УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Мр Дејан Б. Момчиловић, дипл.инж.метал.

РАЗВОЈ МЕТОДА ЗА ПОВЕЋАЊЕ РАДНОГ ВЕКА И ПОУЗДАНОСТИ МАШИНСКИХ СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

Докторска дисертација

Београд, 2014.године

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Dejan B. Momčilović, dipl.ing.metal.

DEVELOPMENT OF METHODS FOR INCREASE OF WORKING LIFE AND RELIABILITY OF MECHANICAL SYSTEMS UNDER FATIGUE LOADING

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2014.

Комисија за преглед и одбрану:

Ментор: _____

Проф. др. Радивоје Митровић

Редовни професор Машинског факултета
Универзитета у Београду

Чланови комисије: _____

Проф. др. Милета Ристивојевић

Редовни професор Машинског факултета
Универзитета у Беораду

_____

Проф. др. Божидар Росић

Редовни професор Машинског факултета
Универзитета у Беораду

_____

Проф. др. Синиша Кузмановић

Редовни професор Факултета техничких наука

Универзитета у Новом Саду

_____

Др Венцислав Грабулов

Научни саветник, Институт ИМС а.д.

Датум одбране:

Овај рад не би био могућ без драгоцених савета и сталне подршке мог ментора, Проф др Радивоја Митровића, ред.проф. Машинског факултета Универзитета у Београду, коме се искрено захваљујем на моралној и стручној подршци. Захвалност дугујем и осталим члановима Катедре за Опште машинске конструкције на Машинском факултету Универзитета у Београду, као и свим члановима Комисије на драгоценој и сталној подршци и вредним коментарима и сугестијама.

Посебну захваност дугујем др Ивани Атанасовској, дипл.маш.инж. на помоћи око осмишљавања и реализације нумеричких модела коришћених у овом раду.

Захваљујем се својој драгој колегиници и пријатељу др Љубици Миловић, ванредном професору Технолошко-металуршког факултета Универзитета у Београду на уступању мерних фолија за испитивање брзине раста заморних прслина.

Цењеном колеги доценту др Томажу Вухереру, са Стројнишког факултета Универзитета у Марибору, дугујем велику захвалност на уступању опреме на којој су изведена испитивања брзине раста заморне прслине.

Захваљујем се пријатељима и колегама из Института ИМС, др Зорану Одановићу, Зорану Марковићу, Радивоју Загорцу, Дејану Даутовићу, Бати Вистаћу и осталима на разумевању, подршци и обезбеђивању свих потребних информација и документације у вези теме овог доктората.

Посебно се захваљујем драгим пријатељима и колегата Ненаду Хуту и др Милораду Зрилићу на чију помоћ, знање и искуство сам увек могао да рачунам.

И, свега овога не би било без огромне подршке и стрпљења мојих родитеља и породице, посебно мојих дечака, Александра и Ненада, којима се захваљујем на огромном стрпљењу и посвећујем им овај рад.

Предговор

Данас је у свету енергетска ефикасност императив садашњице у свим областима живота. Уштеда енергије се намеће као један од основних циљева савременог друштва, обзиром на убрзано смањење природних, необновљивих енергетских ресурса. Ресурси необновљивих извора енергије су изразито смањени у последњим деценијама, тако да се у производњи и примени свих материјала, изради нових конструкција, возних средстава, уређаја и машина наглашава потреба за решењима која ће довести до значајног смањења потрошње енергије, односно повећања енергетске ефикасности свих процеса који за задовољење различитих потреба људи троше природну енергију.

Овај рад је настао као резултат примењених претходно наведених ставова у вишегодишњем истраживању на Машинском факултету Универзитета у Београду и Институту ИМС, која су посебно добила замах доласком нове опреме, у првом реду високо – вреквентног пулзатора ZWICK ROELL HB250, на катедру за Опште машинске конструкције. Истраживање утицаја извора концентрације напона и примена добијених сазнања и резултата је један од основних циљева ове дисертације. Нове методе развијене за процену настанка и ширења прслина у односу на постојеће методе су тачније - обухватају експериментална испитивања у лабораторијским условима заморних карактеристика материјала и нумеричку симулацију и прорачун напонског стања и суштински су различите у односу на до сада коришћене и публикове у радовима методе које се баве оценом утицаја извора концентрације напона на машинским елементима, јер су засноване на физичким аспектима феномена замора и нови поглед на трајну динамичку чврстоћу као на границу испод које постоје прслине које немају услова за брзи раст

У Београду, децембар 2014 .

мр Дејан Момчиловић, дипл.инж.метал.

РАЗВОЈ МЕТОДА ЗА ПОВЕЋАЊЕ РАДНОГ ВЕКА И ПОУЗДАНОСТИ МАШИНСКИХ СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

Апстракт

У овом раду приказан је развој метода за процену настанка и ширења заморних прслина у циљу повећања радног века и поузданости машинских елемената и машинских система у условима замора.

Детаљно је изложена и анализирана доступна научна литература из теоријских поставки феномена замора. Посебно је анализирана примена постојећих метода и теорија на решавање проблема заморних оштећења и отказа код машинских елемената.

Развијање нових метода за процену настанка заморних прслина изложено је са различитих аспеката, с обзиром да се ради о резултатима мултидисциплинарних истраживања овог феномена, уз примену и интеркорпорирање доступних савремених аналитичких , нумеричких и експерименталних метода.

Посебна пажња посвећена је верификацији развијених метода, кроз неколико приступа. За верификацију су коришћени сопствени експериментални резултати, као и резултати других аутора.

У циљу бољег разумевања развијених метода, а пре свега методологије широких могућности примене, детаљно је описана примена на конкретном и веома сложеном проблему отказа машинског елемента у условима заморног оптерећења.

Кључне речи: повећање радног века, поузданост, радни век, машински систем, замор, отказ машински елемент, лом, корозија

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Машински елементи

UDK **621.81/.83:620.19(043.3)**

62:539.41/.43(043.3)

DEVELOPMENT OF METHODS FOR INCREASE OF WORKING LIFE AND RELIABILITY OF MECHANICAL SYSTEMS UNDER FATIGUE LOADING

Abstract

This dissertation presents development of methods for assesment of crack initiation and propagation as part of the goal: increase of working life and reliability of machine elements and systems under fatigue loading.

Детаљно је изложена и анализирана доступна научна литература из теоријских поставки феномена замора. Посебно је анализирана примена постојећих метода и теорија на решавање проблема заморних оштећења и отказа код машинских елемената

On the basis of available scientific literature, the fenomenon of fatigue is analysed. The emphasize is on this research was application of existing methods and theories on failure prevention.

Development of new methods for assessment of crack initiation is presented in detail, due to fact that multidisclipinary research is basis for application, analytical, numerical an experimental methods.

The important part of presentation of developed methods, with significant potentials, is application on real and complex problem of failures of mechanical elements due to combination of fatigue and corrosion.

Key words: Increase of working life, reliability, work life, mechanical system, fatigue, failure

Scientific field: Mechanical engineering

Scientific Subfield: Machine elements

UDK **621.81/.83:620.19(043.3)**

62:539.41/.43(043.3)

САДРЖАЈ:

НОМЕНКЛАТУРА:

α	Угао зареза
a, Δa	Дужина прслине; инкримент раста прслине при замору
a_0	El Haddad-ова константа
AM	Површинска метода
β	Функција облика
B	Дебљина узорка
C	Емпиријска константа из Парисове једначине
d	Величина зрна
D	Дубина зареза
$\Delta\sigma$	Опсег напона при цикличном оптерећењу (N/mm^2)
$\Delta\sigma_0$	Трајна динамичка чврстоћа глатке епрувете (N/mm^2)
$\Delta\sigma_{0n}$	Трајна динамичка чврстоћа епрувете са зарезом (N/mm^2)
ΔK_{eff}	Ефективни фактор концентрације нарона
ΔK_{th}	Праг раста заморне прслине
ε_a	Амплитуде деформације
E	Модул еластичности
G	Модул смицања
HCF (ВЦФ)	Високо – циклични замор
K	Фактор интензитета напона
K_t	Фактор концентрације напона зареза
K_f	Фактор концентрације напона при замору
K_c	Критични фактор интензитета напона за крти ломг односно за одреживање жилавости лома
K_{Ic}	Жилавост лома при лому цепањем
K_m	Средња вредност фактора интензитета напона

L	Критично растојање
ЛEFM (ЛЕМЛ)	Линеарно еластична механика лома`
ЛМ	Линијска метода
ν	Поасонов коефицијент
m	Емпиријска константа из Парисове једначине
N	Број циклуса
N_f	Број циклуса до отказа
N_{fe}	Прорачуном процењени број циклуса до отказа
ПМ	Тачкаста метода
q	Petersen-ов фактор осетљивости на зарез
ρ	Радијус врха зареза
R	Однос напона при цикличном оптерећењу (однос минималног и максималног напона у циклусу – коефицијент асиметрије циклуса)
R_m	Затезна чврстоћа материјала
r	Полупречник радијуса корозионе јамице
r_p	Пречник пластичне зоне
σ	Напон
σ_a	Амплитуда напона
σ_{max}	Максималан локални еластичан напон
σ_{min}	Минималан локални еластичан напон
σ_t	Напон на граници течења
σ_m	Средњи напон
σ_n	Називни напон
ВМ	Запреминска метода
W	Ширина узорка

Списак објављених радова везаних за тему дисертације

1. **D. Momčilović**, Z. Odanović, R. Mitrović, I. Atanasovska, T. Vuherer: FAILURE ANALYSIS OF HYDRAULIC TURBINE SHAFT, ***Engineering Failure Analysis*, *ISSN 1350-6307*** , doi:10.1016/j.engfailanal.2011.10.006, Published by Elsevier, Volume 20, March 2012, pp. 54-66. http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630711002585

2. R. Mitrović, **D. Momčilović**, I. Atanasovska: ASSESSMENT OF THE EFFECT OF PITTING CORROSION ON FATIGUE CRACK INITIATION IN HYDRO TURBINE SHAFT, ***Advanced Materials Research, ISSN: 1022-6680, Vol. 633 (2013): Advances in Engineering Materials, Product and Systems Design (Special topic volume with invited peer reviewed papers only)***, *Editor: Aleksandar Subić, ISBN-13: 978-3-03785-585-0, Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.633.186, pp. 186-196.* http://www.ttp.net/978-3-03785-585-0.html

3. I. Atanasovska, R. Mitrović, **D. Momčilović**: FEM MODEL FOR CALCULATION OF HYDRO TURBINE SHAFT, ***Proceedings – the Sixth International Symposium KOD 2010***, 29-30.09.2010., Palić, Serbia, ISBN 978-86-7892-278-7, COBISS.SR-ID 255525127, Published by Faculty of Technical Science – Novi Sad, Serbia, pp.183...188.

4. I. Atanasovska, R. Mitrović, **D. Momčilović**: INFLUENCE OF TRANSITION SECTION OF SHAFT WITH FLANGE ON STRESS CONCENTRATION FACTOR, ***Proceedings of the 7th International scientific conference Research and development of mechanical elements and systems, 27-28. of april, 2011.***, *Zlatibor, Serbia,* ISBN 978-86-6055-012-7, Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Niš, Serbia, Topic: Safety, Quality and Reliability, pp. 213...218.

5. R. Mitrović, **D. Momčilović**, O. Erić, I. Atanasovska: INFLUENCE OF PRODUCTION PROCESS ON FATIGUE PROPERTIES OF HEAVY CASTINGS - A CASE STUDY, ***Proceedings of 34th INTERNATIONAL CONFERENCE ON PRODUCTION ENGINEERING, Niš, Serbia, 28-30. September 2011,*** ISBN 978-86-6055-019-6, Publisher: University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, Serbia, pp. 457...460.

6. **D. Momčilović**, R. Mitrović, I. Atanasovska: QUANTIFICATION OF STRESS RAISER INFLUENCE ON DECREASE OF MACHINE PARTS FATIGUE LIFE KOD2012, ***Proceedings – the Seventh International Symposium KOD 2012***, 24-26.05.2012., Balatanfured, Hungary, ISBN 978-86-7892-399-9, COBISS.SR-ID 271298311, Published by Faculty of Technical Science – Novi Sad, Serbia, pp.215...218.

7. **D. Momčilović**, R. Mitrović, I. Atanasovska, T. Vuherer, METHODOLOGY OF DETERMINATION THE INFLUENCE OF CORROSION PIT ON DECREASE OF HYDRO TURBINE SHAFT FATIGUE LIFE, **Machine Design - The Journal of Faculty of Technical Sciences, ISSN 1821-1259 (2012)** Vol 4.No.4. pp 231 – 236

   http://www.mdesign.ftn.uns.ac.rs/pdf/2012/no4/231-236.pdf

8. I Atanasovska, **D. Momčilović**, Z. Starčević: RAZVIJANJE ALGORITMA ZA POVEĆANJE ENERGETSKE EFIKASNOSTI MAŠINSKIH ELEMENATA I SISTEMA, ***Zbornik radova IV Naučno stručne konferencije zaštita životne sredine i energetska efikasnost, 11.05.2012.***, Beograd, Srbija, **ISBN 978-86-915671-0-1**, Izdavač:Udruženje inženjera Beograda, str. 141...148

9. **D. Momčilović**, I. Atanasovska, Lj. Milović, Z. Đorđević: ASSESSMENT OF THE FATIGUE LIFE REDUCTION OF MACHINE PARTS WITH CORROSION PIT, ***Fourth Serbian (29th YU) Congress on Theoretical and Applied Mechanics***, 04 -07.06. 2013, Vrnjačka Banja, Serbia, **ISBN: 978-86-909973-5-0**, Publisher: Serbian Society of Mechanics, Serbia, pp. 639...644.

10. I. Atanasovska, M. Jelić, R. Mitrović, **D. Momčilović**: THE INFLUENCE OF CORROSION ON STRESS CONCENTRATION FACTOR AT SHAFT TO FLANGE RADIUS, **Mechanisms and Machine Science (Book Series), Series Ed.: Ceccarelli Marco, ISSN: 2211-0984,** ***Vol. 13: Power Transmissions (Proceedings of The 4th International Conference on Power Transmissions- PT 12, June 20 -23, 2012, Sinaia, Romania),*** *Editor: G.Dobre,* Assisted by Mihai Robert Vladu, *ISBN: 978-94-007-6557-3 (Print) 978-94-007-6558-0 (Online), Publisher: Springer Science + Business Media Dordrecht 2013, doi: 10.1007/978-94-007-6558-0_53, pp. 657-666.*

11. **D. Momčilović**, A. Subić, I. Atanasovska,R.. Mitrović,COMBINED LOAD SIMULATION VS. COMPONENT LOAD SIMULATION IN MACHINE DESIGN – A CASE STUDY, **FME Transactions, Volume 42 No 1, 2014.** Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, pp 48 - 55

    http://www.mas.bg.ac.rs/istrazivanje/biblioteka/publikacije/Transactions_FME/Volume42/1/07_DMomcilovic.pdf

1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Енергетска ефикасност је императив садашњице у свим областима живота. Уштеда енергије се намеће као један од основних циљева савременог друштва, обзиром на смањење природних, необновљивих енергетских ресурса. Ресурси необновљивих извора енергије су изразито смањени у последњим деценијама, тако да се у производњи и примени свих материјала, изради нових конструкција, возних средстава, уређаја и машина наглашава потреба за решењима која ће довести до значајног смањења потрошње енергије, односно повећања енергетске ефикасности свих процеса који за задовољење различитих потреба људи троше природну енергију.

Отказа машнских и других конструкција услед замора су позната појава још од половине 19. века. Темеље систематичног изучавања појаве замора које је тада поставио Wöhler у многим областима инжењерске праксе важе још и данас. Прелаз од деветнаестог века до почетка 20 века су у многоме одредили начин размишљања многих конструктора у потоњем периоду.

Од тог времена до данас упркос развоју знања и разумевања како поновљено оптерећење утиче на радни век елемената конструкција и машинских система у целости, остао је још велики број неразјашњених питања. Сложеност феномена замора се огледа пре свега у броју утицајних чинилаца при одређивању радног века машинских елемената и система. Уобичајено поједностављење тако постављеног проблема се огледа у коришћењу различитих фактора (величине, квалитета површине, оптерећења, радне средине итд) који су се временом показали као недовољно тачним. Посебан проблем се јавља код предвиђања радног века сложених геометријских облика са различитим изворима концентрације напона. Такав проблем се додатно усложњава када су ти елементи истовремено и нестандардних величина, односно димензија чији утицај није био обухваћен до сада коришћеним факторима. Добар пример за то су микрочипови и микро електро-механички системи који трпе вибрације па и замор код авионских компоненти и елементи тешке механизације код опреме у енергетици као што су роторни багери за површинске копове, тешке транспортне машине и слично.

Пораст могућности рачунара и њихова распрострањеност, посебно повећање њихове снаге у смислу брзине и обима обрађених информација, последњих деценија је истраживачима у области замора могућност развоја нових идеја и усавршених алгоритама кроз примену нумеричких метода. Ово је довело до тога да велики број комерцијалних и шире заступљених софтвера има врло квалитетне могућности прорачуна. Истовремено, скупи експерименти везани за испитивања материјала и конструкција на замор готово свакодневно обогаћују постојеће базе знања које су не ретко саставни део тих комерцијалних софтвера за нумеричке прорачуне.

Међутим, ствар која додатно компликује ионако сложену ситуацију је велики број података који често нису компатибилни ни упоредљиви међусобно када је реч о њиховом коришћењу као улазу за нумеричке прорачуне. Податак да је за период од 2000 до 2014 објављено преко 70,000 радова и публикација на тему замора материјала (извор - scholar.google.com), указује на још велику актуелност ове теме и на потребу да се проблемима замора машинских елемената и система приступи на други начин. Наведено посебно важи у условима достигнутог технолошког нивоа у свету, када се технолошки развој одвија у два правца: ка микро/нано редовима величинама елемената и ка мегаконструкцијама. Област којој припада тема дисертације се константно развијала протеклих 50 година и даље ће се усавршавати јер је сигуран и поуздан рад машинских елемената и система један од императива поузданости и енергетске ефикасности. Полазно сагледавање које је дефинисано у овој дисертације је да сваки помак у области разумевања физике процеса феномена замора и примене добијених картактеристичних величина, било експериментално било нумерички, не може бити учињен без разматрања више редова величине од микро до макро и интеграљењем знања из више техничких дисциплина.

Широк спектар прописа различитих техничких дисциплина, организација за стандардизацију и школа размишљања које се баве овом облашћу, односно недостатак консензуса научне заједнице како поуздано конструисати машински елемент који би задовољио тзв „fail-safe“, односно сигуран од отказа машински елемент, који истовремено задовољава и критеријум што веће енергетске ефикасности и остале, економске параметре, обезбеђују овој теми сталну актуелност [1 - 4]. Под поузданошћу у овој дисертацији се подразумева повећање времена расположивости машинског елемента или система у смислу прецизније израчунатог

радног века, под познатим радним условима, а не продужење остварено нпр. ревитализацијом.

Познато је да се укупни заморни век конструкције састоји од два дела: времена до иницирања прслине и времена утрошеног на раст заморне прслине до коначног отказа. Иницирање микропрслина и њихов раст су феномени који зависе од циклуса локалних напона на површини контуре конструкције и на одређеној дубини од површине контуре. Квалитативно разумевање, у смислу физике чврстоће, која описује шта се то дешава у поликристалној структури каква се најчешће среће код метала, у потпуности је разјашњено. Међутим, квантитативна анализа, посебно када се говори о иницирању заморне прслине представља проблем, јер је велики број промењљивих који утиче на време утрошено на иницирање прслине. Због тога, фокус ове дисертације је усмерен на методе и критеријуме одређивања заморног века прслине до тренутка када почиње стабилни раст заморне прслине [5]. Како је феномен замора, један од најсложенијих узрочника отказа машинских елемента и конструкција, и зависи потпуно равноправно и од геометрије конструкције и од материјала и од радне средине [6], јасно је да поред изузетно обимних истраживања, многа питања везана за замор остају недовољно разјашњена [7 - 9].

На основу наведеног, као једно од основних а недовољно разјашњених питања [10, 11] које се наметнуло и као циљ истраживања ове дисертације, је квантификација утицаја извора концентрације напона у условима замора. За решавање ови питања неопходно је:

- Извршити свеобухватну анализу са критичким освртом на постојеће приступе решавању проблема извора концентрације напона на машинским елементима изложеним заморном оптерећењу.
- Применити мултидисциплинарни приступ решавању веома комплексног феномена као што је замор, код машинских елемента од којих се захтева висока поузданост.
- Развити нове методе за процену настанка и ширења прслина које обухватају примену савремених теорија, нумеричких метода и експерименталних резултата.
- Дефинисања начина примене развијених метода на анализу отказа конкретних машинских елемената, приказаног кроз стваран пример.

На основу наведеног оквира, у овом раду је детаљно описан развој метода прорачуна којима се постиже поузданије дефинисање критеријума и моделирање настанка заморних прслина код машинских елемената на основу експерименталних резултата и нумеричког прорачуна, а на изворима концентрације напона у условима заморног оптерећења. Избор елемента на ком је приказана примена развијених метода је стваран проблем из праксе.

2. ФЕНОМЕН ЗАМОРА

2.1. Кратак историјат изучавања феномена замора

Напредак у разумевању феномена замора је директно повезан са отказом конструкција у експлоатацији. Преглед који следи, направљен је тако да издваја најзначаније радове који апострофирају значајан утицај концентратора напрезања на заморни век машинских елемената и материјала. Чланци [12 - 15], су значајно помогли у изради овог прегледа.

Замор представља феномен који се јавља у машинским елементима и материјалима у условима променљивог оптерећања чији је ниво значајно нижи од пројектоване чврстоће у статичким условима. Повећани захтеви за све сложенијим машинским конструкцијама су резултовале све чешћим појавама отказа услед замора. Први истраживач који је помињао замор у својим предавањима на војној школи у Мецу у Француској, је Poncelet који је овај феномен називао умором или похабаношћу још 1839 [16]. Први пут је термин замор (fatigue) као узрок настајању прслина код метала у условима променљивог оптерећења поменут у једном раду Braithwaite-а, [17] 1854 године. Прве резултате испитивања машинских елемената и материјала на замор је објавио Albert 1837 године [18]. У току 1842 године, у близини Версаја се догодила велика железничка несрећа чији узрок је био у заморном лому предње осовине локомотиве, а коју је анализу публиковао Smith [19]. Већ следеће године, физичар Rankine је [20] предложио своју идеју за побољшањем вагонских осовина са становишта пројектовања на замор. Морин у својој књизи [21] наводи да се прслине на железничким осовинама јављају углавном на геометријским дисконтинуитетима - концентраторима напона.

Разумевање физичких законитости феномена замора није било присутно у овим раним радовима навадених истраживача. Тек 1903, године Ewing и Humfrey [22] су показали испитивањима на светлосном микроскопу да се кратке заморне прслине јављају на цикличним тракама клизања. Откриће стрија односно малих гребена на преломним површинана током раних 50-тих година прошлог века [23,

24] је доказало да је раст заморне прслине директно у вези са сваким циклусом оптерећења.

Овај физички аспект феномена замора није био познат Wöhler-у, који је први почео да прати оптерећења у експлоатацији вагонских осовина уз помоћ мерних трака на бази цинка које је сам развио 1858 [25, 26]. На основу својих истраживања, на глатким епруветама и на епруветама са зарезом, Wöhler је закључио да је амплитуда напона један од најважнијих утицајних чинилаца који одређује заморни век машинског елемента [27]. Wöhler-об дијаграм или SN криву, на основу концепта границе замора који је предложио Wöhler, први је нацртао Basquin [28] током 1910 године. У области коначног заморног века, Basquin је повезао амплитудни напон σ_a и број циклуса замора N у релацију:

$$(\sigma_a)^K \cdot N = const \tag{2.1}$$

У дијаграму који је Basquin конструисао log σ_a - log N зависност је права линија а у зависности од материјала и осетљивости на зарез, експонент к се креће, код челика, од $K \approx 10$ за глатке епрувете до $K \approx 3$ за епрувете са оштрим зарезем или прслином.

Многе резултате Wöhler-а је потврдио Bauschinger 1881 [29, 30]. На основу Bauschinger-ових радова, Manson [31] и Coffin [32] су независно један од другог, поставили своју хипотезу о зависности између макроскопске амплитуде деформација ε_a и броја циклуса у области нискоцикличног замора N^β, данас познату као Coffin-Manson-ова релација:

$$\varepsilon_a \cdot N^\beta = const \tag{2.2}$$

2.1.2. Почетак изучавања утицаја извора концентрације напона

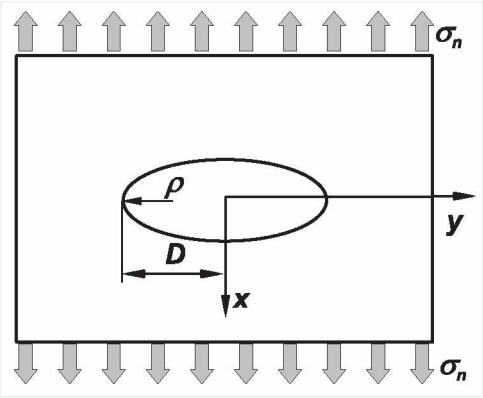
Како је наведено у претходном делу, истраживачи су доста рано уочили да промене у геометрији елемената машина доводе до локано повишених напона. Прво аналитички дефинисан израз фактора концентрације напона је дао Kirsch 1898 [33]:

$$K_t = \sigma_{max} / \sigma_n \tag{2.3}$$

У овом изразу σ_{max} је максималан еластичан локални напон а σ_n представља називни напон. Kirsch-ови резултати испитивања на плочи са цилиндричним отвором су показали да је за овај случај K_t = 3. Ова истраживања је касније проширио Inglis-ови [34] за случај елиптичног отвора током 1913 године, и то као:

$$K_t = 1+2(D/\rho)^{1/2} \tag{2.4}$$

где је 2D пречник веће осе а ρ полупречник корена зареза, слика 2.1.



Слика 2.1: Елиптични отвор на плочи у условима затезања [2.22]

Киршове резултате је даље разрадио Preuß [35] током 1913. године. Током 1937. године, Neuber је објавио своју књигу [36, 37] "Kerbspannungslehre" која је преведена на енглески језик [38] под насловом - Theory of Notch Stresses". У овој књизи су представљена аналитичка решења концентрације напона за велики број различитих случајева типова концентратора напона у случајевима различитих врста оптерећења. У радовима које је касније објавио [39, 40] Neuber је предложио релацију између концентратора напона K_t и нееластичних компоненти за напон и деформацију K_σ и K_ε :

$$(K_t)^2 = K_\sigma \cdot K_\varepsilon \tag{2.5}$$

Новије [41, 42] публикације потврђују зависност (2.5). Дијаграми, таблице и тачни изрази вредности K_t за стандардне концентраторе наведене од стране Kirsch-a, Inglis-a и Neuber-a се континуирано надопуњују [43].

2.1.3. Замор и фактори концентратора напона

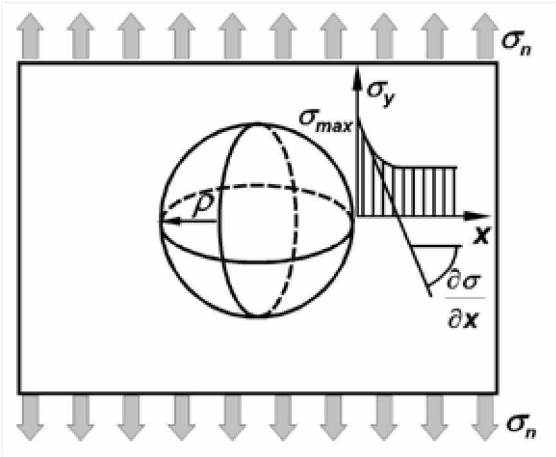
Испитивања обављена тридесетих година двадесетог века су показала да утицај концентратора напона при заморним испитивањима само приближно одговарају фактору концентрације напона. Thum је први увео фактор концентрације напона на замор, K_f , 1932 године [44], повезавши трајну динамичку чврстоћу глатке епрувете, $\Delta\sigma_0$, са трајном динамичом чврстоћом епрувете са концентратором напона, $\Delta\sigma_{0n}$:

$$K_f = \Delta\sigma_0 / \Delta\sigma_{0n} \tag{2.6}$$

Утицај фактора K_f у зависности од испитиваног материјала, услова оптерећења и геометрије концентратора напона је наведен у многим радовима тог времена [45, 46]. Остали утицајни чиниоци на вредност K_f као што су средњи напона и површинска храпавост су такође изучавани [47 - 51].

Обимно изучавање наведених утицајних чинилаца је обавио Петерсен [52, 53]. Један од значајнијих идеја, тада утврђених, наводи чињеницу да је само за иницирање заморне прслине важан максимални напон у близини концентратора, односно напон опада са удаљењем од концентратора напона, слика 2.2.

Према раду Клеснила и Лукаша [54] прслина расте из концентратора напона управно на смер највећег средњег напона и у правцу највећег градијента напона. У циљу узмања у обзир градијента напона, Нојбер је претпоставио постојање мале запремине материјала у тачци максималног напона у близини концентратора напона. Такође је претпоставио да та величина има своју карактеристичну дужину, ρ^*, као и да та дужина представља карактеристику материјала [36]. Други покушаји да се успостави веза између K_f и K_t [55, 56] користећи карактеристике градијента напона или одговарајуће критичне величине напона a^* су предложени од стране Петерсона [57].



Слика 2.2: Сферични концентратор напона у бесконачној затегнутој плочи. Концентрација напона и градијент напона [57]

Фактор осетљивости зареза као концентратора напона је предложио Thum 1932. гдине [44, 45] у облику:

$$q = (K_f - 1)/(K_t - 1) \tag{2.7}$$

Thum је разумео да вредност K_f није карактеристичан фактор материјала нити конкретног машинског елемента или епрувете. Период развоја знања и разумевање феномена замора до другог светског рата је описао Schütz у изузетном прегледном раду са преко 550 референци [58].

Ломови са катастрофалним последицама који су се десели педестих година прошлог века код поморских пловила, ваздухоплова и у нуклеарној индустрији, стимулисали су развој механике лома.

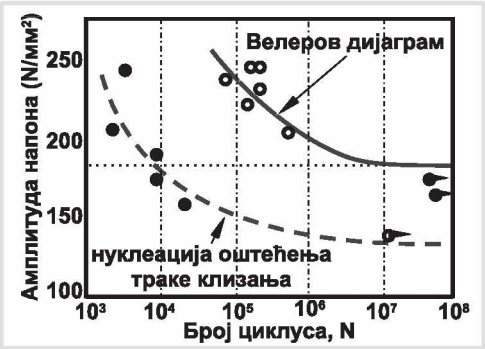
Отказ британског авиона типа Комета [59] услед раста заморних прслина иницираних на изворима концентрације напона који су простојали на прозорима довео је до прихватања теоријских поставки фактора концентрације напона које је пре тога поставио Irwin [60]. Даље приближавање класичног приступа изучавања феномена замора са механиком лома се догодило након прихватања рада Paris-а и сарадника [61, 62] што је утрло пут озбиљној инжењерској примени концепта раста заморне прслине. Приступ локалног напона на извору концентрације који је

поставио Neuber [63] је повезао локалне пластичне напоне и деформације са еластичним концентрацијама напона.

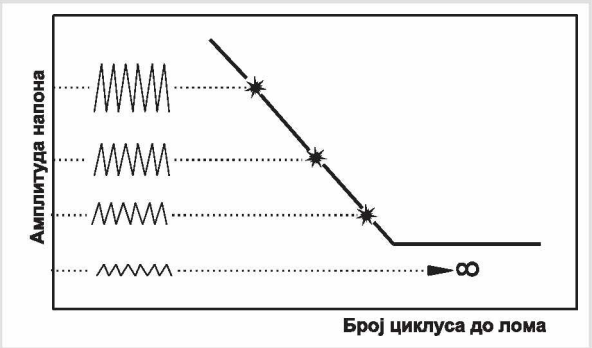
Седамдесетих година прошлог века Pearson [64] и Kitagawa [65] показали су да кратке прслине (краће од 0,5 мм) расту много брже него дугаче прслине када се повежу са опсегом фактора концентрације напона. Од тих седамдесетих година па до деведесетих година прошлог века, завршен је процес изучавања феномена замора који је неодвојив од механике лома. Историјски преглед спајања токова класичног изучавања феномена замора и механике лома дат је у прегледном раду Newman [66].

2.2. Иницирање заморних прслина

Велеров дијаграм (или S - N крива) се добија испитивањем 15-20 епрувета тако што се постепено смањује амлитуда за сваку испитивану епрувету и бележи се време до лома, слика 2.3а). Када се достигне амплитуда (што се потврђује испитивањем више епрувета) при којој не долази до лома, средњи напон увећан за ту амплитуду се дефинише као трајна динамичка чврстоћа [67], слика 2.3б).



а)



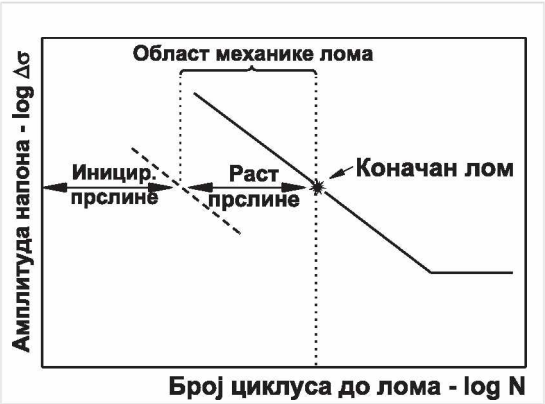
б)

Слика 2.3. а) веза између Велеровог дијаграма и вредности напона при којој настају трајне траке клизања; б) Смањење вредности амплитуде напона до вредности трајне динамичке чврстоће

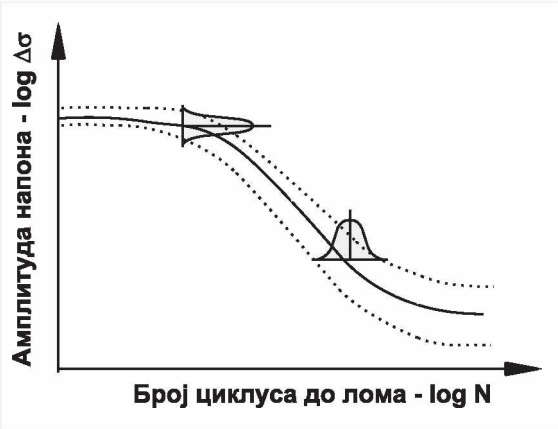
Лому на испитним епруветама услед променљивог оптерећења, који се дешава на горњем делу Велеровог дијаграма, претходе следеће фазе, слика 2.4а):

- Стварање или иницирање заморне прслине,
- Раст заморне прслине
- Фаза завршног лома

Из слике 2.4б) јасно је да је замор феномен који има у појединим фазама значајно расипање. Иницирање (стварање) заморних прслина се јавља на хетерогеним местима у материјалу која су погодна за образовање клица (грешке, извори концентрације напона), независно од тога да ли су она примарно постојала у материјалу услед начина производње (код металних материјала то су најчешће укључци, гасне поре, секундарне фазе) или су настала током деловања периодично променљивог оптерећења. Уклањање или смањење броја примарно неповољних места из микроструктуре може значајно да утиче на повећање заморног века.



а)



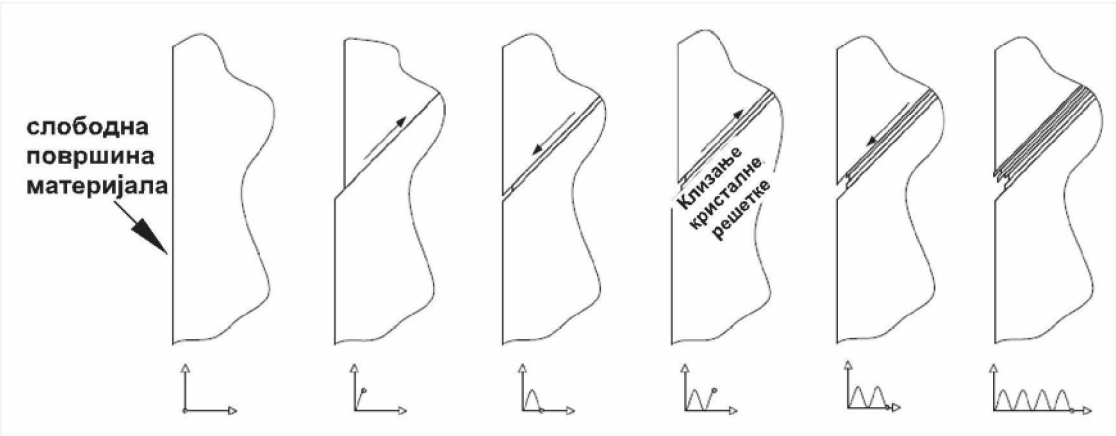
б)

Слика 2.4. Три фазе на Велеровом дијаграму: а) означавање фаза; б) статистичка расподела вредности добијених испитивањем по фазама – велико расипање око вредности трајне динамичке чврстоће

Почетак иницијалних прслина у границама једног зрна у основи је резултат кретања дислокација и празнина ка границама зрна. Брзина ширења прслине је пропорционална величини напона и температуре. Акумулација празнина доводи

до слабљења кристалне структуре, образовања микропора и, најзад, до појаве почетних прслина.

За време интервала у којима се померају у супротном смеру, а као резултат тога, накупине се постепено реапсорбују и равномерно распоређују у микрозапреминама зрна. У случају продуженог дејства напона, долази до процеса акумулације микрооштећења. Истовремено, долази и до клизања дуж кристалографских равни унутар зрна, како је схематски приказано на слици 2.5. Сваки део циклуса, приказаног на слици 2.5. учествује у стварању почетних оштећења на слободној површини материјала, услед цикличног ојачавања или омекшавања. Односно, почетак стварања прслина у границама једног зрна је у основи резултат кретања дислокација и празнина усмереног ка границама зрна. Слободна површина материјала је по правилу зона настајања оштећења услед замора, јер наведене појаве нису ометене суседним зрнима (код поликристала – метала) или код других препрека (граница између ојачавача и матрице – код композита). Осим тога, на слободној површини и многи други фактори доприносе лакшем стварању прслина него у запремини материјала. Тако томе доприноси и сама геометрија, односно постојање различитих извора концентрације напона, квалитет завршне обраде површине, корозија и сл [68-64].



Слика 2.5. Фазе иницирања микропрслине и њихова веза са циклусима оптерећења [75, 76]

Када је микро прслина довољно мала да се налази у подручју једног зрна односно унутар хомогеног еластичног материјала, примарни механизам њеног раста је клизање по кристалографским равнима. Директан доказ за ову тврдњу представља чињеница да су иницијална удубљења (интрузије) и испупчења (екструзије) које се јављају на површини материјала према слици 2.5. оријентисане под углом од 45^0 у односу на правац деловања главних напона, што одговара углу критичног разложеног смицајног напрезања (тзв Шмидовом напрезању). На овој скали величине, на микроскопском нивоу, смицајно напрезање није равномерно распоређено и зависи од низа металуршких фактора, као што су величина и облик зрна, кристалографска оријентације зрна и анизотропија материјала.

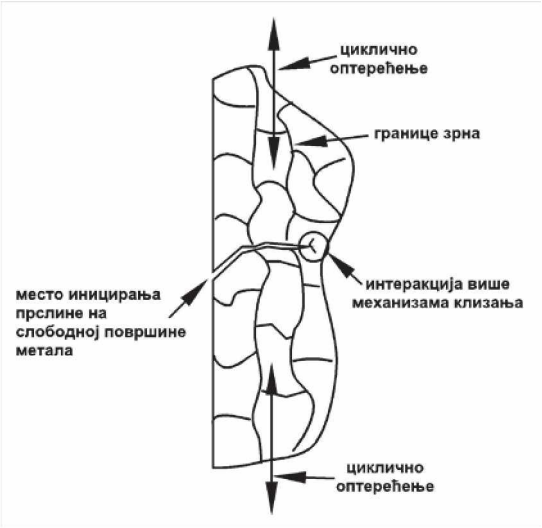
Како прслина расте и улази све дубље у материјал, њен раст све више ограничавају околни материјал тог зрна и суседних зрна. Због тога се повећава вероватноћа активирања више клизних равни. Због те појаве, након почетног раста микро прслине, раст прслине се више не одвија у смеру почетног клизања (које одговара углу од 45^0) већ доминантан постаје смер пропагације прслине управан на правац деловања главних напона, слика 2.6., а прслина почиње да показује тенденцију ширења кроз зрна материјала. [15, 68, 69].

При расту микроскопских прслина, раст прслине није константан него најпре убрзава, а затом, када наиђе на границу зрна, успорава раст па је видљиво да границе зрна представљају баријеру за даљу пропагацију микро прслине [70]. Када прслина довољно нарасте, односно када се њена дужина повећа кроз више зрна, осцилације у брзини раста ће престати и почеће стални раст заморне прслине. Престанак осцилација ће се десити када отпорност материјала на клизање услед променљивог оптерећења и ефекти површине престану бити ограничавајући фактор за ширење прслине, те се угрубо сматра да тај тренутак представља крај фазе иницирања микро прслине и почетак раста [71 - 73].

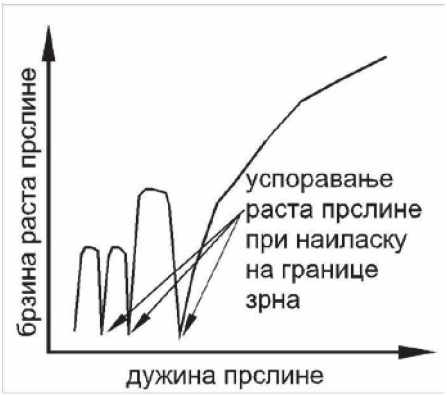
Оваква дефиниција времена иницирања прслине заправо указује на чињеницу да ово време зависи од много чинилаца. Један од значајних чинилаца је и микроструктура материјала, јер у микроструктури постоји више баријера које иницијалне прслине морају да савладају до времена почетка њиховог стабилног раста, слика 2.7. Укључци представљају пример одлике микроструктуре која

значајно утичу на настанак иницијалних прслина јер представљају локалне изворе концентрације напона [74].

Без обзир на врсту материјала и облик конструкције, будући да је брзина раста микро прслина у подручју иницијације увек врло мала, време иницирања прслине чини значајан део укупног животног века конструкције.



Слика 2.6. Прелаз од иницијалних микропрслина до стабилне макропрслине [75]



Слика 2.7. Савладавање баријера – границе зрна при расту кратких прслина [76]

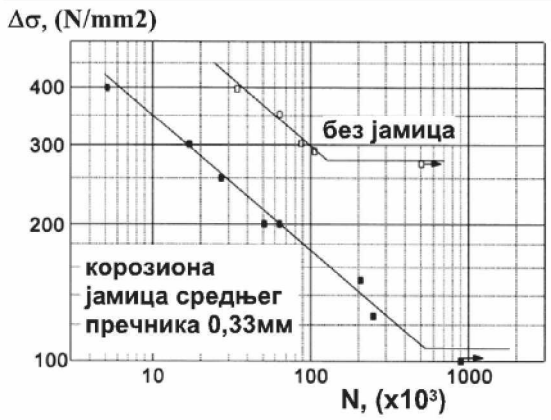
Из свега напред наведеног, може се закључити да на иницирање и раст прслине значајан утицај имају, између осталог, и чиниоци повезани са квалитетом површине материјала и утицај радне средине. Како површина материјала има значајан утицај на настанак и раст прслине битно је разумевање сваког чиниоца који има утицаја на површину. Чиниоци који утичу на квалитет површине су у директној вези са начином производње. Груба машинска обрада представља пример површине са великим бројем површинских извора концентрације напона, што погодује лаком иницирању прслина. У случајевима када се груба површина не може избећи, тада се изводи додатна хемијска, механичка и/или топлотна обрада. Таква додатна површинска обрада нема само утицај на повећање отпорности на замор већ често има утицај и на повећање отпорности на корозију, побољшање триболошких карактеристика итд.

Утицај радне средине на настанак и раст заморних прслина је веома сложен изазов обзиром да укључује поред механичких и различите електрохемијске и физичке процесе као и интеракцију свих наведених утицаја. Најчешће истраживани утицај је утицај истовременог деловања замора материјала са корозијом, без обзира да ли се ради о хемијско агресивној или неагресивној средини. Ова комбинација доводи до стварања неправилности на контури материјала конструкције и тако доприноси лакшем и бржем настанку и расту прслине. У присуству агресивне радне средине, као што је ваздух повишене влажности, настајање и раст заморних прслина се још више убрзава, слика 2.8. Уопште разматрано, може се сматрати да је период настанка прслине завршен када је раст микропрслине не зависи од услова на површини материјала [76].

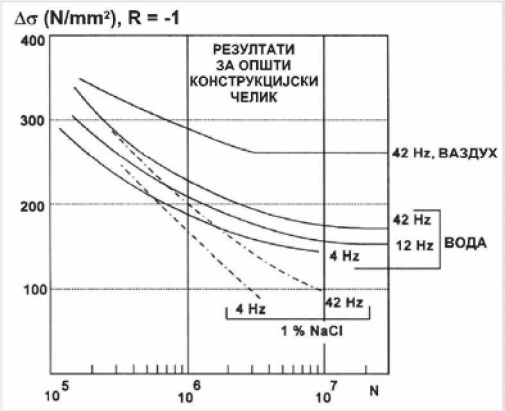
Заједно са утицајем корозије значајан је и утицај фреквенције и облика функције промене оптерећења, слика 2.9.

2.3. Остали параметри који утичу на трајну динамичку чврстоћу

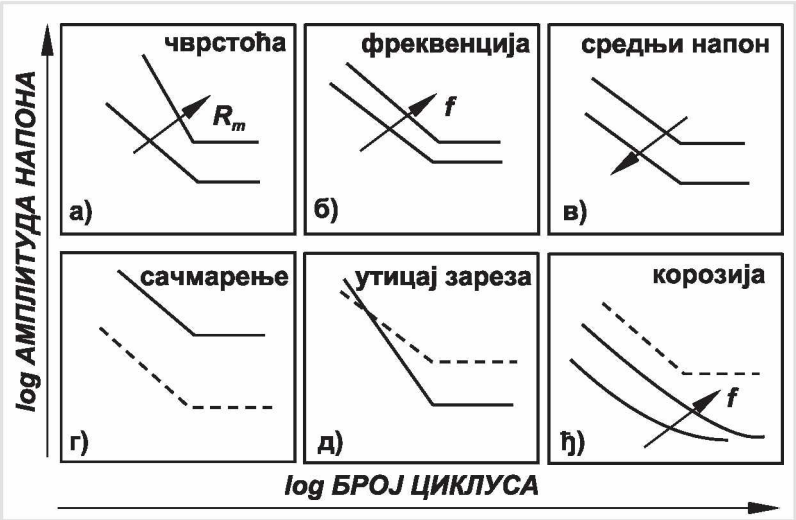
Утицај осталих, основних параметара на трајну динамичку чврстоћу је приказан на слици 2.10. На слици 2.11. је приказан утицај квалитета обраде површине на затезну чврстоћу и са слике се види да је овај утицај већи код челика више чврстоће. Ово се објашњава тиме што се са повећањем чврстоће смањује дуктилност материјала [76, 77].



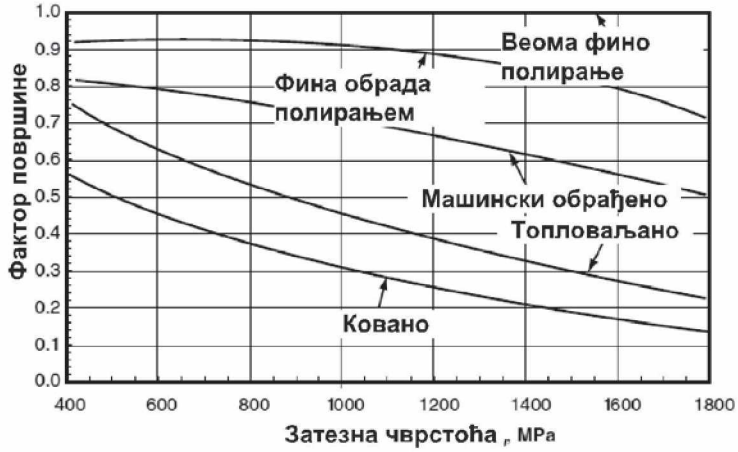
Слика 2.8. Утицај корозије на трајну динамичку чврстоћу [78]



Слика 2.9. Утицај фреквенције на трајну динамичку чврстоћу [78]



Слика 2.10 Утицај основних чинилаца на трајну динамичку чврстоћу а) повећање трајне динамичке чврстоће са повећањем затезне чврстоће б) повећање трајне динамичке чврстоће са повећањем фреквенце в) смањење трајне динамичке чврстоће са повећањем средњег напона г) повећање трајне динамичке чврстоће након сачмарења д) смањење трајне динамичке чврстоће услед присуства зареза ђ) промена трајне динамичке чврстоће услед корозије и повећања фреквенце



Слика 2.11. Утицај квалитета површине на затезну чврстоћу чврстоћу [78]

2.4. Савремени приступ изучавању феномена замора

Грана науке која проучава понашање материјала и конструкција у присуству прслина се назива механика лома. Развијање механике лома и њено

запаженије ширење почиње након 2. светског рата, односно радовима Irwin-а [79], Inglis-а [80] и Griffith-а [81].

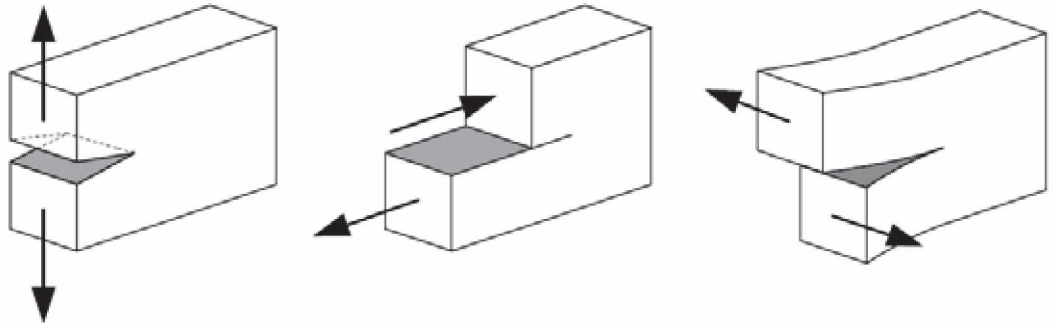
Ови радови чине основу линеарно-еластичне механике лома, а да би та теорија успешније одговарала стварним подацима, Irwin [82] и Dugdale [83] су рад потребан за пластичну деформацију повезали са величином пластичне зоне. Irwin је претпоставио кружни облик пластичне зоне, а Dugdale је претпоставио зону пластичности у облику траке испред врха прслине.

Замах у технолошком развоју 60-тих и 70-тих година прошлог века, који се ослањао на развој енергетике, додатно је утицао на повећање свести о потреби повећане сигурности нових конструкција. Тај тренд, односно потреба за новим знањима и побољшању постојећих метода за прорачун, са аспекта замора материјала и конструкција, траје још увек.

Линеарно-еластична механика лома се користи за одређивање раста прслине у материјалу уз основну претпоставку да је напрезање у материјалу линеарно-еластично током раста прслине односно да је плацтичност на врху прслине локализована током целог процеса раста.

Три основна облика отварања прслине, приказана на слика 2.12, су

- Лом цепањем, тзв мод I;
- Лом смицањем у равни, тзв мод II; и
- Лом смицањем ван равни, тзв мод III.



а) б) в)

Слика 2.12. Основни облици отварања прслине,
а) отварањем, б) смицањем у равни и в) сницањем ван равни [84]

У моду I, сила отварања прслине делује управно на раван цепања и раздваја површине прслине, док се код модова II и III површине прслине клизе једна преко друге. Ирвин [79, 82] је кроз концепте механике лома увео појам фактора интензитета напона, по аналогији са фактором концентрације напона, и означио га са K. У зависности од облик отварања, односно мода, Ирвин је овај фактор означио K_I, K_{II}, K_{III}, а без обзира на мод, фактоктор интензитета напона је, за мод I:

$$K_I = \sigma\sqrt{\pi \cdot a} \tag{2.8}$$

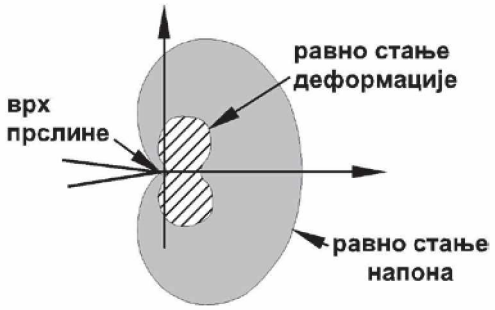
Употреба вредности K захтева одређивање његове вредности, која зависи од фактора као што су геометрија и оптерећење. До сада су изведени неки изрази за дефинисање вредности K [85-88], а пример је дат у једначини (2.9), за мод I:

$$K_I = \beta\sigma\sqrt{\pi \cdot a} = Y\left(\frac{a}{W}\right) \cdot \sigma\sqrt{a} \tag{2.9}$$

при чему је β функција која зависи од геометрије конструкције, типа и врсти оптерећења (однос a/w представља однос дужине зареза и ширине епрувете).. У теорији линеарно-еластичне механике лома (ЛЕМЛ) занемарује се чињеница постојања пластичне деформације, која претходи расту прслине, односно сматра се да је величина пластичне зоне на врху прслине довољно мала у поређењу са прслином и дебљином елемента у коме се прслина налази. Почетна претпоставка ЛЕМЛ је била да пластична деформација не утиче значајно на процес раста прслине. Међутим, током времена, показало се да пластична деформација на врху прслине, у великом броју случаја, не може бити занемарена. Односно, без обзира да ли се разматра крти или дуктилни лом, појава пластичне зоне на врху је појава која утиче на лом. Претпоставку појаве пластичне зоне је поставио совјетски физичар АА Павлов, који је 1920 године прошлог века дефинисао да сваком лому, па и кртом претходи пластична деформација [89, 90],

Величину и облик пластичне зоне могуће је израчунати, али се у пракси користе поједностављени модели величине зоне пластичне деформације. Најпознатији модели, на бази теорије Вон Мисеса, су Ирвинов и Дагдејлов [82,

83], и ако се погледа такав упрошћен модел види се да је зона равног стања напона значајно већа од зоне равног стања деформација, слика 2.13.



Слика 2.13. Облик пластичне зоне око врха прслине по теорији Вон Мисеса за равно стање напона и равно стање деформације [84, 85]

Ирвинова прва процена за величину пластичне зоне, за претпостављени кружни облик пластичне зоне и уз равно стање напона даје величину пречника пластичне зоне :

$$r_p = \frac{1}{2\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_t}\right)^2 \tag{2.10}$$

За равно стање напона, процена је да је пречник пластичне зоне три пута мањи, односно:

$$r_p = \frac{1}{6\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_t}\right)^2 \tag{2.11}$$

Критични фактор интензитета напона је она вредност фактора интензитета напона при којој долази до нестабилног раста прслине, а без повећања оптерећења. Према једначини (2.9) може се написати:

$$K_c = Y\left(\frac{a_c}{W}\right)\cdot\sigma_c\sqrt{a_c} \tag{2.12}$$

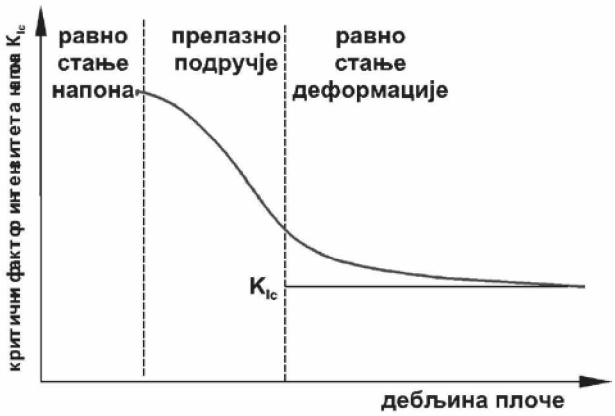
При чему је:

K_c – критични фактор интензитета напона,

σ_c – номинални напон при нестабилном расту прслине,

a_c – критична дужина прслине за номинални напон σ_c .

Потребно је нагласити да интензитет напона зависи од врсте материјала, радних услова средине, дебљини плоче, а у крајњем случају и од дужине прслине. Како се критични фактор интензитета мења са дебљином плоче, податак када вредност интензитета напона, постаје константна, слика 2.14, је веома важан. То се догађа када стање напона на врху прслине пређе у равно стање деформације. У лабораторији, тај се захтев испуњама преко одговарајуће дебљине испитне епрувете. Та вредност представља минималну вредност K_c и назива се жилавост лома (eng. *plane-strain fracture toughness*), и означава се са K_{Ic} . Жилавост лома представља својство материјала које дефинише његову отпорност ка нестабилном расту прслине.



Слика 2.14. Зависност фактора интензитета напона од дебљине плоче [86]

Потребно је напоменути да жилавост лома зависи од мода оптерћења тј , да вредности жилавости лома при различитим случајевима нису међусобно једнаке између себе [91, 92]:

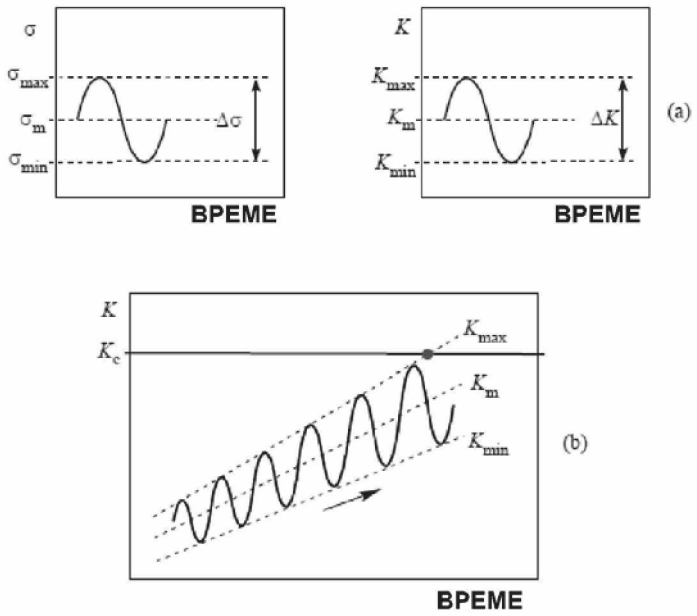
$$\boldsymbol{K}_{Ic} \neq \boldsymbol{K}_{IIc} \neq \boldsymbol{K}_{IIIc} \tag{2.13}$$

Cotrell је дефинисао да је најуспешнија примена механике лома заправо код замора материјала [93]. Седамдесетих година прошлог века, у многим

областима, посебно у енергетици и ваздухопловству, је све више преовладавао дизајн на замор који је у својим претпоставкама укључивао постојање прслине и њено праћење до критичне величине при којој постоји опасност од наглог и нестабилног лома. Темеље за такав приступ је поставио Парис [94] радом који је био везан за развој војног ваздухопловства. У наведеном раду Парис је дао модел прорачуна пукотине замором који је за прорачун брзине раста прслине користио параметар механике лома, опсег интензитета напона ΔK, јед. (2.14). Веза између опсега напона при замору и опсега интензитета напона је дата на слици 2.15.

$$\frac{da}{dN} = C\Delta K^{n} \tag{2.14}$$

Где су C и m емпиријске константе добијене експерименталним испитивањем.



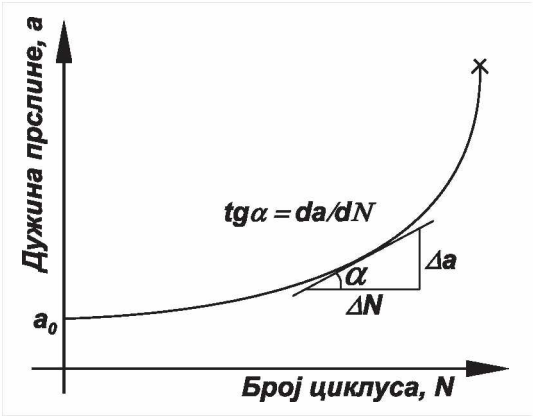
Слика 2.15. Веза између опсега напона при замору и опсега интензитета напона а) дефиниција симбола; б) пораст вредности К са дужином прслине [87]

Ради одређивања брзине раста прслине da/dN потребно је повезати ту величину с опсегом интензитета напона ΔK. Опсег фактора интензитета се може израчунати, према слици 2.15а), као:

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \tag{2.15}$$

$$\Delta K = \sigma_{max} Y\left(\frac{a}{W}\right)\sqrt{a} - \sigma_{min} Y\left(\frac{a}{W}\right)\sqrt{a} = (\sigma_{max} - \sigma_{min})Y\left(\frac{a}{W}\right)\sqrt{a} \tag{2.16}$$

Брзина раста прслине представља нагиб криве раста прслине за одређени број циклуса, слика 2.16, односно, њена се вредност може одредити коришћењем експерименталних података о прирасту прслине за одређени број циклуса. Једначина 2.14, односно Парисов закон, представља линеаран део функције $da/dN = f(\Delta K)$ на дијаграму приказаном на слици 2.17. Парисова релација је последњих педесет година потврдила вредност за велики број различитих материјала.



Слика 2.16. Пораст дужине прслине у зависности од броја циклуса [88]

Слика 2.17. Схематски приказ типичног дијаграма који се добија испитивањем брзине раста прслине [88]

Као што се са слике 2.17 види, подручје I је подручје у коме прслина врло споро расте, а на његовој доњој граници се тај раст потпуно зауставља. Вредност у коме се крива асимптотски приближава вредности испод које не постоји раст дугих прслина се назива праг раста заморних прслина ΔK_{th}. Подручје 2 је подручје стабилног раста, односно област важења Парисове једначине (2.8), а подручје 3 је подручје нестабилног раста прслине где се крива асимптотски приближава критичној вредности интензитета напрезања K_c.

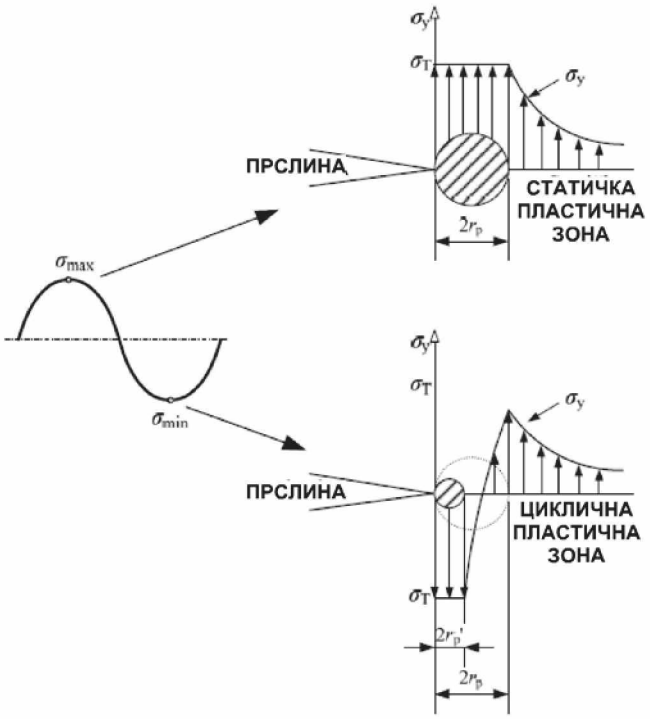
Поред наведених чињеница, неоходно је имати на уму и на који начин се величина пластичне зоне испред врха прслине, при пропагацији, мења са вредношћу у циклусу, што је приказано на слици 2.18. На слици се види да је при достизању највећег напона у циклусу, величина пластичне зоне највећа а при најмањој вредности напона у циклусу, величина пластичне зоне је најмања.

Величина тако настале пластичне зоне услед цикличног оптерећења, може се приказати као:

$$2r_p' = \frac{1}{4\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_t}\right)^2 \qquad \text{равно стање напона} \qquad (2.17)$$

Односно

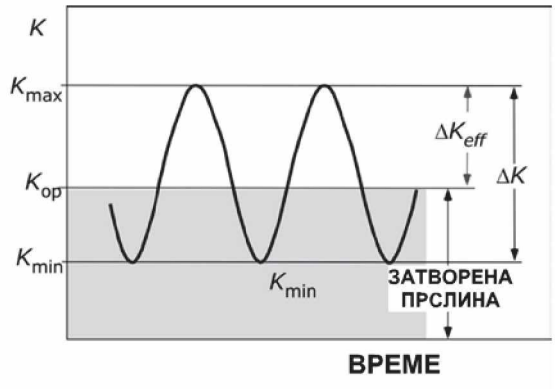
$$2r_p' = \frac{1}{12\pi}\left(\frac{K_I}{\sigma_t}\right)^2 \qquad \text{равно стање деформације} \qquad (2.18)$$



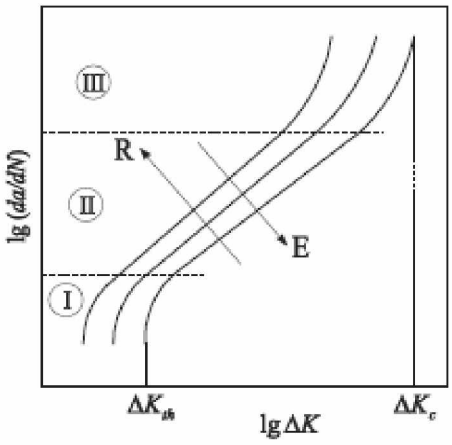
Слика 2.18. Величина пластичне зоне у зависности од положаја у циклусу [95]

Односно, добијена зона пластичности услед цикличног оптерећења је мања од оне која се јавља при статичком оптерећењу. Ово јасно показује да се Линеарно еластична механика лома (ЛЕМЛ) може применити на проблеме замора [87, 88]. Forman [96], и многи други истраживачи су предложили своје моделе који су били засновани на Парисовом моделу али су укључивали различите утицајне чиниоце. Тако је Forman-ов модел укључивао ефекте средњег напона па је моделирао убрзани раст прслине. Elber [97] је предложио појам ефективног опсега фактора интензитета напона ΔK_{eff} (eng. *effective stress intensity factor range*) и први објаснио ефекат затварања прслине, сл.2.19.

Утицај модула еластичности, у смислу врсте материјала, на вредности на дијаграму који се добија испитивањем брине раста заморне прслине, је приказан на слици, 2.20.



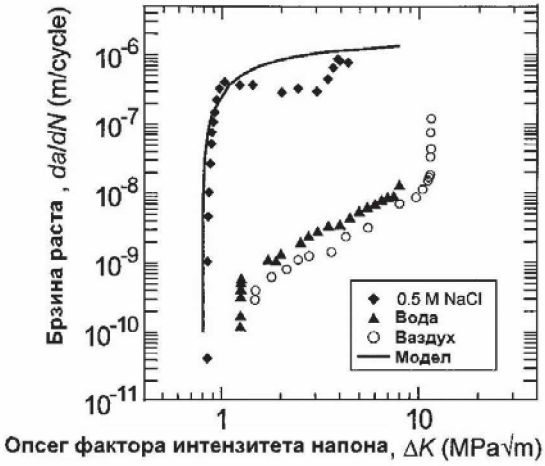
Слика 2.19. Ефективни фактор концентрације нарона ΔK_{eff} при цикличном оптерећењу [97]



Слика 2.20. Повећање прага раста заморне прслине са повећањем модула еластичности [98]

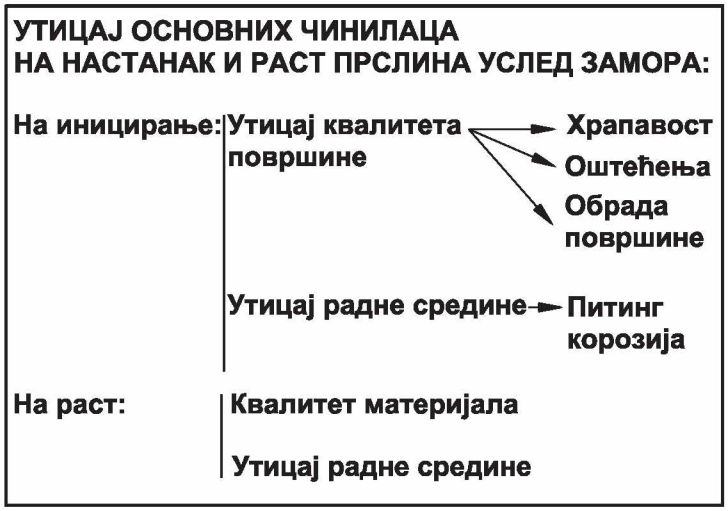
Утицај радне средине, у смислу корозије, је приказан на слици 2.21. Као што се види, утицај корозије је велики, посебно у присуству прслина. Истраживања која би укључила корозију у проблем настанка и раста заморних прслина је веома актуелан. Разлог овој актуелности је у чињеници што је веома тешко репродуковати, у лабораторијским условима, стварне услове из експлоатације, односно у добијању употребљивих података који би успешније него до сада, квантификовали утицај фактора средине [98, 99, 100].

Опсежан приказ феномена замора у условима корозије је дао Milella [101], а последњих година посебна пажња се посвећује изучавању утицаја питинга на настанак и раст прслине у условима замора и корозије [102, 103]. Посебно интересанти за истраживање су прегледи отказа стварних конструкција услед замора и корозије [104 - 108].



Слика 2.21. Утицај врсте корозионе средине на брзину раста прслине [109],

Уместо закључка, у циљу сумирања и сажетог исказивања комплексности феномена замора, на слици 2.22. приказани су сви утицајни чиниоци за настанак и раст прслина у условима замора.



Слика 2.22. Чиниоци који утичу на настанак и раст заморних прслина [108, 110]

3. КОНЦЕНТРАЦИЈА НАПОНА

3.1. Увод

Замор материјала је феномен који се јавља при релативно ниским нивоима напона па се теорија еластичности може узети као основа за разматрање овог феномена. Макроскопско понашање изотропног материјала се карактерише преко три константе еластичности а то су: модул еластичности (E), модул смицања (G) и Poisson-ов коефицијент (v). Позната релација између константи је [111, 112]:

$$E = 2G(1 + v) \tag{3.1}$$

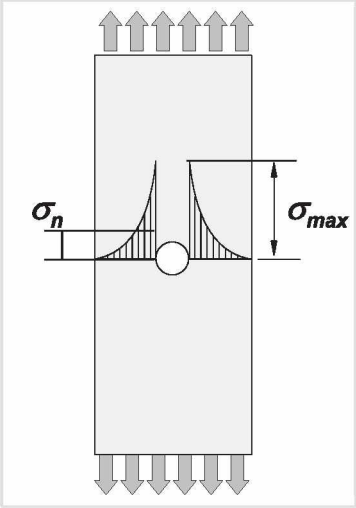
Код свих машинских елемената и конструкција извори концентрације напона су често неизбежни. Концентрација напона је појава неравномерне расподеле напона по попречном пресеку машинског дела на месту нагле промене пресека. У односу на расподелу номиналних напона, сл. 3.1, у једној зони попречног пресека напон се повећава, а у преосталом делу пресека се смањује. Укупна сума (интеграл) напона по површини попречног пресека једнака је и за расподелу са концентрацијом и без концентрације напона. Напон је само другачије распоређен тј. концентрисан је у неким деловима пресека, на рачун делимичног или потпуног растерећења других делова пресека.

Теоријски фактор концентрације напона K_t, се дефинише као однос између највећег напона у корену извора концентрације напона и називног напона у елементу без извора концентрације напона, слика 3.1.

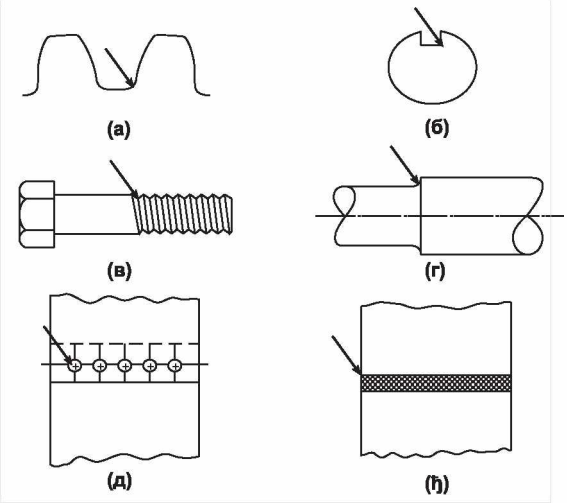
$$K_t = \sigma_{max}/\sigma_n \tag{3.2}$$

Интензитет концентрације напона зависи од геометрије извора концентрације, односно облика зареза. У пракси се приликом пројектовања увек тежи смањењу утицаја у циљу избегавања могућих проблема услед заморног оптерећења. Највећи максимални напон је непосредно поред извора

концентрације напона. То су жлебови на машинским деловима, нагла промена пречника или дебљине, отвори и др [113,114] , слика 3.2.

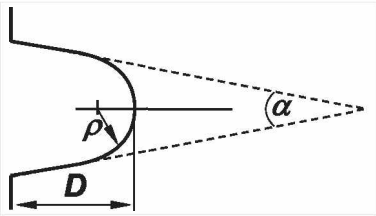


Слика 3.1. Локално повећање напона у близини извора концентрације напона



Слика 3.2. Места појаве концентрације напона на машинским елементима а) корен зуба б) радијус жлеба в) корен навоја г) прелазни радијус д) рупе за заковице ђ) заварени спој [111]

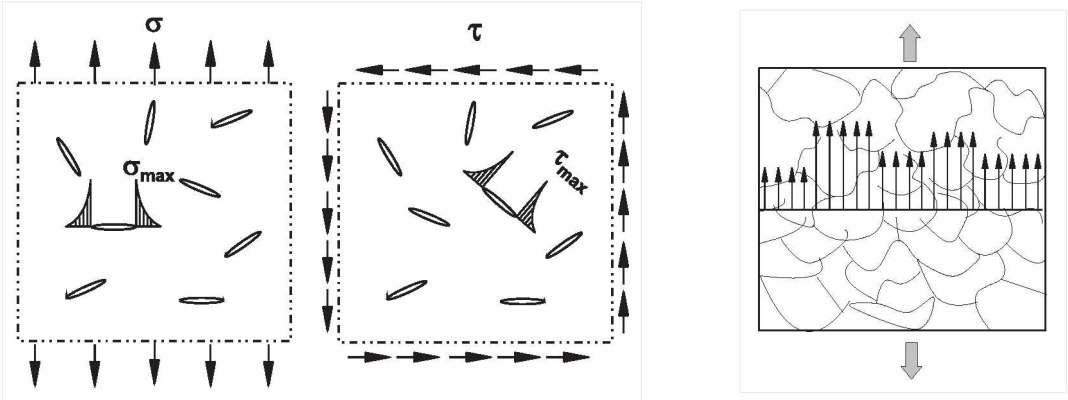
Аналитичко израчунавање фактора концентрације напона и основни утицајни чиниоци су детаљно приказани у референци [115, 116]. Оно што је важо за разматрање извора концентрације напона као што је зарез је једнозначно описивање зареза. Као што се на слици 3.3. види зарез се може одредити са три величине: дубином зареза D, радијусом у корену зареза ρ и углом α зареза.



Слика 3.3. Величине које описују извор концентрације напона типа зареза

Приликом проучавања утицаја извора концентрације напона зарези се најчешће разматрају јер се релативно лако истовремено испитују експериментално и разматрају теоријски. Да би се разумео утицај стварних извора

концентрације напона као што су поре и укључци, сл. 3.4, неопходно је разумети утицај једноставних облика извора концентрације напона и промене величина које их карактеришу, D и ρ.



а) б)

Слика 3.4. Металуршке карактеристике као извори концентрације напона а) оријентација укључака; б) утицај оријентације зрна на расподелу напона [76]

За конкретан случај приказан на слици 3.3. је;

$$K_t = 1 + 2(D / \rho)^{1/2} \tag{3.3}$$

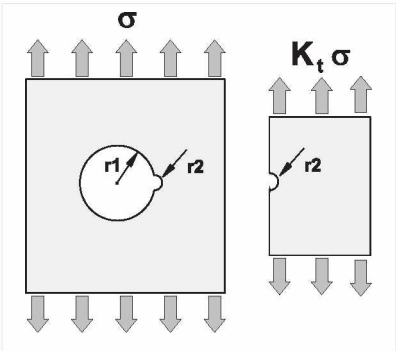
Уколико $\rho \to 0$, $K_t \to \infty$ односно резултат за $\sigma(r)$ као функције од растојања од врха прслине, за случај пролазне прслине бесконачног тела подвргнутом затезним оптерећењем [117], је:

$$\sigma(r) = \frac{\sigma}{\left[1 - \left(\frac{a}{a+r}\right)^2\right]^{1/2}} \tag{3.4}$$

Где је $\sigma(r)$ напон затезања управан на пролазну прслину, што утиче да се се овај напон често назива напон отварања прслине и представља главни напо нкоји утиче на ширење прслине [118]. За случај тачке близу врха прслине ($r << a$) претходна једначина се своди на једноставнији облик:

$$\sigma(r) = \sigma\sqrt{\frac{a}{2r}} \tag{3.5}$$

Када постоји мали зарез додат на месту највећих напона већ постојећег зареза, доћи ће до суперпозиције извора концентрације напона. Односно, у случају постојања малог полукружног зареза са $r_2/r_1 << 1$ на делу где се очекују највећи напони, код плоче са полукружним отвором односно где је највећа вредност $K_{t\,1} \cdot \sigma$ (за случај отвора са r_1), може се очекивати да је највећи напон услед малог зареза са r_2 , слика 3.5:



Слика 3.5. Приказ решавања проблема суперпозиције извора у извору концентрације напона [76]

$\sigma_{max} = K_{t\,1} \cdot K_{t\,2} \cdot \sigma$, односно $K_t = K_{t\,1} \cdot K_{t\,2}$

Иако ова једначина даје доста високе вредности K_t, веома добро илуструје велики значај извора концентрације напона унутар зареза, посебно када је у питању замор [118].

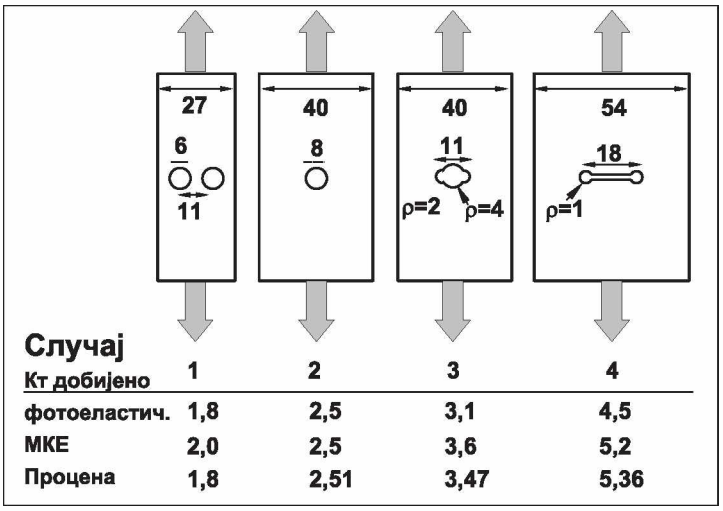
3.2. Методе одређивања утицаја извора концентрације напона

Вредности фактора концентрације напона K_t се могу добити на више начина:

- рачуницом, као што је већ поменуто, аналитичким методама и нумеричким методама, као што је метода коначних елеменатата (МКЕ).

- Мерењем, помоћу мерних трака, методама заснованим на фотоеластичности и сродним методама.

Поређење вредности K_t добијених методом коначних елемената (МКЕ) и фотоеластичном методом дата је на слици 3.6. Основни проблем у разумевању и примени различитих метода је чињеница да су заправо методе између себе комплементарне односно да надопуњују једна другу и да истовремено служе за међусобну верификацију [119 – 125].



Слика 3.6. Поређење различитих облика извора концентрације напона и њихових фактора концентрације напона [76]

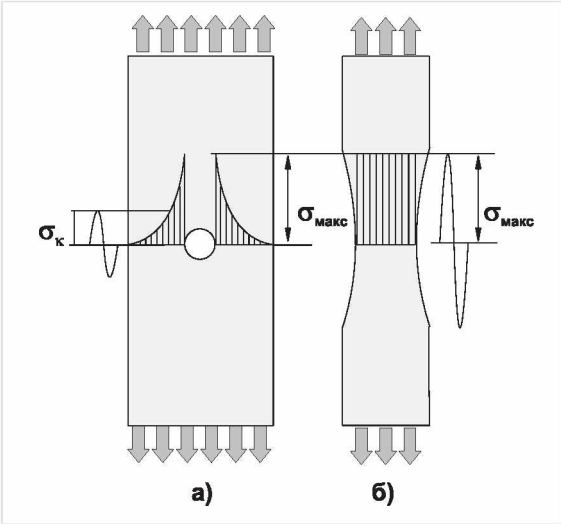
Последње две деценије, захваљујући порасту снаге персоналних рачунара, више истраживача је утврдило да разлика између вредности фактора концентрације напона по Petersen-у и МКЕ износи и до 30% код вратила са прелазним радијусом [126 - 129]. Проблем није само у разлици, већ и у чињеници да за поједини случајеви и односи димензија нису обухваћени Petersen-овим дијаграмима [130].

3.3. Концентрација напона при замору

Имајући дефиницију трајне динамичке чврстоће као вредност напона испод кога неће доћи до разарања током деловања динамичких оптерећења,

можемо применити принцип сличности поредећи испитне епрувете за замор са зарезом са епруветама без зареза, слика 3.7.

Ово указује да је потребно трајну динамичку чврстоћу епрувете без зареза поделити са K_t да би се добила трајна динамичка чврстоћа епрувете са зарезом.



Слика 3.7. Принцип сличности: иста вредност амплитуде напона при замору а) епрувета а извором концентрације напона и б) епрувета [76].

Ако је циклус са амплитудом σ_K за плочу са рупом и σ_{max} вредност амплитуде на епрувети, односно вредност највећег напона, слика 3.7., добија се фактор концентрације напона:

$$\sigma_k = \sigma_{max} / K_t \quad \text{односно} \quad K_t = \sigma_{max} / \sigma_k \tag{3.7}$$

Међутим бројним испитивањима је потврђено да је фактор умањења мањи од K_t. Односно да је фактор концентрације напона при замарању K_f :

$$K_f \leq K_t \tag{3.8}$$

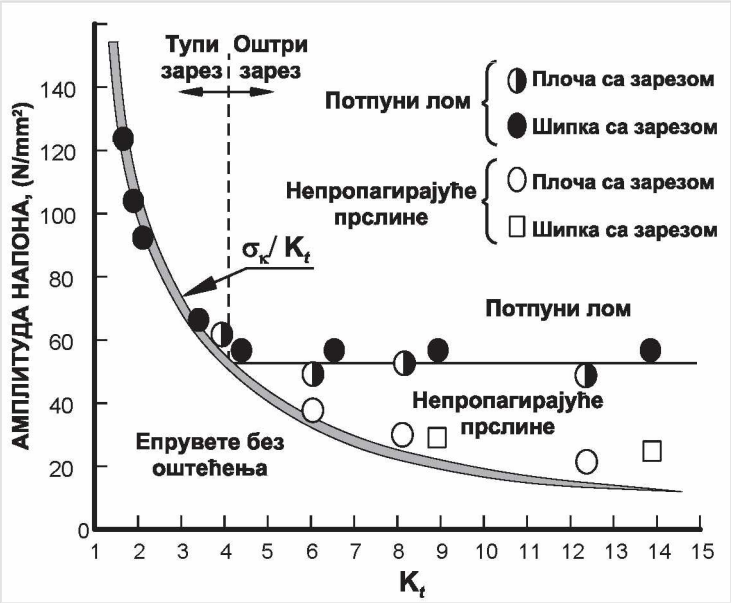
Меру осетљивост на зарез је дефинисао Peterson [57] као :

$$q = (K_f - 1)/(K_t - 1) \tag{3.9}$$

Први експерименти су показали да је $K_f < K_t$, посебно за мале узорке са високим вредностима K_t, и за материјале ниже чврстоће као што је нискоугљенични челик. Ако је $K_f < K_t$ то указује да је материјал мање осетљив на зарез наго што је то за случај $K_f = K_t$.

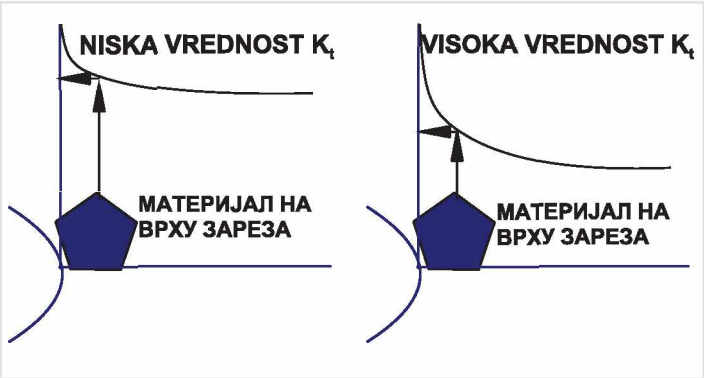
Висока осетљивост на зарез се добија када је $K_f = K_m$ односно када $q = 1$, односно када је $K_f = 1$ и $q = 0$ имамо ниску осетљивост на зарез [117]. У суштини, Peterson је предложио коришћење фактора q како би истовремено илустровао утицај чврстоће материјала и величине испитиваног елемента.

Када се разматра утицај фактора концентрације при замору, не може се заобићи Frost-ов дијаграм [131] који даје везу између амплитуде напона и вредности фактора K_t. За разлику од наведеног у тачки 2.2. где је дефинисано постојање непропагирајућих прслина, Frost-ов дијаграм даје прегледно области, без оштећења, непропагирајућих прслина и зону потпуног лома, као што је приказано на слици 3.16.



Слика 3.16. Frost-ов дијаграм, веза између амплитуде напона и вредности фактора концентрације напона. [131]

За разумевање утицаја сваке појединачне вредности K_t са дијаграма 3.16. потребно је погледати слику 3.17. са две врсте градијената у близини извора концентрације напона.



а) б)

Слика 3.17. а) Градијент код ниских вредности K_t и
б) Градијент код високих вредности K_t [132]

Основне карактеристике за ниске вредности K_t:

- Неопходне су високе вредности напона како би се достигао напон неопходан за иницијацију прслине;
- Високе вредности средњег напона испред извора концентрације напона; и
- Брзи раст заморне прслине у агресивној средини.

Основне карактеристике за високе вредности K_t:

- Довољне су и ниже вредности напона како би се достигао напон неопходан за иницијацију прслине;
- Ниске вредности средњег напона испред извора концентрације напона; и
- Спорији раст заморне прслина у агресивној средини.

Анализа приказана на слици 3.17. представља један од најсвежијих аргумената да се проблем извора концентрације напона не може посматрати једнозначно. Односно, извор концентрације напона, описан преко одговарајућег градијента и одзив материјала у одређеној запремини испред извора, представља смер истраживања вредан за разматрање. Zheng је у свом раду [133] као један од основних праваца будућег развоја истраживања везаних за феномен замора лоцирао у области иницирања прслина при замору.

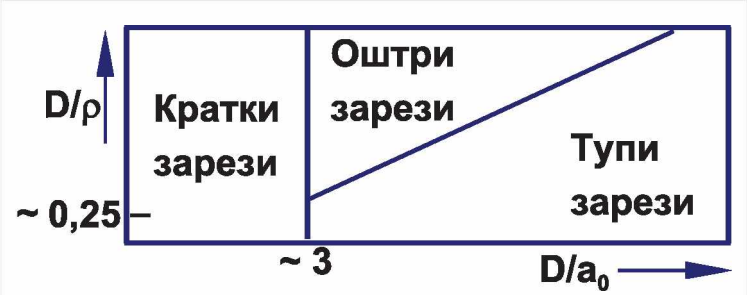
4. АНАЛИЗА ИЗВОРА КОНЦЕНТРАЦИЈЕ НАПОНА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

4.1. Увод

Понашање машинских елемената, који садрже сложене тродимензионалне (3D) геометријске изворе концентрације напона је од великог интереса за савремену индустрију. Ова тема не привлачи у довољној мери пажњу истраживача, пре свега због сложености. Једини пример где се 3D извори концентрације напона интензивно изучавају су заварени спојеви [134,135].

Како је наведено у поглављу 2 овог рада, од осамдесетих година 20. века изучавања феномена замора су неодвојива од механике лома, односно када је замор материјала и конструкција у питању, механика лома је постала равноправан алат са већ установљеним методама истраживања [136, 137]. Штавише, бројни уџбеници из машинских елемената у последњих 20 година садрже поглавља која обрађују прорачун са аспекта механике лома [138 - 141].

У наставку ће бити дат кратак преглед досадашњих сазнања и метода процене заморног века и чврстоће елемената са изворима концентрације напона. Основни циљ овог прегледа је сумирање свих постојећих метода, које за циљ имају поуздано предвиђање вредности заморне чврстоће дефинисане као оспег напона потребног за настанак прслина за дати број циклуса, при високоцикличном замору. Као што је показано у Поглављу 3, за дефинисање извора концентрације напона типа зареза неопходне су три величине, D - дубина зареза, a_0 El Haddad-ов параметар [136], и ρ радијус врха зареза, слика 3.3. Зарези су најчешћи извори концентрације напона и у зависности од претходно наведене три величине, дефинишу се као на слици 4.1.



Слика 4.1 Схематска илустрација три режима понашања зареза у функцији од величине зареза (D / a_0) и облика зареза (D / ρ) [137]

4.1.1. Приступ заснован на напону

Код овог приступа, претпоставља се да до отказа долази кад највећи, (максимални), опсег напона на врху зареза пређе динамичку чврстоћу глатке епрувете. Ово се може изразити преко фактора концентрације напона (у области еластичности) K_t на следећи начин:

$$\Delta\sigma_{on} = \frac{\Delta\sigma_0}{K_t} \tag{4.1}$$

где је $\Delta\sigma_{on}$ трајна динамичка чврстоћа епрувете са зарезом и $\Delta\sigma_o$ трајна динамичка чврстоћа глатке епрувете. Овај приступ важи само за јако ниске вредности K_t и за област линеарне еластичности.

4.1.2. Традиционалан приступ заснован на Petersen-овом и Neuber-овом раду

Petersen-ова и Neuber-ова теорија се користе за анализу зареза преко 40 година и заснована је на концепту критичне запремине. Neuber [36, 37] је предложио да главни параметар буде средња вредност еластичног напона у одређеној критичној запремини која окружује извор концентрације напона. Његова тврдња је да је извесна критична запремина обухваћена утицајем извора концентрације напона, уколоко је материјал хомоген, довољно репрезентативна за разматрање целог материјала. На основу ове идеје, коришћењем радијуса r као

параметра за карактерисање напонског поља око извора концентрације напона. Он је развио израз која омогућава израчунавање фактора концентрације напона при замору:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{\rho^* / \rho}} \tag{4.2}$$

Где је ρ^* - константа материјала са димензијом дужине, која се одређује експериментално, а приближно је сразмерна затезној чврстоћи. Peterson [142] је користио сличан приступ, али је увео упрошћења разматрајући само напон у тачки испред извора концентрације напона. Peterson је предложио да израз гласи:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + a_p / \rho} \tag{4.3}$$

Где је a_p нека друга карактеристика материјала. Вредност осетљивости на зарез је дефинисана као:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \tag{4.4}$$

где за:

$q = 0 \rightarrow K_f = 1$ не постоји осетљивост за зарез; и

$q = 1 \rightarrow K_f = K_t$ присутна је потпуна осетљивост на зарез

4.1.3. Tanaka – Taylor-ово критично растојање

Taylor [143] и независно од њега Tanaka [144] су показали да критични параметри димензије дужине могу бити експлицитно израчунати за случај прслине, али дају добре резултате и за случајеве осталих извора концентрације напона, нпр. типа зареза. Поједностављење, слично оном које су дефинисали Neuber [37] и Петерсон [142], се може усвојити и за овај случај. Односно, метод може да се примени узимајући у обзир само опсег напона у једној тачци испред

извора концентрације (Тачкаста метода - PM) или коришћењем средње вредности напона дуж линије испред извора концентрације напона (Линијска метода – LM).

Овај приступ може такође бити примењен разаматрајући средњи напон у запремини која окружује извор концентрације напона - запреминска метода VM. Важно је напоменути да се критично растојање изражава у терминима параметра L, који је функција прага замора материјала и трајне динамичке чврстоће:

$$L = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{\Delta K_{\mathrm{th}}}{\Delta \sigma_0} \right)^2 \tag{4.5}$$

За тачкасту методу, критично растојање је $L/2$, док је за линијску $2L$.

4.1.4. Метода моделирања прслина

Smith и Miller [145] су показали да оштри зарези могу бити моделирани као прслине применом линеарно-еластичне механике лома (ЛЕМЛ). На основу њиховог рада заморна чврстоћа се може одредити на основу дубине зареза D прага раста заморне прслине ΔK_{th} и одговарајућег геометријског фактора за еквивалентну прслину F.

$$\Delta \sigma_{\mathrm{on}} = \frac{\Delta K_{\mathrm{th}}}{F \sqrt{\pi \cdot D}} \tag{4.6}$$

где је $\Delta\sigma_{on}$ опсег напона при трајној чврстоћи добије испитивањем епрувете са зарезом. Суштински, ова метода се користи за добијање опсега напона у непосредној близини зареза. Више детаља о овој метода дато је у референцама [146 – 152], у којима је показано да ова метода када се користи заједно са приступом заснованом на напону, даје врло прецизна предвиђања за врло широк опсег материјала, геометрија зареза и стварних компоненти укључујући и заварене спојеве.

4.1.5. Метода засновна на деформацији

Метода занована на деформацији која се такође зове и метода локалног приступа често се користи у разним проценама заморног века када се јавља локална пластична деформација у близини извора концентрације напона. Познавање напонско-деформационо стања материјала служи као основа за еласто-пластичну анализу коначним елементима [153]. Поред тога, код ове анализе се користи и циклична крива напон-деформација као и зависност између деформације и радног века. Neuber-ово правило се често користи за процену пластичне деформације у близини зареза [153, 154, 155] :

$$K_t = \sqrt{K_\sigma \cdot K_\varepsilon} \tag{4.7}$$

где је за циклично оптерећење

$$K_\sigma = \frac{\Delta\sigma_{max}}{\Delta\sigma_n} \quad \text{и} \quad K_\varepsilon = \frac{\Delta\varepsilon_{max}}{\Delta\varepsilon_n} \tag{4.8}$$

где су $\Delta\sigma_{max}$ и $\Delta\varepsilon_{max}$ локални максимални опсег напона и деформација на зарезу. Уколико је пластична деформација ометена око извора концентрације напона и називни напон остаје у области еластичности тада је:

$$\Delta\sigma_{max}\Delta\varepsilon_{max} = \frac{(K_t \Delta\sigma_{nom})^2}{E} \tag{4.9}$$

На овај начин, веза између фактора концентрације напона, примењеног називног опсега напона и модула еластичности је једнозначно дефинисана. Такође, Topper са сарадницима [155] је предложио да се уместо K_t у једначину (4.9) унесе фактор концентрације напона при замору K_f јер је уочио боље слагање са експерименталним резултатима:

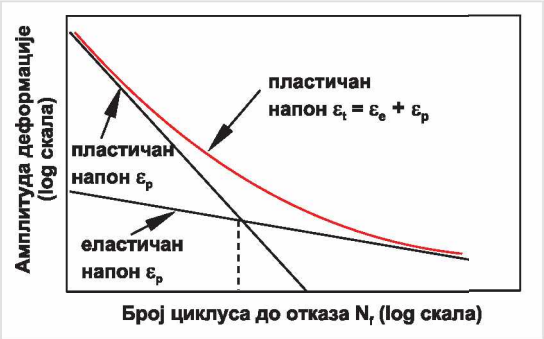
$$\Delta\sigma_{max}\Delta\varepsilon_{max} = \frac{(K_f \Delta\sigma_{nom})^2}{E} \tag{4.10}$$

Вредност $\Delta\varepsilon_{max}$ се може наћи преко криве циклични напон – деформација, слика 4.2. и коначно, број циклуса до појаве прслине се може проценити преко одговарајуће криве која даје зависност између деформације и броја циклуса, слика 4.3.

4.1.6. Pluvinage-ов метод

Pluvinage-ов приступ [156, 157] је у основи метод заснован на критичном растојању коришћењем еласто-пластичне расподеле напона. На слици 4.2. је приказана типична еласто-пластична расподела напона испред извора концентрације типа зареза која може бити подељена у три јасно раздвојене зоне [158].

У суштини, ова метода, обзиром на израчунавање средње вредности у равни испред извора, која је веома слична Танака – Тејлоровој линијској методи LM, описаној у тачки 4.1.3. ове дисертације.



Слика 4.2. Зависност између деформације и броја циклуса

4.1.7. Проширење Tanaka – Taylor метода на дводиментионалне и тродимензионалне изворе концентрације напона

Као што је показано у тачки 2.5, еластично поље око дводимензионалног извора концентрације типа прслине је у потпуности описано једначинама:

$$\Delta\sigma_\theta(r,\theta)=\frac{\Delta K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{3}{4}\cos\frac{\theta}{2}+\frac{1}{4}\cos\frac{3\theta}{2}\right)$$
$$\Delta\sigma_r(r,\theta)=\frac{\Delta K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{5}{4}\cos\frac{\theta}{2}+\frac{1}{4}\cos\frac{3\theta}{2}\right) \tag{4.11}$$
$$\Delta\tau_r(r,\theta)=\frac{\Delta K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\frac{1}{4}\sin\frac{\theta}{2}+\frac{1}{4}\sin\frac{3\theta}{2}\right)$$

Главни опсег напона при вишеосном замору представља правац у простору дуж кога се при вишеосном замору генерише највећа вредност градијента замора. Из наведених једначина (4.11) главни опсег напона може бити описан за било коју тачку поља напона:

$$\Delta\sigma_1(r,\theta)=\frac{\Delta K_I}{\sqrt{2\pi r}}\left(\cos\frac{\theta}{2}+\sqrt{(\cos\frac{\theta}{2}\sin\frac{\theta}{2})^2}\right) \tag{4.12}$$

Претпоставимо да је испред извора концентрације напона напонско поље полукружног облика, са радијусом, r_c. Онда за средњу вредност главног напона $\Delta\sigma_{ave}$, може одредити интеграцијом:

$$\Delta\sigma_{ave}=\frac{1}{A}\int\Delta\sigma_1(r,\theta)dA \tag{4.13}$$

где је A површина полукруга. Резултат интеграције је:

$$\Delta\sigma_{ave}=\frac{\Delta K_I}{\sqrt{2\pi r_c}}\cdot\frac{8}{3\pi}\left(\sqrt{2}+\frac{1}{2}\right)=0{,}6482\frac{\Delta K_I}{\sqrt{r_c}} \tag{4.14}$$

У условима близу прага замора, када се не уочава раст прслине тј. када је $\Delta K_I=\Delta K_{th}$, важи:

$$\Delta\sigma_{ave}=0{,}6482\frac{\Delta K_I}{\sqrt{r_c}} \tag{4.15}$$

Критична вредност радијуса за који је средња вредност главног напона једнака динамичкој чврстоћи епрувете без зареза $\Delta\sigma_o$, је дата изразом:

$$r_c = 0{,}4202\left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma_0}\right)^2 \tag{4.16}$$

Претпоставка за ову врсту анализе је да се линија симетрије полукружне области испред извора концентрације подудара са правцем раста прслине.

На слици 4.3 су приказана два могућа случаја критичне запремине. У приказаној анализи изабрана је полусфера, слика 4.3. б), у циљу разматрања утицаја градијента у било ком правцу од изабране тачке. Израчунавање је веома слично претходно приказаном, али сферни координатни систем је коришћен и средња вредност напона је израчуната коришћењем тројног интеграла:

$$\begin{aligned}\Delta\sigma_{ave,sph} &= \frac{1}{V}\int \Delta\sigma_1(r,\phi,\theta)dV \\ &= \frac{1}{V}\iiint \Delta\sigma_1(r,\phi,\theta)r^2 \sin\phi dr d\phi d\theta\end{aligned} \tag{4.17}$$

што даље даје:

$$\Delta\sigma_{ave,sph} = 0{,}699\frac{\Delta K_I}{\sqrt{r_c}} \tag{4.18}$$

а) б)

Слика 4.3. Претпостављени облици запремина испред извора концентрације напона

Као и код дводимензионалног напонског поља, претпоставка за ову врсту анализе је да се линија симетрије полукружне области испред извора концентрације подудара са правцем раста прслине [134, 159].

4.2. Критички осврт на до сада развијене методе

На основу свега напред наведеног јасно је да се савремене методе или алгоритми за проучавање феномена замора могу поделити у три групе:

- Методе зановане на напону;
- Методе засноване на деформацији; и
- Методе које користе механику лома

Историјски посматрано, најстарија група су методе засноване на напону (150 година), затим методе засноване на деформацији (80 година), а за њима методе које користе механику лома (40 година) [160]. Главни разлог за временски размак између увођења нових метода лежи у напретку технологије мерења одговарајућих величина важних за истраживање феномена замора и развоју нумеричких метода (као што је МКЕ) за изучавања напонског стања при замору. Напредак у ове две области неумитно је водио ка развоју, примени и валидацији алгоритама који су развијани у области замора, како се свака група метода развијала.

Од увођења у примену метода заснованих на напону, инжењери који раде у различитим областима индустрије и који су потицали од различитих школа су били стављени пред избор: користити или једну или другу групу метода. И поред чињенице да су концепти механике лома требали да две старе групе метода интегришу, развој механике лома је даље продубио ову поделу. Како би ситуација била јаснија, у табели 4.1. наведене су предности и недостаци сваке од наведених група метода.

Табела 4.1. Предности и недостаци различитих метода за прорачун [161]

ГРУПА МЕТОДА	ПРЕДНОСТИ	НЕДОСТАЦИ
Група метода заснована на напону	• Методе су веома погодне за брзе анализе; • Показале су се као веома тачне код коришћења подака испитивања добијених константном амплитудом; и • Далеко највише расположивих података за различите квалитете обраде површине, радне средине, вредности R итд.	• Методе су по својој природи емпиријске, без дубљег разматрања физичких основа процеса замора; • Методе су засноване на бесконачном радном веку односно трајној динамичкој чврстоћи
Група метода заснована на деформацији	• Методе веома прецизно одређују пластичну деформацију што је важно због иницирања прслине; • Методе могу да моделирају заостале – кумулативне напоне који настају као последица историје оптерећења. Ово је врло важно због поузданог моделирања збирног утицаја замора са променљивом амплитудом ; и • Методе се лако користе и код сложених геометрија.	• Методе се не могу користити за предвиђање ширења прслине; • Методе захтевају знатно сложенију анализу него што је примењена код метада заснованих на напону; и • Када се обавља анализа елемената на бесконачан радни век, ова група не нуди никакву посебну предност у односу на методе засноване на напону.
Група метода заснована на механици лома	• Изузетно добро прорачунавање раста прслине; • Знатно бољи увид у механизме који су од важности за изучавање замора; и • Комбиновање ових метода са методама испитивања без разарања омогућује сигурно и поуздано коришћење машинских елемената и система од једног до другог интервала испитивањ, до краја радног века елемента.	• Мањкавост у предвиђањима времена или века до иницирања прслине; • Метода захтева процену фактора интензитета напона што може бити веома сложен задатак, чак и уз помоћ савремених МКЕ софтвера; и • У појединим случајевима линеарно-еластична анализа заснована на механици лома мора да се замени са еласто-пластичном анализом, што анализу и добијање одговарајућих резултата знатно отежава.

Неопходно је још једном нагласити да је феномен замора један од најсложенијих феномена у машинству и код изучавања материјала. Ова комплексност не потиче са становишта математике и моделирања понашања материјала, већ од броја непознатих које утичу на било који покушај предвиђања понашања машинског елемента или машинског система. Један од покушаја да се редукује ова сложеност је увођење фактора који редукују, односно смањују,

вредност трајне динамичке чврстоће кроз примену разних фактора, као што су: стање површине, величина узорка и сл. Опасност оваквог поједностављења лежи у томе да је овакав поступак склон већим грешкама, јер се веома ослања на субјективан избор и примену поменутих фактора. Уз помоћ савремених софтвера за нумеричку анализу, сложеност замора се лакше расчлањује и одговарајућим утицајима се лакше додељује права вредност.

Ако би се захтевало сумирање и анализирање ове табеле, могло би да се каже да ниједна од наведених метода не може да сама заврши комплетан посао око иоле сложеније анализе изабраног машинског елемента или система.

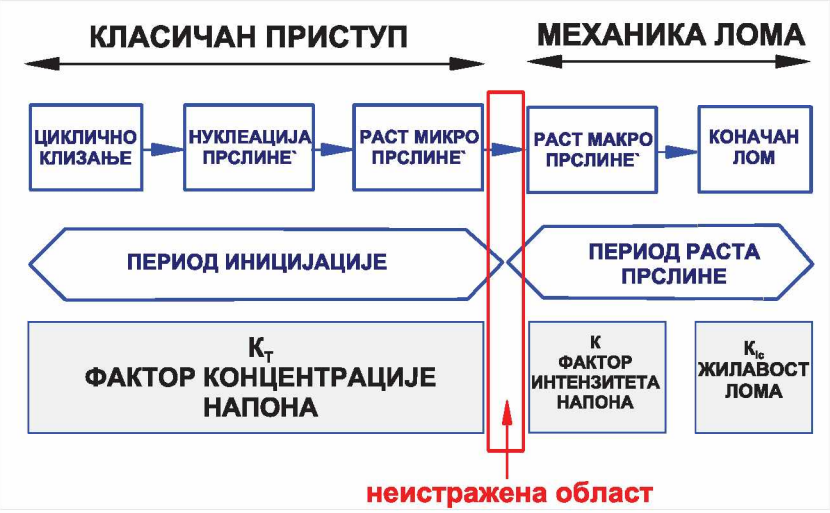
Као једна од савремених метода, које се још увек унапређују и надограђују, посебно се истиче Теорија критичних растојања (Theory of Critical Distances – TCD) чија је основна идеја *да не мора свака прслина да доведе до отказа конструкције* [159]. Сама идеја није нова наслања се на радове Нојбера и Петерсона који су аналитичким методама покушавали да одреде понашање елемената са изворима концентрације напона. Коришћењем савремених алата као што је МКЕ и поставки линерано-еластичне механике лома, истраживачи су тек уназад неколико година успели да направе значајније искораке у истраживању феномена замора. Једна од веома значајних користи ове методе у научном смислу је коришћење широко расположивих величина добијених испитивањима замором и чињеници да се TCD више ослања на физику процеса замора него на прецизност нумеричких модела. У научном смислу, TCD нуди огромне могућности изучавања јер је проверена у лабораторијским условима код изузетно великог броја материјала и при случајевима када је експеримент веома сложен, нпр код контактних феномена. Као основа за развој метода у овој дисертацији, изабрана је ова теорија и због тога што она важи за све геометрије извора концентрације напона. Поред тога, TCD у практичном аспекту истовремено користи и мерљиве карактеристике материјала и градијент, добијен МКЕ, као карактеристику геометрије извора концентрације напона. На тај начин се, кроз утицај материјала и геометрије извора концентрације, једнозначно квантификује свака геометрија зареза у условима замора [159, 161].

4.3. Основе Теорије критичних растојања

4.3.1. Понашање прслина испод прага замора материјала

Теорије које покушавају да опишу услове настанка прслина, као најопаснијег извора концентрације напона, засноване на критичном растојању [159] (или процесној зони) се користе са мање или више успеха већ годинама. Петерсон је први истраживао зависност времена до настанка прслине и величине запремине захваћеног материјала испред извора концентрације напона. Иницирење прслине при високоцикличном замору се не дешава увек у близини микроструктурних грешака, већ до оштећења долази у областима које имају локално веће градијенте напона, односно локално су изложени већим опсегом напона.

Поједностављен механизам оштећења је стварање оштећења услед померања трака клизања, слика 2.8 и 2.9, стварања микроструктурно кратких прслина и раст кратких прслина до величине макропрслине. Сваки механизам је повезан са својом карактеристичном величином и свака карактеристична величина има свој одговарајући ниво геометријске сложености, хетерогеност и законе понашања. Слика 4.4. даје јасан преглед свих фаза од иницирања прслина до коначног лома. Ова слика недвосмислено показује везу карактеристичних величина са свим фазама лома.



Слика 4.4. Преглед свих фаза при замору и њихова веза са релевантним факторима са уоквиреном неистраженом облашћу – темом ове дисертације [76]

Преглед свих фаза такође може бити приказан и као веза са бројем циклуса, слика 4.5.

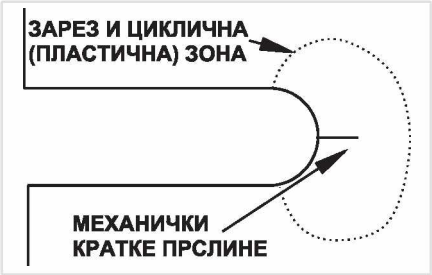
Слика 4.5. Преглед свих фаза при замору и њихова веза са бројем циклуса

По дефиницији, кратке прслине су све прслине, које настају испод прага раста заморне прслине, а по Suresh-у [162] кратке прслине се могу класификовати као:

- Механички кратке прслине;
- Микроструктурно кратке прслине; и
- Физички кратке прслине.

Механички кратке прслине се тако називају, јер је њихова величина мала у односу на карактеристичну величину, нпр пластичну зону на врху зареза, слика 4.6. Оно што је карактеристично за механички кратке прслине је да величина прслине може да буде и неколико милиметара и да долази до пластичне деформације на фронту раста прслине, односно у близини врха прслине постоји област у којој се материјал деформише и унутар које закони ЛЕМЛ не важе.

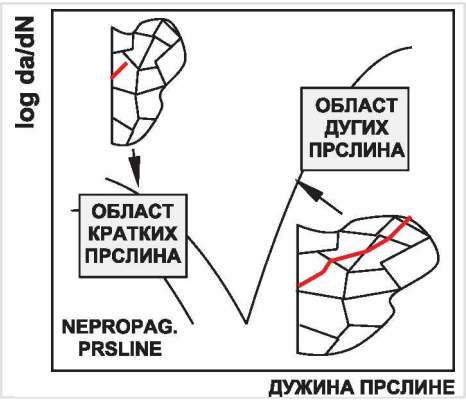
Микроструктурно кратке прслине су прслине које су по величини упоредиве са величином зрна у материјалу, слика 4.7. Карактеристично за ове прслине је да за њих није примењива механика континуума услед анизотропије зрна, слика 3.11, и ометене деформације услед околних зрна. До раста ових прслина долази по дислокационом механизму смицања услед критично разложеног смицајног напрезања [163].



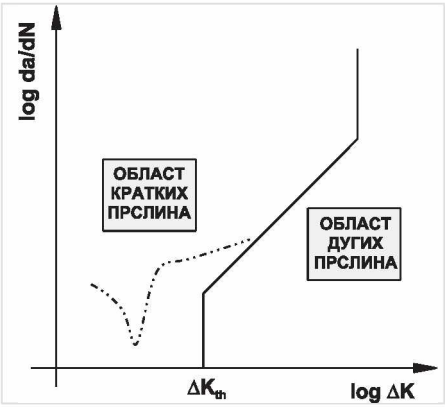
Слика 4.6. Схематски приказ механички кратких прслина

Слика 4.7. Схематски приказ микроструктурно кратких прслина

Физички кратке прслине су прслине које су знатно веће од микроструктурно кратких, дужине преко 1 mm, односно простиру се на неколико зрна али још увек мање од дугачке прслине која почиње свој стабилан раст. Према резултатима Kitagawa и Takahashi-ja [170], понашање кратких прслина се у великој мери разликује од понашања дугачких прслина, слика 4.8.



а)



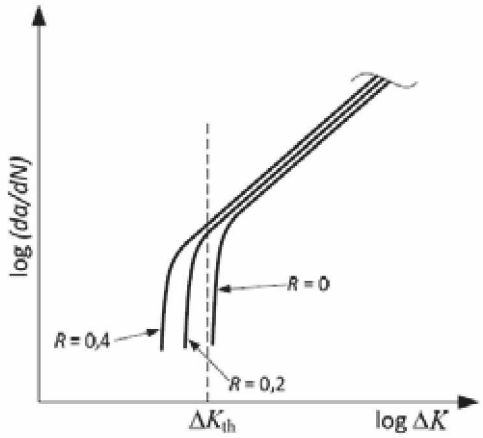
б)

Слика 4.7. Понашање кратких прслина испод прага раста заморне прслине:
а) у зависности од дужине прслине и б) у зависности од вредности ΔK

Прелаз од настанка прслине до њиховог раста је и даље предмет расправа, односно зависи и од могућности одређивања прслина у раним фазама. Значајна је разлика између одређивања прслина у реалним условима преко одговарајућих испитивања без разарања и утврђивања величине и услова настанка прслина у лабораторијским условима.

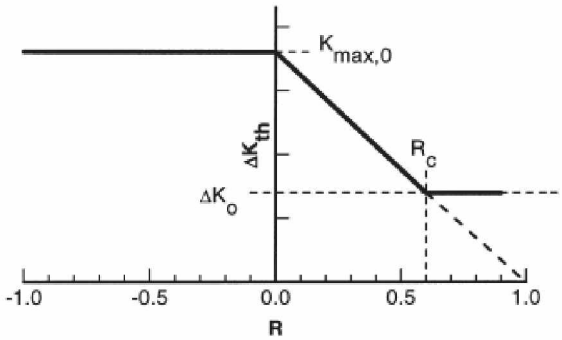
Као што се на слици 4.7б) може видети, са повећањем дужине прслине, може доћи до смањења брзине раста прслине (у области кратких прслина) па и до потпуног заустављања раста. Слика 3.16. односно приказани резултати испитивања, нуде потврду за ову појаву прслина које даље не пропагирају.

У пракси, вредност дефинисана стандардом ASTM E647 [164] од da/dN = $4 \cdot 10^{-10}$ m/циклусу, се назива границом када долази до престанка рада дуге прслине. До те појаве долази у зони I криве раста заморне прслине. Та вредност опсега фактора интензитета напона, при којој је брзина раста практично немерљива се назива праг раста заморне прслине. Међутим, доказано је да крива раста прслине зависи од односа напона R (често названим и фактором асиметричности циклуса), а као и да и вредност R има утицај на праг раста заморне прслине ΔK_{th} [165 – 169], слика 4.8.



Слика 4.8. Зависност вредности прага раста заморне прслине
од фактора асиметрије циклуса R [168]

Опште посматрано, може се рећи да вредност ΔK_{th} опада са повећање вредности R, док су за негативне вредности R, вредности ΔK_{th} готово непромењене. Како је све вредности ΔK_{th} практично немогуће утврдити за све вредности комбинације материјала и вредности R , многи су аутори предложили емпиријске изразе помоћу којих се, са довољном тачношћу, добити вредности ΔK_{th} на основу познавања вредности прага раста заморне прслине при $R = 0$, слика 4.9. једначина 4.22.



Слика 4.9. Зависност вредности ΔK_{th} од фактора асиметрије циклуса R, [165]

$$\Delta K_{th(R)} = (1 - C_0 R)^d \cdot \Delta K_{th(0)} \tag{4.19}$$

Када се не знају вредности C_0 и d, израз 4.21. добија облик [165].

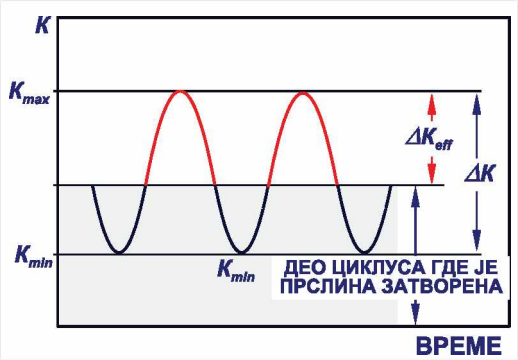
$$\Delta K_{th(R)} = 7 \cdot (1 - 0{,}85 \cdot R) \tag{4.20}$$

Овај израз важи за широк распон материјала [165].

Порекло утицаја R на раст прслине је идентификован преко појаве затварања прслине, [166]. Испод одређене вредности позитивног оптерећења долази до такозваног затварања и прслина остаје затворена и поред присуства затезних напона на врху. Као последица, само редукован циклични опсег интензитета, ΔK_{eff}, слика 2.19. доприноси даљем ширењу прслине:

$$\Delta K_{eff} = (a + bR)\Delta K \tag{4.21}$$

Три одвојена механизма доводе до затварања прслине: пластичност, присуство оксида и храпавост [167, 168, 169]. Без узимања у обзир ових механизама није могуће потпуно разумевање раста заморних прслина.



Слика 4.11. Циклус опсега интензитета са делом ΔK_{eff}, који доприноси ширењу прслине

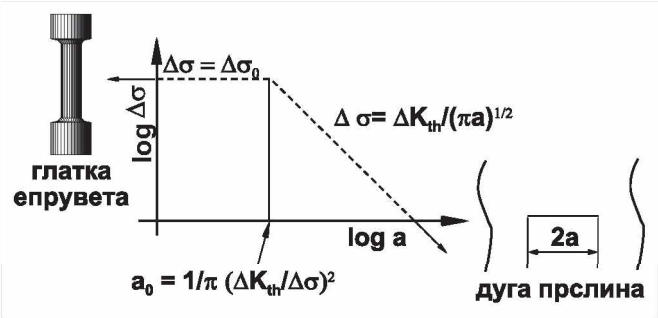
4.3.2. Понашање прслина око прага раста заморне прслине

Веза која повезује вредности трајне динамичке чврстоће са дужином прслине је дата преко Kitagawa – Takahashi (KT) дијаграма [170], који представља веома распрострањен алат за пројектовање са становишта сигурности од отказа. KT дијаграм комбинује праг раста заморне прслине са трајном динамичком чврстоћом преко јединственог дијаграма истовремено дефинишући област непропагирајућих прслина, слика 4.12. Значај овог дијаграма је у великом броју примена [171, 172, 173] на заварене спојеве, оштећења од удара и контактног замора, односно велике групе проблема које је веома тешко разматрати без разумевања и примене KT дијаграма.

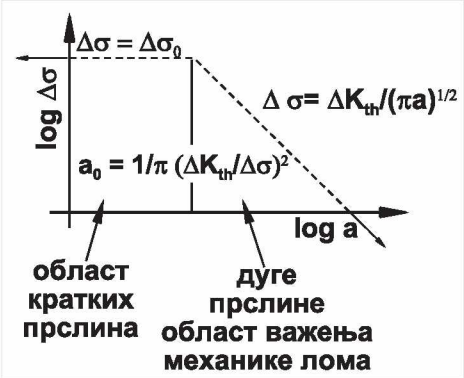
Посебно је интересантна примена код генерализовања овог дијаграма кроз мапе оштећења услед замора [174, 175, 176], у којима се преко везе између опсега напона и дужине прслине мапира очекивани тип оштећења услед замора, слика 4.13.

Даљи напредак је учињен коришћењем замишљене дужине прслине, $a_{0,H}$, коју је предложио El Haddad [177], чиме је омогућена корекција KT дијаграма, слика 4.14. Та замишљена дужина прслине се израчунава као:

$$a_{0,H} = \frac{1}{\pi}\left(\frac{\Delta K_{th,lc}}{Y \cdot \Delta\sigma_0}\right)^2 \tag{4.22}$$

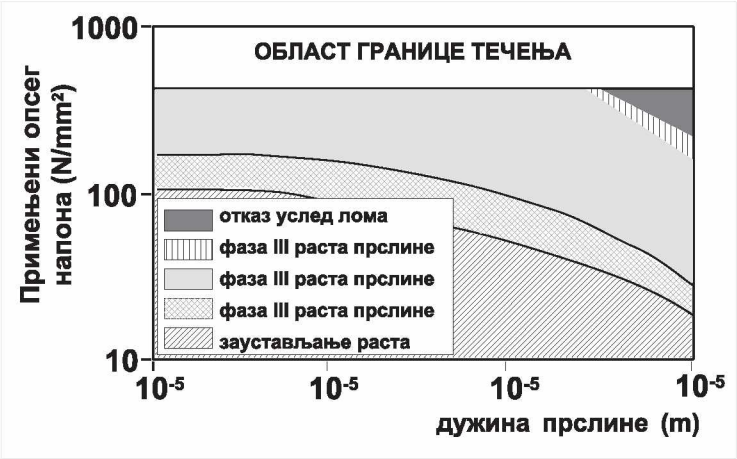


а)



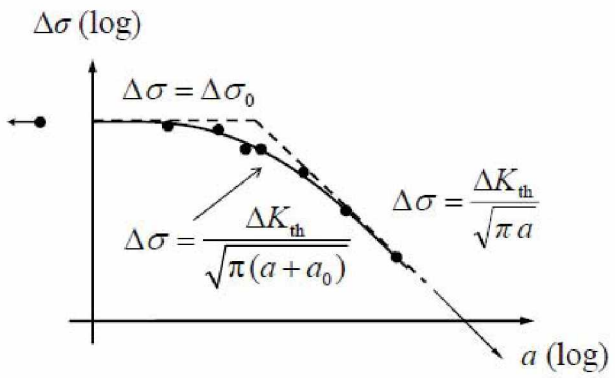
б)

Слика 4.12. Схематски приказа Kitagawa – Takahashi дијаграма



Слика 4.13. Мапа заморних оштећења за алуминијум 2024-T351, за R = 0, [176]

Настављајући се на El Haddad-ова истраживања, Yates и Brown [178] су доказали да је важност једначине 4.24, и у томе што представља највећу могућу дужину непропагирајућих прслинама за $\Delta\sigma_e$, добијено при R = -1.



Слика 4.14. Корекција КТ дијаграма увођењем El Haddad-овог параметра, [177]

И опсег напона при трајној динамичкој чврстоћи зависи од величине прслине, односно праг раста заморне прслине се може израчунати као:

$$\Delta\sigma_{th}(a_{0,H}) = \frac{\Delta K_{th,lc}}{Y \cdot \sqrt{\pi \cdot (a + a_{0,H})}} \tag{4.23}$$

Где $\Delta K_{th,lc}$ означава праг раста заморне прслине, а Y геометријски фактор прслине. Аутори Yu [179] и Atzori [180] са својим сарадницима су такође користили геометријски фактор Y за генерализацију горње једначине за све геометрије.

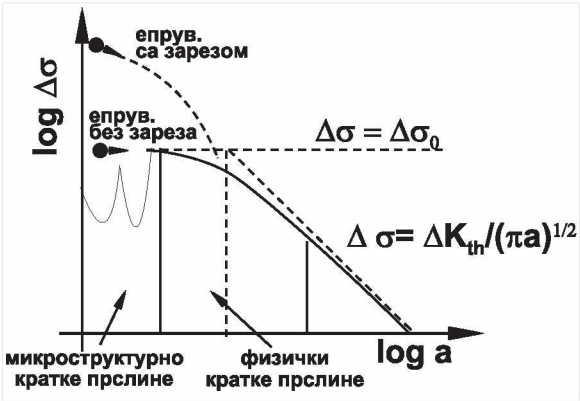
McEvily и Minakawa [181], Chapetti [182] и Tabernig са сарадницима [183]. су показали да заморна чврстоћа за физички кратке прслине има нижу вредност од оне предвиђене El Haddad-овим моделом. Такође, Murakami [184] је јасно показао да су при вредностима трајне динамичке чврстоће непропагирајуће прслине ограничене са до три зрна. Поред овог, јасно се може уочити важење El Haddad-ове корекције, ако се погледа опсег важења за асимптоте:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma(a/a_0 \to 0) &= \Delta\sigma_0 \\ \Delta\sigma(a/a_0 \to \infty) &= \Delta K_{th} / \sqrt{\pi a} \end{aligned} \tag{4.24}$$

Ова корекција је омогућила детаљнију анализу која је јасније разграничила разлику између микроструктурно и физички кратких прслина.

Заморна чврстоћа добијена испитивањима на глатким епруветама представља меру отпора микроструктурно кратких прслина ка даљем расту, односно раст је толико успорен да се може сматрати да га нема.

Заморна чврстоћа добијена испитивањима на оштрим зарезима представља меру отпора физички кратких прслина ка даљем расту, [185]. Карактеристичне тачке на КТ дијаграму, су приказане на слици 4.15.



Слика 4.15. КТ дијаграм са јасно ограниченим вредностима за микроструктурно и физички кратке прслине, [185]

Металуршки докази за наведено су:

- Што је мања величина зрна виша је вредност заморне чврстоће; и
- Што је веће зрно, виша је вредност прага замора.

Значај КТ дијаграма се огледа у томе што је у општа знања о замору увео концепт критичне дужине, као границе при којој се дешава промена скале величине и утицајних чинилаца при расту кратких прслина.

Разумевање физике процеса замора материјала и свих утицајних чинилаца у режиму кратких прслина представља основу разумевања саме појаве замора. У најпростијем случају, од вредности a_o и напонског стања зависи крајњи исход: да ли ће прслина наставити да расте или ће раст бити тог реда величине да га можемо занемарити.

Даља истраживања на наведеним основама се и даље одвијају. Као важан допринос потребно је истаћи модификацију постојеће једначине конструисањем

тродимензионог КТ дијаграма, где је Maierhofer и Pipan као трећу осу навео коначну дубину извора концентрације напона [186, 187].

Валидацију основних поставки Теорије TCD је извршио Ванг са Тејлором [188], а Тејлор је показао примењивост TCD-а на велики број различитих материјала [189-195]. Употребљивост Теорије TCD на проблеме из области замора је систематизовао Сусмел [196] и навео као:

- Примењивост TCD-а на одређивање заморне чврстоће елемената са извором концентрације напона при високоцикличном замору;
- Примењивост TCD-а на одређивање заморне чврстоће елемената са извором концентрације напона при вишеосном замору;
- Примењивост TCD-а код контактних проблема; и
- Модификацију TCD-а за примену код еласто-пластичних проблема [197].

Занимљива примена TCD-а је наведена код Ås-а који је у својој дисертацији код аутомобилских компоненти квантификовао утицај квалитета површине, мерећи стварну топографију и симулирајући је кроз експеримент и кроз МКЕ [198]. Посебан искорак у правцу решавања стварних проблема конструкција високе технологије је дао Susmel [199] кроз надоградњу TCD-а везано за проблеме квантификације утицаја извора концентрације напона у случајевима вишеосног замора.

Посебно упадљиво је одсуство досадашњих разматрања у два случаја:

- Проблем концентратора у концентратору напона, односно кумулативног ефекта два концентратора напона, и
- Примену TCD-а у случајевима када се уводи проблем радних услова, напр температура и корозија.

Управо у овом делу су смештена истраживања која су била предмет ове дисертације. У наредним поглављима дат је приказ даљег развоја метода заснованих на Теорији критичних растојања уз коришћење савремених нумеричких метода за одређивање напонског стања машинских елемената и савремених експерименталних метода за одређивање заморних карактеристика материјала.

5. ПРИКАЗ И ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНИХ МЕТОДА И МЕТОДОЛОГИЈЕ ЗА ПРОЦЕНУ НАСТАНКА И ШИРЕЊА ПРСЛИНА КОД МАШИНСКИХ ЕЛЕМЕНАТА И СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

5.1. Увод

Повећање радног века и поузданости машинских елемената и система у условима замора условљено је повећањем тачности и поузданости процене настанка и ширења прслина. Због тога је основни циљ у оквиру истраживања понашања машинских елемената у реалним условима при заморном оптерећењу развијање метода за процену настанка и ширења прслина. Да би задовољиле захтеве савремене примене, методе морају бити развијене коришћењем интердисциплинарних приступа решавању кључних проблема у овој области. Са тим циљем је у оквиру развијања метода презентованих у дисертацији, посебан нагласак стављен на коришћење теорија које су спој експерименталних, нумеричких и аналитичких метода.

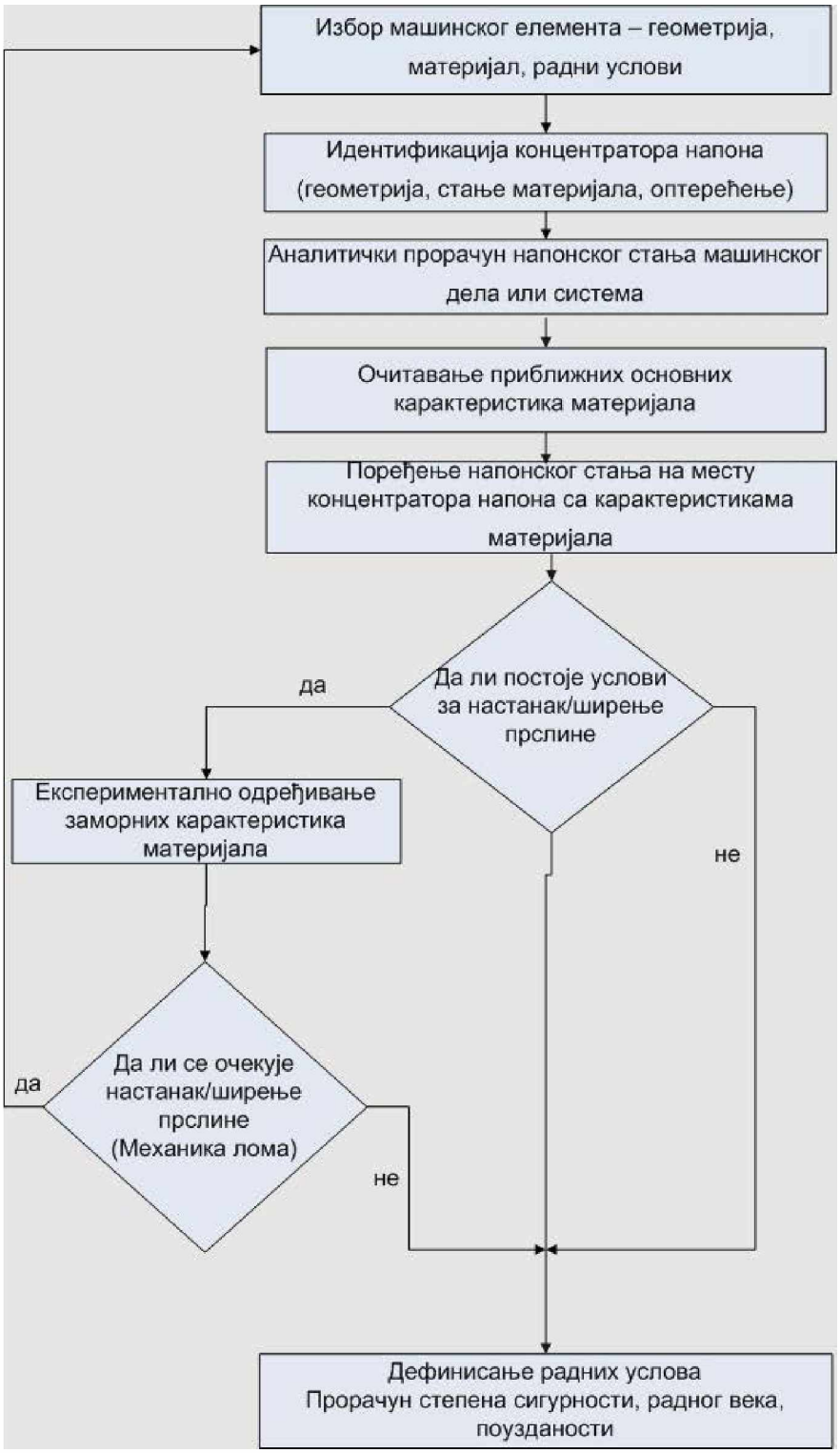
5.2. Развијање методологије за процену настанка и ширења прслина код машинских елемената у условима замора

Стандардна инжењерска методологија за процену настанка и ширења прслина код машинских елемената у условима замора приказана је на сл.5.1. У оквиру ове методологије користе се стандардне и аналитичке методе које су више деценија присутне у инжењерској пракси. За прорачун напонског стања сложених машинских елемената и система још увек се у великој мери у инжењерској пракси, па чак и у оквиру научноистраживачког рада користе устаљене стандардне методе прорачуна. Ове аналитичке методе засноване су на теоријским

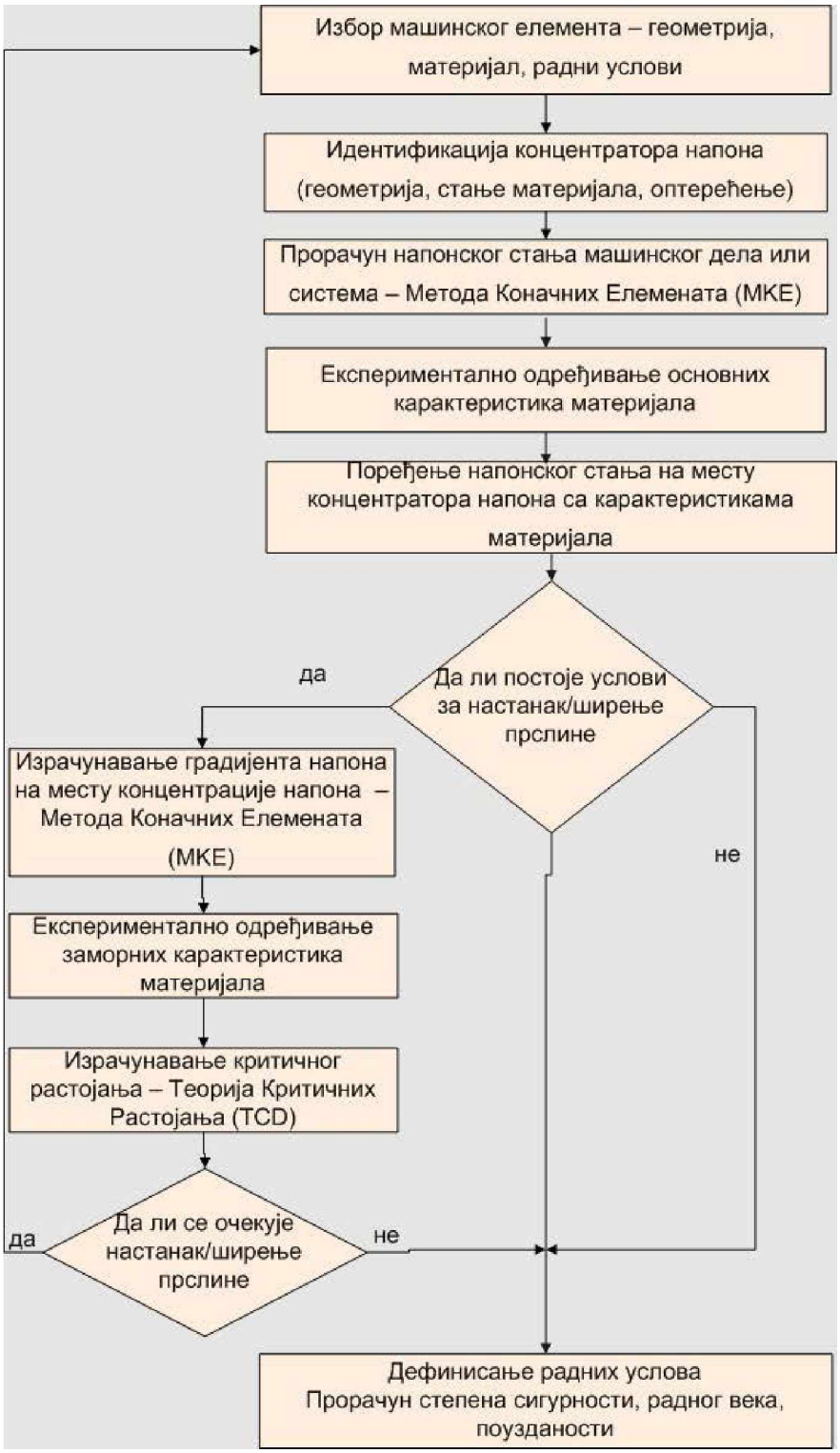
поставкама механике и теорије еластичности, али подразумевају и велики број корекционих фактора и коефицијената који су емпиријски добијени. За израчунавање напонског стања на местима концентрације напона услед постојања прелазних заобљења користе се Петерсонови фактори концентрације напона [52], који су такође емпиријског карактера. За прорачун настанка и ширења прслине код машинских елемената и система у датим радним условима користе се устаљене методе механике лома, које подразумевају познавање заморних карактеристика материјала и напонског стања на месту концентратора напона.

Ова, условно речено стандардна, методологија за процену настанка/ширења прслина код машинских елемената у условима замора довела је до великог броја дискутабилних прорачуна носивости и процена радног века машинских елемената и система у пракси, што је проузроковало ломове и хаварије са великим материјалним губицима, [200, 201]. Због тога ова методологија неизбежно мора у наредним годинама бити потпуно напуштена и замењена новом методологијом која инкорпорира савремене и нове методе прорачуна напонског стања машинских елемената и система и нове методе процене настанка и ширења прслина.

Нова методологија за процену настанка/ширења прслина код машинских елемената и система у условима замора развијена је у оквиру истраживања феномена замора у овој докторској тези и приказана алгоритмом на сл.5.2. Она предвиђа и обједињава примену свих расположивих и нових метода и поступака који у савременом инжењерском приступу дају тачније резултате уз примену нових експерименталних уређаја и софтвера. Цена експерименталних испитивања и софтверских решења многоструко је мања у коначном износу од могућих губитака услед нетачних прорачуна и процена радног века и носивости, посебно у условима повећаних захтева корисника за повећањем ефикасности и расположивости без нарушавања поузданости виталних делова великих машинских система.



Слика 5.1. Стандардна инжењерска методологија за процену настанка/ширења прслина код машинских елемената у условима замора



Сл.5.2. Нова методологија за процену настанка/ширења прслина код машинских елемената у условима замора

Методологија развијена у оквиру ове дисертације користи нове методе за процену настанка и ширења прслина код машинских елемената у условима заморног оптерећења (развијање метода и верификација описани су у следећем делу овог поглавља). Значајно је истаћи да ова методологија има ширу примену од примене у пројектовању и прорачуну нових машинских елемената и система оптерећених високоцикличним променљивим оптерећењем. Та примена се огледа у могућностима одређивања узрока настанка отказа елемената који су радили у условима заморног оптерећења и прорачуна препоручених радних услова за наставак рада оштећених машинских елемената. Такође, посебно је значајна могућност реверзибилног коришћења приказаног алгоритма методологије у циљу предвиђања очекиваног радног века постојећих машинских елемената при дефинисаним радним оптерећењима.

Нова методологија такође користи савремену методу коначних елемената за прорачун напонског стања машинског дела или система у условима концентрације напона. Предност ове методе над стандардно коришћеним аналитичким методама је у могућностима прорачуна напонског стања на местима концентратора напона, уз задовољење одређених услова, без увођења фактора концентрације напона који може негативно утицати на тачност резултата. Такође, посебно је погодна за прорачуне код машинских елемената и система са сложеном геометријом и контактним напрезањима, као и у условима постојања сложених оптерећења када је посебно важно у једном прорачуну узети у обзир сва спољашња оптерећења.

Одређивање основних и заморних карактеристика материјала у оквиру ове методологије подразумева обавезно експериментално одређивање ових карактеристика на узорцима конкретног материјала. На овај начин, искључују се могуће грешке у процени могућности настанка и раста прслина у условима прорачунатих напонских стања на местима концентратора напона.

Метода коначних елемената (МКЕ) је савремена нумеричка метода која налази све већу примену у пројектовању и прорачунима машинских делова и конструкција уз примену рачунара. За разлику од других нумеричких метода које се заснивају на математичкој дискретизацији једначина граничних проблема, МКЕ

се заснива на физичкој дискретизацији разматраног континуума деловима коначних димензија и једноставног облика који се називају коначни елементи.

У физичком смислу, применом МКЕ проучавано деформабилно тело тј. континуум са бесконачно много степени слободе замењује се дискретним моделом међусобно повезаних коначних елемената са коначним бројем степени слободе кретања. Математички гледано, уместо система диференцијалних једначина које дефинишу стање равнотеже целокупног модела, применом МКЕ добија се систем обичних алгебарских једначина.

При дискретизацији континуума може се користити један тип коначних елемената или комбинација више типова (што је случај у моделима развијеним у овој дисертацији), када се мора водити рачуна о њиховом слагању. Сви коначни елементи су повезани заједничким чворовима, тако да чине првобитну конструкцију. Услед постојања велике разноврсности проблема, конструктивних облика, геометријских величина и утицаја код машинских конструкција, до данас је развијен велики број типова (врста) коначних елемената. Различити типови коначних елемената разликују се међусобно по облику и по функцијама облика ("shape function"), односно интерполационим функцијама којима се апроксимира поље променљивих у коначном елементу. При томе се као специјална врста издвајају изопараметарски коначни елементи (коришћени у изради модела у овом раду), код којих се користе исти чворови и исте интерполационе функције за апроксимацију геометрије елемента и за апроксимацију основних непознатих у пољу коначног елемента.

При проучавању неког деформабилног тела методом коначних елемената, основни задатак је избор дискретног модела који најбоље апроксимира стање деформације и напона и граничне услове. Избор дискретног модела састоји се у избору типа коначних елемената који се користе (један или више различитих), избору њихових посебних особина (ако постоје) и у избору густине мреже коначних елемената. Практично, не постоји егзактни критеријум за избор најбољег дискретног модела који обезбеђује највећу тачност при решавању тачно дефинисаног задатка. Зато је, поред познавања теорије коначних елемената, потребно и широко инжењерско искуство и квалитативно познавање стања напона и стања деформација код разматраног машинског елемента или конструкције.

На основу изабраног типа коначних елемената, својстава материјала и других величина пројектованог проблема, у методи коначних елемената постављају се везе између основних величина и формира се основна једначина коначног елемента. Груписањем основних једначина, добија се једначина конструкције која даје систем линеарних једначина за израчунавање непознатих величина.

Метода коначних елемената базира се на поставкама механике континуума (механике непрекидних средина). Основне поставке механике континуума су општепознате, могу се наћи у различитој литератури, [202 - 210], и др., и непотребно је понављати их у оквиру овог поглавља.

5.3. Развој метода за процену настанка и ширења прслина

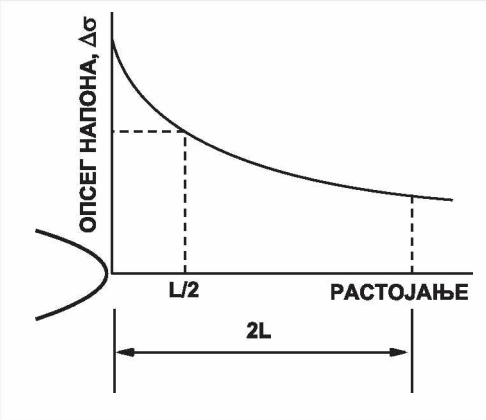
Како је високоциклични замор доминантан фактор који доводи до отказа и како машински елементи и системи увек садрже изворе концентрације напона, предвиђање утицаја извора концентрације напона на заморни век и заморну чврстоћу представља императив савремене науке и технологије. Упркос томе, како је показано у табели 4.1, још увек не постоје, у научној заједници, усаглашене методе за предвиђање утицаја свих врста извора концентрације напона. Ова неусаглашеност није последица мањка различитих тероија или методологија, јер у литератури заправо има веома пуно предложених метода. Ова неусаглашеност се очитава и као неодлучност при избору методе и/или метода и околности при којима треба применити изабрано.

Велики искорак је почео пре око 20 година са широм применом МКЕ и других нумеричких метода. Уз услов доброг познавања механике, теоретских поставки МКЕ и поштовања правила моделирања (нпр формирања мреже елемената), данас више него икад истраживачи могу да очекују поуздану слику напонског стања елемената који се користе под познатим условима.

Заправо, основно ограничење у добијању поуздане слике представља тачност улазних података. Оно што представља велики проблем у смислу улазних података, као нпр историја и спектар напона на елементима, у другим случајевима је јако једноставно, нпр код посуда под притиском. Другим речима, када су

примењена оптерећења и гранични услови добро дефинисани, могу се очекивати веома тачни резултати и њихова детаљна слика како на контури тако и по дубини материјала. Посебан изазов представља како употребити обиље информација доступних за предвиђање отказа или за реконструкцију у случајевима анализе отказа.

Локално поље напона око зареза, или неког другог извора концентрације напона, може бити приказано у облику напона у функцији од растојања од врха прслине, приказаном на слици 5.3.



Слика 5.3. Напон у функцији од растојања од врха зареза

У даљој анализи биће претпостављено да је анализа напона извршена уз претпоставку линеране еластичности и да се највећи глани напони уносе на дијаграм. Добро је познато да се код предвиђања заморног века на бази опсега напона у корену зареза, тј на растојању једнаком нули, може очекивати мала тачност резултата. Ова метода, заснована на напону, представља стандардан део многих комерцијалних софтвера за МКЕ анализу, али често води ка великим грешкама у вредностима заморне чврстоће до те мере да су добијени резултати за изворе концентрације напона неупотребљиви, посебно у случајевима када је K_t веће од 3. Уобичајена алтернатива у таквим случајевима је коришћење опсега пластичних деформација уместо напона, што није погодно, јер је у том случају неопходан експеримент који обухвата еласто-пластичну анализу. Уколико то није могуће извршити, често се на бази расположивих података изводе апроксимације што повећава грешку анализе.

Идеја која је премостила ове проблеме се заправо крије у радовима Neuber-а и Peterson-а и своди се на то да је највећи напон на врху радијуса прслине неодговарајући параметар, за случајеве када је градијент напона довољно висок. Односно, да напон стрмо опада у величине која је упоредива са микроструктурним карактеристикама, нпр са границом зрна. Нојбер је предложио корекцију помоћу микроструктурне дужине коју данас познајемо као критично растојање. Његова идеја је била да је одговарајући напон, потребан за даљу анализу заправо средња вредност напона дуж те микроструктурне дужине. Петерсон је упростио концепт коришћењем напона одређеног у одређеној тачки испред зареза. Ове идеје је било јако тешко проверити 50-тих и 60-тих година прошлог века због тога што рачунари нису били толико распрострањени.

Следећи искорак у разумевању поставке проблема са слике 5.3. је учињен радом Klusnil-а и Lukáš-а[54], који је коефицијенте K_t и K_f повезао са a_0, (5.2):

$$K_f = \frac{K_t}{\sqrt{1 + 4{,}5\frac{a_0}{r}}} \tag{5.1}$$

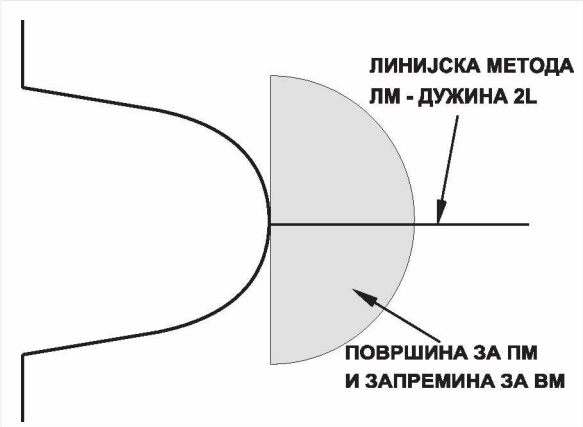
Значај рада Klesnil-а и Lukáš-а [54] је у томе што је први пут параметар дистанце, исказан преко a_0, уведен у механику лома. Истовремено, потребно је подсетити се да су Petersen-ови и Neuber-ови параметри полуемпиријски.

Савремени одговор на практично решавање проблема сложених геометрија извора концентрације напона у условима замора је дат кроз Теорију критичних растојања. Истраживач који је формулисао идеју савременог приступа решавању критичних растојања и проблема конструкција са изворима концентрације, је проф. David Taylor, који је сабрао своја истраживања кроз више приступа. Суштински, теорија критичних растојања није једна већ група од више теоријских метода и то:

- Тачкасте методе PM;
- Линијске методе LM;
- Површинске методе AM; и
- Запреминске методе VM,

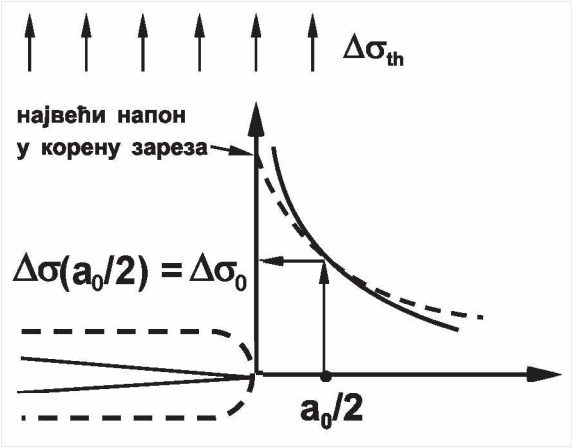
које имају једну заједничку одлику – коришћење карактеристичног параметра материјала, критичног растојања L. Настављајући се на рад Peterson-а и Neuber-а, Taylor је користио наведене методе (пре свега PM и LM) директно, преко добијања кривих напон – растојање, на основу резултата механике лома, сл 5.3. Ако се претпостави да су PM и LM валидне методе за све врсте зареза, укључујући и оштре зарезе, добијамо резултате да је критично растојање за PM = L/2 и LM = 2L.

Односно, поједностављено и графички приказано на слици 5.4 критично растојање представља растојање код кога су задовољени и потребан и довољан услов (опсег напона или заморна чврстоћа на одређеном растојању испред извора концентрације) за настанак и раст заморне прслине.



Слика 5.4. Разјашњење карактеристичних величина код TCD-а [159]

Основа за овакво изједначавање утицаја зареза и прслина лежи у чињеници да је расподела напона у оба случаја, код вредности блиским заморној чврстоћи, готово идентична, слика 5.5.



Слика 5.5. Расподела напона код зареза и прслине

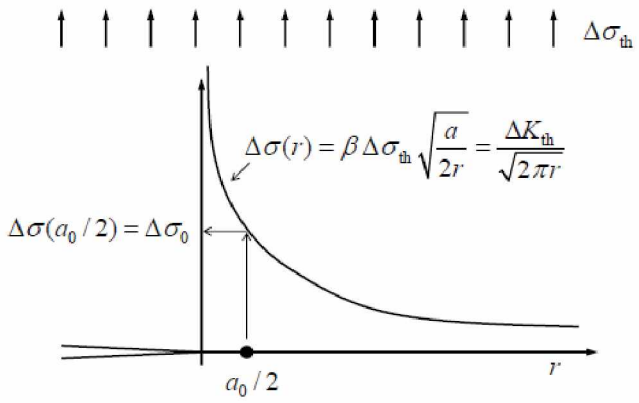
До сада је углавном коришћена тачкаста метода, дефинисана једначинама (4.5) и (5.2), док су у истраживањима линијска метода и површинска метода мање коришћене.

$$a_0 = \frac{1}{\pi}\left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma_0}\right)^2 \tag{5.2}$$

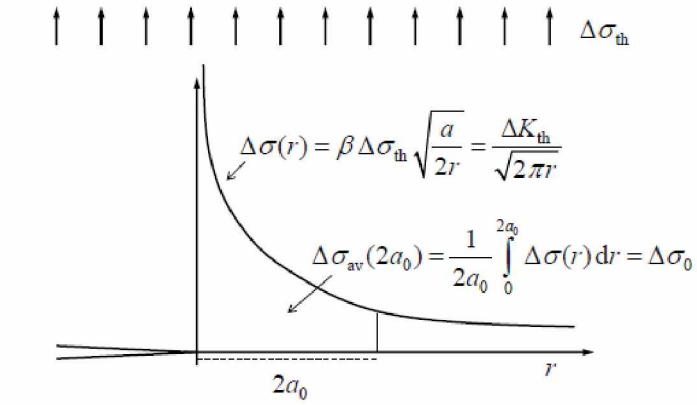
Збирни преглед карактеристичних величина за PM, LM и AM је дат на слици 5.6. Интересантно је напоменути да је PM заправо апроксимација LM и да важи за било коју врсту извора концентрације напона без обзира на радијус, дубину и угао.

Подаци потребни за примену Теорије критичних растојања без обзира коју методу применили, су вредност одговарајућег опсега напона односно заморне чврстоће $\Delta\sigma$, вредност a_0, и вредност прага раста заморне прслине ΔK_{th}. Подаци о заморној чврстоћи су широко распростањени, док су подаци везани за праг раста заморне прслине, посебно код вредности $R < 0$, слабо доступни у литератури.

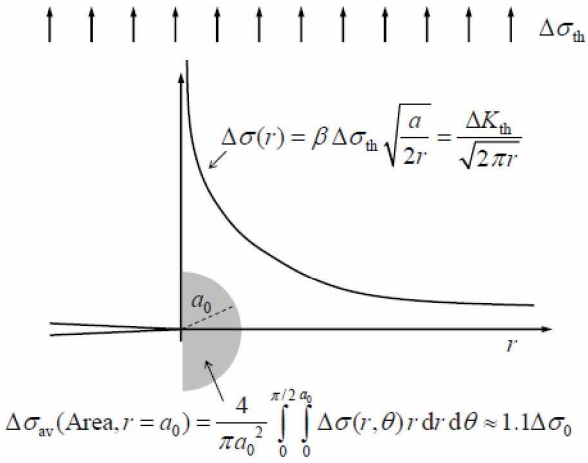
Taylor је показао [188] да уклањање грешака у материјалу или смањење величине грешке не мора нужно да повећа отпорност конструкције на отказ, као и да је вредност L заправо једнака вредности a_0.



а)



б)



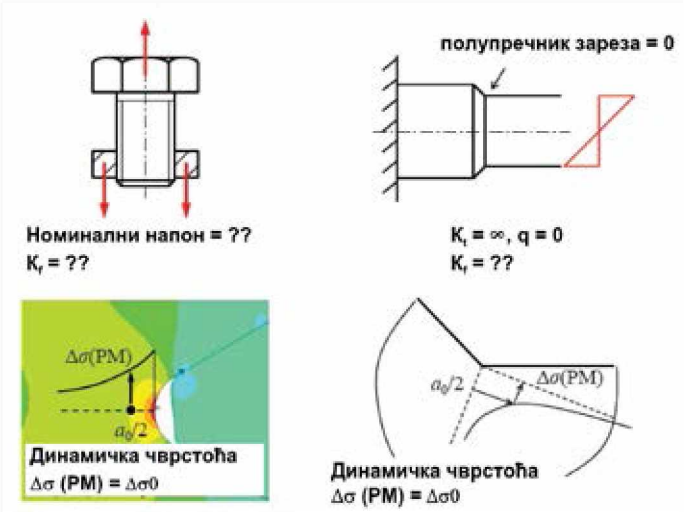
в)

Слика 5.6. Графички приказа теоријских метода

Теорије критичног растојања, PM (а), LM (б) и AM (в)

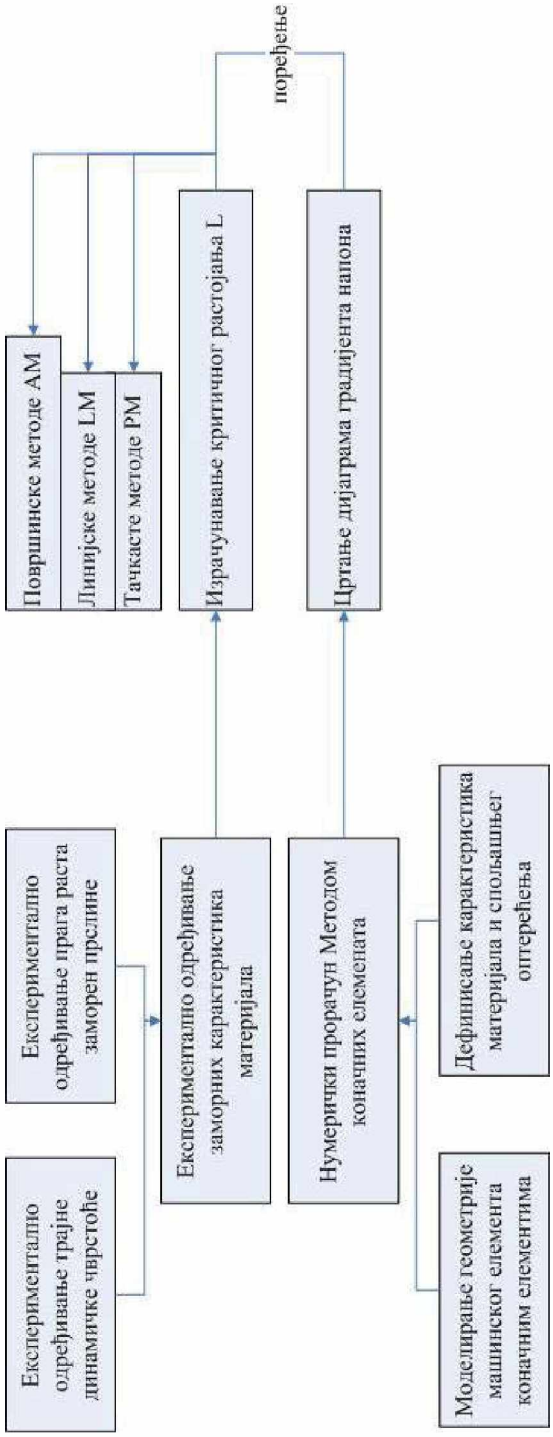
Такође, нагласашена је важност поређења вредности L са радијусом извора концентрације напона ρ у којој је дошло до иницирања прслина које су довеле до замора. Анализа спроведена у претходном делу је показала да се испод неке критичне вредности, може посматрати као оштра прслина и тада се захтева израчунавање фактора интензитета напона за прслину исте дужине. У случају када је вредност радијуса извора концентрације напона много већа од вредности L, неопходна је анализа која се заснива на коришћењу стандардних фактора концентрације напона, K_t .

Како је напоменуто, у свакој анализи је неопходно поредити величину анализираног елемента са вредности L. Први покушаји анализирања елемената који су по величини мали и излазе из опсега услова димензија стандардних фактора концентрације напона довели су до резултата који су нелогични. Зато је извршена посебна модификација TCD код које вредности L више нису константне већ зависе од величине тела. Овај правац развоја TCD је посебно интересантан јер је тренд конструисања микроелектромеханичких склопова врло изражен, као и код медицинских имплантата, нпр. стентова. Такође, велику примену TCD ће наћи и код материјала где L има велике вредности, као код бетона и бетонских конструкција [188 - 189]. Пример предности TCD у односу на до садашњу праксу коришћењем фактора концентрације напона при замору је приказана на слици 5.7.



Слика 5.7. Поређење проблема нерешивих коришћењем фактора K_f са одговарајућим решењима помоћу TCD-а, [211]

На основу испред описаног, развијене су нове методе за процену настанка и ширења заморних прслина код машинских елемената, приказана алгоритмом на сл. 5.8.



Слика 5.8. Алгоритамски приказ нових метода за процену настанка и ширења заморних прслина

5.4. Примена и верификација развијених метода

За верификацију у лабораторијским условима метода развијених у оквиру ове дисертације, а заснованих на теоријским поставкама TCD-а, изабран је случај епрувете са извором концентрације напона у извору концентрације напона. За материјал епрувете изабран је материјал 20 ГСЛ, за који постоје подаци у литератури коришћени за верификацију методе, и од којег је израђен машински елемент – вратило хидротурбине, коришћен као пример [201, 212] на коме је у следећем делу дисертације приказана примена нове методологије (описане у тачки 5.2). За феномен који је претпостављен као узрок појаве извора концентрације напона у извору концентрације напона изабран је феномен корозионог оштећења у облику јамица, с обзиром да за оштећења овог облика и величине постоје одговарајући литерарни резултати потребни у току верификације. Овај феномен је описан у делу 5.3.2., а такође истраживан и на примеру конкретног вратила у следећем поглављу.

5.4.1. Експериментално испитивања карактеристика материјала

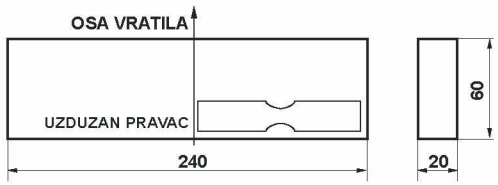
У циљу добијања неопходних улазних података за изучавање утицаја извора концентрације напона насталих корозијом, у условима замора, извршена су испитивања замарањем, на материјалу ознаке квалитета 20Mn5 (односно ГОСТ 977:20ГСЛ, AISI 1020) и то:

- Испитивања трајне динамичке чврстоће на глатким епруветама
- Испитивање трајне динамичке чврстоће на глатким епруветама са површинским ојачаним слојем
- Испитивање брзине раста заморне прслине

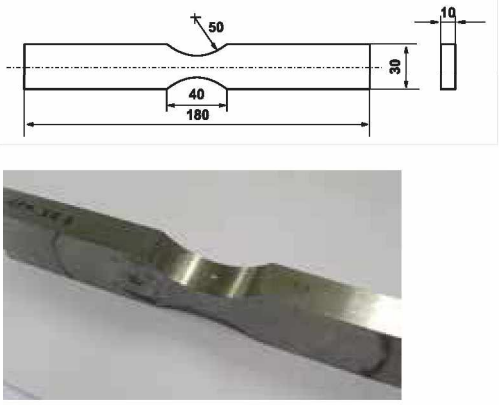
Из достављеног узорка израђено је 18 стандардних епрувета за одређивање трајне динамичке чврстоће и израду Велерове криве. Испитивање је изведено према стандарду GOST 25.502/79, на високофреквентном пулзатору AMSLER тип 10 HFP 422.

Динамичко испитивање епрувета је извршено симетрично наизменично променљивим оптерећењем (σ_{SR}= 0, tj. R = -1) за гранични број од 2 x 10^6 циклуса,

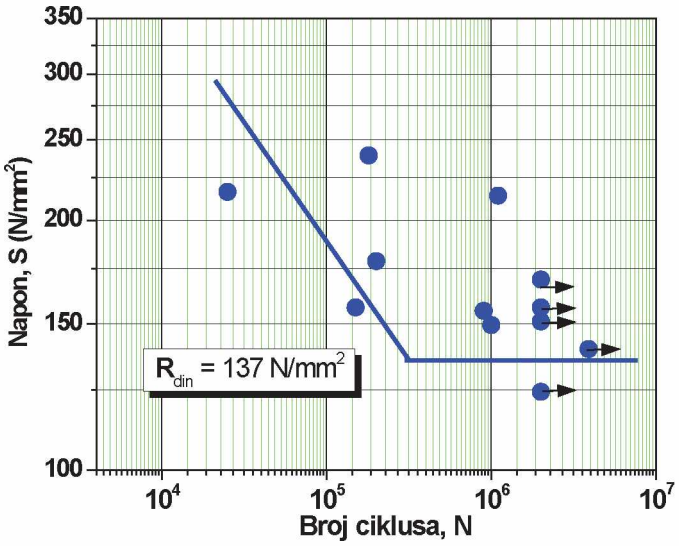
при средњој фреквенцији од f = 208 Hz. Скица места из којих су израђене епрувете је приказана на слици 5.9, а димензије епрувета на слици 5.10. Добијени резултати испитивања, извршених на собној температури приказани су на слици 5.11. На основи добијених резултата утврђено је да ***трајна динамичка чврстоћа R_{din} износи 137.0 MPa.***



Слика 5.9. Скица места узорковања епрувета за испитивање трајне динамичке врстоће



Слика 5.10. Облик и димензије епрувета за испитивање трајне динамичке чврстоће



Слика 5.11. Велеров дијаграм добијен за испитани челични лив 20ГСЛ [212]

Пар епрувета је дискредитовано и вредности добијене испитивањем на њима нису унете на дијаграм на сл. 5.11. Разлог за то је настанак прслина у раним фазама испитивања. Накнадна испитивања, изведена методом течних пенетраната,

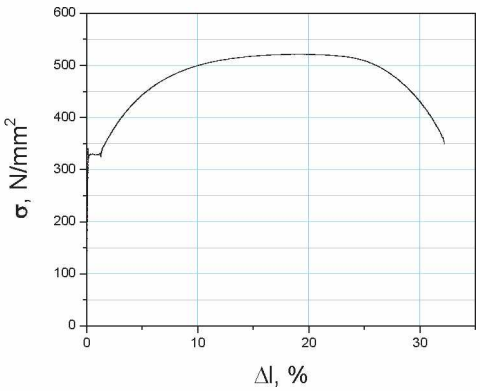
показала је да су епрувете имале скривене грешке типа порозности (као што је показано на слици 5.12), а у случајевима када су епрувете биле без грешака, потврђено је да испитивани материјал, челични лив 20ГСЛ, има значајну резерву пластичности, слика 5.13. Резултат испитивања приказан на слици 5.13 је показао да испитивани материјал, челични лив 20ГСЛ, има значајну резерву пластичност. У циљу провере ове чињенице пет епрувета, типа приказаног на слици 5.10, је сачмарено у циљу површинског ојачавања. Параметри ојачавања извршеног у техничком центру JAT-а су приказани у табели 5.1.

Испитивање тако сачмарених епрувета, под истим условима као што су извршена и претходна испитивања (σ_{SR}= 0, tj. R = -1), показало је да је повећање трајне динамичке чврстоће веће од 40%, слика 5.14.

Испитивање у циљу одређивања брзине раста заморне прслине da/dN и прага замора ΔK_{th} изведено је на стандардним Шарпи епуветама методом савијања епрувете у три тачке на резонантном високофреквентном пулзатору CRACKTRONIC, слика 5.15, Војно-техничког Института у Београду. Испитивање епрувета је изведено у контроли силе.

На израђене Шарпи епрувете (10 x 10 x 55 mm), са обе стране се лепе мерне траке – фолије РУМУЛ РМФ А-5, мерне дужине 5 mm, помоћу којих се прати раст заморне прслине, слика 5.16. Праћење раста заморне прслине се изводи помоћу уређаја FRACTOMAT чији је рад заснован на промени електричног потенцијала траке.

Слика 5.12. Порозност материјала епрувете код које је настала прслина при испитивању замарањем



Слика 5.13. Дијаграм напон - деформација за материјала 20ГСЛ

Табела 5.1. Параметри сачмарења епрувета израђених од материјала 20ГСЛ

Интензитет	0,010 – 0,013A	***Притисак ваздуха***	5 atm
Прекривеност	100%	***Угао млазнице***	88° – 90°
Величина куглице	C170	***Растојање од епрувете***	100 ± 10 mm
Материјал куглице	челик	***Укупно време сачмарења***	3 min.

На сличан начин је извршено испитивање на епрувети са симулираним полусферним оштећењем са r = 1мм у циљу одређивања трајне динамичке чврстоће епрувете са извором концентрације напона у концентрацији напона. Испитивана епрувета је приказана на сл. 5.10. б). На основи добијених резултата утврђено је да ***трајна динамичка чврстоћа R_{din} износи 125.0 MPa.***

Одређивање зависности брзине раста заморне прслине по циклусу da/dN и опсега фактора интензитета напона ΔK се своди на одређивање коефицијента C и експонента m у Парисовој једначини. Брзина раста заморне прслине треба за тренутну дужину прслине, a, доделити опсег фактора интензитета напона ΔK, који зависи од геометрије епрувете, дужине прслине и од опсега променљиве силе, $\Delta P = P_g - P_d$.

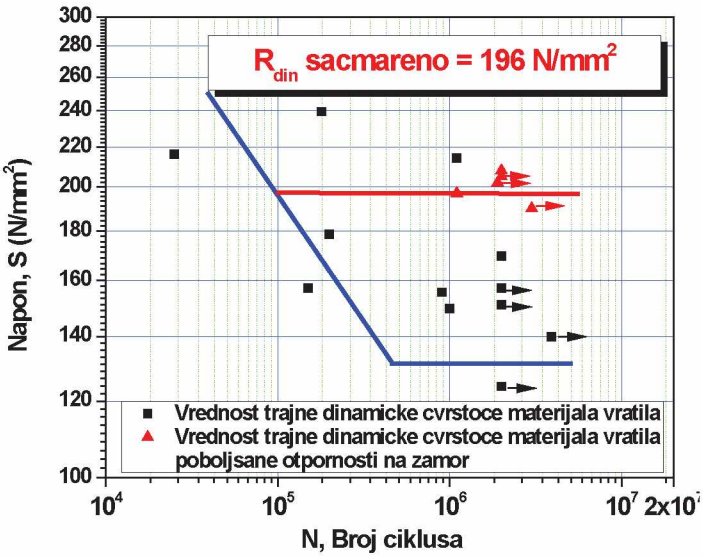
За одређивање опсега интензитета напона користи се формула:

$$\Delta K = \frac{\Delta P \cdot L_{osl}}{B\sqrt{W^3}} \cdot f(a/W) \tag{5.3}$$

Где је:

$$f(a/W) = \frac{3 \cdot \sqrt{\frac{a}{W}}}{2\left(1+2\frac{a}{W}\right)\left(1-\frac{a}{W}\right)^{3/2}}\left[1{,}99 - \frac{a}{W}\left(1-\frac{a}{W}\right)\left(2{,}15 - 3{,}93\frac{a}{W} + 2{,}7\left(\frac{a}{W}\right)^2\right)\right] \tag{5.4}$$

- L_{osl} - распон ослонаца, mm;
- B - дебљина епрувете, mm;
- W - ширина (висина) епрувете, mm, и
- A - дужина прслине



а)

б)

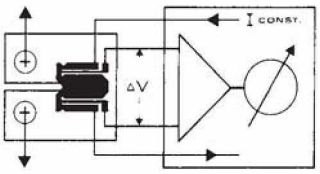
Слика 5.14. а) Поређење вредности трајне динамичке чврстоће за несачмарен и сачмарен материјал велике прирубнице - челични лив 20ГСЛ; б) Изглед пулзатора ZWICK HB 250 [213]

На основу тока иситивања израчунате су и нацртане зависности log da/dN - log ΔK. Типични дијаграми зависности da/dN од ΔK, за однос R = 0,1, су дати на слици 5.17. за епрувете узорковане из подужног правца и на слици 5.18 за епрувете узету из попречног правца. Овакво означавање, уздужног и попречнног правца је арбитрарно, у циљу провере постојања евентуалне анизотропије узорака.

Резултати одређивања константи C и m у Парисовој једначини су дати у табелама 5.2 и 5.3. Како се очекује да је испитивани материјал, као и већина ливених материјала, осетљив на величину односно димензије епрувете, испитивања брзине раста заморне прслине и одређивања константи C и m у Парисовој једначини, су поновљени на Машинском факултету, катедри за конструисање, Универзитета у Марибору. Коришћена опрема је идентична опреми на

којој су испитане претходне епрувете, слика 5.15, само што омогућава због већег капацитета, 160 Nm, и испитивање епрувета које су знатно веће по димензијама од стандардних Шарпи епрувета.

Слика 5.15. Високофреквентни пулзатор CRACKTRONIC



а)

б)

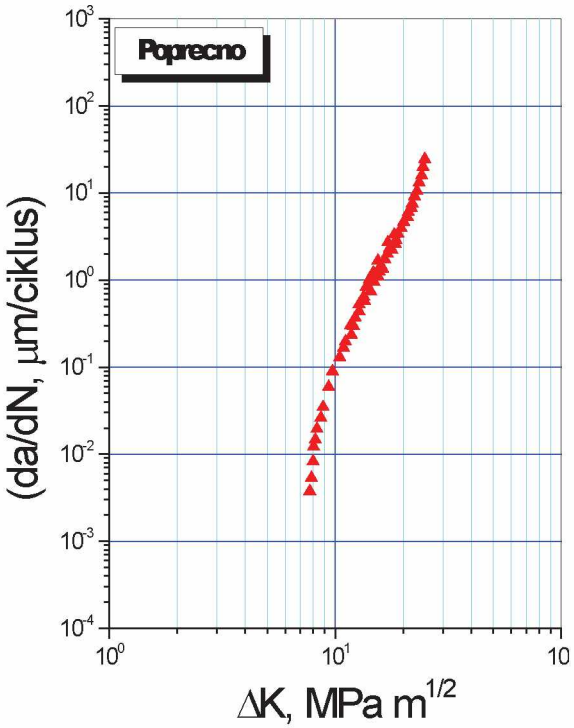
Слика 5.16. а) Схема мерне фолије и начина регистровања раста прслине б) Изглед припремљене епрувете за испитивање параметара раста заморне прслине

Табела 5.2. Коефицијенти у Парисовој једначини за уздужни правац

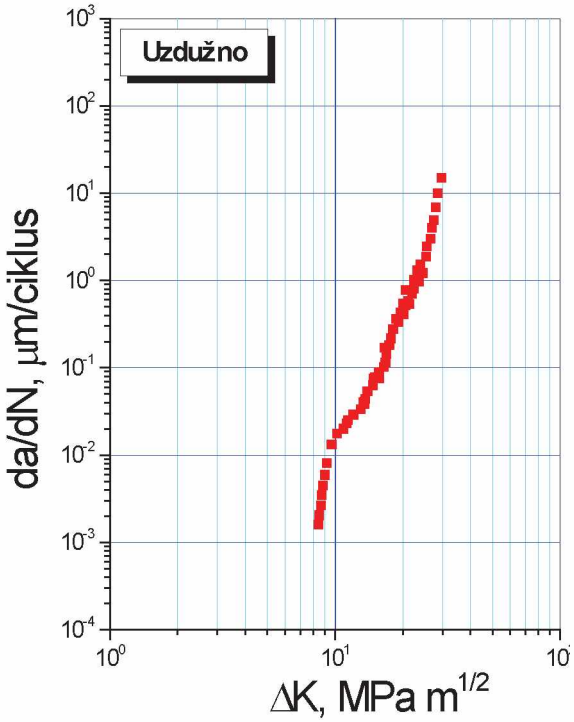
Ознака епрувете	Зона мерења	Праг замора ΔK_{th}, MPa $m^{1/2}$	Коефицијент C	Коефицијент m
Из подужног правца	A	**8,7**	**$3.3 \cdot 10^{-11}$**	**3.02**
	B		**$3.0 \cdot 10^{-11}$**	**3.14**

Табела 5.3. Коефицијенти у Парисовој једначини за попречни правац

Ознака епрувете	Праг замора ΔK_{th}, MPa $m^{1/2}$	Коефицијент C	Коефицијент m
Из попречног правца	**7,4**	**$3.2 \cdot 10^{-11}$**	**3.1**



Слика 5.17. Дијаграм зависности da/dN - ΔK за епрувете узорковане из попречног правца

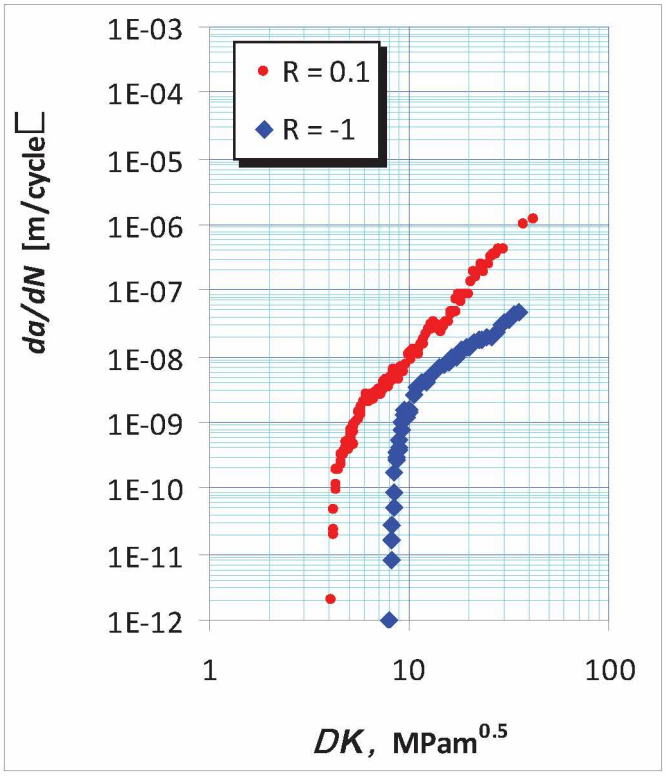


Слика 5.18. Дијаграм зависности da/dN - ΔK за епрувете узорковане из уздужног правца

Епрувете које су коришћене приликом испитивања на Машинском факултету Универзитета у Марибору су биле димензија 20 x 40 x 120 mm. Изглед опреме за испитивање је приказан на слици 5.19, а изглед заморене епрувете на слици 5.20. Резултати извршених испитивања на већим епруветама, при R = 0,1 и R = - 1, приказани су на слици 5.21. и табеларно, табела 5.4.

Слика 5.19. Изглед опреме Машинског факултета Универзитета у Марибору

Слика 5.20. Изглед епрувета испитиваних на опреми Машинског факултета Универзитета у Марибору



Слика 5.21. Резултати испитивања на опреми Машинског факултета Универзитета у Марибору

Табела 5.4. Коефицијенти у Парисовој једначини при R = 0,1 и R = - 1

Ознака епрувете	Однос напона R	Праг замора ΔK_{th}, MPa $m^{1/2}$	Коефицијент C	Коефицијент m
1	0,1	**4,13**	**$2.45 \cdot 10^{-12}$**	**3.584**
2	- 1	**7,99**	**$2.05 \cdot 10^{-11}$**	**2.168**

5.4.2. Оштећења на површини материјала услед корозије

Корозија је физичко-хемијски процес оксидације површине метала. Под обичним условима се одвија под утицајем кисеоника, водене паре, угљен-диоксида. За разлику од гвожђа, где се на површини ствара рђа која представља оксид гвожђа, неки метали као алуминијум и калај, се превлаче компактним слојем оксида који штити метал од корозије. Литература о фундаменталним

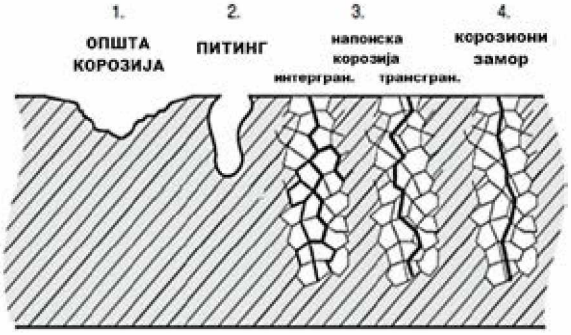
аспектима корозије је данас веома доступна [214 - 218] и неће бити предмет даљег разматрања.

Један облик корозије, питинг корозија, у условима замора представља веома озбиљан извор концентрације напона. Према једној студији, [219] укупан проценат отказа услед замора и корозије представља више од 80% узрока свих отказа у ваздухопловству, а према другој студији [220] укупни трошкови настали услед штете коју је изазвала корозије износе:

- 1950 године у САД: 2.1% Бруто Националног Прихода (БНП);
- 1970 године у Великој Британији: 3.5% БНП; и
- 1974 године у Јапану: 1.2% БНП.

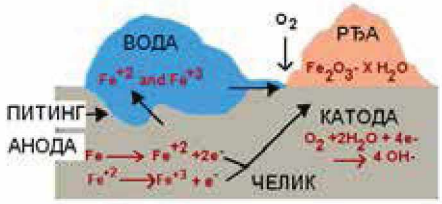
Према студији [221] из 1995, корозија је у САД направила процењених 296 милијарди долара, односно 3,1% БНП, а према студији [222] трошкови корозије су у САД премашили хиљаду милијарди долара. Комбинација корозије и замора представља изузетно комплексан феномен [223], који обухвата све области технике [224], што подразмева да сваки напредак у разумевању ових феномена, као и развој метода које повећавају прецизност и поузданост у одређивању услова настанка отказа, представља значајан напредак.

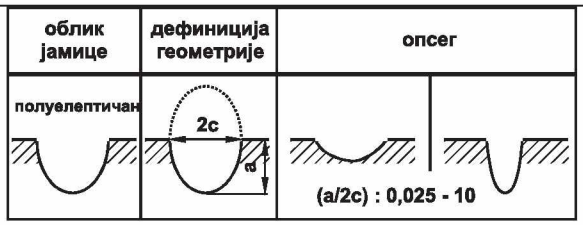
Питинг корозија представља облик оштећења на површини код појединих легура алуминијума и нерђајућег челика које поседују осетљивост ка настанку питинг корозије [224], слика 5.22. Студије које су се бавиле корозионим замором на основу испитивања на кородираним узорцима или анализе отказа стварних елемената су недвосмислено показала да питинзи или корозионе јамице претходе настанку прслина [225, 226]. Корозионе јамице које настају на површини узорка делују као озбиљни извори локалне концентрације напона и тиме значајно смањују носивост елемента на коме настају [227, 228]. Ово локално увећање напона се до сада изражавало преко фактора концентрације напона K_T. Очекивано је да утицај корозионе јамице зависи од дубине, величине и облика [229].



Слика 5.22. Основни појавни облици корозије

Општа корозија и питинг корозија немају сличан хемизам настанка, слика 5.23, али показују веома сличне геометријске карактеристике површинских оштећења у почетним фазама, како је показао Cerit [230], слика 5.24.

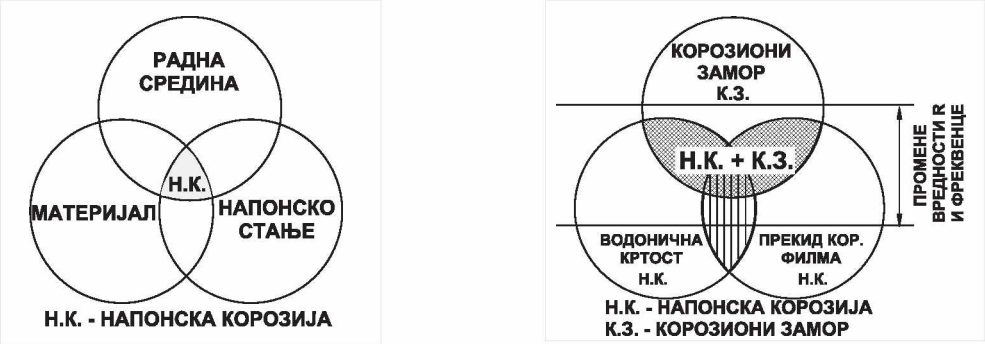




Слика 5.23. Основни хемизам настанка корозионих јамица

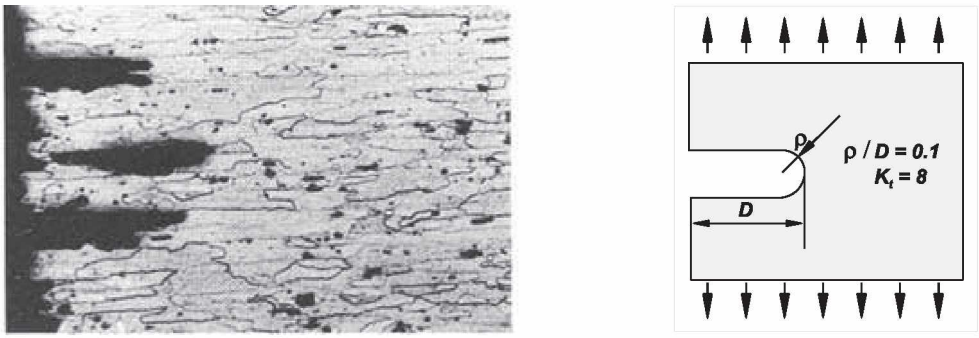
Слика 5.24. Попречни пресек полуелиптичне јамице са опсегом вредности за a/2c [230]

Церит је јасно показао да корозионе јамице имају вредности K_t веће од 3, а у случају настанка питинга унутар питинга вредност K_t може да порасте и преко 5 [230]. У екстремним појавним облицима питинг корозије, слика 5.25, Схијве је показао да вредност K_t може бити и 8, слика 5.26 [76]. Број литературних референци које се баве овом тематиком је јако мали и контрадикторан, јер веома уско посматрају низ материјал → радна средина → врста и ниво оптерећења, слика 5.25, тако да свако додатно истраживање представља помак у изучавању утицаја питинга као извора концентрације напона. Истовремено, у многим случајевима када материјал, строго формално не задовољава услове за настанак питинг корозије, могућ је настанак корозије која веома подсећа на иницијалне корозионе јамице. Узрок ове појаве најчешће лежи у начину израде конкретног машинског елемента, односно нехомогености материјала од кога је израђен елемент, слика 5.27.



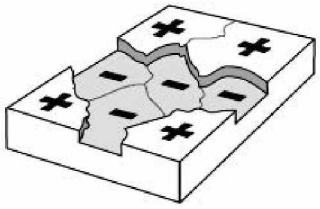
а) б)

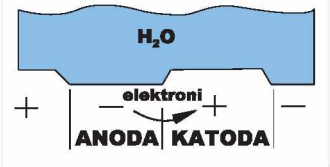
Слика 5.25. а) Пресек утицаја материјала, радне средине и врсте оптерећења б) модификован дијаграм под а) за случај замора [101,]



а) б)

Слика 5.26. а) Корозионе јамице на површини Al легуре; б) Вредност фактора концентрације напона K_t за дубину јамице од 0.15 mm [76]





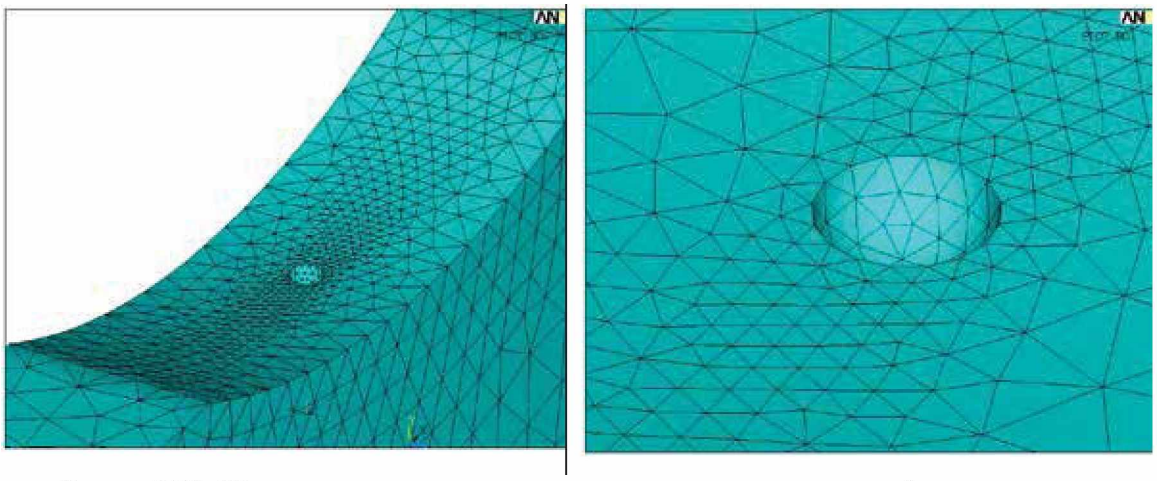
Реакција на аноди: $Fe \rightarrow Fe^{++} + 2e^-$
Реакција на катоди: $O_2 + 2H_2O + 4e^- \rightarrow 4OH^-$
Збирна реакција: $4Fe + 3O_2 + 2H_2O = 2Fe_2O_3.H_2O$

Слика 5.27. Настанак површински неравномерне корозије

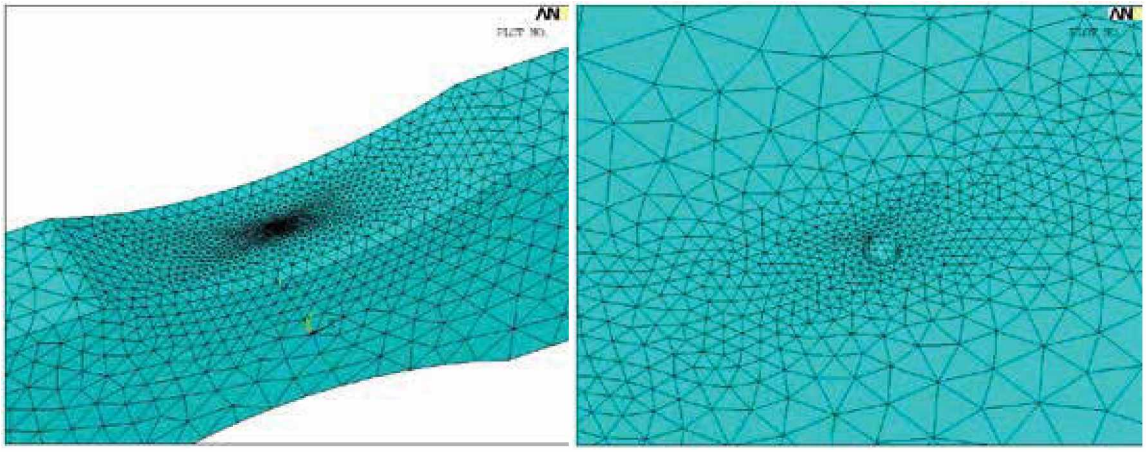
Значај корозионих јамица лежи и у томе што се често јављају на местима која су или недоступна или тешко доступна за периодичне прегледе, што увећава број места где је могућ настанак корозијом индукованих заморних прслина [231 - 236]. Овај аспект истраживања, изучавања корозионих јамица као места иницирања прслина, је препознат као веома вредан правац који је захтевао додатна разјашњења [237], јер појава корозионих јамица значајно утиче на скраћење времена до иницијације.

5.4.3.Прорачун епрувете Методом коначних елемената

У циљу провере важења вредности из релације (5.2), у смислу предвиђања броја циклуса до појаве прслине (пад опсега напона при испитивању), извршено је експериментално испитивање и нумеричка симулација епрувета, и то епрувете без оштећења на прелазном радијусу и епрувете са симулираним корозионим јамицама облика полусфере, сл. 5.10б), за случајеве полупречника од 1 mm и 0,52 mm, слике 5.28 и 5.29. Коришћен је комерцијални софтвер ANSYS 11, а за моделирање су коришћени 3D коначни елементи са 8 чворова и три степена слободе у сваком чвору (померања у смеру x, y и z оса координатног система) .

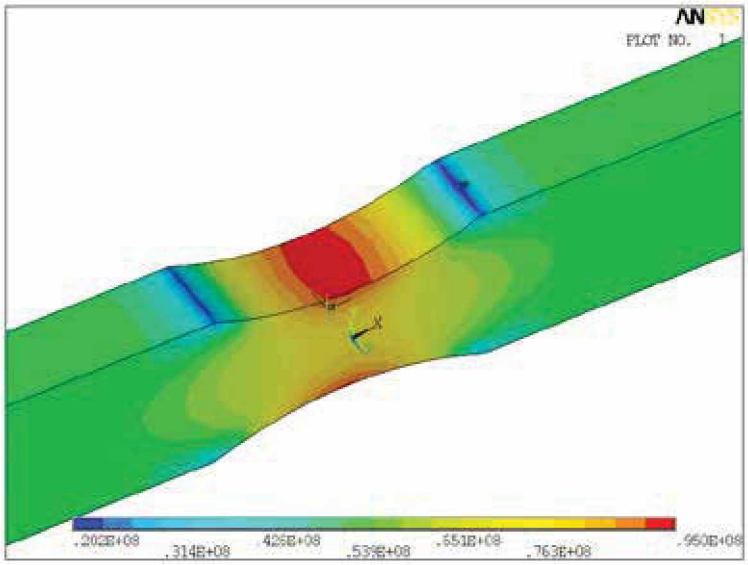


Слика 5.28. Изглед мреже коначних елемената на симулираној епрувети са полусферном јамицом полупречника 1 mm

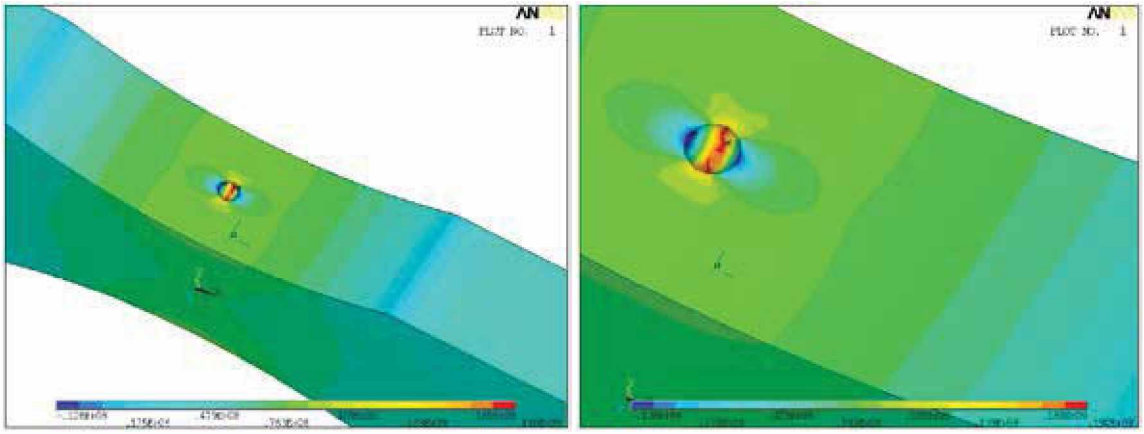


Слика 5.29. Изглед мреже коначних елемената на симулираној епрувети са полусферном јамицом полупречника 0.52 mm

Резултати расподеле еквивалентних напона добијени нумеричким прорачуном при оптерећења епрувете на затезање силом од 16.8KN на епруветама приказаним на сликама, дати су на сл.5.30 за прорачун епрувете без оштећења и на сл.5.31. и сл.5.32 за прорачун епрувета са оштећењем приказаним на сликама 5.28 и 5.29.



Слика 5.30. Добијене расподеле еквивалентног напона применом МКЕ



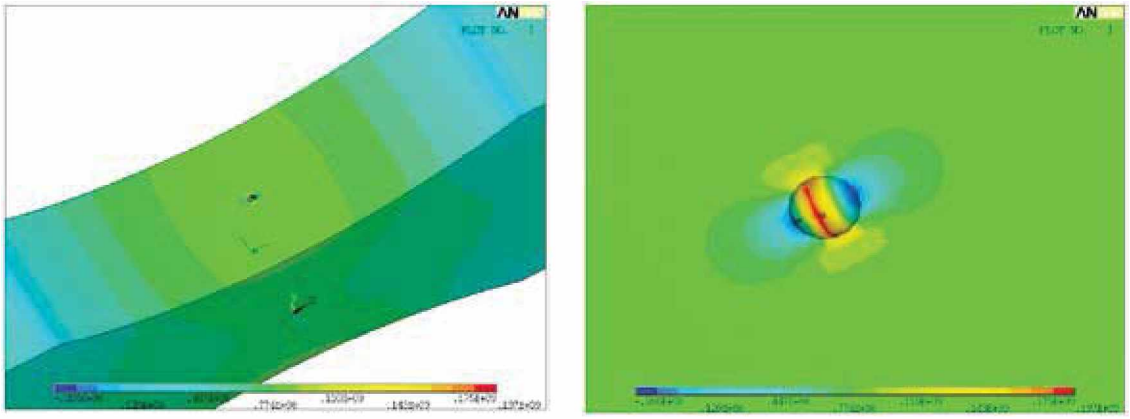
Слика 5.31. Добијене расподеле еквивалентног напона применом МКЕ, за r = 1mm

На основу вредности максималних и номиналних еквивалентних напона добијених прорачуном методом коначних елемената израчунате су вредности за факторе концентрације напона на месту извора концентратора напона у концентратору напона. Добијена вредност за фактор концентрације напона на епрувети без оштећења је 1,67. Вредности K_t са оштећењима су приказане у табели 5.5.

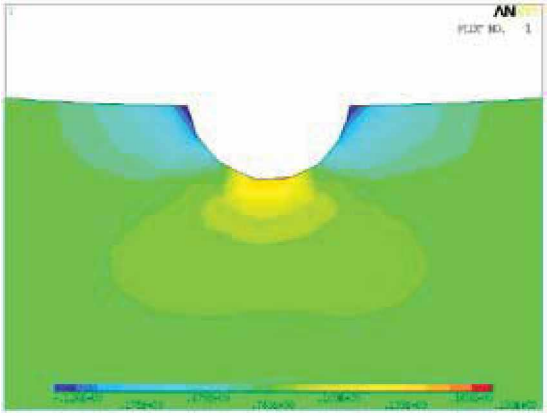
Табела 5.5. Вредности фактора концентрације напона за епрувете са оштећењем

Радијус	Фактор концентрације напона од оштећења, K_t	Фактор концентрације напона од оштећења на радијусу епрувете, $K_{tк}$ *Кумулативни фактор концентрације напона*
0,52 mm	2,113	3,530
1 mm	2,038	3,404

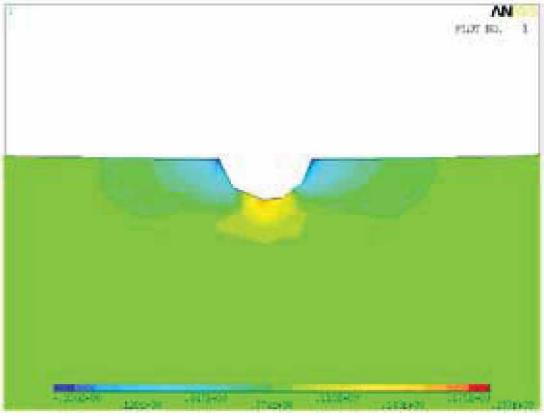
За конструисање дијаграма градијената напона на месту максималних напона, коришћени су подужни пресеци епрувета, чији су детаљи приказани на сликама 5.33 и 5.34. Добијени градијенти дати су на сликама 5.35 и 5.36.



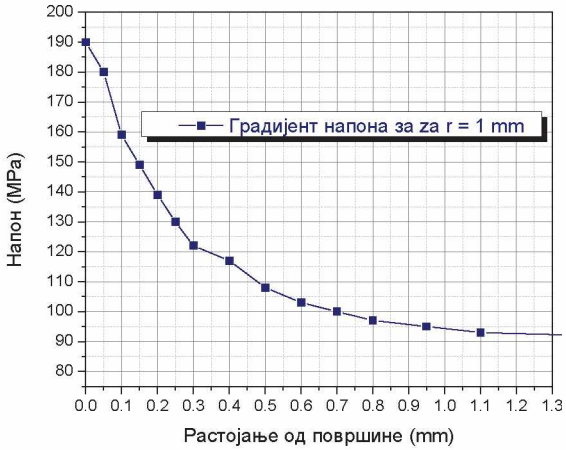
Слика 5.32. Добијене расподеле еквивалентног напона применом МКЕ, за r = 0,52 mm



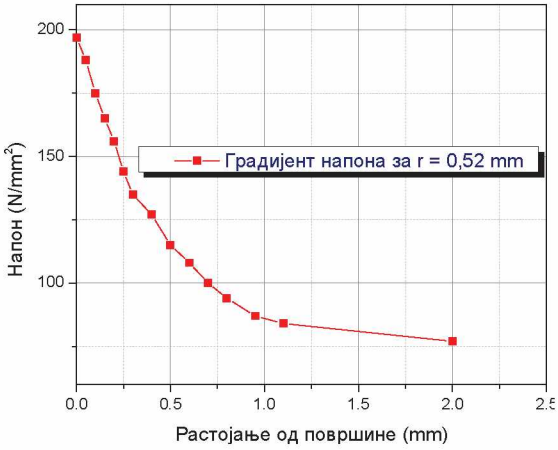
Слика 5.33. Подужни пресек епрувете за r = 1 mm



Слика 5.34. Подужни пресек епрувете за r = 0,52 mm



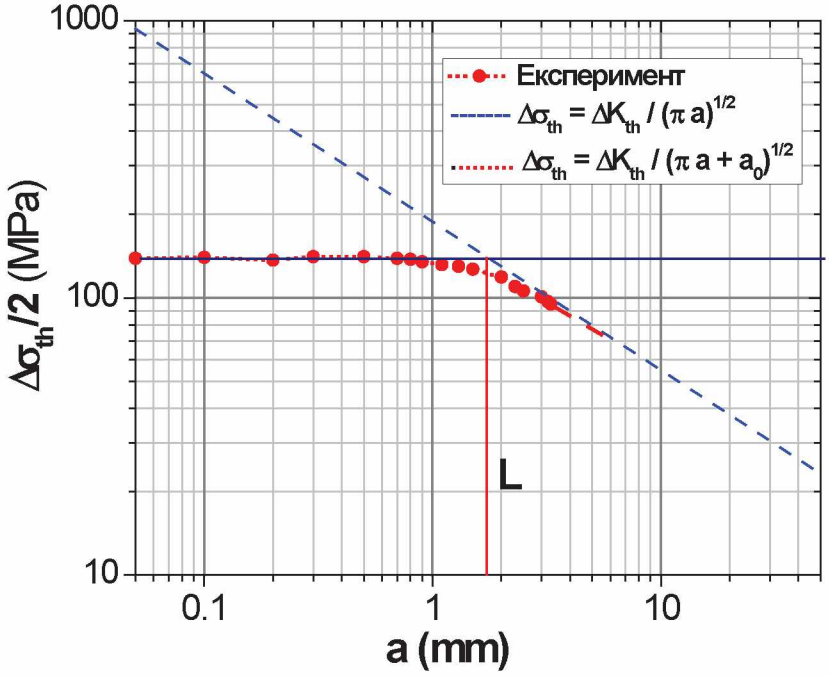
Слика 5.35. Градијент напона за епрувету са рупом r = 1 mm



Слика 5.36. Градијент напона за епрувету са рупом r = 0,52 mm

5.4.4. Израчунавање и верификација вредности критичног растојања

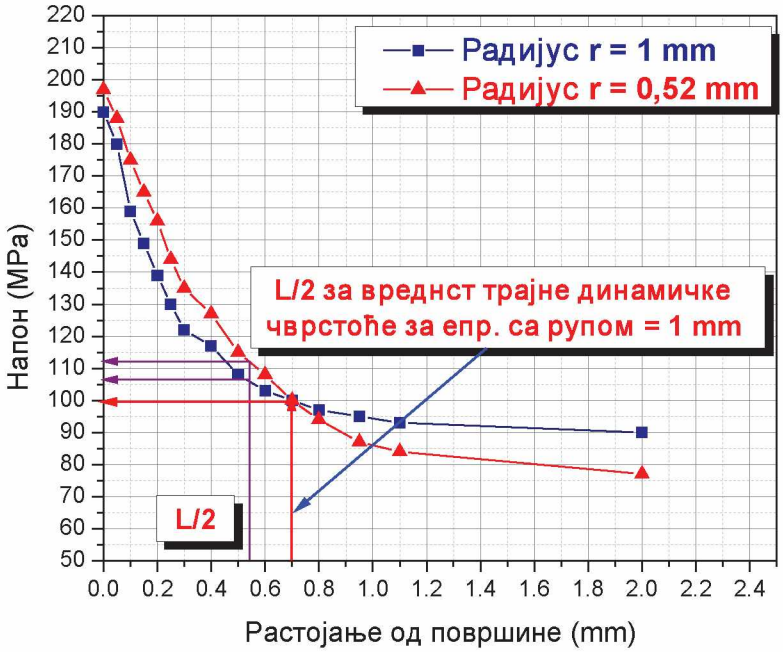
За експериментално добијене вредности за ΔK_{th} = 7,99 MPa $m^{1/2}$, према таб.5.4, и вредност трајне динамичке чврстоће од 137 MPa, чије је одређивање описано у делу 5.4.1, добија се да је за тачкасту методу Теорије критичних растојања, по једначини 4.5: L/2 = 5,41 10^{-4} m, односно L = 1,08 $\cdot 10^{-3}$ m. Даље, коришћењем процедуре приказане у референци [171], конструисан је Китагава – Такахаши дијаграм за испитивани материјал, сл.5.37. Овај специфични дијаграм је искоришћен за прву верификаци добијене вредности критичног растојања L чија се вредност мора наћи на дијаграму у пресеку две асимптоте: прве која представља вредност трајне динамичке чврстоће за испитивани материјал и друге која представља карактеристику понашања материјала при расту прслине. Обе асимптоте резулати су експерименталног испитивања материјала детаљно описаног у делу 5.4.1.



Слика 5.37. Китагава – Такахаши дијаграм за материјал вратила

Још једна верификација развијене методе урађена је на епруветама са оштећењем у облику полусфере полупречника r = 1 mm. За експериментално добијене вредности за ΔK_{th} = 7,99 MPa $m^{1/2}$, према таб.5.4, и вредност трајне динамичке чврстоће од 125 MPa, чије је одређивање описано у делу 5.4.1, добија

се да је за тачкасту методу, по једначини 4.5 за случај епрувете са оштећењем полупречника 1 mm: L/2 = 6,51 10^{-4} m, односно L = 1,3 10^{-3} m. На основу методе изложене у делу 5.3, и алгоритма методе приказаног на сл.5.8, конструисана је слика 5.38. Анализа овог дијаграма показује да ће до лома епрувете са оваквим оштећењем доћи након броја циклуса који је много мањи од граничног броја циклуса при одређивању трајне динамичке чврстоће ($2\cdot10^6$). Ово је у сагласности са експерименталним испитивањем епрувете приказане на сл. 5.10 б) на високофреквентном пулзатору AMSLER тип 10 HFP 422, при чему је примењено циклично променљиво оптерећење на затезање са амплитудом од 16.8 KN, а добијени број циклуса до лома епрувета био је 98.000.



Слика 5.38. Поређење градијента напона за разматране радијусе извора у извору концентрацији напона

Овај експеримент искоришћен је и за трећу верификацију развених метода, а на основу резултата Taylor-а, објављених у референци [159]. Ови истраживачи су на основу серије експеримената изведених на епруветама израђених од челика EN3B при R = -1, што је веома блиско карактеристикама челичног лива 20ГСЛ, добили зависност критичног растојања од броја циклуса до лома епрувете у облику:

$$L(N_f) = A\, N_f^{\,B} \tag{5.5}$$

где је L критично растојање, A = 67.4 mm и B = - 0.342 су константе добијене фитовањем експерименталних резултата, а N_f број циклуса до лома епрувете. На основу експериментално добијеног броја циклуса до лома испитиване епрувете од 98.000, и једначине 5.5, добијена је експериментална вредност за критично растојање у случају епрувете са оштећењем полупречника 1 mm од L_e = 1.32 mm. Ова вредност је готово идентична рачунски добијеној вредности на основу испитаних карактеристика материјала.

6. ПРИМЕНА НОВИХ МЕТОДА И МЕТОДОЛОГИЈЕ НА РЕАЛНИ МАШИНСКИ ЕЛЕМЕНТ

6.1. Дефинисање проблема

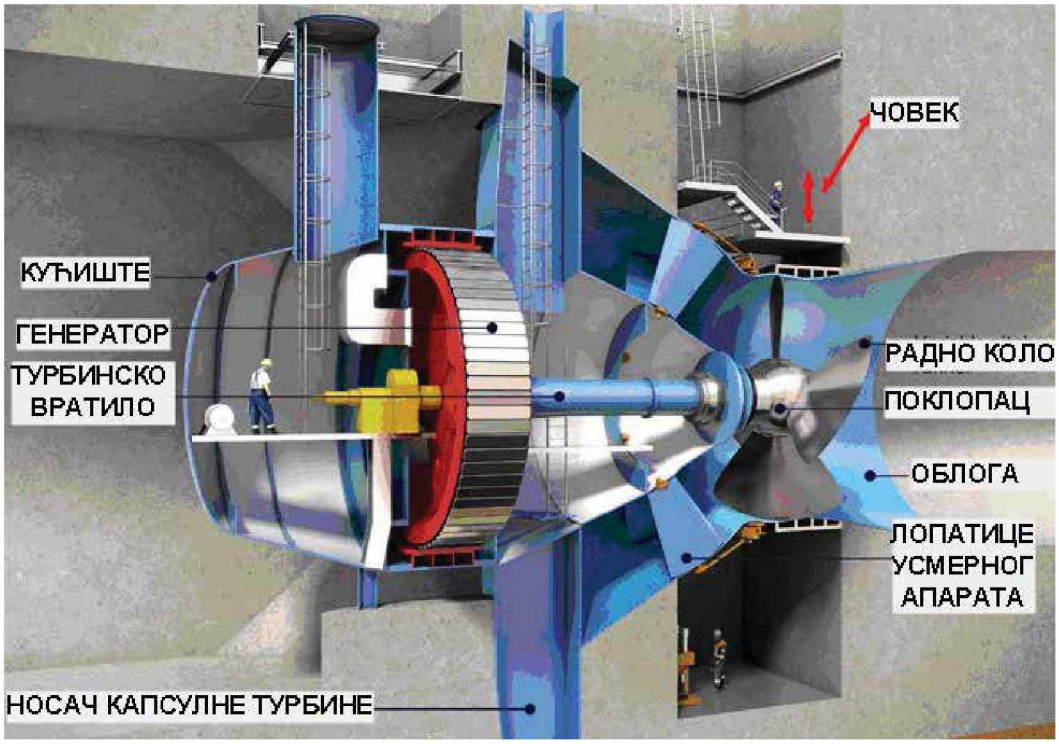
Као што је већ истакнуто, методологија развијена у оквиру ове дисертације користи нове методе за процену настанка и ширења прслина код машинских елемената у условима заморног оптерећења и има ширу примену од примене у пројектовању и прорачуну нових машинских елемената и система оптерећених високоцикличним променљивим оптерећењем. Једна веома важна примена је могућностим одређивања узрока настанка отказа елемената који су радили у условима заморног оптерећења и прорачуна препоручених радних услова за наставак рада оштећених машинских елемената. У циљу приказа и провере описане методологије, изабран је добро документован [201, 212] пример настанка прслина на јадном типу вратила хидротурбине, који се појавио на више хидроелектрана. Додатни разлог избора вратила је тај што су изабрана вратила нестандардних димензија, за које није могуће из таблица [43] пронаћи одговарајуће факторе концентрације напона за све услове оптерећења. Истовремено, у оквиру верификације нових метода у делу 5, испитиван је управо материјал од кога су ова вратила израђена, због чега је изабрани машински елемент представљао идеалан пример за наставак истраживања.

6.1.1. Општи подаци о хидротурбинама

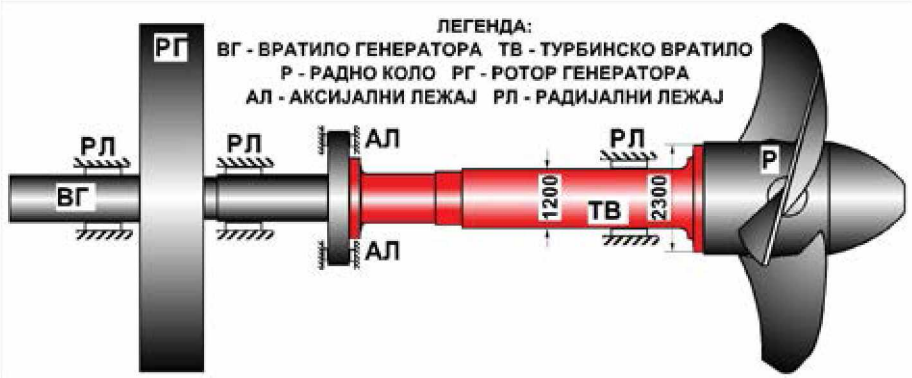
Изабрана вратила су елементи машинског система који се користи код такозваних капсулних хидро турбина. Посебност ове врсте хидротурбина је што се користе код хидроелектрана са малим падом воде и могуће их је користи тамо где је значајнија разлика у нивоу мора између плиме и осеке. Схематски попречни пресек једне хидроелектране са овим типом турбина је дат на слици 6.1.

Слика основних делова агрегата и положаја турбинског вратила, у склопу целе капсулне турбине, је дата на слици 5.2, а основни подаци о вратилима која су изабрана за експерименталну верификацију нове методологије су дати у наставку:

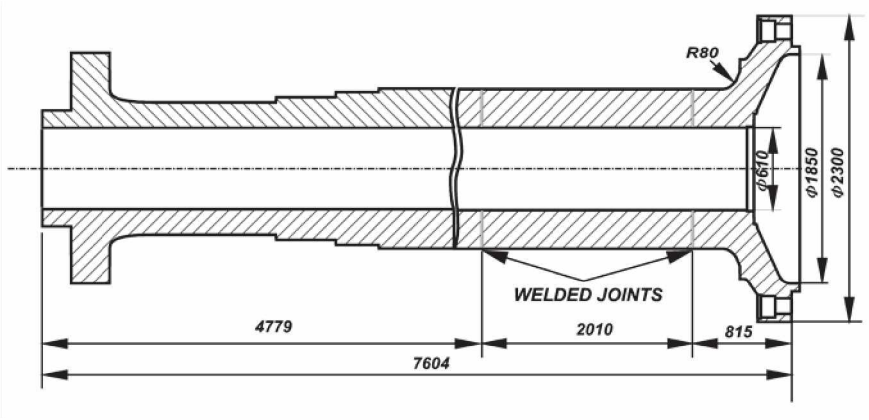
- Производња - ЛМЗ, СССР;
- Максимални напор - 12,75m;
- Прорачунски напор - 7,45m;
- Минимални напор - 5m;
- Снага турбине прорачунском напору - 28MW;
- Пречник радног кола - 7500 mm;
- Број обртаја - 62,5 min^{-1};
- Број лопатица радног кола - 4; и
- Предвиђени радни век вратила - 200.000 часова.



Слика 6.1. Попречни пресек хидроелекране са капсулном турбином



Слика 6.2. Основни делови агрегата испитиваног елемента



Слика 6.3. Основне димензије турбинског вратила

Предметна турбинска вратила су израђена од три дела и то: мале прирубнице, цилиндричног дела и велике прирубнице, слика 6.3. Делови турбинског вратила су међусобно спојени заваривањем под троском. Подаци о материјалима коришћеним за израду турбинских вратила су приказани у табели 6.1. а подаци о турбинама на којима су настале прслине у табели 6.2.

На основу расположивих података, утврђено је да су сва вратиле пре монтаже прошла испитивања без разарања, и да нису утврђене никакве грешке на вратилима.

Током експлоатације, вратило није прегледано чак ни визуелно нити је обнављана антикорозиона заштита.

Табела 6.1. Материјали коришћени за израду турбинских вратила

Вратило број	*Мала прирубница*	*Цилиндрични део*	*Велика прирубница*
1 (А3)	*20ГС*	*20ГС*	*08ГДНФЛ*
2 (А4)	*20ГС*	*20ГС*	*08ГДНФЛ*
3 (А5)	*20ГС*	*20ГС*	*20ГСЛ*
4 (А6)	*20ГС*	*20ГС*	*20ГСЛ*
5 (А7)	*20ГС*	*20ГС*	*08ГДНФЛ*
6 (А8)	*20ГС*	*20ГС*	*20ГС*
7 (А1)	-	-	-
8 (А2)	*20ГС*	*20ГС*	*20ГС*
9 (А10)	*20ГС*		*20ГС*
10 (А9)	*20ГС*		*20ГС*

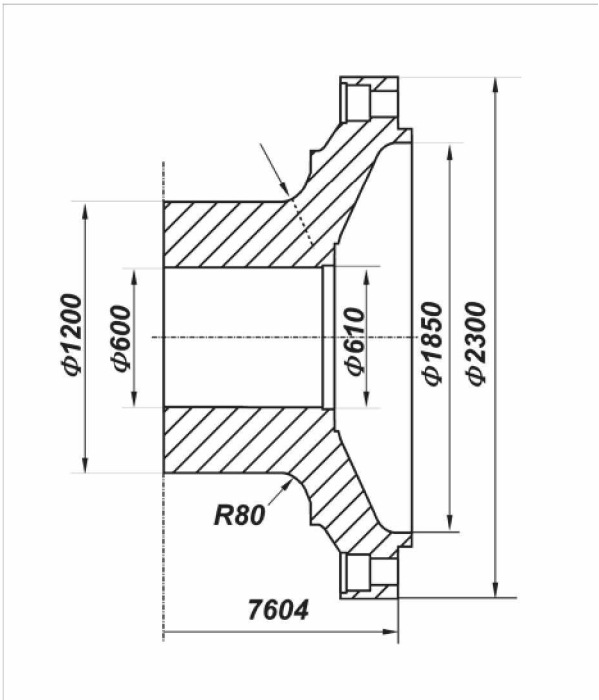
Табела 6.2. Списак вратила на којима су пронађене прслине

Турбинско вратило бр.	4	6	2	1
Пуштање у рад	Крајем 1985	Средином 1987	Лето 1985	Лето 1985
Број сати проведених у раду	163411	177066	196139	197414
Заустављање	Јануар 2007	16.09.2009	31.06.2010	16.08.2010
Разлог заустављања	Пад притиска уља односно процуривање уља услед настанка пролазне прслине – замена комплетног вратила	Санација заваривањем	Санација заваривањем	-

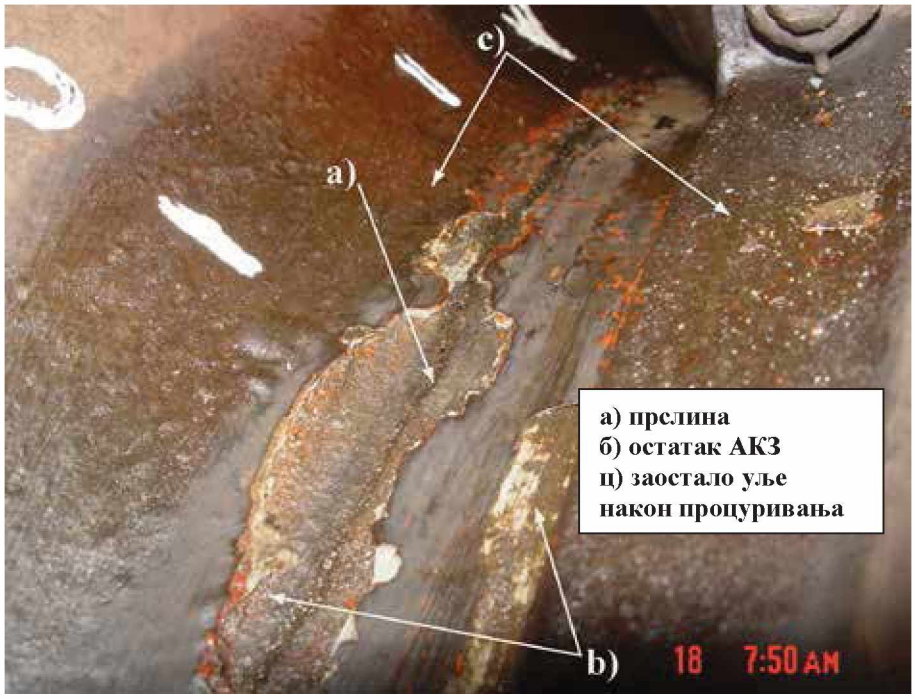
У јануару 2007 године, после 163411 часова експлоатације, у току рада агрегата А6, уочен је велики пад уља у систему. Уље је налази унутар вратила (вратило је израђено као шупље), у серво механизму, помоћу којег се изводи закретање лопатица током експлоатације. Након заустављања агрегата, и визуелног прегледа комплетног система, откривена је велика пролазна прслина на прелазном радијусу, слике 5.4. и 5.6.

У циљу утврђивања квалитета материјала одливка велике прирубнице вратила агрегата А6, предвиђена су следећа основна испитивања:

- Визуелни преглед преломне површине
- Испитивање основних заморних карактеристика – трајне динамичке чврстоће; и
- Испитивање брзине раста заморне прслине da/dN.



Слика 6.4. Схема места настанка прслина означена стрелицом



а)

б)

Слика 6.5. Изглед откривене пролазне прслине: а) детаљ места лома пре испитивања течним пенетрантима и б) општи изглед након испитивања течним пенетрантима

6.2. Испитивање материјала вратила

6.2.1. Визуелни преглед

На слици 6.6. је приказан изглед вратила непосредно пре монтаже. Након демонтаже вратила из капсуле приступило се исецању вратила ради откривања величине пролазне прслине, слика 6.7.

Слика 6.6. Изглед турбинског вратила пре монтаже

Слика 6.7. Изглед турбинског вратила након демонтаже и сечења

На слици 6.8. се јасно уочава да пролазна прслина захвата трећину попречног пресека вратила. Увећана зона са слике 6.8 је открила морфологију пролазне прслине што је приказано на лици 6.9.

Морфологија пролазне прслине је открила више места иницирања прслине, које су формирале два доминантна фронта ширења прслине, као што је приказано на слици 6.9 а).

На слици 6.9 б) се виде секундарне прслине на прелазном радијусу од вратилу ка великој прирубници. На основу прегледа површине пролазне површине на слици 6.8 уочава да је угао под којим се прслина ширила око 25° у односу на осу вратила. Овако мали угао фронта раста прслине указује да су торзиони напони имали знатно мањи утицај на стварање иницијалних прслина од затезних и савојних. Такође, и претходно утврђена чињеница да пролазна прслина чини преко 30% попречног пресека вратила указује да су радни напони у зони прелазног радијуса били мали.

Из велике прирубнице су исечени узорци за даља испитивања основних механичких карактеристика. Приликом исецања узорака, на исеченим комадима из којих су се израђивале епрувете, уочено је значајно присуство порозности, слика 6.10.

6.2.2. Основна испитивања

Основна испитивања која су обухватила проверу хемијског састава, основних механичких карактеристика и металографски преглед нису предмет примене метода и методологије развијених у овој дисертацији, те нису овде детаљно приказана, али се могу наћи у референци [201, 212, 213].

6.2.3. Испитивање на скенинг електронском микроскопу

Након испитивања брзине раста заморне прслине, преломне површине епрувета при R = - 1 су испитане на скенинг електронском микроскопу (СЕМ) JEOL JSM 6460, Универзитетског Центра за електронску микроскопију Универзитета у Новом Саду.

а)

б)

в)

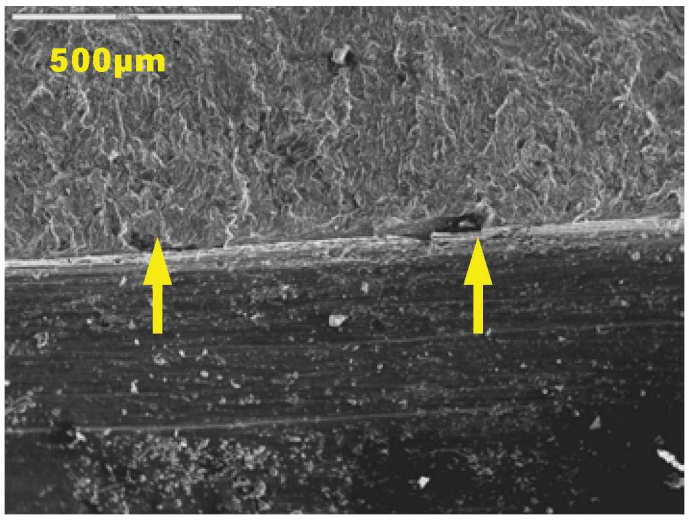
Слика 6.8. Изглед преломне површине турбинског вратила након сечења а) вратило б) велика прирубница в) димензије прелома [201]

а)

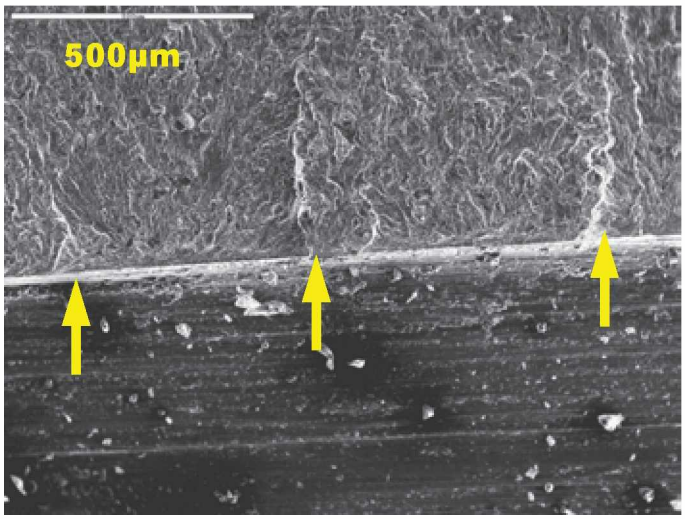
б)

Слика 6.9. а) увећан детаљ (уоквирен део) са слике 5.8. б) изглед прелазног радијуса у близини зоне пролазне прслине са секундарним прслинама, [201]

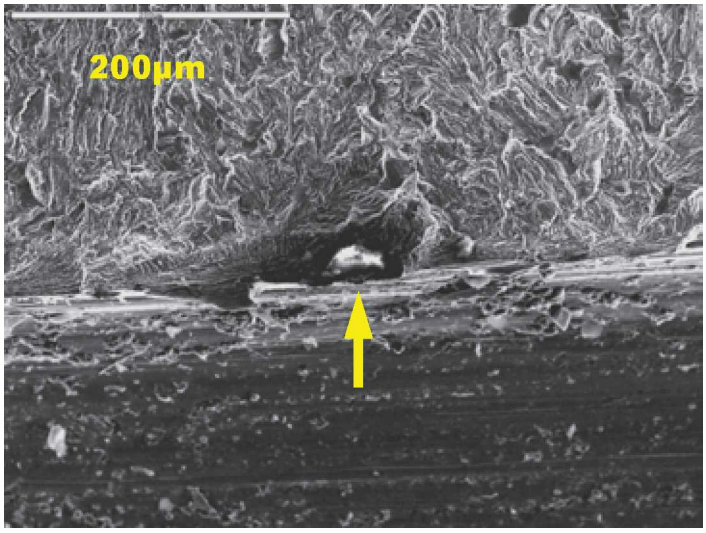
Слика 6.10. Уочена порозност на исеченим узорцима [201]



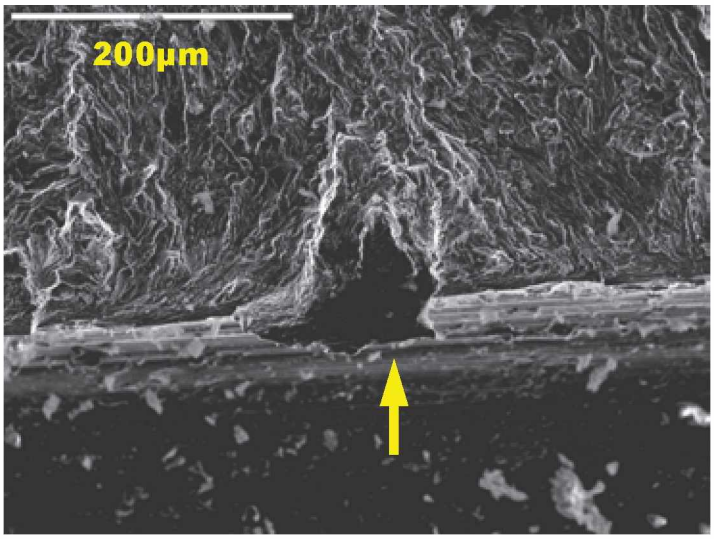
Слика 6.11. Изглед грешака у материјалу – снимљено у корену зареза



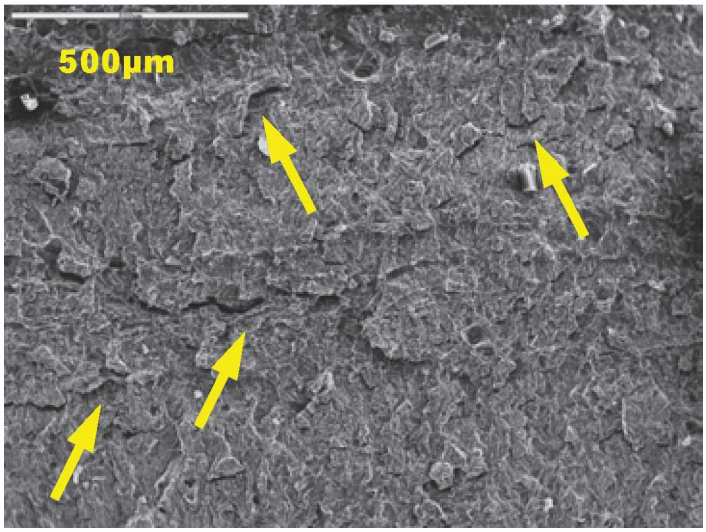
Слика 6.12. Корен зареза без већих грешака у материјалу – вишеструко иницирање прслине са гребенима (означени стрелицама)



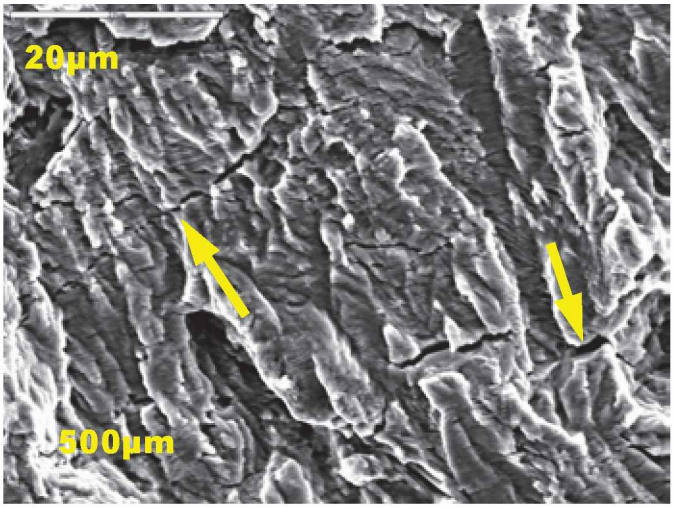
Слика 6.13. Изглед грешака у материјалу – увећан детаљ укључка са слике 6.36.



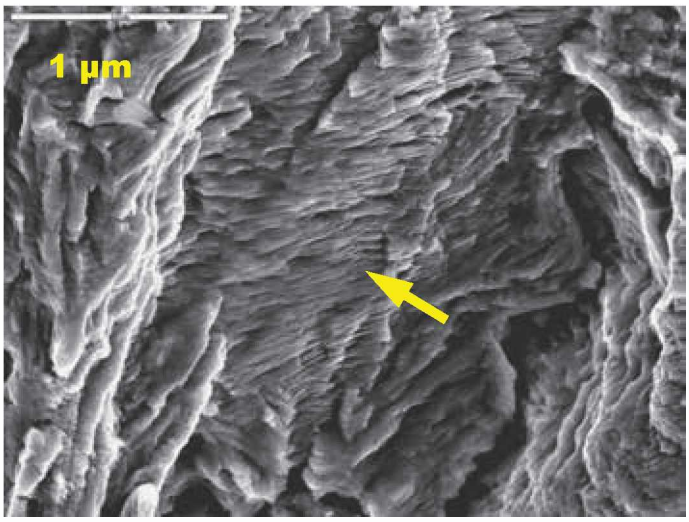
Слика 6.14. Изглед грешака у материјалу – увећан детаљ поре са слике 6.36.



Слика 6.15. Изглед Фронта раста заморне прслине – велики број секундарних прслина.



Слика 6.16. Изглед Фронта раста заморне прслине, увећан снимак – јасно видљиве секундарне прслине



Слика 6.17. Увећан снимак, детаљ са слике 6.41. – линије замора и одмора (стрије)

Као што се види на слици 6.11. настанак заморних прслина је био значајно олакшан услед грешака у материјалу типа крупни неметални укључци и поре. Велики број секунданих прслина се може приписати поступку ливења, односно месту узорковања свих узорака за механичка испитивања као и чињенице да је испитани материјал био значајно заморен, што се види на сликама 6.15 и 6.16. Основни разлог испитивања на СЕМ микроскопу је био утврђивање димензија карактеристичних величина на преломној површини епрувете у циљу поређења са добијеним вредностима за критично растојање L, при примени метода за процену иницираља/раста заморне прслине, поглавље 5.

6.2.4. Анализа резултата испитивања

На основу добијених резултата испитивања [201], генерално се може закључити да испитивани материјал има ознаку квалитета 20ГСЛ према захтевима стандарда ГОСТ 977/88. Резултати механичких испитивања су такође потврдили нехомогеност испитиваног материјала. Јасно је да епрувете већег попречног пресека омогућавају веће захватање већег попречног пресека са различитим микроструктурама и тиме статистички дају поузданије резултате. На основу резултата приказаних у табелама 6.4. до 6.7. јасно је да су правци узорковања епрувета без великог значаја, тј да испитивани материјал је готово потпуно изотропан. Добијене вредности механичких карактеристика, бар оних које се користе у прорачунима, су у границама техничких услова и одговарају подацима из сертификата 40/19 (фаб.бр. 751) из 1983 g., [212]

Истовремено сви резултати механичких испитивања указују, а резултати испитивања микроструктуре преглед на СЕМ-у то и показују, да постоје места у микроструктури на којима се може очекивати знатно лакше стварање иницијалних прслина. Ово посебно потврђују снимци на скенинг електронском микроскопу, слике 6.36. до 6.42, алу управо због лаког стварања иницијалних прслина и великог броја секундарних прслина није нађена веза са вредношћу L - критичним растојањем.

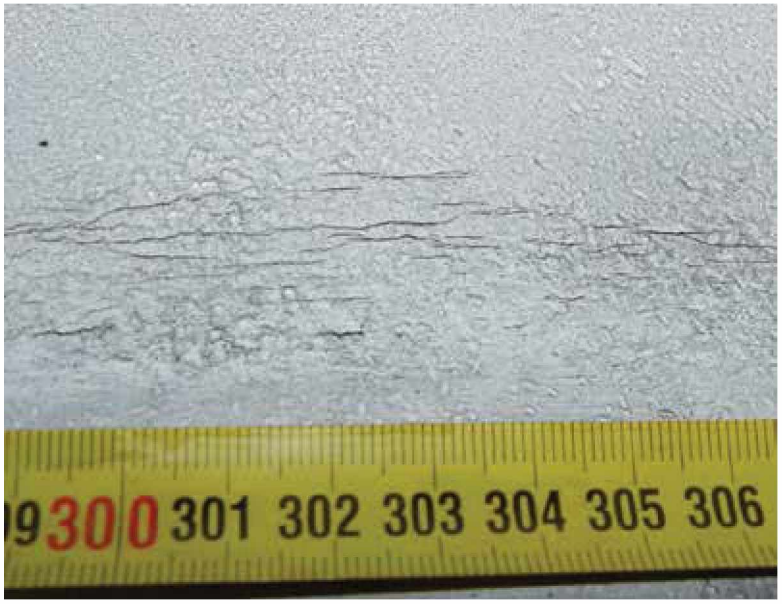
Према оригиналној документацији произвођача, [212], термичка обрада вратила је изведена са следећим режимом:

- Нормализација 900 – 910° C у трајању од 17 часова и 35 минута, са накнадним хлађењем на ваздуху; и
- Отпуштање 600 – 610° C у трајању ид 30 часова и 10 минута, са брзином мањом или једнаком од 20°/час.

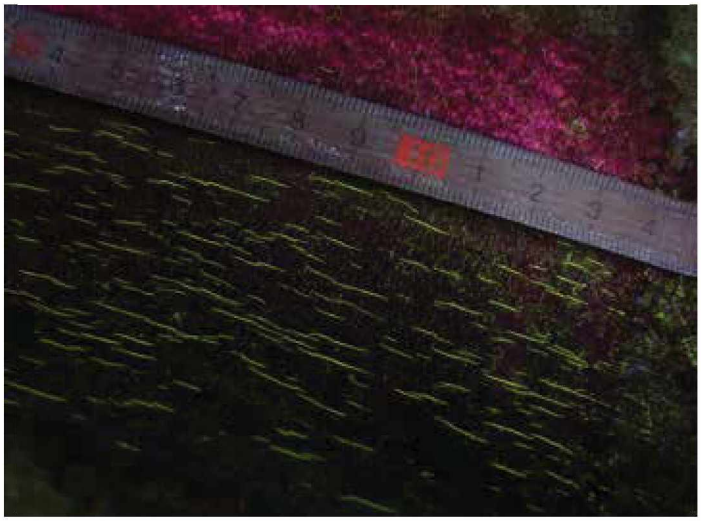
Овакав режим термичке обраде указује да је изведена потпуна аустенитизација са разбијањем дендритне микроструктуре заостале од ливења. Уочене грешке су сигурно представљала иницијална места за формирање прслина.

Испитивање трајне динамичке чврстоће је показало изненађујуће резултате, са једне стране значајан подбачај (добијено испитивањем 137 MPa) у односу на литературне податке, по референци [7, 201] трајна динамичка чврстоћа је 225 MPa, а са друге стране велико повећање трајне динамичке чврстоће, од преко 40%, након сачмарења. Такође, као и код испитивања затезањем и енергије удара, код свих резултата испитивања замарањем је уочено велико расипање резултата као последица нехомогености микроструктуре. Подбачај вредности трајне динамичке чврстоће треба тражити и у чињеници да су испитивани узорци веома близу прелазног радијуса, са повећаном порозношћу, приказаног на сликама 6.10. и 6.27, као и чињеници да је материјал премашио више од 75% свог пројектованог радног века.

Истовремено са експерименталним испитивањима, испитане су методама без разарања и вратила на другим турбинама и пронађене су прслине приказане на слици 6.43. и 6.44. Појава ових прслина на свим вратилима овог типа турбине, у потпуности оправдава истраживања у циљу потпуног разјашњења услова настанка прслина на прелазном радијусу.

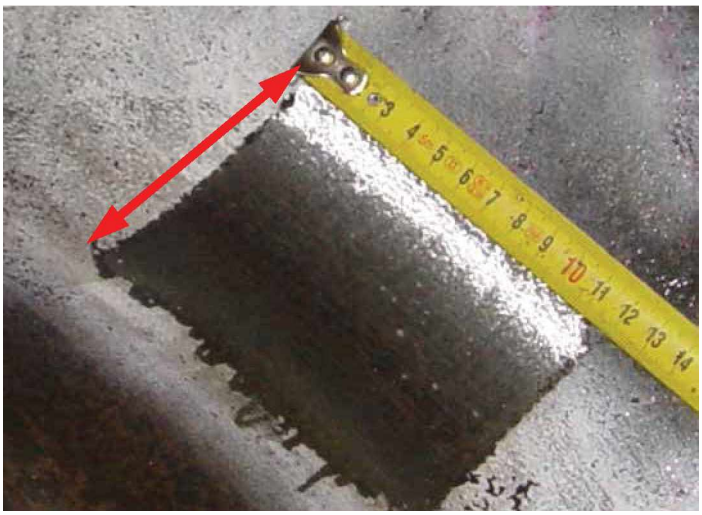


Слика 6.18. Изглед прслина на прелазном радијусу – испитивано течним пенетрантима



Слика 6.19. Изглед прслина на прелазном радијусу –
испитивано магнетним честицама

Ширина зоне у којој су се пројавиле прслине приказане на сликама 6.18. и 6.19. износи око 70 mm, слика 6.20.



Слика 6.20. Димензије зоне у којој су се појавиле прслине,
снимак након пробног брушења

На основу свега напред наведеног, материјал велике прирубнице – челични одливак 20ГСЛ у наведеном случају није могуће посматрати као кривца за

настанак прслина у прелазном радијусу јер ни једна од вредности не одступа у тој мери да би се са потпуном сигурношћу могло указати на то да је материјал доминантан кривац за настанак прслина. Уочене грешке и нехомогености су унеколико олакшале стварање и раст заморних прслина, посебно у условима корозије. У наставку истраживања, разлоге за појаву прслина треба тражити у конструкцији вратила или у радним условима и одржавању. Због тога је урађен детаљан прорачун напонског и деформационог стања предметног вратила аналитичким приступом, као и применом Методе коначних елемената. Прорачуни су изложени у наставку.

6.3. Прорачун вратила

6.3.1. Аналитички прорачун вратила

На основу расположиве документације, тј. оргиналне документације произвођача, изведен је аналитички прорачун вратила и дат је у референци [212]. Оптерећења од значаја за прорачун прелазног радијуса вратила, су приказана на слици 6.21. Поред оптерећења наведених на слици 6.21, неопходно је нагласити и да унутар вратила на делу прирубнице делује притисак од 40 бара, услед дејства сервомотора унутар вратила који има функцију закретања лопатица радног кола.

Критични пресек је оптерећен, према сл.6.21, следећим силама и моментима:

- ✓ Аксијалном хидрауличком силом, F_a = 5,5426 x 10^6 N (податак из прорачуна произвођача турбине)
- ✓ Обртним моментом M_t који се добија из израза:

$$M_t = \frac{P}{2\pi n} = \frac{28000}{2 \cdot \pi \cdot 1{,}04166} = 4{,}278 x 10^6 \, Nm$$

где је:

P = 28.000 KW - снага турбине,

n = 62,5min^{-1} односно n = 1,04166 s^{-1} - број обртаја вратила.

- ✓ Моментом савијања од аксијалне хидрауличне силе и силе притиска уља у цилиндру сервомотора радног кола, који, по прорачуну произвођача, износи:

$$M_o = 337768 \frac{Nm}{m}$$

- ✓ Моментом савијања од тежине радног кола и дела прирубнице до критичног пресека:

$$M_s = G_{rk} l_{rk} + G_p l_p = 941760x2,05+98100x0,35=1\ 964\ 943Nm$$

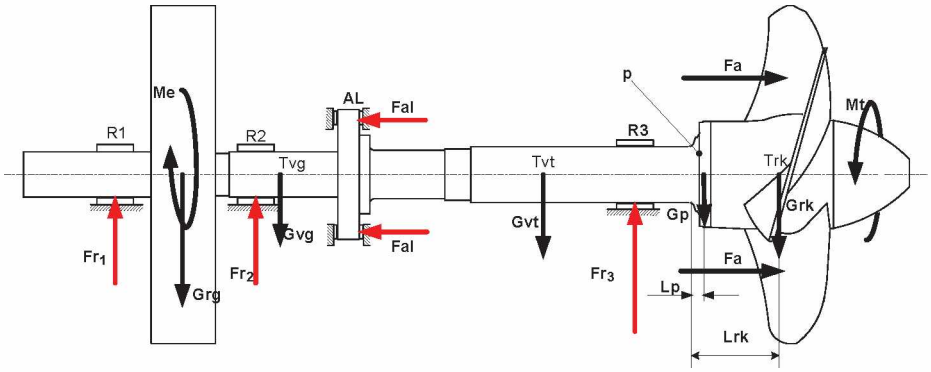
где је:

G_{rk} = 941 760N – тежина радног кола;

l_{rk} = 2050mm – растојање од тежишта радног кола до критичног пресека;

G_p = 98100N – тежина прирубнице са вијцима до критичног пресека;

l_p = 350mm – растојање тежишта прирубнице до критичног пресека.



Слика 6.21. Оптерећења од значаја за прорачун зоне прелазног радијуса вратила

6.3.2. Прорачун вратила методом коначних елемената

Свеобухватан и тачан прорачун напонског стања при конструисању машинских елемената представља главни чинилац који утиче на радни век, експлоатацијску поузданост, енергетску ефикасност машинског елемента. Ова чињеница је посебно важна код преносника снаге јер се као главни узрочник губитка функције јављају прслине настале на различитим, по правилу неизбежним, изворима концентрације напона [238, 239, 240].

Односно, избор правог начина прорачуна за предвиђање заморног века елемента је више била ствар образовања, искуства и интуиције него аргументима и договором обједињен начин заснован на инжењерској пракси [238] Доступност одговарајућих података, везаних за заморне карактеристике материјала који је предвиђен за одговарајући машински елемент, такође условљава избор одговарајуће методе прорачуна.

Управо због тога, успостављање одговарајуће методологије која би помирала сва досадашња сазнања, посебно када је реч о трајној динамичкој чврстоћи машинских елемената са различитим изворима концентрације напона [239] и [240]. Детаљан преглед основних проблема везних за појаву прслина и фактора концентрације напона је приказан у референцама [241, 242, 243]. Највећи део истраживања везаних за интегритет конструкција је усмерен ка раном откривању прслина и праћењу њиховог раста током експлоатације, што област побољшања прорачуна фактора концентрације напона и њихову примену оставља без одговарајуће пажње.

Основне формуле наведене у тачки 3 ове дисертације, су заправо засноване на елементима који имају сталан пресек са постепеном променом геометрије. Или другим речима, аналитички приступ решавању проблема одређивања фактора концентрације напона је био комплементаран једном нивоу развоја индустрије [244]. То се посебно уочава када се фактори концентрације напона покушају применити на савремене микромеханичке компоненте или јако велике машинске елементе као што су вратила нове генерације као код нових роторних багера за површинске копове, прекоокеанске нафтне танкере или нову генерацију турбина за енергетику.

Дугогодишња пракса коришћења стандардне методе прорачуна уз примену одговарајућих фактора концентрација заправо замагљује чињеницу да су оргинални Petersen-ови фактори били заправо оквирне инжењерске апроксимације. Изворно, расположиви аналитички алат који је Peterson имао на располагању га је заправо усмеравао да своја израчунавања заснива на сличности а не на директном израчунавању напонског стања око извора концентрације напона. Ово истовремено наглашава ограниченост примене Peterson-ових фактора концентрације напона, нап. на све димензије вратила и на све геометрије извора концентрације напона на вратилима.

Поједини аутори [245] су развили сопствене теоријске изразе за факторе концентрације напона за прелазне радијусе.

Модерне аналитичке и нумеричке методе могу да обезбеде знатно прецизнија и једноставнија решења када је реч о израчунавању фактора концентрације напона. Многи аутори [243, 246], користе методу коначних елемената (МКЕ) у циљу превазилажења непоузданости резултата добијених коришћењем Petersen-ових дијаграма. Такође МКЕ разрешава дилему да ли је боље израчунавање напона за свако оптерећење посебно или израчунавање сложеног напонског стања преко истовременог задавања свих оптерећења у модел . Ова дилема посебно добија на тежини када се зна да поједине геометрије излазе из оквира Petersen-ових дијаграма јер за појединачне комбинације димензија – оптерећење не постоје дијаграми. Управо због тога, примена МКЕ у таквим случајевима је незамљива [130, 247].

6.3.2.1. Основни подаци за анализу

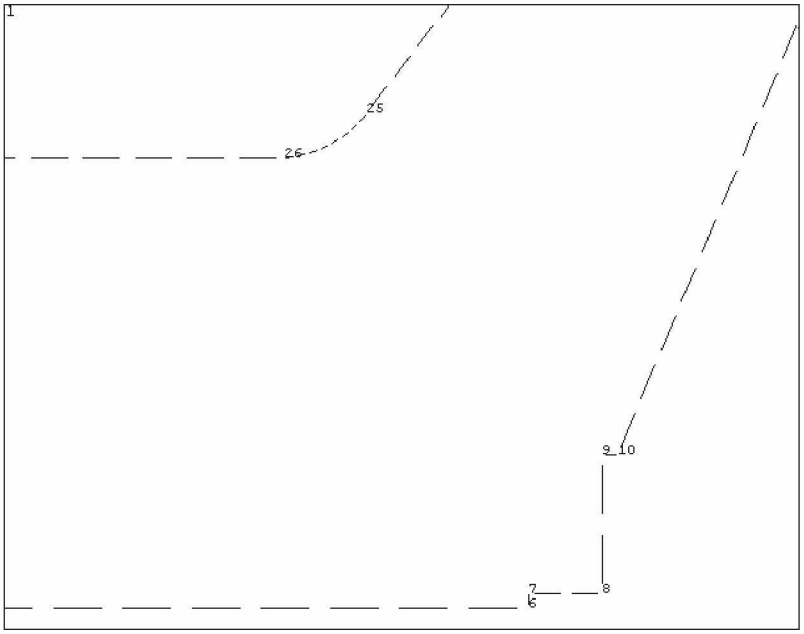
Прорачун напонског стања вратила турбине, извршен је коришћењем методе коначних елемемената (МКЕ), помоћу програмског пакета ANSYS 11.

Развијање модела коначних елемената извршено је у складу са улазним подацима, а према оригиналном прорачуну произвођача турбине.

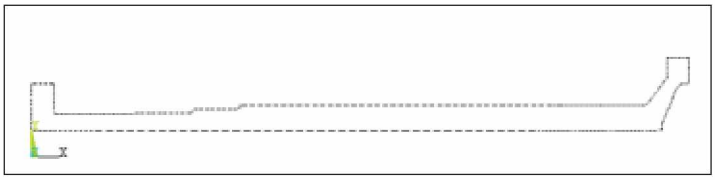
У циљу добијања модела који ће омогућити регистровање прецизних резултата напонског и деформационог стања, вратило радног кола као елемент сложене машинске конструкције, моделирано је са веома правилном мрежом коначних елемената, прилагођеном потребној прецизности очитавања напона у критичном пресеку.

6.3.2.2. Модел коначних елемената

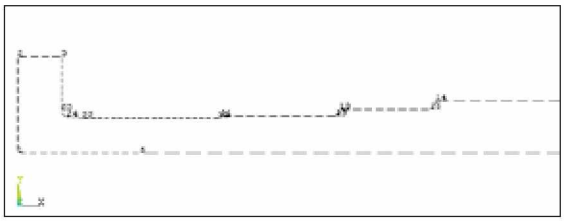
Облик и мере вратила су дефинисане према цртежу вратила турбине, који је део оргиналне документације вратила. На слици 6.22а) је приказан 2D модел вратила док је на сликама 6.22б) приказан детаљ вратила ка малој прирубници а на слици 6.22в) детаљ ка великој прирубници. На слици 6.23. је приказан увећан детаљ прелазног радијуса ка великој прирубници.



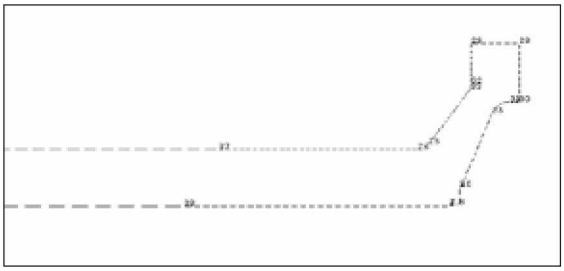
Слика 6.23 Увећан детаљ геометрије прелазног радијуса ка великој прирубници



а)



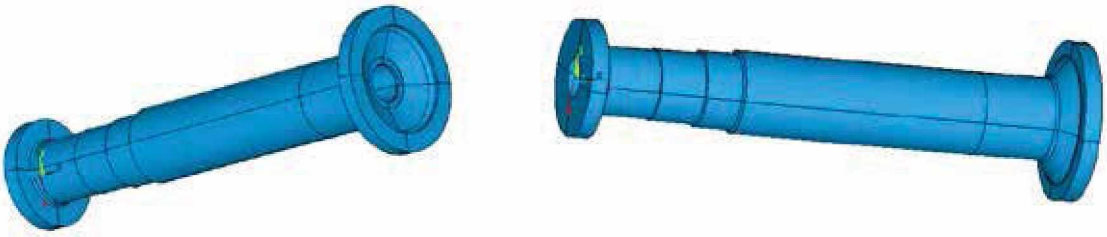
б)



в)

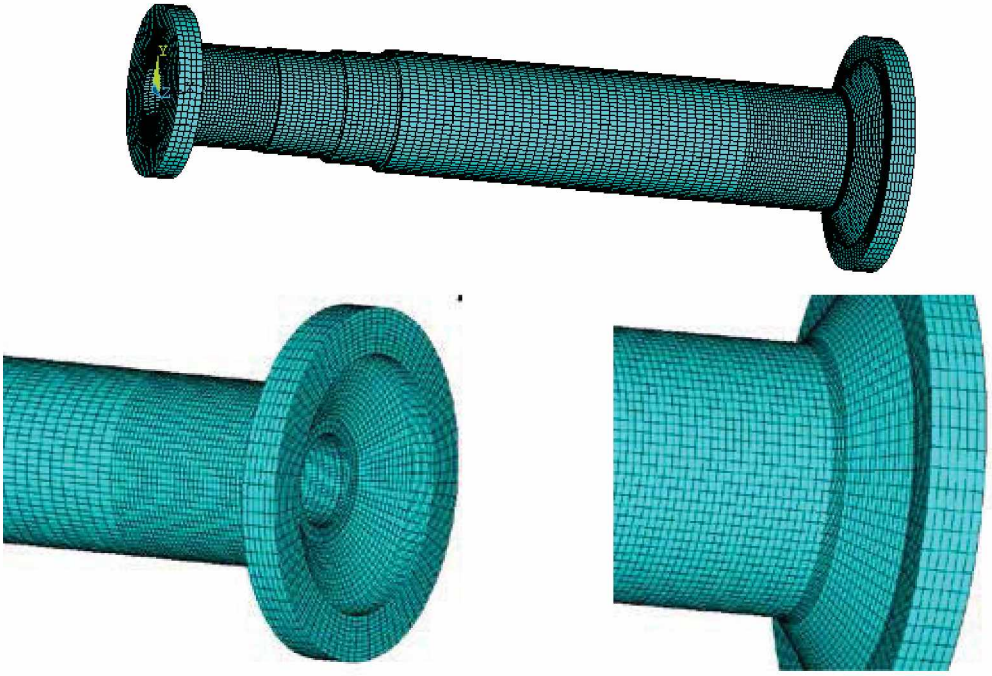
Слика 6.22. 2D модел вратила

На слици 6.24. приказан је просторни модел вратила, а на слици 6.25. изглед дефинисане мреже.



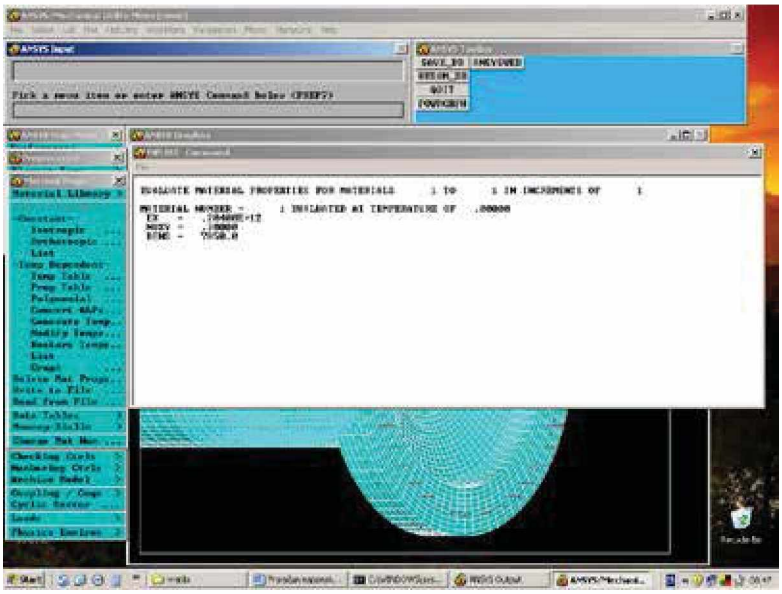
а) б)

Слика 6.23. Просторни модел вратила урађен у ANSYS 11



Слика 6.24. Изглед просторног МКЕ модела вратила са мрежом

Подаци који су коришћени као улаз за прорачун методом коначних елемената за дефинисање карактеристика материјала велике прирубнице, челичног лива 20ГСЛ су: R_e = 255 MPa; E = $2.04 \cdot 10^5$ MPa; ν = 0.3; густина 7850 kg/m^3 , [6.14], слика 6.25.



Слика 6.25. Дефинисање карактеристика материјала у ANSYS-у

Модел приказан на слици 6.24. представља дискретизован континуум са 3D елементима са 8 чворова и три степена слободе у сваком чвору (померања у смеру x, y и z оса координатног система). Овај модел се састоји од 59420 чворова и 47547 елемената. Мрежа је изведена као осносиметрична, што омогућује једноставно праћење напонског стања на прелазном радијусу од вратила ка великој прирубници.

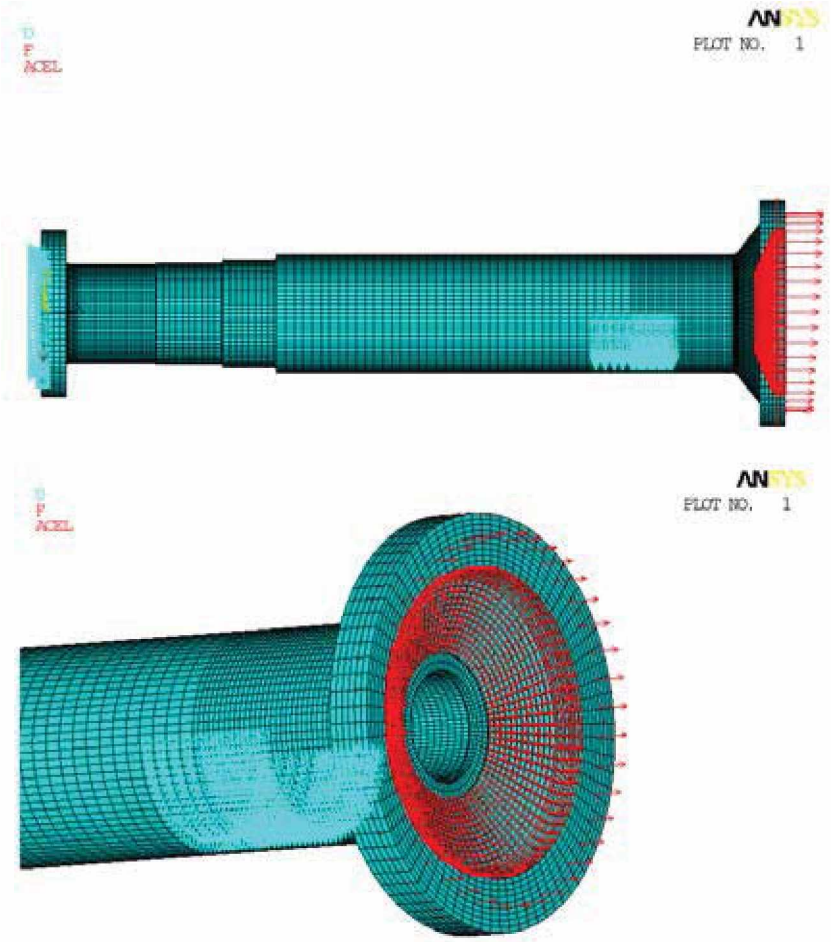
6.3.2.3. Оптерећења и ограничења

Спољашње оптерећење, дефинисано на основу података, а према оригиналним подацима произвођача је:

- Укупна аксијална хидраулична сила од F_a=565·10^3 кгс=5542.65·10^3 N
- Притисак у сервомотору од q = 40 bar
- Сопствена тежина вратила, дефинисана гравитационим убрзањем од g = 9.81 m/s^2
- Тежина радног кола са лопатицама од 1·10^6 N
- Обртни момент од M_t=43.635·10^6 кгс·цм=4280.5935·10^3 Nm

На слици 6.26. види се начин дефинисања спољашњег оптерећења померања. Укупна аксијална хидраулична сила F_a симулирана је силама у

аксијалном правцу (правац осе x) у тачкама повезивања велике прирубнице вратила са радним колом. Притисак у сервомотору је симулиран редуковањем на аксијалну силу $F_p=p\cdot(R^2-r^2)$, где су вредности полупречника цилиндра сервомотора R=1.85/2 m и полупречник клипа сервомотора r=0.38/2 m узети из аналитичког прорачуна који је произвођач турбине извршио за велику прирубницу вратила. Сила F_p симулирана је силама у аксијалном правцу (правац осе x) у тачкама повезивања велике прирубнице са радним колом. Сопствена тежина вратила је симулирана задавањем гравитациионог убрзања у смеру осе „y“ глобалног координатног система. Тежина радног кола редукована је на тачке повезивања велике прирубнице са радним колом, односно симулирана је одговарајућим силама у правцима x и y осе глобалног координатног система.



Слика 6.26. Приказ МКЕ модела са дефинисаним спољашњим оптерећењем и ограничењима померања

Обртни момент симулиран је у радијалном правцу у свим чворовима по обиму прирубнице вратила, тако да укупни момент увијања од ових сила представља обртни момент, а моменти савијања од ових сила као и саме силе се међусобно поништавају. Ограничења померања су постављена у радијалном правцу на месту радијалног клизног лежаја. Такође, ограничена су и померања тачака спајања мале прирубнице вратила са вратилом генератора.

Нумерички прорачун напонског стања вратила радног кола трубине методом коначних елемената урађен је за следеће случајеве:

1. **СЛУЧАЈ LC1:**

   - стварна геометрија прелазног радијуса: R=80 mm
   - оптерећење при пуштању у рад и промени положаја лопатица радног кола, дефинисано максималном аксијалном хидрауличном силом од $F_a=565\cdot10^3$ кгс$=5542.65\cdot10^3$ N, притиском у сервомотору од q=40 bar, сопственом тежином вратила, тежином радног кола и обртним моментом на радном колу.

2. **СЛУЧАЈ LC2:**

   - стварна геометрија прелазног радијуса: R=80 mm
   - оптерећење у току нормалног рада, дефинисано аксијалном хидрауличком силом од $F_a=40\cdot10^3$ кгс$=392.4\cdot10^3$ N, сопственом тежином вратила, тежином радног кола и обртним моментом на радном колу.

3. **СЛУЧАЈ LC :**

   - стварна геометрија прелазног радијуса: R=80 mm
   - само савијање од тежине радног кола.

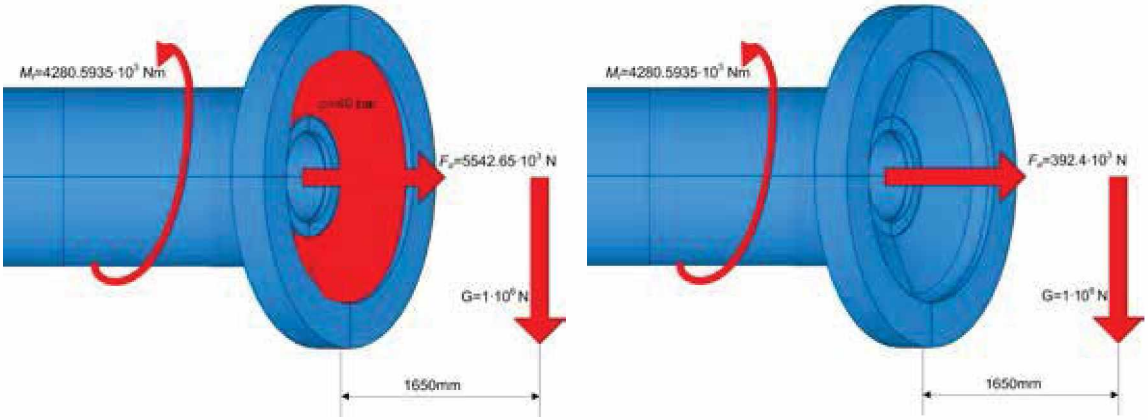
4. **СЛУЧАЈ LC 4:**

   - стварна геометрија прелазног радијуса: R=80 mm
   - само увијање услед обртног момент

5. СЛУЧАЈ LC5:

- ❖ стварна геометрија прелазног радијуса: R=80 mm
- ❖ само увијање услед затезања

На слици 6.27. графички су приказане вредности сила које делују на вратило.



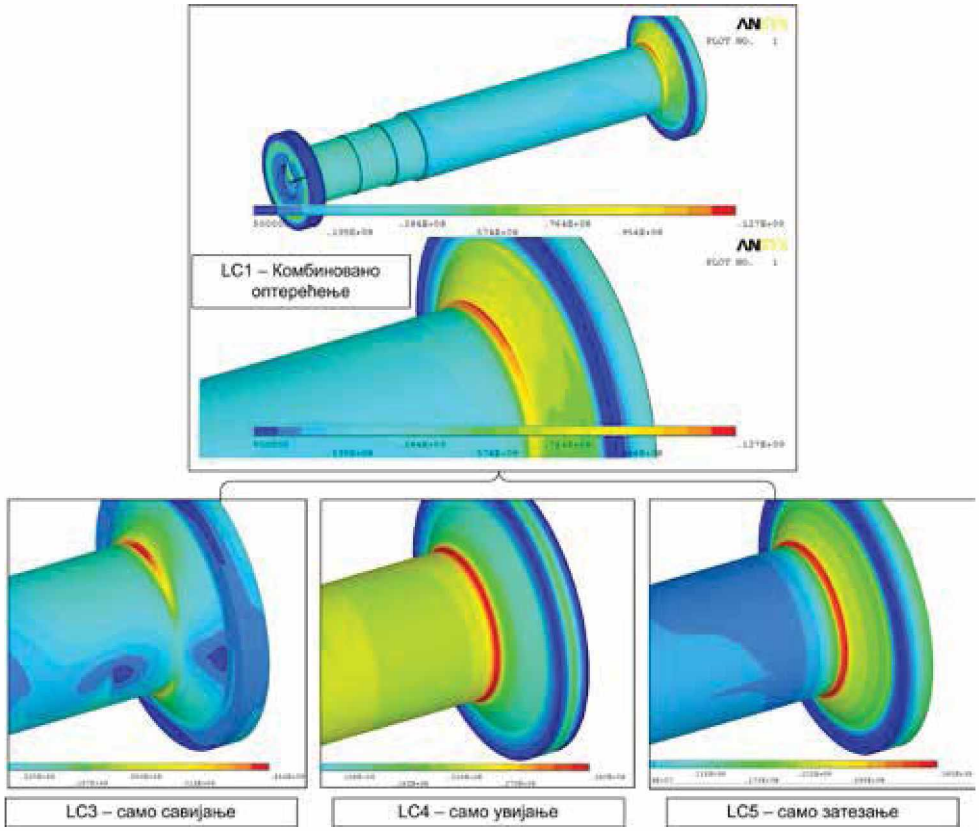
а) б)

Слика 6.27. Приказ вредности сила које делују на вратило,
а) случај LC1 б) случај LC2

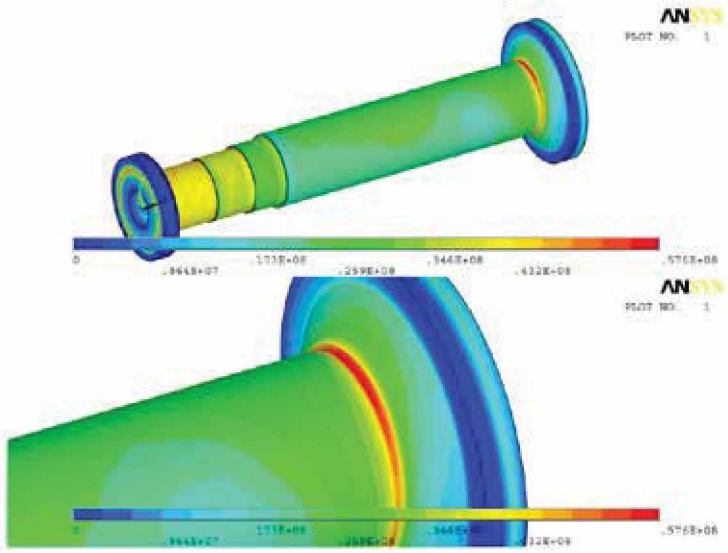
6.3.2.4. Нумерички резултати

Добијени нумерички резултати за напонска стања прелазног радијуса су приказана на сликама 6.28. и 6.29. пољима једнаких напона за еквивалентне напоне према VonMises-овом критеријуму.

Слика 6.28. показује номиналне и максималне напоне за појединачне случаје оптерећења од којих се састоји режим пуштања у рад : LC1 = ∑ (LC3, LC4, LC5).



Слика 6.28. Еквивалентни напони током случаја оптерећења који одговара пуштању турбине у рад (LC1), за r=80mm

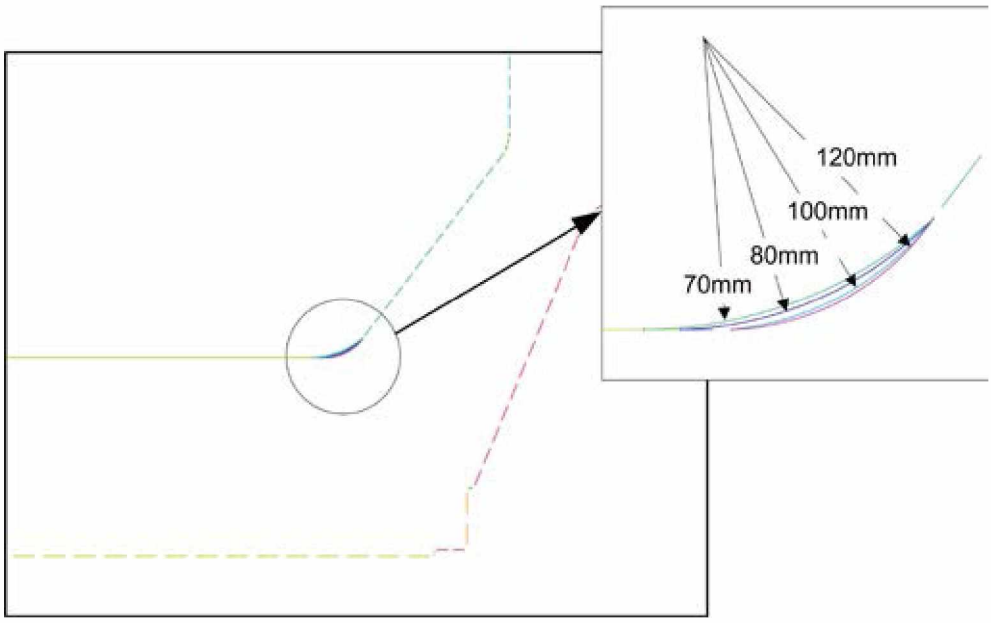


Слика 6.29. VonMises-ови еквивалентни напони током случаја оптерећења који одговара нормалном ражиму рада турбине (LC1), за r=80mm

Као што се са слике 6.28 види, номинални напон $\sigma_{eqv\text{-}nom}$ = 32MPa, а максимални напон на прелазном радијусу је $\sigma_{eqv\text{-}max}$ = 127MPa. Положај чворова са максималним напонима одговара зони настанка иницијални прслина приказаних на сликама 6.19 и 6.20.

За нормалан режим рада (LC2) номинални напон је $\sigma_{eqv\text{-}nom}$ = 28MPa, а максималан напон $\sigma_{eqv\text{-}max}$ = 57.6MPa. Напони при покретању турбине, као ни при нормалном режим рада, не прелазе ни табличну вредност трајне динамичке чврстоће. Ипак, пошто је дошло до појаве прслина на више вратила, било је неопходно спровести истраживање утицаја величине прелазног радијуса на фактор концентрације напона. У циљу провере овог утицаја, вратило је симулирано са више вредности радијуса, поред већ прорачунатог од 80, прорачунате су вредности и за вратило са прелазним радијусима од 70mm, 100mm и 120mm, слика 6.30. Резултати су приказани у табели 6.4. за максималне вредности еквивалентних VonMises-ових напона, које софтвер рачуна према функцији:

$$\sigma_{VM} = (1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2])^{1/2} \qquad (6.1)$$



Слика 6.30. Радијуси заобљења вратила у прорачунима

Табела 6.4. Максимални VonMises-ови напони за различите случајеве оптерећења

r(mm)	r/d(mm)	σ_{eqvLC1} (MPa)	σ_{eqvLC2} (MPa)	σ_{eqvLC3} (MPa)	σ_{eqvLC4} (MPa)	σ_{eqvLC5} (MPa)
70	0.05833	136	58.8	44.8	36.2	41.5
80	0.06667	127	57.6	41.6	35.5	38.5
100	0.08333	122	54.9	41.4	33.8	37.4
120	0.1	120	52.1	39.2	32.6	36.5

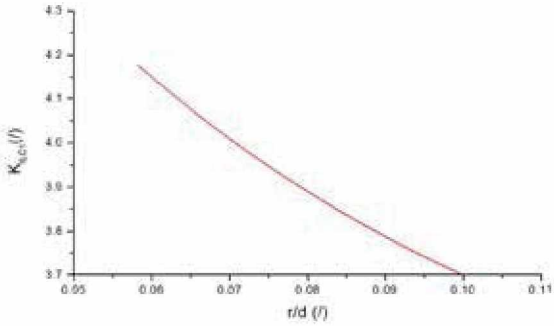
(r - прелазни радијус, d – пречник вратила)

У табели 6.5. приказане су прорачунате вредности фактора концентрације напона, за све случајеве оптерећења.

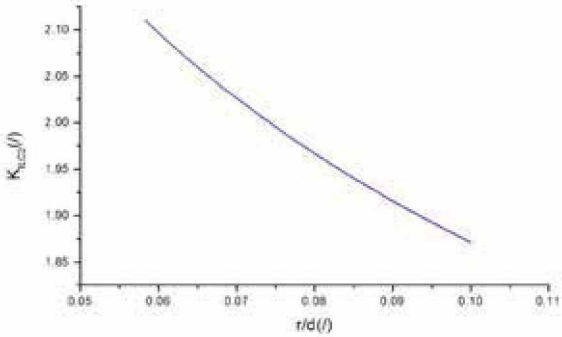
Табела 6.5. Фактор концентрације напона за различите случајеве оптерећења

r(mm)	r/d(mm)	K_{tLC1} (/)	K_{tLC2} (/)	K_{tLC3} (/)	K_{tLC4} (/)	K_{tLC5} (/)
70	0.05833	4.25	2.1	2.97	1.54	8.3
80	0.06667	3.97	2.057	2.75	1.52	7.7
100	0.08333	3.81	1.961	2.74	1.44	7.48
120	0.1	3.75	1.861	2.6	1.393	7.3

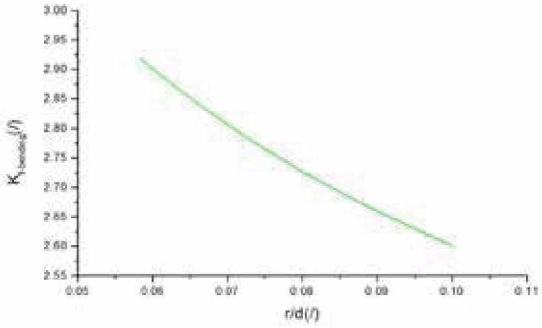
Анализа резултата приказаних у табелама 6.4. и 6.5. показује да долази до смањења максималних напона и фактора концентрације напона са повећањем вредности радијуса, што је очекивано [130, 246, 247]. Добијени резултати, приказани у табелама, су фитовани ради прегледнијег приказивања и дати су облику дијаграма на сликама 6.31. – 6.33.



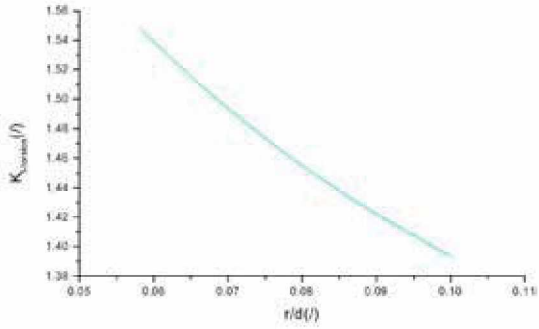
Слика 6.31. Фактори концентрације напона током старта према подацима из табеле 6.5.



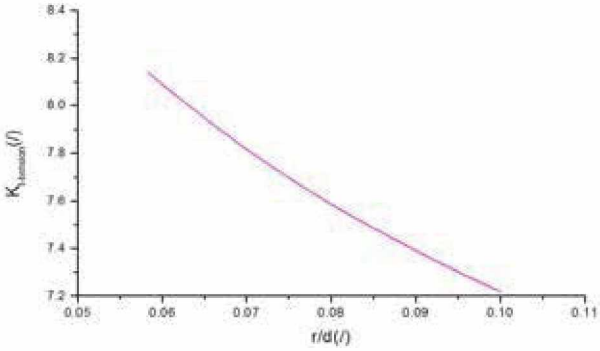
Слика 6.32. Фактори концентрације напона током нормалног режима рада према подацима из табеле 6.5.



а)



б)



в)

Слика 6.33. Фактори концентрације напона током:

а) савјања; б) увијања и в) затезања, према подацима из табеле 6.5.

На основу прорачуна и извршених анализа, изабрана је експоненцијална функција која најбоље описује (са најмањом грешком одступања од појединачних резултата) зависност фактора концентрације напона од димензија попречног пресека вратила и прелазног радијуса. Изабрани облик експоненцијалне функције је:

$$K_t = f(r/d) = a\left(\frac{r}{d}\right)^{-b} \tag{6.2}$$

односно, у приказаном случају, дијаграми приказани на слици 6.31 – 6.33. могу бити описани функцијама:

Случај LC1 – Пуштање турбине у рад $$K_{tLC1} = f(r/d) = 2.20146\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.22536} \tag{6.3}$$

Случај LC – Нормалан рад $$K_{tLC2} = f(r/d) = 1.12121\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.22252} \tag{6.4}$$

Случај LC3 - Савијање $$K_{t-bending} = f(r/d) = 1.59172\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.21331} \tag{6.5}$$

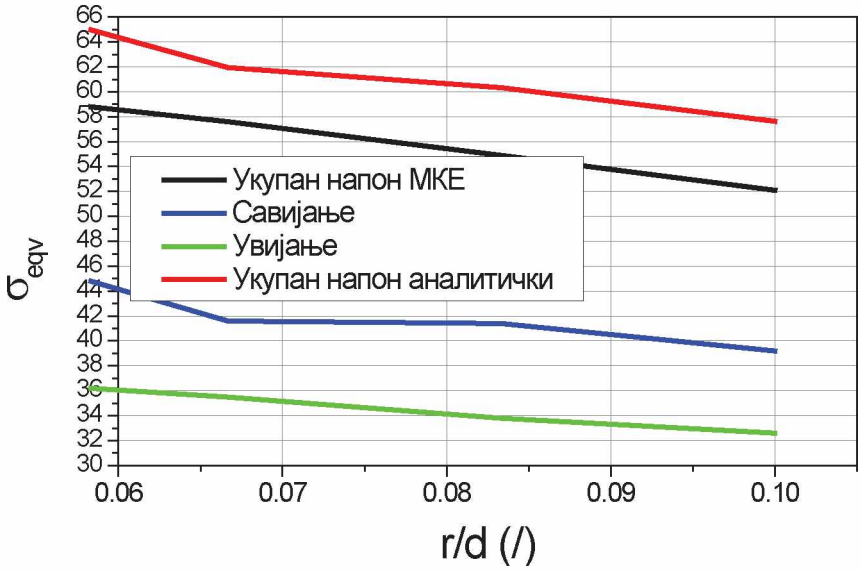
Случај LC4 - Увијање $$K_{t-torsion} = f(r/d) = 0.89047\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.19454} \tag{6.6}$$

Случај LC5 - Затезање $$K_{t-tension} = f(r/d) = 4.32015\left(\frac{r}{d}\right)^{-0.22297} \tag{6.7}$$

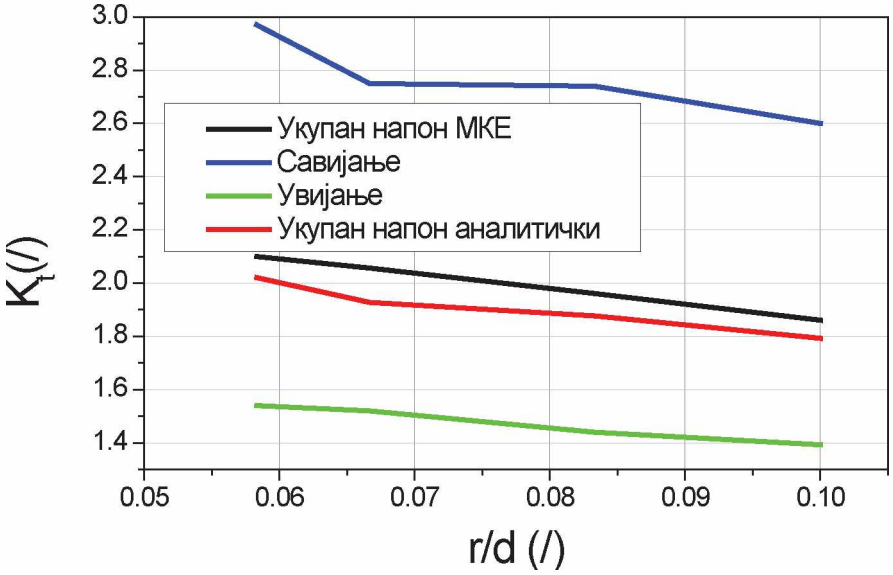
Аналитички израчунати нормални напони, на основу једначине за израчунавање еквивалентних напона по једној од хипотези,:

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{2}\sigma_{bending} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{bending}^2 + 4\tau_{torsion}^2} \tag{6.8}$$

су упоређени са дијаграмима на сликама 6.31. – 6.33. Потврђено је да употреба Петерсонових фактора концентрације напона и стандардних аналитичких метода за прорачун даје битно различите резултате у односу на резултате добијене МКЕ, слике 6.34. и 6.35. Ово посебно важи за сложена напрезања око извора концентрације напона.



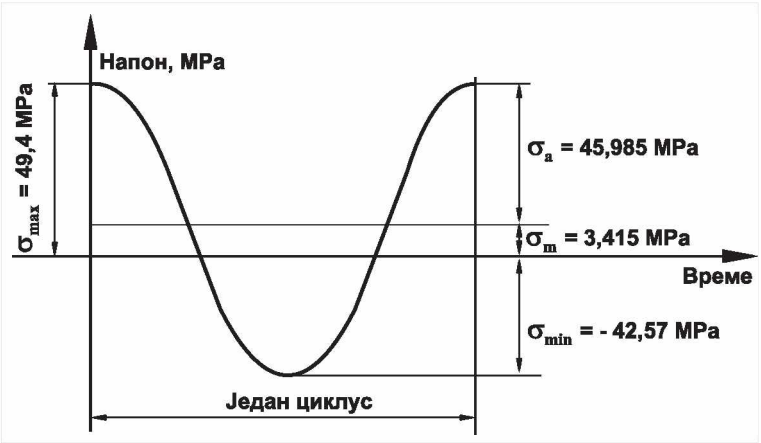
Слика 6.34. Поређење случајева оптерећења са аналитичким прорачуном



Слика 6.35. Поређење случајева фактора концентрације напона са аналитичким прорачуном

6.3.2.4. Закључна разматрања везана за прорачун и конструкцију вратила

Како је LC1 режим рада који се одвија на махове приликом старта турбине, не може се сматрати као заморно оптерећење, иако број пролазака кроз овај транзијентни режим значајно утиче на смањење радног века. Обзиром на ову чињеницу, може се сматрати да је само LC2 режим рада меродаван када се говори о замору, слика 6.36.



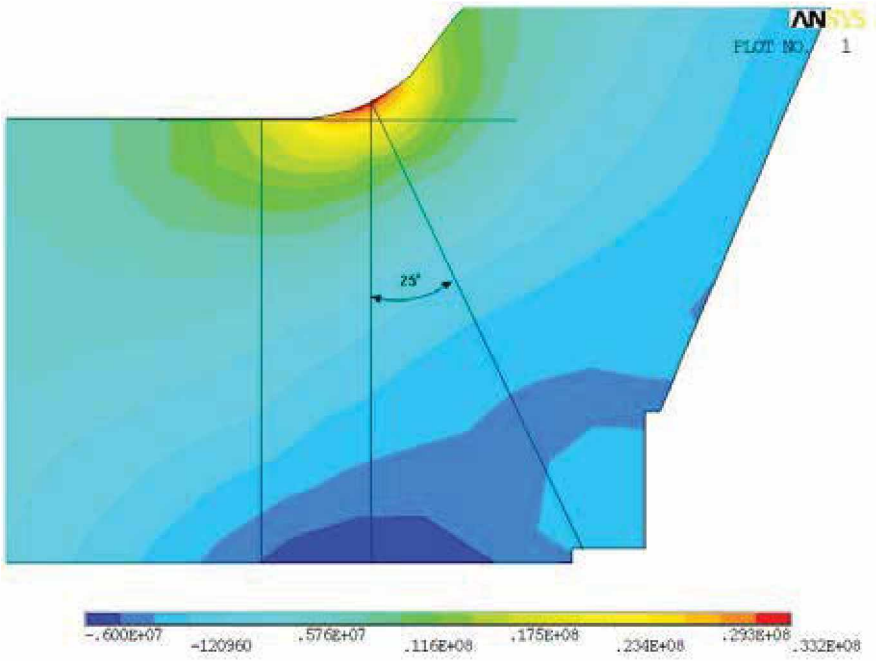
Слика 6.36. Изглед амплитуде напона при нормалном режиму рада LC2, израчунато R = -0,92

Јасно је из приказаног у табелама 6.4. и 6.5. да разлике у напонима од најмањег ка највећем радијусу износе око 10% а код вредности K_t око 5%. Поред ових разлика, као што је приказано на сликама, виде се и одступања између прорачуна методом коначних елемената и вредности добијених аналитичким прорачуном. Сва ова неслагања потврђују полазне претпоставке које кажу да је стандардни аналитички прорачун недовољно тачан и непоуздан када се ради о нестандардним димензијама машинских елемената иоле сложеније геометрије.

6.4. ПРИМЕНА МЕТОДА ЗА ПРОЦЕНУ ПОЈАВЕ ПРСЛИНЕ

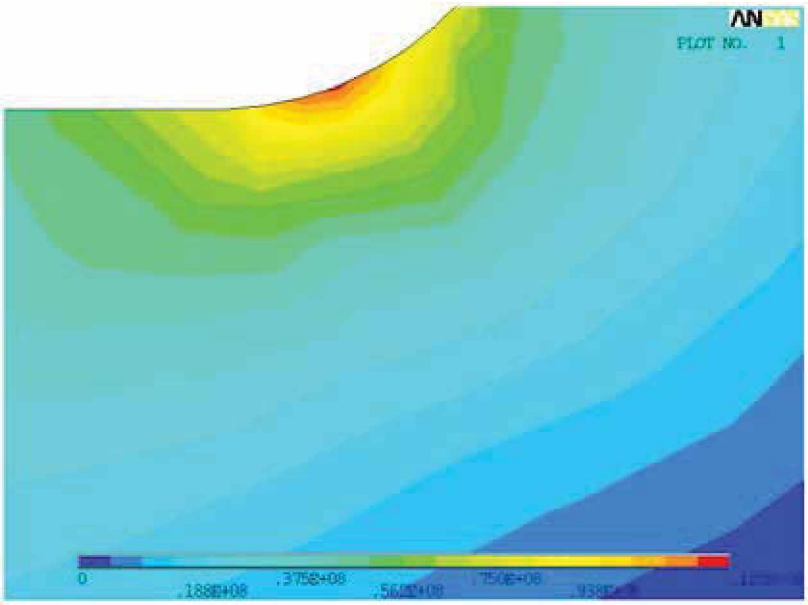
На основу детаљно изложених нових метода у поглављу 5, неопходно је дефинисати градијенте напона, за сваки случај оптерећења. На исти начин као и у случају одређивања фактора концентрације напона, за радијусе 70, 80, 100 и 120 mm и случајеве оптерећења LC1, LC2 и LC5 очитани су градијенти напона по пресеку вратила на месту радијуса и приказани у наставку. Све остале комбинације радијуса вратила и случајева оптерећења су такође очитани и дати у Прилогу 1.

На слици 6.37. приказан је правац очитавања градијената на радијусу. Центар из кога се полазило је тачка са највишим напонима на радијусу за задату комбинацију величине радијуса и услова оптерећења.

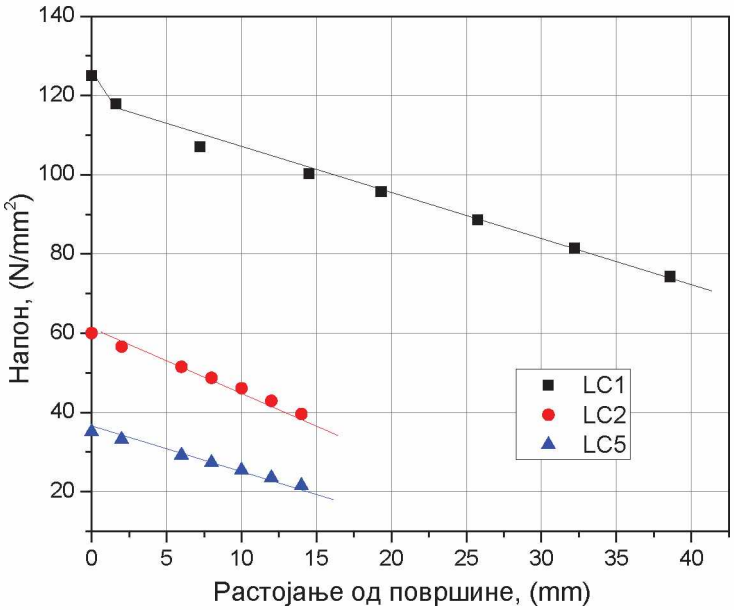


Слика 6.37. Схематски приказ правца дуж којег су очитаване вредности градијента напона у околини радијуса

На сликама 6.38 до 5.41. приказани су градијенти за наведене радијусе 70, 80, 100 и 120 мм и врсте оптерећењам ЛЦ1, ЛЦ2 и ЛЦ5. Детаљи напона у радијусима за све случајеве оптерећења су дати Прилогу 1 ове дисертације.

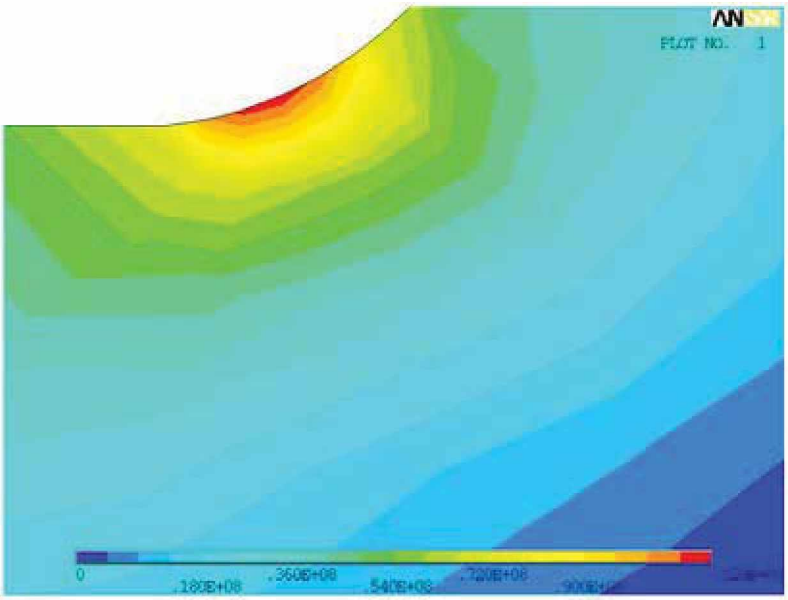


а)

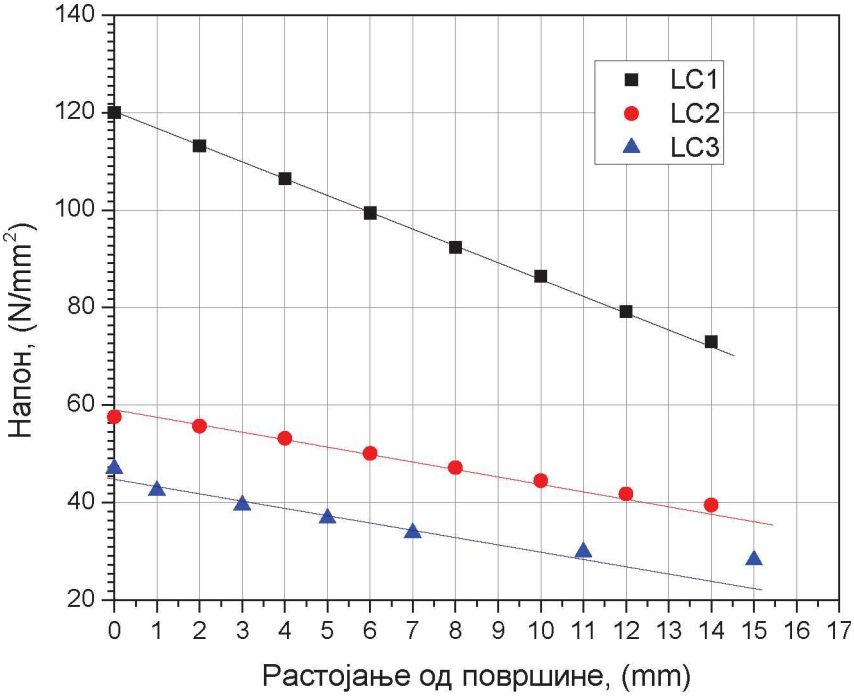


б)

Слика 6.38. а) Добијени градијенти напона за радијус 70 mm и случај оптерећења LC1
б) Очитани градијенти за радијус 70 mm и случајеве оптерећења LC1, LC2 и LC5

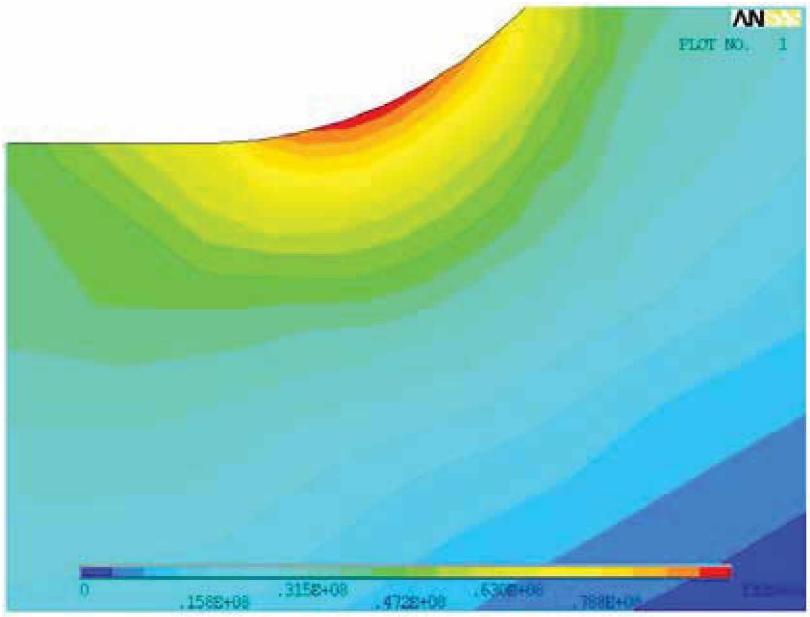


а)

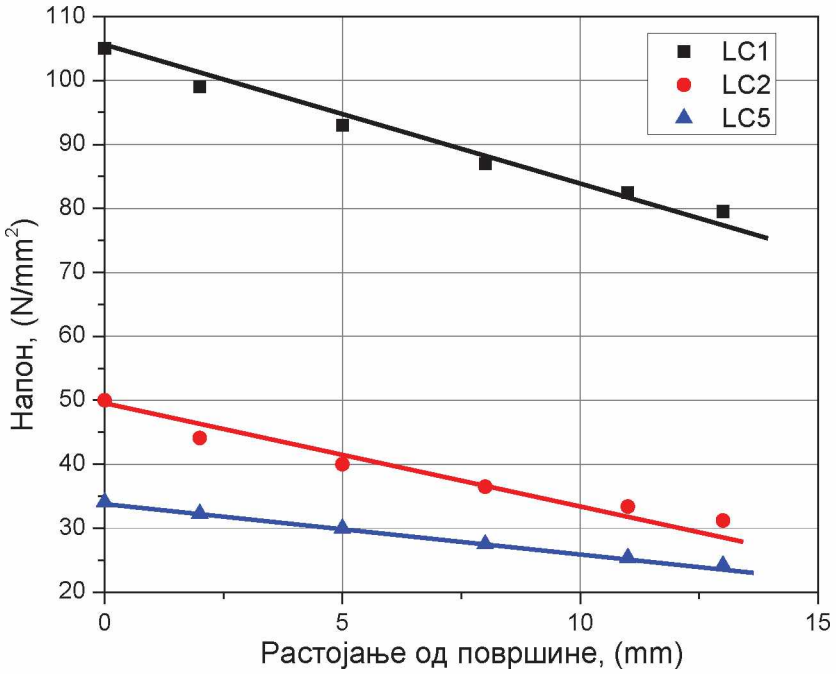


б)

Слика 6.39. а) Добијени градијенти напона за радијус 80 mm и случај оптер.LC1
б) Очитани градијенти за радијус 80 mm и случајеве оптерећења LC1, LC2 и LC5

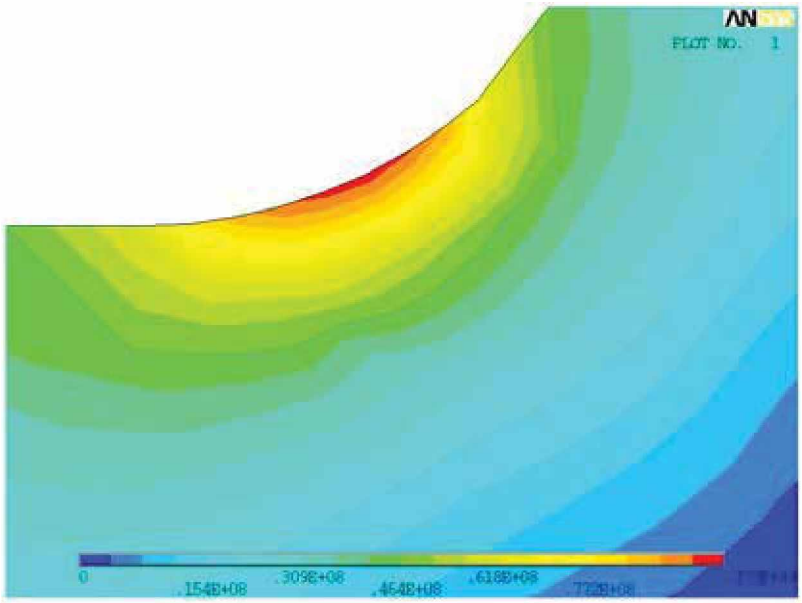


а)

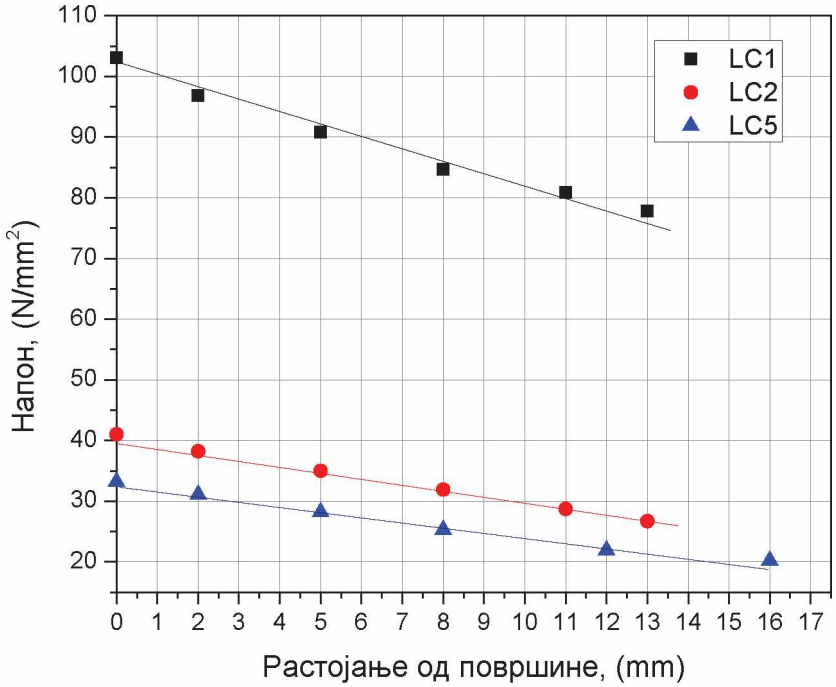


б)

Слика 6.40. а) Добијени градијенти напона за радијус 100 mm и случај оптер.LC1
б) Очитани градијенти за радијус 100 mm и случајеве оптерећења LC1, LC2 и LC5



а)

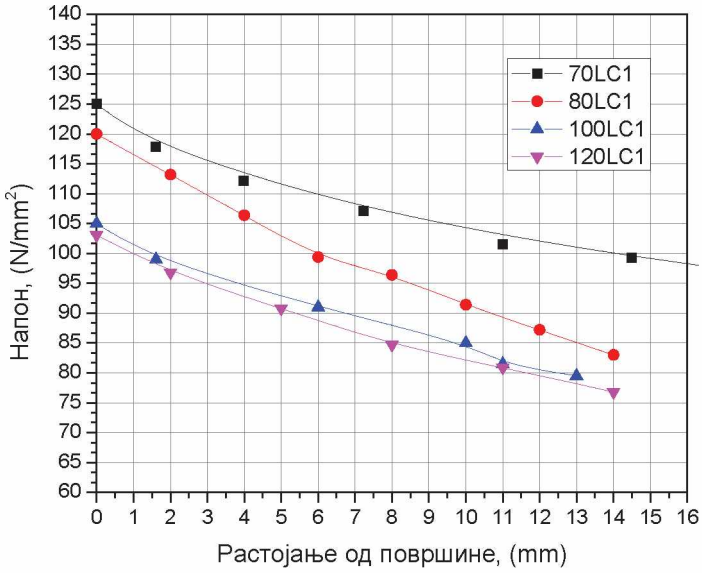


б)

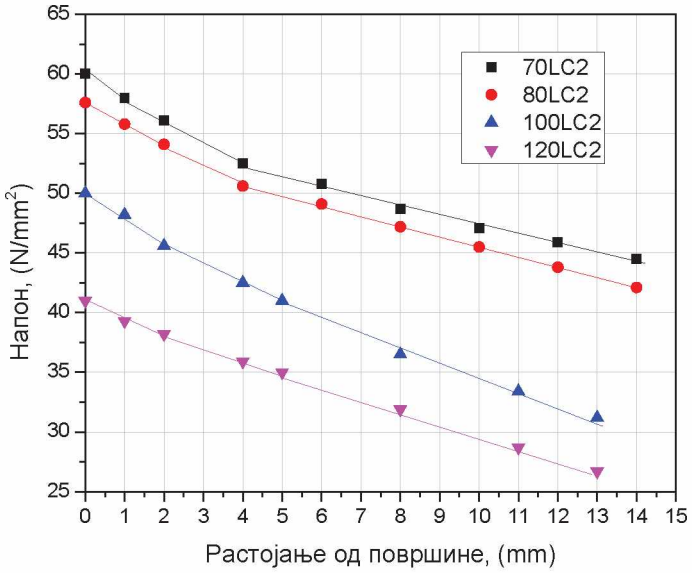
Слика 6.41. а) Добијени градијенти напона за радијус 120 mm и случај оптер.LC1

б) Очитани градијенти за радијус 120 mm и случајеве оптерећења LC1, LC2 и LC5

Како је и очекивано, највеће вредности напона и највећи градијенти напона су очитани на мањим радијусима, 70 mm и 80 mm, при оптерећењима дефинисаним у току пуштања турбине у рад, LC1. Ради боље прегледности, упоредно су приказани резултати за све моделиране радијусе, при случајевима оптерећења LC1 и LC2, слика 6.42. и слике 6.43.

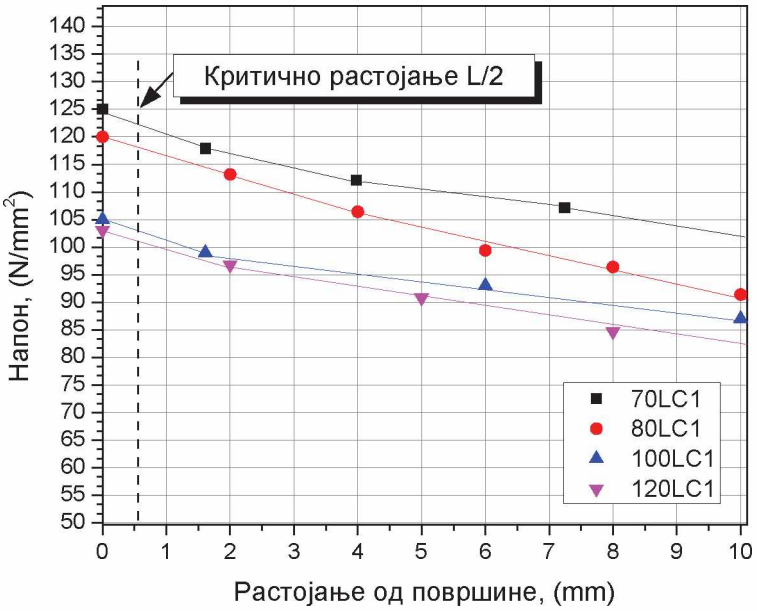


Слика 6.42. Поређење градијената за све радијусе при оптерећењеу LC1



Слика 6.43. Поређење градијената за све радијусе при оптерећењеу LC2

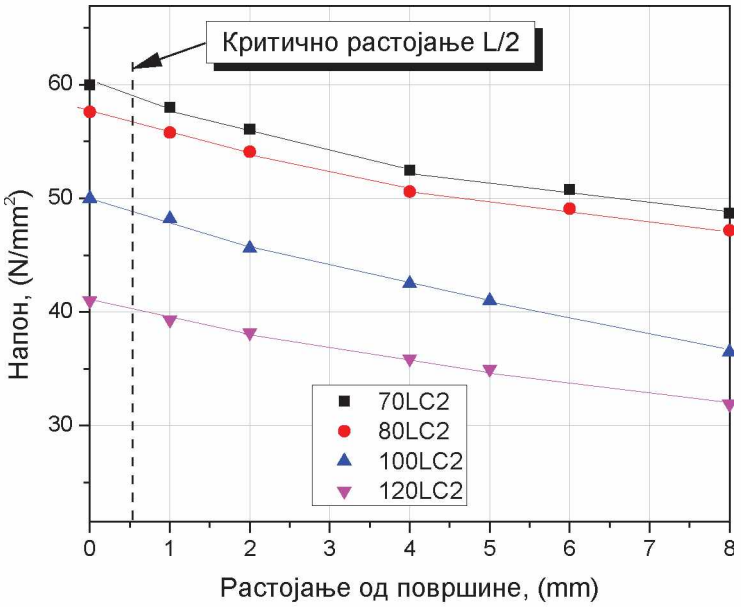
За материјал вратила у претходном делу описана је детаљно процедура испитивања заморних карактеристика материјала и израчунавања вредности критичног растојања. Добијена је вредност критичног растојања од L = 1,08 mm. Даље је за анализу коришћена развијена метода базирана на тачкастој методи Теорије критичних растојања, па је у складу са дефинисаном процедуром, на увећаним детаљима дијаграма градијената напона за различите радијусе уцртана врадност L/2 = 0,6 mm за случај LC1 и LC2, слике 6.44 и 6.45..



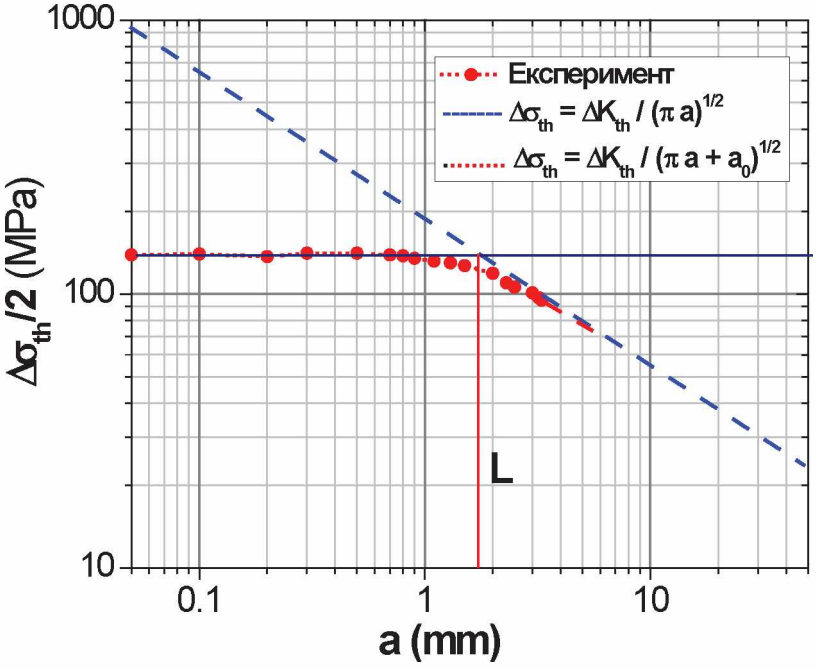
Слика 6.44. Унета вредност критичног растојања L/2 за случај оптерећења LC1 и све моделиране радијусе

На основу слика 6.44. и 6.45. се јасно види да према основним поставкама Теорије критичних растојања на свим радијусима не постоје услови за настанак прслине. На слици 6.46. је приказан Kitagawa – Takahashi (KT) дијаграм, конструисан према [171] и методологији Kumar-a [248] и Chattopadhyay-a [249 - 251]. Значај KT дијаграма лежи у томе што графички прииказује област испод које постоје прслине које немају услове за даљу пропагацију до критичне величине, односно зону напона у односу на величину карактеристичне величине материјала, L_0 при којој је сигуран рад машинског елемента или конструкције [252]. У

конкретном случају, слика 5.75, добијен је КТ дијаграм за челични лив 20ГСЛ који се веома широко користи у хидроелектранама.



Слика 6.45. Унета вреднпост критичног растојања L/2 за LC2 оптерећење и све радијусе.



Слика 6.46. Китагава – Такахаши дијаграм за материјал вратила

6.5. ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА АНАЛИЗЕ ОТКАЗА ВРАТИЛА

Део анализе који се односи на експерименталну карактеризацију материјала вратила није дао недвосмислен одговор везан за услове настанка прслина на радијусу, што је наведено у тачкама 6.2 – 6.4. ове дисертације. Провера аналитичког прорачуна произвођача вратила такође није открила грешку која би довела до појаве прслина. Тек се нумеричким прорачуном открило да аналитички прорачун поседује мањкавости, пре свега обзиром да не постоје сви фактори концентрације напона за поједине случајеве, табела 6.6. Као што се из табеле види, за наведени случај не постоји фактор концентрације напона на увијање. Ово наглашава гледиште да данас, основу анализе машинских елемената и система у условима замора, мора да чини нумерички прорачун, у овом случају изведен методом коначних елемената.

Табела 6.6. Поређење фактора концентрације напона добијен МКЕ и према Петерсену

Случај оптерећења	**Напони добијени МКЕ, r=70mm, σ_{ekv} (MPa)**	**Фактор концентрације напона за r=70mm, K_t**	**Напони добијени МКЕ, r=80mm, σ_{ekv} (MPa)**	**Фактор концентрације напона за r=70mm, K_t**	**Фактори концентрације напона по Петерсену, K_t**
LC1	125	4,25	127	3,97	нема
LC2	58,8	2,10	57,6	2,06	нема
LC3	44,8	2,97	41,6	2,75	2,10
LC4	36,2	1,54	35,5	1,52	нема
LC5	41,5	8,30	38,5	7,7	2,24

Теоријске основе Теорије критичних растојања на којима су засноване развијене методе за процену настанка/ширења прслине у условима замора, нуде дефиницију по принципу „ако и само ако“ у погледу настанка прслине на изворима концентрације напона која има услове за стабилан раст. Односно, до

сигурне појаве заморних прслина долази када је задовољен услов да је напон на половини критичног растојања једнак или већи од вредности трајне динамичке чврстоће за предметни материјал. Ово се може приказати изразом:

$$\sigma(L/2) = \Delta\sigma_0 \tag{6.9}$$

На основу дијаграма датим на сликама 6.44 и 6.45 јасно се уочава да максимални напони који се јављају при покретању турбине нису могли да доведу до отказа турбине како је приказано на сликама 6.5. и 6.8. Као што се са слика види, за радијус од 80 mm, на слици 6.44, при растојању L/2, напон износи 117 MPa (за случај LC1) што је мање од испитивањем утврђене вредности од 137 MPa. Из наведеног односа могуће је дефинисати и практично значајну дефиницију фактора сигурности, као:

$$S_{modif} = \Delta\sigma_0 / \sigma(L/2) \tag{6.10}$$

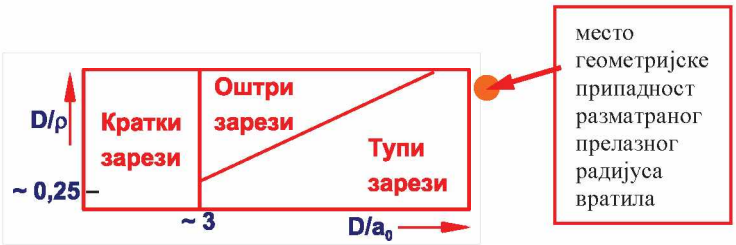
који у овом случају износи 1.171. Обзиром на изложену анализу, као нерешено питање стоји који су услови довели до стварања заморних прслина на прелазном радијусу, јер ни једна комбинација радијуса 80 mm и случаја оптерећења није, према изнетој анализи применом развијених нових метода, имала услове за настанак прслина.

Даља истраживања напонског стања предметног вратила, публикова у референцама [253, 254], су показала да ако се претпостави постојање корозионих јамица на прелазном радијусу, фактор концентрације напона има много већу вредност него што се претпоставља. Вредности се тада крећу за кумулативни фактор концентрације напона и преко 5. Овако високе вредности фактора концентрацај напона указују на даљи правац истраживања у смислу истраживања услова под којима прслине могу настати на изворима концентрације напона код машинских елемената. Истовремено савремени приступ праћењу радних услова овог типа опреме, указује да је настанак прслина у смислу иницирања могао бити спречен кроз побољшање заптивања и постављање одговарајуће мерне опреме [255].

6.6. ПРИМЕНА НОВИХ МЕТОДА НА ИЗВОР КОНЦЕНТРАЦИЈЕ НАПОНА НА ПРЕЛАЗНОМ РАДИЈУСУ ВРАТИЛА

На исти начин, као што је урађено експериментално и нумерички, увођењем оштећења на епрувету, тако је урађен и нумерички прорачун са корозионим јамицама на прелазном радијусу вратила, слика 6.47.

Како је недвосмислено утврђено да прелазни радијус припада тзв. тупим зарезима, слика 6.48, испуњен је услов примењивости свих метода које као изворе концентрације напона разматрају зарезе и друге геометријске изворе, различите од прслине.



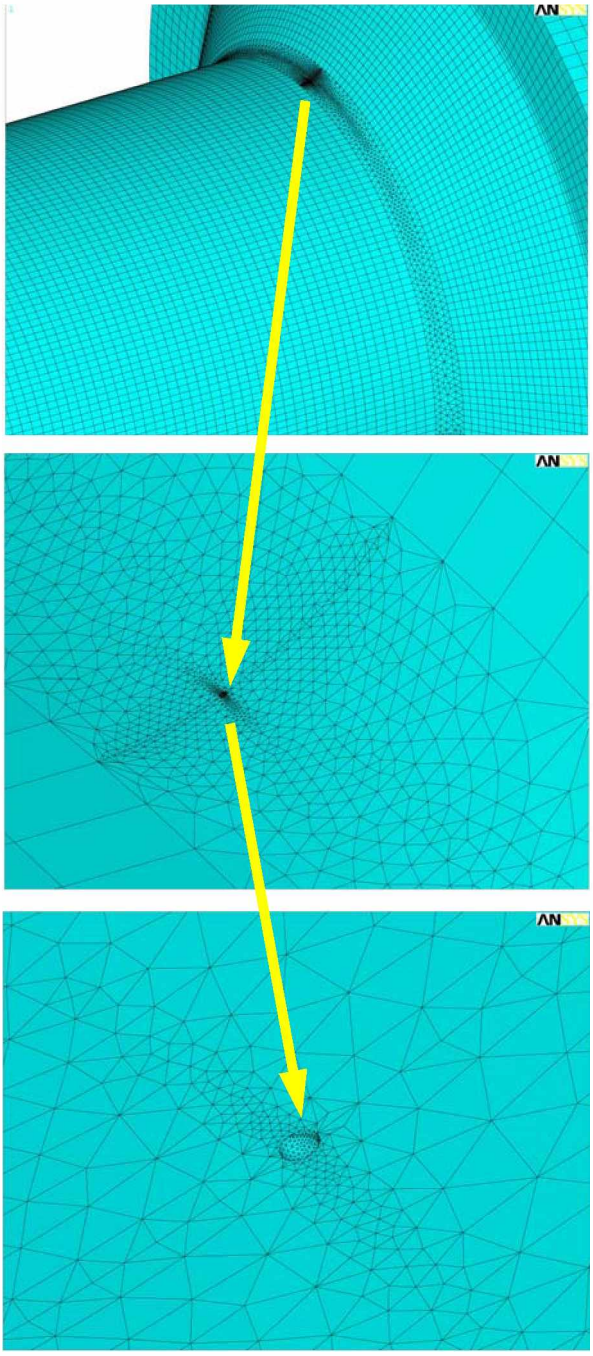
Слика 6.48. Место геометријске припадности разматраног прелазног радијуса вратила [137]

Нумерички прорачун је изведен са јамицама на радијусу следећих полупречника: 0,30 mm, 0,55 mm и 0,75 mm. Димензија истраживаних јамица је изабрана на основу димензија стварних оштећења приказаних на сликама 6.18 и 6.49. Као полазни радијус је изабрана вредност јамице чији је пречник мањи од израчунате половине критичног растојања, друга вредност јамице приближно је једнака L/2 а трећа вредност пречника јамице већа од L/2.

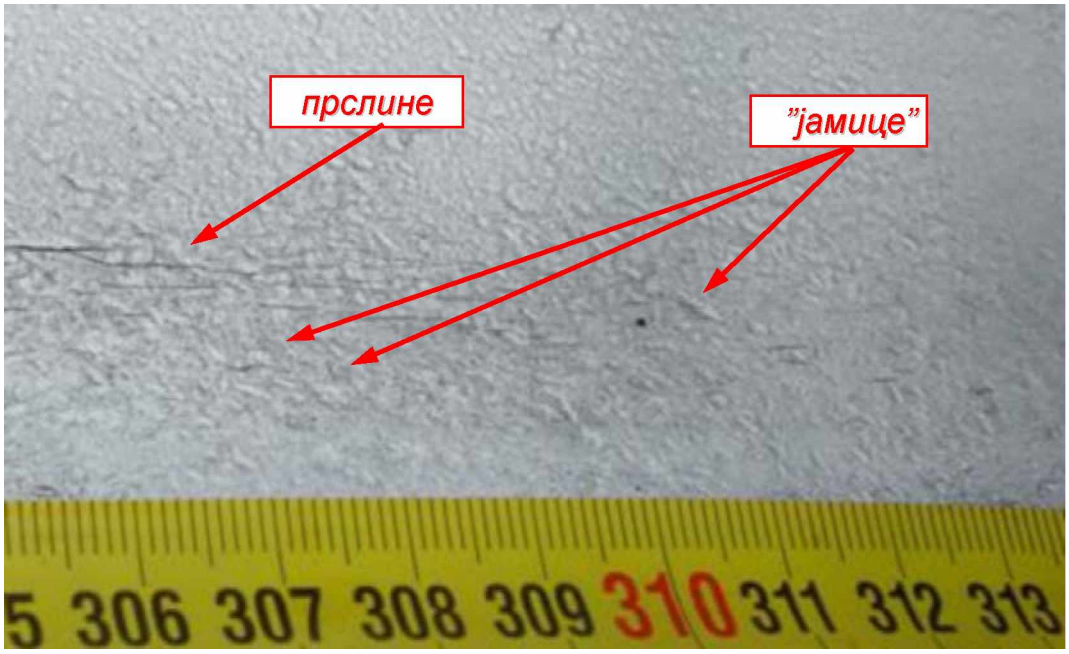
Добијени резултати за разматране радијусе су приказани на сликама 6.50 - 6.52. Као што се са слика види види се обрнуто пропорционална зависност, што је мањи радијус то је већи максимални напон у близини извора концентрације напона.

Иако добијени резултати на први поглед делују контрадикторно, објашњење за овакве резултате проистиче из принципа који каже да што је већи радијус извора концентрације напона то је веће растерећење око извора концентрације напона. Другим речима, и мали радијуси, који не морају проистећи

из корозионих оштећења већ од машинске обраде површине, производе под одређеним условима довољне градијенте напона за настанак иницијалних прслина.



Слика 6.47. Изглед мреже коначних елемената на вратилу са симулираном јамицом



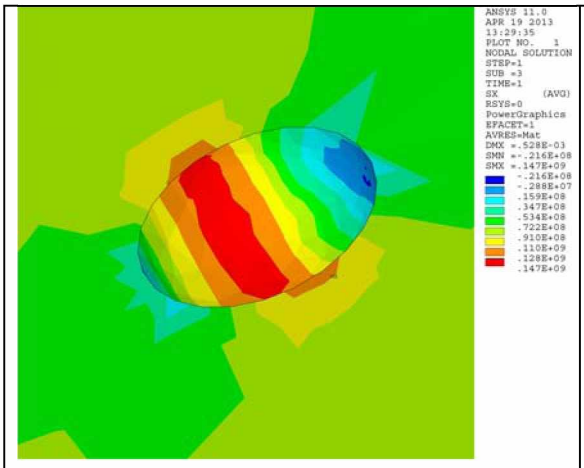
Слика 6.49. Нађене корозионе јамице на вратилу које није отказало

Максималне вредности напона приказане на слици 6.52 које се налазе на прелазу од прелазног радијуса ка ободу јамице, могу се приписати недовољној густини мреже коначних елемената који би при нумеричком прорачуну прецизније симулирала стварну геометрију јамице на радијусу. У стварним условима, слика 6.49, тај прелаз није оштар већ има неки свој радијус.

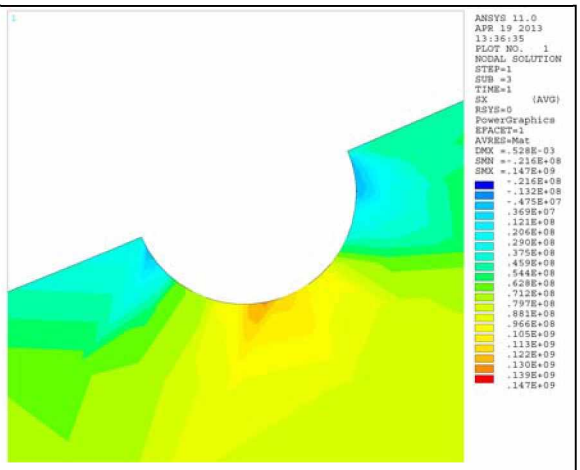
У литератури није нађен пример где се нумерички прорачун изводи на машинском елементу овог реда величине, односно реалних димензија, дужине 7604 mm, где се као извор концентрације напона поставља величина полупречника од 0,3 mm, те је овакав прорачун један од веома важних и орогиналних резултата за прорачун кумулативног фактора концентрације напона.

Обично се ово ради на умањеним или редукованим моделима. Изазов је био извршити нумерички прорачун управо на овај начин, како би се стекла стварна слика о утицају корозионих јамица на иницирање заморне прслине.

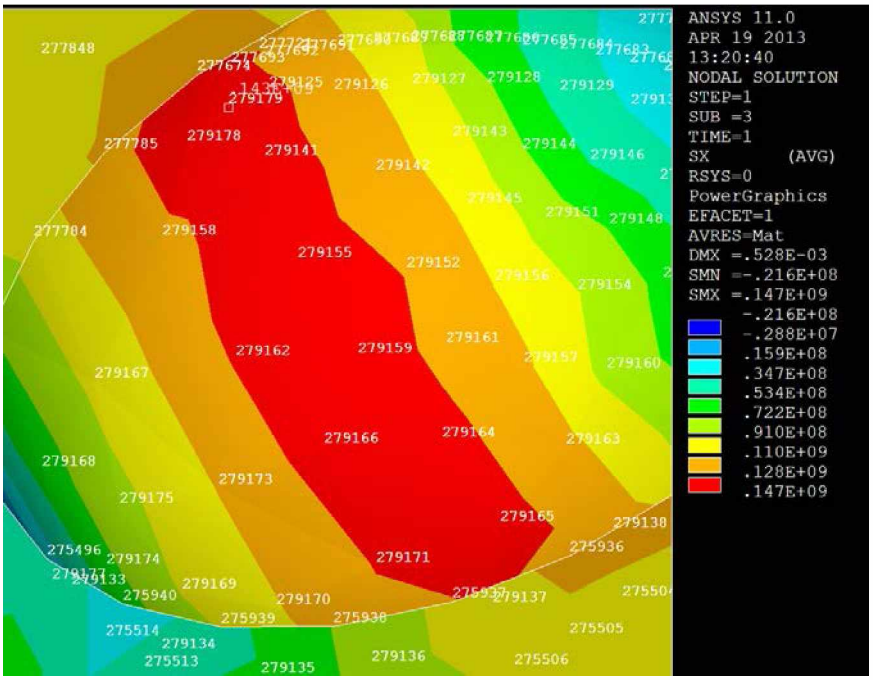
Применом теорије критичних растојања, на симулираним моделима добијени су резултати приказаним на слици 6.53. Резултат приказан на слици 6.53 је дат за прелазни радијус пречника 80 мм и корозионе јамице пречника 0,6 мм.



а)



б)



Решење за рупу од r = 300μm, напон у правцу осе затезања

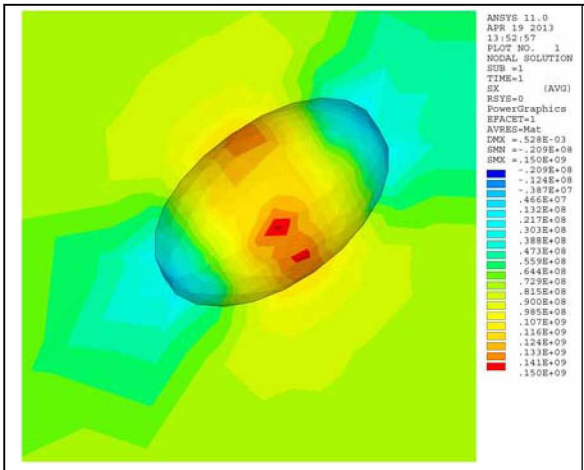
Растојање између чворова 277674 и 279165 је 340 μm

Максимални напон σ_{max} = 143 MPa у чвору 279179

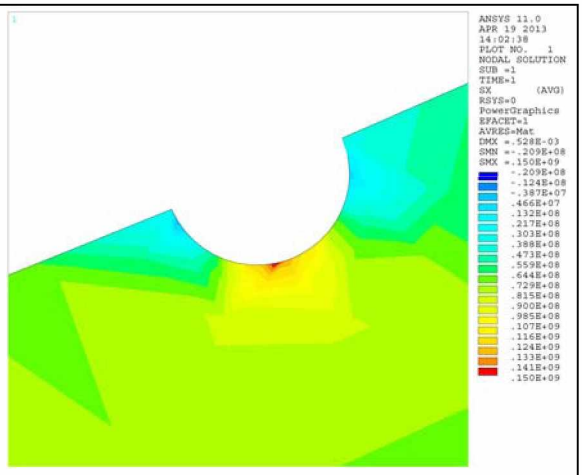
в)

Слика 6.50. Решења за рупу полупречника 0,3 mm:

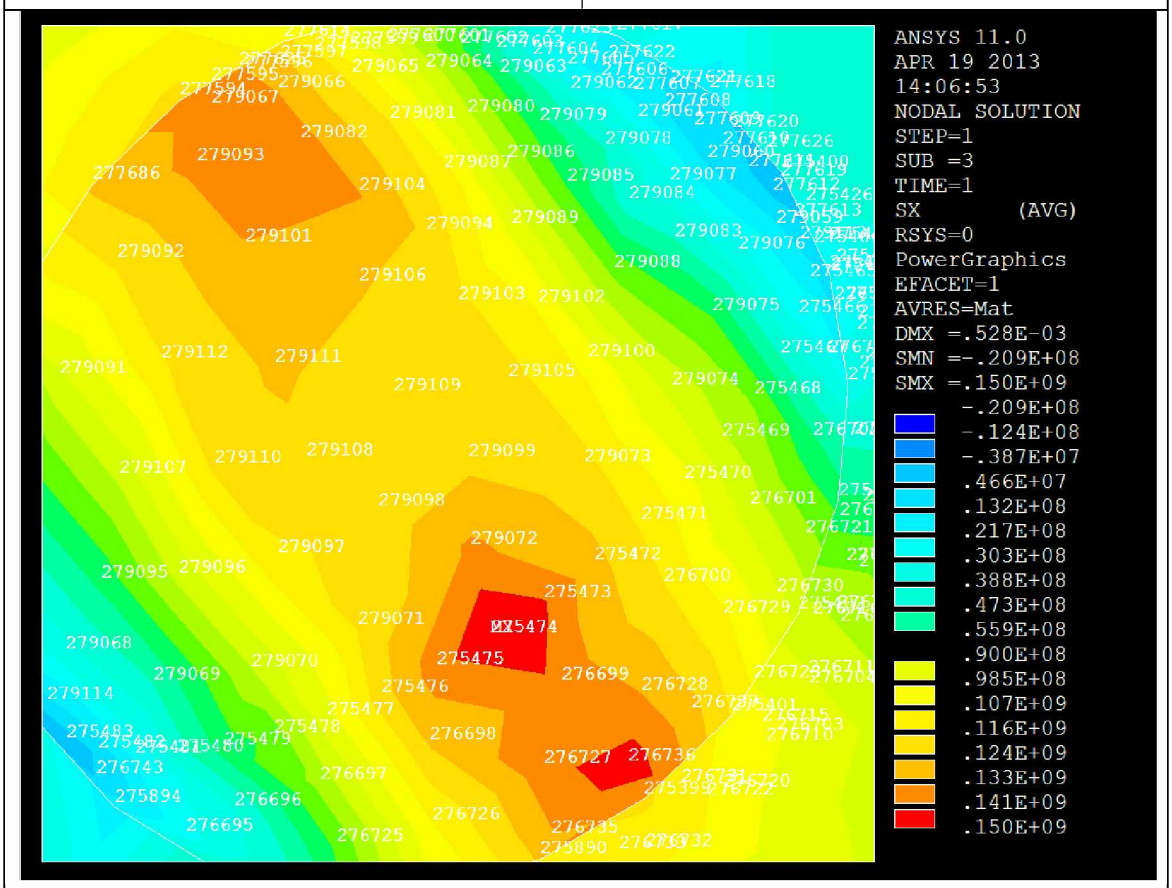
а) општи изглед; б) попречни пресек; в) детаљ са резултатима



а)



б)



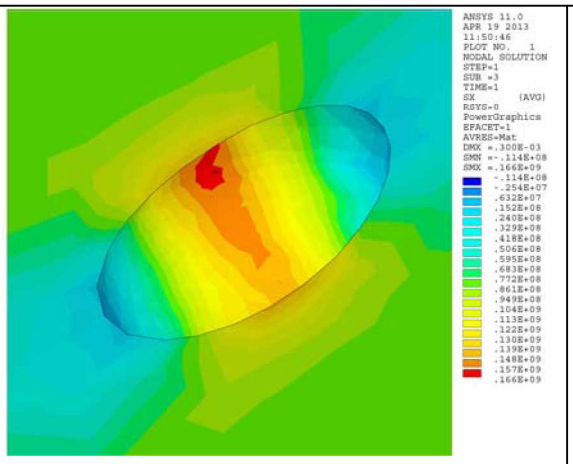
Решење за рупу од r = 550μm, напон у правцу осе затезања

Максимални напон σ_{max} = 150MPa у чвору 275474

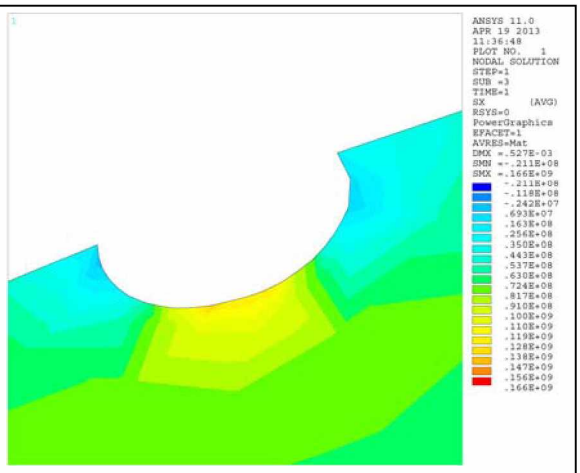
в)

Слика 6.51. Решења за рупу полупречника 0,55 mm:

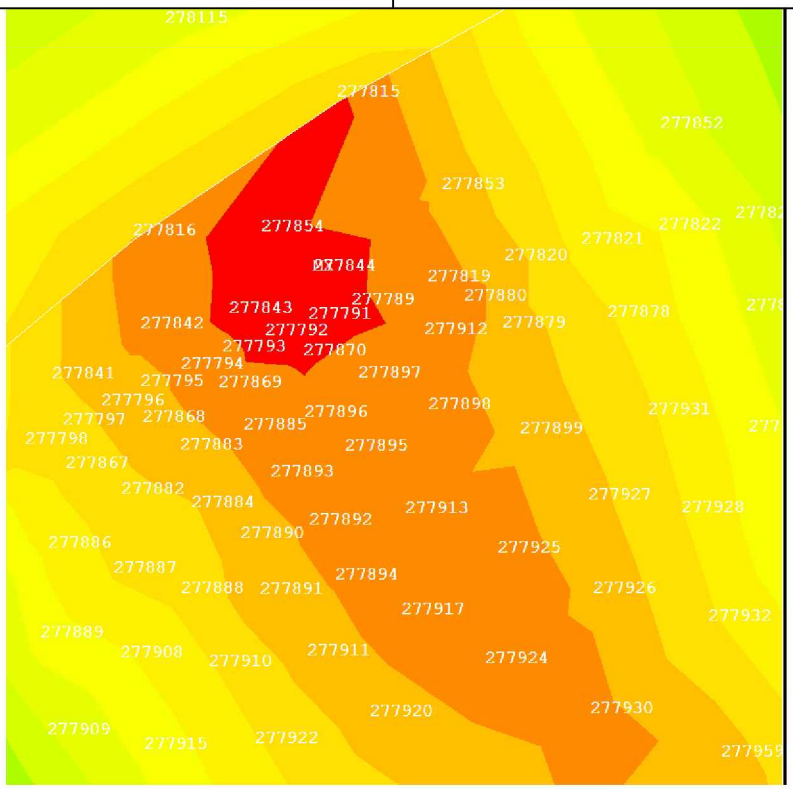
а) општи изглед; б) попречни пресек; в) детаљ са резултатима



а)



б)



Решење за рупу од r = 750μm, напон у правцу осе затезања

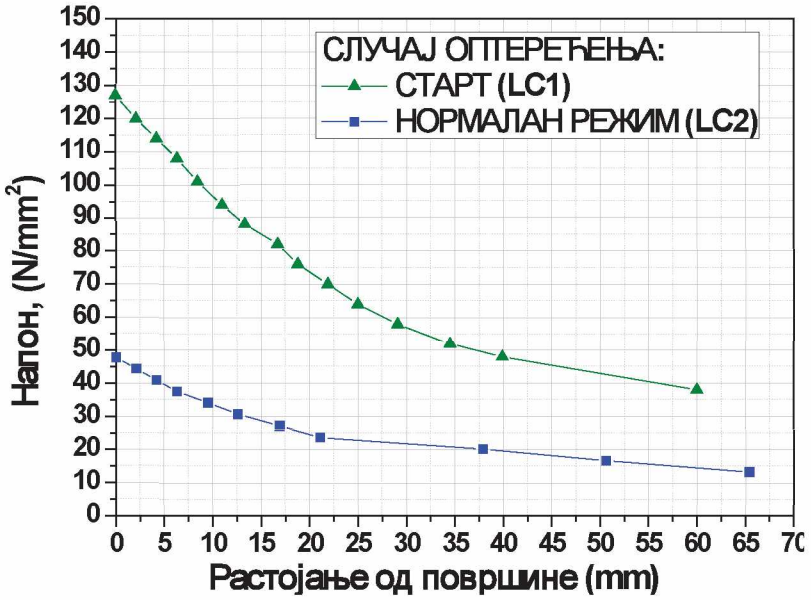
Растојање између чворова 277816 и 277930 је 654.7 μm

Максимални напон σ_{max} = 166MPa у чвору 275474

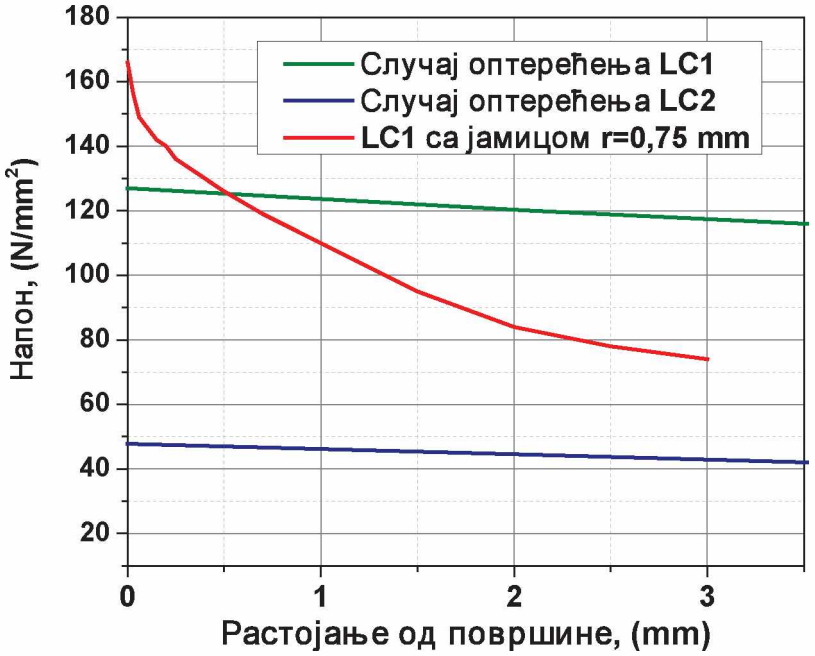
в)

Слика 6.52. Решења за рупу полпречника 0,75 mm:

а) општи изглед; б) попречни пресек; в) детаљ са резултатима



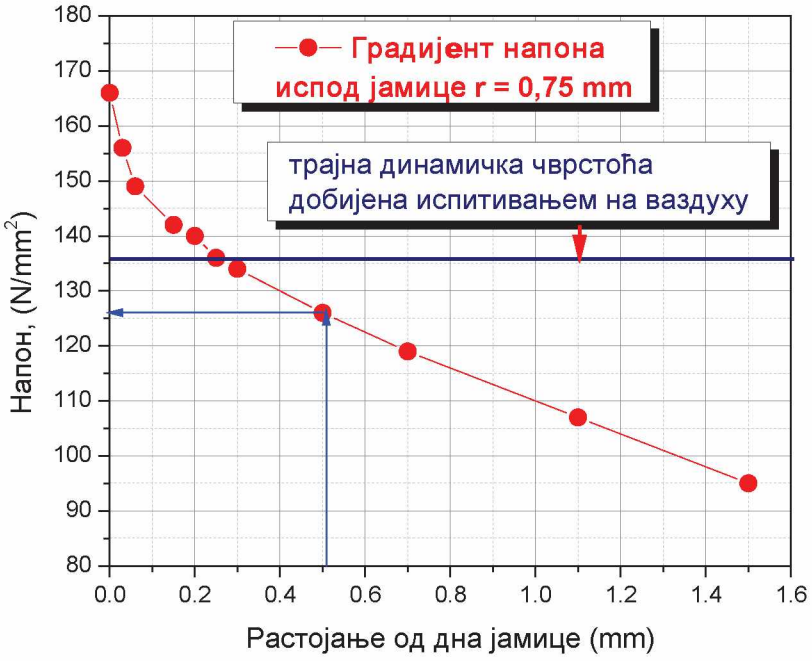
а)



б)

Слика 6.53. а) Градијенти напона за радијус 80 mm за радне режиме LC1 и LC2 и б) LC1 и LC2 заједно са корозионом јамицом пречника 0,75 mm

Са слике 6.53 б) се јасно сагледава да је градијент напона у близини извора концентрације напона изузетно висок, а јаснију слику о озбиљности овог напона можемо видети на слици 6.54. На слици се јасно уочава да према поставкама развијених метода за процену настанка/ширења прслина, услови за настанак заморних прслина постоје, јер се на L/2 растојању на дијаграму налазе напони нижи од трајне динамичке чврстоће добијене експерименталним испитивањем материјала на епрувети са оштећењем. У супротном случају, односно да су резултати показали да је напон на растојању L/2 на градијентима напона мањи од трајне динамичке чврстоће, постојала би у сваком случају могућност појаве прслина као резултат смањења трајне динамичке чврстоће услед постојања корозија на дну јамице (електрохемијска компонента настанка прслине).

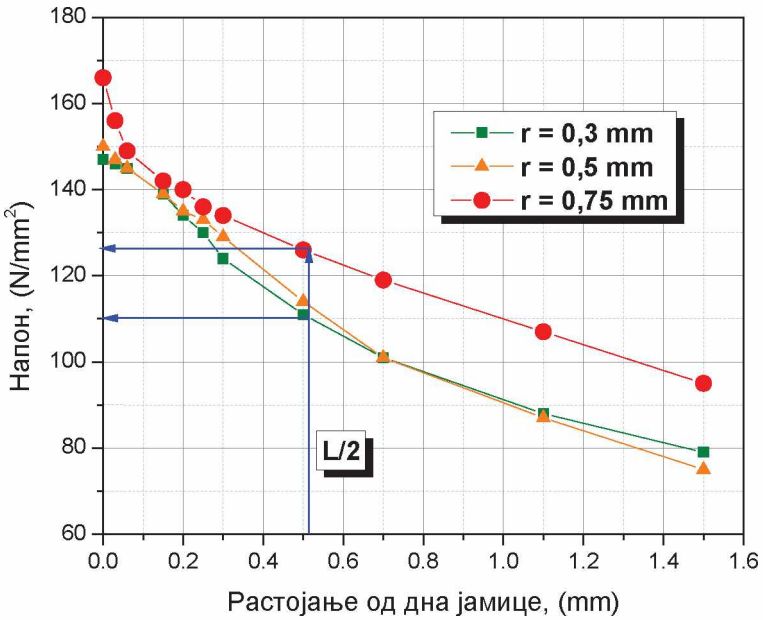


Слика 6.54. Услови за настанак прслине по TCD на L/2

Посебно питање је критична дубина јамице, односно како дубина јамице, кроз градијент и вредност критичног напона на L/2 утиче на настанак услова за даљи раст прслина. У циљу разматрања овог питања на слици 6.55. је приказан градијент за сва три радијуса разматраних јамица.

Са повећањем пречника, односно дубине јамице, напони се на вредности L/2 повећавају. Истовремено, у приступу разматрању утицаја стварног тродимензионалног извора у стварном извору концентрације напона се отварају два будућа правца истраживања:

- Разматрање вредности L/2 у условима познатих вредности ΔK_{th} и $\Delta\sigma_0$ за конретне услове корозије (речна вода, морска вода и сл); и
- Тражење критичне вредности величине (дубине) јамице која задовољава услове да је критични напон на L/2 једнак или већи од трајне динамичке чврстоће.



Слика 6.55. Градијенти напона за све разматране радијусе јамица на прелазном радијусу

Додатни доказ за претходне тврдње лежи на једној од основних поставки коришћене теорије критичних растојања: при вредностима амплитуде напона блиским вредности трајне динамичке чврстоће, зарези и прслине показују слично понашање. Обзиром на ову тврдњу јасно је да је, у циљу отклањања услова за настанак прслина, потребно смањити радне напоне на изворима концентрације напона. У Прилогу 2 дата је Универзална карактеристика за предметна – Румунска вратила. Овај Прилог имплицитно сугерише да је корекцијом излазне

снаге, могуће извршити смањење радних напона на прелазном радијусу, самим тим и променити градијент напона, што значи да се отклони могућност настанка прслина.

Ако поузданост, поједностављено речено, представимо као способност објекта (елемента, система) да успешно обавља задату му функцију, под одређеним условима, у датом временском интервалу, јасно је да прецизно одређивање услова настанка заморне прслине потпуно потпада под појам поузданости, те се развијена методологија за процену настанка/ширења прслина у условима замора може користити и за одређивање поузданости појединих машинских елемената који раде у овим условима оптерећења.

Повећање вероватноће (по MIL стандарду) и побољшање својства објекта да испуњава задате функције (по ГОСТ стандарду) се најлакше добијају са побољшањем постојећих метода прорачуна, који нам могу дати прецизнију слику напонског стања, нпр машинског елемента на критичним пресецима. Свако побољшање у прорачуну, као што је приказано у овој дисертацији, представља директан метод за поуздан прорачун радног века машинских елемената и система што доприноси продужењу радног века. Односно, давање поуздане мере сваком од утицајних чинилаца доприноси како поузданијем одређивању радног века машинског елемента, тако и корекцији, односно продужењу истог [256 - 265].

7. ЗАКЉУЧАК

7.1. Закључна разматрања

Истраживање проблематике понашања машинских елемената оптерећених заморним оптерећењем у присуству извора концентрације напона, која је описана у овом раду, представља веома сложен истраживачки задатак, који је захтевао теоријска, нумеричка и експериментална истраживања. Обимна теоријска истраживања су захтевала сублимацију знања из више инжењерских грана и дисциплина, а нумеричка и експериментална истраживања су по обиму, посматрајући и кроз објављене радове, представљала веома значајан део ове дисертације.

Детаљна анализа историјског прегледа истраживања у овој области, као и анализа савремених публикованих резултата, направили су базу за даља истраживања презентована у дисертацији. Али, истовремено су представљали и мотиве за истраживања у циљу решавања актуелних проблема који су се сами намећу. Ово се односи пре свега на циљеве у погледу побољшања метода за прорачун машинских елемената који раде у условима заморних оптерећења, али и на потребом за успостављањем дефинисане универзалне методологије за проценом појаве заморних оштећења, која истовремено инкорпорира све расположиве и надограђене аналитичке, нумеричке и експерименталне методе.

Посебна пажња посвећена је истраживању и анализи постојећих резултата израчунавања параметара извора концентрације напона. Овде се указала веома изражена потреба за даљим истраживањима и успостављањем нових принципа у погледу тачности израчунавања ових параметара. Тиме је отворено још једно поглавље тесно повезано са темом дисертације, па је и ова тематика детаљно изложена.

Једно поглавље дисертације посвећено је и излагању пресека приступа прорачуна машинских елемената са аспекта замора, са посебним критичким освртом на предности и мане сваког од ових приступа. Детаљно је описана

теоријска база и начин извођења основних поставки једне нове, савремене теорије, назване Теорија критичних растојања (TCD), као најсвежијег резултата доступног у литератури у области истраживања феномена замора. Основни квалитет ове Теорије, изабране за основу при даљим развијањима нових метода описаних у дисертацији, у томе што повезује машински аспект конструкције, изражен кроз одговарајући градијент напона у близини извора концентрације напона, са аспектом одзива конкретног материјала, кроз коришћење експериментално добијених вредности прага раста заморне прслине и трајне динамичке чврстоће у јединствену величину, критично растојање. Такође, посебно треба истаћи да ова Теорија дефинише услове настанка и раста прслина на геометријским изворима концентрације напона.

У петом поглављу дат је детаљан приказ сопствених резултата истраживања са конкретним резулаттаом - развијња нових метода и методологије за процену настанка и ширења прслина код машинских елемената и система у условима замора. Овде су упоредно приказане постојећа и нова методологија односно алгоритам за процену настанка и раста прслина код машинских елемената у условима замора. Детаљно је образложена неопходност развијања нове методологије у циљу повећања радног века и поузданости машинских система. Такође, описан је и развој метода за процену настанка и ширења прслина које обухватају примену савремених теорија, нумеричких метода и експерименталних резултата. Основни квалитет ових метода је у томе што уграђују основне поставке савремених метода прорачуна машинских елемената и конструкција и нове савремене теорије која се бави замором – теорије критичних растојања. Развијене методе верификоване су у лабораторијским условима на епруветама које имају извор концентрације напона унутар извора концентрације напона, што је потпуно оригиналан резултат. Применом развијених метода и методологије добијени су резултати који су верификовани на неколико различитих начина, коришћењем сопствених експеримената, али и резултата других аутора. На овај начин је показано недвосмислено важење свих поставки прописаних метода. Посебно је разматран као пример феномен корозионог оштећења типа јамица који је моделиран као тродимензионални извор концентрације напона у тродимензионалном геометријском извору концентрације напона.

У шестом поглављу дисертације приказана је примена развијених метода на реалан машински елемент. Изабрана је за приказивање примена развијених метода и методологије на конкретан проблем отказа машинског елемента услед замора и корозије. Детаљно је описан истраживани машински елемент – вратило хидротурбине. Отказ вратила услед појаве прслина на прелазном радијусу анализиран је интердисциплинарно и свеобухватно у циљу проналажења узрока отказа. У оквиру ове анализе извршена је серија експеримената за идентификацију заморних карактеристика материјала. Такође, моделирано је предметно вратило методом коначних елемената, при чему је прорачун урађен за различите реалне радне услове. Посебно је важно истаћи нумерички прорачун са унетим површинским корозионим оштећењима стварних димензија, спрегнут са новом методологијом. Применом развијених метода, изнети су недвосмислени закључце о узроку отказа машинског елемента, али истовремено и указано на утицај геометрије машинског дела као и геометрије и величине оштећења на услове настанка заморних прслина. Приказани резултати у оквиру овог поглавља, и закључци формулисани на основу тога, отварају потпуно нов приступ прорачуну машинских елемената који садрже изворе концентрације напона, са становишта замора. Слагање добијених резултата са штурим постојећим резултатима из литературе, односно коришћење нове методологије на реалне машинске елементе, су заправо верификовали нову методологију изложену у претходном поглављу.

7.2. Даљи правци истраживања

Развијањем нових метода и методологија за оцену понашања машинских елемената у условима заморног оптерећења, изложених у овој дисертацији, отварају једно потпуно ново поље за будућа истраживања. Ово се пре свега односи на примену код специфичних геометрија машинских елемената или склопова, али и код истраживања у области различитих радних услова.

Као један од веома занимљивих и перспективних праваца будућих истраживања намеће се примена развијене методологије у циљу одређивања

критичне величине или облика извора концентрације напона који ће довести до услова за појаву заморне прслине са условима за стабилан раст.

Такође, велики изазов је и примена на услове контактних напрезања. Ово, пре свега због широке распрострањености контактних феномена код машинских елемената. Наравно, то се односи на примену код зупчаника и котрљајних лежаја, али и код свих осталих делова преносника снаге са контактним феноменом.

Наравно, не треба заборавити и термичке напоне као будућу надоградњу изложених истраживања и резултата. Ово потпуно ново поље може представљати изазов за будућа веома опсежна истраживања са великим потенцијалом у погледу очекиваних резултата.

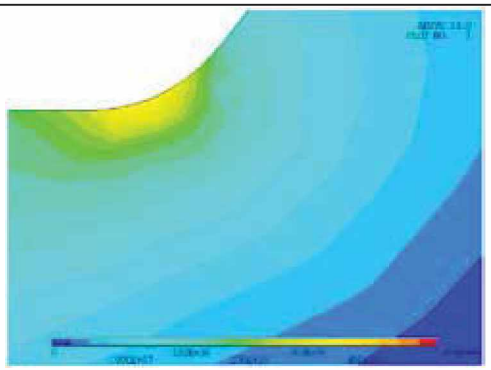
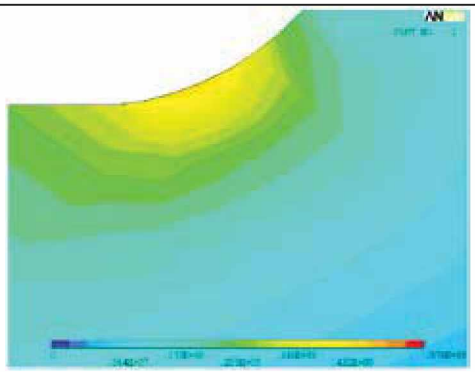
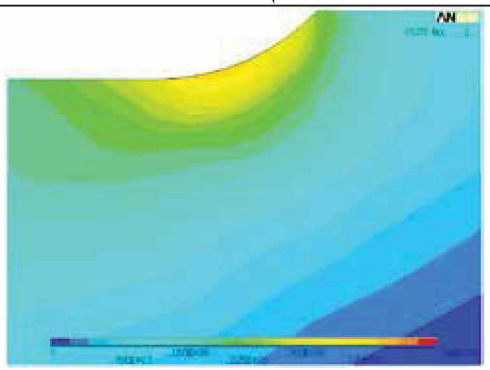
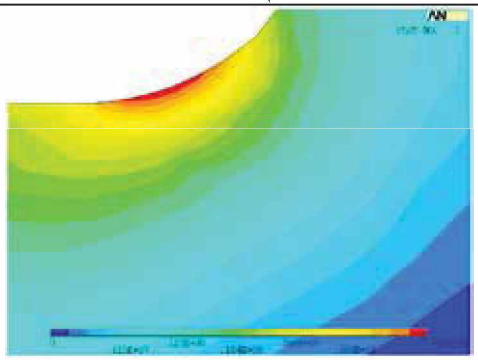
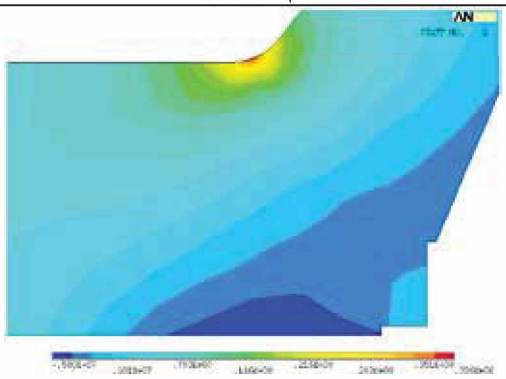
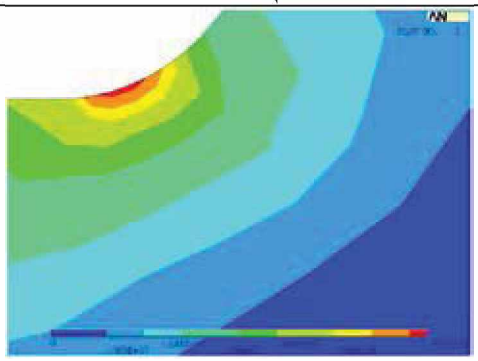
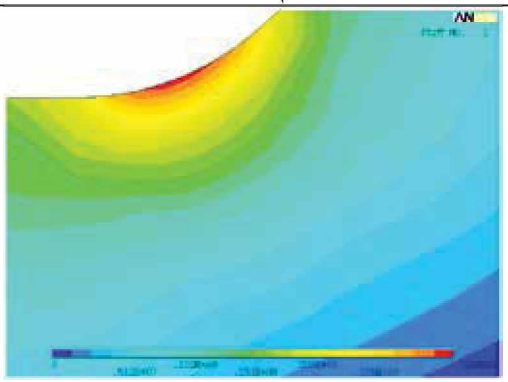
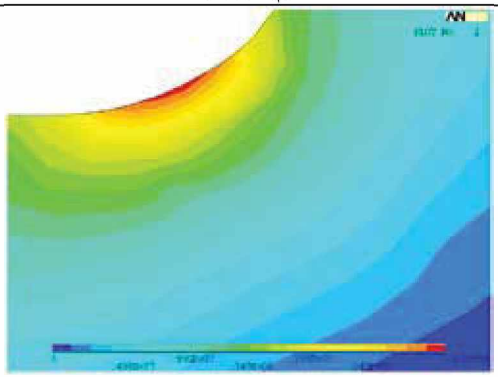
7.3. Научни допринос дисертације

Основни научни допринос дисертације је развијење нових метода и методологије за прорачун утицаја извора концентрације напона на настанак и раст макро прслина, која се у односу на приступе до сада публиковане у расположивој литератури може применити без ограничења на скоро све конфигурације односно геометрије извора концентрације напона на машинским елементима изложеним високоцикличном замору. Такође, широко је примењива у пракси како код развоја нових конструкција, тако и код унапређења и репарације постојећих. Нове методе развијене за процену настанка и ширења прслина у односу на постојеће методе су тачније - обухватају експериментална испитивања у лабораторијским условима заморних карактеристика материјала и нумеричку симулацију и прорачун напонског стања и суштински су различите у односу на до сада коришћене и публикове у радовима методе које се баве оценом утицаја извора концентрације напона на машинским елементима, јер су засноване на физичким аспектима феномена замора и нови поглед на трајну динамичку чврстоћу као на границу испод које постоје прслине које немају услова за брзи раст;

У оквиру дисертације, треба посебно истаћи следеће научне доприносе:

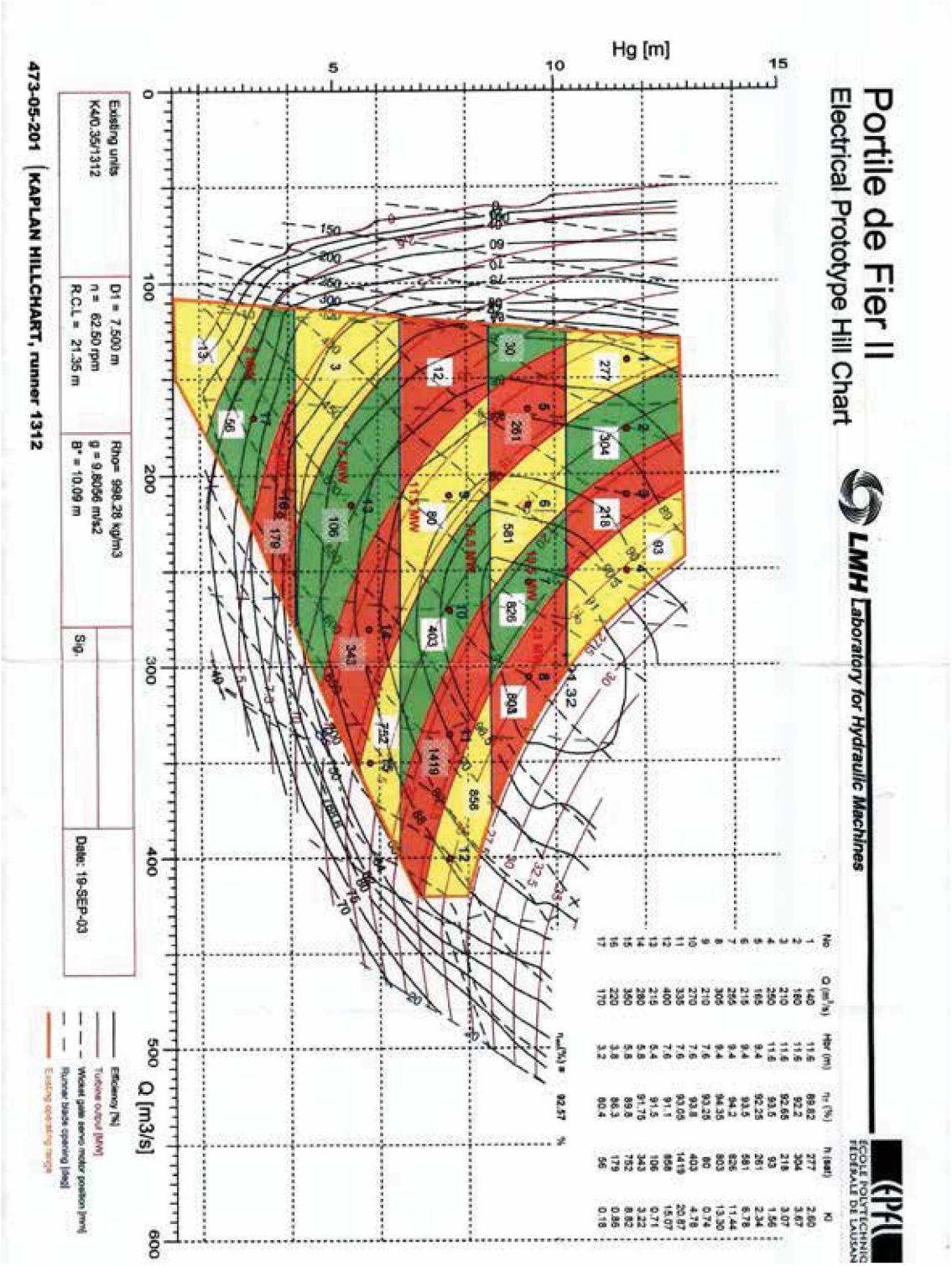
- Извршена је свеобухватна анализа са критичким освртом постојећих приступа решавању проблема извора концентрације напона на машинским елементима изложеним заморном оптерећењу;
- Креиран је оригиналан мултидисциплинаран и веома свеобухватан приступ решавању веома комплексних феномена присутних код машинских елемента од којих се захтева висока поузданост;
- Развијене су нове метода за процену настанка и ширења прслина које обухватају примену савремених теорија, нумеричких метода и експерименталних резултата;
- Развијена је нова методологија за процену настанка и раста прслина код машинских елемената у условима замора, која је универзално примењива на све машинске елементе са изворима концентрације напона, укључујући и тродимензионалне изворе концентрације напона;
- Показана је примена развијене методологије на одређивање узрока настанка отказа елемената који су радили у условима заморног оптерећења и прорачуна препоручених радних услова за наставак рада оштећених машинских елемената.
- Презентован је потпуно нов приступ у дефинисању критичних пресека код машинских елемената у условима постојања корозионих оштећења;

ПРИЛОГ 1

	
70ЛЦ2	80ЛЦ2
	
100ЛЦ2	120ЛЦ2
	
70ЛЦ5	80ЛЦ5
	
100ЛЦ5	120ЛЦ5

ПРИЛОГ 2

Универзална карактеристика предметних – Румунских вратила



1. ЛИТЕРАТУРА

[1] Pook, L., *Metal Fatigue - What It Is, Why It Matters*, Springer, 2007

[2] Lee, Y-L., et al., *Fatigue Testing and Analysis - Theory and Practice*, Elsevier, 2007

[3] ASM Handbook.Vol 19, *Fatigue and Fracture*, ASM International, USA, 1997

[4] ASM Handbook.Vol 11, *Failure analysis and prevention*, ASM International, USA, 2002

[5] Schijve, J., The significance of fatigue crack initiation for predictions of the fatigue limit of specimens and structures, *International Journal of Fatigue*, Volume 61, (2014), pp 39–45,

[6] Bathias, C., Paris, P.C., *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*, Marcel Dekker, USA, 2005

[7] Трощенко В.Т., et al., *Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении.*, Киев, Наукова думка, СССР, 1987

[8] Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. *Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник*: В 2-х ч, Киев, Наукова думка, СССР, 1987

[9] Krupp, U., *Fatigue Crack Propagation in Metals and Alloys - Microstructural Aspects and Modelling Concepts*, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, USA, 2007

[10] Radaj, D., Vormwald, M., *Ermüdungsfestigkeit : Grundlagen für Ingenieure*, Springer – Verlag, Germany, 2007

[11] Radaj, D., Vormwald, M., *Advanced Methods of Fatigue Assessment*, Springer – Verlag, Germany, 2013

[12] Mann. J. Y., *Bibliography on the fatigue of materials, components and structures, volume 1–4, covering 1838–1969*. Pergamon Press, Oxford, UK, 1970–1990.

[13] Schütz. W., Zur Geschichte der Schwingfestigkeit, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 24: (1993), pp. 203–232,

[14] Kloos, K. H., *100 Jahre Materialforschung und - prüfung als Grundlage innovativer Produktentwicklungen. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik,* 28, (1997), pp. 305–339

[15] Suresh. S., *Fatigue of Materials*. Cambridge University Press, Cambridge, 2nd Edition,UK, 1998

[16] Schijve. J., Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art. *International Journal of Fatigue*, 25, (2003), pp. 679–702,

[17] Braithwaite. F., On the fatigue and consequent fracture of metals. Minutes of *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 13, (1854), pp. 463–474,

[18] Albert. W. A. J., Über Tragseile am Harz. *Archive für Mineralogie, Geognosie, Bergbau und Hüttenkunde*, 10, (1837), pp. 215–234,

[19] R. A. Smith. The Versailles railway accident of 1842 and the first research into metal fatigue. In H. Kitagawa and T. Tanaka, editors, Fatigue 90. *Proceedings* of the 4th International Conference on Fatigue and Fatigue Thresholds, 15-20 July, 1990 in Honolulu, Birmingham. Materials and Component Engineering Publications Ltd., Vol. 4, 1990, pp. 2033–2041

[20] Rankine, W. J. M., On the causes of the unexpected breakage of the journals of railway axles; and on the means of preventing such accidents by observing the Law of Continuity in their construction. *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 2, 1843, pp.105–108

[21] A. Morin. Leçons de Mécanique practique — Résistance des Matériaux. Paris, Librairie de L. Hachette et Cie, 1853.

[22] Ewing, J. A.,. Humfrey. J. C. W., The fracture of metals under repeated alternations of stresses. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. A, Mathematical and Physical Sciences, 200: (1903), pp. 241–250,

[23] Forsyth, P. J. E., The application of "fractography" to fatigue failure investigations. Technical Report 257, Royal Aircraft Establishment, Farnborough, UK, 1957

[24] Ryder. D. A., Some quantitative information obtained from the examination of fatigue fracture surfaces. Technical Report 288, Royal Aircraft Establishment, Farnborough, UK, 1958

[25] Wöhler, A., Bericht über die Versuche, welche auf der königl. Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn mit Apparaten zum Messen der Biegung und Verdrehung von Eisenbahnwagenachsen während der Fahrt angestellt wurden. *Zeitschrift für Bauwesen,* 8: (1858), pp. 641–652

[26] Wöhler, A., Versuche zur Ermittelung der auf die Eisenbahnwagen-Achsen einwirkenden Kräfte und die Widerstandsfähigkeit der Wagen-Achsen. *Zeitschrift für Bauwesen*, 10: (1860), pp. 583–616

[27] Wöhler, A., Über die Festigkeits-Versuche mit Eisen und Stahl. *Zeitschrift für Bauwesen*, 20: (1870), pp. 73–106

[28] Basquin, O. H., The exponential law on endurance tests. In *Proceedings* of the annual meeting – American Society for Testing and Materials, volume 10, (1910), pp. 625–630

[29] Bauschinger. J., Über die Veränderung der Elastizitätsgrenze und des Elastizitätsmoduls verschiedener Metalle. *Der Civilingenieur – Organ des Sächsischen Ingenieur- und Architekten-Vereins*, 27: (1881), pp. 289–348

[30] Bauschinger. J., Über die Veränderung der Elastizitätsgrenze und der Festigkeit des Eisens und Stahls durch Strecken und Quetschen, durch Erwärmen und Abkühlen und durch oftmals wiederholte Beanspruchung. Mittheilungen aus dem Mechanischtechnischen Laboratorium München, 13: (1886), pp1–115,

[31] Manson. S. S., Behaviour of materials under conditions of thermal stress. In Heat Transfer Symposium, pages 9–75. University of Michigan, Engineering Research Institute, 1953.

[32] Coffin. L. F., A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 76(6): (1954)., pp931–950,

[33] Kirsch. G., Die Theorie der Elastizität und die Bedürfnisse der Festigkeitslehre. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 42: 1(1898), pp.797–807

[34] Inglis. C. E., Stresses in a plate due to the presence of cracks and sharp corners. Transactions of the Institution of Naval Architects, 55: (1913), pp. 219–241

[35] E. Preuß. Versuche über die Spannungsverteilung in gekerbten Zugstäben. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 57: (1913), pp. 664–667,

[36] Neuber. H., Kerbspannungslehre. Grundlagen für eine genaue Spannungsrechnung. Springer-Verlag, Berlin, 1937.

[37] Neuber. H., Kerbspannungslehre - Theorie der Spannungskonzentration Genaue Berechnung der Festigkeit, 4. Auflage, Springer Verlag, 2001

[38] Neuber, H., *Theory of notch stresses: Principles for exact calculation of strength with reference to structural form and material*, Springer Verlag, Berlin. 1958

[39] Neuber. H., Theory of stress concentration for shear strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress–strain law. *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, 28, (1961), pp. 544–550

[40] Neuber. H., Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen. Konstruktion im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau, 20(7): (1968), pp. 245– 251

[41] Härkegård G., Huth. H.-J., Approximate viscoplastic notch analysis. In S. Murakami and N. Ohno, editors, Creep in Structures, *Proceedings* of the 5th IUTAM Symposium on Creep in Structures, April 2000 in Nagoya, Japan, pages 287–296, Dordrecht, 2001. Kluwer Academic Publishers

[42] Härkegård, G., Mann, T., Neuber prediction of elastic-plastic strain concentration in notched tensile specimens under large-scale yielding. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design,* 38(1): (2003), pp.79–94,

[43] Pilkey. W. D., *Peterson's stress concentration factors*. John Wiley and Sons, New York, 2nd Ed, 1997.

[44] Thum A., Buchmann, W., *Dauerfestigkeit und Konstruktion*. VDI-Verlag, Berlin, 1932

[45] Thum A., Bautz, W., Zur Frage der Formziffer. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 79, (1935), pp.1303–1306

[46] Heywood. R. B., The relationship between fatigue and stress concentration. *Aircraft Engineering,* 19: (1947), pp. 81–84

[47] Orowan., E., Theory of the Fatigue of the metals, *Proceedings* of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, (1939), http://rspa.royalsocietypublishing.org/content/royprsa/171/944/79.full.pdf

[48] Stewart, W.C, Williams, W.L., Effects of Inclusions on the Endurance Properties of Steels, *Journal of the American Society for Naval Engineers*, Volume 60, Issue 4, (1948), pp. 475–504

[49] Moore H.F., Mechanism of the fatigue failure of metals, *Journal of the Franklin Institute*, Volume 202, Issue 5, (1926), pp. 547–568

[50] Lehr. E., Formgebung und Werkstoffausnutzung. *Stahl und Eisen*, Zeitschrift für das deutsche Eisenüttenwesen, Zeitschr. der Nordwestlichen Gruppe des Vereins Deutscher Eisen- und Stahlindustrieller und des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute, 61(43), 1941

[51] Frost N. E., Dugdale. D. S., Fatigue tests on notched mild steel plates with measurement of fatigue cracks. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 5: (1957), pp. 182–192

[52] Peterson. R. E., *Stress Concentration Design Factors*. John Wiley, New York, 1953.

[53] Peterson. R. E., *Metal Fatigue*,. McGraw- Hill, New York, pp 293–306,1959.

[54] Klesnil, M., Lukáš, P., *Fatigue of Metallic Materials*, Volume 7 of Materials Science Monographs. Elsevier, Amsterdam, 1980

[55] Siebel, E., Meuth, H., Die Wirkung von Kerben bei schwingender Beanspruchung. *VDI–Zeitschrift,* 91(13): (1949), pp.319–323

[56] Siebel E., Stieler, M., Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung. *VDI–Zeitschrift*, 97(5): (1955), pp.121–126,

[57] Peterson. R. E., Stress concentration and fatigue strength. *Proceedings* (American Society for Testing and Materials), 30 (part 1): 1930, pp. 298–310,.

[58] W. Schütz, A History of Fatigue, Engineering Fracture Mechanics, 1996, Vol. 54, No. 2, pp. 263-300

[59] Cohen B, Farren W, Duncan W, Wheeler A. Report of the Court of Inquiry into the Accidents to Comet G-ALYP on 10 January 1954 and Comet G-ALYY on 8 April 1954. HMSO, London, UK, 1955.

[60] Irwin GR. Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate. *Journal of Applied Mechanics,* (1957);24:pp. 361-364.

[61] Paris P, Gomez M, Anderson W. A rational analytic theory of fatigue. *Trend Engng (*1961); 13: pp. 9-14.

[62] Paris PC, Erdogan F. Critical analysis of crack propagation laws. *J Basic Engng* (1963); 85: pp. 528-534.

[63] Neuber. H., Theory of stress concentration for shear strained prismatical bodies with arbitrary non-linear stress–strain law. *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, 28: (1961), pp. 544–550

[64] Pearson S. Initiation of fatigue cracks in commercial aluminum alloys and the subsequent propagation of very short cracks. Engng Fract Mech;7(2), (1975): pp. 235-247.

[65] Kitagawa H, Takahashi S. Applicability of fracture mechanics to very small cracks or the cracks in the early stage. Proceedings of 2nd International Conference on Mechanical Behavior of Materials. Boston, MA, 1976:pp. 627-631.

[66] Newman J.C. Jr, The merging of fatigue and fracture mechanics concepts: a historical perspective, *Progress in Aerospace Sciences* 34, (1998), pp. 347-390

[67] Стандард ЈУС Ц.А4.035, 1969. godina

[68] Drobnjak, Đ.: *Fizička metalurgija*, Tehnološko-metalurški fakultet, Beograd, 1986

[69] R.E. Smallman, *Modern Physical Metallurgy and Materials Engineering*, Butterworth-Heinemann, 6th Ed, 1999

[70] McEvily, A. J., *Metal Failures*, New York, John Wiley & Sons Inc., 2002

[71] Wanhill R., Barter, S., *Fatigue of Beta Processed and Beta Heat-treated Titanium Alloys*, Springer, 2012

[72] Tokaji K, Ogawa, T, The Growth Behaviour of Microstructurally small fatigue cracks in metals, in: *Short Fatigue Cracks*, ESIS 13 (Ed: Miller K.J. et al), Mechanical Engineering Publications, London, 1992, pp. 85 – 99.

[73] K. S. Ravichandran, R. O. Ritchie, Y. Murakami, Eds, *Small Fatigue Cracks: Mechanics, Mechanisms and Applications*, Elsevier, 1999

[74] Y Murakami, *Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions* Amsterdam: Elsevier, 2002

[75] Frost, N.E.; Phillips, C.E.: „Studies in the formation and propagation of cracks in fatigue specimens", *Proc. Int. Conference on Fatigue of Metals*, London, 1956., pp. 520–526

[76] Schijve, J.,*Fatigue of Structures and Materials*, Springer, 2nd Ed, 2009

[77] Klevtsov, G.V., Klevtsova, N.A., Influence of Stress Ratio R on the Fatigue Strength and Fatigue Crack Path in Metal Materials, *Proceedings:* CrackPaths Conference CP 2009, Vecenza, Italy, 23-25 September, 2009

[78] ASM Handbook, Volume 19, *Fatigue and Fracture*, ASM International, 1997

[79] Irwin, G. R.,*Fracture dynamics*, ASME, Cleveland, USA, 1948.

[80] Inglis, C. E.,Stresses in a Plate Due to the Pressence of Cracks and Sharp Corners, *Transactions of the Institute of Naval Architects*, 55, (1913), pp. 219-241

[81] Griffith, A.A., The Phenomena of Rupture and Flow in Solids, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, A, 221, (1920), pp. 163-198

[82] Irwin, G.R., *Fracture Handbuch der Physik*, Heidelberg: Springer-Verlag, ch. VI, 1958., pp. 551-590.

[83] Dugdale, D.S., Yielding of Steel Sheets Containing Slits", *Journal of the Mechanics; Physics of Solids*, 8, (1960), pp. 100-106

[84] Cherepanov, G. P., *Mechanics of brittle fracture*, McGraw-Hill Co. USA, 1979

[85] Broek, D., *Elementary engineering fracture mechanics*, Martinus Nijhoff Publishers, Netherlands, 1982

[86] Broek, D., *Practical engineering fracture mechanics*, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1988

[87] Janssen, M.., et al., *Fracture Mechanics*, 2nd Ed., Spon Press, London, UK, 2004

[88] Barsom, J. M., Rolfe, S. T., *Fatigue Control in Structures*: *Applications of Fracture Mechanics,* 3rd Ed, ASTM MNL41, ASTM, USA, 1999

[89] Lebedev, A., Possible coincidence of conditions for plasticity and brittle fracture, *Soviet Applied Mechanics*, Volume 4, Issue 8, 1968, pp. 75-81

[90] Kisel, V.P., Institute for Solid State Physics, Russian Academy of Science, privatna komunikacija, oktobar 1998 - mart 1999 godine

[91] Stephens, R.I., et al., *Metal Fatigue in Engineering"*, 2nd ed., New York, John Wiley & Sons Inc., 2001

[92] H.P. Rossmanith, The Struggle for Recognition of Engineering Fracture Mechanics, Januar 2015, http://www.mae.ncsu.edu/eischen/courses/mae543/handouts.html

[93] B. Cotterell, The past, present, and future of fracture mechanics, *Engineering Fracture Mechanics*, 69 (2002), pp. 533–553

[94] Paris, P.C., et al, A Rational Analitical Theory of Fatigue", *Trend Eng.*, 13, 9, pp. 9, 1961.

[95] Кршћански, С., Докторски рад, Анализа увјета настанка пукотина и модел процене века трајања конструкција, Универзитет у Рјиеци, Ријека 2013

[96] Forman, R.G., Numerical Analysis of Crack Growth Propagation in Cyclic-Loaded Structures, *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, 89, 3, pp. 459, 1967.

[97] Elber, W., Fatigue Crack Closure Under Cyclic Tension, *Eng. Fract. Mech.*, 2, pp. 37, 1970.

[98] Krupp, U., Mikrostrukturelle Aspekte der Rissinitiierung und -ausbreitung in metallischen Werkstoffen, Habilitationsschrift, Universität Siegen 2004, 253 Seiten

[99] Manson, S.S., Halford, G.R., *Fatigue and durability of structural materials*, ASM International, 2007

[100] Schroeder, V., et al. Effect of Aqueous Environment on Fatigue crack Propagation Behavipr in a Zr – based Bulk Amorphous Metal, *Scripta Materialia,* Vol. 40, No. 9, (1999), pp. 1057–1061,

[101] Milella, P. P., *Fatigue and Corrosion in Metals*, Springer, 2013

[102] van der Walde, K., Hillberry, B.M., Characterization of pitting damage and prediction of remaining fatigue life, *International Journal of Fatigue,* 30, (2008), pp. 106–118

[103] Medved , J.J., et al., Corrosion pit size distributions and fatigue lives—a study of the EIFS technique for fatigue design in the presence of corrosion, *International Journal of Fatigue,* 26, (2004), pp. 71–80

[102] K. van der Walde, B.M. Hillberry, Initiation and shape development of corrosion-nucleated fatigue cracking, *International Journal of Fatigue,* 29 (2007), pp. 1269–1281

[103] Dolley, E. J., et al., The effect of pitting corrosion on fatigue life, *Fatigue & Fracture Engineering Materials and Structures,* 23, (2000), pp. 555–560

[104] Gagg CR, Lewis PR. Environmentally assisted product failure – synopsis and case study compendium, *Engineering Failure Analysis*, Volume 15(5), (2008), pp. 505–520

[105] Cerit, M., et al., Numerical investigation on stress concentration of corrosion pit, *Engineering Failure Analysis*, Volume 16(7), (2009), pp. 2467-2472

[106] STUDIJE OTKAZA: septembar 2014: http://www.mae.ncsu.edu/eischen/courses/mae543/handouts.html

[107] Ebara, R., Corrosion fatigue phenomena learned from failure analysis, *Engineering Failure Analysis,* 13(4) (2006) 516–525

[108] Schijve, J., Application of Marker Loads for Fractography of Fatigue Cracks, 11th International Fatigue conference, 2-7 March 2014, Melbourne, Australia, http://fatigue2014.com/downloads/Jaap-Sc.pdf

[109] Krausz, K, Krausz. K.A., The Development of Constitutive Law of Crack Growth in Corrosion Fatigue, in: Handbook of Fatigue Crack Propagation in Metallic Structures, Ed:A.Carpinteri, Elsevier, Netherlands, 1994, pp. 1277 – 1306

[110] Farahmand, B., Bockrath, G., Glassco, J., Fatigue and Fracture Mechanics of High Risk Parts - Application of LEFM & FMDM Theory, Springer, 1997

[111] Ognjanović, M., *Mašinski elementi*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 2011, pp. 48-53

[112] Timoshenko, S., Goodier, J.N., *Theory of Elasticity*, 2.edn.. McGraw Hill, USA, 1951

[113] Housner G. W., Vreeland T., Jr., The analysis of stress and deformation, Division of Engineering and Applied Science, California Institute of Technology, 1965

[114] Case, J., Chilver, A. H., *Strength of Materials. An Introduction to the Analysis of Stress and Strain*, Edward Arnold Publishers LTD, 1959

[115] Pilkey, W.D., Pilkey, D.F., *Peterson's Stress Concentration Factors*,, John Wiley & Sons, Inc., USA, 2008.

[116] Савин Г. Н., Тульчий В. И.., *Справочник по концентрации напряжений*. Киев: Вища школа, 1976

[117] Westergaard, H.M. Bearing pressures and cracks, *ASME Journal of Applied Mechanics (*1939), *pp.* 49–53

[118] Socie, D.F, et al., Fundamentals of Modern Fatigue Analysis, A Report of the Fracture Control Program, College of Engineering, University of Illinois, Urbana, April 1977, Revised, January1978

[119] Sih, O. C., *Experimental evaluation of stress concentration and intensity factors*, Martinus Nijhoff Publishers, 1981

[120] Sciammarella, C. A., Sciammarella, F. M., *Experimental mechanics of solids*, John Wiley & Sons, Ltd, USA , 2012

[121] Jin, H., et al., Advancement of Optical Methods in Experimental Mechanics, Volume 3, Conference *Proceedings* of the Society for Experimental Mechanics Series, The Society for Experimental Mechanics, Inc. Springer, 2014

[122] Sharpe, W. N. Jr., *Handbook on Experimental Solid Mechanics*, Springer, 2008

[123] Hartsuijker, C., Welleman, J.W., *Engineering Mechanics Volume 2: Stresses, Strains, Displacements*, Springer, 2007

[124] Doyle, J. F., *Modern Experimental Stress Analysis*, John Wiley & Sons Ltd, USA, 2004

[125] Brčić, V., Čukić, R. *Eksperimentalne metode u projektovanju konstrukcija*. Beograd: Građevinska knjiga, 1988

[126] Noda, N.-A., et al., Stress concentration factors for shoulder fillets in round and flat bars under various loads, *International Journal of. Fatigue*, Vol. 19 (1997), pp. 75–84.

[127] Shapiro, J., Streamlining shoulder-fillet stresses, *Machine Design.com*, (2009), pp 84-86

[128] Steven M. et al., Shoulder-Fillet Stresses Finesse, *Machine Design.com*, (2009), pp. 55-60

[129] Tipton, S.M., et al., Updated stress concentration factors for filleted shafts in bending and tension, *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 118, (1997), pp. 321-327,

[130] D. Momčilović, et al., Combined Load Simulation vs. Component Load Simulation i Machine Design – A Case Study, *FME Transactions, Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade,* Volume 42, No 1, (2014), pp. 48 - 55

[131] Frost NE, Marsh KJ, Pook LP., *Metal Fatigue*. Clarendon Press, Oxford.UK, 1974

[132] Baragetti, S., Notch Corrosion Fatigue Behavior of Ti-6Al-4V, *Materials.* 2014, *7*(6), 4349-4366;

[133] Zheng, X., On some basic problems of fatigue research in engineering, *International Journal of Fatigue*, 23, (2001), pp. 751–766

[134] Daniel B., et al.,, The fatigue behaviour of three-dimensional stress concentrations, *International Journal of Fatigue,* 27, (2005), pp. 207–221

[135] Wolfgang F., *IIW recommendations for the fatigue assessment of welded structures by notch stress analysis: IIW-2006-09*, International Institute of Welding,. Published by Woodhead Publishing Limited, 2012

[136] Newman J.C. Jr, The merging of fatigue and fracture mechanics concepts: a historical perspective, In: Fatigue and Fracture Mechanics, 28th Vol, Eds: Underwood et al, ASTM STP 1321, ASTM, USA, 1997, pp. 3 – 51

[137] Taylor, D., A mechanistic approach to critical-distance methods in notch fatigue, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures,* 24, (2001), pp. 215–224

[138] Lingaiah, K., *Machine Design Databook*, 2nd Edition, McGraw-Hill Education, 2003

[139] Budynas, R. G., Nisbett, J. K., Eds, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9th edition, McGraw-Hill, USA, pp 239 – 282, 2011

[140] Grote K.-H., Feldhusen, J., Eds, *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22th Edition, Springer, 2007

[141] Ugural, A.C., *Machine design – An integrated approach*, McGraw-Hill, USA, pp. 229 – 332, 2004

[142] Peterson RE. Notch sensitivity. In: Sines G, Waisman JL, editors. Metal fatigue. New York: McGraw Hill; 1959. p. 293–306.

[143] Taylor D. Geometrical effects in fatigue: a unifying theoretical model. Int J Fatigue 1999;21:413–20.

[144] Tanaka K. Engineering formulae for fatigue strength reduction due to crack-like notches. International Journal of Fracture, 22, (1983), pp. R39–45.

[145] Smith RA, Miller KJ. Prediction of fatigue regimes in notched components. *Int J Mech Sci,* 20, (1978), pp. 201–206.

[146] Taylor D., Crack modelling: a technique for the fatigue design of components. *Engineering Failure Analysis* 3(2), (1996), pp. 129–136.

[147] Taylor D. A mechanistic approach to critical-distance methods in notch fatigue. *Fatigue Fracture Engineering Materials and Strucurest, 24, (* 2001), pp. 215–24.

[148] Taylor D., Prediction of fatigue failure location on a component using a critical distance method., *International Journal of Fatigue*, 22, (2000), pp. 735–742.

[149] Taylor D, Wang G. A critical distance theory which unifies the prediction of fatigue limits, small cracks and notches. *Proceedings* of the Fatigue'99, China, vol. 1. China/ UK: Higher Education Press /- EMAS; 1999. p. 579–84.

[150] Taylor D, Wang G. Component design: the interface between threshold and endurance limit. In: Newman JC, Piascik RS, editors. ASTM STP 1372. *Fatigue crack growth thresholds, endurance limits and design*, ASTM, USA, 1999

[151] Taylor D, Wang G. The validation of some methods of notch fatigue analysis, Fatigue Fract Eng Mater Struct, 23, (2000), pp. 387–94.

[152] Wang G. Prediction of fatigue failure in engineering components using the finite element method. PhD Thesis, Trinity College, University of Dublin; 1999.

[153] Molski K, Glinka G. A method of elastic–plastic stress and strain calculations at a notch root. *Mater Sci Eng,* (1981), 50:93.

[154] Pals, T.J., Stephens, R.I., The Influence of High R Ration on Mild and Sharp Notched and Unnotched Fatigue Behavior of 1045 Steel with Three Different Heat Treatments, *International Journal of Fatigue*, Vol. 26, (2004), pp. 651-661,

[155] Topper TH, Neuber's rule applied to fatigue of notched specimens. *J Mater JMSLA* 1969;4(1):2000.

[156] Qilafku G, et al., Application of a new model proposal for fatigue life prediction on notches and keyseats. *International Journal of Fatigue*, 21, (1999), pp. 753–60.

[157] Pluvinage,G., *Fracture and Fatigue emanating from stress concentrators*, Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 2004

[158] Pluvinage, G.,et al., On Characteristic Length Used in Notch Fracture Mechanics, European Conference on Fracture 19, ECF 19, 2012
http://www.gruppofrattura.it/ocs/index.php/esis/ECF19/paper/view/9093

[159] Taylor, D., *The Theory of Critical Distances - A New Perspective in Fracture Mechanics*, Elsevier, 2007

[160] Bannantine, J.A., et al., *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice-Hall, 1990

[161] Winkler, S et al., Concerning the Synergy of Stress and Strain - based Methods in Modern Metal Fatigue Analysis, (2014),
www.safetechnology.com/downloads.asp?fid=3566

[162] Freund L.B., Suresh, S., Thin Film Materials: Stress, Defect Formation and Surface Evolution, Cambridge University Press, UK, 2003

[163] Smallman, R. E., Ngan, A.H.W., *Modern Physical Metallurgy*, Butterworth – Heinemann, UK, 8th Ed, 2013

[164] ASTM E647-08, Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates, ASTM, USA, 2008

[165] Döker, H., Fatigue crack growth threshold: implications, determination and data evaluation, *International Journal of Fatigue*, Vol. 19, Supp. No. 1, Elsevier, (1997) pp. S145–S149

[166] Elber, W., Fatigue crack closure under cyclic tension, *Engngineering Fracture Mechanics,* 2, (1970) 37.

[167] Knott, J.F., Models for fatigue crack growth, in: R.A. Smith, Ed., *Fatigue Crack Growth – Thirty Years of Progress*, Pergamon Press, Oxford, 1986

[168] Fleck, N.A., Fatigue crack growth – the complications, in: R.A. Smith, Ed., *Fatigue Crack Growth – Thirty Years of Progress*, Pergamon Press, Oxford, 1986

[169] Shang, J.K., et al., Role of crack tip shielding in the initiation and growth of long and small fatigue cracks in composite microstructures, *Met. Trans. A*, 18A (1987) 1613.

[170] Kitagawa H, Takahashi S. Applicability of fracture mechanics to very small cracks or cracks in the early stage. In: *Proceeding* of the second international conference on mechanical behavior of materials. ASM; 1976. p. 627–31.

[171] Venkateswaran P, Raman SGS, Pathak SD. Generation of stress vs. crack length plots for a ferritic steel weld metal based on Kitagawa–Takahashi approach, *Mat Lett*;59(4): (2005), pp. 495–8.

[172] Peters J.O., et al. On the application of the Kitagawa–T akahashi diagram to foreign-object damage and high-cycle fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 69(13): (2002), pp. 1425–46.

[173] Araujo JA, Nowell D., Analysis of pad size effects in fretting fatigue using short crack arrest methodologies, *International Journal of Fatigue*, 21(9): (1999), pp. 947–56.

[174] Atzori B, Lazzarin P. A three-dimensional graphical aid to analyze fatigue crack nucleation and propagation phases under fatigue limit conditions, *International Journal of Fracture*,118(3): (2002), pp. 271–84.

[175] Atzori B, et al., Fracture mechanics and notch sensitivity, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26(3): (2003), pp. 257–67.

[176] Rodopoulos CA, et al., Stress ratio and the fatigue damage map. Part I. Modelling. The 2024-T351 aluminium alloy. *International Journal of Fatigue*, 26(7): (2004), pp. 739–46.

[177] El Haddad, M. H., et al., Prediction of non propagating cracks, *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 11, (1979), pp. 573-584

[178] Yates, J. R., Brown, J. R., Prediction of the length of non-propagating fatigue cracks. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, Vol.10, (1987), pp. 187-201

[179] Yu, M.T., DuQuesnay, D.L. & Topper, T.H., Notch fatigue behavior of 1045 steel. *International Journal of Fatigue*, 10, (1988), pp. 109–116

[180] Atzori, B., Lazzarin, P. & Meneghetti, G., Fracture mechanics and notch sensitivity. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 26, (2003), pp. 257–267

[181] McEvily AJ, Minakawa K. On crack closure and the notch size effect in fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 28, (1987), pp. 519–27.

[182] Chapetti MD., Fatigue propagation of short cracks under constant amplitude loading, *International Journal of Fatigue*,;25(12): (2003), pp. 1319–26.

[183] Tabernig B, Powell P, Pippan R. Resistance curves for the threshold of fatigue crack propagation in particle reinforced aluminium alloys. In: Newman Jr JC, Piascik RS, editors. Fatigue crack growth thresholds, endurance limits, and designs, ASTM STP 1372. West Conshohocken (PA): American Society for Testing and Materials; (2000), pp. 96–108.

[184] Murakami Y., *Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions,* Elsevier, 2003

[185] Miller, K. J., The two thresholds of fatigue behaviour, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 16, (1993), pp. 931-939

[186] Maierhofer, J., Pippan, R., Gänser, H.-P., Modified NASGRO equation for physically short cracks, *International Journal of Fatigue*, Vol. 59, (2014), pp. 200–207

[187] Maierhofer, J., Gänser, H.-P., Pippan, R., Modified Kitagawa–Takahashi diagram accounting for finite notch depths, *International Journal of Fatigue,* Vol 70, (2015), pp. 503-509, http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2014.07.007

[188] Taylor, D., Applications of the theory of critical distances in failure analysis, *Engineering Failure Analysis*, 18, (2011), pp. 543–549

[189] Taylor, D., Analysis of fatigue failures in components using the theory of critical distances, *Engineering Failure Analysis*, 12, (2005), pp. 906–914

[190] Taylor, D., Wang, G., The validation of some methods of notch fatigue analysis, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 23, (2000), pp. 387-394

[191] Taylor, D., Scaling Effects in the Fatigue Strength of Bones from Different Animals, *Journal of Theoretical Biology*, 206, Issue 2, (2000), pp. 299–306

[192] Kasiri, S., Taylor, D., A critical distance study of stress concentrations in bone, *Journal of Biomechanics*, Volume 41, Issue 3, (2008), pp. 603–609

[193] Taylor, D., Hoey, D., High cycle fatigue of welded joints: The TCD experience, *International Journal of Fatigue*, 31, Issue 1, (2009), pp. 20–27

[194] Hoey, D., Taylor, D., Fatigue in porous PMMA: The effect of stress concentrations, *International Journal of Fatigue*, 30, Issue 6, (2008), pp. 989–99

[195] Dirks, J-H., Taylor, D., Veins Improve Fracture Toughness of Insect Wings, *PLOSOne,* (2012), DOI: 10.1371/journal.pone.0043411

[196] Susmel, L., The theory of critical distances: a review of its applications in fatigue, Elsevier, *Engineering Fracture Mechanics,* 75, (2008), pp. 1706–1724

[197] L. Susmel, D. Taylor, A novel formulation of the theory of critical distances to estimate lifetime of notched components in the medium-cycle fatigue regime, *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Strucurest,* 30, (2007), pp. 567-581

[198] Ås, S. K., Fatigue Life Prediction of an Aluminum alloy Automotive component Using Finite Element of Surface Topography, PhD Thesis, Department of Structural Mechanics, Faculty of Engineering Science and Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, (2006), http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:125983/FULLTEXT01.pdf

[199] Susmel, L., *Multiaxial Notch Fatigue*, Elseveir, (2009), ISBN: 978-1-84569-582-8

[200] Bošnjak, S., et al., Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support, *Engineering Failure Analysis*, Vol., (2009), pp. 740–750

[201] Momčilović, D., et al., Failure Analysis of Hydraulic Turbine Shaft, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 20, (2012), pp. 54-66.

[202] Irgens, F., *Continuum Mechanics*, Springer, 2008

[203] Chandrasekharaiah, D. S., Debnath , L., *Continuum Mechanics*, Elsevier, Academic Press, Netherlands, 1994

[204] Berdichevsky, V., *Variational Principles of Continuum Mechanics*, Springer, 2009

[205] Bathe, K.J., *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall, USA, 1996,

[206] Kojić M., et al., *Metod konačnih elemenata I, linearna analiza*, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, Kragujevac, 1998

[207] Nikolić V., *Mehanička analiza elemenata zupčastih prenosnika*, Mašinski fakultet u Kragujevcu, Kragujevac, 1999

[208]Bathe, K.J., Zimmermann, P., *Finite-Elemente-Methoden*, Springer, 2001

[209] Stolarski, T., et al., *Engineering Analysis with ANSYS Software*, Butterworth-Heinemann, UK, 2007

[210] E.Madenci, I. Guven, *The Finite Element Method and Application in Engineering Using ANSYS*, Springer, 2006

[211] Santus, C., Seminar – Theory of Critical Distances in Metal Fatigue, University of Pisa, Italy,2007,http://www.dimnp.unipi.it/santus/Presentazioni/Santus%20-%20Seminar_TheoryCriticalDistance_TCD.pdf

[212] Елаборат Института ИМС број 421116 – 147. октобар 2008 године

[213] Mitrović, R., et al., Influence of Production Process on Fatigue Properties of heavz Castings – A Case Study, *Proceedings* of 34th International Conference on Production Engineering, Niš, Serbia, 28-30. September, 2011, pp. 457-460

[214] L. L. Shreir, R. A. Jarman. G. T. Burstein, *Corrosion, Vol. 1*, (2000), Butterworth-Heinemann

[215] Uhlig, H.H., Winston R., *Corrosion and corrosion control : an introduction to corrosion science and engineering*, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc. USA, 2008

[216] Roberge, P.R., *Corrosion Engineering Principles and Practice*, The McGraw-Hill Companies, USA, 2008

[217] Schweitzer, P. A., *Fundamentals of corrosion : mechanisms, causes, and preventative methods*, CRC Press, Taylor & Francis Group

[218] Jones, R.H, *Environmental Effects on Engineered Materials*, Marcel Dekker, USA, 2001

[219] Brooks RC., Choudhury A, *Metallurgical failure analysis*, McGraw-Hill, New York, 1993

[220] WWW, Ceptembar 2014, Corrosion Costs and Preventive Strategies in the United Statec, (2002) National Association of Corrosion Engineers, NACE International, http://www.nace.org/uploadedFiles/Publications/cost_corrosion.ppt

[221] http://www.g2mtlabs.com/cost-of-corrosion/ Septembar 2014

[222] Hertzberg, E. *Cost of Corrosion to DoD*. (2010).
at http://www.sae.org/events/dod/presentations/2010/B3EricHerzberg.pdf

[223] Davis, J. R., *Corrosion: Understanding the Basics*, ASM International, pp 2-20, 2000

[224] Jones, D.A., *Principles and prevention of corrosion*. 2nd ed. Upper River: Prentice Hall; USA, 1996.

[225] Kondo Y. Prediction of fatigue crack initiation life based on pit growth, *Corrosion* (1989), pp. 45:7–11.

[226] ASM Metals handbook. *Failure analysis and prevention*. Fatigue failure, Vol. 11. ASM International, 1995.

[227] Bulloch JH, et al., A failure analysis and remnant life assessment of boiler evaporator tubes in two 250 MW boilers, *Engineering Failure Analysis*, 16, (2009), pp. 775–93

[228] A. Cinia, P.E. Irvinga, Transformation of defects into fatigue cracks; the role of Kt and defect scale on fatigue life of non-pristine components, *Procedia Engineering,* 2 (2010), pp. 667–677

[229] Hoeppner, D.W., Chandrasekaran, V. & Taylor, A.M.H. *Review of Pitting Corrosion Fatigue Models*. International Committee on Aeronautical Fatigue (1999).

[230] Cerit, M., et al., Numerical investigation on stress concentration of corrosion pit, *Engineering Failure Analysis,* 16, (2009), pp. 2467–2472

[231] Mohanty, S., Majumdar, S., Natesan, K., A Review of Stress Corrosion Cracking/Fatigue Modeling for Light Water Reactor Cooling System Components, Work sponsored by the U.S. Department of Energy Office of Nuclear Energy Light Water Reactor Sustainability Program, Nuclear Engineering Division Argonne National Laboratory Argonne, IL 60439, USA, June 2012.

[232] Gangloff, R.P., Environmental Cracking - Corrosion Fatigue, *in Corrosion Tests and Standards: Application and Interpretation*, 2nd Edition, R. Baboian, ed., ASTM International, West Conshohocken, PA, pp. 302-321, (2005).

[233] Rokhlin SI, Kim J-Y. In situ ultrasonic monitoring of surface fatigue crack initiation and growth from surface cavity. Int J Fatigue 2003;25(1):51–8.

[234] Fontana, M.G.: *Corrosion Engineering*. McGraw-Hill, New York (1986)

[235] Wang QY, Kawagoishi N, Chen Q. Effect of pitting corrosion on very high cycle fatigue behaviour. *Scripta Mater,*;49, (2003), pp. 711–716

[236] Turnbull A, Horner DA, Connolly BJ. Challenges in modelling the evolution of stress corrosion cracks from pits. *Engineering Fracture Mechanics*, 76, (2009), pp. 633–40

[237] Prof David Taylor, Trinity College Dublin, Ireland, Приватна комуникација 2010 - 2011

[238] Bachschmid N, et al., *Cracked Rotors - A Survey on Static and Dynamic Behaviour Including Modelling and Diagnosis,* Springer, pp. 1-13, 2010

[239] Vullo V., Vivio F., *Rotors: Stress Analysis and Design*, Mechanical Engineering Series, Springer, pp. 205, 2013

[240] Ishida, Y.: Cracked Rotors: Industrial Machine Case Histories and Nonlinear Effects Shown by Simple Jeffcott Rotor, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(4), (2008), pp. 805–817,

[241] Sonmez, F.O, Optimal shape design of shoulder fillets for flat and round bars under various loadings *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,* vol. 223 no. 8, (2009), pp. 1741-1754

[242] Rolovic, R., et al, Multiaxial Stress Concentration in Filleted Shafts, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 123, Issue 2, (2000), pp. 300-303

[243] Djordjevic, Z., et al., Finite Element Analysis of deformation and stress state of hollow shaft, IX Simposium MVM, Kragujevac, Serbia, (1996), pp 156-159,

[244] Ida, K., Uemura, T., Stress Concentration factor Formulae Widely Used in Japan, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 19, Issue 6, (1996), pp.779–786

[245] Noda, N. A. , Takase, Y.,, Stress concentration formulae useful for any shape of notch in a round test specimen under tension and under bending, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures*, 22, (1999), pp. 1071–1082

[246] Atanasovska, I., et al., FEM model for calculation of Hydro turbine shaft, *Proceedings* – the Sixth International Symposium KOD 2010, Palić, Serbia, (2010), pp. 183-188

[247] Atanasovska I, et al., Influence of transition section of shaft with flange on stress concentration factor, *Proceedings* of the 7th International scientific conference Research and development of mechanical elements and systems, 27-28. of april, 2011., Zlatibor, Serbia, Publisher: Mechanical Engineering Faculty, Niš, Serbia, Topic: Safety, Quality and Reliability, pp. 213-218, 2011

[248] G. R. Kumar, S. G. S. Raman, S. D. Pathak, Generation of Kitagawa – Takahashi Type of Plots for SA 333 Grade 6 Ferritic Steel, *Trans. Indian Inst. Met.* Vol.57, No. 5, (2004), pp. 521-524

[249] Chattopadhyay, S., Design fatigue curves based on small crack growth and crack closure, *Journal of Applied Science & Engineering Technology* Vol 2, (2008), pp. 9 - 15

[250] Chattopadhyay, S., Fatigue Initiation in Crack-like Discontinuities by Critical Distance Theory, *Proceedings* of the SEM Annual Conference on Experimental and Applied Mechanics, June 1-4, 2009 Albuquerque New Mexico, USA, 2009 Society for Experimental Mechanics Inc

[251] Chattopadhyay, S., High cycle fatigue of structural components using critical distance methods. in: Proceedings of the SEM annual conference, June 7-10, 2010, Indianapolis, Indiana, USA: The society for experimental mechanics, pp 463-468. June 7-10; 2010, Society for Experimental Mechanics Inc, 2010.

[252] Meggiolaro, M.A., Miranda, A.C.O., Castro, J.T.P., Quantitative evaluation of the relation between stress gradient effects and notch sensitivity, 61° Congresso Anual da ABM - Internacional, Rio de Janeiro, RJ, artigo n.10560, 2006.

[253] Momčilović D., et al., Methodology for determination the influence of corrosion pit on decrease of hydro turbine shaft fatigue life, *Journal Machine Design*, Published by University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, Vol. 4, No.4, pp. 231-236, 2012.

[254] Momčilović, D., Mitrović, R., Atanasovska, I, Quantification of Stress Raiser Influence on Decrease of Machine Parts Fatigue Life, KOD2012, *Proceedings – the Seventh International Symposium KOD 2012*, 24-26.05.2012., Balatanfured, Hungary, ISBN 978-86-7892-399-9, COBISS.SR-ID 271298311, Published by Faculty of Technical Science – Novi Sad, Serbia, pp.215-218

[255] Mitrović R., et al., Assessment of the Effect of Pitting Corrosion on Fatigue Crack Initiation in Hydro Turbine Shaft, Advanced Materials Research, Vol. 633: Advances in Engineering Materials, Product and Systems Design (Special topic volume with invited peer reviewed papers only), Trans Tech Publications, Switzerland, 2013, pp. 186-196

[256] Puharić, M., Lučanin, V., Petrović, D., *Projektovanje I održavanje tehničkih sistema sa osvrtom na održavawe šinskih vozila I vazduhoplova*, Institut GOŠA, 2013. pp. 75-81

[257] Kuhn, H., Medlin, D., Eds, ASM Handbook Volume 8: *Mechanical Testing and Evaluation*, ASM International, 2000

[258] Chen. J. H., Cao, R., *Micromechanism of Cleavage Fracture of Metals - A Comprehensive Microphysical Model for Cleavage Cracking in Metals*, Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2015, pp 64-69

[259] Applications of Automation Technology in Fatigue and Fracture Testing and Analysis: Fourth Volume, ASTM STP 1411, A. A. Braun, P. C. McKeighan, A. M. Nicolson, and R. D. Lohr, Eds., American Society for Testing and Materials ASTM, West Conshohocken, PA, USA, 2002.

[260] Lafleur F., Bélanger S., Coutu E., and Merkouf A., Spectral Analysis Methoology for Acoustical and Mechanical Measurements Relative to Hydraulic Turbine's Generator, *Proceedings of the 29th IMAC*, A Conference on Structural Dynamics, 2011, Rotating Machinery, Structural Health Monitoring, Shock and Vibration, T. Proulx Ed., Vol. 5, Springer, The Society for Experimental Mechanics, Inc, 2011.

[261] Bordeaşu, I., et al., Recorded Cracks in the Shaft of a Hydraulic Bulb Turbine, Scientific Bulletin of the „Politechnica" Univerisity of Timisoara, Romania Transactions of Mechanics, Tom 54 (68), Fasc. 2, 2009

[262] Bordeaşu, I., et al., Numerical Simulation of Fatigue Cracks Initiation and Propagation for Horizontal Axial Turbines Shafts, The 20th DAAAM International Symposium, Intelligent Manufacturing & Automation: Theory, Practice & Education, 25-28 th November, 2009

[263] Popoviciu, M.O., et al., Contributions Regrading the Evaluation of Stresses and Deformations for the Bulb Turbines Shafts, The Journal of Faculty of Technical Sciences, *Machine Design*, Vol.2, (2010), pp. 299 – 302

[264] Popoviciu, M.O., Analyses of Fissures in Bilb Turbine Shafts, The Journal of Faculty of Technical Sciences, Machine Design, Vol.3, (2011), pp. 233 – 240

[265] Y. Huang, C. Wei, L. Chen, P. Li, Quantitative correlation between geometric parameters and stress concentration of corrosion pits, *Engineering Failure Analysis,* 44 (2014), pp. 168–178

БИОГРАФИЈА

Кандидат Дејан Б. Момчиловић је рођен 1965 године у Београду, где је завршио основну школу. Средњу школу "Петар Драпшин", математичко-технички смер (усмерење механичко-технолошка испитивања материјала), је завршио 1983. године, а после одслуженог војног рока, 1984. године, уписао је Технолошко-металуршки факултет. Дипломирао је 1991. године на Смеру металургија гвожђа и челика са просечном оценом 8,42. Дипломски рад је урађен на тему "Анализа деформабилности челичних плоча за израду данаца великих пречника", под менторством проф.др. Стојана Седмака.

Септембра 1991. године, кандидат се запослио као инжењер приправник у Институту за испитивање материјала републике Србије, где и данас ради. Кандидат је од самог почетка био ангажован на решавању проблема из праксе, посебно у енергетици, кроз организовање и спровођење сложених испитивања која су обухватала испитивања разарањем и без разарања.

У својој пракси се бавио различитим пословима инжењерске и истраживачке природе, од испитивања машинских материјала и елемената, активног и водећег учешћа у експертизним испитивањима у циљу утврђивања узрока отказа машинских елемената и конструкција, до учешћа у комисијама за доношење нових стандарда и правилника – техничких прописа. Аутор је бројних стручних извештаја, заведених у архиви Института ИМС. Кандидат се континуирано усавршавао у многим областима кроз одговарајуће курсеве: 1995. на курсу прве генерације оцењивача система квалитета, 1996. године на курсевима из механике лома и заваривања у организацији Машинског факултета Универзитета у Београду. Магистарске студије је завршио јуна 2001. године одбраном тезе под насловом "Испитивање отпорности на настанак и раст прслина челика 12Х1МФ при дејству ударног оптерећења", под менторством проф.др. Александра Седмака. Током 2005 године је похађао курс за заваривање и након положеног завршног испита стекао звање Међународног инжењера заваривања. Члан је више стручних организација, Друштва за унапређење заваривања, где је и члан Управног одбора ДУЗС-ЦертПерс, Националног овлашћеног тела за образовање кадрова у заваривању. Такође је дугогодишњи члан комисије за испитивање метала Института за стандардизацију, као и друштва за Интегритет и век конструкција (ДИВК) и Европског друштва за интегритет и век конструкција (ЕСИС).

Поред истраживања у области примене композитних материјала у машинству, посебно метал-матричних композита, кандидат се посебно бавио феноменима удара и замора са аспекта оцене подобности за употребу стварих машинских елемената и системима у енергетици. Кандидат је и петанест година радио као демонстратор на вежбама у оквиру предмета „Механичка испитивања метала“, који изводио за потребе студената III године металуршког смера, на Технолошко-металуршком факултету Универзитета у Београду.

Последњих година, кандидат се посветио проблематици изучавања утицаја извора концентрације напона на смањење радног века машинских елемената и материјала изложених замору и удару. Кандидат је аутор већег броја научних и стручних радова који су саопштаваи на скуповима или објављивани у домаћим часописима и страним часописима са високим научним рејтингом.

Кандидат познаје основне корисничке програме у WINDOWS окружењу, а користи и друге програме унутар тог окружења. У раду се активно служи енглеским језиком а пасивно руским и кинеским језиком.

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани-а Дејан Б. Момчиловић

број индекса —

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

РАЗВОЈ МЕТОДА ЗА ПОВЕЋАЊЕ РАДНОГ ВЕКА И ПОУЗДАНОСТИ МАШИНСКИХ СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

У Београду, 15.01.2015. године

Потпис докторанда

(мр Дејан Б. Момчиловић, дипл.инж.метал)

Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Дејан Б. Момчиловић

Број индекса _____

Студијски програм _____

Наслов рада РАЗВОЈ МЕТОДА ЗА ПОВЕЋАЊЕ РАДНОГ ВЕКА И ПОУЗДАНОСТИ МАШИНСКИХ СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

Ментор Проф. др. Радивоје Митровић,

Потписани/а _____

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду.**

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

У Београду, 15.01.2015. године

Потпис докторанда

(мр Дејан Б. Момчиловић, дипл.инж.метал)

Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић" да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

РАЗВОЈ МЕТОДА ЗА ПОВЕЋАЊЕ РАДНОГ ВЕКА И ПОУЗДАНОСТИ МАШИНСКИХ СИСТЕМА У УСЛОВИМА ЗАМОРА

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално

3. Ауторство – некомерцијално – без прераде

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима

5. Ауторство – без прераде

6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

У Београду, 15.01.2015. године

Потпис докторанда

(мр Дејан Б. Момчиловић, дипл.инж.метал)