВАЊА

Визуелна контрола представља најстарију и најчешћу методу контроле без разарања. Циљ ове методе је брзо откривање разних грешака које се налазе на површини (слика 5.3).

Визуелни преглед спада у најважнију методу „прелиминарног” испитивања оштећене компоненте. Људско око има изванредне могућности сагледавања незнатних промена у боји и текстури материјала на великој површини, знатно већој него било који оптички или електронски уређај.



**Слика 5.3 Прслине на стубу багера *SchRs 800* откривене визуелним прегледом [71]**

Визуелно уочљиве карактеристике зоне оштећења компоненти, правац ширења прслине, површинске порозности, неправилност завара и сл. пружају корисне информације у процесу утврђивања редоследа секвенци одвијања догађаја и могућег узрока настајања оштећења.

Као помоћ код визуелног прегледа код неприступачних места се користи расвета и одговарајуће лупе.

Према DIN 22261-2 [25], преглед носеће челичне конструкције обавља се једном годишње од стране овлашћених лица.

Код периодичних или прегледа након хаварије роторних багера, визуелна контрола обухвата преглед свих врста веза, ужади и контролу штапова. Обухвата и сва мерења која се врше метром, помичним мерилом, лиснатим мерилом итд.

У случају ревитализационих прегледа, који захтевају детаљнији преглед, формира се оквирни план прегледа, а на основу радионичких и монтажних цртежа. Пре самих прегледа се врше припреми радови који обухватају чишћење багера, а нарочито места где се задржава вода или ископани материјал (нпр. чворна места). Након обављених припрема се обавља преглед.

Према потреби, поред визуелне контроле могу се извршити и посебне врсте прегледа за појединачни елемент или склоп.

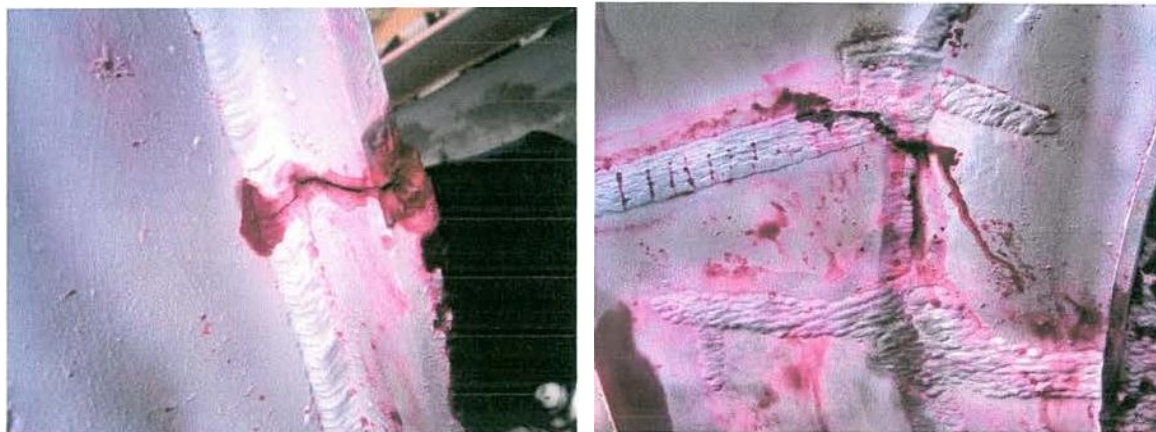
Код носеће челичне конструкције багера, визуелним прегледом се утврђује [7]:

- одступање оса штапова и носача од пројектованог положаја,
- локалне деформације и оштећења на конструкцији са, ако је могуће, и узроцима (удари, неправилно коришћење, итд.),
- стање чворних лимова и спојних средстава (заковица и завртњева),
- стање заварених спојева,
- стање антикорозивне заштите.

### 5.1.1.2 ИСПИТИВАЊА ПЕНЕТРАНТИМА

Испитивања пенетрантима спада у један од најраширенијих поступака испитивања без разарања. Због своје флексибилности и поузданости и данас се широко примењује, а испитивање је могуће извршити и на терену. У односу на визуелну контролу, код испитивања пенетрантима је лакше уочавање грешака (индикација прслине је знатно већа него сама прслина) [70].

Метода се заснива на особини неких течности да, због изразито малог површинског напона, продру у прслине и процепе.



Слике 5.4 Прслине на стубу багера *SchRs 800* откривене пенетрантском методом [71]

Испитивана површина најчешће није чиста, па ју је прво неопходно детаљно очистити и одмастити. Након чишћења се наноси пенетрант, који улази у могућу прслину. Затим се уклања вишак пенетранта и наноси развијач, који „извлачи“ пенетрант из прслине. На крају се врши преглед, под обичним или УВ светлом, који врши искусан радник који добро познаје особине самог процеса. Величине прслина које је могуће утврдити овом методом су дужине од 0,1 mm и ширине од 0,03 mm до 0,05 mm (слика 5.4).

Недостаци ове методе су ограниченост у испитивању и неопходна опрезност при коришћењу хемикалија.

Стандарди који дефинишу методе испитивања пенетрантима, између осталог, су:

SRPS EN ISO 3452:2014 – Испитивање без разарања – Пенетрантско испитивање [72], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Општи принципи

Део 2: Испитивање пенетрантских материјала

Део 3: Референтни испитни блокови

Део 4: Опрема

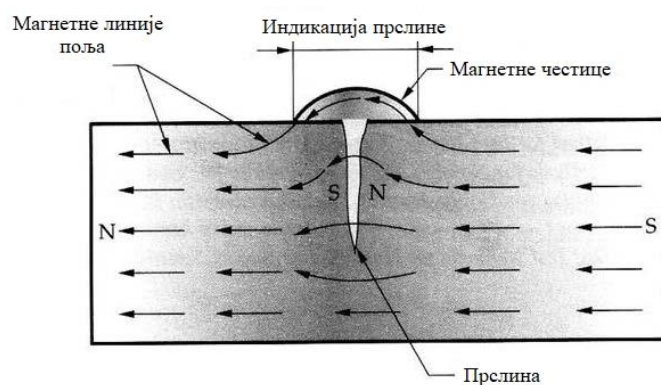
Део 5: Испитивање пенетрантима на температурама вишим од 50 °C

Део 6: Испитивање пенетрантима на температурама нижим од 10 °C

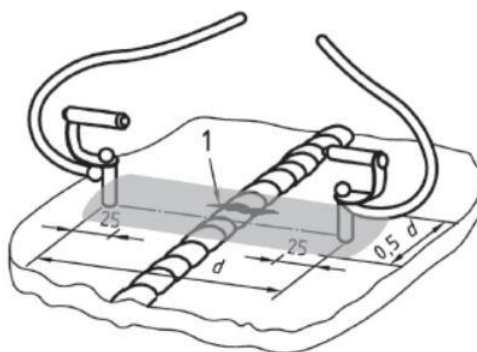
SRPS EN ISO 3059:2016 – Испитивање пенетрантима и испитивање магнетским честицама – Услови посматрања [73].

### 5.1.1.3 МАГНЕТНА ИСПИТИВАЊА

Магнетна метода испитивања материјала представља једну од првих метода испитивања без разарања феромагнетних материјала, у циљу откривања површинских, као и близу површине смештених дисконтинуитета у материјалу. Метода се заснива на магнетизирању околине сталним магнетом или пуштањем струје која ствара магнетно поље и то тако што грешке у материјалу (површинске прелине, мехурићи, укључци...) прекидају ток магнетних линија. Магнетне честице привлаче излазно магнетно поље изнад места грешке (слика 5.5).



Слика 5.5 Приказ магнетне контроле [74]



Слика 5.6 Техника магнетисања [74]

Метода се обично спроводи у пет корака: припрема испитиваног узорка, увођење магнетног поља (слика 5.6), регистравање излазног магнетног поља, анализа и мерење грешке и демагнетизација [70].

Предности ове методе су једноставност поступка, ниска цена и лако откривање малих површинских грешака, а мане су немогућност одређивања димензија грешака и чињеница да ефикасност ове методе опада са порастом дубине површинске грешке.

Стандарди који дефинишу магнетну методу испитивања, између осталог, су:

SRPS EN ISO 9934:2017 – Испитивање магнетним честицама [74], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Општи принципи

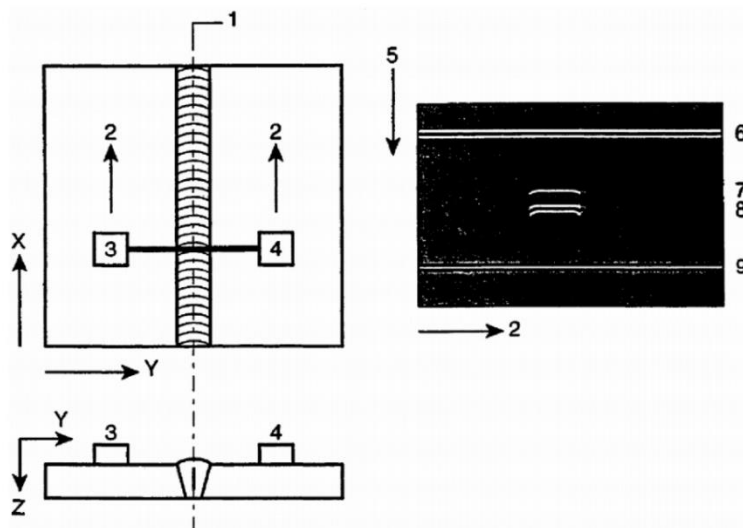
Део 2: Испитна средства

Део 3: Опрема

SRPS EN ISO 3059:2016 – Испитивање пенетрантима и испитивање магнетским честицама – Услови посматрања [73].

#### 5.1.1.4 УЛТРАЗВУЧНА ИСПИТИВАЊА

Ултразвучна испитивања представљају методу која је заснована на способности ултразвука да продире кроз хомогене материјале, и да се одбија од нехомогености у материјалу. Методом се могу детектовати прслине, порозност као и укључци, могуће је одредити положај и величину нехомогености, подручја која нису добро термички обрађена и извршити контролу заварених спојева. Омогућава откривање грешака и када су оне у дубоко у материјалу. На слици 5.7 је приказано ултразвучно (непаралелно) испитивање, са смером сонде у x-правцу.



Слика 5.7 Шема испитивања ултразвуком [75]

Ултразвучна испитивања захтевају акустични контакт, који се постиже припремом испитне површине и наношењем премаза који уклања и најмањи ваздушни слој.

Главна подела ултразвучних испитивања [70]:

- метода прозвучавања,
- импулсна Ехо метода,
- резонантна метода.

У металургији се метода ултразвука најчешће користи код:

- испитивања одливака и откивака,
- испитивања трака и профила,
- испитивања цеви.

Поред доста предности, ова метода има и мана да тумачење налаза испитивања често зависи од знања и искуства испитивача, осетљивост методе на нечистоћу испитне површине и непогодност примене методе на мале комаде и сложеније облике испитиваног дела.

Стандарди који дефинишу ултразвучну методу испитивања, између осталог, су:  
SRPS EN ISO 16810:2016 – Ултразвучно испитивање – Општи принципи [75]

SRPS EN ISO 16811:2016 – Ултразвучно испитивање – Осетљивост и опсег подешавања [76]

SRPS EN ISO 16823:2016 – Ултразвучно испитивање – Техника преноса [77]

SRPS EN ISO 16826:2016 – Ултразвучно испитивање – Испитивање дисконтинуитета управних на површину [78]

SRPS EN ISO 16827:2016 – Ултразвучно испитивање – Карактеризација и величина дисконтинуитета [79]

SRPS EN ISO 16828:2016 – Ултразвучно испитивање – Техника временске дифракције као метода за проналажење и процену величине неправилности [80]

#### **5.1.1.5 ИСПИТИВАЊА ВРТЛОЖНИМ СТРУЈАМА**

Поступак се користи за детекцију оштећења у металима која се налазе на површини и близу површине материјала. Метода је једноставна и брза, постоји могућност аутоматизације и резултати су одмах доступни.

Карактеристике поступка [7]:

- мерење је индиректно и по потреби захтева подешавање инструмента за сваку серију делова који се испитују,
- контрола је без контакта са испитним делом.

Стандарди који дефинишу методу испитивања вртложним струјама, између осталих, су:

SRPS EN ISO 15549:2019 – Испитивање вртложним струјама – Општи принципи [81]

SRPS EN ISO 15548:2014 – Опрема за испитивање вртложним струјама [82]

#### **5.1.1.6 УТВРЂИВАЊЕ СТАЊА И МЕРЕЊЕ АНТИ-КОРОЗИВНЕ ЗАШТИТЕ**

Утврђивање стања и мерење анти-корозивне заштите обухвата све мере које се примењују у нормалним производним условима једног техничког система, односно појединачног дела. Ту спадају посебне анализе, мерења електро-хемијских потенцијала и мерења брзине корозије помоћу узорака или електро-хемијских сензора, примена гасне анализе, термоелемената, уређаја за праћење стања, контролних отвора, пирометара, телевизијских камера и др. као и поступци испитивања без разарања [70].

Поступак заштите од корозије, бојењем, представља једну од најраспрострањенијих метода заштите.

Стандард SRPS EN ISO 12944:2018 (сви делови) дефинише заштиту помоћу система боја и обухваћени су сви аспекти који су важни за постизање одговарајуће заштите од корозије.

Стандард SRPS EN ISO 12944-6 дефинише лабораторијске методе испитивања које се примењују када се оцењује учинак заштитних система боја. Стандард је посебно намењен за системе боја за које још није доступно одговарајуће практично искуство и покрива испитивање система боја намењених за наношење на челик који је припремљен чишћењем млазом абразива, затим на челик на који је превлака цинка нанета топлим поступком и на челик на који су металне превлаке нанете термичким распршивањем. Такође су обухваћене атмосферске средине и урањање у воду (свежу, заслањену или морску).

Стандард SRPS EN ISO 12944-9 дефинише захтеве, методе испитивања и критеријуме за оцењивање заштитних система морских и сродних конструкција, класификованих као категорије *CX* и *Im4*.

Методе испитивања квалитета изведених радова на заштити од корозије могу бити са и без разарања.

У методе са разарањем спада стандард SRPS EN ISO 4624:2017 - Испитивање приањања откидањем, која се користи за одређивање приањања извођењем испитивања



откидањем једнослојне превлаке или система превлака боја, лакова или сродних производа. Истој методи припада и стандард SRPS EN ISO 2409:2020 - Испитивање унакрсним просецањем, односно метода испитивања за оцењивање отпорности превлака боја према одвајању од подлоге онда када се превлака просече до подлоге под правим углом у облику решетке.

У методе без разарања спада стандард SRPS EN ISO 2808:2019 - Одређивање дебљине филма“, односно стандард дефинише методе за мерење дебљине мокрог филма, сувог филма и дебљине филма неочврслих слојева праха.

Методe без разарања се користе када су радови завршени, а провера квалитета изведених радова се врши без нарушавања функционалних и естетских особина изведене заштите.

Према досадашњим искуствима из праксе, до сада коришћени премази на рударским машинама углавном не одговарају експлоатационим условима рада, тако да се, у последње време, нове челичне конструкције раде са премазима који су на бази епоксидне смоле.

### **5.1.2 МЕТОДЕ ИСПИТИВАЊА СА РАЗАРАЊЕМ**

Опрема и делови рударских машина су током експлоатације изложени различитим врстама оптерећења, на повишеним или ниским температурама, често у „агресивним“ радним условима.

Актуелне методе испитивања служе за техничку контролу квалитета производа и давања основних параметара за прорачуне и примену. Механичка својства материјала су основни критеријуми за оцену карактеристика испитиваних материјала, а та својства су последица структурног стања материјала, која се добијају обрадом материјала одређеним технолошким поступком. Према механичким својствима материјали се могу поделити на пластичне, на ломљиве (тврде, крте) и на жилаве. Многи материјали садрже на неки начин сва три својства, у зависности од тога које понашање превладава, али се они ипак сврставају у једну од наведених категорија.

Општа систематизација механичких испитивања је приказана на слици 5.8.

Механичка испитивања се могу поделити према:

- начину деловања оптерећења,
- брзини деловања оптерећења,
- температури испитивања и
- трајању деловања оптерећења.



Слика 5.8 Врсте механичких испитивања

У основна механичка испитивања материјала са разарањем спадају:

- испитивање затезањем,
- мерење тврдоће,
- одређивање ударне жилавости,
- одређивање динамичке издржљивости (заморне чврстоће),
- испитивање на повишеним температурама.

### 5.1.2.1 ИСПИТИВАЊЕ ЗАТЕЗАЊЕМ

Испитивање се врши на уређају који се зове кидалица. Испитни узорци се континуално затезу до лома. Кидалица је опремљена динамометром за мерење силе и писачем који сваког момента региструје зависност  $\sigma - \varepsilon$ , односно „силу – издужење“.

Методом се могу одредити следеће величине [83]:

- затезна чврстоћа  $R_m$  [MPa]
- напон на граници течења  $R_e$  [MPa]
- издужење  $A$  [%]
- сужење попречног пресека  $Z$  [%]
- модул еластичности  $E$  [MPa]

Испитивање затезањем се спроводи на узорцима извађеним из испитиваног материјала. Узорци (епрувете) су округлог или правоугаоног попречног пресека, у складу са важећим стандардом SRPS EN ISO 6892-1:2020 [84].

Српски стандарди који дефинишу методу испитивања затезањем, између осталих, су: SRPS EN ISO 6892-1:2020 Метални материјали – Испитивање затезањем – Део 1: Метода испитивања на собној температури [84], који се састоји од следећих делова:

Део 1 – Метода испитивања на собној температури

Део 2 - Метода испитивања на повишеној температури

Део 3 - Метода испитивања на ниским температурама

SRPS EN ISO 7500-1:2018 - Метални материјали – Калибрација и верификација уређаја за статичко једноосно испитивање – Део 1: Уређаји за испитивање затезањем/притиском – Калибрација и верификација система за мерење силе [85]

SRPS EN ISO 9513:2014 - Метални материјали — Калибрација система екстензометара који се користе приликом једноосних испитивања [86]

### 5.1.2.2 МЕРЕЊЕ ТВРДОЋЕ

Под тврдоћом се може сматрати отпор продирању утискивача у посматрани материјал. Тврдоћа представља и меру односа фазног састава и структуре у металу. Што је већа тврдоћа материјала, материјал је отпорнији на хабање.

Испитивање тврдоће се може вршити према различитим деловањима силе, па се зато и изражава у различитим величинама, односно може обухватати:

- мерење отпора продирања (или дубине продирања) у површину метала,
- мерење површинских разарања насталих деловањем тврдых тела (методе запаравања),
- мерењем еластичних својстава површине метала – метода одскакања.

Методе мерења отпора продирања – методе пенетрације се могу поделити на:

- Бринелову методу,
- Роквелову методу.
- Викерсову методу,
- мерење микротврдоће.

Методе испитивања динамичким методама се могу поделити на:

- поступак са константном енергијом удара,
- Полдијев поступак са чекићем.

Испитивања методама еластичног одскока се може поделити на:

- склероскопска метода по *Shore-y*,

Испитивање методама запаривања се може поделити на:

- Мартенсов поступак,
- Диритескоп.

Код техничких метала тврдоћа се најчешће одређује по Бринелу, Викерсу и Роквелу.

Стандард који дефинише методу испитивања тврдоће по Бринелу је SRPS EN ISO 6506:2016 - Метални материјали - Испитивање тврдоће по Бринелу [87], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Метода испитивања

Део 2: Верификација и калибрација уређаја за испитивање

Део 3: Калибрација референтних плочица

Део 4: Таблица вредности тврдоће

Стандард који регулише методу испитивања тврдоће по Викерсу је SRPS EN ISO 6507:2018 - Метални материјали – Испитивање тврдоће по Викерсу [88], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Метода испитивања

Део 2: Верификација и калибрација уређаја за испитивање

Део 3: Калибрација референтних блокова

Део 4: Таблица вредности тврдоће

Роквеловом методом се, за разлику од претходне две, мери дубина отиска директним читавањем на скали апарата, одмах након растерећења.

Стандард који дефинише методу је SRPS EN ISO 6508:2017 - Метални материјали – Испитивање тврдоће по Роквелу [89], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Метода испитивања

Део 2: Верификација и калибрација уређаја за испитивање и утискивача

Део 3: Калибрација референтних блокова

Трајање испитивања траје око 10 сек, а читавање се врши одмах након растерећења.

Основна предност методе по Роквелу у односу на методе Бринела и Викерса је у брзини мерења, недостаци су мања прецизност и слабија селективност.

### 5.1.2.3 ИСПИТИВАЊЕ УДАРНЕ ЖИЛАВОСТИ

Жилавост материјала се може дефинисати као отпорност на лом. Мера отпорности на лом представља енергију утрошену на раздвајање честица материјала, односно на пластичну деформацију пре лома. Та енергија зависи од врсте материјала и чврстоће веза, од врсте оптерећења као и од смера ширења прслине.

Испитивање жилавости материјала се најчешће врши Шарпијевим клатном.

Мерење детаља инструмената и епрувета морају да буду следљива до националних или међународних стандарда. Опрема која се користи за мерења мора да се калибрише у одговарајућим интервалима. Уређај за испитивање мора да се монтира и верификује у складу са SRPS EN ISO 148-2 [90].

Уколико није другачије утврђено, испитивање се мора извести на  $23^{\circ}\text{C}\pm 5^{\circ}\text{C}$  (температура околине).

Резултати испитивања жилавости најчешће показују велико расипање, па због тога обично узимају три епрувете, ломе се и одређује средња вредност из тих мерења. Такође, резултати зависе и од температуре, са снижавањем температуре и жилавост опада, јер се снижавањем температуре смањује и пластичност.

Стандард који дефинише методу испитивања Шарпијевим клатном је SRPS EN ISO 148:2017 - Метални материјали – Испитивање ударом Шарпијевим клатном [90], и састоји се од следећих делова:

Део 1: Метода испитивања

Део 2: Верификација уређаја за испитивање

Део 3: Припрема и карактеризација епрувета са V-зарезом за индиректну верификацију уређаја са клатном за испитивање ударом

## 5.2 ОТПОРНЕ МЕРНЕ ТРАКЕ

Деформација представља фундаментали инжењерски феномен. Она постоји у свакој конструкцији услед спољашњих оптерећења или због тежине саме конструкције. Деформације могу бити еластичне или пластичне у зависности од интензитета силе као и времена дејства силе на конструкцију. Варирају по величини од атомских димензија до оних које су приметне голим оком, што зависи од конструкције и оптерећења [71].

Вишедеценијски развој мерних трака је довео до њиховог данашњег облика који је лак за употребу и са широким могућностима за примену. Код употребе електричних мерних трака, две физичке величине су од нарочитог интереса [71]:

- промена електричне отпорности траке,
- промена њене дужине или деформација.

Бездимензиона веза између ове две променљиве назива се фактор осетљивости мерне траке  $K$  и изражава се математички са:

$$K = \frac{\Delta R / R}{\Delta L / L} \quad (39)$$

где је:

$R$  - почетна отпорност,

$L$  - почетна дужина жице мерне траке,

$\Delta R$  - промена отпорности траке при датом оптерећењу,

$\Delta L$  - промена дужине траке при датом оптерећењу.

Фактор осетљивости мерне траке је мера промене отпорности за дату деформацију и показатељ осетљивости на деформације. Што је већи фактор то је осетљивија мерна трака и већи је електрични излаз који омогућава тачније читавање отпорности, односно деформације.

Мерна трака се користи за прибављање тачних информација о величини, расподели и правцу деформација у оптерећеној конструкцији (слика 5.9). То значи да би се тачно протумачили резултати мора се у потпуности познавати релација између напрезања и деформације. Предмет експерименталне анализе напрезања може се свести у четири главна дела [71]:

- анализа новог пројекта,
- налажење грешака,
- анализа при радном оптерећењу,
- теоријских истраживања.

Предуслов за лепљење мерне траке је избор одговарајуће траке. На садашњем степену развоја жичаних отпорних трака, не постоји тип траке који је заиста универзалан. Зато се израђују траке за више специјалних намена. Корисник мерних трака мора бити добро упознат са ограничењима сваке мерне траке и мора знати какве траке изабрати у циљу да осигура најпоузданију тачну и корисну информацију из својих испитивања.



Слика 5.9 Мерна трака

Жичана отпорна мерна трака ради на принципу промене електричне отпорности траке са деформацијом. Да би могла да се примени потребно је да се она везана у неко коло за мерење мале промене отпорности. Величина промене отпорности у тачки која одговара одређеном оптерећењу испитиваног комада је  $\Delta R$ , који фигурише у једначини (55).

Једначина (55) се може написати у облику [71]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta R / R}{K} \quad (40)$$

Може се видети да је јединична деформација једнака јединичној промени отпорности  $\Delta R / R$  подељена са фактором осетљивости.

### 5.3 МЕРЕЊЕ ВИБРАЦИЈА, ДЕФОРМАЦИЈА И ОПТЕРЕЋЕЊА

Одабир роторног багера представља одговоран и сложен посао посматрајући технолошке параметре (висина, дубна копања..) и параметре везане за специфичне резне силе, конструкциона решења стреле радног точка и осталих делова багера, а нарочито

усаглашеност делова конструкције багера, посебно радног точка багера са условима радне средине.

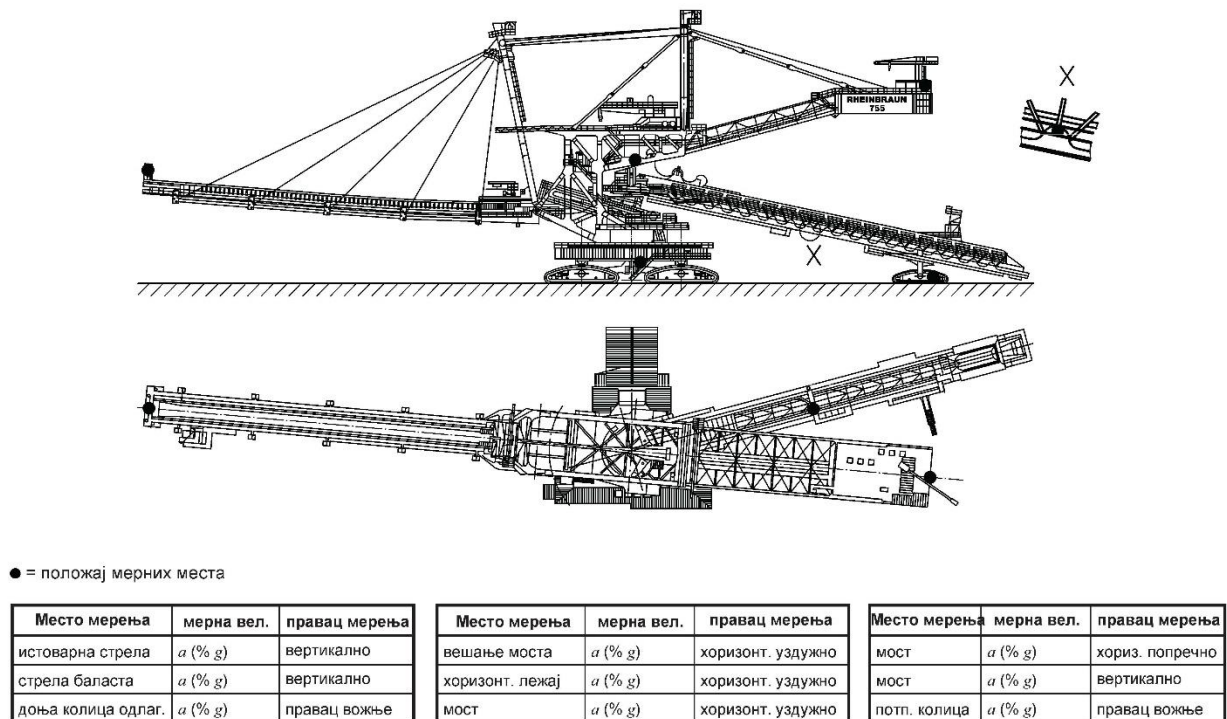
У циљу утврђивања понашања багера током радног процеса копања и при задатим технолошким параметрима, врше се одређена испитивања на багеру. У та испитивања спада испитивање функционалности, радне способности карактеристичних погонских елемената и елемената челичне конструкције роторног багера, односно: [91]

- мерење вибрација на карактеристичним местима погонских група,
- мерење напонског стања на карактеристичним местима конструкције,
- мерење оптерећења различитих погонских група преко измерене струје.

Мерење напонског стања челичне конструкције се врши помоћу мерних трака, на начин дефинисан немачким стандардом DIN 22261-2 [25]. За мерење вибрација се најчешће користи стандард ISO 10816-3:2018, који се користи за погонске групе називне снаге преко 15 KW и називне брзине између  $120 \text{ min}^{-1}$  и  $15000 \text{ min}^{-1}$ .

Стандард ISO 20816-1:2018 - Механичке вибрације – Вредновање вибрација машине мерењем необртних делова – Део 3: Индустијске машине називне снаге преко 15 KW и називне брзине између  $120 \text{ min}^{-1}$  и  $15000 \text{ min}^{-1}$ , када се мере на лицу места, је основни стандард који даје општа упутства за мерење и вредновање вибрација машина.

Основу за процену резултата мерења и мерне тачке код рударских машина даје стандард DIN 22261-2:2016. Као пример, на слици 5.10 су приказана места за мерење убрзања вибрација на одлагачу 755, а према стандарду DIN 22261-2 [25].



Слика 5.10 Места за мерење убрзања вибрација на одлагачу 755 – према DIN 22261-2 [25]

### 5.3.1 МЕРЕЊЕ ВИБРАЦИЈА НА КАРАКТЕРИСТИЧНИМ МЕСТИМА ПОГОНСКИХ ГРУПА

Вибрације представљају неку врсту кретања делова система и углавном их изазивају механичке сметње и недостаци. Узроци вибрација су силе које се мењају према свом правцу и/или интензитету.

Узрок вибрација има своје карактеристике, које се користе за описивање нежељеног понашања делова и система, а то су [92]:

- фреквенција вибрација,
- амплитуда вибрација,
- брзина вибрација, и
- убрзање вибрација.

У току радног процеса багера, на багер, односно на његове саставне делове делују вибрације узроковане спољашњим динамичким оптерећењем, које имају велики број извора. Такође, сваки његов обртни део је узрочник сопствених нискофреквентних вибрација. Ово се све наводи, јер је познато да је за систем, односно конструкцију, најнеповољније стање резонантно стање, када долази до поклапања између сопствених и принудних вибрација.

Вибродиагностика омогућава одређивање сопствених фреквенци, мерење вибрација, анализу у временском и фреквентном домену као и дијагностику и процену нивоа вибрација.

Мерење вибрација се врши на карактеристичним местима погонских група багера: улежиштења вратила мотора и редуктора, ослонци моментне полуге као и ослонци мотора и редуктора на конструкцији.

Мерење вибрација се врши у три правца (подужном, вертикалном и попречном) и то:

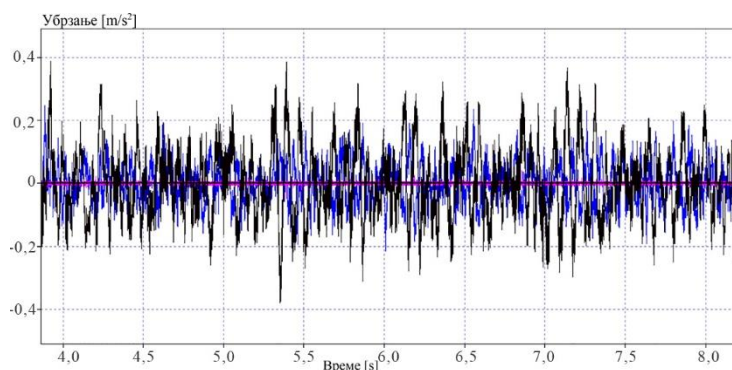
- при раду багера на празно, и
- при раду багера који врши копање.

У конкретном случају, биће приказано мерење вибрација на карактеристичном месту погона радног точка багера *SchRs630*. Карактеристике предметног погона су:

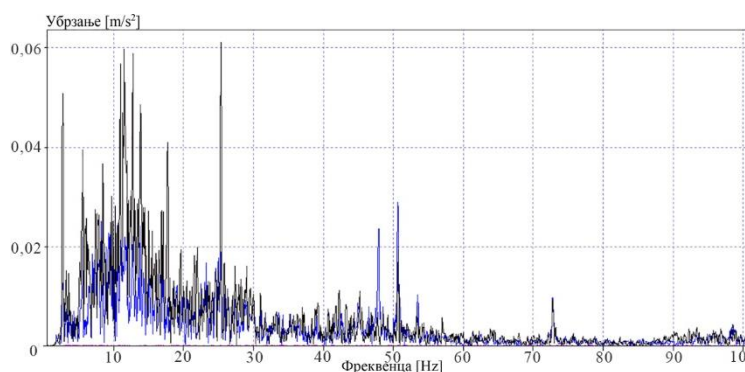
- снага мотора  $P=2 \times 500 \text{ KW}$ ,
- напон мотора  $U=6 \text{ KV}$ ,
- струја мотора  $I=59,5 \text{ A}$ ,
- карактеристике мотора  $\cos\varphi=0,865$ ,
- број обртаја мотора  $n=1487 \text{ min}^{-1}$ .

Карактеристично место мерења представља улазни пар левог редуктора погона радног точка багера. Мерења су обављена у хоризонталном (попречном правцу у односу на улазно вратило), вертикалном (управном правцу у односу на улазно вратило) и аксијалном правцу (подужном правцу у односу на улазно вратило).

На сликама 5.11 и 5.12 је приказ добијених резултата (дијаграма) убрзања у временском и фреквентном домену. На улазу левог редуктора се могу приметити мале вредности убрзања, на основу чега се може се закључити повољно понашање подклопа. На дијаграму убрзања у фреквентном домену се могу приметити карактеристични „пикови“ врло мале амлитуде, што не представља проблем. Такође се могу приметити и хармоници од побуде фреквенце  $25 \text{ Hz}$ ,  $50 \text{ Hz}$  и  $75 \text{ Hz}$ , који су мале вредности (амплитуде мање од  $0,06 \text{ m/s}^2$ ), што представља добро понашање [92].



**Слика 5.11** Дијаграм убрзања у временском домену на улазу левог редуктора погона радног точка багера [92]



**Слика 5.12** Дијаграм убрзања у фреквентном домену на улазу левог редуктора погона радног точка багера [92]

На основу измерених вибрација се може закључити:

- сва убрзања не прелазе дозвољене вредности, посебно на малим фреквенцама,
- очекивано лоше понашање на одзиву од 25 Hz (прва побудна фреквенца електромотора), али са малим амплитудама.

### 5.3.2 МЕРЕЊЕ НАПОНСКОГ СТАЊА НА КАРАКТЕРИСТИЧНИМ МЕСТИМА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ

Правилним одабиром мерних места, у зависности од конструкције и врсте оптерећења је могуће доћи до сазнања о челичној конструкцији багера.

У конкретном случају, за багер *SchRs630*, изабран је метод мерења помоћу мерних трака, чију основу за процену мерења резултата као и мерних места даје стандард DIN 22261-2 [25].

Постављање мерних трака се врши у неоптерећеном стању челичне конструкције (када је багер ослоњен на ослонце – „штицне“). Мерна места се дефинишу на следећим местима: стрела радног точка, глава стреле радног точка, ламеле, централни стуб, носач против-тега и истоварна стрела.

Утврђује се (мери се) деформација, односно напон у следећим случајевима [60]:

- у неоптерећеном стању багера (багер на „штицнама“),
- у статички оптерећеном багеру (оптерећен само сопственом тежином),
- у динамички оптерећеном багеру (у процесу копања).

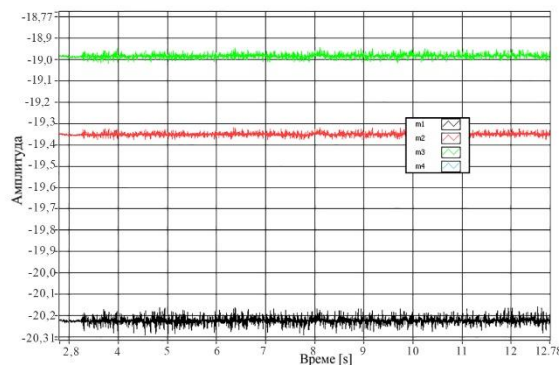
Дијаграми који настају из поступка мерења су дијаграми напона у временском и фреквентном домену. На багеру *SchRs630* је извршено мерење при процесу копања, где су добијени сигнали у зависности од технолошке условљености рада багера. Мерење је извршено на „ушки“ ламеле стреле радног точка (слика 5.13), која представља



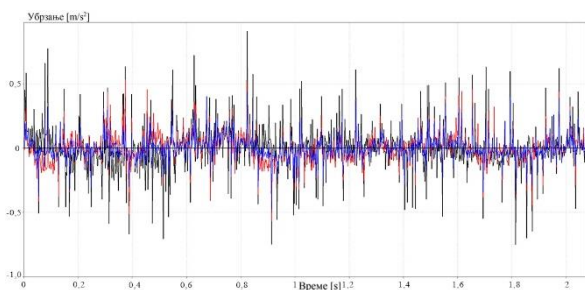
репрезентативно место на основу кога се могу донети закључци о понашању челичне конструкције.



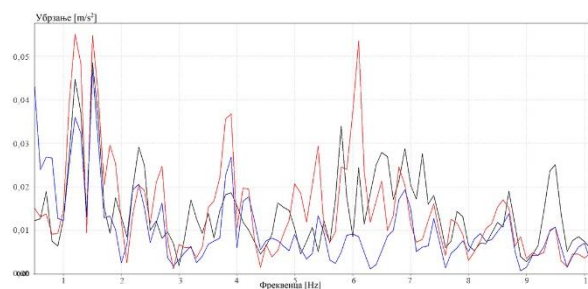
Слика 5.13 Мерно место ушке ламеле стреле радног точка



Слика 5.14 Сигнали напона за висину реза  $h = 5,3 \text{ m}$  [60]



Слика 5.15 Убрзање у временском домену [60]



Слика 5.16 Мерење у фреквентном домену за исту висину реза [60]

На сликама 5.14, 5.15 и 5.16 су дати дијаграми прираштаја силе (напона) за сва три мерна места на ушки ламеле, као и убрзање у временском и фреквентном домену за висину реза од  $x=5,3 \text{ m}$ , при процесу реза у десну страну и при наступу од  $40 \text{ cm}$ .

Прираштај напона на ушки ламеле истоварне стреле износи максимално  $50 \div 55 \text{ N/mm}^2$  у почетку процеса копања (повећане вредности), а касније у просеку  $15 \div 25 \text{ N/mm}^2$  (максимално). Знајући да је багер имао адекватну висину блока од  $5,3 \text{ m}$  и наступ од  $40 \text{ cm}$ , за максимални радни учинак, то се може закључити да је прираштај напона задовољавајући и у границама дозвољеног.

Убрзање у временском домену се креће до  $1G$ , што је задовољавајуће за познате почетне услове. Карактеристичне су ниске фреквенце до  $10 \text{ Hz}$  за анализу носеће челичне конструкције. Знајући да је број истресаја  $162 \text{ min}^{-1}$  односно фреквенца копања од  $2,7 \text{ Hz}$  је изражена, али није доминантна, односно има малу амплитуду. Знајући да је багер копао висински блок од  $5,3 \text{ m}$ , утицај фреквенце на напонско стање у челичној конструкцији, није доминантан. Амплитуда карактеристичних фреквенци убрзања се креће до вредности  $0,03 \text{ m/s}^2$ .

Закључак о понашању челичне конструкције багера *SchRs630* на основу извршеног мерења је:

- мерење оптерећења је извршено у оптерећеном стању багера,
- релативно повољно динамичко понашање при селективном откопавању,
- измерене вредности се могу сврстати у задовољавајуће, односно да су у границама дозвољеног са аспекта замора конструкције.

### 5.3.3 МЕРЕЊЕ ОПТЕРЕЋЕЊА РАЗЛИЧИТИХ ПОГОНСКИХ ГРУПА ПРЕКО ИЗМЕРЕЊЕ СТРУЈЕ

Могуће је извршити мерење оптерећење погона радног точка и окрета горње градње као и мерење оптерећења погона транспортера на багеру.

Мерење оптерећење погона радног точка и окрета горње градње је у функцији утврђивања специфичног отпора копања и стварне снаге која се користи при том процесу.

Откопавање материјала представља сложен физичко-механички процес, а специфични отпор копања материјала, као најрепрезентативнији показатељ тог процеса, зависи од [92]:

- физичко – механичких карактеристика материјала који се копа,
- конструкције и кинематике радног органа и целог багера,
- микротехнолошких параметара блока, и
- контакта између резног елемента и материјала који се копа.

У току рада, електромотори за погон радног точка су изложени променљивом оптерећењу које се креће у интервалима од оптерећења празног хода до максималног (радног) оптерећења. До тога долази услед анизотропије материјала који се копа, што је већ објашњено.

Ова анизотропија материјала захтева континуално мерење снаге која се троши у процесу копања. Мерење врши посебан уређај који региструје моментну струју, помоћу које се врши израчунавање укупне снаге која се троши у процесу копања, односно ефективну снагу, преко које се израчунава ангажована снага.

Специфични отпор копања материјала се одређује, најчешће, преко ангажоване снаге на мотору погона радног точка. Знајући да бочна компонента силе отпора на копање има значајан утицај на процес копања, узима се у обзир и ангажована снага мотора за погон окрета горње градње.

У конкретном случају, коришћен је уређај за мерење *FLUKE-SW90W* и софтвер *FlukeView 4.1*. Уређај региструје моментну струју помоћу која се израчунава укупна снага која се утроши у процесу копања, односно ефективна (ангажована) снага [92]. Специфична резна сила багера *SchRs630* при копању износи 1000 N/cm.

У табели 5.1, су дати подаци неопходни за утврђивање отпора копања.

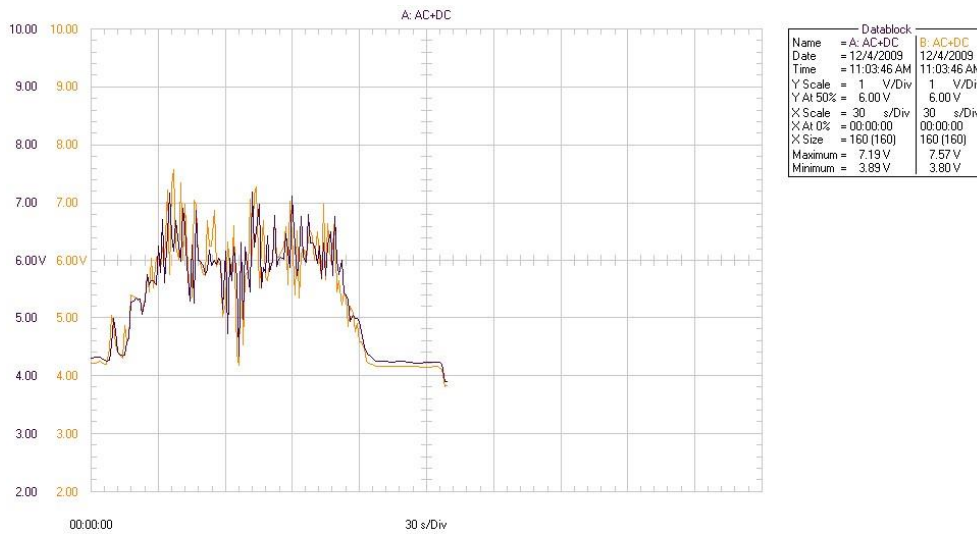
**Табела 5.1 Подаци за утврђивање отпора копања [92]**

	I рез	II рез	III рез (планум)	IV рез (планум)
Висина реза [m]	5,3	2	1	0,7
Угао копања [deg]	70 - 12	66 - 7	56 - 10	55 - 0
Наступ багера [cm]	Рез 1D = 40	Рез 3D = 70	Рез 5D = 60	Рез 7L = 80
	Рез 1L = 40	Рез 3L = 70	Рез 5L = 60	Рез 7D = 40
	Рез 2D = 20	Рез 4D = 35	Рез 6D = 30	/
	Рез 2L = 20	Рез 4L = 35	Рез 6L = 30	/
Брзина окретања багера [m/min]	24 - 27	24 - 27	24 - 27	24 - 27
Радна средина	Угаљ са прослојцима	Угаљ	Угаљ	Јаловина

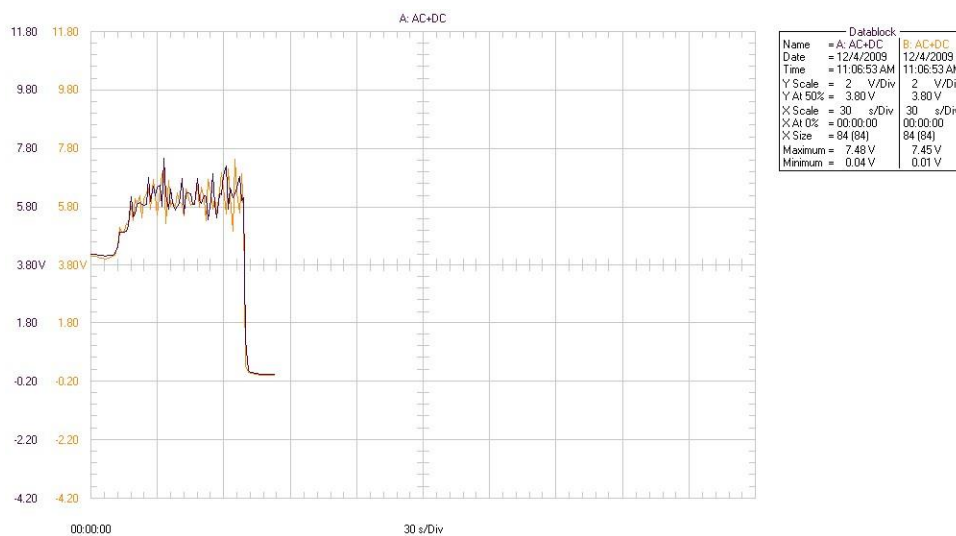
На сликама 5.17 и 5.18 су приказани дијаграми мерења струје на погону радног точка за рез *ID* и *IL*, односно за висину од 5,3 m.

Специфична потрошња енергије је релативно велика за карактеристике радног точка и креће се у интервалу од 0,12 до 0,32 KWh/m<sup>3</sup>.

С обзиром да је снага једног електромотора 500 KW (од укупно два од по 500 KW, укупно 1000 KW) и да мотор може савладати 1,5-струки момент, може се констатовати да је погон радног точка исправно димензионисан. У зависности од задатих технолошких параметара, утрошена снага се кретала од 300 KW до 500 KW.



Слика 5.17 Измерена струја погона радног точка за рез *ID* и наступ од 40 cm [92]



Слика 5.18 Измерена струја погона радног точка за рез *IL* и наступ од 40 cm [92]

## 6 ПРИМЕНА РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДОЛОГИЈЕ

Багер *SchRs 800/1.5\*2.5* (слика 6.1) је производ немачке фирме *Orenstein & Koppel*. Припада групи компактних багера (по немачкој класификацији група А). Багер је монтиран током 1994. и 1995. године када је и пуштен у рад. Багер је намењен за откопавање угља и јаловине. У табели 6.1 су приказани основни технички подаци багера.



Слика 6.1 Багер *SchRs 800/1.5\*2.5*

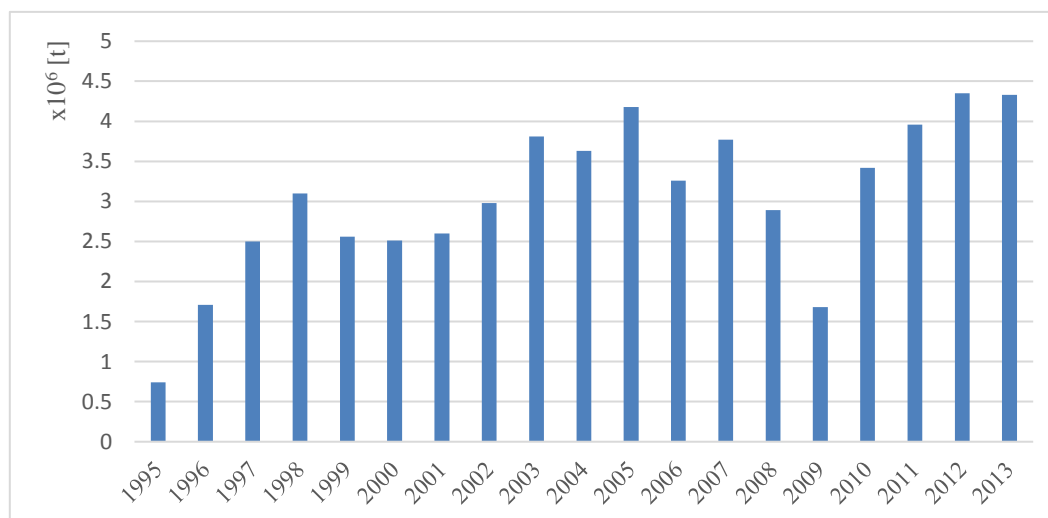
Табела 6.1 Технички подаци багера *SchRs 800/1.5\*2.5*

Главни подаци	
Теоријска снага транспортовања	$Q_n = 3024 \text{ m}^3/\text{h}$
Специфична тежина - угаљ	$\rho = 1,4 \text{ t/m}^3$
Специфична тежина - јаловина	$\rho = 1,3 \text{ t/m}^3$
Предајна страна	
Истовар стреле радног точка од средине радног точка до средине уређаја (пребацивање планума)	$\sim 15,7 \text{ m}$
Висина – средина радног точка од планума вожње	$4,55 \text{ m} \div 13,08 \text{ m}$
Висина скидања	$\sim 15,0 \text{ m}$
Дубина скидања	$\sim (-1,25 \text{ m})$
Избацивачка страна	
Истовар стреле избацивачке траке од средине окретања уређаја до средине избацивачког добоша (код хоризонталног носача траке)	$\sim 25,0 \text{ m}$
Висина избацивачког добоша од планума вожње	$4,7 \text{ m} \div 13,0 \text{ m}$
Радни точак са погоном	
Извођење	без преграда
Радни точак $\varnothing$ (односи се на круг засецања)	9,1 m
Број лопатица	14
Погон радног точка	
Погонска снага	700 KW
Обимна снага (редуктор $\eta=0,9$ )	234 KN
Број трзаја	$80 \text{ min}^{-1}$

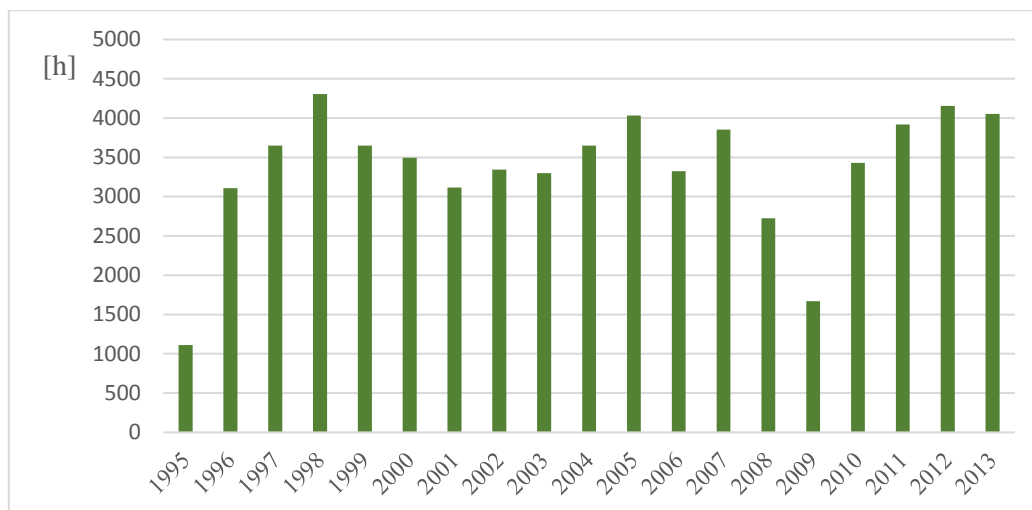
Обимна брзина (односи се на круг ножева радног точка)	2,96 m/s
Број окретаја радног точка	5,65 min <sup>-1</sup>
Транспортне траке	
а) Трака радног точка	
Растојање добоша	15858 mm
Ширина траке	1400 mm
Брзина траке	4,5 m/s
Успон траке	-20,5° ÷ 19,5°
Удубљење траке:	
- горњи торањ 3-делни	35°
- доњи торањ 3-делни	15°
б) Претоварна трака	
Растојање добоша	27200 mm
Ширина траке	1400 mm
Брзина траке	4,5 m/s
Успон траке	-2,6° ÷ 16,8°
Удубљење траке:	
- горњи торањ 3-делни	35°
- доњи торањ 3-делни	15°
Појачање траке	ST 1250 12:6

Током рада су евидентирани многобројни недостаци и проблеми који су и иначе карактеристични за овај тип багера, а везани су пре свега на велику инсталирану снагу (силу копања) у односу на крутост конструкције, превелике силе преко хидрауличног цилиндра у зону обртног лежаја, лош распоред дијагонала и превелик напон у конструкцији.

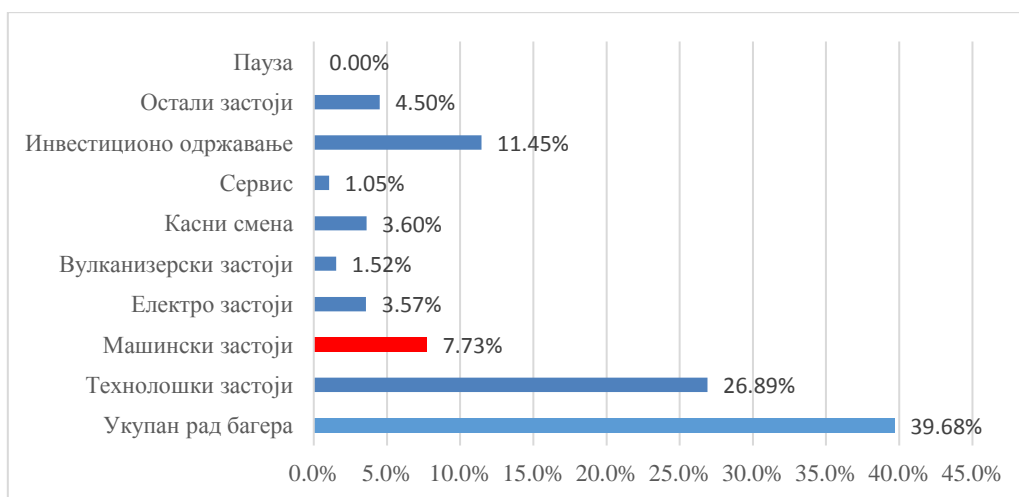
У наставку на сликама 6.2, 6.3, 6.4 и 6.5 су приказани дијаграми остварене производње, дијаграм оствареног времена рада, расподелу рада и застоја багера *SchRs 800.15/1,5* у периоду 1995. – 2014. године, као и расподелу застоја истог багера у периоду 2010. – 2021. године [62].



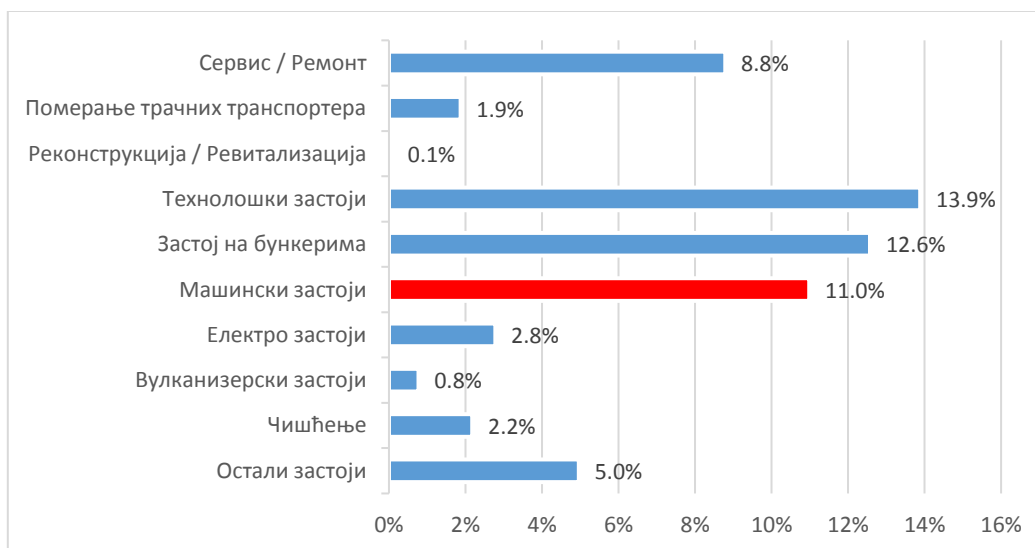
Слика 6.2 Дијаграм остварене производње багера *SchRs 800.15/1,5* [62]



Слика 6.3 Дијаграм оствареног времена рада багера *SchRs 800.15/1,5* [62]



Слика 6.4 Расподела рада и застоја багера *SchRs 800.15/1,5* у периоду 1995. – 2014. год. [62]



Слика 6.5 Расподела застоја багера *SchRs 800.15/1,5* у периоду 2010. – 2021. год. [62]

Због недовољне крутости челичне конструкције, односно конструкције доње и горње градње, односно обртне платформе као и платформе за окрет истоварне катарке, долазило је до отказа „куглибана“ пре пројектованог века трајања.

Ремонт 2002. године (по пројекту Рударско-геолошког факултета) је извршена санација и реконструкција челичне конструкције багера, у циљу отклањања или смањења утицаја конструкционих и експлоатационих недостатака која је обухватала:

- санацију и реконструкцију стуба горње градње багера на месту дизалице,
- санацију и реконструкцију горње градње багера изнад радиаксијалног лежаја и
- санацију и реконструкцију стуба горње градње багера у угловима “П” носача.

Поред тога, заваривањем је изведена санација прслина на “П” носачу багера, спајање ојачања – кутије на “П” носачу и реконструкција обртне платформе багера. На тај начин је смањен утицај претходно наведених недостатака, али не и отклоњен. У даљој експлоатацији багера, у односу на претходно стање, јавио се већи број прслина на „П“ носачу, које су саниране заваривањем у току рада багера.

У циљу превазилажења ових проблема, произвођач (*O&K*) је израдио нову техничку документацију. РБ „Колубара“ је 2009. године извршила ревитализацију багера, а крајем 2009. године је багер пуштен у пробни рад.

Багер је без проблема радио 18 месеци након ревитализације, када су се појавиле прве пукотине на „П“ носачу.

У наредним годинама су се, са времена на време, појављивале прслине на „П“ носачу, након чега су прслине одмах и саниране.

Може се закључити да проблем појаве прслина на „П“ носачу, до данашњег дана, није трајно решен.

## 6.1 НЕПЛАНИРАНИ МАШИНСКИ ОТКАЗИ РОТОРНОГ БАГЕРА

Полазна тачка у дисертацији представља стручан рад, Лазаревић Ж. [6].

На основу диспечерских извештаја о застојима ВТО-III система (који чине роторни багер SchRs 900.25/6, претоварни уређај *ARs/BRS 1600/(28+50)x15*, одлагач *ARs 1400 (22+60)x21* и тракасти транспортери *B-1500 mm*) у периоду од 2003. до 2015. године, анализирана је законитост непланираних машинских отказа роторног багера.

Непланирани машински откази су откази који су условљени статистичким утицајима чији су узроци међусобно независни фактори. Ова врста отказа се догађа непредвидиво услед неприметних дефеката, необјашњивих узрока као и услед отказа које је немогуће избећи.

У циљу предвиђања понашања система, односно појаве отказа, потребно је познавати функцију расподеле отказа и њене параметре, односно функције густине отказа, интензитета отказа и поузданости отказа.

У наведеном раду [6] се, за непланиране машинске отказе, посматра период од 518 h, јер се преко 90 % ових врста отказа дешава у овом периоду.

Емпиријска функција густине отказа  $f_e(t)$  је једнака односу броја отказа у временском интервалу  $\Delta t_j$  и укупног броја елемената  $n$ , подељеног са дужином временског интервала  $\Delta t_j$ , односно:

$$f_e(t) = \frac{n_1(t_1) - n_1(t_1 + \Delta t_j)}{n \cdot \Delta t_j}, \quad t_j \leq t \leq t_j + \Delta t_j \quad (41)$$

Емпиријска функција интензитета отказа  $\lambda_e(t)$  је једнака односу између броја отказа у временском интервалу  $\Delta t_j$  и броја елемената који није отказао на крају временског интервала  $n_I(t_j)$  подељеног са дужином временског интервала  $\Delta t_j$ , односно:

$$\lambda_e(t) = \frac{n_1(t_1) - n_1(t_1 + \Delta t_j)}{n_1(t_1) \cdot \Delta t_j}, \quad t_j \leq t \leq t_j + \Delta t_j \quad (42)$$

Емпиријска функција поузданости  $R(t)$  је једнака односу између броја елемената који није отказао на крају временског интервала  $n_I(t_j + \Delta t_j)$  и укупног броја елемената система  $n$ :

$$R_e(t) = \frac{n_1(t_j + \Delta t_j)}{n}, \quad t_j \leq t \leq t_j + \Delta t_j \quad (43)$$

Када су времена  $\Delta t_j$  једнака, оптималан број  $k$  се одређује:

$$k = 1 + 3,3 \cdot \log n_2 \quad (44)$$

односно:

$$k = 5 \cdot \log n_2 \quad (45)$$

где је:

$n_2$  - укупан број отказа

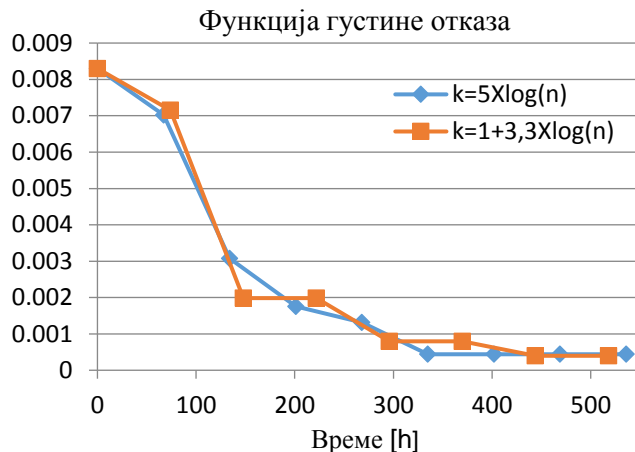
На основу диспечерских извештаја отказа роторног багера из 2011. године и применом релација (41-45) су израчунате емпиријске вредности густине отказа, интензитета отказа и поузданости, за варијанту временских интервала  $\Delta t_j$ , што је приказано у табели 6.2.

**Табела 6.2 Израчунате вредности емпиријских функција [6]**

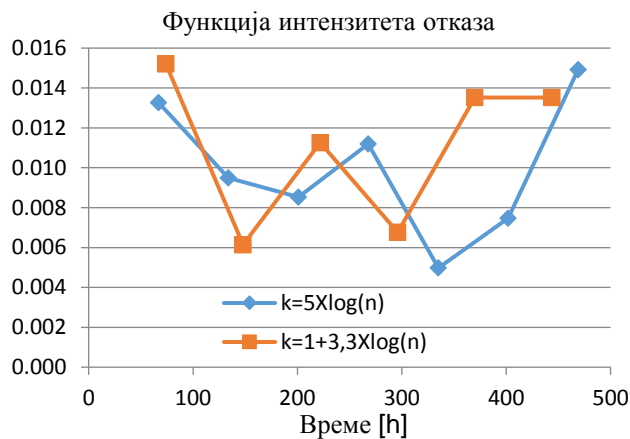
$\Delta t_j^{bds}$ [h]	Релативна фреквенца отказа	$f_e(t)$	$\lambda_e(t)$	$R_e(t)$
0 ÷ 67	16	0,007	0,013	0,53
67 ÷ 134	7	0,0031	0,009	0,32
134 ÷ 201	4	0,0018	0,009	0,21
201 ÷ 268	3	0,0013	0,011	0,12
268 ÷ 335	1	0,0008	0,005	0,09
335 ÷ 402	1	0,0008	0,007	0,06
402 ÷ 469	1	0,0008	0,015	0,03
469 ÷ 536	1	0,0008	-	0

Емпиријске функције израчунатих вредности функције густине отказа, интензитета отказа и поузданости за 2011. годину су приказане на сликама 6.6, 6.7 и 6.8.





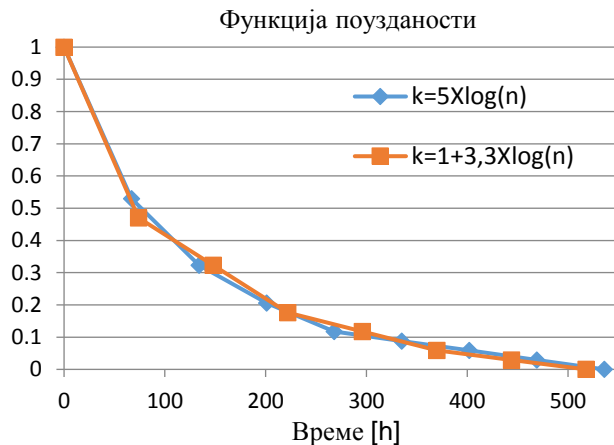
Слика 6.6 Функција густине отказа  $f_e(t)$  на основу емпиријских података [6]



Слика 6.7 Функција интензитета отказа  $\lambda_e(t)$ , на основу емпиријских података [6]

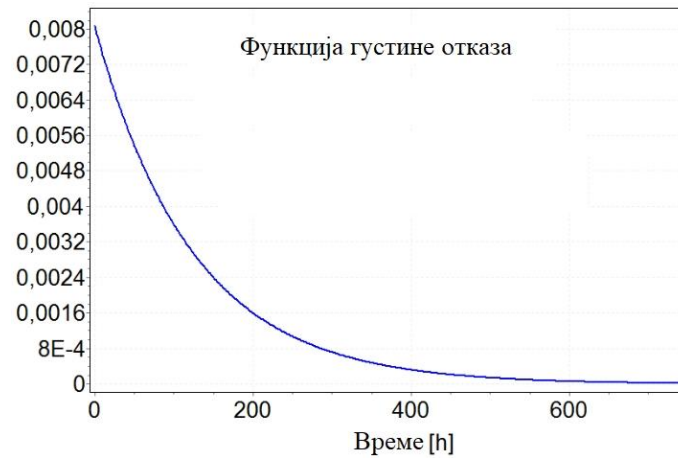
На слици 6.8 се може видети да се функција поузданости може добро апроксимирати експоненцијалном расподелом.

Методe које се користе у циљу одређивања расподеле, односно у циљу апроксимације емпиријских података, могу бити графичке и аналитичке. У овом случају се користи аналитичка метода применом софтвера „Mathwave – EasyFit 5.5“ [93].

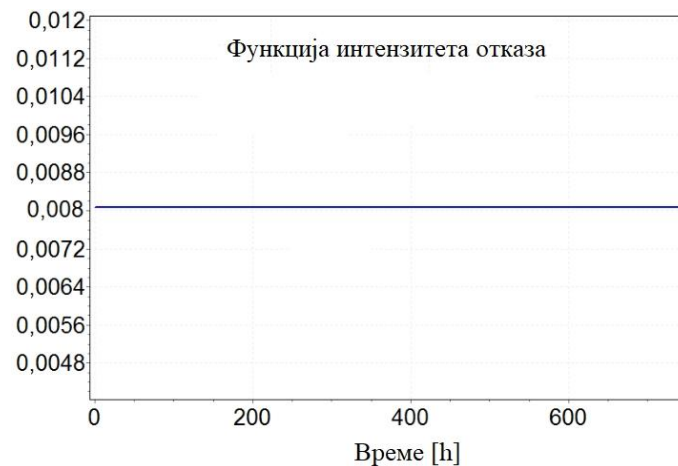


Слика 6.8 Функција поузданости  $R_e(t)$ , на основу емпиријских података [6]

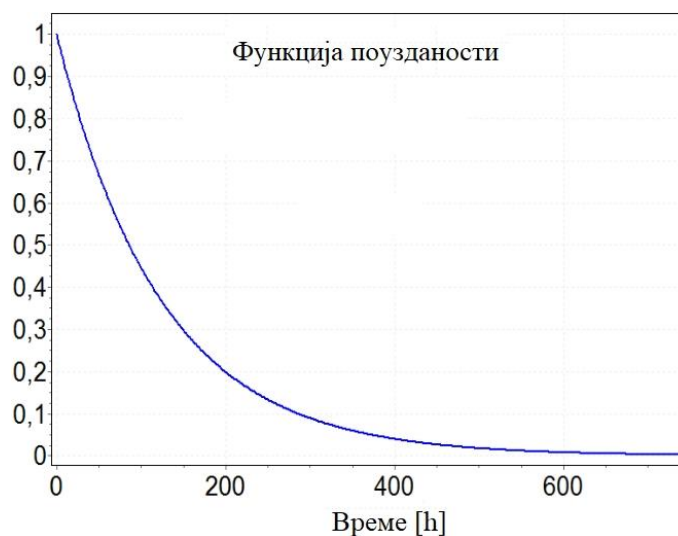
На сликама 6.9, 6.10 и 6.11. су приказане функције густине отказа, интензитета отказа и поузданости добијених из емпиријских података за 2011. годину апроксимацијом заснованој на експоненцијалној расподели, применом софтвера [93].



Слика 6.9 Апроксимативна функција густине отказа [6]



Слика 6.10 Апроксимативна функција интензитета отказа [6]



Слика 6.11 Апроксимативна функција поузданости [6]

Експоненцијална расподела спада у једнопараметарску расподелу чије су карактеристике:

Функција расподеле отказа:

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (46)$$

Функција поузданости:

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (47)$$

$$f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t} \quad (48)$$

где је:

$\lambda$  - интензитет отказа

$t$  - време рада

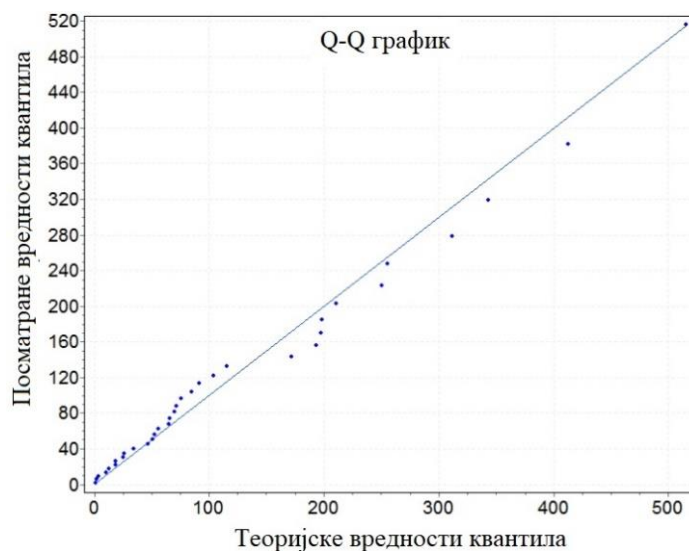
Следи релација:

$$\lambda = \frac{1}{t_{sr}} \quad (49)$$

где је:

$$t_{sr} = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{n} \quad (50)$$

Слика 6.12 показује Q-Q график (енгл. *quantile-quantile plot*), односно пореди вредности посматраних података на вјертикалној оси са вредностима теоријске расподеле на хоризонталној оси.



**Слика 6.12 Функција поузданости, на основу емпиријских података за 2011. год.**  
[6]

Постоји више метода за тестирање расподела и параметара расподела које одговарају анализираним подацима као што су: *Hi-kvadrat* тест, *Kolmogorov-Smirnov (K-S)* тест, *Anderson-Darling* тест и остали.

*Kolmogorov-Smirnov* тест је широко примењиван поступак за анализу података и расподеле, односно проверава се хипотеза да подаци припадају назначеној расподели. Примењује се само за континуалне расподеле и базира се на оцени максималне разлике

између вредности кумулативне функције посматраних података и вредности кумулативне функције придружене расподеле.

Валидност предложене (експоненцијалне) расподеле, односно сагласност емпиријских података са предложеном расподелом ће се извршити са наведена два теста: *Kolmogorov-Smirnov* и *Anderson-Darling* тестом.

Коришћен је софтверски програм „*Mathwave – EasyFit 5.5*“ [93], који служи за, између осталог, статистичку анализу података и анализу расподеле и поузданости.

Резултати показују да експоненцијална расподела са прагом значајности  $\alpha=0,05$  „пролази“ све тестове, што се може видети на слици 6.13.

Exponential [#12]					
Kolmogorov-Smirnov					
Sample Size	7				
Statistic	0,2008				
P-Value	0,89184				
Rank	2				
$\alpha$	0,2	0,1	0,05	0,02	0,01
Critical Value	0,38148	0,43607	0,48342	0,53844	0,57581
Reject?	No	No	No	No	No
Anderson-Darling					
Sample Size	7				
Statistic	1,8741				
Rank	13				
$\alpha$	0,2	0,1	0,05	0,02	0,01
Critical Value	1,3749	1,9286	2,5018	3,2892	3,9074
Reject?	Yes	No	No	No	No

**Слика 6.13** Резултати анализе (тестирања) експоненцијалне расподеле применом програма *Mathwave – EasyFit 5.5* [6]

Анализа поузданости непланираних машинских отказа у периоду од 2003. до 2015. године показује константну функцију интензитета отказа, тако да се и она може апроксимирати експоненцијалном расподелом.

У наставку стручног рада [6], роторни багер је према функцији поузданости подељен на следеће подсистеме, који су међусобно повезани серијском везом (слика 6.14):

- А – Подсистем копања материјала
- В – Подсистем за транспорт материјала
- С – Подсистем за транспорт
- Д – Подсистем за ротацију обртне платформе
- Е – Подсистем за дизање радне стреле
- Ф – Подсистем челичне конструкције



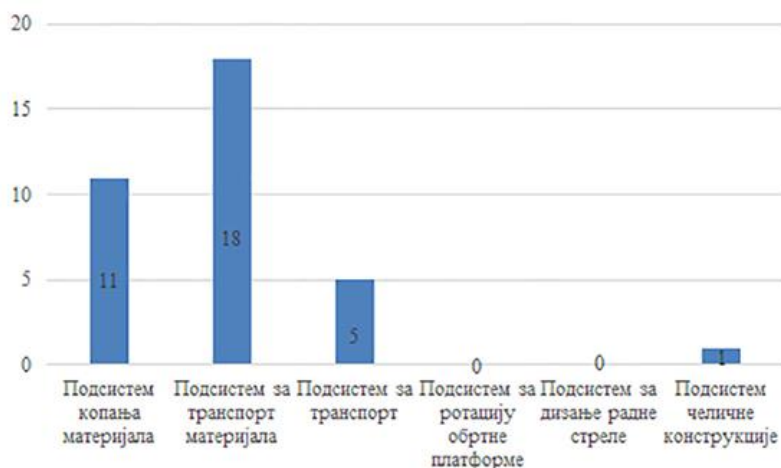
**Слика 6.14** Блок дијаграм серијске конфигурације подсистема роторног багера [6]

У табели 6.3 су приказани откази багера по подсистемима за 2011. годину. Резултати показују да се највећи број непланираних машинских отказа на роторном багеру дешава на подсистему за транспорт материјала (18).

**Табела 6.3 Број отказа по подсистемима**

$t_j [h]$	A	B	C	D	E	F
0 ÷ 74	7	10	1	0	0	0
74 ÷ 148	2	2	1	0	0	0
148 ÷ 222	0	3	2	0	0	0
222 ÷ 296	1	1	0	0	0	0
296 ÷ 370	1	1	0	0	0	0
370 ÷ 444	0	1	0	0	0	0
444 ÷ 518	0	0	1	0	0	1
$\Sigma$	11	18	5	0	0	1

Фреквенца отказа по подсистемима је приказана на слици 6.15.



**Слика 6.15 Учесталост непланираних машинских отказа по подсистемима роторног багера [6]**

Уколико је:

$$R(t) = \prod R_r(t), \quad r = 1, 2, 3, \dots, m \tag{51}$$

где је:  $R_r(t)$  – поузданост  $r$ -тог подсистема

Познато је :

$$R(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} \tag{52}$$

Следи:

$$\lambda(t) = -\frac{d[\ln R(t)]}{dt} = -\frac{d[\ln \prod R_r(t)]}{dt} = -\sum \frac{d[\ln R_r(t)]}{dt} = \sum_{r=1}^m \lambda_r(t) \tag{53}$$

где је  $r = 1, 2, 3, \dots, m$

Другим речима, функција густине отказа техничког система  $\lambda(t)$  је једнака суми густине отказа појединачних подсистема  $\lambda_r(t)$ , под претпоставком независности отказа сваког од подсистема.

Вредности интензитета отказа по подсистемима су приказане у табели 6.4.

**Табела 6.4 Вредности интензитета отказа по подсистемима [6]**

$t_j$ [h]	$\lambda_A$	$\lambda_B$	$\lambda_C$	$\lambda_D$	$\lambda_E$	$\lambda_F$
0 ÷ 74	0,0031	0,0045	0,0004	0	0	0
74 ÷ 148	0,0032	0,0032	0,0016	0	0	0
148 ÷ 222	0	0,0048	0,0032	0	0	0
222 ÷ 296	0,004	0,004	0	0	0	0
296 ÷ 370	0,004	0,004	0	0	0	0
370 ÷ 444	0	0,0081	0	0	0	0
444 ÷ 518	0	0	0,004	0	0	0,004

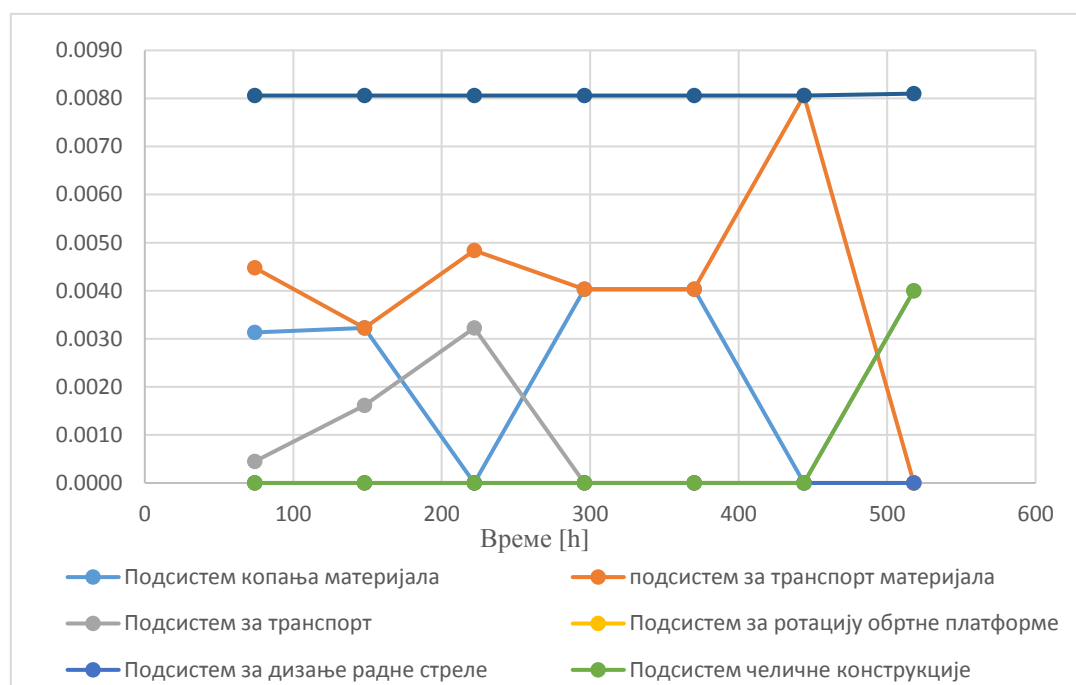
Функције интензитета отказа подсистема роторног багера су приказане на слици 6.16.

Може се закључити да откази подсистема и компоненти роторног багера (у наведеном примеру за 2011. годину) показују законитост експоненцијалне расподеле са константним интензитетом отказа.

Исти закључак се може извести за цео период од 2003. до 2015. године.

Посматрајући ширу слику, закључак је да је узрок застоја целог БТО система у највећем броју случајева узрокован отказом роторног багера, из чега произилази да се са повећањем његове поузданости може повећати и поузданост читавог БТО система [22].

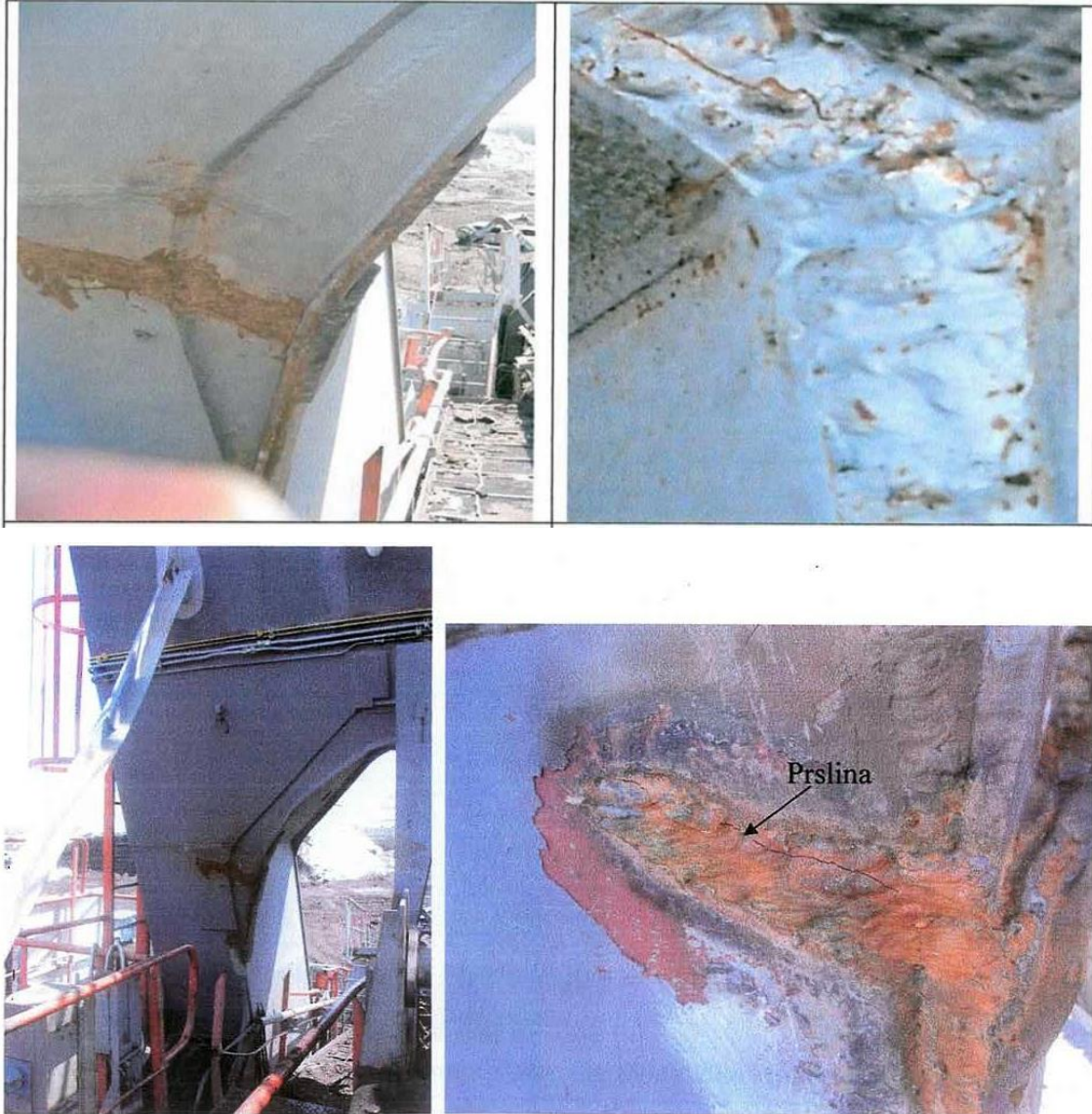
Такође, повећањем поузданости одређених целина роторног багера могуће је повећати укупну поузданост багера. При томе приоритет треба дати оним целинама багера чија је поузданост најнижа.



**Слика 6.16 Функције интензитета отказа подсистема роторног багера [6]**

## 6.2 СТАЊЕ ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ “П” НОСАЧА БАГЕРА И ПРЕДЛОГ МЕРА

Тренутно стање челичне конструкције указује на присуство грешака (дисконтинуитета) типа прслина, зареза (заједа) и налепљивања, од којих се неке могу видети на сликама 6.17 и 6.18.



Слика 6.17 Прслине на левом делу челичне конструкције “П” носача багера [71]



**Слика 6.18 Прслине на десном делу челичне конструкције “П” носача багера [71]**

На деловима вертикалних страна спољне и унутрашње површине челичне конструкције (кутијастог носача) „П” носача уочене су прслине у завареним спојевима (метал шава и зона утицаја топлоте) и у основном металу различитог усмерења, дубине и дужине од 20 до 400 mm. У завареним спојевима прслине су уздужне и попречне, а у основном металу углавном се наставља ширење прслине из завареног споја, односно из зоне утицаја топлоте. Највећи број прслина је је уочен на монтажно изведеним завареним спојевима.

На левом стубу „П” носача је уочено више прслина (17) него на десном стубу (10), и са већом учесталošћу (бројношћу) у доњем делу стуба и на спољној него на унутрашњој површини. На десном стубу је уочена већа учесталост (бројност) прслина на унутрашњој површини. Највећи део прслина (око 90%) је на предњим и бочним (вертикално-лучним) површинама.



Мере које су предузете у циљу побољшања тренутног стања багера:

- I. Испитивања са и без разарања основног материјала челичне конструкције “П” носача и заварених спојева,
- II. Санација челичне конструкције “П” носача и испитивања без разарања заварених спојева,
- III. Постављање мерних трака на челичну конструкцију “П” носача и тензометријска анализа оптерећења носача у неоптерећеном стању и у стању рада багера,
- IV. Прорачун оптерећења и анализа варијанти оптерећења челичне конструкције “П” носача,
- V. Формирање МКЕ модела и анализа напонског стања челичне конструкције “П” носача у различитим варијантама оптерећења.

На почетку је потребно извршити испитивања са и без разарања у циљу сагледавања тренутног стања конструкције “П” носача. Испитивања треба да обухватају: димензиону контролу основног материјала, хемијска и механичка испитивања основног материјала, испитивања течним пенетрантима и испитивање ултразвуком основног материјала и заварених спојева.

На основу резултата испитивања закључак је да се изврши санација уочених прслина како у завареним спојевима тако и у основном материјалу и замена једног дела лимова за укрућење на „П“ носачу, који су оштећени у току експлоатације. С обзиром на стање челичне конструкције, које је узроковано многобројним наведеним конструкционим недостацима као и више пута изведеним санацијама и реконструкцијом, потребно је да без радикалних мера, уз интервенције које су претходно наведене, омогућити постизање веће крутости конструкције, која је неопходна у даљој експлоатацији багера.

Тензометријска испитивања челичне конструкције “П” носача се врше после завршених санационих и ремонтних радова. Циљ ових испитивања је одређивање напона услед сопствене тежине (статички напони) и експлоатационих (динамичких) напона у зонама челичне конструкције “П” носача.

Последња тачка обухвата аналитичко одређивање и анализу варијанти оптерећења која делују на челичну конструкцију „П“ носача, формирање МКЕ модела и анализу напонског стања челичне конструкције “П” носача у карактеристичним положајима багера. Укупно ће бити анализирана 32 случаја оптерећења багера.

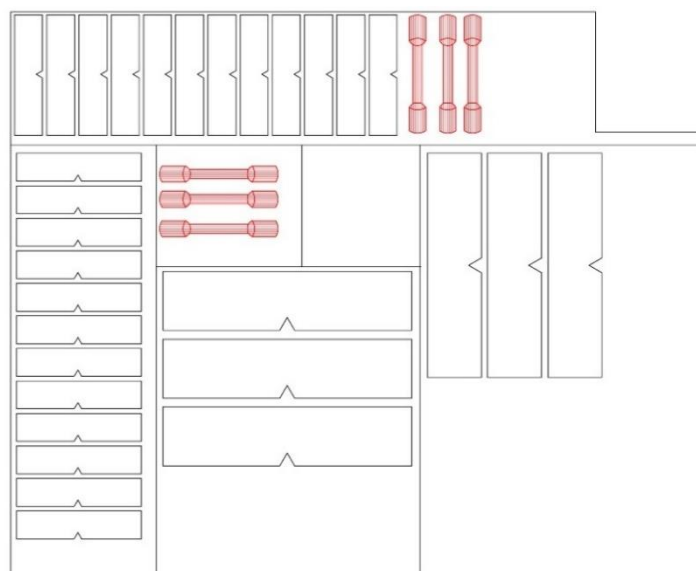
На крају следи предлог мера, које могу бити: наставак рада багера без посебних мера, санација, реконструкција, ревитализација, модернизација или отпис.

### **6.3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ОСНОВНОГ МАТЕРИЈАЛА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П” НОСАЧА И ЗАВАРЕНИХ СПОЈЕВА**

Према доступној техничкој документацији носећи стуб роторног багера је направљен од челика ознаке S355J2+N, карактеристика према стандарду SRPS EN 10025-2. Испитивања хемијског састава и механичких особина основног материјала изведена су на узорку димензије 300x300x15 исеченог са левог дела носећег стуба (слика 6.19). Из датог узорка су извађене епрувете за испитивање. Да би се дала оцена утицаја текстуре ваљања материјала, епрувете за испитивања су вађена из два правца: *L-T* (уздужни правац) и *T-L* (попречни правац) – слика 6.20.



Слика 6.19 Место узорковања материјала за испитивање [71]



Слика 6.20 Шема „вађења“ епрувета за испитивање [71]

### 6.3.1 ХЕМИЈСКА ИСПИТИВАЊА ОСНОВНОГ МАТЕРИЈАЛА

Из достављеног узорка лима узети су узорци за одређивање хемијског састава. Квантитативна хемијска анализа је извршена методом оптичко-емисионе спектрометрије према стандарду SRPS С.А1.011 у „Гоша Институту“ из Смедеревске Паланке [71].<sup>1</sup>

Резултати одређивања хемијског састава су дати у табели 6.5.

Табела 6.5 Хемијски састав основног материјала [71]

Ознака узорка	Хемијски елемент, [%]						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
S355J2+N	0,15	0,29	1,42	0,017	0,016	0,02	0,22

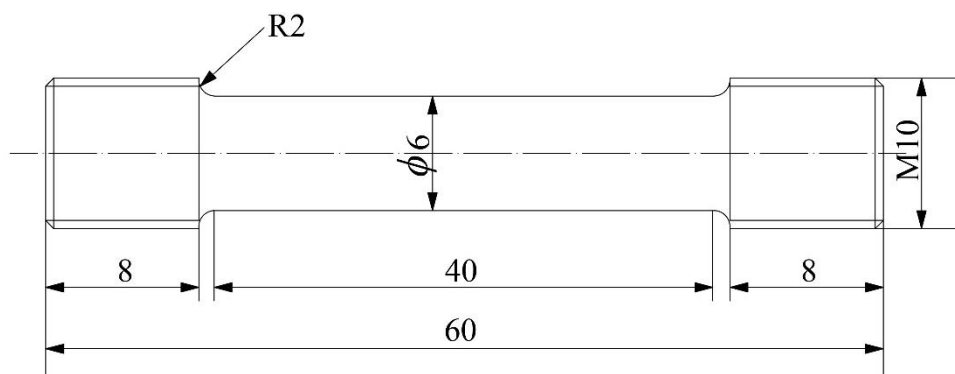
На основу добијених резултата хемијске анализе, испитивани материјал одговара челику ознаке S355J2+N.

<sup>1</sup> Сагласност Управе ЈП ЕПС за коришћење Елабората бр. 2460500-Е.12.03.-753911/1-2022 од 07.11.2022.

### 6.3.2 ИСПИТИВАЊЕ МЕХАНИЧКИХ КАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНОГ МАТЕРИЈАЛА

Одређивање механичких карактеристика епрувета извађених из достављеног комада лима узоркованог са левог дела носећег „П“ стуба роторног багера су изведена на собној температури.

Поступак испитивања је дефинисан стандардима SRPS EN ISO 6892-1 и ASTM E8-95 и извршен је у „Гоша Институту“ из Смедеревске Паланке [71], на епруветама чија је геометрија дата на слици 6.21.



Слика 6.21 Епрувета за одређивање затезних својстава [71]

Испитивање епрувета је изведено на електромеханичкој кидалици са контролом деформације (издужења). Брзина увођења оптерећења је била 5 mm/min. Издужење је регистровано помоћу екстензометра. Тачност мерења екстензиометра је била  $\pm 0,001$  mm.

Резултати испитивања механичких карактеристика епрувета извађених из *L-T* и *T-L* правца достављеног узорка лима дати су у табели 6.6.

Табела 6.6 Затезна својства епрувета извађених из *L-T* и *T-L* правца [71]

Ознака узорка	Правец узорковања	Напон течења $R_{p0,2}$ [MPa]	Затезна чврстоћа $R_m$ [MPa]	Издужење $A$ [%]
ЛТ-1	Л - Т	351	574	27,3
ЛТ-2		348	566	25,4
ЛТ-3		357	585	25,1
ТЛ-1	Т - Л	358	571	22,7
ТЛ-2		354	565	23,2
ТЛ-3		349	561	21,9

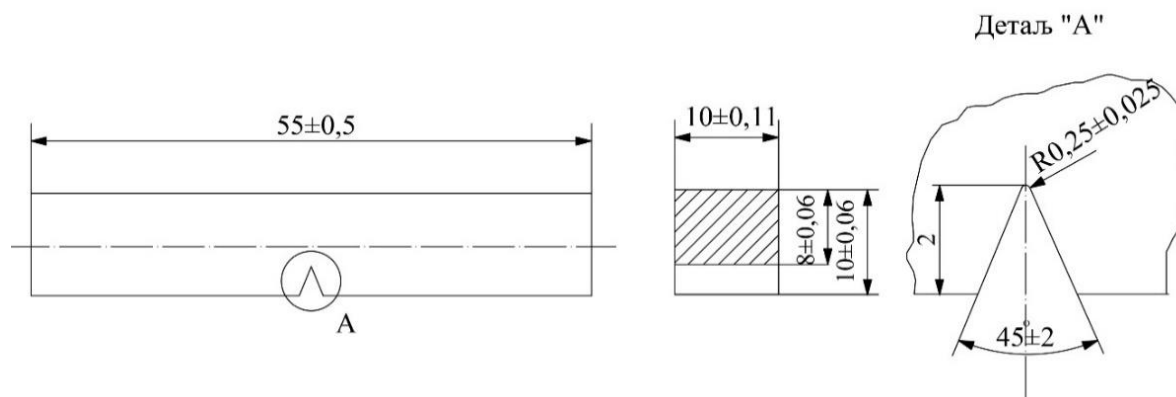
Анализа резултата испитивања затезањем датих у табели 6.6 указује да су затезне особине у границама стандардом прописаних величина за тај материјал - према SRPS EN 10025-2.

Правец вађења епрувета, односно правац ваљања лимова нема утицаја на својства чврстоће материјала (напон течења и затезна чврстоћа), али има утицаја на својства деформације материјала (издужење), што се објашњава утицајем текстуре ваљања.

### 6.3.3 ИСПИТИВАЊЕ УДАРНЕ ЖИЛАВОСТИ ОСНОВНОГ МАТЕРИЈАЛА

Испитивања ударних карактеристика епрувета са V-2 зарезом извађених из достављеног материјала узоркованог са левог носећег „П“ стуба багера (слика 6.19), изведена су на  $20^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  и  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Поступак испитивања и геометрија епрувете (слика 6.22) су дефинисани стандардима SRPS EN ISO 148-1 и ASTM E 23-01, и извршен је у „Гоша Институту“ из Смедеревске Паланке [71].



Слика 6.22 Облик и димензије стандардне епрувете са V зарезом за испитивање методом по Шарпију [71]

Испитивање је изведено на савременом Шарпијевом клатну 150 J на две групе епрувета у зависности од правца вађења из достављеног узорка материјала и то:

- I група – епрувете узорковане из  $L-T$  правца, и
- II група - епрувете узорковане из  $T-L$  правца.

Резултати испитивања ударних својстава епрувета извађених из  $L-T$  и  $T-L$  правца су дати у табелама 6.7 и 6.8.

Табела 6.7 Резултати ударних испитивања епрувета извађених из ЛТ правца [71]

Ознака узорка	Температура испитивања, $^{\circ}\text{C}$	Укупна енергија удара, $A_{uk}, [J]$	Енергија стварања прслине, $A_l, [J]$	Енергија ширења прслине, $A_p, [J]$
ЛТ-1	-20	23	14	9
ЛТ-2		23	13	10
ЛТ-3		16	10	6
ЛТ-4	0	56	29	27
ЛТ-5		61	31	28
ЛТ-6		58	32	27
ЛТ-7	20	74	37	37
ЛТ-8		77	39	38
ЛТ-9		71	36	35

**Табела 6.8 Резултати ударних испитивања епрувета извађених из ТЛ правца [71]**

Ознака узорка	Температура испитивања, °C	Укупна енергија удара, $A_{uk}, [J]$	Енергија стварања прслине, $A_l, [J]$	Енергија ширења прслине, $A_p, [J]$
ТЛ-1	-20	22	12	10
ТЛ-2		23	13	10
ТЛ-3		18	10	8
ТЛ-4	0	35	19	16
ТЛ-5		32	17	15
ТЛ-6		30	17	13
ТЛ-7	20	39	22	17
ТЛ-8		37	20	17
ТЛ-9		35	19	16

Највећи утицај на вредности укупне енергије удара, на механизам лома и изглед преломних површина има температура испитивања.

Резултати испитивања показују да добијене вредности укупне енергије удара код епрувете у Л-Т и Т-Л правцу, не испуњавају стандардом (SRPS EN 10025-2) прописане вредности од 27 J на -20 °C за челик квалитета S355J2+N. Такође, вредности енергије удара на +20 °C за епрувете из Т-Л правца од 37 J су ниске за предвиђени квалитет основног материјала.

За челичну конструкцију каква је багер, прелазна температура представља важну карактеристику имајући на уму експлоатационе услове у којима багер ради, и склоност ка кртом лому. Често су радне температуре у зимским условима чак и испод -20 °C, што представља реалну опасност да може да дође до иницијације прслине. Знајући да роторни багер ради у условима деловања променљивог оптерећења, свака иницијална прслина може да буде опасна, јер може доћи до пропагације прслине и лома.

Закључак је да добијене вредности укупне енергије удара код епрувета извађених из Л-Т и Т-Л правца показују значајну склоност ка кртом лому код испитивања на сниженим температурама.

Такође, приликом испитивања је окривена појава присутна код материјала од кога је направљен носећи стуб багера. Наиме, јавља се дволатност, односно раслојавање основног материјала. Појава дволатности се у пракси третира као грешка у материјалу, и приликом ултразвучне контроле се лимови код којих је присутна дволатност одбацују. Дволатност је посебно опасна ако се нађе у зони завареног споја, када представља иницијалну прслину, и реалну опасност да дође до кртог лома. Дволатност, у принципу, смањује карактеристике материјала при ударним оптерећењима и пожељно је елиминисати лимове који у структури поседују дволатност.

### **6.3.4 ИСПИТИВАЊЕ ТЕЧНИМ ПЕНЕТРАНТИМА И УЛТРАЗВУКОМ**

Пре извођења санације, извршена је визуелно димензиона контрола, као и испитивање течним пенетрантима на челичној конструкцији „П“ носача багера. На лицу места су јасно уочена оштећења, типа прслина (слике 6.23 до 6.26). Испитивањем течним пенетрантима је контрола проширена, чиме су оштећења јасније изражена.

Испитивање течним пенетрантима је извршено у складу са стандардима:

- SRPS EN ISO 3452-1 – Испитивање без разарања – Пенетрантско испитивање – Део 1: Општи принципи и
- SRPS EN ISO 23277 – Испитивање заварених спојева методама без разарања – Испитивање пенетрантима – Нивои прихватљивости.

Такође, извршено је и испитивање ултразвуком, на местима где су уочена оштећења, како би се одредила дубина, положај и правац прстиња.



**Слика 6.23 Непривар код обода ревизионог отвора [71]**



**Слика 6.24 Прслина код ревизионог отвора [71]**



**Слика 6.25 Прслина код унутрашње десне стране „П“ носача [71]**



**Слика 6.26 Прслина код предње десне стране „П“ носача [71]**

Такође је на свим завареним спојевима уочена шљака и површинска порозност.

Испитивање ултразвуком је извршено на местима где су уочене прстине пенетрантском контролом, у складу са стандардима:

- SRPS EN ISO 11666 - Испитивање без разарања заварених спојева - Ултразвучно испитивање - Нивои прихватљивости,
- SRPS EN ISO 23279 - Испитивање без разарања заварених спојева - Ултразвучно испитивање - Карактеризација индикација у завареним спојевима
- SRPS EN ISO 17640 - Испитивање без разарања заварених спојева - Ултразвучно испитивање - Технике, нивои испитивања и оцењивање.

### 6.3.5 ЗАКЉУЧАК

Хемијска анализа материјала који је употребљен у изради челичне конструкције „П“ носача багера указала је да је његов хемијски састав у границама стандардом прописаних величина за челик S355J2+N – према стандарду SRPS EN 10025-2. Резултати испитивања затезањем показали су да су затезне особине у границама стандардом прописаних величина за тај материјал (према SRPS EN 10025-2). Насупрот томе, величина енергије удара на  $-20^{\circ}\text{C}$ , независно од правца ваљања, је мања од гарантоване, односно мања од 27 J у уздужном правцу (према SRPS EN 10025-2).

Методe испитивања без разарања челичне конструкције указале су на изразито присуство грешака (дисконтинуитета) типа прслина, порозности, шљаке, зареза (заједа) и налепљивања.

Прслине у завареним спојевима (метал шава и зона утицаја топлоте) и основном маталу различитог су усмерења, дубине и дужине од  $20 \div 400$  mm. У завареним спојевима прслине су уздужне и попречне, а у основном металу се углавном наставља ширење прслине из завареног споја, односно из зоне утицаја топлоте. Највећи број прслина уочен је на монтажном изведеним завареним спојевима.

На левом стубу „П“ носача уочено је више прслина него на десном стубу, и са већом учесталашћу (бројношћу) у доњем делу стуба и то на спољној него на унутрашњој површини. На десном стубу уочена је већа учесталост (бројност) прслина на унутрашњој површини. Прслине су уочене само на предњим и бочним (вертикално-лучним) површинама.

Резултати ултразвучног мерења дебљине зида челичне конструкције указали су на могуће присуство дволатности на десном делу предње стране и на спољној страни десног стуба. Присуство ове грешке у материјалу (топло ваљани челични лим) узрокује појаву прслине, односно ламинарног цепања материјала, која са своје стране утиче на пад чврстоће односно крутости конструкције и лом исте.

## 6.4 САНАЦИЈА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П“ НОСАЧА И ИСПИТИВАЊА БЕЗ РАЗАРАЊА ЗАВАРЕНИХ СПОЈЕВА

На основу резултата испитивања закључак је да се изврши санација уочених прслина како у завареним спојевима тако и у основном материјалу и замена једног дела лимова за укрућење на „П“ носачу, који су оштећени у току експлоатације. С обзиром на стање челичне конструкције, које је узроковано многобројним наведеним конструкционим недостацима као и више пута изведеним санацијама и реконструкцијом, потребно је да без радикалних мера, уз интервенције које су претходно наведене, омогућити постизање веће крутости конструкције, која је неопходна у даљој експлоатацији багера.

Приликом санације, тежи се оптималној примени поступака, као што је сечење, жлебљење и заваривање, у циљу свођења на минимум утицаја додатних напона и деформација, који су неминовни пратилац санација. Тачније, искуства из праксе и истраживања указују на повећање нивоа и погоршање расподеле напона при санацији у односу на ниво и расподелу напона након монтаже. Поред тога, долази и до трансформације притисних напона у затезне, који су знатно неповољнији са гледишта отпорности ка лому заварених спојева.

Челик S355J2+N припада групи нисколегираних челика ( $C < 0,25\%$ ) који имају добру заварљивост. Предгревање само због ниске температуре околине (када због осталих разлога није потребно предгревање) препоручује се за општи случај ако је температура околине мања од  $5^{\circ}\text{C}$ . У случају ове конструкције, код које се очекују висока напонска

стања услед услова експлоатације, конструкционих и монтажних недостатака, потребно је предгревање и лагано хлађење. После заваривања, није потребна термичка обрада за отклањање заосталих напона.

#### 6.4.1 ПЛАН САНАЦИЈЕ И ПОСТУПАК ЗАВАРИВАЊА

Технологија заваривања израђена је према пројектној документацији ЈП ЕПС – Огранак ТЕ-КО Костолац, ПК „Дрмно“, техничкој документацији Института „Гоша“ из Смедеревске Паланке и српским (SRPS) и европским стандардима (EN) из области заваривања. Технологијом заваривања су дефинисани сви основни елементи у вези заваривања и контроле заварених спојева.

Хемијски састав и механичке особине основног материјала челика S355J2+N, који је употребљен за израду челичне конструкције „П“ носача су дати у стандарду SRPS EN 10025-2.

План санације ће обухватити следеће активности:

- припреме за заваривање једног дела челичне челичне конструкције „П“ носача (леви стуб, гледано са стране роторног точка са ведрицама) „вађењем“ прслина жлебљењем ARC-AIR поступком и брушењем,
- уклањање оштећених плоча за ојачавање,
- визуелна контрола припремљених жлебова,
- заваривање припремљених жлебова,
- испитивања без разарања заварених спојева,
- припреме за заваривање једног дела челичне конструкције „П“ носача (десни стуб, гледано са стране роторног точка са ведрицама) „вађењем“ прслина жлебљењем ARC-AIR поступком и брушењем,
- визуелна контрола припремљених жлебова,
- заваривање припремљених жлебова,
- испитивања без разарања заварених спојева.

Анализирањем квалитета и димензија основног материјала, обима и врсте посла, расположиве опреме и геометријске сложености конструкције у санацији челичне конструкције „П“ носача може се приметити Е поступак, односно ручно-електролучно заваривање обложеном електроодом.

Најнижи дозвољени ниво квалитета заварених спојева (SRPS С.Т3.010) за спојеве приказане у технолошким листама заваривања су I и II.

Избор облика споја (жлеба) извршен је на основу стандарда SRPS С.Т3.030 и налази се у технолошким листама заваривања (укупно 10).

При заваривању свих спојева потребно је остварити и следеће услове:

- пре заваривања извршити предгревање делова на  $160 \div 200^{\circ}\text{C}$ ,
- температуру међупролаза у току заваривања одржавати у интервалу од  $200 \div 250^{\circ}\text{C}$ ,
- извести споро хлађење након заваривања.

#### 6.4.2 ВРСТА И ОБИМ КОНТРОЛЕ

Контрола извођења санације заваривањем челичне конструкције са завршном оценом о подобности за експлоатацију начелно је извршена у три фазе:

I. Контрола пре заваривања је обухватила:

- увид у уверење о квалитету основног, додатних и помоћних материјала,
- проверу геометријских мера елемената конструкције,
- проверу геометријских облика жлебова и спојева,
- проверу чишћења површина,



- проверу уређаја и опреме за заваривање,
- проверу стручне способности заваривача,
- проверу стручне оспособљености заваривача (SRPS EN ISO 9606)
- проверу предузетих мера обезбеђења сигурности при раду,
- проверу прописане технологије заваривања за све карактеристичне заварене спојеве и квалитете материјала (према SRPS EN ISO 15607),
- увид у документацију о овлашћености извођача да изводи заваривачке радове (SRPS EN ISO 3834).

II. Контрола у току заваривања је обухватила:

- проверу примене прописаних елемената технологије (параметри заваривања, начин извођења заваривања, редослед извођења заварених спојева).

III. Контрола после заваривања је обухватила:

- визуелну контролу заварених спојева – 100% ,
- магнетну или пенетранску контролу заварених спојева у обиму од минимум 50 % за ниво квалитета заварених спојева I, односно минимум 30 % за ниво квалитета заварених спојева II.

Врста и обим контроле као и одређивање нивоа прихватљивости грешака у завареним спојевима је изведено према захтевима стандарда: SRPS EN ISO 5579, SRPS EN ISO 17636 и SRPS EN ISO 5817 [71].

### **6.4.3 ЗБИРКА ДОКАЗА О КВАЛИТЕТУ КОНСТРУКЦИЈЕ**

У заваривачку документацију која је припремљена приликом примопредаје челичне конструкције спадају:

- атести основног материјала,
- атести додатног материјала,
- атести заваривача,
- уверење контролора (инжењера за заваривање),
- атест уређаја за заваривање,
- уверење о овлашћењу извођача да изводи заваривачке радове те врсте (по EN 729 или SRPS EN ISO 3834),
- извештај о провери квалификације технологије заваривања (EN 288-3),
- технологија заваривања,
- извештај о визуелној контроли,
- извештај о магнетној или пенетранској контроли,
- извештај о ултразвучној контроли.

### **6.4.4 ИСПИТИВАЊЕ ЗАВАРЕНИХ СПОЈЕВА ТЕЧНИМ ПЕНЕТРАНТИМА И УЛТРАЗВУКОМ**

Током санирања оштећених места извршено је испитивање пенетрантима, у циљу провере да ли су радови извршени коректно.

Испитивање течним пенетрантима је извршено у складу са стандардом SRPS EN ISO 3452 и SRPS EN ISO 23277.

Резултати испитивања без разарања челичне конструкције након санације, указали су на одсуство грешака типа прслина, порозности, шљаке, зареза (заједа) и налепљивања у завареним спојевима и основном металу. Ово указује да изведени заварени спојеви у потпуности испуњавају стандардом прописане нивое квалитета.

## **6.5 ТЕНЗОМЕТРИЈСКА АНАЛИЗА ОПТЕРЕЂЕЊА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П“ НОСАЧА**

### **6.5.1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА**

Елементи конструкције багера су у свом раду изложени доминантно променљивом оптерећењу, које у зависности од интензитета деловања може да буде узрочник иницијације прслина. Током експлоатације багера је долазило је до одређених кварова и хаварија, што је имало као резултат пре свега слабљење челичне конструкције „П“ носача, али и осталих виталних делова багера. То је изискивало и одређене реконструкције у циљу ојачавања челичне конструкције стреле багера, а то је опет доводило до промене напонског и деформационог стања у осталим деловима челичне конструкције. Таква једна реконструкција је урађена и на челичној конструкцији „П“ носача багера.

Међутим, и поред урађене реконструкције, чији је основни циљ био да ојача челичну конструкцију „П“ носача багера, дошло је до појаве и раста прслина, које су реално угрожавале интегритет како носећег стуба, тако и целог багера. Прслине се обично јављају на местима где су констатоване одређене грешке у материјалу, неадекватној технологији заваривања, као и лоше изведеном заваривању. Наиме, на челичној конструкцији „П“ носача багера, због лоше урађене претходне санације, дошло је до иницијације прслина, и до њених даљих пропација под дејством деловања променљивог оптерећења.

Имајући у виду радне услове, као и локацију и оријентацију санираних делова, после завршених санационих и ремонтних радова, ЈП ЕПС је заједно са “Гоша Институтом” из Смедеревске Паланке извршио тензиометријска испитивања челичне конструкције “П” носача.

Тензиометријска испитивања челичне конструкције су извршена у две фазе:

- I. Одређивања деформационог и напонског стања „П“ носача оптерећеног само сопственом тежином (статички напони), са различитим положајима одложне стреле,
- II. Одређивања деформационог и напонског стања „П“ носача оптерећеног сопственом тежином и силама копања (статички и динамички напони) при различитим положајима одложне стреле.

Циљ ових испитивања је одређивање напона услед сопствене тежине (статички напони) и експлоатационих (динамичких) напона у зонама челичне конструкције “П” носача, односно оцена да ли констатовани напони и њихов интензитет угрожавају структурни интегритет челичне конструкције „П“ носача багера.

Други, ако не и најважнији циљ ових испитивања, је одређивање броја цикличних промена у експлоатацији, које треба да буде основа за оцену интегритета и преосталог века челичне конструкције „П“ носача багера.

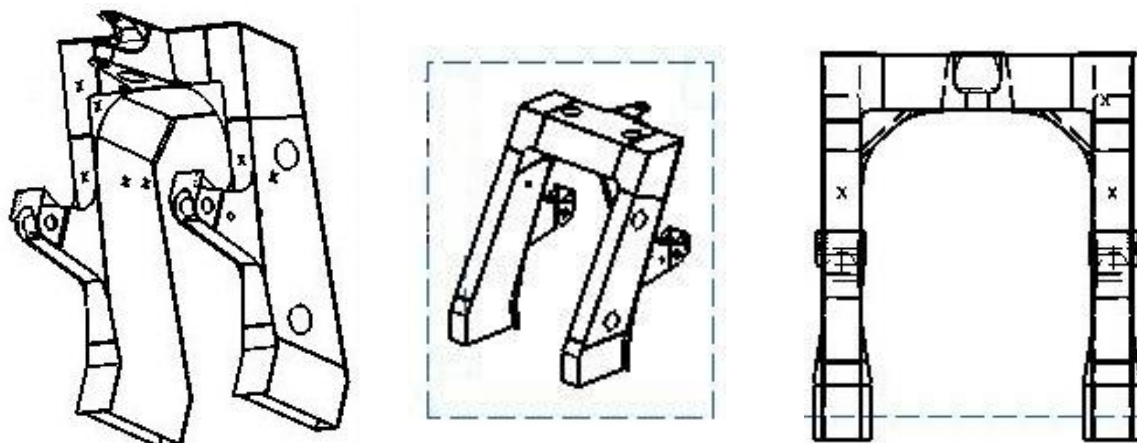
### **6.5.2 ПОСТАВЉАЊЕ МЕРНИХ ТРАКА НА ОБЈЕКАТ ИСПИТИВАЊА**

У циљу одређивања деформацијског, а самим тим и напонског стања у челичној конструкцији коришћене су розете 10/120 РУ 11 (6 комада са по 3 траке) и појединачне мерне траке 10/120 LY 11 (2 комада). Да би се у току мерења елиминисали нежељени ефекти, као што су промена температуре, коришћене су компензационе мерне траке. Компензација температурских промена је извршена са 20 мерних трака 10/120 LY 11. Мерна места на којима су постављене мерне траке и розете, су заштићена од

атмосферских утицаја као и од механичких оштећења, што треба да омогући да се по потреби провера напонских стања обави и касније.

Мерна места су изабрана тако да дају увид у стање напона на карактеристичним местима челичне конструкције. Основни критеријум избора мерних места је био тај, да се мерењем деформацијског и напонског стања покрију оне зоне у којима су се јављала оштећења, односно у којима је долазило до појаве прелина. Исто тако, избор мерних места је дефинисала и пројектно-техничка документација достављена од стране ЕПС-а.

На крају, избор мерних места је дефинисао и прорачун који је урађен приликом реконструкције „П“ носача багера 2002. године (слика 6.27).



Слика 6.27 Мерна места на „П“ носачу на која се постављају мерне траке [71]

Мерна места су због њиховог распореда по челичној конструкцији „П“ носача груписана у више целина, и као таква повезана на вишеканални уређај UPM 40. Дефинисане су следеће целине и у оквиру њих мерна места:

На десни стуб челичне конструкције „П“ носача су залепљене розете 1 и 2 и појединачна мерна трака 18. Розете 1 и 2 представљају мерно место 1 и 2. Распоред постављених розета 1 и 2 је дат на слици 6.28.

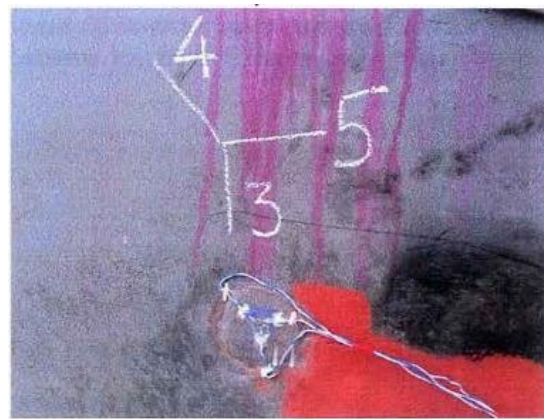
Изглед постављених розета и распоред мерних трака у оквиру розета је за мерно место 1 (розета 1 - мерне траке ознаке 0, 1 и 2) приказан на слици 6.29, а за мерно место 2 (розета 2 - мерне траке ознаке 3, 4, и 5) на слици 6.30.



Слика 6.28 Десни стуб челичне конструкције „П“ носача, мерно место 1 и 2 [71]



Слика 6.29 Мерно место 1 [71]



Слика 6.30 Мерно место 2 [71]

На леви стуб челичне конструкције „П“ носача су залепљене розете 3, 4, 5 и 6 и појединачна мерна трака 19. Розете 3, 4, 5 и 6 представљају мерно место 3, 4, 5 и 6. Распоред постављених розета од 3 до 6 је дат на слици 6.31.

Изглед постављених розета и распоред мерних трака у оквиру розета је за мерно место 3 (розета 3 - мерне траке ознаке 6, 7 и 8) приказан на слици 6.32, за мерно место 4 (розета 4 – мерне траке ознаке 9, 10 и 11) на слици 6.33, за мерно место 5 (розета 5 – мерне траке ознаке 12, 13 и 14) на слици 6.34, а за мерно место 6 (розета 6 – мерне траке ознаке 15, 16 и 17) на слици 6.35.

Изглед појединачних мерних трака за мерно место 7 (појединачна мерна трака ознаке 18) приказан је на слици 6.36, а за мерно место 8 (појединачна мерна трака ознаке 19) на слици 6.37.



Слика 6.31 Леви стуб челичне конструкције „П“ носача, мерно место 3 до 6 [71]



Слика 6.32 Мерно место 3 [71]



Слика 6.33 Мерно место 4 [71]



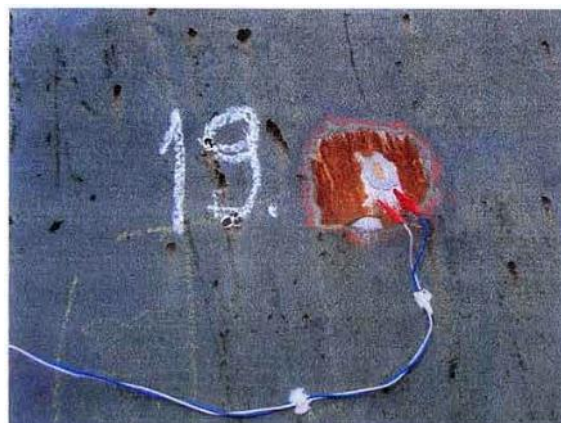
Слика 6.34 Мерно место 5 [71]



Слика 6.35 Мерно место 6 [71]



Слика 6.36 Мерно место 7 [71]

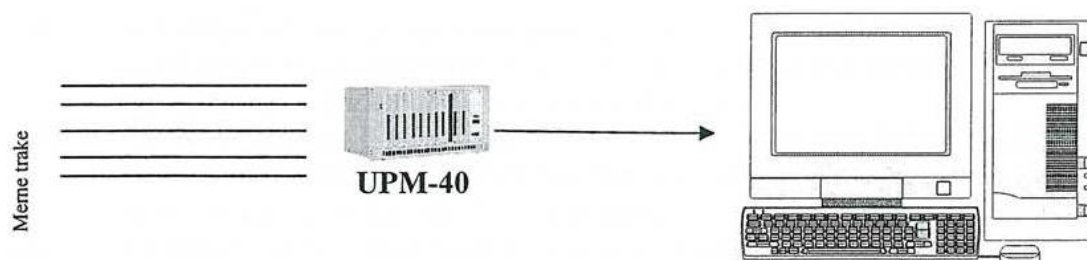


Слика 6.37 Мерно место 8 [71]

За напајање и кондиционирање мерних места у условима мерења статичког оптерећења, коришћен је 40-то канални мерни појачивач UPM-40 произвођача НВМ. Појединачним мерним тракама су додате по једна појединачна мерна трака исте врсте која служи као компензациона мерна трака. Ова трака је залепљена на исти материјал који није оптерећен, и њом се врши допуна Винстоновог моста и температурна компензација сваког мерног места.

Поред вишеканалног мерног појачивача UPM-40, а за прикупљање и обраду података са појединачних мерних трака коришћени су припадајући конекторски каблови и конекторска кутија, као и рачунар.

Шема мерења у статичким условима је дата на слици 6.38.



Слика 6.38 Шема мерења [71]

За напајање и кондиционирање мерних места у условима мерења динамичког (радног) оптерећења коришћен је 8-мо канални мерни појачивач SPIDER-8 произвођача НВМ. Мерни појачивач SPIDER-8 се користи из разлога што треба, у одређеном временском интервалу, снимити и динамичку компоненту рада багера.

Поред 8-мо каналног мерног појачивача SPIDER-8, за прикупљање и обраду података са појединачних мерних трака се користе припадајући конекторски каблови и конекторска кутија, као и рачунар.

### 6.5.3 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА У I ФАЗИ – СТАТИЧКО ОПТЕРЕЋЕЊЕ

У оквиру I фазе, одређивање стварног деформацијског и напонског стања челичне конструкције „П“ носача багера у условима статичког деловања оптерећења је извршено за неколико варијанти, у зависности од положаја стреле радног точка и положаја одложне стреле (табела 6.9).

Табела 6.9 Различите варијанте положаја стреле радног точка и одложне стреле [71]

Варијанта	Положај
A	Нулта стање, односно стање када су стрела радног точка и одложна стрела на подупирачима
B1	<b>Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у хоризонталан положај, 0° у односу на осу багера</b>
B2	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у хоризонталан положај, 45° лево у односу на осу багера
B3	<b>Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у хоризонталан положај, 90° лево у односу на осу багера</b>
B4	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у хоризонталан положај, 45° десно у односу на осу багера
B5	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у хоризонталан положај, 90° десно у односу на осу багера
B6	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у максимални горњи положај, 0° у односу на осу багера
B7	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у максимални горњи положај, 45° лево у односу на осу багера
B8	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у максимални горњи положај, 90° лево у односу на осу багера
B9	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у максимални горњи положај, 45° десно у односу на осу багера
B10	Конструкција без подупирача оптерећена сопственом тежином, са спуштеном стрелом радног точка, а одложна стрела подигнута у максимални горњи положај, 90° десно у односу на осу багера
B11	Конструкција оптерећена сопственом тежином и силама копања, стрела радног точка у различитим положајима

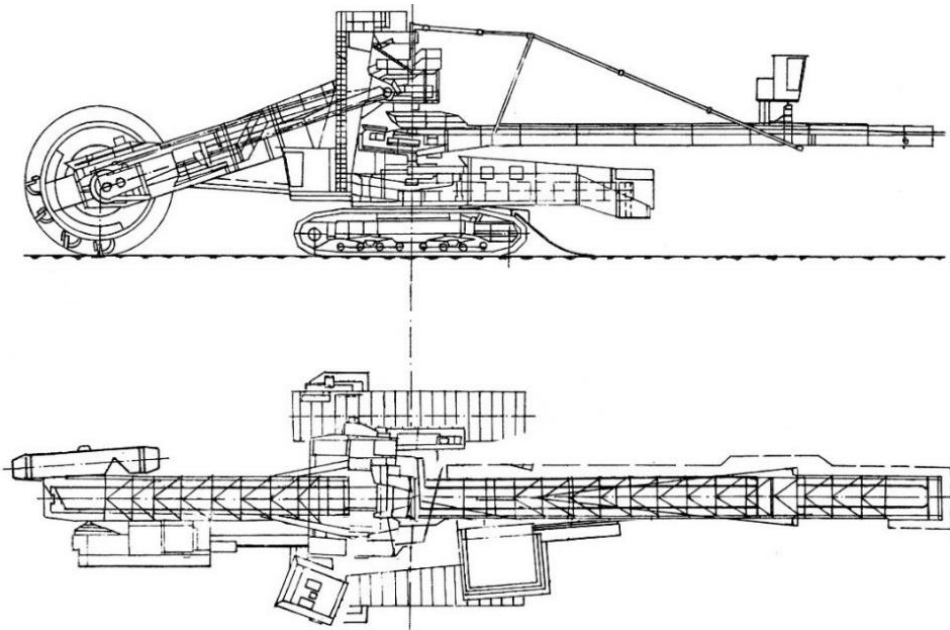
За разматрања су занимљиве две варијанте положаја стреле радног точка и одложне стреле и то:

**Варијанта В1** (багер у миру)

Положај горње градње (и стреле радног точка) је паралелан са гусеницама.

Положај одложне стреле је такође паралелан са гусеницама (слика 6.39):

- угао између стреле радног точка и хоризонтале износи  $\alpha = -15^\circ$ ,
- угао између одложне стреле и хоризонтале износи  $\beta = 0^\circ$ .



**Слика 6.39 Варијанта В1: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама**

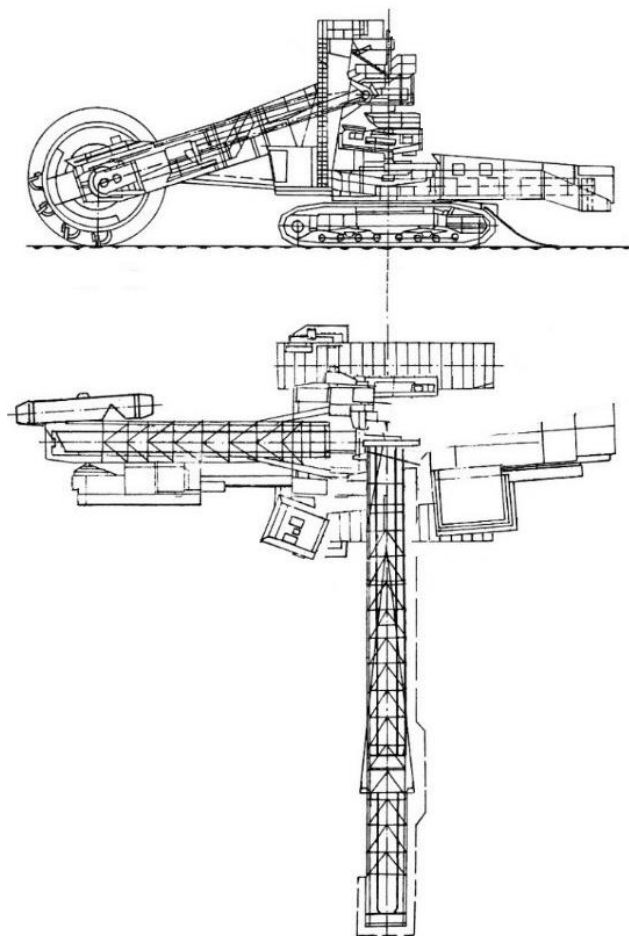
**Варијанта В3** (багер у миру)

Положај горње градње (и стреле радног точка) је паралелан са гусеницама.

Положај одложне стреле је управан са гусеницама (слика 6.40):

- угао између стреле радног точка и хоризонтале износи  $\alpha = -15^\circ$ ,
- угао између одложне стреле и хоризонтале износи  $\beta = 0^\circ$ .





**Слика 6.40 Варијанта В3: положај одложне стреле – управан са гусеницама**

На мерним местима где се није могао претпоставити правац деловања главних напона, постављене су розете (мерна места од 1 до 6) и на основу измерених микродеформација израчунати су главни нормални напони  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ , највећи тангенцијални напон  $\tau_{1,2}$  и угао правца деловања главног напона  $\alpha$ .

За разматрања, у оквиру I фазе мерења (статичко оптерећење), су најзанимљивија мерна места 1 и 4, чији су резултати приказани у табелама 6.10 и 6.11.

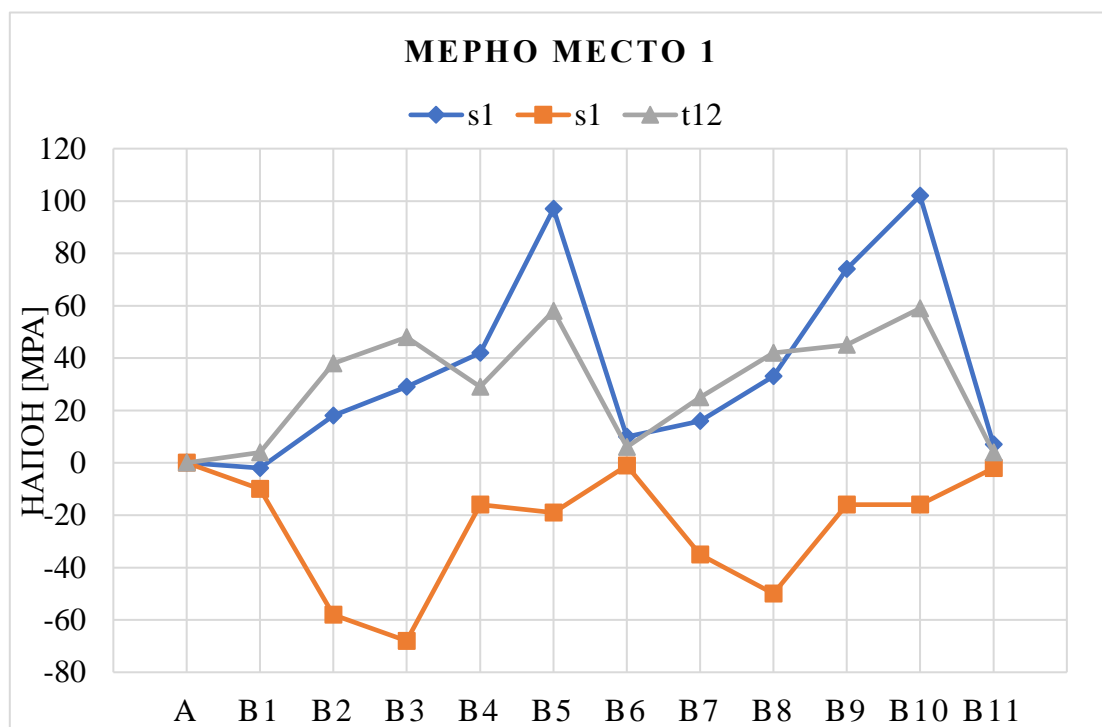
**Табела 6.10 Измерене микродеформације и израчунати напони – мерно место 1 [71]**

Варијанта испитивања	Трака 0 [ $\mu m / m$ ]	Трака 1 [ $\mu m / m$ ]	Трака 2 [ $\mu m / m$ ]	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\tau_{1,2}$ [MPa]	$\alpha, [^\circ]$
V1	-45	-21	6	-2	-10	4	-2
V3	-191	-343	65	29	-68	48	-33

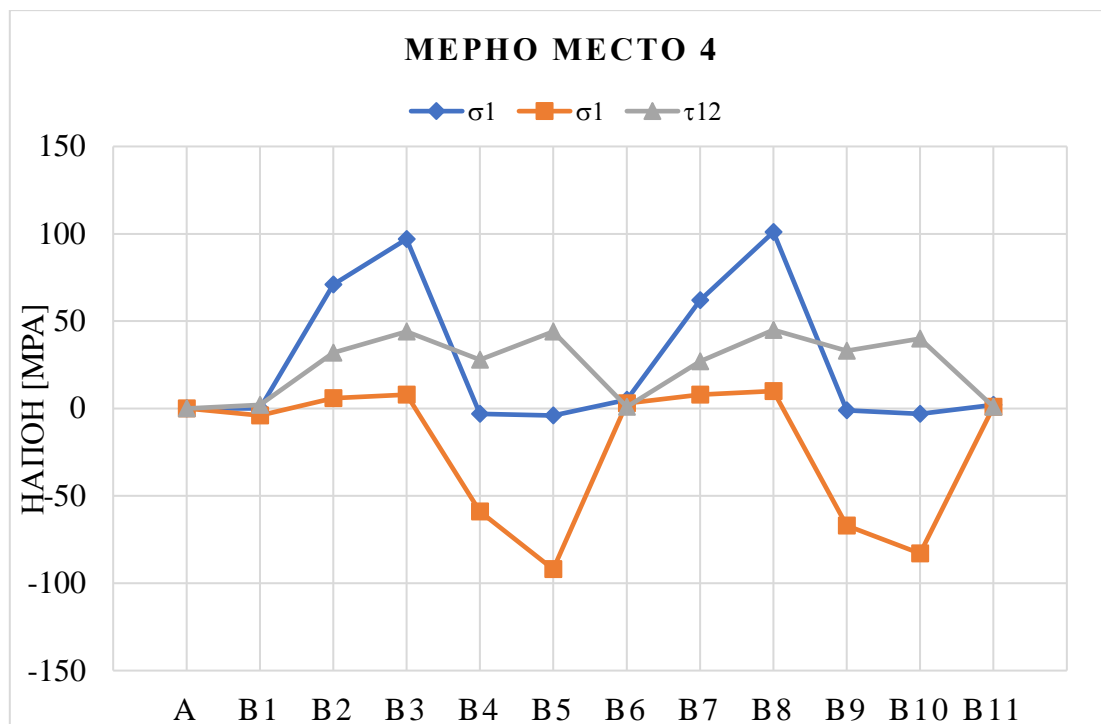
**Табела 6.11** Измерене микродеформације и израчунати напони – мерно место 4 [71]

Варијанта испитивања	Трака 9 [ $\mu m / m$ ]	Трака 10 [ $\mu m / m$ ]	Трака 11 [ $\mu m / m$ ]	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_2$ [MPa]	$\tau_{1,2}$ [MPa]	$\alpha, [^\circ]$
B1	-16	0	4	0	-4	2	15
B3	357	-42	-24	97	8	44	24

Добијени резултати мерења и израчунате вредности напона могу бити представљени и графички у облику дијаграма напон-варијанта оптерећења. Изглед промене деформацијског и напонског стања у условима деловања статичког оптерећења од сопствене тежине и различитих варијанти положаја одложне стреле (варијанте B1 и B3) за мерна места 1 и 4 су дати на сликама 6.41 и 6.42.



**Слика 6.41** Зависност напон – случај оптерећења за мерно место 1 [71]



Слика 6.42 Зависност напон – случај оптерећења за мерно место 4 [71]

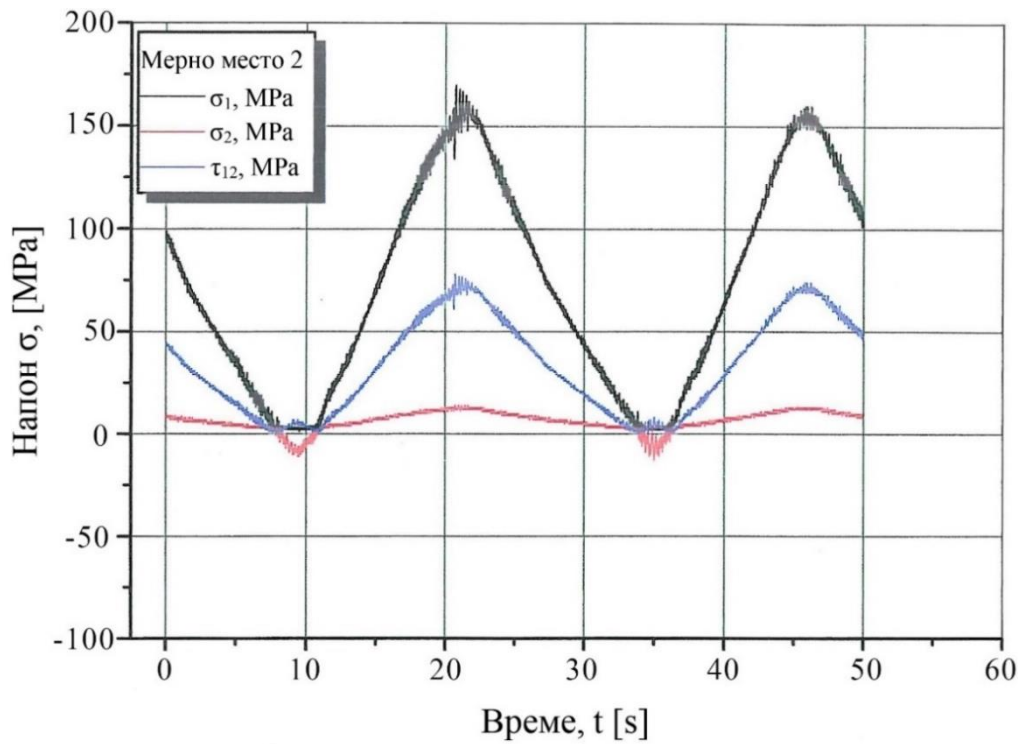
#### 6.5.4 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА У II ФАЗИ – ДИНАМИЧКО ОПТЕРЕЋЕЊЕ

У оквиру II фазе, одређивање стварног деформацијског и напонског стања челичне конструкције „П“ носача багера у условима динамичког деловања оптерећења је извршено за варијанту када је стрела радног точка у различитим положајима.

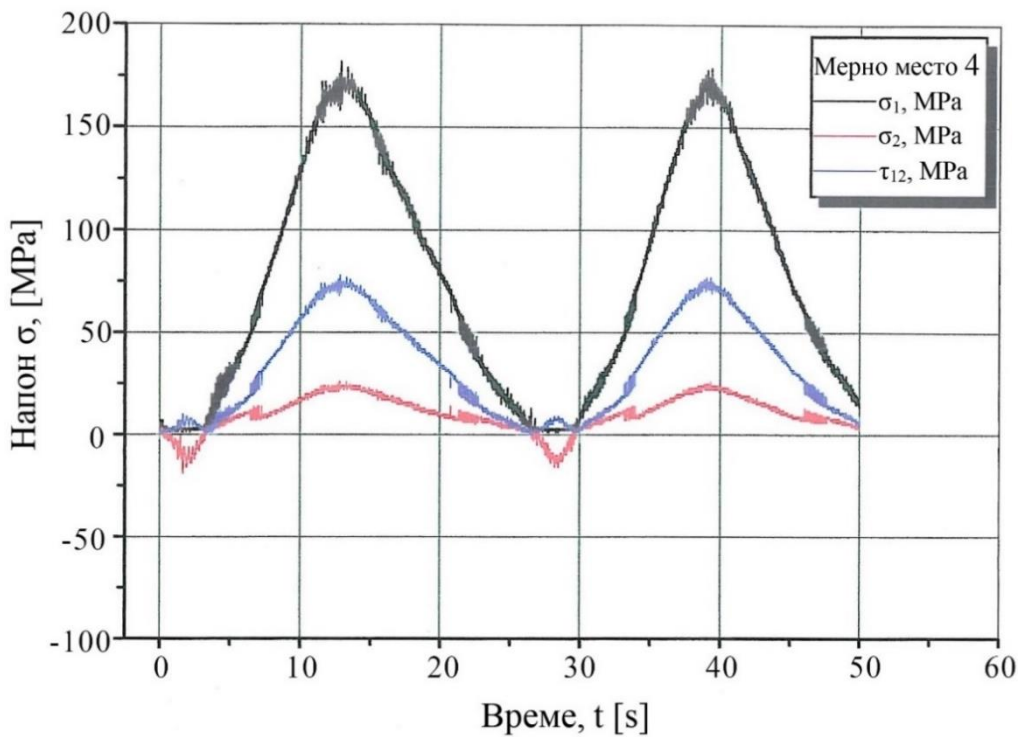
Тензометријским испитивањима која су спроведена на изабраним местима челичне конструкције „П“ носача, измерене су микродеформације и израчунати експлоатацијски (радни) напони. У процесу копања угља челична конструкција „П“ стуба је изложена деловању променљивих оптерећења различитих по смеру и интензитету. Због тога се у радним условима одређује промена напона у одређеној фази копања угља, односно  $\Delta\sigma$ . Да би се одредило  $\Delta\sigma$ , извршено је мерење деформацијског стања у одређеном временском интервалу. Циљ ових мерења је био да се види да ли је у одређеном временском интервалу дошло до одређених деформацијских промена, које су резултат промене оптерећења на челичну конструкцију, и која је учесталост тих промена.

На основу измереног деформацијског стања (помоћу розета и појединачних трака), израчунати су главни нормални напони  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ , највећи тангенцијални напон  $\tau_{1,2}$  и угао правца деловања главног напона  $\alpha$ .

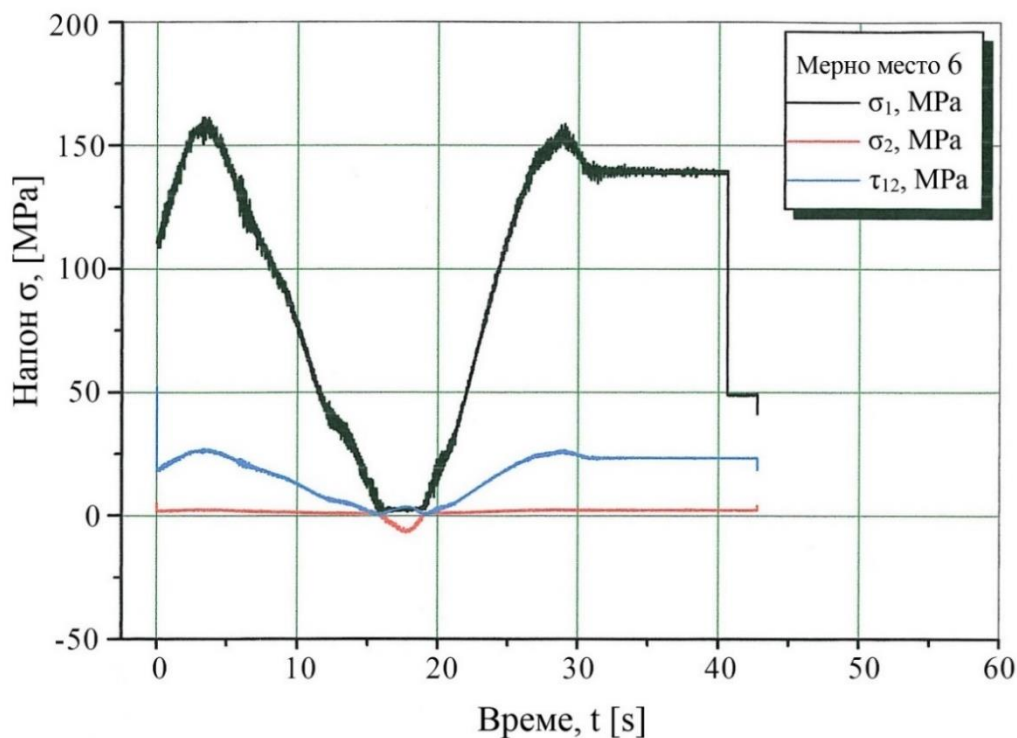
Резултати показују да су највећи израчунати напон у зонама мерних места 2, 4 и 6, односно на местима где су детектоване прслине, због чега се и кренуло у санацију челичне конструкције „П“ носача багера (слике 6.43, 6.44 и 6.45).



Слика 6.43 Промена напона у току експлоатације за мерно место 2 [71]



Слика 6.44 Промена напона у току експлоатације за мерно место 4 [71]



Слика 6.45 Промена напона у току експлоатације за мерно место 6 [71]

Максимални радни напон од 190 МПа представља збир статичког и динамичког напона измереног на том мерном месту. Како је у условима деловања динамичког оптерећења одређивано  $\Delta\sigma$ , претпоставка је да је максимално делујући напон једнак збиру статичког напона и половине динамичког напона.

Испитивања деформацијског и напонског стања челичне конструкције „П“ носача багера у току експлоатације су показала да је у свом раду изложена доминантном деловању променљивог оптерећења.

Деловање променљивог оптерећења, које се класификује као нискоциклични замор, је резултат како копања угља, тако и његовог транспорта преко транспортних трака. Мерењем у току експлоатације је одређен приближан број цикличних промена који су битни за оцену интегритета и преосталог века челичне конструкције „П“ носача багера. Тај број, у зависности од брзине кретања стреле радног точка, износи од 150 до 200 промена у току једног сата рада.

### 6.5.5 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА

Тензометријским испитивањима која су спроведена на изабраним местима челичне конструкције „П“ носача багера, измерене су деформације и израчунати радни напони. Мерење деформацијског стања је извршено у две фазе, и то:

- I фаза - фаза статичког оптерећења челичне конструкције, односно оптерећења само од сопствене тежине, у два положаја одложне стреле,
- II фаза - фаза динамичког оптерећења, односно оптерећења од сопствене тежине и од оптерећења у току рада багера, у различитим положајима стреле радног точка и одложне стреле.

На основу измереног деформацијског стања помоћу розета, израчунати су главни, помоћни и тангенцијални напони, као и угао правца деловања главног напона.

Измерене микродеформације и израчунати напони у I фази (статичко оптерећење) указују на то да ни на једном мерном месту није прекорачен напон течења, односно да

су напони у линеарно-еластичном подручју. Приметно је варирање главних напона  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  од позитивних до негативних вредности. Та појава указује да се у мерним зонама без обзира на ниво оптерећења јављају и затежући и притисни напони. Ови напони су резултат деловања нискоцикличног замора у свим зонама мерења. Највећи израчунати главни напон, у условима деловања статичког оптерећења је на мерном месту 1 и 4 (101 и 102 МПа). На осталим мерним местима су измерене нешто ниже вредности напона, али још увек релативно високе, имајући на уму да је 2002. године рађена реконструкција.

Међутим, оно што може бити забрињавајуће су високе вредности динамичких напона (II фаза). Наиме,  $\Delta\sigma$  се креће и до 190 МПа на мерном месту 4, где је иначе дошло до иницијације и раста прслине. Овде је дошло релативно брзо до иницијације прслине, што ствара сумњу да је у одређеним положајима предње и задње стреле у фази копања, динамички напон, односно  $\Delta\sigma$  још већи и да изазива иницијацију и пропацију прслине.

У мерним зонама 1 и 2 присутно је неповољно напонско стање као резултат деловања нискоцикличног замора, што има за последицу појаву прслина које угрожавају структурни интегритет челичне конструкције „П” носача багера.

Динамички напони у зони мерних места 1, 3 и 5 су нижи, али још увек представљају потенцијалну опасност за појаву евентуалних прслина, услед великих притисних напона.

На основу добијених резултата мерења и урађене анализе, може се закључити следеће:

- измерене микродеформације на мерним тракама и израчунати главни напони, јасно говоре о изразито неповољном напонском стању у зони мерних места 2, 4 и 6 што има за последицу појаву прслина,
- мерна места 1, 3, и 5 су нешто повољнијег напонског стања, али и она представљају потенцијалну опасност да дође до појаве прслина,
- мерна места 7 и 8 такође имају релативно неповољно напонско стање, и у евентуалним будућим мерењима, уз још неколико мерних места, могу да буду врло интересантни за анализу,

Препорука је да се експериментална мерења напона тензометријском методом изврше и после одређеног времена експлоатације, односно да се на основу континуалног надзора над конструкцијом у експлоатацији да потпунија оцена напонског и деформацијског стања исте.

## **6.6 ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА И АНАЛИЗА НАПОНСКОГ СТАЊА МОДЕЛА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П” НОСАЧА**

### **6.6.1 ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ “П” НОСАЧА**

#### **6.6.1.1 ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ “П” НОСАЧА - СТРЕЛА РАДНОГ ТОЧКА**

Већ је речено да на роторни багер, односно стрелу радног точка, у току рада између осталог делује и оптерећење изазвано отпором копању које чини највећи део укупног спољашњег оптерећења (слика 6.46).



Слика 6.46 Стрела радног точка багера *SchRs 800/1.5\*2.5*

Према [94] отпори копању се састоје од:

- отпора резању,
- отпора пуњењу кофице,
- отпора трења материјала о сектор затварања и
- инерцијалних сила услед убрзања захваћеног материјала.

Анализа напонско – деформационог стања структуре стреле радног точка изведена је сагласно одредбама стандарда DIN 22261-2 [25], за случај дејства главних оптерећења – Н. Овај случај обухвата комбинације оптерећења која стално делују у току рада багера.

То су:

- стално оптерећење (E);
- тежина транспортованог материјала (F);
- тежина коре (V);
- оптерећења услед нагиба (H);
- оптерећења услед промене простирања траке (G);
- обимна (тангентна) сила на ротору (U);
- бочна сила на ротору (S);
- оптерећења лежаја услед сила затезања траке (J);
- динамичке силе из планских процеса кретања (M);
- отпори при кретању због трења (R) и
- динамичка оптерећења (D).

У конкретном случају приликом анализе оптерећења багера занемарена су: оптерећења услед нагиба, оптерећење при промени простирања траке, оптерећење лежаја услед силе затезања траке, динамичке силе из планских процеса кретања и отпори при кретању због трења.

**6.6.1.1.1 СТАЛНО ОПТЕРЕЋЕЊЕ (E)**

Подаци о сопственој тежини структуре стреле, као и тежинама елемената који су смештени на њој, дати су у табели 6.12.

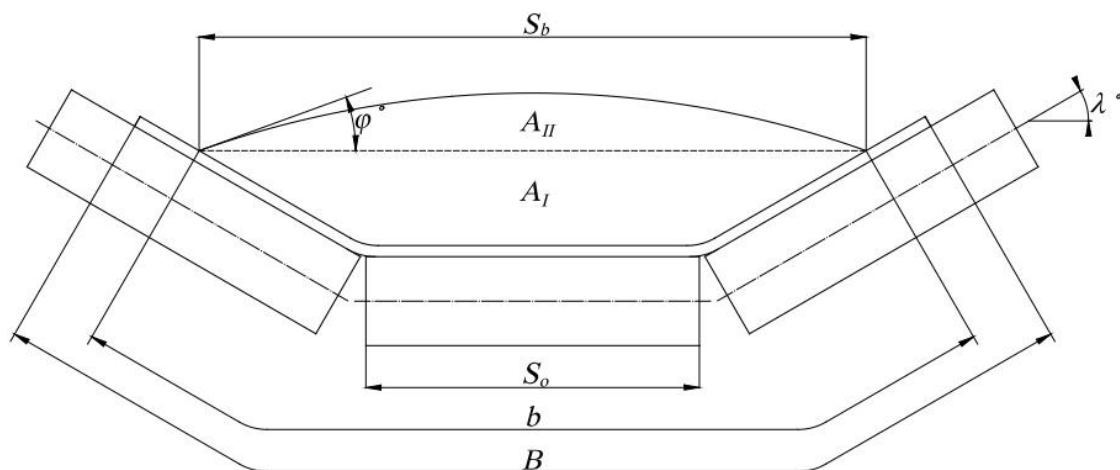
**Табела 6.12 Тежине елемената стреле радног точка**

Редни број	Назив	Маса [kg]	Тежина [kN]
1	Конструкција стреле ротора	18.860,0	185,02
2	Радни точак	29.939,0	293,70
3	Вратило радног точка (са улежиштењем)	8.226,0	80,70
4	Полумесец	2.694,0	26,43
5	Усипни левак (клизница)	5.936,0	58,23
6	Заштита погона ротора и повратног бубња	525,0	5,15
7	Електромотор погона радног точка	5.800,0	56,90
8	Редуктор радног точка	19.176,0	188,12
9	Моментна полука	2.345,0	23,00
10	Сигурносне спојнице	812,0	7,96
11	Хладњак за редуктор радног точка + остали елементи	2.217,0	21,75
13	Електромотор погона траке 1	2.100,0	20,60
14	Редуктор погона траке 1 (са припадајућим елементима)	1.547,0	15,18
15	Погонски добош траке 1 (са вратилом и улежиштењем)	2.194,0	21,52
16	Гоњени добош траке 1	1.724,0	16,91
17	Отклонски бубањ траке 1	592,0	5,81
18	Затезни уређај траке 1 са улежиштењем	100,0	0,98
19	Носачи елемената за вођење траке	460,0	4,51
20	Ваљци транспортне траке (носећи, повратни, комплет)	3.036,0	29,78
21	Уређај за усмеравање траке	180,0	1,77
22	Чистач траке	469,0	4,60
23	Трака	0	0,00
24	Газишта	2.177,0	21,29
	Укупно:	111.109,0	1.089,9

**6.6.1.1.2 ТЕЖИНА ТРАНСПОРТОВАНОГ МАТЕРИЈАЛА (F)**

Облик и димензије попречног пресека транспортованог материјала приказани су на слици 6.47.





Слика 6.47 Попречни пресек материјала транспортованог траком 1

Брзина траке:  $v=4,5$  m/s

Ширина траке:  $B=1400$  mm

Активна ширина траке:

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,4 - 0,05 = 1,21 \text{ m} \quad (54)$$

Дужина носећег ваљка:  $S_0=530$  mm = 0,53 m

Угао нагиба бочних носећих ваљака:  $\lambda=35^\circ$

Запреминска маса транспортованог материјала при ископу угља:  $\rho = 850$  kg/m<sup>3</sup>

Угао природног пада транспортованог материјала (динамички) при ископу угља:  $\varphi=40^\circ$

Попречни пресек материјала на траци, чине два парцијална попречна пресека и то:

- парцијални попречни пресек I који има облик трапеза и
- парцијални попречни пресек II који има облик кружног одсечка.

Површина парцијалног попречног пресека  $A_I$ :

$$\begin{aligned} A_I &= 0,5 \cdot [s_0 + 0,5 \cdot (b - s_0) \cdot \cos \lambda] \cdot (b - s_0) \cdot \sin \lambda = \\ &= 0,5 \cdot [0,53 + 0,5 \cdot (1,21 - 0,53) \cdot \cos 35^\circ] \cdot (1,21 - 0,53) \cdot \sin 35^\circ = 0,076 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (55)$$

Дужина тетиве:

$$s_b = s_0 + (b - s_0) \cdot \cos \lambda = 0,53 + (1,21 - 0,53) \cdot \cos 35^\circ = 1,087 \text{ m} \quad (56)$$

Површина парцијалног попречног пресека  $A_{II}$  при ископу угља:

$$\begin{aligned} A_{II} &= \frac{s_b^2}{8 \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{\varphi}{180^\circ} - \sin 2\varphi \right) = \\ &= \frac{1,087^2}{8 \cdot \sin^2 40^\circ} \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{40^\circ}{180^\circ} - \sin 80^\circ \right) = 0,147 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (57)$$

Површина попречног пресека материјала на траци при ископу угља:

$$A = A_I + A_{II} = 0,076 + 0,147 = 0,223 \text{ m}^2 \quad (58)$$

Узимајући у обзир динамички коефицијент  $\psi_1=1,1$ , континуално оптерећење траке при

ископу угља износи:

$$f = A \cdot \rho \cdot g \cdot \psi_1 = 0,223 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 1,1 = 2,045 \text{ KN/m} \quad (59)$$

Дужина транспортовања материјала:  $l=15,89 \text{ m}$

Укупно оптерећење траке од транспортованог материјала при ископу угља:

$$F = f \cdot l = 2,045 \cdot 15,89 = 32,5 \text{ KN} \quad (60)$$

### 6.6.1.1.3 ТЕЖИНА КОРЕ (V)

За израчунавање оптерећења услед формирања коре (налепа) меродавна је запреминска маса угља  $\rho=850 \text{ kg/m}^3$ .

#### Тежина коре на ротору

Усваја се дебљина коре:  $\delta=5 \text{ cm}$

Тежина коре на ротору при ископу угља:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_R^2}{4} \cdot \delta_K \cdot \rho \cdot g = \frac{\pi \cdot 9,1^2}{4} \cdot 0,05 \cdot 850 \cdot 9,81 = 27,1 \text{ KN} \quad (61)$$

#### Тежина коре испод траке 1 при ископу угља

Усваја се да континуално оптерећење од коре формиране на траци 1 износи 10% од континуалног оптерећења од транспортованог материјала:

$$f_V = 0,1 \cdot f = 0,1 \cdot 2,045 = 0,2045 \text{ KN/m} \quad (62)$$

За дужину транспортовања  $l=15,89 \text{ m}$ , укупно оптерећење од коре на траци 1 износи:

$$V_T = f_V \cdot l = 0,2045 \cdot 15,89 = 3,25 \text{ KN} \quad (63)$$

#### Тежина коре на тањирастом додавачу

Усваја се да тежина коре на тањирастом додавачу при ископу угља износи:

$$V_{Td}=10 \text{ KN}$$

### 6.6.1.1.4 ОБИМНА СИЛА НА РОТОРУ (U, UU)

Номинална снага електромотора:  $P_{EM,nom} = 700 \text{ KW}$

Учестаност обртања вратила електромотора:  $n_{EM} = 987 \text{ min}^{-1}$

Угаона брзина вратила електромотора:

$$\omega_{EM} = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 987}{30} = 103,31 \text{ s}^{-1} \quad (64)$$

Номинални обртни момент електромотора:

$$M_{EM,nom} = \frac{P_{EM,nom}}{\omega_{EM}} = \frac{700}{103,31} = 6,78 \text{ KNm} \quad (65)$$

Преносни однос редуктора:  $i_r=166,67$

Степен искоришћења редуктора:  $\eta=0,9$

Номинални обртни момент који се предаје вратилу ротора:

$$M_{AU} = M_{EM,nom} \cdot i_r \cdot \eta_r = 6,78 \cdot 166,67 \cdot 0,9 = 1017,0 \text{ KNm} \quad (66)$$

Занемарујући утицај момента трења улежиштења вратила ротора, односно, за  $M_{VU}=0$ , добија се интензитет номиналне обимне силе на ротору при дејству номиналног обртног момента:

$$U = 2 \cdot \frac{M_{AU} - M_{VU}}{d_R} = 2 \cdot \frac{1017 - 0}{9,1} = 223,5 \text{ KN} \quad (67)$$

при чему је  $d_R=9,1 \text{ m}$  - пречник ротора.

Усваја се:  $F_T=U=224 \text{ KN}$

Усвајајући да је момент проклизавања сигурносне спојнице:

$$M_{S,max} = 1,5 \cdot M_{EM,nom} = 1,5 \cdot 6,78 = 10,17 \text{ KNm} \quad (68)$$

долази се до максималног обртног момента ротора:

$$M_{KU} = M_{S,max} \cdot i_r \cdot \eta_r = 10,17 \cdot 166,67 \cdot 0,9 = 1525,5 \text{ KNm} \quad (69)$$

односно, максималног интензитета обимне силе на ротору:

$$UU = 2 \cdot \frac{M_{KU} - M_{VU}}{d_R} = 2 \cdot \frac{1525,5 - 0}{9,1} = 335,2 \text{ KN} \quad (70)$$

Усваја се:  $F_{T,max}=UU=335 \text{ KN}$

#### 6.6.1.1.5 БОЧНА СИЛА НА РОТОРУ ( $S,SS$ )

При кружном кретању багера обртни момент електромотора се троши на унутрашње губитке у трансмисији и на отпоре обртања лежајева горње градње и одложне траке. Од спољашних отпора су присутни, стално или повремено: бочна сила копања, отпори услед нехоризонталности багера, отпори услед дејства ветра и отпори убрзања и успорења горње градње.

За утврђивање номиналне расположиве бочне компоненте копања, меродавни су унутрашњи отпори трансмисије и лежајева. При утврђивању оптерећења стреле радног точка, код реаговања сигурносне спојнице, занемарују се унутрашњи губици у трансмисији и лежајевима. Прорачуни номиналне и максималне бочне компоненте копања су дати у табелама 6.13 и 6.14.

**Табела 6.13 Прорачун номиналне бочне компоненте копања**

	Референтна формула	Улазне величине	Резултат
Номинални обртни момент ел. мотора	$M_{EM} = P / \omega$	$P_{EM} = 37 \text{ KW}$ $\omega = 104 \text{ rad / s}$	$M_{EM} = 0,355 \text{ KNm}$
Излазни обртни момент редуктора	$M_{red} = M_{EM} \cdot i \cdot \eta_r$	$i = 333,579$ $\eta_r = 0,961$	$M_{red} = 113,97 \text{ KNm}$
Обртни момент на зупчастом венцу	$M_{zup} = M_{red} \cdot i_v \cdot \mu_r$	$i_v = 9,333$ $\eta_v = 0,98$	$M_{zup} = 1042,42 \text{ KNm}$
Отпор трења котрљања обртног лежаја	$M_{lež} = 0,5 \cdot \mu \cdot G \cdot D_L$	$\mu = 0,01$ $G = 4500 \text{ KN}$ $D_L = 3,675 \text{ m}$	$M_{lež} = 82,68 \text{ KNm}$

Отпор трења лежајева одложне траке	Занемарује се		
Номинална бочна сила у оси Р.Т.	$S = (2 \cdot M_{зуп} - M_{леж}) / L_{st}$	$L_{st} = 15,7m$	$S = 127,5KN$

Табела 6.14 Прорачун максималне бочне компоненте копања

	Референтна формула	Улазне величине	Резултат
Номинални обртни момент ел. мотора	$M_{EM} = P / \omega$	$P_{EM} = 37 KW$ $\omega = 104 rad/s$	$M_{EM} = 0,355KNm$
Максимални обртни момент ел. мотора	$M_{max} = 1,6 \cdot M_{EM}$	$M_{EM} = 0,355KNm$	$M_{max} = 0,568KNm$
Излазни обртни момент редуктора	$M_{red} = M_{max} \cdot i$	$i = 333,579$	$M_{red,max} = 189,47KNm$
Обртни момент на зупчастом венцу	$M_{зуп} = M_{red,max} \cdot i_v$	$i_v = 9,333$	$M_{зуп,max} = 1768,35KNm$
Максимална бочна сила у оси Р.Т.	$SS = (2 \cdot M_{зуп,max}) / L_{st}$	$L_{st} = 15,7m$	$SS = 225,26KN$

Усваја се номинална бочна компоненте копања  $F_B=S=128 KN$  и треба је схватити као стално оптерећење, уз увећање за коефицијент динамичности.

Усваја се максимална бочна компонента копања  $F_{B,max}= SS=225 KN$ , која се јавља једино у екстремним случајевима рада багера, али се такав случај преоптерећења не сме искључити из анализе.

#### 6.6.1.1.6 НОРМАЛНА КОМПОНЕНТА ОТПОРА КОПАЊУ ( $F_N$ )

Нормална компонента отпора копању лежи на лавној нормали апсолутне трајекторије резања. Може да буде усмерена ка ротору или ка челу копа, што зависи од особина и стања тла, конструкције и степена похабаности резних ивица и режима рада багера.

Ова компонента отпора копању изазива допунске силе трења (између кофица и масива и у ослонцима ротора), које се савлађују погоним ротора.

Интензитет нормалне компоненте копања израчунава се према обрасцу:

$$F_N = k_n \cdot F_T \quad (71)$$

Бројне вредности коефицијента  $k_n$  зависе од категорије тла и износе:

$$k_n = 0,4 \dots 0,5 \text{ за I и II категорију тла}$$

$$k_n = 0,6 \dots 0,7 \text{ за III категорију тла}$$

$$k_n = 0,8 \dots 0,9 \text{ за IV категорију тла}$$

Усваја се:  $k_n = 0,8$  за IV категорију тла.

Интензитет номиналне нормалне компоненте на ротору износи:

$$F_N = k_n \cdot F_T = 0,8 \cdot 224 = 178,8 KN \quad (72)$$

Усваја се:  $F_N = 180KN$

Изузетни нормални отпор копања се рачуна:

$$F_{N,max} = 1,5 \cdot F_N = 1,5 \cdot 178,8 = 268,2 KN \quad (73)$$

Усваја се:  $F_{N,max} = 268KN$

Сигурносна спојница је подешена на 1,5 пута називне снаге.

#### 6.6.1.1.7 ДИНАМИЧКА ОПТЕРЕЋЕЊА (D)

Динамички ефекти настају као последица вибрација, која настају као последица кретања (транспорта) и заокретања багера, као и услед копања и транспорта ископаног материјала и ветра.

При процесу копања динамички утицаји, који настају, зависе од следећих фактора: особине тла, амортизације и ослањања о тло према геометрији реза, димензији реза, броја пресипања, брзине заокретања, правца заокретања и особине погонских система.

Оптерећења услед динамичких ефеката се могу обухватити допунских статичким оптерећењем. Према DIN 22261-2 [25] (Табела 3), статичка еквивалентна оптерећења се добијају множењем сталних оптерећења са припадајућим  $\psi$  факторима.

Вертикалан правац:

$$F_{in}^V = m_i \cdot a_{dop}^V \quad (74)$$

$$a_{dop}^V = D_V \cdot g \quad (75)$$

$$F_{in}^V = m_i \cdot D_V \cdot g \quad (76)$$

следи:

$$F_{in,RT}^V = m_{RT} \cdot D_V \cdot g = 51.101,0 \cdot \frac{1}{10} \cdot 10 = 51,1 KN \quad (77)$$

$$F_{in,SRT}^V = m_{SRT} \cdot D_V \cdot g = 18.860,4 \cdot \frac{1}{10} \cdot 10 = 18,86 KN \quad (78)$$

$$F_{in,EM}^V = m_{EM} \cdot D_V \cdot g = 8.487,0 \cdot \frac{1}{10} \cdot 10 = 8,48 KN \quad (79)$$

$$F_{in,R}^V = m_R \cdot D_V \cdot g = 21.863,0 \cdot \frac{1}{10} \cdot 10 = 21,86 KN \quad (80)$$

$$F_{in,ostalo}^V = m_{ostalo} \cdot D_V \cdot g = 18.223,0 \cdot \frac{1}{10} \cdot 10 = 18,23 KN \quad (81)$$

Хоризонталан правац, попречно:

$$F_{in}^{H,pop} = m_i \cdot a_{dop}^{H,pop} \quad (82)$$

$$a_{dop}^{H,pop} = D_Q \cdot g \quad (83)$$

$$F_{in}^{H,pop} = m_i \cdot D_Q \cdot g \quad (84)$$

следи:

$$F_{in,RT}^{H,pop} = m_{RT} \cdot D_Q \cdot g = 51.101,0 \cdot \frac{1}{60} \cdot 10 = 8,52 \text{ KN} \quad (85)$$

$$F_{in,SRT}^{H,pop} = m_{SRT} \cdot D_Q \cdot g = 18.860,4 \cdot \frac{1}{60} \cdot 10 = 3,14 \text{ KN} \quad (86)$$

$$F_{in,EM}^{H,pop} = m_{EM} \cdot D_Q \cdot g = 8.487,0 \cdot \frac{1}{60} \cdot 10 = 1,41 \text{ KN} \quad (87)$$

$$F_{in,R}^{H,pop} = m_R \cdot D_Q \cdot g = 21.863,0 \cdot \frac{1}{60} \cdot 10 = 3,64 \text{ KN} \quad (88)$$

$$F_{in,ostalo}^{H,pop} = m_{ostalo} \cdot D_Q \cdot g = 18.223,0 \cdot \frac{1}{60} \cdot 10 = 3,04 \text{ KN} \quad (89)$$

Хоризонталан правац, уздужно:

$$F_{in}^{H,uzd} = m_i \cdot a_{dop}^{H,uzd} \quad (90)$$

$$a_{dop}^{H,uzd} = D_L \cdot g \quad (91)$$

$$D_L = 0 \rightarrow a_{dop}^{H,uzd} = 0 \rightarrow F_{in}^{H,uzd} = 0 \quad (92)$$

#### **6.6.1.1.8 УКУПНО ОПТЕРЕЋЕЊЕ КОЈЕ ДЕЛУЈЕ НА СТРЕЛУ РАДНОГ ТОЧКА**

На слици 6.48 су приказана сва оптерећења која делују на стрелу радног точка и то: оптерећења услед сопствене тежине делова стреле радног точка, тежине транспортованог материјала, тежине коре, динамичких сила као и сила услед отпора копања. Такође, приказане су и реакције у улежиштењу стреле радног точка.



Вертикална раван:

$$\sum F_{xi} = 0 \rightarrow F_N - S_x + F_{Ax} = 0 \quad (93)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{yi} = 0 \rightarrow & -F_T - G_{RT} - G_R - G_{EM} - G_{SRT} - G_{ostalo} + S_y + F_{Ay} - \\ & -F_{in,RT}^V - F_{in,R}^V - F_{in,EM}^V - F_{in,SRT}^V - F_{in,ostalo}^V = 0 \end{aligned} \quad (94)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 \rightarrow & F_T \cdot (L_1 + \frac{1}{2} D_{RT}) \cdot \cos \alpha + (G_{RT} + F_{in,RT}^V) \cdot L_1 \cdot \cos \alpha + \\ & + (G_R + F_{in,R}^V) \cdot L_2 \cdot \cos \alpha + (G_{EM} + F_{in,EM}^V) \cdot L_3 \cdot \cos \alpha - S_x \cdot (L_4 \cdot \sin \alpha + H_1 \cdot \cos \alpha) - \\ & - S_y \cdot (L_4 \cdot \cos \alpha - H_1 \cdot \sin \alpha) + (G_{ostalo} + F_{in,ostalo}^V + G_{SRT} + F_{in,SRT}^V) \cdot L_5 \cdot \cos \alpha + \\ & + F_N \cdot \left( L_1 + \frac{1}{2} D_{RT} \right) \cdot \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad (95)$$

$$S_x = S \cdot \cos \beta \quad (96)$$

$$S_y = S \cdot \sin \beta \quad (97)$$

$$(93) \rightarrow F_{Ax} = S_x - F_N \quad (98)$$

$$\begin{aligned} (94) \rightarrow F_{Ay} = & F_T + G_{RT} + G_R + G_{EM} + G_{SRT} + G_{ostalo} - S_y + \\ & + F_{in,RT}^V + F_{in,R}^V + F_{in,EM}^V + F_{in,SRT}^V + F_{in,ostalo}^V \end{aligned} \quad (99)$$

Хоризонтална раван:

$$\sum F_{zi} = 0 \rightarrow -F_B + F_{Az} - F_{in,RT}^{H,pop} - F_{in,R}^{H,pop} - F_{in,EM}^{H,pop} - F_{in,SRT}^{H,pop} - F_{in,ostalo}^{H,pop} = 0 \quad (100)$$

$$(100) \rightarrow F_{Az} = F_B + F_{in,RT}^{H,pop} + F_{in,R}^{H,pop} + F_{in,EM}^{H,pop} + F_{in,SRT}^{H,pop} + F_{in,ostalo}^{H,pop} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0 \rightarrow & F_B \cdot (L_1 + \frac{1}{2} D_{RT}) + F_{in,RT}^{H,pop} \cdot L_1 + F_{in,R}^{H,pop} \cdot L_2 + \\ & + F_{in,EM}^{H,pop} \cdot L_3 + (F_{in,SRT}^{H,pop} + F_{in,ostalo}^{H,pop}) \cdot L_5 - M_{Ay} = 0 \end{aligned} \quad (102)$$

$$\begin{aligned} (102) \rightarrow M_{Ay} = & F_B \cdot (L_1 + \frac{1}{2} D_{RT}) + F_{in,RT}^{H,pop} \cdot L_1 + F_{in,R}^{H,pop} \cdot L_2 + \\ & + F_{in,EM}^{H,pop} \cdot L_3 + (F_{in,SRT}^{H,pop} + F_{in,ostalo}^{H,pop}) \cdot L_5 \end{aligned} \quad (103)$$



### 6.6.1.2 ПРОРАЧУН ОПТЕРЕЋЕЊА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П” НОСАЧА - ОДЛОЖНА СТРЕЛА

На одложну стрелу (слика 6.49) у току рада делују оптерећења услед сопствене тежине делова одложне стреле, тежине коре, тежине транспортованог материјала и динамичких сила.



Слика 6.49 Одложна стрела багера *SchRs 800/1.5\*2.5*

#### 6.6.1.2.1 СТАЛНО ОПТЕРЕЋЕЊЕ (E)

Подаци о сопственој тежини одложне стреле, као и тежинама елемената који су смештени на њој, дати су у табели 6.15.

Табела 6.15 Тежине елемената одложне стреле

Редни број	Назив	Маса [kg]	Тежина [KN]
1	Конструкција одложне стреле (носач траке)	9.325,00	91,48
2	Мотор погона траке 2 са елементима за ослањање	2.100,00	20,60
3	Преносник погона траке 2 (редуктор, спојница, кочница)	1.515,00	14,86
4	Погонски добош (са вратилом и улежиштењем)	2.071,00	20,32
5	Повратни добош	1.724,00	16,91
6	Усипни левак	3.381,00	33,17
7	Затезни уређај са улежиштењем	203,00	1,99
8	Затеге од стреле	943,00	9,25
9	Носачи елемената за вођење траке	581,00	5,70
10	Кућица на исипном левку	631,00	6,19
11	Носач кућице на исипном левку	1.013,00	9,94
12	Гирланде (комплет)	4.006,00	39,30
13	Чистачи погонског и гоњеног бубња	536,00	5,26

14	Носач напојног кабла	556,00	5,45
15	Трака	0,00	0,00
16	Газишта + решетке око одложне стреле	3.660,00	35,90
17	Заштита погонског бубња	220,00	2,16
18	Одбојна клапна	1.060,0	10,40
19	„Скретна станица“	600,00	5,89
20	„Командна станица“	180,00	1,77
	Укупно:	34.304,8	336,53

#### 6.6.1.2.2 ТЕЖИНА ТРАНСПОРТОВАНОГ МАТЕРИЈАЛА (F)

Површина попречног пресека материјала на траци при ископу угља:

$$A = A_I + A_{II} = 0,076 + 0,147 = 0,223 m^2 \quad (104)$$

Узимајући у обзир динамички коефицијент  $\psi_1=1,1$ , континуално оптерећење траке при ископу угља износи:

$$f = A \cdot \rho \cdot g \cdot \psi_1 = 0,223 \cdot 850 \cdot 9,81 \cdot 1,1 = 2,045 \text{ KN/m} \quad (105)$$

Дужина транспортавања материјала:  $l=27,2 \text{ m}$

Укупно оптерећење траке од транспортованог материјала при ископу угља:

$$F = f \cdot l = 2,045 \cdot 27,2 = 55,7 \text{ KN} \quad (106)$$

#### 6.6.1.2.3 ТЕЖИНА КОРЕ (V)

За израчунавање оптерећења услед формирања коре (налепа) меродавна је запреминска маса угља:  $\rho=850 \text{ kg/m}^3$ .

**Тежина коре испод траке 2 при ископу угља**

Усваја се да континуално оптерећење од коре формиране на траци 2 износи 10% од континуалног оптерећења од транспортованог материјала:

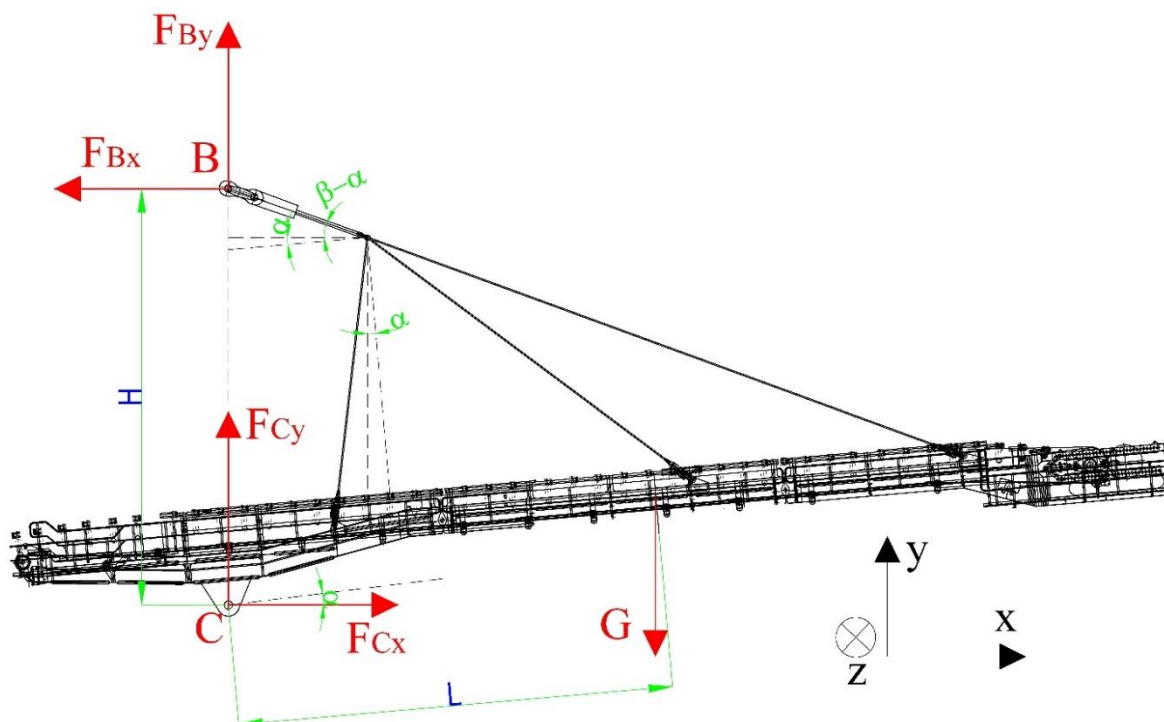
$$f_v = 0,1 \cdot f = 0,1 \cdot 2,045 = 0,21 \text{ KN/m} \quad (107)$$

За дужину транспортавања  $l = 27,2 \text{ m}$ , укупно оптерећење од коре на траци 2 износи:

$$V_T = f_v \cdot l = 0,21 \cdot 27,2 = 5,75 \text{ KN} \quad (108)$$

#### 6.6.1.2.4 УКУПНО ОПТЕРЕЋЕЊЕ КОЈЕ ДЕЛУЈЕ НА ОДЛОЖНУ СТРЕЛУ

На слици 6.50 су приказана сва оптерећења која делују на одложну стрелу, као и реакције у ослоњцима.



Слика 6.50 Силе које делују на одложну стрелу и реакције у ослоњцима

$$\sum M_{Bz} = 0 \rightarrow F_{Bx} \cdot H - G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha = 0 \quad (109)$$

$$F_{Bx} \cdot H = G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha \quad (110)$$

$$F_{Bx} = \frac{G \cdot L_2 \cdot \cos \alpha}{H} \quad (111)$$

$$\operatorname{tg}(\beta - \alpha) = \frac{F_{By}}{F_{Bx}} \quad (112)$$

$$F_{By} = F_{Bx} \cdot \operatorname{tg}(\beta - \alpha) \quad (113)$$

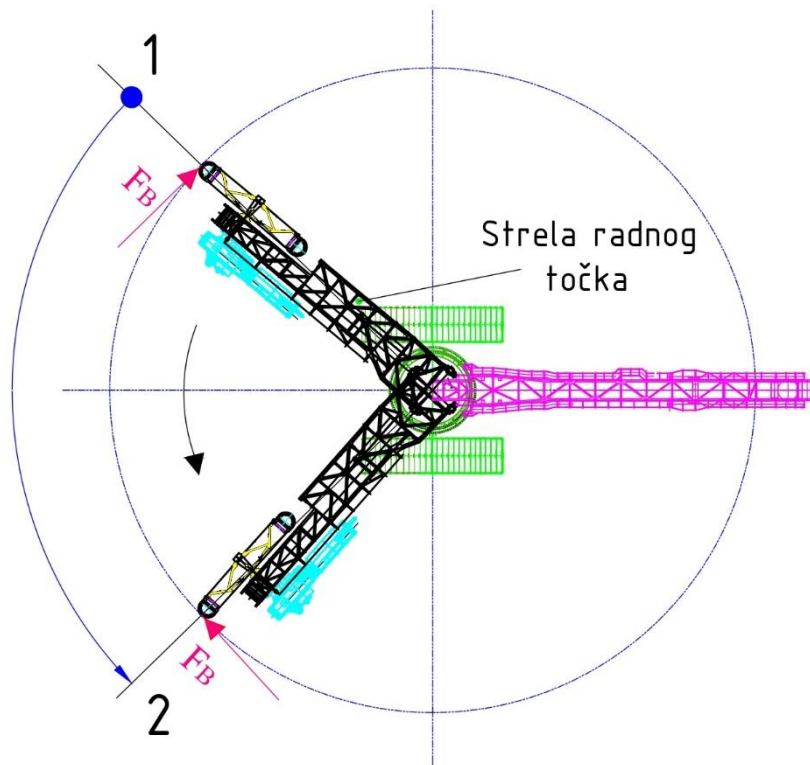
## 6.6.2 АНАЛИЗА ВАРИЈАНТИ ОПТЕРЕЋЕЊА „П“ НОСАЧА

У току рада багера стрела радног точка (СРТ) и одложна стрела заузимају различите положаје. Положаји СРТ и одложне стреле, у којима се они могу налазити у току рада су приказани на сликама од 6.51. до 6.54. СРТ се може кретати од положаја (1) до положаја (2), и на другу страну од положаја (3) до положаја (4), што се може видети на сликама (6.51) и (6.52). Исто важи и за одложну стрелу (слике 6.53 и 6.54).

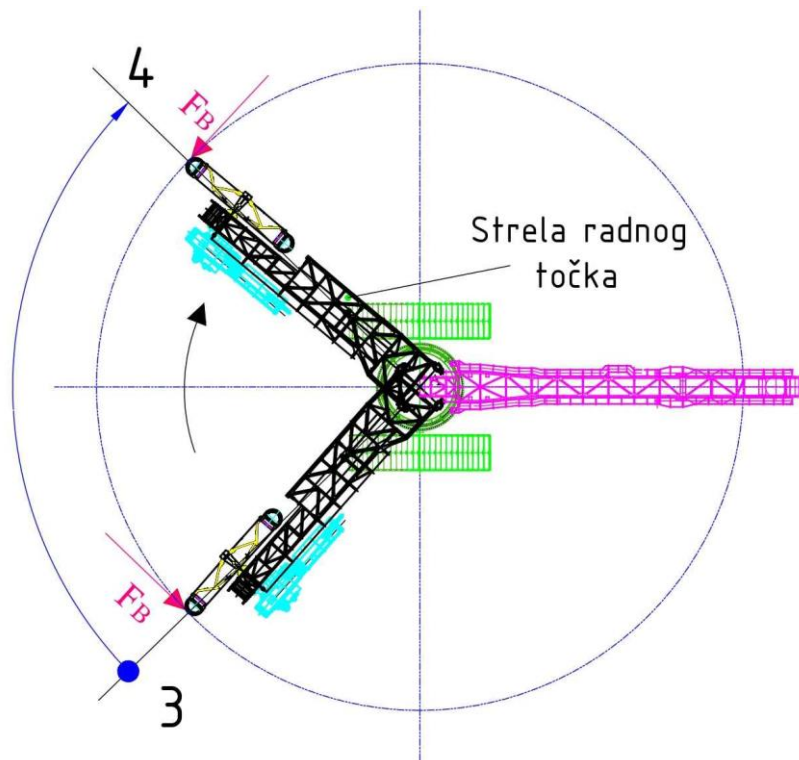
Да се напомене да положаји СРТ и одложне стреле најчешће не буду стално у максималним положајима (1), (2), (3) и (4), већ негде унутар тих положаја. Такође, у току рада багера се мењају силе отпора копања багера, што је већ раније појашњено. У табели 6.16 су приказане различите варијанте положаја СРТ и одложне стреле као и припадајуће им варијанте оптерећења „П“ носача, које ће у наставку бити анализирани.

Табела 6.16 Варијанте положаја и оптерећења стреле радног точка и одложне стреле

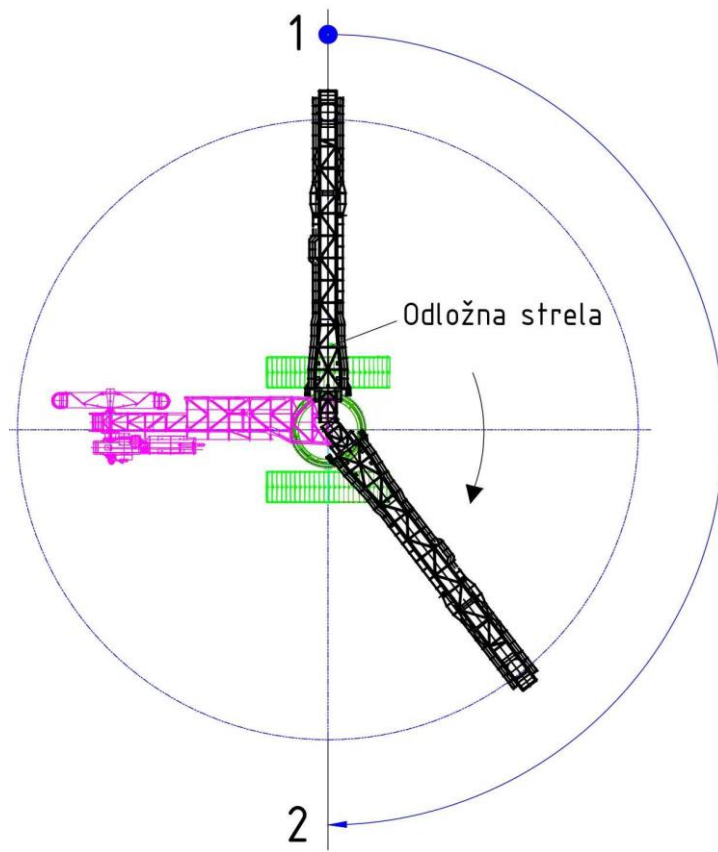
Варијанта оптерећења	Положај стреле радног точка у односу на осу багера			Положај одложне стреле у односу на осу багера		
	улево	0°	удесно	улево	0°	удесно
1.S		✓			✓	
2.S		✓		✓		
1.L	✓				✓	
1.D			✓		✓	
2.L	✓				✓	
2.D			✓		✓	
3.L	✓				✓	
3.D			✓		✓	
4.L	✓				✓	
4.D			✓		✓	
5.L	✓				✓	
5.D			✓		✓	
6.L	✓				✓	
6.D			✓		✓	
7.L	✓					✓
7.D			✓			✓
8.L	✓					✓
8.D			✓			✓
9.L	✓					✓
9.D			✓			✓
10.L	✓					✓
10.D			✓			✓
11.L	✓					✓
11.D			✓			✓
12.L	✓					✓
12.D			✓			✓
13.L	✓			✓		
13.D	✓					✓
14.L			✓	✓		
14.D			✓			✓
15.L			✓	✓		
15.D			✓			✓



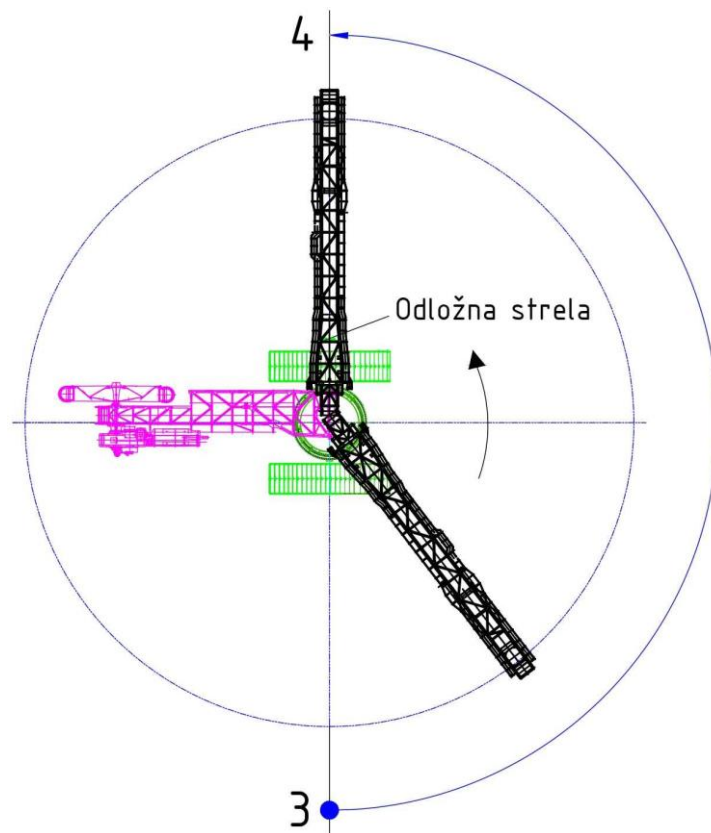
Слика 6.51 Положаји стреле радног точка – копање „улево“



Слика 6.52 Положаји стреле радног точка – копање „удесно“



Слика 6.53 Положаји одложне стреле – кретња „улево“



Слика 6.54 Положаји одложне стреле – кретња „удесно“

У наставку ће бити приказани неки од карактеристичних положаја стреле радног точка и одложне стреле, као и оптерећења у тој варијанти.

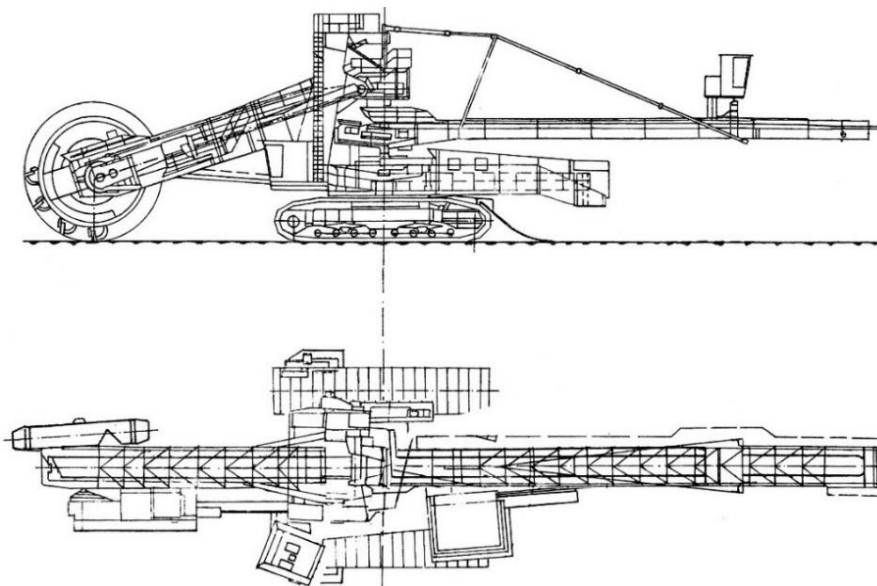
Варијанта 1.S - багер у миру

Положај горње градње (и стреле радног точка) је паралелан са гусеницама.

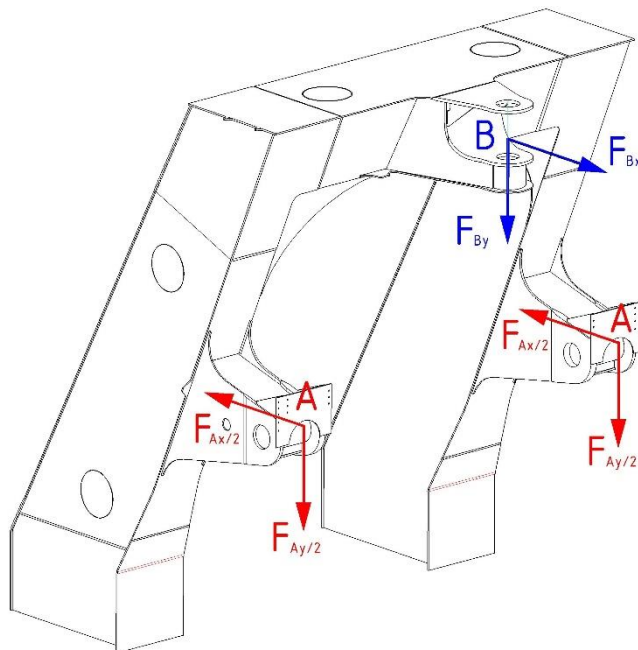
Положај одложне стреле је такође паралелан са гусеницама (слика 6.55):

- угао између стреле радног точка и хоризонтале износи  $\alpha = -15^\circ$ ,
- угао између одложне стреле и хоризонтале износи  $\beta = 0^\circ$ .

Шема оптерећења варијанте 1.S је приказана на слици 6.56.



Слика 6.55 Варијанта 1.S: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама



Слика 6.56 Варијанта 1.S: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача

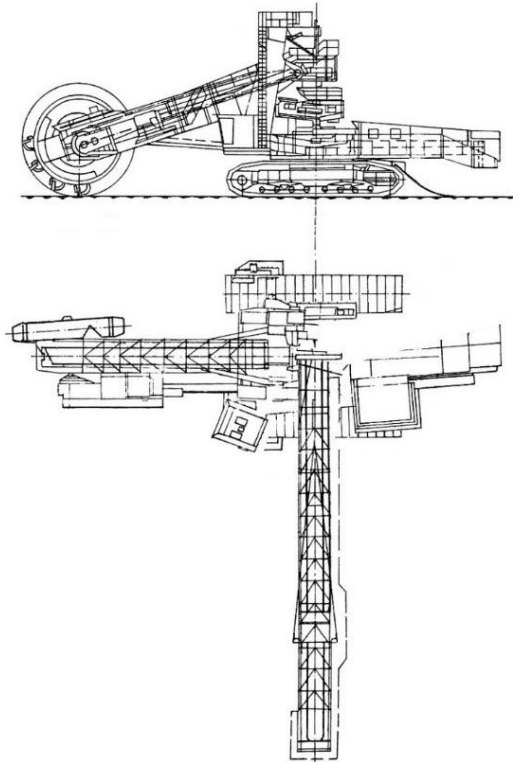
Варијанта 2.S - багер у миру

Положај горње градње (и стреле радног точка) је паралелан са гусеницама.

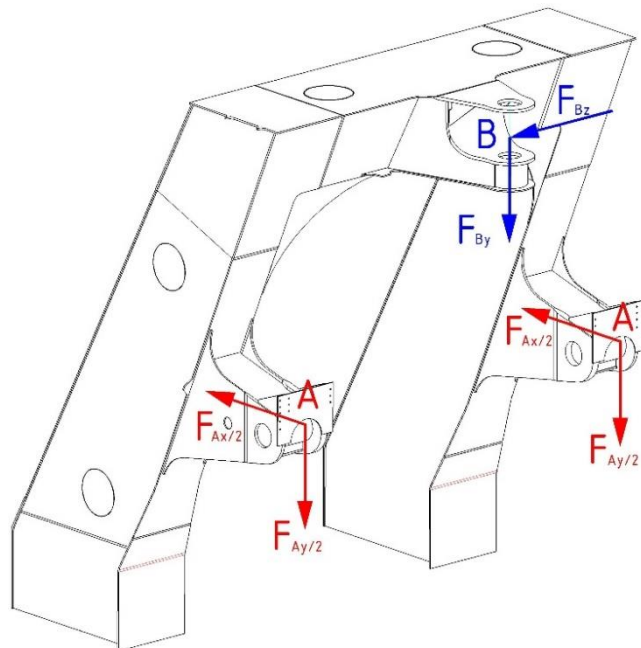
Положај одложне стреле је управан са гусеницама (слика 6.57):

- угао између стреле радног точка и хоризонтале износи  $\alpha = -15^\circ$ ,
- угао између одложне стреле и хоризонтале износи  $\beta = 0^\circ$ .

Шема оптерећења варијанте 2.S је приказана на слици 6.58.



Слика 6.57 Варијанта 2.S: положај одложне стреле – управан са гусеницама



Слика 6.58 Варијанта 2.S: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача

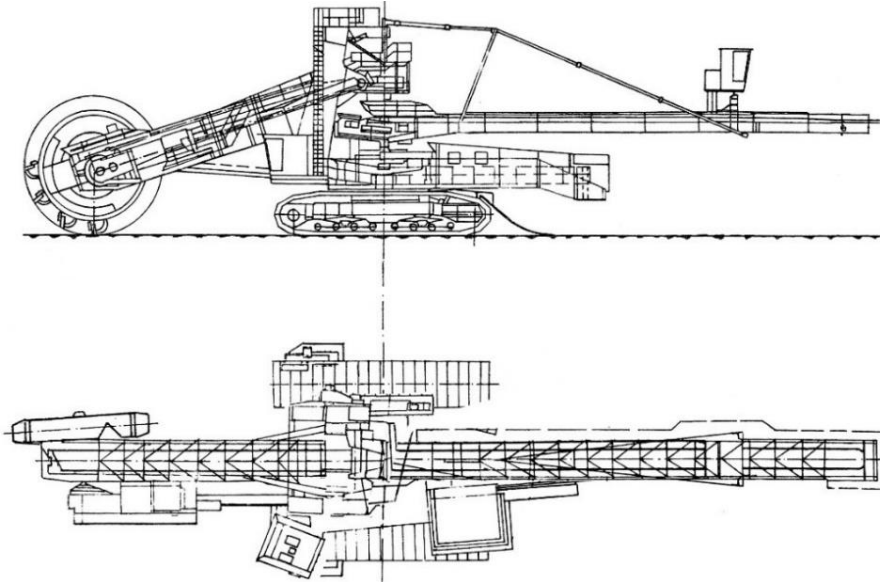


Варијанта 6.L - багер у раду

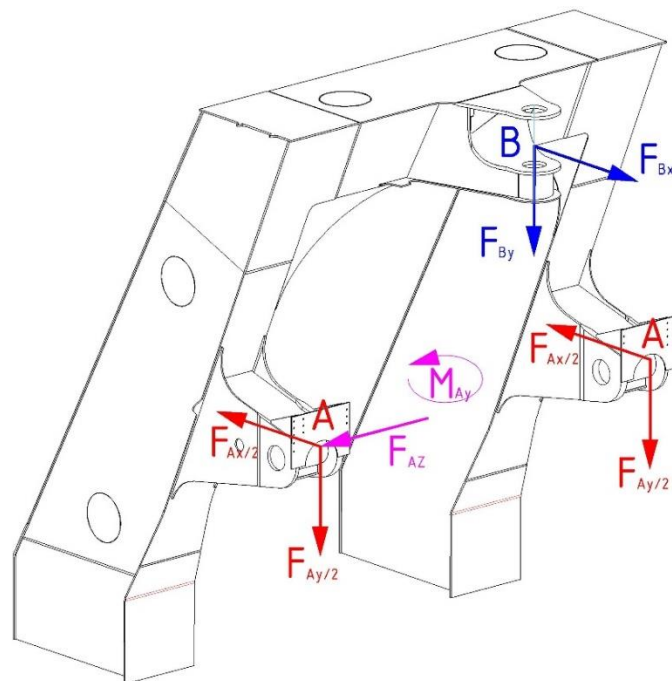
Положај горње градње (и стреле радног точка), односно кретња стреле радног точка је улево у односу на осу багера.

Положај одложне стреле је паралелелан са гусеницама (слика 6.59).

Шема оптерећења варијанте 6.L приказана на слици 6.60.



Слика 6.59 Варијанта 6.L: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама



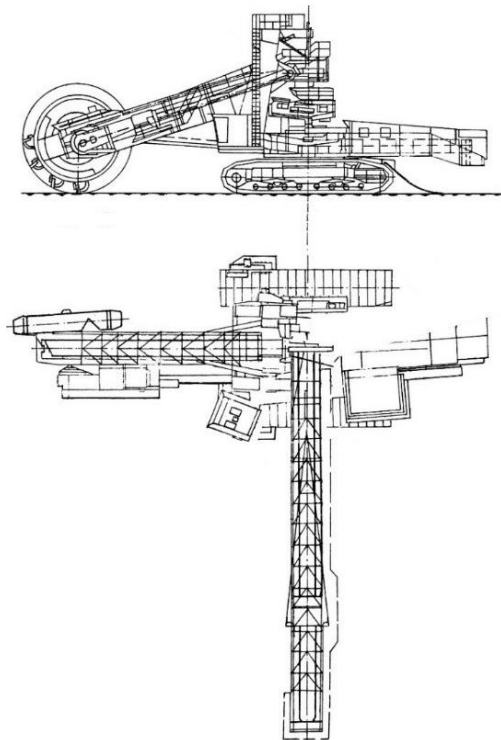
Слика 6.60 Варијанта 6.L: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача

Варијанта 13.L - багер у раду

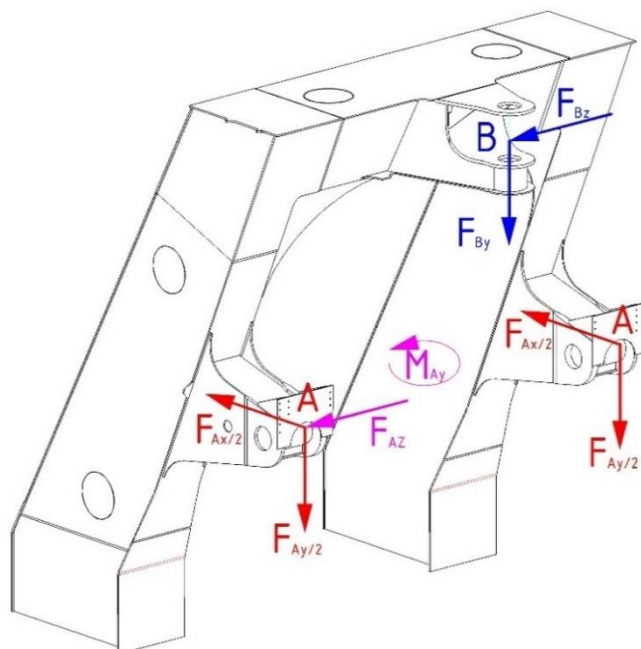
Положај горње градње (и стреле радног точка), односно кретња стреле радног точка је улево у односу на осу багера.

Положај одложне стреле је управан са гусеницама (слика 6.61).

Шема оптерећења варијанте 13.L приказана на слици 6.62.



Слика 6.61 Варијанта 13.L: положај одложне стреле – управан са гусеницама



Слика 6.62 Варијанта 13.L: шема укупног оптерећења челичне конструкције „П“ носача

У табели 6.17 су приказане све анализиране варијанте оптерећења као и реакције у ослонцима која делују на „П“ носач.

**Табела 6.17 Варијанте оптерећења и реакције које делују на челичну конструкцију „П“ носача**

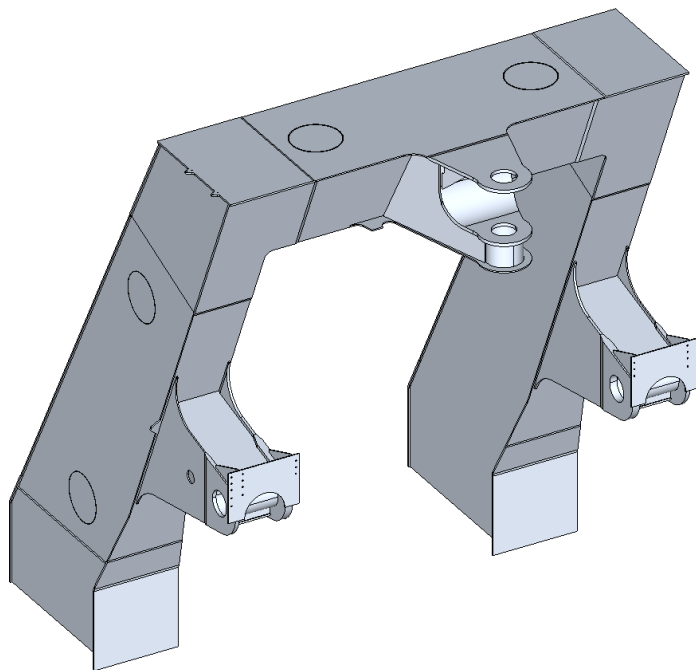
Варијанта оптерећења	Силе које делују							Реакције у ослонцима				
	у улежиштењу СРТ			од одложне стреле				Стрела радног точка				
	$F_{Ax}$ [KN]	$F_{Ay}$ [KN]	$F_{sprog}$ [KN]	$F_{Az}$ [KN]	X-оса	Y - оса	Z оса	Резултанта - X оса		Y - оса [KN]	Резултанта - Z оса	
				$F_{Bx}$ [KN]	$F_{By}$ [KN]	$F_{Bz}$ [KN]	Лева ушка X - оса [KN]	Десна ушка X - оса [KN]		Лева ушка [KN]	Десна ушка [KN]	
1.S	-2.445,72	-756,19	0,0	0,0	592,55	-237,90	0,0	-1.222,86	-1.222,86	-378,09	0,0	0,0
2.S	-2.445,72	-756,19	0,0	0,0	0,0	-237,90	-592,55	-1.222,86	-1.222,86	-378,09	0,0	0,0
1.L	-3.440,05	-933,40	540,68	-147,76	592,55	-237,90	0,0	-1.179,34	-2.260,71	-466,70	-147,76	0,0
1.D	-3.440,05	-933,40	540,68	147,76	592,55	-237,90	0,0	-1.179,34	-2.260,71	-466,70	147,76	0,0
2.L	-3.663,56	-963,44	540,68	-147,76	592,55	-237,90	0,0	-1.291,10	-2.372,47	-481,72	-147,76	0,0
2.D	-3.663,56	-963,44	737,73	198,96	592,55	-237,90	0,0	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	198,96	0,0
3.L	-3.663,56	-963,44	540,68	-147,76	592,55	-237,90	0,0	-1.291,10	-2.372,47	-481,72	-147,76	0,0
3.D	-3.663,56	-963,44	913,99	244,76	592,55	-237,90	0,0	-917,79	-2.745,77	-481,72	244,76	0,0
4.L	-3.663,56	-963,44	737,73	-198,96	592,55	-237,90	0,0	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	-198,96	0,0
4.D	-3.663,56	-963,44	737,73	198,96	592,55	-237,90	0,0	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	198,96	0,0
5.L	-3.663,56	-963,44	737,73	-198,96	592,55	-237,90	0,0	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	-198,96	0,0
5.D	-3.663,56	-963,44	913,99	244,76	592,55	-237,90	0,0	-917,79	-2.745,77	-481,72	244,76	0,0
6.L	-3.809,24	-983,02	913,99	-244,76	592,55	-237,90	0,0	-990,63	-2.818,61	-491,51	-244,76	0,0
6.D	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	592,55	-237,90	0,0	-990,63	-2.818,61	-491,51	244,76	0,0
7.L	-3.440,05	-933,40	540,68	-147,76	0,0	-237,90	592,55	-1.179,34	-2.260,71	-466,70	-147,76	0,0
7.D	-3.440,05	-933,40	540,68	147,76	0,0	-237,90	592,55	-1.179,34	-2.260,71	-466,70	147,76	0,0
8.L	-3.663,56	-963,44	540,68	-147,76	0,0	-237,90	592,55	-1.291,10	-2.372,47	-481,72	-147,76	0,0
8.D	-3.663,56	-963,44	737,73	198,96	0,0	-237,90	592,55	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	198,96	0,0
9.L	-3.663,56	-963,44	540,68	-147,76	0,0	-237,90	592,55	-1.291,10	-2.372,47	-481,72	-147,76	0,0
9.D	-3.663,56	-963,44	913,99	244,76	0,0	-237,90	592,55	-917,79	-2.745,77	-481,72	244,76	0,0
10.L	-3.663,56	-963,44	737,73	-198,96	0,0	-237,90	592,55	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	-198,96	0,0
10.D	-3.663,56	-963,44	737,73	198,96	0,0	-237,90	592,55	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	198,96	0,0
11.L	-3.663,56	-963,44	737,73	-198,96	0,0	-237,90	592,55	-1.094,05	-2.569,51	-481,72	-198,96	0,0
11.D	-3.663,56	-963,44	913,99	244,76	0,0	-237,90	592,55	-917,79	-2.745,77	-481,72	244,76	0,0
12.L	-3.809,24	-983,02	913,99	-244,76	0,0	-237,90	592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	-244,76	0,0
12.D	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	0,0	-237,90	592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	244,76	0,0
13.L	-3.809,24	-983,02	913,99	-244,76	0,0	-237,90	-592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	-244,76	0,0
13.D	-3.809,24	-983,02	913,99	-244,76	0,0	-237,90	592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	-244,76	0,0
14.L	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	0,0	-237,90	-592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	244,76	0,0
14.D	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	0,0	-237,90	592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	244,76	0,0
15.L	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	0,0	-237,90	-592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	0,0	244,76
15.D	-3.809,24	-983,02	913,99	244,76	0,0	-237,90	592,55	-990,63	-2.818,61	-491,51	0,0	244,76

### 6.6.3 МКЕ МОДЕЛ ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П“ НОСАЧА

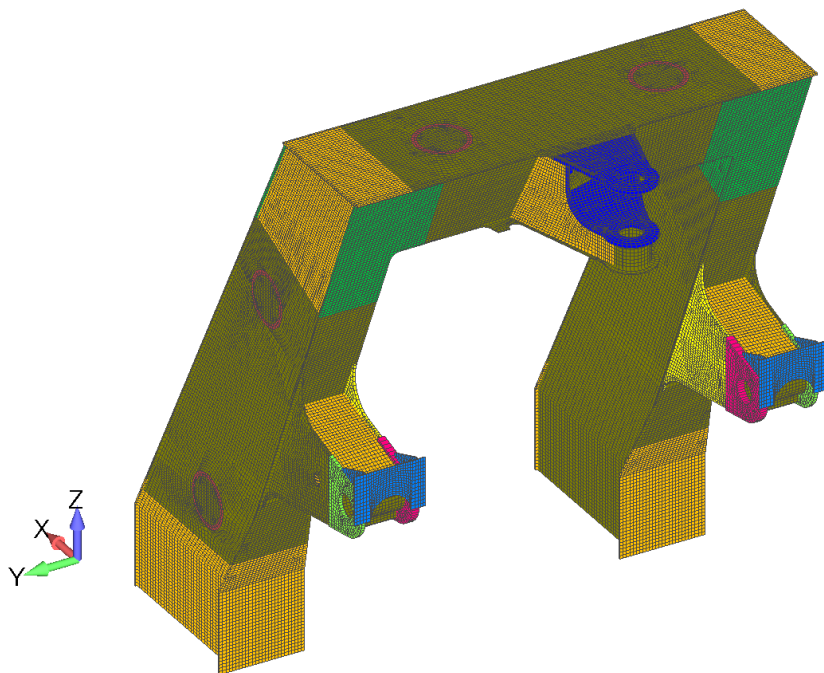
CAD Модел „П“ носача челичне конструкције багера је израђен у софтверском програму CATIA V5 на основу техничке документације произвођача. Приказ CAD модела „П“ носача је дат на слици 6.63.

Обзиром да се ради о неком облику танкозидне конструкције, за потребе МКЕ анализе планирана је употреба и примена коначног елемента љуске за нумерички прорачун „П“ носача. Креирана геометрија CAD Модел „П“ носача челичне конструкције багера увезена је у софтверски пакет *Simcenter Femap with Nastran* и употребом алата *Meshing Toolbox*, унутар софтверског пакета *Simcenter Femap with Nastran*, креиран је модел средњих површина. Модел средњих површина је коришћен као полаз за израду МКЕ модела.

У складу са врстом конструкције, за креирање мреже коначних елемената коришћени су елементи љуске одговарајућих дебљина (четворочворни елементи). Конструкција је детаљно моделирана са 79610 елемената и 78922 чворова, тако да се при прорачунима решава систем од око 450000 једначина. Просечна величина елемента је 40 mm . Модел коначних елемената П“ носача челичне конструкције багера приказан је на слици 6.64. Различите дебљине елемената љуске приказане су различитим нијансама боје.



Слика 6.63 CAD модел челичне конструкције „П“ носача челичне конструкције багера



Слика 6.64 МКЕ модел челичне конструкције „П“ носача челичне конструкције багера

#### 6.6.4 АНАЛИЗА НАПОНСКОГ СТАЊА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ „П“ НОСАЧА

На основу анализе варијанти оптерећења „П“ носача багера приказаних у поглављу 6.6.2, разматрано је укупно 32 случаја оптерећења са вредностима сила дефинисаним у табели 6.19. Од разматраних 32 случаја оптерећења, 2 случаја су при статичком оптерећењу („багер у миру“), а 30 случајева су при динамичком оптерећењу („багер у раду“), односно 15 случајева заморног оптерећења. Заморни случајеви оптерећења су формиран тако што је динисана разлика између два одговарајућа случаја оптерећења. На пример, први случај заморног оптерећења је дефинисан као разлика варијанте оптерећења 1.L и 1.D.

$$\Delta\sigma_{RdN} = \sigma_{N,L} - \sigma_{N,D} \quad (114)$$

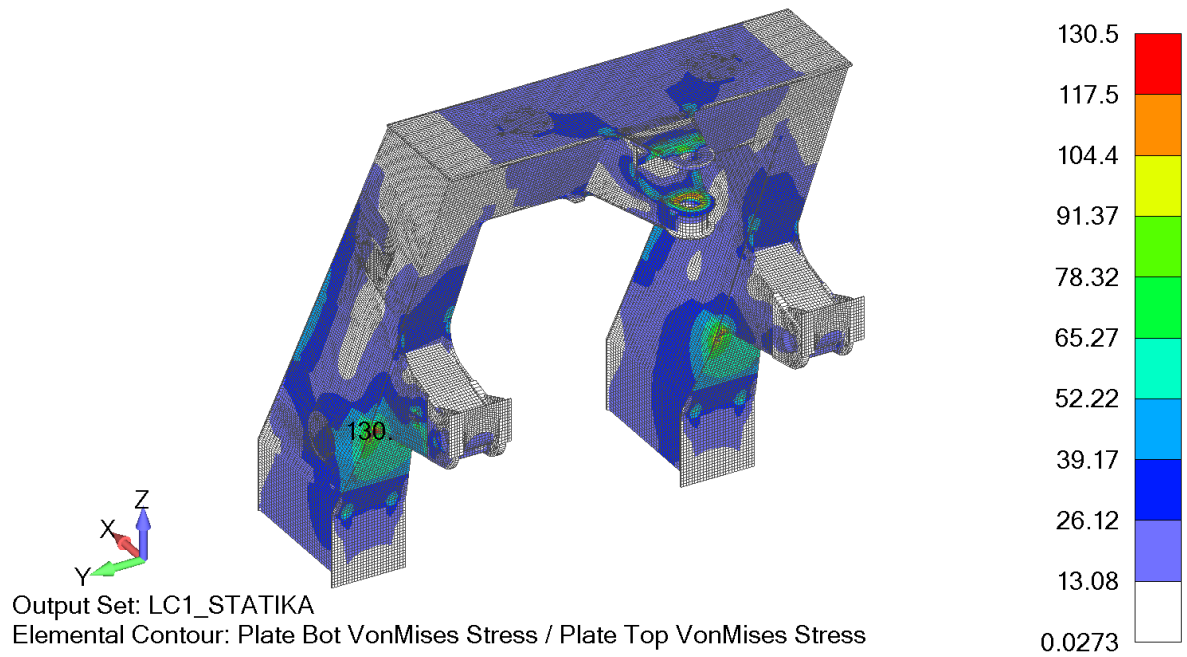
где N представља редни број варијанте оптерећења при динамичком оптерећењу („багер у раду“). У општем случају распон напона је срачунат по формули:

$$\Delta\sigma_e = \Delta\sigma_{VM} = \sqrt{\Delta\sigma_x^2 + \Delta\sigma_y^2 - \Delta\sigma_x\Delta\sigma_y + 3\Delta\sigma_{xy}^2} \quad (115)$$

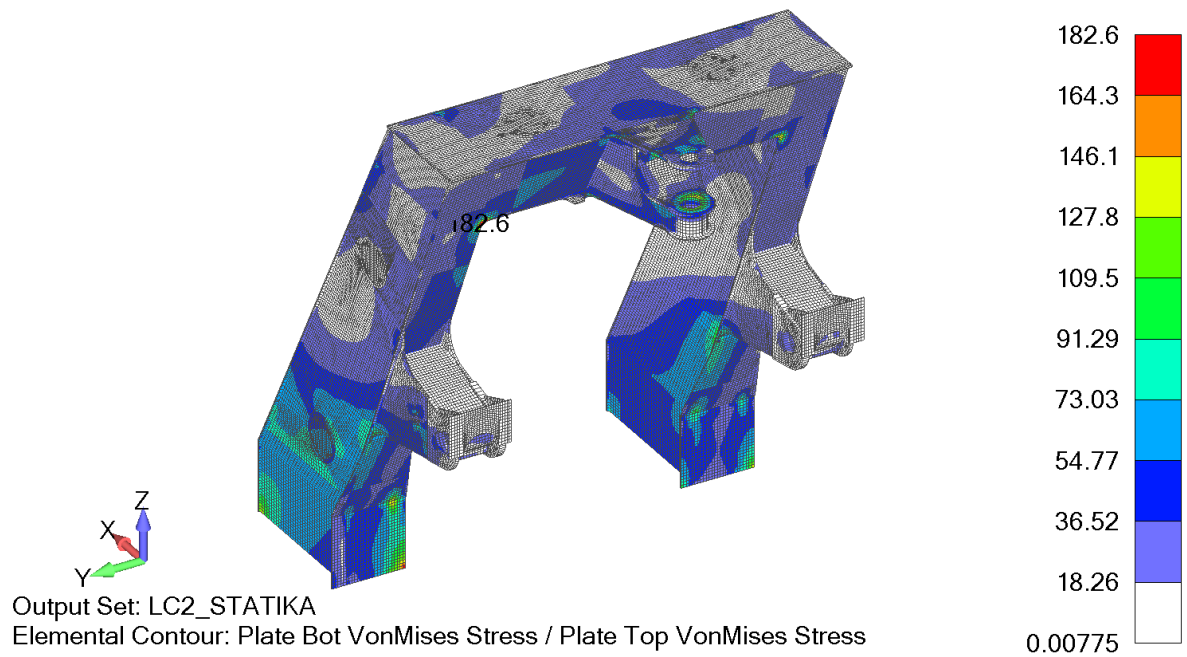
За потребе овог дела прорачуна коришћен је развијени API код развијен у Центру за инжењерски софтвер и динамичка испитивања Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Као што је већ напоменуто „П“ носач багера је моделиран коришћењем програмског пакета *Simcenter Femap* док је анализа методом коначних елемената урађена уз помоћ комерцијалног софтвера *NX Nastran*.

На основу шема оптерећења, приказаним у поглављу 6.6.2 и вредностима сила дефинисаним у табели 6.17, спроведене су анализе прорачуна чврстоће „П“ носача багера. На сликама 6.65 - 6.66 приказана су поља ефективног напона на целом моделу „П“ носача багера за 2 случаја су при статичком оптерећењу („багер у миру“).



**Слика 6.65 Варијанта оптерећења 1.S - багер у миру: положај одложне стреле – паралелан са гусеницама – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона**



**Слика 6.66 Варијанта оптерећења 2.S - багер у миру: положај одложне стреле – управан са гусеницама – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона**

За свих 30 случајева су при динамичком оптерећењу („багер у раду“), односно 15 случајева дефинисаног заморног оптерећења, је урађена МКЕ анализа, а резултати прорачуна са максималним вредностима ефективног напона, као и максималним вредностима распона напона приказани су у табели 6.18.

**Табела 6.18 Резултати прорачуна при динамичком оптерећењу („багер у раду“) и заморном оптерећењу**

Варијанта оптерећења	Максимална вредност ефективног напона $\sigma$ [MPa]	Максимална вредност распона напона $\Delta\sigma$ [MPa]
1.L	169.3	89.45
1.D	169.6	
2.L	173	115.2
2.D	180.8	
3.L	173	138.4
3.D	187.4	
4.L	180.3	120.3
4.D	180.8	
5.L	180.3	143.4
5.D	187.8	
6.L	189.3	148.1
6.D	189.9	
7.L	246.2	89.45
7.D	268.4	
8.L	256.4	115.2
8.D	296.3	
9.L	256.4	138.4
9.D	312	
10.L	266.4	120.3
10.D	296.3	
11.L	296.3	23.41
11.D	312	
12.L	281.9	148.1
12.D	318.6	
13.L	244.9	324.7
13.D	281.9	
14.L	232.3	324.7
14.D	318.6	
15.L	234.5	324.7
15.D	331.2	

Ако се погледају максималне вредности ефективног напона за свих 30 случајева при динамичком оптерећењу („багер у раду“) може се уочити да ни у једном случају, односно да ни у једној варијанти оптерећења, напон не прелази напон течења за материјал S355J2+N, од кога је „П“ носач багера израђен. Међутим, уколико се погледају максималне вредности распона напона за 15 случајева дефинисаних заморних оптерећења могу се уочити високе вредности распона напона за последња три случаја заморног оптерећења.

У складу са стандардом SRPS EN 1993-1-9 Пројектовање челичних конструкција – Део 1-9: Замор [65], који обрађује проблем замора челичних конструкција, односно у складу са сликом 4.12, могу се уочити дефинисане категорије детаља односно дозвољене вредности распона напона за 2 милиона циклуса за различите категорије детаља. Види се да је највиша категорија детаља 160, што у суштини представља дозвољену вредност распона напона за 2 милиона циклуса за основни материјал.

Ако погледамо добијене вредности распона напона за првих 12 случајева оптерећења, јасно се види да су све вредности у дозвољеним границама. Међутим уколико погледамо добијене вредности распона напона за заморне случајеве 13, 14 и 15, јасно се види да је максимална вредност распона напона изнад дозвољене вредности од 160 МПа.

Ради илустрације феномена замора детаљно ће бити приказане две упарене варијанте динамичког оптерећења („багер у раду“) чија разлика дефинише један случај заморног оптерећења. Као пример узете су варијанте оптерећења 13.L и 13.D.

На слици 6.67 приказано је поље ефективног напона на целом моделу „П“ носача багера за случај динамичког оптерећења („багер у раду“) 13.L. Место максималне вредности ефективног напона за случај динамичког оптерећења („багер у раду“) 13.L приказан је на слици 6.68. На слици 6.69 приказано је поље ефективног напона на целом моделу „П“ носача багера за случај динамичког оптерећења („багер у раду“) 13.D. Место максималне вредности ефективног напона за случај динамичког оптерећења („багер у раду“) 13.D приказан је на слици 6.70. Ако се погледају места максималних вредности напона за приказане варијанте оптерећења 13.L и 13.D види се да то нису места уочених прлина на „П“ носачу багера.

На слици 6.71 приказано је поље распона напона на целом моделу „П“ носача багера за заморно оптерећење 13. Место максималне вредности распона напона за случај заморног оптерећења 13 приказано је на слици 6.72. Место максималне вредности распона напона јасно указује на чињеницу да су уочене прлине на „П“ носачу багера последице заморних оптерећења која делују у току експлоатације.

Сада се на основу добијене максималне вредности распона напона може одредити тачан број циклуса који би „П“ носач багера могао да издржи у складу са стандардом SRPS EN 1993-1-9 Пројектовање челичних конструкција – Део 1-9: Замор [65].

$$\Delta\sigma_R^m N_R = \Delta\sigma_C^m 2 \times 10^6 \quad \text{са } m = 3 \quad \text{за } N \leq 5 \times 10^6 \quad (116)$$

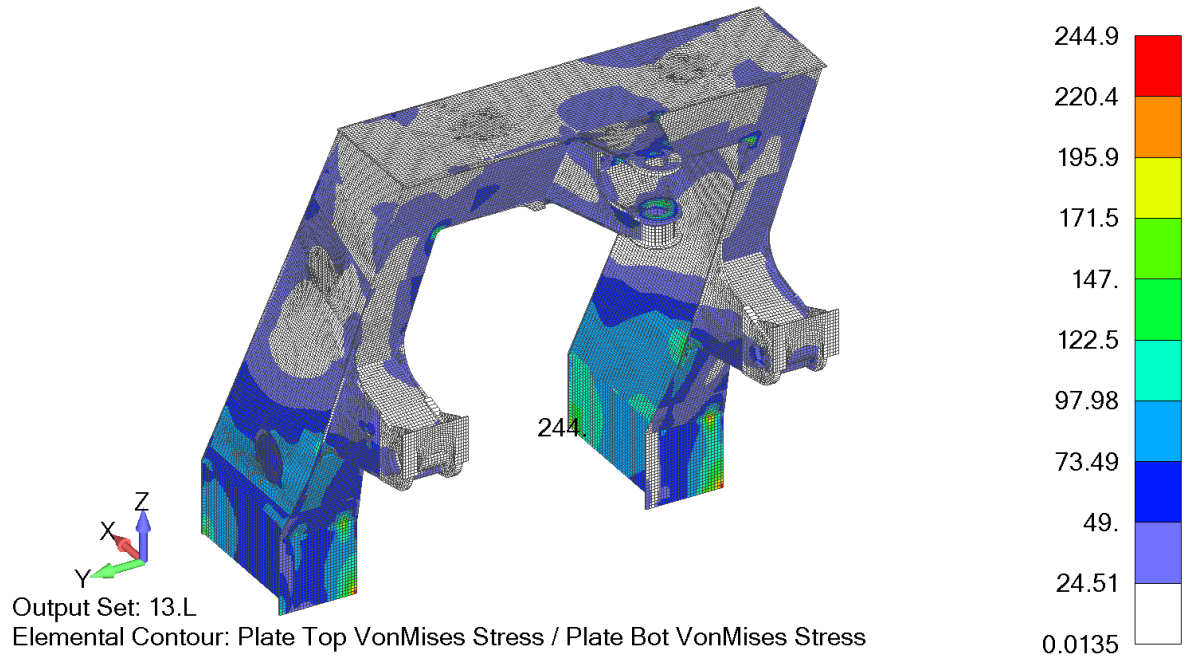
За основни материјал и класу детаља 160  $\Delta\sigma_C = 160 \text{ МПа}$ , док је максимална вредност распона напона добијена прорачуном  $\Delta\sigma_R = 324.7 \text{ МПа}$ , тако да се добија очекивани број циклуса:

$$N_R = \left( \frac{\Delta\sigma_C}{\Delta\sigma_R} \right)^m 2 \times 10^6 = \left( \frac{160}{324.7} \right)^3 2 \times 10^6 = 239300 \quad (117)$$

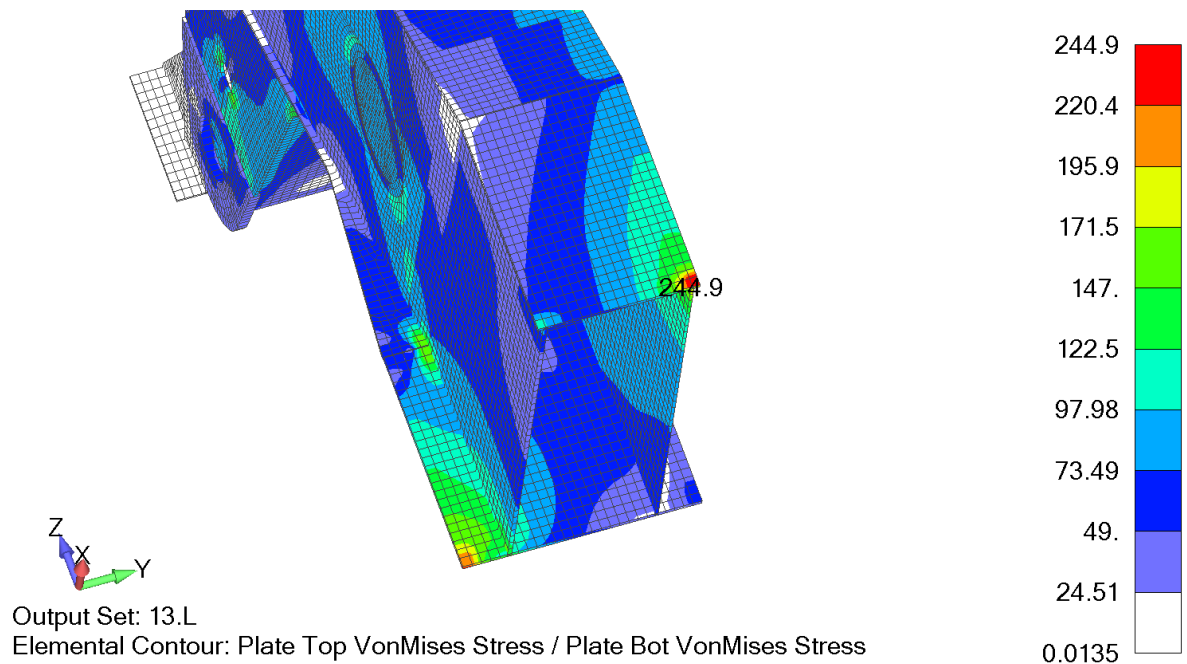
Приближан број цикличних промена који су битни за оцену интегритета и преосталог века челичне конструкције „П“ носача багера, у зависности од режима рада багера, износи између 50 и 120 промена у току једног сата рада.

Како се зна да је приближан годишњи експлоатациони период рада багера око 4500 сати, следи да преостали експлоатациони период износи између 5,3 месеца и 12,76 месеци.

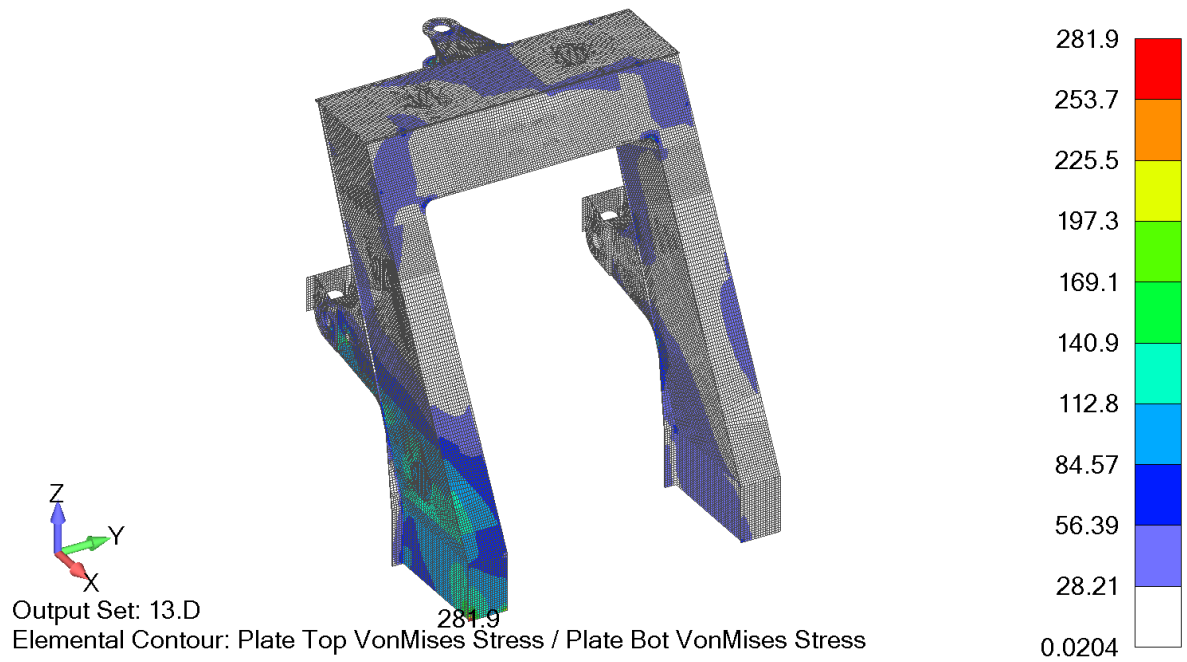




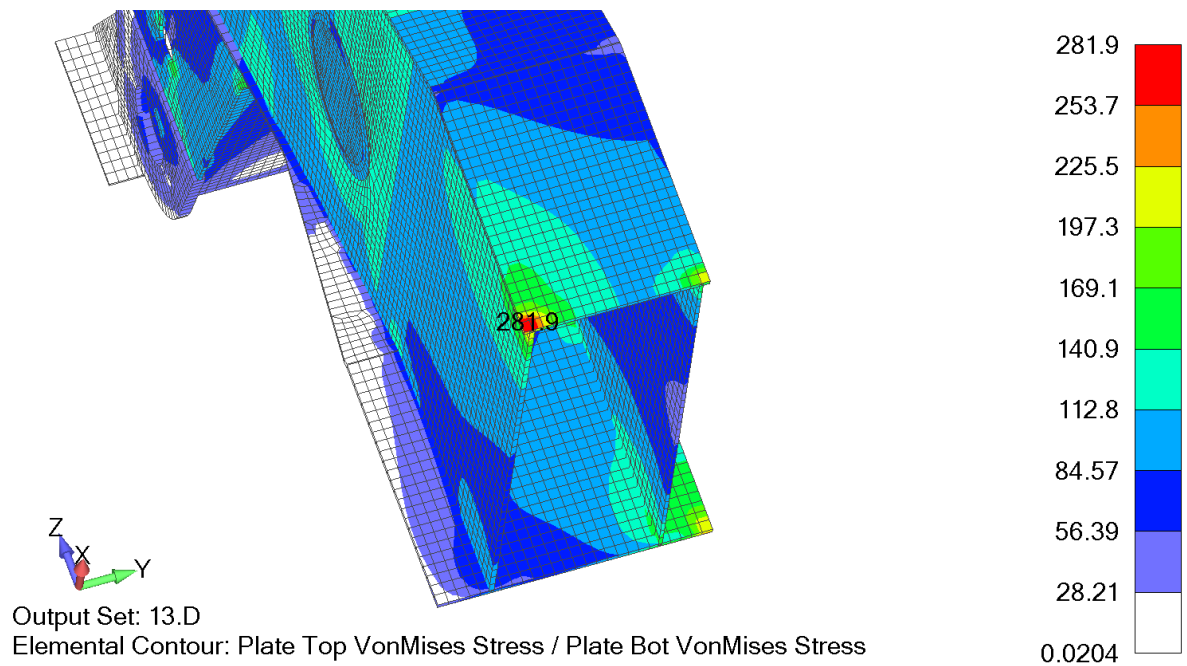
**Слика 6.67 Варијанта оптерећења 13.L - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај улево) – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона**



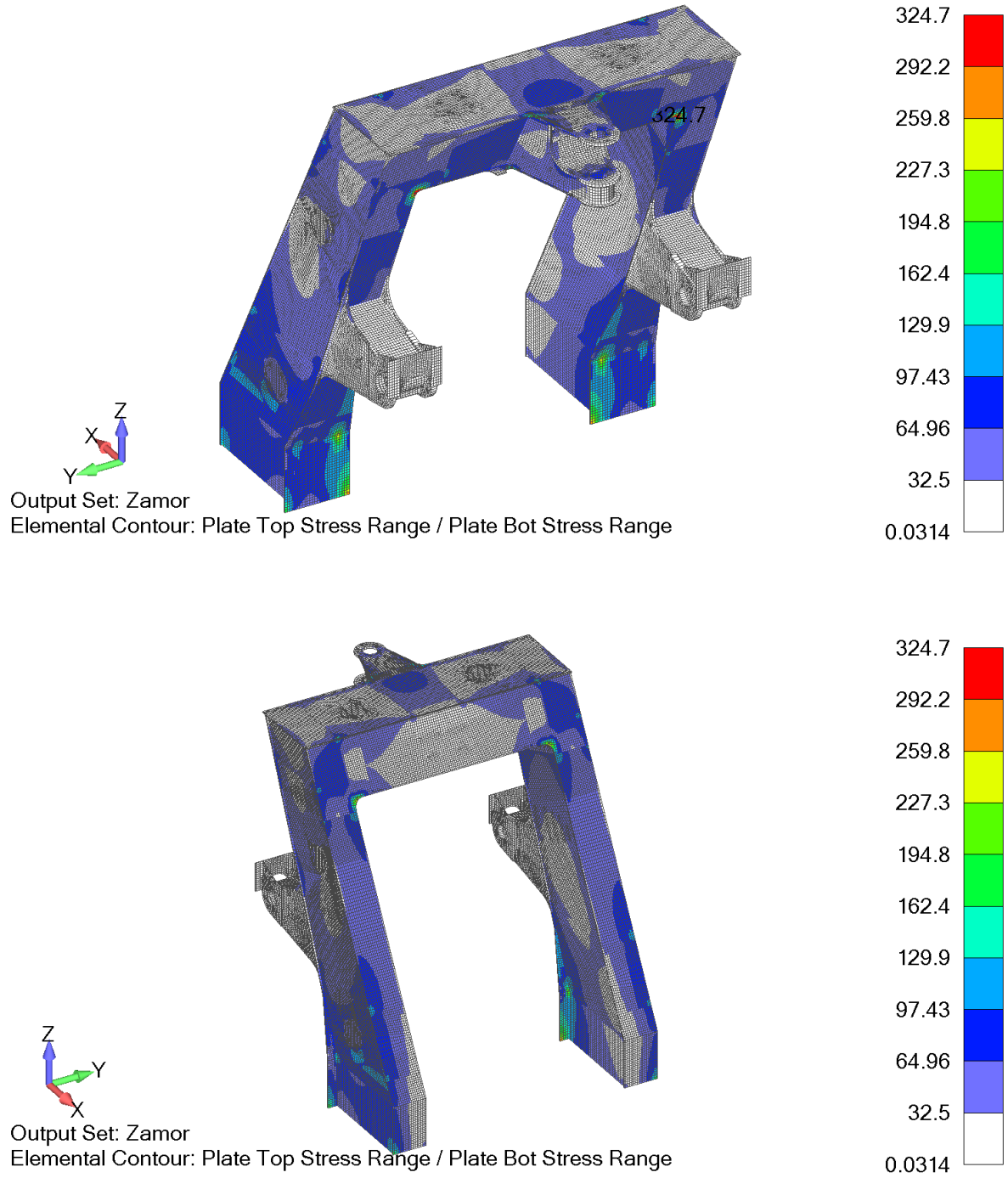
**Слика 6.68 Варијанта оптерећења 13.L - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај улево) – Резултати прорачуна – Место максималне вредности ефективног напона**



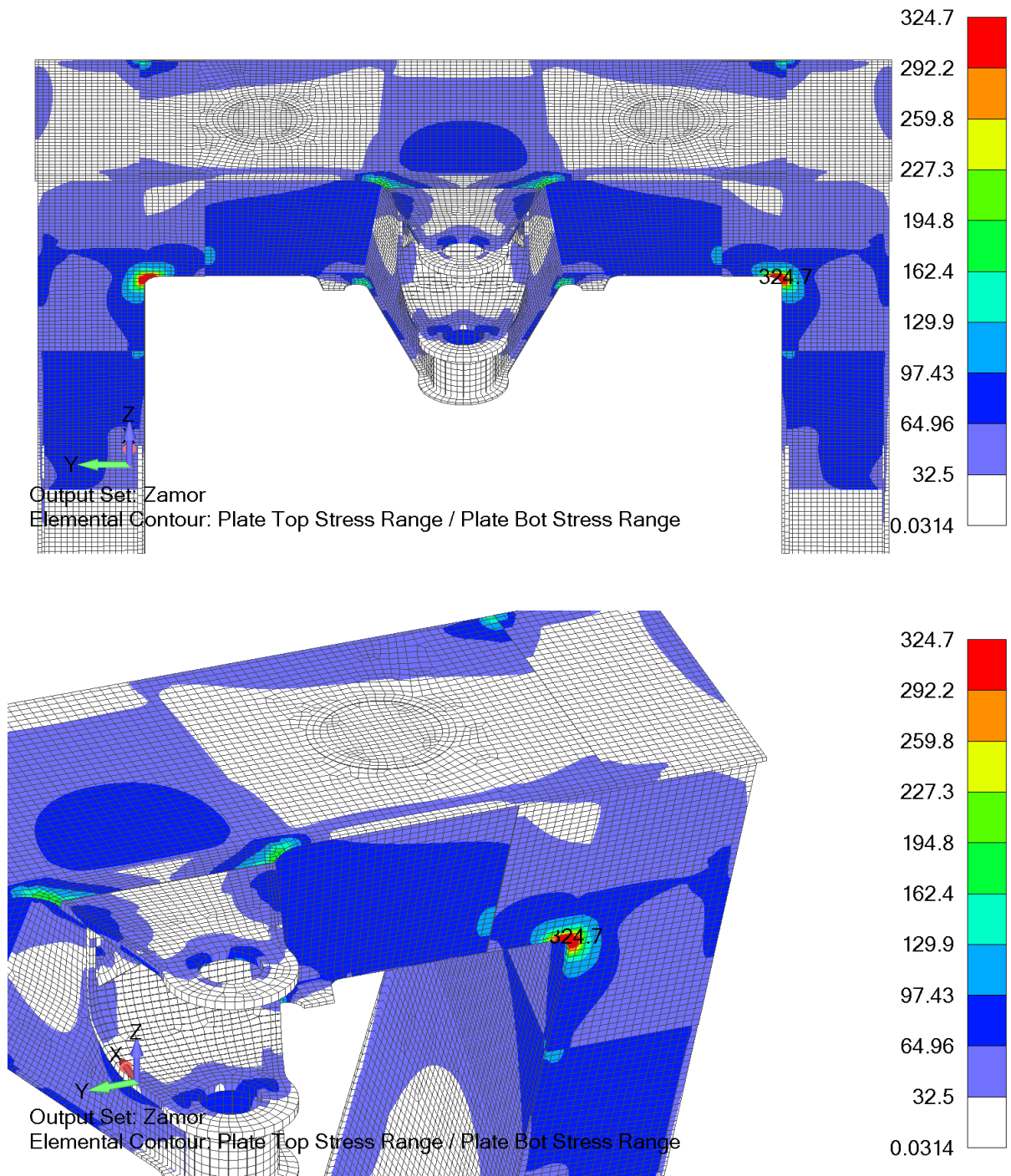
**Слика 6.69 Варијанта оптерећења 13.D - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај удесно) – Резултати прорачуна – Поље ефективног напона**



**Слика 6.70 Варијанта оптерећења 13.D - багер у раду: положај одложне стреле – управан са гусеницама (положај удесно) – Резултати прорачуна – Место максималне вредности ефективног напона**



**Слика 6.71** Заморно оптерећење 13 - Резултати прорачуна – Поље распона напона



**Слика 6.72** Заморно оптерећење 13 - Резултати прорачуна– Место максималне вредности распона напона

## 6.6.5 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА И ПРЕДЛОГ МЕРА

Испитивања деформацијског и напонског стања челичне конструкције „П“ носача багера у току експлоатације су показала да је конструкција у свом раду изложена доминантном деловању променљивог оптерећења. Деловање променљивог оптерећења које је класификовано као замор је резултат како копања угља, тако и његовог транспорта преко транспортних трака

Испитивањем је констатовано и да у мереном режиму рада багера постоје значајне промена деформацијског и напонског стања. Наиме, у приближно истом временском интервалу приметно је просечно између 50 и 120 значајнијих промена деформацијског, односно напонског стања у току једног сата рада багера, а која могу да имају значај код оцене интегритета и преосталог века челичне конструкције „П“ носача багера.

Конечно, на основу урађених испитивања достављеног узорка лима са челичне конструкције „П“ носача багера, као и на основу већ споменутих резултата испитивања, може се закључити следеће:

- материјал од кога је направљена челична конструкција „П“ носача багера не задовољава стандардом прописане вредности ударних особина (укупна енергија удара на  $-20^{\circ}\text{C}$  је испод 27J),
- иако испитивани материјал задовољава стандардом прописане вредности за хемијски састав и остале механичке особине (напон течења, затезна чврстоћа, издужење), материјал се не може идентификовати као општи конструкциони челик квалитета S355J2+N, него као S355JO, односно као општи конструкциони челик који нема гарантовану укупну енергију удара на  $-20^{\circ}\text{C}$ , а то је S355JO,
- добијене вредности жилавости лома при равној деформацији  $K_{IC}$  су за епрувете извађене из Л-Т правца на доњој граници прихватљивих резултата за ову групу материјала, док су за епрувете из Т-Л правца знатно ниже, што предметни челик сврстава у категорију материјала слабо отпорних на присуство грешке типа прслине,
- измерене вредности статичког и динамичког оптерећења, односно напона су доста високе и у комбинацији са завареним спојевима представљају реалну опасност за иницијацију и даљу пропацију прслина.

Приказани подаци су важни, јер доводе у питање адекватан избор и материјала и димензија за израду челичне конструкције „П“ носача багера, односно, резултати испитивања су показали да конструкције нема довољну крутост.

Ако се овим закључцима додају још и проблематични заварени спојеви (знајући да су се последње прслине јавиле у зони завареног споја), и знајући да текстура ваљања, односно правац пропације евентуалне прслине има великог утицаја на понашање основног материјала у присуству грешке типа прслине, онда овај проблем додатно усложњава интегритет и преостали век челичне конструкције „П“ носача багера.

Испитивања су показала да изабрани материјал није задовољавајући, пре свега у условима деловања променљивог оптерећења, предлог је да се у наредном периоду уради следеће:

- у зони критичних места, извршити замену постојећег основног материјала, квалитетнијим материјалом (пре свега то је S355J2+N), и обавезно сагледати могућност да тај материјал буде веће дебљине. Евентуално, извршити ојачања на критичним местима,

- како се прслине јављају у зони завареног споја, на основу истог обима испитивања који би био урађен на завареном споју, дефинисати оптималну технологију заваривања,
- овакав предлог даљих активности подразумева пре свега перманентну контролу технолошког процеса рада багера, и обавезну ИБР контролу свих виталних компоненти, а пре свих оних компоненти, где је у току експлоатације долазило до одређених проблема. У постојећим условима не треба дозволити да иницијалне прслине, које ће вероватно и даље бити проблем, не достигну критичну величину, а што може да доведе до нежељених последица.
- за претпоставити је да се до униформније расподеле напона, као и елиминисања опасности од иницијације и пропагације прслина, може доћи ако се у зони критичних места, изврши замена постојећег основног материјала, квалитетнијим материјалом (пре свега то је S355J2+N), и обавезно сагледа могућност да тај материјал буде веће дебљине,
- до равномерније расподеле напона се може доћи и новим конструкцијским решењем критичних зона челичне конструкције „П” носача багера.

Стриктно придржавање технолошких прописа рада багера, као и редовна контрола технолошког процеса, пре свега ИБР контрола, омогућава солидан експлоатациони период, али не гарантује његову потпуну функционалност у наредном периоду, због горе наведених проблема.

## 7 ЗАКЉУЧАК

Циљ докторске дисертације је развој методологије која се састоји од више техника за добијање квалитетних резултата о процени интегритета и века челичне конструкције великих рударских машина коришћењем нумеричко-експерименталних метода.

Технике се састоје од испитивања са и без разарања челичне конструкције, експерименталних мерења, компјутерског моделирања, прорачуна конструкције применом методе коначних елемената и итеративним усаглашавањем са експерименталним резултатима.

Полазна тачка дисертације представља научно-стручни рад [6], аутора предметне дисертације. У научно-стручном раду је на основу диспечерских извештаја о застојима ВТО-III система (багер-транспортер-одлагач) у периоду од 2003. до 2015. године, анализирана законитост непланираних машинских отказа роторног багера.

Функције поузданости  $R(t)$ , интензитета отказивања  $\lambda(t)$  и густине отказивања  $f(t)$  роторног багера су одређене емпиријски. Утврђено је да међу познатим теоријским законима расподеле, закон расподеле безотказног рада на свим подсистемима багера се најбоље може апроксимирати Експоненцијалном расподелом. У даљем истраживању анализирана је серијска конфигурација поузданости подсклопова роторног багера и утврђена учесталост отказивања као и вредност интензитета отказивања по подсклоповима.

У наставку дисертације се акценат даје на челичној конструкцији, која спада у веома одговорну целину рударске машине. Укупан радни век рударске машине, као и поузданост, дуговечност и сигуран рад је, у највећој мери, дефинисан веком трајања носеће конструкције. У случају отказа челичне конструкције може доћи до губитка стабилности целе рударске машине и тешке хаварије, из чега следи закључак да је за век и интегритет челичне конструкције битно праћење њеног стања.

Уводе се појмови интегритет и век рударских машина. Интегритет конструкције обухвата активности која омогућавају одређивање реалног стања и понашања конструкције у експлоатацији, узрока лошег понашања конструкције као и одређивање преосталог радног века. На основу тих активности могу следити радње чијом применом се конструкција побољшава, односно повећава јој се радни век, а самим тим се повећава и радни век целе рударске машине. Век конструкције се може дефинисати као период времена у току кога је конструкција у стању да испуњава сигурно, поуздано и економично своју функцију за коју је намењена.

Приказана методологија за процену интегритета и века челичне конструкције користи нумеричко-експерименталне методе.

Основна нумеричка метода за процену интегритета и века конструкције представља метода коначних елемената. Континуална структура се идеализује поделом са малим елементима правилног геометријског облика који се називају коначни елементи. Конструкција се моделира у одговарајућем софтверском пакету, а затим се врши анализа напона и деформације.

Под експерименталним мерењима се подразумева испитивање функционалности и радне способности карактеристичних погонских елемената и елемената челичне конструкције, односно мерење вибрација на карактеристичним местима погонских група, мерење напонског стања на карактеристичним местима конструкције, као и мерење оптерећења различитих погонских група преко измерене струје.

Експериментална мерења представљају вид провере да ли се конструкција понаша онако како је прорачуном предвиђено, односно служи да се отклоне дилеме у вези претпостављених оптерећења.

Примена развијене методологије је приказана на роторном багеру *SchRs 800/1,2x2.5* који се налази на површинском копу „Дрмно“ у Костолцу. Багер је током експлоатације показивао „лоше понашање“, односно долазило је, између осталог, до појаве напрслина на челичној конструкцији „П“ носача багера, што је захтевало заустављање рада багера ради поправки.

На почетку, при формирању нумеричко-експерименталног модела, један од улаза представљају сва сазнања и расположива документација о челичној конструкцији „П“ носача багера, укључујући: произвођачко – радионичку и атестну документацију, каталози и упутства, експлоатационо - технолошке шеме рада, прегледи досадашњих оштећења, хаварија, као и извештаји о извршеним испитивањима.

Након урађене санације „П“ носача багера, извршена су испитивања без разарања заварених спојева.

Постављање мерних трака на челичну конструкцију “П” носача и тензометријска испитивања челичне конструкције је извршено у циљу одређивања стварног деформацијског и напонског стања челичне конструкције “П” носача у неоптерећеном и оптерећеном стању.

У наставку дисертације следи аналитичко одређивање и анализа варијанти оптерећења која делују на челичну конструкцију „П“ носача. Применом компјутерског моделирања, формира се МКЕ модел „П“ носача и врши анализа напонског стања челичне конструкције “П” носача у карактеристичним положајима багера.

Главни значај и допринос докторске дисертације:

- излаз из методологије су сазнања која омогућавају одређивање реалног понашања челичне конструкције у експлоатацији, процену стања и радног века, као и узрока лошег понашања конструкције. На основу тих сазнања следе одређене активности, чијом применом се конструкција побољшава, односно повећава јој се радни век, а самим тим се повећава и радни век целе рударске машине. Те активности, у општем случају, могу бити: наставак даљег рада рударске машине без интервенције, затим санација, реконструкција, ревитализација, модернизација или отпис.

- методологија константно акумулира знања у вези челичне конструкције, моделовања, примене МКЕ, експерименталног мерења и итеративног усаглашавања, која се даље могу користити како за постојеће тако и за нове конструкције, у циљу њеног праћења стања и понашања.

- досадашња сазнања из различитих области се сублимирају у један циљ: да се са што мање експерименталних мерења утврди „историја“ рударске машине, односно стање и понашање конструкције и да се утврди да ли је одговор конструкције на оптерећења онакав како је прорачуном предвиђено.

- примена методологије, поред тога што омогућава одређивање реалног стања конструкције у одређеном моменту, омогућава и процену усклађености (кориговања) са новим радним и/или технолошким условима рударске машине.

- сазнања проистекла из методологије представљају искуство из области рударских машина из подручја пројектовања, одржавања и експлоатације која се даље могу употребљавати и надограђивати.



Даљи развој методологије зависи од развоја уређаја и опреме која се користи код техника за добијање квалитетних резултата о процени интегритета и века. Уређаји и опрема која се користи за експериментална мерења се све више побољшава у следећим смеровима: сакупљање и обрада сигнала и података се врши независно (без примене рачунара); трансфер сигнала се врши бежичним путем; употребом рачунара и адекватних софтвера је омогућен не само непрекидан мониторинг, већ и контрола целог система.

Резултати проистекли из приказане методологије конструкција се могу користити и за анализу замора. Имајући у виду на старост рударских машина код нас, проблем замора материјала добија све више на значају. Међутим, приказана методологија и постојећа сазнања и искуства из области механике лома, односно пропагације прслине, се углавном не примењују у потпуности на рударске машине.

Постоји неколико разлога, један од њих је оправдано вршење санације, када год је то могуће извести безбедно и са малим трошковима. Други разлог је тај што теоријске претпоставке из механике лома често не пружају адекватне одговоре. Следећи разлог је (чест) недостатак података о историји рударске машине, који би се могли употребити као „нулто стање“ за прорачун.

Ипак, у новије време долази до побољшања ситуације и до развоја и примене савременијих уређаја и опреме, која поседује већу прецизност, могућност обраде већих количина података и једноставнију примену.

Добијене претпоставке о замору се могу даље искористити при пројектовању, одржавању, санацији, реконструкцији, ревитализацији, модернизацији или могу утицати на параметре рада багера.

У вези будућих побољшања, а која се тичу постојеће технике мерења напона тензометријском методом, предлог је да се мерење поново изврши након одређеног времена експлоатације, односно да се на основу континуалног надзора над конструкцијом у експлоатацији дâ потпунија оцена напонског и деформацијског стања исте. Такође, то подразумева и мерење деформацијског и израчунавање напонског стања при (тачним) различитим положајим стреле багера при копању угља, односно јаловине.

## 8 ЛИТЕРАТУРА

- [1] Službeni Glasnik Republike Srbije br. 101/2015, Strategija razvoja energetike Republike Srbije do 2025. godine sa projekcijama do 2030. godine, 2015.
- [2] Srpska akademija nauke i umetnosti - Akademijски odbor za energetiku, Razvoj elektroenergetike Republike Srbije do 2050. godine, Beograd, 2022.
- [3] Sedmak, A.; Maneski, T., „Integritet konstrukcije,“ *Integritet i vek konstrukcija*, pp. 107-110, 2001.
- [4] A. E. Veg, Procena integriteta čeličnih konstrukcija pomoću uporedne modalne analize, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2015.
- [5] Sedmak A., Primena mehanike loma na integritet konstrukcija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2003.
- [6] Lazarević, Ž.; Arandelović, I.; Kirin, S., „The reliability of bucket wheel excavator - Review of random mechanical failures,“ *Technical Gazette*, pp. 1259-1264, 2018, <https://doi.org/10.17559/TV-20160727170019>.
- [7] D. Daničić, Dijagnostika stanja i ponašanja čelične konstrukcije rudarskih mašina, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko - Geološki fakultet, 2010.
- [8] P. Jovančić, Dijagnostika ponašanja pogonskih grupa na rotornom bageru u cilju njihove revitalizacije, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko - Geološki fakultet, 2008.
- [9] D. M. Polovina, Metodologija utvrđivanja preostalih mogućnosti rotornih bagera u eksploataciji i revitalizaciji, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko - Geološki fakultet, 2010.
- [10] Rusinski, E.; Czmochowski, J.; Iluk, A.; Kowalczyk, M., „An analysis of the causes of a BWE counterweight boom support fracture,“ *Engineering Failure Analysis*, p. 179–191, 2010.
- [11] Bošnjak, S.; Petković, Z.; Atanasovska, I.; Milojević, G.; Mihajlović, V., „Bucket chain excavator: Failure analysis and redesign of the counterweight boom supporting truss columns,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 322-333, 2013.
- [12] Bošnjak, S.; Arsić, M.; Zrnić, N.; Rakin, M.; Pantelić, M., „Bucket wheel excavator: Integrity assessment of the bucket wheel boom tie-rod welded joint,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 212-222, 2011.
- [13] Rusinski, E.; Harnatkiewicz, P.; Kowalczyk, M.; Moczko, P., „Examination of the causes of a bucket wheel fracture in a bucket wheel excavator,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 1300-1312, 2010.
- [14] Arsić, D.; Gnjatović, N.; Sedmak, S.; Arsić, A.; Uhrić, M., „Integrity assessment and determination of residual fatigue life of vital parts of bucket-wheel excavator operating under dynamic loads,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 182-195, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104180>.
- [15] Bošnjak, S.; Arsić, M.; Gnjatović, N.; Milenović, I., „Failure of the bucket wheel excavator buckets,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 247-261, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.11.017>.

- [16] Lopes Barcelos, B.; Sales Palma, E., „Fatigue analysis of a bucket wheel by using Linear Elastic Fracture Mechanics,” *Engineering Failure Analysis*, 2020, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104824>.
- [17] Đurđević, Đ.; Maneski, T.; Milošević-Mitić, V.; Anđelić, N.; Ignjatović, D., „Failure investigation and reparation of a crack on the boom of the bucket wheel excavator ERS 1250 Gacko,” *Engineering Failure Analysis*, pp. 301-316, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.05.015>.
- [18] Rusiński, E.; Cegiel, L.; Michalczyk, A.; Moczko, P.; Olejarz, J.; Pietrusiak, D., „Investigation and modernization of buckets of surface mining machines,” *Engineering Structures*, pp. 29-37, 2015, <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2015.02.009>.
- [19] Maury, H.; Wilches, J.; Illera, D.; Pugliese, V.; Mesa, J.; Gómez, H., „Failure assessment of a weld-cracked mining excavator boom,” *Engineering Failure Analysis*, pp. 47-63, 2018, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.03.022>.
- [20] Žužek, B.; Burja, J., „Failure of a coal transportation conveyor belt pulley,” *Engineering Failure Analysis*, pp. 104-143, 2019, <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.08.009>.
- [21] M. Makar, *Teorija bagerovanja rotornim bagerima*, Beograd: Rudarski institut, 1990.
- [22] Pantelić, M.; Papić, Lj.; Aronov, J., *Inženjerstvo održavanja i sigurnosti bagerskih jedinica*, Prijedor: Istraživački centar DQM, 2011.
- [23] D. Polovina, *Istraživanje uzajamnog uticaja konstrukcije točka i strele rotornog bagera i njihove pouzdanosti*, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko-Geološki fakultet, 1999.
- [24] W. Bartelmus, *Condition monitoring of open cast mining machinery*, Warsaw: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2006.
- [25] DIN 22261-2 *Excavators, spreaders and auxiliary equipment in opencast lignite mines - Part 2: Calculation principles*, 2022.
- [26] S. D. Jovanović, *Istraživanje opterećenja rotornih bagera na površinskim kopovima u zavisnosti od uslova odvijanja procesa iskopa materijala*, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 1995.
- [27] M. M. Jovković, *Analiza uticaja konstruktivnih parametara i parametara režima rada na opterećenje i dinamičko ponašanje rotornih bagera*, Magistarski rad, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2002.
- [28] M. R. Anderson, *Fatigue Crack Initiation and Growth in Ship Structures*, Lyngby, Denmark: Technical University of Denmark, 1998.
- [29] S. Kršćanski, *Analiza uvjeta nastanka pukotina i model procjene vijeka trajanja konstrukcija*, Doktorska disertacija, Rijeka: Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, 2013.
- [30] Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, „Procena stepena degradacije i oštećenja materijala i preostalog veka vitalnih komponenti termoblokova EPS,” Beograd, 2008.
- [31] A. Palmgren, „Die Lebensdauer von Kugellagern,” *ZDVI*, p. 339, 1924.
- [32] H. Neuber, „Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatic Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Laws,” *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, p. 544, 1961.
- [33] S. S. Manson, „Discussion of Ref. 24,” *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, p. 537, 1962.

- [34] Matsuishi, M.; Endo, T., *Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress*, Fukuoka: Japan Society of Mechanical Engineers, 1968.
- [35] Paris, P. C.; Gomez, M. P.; Anderson, W. E., „A Rational Analytical Theory of Fatigue,” *Trend Eng.*, p. 9, 1961.
- [36] R. G. Forman, „Numerical Analysis of Crack Growth Propagation in Cyclic-Loaded Structures,” *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, p. 459, 1967.
- [37] Taheri, F.; Trask, D.; Pegg, N., „Experimental and Analytical Investigation of Fatigue Characteristics of 350WT Steel Under Constant and Variable Amplitude Loading,” *Material Structure*, pp. 69-91, 2003.
- [38] Ray, A.; Patanker, P., „Fatigue Crack Growth Under Variable Amplitude Loading: Part 1 - Model Formulation in State Space Setting,” *Applied Mathematics Model*, pp. 979-994, 2001.
- [39] V. Milovanović, *Razvoj metodologije za eksperimentalnu i numeričku procenu nosećih delova vagonске konstrukcije izloženih cikličnom dinamičkom opterećenju*, Doktorska disertacija, Kragujevac: Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 2016.
- [40] Stephens, R. I.; Fatemi, A.; Stephens, R. R.; Fuch, H. O., *Metal Fatigue in Engineering*, New York: John Wiley & Sons Inc., 2001.
- [41] M. Oruc, *Lomovi i osnove mehanike loma*, Zenica: Fakultet za metalurgiju i materijale, 2009.
- [42] Irwin, G. R., *Fracture dynamics*, Cleveland: ASME, 1948.
- [43] C. E. Inglis, „Stresses in a Plate Due to the Presence of Cracks and Sharp Corners,” *Transactions of the Institute of Naval Architects*, pp. 219-241, 1913.
- [44] Griffith, A. A., „The Phenomena of Rupture and Flow in Solids,” *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, pp. 163-198, 1920.
- [45] Westergaard, H. M., „Bearing Pressures and Cracks,” *Journal of Applied Mechanics*, pp. 49-53, 1939.
- [46] Irwin, G. R., „Analysis of Stresses and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate,” *Journal of Applied Mechanics*, pp. 361-364, 1957.
- [47] Wells, A. A., „Unstable Crack Propagation in Metals: Cleavage and Fast Fracture,” *Proceeding of the Crack Propagation Symposium*, p. 84, 1961.
- [48] Irwin, G. R., „Onset of Fast Crack Propagation in High Strength Steel and Aluminum Alloys,” *Sagamore Research Conference Proceedings*, pp. 289-385, 1956.
- [49] Dugdale, D. S., „Yielding of Steel Sheets Containing Slits,” *Journal of the Mechanics; Physics of Solids*, p. 100, 1960.
- [50] Rice, J. R., „A Path-independent Integral and the Approximate Analysis of Strain Concentration as Notches and Cracks,” *Journal of Applied Mechanics*, pp. 379-386, 1968.
- [51] Rice, J. R.; Rosengarten, G. F., „Plane Strain Deformation Near a Crack Tip in a Power-law Hardening Material,” *Journal of Mechanics and Physics of Solids*, pp. 1-12, 1968.
- [52] Budiansky, B.; Rice, J. R., „Conservation Laws and Energy Release,” *Journal of Applied Mechanics*, pp. 201-203, 1973.
- [53] Carpenter, W. C.; Read, D. T.; Dodds, R. H.Jr., „Comparison of Several Path Independent Integrals Including Plasticity Effects,” *International Journal of Fracture*, pp. 303-323, 1986.

- [54] Moes, H.; Dolbow, J.; Belytschko, T., „A finite element method for crack growth without remeshing,“ *Int. J. Numer. Meth. Engng.*, pp. 131-150, 1999.
- [55] Dolbow, J.; Moes, N.; Belytschko, T., „An extended finite element method for modeling crack growth with frictional contact,“ *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, pp. 6825-6846, 2001.
- [56] Jovičić, G.; Živković, M.; Vulović, S., *Proračunska mehanika loma i zamora*, Kragujevac: Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 2011.
- [57] Schijve, J., *Fatigue of Structures and Materials*, Houten: Springer, 2009.
- [58] Suresh, S., *Fatigue of Materials*, Cambridge: Cambridge University Press, 2003.
- [59] Jovančić, P., *Održavanje rudarskih mašina*, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko - Geološki fakultet, 2014.
- [60] Daničić, D.; Lazarević, Ž.; Mitrović, S., *Proactive approach as contribution to system of preventing fatigue failures of BWE*, Belgrade: ISCSM - 13th International symposium continuous surface mining, 2016.
- [61] Bošnjak, S.; Zrnić, N.; Simonović, A.; Momčilović, D., „Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support,“ *Engineering Failure Analysis*, pp. 740-750, 2009.
- [62] Ivković, S.; Ignjatović, D.; Jovančić, P.; Tanasijević, M., *Projektovanje održavanja opreme površinskih kopova uglja*, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Rudarsko - Geološki fakultet, 2008.
- [63] Lazić Vulićević, Lj. M., *Otpornost prema zamornom lomu zavarenih cevi od čelika povišene čvrstoće*, Doktorska disertacija, Beograd: Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2015.
- [64] Buđevac, D., *Metalne konstrukcije : osnove proračuna i konstruisanja*, Beograd: Građevinska knjiga, 2009.
- [65] SRPS EN 1993-1-9 *Projektovanje čeličnih konstrukcija - Deo 1-9: Zamor*, 2012.
- [66] ISO 5049-1:1994 *Mobile equipment for continuous handling of bulk materials — Part 1: Rules for the design of steel structures*, 2012.
- [67] AS 4324.1:2017 *Mobile equipment for continuous handling of bulk materials, Part 1: General requirements for the design of steel structures*, 2017.
- [68] FEM 2.131/2.132 *Continuous handling equipment - Rules for the design of mobile equipment for continuous handling of bulk materials*, 1997.
- [69] D.K., Feder, „Fatigue design of structures for continuous surface mining equipment,“ *y 8th International symposium continuous surface mining*, Aachen, 2006.
- [70] Paunjorić, P., *Metode održavanja i njihov uticaj na pouzdanost složenih mašina na površinskim kopovima*, Doktorska disertacija, Zrenjanin: Univerzitet u Novom Sadu, Tehnički Fakultet „Mihajlo Pupin“, 2016.
- [71] JP EPS, *Elaborat: Sanacija čelične konstrukcije "P" rama bagera SchRs 800/1,5\*2,5*, Beograd, 2008. - Saglasnost JP EPS za korišćenje Elaborata br. 2460500-E.12.03.-753911/1-2022 од 07.11.2022..
- [72] SRPS EN ISO 3452:2014 – *Ispitivanje bez razaranja – Penetrantsko ispitivanje*, 2014.
- [73] SRPS EN ISO 3059:2016 – *Ispitivanje penetrantima i ispitivanje magnetskim česticama – Uslovi posmatranja*, 2016.
- [74] SRPS EN ISO 9934:2017 – *Ispitivanje magnetnim česticama*, 2017.

- [75] SRPS EN ISO 16810:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Општи принципи, 2016.
- [76] SRPS EN ISO 16811:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Osetljivost i opseg podešavanja, 2016.
- [77] SRPS EN ISO 16823:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Tehnika prenosa, 2016.
- [78] SRPS EN ISO 16826:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Ispitivanje diskontinuiteta upravnih na površinu, 2016.
- [79] SRPS EN ISO 16827:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Karakterizacija i veličina diskontinuiteta, 2016.
- [80] SRPS EN ISO 16828:2016 – Ultrazvučno ispitivanje – Tehnika vremenske difrakcije kao metoda za pronalaženje i procenu veličine nepravilnosti, 2016.
- [81] SRPS EN ISO 15549:2019 – Ispitivanje vrtložnim strujama – Општи принципи, 2019.
- [82] SRPS EN ISO 15548:2014 – Oprema za ispitivanje vrtložnim strujama, 2014.
- [83] Jovanović M., Adamović D., Lazić V., Ratković N., Mašinski materijali, Kragujevac: Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 2003.
- [84] SRPS EN ISO 6892-1:2020 Metalni materijali – Ispitivanje zatezanjem – Deo 1: Metoda ispitivanja na sobnoj temperaturi, 2020.
- [85] SRPS EN ISO 7500-1:2018 Metalni materijali – Kalibracija i verifikacija uređaja za statičko jednoosno ispitivanje – Deo 1: Uređaji za ispitivanje zatezanjem/pritiskom – Kalibracija i verifikacija sistema za merenje sile, 2018.
- [86] SRPS EN ISO 9513:2014 - Metalni materijali - Kalibracija sistema ekstenzometara koji se koriste prilikom jednoosnih ispitivanja, 2014.
- [87] SRPS EN ISO 6506:2016 - Metalni materijali - Ispitivanje tvrdoće po Brinelu, 2016.
- [88] SRPS EN ISO 6507:2018 - Metalni materijali – Ispitivanje tvrdoće po Vickersu, 2018.
- [89] SRPS EN ISO 6508:2017 - Metalni materijali - Ispitivanje tvrdoće po Rokvelu, 2017.
- [90] SRPS EN ISO 148-2:2017 Metalni materijali – Ispitivanje udarom Šarpijevim klatnom – Deo 2: Verifikacija uređaja za ispitivanje, 2017.
- [91] Proceedings, „IX Međunarodna konferencija o površinskoj eksploataciji,“ y *OMC 2010.*, Vrnjačka Banja, 2010.
- [92] Jovančić, P.; Tanasijević, M., „Dijagnostikovanje pogonskih grupa i noseće čelične konstrukcije rotornog bagera pri izboru rotornog bagera za selektivan rad na otkopavanju lignita,“ y *IX Međunarodna konferencija o površinskoj eksploataciji OMC - 2010*, Vrnjačka Banja, 2010.
- [93] MathWave Technologies, „Mathwave – EasyFit 5.5,“ 2016.
- [94] Домбровский, Н. Г., Многоковшовые экскаваторы, конструкции, теория и расчет, Машиностроение, Москва, 1972.

## БИОГРАФИЈА АУТОРА

Жељко Лазаревић, дипломирани машински инжењер, је рођен 11.12.1982. у Ужицу. Основно образовање је завршио 1997. године у основној школи "Алекса Шантић" у Београду.

Школовање је наставио у Техничкој школи „Петар Драпшин“ (сада „Ваздухопловној академији“) у Београду, где је матурирао 2001. године.

Исте године је уписао академске студије на Машинском факултету Универзитета у Београду. Дипломске студије је завршио школске 2007/2008. године са просечном оценом 7,45 (седам и 45/100) . На смеру Машинске конструкције и механизација са оценом 10 (десет) је одбранио дипломски рад под називом „Пројекат монтаже одлагача А2Rs - В 8500.60.1“.

Након дипломирања, школске 2009/2010. године уписује докторске студије на Машинском факултету (сада Факултету инжењерских наука) Универзитета у Крагујевцу, на студијском програму Машинско инжењерство. Уписан је на нов акредитован програм докторских студија школске 2015/2016. године. Испите на докторским академским студијама је положио са општим успехом 9,50 (девет и 50/100).

Од јуна 2008. до јуна 2016. је радио у ЈП ЕПС, Огранак РБ Колубара, Лазаревац, као инжењер пројекта на пословима пројектовања, производње, монтаже и контроле рударске опреме на површинским коповима.

Од јуна 2016. до децембра 2022. године је радио у Управи ЈП ЕПС, у Сектору за ИМС, као главни инжењер за примену међународне и домаће регулативе инфраструктуре квалитета.

Учествовао у више радних група Министарства рударства и енергетике и Министарства привреде на пословима доношења законских и подзаконских акта из области енергетике и инфраструктуре квалитета.

Од јануара 2023. године ради на месту руководиоца одељења Бироа контроле у ЈП ЕПС, Огранак РБ Колубара, Лазаревац, на пословима организовања и руковођења у Бироу контроле везаних за пријем, дефектажу, израду и монтажу делова рударске опреме.

Поседује положен стручни испит из области машинства, лиценцу број [333M27313](#) - одговорни пројектант транспортних средстава, складишта и машинских конструкција и технологије, као и лиценцу број [434J89216](#) - одговорни извођач радова транспортних средстава, складишта и машинских конструкција и технологија.

Испред ЈП ЕПС, члан је Стручног савета из опште области стандардизације, Института за стандардизацију Србије.

Стални је члан Интерног научног савета ЈП ЕПС из области енергетике, чији је циљ унапређење технолошког развоја производних и других капацитета ЈП ЕПС.

Члан је Уређивачког одбора Научно-стручног часописа „Електропривреда“.

Као аутор или коаутор је објавио неколико научних радова у научно-стручним часописима као и на међународним и домаћим конференцијама.

Образац 1

**ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА И ВЕКА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВЕЛИКИХ РУДАРСКИХ МАШИНА**

представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

у Крагујевцу, 22.06.2023 године,



\_\_\_\_\_  
потпис аутора



Образац 2

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ  
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:  
**ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА И ВЕКА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВЕЛИКИХ  
РУДАРСКИХ МАШИНА**

истоветне.

у Крагујевцу, 22.06.2023 године,



\_\_\_\_\_  
ПОТПИС АУТОРА

Образац 3

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ**Ја, Жељко Лазаревић, дозвољавамне  дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

**ПРОЦЕНА ИНТЕГРИТЕТА И ВЕКА ЧЕЛИЧНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ВЕЛИКИХ РУДАРСКИХ МАШИНА**

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

 дозвољавамне  дозвољавам<sup>2</sup>

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

---

<sup>2</sup> Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада<sup>3</sup>

у Крагујевцу, 22.06.2023. године,



ПОТПИС АУТОРА

---

<sup>3</sup> Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: [http://creativecommons.org/rs/](http://creativecommons.org.rs/)