



УНИВЕРЗИТЕТ У НИШУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ



Милан С. Банић

**МЕТОДОЛОШКИ ПРИСТУП РАЗВОЈУ
ГУМЕНО МЕТАЛНИХ ОПРУГА**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Ментор:

Проф. др Душан Стаменковић

НИШ, 2015.



UNIVERSITY OF NIŠ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING



Milan S. Banić

**A METHODOLOGICAL APPROACH TO THE
DEVELOPMENT OF RUBBER-METAL
SPRINGS**

DOCTORAL DISSERTATION

Mentor:

Prof. PhD Dušan Stamenković

NIŠ, 2015

ПОДАЦИ О ДОКТОРСКОЈ ДИСЕРТАЦИЈИ

1. Аутор	
Име и презиме	Милан С. Банић
Датум и место рођења	20.09.1978. године у Нишу
Назив факултета и датум дипломирања VII ₁ степен	Универзитет у Нишу, Машински факултет, 26.01.2006. године
Садашње запошљење	Универзитет у Нишу, Машински факултет, асистент
2. Докторска дисертација	
Наслов	Методолошки приступ развоју гумено металних опруга
Кључне речи	виртуелни развоја производа, гумено-металне опруге, пасивна контрола вибрација, метода коначних елемената, примарно огибљење електричних локомотива
Број страница	231
Број слика	119
Број табела	45
Број литературних цитата	162
Број прилога	8, у електронској верзији дисертације
Научно поље	Техничко-технолошке науке
Научна област	Машинско инжењерство
Ужа научна област	Машинске конструкције
УДК број	621.81/.83+620.19]:629(043.3)
Ментор	Проф. др Душан Стаменковић, Универзитет у Нишу, Машински факултет
Чланови Комисије за преглед, оцену и одбрану докторске дисертације	1) Проф. др Душан Стаменковић, Универзитет у Нишу, Машински факултет 2) Проф. др Драган Милчић, Универзитет у Нишу, Машински факултет 3) Проф. др Радивоје Митровић, Универзитет у Београду, Машински факултет 4) Проф. др Синиша Кузмановић, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука 5) Проф. др Милош Милошевић, Универзитет у Нишу, Машински факултет
Датум одбране	21.07.2015. године

DISSERTATION DATA

1. Author	
Name and Surname	Milan S. Banić
Date and place of birth	20/09/1978, Niš
Faculty name and date of diploma thesis	University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, 26/01/2006
Current employment	University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, teaching and research assistant
2. Doctoral dissertation	
Title	A Methodological Approach to the Development of Rubber-metal Springs
Key words	virtual product development, rubber-metal spring, passive vibration control, finite element method, primary suspension of locomotives
N° pages	231
N° figures	119
N° tables	45
N° references	162
N° appendices	8, in thesis electronic form
Scientific field	Engineering sciences and technology
Scientific field	Mechanical engineering
Narrow scientific field	Mechanical design
UDC	621.81/.83+620.19]:629(043.3)
Mentor	Professor Dušan Stamenković, PhD, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering
Members of Commission for thesis examination, evaluation and defense	<ol style="list-style-type: none"> 1) Professor Dušan Stamenković, PhD, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering 2) Professor Dragan Milčić, PhD, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering 3) Professor Radivoje Mitrović, PhD, University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering 4) Professor Siniša Kuzmanović, PhD, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences 5) Professor Miloš Milošević, PhD, University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering
Defense date	21/07/2015

ЗАХВАЛНОСТ

За стално подстицање, позитивну радну енергију, многобројне стручне разговоре, коментаре и савете од непроцењиве важности захваљујем се свом ментору, проф. др Душану Стаменковићу. Значајну подршку пружио ми је и проф. др Војислав Милтеновић који је пратио моје научно сазревање и у њему имао веома значајну улогу. Захвалност дугујем и проф. др. Драгану Милчићу на досадашњој сарадњи која се вишеструко позитивно одразила на квалитет обављених истраживања. Посебним ангажовањем и пружањем помоћи у извођењу експерименталног истраживања значајан допринос мојој дисертацији дао је проф. др Милош Милошевић. Такође се захваљујем проф. др Радивоју Митровићу и проф. др Синиши Кузмановићу на саветима и корисним сугестијама при коначном обликовању доктората. Важну улогу на овом истраживачком путу имали су и чланови тима за реализацију пројекта „Истраживање и унапређење примарног огибљења електричних локомотива за отежане услове експлоатације” (бр. пројекта ТР 14007), као и сви чланови Катедре за машинске конструкције, развој и инжењеринг и многобројне колеге које су ми у неком тренутку на различите начине помагале.

Значајан допринос реализацији истраживања приказаних у овире докторске дисертације дале су и компаније „ТИГАР техничка гума” и МИН „Локомотива” којим овим путем изражавам захвалност.

Захваљујем се и Министарству просвете, науке и технолошког развоја које је финансирало истраживачке пројекте ТР 14007 и ТР 35005 из којих је дисертација и проистекла.

Нека ми не замере они чија имена овом приликом нису могла бити поменути, што никако не умањује њихов велики допринос у захтевном, али врло подстицајном процесу стварања докторске дисертације која је пред вама.

На крају, свако да највећу захвалност заслужује моја породица без чијег разумевања, подршке и одрицања ова дисертација не би била могућа.

РЕЗИМЕ

У оквиру докторске дисертације дефинисана је нова интегрисана методологија развоја гумено-металних опруга заснована на примени савремених алата виртуелног развоја производа. Дефинисана методологија обухвата све аналитичке, нумеричке, експерименталне и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумено-металних опруга.

Основне предности нове методологије развоја гумено-металних опруга огледају се у смањењу броја експерименталних истраживања, употреби реалних експлоатационих оптерећења (уместо претпоставки) и конструисању опруге на основу преносивости и пригушења као најважнијих параметара процеса контроле вибрација. За разлику од класичног процеса развоја гумено-металне опруге, у коме је избор гумене смеше вршен искључиво на основу претходног искуства конструктора, у дисертацији је дефинисана систематична процедура за избор гумене смеше на основу захтеване сопствене фреквенце опруге. Такође, предложен је и нови поступак за приближну процену фактора хистерезисног пригушења на основу експерименталног испитивања гумених смеша једноосним сабијањем. У оквиру нове методологије, дефинисана је и нова процедура за процену генерисања топлоте услед динамичког напрезања, као основног узрока старења опруге, која се у потпуности ослања на алате виртуелног развоја производа. Сprovedено је и истраживање прецизности предвиђања механичког понашања конститутивних модела гумених смеша које се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга. Да би се применила метода коначних елемената у процесу развоја гумено-металних опруга, развијена је и нова процедура којом се предвиђа приближна вредност коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала, а извршено је и истраживање утицаја облика и реда коначног елемента на тачност нумеричких симулација гумено-металних опруга применом метода коначних елемената.

Применом нове методологије развоја гумено-металних опруга развијена је опруга примарног огибљења локомотиве 441 (444) ЈП „Железнице Србије”. Развијена опруга је израђена и спроведена су лабораторијска и експлоатациона испитивања израђених узорака што је омогућило добијање дозволе за употребу на пругама ЈП „Железнице Србије”. Током лабораторијских и експлоатационих испитивања, гумено-метална опруга се понашала у складу са резултатима добијеним применом нове методологије развоја чиме је верификована нова интегрисана методологија развоја дефинисана у оквиру докторске дисертације и доказана њена практична примењивост.

Кључне речи: виртуелни развоја производа, гумено-металне опруге, пасивна контрола вибрација, метода коначних елемената, примарно огибљење локомотива

ABSTRACT

The doctoral dissertation defines a new integrated methodology for the development of rubber-metal springs based on the application of modern virtual product development tools. The defined methodology encompasses all analytical, numerical, experimental and optimisation procedures necessary for the virtual rubber-metal springs development process.

The main advantages of the new methodology reflect in the decrease in necessary experimental investigations, usage of realistic service loads instead of assumed loads and introduction of design of spring based on transmissibility and damping as the main parameters of the vibration control process. In contrast to the classical approach to rubber metal springs development, where the selection of rubber compound was done solely on previous experience of the designer, the thesis defines the systematic procedure for the selection of rubber compound based on the required spring natural frequency. Furthermore, the dissertation introduces a new procedure for approximate determination of the hysteresis damping value based on the experimental testing by uniaxial compression. The methodology also introduces a new procedure for the determination of heat generation during dynamic loading, as the main factor influencing rubber aging, which completely relies on virtual product development tools. The research into the prediction accuracy of several constitutive models of multiple rubber compounds commonly used in rubber metal springs was also conducted. In order to apply the finite element method in the rubber-metal springs development process, the new procedure for approximate determination of the rubber-metal contact friction coefficient value was developed and the research was conducted on the influence of finite element shape and order selection on the accuracy of rubber-metal springs numerical simulations using the finite element method.

By applying the new methodology for the development of rubber-metal springs, the primary suspension spring of the locomotive 441 (444) of the JSC Serbian Railways was developed. The developed spring was manufactured, and laboratory and exploitation

investigations were conducted, which led to obtaining the service permit for the railways operated by the JSC Serbian Railways. During the laboratory and exploitation testing the rubber-metal spring performed in accordance with the results obtained by the application of the new development methodology, which verified the new integrated development methodology and proved its practical applicability.

Key words: virtual product development, rubber-metal spring, passive vibration control, finite element method, primary suspension of locomotives

САДРЖАЈ

1.	УВОД	1
2.	ПРЕГЛЕД СТАЊА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПОДРУЧЈА ИСТРАЖИВАЊА	5
2.1	Виртуелни развој производа	8
2.2	Предности и недостаци виртуелног развоја производа.....	13
2.3	Гумено-металне опруге	19
2.3.1	Еластомери и специфичне особине еластомера.....	21
2.3.2	Контрола вибрација применом гумено-металних опруга.....	30
2.3.3	Прорачун гумено-металних опруга.....	38
2.3.4	Гумено-металне опруге са слободним контактом гуме и метала	46
2.4	Развој гумено-металних опруга	50
2.5	Идентификација подручја истраживања.....	58
3.	КОНСТИТУТИВНИ МОДЕЛИ МЕХАНИЧКОГ ПОНАШАЊА ЕЛАСТОМЕРА	62
3.1	Хипереластични модели механичког понашања материјала.....	63
3.2	Вискоеластични модели материјала.....	68
3.2.1	Бергстром-Бојс модел материјала	72
3.3	Истраживање прецизности предвиђања механичког понашања еластомера....	80
3.3.1	Предвиђање механичког понашања применом јавно доступних експерименталних података.....	81
3.3.2	Предвиђање механичког понашања применом експериментално утврђених података на Машинском факултету Универзитета у Нишу	88
3.4	Експериментално одређивање фактора губитка хистерезисног пригушења ..	101
3.5	Валидација параметара материјала применом методе коначних елемената... ..	105
3.5.1	Процена коефицијента трења	106
3.5.2	Симулације експерименталних истраживања применом метода коначних елемената	108

3.6	Анализа утицајности параметара Бергстром-Бојс модела	110
3.7	Избор конститутивног модела	113
4.	МЕТОДОЛОГИЈА РАЗВОЈА ГУМЕНО-МЕТАЛНИХ ОПРУГА	115
4.1	Дефинисање профила производа	117
4.2	Идејно решење	123
4.3	Дефинисање концепта производа	129
4.4	Разрада	137
4.4.1	Оптимизација облика изабраног концепта гумено-металне опруге	144
4.4.2	Избор гумене смеше	151
4.4.3	Процена пузања опруге	160
4.4.4	Процена радног века услед замора опруге	165
4.4.5	Процена генерисања топлоте	171
4.4.6	Процена преносивости опруге	183
4.5	Израда конструкционе документације	186
4.6	Валидација	187
4.7	Израда опруге	189
5.	ВАЛИДАЦИЈА ПРЕДЛОЖЕНОГ МОДЕЛА РАЗВОЈА ГУМЕНО-МЕТАЛНИХ ОПРУГА	190
5.1	Електрична локомотива серије 441/444	191
5.2	Експериментално испитивање динамичких карактеристика електричних локомотива на пругама Железница Србије	193
5.3	Развој гумено-металне опруге примарног огибљења електричних локомотива 197	
5.4	Експериментална верификација карактеристика унапређеног производа	206
5.4.1	Испитивање вертикалне статичке крутости појединачних елемената	206
5.4.2	Испитивање статичке крутости пара елемената у три правца	207
5.4.3	Експлоатациона испитивања	213
6.	ЗАКЉУЧАК	220

ЛИТЕРАТУРА.....	225
БИОГРАФИЈА.....	234
ИЗВЕШТАЈ КОМИСИЈЕ.....	235
ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ	244
ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	245
ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ	246

СПИСАК СЛИКА

Слика 2.1. Развој производа у оквиру његовог животног циклуса	5
Слика 2.2. Еволуционе фазе процеса конструисања у индустријском развоју производа	7
Слика 2.3. Развој рачунарског хардвера, улазно/излазних уређаја и интерфејса и софтвера	9
Слика 2.4. Генерисање производно оријентисаног процеса развоја производа	10
Слика 2.5. Примена рачунаром подржаних алата у развоју производа	11
Слика 2.6. Интегрисани CAD/CAE/CAM систем	12
Слика 2.7. Концепт виртуелног стварања производа	12
Слика 2.8. Ток процеса у симултаном инжењерству	13
Слика 2.9. Примена симулације у развоју производа	14
Слика 2.10. Преглед различитих типова гумено-металних опруга и њихова област примене	20
Слика 2.11. Пример структуре еластомера	22
Слика 2.12. Појава хистерезиса при циклусу оптерећења-растерећења	25
Слика 2.13. Зависност механичког одзива при хармонијском оптерећењу од брзине деформације еластомера (фреквенце)	26
Слика 2.14. Мулинсов ефекат: (а) Циклично једноосно истезање; (б) Идеализован опис Мулинсовог ефекта	27
Слика 2.15. Дијаграм пузања за меке гуме	28
Слика 2.16. Фактори који утичу на процес старења гуме	29
Слика 2.17. Осцилатор са једним степеном слободе кретања	32
Слика 2.18. Механички модел челичне и гумено-металне опруге	32
Слика 2.19. Понашање система у зависности од вредности фактора вискозног пригушења	34
Слика 2.20. Преносивост система са једним степеном слободе кретања	35
Слика 2.21. Крива резонантног стања система	37
Слика 2.22. Статички модул еластичности E у зависности од тврдоће и фактора облика ψ (а) и статички модул клизања G у зависности од тврдоће (б)	40
Слика 2.23. Гумено-метална опруга изложена деловању притиска	40
Слика 2.24. Гумено-метална опруга изложена деловању смицања	41
Слика 2.25. Гумено-метална опруга изложена притиску и смицању	41

Слика 2.26. Деформисање гумених еластичних елемената	42
Слика 2.27. Двослојна сендвич конструкција пре деловања смицајног оптерећења	45
Слика 2.28. Механички одзив гумено-металне опруге оптерећене на притисак и смицање („V” постављање).....	46
Слика 2.29. Сабијање гуменог узорка између челичних притисних плоча: неоптерећено стање (а), под оптерећењем (б).....	47
Слика 2.30. Зависност полупречника зоне у којој нема проклизавања r_l од односа полупречника и висине узорка (a/h) за различите вредности коефицијента трења μ	47
Слика 2.31. Релативни однос привидних модула еластичности за случај слободног (E_s) и чврстог контакта (E_{ns}) са металом у зависности од односа полупречника и висине узорка (a/h) за различите вредности коефицијента трења μ	48
Слика 2.32. Утицај стања контактних површина гуме на напон при сабијању.....	49
Слика 2.33. Процес развоја гумено-металних опруга	50
Слика 2.34. Пример примене методе коначних елемената при одређивању напонско-деформационог стања гумено-металних опруга.....	55
Слика 2.35. Процедура процене животног века елемента израђеног од гуме	56
Слика 3.1. Шематски приказ Максвеловог и Војтовог модела вискоеластичности	69
Слика 3.2. Шематски приказ Келвиновог (а) и Зенеровог вискоеластичног модела (б)	71
Слика 3.3. Једнодимензионална репрезентација Бергстром-Бојс реолошког конститутивног модела еластомера	73
Слика 3.4. Прецизност предвиђања понашања неколико конститутивних модела еластомера	77
Слика 3.5. Поређење трајања симулације при употреби различитих конститутивних модела	78
Слика 3.6. Предвиђена и експериментално утврђена зависност силе од угиба при једноосном сабијању узорка $\varnothing 29 \times 12,5$	79
Слика 3.7. Предвиђена и експериментално утврђена зависност силе од угиба при једноосном сабијању у циклусу оптерећења/растерећења	79
Слика 3.8. Механички одзив при једноосном, двоосном и раванском истезању	82
Слика 3.9. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$	83

Слика 3.10. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом проширеним Мулинсовим моделом оштећења за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\varepsilon = 0,9$	84
Слика 3.11. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\varepsilon = 0,25$	85
Слика 3.12. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом проширеним Мулинсовим моделом оштећења за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\varepsilon = 0,25$	86
Слика 3.13. Експериментална поставка на универзалној машини за испитивање.....	89
Слика 3.14. Узорак у неоптерећеном и сабијеном стању	89
Слика 3.15. Механички одзив узорка TG - A - 615" при једноосном сабијању.....	91
Слика 3.16. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 бри две брзине деформације и релаксационом испитивању.....	98
Слика 3.17. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-B-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању	99
Слика 3.18. Јерзлијев механички осцилограф за испитивање динамичких карактеристика еластомера по ASTM D 945-92	102
Слика 3.19. Карактеристични дијаграм осциловања испитиваних епрувета.....	103
Слика 3.20. Функционална зависност између коефицијента трења и нормалне компоненте резултујуће силе одређене виртуалним експериментом.....	107
Слика 3.21. Дијаграм зависности нормалне компоненте силе реакције у зависности од угиба узорка TG – A – 615”.....	107
Слика 3.22. Поређење механичког одзива добијеног експерименталним путем и симулацијом применом Бергстром-Бојс модела за смешу TG – A – 615 при две брзине деформације.....	109
Слика 3.24. Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом иницијалног модула клизања μ_0^A мреже A.....	110
Слика 3.25. Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом параметра материјала $\hat{\tau}_B$	111

Слика 3.26. Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом параметра материјала m	111
Слика 4.1. Процес виртуелног развоја гумено-металних опруга.....	116
Слика 4.2. Денивелација глобалне функције изолације вибрација.....	124
Слика 4.3. Потпроцес идејног решења гумено-металне опруге.....	125
Слика 4.4. Форма за унос почетних података у веб апликацији „MountFind” компаније Trelleborg IAVS	126
Слика 4.5. Приказ резултата прорачуна софтвера „MountFind”	126
Слика 4.6. ContiTech мобилна апликација за мерење и анализу вибрација и избор гумено-металне опруге.....	127
Слика 4.7. Резултати прорачуна статичког угиба гумено-металне опруге	128
Слика 4.8. Дефинисање концепта гумено-металне опруге.....	130
Слика 4.9. Пример тополошке оптимизације геометрије	132
Слика 4.10. Прелиминарни CAD модел у софтверском пакету AUTODESK INVENTOR	134
Слика 4.11. Оптерећења и гранични услови ослањања модела при тополошкој оптимизацији.....	135
Слика 4.12. Списак команди у софтверском пакету ANSYS преко којих је имплементиран Бергстром-Бојс модел материјала	136
Слика 4.13. Резултати тополошке оптимизације	137
Слика 4.14. Оптерећења и гранични услови ослањања модела	140
Слика 4.15. Утицај облика, реда и величине коначног елемента на резултате симулације.....	141
Слика 4.16. Појава екстремне вредности напона услед сингуларитета	143
Слика 4.17. Параметризована CAD геометрија	146
Слика 4.18. Однос резултата добијених преко апроксимативних функција и резултата виртуелног експеримента.....	149
Слика 4.19. Утицај промене појединачних геометријских параметара на угиб опруге у вертикалном правцу, максимални еквивалентни напон гуме и максимални еквивалентни напон метала	150
Слика 4.20. Списак команди којим је извршена параметризација Бергстром-Бојс модела материјала.....	156
Слика 4.21. Осетљивост промене угиба на промену параметара Бергстром-Бојс модела материјала.....	159

Слика 4.22. Редифинисани облик гумено-металне опруге са параметризованом геометријом	165
Слика 4.23. Велерова крива гумене смеше.....	168
Слика 4.24. Подешавања Бергстром-Бојс модела материјала и динамичке издржљивости гумене смеше.....	169
Слика 4.25. Оптерећења и гранични услови модела	169
Слика 4.26. Расподела еквивалентних напона при динамичком напрезању опруге	171
Слика 4.27. Распаднути узорак гуме услед генерисања топлоте при динамичком напрезању	172
Слика 4.28. Шематски приказ нове процедуре за предвиђање температурне расподеле у гуменим и гумено-металним опругама помоћу FEA	174
Слика 4.29. Мерно место за верификацију процедуре процене генерисања топлоте...	175
Слика 4.30. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс-Мулинс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-B-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању.....	176
Слика 4.31. Дискретизовани модел коришћен у статичкој структурној анализи.....	177
Слика 4.32. Поређење експериментално добијеног и предвиђеног понашања током динамичког оптерећења узорка за један циклус оптерећења - растерећења	178
Слика 4.33. Расподела температуре гуменог узорка добијена симулацијом	179
Слика 4.34. Поређење експериментално одређене и температуре добијене временском термичком симулацијом у тежишту узорка	180
Слика 4.35. Поређење расподеле температуре спољашње површине узорка добијене временском термичком симулацијом (а) и термовизијским мерењем (б)	181
Слика 4.36. Оптерећења и гранични услови модела при анализи преносивости.....	185
Слика 4.37. Приказ вибрационог сигнала и померања у вертикалном правцу у тачки П1	186
Слика 5.1. Електрична локомотива серије 444	191
Слика 5.2. Примарно огибљење локомотиве серије 441/444.....	192
Слика 5.3. Уређај EUROACC развијен на Машинском факултету у Нишу за експериментално испитивање динамичких карактеристика железничких возила	194
Слика 5.4. Софтвер CALMNESSdrive за аквизицију и анализу података при испитивању динамичких карактеристика железничких возила.....	194
Слика 5.5. Мерна опрема у кабини испитиване локомотиве 444-018	195
Слика 5.6. Графички приказ вредности убрзања	197

Слика 5.7. Гумено-метални елемент осовинског лежаја електричне локомотиве серије 441/444	198
Слика 5.8. Оптерећења и гранични услови модела при избору гумене смеше примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444	201
Слика 5.9. Оптерећења и гранични услови ослањања модела при анализи преносивости примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије	204
Слика 5.10. Резултати анализе преносивости примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије	205
Слика 5.11. Мерно место за проверу геометријских мера гумено-металних елемената	206
Слика 5.12. Мерење крутости појединачних гумено-металних елемената примарног огибљења; шематски приказ (а), испитни сто INSTRON у фабрици „ТИГАР техничка гума” (б)	207
Слика 5.13. Геометријски модел испитног стола	208
Слика 5.14. Алат за постављање гумено-металних елемената (а) и шематски приказ мерног места за испитивање крутости пара гумено-металних елемената (б)	208
Слика 5.15. Дијаграм вертикалне статичке крутости елемента примарног огибљења	210
Слика 5.16. Мерно место за испитивање латералне (а) и лонгитудиналне (б) крутости пара гумено-металних елемената примарног огибљења	211
Слика 5.17. Дијаграм латералне крутости елемената примарног огибљења	212
Слика 5.18. Дијаграм лонгитудиналне крутости елемената примарног огибљења	212
Слика 5.19. Детаљи са уградње испитних гумено-металних елемената у Депоу Макиш, април 2012. године	215
Слика 5.20. Детаљи са демонтаже испитних гумено-металних елемената у МИН Локомотива, мај 2013. године	216
Слика 5.21. Детаљи са испитивања статичке крутости појединачних гумено-металних елемената у ТИГАР Техничка гума, 21. и 22. мај 2013. године	216

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 2.1. Време развоја и израде прототипа и трошкови израде прототипа у односу на ниво сложености производа.....	18
Табела 2.2. Преглед најзаступљенијих полимера са хемијски умреженом структуром (гума) и њихова примена.....	22
Табела 2.3. Основни облици гумених еластичних елемената и њихове карактеристике.....	43
Табела 2.4. Утицај стања контактних површина (коэффициента трења) на вредност угиба, апсорбоване/акумулиране енергије и статичког хистерезиса на узорцима гуме TG – В -712 димензија $\varnothing 35,7 \pm 0,2 \times 17,8 \pm 0,5$ mm.....	48
Табела 3.1- Хипереластични конститутивни модели (рангирање према Маркману).....	65
Табела 3.2. Понашање вискоеластичних елемената.....	69
Табела 3.3. Прецизност предвиђања механичког понашања.....	87
Табела 3.4. Спецификација експерименталног једноосног сабијања гумених узорка.....	90
Табела 3.5. Поступак испитивања гумених узорка.....	90
Табела 3.6. Опште механичке карактеристике испитиваних смеша.....	92
Табела 3.7. Димензије испитиваних епрувета.....	92
Табела 3.8. Одређени параметри Муни-Ривлин конститутивног модела на основу само криве оптерећења.....	93
Табела 3.9. Одређени параметри Јеох конститутивног модела на основу само криве оптерећења.....	93
Табела 3.10. Одређени параметри Бергстром-Бојс конститутивног модела.....	94
Табела 3.11. Одређени параметри Бергстром-Бојс конститутивног модела на основу само криве оптерећења.....	94
Табела 3.12. Одређени параметри Бергстром-Бојс модела проширеним Мулинсовим моделом општећења.....	95
Табела 3.13. Одређени параметри Динамичког-Бергстром-Бојс модела.....	96
Табела 3.14. Прецизност предвиђања механичког понашања еластомера испитаних на Машинском факултету Универзитета у Нишу.....	97
Табела 3.15. Резултати динамичких испитивања по ASTM D 945-92.....	102
Табела 3.16. Упоредне вредности фактора губитка хистерезисног пригушења добијене на основу релативне дебљине хистерезисне петље и на основу испитивања по ASTM D 945-92.....	105

Табела 3.17. Квалитативна оцена утицајности параметара материјала на механичко понашање испитиваних смеша	112
Табела 4.1. Листа захтева као резултат дефинисања профила производа	119
Табела 4.2. Пример листе захтева гумено-металне опруге за изолацију нискофреквентних вибрација	122
Табела 4.3. Каталожки подаци гумено-металне опруге тип М произвођача Trelleborg IAVS	133
Табела 4.4. Ограничења вредности геометријских параметара	146
Табела 4.5. Пуни факторни експериментални план и резултати виртуелног експеримента	147
Табела 4.6. Квантификација одступања резултата добијених преко апроксимативних функција и резултата виртуелног експеримента	148
Табела 4.7. Подешавања генетског алгорита	149
Табела 4.8. Резултати оптимизације применом вишециљног генетског алгорита	151
Табела 4.9. Примењивост гумене смеше у зависности од основне гуме	154
Табела 4.10. Експериментални план за одређивање зависности угиба од параметара Бергстром-Бојс модела материјала и резултати виртуелног експеримента	157
Табела 4.11. Предефинисани временски интервали квазистатичке стурктурне анализе	160
Табела 4.12. Резултати анализе пузања опруге	162
Табела 4.13. Резултати анализе применом Муни-Ривлин конститутивног модела	163
Табела 4.14. Резултати виртуелних испитивања ревидираног облика опруге	164
Табела 4.15. Спецификација временских корака у оквиру анализе	168
Табела 4.16. Вредности укупне и апсорбоване механичке енергије, као и статичког хистерезиса, одређене путем експерименталног истраживања и симулације	179
Табела 4.17. Параметри коришћени у симулацији преноса топлоте	179
Табела 4.18. Резултати истраживања генерисања топлоте услед динамичког напрезања код опруге за изолацију нискофреквентних вибрација	182
Табела 5.1. Опис догађаја у току вожње локомотиве 444-018 на релацији Ниш - Лесковац	196
Табела 5.2. Листа захтева гумено-металне опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444	200
Табела 5.3. Резултати виртуелног испитивања вертикалног угиба опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444	202

Табела 5.4. Резултати анализе пузања опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444.....	203
Табела 5.5. Резултати испитивања статичке крутости појединачних гумено-металних елемената примарног огибљења.....	207
Табела 5.6. Упоредни подаци са мерења пре и после експлоатације	218

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

η	–	фактор губитка
E_D	–	енергија апсорпције
E_A	–	енергија еластичне деформације (акумулирана енергија)
$\tan \delta$	–	однос имагинарног и реалног дела комплексног динамичког модула еластичности
ζ	–	фактор вискозног пригушења
c	–	коэффициент вискозног пригушења
c_{kr}	–	коэффициента критичног пригушења
m	–	маса
k	–	крутост опруге
k_{dyn}	–	динамичка крутости опруге
r	–	фактор подешавања
T	–	преносивост
s	–	статички угиб опруге
f_n	–	сопствена фреквенца
E_p	–	привидни модул еластичности
G	–	модул клизања
ψ	–	фактор облика еластичног елемента
d	–	пречник
h	–	висина опруге
A	–	површина попречног пресека
ε	–	релативна деформација
F	–	сила
σ_p	–	напон у односу на притисак
τ_s	–	напон у односу на смицање
μ	–	коэффициент трења
μ_e	–	Њутнов коэффициент вискозности при истезању
t	–	време
σ	–	нормални напон
τ	–	време релаксације/ретардације
x	–	померање

E	– модул еластичности
E_1	– реални део комплексног динамичког модула (модул еластичности)
E_2	– имагинарни део комплексног динамичког модула (модул еластичности губитка)
E^*	– комплексни динамички модул
η	– фактор хистерезисног пригушења
F	– градијент деформације
F_{Be}	– еластични градијент деформације
F_{Bi}	– нееластични (вискозни) градијент деформације
T_A	– Кошијев напон у полимерној мрежи
B_A^*	– леви Коши-Грин тензор еластичне мреже A
$\text{dev}[B_A^*]$	– девијаторски део левог Коши-Грин тензора еластичне мреже A
$\overline{\lambda}_A^*$	– ефективни степен истезања еластичне мреже A
$\text{tr}(B_A^*)$	– траг левог Коши-Грин тензора еластичне мреже A
J_A	– Јакобијан градијента деформације мреже A
\mathcal{L}	– Лангевинова функција
μ_A^0	– почетни модул клизања еластичне мреже A
λ_A^{lock}	– ограничење степена истезања еластичне мреже A
K	– модул компресије
I	– тензор јединица
B_{Be}^*	– леви Коши-Грин тензор еластичног дела мреже B
$\text{dev}[B_{Be}^*]$	– девијаторски део левог Коши-Грин тензора еластичног дела мреже B
$\overline{\lambda}_{Be}^*$	– ефективни степен истезања еластичног дела мреже B
$\text{tr}(B_{Be}^*)$	– траг левог Коши-Грин тензора еластичног дела мреже B
J_{Be}	– Јакобијан градијента деформације еластичног дела мреже B
μ_B^0	– почетни модул клизања еластичног дела мреже B
λ_{Be}^{lock}	– ограничење степена истезања еластичног дела мреже B
s	– однос иницијалних модула клизања еластичног дела мреже B и мреже A
μ_B^0	– почетни модул клизања еластичне мреже B

L_B	– градијент брзине деформације мреже B
L_{Be}	– еластични део градијента брзине деформације мреже B
L_{Bv}	– вискозни део градијента брзине деформације мреже B
D_{Bv}	– брзина промене облика мреже B
W_{Bv}	– тензор пластичног спина.
$\dot{\gamma}_B$	– ефективна брзина деформације
N_B	– правац напона који релаксирану конфигурацију полимерног ланца гони према тренутној конфигурацији
$\dot{\gamma}_0$	– константа димензионалне конзистентности
ξ	– фактор подешавања релативне деформације
$R(x)$	– нагибна функција
$\hat{\tau}_B$	– параметар (константа) материјала
$\hat{\tau}_{cut}$	– вредност напона испод које се не јавља вискозно течење
$m \in R^+$	– параметар материјала
C	– параметар материјала
T	– укупни Кошијев напон
I	– статички хистерезис
H_G	– брзина генерисања топлоте
E_T	– укупна механичка енергија
β	– Рејлијев коефицијент структурног (хистерезисног) пригушења
ω	– угаона брзина

1. УВОД

Индустријски развој производа представља процес трансформације система циљева (профила производа) у стварни систем (производ) путем оперативног система кога чине алати и методе развоја производа, као и људски и материјални ресурси. Интензивни продор информационих технологија довео је до виртуализације процеса развоја производа, те виртуелни развој производа у суштини представља превођење система циљева у виртуелни (дигитални) производ путем оперативног система обогаћеног алатима информационих технологија. Виртуелни развој производа обухвата широки спектар софтверских алата који омогућавају разматрање свих фаза настанка производа, од дефинисања концепта производа до припреме производње. Процес виртуелног развоја производа подразумева испитивање и оптимизацију дигиталног модела производа у виртуелном окружењу уместо испитивања физичког прототипа, чиме се значајно смањује време и трошкови потребни за увођење нових производа на тржиште. Виртуелни развој производа омогућава промену и у методологији конструисања производа, јер се уместо конструисања на бази претпоставки прелази на конструисање на бази реалних експлоатационих оптерећења, чиме се значајно утиче на повећање квалитета и поузданости производа.

Развој гумено-металних опруга је један од најбољих примера предности виртуелног развоја производа у односу на традиционални приступ. Гумене или гумено-металне опруге имају широку индустријску примену као елементи за пригушење ударних и вибрационих оптерећења. Склоп гумено-металне опруге се састоји од металних плоча међусобно повезаних природним или синтетичким еластомером применом поступка вулканизације или пресовања. Наведена конструкција омогућава искоришћење предности обе саставне компоненте склопа: високу способност деформације и амортизације енергије од стране гуме и висока површинска оптерећења

које трпе метални делови. Њихова основна предност у односу на металне опруге су нижа цена, лакша монтажа, мања маса (шест пута мања за исти капацитет пригушења вибрација), смањење могућности за појаву корозије, смањен ризик настанка лома и елиминисање потребе за подмазивањем. Основни недостаци гумено-металних опруга су недовољна поузданост током века трајања елемента изазвана процесом старења гуме и погоршање механичких својстава на повишеним температурама (утицај околине и загревање услед динамичких оптерећења) због хемијских оштећења. Како је гума некомп्रेसибилни материјал, она може да мења свој облик, али не може да мења своју запремину. Ако се на гуму делује истовремено са свих страна, односно ако јој се онемогући слободна деформација, онда она губи еластична својства. Код напрезања на притисак спој метала и гуме спречава слободну попречну деформацију гуме. Због напред наведеног, способност амортизације гумено-металне опруге зависи не само од параметара гумене смеше, већ и од броја, облика и распореда металних плоча у склопу елемента.

Важно је истаћи да се традиционални поступци разраде гумено-металних елемената заснивају само на провери напона, деформације и крутости. Ове провере врше се преко израза датих у литератури за познате, просте облике гумено-металних опруга. Уколико би се облик гумено-металне опруге разликовао од литературно доступних, аналитичким поступцима не би било могуће одредити ни напон, деформацију и крутост таквих елемената. Динамичка крутост и пригушење гумено-металне опруге могли су бити одређени само експерименталним путем, након израде прототипа.

Из наведеног се може закључити да је процена крутости и степена пригушења гумено-металне опруге, као њених најважнијих конструкционих карактеристика, изузетно тежак, ако не и немогућ применом традиционалних инжењерских метода. До појаве савремених софтверских алата, развој наведених производа заснивао се искључиво на претходном искуству пројектанта и методи покушаја и грешке. Такав приступ је неефикасан, скуп и дуготрајан јер захтева итеративну процедуру са бројним експерименталним проверама да би се достигле захтеване механичке карактеристике производа. Ако се у обзир узму и комплексни и непредвидиви услови експлоатације, обезбеђење високог квалитета гумено-металних елемената је веома сложен проблем чије решење захтева изузетно широко интердисциплинарно истраживање. Треба указати на чињеницу да реномирани произвођачи ових елемената у европским и светским размерама овај проблем, до данас, нису решили на егзактан начин. И поред

евидентног напретка у расположивим инжењерским алатима, методологија развоја гумених и гумено-металних опруга се и даље заснива на претходном искуству пројектанта и методи покушаја и грешке. Обим експерименталних испитивања и броја израђених протипова донекле смањен применом могућности савремених софтверских алата, али су и даље потребна многобројна експериментална испитивања и компликована верификација карактеристика готових производа услед процеса разраде заснованог на претпоставкама. И ако је у последњој деценији методологија развоја производа доживела изузетан напредак, до данас није дефинисана систематична процедура развоја гумено-металних опруга.

Предмет докторске дисертације је методологија развоја гумено-металних опруга у оквиру савременог приступа виртуелног развоја производа. Наведена методологија развоја заснована је на конструисању применом реалних експлоатационих оптерећења и стандарда којима се дефинишу битне карактеристике гумено-металних опруга.

У првом поглављу рада дата је дефиниција и кратки приказ процеса виртуелног развоја производа и наведене су предности и мане наведеног приступа. Разматране су гумено-металне опруге као машински елементи и дати су општи принципи обликовања и прорачуна наведених опруга. Такође, разматране су и специфичности гуме као техничког материјала и дат је кратак теоријски осврт на процес контроле вибрација у техничким системима. У оквиру другог поглавља приказан је и класични приступ развоју гумено-металних опруга са критичким освртом на предности и недостатке наведеног поступка. На крају другог поглавља, након прегледа стања истраживања, идентификовано је подручје истраживања докторске дисертације.

У оквиру трећег поглавља дат је преглед конститутивних модела еластомера, с посебним освртом на тачност предвиђања понашања појединих модела. Приказани су и савремени вискоеластични/вископластични конститутивни модели и дата је анализа утицаја појединих параметара конститутивног модела на тачност предвиђања механичког понашања. У оквиру истог поглавља приказани су и резултати експерименталног испитивања гумених смеша које се најчешће користе за израду гумено-металних опруга, као и резултати истраживања прецизности предвиђања и могућности/ограничења најпопуларнијих хипереластичних и вискоеластичних модела на испитаним гуменим смешама. Параметри конститутивног вискоеластичног модела материјала верификовани су нумеричком симулацијом применом методе коначних елемената.

У оквиру четвртог поглавља докторске дисертације дат је приказ нове интегрисане методологије развоја гумених и гумено-металних опруга настале као резултат истраживања на изради докторске дисертације. Приказане су аналитичке, нумеричке и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумених и гумено-металних опруга.

У оквиру петог поглавља, методологија развоја гумених и гумено-металних опруга приказана у четвртом поглављу дисертације, верификована је преко студије случаја – приказом развоја гумено-металне опруге примарног огибљења електричне локомотиве.

У оквиру закључка докторске дисертације сумирани су резултати истраживања, истакнут је научни допринос тезе и дефинисани су правци даљег истраживања.

2. ПРЕГЛЕД СТАЊА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ПОДРУЧЈА ИСТРАЖИВАЊА

Све активности, почев од истраживања тржишта и маркетиншке анализе, преко идеје о новом производу, дефинисања концепта производа, обликовања и детаљне разраде, валидације производа и његове припреме за производњу и на крају његове производње (слика 2.1), представљају процес развоја производа. Развој нових производа, по многим ауторима [1, 2], представља кључни фактор за успех предузећа и његов опстанак на тржишту. Током процеса развоја производа, поред проналажења и примене инветивних и иновативних конструкционих решења, дефинишу се и трошкови везани за процес производње као и тржишна цена производа чиме се директно утиче на конкурентност предузећа на тржишту. Поред наведеног, да би се остварио циљ успешног пословања и опстанка предузећа, развој производа мора у највећој могућој мери да задовољи захтеве и жеље купца на (врло) конкурентном глобализованом тржишту.



Слика 2.1. Развој производа у оквиру његовог животног циклуса [3]

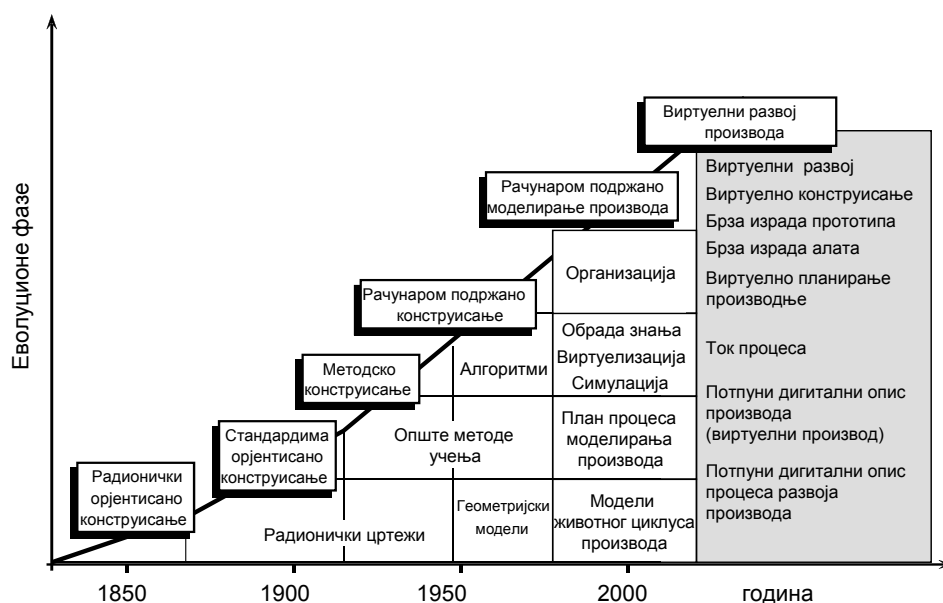
Због појачаног притиска конкуренције на предузећа да своје производе уводе на тржиште [4] у што краћем року, процес развоја производа се не може више сматрати низом независних фаза. Са порастом комплексности техничких система расте и број ангажованих људских ресурса, а и саме фазе процеса развоја почињу да се међусобно преклапају. Поред наведеног свака од фаза процеса утиче на реализацију наредних, али и претходних фаза као што је приказано на слици 2.1. На пример, очекивани облик производа има јак утицај на процес производње. Такође, процес производње услед захтева различитих технолошких поступака има значајан утицај на претходне фазе процеса развоја. Уобичајено је да развојни инжењер промени првобитну замисао о облику производа с обзиром на трошкове производног процеса [3, 5]. Увођење на тржиште иновативних производа, процеса и услуга је веома комплексно и захтева примену интегралних развојних процедура које се заснивају на савременим методама, процесима и системима развоја производа. У поређењу са конвенционалним приступом развоју производа, интегрални приступ се заснива на интердисциплинарним развојним тимовима, методолошком приступу раду на развојним пројектима, паралелном структуром појединих фаза развојног процеса и применом савремених информационих технологија [4]. Применом интегралног развоја производа смањује се време потребно за увођење производа на тржиште, смањују се трошкови увођења производа и повећава квалитет производа.

Рачунарска подршка је неопходна у свим фазама процеса развоја производа. Почев од осамдесетих година прошлог века долази до константног раста употребе рачунаром подржаних алата у процесу развоја производа. Савремени софтверски системи интегришу постојеће рачунаром подржане алате у системе за развој производа и управљање животним циклусом производа. Наведени софтверски системи дефинишу виртуелни (дигитални) производ као рачунарски модел реалног производа и пружају подршку развојним процесима који су потребни за увођење производа на тржиште. Виртуелни модел производа обухвата целокупан опсег информација које се генеришу и користе у процесу развоја производа и обезбеђује повезаност између различитих дисциплина и организационих група у предузећу (маркетинг, развој, технологија, производња, ...) [6].

У току последњих две стотине година индустријског развоја дошло је до значајних суштинских измена и напретка у области конструисања. На слици 2.2 те измене су приказане преко еволуционих фаза развоја конструисања. У XIX веку развој и израда производа одвијао се у самим радионицама. У току даље индустријализације

настаје потреба за убрзавањем процеса развоја, што доводи до примене стандардима оријентисаног конструисања. Прорачуни су се радили ручно а излаз из процеса конструисања били су радионички цртежи са детаљима везаним за израду. Тек у трећој еволуционој фази са применом методике конструисања, било је омогућено да се процес конструисања опише у општој, апстрактној форми.

Са применом рачунарски подржаног конструисања радикално се мењају помоћна средства и алати у развоју производа. Велика брзина прорачуна и могућност лаког управљања и меморисања података довели су до развоја и примене алгоритамских система, као што је метода коначних елемената. Применом геометријског моделирања добијани су модели производа, на основу којих је била могућа израда конструкционе документације, извођење прорачуна нумеричким методама, планирање израде као и добијање рачунарског кода за рад са NC- и CNC-машинама.



Слика 2.2. Еволуционе фазе процеса конструисања у индустријском развоју производа [7]

У последњој деценији прошлог века омогућена је директна размена модела између геометријског и симулационог модела применом стандардизованих неутралних датотека. Омогућено је да током процеса симулације увезени геометријски модел буде дискретизован, да се подаци о димензијама и инерцији елемената користе при анализи динамике апсолутно крутог тела и другим типовима прорачуна. Обједињавањем података о дискретизованој геометрији, материјалу, оптерећењима и граничним

условима дефинисан је интегрисани симулациони процес. Рачунаром подржано геометријско моделирање тродимензионалних производа иницирало је развој рачунаром подржаних алата заснованих на знању и формирање база података о успешним конструкцијама, што је пак омогућило директан трансфер знања и искустава у наредне пројекте.

Тада расположиви геометријски системи имали су предности које се огледају у могућности интерактивног рада са геометријским подацима. Врло често је конструктор морао да повеже поједине контуре, површине или запреминске елементе што је врло сложен задатак код тродимензионалног представљања производа, тако да потенцијалне могућности 3D-система нису биле у потпуности искоришћене. Наведена ограничења су превазиђена преко модула са интерактивном конструкционом логиком који су омогућили аутоматско генерисање геометрије. Параметризација геометрије представљала је значајан помак у рачунаром подржаном 3D моделирању јер је раздвојено управљање геометрије и њених контролних параметара [8]. Контрола геометрије путем параметара омогућила је размену података између свих фаза процеса развоја производа, увођење каталога стандардних/често коришћених елемената и склопова, као и увођење виртуелних експертних саветника и аутоматизованих операција модификације геометрије и прорачуна.

Применом напред наведених могућности рачунарских алата омогућено је заједничко разматрање функције, геометрије и технологије као и међузависности које између њих постоје. Рачунарски подржано моделирање производа интегрише наведене задатке и омогућује формирање рачунаром интегрисане фабрике. Процес моделирања производа, омогућује добијање не само геометријских, већ и податке о моделу самог производа што је пружило основу за нови приступ у развоју производа, **виртуелни развој производа**.

2.1 Виртуелни развој производа

Виртуелни развој производа обухвата све рачунаром подржане операције на виртуелном производу с циљем стварања новог производа.

Као што је наведено у првом поглављу рада, виртуелни развој производа подразумева испитивања и оптимизацију дигиталног модела производа у виртуелном окружењу уместо испитивања физичког прототипа, чиме се значајно смањује време и

трошкови потребни за увођење нових производа на тржиште, а истовремено и подиже квалитет самог производа.

Виртуелни развој производа омогућен је међусобним дејством више научних и развојних процеса. Свакако најзначајнији је развој снаге рачунарског хардвера и појава нових уређаја/интерфејса за интеракцију са рачунарима као и вишеструко повећање брзине комуникације. Од 1965. године број транзистора у интегрисаним електронским колима се дуплира сваке две године (по Муровом закону). Од првих софтвера за 2D скицирање до савремених модуларних система за виртуелни развој производа, развој софтвера је блиско пратио развој хардвера, комуникационих интерфејса и улазно/излазних уређаја и интерфејса. Омасовљење употребе рачунарских ресурса довело је и до повећања „рачунарске писмености” инжењера и дефинисања формалних метода за примену рачунаром подржаних алата.

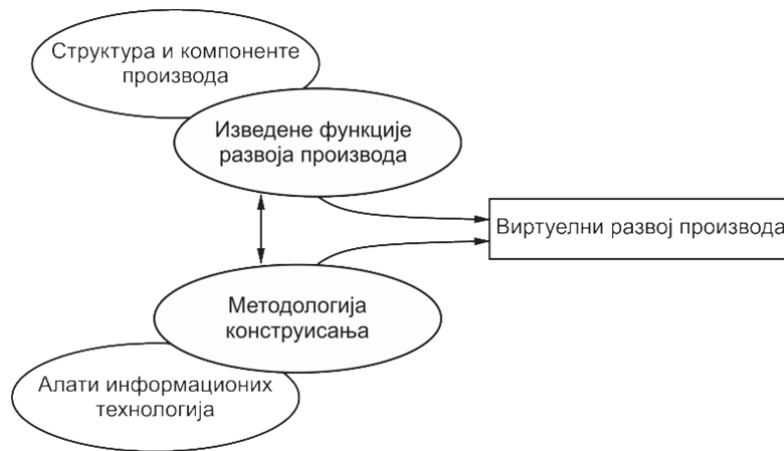


Слика 2.3. Развој рачунарског хардвера, улазно/излазних уређаја и интерфејса и софтвера (извори појединачних слика: Cray, Dassault Systèmes, MIT, IBM, Microsoft)

Ток виртуалног развоја производа има низ предности у односу на класичну конструкциону логику. Циљ рачунарски подржаног генерисања развојног процеса оријентисаног на производ је да се изведене функције менаџмента производа интегришу са алатима информационих технологија и методике конструисања у процес развоја виртуалног производа (слика 2.4).

У зависности од фазе развојног процеса разликују се неколико типова виртуелног модела производа. Модел производа може садржати податке који су битни за тржишно позиционирање или пословне одлуке (економски модел), за процес рада

(процесни модел), о техничким карактеристикама и спецификацијама (функционални модел), о облику и димензијама (геометријски модел), о материјалу, оптерећењима, граничним условима, напонима и деформацијама (симулациони модел),



Слика 2.4. Генерисање производно оријентисаног процеса развоја производа [7]

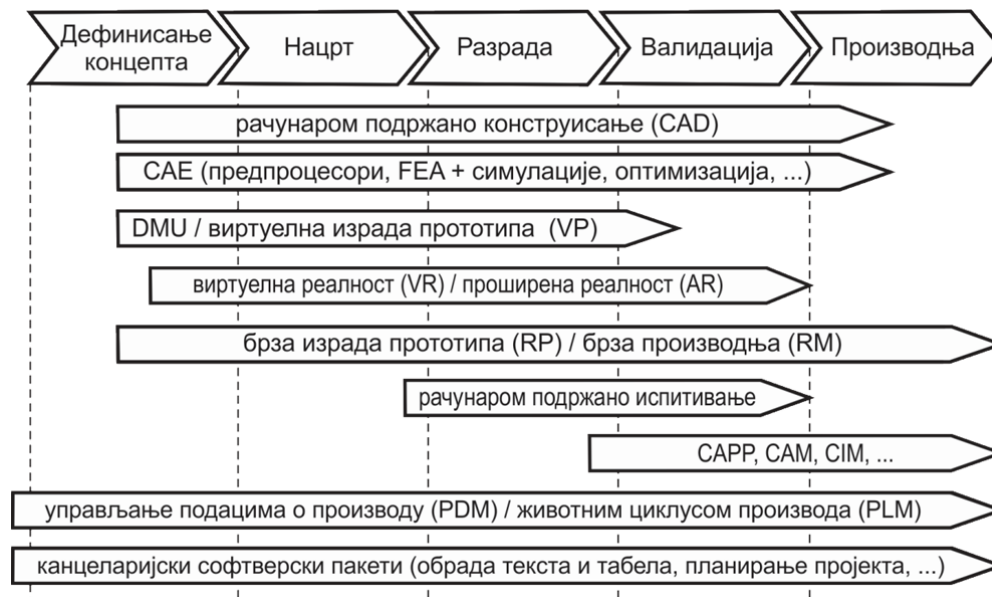
Алати виртуелног развоја производа могу се класификовати у следеће главне групе:

- CAD – рачунаром подржано конструисање,
- CAS – рачунаром подржано обликовање,
- CAE – рачунаром подржано инжењерство ,
- DMU – дигитално макетарство,
- VR/AR – виртуелна/проширена стварност,
- CAPP – рачунаром подржано планирање процеса
- CAM/CIM – рачунаром подржана производња/рачунаром интегрисана производња,
- CAQ – рачунаром подржано обезбеђење квалитета,
- CAI/CAT – рачунаром подржан преглед/рачунаром подржано испитивање (тестирање),
- EDM – управљање инжењерским подацима,
- PDM – управљањем подацима о производу,
- PLM – управљање животним циклусом производа
- Остало – базе података, алати за тимски рад, wiki,

На слици 2.5 приказана је примена напред наведених рачунаром подржаних алата у развоју производа. Већина од наведених група могу се даље класификовати у

подгрупе, од које свакако најзначајнија подкласификација групе рачунаром подржано инжењерство (CAE):

- FEM/FEA – метода коначних елемената/анализа коначним елементима,
- САК/МBS – рачунаром подржана кинематика/динамика апсолутно крутог тела,
- мултифизичке анализе,
- CFD – рачунарска динамика флуида,
- системи базирани на знању,
- генеративни системи,
- CAO – рачунаром подржана оптимизација.



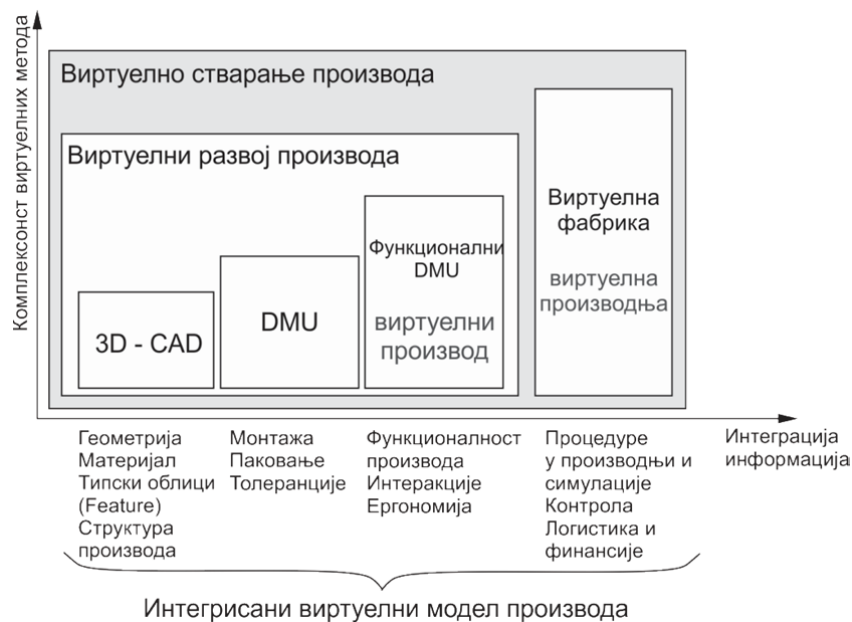
Слика 2.5. Примена рачунаром подржаних алата у развоју производа (на основу [6])

Подгрупа алата у групи рачунаром подржано инжењерство је у савременим софтверским системима уско интегрисана са алатима за моделирање облика и структуре производа, као и за симулацију производње и генерисање производних инструкција (слика 2.6).

Када се поред операција везаних за саму производњу узму у обзир и добављачи, логистички ланац, механизми контроле и финансијски аспекти долази до формирања виртуелне фабрике која садржи комплетни опис производа.



Слика 2.6. Интегрисани CAD/CAE/CAM систем

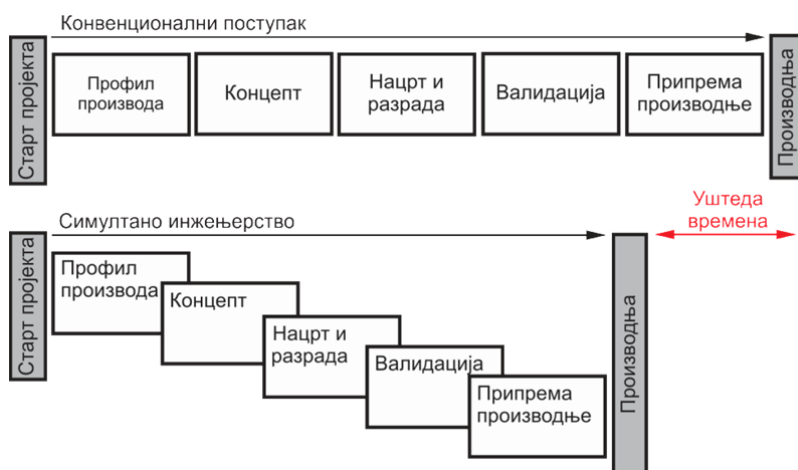


Слика 2.7. Концепт виртуелног стварања производа [8]

Сам процес виртуелног развоја производа може се поделити у три основне фазе [8]. У првој фази креира се геометрија производа и примењују CAE алати у процесу разраде производа. У другој фази дефинише се дигитална макета елемената/склопова производа и обављају се задаци и операције које су везане за монтажу и паковање/транспорт. У трећој фази дефинише се функционална дигитална макета производа, односно виртуелни прототип, који у обзир узима функционалне и физичке особине производа. Циљ ове фазе је утврђивање свих особина и функција производа које су потребне за његов безотказни рад.

Може се закључити да виртуелни развој производа обухвата све задатке везане за дефинисање геометрије производа и имплементације профила производа.

Напред описани развој хардвера и комуникација изазвао је и промену самог процеса развоја производа. Алати виртуелног развоја производа омогућили су нове начине за сарадњу међу члановима развојног тима, као и тимова из различитих организационих јединица предузећа које су ангажоване на пословима развоја. Наведена промена довела је до чешће примене и развоја интегралних стратегија развоја као што су колаборативно инжењерство, симултано инжењерство и раног дефинисања спецификација (frontloading).



Слика 2.8. Ток процеса у симултаном инжењерству (на основу [8])

За виртуелни развој производа изразито је погодна стратегија симултаног инжењерства (слика 2.8), где је развој производа уско повезан са производњом, односно у циљу рационализације комплетна технологија је обухваћена интегрисаном применом информационих технологија.

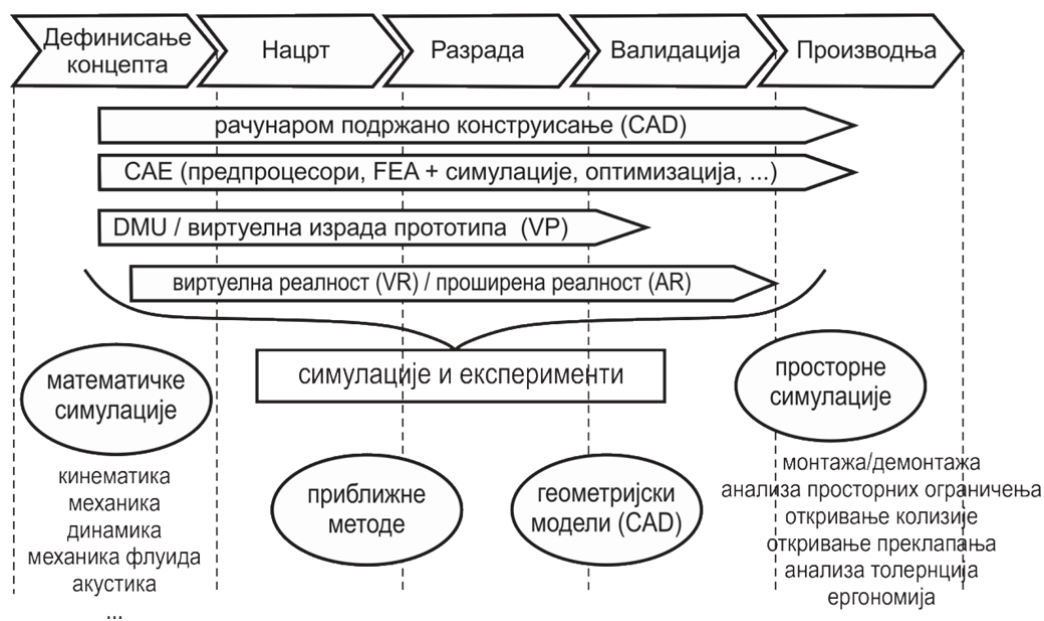
2.2 Предности и недостаци виртуелног развоја производа

Примена виртуелног развоја производа има многе предности које се првенствено огледају у:

- краћем трајању циклуса процеса развоја производа,
- смањењу трошкова у процесу развоја производа, а и свих осталих трошкова везаних за производ,
- побољшању квалитета производа,
- повећању могуће комплексности производа,

- повећању броја концепата и варијантних конструкционих решења,
- преласку са конструисања на основу претпоставки на конструисање на основу реалних експлоатационих оптерећења,
- повезивању дистрибуираних и дислоцираних развојних тимова,
- повезивању дислоцираних развојних, производних и сервисних локација.

Примена виртуелног развоја производа доводи до скраћења циклуса процеса развоја јер се аутоматизују поступци који су потребни за израду техничке документације, тј. аутоматизује се израда техничких цртежа и извршење итеративних и понављајућих задатака. Поред наведеног, смањује се и време потребно за израду самих цртежа услед лакше интеракције инжењера са рачунаром у односу на класичну израду. Лакша интеракција и аутоматизација процеса израде техничке документације умногоме убрзава и олакшава спровођење измена у конструкцији производа.



Слика 2.9. Примена симулације у развоју производа [6]

Употреба рачунарских симулација да би се смањило време развоја је свакако један од најважнијих доприноса виртуелног развоја производа јер се укида процес саме израде прототипова. На пример, потребно је више времена да би се изрезао материјал из физичког прототипа него да се дода материјал CAD моделу [9, 10]. На слици 2.9 приказана је примена различитих инжењерских симулационих метода током процеса развоја производа. Са слике се може закључити да симулационе методе налазе примену у свим фазама, осим у фази генерисања идеја, у којим је доминантна улога инжењера.

Примена виртуелног развоја производа омогућује аутоматску проверу и валидацију конструкције производа чиме се такође смањује време процеса развоја, а сама могућност провере и валидације конструкције у свим фазама развоја и конкурентна/симултана организација процеса смањује број потребних промена да би се добио функционални производ.

До скраћења времена развоја применом виртуалног развоја долази и због олакшаног и убрзаног тока информација између различитих организационих јединица ангажованих на истом развојном пројекту.

Из напред наведеног, као и чињенице да закашњење од 6 месеци при увођењу новог производа на тржиште умањује могућу добит предузећа за 33% [11], намеће се закључак да скраћење времена развоја производа због примене виртуалног развоја производа има пресудни утицај на пословање предузећа.

У најважније доприносе виртуелног развоја производа, спада и чињеница да се његовом применом знатно смањују трошкови развоја производа. Смањење трошкова углавном је везано за процес симулације јер се смањује број физичких прототипова а самим тим нема ни трошкова њихове израде. Могућност виртуелног испитивања и тестирања такође смањује трошкове јер се укида процес физичког испитивања и тестирања чији трошкови врло често могу бити већи од трошкова израде прототипа. Примена симулација у процесу развоја производа повећава и поузданост производа чиме се смањују трошкови у оквиру гарантног рока производа. Могућност симулације и оптимизације производних процеса доводи до нижих производних трошкова услед повећања продуктивности и расположивости производних ресурса.

Поред смањења времена потребног за развој и снижавања трошкова у процесу развоја производа, применом виртуелног развоја производа знатно се повећава и квалитет самог производа. Применом алата виртуелног развоја производа сагледава се коју је геометрију могуће моделовати и произвести, побољшавају се толеранције, а и повећавају се знања и разумевање о функционисању система као целине. Применом симулационих метода побољшавају се и карактеристике производа и његова робустност. Поред већ напред наведених утицаја на квалитет производа, до побољшања квалитета производа долази и због могућности да се у обзир узме већи број алтернативних конструкционих решења у исто време.

Виртуелни развој производа омогућио је и повећање могуће комплексности производа услед примене алата којима се спречава интерференца (преклапање

запремине) између елемената система, проверава могућност склапања производа, врши детекција колизије између елемената, итд.

Дигитализација свих података о производу омогућила је да на развоју производа буду ангажовани дистрибуирани и дислоцирани развојни тимови, као и да предузеће може да ефикасно дислоцира развојне, производне и сервисне локације чиме се формирају ефикасне виртуелне организације.

Поред наведених предности, виртуелни развој производа омогућава промену у методологији конструисања производа јер се уместо конструисања на бази претпоставки прелази на конструисања на бази реалних експлоатационих оптерећења. Традиционални процес конструисања подразумева да пројектант дефинише претпоставке о оптерећењима и граничним условима који одговарају реалним условима експлоатације. Дефинисање наведених претпоставки представља изузетно компликован задатак јер су услови експлоатације у многим ситуацијама стохастичког карактера. Дефинисање граничних услова је такође изузетно компликован задатак јер се један производ користи у различитим условима (географским, метеоролошким, и др.). На основу наведених претпоставки, врше се прорачуни (аналитички или нумерички) напрезања, проверава конструкција производа и врши избор материјала од кога се производ израђује. Успешност наведеног поступка умногоме зависи од тачности претпоставки и правилног дефинисања граничних услова, као и примењених метода прорачуна који су врло често емпиријске природе.

Висока интеграција мултифизичких софтверских алата и знатан пораст могућности процесирања савремених рачунарских система омогућили су да се процес конструисања у виртуелном развоју производа заснива на симулацији реалних оптерећења и услова. Оваквим приступом се значајно утиче на повећање перформанси и поузданости производа.

Виртуелни развој производа представља веома важну компоненту иновационог процеса. Виртуелни модел производа омогућава стицање ширих знања о производу и примену тако стеченог знања када су трошкови промена најнижи, чиме се стварају поузданија и иновативнија конструкциона решења која повећавају приход и профитабилност кроз цео животни циклус производа.

Колики утицај виртуелни развој производа има на развој комплексних техничких система може се најбоље показати на примеру развоја путничког авиона Боинг 777. Наведена летелица је у потпуности дигитално конструисана применом 3D солид елемената у софтверском пакету Catia. Развој и производња летелице били су

дистрибуирани на 238 локација, уз употребу 7000 рачунара. Трошкови развоја су процењени на преко 6 милијарди долара. На развоју и производњи летелице ангажовано је више од 10000 људи. Да би смањено инвестициони ризик, Боинг је око 70% развоја и производње компоненти уступио другим подизвођачима, при чему је промовисана политика ангажовања најбољих могућих подизвођача, без обзира на њихову географску локацију. У процес развоја укључено је и 8 највећих светских авиокомпанија, уз редефиницију развојних тимова које су, поред развојних инжењера, чинили и кадрови из набавке и производње, али и кадрови из авиокомпанија и добављача. Применом алата виртуелног развоја производа постигнути су следећи резултати [6]:

- израђен је веома мали број физичких прототипова,
- избегнуто је више од 3000 интерференци у склоповима,
- на 61 метара дугачком и 6,2 метара широком трупу летелице постигнута је тачност одступања од идеалног поравњања од 0,58 mm у вертикалном правцу и 0,28 mm у хоризонталном,
- 50 пута су побољшане толеранције склопа трупа летелице,
- за 90% је смањен број захтева за промену конструкције (са 6000 на 600),
- за 50% је убрзано време промене конструкције,
- за 90% су смањене накнадне измене,
- олакшана је реконфигурација и понуђено је више варијанти конфигурације путничке кабине у складу са захтевима авиокомпаније,
- пројекат је завршен 3,5 месеци пре рока са трошковима који су били нижи од процењених.

Значај и предности примене виртуелног развоја производа може се видети и на примеру компаније Proctor & Gamble која у свом годишњем извештају за 2008. годину тврди да су само током те једне године уштедели 17 година времена потребног за конструисање производа.

У истраживању које је спровела Aberdeen Group [12] је на узорку од 270 предузећа установљено просечно трајање развоја производа, као и просечно време за израду прототипа и трошкови израде прототипа у зависности од нивоа сложености производа, који је дефинисан преко броја његових делова (табела 2.1). У зависности од нивоа комплексности производа установљене су следеће предности примене виртуелног развоја производа:

- предузећа су производе високе комплексности уводили на тржиште 158 дана раније уз смањење трошкова од 1.900.000 \$,
- предузећа су производе ниске комплексности уводили на тржиште 21 дан раније уз смањење трошкова од 21.000 \$,
- просечно је израђен 1,6 пута мањи број прототипова,
- предузећа су испунила пословне циљеве за 86% производа.

Табела 2.1. *Време развоја и израде прототипа и трошкови израде прототипа у односу на ниво сложености производа*

Ниво сложености производа	Број делова	Време развоја	Време израде прототипа	Трошкови израде прототипа
Ниска	Мањи од 50	1 недеља – 1 година	13 дана	7.600 \$
Умерена	Између 50 и 1.000	1 месец – 5 година	24 дана	58.000 \$
Висока	Између 50 и 10.000	1 година – 5 година	46 дана	130.000 \$
Врло висока	Између 1.000 и 100.000	1 година – 20 година	99 дана	1.200.000 \$

И поред великих предности које виртуални развој производа има у односу на класични поступак, морају се сагледати и одређени недостаци наведеног процеса:

- да би виртуелни развој производа био имплементиран у предузећу потребни су знатни трошкови везани за набавку софтвера и хардвера,
- примена виртуелног развоја захтева обучен и искусан кадар па су трошкови обуке, а и самог кадра често врло високи,
- због непостојећег обученог/искусног кадра или због високих трошкова везених за хардвер и софтвер, врло често се морају ангажовати подизвођачи са неопходним ресурсима што уводи додатни ризик у погледу завршетка пројекта развоја у планираном времену,
- врло често се геометрија и гранични услови система морају упростити да би анализе биле готове у разумном временском интервалу,
- за разлику од виртуалног прототипа, реални прототип врло често потпуно репрезентује завршни производ,
- добијени резултати су виртуелни и најчешће је потребно израдити и реални прототип чиме су трошкови знатно увећавају.

Како се још увек процес конструисања углавном заснива на претпоставкама, погрешна претпоставка или несагледавање/занемаривање одређених оптерећења и/или граничних услова довешће до погрешних резултата виртуелне валидације. Знајући да улазни подаци нумеричке анализе нису реални и познајући ограничења коришћених алата, искусни развојни инжењер ће тешко у потпуности веровати добијеним резултатима [13].

И поред наведених недостатака, савремени индустријски развој производа не може се замислити без алата виртуелног развоја производа. Добра пракса је показала да алате виртуелног развоја производа треба комбиновати са изработом физичких прототипова и експерименталним истраживањима. Експериментална истраживања су у овом погледу веома битна јер омогућавају постепени прелаз са конструисања на основу претпоставки на конструисање на основу реалних експлоатационих оптерећења.

Одлука о коришћењу виртуелних или физичких прототипова, или пак њиховом комбиновању, мора бити донета у зависности од конкретног случаја. По *Ценингу и др.* [14], за мање одговорне и мање комплексне системе чији прототип може бити израђен у разумним оквирима треба користити физичке прототипове и валидацију путем реалних експерименталних истраживања. У супротном, код система високе комплексности и одговорности, као и код система за које је непрактично или немогуће изградити прототип, треба користити виртуалну валидацију производа.

2.3 Гумено-металне опруге

Гумене или гумено-металне опруге имају широку индустријску примену као елементи за пригушење ударних и вибрационих оптерећења и расподелу оптерећења између ослонаца. Склоп гумено-металне опруге се састоји од металних плоча међусобно повезаних природном или синтетичком гумом применом поступка вулканизације или бризгања. Наведена конструкција омогућава искоришћење предности обе саставне компоненте склопа: високу способност деформације и амортизације енергије од стране гуме и висока површинска оптерећења које трпе метални делови. Њихова основна предност у односу на металне опруге су нижа цена, лакша монтажа, мања маса (шест пута мања за исти капацитет пригушења вибрација), смањење могућности за појаву корозије, смањен ризик настанка лома и елиминисање потребе за подмазивањем.

Врста машине	Тип опруге		
Стационарне ротационе машине Компресори, генератори, мотори са унутрашњим сагоревањем	RA/RAEM 	M 	RAB 
Мобилне ротационе машине Компресори, генератори, мотори са унутрашњим сагоревањем	HK 	SIM 	Cushyfloat 
Осетљива опрема Електроника, камере, вентилатори, мале пумпе	M 	SE 	MDS 
Заштита при транспорту Рачунари, испитна опрема	VT 	M 	BA 
Возила Мотори, кабине, рол кавези	HK 	Metacone 	Cab Mount 
Инструменти Ормани са електричном опремом, радио опрема, мобилна рачунарска опрема	M 	2 Bolt Instrumounting 	Flanged Instrumounting 
Тешки услови рада Теренска возила, велики мотори, јавни превоз	SAW 	Rectangular SAW 	Circular SAW 
Зградарство и грађевина Инерциони блокови, цевоводи, огибљени плафони	GK 	VT 	AV-Plate 
Алатне машине Стругови, глодалице, пресе	TF 	TFE 	AV-Plate 
Контрола кретања Одбојници, граничници	SE 	Buffers 	Buffers 
Огибљење возила Вешање, зглобови, огибљење преноса	VP/UD 	VP/UD 	3 Segment Bearings 
Опште намене Издувни системи, мали вентилатори, инструмент панели	Bobbins Type A 	Bobbins Type B 	Bobbins Type C 

Слика 2.10. Преглед различитих типова гумено-металних опруга и њихова област примене [15]

Основни недостаци гумено-металних опруга су недовољна поузданост током века трајања елемента изазвана процесом старења гуме, погоршање механичких својстава на повишеним и ниским температурама као и појава трајне деформације.

Гумено-металне опруге имају примену у свим индустријским сегментима. Слика 2.10 даје приказ различитих типова гумено-металних ослонаца и област њихове примене.

Како је гума нестишљиви материјал, она може да мења свој облик, али не може да мења своју запремину. Ако се на гуму делује истовремено са свих страна, односно ако јој се онемогући слободна деформација, онда она губи еластична својства. Код напрезања на притисак спој метала и гуме спречава слободну попречну деформацију гуме. Због напред наведеног, способност амортизације гумено-металне опруге зависи не само од амортизујућих карактеристика гуме, већ и од броја, облика и распореда металних плоча у склопу елемента.

2.3.1 Еластомери и специфичне особине еластомера

Еластомери су материјали из подгрупе полимера које карактерише висока еластичност, односно хипереластичност, као и мала тврдоћа. Под дејством спољашњих сила (већ и малог интензитета), еластомери се знатно еластично деформишу. У поређењу са металима код којих је еластична деформација при истезању приближно 1%, код еластомера еластична деформација може бити и 700 %. Еластомери задржавају својство хипереластичности у широком температурном опсегу, при чему еластичност опада са падом температуре.

С обзиром на умреженост структуре полимера, еластомери се могу поделити у две групе:

- гуме – хемијски умрежени полимери
- еластопластомери – физички умрежени полимери

Врло често се под појмом еластомера подразумева само прва група односно хемијски умрежени полимери.

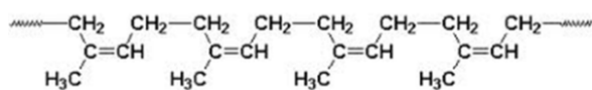
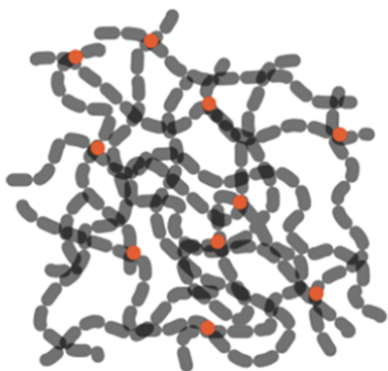
У табели 2.2 дат је преглед најчешће коришћених еластомера са хемијски умреженом структуром (гума) и њихова примена у индустријској пракси.

Једна од основних особина еластомера је њихова нестишљивост тј. чињеница при дејству оптерећења они мењају свој облик али не и запремину. Наведена особина

еластомера је омогућила да у инжењерској пракси они врло често буду коришћени за израду заптивних елемената.

Табела 2.2. Преглед најзаступљенијих полимера са хемијски умреженом структуром (гума) и њихова примена [16]

Назив	Ознака	Примена
Природни каучук	NR	Елементи за пригушење вибрација, елементи у производњи апарата
Бутадиен каучук	BR	Пнеуматици, ђон код ципела, разни технички производи
Полихлоропренски каучук	CR	Разни технички гумени елементи
Етилен-пропилен-диенски каучук	EPDM	Одбојници, изолација каблова, заптивке
Флуор каучук	FKM	Заптивке отпорне на температуру и хемикалије
Изобутен-изопрен (бутил) каучук	IIR	Пнеуматици, заптивке, пригушни елементи, облоге на апаратима
Изопрен каучук	IR	Пнеуматици, танки гумени елементи
Акрилнитрил-бутадиен каучук	NBR	Најчешће примењивани каучук у техници, заптивке, манжетне
Полиуретан	PUR	Производи отпорни на хабање, елементи за пригушење вибрација, обућа
Силиконски каучук	Q	Заптивке добре температурне отпорности, заптивке флексибилне на ниским температурама
Стирен-бутадиенски каучук	SBR	Пнеуматици, разни технички производи



Слика 2.11. Пример структуре еластомера [17, 18]

Основна компонента еластомера је природни или синтетички каучук. Каучук је неумрежена, али умрежива, макромолекулска супстанца која се, уз додатак средства за вулканизацију (најчешће сумпор) поступком вулканизације преводи у еластомер. Гума са малим садржајем сумпора (1,5...6%) има велику еластичност и малу тврдоћу. Са повећањем садржаја сумпора расте и тврдоћа гуме, тако да при максималном садржају сумпора од 32% (код неких аутора и 50%) постаје врло тврда - такозвани ебонит.

Слика 2.11 приказује умреженост полимерних ланаца и хемијску структуру једног еластомера.

Поред сумпора при вулканизацији се додају и друге компоненте којима се мењају својства гуме. Остале компоненте могу бити пуниоци (нпр. чађи), средства против старења (антиоксиданси), средства за побољшање адхезије, средства за побољшање ватроотпорности и специјална хемијска средства за побољшање процеса вулканизације. Физичка и механичка својства еластомера зависе од сваке компоненте. Процеси припреме гумене смеше и вулканизације такође утичу на напред наведена својства. Побољшање једног својства еластомера увек има за последицу промену других својстава смеше, на боље или на горе.

Гуме које поред основне гуме садрже само средство за вулканизацију, процесне додатке и хемикалије за заштиту и бојење су познате као гуме без пуниоца. У индустријској пракси се углавном користе гуме које садрже пуниоце, који могу да се садрже до једне трећине од укупне количине смеше [19]. Пуниоци се уобичајено деле у две групе:

- „активни” (угљене чађи, каолин или цинк оксид) који побољшавају карактеристике хабања и абразије гума без пуниоца као што је повећање модула еластичности, хистерезиса и пузања,
- „пасивни” (креда и литопон) који имају мале ефекте на хабање и абразију а дају само умерено увећање модула, хистерезиса и пузања, али могу да се додају у већим количинама у односу на „активне” пуниоце.

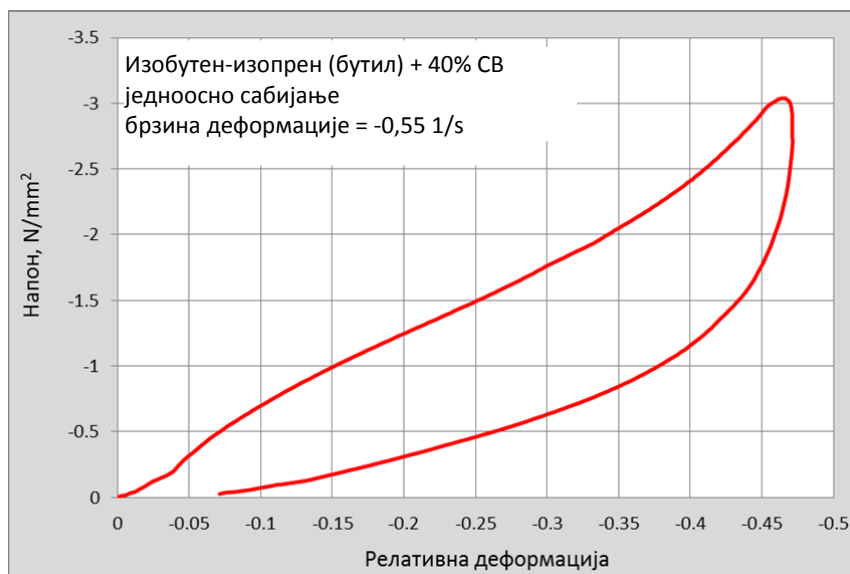
Еластична деформација гуме је повезана са њеном карактеристичном молекуларном структуром. Макромолекул еластомера састоји се од молекуларних ланаца каучука, повезаних преко попречних веза са атомима средства за вулканизацију, стохастично умрежених у неуређену тродимензиону структуру. Код гума које садрже пуниоце, формирају се и слабе попречне везе са атомима/молекулима пуниоца. Приликом истезања такве структуре, молекуларни ланци се исправљају у

правцу дејства спољашњег оптерећења, при чему постојање попречних веза између молекуларних ланаца изазива појаву напона и у суседним ланцима. По престанку деловања спољашњег оптерећења, због чињенице да молекули гуме имају своју максималну ентропију када су у недеформисаном стању, молекуларни ланци се враћају у првобитни положај.

Са порастом температуре расте и унутрашња енергија, па се повећава и покретљивост молекуларних ланаца. С друге стране, са падом температуре, пада и покретљивост ланаца, па опада и еластичност гуме. Када температуре падну на довољно ниску вредност, сви еластомери прелазе у стакласто стање, постају чврсти и крти при чему нагло расте њихова крутост (и до 1000 пута) [20]. Прелаз у стакласто стање се одвија у релативно кратком температурном интервалу, око 10 °С, а средина наведеног температурног интервала назива се температуром стакластог прелаза.

Приликом процеса исправљања молекуларних ланаца под дејством спољашњег оптерећења, због умрежене структуре гуме, суседни ланци клизају један по другоме. Како се при клизању ланаца јавља сила трења између њих, која се супротставља релативном кретању молекуларних ланаца, део доведене енергије путем спољашњег оптерећења биће потрошен на савлађивање отпора клизању. Чињеница да се део доведене спољашње енергије троши на савлађивање унутрашњих отпора је омогућила инжењерску примену гуме за пригушење буке и вибрација. Такође, унутрашње трење има за последицу да је механичко понашање гуме у суштини вискоеластично, односно вископластично када због превелике деформације дође до трајног оштећења молекуларних ланаца.

Због вискоеластичног механичког понашања, код свих гума механички одговор (крива напон-релативна деформација) се спроводи у тзв. хистерезисну петљу при циклусу оптерећења-растерећења (слика 2.12). Површина унутар хистерезисне петље одговара енергији потрошеној услед унутрашњег трења у гуми односно апсорбованој енергији. Може се рећи да је хистерезис мера губитка енергије, односно еластичност је мера враћене енергије [19]. Код природне гуме која не садржи пуниоце постоји веома мали хистерезис до умереног истезања. Са порастом деформације расте и хистерезис (слика 2.14), тј. губитак енергије услед унутрашњег трења. Наведена појава је повезана са кристализацијом која је последица паралелног поравнања молекуларних ланаца при великом истезању што доводи до јачих међумолекуларних сила привлачења. Такође, са порастом садржаја пуниоца расте и хистерезис због повећаног унутрашњег трења.

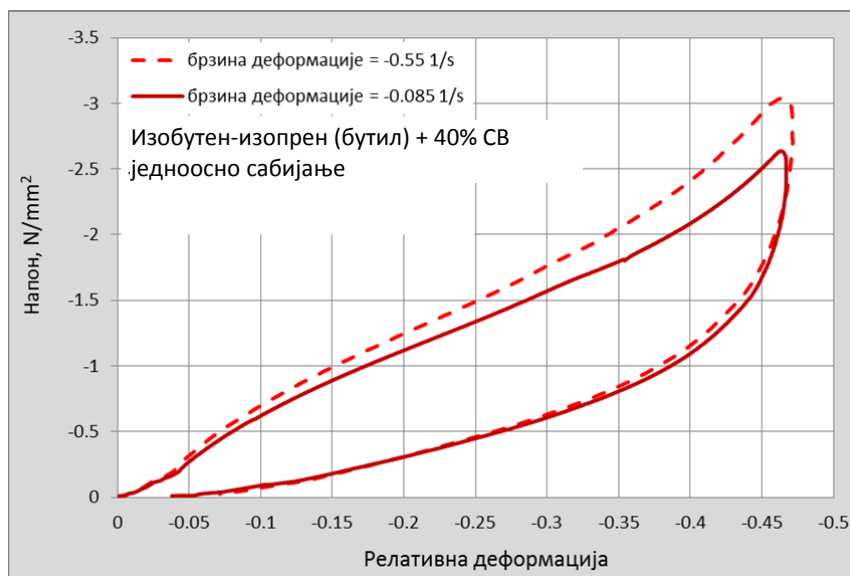


Слика 2.12. Појава хистерезиса при циклусу оптерећења-растережења

Губитак енергије услед унутрашњег трења се првенствено трансформише у топлотну енергију [21, 22]. Како се генерисање топлоте дешава унутар материјала и како се због специфичних термичких својстава гуме генерисана топлота не одводи лако, генерисана топлота доводи до повећања температуре унутар гуме које може чак довести до њеног топљења или експлозивног пуцања. Генерисање топлоте унутар гуме зависи од природе полимера, физичких и хемијских својстава састојака, интеракције састојака са основном гумом, радних услова и околине [23]. Генерисање топлоте унутар гуме је један од основних узрока процеса старења гуме које се манифестује повећањем крутости и губитком својства пригушења. Процес старења значајно утиче на погоршање механичких својстава гуме а самим тим и на њен радни век [24]. Смањење генерисане топлоте дакле успорава старење и доводи до дужег радног века елемената израђених од гуме.

Веома важна карактеристика механичког одговора гуме је зависност од брзине деформације (слика 2.13). У случају хармонијског оптерећења, зависност од брзине деформације, односно од фреквенце, се манифестује као повећање крутости са повећањем фреквенце. На ниским фреквенцама, са повећањем фреквенце повећава се и крутост механичког одговора, достиже свој максимум, и након тога крутост опада на веома високим фреквенцама [25]. Наведено понашање се физички може објаснити преко отпорности реорганизовања полимерних молекуларних ланаца при деловању спољашњег оптерећења. Како реорганизација не може наступити тренутно, губитак енергије ће бити завистан од брзине. Последица немогућности тренутне

реорганизације је и разлика крутости при статичком (k) и динамичком напрезању (k_{dyn}). Динамички напрегнута гума има већу крутост од статички напрегнуте. Крутост динамички напрегнутих еластичних елемената k_{dyn} , поред садржаја пуниоца (односно тврдоће) зависи и од фреквенце и величине напрезања. Код фреквенције до 50 Hz модул еластичности и модул клизања расту до 20%, а преко 50 Hz и до 50% [26]. Уопштено, може се сматрати да је динамичка крутост 1,1 до 1,4 пута већа од статичке крутости [20, 27]. Са порастом садржаја пуниоца расте и повећање динамичке крутости елемента.



Слика 2.13. Зависност механичког одзива при хармонијском оптерећењу од брзине деформације еластомера (фреквенце)

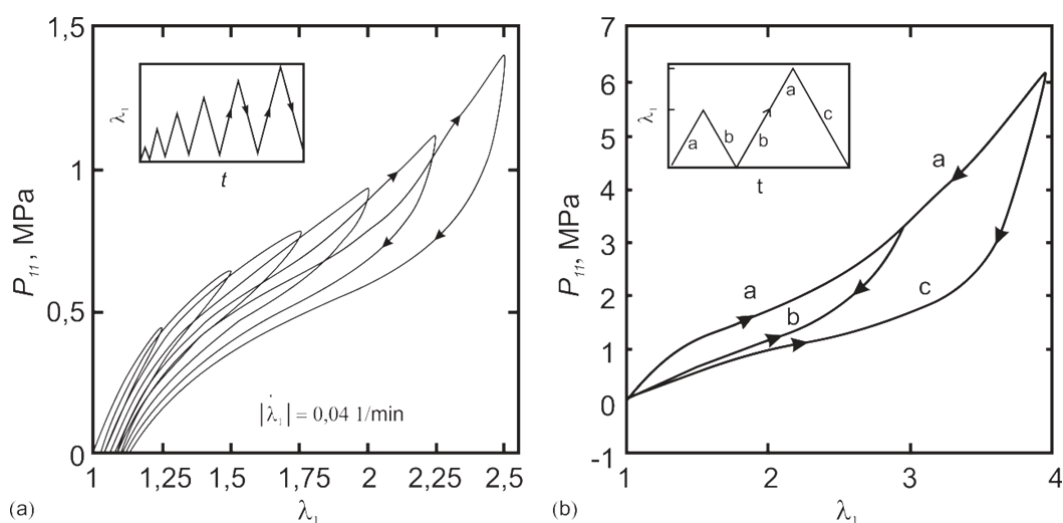
Приликом истезања молекуларних ланаца долази до прекида слабих попречних веза између молекуларних ланаца и пуниоца. Наведени прекид попречних веза испољава се преко два специфична аспекта механичког понашања еластомера у зависности од величине деформације. Један је Пејнов или Флечер-Гентов ефекат, а други је Мулинсов ефекат.

Приликом цикличног оптерећења гуменог узорка са малом амплитудом, прекид попречних веза се манифестује као зависност вискозног модула клизања од амплитуде деформације. Установљено је да са порастом релативне деформације (почевши приближно од $\varepsilon = 0,01$) вредност вискозног модула клизања пада до своје минималне вредности (приближно при вредности $\varepsilon = 0,2$), при чему за то време вискозни модул клизања губитка расте до своје максималне вредности [28]. Са падом садржаја пуниоца зависност од амплитуде деформације постаје мање изражена, и потпуно се губи код

гума без пуниоца. Наведени аспект механичког понашања еластомера познат је као Пејнов или Флечер-Гентов ефекат, по ауторима који су га први описали.

Прекид попречних веза при великим деформацијама узрокује смањење крутости гуме под дејством напона који је у литератури опште познат као Мулинсов ефекат. Мулинс [29] је утврдио специфичан аспект механичког понашања гума са пуниоцем код којих механички одзив зависи од максималног претходног оптерећења. Феномен се може идеализовано описати као тренутно и неповратно смањење крутости које се јавља сваки пут кад се оптерећење повећа изнад претходне максималне вредности.

Када је оптерећење мање од претходног максимума, преовлађује нелинеарно еластично понашање. На слици 2.14 дат је приказ Мулинсовог ефекта при једноосном истезању цилиндричног узорка гуме (а) и идеализован опис који приказује Мулинсов ефекат као феномен независан од брзине деформације, хистерезиса и трајне деформације.

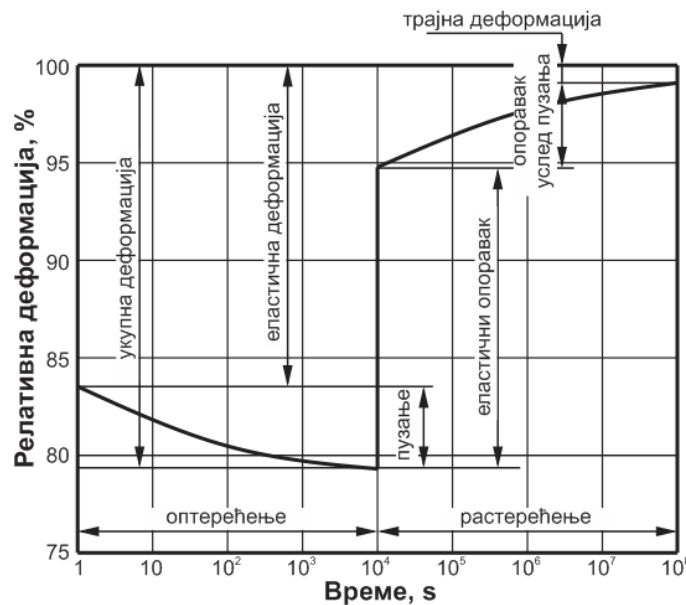


Слика 2.14. Мулинсов ефекат: (а) Циклично једноосно истезање;
(б) Идеализован опис Мулинсовог ефекта [30]

Још један од специфичних карактеристика механичког понашања гуме је тзв. Цулов ефекат који се манифестује преко пада деформације гуме при њеном загревању у истегнутом стању или преко загревања при брзом истезању.

Када се вулканизирана гума подвргне константној деформацији, напон се постепено током времена смањује како се умрежена структура приближава равнотежном стању. Наведена појава је представља још један од специфичних аспеката механичког понашања услед вискоеластичности/вископластичности и назива се релаксација напона. Исти процес догађа се и код пузања јер гума наставља да се

деформише под константним оптерећењем. Уопште, релаксација напона и пузање спадају у категорију релаксационих процеса. До појаве релаксације код гуме долази због релативног клизања молекуларних ланаца (физичка релаксација), као и прекида молекуларних ланаца (хемијска релаксација). Физичка релаксација се смањује током времена и релативно је независна од промене температуре, док је хемијска релаксација на константној температури линеарно зависно од времена. Зависност хемијске релаксације од температуре одговара уобичајеној зависности хемијских реакција [20]. Када се уклони претходно унешена деформација гума тежи да се врати димензијама које је имала пре деформисања. Због релаксационог процеса одређени део унешене деформације се одмах опорави (еластично), за даљи опоравак треба много више времена (вискозно), а потпуни опоравак некада се уопште не реализује (вископластично). Величина неопорављене деформације је позната као трајна деформација. На слици 2.15 приказане су еластична и вискозна деформација, као и еластични и вискозни опоравак и трајна деформација.

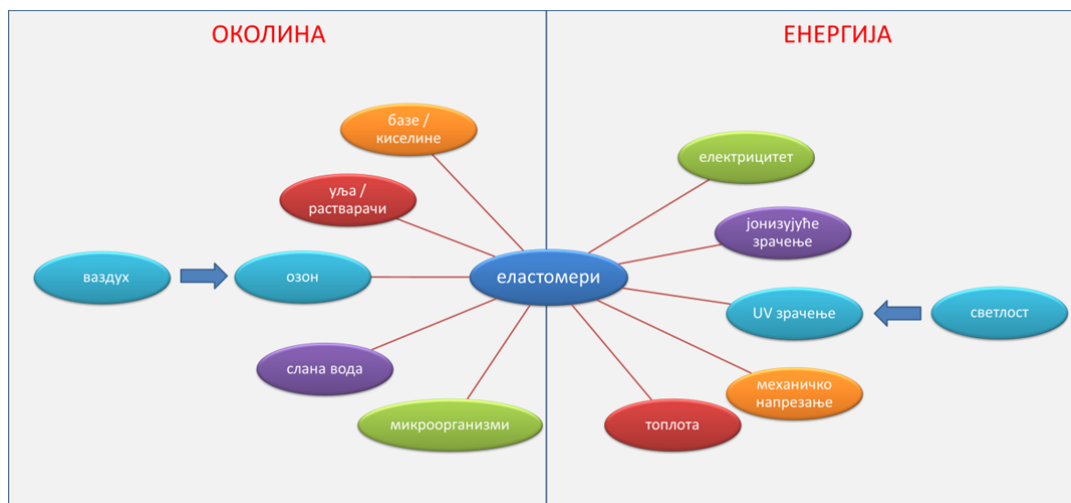


Слика 2.15. Дијаграм пузања за меке гуме [31]

Релаксациони процеси зависе првенствено од типа основне гуме и садржаја пуниоца. Са порастом садржаја пуниоца релаксациони процеси су израженији. Такође, релаксациони процеси су мање изражени код природне гуме у односу на синтетичке, при чему се израженост релаксационих процеса може смањити код синтетичких гума додавањем одређених састојака.

Зависност напон-релативна деформација код гуме описана је у стандардима ISO 37, ASTM 412. односно DIN 53504. Према ISO 37 напон σ_{100} једнак је модулу еластичности. Остали напони дефинисани стандардом, нпр. напон σ_{200} означава да се гума код овог напона издужује за 200%. Модул еластичности зависи од тврдоће гуме (односно садржаја пуниоца), која се мери у Шоровим (Shore A) јединицама или преко међународног степена тврдоће гуме (IRH). За гуме тврдоће преко 30 IRH, шорова и IRH скала се поклапају. Гума тврдоће до 50 шора сматра се меком, са тврдоћом од 50 до 80 - средње тврдом, а изнад тога тврдом. Код гумено-металних опруга примењује се средње тврда гума (50...80 IRH) [26].

Из напред наведеног описа специфичних особина механичког понашања гума може се закључити да су њени основни недостаци осетљивост на ниске температуре околине и уопште значајна зависност механичких карактеристика од температуре, као и старење и појава трајне деформације. Иако је процес старења углавном последица унутрашњег генерисања топлоте, значајан утицај имају и други утицајни фактори. На слици 2.16 приказани су фактори који утичу на процес старења гуме.



Слика 2.16. Фактори који утичу на процес старења гуме

На процес старења веома значајан утицај имају оксидациони процеси и интеракција са озоном. Оксидација утиче двојачко на унутрашњу структуру гуме – путем прекида молекуларних ланаца и путем формирања нових попречних веза између ланаца. Уколико приликом старења доминира прекид ланаца услед оксидације гума омекшава и постаје „лепљива”. Наведено понашање је карактеристично за природну и бутил гуму које не садрже пуниоце. У случају да наведени еластомери садрже пуниоце, а и за све остале еластомере, услед оксидације израженији је ефекат формирања нових

попречних веза које негативно утичу на еластичност и жилавост гуме. Деловање озона на гуму изазива цепања двоструких веза атома угљеника и манифестује се појавом површинских пукотина. Уколико је гума изложена затезном оптерећењу због продора озона у унутрашњост елемента долази до даљег цепања двоструких веза атома угљеника и ширења пукотина што у комбинацији са механичким напрезањем доводи до брзог отказа елемента. Са слике 2.16 може се закључити да се, због постојања бројних фактора који утичу на процес старења, морају добро проучити услови околине и експлоатације, као и гранични услови и оптерећења, приликом дефинисања профила производа израђених од гуме.

Још једна од веома важних карактеристика гуме је веома висок коефицијент трења који чак може достићи вредност $\mu = 10$ [20]. Висок коефицијент трења је омогућио примену гуме у многим машинским конструкцијама, нпр. амортизера удара или чаура код којих гума није повезана са металом јер висока вредност силе трења омогућава готово исте услове као да је гума повезана са основним материјалом чауре. Поред већ наведених специфичних својстава гуме, за инжењерску праксу су значајни и отпорност на хабање и отпорност на топлоту.

Иако је појава трајне деформације један од недостатака гуме као инжењерског материјала, наведени недостатак се може контролисати јер се вредност трајне деформације током времена може добро предвидети на основу краткорочних тестова.

2.3.2 Контрола вибрација применом гумено-металних опруга

Вибрације представљају осцилаторно кретање механичког система, код којег су померања тачака мала у поређењу са карактеристичним димензијама система, а период осциловања знатно мањи од временског интервала у којем се то кретање посматра [32].

Вибрације могу бити [32]:

- стационарне, код којих је брзина сваке тачке стална периодична величина, независна од времена, и
- пролазне, које потичу од пролазне спољне побуде, између два стационарна стања,

односно:

- принудне, проузроковане спољном побудом, и
- слободне, које се јављају при непостојању спољашње побуде, и најчешће су самопобудне, тј. настају као резултат трансформације неке неосцилаторне

побуде у осциловање унутар система, на пример, након растерећења система, или после престанка деловања спољне побуде.

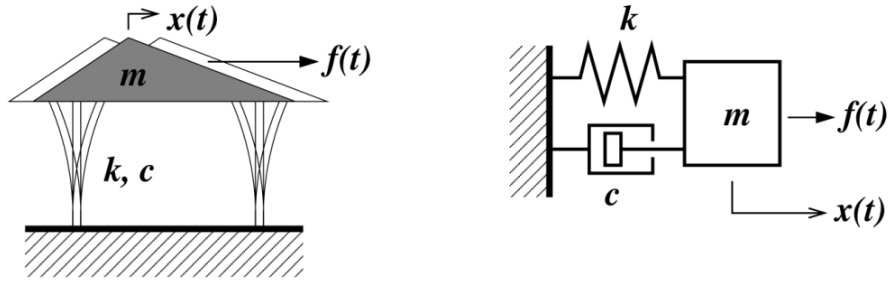
Вибрације могу наступити услед геометријске неправилности путање по којој се систем креће, неуравнотежености ротационих делова, промена фикционих услова, спрезања зупчастих парова, итд. Иако је вибрационо кретање некада пожељно, далеко чешће се у инжењерској пракси сматра да су вибрације непожељне јер троше енергију и изазивају нежељени звук – буку. Појава вибрација доводи до отказа система, али и до смањења комфора и ефикасности људи који се налазе у близини извора вибрација. Како вибрације није могуће избећи код реалних система потребно је извршити изолацију/контролу вибрација да би се систем раздвојио од извора вибрација.

Инжењерска пракса је показала да је идентификацију потребе за изолацијом/контролом вибрација најбоље извршити на самом почетку процеса конструисања [33]. Идентификација потенцијалних проблема са нивоом вибрација и анализа вибрационих оптерећења система је подједнако значајна као и анализа напона и деформација, обезбеђивање поузданости система и контрола трошкова.

Контрола вибрација може бити активна, пасивна и хибридна. Код пасивне контроле вибрација смањење амплитуде вибрација је последица својстава самог везивног елемента – изолатора. Активна контрола подразумева постојање уређаја за мерење вибрација са извора како би се деловањем супротно усмерених сила поништиле силе које потичу са извора вибрација. Хибридна контрола вибрација комбинује активне и пасивне елементе у јединствен систем за контролу вибрација.

У суштини контрола вибрација може имати два циља – да спречи емитовање вибрација са система у околину или да штити систем од вибрација које потичу од спољних извора. Оба приступа контроли вибрација подразумевају еластично ослањање система, чиме настаје осцилаторни систем дефинисан ослонцем, масом система (m), еластичношћу везе (односно крутошћу k) и пригушењем везе које се у обзир узима преко коефицијента пригушења (тачније коефицијента вискозног трења) c (слика 2.17). Приказани систем има један степен слободе кретања и у идеализованом случају често се занемарује постојање пригушења.

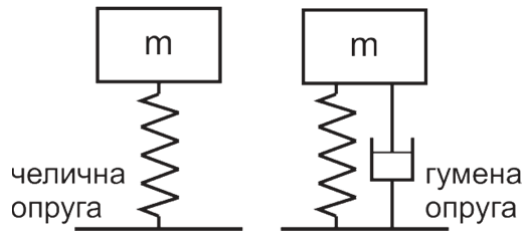
Иако систем са једним степеном слободе кретања представља значајно поједностављење реалних система (не узима у обзир масу изолатора, претпоставка о апсолутној крутости ослонца, занемаривање тенденције превртања, ...) он пружа веома добар увид у понашање виброизолованих система [34].



Слика 2.17. Осцилатор са једним степеном слободe кретања [35]

Приликом развоја система контроле вибрација може се претпоставити да је систем чије вибрације треба контролисати крута маса, иако наведени систем сам по себи може бити еластичан. Наведена претпоставка је валидна уколико је еластичност веза далеко већа од еластичности самог система, што углавном одговара инжењерској пракси [36]. Као што је добро познато, степени слободe кретања и сопствене (природне) фреквенце карактеришу један осцилаторни систем. Сваком степену слободe кретања система одговара једна сопствена фреквенца. Уколико не постоји пригушење, систем који се побуди у једној од својих сопствених фреквенци никад неће престати са осцилаторним кретањем. Наведено стање система се назива резонантним, а сопствена фреквенца се некада назива и резонантном фреквенцијом. Пригушење црпи вибраторну енергију из система, што има за последицу смањење амплитуда вибрација током времена.

Гумено-металне опруге спадају у групу пасивних изолатора вибрација. За разлику од челичних опруга, које се могу представити поједностављеним осцилатором без пригушења, код гумено-металних опруга постоји хистерезисно (структурно) пригушење (слика 2.18).



Слика 2.18. Механички модел челичне и гумено-металне опруге [15]

Хистерезисно или структурно пригушење је последица унутрашњег трења у материјалу [37]. Пригушење се може код гумено-металних опруга интерпретирати као релативна мера дебљине хистерезисне петље [38]. Хистерезисно пригушење се

квантификује преко фактора губитка који се дефинише као однос енергије апсорпције E_D (површина унутар хистерезисне петље) и енергије еластичне деформације E_A [38]:

$$\eta = \frac{E_D}{\pi E_A} = \tan \delta \quad 2.1$$

где је $\tan \delta$ однос имагинарног и реалног дела комплексног динамичког модула еластичности. Како је у потпоглављу 2.3.1 дефинисано да хистерезис зависи од брзине и величине деформације, као и од температуре, то повлачи са собом да и пригушење зависи од амплитуде и фреквенце вибрација, а и од температуре. И хистерезис и пригушење зависе од садржаја пуниоца, типа основне гуме, осталих састојака додатих гуми, итд. Уопштено, може се закључити да је пригушење код гумено-металних опруга нелинеарно зависно од амплитуде и фреквенце вибрација, као и од температуре. У инжењерској пракси је уобичајено да се хистерезисно пригушење апроксимира преко модела вискозног пригушења због једноставнијег облика диференцијалне једначине којим се описује кретање система [39]. Фактор вискозног пригушења ζ може се приближно одредити према [34]:

$$\zeta \approx \frac{\eta}{2} \quad 2.2$$

Апроксимацији датој једначином 2.2 расте тачност са падом нивоа пригушења и опште је прихваћено да даје задовољавајуће практичне резултате када је $\zeta < 0,1$. Како је вредност коефицијента пригушења код гумено-металних опруга у распону $0,04 \dots 0,1$ [15], може се закључити да је оправдано коришћење горње апроксимације.

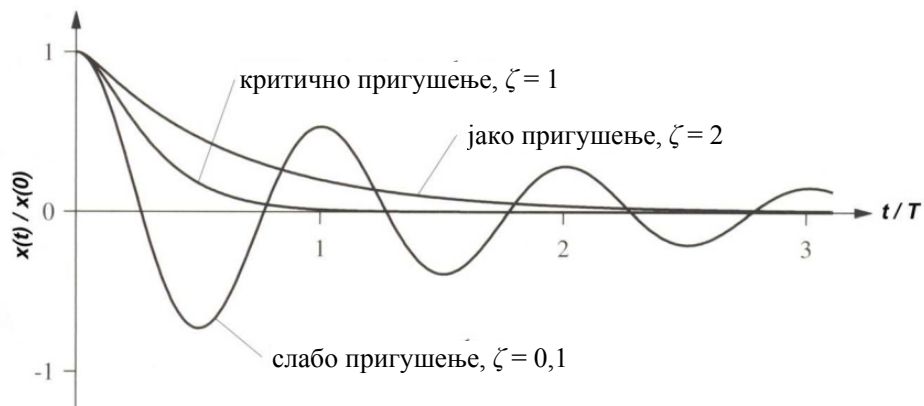
Код модела вискозног пригушења, фактор вискозног пригушења се дефинише као однос вискозног коефицијента пригушења (c) и коефицијента критичног пригушења (c_{kr}) [34]:

$$\zeta = \frac{c}{c_{kr}} \quad 2.3$$

У зависности од односа вискозног коефицијента пригушења и коефицијента критичног пригушења разликују се три случаја осцилаторног кретања (слика 2.19):

- $c = c_{kr}$ тј. $\zeta = 1$ – систем се враћа у свој равнотежни положај без осциловања (критично пригушен),
- $c > c_{kr}$ тј. $\zeta > 1$ – систем се враћа у свој равнотежни положај без осциловања спорије у односу на критично пригушен систем (јако пригушен),

- $c < c_{kr}$ тј. $\zeta < 1$ – систем осцилује око равнотежног положаја уз смањење амплитуде (слабо пригушен).



Слика 2.19. Понашање система у зависности од вредности фактора вискозног пригушења [40]

Коефицијент критичног пригушења (c_{kr}) представља вредност вискозног коефицијента пригушења (c) при коме ће систем прећи из стања јаког пригушења у стање слабог пригушења. Коефицијент критичног пригушења (c_{kr}) се математички одређује као [34]:

$$c_{kr} = 2\sqrt{k \cdot m} \quad 2.4$$

Заменом једначине 2.4 у једначину 2.3 добијамо да је фактор вискозног пригушења (ζ) функција коефицијента вискозног пригушења (c), масе система (m) и крутости опруге (k):

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad 2.5$$

Сопствена фреквенца система са једним степеном слободе кретања код гумено-металних опруга је функција односа масе система (m) и динамичке крутости опруге (k_{dyn}):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{dyn}}{m}} \quad 2.6$$

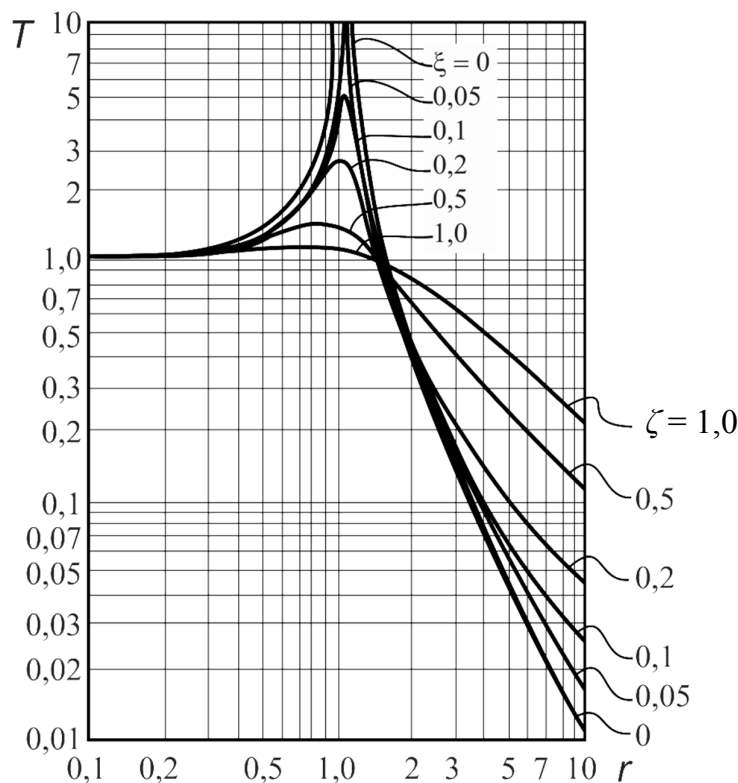
Перформансе изолатора вибрација могу се сагледати преко преносивости која се дефинише као однос улаза и излаза (енергије, силе, померања, убрзања) и бездимензиона је величина. Код модела вискозног пригушења, преносивост дефинише

као функција односа фреквенце побуде и природне фреквенце и фактора пригушења [36]:

$$T = \sqrt{\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2}} \quad 2.7$$

где је r фактор подешавања који представља однос фреквенце побуде и природне фреквенце:

$$r = \frac{f}{f_n} \quad 2.8$$



Слика 2.20. Преносивост система са једним степеном слободне кретања [34]

На слици 2.20 приказана је функционална зависност преносивости (T) од фактора подешавања (r) за различите вредности фактора пригушења (ζ). Када је фреквенца побуде знатно мања од сопствене фреквенце, преносивост система је приближно једнака јединици, тј. вибрације се преносе од улаза до излаза без губитка њиховог интензитета. Уколико је фреквенца побуде у околини сопствене фреквенце преносивост система је веома висока тј. долази до појачања интензитета вибрација.

Карактеристична тачка на x - оси дијаграма је вредност фактора подешавања $r = \sqrt{2}$ када је преносивост система поново једнака јединици. Са порастом фактора подешавања преко вредности $r = \sqrt{2}$ преносивост система постаје мања од јединице односно интензитет вибрација опада од улаза према излазу из система. Вредност фактора подешавања дели дијаграм на слици 2.20 на два региона – регион појачања где је $r < \sqrt{2}$ и регион изолације где је $r > \sqrt{2}$. Како је циљ изолације вибрација смањење њиховог интензитета очигледно је да фактор подешавања, тј. однос побудне и сопствене фреквенце, мора бити већи од $r = \sqrt{2}$. Практична препорука је да вредност фактора подешавања буде у границама $r = 3 \dots 4$. Повећање фактора подешавања изнад вредности $r = 4$ има мало смисла из економских разлога [36].

Анализом функционалне зависности преносивости за различите вредности фактора пригушења (слика 2.20) може се закључити да са повећањем пригушења опада преносивост при резонанци. Вредност преносивости се знатно разликује при промени вредности пригушења за исти однос фреквенце побуде и сопствене фреквенце, тј. фактора подешавања. Због наведеног, потребно је направити компромис приликом избора вредности пригушења. Ако су фреквенце побуде познате треба изабрати малу вредност пригушења са што већом вредности фактора подешавања, јер ће преносивост вибрација у том случају бити минимална. Међутим, ако постоје више фреквенци побуде или оне нису познате или се пак не могу избећи, треба изабрати што је могуће већу вредност пригушења [33]. Наведено важи и ако систем има прелазне режиме при којим фреквенца побуде пролази кроз резонантно подручје. Висока вредност пригушења ће смањити максималну могућу преносивост када је фреквенца побуде у околини сопствене фреквенце.

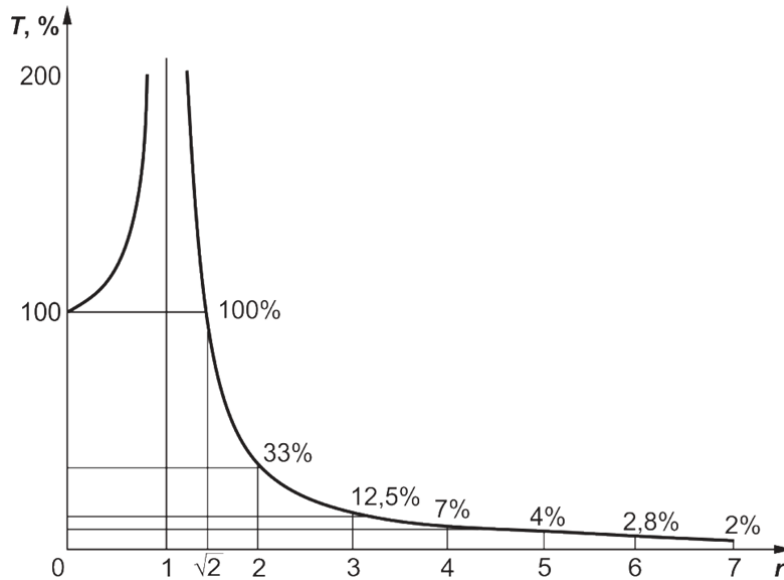
Интересантно је истаћи да је крута веза система са извором вибрација боље решење од неправилно изолованог система. Уколико је систем круто везан са извором вибрација преносивост ће бити једнака јединици. У случају неправилно изолованог система (систем у региону појачања) преносивост ће бити далеко већа од јединице па ће доћи до вишеструког појачања интензитета вибрација.

Добро дефинисан изолатор вибрација може теоретски да смањи ниво вибрација на само 2% у односу на улазни ниво (слика 2.21). Због претходно дефинисаног економског критеријума у пракси је најчешће проценат изолације приближно 90%.

Како је фактор пригушења код гумено-металних опруга релативно мали ($\zeta < 0,1$), израз 2.7 за одређивање преносивости може се поједноставити:

$$T = \frac{1}{1-r^2}$$

2.9



Слика 2.21. Крива резонантног стања система [15]

У изразу 2.9 преносивост не зависи више од фактора пригушења. Због мале вредности фактора пригушења код гумено-металних опруга се често у пракси занемарује постојање пригушења и прорачун изводи уз претпоставку да је фактор пригушења

$$\zeta = 0.$$

Прорачун и избор изолатора се своди на избор жељене преносивости и пригушења, односно само преносивости уколико се пригушење занемарује. На основу израза (2.7), односно (2.9) када се пригушење занемарује, могуће је одредити фактор подешавања, а затим за познату фреквенцу побуде на основу израза (2.8) и напред одређеног фактора подешавања одредити сопствену фреквенцу система.

Из услова да је $k_{dyn} = 1,1 \dots 1,4 \cdot k$ [20, 27] и опште познате релације о вредности крутости опруге:

$$k = \frac{m \cdot g}{s} \quad 2.10$$

могуће је одредити потребни статички угиб опруге (s) за тако одређену сопствену фреквенцу система трансформацијом једначине (2.6):

$$s = \frac{(1,1 \dots 1,4) \cdot 0,248}{(f_n)^2} \quad 2.11$$

На основу вредности потребног статичког угиба опруге (s) применом релације 2.10 израчунава се потребна статичка крутост опруге.

Наведени поступак подразумева да је познат однос динамичке (k_{dyn}) и статичке крутости (k) на основу експерименталних испитивања или литературно доступних података.

На основу анализе изложене у овом потпоглављу може се закључити да је за избор и конструисање одговарајућег изолатора вибрација потребно познавати следеће параметре:

- номинално оптерећење опруге,
- жељени ниво пригушења,
- фреквенцу побуде система.

Сви други параметри опруге могу се одредити на основу напред датих једначина.

Реални системи имају шест степени слободе кретања којима одговара шест сопствених фреквенци. Како у реалности тела нису апсолутно крута постоји велики број додатних сопствених фреквенци које су у вези са деформисањем тела под дејством спољашњег оптерећења. Из претходне анализе следи да би однос фреквенце побуде и свих могућих сопствених фреквенци требао бити већи од $r = \sqrt{2}$ да би изолатор вршио своју функцију. Иако је теоретско разматрање и прорачун реалног система могућ на основу доступних аналитичких израза, таква анализа је превише компликована да би имала практични значај и веома се ретко користи [34].

2.3.3 Прорачун гумено-металних опруга

Деформације и напони гумено-металних опруга одређују се применом образаца из отпорности материјала уз коришћење одговарајућих података за гумене еластичне елементе. Гумено-металне опруге током експлоатације требају бити оптерећене на притисак и смицање односно увијање, док се напрезање на затезање не препоручује [26].

Позната веза из теорије еластичности између модула еластичности и модула клизања $E = 3G$ уобичајено се не користи при прорачуну гумено-металних опруга. Металне плоче спречавају гуму да се слободно деформише односно слободно бочно шири јер су оне или вулканизоване заједно са гумом или постоји велики отпор клизању услед високог коефицијента трења код опруга код којих постоји слободан контакт гуме

и метала. Као последица немогућности бочног ширења у гуми се јављају смичући напони који су највећи на површинама у контакту са металом. Код цилиндричног узорка, смицајни напони су једнаки нули дуж осе симетрије и у равни радијалној на осу симетрије. Напони смицања расту са повећањем растојања од осе симетрије. Вредност наведених смичућих напона превазилази вредност нормалних напона услед притиска, па је чврстоћа притисно оптерећене гумено-металне опруге у суштини зависна од максималне вредности смичућих напона. Како је прорачун смичућих напона компликован у инжењерској пракси је усвојено да је напон равномерно распоређен по целом попречном пресеку. Да би се омогућило коришћење Хуковог закона за одређивање крутости опруге уведен је емпиријски одређен привидни модул еластичности који се одређује на основу израза:

$$E_p = 3G(1 + 2\psi^2) \quad 2.12$$

где је: ψ – фактор облика еластичног елемента.

Фактор облика еластичног елемента је мера повећања модула еластичности услед ограничене слободе деформисања и дефинише се као однос површине преко које се уводи оптерећење тј, на којој је деформисање ограничено и површине на којој су деформације слободне. За еластични цилиндрични елемент фактор облика еластичног елемента ψ се одређује као:

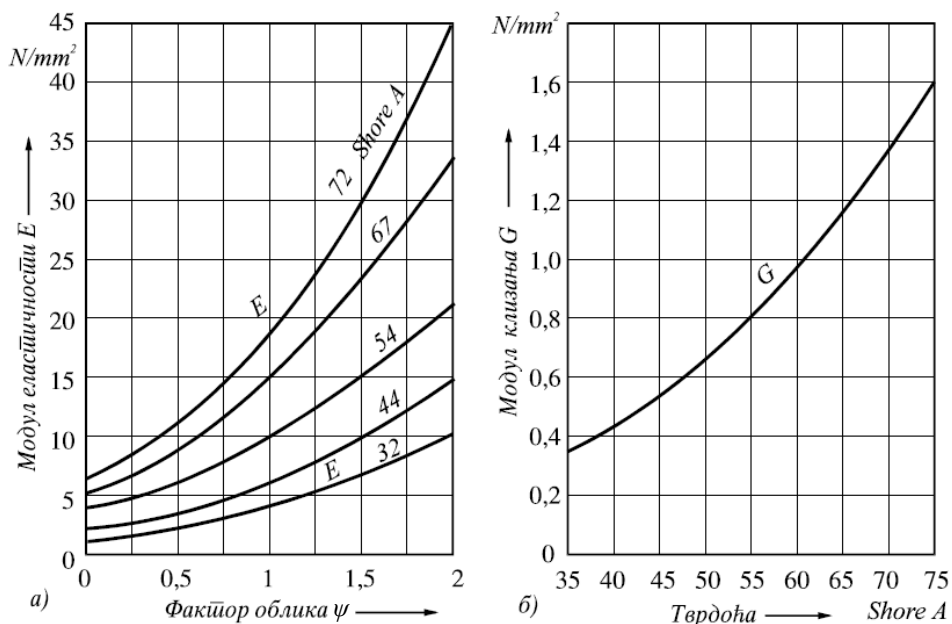
$$\psi = \frac{d^2 \pi / 4}{d \pi h} = \frac{d}{4h} \quad 2.13$$

односно, за призматични или квадратни облик:

$$\psi = \frac{ab}{2(a+b)h} \quad \text{односно} \quad \psi_1 = \frac{a}{4h} \quad \text{за} \quad a = b \quad 2.14$$

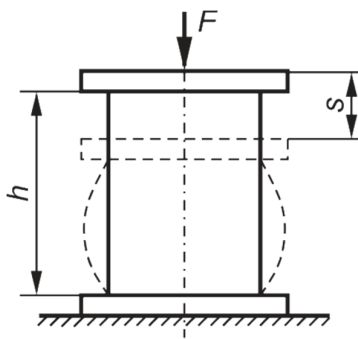
Са повећањем вредност фактора облика еластичног елемента повећава се и крутост опруге. При ниским вредностима фактора облика може доћи до извијања опруге и губитка стабилности. При конструисању опруга препорука је да вредност фактора облика еластичног елемента буде у границама 0,5...1 [39].

На слици 2.22 дате су графички прикази зависности модула клизања G од тврдоће гуме и модула еластичности од фактора облика и тврдоће. Како је год гуме чија деформација није ограничена металним плочама фактор облика еластичног елемента $\psi = 0$, следи да је $E_0 = 3G_0$.



Слика 2.22. Статички модул еластичности E у зависности од тврдоће и фактора облика ψ (а) и статички модул клизања G у зависности од тврдоће (б) [26]

Еластични елементи изложени притиску имају већу крутост у односу на елементе изложене смицању и увијању. Крутост се мења и са обликом попречног пресека тако да је кружни попречни пресек крући од квадратног а квадратни од правоугаоног. Такође, прстенасти попречни пресеци су мање крути од одговарајућих пуних пресека.

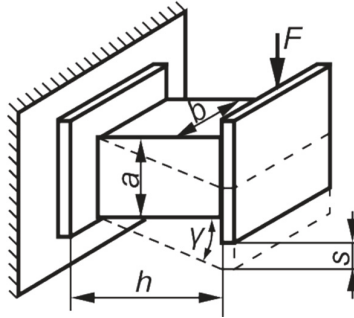


Слика 2.23. Гумено-метална опруга изложена деловању притиска [41]

Нормални напон гумено-металних опруга које су оптерећене на притисак (слика 2.23) са малим релативним деформацијама $\varepsilon = s/h \leq 0,2$, сагласно Хуковом закону може се срачунати по обрасцу [41]:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{s \cdot E_p}{h} \quad 2.15$$

где су: F – оптерећење опруге; E_p – привидни модул еластичности; A – површина попречног пресека елемента; s – угиб опруге и h – висина опруге у неооптерећеном стању.



Слика 2.24. Гумено-метална опруга изложена деловању смицања [41]

Код гумено-металних опруга које су оптерећене на смицање (слика 2.24) са карактеристиком $\text{tg } \gamma \leq 0,35 \div 0,50$ (област у којој су F и s линеарно пропорционални), сагласно Хуковом закону добија се напон смицања [41]:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{G \cdot A \cdot s}{h} \quad 2.16$$

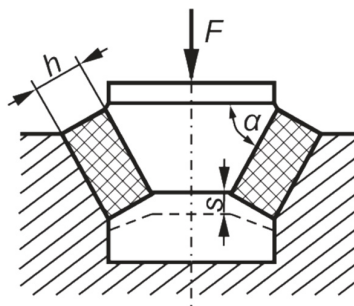
где су: F – оптерећење опруге; G – модул клизања; A – површина попречног пресека елемента; s – угиб опруге и h – висина опруге у неооптерећеном стању.

одакле следи да је статички угиб:

$$s = \frac{F \cdot h}{G \cdot A} \quad 2.17$$

где је $A = a \cdot b$, а крутост опруге

$$k = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot A}{h} \quad 2.18$$



Слика 2.25. Гумено-метална опруга изложена притиску и смицању [41]

Код гумено-металних опруга које су изложене истовремено и притиску и смицању (слика 2.25) услед оптерећења F у опрузи се јављају нормални и тангенцијални напони.

Вертикални угиб s одређује се као сума вектора угиба услед нормалних сила N и тангенцијалних сила T тј:

$$\vec{s} = \vec{s}_n + \vec{s}_t \quad 2.19$$

Како је:

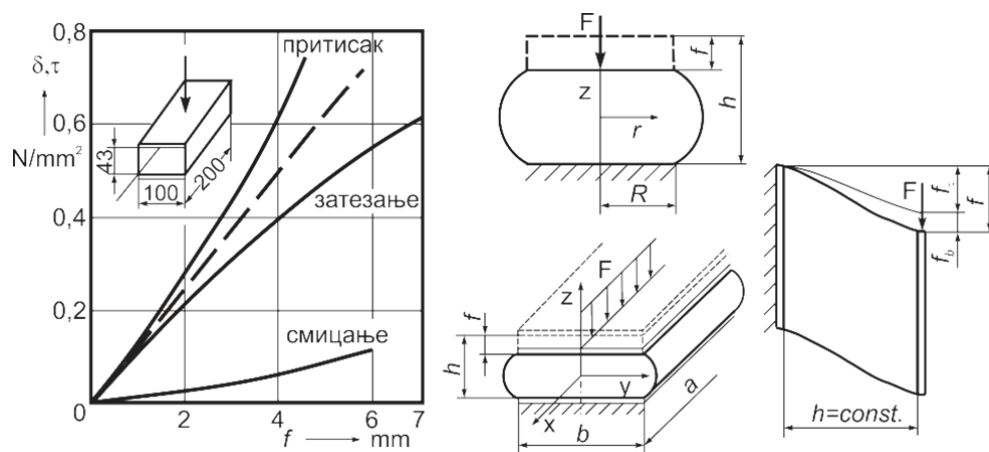
$$s_n = \frac{N \cdot h}{E \cdot A}, \quad s_t = \frac{T \cdot h}{GA}, \quad N = F \cdot \cos \alpha, \quad T = F \cdot \sin \alpha \quad 2.20$$

то ће угиб бити:

$$s = \frac{F \cdot h}{2 \cdot A \cdot (E \cdot \cos^2 \alpha + G \cdot \sin^2 \alpha)} \quad 2.21$$

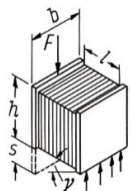
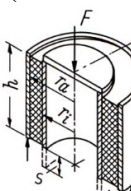
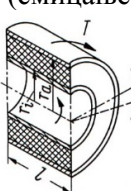
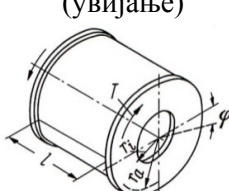
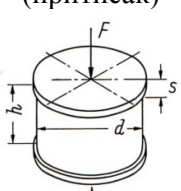
Правилан избор угла α је од великог практичног значаја. Променом угла могу се мењати крутост/еластичност и угиб у жељеном смеру. Међутим, паралелно са тим мењају се нормални и тангенцијални напони. Њихова величина не сме прећи дозвољене вредности јер може наступити трајна деформација гуме, која може значајно да промени механичке карактеристике гуме, а тиме и карактеристике опруге.

У табели 2.3 дати су основни облици гумених еластичних елемената и основна напрезања којима ови елементи могу да буду изложени, као и вредности дозвољених напона при статичком и динамичком оптерећењу.



Слика 2.26. Деформисање гумених еластичних елемената [19, 41]

Табела 2.3. Основни облици гумених еластичних елемената и њихове карактеристике [26]

Облик (напрезање)	Израз за прорачун	Дозвољени напон τ_{doz}, σ_{doz} у N/mm^2	
		статички	динамички
<p>Правоугаони (смицање)</p> 	$\tau_s = \frac{F}{bh} \leq \tau_{sdoz}$ $s = \frac{FL}{GA}, \quad \gamma = \frac{s}{l} \leq 20^\circ$ $k = \frac{F}{s}$	1...2	$\pm(0,3...0,5)$
<p>Прстенасти (смицање)</p> 	$\tau_s = \frac{F}{2\pi \cdot r_i \cdot h} \leq \tau_{sdoz}$ $s = \frac{FL}{2\pi \cdot G} \ln \frac{r_e}{r_i}$ $k = \frac{F}{s}$	1...2	$\pm(0,3...0,5)$
<p>Прстенасти (смицање)</p> 	$\tau_t = \frac{T}{2\pi \cdot r_i^2 \cdot l} \leq \tau_{sdoz}$ $\Psi = \frac{T}{4\pi \cdot l \cdot G} \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_e^2} \right)$ $\Psi < 40^\circ, k = \frac{T}{\Psi}$	2	$\pm(0,5...1)$
<p>Цилиндрични (увијање)</p> 	$\tau_t = \frac{2}{\pi} \frac{T \cdot r_e}{r_e^4 - r_i^4} < \tau_{sdoz}$ $\Psi = \frac{T \cdot l}{(r_e^4 - r_i^4) G} < 20^\circ$ $k = \frac{T}{\Psi}$	1...2	$\pm(0,3...0,5)$
<p>Цилиндрични (притисак)</p> 	$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{d^2 \pi} < \sigma_{pdoz}$ $s = \frac{4F \cdot h}{d^2 \pi \cdot E} < 0,2h$ $E = f(m), m = \frac{d}{4h}$	$\sigma_{pdoz} = 3...5$ $(\sigma_{zdoz} = 1...2)$	$\sigma_{pdoz} = 1...1,5$ $(\sigma_{zdoz} = 0,5...1)$

С обзиром да су механичке карактеристике гуме променљиве (зависност од температуре, брзине и степена деформације) то су и механичке карактеристике гумено-металних опруга променљиве. Услед ових промена деформациона карактеристика гумено-металних опруга је нелинеарна. При сабијању и смицању силе и напони брже се повећавају од пораста деформација (слика 2.26) тј, карактеристика опруге је прогресивна.

Приликом конструисања гумено-металних опруга треба уважити искуствене препоруке у погледу величине угиба и оптерећења опруге. Статички угиб опруге треба да буде између 5...10% (максимално 15 %) почетне висине опруге [39]. Нормални напон услед притиска треба да буде у границама 0,07...0,7 N/mm², при чему треба тежити нижим вредностима притиска код опруга израђених од мекших гума (40 IRH), а вишим код опруга израђених од тврђих гума (70 IRH) [39].

Познато је да код гумено-металних опруга оптерећених на чист притисак постоји опасност од извијања уколико се због потребног статичког угиба повећава висина опруге. Сматра се да до поремећаја стабилности гумено-металне опруге оптерећене на притисак неће доћи при било којој вредности угиба ако је задовољена релација:

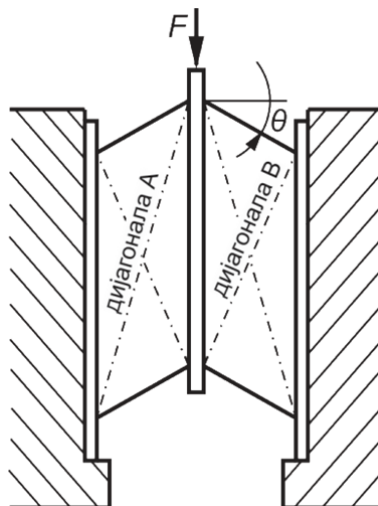
$$\frac{h}{d} \text{ односно } \frac{h}{b}, (b < a) < 0,6 \quad 2.22$$

где су: h – висина опруге, d – пречник опруге ако је попречни пресек кружног облика, b – димензија мање стране ако је попречни пресек правоугаоног облика.

Стабилност опруге може се повећати преласком са пуног на прстенасти попречни пресек или уметањем металних плоча. Код опруга чији однос висине и пречника (мање стране) не може задовољити релацију 2.22 потребно је предвидети бочно вођење опруге. Такође, установљено је да се код гумено-металних опруга код којих постоји слободни контакт гуме и метала, са порастом оптерећења, облик опруге мења тако да се смањује опасност од извијања. Бочно вођење и слободни контакт гуме и метала користе се нпр. код одбојника железничких возила код којег је немогуће задовољити релацију 2.22.

При обликовању и избору димензија гумено металних опруга оптерећених на притисак треба тежити да се центар деловања притиска поклапа са геометријском центром елемента, односно са појединачним геометријским центрима слојева гуме ако је у питању вишеслојна конструкција. Тиме се избегава појава напона затезања у

елементу и промена облика по нормалним пресецима елемента. Уколико постоји бочна (смицајна) сила која делује на притисно оптерећену гумено-металну опругу она не сме произвести већи угиб од $1/8$ пречника (мање стране) елемента. Понекад се бочно оптерећење намерно уводи јер се њиме повећава носивост опруге, али се при томе мора поштовати горе наведено ограничење.

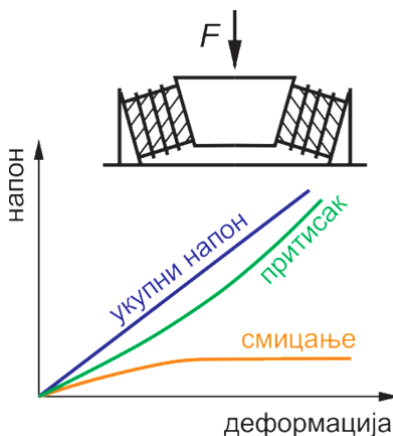


Слика 2.27. Двослојна сендвич конструкција пре деловања смицајног оптерећења [42]

Чисто смицајно оптерећене опруге имају врло ниску вредност крутости па се могу употребити само за мала спољашња оптерећења. Крутост се код чисто смицајно оптерећених опруга повећава уметањем металних плоча чиме се формира сендвич конструкција. Смицајне гумено-металне опруге треба тако обликовати и изабрати њихове геометријске параметре да под номиналним оптерећењем оне заузму облик у коме су ивице гумених делова нормалне на раван металних плоча, а металне плоче међусобно паралелне (тј. дијагонале А и Б треба да постану једнаке дужине - слика 2.27). Наведеном конструкцијом се спречава појава напона затезања у слојевима гуме и смањују вредности смичућих напона на контактним површинама са металом.

У пракси су смицајне сендвич опруге оптерећене и притиском који делује нормално на металне плоче тако да угиб у правцу притисног оптерећења буде $5 \dots 10\%$ почетне дебљине [42]. Утицај притисног оптерећења је мали на угиб опруге у правцу деловања смицајног оптерећења, па се често при прорачуну и занемарује, али се бочним притисним оптерећењем дефинише облик опруге у неоптерећеном стању. Однос ширине/дужине смицајне опруге у односу на њену дебљину мора бити најмање 4 да би се спречило савијање опруге.

Постављањем две смицајне гумено-металне опруге у „V” облик (слика 2.25) добија се опруга која је оптерећена и на смицање и на притисак. Наведени начин постављања изазива смањење смицајне крутости који се надокнађује повећањем притисне крутости. Одређеним избором геометријских параметара може се постићи да карактеристика опруге буде линеарна, тј. да опруга има константну крутост.



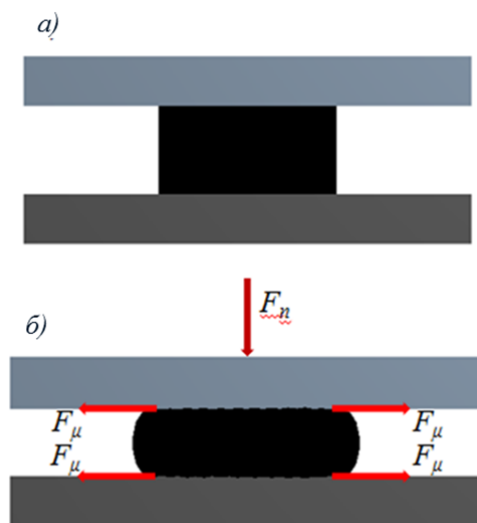
Слика 2.28. Механички одзив гумено-металне опруге оптерећене на притисак и смицање („V” постављање) [42]

Постављање у „V” облик доприноси повећању уздужне крутости што је врло значајно када је потребно извршити изолацију вибрација у три правца. Приликом обликовања и димензионисања гумено-металних опруга оптерећених на притисак и смицање треба тежити да су испуњене препоруке за обликовање и димензионисање и притисно и смицајно оптерећених опруга, тј. да се при номиналном оптерећењу центар деловања притиска поклапа са геометријским центром елемента (слојева гуме код вишеслојних опруга) и да су бочне ивице гуме (гумених слојева) нормалне на раван металних плоча, а саме металне плоче међусобно паралелне.

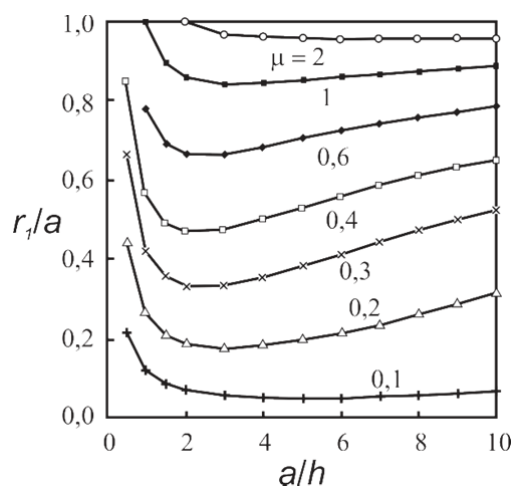
2.3.4 Гумено-металне опруге са слободним контактом гуме и метала

Веома је важно проучити понашање гумено-металних опруга код којих постоји слободан контакт између гуме и метала.

Када се цилиндрични узорак сабија између две металне плоче узорак ће радијално клизати и заузеће бачvasti облик (слика 2.29) чиме се повећава контактна површина. Међутим, централни регион неће проклизавати јер је контактни притисак довољно велики да би спречио клизање [20].

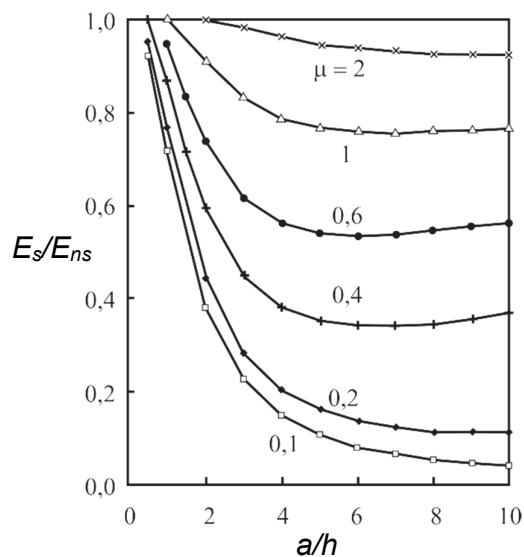


Слика 2.29. Сабиање гуменог узорка између челичних притисних плоча: неоптерећено стање (а), под оптерећењем (б)



Слика 2.30. Зависност полупречника зоне у којој нема проклизавања r_1 од односа полупречника и висине узорка (a/h) за различите вредности коефицијента трења μ [20]

Полупречник централне зоне r_1 зависи од коефицијента трења μ и димензија узорка (полупречника a и висине узорка h) и независан је од интензитета притисне силе (слика 2.30). Последица проклизавања је смањење крутости опруге у односу на опругу код које постоји веза између гуме и металних плоча. На слици 2.31 дат је релативни однос привидних модула еластичности за случај слободног (E_s) и чврстог контакта (E_{ns}) са металом у зависности од односа полупречника и висине узорка (a/h) и коефицијента трења μ .



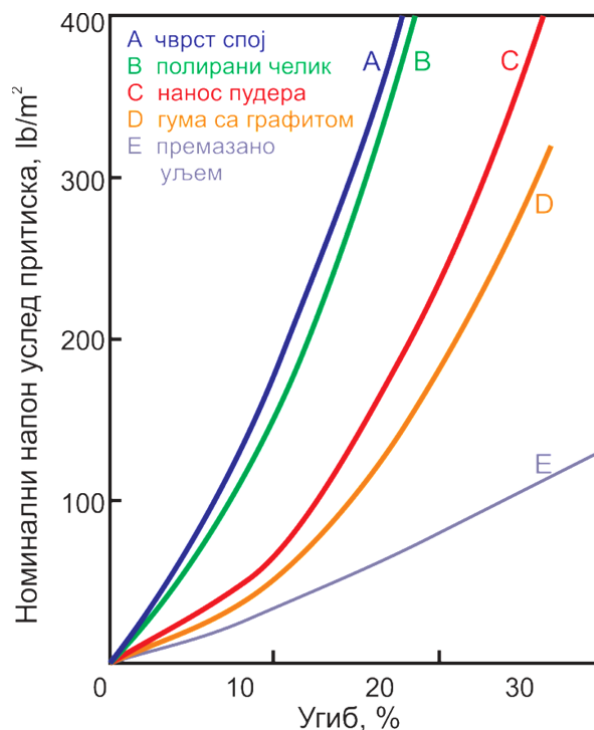
Слика 2.31. Релативни однос привидних модула еластичности за случај слободног (E_s) и чврстог контакта (E_{ns}) са металом у зависности од односа полупречника и висине узорка (a/h) за различите вредности коефицијента трења μ [20]

С обзиром на промену крутости гумено-металне опруге, аутори у раду [43] су утврдили да количина укупне/апсорбоване енергије гумено-металне опруге, оптерећене на притисак значајно зависи од типа контакта између гуме и метала (табела 2.4).

Табела 2.4. Утицај стања контактних површина (коефицијента трења) на вредност угиба, апсорбоване/акумулиране енергије и статичког хистерезиса на узорцима гуме TG – B -712 димензија $\varnothing 35,7 \pm 0,2 \times 17,8 \pm 0,5$ mm [43]

Бр.	Стање контактних површина	Мах сила, N	Угиб при максималној сили, mm	Укупна енергија, mJ	Апсорбована енергија, mJ	Статички хистерезис, %
1.	гума – метал (шмиргла)	1200	3,25	1766	241	13,6
2.	гума – метал (суве)	1200	3,41	1814	291	16,1
3.	гума – метал (вода)	1200	3,80	2141	677	31,6
4.	гума – метал (уље)	1200	4,17	2291	459	20,0

Наведено истраживање потврђују и други аутори. На пример, слика 2.32 показује утицај стања контактних површина на механички одговор гуме при сабијању између челичних плоча. Уколико су контактне површине чисте (неподмазане) сила трења обезбеђује готово исте услове као да су контактне површине повезане.

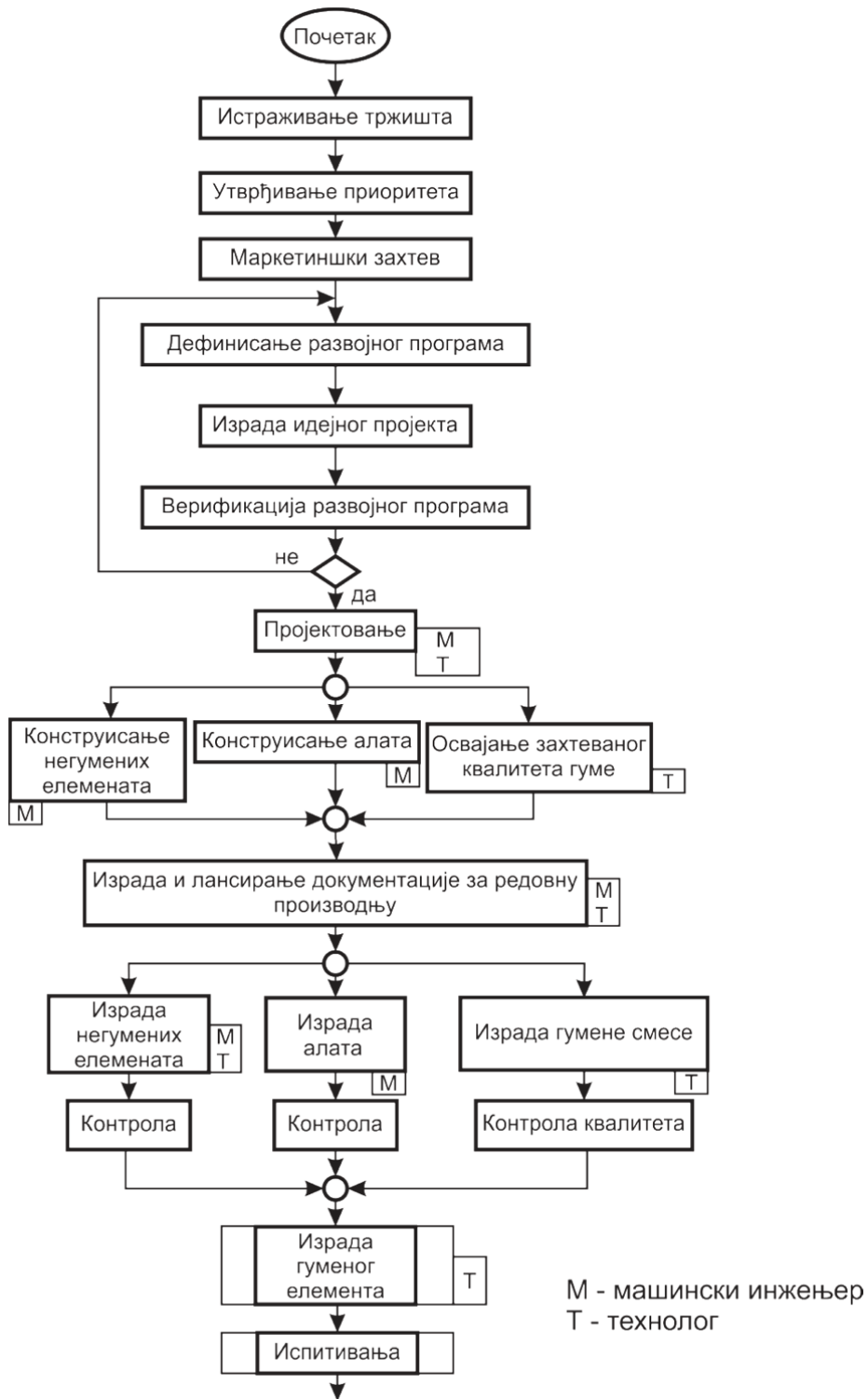


Слика 2.32. Утицај стања контактних површина гуме на напон при сабијању [44]

Иако спојене контактне површине обезбеђују већу нормалну компоненту силе реакције током удара, слободне контактне површине у склопу гумено- металне опруге расипају више енергије, због тога што се део енергије губи на трење које настаје у контакту клизајућих површина. Са падом коефицијента трења расте губитак енергије чак и до вредности од 50% енергије спољашњег оптерећења [20]. Значајније клизање утиче на стабилност самог склопа и има огроман ефекат на смањивање нормалне компоненте резултујуће силе. Повећање коефицијента трења између додирних површина (гуме и метала) повећава напон смицања код гуменог елемента, као и његов удео у укупном напону. Повећање напона смицања повећава укупан напон у елементу и силу која се одупире деформацији елемента. Негативна последица трења између контактних површина је повећање температуре гуме услед генерисања топлоте трењем, што има за последицу брже старење гуме.

2.4 Развој гумено-металних опруга

Поједностављена шема процеса развоја гумено-металних опруга (а и осталих производа израђених од гуме) приказана је на слици 2.33.



Слика 2.33. Процес развоја гумено-металних опруга [42]

Иако је гумено-метална опруга машински елемент, због чињенице да је њен основни материјал гума која се добија у технолошком процесу вулканизације, за њен развој су готово подједнако одговорни и машински инжењер (М - слика 2.33) и технолог (Т - слика 2.33) што није уобичајено за остале машинске елементе.

Као и за све остале производе, процес развоја гумено-металних опруга започиње са дефинисањем профила производа (слика 2.1). Профил производа описује потенцијале, ситуацију на тржишту и повезане граничне услове и сагледава производ с аспекта [45]:

- корисника (купца),
- могућности предузећа,
- пословних циљева,
- конкуренције.

Дефинисање профила производа подразумева дефинисање апстрактних карактеристика производа без прецизне спецификације карактеристика укључујући и концепте и технологију израде. Утврђено је да је у свега 15% случајева разлог неуспеха производа на тржишту био изазван његовим техничким слабим тачкама [46]. Основни разлог за неуспех на тржишту (85%) био је погрешан циљни систем, односно неадекватан профил производа. Може се закључити да адекватан профил производа има одлучујућу улогу на успех производа, а посебно у случају производа израђених од гуме због великог броја фактора који утичу на њено понашање у експлоатацији.

У зависности од области примене производа израђених од гуме одређене карактеристике морају бити сагледане од стране развојног инжењера још у фази дефинисања профила производа [20, 42]:

- чврстоћа, у односу на напон и релативну деформацију при лому/отказу,
- карактеристике оптерећења (статичко, динамичко, ударно),
- осетљивост на промену температуре, високе и ниске температуре,
- осетљивост на промену релативне деформације,
- склоност ка пузању и релативној деформацији (димензиона стабилност под оптерећењем),
- отпорност на излагање светлости, УВ и јонизујућем зрачењу,
- отпорност на деловање кисеоника и озона,
- отпорност на флуиде (уља, растварачи, алкохол, гликол, ...) и остале хемијске контаминате,

- компатибилност са материјалима у контакту (лепкови, ...),
- отпорност на хабање.

Врло често су напред набројане карактеристике повезане, нпр. смањење пузања захтева употребу гуме која има низак ниво пригушења [20].

Наведене карактеристике су уопштене и развојни инжењер мора да обрати пажњу на оне карактеристике које су неопходне и пожељне за исправно функционисање производа у експлоатацији. Претерано или непотребно истицање неке од карактеристика производа ће због великог броја утицајних фактора готово сигурно утицати на смањење осталих карактеристика. Тако на пример, инсистирање на непотребном повећању пригушења ће довести до краћег радног века производа услед повећања генерисане топлоте.

Приликом развоја гумено-металних опруга као изолатора вибрација, поред већ наведених општих карактеристика везаних за гуму као материјал, морају се сагледати и експлоатациони услови везани за сам процес контроле вибрација [20]:

- карактеристике опреме/уређаја које треба изоловати (маса, димензије, тежиште, инерција),
- тип динамичког оптерећења (синусоидне и случајне вибрације, фреквенца и амплитуда вибрационог оптерећења, удари),
- статичка оптерећења које нису последица сопствене тежине (равномерно убрзање, оптерећење услед деловања ветра, ...),
- дозвољени одговор система (максимално оптерећење изоловане опреме/уређаја, максимални дозвољени угиб, монтажне мере, ...).

Као резултат дефинисаног профила производа настаје листа захтева која дефинише све захтеване и жељене карактеристике производа које он мора поседовати у експлоатацији.

Након дефинисања листе захтева, приступа се дефинисању идејног решења производа. У фази идејног решења денивелише се глобална функција система (изолација вибрација, ослањање система, расподела оптерећења између ослонаца) уз изградњу модела функција. Како су преносивост и жељено пригушење дефинисани профилом производа, на основу једначина датих у потпоглављу 2.3.2 одређује се потребна крутост изолационог система у једном, два или три праваца у зависности од броја праваца у кома је потребно извршити контролу вибрација. У овој развоја производа инжењер мора да донесе одлуку о броју ослонаца и њиховом распореду у

односу на тежиште система чије се вибрације контролишу, као и о распореду у односу на правце оптерећења који зависи од бројних фактора (потребан угиб/крутост, потребан однос крутости у различитим правцима, монтажне мере, ...). Правило добре праксе је да ослонци, уколико је то могуће, буду симетрично распоређени у односу на тежиште система како би гумено-металне опруге биле подједнако оптерећене и самим тим имале једнаку крутост (ако су за све ослонце предвиђене исте опруге). Из одлуке о распореду елемената у односу на правце оптерећења произилази да ли ће гумено-металне опруге бити оптерећене на притисак или смицање или истовремено на притисак и смицање. Из укупног оптерећења и укупне крутости система се на основу броја, распореда и функције појединачних ослонаца прорачунавају њихова оптерећења и крутост.

Анализом постојећих решења гумено-металних опруга и генерисањем нових, дефинишу се идејна решења која се системским путем преводе у један или више концепата производа. Концепт производа представља разрађено идејно решење производа који има дефинисане (оčekиване) техничке карактеристике и прелиминарни облик. Већ у овој фази је могуће израдити макету производа како би се проценило да ли су очекивани захтеви у погледу испуњења глобалне функције производа могу бити испуњени (proof of concept). Уколико је дефинисано више концепата потребно је извршити техно-економску анализу и изабрати један концепт за наставак процеса развоја како се не би непотребно расипали ресурси у предузећу.

Изабрани концепт се у фази нацрта и разраде детаљно пројектује. Прорачун гумено-металних опруга се изводи на основу израза датих у потпоглављу 2.3.3. Треба истаћи да су литературно доступни прорачуни само једноставних облика гумено-металних опруга. Приликом прорачуна, који се значајно ослања на емпиријске податке, уобичајено се уводе бројне претпоставке о својствима материјала, геометријским факторима и оптерећењу опруге [20]. Поред дефинисања коначног облика и свих димензија производа врши се и избор гуме за шта је задужен технолог. Поред избора гуме, технолошких параметара процеса вулканизације и процеса израде гумено-металне опруге у овој фази врши се и конструисање алата помоћу којег ће опруга бити израђена. У овој фази се и прописује квалитет производа у складу са стандардима, као и услови испитивања, складиштења, паковања, транспорта, монтаже, одржавања, рециклаже и одлагања.

Из напред наведеног се може закључити да се класични процес развоја гумено-металних опруга заснива на претходном искуству пројектанта и литературно

доступним примерима конкретних конструкционих решења [20]. Поступак прорачуна подразумева и да је познат однос динамичке и статичке крутости при условима који одговарају спољашњем осцилаторном оптерећењу. У случају новог конструкционог решења компликоване геометрије инжењер не располаже ни аналитичким ни емпиријским изразима којима би могао да изврши прорачун. Исто важи и за избор гуме јер се веома тешко може претпоставити како ће се одређена гума понашати у елементу одређене геометрије који има своје специфичне експлоатационе услове без обзира на бројна испитивања елементарних епрувета.

Након фазе нацрта и разраде прелази се у фазу валидације (слика 2.1). С обзиром на напред наведене разлоге и специфичности експлоатационог понашања гуме, у фази валидације је обавезна израда прототипа производа. Прототип производа се испитује у складу са програмом испитивања и захтевима дефинисаним у профилу производа.

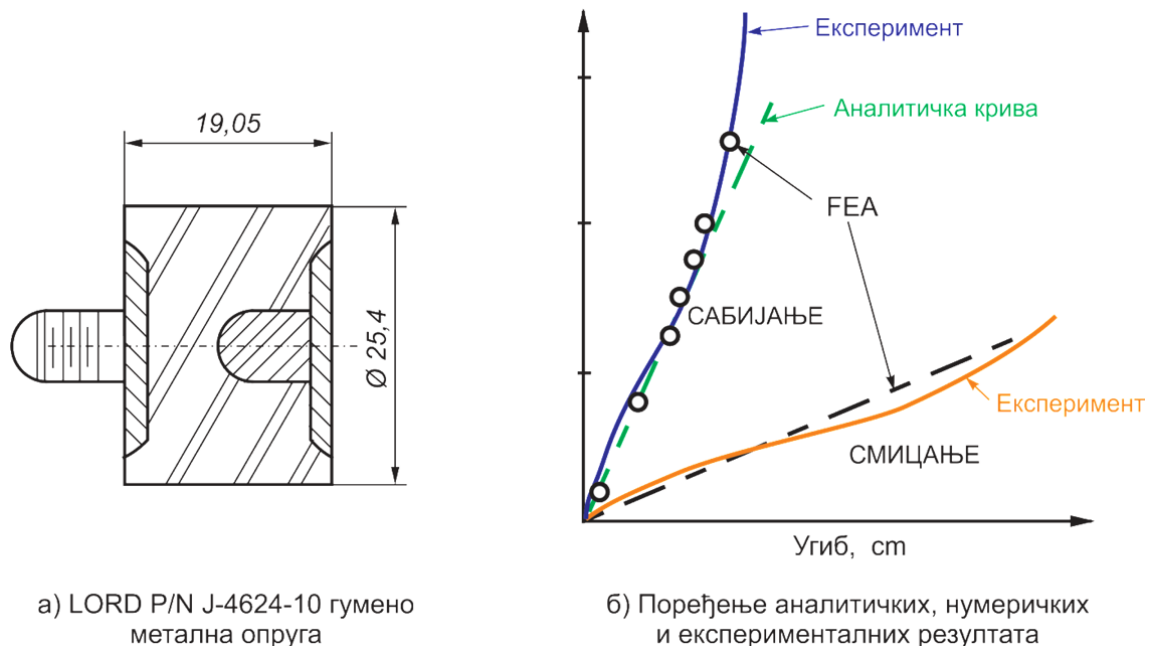
С обзиром на специфичности процеса умешавања гумене смеше и вулканизације приликом израде прототипа гумено-металног елемента може доћи до одступања карактеристика материјала и димензија који ће утицати на његове перформансе и понашање. Такође, током самог процеса испитивања постоје бројне променљиве које могу утицати на резултате испитивања, нпр. брзина деформације, крутост алата за испитивање, прецизност мерења угиба, поновљивост мерења, ... [20]. Такође, за многе области примене еластомера још увек нису разрађена стандардизована лабораторијска испитивања па се програм испитивања спроводи на основу процене инжењера/технолога. Тако на пример, за гумено-металне опруге постоји само стандарди EN 13913, UIC Code 526-1 и UIC Code 827-1 који дефинишу примену гумено металних опруга на железници. Ако је направљена погрешна претпоставка о експлоатационим условима при дефинисању профила производа, та претпоставка ће се вероватно пренети и у програм испитивања. Из наведеног се може закључити да се не може у потпуности веровати ни резултатима испитивања прототипа.

С обзиром на бројне променљиве које се јављају у процесу конструисања и испитивања, врло често се јавља разлика између прорачунатих карактеристика производа и карактеристика добијених стандардизованим лабораторијским испитивањима [20]. Многи произвођачи гумених производа су развили сопствене емпиријске релације између прорачунатих и карактеристика добијених лабораторијским испитивањима, што им је омогућило да са приличном тачношћу

предвиде понашање производа у експлоатацији [20]. Нажалост, наведене релације нису јавно доступне и представљају пословну тајну произвођача.

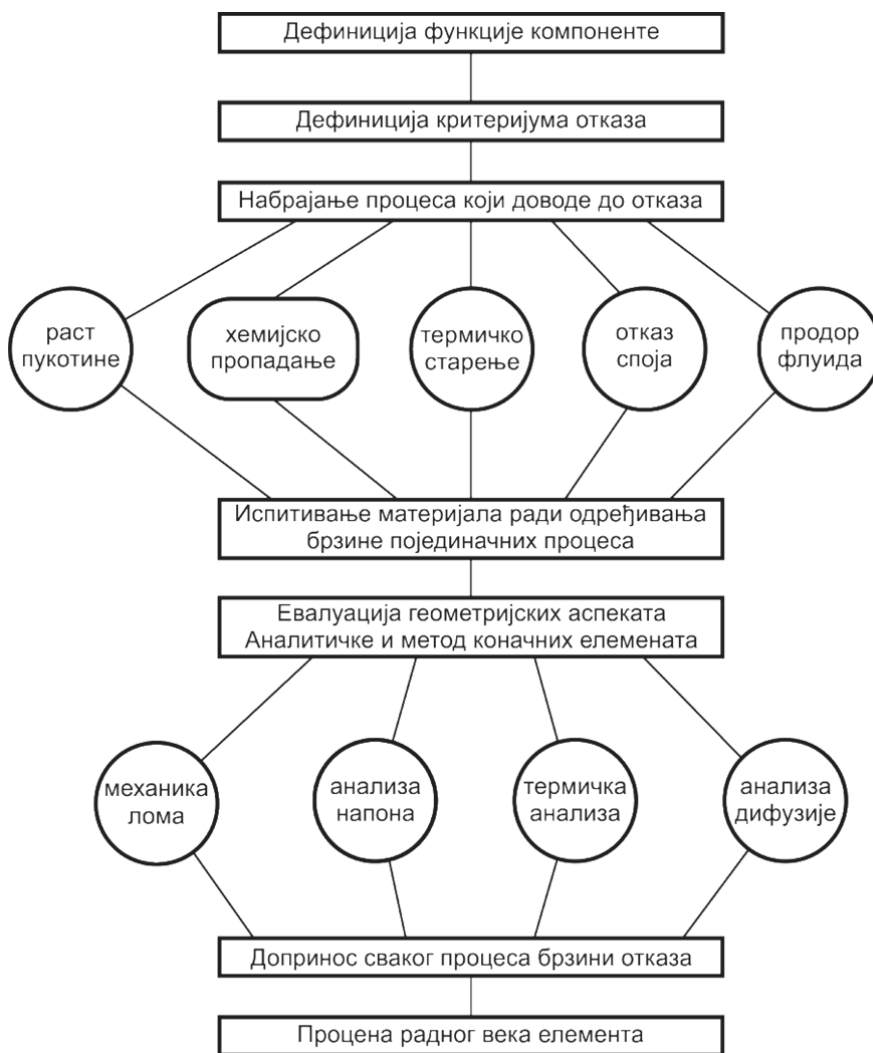
Може се закључити да се развој наведених производа заснива на претходном искуству пројектанта, претходним примерима из литературе и методи „покушаја и грешке”. Развој гумено-металних производа се своди на итеративну процедуру са бројним експерименталним проверама да би се достигле захтеване карактеристике производа.

Продор алата виртуелног развоја производа и развој механичких модела понашања еластомера довео је до масовне примене метода коначних елемената у процесу конструисања и валидације гумено-металних елемената. Метода коначних елемената почела је да се примењује у анализи напонско-деформационог стања производа израђених од гуме још седамдесетих година прошлог века. До појаве методе коначних елемената, напонско-деформационо стање гумено-металних опруга је било могуће одредити само за геометријске просте облике дате у табели 2.3 на основу релација из отпорности материјала. Примена методе коначних елемената је омогућила да се на једноставан начин одреди напонско-деформационо стање компликованијих геометријских облика, као и опруга напрегнутих у више праваца.



Слика 2.34. Пример примене методе коначних елемената при одређивању напонско-деформационог стања гумено-металних опруга [20]

На пример, на слици 2.35 приказани су гумено-метална опруга LORD P/N J-4624-10 и резултати напонско-деформационог стања добијени применом метода коначних елемената, као и аналитичким и експерименталним путем. Иако је геометрија опруге врло проста, постојање металних уметака изазива неубичајену расподелу напона [20] која се не може сагледати класичним инжењерским методама. Занимљиво је да резултати добијени методом коначних елемената показују боље поклапање са експерименталним подацима у односу на резултате добијене аналитичким путем.



Слика 2.35. Процедура процене животног века елемента израђеног од гуме [20]

Даљи развој модела механичког понашања еластомера (вискоеластични/вископластични модели) омогућио је да се поред напонско-

деформационог стања методом коначних елемената изврши предвиђање релаксационих појава, хистерезиса (пригушења) и осталих специфичности механичког понашања гуме. Такође, развијени су модели којим се предвиђа чврстоћа, оштећење и замор еластомера што је омогућило њихову примену у методи коначних елемената.

Метода коначних елемената нашла је примену и у процени старења гуме. *Стивенсон* и *Кампион* [20] дефинишу процедуру за предвиђање животног века производа израђених од гуме, засновану на примени аналитичких прорачуна и метода коначних елемената (слика 2.35). Први корак у процедури је дефинисање појединачних критеријума отказа производа у складу са захтеваним карактеристикама у оквиру профила производа, нпр. неприхватљиво повећање/смањење крутости, појава пукотина, ... За сваку од карактеристика дефинисаних у оквиру профила производа потребно је дефинисати критеријум отказа. Након дефинисања критеријума отказа врши се анализа узрока и механизма који доводе до испуњавања појединачних критеријума отказа, одакле произилази квантификација трајности производа.

Када су механизми који доводе до отказа идентификовани, приступа се лабораторијским испитивањима еластомера од којих је израђен производ како би се одредила брзина процеса отказа. Без процене брзине процеса не могу се сагледати интеракције појединачних механизма који доводе до отказа производа. Да би се на исправан начин сагледала брзина појединачних механизма, лабораторијска испитивања се морају обавити за различите нивое утицајних фактора на појединачне механизме отказа и за различите временске интервале. Као и за сва испитивања гумено-металних елемената, услови испитивања спроведених са циљем одређивања брзине појединачних механизма отказа морају одговарати што је ближе могуће експлоатационим условима. Могуће је применити и убрзана испитивања, али се мора доказати веза између убрзавања процеса испитивања и повећања брзине процеса отказа. Након одређивања брзине појединачних механизма отказа приступа се примени аналитичких и нумеричких метода да би се одредила интеракција појединачних механизма отказа и њихов допринос целокупном отказу производа. Иако на слици 2.35 то није експлицитно приказано *Стивенсон* и *Кампион* [20] као део процедуре подразумевају и обавезно испитивање прототипа производа при условима који одговарају експлоатационим. Применом овако дефинисане процедуре остварују се значајне уштеде јер се многобројна испитивања која су потребна за процену брзине отказа спроводе на елементарним епруветама еластомера уместо на прототипу производа.

2.5 Идентификација подручја истраживања

Анализом процеса развоја гумено-металних опруга изложеног у потпоглављу 2.4 (стр. 50), може се закључити да се код традиционалног поступка конструисања гумено-металних опруга врши само провера напона, деформација и крутости, ослањајући се при томе на бројне претпоставке и упрошћења. Током процеса развоја користе се емпиријски одређени параметри који су врло често одређени у оквиру лабораторијских испитивања која не одговарају експлоатационим условима. Прорачун напона, деформација и крутости врши се преко израза датих у литератури за познате, просте облике гумено-металних опруга. Уколико би се облик гумено-металне опруге разликовао од литературно доступних, врло је вероватно да аналитичким поступцима не би било могуће одредити напонско-деформационо стање и крутост опруге. Такође, у самој поставци проблема (потпоглавље 2.3.2, стр. 30), да би се одредила статичка и динамичка крутост опруге и потребни статички угиб опруге, уведене су бројне претпоставке и поједностављења (свођење система на систем са једним степеном слободне кретања и све претпоставке које се при томе уводе, емпиријски/експериментално одређено пригушење, емпиријски/експериментално одређен однос статичке и динамичке крутости, ...). При томе су занемарене и релаксационе појаве (пузање гуме) које ће под трајним оптерећењем довести до повећања статичког угиба и промене природне фреквенце опруге. Тек након израде прототипа гумено-металне опруге и њеног експерименталног испитивања, у условима који одговарају експлоатационим, могу се одредити динамичка крутост и пригушење гумено-металне опруге. Како је установљено да и резултати испитивања прототипа нису довољно поуздани [20], и с обзиром на емпиријске основе традиционалног процеса развоја и непредвидивост понашања гуме у експлоатацији [42], може се закључити да је постизање захтеваних карактеристика опруге у првој итерацији циклуса развоја изузетно тешко и готово случајно. До појаве савремених софтверских алата, развој гумено-металних производа (а и осталих производа израђених од еластомера) заснивао се искључиво на претходном искуству пројектанта и методи „покушаја и грешке”. Такав приступ је неефикасан, скуп и дуготрајан јер захтева итеративну процедуру са бројним експерименталним проверама да би се достигле захтеване карактеристике производа.

Иако је гума као инжењерски материјал коришћена још у 19. веку, прва истраживања о механичком понашању обављена су током четрдесетих година прошлог

века [47-53]. Прве студије њених динамичких својстава и методе испитивања динамичких својстава објављене су тек шездесетих година прошлог века [28, 54-56]. Све до појаве рачунарских система, већина истраживача се бавила општим аспектима конструисања [57-60], применом гуме у контроли вибрација [61-64], дефинисањем нових конструкционих решења гумено-металних опруга (преко 600 патената у периоду 1920-1970) [65-70] и развојем стандардизованих метода испитивања гуме (ASTM D 945, ASTM D 5992, ...).

Појава методе коначних елемената и развој модела за предвиђање механичког понашања гумених смеша (конститутивних модела) значајно су унапредили процес конструисања гумено-металних опруга. Механичко понашање еластомера описивано је преко хипереластичних модела скоро некомпесибилних материјала код којих је однос напона и деформација у материјалу одређен преко извода функције густине енергије деформације (више о хипереластичности у поглављу 3). Интеграцијом хипереластичних модела у комерцијалне софтвере (MSC MARC, ANSYS, ABAQUS, ADINA, COMSOL, ...) омогућена је провера напона и деформација (па и статичке крутости) [20, 71-73], процена радног века услед замора [74-76] и појаве лома (пукотина) [73, 77], као и оптимизација геометрије елемента с аспекта повећања радног века [74, 78]. Без обзира на постигнут напредак, методологија развоја гумено-металних опруга се задржала у оквиру традиционалног приступа и квази-статичких оптерећења. Веома мали број аутора је проучавао динамичка својства због немогућности хипереластичних модела да сагледају зависност механичког понашања од брзине деформације. Такође, применом хипереластичних модела није било могуће проценити хистерезисно пригушење, термо-механичке ефекте, релаксационе појаве, Пејнов (Флечер-Гентов) и Мулинсов ефект. Појавом вискоеластичних/вископластичних конститутивних модела пренебегнута су ограничења хипереластичних модела и отворена су нова поља примене методе коначних елемената у развоју гумено-металних опруга. Развијене су и модификације [38, 79] општих вискоеластичних/вископластичних модела специјализованих за анализу специфичних особина еластомера (зависност карактеристика од температуре, Пејнов и Мулинсов ефекат). Имплементација наведених модела у софтверске пакете је омогућила инжењерима да изврше процену хистерезиса (пригушења) [80-82], унутрашњег генерисања топлоте [21, 22, 83] и са њим повезано старење еластомера [20, 84]. Међутим, у већини случајева је нелинеарно динамичко понашање елемената израђених од гуме занемарено или у најбољем случају значајно поједностављено [38].

И поред евидентног напретка у расположивим инжењерским алатима, методологија развоја гумених и гумено-металних опруга се и даље заснива на физичкој изради прототипа и испитивањима [85], односно на претходном искуству пројектанта и методи покушаја и грешке. Већина аутора бавила појединачним аспектима механичког понашања гуме не сагледавајући како да бројне нове процедуре обједине у јединствену методологију развоја. Такође, већина аутора занемарује или драстично поједностављује нелинеарно динамичко понашање у процесу развоја производа [38]. Процес избора гуме се и даље обавља искључиво на основу претходног искуства [86] и експерименталних испитивања. Обим експерименталних испитивања и број израђених прототипова донекле је смањен применом алата виртуелног развоја производа, али су и даље потребна многобројна експериментална испитивања и компликована верификација карактеристика готових производа услед непредвидљивости понашања гуме у експлоатацији. И ако је у последњој деценији методологија развоја производа доживела изузетан напредак, до данас није дефинисана систематична процедура развоја гумено-металних опруга базирана на савременим алатима виртуелног развоја производа.

Циљ истраживања у оквиру ове докторске дисертације је дефинисање интегрисане методологије развоја гумено-металних опруга уз примену алата виртуелног развоја производа. Наведена методологија развоја заснована је на конструисању применом реалних експлоатационих оптерећења и стандарда којима се дефинишу битне карактеристике гумено-металних опруга. Током процеса истраживања дефинисаће се, у мери којој је то могуће у односу на степен развоја алата виртуелног развоја производа, све аналитичке, нумеричке, експерименталне и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумено-металних опруга. Током истраживања, покушаће се да се избегну неки од недостатака класичног приступа развоју гумено-металних опруга, првенствено у погледу увођења бројних претпоставки и емпиријски заснованог избора гуме у процесу конструисања. Један од циљева истраживања је да се дефинише систематична процедура за избор гуме смеше код гумено-металних опруга. Такође, разматраће се тачност предвиђања појединих конститутивних модела и утицај трења код слободних контаката гуме и метала на резултате нумеричких анализа, као и генерисање топлоте услед унутрашњег трења у гуми као примарног узрока процеса старења.

Дефинисана методологија биће верификована у процесу развоја гумено-металног елемената примарног огибљења железничких локомотива као

репрезентативног примера у погледу сложеног оптерећења опруге, комплексне геометрије и одговорне функције.

3. КОНСТИТУТИВНИ МОДЕЛИ МЕХАНИЧКОГ ПОНАШАЊА ЕЛАСТОМЕРА

Као први корак у дефинисању методологије развоја гумено-металних опруга потребно је извршити анализу модела механичког понашања еластомера, јер они представљају основу за примену методе коначних елемената на којој се примарно заснива виртуелни развој производа. Без задовољавајуће прецизности предвиђања механичких модела материјала не може се веровати резултатима виртуелних испитивања, што обесмишљава саму примену алата виртуелног развоја производа.

У овом поглављу дат је кратак приказ хипереластичних и вискоеластичних/вископластичних модела материјала са нагласком на могућности и прецизност предвиђања модела који се најчешће користе у инжењерској пракси. Поред прегледа истраживања у области процене прецизности предвиђања механичког понашања еластомера, приказан је један од најзначајнијих нелинеарних вискоеластичних/вископластичних модела материјала (Бергстром-Бојс модел), као и експериментална процедура на основу које се одређују параметри наведеног модела. На основу дефинисане експерименталне процедуре, извршено је испитивање девет смеша еластомера, произведених у компанији „ТИГАР техничка гума”, које ће касније бити коришћене током истраживања за валидацију методологије развоја гумено-металних опруга.

У овом поглављу приказана је и упоредна анализа прецизности предвиђања и могућности/ограничења најпопуларнијих хипереластичних модела (Муни-Ривлин и Јеох) и основног (као и проширених варијанти) Бергстром-Бојс модела, настала као резултат сопствених истраживања. Упоредна анализа прецизности предвиђања извршена је поређењем коефицијента детерминације (R^2) који показује колико одређени механички модел добро предвиђа механички одзив одређен

експерименталним путем. Наведена упоредна анализа извршена је за случај литературно доступних експерименталних података, као и за свих девет напред поменутих гумених смеша чији је механички одзив одређен експерименталним путем. За литературно доступне експерименталне податке анализа је извршена при два нивоа релативне деформације узорка, док је за смеше израђене у компанији „ТИГАР техничка гума” разматран случај само оптерећења и оптерећења-растерећења узорка при две брзине деформације и релаксационом тесту.

Параметри материјала гумених смеша верификовани су нумеричком симулацијом (помоћу методе коначних елемената) експерименталних испитивања. За потребе симулације експериментална развијена је нова процедура предвиђања приближне вредности коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала.

На крају поглавља дате су препоруке за избор механичког модела материјала у процесу виртуелног развоја производа израђених од гуме и на основу дефинисаних препорука извршен је избор механичког модела еластомера на коме ће бити заснована методологија виртуелног развоја гумено-металних опруга која је предмет истраживања у оквиру докторске дисертације.

3.1 Хипереластични модели механичког понашања материјала

Опште је познато да линеарни еластични модели материјала не описују тачно механичко понашање еластомера. Појава хипереластичних конститутивних модела омогућила је моделирање механичког понашања еластомера [87]. Хипереластични материјал [88] је врста механичког модела којим се описује механичко понашање идеално еластичних материјала. Код хипереластичних материјала механички одзив се описује преко функције густине енергије деформације (W), тј. количине енергије складиштене у јединици запремине деформисаног материјала [89]. Хипереластични материјал је специфични случај Кошијевог еластичног материјала.

Хипереластични модели претпостављају да механички одзив за изотропни нестишљиви (или скоро нестишљив) материјал може бити дефинисан као нелинеарно еластичан и уопштено независан од брзине деформације. Хипереластични модели материјала морају да задовоље Друкеров (Хилов) критеријум стабилности [90].

Према *Маркману* и *Верону* [91] хипереластични модели могу се класификовати према приступу истраживача проблему одређивања функције густине енергије деформације:

- феноменолошки модели дефинисани математичким развојем функције густине енергије деформације, као што су Ривлинов [51] или Огденов [92] модел. Код феноменолошких модела се функција густине деформационе енергије описује преко деформационих инваријанти уз увођење параметара (кофицијената) материјала који се одређују експерименталним путем. Основни недостатак феноменолошких модела је што се параметри материјала тешко одређују. Поред наведеног, феноменолошки модели показују малу прецизност предвиђања механичког понашања ако се користе ван опсега деформације у коме су параметри материјала идентификовани.
- Ривлин и Саундерс [53], као и Харт-Смит [93] директно одређују функције материјала $\partial W/\partial I_1$ и $\partial W/\partial I_2$ користећи експерименталне податке. Да би се одредили параметри материјала код модела из ове групе потребно је извршити испитивање механичког одзива при чистом смицању, као и двоосном истезању. Недостатак ових модела је проблематично експериментално испитивање јер је појава ниског степена истезања неизбежна при испитивању чистог смицања, као и због чињенице да је веома важно контролисати циклусе оптерећења при двоосном истезању како би се добили поуздани резултати. Доказано је да ови модели дају добру тачност чак и за велике деформације еластомера [94].
- Микромеханички модели, као што су Аруда-Бојс [95] или „нови Хуков модел”¹ [96], произилазе из појаве да еластичне силе у гуми настају као последица смањења ентропије са порастом степена деформације [89]. Микромеханички модели се заснивају на проучавању физике мреже полимерних ланаца и статистичким методама. Њихове математичке формулације су обично прилично компликоване. Установљено је да ови модели пружају веома добро предвиђање понашања при великим деформацијама [97]. Микромеханичке моделе карактерише нижа тачност предвиђања механичког понашања при малим вредностима деформације, што се може кориговати коришћењем хибридних модела као што је спој Флори-Ерман и Аруда-Бојс модела [91].
- Хибриди феноменолошких и микромеханичких модела као што су Гентов [98] или Ван дер Валсов [99] модел.

¹ Neo-Hookean

Табела 3.1. Хипереластични конститутивни модели (рангирање према Маркману [91])

Ранг	Конститутивни модел	Реф.	Година	Тип	Број параметара материјала
1.	„Проширени цевни” ²	[100]	1999	микоромеханички	4
2.	Шариф	[101]	2000	феноменолошки	5
3.	„Микро-сфера” ³	[102]	2004	микоромеханички	5
4.	Огден	[92]	1972	феноменолошки	6
5.	Хајнс- Вилсон	[103]	1975	феноменолошки	6
6.	Бидерман	[104]	1958	феноменолошки	4
7.	Харт-Смит	[93]	1966	феноменолошки /експериментални	3
8.	Аруда-Бојс	[95]	1993	микоромеханички	2
9.	Гент	[98]	1996	хибридни	2
10.	Јеох	[105], [106]	1997	хибридни	4
11.	Ван дер Валс	[107]	1986	хибридни	4
12.	„три ланца” ⁴	[48]	1943	микоромеханички	2
13.	Цевни	[108]	1997	микоромеханички	3
14.	Муни	[47]	1940	феноменолошки	2
15.	Ишикара	[52]	1951	микоромеханички	3
16.	Гент и Томас	[109]	1958	феноменолошки	2
17.	„клизање везе” ⁵	[110]	1981	микоромеханички	3
18.	„ограничени спојеве” ⁶	[111]	1944	микоромеханички	3
19.	„нови Хуков” ⁷	[49]	1943	микоромеханички	1
20.	Валанис и Ландел	[112]	1967	феноменолошки /експериментални	1

У табели 3.1 је приказано рангирање хипереластичних модела које су извршили Маркман и др. [91]. Аутори истраживања су поредили хипереластичне моделе при предвиђању механичког понашања два различита скупа експерименталних података,

² Extended tube

³ Micro-sphere

⁴ three-chain

⁵ Slip - link

⁶ Constrained junctions

⁷ neo-Hookean

Трелоар [50] и *Кавабата и др* [113], при чему су модели рангирани на основу следећих правила:

- ранг модела расте са порастом опсега валидности, тј. могућности да предвиде механичко понашање при различитим условима оптерећивања;
- ранг модела опада са порастом броја параметара материјала модела;
- еквивалентни модели према претходна два правила се разликују према способности да репродукују оба скупа експерименталних података;
- еквивалентни модели (према свим претходним правилима) се рангирају према правилу да микромеханички модели имају приоритет.

Маркман и др. [3] су утврдили да модели материјала који имају само два или три параметара не могу да предвиде цео опсег оптерећења, нарочито при предвиђању механичког одзива при напрезању у два правца ако су параметри модела одређени на основу експерименталних испитивања напрезањем у једном правцу.

Бојс и др. [97] су установили да за различите услове оптерећивања Аруда-Бојс модел пружа најбоље предвиђање при високим вредностима деформације. *Бојс и др*. су такође установили да формулације густине енергије деформације које садрже другу инваријанту истезања I_2 треба користити с опрезом јер они предвиђају крући одзив за одређене услове оптерећења. Иако су феноменолошки модели веома популарни у комерцијалним софтверским пакетима за анализу путем коначних елемената, саветује се опрез при њиховом коришћењу јер се најбоље предвиђање механичког понашања често постиже са нестабилним параметрима материјала. Прецизно предвиђање механичког понашања феноменолошким моделима је последица повећања броја параметара материјала, што за последицу има повећање броја експеримената неопходних за одређивање параметара [97].

Гоух и др. [114] су показали су да увек постоји компромис између тачности срачунатих параметара материјала, броја експеримената и врсте експерименталних узорака. Према наведеним ауторима [114], модели који зависе од прве инваријанте деформације, тј. I_1 (као Јеох и Марлов) имају много већу прецизност предвиђања него модели засновани на инваријантима I_1 и I_2 ($I_3 = 0$ због услова нестишљивости) или на „степенима истезања”⁸ (као Огден), ако су параметри одређени на основу напрезања у једном правцу. Наведено је доказано и од стране Горешија [115] који је установио да

⁸ stretch ratio

Марлов модел [116] има највећу тачност предвиђања ако постоје само подаци за напрезање у једном правцу.

Да би се постигла висока прецизност предвиђања механичког понашања применом хипереластичног конститутивног модела морају да се поштују следећа правила:

- експерименте треба изводити при различитим условима оптерећења, тј. истезање у једном правцу, сабијање у једном правцу, истезање у два правца, чисто смицање, раванско истезање, запреминско сабијање;
- експерименте треба изводити при брзинама и у опсезима деформације који одговарају експлоатационим условима;
- ако се користе модели доступни у комерцијалним софтверским пакетима треба користити Марлов, Јеох или Аруда-Бојс модел;
- извршити процену прецизности предвиђања помоћу сва три наведена модела јер ће за различите еластомере, опсеге деформације и оптерећења варирати њихова прецизност предвиђања, тј. не постоји универзално најбољи модел;
- проверу предвиђања механичког понашања извршити симулацијом експерименталних испитивања.

На основу предходне дискусије, јасно је да многи хипереластични модели могу да тачно предвиде понашање вулканизованих еластомера без пуниоца. Међутим, у претходном поглављу (2.3.1) је описано да је механичко понашање гуме у суштини вискоеластично/вископластично. Самим тим временски независни хипереластични модели нису довољни за прецизно предвиђање механичког понашања еластомера. У стварности, механички одзив еластомера је у облику хистерезисне петље и завистан је од времена, брзине деформације и температуре исказујући специфичне ефекте као што су Мулинсов и Пејнов ефекат који не могу бити предвиђени класичним хипереластичним моделима.

Огден и *Роксбороу* [117] као и *Ки* и *Бојс* [118] предложили су моделе оштећења којим се проширују класични хипереластични модели чиме би се омогућило предвиђање Мулинсовог ефекта. Огден-Роксбороу модел је већ имплементиран у неколико комерцијалних софтвера за анализу методом коначних елемената. У студији [119], Бергстром је утврдио да проширење класичног хипереластичног конститутивног модела са Огден-Рохбургх или Ки-Бојс моделом оштећења значајно повећава прецизност предвиђања механичког понашања.

Значајан утицај и релативно мале количине пуниоца на механичко понашање еластомера је добро познато и значајно је допринело повећању употребе еластомерних материјала у инжењерској пракси. У другом поглављу рада (2.3.1) је истакнуто да додаток пуниоца значајно повећава чврстоћу гуме, појачава Мулинсов ефекат и мења временски зависне аспекте понашања материјала као што су хистерезис и релаксационе појаве. Нажалост, задовољавајућу прецизност предвиђања механичког понашања испуњеног еластомера пружа само неколико хипереластичних модела. У студији изведеној од стране Бергстрома [120] је показано да мали број модела може адекватно да предвиди мале деформације при једноосном напрезању испуњеног еластомера. Уопште, прецизност предвиђања свих конститутивних модела материјала опада са повећањем садржаја пуниоца.

3.2 Вискоеластични модели материјала

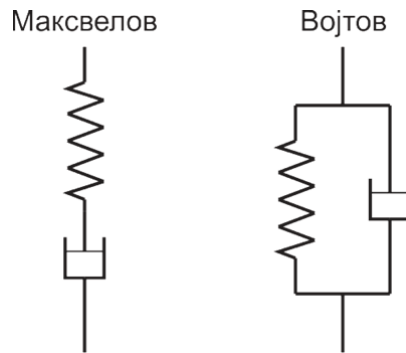
За разлику од идеално еластичног чврстог тела које се понаша у складу са Хуковим законом, идеални вискозни флуид се понаша у складу са Њутновим законом, тј. напон је пропорционалан промени релативне деформације током времена [20]. Еластомери припадају групи материјала чије се механичко понашање налази између материјала чије механичко понашање одговара Хуковом закону (идеално еластично чврсто тело) и Њутновом закону (идеални вискозни флуид) и дефинишу се као вискоеластични материјали. На основу дефиниције идеалног вискозног флуида, Њутнов закон се може написати у облику:

$$F = c \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad 3.1$$

где је c коефицијент вискозног трења (вискозног пригушења – потпоглавље 2.3.2, стр. 30). Њутнов закон се може изразити и у облику:

$$\sigma = \mu_e \left(\frac{d\varepsilon}{dt} \right) \quad 3.2$$

где је σ напон истезања, ε релативна деформација при истезању и μ_e Њутнов коефицијент вискозности при истезању. Као и у случају идеално еластичног чврстог тела, коефицијент вискозности при истезању је три пута већи од коефицијента вискозног смицања.



Слика 3.1. Шематски приказ Максвеловог и Војтовог модела
вискоеластичности [20]

Вискоеластично механичко понашање се најчешће описује феноменолошким конститутивним моделима. У табели 3.2 дати су изрази којима су дефинисани два основна вискоеластична модела – Максвелов и Војтов модел. Максвелов модел се може представити редном везом еластичне опруге и вискозне пригушнице док је код Војтовог модела у питању паралелна веза наведених елемената (слика 3.1).

Табела 3.2. Понашање вискоеластичних елемената [20, 121]

	Максвелов модел	Војтов модел
Једначина кретања	$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{k} \left(\frac{dF}{dt} \right) + \frac{F}{c}$	$F = kx + c \left(\frac{dx}{dt} \right)$
Основни закон	$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \left(\frac{d\sigma}{dt} \right) + \frac{\sigma}{\mu_e}$	$\sigma = E\varepsilon + \mu_e \left(\frac{d\varepsilon}{dt} \right)$
Услов	једнакости силе	једнакости деформације
Услов	сабирања деформација	сабирања сила
$\tau = c / k$	време релаксације	време ретардације
Релаксација напона $dx / dt = 0$ или $x = const$	$F = F_0 e^{-t/\tau}$	$F = kx$
Пузање $dF / dt = 0$ или $F = const$	$x = x_0 + \frac{Ft}{c}$	$x = \frac{F_0}{k} (1 - e^{-t/\tau})$
Константна брзина деформације $dx / dt = const$	$F = c \frac{dx}{dt} (1 - e^{-t/\tau})$	$F = \frac{dx}{dt} (c + kt)$
где су:	<p>k – крутост опруге</p> <p>c – коефицијент вискозног трења (коефицијент пригушења)</p> <p>x_0 – померање у тренутку $t = 0$</p> <p>F_0 – сила у тренутку $t = 0$</p>	

Механичко понашање реалних материјала најчешће се не може се описати наведеним основним вискоеластичним моделима. Због тога се уводе уопштени Максвелов и уопштени Војтов модел, као бесконачан број паралелно повезаних Максвелових елемената (уопштени Максвелов модел), односно бесконачан број редно повезаних Војтових елемената (уопштени Војтов модел). Уопштени Максвелов модел карактерише расподела модула еластичности E (τ) као функција времена релаксације $\tau = \mu_e / E$ појединачних елемената паралелне везе (основних Максвел елемената), док уопштени Војтов модел карактерише расподела сагласности као функција времена ретардације $\tau = \mu_e / E$ појединачних елемената редне везе (основних Војтових елемената) [20]. И уопштени Максвелов и уопштени Војтов модел спадају у групу линеарних вискоеластичних модела јер важи Болцманов принцип суперпозиције [122], тј. деформација ε , која је последица деловања више напона σ_i ($\sigma = \sum_{i=1}^n \sigma_i$), је једнака алгебарској суми деформација као кад би сваки од напона деловао посебно. При развоју производа израђених од гуме, динамичка испитивања и пузање се чешће представљају Војтовим моделом док се релаксација напона представља Максвеловим моделом [20].

Решавањем једначина Војтовог модела добија се да је напон елемента може израчунати преко једначине:

$$\sigma = (E_1 + iE_2)\varepsilon = E^*\varepsilon \quad 3.3$$

где су:

- E_1 – реални део комплексног динамичког модула (модул еластичности)
- $E_2 = \omega\eta_e$ – имагинарни део комплексног динамичког модула (модул еластичности губитка)
- E^* – комплексни динамички модул

Реални део комплексног динамичког модула представља однос компоненте напона у фази са релативном деформацијом, док је имагинарни део однос компоненте напона фазно померене за 90° и релативне деформације. Као што је већ речено у потпоглављу 2.3.2 (стр. 30) однос имагинарног и реалног дела комплексног динамичког модула дефинише фактор хистерезисног пригушења:

$$\eta = \tan \delta = \frac{E_2}{E_1} \quad 3.4$$

где је δ угао фазног помераја напона у односу на релативну деформацију. Вискозни модул клизања и вискозни модул клизања губитка изводе се на основу приближних веза из модула клизања и модула клизања губитка:

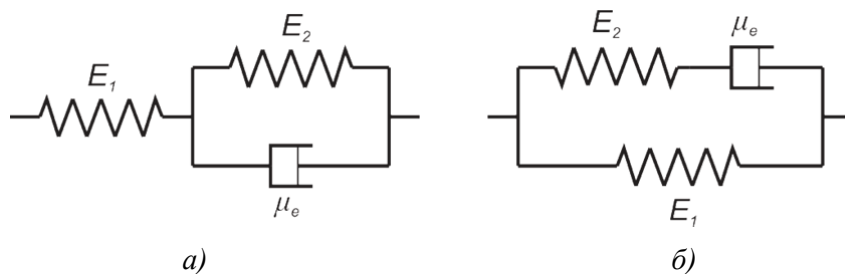
$$G_1 \approx \frac{E_1}{3} \text{ односно } G_2 \approx \frac{E_2}{3} \quad 3.5$$

Карактеризација динамичких особина гуме најчешће се врши помоћу уређаја који се назива динамички механички анализатор⁹ који одређује напред наведене параметре динамичког понашања у зависности од фреквенце и температуре.

Ако се посматрају једначине основног закона Максвеловог и Војтовог модела (табела 3.2) може се закључити следеће [121]:

- ако је код Максвеловог модела $\sigma = \text{const}$ следи да је $d\varepsilon/dt = \text{const}$ што имплицира да је у том случају деформација бесконачна;
- ако је код Војтовог модела $\varepsilon = \text{const}$ следи да је $\sigma = \text{const}$ што не одговара експерименталним истраживањима.

Да би се пренебрегнули наведени недостаци Максвеловог и Војтовог модела у теорију вискоеластичности уведени су Келвинов и Зенеров модел.



Слика 3.2. Шематски приказ Келвиновог (а) [123] и Зенеровог вискоеластичног модела (б) [124]

Келвинов модел вискоеластичног тела (слика 3.2, а) добија се редном везом Хуковог еластичног и Војтовог вискоеластичног елемента:

$$\frac{d\sigma}{dt} + \frac{E_1 + E_2}{\mu_e} \sigma = E_1 \left(\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{E_2}{\mu_e} \varepsilon \right) \quad 3.6$$

⁹ DMA

Зенеров модел вискоеластичног тела (слика 3.2, б) добија се паралелном везом Хуковог еластичног и Максвеловог вискоеластичног елемента:

$$\frac{d\sigma}{dt} + \frac{E_2}{\mu_e} \sigma = (E_1 + E_2) \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{E_1 E_2}{\mu_e} \varepsilon \left(\frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{E_2}{\mu_e} \varepsilon \right) \quad 3.7$$

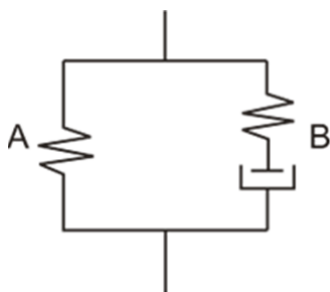
Код оба модела фигуришу по два Хукова елемента са модулима еластичности E_1 и E_2 и један пригушни елемент са коефицијентом вискозности при истезању μ_e . Према *Бураковићевој* [121], Келвинов и Зенеров модел дају бољи квалитативни опис вискоеластичних својстава али су незадовољавајући са квантитативног гледишта.

Због немогућности напред наведених вискоеластичних модела да у потпуности предвиде механичко понашање еластомера услед њихове линеарности, као и због компликованих математичких формулација, развијени су специјализовани вискоеластични модели материјала.

3.2.1 Бергстром-Бојс модел материјала

Најпознатији вискоеластични конститутивни модел који се користи при предвиђању механичког понашања еластомера је Бергстром-Бојс модел материјала. Да би превазишли претходно описане проблеме хипереластичних модела са прецизношћу предвиђања механичког понашања еластомера, као и линеарност класичних вискоеластичних модела, Бергстром и Бојс су предложили модификацију Зенеровог модела материјала. Бергстром-Бојс је феноменолошки заснован нелинеарни модел материјала којим се може предвидети вискоеластично понашање еластомера. Наведеним моделом се може предвидети нелинеарна зависност између напона и деформације, зависност механичког одзива од брзине деформације и појава хистерезиса код еластомера. Према *Бергстрому* [125], временски зависно механичко понашање реалних еластомера може да се опише раздвајањем на два дела: равнотежни одзив и временски зависно одступање од равнотежног одзива.

Раздвајањем механичког одзива, еластомери се моделирају помоћу две паралелне полимерне мреже (слика 3.3). Прва мрежа (*A*) описује равнотежни механички одзив и може да се представи коришћењем било ког хипереластичног модела материјала. Друга мрежа (*B*) се састоји од еластичне мреже редно повезане са временски зависним елементом (пригушницом) која тежи да умањи деформацију мреже током времена.



Слика 3.3. Једнодимензионална репрезентација Бергстром-Бојс реолошког конститутивног модела еластомера [125]

Како је градијент деформације \mathbf{F} због паралелне везе једнак у обе мреже може се написати [79]:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_A = \mathbf{F}_B = \nabla_x \mathbf{x} \quad 3.8$$

где је \mathbf{x} тензор помераја. Градијент деформације мреже B (\mathbf{F}_B) може даље да се разложи на еластични (\mathbf{F}_{Be}) и нееластични (\mathbf{F}_{Bi}), односно вискозни део [126]:

$$\mathbf{F}_B = \mathbf{F}_{Be} \cdot \mathbf{F}_{Bi} \quad 3.9$$

Кошијев напон у полимерној мрежи A (\mathbf{T}_A) може да се одреди, како је већ речено, коришћењем било ког хипереластичног модела материјала. Применом Аруда-Бојс модела (модел „8 ланаца”¹⁰ [95]) напон у полимерној мрежи A може да се срачуна као:

$$\mathbf{T}_A = \frac{\mu_A^0}{J_A \lambda_A^*} \frac{\mathcal{L}^{-1} \left(\frac{\overline{\lambda}_A^*}{\lambda_A^{lock}} \right)}{\mathcal{L}^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_A^{lock}} \right)} \text{dev} [\mathbf{B}_A^*] + K [J_A - 1] \mathbf{I} \quad 3.10$$

где је:

$$\mathbf{B}_A^* = J_A^{-2/3} \mathbf{F} \mathbf{F}^T \quad - \text{ леви Коши-Грин тензор еластичне мреже } A, \quad 3.11$$

$\text{dev} [\mathbf{B}_A^*]$ – девијаторски део левог Коши-Грин тензора еластичне мреже A ,

$$\overline{\lambda}_A^* = \sqrt{\frac{\text{tr}(\mathbf{B}_A^*)}{3}} \quad - \text{ ефективни степен истезања еластичне мреже } A, \quad 3.12$$

$\text{tr}(\mathbf{B}_A^*)$ – траг левог Коши-Грин тензора еластичне мреже A ,

¹⁰ 8-chain

$$J_A = \det[\mathbf{F}] \quad - \text{ Якобијан градијента деформације мреже } A, \quad 3.13$$

$$\mathcal{L} = \coth(x) - \frac{1}{x} \quad - \text{ Лангевинова функција,} \quad 3.14$$

$$\mu_A^0 \quad - \text{ почетни модул клизања еластичне мреже } A,$$

$$\lambda_A^{lock} \quad - \text{ ограничење степена истезања еластичне мреже } A,$$

$$K \quad - \text{ модул компресије,}$$

$$\mathbf{I} \quad - \text{ тензор јединица.}$$

Почетни модул клизања еластичне мреже (μ_A^0) и ограничење степена истезања еластичне мреже (λ_A^{lock}) су константе материјала које се одређују експерименталним путем.

Кошијев напон еластичног дела мреже B може се одредити на исти начин као и напон еластичне мреже A , моделом „осам ланаца“:

$$T_B = \frac{\mu_B^0}{J_{Be} \lambda_{Be}^*} \frac{\mathcal{L}^{-1}\left(\frac{\overline{\lambda_{Be}^*}}{\lambda_{Be}^{lock}}\right)}{\mathcal{L}^{-1}\left(\frac{1}{\lambda_{Be}^{lock}}\right)} \text{dev}[\mathbf{B}_{Be}^*] + K [J_{Be} - 1] \mathbf{I} \quad 3.15$$

где је:

$$\mathbf{B}_{Be}^* = J_{Be}^{-2/3} \mathbf{F} \mathbf{F}^T \quad - \text{ леви Коши-Грин тензор еластичног дела мреже } B, \quad 3.16$$

$$\text{dev}[\mathbf{B}_{Be}^*] \quad - \text{ девијаторски део левог Коши-Грин тензора еластичног дела мреже } B,$$

$$\overline{\lambda_{Be}^*} = \sqrt{\frac{\text{tr}(\mathbf{B}_{Be}^*)}{3}} \quad - \text{ ефективни степен истезања еластичног дела мреже } B, \quad 3.17$$

$$\text{tr}(\mathbf{B}_{Be}^*) \quad - \text{ траг левог Коши-Грин тензора еластичног дела мреже } B,$$

$$J_{Be} = \det[\mathbf{F}] \quad - \text{ Якобијан градијента деформације еластичног дела мреже } B, \quad 3.18$$

$$\mu_B^0 \quad - \text{ почетни модул клизања еластичног дела мреже } B,$$

$$\lambda_{Be}^{lock} \quad - \text{ ограничење степена истезања еластичног дела мреже } B,$$

$$s \quad - \text{ однос иницијалних модула клизања еластичног дела мреже } B \text{ и мреже } A.$$

Компоненте једначине 3.15 су у суштини аналогне компонентама једначине 3.10 и рачунају се на исти начин као и за полимерну мрежу A . Почетни модул клизања

временски зависне мреже (μ_B^0) и ограничење истезања временски зависне мреже (λ_{Be}^{lock}) су константе материјала, које се као и у случају мреже A одређују експериментално.

Кошијев напон еластичног дела мреже B може се написати и као:

$$T_B = \frac{s\mu_A^0}{J_{Be}\lambda_{Be}^*} \frac{\mathcal{L}^{-1}\left(\frac{\lambda_{Be}^*}{\lambda_{Be}^{lock}}\right)}{\mathcal{L}^{-1}\left(\frac{1}{\lambda_{Be}^{lock}}\right)} \text{dev}[\mathbf{B}_{Be}^*] + K[J_{Be} - 1]\mathbf{I} \quad 3.19$$

где је s бездимензиони параметар материјала који се дефинише преко односа почетног модула клизања мреже B и почетног модула клизања мреже A .

Градијент вискозне деформације мреже B може да се израчуна из укупног градијента деформације и градијента еластичне деформације [125]:

$$\mathbf{F}_{Bi} = [\mathbf{F}_{Be}]^{-1} \mathbf{F} \quad 3.20$$

Укупни градијент брзине мреже B може да се разложи на еластични и вискозни део према [126]¹¹:

$$\mathbf{L}_B = \dot{\mathbf{F}}_B \mathbf{F}_B^{-1} = \mathbf{L}_{Be} + \mathbf{F}_{Be} \mathbf{L}_{Bv} \mathbf{F}_{Be}^{-1} = \mathbf{L}_{Be} + \tilde{\mathbf{L}}_{Bv} \quad 3.21$$

где је:

$$\mathbf{L}_{Bv} = \dot{\mathbf{F}}_{Bv} \mathbf{F}_{Bv}^{-1} = \mathbf{D}_{Bv} + \mathbf{W}_{Bv} \quad 3.22$$

односно:

$$\tilde{\mathbf{L}}_{Bv} = \tilde{\mathbf{D}}_{Bv} + \tilde{\mathbf{W}}_{Bv} \quad 3.23$$

У једначинама 3.21 до 3.23 фигуришу следеће променљиве:

- \mathbf{L}_B – градијент брзине деформације мреже B ,
- \mathbf{L}_{Be} – еластични део градијента брзине деформације мреже B ,
- \mathbf{L}_{Bv} – вискозни део градијента брзине деформације мреже B ,
- \mathbf{D}_{Bv} – брзина промене облика мреже B ,
- \mathbf{W}_{Bv} – тензор пластичног спина.

¹¹ Величине редуковане на раван су означене знаком \sim да би се указало да су различите од одговарајућих просторних променљивих

Да би се остварило јединствено растерећење узима се према [127] да је $\tilde{W}_{Bv} = 0$ чиме се добијају еластични и вискозни градијенти који укључују ротације [126].

Брзина промене облика мреже B задовољиће једначину [126]:

$$\tilde{D}_{Bv} = \dot{\gamma}_B N_B \quad 3.24$$

где је:

$\dot{\gamma}_B$ – ефективна брзина деформације

N_B – правац напона који релаксирану конфигурацију полимерног ланца гони према тренутној конфигурацији

Ефективна брзина деформације дефинише се као [126]:

$$\dot{\gamma}_B = \dot{\gamma}_0 \left[\overline{\lambda_{Be}^*} - 1 + \xi \right]^C \left[R \left(\frac{\tau_B}{\hat{\tau}_B} - \hat{\tau}_{cut} \right) \right]^m \quad 3.25$$

где је:

$\dot{\gamma}_0 \equiv 1/s$ – константа димензионалне конзистентности

ξ – фактор подешавања релативне деформације

$R(x) = (x + |x|) / 2$ – нагибна функција [128]¹²

$\hat{\tau}_B$ – параметар (константа) материјала

$\hat{\tau}_{cut}$ – вредност напона испод које се не јавља вискозно течење

$m \in R^+$ – параметар материјала

$C \in [0, -1]$ – параметар материјала

Укупни Кошијев напон модела материјала може да се изрази као:

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_A + \mathbf{T}_B \quad 3.26$$

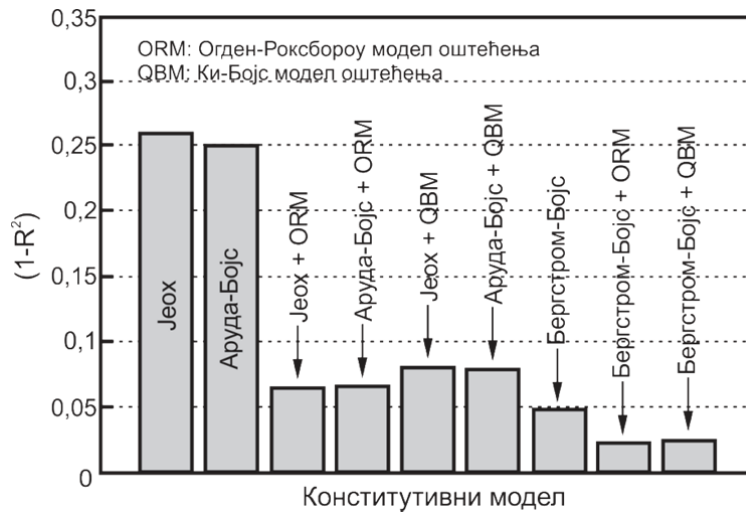
Бергстром-Бојс је тренутно једини нелинеарни вискоеластични модел еластомера који је имплементиран у комерцијалне програмске пакете за анализу применом методе коначних елемената.

Прецизност предвиђања механичког понашања применом Бергстром-Бојс модела истраживао је већи број аутора.

Сам *Бергстром* [126] је показао је да његов модел има довољну прецизност предвиђања механичког понашања еластомера барем до концентрације пуниоца од

¹² Нагибна функција се уводи да би се повећала нумеричка ефикасност у случају када региони мреже коначних елемената немају значајну деформацију

25 vol% код природне и хлоропрен гума. *Бергстром* [119], даље директно упоређује Јеох и Аруда-Бојс моделе са Бергстром-Бојс моделом. У наведеном истраживању аутор показује да Бергстром-Бојс модел остварује значајно већу прецизност предвиђања механичког одзива еластомера у односу на Јеох и Аруда-Бојс моделе (слика 3.4), чак и ако су они проширени са Огден-Роксбороу или Ки-Бојс моделом оштећења. Показано је и да се предвиђање механичког одзива Бергстром-Бојс модела проширеним са Огден-Роксбороу (Бергстром-Бојс-Мулинс) или Ки-Бојс моделом оштећења готово поклапа са експериментално одређеним механичким одзивом (разлика испод 2% у односу на коефицијент детерминације R^2).

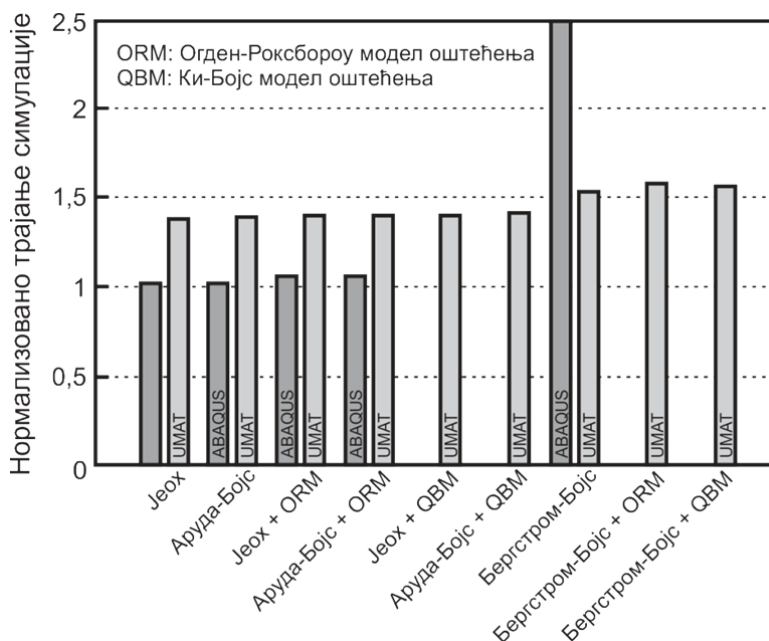


Слика 3.4. Прецизност предвиђања понашања неколико конститутивних модела еластомера [119]

Током истог истраживања Бергстром разматра и трајање симулација применом претходно наведених модела материјала (слика 3.5), у варијанти када се користи стандардна имплементација конститутивних модела у ABAQUS-у, као и са имплементацијом конститутивног модела од стране корисника (UMAT¹³). Како модели проширени Мулинсовим оштећењем нису стандардно доступни у ABAQUS-у, за ове моделе су дати само резултати UMAT имплементација. Слика 3.5 показује да је за класичне хипереластичне моделе стандардна имплементација у ABAQUS-у око 35% бржа од UMAT имплементације услед мање ефикасности при израчунавању Јакобијанове матрице крутости. Такође, показано је да проширење хипереластичних модела са Огден-Роксбороу или Ки-Бојс моделом оштећења преко UMAT имплементације не доводи до значајног повећања трајања симулације у поређењу са

¹³ UMAT – user material

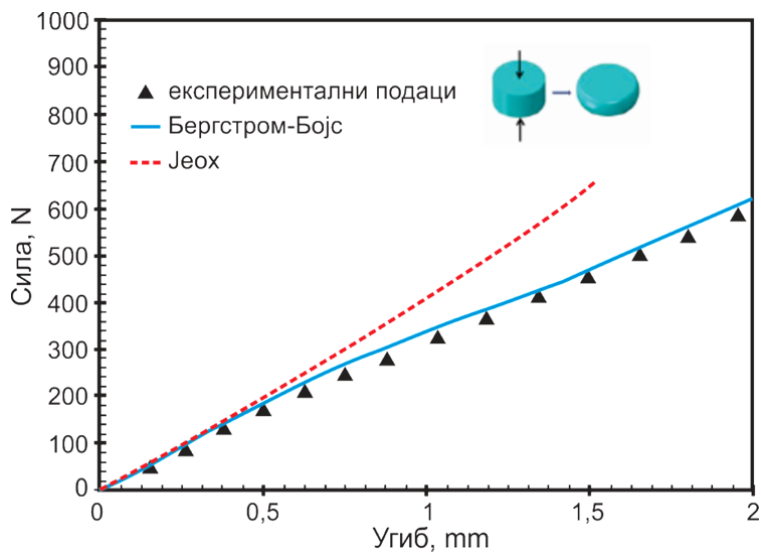
њиховим стандардним имплементацијама. Са слике 3.5 се може такође закључити да је стандардна имплементација Бергстром-Бојс модела у ABAQUS-у веома неефикасна јер се UMAT имплементацијом трајање симулације доводи на ниво хипереластичних модела. Повећање трајања симулације применом Бергстром-Бојс-Мулинс модела у односу на Бергстром-Бојс модел је само 14%. Највећа разлика у времену симулације између најнапредније UMAT симулације (Бергстром-Бојс-Мулинс) и најбржег стандардно имплементираниог хипереластичног модела износи око 55% што није значајна разлика ако се узме у обзир далеко већа прецизност предвиђања механичког понашања.



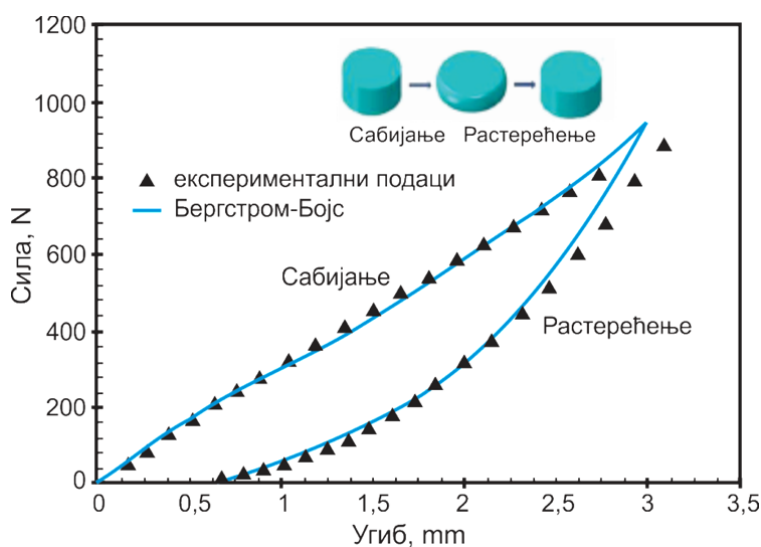
Слика 3.5. Поређење трајања симулације при употреби различитих конститутивних модела [119]

Гореш и др [129] такође доказују прецизност предвиђања механичког понашања еластомера применом Бергстром-Бојс конститутивног модела. Поменути аутори су изучавали ефекат коришћења различитих врста активног угља и њихових смеша као пуниоца на временски зависно механичко понашање еластомера који се уобичајено користе за израду газећег слоја пнеуматика путничких аутомобила, као и прецизност предвиђања Бергстром-Бојс модела материјала, где је еластична мрежа (A) моделирана Јеох хипереластичним моделом. Експериментална испитивања изведена су према ASTM: D412-C и ISO7743 уз поређење резултата испитивања са резултатима симулације (слика 3.6 и слика 3.7). Са слика се може закључити да постоји веома добро слагање између предвиђеног понашања и експерименталних података. Само при већим

деформацијама (слика 3.7) постоји незнатно одступање предвиђеног понашања од експериментално утврђеног. Аутори су објаснили ово одступање као последицу феномена кидања веза између макромолекула еластомера и пуниоца, као и веза између атома/молекула пуниоца, до које долази при већим деформацијама. Како Бергстром-Бојс модел не разматра интеракцију између макромолекула еластомера и пуниоца, прецизност предвиђања ће опадати са порастом деформације која доводи до кидања веза и промене структуре материјала [129].



Слика 3.6. Предвиђена и експериментално утврђена зависност силе од угиба при једноосном сабијању узорка $\varnothing 29 \times 12,5$ [129]



Слика 3.7. Предвиђена и експериментално утврђена зависност силе од угиба при једноосном сабијању у циклусу оптерећења/растерећења [129]

Гореш и др [130] показали су да је Бергстром-Бојс модел у стању да прецизно предвиди и механичко понашање гуме ојачане силицијум диоксидом и активним угљем у целом деформационом опсегу.

Од увођења оригиналног Бергстром-Бојс модела 1998. године [79] и његове модификације из 2000. године [126] објављено је преко 800 научно/стручних радова у међународним часописима који доказују његову широку примењивост и високу прецизност предвиђања механичког понашања еластомера.

3.3 Истраживање прецизности предвиђања механичког понашања еластомера

Да би се утврдила прецизност предвиђања механичког понашања еластомера применом више конститутивних модела, као и њихове могућности и ограничења, дефинисано је истраживање у коме би се извршила провера поклапања реалних експерименталних података и резултата предвиђања. Прегледом доступне литературе је установљено да не постоји систематизовано истраживање прецизности предвиђања механичког понашања еластомера који се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга. Прецизност предвиђања за све конститутивне моделе одређена је преко коефицијента детерминације (R^2). Један од циљева истраживања био је и директно поређење прецизности предвиђања Бергстром-Бојс и хипереластичних модела који се најчешће користе при развоју гумено-металних опруга. Истраживање је изведено применом следећих конститутивних модела материјала:

- Муни-Ривлин (MR),
- Јеох (Y),
- Бергстром-Бојс (BB),
- Бергстром-Бојс проширен Мулинсовим моделом оштећења (BBM).

У појединим случајевима коришћена је и напредна модификација Бергстром-Бојс модела која у обзир узима вископластично понашање еластомера (Динамички-Бергстром-Бојс модел, DBB) да би се утврдило да ли се применом напредних вископластичних модела материјала може повећати прецизност предвиђања.

Истраживање је спроведено коришћењем два скупа експерименталних података – података о испитивању који су јавно доступни од стране водеће компаније за

испитивање еластомера Аксел¹⁴ и експерименталних података који су добијени испитивањем девет различитих гумених смеша на Машинском факултету у Нишу.

Екстракција параметара материјала и предвиђање механичког понашања обављени су у специјализованом софтверу MCalibration.

3.3.1 Предвиђање механичког понашања применом јавно доступних експерименталних података

Као што је већ напоменуто, први део истраживања изведен је предвиђањем механичког понашања применом јавно доступних експерименталних података публикованих од стране компаније Аксел. Подаци компаније Аксел су имплементирани у базе података о материјалима водећих софтверских пакета за анализу путем методе коначних елемената и уобичајено се користе као референтни скуп података приликом испитивања прецизности предвиђања конститутивних модела еластомера. Прегледом доступне литературе нису нађени подаци о прецизности предвиђања Бергстром-Бојс модела за референтни скуп компаније Аксел, те је дефинисано истраживање чији је циљ био да се упореди прецизност предвиђања Бергстром-Бојс модела у односу на најзначајније хипереластичне моделе применом наведеног референтног скупа експерименталних података.

Скуп експерименталних података садржи три случаја оптерећења: једноосно, двоосно и раванско истезање узорка (слика 3.8.) У сва три случаја оптерећења, максимална релативна деформација је $\varepsilon = 0,9$.

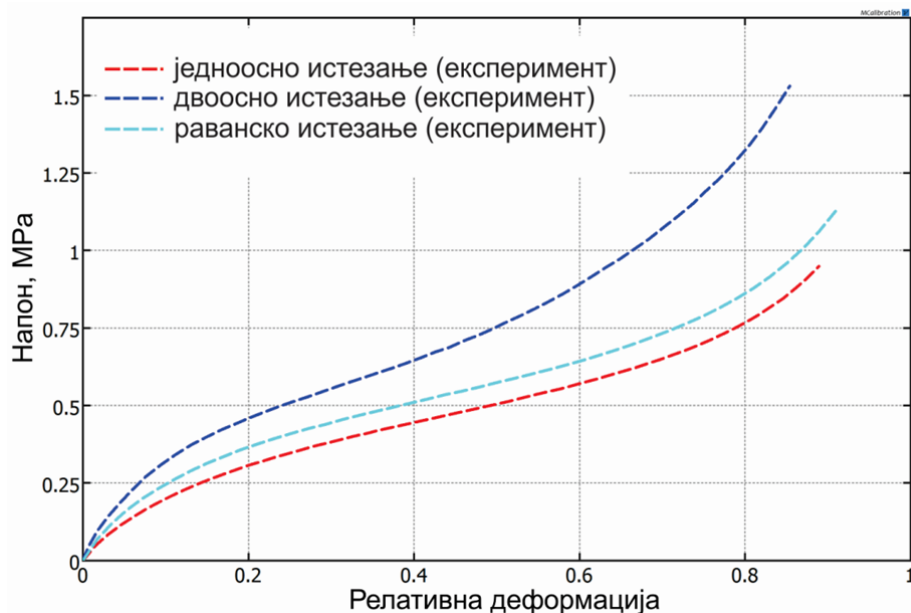
Оцена прецизности предвиђања механичког понашања извршено је у два опсега:

- до пуне вредности релативне деформације, тј. $\varepsilon = 0,9$
- до вредности релативне деформације $\varepsilon = 0,25$.

Опште познато да код гумено-металних опруга у експлоатацији не би требало да вредност релативне деформације пређе $\varepsilon = 0,3 \dots 0,4$ да би се смањило генерисање топлоте (које примарно изазива старење еластомера) и замор материјала [20]. Типична вредност релативне деформације при динамичком напрезању се креће у границама $\varepsilon = 0,1 \dots 0,2$ што су вредности за које механички одзив неће доћи до тачке наглог пораста напона услед повећања деформације. Приликом дефинисања појединачних случаја оптерећења, у оба опсега у којима је истраживана прецизност предвиђања

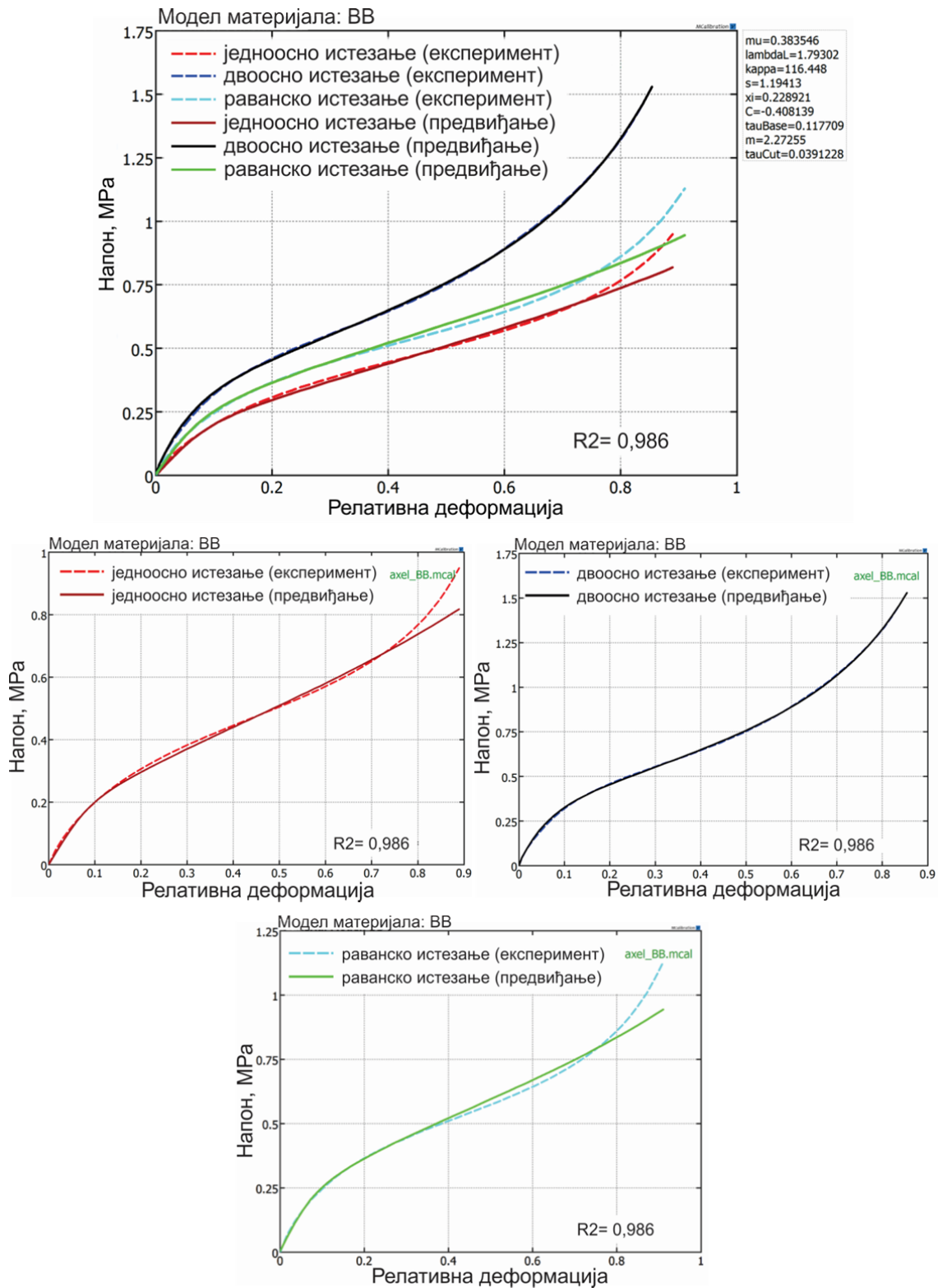
¹⁴ <http://axelproducts.com>

механичког понашања, дефинисано је да су епрувете кондициониране до вредности релативне деформације $\varepsilon = 0,9$. Други опсег је дефинисан да би се проценило предвиђање механичког понашања у опсегу који одговара експлоатационом опсегу гумено-металних опруга.

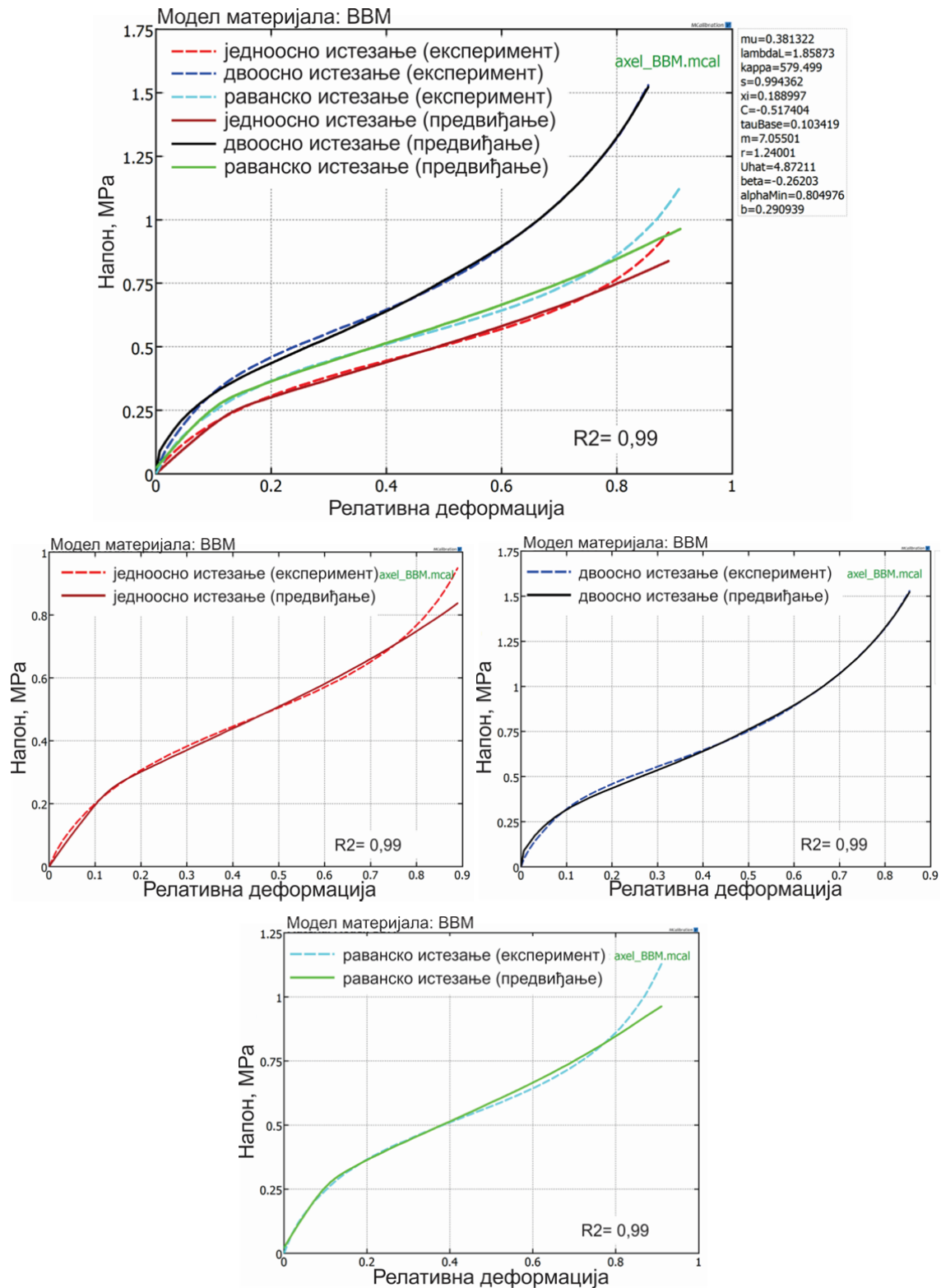


Слика 3.8. Механички одзив при једноосном, двоосном и раванском истезању [131]

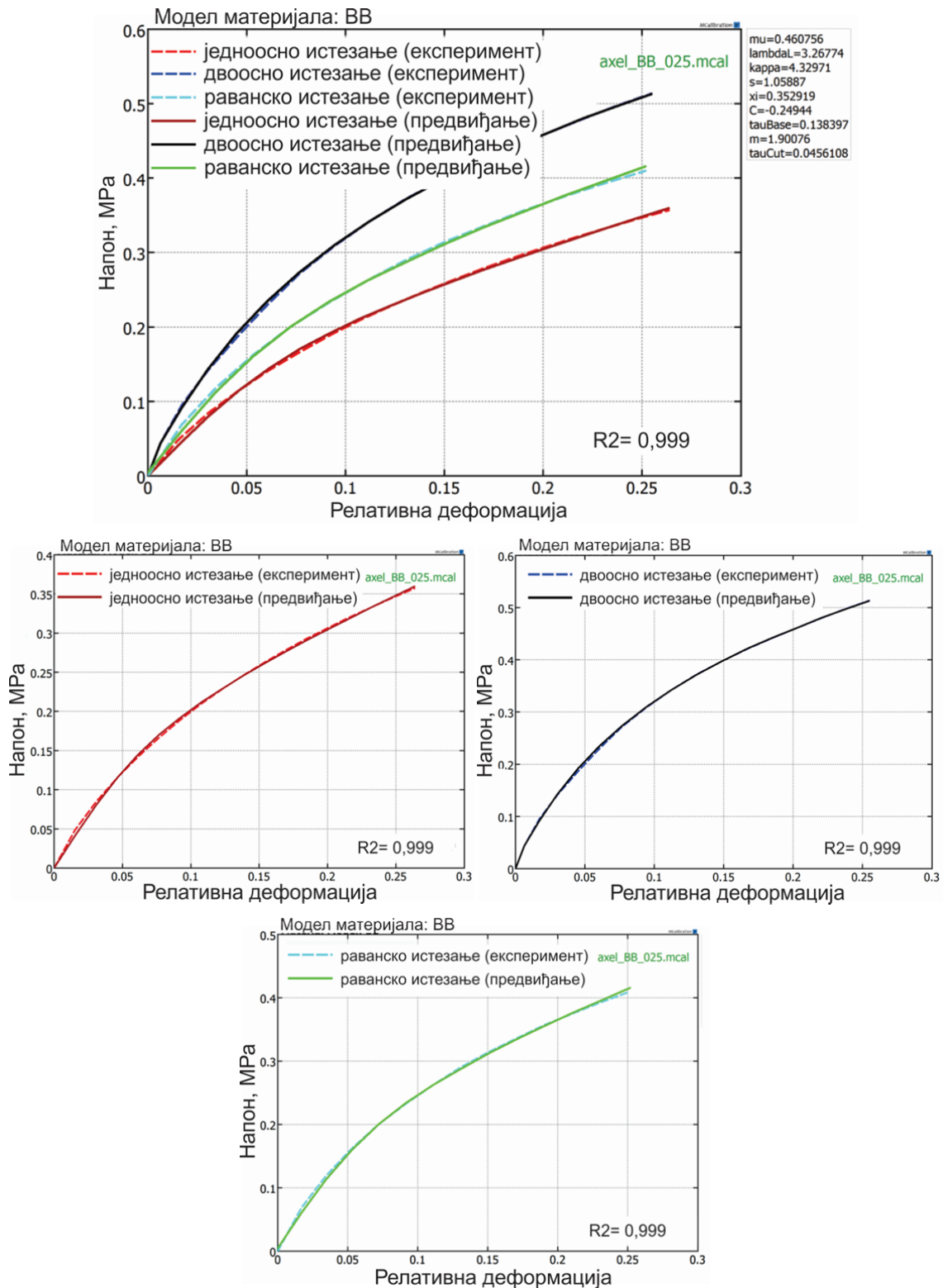
На слици 3.9 приказано је поређење механичког понашања утврђеног експерименталним путем и предвиђеног понашања применом Бергстром-Бојс модела. Просечна вредност коефицијента детерминације је $R^2 = 0,986$ (табела 3.3) што указује да Бергстром-Бојс модел има већу прецизност предвиђања од Муни-Ривлин и Јеох конститутивних модела. У односу на Муни-Ривлин и Јеох моделе (види прилог 1), Бергстром-Бојс модел може да врло прецизно предвиди понашање еластомера до приближно $\varepsilon = 0,75$ за све случајеве оптерећења. Одступање предвиђеног и експерименталног механичког одзива постоји само при крају криве у случају једноосног и раванског истезања. Наведено се може објаснити већ споменутом чињеницом да Бергстром-Бојс модел не разматра интеракцију између макромолекула еластомера и пуниоца, те не може предвидети кидање попречних веза у структури. Са слике 3.9 се може закључити да постоји готово савршено поклапање предвиђеног и експерименталног понашања при двоосном истезању.



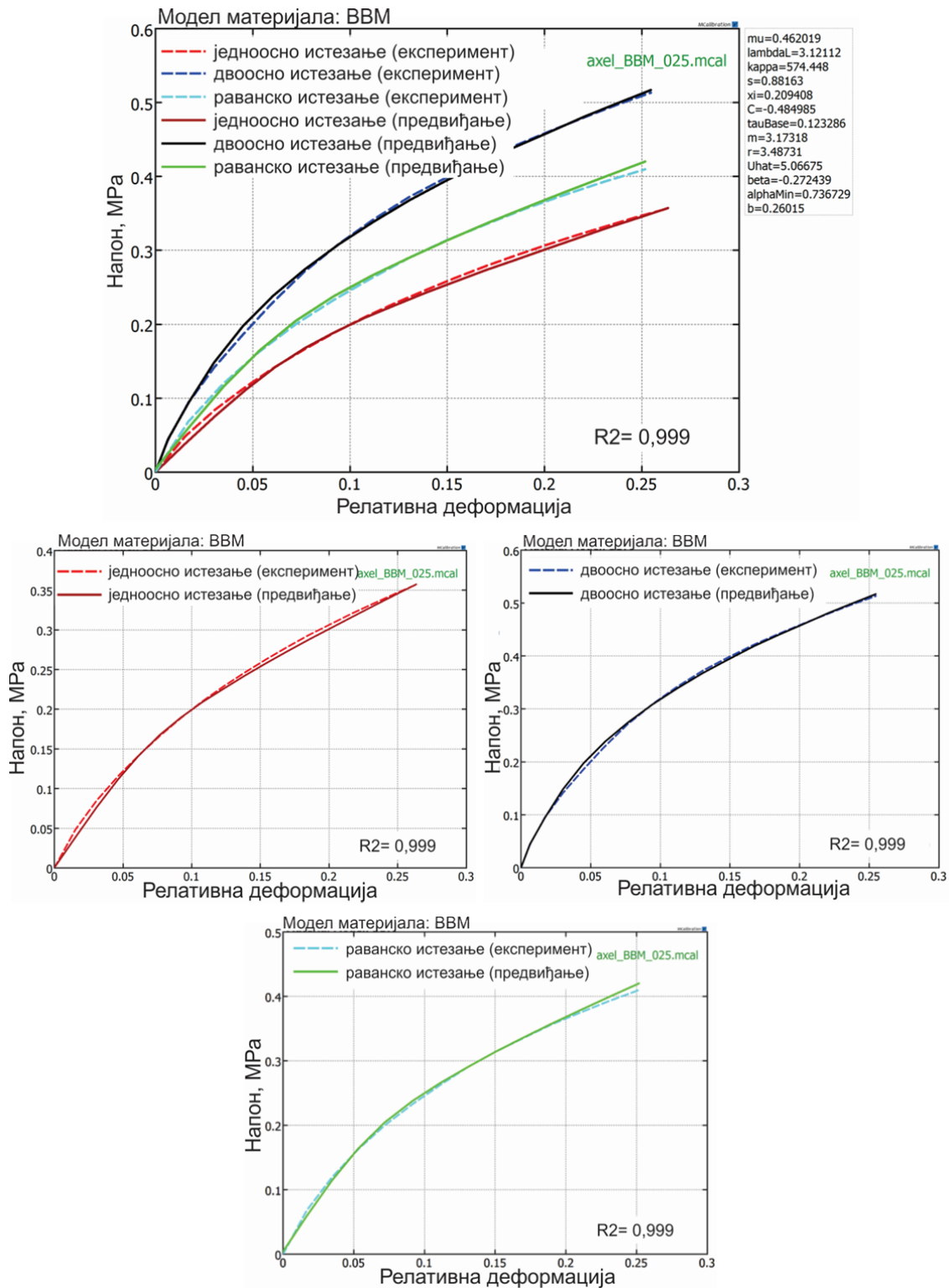
Слика 3.9. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$



Слика 3.10. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом проширеним Мулинсовим моделом оштећења за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$



Слика 3.11. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,25$



Слика 3.12. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом проширеним Мулинсовим моделом оштећења за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\varepsilon = 0,25$

На слици 3.10 приказано је поређење механичког понашања утврђеног експерименталним путем и предвиђеног понашања применом Бергстром-Бојс-Мулинсовим моделом. Просечна вредност коефицијента детерминације је $R^2 = 0,986$ (табела 3.3) што указује на готово потпуно поклапање експерименталног и предвиђеног механичког одзива. Слично као и код Бергстром-Бојс модела, Бергстром-Бојс-Мулинс модел може да врло прецизно предвиди понашање еластомера до приближно $\varepsilon = 0,8$ за сва три случаја оптерећења. Мање одступање предвиђеног и експерименталног механичког одзива постоји само при крају криве у случају једноосног и раванског истезања. Бергстром-Бојс-Мулинс разматра оштећење попречних веза те боље предвиђа механички одзив при великим деформацијама. Као и код Бергстром-Бојс модела, у случају двоосног истезања постоји готово савршено поклапање предвиђеног и експерименталног понашања.

На сликама 3.11 и 3.12 приказана су поређења механичког понашања утврђеног експерименталним путем и предвиђеног понашања применом Бергстром-Бојс и Бергстром-Бојс-Мулинс модела. На основу просечних вредности коефицијента детерминације које је за оба модела $R^2 = 0,999$ (табела 3.3) може се закључити да је остварено готово савршено поклапање предвиђеног и експериментално одређеног механичког одзива у опсегу оптерећења које одговара експлоатационим оптерећењима гумено-металних опруга.

У табели 3.3 дате су вредности коефицијента детерминације за све моделе чија се прецизност предвиђања механичког понашања разматрала у оквиру првог дела истраживања.

Табела 3.3. Прецизност предвиђања механичког понашања

Конститутивни модел	R^2 при $\varepsilon = 0,9$	R^2 при $\varepsilon = 0,25$
Муни-Ривлин (MR)	0,953	0,952
Јеох (Y)	0,976	0,981
Бергстром-Бојс (BB)	0,986	0,999
Бергстром-Бојс-Мулинс (BBM)	0,99	0,999

На основу резултата спроведеног истраживања на скупу јавно доступних експерименталних података (табела 3.3, Прилог 1) може се закључити да Бергстром-Бојс и Бергстром-Бојс-Мулинс модели имају већу прецизност предвиђања од Муни-

Ривлин и Јеох хипереластичних модела. У опсегу оптерећења које одговара експлоатационим оптерећењима гумено-металних опруга остварено је готово савршено поклапање предвиђеног и експериментално одређеног механичког одзива.

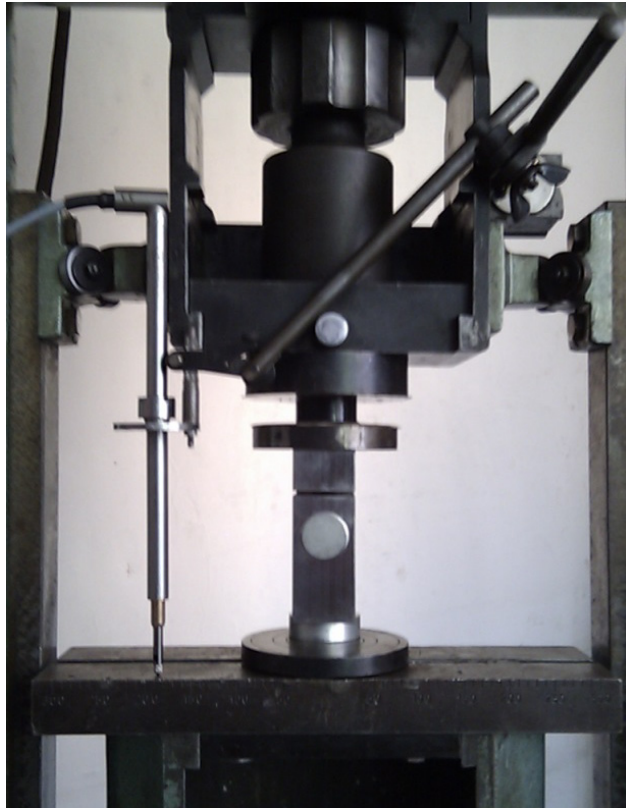
3.3.2 Предвиђање механичког понашања применом експериментално утврђених података на Машинском факултету Универзитета у Нишу

Други део истраживања прецизности предвиђања механичког понашања еластомера изведен је на основу експерименталног испитивања девет различитих смеша на Машинском факултету Универзитета у Нишу. Гумене смеше израђене су по наруџбини за потребе истраживања у компанији „ТИГАР техничка гума” из Пирота. Основни критеријум приликом избора еластомера био је да се употребе еластомери који се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга, тако да су изабрани еластомери из групе природних, изобутен-изопрен (бутил) и акрилнитрил-бутадиен каучука различите тврдоће. Поред смеша које компанија „ТИГАР техничка гума” стандардно производи специфициран је захтев да се израде још две смеше са основом од природног каучука чија би тврдоћа требало да буде око 60 (TG-A-615') и 70 IRH (TG-A-615"). Опште механичке карактеристике селектованих смеша дате су у табели 3.6. и достављене су од стране произвођача. Како смеше TG-A-615' и TG-A-615" не постоје у стандардном производном програму компаније „ТИГАР техничка гума” за њих је достављена само вредност тврдоће.

Једна од основних замисли при истраживању је била да се замене компликовани стандардни поступци испитивања (једноосно, двоосно и раванско истезање, као и испитивање релаксације напона), које се најчешће спроводе у специјализованим акредитованим лабораторијама, простим једноосним сабијањем на универзалној машини за испитивање. Испитивање сабијањем је далеко простије извести у односу на стандардне тестове и може се обавити у било којој лабораторији која има универзалну испитну машину. Једноосно сабијање је проста алтернатива двоосном истезању јер није потребан специјални алат за испитивање узорка. Такође, за разлику од испитивања истезањем, при сабијању узорка није потребан екстензиометар да би се утврдила деформација узорка.

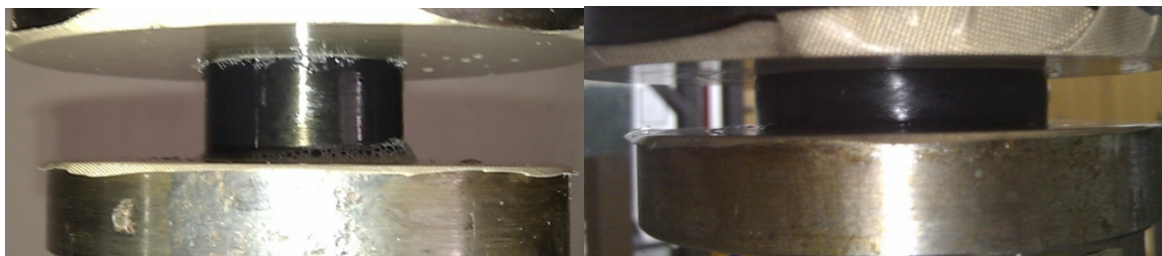
Програм испитивања дефинисан је на основу општих препорука за испитивање сабијањем датим у референци [125]. Како треба очекивати да у експлоатацији гумено-металних опруга може доћи до случајног преоптерећења услед удара (што ће довести

до додатног киданња веза у структури гуме и пада њене крутости) донета је одлука да се испитивање врши до вредности максималне релативне деформације од $\epsilon = 0,5$ како би се приближили реалним експлоатационим условима.



Слика 3.13. Експериментална поставка на универзалној машини за испитивање

Сва експериментална испитивања спроведена су на универзалној испитној машини (слика 3.13) између отврднутих челичних плоча. Спецификација експерименталног испитивања дата је у табели 3.4. Утицај трења на резултујућу силу и промену облика узорка (види потпоглавље 2.3.4) је умањен остваривањем триболошких услова који су омогућили да основа узорка клизи са минималним отпором по притисним челичним плочама.



Слика 3.14. Узорак у неоптерећеном и сабијеном стању

Табела 3.4. Спецификација експерименталног једноосног сабијања гумених узорка

Димензије узорка	$\varnothing 35,7 \pm 0,5 \times 17,8 \pm 0,5 \text{ mm}$
Температура испитивања	$23 \pm 2^\circ\text{C}$
Максимална сила сабијања	50 kN (у зависности од испитиваног еластомера)
Максимални ход	9 mm
Број узорака по смеши	3
Начин контроле машине за испитивање	ручна контрола хода машине на основу повратне информације са давача пута

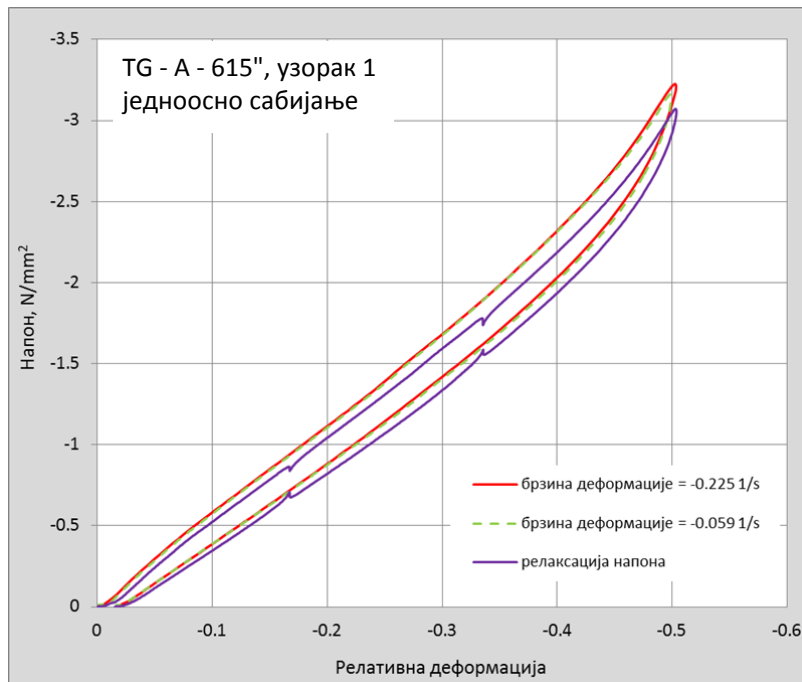
Пре испитивања узорци смеша су кондиционирани на температури испитивања најмање 24 h. Пре почетка процеса испитивања проверене су димензије свих узорака (табела 3.7). Узорци су постављени између притисних плоча које су обложене тефлонском фолијом. И на узорак и на притисне плоче нанет је благи водени раствор сапуна. Применом тефлонских облога и подмазивањем плоча и узорка остварује се минимални утицај трења на процес испитивања. Узорак у сабијеном стању задржава свој облик, као што је приказано на слици 3.14.

Табела 3.5. Поступак испитивања гумених узорака

Редни број корака	Поступак
1.	Из почетног положаја се врши оптерећивање са брзином деформације од 0,1 mm/s до максималне деформације (9 mm), а онда истом брзином се врши растерећивање до потпуног растерећења.
2.	Из почетног положаја се врши оптерећивање са брзином деформације од 1 mm/s до максималне деформације (9 mm), а онда истом брзином се врши растерећивање до потпуног растерећења.
3.	Из почетног положаја се врши оптерећивање са брзином деформације од 0,1 mm/s до трећине максималне деформације (3 mm), где се задржава 20 s; настави се оптерећење истом брзином до две трећине максималне деформације (6 mm), где се задржава 20 s; настави се оптерећење истом брзином до максималне деформације (9 mm). Без задржавања истом брзином вршити растерећивање у обрнутом редоследу.

Сваки узорак је кондициониран сабијањем 5 пута до максималне деформације од 9 mm, при брзини сабијања од 0,1 mm/s без бележења механичког одзива. На максималној деформацији узорак је држан 60 s, након чега је растерећен. По завршетку кондиционирања узорци су мировали 30 min. Након периода мировања, сви узорци су испитани према поступку описаном у табели 3.5. Током испитивања се врши аквизиција података о вредности силе и угиба како би се добио механички одзив узорка. На основу добијених дијаграма сила – пут, уз претпоставку нестишљивости узорка тј. константности запремине током испитивања, израчунат је напон узорка. На слици 3.15 приказан је један од забележених механичких одзива смеше TG - A - 615".

Експериментално одређено механичко понашање је пренето у софтвер MCalibration, где су подешени случајеви оптерећења према условима који одговарају експерименталном испитивању (температура, кондиционирање, правац оптерећења). Како Муни-Ривлин и Јеох модели не могу да предвиде растерећење узорка код њих је механичко понашање предвиђано само на основу криве оптерећења. Да би се одредила реална прецизност предвиђања и омогућило поређење прецизности механичког понашања, за Бергстром-Бојс и Бергстром-Бојс-Мулинс моделе је понашање предвиђено и само за криву оптерећења и за пун циклус оптерећења – растерећења.



Слика 3.15. Механички одзив узорка TG - A - 615'' при једноосном сабијању

Табела 3.6. Опште механичке карактеристике испитиваних смеша

Карактеристика	Јединица	Стандард	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815	Услови испитивања	
Густина	g/cm ³	–	1,033	–	1,048	–	–	–	–	–	–	без старења	
Тврдоћа	Sh-A	SRPS G.S2.125	55	57	59	65	61	69	80	72	82	без старења	
			55	57	60	66	–	–	–	71	84	после старења	
Модул 200	МПа	SRPS G.S2.127	2,7	5,4	4,3	9,7	–	–	9	12,5	/	без старења	
			3,0	6,0	4,7	10,1	–	–	–	13,1	/	после старења	
Модул 300	МПа		4,9	10,4	7,9	17,3	–	–	–	20,4	/	без старења	
			5,7	11,2	8,9	17,7	–	–	–	/	/	после старења	
Јачина кидања	МПа		13,7	24,0	9,5	21,7	–	–	15,3	21,9	17,3	без старења	
			12,8	20,4	10	20,7	–	–	–	18,7	18,8	после старења	
Истезање (при кидању)	%		511	442	332	349	–	–	379	317	176	без старења	
			460	405	317	334	–	–	–	268	174	после старења	
Трајна деформ. на одређену висину	%		SRPS G.S2.130	5,8	9,6	5,8	9,6	–	–	12,1	9,6	9,6	без старења
				17,14	16,1	14,49	16,1	–	–	–	16,0	16	после старења

Табела 3.7. Димензије испитиваних епрувета

Број узорка	Димензије узорака								
	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
1	Ø35,6 x 18	Ø35,65 x 18	Ø35,35 x 18	Ø35,8 x 18,15	Ø35,8 x 18	Ø35,9 x 18,1	Ø35,8 x 18,1	Ø35,95 x 18,15	Ø35,2 x 18,2
2	Ø35,5 x 18,1	Ø35,75 x 18,1	Ø35,5 x 18,1	Ø35,85 x 18,1	Ø35,75 x 18,1	Ø36 x 18,1	Ø35,9 x 18,2	Ø36 x 18,2	Ø36 x 18,25
3	Ø35,8 x 18,1	Ø35,65 x 18,05	Ø35,8 x 18,15	Ø35,95 x 18,1	Ø35,7 x 18	Ø36 x 18,15	Ø35,9 x 18,2	Ø36 x 18,1	Ø36,3 x 18

Табела 3.8. Одређени параметри Муни-Ривлин конститутивног модела на основу само криве оптерећења

Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
C_{10}	МПа	0,7661	0,8327	0,7146	0,9365	0,8738	1,124	0,8768	0,3701	1,5542
C_{01}	МПа	-0,2675	-0,2720	-0,2438	-0,3195	-0,2856	-0,3577	-0,2414	-0,4801	-0,4025
K	МПа	37739,2	1255	528,98	761,34	519,44	515,33	849,07	1250	886,19

Табела 3.9. Одређени параметри Јеох конститутивног модела на основу само криве оптерећења

Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
C_{10}	МПа	0,4868	0,555	0,4637	0,6322	0,5808	0,7806	0,6972	0,9094	1,3295
C_{20}	МПа	-0,1661	-0,1708	-0,1508	-0,2532	-0,2079	-0,2723	-0,2920	-0,3825	-0,05897
C_{30}	МПа	0,0385	0,0376	0,0333	0,0725	0,0604	0,0752	0,011	0,1067	0,2217
K	МПа	1167,74	483,26	949,19	2446,59	555,09	665,058	617,15	92751	1425,83

Табела 3.10. Одређени параметри Бергстром-Бојс конститутивног модела

Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
μ_A^0	МПа	0,6289	0,7047	0,6021	0,7637	0,7714	0,9887	0,7682	1,0435	1,6305
λ^{lock}	–	4,7809	8,3848	8,8315	10,1619	8,8709	9,6273	8,0167	9,5436	9,4145
K	МПа	1044,58	607,52	466,34	325,25	422,18	780,47	1273,92	751,34	367,57
s	–	3,9573	6,4623	5,2967	76,3938	6,9703	8,9173	24,1033	13,1217	118,369
ξ	–	0,0741	0,1540	0,1637	0,4265	0,1384	0,1640	1,339e-7	0,1911	0,3895
C	–	-0,8803	-0,2730	-0,2985	-0,0587	-0,2680	-0,2335	-0,8261	-0,2592	-0,0597
$\hat{\tau}_B$	МПа	0,2525	0,1769	0,1663	0,3289	0,2337	0,3112	0,6486	0,5755	0,4252
m	–	2,2069	2,4551	2,0647	1,7978	2,1126	2,4053	5,03473	2,1194	3,7055
$\hat{\tau}_{cut}$	–	2,266e-5	1,850e-6	0,0005	0,0019	2,448e-5	1,465e-6	1,823e-6	2,404e-e	0,0003

Табела 3.11. Одређени параметри Бергстром-Бојс конститутивног модела на основу само криве оптерећења

Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
μ_A^0	МПа	0,6916	0,3071	0,2265	0,6230	0,4182	0,5522	0,7310	0,6433	1,5922
λ^{lock}	–	4,9269	9,5351	7,9074	1,2736	9,9969	9,7831	8,3098	7,2032	9,4579
K	МПа	1676,73	1026,11	1715,13	419,35	774,38	850,13	517,50	1420,93	346,80
s	–	5,0971	2,7093	3,3532	90,5985	1,8455	1,9957	2,4813	2,7090	138,372
ξ	–	0,0929	-0,0506	0,0719	0,6318	0,2357	0,0323	0,0035	0,1020	0,4278
C	–	-0,9047	0,2504	-0,0997	-0,0396	-4,564e-6	-0,8372	-0,4978	-0,1698	-0,0533
$\hat{\tau}_B$	МПа	0,6637	0,6311	0,4519	0,9736	0,6518	0,7595	0,8070	0,9428	0,5087
m	–	1,0967	46,5762	47,5293	94,9867	20,516	50,2546	25,5092	46,2732	8,2016
$\hat{\tau}_{cut}$	–	0,2648	0,0488	0,2583	0,1574	0,0196	0,0693	0,0459	1,243e-6	0,0022

Табела 3.12. Одређени параметри Бергстром-Бојс модела проширеним Мулинсовим моделом оштећења

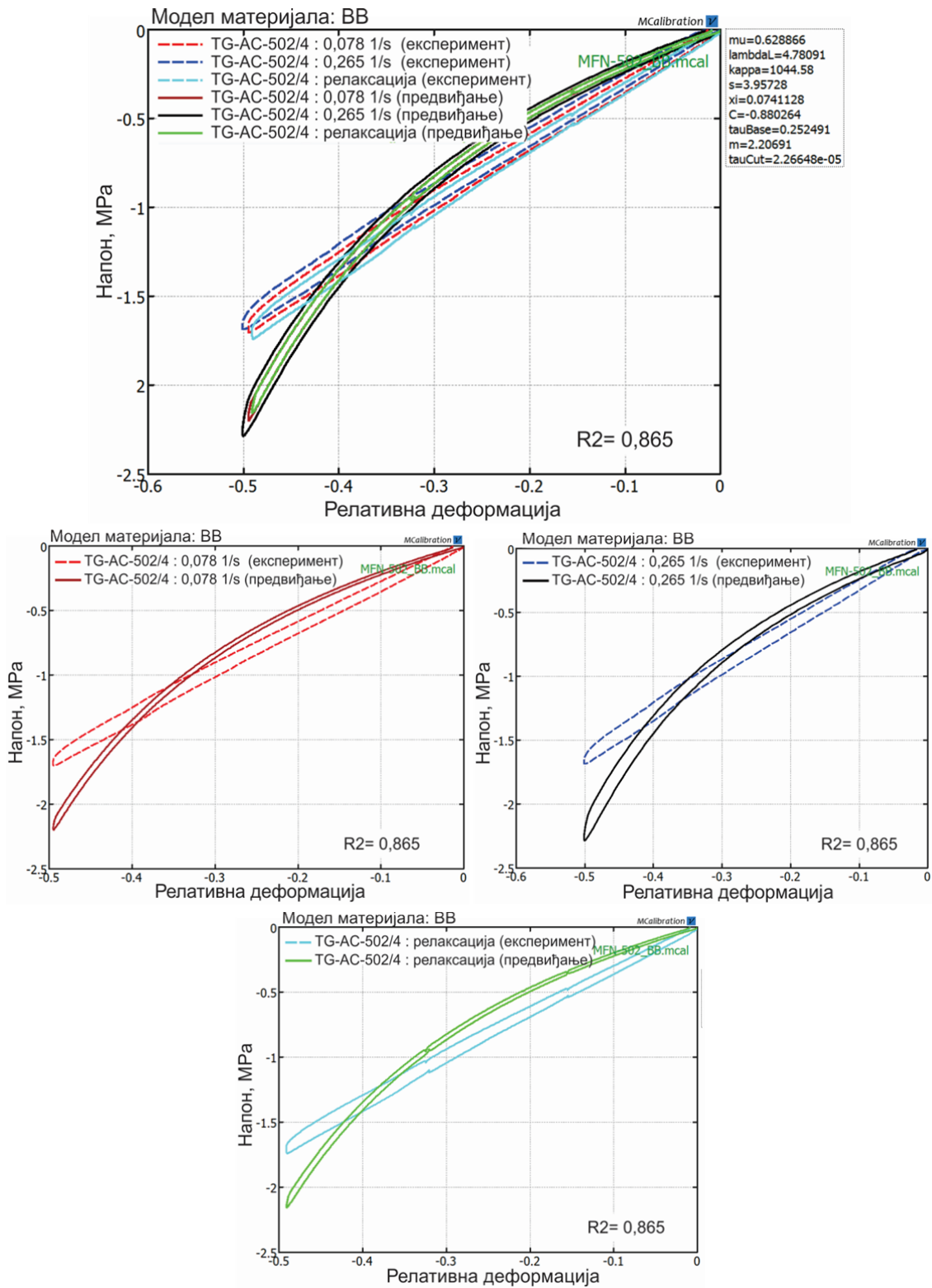
Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
μ_A^0	МПа	0,6277	0,7020	0,6026	0,7625	0,7707	0,9923	0,7635	1,0445	1,5699
λ^{lock}	–	5,1514	5,1728	5,8565	15,488	5,314	4,6261	4,2685	5,1982	5,2266
K	МПа	434,26	503,396	513,64	490,214	413,81	416,83	554,76	346,13	507,58
s	–	4,1283	7,3948	3,9120	7,9627	12,6065	3,7734	25,1388	7,8464	2,9724
ξ	–	0,0676	0,0656	0,1457	0,1066	0,0682	0,0629	1,499e-6	0,0843	3,735e-10
C	–	-0,5326	-0,3879	-0,3539	-0,5309	-0,4067	-0,5515	-0,7535	-0,5311	-0,8417
$\hat{\tau}_B$	МПа	0,2384	0,3264	0,1148	0,5745	0,2967	0,1792	0,6738	0,3737	0,7935
m	–	2,0293	2,0444	2,3871	1,7556	2,0963	3,2972	4,7169	2,8741	4,3133
r	–	122,859	109,033	110,833	165,914	180,977	67,5978	64,7353	162,422	207,177
\hat{U}	МПа	4,2690	4,6130	5,0273	5,4498	5,0120	4,2758	4,5537	4,5924	5,2191
β		0,0030	0,04	0,0034	-9,096e-4	-0,0303	0,0248	0,0425	0,0228	0,0126
α		0,8326	0,8589	0,8787	0,8892	0,8890	0,9047	0,9495	0,8946	0,9227
b		0,3038	0,2667	0,2678	0,2346	0,2774	0,1988	0,1727	0,2025	0,2897
$\hat{\tau}_{cut}$	–	2,3437e-9	0,0002	2,14e-5	0	0,0002	0,0056	0,003	0,0063	1,243e-12

Табела 3.13. Одређени параметри Динамичког-Бергстром-Бојс модела

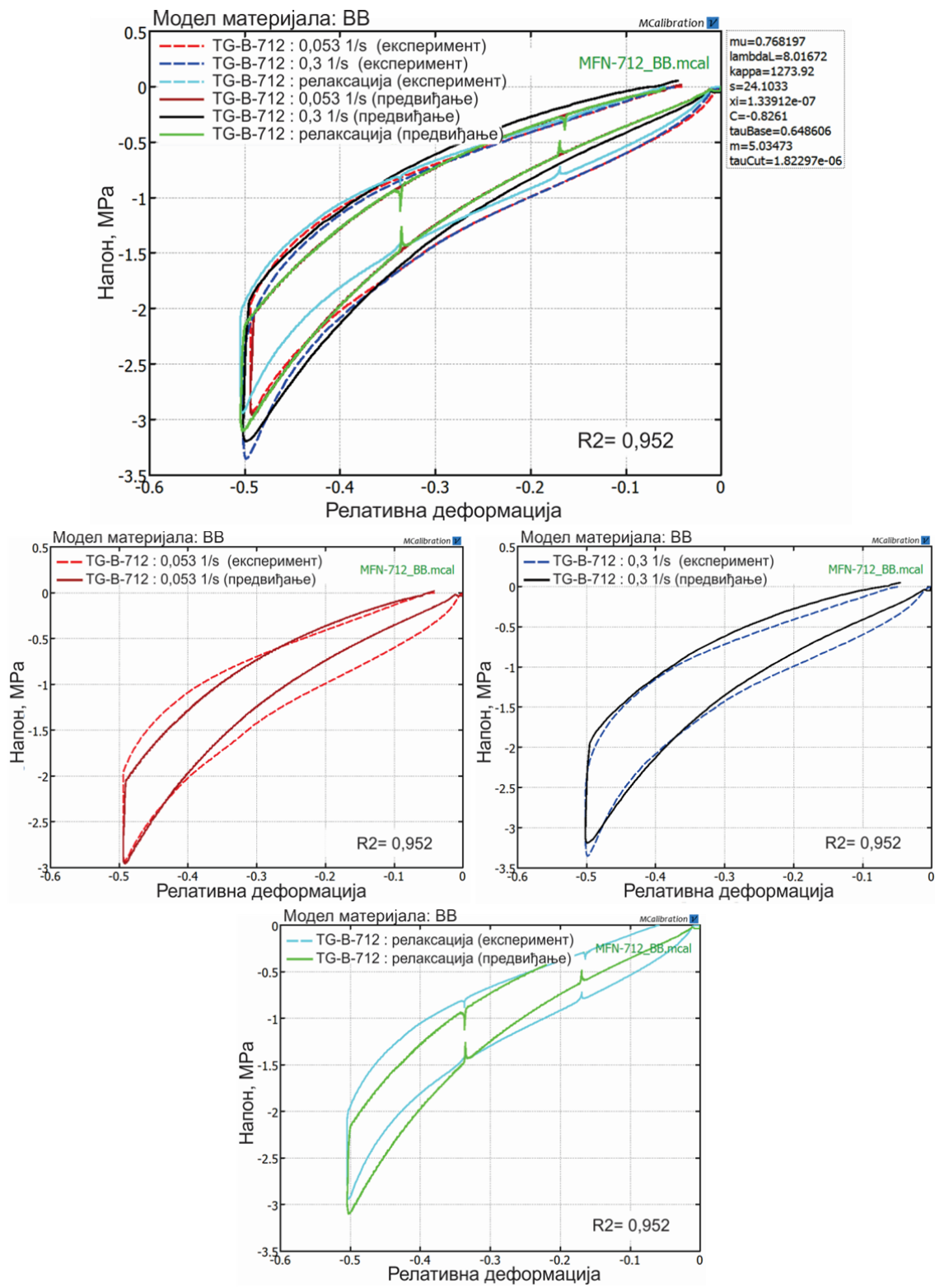
Параметар материјала	Јединица	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
C_{10f}	МПа	0,2009	0,2451	0,2064	0,2223	0,2582	0,2992	0,1522	0,2793	0,1827
C_{10i}	МПа	0,6558	0,6533	0,650	0,8101	0,6633	0,9379	0,8122	0,9051	1,6643
$\hat{\epsilon}$	–	0,1433	0,1843	0,1066	0,1292	0,160	0,1546	0,1291	0,1431	0,16
C_{20}	МПа	-0,0302	-0,0310	0,0237	-0,0263	0,0049	-0,0115	-0,0121	-0,0459	0,0354
C_{30}	МПа	0,0035	0,0009	-0,0239	0,0022	-0,0135	-0,0051	0,0115	0,0204	0,0338
K	МПа	568,5	496,18	458,52	511,07	492,90	446,82	370,33	463,93	757,26
s_B	–	10,8033	5,0147	10,8819	7,8098	3,8588	7,9952	6,6389	8,4588	12,0579
α_B	–	1,0396	0,8795	1,23	1,1161	0,8654	0,9	1,0066	0,9932	1,156
$\dot{\gamma}_{ref}$	s^{-1}	0,8887	0,9543	0,9124	0,8201	0,8893	1,1050	1,1075	0,9491	0,9583
n	–	0,0165	0,0039	9,271e-7	1,863e-4	0,0622	0,002	0,0018	0,0269	0,0342
ξ	–	0,0363	0,0459	0,0540	0,0584	0,0737	0,0269	0,0794	0,0973	0,0791
C	–	-1,1533	-1,1514	-0,0507	-1,3259	-0,4541	-0,9699	-0,6256	-0,4788	-0,7511
$\hat{\tau}$	МПа	0,0489	0,0670	0,0474	0,0764	0,0357	0,0859	0,2893	0,0411	0,2201
m	–	9,9123	9,1063	11,1154	7,2453	11,5386	11,0013	8,7074	9,8170	13,3197
β_B	–	20,9676	21,1535	20,2839	21,9051	21,9576	18,6914	29,3208	19,5358	20,4463
μ_C	МПа	5,1959	4,3191	5,3538	4,37	4,6296	5,76041	5,0683	5,0615	4,1083
σ_{yC}	МПа	0,0018	0,0031	0,0003	0,0085	0,0042	0,0082	0,0052	0,033	0,0092
α_C	–	26,7128	23,0893	28,4923	37,4117	25,8739	23,6662	22,5483	27,1166	42,9825
β_C	–	0,9782	0,8925	0,7878	1,3094	0,8893	0,9542	0,7470	1,0486	0,9960

Табела 3.14. Прецизност предвиђања механичког понашања еластомера испитаних на Машинском факултету Универзитета у Нишу

Конститутивни модел	Коефицијент детерминације – R^2								
	TG-AC-502/4	TG-A-515	TG-AC-609/3	TG-A-615	TG-A-615'	TG-A-615''	TG-B-712	TG-A-715	TG-A-815
Разматрана само крива сабијања									
Муни-Ривлин (MR)	0,996	0,995	0,997	0,992	0,99	0,993	0,955	0,973	0,978
Јеох (Y)	0,997	0,997	0,998	0,996	0,993	0,998	0,972	0,978	0,993
Бергстром-Бојс (BB)	0,893	0,996	0,994	0,977	0,994	0,998	0,988	0,98	0,966
Бергстром-Бојс проширен Мулинсовим моделом оштећења (BBM)	0,988	0,996	0,994	0,991	0,994	0,997	0,99	0,98	0,99
Разматран пун циклус сабијање - растеређење									
Муни-Ривлин (MR)	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Јеох (Y)	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Бергстром-Бојс (BB)	0,865	0,906	0,881	0,895	0,927	0,938	0,952	0,906	0,951
Бергстром-Бојс проширен Мулинсовим моделом оштећења (BBM)	0,88	0,904	0,88	0,894	0,925	0,933	0,951	0,902	0,965
Динамички-Бергстром-Бојс (BB)	0,994	0,997	0,998	0,977	0,99	0,999	0,983	0,96	0,994



Слика 3.16. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 бри две брзине деформације и релаксационом испитивању



Слика 3.17. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-B-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању

Параметри материјала су одређени Нелдер-Мид оптимизационим поступком произвољном варијацијом параметара материјала како би се постигла експериментално одређена вредност напона у зависности од релативне деформације. За простије моделе са мањим бројем параметара наведени оптимизациони поступак врло брзо конвергира ка решењу оптимизационог проблема (приближно 5 минута за Муни-Ривлин и Јеох модел). Са порастом броја параметара расте и време потребно до конвергенције, тако да је за најсложенији модел (DBB) потребно приближно 2 сата (12 Intel XEON језгара, 32 GB интерне меморије). Бергстром-Бојс модел остварује пуну конвергенцију за максимално 30 минута.

Одређени параметри материјала за све конститутивне моделе дати су у табелама 3.8 до 3.13. Коефицијент детерминације, као мера остварене прецизности предвиђања, дат је у табели 3.14 за све моделе материјала који су коришћени у другом делу истраживања.

Анализом података из табеле може се најпре закључити да су сви модели дали добро предвиђање механичког понашања еластомера који се уобичајено користе у изради гумено-металних опруга. Најбољи резултат, тј. највећу прецизност предвиђања механичког понашања, остварио је Динамички-Бергстром-Бојс модел који је код свих смеша остварио готово савршено поклапање предвиђеног и експериментално утврђеног механичког одзива. Интересантно је да је основни Бергстром-Бојс модел у већини случајева остварио боље резултате него Бергстром-Бојс модел проширен Мулинсовим моделом оштећења, иако је била очекивана обрнута ситуација. Уколико се разматра предвиђање понашања само криве сабијања може се закључити да су сви модели остварили веома добре резултате. Бергстром-Бојс, Јеох и Бергстром-Бојс-Мулинс остварују веома сличне резултате, осим у случају смеше TG-AC-502/4 код које Бергстром-Бојс модел остварује нешто нижи, али и даље задовољавајући резултат.

На сликама 3.16 и 3.17 приказано је поређење предвиђеног и експериментално утврђеног механичког одзива у два случаја – при најмањој (TG-AC-502/4) и највећој (TG-B-712) прецизности предвиђања у случају примене Бергстром-Бојс конститутивног модела. На слици 3.16 може се уочити да постоји знатно одступање предвиђеног и експериментално утврђеног механичког одзива при вредности релативне деформације веће од $\varepsilon = 0,4$. Предвиђена зависност од брзине деформације и апсорпција енергије (хистерезис) су мањи у односу на резултате експерименталног испитивања. Предвиђено пузање узорка је у складу са резултатима експерименталног испитивања. Бергстром-Бојс предвиђа повећање нагиба криве механичког одзива, које

је иначе уобичајено за еластомере, али такво понашање не одговара експерименталном испитивању смеше TG-AC-502/4. Иако постоји одступање предвиђеног и експериментално утврђеног механичког понашања, наведено одступање се јавља у области која је ван области експлоатационог оптерећења гумено-металних опруга ($\epsilon < 0,3$), те и нема толики значај. Са слике 3.17 може се закључити да Бергстром-Бојс модел добро превиђа понашање смеше TG-B-712. Постоји одређено одступање у региону нижих вредности релативне деформације ($\epsilon < 0,2$). Може се приметити да прецизност предвиђања расте са порастом брзине деформације. Такође, предвиђа се мања појава пузања него код реалног узорка. Анализом и осталих дијаграма датих у Прилогу 2 може се закључити да постоји релативно поклапање предвиђеног и експериментално утврђеног механичког понашања.

Ако се у обзир узму и резултати првог дела истраживања (са јавно доступним експерименталним подацима) може закључити да ће Бергстром-Бојс модел остварити слично или у већини случајева боље предвиђање механичког понашања у односу на хипереластичне моделе. Као вискоеластични модел материјала, Бергстром-Бојс може да предвиди зависност од брзине деформације, релаксационе појаве и апсорпцију енергије (хистерезис) што није могуће класичним хипереластичним моделима. Како је истраживање спроведено на смешама које се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга, као и у опсегу њиховог експлоатационог оптерећења, може се закључити да се Бергстром-Бојс модел може применити са релативном поузданошћу у процесу виртуелног развоја гумено-металних опруга. Уколико је потребно, применом напреднијих варијанти Бергстром-Бојс модела може се остварити и готово потпуно поклапање експерименталног и предвиђеног механичког одзива еластомера који се користе за израду гумено-металних опруга. Нажалост, повећање прецизности предвиђања механичког понашања применом напредних варијанти Бергстром-Бојс модела носи са собом и значајно повећање рачунарског времена потребног за процес предвиђања.

3.4 Експериментално одређивање фактора губитка хистерезисног пригушења

Како је једна од замисли истраживања у докторској дисертацији била да се смањи број експерименталних испитивања и исправе недостаци класичног приступа развоју гумено-металних опруга у погледу увођења бројних претпоставки, донета је одлука да се за одређене смеше експерименталним путем одреди вредност фактора

хистерезисног пригушења (η). Уобичајено се вредност фактора губитка одређује експерименталним путем на динамичком механичком анализатору. Како динамички механички анализатор није био доступан током истраживања, вредност фактора губитка израчуната је на два начина:

- на основу резултата динамичког испитивања по ASTM D 945-92 извршеним на Машинском факултету Универзитета у Нишу [132],
- на основу релативне дебљине хистерезисне петље одређене експерименталним испитивањем смеша описаним у потпоглављу 3.3.2.

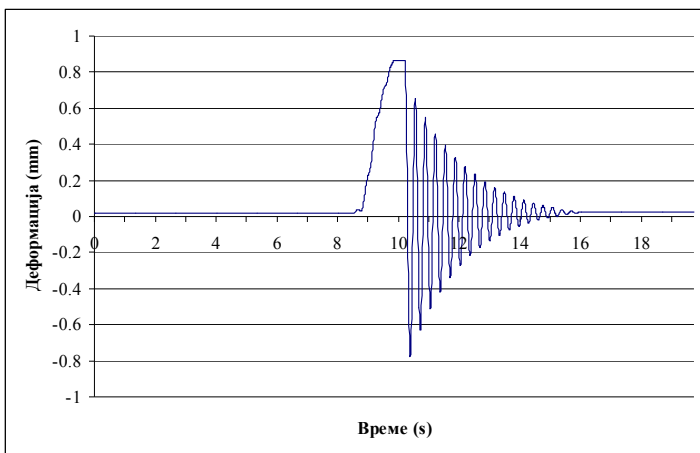
Испитивања динамичких карактеристика по стандарду по ASTM D 945-92 извршена су на Јерзлијевом механичком осцилографу приказаном на слици 3.18.



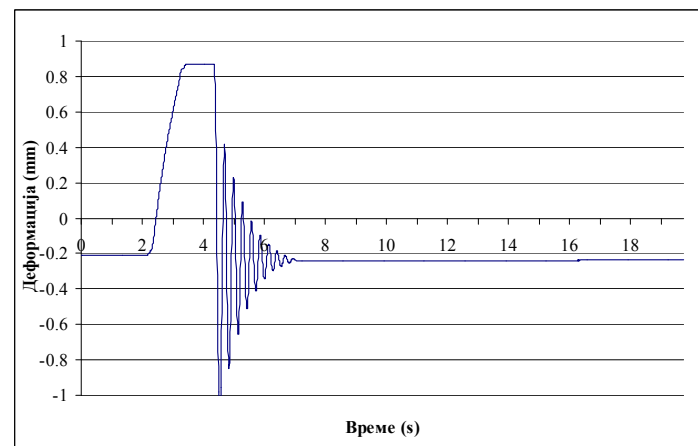
Слика 3.18. Јерзлијев механички осцилограф за испитивање динамичких карактеристика еластомера по ASTM D 945-92

Табела 3.15. Резултати динамичких испитивања по ASTM D 945-92 [132, 133]

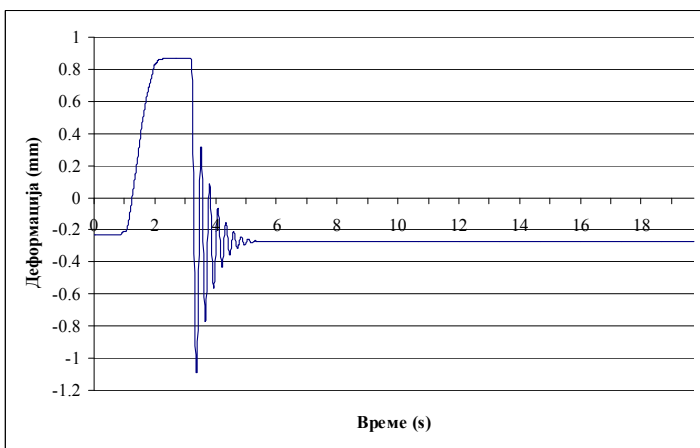
Карактеристика	Јединица	Стандард	TG – A – 515	TG – A – 615	TG – B – 712	TG – A – 715	TG – A – 815
Јерзлијев хистерезис	%	ASTM D 945-92	9,1	16,9	69,2	23,1	36,3
Јерзлијев степен еластичности	%	ASTM D 945-92	88,0	74,9	30,8	69,1	58,3
Јерзлијев степен еластичности	%	SAE 116	90,9	83,1	–	76,9	63,7
Учестаност	Hz	ASTM D 945-92	3,0	3,33	5,15	3,57	4,69
Ефективни динамички модул еластичности	N/mm ²	ASTM D 945-92	6,0	7,4	–	8,5	14,7
Апсорбована ударна енергија	J/m ³	ASTM D 945-92	6545	7168	–	6721	4057



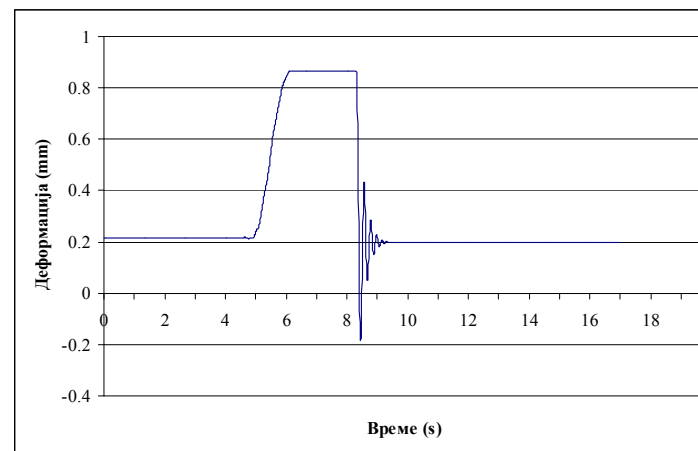
TG – A – 515



TG – A – 615



TG – A – 715



TG – A – 815

Слика 3.19. Карактеристични дијаграм осциловања испитиваних епрувета [132]

Аутори са Машинског факултета Универзитета у Нишу [132] су испитали 12 узорака, номиналних димензија $\varnothing 19,5 \times 12,5$ mm, израђених од пет смеша које су коришћене у експерименталном истраживању описаном у претходном потпоглављу. На основу измерених димензија узорака и резултата испитивања по стандарду ASTM D 945 израчунате су вредности степена еластичности по Јерзлију (E_Y), хистерезиса по Јерзлију (H_Y), учестаности, апсорбоване ударне енергије и ефективног динамичког модула еластичности (K_C) (табела 3.15). На слици 3.19 дати су карактеристични дијаграми осциловања испитиваних епрувета.

На основу дијаграма датих на слици 3.19 може се одредити логаритамски декремент слободних осцилација као природни логаритам две суседне амплитуде осцилација:

$$\Delta = \ln \left(\frac{x_{0,n}}{x_{0,n+1}} \right) \quad 3.27$$

Фактор хистерезисног пригушења се може одредити на основу логаритамског декремента на основу израза

$$\eta = \frac{\Delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \Delta^2}} \quad 3.28$$

Пошто је већ речено да је хистерезисно пригушење мера релативна дебљине хистерезисне петље (потпоглавље 2.3.2) оно се дакле може одредити и на основу израза 2.1 користећи дијаграме добијене при експерименталном истраживању прецизности предвиђања механичког понашања.

У табели 3.16 приказане су упоредне вредности фактора губитка хистерезисног пригушења добијене преко два поступка – на основу релативне дебљине хистерезисне петље и на основу испитивања по ASTM D 945. Добијени резултати сугеришу да је из спроведених испитивања једноосним сабијањем могуће приближно одредити вредност фактора губитка хистерезисног пригушења. На основу познатих израза (види потпоглавље 3.2) могуће је даље израчунати комплексни динамички модул еластичности, као и комплексни динамички модул клизања. С обзиром на зависност комплексног динамичког модула еластичности (самим тим и модула клизања) приближна процена важи само за фреквенцу и температуру при којој је одређена величина хистерезиса.

Табела 3.16. Упоредне вредности фактора губитка хистерезисног пригушења добијене на основу релативне дебљине хистерезисне петље и на основу испитивања по ASTM D 945-92

Смеша	η из хистерезиса	η из ASTM D 945
TG – AC – 502/3	0,0378	–
TG – AC – 609/4	0,0414	–
TG – A – 515	0,0420	0,0287
TG – A – 615	0,0576	0,0548
TG – A – 615'	0,0527	–
TG – A – 615''	0,0670	–
TG – B – 712	0,3339	0,3127
TG – A – 715	0,0824	0,0855
TG – A – 815	0,1135	0,1394

Из наведеног следи да могуће проценити вредност фактора губитка хистерезисног пригушења, као и комплексне динамичке модуле еластичности и клизања, на основу простог испитивања једноосним сабијањем чиме се могу избећи компликовани експерименти применом динамичког механичког анализатора или испитивања по ASTM D 945.

3.5 Валидација параметара материјала применом методе коначних елемената

Да би се параметри материјала добијени на основу експерименталног истраживања уопште могли користити у симулацијама применом метода коначних елемената потребно је проверити да ли модел материјала са одређеним параметрима може да реално репродукује понашање материјала у програмском пакету за анализу применом методе коначних елемената. Уобичајени поступак провере је да се симулирају сами експерименти на основу којих су одређени параметри материјала. Међутим, како је експериментално истраживање извршено применом простог сабијања узорка при слободном контакту гуме и метала постоји значајан утицај вредности коефицијента трења на механичко понашање гуме (види потпоглавље 2.3.4). Да би уопште извршила валидација параметра материјала применом методе коначних

елемената потребно је на неки начин најпре проценити коефицијент трења у контакту гуме и метала.

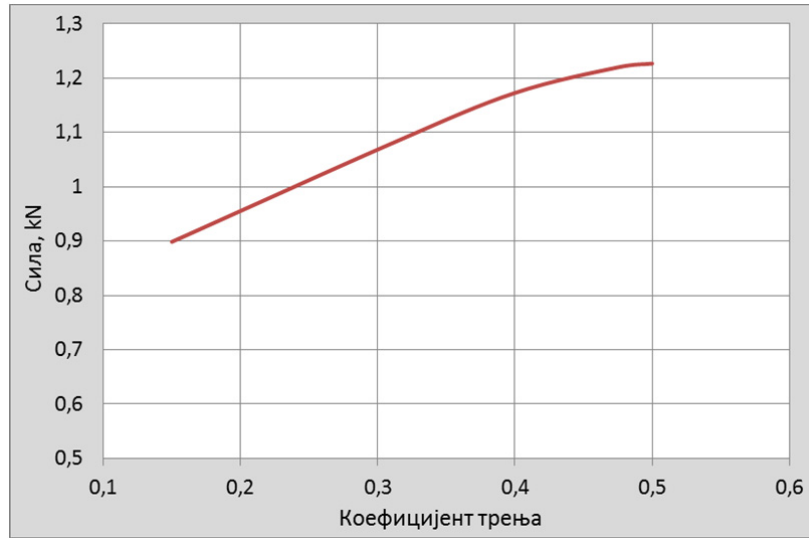
3.5.1 Процена коефицијента трења

Триболошке појаве у контакту гуме и крутих површина још увек нису у потпуности схваћене [134]. Вискоеластично понашање гуме има за последицу да коефицијент трења гуме веома зависи од контактнoг притиска. Како контактни притисак у слободном контакту гуме и метала може достићи вредности и до 20 МПа, и знајући ограничења тренутно доступних трибометара (Плнтов и QMUL трибометри), веома је тешко или скоро немогуће експериментално одредити стварну вредност статичког коефицијента трења за вискоеластично тело као што је гума при високим вредностима контактнoг притиска две површине.

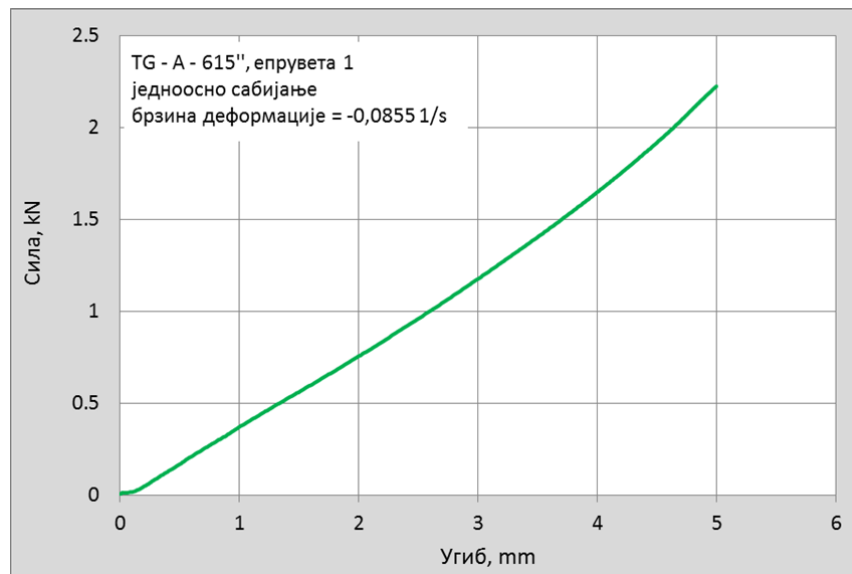
Због наведеног развијена је процедура за приближну процену коефицијента трења код слободнoг контакта гуме и метала [135]. Коефицијент трења код слободнoг контакта гуме и метала може се предвидети на основу поређења резултата реалног експерименталног испитивања и виртуелног експеримента сабијањем из услова да је нормална компонента силе реакције, добијена симулацијом, једнака оној која је добијена експериментално. Применом резултата факторног виртуелног експеримента утврђује се функционална зависност између коефицијента трења у слободном контакту гуме и метала и нормалне компоненте силе реакције, а затим применом неке од оптимизационих процедура из напред наведеног услова једнакости двеју сила (одређене путем експеримента и симулације) одређује приближна вредност коефицијента трења. Прецизност предвиђања коефицијента трења у предложеној процедури умногоме зависи од саме прецизности предвиђања механичког понашања коришћеног конститутивног модела материјала. Како је прецизност предвиђања знатно већа ако се разматра само сабијање без растерећења, процедура се изводи на основу параметара материјала који су добијени само на основу сабијања узорка.

Да би се умањила могућа грешка услед одступања предвиђеног и експериментално утврђеног понашања, при спровођењу процедуре треба користити гумену смешу код које постоји максимално поклапање предвиђеног и експериментално утврђеног понашања, што је у случају спроведеног истраживања смеша TG-A-615". Због проблема са конвергенцијом нумеричке симулације процедура је спроведена при максималној вредности релативне деформације $\varepsilon = 0,25$. У складу са напред

дефинисаном процедуром дефинисан је пуни факторни виртуелни експеримент где је вредност коефицијента трења у слободном контакту гуме и метала варирана у распону $\mu = 0,15 \div 0,5$. На основу резултата пет виртуелних експеримената са различитим вредностима коефицијента трења, при брзини деформације од $0,0855 \text{ 1/s}$ до угиба од $s = 3 \text{ mm}$, одређена је функционална зависност између вредности коефицијента трења у слободном контакту гуме и метала и нормалне компоненте силе реакције приказана на слици 3.20.



Слика 3.20. Функционална зависност између коефицијента трења и нормалне компоненте резултујуће силе одређене виртуалним експериментом



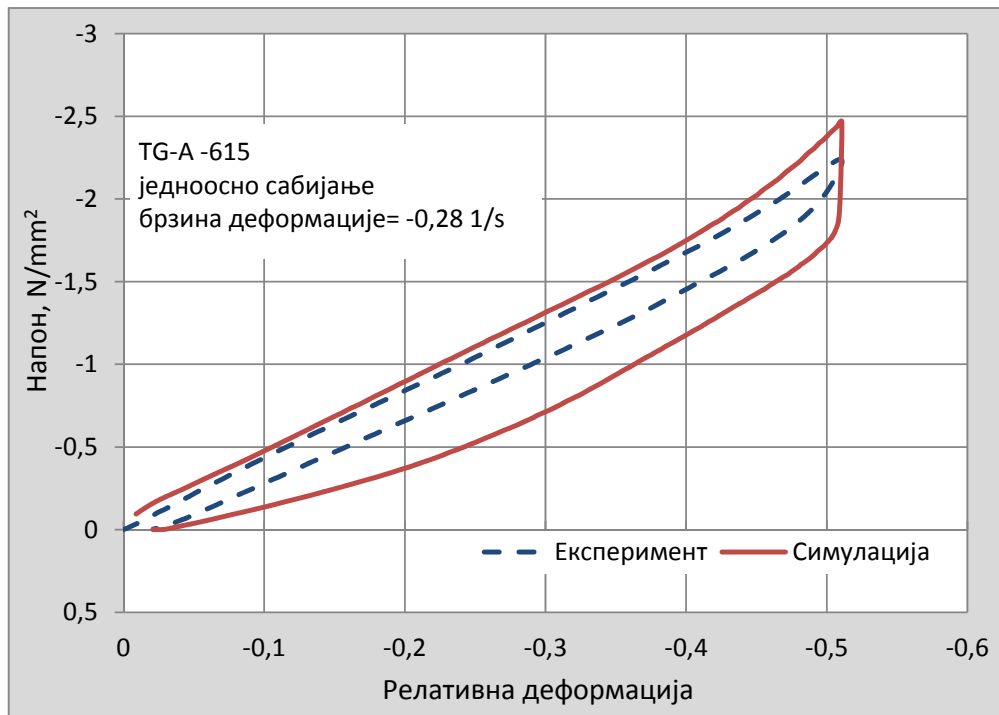
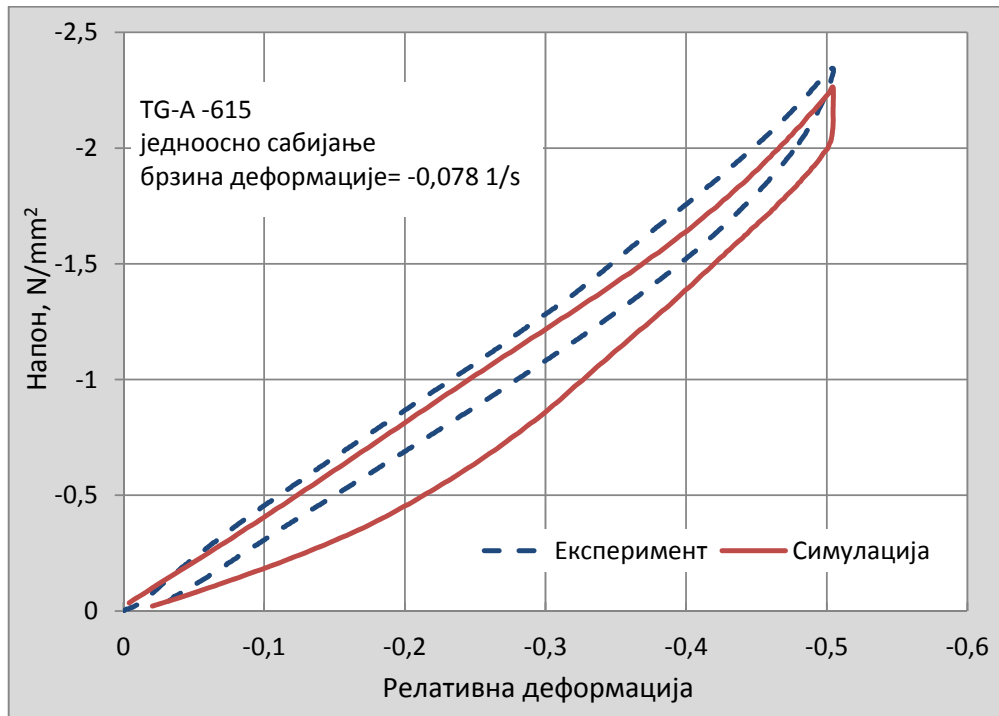
Слика 3.21. Дијаграм зависности нормалне компоненте силе реакције у зависности од угиба узорка TG – A – 615''

На основу реалних експерименталних података (слика 3.21) и услова једнакости сила одређених путем реалног експеримента ($F = 1,2 \text{ kN}$ при угибу $s = 3 \text{ mm}$) и виртуелног факторног експеримента, постављањем оптимизационог проблема је одређена вредност коефицијента трења $\mu = 0,45$.

3.5.2 Симулације експерименталних истраживања применом метода коначних елемената

На основу приближно одређене вредности коефицијента трења извршена је симулација експеримента приказаних у потпоглављу 3.3.2 применом Бергстром-Бојс модела. Симулације експеримента су изведене за две брзине деформисања као што је и прописано у поступку експерименталног истраживања. Валидације параметара извршена је за смешу TG – A – 615, при вредности коефицијента трења у слободном контакту гуме и метала $\mu = 0,45$ на основу резултата истраживања изложених у претходном поглављу.

На слици 3.22 је приказано поређење механичког одзива добијеног експерименталним путем и симулацијом применом Бергстром-Бојс модела за смешу TG – A – 615 при две брзине деформације. На основу слике се може закључити да Бергстром-Бојс модел даје релативно добро предвиђање механичког одзива. Предвиђена крива растерећења показује мању крутост одзива у односу на експериментално одређени одзив. Ово је последица недостатака модела трења у програмском пакету за симулацију применом метода коначних елемената јер још увек нису разрађени адекватни модели који описују триболошке појаве код вискоеластичних тела. Контактни коначни елементи до притисних плоча имају мању брзину клизања у односу на брзину клизања узорка при растерећењу. Због споријег опуштања узорка и његовог повратка у неоптерећено стање предвиђени хистерезис је знатно већи од експериментално утврђеног. Проблеми при предвиђању понашања услед неадекватног модела трења су нарочито видљиви при преласку из режима оптерећења у режим растерећења узорка. У симулацији узорак застаје у месту (при чему наступа и пузање), док се у реалности он одмах растерећује. Са слике се може и закључити да са порастом нивоа деформације расте и непрецизност предвиђања криве растерећења узорка. Предвиђање хистерезиса се такође повећава са повећањем брзине деформације, што је такође последица горе описаног споријег опуштања узорка.



Слика 3.22. Поређење механичког одзива добијеног експерименталним путем и симулацијом применом Бергстром-Бојс модела за смешу TG – A – 615 при две брзине деформације

Из претходне дискусије се може закључити да треба бити врло опрезан при симулацији гумено-металних опруга са слободним контактом гуме и метала јер ће

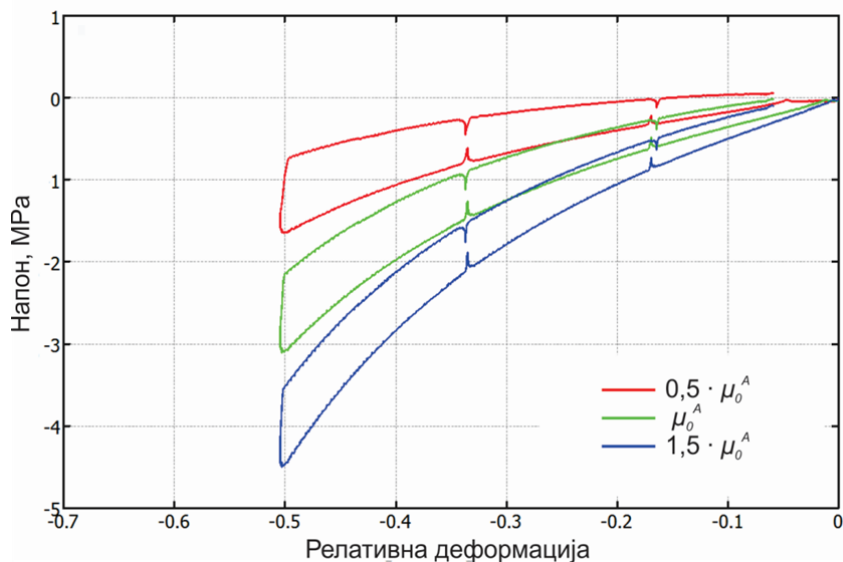
предвиђени хистерезис бити знатно већи од реалног услед неадекватних модела трења. Наведено не важи за гумено-металне опруге код којих је гума чврсто спојена са металом.

Уопштено, може се приметити да је предвиђање криве сабијања адекватно, што упућује на закључак да Бергстром-Бојс модел реално репродукује понашање материјала у програмском пакету за анализу применом методе коначних елемената.

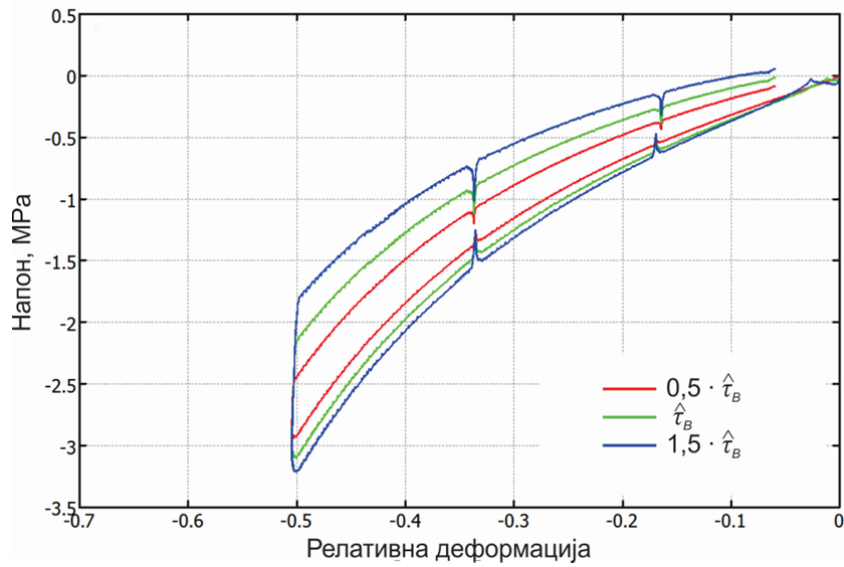
3.6 Анализа утицајности параметара Бергстром-Бојс модела

Да би се проценио утицај појединих параметара Бергстром-Бојс конститутивног модела материјала на механичко понашање еластомера дефинисана је параметарска студија у којој су сви параметри мењани у распону $\pm 50\%$ у односу на вредност одређену из услова максималне прецизности предвиђања механичког понашања (номинално предвиђање). За тако измењене параметре извршено је предвиђање механичког понашања за све чији су параметри конститутивног модела одређени током истраживања.

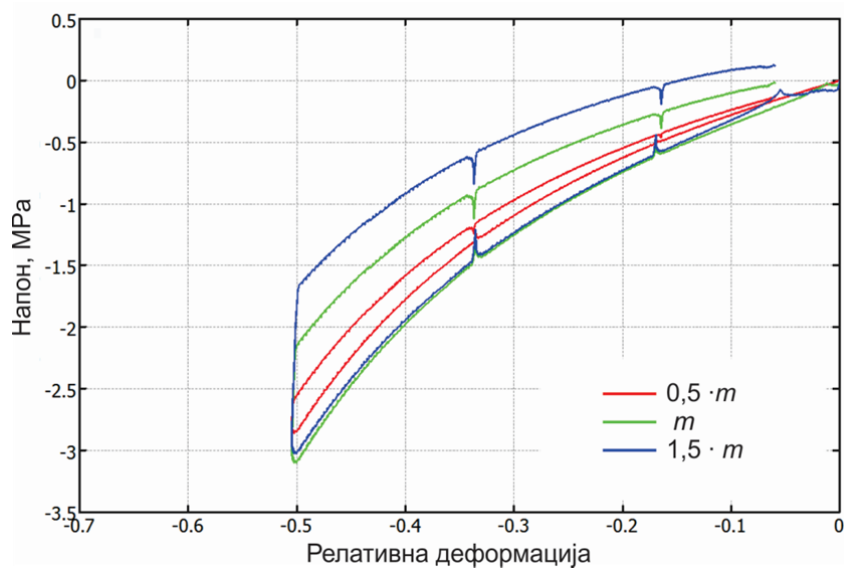
Пример промене механичког понашања са променом параметара за смешу TG-B-712 дат је на сликама 3.24 до 3.26. Приказани су само најутицајнији параметри док су остали дијаграми дати у Прилогу 3.



Слика 3.23. Промена механичког одзива смешу TG-B-712 са променом иницијалног модула клизања μ_0^A мреже A



Слика 3.24. Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом параметра материјала $\hat{\tau}_B$



Слика 3.25. Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом параметра материјала m

Као критеријум процене утицаја квалитативно су разматране све промене облика и положаја хистерезисне криве у односу на номинално понашање у оквиру градације: 1 – не постоји утицај, 2 – незнатан утицај, 3 – средњи утицај, 4 – значајан утицај и 5 – веома значајан утицај. Резултати параметарске студије дати су у табели 3.17.

Анализом података датих у табели 3.17 може се закључити да далеко највећи утицај на механичко понашање има промена иницијалног модула клизања μ_0^A еластичне мреже *A*. Иако се то не види директно из табеле због непостојећег утицаја параметра *s*, још је значајнији утицај промене иницијалног модула клизања μ_0^B еластичног дела мреже *B* јер је он *s* пута већи од иницијалног модула клизања μ_0^A еластичне мреже *A*.

Промена параметара *m* и $\hat{\tau}_B$ не утиче на промену крутости одзива али има значајан утицај на величину хистерезисне петље и предвиђање релаксационих појава. Модул компресије *K* и фактор подешавања релативне деформације ξ немају никакав утицај на понашање еластомера који су били предмет истраживања. Вредност ограничења степена истезања мрежа λ^{lock} и експонент *C* имају готово незнатан утицај. Приказани резултати су у складу и са запажањима једног од аутора Бергстром-Бојс модела [125] који сматра да се код већине еластомера може претпоставити да је модул компресије *K* = 500 МПа и експонент *C* = -1.

Табела 3.17. Квалитативна оцена утицајности параметара материјала на механичко понашање испитиваних смеша (минимални 1 – максимални 5)

Смеша	μ_0^A	λ^{lock}	<i>K</i>	<i>s</i>	ξ	$\hat{\tau}_B$	τ_{cut}	<i>C</i>	<i>m</i>
TG-AC-609	5	2	1	1	1	3	1	2	3
TG-AC-502	5	3	1	1	1	3	1	2	4
TG-A-515	5	2	1	1	1	3	1	1	3
TG-A-615	5	2	1	1	1	3	1	1	4
TG-A-615'	5	2	1	1	1	3	1	1	3
TG-A-615''	5	2	1	1	1	3	1	1	4
TG-A-715	5	2	1	1	1	3	1	1	4
TG-B-712	5	2	1	2	1	4	1	3	4
TG-A-815	5	2	1	1	1	3	1	1	4
\bar{x}	5	2,11	1	1,11	1	3,11	1	1,44	3,67

3.7 Избор конститутивног модела

На основу резултата спроведених истраживања и резултата истраживања других аутора [119, 129, 130, 136, 137] може се закључити следеће:

- основни Бергстром-Бојс модел ће у великој већини случајева имати или бољу или еквивалентну прецизност предвиђања у односу на класичне хипереластичне конститутивне моделе, чак и када су они проширени Мулинсовим моделом оштећења; проширењем основног Бергстром-Бојс модела могу се у највећем броју случајева остварити готово потпуно предвиђање механичког понашања еластомера;
- за разлику од класичних хипереластичних конститутивних модела који нису у стању да предвиде вискоеластичне појаве и зависност механичког понашања од температуре, основни Бергстром-Бојс модел са релативном прецизношћу предвиђа зависност од брзине деформације, релаксационе појаве и зависност од температуре (уз извођење експерименталних испитивања за одређивање параметара материјала на две различите температуре); проширене вископластичне варијанте Бергстром-Бојс модела готово у потпуности предвиђају механичко понашање;
- да би се одредили параметри основног и проширених варијанти Бергстром-Бојс конститутивног модела потребно је извршити само испитивање једноосним сабијањем узорака што је могуће на свакој универзалној машини за испитивање материјала; наведено испитивање је далеко једноставније од испитивања која су потребна да би се одредили параметри хипереластичних модела материјала;
- код хипереластичних модела материјала се испитивања, на основу којих се одређују параметри материјала, морају извршити у складу са типом, брзином и интензитетом спољашњег оптерећења; наведена препорука важи и за Бергстром-Бојс модел али је због саме експерименталне процедуре далеко мање осетљив на промену брзине деформације; такође постоји много мања осетљивост на промену правца типа оптерећења;
- из величине хистерезиса при једноосном сабијању могуће је приближно одредити вредност фактора губитка хистерезисног пригушења, а самим тим и реални, имагинарни и комплексни динамички модул еластичности и клизања чиме се избегавају компликована испитивања динамичких својстава применом динамичког механичког анализатора или испитивања по ASTM D 945;

с обзиром на зависност динамичких модула од фреквенце и температуре, наведена приближна процена важи само за фреквенцу и температуру при којој је одређена величина хистерезиса, тј. апсорбоване енергије;

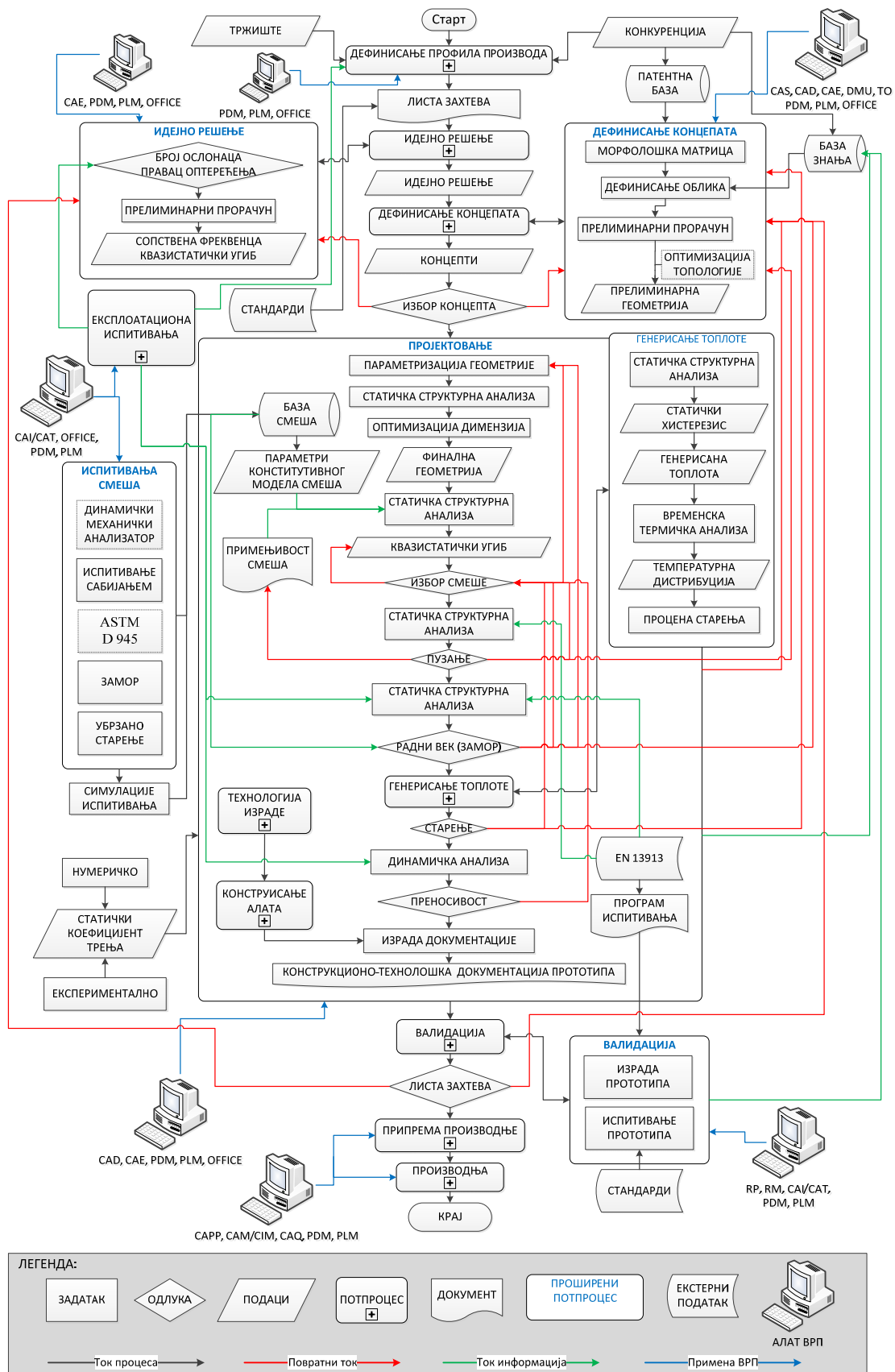
- симулација вискоеластичних појава код гумено-металних опруга са слободним контактом гуме и метала нису довољно поуздане услед неадекватних модела трења који су тренутно доступни у комерцијалним пакетима за анализу путем методе коначних елемената.

С обзиром на закључке истраживања прецизности предвиђања конститутивних модела, као и сагледавање њихових могућности и ограничења, може се тврдити да је основни Бергстром-Бојс модел довољно поуздан да би се његовом применом омогућило дефинисање интегрисане методологије виртуелног развоја гумено-металних опруга. Иако проширене верзије модела остварују боље предвиђање механичког понашања, њихова имплементација захтева високу специфичну стручност инжењера (дефинисање сопствених модела материјала) чиме се спречава шира распрострањеност примене. Поред наведеног симулације, применом проширених верзија Бергстром-Бојс модела су знатно хардверски захтевније, па је и потребно далеко више времена за њихово извршење. Наравно, наведени коментари не спречавају примену проширених модела у виртуелном развоју производа али је због начела широке примењивости донета одлука да се током дефинисања методологије виртуелног развоја гумено-металних опруга примарно користи основни Бергстром-Бојс модел.

4. МЕТОДОЛОГИЈА РАЗВОЈА ГУМЕНО-МЕТАЛНИХ ОПРУГА

Након разматрања неопходних предуслова у погледу примењивости конститутивних модела и избора конститутивног модела на основу нумеричких и експерименталних истраживања, истраживање у оквиру докторске дисертације је усмерено ка разради нове методологије развоја гумено-металних опруга уз примену алата виртуелног развоја производа. Четврто поглавље докторске дисертације приказује интегрисану методологију развоја гумено-металних опруга која представља нови приступ развоју гумено-металних опруга. Приказане су аналитичке, нумеричке, експерименталне и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумено-металних опруга, почев од профила производа па до процеса производње гумено-металне опруге. Методологија развоја заснована је на интензивној примени алата виртуелног развоја производа и конструисању на основу реалних експлоатационих оптерећења, без увођења бројних претпоставки које карактеришу досадашњи приступ у конструисању гумено-металних опруга. Такође, методологија се наслања и на стандарде који прописују испитивања гумених смеша и гумено-металних опруга. Да би се у потпуности објаснио процес виртуелног развоја гумено-металних опруга цео процес прати пример развоја гумено-металне опруге за изолацију ниско-фреквентних вибрација која се налази у производном програму великог броја произвођача.

На слици 4.1 приказана је утврђена интегрисана методологија виртуелног развоја гумено-металних опруга. Приказани су бројни задаци које треба извршити да би се спровео процес, као и сам ток процеса, ток одлучивања и ток информација у оквиру процеса развоја. У оквиру методологије дефинисана је и примена одговарајућих алата виртуелног развоја производа по фазама процеса развоја.



Слика 4.1. Процес виртуелног развоја гумено-металних опруга

4.1 Дефинисање профила производа

Први потпроцес у оквиру процеса развоја гумено-металних опруга је дефинисање профила производа. Како је већ наглашено у потпоглављу 2.4 дефинисање профила производа је једна од најважнијих фаза у процесу развоја, јер без адекватног система циља производ не може бити успешан без обзира на евентуалну техничку супериорност.

Развој гумено-металних опруга подразумева познавање целокупног техничког система у оквиру кога је опруга само део. Због наведеног, гумено-металне опруге морају да задовоље специфичне захтеве који врло често могу да се дефинишу само на основу претходног познавања система у процесу експлоатације. Најважнији су свакако експлоатациони услови система везани за сам процес контроле вибрација, поред осталих специфичних захтева везаних за гуму као материјал. Уколико не постоје претходна знања о систему морају се обавити експлоатациона испитивања како би се одредиле величине које су неопходне за поступак изолације вибрација и сагледали експлоатациони услови који условљавају специфичне захтеве везане за гуму. У случају да се процес развоја обавља за непознате услове експлоатације (серијска производња) процес развоја се обавља са општим захтевима, нпр. изолација вибрација ниске побудне фреквенце, при чему се формира фамилија производа који могу да покрију различите опсеге примењивости у погледу осталих захтева уз обавезно навођење ограничења примењивости у техничкој спецификацији производа. Велики произвођачи гумено-металних опруга формирају и фамилије типских производа за одређене намене, нпр. изолација вибрација СУС мотора у бродоградњи, јер су код појединих машина/уређаја услови експлоатације веома добро проучени (нарочито код свих типова возила).

Сам потпроцес дефинисања профила сличан је класичном приступу дефинисања профила гумено-металних опруга, али подразумева примену стандарда, експлоатационих испитивања и интензивну примену алата виртуелног развоја производа. Како је дефинисање профила производа детаљно описано у потпоглављу 2.4 (а и првенствено је задатак службе маркетинга), у опису методологије развоја обрађена је само систематизација дефинисања профила применом стандарда, алата виртуелног развоја производа и експлоатационих испитивања.

Европски стандард EN 13913 настао је као резултат испитивања и истраживања са циљем побољшања перформанси и квалитета машинских елемената израђених од

гуме који се примењују код железничких возила [138]. Иако покрива само област железничких возила, EN 13913 је једини стандард који свеобухватно сагледава обезбеђење перформанси и квалитета производа израђених од гуме (првенствено гумено-металних опруга) те је послужио као полазна основа за дефинисање опште применљиве форме листе захтева која настаје као резултат потпроцеса дефинисања профила гумено-металне опруге. На основу техничке спецификације производа коју прописује EN 13913, узимајући у обзир теоријска знања о дефинисању профила производа и специфичности гумено-металних опруга у другим областима индустрије, дефинисана је форма листе захтева (табела 4.1) која садржи све обавезујуће и жељене карактеристике гумено-металних опруга намењених изолацији вибрација свих техничких система. Форма листе захтева узима обзир да ли се производ развија за познате услове експлоатације или је у питању серијска производња (непознати услови експлоатације) намењена ширем тржишту. Уколико није другачије наглашено, захтеване/жељене карактеристике се дефинишу на амбијенталној температури (23 ± 2 °C), а уколико је утврђено да је битна температурна зависност техничке карактеристике наводи се и температура на којој је она потребна и њена квантификација. Уколико не постоје претходна знања о систему који треба изоловати обавезно је спровођење експлоатационих испитивања. Програм експлоатационог испитивања мора бити формиран тако да се добију потребни подаци за формирање листе захтева према табели 4.1. На пример, поред основних података за процес контроле вибрација, потребно је одредити границе амбијенталне температуре, влажност околине, утврдити постојање хемикалија, уља и осталих нафтних деривата, итд. Како је мерење вибрација савременим уређајима веома једноставно [139], подаци потребни за процес контроле вибрација не треба да буду одређени на основу претпоставки, што је био чест случај раније, већ се морају одредити експерименталним испитивањем. Велики број савремених машина/уређаја има већ интегрисану опрему за надзор и дијагностику радне исправности који параметре система (а међу њима и вибрације) региструју у реалном времену. Нпр, сви елементи подсистема за пренос снаге код ветрогенератора имају константни надзор вибрација и температуре у току експлоатације који се записују у базу података током целог радног века ветрогенератора. Анализом података са више ветрогенератора могу се установити вредности параметара потребних за процес контроле вибрација, укључујући и случајно променљиве (неуравнотеженост, зазори, ...) које се никако не могу сагледати теоријским разматрањем система.

Табела 4.1. Листа захтева као резултат дефинисања профила производа

Захтев	Опис
Функционалне карактеристике	
Карактеристике система	листа захтева дефинише опште карактеристике система који треба изоловати - масу, димензије, положај тежишта и инерцију
Динамичко оптерећење	листа захтева дефинише тип динамичког оптерећења и његове карактеристике – синусоидне и случајне вибрације, правце оптерећења, побудну фреквенцу (или више њих) у правцу и амплитуду у правцу вибрационог оптерећења
Статичко оптерећење	листа захтева дефинише статичка оптерећења које нису последица сопствене тежине
Одговор система	листа захтева дефинише дозвољени одговор система - преносивост, максимални угиб, максималну температуру опруге
Квазистатички угиб (крутост)	листа захтева може да дефинише захтевани квазистатички угиб при константној брзини деформације; уколико брзина деформације није дефинисана користити препоруке из EN 13913
Динамичка крутост	листа захтева може да дефинише динамичку крутост при синусоидном осцилаторном кретању као функцију амплитуде угиба и/или амплитуде силе (момента) и/или фреквенце при дефинисаном угибу (сили, моменту)
Пригушење	листа захтева може да дефинише жељено пригушење система
Димензије под оптерећењем	уколико је потребно листа захтева дефинише ограничења димензија под оптерећењем
Други услови	други специјални захтеви у вези са функционалним карактеристикама утврђени током експлоатационог испитивања или захтевани од стране купца
Геометријске карактеристике	
Просторно ограничење	уколико је потребно листа захтева дефинише просторно ограничење опруге како се не би нарушила функција осталих компоненти
Димензије	листа захтева дефинише захтеване димензије или ограничења димензија у складу са условима монтаже
Физичке карактеристике	
Маса	листа захтева дефинише циљану масу или ограничење масе опруге
Материјал	листа захтева дефинише захтеване материјале или ограничење у примени материјала
Отпорност на експлоатационе услове	
Замор	опруга мора да издржи напрезања током експлоатације у оквиру радног века који се дефинише листом захтева; уколико није другачије специфицирано број циклуса до отказа опруге је минимално 10^7 ; дозвољена промена карактеристика након динамичких испитивања дефинисана је по EN 13913

Захтев	Опис
Статичко пузање	листа захтева дефинише дозвољено пузање опруге при дефинисаној статичкој сили у одређеном периоду времена
Динамичко пузање	листа захтева дефинише дозвољено динамичко пузање опруге при програму испитивања дефинисаном по EN 13913
Статичка релаксација	листа захтева дефинише дозвољену релаксацију напона опруге при дефинисаном квазистатичком угибу у одређеном периоду времена
Динамичка релаксација	листа захтева дефинише дозвољену динамичку релаксацију опруге при програму испитивања дефинисаним по EN 13913
Старење	листа захтева дефинише радни век опруге с обзиром на старење услед унутрашњег генерисања топлоте; уколико није другачије специфицирано очекивани радни век је шест година
Други услови	други специјални захтеви у вези са експлоатационим условима утврђени током експлоатационог испитивања или захтевани од стране купца
Отпорност на атмосферске услове	
Ниска температура	уколико је потребна отпорност на ниске температуре она мора бити дефинисана у листи захтева уз навођење карактеристике (нпр. пузање), температуре при којој треба задовољити карактеристику, квантификацију карактеристике и толеранцију; уколико минимална температура није дефинисана сматра се да је она $T_{emin} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$
Висока температура	уколико је потребна отпорност на високе температуре она мора бити дефинисана у листи захтева уз навођење карактеристике (нпр. пузање), температуре при којој треба задовољити карактеристику, квантификацију карактеристике и толеранцију; уколико максимална температура није дефинисана сматра се да је она $T_{emax} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$; промена карактеристике се алтернативно може дефинисати и након испитивањем старењем по ISO 188
Озон	дефинисање отпорности на озон није потребно код опруга код којих је мала површина гуме изложена озону или ако је опруга у потпуности оптерећена на притисак; уколико изложеност озону може изазвати значајну деградацију одређене функционалне карактеристике, та карактеристика, квантификација карактеристике и толеранција се дефинишу од стране купца
Уља и нафтни деривати	уколико је потребно отпорност на повремену изложеност уљима и нафтним дериватима услед прскања дефинише се према ISO 1817
Хемијски контаминати	уколико је потребно отпорност на изложеност хемијским контаминатима дефинише се према ISO 1817
Абразија	уколико је потребна отпорност на абразију, листа захтева дефинише које функционалне површине требају бити отпорне на абразију и критеријум прихватљивости при испитивању према ISO 4649 метод А

Захтев	Опис
Пламен (ватру)	уколико је потребно, листа захтева дефинише отпорност на пламен, тј. понашање опруге под дејством ватре, транспарентност дима и токсичности дима; дефинише се на основу спецификације купца
Корозија	уколико је потребно, металне делове опруге треба заштитити од корозије; листа захтева дефинише да ли је у питању привремена заштита до инсталације опруге или трајна заштита у трајању захтеваног радног века опруге
Јонизујуће зрачење	уколико је потребно, листа захтева дефинише отпорност на јонизујуће зрачење
Други услови	други специјални захтеви у вези са атмосферским условима утврђени током експлоатационог испитивања или захтевани од стране купца
Економски захтеви	
Обим тржишта	дефинише очекивани број продатих јединица производа
Време до тржишта	дефинише време развоја и увођења на тржиште
Продајна цена	дефинише циљану цену производа на тржишту и/или ограничења у вези са ценом производа на тржишту
Трошкови развоја	дефинише циљане трошкове развоја и/или ограничења у вези са трошковима развоја
Трошкови производње	дефинише циљане трошкове производње и/или ограничења у вези са трошковима производње
Трошкови испитивања	дефинише циљане трошкове испитивања и/или ограничења у вези са трошковима испитивања
Трошкови у гарантном року	дефинише ограничења у вези са трошковима у гарантном року
Трошкови лиценцирања	дефинише ограничења трошкова лиценцирања
Укупни трошкови	дефинише циљане укупне трошкове и/или ограничења у вези са укупним трошковима
Цена по јединици производа	дефинише циљану цену по јединици производа као однос укупних трошкова и очекиваног броја продатих јединица производа

Поред техничких захтева, листа захтева садржи и економске параметре који су резултат ситуације на тржишту и пословних циљева предузећа. Иако су наведени захтеви подједнако значајни (ако не и значајнији) као и техничких захтеви, њихово дефинисање није задатак развојног инжењера и нису предмет утврђене методологије развоја гумено-металних опруга.

Табела 4.2. Пример листе захтева гумено-металне опруге за изолацију нискофреквентних вибрација

Захтеви	Опис
Функционалне карактеристике	
Карактеристике система	маса: 4000 kg димензије: 800 x 600 x 500 mm положај тежишта: 400 x 300x 250 mm (у односу на ивице)
Динамичко оптерећење	наизменично променљива синусоидна вибрација у вертикалном правцу побудна фреквенца: 10 Hz амплитуда вибрација: $\pm 0,5$ mm
Статичко оптерећење	нема додатних статичких оптерећења
Одговор система	преносивост: $< 0,3$ максимална температура опруге: 70 °C
Квазистатички угиб	брзина деформације при одређивању угиба је 1 mm/s
Динамичка крутост	није примењиво
Пригушење	није примењиво
Димензије под оптерећењем	није примењиво
Други услови	није примењиво
Физичке карактеристике	
Маса	< 15 kg
Материјал	није примењиво
Геометријске карактеристике	
Просторно ограничење	није примењиво
Димензије	висина опруге: 168 mm
Отпорност на експлоатационе услове	
Замор	минимални број циклуса до отказа 1×10^7 ; дозвољена промена квазистатичког угиба након динамичких испитивања према EN 13913
Статичко пузање	< 2 mm
Динамичко пузање	није примењиво
Статичка релаксација	није примењиво
Динамичка релаксација	није примењиво
Старење	очекивани радни век шест година
Други услови	није примењиво
Отпорност на атмосферске услове	
Ниска температура	није примењиво
Висока температура	није примењиво
Озон	није примењиво
Уља и нафтни деривати	није примењиво
Хемијски контаминати	није примењиво
Абразија	није примењиво
Пламен (ватру)	није примењиво
Корозија	није примењиво
Јонизујуће зрачење	није примењиво
Други услови	није примењиво

Приликом дефинисања профила производа поред стандардних „канцеларијских” програмских пакета (процесирање текста, обрада табеларних података) у процесу дефинисања профила производа све већу примену имају PDM/PLM програмски пакети који представљају платформу за чување, манипулацију, управљање и публикавање свих података који се тичу производа. Управљање подацима о производу (PDM) је пословна функција у оквиру управљања животним циклусом производа (PLM) која пружа основу за напред наведене функције платформе. За разлику од PDM, PLM омогућава управљање подацима у ширем опсегу јер је оријентисан на процесе у компанији који проузрокују промене података о производу као и управљање одлукама у контексту података о производу [137]. Применом PLM се аутоматизује управљање подацима о производу кроз све фазе његовог животног циклуса и интегришу подаци о производу са платформама за планирање ресурса предузећа (ERP) и производни извршни системи (MES). У фази дефинисања профила производа применом PDM/PLM врши се управљање захтевима и остварује веза са ERP системима на основу којих се дефинишу пословни циљеви предузећа и врши анализа потреба тржишта.

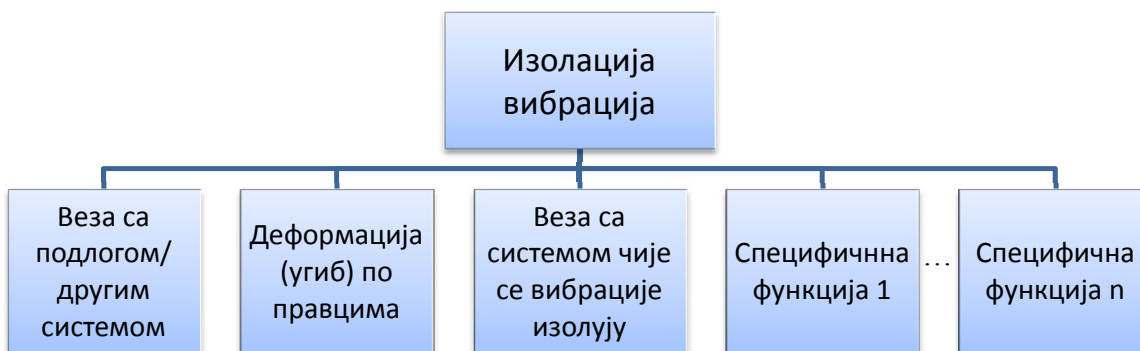
У табели 4.2 дата је листа захтева за производ који као пример прати методологију развоја дефинисану у дисертацији. На основу захтева потребно је развити гумено-металну опругу за познате услове експлоатације која ће изоловати вертикалне вибрације ниске побудне фреквенце.

4.2 Идејно решење

Након дефинисања профила производа и листе захтева као резултата потпроцеса дефинисања профила производа, следећи корак у процесу развоја је генерисање идејног решења производа. И у овој фази постоји велика сличност са класичним приступом (потпоглавље 2.4), али се у процес развоја у значајној мери уводе алати виртуелног развоја производа (CAE, PDM/PLM, OFFICE - слика 4.3). Основни задатак развојног инжењера у овој фази развоја производа је да изврши денивелацију основне функције система, тј. пригушење вибрација и ослањање система чије вибрације треба изоловати, и формира структуру парцијалних функција система. Комбинацијом систематских метода за тражење решења утврђује се решење глобалне функције на следећи начин [140]:

- тражење, скупљање и комплетирање алтернативних решења парцијалних функција,
- уређење парцијалних решења појединих парцијалних функција (уређење, класификовање, структурирање, сортирање),
- прегледно представљање документације свих парцијалних решења у току процеса развоја (представљање, документовање),
- увођење тежинских коефицијената и приоритета алтернативних решења код одређивања важних захтева.

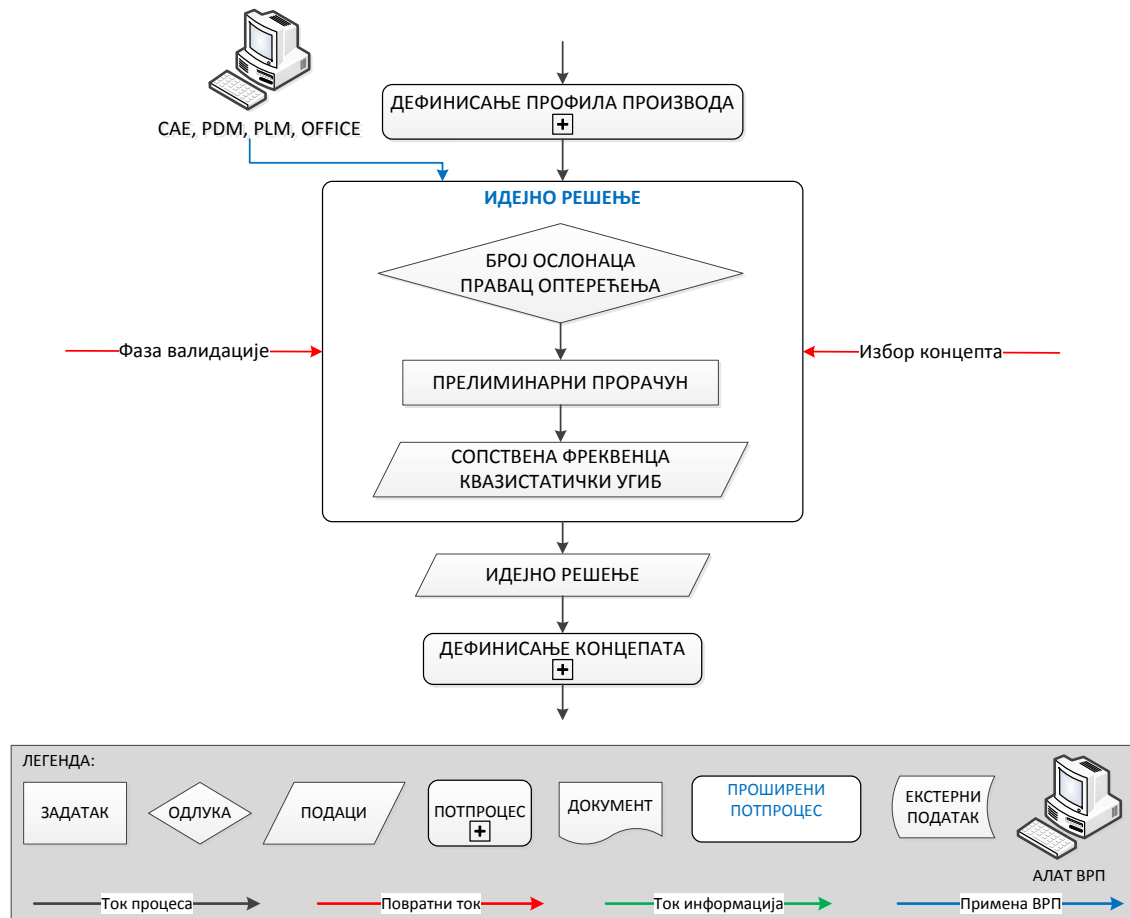
Пример денивелсане глобалне функције дат је на слици 4.2. Специфичне функције произилазе из листе захтева и могу на пример бити: отпорност на корозију, отпорност на повишене температуре, итд.



Слика 4.2. Денивелација глобалне функције изолације вибрација

Тражење решења парцијалних функција изводи се преко синтезе (која води до дефинисања концепата) и анализе [140].

У оквиру потпроцеса идејног решења доноси се прелиминарна одлука развојног инжењера о ослањању система на основу података о статичким оптерећењима, правцима динамичког оптерећења и монтажним мерама. Прелиминарна одлука дефинише број ослонаца и њихов распоред у односу на тежиште система, као и у односу на правце динамичког оптерећења. Правило добре праксе је да ослонци, уколико је то могуће, буду симетрично распоређени у односу на тежиште система како би гумено-металне опруге биле подједнако оптерећене и самим тим имале једнаку крутост (ако су за све ослонце предвиђене исте опруге). Распоред и положај ослонаца дефинише и врсту оптерећења гумено-металних опруга, при чему треба уважити општу препоруку да гумено-металне опруге требају бити оптерећене на притисак и смицање или увијање, док се напрезање на затезање не препоручује.



Слика 4.3. Потпроцес идејног решења гумено-металне опруге

Како су преносивост и жељено пригушење дефинисани профилем производа, на основу једначина датих у потпоглављу 2.3.2 одређује се потребна крутост изолационог система у једном, два или три правца у зависности од тога у којим правцима је потребно извршити контролу вибрација. Из укупног оптерећења и укупне крутости система, а на основу броја, распореда и функције појединачних ослонаца прорачунавају се њихова оптерећења и крутост.

Као и у фази дефинисања профила производа, у фази идејног решења у последње време повећава се примена PDM/PLM система. Основни задатак PDM/PLM система у фази идејног решења је управљање подацима о различитим идејним решењима и администрација измена наведених података. Како у фази идејног решења велики значај има анализа по први пут се уводе и CAE алати. Тако је за потребе истраживања у оквиру докторске дисертације развијен софтвер којим се на основу улазних података о маси, броју ослонаца, хистерезисном пригушењу опруге и жељеној преносности прорачунавају природна фреквенца опруге, фактор подешавања и

минимални и максимални статички угиб опруге који произилази из релације $k_{dyn} = 1,1 \dots 1,4 \cdot k$. Хистерезисно пригушење је могуће занемарити приликом прорачуна, што је чест случај у практичном прорачуну.

Search

The following search parameters will select suitable Trelleborg mounts which provide a minimum vibration isolation of 65%

Weight:
 (kg lb)

Speed (rpm):

No of mountings:

Show Fail Safe Only?

The mount selection calculation assumes equal loading applied to all mounts.

The information contained within this mount selector programme is for natural rubber components which have an operating temperature of -40°C to +70°C.

If your application does not have equal mount loading or will be outside the specified temperature range contact the technical enquiries email address shown on the contact page.

Find Mounts

Слика 4.4. Форма за унос почетних података у веб апликацији „MountFind” компаније Trelleborg IAVS

M 100 (17/4041)

Inputs

Weight (kg)	200
Speed (rpm)	1500
No. of mountings	4
Show failsafe only?	No

Results

Isolation	= 94 %
Deflection	= 7.5 mm
Natural Frequency	= 5.9 Hz

All Search Results

Details

Mount Name	M 100
Part Number	10-00100-XX
Drawing Number	17/4041
Hardness	40
Failsafe	No
Max Load (kg)	70

Image



Click for image.

3D Model

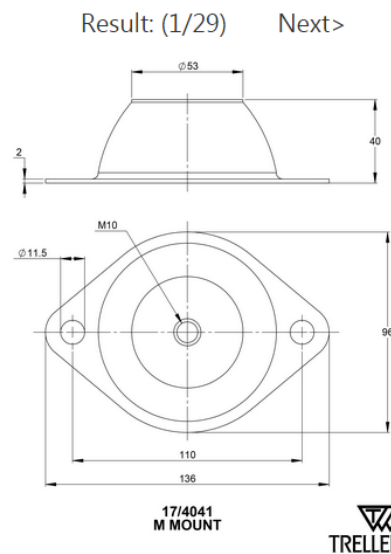


Click for CAD file.
 (All CAD files represent the mount in the unloaded condition. Suitable CAD software is required to view 3D files.)

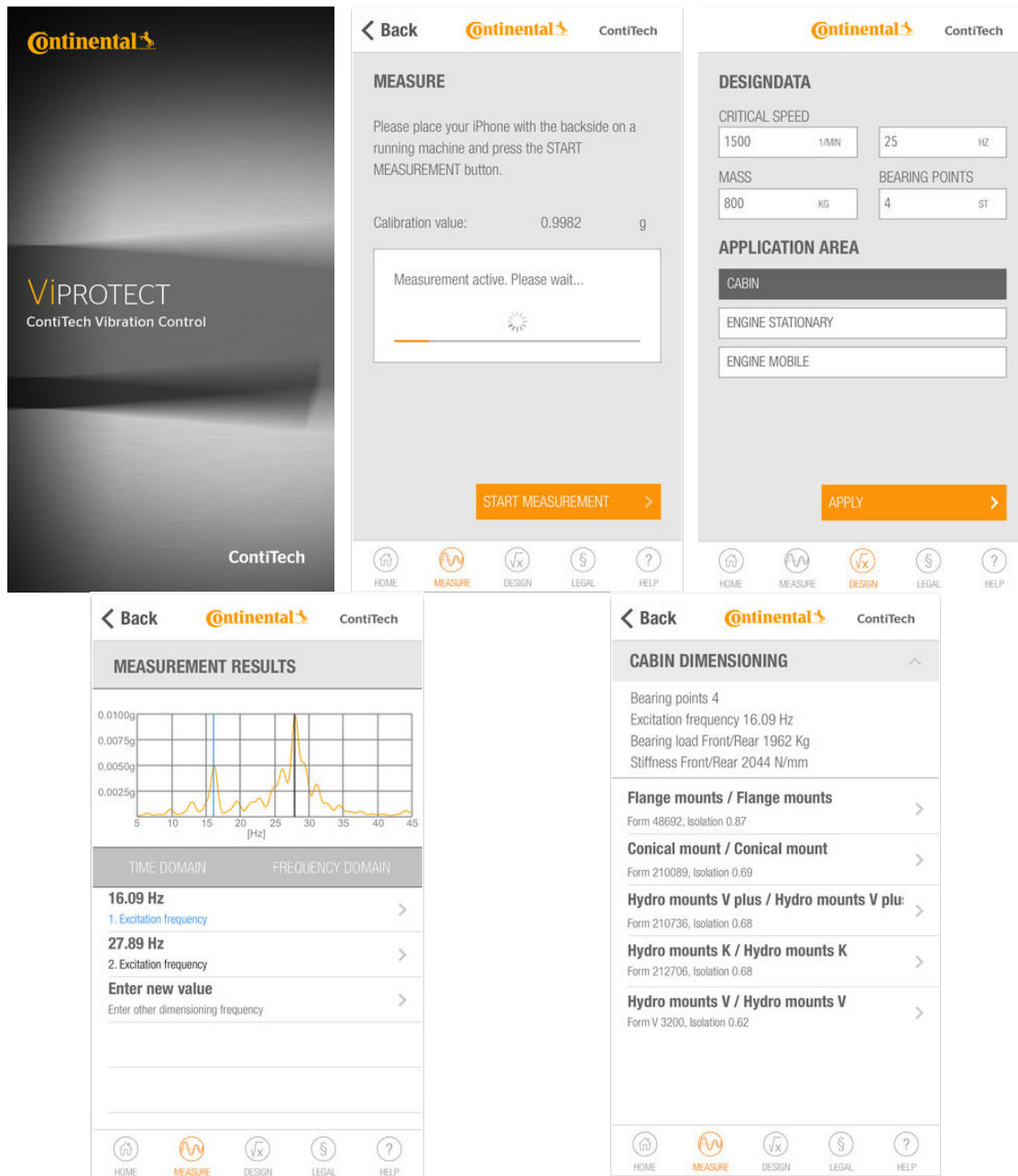
PDF



Click for PDF.



Слика 4.5. Приказ резултата прорачуна софтвера „MountFind”



Слика 4.6. ContiTech мобилна апликација за мерење и анализу
вибрација и избор гумено-металне опруге

Познати произвођачи гумено-металних опруга такође имају развијене софтвере у којима се на основу података о маси уређаја, броју ослонаца и побудној фреквенци (броју обртаја ротационог извора вибрација) система може директно изабрати погодна гумено-метална опруга. Тако на пример, компанија *Trelleborg IAVS* развија јавно доступни софтвер, доступан као апликација за мобилне уређаје или веб апликација, „*MountFind*” који на основу напред наведених улазних података даје препоруке за

избор гумено-металне опруге које рангира на основу прорачунатог степена изолације вибрација. На слици 4.4 приказан је основни прозор веб апликације „MountFind” у коме се врши унос почетних података. Поред избора гумено металне опруге, софтвер „MountFind” даје и основну техничку спецификацију опруге и њен технички цртеж, а нуди и могућност преузимања CAD модела опруге (слика 4.5).

Мобилна апликација за Apple iPhone компаније ContiTech (део Континентала односно Шефлер групе) приказана на слици 4.6 поред прорачуна основних параметара контроле вибрација и избора гумено-металне опруге нуди чак и могућност мерења и анализе вибрација у временском и фреквентном домену (што говори у прилог тврдњи да се вибрације лако могу измерити савременом технологијом).

Како опис методологије утврђене у докторској дисертацији прати и пример развоја једне гумено-металне опруге на основу листе захтева дате у табели 4.2, за дате захтеве дефинисано је идејно решење опруге. Најпре је извршена денивелација основне функције система и након денивелације глобалне функције донета је одлука да се систем ослања на четири опруге које прихватају оптерећење у вертикалном правцу. Опруге су постављене симетрично у односу на тежиште система. Применом софтвера развијеног у оквиру докторске дисертације (слика 4.7) израчунате су границе статичког угиба и сопствена фреквенца опруге. На слици 4.7 приказана су прорачуната решења, при чијем прорачуну је занемарено пригушење опруге јер у листи захтева није захтевано одређено пригушење опруге.

Masa	m =	4000		r =	2.45
Broj oslonaca	n =	4		fn =	4.08
Pobudna frekvencija	f =	10		s max =	20.87 mm
Faktor histerezisnog prigusenja	eta =	0.1	<input type="checkbox"/> Da/Ne	s min =	16.4 mm
Prenosivost	T =	0.2			

Proracun

Слика 4.7. Резултати прорачуна статичког угиба гумено-металне опруге

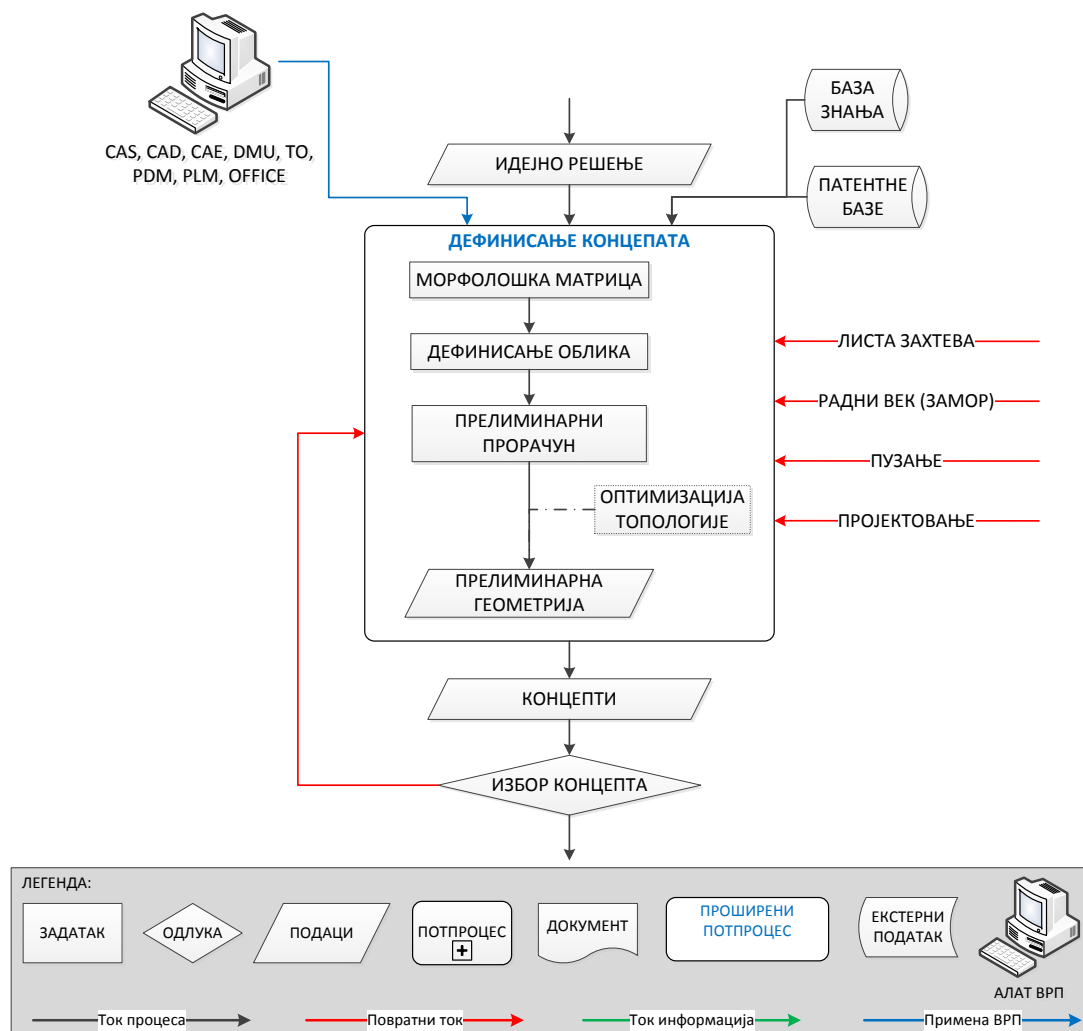
На основу разрађеног идејног решења, у складу са дефинисаном процедуром, приступа се дефинисању концепта производа.

4.3 Дефинисање концепта производа

Концепт производа представља детаљну разраду идејног решења производа описану са становишта захтева профила производа. Као и у случају дефинисања идејног решења, сам поступак дефинисања концепата се у теоретском и процесном смислу у потпуности наслања на класични процес индустријског развоја производа (слика 4.8). На основу формиране структуре функција и идејног решења извршиоца парцијалних функција комбинацијом парцијалних решења и применом систематских метода формирају се концепти производа. Од метода за подршку синтези и дефинисању концепата најчешће се користе Браинсторминг, синектика, систематска варијација и морфологија. У фази дефинисања концепта, поред синтезе извршилаца, врши се и провера испуњености захтева, као и граничних услова, дефинисаних профилем производа [141].

Прва фаза процеса дефинисања концепта производа је формирање морфолошке матрице извршиоца парцијалних функција. Морфолошка матрица је једнодимензиона уређена шема, код које су парцијалне функције представљене преко могућих извршиоца парцијалне функције који су међусобно компатибилни. Пошто су за сваку парцијалну функцију и току идејног решења предложене различите могућности њеног извршавања, морфолошка матрица се поступно формира уклањањем извршиоца који се из различитих разлога не могу спрезати са осталима. Сви извршиоци који би евентуално могли бити прихваћени сврставају се у морфолошку матрицу. Повезивањем извршиоца парцијалних функција настају концепти производа. Поступак повезивања састоји се у испитивању могућности међусобног спрезања сваког од извршилаца прве парцијалне са сваким од извршилаца друге парцијалне функције и тако редом. Напредовањем поступка, комбинације се шире и повећава се њихов број. У тим комбинацијама неки од извршилаца може бити укључен у више концепата, а неки од њих може остати неискоришћен. Приликом формирања концепата производа води се рачуна о свим аспектима из листе захтева, те ће се формирати и у разматрање узети само концепти који задовољавају услове дефинисане у листи захтева. На основу извршиоца који су изабрани за формирање појединих концепата и прелиминарног прорачуна да би се одредиле почетне димензије, формира се почетни геометријски

модел производа. Принципи обликовања и обрасци за прелиминарни прорачун гумено-металних опруга, као и искуствене препоруке, су изложени у подпоглављу 2.3 рада.



Слика 4.8. Дефинисање концепта гумено-металне опруге

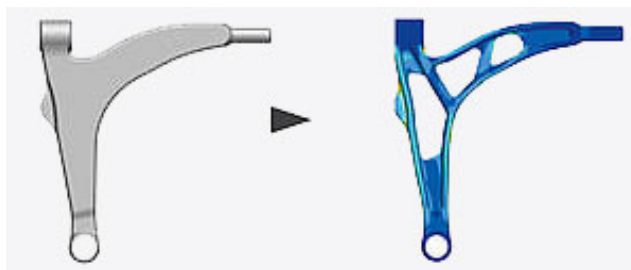
Иако је наведени поступак могуће спровести за било коју гумено-металну опругу, произвођачи гумено-металних опруга су током година формирали фамилије облика гумено-металних опруга које су прилагођене одређеним наменама, односно случајевима напрезања (слика 2.10). Ако се погледају каталози значајних произвођача као што су *Trelleborg*, *Lord Corporation*, *Continental*, *GMT*, ... може се закључити да сви произвођачи производе готово исте облике гумено-металних опруга. С обзиром на високу распрострањеност познатих облика може се закључити да су облици гумено-металних опруга готово унифицирани. Распрострањеност познатих облика и чињеница да познати произвођачи већ дуго времена интервенишу само на формулацији гумене смеше и оптимизацији облика и димензија упућује на закључак да се формирање

морфолошке матрице занемарује осим у случају новијих решења хибридних опруга (комбиновање гумено-металних опруга са пнеуматиком и хидрауликом) намењених активној контроли вибрација. Напред наведени јавно доступни софтвери произвођача за избор опруга (нпр. „*MountFind*”) на основу података о маси уређаја, броју ослонаца и побудној фреквенци дефинишу погодне облике гумено-металне опруге. С обзиром на дугогодишње искуство наведених произвођача и унифицираност облика препорука је да се при обликовању користе решења познатих произвођача у зависности од намене опруге. Преузимање готових решења није могуће јер у техничкој спецификацији није дата комплетна геометрија опруге (дате су само монтажне мере). Такође, велики произвођачи у техничкој спецификацији не дају састав и карактеристике гумене смеше (осим евентуално тврдоће смеше) иако гумена смеша примарно дефинише карактеристике опруге у експлоатацији. Уколико се развојни инжењер определи за неки од познатих облика (иако на то није приморан) потребно је обавезно проверити евентуална права интелектуалне својине претрагом релевантних патентних база као што су WIPO, USPTO, EPO ... Избор патентне базе зависи првенствено од тржишта на коме се планира пласман производа. Након формирања концепта производа приступа се евалуацији и рангирању концепата у односу на степен испуњености захтеваних/жељених карактеристика дефинисаних листом захтева. Врло често се дефинишу и додатни критеријуми евалуације који су обично везани за остваривање пословних циљева предузећа, нпр. погодност за израду и монтажу, доступност компоненти на тржишту, ... Основни циљ евалуације и рангирања је да се у следећу фазу развоја – фазу разраде уведе само један концепт како би се смањили ангажовани ресурси.

За разлику од класичног приступа развоју гумено-металних опруга, методологија дефинисана у оквиру дисертације подразумева интензивну примену алата виртуелног развоја производа у фази дефинисања концепта. Поред стандардних „канцеларијских” програмских пакета и PDM/PLM пакета који се користе за управљање подацима о концептима, у фази дефинисања концепта се уводе и други алати виртуелног развоја производа као што су CAD, CAS, CAE, TO, VR/AR, RP и DMU (слика 4.8).

Рачунаром подржано конструисање (CAD) подразумева употребу рачунарских система да би се креирало, модификовало, анализирано или оптимизовало конструкционо решење производа [142]. CAD алати имају широку примену у аутоматизацији процеса конструисања уз пружање подршке приликом дефинисања

геометрије, инжењерске анализе и израде техничке документације [143]. Примена CAD у фази дефинисања концепта гумено-металне пруге је ограничена на дефинисање прелиминарног дигиталног модела производа. CAD алати имају далеко значајнију улогу у следећим фазама процеса развоја. Иако им је примарна намена у индустријском дизајну, могуће је употребити и алате рачунаром подржаног обликовања (CAS), као подгрупу CAD алата, који су прилагођенији фази дефинисања концепта. CAS омогућава дигитализацију скица са папира (или пак директно дигитално скицирање) и физичких модела, као и моделирање слободним површинама¹⁵ као би се формирао прелиминарни геометријски модел производа. Примена рачунаром подржаног инжењерства (CAE) је у фази дефинисања концепта ограничена на оптимизацију топологије и примену циљано развијаних софтвера за прелиминарни прорачун основних геометријских параметара. Према доступним сазнањима тренутно не постоји комерцијални софтверски пакет који би омогућио прелиминарни прорачун геометрије опруге на основу израза датих у табели 2.3. Развој софтвера који би омогућио наведени прелиминарни прорачун олакшао би процес дефинисања концепта али не у значајној мери јер су изрази за прелиминарни прорачун познатих опруга врло једноставни.



Слика 4.9. Пример тополошке оптимизације геометрије [144]

Под тополошком оптимизацијом (ТО) облика подразумева се математички приступ беспараметарској оптимизацији распореда материјала у оквиру ограниченог простора, за позната оптерећења и дефинисане граничне услове, тако да резултујући распоред материјала омогућава испуњење одређене функције/карактеристике производа [145]. Тополошка оптимизација припада групи CAE алата и заснива на примени методе коначних елемената у структурном домену, односно методе коначних разлика у флуидном домену. Најчешће се тополошка оптимизација примењује са циљем смањења масе производа или за постизање уједначеног стујног поља при

¹⁵ freeform modeling

струјању флуида. Применом тополошке оптимизације се знатно смањује број итерација у развојном поступку, а самим тим скраћује време развојног процеса и смањују трошкови развоја [146, 147]. На слици 4.9 приказан је пример тополошке оптимизације која је имала за циљ смањење масе елемента уз задржавање његове крутости. Код гумено-металних опруга циљ тополошке оптимизације може бити смањење масе или постизање максималне крутости опруге.

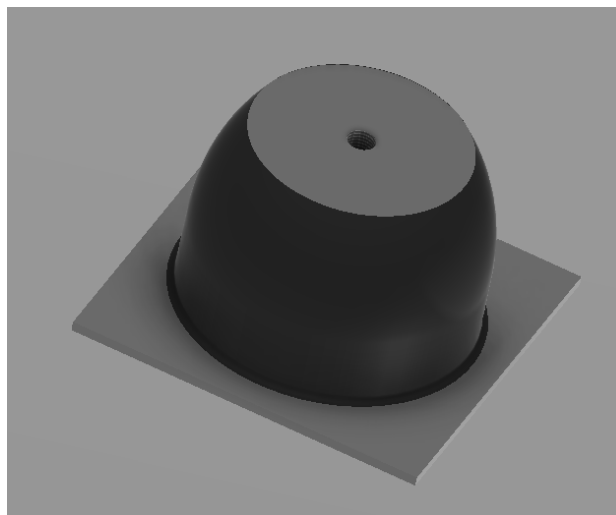
Дигитално макетарство (DMU), виртуелна/проширена стварност (VR/AR) и брза израде прототипа (RP) могу се применити при функционалној евалуацији концепата производа или провери уклапања опруге у систем вишег нивоа.

Како опис методологије прати и пример развоја једне гумено-металне опруге на основу листе захтева дате у табели 4.2, за коју је идејно решење дефинисано у претходном потпоглављу, у даљем току истраживања приступило се дефинисању концепата. С обзиром на напред наведену препоруку о коришћењу познатих облика опруге, применом софтвера „MountFind” изабран је облик опруге М произвођача *Trelleborg IAVS* чији су каталогски подаци дати у табели 4.3

Табела 4.3. Каталогски подаци гумено-металне опруге тип М произвођача *Trelleborg IAVS* [15]

Тип	Тврдоћа, IRH	Димензије, mm								Носивост, kg		Маса, kg
		D	E	A	K	H	h	d	G	40 IRH	60 IRH	
M7	40, 60	18	43	50	64	20	7	7,0	M6	3,5	9	0,02
M25		33	56	66	85	25	11	8,0	M8	20	50	0,07
M50		45	76	92	114	35	14	10,0	M10	40	80	0,16
M100		53	96	110	136	40	15	11,5	M10	70	150	0,26
M200		58	101	124	151	45	13	11,5	M10	130	220	0,42
M400		78		120	150	63	18	14,5	M12	280	500	1,06
M600		100		160	200	85	25	14,5	M16	380	750	2,35
M1500		186		250	310	160	43	18,0	M24	1400	2500	9,43

Усвојени облик је уобичајен код гумено-металних опруга намењених изолацији ниских побудних фреквенци, па потпуно исти облик се може наћи и код следећих произвођача AMC Mecanosaicho тип DRD, AV Products, Inc. тип VM, Vibrostop тип MMC. Претрагом ЕРО (европска патентна организација) базе патената установљено је да усвојени облик није заштићен правима интелектуалне својине. С обзиром да су монтажне мере и облик познати на основу каталожских података у наредној фази је дефинисан геометријски модел опруге применом CAD софтверског пакета AUTODESK INVENTOR (слика 4.10). Непознате геометријске мере опруге (нису наведене у каталогу произвођача) су претпостављене тако да се очува звонасти облик опруге.

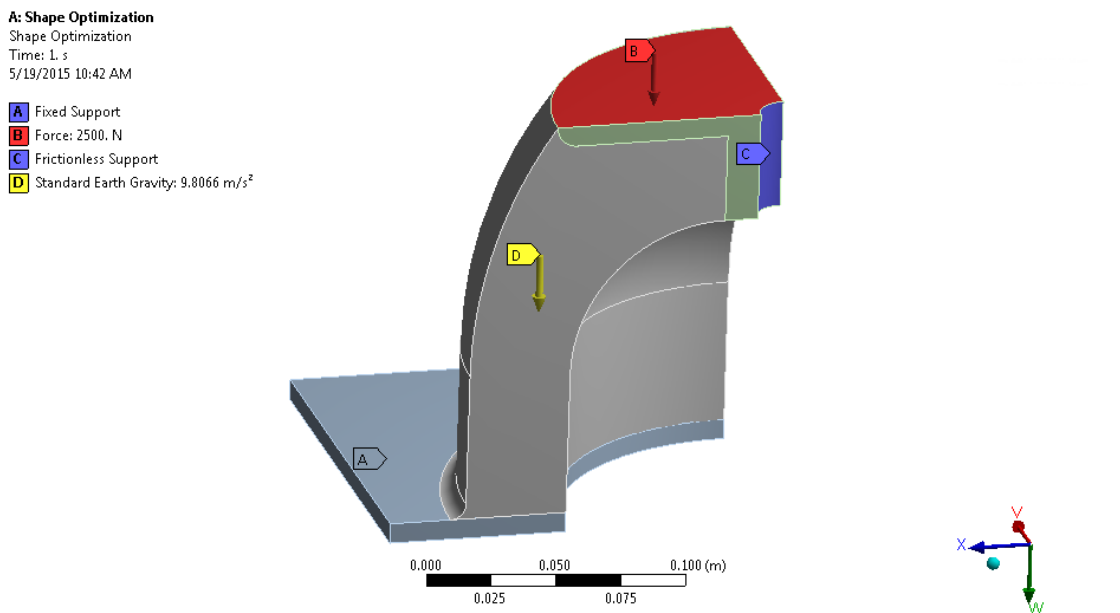


*Слика 4.10. Прелиминарни CAD модел у софтверском пакету
AUTODESK INVENTOR*

Након дефинисања прелиминарне геометрије извршена је оптимизација топологије опруге. Као циљ оптимизације постављен је услов минималне масе опруге уз очување крутости. Тополошка оптимизација извршена је софтверском пакету ANSYS применом одговарајућег софтверског модула. С обзиром на симетричност модела у погледу геометрије и оптерећења, разматрана је само четвртина геометријског модела. Оптерећења и гранични услови тополошке оптимизације приказани су на слици 4.11. Гранични услов ослонца без отпора трења¹⁶ је додат да би се помогла конвергенција нелинеарне симулације вођењем опруге у правцу деловања оптерећења. Анализа је извршена применом елемената вишег реда (SOLID 186).

¹⁶ frictionless support

Сви контакти гуме и метала дефинисани су као „повезан”¹⁷ контакт. Код наведеног типа контакта није дозвољено клизање или раздвајање ивица и површина које су у контакту. Са физичког становишта, „повезан” контакт одговара залепљеним површинама, односно у случају гумено-металне опруге чврстој вези гуме и метала оствареној процесом вулканизације. Код наведеног типа контакта, решење је линеарно јер се дужина/површина контакта неће мењати током деловања оптерећења. Ако се контакти одређују на основу математичког модела, сви иницијални зазори и/или продори ће се игнорисати приликом решавања система једначина.



Слика 4.11. Оптерећења и гранични услови ослањања модела при тополошкој оптимизацији

Приликом анализе сматрано је да су метални делови израђени од конструкционог челика, а за гумену смешу је изабрана смеша TG-A-615” са карактеристикама датим у табели 3.6. Као модел материјала гумене смеше коришћен је Бергстром-Бојс модел чији су параметри за гумену смешу TG-A-615” дати у табели 3.10. Бергстром-Бојс модел у софтверском пакету ANSYS могуће је применити само преко командног интерфејса. На слици 4.12 дат је списак команди преко којих је извршена имплементација Бергстром-Бојс модела материјала. Треба истаћи да уобичајена имплементација Бергстром-Бојс модела у софтверском пакету ANSYS

¹⁷ bonded

подразумева седам параметара [148], занемарујући фактор подешавања релативне деформације (ξ).

Фактор подешавања релативне деформације имплементиран је преко команде *TBDATA, 8, 0, 0.16396 !xi* којом је софтверском пакету указано да треба да користи имплементацију Бергстром-Бојс модела са осам параметара материјала у складу са моделом материјала представљеним у потпоглављу 3.2.1.

Такође, треба истаћи да се обележавање неких параметара у софтверском пакету ANSYS разликује у односу на уобичајено означавање параметра Бергстром-Бојс модела па је $\xi = \xi$, $\mu_B^0 = s \cdot \mu_A^0$ и $\lambda^{lock} = \lambda_A^{lock} = \lambda_B^{lock}$ (објашњење ознака дато је у потпоглављу 3.2.1).

```
! MCalibration defined material model -- start
! Units: [length]=meter, [force]=Newton, [time]=seconds, [temperature]=Kelvin
! Material Model: Bergstrom-Boyce
! Calibration file name: MFN-615_BB.mcal

! (delete any current user-material with id=matid)
!TBDELE, USER, matid

! Material Parameters for the Bergstrom-Boyce model
TB, BB, matid, 1, 7, ISO
TBADATA, 1, 763702                ! mu0 = muA
TBADATA, 2, 103.26421161          ! N0 = (lamLock)^2 for network A
TBADATA, 3, 58342097.8476         ! mu1 = muB
TBADATA, 4, 103.26421161          ! N1 = (lamLock)^2 for network B
TBADATA, 5, 1.20653189937e-10     ! 1/tauBase^m
TBADATA, 6, -0.0586597            ! C
TBADATA, 7, 1.79776               ! m

TB, BB, matid, 1, 1, PVOL
TBADATA, 1, 2.82290505159e-09     ! d = 1/kappa

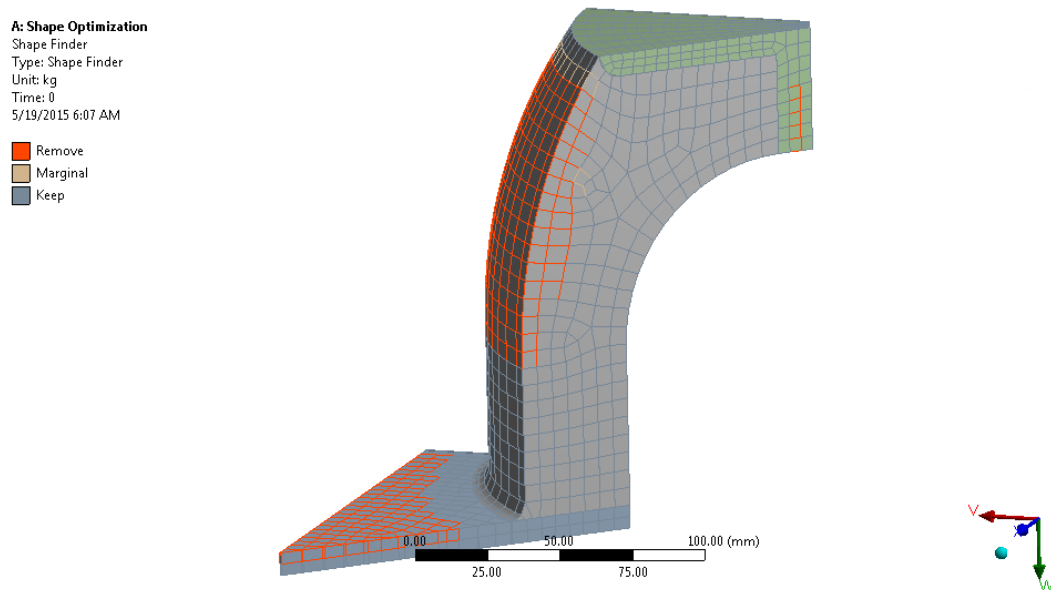
MP, DENS, matid, 1000

! MCalibration defined material model -- end
```

Слика 4.12. Списак команди у софтверском пакету ANSYS преко којих је имплементиран Бергстром-Бојс модел материјала

Матрица крутости свих елемената одређена је методом пуне интеграције. На слици 4.13 приказани су резултати тополошке оптимизације. Коначни елементи маркирани црвеном бојом немају утицај на крутост опруге те на тим местима треба уклонити материјал с обзиром да је као циљ оптимизације постављено смањење масе опруге. Само коначни елементи маркирани сивом бојом дефинишу крутост опруге. Са слике 4.13 се види да величина и облик коначног елемента немају пресудни утицај на резултате оптимизације. Повећањем густине мреже коначних елемената се решење

само приближава оптималном облику с аспекта дистрибуције материјала у односу на циљ оптимизације.



Слика 4.13. Резултати тополошке оптимизације

Недостатак тополошке оптимизације је што се приликом поступка оптимизације не узима у обзир погодност за израду опруге тако да дефинисање облика и даље зависи од искуства инжењера. Последњи корак у оквиру тополошке оптимизације је модификација CAD модела пошто тренутно тај процес није аутоматизован у софтверским пакетима. Циљ модификације је да се геометријски модел својим обликом приближи облику дефинисаном резултатима тополошке оптимизације. За опругу која као пример прати методологију развоја дефинисану у оквиру докторске дисертације нису усвојени резултати тополошке оптимизације јер је процењено да ће се усвајањем тополошки оптималног облика смањити погодност за израду елемента и увести потенцијални извори концентрације напона.

Након дефинисања концепта производа приступа се следећој фази у процесу развоја – разради изабраног концепта. Како је у случају примера развоја опруге дефинисан само један концепт он прелази у фазу разраде само на основу позитивне евалуације испуњења основне функције производа.

4.4 Разрада

Изабрани концепт улази у фазу разраде у којој се дефинишу коначне геометријске мере и материјал елемената који чине склоп опруге. У фази разраде врши

се и анализа радних и критичних стања делова, провера радне способности (делова и склопова), израда склопног и радионичких цртежа уз прописивање података о квалитету површина, као и толеранцијама и налегањима, избор стандардних делова, анализа технолоичности елемената и склопа и анализа трошкова и добити [149]. Осим наведеног, праве се и упутства за обраду, монтажу и употребу. Задаци које треба обавити у овој фази исти су као и код класичног поступка развоја гумено-металних опруга али су у оквиру нове методологије уведени и додатни задаци. Додатни задаци су уведени из фазе валидације у оквиру класичног приступа јер се испитивања физичког прототипа замењују испитивањима виртуелног производа. Тиме се избегавају недостаци примене метода покушаја и грешке у оквиру класичног поступка, јер су измене док опруга постоји само у облику дигиталног производа неупоредиво јефтиније него измене након производње прототипа. Још једна од специфичности процеса развоја гумено-металне опруге је чињеница да је потребно извршити и развој алата за израду опруге. Развој алата зависи од изабране технологије израде и захтева засебан процес развоја алата. Процес развоја алата за израду гумено-металне опруге није предмет докторске дисертације, те се и нова методологија развоја гумено-металних опруга не бави развојем алата за израду опруге.

У оквиру фазе разраде сви алати виртуелног развоја производа налазе интензивну примену. С обзиром да је улога већине алата у процесу развоја производа већ објашњена, разматрани су само најзначајнији алати за фазу разраде и њихова улога у фази разраде.

Помоћу CAD алата дефинише се коначна геометрија опруге и врши се израда склопних и радионичких цртежа који садрже све податке неопходне за израду опруге. Поред наведеног, CAD алати се користе и за припрему модела за анализу CAE алатима, израду рендерованих слика и анимација које ће се користити при представљању производа, израду дигиталне макете, итд. Пракса је показала да креирање детаљне дигиталне макете производа убрзава процес развоја производа јер олакшава комуникацију између тимова ангажованих на различитим пословима у оквиру процеса развоја, као и у случају дислоцираних виртуалних тимова који су ангажовани на истом развојном задатку [150].

У фази разраде најзначајнију улогу имају свакако CAE алати од којих је за развој гумено-металних опруга по новој методологији најзначајнији метод коначних елемената. Применом методе коначних елемената врше се све симулације предвиђене новом методологијом развоја (слика 4.1). С обзиром на значај методе коначних

елемената за предложену методологију развоја гумено-металних опруга, дефинисано је истраживање које је имало за циљ да процени утицај облика, реда и величине коначног елемента на резултате симулације.

Опште је познато да решења симулација применом методе коначних елемената у мноме зависе од квалитета мреже коначних елемената, као и од броја елемената по запремини геометријских тела. Квалитет мреже значајно утиче на тачност резултата симулације, те је неопходно пре сваке симулације извршити проверу квалитета мреже. Провера квалитета се уобичајено врши преко фактора изобличења¹⁸, при чему треба тежити постизању што је могуће мање вредности фактора изобличења. Максимална вредност фактора изобличења елемента не сме прећи вредност 0,95 [151] и ако мрежа не задовољава наведени критеријум, решења симулације се не могу сматрати поузданим. Код тродимензионалних симулација понекад само пар елемената има фактор изобличења већи од 0,95, те се анализом места на коме се налазе елементи и њиховог утицаја на резултате симулације понекад могу прихватити решења симулације у целини.

Генерисање мреже коначних елемената је у савременим програмским пакетима аутоматизован процес. Алгоритми за аутоматско генерисање мреже су знатно напредовали последњих година тако да се у највећем броју случајева применом аутоматских поступака добијају мреже доброг квалитета. Величину елемента у аутоматизованом поступку програмски пакет самостално одређује на основу геометријских димензија модела. Нпр. ANSYS аутоматски генерише „грубу“¹⁹ мрежу тако да је величина елемента 1,5 пута већа од дужине најмање ивице геометрије. Код мреже „средње“²⁰ густине, величина елемента је једнака дужини најмање ивице, док је код „фине“²¹ мреже величина елемента два пута мања од дужине најмање ивице.

У погледу броја коначних елемената важи правило да са порастом броја елемената расте и тачност решења, али нажалост значајно расту и рачунарски ресурси потребни за извршење симулације. Како је установљено да повећавање броја коначних елемената изнад одређене границе не утиче значајно на повећање тачности решења, да се не би беспотребно трошили рачунарски ресурси, уобичајено је да се дефинише критеријум на основу кога ће се сматрати да решења симулације конвергирају ка тачним решењима. Као критеријум конвергенције решења поставља се услов да вредности

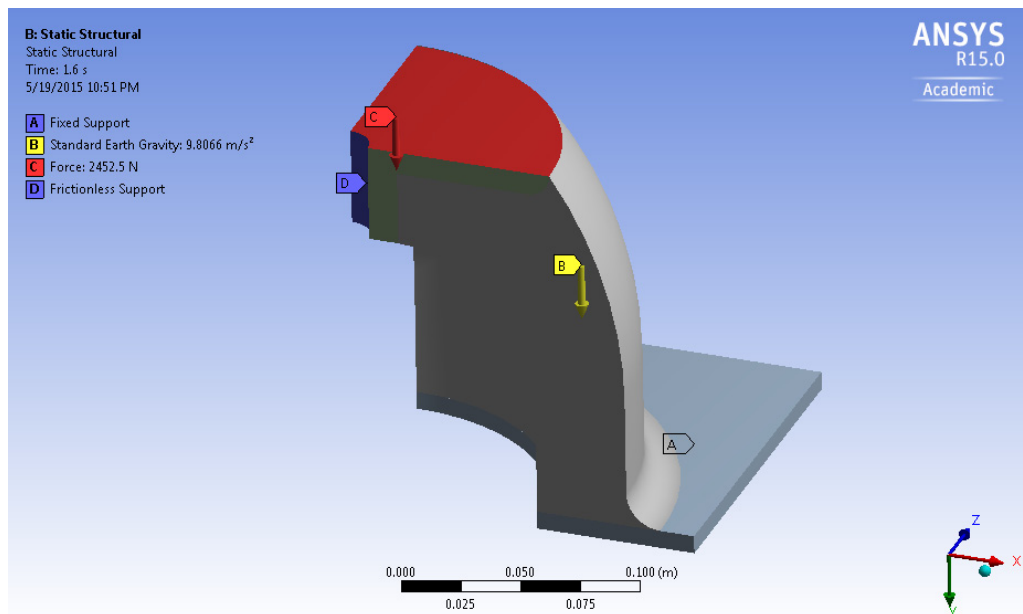
¹⁸ skewness

¹⁹ coarse

²⁰ medium

²¹ fine

результата симулације између две суседне мреже, чији се број елемената разликује за минимално 50%, не разликују више од 3% (уски критеријум) односно 5% (шири критеријум).



Слика 4.14. Оптерећења и гранични услови ослањања модела

Да би се видело како облик, ред и број елемената утичу на резултате симулација код гумено-металних опруга посматрани су резултати симулације опруге чији развој као пример прати опис нове методологије.

Симулација је извршена је софтверском пакету ANSYS као статичка структурна анализа. С обзиром на симетричност модела у погледу геометрије и оптерећења, као и у случају тополошке оптимизације разматрана је само четвртина геометријског модела. Оптерећења и гранични услови анализе приказани су на слици 4.14. Гранични услов ослоња без отпора трења је додат да би се помогла конвергенција нелинеарне симулације вођењем опруге у правцу деловања оптерећења.

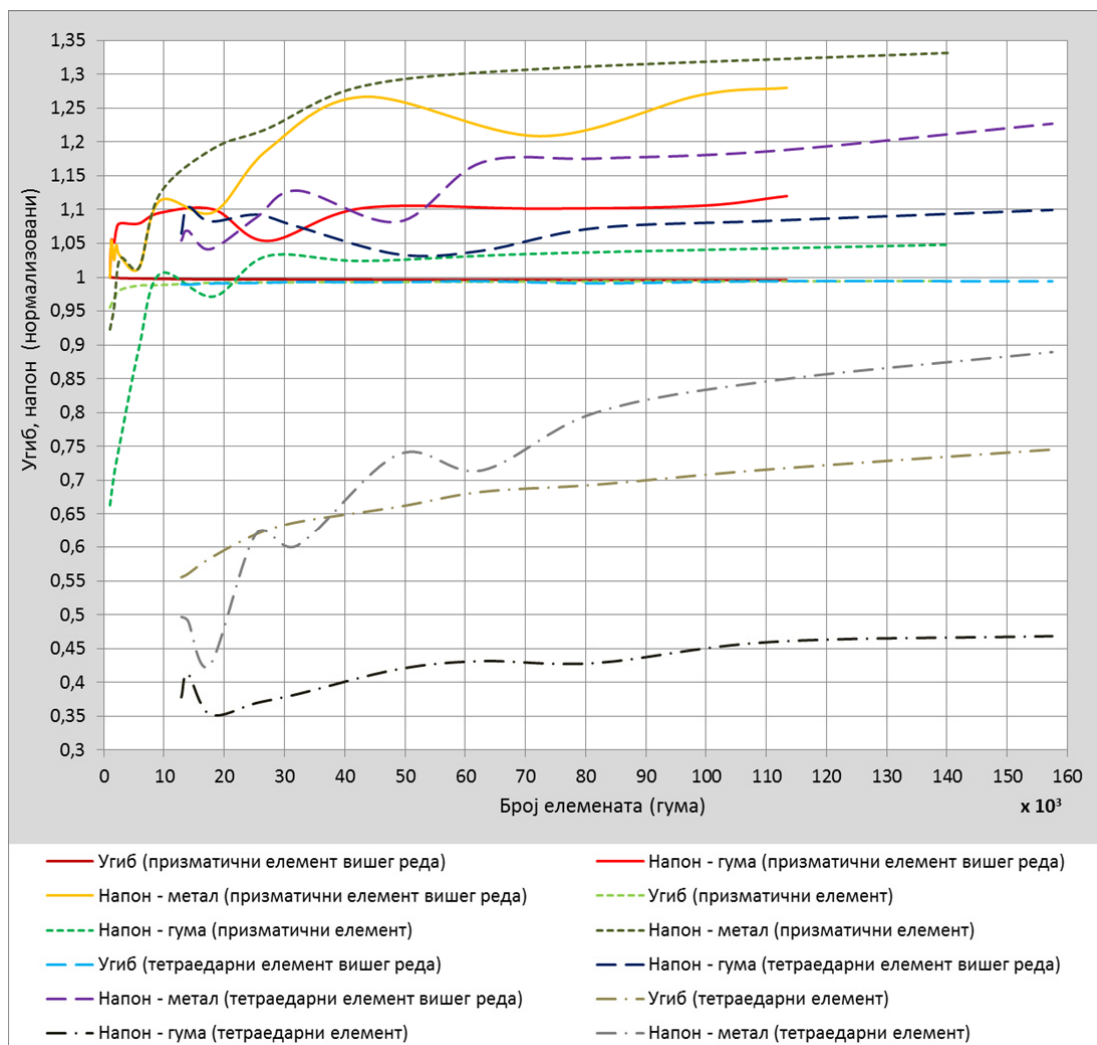
Приликом симулације примењени су исти материјали и модели материјала као и код тополошке оптимизације. Такође, контакти између гуме и метала дефинисани су на исти начин као и код тополошке оптимизације.

Разматрани су следећи коначни елементи:

- линеарни призматични елемент (SOLID 185),
- призматични елемент вишег реда (SOLID 186),
- линеарни тетраедарни елемент (SOLID 185),

- тертаедарни елемент вишег реда (SOLID 186).

Функције облика наведених елемената дате су у референци [148]. Иако се у неким литературним изворима препоручује коришћење метода редуковане интеграције при одређивању матрице крутости код некомп्रेसибилних материјала, новија истраживања су показала да при анализи гумено-металних опруга треба користити метод пуне интеграције матрице крутости [152]. У складу са наведеним, код свих напред наведених коначних елемената коришћен је метод пуне интеграције.



Слика 4.15. Утицај облика, реда и величине коначног елемента на резултате симулације

На слици 4.15 приказани су резултати истраживања утицаја облика реда и величине коначног елемента на резултате симулације. Резултати симулације су нормализовани у односу на одговарајуће резултате призматичног елемента вишег реда јер је претпоставка да се наведеним елементом добијају најтачнији резултати

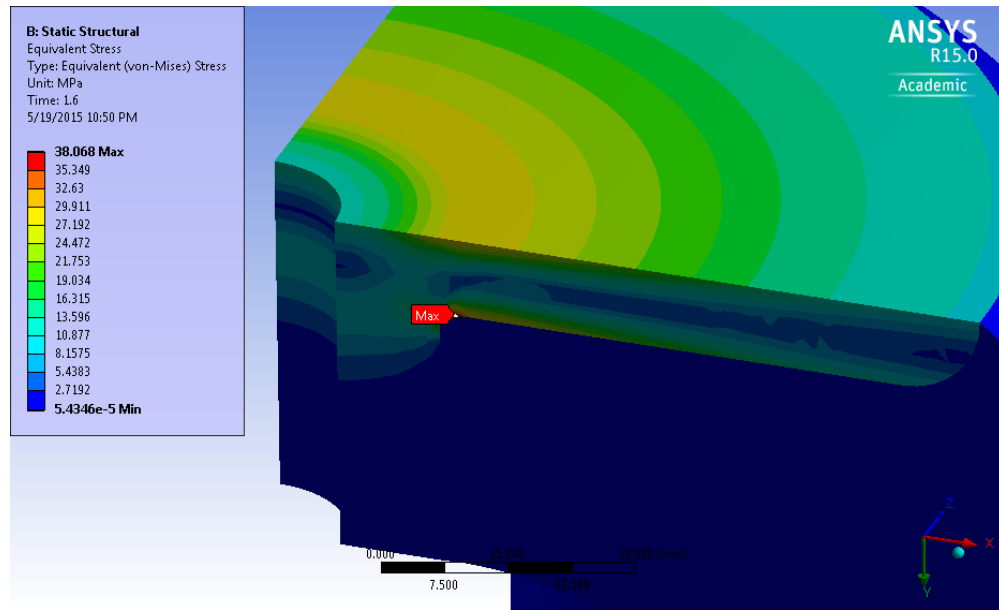
симулације [153]. Са слике се може видети да деформација (угиб) врло брзо достиже устаљену вредност за све случајеве осим за линеарни тетраедарни елемент. Већ и са јако грубом мрежом, задовољена су оба критеријума конвергенције резултата. Применом призматичних елемената вишег реда деформација има устаљену вредност (ужи критеријум конвергенције) при само 1000 коначних елемената, односно 2500 елемената ако се примењује линеарни призматични елемент. Код тетраедарног елемента вишег реда потребно је приближно 13000 елемената, али треба имати на уму да је у питању груба мрежа тетраедарних елемената (грубе тетраедарне мреже имају доста већи број елемената, али су и мање рачунарски захтевне јер имају мањи број степени слободе кретања).

У погледу напона, са слике 4.15 се види да је потребна далеко финација мрежа код свих коришћених елемената. Ако се посматра само напон гуме види се да је да код и линеарног и призматичног елемента вишег реда потребно око 20000 елемената (фина мрежа у програмском пакету ANSYS) да би се задовољио шири критеријум конвергенције, односно 40000 елемента да би био задовољен ужи критеријум. Наведено важи и за тетраедарни елемент вишег реда. Разлика између добијених резултата напона у гуми применом линеарног и призматичног елемента вишег реда је приближно 7% након достизања ширег критеријума конвергенције и опада са порастом броја елемената. Са слике 4.15 се може закључити да је тетраедарни елемент вишег реда бољи избор од линеарног призматичног елемента јер су резултати остварени његовом применом ближи резултатима призматичног елемента вишег реда.

Са слике 4.15 се такође може закључити да никако не треба користити линеарне тетраедарне елементе јер резултати симулације знатно одступају од решења добијена применом призматичног елемента вишег реда.

Непрестани пораст напона у металу је последица недостатака саме методе коначних елемената (напони нереално расту у контакту оштрих ивица и површина и на угловима) услед појаве сингуларитета (слика 4.16). У реалности на местима локализованих напонских екстрема долази до пластичне деформације и очвршћавања материјала, те се стичу услови са повољнију расподелу оптерећења по запремини елемента, а самим тим долази и до повољније расподеле напона. Разлог боље конвергенције напона у гуми је што је формулација гуме као материјала нелинеарна, па је она далеко мање осетљива на појаву сингуларитета (услед постојања оштрих углова) од челика као линеарног материјала. Преласком на нелинеарну формулацију челика

долази се до реалније слике напона у челику, за чим најчешће нема потребе код гумено-металних опруга.



Слика 4.16. Појава екстремне вредности напона услед сингуларитета

Из изложеног истраживања се може закључити да је довољно користити „грубу” мрежу коначних елемената ако је циљ симулације да се одреди угиб гумено-металне опруге. Такође, ако је циљ симулације да се одреди што тачнија вредност напона потребно је користити „фину” мрежу коначних елемената. И у једном и у другом случају треба користити елементе вишег реда примарно призматичног облика. Такође, у складу новијим истраживањима треба користити метод пуне интеграције за израчунавање матрице крутости. Применом методе пуне интеграције се постиже већа тачност анализе и избегава појава ефекта „пешчаног сата”²². Примена елемената вишег реда смањује се могућност „закључавања” коначног елемента до које може доћи применом метода пуне интеграције. Због могућности „закључавања” елемента, приликом постпроцесирања резултата сваке анализе мора се проверити дистрибуција напона и деформација током времена како би се идентификовала подручја у којима је евентуално дошло до „закључавања” коначног елемента. Уколико се утврди да је дошло до „закључавања” коначног елемента анализе треба поново спровести коришћењем метода редуковане интеграције.

²² hour glassing

4.4.1 Оптимизација облика изабраног концепта гумено-металне опруге

Први корак у оквиру фазе разраде по новој методологији развоја гумено-металних опруга је оптимизација облика гумено-металне опруге (слика 4.1). Циљ оптимизације је да се добију коначне геометријске мере опруге при којима ће вредност напона бити минимална, а пожељно је и да расподела напона буде уједначена. Смањењем општег нивоа напона и постизањем уједначене расподеле знатно се продужава радни век опруге. Преглед доступних истраживања показује да већина произвођача тек у новије време користи оптимизацију облика и то на опругама које су у експлоатацији показале незадовољавајуће перформансе [74, 152, 154]. С обзиром на утицај незадовољавајућих перформанси на пад угледа и профита предузећа оптимизацију облика треба обавезно извршити током процеса развоја гумено-металне опруге.

Први корак у оквиру поступка оптимизације облика је параметризација одређених геометријских мера и дефинисање граница параметара. Број параметризованих геометријских мера није ограничен и у принципу се могу параметризовати све геометријске мере. Ипак треба водити рачуна да се са повећањем броја параметара знатно продужава време анализе, па је препорука да се број параметара ограничи у зависности од расположивог рачунарског хардвера, процењеног броја једначина које треба решити у оквиру статичке структурне анализе, као и процене расположивог времена за обављање процеса оптимизације облика. Такође, са повећањем броја параметара усложњава се уклапање ограничења вредности параметара, што може довести и до компромитовања облика дефинисаног избором концепта. Параметризација геометријских мера се обавља у CAD софтверском пакету након чега се параметризована геометрија учитава у софтверски пакет за анализу применом методе коначних елемената. Основни предуслов успешне оптимизације облика је очување асоцијативности између FEM и CAD модела. У оквиру софтверског пакета за анализу применом методе коначних елемената врши се најпре избор типа параметра (континуално или дискретно променљива) и подешавање ограничења вредности параметара, као и предпроцесирање модела (избор материјала и модела материјала, дискретизација модела, подешавање контаката, дефинисање оптерећења и граничних услова). Како је предмет анализе у овој фази само оптимизација облика опруге, као материјал гумене смеше може се изабрати било која смеша за коју се знају параметри Бергстром-Бојс модела материјала. С обзиром да је циљ анализе смањење општег

нивоа напона дискретизацију модела треба извршити применом коначних елемената вишег реда, са „фином” густином мреже коначних елемената. У складу са напред наведеним препорукама за решавање матрице крутости треба користити метод пуне интеграције. Након предпроцесирања, приступа се нумеричком решавању система једначина и постпроцесирању резултата. У оквиру постпроцесирања потребно је изабрати излазне параметре оптимизације:

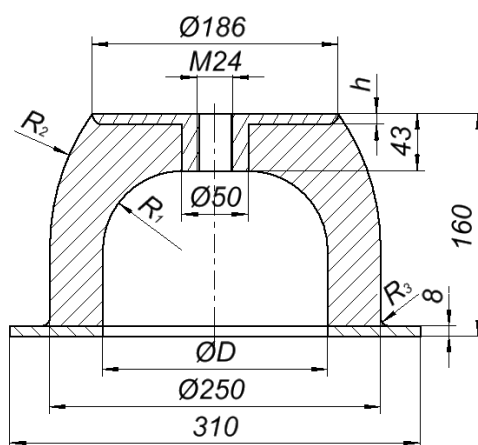
- угиб опруге по правцима,
- максимални еквивалентни напон метала,
- максимални еквивалентни напон гуме.

Након дефинисања излазних параметара дефинише се виртуелни експеримент преко DOE²³ софтверског модула. Избор експерименталног плана, ако и избор броја параметара, зависи од расположивог рачунарског хардвера, процењеног броја једначина које треба решити у оквиру статичке структурне анализе, као и процене расположивог времена за обављање процеса оптимизације облика. Решавањем свих анализа у оквиру виртуелног експеримента добијају се експериментални резултати. Наредни задатак у оквиру оптимизације облика је проналажење апроксимативних функција које дају зависност напред наведених излазних параметара од улазних геометријских параметара на основу резултата виртуелног експеримента. У софтверском пакету ANSYS апроксимативне функције је могуће наћи применом неколико поступака као што су неуронске мреже, полиноми другог реда, Кринингове интерполације, безпараметарске регресије и мрежне интерполације. Избор поступка за проналажење функционалне зависности зависи од конкретног случаја и најчешће треба пробати више поступака како би се постигло што боље поклапање резултата добијених апроксимативном функцијом и резултата виртуелног експеримента. Проналажење функционалне зависности омогућава и вредновање утицаја промене геометријских параметара на промену вредности излазних параметара. Због наведеног је у излазне параметре уврштен и угиб опруге по правцима, иако он није циљ оптимизације, јер се утврђује утицај промене појединачних геометријских параметара на вредност угиба. Након одређивања апроксимативних функција применом оптимизационог поступка (случајног узорка, вишециљни генетски алгоритам, секвенцијалног квадратног програмирања, мешовито целобројног секвенцијалног квадратног програмирања) траже се оптималне вредности улазних геометријских параметара с аспекта минимума

²³ DOE – design of experiments

вредности максималних еквивалентних напона гуме и метала. Оптимизациони поступак често не даје јединствена решења те коначни избор димензија зависи од одлуке конструктора.

У оквиру поступка оптимизације облика опруге може се утицати и на однос крутости опруге по правцима јер је, као што је напред наведено, одређен утицај промене појединачних геометријских параметара на вредност угиба. Као додатни циљ оптимизације поставља се достизање захтеване вредности односа угиба по правцима, при чему је чак могуће одредити приоритете циљева оптимизације, тј. да ли већи значај има смањење напона или постизање одређеног односа крутости. Наравно, наведени циљеви могу имати и исти приоритет.



Слика 4.17. Параметризована CAD геометрија

Табела 4.4. Ограничења вредности геометријских параметара

Параметар	Доња вредност, mm	Горња вредност, mm
R_1	40	60
R_2	250	350
R_3	5	15
h	5	10
D	170	190

Поступак оптимизације облика спроведен је за гумено-металну опругу која као пример прати нову методологију развоја дефинисану у оквиру докторске дисертације. Најпре су у CAD софтверском пакету AUTODESK INVENTOR параметризоване све

геометријске мере које нису биле одређене приликом дефинисања концепта производа. Како су монтажне мере преузете из каталога произвођача (табела 4.3), параметризоване су следеће мере – радијуси R_1 , R_2 , R_3 , дебљина горње металне плоче h и унутрашњи пречник D (слика 4.17).

Табела 4.5. Пуни факторни експериментални план и резултати виртуелног експеримента

Редни број	R_1 , mm	R_2 , mm	R_3 , mm	h , mm	D , mm	Угиб, mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²
1.	50	300	7,5	10	180	17,82	1,55	62,20
2.	40	300	7,5	10	180	18,87	1,67	64,21
3.	60	300	7,5	10	180	16,77	1,44	59,92
4.	50	250	7,5	10	180	17,64	1,70	62,46
5.	50	350	7,5	10	180	18,01	1,49	61,98
6.	50	300	5	10	180	18,21	1,80	150,56
7.	50	300	10	10	180	17,65	1,53	33,45
8.	50	300	7,5	5	180	18,06	1,63	62,38
9.	50	300	7,5	15	180	17,57	1,61	62,01
10.	50	300	7,5	10	170	15,23	1,38	58,20
11.	50	300	7,5	10	190	21,74	1,86	66,73
12.	47,17	285,83	6,79	8,58	182,83	19,18	1,81	82,51
13.	52,83	285,83	6,79	8,58	177,17	16,81	1,67	72,18
14.	47,17	314,17	6,79	8,58	177,17	17,45	1,69	79,29
15.	52,83	314,17	6,79	8,58	182,83	18,63	1,69	80,80
16.	47,17	285,83	8,21	8,58	177,17	17,22	1,70	52,00
17.	52,83	285,83	8,21	8,58	182,83	18,38	1,75	52,98
18.	47,17	314,17	8,21	8,58	182,83	19,17	1,82	53,90
19.	52,83	314,17	8,21	8,58	177,17	16,77	1,59	50,86
20.	47,17	285,83	6,79	11,42	177,17	17,22	1,68	79,32
21.	52,83	285,83	6,79	11,42	182,83	18,37	1,73	74,91
22.	47,17	314,17	6,79	11,42	182,83	19,16	1,77	82,23
23.	52,83	314,17	6,79	11,42	177,17	16,77	1,57	77,61
24.	47,17	285,83	8,21	11,42	182,83	18,89	1,88	53,93
25.	52,83	285,83	8,21	11,42	177,17	16,56	1,65	50,89
26.	47,17	314,17	8,21	11,42	177,17	17,18	1,66	51,80
27.	52,83	314,17	8,21	11,42	182,83	18,35	1,72	52,77

Како геометрија опруге није компликована могуће је параметризовати све геометријске параметре, али са наведеним расте и комплексност проблема усклађивања ограничења параметара. С обзиром да је сврха примера да се укаже на поступак примене методологије одлучено је да се претпостави вредност одређених геометријских мера (слика 4.17).

Параметризовани геометријски модел је пребачен у софтверски пакет ANSYS у коме је извршена оптимизација геометрије. Након пребацивања геометријског модела дефинисана су ограничења вредности параметра (табела 4.4). Сви параметри су дефинисани као континуално променљиве.

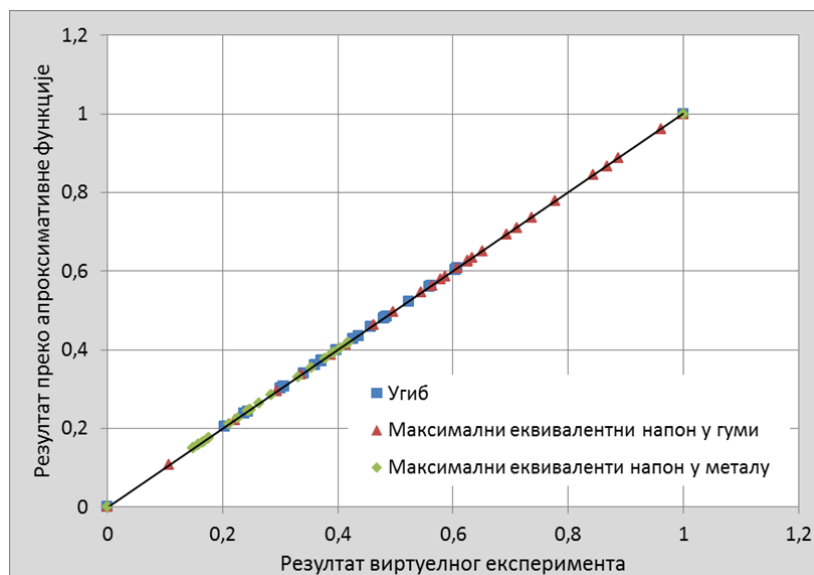
Након дефинисања типа и вредности параметара извршено је предпроцесирање геометријског модела. Сва подешавања приликом предпроцесирања су иста као и при напред приказаном истраживању утицаја облика, реда и величине елемента на резултате симулације. Након решавања система једначина као излазни параметри су дефинисани угиб у вертикалном правцу и максимални еквивалентни напони гуме и метала. Применом DOE модула дефинисан је виртуелни пуни факторни експериментални план приказан у табели 4.5. У табели су такође дати и резултати виртуелног експеримента након решавања свих анализа. Потребно време за решавање анализа у наведеном случају је било 5,5 сати на радној станици са 12 Intel XEON E5-2660 језгара и 32 GB интерне меморије.

Табела 4.6. *Квантификација одступања резултата добијених преко апроксимативних функција и резултата виртуелног експеримента*

Квантификација одступања	Угиб	Максимални еквивалентни напон у гуми	Максимални еквивалентни напон у металу
Коефицијент детерминације	1	1	1
Максимални релативни остатак	0	0	0
Средња квадратна грешка	$6,79 \cdot 10^{-10}$	$5,68 \cdot 10^{-10}$	$2,57 \cdot 10^{-7}$
Релативна средња квадратна грешка	0	0	0
Релативна максимална апсолутна грешка	0	0	0
Релативна средња апсолутна грешка	0	0	0

Применом Кригинг интерполације одређене су апроксимативне функционалне зависности угиба и максималних еквивалентних напона гуме и метала од геометријских параметара. Примењена је Кригингова интерполација јер је у наведеном

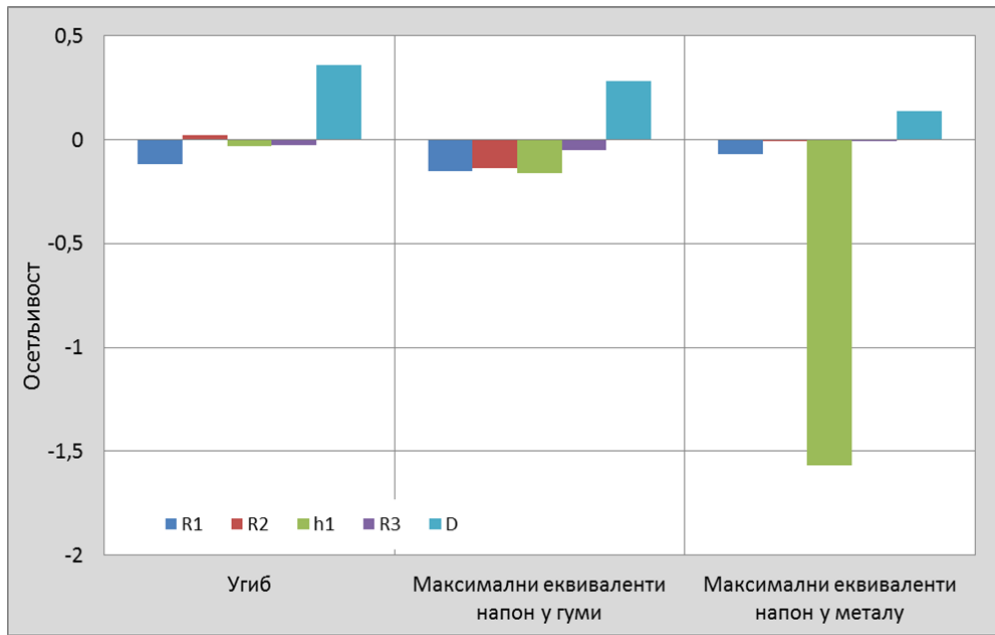
случају постигнуто најмање одступање апроксимативних функција од експерименталних података (табела 4.6). На основу података у табели 4.6 може се закључити да се резултати добијени апроксимативним функцијама за вертикални угиб, максимални еквивалентни напон гуме и максимални еквивалентни напон метала савршено поклапају са резултатима виртуелног експеримента. Исти закључак се може извести и анализом графика односа резултата добијених преко апроксимативних функција и резултата виртуелног експеримента приказаним на слици 4.18.



Слика 4.18. Однос резултата добијених преко апроксимативних функција и резултата виртуелног експеримента

Табела 4.7. Подешавања генетског алгоритма

Параметри генетског алгоритма	Вредност
Величина популације	200
Максимални број итерација	20
Број узорака по итерацији	100
Вероватноћа мутације	0,01
Вероватноћа укрштања	0,98
Критеријум конвергенције	однос Парето тачака и броја узорака по итерацији = 70 %
Стабилност популације	2 %



Слика 4.19. Утицај промене појединачних геометријских параметара на угиб опруге у вертикалном правцу, максимални еквивалентни напон гуме и максимални еквивалентни напон метала

Утицај промене појединачних геометријских параметара на излазне параметре дат је на слици 4.19. Са слике се може закључити да промена унутрашњег пречника D и радијуса R_1 има највећи утицај на вредност угиба у вертикалном правцу. Вредност напона у гуми зависи примарно од унутрашњег пречника D при чему значајан утицај имају и радијуси R_1 и R_2 , као и дебљина металне плоче h . Дебљина металне плоче h има доминантни утицај на максимални еквивалентни напон метала.

Како је утврђена функционална зависност излазних параметара од геометријских параметара применом вишециљног генетског алгоритма одређене су оптималне вредности геометријских параметара са аспекта минималних вредности максималних еквивалентних напона гуме и металних плоча. Подешавања генетског алгоритма дата су у табели 4.7, док су у табели 4.8 дати резултати оптимизације. У табели 4.8 у задњем реду (редни број 6) дате су усвојене вредности геометријских параметара. Софтвер аутоматски прерачунава вредности напона за усвојене вредности геометријских параметара.

Ако се напони гуме и метала са оптималним вредностима геометријских параметара упореде са вредностима напона за прелиминарно претпостављене геометријске параметре (табела 4.5, ред 1) види се да је оптимизацијом облика остварен пад максималног еквивалентног напона гуме од приближно 45% и

максималног еквивалентног напона метала од 20%. Из табеле се види да би конструктор, не примењујући процес оптимизације облика, могао да изабере геометријске параметре тако да максимални еквивалентни напон метала ($150,56 \text{ N/mm}^2$) буде чак три пута већи, односно максимални еквивалентни напон гуме ($1,88 \text{ N/mm}^2$) буде 2,26 пута већи од вредности напона код оптимизованог облика опруге. Подаци презентовани у примеру указују на значај оптимизације облика гумено-металне опруге.

Табела 4.8. Резултати оптимизације применом вишециљног генетског алгоритма

Редни број	$R_1, \text{ mm}$	$R_2, \text{ mm}$	$R_3, \text{ mm}$	$h, \text{ mm}$	$D, \text{ mm}$	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm^2	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm^2
1.	59,939	349,82	14,933	9,96	170,18	0,845	49,465
2.	59,726	349,78	14,929	9,961	170,21	0,85	49,102
3.	59,505	349,83	14,957	9,961	170,17	0,85	48,846
4.	59,505	349,84	14,928	9,961	170,17	0,851	48,795
5.	59,987	349,8	14,807	9,96	170,24	0,852	49,263
6.	60	350	15	10	170	0,829	49,896

На основу резултата процеса оптимизације облика усвојене су коначне геометријске мере опруге избором параметара датих у задњем реду табеле 4.8, након чега су ревидиране димензије CAD модела употребом усвојених геометријских мера.

4.4.2 Избор гумене смеше

Након оптимизације облика гумено-металне опруге приступа се избору гумене смеше од које ће бити израђена опруга. Као што је већ наведено приликом дефинисања правца истраживања у другом поглављу дисертације, избор гумене смеше обавља се искључиво на основу претходног искуства конструктора/технолога [85] и експерименталних испитивања. Један од најзначајнијих доприноса нове методологије је систематизација процеса избора гумене смеше.

Први неопходни предуслов за примену систематизованог процеса избора гумене смеше је формирање базе података о гуменим смешама. У оквиру базе података обавезно се уписују резултати испитивања свих доступних гумених смеша једноосним

сабијањем по процедури датој у потпоглављу 3.3.2 дисертације. На основу наведених испитивања одређују се параметри Бергстром-Бојс модела материјала који се такође уписују у базу података. Поред испитивања једноосним сабијањем, за примену нове методологије развоја потребна су и испитивања убрзаним старењем по ASTM D572, као и динамичка испитивања по ASTM D430. Наведена испитивања нису директно везана за процес избора гумене смеше, али ће бити потребна у каснијим фазама разраде. Поред наведених пожељно је и испитивање на динамичком механичком анализатору (по ASTM E1640 или ASTM D5992) или динамичко испитивање по ASTM D 945 (Јерзлијев хистерезис) како би се одредило пригушење смесе. Наведена испитивања нису неопходна јер је у истраживању у оквиру докторске дисертације утврђено да се фактор хистерезисног пригушења може приближно одредити на основу испитивања једноосним сабијањем (види потпоглавље 3.4). Све карактеристике поједине смесе одређене напред наведеним испитивањима уписују се у базу података одакле се користе у различитим фазама процеса развоја производа.

Процес избора гумене смеше заснован је на идеји да се примени метода реверзног инжењеринга која би дала одговор на питање који ће параметри Бергстром-Бојс модела материјала довести до траженог механичког одговора гумене смеше. Ако знамо параметре Бергстром-Бојс модела из базе смеша можемо изабрати одговарајућу смешу, јер свака смеша има јединствени сет параметара. У суштини примењује се исти принцип као и код оптимизације облика, само се уместо дефинисања геометријских мера као параметара дефинишу параметри материјала као параметри које треба пронаћи да би се остварио жељени угиб. Наведени поступак се може применити употребом било ког вискоеластичног/вископластичног конститутивног модела еластомера, под условом да постоје подаци о параметрима тог модела у бази смеша. На основу резултата истраживања изложених у потпоглављу 0 дисертације преферирани модел материјала је Бергстром-Бојс модел.

Оптимизован облик гумено-металне опруге са коначним димензијама се из CAD софтвера пребацује у софтвер за анализу путем метода коначних елемената. Параметри модела материјала дефинишу се као дискретно променљиве и формира се табела вредности параметара за сваку од гумених смеша из базе смеша. На овај начин формиран је и план виртуелног експеримента јер се анализе врше за сваку смешу чији су подаци сачувани у бази смеша. У наредном кораку врши се предпроцесирање геометријског модела обављањем операција које су карактеристичне за процес предпроцесирања. С обзиром да је циљ анализе одређивање угиба опруге,

дискретизацију модела треба извршити применом коначних елемената вишег реда, са „грубом” густином мреже коначних елемената при чему за решавање матрице крутости треба користити метод пуне интеграције. Приликом дефинисања оптерећења модела, временски корак квазистатичке анализе треба подесити тако да брзина деформације услед укупних статичких оптерећења (маса система чије се вибрације изолују и додатна статичка оптерећења) одговара препорукама стандарда EN 13913, уколико није другачије дефинисано у листи захтева. Након предпроцесирања, приступа се нумеричком решавању система једначина и постпроцесирању резултата. У оквиру постпроцесирања као излазни параметар анализе се разматра угиб опруге по правцима. Решавањем свих анализа у оквиру виртуелног експеримента дефинисаног табелом параметара добијају се експерименталне вредности угиба по правцима за сваку од гумених смеша из базе смеша. Резултати виртуелног експеримента се упоређују са резултатима прорачуна потребног квазистатичког угиба извршеног у фази идејног решења. На основу упоређења наведених вредности угиба бирају се смеше за које се надаље процењује примењивост у зависности од специфичних захтева дефинисаних листом захтева. Процена примењивости смеша се врши на основу табеле 4.9 у којој је за све типове основне гуме дефинисана примењивост у експлоатацији у зависности од физичких, механичких и термичких карактеристика, као и отпорност на атмосферске услове. На основу типа основне гуме, за сваку од смеша које су идентификоване као погодне врши се процена могућности задовољења захтева и у зависности од наведене процене рангирање и коначни избор гумене смеше.

Уколико се у оквиру резултата виртуелног експеримента не могу пронаћи смеше које ће имати одговарајуће вредности угиба по правцима онда је могуће или се вратити у фазе идејног решења или дефинисања концепта или је пак могуће потражити параметре непознате смеше која би касније била развијена од стране технолога на основу параметара конститутивног модела.

Процес тражења непознате смеше заснива се на оптимизационом поступку чији је циљ добијања непознатих параметара материјала за које ће опруга имати одређене угибе у правцима. На основу резултата виртуелног експеримента траже се апроксимативне функције које утврђују зависност вредности угиба по правцима у зависности од параметара Бергстром-Бојс модела материјала. Као и код процеса оптимизације облика, избор поступка за проналажење функционалне зависности зависи од конкретног случаја и најчешће треба пробати више поступака како би се постигло што боље поклапање резултата добијених апроксимативном функцијом и

результата виртуелног експеримента. Након одређивања апроксимативних функција применом неке од оптимизационих метода траже се вредности параметра Бергстром-Бојс модела материјала за које ће угиб по правцима имати одређене вредности. На основу наведених параметара и правила о примењивости гумене смеше у експлоатацији технолога може развити нову гумену смешу која би имала захтевану крутост.

Табела 4.9. Примењивост гумене смеше у зависности од основне гуме [33]

Назив	Природни полиизопрен	Изопрен	Полихлоро-пренски	Акрилнитрил-бутадиен	Силиконске
ASTM D1418 ознака	NR	IR	CR	NBR	MQ, PMQ VMQ, PVMQ
ASTM D2000/SAE J200 класа	AA	AA	BC, BE	BF, BG, BK, CH	FC, FE, GE
ФИЗИЧКЕ ОСОБИНЕ					
¹ Густина, g/cm ³	0,93	0,93	1,24	1	1,1 - 1,6
Тврдоћа, Shore A	30-100	40-80	40-95	20-90	25-80
Гасна пермеабилност	C	C	B	B-A	D
Електрична отпорност	A	A	C	D-C	A
Мирис	B-A	B	C-B	B	B
Укус	C-B	C-B	C-B	C-B	B
Отпорност на запрљање	A	A	B-A	C-B	A
Везивност	A	A	A	B-A	B-A
МЕХАНИЧКЕ ОСОБИНЕ					
² Затезна чврстоћа N/mm ²	31	27,6	27,6	24,1	4,1-10,3
³ Отпорност на абразију	A	A	B-A	A	C-B
⁴ Отпорност према савијању	A	A	B	B	C-B
⁵ Отпорност на цепање	A	B	B	B	C-B
⁶ Отпорност на удар	A	A	B	C	D-C
⁷ Способност деформације	A	A	A	B	A
⁸ Еластичност	A	A	B	B	B-A
⁹ Резилијентност	A	A	A	B	D-A
¹⁰⁻¹¹ Пузање, релаксација	A	B	B	B	C-A
ТЕРМИЧКЕ ОСОБИНЕ					
Препоручена максимална температура, °C	70	70	100	100 - 125	200 - 225
¹² Повећање крутости на ниским температурама	B	B	C	C	A
Отпорност на старење	B-C	B-C	B-A	B	A
Отпорност на пламен	D	D	B-A	D	A
ОТПОРНОСТ НА:					
Временске услове	C-B	C-B	B	C-B	A
Кисеоник	B	B	A	B	A
Озон	C-D	C-D	B	C-D	A

Назив	Природни полиизопрен	Изопрен	Полихлоро-пренски	Акрилнитрил-бутадиен	Силиконске
Радијацију	B	B	B	B	C-B
Воду	A	A	B	A	A
Пару	B	B	B	C-B	C-B
Алкале (растворене/концентроване)	A/C-B	C-B/C-B	A/A	B/B	A/A
Киселине (растворене/концентроване)	A/C-B	C-B/C-B	A/A	B/B	B/C
¹³ Уље, бензин, керозин	NR	NR	C	A	D-C
Бензен, тулуол	NR	NR	D	B	NR
Животињска, биљна уља	D-B	D-B	B	B	A
Оксидирајуће раствараче	B	B	C	D	B-C
Халогене раствараче	NR	NR	D	C-B	NR
Алкохол	B-A	B	A	C-B	C-B
Синтетичке лубриканте	NR	NR	D	B-A	NR
Силикате	B-A	B-A	B	B	D
Фосфате	D	B	C	D	B
A = одлична, B = добра, C = средња, D = лоша. NR = није препоручљиво					
¹ Већа густина захтева већу количину гуме да би се направио задати део. Иако је иста цена по килограму, NBR ће бити скупли за коришћење у односу на NR. ² Иако затезна чврстоћа некада није нужно важна, одржање чврстоће на повишеним температурама указује и на одржање других механичких особина. ³ Нивои отпорности на абразију применљиви су на широк опсег температура, као и тип абразије (као што су трљање и ударац). ⁴ Велика отпорност на раст пукотина указује на добру општу трајност – неопходну кад се очекује изложеност значајним физичким оптерећењима. ⁵ Отпорност на кидање, заједно са отпорношћу на раст пукотина, је пожељна када се очекује изложеност значајним физичким оптерећењима. ⁶ Гуме чија структура се кристалише услед напрезања при екстремним деформацијама су много издржљивије на ударе него оне чија структура се не кристалише. Савитљивост при ниским температурама такође помаже побољшању отпорности на удар.			⁷ Велика способност деформације обично указује на велику отпорност на замор материјала при савијању. ⁸ Што је нижа вредност трајне деформације, бољи је структурни интегритет и задржавање почетних димензија. ⁹ Са порастом отпорности пада дегенеративно задржавање топлоте при динамичком оптерећењу или савијању. ¹⁰ Већа отпорност на пузање продужава животни век елемента, нарочито на ако се захтева присуство зазора. ¹¹ Отпорност на релаксацију напона је неопходна код заптивки и других елемената које су током експлоатације стално напрегнуте. ¹² Добра еластичност на ниским температурама је неопходна код већине амортизера. Први ударац је критичан, без обзира на касније смањење крутости. ¹³ Отпорност на уља и масти је у основи површински ефекат: делови са слабом отпорношћу на ове супстанце, али са знатном запремином неће бити деградирани приликом излагања.		

Да би се олакшао технолошки процес развоја нове смеше, могу се искористити резултати анализе дате у потпоглављу 3.6 дисертације где је разматрана утицај параметара Бергстром-Бојс модела материјала на механичко понашање еластомера. Резултати наведене анализе указују да најзначајнији утицај на механичко понашање имају вредности иницијалног модула клизања μ_A^0 еластичне мреже *A* и иницијалног модула клизања μ_B^0 еластичног дела мреже *B*, а не могу се занемарити ни утицај параметара *m* и $\hat{\tau}_B$ који имају утицај на вредност апсорбоване енергије. Такође, установљено је да модул компресије *K* и фактор подешавања релативне деформације

ξ немају никакав утицај на механичко понашање, док ограничење степена истезања мреже λ^{lock} и експонент C имају готово незнатан утицај (при чему се код већине еластомера може сматрати да је $C = -1$ [125]). Из наведеног се може закључити да у оптимизационом поступку треба тражити само параметре који имају утицаја на механичко понашање чиме се значајно олакшава процес развоја нове смеше. Смањењем броја параметара које треба пронаћи значајно се утиче и на смањење времена потребног за нумеричко решавање виртуелног експеримента што може бити пресудно у случају да је за дискретизацију опруге потребан велики број коначних елемената. Битан предуслов за успешну примену напред наведеног поступка развоја непознате смеше је и дефинисање једног новог истраживања у коме би се установила зависност параметара Бергстром-Бојс модела материјала од хемијског састава смеше и технолошких параметара процеса вулканизације.

```

! MCalibration defined material model -- start
! Units: [length]=meter, [force]=Newton, [time]=seconds, [temperature]=Kelvin
! Material Model: Bergstrom-Boyce
! Calibration file name: MFN-515-615_BB.mcal

! (delete any current user-material with id=matid)
!TBDELE, USER, matid

! Material Parameters for the Bergstrom-Boyce model
TB, BB, matid, 1, 7, ISO
TBDATA, 1, ARG1          ! mu0 = muA
TBDATA, 2, ARG2          ! N0 = (lamLock)^2 for network A
TBDATA, 3, ARG3          ! mu1 = muB
TBDATA, 4, ARG2          ! N1 = (lamLock)^2 for network B
TBDATA, 5, ARG4          ! 1/tauBase^m
TBDATA, 6, ARG5          ! C
TBDATA, 7, ARG6          ! m
TBDATA, 8, ARG7          ! xi

TB, BB, matid, 1, 1, PVOL
TBDATA, 1, ARG8          ! d = 1/kappa

MP, DENS, matid, 1000

! MCalibration defined material model -- end

```

*Слика 4.20. Списак команди којим је извршена параметризација
Бергстром-Бојс модела материјала*

Табела 4.10. Експериментални план за одређивање зависности угиба од параметара Бергстром-Бојс модела материјала и резултати виртуелног експеримента

Гумена смеша	ARG1 $\mu_A^0, \text{N/m}^2$	ARG2 $(\lambda^{lock})^2, \text{N}^2/\text{m}^4$	ARG3 $\mu_B^0, \text{N/m}^2$	ARG4 $\frac{1}{\tau_B}, \text{m}^2/\text{N}$	ARG5 C	ARG7 m	ARG8 ξ	ARG8 $\frac{1}{K}$	Угиб, mm
TG-AC-502/4	628866	22,857	2488598,8	$1,196 \cdot 10^{-12}$	-0,88026	2,2069	0,074113	$9,573 \cdot 10^{-10}$	29,238
TG-A-515	704728	70,305	832071	$1,307 \cdot 10^{-13}$	-0,27301	2,4552	0,153995	$1,646 \cdot 10^{-9}$	23,439
TG-AC-609/3	602049,9	69,146	3188899,2	$1,661 \cdot 10^{-11}$	-0,29853	2,0647	0,163715	$2,144 \cdot 10^{-9}$	28,54
TG-A-615	763702	103,264	58342097,8	$1,207 \cdot 10^{-10}$	-0,05866	1,7978	0,426465	$2,823 \cdot 10^{-9}$	16,605
TG-A-615'	771376	78,693	5376737,6	$4,549 \cdot 10^{-12}$	-0,26801	2,1126	0,138424	$2,369 \cdot 10^{-9}$	20,952
TG-A-615''	988746,7	92,686	8816936,9	$6,123 \cdot 10^{-14}$	-0,23348	2,4054	0,163967	$1,281 \cdot 10^{-9}$	14,458
TG-B-712	768196,5	64,268	18516061,7	$5,473 \cdot 10^{-30}$	-0,82610	5,0347	$1,34 \cdot 10^{-8}$	$7,85 \cdot 10^{-10}$	10,527
TG-A-715	1043489,6	91,080	13692376,4	$6,196 \cdot 10^{-13}$	-0,25925	2,1194	0,191145	$1,331 \cdot 10^{-9}$	12,317
TG-A-815	1630510	88,641	193001838,1	$1,392 \cdot 10^{-21}$	-0,05969	3,7055	0,38953	$2,721 \cdot 10^{-9}$	3,844

Да би се у потпуности објаснио напред наведени поступак избора смеше, поступак је спроведен за опругу која као пример прати приказ нове методологије развоја гумено-металних опруга. Најпре је формирана база података о смешама која садржи резултате свих испитивања која су спроведена на девет смеша произвођача „ТИГАР техничка гума”, које су испитане на Машинском факултету, како у оквиру докторске дисертације (поглавље 2. дисертације), али и других испитивања за потребе реализације научних и индустријских пројеката (види поглавље 5. дисертације). Поред резултата испитивања у базу су уписани и параметри више модела материјала гумених смеша, као и резултати анализе експерименталних испитивања. Након формирања базе података, на основу резултата оптимизације облика опруге ревидиран је CAD модел дефинисањем коначних димензија опруге.

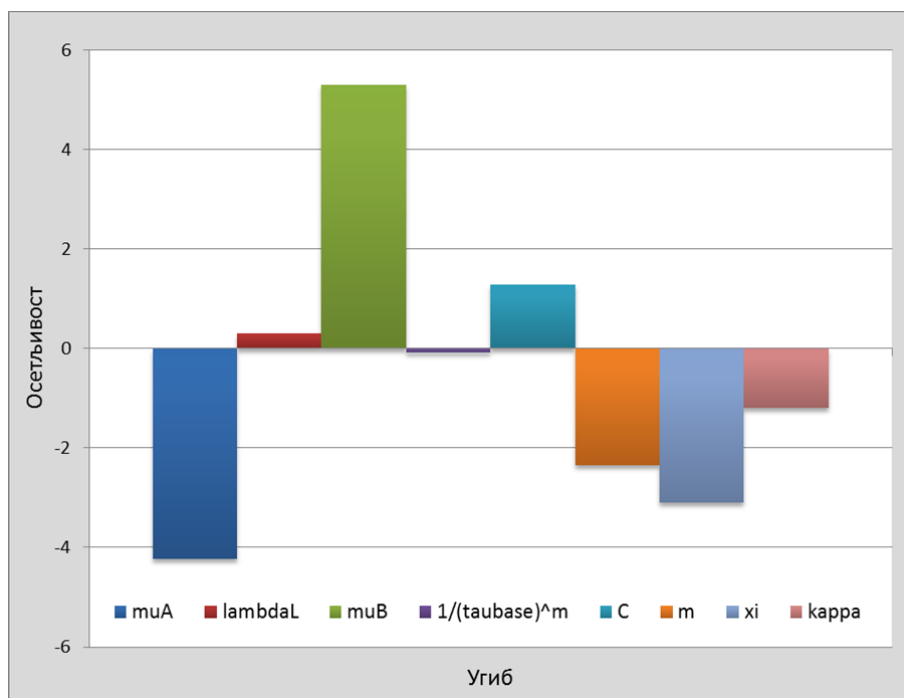
Након пребацивања геометријског модела у софтверски пакет за анализу применом методе коначних елемената (ANSYS) из базе података о смешама су учитане вредности параметара Бергстром-Бојс модела чиме је формиран план виртуелног експеримента (табела 4.10). У оквиру предпроцесирања најпре је извршена параметризација Бергстром-Бојс модела материјала преко командног интерфејса (слика 4.20).

Вредности параметра материјала су променљиве које своје вредности узимају из плана експеримента (табела 4.10). У складу са описом ове фазе разраде дискретизација модела извршена је коначним елементима вишег реда формирајући „грубу” мрежу коначних елемената. Сва подешавања приликом предпроцесирања су иста као и при напред приказаном истраживању утицаја облика, реда и величине елемента на резултате симулације (слика 4.14), осим корака квазистатичке анализе који је подешен да је брзина деформације 1 mm/s.

У оквиру постпроцесора као излазни резултат симулације дефинисан је угиб у вертикалном правцу. У табели 4.10 су у задњој колони дати резултати виртуелног експеримента након решавања свих анализа. Потребно време за решавање анализа у наведеном случају је било 12 минута на радној станици са 12 Intel XEON E5-2660 језгара и 32 GB интерне меморије.

На основу резултата виртуелног експеримента и прорачуна потребног статичког угиба (16,4 – 20,87 mm) изведеног у оквиру идејног решења производа (слика 4.7) видимо да постоји само једна смеша (TG-A-615) чији угиб задовољава потребну вредност. Због малог одступања могла би се евентуално прихватити и смеша TG-A-615'. Како је TG-A-615 гумена смеша са основом од природне гуме, упоређењем листе

захтева (табела 4.2) са табелом примењивости (табела 4.9) види се да наведена смеша задовољава захтеве у листи захтева, те се може изабрати као смеша од које ће опруга бити израђена.



Слика 4.21. Осетљивост промене угиба на промену параметара Бергстром-Бојс модела материјала

Ако се потражи функционална зависност угиба од параметара материјала добиће се и утицај појединих параметара материјала на вредност угиба (слика 4.21). Резултати приказани на слици 4.21 су у складу са резултатима анализе осетљивости приказаним у потпоглављу 3.6. Са слике 4.21 се види да најзначајнији утицај на вредност угиба имају вредности иницијалног модула клизања μ_A^0 еластичне мреже A и иницијалног модула клизања μ_B^0 еластичног дела мреже B . Такође, значајан је и утицај параметара m . Због математичке трансформације значајно пада утицај параметра $\hat{\tau}_B$, те се може закључити да сложени параметар ARG4 нема готово никакав утицај. Са слике се види да и параметар λ^{lock} нема готово никакав утицај, док утицај модула компресије K и фактора подешавања релативне деформације ξ није значајан.

На основу свих спроведених истраживања може се закључити да уколико би било потребно у сарадњи са технологом развити нову смешу може се сигурно

занемарити утицај параметара λ^{lock} , ξ и K , као и сложеног параметра ARG4 који садржи параметар $\hat{\tau}_B$.

4.4.3 Процена пузања опруге

Након избора гумене смеше врши се процена пузања опруге. Процена пузања у фази разраде је досад била занемарена од стране већине аутора. Пузање опруге је одређивано након израде прототипа и само констатовано у техничкој документацији. У суштини, процена пузања и није могућа класичним хипереластичним моделима које употребљава већина аутора. Применом вискоеластичног модела материјала добија се могућност да се одреди пузање опруге, као и процес релаксације напона, још у фази разраде.

Табела 4.11. Предефинисани временски интервали квазистатичке структурне анализе

Временски интервал	Трајање интервала
t	30 s
t_0	1 min
t_1	10 min
t_2	100 min
t_3	16 h 40 min
t_4	166 h 40 min
t_5	1666 h 40 min
t_6	16666 h 40 min \approx 2 године
t_7	166666 h 40 min \approx 19 година

Процена пузања опруге изводи се у складу са захтевима дефинисаним у стандарду EN 13913 у оквиру виртуелног окружења. Дефинише се квазистатичка структурна анализа са предефинисаним временским корацима датим у табели 4.12. Укупно статичко оптерећење опруге мора се достигнути за 30 секунди, након чега се оно држи константним све до краја анализе. Како се у оквиру анализе разматра и напонско стање опруге, дискретизацију геометрије треба извршити применом елемената вишег реда са „фином” густином мреже коначних елемената. На основу резултата анализе одређује се брзина пузања по правцима као:

$$R_C = \frac{L_0 - L_2}{2} \quad 4.1$$

где је:

L_0 – угиб опруге у одређеном правцу у тренутку t_0

L_2 – угиб опруге у одређеном правцу у тренутку t_2

Брзина пузања се изражава у метрима по декади и мора бити мања од вредности дефинисане листом захтева.

На основу података о вредности угиба на крајевима временских интервала црта се и дијаграм пузања опруге код кога је временска оса (x-оса) дата у облику логаритамских декада. Сматра се да је опруга стабилизовала вредност угиба уколико је промена угиба у временском периоду од 24 h мања од једне десетине промене угиба у временском интервалу од $t = 1$ h до $t = 24$ h. Уколико брзина пузања не задовољава захтеве дате у листи захтева неопходан је повратак на дефинисање новог идејног решења или новог концепта производа, под претпоставком да је у обзир узета отпорност гумених смеша на пузање приликом анализе примењивости одређене смеше у процесу њеног избора.

Процена пузања извршена је и за опругу која као пример прати приказ нове методологије развоја гумено-металних опруга. У оквиру софтверског пакета ANSYS извршена је најпре дискретизација геометријског модела применом коначних елемената вишег реда и мреже „фине” густине, уз услов пуне интеграције при решавању матрице крутости. Као материјал гумене смеше изабрана је смеша TG-A-615 која је у претходном кораку изабрана као смеша од које ће се израдити опруга. Остала подешавања у оквиру предпроцесирања иста су као и код истраживања утицаја облика, реда и величине коначног елемента на резултате анализе, осим подешавања времена корака квазистатичке анализе који су дефинисани у складу са табелом 4.11.

У табели 4.12 дати су резултати вредности угиба у вертикалном правцу, као вредности максималног еквивалентног напона гуме и метала.

Анализом резултата датих у табели 4.12 може се закључити да се опруга врло брзо стабилизовала, што је очекивано јер смеша TG-A-615 за основу има природну гуму која је веома отпорна на појаву пузања. Брзина пузања опруге на основу једначине 4.1 је $1,6 \cdot 10^{-4}$ метара по декади.

Ако се вредност вертикалног угиба при брзини деформације од 0,797 mm/s из табеле 4.12 упореди са вредношћу вертикалног угиба смеше TG-A-615 при брзини

деформације 1,039 mm/s (табела 4.10) видеће се да брзина деформације има веома значајан утицај на вредност квазистатичког угиба. То значи да се при одређивању вредности квазистатичког угиба мора обавезно навести и брзина деформације. Анализом резултата и у једном и у другом случају може се доћи до закључка да се статички угиб опруге може одредити тек када се опруга стабилизује. Због наведеног је вредност квазистатичког угиба који произвођачи наводе у каталозима [15] нереална и представља погрешну основу за избор опруге. У реалности ће услед пузања угиб опруге бити већи, што је повољније са аспекта изолације вибрација јер сопствена фреквенца опруге пада са порастом вредности угиба. Међутим, са повећањем угиба расту и напони опруге што се негативно одражава на њен радни век.

Табела 4.12. Резултати анализе пузања опруге

Временски интервал	Угиб, mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²
t	23,913	1,4913	32,019
t_0	26,146	1,5869	32,411
t_1	26,317	1,5941	32,443
t_2	26,324	1,5944	32,444
t_3	26,347	1,5961	32,458
t_4	26,347	1,5961	32,458
t_5	26,347	1,5961	32,458
t_6	26,347	1,5961	32,458
t_7	26,347	1,5961	32,458

Досадашњи приступ процени вредности напона применом методе коначних елемената [74, 154] је разматрао напоне гумено-металне опруге при њеном квазистатичком угибу, без узимања у обзир зависност механичког одзива од брзине деформације и релаксационог процеса пузања опруге чиме се може направити значајна грешка. Спровођењем исте анализе као и у напред описаном примеру применом Муни-Ривлин конститутивног модела добијају се резултати дати у табели 4.13.

Табела 4.13. Резултати анализе применом Муни-Ривлин конститутивног модела

Временски интервал	Угиб, mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²
t	19,824	1,4052	31,769
t_0	19,824	1,4052	31,769

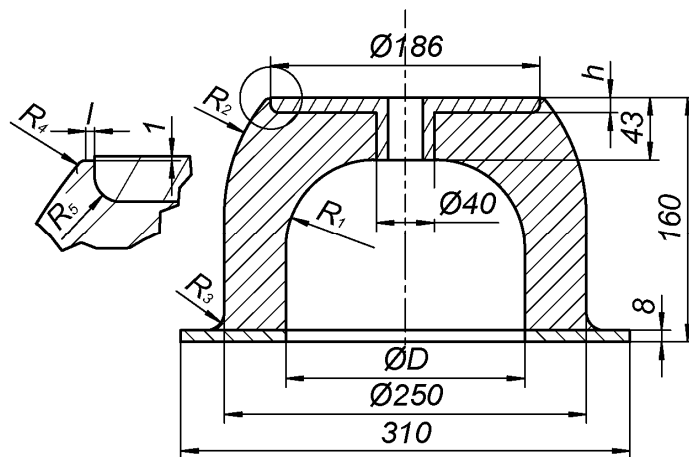
У табели 4.13 дати су резултати само за прва два временска интервала јер су резултати исти у свим временским интервалима због примене хипереластичног конститутивног модела. Очигледно је да хипереластични модел предвиђа и мањи угиб и мање вредности напона услед мање деформације јер не узима у обзир пузање и брзину деформације. Предвиђени угиб је чак 33% мањи у односу вредност угиба при стабилизацији опруге. Поред грешке у процени напона, повећање угиба услед пузања може довести и до прекорачења просторног ограничења и погрешне процене димензија опруге под оптерећењем (види листу захтева – табела 4.1). Краћи радни век услед повећања напона, прекорачење просторног ограничења и погрешна процена димензија под оптерећењем би могли бити откривени тек након израде и испитивања прототипа опруге ако се не примењује нова методологија дефинисана у оквиру докторске дисертације.

Повећање вредности напона гуме услед пузања (табела 4.12) има за последицу да вредност напона већ превазилази препоручене вредности (табела 2.3) при динамички променљивом притиску, а да уопште нису узета у обзир вибрациона оптерећења. Директна последица наведеног повећања напона је да опруга неће моћи да достигне захтевани радни век у експлоатацији.

Због наведеног донета је одлука да се ревидира концепт производа. Извршена је ревизија облика и дефинисан је нови концепт производа за који је спроведен нови поступак оптимизације облика, избора смеше и процене пузања. Ревидирани облик опруге приказан је на слици 4.22. Напред поменуте фазе разраде изведене су под истим условима и на исти начин као и за првобитно усвојени концепт производа. Резултати спроведених анализа за нови концепт производа приказани су у табели 4.14. Током процеса оптимизације облика повећан је број параметара и редефинисана су ограничења параметара. На основу нових димензија спроведен је поступак избора смеше који је резултовао избором исте гумене смеше TG-A-615. За изабрану смешу је у задњој фази повратног поступка извршена процена пузања опруге.

Табела 4.14. Резултати виртуелних испитивања ревидираног облика опруге

Ограничења геометријских параметара									
Параметар		Доња вредност, mm				Горња вредност, mm			
R_1		40				62			
R_2		250				350			
R_3		5				15			
h		5				10			
D		165				190			
l		2				4			
R_4		2				4			
R_5		2				10			
Усвојене вредности геометријских параметара									
R_1 , mm	R_2 , mm	R_3 , mm	h , mm	D , mm	l , mm	R_4 , mm	R_5 , mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²
61	252	12,5	9,5	165	3	2,1	6	0,36	33,87
Вредности угиба по смешама									
	AC-502/4	A-515	AC-609/3	A-615	A-615'	A-615''	B-712	A-715	A-815
Угиб, mm	28,69	22,96	28	16,2	20,51	14,2	10,23	12,02	3,69
Резултати анализе пузања опруге									
Временски интервал	Угиб, mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²				Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²			
t	21,728	1,1036				33,133			
t_0	23,708	1,1312				33,467			
t_1	23,855	1,1337				33,494			
t_2	23,861	1,1338				33,495			
t_3	23,861	1,1338				33,495			
t_4	23,872	1,2657				33,495			
t_5	23,872	1,2657				33,495			
t_6	23,872	1,2657				33,495			
t_7	23,872	1,2657				33,495			
<i>брзина пузања</i>	1,034 · 10 ⁻⁴ m/dekadi								



Слика 4.22. Редефинисани облик гумено-металне опруге са параметризованом геометријом

Анализом резултата датих у табели 4.14 може се закључити да је дефинисањем новог концепта значајно смањен ниво максималних напона гуме и метала тако да се они сада налазе у оквиру препоручених граница. Максимални напон гуме при статичком угибу (након стабилизације опруге) је приближно 20% мањи у односу на максимални напон старог концепта.

4.4.4 Процена радног века услед замора опруге

Као што је већ наведено у опису поступка за оптимизацију облика опруге, смањивање максималних напона и униформна расподела напона по запремини опруге има за директну последицу продужење њеног радног века услед смањења замора опруге. Замор гумено-металне опруге се манифестује прогресивним погоршањем њених механичких особина (нарочито крутости) до које долази због појаве и проширења прлина при динамичком напрезању опруге [20]. Појаву прлина, поред динамичких напрезања, код гумених смеша са основом од синтетичке гуме могу изазвати и дуготрајна статичка оптерећења услед релаксационих појава. Основни узрок појаве прлина код еластомера је сама нехомогена структура гуме јер постоји значајна разлика у величини молекула различитих састојака гумене смеше. Присуство кисеоника и озона значајно убрзава простирање прлина, нарочито код елемената који су напрегнути истезањем. Истраживање замора еластомера и механизма простирања пукотине, као и процедура за предвиђање и квантификацију процеса замора представљају један од најзначајнијих праваца истраживања код производа израђених

од гуме. Процена замора гуме услед механичких напрезања се обавља помоћу механике континуума или механике лома [154]. Радни век опруге у оквиру механике континуума се дефинише као број циклуса након кога долази по појаве прслине предифинисане величине. У оквиру механике лома се разматра број циклуса потребних за проширење иницијалне прслине до њене критичне величине. Већина аутора разматра замор гумено-металних опруга са аспекта механике континуума.

Процена замора применом механике континуума одавно је имплементирана у свим значајнијим софтверским пакетима за анализу применом методе коначних елемената. Применом специјално развијеног модула за анализу замора се процењује радни век опруге у оквиру статичке или динамичке анализе, као и специјалних анализа (фреквентни одговор, случајна вибрација). У последњих пар година развијени су и специјални софтвери за процену замора и ширења прслина код елемената израђених од гуме по методама механике лома као што је нпр. FLEXPAC који се заснива на примени методе коначних елемената. Такође, већина значајних комерцијалних софтвера за анализу применом методе коначних елемената, као што су ANSYS и ABAQUS, су у последње време имплементирали модуле за анализу процеса ширења прслина по методама механике лома.

Приликом процене радног века у оквиру механике континуума [74, 154] аутори разматрају напоне гумено-металне опруге услед статичког оптерећења, без узимања у зависности механичког одзива од брзине деформације и процеса пузања опруге. Тиме се може направити значајна грешка у процени животног века јер је референтна деформација око које делује вибрационо оптерећење погрешно одређена. Наведена референтна деформација је мања него реални статички угиб опруге услед занемаривања пузања, те су и напони одређени симулацијом мањи него у експлоатацији. Такође, примена хипереластичних модела даје нереално напонско стање у случају да је фреквенца вибрационог оптерећења различита од фреквенце при којој су одређени параметри материјала. Наведено има за последицу да је број циклуса одређен симулацијом применом метода коначних елемената већи него број циклуса које опруга може реално издржати у експлоатацији.

Процена радног века у оквиру нове методологије развоја гумено-металних опруга обавља се у оквиру механике континуума. У складу са наведеним, предуслов за процену радног века услед замора је да постоје експериментални подаци о динамичкој издржљивости материјала у зависности од броја циклуса промене оптерећења. Зависност динамичке издржљивости од броја циклуса се уобичајено представља преко

Велерових криви. Велерове криве за металне материјале су широко распрострањене и доступне су у распрострањеним комерцијалним софтверима. Да би се применила процедура процене радног века потребно је дакле одредити Велерове криве за гумене смеше и уписати податке о издржљивости гумених смеша у базу смеша. Испитивања динамичке издржљивости треба спровести по стандарду ASTM D430. Наведено испитивање треба спровести уколико је могуће и за случај притисног и за случај смицајног оптерећења јер су наведена оптерећења карактеристична за гумено-металне опруге. Како су испитивања динамичке издржљивости по ASTM D430 веома дуготрајна и захтевају веома скупу опрему за примену процедуре је могуће користити и литературно доступне податке. Уколико се користе литературно доступне Велерове криве резултате анализе треба узети са резервом јер у литератури најчешће није наведена тачна спецификација смеше већ само тип основне гуме. Уопште, уобичајено се сматра да су гумене смеше веома отпорне на замор услед притиска јер се прелине појављују само на површини гуме. Само код веома притисно оптерећених гумено-металних опруга, као што су одбојници, примећено је површинско одвајање парчића гуме [20]. Може се сматрати да ће опруга напрегнута притисним оптерећењем моћи издржати 10^7 циклуса оптерећења уколико је максимални напон мањи од 1 N/mm^2 . Из наведеног се може закључити да су испитивања издржљивости при смицању значајнија, нарочито испитивања простог смицања јер се наведени облик смицања најчешће среће код гумено-металних опруга.

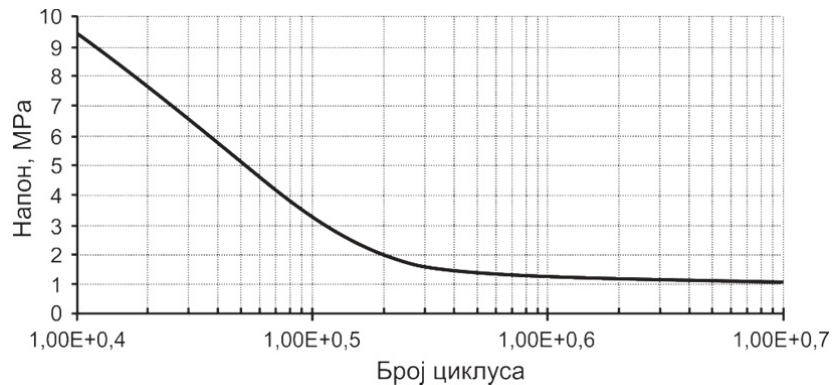
Да би се применио поступак процене радног века услед замора у оквиру софтверског пакета за анализу применом методе коначних елемената дефинише се статичка структурна анализа. Након учитавања геометрије и њене дискретизације врши се избор материјала металних елемената и преко командног интерфејса уносе параметри Бергстром-Бојс модела и подаци о динамичкој издржљивости за изабрану гумену смешу из базе смеша. Након подешавања контаката дефинишу се подешавања анализе, оптерећења и гранични услови модела. Приликом подешавања анализе потребно је дефинисати минимално три временска корака према спецификацији датај у табели 4.15. На овај начин је обезбеђено да вибрационо оптерећење делује око реалног статичког угиба опруге који узима у обзир и повећање угиба услед пузања. Вибрационо оптерећење се уноси као померање, сила или убрзање који делују на чворове мреже коначних елемената.

Табела 4.15. Спецификација временских корака у оквиру анализе

Корак	Спецификација временског корака
t_1	период уноса укупних статичких оптерећења, $t_1 \leq 30$ s
t_2	период релаксације опруге; дужина корака једнака збиру времена стабилизације и периода уноса укупних статичких оптерећења
t_3	период деловања вибрационог оптерећења

Како нова методологија приказана у оквиру докторске дисертације подразумева коришћење реалних експлоатационих података, вибрационо оптерећење се уноси као реални вибрациони сигнал снимљен током експлоатационих испитивања. Могуће је користити и апроксимирани сигнал у коме је вибрационо оптерећење представљено преко синусне функције. Уколико не постоје подаци о експлоатационом оптерећењу за анализу замора треба користити метод „степеница” који је специфициран у стандарду EN 13913.

Након подешавања модела приступа се решавању система и постпроцесирању модела. У оквиру постпроцесирања, применом модула за анализу замора врши се процена радног века опруге.



Слика 4.23. Велерова крива гумене смеше [154]

Процена радног века извршена је и за опругу која као пример прати методологију развоја дефинисану у оквиру докторске дисертације. Како нису извршена испитивања динамичке издржљивости материјала, подаци о динамичкој издржљивости гумене смеше су преузети из литературе [154] (слика 4.23). Такође, како у примеру није дефинисан реални вибрациони сигнал, вибрационо оптерећење је дефинисано преко синусне функције помераја са амплитудом од 0,5 mm на фреквенци од 10 Hz (листа захтева, табела 4.2).

! Active UNIT system in Workbench when this object was created: Metric (m, kg, N, s, V, A)
 ! NOTE: Any data that requires units (such as mass) is assumed to be in the consistent solver unit system.
 ! See Solving Units in the help system for more information.

! (delete any current user-material with id=matid)
 !TBDELE, USER, matid

! Material Parameters for the Bergstrom-Boyce model

TB, BB, matid, 1, 7, ISO
 TBDATA, 1, 763702 ! mu0 = muA
 TBDATA, 2, 103.26421161 ! N0 = (lamLock)^2 for network A
 TBDATA, 3, 58342097.8476 ! mu1 = muB
 TBDATA, 4, 103.26421161 ! N1 = (lamLock)^2 for network B
 TBDATA, 5, 1.20653189937e-10 ! 1/tauBase^m
 TBDATA, 6, -0.0586597 ! C
 TBDATA, 7, 1.79776 ! m
 TBDATA, 8, 0.426465 ! xi

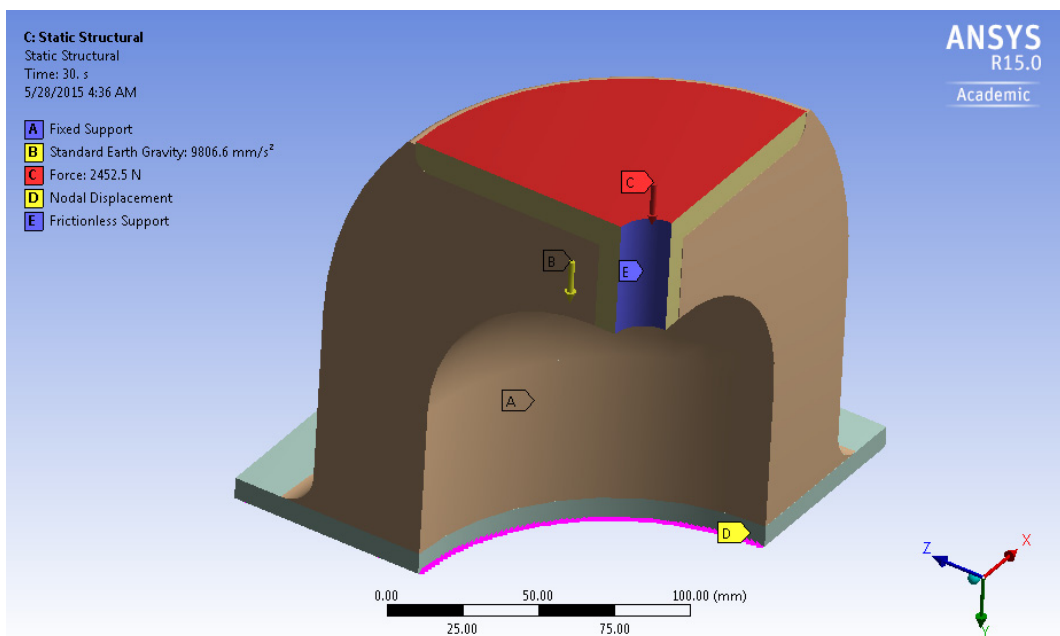
TB, BB, matid, 1, 1, PVOL
 TBDATA, 1, 2.82290505159e-09 ! d = 1/kappa

MP, DENS, matid, 1000

FP,1,10000,100000,200000,300000,1000000,10000000 ! Allowable Cycles, N

FP,21,9500000,3300000,2000000,1600000,1400000,1000000 ! Alternating Stress-Mean Stress

Слика 4.24. Подешавања Бергстром-Бојс модела материјала и динамичке издржљивости гумене смеси



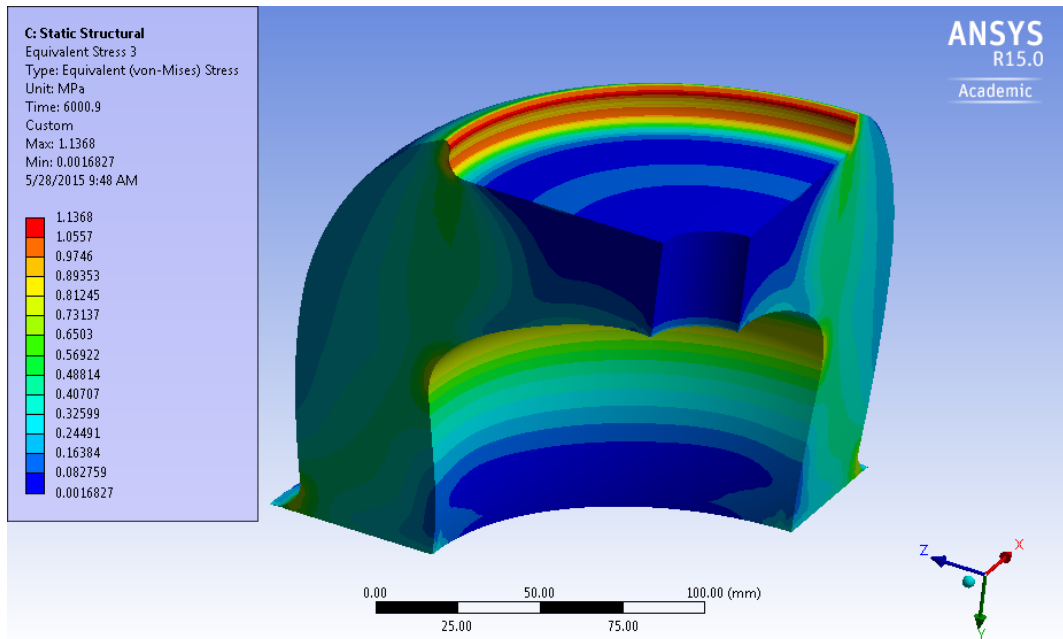
Слика 4.25. Оптерећења и гранични услови модела

Геометријски модел гумено-металне опруге учитан је софтверски пакет ANSYS где је најпре извршено генерисање мреже „фине” густине коначних елемената вишег реда. С обзиром на симетричност геометрије, оптерећења и граничних услова разматрана је само четвртина геометријског модела. За материјал металних делова је изабран челик а подешавања Бергстром-Бојс модела материјала и Велерова крива динамичке издржљивости унесени су преко командног интерфејса (слика 4.24).

Сви контакти гуме и метала дефинисани су као „повезан” контакт, као и код тополошке оптимизације.

На слици 4.25 приказана су оптерећења и гранични услови модела. Вибрационо оптерећење је унесено преко померања чворова мреже коначних елемената са доње стране металне плоче квадратног облика на којој је постављен и непокретни ослонац. Вибрационо оптерећење није унесено у чворовима мреже коначних елемената који припадају некој од равни симетрије модела. Гранични услов ослонца без отпора трења је додат да би се помогла конвергенција симулације вођењем опруге у правцу деловања статичких оптерећења. У складу са напред наведеним, анализа је дефинисана преко три временска корака. У првом кораку је дефинисана вертикална статичка сила која је своју пуну вредност (2452,4 N) достигла на крају првог временског корака, тј. после 30 секунди. Вертикална статичка сила је држана на својој максималној вредности током целог трајања анализе. На основу резултата процене пузања опруге као период стабилизације опруге је узет временски интервал од 5970 секунди, тако да је почетни тренутак почетка деловања вибрационог оптерећења подешен на 6000 секунди. Као период вибрационог оптерећења је узет временски интервал од 1 секунде како би се сагледало више циклуса деловања вибрационог оптерећења. Интервал деловања вибрационог оптерећења је подељен на 200 једнаких делова у којима је евалуирана вредност функције $y = 0,5 \cdot \sin(2\pi \cdot 10 \cdot t)$, где је y померање чвора у тренутку t , која одговара вибрационом оптерећењу са амплитудом од 0,5 mm на фреквенци од 10 Hz.

На слици 4.26 приказане су максималне вредности напона које се јављају током динамичког оптерећења опруге. Са слике 4.26 се може закључити да се највећи напони који превазилазе границу издржљивости при 10^7 циклуса јављају само у појасу споја гуме и метала те се наведени напони могу слободно занемарити. Максимални напони металних делова су далеко испод границе издржљивости.



Слика 4.26. Расподела еквивалентних напона при динамичком напрезању опруге

Истраживање замора елемената израђених од гуме представља веома интересантно истраживачко подручје које је готово још увек у повоју. Разрада и увођење новијих модела оштећења еластомера представља веома значајан правац будућег развоја нове методологије приказане у оквиру докторске дисертације.

4.4.5 Процена генерисања топлоте

Као што је већ наведено у потпоглављу 2.3.1 када се гума користи дужи временски период, она стари, постаје тврђа, и губи своја својства еластичности и пригушења. Процес старења је углавном последица генерисања топлоте унутар гуме због хистерезисних губитака, чиме се значајно мењају својства материјала, као и радни век гуме [24]. Како се генерисање топлоте јавља у материјалу, и топлота се не проводи лако ка напољу због термичких својства гуме, генерисање топлоте доводи до повећања температуре унутар гуме које може чак да доведе до топљења материјала или до експлозивног распадања (слика 4.27).

Генерисање топлоте у гуми је проузроковано природом полимера, физичким и хемијским својствима средства за вулканизацију, њиховом интеракцијом са гумом, радним параметрима и окружењем [23]. Смањење генерисања топлоте гумених или гумено-металних опруга доводи до продужења њиховог радног века.



Слика 4.27. Распаднути узорак гуме услед генерисања топлоте при динамичком напрезању

Како је хистерезисно генерисање топлоте основни утицајни фактор који треба разматрати при процени радног века гуме, бројни аутори су истраживали процес генерисања топлоте у гуми, као и утицај генерисања топлоте на њен радни век и термо-механичка својства. С продором методе коначних елемената у процес анализе понашања гуме неколико аутора су применили нумерички приступ за предвиђање хистерезисног генерисања топлоте [21, 22, 83, 155].

Пешек и др. [21] су предложили математички модел заснован на слабој формулацији парцијалних диференцијалних једначина методом коначних елемената (FEM) да би истражили термо-механичку интеракцију гуме која се користи као еластични елемент точкова трамваја. Аутори су користили пропорционални модел пригушења и закон о одржању енергије, тј. једнакост густине топлотне енергије и густине дисипиране енергије, да би направили спој између механичких и термичких једначина при изабраним једноставним напонским стањима, као што су затезање у једном правцу и/или притисак или чисто смицање. Поред коришћења једноставних случајева оптерећења и претпостављеног модела пригушења, аутори нису експериментално верификовали предложени математички модел при различитим брзинама деформације.

Луо и др. [83] су засновали њихов приступ процени генерисања топлоте код гумено-металних опруга, применом методе коначних елемената, на експериментално одређеном механичком одзиву при статичком напрезању. Аутори су користили наведени приступ да би предвидели генерисање топлоте *Instramount* гумено-металне

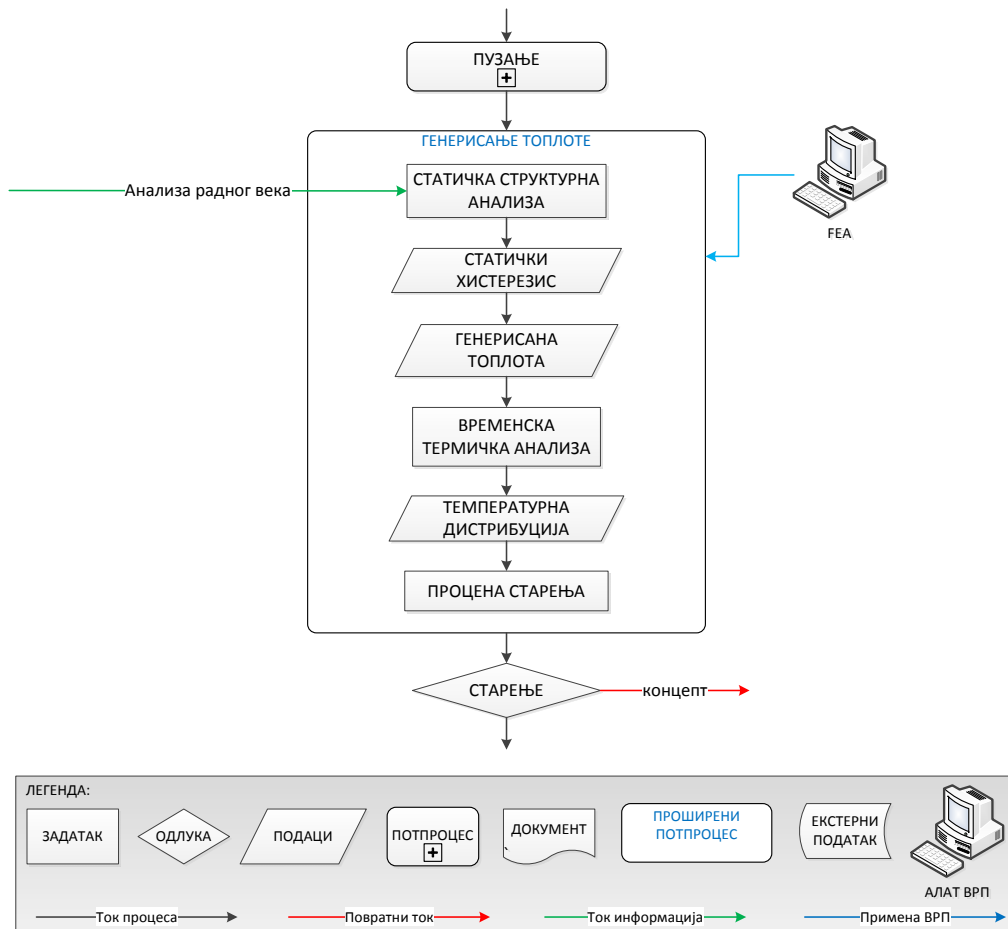
опруге при убрзаном испитивању замора. На основу експериментално добијене статичке хистерезисне петље израчунати су губици енергије по циклусу оптерећења. Аутори су утврдили да губитак енергије по циклусу оптерећења гумено-металне опруге, при константној динамичкој амплитуди, не зависи од фреквенце динамичког оптерећења.

Лин и др. [155] користили су сличан приступ да изведу статичку термичку анализу котрљајућег аутомобилског пнеуматика. Приступ наведених аутора проблему се своди на одређивање хистерезиса узорка испитивањем на динамичком механичком анализатору (DMA), као и укупне механичке енергије симулацијом помоћу методе коначних елемента применом хипереластичног конститутивног модела еластомера. Апсорбована енергија је добијена као производ хистерезиса и укупне механичке енергије хипереластичног материјала. Наведени аутори су такође закључили да хистерезисни губитак има сличне вредности при различитим фреквенцама, нарочито када је температура изнад 25 °C.

Процедуре предложене од стране аутора у радовима [83] и [155] захтевају експериментално одређивање хистерезисних губитака при свим вредностима амплитуде (деформације) које се јављају у експлоатацији опруге, што може бити веома проблематично и временски захтевно.

Донсон и Чен [22] су користили Максвелов вискоеластични модел да предвиде апсорпцију енергије и генерисање топлоте у гуми. Иако је предложени модел чисто нумерички, за разлику од предходно наведених процедура које подразумевају експериментално одређивање хистерезисних губитака, тачност предложеног приступа драстично опада са повећањем деформације (амплитуде) и фреквенце. На пример, грешка у предвиђању апсорпције енергије при вредности деформације од 0,5 је преко 35%, што је неприхватљиво за одређивање генерисања топлоте код гумено-металних опруга. Због пуне спреге механичке и термичке анализе, предложени приступ узео је у обзир само умерене промене температуре и није разматрао временско-температурну суперпозицију. Поред наведеног, предложени приступ не може да узме у обзир остале специфичности механичког понашања гуме као што је Мулинсов ефекат.

Иако модерни комерцијални софтверски пакети за анализу коначним елементима имају могућност да врше пуно упаривање механичке и термичке области, као што је предложено у радовима [21, 23], такав приступ је веома неефикасан када се захтева временско-температурна суперпозиција, због потребе за великим рачунарским ресурсима, поготово код опруга са компликованом геометријом.



Слика 4.28. Шематски приказ нове процедуре за предвиђање температурне расподеле у гуменим и гумено-металним опругама помоћу FEA

Да би се превазишли наведени проблеми, предложена је нова процедура за предвиђање генерисања топлоте услед хистерезисних губитака код гумено-металних опруга. Шематски приказ нове процедуре приказан је слици 4.28. Предложена процедура је слична процедури који су предложили Луо и др. [83], али се уместо експерименталног одређивања статичког хистерезиса, апсорбована енергија одређује путем рачунарске симулације применом метода коначних елемената (FEM). Одређивање статичког хистерезиса (I) омогућено је применом вискоеластичног конститутивног модела. Ако се претпостави да се апсорбована енергија (E_D) углавном конвертује у топлоту, брзина генерисања топлоте (H_G) може да се одреди из статичког хистерезиса и укупне механичке енергије (E_T) или укупне механичке енергије и акумулиране енергије (E_A) као:

$$H_G = \frac{E_D}{t} = \frac{I \cdot E_T}{t} = \frac{E_T - E_A}{t} \quad 4.2$$

Због релативно малих захтева за рачунарским ресурсима, предложени приступ омогућава временску интеграцију, чиме се омогућава предвиђање емисије топлоте опруге током дужег времена рада, тј. до успостављања термичке равнотеже.

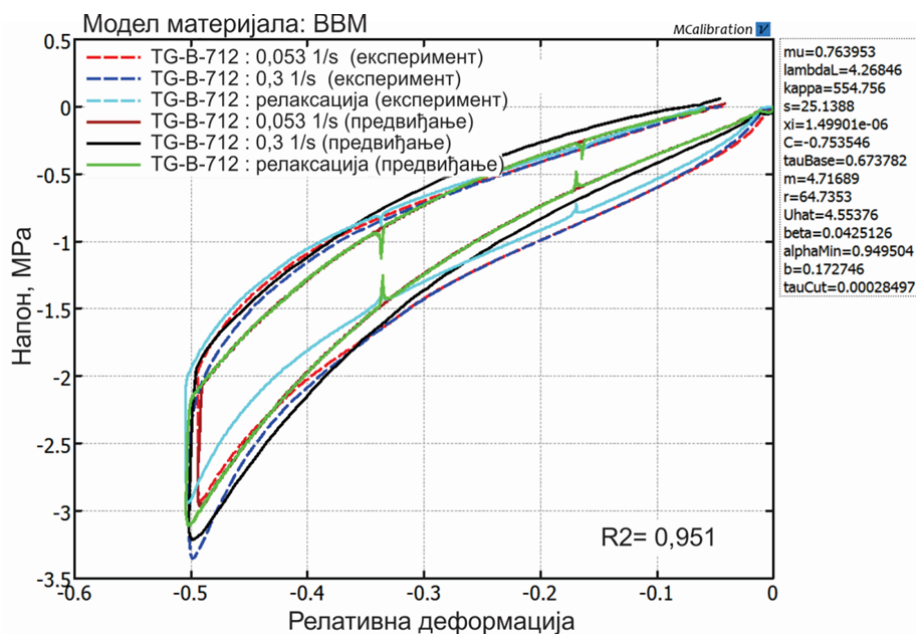
Нова процедура за предвиђање генерисања топлоте уско је повезана са претходном фазом процеса разраде, јер се процена статичког хистерезиса врши на основу резултата анализе процене радног века услед замора опруге. Вредност хистерезиса се одређује из једног циклуса реалног вибрационог сигнала који оптерећује опругу током анализе замора.

Да би се верификовала предложена процедура за предвиђање генерисања топлоте услед хистерезисних губитака (слика 4.28) дефинисано је експериментално истраживање. Циљ тог експерименталног истраживања је био да се одреди температура узорка израђеног од гуме који је сабијан између две челичне плоче до приближне релативне деформације $\varepsilon = 0,5$ при 2,2 Hz. Верификација процедуре одређивања генерисања топлоте извршена је на узорку гуме TG-B-712 произвођача „ТИГАР техничка гума” са карактеристикама датим у табели 3.6. Наведена смеша је изабрана јер су њени хистерезисни губици, током експерименталног испитивања описаног у трећем поглављу дисертације, били највећи. Секундарни циљ експерименталног испитивања је био да се верификује прецизност предвиђања конститутивног модела при брзинама деформације које су различите од оних при којима су одређени параметри конститутивног модела. Генерисање топлоте услед хистерезисних губитака и температурна расподела су предвиђене према предложеној процедури и онда упоређени са експериментално добијеном температурном расподелом.



Слика 4.29. Мерно место за верификацију процедуре процене генерисања топлоте

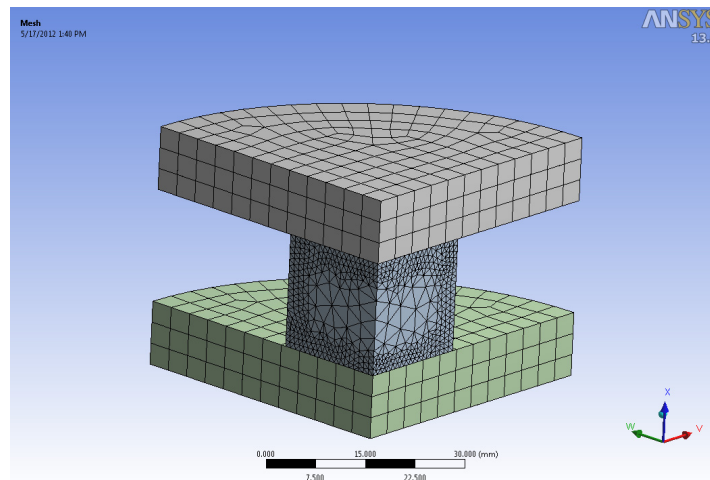
Сабијање узорка је извршено на ексцентричној механичкој преси у трајању од једног сата. Мерно место за верификацију процедуре процене генерисања топлоте услед хистерезисних губитака приказана је на слици 4.29. Између притисних плоча и узорка убачен је брусни папир високе гранулације да би се елиминисао утицај генерисања топлоте услед трења. Убацавање брусног папира обезбеђује сличне услове као да су челичне притисне плоче и гумени узорак чврсто везани. Постављање брусног папира између гуменог узорка и притисних плоча остварује се и термичка изолација гуменог узорка [156]. Експериментално одређивање температуре узорка током поступка верификације извршено је помоћу термопара (тип К) и JENOPTIC Varioscan 3021ST термовизијске камере. Термопар типа К је убачен у тежиште гуменог узорка кроз предходно избушени отвор пречника 2 mm. Термовизијска камера је снимала температуру површине узорка у једнаким временским интервалима од 30 s. Током термовизијских мерења коришћена је вредност емисивности од 0,95 [157], тако да температура притисних плоча не може да се одреди са термовизијских фотографија.



Слика 4.30. Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Бергстром-Бојс-Мулинс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-B-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању

Приликом симулација коришћен је Бергстром-Бојс-Мулинсов конститутивни модел материјала. Параметри конститутивног модела одређени су приликом експерименталног испитивања гумених смеша и за Бергстром-Бојс-Мулинсов модел

дати су у табели 3.12. Слика 4.30 даје поређење експериментално одређеног механичког одзива и механичког одзива предвиђеног Бергстром-Бојс-Мулинс моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-B-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању. Анализом приказаних механичких одзива на слици 4.30 може се закључити да Бергстром-Бојс-Мулинс даје веома добро предвиђање механичког понашања гумене смеше TG-B-712.

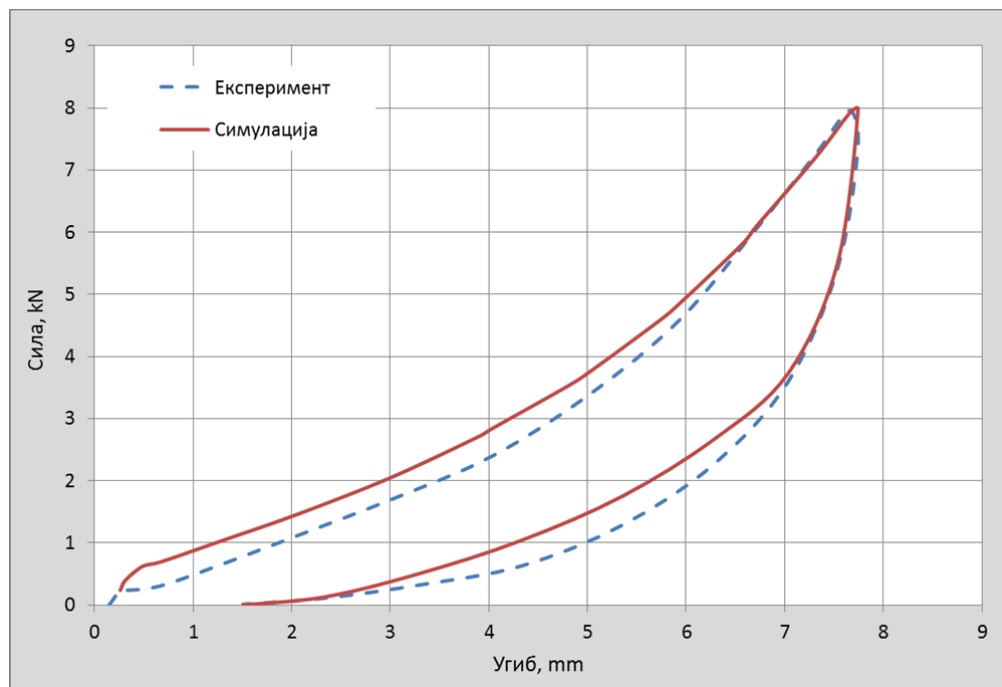


Слика 4.31. Дискретизовани модел коришћен у статичкој структурној анализи

Како су параметри конститутивног модела били познати, следећи корак у предложеној процедури је била статичка структурна анализа опруге са циљем одређивања хистерезиса. Због симетрије узорка и оптерећења узета је у обзир само једна четвртина геометријског модела (слика 4.31). Четвртина геометријског модела је дискретизована применом призматичних елемената вишег реда. У близини контактних површина генерисана је финија мрежа коначних елемената применом аутоматског поступка за генерисање финије мреже на контактним површинама.

Употреба аутоматског поступка за генерисање финије мреже коначних елемената довела је до конверзије призматичних елемената у тетраедарне елементе вишег реда. Иако се тетраедарни елементи не препоручују због спорије конвергенције и више степени слободе у односу на призматичне елементе некада је немогуће избећи њихову примену. При великим деформацијама или у случају спојених контакта гуме и метала (или пак високе вредности коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала) тетраедарни елементи имају предност која се огледа у мањој дисторзији у односу на елементе призматичног облика. Дискретни модел при статичкој структурној

анализи има 8134 чворова који формирају 1500 3D SOLID186 [148] коначних елемената.



Слика 4.32. Поређење експериментално добијеног и предвиђеног понашања током динамичког оптерећења узорака за један циклус оптерећења - растерећења

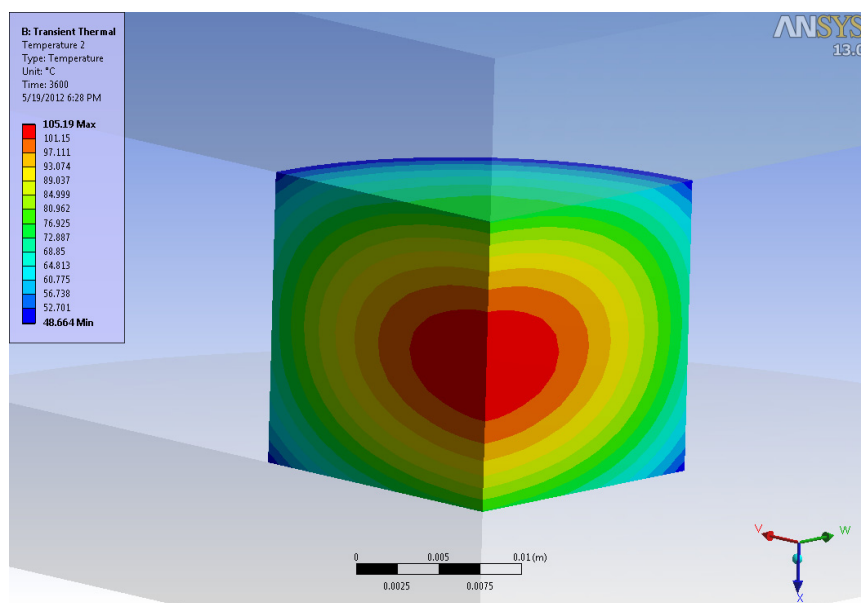
Контакт између гуменог узорка и металних плоча је у симулацији апроксимиран као да је узорак спојен са металним плочама због веома високог коефицијента трења између гуме и брусног папира. Узорак је сабијан истом брзином деформације као и у оквиру експерименталног истраживања, све до крајње релативне деформације $\varepsilon = 0,43$. Слика 4.32 приказује поређење експериментално одређеног механичког одзива при једном циклусу динамичког оптерећења и механичког одзива одређеног статичком структурном анализом. Може се закључити да постоји знатно поклапање експериментално одређеног механичког одзива и механичког одзива одређеног симулацијом. У табели 4.16 дате су вредности укупне и апсорбоване механичке енергије, као и статичког хистерезиса, одређене путем експерименталног истраживања и симулације у оквиру једног циклуса оптерећења – растерећења при динамичком напрезању. Разлика између вредности статичког хистерезиса добијених симулацијом и експериментално је у оквиру 10% (табела 4.16) што је задовољавајућа тачност узимајући у обзир стање истраживања у области симулације понашања гумених смеша.

Табела 4.16. Вредности укупне и апсорбоване механичке енергије, као и статичког хистерезиса, одређене путем експерименталног истраживања и симулације

	E_T , J	E_D , J	I , %
Експеримент	20,1	11,92	40,87
Симулација	23,6	12,80	46,69

Табела 4.17. Параметри коришћени у симулацији преноса топлоте [21, 83, 158]

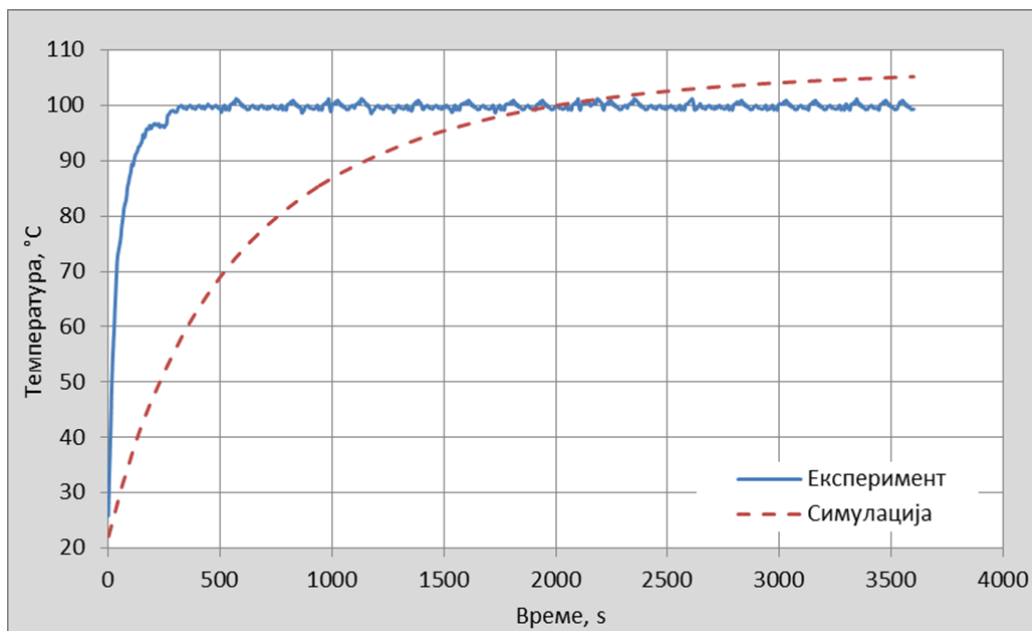
Параметар	Вредност
Густина гуме (kg/m^3)	1000
Штефан-Болцманова константа ($\text{W/m}^2\text{K}^4$)	$5,67 \times 10^{-8}$
Специфична топлота челика (J/kgK)	434
Специфична топлота гуме (J/kgK)	1700
Коефицијент проводљивости челика (W/mK)	60,5
Коефицијент проводљивости гуме (W/mK)	0,238
Коефицијент конвексије са челика на ваздух ($\text{W/m}^2\text{K}$)	10
Коефицијент конвексије са гуме на ваздух ($\text{W/m}^2\text{K}$)	15
Емисивност челика	0,2
Емисивност гуме	0,95



Слика 4.33. Расподела температуре гуменог узорка добијена симулацијом

Вредност статичког хистерезиса одређена симулацијом је искоришћена да би се одредила брзина генерисања топлоте (H_G) према једначини 4.2. У следећем кораку процедуре извршена је временска термичка анализа где је брзина генерисања топлоте (H_G) постављена као извор термичког оптерећења преко граничног услова унутрашњег генерисања топлоте. Приликом временске термичке симулације у обзир су узете и конвекција и радијација спољашње површине гуменог узорка. Вредности параметара коришћених у оквиру временске термичке анализе дате су у табели 4.17. Вредности параметара су преузете из литературе или утврђене предвиђањем на основу екстраполације података из литературе.

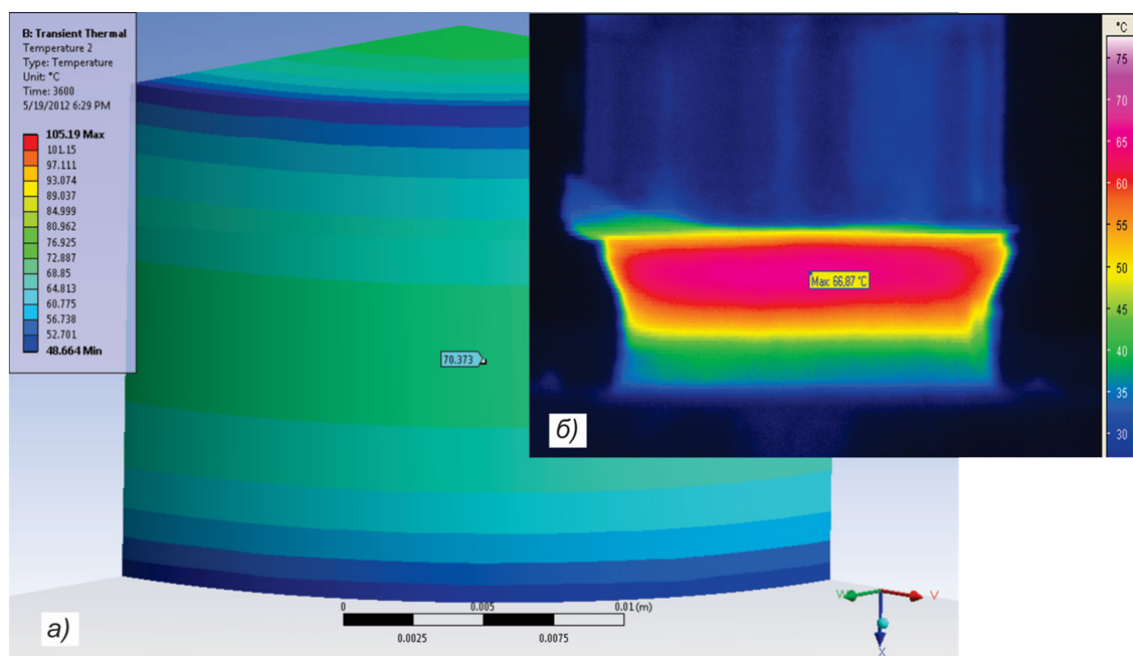
Резултати временске термичке симулације дати су на слици 4.33. На основу приказа температурне расподеле види се да је највиша вредност температуре у околини тежишта узорка, што је лако разумљиво зато што је размена топлоте много бржа у на спољашњој површини узорка. Због постојања изолације услед постављања брусног папира, размена топлоте у контакту гуменог узорка и челичних плоча је минимална.



Слика 4.34. Поређење експериментално одређене и температуре добијене временском термичком симулацијом у тежишту узорка

Слика 4.34 приказује поређење температура у тежишту гуменог узорка добијених експериментом и симулацијом. Са слике се може закључити да постоји добро поклапање максималних добијених температура након успостављања равнотежног стања. Одступања између експериментално одређене и температуре

добијене симулацијом постоје у почетној фази јер експериментално одређена температура брже постиже усталену вредност. Одступање брзине раста температуре је последица израженог Мулинсовог ефекта који је карактеристичан за гумену смешу TG-B-712. Узроци TG-B-712 коришћени у процесу валидације нису били претходно кондиционирани тако да је енергија апсорпције у неколико првих циклуса оптерећења значајно већа. Већа енергија апсорпције услед израженог Мулинсовог ефекта у првих неколико циклуса динамичког оптерећења доводи до бржег раста температуре и краћег времена до достизања равнотежног стања током експерименталног истраживања.



Слика 4.35. Поређење расподеле температуре спољашње површине узорка добијене временском термичком симулацијом (а) и термовизијским мерењем (б)

Поређење расподеле температуре спољашне површине узорка добијене термовизијским мерењем и симулацијом је приказано на слици 4.35. Може се закључити да постоји добро поклапање температурних расподела по површини узорка добијених термовизијским мерењем и симулацијом.

Добро поклапање температуре у равнотежном стању указује да је нова предложена процедура за предвиђање генерисања топлоте у гумено-металним опругама довољно поуздана да би се могла користити при развоју гумено-металних опруга. Разлика температура предвиђених симулацијом и одређених експерименталним истраживањем у равнотежном стању је последица веће вредности

хистерезиса предвиђеног симулацијом. Већа тачност предвиђања хистерезиса би довела до веће тачности предвиђања расподеле температуре. Разлика температура у равнотежном стању је мања од 5% што указује на веома добру тачност предвиђања. Код тренутно доступних процедура за предвиђање, нпр. код процедуре предложене од стране *Донсона и др* [22], грешка предвиђања при упоредивој деформацији је приближно 35%. Из наведеног се може закључити да нове процедура предвиђања генерисања топлоте код гумено-металних опруга има значајно већу тачност предвиђања у односу да тренутно доступне процедуре.

Применом предложене нове процедуре за генерисање топлоте код гумено-металних опруга може се применом неког од поступака предложених у референцама [24, 159] проценити животни век опруге услед старења.

Табела 4.18. Резултати истраживања генерисања топлоте услед динамичког напрезања код опруге за изолацију нискофреквентних вибрација

Величина	Вредност
E_T , J	10,97
E_D , J	1,22
I , %	11,15
Максимална температура опруге, °C	54

Нова процедура за предвиђање генерисања топлоте примењена је на гумено-металној опрузи за изолацију нискофреквентних вибрација која као пример прати методологију развоја приказану у оквиру докторске дисертације. При процени хистерезиса коришћени су подаци о оптерећењу током једног циклуса динамичког оптерећења из анализе процене радног века опруге услед замора. Такође, параметри коришћени при временској термичкој анализи били су исти као и при експерименталној верификацији процедуре за процену генерисања топлоте (табела 4.17) Резултати истраживања сумирани су у табели 4.18.

Како је максимална температура опруге далеко мања од дозвољене вредности (70 °C, табела 4.9), може се закључити да код наведене пруге не постоји опасност од убрзаног старења услед динамичких напрезања.

4.4.6 *Процена преносивости опруге*

Као што је већ наведено у правцима истраживања у оквиру докторске дисертације преносивост вибрација представља најзначајнији параметар процеса контроле вибрација код техничких система. И поред значаја наведеног параметра, преносивост опруге у оквиру класичног приступа развоју опруге уопште није била разматрана. Продором алата виртуелног развоја производа поједини аутори примењују динамичке моделе којим се врши модална анализа гумено-металних опруга. Поједини аутори користе и метод коначних елемената да би одредили сопствену фреквенцу опруге и преносивост применом модалне анализе. *Рамос* [160] користи Муни-Ривлин модел да би одредио фреквентни одговор гумено-металне опруге која се користи у аутомобилској индустрији. На основу прегледа литературе установљено је да до сада није разматрана преносивост гумено-металне опруге применом, вискоеластичног модела материјала, на основу реалног вибрационог оптерећења у временском домену.

С обзиром на значај одређивања вредности преносивости у фази разраде дефинисана је нова процедура за одређивање преносивости код гумено металних опруга и по први пут је у процес разраде опруге уведена процена преносивости применом методе коначних елемената у временском домену.

Процена преносивости врши се у оквиру динамичке симулације у временском домену. Након учитавања геометрије и њене дискретизације елементима вишег реда, применом „фине” густине коначних елемената, врши се избор материјала и модела материјала гумене смеше и металних делова. Као модел материјала за гумену смешу се користи Бергстром-Бојс модел који се дефинише преко командног интерфејса. Након подешавања контакта приступа се дефинисању параметара анализе и дефинисању оптерећења и граничних услова модела. Као и у случају процене радног века, морају се дефинисати најмање три временска корака према спецификацији датом у табели 4.17. Подешавањем временских корака према спецификацији у табели 4.17 обезбеђује се да су у обзир узете и релаксационе појаве и да је опруга стабилизовала своје напонско-деформационо стање пре почетка деловања вибрационог оптерећења. Такође, приликом дефинисања временских корака анализе, потребно је дефинисати и временски инкремент по коме се решава имплицитна анализа.

Као и у случају процене радног века, при анализи се користи реални вибрациони сигнал. У зависности од физичких ограничења и ослонаца модела понекад

је потребно извршити конверзију вибрационог сигнала, нпр. убрзања се претварају у померања или обртно.

У оквиру подешавања динамичке анализе у временском домену дефинише се и пригушење гумене смеше. Како се софтверски пакети за анализу применом метода коначних елемената углавном користе вискозни модел пригушења потребно је на неки начин извршити конверзију хистерезисног пригушења у еквивалентно вискозно пригушење. Како је фреквенца побудних осцилација позната на основу експлоатационих испитивања, а самим тим и угаона брзина, конверзија модела пригушења може се извршити преко Рејлијевих коефицијената. С обзиром да код гумено-металних опруга доминира хистерезисно пригушење, те да њихово оптерећење уобичајено одговара осцилацијама мале амплитуде и високе фреквенце, може се занемарити Рејлијев коефицијент масеног пригушења и Рејлијев коефицијент структурног (хистерезисног) пригушења β израчунати на основу израза:

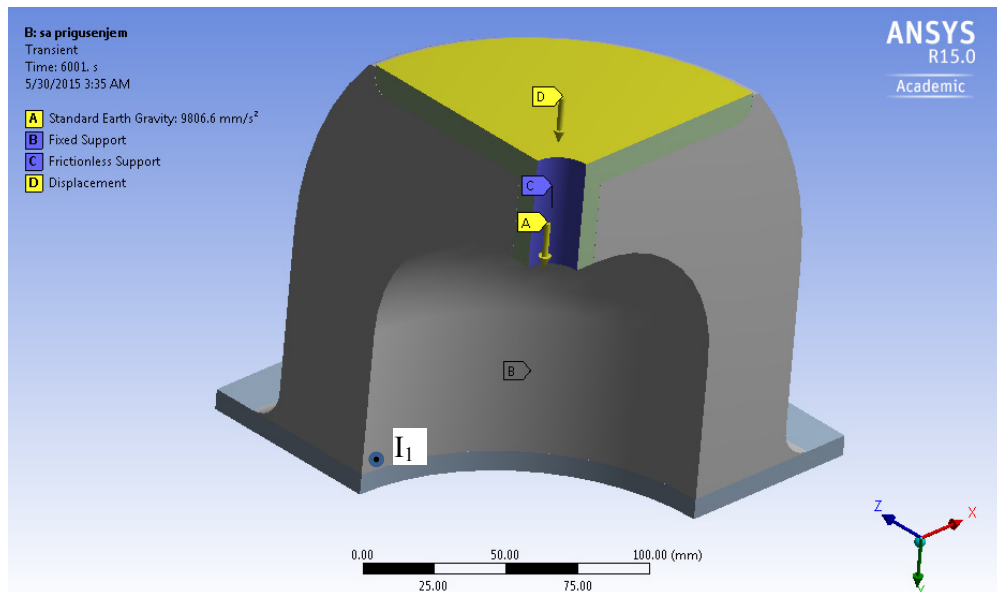
$$\beta = \frac{\eta}{2\omega} \quad 4.3$$

С обзиром да се врши динамичка анализа у временском домену потребно је пре усвајања резултата анализе проверити и конвергенцију решења у зависности од промене инкремента при решавању система једначина. Након решавања система једначина врши се постпроцесирање решења дефинисањем односа побудних и резултујућих осцилација чиме се у суштини одређује преносивост опруге.

Преносивост опруге је одређена за опругу за изолацију нискофреквентних осцилација која је разматрана у оквиру докторске дисертације дефинисањем динамичке анализе у временском домену у софтверском пакету ANSYS. Као и у претходним анализама коришћена је четвртина геометријског модела. Након дискретизације модела по напред наведеним правилима, дефинисани су материјали и модели материјала и извршено је подешавање контакта на исти начин као и при процени радног века опруге. Приликом подешавања анализе дефинисана су три временска корака. У првом кораку (30 секунди) је дефинисан укупни вертикални статички угиб опруге (23,861 mm, табела 4.14) који узима у обзир и пузање до њене стабилизације. Други временски корак, укупног трајања 5970 секунди, је уведен да би се сагледала релаксација напона до стабилизације опруге. Трајање другог временског корака је изабрано тако да је почетни тренутак деловања вибрационог оптерећења подешен на 6000 секунди. Трећи временски корак (1 секунд) је период деловања

вибрационог оптерећења. На основу израза 4.3, угаоне брзине побудних осцилација ($\omega=2\pi\cdot 10=62,832 \text{ rad/s}$) и вредности приближно одређеног фактора хистерезисног пригушења (табела 3.16), одређена је вредност Рејлијевог коефицијента структурног пригушења $\beta=4,534\cdot 10^{-4}$. Наведена вредност Рејлијевог коефицијента структурног пригушења је за гумену смешу подешена преко командног интерфејса. Приликом анализе је занемарено масено пригушење свих елемената и структурно пригушење металних делова.

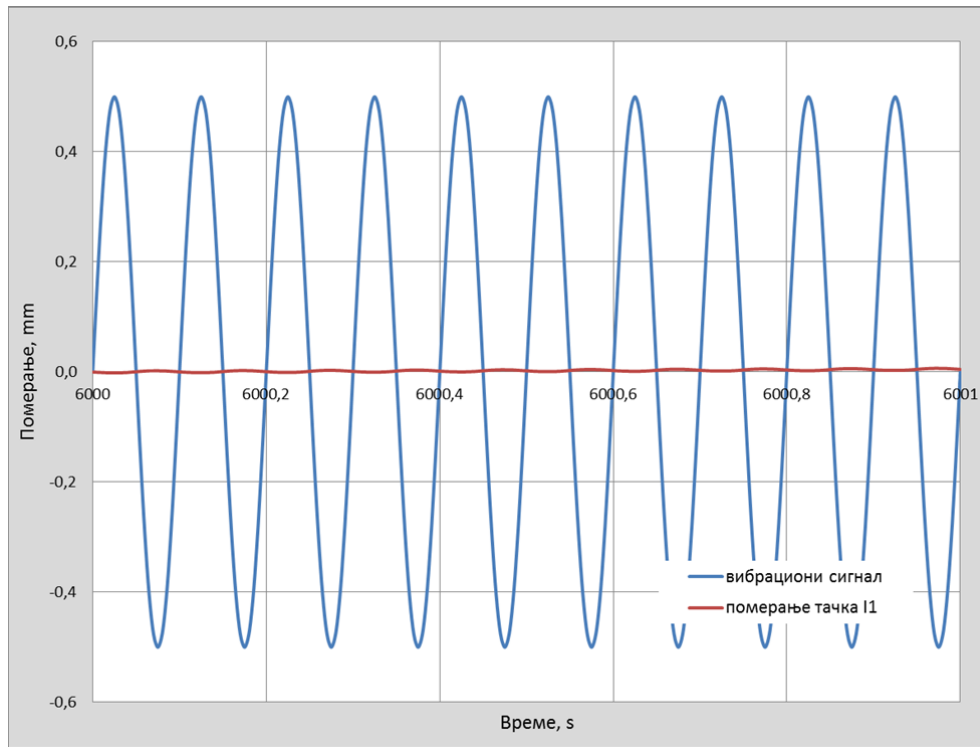
На слици 4.36 приказана су оптерећења и гранични услови модела при анализи преносивости опруге. Вибрационо оптерећење је дефинисано на исти начин као и код процене радног века, и унесено је на горњој металној плочи што одговара реалном положају оптерећења опруге. Као и у случају претходних анализа, гранични услов ослоња без отпора трења је додат да би се помогла конвергенција симулације.



Слика 4.36. Оптерећења и гранични услови модела при анализи преносивости

Извршене су две анализе са временским инкрементом од 0,005 s и 0,0025 s у трећем временском кораку (период деловања вибрационог оптерећења) како би се испитала конвергенција решења симулације у зависности од промене вредности временског инкремента.

При постпроцесирању дефинисана је тачка I_1 у којој је посматрано померање у вертикалном правцу (слика 4.36).



Слика 4.37. Приказ вибрационог сигнала и померања у вертикалном правцу у тачки I_1

На слици 4.37 приказани су резултати анализе преносивости опруге. Поред померања у тачки I_1 , на слици је приказан и побудни вибрациони сигнал. На основу односа вибрационог сигнала и сигнала промене померања у тачки I_1 одређена је преносивост опруге $T < 0,03$ што задовољава захтеване карактеристике опруге (листа захтева, табела 4.2).

4.5 Израда конструкционе документације

На основу свих спроведених анализа, као и дефинисања коначних геометријских параметара и изабраних материјала за металне плоче и гумену смешу у CAD софтверу се израђује конструкциона документација за израду прототипа гумено-металне опруге. Поред израде склопног и радионичких цртежа, уз прописивање података о квалитету површина, толеранцијама и налегањима у овој фази се обављају и остали задаци који су већ описани у уводном делу фазе разраде те неће бити поново навођени. Веома битан задатак у овој фази је дефинисање прелиминарне техничке спецификације опруге која садржи све податке као и форма листе захтева дефинисане у потпоглављу 4.1. Уместо захтева у техничку спецификацију уписују се карактеристике

опруге до којих се дошло током процеса разраде. Техничка спецификација опруге је прелиминарна јер се до коначних техничких спецификација може доћи тек након фазе валидације опруге.

4.6 Валидација

У оквиру фазе валидације врши се провера техничких карактеристика развијене опруге у односу на захтеве наведене у листи захтева. Први задатак у оквиру ове фазе је израда потребног броја прототипова опруге у зависности од захтева програма испитивања. Валидација опруге се може извршити лабораторијским и/или експлоатационим испитивањима опруге. У оба случаја валидација се врши у складу са програмом испитивања који је дефинисан у оквиру фазе разраде.

Лабораторијска испитивања опруге треба спровести у складу са захтевима стандарда EN 13913, без обзира да ли је примена опруге ограничена на железничке апликације. На наведени начин се обезбеђује високи квалитет опруге и у другим областима индустрије. У оквиру фазе лабораторијске валидације поред обавезног испитивања функционалних карактеристика, треба спровести само она испитивања која се тичу обезбеђења захтеваних карактеристика дефинисаних техничком спецификацијом производа, нпр. не треба инсистирати на испитивању отпорности на озон уколико наведена карактеристика није специфицирана у листи захтева. Иако су лабораторијска испитивања по EN 13913 веома опсежна и гарантују високи квалитет опруге она не могу сагледати све експлоатационе услове и све техничке захтеве наведене у листи захтева. Због наведеног је понекад потребно дефинисати додатна лабораторијска испитивања која врло често нису покривена стандардима. Поред наведеног лабораторијска испитивања могу бити врло дуготрајна и скупа па је некад исплативије применити експлоатациона испитивања.

У случају да програм испитивања предвиђа експлоатациона испитивања опруге потребно је пре експлоатационих испитивања обавезно контролисати или измерити геометријске мере опруге и испитати деформацију опруге под дејством укупних статичких оптерећења. Наведена испитивања треба обавити у складу са стандардом EN 13913. Провером димензија под оптерећењем обезбеђује се основна функционалност опруге у експлоатацији. У оквиру експлоатационих испитивања опруга се монтира на технички систем чије вибрације треба изоловати или кога треба заштитити од извора вибрација. Након монтаже систем се пушта у рад и опруга бива изложена реалним

оптерећењима и условима околине. Трајање експлоатационог испитивања, као и карактеристике опруге које треба пратити у оквиру одређених временских интервала, прописани су програмом испитивања. Након завршетка експлоатационих испитивања опруга се демонтира и контролишу се њене геометријске мере. Такође одређује се димензија опруге под дејством укупних статичких оптерећења према стандарду EN 13913 како би се одредила евентуална промена крутости опруге и врши се визуелни преглед опруге да би се утврдило да ли на површини гуме има прслина која би указала на замор опруге. Иако експлоатациона испитивања најбоље верификују захтеване карактеристике опруге врло често их није могуће спровести због њиховог дугог трајања и могућности оштећења и/или угрожавања безбедности техничког система. На основу спроведених испитивања, било лабораторијских или експлоатационих, доноси се оцена да ли опруга испуњава карактеристике дефинисане листом захтева производа.

У оквиру ове фазе развоја поред PDM и PLM алата којима се врши управљање захтевима и резултатима испитивања, значајну улогу имају RP и RM поступци јер се њима значајно убрзава и олакшава израда прототипа опруге. Применом RP и RM технологија врши се израда алата чиме се проверава конструкција алата и његова функционалност. Такође, испитивања прототипа у фази валидације не могу се данас замислити без CAI/CAT алата којима се врши аквизиција података и њихова обрада, као и поређење вредности одређених карактеристика са предефинисаним вредностима. Уколико се покаже да опруга у процесу валидације не задовољава неки од захтева дефинисаних профилем производа, процес развоја се враћа у неку од претходних фаза, у зависности од недостатака које је опруга показала током испитивања. Одлука о фази у којој се процес враћа зависи од одлуке развојног инжењера. Наведено важи и за алат за израду опруге.

Подаци о испитивањима у фази валидације се уписују у базу знања где се формирају релације између карактеристика процењених симулацијама и карактеристика добијених лабораторијским испитивањима. Наведене релације смањују време за развој будућих производа и повећавају поузданост и примењивост методологије развоја дефинисане у оквиру докторске дисертације.

4.7 Израда опруге

Након валидације свих карактеристика прототипа приступа се дефинисању коначне конструкционе документације и коначне спецификације производа на основу резултата испитивања. Фазе припреме производње и саме производње опруге подразумевају интензивну примену савремених алата виртуелног развоја производа. Наведене фазе нису биле предмет истраживања у оквиру докторске дисертације, али свакако представљају интересно поље будућег истраживања јер се унапређењем наведених процеса могу снизити трошкови израде и повећати квалитет и перформансе опруге у експлоатацији.

5. ВАЛИДАЦИЈА ПРЕДЛОЖЕНОГ МОДЕЛА РАЗВОЈА ГУМЕНО-МЕТАЛНИХ ОПРУГА

Методологију развоја гумених и гумено-металних опруга, представљену у четвртом поглављу дисертације, потребно је верификовати развојем реалне гумено-металне опруге. Због наведеног је као циљ даљег истраживања постављен развој гумено-металне опруге примарног огибљења електричне локомотиве.

Прва истраживања гумено-металних опруга почела су 1991. године у фабрици МИН „Локомотива” када су у сарадњи са компанијом „ТИГАР техничка гума” развијени гумено-метални елементи електричних локомотива. Развијени елементи показали су задовољавајућа амортизујућа својства, али су се у експлоатацији појавили проблеми са кратким радним веком (2-3 године) и значајном трајном деформацијом опруге. Наведени гумено-метални елементи коришћени су на електричним локомотивама у Србији, Македонији и Црној Гори све до 2004. године. Од 2001. године, све до данас, истраживања гумено-металних елемената се спровode на Машинском факултету Универзитета у Нишу. Истраживачки тим са Машинског факултета Универзитета у Нишу реализовао је више пројеката у сарадњи са компанијама „ТИГАР техничка гума”, МИН „Локомотива” и MIN DIV Сврљиг, у којима је развијено више типова гумено-металних опруга за примену на железници. Поред пројеката које су финансирале напред наведене компаније реализована су и два научно-истраживачка пројекта које је финансирало тадашње Министарство науке и технолошког развоја Републике Србије. Од наведених пројеката нарочито значајан је пројекат „Истраживање и унапређење примарног огибљења електричних локомотива за отежане услове експлоатације” (бр. пројекта ТР 14007; руководилац проф. др Душан Стаменковић) у оквиру кога је спроведен део истраживања које је приказано у оквиру ове докторске дисертације. Применом нове методологије развоја гумено-металних

опруга приказане у поглављу 4 развијена је опруга примарног огибљења електричних локомотива серије 441 (444) „Железнице Србије”. На основу теоријске анализе карактеристика примарног огибљења локомотиве извршене у оквиру пројекта ТР 14007 [41] и експерименталног истраживања динамичких карактеристика електричних локомотива дефинисан је профил производа преко листе захтева. Након дефинисања идејног решења и концепта опруге примарног огибљења, извршена је разрада концепта опруге. Након наведених фаза развоја, опруга је израђена и спроведено је типско испитивање њених карактеристика које је омогућило добијање привремене дозволе за употребу на пругама ЈП „Железнице Србије”. На основу привремене дозволе, спроведена су једногодишња експлоатациона испитивања с циљем верификације карактеристика опруге дефинисаних у листи захтева, а после чега је издата трајна употребна дозвола од стране Дирекције за железнице Републике Србије. У овом поглављу ће се дати приказ истраживања које је спроведено у периоду 2006-2013.

5.1 Електрична локомотива серије 441/444

Електролокомотиве серије 441 су четвороосовинске локомотиве за једнофазни напон напајања 25 kV, 50 Hz, масе 80 t и снаге 3400 kW (слика 5.1). Реконструкцијом локомотива серије 441 добијена је серија 444.



Слика 5.1. Електрична локомотива серије 444 [161]

Електролокомотива серије 441/444 ЖС има два двоосовинска обртна постоља која су међусобно спојена попречном спојницом (еластичном дијагоналном мотком) због повољнијег уписивања у кривине. Обртно постоље је склоп који је изложен највећим оптерећењима у експлоатацији, и због тога представља најодговорнији склоп локомотиве. Обртно постоље представља трчећи део локомотиве помоћу којег се

остварује узајамна веза између локомотивског сандука и колосека. Обртна постоља примају на себе тежину локомотиве, вучне и кочионе силе као и сва вертикална и хоризонтална оптерећења услед кретања локомотиве по правом делу пруге и у кривини. Као функционални систем, обртно постоље чини више елемената од који су, са аспекта истраживања у оквиру докторске дисертације, свакако најзначајније гумено-металне опруге примарног огибљења.



Слика 5.2. Примарно огибљење локомотиве серије 441/444

Код примарног огибљења (слика 5.2) оптерећење се са рама обртног постоља на пругу преноси преко кућишта осовинских лежајева и еластичних гумено-металних елемената. Овакво конструкцијско решење обезбеђује огибљење у сва три координатна правца (вертикално, попречно и подужно). Овакав систем опруга (шеврон опруге) ради при комбинованом оптерећењу притиска и смицања, тако што се при уградњи елементи постављају под углом од $6-14^\circ$ у односу на вертикалну осу.

Секундарно огибљење чине два комплекта завојних металних цилиндричних опруга, који су постављени са обе стране обртног постоља, између јарма и колевке, док се пригушење осцилација врши преко четири вертикална и два хидраулична хоризонтална амортизера.

Локомотиве серије 441 су произведене у периоду 1960. до 1980. године и распрострањене су на железницама балканских држава. Реконструкција 30 локомотива серије 441 у серију 444 извршена је у периоду 2005 – 2007. године.

5.2 Експериментално испитивање динамичких карактеристика електричних локомотива на пругама Железница Србије

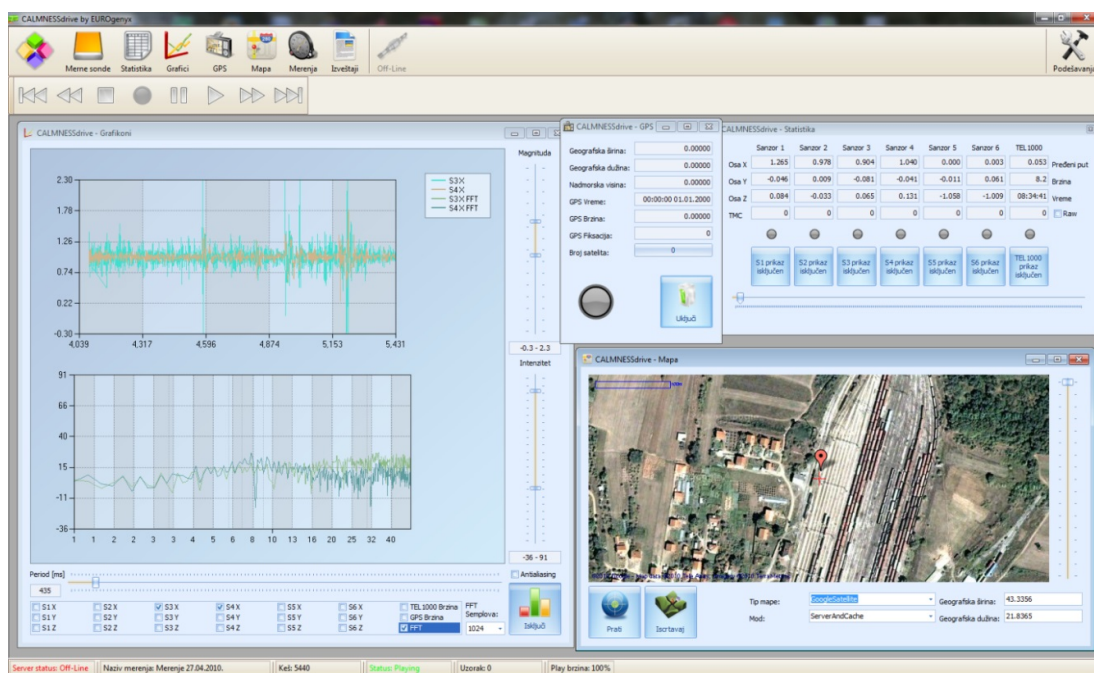
Идентификација утицајних параметара који дефинишу конструкцијске динамичке карактеристике опружних елемената, захтева истраживање техно-експлоатационих карактеристика електричних локомотива и других железничких возила која садрже огибљења са гумено-металним елементима, истовремено са испитивањем техно-експлоатационих карактеристика пруга Железница Србије. Као пример како се може обавити истраживање динамичких услова рада, односно провера мирноће хода мерењем убрзања у складу са Објавом UIC 518 (Испитивања и давање дозвола за железничка возила у погледу динамичког понашања, сигурности, замора пруге и мирноће трчања), приказан је поступак експерименталне провере динамичких карактеристика понашања електричних локомотива на домаћим пругама са различитим радијусима кривина, надвишењима и другим геометријским карактеристикама. Наведена експлоатациона испитивања динамичких карактеристика користе се у процесу развоја гумено-металних опруга по новој методологији дефинисаној у оквиру докторске дисертације.

За мерење величина убрзања коришћен је троосни сензор убрзања LIS3LV02DQ са линеарним дигиталним излазним сигналом. Силицијумски осетљиви елемент, направљен у технологији микромеханике, веома прецизно прати промене карактеристика убрзања и генерише сигнал који се даље преноси преко I2C/SPI серијског интерфејса. Опсежи мерења овог сензора су $\pm 2g$ или $\pm 6g$, док је фреквенција промена које могу да се региструју у опсегу од 640 Hz за све три осе. Сам сензор је заливен пластиком у алуминијумском кућишту и намењен је за рад на температурама од $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Сензор је повезан за централни уређај EUROACC који је развијен на Машинском факултету у Нишу управо у сврху одређивања динамичких услова рада, односно мирноће хода железничких возила. Развијени уређај омогућује аутономно мерење и аквизицију података са сензора убрзања. Уређај поседује интерну меморију за смештање података капацитета 128 MB, часовник реалног времена, USB интерфејс за везу са рачунаром и GPS модул базиран је на SirfStar III чипсету којим је се врши одређивање локације и брзине кретања објекта мерења. Уређај се напаја струјом из оловног акумулатора са електролитом у облику гела, 12V/1.1Ah, који омогућава радну аутономију до четири сата.

Уграђени микроконтролер опслужује часовник реалног времена, меморијски модул, аналогно дигиталну конверзију, RS232 комуникацију ка рачунару и GPS модулу, као и потребно софтверско филтрирање сигнала сензора убрзања. Меморија великог капацитета омогућена је употребом SD меморијске картице која са микроконтролером комуницира SPI протоколом. Комплетан уређај уграђен је у пластичну кутију (слика 5.3).



Слика 5.3. Уређај EUROACC развијен на Машином факултету у Нишу за експериментално испитивање динамичких карактеристика железничких возила [162]



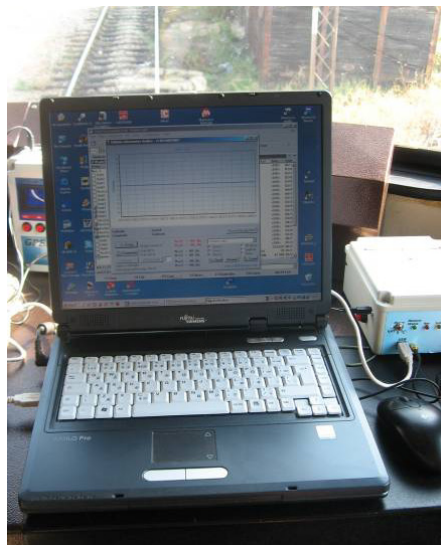
Слика 5.4. Софтвер CALMNESSdrive за аквизицију и анализу података при испитивању динамичких карактеристика железничких возила [162]

Софтвер CALMNESSdrive омогућава да се у реалном времену прикажу подаци са свих сензора, пређени пут и брзина локомотиве, као и статистички подаци (минималне и максималне вредности) везани за све величине које је могуће приказати. Могуће је дати и приказ FFT анализе података са сензора у реалном времену, као и позицију локомотиве према Google maps при жељеном увећању. Мапе се могу учитати из меморије уређаја или директно са сервера Google maps за шта је потребна интернет конекција.

Експлоатациона испитивања су вршена у више наврата у периоду 2007-2010. године. Основни циљ експлоатационих испитивања био је одређивање динамичких карактеристика тј. убрзања у три правца (подужно, бочно и вертикално) електричних локомотива на релацији Ниш-Лесковац. Поред одређивања величине убрзања било је потребно одредити и на којој локацији, односно на ком делу пруге се догодила промена величине убрзања. Највећа пажња је била усмерена на могуће промене убрзања које се дешавају приликом преласка локомотиве преко скретнице, моста и приликом пролаза кроз кривине.

Током једног од испитивања локомотива серије 444-018 је вукла теретни воз од 926 t на напред наведеној релацији. Сензор убрзања је постављен на рам обртног постоља код прве осовине, на конзоли за пескару. GPS пријемник је учвршћен на кров кабине.

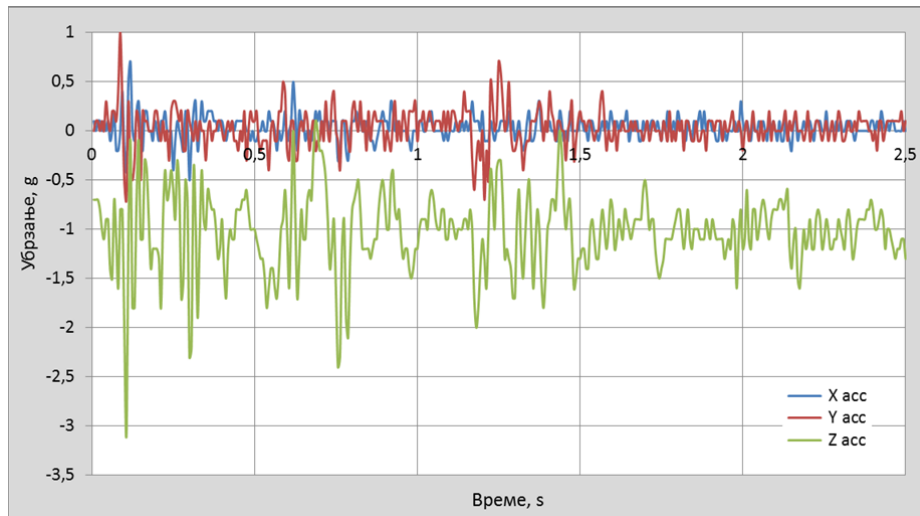
Фреквенција узорковања је била 160 Hz. Изглед мерног места у кабини локомотиве са активним програмом CALMNESSdrive на лаптоп рачунару и уређајем EUROACC приказан је на слици 5.5.



Слика 5.5. Мерна опрема у кабини испитиване локомотиве 444-018 [41]

Табела 5.1. Опис догађаја у току вожње локомотиве 444-018 на релацији Ниш - Лесковац

Време (h,min,s)	Брзина (km/h)	Опис догађаја	Место	Вредности убрзања
09,56,28	0	Стајање	Станица Црвени Крст	P=0,0g B=0,0g V=0,0g
09,57,23	3,6	Кретање – полазак	Станица Црвени Крст	P=0,1g B=0,3g V=0,3g
09,57,55	14,5	Прелазак преко скретница	Станица Црвени Крст	P=0,3g B=0,8g V=1,0g
09,57,58	14,5 (18)	Прелазак преко скретница	Станица Црвени Крст	P=0,3g B=1,1g V=1,1g
10,00,00	23,6	Кретање по кривини	Црвени Крст - Гл. жел. станица	P=0,2g B=0,5g V=0,8g
10,01,31	32,7 (40)	Прелазак преко моста	Мост на Нишави	P=0,4g B=0,7g V=2,3g
10,08,51	29,1 (33)	Прелазак преко скретница	Издак са Гл. жел. станице	P=0,4g B=0,9g V=1,6g
10,11,20	65,4 (70)	Кретање по правој деоници	Ниш-Лесковац Код Метроа	P=0,3g B=0,5g V=0,9g
10,12,38	69,0 (74)	Кретање преко моста	Ниш-Лесковац Мост на излазу	P=0,5g B=1,3g V=1,6g
10,16,46	30,9	Убрзавање на правој деоници	Ниш-Лесковац	P=0,5g B=0,9g V=1,9g
10,18,46	72,7 (77)	Кретање на правој деоници Један од немирнијих записа	Ниш-Лесковац Код Белотинца	P=0,4g B=0,7g V=1,2g
10,20,10	72,7 (77)	Кретање на правој деоници Јак погрес	Ниш-Лесковац Код Белотинца	P=0,4g B=0,9g V=2,1g
10,25,11	54,5	Прелаз преко Дољевачког моста	Дољевац	P=0,3g B=0,6g V=1,0g
10,26,35	58,1 (66)	Пролаз кроз станицу Дољевац	Дољевац	P=0,2g B=0,5g V=1,1g
10,26,59	70,8 (78)	На излазу из станице Дољевац	Дољевац	P=0,7g B=1,0g V=2,1g
10,30,46	69,0 (74)	На излазу из станице Дољевац	Дољевац-Брестовац	P=0,4g B=0,8g V=1,7g
10,31,41	29,1	Прелазак преко скретнице	Километража пруге 267,400	P=0,5g B=0,8g V=2,4g
10,52,17	65,4 (77)	Кретање по правој деоници	Испред села Липовица	P=0,3g B=0,4g V=0,9g
10,53,33	65,4 (77)	Кретање по правој деоници Појачани бочни удари	Село Липовица	P=0,3g B=0,5g V=1,2g
10,55,09	63,6	Прелаз преко моста	Село Печењевац	P=0,4g B=0,6g V=1,5g
10,57,09	16,3	Кретање по правој деоници	Село Печењевац	P=0,1g B=0,3g V=0,5g
10,59,05	69	Пролаз кроз станицу Печењевац	Село Печењевац	P=0,4g B=0,8g V=1,6g
11,00,59	72,7 (77)	Кретање по правој деоници Лагано дрмусање	Прилаз Лесковцу	P=0,5g B=0,8g V=1,6g
11,07,27	45,4 (50)	Кретање по правој деоници Смањено дрмусање	Прилаз Лесковцу	P=0,3g B=0,5g V=0,9g
11,09,06	43,6 (50)	Кретање по правој деоници	Прилаз Лесковцу	P=0,6g B=1,3g V=1,6g
11,10,28	0	Стајање на сигналу	Станица Лесковац	P=0,0g B=0,1g V=0,1g
11,13,58	32,7	Улазак у станицу Лесковац	Станица Лесковац	P=0,2g B=0,6g V=0,7g
11,14,36	30,9	Заустављање	Станица Лесковац	P=0,3g B=0,7g V=1,3g



Слика 5.6. Графички приказ вредности убрзања

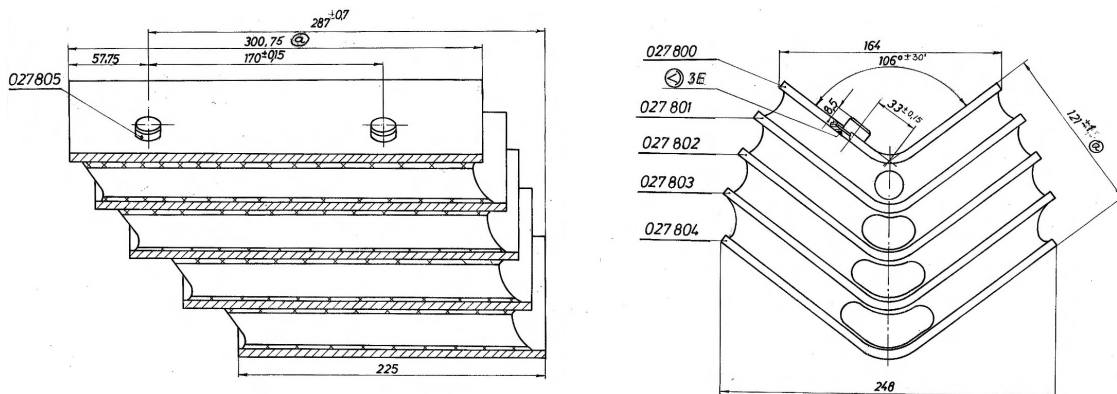
Преглед догађаја на испитивању приказан је у табели 5.1. У првој колони је приказано реално време догађаја. Друга колона даје брзину одређену GPS уређајем, док су у загради приказани подаци за стварну брзину очитану на брзиномеру машиновође. Опис догађаја се налази у четвртој колони, док пета колона указује на место дешавања. Вредности измерених убрзања у *P*-подужном, *B*-бочном и *V*-вертикалном правцу дате су у последњој колони. Графички приказ експериментално одређених вредности за догађај истакнут у табели 5.1, излаз из железничке станице Дољевац при брзини од 70,8 km/h, представљен је на слици 5.6. Са графика могу да се читају максималне вредности приказане у последњој колони табеле: подужно убрзање 0,7 g, бочно убрзање 1 g, док се за вертикално убрзање мора да изврши корекција тако што се од приказане вредности одбије 1 g као вредност убрзања земљине теже у вертикалном правцу и коригује усмерење *z*-осе која је усмерена у негативном смеру, тако да се коначно добија максимално убрзање у вертикалном правцу од 2,1 g.

На основу анализе резултата мерења мирноће хода у експлоатационим условима сагледана су реална експлоатациона оптерећења која су коришћења у процесу развоја гумено-металне опруге примарног огибљења електричних локомотива.

5.3 Развој гумено-металне опруге примарног огибљења електричних локомотива

Као што је већ наведено у уводном делу петог поглавља, у оквиру пројекта технолошког развоја „Истраживање и унапређење примарног огибљења електричних локомотива за отежане услове експлоатације” (број пројекта TP 14007) обављено је

истраживање чији један од циљева био унапређење карактеристика гумено-металног елемента примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444. Основни разлог због кога је био потребно унапређење карактеристика је изражено пузање опруге у експлоатацији и незадовољавајући радни век. Захтев за унапређење наведених карактеристика опруге поднео је произвођач „ТИГАР техничка гума” који је као добављач изгубио могућност пласмана својих производа на железницама региона услед незадовољавајућих карактеристика опруге. Један од основних захтева произвођача „ТИГАР техничка гума” је био задржавање постојеће геометрије опруге (слика 5.7) како би се за израду побољшаних производа користио постојећи алат. Наведени захтев је ограничио примену нове методологије за развој гумено-металних опруга јер није било могуће мењати геометријске параметре опруге. Због наведеног је нова методологија за развој гумено-металних опруга само делимично примењена.



Слика 5.7. Гумено-метални елемент осовинског лежаја електричне локомотиве серије 441/444

Како технички услови за испоруку гумено-металних елемената примарног огибљења железничких возила нису дефинисани UIC објавама, технички услови су одређени од стране корисника. ЈП „Железнице Србије” прихватило је техничке услове које је поставио изворни произвођач локомотиве 441 ASEA и њихов добављач, произвођач гумено-металних елемената METALASTIK, који је данас у саставу компаније TRELLEBORG IAVS.

Сва возила у кретању трпе последице утицаја околине као што су вибрациона стања настала услед разних утицаја као што су неравност подлоге по којој се крећу, убрзавања и кочења возила, кривине и друго. Локомотива представља сложен технички систем састављен од великог броја агрегата и управљачких система на чије функционисање вибрациона стања имају значајан утицај. Дакле, за разлику од

путничких кола где се вибрациона својства огледају у удобности вожње дефинисаних стандардом ISO 2631 и теретних кола, где се вибрациона својства манифестују у повећаним оптерећењима конструкција, локомотиву као вучно (погонско) возило треба заштити у погледу квалитета рада сложених система којима је она опремљена. Вибрациона својства возила дефинишу железничке препоруке и прописи као што су UIC извештаји и технички прописи (ERRI) B153, B12 и други, а основа тих прописа је динамичка поузданост и удобност железничких возила. У том смислу, при конструисању железничких возила, неопходно је узети у обзир услове стабилности возила у кретању и мирноће хода возила у динамичком режиму рада.

Теоријска анализа карактеристика огибљења локомотива, извршена у оквиру пројекта TP 14007, дефинисала је смернице за конструисање елемената примарног огибљења локомотива [41]:

- приликом конструисања огибљења треба настојати да се што тачније сазнају и предвиде конкретни технички и експлоатациони услови под којима ће се саобраћај одвијати (пруга, брзина и др.). Значи унапред треба одустати од концепта неког универзалног решења;
- огибљење (z – правац) и вођење (x и y правац) треба објединити у јединствен еластичан систем;
- код обртних постоља за ниже брзине треба усвојити мале вредности подужне крутости k_x ;
- код обртних постоља за саобраћај по пругама са оштрим кривинама, средњим брзинама, треба усвојити мале вредности за подужну крутост k_x и бочну крутост k_y ;
- код обртних постоља за високе брзине треба усвојити велике вредности подужне крутости k_x и осредње вредности бочне крутости k_y ;
- у свим случајевима непознатих и недефинисаних услова имати у виду грубу оријентациону релацију: $k_x : k_y : k_z = 1 : (2-6) : (7-13)$.

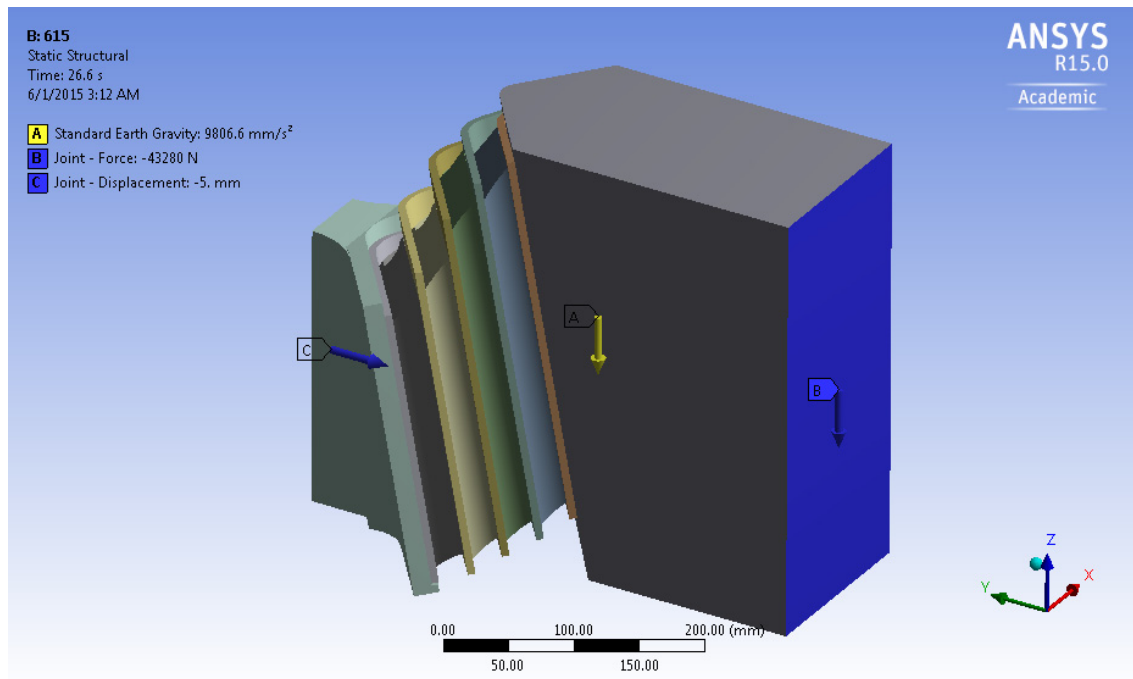
Анализирајући бројне податке као што су техничко-експлоатационе карактеристике електричних локомотива серије 441 и 444, као и њихове модификације, а такође уважавајући и захтеве које поставља инострани произвођач TRELLEBORG, у складу са новом методологијом развоја гумено-металних опруга дефинисана је листа захтева (табела 5.2).

Табела 5.2. Листа захтева гумено-металне опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444

Захтеви	Опис
Функционалне карактеристике	
Карактеристике система	маса локомотиве без осовинских склопова: ≈ 72000 kg; број опруга: 16; опруге приближно симетрично распоређене у односу на тежиште система
Динамичко оптерећење	динамичко оптерећење одређено експлоатационим испитивањем амплитуда вибрација: $\max \pm 2,4$ g – вертикални правац; $\max \pm 1,3$ g – латерални (бочни) правац; $\max \pm 0,7$ g – лонгитудинални (подужни) правац
Статичко оптерећење	оптерећење услед деловања ветра максималне брзине $V = 25$ m/s; центрифугална сила при проласку кроз кривину $R = 350$ m
Одговор система	преносивост у вертикалном правцу: $\leq 0,4$; максимална температура опруге: 70 °C
Квазистатички угиб (крутост)	квазистатички угиб у вертикалном правцу $27,6 - 35,9$ mm брзина деформације при одређивању угиба – 1 mm/s вертикална статичка крутост у пару – $1,9 \div 2,4$ kN/mm латерална статичка крутост у пару – $5,7 \div 7,3$ kN/mm лонгитудинална статичка крутост у пару – $22 \div 30$ kN/mm
Динамичка крутост	није примењиво
Пригушење	није примењиво
Дименз. под оптерећ.	максимални угиб опруге у вертикалном правцу 40 mm
Други услови	није примењиво
Геометријске карактеристике	
Просторно ограничење	монтажа на рам обртног постоља
Димензије	према цртежу на слици 5.7
Физичке карактеристике	
Маса	< 15 kg
Материјал	материјал металних плоча - S235JRG2
Отпорност на експлоатационе услове	
Замор	минимални број циклуса до отказа $1 \times 10^7, \geq 800000$ km
Статичко пузање	$< 4,9$ mm
Динамичко пузање	није примењиво
Статичка релаксација	није примењиво
Динамичка релаксација	није примењиво
Старење	очекивани радни век осам година
Други услови	није примењиво
Отпорност на атмосферске услове	
Ниска температура	није примењиво
Висока температура	није примењиво
Озон	није примењиво
Уља и нафт. деривати	није примењиво
Хемијски контаминати	није примењиво
Абразија	није примењиво
Пламен (ватру)	није примењиво
Корозија	антикорозивна заштита металних плоча
Јонизујуће зрачење	није примењиво
Други услови	није примењиво

Такође, из истих разлога није била потребна ни оптимизација облика опруге како би се смањио ниво екстремних вредности напона и продужио животни век опруге. С обзиром и на упрошћења геометријског модела изведена због ограничења расположивости рачунарских ресурса, оптимизација облика не би ни дала реалне резултате.

Због наведеног је извршен прелаз на наредну фазу процеса разраде – избор гумене смеше. Избор гумене смеше извршен је у складу са поступком дефинисаним у оквиру нове методологије развоја. Сама геометрија опруге дефинише и однос крутости по правцима па је разматран само угиб у вертикалном правцу. Најпре је у CAD софтверском пакету SOLID WORKS израђен геометријски модел опруге и додатних елемената (држача опруге и кућишта осовинског лежаја) који су потребни да би се дефинисали реални услови ослањања модела. Такође, геометријски модел је упрошћен занемаривањем одређених радијуса да би се смањила комплексност модела и омогућила реализација анализа у разумном временском интервалу. Геометријски модел је учитан у софтверски пакет ANSYS за анализу применом методе коначних елемената.



Слика 5.8. Оптерећења и гранични услови модела при избору гумене смеше примарног огибења електричних локомотива серије 441/444

У оквиру софтверског пакета ANSYS дефинисана је статичка структурна симулација чије је циљ био да се пронађе гумена смеша чији ће вертикални статички угиб бити у границама 27,6 – 35,9 mm (листа захтева, табела 5.2). На слици 5.8 приказана су оптерећења и гранични услови модела приликом процеса избора смеше примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444. Како је опруга преднапрегнута у склопу са рамом обртног постоља у првом кораку анализе уведена је лонгитудална деформација од 5 mm.

Табела 5.3. Резултати виртуелног испитивања вертикалног угиба опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444

Гумена смеша	Угиб при сили 10 kN, mm	Угиб при сили 43,28 kN, mm	Разлика угиба, mm
TG-AC-502/4	9,6463	44,388	34,7417
TG-A-515	10,793	47,911	37,118
TG-AC-609/3	14,496	56,77	42,274
TG-A-615	9,9321	44,366	34,4339
TG-A-615'	13,672	54,6885	41,0165
TG-A-615''	5,1006	33,176	28,0754
TG-B-712	2,299	31,698	29,399
TG-A-715	4,0176	30,489	26,4714
TG-A-815	0,13367	11,1904	11,05673

У табели 5.3 дати су резултати виртуалног испитивања вертикалног угиба опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444. На основу резултата види се да постоје четири гумене смеше које су кандидати који задовољавају гранични услов квазистатичког угиба. На основу анализе примењивости наведених кандидата (табела 4.9), смеше са основом од синтетичке гуме TG-AC-502/4 и TG-B-712 бивају одбачене услед лошијих релаксационих карактеристика тј. мање отпорности на пузање. Између преостала два кандидата изабрана је гумена смеша TG-A-615 услед њене мање тврдоће, као и због чињенице да је у питању смеша која је већ у производном програму компаније „Тигар техничка гума”, за разлику од смеше TG-A-615'' која је за потребе истраживања први пут произведена.

Након избора смеше приступило се процени пузања опруге у складу са новом методологијом развоја. Наведена процена изведена је под условима дефинисаним у опису методологије. Резултати процене пузања дати су у табели 5.4.

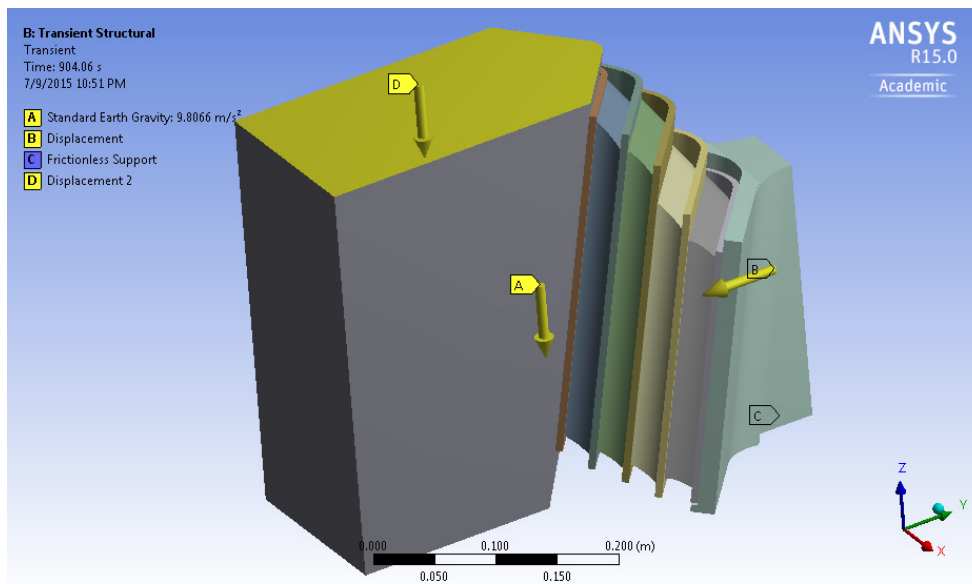
Табела 5.4. Резултати анализе пузања опруге примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444

Временски интервал	Разлика угиба између сила 10 и 43,28 kN, mm	Максимални еквивалентни напон гуме, N/mm ²	Максимални еквивалентни напон метала, N/mm ²
t	34,913	3,3984	382,04
t_0	35,146	3,57	382,451
t_1	35,305	3,641	382,593
t_2	35,333	3,748	382,593
t_3	35,483	3,861	382,593
t_4	35,483	3,861	382,5938
t_5	35,483	3,861	382,593
t_6	35,483	3,861	382,593
t_7	35,483	3,861	382,593

Провером напона елемената опруге установљено је да су максимални еквивалентни напони гуме јако високи и да прелазе дозвољене вредности. Анализом расподеле напона установљено је да у зони попречних отвора кроз гумене делове долази до „закључавања” елемента услед превелике деформације. Прелазак на метод редуковане интеграције није дао очекиване резултате јер је поново уочено „закључавање” елемента. С обзиром на „закључавање” елемента и упрошћење геометрије није било сврхе извршити процену радног века и генерисања топлоте опруге по новој методологији јер би се добили нереални резултати за радни век. Због значаја преносивости у новој методологији развоја, донета је одлука да се геометријски модел опруге примарног огибљења додатно упрости за потребе симулације преносивости укидањем попречних отвора на којима долази до „закључавања” елемента.

Анализа преносивости опруге примарног огибљења извршена је у складу са новом методологијом развоја приказаном у четвртој поглављу дисертације. Приликом анализе као побудни сигнал коришћен је реални вибрациони сигнал одређен током

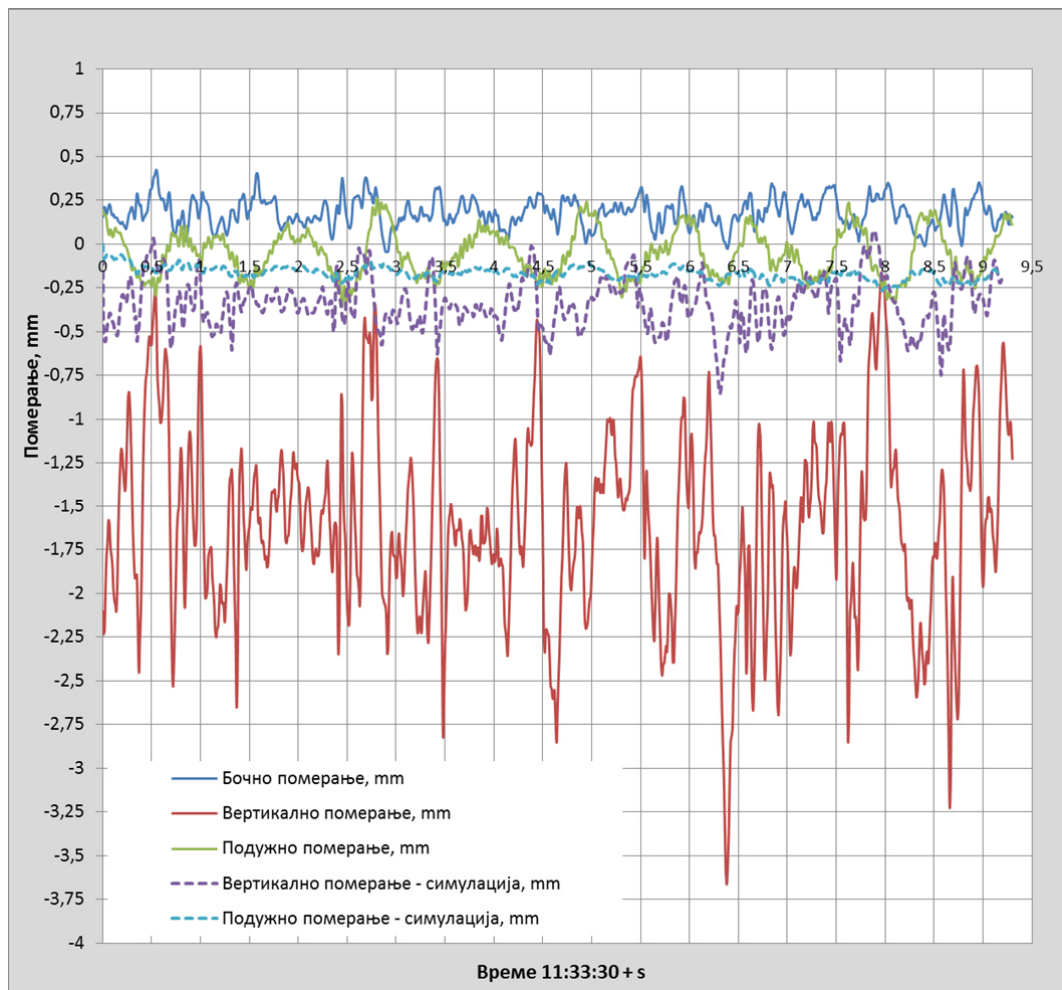
напред описаног експлоатационог испитивања динамичких карактеристика електричних локомотива. Као одсечак пруге на коме је разматрана преносивост коришћен је излаз из железничке станице Дољевац као карактеристични догађај истакнут у табели 5.1 и представљен је на слици 5.6. Побудни сигнал је дефинисан преко померања због погоднијег дефинисања граничних услова и оптерећења у софтверском пакету ANSYS. Из услова симетричности геометрије и оптерећења, при анализи је разматрана само половина геометријског модела упарених опруга како би се до резултата дошло у разумном временском интервалу услед ограничења у расположивим рачунарским ресурсима. На слици 5.9 приказана су оптерећења и гранични услови ослањања модела. Као и при анализи квазистатичког угиба опруге у обзир је узето предоптерећење опруге у попречном правцу, а вибрациона побуда је унесена након стабилизације опруге услед пузања.



Слика 5.9. Оптерећења и гранични услови ослањања модела при анализи преносивости примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије

На слици 5.10. приказани су резултати анализе преносивости примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије под дејством реалне вибрационе побуде. Анализа је извршена само за вертикални и подужни правац јер услед коришћења услова симетричности није било могуће одредити преносивост у бочном правцу. Преносивост у бочном правцу је могуће одредити уколико би се разматрао пуни геометријски модел без коришћења услова симетричности. Како

примарно огибљење има мали утицај на пригушење вибрација у бочном правцу [162] (пригушење вибрација у бочном правцу се примарно одвија у оквиру секундарног огибљења) процењено је да није потребно одређивање бочне преносивости.



Слика 5.10. Резултати анализе преносивости примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије

Преносивост у вертикалном правцу је $T \approx 0,2$ што задовољава гранични услов вредности преносивости наведен у листи захтева (табела 5.2). Приближну вредност има и преносивост у подужном правцу.

У фази разраде истраживачки тим на пројекту TP 14007 дефинисао је и типско испитивање гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441 и 444, које поред лабораторијских подразумева и експлоатационо испитивање унапређене гумено-металне опруге. Наведена испитивања су коришћена и за валидацију нове методологије развоја гумено-металних опруга.

5.4 Експериментална верификација карактеристика унапређеног производа

Након фазе разраде, произвођач „ТИГАР техничка гума” израдио је од изабране гумене смеше TG-A-615 више узорака опруге примарног огибљења електричне локомотиве серије 441/444 Железница Србије који су коришћени током типског испитивања. Експериментална верификација карактеристика унапређеног производа започета је најпре провером геометријских мера гумено-металних елемената према техничкој документацији и испитивањем вертикалне статичке крутости појединачних гумено-металних елемената. На слици 5.11 приказано је мерно место за проверу геометријских мера гумено-металних елемената у Лабораторији фабрике „ТИГАР техничка гума”.



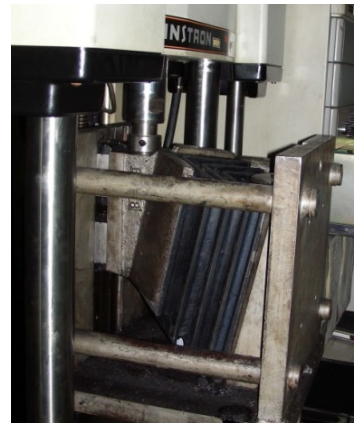
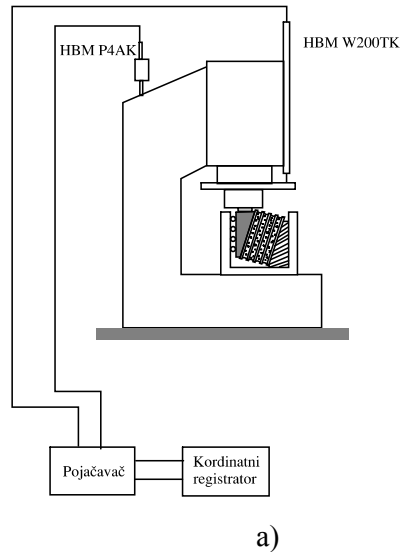
Слика 5.11. Мерно место за проверу геометријских мера гумено-металних елемената

5.4.1 Испитивање вертикалне статичке крутости појединачних елемената

Шематски приказ мерног места за мерење крутости појединачних елемената дат је на слици 5.12 а, а на 5.12 б приказан је испитни уређај INSTRON у фабрици „ТИГАР техничка гума” на коме су вршена испитивања вертикалне крутости.

Резултати испитивања статичке крутости појединачних узорака гумено-металних елемената примарног огибљења која су извршена у Лабораторији фабрике „ТИГАР Техничка гума” у Пироту на пробним узорцима у оквиру типског испитивања приказани су у табели 5.5. Измерени угиб испитних узорака је у границама које су прописане техничком документацијом и у складу са резултатима виртуелног испитивања опруге. Упоредњем резултата квазистатичког угиба предвиђеног симулацијом (табела 5.3) и резултата при типском испитивању узорка можемо закључити да постоји врло добро поклапање вредности.

Испитивање вертикалне статичке крутости појединачних елемената не одговара експлоатационим условима оптерећења, а такође не даје податке о крутости у сва три правца. Гумено-метални елементи се код електричних локомотива уграђују у пару те је типским испитивањем предвиђено обавезно испитивање крутости у пару, што више одговара експлоатационим условима. Због тога је у оквиру пројекта ТР 14007 постављен циљ да се конструише и формира мерно место, односно изради испитни сто за мерење статичке крутости у три правца.



Слика 5.12. Мерење крутости појединачних гумено-металних елемената примарног огибења; шематски приказ (а), испитни сто INSTRON у фабрици „ТИГАР техничка гума” (б)

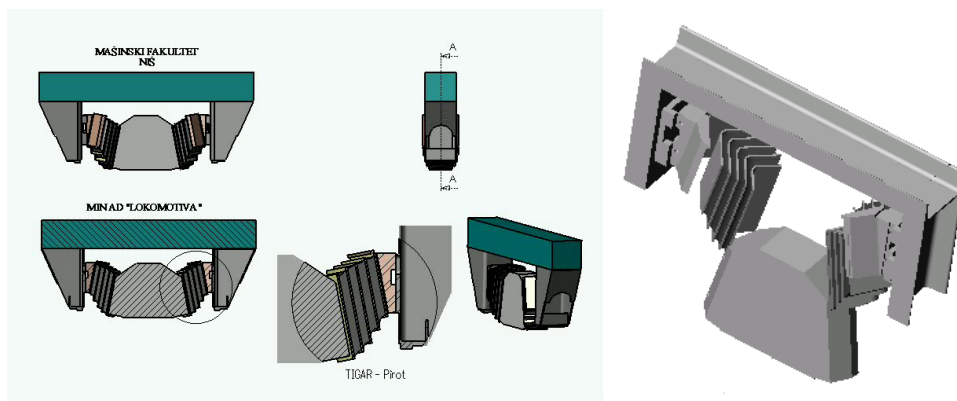
Табела 5.5. Резултати испитивања статичке крутости појединачних гумено-металних елемената примарног огибења

Назив гумено-металног елемента	Мерне тачке	Узорак 1 Угиб, mm	Узорак 2 Угиб, mm
Гумено - метални елемент осовинског лежаја 441/444	$F_1 = 9,8 \text{ kN}$ $F_2 = 43,2 \text{ kN}$	33	35

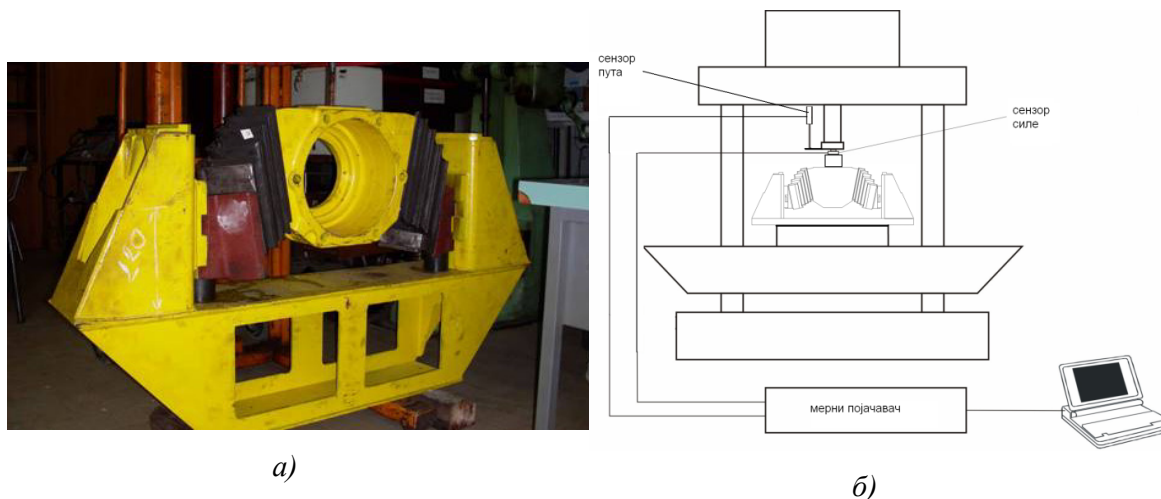
5.4.2 Испитивање статичке крутости пара елемената у три правца

Мерно место за испитивање крутости у три правца гумено-металних елемената примарног огибења електричних локомотива серије 441/444 конструисано је и реализовано на Машинском факултету у Нишу у оквиру пројекта ТР 14007.

По захтеву Машинског факултета Универзитета у Нишу, ЈП „Железнице Србије” уступила је један стари рам обртног постоља локомотиве серије 441 за израду испитног стола. Према техничкој документацији Машинског факултета у фабрици МИН „Локомотива” у Нишу извршена је обрада рама и израда додатних делова за испитни сто. Испитивање статичке крутости пара опруга се може извршити на хидрауличној преси или кидалици са додатним хидрауличним актуатором (за наношење оптерећења у бочном и подужном правцу) и специјално израђеним алатом који у потпуности одговара условима који постоје на обртном постољу локомотиве. На слици 5.13 приказан је геометријски модел алата за испитивање који је конструисан на Машинском факултету Универзитета у Нишу.



Слика 5.13. Геометријски модел испитног стола



Слика 5.14. Алат за постављање гумено-металних елемената (а) и шематски приказ мерног места за испитивање крутости пара гумено-металних елемената (б)

Изглед алата за постављање пара елемената и испитивање приказан је на слици 5.14 *a* док је на слици 5.14 *б* приказан шематски приказ мерног места за испитивање крутости пара гумено-металних елемената у три правца у Лабораторији Машинског факултета у Нишу.

Испитивање вертикалне статичке крутости и одређивање статичког хистерезиса пара гумено-металних елемената примарно огибљења се врши према следећем поступку:

- сабијање пара елемената у вертикалном правцу до остварења силе реакције од 86,6 kN;
- после два предсабијања до максималне прописане силе, обавља се треће сабијање и отпуштање (растерећење) уз снимање карактеристике сила-угиб;
- брзина сабијања и растерећења треба да буде од 0,5 до 3 m/min.

Вертикална статичке крутост пара елемената се одређује из снимљене карактеристике сила-угиб, према следећем обрасцу:

$$k_{ver} = \frac{F_2^{ver} - F_1^{ver}}{s_2 - s_1} \quad 5.1$$

где је:

F_2^{ver} – сила од 86,6 kN;

F_1^{ver} – сила од 19,6 kN;

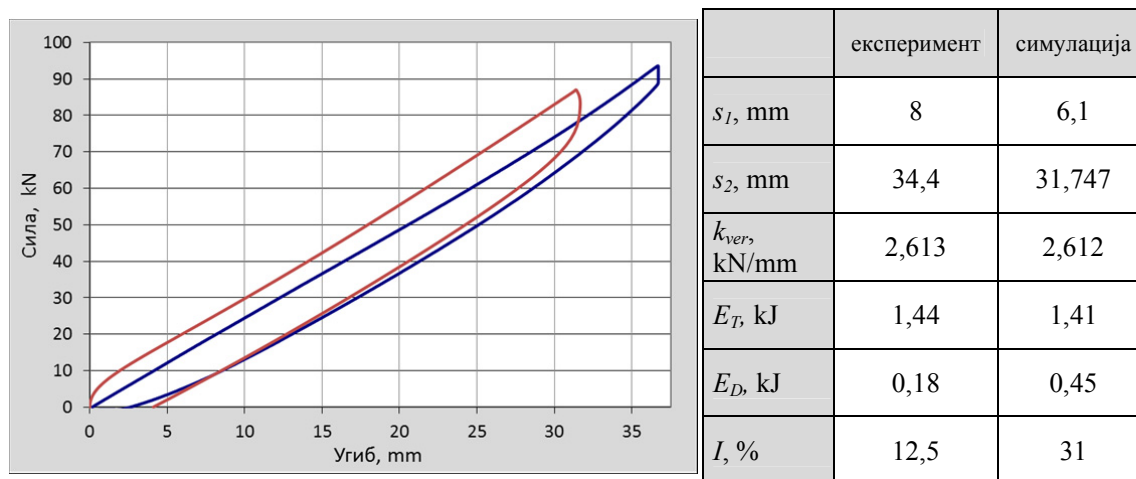
s_2 – угиб при сили од 86,6 kN;

s_1 – угиб при сили од 19,6 kN.

Вредности укупне енергије и апсорбоване енергије, као и статичког хистерезиса одређују се такође између вредности силе 19,6 kN и 86,8 kN. Као што је већ наведено, поред експерименталног испитивања извршена је симулација испитивања опруга у пару. Поставке симулације идентичне су експерименталним испитивањима. Због ограничених рачунарских ресурса коришћен је услов симетрије геометријског модела те је разматрана само крутост у вертикалном правцу.

На слици 5.15 дати су резултати експериментално одређеног дијаграма сила-угиб пара елемента примарног огибљења, као и дијаграм сила-угиб пара елемента одређен путем виртуелног експеримента. На слици су дате и израчунате вредности вертикалне статичке крутости, акумулиране/апсорбоване енергије и хистерезис за случај реалног и виртуелног испитивања. Са слике се види да симулација применом

методе коначних елемената добро предвиђа ток дијаграма сила-угиб. Израчунате вредности крутости се готово савршено поклапају. Дијаграм одређен виртуелним експериментом померен је у односу на експериментално одређену криву јер услед преднапрезања опруге у подужном правцу није могуће прецизно одредити тачку из које креће оптерећење пара опруга.



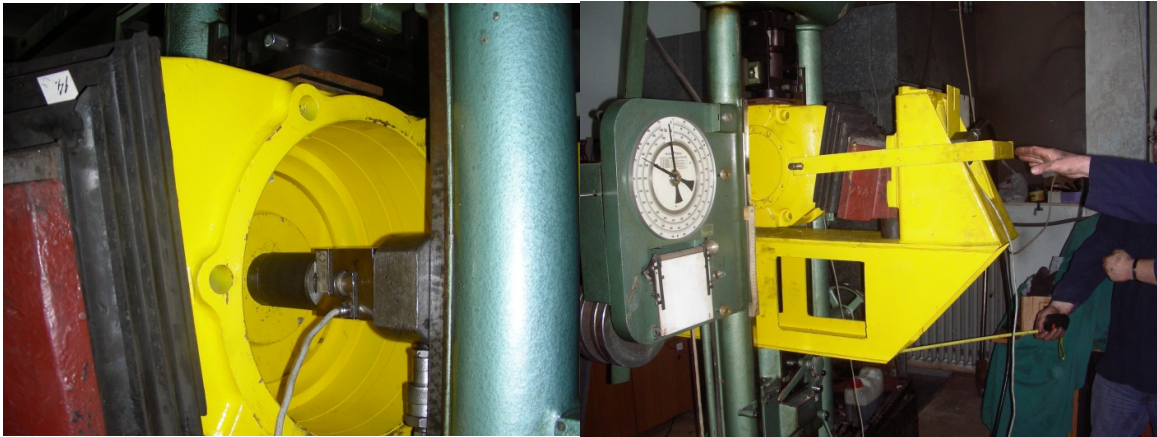
Слика 5.15. Дијаграм вертикалне статичке крутости елемента примарног огибљења

Испитивање крутости пара елемената у бочном и уздужном правцу врши се на хидрауличној преси или кидалици са истим алатом који се користи и код испитивање вертикалне статичке крутости пара елемената, са додатним елементима конструкције као то су хидраулични актуатор и игличасти лежај за ослањање кућишта, као и другим додатним елементима који имају функцију наношења оптерећења на кућиште осовинског лежаја. Испитивање крутости у бочном у подужном правцу врши се под пуним статичким оптерећењем у вертикалном правцу. Вертикално оптерећење се остварује преко клипа велике хидрауличне пресе или кидалице, док се бочно и подужно оптерећење остварује додатним хидрауличним актуатором. Игличасти лежај се поставља између кућишта осовинског лежаја и елемента за унос вертикалног оптерећења чиме се обезбеђује могућност транслације кућишта осовинског лежаја у бочном или подужном правцу.

На слици 5.16 а и слици 5.16 б приказано је мерно место за испитивање латералне и лонгитудиналне крутости пара гумено-металних елемената на кидалици у Лабораторији за испитивање материјала и машина Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Поступак испитивања се спроводи према следећем:

- пар елемената се оптерећује статичком силом од 90 kN у вертикалном правцу;
- у условима вертикалног оптерећења од 90 kN врши се притисак на кућиште у бочном правцу до максималне силе од око 25 kN;
- у условима вертикалног оптерећења од 90 kN врши се притисак на кућиште у подужном правцу до максималне силе од око 45 kN;



а)

б)

Слика 5.16. Мерно место за испитивање латералне (а) и лонгитудиналне (б) крутости пара гумено-металних елемената примарног огибљења

Статичка крутост пара елемената у бочном (латералном) правцу се одређује из снимљене карактеристике сила-угиб у бочном правцу, према следећем обрасцу:

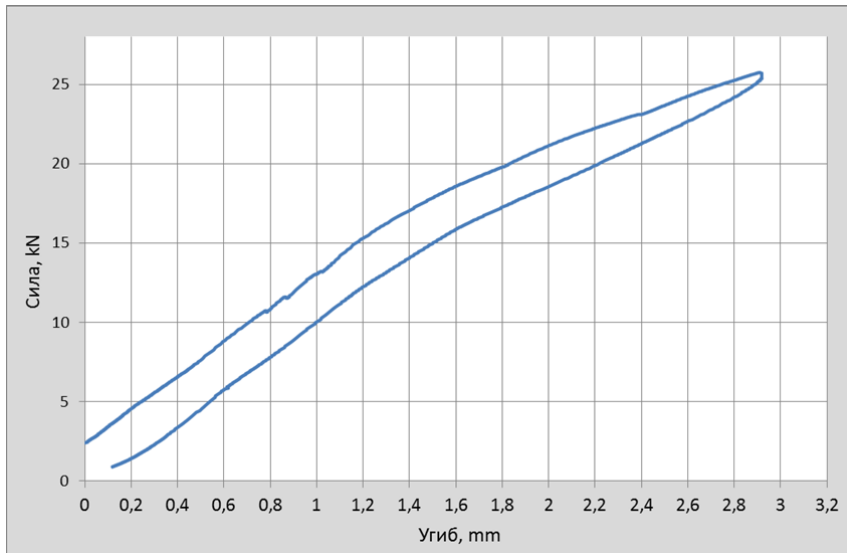
$$k_{lat} = \frac{F_2^{lat} - F_1^{lat}}{s_2 - s_1} \quad 5.2$$

где је: F_1^{lat} – сила од 10,0 kN, s_1 – угиб при сили од 10,0 kN, F_2^{lat} – сила од 22,0 kN, s_2 – угиб при сили од 22,0 kN.

Статичке крутост пара елемената у подужном (лонгитудиналном) правцу се одређује из снимљене карактеристике сила-угиб у подужном правцу, према следећем обрасцу:

$$k_{long} = \frac{F_2^{long} - F_1^{long}}{s_2 - s_1} \quad 5.3$$

где је: F_1^{long} – сила од 14 kN, s_1 – угиб при сили од 14 kN, F_2^{long} – сила од 40 kN, s_2 – угиб при сили од 40 kN.



$$k_{lat} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1}$$

$$F_1 = 10 \text{ kN}$$

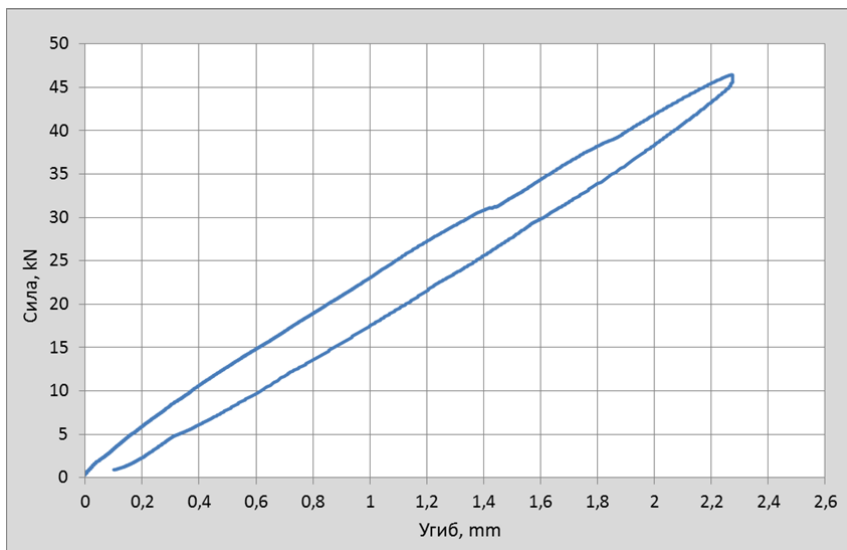
$$F_2 = 22 \text{ kN}$$

$$s_1 = 0,64 \text{ mm}$$

$$s_2 = 2,298 \text{ mm}$$

$$k_{lat} = 7,24 \text{ kN/mm}$$

Слика 5.17. Дијаграм латералне крутости елемената примарног огибења



$$k_{lon} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1}$$

$$F_1 = 14 \text{ kN}$$

$$F_2 = 40 \text{ kN}$$

$$s_1 = 0,496 \text{ mm}$$

$$s_2 = 1,663 \text{ mm}$$

$$k_{lon} = 22,3 \text{ kN/mm}$$

Слика 5.18. Дијаграм лонгитудиналне крутости елемената примарног огибења

На слици 5.17 и слици 5.18 приказани су снимљени дијаграми латералне и лонгитудиналне крутости елемената примарног огибења.

На основу резултата испитивања крутости пара елемената примарног огибења може се закључити да је унапређена опруга задовољава ограничења дефинисана у листи захтева (табела 5.2). Вредност вертикалне крутости је благо изнад горњег

ограничења што је последица одступања геометријских димензија узорака од номиналних димензија услед технолошког процеса израде.

5.4.3 *Експлоатациона испитивања*

На основу захтева предузећа „ТИГАР Техничка гума”, достављене документације и Извештаја о извршеним лабораторијским испитивањима, Дирекција за железнице Републике Србије је 27.10.2010. године издала Привремену дозволу за коришћење производа коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 (Прилог 4) у трајању од 36 месеци, са циљем да се у том периоду изврше експлоатациона испитивања у трајању од 12 месеци.

После више захтева предузећа „ТИГАР Техничка гума” према ЈП „Железница Србије” да омогуће да се изврше експлоатациона испитивања, почетком 2012. године дошло је до договора да се експлоатациона испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења, производње фабрике „ТИГАР Техничка гума”, изврше на локомотиви 444-003 по Програму експлоатационог испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења за електричне локомотиве серије 441 и 444 (Прилог 5).

Експлоатационо испитивање је спроведено према утврђеном програму на узорцима гумено-металних елемената примарног огибљења који су били уграђени на локомотиву 444-003, која је била у редовном циклусу експлоатације под контролом комисије коју су чинили представници Машинског факултета Универзитета у Нишу, предузећа „ТИГАР Техничка гума” и ЈП „Железница Србије”. Локомотива 444-003, са уграђеним испитним узорцима гумено-металних елемената примарног огибљења, пуштена је у саобраћај 14.04.2012. године, а повучена је из саобраћаја ради демонтаже испитних узорака дана 13.05.2013. године. Током тог периода локомотива је на пругама Железница Србије претрчала укупно 139380 km.

5.4.3.1 Програм експлоатационог испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444

Експлоатациона испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441 и 444 су спроведена на основу Програма лабораторијских и експлоатационих испитивања, који је сачинио Машински факултет у Нишу. Програм експлоатационих испитивања је сачињен у складу са Упутством ЈЖ 201/01 о поступку верификације производа и провери подобности произвођача у

области возних средстава. Временско трајање експлоатационог испитивања је одређено на годину дана.

Предмет испитивања су били гумено-метални елементи примарног огибљења електричних локомотива серије 441 и 444 (16 комада), производње „ТИГАР Техничка гума” у сарадњи са фабриком МИН „Локомотива”.

Активности које су спроведене у оквиру експлоатационих испитивања су:

- провера геометријских мера гумено-металних елемената према техничкој документацији,
- испитивање вертикалне статичке крутости гумено-металних елемената према техничкој документацији,
- уградња гумено-металних елемената у локомотиву 444-003,
- праћење процеса експлоатације локомотиве 444-003,
- разградња гумено-металних елемената са локомотиве 444-003,
- провера геометријских мера гумено-металних елемената после експлоатационог периода,
- испитивање вертикалне статичке крутости гумено-металних елемената после експлоатационог периода,
- упоредна анализа резултата.

5.4.3.2 Провера геометријских мера и вертикалне статичке крутости гумено-металних елемената примарног огибљења пре експлоатације

Мерење геометријских мера и вертикалне статичке крутости појединачних гумено-металних елемената примарног огибљења извршено је код произвођача. Мерна листа фабрике „ТИГАР Техничка гума” од 02.04.2012. године дата је у Прилогу 6 докторске дисертације.

5.4.3.3 Уградња гумено-металних елемената примарног огибљења у локомотиву 444-003

Заједнички преглед и контрола геометријских мера испитних узорака гумено-металних елемената извршени су од стране представника Железница Србије и „ТИГАР Техничка гума” у Депоу Макиш. На основу утврђеног распореда уградње испитни елементи су уграђени на локомотиву 444-003, која је у Депоу Макиш била у оправци замена моноблок точкова.



*Слика 5.19. Детаљи са уградње испитних гумено-металних елемената
у Депоу Макиш, април 2012. године*

У Прилогу 7 докторске дисертације дат је Записник о уградњи испитних узорака гумено-металних елемената примарног огибљења на електричној локомотиви 444-003 са новим моноблок точковима од 10.04.2012. године, као и допис Шефа Централне Секције ЗОВС Београд о пуштању локомотиве у саобраћај дана 14.04.2012. године после извршене пробне вожње, као и мерне листе са подешавања монтажних мера и осовинског оптерећења.

5.4.3.4 Праћење гумено-металних елемената примарног огибљења током експлоатације

Током тринаест месеци експлоатације локомотива 444-003 је претрчала 139380 km и имала више редовних контролних прегледа на којима су спроведене редовне контроле трчећег склопа и испитних узорака гумено-металних елемената примарног огибљења. Током периода експлоатације извршено је више контролних прегледа локомотива 444-003. У оквиру тих контролних прегледа нису уочена никаква оштећења и неисправности у делу примарног огибљења, тако да је током експлоатационог испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења за електричне локомотиве серије 441 и 444 произвођача „ТИГАР техничка гума” локомотива била исправна за саобраћај и несметано је обављала планирани транспортни рад.

5.4.3.5 Разградња гумено-металних елемената примарног огибљења са локомотиве 444-003

У складу са Програмом експлоатационог испитивања разградња испитних гумено-металних елемената је извршена у фабрици МИН Локомотива у Нишу дана

13.05.2013. године. Демонтиране гумено-металне елементе је преузео произвођач, ради контроле геометријских мера и испитивања вертикалне статичке крутости.



Слика 5.20. Детаљи са демонтаже испитних гумено-металних елемената у МИН Локомотива, мај 2013. године

5.4.3.6 Преглед и провера геометријских мера и вертикалне статичке крутости гумено-металних елемената примарног огибења после експлоатације



Слика 5.21. Детаљи са испитивања статичке крутости појединачних гумено-металних елемената у ТИГАР Техничка гума, 21. и 22. мај 2013. године

У фабрици „ТИГАР техничка гума” извршен је визуелни преглед гумено-металних елемената и том приликом нису уочена никаква оштећења ни на гуменим, ни на металним површинама.

Мерење геометријских мера и испитивање вертикалне статичке крутости појединачних гумено-металних елемената извршено је од 20. до 22. маја 2013. године у фабрици „ТИГАР техничка гума”. Мерење статичке крутости је извршено на исти начин као и током типског испитивања у Лабораторији фабрике ТИГАР, уз додатну мерну опрему и присуство стручних лица са Машинског факултета у Нишу.

5.4.3.7 Упоредна анализа података пре и после експлоатације

За оцену функционалности гумено-металних елемената огибљења битне су карактеристике трајне деформације што се испољава кроз смањење геометријских мера и смањење еластичности тј. повећање крутости. Најпогоднији показатељи трајне деформације гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441 и 444 је поређење, пре и после експлоатације, геометријске мере $287\pm 0,7$ и угиба појединачног пакета између сила 9,81 kN и 43,28 kN. У табели 5.6 дати су упоредни подаци са мерења ових карактеристика пре и после експлоатације.

Анализом геометријских мера испитних гумено-металних елемената пре и после експлоатације утврђено је да је мера $287\pm 0,7$ mm током експлоатације смањена од минимално 3,2 mm до максимално 6,1 mm, а просечно 5,2 mm. Ове вредности трајне деформације гумено-металних елемената су веома мале и никако не угрожавају захтевану функционалност примарног огибљења.

Упоредном анализом вредности угиба при вертикалном оптерећивању појединачних гумено-металних елемената утврђено је да се угиб смањио у просеку за 1,44 mm, односно да се вертикална статичка крутост увећала за 4,7%. Стандард EN 13913, који за лабораторијска испитивања динамичким вертикалним оптерећењем, што представља упрошћење експлоатационих услова, информативно препоручује да вредност крутости после динамичког испитивања не треба да буде већа од 15 % у односу на почетну вредност.

Експлоатационо испитивање је спроведено на локомотиви које је била у редовном циклусу експлоатације у периоду дужем од годину дана. Током тог периода локомотива је на пругама Железница Србије претрчала укупно 139380 km. Значи, испитни узорци су били изложени интензивним реалним експлоатационим оптерећењима.

Визуелним прегледом испитних узорака гумено-металних елемената после разградње са локомотиве утврђено је да нема механичких оштећења и деформација на саставним деловима.

Упоредном анализом геометријских мера испитних узорака гумено-металних елемената пре и после експлоатације утврђено је да је износ трајне деформације веома мали и да не угрожава функционалност примарног огибљења.

Упоредном анализом дијаграма са испитивања статичке крутости пре и после експлоатације утврђено је да се карактеристике незнатно разликују и да су после експлоатације у препорученим границама.

Табела 5.6. Упоредни подаци са мерења пре и после експлоатације

Р.б.	Инд. број елемента	Мера 287±0,7 mm			Угиб (mm) између сила 9,81 и 43,28 kN			
		Пре експлоатације	После експлоатације	Разлика	Пре експлоатације	После експлоатације	Разлика	Смањење угиба (%)
1.	1	287,6	282,7	4,9	29,5	27,7	1,8	6,1
2.	4	287,2	284,0	3,2	29,5	28,6	0,9	3,1
3.	6	286,4	281,6	4,8	29,0	26,9	2,1	7,2
4.	8	287,7	282,0	5,7	27,6	26,9	0,6	2,2
5.	9	287,0	281,6	5,4	29,0	27,0	2,0	6,9
6.	10	286,5	281,6	4,9	29,0	27,4	1,6	5,5
7.	13	286,4	280,9	5,5	29,0	27,7	1,3	4,5
8.	15	286,7	280,6	6,1	28,0	26,6	1,4	5,0
9.	17	286,9	281,9	5,0	29,0	26,4	2,6	8,9
10.	18	287,0	281,0	6,0	29,0	26,5	2,5	8,6
11.	20	286,4	280,6	5,8	29,0	27,7	1,3	4,5
12.	21	286,5	281,4	5,1	27,7	26,3	1,4	5,0
13.	23	287,1	281,4	5,7	28,5	28,0	0,5	1,7
14.	24	287,2	281,3	5,9	28,0	27,3	0,7	2,5
15.	27	286,8	282,9	3,9	28,0	26,9	1,1	3,9
16.	30	287,1	281,6	5,5	28,0	26,7	1,3	4,5
			max	3,2			0,5	1,7
			min	6,1			2,6	8,9
			Средња вредност	5,2			1,44	4,7

После обављених експлоатационих испитивања у складу са предвиђеним програмом, утврђено је да су испитивани гумено-метални елементи примарног огибљења електричних локомотива серије 441 и 444 исправни за коришћење.

На основу Извештаја о успешно извршеном експлоатационом испитивању Дирекција за железнице Републике Србије је издала трајну дозволу за коришћење производа гумено-металног елемента примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444 произвођача „ТИГАР техничка гума” (Прилог 8 докторске дисертације). Трајна дозвола издата од стране Дирекције за железнице на најбољи начин верификује нову методологију за развој гумено-металних опруга дефинисану у оквиру докторске дисертације која је примењена у процесу унапређења карактеристика опруге према захтеву произвођача „ТИГАР техничка гума”.

6. ЗАКЉУЧАК

Гумено-металне опруге представљају један од најзначајнијих машинских елемената за пригушење вибрација. И поред њихове широке примене и значаја за процес пасивне контроле вибрација и упркос постојања савремених алата виртуелног развоја производа до данас није дефинисана систематизована процедура развоја гумено-металних опруга.

Како су гумено-металне опруге погодан објект за примену алата виртуелног развоја производа у дисертацији су представљене гумено-металне опруге као машински елементи и дати су општи принципи обликовања и прорачуна гумено-металних опруга. Посебна пажња посвећена је специфичним карактеристикама гуме које проузрокују непредвидивост њеног понашања у експлоатацији, као и основним теоријским поставкама процеса контроле вибрација. Класични приступ развоју гумено-металних опруга подразумева методологију развоја гумених и гумено-металних опруга која се заснива на физичкој изради прототипа и опсежним експерименталним испитивањима, односно на претходном искуству пројектанта и методи покушаја и грешке. Због наведеног, за циљ истраживања у овој дисертацији постављено је утврђивање систематизоване процедуре развоја гумено-металних опруга базирана на савременим алатима виртуелног развоја производа.

Како се примена савремених алата виртуелног развоја производа заснива на примени конститутивних модела еластомера, докторска дисертација даје кратак приказ хипереластичних и вискоеластичних/вископластичних модела материјала са нагласком на могућности и прецизност предвиђања модела који се најчешће користе у инжењерској пракси. Поред прегледа истраживања у области процене прецизности предвиђања механичког понашања еластомера, приказан је један од најзначајнијих нелинеарних вискоеластичних/вископластичних модела материјала (Бергстром-Бојс модел), као и експериментална процедура на основу које се одређују параметари

наведеног модела. На основу дефинисане експерименталне процедуре, извршено је испитивање девет смеша еластомера, које су у каснијем току истраживања коришћене за валидацију методологије развоја гумено-металних опруга. У оквиру истраживања извршена је и упоредна анализа прецизности предвиђања и могућности/ограничења најпопуларнијих хипереластичних модела (Муни-Ривлин и Јеох) и основног (као и проширених варијанти) Бергстром-Бојс модела. Параметри материјала гумених смеша верификовани су нумеричком симулацијом (помоћу методе коначних елемената) експерименталних испитивања. За потребе симулације експеримената развијена је нова процедура предвиђања вредности коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала.

Током истраживања прецизности предвиђања механичког понашања установљено је да ће вискоеластични Бергстром-Бојс модел у великој већини случајева имати или бољу или еквивалентну прецизност предвиђања у односу на класичне хипереластичне конститутивне моделе. Прецизност предвиђања Бергстром-Бојс модела је већа у односу на хипереластичне моделе чак и када су они проширени Мулинсовим моделом оштећења. Такође, установљено је да проширене верзије основног Бергстром-Бојс модела могу у највећем броју случајева остварити готово потпуно предвиђање механичког понашања еластомера. Велика предност Бергстром-Бојс модела је могућност да са релативном прецизношћу предвиђа зависност од брзине деформације и релаксационе појаве што није могуће учинити класичним хипереластичним конститутивним моделима. Интересантно је истаћи да се компликована испитивања, потребна да би се одредили параметри модела хипереластичних материјала (једноосно истезање/сабијање, двоосно истезање, чисто смицање, раванско истезање), код Бергстром-Бојс модела могу заменити простим једноосним сабијањем узорака чиме се знатно смањује број експеримената потребних за одређивање параметара модела и смањује компликованост испитивања. У току истраживања установљено је да се из величине хистерезиса при једноосном сабијању може приближно одредити вредност фактора губитка хистерезисног пригушења, а самим тим и реални, имагинарни и комплексни динамички модул еластичности и клизања чиме се избегавају компликована испитивања динамичких својстава применом динамичког механичког анализатора или испитивања по ASTM D 945. Током нумеричких истраживања вискоеластичних појава код гумено-металних опруга са слободним контактом гуме и метала установљено је да нумеричке симулације нису довољно поуздане услед неадекватних модела трења који су тренутно доступни у комерцијалним пакетима за

анализу путем методе коначних елемената. По завршеном истраживању прецизности предвиђања механичког понашања изабран је Бергстром-Бојс модел као модел на коме ће бити заснована методологија виртуелног развоја гумено-металних опруга која је предмет истраживања у оквиру докторске дисертације.

На основу истраживања спроведеног у докторској дисертацији утврђена је нова интегрисана методологија развоја гумено-металних опруга заснована на примени алата виртуелног развоја производа. У оквиру интегрисане методологије разрађене су аналитичке, нумеричке, експерименталне и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумено-металних опруга, почев од профила производа па до процеса производње гумено-металне опруге. Методологија развоја заснована је на интензивној примени алата виртуелног развоја производа и конструисању на основу реалних експлоатационих оптерећења, без увођења бројних претпоставки које карактеришу досадашњи приступ у конструисању гумено-металних опруга. Такође, методологија узима у обзир и стандарде који прописују испитивања гумених смеша и гумено-металних опруга. Да би се у потпуности објаснила нова интегрисана методологија гумено-металних опруга цео процес се описује кроз пример развоја гумено-металне опруге за изолацију ниско-фреквентних вибрација која се налази у производном програму великог броја произвођача. Приказани су сви задаци које треба извршити да би се спровео процес, као и сам ток процеса, ток одлучивања и ток информација у оквиру процеса развоја. У оквиру методологије дефинисана је и примена одговарајућих алата виртуелног развоја производа по фазама процеса развоја. Поред нове методологије развоја гумено-металних опруга дефинисана је и нова процедура за предвиђање генерисања топлоте услед динамичког напрезања гумено-металних опруга. Током истраживања установљена је зависност квазистатичког угиба од релаксационих појава и ревидирана је дефиниција квазистатичког угиба опруге. Уведено је и конструисање на основу преносивости и пригушења као најважнијих параметара процеса контроле вибрација. Такође су дате и препоруке за избор реда коначног елемента и разматран је утицај броја коначних елемената на конвергенцију резултата симулације.

Применом нове методологије развоја гумено-металних опруга развијена је опруга примарног огибљења локомотиве 441 (444) ЈП „Железнице Србије”. На основу анализе карактеристика примарног огибљења локомотиве и експерименталног истраживања динамичких експлоатационих карактеристика електричних локомотива дефинисан је профил производа преко листе захтева. Након дефинисања идејног

решења и концепта опруге примарног огибљења, извршена је разрада опруге. Развијена опруга је израђена и спроведено је типско испитивање њених карактеристика које је омогућило добијање привремене дозволе за употребу на пругама ЈП „Железнице Србије”. На основу привремене дозволе, спроведена су једногодишња експлоатациона испитивања која су довела до добијања трајне употребне дозволе. Током лабораторијских и експлоатационих испитивања гумено-метална опруга се понашала у складу са резултатима добијеним применом нове методологије развоја чиме је верификована методологија развоја дефинисана у оквиру докторске дисертације и доказана њена практична примењивост.

На основу напред наведених закључака, научни доприноси докторске дисертације огледају се у следећем:

- дефинисана је нова интегрисана методологија развоја гумено-металних опруга засноване на примени савремених алата виртуелног развоја производа;
- основне предности нове методологије развоја гумено-металних опруга огледају се у смањењу броја експерименталних истраживања, употреби реалних експлоатационих оптерећења (уместо претпоставки) и увођењу конструисања опруге на основу преносивости и пригушења као најважнијих параметара процеса контроле вибрација;
- дефинисана је систематична процедура за избор гумене смеше на основу потребне сопствене фреквенце опруге, за разлику од класичног процеса развоја гумено-металне опруге у коме је избор гумене смеше вршен искључиво на основу претходног искуства пројектанта;
- дефинисана је нова процедура за процену генерисања топлоте, као основног узрока старења опруге, која се у потпуности ослања на алате виртуелног развоја производа;
- установљена је зависност статичког угиба од релаксационих појава и ревидирана је дефиниција квазистатичког угиба опруге;
- предложен је нови поступак за приближну процену фактора хистерезисног пригушења на основу експерименталног испитивања гумених смеша једноосним сабијањем;
- на основу доступних података, први пут је извршено истраживање прецизности предвиђања механичког понашања конститутивних модела гумених смеша које се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга;

- развијена је нова процедура којом се предвиђа приближна вредност коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала;
- утврђен је утицај облика и реда коначног елемента на тачност нумеричких симулација гумено-металних опруга применом метода коначних елемената.

На основу резултата спроведених истраживања могу се идентификовати и правци даљих истраживања:

- развијена методологија се може додатним истраживањима проширити тако да обухвати и развој гумено-металних опруга које се користе као амортизери удара, као и других производа израђених од гуме;
- како се амортизери удара најчешће изводе са слободним контактом гуме и метала потребно је додатно истражити триболошка својства контактне пара гума – метал;
- дефинисану методологију је могуће даље унапредити аутоматизацијом појединих фаза у процесу развоја, пре свега у области избора гумене смеше и при обликовању гумено-металних опруга;
- применом вископластичних модела материјала могуће је проценити и трајну деформацију гумено-металне опруге, која није обухваћена методологијом развоја у докторској дисертацији;
- развијену методологију је могуће унапредити применом механике лома при процени радног века опруге услед замора; новија истраживања су показала да се радни век гумених смеша може прецизније проценити применом механике лома уместо механике континуума;
- даљи развој вискоеластичних и вископластичних модела материјала омогућава повећање поузданости развијене методологије и евентуално смањење броја потребних експерименталних истраживања;
- истраживања треба усмерити и на експерименталну верификацију нумеричких симулација преносивости у временском домену.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Lam PK, Chin KS, Yang JB, Liang W. Self-assessment of conflict management in client-supplier collaborative new product development. *Industrial Management & Data Systems*. 2007;107:688-714.
- [2] Ale Ebrahim N, Ahmed S, Taha Z. A conceptual model of virtual product development process. 2nd Seminar on Engineering and Information Technology. Kota Kinabalu, Sabah, Malaysia 2009. p. 191-6.
- [3] Albers A, Burkardt N, Ohmer M. How C&CM can help the Designer to find the Right Principles. p. 232-41.
- [4] Manic M, Miltenovic V, Stojkovic M, Banic M. Feature Models in Virtual Product Development. *Strojnski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*. 2010;56:169-78.
- [5] Palcic I, Lalic B. Analytical hierarchy process as a tool for selecting and evaluating projects. *International Journal of Simulation Model*. 2009;8:16-26.
- [6] Shea K. Computer Aided Product Development. Technische Universität München (TUM). 2006.
- [7] Vojislav M, Miroslav V, Milan B. Concept of Virtual Product Development. The 6th International Symposium About Design in Mechanical Engineering – KOD 2010. Palić, Serbia 2010. p. 7 - 12.
- [8] Hirz M, Dietrich W, Gfrerrer A, Lang J. Integrated Computer-Aided Design in Automotive Development.
- [9] Liu B. Integration of physical and virtual prototyping. 2011.
- [10] Zorriassatine F, Wykes C, Parkin R, Gindy N. A survey of virtual prototyping techniques for mechanical product development. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part B: Journal of engineering manufacture*. 2003;217:513-30.
- [11] Miltenović V. Razvoj proizvoda – strategija, metode, primena. Niš: Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu; 2003.
- [12] Moving from Physical to Digital Prototyping in a Flow and Thermal World. In: Blue Ridge Numerics I, editor. 2010.
- [13] Grimm T. Virtual Versus Physical: Will Computer-Generated Virtual Prototypes Obsolete Rapid Prototyping?
- [14] Jennings B, Bourne K. Virtual Prototyping Vs. Physical Prototyping.
- [15] Industrial Products Catalogue. Trelleborg IAVS; 2010.

- [16] Križan B, Basan R. Polimerni konstrukcijski elementi. Rijeka: Zigo i Tehnički fakultet Sveučilišta u rijeci; 2009.
- [17] Ansell D. Rubber Fridge - Why elastic bands get cooler as they shrink!
- [18] Arora G. Rubber.
- [19] Lindley PB, Fuller KNG, Muhr AH, Malaysian Rubber Producers' Research A. Engineering design with natural rubber: Malaysian Rubber Producers' Research Association; 1984.
- [20] Gent AN. Engineering with rubber: how to design rubber components: Carl Hanser Verlag GmbH Co KG; 2012.
- [21] Pešek L, Pust L, Šulc P. FEM Modeling of Thermo-Mechanical Interaction in Pre-Pressed Rubber Block. Engineering Mechanics. 2007;14:3-11.
- [22] Johnson AR, Chen T-K. Approximating thermo-viscoelastic heating of largely strained solid rubber components. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2005;194:313-25.
- [23] Park DM, Hong WH, Kim SG, Kim HJ. Heat generation of filled rubber vulcanizates and its relationship with vulcanizate network structures. European Polymer Journal. 2000;36:2429-36.
- [24] Woo CS, Park HS. Useful lifetime prediction of rubber component. Engineering Failure Analysis. 2011;- 18:- 1651.
- [25] Payne A, Kraus G. Reinforcement of elastomers. Interscience, New York. 1965:69.
- [26] Miltenović V. Mašinski elementi: oblici, proračun, primena: Mašinski fakultet; 2009.
- [27] Design theory of Vibration Isolation Rubber. Bridgestone Industrial.
- [28] Payne AR. The dynamic properties of carbon black-loaded natural rubber vulcanizates. Part I. Journal of applied polymer science. 1962;6:57-63.
- [29] Mullins L. Softening of rubber by deformation. Rubber Chemistry and Technology. 1969;42:339-62.
- [30] Göktepe S, Miehe C. A micro–macro approach to rubber-like materials. Part III: The micro-sphere model of anisotropic Mullins-type damage. Journal of the Mechanics and Physics of Solids. 2005;53:2259-83.
- [31] Rubber properties: Creep and Set. 2011.
- [32] Кузмановић С. Конструисање, обликовање, дизајн - I део. Нови Сад: Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду; 2006.
- [33] Vibration & motion control catalogue. LORD Corporation; 2008.
- [34] Ver IL, Beranek LL. Noise and Vibration Control Engineering. Principles and Applications, Second Edition, ISBN. 2008;471449423:15-8.
- [35] Gavin H. Dynamics of Single Degree of Freedom Systems. In: University D, editor. Structural Dynamics 2014.
- [36] Vibration Isolation Systems. Berlin, Germany: GERB Schwingungsisolierungen GmbH & Co KG; 2000.
- [37] Adams D. Mechanical Vibrations. Purdue, USA: Purdue University; 2010.

- [38] Olsson AK. Finite element procedures in modelling the dynamic properties of rubber: Lund University; 2007.
- [39] Frankovich D. The Basics of Vibration Isolation Using Elastomeric Materials. Indianapolis, Indiana, USA: Aearo Company E-A-R Specialty Composites.
- [40] Barger V, Olsson MG. Classical mechanics: a modern perspective: McGraw-Hill New York; 1995.
- [41] Stamenković D i dr. Teorijsko i eksperimentalno istraživanje ogibljenja železničkih vozila. In: Stamenković D, editor.: Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu; 2010.
- [42] Rančić V. Projektovanje gumene opruge primarnog ogibljenja lokomotive serije 441 (461) JŽ: Univerzitet u Beogradu; 1997.
- [43] Stamenković D, Milošević M. Friction at Rubber-Metal Springs. The 11th International Conference on Tribology (SERBIATRIB-'09). Belgrade, Serbia: Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade; 2009. p. 215-9.
- [44] Davey AB, Payne AR. Rubber in engineering practice: Maclaren; 1964.
- [45] Albers A. Integrierte Produktentwicklung. Karlsruhe, Germany: Karlsruhe Institute of Technology; 2013.
- [46] Albers A. Innovation Management. Karlsruhe, Germany: IPEK - Institute of Product Development; 2006.
- [47] Mooney M. A theory of large elastic deformation. Journal of applied physics. 1940;11:582-92.
- [48] James HM, Guth E. Theory of the elastic properties of rubber. The Journal of Chemical Physics. 1943;11:455.
- [49] Treloar L. The elasticity of a network of long-chain molecules—II. Transactions of the Faraday Society. 1943;39:241-6.
- [50] Treloar L. Stress-strain data for vulcanised rubber under various types of deformation. Transactions of the Faraday Society. 1944;40:59-70.
- [51] Rivlin R. Large elastic deformations of isotropic materials. IV. Further developments of the general theory. Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences. 1948;241:379-97.
- [52] Isihara A, Hashitsume N, Tatibana M. Statistical Theory of Rubber-Like Elasticity. IV.(Two-Dimensional Stretching). The Journal of Chemical Physics. 1951;19:1508.
- [53] Rivlin RS, Saunders D. Large elastic deformations of isotropic materials. VII. Experiments on the deformation of rubber. Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences. 1951;243:251-88.
- [54] McKinney JE, Belcher HV, Marvin RS. The Dynamic Compressibility of a Rubber-Sulfur Vulcanizate and Its Relation to Free Volume. Transactions of The Society of Rheology (1957-1977). 1960;4:347-62.
- [55] Payne AR. A note on the existence of a yield point in the dynamic modulus of loaded vulcanizates. Journal of Applied Polymer Science. 1960;3:127-.
- [56] Payne AR. The dynamic properties of carbon black loaded natural rubber vulcanizates. Part II. Journal of Applied Polymer Science. 1962;6:368-72.

- [57] Gent AN. Elastic stability of rubber compression springs. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1964;6:318-26.
- [58] Freakley PK, Payne AR. *Theory and practice of engineering with rubber*: Applied Science Publishers; 1978.
- [59] Rivin EI. Principles and criteria of vibration isolation of machinery. *Journal of Mechanical Design*. 1979;101:682-92.
- [60] Roschke PN, Thompson MF, Sicking DL. Selection of rubber materials and shapes for energy-absorbing elements. *Journal of Materials in Civil Engineering*. 1990;2:240-59.
- [61] Stambaugh, R. B. Vibration properties of rubberlike materials. *Industrial & Engineering Chemistry*. 1942; 34/11:1358-1365.
- [62] Snowdon JC. The choice of resilient materials for anti-vibration mountings. *British Journal of Applied Physics*. 1958;9:461.
- [63] Snowdon JC. *Vibration and shock in damped mechanical systems*: J. Wiley; 1968.
- [64] Snowdon JC. Vibration isolation: use and characterization. *The Journal of the Acoustical Society of America*. 1979;66:1245-74.
- [65] Hussman C. Antivibration shock absorber. Google Patents; 1944.
- [66] Energy dissipating antivibration device. Google Patents; 1948.
- [67] William EB, James OC. Antivibration mounting device. Google Patents; 1952.
- [68] Fish RW. ANTI-VIBRATION MOUNTINGS FOR AIRCRAFT CAMERAS. *The Photogrammetric Record*. 1958;2:399-418.
- [69] Fink DJ. Anti-vibration mount. Google Patents; 1960.
- [70] Morlon J. Anti-vibration resilient supports. Google Patents; 1967.
- [71] Sharma S. Critical comparison of popular hyper-elastic material models in design of anti-vibration mounts for automotive industry through FEA. *Constitutive Models for Rubber*. 2003:161-8.
- [72] Boast D, Coveney VA. *Finite element analysis of elastomers*: Professional Engineering Publishing; 1999.
- [73] Busfield J, Muhr A. *Constitutive Models for Rubber III: Proceedings of the Third European Conference on Constitutive Models for Rubber*, London, UK, 15-17 September 2003: CRC Press; 2003.
- [74] Luo RK, Wu WX. Fatigue failure analysis of anti-vibration rubber spring. *Engineering Failure Analysis*. 2006;13:110-6.
- [75] Kim JH, Jeong HY. A study on the material properties and fatigue life of natural rubber with different carbon blacks. *International Journal of Fatigue*. 2005;27:263-72.
- [76] Zine A, Benseddiq N, Abdelaziz M, Hocine N, Bouami D. Prediction of rubber fatigue life under multiaxial loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2006;29:267-78.
- [77] Mars WV, Fatemi A. A literature survey on fatigue analysis approaches for rubber. *International Journal of Fatigue*. 2002;24:949-61.

- [78] Zhao J, Li Q, Shen X. Finite element analysis and structure optimization for improving the fatigue life of rubber mounts. *Journal of Macromolecular Science, Part A: Pure and Applied Chemistry*. 2008;45:542-7.
- [79] Bergström J, Boyce M. Constitutive modeling of the large strain time-dependent behavior of elastomers. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 1998;46:931-54.
- [80] Tomita Y, Azuma K, Naito M. Computational evaluation of strain-rate-dependent deformation behavior of rubber and carbon-black-filled rubber under monotonic and cyclic straining. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2008;50:856-68.
- [81] Ciambella J, Paolone A, Vidoli S. A comparison of nonlinear integral-based viscoelastic models through compression tests on filled rubber. *Mechanics of Materials*. 2010;42:932-44.
- [82] Gracia LA, Liarte E, Pelegay JL, Calvo B. Finite element simulation of the hysteretic behaviour of an industrial rubber. Application to design of rubber components. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2010;46:357-68.
- [83] Luo RK, Wu WX, Mortel WJ. A Method to Predict the Heat Generation in a Rubber Spring Used in the Railway Industry. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2005;219:239-44.
- [84] Ngolemasango FE, Bennett M, Clarke J. Degradation and life prediction of a natural rubber engine mount compound. *Journal of applied polymer science*. 2008;110:348-55.
- [85] Werke M. Kartläggning av arbetsmetodik vid konstruktion av gummikomponenter.[Survey in working methodology in designing rubber components.]. IVF report; 1999.
- [86] Bergström J. *Polymer FEM*.
- [87] Muhr A. Modeling the stress-strain behavior of rubber. *Rubber chemistry and technology*. 2005;78:391-425.
- [88] Ogden RW. *Non-linear elastic deformations*. Chichester, New York: E. Horwood; Halsted Press; 1984.
- [89] Korunović N. *Statička analiza ponašanja automobilskog pneumatika metodom konačnih elemenata*. Niš: Univerzitet u Nišu; 2003.
- [90] Hill R. A general theory of uniqueness and stability in elastic-plastic solids. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 1958;6:236-49.
- [91] Marckmann G, Verron E. Comparison of hyperelastic models for rubber-like materials. *Rubber chemistry and technology*. 2006;79:835-58.
- [92] Ogden R. Large deformation isotropic elasticity-on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids. *Proceedings of the Royal Society of London A Mathematical and Physical Sciences*. 1972;326:565-84.
- [93] Hart-Smith L. Elasticity parameters for finite deformations of rubber-like materials. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP*. 1966;17:608-26.
- [94] Breiu M, Diani J, Bhatnagar N. A New Biaxial Tension Test Fixture for Uniaxial Testing Machine--A Validation of Hyperelastic Behavior of Rubber-like Materials. *J Test & Eval*. 2006;35:1-9.
- [95] Arruda EM, Boyce MC. A three-dimensional constitutive model for the large stretch behavior of rubber elastic materials. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 1993;41:389-412.

- [96] Ogden RW. Non-linear elastic deformations: Courier Dover Publications; 1997.
- [97] Boyce MC, Arruda EM. Constitutive models of rubber elasticity: a review. *Rubber chemistry and technology*. 2000;73:504-23.
- [98] Gent A. A new constitutive relation for rubber. *Rubber chemistry and technology*. 1996;69:59-61.
- [99] Sperling LH. Introduction to physical polymer science: Wiley. com; 2005.
- [100] Kaliske M, Heinrich G. An extended tube-model for rubber elasticity: statistical-mechanical theory and finite element implementation. *Rubber Chemistry and Technology*. 1999;72:602-32.
- [101] Shariff M. Strain energy function for filled and unfilled rubberlike material. *Rubber chemistry and technology*. 2000;73:1-18.
- [102] Miehe C, Göktepe S, Lulei F. A micro-macro approach to rubber-like materials—part I: the non-affine micro-sphere model of rubber elasticity. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2004;52:2617-60.
- [103] James AG, Green A, Simpson G. Strain energy functions of rubber. I. Characterization of gum vulcanizates. *Journal of applied polymer science*. 1975;19:2033-58.
- [104] Biderman V. Rascheti na Prochnost. Moscow; 1958.
- [105] Yeoh O. Characterization of elastic properties of carbon-black-filled rubber vulcanizates. *Rubber chemistry and technology*. 1990;63:792-805.
- [106] Yeoh O, Fleming P. A new attempt to reconcile the statistical and phenomenological theories of rubber elasticity. *Journal of Polymer Science Part B: Polymer Physics*. 1997;35:1919-31.
- [107] Kilian H-G, Enderle H, Unseld K. The use of the van der Waals model to elucidate universal aspects of structure-property relationships in simply extended dry and swollen rubbers. *Colloid and Polymer Science*. 1986;264:866-76.
- [108] Heinrich G, Kaliske M. Theoretical and numerical formulation of a molecular based constitutive tube-model of rubber elasticity. *Computational and Theoretical Polymer Science*. 1997;7:227-41.
- [109] Gent A, Thomas A. Forms for the stored (strain) energy function for vulcanized rubber. *Journal of Polymer Science*. 1958;28:625-8.
- [110] Ball R, Doi M, Edwards S, Warner M. Elasticity of entangled networks. *Polymer*. 1981;22:1010-8.
- [111] Flory PJ. Network Structure and the Elastic Properties of Vulcanized Rubber. *Chemical reviews*. 1944;35:51-75.
- [112] Valanis K, Landel R. The Strain-Energy Function of a Hyperelastic Material in Terms of the Extension Ratios. *Journal of Applied Physics*. 1967;38:2997-3002.
- [113] Kawabata S, Matsuda M, Tei K, Kawai H. Experimental survey of the strain energy density function of isoprene rubber vulcanizate. *Macromolecules*. 1981;14:154-62.
- [114] Gough J GI, Muhr AH. Determination of constitutive equations for vulcanized rubber: Professional Engineering Pub.; 1999.
- [115] Ghoreishy MHR. Hyper-elastic constitutive models using FEA of rubbers: a study. *Tire Technology International*. 2010:32-6.

- [116] Marlow R. A general first-invariant hyperelastic constitutive model: Balkema; 2003.
- [117] Ogden R, Roxburgh D. A pseudo-elastic model for the Mullins effect in filled rubber. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 1999;455:2861-77.
- [118] Qi H, Boyce M. Constitutive model for stretch-induced softening of the stress–stretch behavior of elastomeric materials. Journal of the Mechanics and Physics of Solids. 2004;52:2187-205.
- [119] Bergström J. Constitutive Modeling of Elastomers – Accuracy of Predictions and Numerical Efficiency. <http://www.polymerfem.com>.
- [120] Bergstrom JS, Boyce MC. Mechanical behavior of particle filled elastomers. Rubber chemistry and technology. 1999;72:633-56.
- [121] Đuraković N. Izvodi i integrali necelog reda. Novi Sad: Univerzitet u Novom Sadu; 2011.
- [122] Pavlović I. Dinamička stabilnost viskoelastičnih kontinualnih sistema pod dejstvom slučajnih poremećaja. Niš: Faculty of Mechanical Engineering, University of Niš; 2014.
- [123] Khan F, Singh VK, Brown R, Rogers N. POLYMOD - Polymer Learning Modules Supported by MathWorks. 2015.
- [124] Zheng Y, Yao A, Lin H, Lu M, Chen S, Wang T, et al. Shear Wave Propagation in Soft Tissue and Ultrasound Vibrometry: INTECH Open Access Publisher; 2013.
- [125] Bergström JS. Large strain time-dependent behavior of elastomeric materials [Ph.D.]. Massachusetts, USA: Massachusetts Institute of Technology; 1999.
- [126] Bergström J, Boyce M. Large strain time-dependent behavior of filled elastomers. Mechanics of materials. 2000;32:627-44.
- [127] Boyce MC, Weber GG, Parks DM. On the kinematics of finite strain plasticity. Journal of the Mechanics and Physics of Solids. 1989;37:647-65.
- [128] Bergström JS. PolyUMod – A library of advanced user materials. Needham, MA, USA: Veryst Engineering, LLC; 2014.
- [129] Ghoreishy MHR, Firouzbakht M, Naderi G. Parameter determination and experimental verification of Bergström–Boyce hysteresis model for rubber compounds reinforced by carbon black blends. Materials & Design. 2014;53:457-65.
- [130] Ghoreishy M, Alimardani M, Mehrabian R, Gangali S. Modeling the hyperviscoelastic behavior of a tire tread compound reinforced by silica and carbon black. Journal of Applied Polymer Science. 2013;128:1725-31.
- [131] ... Axel products, Inc. 2004.
- [132] Раденковић Г, Јовановић С. Испитивање динамичких својстава гумених епрувета. Ниш2007.
- [133] Stamenković D, Milošević M, Banić M. The Development of Wagon Buffers Filled With Rubber-Metal Springs, to be submitted.
- [134] Gabriel P. Investigation and modelling of rubber friction. 2010.
- [135] Banić MS, Stamenković D, Milošević M, Miltenović A. Tribology aspect of rubber shock absorbers development. Tribology in Industry. 2013;35:225-31.

- [136] Ghoreishy MHR. A state of the art review of the finite element modelling of rolling tyres. Iranian Polymer Journal (English Edition). 2008;17:571-97.
- [137] Petković D, Issa M, Pavlović ND, Pavlović NT, Zentner L. Adaptive neuro-fuzzy estimation of conductive silicone rubber mechanical properties. Expert Systems with Applications. 2012;39:9477-82.
- [138] Standardization ECf. EN 13913: Railway applications - Rubber suspension components - Elastomer-based mechanical parts 2008.
- [139] SKF. Vibration measurement tools. 2015.
- [140] Miltenović A, Marković B, Banić M. Inovacioni menadžment i obrazovanje u razvoju proizvoda. Niš: Mašinski fakultet Univerziteta u Nišu; 2014.
- [141] Hirz M, Dietrich W, Gferrer A, Lang J. Integrated Computer-Aided Design in Automotive Development. Book) <http://books.google.com/books>. 2013.
- [142] Sarcar MMM, Rao KM, Narayan KL. Computer aided design and manufacturing: PHI Learning Pvt. Ltd.; 2008.
- [143] Milčić D, Miltenović V. Application of artificial intelligence methods in gear transmitters conceptual design. The scientific journal Facta universitatis, Series: Mechanical Engineering. 1999;1:721-34.
- [144] Simulia TOSCA Structure - The Structural Optimization System. DASSAULT SYSTEMS; 2015.
- [145] Bendsoe MP, Sigmund O. Topology optimization: theory, methods and applications: Springer Science & Business Media; 2003.
- [146] Schramm U, Zhou M. Recent developments in the commercial implementation of topology optimization. Springer. p. 239-48.
- [147] Saleem W, Yuqing F, Yunqiao W. Application of Topology Optimization and Manufacturing Simulations-A new trend in design of Aircraft components. Citeseer.
- [148] ANSYS. 15 ed2014.
- [149] Митровић Р. Основе конструисања. Београд: Машински факултет Универзитета у Београду; 2015.
- [150] Digital Mock UP. Airbus; 2015.
- [151] Lee H-H. Finite element simulations with ANSYS workbench 14: SDC publications; 2012.
- [152] Qiang Z, XiaoXiong J, Wei P. A Non-linear Finite Element Analysis of Car Engine Mounting System Rubber Components. IEEE. p. 132-5.
- [153] Wang E, Nelson T, Rauch R. Back to Elements - Tetrahedra vs. Hexahedra. International ANSYS Conference. Pittsburgh, PA, USA2004.
- [154] Luo RK, Wu WX, Cook PW, Mortel WJ. An approach to evaluate the service life of rubber springs used in rail vehicle suspensions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2004;218:173-7.
- [155] Lin YJ, Hwang SJ. Temperature prediction of rolling tires by computer simulation. Mathematics and Computers in Simulation. 2004;67:235-49.

- [156] Sorin Rațiu VA, Imre Kiss, Vasile Cioată. Numerical simulation of thermal transfer in flame heated ovens. 11th International Symposium of Interdisciplinary Regional Research, Hungary-Romania-Serbia. Szeged, Hungary. 2010.
- [157] Luukkonen A, E. Sarlin, V. Villman, M. Hoikkanen, M. Vippola, M. Kallio, J. Vuorinen, T. Lepistö. Heat generation in dynamic loading of hybrid rubber-steel composite structure. ICCM17 Edinburgh, 17th International Conference on Composite Materials. Edinburgh, UK. 2009.
- [158] Moran MJ, Shapiro, H. N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Chichester, England: John Wiley & Sons Ltd; 2006.
- [159] Le Saux V, Marco, Y., Calloch, S., Doudard, C., & Charrier, P. Fast evaluation of the fatigue lifetime of rubber-like materials based on a heat build-up protocol and micro-tomography measurements. International Journal of Fatigue. 2010;32:1582-90.
- [160] Ramos FM. Vibration analysis of an engine mount.
- [161] Richards P. Electric locomotive series 444 in Lapovo, Serbia. Flickr; 2010.
- [162] Stamenković D, Milošević M, Jovanović S, Banić M, Jovanović D. Experimental Investigation of Railway Vehicles Dynamic Characteristics. Niš, Serbia: Faculty of Mechanical Engineering, University of Niš; 2010.

БИОГРАФИЈА

Милан Банић, асистент Машинског факултета Универзитета у Нишу, рођен је 20.09.1978. године у Нишу.

Завршио основну школу „Свети Сава” у Нишу и Гимназију „Бора Станковић” у Нишу са одличним успехом.

Школске 1997/98. отпочео је студије на Машинском факултету Универзитета у Нишу, а исте је завршио почетком 2006. године. Дипломирао је на профилу Машинске конструкције и механизација са средњом оценом 9,46 у току студија и оценом 10 на дипломском раду из области индустријског развоја производа.

Од 2006. године ангажован је од стране Машинског факултета Универзитета у Нишу на реализацији научно-истраживачких и наставних пројеката и извођењу наставно-образовног процеса на Катедри за машинске конструкције, развој и инжењеринг, најпре као стипендиста Министарства науке и технолошког развоја Републике Србије, а од 2008. године као асистент. Као асистент, учествовао је у извођењу наставно-образовног процеса на више од 20 предмета. Од избора у звање асистента, више пута је био модератор студентских развојних пројеката реализованих на нивоу Машинског факултета и Универзитета у Нишу.

Милан Банић је до сада публиковао више од 80 научних резултата, а учествовао је у реализацији седам научно-истраживачких пројеката и шест међународних наставних/билатералних пројекта. Поред научно-истраживачких пројеката, био је ангажован и на више пројеката реализованих преко Института за машинско инжењерство Машинског факултета Универзитета у Нишу.

Током своје професионалне каријере, више пута је био на студијском боравку и стручном усавршавању у оквиру DAAD, СЕЕPUS и TEMPUS програма.

Члан Асоцијације за дизајн, елементе и конструкције - АДЕКО.

Ожењен је, има двоје деце и живи у Нишу.

Примљено: 25.05.2015			
Орг. јед.	Број	Григор	Вал. дности
73	612-345/2015		

НАСТАВНО-НАУЧНОМ ВЕЋУ МАШИНСКОГ ФАКУЛТЕТА УНИВЕРЗИТЕТА У НИШУ

Одлуком Наставно - научног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу, бр. 612-220-15/2015 од 30.03.2015. године, именовани смо за чланове Комисије за преглед, оцену и одбрану докторске дисертације кандидата Милана Банића, дипл. инж. маш. под називом:

„Методолошки приступ развоју гумено металних опруга”

На основу прегледа докторске дисертације, сагласно Закону о високом образовању, Статуту Универзитета у Нишу и Статуту Машинског факултета Универзитета у Нишу, Комисија подноси следећи:

ИЗВЕШТАЈ

1. БИОГРАФСКИ ПОДАЦИ

1.1 Лични подаци

Милан Банић, асистент Машинског факултета Универзитета у Нишу, рођен је 20.09.1978. године у Нишу. Ожењен је, има двоје деце и живи у Нишу, у улици Хајдук Станкова 8/64.

1.2 Подаци о образовању

Кандидат је основну школу „Свети Сава” у Нишу завршио са одличним успехом као носилац дипломе „Вук Караџић”. Гимназију „Бора Станковић”, природно-математичког смера, завршио је са одличним успехом уз просечну оцену 4,88 (четири и 88/100), успешно положивши матурски испит са оценом 5 (пет).

Школске 1997/98. отпочео је студије на Машинском факултету Универзитета у Нишу, а исте је завршио 25. јануара 2006. године. Дипломирао је на профилу Машинске конструкције и механизација са средњом оценом 9,46 (девет и 46/100) у току студија и оценом 10 (десет) на дипломском раду из области индустријског развоја производа, под називом „Конструкционо решење пресе за пелетирање дрвног отпада”. У том тренутку, кандидат је имао највећи просек у историји Катедре за Машинске конструкције, развој и инжењеринг.

По дипломирању, 2006. године, уписао је последипломске магистарске студије на Машинском факултету Универзитета у Нишу, а по расписивању конкурса за академске докторске студије прешао је са магистарских на докторске студије уз признање 340 ЕСПБ. Као студент докторских студија положио је 8 додатних испита са просечном оценом 10. Кандидат је 02.03.2012. године пријавио докторску дисертацију под називом „Методолошки приступ развоју гумено металних опруга”. Одлуком научно-стручног већа за техничко-технолошке науке Универзитета од 29.05.2012. године предложена пријава докторске дисертације је прихваћена.

Кандидат Банић активно влада енглеским језиком.

1.3 Професионална каријера

Још као апсолвент дипломских студија на служењу цивилног војног рока (током 2005. године), и касније, као стипендиста Министарства за науку Републике Србије (од 2006.

године), ангажован је од стране Машинског факултета Универзитета у Нишу на реализацији научно-истраживачких и наставних пројеката и извођењу наставно-образовног процеса на групи предмета „Машински елементи” и „Развој производа”.

На седници Изборног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу, одржаној 26.05.2008. године, кандидат је изабран у звање асистента за ужу научну област Машинске конструкције. Реизабран је у исто звање 2012. године. Као асистент, кандидат је учествовао или учествује у извођењу наставно-образовног процеса на више од 20 предмета на катедри за Машинске конструкције, развој и инжењеринг.

У току 2005. и 2006. године учествовао је у имплементацији новог модела наставе у области индустријског развоја производа „KaLeP” (Karlsruhe Lernmoduls für Produktentwicklung), који је финансиран од стране DAAD – немачке фондације за академску размену у оквиру програма „Akademischer Neuaufbau Südosteuropa”. На овом пројекту кандидат је био постављен на место модератора пројекта при Машинском факултету Универзитета у Нишу. Од избора у звање асистента, кандидат је више пута био модератор студентских развојних пројеката реализованих на нивоу Универзитета у Нишу. Кандидат је у току основних и последипломских студија био носилац следећих стипендија:

- стипендија Општине Ниш,
- стипендија Министарства науке Републике Србије,

Активно је учествовао у организацији више од 10 научних и стручних скупова организованих од стране Машинског факултета Универзитета у Нишу и Асоцијације за дизајн, елементе и конструкције - АДЕКО.

Кандидат је учествовао у реализацији седам научно-истраживачких пројеката министарстава Владе Републике Србије, у области Програма технолошког развоја и Националног програма енергетске ефикасности, као и шест међународних наставних/билатералних пројекта. Кандидат је и руководио једног од подпројеката у оквиру пројекта „Истраживање и развој нове генерације ветрогенератора високе енергетске ефикасности”, финансираног по текућем Програму технолошког развоја Републике Србије. Поред научно-истраживачких пројеката, кандидат је био ангажован и на више пројеката реализованих преко Института за машинско инжењерство, при чему је на два пројекта био и руководио.

Током своје професионалне каријере, кандидат је више пута био на студијском боравку и стручном усавршавању у оквиру DAAD, СЕЕPUS и TEMPUS програма.

Од 2008. године кандидат је секретар Катедре за машинске конструкције, развој и инжењеринг, а од 2009. до 2012. био је шеф лабораторије за Машинске конструкције.

Кандидат је члан Асоцијације за дизајн, елементе и конструкције - АДЕКО.

1.4 Научно-стручни рад

Кандидат Милан Банић је до сада публикувао 81 рада, од чега 3 рада у тематским зборницима међународног значаја (M14), 11 радова у часописима међународног значаја (M20), 1 поглавље у монографији националног значаја, 15 радова у часописима и зборницима са рецензијом националног значаја (M40 и M50), 40 радова на међународним конференцијама и 12 радова на скуповима од националног значаја. Током своје професионалне каријере учествовао је у реализацији 22 пројеката (7 научно-истраживачких, 6 наставно-билатералних и 9 пројеката реализованих преко Института за

машинско инжењерство). Аутор је или коаутор 8 техничких решења. До овог тренутка, кандидат је цитиран 24 пута, искључујући аутоцитате у међународним часописима. Радови које је кандидат публиковао у вези са докторском дисертацијом су већ 8 пута цитирани у међународним часописима са SCI листе.

Научни резултати кандидата који су непосредно повезани са темом докторске дисертације су:

а) радови објављени у часописима међународног значаја

1. *Manić M., Miltenović V., Stojković M., Banić M.: Feature Models in Virtual Product Development; STROJNIŠKI VESTNIK - JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING (ISSN 0039-2480), 56/3 (2010), pp. 169 - 178.*
2. *Banić M., Stamenković D., Miltenović V., Milošević M., Miltenović A., Đekić P., Rackov M.: Prediction of Heat Generation in Rubber or Rubber-Metal Springs; THERMAL SCIENCE (ISSN 0354-9836), 16/Suppl. 2 (2012), pp. 593 - 606.*
3. *Banić M., Stamenković D., Milošević M., Miltenović A.: Tribology Aspect of Rubber Shock Absorbers Development; TRIBOLOGY IN INDUSTRY (ISSN 0354-8996), 35/3 (2013), pp. 225 - 231.*
4. *Stamenković D., Nikolić M., Milošević M., Banić M., Miltenović A., Mijajlović M.: Tribological Aspect of Rubber Based Parts used in Engineering; TRIBOLOGY IN INDUSTRY (ISSN 0354-8996), 36/1 (2014), pp. 9-16.*

б) радови објављени у часописима ван SCI листе и зборницима са рецензијом

5. *Мирчески И., Милтеновић В., Кандиќјан Т., Банић М.: Системски приступ интегралном развоју производа применом KaLeP модела; КОНСТРУИСАЊЕ МАШИНА - JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING DESIGN (ISSN 1450-5401), 12/1 (2009), pp. 21 - 32.*
6. *Miltenović V., Milisavljević J., Miltenović A., Banić M.: Definition of Product Profile Based on Innovation Management; MACHINE DESIGN (ISSN 1821-1259), 3/1 (2011), pp. 7 - 12.*
7. *Banić M., Miltenović V., Milošević M., Miltenović A., Jovanović N.: Heat Generation Prediction In The Railway Draw Gear Rubber-Metal Spring; FACTA UNIVERSITATIS SERIES MECHANICAL ENGINEERING (ISSN 0354-2025), 10/2 (2012), pp. 171 - 180.*
8. *Banić M., Miltenović A.: Competence of the Development Engineers from Aspect of Future Technologies; MACHINE DESIGN (ISSN 1821-1259), 4/4 (2012), pp. 225 - 230.*

в) радови саопштени на међународним скуповима

9. *Miltenović V., Vereš M., Banić M.: Concept of Virtual Product Development; THE 6TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ABOUT DESIGN IN MECHANICAL ENGINEERING – KOD 2010, Proceedings (ISBN 978-86-7892-278-7), Palić, Serbia, 29-30.09.2010, pp. 7 - 12.*
10. *Ianici S., Banić M., Miltenović A.: Virtual Product Development on Venturi Pump; THE INTERNATIONAL CONFERENCE MECHANICAL ENGINEERING IN XXI CENTURY, Proceedings (ISBN 978-86-6055-008-0), Niš, Serbia, 25-26.11.2010, pp. 117 - 120.*
11. *Stamenković D., Milošević M., Jovanović S., Banić M., Jovanović D.: Experimental Investigation of Railway Vehicles Dynamic Characteristics; THE INTERNATIONAL CONFERENCE MECHANICAL ENGINEERING IN XXI CENTURY, Proceedings (ISBN 978-86-6055-008-0), Niš, Serbia, 25-26.11.2010, pp. 157 - 160.*
12. *Banić M., Miltenović V., Milošević M., Miltenović A., Jovanović N.: Prediction of Heat Generation in Railway Draw Gear Rubber-Metal Spring; 15TH SCIENTIFIC - EXPERT*

CONFERENCE ON RAILWAYS - RAILCON '12, Proceedings (ISBN 978-86-6055-028-8), Niš, Serbia, 04-05.10.2012, pp. 29 - 32.

13. *Banić M., Stamenković D., Milošević M., Miltenović A.*: **Tribology Aspect of Rubber Shock Absorbers Development**; 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TRIBOLOGY – SERBIATRIB 2013, Proceedings (ISBN 978-86-86663-98-6), Kragujevac, Serbia, 15-17.05.2013, pp. 286 - 291.
14. *Stamenković D., Nikolić M., Milošević M., Banić M., Miltenović A., Mijajlović M.*: **Tribological aspect of rubber based parts used in engineering**; 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON TRIBOLOGY – SERBIATRIB 2013, Proceedings (ISBN 978-86-86663-98-6), Kragujevac, Serbia, 15-17.05.2013, pp. 302 - 307.
15. *Banić M., Stamenković D., Miltenović V., Milošević M., Miltenović A.*: **Implementatation of Virtual Product Development Process on Rubber-Metal Springs**; THE 2ND INTERNATIONAL CONFERENCE MECHANICAL ENGINEERING IN XXI CENTURY – MASING 2013, Proceedings (ISBN 978-86-6055-039-4), Niš, Serbia, 20-21.06.2013, pp. 227 - 232.

г) радови саопштени на националним скуповима

16. *Милтеновић В., Банић М.*: **PLM приступ код развоја производа у железници**; XII НАУЧНО-СТРУЧНА КОНФЕРЕНЦИЈА О ЖЕЛЕЗНИЦИ – ЖЕЛКОН/RAILCON '06 са међународним учешћем, Зборник радова (ISBN 86-80587-59-1), Ниш, Србија, 19.-20.10.2006, стране 95 - 98.
17. *Милтеновић В., Банић М.*: **Интегрални методолошки приступ развоју производа**; ТЕРМУС пројекат **MULTIDISCIPLINARY STUDIES OF DESIGN IN MECHANICAL ENGINEERING, II Workshop**, Машински факултет Београд, Београд, Србија, 07.05.2007.
18. *Стаменковић Д., Милошевић М., Петров И., Банић М.*: **Развој и верификација гумено-металних елемената примарног огињања електричних локомотива**; XIV НАУЧНО-СТРУЧНА КОНФЕРЕНЦИЈА О ЖЕЛЕЗНИЦИ – ЖЕЛКОН/RAILCON '10 са међународним учешћем, Зборник радова (ISBN 86-80587-59-1), Ниш, Србија, 07-08.10.2010, стране 79-82.
19. *Банић М., Раденковић Г., Раденковић С., Мијајловић М., Ђекић П.*: **Испитни сто за мерење крутости гумено-металних елемената примарног огињања у три правца**; XIV НАУЧНО-СТРУЧНА КОНФЕРЕНЦИЈА О ЖЕЛЕЗНИЦИ – ЖЕЛКОН/RAILCON '10 са међународним учешћем, Зборник радова (ISBN 86-80587-59-1), Ниш, Србија, 07-08.10.2010, стране 181 - 184.

д) техничка решења

20. *Стаменковић Д., Милошевић М., Јовановић С., Банић М., Мијајловић М.*: **Гумено-метални елементи примарног огињања електричних локомотива**. Категорија техничког решења: **М84**. Реализатори: **Машински факултет Универзитета у Нишу**. Корисници: **Тигар Техничка гума д.о.о., Пирот**. Почетак примене: 31.03.2010.

Кандидат је учествовао и у реализацији научних и других пројеката који су у непосредној вези са истраживањем у оквиру његове докторске дисертације:

- I. **Развој гумено-металних елемената за железничка возила**. Научно-истраживачки пројекат у оквиру програма технолошког развоја у индустрији, који финансира Министарство за науку Републике Србије. Евиденциони број пројекта: TR 6336 Реализација пројекта: 2005/2007. Руководилац пројекта: *Проф. др Душан Стаменковић*.

Партиципанти: **MIN – Svr̄ljig**, Сврљиг, **TIGAR ТЕННИЌКА ГУМА**, Пирот. Позиција на пројекту: истраживач приправник.

2. **Истраживање и унапређење примарног огњбљења електричних локомотива за отежане услове експлоатације.** Научно-истраживачки пројекат у оквиру Програма технолошког развоја, који финансира Министарство за науку и технолошки развој Републике Србије. Евиденциони број пројекта: ТР 14007. Реализација пројекта: 2008/2010. Руководилац пројекта: *Проф. др Душан Стаменковић*. Партиципант: **ТИГАР ТЕХНИЧКА ГУМА, Пирот**. Позиција на пројекту: истраживач.
3. *Стаменковић, Д., Милошевић, М., Јовановић, С., Банић, М. и др.: Испитивање мирноће хода дрезине ДХД -200.* Инвеститор: МИН локомотива д.о.о., Ниш, 2010; Позиција на пројекту: члан тима.
4. *Стаменковић, Д., Милошевић, М., Банић, М. и др.: Експлоатационо испитивање гумено-металних елемента примарног огњбљења електричних локомотива.* Инвеститор: Тигар Техничка гума д.о.о., Пирот, 2012; Позиција на пројекту: члан тима.

2. АНАЛИЗА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Докторска дисертација кандидата Милана Банића, дипл. маш. инж. састоји се увода, четири поглавља, закључка, списка коришћене литературе и прилога.

Садржај текста докторске дисертације изложен је кроз следећа поглавља:

1. Увод
2. Преглед стања и идентификација подручја истраживања
3. Конститутивни модели механичког понашања еластомера
4. Методологија развоја гумено-металних опруга
5. Валидација предложеног модела развоја гумено-металних опруга
6. Закључак

Предмет докторске дисертације је истраживање процеса развоја гумено-металних опруга као пасивних изолатора вибрација. Као циљ истраживања дисертације постављено је утврђивање систематичне процедуре развоја гумено-металних опруга базиране на савременим алатима виртуелног развоја производа.

У уводном поглављу дате су опште напомене о предмету истраживања и дат је кратак приказ истраживања спроведених у оквиру докторске дисертације.

У оквиру другог поглавља докторске дисертације, након дефиниције основних појмова индустријског и виртуелног развоја производа, представљене су гумено-металне опруге као машински елементи и дати су општи принципи обликовања и прорачуна гумено-металних опруга. Обрађене су специфичне карактеристике које проузрокују непредвидивост понашања гуме као инжењерског материјала у експлоатацији, као и основне теоријске поставке процеса контроле вибрација. Приказан је и класични приступ развоју гумено-металних опруга, при чему је установљено да се развој гумено-металних опруга у оквиру класичног приступа заснива на претходном искуству пројектанта и методи покушаја и грешке. Основни недостатак класичног приступа огледа се у неефикасности процеса развоја услед итеративне процедуре са бројним експерименталним проверама да би се достигле захтеване механичке карактеристике производа. На крају другог поглавља, након прегледа стања истраживања, идентификовано је подручје истраживања докторске дисертације.

У оквиру трећег поглавља, докторска дисертација даје кратак приказ хипереластичних и вискоеластичних/вископластичних модела материјала са нагласком на могућности и прецизност предвиђања модела који се најчешће користе у инжењерској пракси. Кандидат у наведеном поглављу даје преглед истраживања у области процене прецизности предвиђања механичког понашања еластомера, као и приказ теоријских основа Бергстром-Бојс модела као нелинеарног вискоеластичног модела материјала. У оквиру наведеног поглавља дефинисана је експериментална процедура на основу које се одређују параметри Бергстром-Бојс модела која је знатно једноставнија у односу на сложена испитивања која су потребна да би се одредили параметри хипереластичних модела материјала. Приказано је и експериментално испитивање девет гумених смеша применом напред наведене експерименталне процедуре. У оквиру трећег поглавља кандидат је извршио и упоредну анализу прецизности предвиђања и могућности/ограничења најпопуларнијих хипереластичних модела (Муни-Ривлин и Јеох) и основног и проширених варијанти Бергстром-Бојс модела. Упоредна анализа прецизности предвиђања извршена је поређењем коефицијента детерминације (R^2) који показује колико одређени механички модел добро предвиђа механички одзив одређен експерименталним путем. Наведена упоредна анализа извршена је за случај литературно доступних експерименталних података, као и применом резултата добијених експерименталним испитивањем девет изабраних гумених смеша. Кандидат је установио да ће основни Бергстром-Бојс модел у великој већини случајева имати или бољу или еквивалентну прецизност предвиђања у односу на класичне хипереластичне конститутивне моделе, чак и када су они проширени Мулинсовим моделом оштећења. Кандидат је такође установио и да напредни вископластични модели материјала настали проширењем Бергстром-Бојс модела могу у највећем броју случајева остварити готово потпуно предвиђање механичког понашања еластомера. На основу резултата истраживања може се закључити да је велика предност Бергстром-Бојс модела могућност да са релативном прецизношћу предвиђа зависност од брзине деформације и релаксационе појаве што није могуће учинити класичним хипереластичним конститутивним моделима. Кандидат у оквиру наведеног поглавља предлаже и процедуру којом се из величине хистерезиса при једноосном сабијању може приближно одредити вредност фактора хистерезисног пригушења, а самим тим и реални, имагинарни и комплексни динамички модул еластичности и клизања чиме се избегавају компликована испитивања динамичких својстава гумених смеша. Након истраживања прецизности предвиђања механичког понашања, параметри материјала добијени обрадом експерименталних података су верификовани нумеричким симулацијама експерименталних истраживања. За потребе симулације експерименталних истраживања развијена је и нова процедура предвиђања приближне вредности коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала.

У четвртном поглављу докторске дисертације утврђена је нова интегрисана методологија развоја гумено-металних опруга заснована на примени алата виртуелног развоја производа. У оквиру интегрисане методологије разрађене су аналитичке, нумеричке, експерименталне и оптимизационе процедуре потребне за процес виртуелног развоја гумено-металних опруга, почев од профила производа па до процеса производње гумено-металне опруге. Основне предности нове методологије су:

- укидање бројних претпоставки које карактеришу досадашњи приступ у пројектовању гумено-металних опруга,

- увођење „стандардизоване” форме листе захтева на основу које се врши процес развоја,
- увођење систематичне процедуре избора гумене смеше за израду гумено-металне опруге,
- пројектовање опруге на основу реалних експлоатационих оптерећења,
- пројектовање на основу преносивости и пригушења као најважнијих параметара процеса контроле вибрација,
- нова процедура за предвиђање генерисања топлоте услед апсорпције енергије при динамичком напрезању гумено-металних опруга,
- дефинисање листе стандарда који прописују испитивања гумених смеша и гумено-металних опруга.

Поред теоријских аспеката процеса виртуелног развоја гумено-металних опруга цео процес се описује кроз пример развоја гумено-металне опруге за изолацију ниско-фреквентних вибрација. Нова методологија дефинише све задатке које треба извршити да би се спровео процес, ток процеса, ток одлучивања и ток информација у оквиру процеса развоја производа. У свакој фази процеса развоја дефинисана је и примена одговарајућих алата виртуелног развоја производа. Током истраживања установљена је зависност квазистатичког угиба од релаксационих појава и ревидирана је дефиниција квазистатичког угиба опруге. Такође, у оквиру четвртог поглавља дате су и препоруке за избор реда коначног елемента и разматран је утицај броја коначних елемената на конвергенцију резултата симулације.

У оквиру петог поглавља докторске дисертације кандидата нова методологија развоја гумено-металних опруга верификована је процесом развоја гумено-металне опруге примарног огибљења локомотиве 441 (444) ЈП „Железнице Србије”. На основу анализе карактеристика примарног огибљења локомотиве и експерименталног истраживања динамичких експлоатационих карактеристика електричних локомотива дефинисан је профил производа преко листе захтева. Након дефинисања идејног решења и концепта опруге примарног огибљења, извршено је пројектовање опруге. Гумено-метална опруга развијена применом нове методологије је израђена и спроведено је типско испитивање њених карактеристика, на основу чега је добијена привремена дозвола за употребу на пругама ЈП „Железнице Србије”. Израђене опруге су монтиране на електричну локомотиву 444-003 ЈП „Железнице Србије” након чега су спроведена једногодишња експлоатациона испитивања. Током лабораторијских и експлоатационих испитивања гумено-метална опруга се понашала у складу са резултатима добијеним применом нове методологије развоја, чиме је верификована методологија развоја дефинисана у оквиру докторске дисертације и доказана њена практична примењивост. Такође, резултати експлоатационог испитивања су доказали висок квалитет гумено-металних опруга примарног огибљења електричних локомотива јер је на основу експлоатационих испитивања добијена употребна дозвола од стране Дирекције за железнице Републике Србије.

У закључку докторске дисертације кандидат сумира резултате истраживања и истиче научни допринос докторске дисертације, као и могуће правце даљег истраживања у наведеној области.

3. НАУЧНИ ДОПРИНОС ДОКТОРСKE ДИСЕРТАЦИЈЕ

Научни допринос докторске дисертације првенствено се огледа у дефинисању нове интегрисане методологије развоја гумено-металних опруга, засноване на примени савремених алата виртуелног развоја производа.

Основна предност нове методологије развоја гумено-металних опруга је увођење пројектовања опруге на основу преносивости и пригушења као најважнијих параметара процеса контроле вибрација. За разлику од класичног процеса развоја гумено-металне опруге у коме је избор гумене смеше вршен искључиво на основу претходног искуства пројектанта, у дисертацији је дефинисана систематична процедура за избор гумене смеше с аспекта извршења основне функције – пригушења вибрација.

Остале предности нове методологије развоја гумено-металних опруга огледају се у:

- смањењу броја експерименталних истраживања;
- употреби реалних експлоатационих оптерећења уместо претпоставки;
- увођењу новог поступка за приближну процену фактора хистерезисног пригушења на основу експерименталног испитивања гумених смеша једноосним сабијањем;
- увођењу нове процедуре за процену генерисања топлоте, као основног узрока старења опруге, која се у потпуности ослања на алате виртуелног развоја производа.

Поред наведеног, у остале научне доприносе докторске дисертације убрајају се и:

- истраживање прецизности предвиђања механичког понашања више конститутивних модела гумених смеша које се уобичајено користе за израду гумено-металних опруга;
- развој нове процедуре којом се одређује приближна вредност коефицијента трења код слободног контакта гуме и метала;
- истраживање утицаја облика и реда коначног елемента на тачност нумеричких симулација гумено-металних опруга применом методе коначних елемената.

4. ЗАКЉУЧАК И ПРЕДЛОГ

На основу прегледа докторске дисертације кандидата и приказаних резултата чланови Комисије за преглед, оцену и одбрану закључују да:

- садржај докторске дисертације у потпуности одговара теми прихваћеној од стране Научно-стручног већа за техничко-технолошке науке Универзитета у Нишу, као и Наставно-научног већа Машинског факултета Универзитета у Нишу,
- кандидат је овладао потребним знањима из различитих области, а нарочито из области индустријског развоја производа, пасивне контроле вибрација и нумеричких симулација применом методе коначних елемената,
- кандидат је испољио потребну самосталност, систематичност и инвентивност у научноистраживачком раду,
- кандидат је током истраживања на изради докторске дисертације дошао до оригиналних резултата који су делом објављени у међународним часописима и саопштени на конференцијама из уже научне области којој припада тема докторске дисертације,
- приказани резултати истраживања омогућавају даља истраживања у области пасивне контроле вибрација применом гумено-металних опруга,

- докторска дисертација је задовољавајуће конципирана и технички квалитетно урађена.

На основу изложеног, чланови Комисије сматрају да поднета докторска дисертација представља вредан научни и стручни допринос проблематици развоја гумено-металних опруга као пасивних изолатора вибрација. Комисија предлаже Научно-наставном већу Машинског факултета Универзитета у Нишу да поднеси рад кандидата Милана Банића, дипл. маш. инж. под називом:

„Методолошки приступ развоју гумено металних опруга”

прихвати као докторску дисертацију и кандидата позове на усмену јавну одбрану.

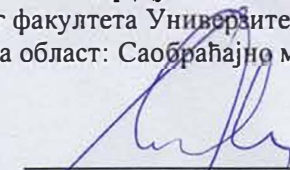
У Нишу, Београду и Новом Саду,

ЧЛАНОВИ КОМИСИЈЕ

Маја 2015. године



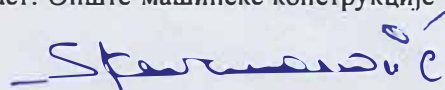
др Душан Стаменковић,
редовни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Саобраћајно машинство



др Драган Милчић,
редовни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Машинске конструкције



др Радивоје Митровић,
редовни професор Машинског факултета Универзитета у Београду
Ужа научна област: Опште машинске конструкције



др Синиша Кузмановић,
редовни професор Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду
Ужа научна област: Машински елементи и принципи конструисања



др Милош Милошевић,
ванредни професор Машинског факултета Универзитета у Нишу
Ужа научна област: Мехатроника



Прилог 1.

ИЗЈАВА О АУТОРСТВУ

Изјављујем да је докторска дисертација, под насловом
Методолошки приступ развоју гумено металних опруга

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација, ни 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, нити злоупотребио/ла интелектуалну својину других лица.

У Нишу, 16.07.2015. године

Аутор дисертације: Милан Банић

Потпис докторанда:



Прилог 2.

**ИЗЈАВА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ ДОКТОРСКЕ
ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Име и презиме аутора: Милан С. Банић

Студијски програм: Машинске конструкције, развој и инжењеринг

Наслов рада: Методолошки приступ развоју гумено металних опруга

Ментор: Проф. др Душан Стаменковић

Изјављујем да је штампана верзија моје докторске дисертације истоветна електронској верзији, коју сам предао/ла за уношење у **Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци, који су у вези са добијањем академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада, и то у каталогу Библиотеке, Дигиталном репозиторијуму Универзитета у Нишу, као и у публикацијама Универзитета у Нишу.

у Нишу, 16.07.2015. године

Аутор дисертације: Милан Банић

Потпис докторанда:



Прилог 3.**ИЗЈАВА О КОРИШЋЕЊУ**

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Никола Тесла“ да, у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, унесе моју докторску дисертацију, под насловом:
Методолошки приступ развоју гумено металних опруга

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату, погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију, унету у Дигитални репозиторијум Универзитета у Нишу, могу користити 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

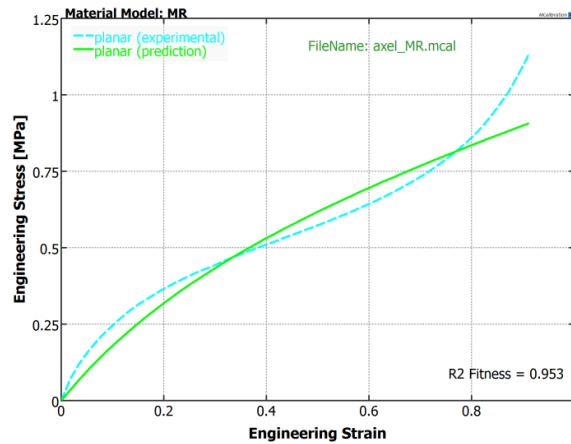
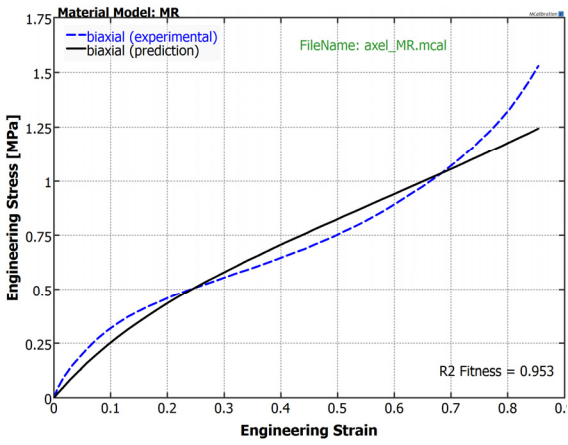
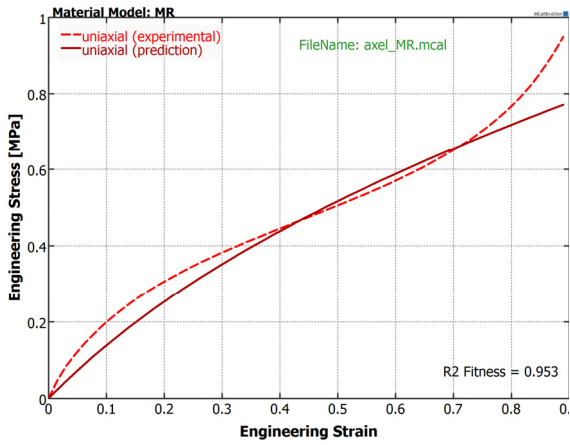
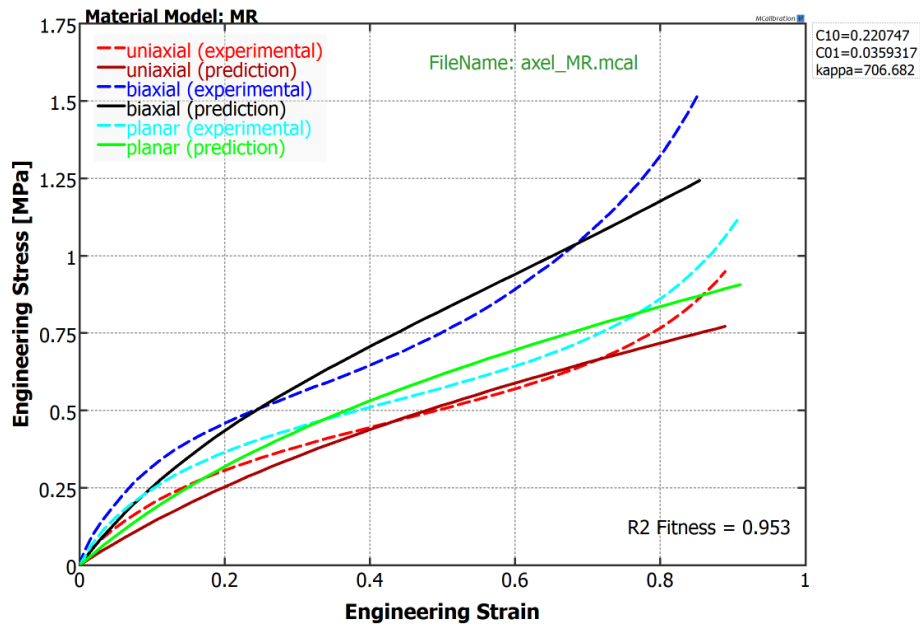
(Молимо да подвучете само једну од шест понуђених лиценци; кратак опис лиценци је у наставку текста).

У Нишу, 16.07.2015. године

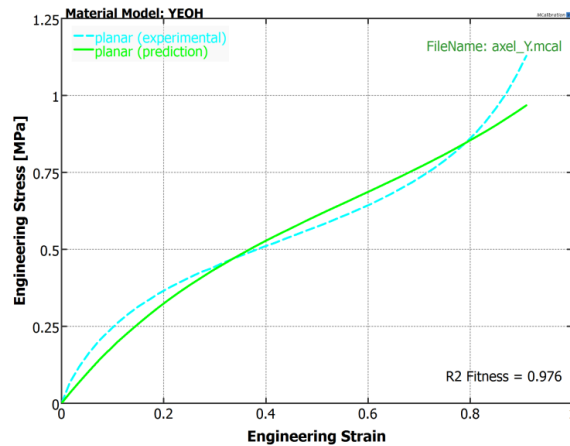
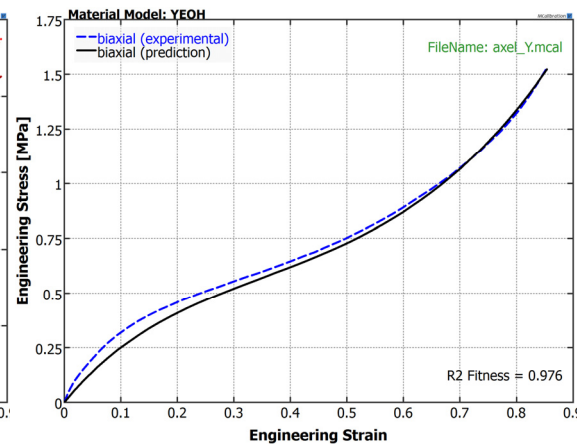
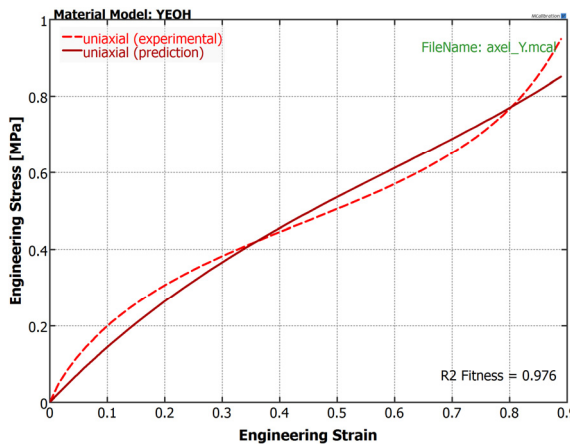
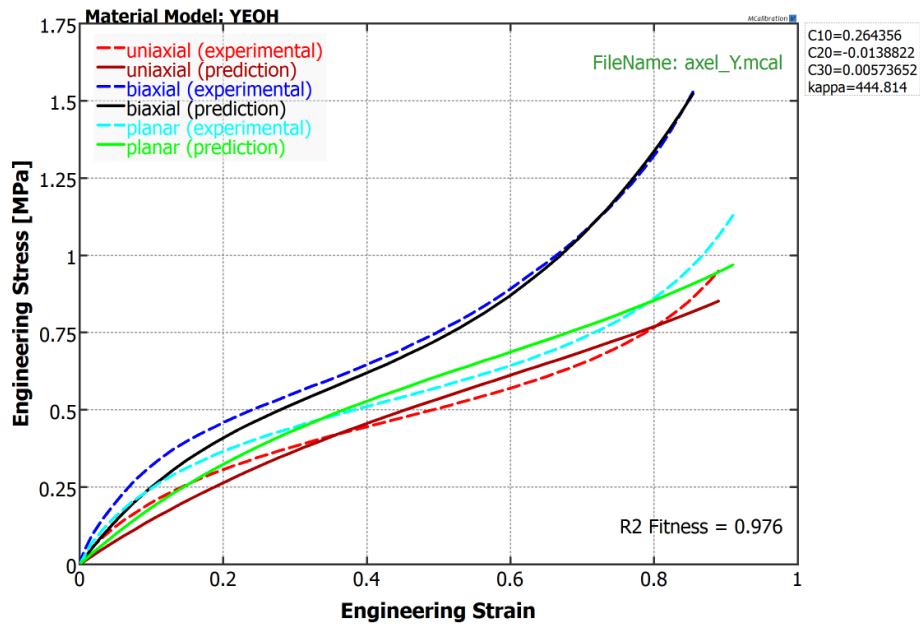
Аутор дисертације: Милан Банић

Потпис докторанда:

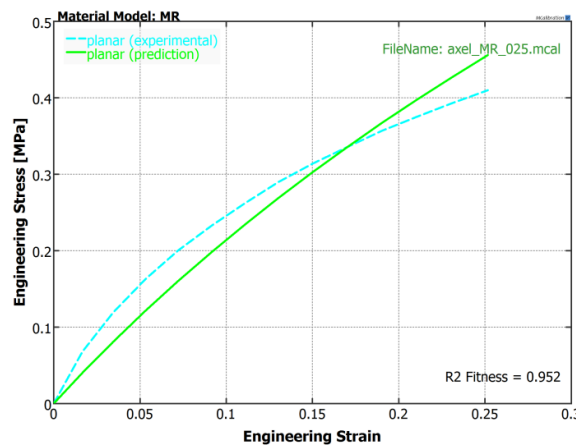
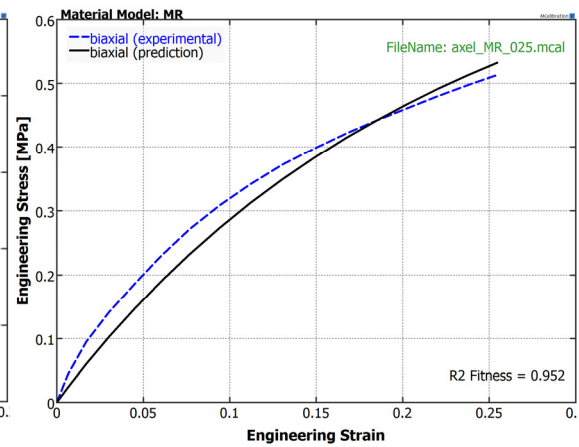
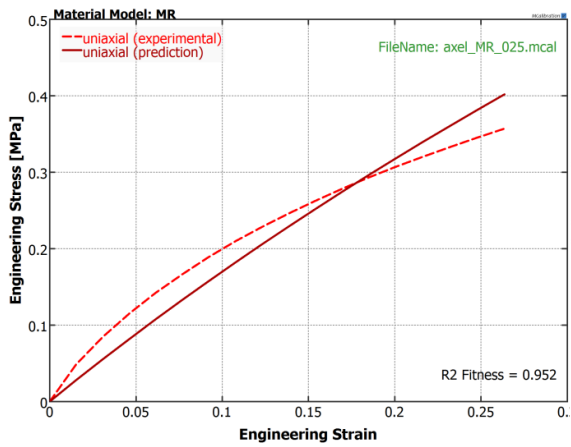
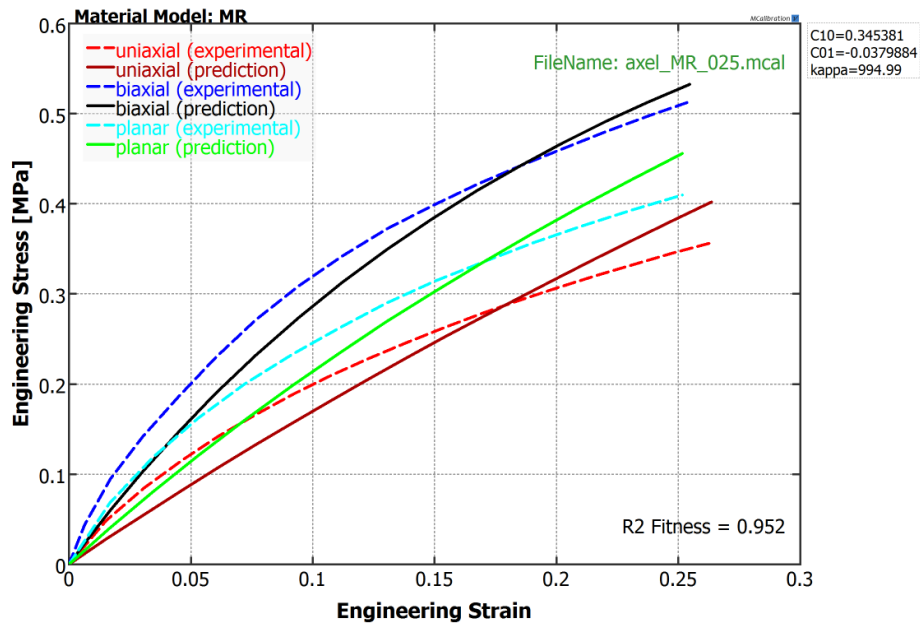
ПРИЛОГ 1



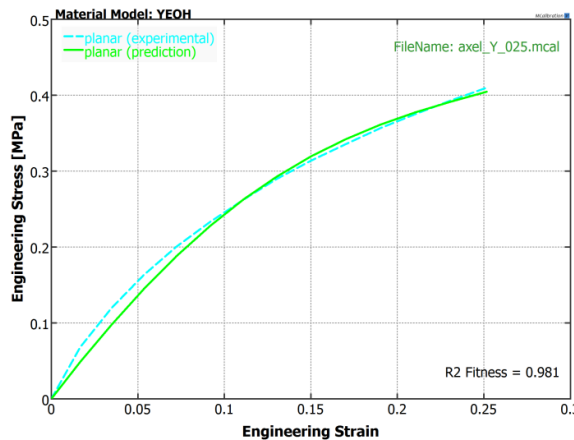
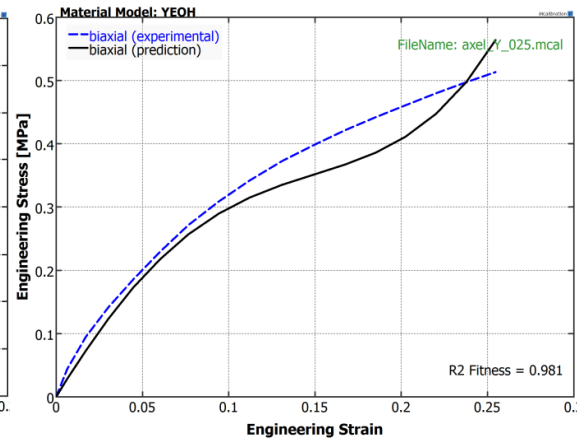
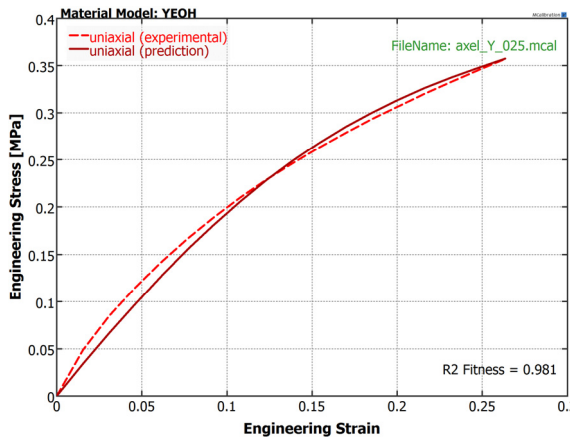
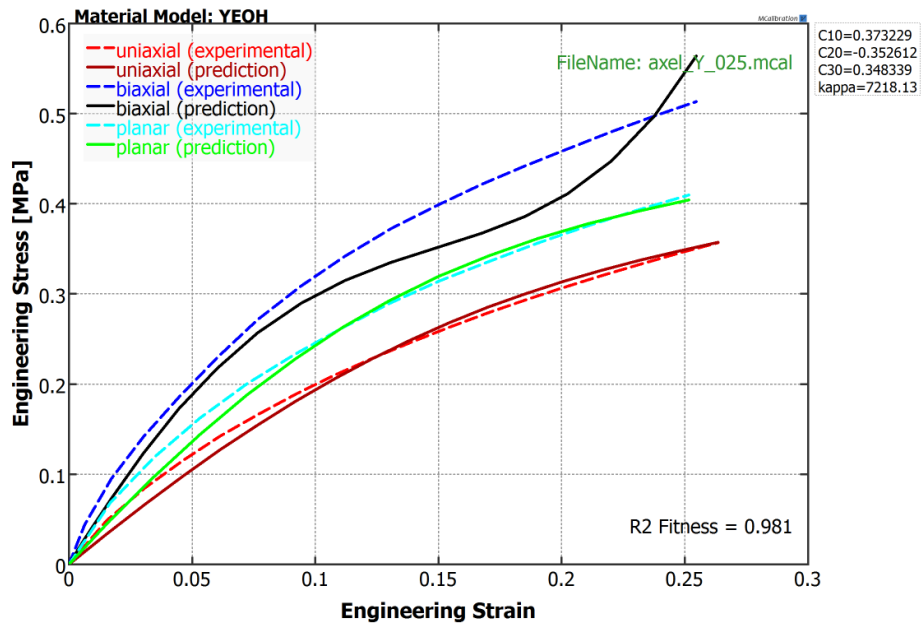
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Муни-Ривлин моделом за једносно, двосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$



Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$

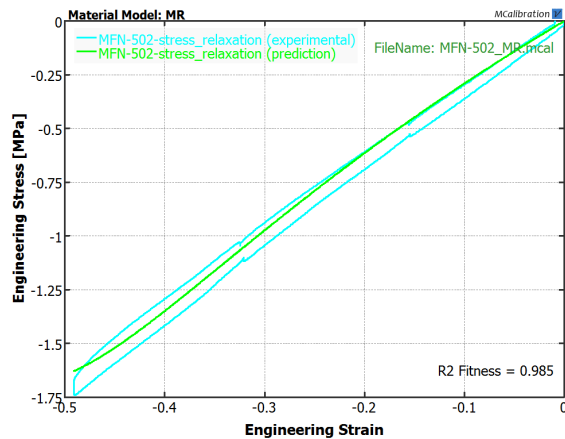
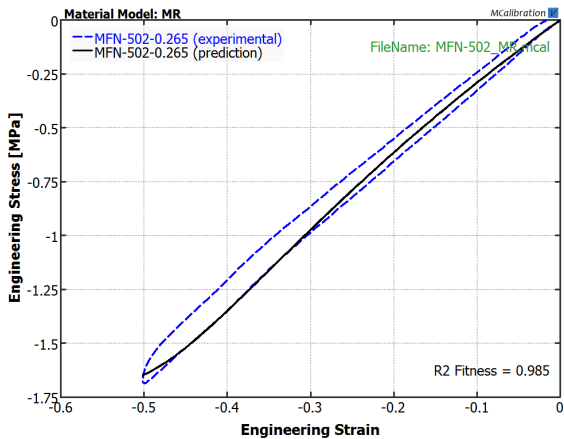
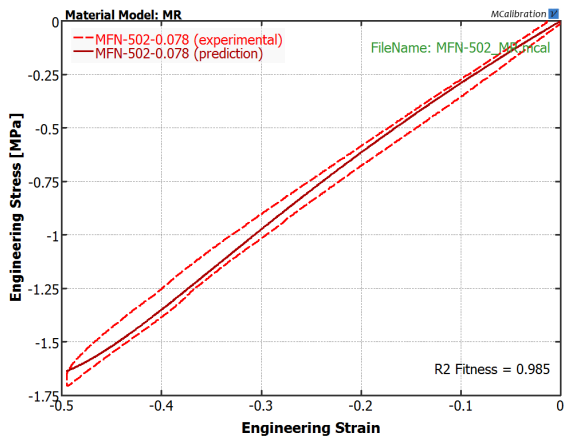
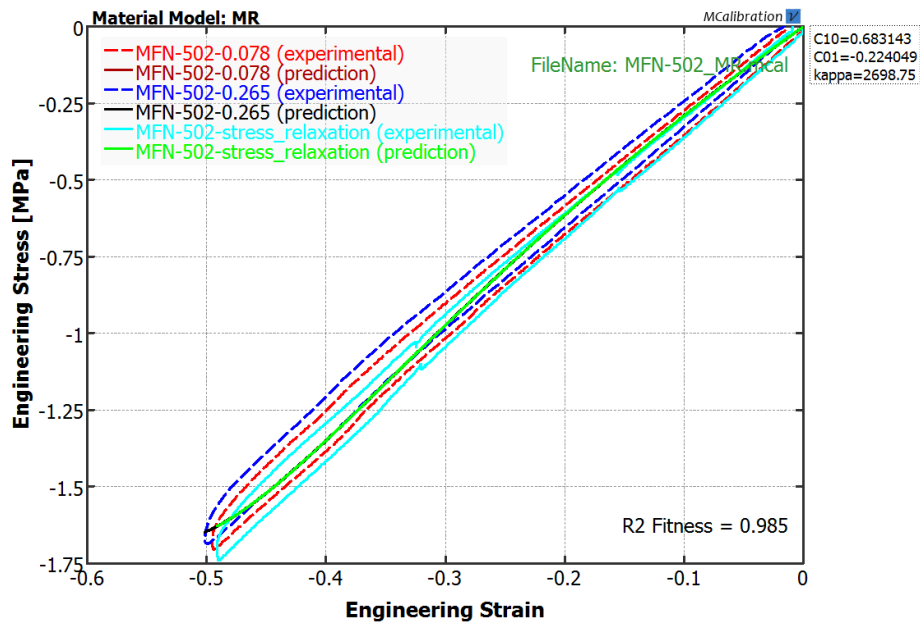


Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Муни-Ривлин моделом за једноосно, двоосно и раванско истежање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,25$

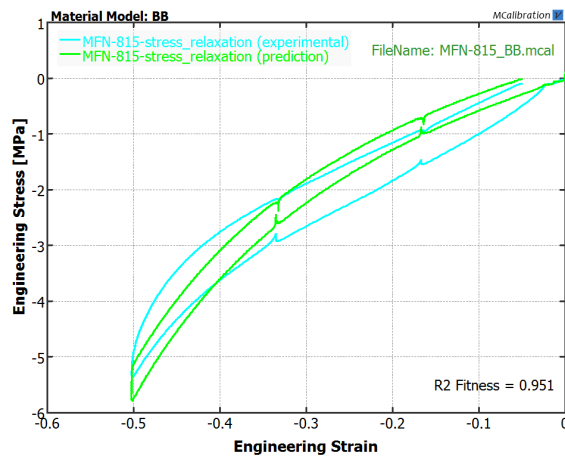
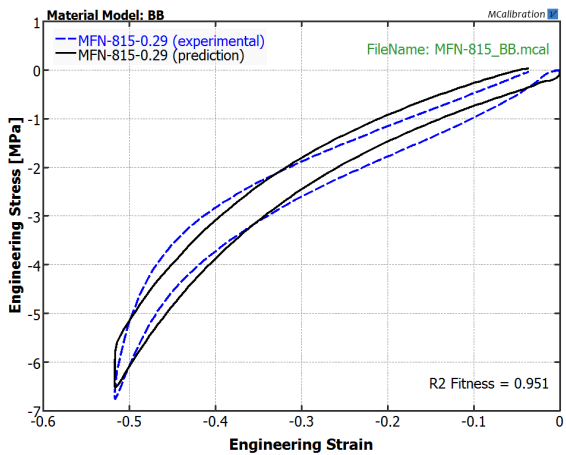
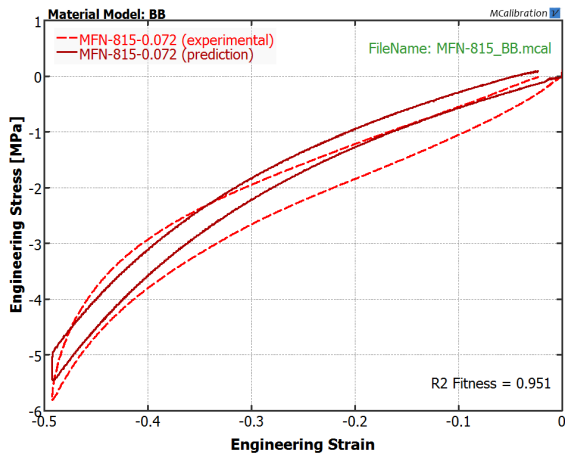
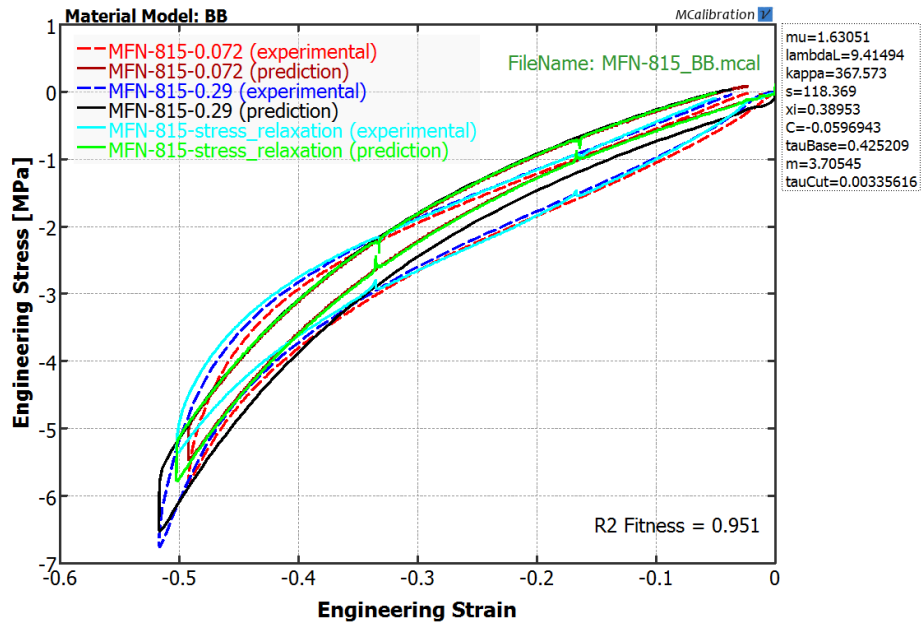


Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за једноосно, двоосно и раванско истезање до вредности релативне деформације од $\epsilon = 0,9$

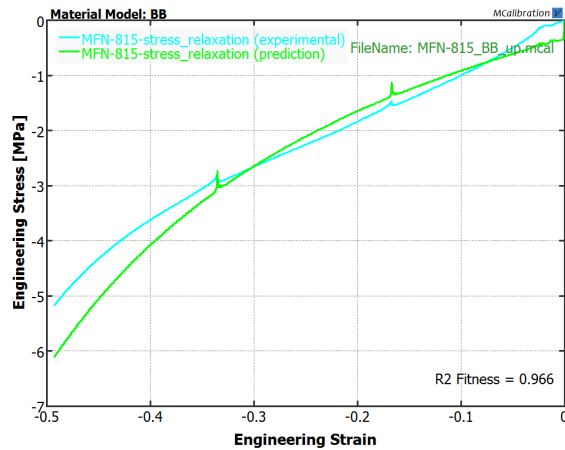
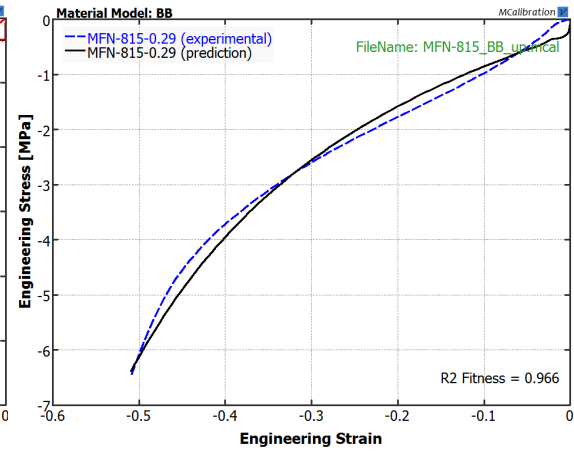
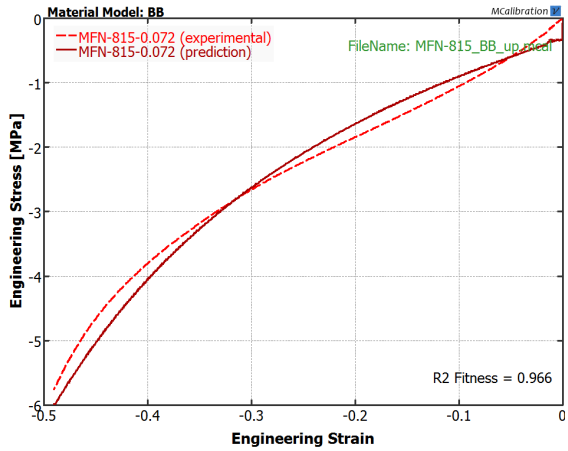
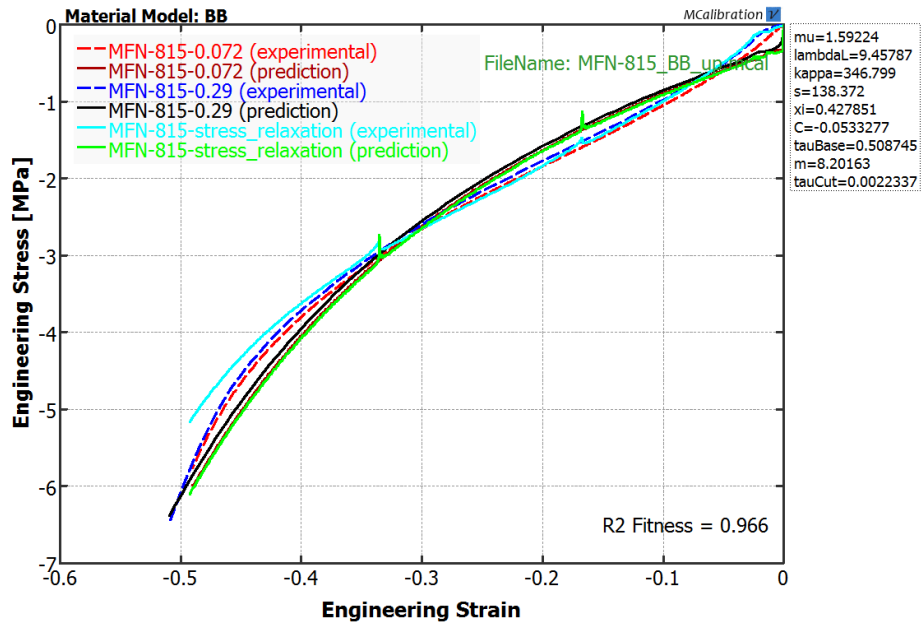
ПРИЛОГ 2



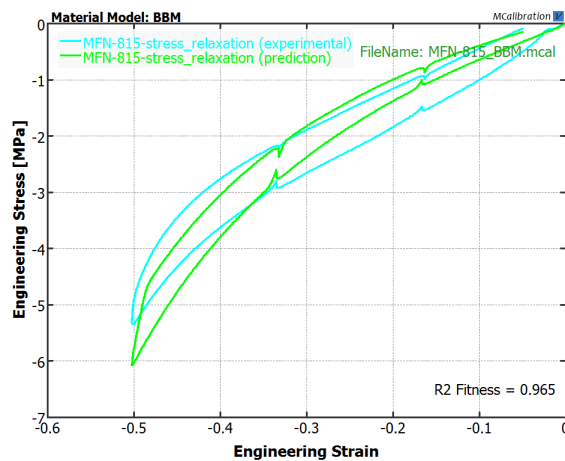
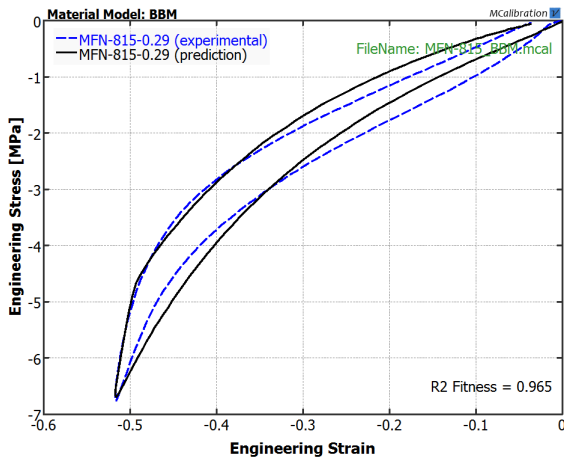
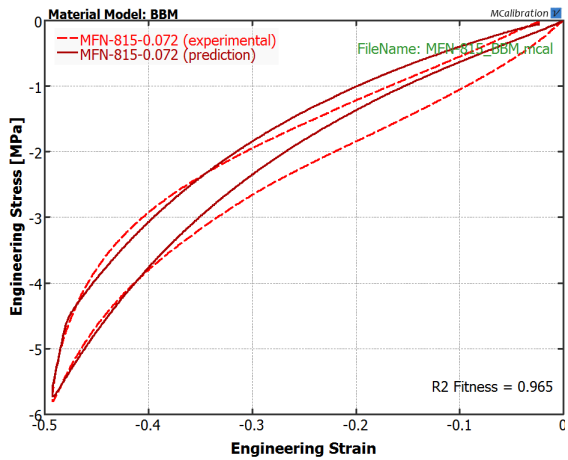
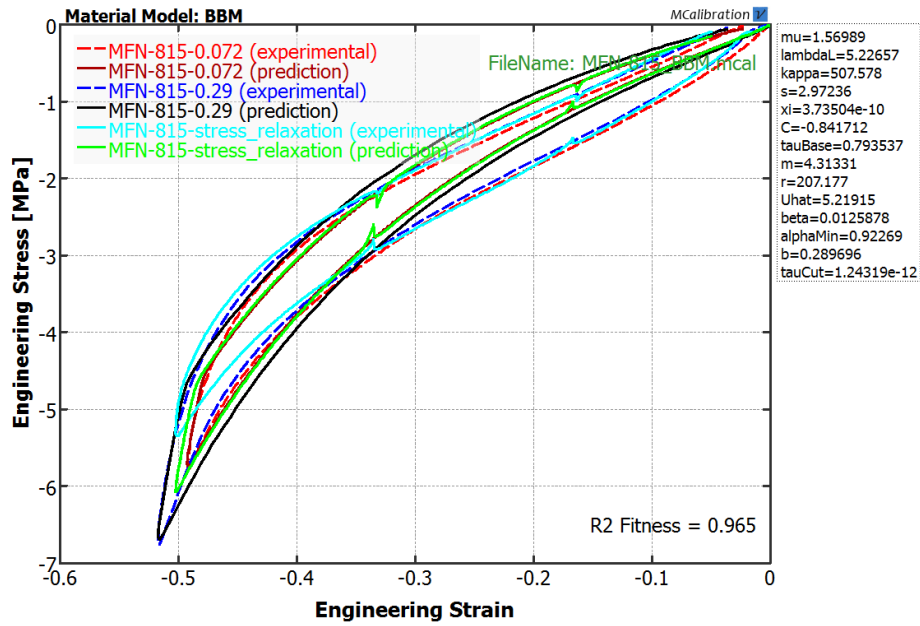
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



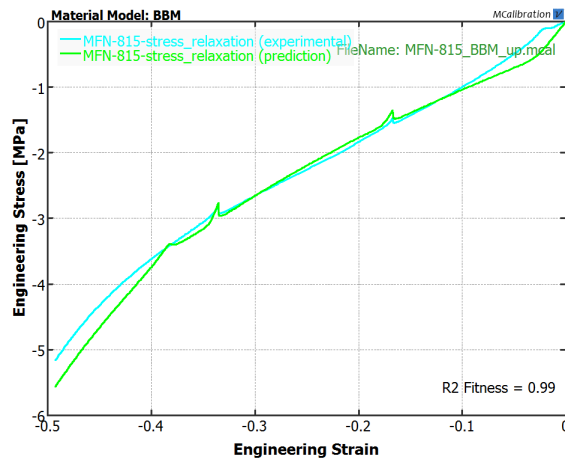
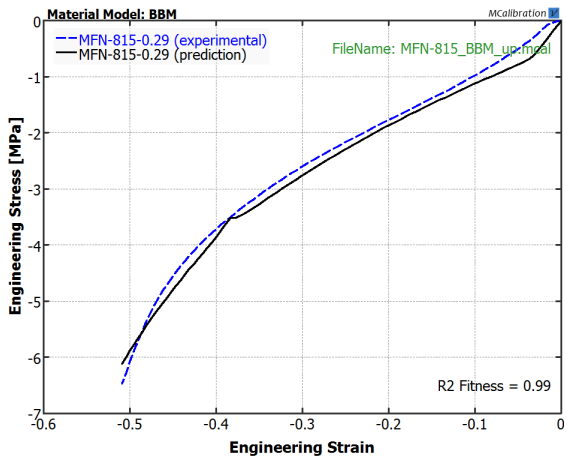
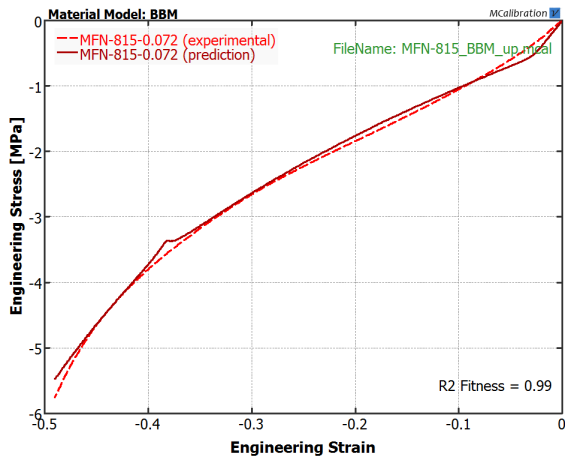
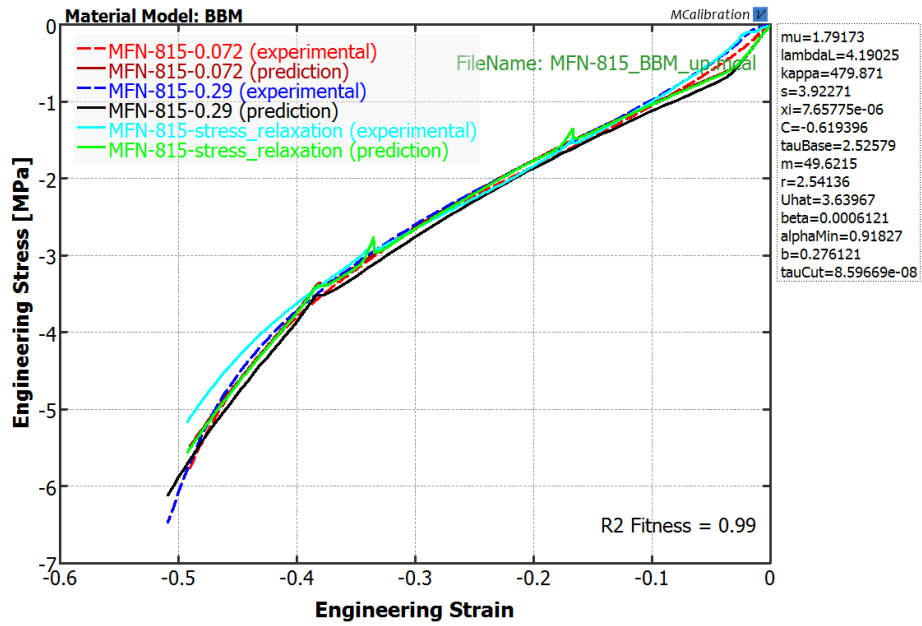
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



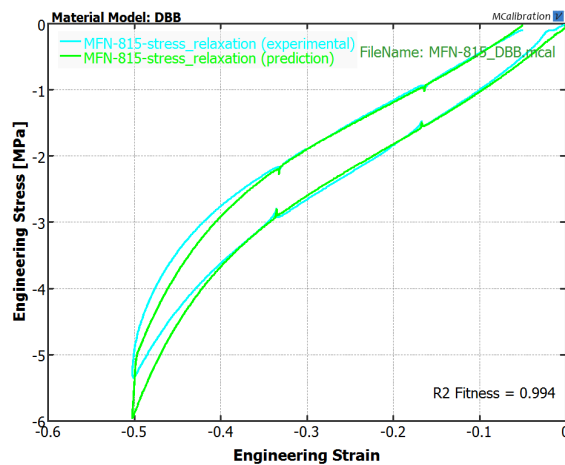
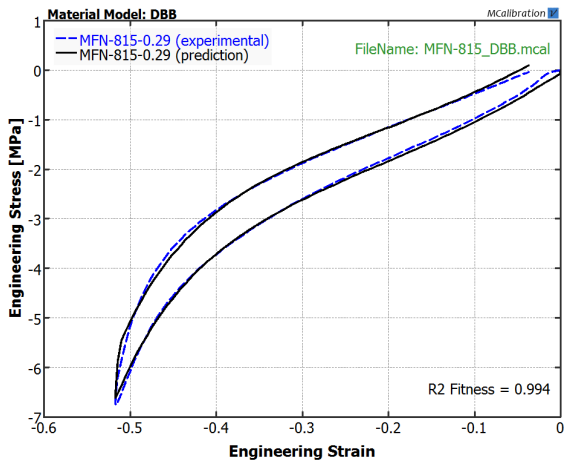
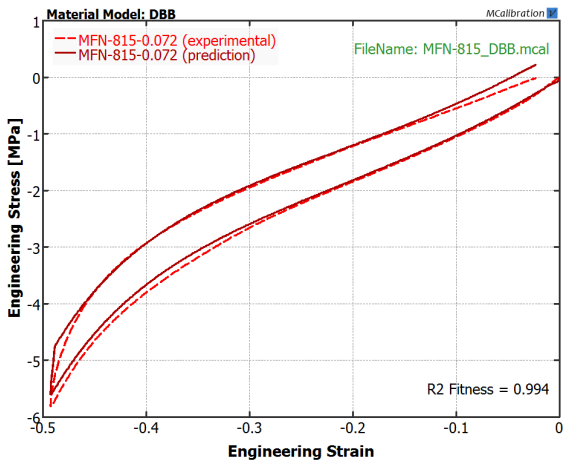
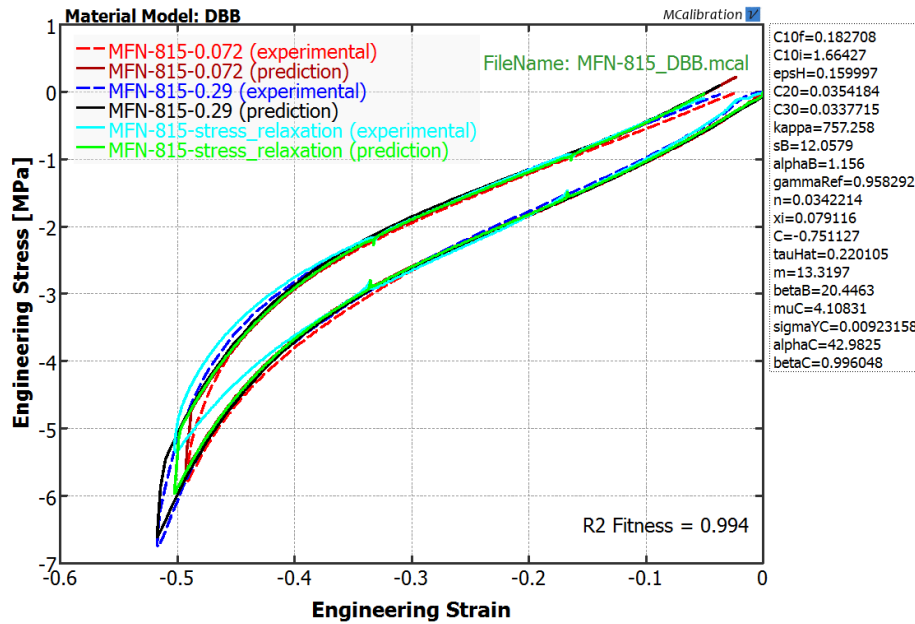
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



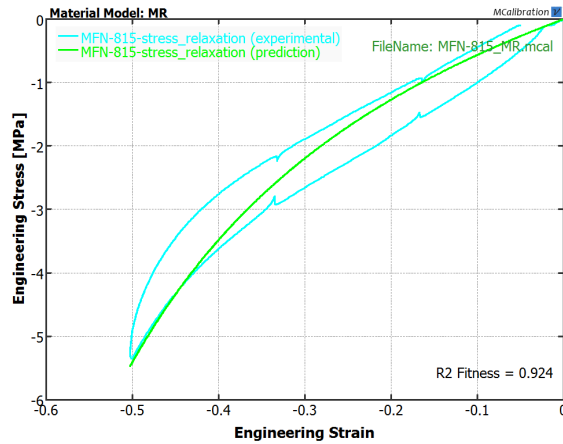
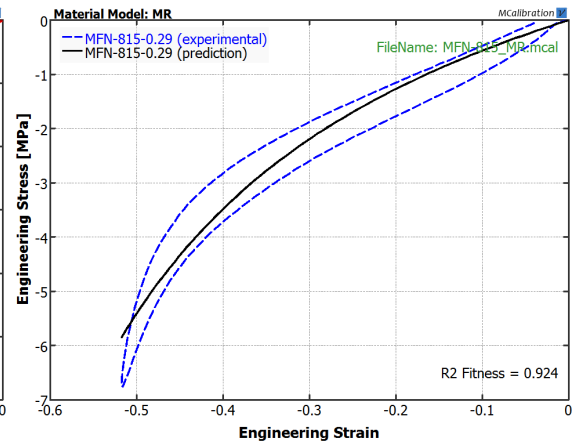
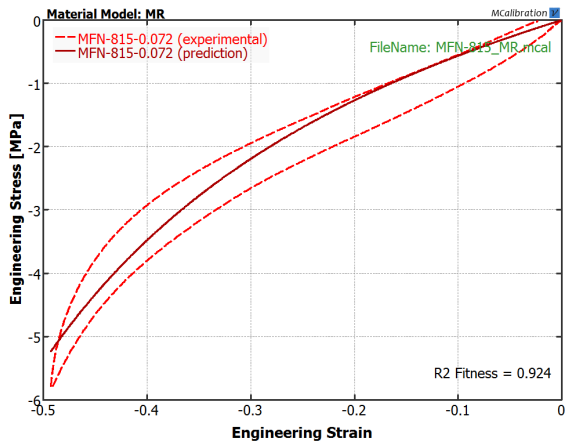
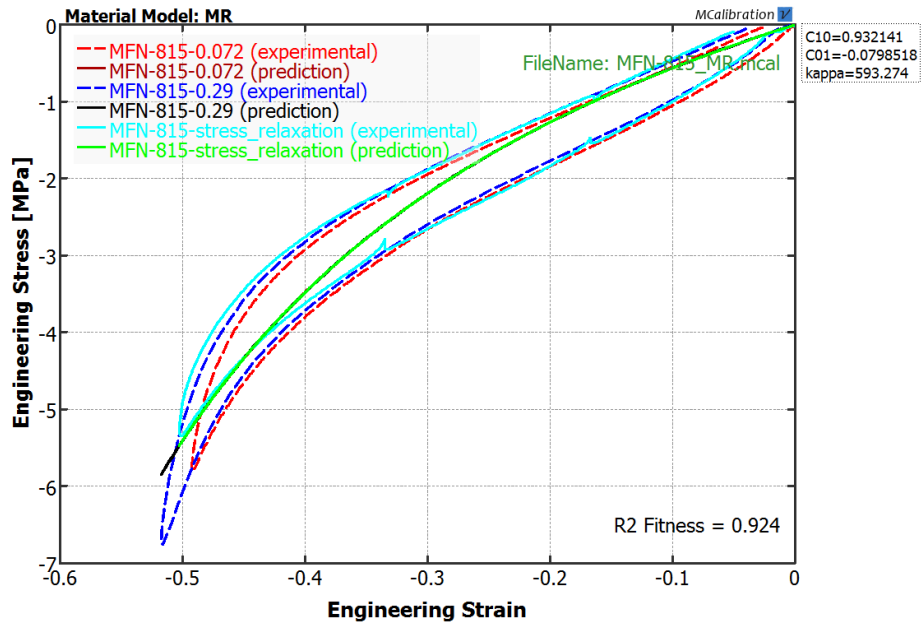
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



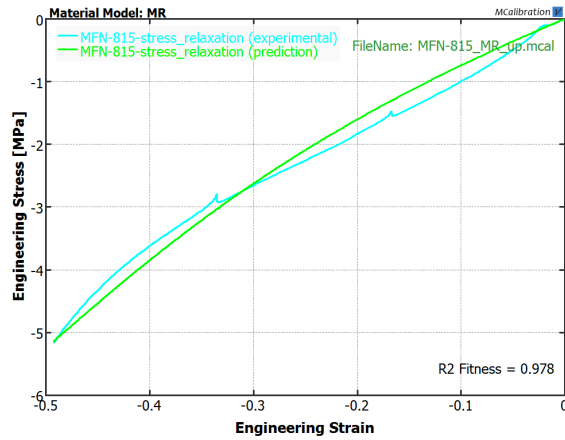
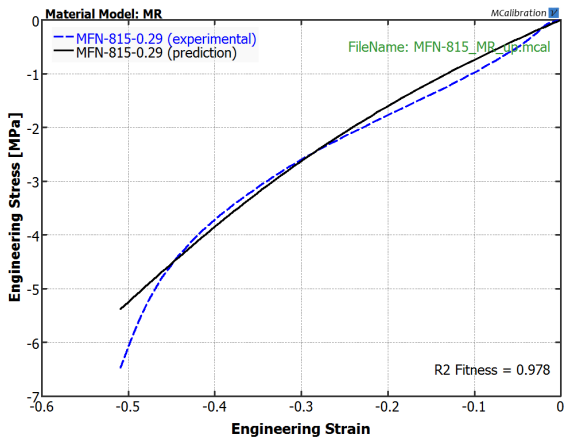
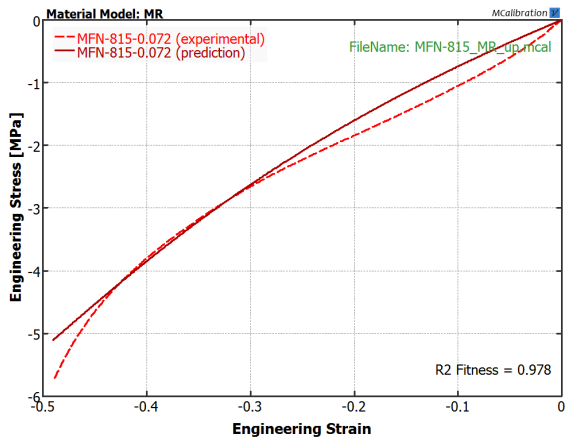
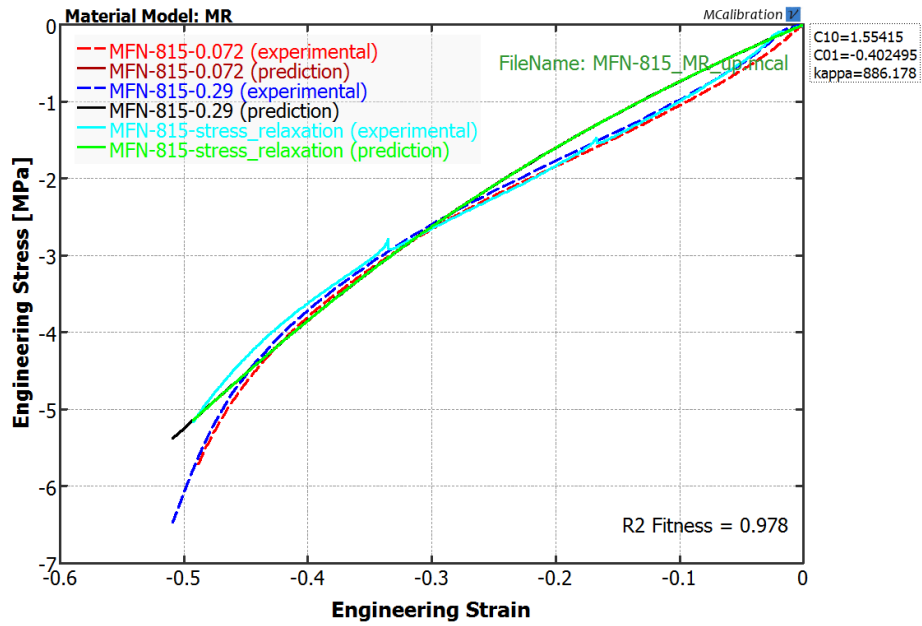
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



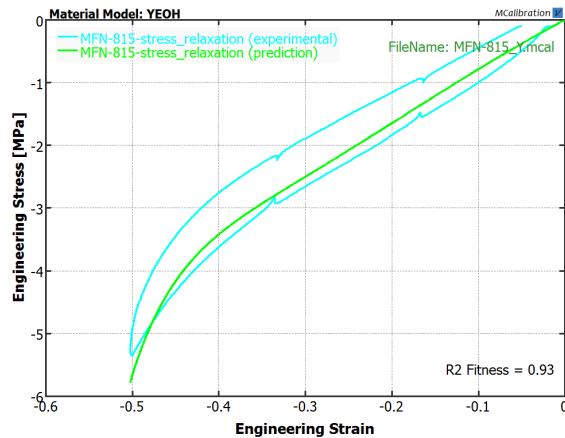
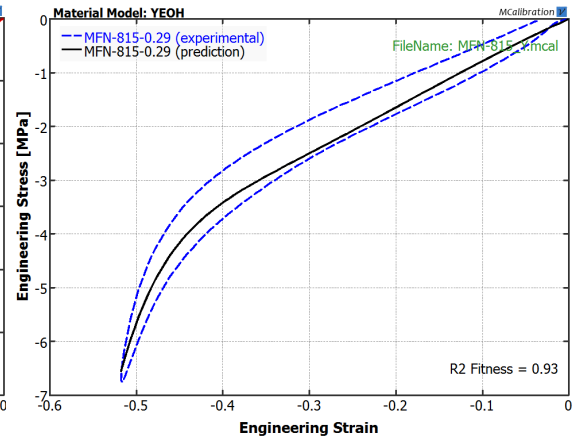
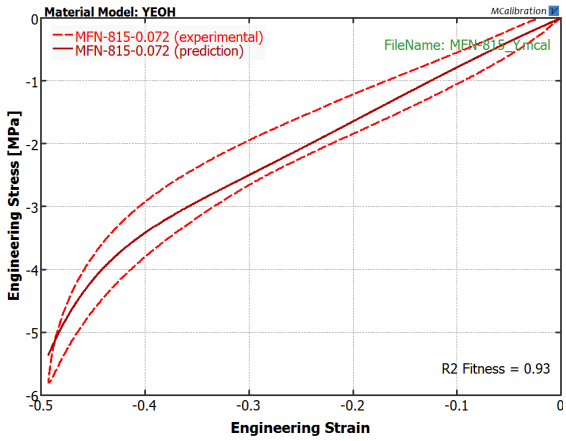
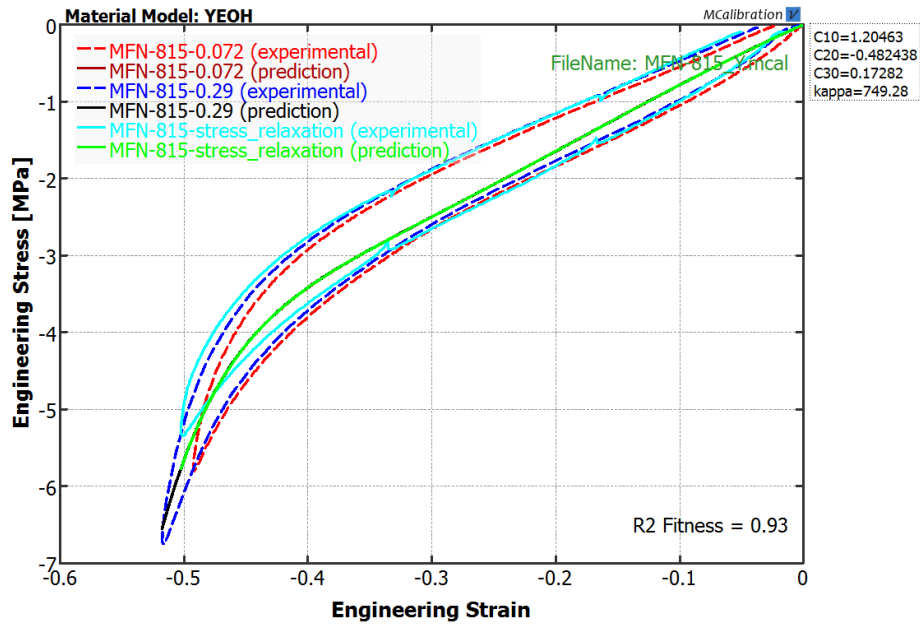
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



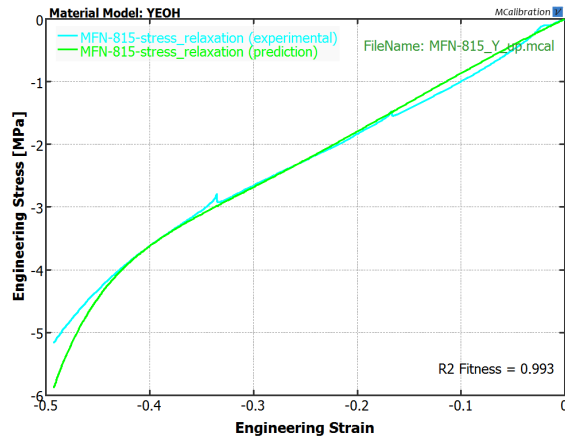
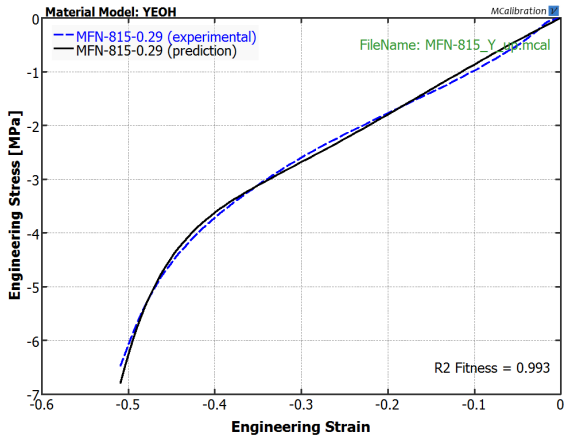
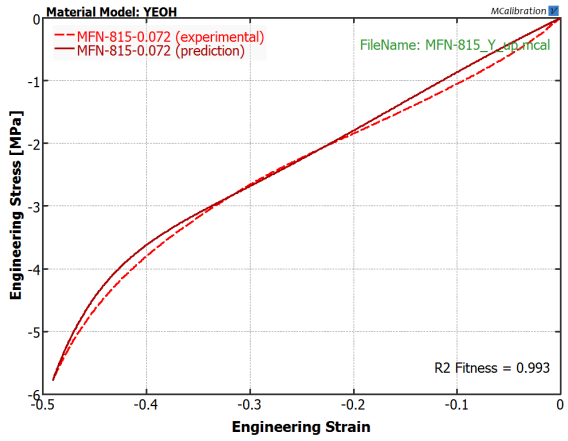
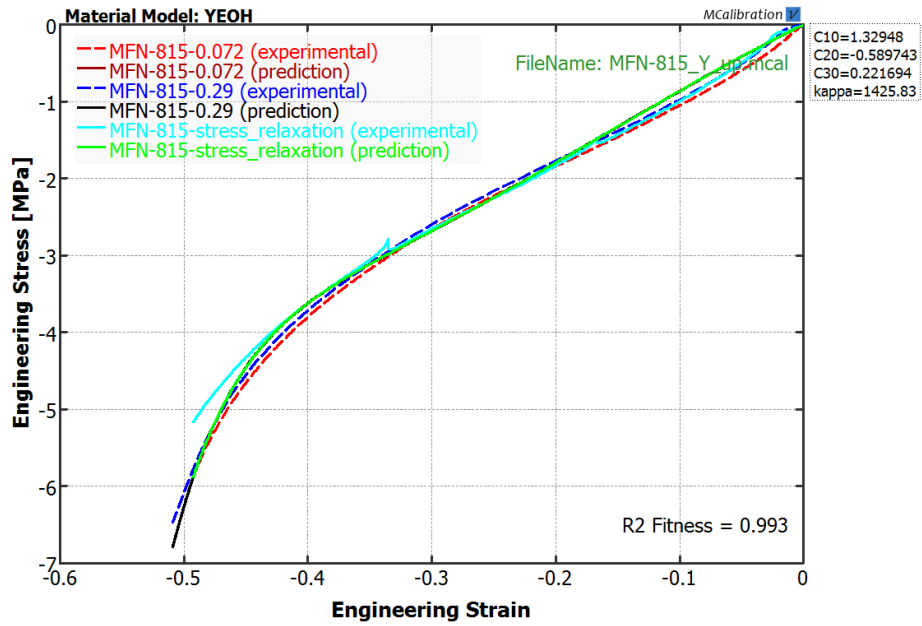
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



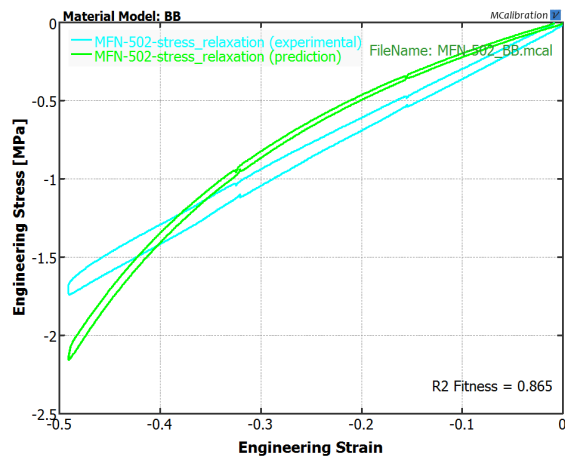
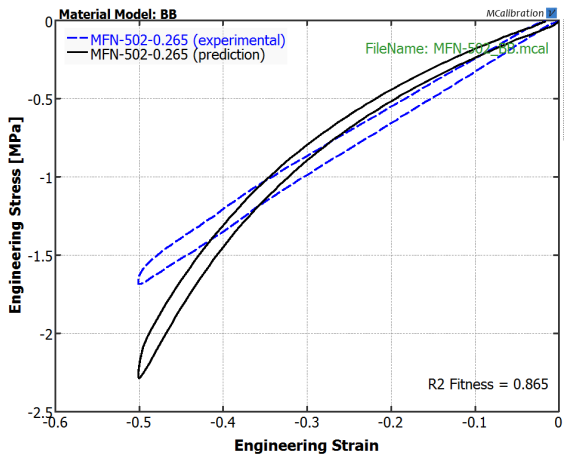
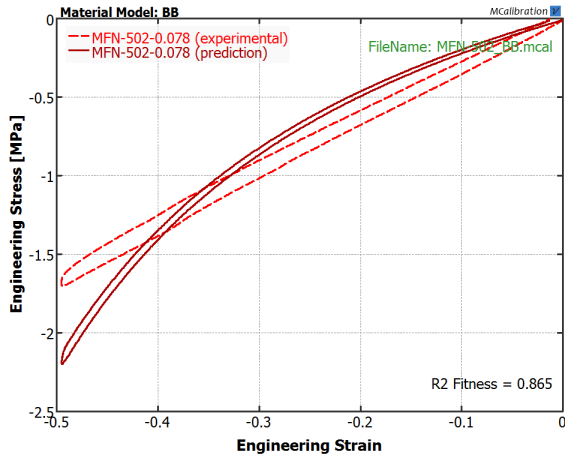
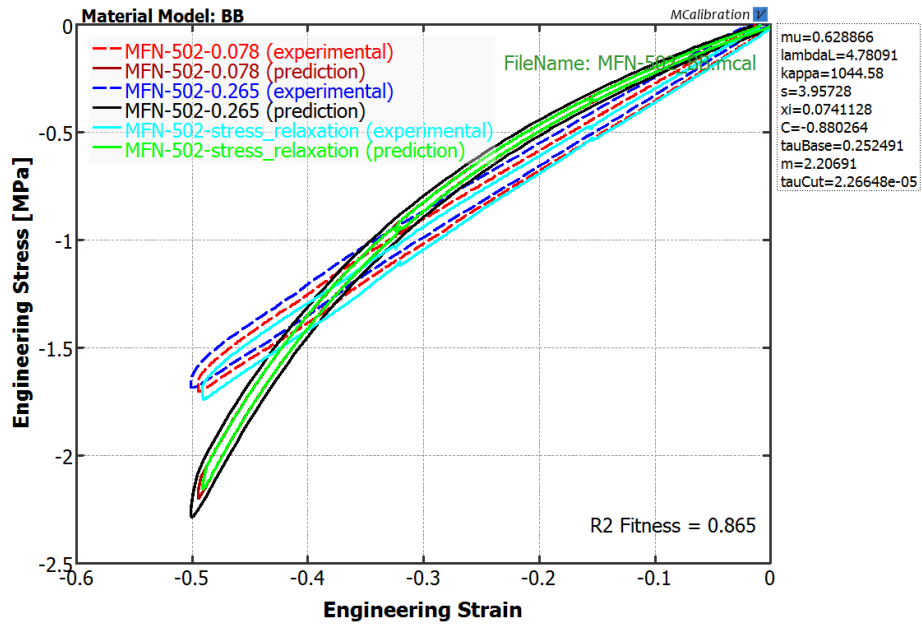
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



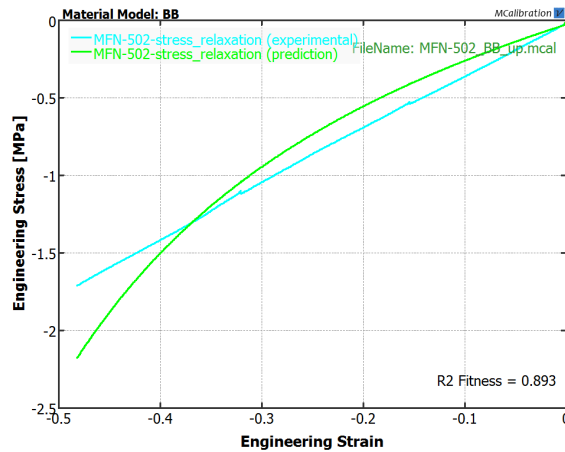
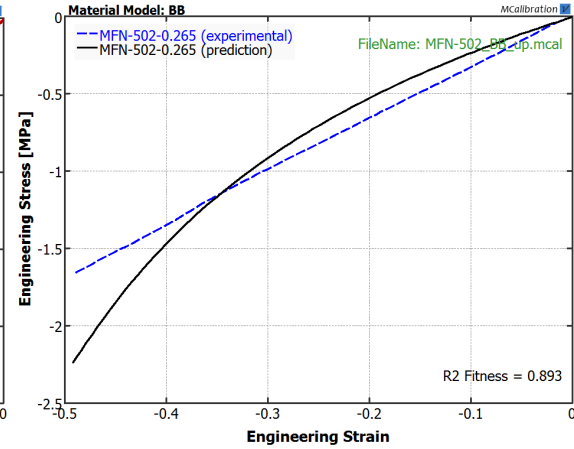
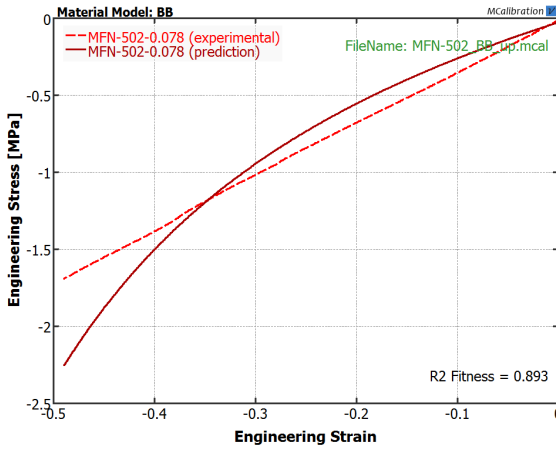
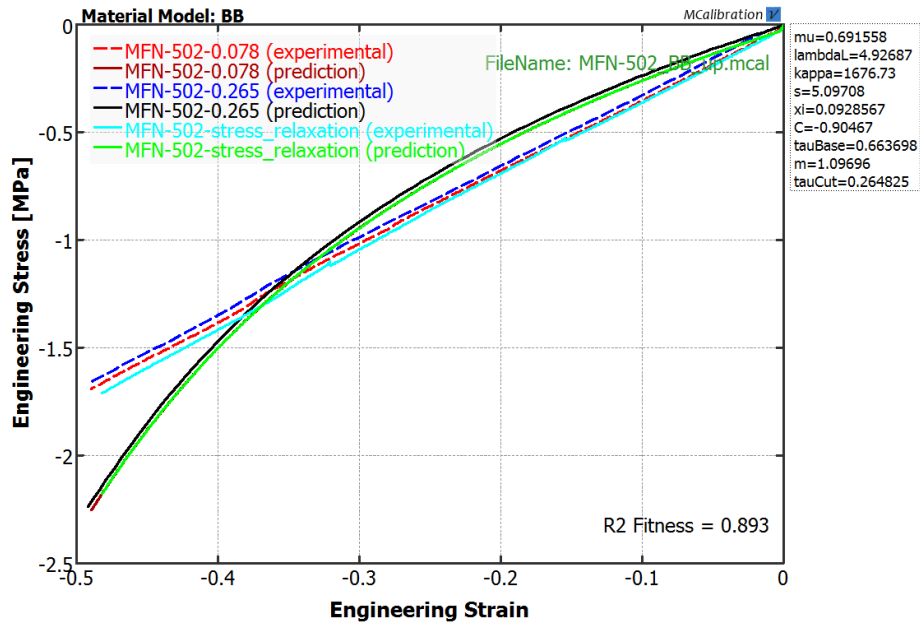
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



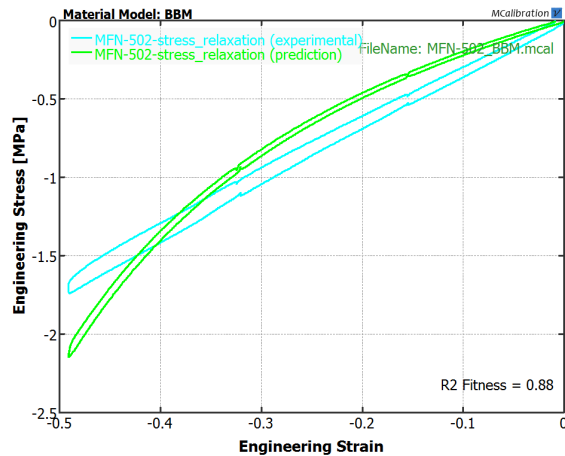
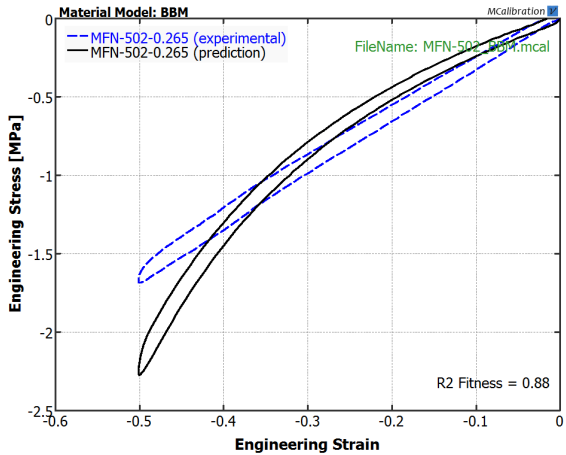
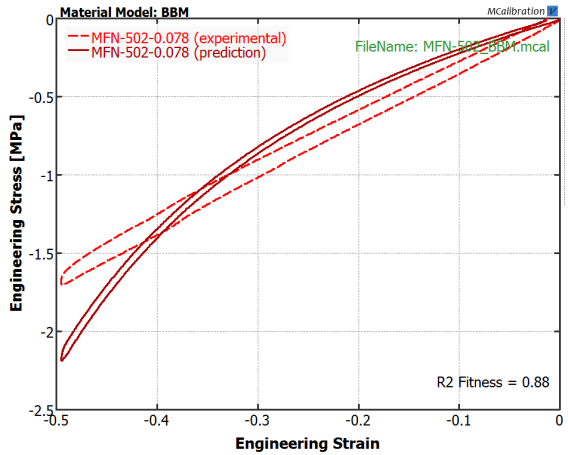
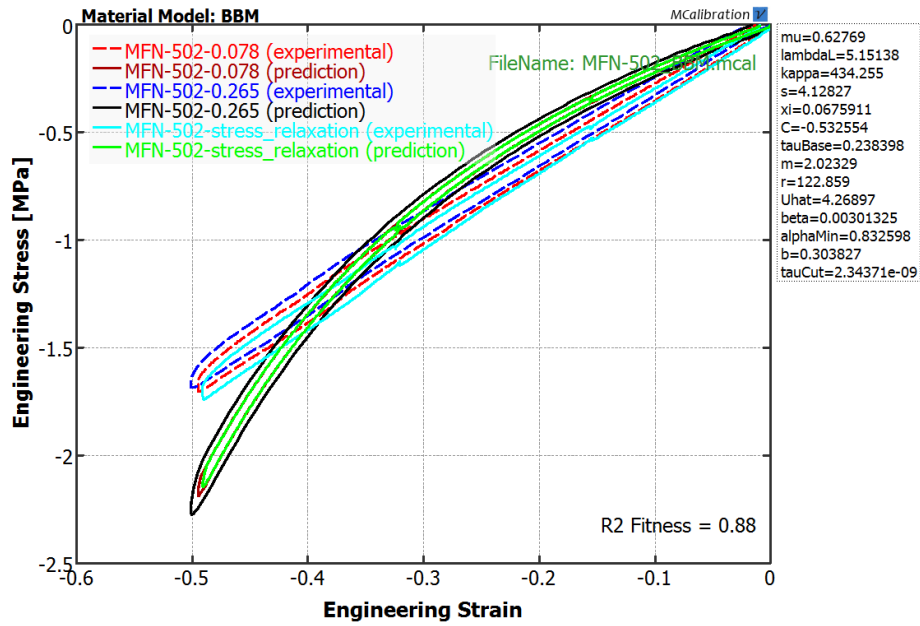
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-815 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



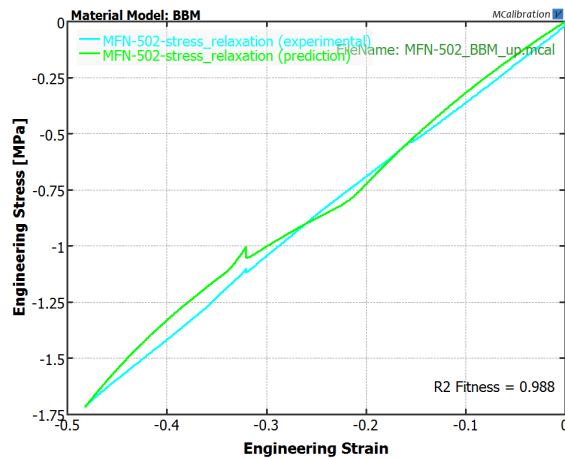
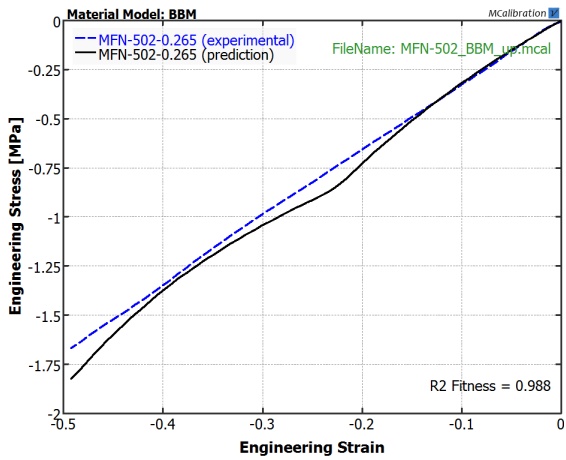
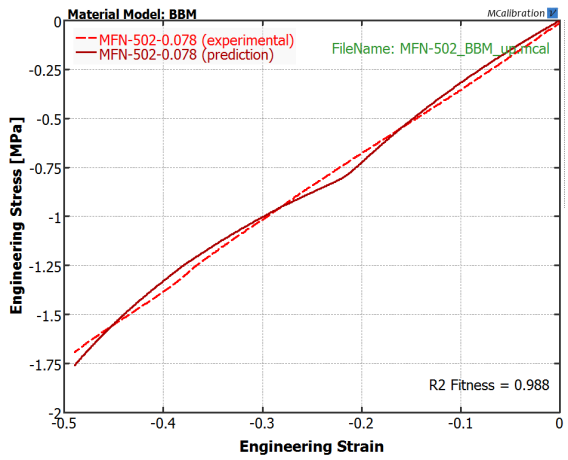
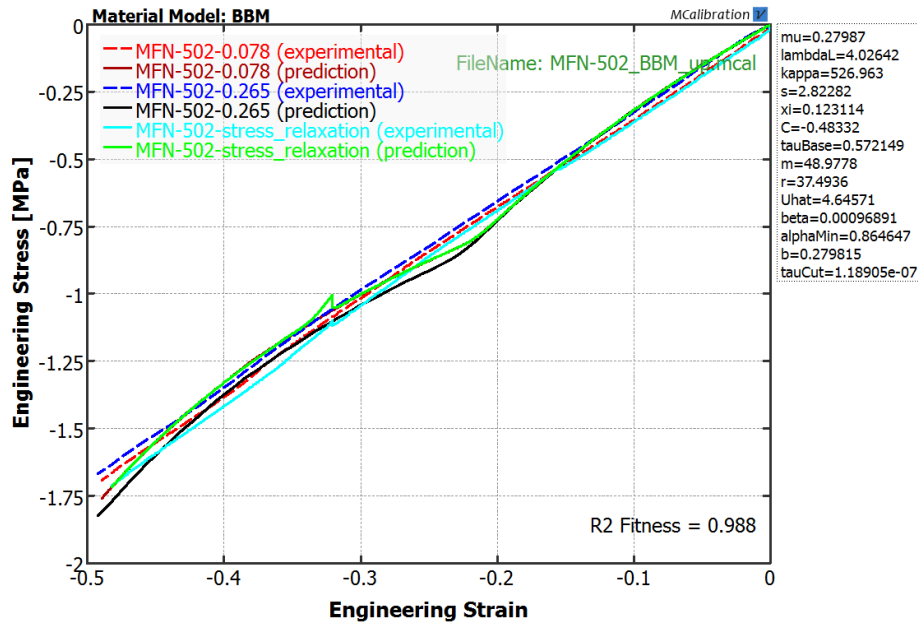
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



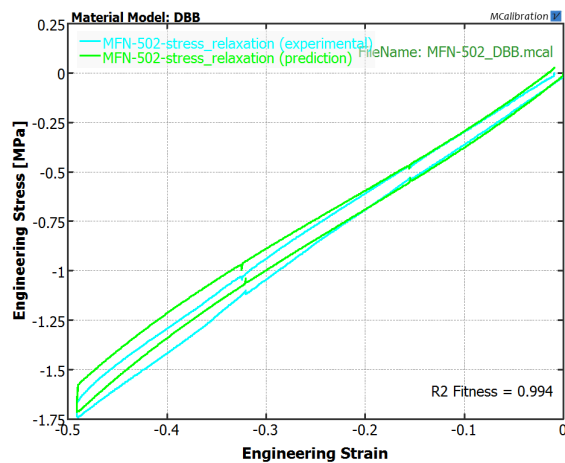
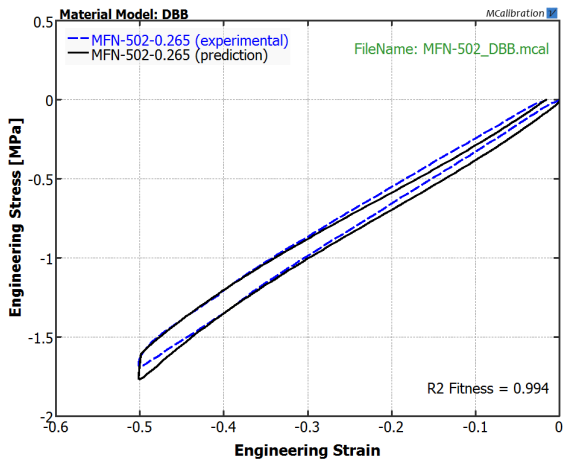
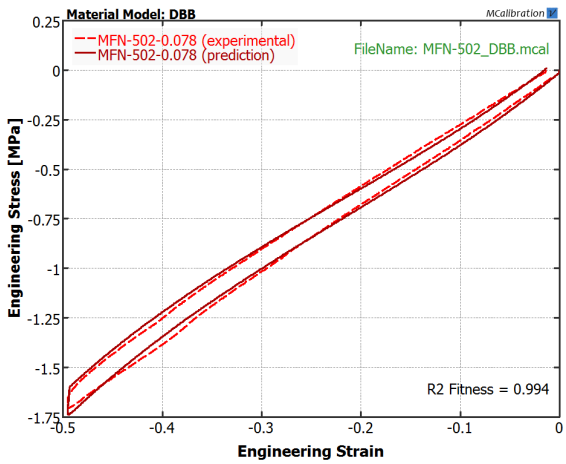
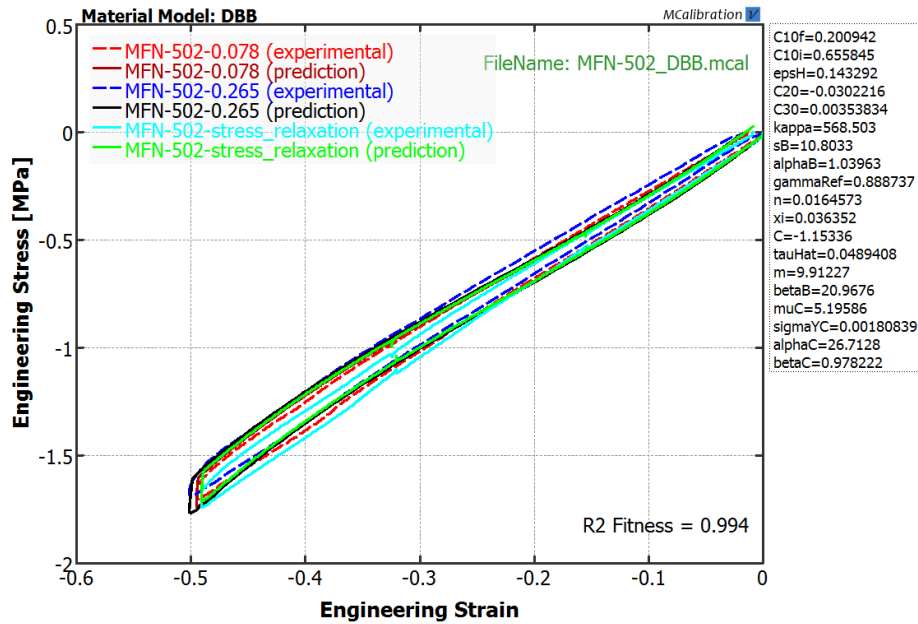
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



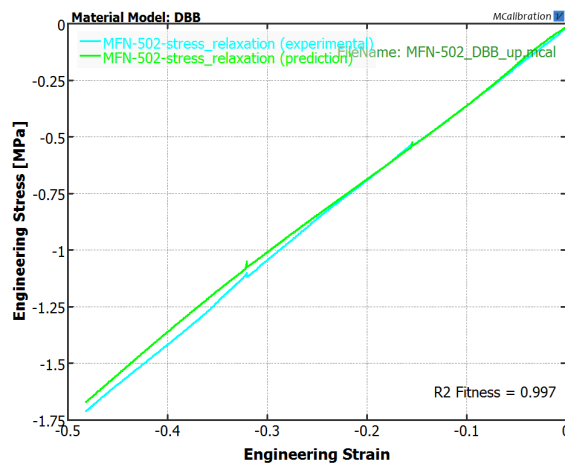
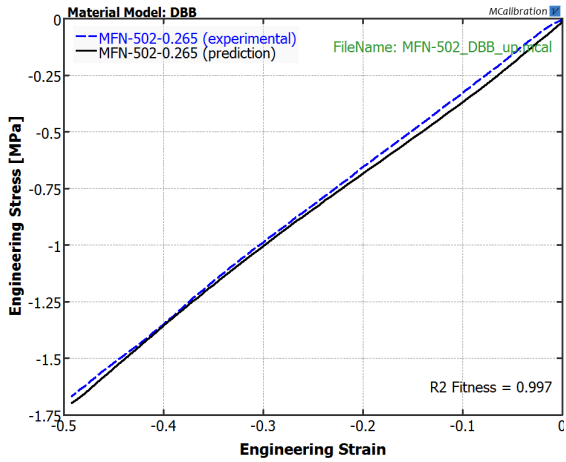
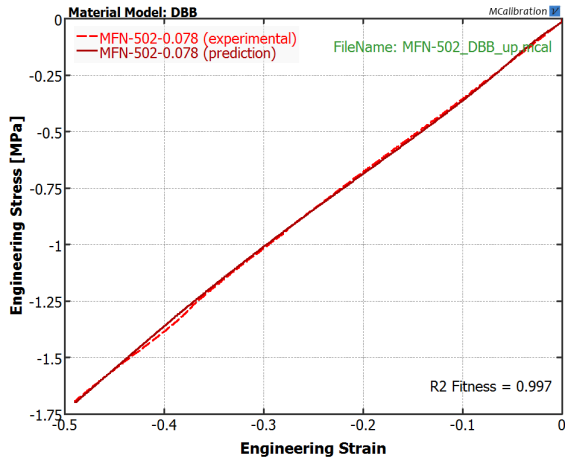
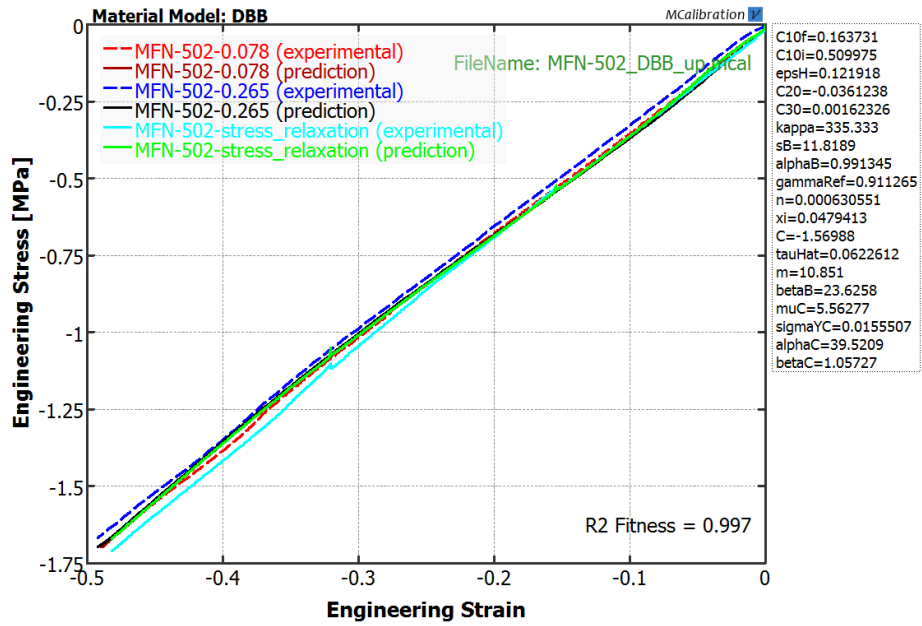
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



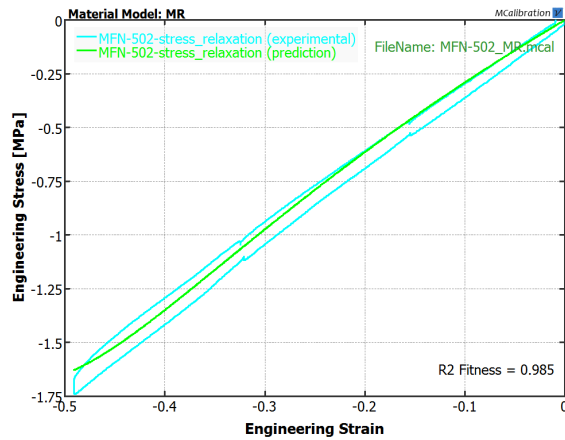
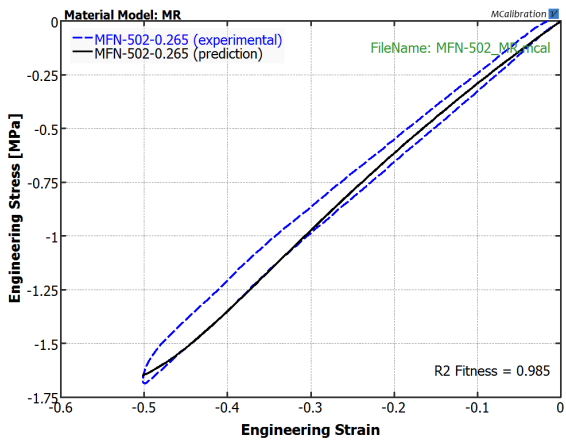
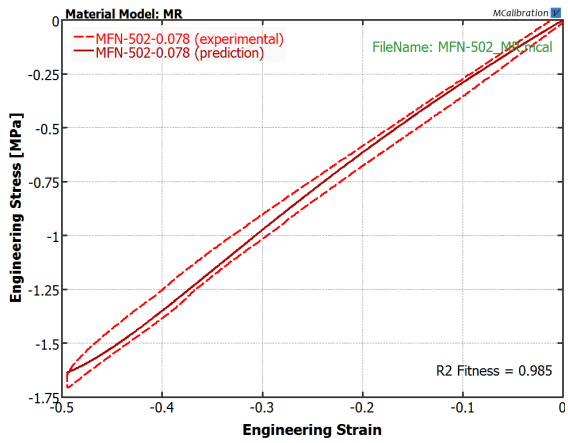
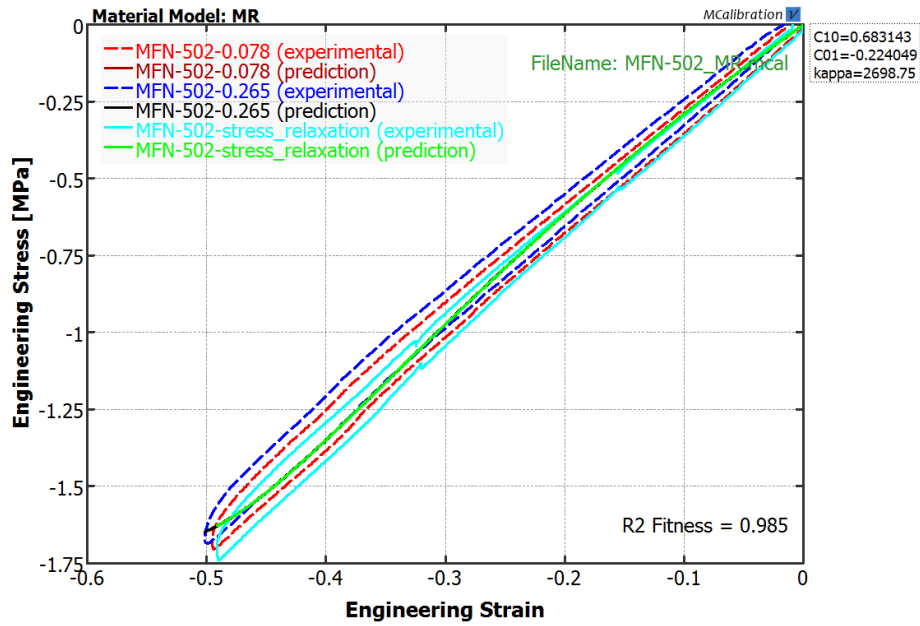
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



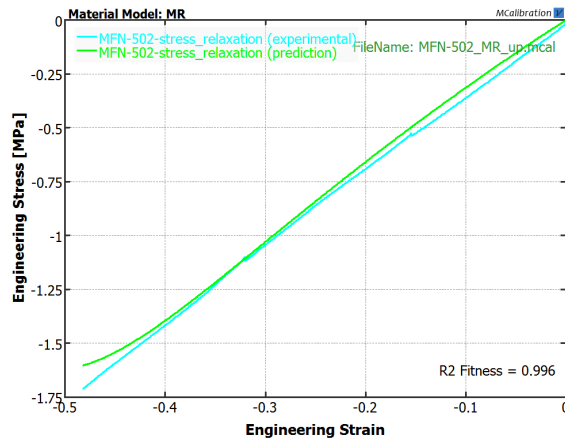
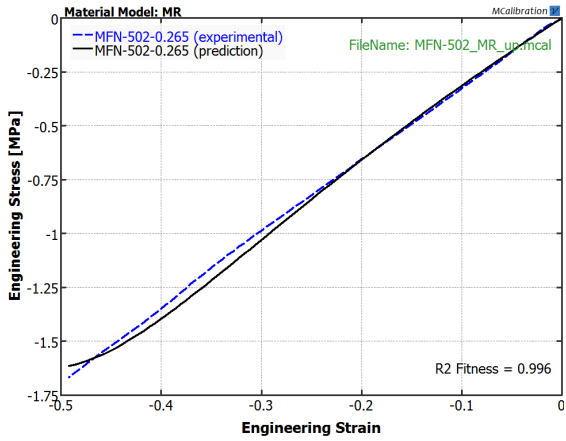
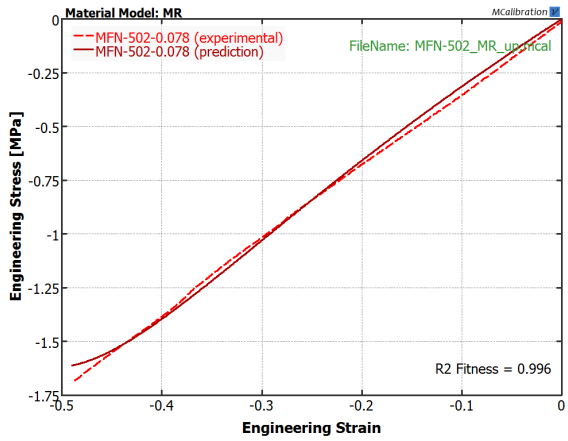
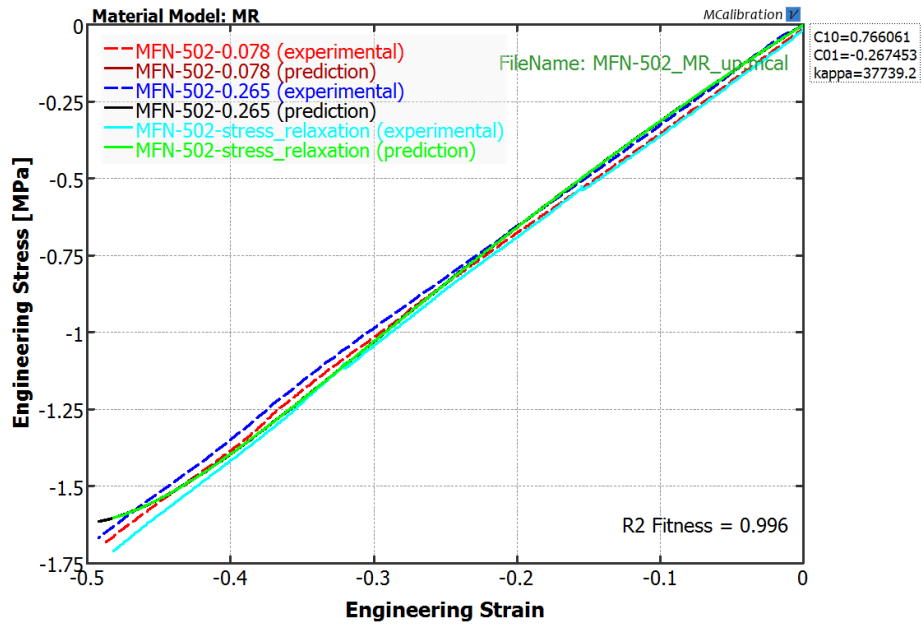
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



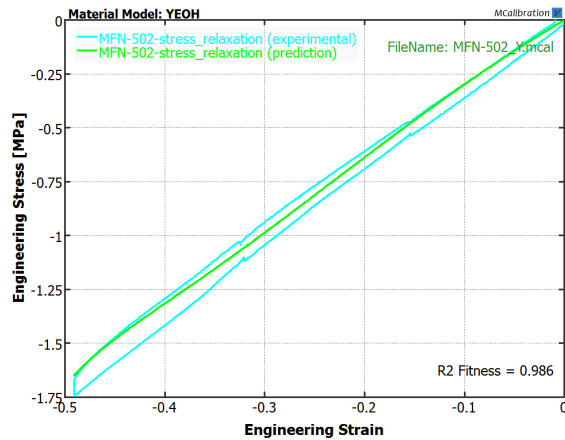
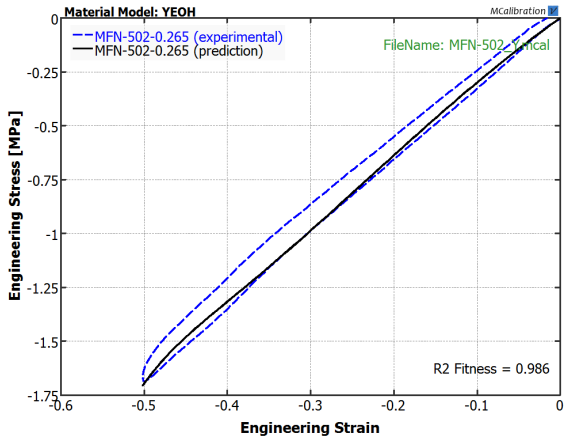
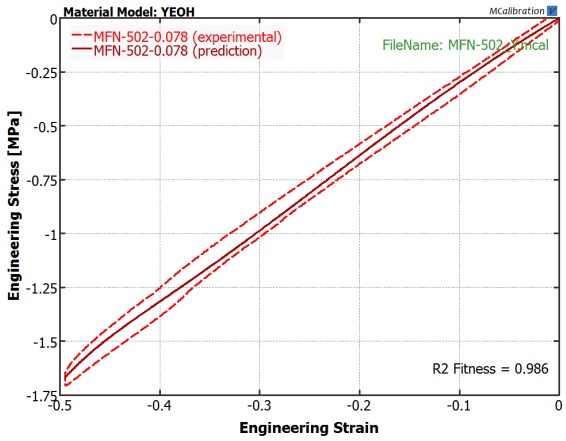
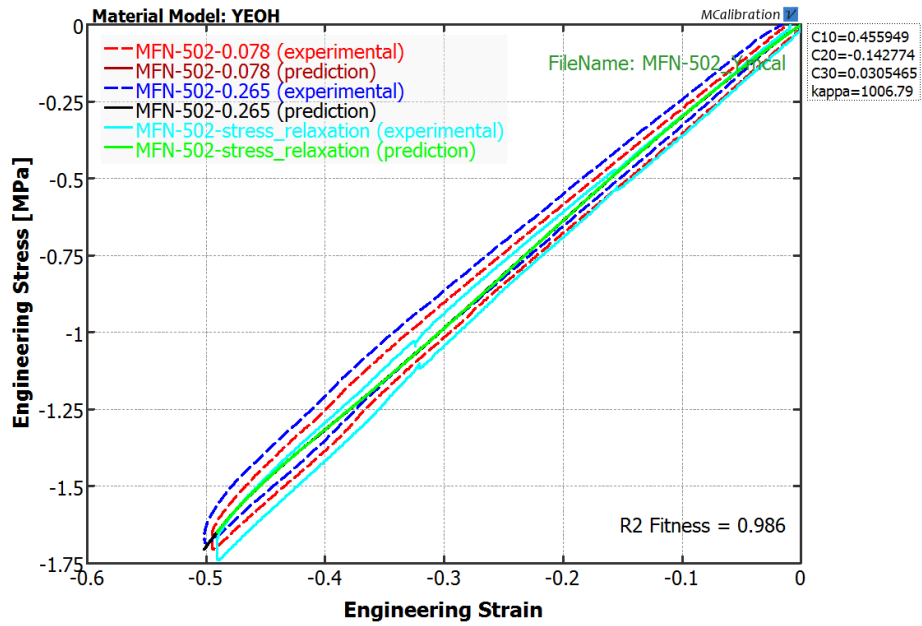
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



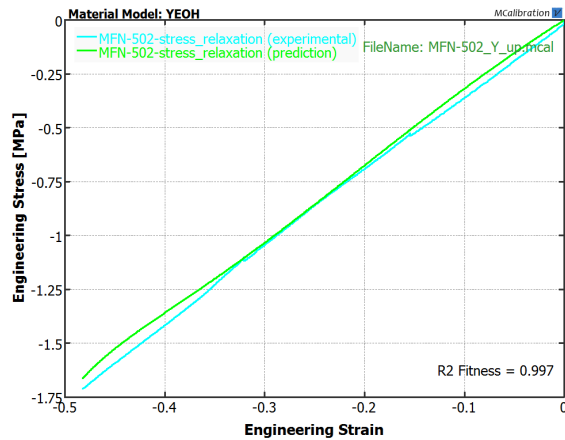
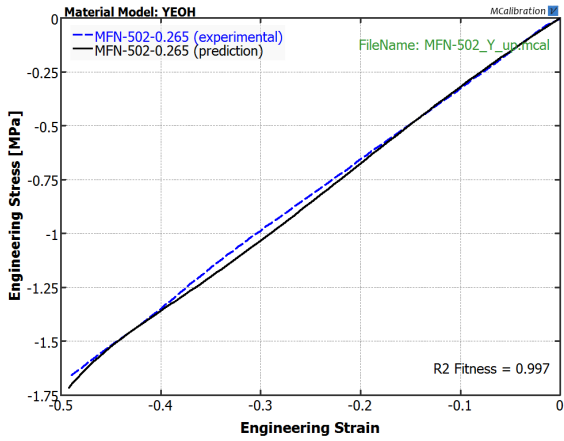
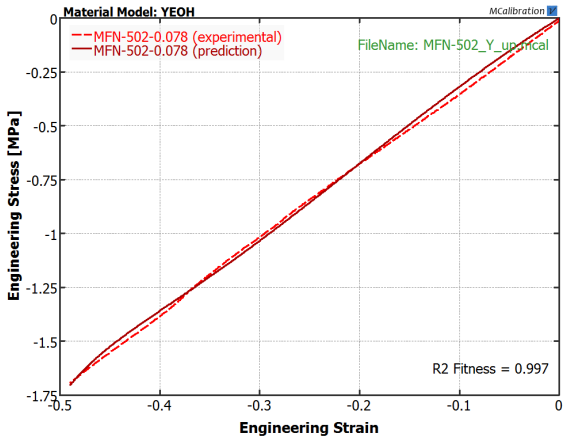
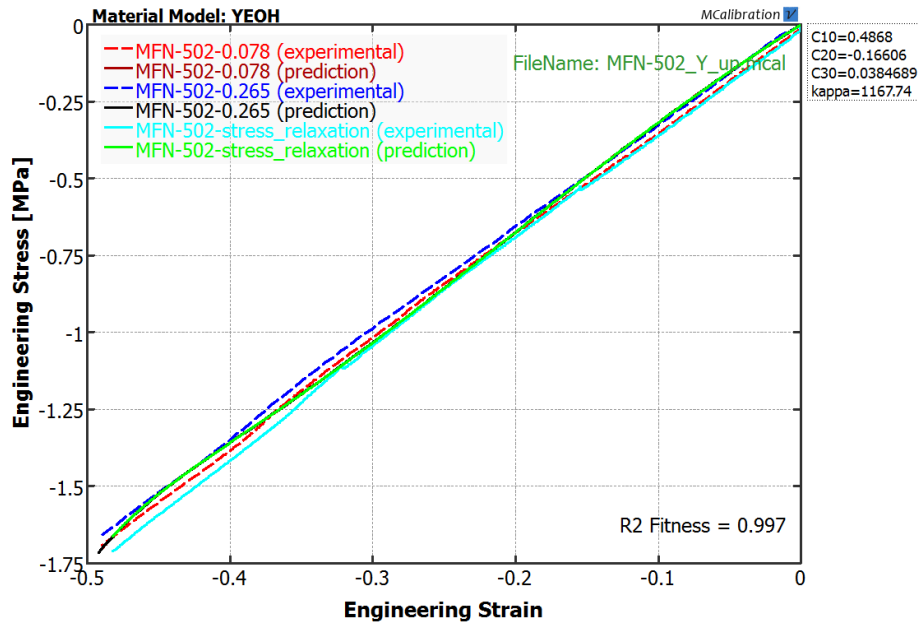
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



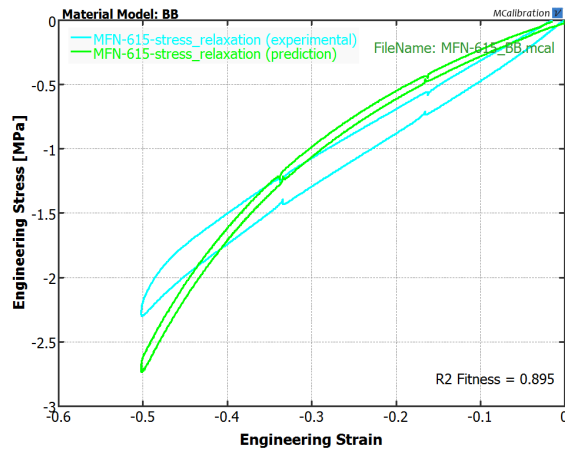
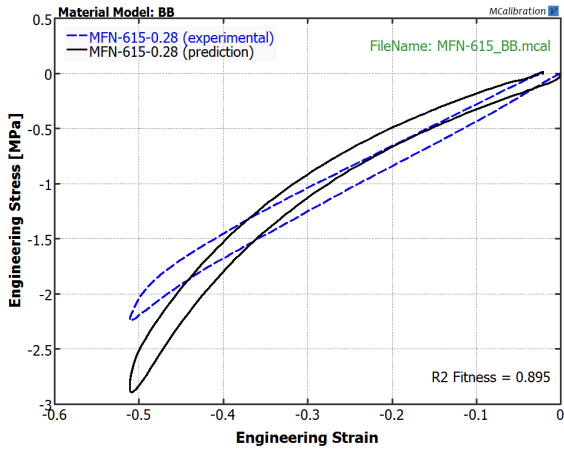
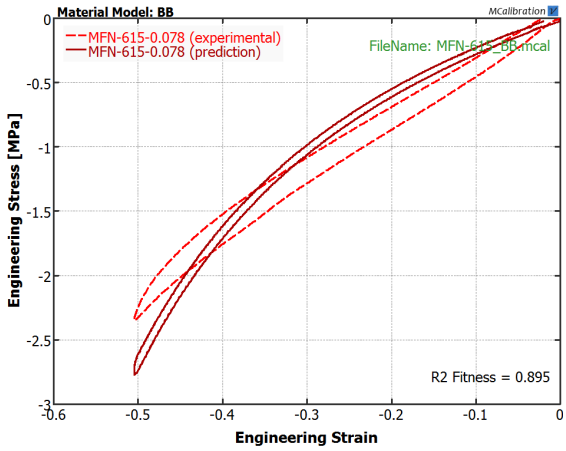
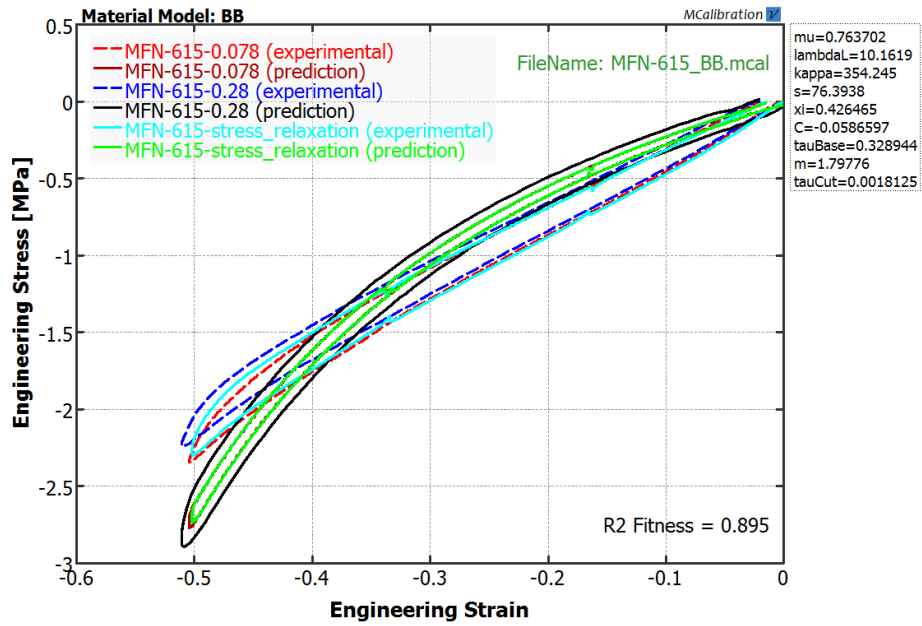
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



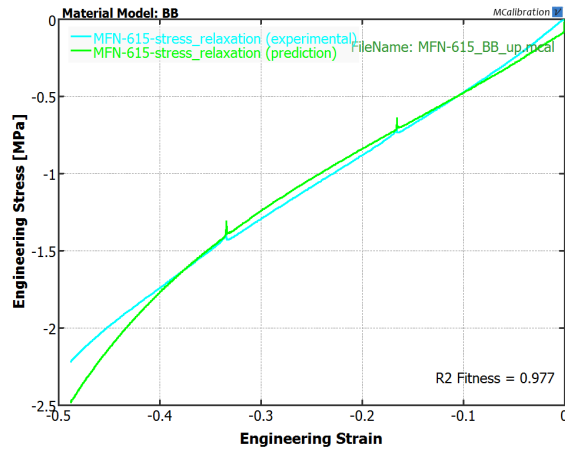
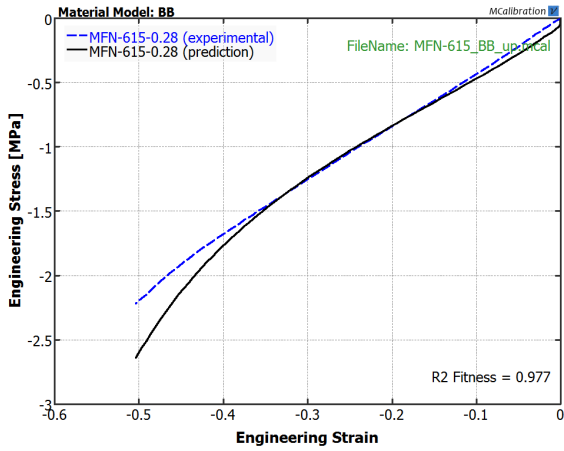
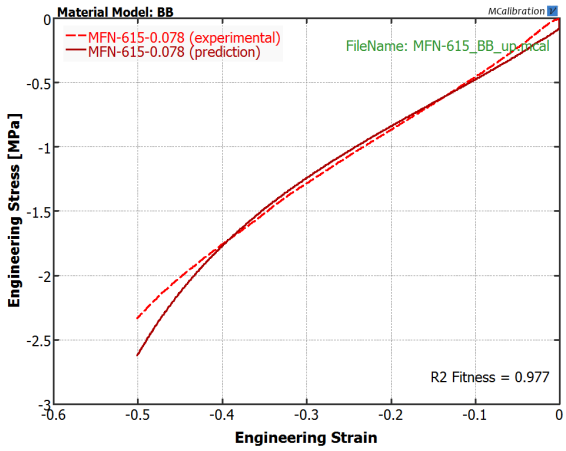
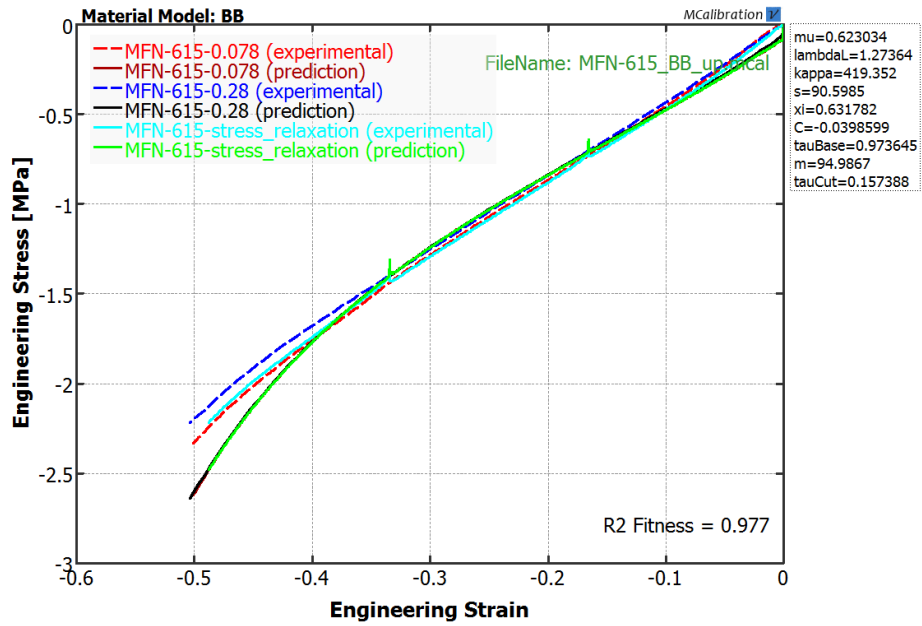
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



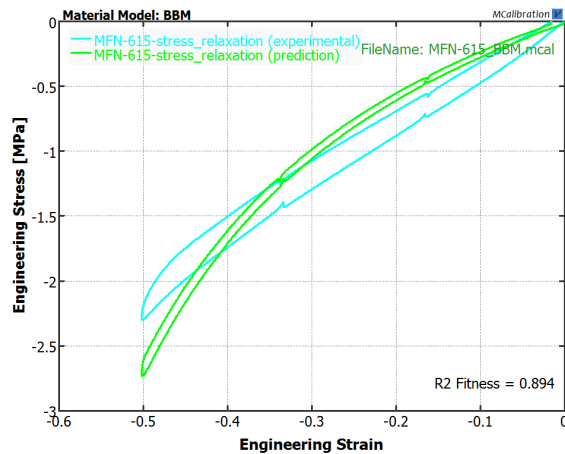
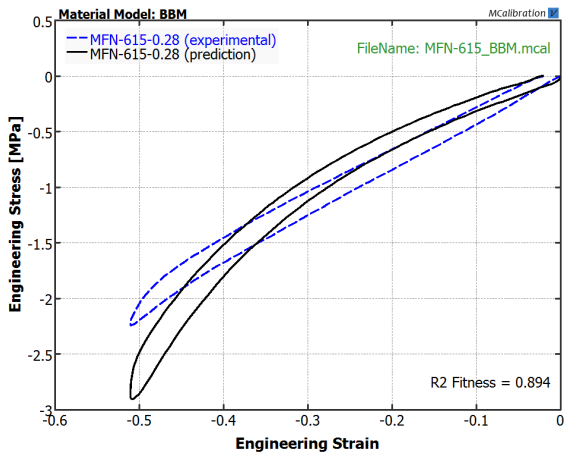
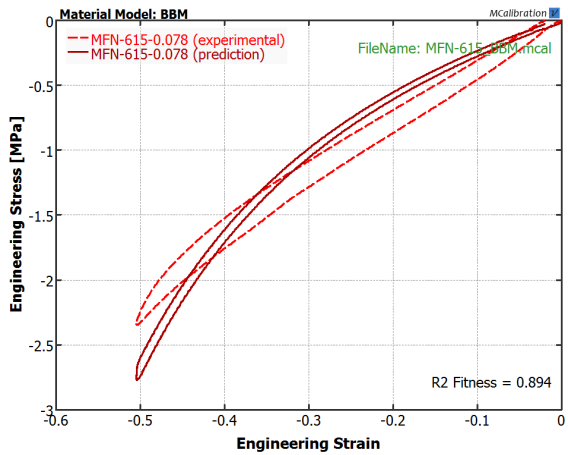
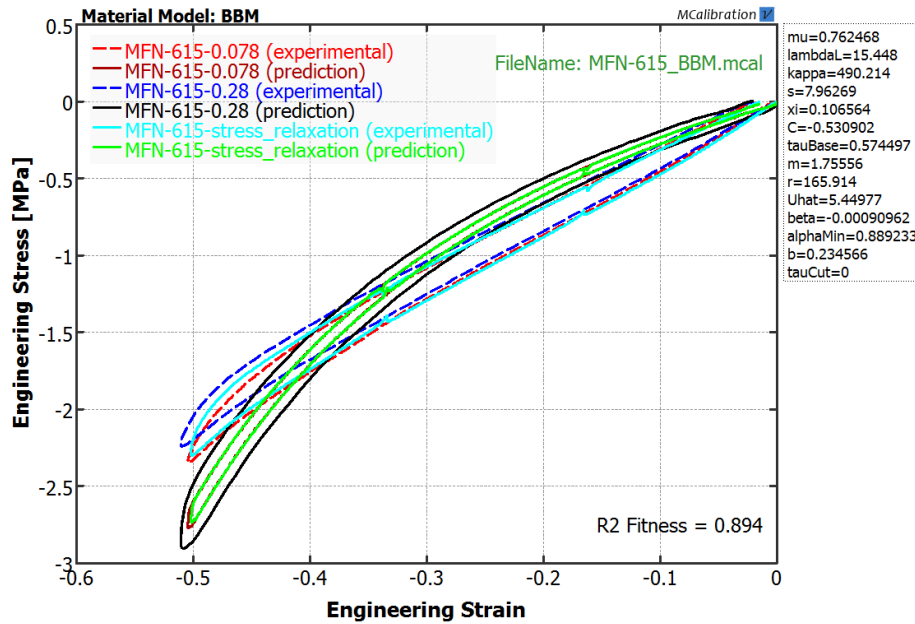
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-502/4 при две брзине деформације и релакационом испитивању



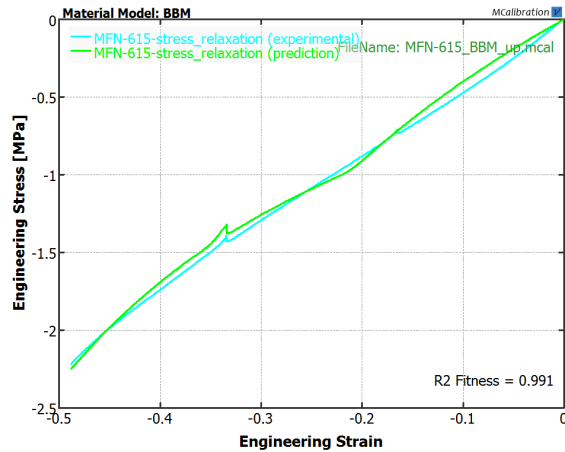
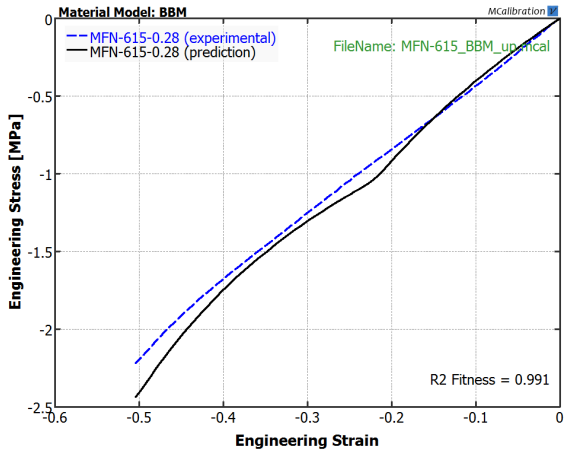
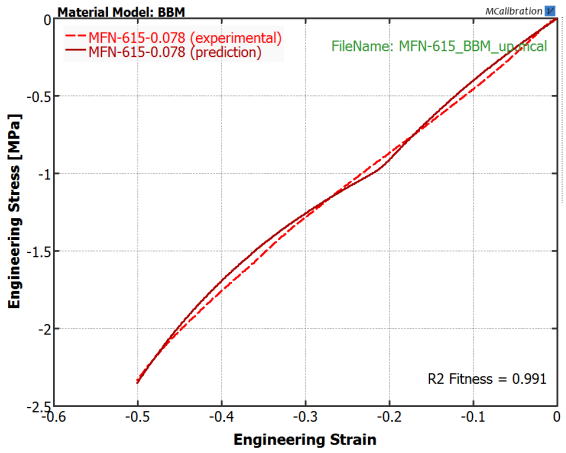
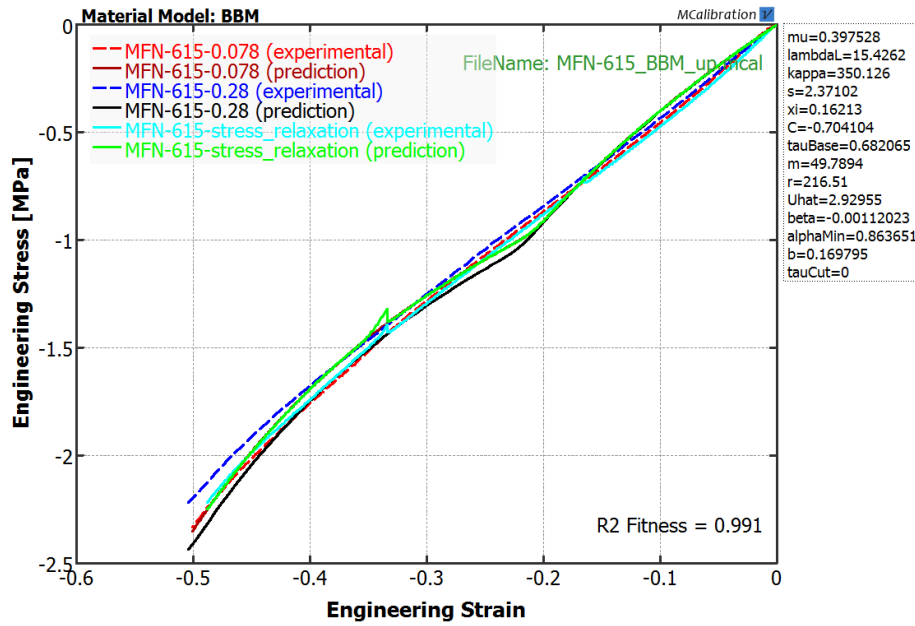
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



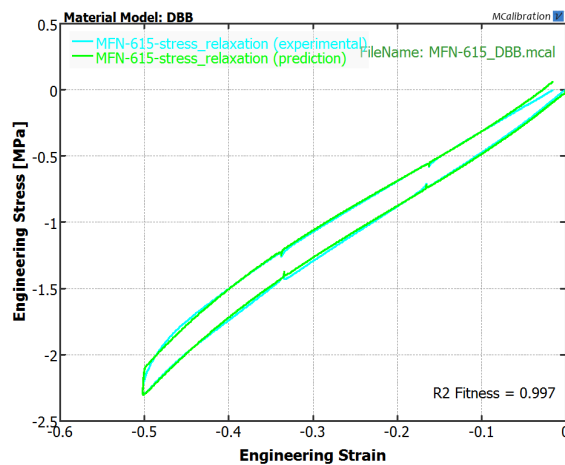
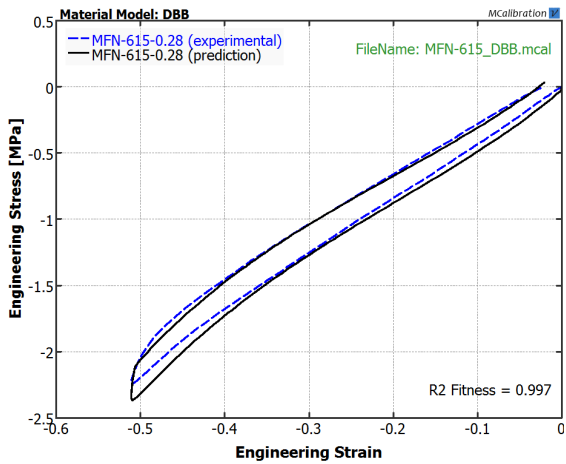
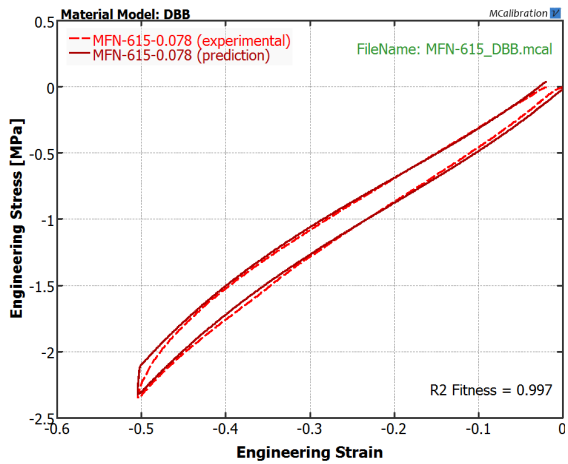
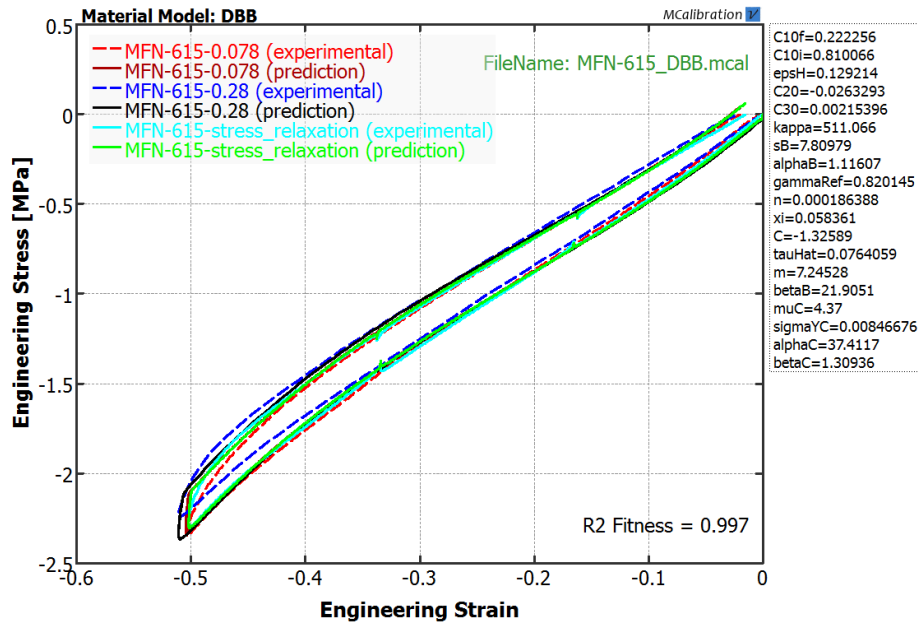
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



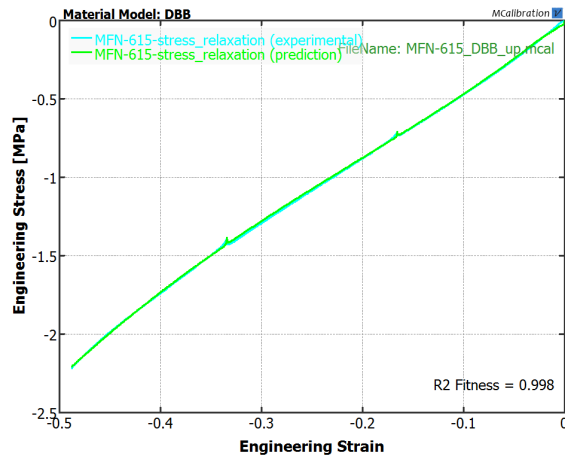
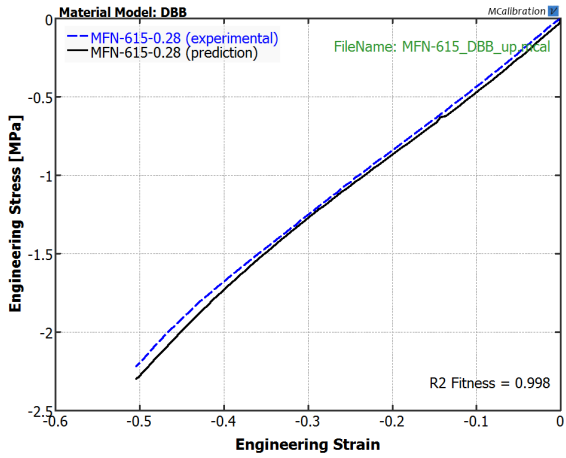
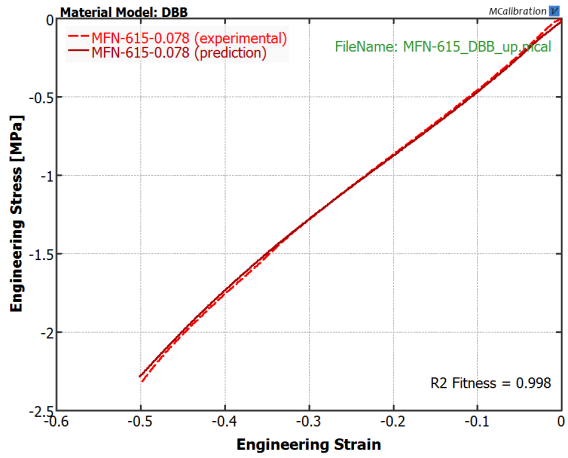
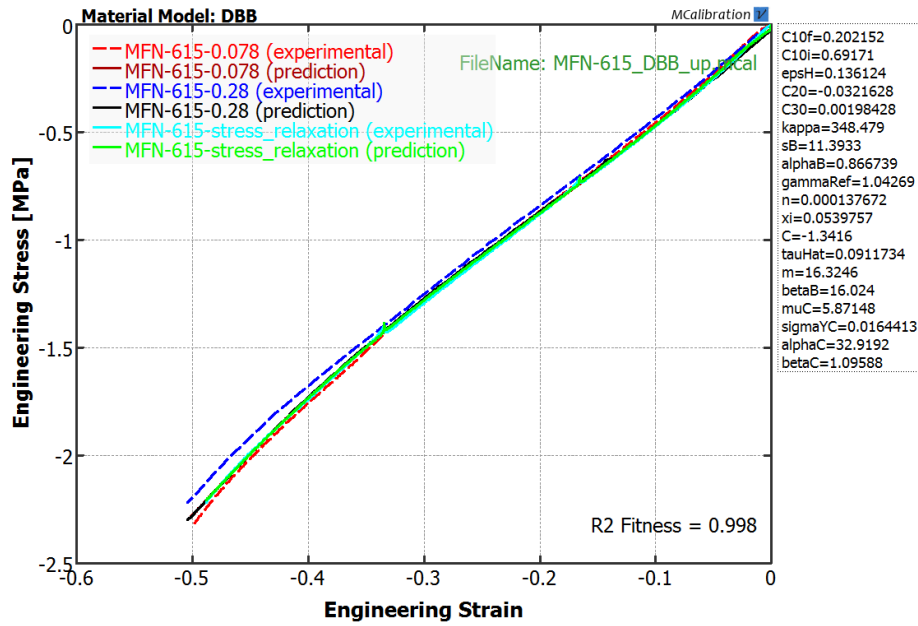
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



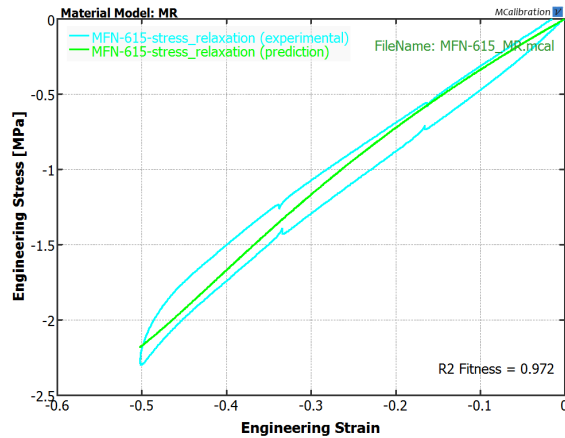
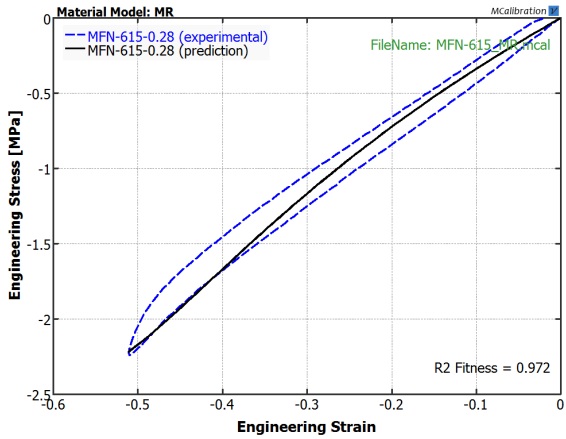
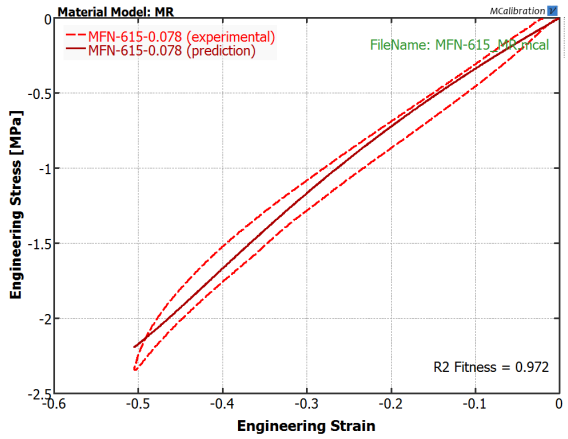
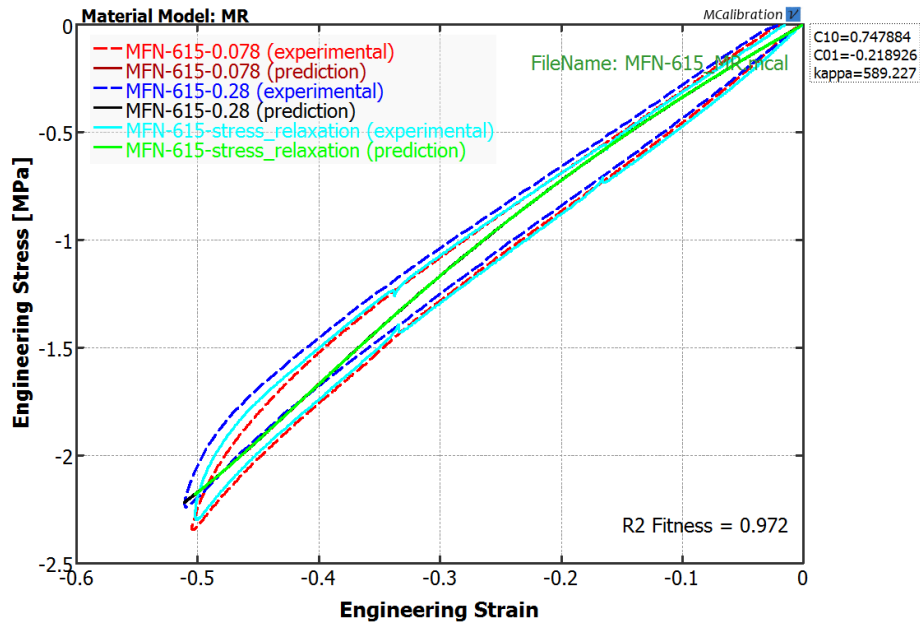
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



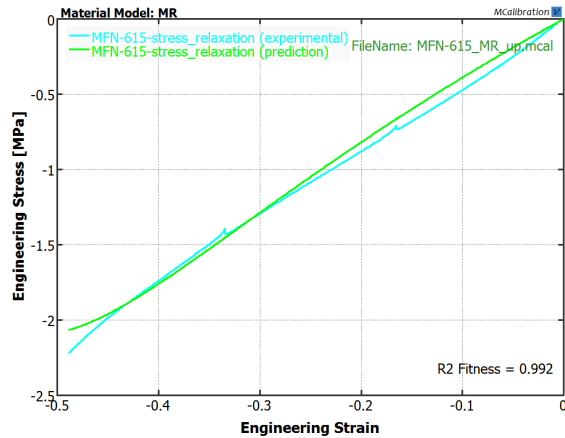
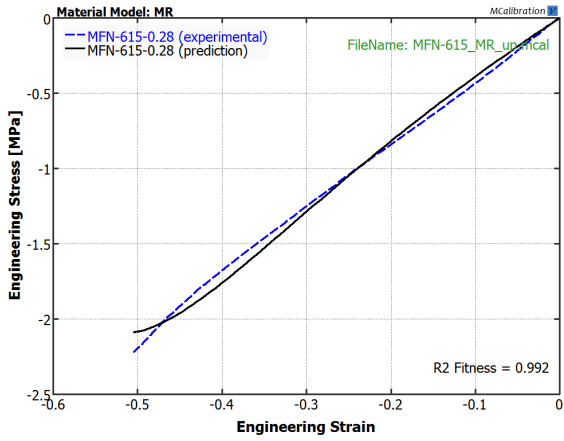
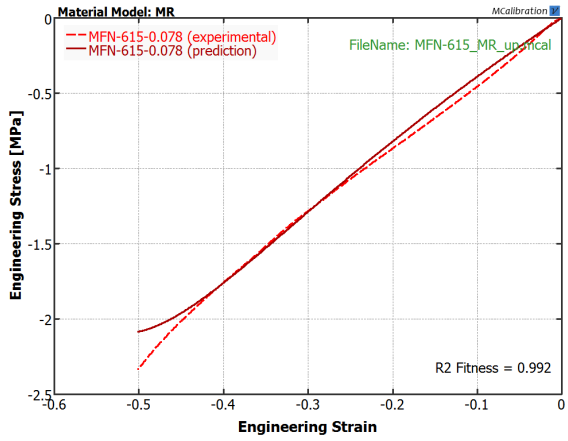
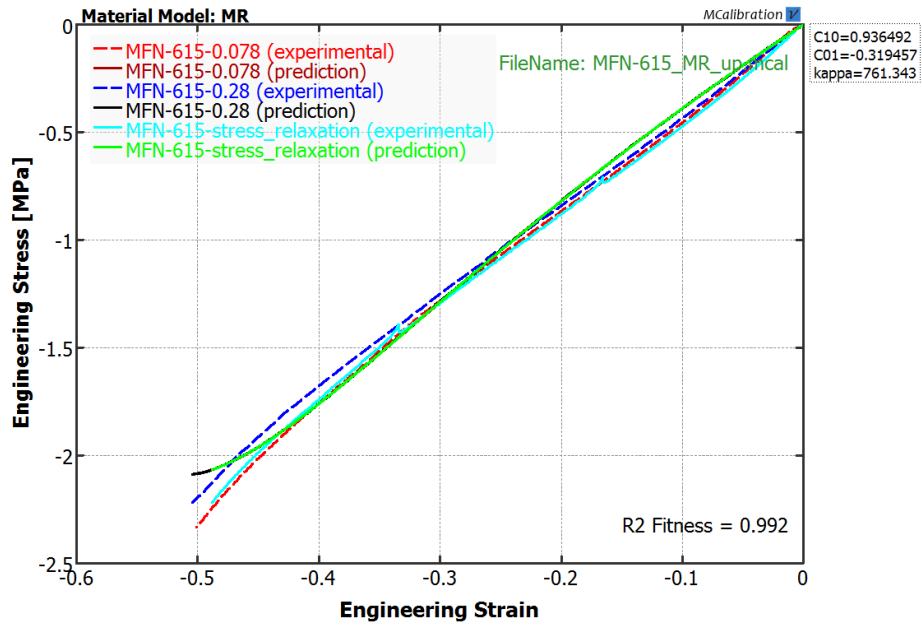
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



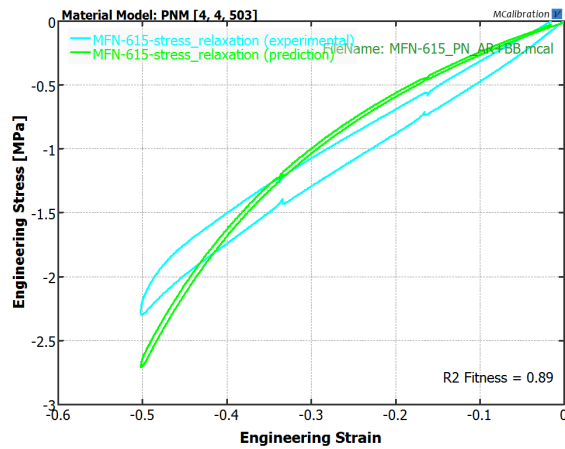
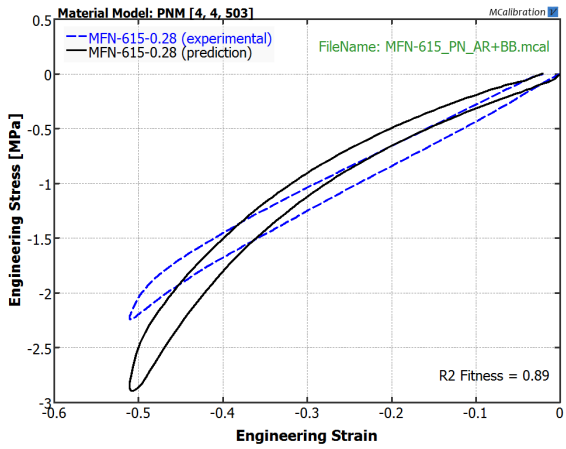
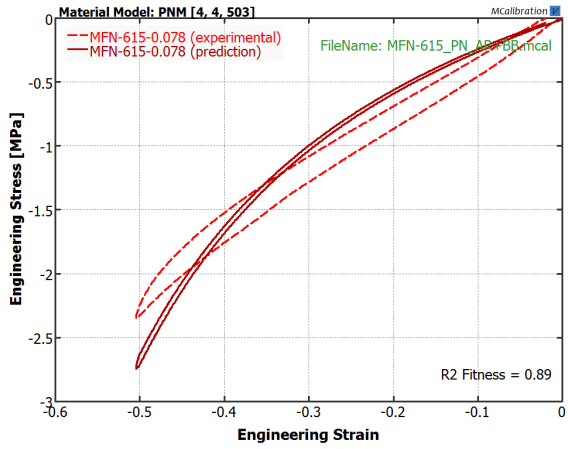
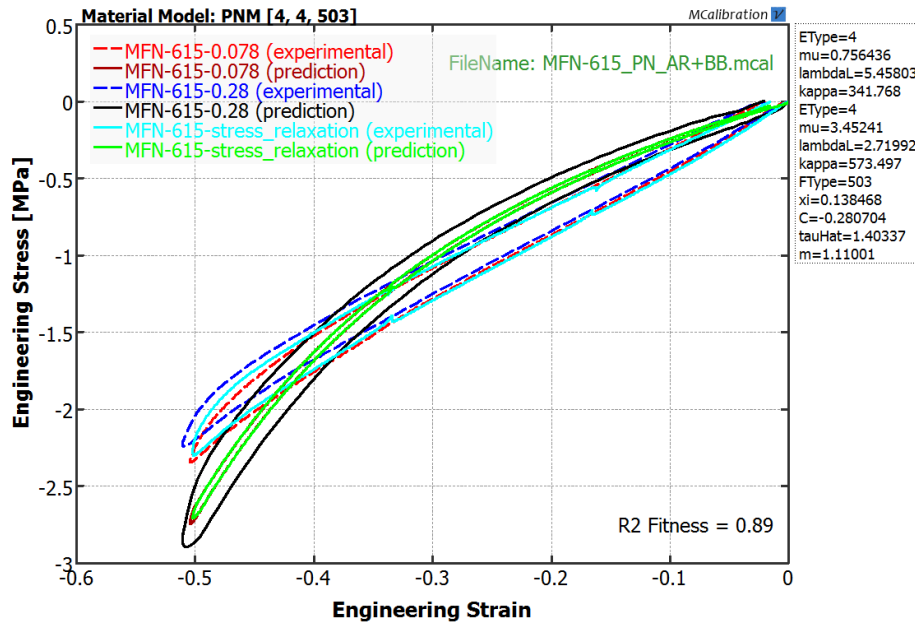
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



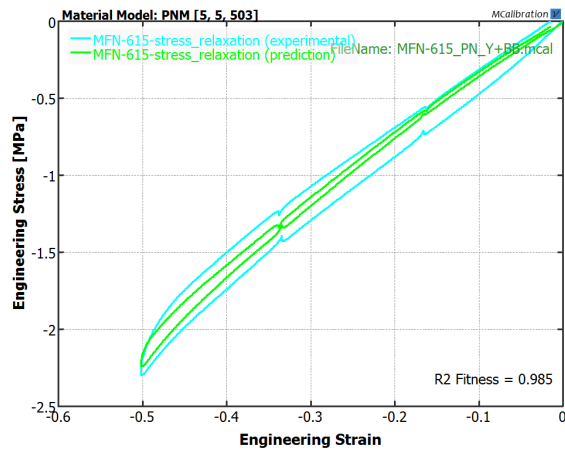
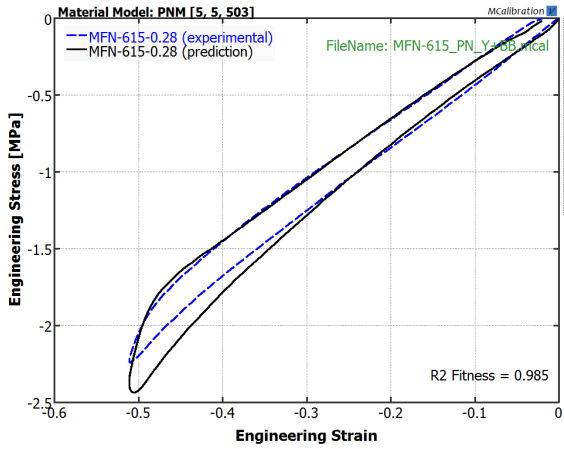
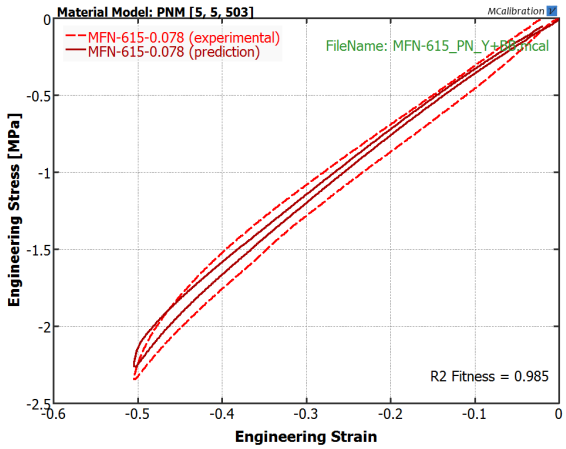
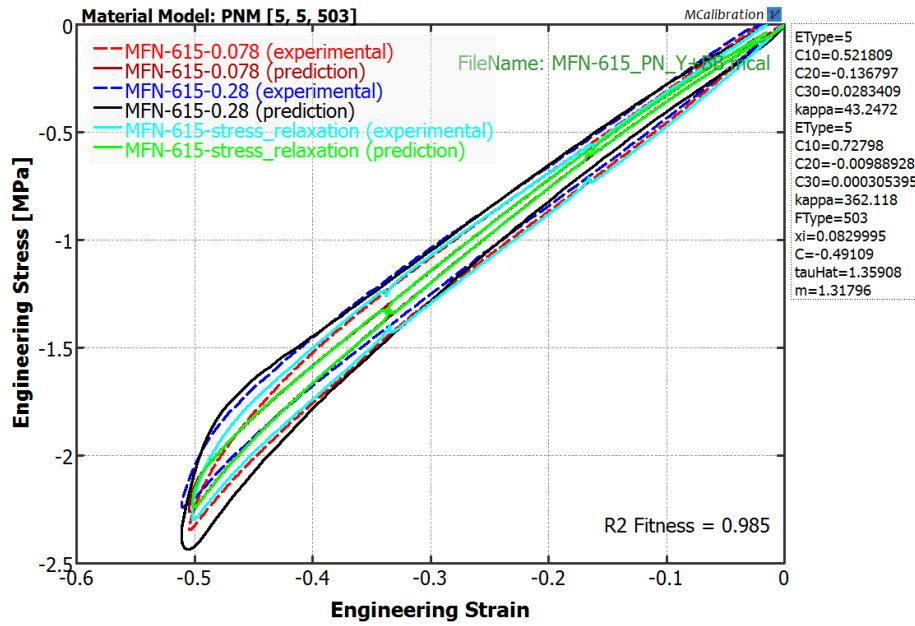
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



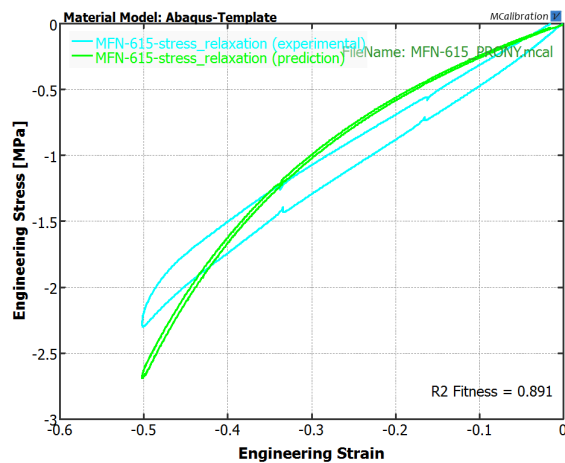
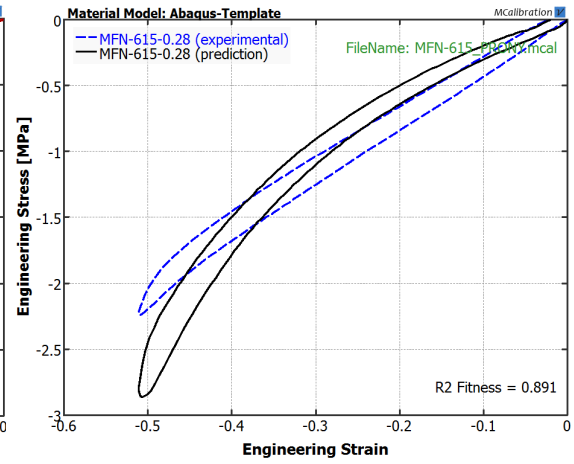
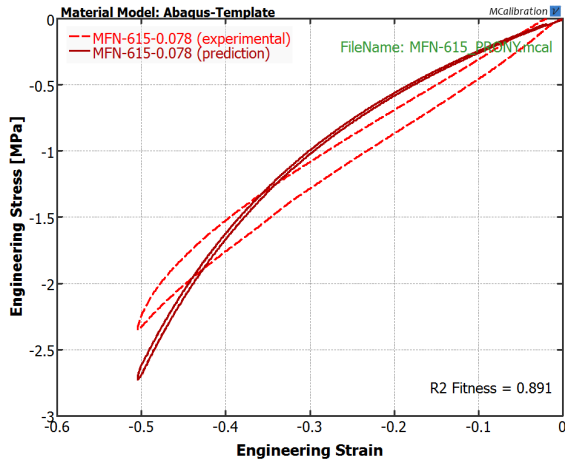
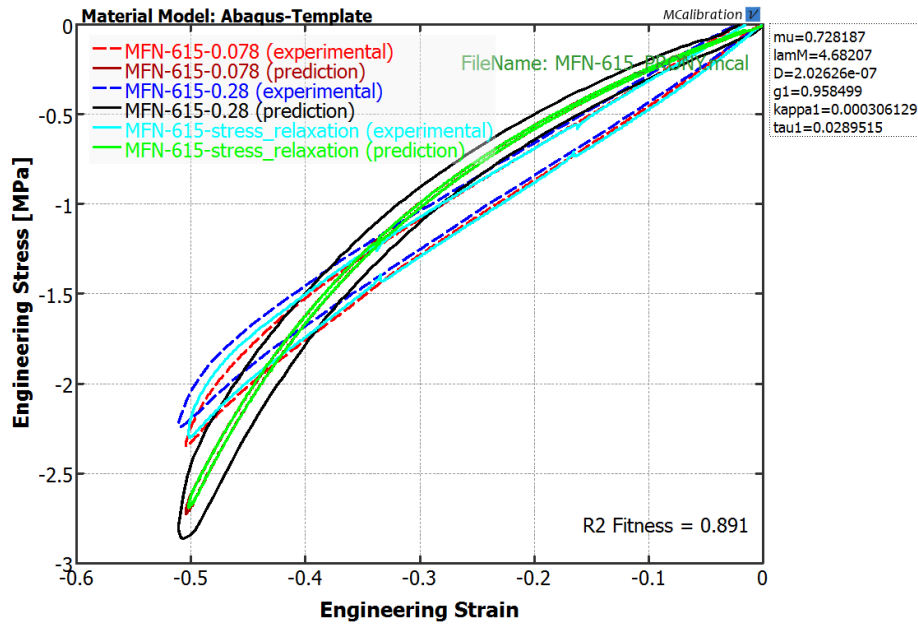
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



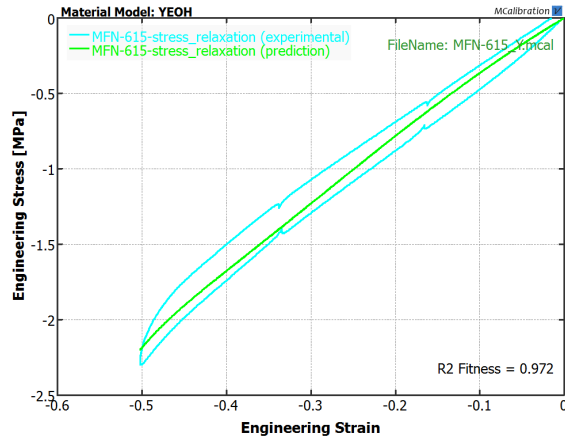
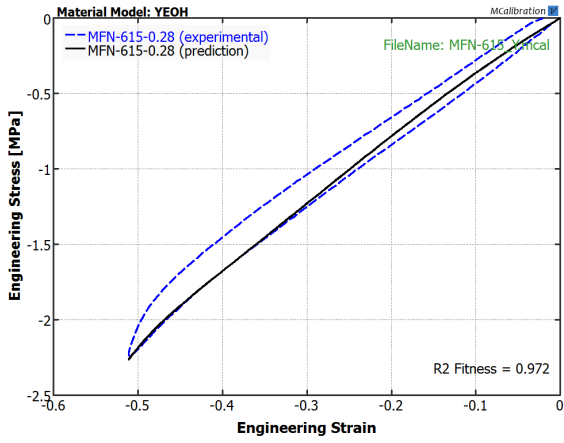
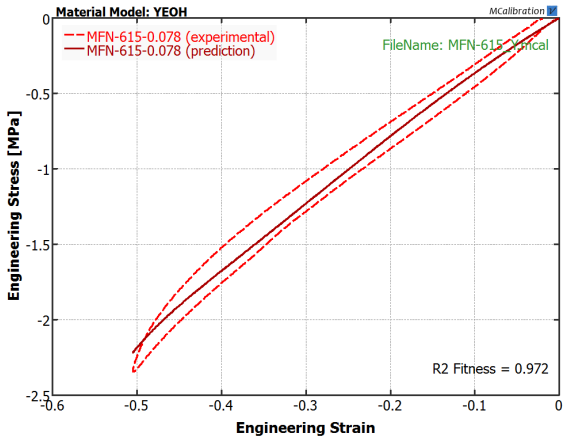
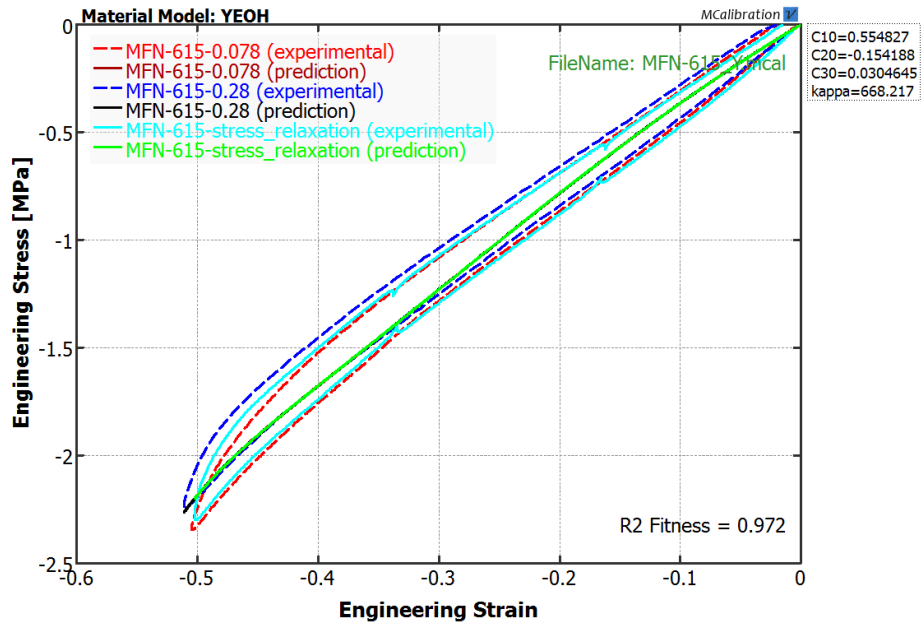
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног $PN AR+BB$ моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



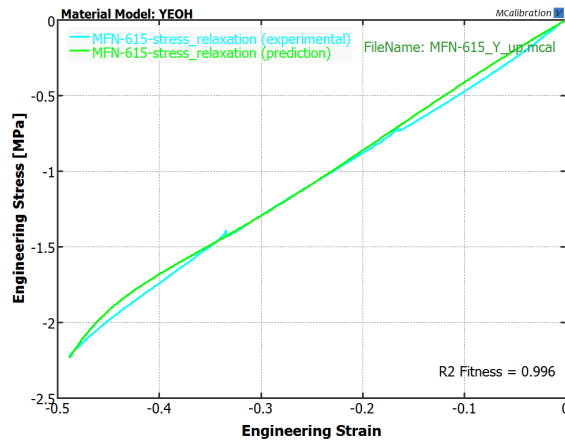
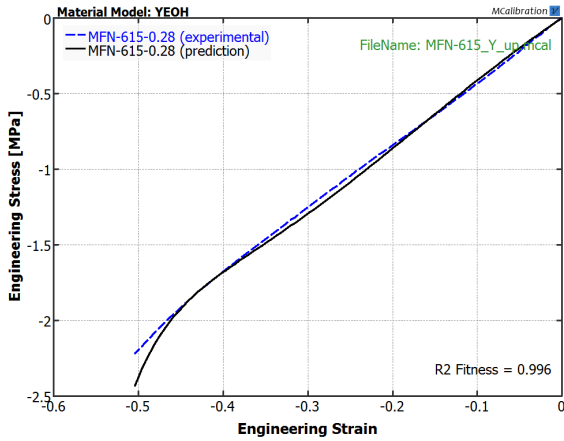
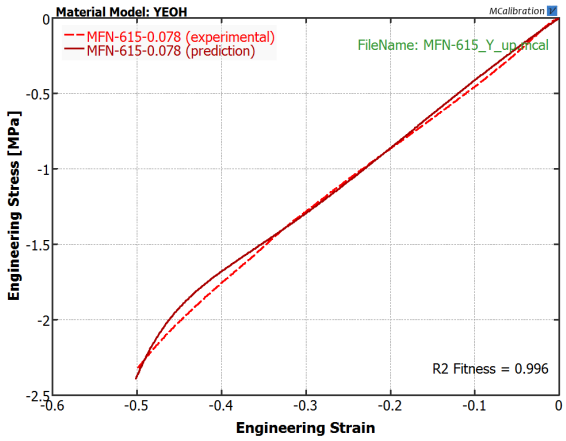
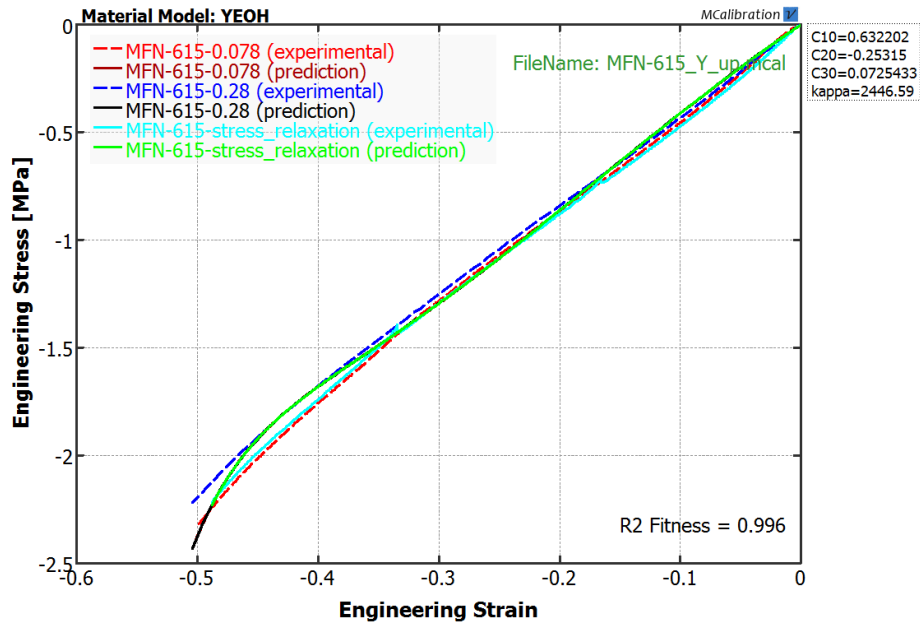
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног PNM моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



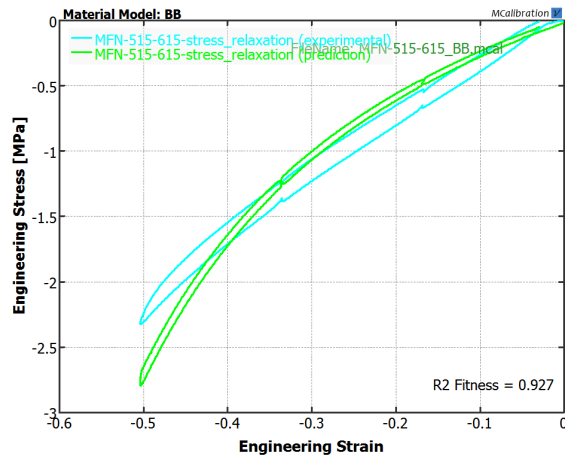
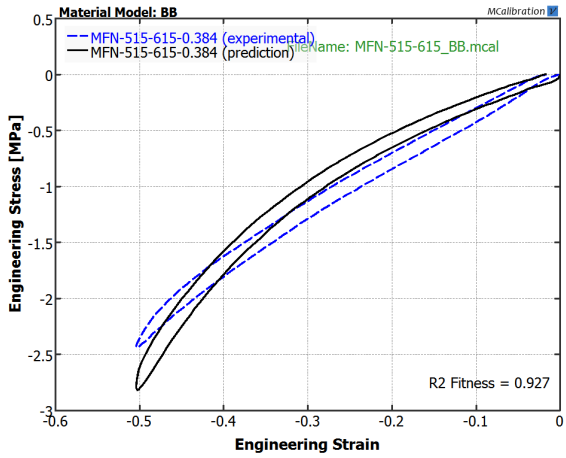
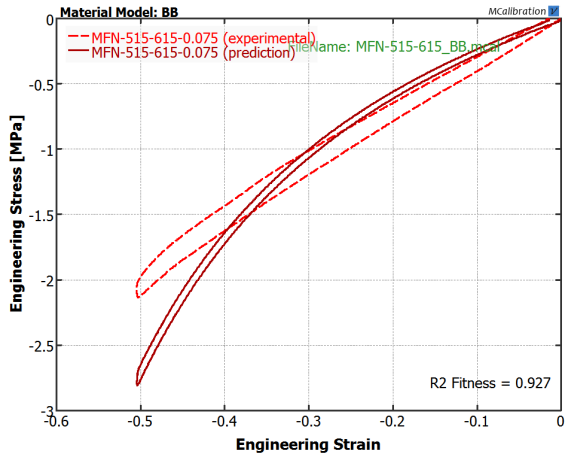
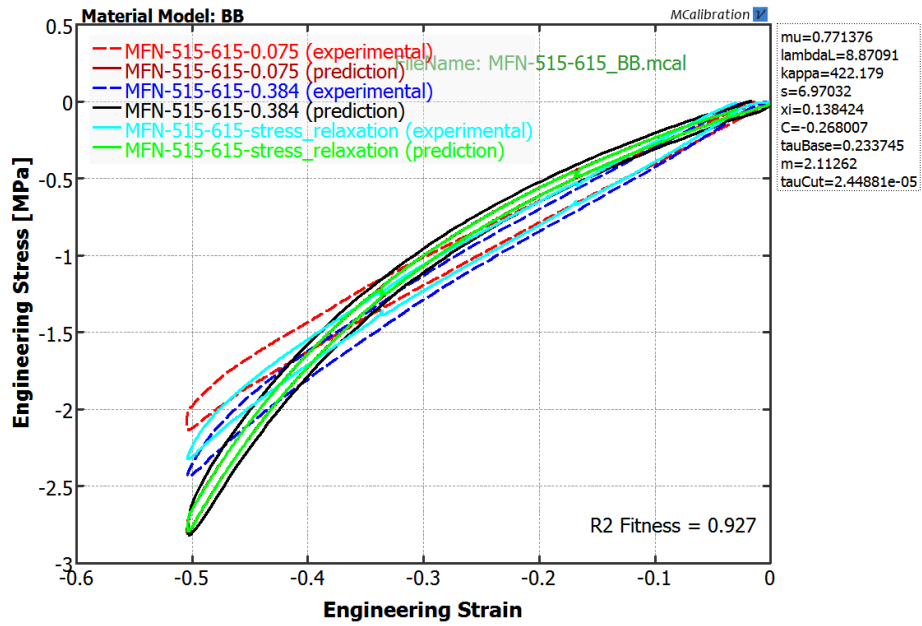
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног PRONY моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



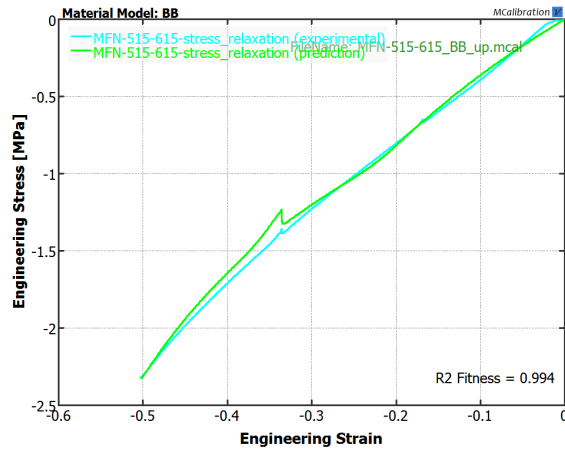
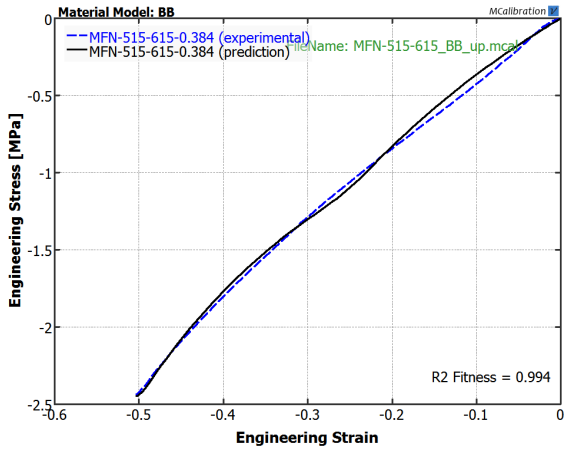
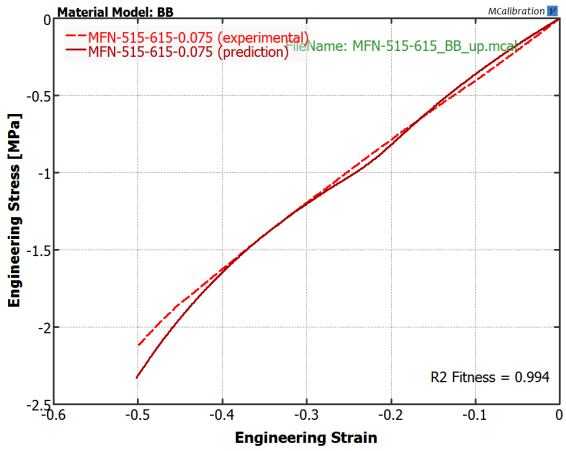
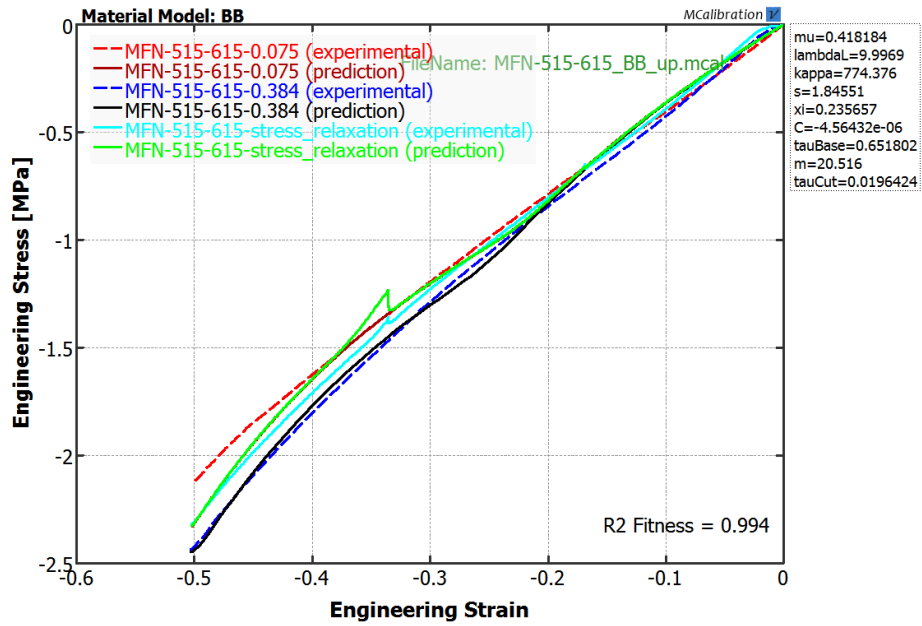
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



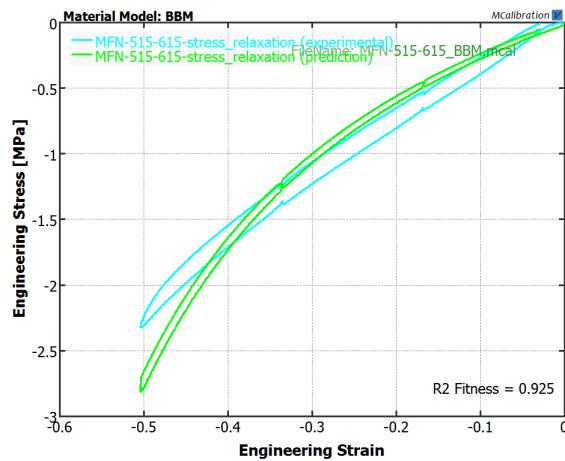
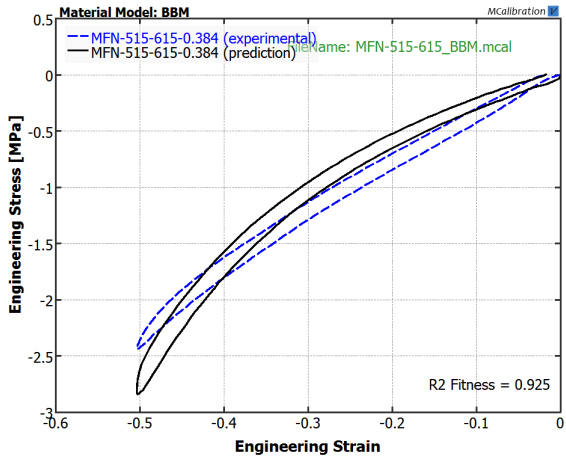
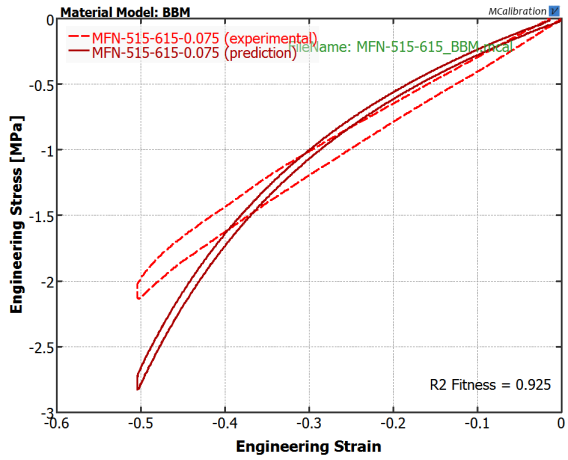
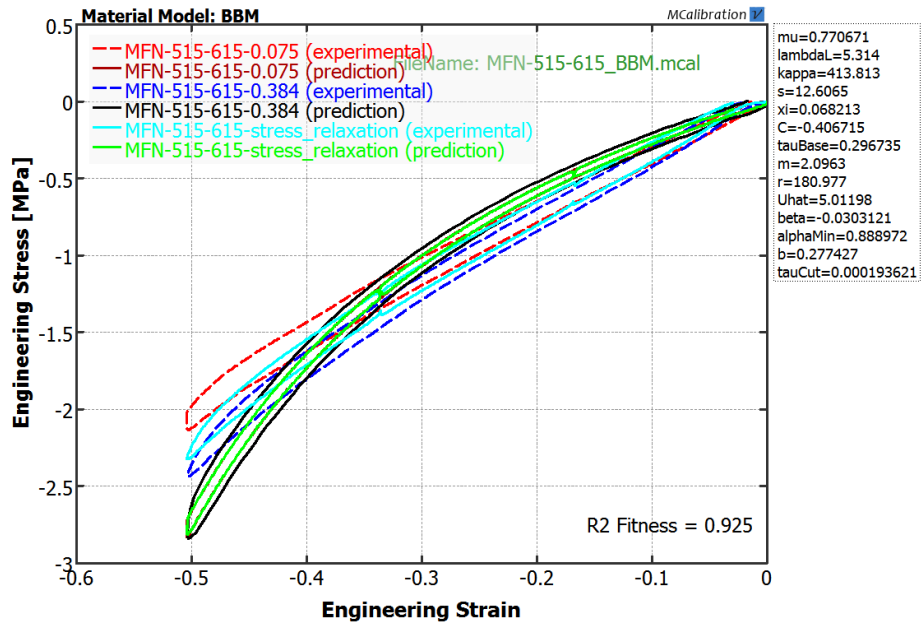
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



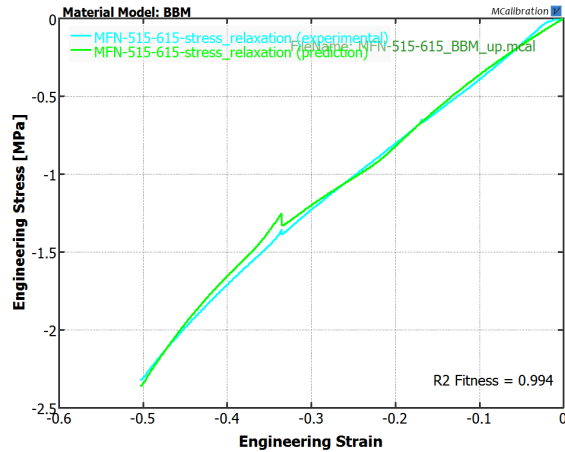
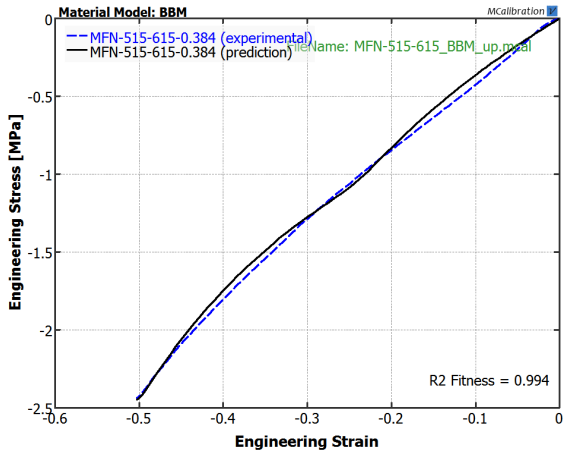
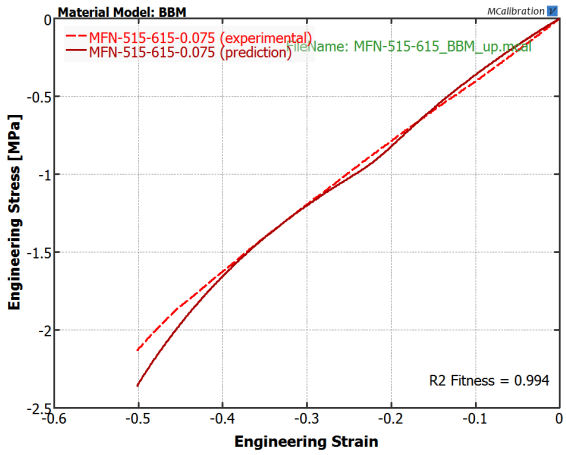
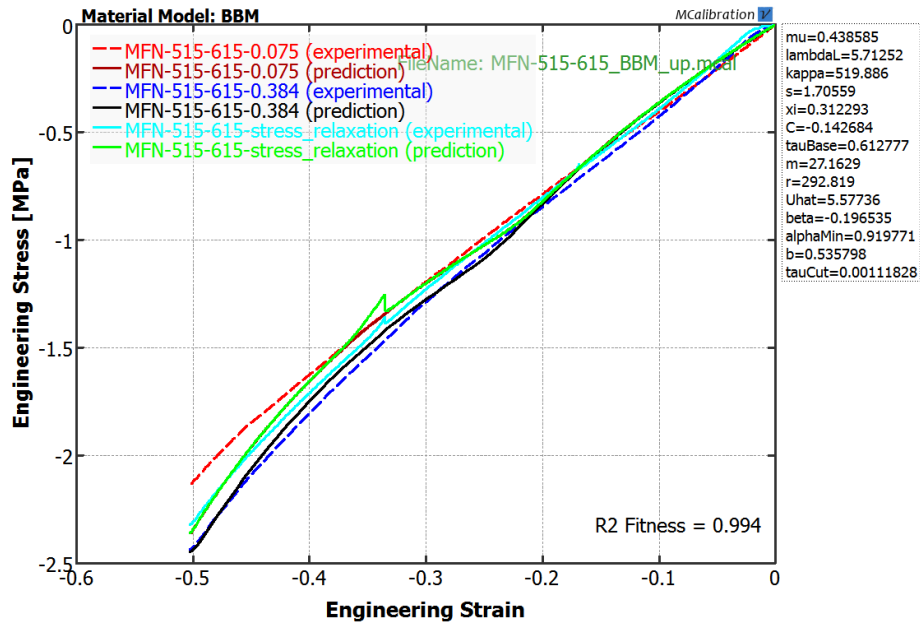
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



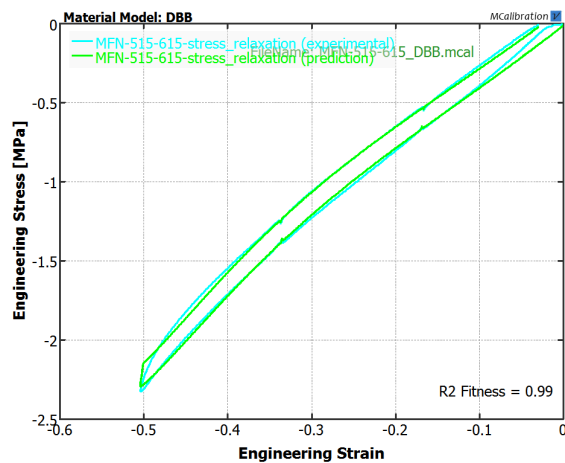
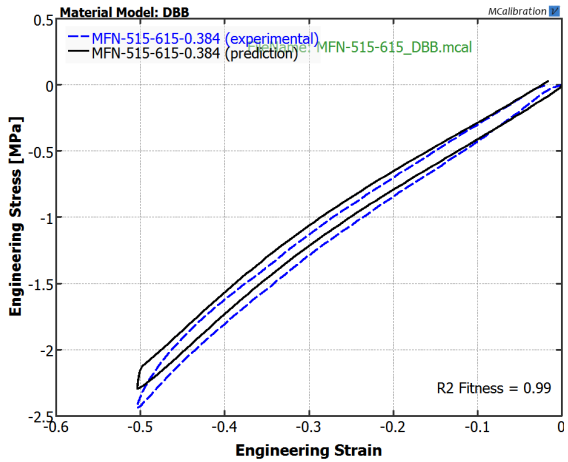
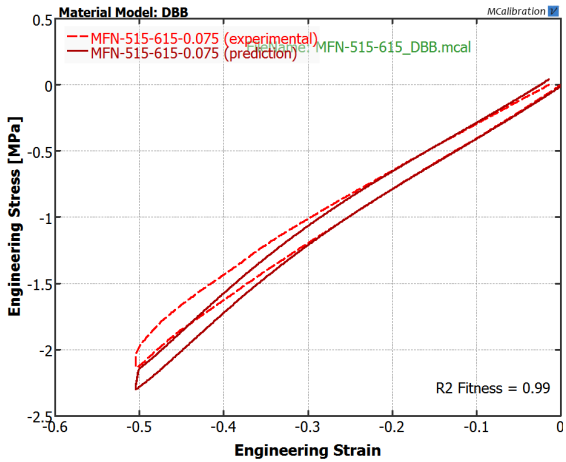
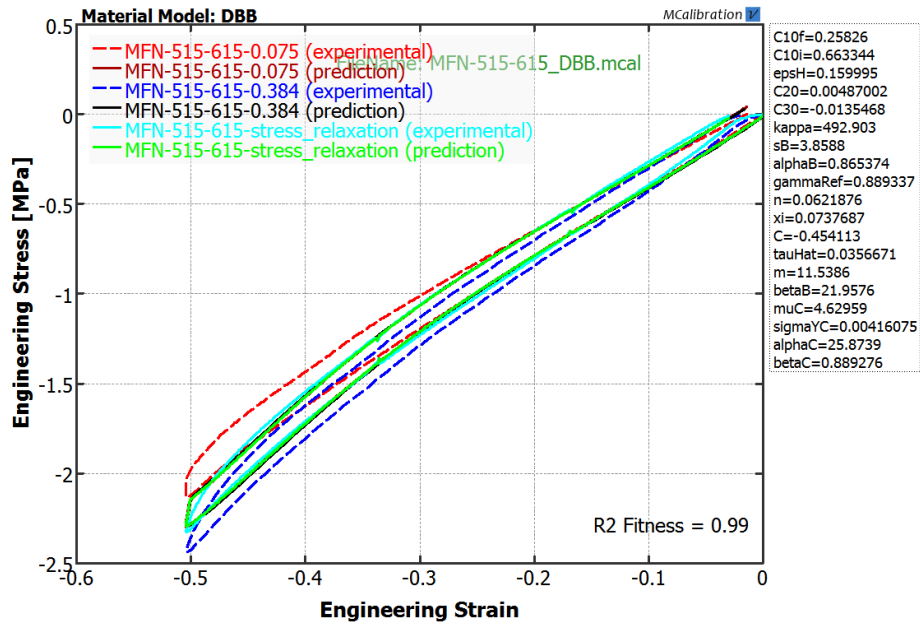
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



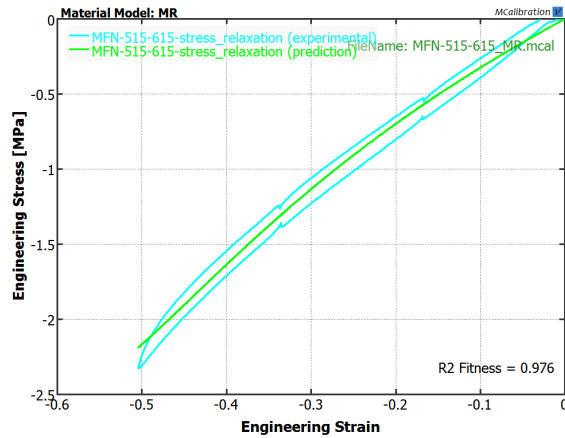
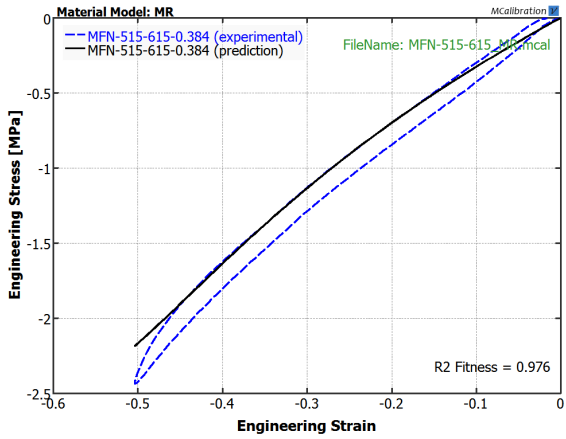
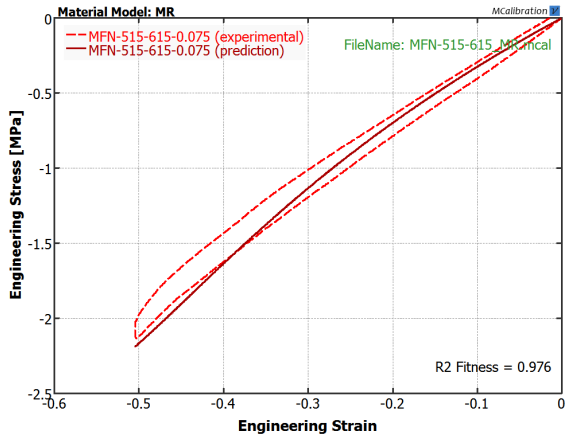
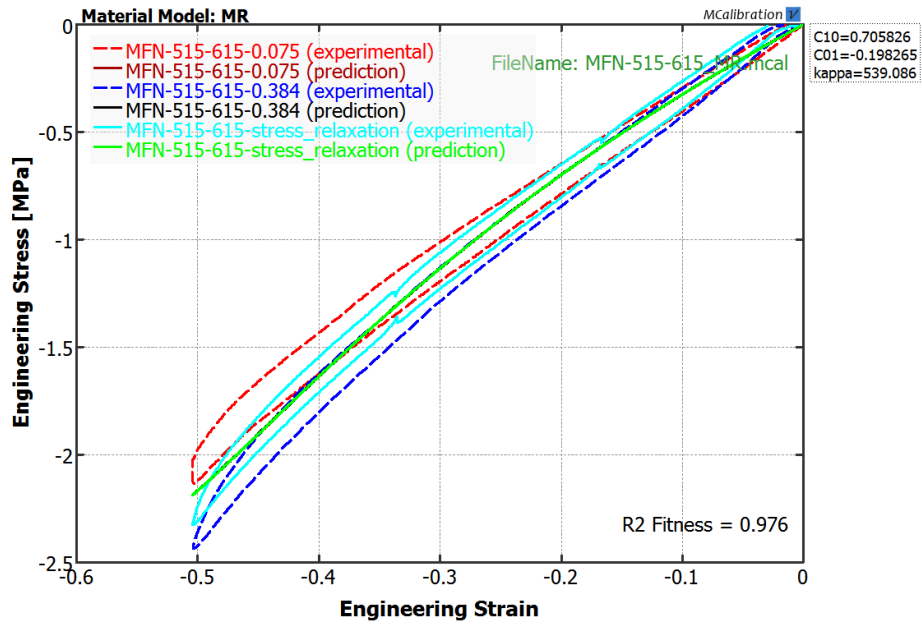
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



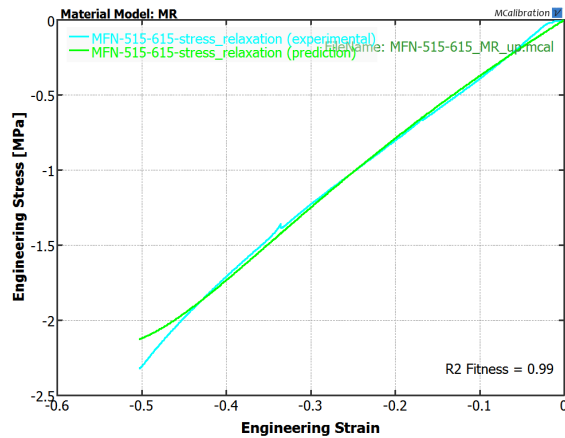
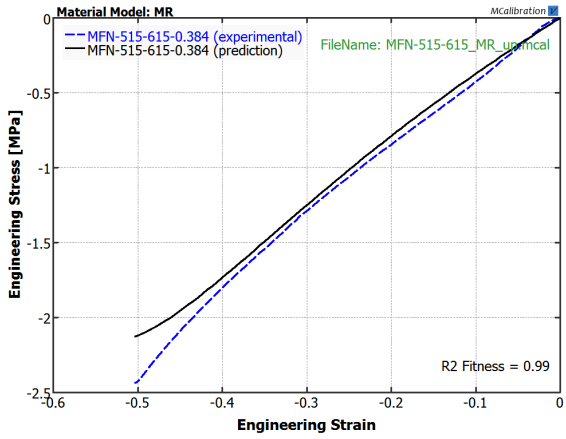
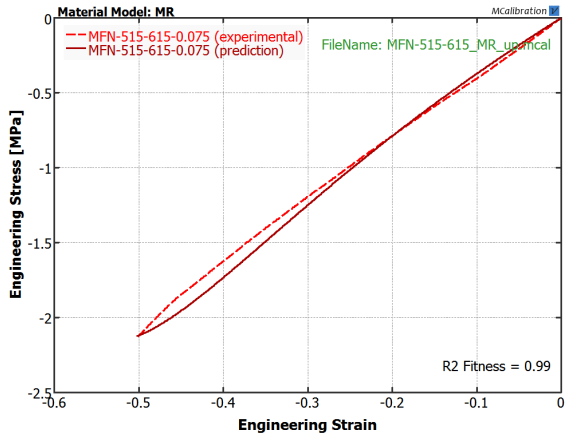
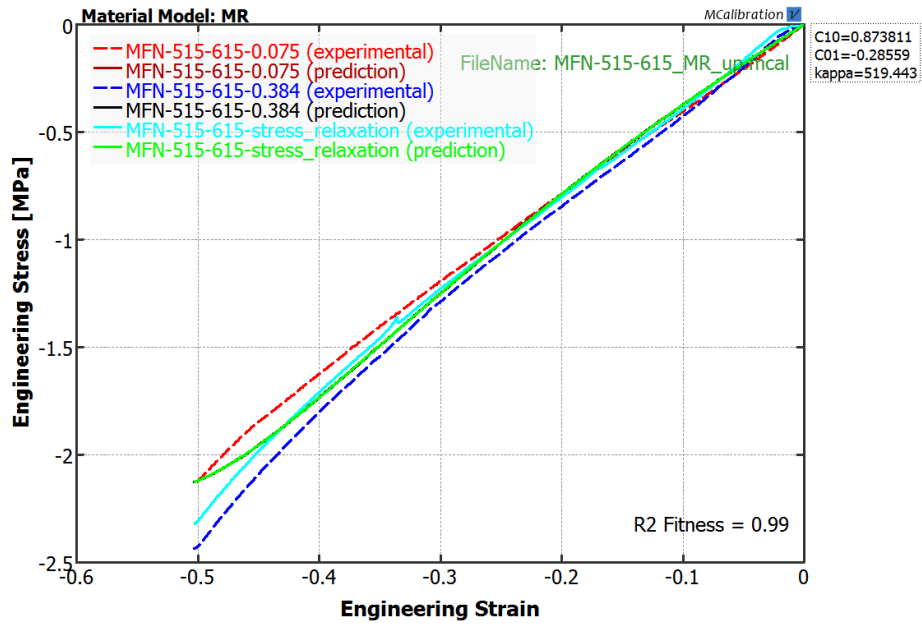
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



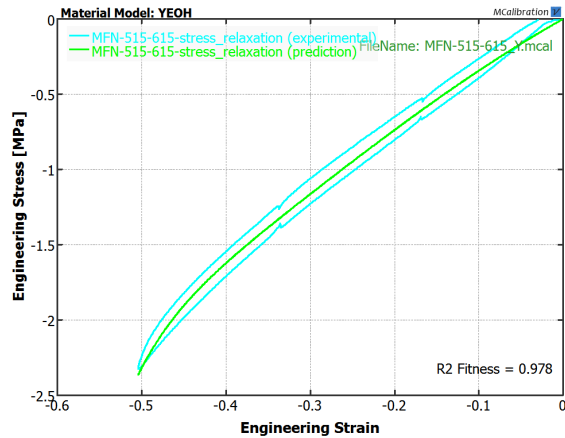
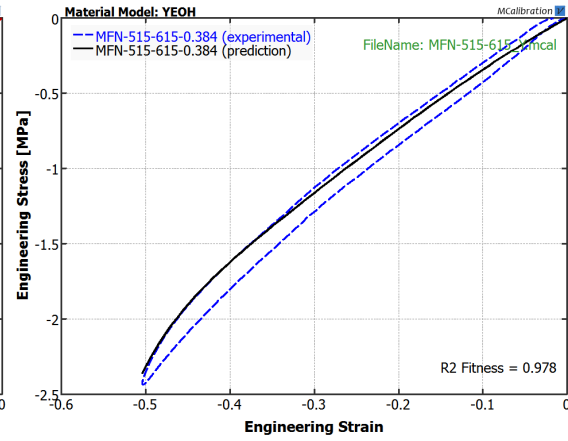
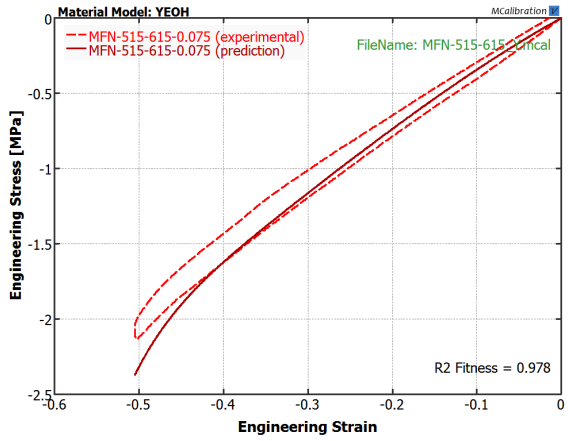
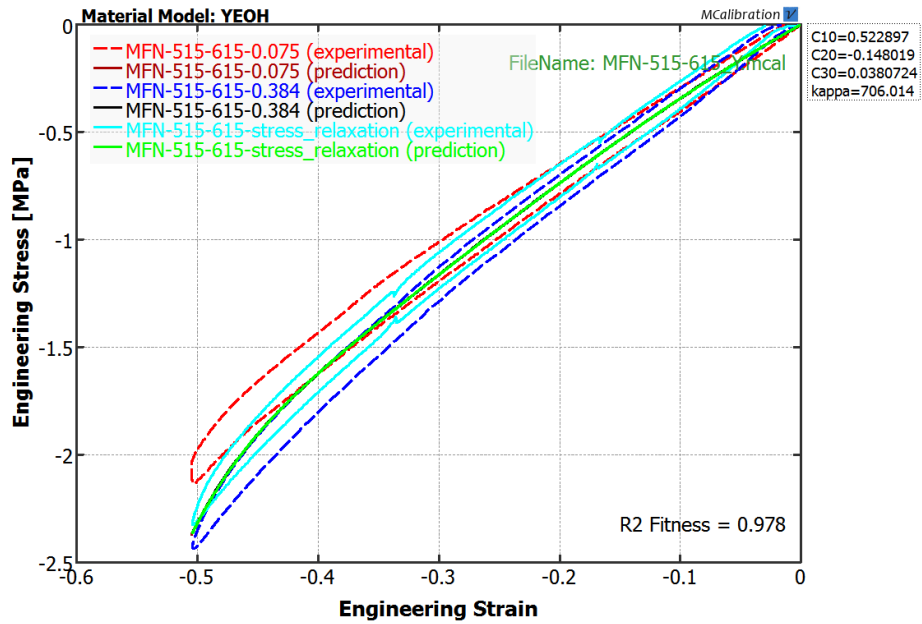
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-545-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



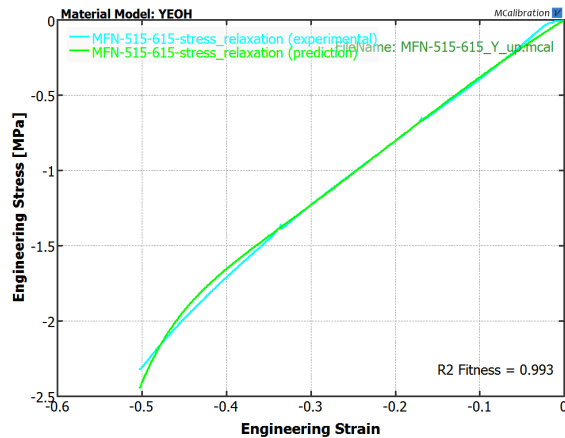
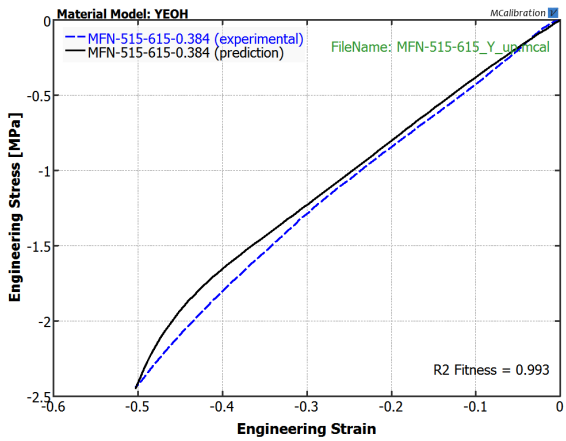
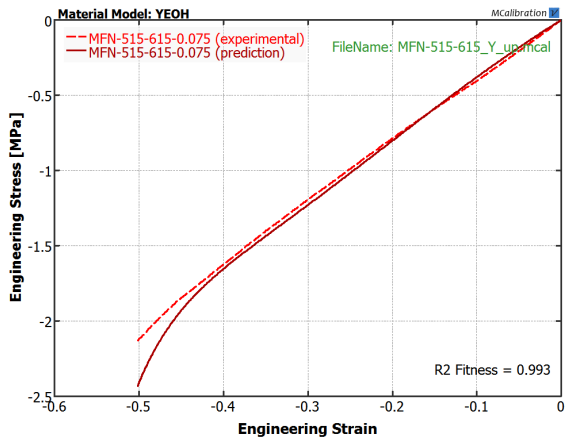
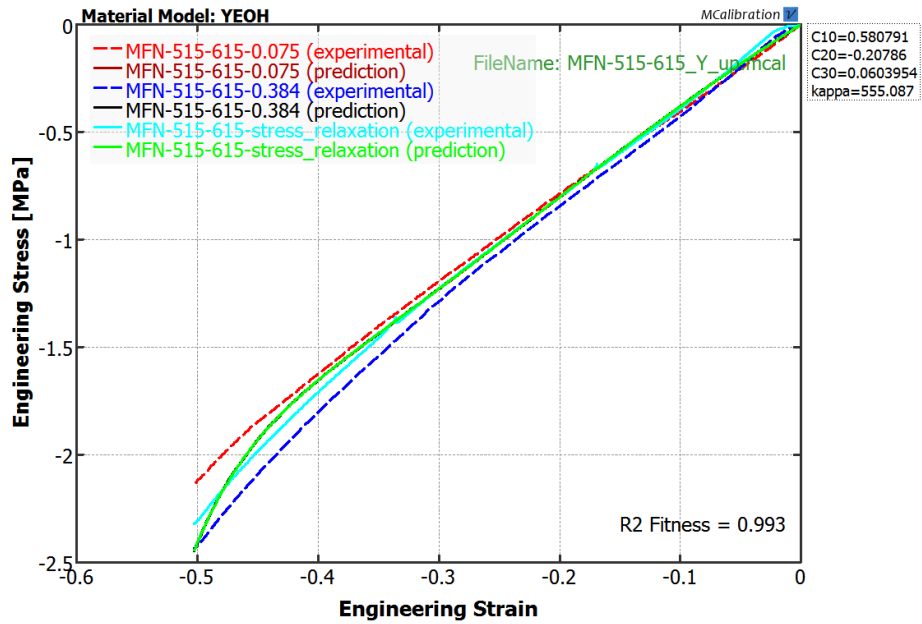
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



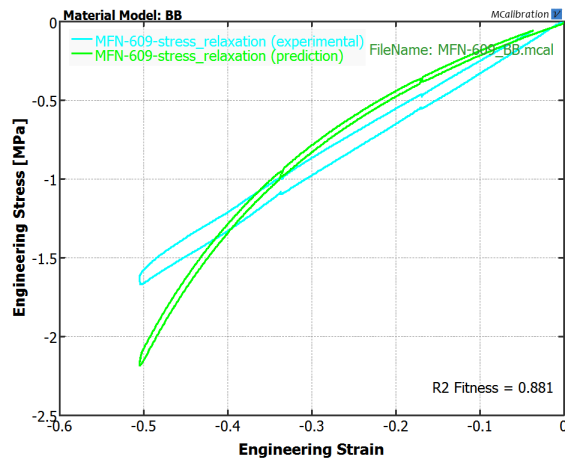
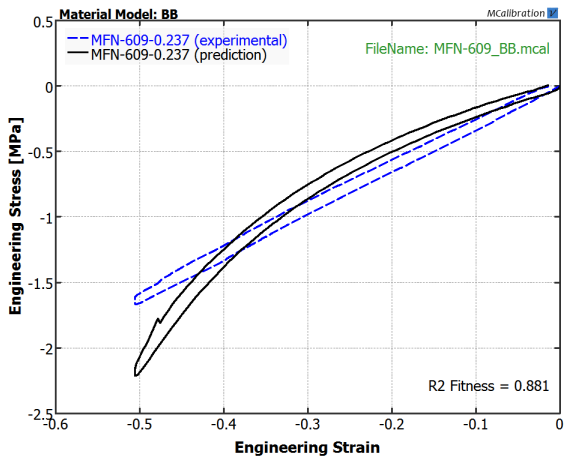
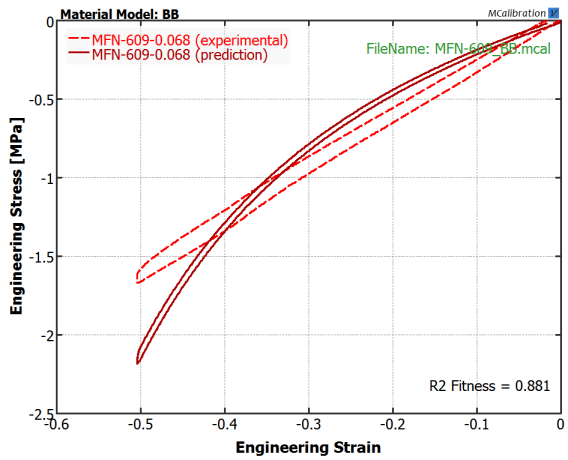
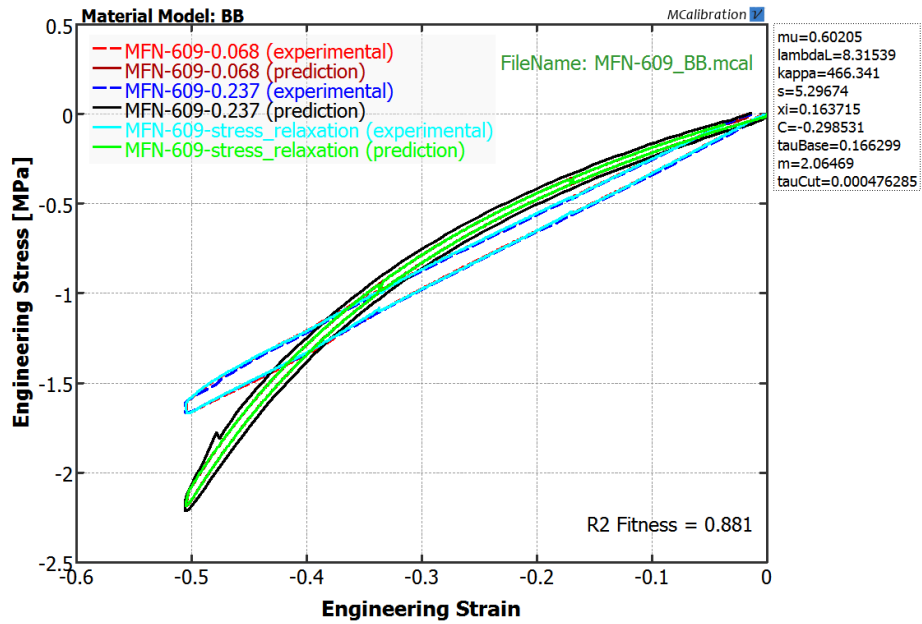
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



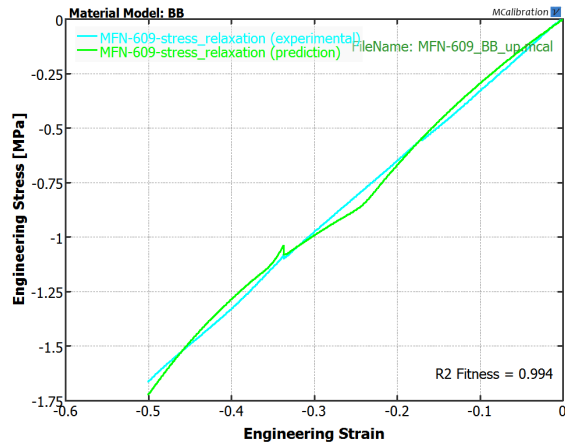
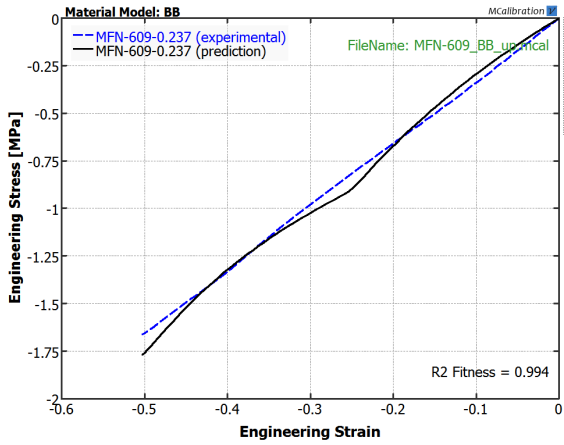
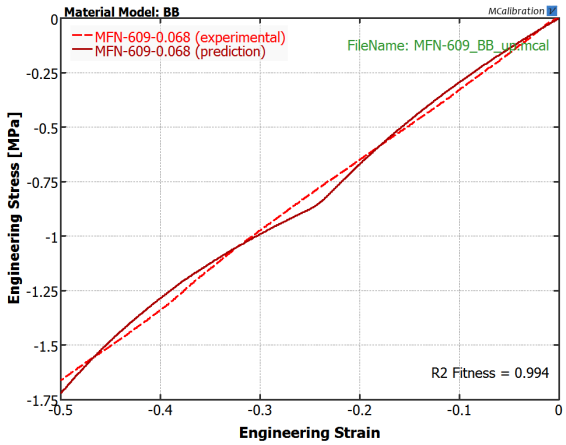
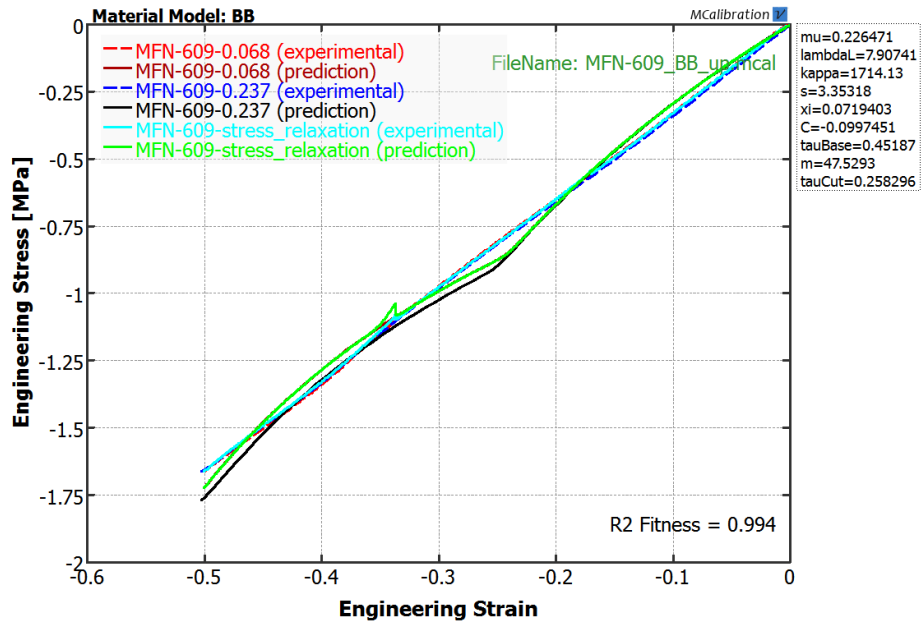
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



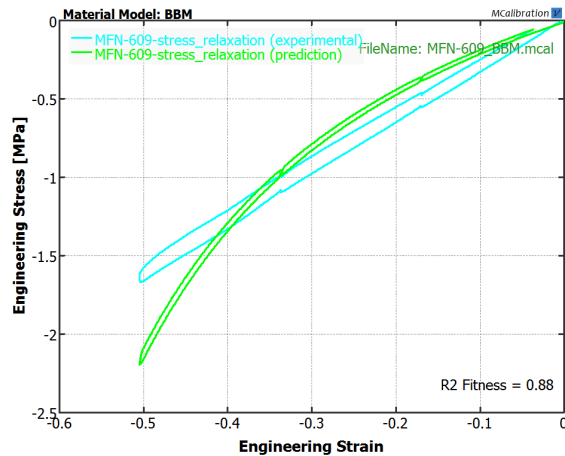
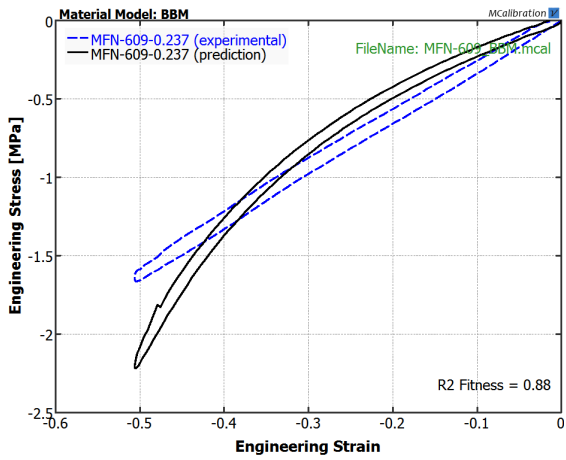
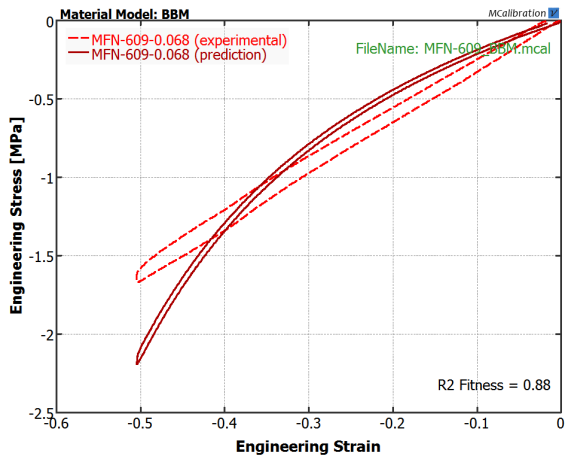
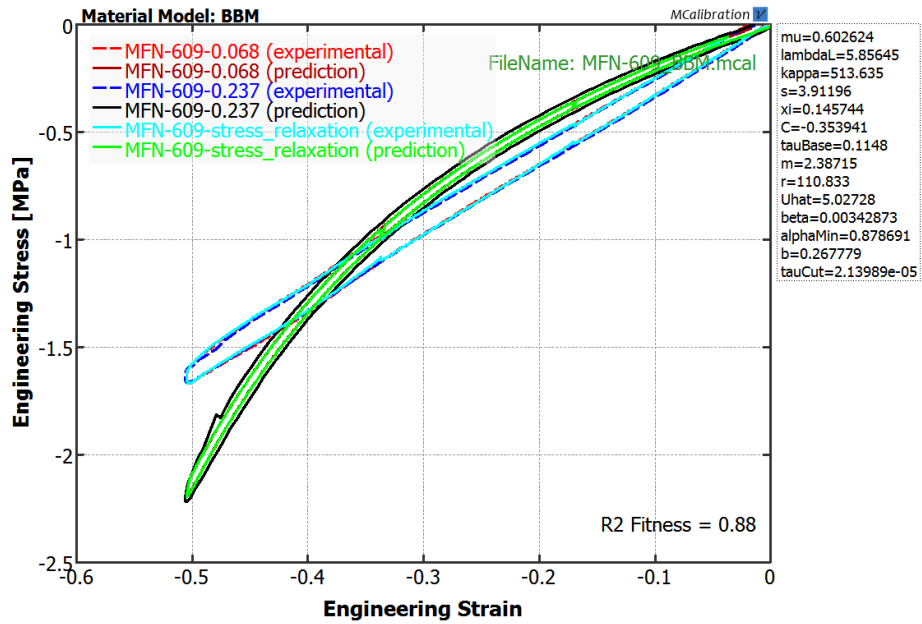
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515-615 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



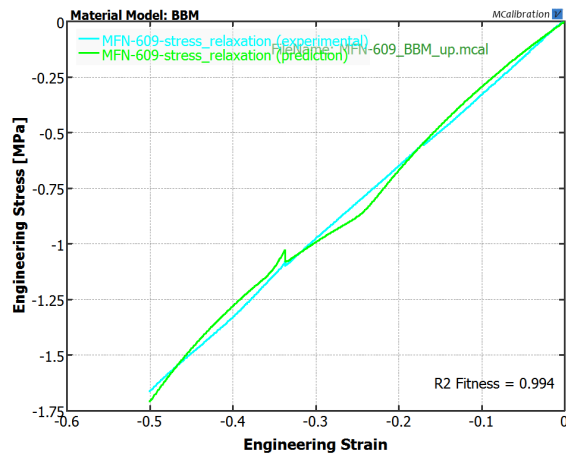
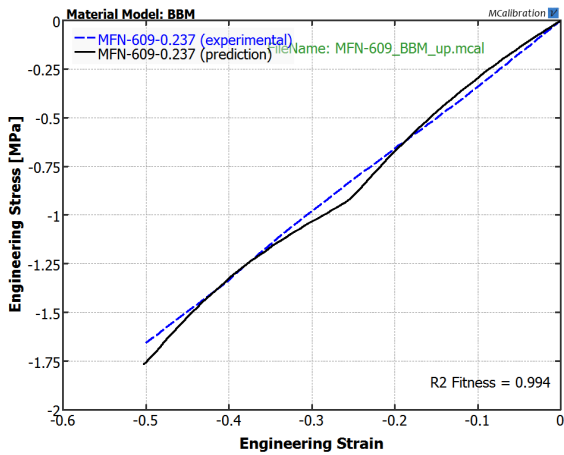
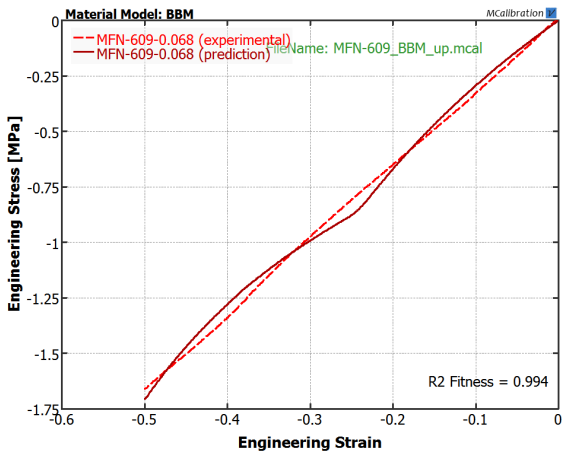
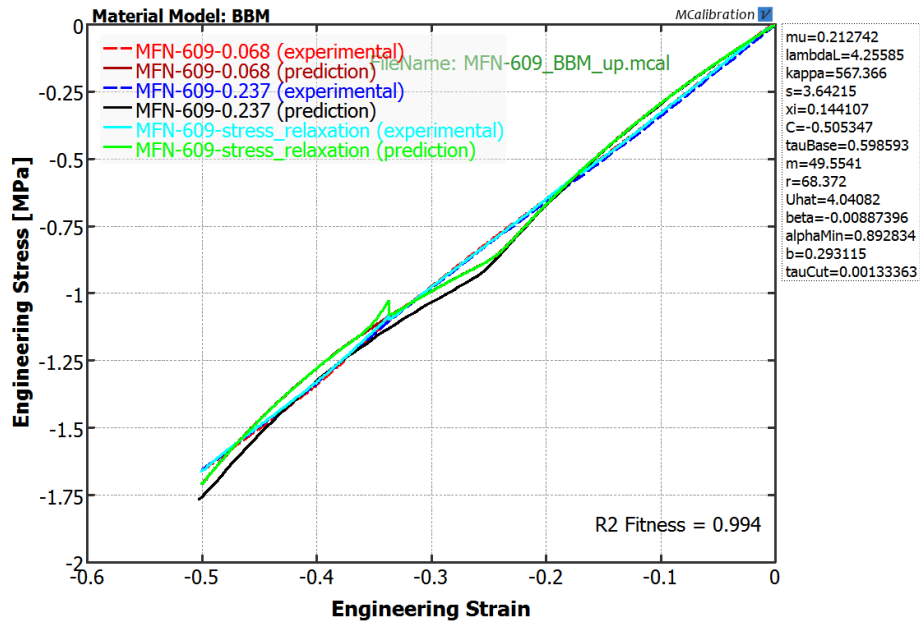
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



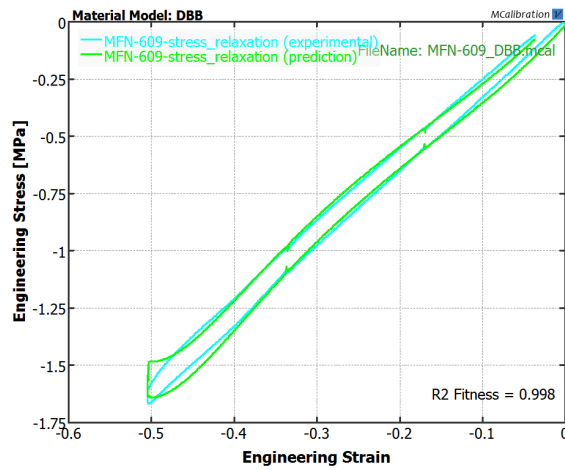
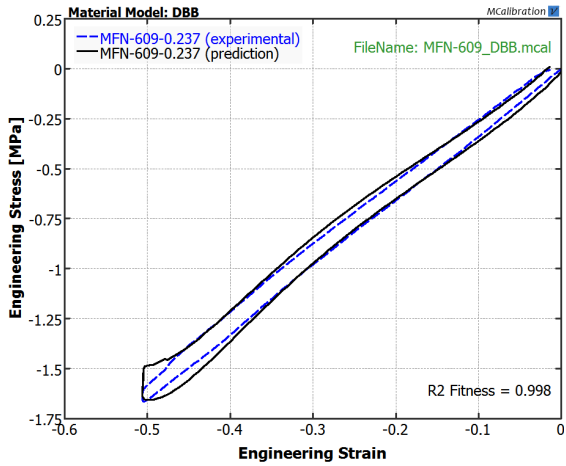
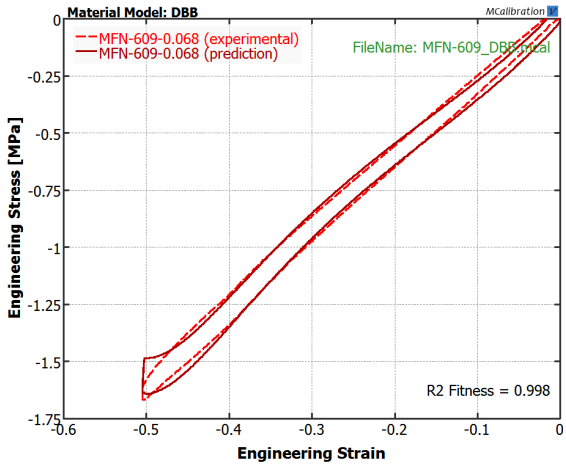
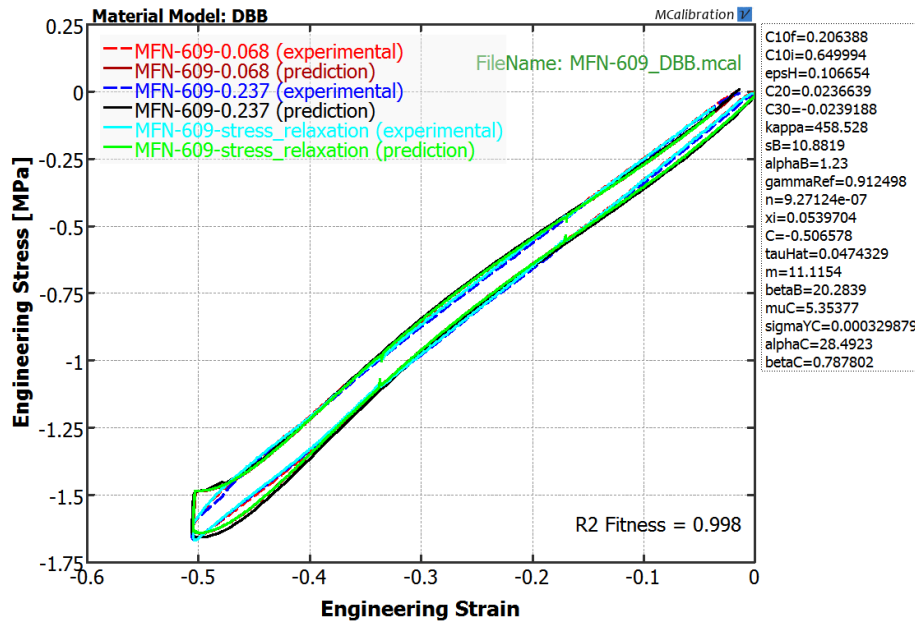
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



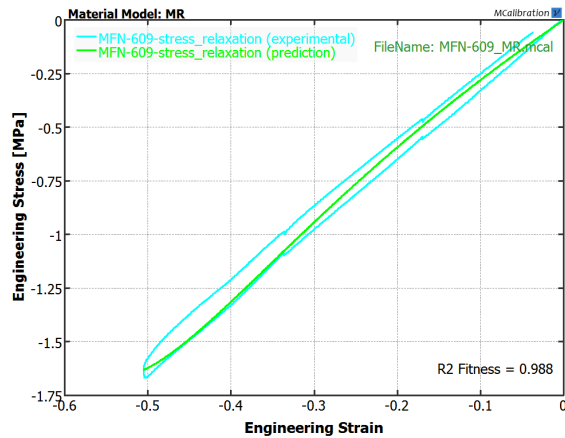
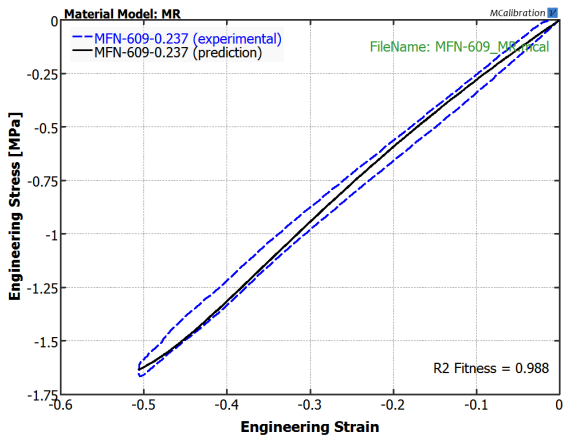
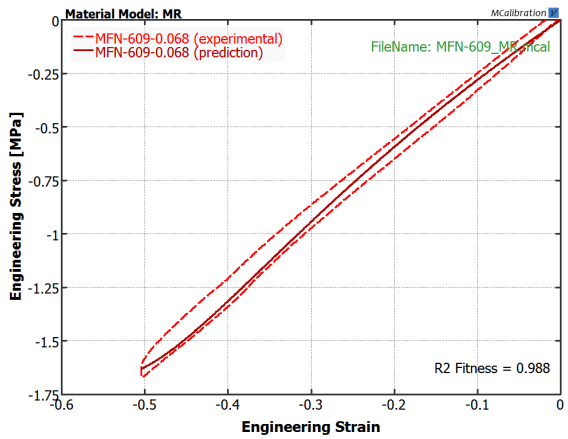
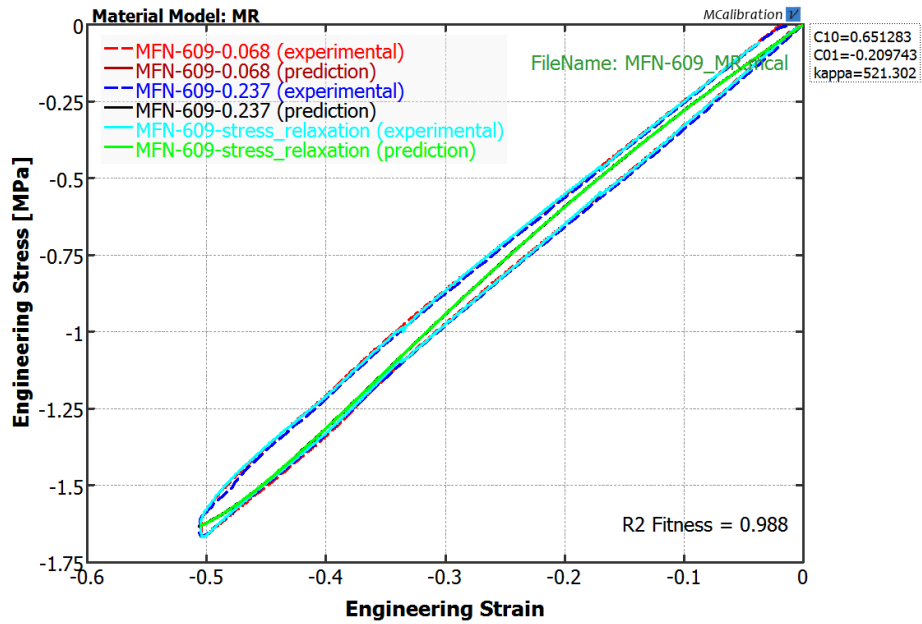
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



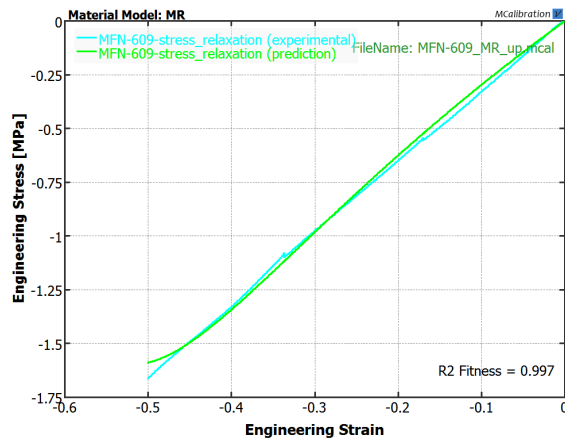
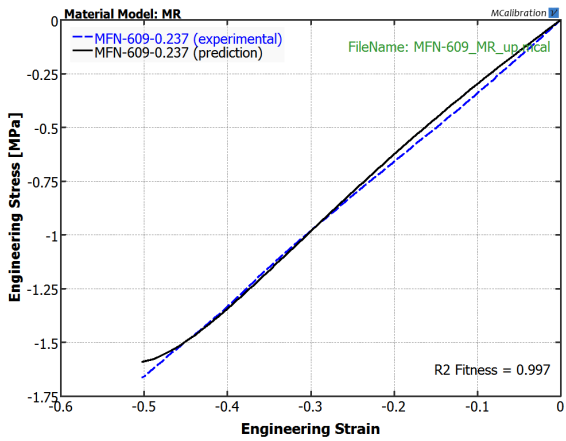
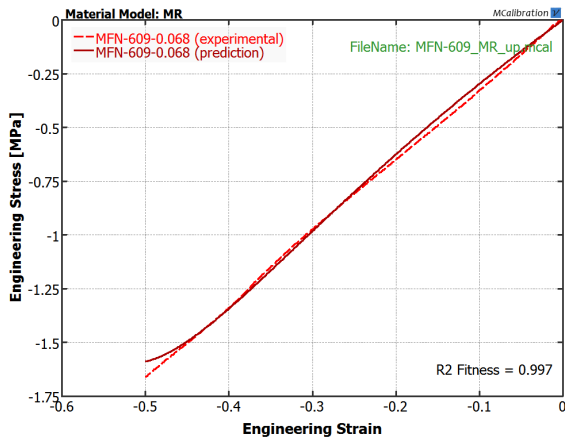
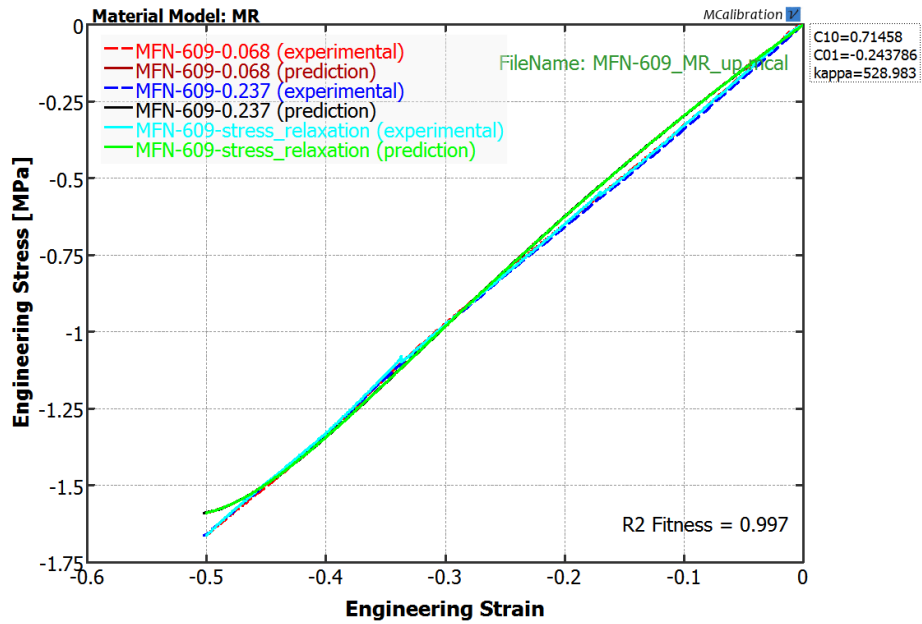
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



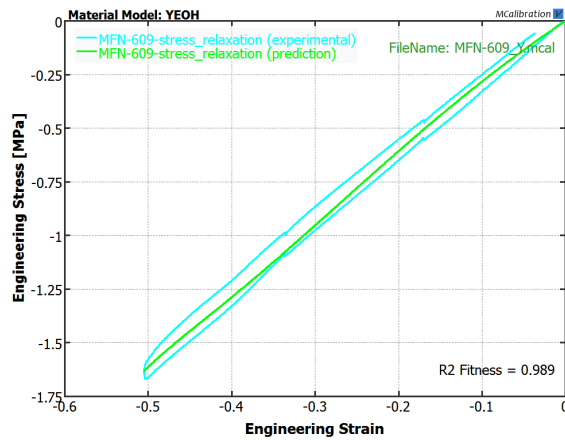
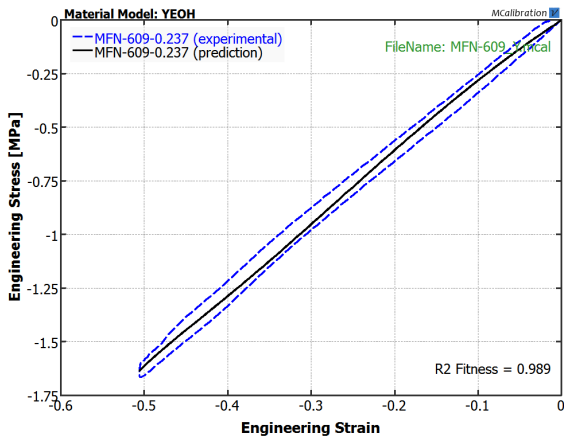
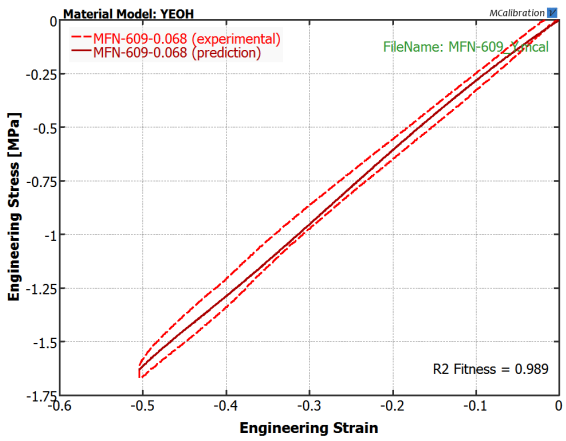
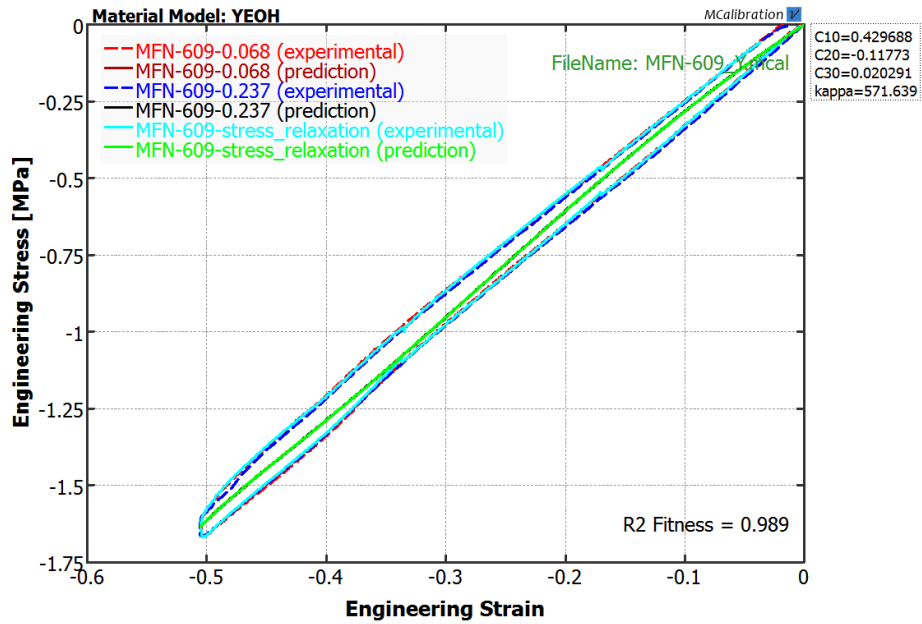
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



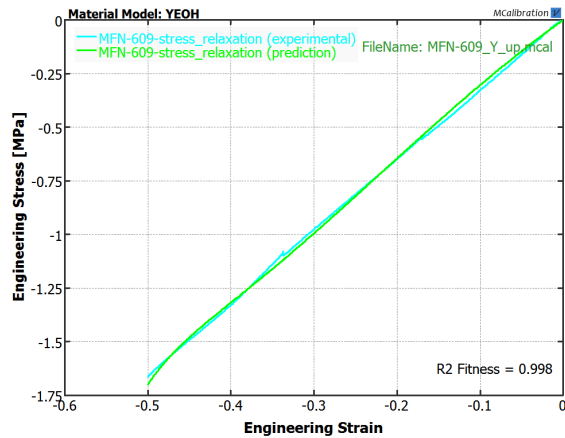
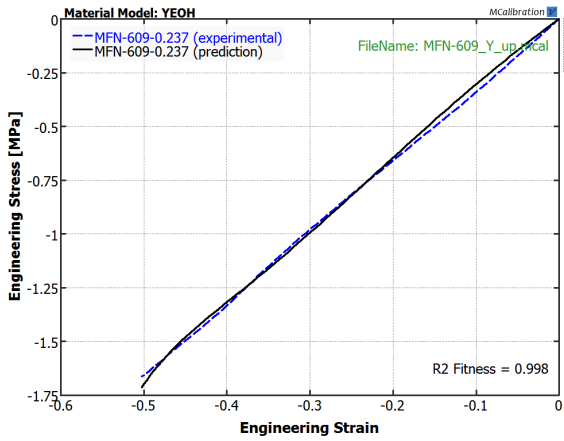
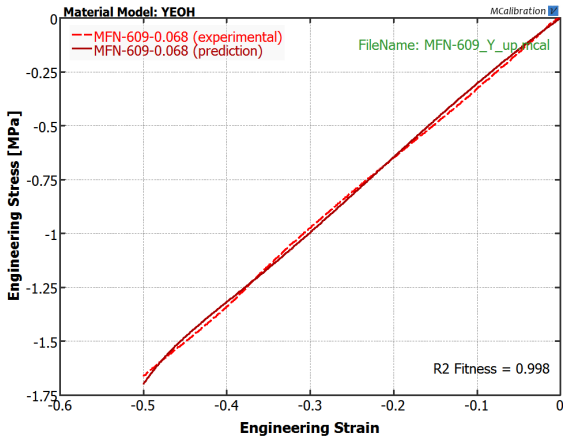
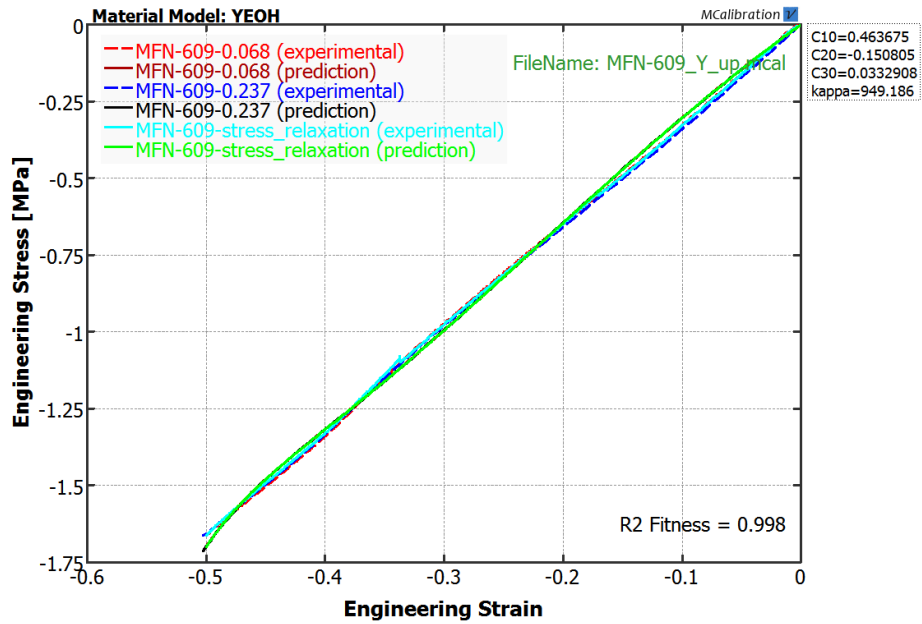
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



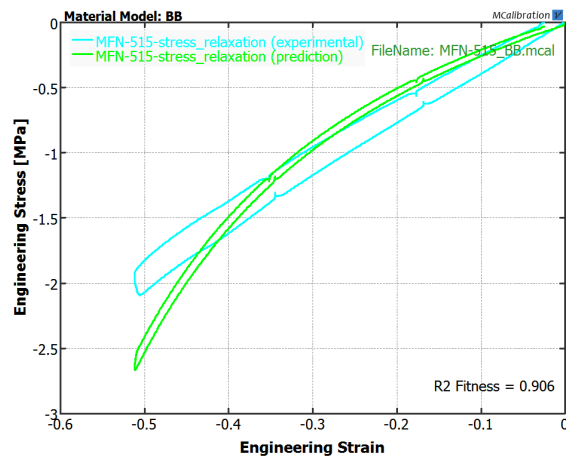
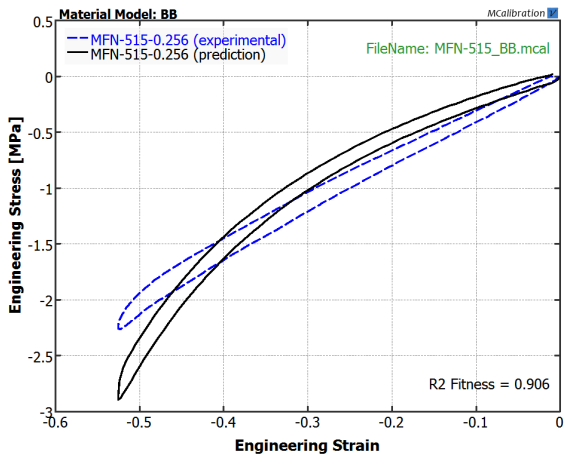
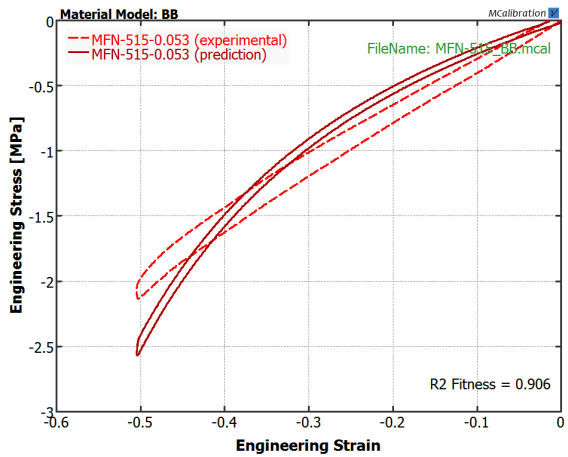
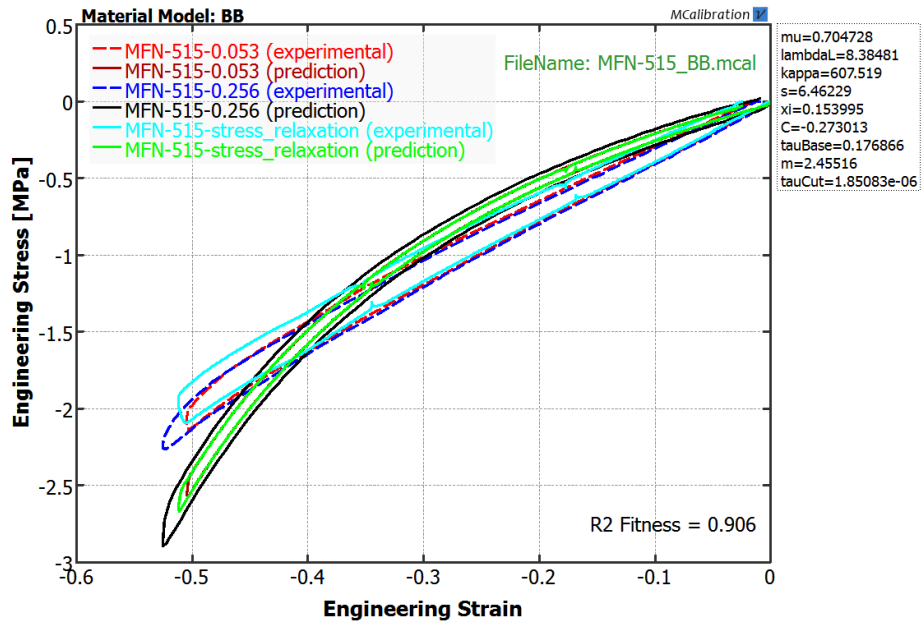
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



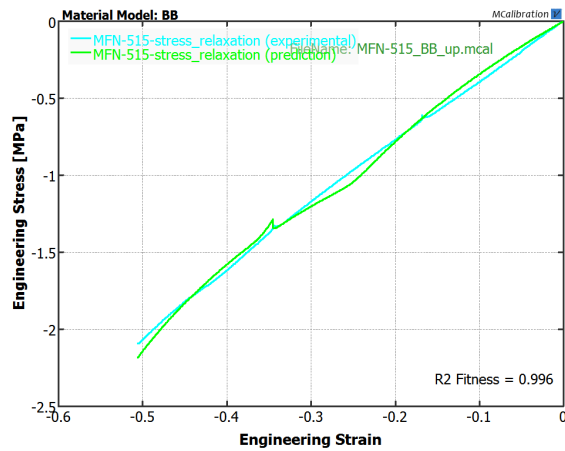
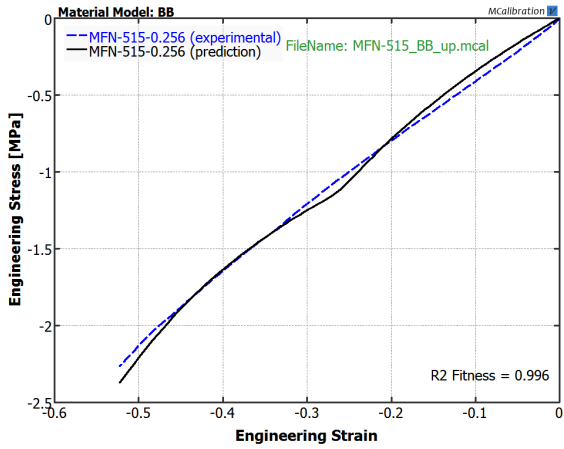
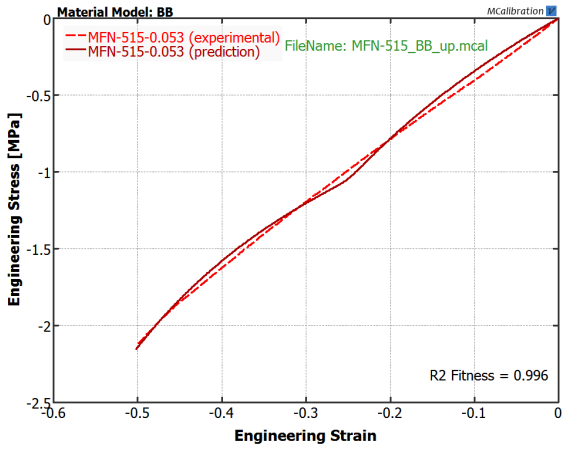
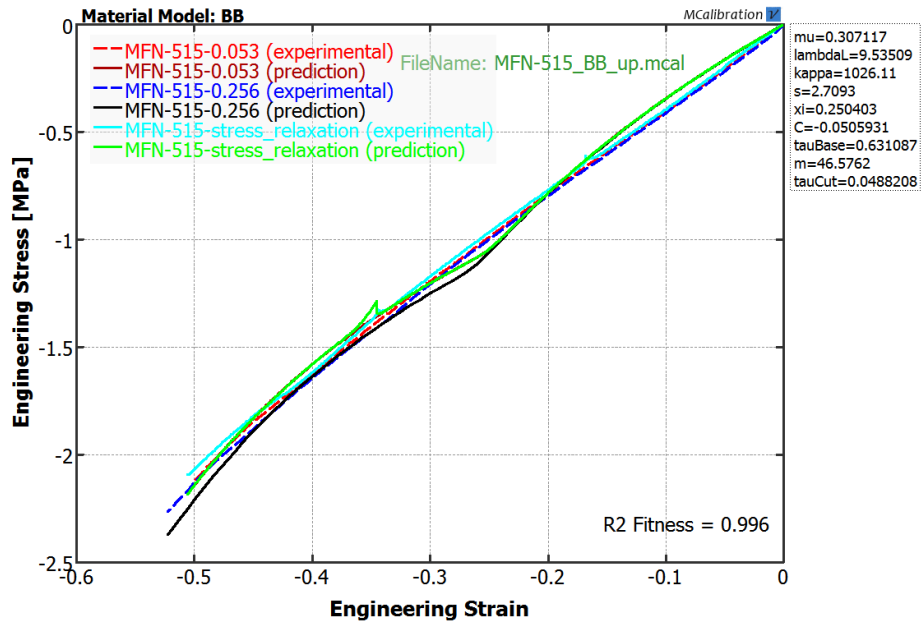
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



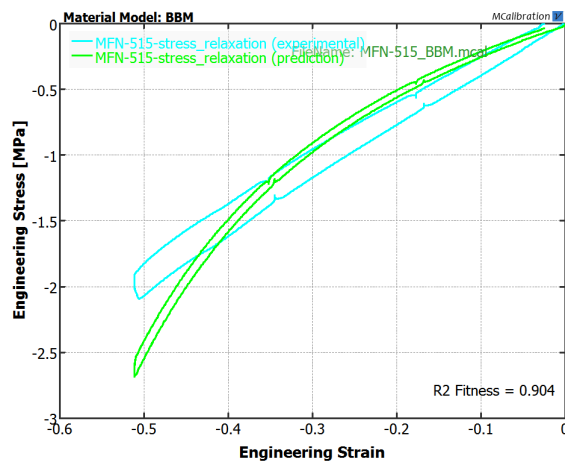
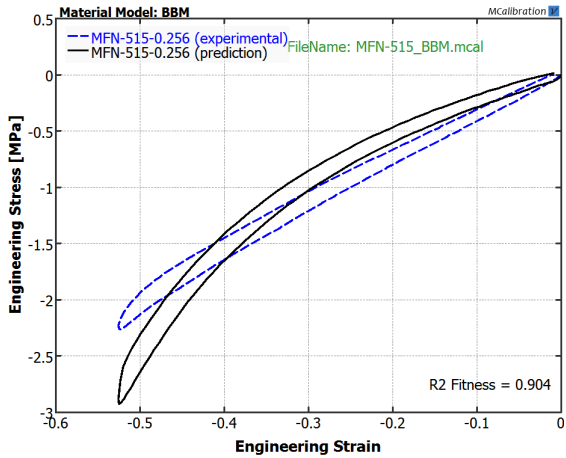
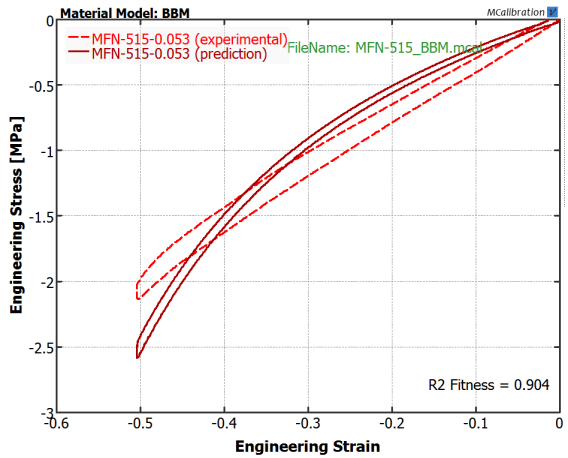
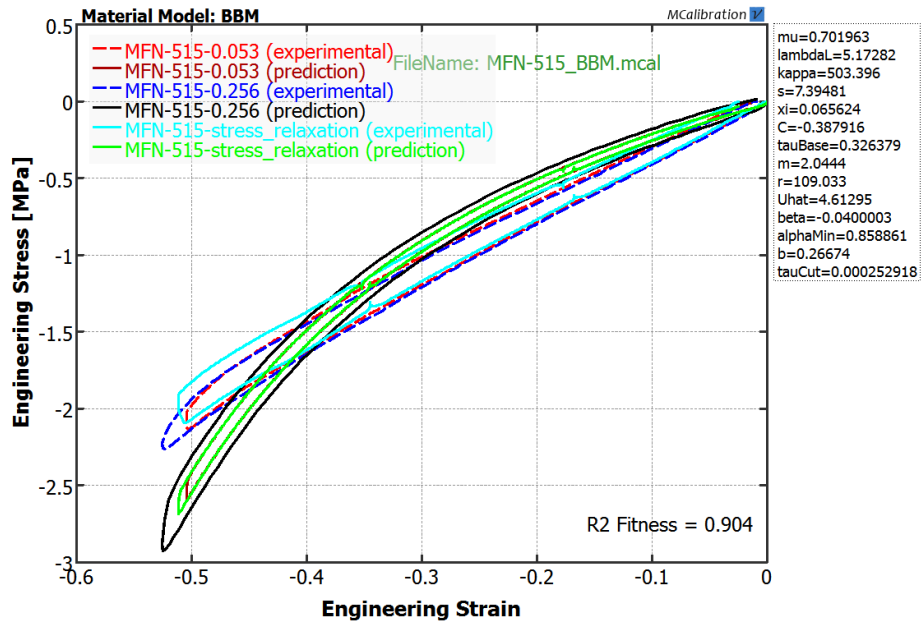
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-609 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



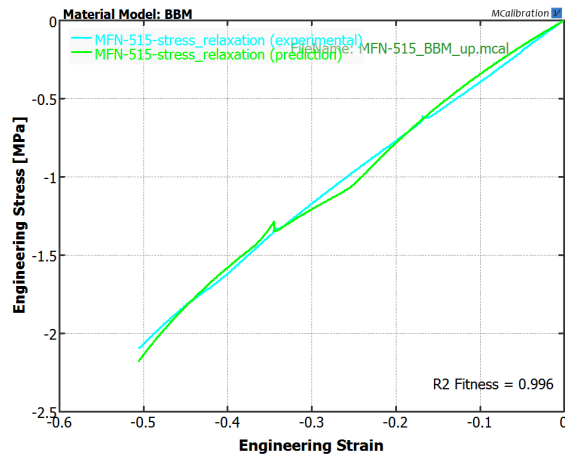
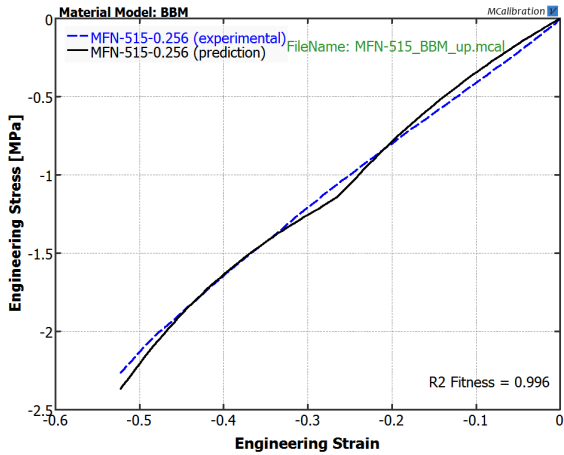
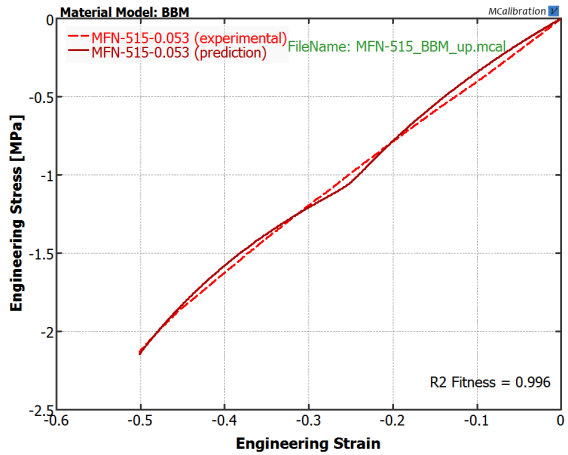
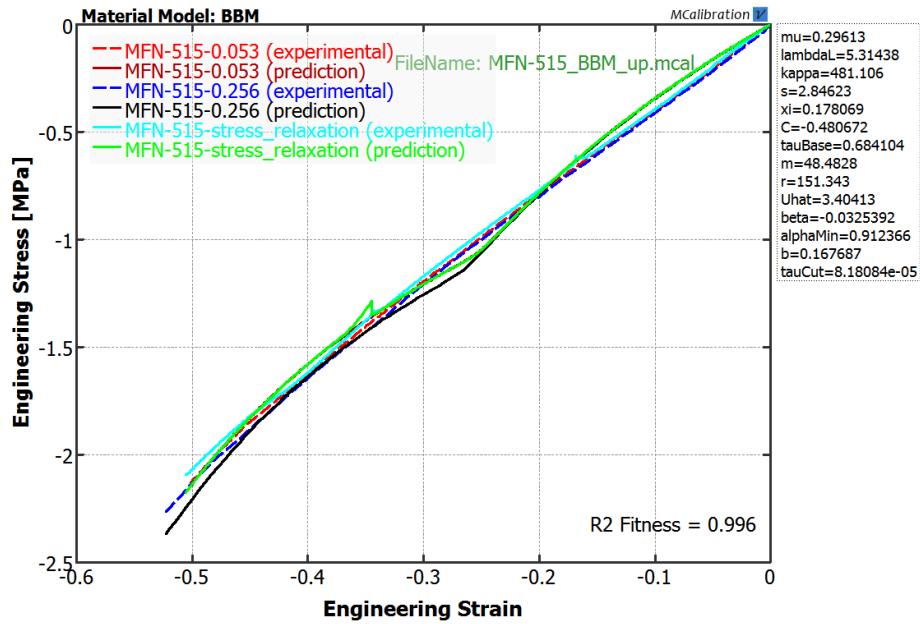
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



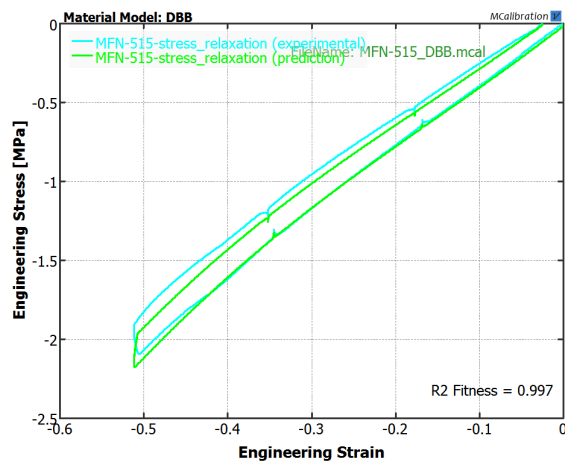
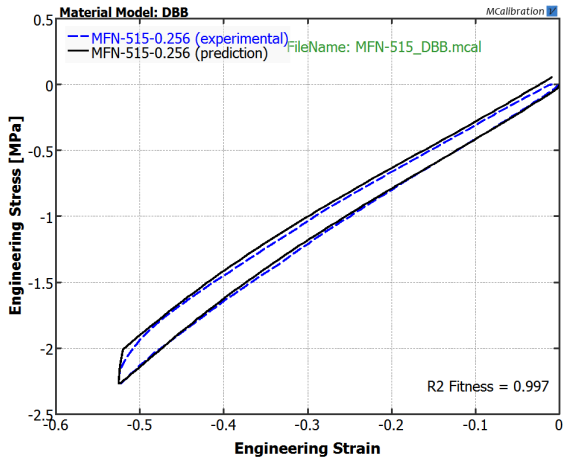
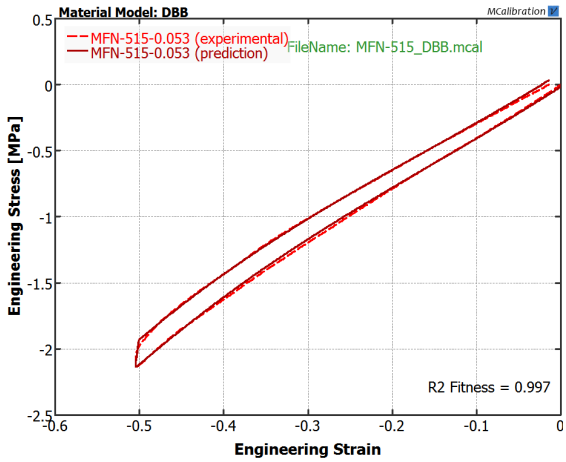
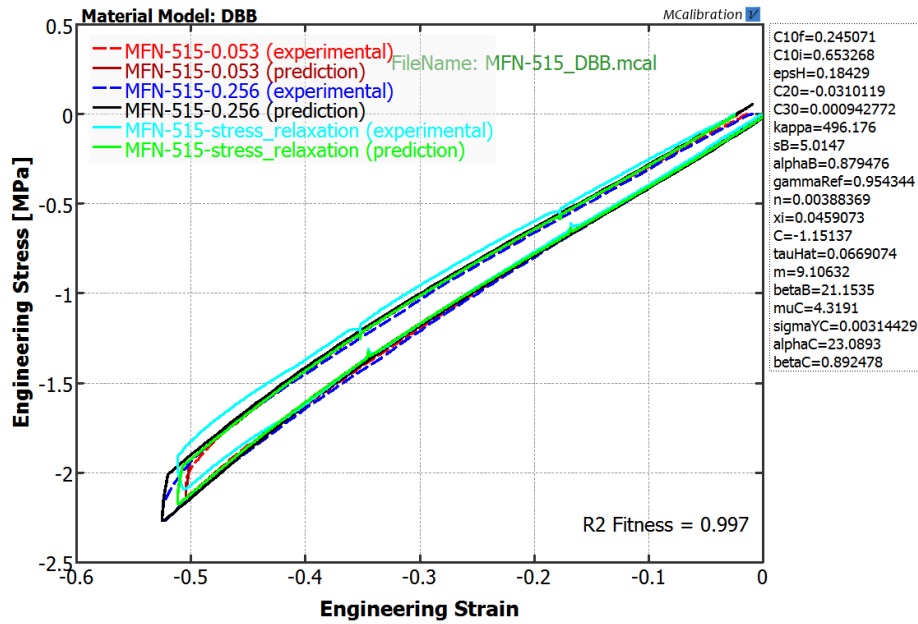
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



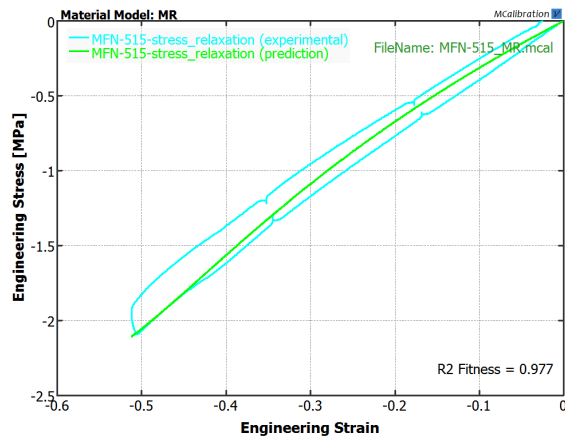
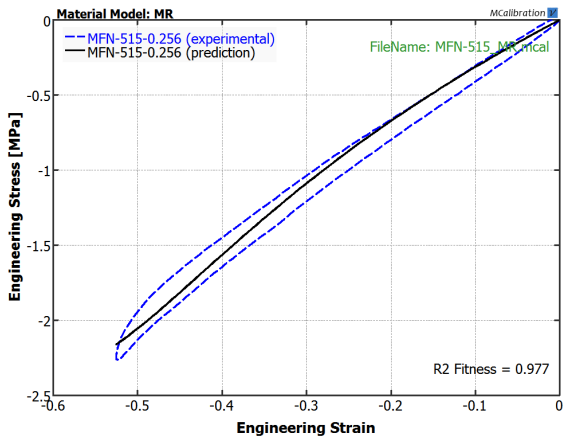
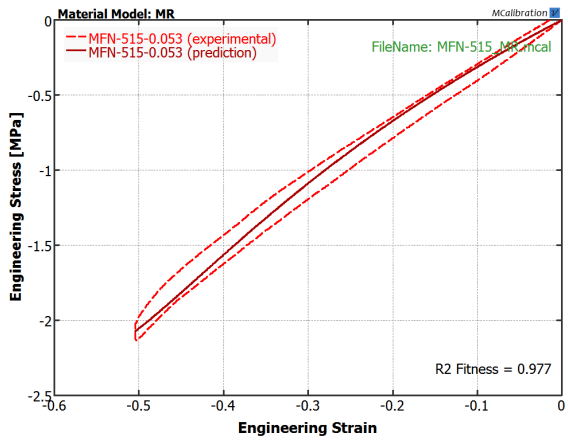
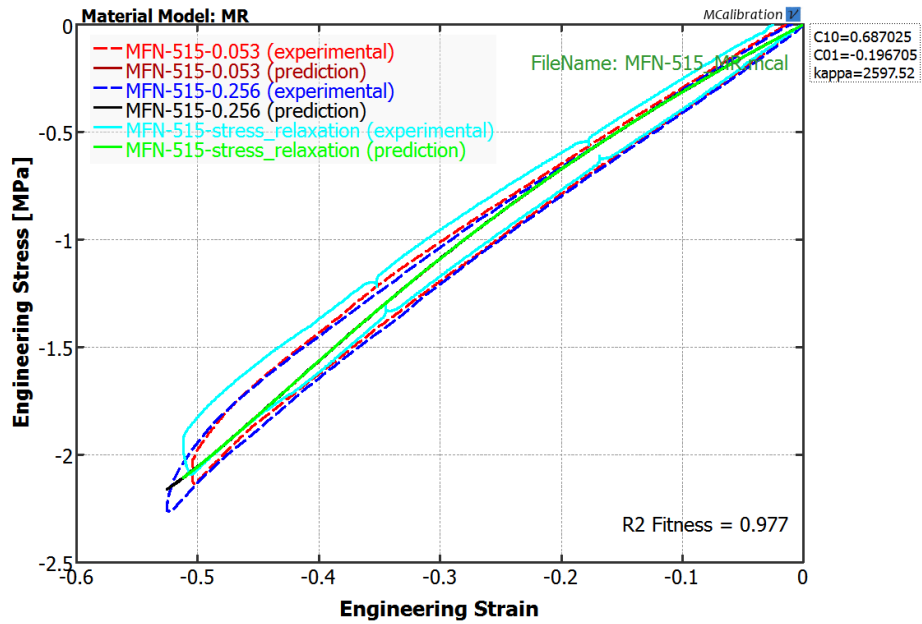
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



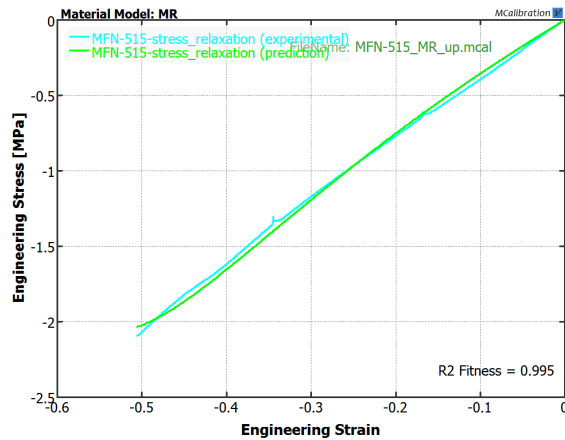
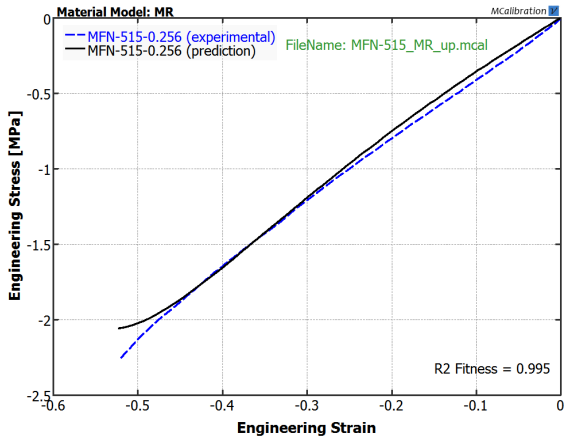
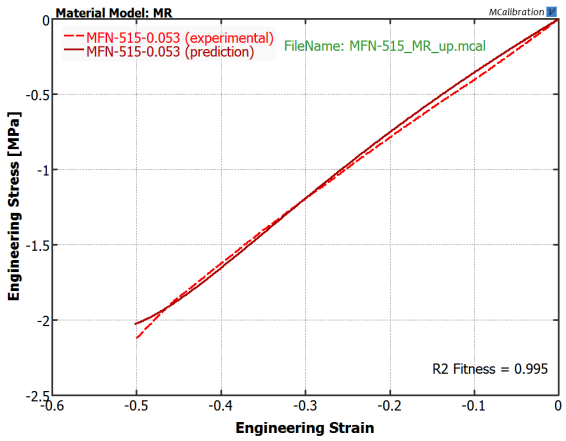
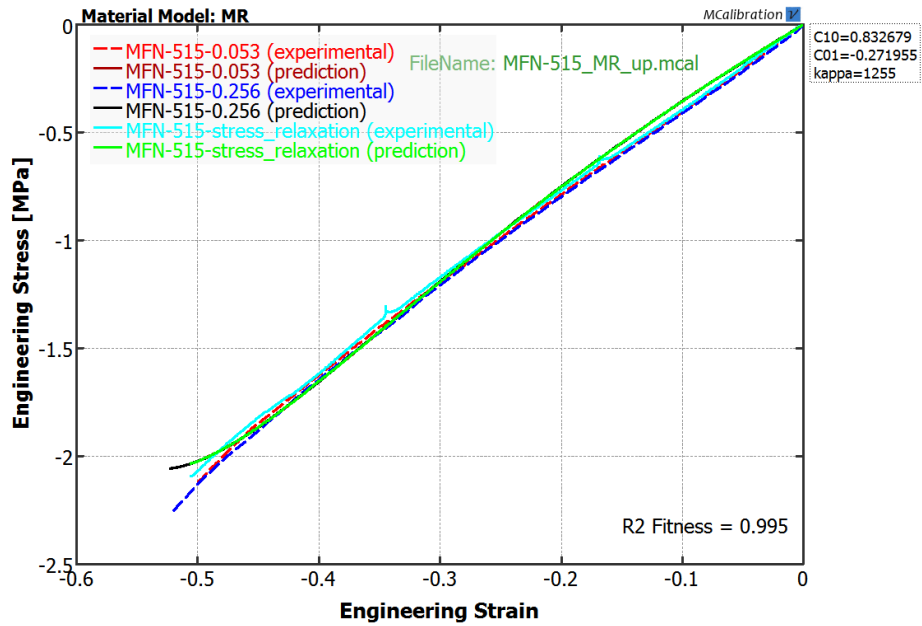
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



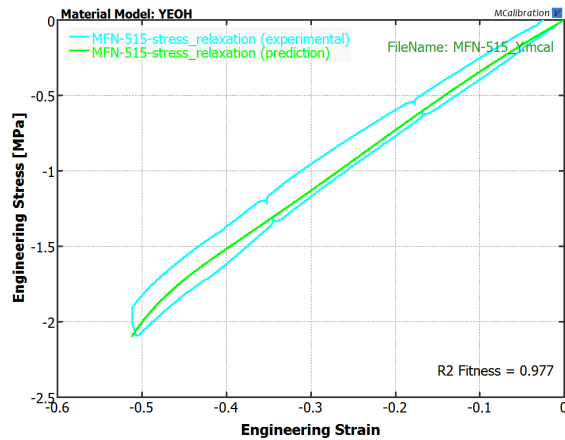
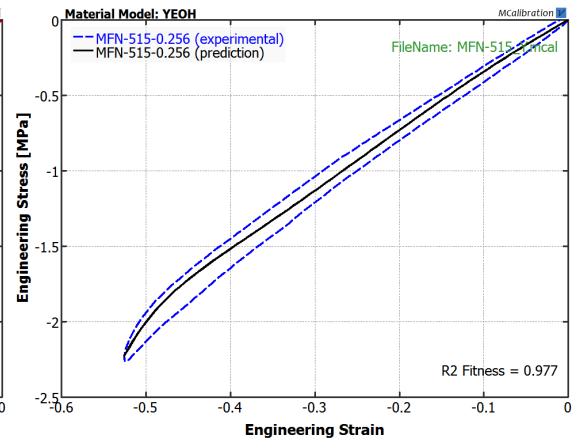
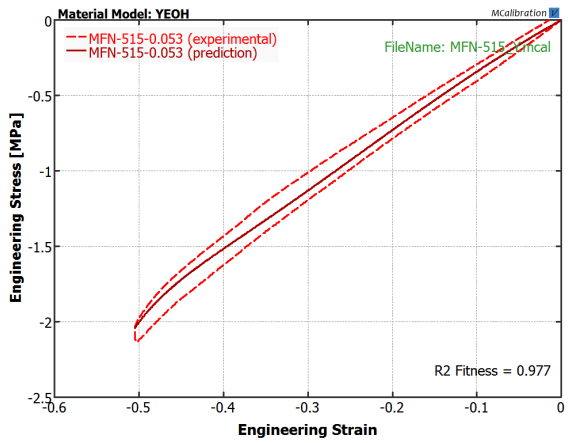
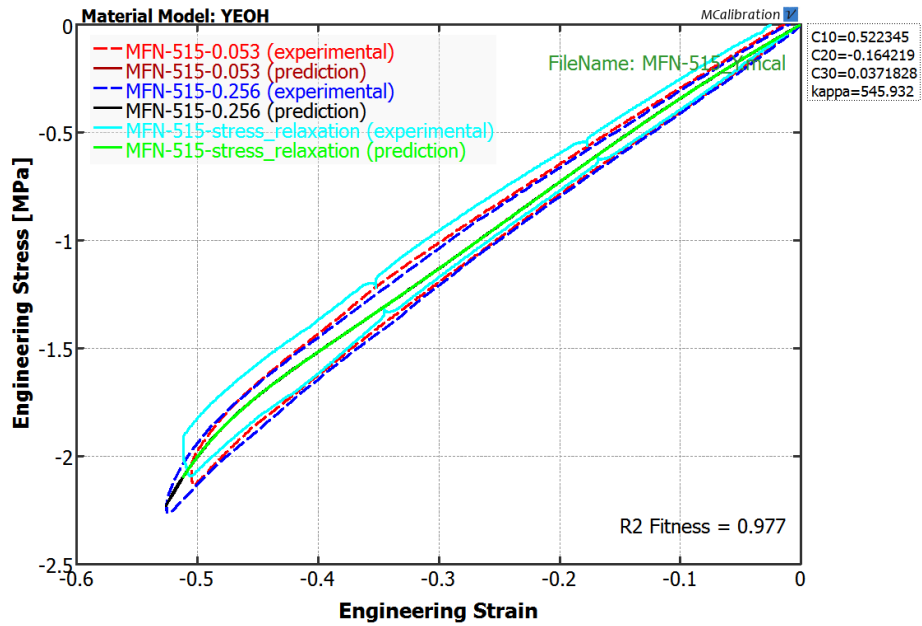
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



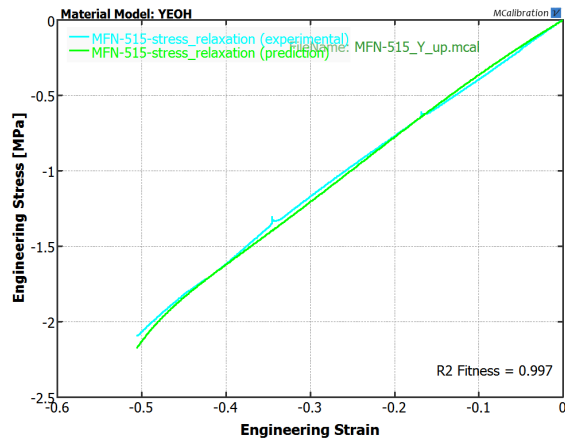
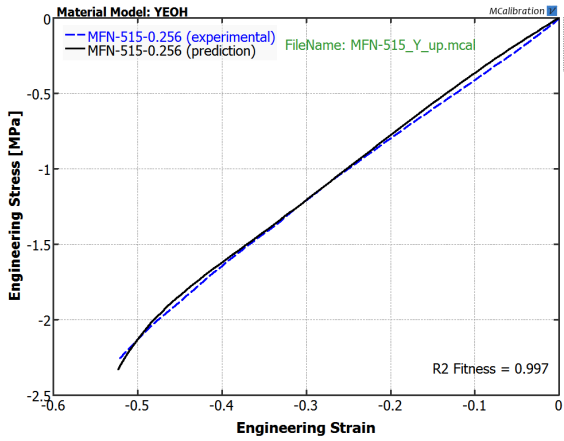
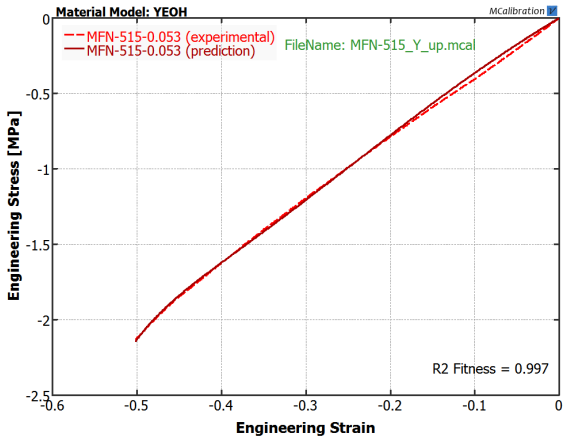
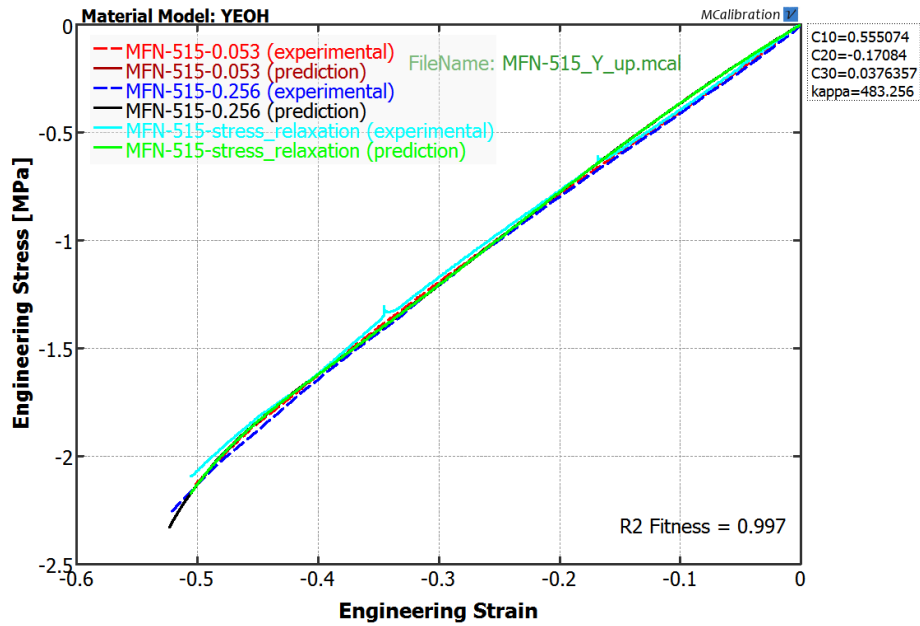
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



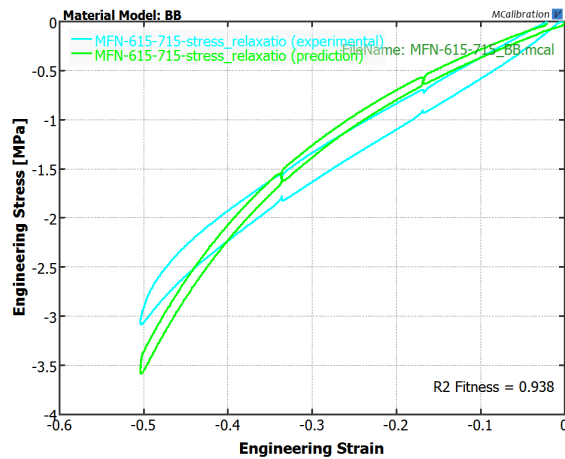
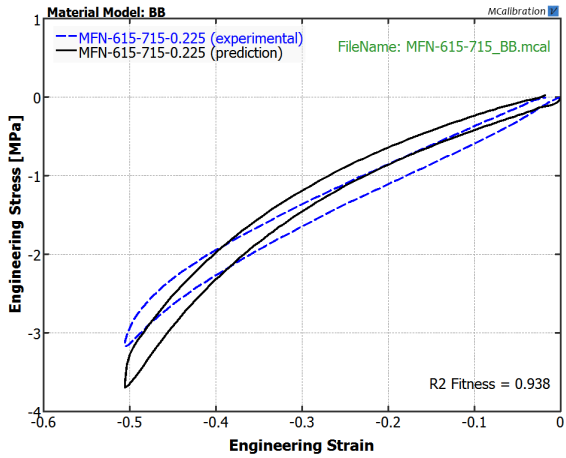
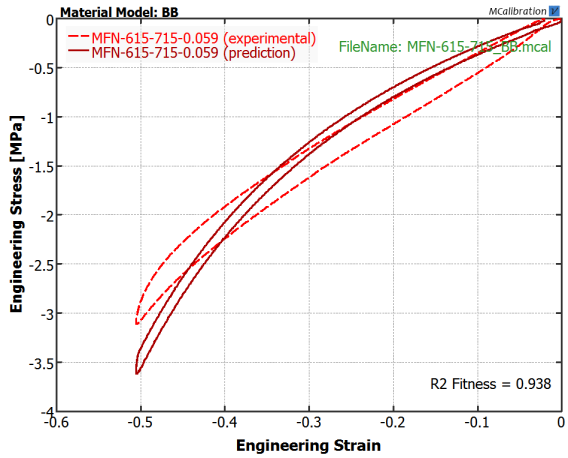
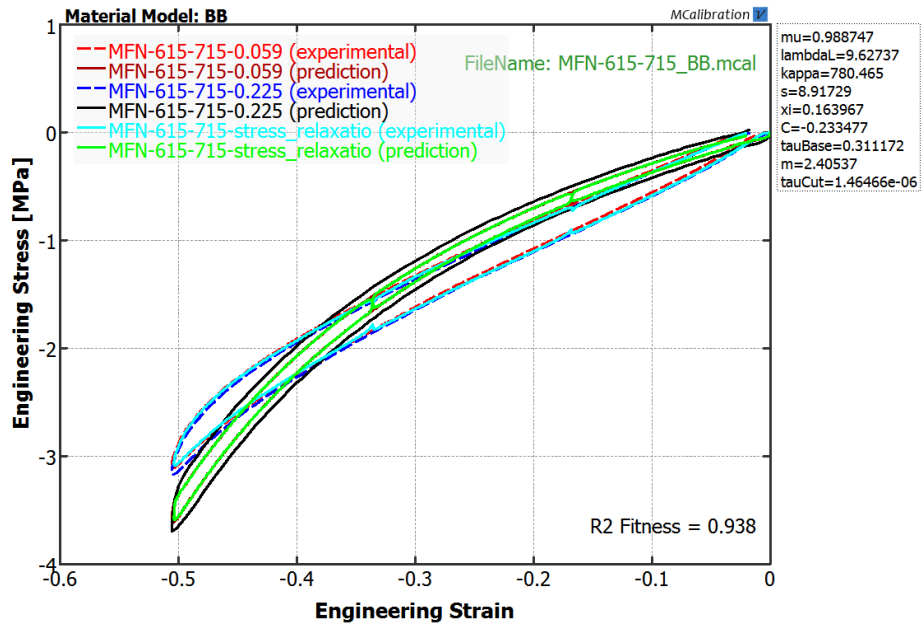
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



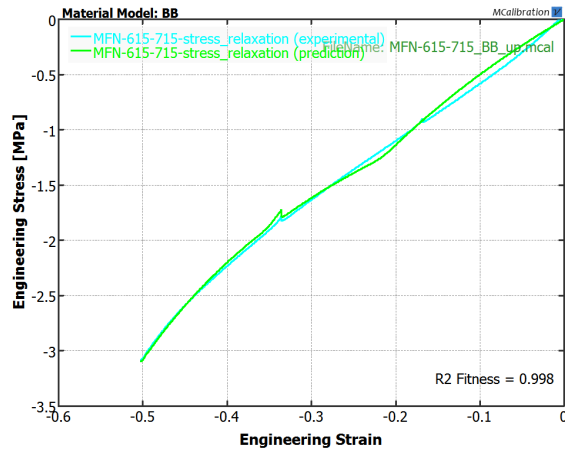
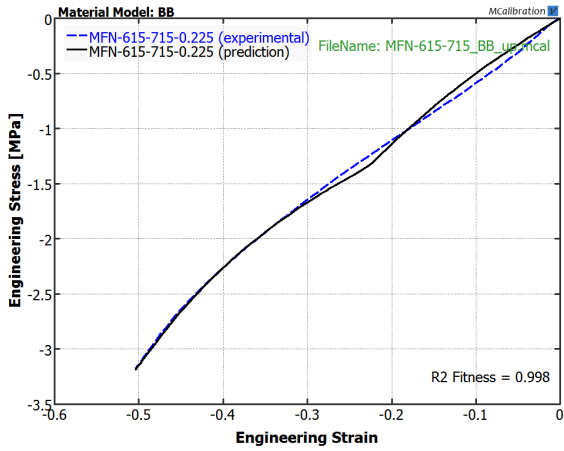
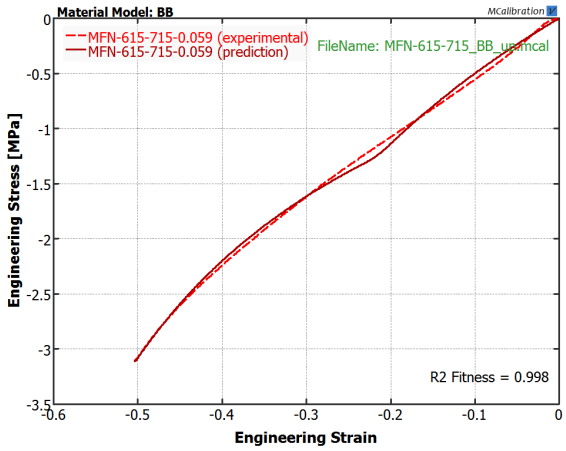
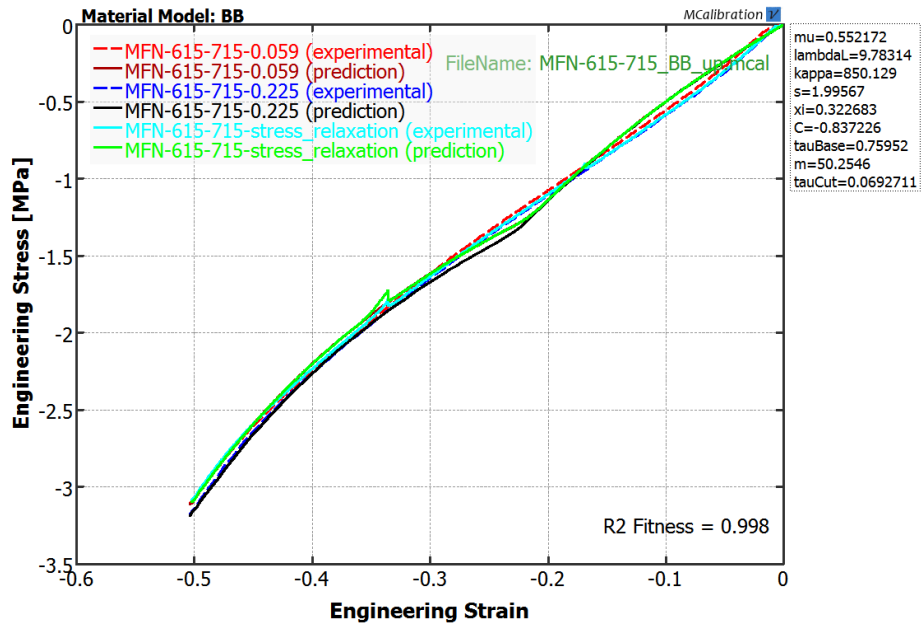
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



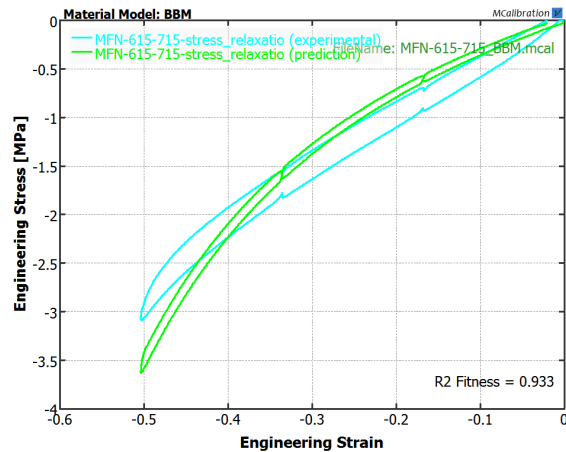
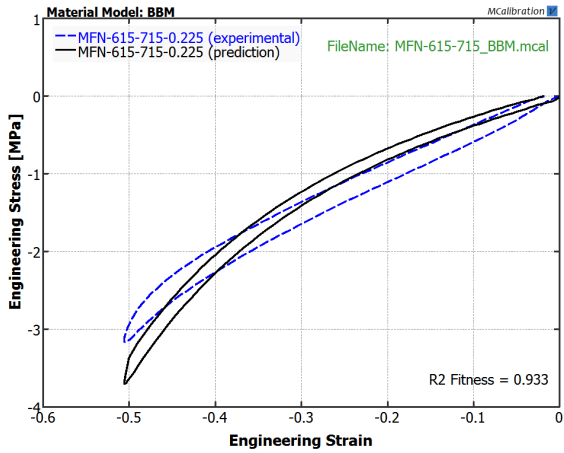
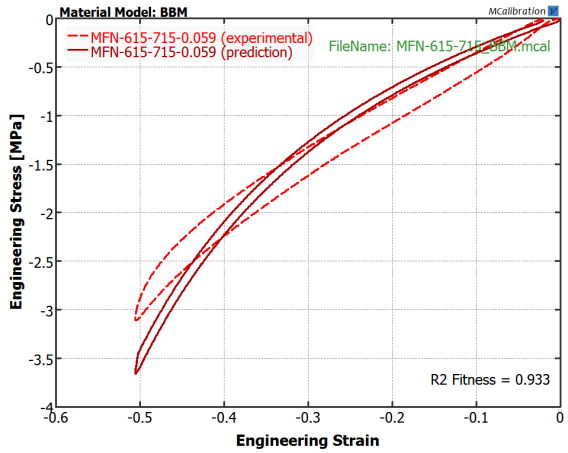
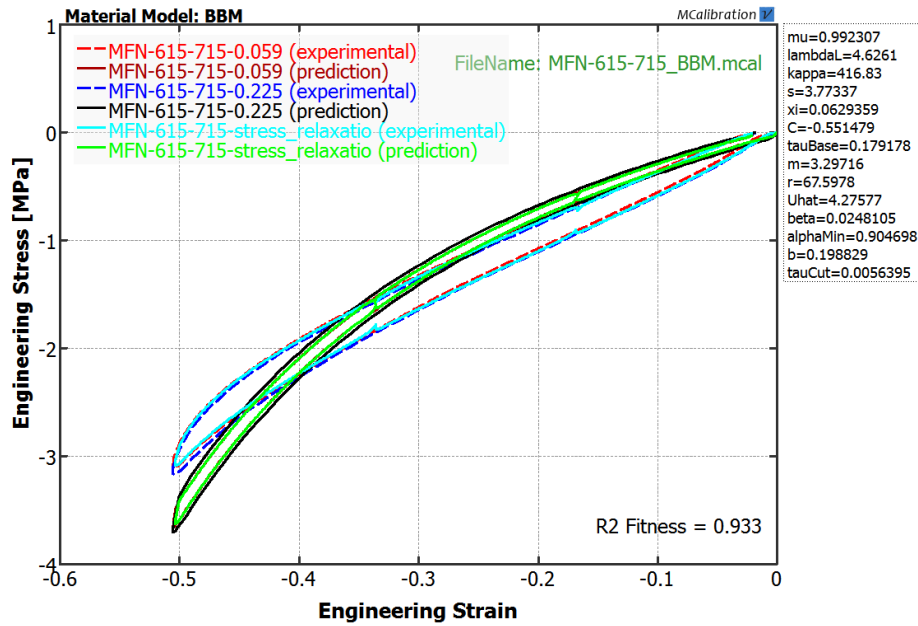
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-515 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



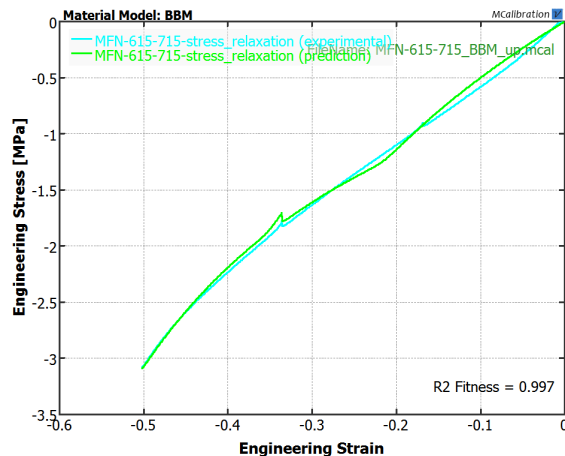
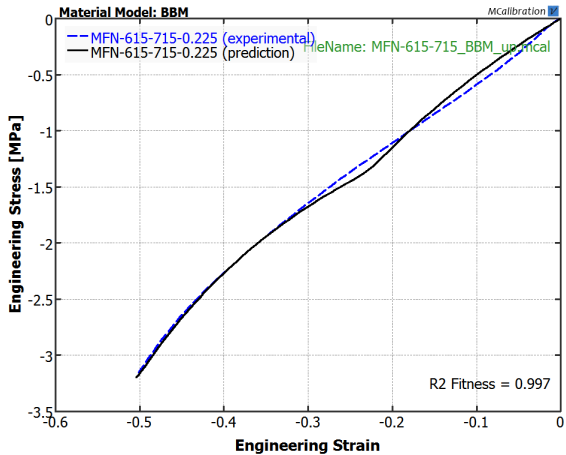
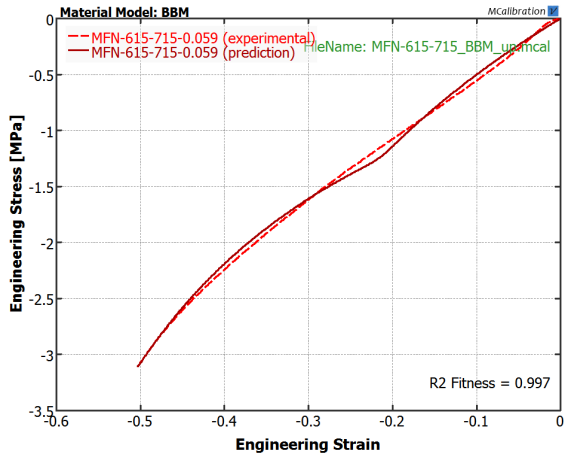
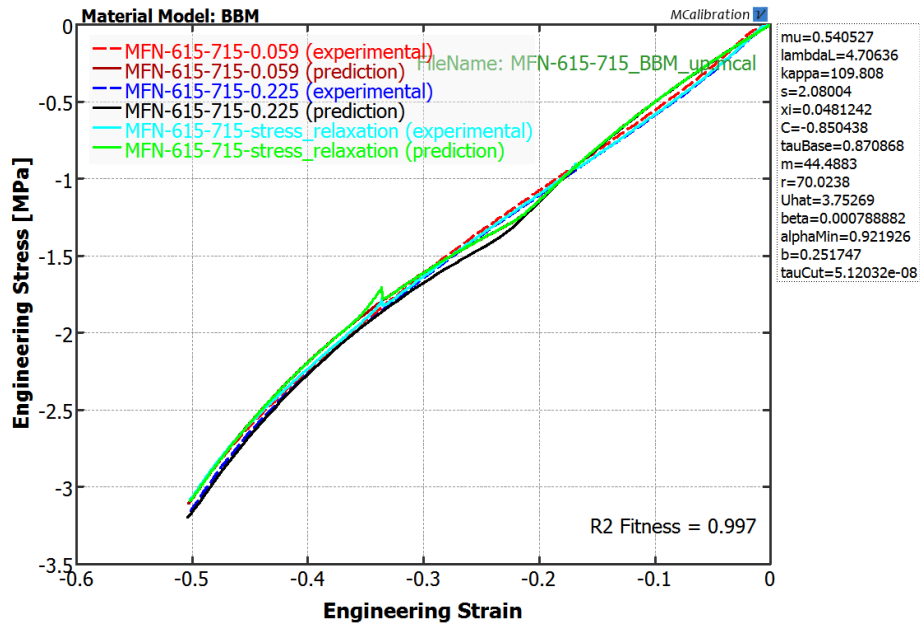
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног *BB* моделом за циклус сабијања – растерећења узорка *TG-A-615-715* при две брзине деформације и релаксационом испитивању



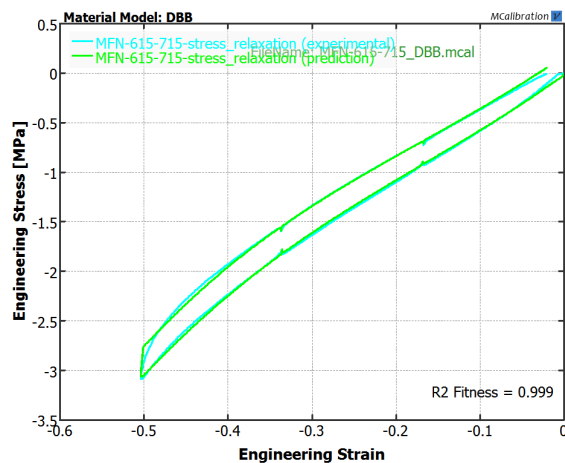
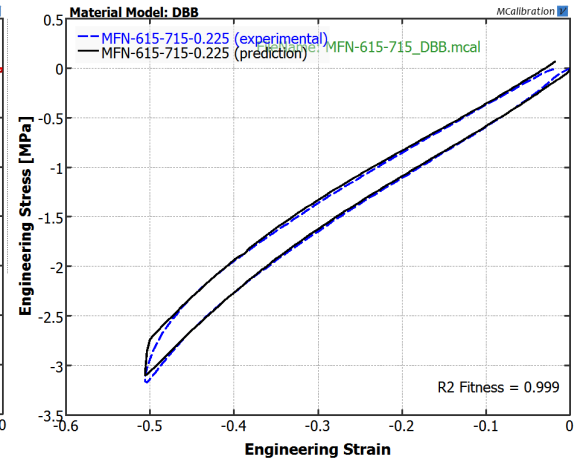
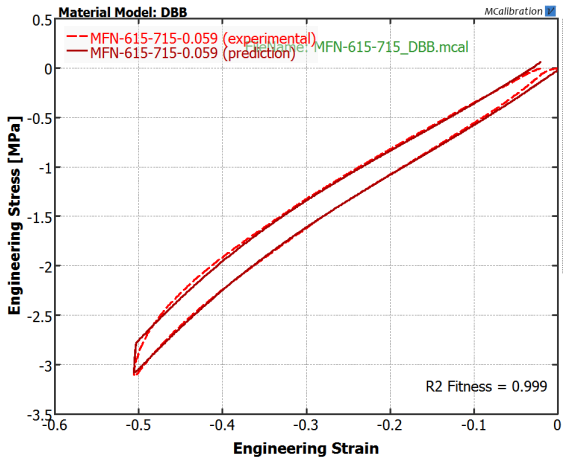
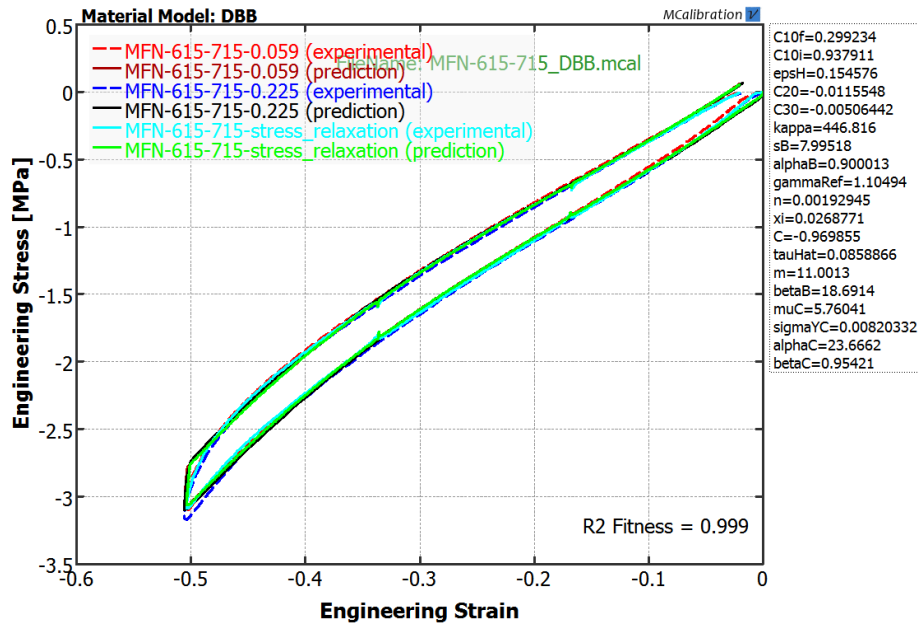
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



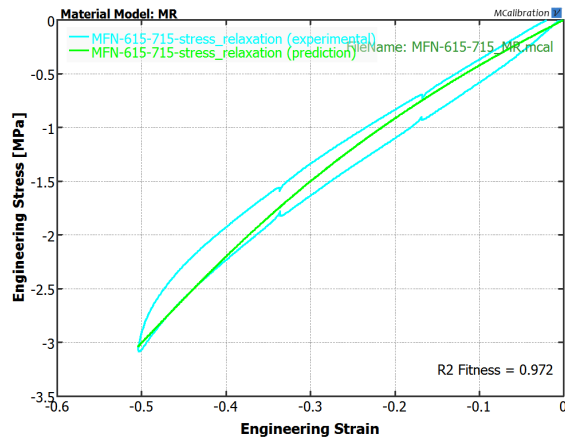
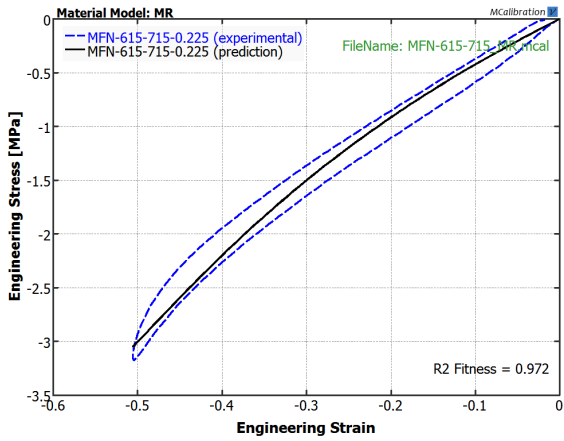
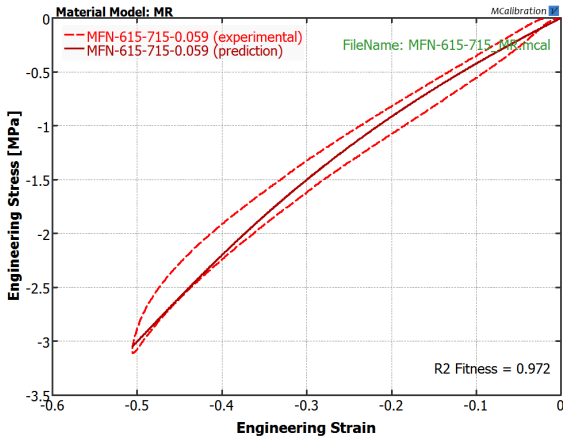
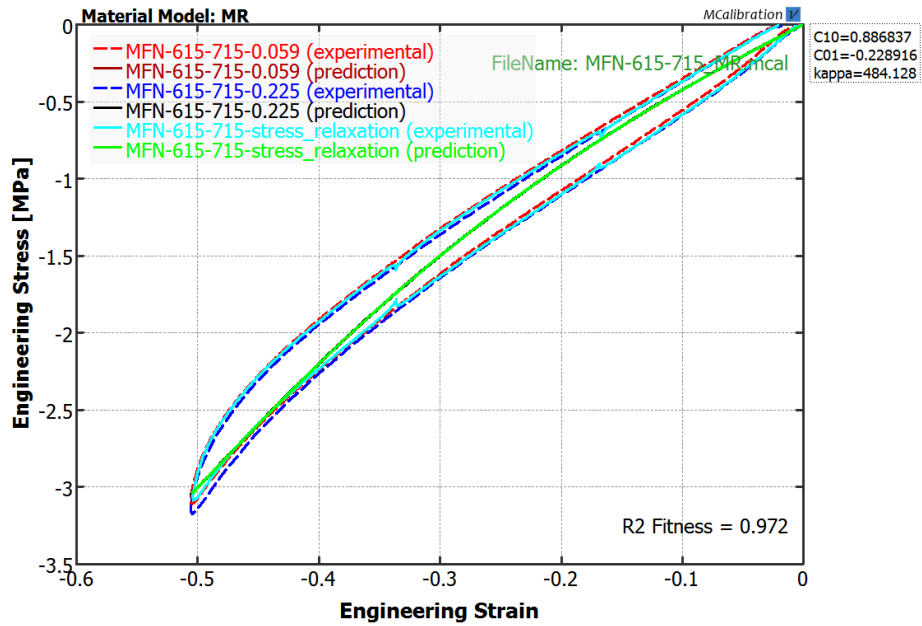
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног *BBM* моделом за циклус сабијања – растерећења узорка *TG-A-615-715* при две брзине деформације и релаксационом испитивању



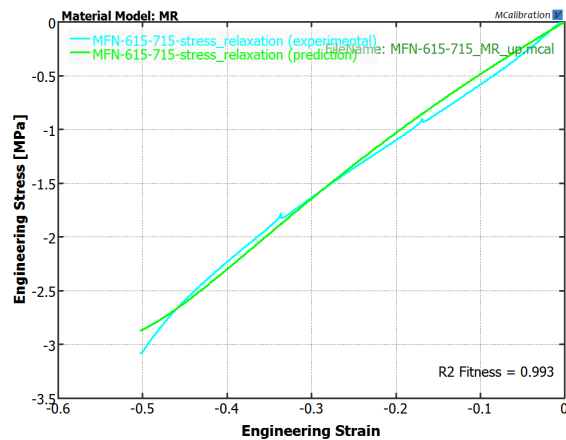
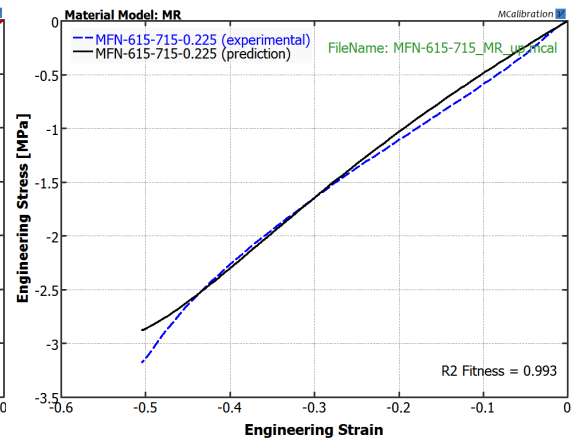
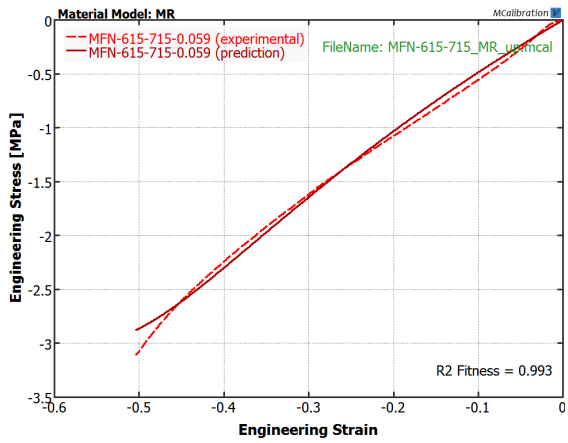
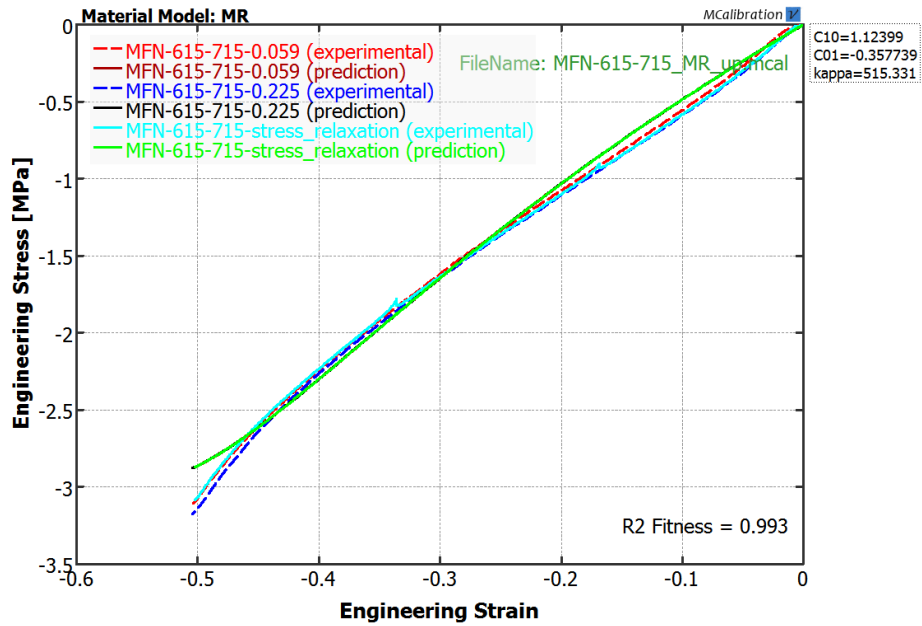
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



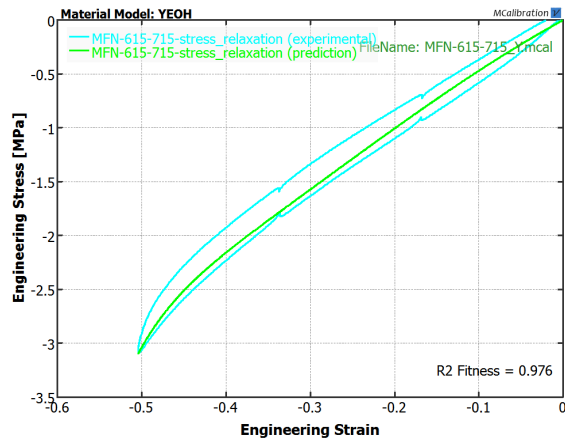
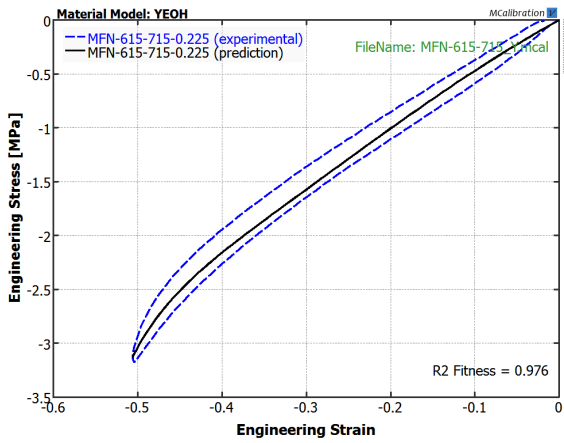
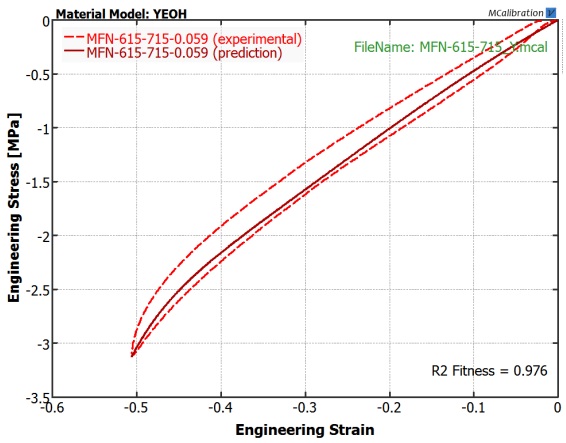
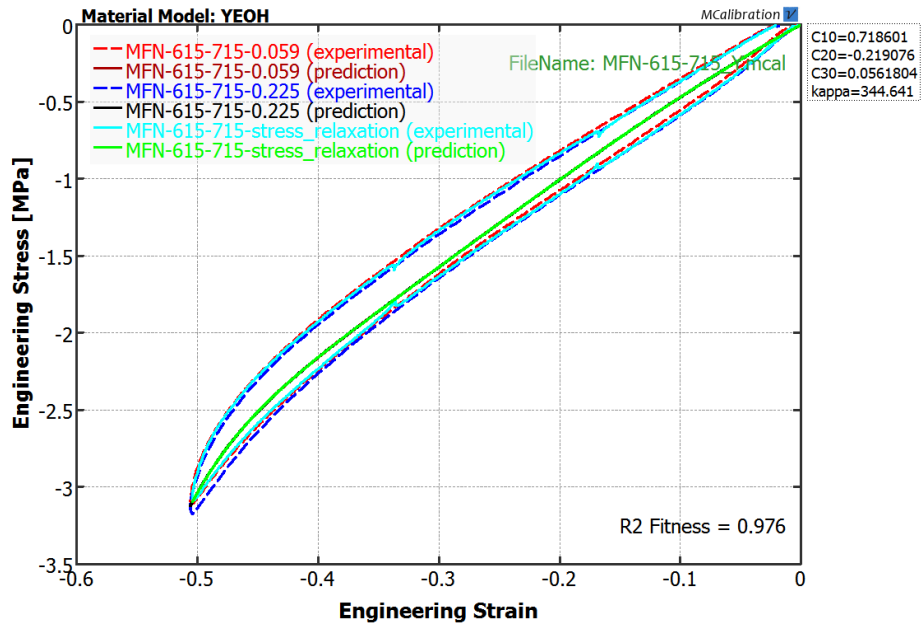
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксиационом испитивању



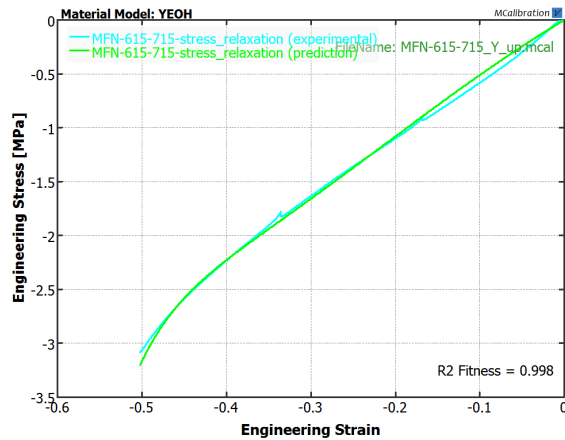
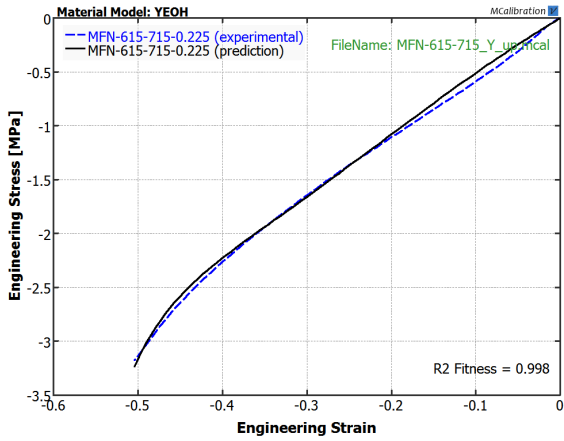
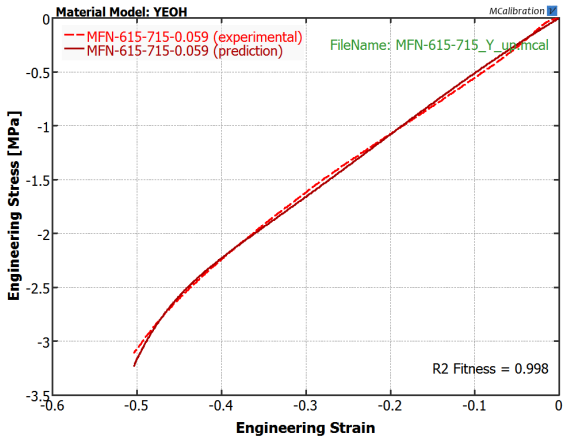
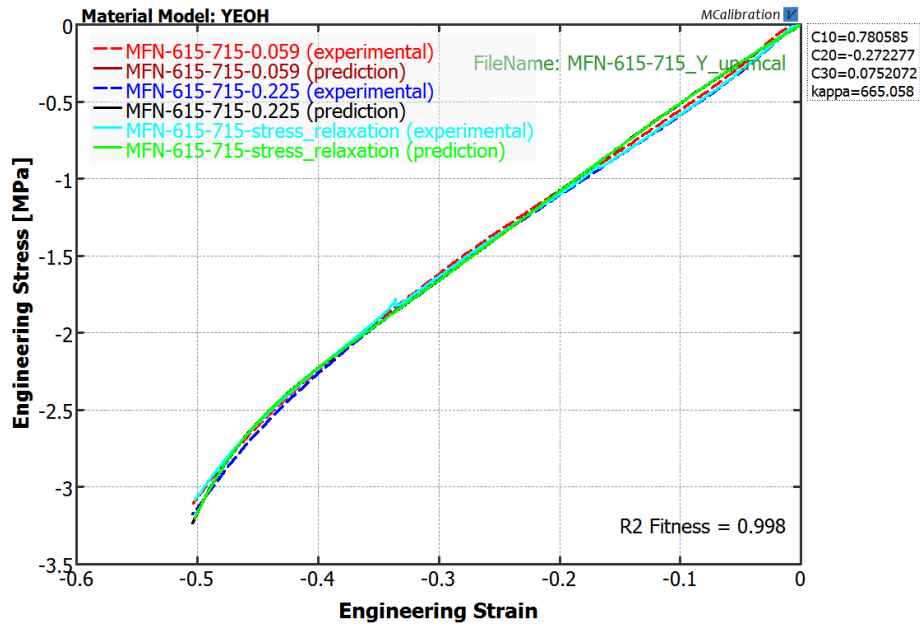
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



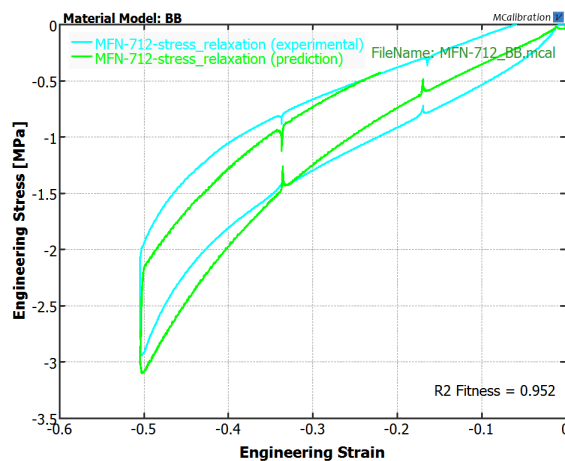
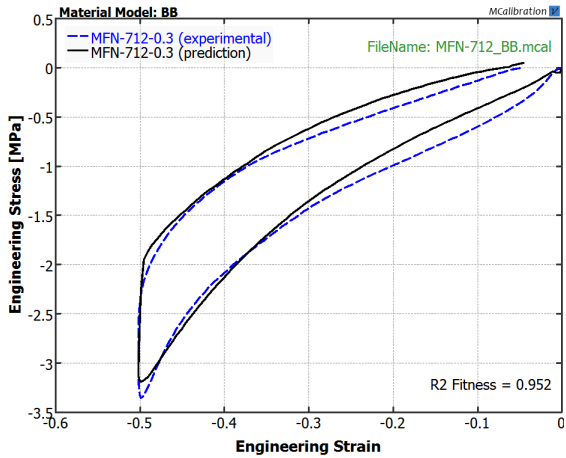
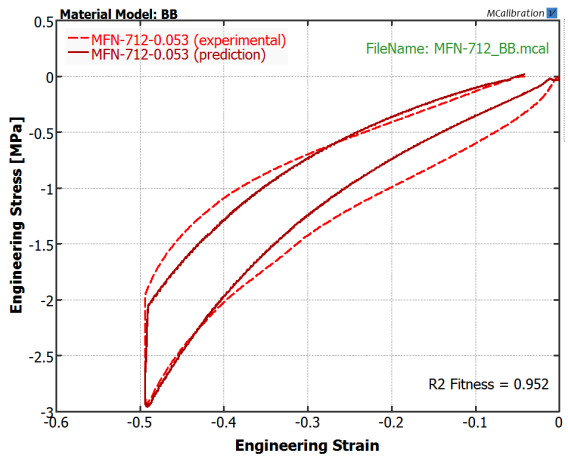
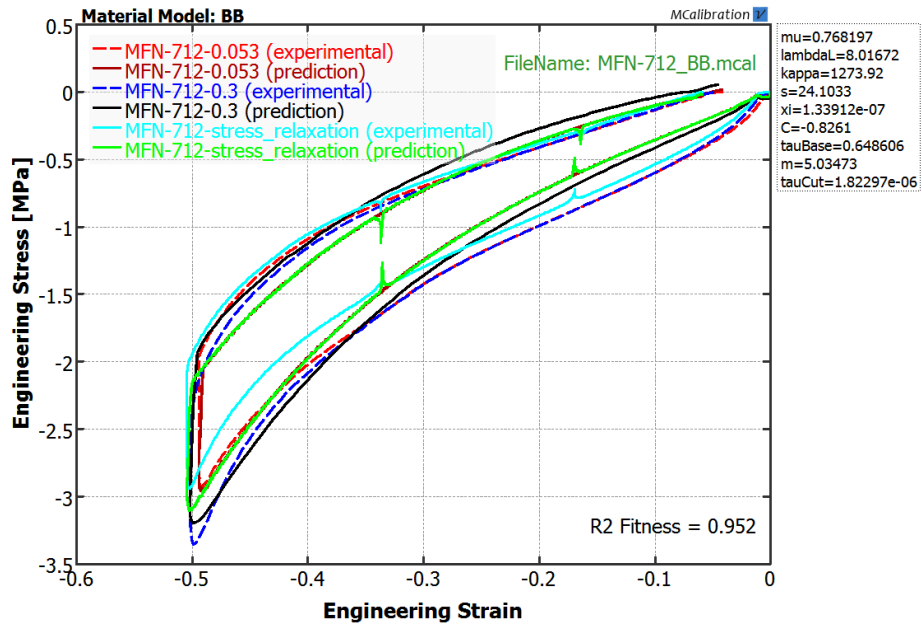
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



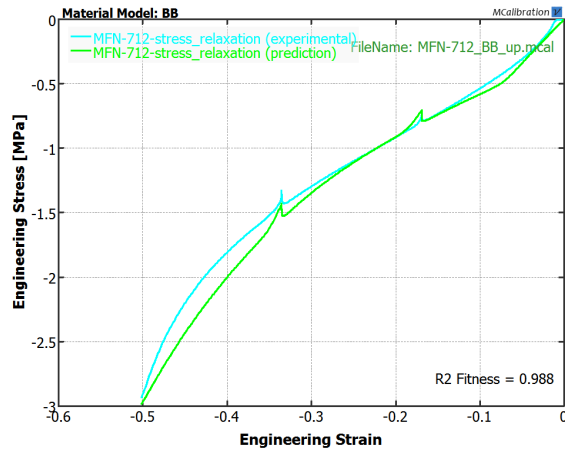
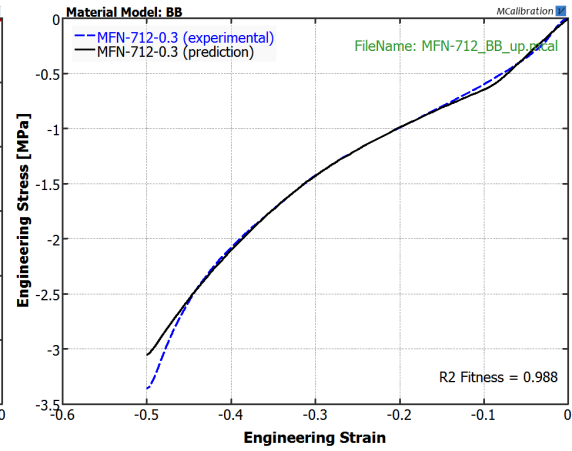
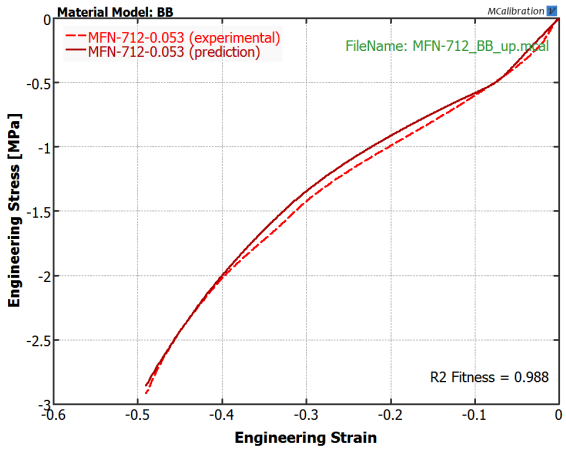
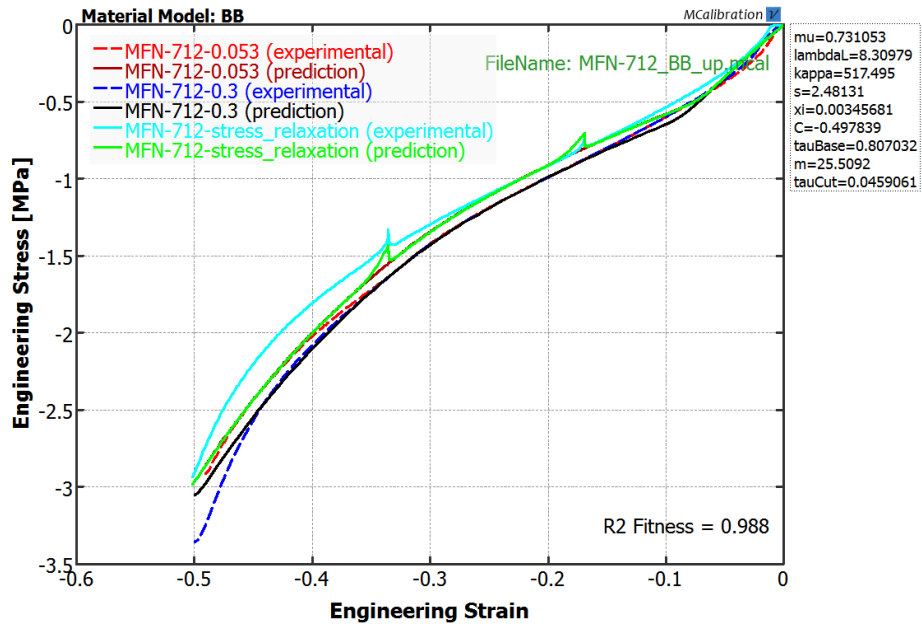
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



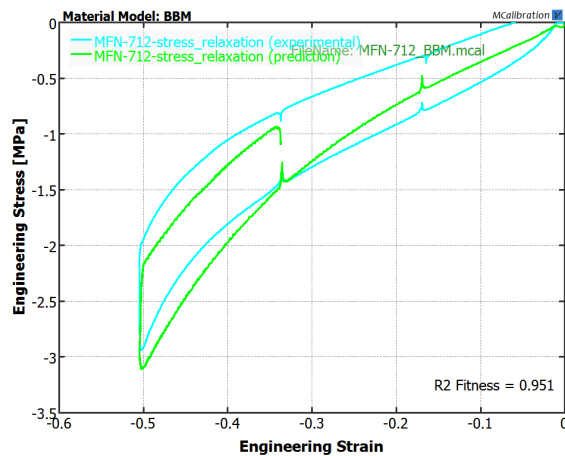
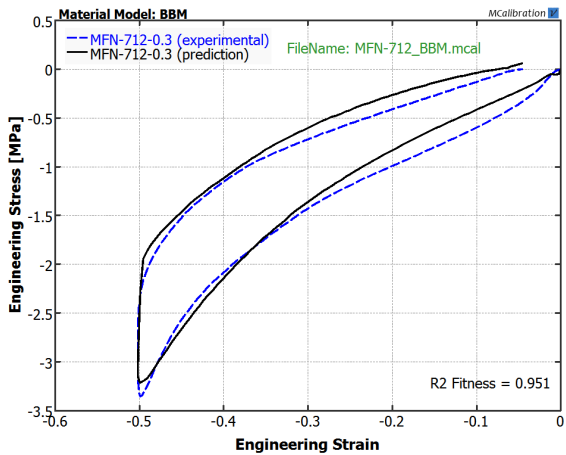
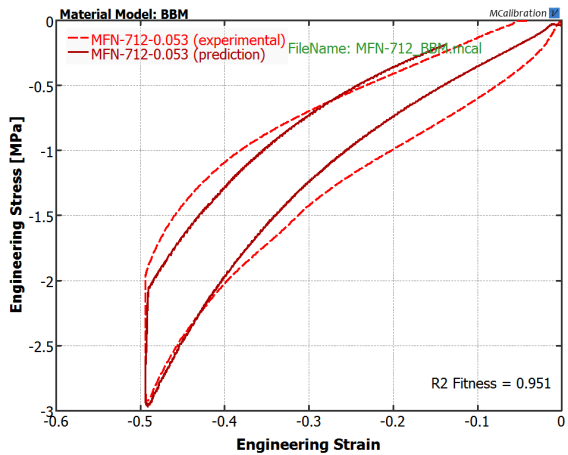
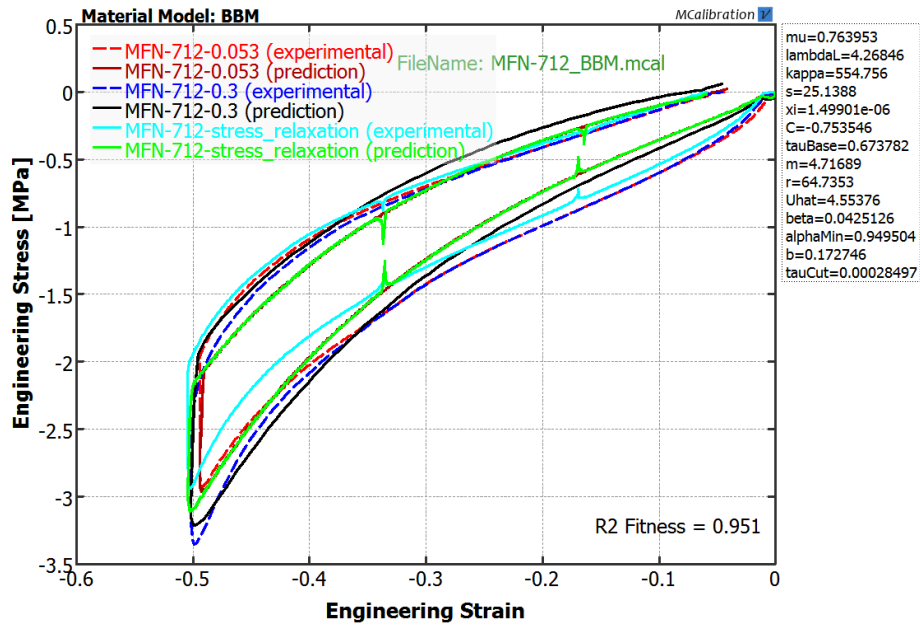
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-615-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



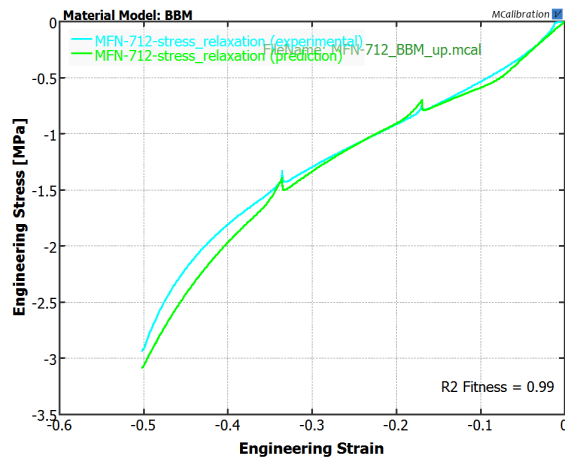
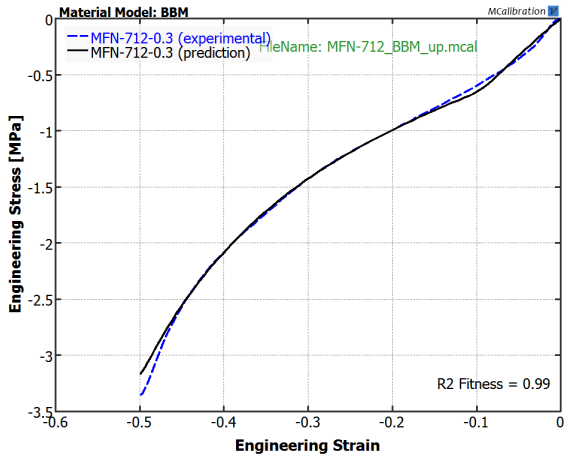
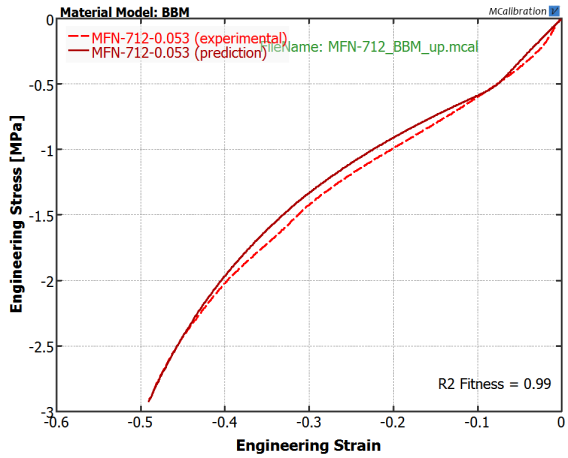
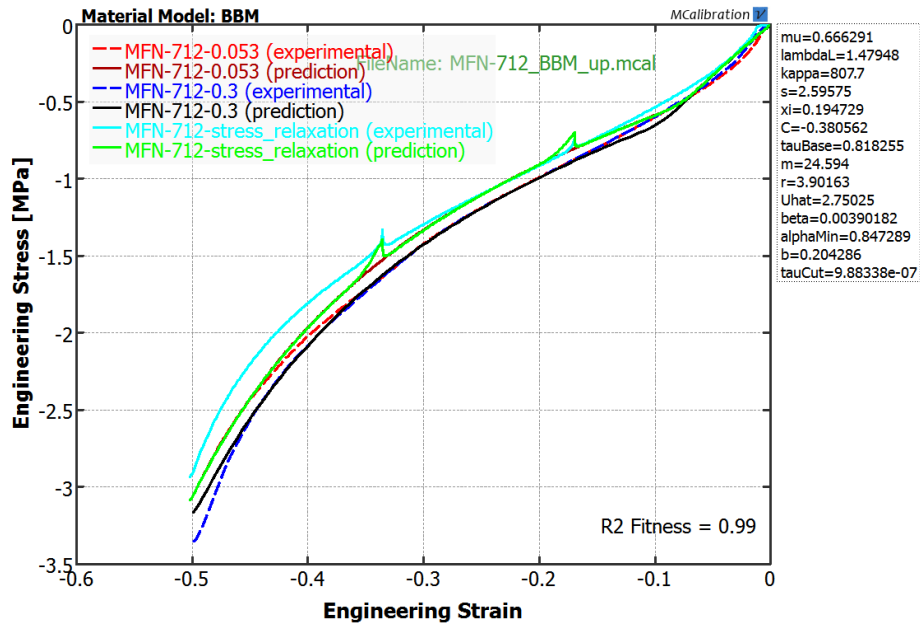
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



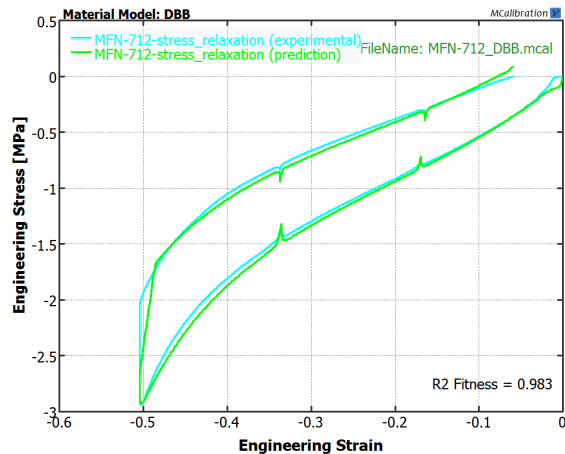
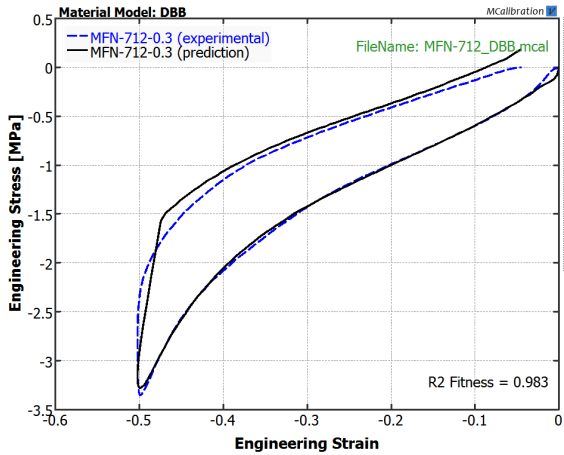
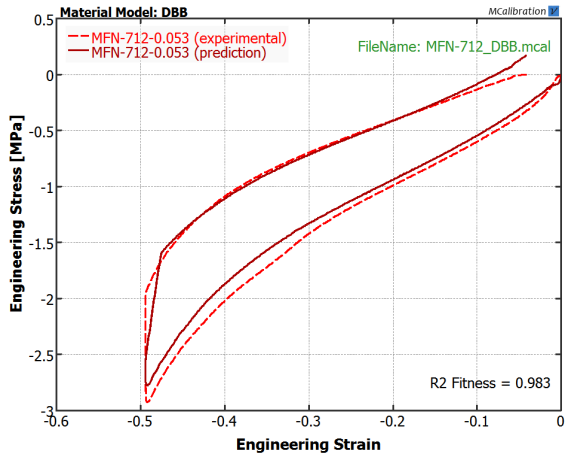
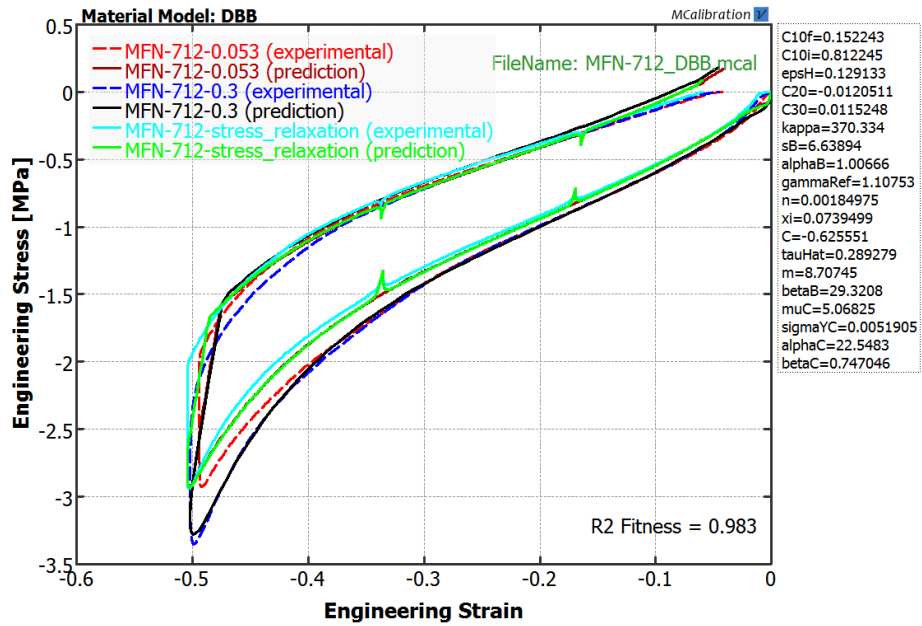
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



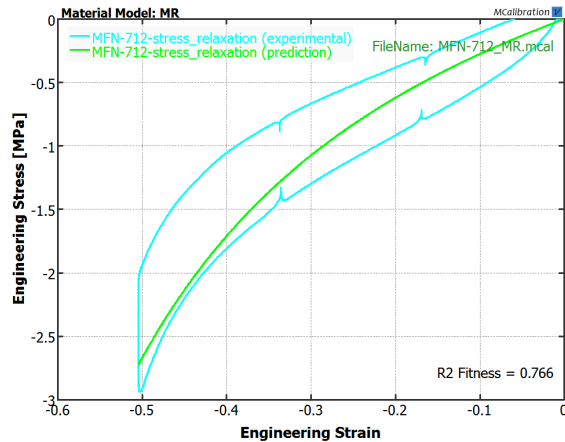
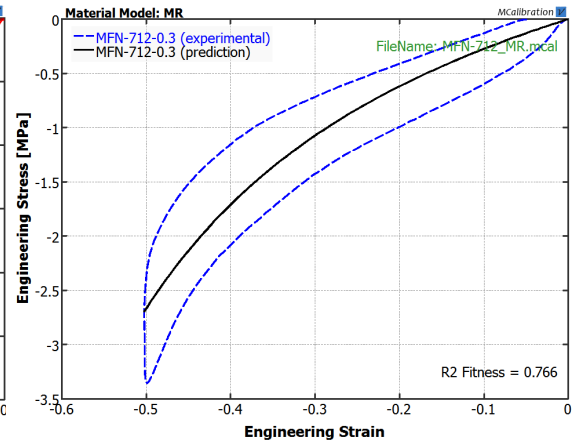
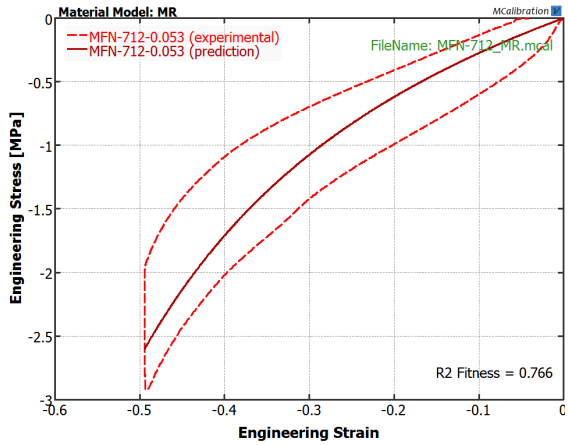
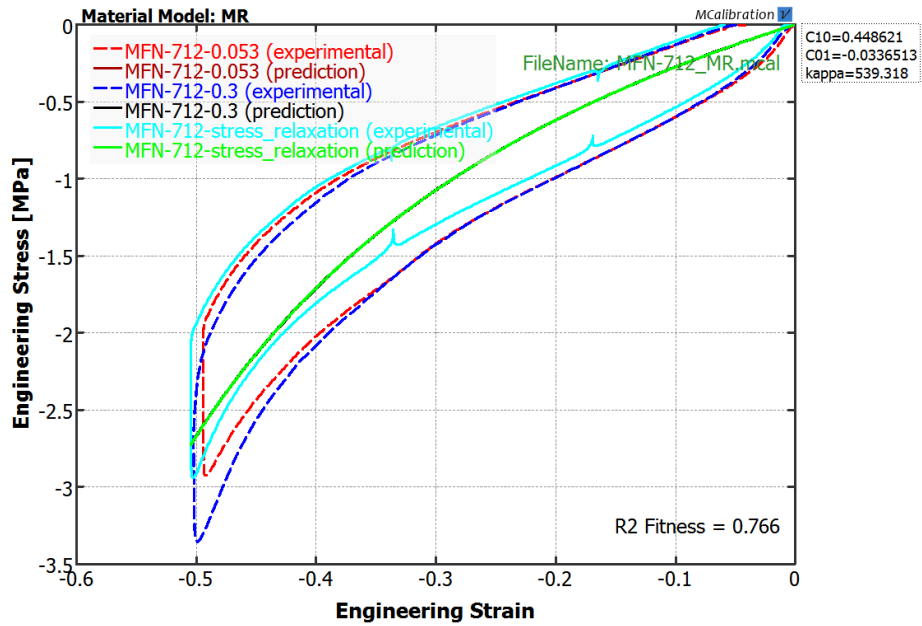
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



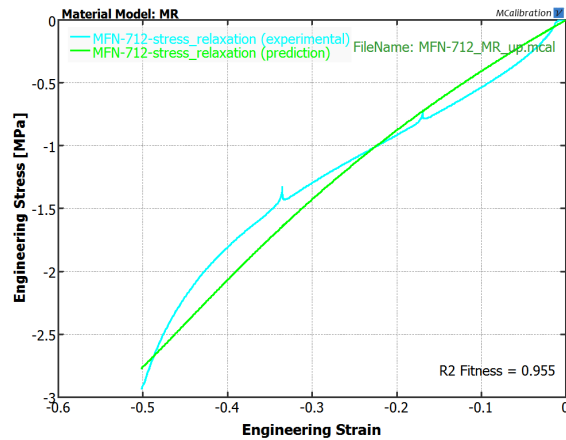
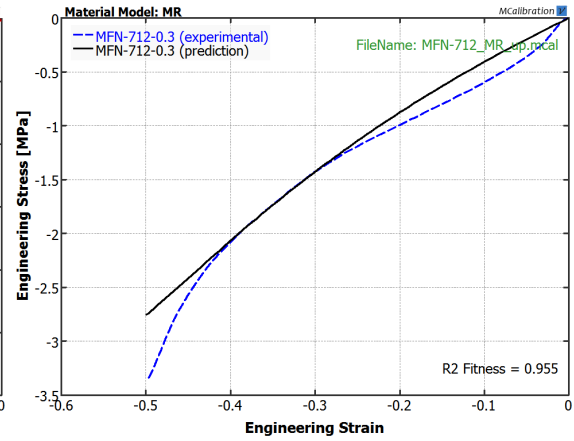
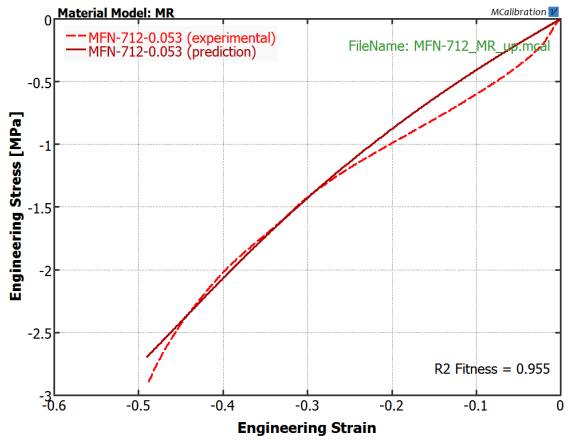
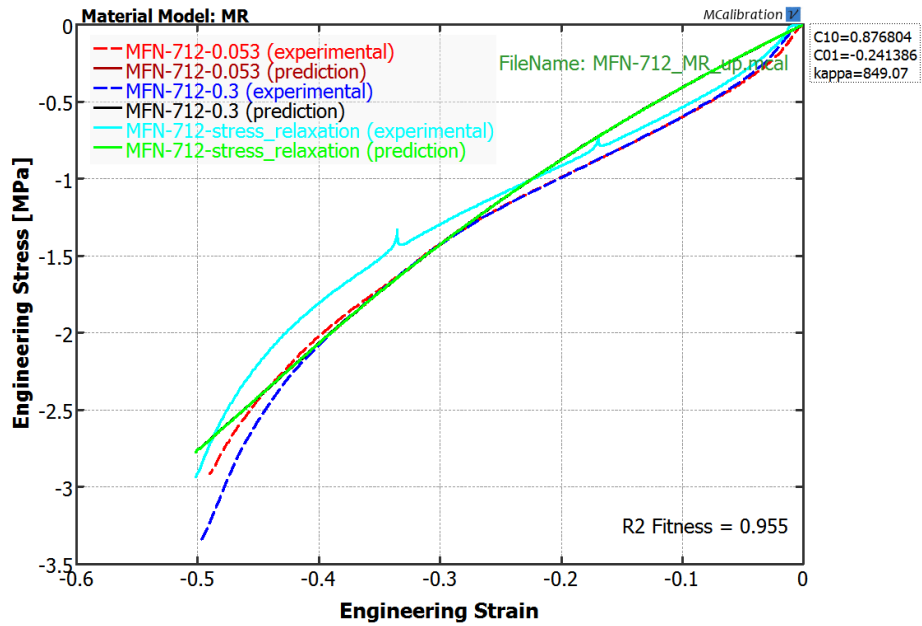
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



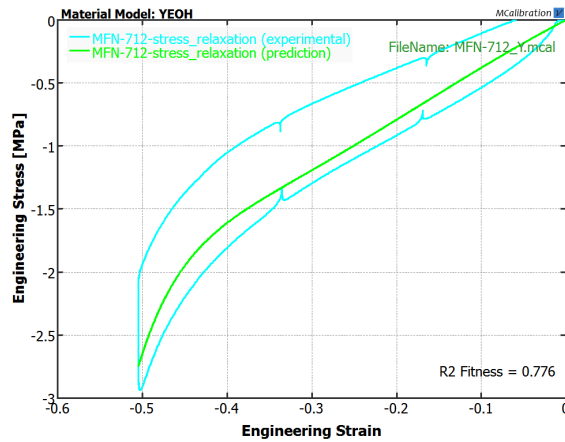
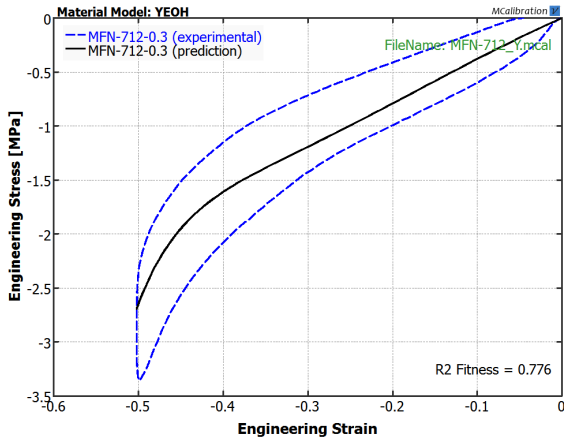
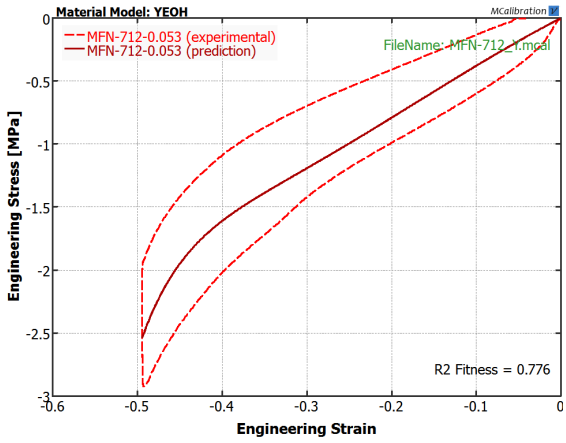
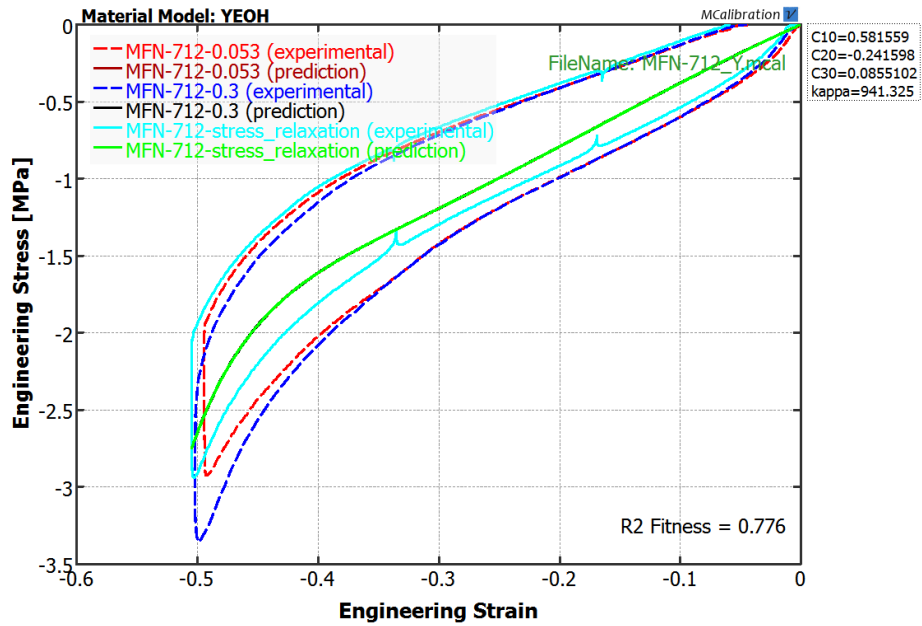
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



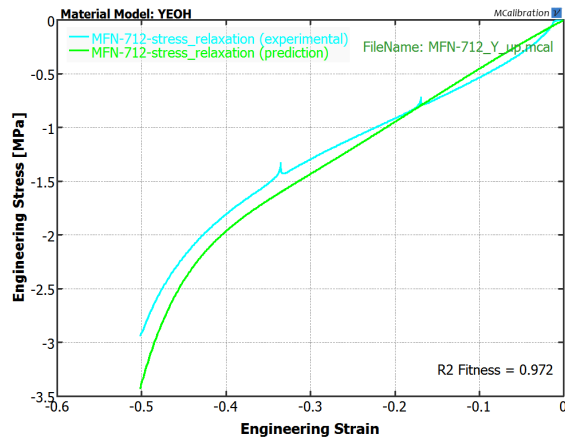
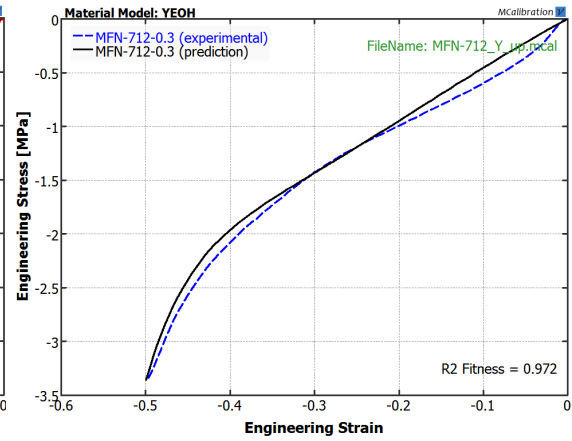
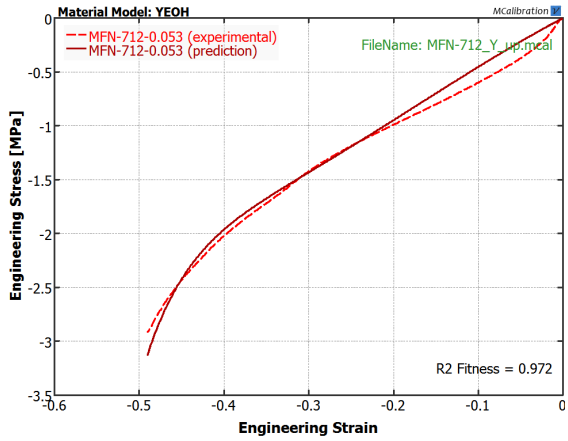
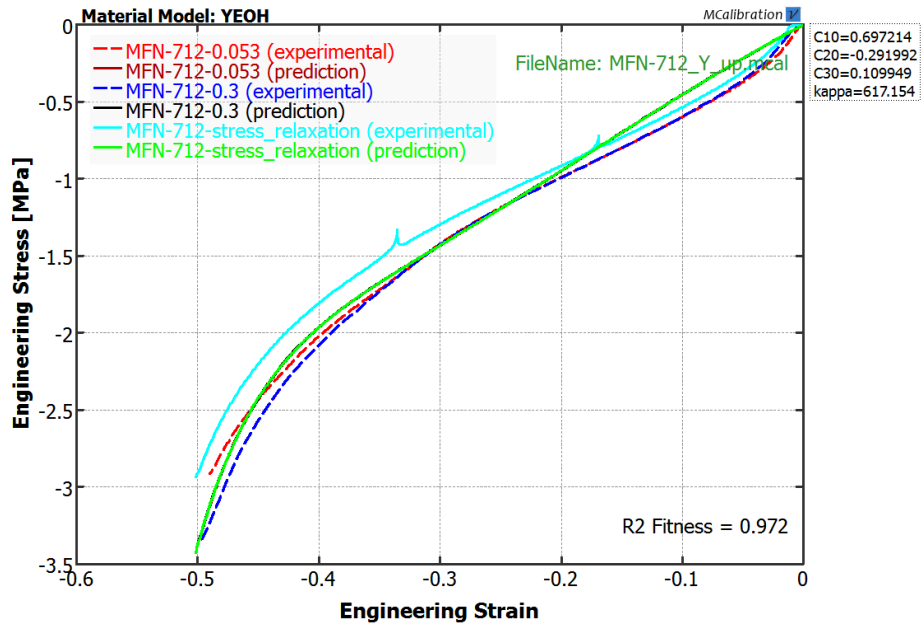
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



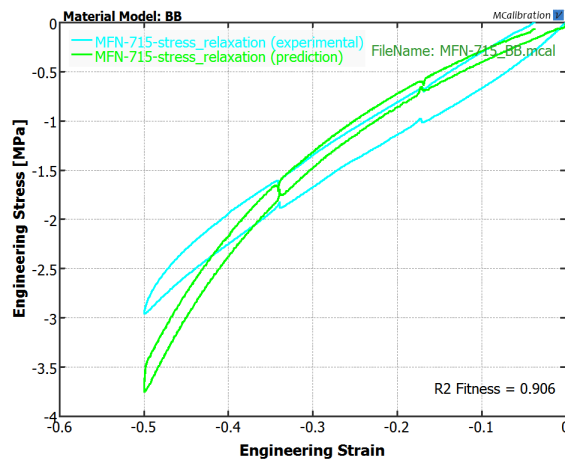
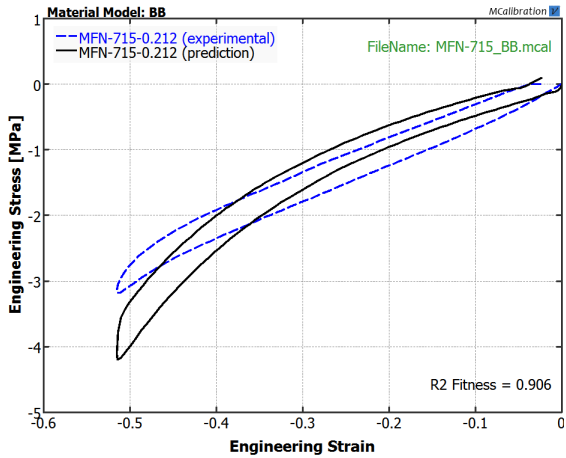
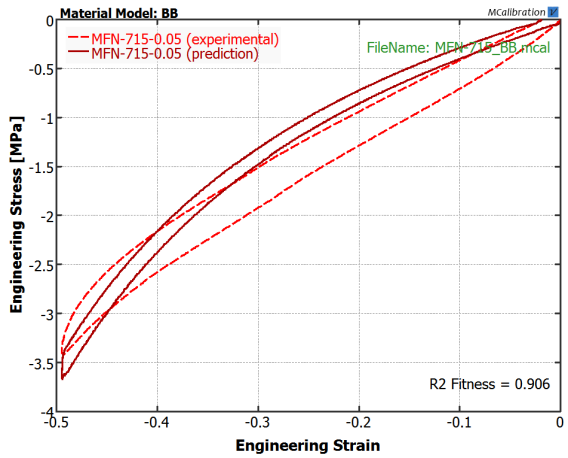
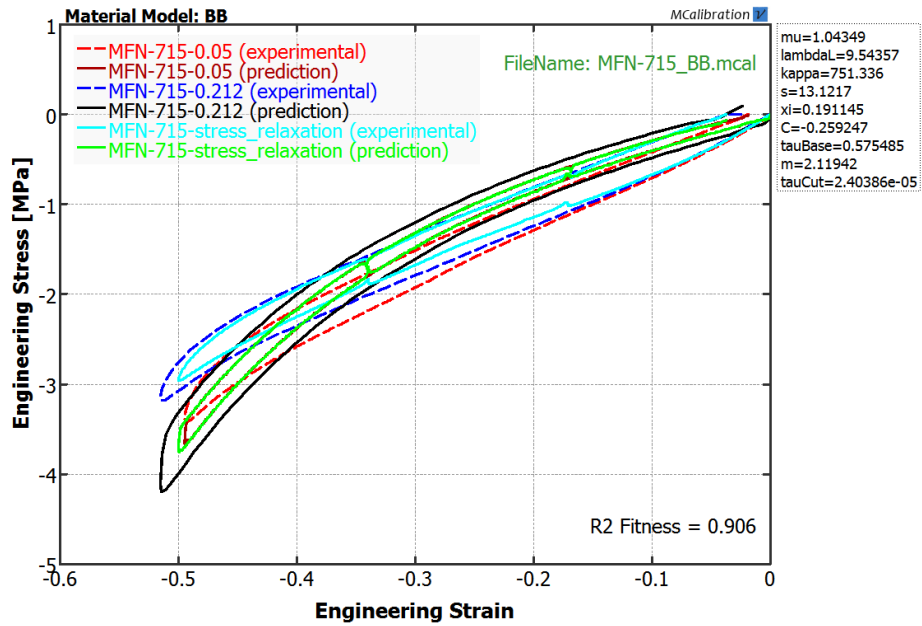
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



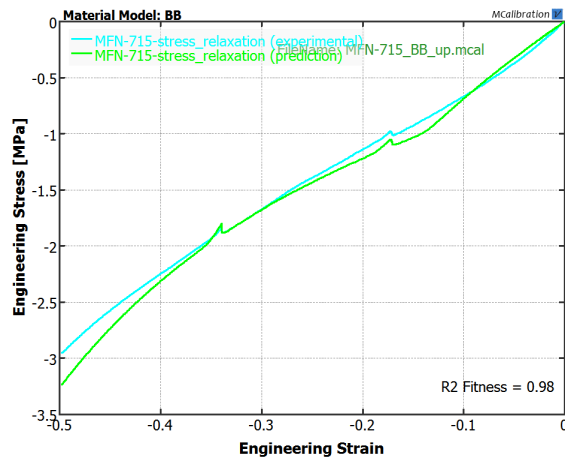
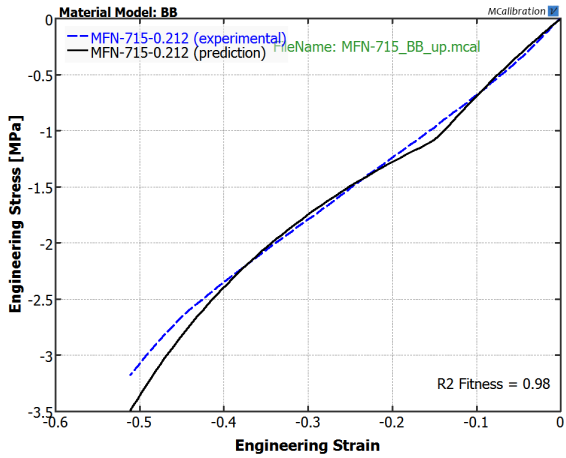
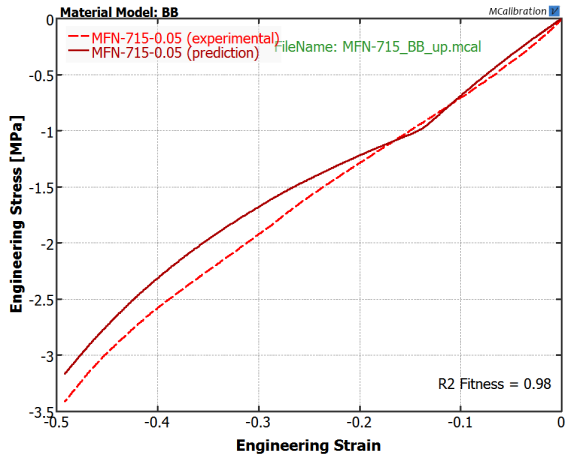
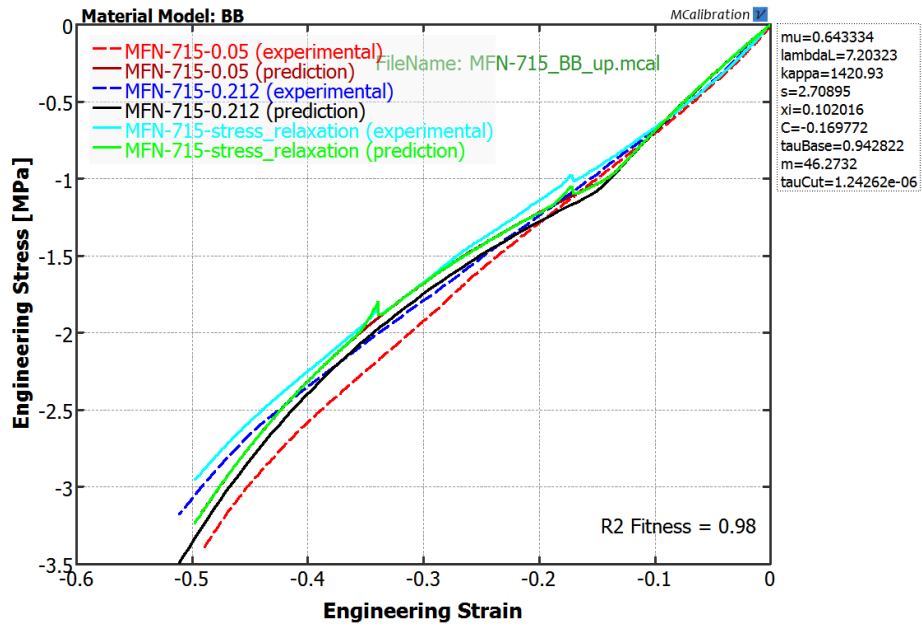
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



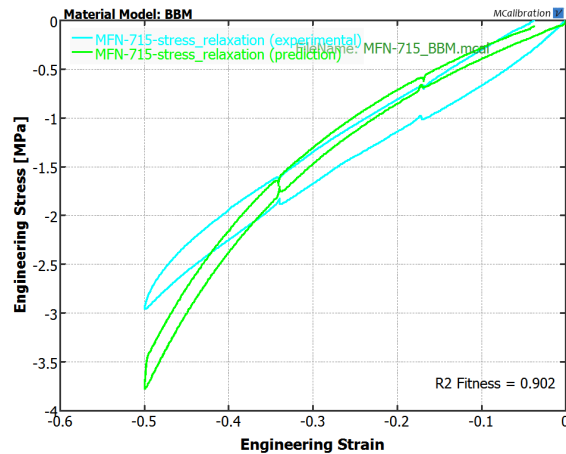
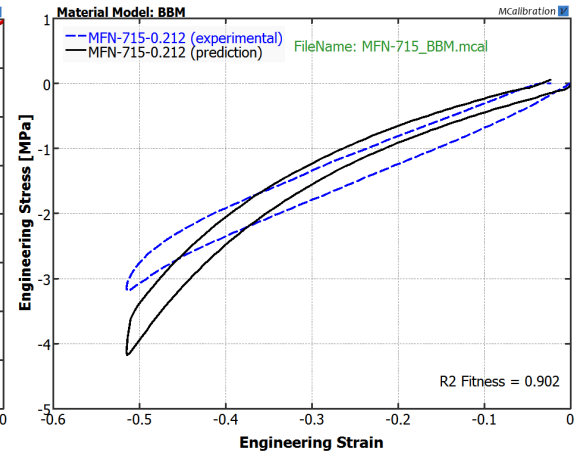
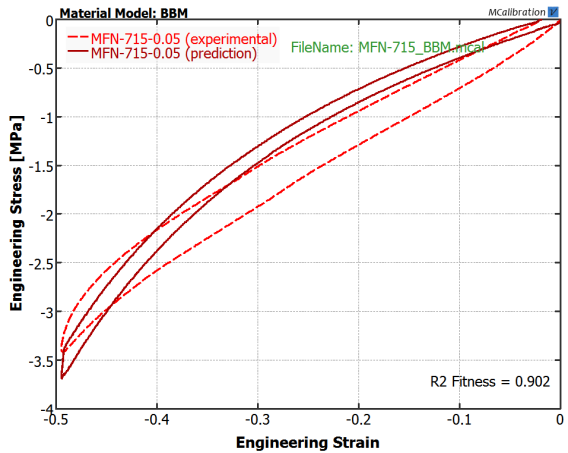
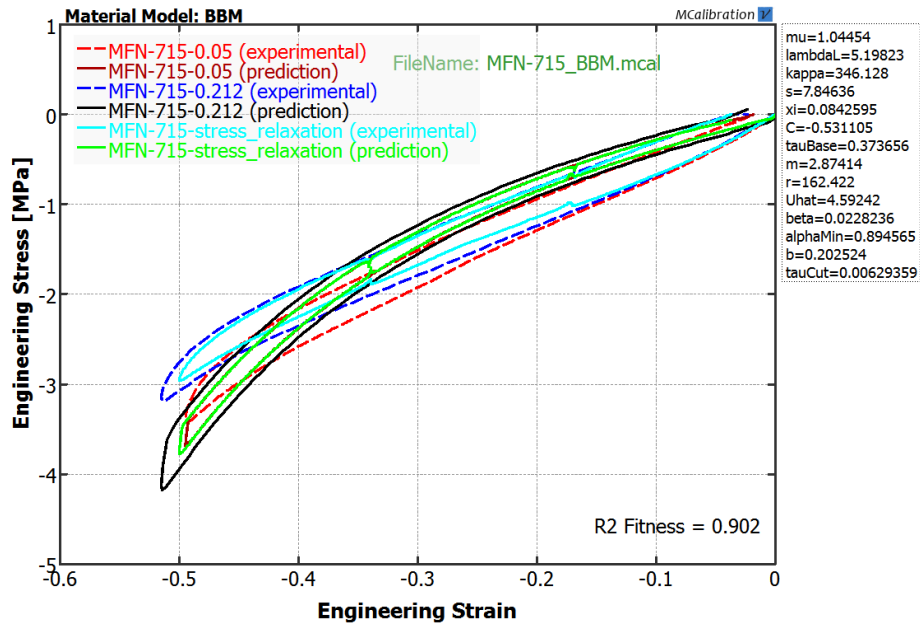
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-712 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



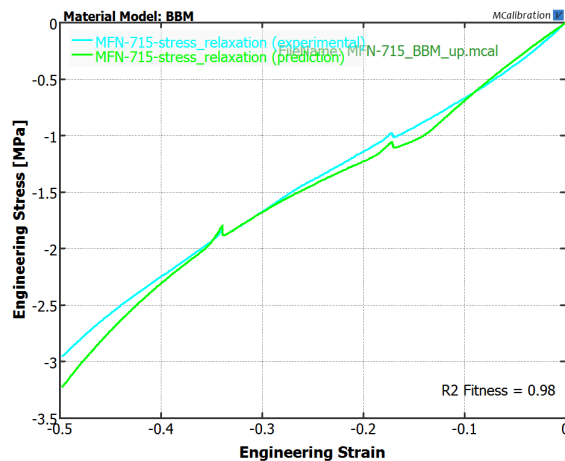
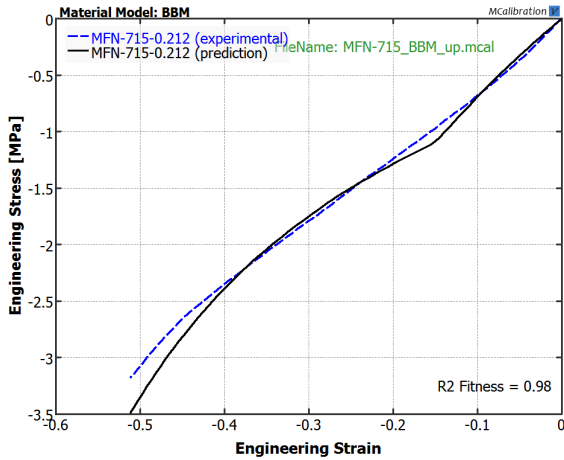
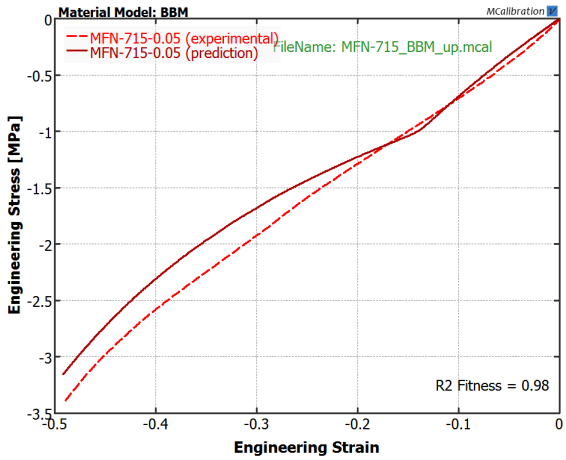
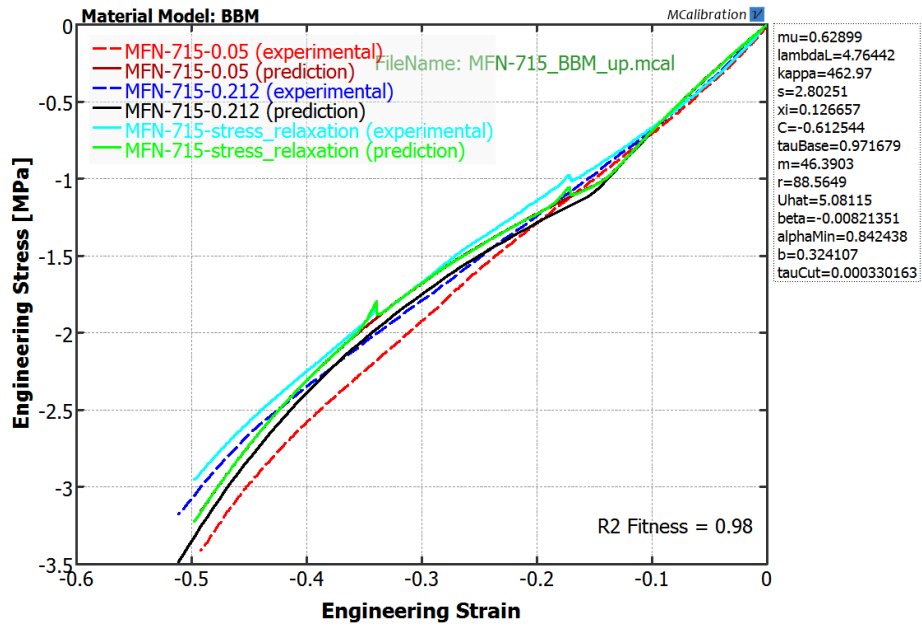
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног *BB* моделом за циклус сабијања – растерећења узорка *TG-A-715* при две брзине деформације и релаксационом испитивању



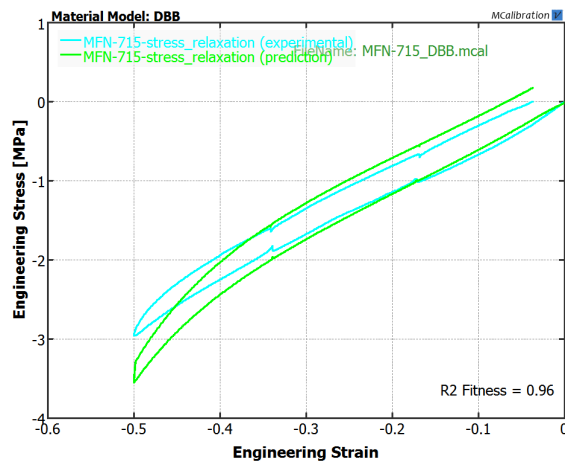
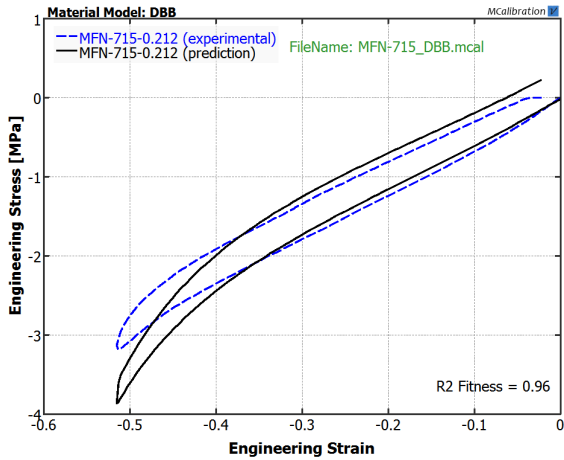
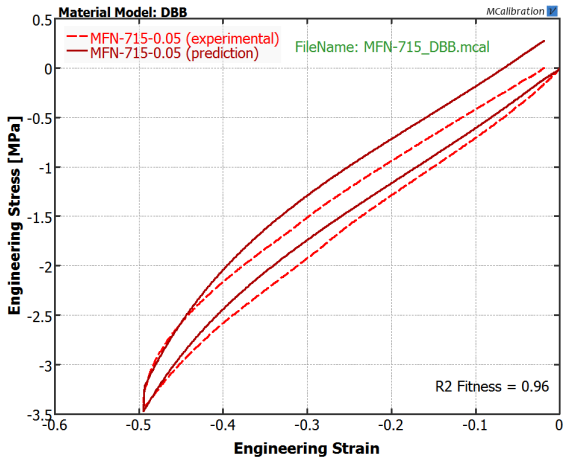
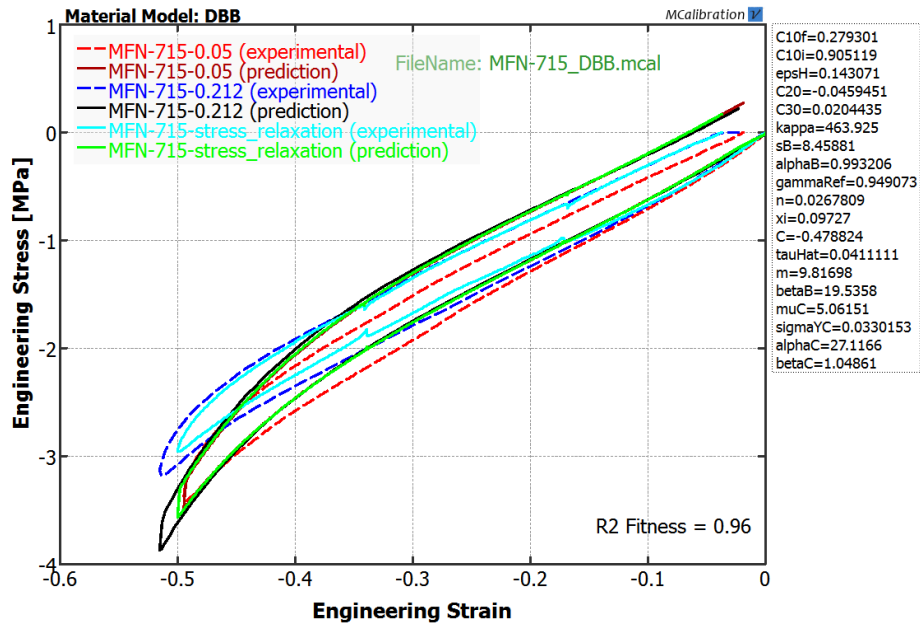
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



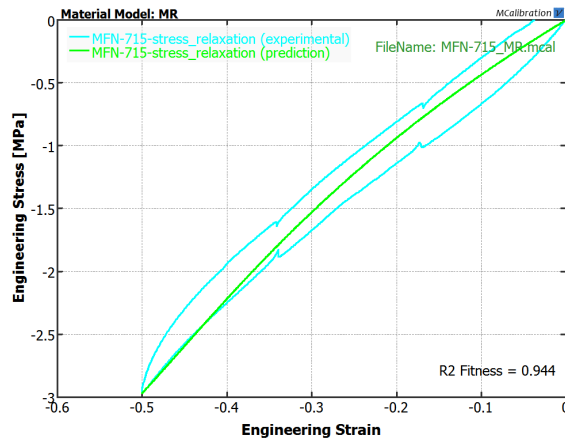
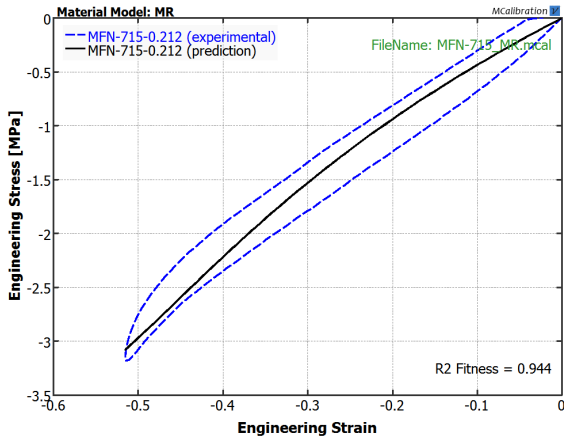
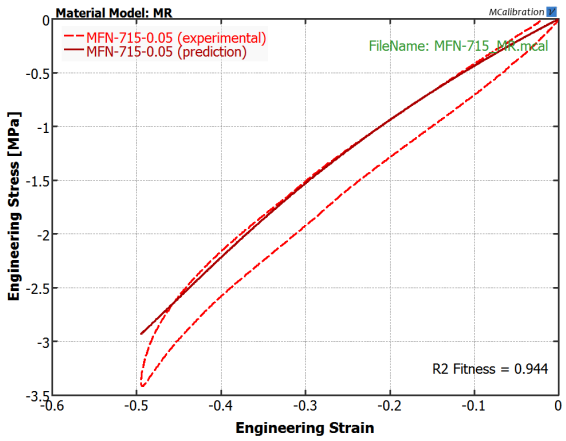
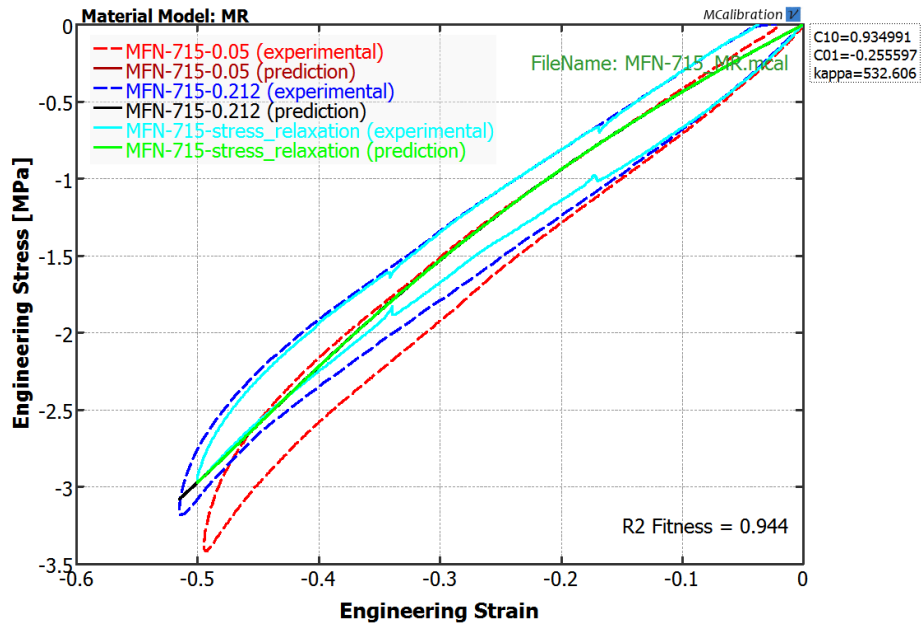
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



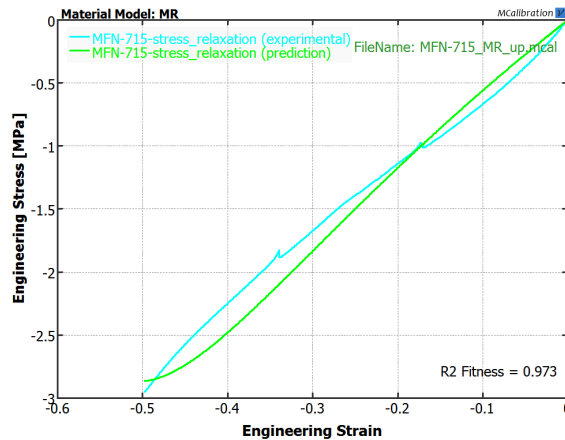
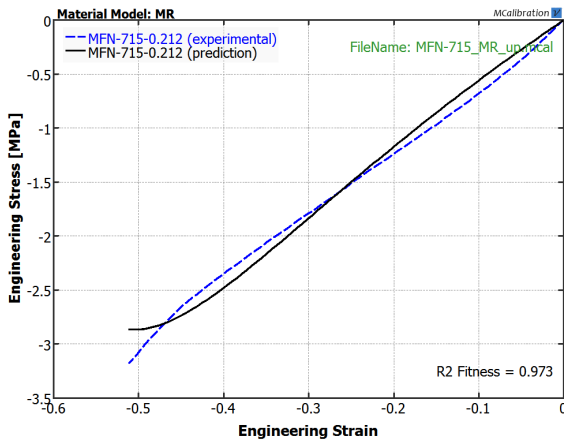
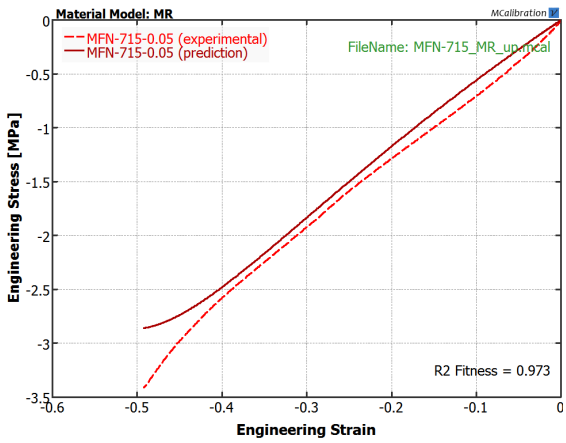
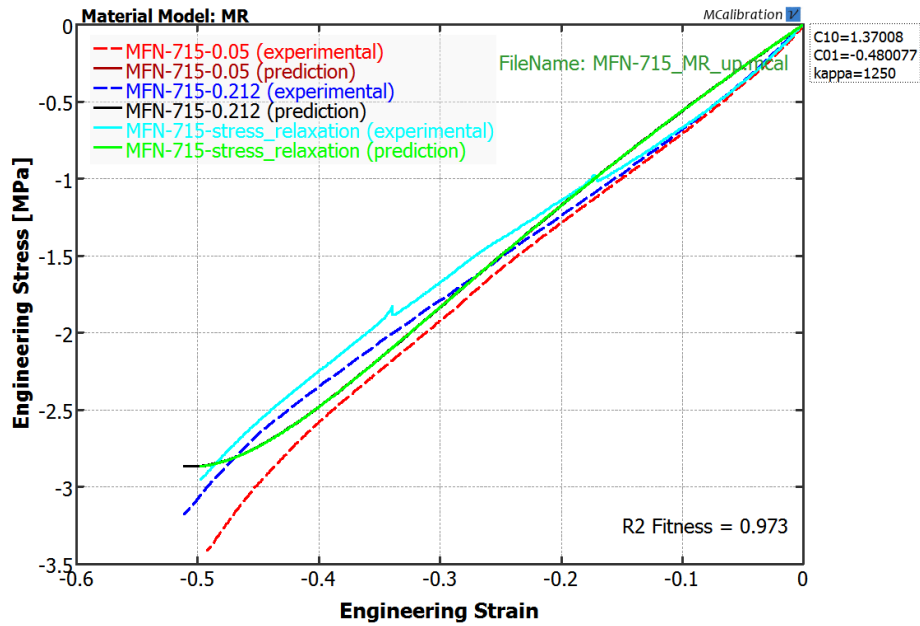
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BBM моделом за циклус сабијања узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



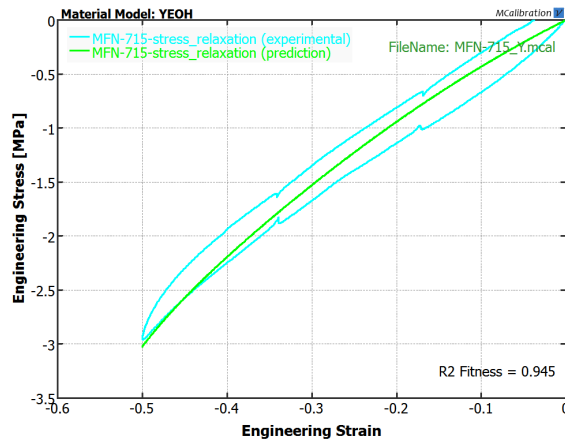
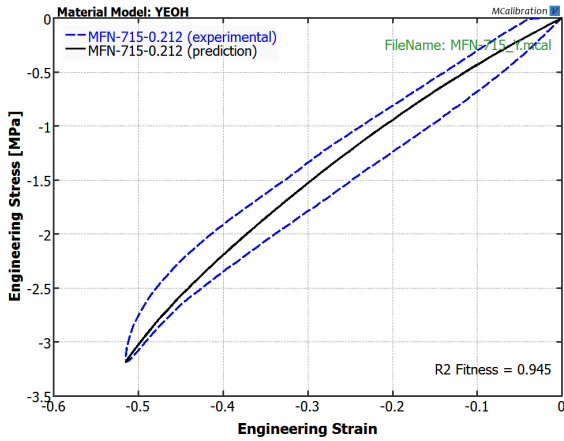
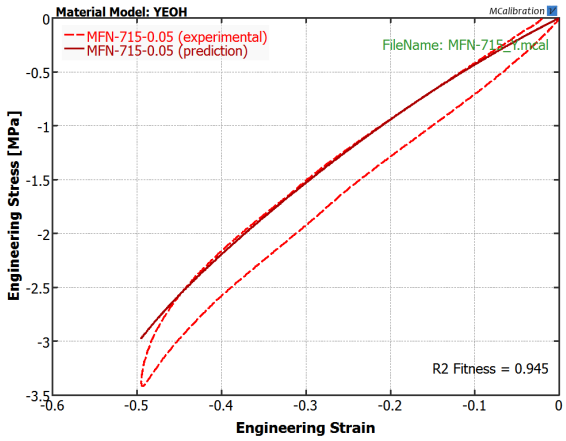
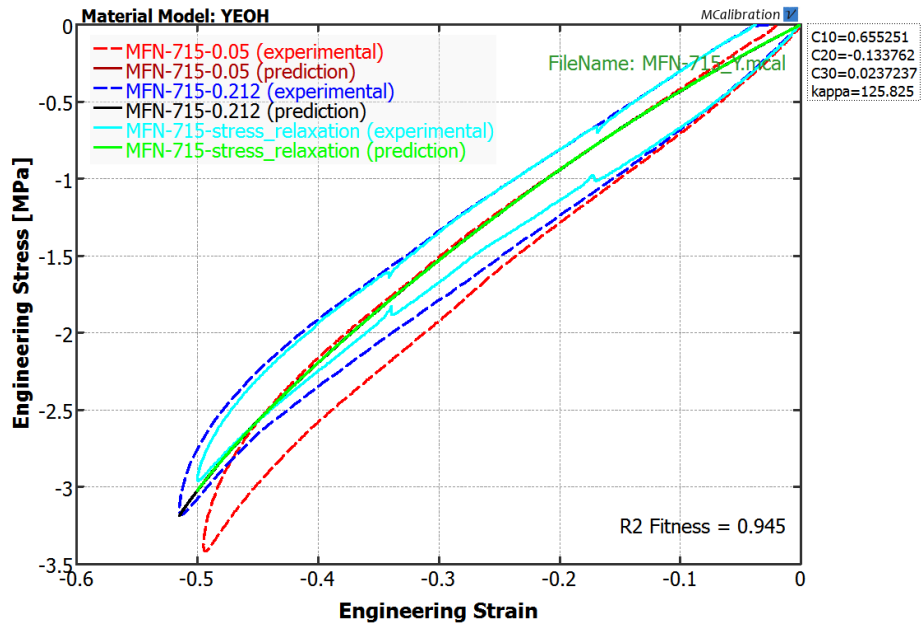
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



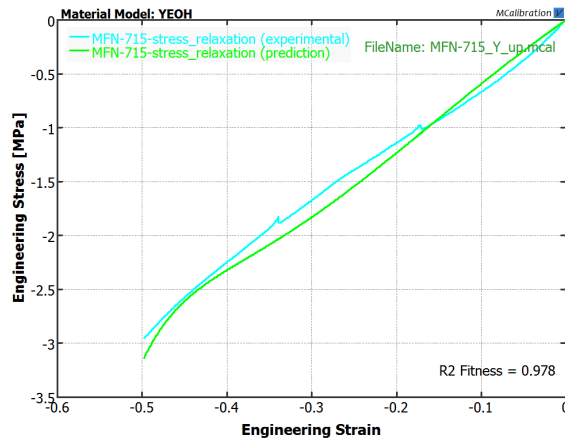
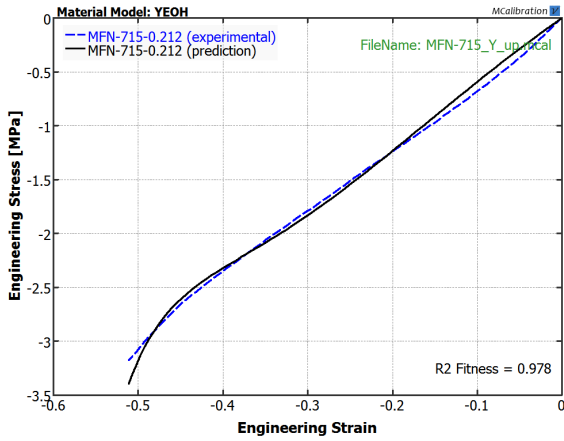
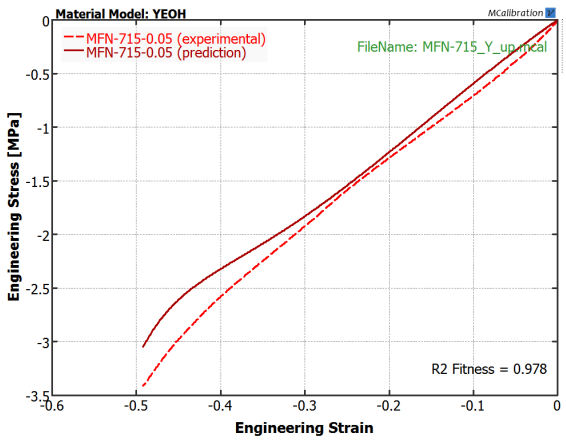
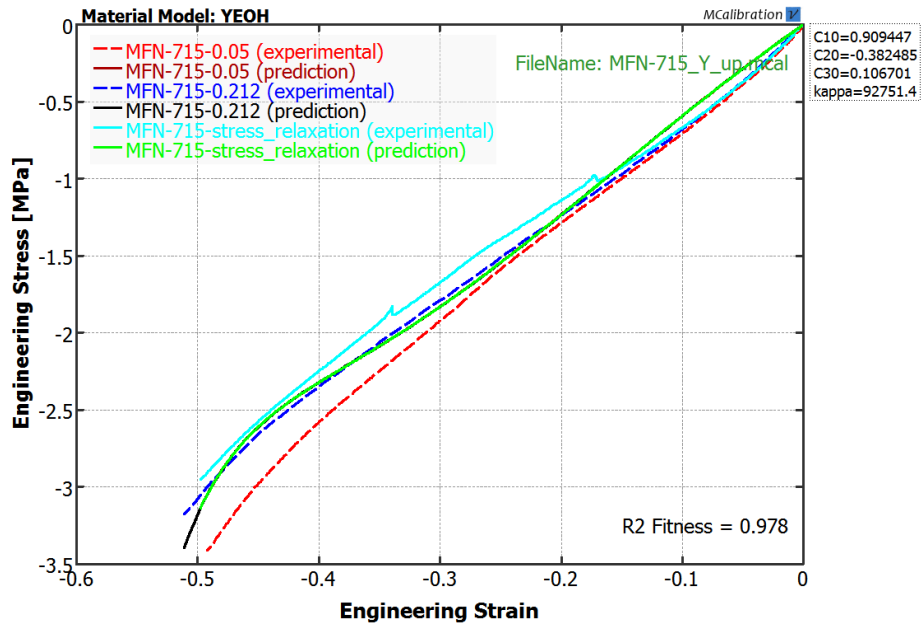
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



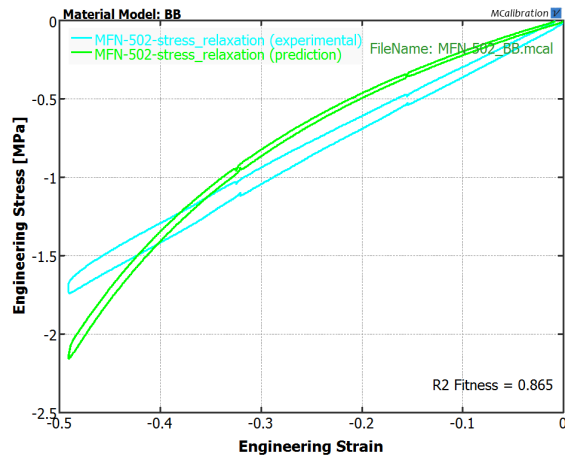
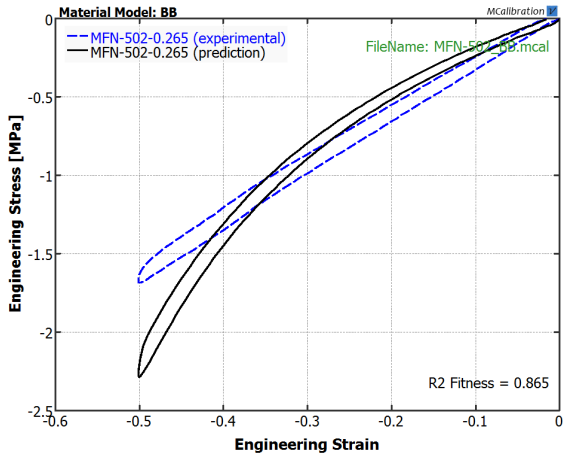
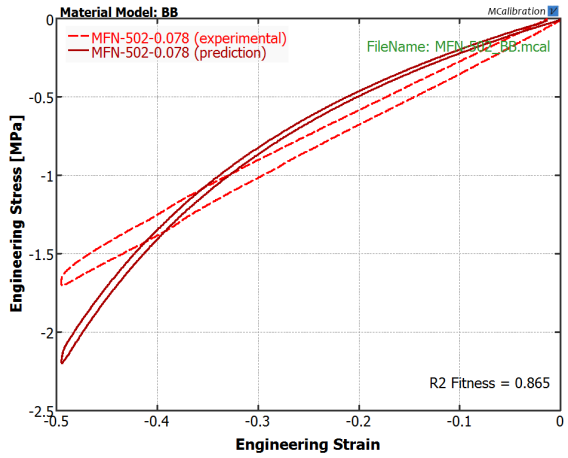
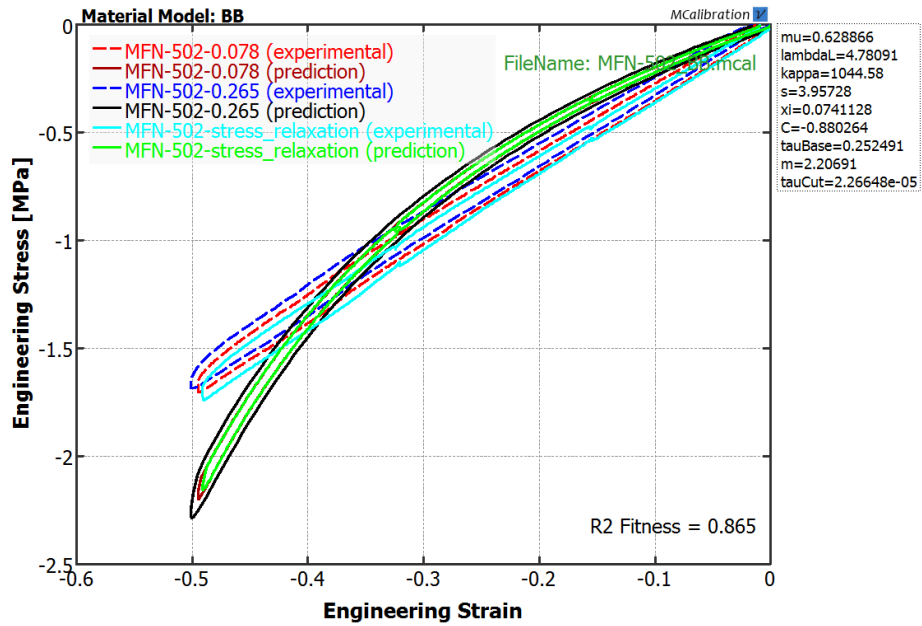
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



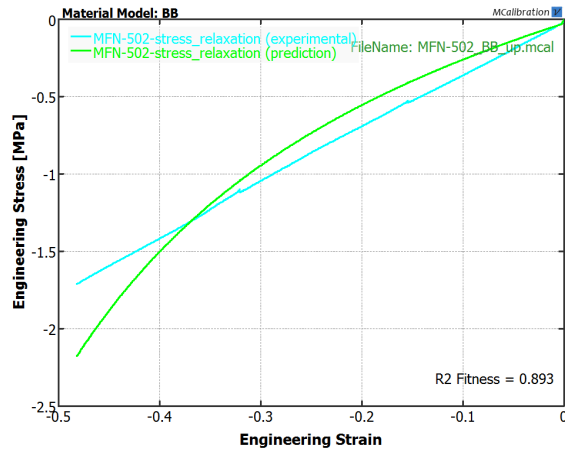
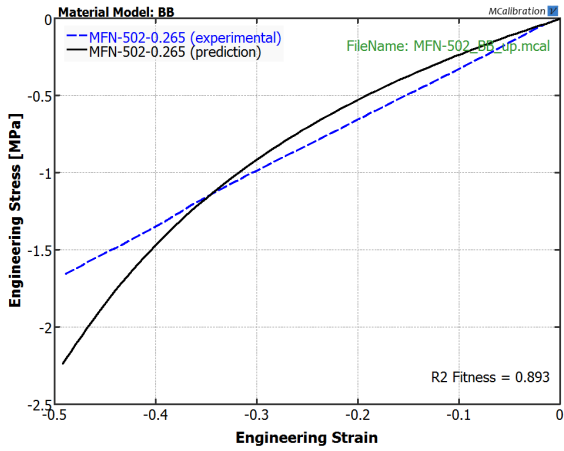
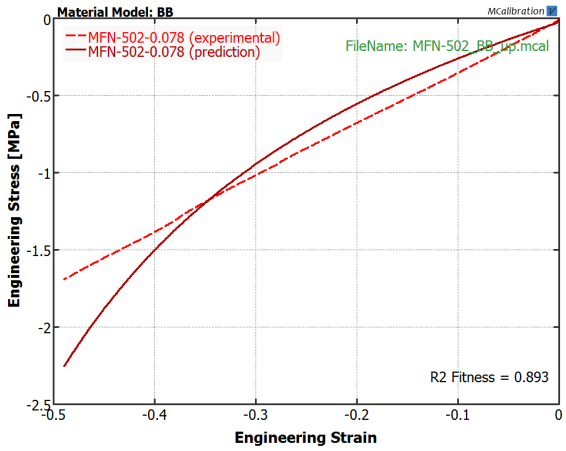
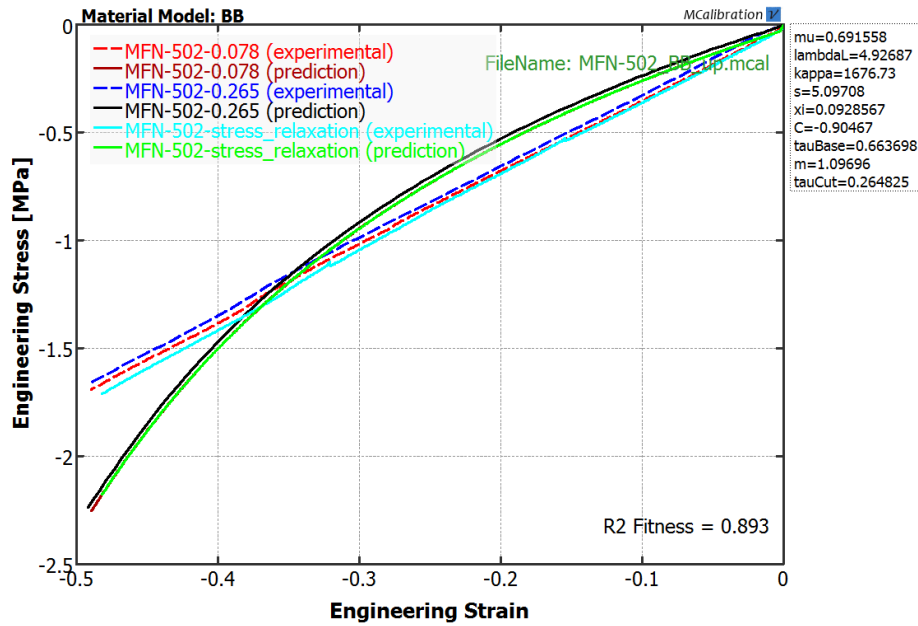
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



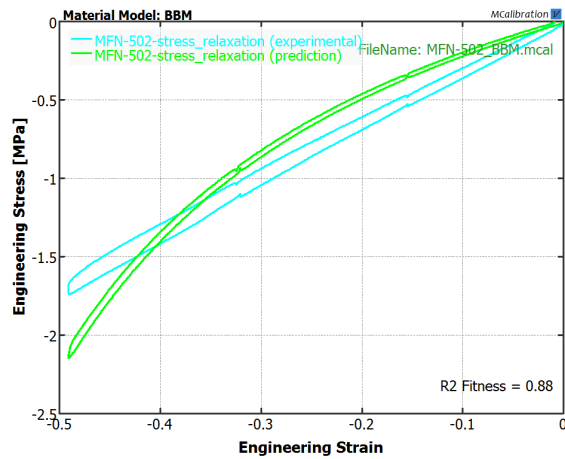
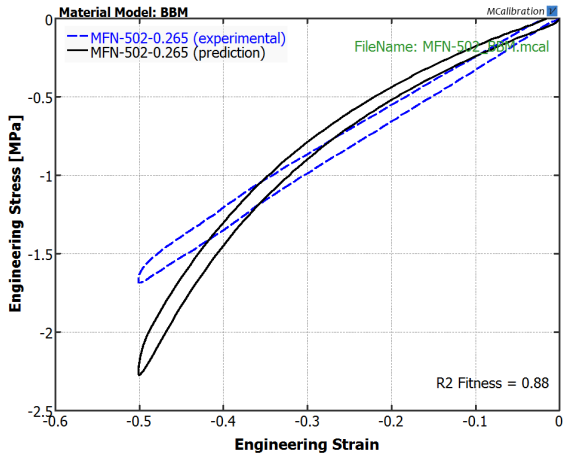
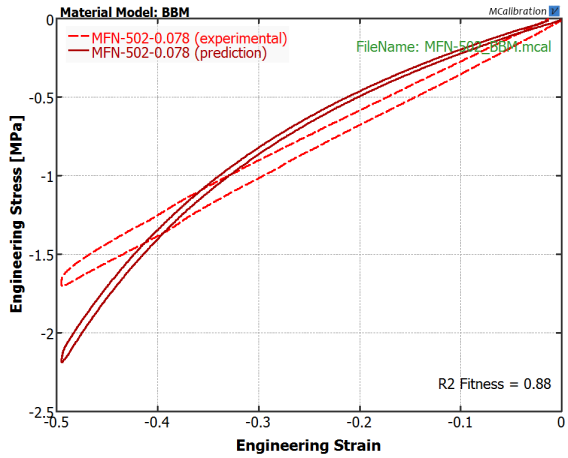
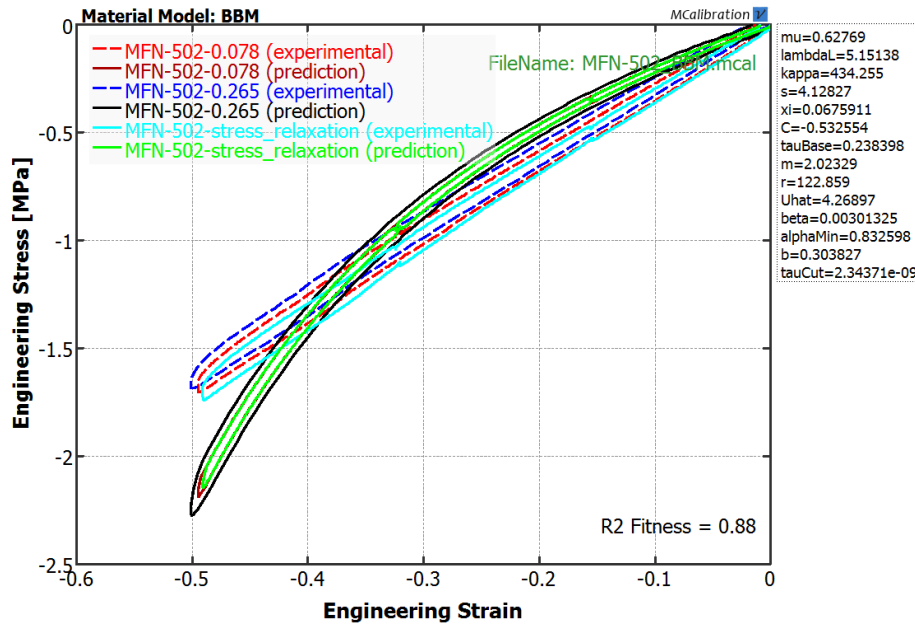
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-A-715 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



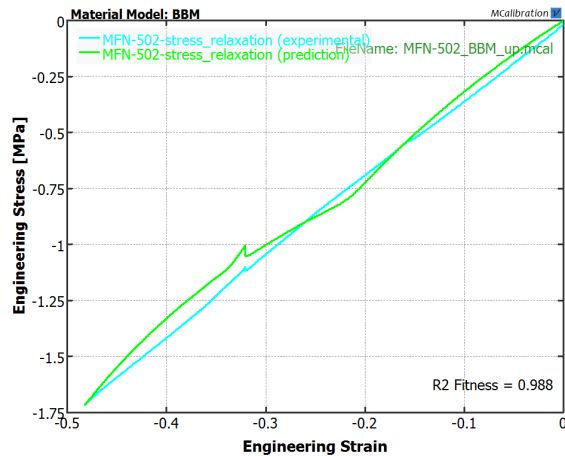
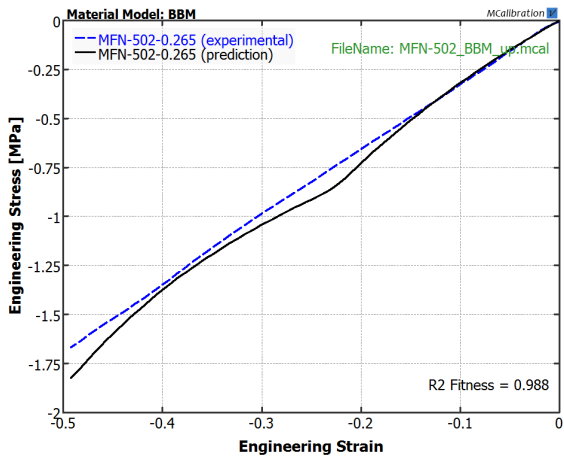
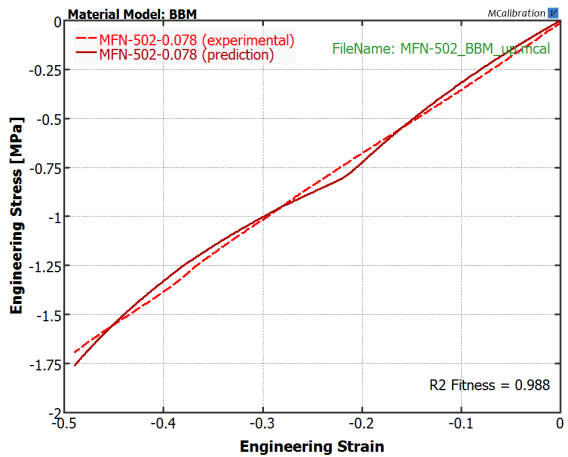
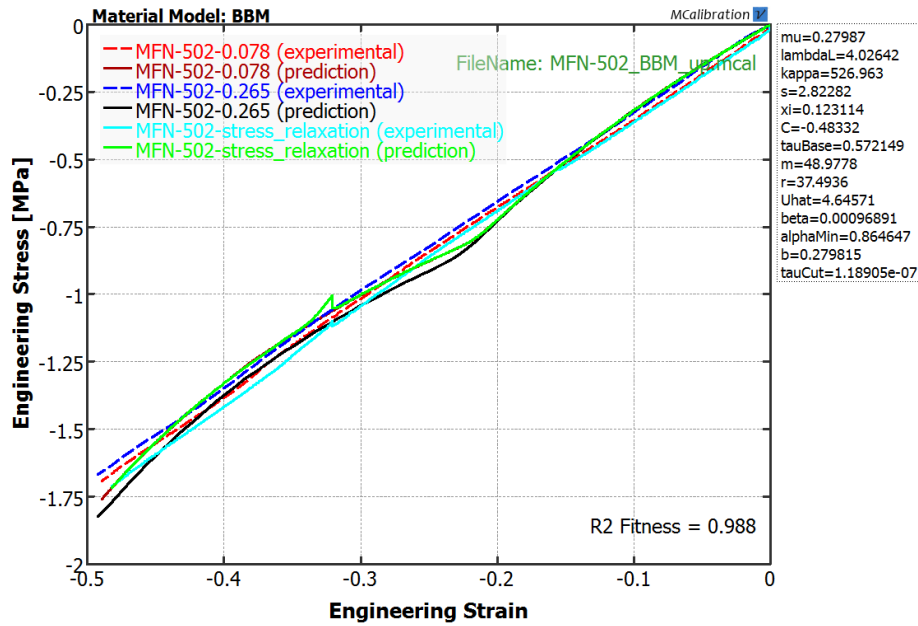
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног BB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксиционом испитивању



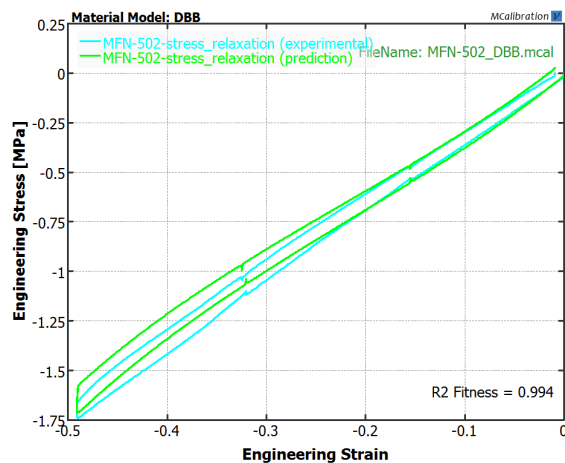
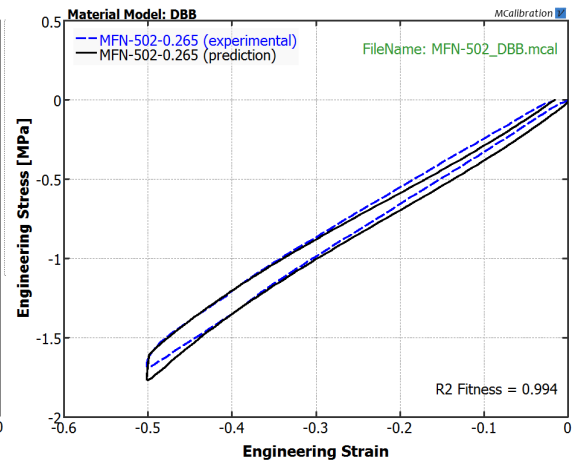
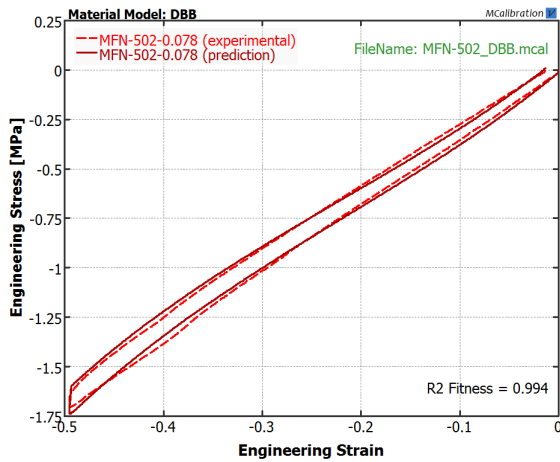
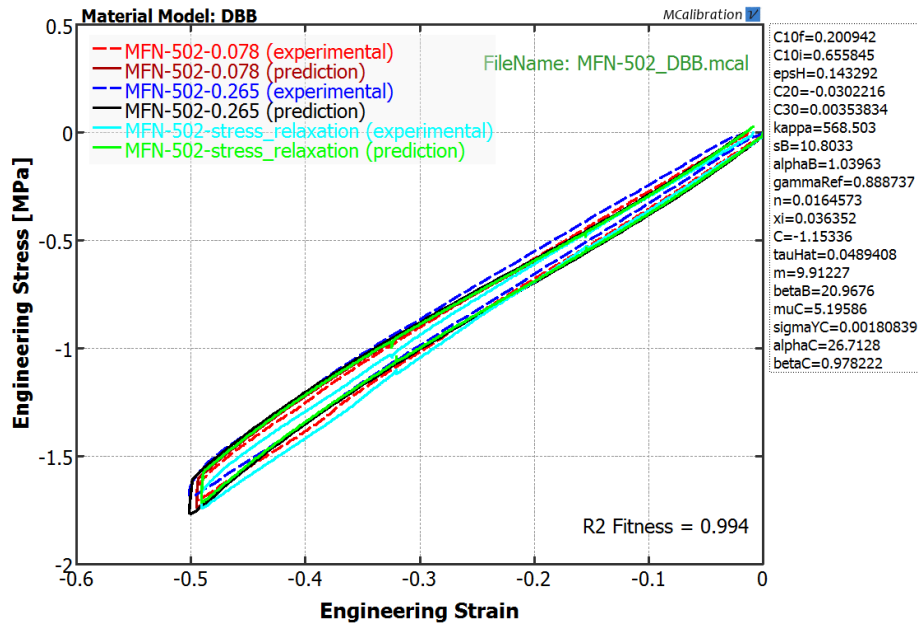
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВ моделом за циклус сабијања узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



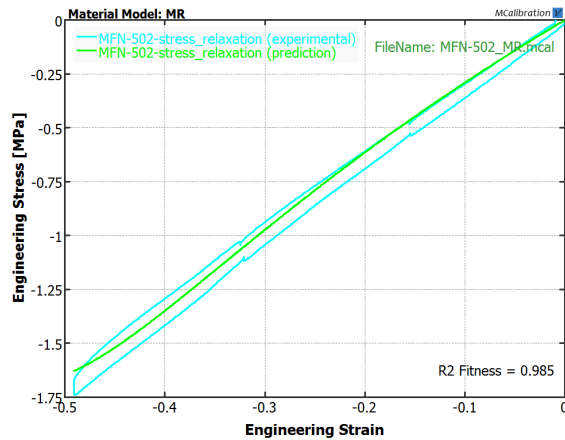
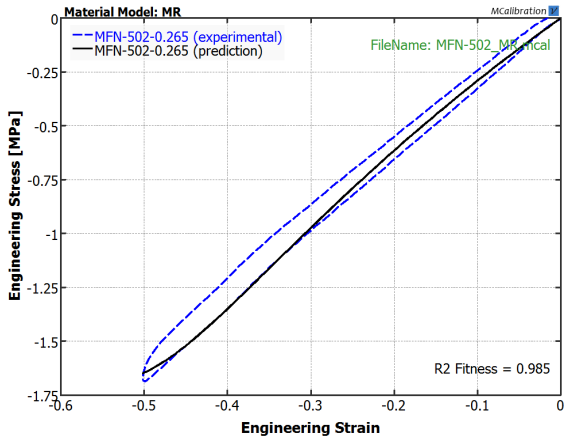
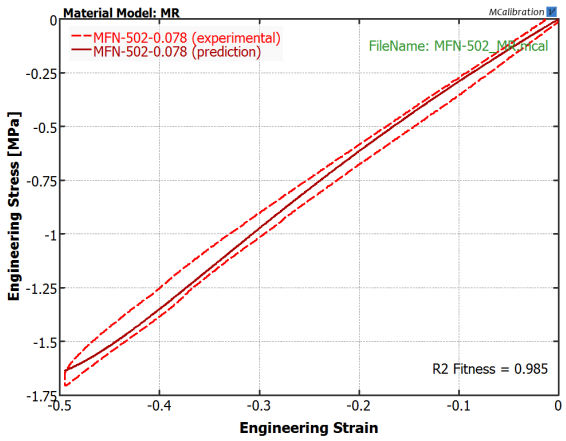
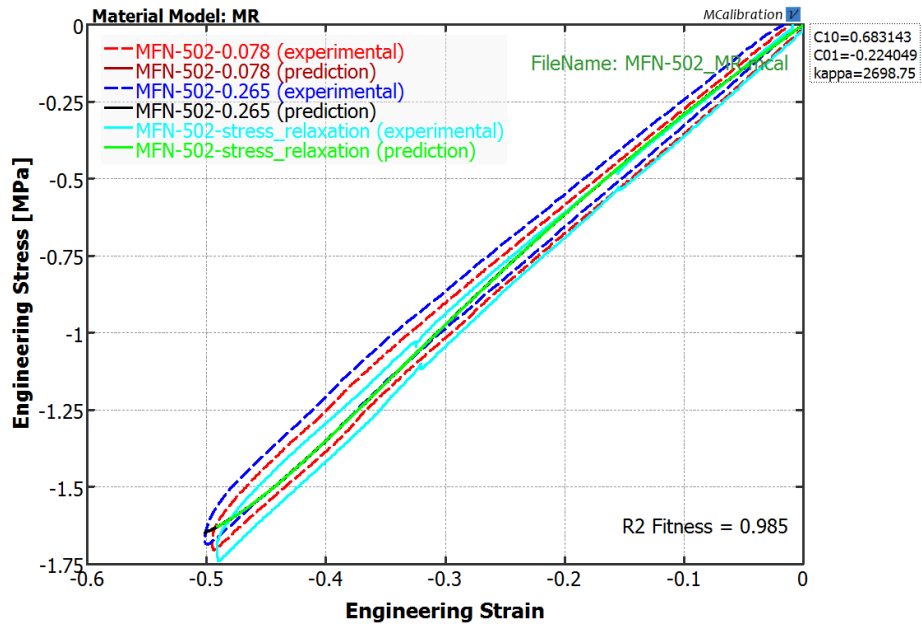
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања – растеређења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



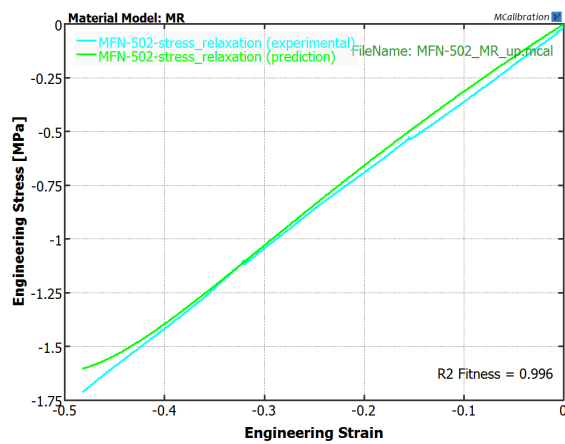
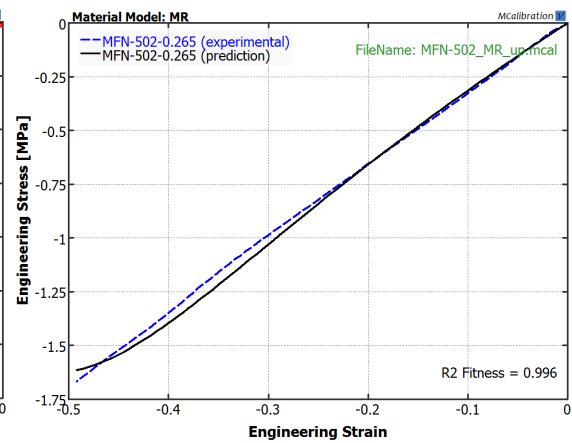
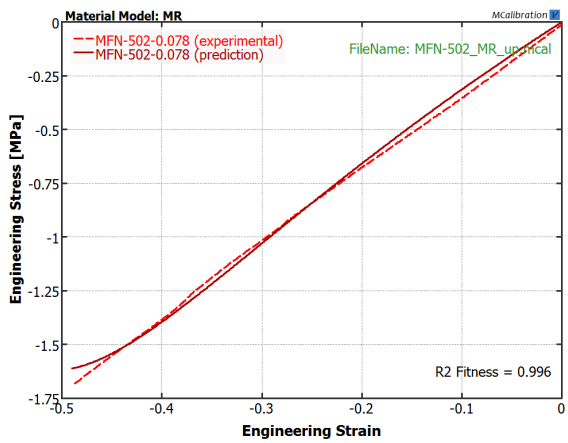
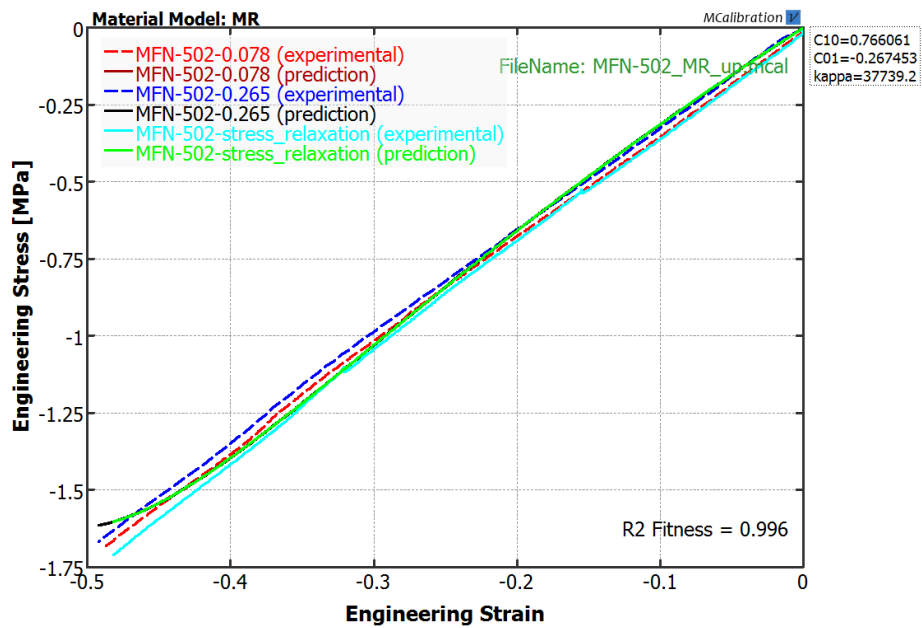
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног ВВМ моделом за циклус сабијања узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



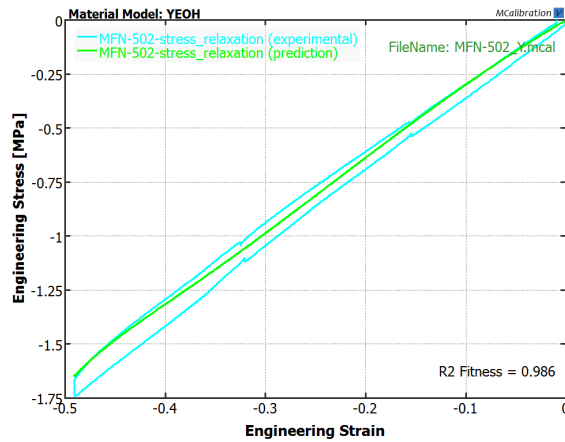
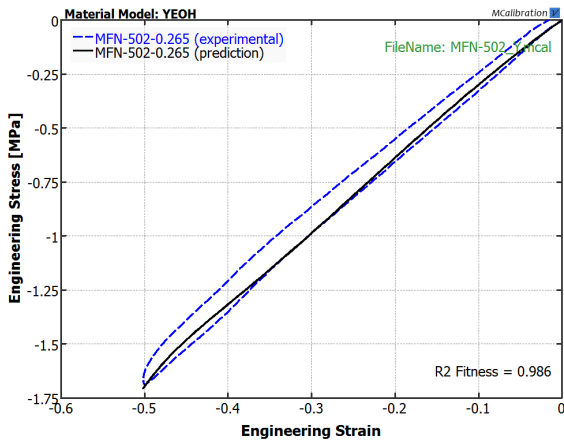
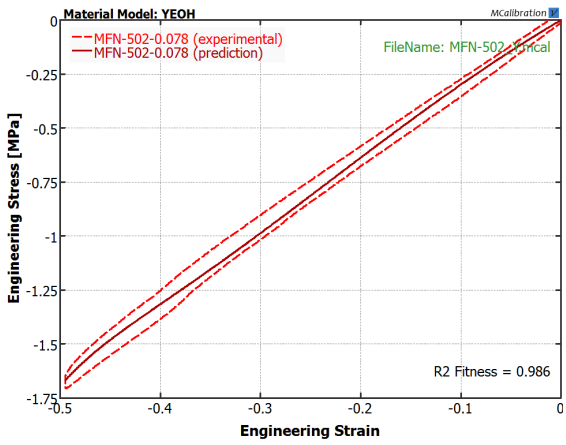
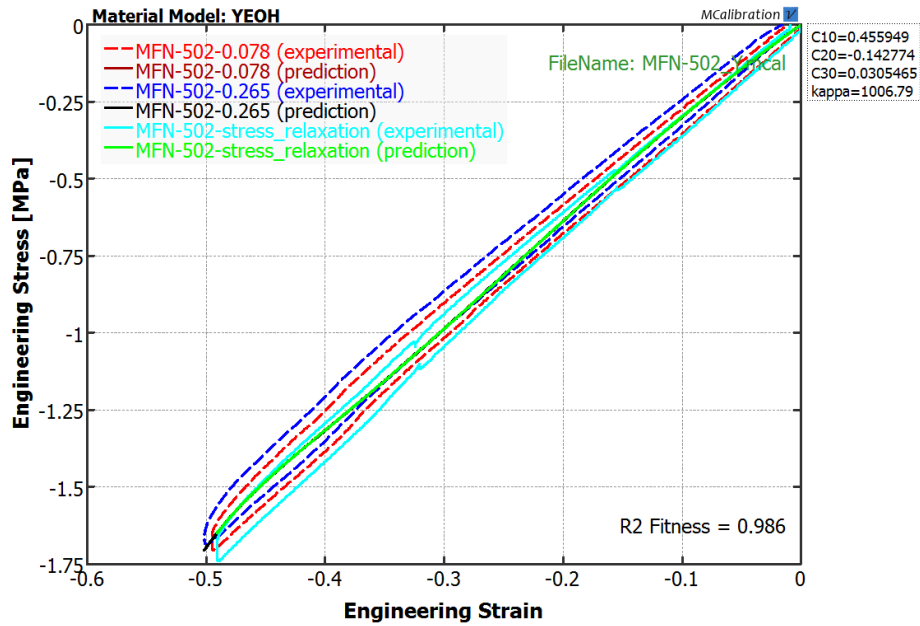
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног DBB моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксионом испитивању



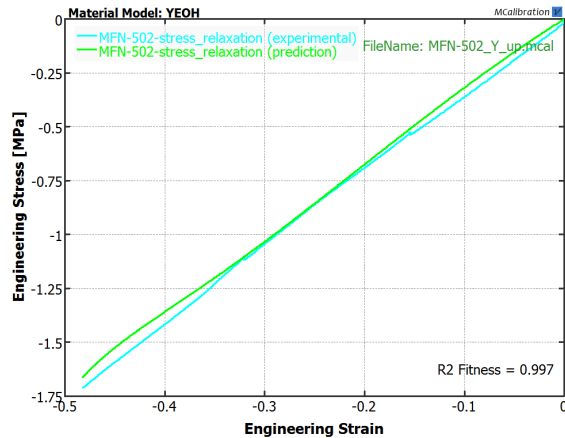
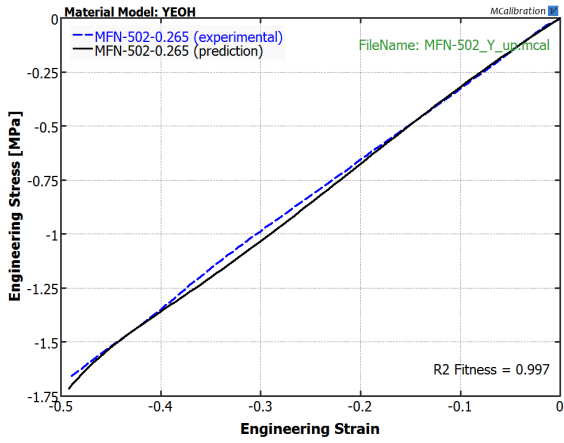
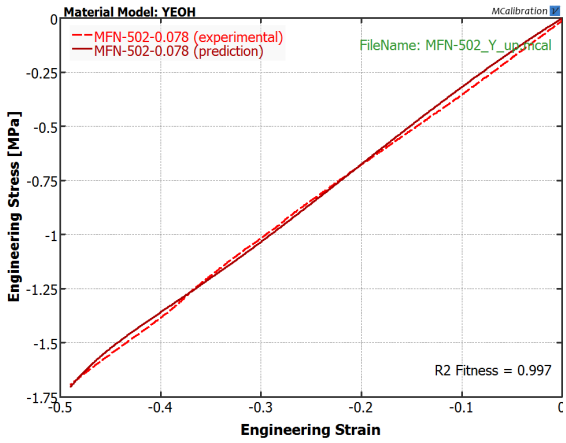
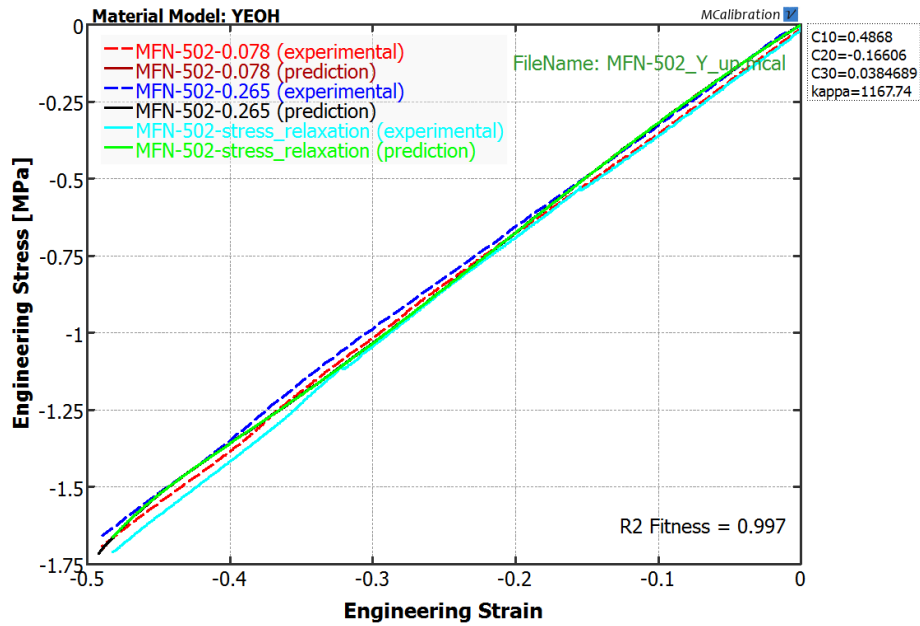
Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању



Поређење експерименталног и понашања предвиђеног MR моделом за циклус сабијања узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању

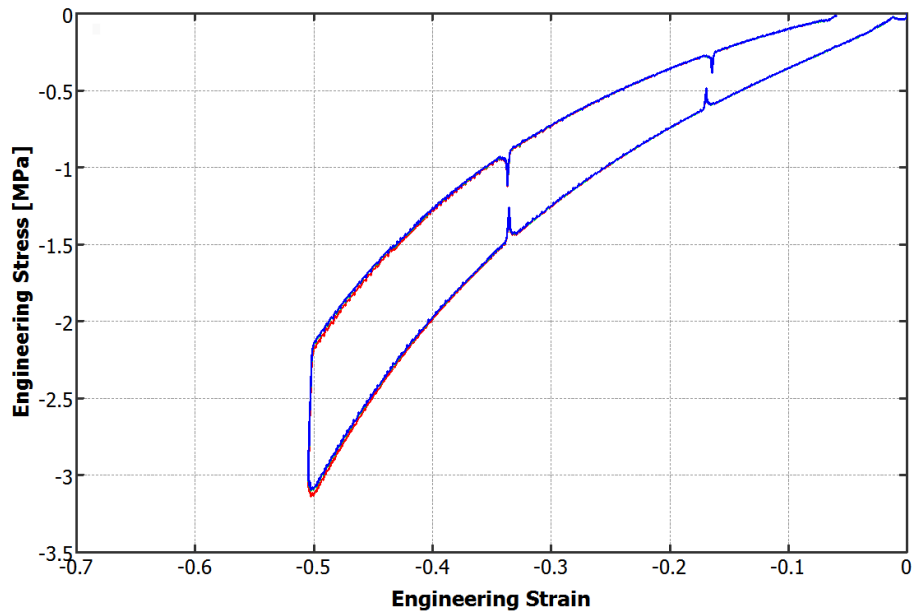


Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања – растерећења узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању

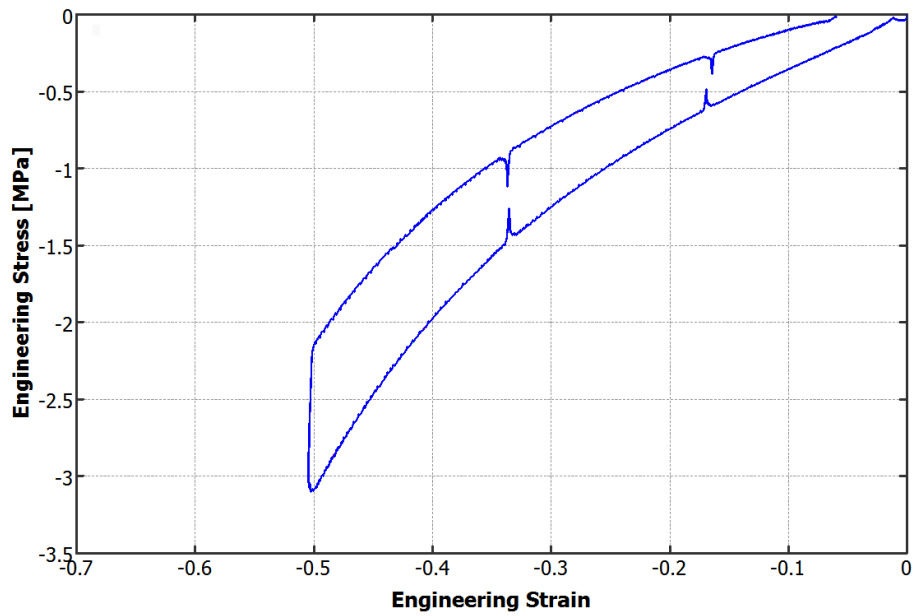


Поређење експерименталног и понашања предвиђеног Јеох моделом за циклус сабијања узорка TG-AC-502/4 при две брзине деформације и релаксационом испитивању

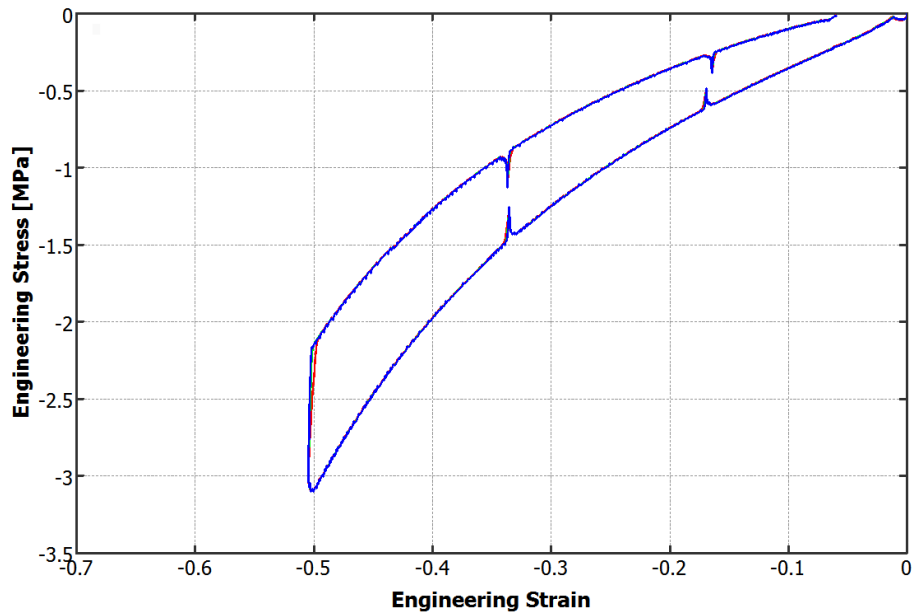
ПРИЛОГ 3



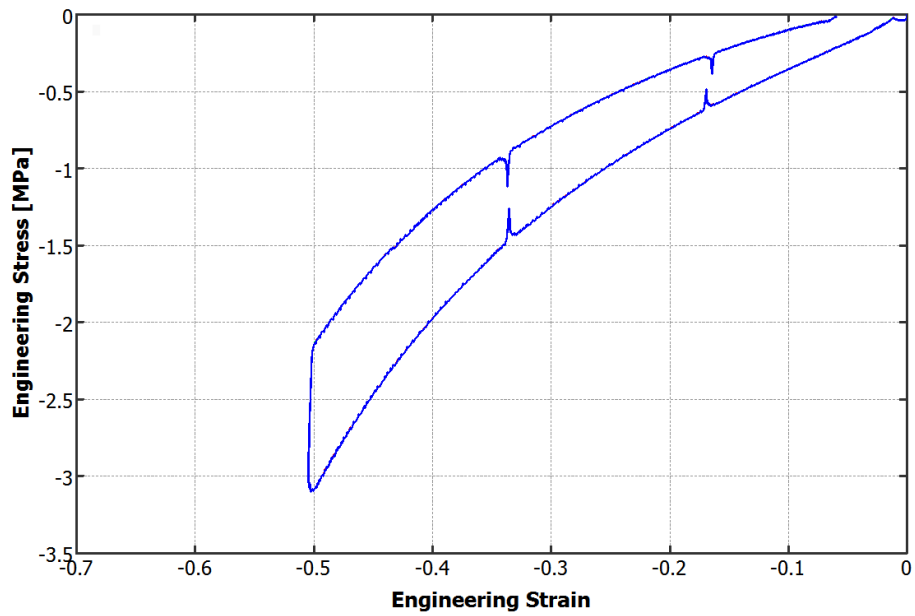
Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом параметра материјала λ^{lock}



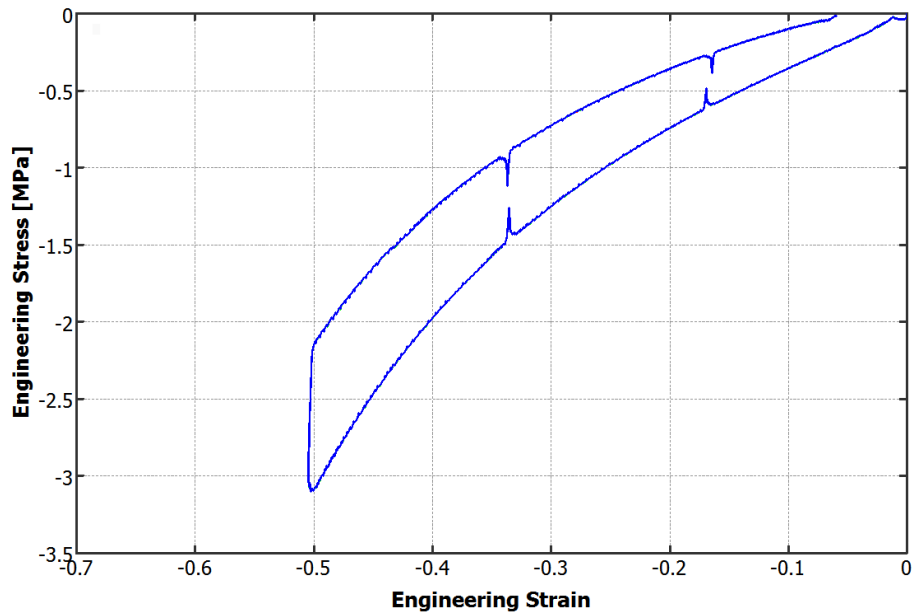
Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом модула компресије K



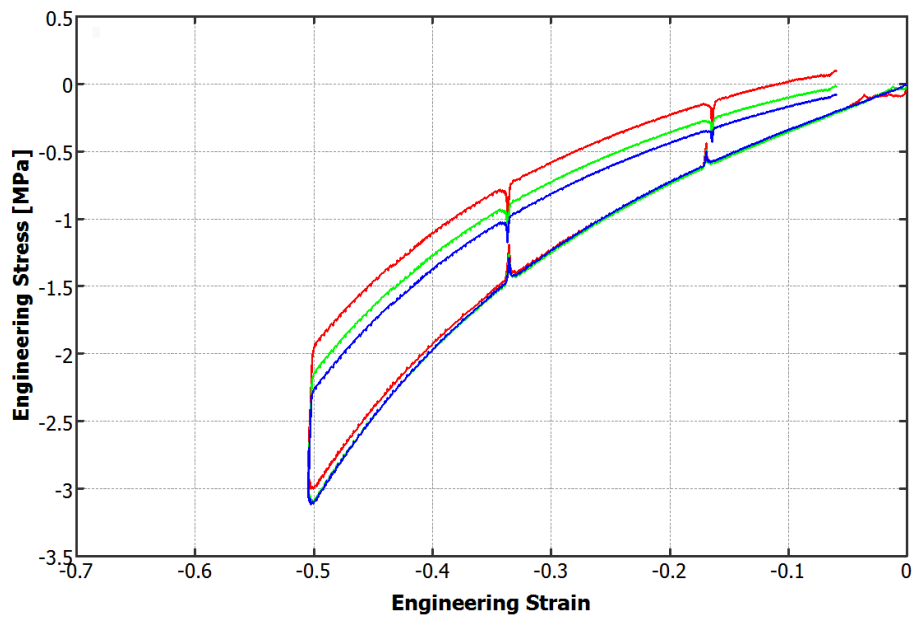
Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом односа почетних модула
клизања s



Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом фактора подешавања
релативне деформације ξ



Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом вредности напона испод које се не јавља вискозно течење τ_{crit}



Промена механичког одзива смеше TG-B-712 са променом експонента C

ПРИЛОГ 4




РЕПУБЛИКА СРБИЈА
ДИРЕКЦИЈА ЗА ЖЕЛЕЗНИЦЕ
Сектор за нормативе и безбедност
железничког саобраћаја
I-01-2 број: 340-595-03/10
Дана: 27. октобра 2010. године
Београд, Немањина бр. 6
тел: 36 16 804

03

На основу члана 207. став 1, 3. и 4. Закона о општем управном поступку ("Сл. лист СРЈ", бр. 33/97, 31/01), члана 69. став 2, члана 79. став 1. тачка 8. Закона о железници ("Сл. гласник РС", бр. 18/05), Дирекција за железнице, ул. Немањина бр. 6 из Београда, решавајући по захтеву „Тigar-Тehничка гума“ д.о.о, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, ради издавања дозволе за коришћење производа – гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, бр. 323 од 21. јула 2010. године, издала је

Привремену дозволу за коришћење производа

1. До доношења дозволе по окончању поступка у главној ствари дозвољава се привремено коришћење производа – гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, и то следећих производа:
 - 1) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444;
 - 2) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461 и
 - 3) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461,произвођача MIN "Lokomotiva" а.д. и „Тigar-Тehничка гума " д.о.о по захтеву „Тigar-Тehничка гума“ д.о.о, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, бр.323 од 21.јула 2010. године, и то у периоду до 36 (тридесетшест) месеци од дана коначности ове дозволе.
2. Подносилац захтева из тачке 1. дужан је да у наведеном периоду обави експлоатационо испитивање понашања производа на мрежи пруга




Републике Србије у трајању од 12 (дванаест) месеци, и да по истеку експлоатационог испитивања у трајању од 12 (дванаест) месеци, а најкасније до истека рока из тачке 1. диспозитива ове привремене дозволе, достави Дирекцији за железнице извештај о понашању производа у експлоатацији, ради коначног решавања у овој управној ствари.

3. Доношењем дозволе о главној ствари, по окончању овог управног поступка престаје да важи ова привремена дозвола.
4. Обавезује се подносилац захтева да уплати административну таксу за решење којим се издаје дозвола за коришћење производа у висини од 318,10 (словима: тристотинеосамнаестдинара и 10/100), на текући рачун број 840-742221843-57.
5. Обавезује се подносилац захтева да уплати накнаду за издавање дозволе за коришћење производа у висини од 95.000,00 динара (словима: деведесетипетхиљададинара и 00/100) на рачун буџета Републике Србије број 840-1562845-88 с позивом на број по моделу 97 21125000401450742321.
6. Ова привремена дозвола је коначна.

Образложење

„Тigar-Техничка гума“ д.о.о, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, поднео је захтев за издавање дозволе за коришћење производа - гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, бр.323 од 21.јула 2010. године, и уз захтев је доставио следећу документацију:

- списак гумено-металних елемената које производи MIN "Lokomotiva" а.д. и „Тigar-Техничка гума " д.о.о, који садржи следеће елементе:
 1. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 - број цртежа 027799 (L.9);
 2. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027995 (J.5.1);
 3. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027932 (J.5.2).
- Извод о регистрацији привредног субјекта;
- Уговор бр. 46-23/07 од 03.12.2007. године закључен између MIN „Lokomotiva“ а.д. и „Тigar-Техничка гума“ д.о.о;
- Програм лабораторијских и експлоатационих испитивања гумено-металних елемената примарног и секундарног огибљења електричних локомотива који је урадио Машински факултет из Ниша у јулу 2007. године;
- технички опис за наведене гумено-металне елементе;
- цртеже наведених гумено-металних елемената и то:

- 
- мерну листу контроле пескарења металних делова за сва три гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.002.01;
 - план контроле металних делова који су премазани везивним средствима за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.003;
 - мерну листу контроле металних делова који су премазани везивним редствима за сва три гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.003.01;
 - план контроле конфекционираних гума-метал елемената за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.004;
 - мерну листу контроле конфекционираних гума-метал елемената за наведене гумено-металне елементе бр.45000.KPR.004.01;
 - извештај о лабораторијском испитивању гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441,444 и 461 који је урадио Машински факултет Ниш, бр.612-22-137710 од 01.07.2010. године.

Прегледом достављене техничке документације за наведене гумено-металне елементе примарног огибљења обртних постоља електричних локомотива серије 441, 444 и 461, констатовано је да је иста некомплетна и непотпуна. На састанку одржаном у Дирекцији за железнице са стручним представницима "Tigar-Tehnička guma" д.о.о. и Машинског факултета Ниш дана 22.09.2010. године, захтевано је да се достави допуна следеће документације:


- Уговора бр. 46-23/07 закљученог између MIN "Lokomotiva" а.д. и "Tigar-Tehnička guma" д.о.о.;
- Декларација произвођача;
- Програма типског испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461 и
- Техничког описа гумено-металних елемената примарног огибљења за електро локомотиве серије 441, 444 и 461.

Подносилац захтева је, дописом број 595 од 05. октобра 2010. године заведеним у Дирекцији за железнице под бројем 340-595-3/2010 од 08. октобра 2010. године доставио тражену документацију, те је извршена овера исте под бројем 340-595-02/10 од 18. октобра 2010. године.

Комисија за спровођење поступка за издавање дозволе за коришћење производа - гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, по захтеву „Tigar-Tehnička guma“ д.о.о, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, бр. 323 од 21. јула 2010. године (у даљем тексту: Комисија), образована Решењем директора Дирекције за железнице I-01-2 бр.340-595-2-01/10 од 14.октобра 2010. године, утврдила је да је достављена документација довољна за спровођење поступка за издавање дозволе, да је документација о извршеним претходним испитивањима гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461 технички исправна и да је технологија израде и контроле квалитета производа сагласна са стандардима и техничким спецификацијама.



1. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 - број склопног цртежа 027799 (L.9);
 - склопни цртеж - број цртежа 027799;
 - саставницу за број цртежа 027799;
 - ламела - број цртежа 027800;
 - ламела - број цртежа 027801;
 - ламела - број цртежа 027802;
 - ламела - број цртежа 027803;
 - ламела - број цртежа 027804;
 - чивија - број цртежа 027805;
 2. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027995 (J.5.1);
 - склопни цртеж - број цртежа 027995;
 - саставницу за број цртежа 027995;
 - ламела - број цртежа 027994;
 - ламела - број цртежа 040864;
 - ламела - број цртежа 040865;
 - ламела - број цртежа 027994;
 - плоча - број цртежа 026828;
 3. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027932 (J.5.2);
 - склопни цртеж - број цртежа 027932;
 - саставницу за број цртежа 027932;
 - ламела - број цртежа 027931;
 - ламела - број цртежа 040862;
 - ламела - број цртежа 040863;
 - ламела - број цртежа 040861;
 - ламела - број цртежа 040860;
 - ламела - број цртежа 027931;
 - плоча - број цртежа 027999;
- поступак контроле статичких и динамичких својстава бр.420.ZKP.003 од 01.03.1995. године;
 - мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиву серије 441 и 444 (L.9) бр.420.ZKP.003.02;
 - мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461(J.5.1) бр. 420.ZKP.003.03;
 - мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461(J.5.2) бр. 420.ZKP.003.04;
 - технологију контроле израде гума-метал производа бр.40300.10222.G од 04.02.2003. године;
 - план контроле за сва три наведена гумено-метална елемента бр.45000.KPR.001;
 - мерну листу контроле металних делова за сва три наведена гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.001.01;
 - план контроле за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.002;



На основу претходно изнетог, а у смислу одредаба чл. 3,5,6,12,15,16. и 19. Упутства о поступку верификације производа и провери подобности произвођача у области возних средстава - Упутство број 201/01 ("Сл. гласник ЗЈЖ", бр. 2/02) и одредаба члана 69. став 2. и члана 79. став 1. тачка 8. Закона о железници ("Сл. гласник РС", бр. 18/05), стекли су се услови за издавање дозволе. Међутим, како се ради о производу који утиче на безбедност железничког саобраћаја, потребно је извршити експлоатационо испитивање, те је издата привремена дозвола са ограниченим роком важења до 36 (тридесетшест) месеци од дана коначности исте. У наведеном периоду потребно је извршити експлоатационо испитивање у трајању од 12 (дванаест) месеци. Подносилац захтева је дужан да по истеку експлоатационог испитивања у трајању од 12 (дванаест) месеци, а најкасније до истека рока важења привремене дозволе, достави Дирекцији за железнице извештај о понашању производа у експлоатацији, на основу ког ће бити коначно решено по овој управној ствари.

На основу свега изнетог решено је као у диспозитиву.

Такса из тачке 4. ове дозволе утврђена је на основу члана 6. и тарифе републичких административних такси - Тарифни број 148. Закона о републичким административним таксама ("Сл.гласник РС", бр. 43/03, 51/03, 53/04, 42/05, 51/05, 101/05, 42/06, 47/07, 54/08, 05/09, 54/09, 35/10).

Накнада за издавање дозволе из тачке 5. утврђена је у смислу члана 69. став 4. и 5. Закона о железници и члана 2. став 1. тачка 2. Правилника о висини накнаде за издавање дозволе за коришћење железничких возила, делова и опреме за железничка возила и уређаја, делова и опреме за железничку инфраструктуру ("Службени гласник РС", бр. 117/05 и 92/09).

Упутство о правном средству:

Подносилац захтева против ове дозволе може тужбом покренути управни спор пред Управним судом Републике Србије у року од 30 дана од дана коначности ове дозволе. Тужба се подноси у 2 примерка.



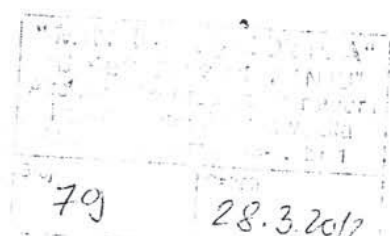
ПРИЛОГ 5

Br. 26/2012-261

Br. 139

28-03-2012 god.

- PIROT -



27. 03. 2012. god

Program eksploatacionog ispitivanja**gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja za električne lokomotive serije 441 i 444****proizvodjača "TIGAR Tehnička guma" Piro**

A.D. "Železnice Srbije" i "TIGAR Tehnička guma" Piro zajednički sačinjavaju Program eksploatacionog ispitivanja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja za električne lokomotive serije 441 i 444 proizvodjača "TIGAR Tehnička guma" Piro s ciljem verifikacije proizvoda.

Direkcija za prevoz će formirati Komisiju zaduženu za eksploataciono ispitivanje. Predstavnici proizvodjača za saradnju sa komisijom biće Dr Dušan Stamenković i mr Ivan Petrov.

Ispitni gumeno-metalni elementi primarnog ogibljenja biće ugradjeni na jednu lokomotivu serije 441 ili 444. A.D. "Železnice Srbije" će izabrati jednu lokomotivu iz eksploatacije koja treba da ima ugradnju osovinskih sklopova sa monoblok točkovima i prilikom zamene osovinskih sklopova izvršiće se ugradnja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja koji su predmet ispitivanja. Mesto ugradnje je depo Makiš u Centralnoj Sekciji ZOVS Beograd.

Proizvodjač "TIGAR Tehnička guma" Piro će dostaviti u magacin Centralne Sekcije ZOVS Beograd 1 (jedan) komplet gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja za električne lokomotive serije 441 i 444. Roba treba da bude upakovana u sanduk na kojem će biti jasno naznačeno da se u njemu nalaze ispitni gumeno-metalni elementi primarnog ogibljenja. Uz robu proizvodjač treba da dostavi i prateću dokumentaciju i to: 1) geometrijske mere gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja; 2) ispitne listove statičke krutosti gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja. Rok za dostavljanje robe je 12.04.2012. godine. Nakon dostavljanja robe u magacin Centralne Sekcije ZOVS Beograd sledi ugradnja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja na električnu lokomotivu serije 441 ili 444 u roku od 30 (trideset) dana.

Sa ugradnjom osovinskih sklopova sa novim monoblok točkovima počinje Program eksploatacionog ispitivanja prema sledećem redosledu:

- 1) zajednički pregled i kontrola geometrijskih mera ispitnih gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja i upoređivanje sa dostavljenom dokumentacijom;
- 2) ugradnja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja na lokomotivu;
- 3) podešavanje mehaničkih mera na lokomotivi;
- 4) vaganje i podešavanje osovinskog opterećenja;
- 5) brzinska probna vožnja lokomotive posle izvršenog kontrolnog pregleda;
- 6) izrada zapisnika o puštanju lokomotive u saobraćaj sa novim gumeno-metalnim elementima primarnog ogibljenja;

7) u okviru mesečnih kontrolnih pregleda vršiće se merenje točkova i kontrola mehaničkih mera, a na osnovu dobijenih vrednosti donosiće se operativne odluke o statusu lokomotive (ispravna za saobraćaj ili je potrebna neka intervencija); vaganje lokomotive u kontrolnom pregledu prema potrebi;

8) nakon 12 meseci od dana puštanja u saobraćaj sa novim gumeno-metalnim elementima primarnog ogibljenja lokomotiva će biti povučena iz saobraćaja radi demontaže istih;

9) pre demontaže, na lokomotivi će biti izvršena potrebna mehanička merenja i vaganje;

10) nakon demontaže izvršiće se zajednički pregled i kontrola geometrijskih mera ispitnih gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja;

11) sledi ispitivanje statičkih karakteristika gumeno-metalnih elemenata;

12) zajednička uporedna analiza rezultata i sastavljanje izveštaja; konačan izveštaj pravi Komisija.

Da bi se izbegli posebni troškovi za proizvođača demontaža ispitnih gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja sa lokomotive i ugradnja odgovarajućih (obezbedjuje A.D. "Železnice Srbije") radi vraćanja lokomotive u saobraćaj izvršiće se u MIN "Lokomotiva" a.d. Niš uz sprovođenje svih postupaka koji prate dovodjenje lokomotive u ispravno stanje (podešavanje mehaničkih mera, vaganje, dijagram kočenja, funkcionalno ispitivanje i probna vožnja). Nakon demontaže ispitne gumeno-metalne elemente primarnog ogibljenja preuzima vlasnik.

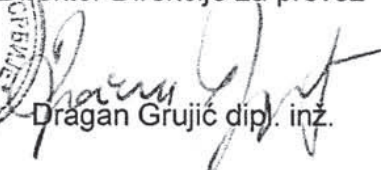
A.D. "Železnice Srbije" imaju pravo da prekinu program eksploatacinog ispitivanja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja ako utvrde da proizvode povećanu potrošnju točkova, delova obrtnih postolja, obrtnih postolja, odnosno da imaju nepovoljan uticaj na rad lokomotive kao celine.

za "TIGAR Tehnička guma" Pirot

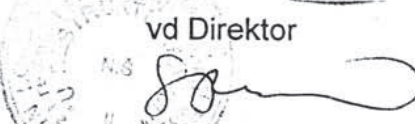
Direktor

Saša Zivić dipl. inž.

za A.D. "Železnice Srbije"

Direktor Direkcije za prevoz

Dragan Grujić dipl. inž.

za MIN "Lokomotiva" a.d. Niš

vd Direktor

Slavko Raičević dip. inž.

Mart 2012. godine

ПРИЛОГ 6



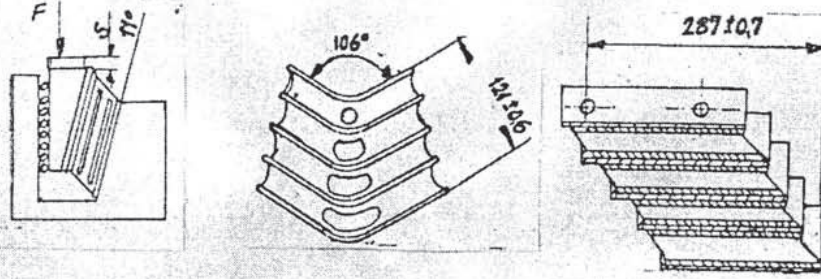
Tigar®

TIGAR TEHNIČKA GUMA
SEKTOR KVALITETA

VREDNOSTI ISPITIVANJA STATIČKE KRUTOSTI I DIMENZIONJE KONTROLE GME OSOVINSKOG LEŽAJA MIN 027799 (L.9)

Šifra: U/43000.13

List/Listova: 1/1



Vertikalno opterećenje (KN)

$F_1=9,81(KN)$; $F_2= 43,28 (KN)$

S_1 -Ugib kod F_1 S_2 -Sila kod F_2

$S=S_2-S_1 = 27,6-33,8$ mm

Ugib(mm)	Toler. grupa	Oznaka boje
27,6-29,6	Tvrda	Žuta
29,7-31,7	Srednja	Plava
31,8-33,8	Meka	Crvena
33,9-35,9		Zelena

Red. br.	Broj elem.	S_1 (mm)	S_2 (mm)	ΔS (mm)	Boja	$121 \pm 0,6$	$121 \pm 0,6$	$287 \pm 0,7$	106°
1.	1	6,5	36,0	29,5	žuta	120,4	121,0	287,6	106°
2.	4	6,5	36,0	29,5	žuta	120,3	121,3	287,2	106°
3.	6	6,5	35,5	29,0	žuta	120,3	121,1	286,4	106°
4.	8	7,5	35,0	27,5	žuta	120,5	121,1	287,7	106°
5.	9	6,5	35,5	29,0	žuta	120,2	121,1	287,0	106°
6.	10	7,0	36,0	29,0	žuta	120,6	121,1	286,5	106°
7.	13	7,0	36,0	29,0	žuta	120,5	121,2	286,4	106°
8.	15	6,0	34,0	28,0	žuta	120,3	121,0	286,7	106°
9.	17	5,5	34,5	29,0	žuta	120,5	121,3	286,9	106°
10.	18	6,0	35,0	29,0	žuta	120,4	121,0	287,0	106°
11.	20	7,0	36,0	29,0	žuta	121,3	121,0	286,4	106°
12.	21	5,8	33,5	27,7	žuta	120,3	121,2	286,5	106°
13.	23	7,0	35,5	28,5	žuta	120,3	121,1	287,1	106°
14.	24	6,0	34,0	28,0	žuta	120,5	121,1	287,2	106°
15.	27	7,0	35,0	28,0	žuta	120,6	121,3	286,8	106°
16.	30	6,0	34,0	28,0	žuta	120,2	121,0	287,1	106°

Datum: 2012-04-02

Kontrolisao:

Odobrio:

ПРИЛОГ 7

ZAPISNIK

o ugradnji GME na električnoj lokomotivi 444-003 sa novim monoblok točkovima

Radi eksploatacionih ispitivanja GME u Depou Makiš izvršen je zajednički pregled tehničke dokumentacije i kontrola geometrijskih mera ispitno gumeno-metalnih elemenata, između A.D. „Železnice Srbije“ i „TIGAR Tehnička guma“ a na osnovu zahteva preduzeća „TIGAR Tehnička guma“ iz Pirota i Rešenja Direktora Direkcije za Prevoz br.26/2012-260 od dana 27.03.2012. godine.

Konstatovano je sledeće:

- Ispitni gumeno-metalni elementi primarnog ogibljenja su u skladu sa dostavljenom dokumentacijom (proizvedeni su 2010. godine),
 - Geometriske mere su u propisanim granicama,
- Izvršeno je uparivanje i raspored ugradnje ispitno gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja prema priloženoj mernoj listi vertikalnog ugiba od strane proizvođača.

Napomena:

Predstavnici „TIGAR Tehnička guma“ iz Pirota neće prisustvovati podešavanju osovinskog opterećenja, dijagonalnosti i paralelnosti kao ni ostalim mehaničkim podešavanjima i probnoj vožnji.

Saglasni su da podešavanja i probnu vožnju isprate članovi komisije ispred A.D. „Železnice Srbije“ i o tome sačine odgovarajući zapisnik kao i zapisnik o puštanju lokomotive u saobraćaj sa novim ispitnim gumeno-metalnim elementima primarnog ogibljenja.


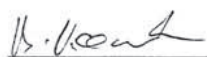

Prilog:

1. Merna lista ispitivanja statičke krutosti i dimenzione kontrole gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja,
2. Raspored ugradnje gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja.

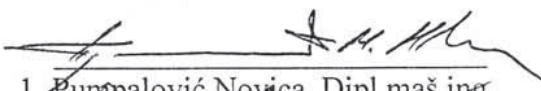
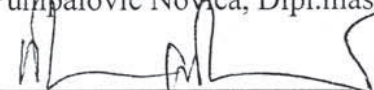

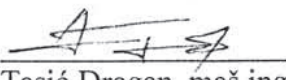
U Makišu,

Dana 10.04.2012. godine.

Predstavnici „TIGAR Tehnička guma“

- 
1. Madić Petar, Dipl.ing.
- 
2. Kostić Vladimir, Dipl.ing.
- 
3. Dr Stamenković Dušan, Dipl.maš.ing.

Predstavnici A.D. „Železnice Srbije“

- 
1. Pumpalović Novica, Dipl.maš.ing.
- 
2. Polić Predrag, Dipl.maš.ing.
- 
3. Mijučić Milan, Dipl.ing.
- 
4. Tasić Dragan, maš.ing.



2A TASTIC DRAGAN

**DIREKCIJA ZA PREVOZ
SEKTOR ZOVS
CENTRALNA SEKCIJA ZOVS BEOGRAD
DEPO MAKIS**

11 250 Železnik, Lote Ribara 2-5
Telefon: (011) 2577 586

Telefaks: (011) 2577 586

ZAT: 1082; 896/226

**DIREKTORU SEKTORA ZOVS
TEHNIČKOJ PRIPREMI ODRŽAVANJA
"Tigar Tehnička guma" Piro**

Delovodni broj 1760

Datum 17.04.12

Vaš znak: B.Nikolić, dipl.maš.ing.,

Naš znak: N.Pumpašević, dipl.maš.ing., 896/325

Predmet: Električna-lokomotiva 444-003.

Obaveštavamo Vas da je na električnoj lokomotivi 444-003 izvršena zamena svih osovinjskih sklopova (ugrađene su osovine sa novim monoblok točkovima), a u cilju eksploatacionog ispitivanja izvršena je zamena svih gumeno metalnih elemenata primarnog ogibljenja (ugrađeni su novi gumeno metalni elementi proizvođača "Tigar Tehnička guma" iz Pirota) po Rešenju Direktora Direkcije Za Prevoz br.26/2012-260 od 27.03.2012.godine.

Nakon vaganja i podešavanja montažnih zazora električna lokomotiva 444-003 je dana 14.04.2012.godine upućena na brzinsku probnu vožnju, nakon koje je puštena u saobraćaj u skladu sa programom eksploatacionog ispitivanja gumeno-metalnih elemenata primarnog ogibljenja za električne locomotive serije 441 i 444 proizvođača "Tigar Tehnička guma" iz Pirota br.26/2012-261 od dana 27.03.2012.godine

Prilog: - Zapisnik o ugradnji GME na električnoj lokomotivi 444-003 sa novim monoblok točkovima sa svojim priložima. -----3 (tri) lista.

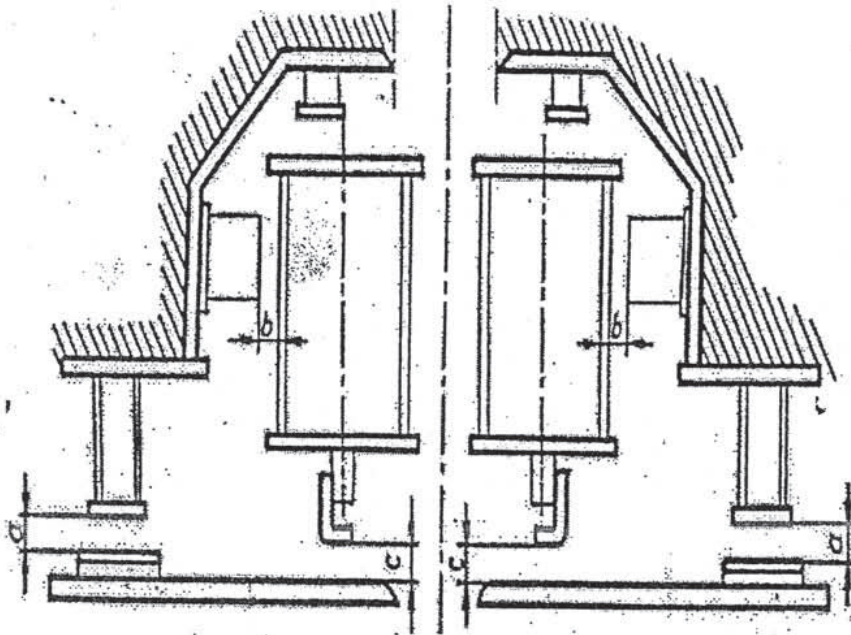
Šef Centralne Sekcije ZOVS Beograd

Momčilović Novica, dipl.maš.inž.

DIREKCIJA ZA PREVOZ
SEKTOR ZA VUČU I OVS
SEKCIJA ZA VUČU I OVS BEOGRAD
DEPO MAKIŠ

ML01
KONTROLA MONTAŽNIH ZAZORA

441-003



1. Zazor između sanduka i rama obrtnog postolja

Upravljač.	Levo		Desno	
"A"	a	45	a	40
	b		b	
	c		c	
"B"	a	43	a	42
	b		b	
	c		c	

Specifikacija tehn. podataka

Mera	Vrednost
a	45 mm
b	24±3 mm
c	5±1 mm

2. Zazor između rama obrtnog postolja i kućišta osovinskog ležaja

Vrednost zazora je nominalno 32 mm, u tolerancijama od 27 mm do 35 mm

Osovina	Levo		Dešno	
I	46	46	47	47
II	45	45	47	47
III	49	49	48	48
IV	49	49	49	49

3. Visina i rastojanje odbojnika i visina čištača šina

R.br.	Merna veličina	Min.	Max.	Izmereno	
				Strana "A"	Strana "B"
1.	Čistač šina (visina od GIŠ-a)	140 mm	185 mm	170	170
2.	Visina ose odbojnika od GIŠ-a	980 mm	1065 mm	1050	1050
3.	Horizontalno odstojanje odbojnika	1744 mm	1750 mm	1745	1745

4. Dužina dijagonalne spojnice obrtnih postolja

$D_m = 325$ mm

"YAGA"

U Beogradu,

Dana 13.04.2012

Merio:

P. Kujundžić

Kontrolisao:

**Železnice
Srbije**

Vlasnik vozila:
Vuča vozova

MERNA LISTA
za vaganje železničkih vozila
sa obrtnim postoljima

Vozilo:444-003

Izvođač merenja:
**Centralna Sekcija
ZOVS Beograd**

Lokomotivska
vaga

Nazivna masa lokomotive: 80 t

Broj osovinu: 4

Merne eličine	Merna mesta	I		II		III		IV		V		VI		Srednja vrednost	Dozvoljeno odstupanje
		levo	desno	levo	desno	levo	desno	levo	desno	levo	desno	levo	desno		
1		10.25	9.95	10.00	10.10	9.95	9.90	9.90	10.05					10.01	
2		10.20	10.00	10.05	10.05	9.90	9.95	9.95	10.00					10.01	
3		10.20	10.00	10.05	10.05	9.90	9.95	9.95	10.00					10.01	
4		10.25	9.95	10.00	10.10	9.95	9.90	9.90	10.05					10.01	
S		10.23	9.80	10.03	9.40	9.93	9.93	9.93	10.03	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	#DIV/0!	
S/n		10.23	9.98	10.03	10.08	9.93	9.93	9.93	10.03	0.00	0.00	0.00	0.00	6.68	
Srednja vrednost za jednu osovinu		10.10		10.05		9.93		9.98		0.00		0.00		10.01	
Odstupanje od srednje vrednosti u %		2.1	-0.4	0.1	0.6	-0.9	-0.9	-0.9	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0		±4%
Svake osovine		20.20		20.10		19.85		19.95		0.00		0.00		20.03	
Odstupanje od srednje vred. za vozilo		0.9		0.4		-0.9		-0.4		0.0		0.0			±2%
Leva strana		40.10												40.05	
Desna strana		40.00													
Odstupanje leve strane		0.1													±4%
Odstupanje desne strane		-0.1													
Ukupna masa lokomotive		80.10													
Odstupanje od nazivne mase		0.13													

Napomena:

- a) vozilo je sposobno za saobraćaj.
b) vozilo nije sposobno za saobraćaj pa je potrebno _____

Sto:

Depo Makiš

Datum:

13.04.2012.god

Potpis

Merio:

Kontrolisao:

ПРИЛОГ 8



РЕПУБЛИКА СРБИЈА
ДИРЕКЦИЈА ЗА ЖЕЛЕЗНИЦЕ

Сектор за нормативе и безбедност
железничког саобраћаја

I-01-2 Број: 340-25-4/2013

Дана: 25. октобра 2013. године

Београд, Немањина бр. 6

тел: 26 56 518

03

На основу члана 192. став 1. и члана 207. став 3. Закона о општем управном поступку („Сл. лист СРЈ“, бр. 33/97, 31/01 и „Сл. гласник РС“ 30/10), и члана 94. став 1. тачка 3. Закона о железници („Сл. гласник РС“, бр. 45/13), Дирекција за железнице, ул. Немањина бр. 6, Београд, решавајући по захтеву „Тigar-Tehничка гума“ d.o.o, из Пирота, ул. Николе Пашића бр. 197, ради издавања дозволе за коришћење производа - гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, број 323 од 21. јула 2010. године, издала је

Дозволу
за коришћење производа

1. Производи:

- 1.) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 - број цртежа 027799 (L.9);
- 2.) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027995 (J.5.1), и
- 3.) коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027932 (J.5.2),

које производи MIN "Lokomotiva" a.d. из Ниша и "Tigar-Tehничка гума" d.o.o, из Пирота, могу се користити на мрежи пруга Републике Србије, по захтеву „Tigar-Tehничка гума“ d.o.o, из Пирота, ул. Николе Пашића, број 323 од 21. јула 2010. године .

2. Доношењем дозволе из тачке 1. укида се Привремена дозвола Дирекције за железнице I-01-2 Бр: 340-595-03/10 од 27. октобра 2010. године.

3. Ова дозвола је коначна у управном поступку.

Образложење

„Tigar-Tehnička guma“ d.o.o, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, поднео је захтев за издавање дозволе за коришћење производа - гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, број 323 од 21. јула 2010. године, и уз захтев је доставио следећу документацију:

- Списак гумено-металних елемената које производи MIN "Lokomotiva" a.d. и „Tigar-Tehnička guma " d.o.o, који садржи следеће елементе:

1. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 - број цртежа 027799 (L.9);
2. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027995 (J.5.1);
3. коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027932 (J.5.2).

- Извод о регистрацији привредног субјекта;

- Уговор бр. 46-23/07 од 03.12.2007. године закључен између MIN „Lokomotiva“ a.d. и „Tigar-Tehnička guma“ d.o.o;

- Програм лабораторијских и експлоатационих испитивања гумено-металних елемената примарног и секундарног огибљења електричних локомотива који је урадио Машински факултет из Ниша у јулу 2007. године;

- технички опис за наведене гумено-металне елементе;

- цртеже наведених гумено-металних елемената и то:

1. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиве серије 441 и 444 - број склопног цртежа 027799 (L.9);

- склопни цртеж - број цртежа 027799;

- саставницу за број цртежа 027799;

- ламела - број цртежа 027800;

- ламела - број цртежа 027801;

- ламела - број цртежа 027802;

- ламела - број цртежа 027803;

- ламела - број цртежа 027804;

- чивија - број цртежа 027805;

2. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027995 (J.5.1);

- склопни цртеж - број цртежа 027995;

- саставницу за број цртежа 027995;

- ламела - број цртежа 027994;

- ламела - број цртежа 040864;

- ламела - број цртежа 040865;

- ламела - број цртежа 027994;

- плоча - број цртежа 026828;

3. за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461- број цртежа 027932 (J.5.2);

- склопни цртеж - број цртежа 027932;
- саставницу за број цртежа 027932;
- ламела - број цртежа 027931;
- ламела - број цртежа 040862;
- ламела - број цртежа 040863;
- ламела - број цртежа 040861;
- ламела - број цртежа 040860;
- ламела - број цртежа 027931;
- плоча - број цртежа 027999;
- поступак контроле статичких и динамичких својстава бр.420.ZKP.003 од 01.03.1995. године;
- мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја за електро локомотиву серије 441 и 444 (L.9) бр.420.ZKP.003.02;
- мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја крајње осовине за електро локомотиву серије 461(J.5.1) бр. 420.ZKP.003.03;
- мерну листу за коси гумено-метални елемент осовинског лежаја средње осовине за електро локомотиву серије 461(J.5.2) бр. 420.ZKP.003.04;
- технологију контроле израде гума-метал производа бр.40300.10222.G од 04.02.2003. године;
- план контроле за сва три наведена гумено-метална елемента бр.45000.KPR.001;
- мерну листу контроле металних делова за сва три наведена гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.001.01;
- план контроле за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.002;
- мерну листу контроле пескарења металних делова за сва три гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.002.01;
- план контроле металних делова који су премазани везивним средствима за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.003;
- мерну листу контроле металних делова који су премазани везивним редствима за сва три гумено-метална елемента бр. 45000.KPR.003.01;
- план контроле конфекционираних гума-метал елемената за сва три гумено-метална елемента бр.45000.KPR.004;
- мерну листу контроле конфекционираних гума-метал елемената за наведене гумено-металне елементе бр.45000.KPR.004.01;
- извештај о лабораторијском испитивању гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441,444 и 461 који је урадио Машински факултет Ниш, бр.612-22-137710 од 01.07.2010. године.

Прегледом достављене техничке документације за наведене гумено-металне елементе примарног огибљења обртних постоља електричних локомотива серије 441, 444 и 461, констатовано је да је иста некомплетна и непотпуна, те је захтевано да се достави допуна следеће документације:

- Уговора бр. 46-23/07 закљученог између MIN "Lokomotiva" a.d. и "Tigar-Tehnička guma" d.o.o;
- Декларација произвођача;
- Програма типског испитивања гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, и
- Техничког описа гумено-металних елемената примарног огибљења за електро локомотиве серије 441, 444 и 461.

Подносилац захтева је, дописом број 595 од 05. октобра 2010. године, заведеним у Дирекцији за железнице под бројем 340-595-3/2010 од 08. октобра 2010. године, доставио тражену документацију, и извршена је овера документације под бројем 340-595-02/10 од 18. октобра 2010. године.

Комисија за спровођење поступка за издавање дозволе за коришћење производа - гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, на мрежи пруга Републике Србије, по захтеву „Tigar-Tehnička guma“ d.o.o, из Пирота, ул. Николе Пашића бр.197, бр. 323 од 21. јула 2010. године (у даљем тексту: Комисија), образована Решењем директора Дирекције за железнице I-01-2 бр.340-595-2-01/10 од 14.октобра 2010. године, утврдила је да је достављена документација довољна за спровођење поступка за издавање дозволе, да је документација о извршеним претходним испитивањима гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441, 444 и 461, технички исправна и да је технологија израде и контроле квалитета производа сагласна са стандардима и техничким спецификацијама.

На основу претходно изнетог, а у смислу одредаба чл. 3,5,6,12,15,16. и 19. Упутства о поступку верификације производа и провери подобности произвођача у области возних средстава - Упутство број 201/01 ("Сл. гласник ЗЈЖ", бр. 2/02) и члана 94. став 1. тачка 3. Закона о железници ("Сл. гласник РС", бр. 45/13), стекли су се услови за издавање дозволе. Међутим, како се радило о производу који утиче на безбедност железничког саобраћаја, било је потребно извршити експлоатационо испитивање, те је издата Привремена дозвола I-01-2 број 340-595-03/10 од 27. октобра 2010. године за коришћење производа, са ограниченим роком важења до 36 (тридесетшест) месеци од дана коначности исте. У наведеном периоду потребно је извршити експлоатационо испитивање у трајању од 12 (дванаест) месеци. Подносилац захтева био је дужан да по истеку експлоатационог испитивања у трајању од 12 (дванаест) месеци, а најкасније до истека рока важења привремене дозволе, достави Дирекцији за железнице извештај о понашању производа у експлоатацији, на основу ког ће бити коначно решено по овој управној ствари.

"Tigar-Tehnička guma" d.o.o, из Пирота, је дописом број 455/13 од 09. октобра 2013. године, који је заведен у Дирекцији за железнице под бројем 340-25-2/13 од 11. октобра 2013. године, поднео захтев за издавање трајне дозволе за коришћење производа - гумено-метални елеменат примарног огибљења за електричне локомотиве серије 441, 444 по цртежу МИН-027799 (L.9) и гумено-металних елемената примарног огибљења за електричну локомотиву серије 461 по цртежима МИН-027995 (J.5.1) и МИН-027932 (J.5.2), на мрежи пруга Републике Србије, а у прилогу дописа доставио је завршни извештај о експлоатационом испитивању предходно поменутих гумено-металних елемената примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444, од септембра 2013. године, израђен од стране стручне Комисије састављене од представника Машинског факултета Ниш, "Tigar-Tehnička guma"d.o.o. из Пирота и "MIN Lokomotiva"a.d. из Ниша.

У завршном извештају о експлоатационом испитивању се наводи да су гумено-метални елементи примарног огибљења електричних локомотива серије 441/444 уграђени на електролокомотиву серије 444-003 и да у периоду експлоатационог испитивања од 12 (дванаест) месеци, у којем је прешла укупно 139 380 km, није било никаквих неисправности.

На основу свега изнетог утврђено је да су се сходно одредбама чл. 3, 5, 6, 12, 15, 16. и 19. Упутства о поступку верификације производа и провери подобности произвођача у области возних средстава – Упутство 201/01 („Сл. гласник ЗЈЖ“ бр. 2/02), стекли услови за издавање дозволе а у смислу одредаба члана 94. став 1. тачка 3. Закона о железници, па је решено као у диспозитиву.

Упутство о правном средству:

Подносилац захтева против ове дозволе може тужбом покренути управни спор пред Управним судом Републике Србије у року од 30 дана од дана коначности ове дозволе. Тужба се подноси у два примерка.



ЗАМЕНИК ДИРЕКТОРА

мр Петар Одоровић