



UNIVERZITET U NOVOM SADU
FAKULTET TEHNIČKIH NAUKA



Vladimir M. Blanuša

**ANALIZA PONAŠANJA CILINDRIČNO VALJKASTIH
LEŽAJA ZA SPECIJALNE NAMENE**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Novi Sad, 2017.



УНИВЕРЗИТЕТ У НОВОМ САДУ • ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА
21000 НОВИ САД, Трг Доситеја Обрадовића 6

КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

Редни број, РБР:	
Идентификациони број, ИБР:	
Тип документације, ТД:	Монографска публикација
Тип записа, ТЗ:	Текстуални штампани материјал
Врста рада, ВР:	Докторска дисертација
Аутор, АУ:	Владимир Блануша, дипл. инж.- мастер машинства
Ментор, МН:	Проф. др Милан Зељковић
Наслов рада, НР:	АНАЛИЗА ПОНАШАЊА ЦИЛИНДРИЧНО ВАЉКАСТИХ ЛЕЖАЈА ЗА СПЕЦИЈАЛНЕ НАМЕНЕ
Језик публикације, ЈП:	Српски
Језик извода, ЈИ:	Српски/енглески
Земља публиковања, ЗП:	Република Србија
Уже географско подручје, УГП:	АП Војводина
Година, ГО:	2017.
Издавач, ИЗ:	Ауторски репринт
Место и адреса, МА:	Нови Сад, Трг Доситеја Обрадовића 6
Физички опис рада, ФО: (поглавља/страна/ цитата/табела/слика/графика/прилога)	11/157/135/54/135/0/0
Научна област, НО:	Машинско инжењерство
Научна дисциплина, НД:	Производно машинство
Предметна одредница/Кључне речи, ПО:	Машина алатка, главно вретено, цилиндрично ваљкасти лежај, вучна и вучена возила, осовински склоп, метод коначних елемената
УДК	
Чува се, ЧУ:	Библиотека Факултета техничких наука
Важна напомена, ВН:	
Извод, ИЗ:	<p>У раду се разматра проблематика понашања цилиндрично ваљкастих лежаја за улежиштење главних вретена машина алатки и осовинског склопа вучених возила на железници. За дефинисано конструкционо решење улежиштења склопа главног вретена извршена су експериментална испитивања топлотног понашања чиме су проверени и потврђени резултати рачунарског моделовања (2D и 3D).</p> <p>У првом поглављу полази се од значаја цилиндрично ваљкастих лежаја за улежиштење склопова главних вретена и осовинског склопа вучених возила на железници.</p> <p>Конструкциони параметри ваљкастих лежаја описани су и објашњени у другом поглављу.</p> <p>У трећем поглављу извршен је преглед стања у области у два правца: понашање склопова главних вретена и осовинских склопова на железници. Литературни извори су груписани на оне који се баве проблематиком статичког, топлотног понашања и оштећењима лежаја.</p> <p>Математички модели за анализу статичког, топлотног понашања, века лежаја као и програмско решење за одређивање века лежаја дати су у оквиру четвртог поглавља. Приказан је општи алгоритам понашања цилиндрично ваљкастих лежаја, као и алгоритми статичког, топлотног</p>



КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

понашања и века лежаја. Дати су модели за одређивање нелинеарне крутости у радијалном правцу за ваљкасте лежаје. На основу Шевалове теорије распореда оптерећења развијен је нелинеарни модел генерисања топлоте у лежају.

У петом поглављу извршено је рачунарско моделовање статичког и топлотног понашања склопа главног вретена улежиштенос цилиндрично ваљкастим дворедим лежајем. Анализирани су модели дводимензионог и тродимензионог склопа главног вретена и одређене су вредности температуре на врху вретена. Величина коначних елемената имала је занемарљив утицај на резултате топлотног понашања. У оквиру овог поглавља указује се на чињеницу да је предикција топлотног понашања машине алатке условљена понашањем одговарајућих склопова, а посебно склопа главног вретена.

Дефинисање свих извора генерисања топлоте у осовинском склопу као и њихова анализа извршени су у оквиру поглавља шест. Потврђена је хипотеза да на температуру лежаја занемарљив утицај имају генерана топлота услед котрљања точка по шини и генерисана топлота услед кочења у односу на температуру која се генерише у лежају услед обртања и оптерећења.

Седмо поглавље односи се на експериментална истраживања топлотног понашања конструкционог решења склопа главног вретена улежиштенос цилиндрично ваљкастим дворедим лежајем. За експериментална истраживања коришћени су савремени мерни инструменти за мерење температуре контактним и безконтактним методама.

Утицај генерисане топлоте услед котрљања точка по шини и услед кочења експериментално је испитиван термовизијском камером и приказан у поглављу осам.

На крају је у поглављу девет извршена анализа експерименталних и рачунарских резултата понашања ваљкастих лежаја за главна вретена, као и анализа резултата рачунарског моделовања лежаја за осовинске склопове вучених возила на железници.

Десето поглавље садржи закључке, на основу резултата појединих поглавља и изведених истраживања. Након тога дати су правци будућих истраживања.

Једанаесто поглавље садржи преглед коришћене литературе, коју чини 135 литературних наслова од којих је одређени број цитиран у раду.

Датум прихватања теме, ДП :	12.07.2016. год.			
Датум одбране, ДО :				
Чланови комисије, КО :	Председник:	Др Слободан Навалушић, редовни професор		
	Члан:	Др Слободан Табаковић, ванредни професор		
	Члан:	Др Саша Живановић, ванредни професор	Потпис ментора	
	Члан:	Др Александар Живковић, доцент		
	Члан, ментор:	Др Милан Зељковић, редовни професор		



UNIVERSITY OF NOVI SAD • FACULTY OF TECHNICAL SCIENCES
21000 NOVI SAD, Trg Dositeja Obradovića 6

KEY WORDS DOCUMENTATION

Accession number, ANO :	
Identification number, INO :	
Document type, DT :	Monographic publication
Type of record, TR :	Textual material, printed
Contents code, CC :	Doctoral dissertation
Author, AU :	Vladimir Blanuša, MSc
Mentor, MN :	Professor dr Milan Zeljković
Title, TI :	ANALYSIS OF THE BEHAVIOR OF CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS FOR SPECIAL APPLICATIONS
Language of text, LT :	Serbian
Language of abstract, LA :	Serbian/English
Country of publication, CP :	Republic of Serbia
Locality of publication, LP :	AP Vojvodina
Publication year, PY :	2017
Publisher, PB :	Autor's reprint
Publication place, PP :	Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6
Physical description, PD : <small>(chapters/pages/ref./tables/pictures/graphs/appendixes)</small>	11/157/135/54/135/0/0
Scientific field, SF :	Mechanical Engineering
Scientific discipline, SD :	Production Engineering
Subject/Key words, S/KW :	Machine tool, main spindle, cylindrical roller bearing, towing and towing vehicles, axle assembly, finite element method
UC	
Holding data, HD :	The Library of the Faculty of Technical Sciences
Note, N :	
Abstract, AB :	<p>The paper deals with the problem of behavior of cylindrical roller bearings for loosening the main spindles of machine tools and the axle assembly of towed vehicles on the rail. For the defined constructional arrangement of the mounting of the main spindle assembly experimental tests of thermal behavior were performed which confirmed and confirmed the results of computer modeling (2D and 3D).</p> <p>The first chapter starts from the significance of cylindrical roller bearings for the installation of the main spindle assemblies and the axle assembly of towed vehicles on the rail.</p> <p>The construction parameters of roller bearings (external and internal bearing geometry and bearing lubrication) are described and explained in the second chapter.</p> <p>The third chapter was conducted review of the state in the field in two directions: the behavior of the main spindle assemblies and axle assemblies on the rail. The papers are grouped into those dealing with problems of static, thermal behavior and bearing damage.</p> <p>Mathematical models for the analysis of static, thermal behavior, bearings life as well as the software solution for determining the bearing life are given in the fourth chapter. A general algorithm behavioral for cylindrical cylindrical bearings, as well as and algorithm static, thermal behavior and bearing life.</p>



KEY WORDS DOCUMENTATION

Models are given for determining nonlinear stiffness in the radial direction for roller bearings. Based on Sjövall's theory of load distribution, a nonlinear model of heat generation in a bearing is developed.

In the fifth chapter, a computer modeling of the static and thermal behavior of the main spindle assembly is carried out with a double row cylindrical roller bearing. The two-dimensional and three-dimensional models of the main spindle were analyzed and the temperature values at the top of the spindle were determined. The size of the finite elements had a negligible impact on the results of thermal behavior. Within this chapter, it is pointed out that the prediction of the thermal behavior of the machine tool is conditioned by the behavior of the corresponding assemblies, and in particular the main spindle assembly.

The definition of all sources of heat generation in the axle as well as their analysis were carried out under Chapter six. The hypothesis was confirmed that the negligible impact on the bearing temperature is due to generating heat due to rolling the wheel along the rail and generated heat due to braking relative to the temperature generated in the bearing due to rotation and load.

Chapter Seven refers to experimental investigations of the thermal behavior of the construction of the main spindle assembly with cylindrically cylindrical two-row bearing. For experimental measurements were used modern measurement instruments for temperature measurement by contact and without contact methods.

The influence of generated heat due to rolling of the wheel along the rail and due to braking was experimentally tested by a thermal camera and shown in chapter eight.

In the end, in chapter nine, an analysis of the experimental and computer results of the behavior of roller bearings for the main spindles was performed, as well as an analysis of the results of computer modeling of bearings for axle assemblies of towed vehicles on the rail.

Chapter ten contains conclusions, based on the results of individual chapters and research carried out. After that, the directions of future research are given.

Chapter eleven contains an overview of the used literature, made up of 135 literary titles, of which a certain number is cited in the paper.

Accepted by the Scientific Board on, **ASB**: 12.07.2016.

Defended on, **DE**:

Defended Board, **DB**: President: Dr Slobodan Navalušić, Full Professor

Member: Dr Slobodan Tabaković, Associate Professor

Member: Dr Saša Živanović, Associate Professor

Member: Dr Aleksandar Živković, Assitant Professor

Member, Mentor: Dr Milan Zeljković, Full Professor

Menthor's sign

Rad predstavlja rezultat mog višegodišnjeg naučno-istraživačkog rada u oblasti projektovanja i eksploatacije uležištenja sklopova glavnih vretena mašina alatki i osovinskih sklopova vučenih vozila na železnici za prevoz tereta uležištenih cilindrično valjkastim ležajima.

U radu je, takođe, prikazan deo istraživanja realizovanih u okviru projekta "Savremeni prilazi u razvoju specijalnih rešenja uležištenja u mašinstvu i medicinskoj protetici" evidencioni broj TR 35025, podržanom od strane Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

Takođe, rad predstavlja nastavak istraživanja u oblasti kotrljajnih ležaja koja se izučavaju u Laboratoriji za mašine alatke, tehnološke sisteme i automatizaciju postupaka projektovanja a koja traju više decenija.

U toku rada na istraživanju vezanom za naučno-istraživački projekat i izradu doktorske disertacije značajnu stručnu pomoć imao sam od savetnika i mentora Prof. Zeljković dr Milana na čemu mu izražavam posebnu zahvalnost.

U periodu dok sam radio na Fakultetu tehničkih nauka u Novom Sadu najviše sam naučio od docenta Živković dr Aleksandra, na čemu mu se zahvaljujem.

Ovom prilikom želim da se zahvalim Tabaković dr Slobodanu, vanrednom profesoru koji mi je svojim stručnim i pedagoškim savetima pomogao u mom naučnom i nastavnom radu.

Posebnu zahvalnost na značajnoj stručnoj i ljudskoj pomoći dugujem dr Branku Milisavljeviću, profesoru Visoke tehničke škole strukovnih studija iz Novog Sada.

Veliku zahvalnost za podršku i pomoć u toku naučnog rada dugujem mojim roditeljima, ocu Milanu i majci Ljubici kojoj posvećujem ovu doktorsku disertaciju.

Poslednjih godina imao sam značajnu podršku i razumevanje supruge Dijane za naučno istraživački rad zbog čega sam joj neizmerno zahvalan.

I na kraju želim da se zahvalim Visokoj tehničkoj školi strukovnih studija iz Novog Sada, ustanovi u kojoj radim a koja je imala razumevanja za moj naučni rad.

6.9.2017.

Vladimir M. Blanuša

SADRŽAJ :

1	UVOD.....	1
2	KONSTRUKCIONI PARAMETRI CILINDRIČNO VALJKASTIH LEŽAJA.....	4
	2.1 Uvod.....	4
	2.2 Spoljašnja geometrija valjkastog ležaja.....	6
	2.3 Unutrašnja geometrija valjkastog ležaja.....	7
	2.4 Podmazivanje ležaja.....	8
3	PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PONAŠANJA KOTRLJAJNIH LEŽAJA.....	11
	3.1 Uvodne napomene.....	11
	3.2 Istraživanja ponašanja sklopa glavnog vretena.....	11
	3.2.1 Istraživanja statičkog ponašanja kotrljajnih ležaja za glavna vretena.....	11
	3.2.2 Istraživanja toplotnog ponašanja kotrljajnih ležaja za glavna vretena.....	15
	3.3 Istraživanja ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu.....	19
	3.3.1. Istraživanja statičkog ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu....	19
	3.3.2. Istraživanja toplotnog ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu...	19
	3.3.3. Istraživanja oštećenja vitalnih delova vozila za železnicu.....	21
	3.4 Definisane predmeta i cilja istraživanja.....	23
4	RAZVOJ MATEMATIČKOG MODELA ZA ANALIZU PONAŠANJA VALJKASTIH LEŽAJA.....	25
	4.1 Uvodne napomene.....	25
	4.2 Model sistema za analizu ponašanja valjkastih ležaja.....	25
	4.3 Podsystem za analizu statičkog ponašanja valjkastih ležaja.....	26
	4.4 Podsystem za analizu toplotnog ponašanja valjkastih ležaja.....	46
	4.4.1 Određivanje momenta trenja.....	48
	4.4.2 Određivanje količine razvijene toplote u ležaju.....	49
	4.4.2.1 Uticaj sredstva za podmazivanje na generisanu toplotu.....	51
	4.4.3 Mehanizmi provođenja toplote kod ležaja.....	53
	4.4.3.1 Konvekcija usled obrtanja ležaja.....	54
	4.4.3.2 Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena.....	55
	4.4.3.3 Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova.....	55
	4.4.3.4 Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno osovine ili vretena.....	56
	4.5 Podsystem za određivanje veka valjkastih ležaja.....	57
	4.5.1 Matematički model za određivanje dinamičke nosivosti.....	57
	4.5.2 Matematički model za određivanje veka cilindrično valjkastih ležaja.....	58
	4.5.3 Razvoj programskog rešenja za određivanje veka ležaja.....	59
5	RAČUNARSKO MODELOVANJE PONAŠANJA SKLOPA GLAVNOG VRETENA ULEŽIŠTENOG CILINDRIČNO VALJKASTIM LEŽAJIMA.....	62

	5.1 Analiza statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena.....	62
	5.1.1 Analiza ponašanja usled radijalnog opterećenja.....	63
	5.1.1.1 Analiza ponašanja usled radijalnog opterećenja na čeonj površini.....	63
	5.1.1.2 Analiza ponašanja usled radijalnog opterećenja preko unutrašnje konusne površine.....	66
	5.1.1.2.1 Analiza opterećenja po celoj konusnoj površini.....	66
	5.1.1.2.2 Analiza opterećenja po pojedinim segmentima konusne površine.....	68
	5.1.2 Analiza ponašanja usled aksijalnog opterećenja.....	70
	5.1.3 Analiza ponašanja usled kombinovanog statičkog opterećenja.....	71
	5.2 Toplotno ponašanje sklopa glavnog vretena.....	73
	5.2.1 Prenos toplote.....	73
	5.2.1.1 Konvekcija usled obrtanja ležaja.....	73
	5.2.1.2 Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena.....	74
	5.2.1.3 Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova.....	74
	5.2.1.4 Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno vretena.....	74
	5.2.2 2D model toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena.....	75
	5.2.3 3D model toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena.....	79
	5.2.4 Uticaj temperature okoline na toplotno ponašanje sklopa glavnog vretena.....	83
	5.3 Analiza toplotno -statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena.....	84
	5.3.1 Analiza integrisanog toplotnog i radijalnog statičkog opterećenja.....	85
	5.3.2 Analiza integrisanog toplotnog i aksijalnog statičkog opterećenja.....	86
	5.3.3 Analiza integrisanog toplotnog, aksijalnog i radijalnog opterećenja.....	88
6	RAČUNARSKO MODELOVANJE PONAŠANJA CILINDRIČNO VALJKASTIH LEŽAJA VOZILA ZA ŽELEZNICU.....	91
	6.1 Analiza statičkog ponašanja osovinskog sklopa.....	92
	6.2 Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa.....	98
	6.2.1 Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled obrtanja ležaja.....	99
	6.2.1.1 Određivanje momenta trenja ležaja.....	99
	6.2.1.2 Određivanje količine razvijene toplote u ležaju.....	99
	6.2.1.3 Unutrašnji mehanizmi prenosa toplote.....	100
	6.2.1.3.1 Konvekcija usled obrtanja ležaja.....	100
	6.2.1.3.2 Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno osovine.....	101
	6.2.2 Modelovanje toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled obrtanja ležaja.....	101
	6.2.3 Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kotrljanja točka po šinama.....	107
	6.2.4 Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kočenja.....	108
	6.2.5 Analiza integrisanog toplotnog ponašanja.....	109
	6.3 Analiza toplotno - statičkog ponašanja osovinskog sklopa.....	109
7	EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE TOPLOTNOG PONAŠANJA SKLOPA GLAVNOG VRETENA ULEŽIŠTENOG CILINDRIČNO VALJKASTIM LEŽAJIMA.....	113
	7.1 Metode merenja temperature.....	113
	7.1.1 Četvorokanalni instrument za merenje temperature TL 309.....	115
	7.1.2 Infracrveni termometar IR 9811.....	116

	7.1.3 Infracrvena termička kamera Thermo Pro ^{TP} TP8S.....	117
	7.2 Eksperimentalno merenje temperature sklopa glavnog vretena.....	120
	7.2.1 Temperature karakterističnih tačaka izmerene primenom četvorokanalnog instrumenta za merenje temperature.....	122
	7.2.2 Temperature karakterističnih tačaka izmerene primenom infracrvenog termometra.....	127
	7.2.3 Temperature karakteristične zone izmerene termovizijskom kamerom.....	129
8	EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE TOPLOTNOG PONAŠANJA OSOVINSKOG SKLOPA VUČENIH VOZILA NA ŽELEZNICI.....	133
	8.1 Toplotno ponašanje osovinskog sklopa pri kotrljanju točka po šini.....	134
	8.2 Toplotno ponašanje osovinskog sklopa pri kočenju.....	135
9	ANLIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA.....	137
	9.1 Analiza rezultata cilindrično valjkastih ležaja za glavna vretana mašina alatki.....	137
	9.2. Analiza rezultata osovinskog sklopa točka vučenih vozila na železnici.....	140
10	ZAKLJUČAK.....	145
11	LITERATURA.....	148

SADRŽAJ SLIKA

Slika 2.1	Cilindrično valjkasti ležaj.....	4
Slika 2.2	Različite izvedbe cilindrično valjkastih ležaja.....	5
Slika 2.3	Cilindrično valjkasti dvoredi ležaj.....	6
Slika 2.4	Spoljašnja geometrija ležaja.....	6
Slika 2.5	Izgled unutrašnje geometrije ležaja.....	7
Slika 4.1	Globalni algoritam sistema za analizu cilindrično valjkastih ležaja.....	26
Slika 4.2	Algoritam za analizu statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja.....	27
Slika 4.3	Raspored pritiska po širini trake.....	30
Slika 4.4	Raspodela opterećenja na kotrljajna tela ležaja ugrađenog sa zazorom, nultim zazorom i preklopom.....	33
Slika 4.5.	Raspodela opterećenja kod radijalnog ležaja sa nultim zazorom.....	34
Slika 4.6	Aksijalno i radijalno opterećenje kotrljajnogležaja.....	37
Slika 4.7	Raspored opterećenja u radijalnom pravcu.....	37
Slika 4.8	Algoritam za definisanje raspodele opterećenja za svako kotrljajno telo	42
Slika 4.9	Algoritam određivanja krutosti svakog kotrljajnog tela cilindrično valjkastog ležaja.....	43
Slika 4.10	Početak proračuna za definisanje radijalne krutosti kotrljajnih tela cilindrično valjkastog ležaja.....	44
Slika 4.11	Pozicije kotrljajnih tela na cilindrično valjkastom ležaju za železnicu....	44
Slika 4.12	Promena krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela i unutrašnje geometrije ležaja.....	45
Slika 4.13	Promena krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela dvoredog cilindrično valjkastog ležaja.....	46
Slika 4.14	Algoritam podsistema za analizu toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja.....	47
Slika 4.15	Algoritam matematičkog modela određivanja generisane toplote cilindrično valjkastih ležaja.....	47
Slika 4.16	Zone generisanja toplote u cilindrično valjkastim ležajima.....	49
Slika 4.17	Raspored radijalnog opterećenja na ležaju.....	50
Slika 4.18	Promena kinematske viskoznosti u zavisnosti od temperature masti za podmazivanje ležaja za železnicu.....	53
Slika 4.19	Promena kinematske viskoznosti u zavisnosti od temperature masti za podmazivanje ležaja za glavna vretena.....	53
Slika 4.20	Mehanizmi provođenja toplote u cilindrično valjkastim ležajima.....	54
Slika 4.21	Šematski prikaz kontakta između spoljašnjeg prstena ležaja i kućišta.....	56
Slika 4.22	Algoritam programskog rešenja za određivanje veka ležaja.....	57
Slika 4.23	Primer dela programskog koda.....	60
Slika 4.24	Korisnički interfejs u okviru integrisanog razvojnog okruženja	

	Microsoft Visual Studio.....	60
Slika 4.25	Vrednosti dinamičke nosivosti i veka ležaja.....	61
Slika 5.1	Sklop glavnog vretena sa valjkastim dvoredim ležajem u prednjem osloncu.....	62
Slika 5.2	Raspored komponenata radijalnog opterećenja na čeonj površini.....	63
Slika 5.3	Kontaktne parove u prednjem uležištenju pri radijalnom opterećenju na čeonj površini.....	63
Slika 5.4	Kontaktne parove u zadnjem uležištenju pri radijalnom opterećenju na čeonj površini.....	64
Slika 5.5	Ograničenja sklopa glavnog vretena na 3D modelu.....	64
Slika 5.6	Karakteristične tačke vrha vretena na 3D modelu.....	64
Slika 5.7	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju na čeonj površini.....	65
Slika 5.8	Način raspodele pritiska po konusnoj površini pri radijalnom opterećenju.....	66
Slika 5.9	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju po celoj unutrašnjoj konusnoj površini.....	67
Slika 5.10	Opterećenje kod segmentisane unutrašnje konusne površine.....	68
Slika 5.11	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju na sredini segmentisane unutrašnje konusne površine.....	69
Slika 5.12	Izgled preseka i komponenti sila koje deluju po preseku.....	70
Slika 5.13	Kontaktne parove u prednjem uležištenju pri aksijalnom opterećenju.....	70
Slika 5.14	Kontaktne parove u zadnjem uležištenju pri aksijalnom opterećenju.....	70
Slika 5.15	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri aksijalnom opterećenju.....	71
Slika 5.16	Kontaktne parove pri kombinovanom opterećenju (aksijalnom i radijalnom) u prednjem osloncu.....	72
Slika 5.17	Kontaktne parove pri kombinovanom opterećenju (aksijalnom i radijalnom) u zadnjem osloncu.....	72
Slika 5.18	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri aksijalnom i radijalnom opterećenju.....	72
Slika 5.19	Diskretizovan model sklopa glavnog vretena.....	75
Slika 5.20	Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju za $n_5=6300$	76
Slika 5.21	Položaj karakterističnih tačaka na sklopu glavnog vretena.....	76
Slika 5.22	Oduzimanje stepeni slobode kretanja u pravcima X i Y.....	77
Slika 5.23	2D računarski model sklopa glavnog vretena nakon toplotnog opterećenja za broj obrtaja $n_5=6300$	77
Slika 5.24	Diskretizovan model sklopa glavnog vretena sa 3D konačnim elementima.....	79
Slika 5.25	Izgled 3D toplotnog modela sklopa glavnog vretena.....	79
Slika 5.26.a	Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min.....	80
Slika 5.26.b	Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min.....	80
Slika 5.27.a	Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	81
Slika 5.27.b	Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	81
Slika 5.28	3D računarski model sklopa glavnog vretena nakon toplotnog opterećenja za broj obrtaja $n_5=6300$	82
Slika 5.29	Promena temperature ležaja u zavisnosti od broja obrtaja i temperature okoline.....	84

Slika 5.30	Promena temperature unutrašnje konusne površine u zavisnosti od broja obrtaja i temperature okoline.....	84
Slika 5.31	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri toplotnom i radijalnom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	85
Slika 5.32	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri toplotnom i aksijalnom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	87
Slika 5.33	3D računarski model sklopa glavnog vretena pri “integrisanom” toplotnom i statičkom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	89
Slika 6.1	Izgled osovinskog sklopa točka sa detaljima ležaja.....	91
Slika 6.2	Izgled osovinskog sklopa točka.....	92
Slika 6.3	Računarski model osovinskog sklopa.....	92
Slika 6.4	Izgled diskretizovanog modela osovinskog sklopa točka.....	93
Slika 6.5	Opterećenja na bandažu točka.....	93
Slika 6.6	Ograničenja pomeranja.....	94
Slika 6.7	Pomeranja u radijalnom pravcu.....	94
Slika 6.8	Vrednosti Von Mises's-ovih napona na osovinskom sklopu točka.....	94
Slika 6.9	Pomeranja u pravcu Z ose.....	95
Slika 6.10	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose pri kretanju u krivini.	96
Slika 6.11	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose pri kretanju u krivini.	97
Slika 6.12	Pomeranja u pravcu Z ose za slučaj kad opterećenje prima jedan točak..	98
Slika 6.13	Prikaz uticajnih parametara na temperaturu ležaja.....	99
Slika 6.14	Izgled cilindrično valjkastog ležaja.....	101
Slika 6.15	Grafički prikaz rasporeda temperature po elementima ležaja.....	102
Slika 6.16	Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=110$ mm.....	103
Slika 6.17	Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=140$ mm.....	104
Slika 6.18	Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=180$ mm.....	105
Slika 6.19	Uticaj brzine kretanja u krivini na temperaturu ležaja za različite brzine kretanja voza pri pravolinijskom kretanju i različitim visinama nadvišenja.....	106
Slika 6.20	Uticaj visine nadvišenja na vrednost temperature ležaja za različite brzine kretanja voza pri pravolinijskom i kretanju u krivini.....	106
Slika 6.21	Temperatura koja se prenese sa točka na ležaj.....	107
Slika 6.22	Rezultati računarskog modelovanja toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kočenja.....	108
Slika 6.23	Integrirani toplotni model osovinskog sklopa.....	109
Slika 6.24	Uticaj temperature točka i promenljivog radijalnog opterećenja na pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa u pravcu Z ose.....	110
Slika 6.25	Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose.....	111
Slika 6.26	Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose.....	112
Slika 7.1	Četvorokanalni instrument za merenje temperature.....	115
Slika 7.2	Interfejs programskog paketa SE 309.....	116
Slika 7.3	IR termometar 9811.....	117
Slika 7.4	Infracrvena termovizijska kamera Thermo Pro ^{TP} TP8S.....	118
Slika 7.5	Grafičko okruženje infracrvene termovizijske kamere.....	118
Slika 7.6	Infracrvena i vizuelna slika.....	119
Slika 7.7	Označavanje tačaka, linija i površina u programskom sistemu za analizu temperature.....	120
Slika 7.8	Šematski prikaz eksperimentalnog štanda sa instrumentima za merenje.....	121

Slika 7.9	Izgled eksperimentalnog štanda sa instrumentima za merenje.....	121
Slika 7.10	Sklop glavnog vretena.....	122
Slika 7.11	Izgled glavnog vretena sa ugrađenim ležajima.....	122
Slika 7.12	Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_1=2800$ o/min.....	123
Slika 7.13	Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_2=3550$ o/min.....	123
Slika 7.14	Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole od vremena za $n_3=4500$ o/min.....	123
Slika 7.15	Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_4=5600$ o/min.....	124
Slika 7.16	Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_5=6300$ o/min.....	124
Slika 7.17	Zavisnosti porasta temperature spoljašnjeg prstena valjkastog ležaja u funkciji broja obrtaja.....	125
Slika 7.18	Zavisnosti porasta temperature spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja u funkciji broja obrtaja.....	125
Slika 7.19	Zavisnosti porasta temperature pinole u funkciji broja obrtaja.....	126
Slika 7.20	Tačka na unutrašnjoj konusnoj površini vrha glavnog vretena u kojoj je merena temperatura.....	127
Slika 7.21	Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min.....	127
Slika 7.22	Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_2=3550$ o/min.....	127
Slika 7.23	Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_3=4500$ o/min.....	128
Slika 7.24	Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_4=5600$ o/min.....	128
Slika 7.25	Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	128
Slika 7.26	Karakteristične tačke sklopa glavnog vretena.....	129
Slika 7.27	Karakteristične tačke sklopa glavnog vretena označene u programskom paketu za analizu.....	130
Slika 7.28	Zavisnost temperature karakterističnih tačaka u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_2=3550$ o/min.....	130
Slika 7.29	Zavisnost temperature karakterističnih tačaka u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_4=5600$ o/min.....	130
Slika 7.30	Zavisnost temperature karakterističnih tačaka u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	131
Slika 8.1	Izgled vagona serije Eas-z.....	134
Slika 8.2	Promena temperature točka u zavisnosti od dužine pređenog puta.....	134
Slika 8.3	Temperatura točka za brzinu kočenja od 40 km/h i kočioni umetak od sivog liva kao i prazan vagon.....	135
Slika 8.4	Promena temperature točka pri kočenju sa kočionim umetkom od sivog liva.....	135
Slika 8.5	Temperatura točka za brzinu kočenja od 40 km/h i kočioni umetak od kompozitnog materijala kao i prazan vagon.....	136
Slika 8.6	Promena temperature točka pri kočenju sa kočionim umetkom od kompozitnog materijala.....	136
Slika 9.1	Promena temperature u funkciji vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog i kugličnog ležaja.....	138

Slika 9.2	Uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu cilindrično valjkastog i kugličnog ležaja za glavna vretena.....	139
Slika 9.3	Pomeranja unutrašnje konusne površine vrha vretena.....	139
Slika 9.4	Promena aksijalne krutosti vrha vretena za različite brojeve obrtaja.....	140
Slika 9.5	Pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa pod dejstvom promenljivog radijalnog opterećenja.....	140
Slika 9.6	Uticaj kinematske viskoznosti i visine nadvišenja pruge na generisanu toplotu ležaja.....	142
Slika 9.7	Vrednosti dinamičke nosivosti ležaja.....	143
Slika 9.8	Uticaj dinamičke nosivosti na vek ležaja na železnici.....	143
Slika 9.9	Uticaj osovinskog opterećenja na vek ležaja.....	144
Slika 9.10	Uticaj stvarne dužine kontakta između staza kotrljanja i kotrljajnih elemenata na vek ležaja.....	144

SADRŽAJ TABELA

Tabela 2.1	Određivanje postupka podmazivanja i vrste maziva.....	10
Tabela 4.1	Vrednosti radijalnog integrala za tačkasti i linijski dodir.....	40
Tabela 4.2	Vrednosti aksijalnog integrala za tačkasti i linijski dodir.....	40
Tabela 4.3	Vrednosti faktora dodatka sili.....	59
Tabela 5.1	Aksijalna i radijalna krutost prednjeg i zadnjeg uležištenja.....	63
Tabela 5.2	Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju na čeonj površini.....	65
Tabela 5.3	Vrednosti radijalnih sila u pojedinim čvorovima konusne površine.....	67
Tabela 5.4	Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju na unutrašnjoj konusnoj površini.....	68
Tabela 5.5	Vrednosti radijalnih sila u čvorovima segmentisane konusne površine.....	68
Tabela 5.6	Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju preko unutrašnje konusne površine.....	69
Tabela 5.7	Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri aksijalnom opterećenju.....	71
Tabela 5.8	Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri aksijalnom i radijalnom opterećenju.....	73
Tabela 5.9	Vrednosti koeficijenta konvekcije za različite brojeve obrtaja.....	74
Tabela 5.10	Vrednosti koeficijenata konvekcije pri obrtanju vretena za različite broje obrtaja.....	74
Tabela 5.11	Vrednosti koeficijenta provođenja toplote između kotrljajnih tela i prstenova....	74
Tabela 5.12	Vrednosti koeficijenta provođenja između prstena i kućišta, odnosno prstena i vretena.....	75
Tabela 5.13	Vrednost temperatura u karakterističnim tačkama vrha vretena.....	77
Tabela 5.14	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose.....	78
Tabela 5.15	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose.....	78
Tabela 5.16	Vrednost temperatura u karakterističnim tačkama vrha vretena na 3D modelu....	80
Tabela 5.17	Pomeranja karakterističnih tačaka S.....	82
Tabela 5.18	Pomeranja karakterističnih tačaka S'.....	83
Tabela 5.19	Pomeranja karakterističnih tačaka S".....	83
Tabela 5.20	Pomeranja karakterističnih tačaka S pri “integrisanom“ toplotnom i radijalnom opterećenju.....	85
Tabela 5.21	Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri “integrisanom“ toplotnom i radijalnom opterećenju.....	86
Tabela 5.22	Pomeranja karakterističnih tačaka S" pri “integrisanom“ toplotnom i radijalnom opterećenju.....	86
Tabela 5.23	Pomeranja karakterističnih tačaka S pri “integrisanom“ toplotnom i aksijalnom	

	opterećenju.....	87
Tabela 5.24	Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri “integrisanom“ toplotnom i aksijalnom opterećenju.....	88
Tabela 5.25	Pomeranja karakterističnih tačaka S" pri “integrisanom“ toplotnom i aksijalnom opterećenju.....	88
Tabela 5.26	Pomeranja karakterističnih tačaka S pri “integrisanom” toplotnom i statičkom opterećenju.....	89
Tabela 5.27	Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri “integrisanom” toplotnom i statičkom opterećenju.....	90
Tabela 5.28	Pomeranja karakterističnih tačaka S" pri “integrisanom” toplotnom i statičkom opterećenju.....	90
Tabela 6.1	Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose.....	95
Tabela 6.2	Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose za promenljivo radijalno opterećenje.....	95
Tabela 6.3	Pomeranja u karakterističnim tačkama u pravcu Z ose za slučaj kad se kompletno opterećenje prenese na jedan točak.....	98
Tabela 6.4	Vrednosti generisane toplote.....	100
Tabela 6.5	Uticaj vrednosti kinematske viskoznosti na generisanu toplotu u ležaju.....	100
Tabela 6.6	Vrednosti koeficijenta konvekcije pri obrtanju ležaja u zavisnosti od broja obrtaja.....	100
Tabela 6.7	Vrednosti koeficijenta provođenja između prstena i kućišta, odnosno prstena i osovine.....	101
Tabela 7.1	Tipovi termoparova.....	114
Tabela 7.2	Ikonice grafičkog interfejsa infracrvene termovizijske kamere.....	119
Tabela 7.3	Vrednosti početne temperature, temperature nakon faze zagrevanja i porasta temperature za pojedine brojeve obrtaja.....	124
Tabela 7.4	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature spoljašnjeg prstena valjkastog ležaja.....	126
Tabela 7.5	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja.....	126
Tabela 7.6	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature pinole.....	126
Tabela 7.7	Vrednosti temperature nakon faze zagrevanja i porast temperature unutrašnje konusne površine vrha vretena.....	129
Tabela 7.8	Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min.....	131
Tabela 7.9	Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_2=3550$ o/min.....	131
Tabela 7.10	Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_3=4500$ o/min.....	131
Tabela 7.11	Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_4=5600$ o/min.....	131
Tabela 7.12	Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.....	131
Tabela 9.1	Pomeranja karakterističnih tačaka unutrašnje konusne površine u radijalnom pravcu.....	137
Tabela 9.2	Pomeranja u aksijalnom i radijalnom pravcu pod dejstvom statičkog opterećenja (F_a+F_r).....	138
Tabela 9.3	Uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu ležaja u zavisnosti od brzine kretanja voza i visine nadvišenja.....	141

Spisak korišćenih oznaka:

- a_1 - faktor pouzdanosti ležaja
- a_{23} - faktor trajnosti ležaja
- A_{ax} - površina za aksijalni protok vazduha između unutrašnje i spoljašnje staze kotrljanja [m]
- a_{skf} - modifikacioni faktor ležaja
- B - ukupna širina ležaja [mm]
- C_r - dinamička nosivost ležaja [N]
- D - prečnik spoljašnjeg prstena [mm]
- d - prečnik unutrašnjeg prstena [mm]
- D_d - esencijalna dužina kontakta [mm]
- D_i - prečnik vretena [m]
- D_k - prečnik točka [m]
- d_m - srednji prečnik ležaja [mm]
- e - matematička konstanta
- f_0 - koeficijent zavisan od tipa ležaja, i od tipa sredstva za podmazivanje
- f_1 - koeficijent zavisan od tipa ležaja i za valjkasti ležaj iznosi
- F_a - aksijalno opterećenje ležaja [N]
- F_c - aksijalno opterećenje [N]
- F_c - centrifugalna sila [N]
- f_d - faktor dodatka sili.
- f -frekvencija ležaja [Hz]
- F_r - radijalno opterećenje ležaja [N]
- g - ubrzanje zemljine teže [m/s^2]
- G - ukupno opterećenje vagona [N]
- G - ukupno osovinsko opterećenje [N]
- G_a - količina masti [gramima]
- G_c - horizontalna komponenta težine vozila [N]
- h - visina nadvišenja [mm]
- h_k - konvekcija usled obrtanja glavnog vretena [$\frac{W}{m^2K}$]
- i - broj redova
- $J_A(\epsilon)$ -aksijalni integral
- $J_R(\epsilon)$ -radijalni integral
- L_{10} -vek ležaja [km]
- l -dužina kotrljanog tela [mm]
- M_0 -moment trenja usled podmazivanja [Nmm]
- M_1 - moment trenja usled radijalnog opterećenja [Nmm]
- M_2 - moment trenja usled aksijalnog opterećenja [Nmm]
- m -masa tereta [kg]
- n -broj obrtaja [o/min]
- n_t -broj osovina na jednom vagonu.

N_{uDi} -Nusseltov broj
Pr-Prantlov broj
 P_r -radijalno ekvivalentno dinamičko opterećenje na jednom ležaju [N]
 Q_0 - generisana toplota usled podmazivanja [W]
 Q_1 - generisana toplota usled radijalnog opterećenja [W]
 Q_2 - generisana toplota usled aksijalnog opterećenja [W]
 Q_i - radijalna sila pritiska i-tog valjčića [N]
 Re_D -Rejnoldsov broj
 R -radijus krivine [m]
 R_w - toplotna kontaktna otpornost
 s -širina pruge [mm]
 u_{ax} - aksijalna brzina strujanja [m^2/s]
 u_{tan} - tangencijalna brzina strujanja [m^2/s]
 v -brzine kretanja voza u krivini [m/s]
 V -zapreminski protok vazduha određen iz jednačine kontinuiteta [m^3/s]
Z-broj kotrljajnih tela
 α_1 -ugao kontakta kotrljajnog tela sa prstenovima [$^\circ C$]
 α -koeficijent konvekcije [W/m^2K]
 λ_k - konstanta
 λ -toplotna provodljivost [W/m^2K]
 μ -kinematska viskoznost [mm^2/s]
 v_k - konstanta
 Δ - zazor između posmatranih elementata [mm]

1.0. UVOD

Ležaji su mašinski elementi čiji je zadatak da omoguće relativno kretanje obrtnih delova uz istovremeno prenošenje opterećenja između njih i obezbeđenje tačnosti njihovog položaja. Prvenstveno se koriste kod pokretnih veza sa obrtnim kretanjem, kao na primer u osloncima vratila i osovina, gde omogućuju okretanje rukavca u odnosu na nepomični oslonac uz istovremeno prenošenje odgovarajućeg opterećenja. Pored toga primenjuju se i kod spojeva sa pravolinijskim i zavojnim kretanjem, kao na primer kod vođica i navojnih parova. Kod kotrljajnih ležaja ova pokretljivost se ostvaruje na principu kotrljanja.

Za poznavaoce oblasti kotrljajnih ležaja bilo bi preterivanje ako se kaže da su u svim vremenima kotrljajni ležaji imali prednost. U automobilskoj industriji kotrljajni ležaji našli su primenu od samog početka, dok prelaz sa kliznih ležaja na valjkaste na železnici neprekidno traje sve do sredine šezdesetih godina prošlog veka. Ranija primena kliznih ležaja se zasniva na njihovoj jednostavnoj izvedbi u vidu rukavca i čaure. Kotrljajni ležaji su od početka bili zahtevni za izradu i tražili su visok nivo tehnologije obrade i kontrole a isto tako su imali visoke zahteve podmazivanja i održavanja. U osnovi, različite oblasti primene, kao što su autoindustrija, i industrija teretnih vozila, avioindustrija, mašinogradnja, železnica itd. uslovile su proizvođače kotrljajnih ležaja na obimne naučno-istraživačke radove kako u cilju razvoja tako i u cilju unapređenja kotrljajnih ležaja.

Svaki tip ležaja ima karakteristične osobine koje ga čine naročito pogodnim za određene primene. Međutim, nemoguće je propisati opšta pravila koja se mogu primeniti pri izboru tipa ležaja, iz razloga što se mora uzeti u obzir više faktora i utvrditi odnos svakog posebno u odnosu na druge faktore. Neki od tih faktora su raspoloživ prostor potreban za ugradnju ležaja, veličina i pravac opterećenja, krutost, broj obrtaja, tačnost itd.

U okviru doktorata definisana su dva pravca istraživanja i to: cilindrično valjkasti ležaji za glavna vretena mašina alatki i cilindrično valjkasti ležaji za uležištenje osovinskog sklopa vučenih vozila na železnici za prevoz tereta.

Cilindrično valjkasti ležaji su po svojoj konstrukciji rastavljivi što olakšava montažu i demontažu. Linijski kontakt između valjčića i staza kotrljanja sprečava ivična naprezanja. Različite izvedbe cilindrično valjkastih ležaja su određene položajem ramena. Imaju primenu u slučajevima kad je potrebno da uležištenje trpi velika radijalna opterećenja. Ovi ležaji, a posebno cilindrično valjkasti dvoredni ležaji su ležaji sa malim poprečnim presekom, velikom moći nošenja, velike krutosti, i sposobnosti rada na relativno visokim brojevima obrtaja. Njihovom primenom dobijaju se uležištenja visoke krutosti, koja mogu podneti visoka opterećenja i uglavnom se ugrađuju u sklopove glavnih vretena mašina alatki. Obično se proizvode sa velikom tačnošću neophodnom za ležaje koji se ugrađuju u glavna vretena mašina alatki.

SKF proizvodi cilindrično valjkaste dvorede ležaje termički obrađene tako da se mogu koristiti na radnim temperaturama od +150 °C bez ikakve promene dimenzija. Talode na zahtev izrađuju ležaje koji rade na još višim radnim temperaturama od +200 ili +250 °C.

Za specijalne zahteve konstrukcije kada konvencionalni ležajevi ne mogu ispuniti ove zahteve, kao alternativa moguća je ugradnja visokopreciznih cilindrično valjkastih ležaja u hibridnoj izvedbi. Ovi ležaji koriste standardne čelične prstenove, ali su im kotrljajni elementi ležaja izrađeni od silicijum nitrida Si_3N_4 . Ovi hibridni ležaji podnose i mogu raditi pri većim brojevima obrtaja a da im je pri tome porast temperature niži nego kod istih ležaja kod kojih su kotrljajni elementi-valjčići izrađeni od čelika. Sem toga hibridni ležaji osiguravaju veći stepen krutosti, mogu raditi više pri najtežim uslovima podmazivanja, manje su osetljivi na promene broja obrtaja pri većim brzinama od čeličnih konvencionalnih ležaja.

U **prvom poglavlju** ovog doktorata, polazi se od značaja i upotrebe kotrljajnih ležaja u metaloprerađivačkoj industriji, kao i u železničkom saobraćaju, odnosno prevozu tereta.

Kroz **drugo poglavlje** je dat kratak prikaz osnovnih parametara koji definišu spoljašnju i unutrašnju geometriju cilindrično valjkastih ležaja, kao i način podmazivanja.

U okviru **trećeg poglavlja** izvršen je prikaz literature statičkog i toplotnog ponašanja sklopa glavnog vrtena, statičkog i toplotnog ponašanje osovinskog sklopa za železnicu, kao i oštećenja osovinskih sklopova na železnici.

Četvrto poglavlje je posvećeno definisanju matematičkih modela za analizu statičkog i toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja, kao i matematički modeli za određivanje dinamičke nosivosti i veka ležaja. Matematički model za određivanje statičkog i toplotnog ponašanja ležaja razvijen je na bazi Hercove teorije kontakta i rasporeda opterećenja u ležaju prema Stribeku, Ševalu i drugim autorima. Razvijeno je programsko rešenje za određivanje dinamičke nosivosti i veka ležaja. Analiziran je uticaj različitih tehnoloških i eksploatacionih parametara na statičko i toplotno ponašanje ležaja.

Kroz **peto poglavlje** izvršeno je računarsko modelovanje statičkog i toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog cilindrično valjkastim dvoredim ležajem. Analiza statičkog ponašanja izvršena je za slučaj aksijalnog opterećenja na unutrašnjoj konusnoj površini, za slučaj radijalnog opterećenja na čeonj površini i unutrašnjoj konusnoj površini, kao i kombinovanog aksijalnog i radijalnog opterećenja. U okviru računarskog modelovanja toplotnog ponašanja prvo su definisani mehanizmi prenošenja toplote, a nakon toga je izvršena predikcija ponašanja sklopa glavnog vretena primenom dvodimenzionog i trodimenzionog računarskog modela.

U **šestom poglavlju** izvršeno je računarsko modelovanje statičkog i toplotnog ponašanja osovinskog sklopa za vučna i vučena vozila na železnici. Analiza statičkog ponašanja osovinskog sklopa izvršena je za slučaj linearne i nelinearne krutosti uležištenja. Određena su pomeranja odgovarajućih tačaka osovinskog sklopa usled težine tereta. Nakon toga je izračunata vrednost generisane toplote usled obrtanja ležaja i izvršen je veći broj računarskih analiza statičkog i toplotnog ponašanja na bazi metode konačnih elemenata. Razmatran je uticaj generisanja toplote točka usled kotrljanja po šini i kočenja na vrednost temperature ležaja.

Sedmo poglavlje je posvećeno eksperimentalnom ispitivanju toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog cilindrično valjkastim dvoredim ležajem. Primenom

savremenih mernih instrumenata određene su temperature u prednjem uležištenju i na vrhu vretena.

U okviru **osmog poglavlja** prikazana su eksperimentalna ispitivanja toplotnog ponašanja osovinskog sklopa. Primenom termovizijske kamere određene su vrednosti temperature točka u stacionarnom temperaturnom stanju. Takođe je ispitivan uticaj različitih vrsta kočionih umetaka na vrednost temperature točka u zavisnosti od brzine kretanja voza.

Kroz **deveto poglavlje** je data uporedna analiza rezultata eksperimentalnog ispitivanja i računarskog modelovanja toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena. Analiziran je uticaj toplotnog i statičkog ponašanja na krutost vrha vretena. Razmatran je uticaj toplotnog i statičkog ponašanja osovinskog sklopa na železnici. Prikazani su rezultati veka ležaja za železnicu u zavisnosti od dinamičke nosivosti, opterećenja i stvarne dužine kontakta valjčića i staza kotrljanja. Analiziran je uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu u ležaju.

U **desetom poglavlju** dati su zaključci na osnovu rezultata pojedinih segmenata i izvedenih istraživanja u celini. Nakon toga, dati su pravci eventualnog nastavka istraživanja.

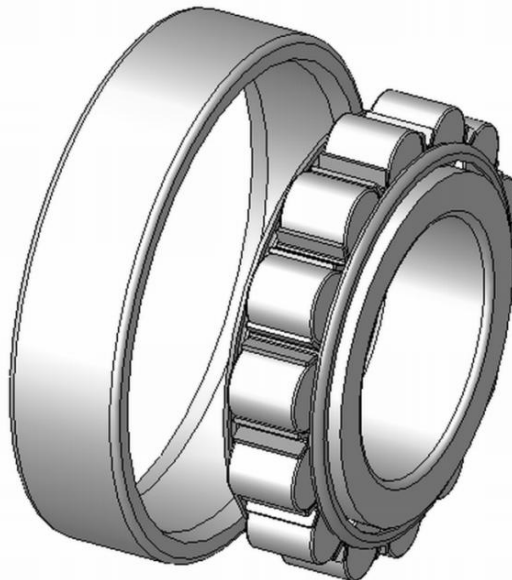
Jedanaesto poglavlje sadrži pregled korišćene literature, koju čini 135 literaturnih naslova.

2.0. KONSTRUKCIONI PARAMETRI CILINDRIČNO VALJKASTIH LEŽAJA

2.1. Uvod

Valjkasti ležaji su standardizovani prema DIN 5412. Geometrija dodira između valjčića i prstenova ležaja poboljšana je takozvanim logaritamskim profilom dodira, koji omogućuje optimalno podmazivanje i pravilno kretanje kotrljajnih tela. Posledica toga je duži radni vek, pouzdaniji rad i manja osetljivost na odstupanja od idealnih odnosa. Izrađuju se u jednorednoj ili dvorednoj koncepciji.

Izgled cilindrično valjkastog ležaja prikazan je na slici 2.1.



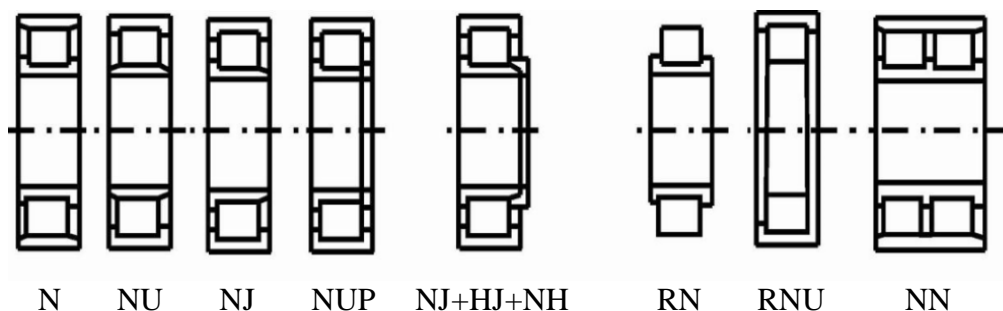
Slika 2.1. Cilindrično valjkasti ležaj

Jednoredni valjkasti ležaji mogu biti s kavezom ili bez. Prvi imaju valjčiće vođene u kavezu, koji je pozicioniran na jednom od prstenova ležaja. Prsten ležaja s pričvršćenim kavezom je odvojiv zajedno s valjcima od drugog prstena, što omogućuje jednostavnu ugradnju i demontažu ležaja. Ovi ležaji prenose velika radijalna opterećenja, a mogu se koristiti i za srednje brojeve obrtaja.

Osnovne izvedbe nisu primerene za dodatna aksijalna opterećenja, ali s odgovarajuće oblikovanim prstenu ovi ležajevi mogu prenositi mala opterećenja i u aksijalnom smeru. Jednoredni valjkasti ležajevi bez kaveza imaju povećan broj valjčića što omogućuje izradu vrlo kompaktnih sklopova s ležajima. Odlikuju se malom visinom poprečnog preseka, u poređenju sa širinom (mali prostor za ugradnju), te su predviđeni za visoka radijalna opterećenja.

Cilindrično valjkasti ležaji spadaju u grupu radijalnih ležaja. Linijski dodir između kotrljajnog tela (valjčića) i staza kotrljanja je modifikovan i time su izbegnuti ivični naponi. Radijalna nosivost i granica broja obrtaja su relativno visoki. Dozvoljeno zakošenje iz srednjeg položaja iznosi dve do četiri ugaone minute.

Različite izvedbe cilindrično valjkastih ležaja su određene položajem ramena. Na slici 2.2 prikazane su različite izvedbe ovih ležaja.



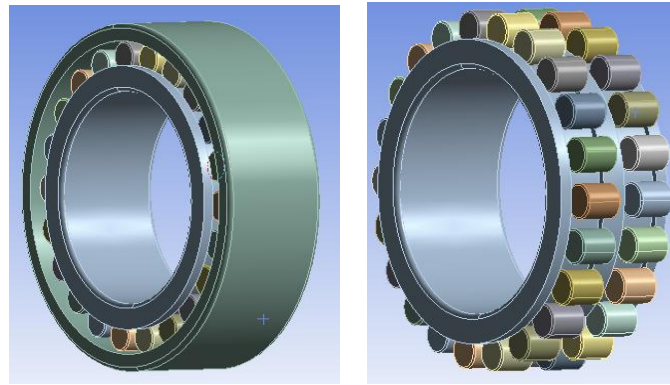
Slika 2.2. Različite izvedbe cilindrično valjkastih ležaja

Izvedba N ima dva ramena na unutrašnjem prstenu a spoljni prsten bez ramena. Kod izvedbe NU spoljni prsten ima dva ramena, a unutrašnji prsten je bez ramena. Ležaji ove dve izvedbe kompenzuju dužinske promene vratila i zato su idealni slobodni ležaji. Izvedba NU se može kompletirati ugaonim prstenom HJ i tada prima aksijalne sile u jednom smeru.

Cilindrično valjkasti ležaj izvedbe NJ ima dva ramena na spoljašnjem prstenu i jedno rame na unutrašnjem. Aksijalne sile može da prima samo u jednom smeru. Opremljen ugaonim prstenom HJ ovaj ležaj poprima oblik vodećeg ležaja ($NJ+HJ=NH$) i prima aksijalna opterećenja u oba pravca. Za preuzimanje naizmenično promenljive aksijalne sile, odnosno kao vodeći ležaj, primenjuje se cilindrično valjkasti ležaj izvedbe NUP. On ima dva ramena na spoljašnjem prstenu, jedno rame na unutrašnjem prstenu i jedan posebni rameni prsten. Kod prostorno ograničenih uležištenja se ugrađuju ležaji izvedbe RNU (konstrukciona grupa RNU), to su cilindrični valjkasti NU bez unutrašnjeg prstena, ili izvedbe RN (konstrukciona grupa RN) a to su cilindrično valjkasti ležaji N bez spoljašnjeg prstena. U oba slučaja mora se obezbediti kaljena i brušena staza na vratilu, odnosno kućištu, u odgovarajućem kvalitetu koji je za ležaje. Za konstrukcionu grupu RNU je uobičajena obrada vratila u tolerancijskom polju g6, a otvora kućišta u K7. Za konstrukcionu grupu RN treba obratiti pažnju na to da se pri čvrstom naleganju unutrašnjeg prstena na vratilo prsten širi pa to treba uzeti u obzir pri izboru tolerancijskog polja kućišta.

Za naročito visoke radijalne sile proizvode se cilindrično valjkasti ležaji sa optimizovanom unutrašnjom geometrijom. Ta izvedba se označava dodatnom oznakom E. Ona sve u većoj meri potiskuje ležaje "normalne" izvedbe.

Dvoredi cilindrično valjkasti ležaji se uglavnom isporučuju za vretena mašina alatki visoke tačnosti i tu su našli najveću primenu. Izgled cilindrično valjkastog dvoredog ležaja prikazan je na slici 2.3.



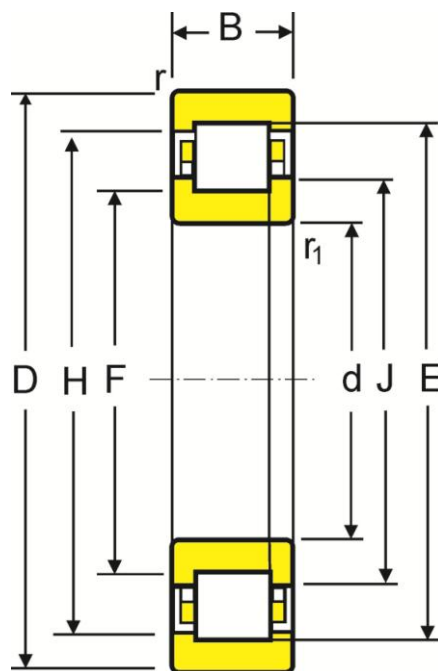
Slika 2.3. Cilindrično valjkasti dvoredi ležaj

2.2. Spoljašnja geometrija cilindrično valjkastog ležaja

Za izbor cilindrično valjkastog ležaja za konkretne radne uslove, kao i njihovu ugradnju potrebno je poznavati njihove spoljašnje odnosno ugradbene mere. To su, pre svega, prečnik unutrašnjeg prstena d (nominalni prečnik otvora ležaja), spoljašnji prečnik ležaja D i širina ležaja B . Zbog postavljanja ležaja na naslone površine potrebno je takođe poznavati i radijus ivica prstenova r . Spoljašnja geometrija ležaja je standardizovana nacionalnim i međunarodnim standardima (SRPS, ISO, DIN). Ovi standardi takođe propisuju tolerancije mera i oblika ležaja.

Osnovni delovi ležaja su spoljašnji prsten, unutrašnji prsten, kavez i kotrljajna tela-valjčići. Njihova namene je na mestima gde se zahteva veća radijalna nosivost, aksijalna prilagodljivost usled netačnosti izrade i temperaturnih dilatacija a gde se ne zahteva prenošenje aksijalnih opterećenja. Izrađuju se u normalnoj izvedbi, ojačanoj izvedbi i sa punim nizom valjčića za najteža opterećenja.

Izgled spoljašnje geometrije cilindrično valjkastog ležaja prikazan je na slici 2.4.



Slika 2.4. Spoljašnja geometrija ležaja [44]

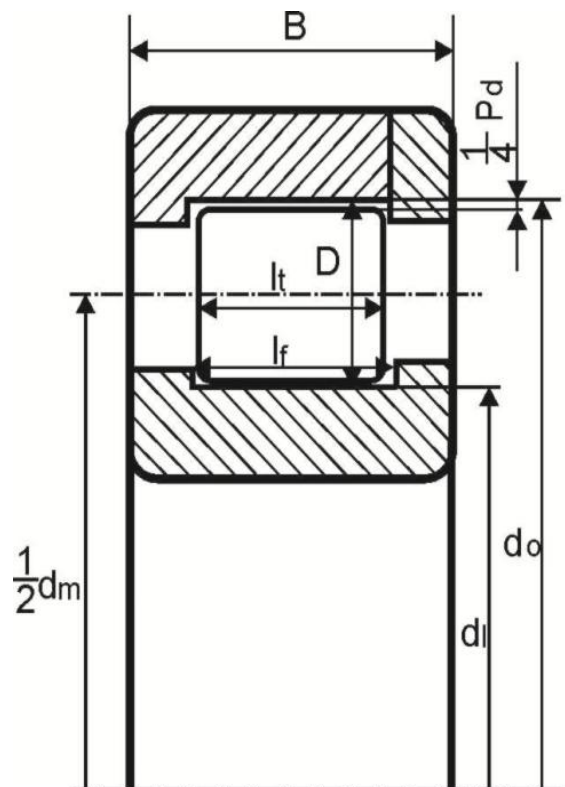
2.3. Unutrašnja geometrija cilindrično valjkastog ležaja

Pod unutrašnjom geometrijom ležaja podrazumevaju se geometrijske mere koje u potpunosti definišu oblik, dimenzije i položaj spregnutih elemenata ležaja. Postojeći standardi ne sadrže podatke niti preporuke za unutrašnju geometriju ležaja. Proizvođačima ležaja je prepušteno da u skladu sa sopstvenim tehnološkim mogućnostima, a prema prethodno obavljenim proračunima i analizama ponašanja ležaja, utvrde geometriju staza kotrljanja, kao i odgovarajuće zavisnosti između geometrijskih veličina.

Za svaki standardni tip ležaja, uz zadržavanje istih spoljašnjih mera moguće su različite varijante geometrijske zavisnosti unutrašnje konstrukcije ležaja. Sve te varijante se moraju uklopiti u jednom određenom nepromenljivom prostoru visine $(D-d)/2$ i širine B . U okviru preseka definisanog ovim merama treba tražiti optimalne geometrijske odnose za tražene eksploatacione karakteristike ležaja ležaja (dinamičku i statičku nosivost, vek, dozvoljene vibracije, tačnost obrtanja i slično) [131].

Unutrašnja geometrija cilindrično valjkastog ležaja jednostavne forme prikazana je na slici 2.5. Na osnovu slike srednji prečnik ležaja može se izračunati prema izrazu:

$$d_m \approx \frac{1}{2} \cdot (d_i + d_o) \quad (2.1)$$



Slika 2.5. Izgled unutrašnje geometrije ležaja [44]

Radijalni zazor ležaja se definiše prema izrazu:

$$P_d = d_m - d_i - 2D \quad (2.2)$$

Aksijalni zazor ležaja se definiše prema izrazu:

$$P_e = 2(l_f - l_t) \quad (2.3)$$

2.4. Podmazivanje ležaja

Nakon ugradnje ležaja potrebno je obezbediti njegovo podmazivanje. Mazivo smanjuje trenje. Takođe, mazivo sprečava habanje i koroziju, a štiti ležaj od krutih i tečnih zagađivača. Teorijski, pravilno podmazan ležaj, koji radi u idealnim uslovima, može trajati neograničeno dugo. Naravno ovo nije moguće ostvariti u praksi. Ležaj koji je pravilno podmazan ima najbolje izgleda da ostvari svoj maksimalni radni vek. Mazivo stvara film između kotrljajnih i kliznih površina ležaja, što sprečava pojavu kontakta valjčića i prstena ležaja čak i pod teškim radnim opterećenjima.

Glavni zadatak podmazivanja je:

- smanjenje habanja dodirnih površina kotrljajnih tela i prstenova,
- smanjenje trenja,
- zaštita radnih površina od korozije,
- smanjenje buke,
- smanjenje generisanja toplote i njeno odvođenje,
- sprečavanje prodora spoljašnjih nečistoća.

Smanjenje habanja dodirnih površina postiže se stvaranjem uljnog filma između površina koje se međusobno kreću. Kod kotrljajnih ležaja potrebno je obezbediti dovoljnu količinu maziva na dodirnim površinama. Mazivo treba da obezbedi razdvajanje dodirnih površina i onemogući neposredni kontakt kotrljajnih tela i prstenova.

Kao sredstvo za podmazivanje koriste se:

- tehničke masti,
- ulja,
- u specijalnim slučajevima i čvrsta maziva.

Pri izboru sredstva za podmazivanje odlučujuću ulogu imaju opterećenje, broj obrtaja i radna temperatura ležaja.

Postoje tri tipa trenja u ležajima i to: trenje suvih površina, trenje polupokvašenih površina i trenje okvašenih površina.

Trenje suvih površina kada na dodirnoj površini uopšte nema sredstva za podmazivanje, kotrljajna tela se dodiruju sa ostalim elementima ležaja. Ovakav tip trenja nije dozvoljen u ležajima zbog velikih gubitaka energije i velike generisane toplote.

Trenje polupokvašenih površina se javlja u ležajima u slučaju kad nema dovoljne količine maziva u ležaju, kada nije ispravan način dovođenja maziva ili kad nisu povoljni uslovi eksploatacije ležaja.

Trenje pokvašenih površina ostvaruje se dobrom konstrukcijom i izborom adekvatnog maziva uz povoljne uslove eksploatacije.

Kao maziva za podmazivanja ležajeva najčešće se koriste masti i ulja. Ulje je naročito pogodno za uležištenje visokobrzinskih mašina alatki, za jako opterećene ležaje i ležaje izložene visokim temperaturama.

Po poreklu ulje može biti mineralno, sintetičko i ulje životinjskog porekla. Mineralna ulja u najvećem broju slučajeva su najpogodnija za podmazivanje ležaja.

Čisto **mineralno ulje** nema nestabilne sastojke kao što su ugljenik ili kiseonik, jedinjenja sumpora, ili kiseline, koje mogu uticati na smanjenje radnog veka ležaja. Danas se najčešće koriste visoko rafinisana parfinska ulja.

Sintetička ulja se koriste samo za posebne primene ležaja i uglavnom za rad na temperaturama preko 90 °C ili za rad na izuzetno niskim temperaturama.

Ulja životinjskog i biljnog porekla ne bi trebalo koristiti za podmazivanje kotrljajnih ležaja, zbog neujednačenog kvaliteta i svojstava stvaranja kiseline posle kratkog vremenskog perioda. U izuzetnim slučajevima mogu se koristiti takozvana mešana ulja, a to su mineralna ulja sa dodatkom do 10% životinjskog ili biljnog ulja.

Podobnost ulja se procenjuje prema njegovim karakteristikama do kojih se dolazi ispitivanjem. Osnovna karakteristika mu je viskoznost, a ostale karakteristike su gustina, temperatura stvdnjavanja itd..

Podmazivanje uljem vrši se tamo gde broj obrtaja ili drugi uslovi ne dozvoljavaju primenu masti, ili ako je potrebno odvođenje toplote pomoću maziva. Često se ulje koristi zato što to traže i zahtevaju druge mašinske komponente-zaptivke, zupčanici, klizni ležaji itd..

Prilikom podmazivanja mastima treba pratiti opšta pravila: ležaj treba potpuno napuniti mašću, ali prostor u kućištu treba samo delimično ispuniti mašću (između 30 do 50%). Kod uležištenja gde nema vibracija, mnoge masti sa litijumovim sapunom mogu popuniti i do 90 % slobodnog prostora u kućištu, bez rizika da će to izazvati porast temperature. Tako se sprečava prodor nečistoća i produžava interval ponovnog podmazivanja. Ležajevi koji rade pri velikim brojevima obrtaja, kao što su ležajevi za uležištenje glavnih vretena mašina alatki, moraju biti podmazani manjim količinama masti, da ne bi došlo do rasta radne temperature ležaja.

Jednačina za određivanje količine masti u ležaju glasi:

$$G_a = 0,005 \cdot D \cdot B \quad (2.4)$$

Određivanje vrste podmazivanja vši se na osnovu faktora broja obrtaja. U tabeli 1 prikazani su načini određivanja postupka podmazivanja.

Tabela 2.1. Određivanje postupka podmazivanja i vrste maziva

Postupak podmazivanja	Faktor broja obrtaja $n \cdot d_m$ ($mm \cdot min^{-1}$)
Podmazivanje mašću (normalne masti)	$\leq 0,5 \cdot 10^6$
Podmazivanje mašću (specijalne masti)	$\leq 1,0 \cdot 10^6$
Podmazivanje uljem (kupkom)	$\leq 0,5 \cdot 10^6$
Podmazivanje uljem (protokom)	$\leq 0,8 \cdot 10^6$
Podmazivanje uljnom maglom	$\leq 1,5 \cdot 10^6$
Podmazivanje nauljenim vazduhom	$\leq 3,0 \cdot 10^6$
Podmazivanje ubrizgavanjem ulja	$> 0,8 \cdot 10^6$

Podmazivanje je moguće izvršiti mastima (oko 90% kotrljajnih ležajeva se podmazuje mašću) i uljem. Podmazivanje mašću koristi se kod ležajeva koji rade pod normalnim radnim uslovima-normalni broj obrtaja i normalna temperatura. Kao mazivo mast poseduje brojne prednosti u odnosu na ulje. Ona zahteva jednostavniji i jeftiniji sistem za primenu, ima bolju atheziju i otporna je na vlagu i na kontaminaciju koja dolazi od okoline.

3. PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PONAŠANJA KOTRLJAJNIH LEŽAJA

3.1. Uvodne napomene

Kotrljajni ležaji i/ili ležajni sklopovi su danas široko rasprostranjeni. I pored toga što su ležaji doživeli procvat pre više decenija, još uvek se, kao i u mnogim drugim oblastima, ne može govoriti da više ne postoje područja od interesa za istraživanja. Razvojem mašinske tehnike potreba za različitim konstrukcijama kotrljajnih ležaja dolazi sve više do izražaja. Kotrljajni ležaji su od početka razvoja bili zahtevni. Za izradu je neophodan visok nivo tehnologije kao i kontrole a zahtevaju i posebne uslove za podmazivanje i održavanje. U osnovi, različite oblasti primene, kao što su auto industrija, industrija teretnih vozila, avio industrija, mašinogradnja, železnica itd. uslovile su proizvođače kotrljajnih ležaja na istraživanja u cilju razvoja ležaja za specifične primene.

Opterećenja kotrljajnih ležaja se prenose preko kotrljajnih elemenata od unutrašnjeg ka spoljašnjem prstenu ili obrnuto. Veličina, raspored opterećenja i krutost za svako pojedinačno kotrljajno telo zavisi od unutrašnje geometrije ležaja. Verodostojna analiza raspodele opterećenja i krutosti kotrljajnih ležaja treba da uključi nelinearna opterećenja kao i vezu između kontaktnih deformacija i opterećenja.

Za analizu i proračun ležaja se koriste različiti matematički modeli. Analiza razvijenih modela za proučavanje statičkog ponašanja ležaja je pokazala da se sa stanovišta faza projektovanja ovi modeli mogu svrstati u dve grupe i to:

- prethodni proračun (dimenzionisanje i optimizacija osnovnih geometrijskih veličina);
- završni proračun (provera-identifikacija ponašanja ležaja).

Problematikom ponašanja kotrljajnih ležaja bavio se i bavi se veliki broj istraživača. Posebno se u poslednje vreme istražuju kuglični ležaji sa kosim dodirom namenjeni za uležištenje glavnih vretena mašina alatki, vozila, u poljoprivrednoj mehanizaciji i slično. Iz tog razloga se u nastavku daje kratak prikaz dosadašnjih istraživanja kotrljajnih ležaja sa stanovišta statičkog i toplotnog ponašanja.

3.2. Istraživanja ponašanja sklopa glavnog vretena

3.2.1. Istraživanja statičkog ponašanja kotrljajnih ležaja za glavna vretena

U radovima [2], [4], [5], [57], [100], [112], [117] je prikazana analiza ponašanja kugličnih ležaja sa kosim dodirom, čeličnim i keramičkim kuglicama. Analizira se vek ležaja, razmatraju se nove aproksimativne metode za određivanja ugla kontakta između kotrljajnih tela i prstenova, istražuje se zavisnost između kontaktnih deformacija, zazora i promene

krutosti ležaja. Takođe se istražuje uticaj prednaprezanja, centrifugalne sile i giroskopskog momenta na krutost ležaja, analizira se vek ležaja itd.

Lin [65] analizira pomeranja i koeficijent krutosti za radijalne i kuglične ležaje sa kosim dodirom iz proizvodnog programa SKF. Za analizu koristi John-Harris-ov metod koji je baziran na Hertz-ovoj teoriji kontakta. U cilju poređenja rezultata dobijenih navedenim metodom i Palmgren-ovim empirijskim relacijama korišćena je metoda konačnih elemenata (MKE).

Mullick [78] istražuje krutost cilindrično valjkastih i kugličnih ležaja sa kosim dodirom primenom John-Harris-ove metode i metode konačnih elemenata. Za rešavanje sistema nelinearnih jednačina koristi Newton-Raphson-ov metod, dok za analizu kontakata koristi konačne elemente. Uticaj klizanja i giroskopskog momenta je zanemaren. Rezultati istraživanja pokazuju da su relativna pomeranja i krutosti prstenova ležaja zavisni od radijalnog, aksijalnog, kombinovanog opterećenja i centrifugalne sile.

Bourdon A. i saradnici [16] predlažu opštu metodologiju za modelovanje nelinearnog ponašanja kugličnih i valjkastih ležaja. Razvijeni su modeli matrice krutosti koji mogu biti uvedeni u standardni model konačnih elemenata složenih mehaničkih sistema, s ciljem da se predvidi statičko ponašanje, opterećenje i distribucija napona. Metod je primenjen za određivanje deformacija prstena ležaja na menjaču automobila i helikoptera. Za sve razmatrane slučajeve deformacije prstena ležaja su značajno uticale na promenu ugla kontakta i raspodelu opterećenja.

Elastični pomeraji u ležaju se sastoje iz: a) elastičnih pomeraja između kotrljajnih tela i prstenova ležaja i b) kontaktnih pomeraja na površini naleganja unutrašnjeg prstena na rukavac i spoljašnjeg prstena u kućište. U prethodnim radovima se uzimaju u obzir samo elastični pomeraji između kotrljajnih tela i prstena određeni prema izrazima Hertz-a uz pretpostavku idealnog oblika kotrljajnih tela i prstenova, sa zazorom. Uticaj centrifugalne sile, giroskopskog momenta, i temperature na promenu ugla kontakta i nelinearne krutosti ležaja su nedovoljno istraživani. Za razliku od prethodnog, veliki broj straživača je razmatrao uticaj pozitivnog ili negativnog zazora na elastične pomeraje. Uticaj deformacija na površinama naleganja unutrašnjeg prstena i rukavca, kao i spoljašnjeg prstena i kućišta na krutost elastičnog oslonca uveo je Sun. M. K. [99]. Za orijentaciono određivanje deformacija usled elastičnih kontaktnih deformacija između kotrljajnih tela i prstenova, bez potrebe poznavanja geometrije staza kotrljanja, za pojedine tipove ležaja, predloženi su izrazi od strane više autora: Brandlein, J. [18], Harris, A. T. i Kotzalas, M. [44], [45], kao i od strane određenih proizvođača ležaja - SKF [94].

Opterećenje ležaja raste sa porastom broja obrtaja usled centrifugalne sile i porasta temperature, pa je pravilno definisanje prednaprezanja i upravljanje opterećenjem u toku obrade od suštinskog značaja za krutost, tačnost i vek sklopa glavnog vretena. Raspored ležaja, mehanizam prednaprezanja i upravljanje "on line" opterećenjem ležaja su razmatrani u radu Jenq-Shyong Chen-a i Kwan-Wen Chen-a [24]. Upravljanje centrifugalnom silom i toplotnim opterećenjem je posebno naglašeno. Eksperimenti su sprovedeni da identifikuju pravilan, početni i optimalan opseg vrednosti prednaprezanja. Optimalno prednaprezanje za najniži porast temperature postoji za određeni broj obrtaja vretena.

Kuglični ležaji sa kosim dodirom, posebno sa keramičkim kuglicama, imaju značajnu primenu kod uležištenja visokobrzinskih glavnih vretena. U toku rada ležaja, generalno, se može klasifikovati četiri izvora opterećenja. Prvi se odnosi na opterećenje ležaja nakon montaže, kada je glavno vreteno na sobnoj temperaturi. Drugi deo opterećenja potiče usled

generisanja toplote u ležaju tokom rada. Temperatura ležaja raste sa porastom broja obrtaja vretena što dovodi do porasta i toplotnog opterećenje ležaja. Treći i četvrti deo opterećenja se odnosi na dejstvo centrifugalne sile koja indukuje opterećenje na unutrašnjem prstenu ležaja i kuglici. Chen, S. J. i Chen, W. K. [23] predlažu konceptijska rešenja uležištenja sklopa glavnog vretena u cilju smanjenja toplotnog i opterećenja usled dejstva centrifugalne sile. Date su optimalne vrednosti prednaprezanja za različite brojeve obrtaja: broj obrtaja 8000 *o/min* optimalano prednaprezanje 7 kg i najmanji porast temperature 3,5 °C; broj obrtaja 10000 *o/min* optimalano prednaprezanje 7 kg i najmanji porast temperature 7 °C, broj obrtaja 12000 *o/min* optimalano prednaprezanje 25 kg i najmanji porast temperature 12,5 °C, broj obrtaja 15000 *o/min* optimalano prednaprezanje je 25 kg i najmanji porast temperature 26 °C.

Zeljковиć M. i Gatalo R. [118] su eksperimentalno i primenom metode konačnih elemenata odredili pomeraje vrha glavnog vretena u aksijalnom i radijalnom pravcu pri definisanom aksijalnom i radijalnom opterećenju za različita konceptijska rešenja uležištenja u prednjem osloncu kugličnim ležajima sa kosim dodirom. Analiza statičkog ponašanja izvršena je primenom četiri programska sistema. Prikazana su odstupanja rezultata pomeraja dobijenih sopstveno razvijenim programskim rešenjem na bazi metode konačnih elemenata i komercijalnih programskih rešenja, od eksperimentalnih rezultata. Razmatran je i uticaj temperature na krutost vretena. Numerički je prikazana porast krutosti vrha vretena, za različite koncepcije uležištenja kugličnim ležajima sa kosim dodirom, u temperaturnom intervalu od 20-60 °C.

Šarenac, M. [90] obrađuje osnovne konstrukcione parametre koji utiču na krutost sklopa glavnog vretena mašine alatke. Smatra da je krutost glavnog vretena jedan od najznačajnijih parametara koji utiču na tačnost obrađene površine. Ukazuje na mogućnost optimizacije izbora ležaja i odnosa dužine međurazmaka oslonaca i dužine konzole, kao i drugih konstrukcionih parametara sa osnovnim ciljem da se dobije sklop glavnog vretena što veće krutosti sa prihvatljivim poprečnim presekom. Prilikom analize statičkog ponašanja vretena u obzir uzima uticaj i aksijalnog i radijalnog opterećenja. Grafički prikazuje zavisnost ukupnog opterećenja i pomeraja u ležaju. Numerički prikazuje vrednosti krutosti vrha vretena uležištenog različitim tipovima ležaja .

Živković A. [131] analizira uticajne parametre na statičko ponašanje kugličnih ležaja za glavna vretena i uležištenje točka vozila. Razvija matematički model i programska rešenja za analizu statičkog, toplotnog i dinamičkog ponašanje kugličnih ležaja, kao i programsko rešenje za određivanje veka ležaja. Matematički model ležaja je sa pet stepeni slobode kretanja uz uzimanje u obzir sila inercije, geometrijske nesavršenosti staza kotrljanja i toplotnih dilatacija. Matematički model za analizu statičkog ponašanja razvijen je na bazi John-Haris-ovih kvazi statičkih jednačina ravnoteže i Hertz-ove teorije kontakta. Takođe je, na bazi statičkog modela, analitičkim postupkom razvijena matrica krutosti kugličnih ležaja ugrađenih u "O", "X" i "Tandem" rasporedu. Prikazani matematički model za analizu dinamičkog ponašanja je u osnovi razvijen na bazi statičkog modela primenom Lagranžovih jednačina. Toplotni model je baziran na statičkom modelu, zakonima termodinamike i prostiranja toplote. Matematički model za određivanje veka je takođe razvijen na osnovama statičkog modela i Ludenberg-Palmgren-ove teorije. Rezultati matematičkog modelovanja su verifikovani sveobuhvatnim testiranjem razvijenih programskih rešenja za analizu ponašanja kugličnih ležajeva sa kosim dodirom. Pri tome je u okviru određenih rešenja izvršena analiza uticaja konstrukcionih parametara na eksploatacione karakteristike specijalnih kugličnih ležaja za uležištenje glavnih vretena i specijalnih kugličnih ležaja za uležištenje točka vozila.

U okviru statičkog ponašanja posmatrana su pomeranja centra ležaja, promena ugla kontakta, kontaktnih opterećenja i krutosti pri dejstvu sile opterećenja u aksijalnom i

radijalnom pravcu, kao i delovanje kombinovnog opterećenja za različite vrednosti prednaprezanja i aksijalnog zazora u ležaju.

U radu [129] Živković A. je analizirao promene krutosti uležištenja usled temperature pod dejstvom radijalnog opterećenja (uležištenje prednjeg oslonca je sa kugličnim ležajima sa kosim dodirom u "O" rasporedu na rastojanju, dok je zadnje uležištenje na bazi dva kuglična ležaja u "O" rasporedu). Aksijalna i radijalna krutost uležištenja zadata je oprugama sa nelinearnim krutostima. Na osnovu rezultata se konstatuje da u prvih 20 minuta obrtanja dolazi do nagle promene prednaprezanja, a da se nakon toga isto postepeno smanjuje. Za broj obrtaja $n=2000$ *o/min* skoro da nema promena prednaprezanja, a da je za broj obrtaja $n=6000$ *o/min* porast prednaprezanja 22%. Povećanjem broja obrtaja povećava se i krutost prednjeg uležištenja i za broj obrtaja $n=6000$ *o/min* krutost prednjeg uležištenja se poveća za 11%. Promena krutosti vrha glavnog vretena u zavisnosti od broja obrtaja ispitivana je eksperimentalno i primenom metode konačnih elemenata.

Problematikom rasporeda opterećenja u kotrljajnim ležajima bavio se i bavi se veći broj istraživača [92], [98], [133], [134], [135]. U radovima su prikazani matematički modeli za izračunavanje rasporeda opterećenja za slučaj zazora, nultog zazora i preklopa u ležaju, kao i njihovog uticaja na veličinu opterećenja kotrljajnih tela. Date su vrednosti radijalnog i aksijalnog integrala za kuglične ležaje sa kosim dodirom i cilindrično valjkaste ležaje.

Za identifikaciju statičkog ponašanja konstrukciono definisanog ležaja i ležajnog sklopa, uz mogućnost uzimanja u obzir velikog broja uticajnih faktora, koriste se :

- analitičko-numeričke metode
- metod konačnih elemenata

Analitičko-numeričke metode [4], [5], [56], [57], [79], [44] po svojoj suštini pripadaju mešovitim metodama, odnosno, metodama koje kao nepoznate istovremeno imaju i ugao kontakta i pomeranje. Metod omogućava uzimanje u obzir svih vrsta diskontinuiteta (sila i pomeraja), kombinacija spoljašnjih opterećenja, na ležaju. Sastoji se u matematičkom opisu raspodele opterećenja koristeći uslove ravnoteže i odgovarajuće deformacije. Jednačina sistema daje vezu između opterećenja i deformacija. Uvođenjem početnih uslova može se odrediti ugao kontakta i deformacije ležaja.

Primena metoda konačnih elemenata [16], [55], [63], [66], [78] u identifikaciji statičkog ponašanja sistema ležaja bazira na korišćenju metode pomeraja, pri čemu se struktura najčešće diskretizuje konačnim elementima u obliku izoparametarskog tetraedra.

Na bazi metoda konačnih elemenata razvijen je veliki broj programa - programskih sistema. Svi oni se mogu svrstati u dve osnovne grupe: programski sistemi opšte namene (univerzalni) i orijentisani (uskonamenski) programski sistemi.

Pored prethodno izloženog, u poslednje vreme istraživači se bave optimizacijom unutrašnje geometrije ležaja uz primenu određenih kriterijuma optimizacije. Najčešća funkcija cilja optimizacije cilindrično valjkastih ležaja za specijalne namene je dinamička nosivost i vek ležaja. Ideja je da se razviju matematički modeli za optimizaciju prethodno navedenih parametara. Kriterijumi ograničenja i funkcija cilja definišu se na osnovu spoljašnje i unutrašnje geometrije ležaja.

Analiza dostupne literature iz oblasti projektovanja mašinskih elemenata i sklopova ukazala je na primenu teorije optimizacije. U oblasti projektovanja optimizacija se najčešće primenjuje kod razvoja kotrljajnih ležaja, geometrije vratila, raspodele opterećenja,

dinamičke nosivosti, rotorskih sistema, itd. Da bi rešili ove probleme istraživači koriste metod konačnih elemenata, razne algebarske transformacije, Bajesove i veštačke neuronske mreže, optimizaciju rojem čestica, genetske i hibridne evolutivne algoritme. Modeli koji se javljaju u literaturi uglavnom uzimaju u obzir samo određene uticajne parametare na raspodelu opterećenja, dok ostali parametri imaju konstantne vrednosti. Izbor parametara koji će biti konstantni moguće je izvršiti na razne načine pri čemu je važno da se time ne gubi na opštosti modela.

Za optimizaciju dinamičke nosivosti kugličnih ležaja često se koriste genetski algoritmi. U radovima [70], [71] je prikazano poređenje rezultata dobijenih genetskim algoritmima i drugim metodama. Razvijena je nova metoda optimizacije dinamičke nosivosti i veka kugličnih ležaja. Za rešavanje višekriterijumskog problema optimizacije dinamičke nosivosti i veka ležaja, pored genetskih algoritama korišćene su i dve metaheurističke metode (patern search i active set). Dobijeni rezultati pokazuju da metode patern search i active set daju bolje rezultate od genetskog algoritma i to za kraće vreme, što je dalo smisao i opravdalo primenu ovih metoda. Na osnovu dobijenih rezultata, zaključeno je da povećanje broja kuglica i pogodna promena unutrašnje geometrije ležaja dovodi do blagog povećanja dinamičke nosivosti i veka ležaja u odnosu na standardne vrednosti.

Vek eksploatacije je jedan od vrlo važnih kriterijuma pri optimizaciji ležaja. Waghole V. i Tiwari R. [109] su izvršili dinamičku optimizaciju igličastih ležaja. Ovaj nelinearni problem optimizacije je rešen primenom veštačkih genetskih algoritama, metodom pretrage mreža i hibridnim metodama. Pri optimizaciji su razmatrane četiri geometrijske karakteristike ležaja: prečnik i dužina iglice, broj iglica i srednji prečnik ležaja. Primenom hibridne metode dinamička nosivost ležaja optimizovanih geometrijskih karakteristika je povećana za 33,41%.

3.2.2. Istraživanja toplotnog ponašanja kotrljajnih ležaja za glavna vretena

Toplotne karakteristike ležaja se menjaju u zavisnosti od uslova, kao što su početni zazori, toplotne deformacije elemenata ležaja i način hlađenja. Sam ležajni sklop se sastoji od kotrljajnih elemenata, prstenova, i toplote koja se prenosi kroz njih. Toplota izaziva promenu kontaktnog pritiska u ležaju i utiče na granične uslove kao što su: količina razvijene toplote, toplotna kontaktna provodljivost, dinamička krutost, prigušenje.

Istraživanjem toplotnog ponašanja kugličnih ležaja sa kosim dodirom bavio se i bavi veći broj istraživača. U radovima [6], [52], [115], [15] su razmatrani različiti parametri koji utiču na toplotno ponašanje ovih ležaja.

U poslednje vreme sve veću primenu imaju visokobrzinski hibridni ležajni sklopovi. Autori [66] i [99] su razmatrali uticaj prednaprezanja na temperaturu visokobrzinskih hibridnih ležaja, podmazivanih uljem i uljnom maglom, kao i drugih uticajnijih parametara na toplotno ponašanje. (viskoznost ulja, količina ulja, i pritisak).

Jeng Y.-R. i dr. [53] eksperimentalnim metodama istražuju uticaj podmazivanja uljnom maglom na porast temperature hibridnih i konvencionalnih ležaja. Za dobijene rezultate eksperimentalnih istraživanja prilagođen je računarski model za određivanje porasta temperature na pomenutim ležajima za srednje brojeve obrtaja. Računarski program omogućava istraživanje veza između porasta prednaprezanja, geometrije ležaja i razvijene toplote.

Na osnovu analize dostupne literature može se konstatovati da veliki broj autora u istraživanjima zanemaruju pojedine termodinamičke konstante, kao što je toplotna

provodljivost na mestu kontakta ili pak pri numeričkom modelovanju pretpostavljaju da su temperature na spoljašnjoj površini spoljašnjeg prstena, iste kao na mestima kontakta, što utiče na veće odstupanje rezultata eksperimentalnog ispitivanja i računarskog modelovanja. Intenzivan razvoj programskih sistema na bazi metoda konačnih elemenata je omogućio postavljanju sveobuhvatnog toplotnog modela ležaja. Prisutna je i optimizacije parametara koji utiču na toplotno ponašanje, pri čemu se sve više koriste metode višekriterijumske optimizacije. Za ocenu valjanosti pojedinih konstrukcionih rešenja postoji niz kriterijuma sa značajnim međusobnim razlikama, što samo još više ukazuje na aktuelnost ove problematike kako sa teorijskog tako i sa praktičnog stanovišta.

Pored brojnih prednosti visokobrzinske obrade ona ima i određene nedostatke. Jedan od glavnih nedostataka je generisanje velike količine toplote koja izaziva greške vrha vretena. Greške koje se javljaju usled toplotnog opterećenja (toplotne deformacije) na vrhu glavnog vretena moguće je smanjiti ili eliminisati. Jedan od načina za smanjivanje ovih grešaka je da se kroz kućište u koje je ugrađeno glavno vreteno izrade helikoidni kanali za protok hladne tečnosti. Chein, C. H. i Jang, J. Y. [21] su numerički i eksperimentalno istraživali mogućnost hlađenja sklopa glavnog vretena spiralnim kanalom u kućištu kroz koji protiče voda različitih protoka. Autori dolaze do zaključka da se povećanjem protoka sa 0,4 *l/min* na 1,2 *l/min* smanjuje temperature na vrhu vretena sa 24,5 °C na 22 °C. Odstupanja numerički izračunatih temperatura, od eksperimentalnih, na vrhu vretena su manja od 5 %.

Jedrzejewski, J. [52] je analizirao uticaj toplotne kontaktne otpornosti na porast temperature i gubitak snage trenja na valjkastom i kugličnom ležaju sa kosim dodirom. Autor je postavio relacije za određivanje toplotne kontaktne otpornosti i toplotne provodljivosti u zavisnosti od zazora između spoljašnjeg prstena i kućišta, kao i vretena i unutrašnjeg prstena, pri čemu predlaže postavljanje dodatnih materijala (polietilen, smola itd.) između unutrašnjeg prstena i vretena i spoljašnjeg prstena i kućišta. U istraživanjima je prikazan uticaj toplotne kontaktne otpornosti za određene debljine sloja izolacionih materijala. Određena je vrednost kontaktne toplotne otpornosti u zavisnosti od temperature ležaja i broja obrtaja (razmatrani su brojevi obrtaja 1000, 2300, 3100 i $n=4000$ *o/min*). Povećavanjem debljine sloja izolacionog materijala između unutrašnjeg prstena i vretena, kao i između spoljašnjeg prstena i kućišta povećava se toplotna otpornost za sve vrste primenjenih izolacionih materijala. Pri nižim brojevima obrtaja (nižim od $n=2300$ *o/min*) toplotna kontaktna otpornost nema uticaja na temperaturu ležaja dok se povećanjem broja obrtaja povećava uticaj toplotne kontaktne otpornosti.

Bairi A. i saradnici [6] su prikazali raspodelu temperature po kuglicama ležaja pri paraboličnom kretanju toplotnih izvora uz posmatranje samo kuglice ležaja, odnosno zone kontakta, bez uticaja ostalih delova ležaja i sklopa glavnog vretena. U radu je dato eksplicitno analitičko rešenje za određivanje trodimenzionalnog stacionarnog stanja temperature u kuglicama ležaja. Ovaj način omogućuje određivanje rasporeda temperaturnih polja na kuglicama ležaja, trenutnih i prosečnih temperatura iznad zagrejanih zona bez obzira na vrednosti Peceltov-og broja. Razmatrana su dva slučaja: a) uniformni i b) parabolički toplotni fluks. Trenutna temperatura za oba toplotna opterećenja je poređena sa Peceltovim brojem. Na osnovu prikazanih rezultata je konstatovano da porast temperature na kuglicama zavisi od veličine kontaktne površine, odnosno od veličina poluosa eliptične površine.

Li, H. i Yung, C. S. [64], razmatraju uticaj rasporeda ležaja na toplotno-dinamičko ponašanje visokobrzinskog glavnog vretena. Razvili su integrisani dinamičko-toplotno-mehanički model. Primenom numeričke analize tri konstrukciona rešenja uležištenja glavnog vretena su pokazala da raspored ležaja ima značajan uticaj na krutost vrha vretena, kao i na

toplotno ponašanje.

Yeo S. H. i saradnici [115] analiziraju uticaj hlađenja na zazor između spoljašnjeg prstena ležaja i kućišta, pri čemu dolaze do zaključka da zazor između spoljašnjeg prstena i kućišta opada jer je temperatura kućišta niža od temperature spoljašnjeg prstena. Kada je hlađenje veće takođe su i toplotne deformacije spoljašnjeg prstena manje, dok se unutrašnji pritisak između kotrljajnih tela i staza kotrljanja povećava. Ovi uzroci mogu uticati na povećanje prednaprezanja. Hlađenje kao bitan faktor utiče na nestacionarne promene, ali se kontrolom hlađenja može regulisati prednaprezanje.

Efikasnost brušenja meri se količinom odstranjenog materijala i postiže se primenom ultra visokih brojeva obrtaja glavnog vretena, odnosno tocila. Glavno vreteno je ključna komponenta za ultra visoke brojeve obrtaja mašina alatki za brušenje i ima zadatak da obezbedi veliku krutost i visoke brojeve obrtaja. Podmazivanje uljnom maglom predstavlja efikasan metod odvođenja toplote i pojednostavljuje konfiguraciju vretena. U radu se naglašava uticaj dva ključna faktora kod brušenja: ponašanje uljne magle za podmazivanje pri ultra visokim brojevima obrtaja glavnog vretena i performanse brušenja primenom ovog vretena za tvrde i žilave materijale. Rezultati pokazuju da su radijalne greške vrha vretena kod ultra visokobrzinskih glavnih vretena za brušenje u dozvoljenim granicama.

Živković A. [131] razvija programsko rešenje za analizu toplotnog ponašanja kugličnih ležaja. Autor je izvršio računarsku i eksperimentalnu analizu toplotno elastičnog ponašanja sklopa visokobrzinskog glavnog vretena mašina alatki uležištenog kugličnim ležajima sa kosim dodirom [130]. Predviđanje toplotno mehaničkog ponašanja sklopa glavnog vretena je od suštinskog značaja za tačnost obrade. Generisana toplota sa ležaja se prenosi na ceo sklop glavnog vretena i na okolni vazduh.

Živković A. i saradnici [129] predstavljaju toplotno-mehanički model sklopa glavnog vretena uležištenog kugličnim ležajima sa kosim dodirom u "O" rasporedu u prednjem i zadnjem osloncu. Glavni izvori toplote su momenti trenja u kugličnim ležajima sa kosim dodirom. Predloženo rešenje razmatra nestacionarne promene temperature, toplotne deformacije i krutost ležaja na osnovu ugaone pozicije kuglice. Predviđanje karakteristika ležaja korišćeno je za uspostavljanje promene statičke krutosti vrha vretena, kao i efekta toplotnog širenja na tačnost obrade. Eksperimentalnim istraživanjem je verifikovan razvijeni model. Rezultati eksperimenta su pokazali da se povećanjem broja obrtaja povećava generisana toplota a samim tim i širenje elemenata sklopa vretena. Pored toga ova promena prouzrokuje promenu krutosti ležaja koja izaziva promenu krutosti vrha vretena.

Haitao, Z. i ostali [43] su izvršili simulaciju toplotnog ponašanja glavnog vretena CNC mašine alatke. Toplotne deformacije glavnih vretena CNC mašina alatki (na primeru obradnog centra za struganje) su veliki izvori grešaka. Iz tog razloga veoma je značajno da se teorijski i praktično precizno simuliraju toplotne greške sklopa glavnog vretena. Prikazan je način izračunavanja koeficijenata provođenja i konvekcije na celom sklopu vretena a zatim je MKE simuliran uticaj toplotnog opterećenja na vreteno. Nakon toga su analizirane deformacije na vretenu usled toplotnog opterećenja i izvršena je verifikacija modela dobijenog MKE. Numerički rezultati imaju zadovoljavajuća odstupanja u odnosu na eksperimentalne. Takođe je prikazana promena temperature karakterističnih tačaka sklopa glavnog vretena od početnog do stacionarnog temperaturnog stanja. Prikazane su promene deformacije vrha vretena u aksijalnom i radijalnom pravcu u zavisnosti od toplotnog opterećenja za rezultate dobijene MKE. Kod eksperimentalnih rezultata su prikazane deformacije u aksijalnom i radijalnom pravcu u zavisnosti od porasta temperature.

Than, T. V. i saradnici [105] predstavljaju indirektan metod za definisanje toplotnog ponašanja visokobrzinskog sklopa glavnog vretena sa vremenski promenljivim toplotnim izvorima identifikovanim merenjem u dve tačke. Kombinacijom modela konačnih elemenata i metode konjugovanog gradijenta, autori definišu inverzan metod za procenu vremenski promenljivih izvora toplote visokobrzinskog glavnog vretena na osnovu eksperimentalno izmerenih temperatura. Eksperimentalnim ispitivanjem i merenjem, određene su vrednosti temperature na kućištu iznad spoljašnjih prstena ležaja i na vrhu vretena. Računarsko modelovanje toplotnog ponašanja vrši se predviđanjem generisanje toplote u ležaju na osnovu eksperimentalnih rezultata i matematičkim proračunom koeficijenata provođenja toplote. Dve izmerene temperature se koriste za procenu dva nepoznata izvora generisanja toplote za konstantno vreme i promenljive brojeve obrtaja vretena. Izmerene temperature u druge dve tačke na sklopu vretena (na vrhu vretena i površini kućišta) koriste se za proveru validnosti inverznih rezultata. Rezultati dobijeni na 2D modelu primenom metode konačnih elemenata se dobro poklapaju sa eksperimentalnim rezultatima. Izvori toplote su na mestima uležištenja (na prednjem i zadnjem uležištenju), kuglični ležaji sa kosim dodirom. Eksperimentalna ispitivanja su izvršena za brojeve obrtaja 10.000, 15.000 i 18.000 *o/min*. Dvodimenzioni model je diskretizovan sa 4 veličine konačnih elemenata i ispitivan je njihov uticaj u 2 karakteristične tačke. Analizom rezultata može se zaključiti da je uticaj veličine konačnih elemenata zanemarljiv (odstupanje temperature na mestima generisanja toplote je manje od 1 °C). Na osnovu rezultata dobijenih primenom metode konačnih elemenata i eksperimentalno, i njihovom analizom konstatuje se da su dobro definisani koeficijenti provođenja i prelaženja toplote kao i da je inverzni metod primenljiv. Promena temperature, tokom vremena, na površini kućišta iznad prednjeg i zadnjeg uležištenja je prikazana dijagramima i ove vrednosti predstavljaju ulazne podatke u model konačnih elemenata. Temperatura u stacionarnom temperaturnom stanju je 36 °C u obe tačke. Na osnovu toga su određeni promenljivi izvori toplote tokom vremena u prednjem i zadnjem uležištenju. Prikazana su odstupanja temperatura dobijenih numerički - MKE od eksperimentalnih u dve karakteristične tačke tokom vremena. Veće odstupanje se dobija na vrhu vretena i ono u stacionarnom temperaturnom stanju iznosi oko 1,2 °C. Svi rezultati su prikazani za ranije navedena tri broja obrtaja.

Mayr, J. i ostali [68] predstavljaju pregled najnovijih istraživačkih aktivnosti i daju pregled stanja u oblasti ponašanja mašina alatki različitih performansi pod dejstvom različitih toplotnih uticaja. Oblast istraživanja je fokusirana na obradu metala rezanjem, posebno na mašine za obradu struganjem i glodanjem. Ova oblast uključuje i načine merenja temperature i pomeranja na obradnom centru u tačno definisanim tačkama, proračun toplotnih grešaka mašina alatke, kao i načine za smanjenje grešaka nastalih usled toplote. Izračunavanje toplotnih grešaka predstavlja određivanje rasporeda temperatura i pomeranja u karakterističnim tačkama mašine. Rad prikazuje načine za izbegavanje toplotnih grešaka praćenjem temperature, uticajem sredstva za hlađenje i energetskom efikasnošću. U radu je dat sažetak istraživanja u prošlosti i sadašnjosti u ovoj oblasti. Razmatraju se istraživački izazovi u cilju postizanja stabilnog toplotnog stanja mašina alatki u toku eksploatacije. Takođe je razmatrana primena infracrvene termografije u cilju određivanja toplotnog stanja mašina alatki kao i njihovih vitalnih komponenti. Predstavljena je mogućnost primene metode konačnih elemenata u predikciji ponašanja mašina alatki i određivanju toplotnih grešaka.

Liu, D. i saradnici [66] su MKE primenom ANSYS programskog sistema ispitivali statičko, dinamičko i toplotno-elastično ponašanje visokobrzinskog motor vretena uležištenog sa kugličnim ležajima u prednjem osloncu. Kod statičkog i toplotno-elastičnog ponašanja

odredili su krutost na vrhu vretena. Modalnom analizom određene su vrednosti frekvencija u zavisnosti od broja obrtaja.

Kim S., i Lee S., [58] predstavljaju matematički model za predikciju toplotno-elastičnog ponašanja i višekriterijumsku optimizaciju sklopa glavnog vretena u zavisnosti od broja obrtaja, geometrijskih parametara, uslova hlađenja i toplotnih deformacija. Numeričke relacije za nestacionarno toplotno-elastično ponašanje, kao i optimizacijske promenljive su definisane korišćenjem eksperimentalne metodologije. Funkcija cilja je minimalni porast temperature i minimalne toplotne deformacije vretena, dok su funkcije ograničenja raspon između oslonaca, dužina kućišta (pinole), spoljašnji prečnik pinole. Na osnovu detaljne analize zaključeno je da se smanjenjem dužine pinole za 1,4 % (sa 275 na 271 mm), smanjenjem spoljašnjeg prečnika pinole za 59 % (sa 250 na 101 mm) i smanjenjem raspona ležišta za 4,4 % (sa 75 na 71,7 mm), dolazi do smanjenja porasta temperature za oko 5 % pri 10000 o/min i 6,77 % pri 15000 o/min.

3.3. Istraživanja ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu

Početak železničkog saobraćaja, isključivo sa parnim lokomotivama, vezan je za otvaranje železničke pruge između Liverpula i Mančestera u Velikoj Britaniji, 1830. godine. Radovi na izgradnji železničke pruge između Mančestera i Liverpula počeli su još 1820-tih godina. Cilj je bio, da se na ovaj način, povežu veliki industrijski grad Mančester i najbliža dubokovodna luka Liverpool. Dužina pruge iznosila je oko 56 km.

Dalji razvoj železnice sredinom devetnaestog veka predstavlja značajnu tehnološku inovaciju koja je imala vrlo važnu ulogu i dala veliki doprinos industrijskom razvoju i ekonomskom napretku društva. Transport robe železnicom ima ne mali broj prednosti a neke od njih su: transport velike količine robe na dugim relacijama, velika bezbednost transporta, rasterećenost drumova, manja emisija CO₂ itd..

Evropska unija danas železnicu posmatra kao prevoznika budućnosti i nastoji da u evropskim razmerama reafirmiše železnički transport, sa zahtevom konkurentnog, sigurnog i kvalitetnog prevoza svih vrsta roba. Ostvarenje ovih ciljeva pored ostalog nalaže izgradnju savremenih vagona prilagođenih tržišnim izazovima, specifičnim tehnološkim zahtevima i sistemima koji omogućuju brzo obavljanje utovarnih/istovarnih operacija [19].

3.3.1. Istraživanja statičkog ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu

Mohan [76] je primenom metode konačnih elemenata izvršio predikciju toplotnog i statičkog ponašanja točka vučnih i vučenih vozila na železnici. Vrednost temperature na bandažu točka iznosi 70 °C. Statičkom analizom određene su vrednosti Von Mises-ovih napona u zavisnosti od deformacija izazvanih statičkim opterećenjem. Maksimalni pomeraj pri čisto statičkom opterećenju je na bandažu točka i iznosi 0,2196 mm, a maksimalni napon na točku je 46,34 N/mm². Integracijom toplotnog i statičkog ponašanja na jednom modelu određene su vrednosti pomeraja i napona na točku. Maksimalni pomeraj na bandažu točka je 1,084 mm a maksimalni napon na točku je 148,98 N/mm².

3.3.2. Istraživanja toplotnog ponašanja osovinskog sklopa vozila za železnicu

Lundberg J. i saradnici [67] konstatuju da su cilindrično valjkasti ležaji za železnicu ključne komponente osovinskog sklopa vučenih vozila i njihov otkaz može imati katastrofalne posledice. Temperatura ležaja je jedan od najznačajnijih parametara čijim praćenjem se može odrediti njegovo stanje u eksploataciji. Zbog toga su vršena ispitivanja

primene različitih sredstava za podmazivanje (masti). Na osnovu rezultata ispitivanja zaključuje se da sredstvo za podmazivanje ima značajan uticaj na temperaturu ležaja u eksploataciji. Cilindrično valjkasti ležaji se najčešće podmazuju mastima koje su smeštene u zatvoreno kućište da bi se osiguralo pravilno podmazivanje. U toku obrtanja ležaja mast dolazi u kontakt sa valjčićima i prstenovima što nakon određenog vremenskog perioda dovodi do mehaničke degradacije masti. Iz tog razloga veoma je bitno zameniti mast pre nego što ona izgubi svoja mehanička svojstva. Vršena su ispitivanja i u zimskom i u letnjem periodu (u zimskom periodu temperatura okoline iznosila je $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a u letnjem periodu $20\text{ }^{\circ}\text{C}$) i došlo se do vrednosti temperature ležaja u stacionarnom temperaturnom stanju u zavisnosti od tipa masti koja se koristi za podmazivanje. Temperatura ležaja u zimskom periodu je od $15\div 51\text{ }^{\circ}\text{C}$ a u letnjem od $33\div 59\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Fekete, G. i Varadi, K. [35] konstatuju da pored toplote koja se generiše usled kretanja točka po šini na zagrevanje sklopa točka značajan uticaj ima i toplota koja se generiše usled kočenja vučnih i vučenih vozila (pri kontaktu između kočione papuče i točka). Vrednost generisane toplote između kočione papuče i točka, kao i vrednosti koeficijenta prenosa toplote na točku izračunate su matematički. Primenom metoda konačnih elemenata određene su vrednosti temperature na točku. Generisana količina toplote usled trenja kočione papuče i točka iznosi $Q=446\text{ W}$. Verifikacija matematičkog modela i metode konačnih elemenata je izvršena na laboratorijskom postrojenju na jednoj strani osovine. Nedostatak ovog istraživanja se odnosi na fizički model kod koga je nekoliko puta manji točak i kočiona papučica od osovinskog sklopa za vučena vozila. Konstatovano je da se pri kočenju u trajanju 600 sekundi točak zagreje na temperaturu $81\text{ }^{\circ}\text{C}$, za vremenski period od 1800 sekundi temperatura je $118\text{ }^{\circ}\text{C}$ i za 3600 sekundi temperatura na bandažu točka je $131\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Milošević i saradnici [72] određuju temperaturu točka u toku kočenja voza, usled kontakta kočionih diskova sa točkom. Temperatura točka je određena za lokomotivu (vučno vozilo). Primenom metode konačnih elemenata dobijene su vrednosti temperature točka pri velikom i malom pritisku diskova na točak. Analiza kočenja izvršena je za brzine kretanja voza 20, 40 i 60 km/h i vreme kočenja 300 sekundi. Maksimalna temperatura je pri maksimalnoj brzini kretanja voza 60 km/h i visokom pritisku diskova na točak, i iznosi $772,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Cole K. i saradnici [28] određuju temperature sklopa točka vučnih i vučenih vozila na železnici. Toplota koja se generiše usled kotrljanja točka po šinama prenosi se na ceo sklop točka. Tako se i jedan deo ove toplote prenosi na ležaje. Ovaj uticaj se analizira računarskim modelovanjem i eksperimentalno. Za generisanu količinu toplote usled kretanja točka po šini ($Q=1834\text{ W}$) u stacionarnom temperaturnom stanju određene su temperature u karakterističnim tačkama točka i prstena ležaja. Eksperimentalna ispitivanja su vršena na štandu koji je razvijen specijalno za ovu namenu. Generisana toplota je zadata na bandažu točka a merenje temperature u karakterističnim tačkama sklopa točka izvršeno je primenom termoparova. Autori ne razmatraju činjenicu da se usled obrtanja ležaja u njemu generiše toplota koja ima velik uticaj na njegovu temperaturu. Primenom metode konačnih elemenata određena je temperatura na spoljašnjem prstenu ležaja.

Chen, C. Y. i ostali [22] razmatraju uticaj trenja klizanja usled kočenja na elastično-plastični kontakt između točka i šine kao i raspored temperature u kontaktu. Kontaktni elementi koji se koriste u simulaciji su točak i talasasta šina. Razmatra se uticaj različitih dužina i amplituda talasastosti šine kao i kočenja voza pri različitim brzinama kretanja. Rezultati pokazuju da u kontaktnoj površini između šine i točka efekat talasastosti značajno utiče na kontaktni pritisak i temperaturu kontakta.

Kontakt između šine i točka stvara oštećenja na površinama kontakta usled habanja i zagrevanje usled trenja. Bin Sudin, W. i Baharom, B. M. [7] predviđaju temperature u kontaktu usled interakcije između šine i točka za promenljivo opterećenje i brzinu. Zagrevanje usled trenja je modelovano dejstvom kontaktnog pritiska između čvrstih tela. Porast temperature je izračunat numerički integracijom jednačina korišćenjem Adomianovog metoda dekompozicije. Takođe se razmatra uticaj brzine klizanja na porast temperature. Eksperimentalno ispitivanje metodom „Pin on disc“ je korišćeno da bi se verifikovao matematički model. Maksimalni porast temperature iznosio je 259,98 K za pritisak od 5,3 MPa i brzinu klizanja od 3,14 m/s. Predikcija porasta temperature je verifikovana primenom metode „Pin on disc“. Srednja vrednost odstupanja rezultata dobijenih predikcijom od eksperimentalnih iznosi 4,99%.

Porast temperature u kontaktu između točka i šine usled klizanja dobija se metodom Laplasove transformacije. Raspored kontaktnog pritiska između točka i šine daje eliptičnu površinu, i pretpostavlja se da se brzim kretanjem toplotnog izvora postojeći može predstaviti kao statički izvor toplote po celom bandažu točka [7].

3.3.3. Istraživanja oštećenja vitalnih delova vozila za železnicu

Rajković D. [86] razmatra tipove kotrljajnih ležaja koji se koriste na lokomotivama serije 441. Takođe su prikazane osobine ležaja s aspekta održavanja. Osobine koje se razmatraju su geometrijske mere, tačnost spoljašnjih mera, unutrašnji zazor, dopunske oznake na ležajima, podmazivanje ležaja, kontrola i čišćenje ležaja i oštećenje ležaja.

Preventivno održavanje i remont ležaja u propisanim vremenskim intervalima ima veliki uticaj na vek ležaja [38]. U slučaju kada se remont ležaja ne uradi u propisanim vremenskim intervalima može doći do neželjenih posledica kao što su oštećenje osovine točka, oštećenja dela pruge i iskakanje voza iz šina. Iz tog razloga je važno zameniti unutrašnji prsten ležaja pre njegovog oštećenja usled zamora materijala. Analizirani su uticajni parametri koji su doveli do oštećenja dela pruge i iskakanja voza iz šina. Ležaj je bio potpuno oštećen usled zamora materijala koji je doveo do pucanja unutrašnjeg prstena. Proklizavanje unutrašnjeg prstena na osovini dovelo je do generisanja velike količine toplote što je dovela do promene strukture materijala u ležaju i na površini osovine.

Otkaz ležaja osovinskog sklopa spada među najčešće uzroke iskliznuća železničkih vozila koja su uglavnom praćena velikom materijalnom štetom i ljudskim žrtvama [8]. Savremene železnice intenzivno rade na razvoju i uvođenju sistema za ranu detekciju neispravnosti ležaja, koja se po pravilu manifestuje njegovim pojačanim zagrevanjem. Najčešći pristup se zasniva na primeni stacionarnih mernih stanica postavljenim na određenim mestima duž trase pruge. Postoji i inovativni pristup koji podrazumeva primenu sistema za merenje i kontinualno praćenje temperature kućišta ležaja osovinskih sklopova. Osnovni cilj je da se omogući rana detekcija neispravnosti ležaja i da se spreči potencijalno iskliznuće. Analizirana su postojeća rešenja za detekciju neispravnosti ležaja sa posebnim osvrtom na princip rada i osnovne prednosti i nedostatke. Prikazane su osnove jednog novo razvijenog bežičnog mernog sistema za kontinualno praćenje temperature kućišta ležaja osovinskih sklopova. Merni sistem je testiran u realnim uslovima i može se uspešno primeniti kod komercijalnih železničkih vozila. Osnovni zaključak je da su sistemi za kontinualno praćenje temperature ležaja daleko efikasniji od stacionarnih sistema. Dobijeni rezultati mogu biti značajni za sve one koji se bave ovakvim i sličnim problemima, problemima razvoja, eksploatacije i održavanja železničkih vozila, strategijama, propisima, itd.

Spiryagin, M. i saradnici [97] zaključuju da kretanje železničkih vozila stvara problem koji je povezan sa procesom habanja elemenata točak – šina. Habanje između točka i šine je kompleksan fenomen koji zavisi od više faktora. Jedna od glavnih zona u kojima dolazi do habanja je na bočnom kontaktu između točka i šine (javlja se pri kretanju voza u krivini). Prilikom kretanja voza usled habanja dolazi do generisanja toplote na dva mesta i to između točka i glave šine i između bandaža točka i bočne ivice šine. Određene su dimenzije površina koji su u kontaktu pri kretanju voza, i dati su izrazi za izračunavanje ovih površina. Prikazana je nova geometrija profila točka i šine i za taj slučaj određena je zavisnost između veličine kontaktne površine i sile koja deluje na nju (za slučaj kontakta između točka i glave šine kao i za kontakt između bandaža i šine-bočni kontakt). Za oba slučaja određena je temperatura koja nastaje na mestu kontakta između točka i šine. Pri kontaktu između točka i čela šine maksimalna temperatura je 350-400 °C za brzinu kretanja voza 210 km/h, a pri kretanju voza u krivini sa radijusom 600 m i brzinom 60 km/h temperatura je 200-250 °C. Za slučaj kontakta bandaža točka i šine (bočni kontakt) maksimalna temperatura je generisana pri maksimalnoj brzini kretanja voza i iznosi 600-700 °C, a pri kretanju voza u krivini sa radijusom 600 m i brzinom 60 km/h .

Popović, Z. i ostali [84] konstatuju da oštećenja šina usled kontaktnog zamora materijala pri kotrljanju predstavlja ozbiljnu pretnju za sigurnost železničkog saobraćaja širom sveta. Opasnost je izraženija na železnici bez odgovarajuće strategije održavanja i sa povećanjem naprezanja u kontaktu točka i šine. Analiziran je primer sporadičnog održavanja i njegove negativne posledice-pojava oštećenja šine "head cheching" (oštećenja glave šine) na Železnicama Srbije. Istraživanje oštećenja glave šine izvedeno je vizuenim pregledom šine na koloseku i u laboratoriji pomoću vrtložne struje. Ukazuje se na važnost ranog otkrivanja oštećenja glave šine za efikasno upravljanje oštećenjima na koloseku. Za efikasnu inspekciju šine preporučuje se kombinovanje nekoliko metoda bez razaranja materijala.

Pored izgradnje savremenih vagona od suštinskog značaja je izgradnja novih i rekonstrukcija starih železničkih pruga. Waldemar [110] razmatra rekonstrukciju pruge na relaciji Vinkovci-Osijek. Pruga je osposobljena za brzinu kretanja voza 80 km/h i težinu od 22,5 kN po osovini, odnosno 80 kN/m, u ukupnoj dužini od 33339 m sa radijusima krivine od 265 m do 2000 m.

Masoudi, N. i ostali [80] razvijaju način za precizno određivanje zaostalih napona u šini pri hlađenju. Trodimenzionalni nelinearni model analize je primenjen za određivanje naponskih polja pri hlađenju šine UIC60. Mehanizam hlađenja sprejom vode simuliran je primenom elastično plastičnih konačnih elemenata. Rezultati trodimenzione analize opisuju promenu naponskog stanja na šini. Početna temperatura šine je 921 °C. Prikazane su temperature nakon hlađenja šine tokom vremena 5, 75 i 150 sekundi. Dat je raspored temperature na površinama šine, naponska stanja u pravcu X, Y i Z ose, kao i vrednosti Von Misses-ovih napona na glavi šine u zavisnosti od širine i visine šine.

Deshpande, S. i saradnici [30] zaključuju da oštećenja železničkih točkova koštaju međunarodnu železničku industriju nekoliko stotina miliona dolara godišnje kako za popravku tako i zamenu, a utiču i na prevoz tereta i sistem tranzita podjednako. Razmatraju se i ispituju problemi oštećenja točkova. Na osnovu analize mehanizama defekata mogu se klasifikovati tri grupe oštećenja: pucanje, raspadanje i ljuštenje. Problem je uočen nakon promene kočionog sistema gde je na kočionom disku ostala šara kočenja (oštećenje). Nakon identifikacije problema izvršeno je istraživanje uticaja kočionog sistema na oštećenje točka. Na osnovu proučavanja interakcije šine i točka, različiti matematički modeli su primenjeni za izračunavanje brzine klizanja i temperature na površini kontakta tokom klizanja. Primenom

metode konačnih elemenata razvijen je model za određivanje rasporeda temperaturnih polja u točku. Visoka temperatura generisana na površini točka tokom klizanja izaziva njegovo oštećenje, a stepen oštećenja zavisi od trajanja klizanja i temperature na površini kontakta.

Telliskivi, T i Olofsson, U. [104] prikazuju metod za izračunavanje površinskog oštećenja pri kontaktu točka i šine usled kretanja voza u krivini. Glavni uzrok oštećenja je habanje i plastična deformacija kontakta. Simulacijom promene oblika kontakta točka i šine može se identifikovati rizik nastanka katastrofalnog habanja koje se javlja pri većim brzinama vozova i većem osovinskom opterećenju u cilju određivanja efikasnijeg održavanja vozova i pruge. Ranije korišćena metoda za simulacija kontakta bila je na bazi kontakta dva valjka. Napredak je napravljen u smislu opšte geometrije modela, što čini razlike u različitim konfiguracijama kontakta. Normalni kontaktni problem modifikovan je Vinklerovom metodom i kalibrisan pomoću rezultata dobijenih modelovanjem MKE u elasto-plastičnom kontaktu točka i šine.

Vuković, V. [108] razmatra tehničko-tehnološke i ekonomske pokazatelje opravdanosti navarivanja venca monoblok točkova kvaliteta ER7 železničkih vozila za brzine kretanja do 120 km/h. Od samog postojanja monoblok točka, kvaliteta materijala ER7 kao osnovnog vitalnog dela železničkog vučenog vozila pa do danas, ništa značajno nije se promenilo u tehnološkom procesu održavanja u eksploataciji. Najčešće se održavanje monoblok točka kvaliteta ER7 u eksploataciji uglavnom vrši profilisanjem površine kotrljanja i formiranjem novog profila. Ovaj tehnološki postupak je skup, i često nedovoljno ekonomičan način održavanja monoblok točkova, gde se prosečno 50 kg kvalitetnog čeličnog materijala pretvara u strugotinu, i izvodljiv je relativno mali broj puta. Procjenjuje se da od ukupnog neželjenog trošenja (habanja) materijala monoblok točka kvaliteta ER7 pri eksploataciji na abraziju kontakta točak-šina otpada 60%, trošenje kontaktom točak-kočiona papuča 30%, visokotemperaturno trošenje 6%, koroziju 1%, i ostali vidovi trošenja oko 3%. Ovi pokazatelji ukazuju da nužno iznalaženje racionalnijeg tehnološkog rešenja održavanja točkova kvaliteta ER7, uz uslovno produženje veka eksploatacije, koji će pored ostalog postići zapaženo poboljšanje mehaničkih karakteristika otpornih na dinamička, statička i kombinovana opterećenja u eksploataciji.

3.4. Definisane predmeta i cilja istraživanja

Na osnovu prethodno prikazane analize literature iz oblasti uležištenja sklopa glavnog vretena može se konstatovati da se u poslednje vreme značajno veća pažnja posvećuje kugličnim ležajima sa kosim dodirom, posebno kod visokobrzinske obrade. To je bio i jedan od razloga da se istraživanje usmeri na drugu grupu ležaja - cilindrično valjkaste, čija je primena kod uležištenja sklopa glavnog vretena mašina alatki, takođe, relativno česta, posebno ako se zahteva velika krutost. Pored, ne malog broja ostalih oblasti primene cilindrično valjkastih ležaja, ovi ležaji se koriste za uležištenje osovinskog sklopa vozila za železnicu, ali u potpuno drugačijim uslovima eksploatacije nego kod sklopa glavnog vretena mašina alatki. Analiza literature iz oblasti osovinskih sklopova je ukazala na nedovoljno istraživanje ovih specifičnih tipova ležaja. Na bazi prethodnog definisan je predmet istraživanja.

Predmet istraživanja su cilindrično valjkasti ležaji za specijalne namene, i to u dve oblasti: cilindrično valjkasti ležaji za glavna vretena mašina alatki (srednjobrzinski sklopovi glavnih vretena) i cilindrično valjkasti ležaji za uležištenje osovinskog sklopa vučenih vozila na železnici (za brzine do 120 km/h).

Pažljivim posmatranjem osnovnog mehanizma rada kotrljajnog ležaja, može se uočiti da je isti zasnovan na značajnoj eksploataciji mehaničkih osobina materijala. Gotovo da ne postoji ni jedan sličan mašinski elemenat kod koga se sreću tako teški uslovi eksploatacije. Celokupno opterećenje se prenosi preko nekoliko kotrljajnih elemenata, koji sa prstenovima ostvaruju kontakt u tački ili duž linije. Čak i kod umerenih opterećenja, ovakva koncentracija izaziva ekstremno velike kontaktne sile/napone. Takođe treba konstatovati da je prisutan i fenomen gotovo trenutnog prelaza kotrljajnih elemenata iz neopterećenog u opterećeno stanje, što je praćeno intenzivnim impulsnim opterećenjima.

S druge strane, pri obrtanju ležaja dolazi do promene temperature usled trenja između kotrljajnih elemenata i staza kotrljanja. Porast temperature utiče na kontaktna opterećenja ležaja i izaziva toplotne deformacije. Razvijena toplota se menja tokom vremena što prouzrokuje promenu toplotnih deformacija na kotrljajnim telima i prstenovima.

Ponašanje ležaja u eksploataciji je uslovljeno velikim brojem parametara koji se mogu grupisati u tri grupe: a) konstrukcioni, b) tehnološki i c) eksploatacioni. U okviru konstrukcionih i tehnoloških parametara moguće je razmatrati uticaj geometrije, krutosti, zazora/preklopa, i drugih. Dok je u okviru eksploatacionih potrebno razmatrati bar uticaj temperature. Nelinearno statičko opterećenje na kotrljajnim elementima uzrokuje nelinearnu krutost kotrljajnih elemenata i nelinearno generisanje toplote između kotrljajnih elemenata i prstenova.

Shodno prethodnim konstatacijama, definisan je osnovni cilj istraživanja, razvoj programskog rešenja za analizu statičkog i toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja, odnosno identifikaciju ponašanja u eksploataciji i određivanje veka ležaja primenom matematičkog modela i razvijenog programskog rešenja.

Na osnovu analize literaturnih izvora, definisanog predmeta i cilja istraživanja, mogu se postaviti sledeće hipoteze:

- konstrukcioni parametri (unutrašnja geometrija-zazor/preklop) cilindrično valjkastih ležaja imaju značajan uticaj na radijalnu krutost i generisanu toplotu u ležaju;
- tehnološki parametri (hrapavost i talasastost staza kotrljanja i valjčića) imaju uticaj na vek ležaja;
- eksploatacioni parametri (opterećenje, broj obrtaja, temperatura) utiču i na generisanu toplotu u ležaju;
- kod osovinskog sklopa vučenih vozila na železnici generisana toplota usled obrtanja ležaja ima znatno veći uticaj od drugih izvora toplote (generisana toplota usled kotrljanja točka po šini i generisana toplota usled kočenja točka) na toplotno ponašanje ležaja.

4.0. RAZVOJ MATEMATIČKOG MODELA ZA ANALIZU PONAŠANJA VALJKASTIH LEŽAJA

4.1. Uvodne napomene

Sveobuhvatna analiza cilindrično valjkastih ležaja za specijalne namene podrazumeva kompleksno ispitivanje velikog broja parametara koji utiču na ponašanje ležaja u eksploataciji. Za ovakve analize se koriste metode koje omogućuju uzimanje u obzir što većeg broja parametara koji definišu elemente strukture ležaja i uslove za njegovo funkcionisanje pri različitim uslovima u eksploataciji. Posebno treba uzeti u obzir uticaj broja obrtaja (iako cilindrično valjkasti ležajevi spadaju u grupu srednje ili niskobrzinskih), uticaj vrste i tipa podmazivanja, spoljašnje i unutrašnje geometrije, spoljašnjeg opterećenja (aksijalnog, radijalnog i kombinovanog) kao i način ugradnje ležaja (zazor, nulti zazor i preklop).

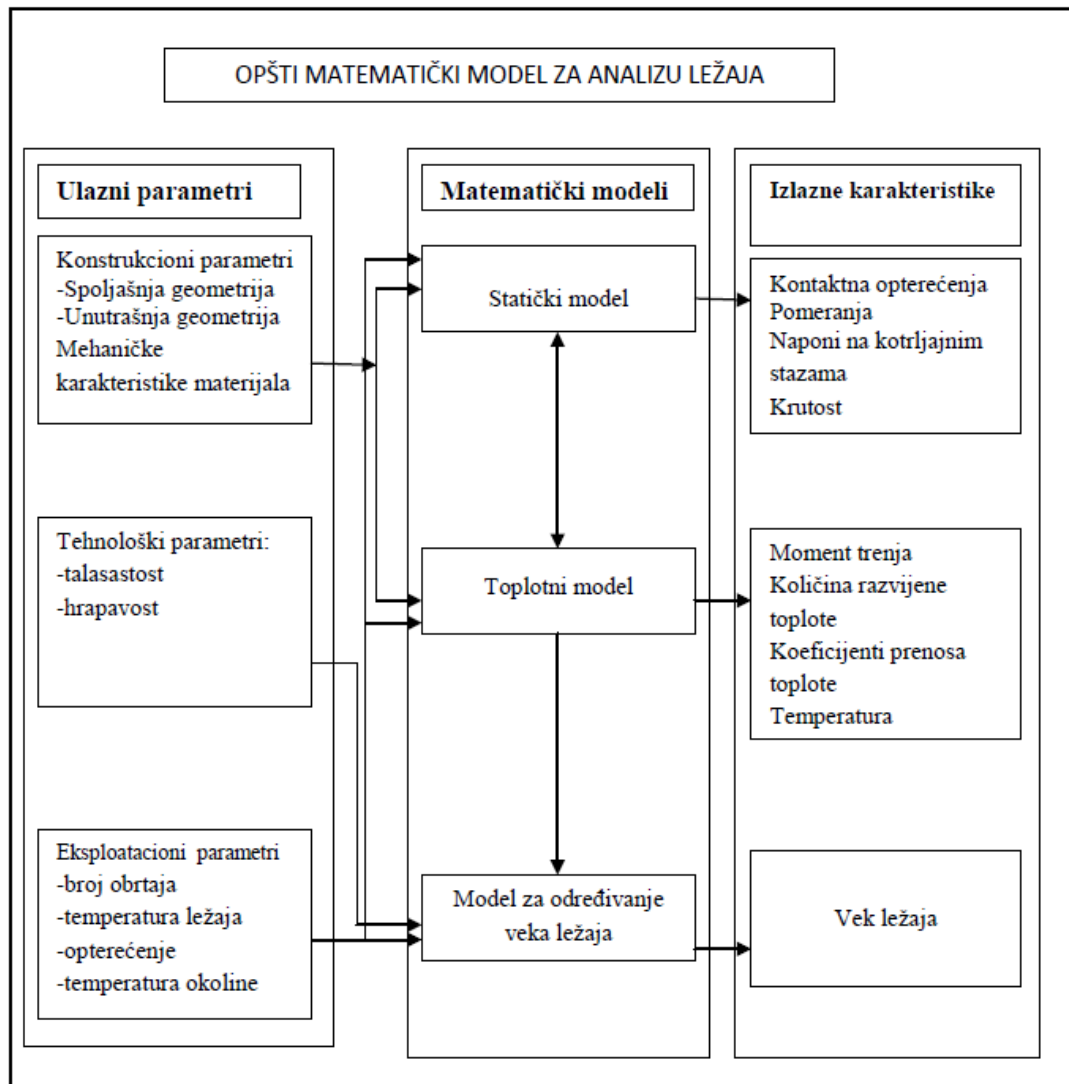
Kotrljajni ležaji su složeni za simulaciju, zbog nelinearnosti samog sistema, složenosti mehaničkih pojava i fenomena koji se dešavaju u samom ležaju u eksploataciji. Da bi se ispitao uticaj konstrukcionih, tehnoloških i eksploatacionih parametara na njihovo ponašanje, u radu je razvijen opšti model za analizu ponašanja cilindrično valjkastih ležaja. Opšti model čine matematički modeli za definisanje :

1. statičkog ponašanja,
2. toplotnog ponašanja i
3. veka ležaja.

4.2. Model sistema za analizu ponašanja kotrljajnih ležaja

U nastavku se prikazuje razvijeni matematički model za analizu ponašanja cilindrično valjkastih i kugličnih ležaja. Globalni algoritam matematičkog modela prikazan je na slici 4.1. Ulazne podatke za analizu ponašanja cilindrično valjkastih ležaja predstavljaju konstrukcioni, tehnološki i eksploatacioni parametri ležaja kao što su: početno prednaprezanje, unutrašnja geometrija ležaja, materijal elemenata ležaja itd.

Određivanje elastično-deformacionih karakteristika ležaja vrši se u okviru modela za analizu statičkog ponašanja. Kada se razmatra uticaj temperature, u modelu za analizu toplotnog ponašanja se određuje generisana količina toplote i raspored temperatura na elementima ležaja u zavisnosti od elastično deformacionih karakteristika. Generisana količina toplote se određuje za svako kotrljajno telo posebno i može biti linearna (svako kotrljajno telo u ležaju generiše istu količinu toplote u kontaktu sa prstenovima) i nelinearna (svako kotrljajno telo u ležaju generiše različitu količinu toplote u kontaktu sa prstenovima u skladu sa opterećenjem istog).



Slika 4.1. Globalni algoritam sistema za analizu cilindrično valjkastih ležaja

Analiza veka ležaja predstavlja važan deo modela. Vek ležaja takođe zavisi od sve tri grupe parametara.

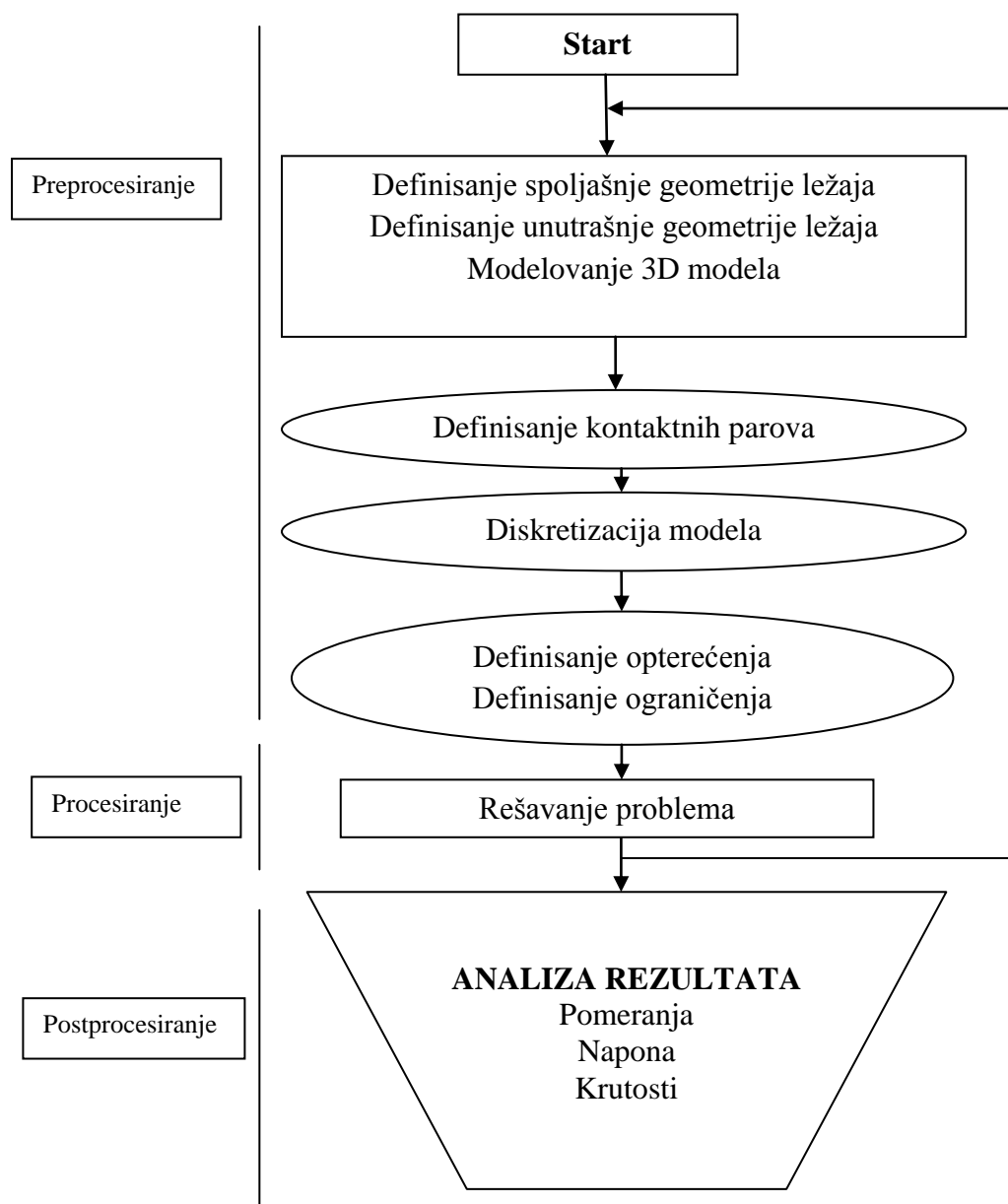
4.3. Podsistem za analizu statičkog ponašanja valjkastih ležaja

Podsistem za analizu statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja definisan je na bazi Hercove teorije kontakta i raspodele opterećenja na kotrljajnim telima. Ovaj podsistem je razvijen na osnovu matematičkog definisanja rasporeda opterećenja i metode konačnih elemenata, a algoritam je prikazan na slici 4.2. Podsistem za analizu statičkog ponašanja čine tri celine: procesiranje, procesiranje i postprocesiranje.

Hercova teorija kontakta i raspodela opterećenje u ležaju predstavljaju osnovu za definisanje podsistema za statičko ponašanje je u nastavku prikazan postupak za definisanje raspodele opterećenja kao i odgovarajuća teorija.

Štribekov rad [98] predstavlja prvi rad koji razmatra problematiku raspodele opterećenja po kotrljajnim telima, kugličnog ležaja sa kosim dodirnom, koja je i danas aktuelna. U radu su prikazani izrazi, određeni na osnovu Hercove teorije, za izračunavanje

raspodele aksijalnog i radijalnog opterećenja po pojedinim kuglicama. Matematički model je definisan za opterećenje ležaja ugrađenog sa zazorom $\epsilon \leq 0.5$, odnosno za slučaj kad se ukupno radijalno opterećenje prenosi samo na kotrljajna tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni. Izvršena su eksperimentalna ispitivanja deformacija kuglica pod dejstvom opterećenja koje se na kuglicu prenosi pritiskom ravne površine ili drugim kuglicama postavljenim u kavez. U radu su prikazane deformacije kontaktne površine u zavisnosti od prečnika kuglice i opterećenja.



Slika 4.2. Algoritam za analizu statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja

Herc je 1881. godine počeo proučavanje kontakta elastičnih tela, u kojima naponi i ugibi (pomeranja) linearno zavise od opterećenja – linearna teorija elastičnosti. Posmatrao je dva osnovna slučaja kontakta: tačkasti kontakt (prvi kontaktni problem) i linijski kontakt (drugi kontaktni problem) elemenata u neopterećenom stanju.

Materijal elemenata koji su u kontaktu je homogen i izotropan. Površine tela imaju oblik nekih krivih površi. Površine tela dodiruju se, do nanošenja opterećenja u jednoj tački ili liniji. Oba tela koja su u kontaktu izložena su delovanju pritisnih sila usled čega tačkasti ili linijski dodir zbog deformisanja prelazi u dodir po nekoj površini koja se naziva površina kontakta deformisanih tela. Pretpostavlja se da su pritisne sile takve da se u zoni kontakta javljaju samo elastične deformacije.

Smatra se da je dodirna površina mala u odnosu na dimenzije dodirnih tela, tako da kontura kontaktne površine ima oblik elipse ili trake u zavisnosti od geometrije tela koji su u kontaktu.

Ocena čvrstoće elemenata na mestima kontakta zahteva, pored poznavanja maksimalnog pritiska, poznavanje veličina glavnih napona u tačkama kontakta ili najveće naprezanje u tim tačkama.

U nastavku će biti prikazana dva granična slučaja dodirnih (kontaktnih) površina: $e=0$ i $e=1$.

Polazi se od izraza za parametre A i B, a jednačine za njihovo određivanje glase:

$$A = \frac{1}{4} [(K_{11} + K_{12}) + (K_{21} + K_{22}) + \sqrt{(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 + 2(K_{11} - K_{12})(K_{21} - K_{22}) \cos 2\psi}], \quad (4.1)$$

$$B = \frac{1}{4} [(K_{11} + K_{12}) + (K_{21} + K_{22}) - \sqrt{(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 + 2(K_{11} - K_{12})(K_{21} - K_{22}) \cos 2\psi}], \quad (4.2)$$

Prvi granični slučaj: $e=0$.

Kada je u tački početni kontakt elastičnih tela važi $A=B$, tada je:

$$K_{11}=K_{12}, K_{21}=K_{22}; \quad (4.3)$$

Ekscentricitet konturne elipse je: $e=0$, -kontaktna površina je krug. U ovom slučaju su:

-kompletni eliptički integral prve vrste u Ležandrovom obliku:

$$F(0) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1-0^2 \sin^2 \varphi}} \rightarrow F(0) = \frac{\pi}{2}. \quad (4.4)$$

-kompletni eliptični integral druge vrste u Ležandrovom obliku:

$$E(0) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-0^2 \sin^2 \varphi} d\varphi \rightarrow E(0) = \frac{\pi}{2}. \quad (4.5)$$

Dok je

$$\lim_{e \rightarrow 0} \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi}} - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi} d\varphi}{e^2} = \frac{\pi}{4}. \quad (4.6)$$

Koristeći ove granične vrednosti dobija se da su:

$$\lim_{e \rightarrow 0} n_a = \lim_{e \rightarrow 0} \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{F(e) - E(e)}{e^2}} = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{1}{1}\right) \cdot \frac{\pi}{4}} = 1, \quad (4.7)$$

$$\lim_{e \rightarrow 0} n_b = \lim_{e \rightarrow 0} \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{A}{B}\right) \frac{E(e) - (1-e^2)F(e)}{e^2} \cdot \sqrt{1-e^2}} = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{1}{1}\right) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1} = 1, \quad (4.8)$$

$$\lim_{e \rightarrow 0} n_p = \lim_{e \rightarrow 0} \left(\frac{1}{n_a n_b}\right) = 1, \quad (4.9)$$

$$\lim_{e \rightarrow 0} n_a = \lim_{e \rightarrow 0} \left(F(e) \cdot \sqrt[3]{\frac{4}{\pi^2} \cdot \frac{1}{1+\frac{B}{A}} \cdot \frac{e^2}{F(e)-E(e)}}\right) = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{4}{\pi^2} \cdot \frac{1}{1+1} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{4}}} = 1 \quad (4.10)$$

Dakle, kada je $e=0$ koeficijenti n_a , n_b , n_p i n_α imaju vrednost 1. Jednačine za određivanje bitnijih parametara u kontaktu dva tela biće prikazane u nastavku.

Radijus kružnice određuje se na osnovu jednačine:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\beta_0 P}{K}} \quad (4.11)$$

Maksimalni pritisak pritisnutih tela određuje se na osnovu jednačine:

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \left(\frac{K}{\beta_0}\right)^2 P} \quad (4.12)$$

Približavanje pritisnutih tela određuje se na osnovu jednačine:

$$\alpha = \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{4} \beta_0^2 K \cdot P} \quad (4.13)$$

Pri čemu je koeficijent u funkciji elastičnosti:

$$\beta_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right) \quad (4.14)$$

Koeficijent krivina K određuje se kao zbir poluprečnika sfera koje su u kontaktu:

$$K = 2 \left(\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}\right) \quad (4.15)$$

Drugi granični slučaj: $e=1$ (trakasta kontaktna površina).

Dodirna površina ima oblik trake ograničene dvema pravim koje su paralelne, pa je: $e=1$.

Pri dodiru dvaju kružnih cilindara (poluprečnika R_1 i R_2) čije su ose paralelne, geometrijski parametri A i B imaju sledeće vrednosti:

$$A=0, \quad B = 2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right). \quad (4.16)$$

U slučaju dodira cilindra poluprečnika R_1 i cilindričnog udubljenja R_2 ($R_1 < R_2$) je:

$$A=0, \quad B = 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}\right). \quad (4.17)$$

Pri $A=0$ numerički ekscentricitet elipse je $e=1$, što odgovara prelazu elipse u beskonačnu traku $a=\infty$, širine $2b$. Traka je presek ravni i kružnog cilindra. Dužina cilindra je beskonačna.

Elipsoid pritiska opisuje jednačina:

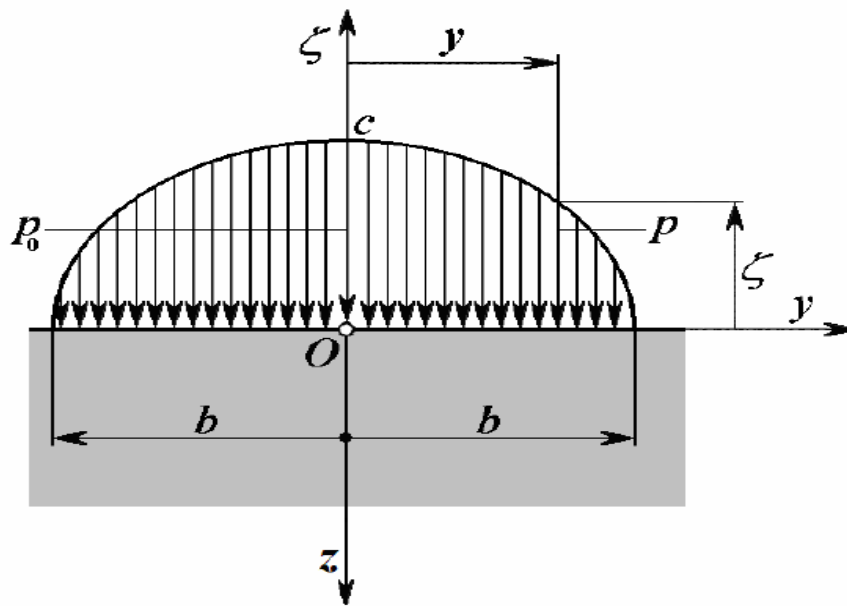
$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 + \left(\frac{z}{c}\right)^2 = 1 \quad (4.18)$$

Pri $a=\infty$ ovaj elipsoid prelazi u eliptički cilindar:

$$\left(\frac{y}{b}\right)^2 + \left(\frac{z}{c}\right)^2 = 1 \quad (4.19)$$

Raspored pritiska po širini $2b$ trake (slika 4.3) kontakta opisuje izraz:

$$p = p_0 \frac{\zeta}{c}. \quad (4.20)$$



Slika 4.3. Raspored pritiska po širini trake

Neprekidno raspoređeno opterećenje q po dužini cilindra je:

$$q = \int_{-b}^b p dy = \int_{-b}^b p_0 \frac{\zeta}{c} dy = \frac{p_0}{c} \int_{-b}^b \zeta dy \quad (4.21)$$

Integral u gornjem izrazu predstavlja površinu poluelipse, tj.: $\int_{-b}^b \zeta dy = \frac{\pi bc}{2}$, tako da je:

$$q = \frac{p_0}{c} \cdot \frac{\pi bc}{2} \quad (4.22)$$

ili:

$$q = \frac{\pi b p_0}{2} \quad (4.23)$$

Iz ovog izraza dobija se da je maksimalni pritisak neprekidno raspoređenog opterećenja po kontaktnoj ravni:

$$p_0 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{q}{b} \quad (4.24)$$

Opterećenje koje proizvodi sila P , pri delovanju na traku kontakta širine $2b$, zavisi od maksimalnog pritiska p_0 na sledeći način:

$$P = \frac{2}{3} \cdot p_0 \cdot \pi ab \quad (4.25)$$

Daljim sređivanjem izraza dobija se:

$$P = \frac{4}{3} \cdot q \cdot a \quad (4.26)$$

Jednačina za određivanje velike poluose elipse koja predstavlja kontaktnu površinu pri dodiru pritisnutih elastičnih tela:

$$a = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{F(e) - E(e)}{e^2} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} \quad (4.27)$$

Jednačina za određivanje male poluose elipse koja predstavlja kontaktnu površinu pri dodiru pritisnutih elastičnih tela:

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{A}{B}\right) \cdot \frac{E(e) - (1 - e^2)F(e)}{e^2} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} \quad (4.28)$$

U ovom slučaju su:

-kompletni eliptički integral prve vrste u Ležandrovom obliku:

$$F(1) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - 1^2 \sin^2 \varphi}} \rightarrow F(1) = \infty \quad (4.29)$$

-kompletni eliptički integral druge vrste u Ležandrovom obliku:

$$E(1) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - 1^2 \sin^2 \varphi} \, d\varphi \rightarrow E(1) = 1 \quad (4.30)$$

Dok je

$$\frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - 1^2 \sin^2 \varphi}} - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - 1^2 \sin^2 \varphi} \, d\varphi}{e^2} = \infty \quad (4.31)$$

Dakle za $e=1$, biće:

$$a = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{B}{A}\right) \cdot \frac{F(1) - E(1)}{1^2} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{B}{0}\right) \cdot \frac{\infty - 1}{1^2} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} \quad (4.32)$$

Veličina velike poluose je:

$$a = \infty,$$

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{A}{B}\right) \cdot \frac{E(1) - (1 - 1^2)F(1)}{1^2} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \left(1 + \frac{0}{B}\right) \cdot \frac{1 - 0}{1} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} \quad (4.33)$$

Veličina male poluose je:

$$b = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\beta_0 q}{K}} \quad (4.34)$$

I na kraju je prikazana jednačina za određivanje maksimalnog kontaktnog pritiska pri trakastoj kontaktnoj površini:

$$p_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{Kq}{\beta_0}} \quad (4.35)$$

Sjövall [92] prvi razmatra raspodelu opterećenja u radijalnom pravcu kod kotrljajnih ležaja do i iznad meridijanske ravni. Takođe prikazuje raspodelu aksijalnog opterećenja po kotrljajnim telima i definiše da je raspodela aksijalnog opterećenja kod valjkastih ležaja linearna, dok je raspodela aksijalnog opterećenja kod kugličnih ležaja sa kosim dodirom nelinearna. Autor uvodi kompletne eliptičke integrale prve i druge vrste za izračunavanje radijalnog i aksijalnog integrala potrebnog za određivanje raspodele opterećenja na kotrljajna tela u slučaju iznad meridijanske ravni. Definisani su izrazi za određivanje vrednosti radijalnog i aksijalnog opterećenja na kotrljajnim telima.

Ruski naučnik u oblasti teorije elastičnosti Makušin napisao je, za poznati Sovjetski trotomni priručnik za proračune čvrstoće u mašinstvu, (urednik S. D. Ponomarjov), poglavlja koja se odnose na teoriju naponskog stanja, proračune krutosti, kao i statički neodređene sisteme [135]. Među njima se nalazi i poglavlje posvećeno Hercovoj teoriji kontaktnih napona i njena primena na raspodelu opterećenja kod kotrljajnih ležaja. Nakon jasno izložene Hercove teorije kontakta (dodira) dva elastična tela Makušin izlaže teoriju raspodele opterećenja u kotrljajnim kugličnim ležajima prema Štribeku.

Kovaljev, M. i Narodecki, M. [133] u svojim knjigama izložu različita tehnička rešenja i teorijske prikaze vezane za oslanjanja u mašinama i uređajima, obrađuju kontaktne napone i deformacije nastale pri dodiru elastičnih tela. Prethodno je osnova za razmatranje raspodele opterećenja u radijalnim ležajima. Razmatarana je raspodela opterećenja u radijalnim ležajima sa radijalnim opterećenjem i nultim zazorom, kao i sa radijalnim opterećenjem i zazorom. Krutost radijalnog ležaja je takođe razmatrana. Analizirani su slučajevi statičkog i dinamičkog opterećenja ležaja. Štribekova teorija je izložena detaljno i pregledno. Zatim, je prikazana Ševalova teorija, u kojoj figurišu radijalni i aksijalni integrali, izraženi bez primene eliptičkih integrala, čime je pojednostavljen sam proračun. Primena softverskih paketa, još više olakšava postupak proračuna raspodele opterećenja.

Košelj, M. V. u monografiji [134] prvo razmatra tipove kotrljajnih ležaja, da bi u drugom poglavlju analizirao kinematiku, napone i sile koje se javljaju u ležajima. Posle analize trenja i njegovih karakteristika u kotrljajnim ležajima prikazuje se analiza napona i deformacija. Razmatra se raspodela opterećenja u kotrljajnim ležajima, i to za jednoredi kuglični ležaj pri radijalnom i kombinovanom opterećenju. Primena Štribekove teorije je detaljno prikazana. Koristeći Ševalovu teoriju autor određuje radijalnu i aksijalnu komponentu opterećenja i definiše približene izraze za ove komponente, koji sadrže radijalni i aksijalni integral. Takođe su date i tabele koje sadrže vrednosti ovih integrala u širokom dijapazonu faktora raspodele opterećenja.

Harris, A. i Kotzalas, M. [44] su sistematizovali jednačine za određivanje raspodele opterećenja u aksijalnom i radijalnom pravcu za kotrljajne ležaje (kuglični ležaji sa kosim dodirom i cilindrično valjkasti ležaji). Vrednosti radijalnog i aksijalnog integrala za tačkasti i linijski dodir prikazane su numerički tabelarno. Vrednost eksponenta za tačkasti dodir iznosi $n=\frac{3}{2}$, a za linijski dodir $n=\frac{10}{9}$. Prikazane su numeričke vrednosti faktora raspodele opterećenja ϵ za tačkasti i linijski dodir kod radijalnog opterećenja ležaja.

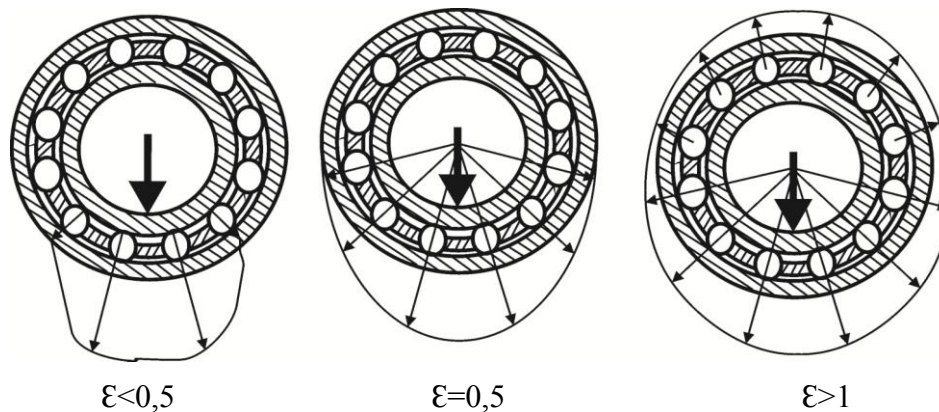
Ricci, C. M. [89] koristi iterativni metod proračuna za određivanje raspodele statičkog opterećenja jednoređih kugličnih ležaja sa kosim dodirom. U radu se razmatraju numerički aspekti iterativne metode. Numerički rezultati su poređeni sa rezultatima drugih autora. Ukupno aksijalno opterećenje kugličnog ležaja sa kosim dodirom je 17800 N , iznosi 1676 N za svaku kuglicu ležaja po Herisu, a u ovom radu opterećenje po svakoj kuglici iznosi 1681 N . Odsutpanje ove metode od Herisove je -0,34 %. Prikazana je zavisnost ugla kontakta kuglice od veličine aksijalnog opterećenja kao i aksijalnog pomeranja prstenova. Poređeni su rezultati Herisa i Ričija.

Raspodela opterećenja na kotrljajna tela zavisi direktno od unutrašnje geometrije ležaja. Montažu ležaja moguće je izvršiti na tri načina:

- sa zazorom,
- nultim zazorom,
- preklopom.

U slučaju kada je ležaj ugrađen sa zazorom ukupno radijalno opterećenje se prenosi samo na ona kotrljajna tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni (ispod centralne ose ležaja) $\epsilon < 0,5$. Kada je ležaj ugrađen sa nultim zazorom $\epsilon = 0,5$ raspodela radijalnog opterećenja se vrši do meridijanske ravni pri čemu su kotrljajna tela u nivou meridijanske ravni neopterećena. Opterećenje kotrljajnih tela od meridijanske ravni pa do kotrljajnog tela koje se nalazi ispod centralne ose ležaja povećava se po određenoj zakonitosti i kotrljajno telo koje se nalazi tačno ispod centralne ose trpi najveće opterećenje. Pri ugradnji ležaja sa preklopom $\epsilon > 1$ sva kotrljajna tela su radijalno opterećena.

Na slici 4.4 prikazan je izgled cilindrično valjkastog ležaja ugrađenog sa zazorom, nultim zazorom i preklopom kao i raspodela opterećenja.



Slika 4.4. Raspodela opterećenja na kotrljajna tela ležaja ugrađenog sa zazorom, nultim zazorom i preklopom

Za slučaj ugradnje ležaja sa preklopom u ležaju se javlja prednaprezanje. Prednaprezanje predstavlja silu koja je aktivna između kotrljajnih elemenata i prstenova ležaja, koja nije uzrokovana spoljašnjim opterećenjem. Prednaprezanje se može smatrati negativnim zazorom (preklopom). Razlozi primene prednaprezanja su:

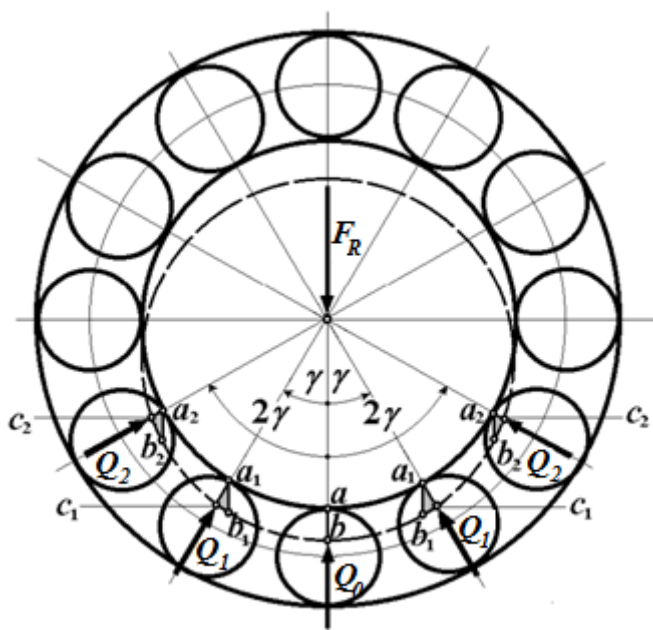
- povećanje krutosti,
- veća tačnost vođenja ose osovine, vratila itd.,
- niži nivo buke,
- duži vek ležaja.

Kod zahteva za visokom tačnošću prednaprezanje je neophodno za povećanje krutosti ili tačnosti rada. Takođe se preporučuje tamo gde ležaji rade bez opterećenja ili sa malim opterećenjem i velikim brojevima obrtaja. U ovim slučajevima prednaprezanje obezbeđuje minimalno opterećenje i sprečava proklizavanje koje bi oštetilo ležaj.

Zavisno od vrste ležaja prednaprezanje može biti radijalno ili aksijalno. Cilindrično valjkasti ležaji mogu biti samo radijalno prednapregnuti, dok se kuglični ležaji sa kosim dodirnom najčešće koriste u paru sa drugim ležajem istog tipa ugrađeni u "O" ili "X" rasporedu i najčešće su aksijalno prednapregnuti.

Kako je ranije konstatovano problem raspodele spoljašnjeg radijalnog opterećenja prvi je posmatrao Štribek (1903. godine u Nemačkoj), a 1907. godine objavio je rezultate svog istraživanja u SAD. Razmatrao je slučaj kada je radijalni zazor jednak nuli, a kuglice su tako raspoređene da se jedna od njih nalazi na napadnoj liniji spoljašnjeg radijalnog opterećenja. Kasnije je ovo rešenje prošireno i za slučaj kad je ležaj montiran sa radijalnim zazorom. U ovom slučaju, pri vertikalnom pravcu radijalnog opterećenja njega primaju samo kotrljajna tela, koja se nalaze ispod meridijanske ravni ležaja. Kotrljajna tela koja se nalaze iznad meridijanske ravni su neopterećena.

Zakon raspodele opterećenja kod radijalnih ležaja prikazuje se na primeru cilindrično valjkastog ležaja ugrađenog sa nultim zazorom (Slika 4.5).



Slika 4.5. Raspodela opterećenja kod radijalnog ležaja sa nultim zazorom

Na ležaj deluje radijalna sila F_R . Unutrašnji prsten, kao kruto telo, pomera se u pravcu delovanja sile F_R za veličinu $\alpha_0 = ab$. Savijanje prstena se zanemaruje, tj. on se posmatra kao kruto telo, pa za odsečak $a_1 b_1$ važi:

$$a b = a_1 b_1 = a_2 b_2 = \alpha_0 \quad (4.36)$$

Iz trouglova $a_1 b_1 c_1, a_2 b_2 c_2 \dots$ nalaze se izrazi za radijalna približenja (pomeranja) tačaka kontakta elastičnih valjčića ležaja unutrašnjem prstenu preko veličine α_0 . Tako se za približenja valjčića unutrašnjem prstenu u radijalnom pravcu, može pisati:

$$\begin{aligned}
 a &= \alpha_0 \\
 a_1 &= \alpha_1 = \alpha_0 \cos \gamma \\
 a_2 &= \alpha_2 = \alpha_0 \cos 2\gamma, \\
 &\dots \\
 a_n &= \alpha_n = \alpha_0 \cos n\gamma
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Uglovi γ , 2γ , $n\gamma$ koji figurišu u prethodnim izrazima predstavljaju uglove između napadne linije sile F i položaja valjčića kotrljajnog ležaja koje primaju opterećenje (Slika 4.4.). Najveći od ovih uglova treba da zadovolji uslov:

$$n \gamma < \frac{\pi}{2} (= 90^\circ) \tag{4.38}$$

jer valjčići iznad meridijanske ravni ne primaju opterećenje F .

Veličine radijalnih pomeranja $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ zavise od kontaktnih deformacija usled približenja unutrašnjeg prstena valjčićima. Približenje dva elastična tela pod dejstvom opterećenja određuje se izrazom:

$$\alpha_i = n_\alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{4} \cdot \beta_0^2 \cdot K \cdot P_i^2}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, n \tag{4.39}$$

Za posmatrani ležaj, radijalno približenje i -tog valjčića unutrašnjem prstenu, može da se napiše u obliku:

$$\alpha_i = n_\alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{4} \cdot \beta_0^2 \cdot K \cdot P_i^2}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, n \tag{4.40}$$

gde je:

$$n_\alpha \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{4} \cdot \beta_0^2} = \text{const} - \text{konstanta za sve valjčiće posmatranog ležaja.}$$

Na osnovu prethodnog, gornja jednačina za radijalna približenja valjčića, može da se napiše kao:

$$\begin{aligned}
 \alpha_0 &= \text{const} \cdot Q_0^{\frac{3}{2}}, \\
 \alpha_1 &= \text{const} \cdot Q_1^{\frac{3}{2}}, \\
 &\dots \\
 \alpha_n &= \text{const} \cdot Q_n^{\frac{3}{2}}
 \end{aligned} \tag{4.41}$$

U sažetom obliku ovi izrazi glase:

$$\text{const} = \frac{\alpha_0}{Q_0^{\frac{3}{2}}} = \frac{\alpha_1}{Q_1^{\frac{3}{2}}} = \frac{\alpha_2}{Q_2^{\frac{3}{2}}} = \dots = \frac{\alpha_n}{Q_n^{\frac{3}{2}}} \tag{4.42}$$

Daljim sređivanjem dobija se sledeće jednačine:

$$\frac{\alpha_0}{Q_0^{\frac{3}{2}}} = \frac{\alpha_0 \cdot \cos \gamma}{Q_1^{\frac{3}{2}}} = \frac{\alpha_0 \cdot \cos 2\gamma}{Q_2^{\frac{3}{2}}} = \dots = \frac{\alpha_0 \cdot \cos n\gamma}{Q_n^{\frac{3}{2}}} \tag{4.43}$$

odakle se određuju radijalne sile:

$$\begin{aligned}
 Q_1^{\frac{2}{3}} &= Q_0^{\frac{2}{3}} \cdot \cos \gamma, \\
 Q_2^{\frac{2}{3}} &= Q_0^{\frac{2}{3}} \cdot \cos 2\gamma, \\
 &\dots \\
 Q_n^{\frac{2}{3}} &= Q_0^{\frac{2}{3}} \cdot \cos n\gamma
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

Stepenovanjem ovih relacija izloziocem $\frac{3}{2}$, dobija se:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= Q_0 \cdot \cos^{\frac{3}{2}} \gamma, \\
 Q_2 &= Q_0 \cdot \cos^{\frac{3}{2}} 2\gamma, \\
 &\dots \\
 Q_n &= Q_0 \cdot \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

Uslov ravnoteže za unutrašnji prsten, koji je izložen dejstvu vertikalne sile F_R i radijalnih sila (sila reakcije) $Q_0, Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ glasi:

$$F_R = Q_0 + 2 \cdot Q_1 \cdot \cos \gamma + 2 \cdot Q_2 \cdot \cos 2\gamma + \dots + 2 \cdot Q_n \cdot \cos n\gamma \tag{4.46}$$

Sređivanjem jednačina dobija oblik:

$$F_R = Q_0 \left(1 + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} \gamma + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} 2\gamma + \dots + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} n\gamma \right) \tag{4.47}$$

Jasno je da je Q_0 maksimalna radijalna sila reakcije. Njena veličina se lako nalazi iz poslednjeg izraza:

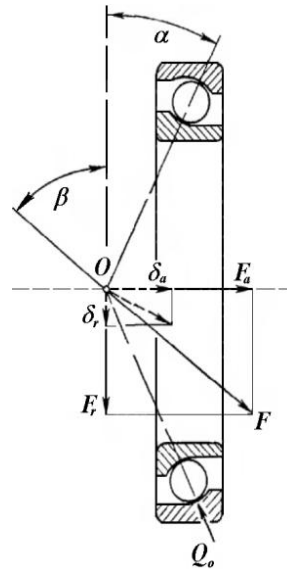
$$Q_0 = \frac{F_R}{1 + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} \gamma + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} 2\gamma + \dots + 2 \cdot \cos^{\frac{5}{2}} n\gamma} \tag{4.48}$$

Centralni ugao između pravaca središta valjčića:

$$\gamma = \frac{2\pi}{z} \tag{4.49}$$

Slučaj raspodele radijalnog opterećenja kad je ležaj ugrađen sa preklopom, kada se spoljašnje radijalno opterećenje prenosi na kotrljajna tela koja se nalaze ispod i iznad meridijanske ravni $0 < \xi \leq 1$.

Posmatra se radijalni kotrljajni ležaj izložen delovanju kombinovanog opterećenja, koje čine radijalna i aksijalna sila. Usled dejstva aksijalne sile dolazi do ravnomerne elastične deformacije u svim kotrljajnim telima, zbog čega poprečne ravni spoljašnjeg i unutrašnjeg prstena, normalne na osu ležaja, ostaju paralelne. Raspored aksijalnog i radijalnog opterećenja kotrljajnog ležaja prikazan je na slici 4.6.



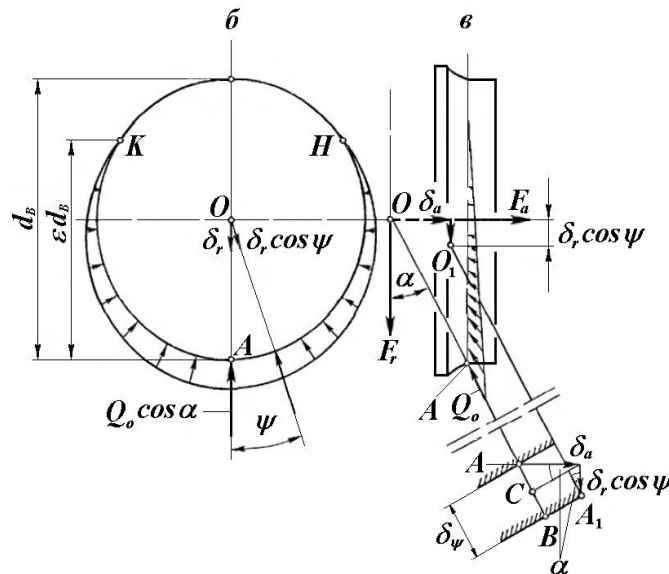
Slika 4.6. Aksijalno i radijalno opterećenje kotrljajnog ležaja

Sila F koja deluje na ležaj ima dve komponente i to:

$$F_r = F \cdot \cos \beta \quad (4.50)$$

$$F_a = F \cdot \sin \beta \quad (4.51)$$

Sila F_r proizvodi radijalnu deformaciju δ_r , koja se menja u radijalnom pravcu, zavisno od ugla ψ , koji opisuje položaj kotrljajnog tela u odnosu na osu ležaja (Slika 4.7).



Slika 4.7. Raspored opterećenja u radijalnom pravcu

Pri pomeranju kontaktne tačke iz položaja A u položaj A_1 veličinu pomeranja δ_ψ čine odsecci AC i CB čije su veličine:

$$AC = \delta_a \sin \alpha, \quad CB = \delta_r \cos \psi \cos \alpha \quad (4.52)$$

pa je

$$\delta_\psi = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \psi \cos \alpha \quad (4.53)$$

Za slučaj $\psi = 0$, prethodni izraz postaje:

$$\delta_0 = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \quad (4.54)$$

Izraz opisuje maksimalni ugib $\delta_0 = \delta_{max}$ pod dejstvom maksimalnog opterećenja Q_{max} .

Deljenjem prethodna dva izraza dobija se:

$$\frac{\delta_\psi}{\delta_0} = \frac{\delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \psi \cos \alpha}{\delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha} = \frac{\delta_\psi}{\delta_{max}} \quad (4.55)$$

Deljenjem brojioca i imenioca na desnoj strani ove jednačine sa $\delta_r \cos \alpha$ dobija se:

$$\frac{\delta_\psi}{\delta_{max}} = \frac{\frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha + \cos \psi}{\frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha + 1} \quad (4.56)$$

Uvođenjem oznake

$$\frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha + 1 = 2\varepsilon \quad (4.57)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (4.58)$$

gornji izraz postaje:

$$\frac{\delta_\psi}{\delta_{max}} = \frac{2\varepsilon - 1 + \cos \psi}{2\varepsilon} = 1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \quad (4.59)$$

odakle se dobija:

$$\delta_\psi = \delta_{max} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right) \quad (4.60)$$

Kada se radi o *tačkastom dodiru* veza između deformacije i opterećenja (sile) je:

$$\delta = c Q^{\frac{2}{3}} \quad (4.61)$$

odakle je:

$$Q = c \delta^{\frac{3}{2}} \quad (4.62)$$

a pri *linijskom dodiru*:

$$\delta = d Q^{0,925} \quad (4.63)$$

odakle je:

$$Q = d \delta^{1,081081...} \quad (4.64)$$

U opštem slučaju za ove kontakte može da se piše:

$$Q = K \delta^n \quad (4.65)$$

Prema gornjem izrazu za navedene kontakte važi:

$$\frac{Q_\psi}{Q_{max}} = \frac{c \delta_\psi^n}{c \delta_{max}^n} \quad (4.66)$$

odakle je:

$$\frac{Q_{\psi}}{Q_{max}} = \left(\frac{\delta_{\psi}}{\delta_{max}} \right)^n \quad (4.67)$$

Daljim sređivanjem dobija se:

$$Q_{\psi} = Q_{max} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \quad (4.68)$$

Pri čemu se uzima $n = \frac{3}{2}$ za tačkasti dodir, i $n = \frac{1}{0,925} = 1,081081$ za linijski dodir i ovaj koeficijent je odredio Kunert (Karl-Heinz Kunert). Harris i Kotzalas u literaturi [44] ukazuju da je koeficijent n za linijski dodir $n = \frac{10}{9}$.

Izračunavanje radijalne sile može se izvršiti primenom sledeće jednačine:

$$F_r = Q_{max} \left[\frac{z}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \cos \psi \, d\psi \right] \cos \alpha \quad (4.69)$$

odnosno:

$$F_r = z Q_{max} \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \cos \psi \, d\psi \right] \cos \alpha \quad (4.70)$$

ili:

$$F_r = z Q_{max} J_r(\varepsilon) \cos \alpha \quad (4.71)$$

Izračunavanje radijalnog integrala $J_r(\varepsilon)$ biće objašnjeno u nastavku.

Sličnom procedurom kao za radijalnu silu, dobija se:

$$F_a = Q_{max} \left[\frac{z}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \, d\psi \right] \sin \alpha \quad (4.72)$$

odnosno:

$$F_a = z Q_{max} \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \, d\psi \right] \sin \alpha \quad (4.73)$$

$$F_a = z Q_{max} J_a(\varepsilon) \sin \alpha \quad (4.74)$$

Uvođenje radijalnog i aksijalnog integrala i njegovo izračunavanje prvi je uveo Ševal (Harald Sjöval) [92].

Radijalni J_r i aksijalni integral J_a su veličine koje su u funkciji od parametra ε (faktor raspodele opterećenja) a jednačine za određivanje ovih integrala su:

$$J_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \cos \psi \, d\psi \quad (4.75)$$

i

$$J_a(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\varphi}^{\varphi} \left(1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right)^n \, d\psi \quad (4.76)$$

Vrednost radijalnog integrala J_r je u funkciji faktora raspodele opterećenja ε i njegove vrednosti za tačkasti i linijski dodir prikazane su u tabeli 4.1.

Tabela 4.1. Vrednosti radijalnog integrala za tačkasti i linijski dodir

J_r	Tačkasti dodir		Linijski dodir			
	Harris i Kotzalas	Кошелъ	Harris i Kotzalas	Кошелъ	Doktorat n=10/9	Doktorat n=1/0.925
0	1/z	1/z	1/z	1/z	1/z	1/z
0.1	0.1156	0.1156	0.1268	0.1274	0.126406	0.127376
0.2	0.1590	0.1590	0.1737	0.1744	0.173175	0.174432
0.3	0.1892	0.1892	0.2055	0.2063	0.204958	0.206351
0.4	0.2117	0.2117	0.2286	0.2295	0.228038	0.213746
0.5	0.2288	0.2288	0.2462	0.2453	0.244799	0.246173
0.6	0.2416	0.2416	0.2576	0.2568	0.256362	0.257602
0.7	0.2505	0.2505	0.2642	0.2636	0.263236	0.264256
0.8	0.2559	0.2559	0.2662	0.2658	0.265492	0.266188
0.9	0.2576	0.2576	0.2629	0.2628	0.262664	0.262890
1	0.2546	0.2546	0.2519	0.2523	0.252530	0.251962
2.5	0.1339	0.1339	0.1061	0.1075	0.108305	0.106107
5	0.0711	0.0711	0.0536	0.0544	0.054901	0.053588
∞	0	0	0	0	0	0

Vrednost aksijalnog integrala J_a je u funkciji faktora raspodele opterećenja ε i njegove vrednosti za tačkasti i linijski dodir prikazane su u tabeli 4.2.

Tabela 4.2. Vrednosti aksijalnog integrala za tačkasti i linijski dodir

J_a	Tačkasti dodir		Linijski dodir			
	Harris i Kotzalas	Кошелъ	Harris i Kotzalas	Кошелъ	Doktorat n=10/9	Doktorat n=1/0.925
0	1/z	1/z	1/z	1/z	1/z	1/z
0.1	0.1196	0.1196	0.1326	0.1326	0.131502	0.132573
0.2	0.1707	0.1707	0.1885	0.1895	0.187919	0.189474
0.3	0.2110	0.2110	0.2334	0.2347	0.232720	0.234679
0.4	0.2462	0.2462	0.2728	0.2743	0.271935	0.274269
0.5	0.2782	0.2782	0.3090	0.3107	0.307964	0.310664
0.6	0.3083	0.3083	0.3433	0.3452	0.342129	0.345202
0.7	0.3374	0.3374	0.3766	0.3788	0.375348	0.378818
0.8	0.3658	0.3658	0.4098	0.4124	0.408441	0.412352
0.9	0.3945	0.3945	0.4439	0.4470	0.442432	0.446869
1	0.4244	0.4244	0.4817	0.4550	0.479807	0.485027
2.5	0.7240	0.7240	0.7837	0.7867	0.781924	0.786740
5	0.8558	0.8558	0.8909	0.8926	0.889865	0.892586
∞	1	1	1	1	1	1

Deobom izraza za aksijalno i radijalno opterećenje dobija se:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{z Q_{max} J_a(\varepsilon) \sin \alpha}{z Q_{max} J_r(\varepsilon) \cos \alpha} \quad (4.77)$$

ili

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{J_a(\varepsilon)}{J_r(\varepsilon)} \operatorname{tg} \alpha \quad (4.78)$$

odakle se dobija jednačina:

$$\frac{F_r}{F_a} \operatorname{tg} \alpha = \frac{J_r(\varepsilon)}{J_a(\varepsilon)} \quad (4.79)$$

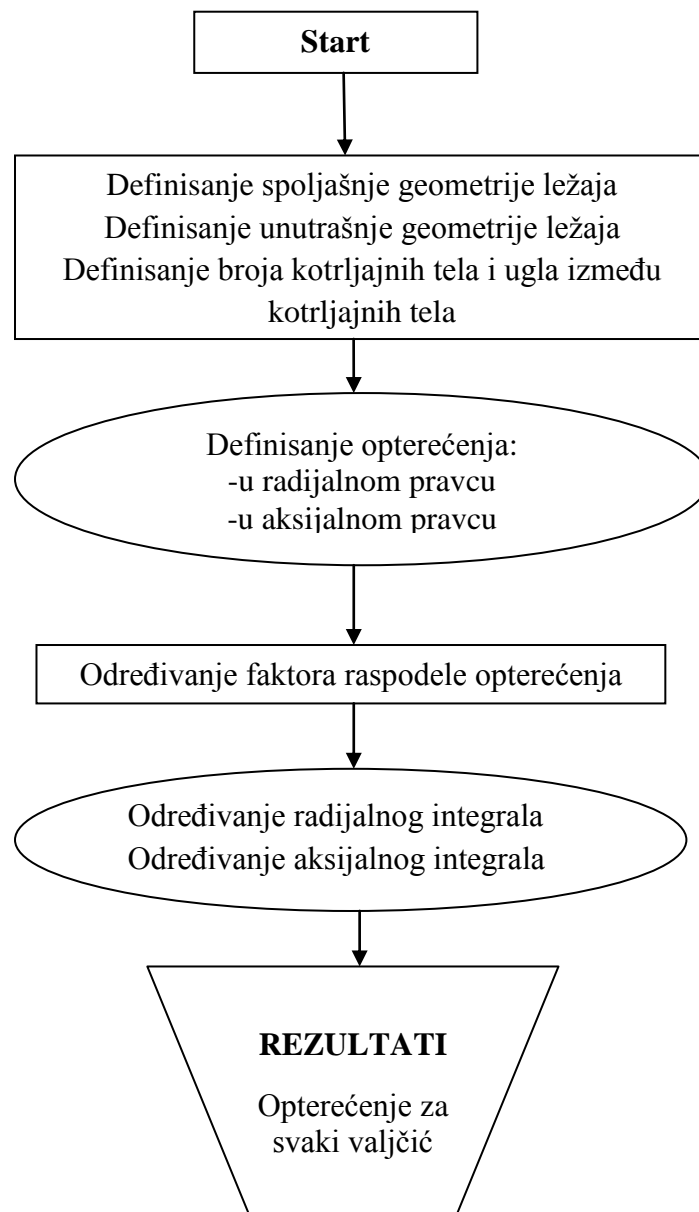
Iz izraza za radijalno i aksijalno opterećenje dobija se:

$$Q_{max} = \frac{F_r}{z J_r(\varepsilon) \cos \alpha} \quad (4.80)$$

$$Q_{max} = \frac{F_a}{z J_a(\varepsilon) \sin \alpha} \quad (4.81)$$

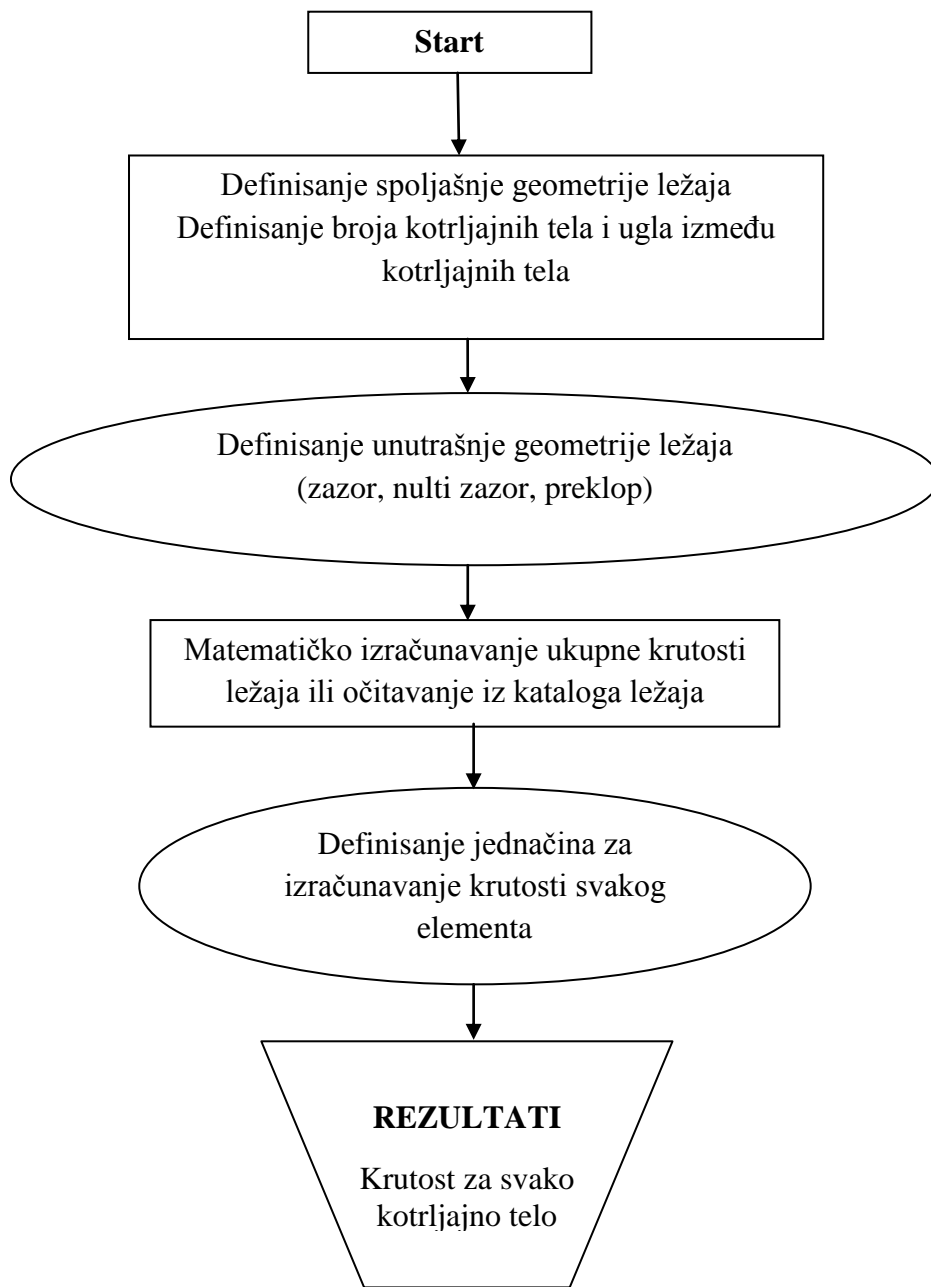
Izraz za izračunavanje komponenata aksijalnog opterećenja važi samo za kuglične ležaje, dok je raspodela opterećenja kod valjkastih ležaja linearna (svako kotrljajno telo - valjčić trpi jednaku aksijalnu silu).

Algoritam za određivanje raspodele opterećenja na svakom valjčiću prikazan je na slici 4.8.



Slika 4.8. Algoritam za definisanje raspodele opterećenja za svako kotrljajno telo

Pored raspodele opterećenja na svako kotrljajno telo od suštinskog značaja za tačnost statičke analize ima krutost ležaja. Iz tog razloga potrebno je odrediti krutost svakog kotrljajnog elementa u sklopu ležaja. Kod cilindrično valjkastih ležaja javlja se nelinearna krutost u radijalnom pravcu i linearna krutost u aksijalnom pravcu. Algoritam za određivanje krutosti svakog kotrljanog tela cilindrično valjkastog ležaja prikazan je na slici 4.9.



Slika 4.9. Algoritam određivanja krutosti svakog kotrljajnog tela cilindrično valjkastog ležaja

Izračunavanje radijalne i aksijalne krutosti cilindrično valjkastih ležaja vrši se proračunom u programskom sistemu matematika.

Početak proračuna za određivanje nelinearne krutosti cilindrično valjkastog ležaja primenom programskog paketa matematika prikazan je na slici 4.10. Prikazan je primer ležaja NJ324EC.M1C4VA301, čija je ukupna radijalna krutost 4000 N/mm i deli se prema nelinearnoj zakonitosti na sva kotrljajna tela.

```


$$\frac{1}{2\pi} \text{NIntegrate} \left[ \left( 1 - \frac{1}{2} (1 - \text{Cos}[x]) \right)^{\frac{10}{9}} \text{Cos}[x], \{x, -\pi, \pi\} \right]$$

0.25253

0.25253006280561846`

In[1]:=  $\frac{4000}{0.25253006280561846` \times 13 \text{Cos}[0]}$ 
Out[1]= 1218.44

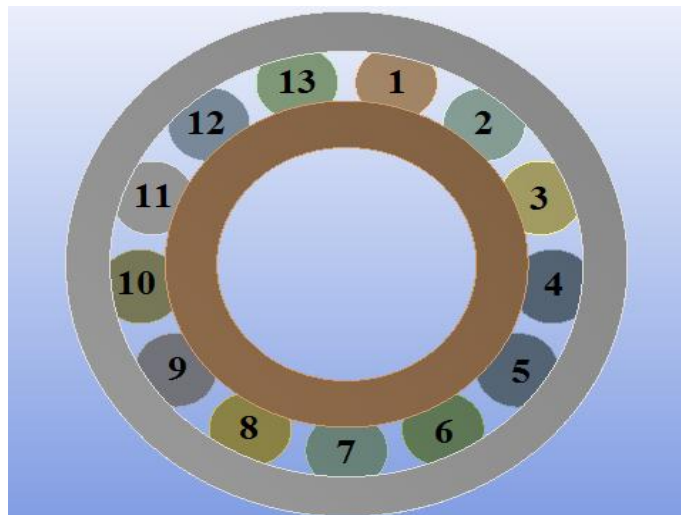
1218.438328782857`

In[3]:=  $1218.438328782857` \left( 1 - \frac{1}{2} \left( 1 - \text{Cos} \left[ \frac{2\pi}{13} \right] \right) \right)^{\frac{10}{9}}$ 
Out[3]= 1141.15

```

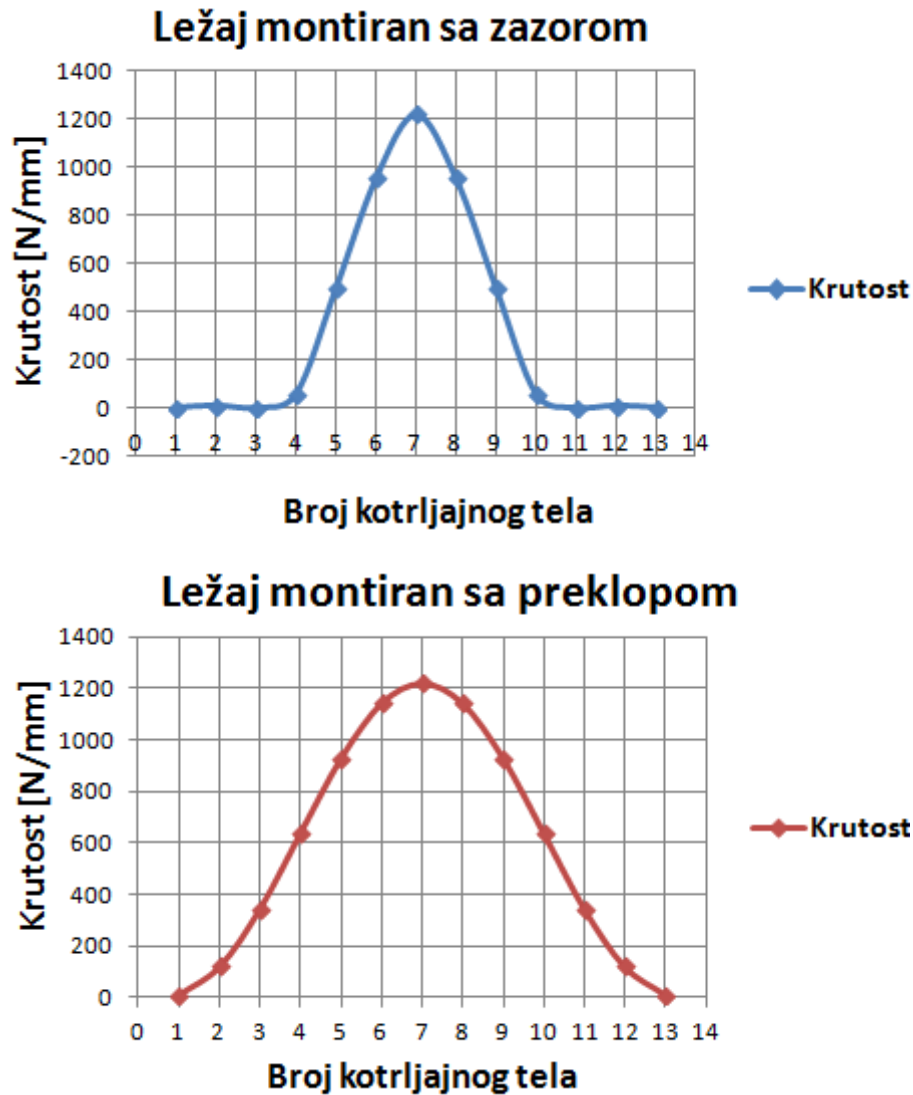
Slika 4.10. Početak proračuna za definisanje radijalne krutosti kotrljajnih tela cilindrično valjkastog ležaja

Pozicije kotrljajnih elemenata na jednoredu cilindrično valjkastom ležaju za uležištenje osovinskog sklopa na železnici prikazane su na slici 4.11. Unutrašnja geometrija ležaja definisana je sa zazorom što znači da samo kotrljajna tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni imaju krutost.



Slika 4.11. Pozicije kotrljajnih tela na cilindrično valjkastom ležaju za železnicu

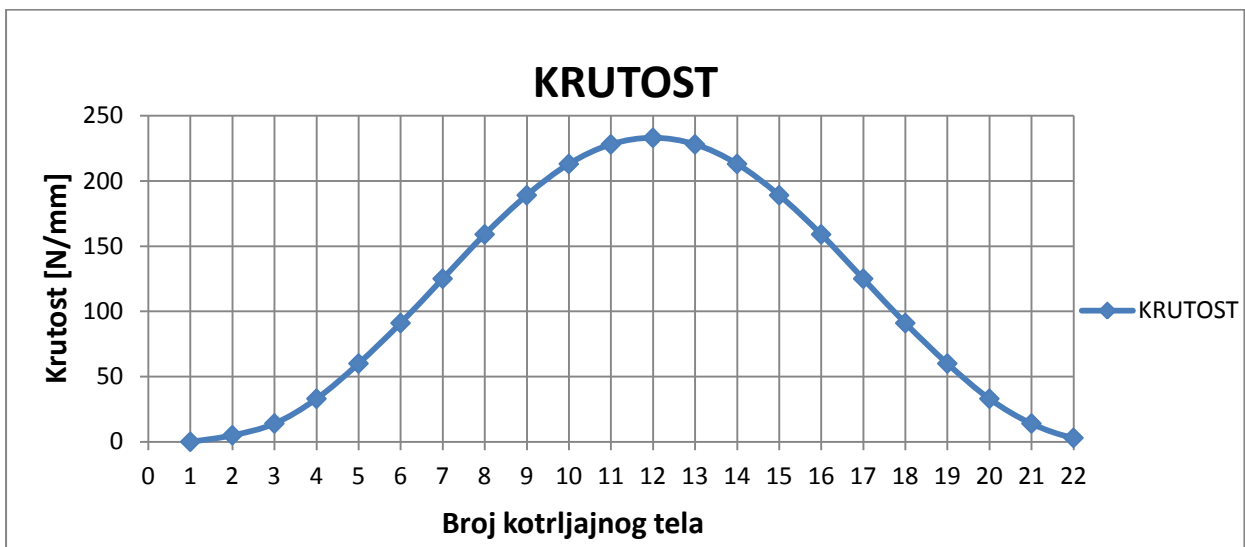
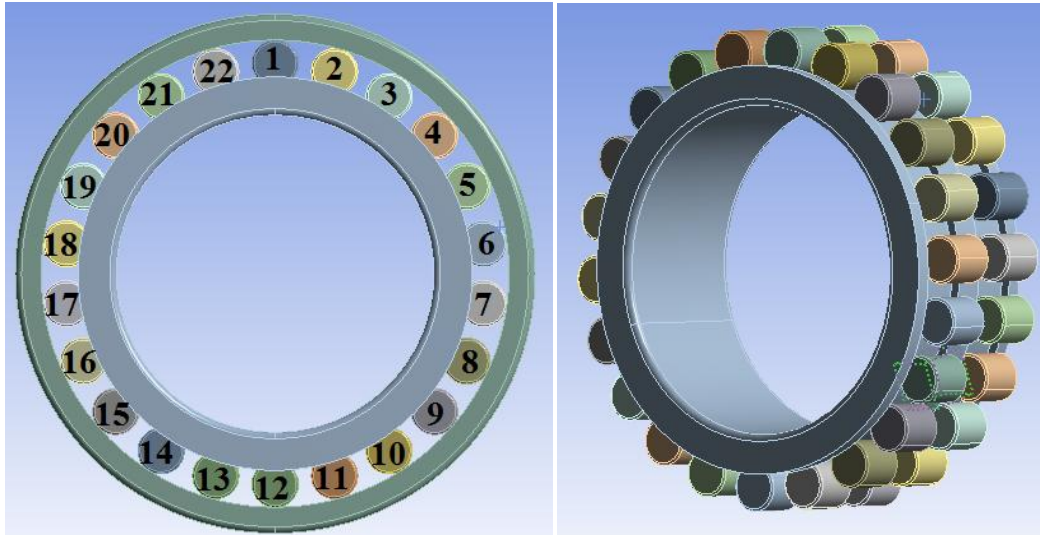
Vrednosti nelinearne krutosti za sva kotrljajna tela u radijalnom pravcu za slučaj montaže ležaja sa zazorom ($\epsilon=0,49$) i preklopom ($\epsilon=1$) prikazane su na slici 4.12.



Slika 4.12. Promena krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela i unutrašnje geometrije ležaja

Kada su u pitanju cilindrično valjkasti ležajevi za glavna vretena mašina alatki isključivo se ugrađuju na vreteno sa preklopom zbog potrebne veće radijalne krutosti i tačnosti vretena. Raspored ukupne krutosti od 2600 N/mm na kotrljane elemente konkretnog cilindrično valjkastog dvoredog ležaja oznake SKF 3011 NN TN/SP montiranog sa faktorom raspodele opterećenja $\epsilon=1$ prikazan je na slici 4.13.

Posebnu pažnju prilikom matematičkog proračuna treba posvetiti činjenici da je ležaj dvoredi i da ima ukupno 44 valjčića, odnosno po 22 u jednom redu. Pozicije kotrljajnih elemenata i u jednom i u drugom redu numerisane su istim brojevima.

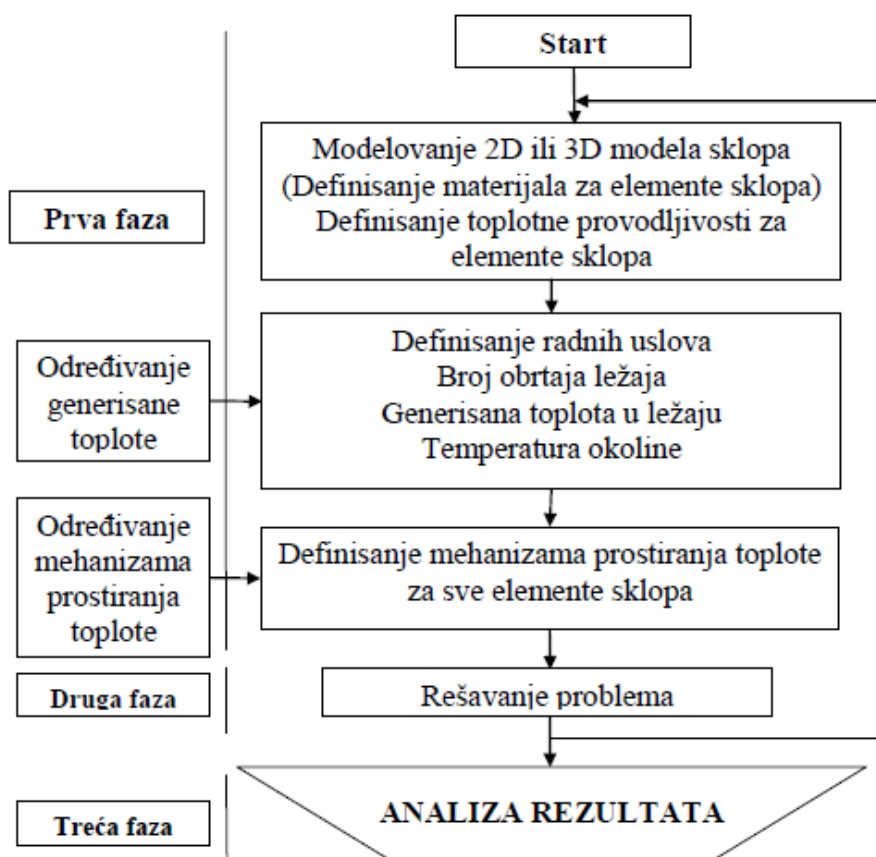


Slika 4.13. Promena krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela dvoredog cilindrično valjkastog ležaja

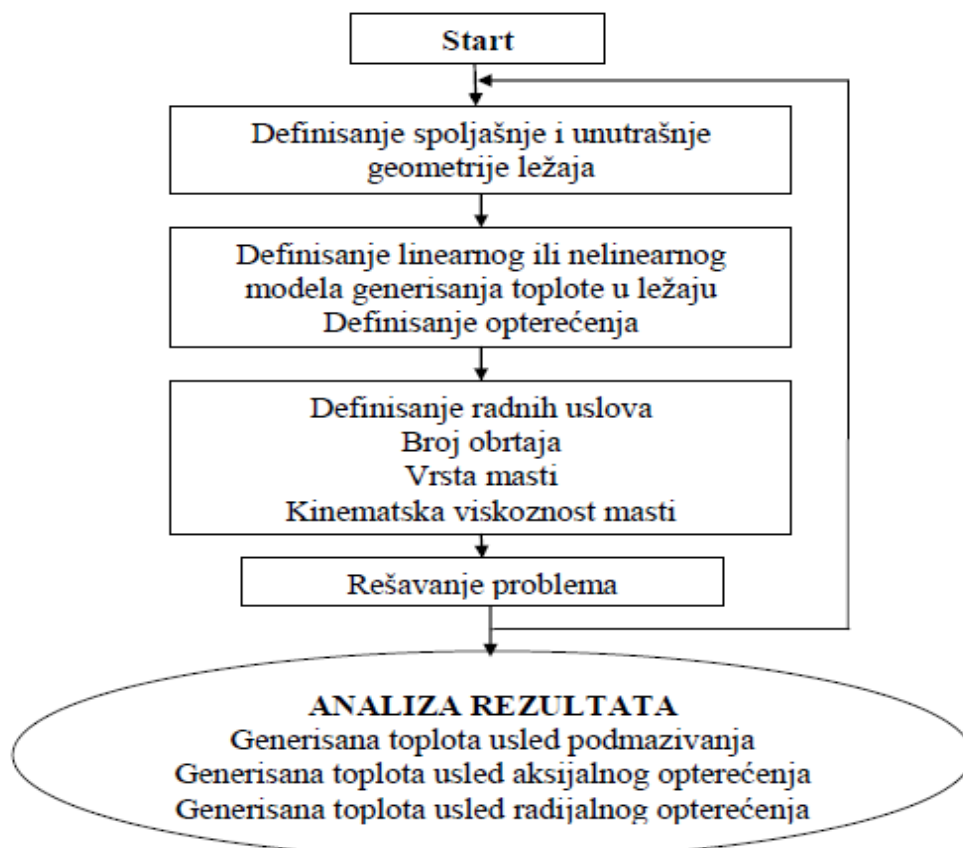
4.4. Podsystem za analizu toplotnog ponašanja valjkastih ležaja

Podsystem za analizu toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja prikazan je na slici 4.14. Primenom programskog sistema opšte namene na bazi metode konačnih elemenata definisane su tri faze u okviru određivanja toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja. U okviru prve faze potrebno je modelovati sklop koji se ispituje a zatim definisati materijale za sve elemente sklopa. Nakon toga je potrebno primeniti matematički model za određivanje generisane toplote u ležaju.

U okviru faze preprocesiranja nalazi se matematički model za određivanje generisane toplote u ležaju i njegov algoritam je prikazan sa slici 4.15.



Slika 4.14. Algoritam podsistema za analizu toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja



Slika 4.15. Algoritam matematičkog modela određivanja generisane toplote cilindrično valjkastih ležaja

Unutar ležaja u toku njegove eksploatacije stalno dolazi do prenosa toplote na sve elemente ležaja. Dve osnovne fizičke veličine koje određuju razmenu toplote između dva tela su: količina toplote i temperatura. Dva tela u fizičkom kontaktu razmenjuju toplotu sve dok se intenzitet kretanja njihovih molekula (temperatura) ne izjednači. Temperaturna razlika dva tela je pogonska sila za razmenu toplote između njih. Toplota spontano-prirodnim putem prelazi sa tela više na telo niže temperature pa se u toku generisanja toplote između kotrljajnih tela - valjčića i prstenova paralelno odvija i proces provođenja toplote. U nekim slučajevima se teži što boljem prenošenju toplote, kao na primer kod ležaja za železnicu gde toplota koja se prenosi na ceo osovinski sklop nema nekih posebno negativnih efekata. Već se na ovaj način odvodi toplota od samog izvora ležaja i na taj način se smanjuje mogućnost dostizanja maksimalne dozvoljene temperature do koje se ležaj može zagrejati. U drugim slučajevima nastoji se sprečiti prelaz toplote sa ležaja na glavno vreteno mašine alatke i na taj način se smanjuje efekat toplotnog opterećenja koje izaziva određene greške vrha vretena.

Kao i kod drugih vidova energije, pri razmeni toplote tela i okoline važi poznati toplotni bilans:

$$Q_{\text{generisano}} - Q_{\text{odvedeno}} = Q_{\text{akumulisano}} \quad (4.82)$$

Ukoliko je generisana toplota veća od odvedene, akumulacija je pozitivna - ležaj se zagreva, a ako je situacija obrnuta, akumulacija je negativna i ležaj se hladi.

4.4.1. Određivanje momenta trenja

Trenje u ležaju je glavni parametar koji utiču na generisanje toplote, a time i na radnu temperaturu ležaja. Ono zavisi osim od opterećenja, još i od nekih drugih parametara, pre svega od tipa i geometrije ležaja, broja obrtaja, kao i osobina i tipa maziva koje se u njemu nalazi.

Moment trenja cilindrično valjkastog ležaja čine moment trenja usled podmazivanja M_0 , moment trenja usled radijalnog opterećenja M_1 i moment trenja usled aksijalnog opterećenja M_2 . Jednačina za izračunavanje momenta trenja u ležaju glasi:

$$M = M_0 + M_1 + M_2 \quad (4.83)$$

Moment trenja usled podmazivanja izračunava se na osnovu sledeće jednačine:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \quad (4.84)$$

Prethodna jednačina važi ako je $v \cdot n \geq 2000$, u slučaju kad je $v \cdot n < 2000$ važi jednačina prikazana u radu [130].

Jednačina za određivanje momenta trenja usled radijalnog opterećenja glasi:

$$M_1 = f_1 \cdot F_r \cdot d_m \quad (4.85)$$

Jednačina za određivanje momenta trenja usled aksijalnog opterećenja glasi:

$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_m \quad (4.86)$$

Koeficijent f_2 određuje se sa dijagrama na osnovu na osnovu proizvoda: $n \cdot d_m \cdot v$ i F_a/A .

Površina A određuje se na osnovu jednačine:

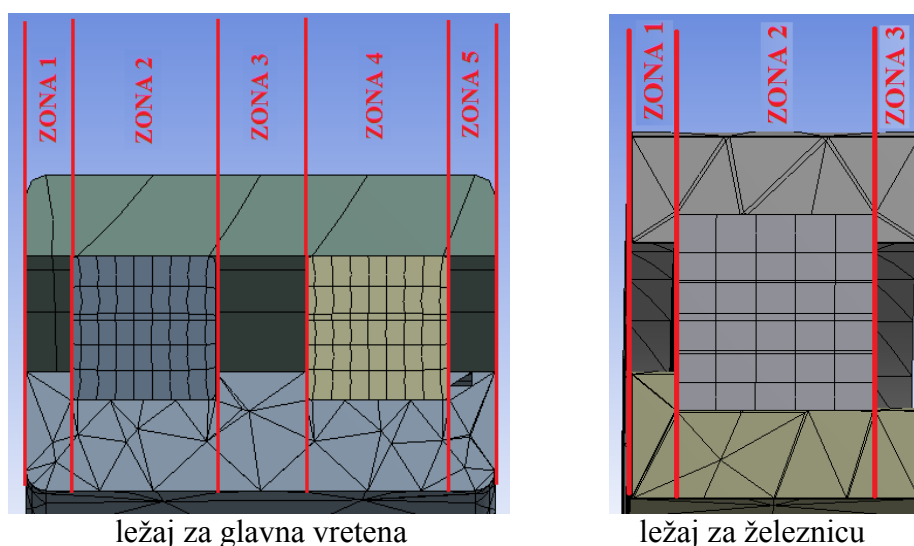
$$A = k_B \cdot 10^{-3} \cdot d_m^{2,1} \quad (4.87)$$

Aksijalno opterećenje F_a kod ležaja za železnicu zavisi od brzine kretanja voza u krivini, radijusa krivine i visine nadvišenja jedne strane pruge, a kod ležaja za glavna vretena mašina alatki od sile kojom alat deluje na obradak u pravcu ose glavnog vretena.

4.4.2. Određivanje količine razvijene toplote u ležaju

Ležaj predstavlja jedan od glavnih elemenata koji generišu toplotu u sklopovima u kojima se nalazi. U zavisnosti od vrste ležaja odnosno tipa kotrljajnih elemenata zavisi i toplota koja se generiše u njima. Konkretno u cilindrično valjkastim ležajima toplota se generiše u kontaktu između kotrljajnih elemenata-valjčića i prstenova. Značajan uticaj na količinu generisane toplote ima i unutrašnja geometrija ležaja. Za slučaj unutrašnje geometrije sa zazorom samo valjčići u kontaktu sa prstenovima koji se nalaze ispod meridijanske ravni generišu toplotu, za slučaj nultog zazora samo do meridijanske ravni i na kraju za slučaj montaže sa preklopom toplotu generišu i kotrljajna tela koja se nalaze iznad meridijanske ravni.

Na slici 4.16 prikazani su dvoredi cilindrično valjkasti ležaj za uležištenje glavnih vretena mašina alatki i cilindrično valjkasti ležaj za uležištenje osovinskog sklopa vučnih vozila na železnici podeljen na zone.



Slika 4.16. Zone generisanja toplote u cilindrično valjkastim ležajima

Na osnovu slike vidi se da su kod ležaja za glavna vretena zone generisanja toplote zona 2 i zona 4, a kod ležaja za železnicu zona 2.

Razvijena toplota u ležajima je izračunata na osnovu momenta trenja usled opterećenja i momenta trenja usled podmazivanja. Ukupna količina generisane toplote cilindrično valjkastog ležaja u funkciji je generisane toplote usled podmazivanja Q_0 , generisane toplote usled radialnog opterećenja Q_1 i generisane toplote usled aksijalnog opterećenja Q_2 . Generisana toplota u ležaju dobija se na osnovu jednačine:

$$Q = Q_0 + Q_1 + Q_2 \quad (4.88)$$

$$Q = M_t \cdot \omega \quad (4.89)$$

$$\omega = \pi \cdot n/30 \quad (4.90)$$

Za matematičko izračunavanje generisane toplote u ležaju mogu se primeniti dve vrste modela raspodele opterećenja: linearan i nelinearan.

Linearan model

Kod linearnog modela ukupno radijalno i aksijalno opterećenje se ravnomerno deli na broj opterećenih kotrljajnih elemenata. Jednačina za određivanje generisane toplote usled podmazivanja glasi:

$$Q_0 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot f_0 (v \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad (4.91)$$

Generisana toplota usled radijalnog opterećenja pri linearnoj raspodeli opterećenja izračunava se na osnovu jednačine:

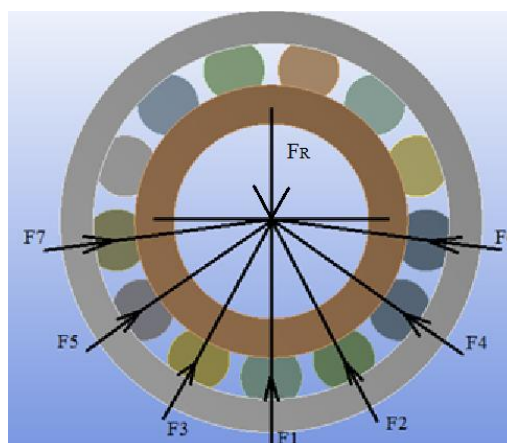
$$Q_1 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_1 \cdot F_R \quad (4.92)$$

Jednačina za izračunavanje generisane toplote usled aksijalnog opterećenja glasi:

$$Q_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_2 \cdot F_a \cdot 0,1 \quad (4.93)$$

Nelinearan model

Za razliku od linearnog modela opterećenja gde je svako kotrljajno telo opterećeno jednakom radijalnom i aksijalnom silom kod nelinearnog modela radijalno opterećenje ima različit intenzitet na svakom kotrljajnom telu. Raspored opterećenja u radijalnom pravcu zavisi od unutrašnje geometrije ležaja odnosno od zazoru ili preklopa. Za slučaj unutrašnje geometrije sa zazorom samo kotrljajna tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni trpe opterećenje pa samim tim samo ona generišu toplotu. Na slici 4.17 prikazan je raspored opterećenja u radijalnom pravcu za ležaj čija je unutrašnja geometrija montirana sa zazorom.



Slika 4.17. Raspored radijalnog opterećenja na ležaju

Ukupna vrednost radijalne sile F_R predstavlja zbir projekcija komponenata za svako kotrljano telo.

Generisana toplota usled podmazivanja Q_0 ima istu veličinu za slučaj linearnog i nelinearnog modela i izračunava se kao u jednačini (4.91).

Generisana toplota usled radijalnog opterećenja Q_1 izračunava se kao zbir generisanih toplota između opterećenih kotrljanih tela i prstenova ležaja (Slika 4.17).

Generisana toplota za svako kotrljajno telo posebno izračunavaju se na osnovu sledećih izraza:

$$\begin{aligned} Q_{11} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_1 \cdot F_1 \\ Q_{12} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_1 \cdot F_2 \cdot \cos\gamma \\ Q_{1n} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_1 \cdot F_n \cdot m \cos\gamma \end{aligned} \quad (4.94)$$

Ukupna generisana toplota usled radijalnog opterećenja:

$$Q_1 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_1 (F_1 + F_2 \cos\gamma + F_3 \cos\gamma + F_4 2 \cos\gamma + F_5 2 \cos\gamma + F_6 3 \cos\gamma + F_7 3 \cos\gamma) \quad (4.95)$$

Generisana toplota usled aksijalnog opterećenja Q_2 se izračunava kao zbir generisanih toplota za sva kotrljajna tela u ležaju. Za razliku od kugličnog ležaja sa kosim dodirom gde je svako telo opterećeno različitom aksijalnom silom kod cilindrično valjkastog ležaja svako kotrljajno telo trpi istu aksijalnu silu.

Generisana toplota usled aksijalnog opterećenja za svako kotrljajno telo se određuje prema izrazima:

$$\begin{aligned} Q_{21} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_2 \cdot F_{A1} \cdot 0,1 \\ Q_{22} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_2 \cdot F_{A2} \cdot 0,1 \\ Q_{2n} &= 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_2 \cdot F_{An} \cdot 0,1 \end{aligned} \quad (4.96)$$

Ukupna generisana toplota usled aksijalnog opterećenja:

$$Q_2 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot d_m \cdot n \cdot f_2 \cdot (F_{A1} + F_{A2} + F_{A3} + \dots + F_{A13}) \cdot 0,1 \quad (4.97)$$

Ukupna generisana toplota u ležaju pri nelinearnoj raspodeli opterećenja u ležaju se određuje prema izrazu:

$$Q_{UKUPNO} = Q_0 + Q_1 + Q_2 \quad (4.98)$$

4.4.2.1. Uticaj sredstva za podmazivanje na generisanu toplotu

Na generisanu toplotu u ležaju znatan uticaj ima broj obrtaja kao i kinematska viskoznost sredstva za podmazivanje. Kinematska viskoznost masti za podmazivanje ležaja menja se u zavisnosti od tipa i temperature masti u toku eksploatacije ležaja. Promena kinematske viskoznosti masti određuje se na osnovu jednačine:

$$\mu_2 = \mu_1 e^{-\beta(T_2 - T_1)} \quad (4.99)$$

Stepen β određuje se primenom matematičkih transformacija pomoću programskog sistema matematika polazeći od jednačine:

$$\mu = \mu_{ref} e^{-\beta(T - T_{ref})} \quad (4.100)$$

Nakon matematičkih transformacija dobija se:

$$\beta = \frac{\ln \frac{\mu_{ref}}{\mu}}{T - T_{ref}} = - \frac{\ln \frac{\mu_{ref}}{\mu}}{T_{ref} - T} \quad (4.101)$$

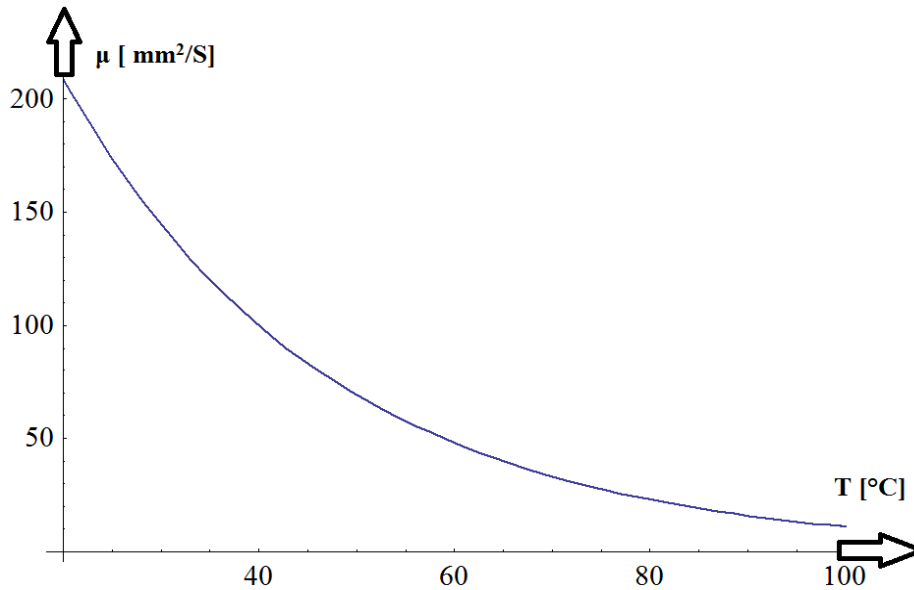
Često korišćeno mazivo za podmazivanje kotrljajnih ležaja je mast. Mast se može definisati kao polutečna do čvrsta disperzija agensa za ugušćivanje u nekoj tečnosti (bazno ulje). Sastoji se od mešavine 90% mineralnog ili sintetičkog ulja i ugušćivača. Kod gotovo 90% masti, ugušćivač je metalni sapun koji se formira hemijskom reakcijom metalnog hidroksida sa masnom kiselinom.

Različitim kombinacijama sapuna, ulja i aditiva, moguće je proizvesti različite masti za širok spektar primena. Ugušivač, koji se sastoji od mreže sapunskih niti, ima funkciju nosača ulja za podmazivanje. Šupljine te mreže sapunskih niti pune se uljem na isti način kako se pore sundera pune vodom. Po istom mehanizmu kako voda iscuri kada se sunder pritisne, tako i ulje curi iz masti. Međutim, mast koja se primenjuje za podmazivanje ležaja je retko izložena takvom radu ili gnječenju, koje bi dovelo do obimnog curenja ulja, zato što se u fazi uhodavanja najveći deo masti izbaci iz ležaja u slobodan prostor kućišta. Povećanje temperature masti oko ležaja u većoj meri od mehaničkog delovanja, utiče na curenje i dovođenje ulja između kontaktnih površina. Za dobro podmazivanje potrebno je da dovoljna količina ulja dopre do kontaktnih površina. Zato je važan izbor tipa masti, jer ona mora da poseduje takva svojstva koja su pogodna za konkretni tip ležaja i za konkretne uslove eksploatacije. Primera radi, kod izbora masti za podmazivanje ležaja za železnicu mora se voditi računa da će se ležaj raditi u zimskom periodu i na temperaturi od -25 °C, a u letnjem na temperaturama od +35 °C (temperatura ležaja i masti može biti i veća od 100 °C). Kod vrlo niskih temperatura, obične masti postaju tako tvrde da gube mazivna svojstva. U takvim okolnostima kotrljajni elementi se teško okreću, ili se potpuno zaustavljaju u neopterećenoj zoni. Kada ponovo uđu u opterećenu zonu, prisiljeni su na naglo ubrzavanje pod opterećenjem. Tada dolazi do intezivnog klizanja. Kotrljajni elementi prekidaju uljni film što prouzrokuje pojavu ogrebotina - specifični oblik oštećenja. U ovakvim okolnostima kotrljajni elemeti su izloženi klizanju umesto kotrljanju. Na visokim temperaturama masti postaju mekše, što stvara opasnost od pojave curenja. Zato je važno kod visokih temperatura koristiti masti visoke radne temperature. Kod ekstremno visokih temperatura, masti za podmazivanje, naročito ako imaju metalni sapun, brzo oksidiraju. Mast tada postaje tvrđa, a osobina otpuštanja ulja u potpunosti se gubi.

Prema temperaturi i uslovima eksploatacije masti za podmazivanje mogu se grupisati na osnovu njihove stabilnosti u različitim uslovima. Konzistencija i mazivna svojstva zavise od radne temperature. Ležaj, koji radi na nekoj određenoj temperaturi, mora biti podmazan mašću koja ima potrebnu konzistenciju i mazivna svojstva upravo na toj temperaturi. Masti se zato formulišu za različita područja radnih temperatura, pa se u skladu sa tim klasifikuju kao masti za niske (LT), srednje (MT) i visoke (HT) radne temperature. Takođe postoje i masti klasifikovane kao EP (ekstremni pritisak) ili EM (ekstremni pritisak sa molibden disulfidom) koje sadrže aditive za ojačavanje filma maziva.

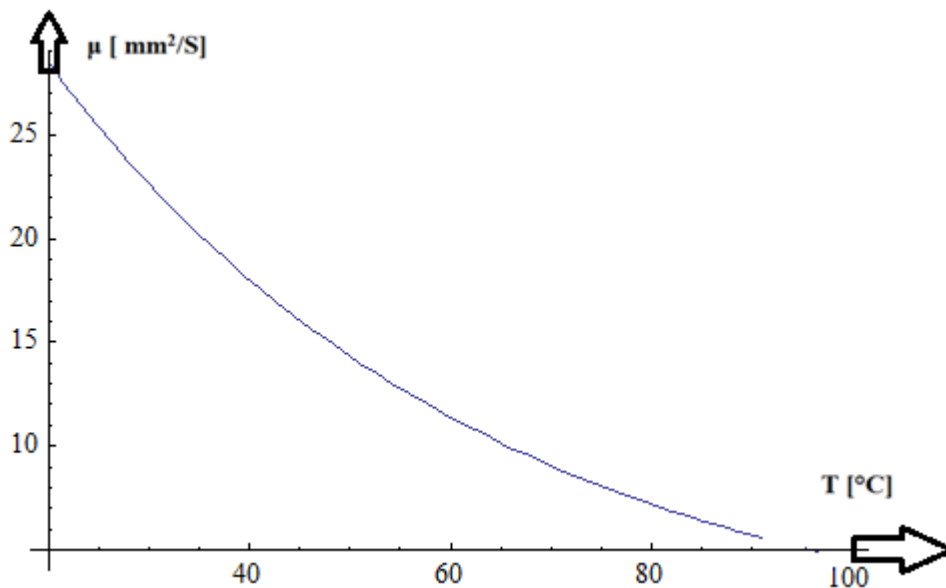
Masti koje se koriste za podmazivanje ležaja su masti metalnih sapuna i klase konzistencije 1,2 ili 3. Najčešće se koriste masti LGRT2 za podmazivanje ležaja za železnicu, a LGLT2 za podmazivanje ležaja za uležištenje sklopa glavnog vretena.

Kinematska viskoznost masti LGRT2 na temperaturi od 40 °C iznosi 100 mm²/s, a na temperaturi od 100 °C kinematska viskoznost je 11 mm²/s. Promena kinematske viskoznosti masti za podmazivanje ležaja za železnicu prikazana je na slici 4.18.



Slika 4.18. Promena kinematske viskoznosti u zavisnosti od temperature masti za podmazivanje ležaja za železnicu

Promena kinematske viskoznosti masti LGLT2 u zavisnosti od temperature za ležaj za uležištenje sklopova glavnih vretena prikazana je na slici 4.19.

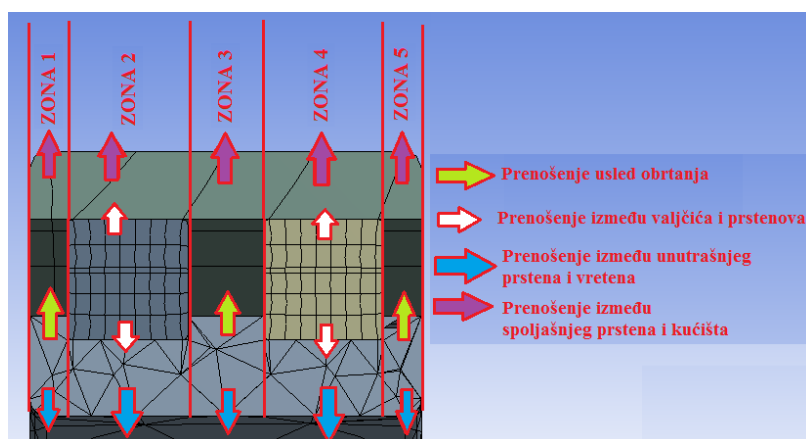


Slika 4.19. Promena kinematske viskoznosti u zavisnosti od temperature masti za podmazivanje ležaja za glavna vretena

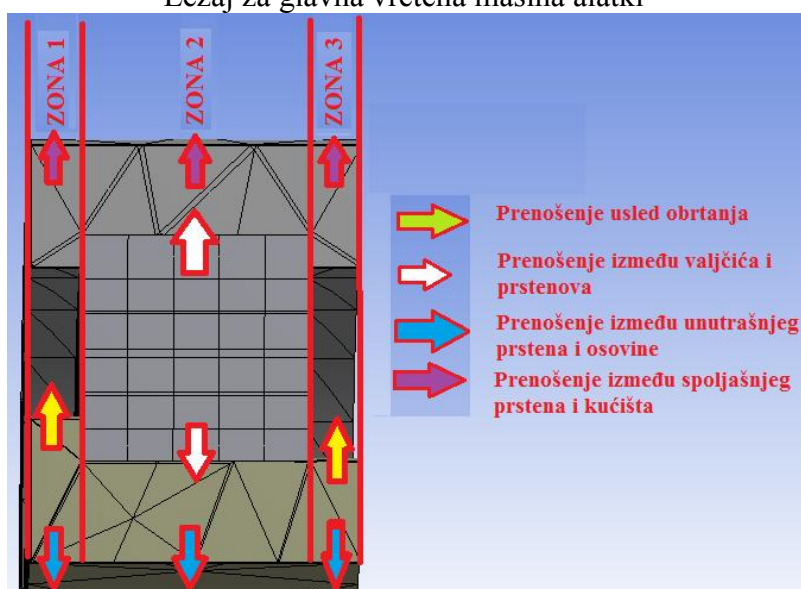
4.4.3. Mehanizmi provođenja toplote kod ležaja

Glavni unutrašnji mehanizmi prenosa toplote su provođenje toplote između kotrljajnih elemenata ležaja - valjčića i prstena, provođenje toplote sa stacionarnih elemenata ležaja - spoljašnji prsten ležaja i kućište i inutrašnji prsten i osovina ili vreteno i konvekcija usled

obrtnja ležaja. Mehanizmi prenošenja toplote na cilindrično valjkastom ležaju prikazani su na slici 4.20.



Ležaj za glavna vretena mašina alatki



Ležaj za železnicu

Slika 4.20. Mehanizmi provođenja toplote u cilindrično valjkastim ležajima

4.4.3.1. Konvekcija usled obrtnja ležaja

Ovaj vid prostiranja toplote se ostvaruje između ležaja i okolnog vazduha. Apsorbovana toplota od sredstva za podmazivanje (masti) se ne razmatra. Zbog male razlike temperatura zračenje se može zanemariti, pa se koeficijent prelaza toplote izračunava iz uslova protoka vazduha kroz ležaj, pri turbulentnom strujanju [15]. U slučaju ovakog prelaza toplote ukupna brzina strujanja vazduha usled obrtnja ležaja se izračunava iz aksijalne i tangencijalne komponente. Površina za aksijalni protok vazduha između unutrašnje i spoljašnje staze kotrljanja je:

$$A_{ax} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (4.102)$$

Aksijalna brzina strujanja se može odrediti kao brzina strujanja između dva cilindra iz relacije:

$$u_{ax} = \frac{V}{A_{ax}} = \frac{4V}{\pi(D+d)} \quad (4.103)$$

Zapreminski protok vazduha izračunava se iz jednačine:

$$V = u_{sr} \cdot A_s = \frac{u}{2} \cdot B \cdot s = \frac{1}{2} \cdot d_m \cdot \omega \cdot s \cdot B \quad (4.104)$$

U prethodnoj relaciji je razmatrana srednja brzina vazduha, kroz prostor poprečnog preseka:

$$A_s = B \cdot x \cdot s \quad (4.105)$$

Tangencijalna komponenta brzine strujanja na srednjem prečniku se određuje iz relacije za strujanje vazduha između pokretnog i nepokretnog cilindra:

$$u_{tan} = \frac{\omega \cdot d_m}{2} = \frac{\pi \cdot f \cdot (D+d)}{4} \quad (4.106)$$

Rezultujuća brzina strujanja vazduha pri obrtanju ležaja određuje se iz aksijalne i tangencijalne komponente.

$$U = \sqrt{u_{ax}^2 + u_{tan}^2} \quad (4.107)$$

Koeficijent konvekcije se izračunava prema [2]:

$$\alpha = (c_0 + c_1 U^2) \quad (4.108)$$

Pri čemu su konstante c_0 i c_1 konstante eksperimentalno određene [43], [131].

4.4.3.2. Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena

Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena je opisana u skladu sa teorijom izračunavanja koeficijenta konvekcije pri strujanju vazduha oko ravne ploče. Koeficijent konvekcije pri obrtanju glavnog vretena se određuje sledećom relacijom, uz pretpostavku da je razlika temperature mala:

$$h_k = \frac{Nu_D \cdot \lambda}{D} \quad (4.109)$$

Nusveltov broj izračunava se na osnovu sledećeg izraza:

$$Nu_d = 0,133 \cdot Re_D^{2/3} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.110)$$

Prethodne relacije važe za slučaj kada je $Re_D > 10000$ i $Pr > 0,7$.

4.4.3.3. Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova

Toplotni kontaktni otpor na mestu dodira kotrljajnih tela i prstenova se dobija iz mešovitog graničnog uslova [15]:

$$R = \frac{1}{4\pi\lambda} \int_0^\infty \frac{du}{\sqrt{(a^2+u)(b^2+u)u}} \quad (4.111)$$

Primenom kompletnog eliptičnog integrala prve vrste prethodna relacija se može napisati kao [15]:

$$R = \frac{\Psi}{4\lambda a} \quad (4.112)$$

Geometrijski faktor Ψ koji zavisi od veličine kontaktne površine, prema tome ako je $k = 1 - \frac{b^2}{a^2}$ prethodna relacije je:

$$\Psi = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{da}{\sqrt{(1-k^2 \sin^2 \alpha)}} \quad (4.113)$$

Za jednostavnije izračunavanje prethodne relacije može se koristiti Gausova hipergeometrijska funkcija u obliku:

$$\Psi = \left\{ 1 + \left(\frac{1}{2}\right)^2 k^2 + \left(\frac{1}{8}\right)^2 k^2 + \dots + \left[\frac{(2n-1!!)}{2^n n!}\right] k^{2n} \right\} \quad (4.114)$$

Toplotne kontaktna otpornost između kotrljajnih tela i prstenova na osnovu prethodnih relacija je:

$$R_{kt} = \frac{\Psi}{4\lambda_1 a} + \frac{\Psi}{4\lambda_1 a} \quad (4.115)$$

Kontaktna provodljivost se dobija kao količnik ukupne provodljivosti i broja kotrljajnih tela:

$$R_u = \frac{R_{kt}}{n} \quad (4.116)$$

Ukupni koeficijent provođenja se dobija iz relacije:

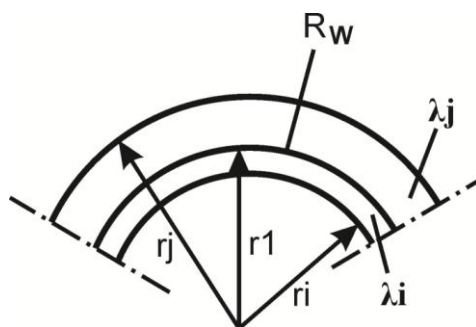
$$h_c = \frac{1}{R_{kt} A_1} \quad (4.117)$$

4.4.3.4. Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno osovine ili vretena

Koeficijent provođenja toplote kod sklopa glavnog vretena zavisi od zazora između spoljašnjeg prstena i kućišta, odnosno preklopa unutrašnjeg prstena i vretena. Pojedini autori čak predlažu postavljanje određenih kompozitnih materijala (npr. poliestra) na mestu dodira da bi se smanjile toplotne deformacije glavnog vretena. Toplotna provodljivost između dva elementa se može odrediti na osnovu relacije [52]:

$$\lambda_{ij} = \frac{\ln\left(\frac{r_j}{r_i}\right)}{\frac{\ln\left(\frac{r_j}{r_1}\right)}{\lambda_j} + \frac{R_w}{r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{\lambda_i}} \quad (4.118)$$

Oznake su prikazane na slici 4.21.



Slika 4.21. Šematski prikaz kontakta između spoljašnjeg prstena ležaja i kućišta

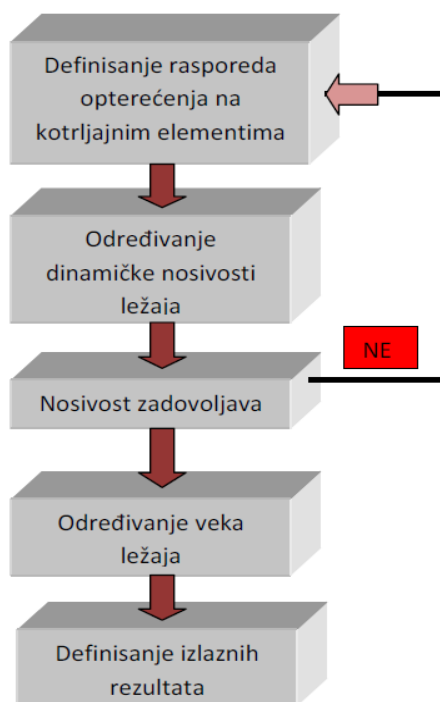
U prethodnoj relaciji R_w predstavlja toplotnu kontaktnu otpornost na mestu dodira prstena sa kućištem i prema [52] se određuje iz relacije:

$$R_w = \frac{r_1}{\lambda_{ij}} \ln \left(\frac{r_1 + \Delta}{r_1} \right) \quad (4.119)$$

Na sličan način zamenom prečnika i zazora se određuje provodljivost na mestu kontakta između unutrašnjeg prstena i vretena.

4.5. Podsystem za određivanje veka ležaja

Podsystem za određivanje veka cilindrično valjkastih ležaja zasniva se na programskom rešenju koje je moguće primeniti kod cilindrično valjkastih ležajeva za glavna vretena mašina alatki, kao i uležištenje osovinskog sklopa vozila na železnici. Programsko rešenje za određivanje veka ležaja zasnovano je na podsystemu za analizu statičkog ponašanja valjkastih ležaja. Na osnovu kontaktnih sila dobijenih pri statičkoj analizi određuju se ukupne kontaktne sile. Kontaktne sile se određuju kada krutost definisana pri statičkoj analizi zadovoljava. Algoritam programskog rešenja za određivanje veka ležaja prikazan je na slici 4.22.



Slika 4.22. Algoritam programskog rešenja za određivanje veka ležaja

4.5.1. Matematički model za određivanje dinamičke nosivosti

Dinamička nosivost ležaja c je opterećenje - sila koju ležaj može da prenosi u toku $N_c=10^6$ obrtaja s tim da se pri tom ne razori više od 10% od ispitivanog skupa ležaja. To je veličina koju utvrđuju proizvođači eksperimentalnim ispitivanjem ležaja [82].

Na osnovu prethodnog se može zaključiti da dinamička nosivost kotrljajnih ležaja ima značajan uticaj na vek i zavisi od velikog broja parametara a neki od njih su broj redova, dužina kotrljajnog tela, broj kotrljajnih tela, stvarna dužina kontakta kotrljajnih tela i prstenova, ugla kontakta kotrljajnog tela i prstenova itd. Svaki od ovih parametara ima određeni uticaj na dinamičku nosivost ležaja. Pored eksperimentalnog načina određivanja dinamičke nosivosti postoje i empirijski izrazi za izračunavanje dinamičke nosivosti ležaja. Empirijski izraz za određivanje dinamičke nosivosti cilindrično valjkastih ležaja [44]:

$$c = 207 \lambda_k \nu_k \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 \mp \gamma}{1 \pm \gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right\}^{\frac{-2}{9}} \frac{\gamma^{2/9} (1 \mp \gamma)^{29/27}}{(1 \pm \gamma)^{1/4}} (il \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D^{29/27} \quad (4.120)$$

Za cilindrično valjakste ležaje konstanta λ_k iznosi 0,61 za linijski modifikovani, a 0,45 za linijski dodir, dok konstanta ν_k za linijski modifikovani i linijski dodir iznosi 1,36. Proizvod konstanti $\lambda_k \nu_k$ iznosi 0,83 za linijski modifikovani, a 0,61 za linijski dodir.

4.5.2. Matematički model za određivanje veka cilindrično valjkastih ležaja

Preporuka 281 ISO standarda definiše vek ležaja kao broj obrtaja koji jedan od prstenova ležaja napravi u odnosu na drugi prsten pre nego što se pojavi znak istrošenosti u materijalu.

Na osnovu dinamičke moći nošenja i opterećenja ležaja izračunava se vek ležaja. Osnovni vek ležaja vezan je za koncept pouzdanosti-otpornosti. Odnosi se na grupu, na prvi pogled identičnih ležaja, koji rade pod istim uslovima, tj. procenat grupe za koji se očekuje da dostigne ili pređe određeni vek ležaja. Osnovni vek se oslanja na 90 % otpornosti sa trenutno najčešće korišćenim materijalima i kvalitetom izrade. Odnos između dinamičke moći nošenja i opterećenja definiše osnovni vek ležaja:

$$L_{10} = \left(\frac{c}{P} \right)^\alpha \quad (4.121)$$

Određeni vek ležaja za razliku od osnovnog veka, pored opterećenja uzima u obzir i druge faktore kao što su faktor pouzdanosti a_1 i faktor trajnosti a_{23} i izračunava se na osnovu jednačine:

$$L_{10} = a_1 a_{23} \left(\frac{c}{P} \right)^\alpha \quad (4.122)$$

SKF teorija veka ležaja

Nova SKF metoda izračunavanja veka ležaja bazira se na *Lundberg-Palmgrenovoj* teoriji o zamoru ležaja. Ova teorija pored faktora pouzdanosti a_1 sadrži i modifikacioni faktor a_{skf} koji uzima u obzir i uticaje podmazivanja, odnosno nečistoću. Jednačina se može napisati kao:

$$L_{10} = a_1 a_{skf} \left(\frac{C}{P}\right)^\alpha \quad (4.123)$$

Kinex-ova metoda izračunavanja veka ležaja za železnicu

Vek ležaja (za vučna i vučena vozila) za železnicu prema Kinexu se određuje na osnovu jednačine:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \pi \cdot D_k \cdot 10^{-3} \quad (10^6 \text{ km}) \quad (4.124)$$

Radijalno ekvivalentno dinamičko opterećenje jednog ležaja za lokomotivu i vagon određuje se na osnovu jednačine:

$$P_r = F_r \cdot f_d \quad (4.125)$$

Prema Kinexu faktora dodatka sili f_d usvaja se na osnovu tabele 4.3 i u funkciji je tipa vozila koji se koristi za prevoz.

Tabela 4.3. Vrednosti faktora dodatka sili [59]

Tip vozila	f_d
Vagon za prevoz putnika	1,2÷1,3
Vagon za prevoz tereta	1,2÷1,4
Lokomotiva	1,3÷1,8

Radijalno opterećenje F_r jednog ležaja izračunava se kao količnik ukupnog osovinskog opterećenja G_1 i broja ležajeva u osovinskom sklopu.

$$F_r = \frac{G_1}{4} \quad (4.126)$$

Ukupno osovinsko optećenje izračunava se kao količnik ukupne težine tereta i broja osovina.

Osovinsko opterećenja je:

$$G_1 = \frac{G}{n_t} \quad (4.127)$$

Na osnovu prethodno prikazanog vidi se da dinamička nosivost i radijalno opterećenje ležaja imaju najveći uticaj na vek ležaja.

4.5.3. Razvoj programskog rešenja za određivanje veka ležaja

Primenom razvijenog programskog rešenja, moguće je na osnovu ulaznih podataka kao što su spoljašnja geometrija ležaja, unutrašnja geometrija ležaja, opterećenje, itd. odrediti vek ležaja. Na taj način moguće je predvideti za tačno definisane parametre kad će doći trenutak u kom je potrebno izvršiti zamenu ležaja. Programsko rešenje je razvijeno u integrisanom razvojnom okruženju Microsoft Visual Studio, u programskom jeziku Visual C#. Primenom programskog rešenja znatno se ubrzava proračun dinamičke nosivosti i veka ležaja, a moguće je brzo i pregledno uporediti uticaj dinamičke nosivosti na vek ležaja, kao i vrednosti veka ležaja u zavisnosti od proizvođača ležaja.

Delo programskog koda u kojem su implementirani prethodno navedeni matematički izrazi dat je na slici 4.23.

```

Lezaj,Form1
Form1()
double vCrSKF = Convert.ToDouble(CrSKF.Text);
double vCrKinex = Convert.ToDouble(CrKinex.Text);

double vdm = (vdmalo + vDveliko) / 2;
double vgamma = vDd * Math.Cos(valfa) / vdm;
double v_143_108 = 1.324074074074074; // 143 / 108;
double v_2_9 = 0.2222222222222222; // 2 / 9;
double v_29_27 = 1.074074074074074; // 29 / 27;
double v_7_9 = 0.7777777777777777; // 7 / 9;
double v_10_3 = 3.333333333333333; // 10 / 3;
double vCrMat = (207 * vlambda * vni *
    Math.Pow(1 + Math.Pow((1.04 * Math.Pow((1 - vgamma) / (1 + vgamma)), v_143_108)), 4.5)), -v_2_9) *
    Math.Pow(vgamma, v_2_9) * Math.Pow((1 - vgamma), v_29_27) / Math.Pow((1 + vgamma), 0.25) *
    Math.Pow(v1 * v1 * Math.Cos(valfa), v_7_9) * Math.Pow(vZ, 0.75) * Math.Pow(vDd, v_29_27)) / 1000;

CrMat.Text = Convert.ToString(vCrMat);

double vPOR = vG1 / 4;
double vPR = vPOR * vfd;

double vLMat = Math.Pow((vCrMat * 1000 / vPR), v_10_3) * Math.PI * vDK * 1000;
LMat.Text = Convert.ToString(vLMat);

double vLFKL = Math.Pow((vCrFKL * 1000 / vPR), v_10_3) * Math.PI * vDK * 1000;
LFKL.Text = Convert.ToString(vLFKL);

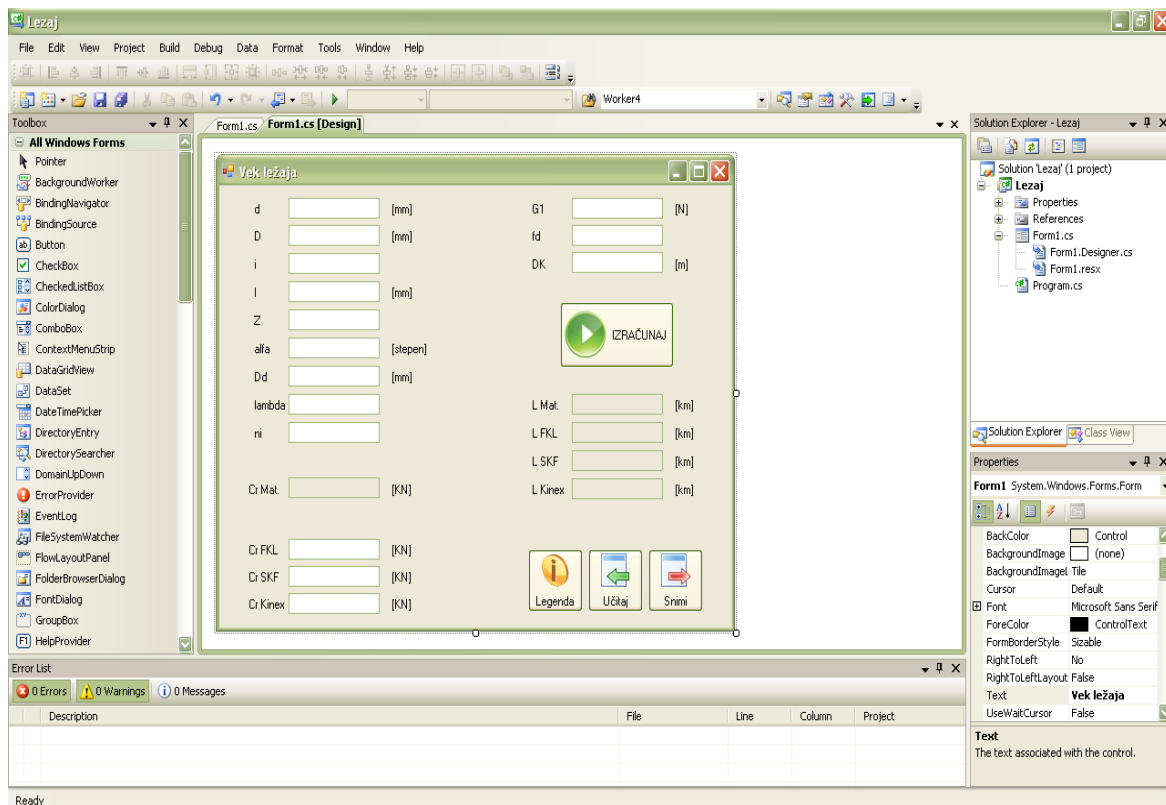
double vLSKF = Math.Pow((vCrSKF * 1000 / vPR), v_10_3) * Math.PI * vDK * 1000;
LSKF.Text = Convert.ToString(vLSKF);

double vLKinex = Math.Pow((vCrKinex * 1000 / vPR), v_10_3) * Math.PI * vDK * 1000;
LKinex.Text = Convert.ToString(vLKinex);
    
```

Slika 4.23. Primer dela programskog koda

Korisničko okruženje je realizovano primenom dizajnera formi, koji podržava drag-and-drop metodu kreiranja kontrola. Korišćene su kontrole: TextBox, Label i Button.

Realizovano korisničko okruženje u okviru integrisanog razvojnog okruženja Microsoft Visual Studio prikazano je na slici 4.24.



Slika 4.24. Korisnički interfejs u okviru integrisanog razvojnog okruženja Microsoft Visual Studio

Po pokretanju programskog rešenja dobija se forma sa većim brojem tekstualnih polja za unos svih podataka neophodnih za proračun. Nakon unosa podataka, klikom na dugme

„Izračunaj“, programsko rešenje vrši proračun i prikazuje rezultate u poljima ispod pomenutog dugmeta.

Za sva polja moguće je dobiti detaljan opis klikom na dugme „Legenda“.

Primenom programskog rešenja dobijaju se sledeće vrednosti dinamičke nosivosti i veka ležaja, kao što je ilustrovano na slici 4.25.

The screenshot shows a software window titled "Vek ležaja" with various input and output fields. The input fields are arranged in two columns, and the output fields are arranged in two columns. A central "IZRAČUNAJ" button is present, along with "Legenda", "Učitaj", and "Snimi" buttons at the bottom.

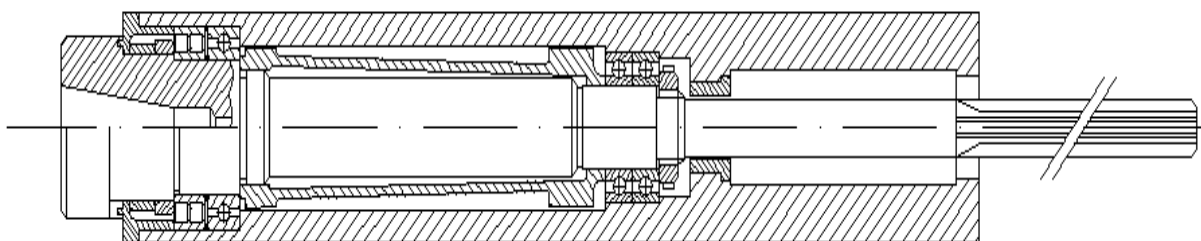
Parameter	Value	Unit
d	120	[mm]
D	260	[mm]
i	1	
l	36	[mm]
Z	13	
alfa	0	[stepen]
Dd	38	[mm]
lambda	0.61	
ni	1.36	
Cr Mat.	488,179219594397	[KN]
Cr FKL	539	[KN]
Cr SKF	457	[KN]
Cr Kinex	553	[KN]
G1	220725	[N]
fd	1.4	
DK	0.92	[m]
L Mat.	1348352,45389703	[km]
L FKL	1875721,47734591	[km]
L SKF	1082081,07317268	[km]
L Kinex	2043099,75436996	[km]

Slika 4.25. Vrednosti dinamičke nosivosti i veka ležaja

5. RAČUNARSKO MODELOVANJE PONAŠANJA SKLOPA GLAVNOG VRETENA ULEŽIŠTENOG CILINDRIČNO VALJKASTIM LEŽAJIMA

U okviru računarskog modelovanja izvršen je veći broj analiza ponašanja sklopa glavnog vretena primenom metode konačnih elemenata. Prvo su izvršene analize statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom radijalnog, aksijalnog i kombinovanog opterećenja. Nakon toga izvršena je analiza toplotno elastičnog ponašanja na 2D i 3D računarskom modelu. Na kraju je izvršena integracija toplotno statičkog ponašanja na jednom modelu.

Konstruktivno rešenje analiziranog sklopa glavnog vretena je prikazano na slici 5.1.



Slika 5.1. Sklop glavnog vretena sa valjkastim dvoredim ležajem u prednjem osloncu

5.1. Analiza statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena

Modelovanje statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena izvršeno je primenom programskog sistemom za proračun primenom metode konačnih elemenata (Ansys Workbench). Analiza je sprovedena za sledeće varijante opterećenja:

- opterećenje radijalnom silom intenziteta $F_R=3000\text{ N}$ koja se prenosi preko unutrašnjeg konusa na vrhu vretena ili preko čelone površine;
- opterećenje aksijalnom silom intenziteta $F_A=6000\text{ N}$ preko unutrašnjeg konusa na vrhu vretena;
- kombinovano aksijalno i radijalno opterećenja preko unutrašnjeg konusa na vrhu vretena.

Na osnovu podataka proizvođača ležaja vrednosti krutosti u prednjem i zadnjem uležištenju za ove tipove uležištenja prikazane su u tabeli 5.1.

Tabela 5.1. Aksijalna i radijalna krutost prednjeg i zadnjeg uležištenja [94]

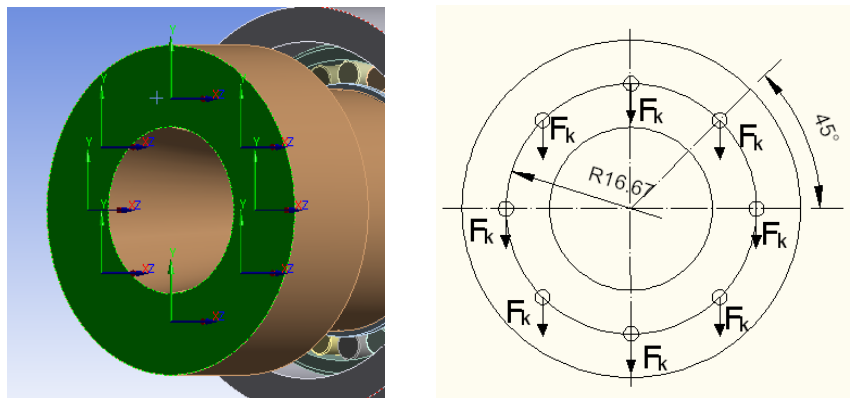
	Prednje uležištenje	Zadnje uležištenje
Aksijalna krutost $N/\mu m$	108	48
Radijalna krutost $N/\mu m$	2600 ¹	280

¹ Radijalna krutost u prednjem uležištenju je posledica dejstva čisto valjkastog ležaja.

5.1.1. Analiza ponašanja usled radijalnog opterećenja

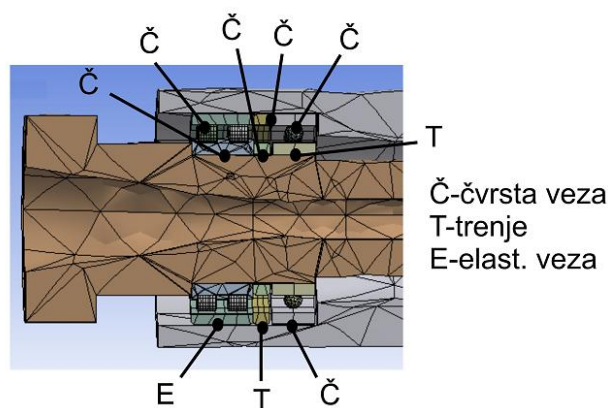
5.1.1. Analiza ponašanja usled radijalnog opterećenja na čeonj površini

Prvi način definisanja radijalnog opterećenja je zadavanje preko čeonj površine na vrhu glavnog vretena. U ovom slučaju radijalna sila se razlaže na 8 komponenti. Način definisanja komponenta radijalne sile prikazan je na slici 5.2. Ukupna radijalna sila je $F_r=8F_k=3000\text{ N}$ pa je $F_k=375\text{ N}$.



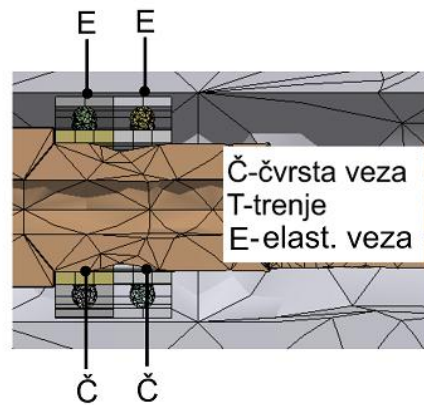
Slika 5.2. Raspored komponenta radijalnog opterećenja na čeonj površini

Za zadavanje radijalne krutosti koristi se kombinacija različitih tipova kontaktnih parova. Definisanjem krutosti opruge zadaje se radijalna krutost uležištenja (radijalna krutost u prednjem uležištenju je $2600\text{ N}/\mu\text{m}$ a u zadnjem uležištenju je $280\text{ N}/\mu\text{m}$). Broj konačnih elemenata je 32610, čvorova 100474 i 212 kontaktnih parova. Kontaktni parovi koji su korišćeni za kontakt između elemenata u prednjem uležištenju prikazani su na slici 5.3. Elastična veza definisana je oprugom.



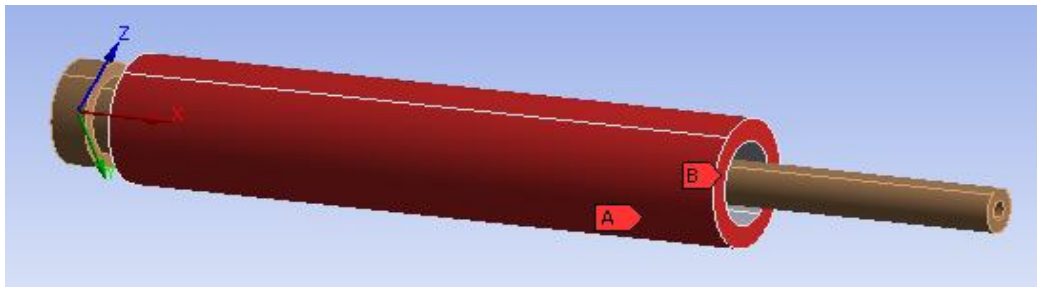
Slika 5.3. Kontaktni parovi u prednjem uležištenju pri radijalnom opterećenju na čeonj površini

Kontaktni parovi korišćeni u zadnjem uležištenju su prikazani na slici 5.4.



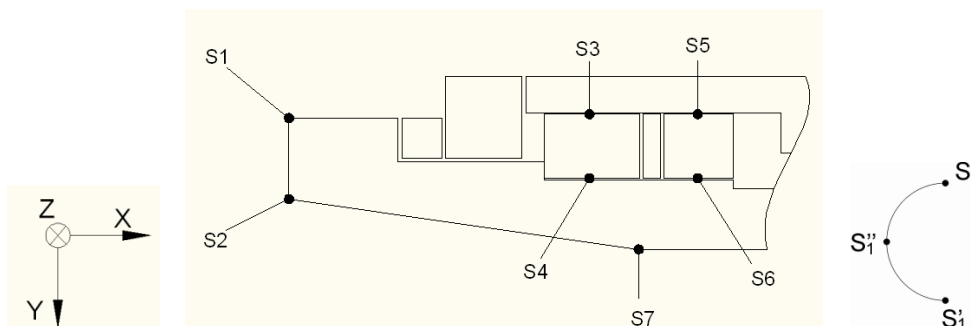
Slika 5.4. Kontaktne površine u zadnjem uležištenju pri radijalnom opterećenju na čeonj površini

Pored prethodnih parametara potrebno je definisati ograničenja. Slika 5.5 pokazuje definisana ograničenja na sklopu glavnog vretena. Površina „A“ ograničena je u pravcima Z i Y ($U_Z=0$ i $U_Y=0$), a površina „B“ ima ograničenje u pravcu „X“ ose ($U_X=0$).



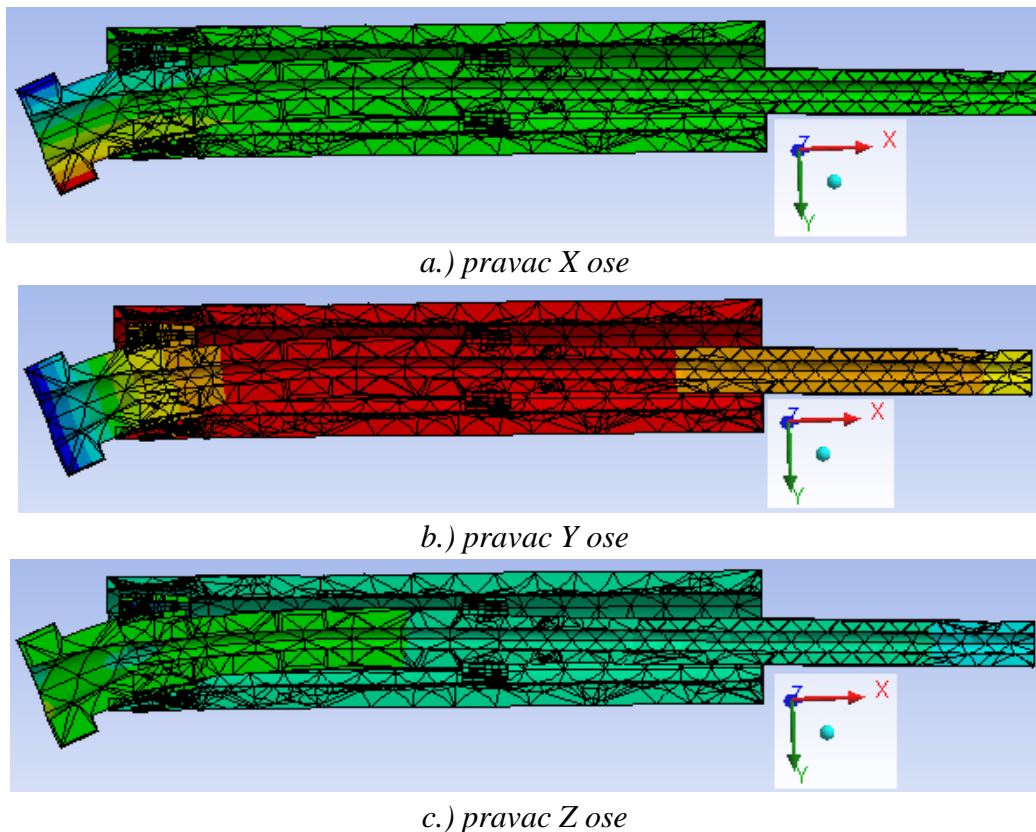
Slika 5.5. Ograničenja sklopa glavnog vretena na 3D modelu

Pomeranja su određena u karakterističnim tačkama vrha vretena, a karakteristične tačke na vrhu vretena prikazane su na slici 5.6.



Slika 5.6. Karakteristične tačke vrha vretena na 3D modelu

Na slikama 5.7 a., 5.7 b. i 5.7 c. prikazani su rezultati u grafičkom obliku računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom radijalnog opterećenja.



Slika 5.7. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju na čeonj površini

Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju prikazani su u tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju na čeonj površini

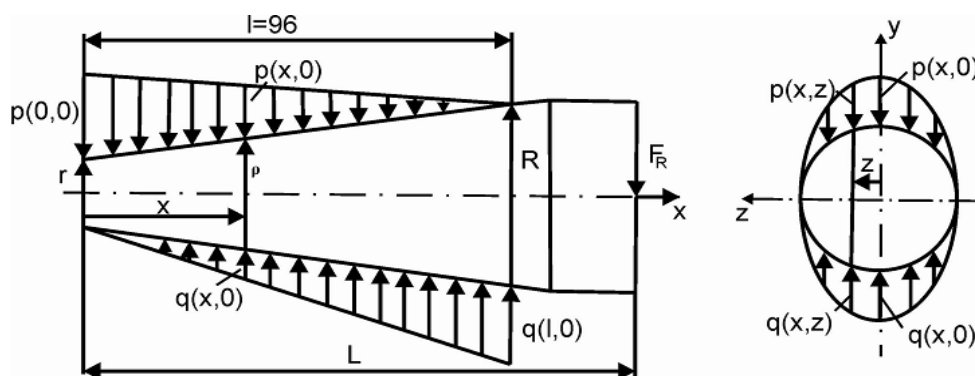
Pomeranja karakterističnih tačaka u μm	Karakteristične tačke						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	-5,4	-2,4	-1,2	-1,6	-0,2	-1,1	-0,5
u pravcu Y ose	13	13	1,4	2,7	1,9	1,8	1,9
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ '	S ₂ '	S ₃ '	S ₄ '	S ₅ '	S ₆ '	S ₇ '
u pravcu X ose	5,2	2,3	1,4	1,6	0,2	1,2	0,5
u pravcu Y ose	13	13	1,4	2,7	1,9	1,8	1,9
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
u pravcu X ose	0	0	0	0	0	0	0
u pravcu Y ose	13	13	1,4	2,7	1,9	1,8	1,9
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0

5.1.1.2. Analiza ponašanja usled radialnog opterećenja preko unutrašnje konusne površine

Komponente radialnog opterećenja kojima alat posredstvom držača deluje na glavno vreteno raspoređene su po unutrašnjoj konusnoj površini vrha vretena.

5.1.1.2.1. Analiza opterećenja po celoj konusnoj površini

Radialna sila, kao i aksijalna posledica je dejstva otpora rezanja na glavno vreteno i prenosi se putem unutrašnjeg konusa. Za pretpostavljenu linearnu zavisnost rasporeda pritiska duž ose konusa i eliptičnu zavisnost u svakom poprečnom preseku (slika 5.8) mogu se definisati specifični pritisci u pojedinim čvorovima konusne površine.



Slika 5.8. Način raspodele pritiska po konusnoj površini pri radialnom opterećenju

Raspodela pritiska duž ose konusa određena je sledećim izrazima:

$$q(x, 0) = \frac{x}{l} \cdot q(l, 0) \quad ; \quad p(x, 0) = \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot p(0, 0) \quad (5.1)$$

A po poprečnim presecima

$$\frac{p^2 \cdot (x, z)}{p^2(x, 0)} + \frac{z^2}{\rho^2} = 1 \quad ; \quad \frac{q^2 \cdot (x, z)}{q^2(x, 0)} + \frac{z^2}{\rho^2} = 1 \quad (5.2)$$

Rešenja jednačina ovako postavljenog problema su:

$$p(0, 0) = \frac{12[r \cdot (2L - l) + R \cdot (4L - 3l)] \cdot F}{\pi \cdot l^2 \cdot (r^2 + 4rR + R^2)} \quad ; \quad q(l, 0) = \frac{12[r \cdot (4L - l) + R \cdot (2L - l)] \cdot F}{\pi \cdot l^2 \cdot (r^2 + 4rR + R^2)} \quad (5.3)$$

Za konkretan slučaj nepoznata je jedino veličina "L" - udaljenost napadne tačke sile od početka konusa, koja je određena na osnovu analize mogućnosti obrade sa različitim alatima i usvojena je vrednost $L = 180 \text{ mm}$. Sada su vrednosti specifičnih pritisaka sledeće:

$$p(0, 0) = 11,072 \text{ N/mm}^2, \quad q(l, 0) = 10,406 \text{ N/mm}^2 \quad (5.4)$$

Da bi se odredile vrednosti sila u pojedinim čvorovima mreže konusne površine se, na osnovu prethodnih izraza, mogu odrediti prema sledećim izrazima:

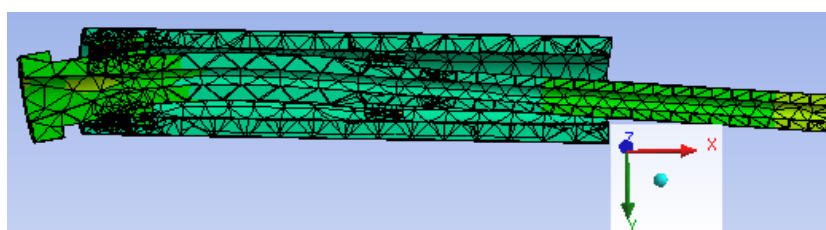
$$q(x, z) = q(l, 0) \cdot \frac{x}{l} \sqrt{\left[1 - \frac{z^2}{\rho^2}\right]} \quad ; \quad p(x, z) = p(0, 0) \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right) \cdot \sqrt{\left[1 - \frac{z^2}{\rho^2}\right]} \quad (5.5)$$

Polazeći od poznate projektovane površine i proračunskih vrednosti specifičnih pritisaka izračunate su vrednosti radijalnih sila u svakom čvoru gornje (F_g) i donje (F_d) konusne površine (Tabela 5.3). Vrednost sila u tabeli je u Njutnima.

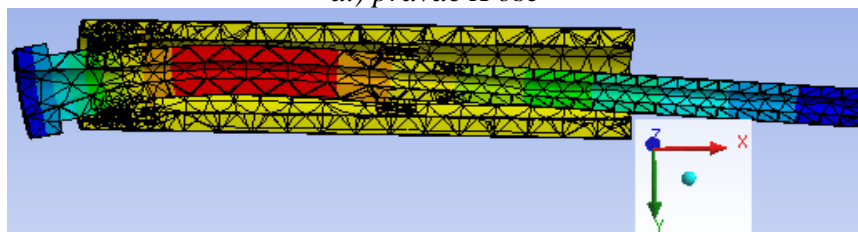
Tabela 5.3. Vrednosti radijalnih sila u pojedinim čvorovima konusne površine

Mesto sile	Koor. "X"	Z za $\varphi=0^\circ$		Z za $\varphi=18^\circ$		Z za $\varphi=36^\circ$		Z za $\varphi=54^\circ$		Z za $\varphi=72^\circ$	
		$F_g(x,z)$	$F_d(x,z)$	$F_g(x,z)$	$F_d(x,z)$	$F_g(x,z)$	$F_d(x,z)$	$F_g(x,z)$	$F_d(x,z)$	$F_g(x,z)$	$F_d(x,z)$
1	0	0	-535,7	0	-702,5	0	-306,5	0	-142,9	0	-25,9
2	16	89,9	-554,3	110,0	-726,7	48,0	-317,6	22,4	-147,9	40,57	-26,8
3	32	208,3	-529,7	273,2	-694,4	119,4	-303,4	55,6	-141,3	10,1	-25,6
4	48	373,3	-461,8	489,5	-605,6	213,8	-264,2	99,6	-123,2	18,1	-22,3
5	64	578,7	-351,1	758,9	-460,3	331,1	-200,8	154,4	-93,7	27,9	-16,9
6	80	824,8	-197,0	1081,4	-258,4	471,8	-112,7	220,1	-52,6	39,9	-9,5
7	96	1111,3	0	1457,2	0	653,7	0	296,5	0	53,7	0

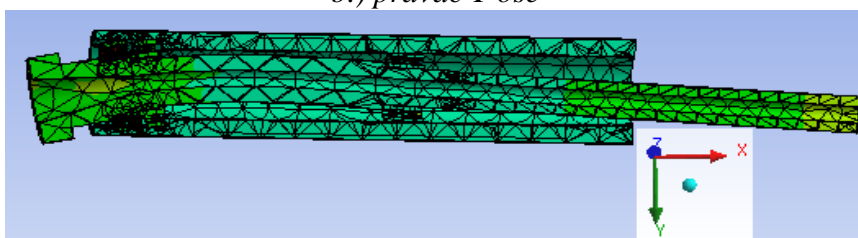
Na slikama 5.9 a., 5.9 b. i 5.9 c. prikazani su rezultati u grafičkom obliku računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom radijalnog opterećenja.



a.) pravac X ose



b.) pravac Y ose



c.) pravac Z ose

Slika 5.9. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju po celoj unutrašnjoj konusnoj površini

Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju na unutrašnjoj konusnoj površini prikazani su u tabeli 5.4.

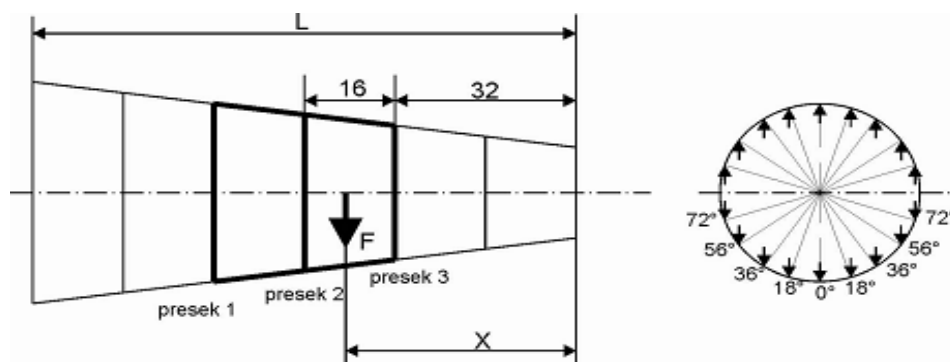
Tabela 5.4. Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radialnom opterećenju na unutrašnjoj konusnoj površini

Pomeranja karakterističnih tačaka u μm	Karakteristične tačke						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	-6,4	-3,7	-6	-4	-4,8	-3,2	-1,2
u pravcu Y ose	15,7	15,7	1,4	2,7	-0,6	-0,6	1,3
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	6,4	3,4	5,8	3,7	4,7	3	1
u pravcu Y ose	15,7	15,7	3,3	3,3	-0,5	-0,5	1,4
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ "	S ₂ "	S ₃ "	S ₄ "	S ₅ "	S ₆ "	S ₇ "
u pravcu X ose	0	0	0	0	0	0	0
u pravcu Y ose	15,5	15,5	3	3	-0,6	-0,6	1,4
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0

5.1.1.2.2. Analiza opterećenja po pojedinim segmentima konusne površine

Polazeći od činjenice da je teško tehnološki ostvariti tačan i spoljšnji i unutrašnji konus, ovde se teži razmotriti uticaj netačnosti izrade konusa na statičko ponašanje sklopa glavnog vretena. Kao primer se navodi da se kontakt ostvaruje samo na jednoj trećini kontaktne konusne površi i to u srednjem delu.

Način raspodele sila kod ovog tipa opterećenja prikazan je na slici 5.10. Sile deluju na sredini unutrašnje konusne površine.



Slika 5.10. Opterećenje kod segmentisane unutrašnje konusne površine

Izračunavanje sila u čvorovima unutrašnje konusne površine može se izvršiti na osnovu sledećih obrazaca:

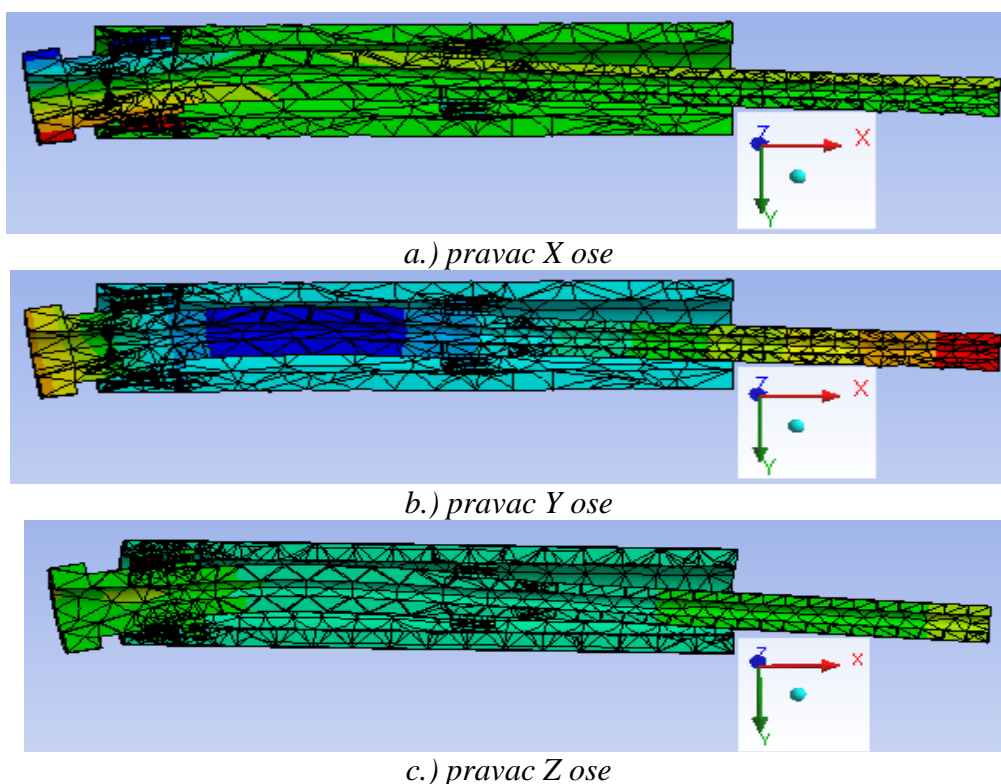
$$F_{Gi} = \frac{X}{L} \cdot \cos \varphi_i \cdot F \quad ; \quad F_{Di} = \frac{X}{L} \cdot \cos \varphi_i \cdot F \quad (5.6)$$

Vrednosti sila u čvorovima unutrašnje konusne površine prikazane su u tabeli 5.5, jedinice sila su u N.

Tabela 5.5. Vrednosti radialnih sila u čvorovima segmentisane konusne površine

Presek	Koor. "X"	$\varphi=0^\circ$		$\varphi=18^\circ$		$\varphi=36^\circ$		$\varphi=54^\circ$		$\varphi=72^\circ$	
		F _D	F _G	F _D	F _G	F _D	F _G	F _D	F _G	F _D	F _G
1	64	2000	0	1902	0	1618	0	1160	0	600	0
2	48	1500	-1500	1425	-1425	1213	-1213	870	-870	450	-450
3	32	0	-1000	0	-950	0	-809	0	-580	0	-300

Kontaktne parove i ograničenja su isti kao u poglavlju 5.1.1.2.1. Rezultati u grafičkom obliku, računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom radijalnog opterećenja prikazani su na slici 5.11.



Slika 5.11. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri radijalnom opterećenju na sredini segmentisane unutrašnje konusne površine

Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju na sredini unutrašnje konusne površine prikazani su u tabeli 5.6.

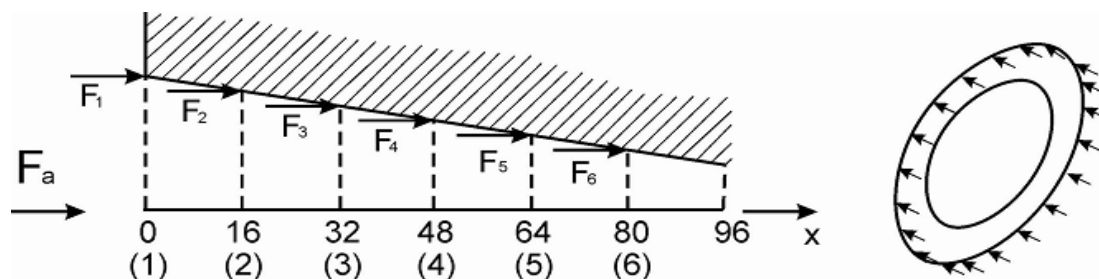
Tabela 5.6. Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri radijalnom opterećenju preko unutrašnje konusne površine

Pomeranja karakterističnih tačaka u μm	Karakteristične tačke						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	-13	-6,4	-11	-6,8	-11	-6,3	-1,6
u pravcu Y ose	31,4	31,4	6,1	6,2	-1,4	-1,4	2,6
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ '	S ₂ '	S ₃ '	S ₄ '	S ₅ '	S ₆ '	S ₇ '
u pravcu X ose	13,1	7,6	13,1	8,8	13	7,8	3,2
u pravcu Y ose	32,3	32	3,2	5,9	-2,1	-1,8	2,3
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
u pravcu X ose	16,1	11,9	0,5	0,7	-0,1	1	0,9
u pravcu Y ose	30,9	31,4	5,1	5,5	-3	-2,7	2,4
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0

Na osnovu rezultata statičkog ponašanja pri radialnom opterećenju zaključuje se da netačnost izrade konusne površine izaziva duplo veća pomeranja od slučaja idealne površine na vrhu vretena (Tačke S_2 , S_2' i S_2'').

5.1.2. Analiza ponašanja usled aksijalnog opterećenja

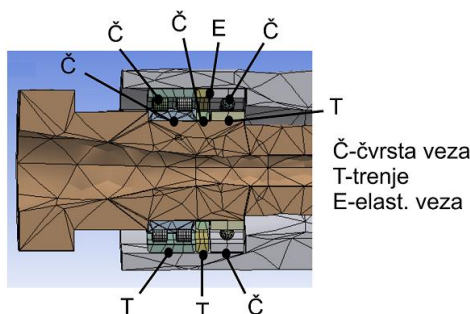
Zadavanje opterećenja je izvršeno definisanjem odgovarajućih komponenta sila u čvorovima mreže konačnih elemenata. Opterećenje na unutrašnjoj konusnoj površini deluje u 6 preseka, a na svakom preseku deluje 20 komponenta sile. Slika 5.12 pokazuje preseke i komponente sila koji deluju na unutašnju konusnu površinu.



Prstenasta površina	1	2	3	4	5	6
Spoljašnji poluprečnik D_S mm	22,5	20,167	17,833	15,5	13,167	10,833
Unutrašnji poluprečnik D_U mm	20,167	17,833	15,5	13,167	10,833	8,5
Sila u čvoru F_I N	68,8	61,4	53,8	46,3	38,7	31,2

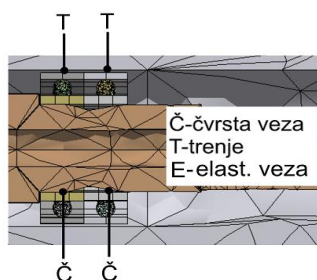
Slika 5.12. Izgled preseka i komponenti sila koje deluju po preseku

Kontaktne parove koji su korišćeni za kontakt između elemenata u prednjem uležištenju prikazani su na slici 5.13. Za zadavanje aksijalne krutosti koristi se kombinacija različitih tipova kontaktnih parova. Definisanjem krutosti opruge zadaje se aksijalna krutost uležištenja.



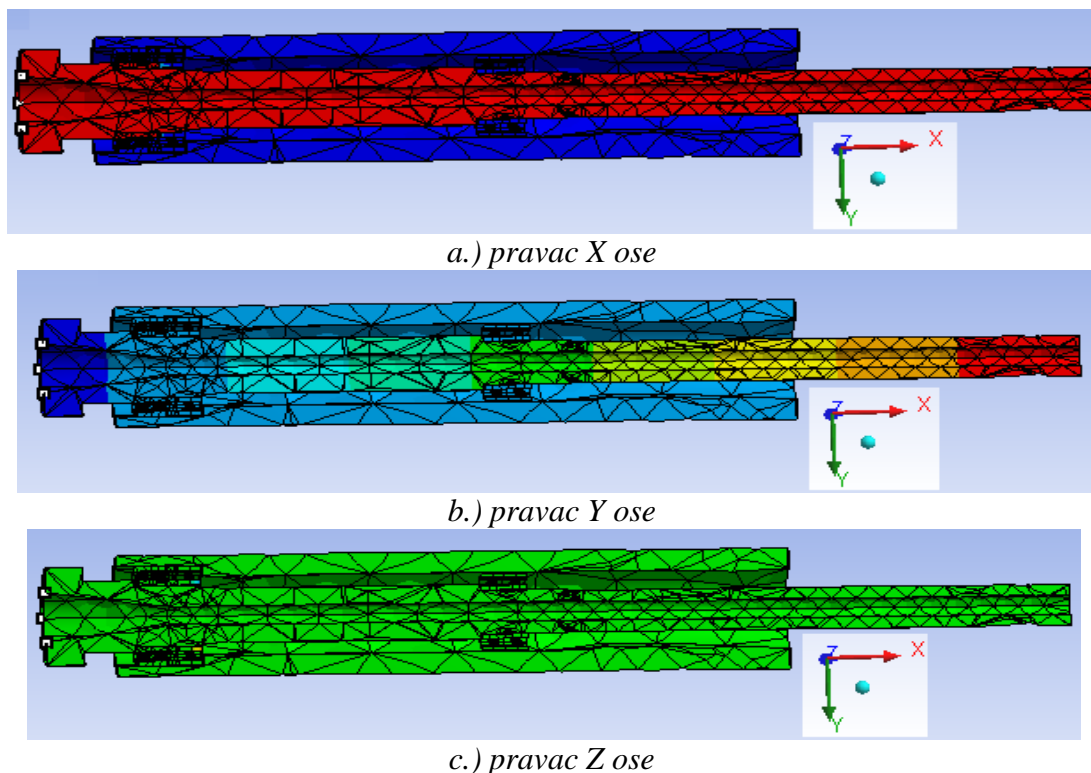
Slika 5.13. Kontaktne parove u prednjem uležištenju pri aksijalnom opterećenju

Kontaktne parove koji su korišćeni u zadnjem uležištenju prikazani su na slici 5.14.



Slika 5.14. Kontaktne parove u zadnjem uležištenju pri aksijalnom opterećenju

Na slikama 5.15 a., 5.15 b. i 5.15 c. prikazani su rezultati u grafičkom obliku računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom aksijalnog opterećenja.



Slika 5.15. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri aksijalnom opterećenju

Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena pri aksijalnom opterećenju prikazane su u tabeli 5.7. Karakteristične tačke vrha vretena prikazane su na slici 5.6.

Tabela 5.7. Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri aksijalnom opterećenju

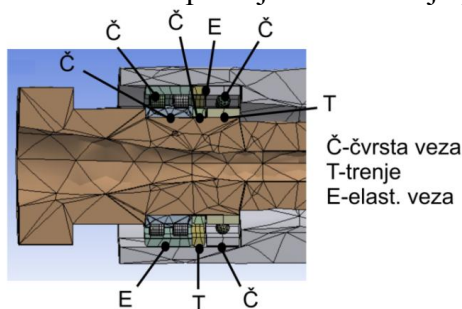
Pomeranja karakterističnih tačaka u μm	Karakteristične tačke						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	63,7	63,7	63,7	63,7	2,2	7,3	63,1
u pravcu Y ose	0	0	0	0	0	0	0
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ '	S ₂ '	S ₃ '	S ₄ '	S ₅ '	S ₆ '	S ₇ '
u pravcu X ose	63,9	63,9	63,5	63,5	2,2	7,3	63
u pravcu Y ose	0	0	0	0	0	0	0
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
u pravcu X ose	63,5	63,5	63,5	63,5	2,2	7,3	63,2
u pravcu Y ose	0	0	0	0	0	0	0
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0

5.1.3. Analiza ponašanja usled kombinovanog statičkog opterećenja

U toku obrade na mašini alatki najčešće se javljaju sile rezanja koje imaju komponente u radijalnom i aksijalnom pravcu. Iz tog razloga potrebno je izvršiti analizu koja će integrisati ova dva opterećenja na jednom modelu. Ova analiza predstavlja kombinaciju aksijalnog i radijalnog opterećenja ($F_A + F_R$). Aksijalno i radijalno opterećenje se prenosi

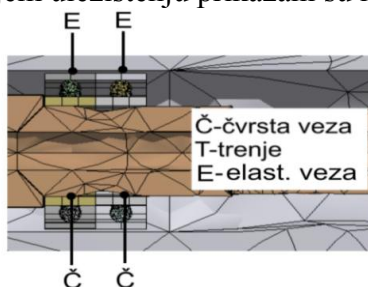
preko unutrašnje konusne površine, koja se posmatra kao idealna pri čemu opterećenje deluje po celom konusu.

Kontaktne parove koji su korišćeni u prednjem uležištenju prikazani su na slici 5.16.



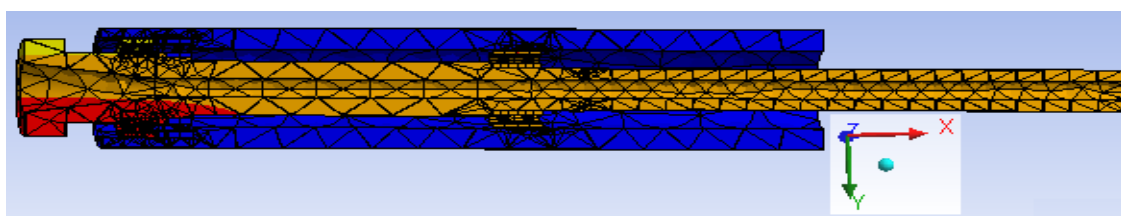
Slika 5.16. Kontaktne parove pri kombinovanom opterećenju (aksijalnom i radijalnom) u prednjem osloncu

Kontaktne parove u zadnjem uležištenju prikazani su na slici 5.17.

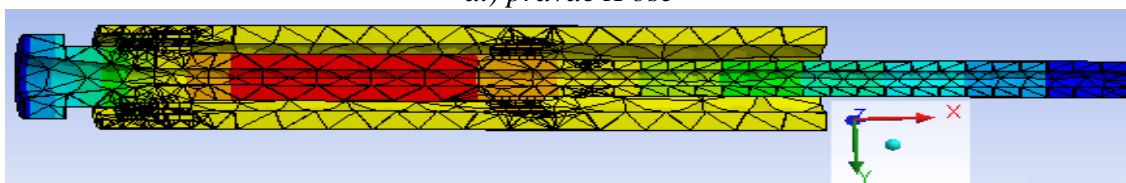


Slika 5.17. Kontaktne parove pri kombinovanom opterećenju (aksijalnom i radijalnom) u zadnjem osloncu

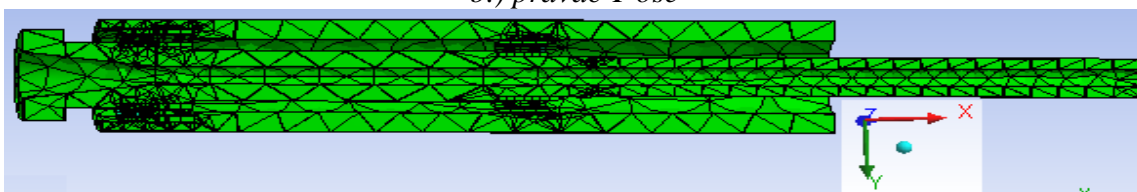
Na slici 5.18 a., 5.18 b. i 5.18 c. prikazani su rezultati u grafičkom obliku računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom aksijalnog i radijalnog opterećenja u X, Y i Z pravcu.



a.) pravac X ose



b.) pravac Y ose



c.) pravac Z ose

Slika 5.18. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri aksijalnom i radijalnom opterećenju

Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena pri kombinaciji aksijalnog i radijalnog opterećenja prikazani su u tabeli 5.8.

Tabela 5.8. Pomeranje karakterističnih tačaka vrha vretena pri aksijalnom i radijalnom opterećenju

Pomeranja karakterističnih tačaka u μm	Karakteristične tačke						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
u pravcu X ose	53,6	58,2	53,9	57,2	2,1	6,6	61,1
u pravcu Y ose	23	23,2	4,9	5,1	0	0	2,3
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ '	S ₂ '	S ₃ '	S ₄ '	S ₅ '	S ₆ '	S ₇ '
u pravcu X ose	68,2	72,6	71,7	68,3	2,2	6,6	64,2
u pravcu Y ose	22,9	23	3,2	4,5	0	0	2,1
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0
	S ₁ "	S ₂ "	S ₃ "	S ₄ "	S ₅ "	S ₆ "	S ₇ "
u pravcu X ose	63,1	63,2	62,8	62,7	2,3	6,7	62,7
u pravcu Y ose	23,2	23	4,7	4,8	0	0	2,3
u pravcu Z ose	0	0	0	0	0	0	0

Pomeranja vrha vretena pri kombinovanom opterećenju u karakterističnim tačkama S₂, S₂' i S₂" u pravcu Y ose povećavaju se u odnosu na čisto radijalno opterećenje, dok se pomeranja u pravcu X ose u tački S₂ smanjuju a u tački S₂" povećavaju.

5.2. Toplotno ponašanje sklopa glavnog vretena

U okviru računarskog modelovanja toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena izvršena je analiza primenom programskog sistema opšte namene s ciljem da se što sveobuhvatnije analizira prikazano konstrukciono rešenje sklopa glavnog vretena sa dvoredim cilindrično valjkastim ležajem u prednjem osloncu. U korišćenom programskom sistemu toplotni model se može definisati kao: stacionaran (temperatura se ne menja sa vremenom), ili nestacionaran, linearan (konstantne toplotno-fizičke karakteristike materijala) ili nelinearan, dvodimenzion ili trodimenzion.

5.2.1. Prenos toplote

U sklopu glavnog vretena osnovni unutrašnji mehanizmi prostiranja toplote su: konvekcija usled obrtanja ležaja, konvekcija usled obrtanja vretena, provođenje između kotrljajnih tela i prstenova, provođenje između spoljašnjeg prstena i kućišta, odnosno provođenje između unutrašnjeg prstena i glavnog vretena [130], [43].

5.2.1.1. Konvekcija usled obrtanja ležaja

Ovaj vid prostiranja toplote se ostvaruje između ležaja i okolnog vazduha. Pošto se zbog male temperaturne razlike zračenje može zanemariti, koeficijent prelaza toplote se izračunava prema [15] iz uslova protoka vazduha kroz ležaj, pri turbulentnom strujanju.

U tabeli 5.9 su date vrednosti koeficijenta provođenja kroz ležaj za različite brojeve obrtaja.

Tabela 5.9. Vrednosti koeficijenta konvekcije za različite brojeve obrtaja [130]

Broj obrtaja o/min	Koeficijent konvekcije α W/m^2K
2800	160,8
3550	252,2
4500	400,1
5600	614,4
6300	775,0

5.1.1.2. Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena

Polazeći od konstrukcionog rešenja razmatranog sklopa glavnog vretena može se konstatovati da se prelaženje toplote konvekcijom dešava na spoljnoj i unutrašnjoj površini vrha vretena. Na osnovu prethodnih relacija određen je koeficijent konvekcije usled obrtanja na spoljašnjoj cilindričnoj i na unutrašnjoj konusnoj površini vrha glavnog vretena za prethodno navedene brojeve obrtaja (tabela 5.10).

Tabela 5.10. Vrednosti koeficijenata konvekcije pri obrtanju vretena za različite brojeve obrtaja

Broj obrtaja o/min	Koeficijent konvekcije za spoljnu cilindričnu površinu h W/m^2K	Koeficijent konvekcije za unutrašnju konusnu površinu h W/m^2K
2800	29,18	21,44
3550	37,56	25,1
4500	40,3	32,65
5600	46,1	34,2
6300	55,5	36,1

5.2.1.3. Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova

U tabeli 5.11 a na osnovu jednačina prikazanih u poglavlju 4.0 određene su vrednosti koeficijenta provođenja toplote za cilindrično valjkasti dvoredi i kuglični ležaj sa kosim dodirom.

Tabela 5.11. Vrednosti koeficijenta provođenja toplote između kotrljajnih tela i prstenova [130]

Tip ležaja	Koeficijent provođenja toplote između kotrljajnih tela i prstenova W/m^2K
Cilindrično valjkasti dvoredi ležaj	150
Kuglični ležaj sa kosim dodirom	111

5.2.1.4. Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno vretena

Koeficijent provođenja toplote kod sklopa glavnog vretena zavisi od zazora između spoljašnjeg prstena i kućišta, odnosno preklopa unutrašnjeg prstena i vretena. Kod uležištenja gde je potrebno da se umanja uticaj generisane toplote u ležaju predlaže se postavljanje određenih kompozitnih materijala (npr. poliestra) na mestu dodira da bi se smanjile toplotne deformacije glavnog vretena.

U tabeli 5.12 prikazane su vrednosti koeficijenta provođenja toplote izračunate na osnovu prikazanih relacija u poglavlju 4.4.3.4.

Tabela 5.12. Vrednosti koeficijenta provođenja između prstena i kućišta, odnosno prstena i vretena [130]

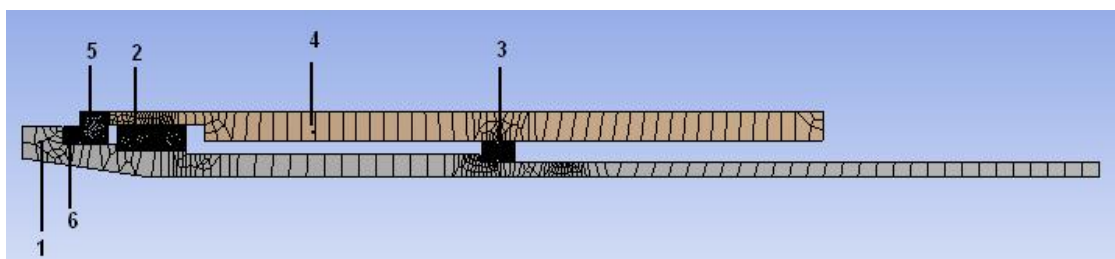
Mesto kontakta	Koeficijent provođenja λ W/m ² K
Unutrašnji prsten/glavno vreteno	30,41
Spoljašnji prsten/pinola (kućište)	49,95

Analizu toplotnog ponašanja moguće je izvršiti na 2D i 3D modelu. 2D model je pogodan za analizu toplotnog opterećenja i pomeranja unutrašnje konusne površine ali je nedostatak nemogućnost da se analiziraju pomeranja u dva pravca, kao i činjenica da nije moguće modelovati kompletan ležaj.

5.2.2. 2D model toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena

Cilj analize toplotno-elastičnog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog cilindrično valjkastim dvoredim ležajem i kugličnim ležajem sa kosim dodirom u prednjem osloncu, je određivanje deformacija karakterističnih tačaka pod dejstvom toplotnog opterećenja.

Za analizu je primenjen metod konačnih elemenata, pri čemu je računarski model dvodimenzioni (2D) (slika 5.19), i čine ga glavno vreteno 1, prednje uležištenje (valjkasti dvoredi ležaj i kuglični ležaj sa kosim dodirom) 2, zadnje uležištenje 3, kućište (pinola) 4 i prstenovi 5 i 6. Na osnovu površinskog modela, definisana je mreža od 6174 konačna elementa i 20337 čvorova. Diskretizacija je izvršena 2D konačnim elementom PLANE 85, dok su za definisanje kontaktnih parova korišćeni konačni elementi TARGET 187 za definisanje površine kontakta i CONTA 174 za uspostavljanje kontakta prstenova i vretena, odnosno prstenova i kućišta.



Slika 5.19. Diskretizovan model sklopa glavnog vretena

Sem prethodnih u okviru predprocesora je potrebno definisati karakteristike materijala pojedinih elemenata sklopa kao i izvore toplote, što u konkretnom slučaju predstavljaju ležaji. Imajući u vidu da su ležaji modelovani kao jedna celina (bez razmatranja provođenja toplote između kotrljajnog tela i prstenova) potrebno je definisati temperature ovih izvora. Vrednosti temperatura na spoljašnjim prstenovima valjkastog i kugličnog ležaja (smatra se da je ista temperatura i na unutrašnjem i spoljašnjem prstenu – temperatura ležaja je uniformna) su eksperimentalno određene za stacionarno temperaturno stanje razmatranog sklopa za sledeće brojeve obrtaja: $n_1=2800$ o/min, $n_2=3550$, $n_3=4500$, $n_4=5600$, $n_5=6300$ i prikazane su u tabeli 7.3.

Kako je ranije konstatovano, izvori toplote u razmatranom sklopu su samo ležaji, dok su unutrašnji mehanizmi prostiranja toplote: konvekcija usled obrtanja ležaja, konvekcija usled obrtanja vretena, provođenje između spoljašnjeg prstena i kućišta, odnosno provođenje

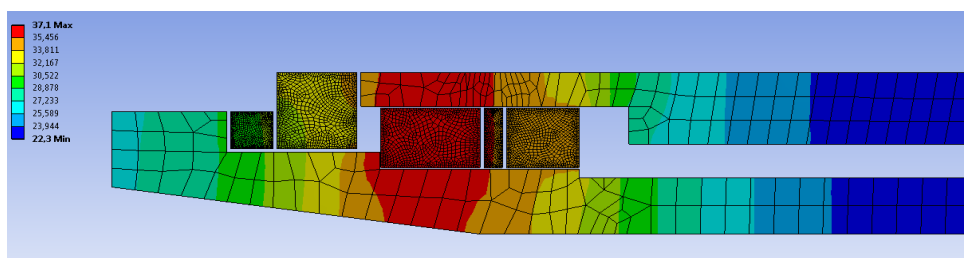
između unutrašnjeg prstena i glavnog vretena. Da bi se izvršila računarska analiza potrebno je definisati vrednosti koeficijenta konvekcije i provođenja toplote.

Konvekcija usled obrtanja ležaja ostvaruje se prostiranjem toplote između ležaja i okolnog vazduha. U tabeli 5.9 su navedene vrednosti koeficijenta provođenja kroz ležaje za razmatrane brojeve obrtaja.

Konvekcija usled obrtanja glavnog vretena je definisana u skladu sa teorijom izračunavanja koeficijenta provođenja pri strujanju vazduha oko ravne ploče. Polazeći od konstrukcionog rešenja razmatranog sklopa glavnog vretena može se konstatovati da se prostiranje toplote provođenjem dešava na spoljnoj i unutrašnjoj konusnoj površini vrha vretena (konusna površina je razmatrana kao cilindrična srednjeg prečnika konusa). Vrednosti koeficijenta provođenja na spoljašnjoj i unutrašnjoj konusnoj površini vrha vretena prikazane su u tabeli 5.10.

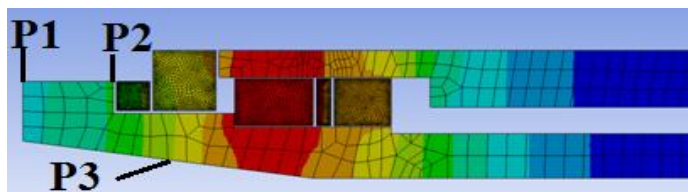
Provođenje toplote između spoljašnjeg prstena ležaja i kućišta, odnosno unutrašnjeg prstena i vretena zavisi od zazora između prstena i kućišta, odnosno preklopa prstena i vretena. Vrednosti koeficijenta provođenja toplote između prstena ležaja i vretena odnosno prstena i kućišta (pinole) prikazane su u tabeli 5.11.

Na osnovu prethodno prikazanih vrednosti koeficijenta provođenja MKE definisani su modeli toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena za različite brojeve obrtaja i to: $n_1=2800$ o/min, $n_2=3550$, $n_4=5600$ i $n_5=6300$. Na slici 5.20 prikazan je raspored temperaturnih polja sklopa glavnog vretena za $n_5=6300$.



Slika 5.20. Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju za $n_5=6300$

Računarskim modelovanjem su određene vrednosti temperature za stacionarno temperaturno stanje sklopa glavnog vretena u karakterističnim tačkama vrha vretena (slika 5.21.) (P_1 - tačka na spoljnoj površini vrha vretena; P_2 - tačka na spoljnoj površini vrha vretena i prstena; P_3 - tačka na sredini unutrašnje konusne površine vrha vretena).



Slika 5.21. Položaj karakterističnih tačaka na sklopu glavnog vretena

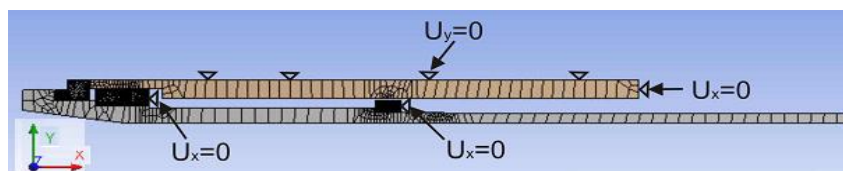
U tabeli 5.13 prikazane su vrednosti temperature u stacionarnom temperaturnom stanju za karakteristične tačke i različite brojeve obrtaja. Vrednosti temperature na spoljnoj površini vretena su nešto niže od temperature na unutrašnjoj konusnoj površini, što se objašnjava većom konvekcijom usled obrtanja vretena. Isto tako, temperatura u tački P_2 je nešto viša od temperature u tački P_1 , jer je tačka P_2 bliža izvorima toplote.

Tabela 5.13. Vrednost temperatura u karakterističnim tačkama vrha vretena

Broj obrtaja o/min	Pomeranja u karakterističnoj tački u °C		
	P ₁	P ₂ °C	P ₃ °C
2800	23,2	23,8	24,1
3550	22,6	23,4	23,7
5600	25,4	27,2	27,8
6300	27,1	29,3	30,1

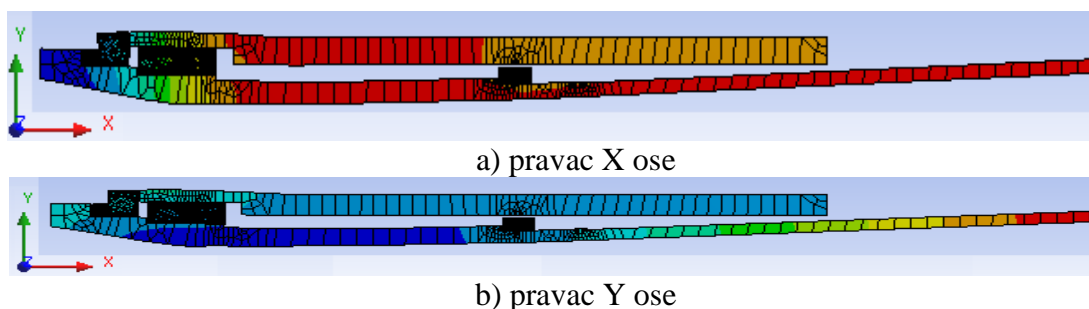
Pri modelovanju elastičnog ponašanja razmatran je samo uticaj toplotnog opterećenja bez dejstva spoljašnjih sila. Toplotno opterećenje je definisano na osnovu rezultata iz toplotne analize, i predstavlja raspored temperaturnih polja na celom sklopu glavnog vretena.

Granični uslovi, pri ovoj analizi, se odnose na ograničenje pomeranja na određenim mestima odnosno čvorovima konačnih elemenata. Pošto se ceo sklop glavnog vretena nalazi u kušištu, spoljašnja površina pinole se ne može širiti u vertikalnom pravcu (Y-osa), dok se zadnja površina pinole oslanja na unutrašnju površinu kućišta, što joj ograničava kretanje u horizontalnom pravcu (X-osa). Na osnovu ovoga čvorovima koji pripadaju spoljašnjoj površini pinole, oduzeti su stepeni slobode U_y čime je dozvoljeno pomeranje u X pravcu, a čvorovima koji pripadaju zadnjoj površini pinole oduzeti su stepeni slobode U_x , čime je dozvoljeno pomeranje u Y pravcu. Sklop glavnog vretena pored dvoredog cilindričnog ležaja, uležišten je i sa jednim kugličnim ležajem sa kosim dodirom u prednjem osloncu, i sa dva kuglična ležaja sa kosim dodirom u "O" rasporedu u zadnjem osloncu. Pošto jednoređi kuglični ležaji sa kosim dodirom ne dozvoljavaju pomeranje u pravcu X ose, to je čvorovima koji pripadaju tim ležajevima oduzet stepen slobode U_x , čime je dozvoljeno pomeranje isključivo u Y pravcu (pogledati sliku 5.22). Između čvorova konačnih elemenata koji pripadaju ležajima i čvorova koji pripadaju pinoli i glavnom vretenu su definisani kruti kontakti parovi.



Slika 5.22. Oduzimanje stepeni slobode kretanja u pravcima X i Y

Na slici 5.23 prikazani su rezultati u grafičkom obliku, računarskog modelovanja elastičnog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom toplotnog opterećenja, za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min u aksijalnom X (5.24.a.) i radijalnom Y (5.24.b) pravcu.



Slika 5.23. 2D računarski model sklopa glavnog vretena nakon toplotnog opterećenja za broj obrtaja $n_5=6300$

Vrednosti pomeraja su određene na vrhu vretena i na spoljašnjim i unutrašnjim prstenovima ležaja. Karakteristične tačke na sklopu glavnog vretena u kojima su određeni pomeraji prikazane su na slici 5.6. Na osnovu rezultata pomeranja u tačkama S_1 i S_2 može se doneti zaljučak o tačnosti glavnog vretena pod dejstvom toplotnog opterećenja, dok se na bazi pomeranja u tačkama S_3 , S_4 , S_5 i S_6 može razmatrati promena zazora-preklopa u ležajima, takođe, kao posledica toplotnog opterećenja.

Vrednosti pomeraja karakterističnih tačaka u pravcu X ose prikazane su u tabeli 5.14 a vrednosti pomeranja u pravcu Y ose prikazane su u tabeli 5.15.

Tabela 5.14. Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u aksijalnom pravcu μm						
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
2800	-3,5	-3,5	-1,6	-1,6	-0,4	-0,4	-1,2
3550	-3,6	-3,6	-1,7	-1,7	-0,4	-0,4	-1,1
5600	-9,5	-9,8	-4,1	-4	-0,9	-1	-2,9
6300	-13	-14	-5,9	-5,9	-1,5	-1,7	-4,3

Najveća aksijalna pomeranja, od razmatranih, imaju tačka S_2 i S_1 i ona direktno utiču na tačnost glavnog vretena u aksijalnom pravcu, posebno pri većim brojevima obrtaja (preko 5000 o/min). Vrh glavnog vretena se izdužuje (pomera se u levu stranu). Aksijalna pomeranja spoljašnjeg i unutrašnjeg prstena ležaja su ista za jedan ležaj, pri čemu su veća kod dvoredog valjkastog nego kod kugličnog ležaja sa kosim dodirom. Isto aksijalno pomeranje prstenova ukazuje da ne dolazi do promene aksijalnog zazora-preklopa u ležajima.

Tabela 5.15. Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose

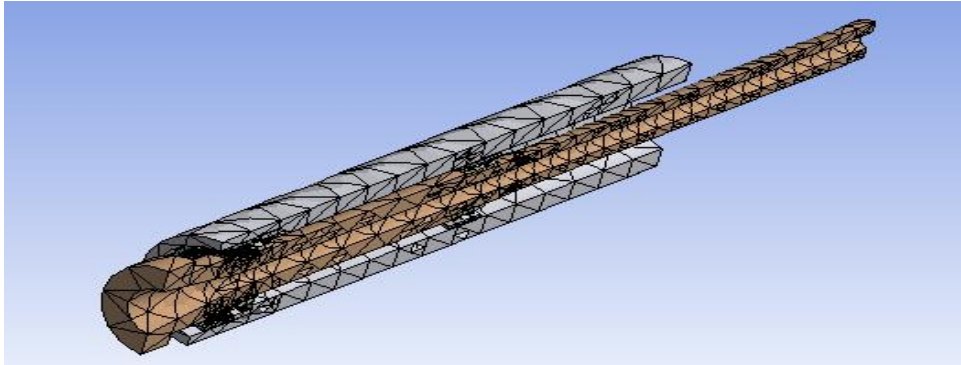
Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u radijalnom pravcu μm						
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
2800	0	0	0,3	-0,5	0,2	-0,5	-1,3
3550	-0,5	-0,6	0	-0,9	0	-0,8	-1,7
5600	0,2	-0,2	0,9	-1,3	0,5	-1,4	-3,6
6300	2,5	1,8	2,5	-5,3	1,6	-8,3	-3,7

Razmatrajući vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka u radijalnom pravcu može se konstatovati da su ova pomeranja na vrhu vretena (S_1 , S_2) mala (pri tri broja obrtaja manja od 1 μm , a pri najvećem broju obrtaja su ispod 3 μm). Ovo ukazuje na veliku tačnost glavnog vretena u radijalnom pravcu pod dejstvom toplotnog opterećenja. Posmatrajući pomeranja prstenova ležaja u radijalnom pravcu može se konstatovati veće pomeranje unutrašnjih od spoljašnjih prstenova, kao i različit smer pomeranja. Prethodno ukazuje da pod dejstvom toplotnog opterećenja dolazi do promene zazora-preklopa u ležaju u radijalnom pravcu, što utiče i na statičku krutost i na dinamičko ponašanje ležaja, odnosno sklopa glavnog vretena. Ovde se mogu zapaziti nešto veća pomeranja prstenova kugličnog od valjkastog ležaja.

Imajući u vidu funkciju unutrašnje konusne površine vrha vretena, analiziran je uticaj toplotnih deformacija na tačnost iste (tabele 5.14 i 5.15). Proračunom promene ugla konusa navedene površine može se konstatovati da je ona zanemarljivo mala, i za maksimalni broj obrtaja je manja od jedne ugaone sekunde.

5.2.3. 3D model toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena

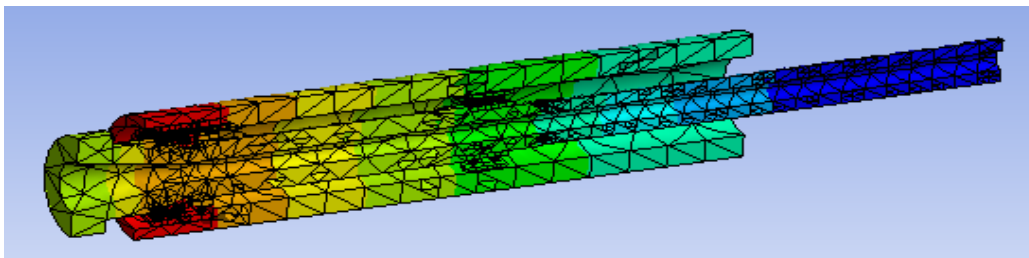
Nakon modelovanja zapreminskog modela primenom metode konačnih elemenata definisana je mreža 32610 konačnih elemenata, 100474 čvorova i 212 kontaktnih parova. Pri diskretizaciji je korišćen 3D konačni element SOLID 87 (linearni tetraedar), dok su za definisanje kontaktnih parova korišćeni konačni elementi TARGET 170 a za površine kontakta i CONTA 174 za uspostavljanje kontakta između kotrljajnih tela i staza kotrljanja kao i kontakta između prstenova i vretena odnosno prstenova i pinole. Svi kontaktni parovi definisani su kao čvrste veze (BOND). Na slici 5.24 je prikazan diskretizovan model sklopa glavnog vretena.



Slika 5.24. Diskretizovan model sklopa glavnog vretena sa 3D konačnim elementima

Kao i kod dvodimenzionog modela potrebno je definisati koeficijente provođenja, a njihove vrednosti su prikazane u tabelama 5.9, 5.10, 5.11 i 5.12. Potrebno je definisati i vrednost temperature na spoljašnjim prstenovima cilindrično-valjkastog, kugličnog ležaja sa kosim dodirnom i temperaturu okoline. Temperature su određene eksperimentalno a njihove vrednosti prikazane su u tabeli 7.3. Pored prethodnih parametara potrebno je definisati ograničenja. Slika 5.5 prikazuje definisana ograničenja na sklopu glavnog vretena. Površina „A“ ograničena je u pravcima Z i Y ($U_Z=0$ i $U_Y=0$), a površina „B“ ima ograničenje u pravcu „X“ ose ($U_X=0$).

Nakon postprocesiranja dobijaju se rezultati toplotnog ponašanja (raspored temperature po sklopu glavnog vretena). Izgled rezultata matematičkog modelovanja, u grafičkom obliku, 3D toplotnog modela sklopa glavnog vretena presečenog u aksijalnoj ravni prikazan je na slici 5.25.



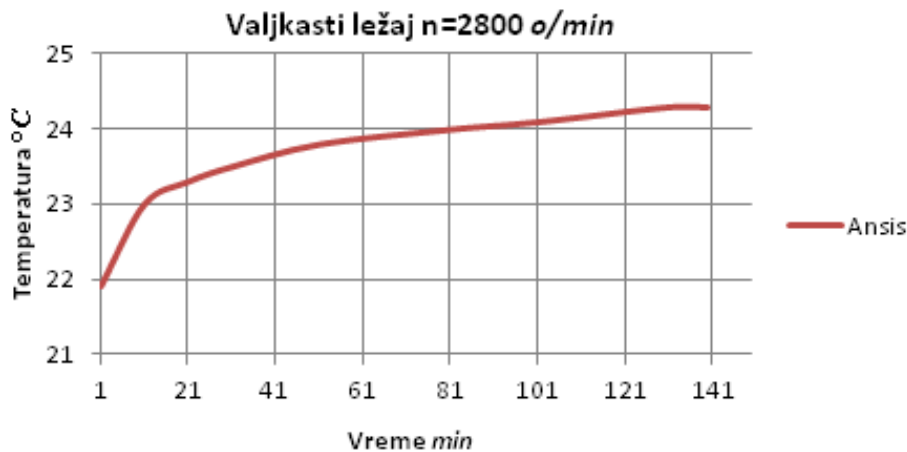
Slika 5.25. Izgled 3D toplotnog modela sklopa glavnog vretena

Temperature u karakterističnim tačkama vrha vretena na 3D modelu prikazana je u tabeli 5.16. Karakteristične tačke vrha vretena su iste kao na slici 5.21.

Tabela 5.16. Vrednost temperatura u karakterističnim tačkama vrha vretena na 3D modelu

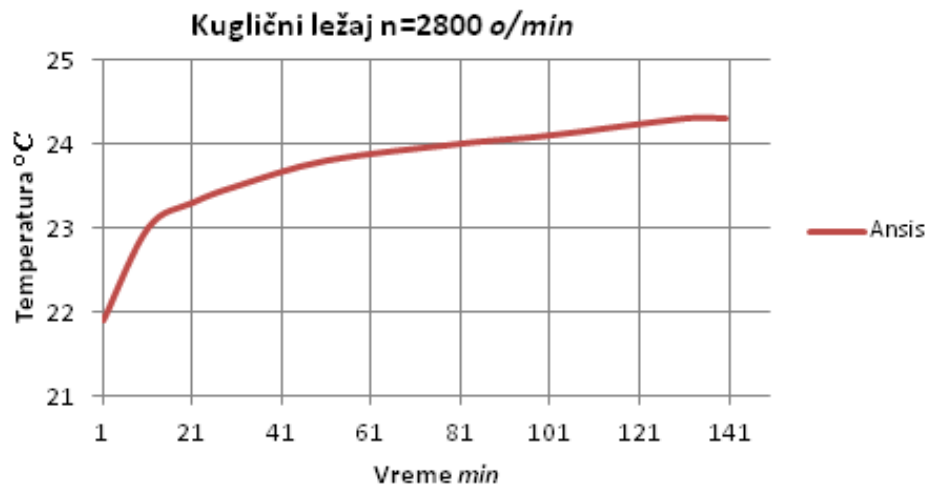
Broj obrtaja <i>o/min</i>	Temperatura karakteristične tačke u °C		
	P ₁	P ₂	P ₃
2800	23,9	23,9	24,1
3550	23,8	23,8	24,1
5600	28,6	28,7	29,7
6300	31,3	31,4	33,1

Na slici 5.26 a. prikazana je promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja računarskim modelovanjem pri broju obrtaja $n_1=2800$ o/min.



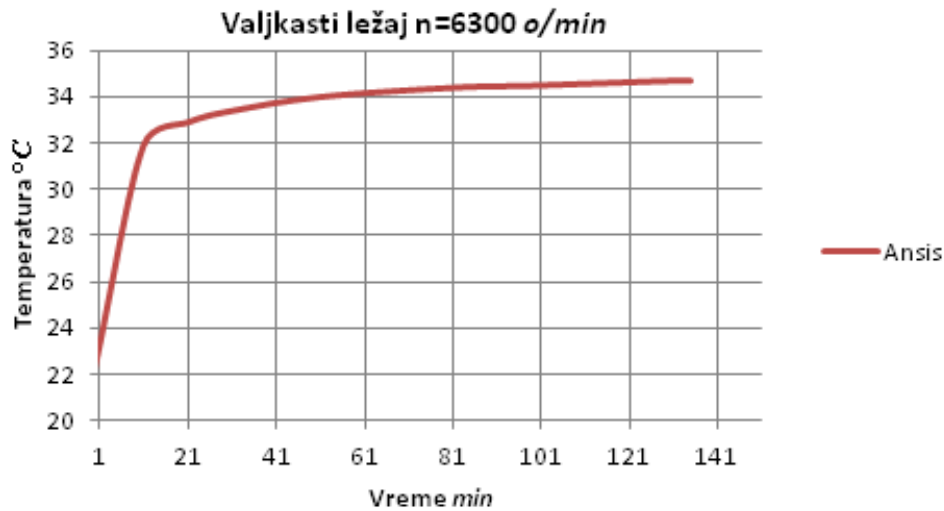
Slika 5.26.a. Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min

Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min prikazana je na slici 5.26.b.



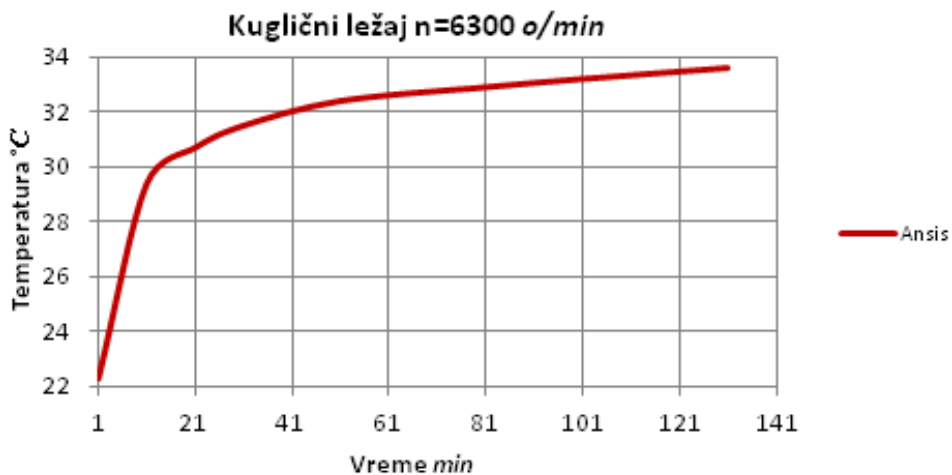
Slika 5.26.b. Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min

Za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja prikazana je na slici 5.27.a.



Slika 5.27.a. Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog ležaja za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

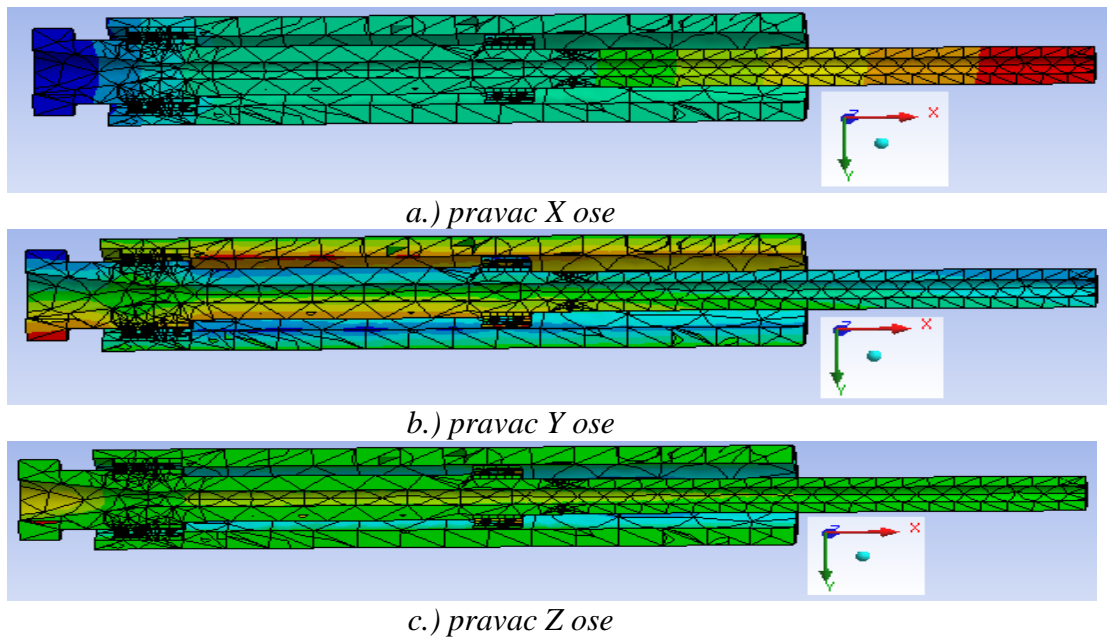
Na slici 5.27.b. prikazana je zavisnost temperature od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min.



Slika 5.27.b. Promena temperature u zavisnosti od vremena na spoljašnjem prstenu kugličnog ležaja za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Pri modelovanju elastičnog ponašanja na 3D modelu sklopa glavnog vretena razmatran je samo uticaj toplotnog opterećenja bez dejstva spoljašnjih sila. Toplotno opterećenje je definisano na osnovu rezultata iz toplotne analize, i predstavlja raspored temperature na sklopu glavnog vretena.

Na slici 5.28 a., 5.28 b. i 5.28 c. prikazani su rezultati, u grafičkom obliku, računarskog modelovanja elastičnog ponašanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom toplotnog opterećenja, za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min u X, Y i Z pravcu.



Slika 5.28. 3D računarski model sklopa glavnog vretena nakon toplotnog opterećenja za broj obrtaja $n_5=6300$

Numerička pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena prikazane su u tabelama 5.17, 5.18 i 5.19.

Tabela 5.17. Pomeranja karakterističnih tačaka S

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-3,1	-3,1	-0,9	-0,9	0	0	-0,4
3550	-3,3	-3,3	-1	-1	0	0	-0,5
5600	-12	-12	-3,1	-3,3	-0,1	0	-1,5
6300	-16	-16	-5,1	-4,5	-0,2	-0,1	-2,2
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-1	-0,5	0,2	-0,2	0,3	-0,5	0
3550	-1	-0,5	0,2	-0,2	0,3	-0,5	0
5600	-3,5	-1,9	0,7	-0,7	1,1	-1,8	0,1
6300	-4,8	-2,6	1	-1	1,5	-2,5	0,1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5.18. Pomeranja karakterističnih tačaka S'

Broj obrtaja <i>o/min</i>	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-3,1	-3,1	-0,9	-0,9	0	0	-0,4
3550	-3,3	-3,3	-1	-1	0	0	-0,5
5600	-12	-12	-3,5	-3,3	-0,1	0	-1,5
6300	-16	-16	-4,9	-4,7	-0,2	-0,1	-2,1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	1	0,5	-0,2	0,2	-0,3	0,5	0
3550	1	0,5	-0,2	0,2	-0,3	0,5	0
5600	3,5	1,8	-0,7	0,7	-1	1,7	-0,2
6300	4,9	2,5	-1	1	-1,4	2,5	-0,3
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5.19. Pomeranja karakterističnih tačaka S''

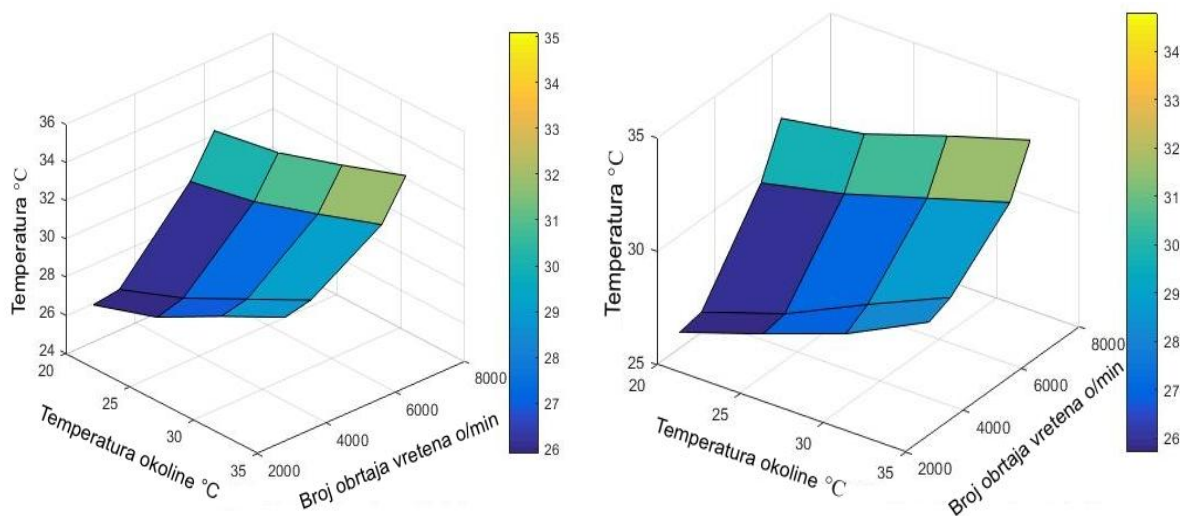
Broj obrtaja <i>o/min</i>	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-3,1	-3,1	-0,8	-0,8	0	0	-0,4
3550	-3,3	-3,3	-1	-1	0	0	-0,4
5600	-12	-12	-3,2	-3,2	0	0	-1,5
6300	-16	-16	-4,5	-4,3	-0,2	-0,1	-2,1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	-0,3	0,2	-0,4	-0,1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	1	0,5	-0,2	0,2	0,3	0,5	0
3550	1	0,5	-0,2	0,2	-0,3	0,5	0
5600	3,5	1,8	-0,9	0,6	-1,1	1,9	-0,2
6300	4,9	2,5	-1,2	1	-1,5	2,8	-0,2

Na osnovu rezultata modelovanja može se zaključiti da su maksimalna pomeranja karakteristične tačke S₂ u aksijalnom pravcu 16 μm , a karakteristične tačke S₇ iznosi 2 μm . Radijalno pomeranje karakteristične tačke S₂ iznosi 5 μm , a tačke S₇ iznosi manje od 1 μm . Unutrašnja konusna površina je definisana sa ove dve tačke i njihova pomeranja imaju značajan uticaj koji izaziva greške usled toplotnog opterećenja.

5.2.4. Uticaj temperature okoline na toplotno ponašanje sklopa glavnog vretena

U nastavku se želi ispitati i prikazati uticaj temperature okoline na temperaturu stacionarnog temperaturnog stanja sklopa glavnog vretena. Razmatrane su četiri vrednosti

brojeva obrtaja glavnog vretena $n=2800$ o/min, $n=3550$, $n=5600$ i $n=6300$ i četiri vrednosti temperature okoline 20 °C, 25 , 30 i 35 . Na slici 5.29 prikazan je uticaj brojeva obrtaja i temperature okoline na vrednost temperature cilindrično valjkastog i kugličnog ležaja sa kosim dodirom.

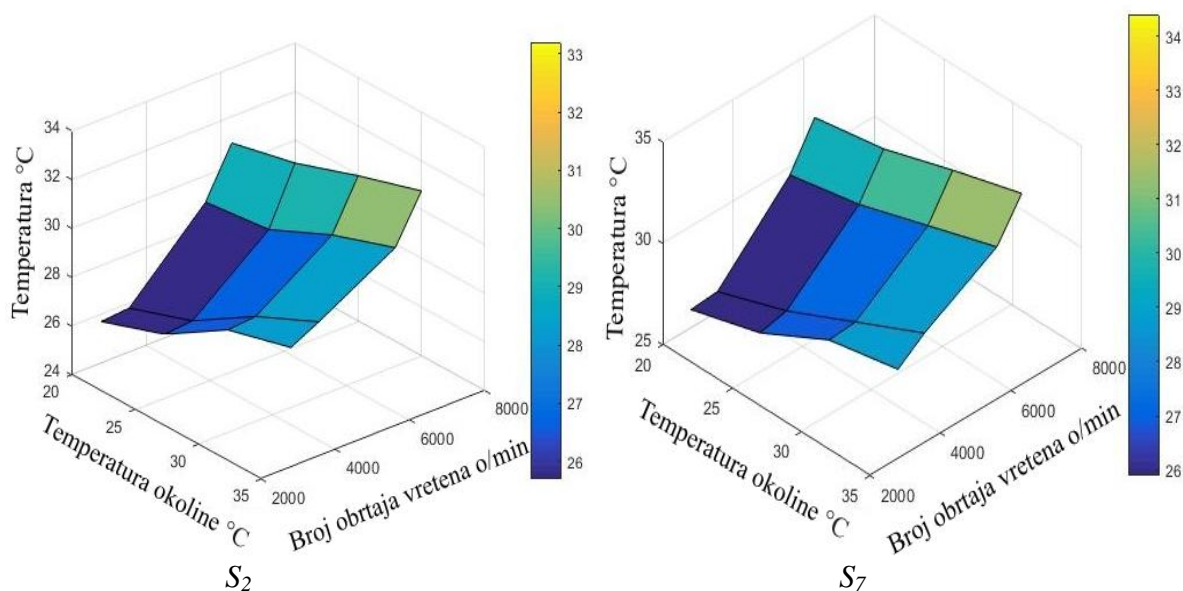


a) valjkasti ležaj

b) kuglični ležaj sa kosim dodirom

Slika 5.29. Promena temperature ležaja u zavisnosti od broja obrtaja i temperature okoline

Promena temperature na unutrašnjoj konusnoj površini u zavisnosti od broja obrtaja i temperature okoline prikazana je slici 5.30. Navedene tačke izabrane su na unutrašnjoj konusnoj površini koja direktno utiče na tačnost vrha vretena pod dejstvom toplotnih uticaja.



S_2

S_7

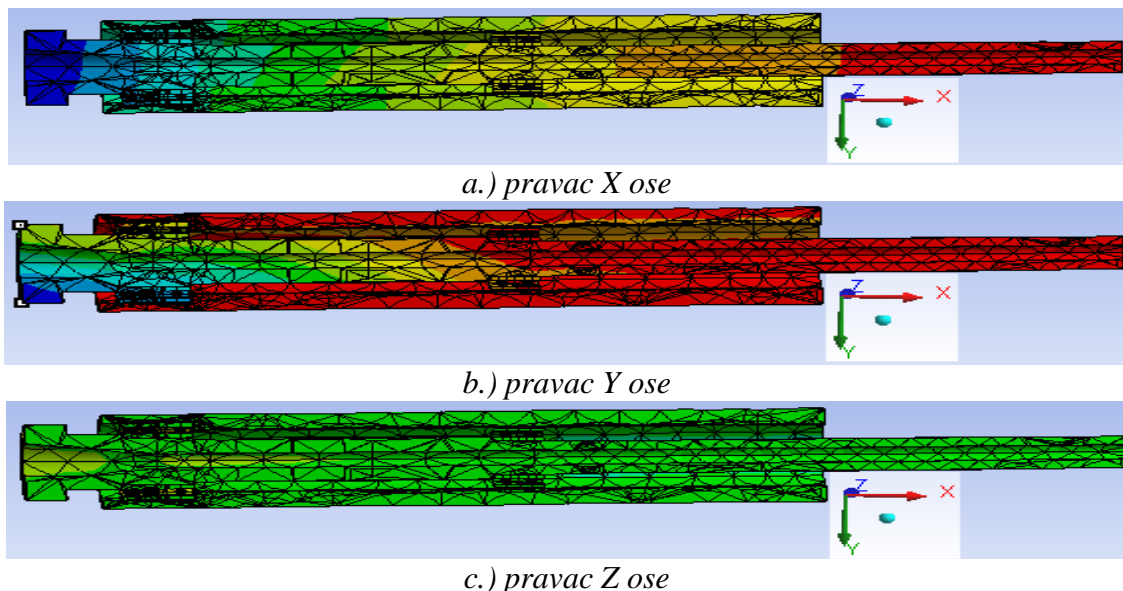
Slika 5.30. Promena temperature unutrašnje konusne površine u zavisnosti od broja obrtaja i temperature okoline

5.3. Analiza toplotno-statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena

Računarskim modelovanjem toplotno-statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena analizirana su 3 slučaja: toplotno i aksijalno opterećenje, toplotno i radijalno opterećenje kao i kombinacija toplotnog, aksijalnog i radijalnog opterećenja.

5.3.1. Analiza integrisanog toplotnog i radijalnog statičkog opterećenja

Navedena analiza predstavlja kombinaciju toplotnog i radijalnog opterećenja. Izbor kontaktnih parova i ograničenja je isti kao u tački 5.1.3 i ovde nije detaljno opisan. Na slici 5.31 a., 5.31 b. i 5.31 c. prikazani su rezultati, u grafičkom obliku, računarskog modelovanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom toplotnog i radijalnog opterećenja na konusnoj površini.



Slika 5.31. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri toplotnom i radijalnom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Numeričke vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena prikazani su u tabelama 5.20, 5.21 i 5.22.

Tabela 5.20. Pomeranja karakterističnih tačaka S pri "integrisanom" toplotnom i radijalnom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-8,1	-8,1	-2,2	-5	-2,4	-4	-5
3550	-5,6	-5,6	1,2	-2,6	0,7	-1,8	-2,6
5600	-25,6	-25,6	-13	-17	-12	-14	-16,4
6300	-37,2	-37	-21,8	-25,8	-19,5	-21,9	-24,5
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	9,5	9,8	7,2	8,8	9,2	9,3	9,6
3550	9,6	9,9	6,7	8,6	9,3	9,3	9,7
5600	7,1	8,6	3,5	6,5	6,1	7,3	8,9
6300	5,8	7,8	1,7	5,4	4,3	6,2	8,6
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5.21. Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri "integriranom" toplotnom i radijalnom opterećenju

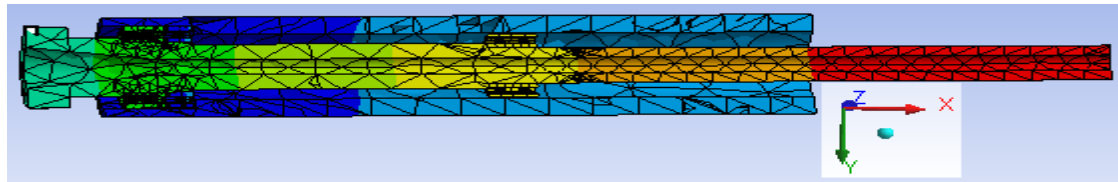
Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-5,7	-7	-6,8	-5	-5,3	-4	-4,8
3550	-3,2	-4,6	-3,5	-2,5	-2,2	-1,6	-2,3
5600	-23,3	-24,5	-18	-17,2	-14,9	-14,3	-16,2
6300	-34,8	-36	-26,5	-25,8	-22,4	-21,7	-24,3
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	16	16	11	11,4	12	11	10,8
3550	16	16	12	12	12	11	10,9
5600	18,1	17	14,6	13,7	15,1	13	11,5
6300	19,6	18	16,4	14,8	16,8	14,4	11,9
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5.22. Pomeranja karakterističnih tačaka S'' pri "integriranom" toplotnom i radijalnom opterećenju

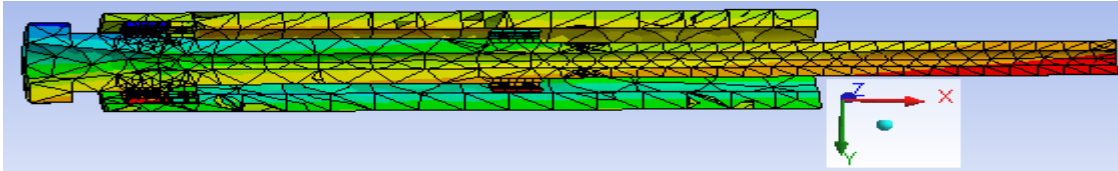
Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	-8	-7,4	-5,5	-5,4	-4,7	-4,5	-5
3550	-5,4	-4,8	-3,1	-3	-2,2	-2,1	-2,5
5600	-25,5	-24,8	-17,8	-17,8	-15,2	-15	-16
6300	-37,1	-36,3	-26,4	-26,3	-22,7	-22,2	-24,4
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	12,5	12,6	10,1	10,2	10,1	10,3	10,3
3550	12,5	12,5	10,1	10,2	10,4	10,2	10,3
5600	12,7	12,7	10,2	10,3	10,5	10,2	10,3
6300	12,7	12,7	10,3	10,3	10,6	10,4	10,3
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	-0,3	-1	0,6	0,4	1,4	0,8	0
3550	-0,4	-1	0,5	0,4	1,5	0,9	0
5600	2,1	0,3	2,5	1,9	4,5	2,7	0,5
6300	3,5	1	3,5	2,8	6,2	3,8	0,8

5.3.2. Analiza integriranog toplotnog i aksijalnog statičkog opterećenja

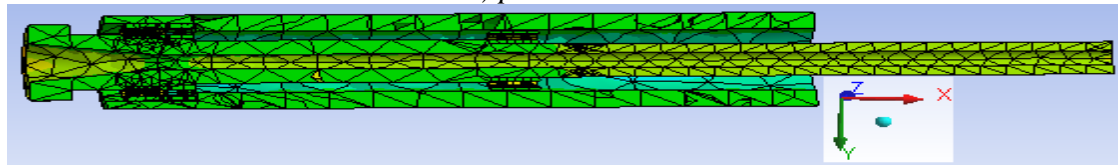
Ova analiza predstavlja kombinaciju toplotnog i aksijalnog opterećenja. Izbor kontaktnih parova i ograničenja je isti kao u tački 5.1.2. Na slikama 5.32 a., 5.32 b. i 5.32 c. prikazani su rezultati, u grafičkom obliku, računarskog modelovanja sklopa glavnog vretena pri dejstvu toplotnog i aksijalnog opterećenja.



a.) pravac X ose



b.) pravac Y ose



c.) pravac Z ose

Slika 5.32. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri toplotnom i aksijalnom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Numeričke vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena prikazani su u tabelama 5.23, 5.24 i 5.25.

Tabela 5.23. Pomeranja karakterističnih tačaka S pri “integrisanom” toplotnom i aksijalnom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	53,2	53,3	55,3	55,1	-0,5	0	55,3
3550	53,3	53,3	55,2	55	-0,6	0	55,2
5600	44,1	44,1	52,1	51,6	-2,4	-1	52,5
6300	39,2	39,1	50,4	49,6	-3,4	-1,4	51,1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-1,8	-1,3	-1,8	-1,3	0,2	0,1	-0,5
3550	-1,8	-1,3	-1,9	-1,4	0,3	0,2	-0,5
5600	-5,1	-3,3	-5,5	-3,8	1	0,7	-1
6300	-6,9	-4,4	-7,5	-5,1	1,5	1	-1,4
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	0	0	-0,2
6300	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0	0	-0,3

Tabela 5.24. Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri "integrisanom" toplotnom i aksijalnom opterećenju

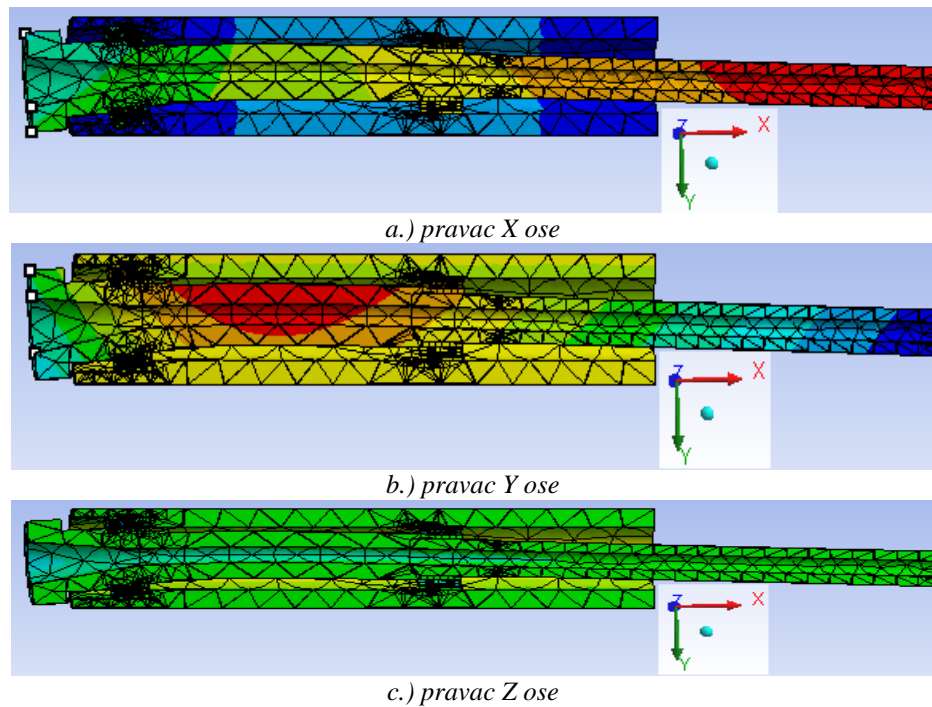
Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	52,9	53,2	54,9	54,8	-0,6	0	55,2
3550	52,8	53,1	54,8	54,8	-0,6	0	55,2
5600	43,5	43,8	51,6	51,2	-2,4	-1	52,4
6300	38,3	38,8	49,9	49,1	-3,4	-1,4	51
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0,2	-0,3	0,8	0,3	-0,3	-0,1	-0,4
3550	0,2	-0,4	0,9	0,4	-0,3	-0,2	-0,4
5600	2,2	0,4	3,7	1,9	-1	-0,8	-0,6
6300	3,3	0,8	5,2	2,9	-1,5	-1,1	-0,8
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	0	0	-0,2
6300	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	0	0	-0,3

Tabela 5.25. Pomeranja karakterističnih tačaka S'' pri "integrisanom" toplotnom i aksijalnom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	53	53,2	55,2	54,9	-0,8	0	55,3
3550	52,9	53,2	55	54,9	-0,8	0	55,2
5600	43,6	44	52,2	51,2	-3,4	-0,9	52,4
6300	38,5	38,9	50	49,2	-4,9	-1,4	51
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	-0,8	-0,8	-0,5	-0,5	0	0	-0,4
3550	-0,8	-0,8	-0,5	-0,5	0	0	-0,5
5600	-1,4	-1,4	-0,7	-0,8	0	0	-0,8
6300	-1,8	-1,7	-1,1	-1,2	0	0	-1
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	1	0,5	1,3	0,8	-0,3	-0,1	0
3550	1	0,5	1,4	0,8	-0,3	-0,1	0
5600	3,5	1,6	4,4	2,5	-1,1	-0,6	-0,1
6300	4,7	2,2	6,1	3,5	-1,5	-0,9	-0,2

5.3.3. Analiza integrisanog toplotnog, aksijalnog i radijalnog opterećenja

Poslednja analiza predstavlja kombinaciju toplotnog i ukupnog statičkog opterećenja (aksijalno+radijalno opterećenje). Na slici 5.33 a., 5.33 b. i 5.33 c. prikazani su rezultati, u grafičkom obliku, računarskog modelovanja sklopa glavnog vretena pod dejstvom "integrisanog" toplotnog i statičkog opterećenja.



Slika 5.33. 3D računarski model sklopa glavnog vretena pri "integriranom" toplotnom i statičkom opterećenju za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Numeričke vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena prikazana su u tabelama 5.26, 5.27 i 5.28.

Tabela 5.26. Pomeranja karakterističnih tačaka S pri "integriranom" toplotnom i statičkom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	44,4	48,9	46,5	50,4	-0,4	-0,4	54,7
3550	44,3	49,1	46,4	50,2	-0,4	-0,4	54,7
5600	35,4	39,9	43,6	46,9	-1,7	-1,8	52,2
6300	30,6	35	42	44,8	-2,4	-2,6	50,7
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	20,6	21,2	2,6	3,1	0,2	0,3	1
3550	20,5	21,2	2,5	3	0,2	0,3	0,8
5600	14,9	16,8	-3,4	-1,5	0,8	1	-2,2
6300	11,9	14,3	-6,6	-4,1	1,1	1,6	-3,8
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

Tabela 5.27. Pomeranja karakterističnih tačaka S' pri "integriranom" toplotnom i statičkom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	-5,7	-7	-6,8	-5	-5,3	-4	-4,8
3550	-3,2	-4,6	-3,5	-2,5	-2,2	-1,6	-2,3
5600	-23,3	-24,5	-18	-17,2	-14,9	-14,3	-16,2
6300	-34,8	-36	-26,5	-25,8	-22,4	-21,7	-24,3
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	16	16	11	11,4	12	11	10,8
3550	16	16	12	12	12	11	10,9
5600	18,1	17	14,6	13,7	15,1	13	11,5
6300	19,6	18	16,4	14,8	16,8	14,4	11,9
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆	S ₇
2800	0	0	0	0	0	0	0
3550	0	0	0	0	0	0	0
5600	0	0	0	0	0	0	0
6300	0	0	0	0	0	0	0

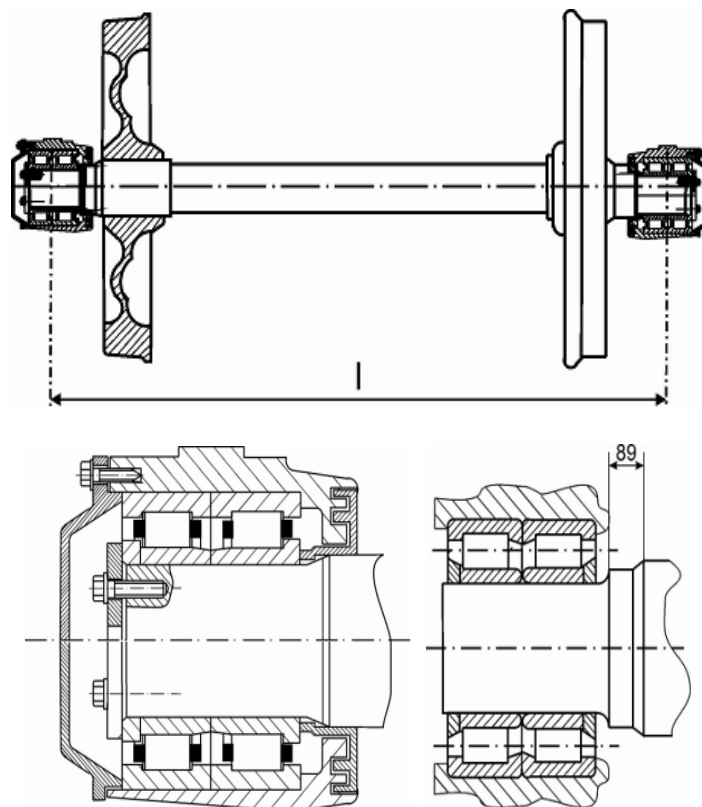
Tabela 5.28 Pomeranja karakterističnih tačaka S'' pri "integriranom" toplotnom i statičkom opterećenju

Broj obrtaja o/min	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu X ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	53,8	53,9	55,3	55,8	-0,4	-0,4	56,4
3550	53,8	53,9	55,2	53,8	-0,4	-0,4	56,2
5600	44,5	44,8	52,4	52,1	-1,7	-1,8	53,7
6300	39,3	39,7	51	50	-2,4	-2,6	52,4
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	21,7	21,8	3,6	3,7	0	0	1,1
3550	21,7	21,6	3,6	3,7	0	0	1
5600	18,6	18,6	1,2	1,2	0	0	-1,2
6300	16,9	16,8	0,5	0,5	0	0	-2,5
	Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose μm						
	S ₁ ''	S ₂ ''	S ₃ ''	S ₄ ''	S ₅ ''	S ₆ ''	S ₇ ''
2800	1	0,5	1,4	0,9	-0,2	-0,3	0,3
3550	1	0,5	1,4	0,9	-0,2	-0,3	0,4
5600	3,7	1,8	3,6	2,6	-0,8	-1	0,8
6300	5,2	2,5	4,9	3,5	-1,1	-1,3	1

6.0. RAČUNARSKO MODELOVANJE PONAŠANJA CILINDRIČNO VALJKASTIH LEŽAJA ZA ŽELEZNICU

U okviru računarskog modelovanja ponašanja cilindrično valjkastih ležaja za železnicu izvršena je analiza statičkog, toplotnog i toplotno statičkog ponašanja osovinskog sklopa primenom metode konačnih elemenata.

Osovinski sklop točka vučenih vozila na železnici moguće je uležištiti različitim tipovima ležaja (cilindrično valjkasti, buričasti i konično valjkasti). Uležištenje sklopa točka vučenih vozila izvršeno je cilindrično valjkastim ležajima (NJ 324 EC.M1C4 VA301) [36]. Na slici 6.1 prikazan je osovinski sklop točka kao i detalji ležaja montiranih na osovinu.



Slika 6.1. Izgled osovinskog sklopa točka sa detaljima ležaja

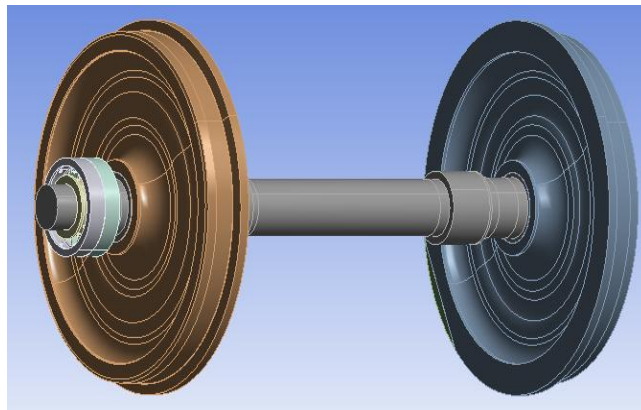
Fotografski prikaz osovinskog sklopa na železnici prikazan je na slici 6.2.



Slika 6.2. Izgled osovinskog sklopa točka

6.1. Analiza statičkog ponašanja osovinskog sklopa

Na slici 6.3 prikazan je računarski model osovinskog sklopa točka vučenih vozila na železnici modelovanog primenom programskog sistema PTC Creo Parametric.

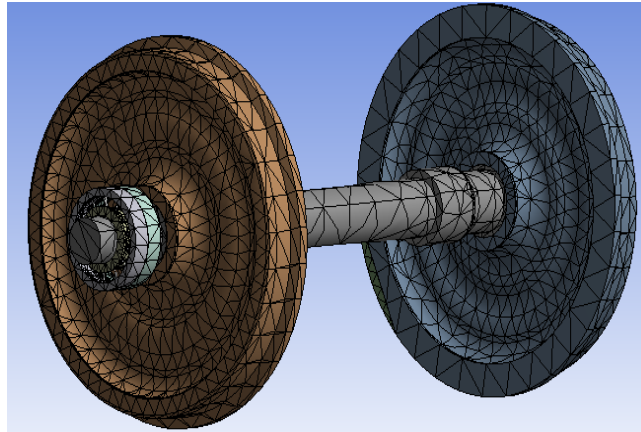


Slika 6.3. Računarski model osovinskog sklopa

Podšavanje koordinatnog sistema, izbor kontaktnih parova (CONTA 174, 64 kontaktna para), definisanje opterećenja, izbor tipa konačnog elementa (SOLID 87, mreža od 33754 elementa i 59726 čvorova) urađeno je u okviru preprocesiranja.

Definisanje krutosti uležištenja izvršeno je primenom kontaktnih parova tipa opruge. Radijalna krutost ležaja zadata je na mestima gde se nalaze kotrljajna tela-valjčići, i uzeto je da je radijalna krutost uležištenja nelinearna. Ukupna vrednost radijalne krutosti iznosi 4000 $[N/\mu m]$ i preuzeta je iz kataloga. Aksijalna krutost ležaja zadata je takođe kontaktnim parom tipa opruge i iznosi 25% od radijalne krutosti. U računarskom modelu aksijalna krutost je linearna i zadata posebno za svako kotrljajno telo.

Na slici 6.4 je prikazan diskretizovan model osovinskog sklopa točka.



Slika 6.4. Izgled diskretizovanog modela osovinskog sklopa točka

Osovinsko opterećenje po jednoj osovini iznosi 22,5 t, što je proporcionalno opterećenju u radijalnom pravcu od 220725 N i ovo opterećenje se javlja i pri pravolinijskom i kretanju voza u krivini. Pri kretanju voza u krivini deluje i aksijalno i radijalno opterećenje. Opterećenje u aksijalnom pravcu izračunava se na osnovu jednačine:

$$F'_c = F_c - G_c \quad (6.1)$$

Centrifugalna sila se izračunava na osnovu jednačine:

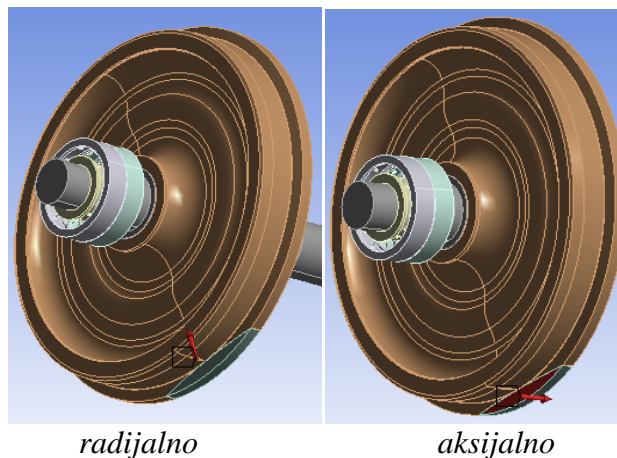
$$F_c = m \times v^2 / R \quad (6.2)$$

Horizontalna komponenta težine vozila se izračunava na osnovu jednačine:

$$G_c = m \times g \times \frac{h}{s} \quad (6.3)$$

Nakon definisanja opterećenja potrebno je u matematičkom modelu definisati opterećenja (u radijalnom i aksijalnom pravcu), kao i ograničenja.

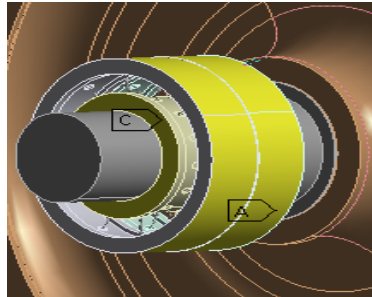
Opterećenja su definisana na bandažu točka, a na slici 6.5 se vidi površina na koju deluju opterećenja, kao i pravac i smer dejstva.



Slika 6.5. Opterećenja na bandažu točka

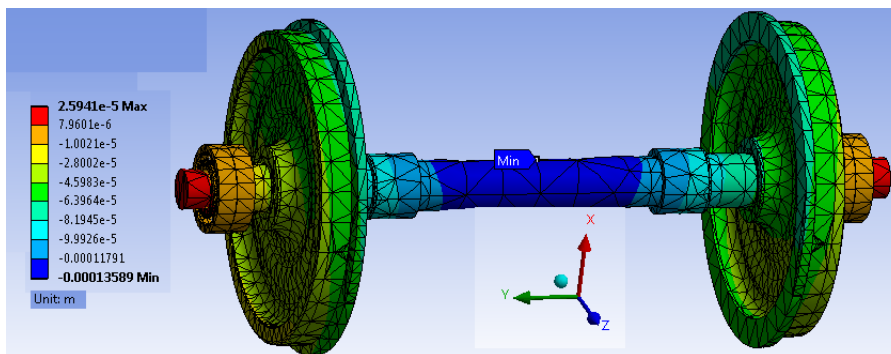
Ovde se ne razmatra uticaj Hercove teorije kontakta od koje zavisi površina kontakta između bandaža točka i glave šine, kao i između bandaža točka i bočne ivice šine.

Ograničenja pomeranja definisana su na spoljašnjem prstenu ležaja i bočnoj ivici unutrašnjeg prstena (ograničeno pomeranje u pravcu sve tri ose $X=0$, $Y=0$ i $Z=0$) što je prikazano na slici 6.6.



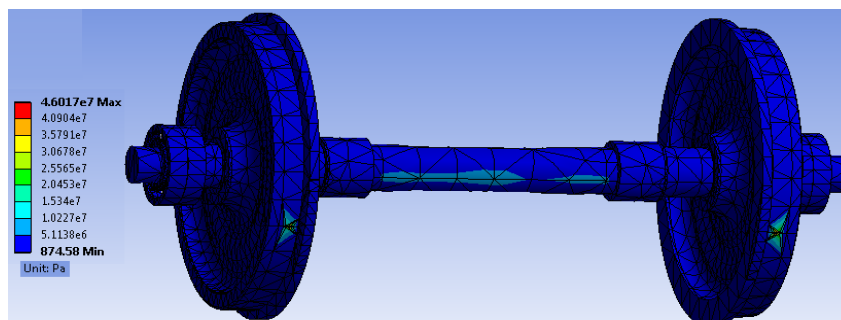
Slika 6.6. Ograničenja pomeranja

Posle proračuna i nakon postprocesiranja dobijen je grafički prikaz rasporeda pomeranja i napona za sklop točka. Na slici 6.7 dat je grafički prikaz pomeranja za radialni pravac (pravac X ose) i maksimalno opterećenje od 220725 N po osovini.



Slika 6.7. Pomeranja u radialnom pravcu

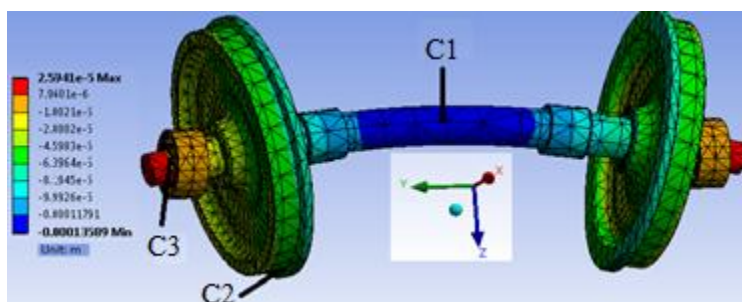
Grafički prikaz vrednosti Von Mises's-ovih napona na osovinskom sklopu točka pri radialnom opterećenju prikazan je na slici 6.8.



Slika 6.8. Vrednosti Von Mises's-ovih napona na osovinskom sklopu točka

Minimalni napon je na spoljašnjem prstenu ležaja iz razloga jer je tu postavljeno ograničenje u elastičnom modelu. Maksimalan napon javlja se na mestu kontakta točka i šine (na mestu gde deluje opterećenje) i iznosi 42 N/mm^2 .

Karakteristične tačke C_1, C_2 i C_3 za koje se razmatraju pomeranja definisane su na osovinskom sklopu točka prikazanom na slici 6.9. Pomeranja u pravcima X i Y ose se neće razmatrati kod radialnog opterećenja.



Slika 6.9. Pomeranja u pravcu Z ose

Za maksimalno dozvoljeno opterećenje vrednosti pomeranja u karakterističnim tačkama osovinskog sklopa točka u pravcu Z ose prikazana su u tabeli 6.1. Treba imati u vidu da su predznaci prikazanih pomeranja posledica definisanih ograničenja i opterećenja. Na osnovu prethodnog proizilazi da smerovi pomeranja C_1 i C_2 odgovaraju, dok je smer u tački C_3 suprotan stvarnom ponašanju osovinskog sklopa.

Tabela 6.1. Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose

Kar. tačke	C_1	C_2	C_3
Pomeranja μm	-1352	-523	90

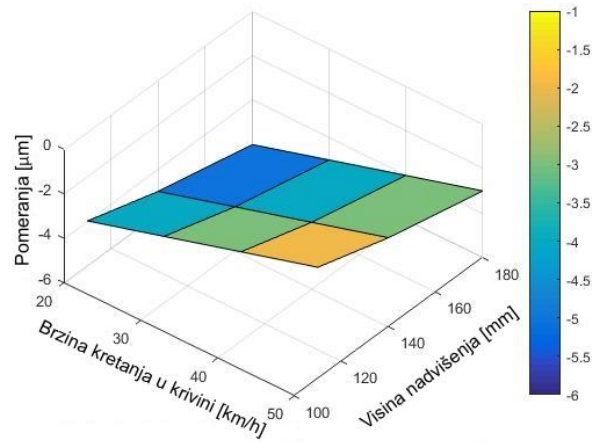
Težina tereta koja se prevozi u vučenom vozilu (vagonu) često odstupa od propisanih 22,5 tona. Radijalno opterećenje osovinskog sklopa direktno zavisi od težine tereta. Tabela 6.2 prikazuje uticaj promenljive težine tereta na pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa.

Tabela 6.2. Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose za promenljivo radijalno opterećenje

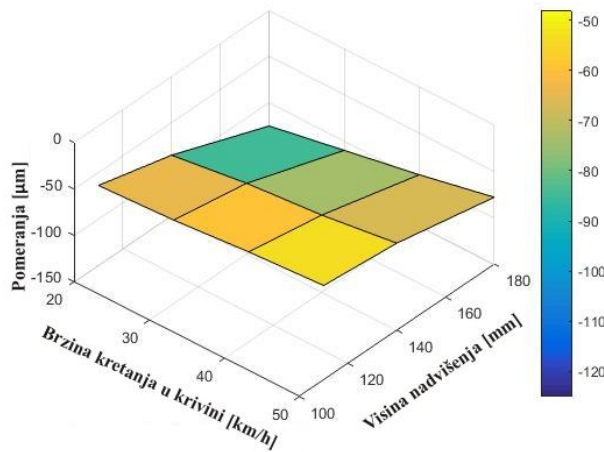
Red. broj	Opterećenje (tona)	Pomeranje karakteristične tačke μm		
		C_1	C_2	C_3
1	25	-1475	-606	117
2	22,5	-1352	-523	90
3	20	-1179	-476	80
4	17	-1005	-400	57

Pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa točka rastu sa porastom opterećenja i imaju linearan porast. Promenom opterećenja sa 22,5 na 25 tona pomeranja u karakterističnim tačkama osovinskog sklopa točka porastu za manje od 15% što se smatra zanemarljivim u odnosu na uticaj koji porast opterećenja izaziva kod veka ležaja.

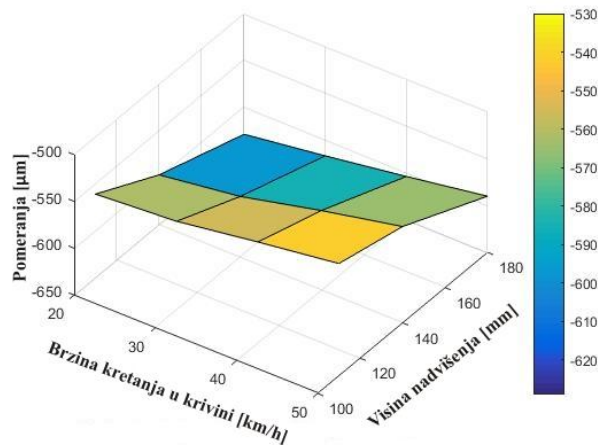
Pomeranja karakterističnih tačaka C_1 , C_2 i C_3 u pravcu Y ose pri kretanju u krivini prikazana su na slici 6.10.a, 6.10.b i 6.10.c.



a. Karakteristična tačka C_1



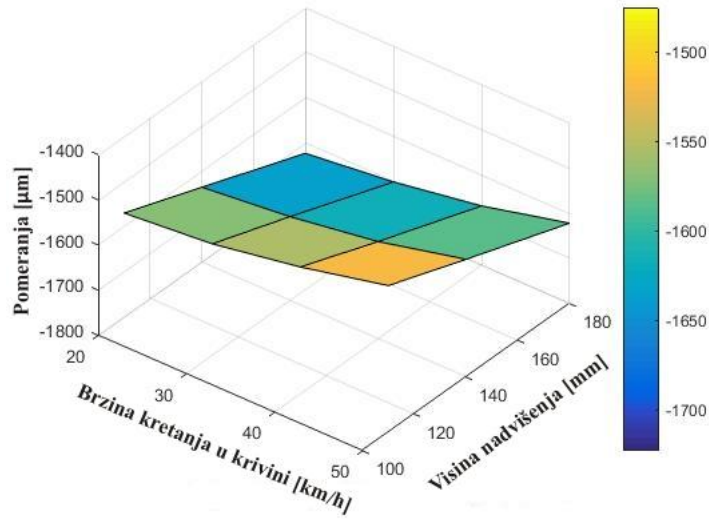
b. Karakteristična tačka C_2



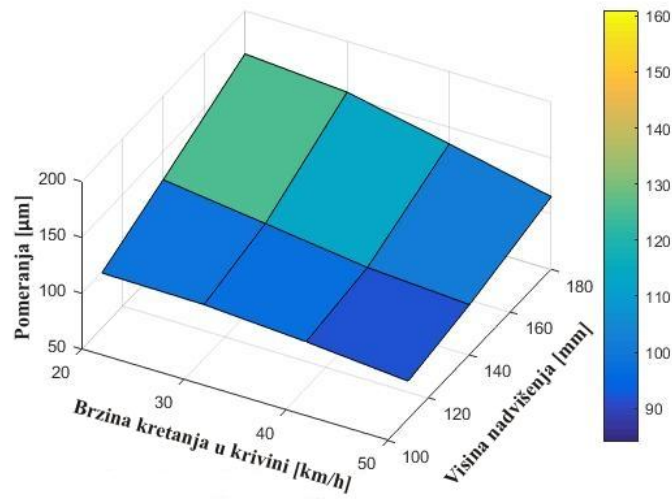
c. Karakteristična tačka C_3

Slika 6.10. Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose pri kretanju u krivini

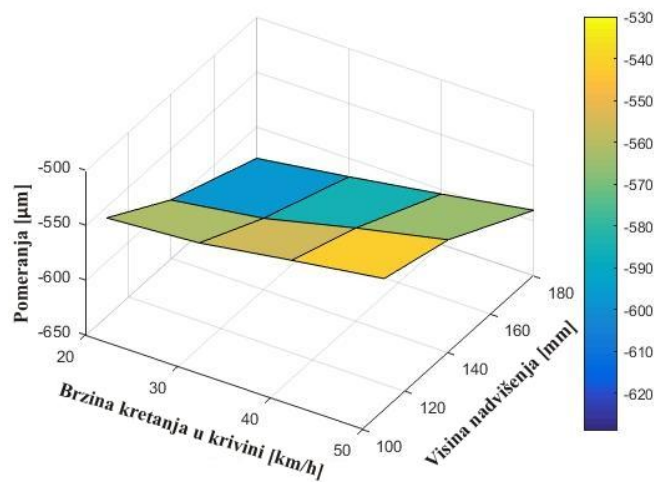
Pomeranja karakterističnih tačaka C_1 , C_2 i C_3 u pravcu Z ose pri kretanju u krivini prikazana su na slici 6.11.a, 6.11.b i 6.11.c.



a. C_1



b. C_2

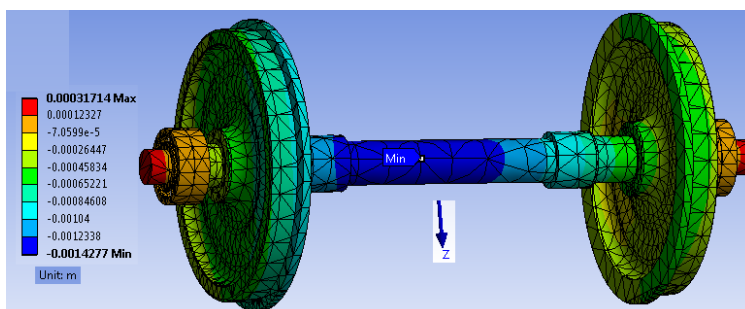


c. C_3

Slika 6.11. Pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose pri kretanju u krivini

Poslednji slučaj za koji su razmatrana pomeranja je kada ukupno radijalno opterećenje

prima jedan točak (trenutak kad može da dođe do odvajanja drugog točka od šine). Radijalno opterećenje definisano je za težinu tereta od 22,5 tone po osovini. Na slici 6.12 prikazan je izgled sklopa točka nakon dejstva radijalnog opterećenja u pravcu Z ose.



Slika 6.12. Pomeranja u pravcu Z ose za slučaj kad opterećenje prima jedan točak

Pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa za ovaj slučaj opterećenja i granične uslove definisane kao u na slici 6.6 prikazana su u tabeli 6.3

Tabela 6.3. Pomeranja u karakterističnim tačkama u pravcu Z ose za slučaj kad se kompletno opterećenje prenese na jedan točak

Kar. tačke	C ₁	C ₂	C ₃
Pomeranja μm	-1419	-737	110

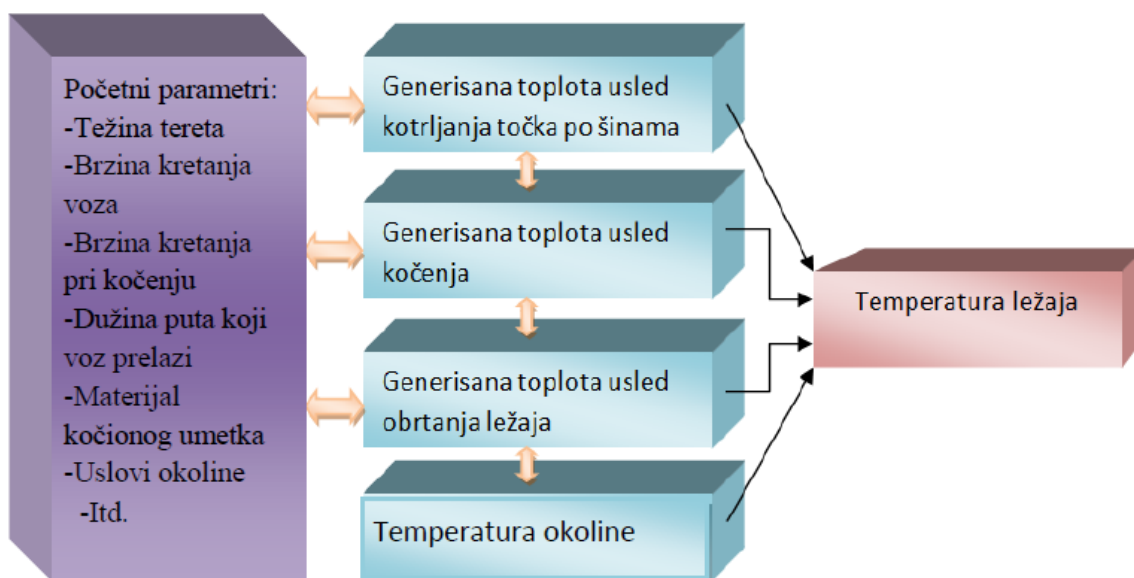
Ovaj slučaj radijalnog opterećenja u praksi se javlja veoma retko i nastaje kao posledica nestručnog upravljanja vozom, odnosno ulaskom voza u krivinu brzinom koja nije propisana.

6.2. Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa

Generisana toplota osovinskog sklopa može se posmatrati kao toplota sačinjena od tri dela. Toplota koja se generiše kotrljanjem točka po šini, toplota koja se generiše usled kočenja između kočionih umetaka i bandaža točka i toplota koja se generiše u ležajima usled obrtanja. Maksimalna dozvoljena temperatura zagrevanja cilindrično valjkastih ležaja iznosi 150 °C.

U nastavku su prikazani i razmatrani uticaji sva tri načina generisanja toplote kao i temperature koje se javljaju na ležaju. Razmatran je i uticaj temperature okoline koja može da varira od -20 °C do 40 °C. Promena temperature okoline iznosi $\Delta T_{\text{okoline}}=60$ °C i ovome treba posvetiti posebnu pažnju.

Na slici 6.13 prikazani su parametri koji utiču na temperaturu ležaja.



Slika 6.13. Prikaz uticajnih parametara na temperaturu ležaja

6.2.1. Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled obrtanja ležaja

Kao što je rečeno ranije postoji više izvora toplote u osovinskom sklopu koji utiču na temperaturu ležaja. Najveći i najznačajniji uticaj na temperaturu ležaja u osovinskom sklopu ima temperatura koja se generiše obrtanjem ležaja. Vrednost generisane toplote zavisi od momenta trenja koji se javlja u ležaju.

6.2.1.1. Određivanje momenta trenja

Ukupan moment trenja M predstavlja zbir momenata trenja usled podmazivanja M_0 , momenta trenja usled radijalnog opterećenja M_1 i momenta trenja usled aksijalnog opterećenja M_2 .

$$M = M_0 + M_1 + M_2 \quad (6.4)$$

Jednačine kao i detaljan postupak izračunavanja momenata trenja prikazan je u poglavlju 4.4.1.

6.2.1.2. Određivanje količine razvijene toplote u ležaju

Razvijena toplota u ležajima je izračunata na osnovu momenta trenja usled opterećenja i momenta trenja usled podmazivanja. Ukupna količina generisane toplote na jednom ležaju se dobija na osnovu jednačine:

$$Q = Q_0 + Q_1 + Q_2 \quad (6.5)$$

$$Q_u = M_t \cdot \omega \quad (6.6)$$

Jednačine za izračunavanje generisane toplote u ležaju kao i postupak njihove primene prikazani su u poglavlju 4.4.2.

Generisana toplota je u funkciji brzine kretanja voza pri pravolinijskom kretanju i brzine kretanja u krivini, radijusa krivine i visine nadvišenja jedne strane pruge. U tabeli 6.4 prikazane su vrednosti generisane toplote pri visini nadvišenja od $h=110$, $h=140$ i $h=180$ mm i radijusu krivine $R=500$ m.

Tabela 6.4. Vrednosti generisane toplote

Brzina kretanja voza km/h	Pravolinijski	20	40	60			80			100		
	U krivini	20	40	40	50	60	40	50	60	40	50	60
Visina nadvišenja h=110 mm												
Generisana toplota W		143	209	270	242	194	329	298	256	393	363	320
Visina nadvišenja h=140 mm												
Generisana toplota W		178	277	341	292	236	402	354	298	470	421	370
Visina nadvišenja h=180 mm												
Generisana toplota W		217	357	420	355	300	484	418	365	556	486	432

U toku obrtanja ležaja dolazi do promene kinematske viskoznosti. Vrednost kinematske viskoznosti menja se u zavisnosti od vremena i broja obrtaja. Ovde će biti razmatran slučaj kretanja voza pri brzini od 20 km/h i visini nadvišenja od 110 mm jer se u tom slučaju generiše najmanja toplota, kao i slučaju kretanja voza od 100 km/h pravolinijski i 40 km/h u krivini za visinu nadvišenja 180 mm. U tabeli 6.5 prikazan je uticaj vrednosti kinematske viskoznosti na generisanu toplotu u ležaju. U toku obrtanja ležaja dolazi do promene njegove temperature a temperatura ležaja utiče na vrednost kinematske viskoznosti masti. Vrednost kinematske viskoznosti masti direktno utiče na vrednost generisane toplote u ležaju.

Tabela 6.5. Uticaj vrednosti kinematske viskoznosti na generisanu toplotu u ležaju

Temperatura °C	20	32	35	80
Viskoznost mm ² /s	200	142	120	18
Generisana toplota W pri kretanju voza brzinom 20 km/h i h=110 mm	162	156	154	144
Generisana toplota W pri kretanju voza brzinom 100 km/h i 40 km/h u krivini h=180 mm	792	732	708	556

6.2.1.3. Unutrašnji mehanizmi prenosa toplote

Glavni unutrašnji mehanizmi prenosa toplote na ovom modelu su provođenje toplote između unutrašnjeg prstena ležaja i osovine, spoljašnjeg prstena i kućišta i prelaženje toplote usled obrtanja ležaja.

6.2.1.3.1. Konvekcija usled obrtanja ležaja

Cilindrično valjkasti ležaj za železnicu ima mnogo manji broj obrtaja od ležaja za vretena i iznosi 577 o/min. Prenos toplote kroz ležaj se ostvaruje samo između ležaja i okolnog vazduha. Pri ovom prenosu ukupna brzina strujanja vazduha usled rotacije ležaja se izračunava iz aksijalne i tangencijalne komponente. U tabeli 6.6 su prikazane vrednosti koeficijenta konvekcije pri obrtanju ležaja u zavisnosti od broja obrtaja.

Tabela 6.6. Vrednosti koeficijenta konvekcije pri obrtanju ležaja u zavisnosti od broja obrtaja

Broj obrtaja o/min (Brzina km/h)	Koeficijent konvekcije $\frac{W}{m^2K}$
115 (20 km/h)	11,6
230 (40 km/h)	16,6
288 (50 km/h)	20,3
346 (60 km/h)	24,9
461 (80 km/h)	36,5
577 (100 km/h)	51,6

6.2.1.3.2. Provođenje toplote između prstenova i kućišta odnosno osovine

Koeficijent provođenja toplote zavisi od unutrašnje geometrije ležaja, od zazora između prstena i kotrljajnih tela jel se ležaj za železnicu montira sa zazorom. Toplotna provodljivost između dva elementa se može odrediti na osnovu jednačina prikazanih u poglavlju 4.4.3.4. Pretpostavlja se da je zazor isti po celom obimu između prstena i kućišta ležaja. Na sličan način zamenom oznaka za poluprečnik i vrednost preklopa između unutrašnjeg prstena i osovine određuje se provodljivost na mestu ovog kontakta. U tabeli 6.7 prikazane su vrednosti koeficijenta provođenja toplote.

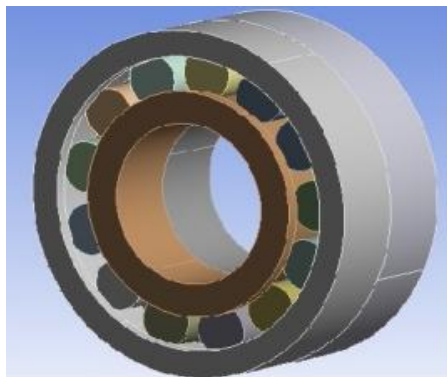
Tabela 6.7. Vrednosti koeficijenta provođenja između prstena i kućišta, odnosno prstena i osovine

Mesto kontakta	Koeficijent provođenja λ W/m^2K
Spoljašnji prsten/ kućište	90,9
Unutrašnji prsten/osovina	60,48

6.2.2. Modelovanje toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled obrtanja ležaja

Generisana toplota u ležaju javlja se u kontaktu između prstenova i kotrljajnih tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni. Toplota koja se generiše u ležaju javlja se usled podmazivanja, radijalnog i aksijalnog opterećenja [9]. Modelovanje toplotnog ponašanja cilindrično valjkastog ležaja za železnička vozila izvršeno je primenom programskog sistema na bazi metode konačnih elemenata. Izgled osovinskog sklopa točka sa cilindrično valjkastim ležajem prikazan je na slici 6.3.

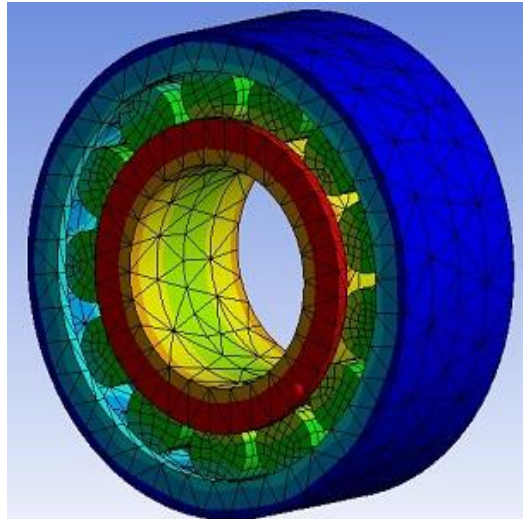
Izgled cilindrično valjkastog ležaja (NJ 324 EC.M1C4 VA301) koji se koristi za uležištenje sklopa točka modelovanog primenom programskog sistema PTC Creo Parametric prikazan je na slici 6.14 [36].



Slika 6.14. Izgled cilindrično valjkastog ležaja

Podešavanje koordinatnog sistema, izbor kontaktnih parova (CONTA 174, 26 kontaktnih parova), definisanje generisane količine toplote u ležaju, izbor tipa konačnog elementa (SOLID 87, mreža od 8021 elementa i 31790 čvorova) i definisanje elemenata između kojih postoji provođenje i konvekcija toplote urađeno je u okviru preprocesiranja.

Nakon proračuna i postprocesiranja dobijen je grafički prikaz rasporeda temperature po elementima ležaja za broj obrtaja $n=450$ o/min , odnosno pri brzini kretanja voza od 80 km/h , visini nadvišenja $h=110$ mm i brzini kretanja voza u krivini od 40 km/h (slika 6.15).



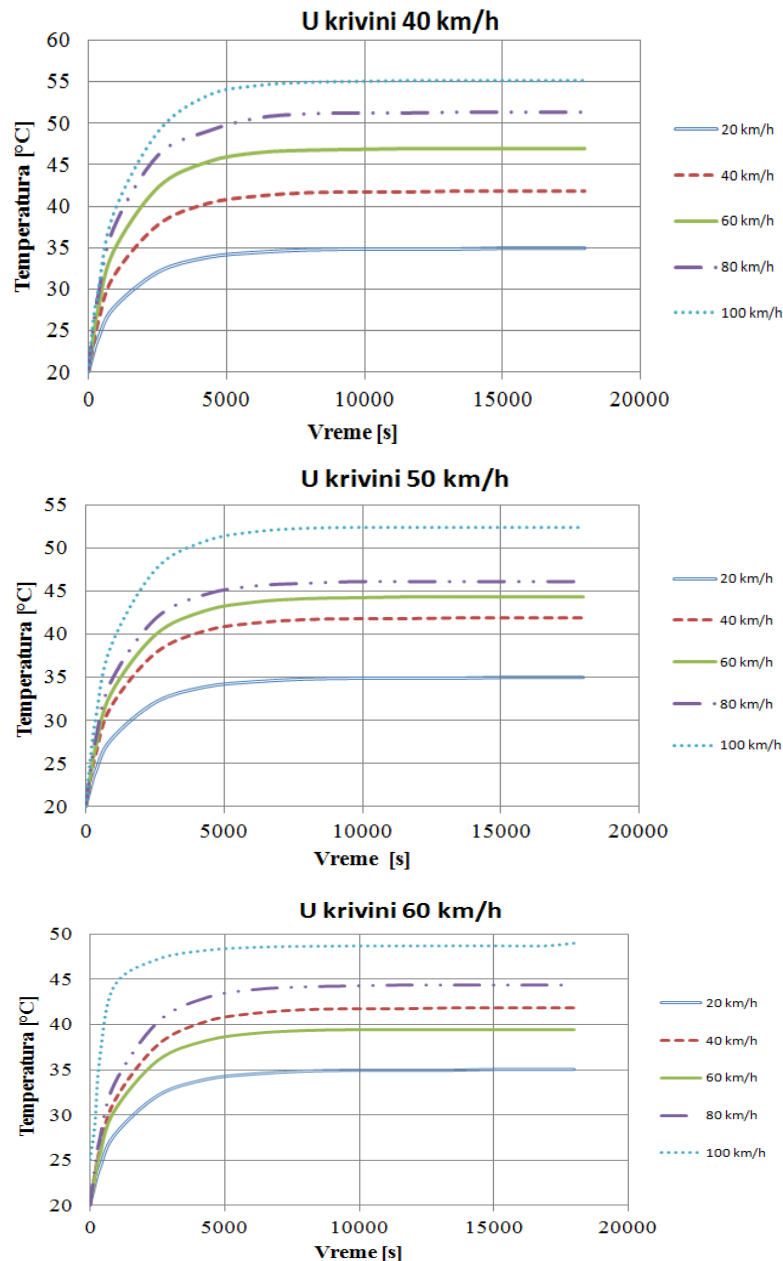
Slika 6.15. Grafički prikaz rasporeda temperature po elementima ležaja

Na osnovu rezultata dobijenih matematičkim modelovanjem određena je maksimalna temperatura ležaja $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, kao i vreme dostizanja stacionarnog temperaturnog stanja 100 min . Rezultati matematičkog modelovanja prikazani na sledećim slikama sistematizovani su tako da prikazuju uticaj visine nadvišenja jedne strane pruge na vrednost temperature ležaja pri različitim brzinama kretanja voza.

Analiza toplotnog ponašanja izvršena je za radijus krivine $R=500\text{ m}$, visine nadvišenja $h=110$, $h=140$ i $h=180\text{ mm}$, temperaturu okoline $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ kao i za brzine kretanja:

- 20 km/h pravolinijski i 20 km/h u krivini,
- 40 km/h pravolinijski i 40 km/h u krivini,
- 60 km/h pravolinijski i 40 km/h u krivini,
- 60 km/h pravolinijski i 50 km/h u krivini,
- 60 km/h pravolinijski i 60 km/h u krivini,
- 80 km/h pravolinijski i 40 km/h u krivini,
- 80 km/h pravolinijski i 50 km/h u krivini,
- 80 km/h pravolinijski i 60 km/h u krivini,
- 100 km/h pravolinijski i 40 km/h u krivini,
- 100 km/h pravolinijski i 50 km/h u krivini,
- 100 km/h pravolinijski i 60 km/h u krivini.

Na slici 6.16 prikazana je promena temperature ležaja tokom vremena pri brzinama kretanja voza od 20 , 40 , 60 , 80 i 100 km/h u slučaju pravolinijske putanje, brzinama kretanja voza od 40 , 50 i 60 km/h u krivini, i visini nadvišenja $h=110\text{ mm}$.

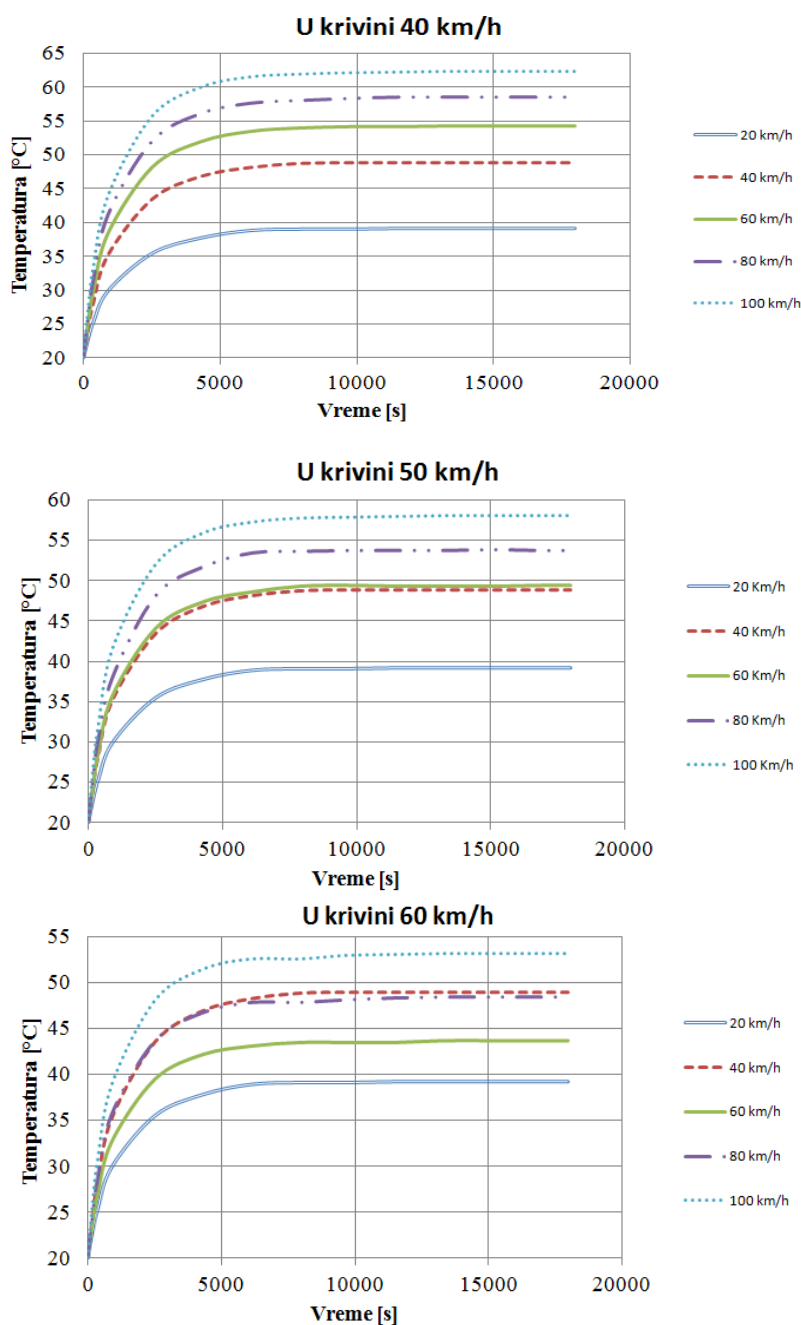


Slika 6.16. Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=110$ mm

Na osnovu rezultata prikazanih na slici 6.16 vidi se da se maksimalna temperatura ležaja javlja pri brzini kretanja voza od 100 km/h pri pravolinijskom kretanju i brzini kretanja od 40 km/h u krivini. Maksimalna temperatura ležaja za brzinu kretanja voza od 100 km/h iznosi 55 °C, a pri brzini kretanja voza od 80 km/h temperatura iznosi 52 °C. Takođe na osnovu dijagrama se može zaključiti da se povećanjem brzine kretanja u krivini smanjuje vrednost temperature ležaja, pri čemu se moraju respektovati i druga ograničenja.

Na slici 6.17 prikazane su vrednosti temperature ležaja za različite brzine kretanja voza pri visini nadvišenja jedne strane pruge $h=140$ mm.

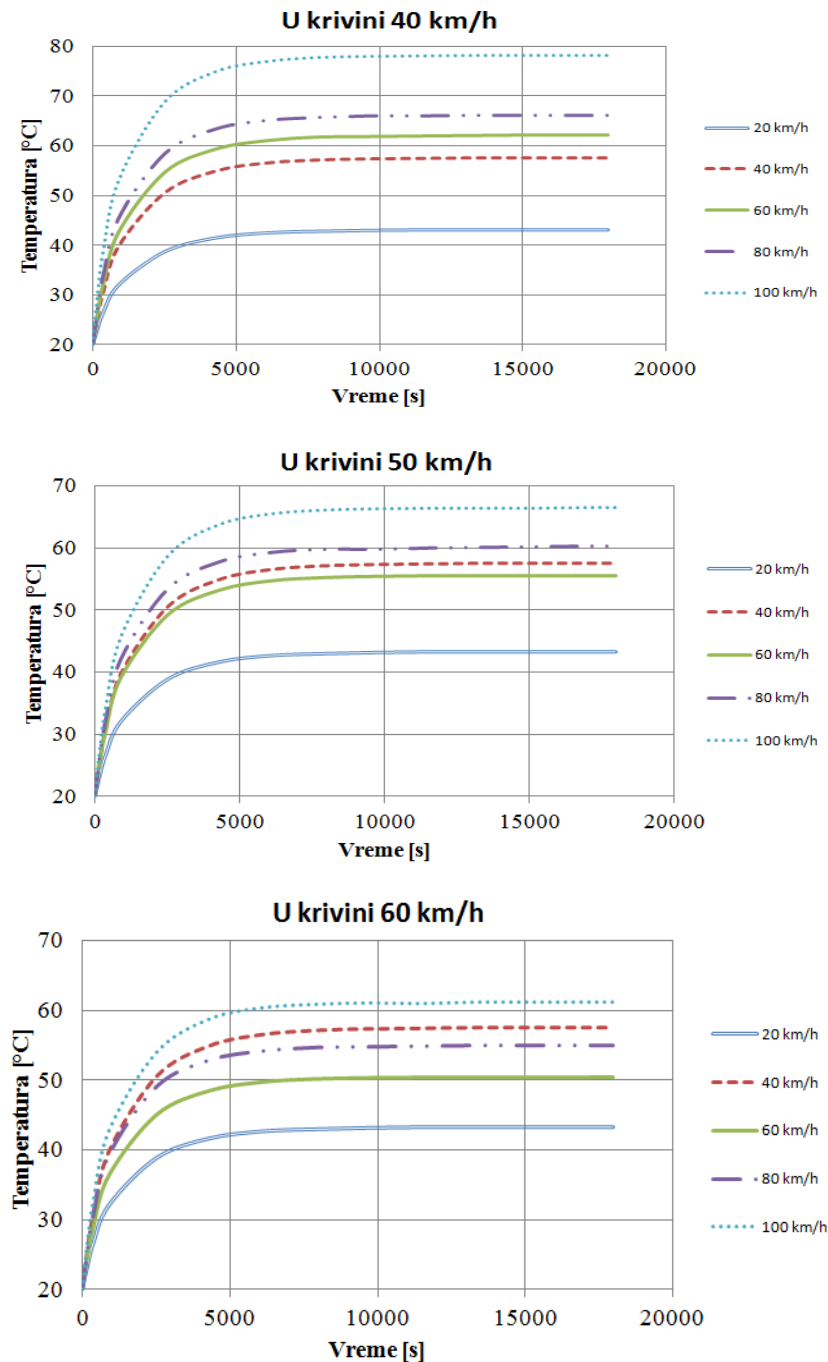
Na osnovu rezultata prikazanih na slici 6.17 konstatuje se da je maksimalna temperatura do koje se ležaj zagreje 63 °C za maksimalnu brzinu kretanja voza pri pravolinijskoj putanji od 100 km/h i kretanju u krivini pri brzini voza od 40 km/h.



Slika 6.17. Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=140$ mm

Na osnovu slike 6.17 i dijagrama koji pokazuje brzinu kretanja voza u krivini od 60 km/h i tabele 6.4 može se primetiti karakterističan slučaj koji pokazuje da veća generisana toplota može da daje manju temperaturu ležaja. Ovo je posledica većeg koeficijenta konvekcije koji se javlja pri većim brojevima obrtaja (brzinama). Pri brzinama kretanja (pravolinijska i u krivini) od 40 km/h generisana toplota iznosi 277 W, a pri pravolinijskom kretanju brzinom 80 km/h i u krivini 60 km/h generisana toplota je 298 W. Generisana toplota pri brzini kretanja 40 km/h i koeficijentu konvekcije od $11,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ rezultuje temperaturu ležaja od $49 \text{ }^\circ\text{C}$, a pri brzini kretanja 80 km/h za pravolinijsko kretanje i 60 km/h za kretanje u krivini i koeficijentu konvekcije $36,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ dobija se temperatura ležaja od $48 \text{ }^\circ\text{C}$.

Slika 6.18 prikazuje vrednosti temperature ležaja za različite brzine kretanja voza pri visini nadvišenja jedne strane pruge $h=180$ mm.



Slika 6.18. Promena temperature ležaja pri visini nadvišenja $h=180$ mm

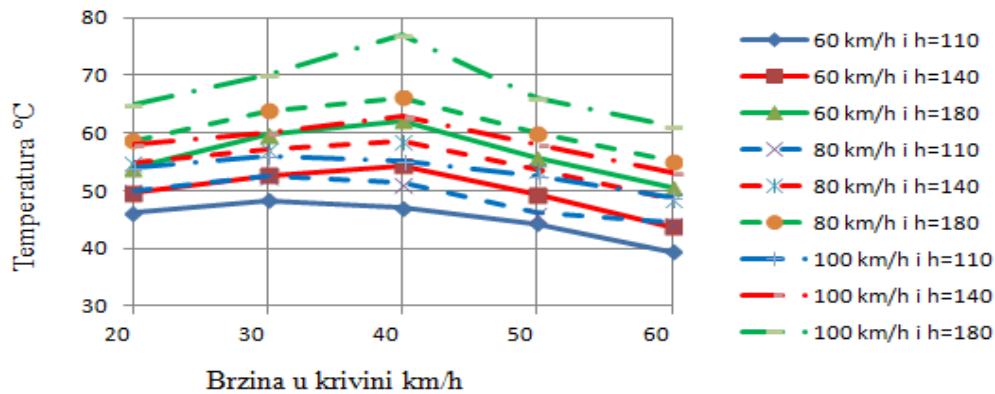
Posmatranjem rezultata sa slike 6.18 zaključuje se da je maksimalna temperatura ležaja pri brzini kretanja voza 100 km/h pri pravolinijskoj putanji i brzini kretanja u krivini 40 km/h i iznosi 79 °C. Povećanjem brzine u krivini smanjuje se generisana toplota a sa tim i temperatura ležaja za veće brzine kretanja voza (60 , 80 , 100 km/h).

Slika 6.18 takođe pokazuje da je veća temperatura ležaja pri brzinama kretanja voza od 40 km/h nego pri brzinama kretanja voza od 20 km/h što je posledica veće generisane toplote pri većoj brzini kretanja voza.

Analizom rezultata prikazanih na slikama 6.16, 6.17 i 6.18 može se zaključiti da je najveća temperatura ležaja pri visini nadvišenja $h=180$ mm, brzini voza 100 km/h pri pravolinijskoj putanji i brzini kretanja u krivini 40 km/h i iznosi 79 °C. Pri istim brzinama

kretanja i visinama nadvišenja $h=110\text{ mm}$ i $h=140\text{ mm}$ temperatura ležaja ima znatno manje vrednosti i iznosi $54\text{ }^{\circ}\text{C}$ za $h=110\text{ mm}$ a $63\text{ }^{\circ}\text{C}$ za $h=140\text{ mm}$.

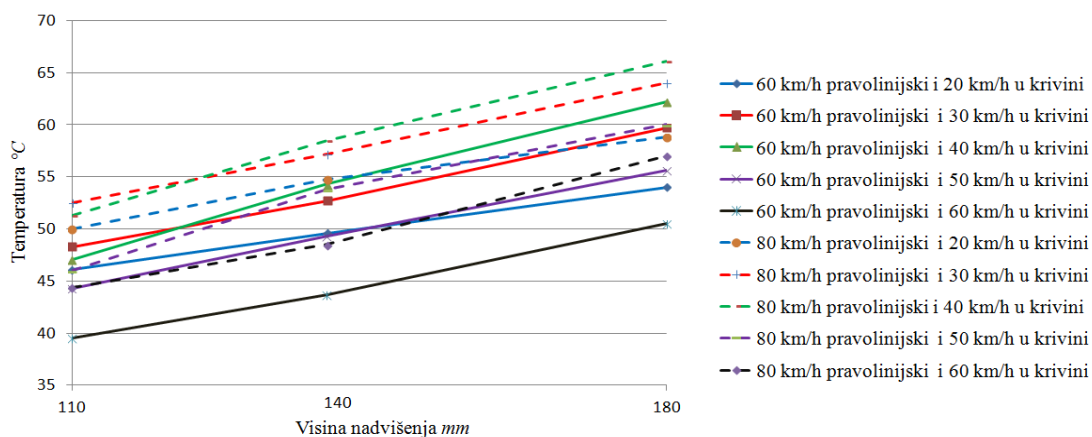
Na slici 6.19 prikazan je uticaj brzine kretanja u krivini na temperaturu ležaja za brzine kretanja voza pri pravolinijskoj putanji 60, 80 i 100 km/h i visinama nadvišenja $h=110$, $h=140$ i $h=180\text{ mm}$.



Slika 6.19. Uticaj brzine kretanja u krivini na temperaturu ležaja za različite brzine kretanja voza pri pravolinijskom kretanju i različitim visinama nadvišenja

Na osnovu grafičkog prikaza rezultata se može konstatovati da je maksimalna temperatura ležaja pri brzini 40 km/h u krivini i za visinu nadvišenja $h=180\text{ mm}$. Takođe se može konstatovati da se povećanjem visine nadvišenja povećava temperatura ležaja.

Uticaj visine nadvišenja na vrednost temperature ležaja za različite brzine kretanja voza pri pravolinijskom kretanju i kretanju voza u krivini prikazuje slika 6.20.

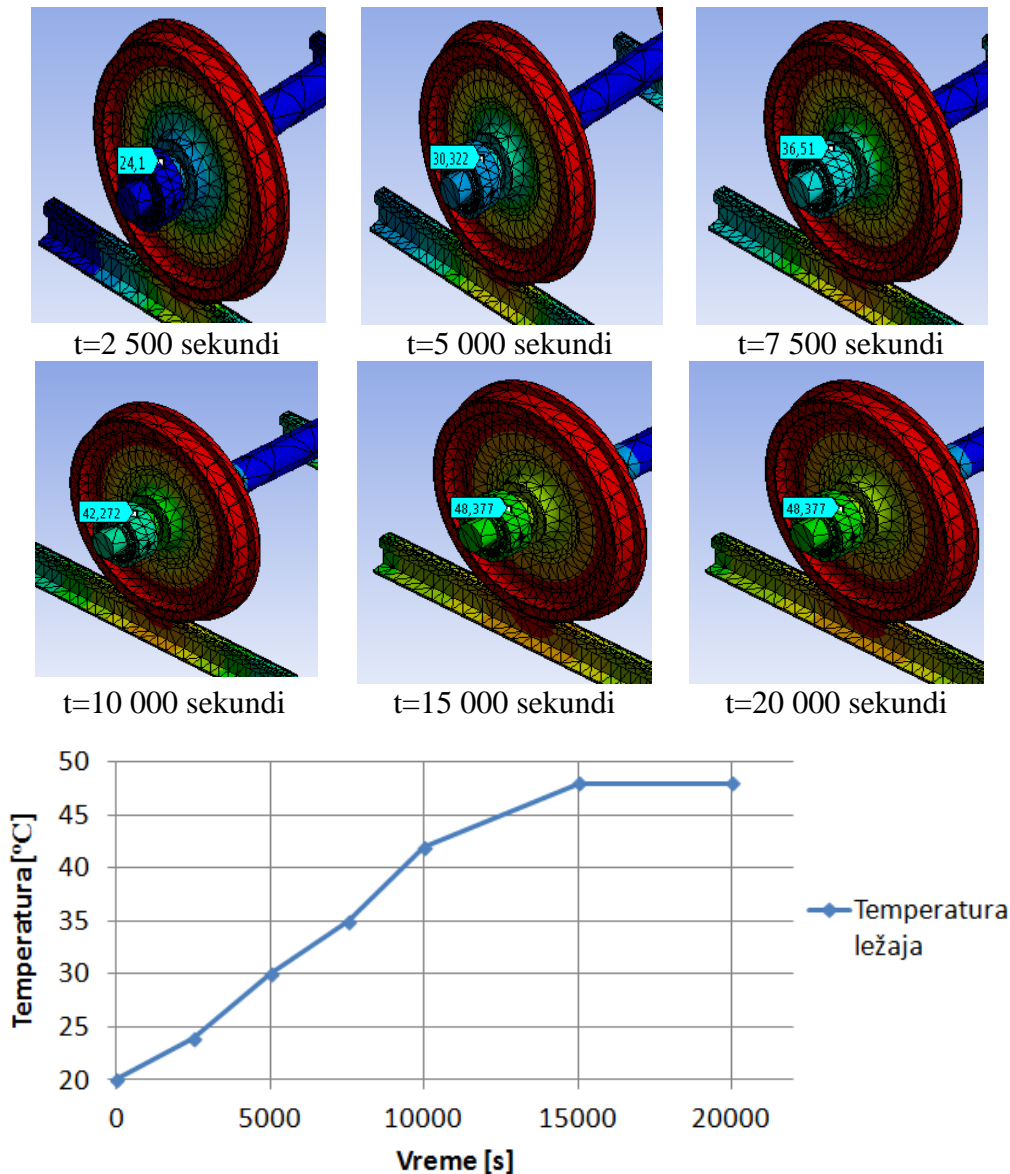


Slika 6.20. Uticaj visine nadvišenja na vrednost temperature ležaja za različite brzine kretanja voza pri pravolinijskom i kretanju u krivini

Povećanjem visine nadvišenja povećava se temperatura ležaja za sve brzine kretanja voza. Prikazana je maksimalna brzina voza od 80 km/h pri pravolinijskoj putanji jer je to maksimalna brzina kretanja teretnih vozova u okruženju.

6.2.3. Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kotrljanja točka po šinama

Deo toplote koji se generiše kretanjem voza prenosi se na ležaj. Uticaj toplote koju generiše točak usled kotrljanja određen je primenom metode konačnih elemenata i prikazan je na slici 6.21. Vrednost temperature okoline u računarskoj analizi iznosi 20 °C.



Slika 6.21. Temperatura koja se prenese sa točka na ležaj

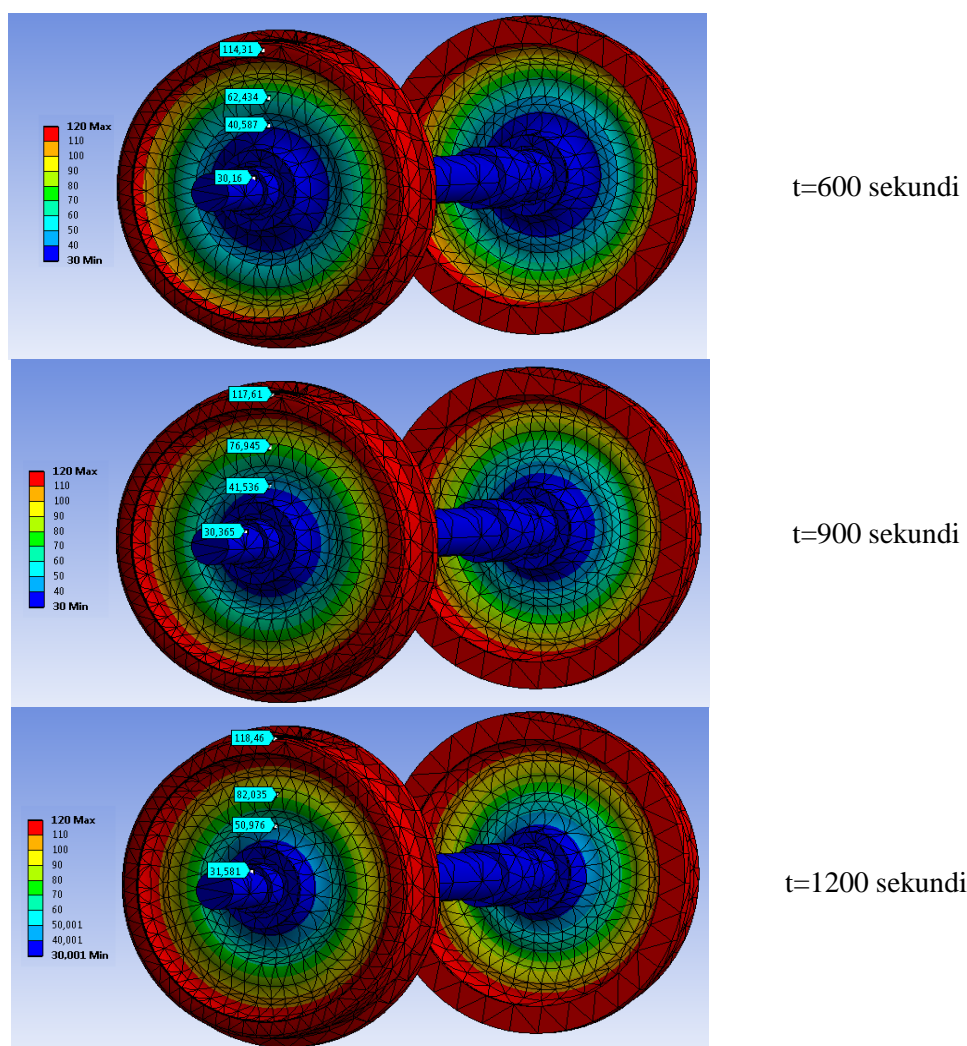
Na osnovu rezultata sa slike može se zapaziti da se postizanje stacionarnog temperaturnog stanja ležaja postiže za vreme od 3,3 časa pri brzini kretanja voza od 50 km/h. Prosečna brzina kretanja voza od 50 km/h usvojena je zbog činjenica da je to približna brzina kojom se kreću vozovi koji prevoze teret u regionu, a tom brzinom kretao se voz i pri eksperimentalnim ispitivanjima.

Temperatura koja se generiše usled kotrljanja točka po šini prenosi se na ceo osovinski sklop točka, ali je u ovom istraživanju najinteresantnija toplota koja se prenese na ležaj zbog činjenice da temperatura ležaja za železnicu od 150 °C izaziva otkaz ležaja.

6.2.4. Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kočenja

Na osnovu rezultata eksperimentalnog ispitivanja dobijeno je da je maksimalna temperatura do koje se točak zagrejavao 120 °C. Ova toplota se javlja na bandažu točka usled kontakta točka sa kočionim umetkom. Eksperimentalna ispitivanja su pokazala da se na točku generiše veća toplota kod kočenja kočionim umetkom od sivog liva. Metodom konačnih elemenata određene su vrednosti temperature osovinskog sklopa za vremenske intervale 600, 900 i 1200 sekundi (10,15 i 20 minuta). Primenom programskog sistema opšte namene izvršeno je modelovanje delova osovinskog sklopa kao i izrada sklopa. Nakon toga je u okviru preprocesiranja potrebno podesiti kontaktne parove između točka i osovine (čvrsti kontak-BOND veze), izvršiti diskretizaciju elemenata (12234 elementa i 22875 čvorova), temperaturu okoline, temperaturu na bandažu (120 °C), koeficijente provođenja i prelaženja toplote. Nakon procesiranja dobijeni su rezultati, u grafičkom obliku, sa rasporedom temperatura na svim elementima kao što je prikazano na slici 6.22.

Kočenje između kočionih umetaka i točka traje oko 2 do 5 minuta i zavisi od brzine kretanja, težine tereta po osovini broju vagona itd. Generisana toplota sa bandaža nastavlja da se prenosi na osovinski sklop i sam ležaj još jedan period pa se zbog tog razloga razmatrao uticaj prenošenja toplote za 1200 sekundi (20 minuta).

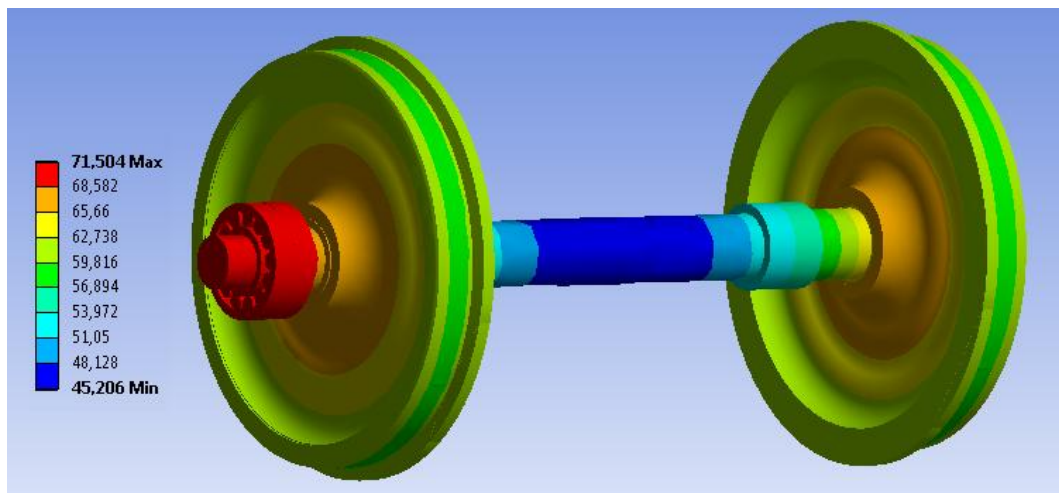


Slika 6.22. Rezultati računarskog modelovanja toplotnog ponašanja osovinskog sklopa usled kočenja

6.2.5. Analiza integrisanog toplotnog ponašanja

Pri kretanju voza glavni toplotni izvori osovinskog sklopa su točkovi koji se kotrljaju po šinama, ležaji koji se koriste za uležištenje osovine i kontakt između kočionih umetaka i bandaža točka. Kontakt između kočionih umetaka i bandaža točka se javlja prilikom zaustavljanja voza i ima kratko vremensko dejstvo pa se u ovom sveukupnom toplotnom modelu neće razmatrati.

Biće prikazan slučaj kretanja voza brzinom od 100 km/h pri pravolinijskom kretanju i 40 km/h u krivini za visinu nadvišenja od 180 mm i vreme od 5 časova. Na slici 6.23 prikazan je toplotni model osovinskog sklopa pri integrisanim izvorima toplote (toplota usled obrtanja ležaja i kotrljanja točka po šini).



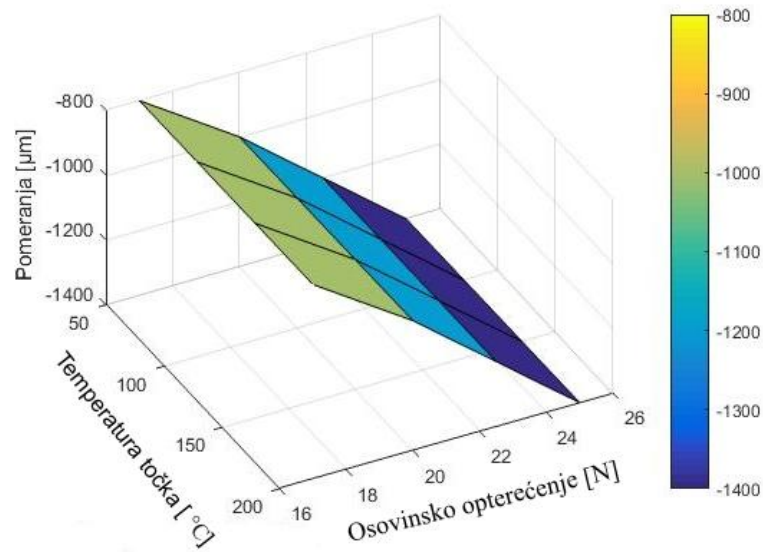
Slika 6.23. Integrisani toplotni model osovinskog sklopa

Na osnovu rezultata analize može se zaključiti da je glavni toplotni izvor generisana toplota usled obrtanja ležaja što je i bila hipoteza ovog rada. Sledeće što se može zapaziti da je temperatura na bandažu točka 65 °C što je približno sa vrednostima temperature koje su dobijene pri eksperimentalnom ispitivanju od oko 70 °C.

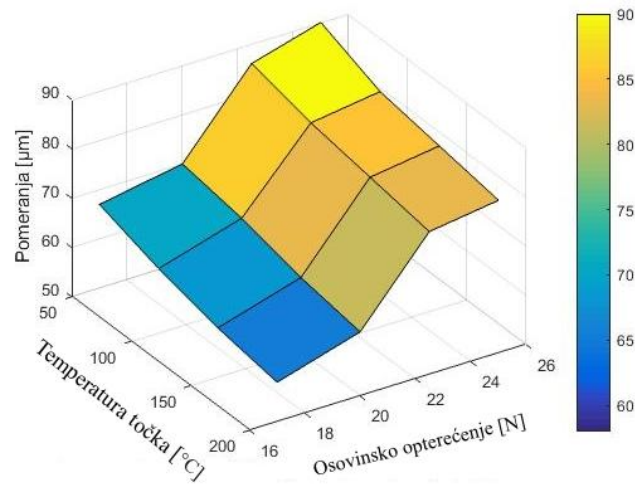
6.3. Analiza toplotno statičkog ponašanja osovinskog sklopa

U ovom poglavlju razmatra se uticaj toplotnog opterećenja usled zagrevanja točka i ležaja na statičko ponašanje. Analiziran je uticaj aksijalnog i radijalnog opterećenja na ponašanje osovinskog sklopa u radijalnom i aksijalnom pravcu (pravac Z i Y ose).

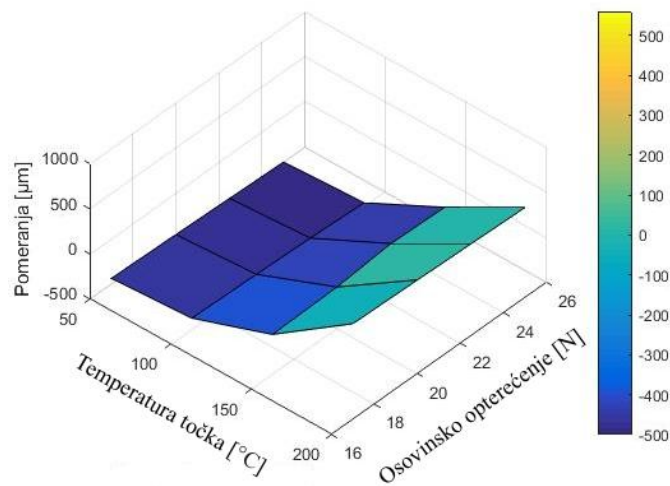
Uticaj temperature točka i promenljivog radijalnog opterećenja na pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa u pravcu Z ose prikazan je na slici 6.24.



a. C_1



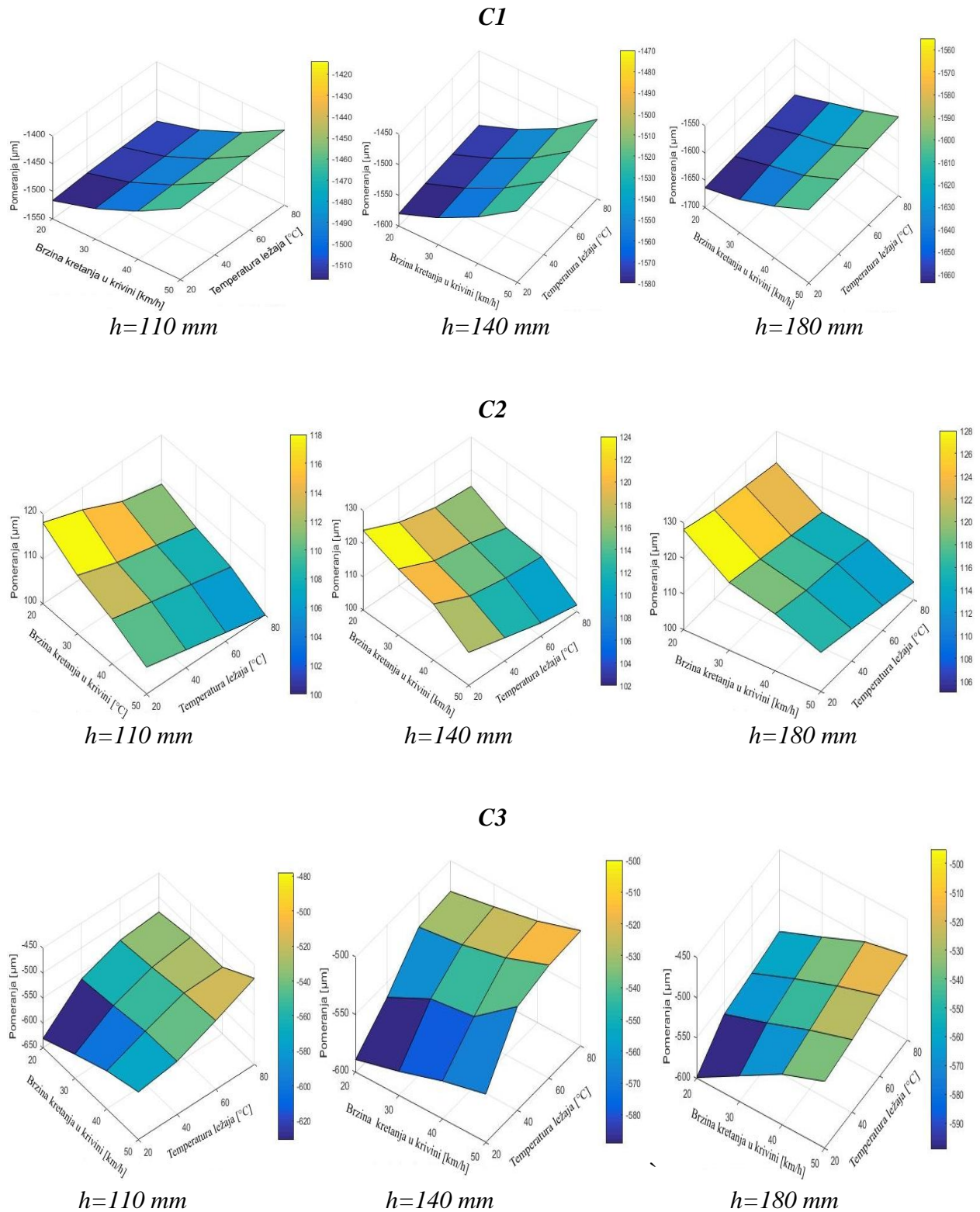
b. C_2



c. C_3

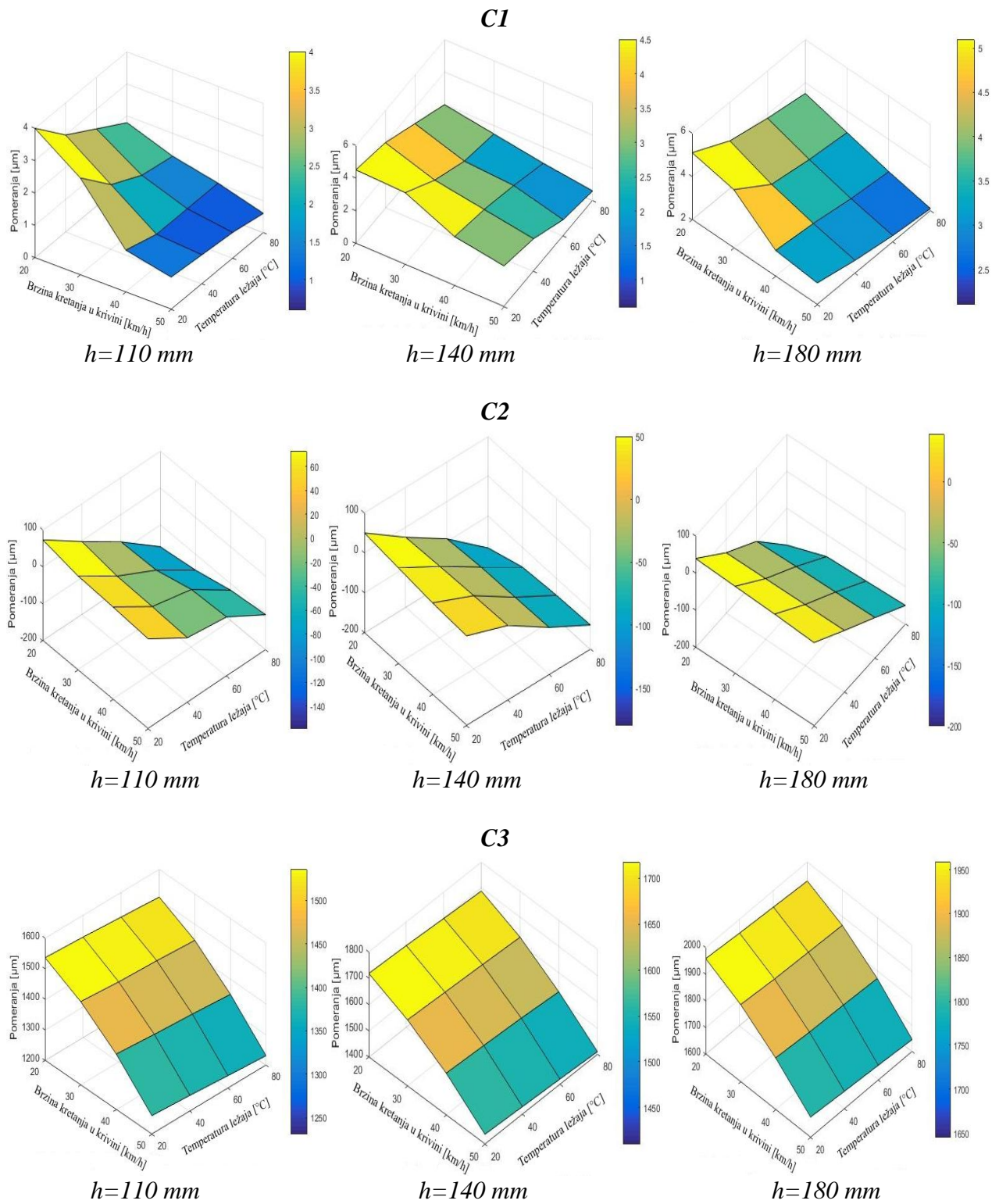
Slika 6.24. Uticaj temperature točka i promenljivog radialnog opterećenja na pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa u pravcu Z ose

Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose prikazana je na slici 6.25.



Slika 6.25. Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Z ose

Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose prikazana je na slici 6.26.



Slika 6.26. Uticaj temperature ležaja i brzine kretanja u krivini na pomeranja karakterističnih tačaka u pravcu Y ose

7.0. EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE TOPLOTNOG PONAŠANJA SKLOPA GLAVNOG VRETENA ULEŽIŠTENOG CILINDRIČNO VALJKASTIM LEŽAJIMA

Ponašanje mašina alatki u eksploataciji, uslovljeno je ponašanjem odgovarajućih sklopova. Poseban značaj pri ovome imaju sklopovi koji omogućuju kretanje obradka i alata, među kojima se izdvaja sklop glavnog vretena. Tačnost sklopa glavnog vretena je definisana radijalnim i aksijalnim bacanjem vrha vretena. Porast temperature i toplotne deformacije glavnog vretena utiču na tačnost obradka i radnu sposobnost ležaja. Zato je dozvoljeni porast temperature ležaja glavnog vretena uslovljen tačnošću mašine alatke. Vek eksploatacije uglavnom zavisi od veka ležaja, što je u mnogome zavisno od efikasnosti sistema podmazivanja, kvaliteta zaptivanja, broja obrtaja, veličine zazora-preklopa ležaja i sl.

U ovom poglavlju su prikazana eksperimentalna istraživanja toplotnog ponašanja konstrukcionog rešenja sklopa glavnog vretena: u prednjem osloncu glavnog vretena su valjkasti dvoredni ležaj (SKF 3011 NN TN/SP) i kuglični ležaj (SKF 7011 CDGA P4) sa kosim dodirnom; u zadnjem osloncu dva kuglična ležaja „O“ (SKF 7008 CDGA. P4.) u rasporedu. Ispitivanje toplotnog ponašanja eksperimentalnog modela je obuhvatilo određivanje stacionarnog temperaturnog stanja za pet brojeva obrtaja ($n_1=2800$ o/min, $n_2=3550$, $n_3=4500$, $n_4=5600$ i $n_5=6300$). Prikazane su zavisnosti temperature spoljašnjeg prstena valjčastog dvorednog i kugličnog ležaja od vremena za svaki broj obrtaja, za period zagrevanja 135 minuta i period hlađenja 30 minuta.

Pored toga su date vrednosti porasta temperature za definisanu tačku koja se nalazi na unutrašnjoj konusnoj površini vrha vretena, a takođe su definisane karakteristične tačke na sklopu glavnog vretena za koje su date vrednosti porasta temperature za period zagrevanja.

Za merenje temperature i prikupljanje podataka korišćena je savremena oprema sa računarom i odgovarajućim programskim sistemima. Korišćene su kontaktne i bezkontaktne metode merenja temperature, koje se opisuju u nastavku.

7.1. Metode merenja temperature

Merenje temperature ima poseban značaj kod sklopa glavnog vretena mašina alatki jer je temperatura jedan od glavnih faktora koji dovodi do otkaza. Metode merenja temperatura se mogu grupisati na kontaktne i bezkontaktne, a na sličan način se mogu sistematizovati i instrumenti za merenje temperature (termometri):

1. Kontaktne ili dodirne (kontakt sa objektom ili medijumom)
 - Sa mehaničkim ulaznim signalom;
 - Sa električnim ulaznim signalom;
 - Sa trajnom deformacijom;
 - Sa promenom boje;

2. Bezkontaktni, pirometri zračenja (rade na osnovu zračenja)

- Sa ukupnim zračenjem;
- Sa električnim zračenjem;
- Koji rade na principu raspodele energije zračenja po talasnim dužinama;
- Fotometre sa specijalno osetljivim filmovima na infracrveno zračenje.

Kontaktnim metodama se dobijaju pouzdaniji rezultati merenja temperature. Termoparovi spadaju u najjednostavnije i najčešće korišćene senzore za temperaturu. Pre očitavanja merenja obavezno se mora uveriti da ne postoji tok toplote između termopara i objekta čija se temperatura meri. Termoparovi mogu grešiti pri očitavanju temperature, naročito kada su dugo u upotrebi, ili ako je izolacija između žica izgubila na otporu zbog vlage ili termičkih uslova. U nekim slučajevima se može desiti da postoje hemijska ili nuklearna radijacija ili mehanički efekti u okolini koji utiču na očitavanje. Pri korišćenju termoparova treba se naročito paziti električnog udara npr. pri visokim temperaturama i u slučaju dodira s drugim izvorom elektriciteta. Prisutne su mnoge vrste termoparova ali samo mali broj njih je standardizovan, za njih postoje tablice za kalibraciju, kodovi za boje i dodeljene oznake u obliku slova priznate i prepoznatljive u celom svetu. Izbor optimalnog tipa termopara se bazira na temperaturi, atmosferi, zahtevanoj dužini, tačnosti i ceni. Ako je potrebna zamena termopara, važno je da tip novog termopara odgovara mernom instrumentu koji se koristi. Vrlo važno je da se koristi ista vrsta materijala žice termopara ili produžetka sve do mernog instrumenta, inače može doći do velikih grešaka. U tabeli 7.1 su prikazani tipovi termoparova koji se najčešće primenjuju.

Tabela 7.1. Tipovi termoparova

Tip	Legura	Opseg meranja °C
J	Fe, Cu-Ni	-210 do 760
K	Ni-Cr, Ni-Al	-210 do 1372
T	Cu, Cu-Ni	-27 do 400
E	Ni-Cr, Cu-Ni	-270 do 1000
R	Pt-13% Rh, Pt	0 do 1768
S	Pt-10% Rh, Pt	0 do 1768
B	Pt-30% Rh, Pt-6% Rh	0 do 1820
C	W-5% Re, W-26% Re	0 do 2320
N	Ni-14,2% Cr-1,4% Si, Ni-4,4% Si-0,1% Mg	-270 do 1300

Bezkontaktna metoda merenja temperature mere temperaturu bez fizičkog kontakta sa objektom. Ova merna veličina se veoma često meri u industrijskom okruženju pa je iz tog razloga razvijena infracrvena termografija, tehnika nadgledanja uslova rada koja se koristi za daljinsko snimanje termičkih informacija za praćenje uslova rada na različitim delovima, sklopovima i mašinama u industriji. Infracrvena termografija je tehnologija u stalnom, naglom i sigurnom usponu. Ovaj uspon uzrokovan je sve većom primenom u industrijskim granama koje su prihvatile ovu tehnologiju. Glavna prednost je identifikacija mesta potencijalnog kvara, pre nego što se isti dogodi. Infracrvena termografija je prosto slika toplote koju, kada posmatrate naše prirodno okruženje, sve emituje, kao deo svoje toplotne energije. Ljudske oči nisu sposobne da vide tu infracrvenu energiju, ako je temperatura objekta niža od 5000 °C. Pomoću infracrvene termovizijske kamere, termička energija koja nas okružuje može biti detektovana, slikana, merena i snimljena, za eventualnu kasniju analizu.

U okviru kontaktnih metoda korišćen je četvorokanalni instrument za merenje temperature TL 309. Kod bezkontaktnih metoda korišćen je IR termometar 9811 i termička infracrvena kamera ThermoPro™ TP8S.

7.1.1. Četvorokanalni instrument za merenje temperature TL 309

Četvorokanalni instrument za merenje temperature TL-309 je digitalni termometar sa napajanjem iz baterije i internom memorijom za 16.000 mernih vrednosti (4000 po kanalu). Meri temperaturu kontaktnom metodom pomoću termoparova. Instrument sadrži i programski paket za učitavanje, analizu i obradu podataka na računaru. Na termometru se odabira željeni interval snimanja. Moguće ga je koristiti za online-merenje ali i kao data-logger (snimanje i čuvanje podataka u internoj memoriji). To znači da na terenu ili u laboratoriji može meriti spontano (sa ili bez registrovanja vrednosti) ili se instrument unapred programira i podesi da kontinualno meri. Ekran prikazuje temperature sva četiri kanala (ako je priključen odgovarajući broj senzora). Na instrument se mogu priključiti sve vrste temperaturnih senzora tipa-K (Slika 7.1).



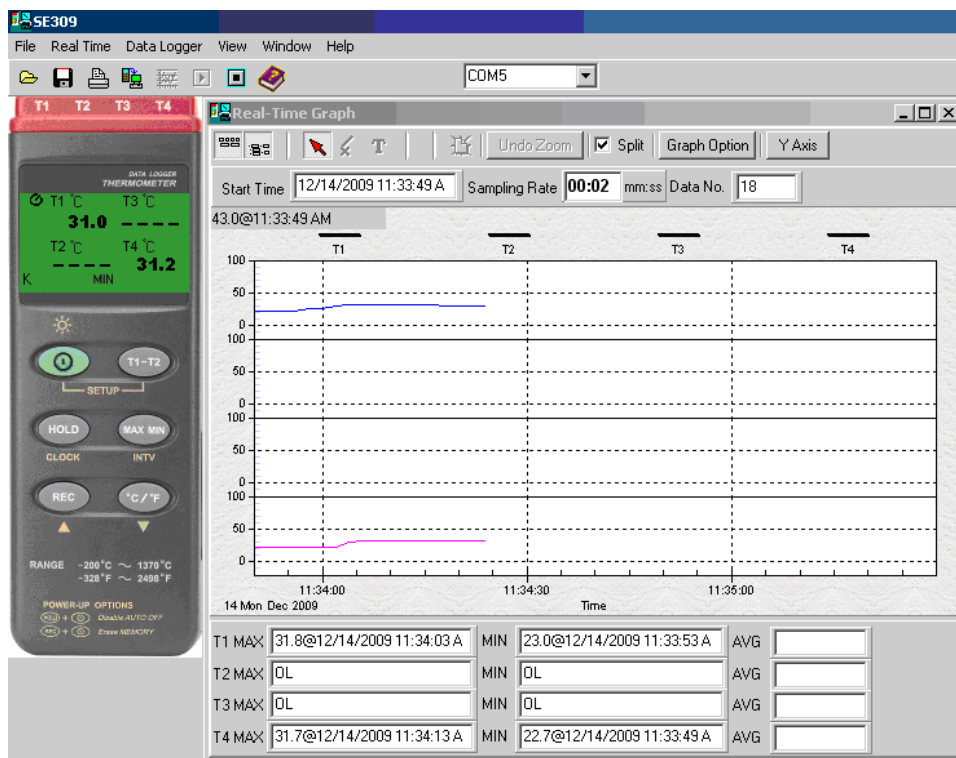
Slika 7.1. Četvorokanalni instrument za merenje temperature

Instrument može da meri temperaturu u rasponu od -200 do 1370 °C, sa istovremeno priključena četiri merna senzora. Senzori mogu biti postavljeni u različite radne uslove, a samim tim i vrednosti temperatura prikazane na ekranu se mogu znatno razlikovati. Četvorokanalni instrument za merenje temperature TL-309 moguće je koristiti kao priručni instrument ali isto tako za dugotrajno snimanje i nadgledanje kod:

- održavanja i servisiranja, dijagnoze i analize,
- kontrole kvaliteta i analize procesa,
- istraživanja i razvoja.

Instrument se može priključiti na računar putem RS232 kabla i programskog paketa SE 309. Za prikaz i snimanje podataka u realnom vremenu prvo je potrebno povezati uređaj i računar sa USB kablom a zatim pokrenuti programski paket SE 309. Potrebno je i proveriti tačnost temperature na digitalnom termometru i u programskom sistemu iz razloga što se veoma često javljaju greške u toku postavljanja i povezivanja opreme. Kada postoji veza između instrumenta i programskog paketa može se podesiti snimanje podataka. Uključivanje instrumenta vrši se tek nakon prikazanog postupka podešavanja.

Slika 7.2. prikazuje izgled korisničkog interfejsa programskog paketa SE 309 programiranog za prikupljanje podatka.



Slika 7.2. Interfejs programskog paketa SE 309

7.1.2. IR termometar 9811

Infracrveni termometar 9811 sa mogućnošću snimanja i čuvanja podataka u sopstvenoj memoriji je instrument koji može obavljati različite merne zadatke. Može se direktno i bezdodirno izmeriti temperatura objekta i očitati na ekranu instrumenta ili se merne vrednosti mogu sačuvati u memoriji infracrvenog termometra i po želji putem RS-232 priključka preneti na računar. Instrument sadrži “data-logger“-funkciju, to znači da se može podesiti učestalost snimanja na instrumentu i meriti temperaturu na terenu. Nakon ciklusa merenja podaci se mogu preneti na računar i naknadno analizirati. Uz to u infracrvenom termometru je integrisan mali pisac koji može snimati i odmah ispisati podatke. Posebna funkcija koja odlikuje ovaj instrument je mogućnost označavanja do 99 mernih mesta. Može se podesiti koeficijent emisivnosti prema materijalu mernog objekta (između 0,3 i 1,0). Laserski zrak pomaže pri ciljanju objekta. Zbog svoje svestranosti ovaj instrument nalazi primenu u svim granama industrije, transportu, istraživanju i razvoju.

Instrument može da meri temperaturu u rasponu od -40 do 500 °C. Tačnost merenja je $\pm 2\%$. (Slika 7.3).



Slika 7.3. IR termometar 9811

Merni instrument ima tri funkcije merenja:

- jednostruko merenje sa direktnim ispisom podataka,
- višestruko merenje vrednosti (ručno snimanje, maksimalno 99 različitih merenja),
- automatsko prikupljanje podataka (maksimalno 12000 podataka koji se mogu snimiti).

7.1.3. Infracrvena termovizijska kamera Thermo Pro^{TP} TP8S

Thermo Pro^{TP} TP8S je jedna od najsavremenijih i najkompletnijih termovizijskih infracrvenih kamera. Kao i sve kamere ovog tipa ima široku primenu. Koristi se za tačno merenje temperature preko celog ekrana pri čemu su aktivna dva kursora od kojih jedan pokazuje maksimalnu temperaturu slike a drugi temperaturu na sredini slike (centralnu temperaturu). Opseg merenja temperature zavisi od filtera koji se koristi i to: od -20 °C do +250 °C za filter 1 i +200 °C do +600 °C (sve do +2000 °C opciono) za filter 2. Tačnost očitavanja za filter 1 je ±1% očitavanja ili ±1 °C i ±2% ili ±2 °C za filter 2. Kamera poseduje memorijsku SD karticu od 2GB koja se može menjati. Svaki fajl se sastoji od infracrvene slike (mogućnost analize temperature za željene tačke primenom programskog paketa), vizuelne slike, zvučne napomene i tekstualnog opisa. Slike snimljene na SD karticu i ugrađenu fleš memoriju se mogu preneti na PC računar za naknadnu analizu i generisanje izveštaja primenom programa Guide IrAnalyser. Na slici 7.4 je prikazana infracrvena termovizijska kamera **Thermo Pro^{TP} TP8S** postavljena u nosač.








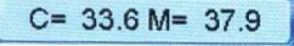

Slika 7.4. Infracrvena termovizijska kamera Thermo Pro^{TP} TP8S

Grafičko okruženje infracrvene termovizijske kamere prikazano je na slici 7.5, a izgled osnovnih ikonica koje se javljaju u grafičkom okruženju sa detaljnim objašnjenjem svake prikazan je u tabeli T.7.2.



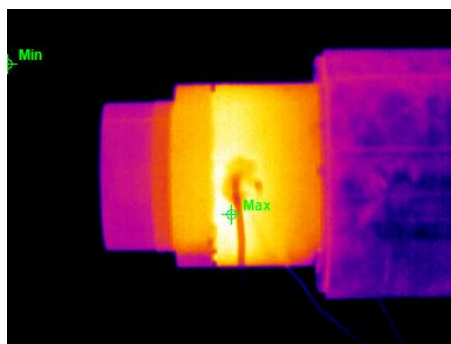
Slika 7.5. Grafičko okruženje infracrvene termovizijske kamere

Tabela 7.2. Ikonice grafičkog interfejsa infracrvene termovizijske kamere

IKONICA	ZNAČENJE	FUNKCIJA
	Guide logo	Kada se dodirne olovkom za pisanje po ekranu osjetljivom na dodir, postavlja na ekran glavni meni.
	Meni za podešavanje temperature	Prikazuje jedinice temperature i koristi se za podešavanje Tmax, Tmin i filtera temperature za tekuću sliku.
	Statusna linija	Prikazuje status tekuće slike: živa, zamrznuta, snimljena, auto mod, manuelni mod, itd.
	Linija za zumiranje	Prikazuje povećanje tekuće slike.
	Linija memorijskog medija	Prikazuje koji memorijski medij kamera trenutno koristi
	Linija prikazivanja temperature	Prikazuje centralnu i maksimalnu temperaturu
	Linija vremena	Prikazuje tekuće vreme na kameri

U glavnom meniju kamere podešava se vreme snimanja, opseg filtera, koeficijent emisivnosti materijala, režim rada (živa ili zamrznuta slika) itd. Svaka infracrvena slika ima prikazane vrednosti najniže i najviše temperature i njihove pozicije na slici pri čemu najsvetlija boja prikazuje najvišu a najtamnija najnižu temperaturu. Problem kamere može biti baždarenje odnosno podešavanje kamere posebno u slučaju kad se meri temperatura materijala sa velikim koeficijentom emisivnosti.

Kamera ima mogućnost snimanja žive ili zamrznute slike. Uz kameru je instalisan i programski paket **Guide IrAnalyser** koji omogućava analizu infracrvenih slika (termograma). Slika 7.6 prikazuje izgled infracrvene a) i vizuelne (fotografske) slike b) koje su otvorene u programskom paketu.



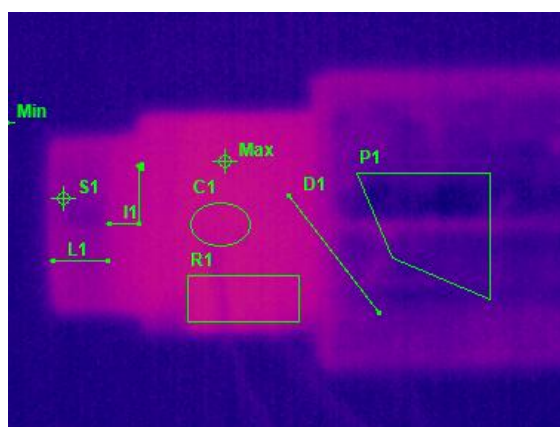
a.)



b.)

Slika 7.6. Infracrvena i vizuelna slika

Analiza temperatura u programskom paketu može se vršiti sa različitih aspekata. Postoji mogućnost definisanja tačaka (S1), pravih linija (L2), poligonalnih linija (I1), razlika temperature u dve tačke (D1), površina u obliku pravougaonika (R1), površina u obliku kružnice (C1) i poligonalna površina (P1) (Slika 7.7). Pri izboru opcija za analizu površine programski paket definiše srednju vrednost temperature za površinu. Pored prethodno spomenutih opcija programski paket ima i dodatne ikonice kao što su: povećanje objekta, smanjenje objekta, brisanje objekta, dugme za dodavanje dve tačke za merenje razlike temperatura itd.



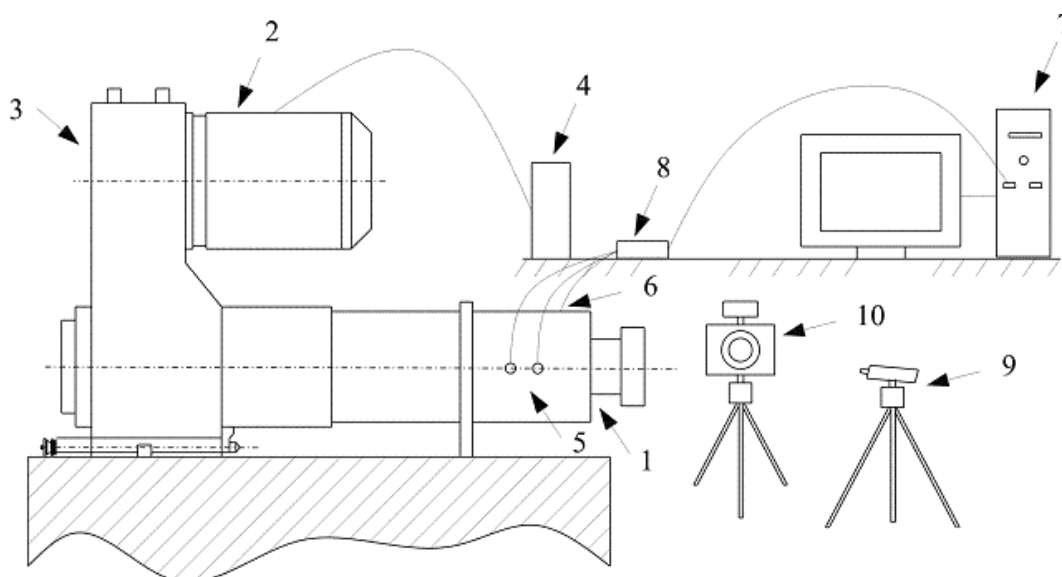
Slika 7.7. Označavanje tačaka, linija i površina u programskom sistemu za analizu temperature

Nedostatak programskog sistema je što razmera snimanja objekta nije ista sa stvarnom razmerom pa korisnik ima poteškoća da tačno definiše one tačke za koje je potrebno odrediti temperaturu.

7.2. Eksperimentalno merenje temperature sklopa glavnog vretena

Eksperimentalni štand čini: sklop glavnog vretena (1), pogonski elektromotor (2) koji je povezan sa frekventnim regulatorom (4) za ostvarenje željenih brojeva obrtaja, prenosnik za glavno kretanje (3), termoparovi postavljenih kroz kućište (pinolu) na spoljašnji prsten ležaja (5) i termopar postavljen na kućište sa njegove spoljašnje strane (6) povezani sa četvorokanalnim instrumentom za merenje temperature (8) sa PC računarom (7), IR termometra (9) i infracrvene termovizijske kamere (10) (Slika 7.8). Maksimalan broj obrtaja elektromotora je ograničen brojem obrtaja ležaja rotora motora i u konkretnom slučaju je 6300 *o/min*. Provera broja obrtaja glavnog vretena vršena je digitalnim meračem broja obrtaja. Zadati brojevi obrtaja glavnog vretena poklapali su se sa vrednostima brojeva obrtaja očitanih na ovom digitalnom meraču sa greškom manjom od 1 *o/min*. Termoparovi su povezani sa digitalnim četvorokanalnim instrumentom za merenje temperature TL 309 i računarom sa instalisanim programskim paketom SE 309 za automatsko prikupljanje podataka svakih 60 *sec*. Na instrument TL 309 su priključena 3 termopara, jedan meri temperaturu spoljašnjeg prstena valjkastog ležaja, drugi temperaturu spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja, a treći temperaturu pinole. Infracrveni termometar je postavljen na rastojanju od 1 *m* od glavnog vretena i pozicioniran je u tačku unutrašnjeg konusa na 3 *cm* od vrha vretena. Instrument je programiran da prikuplja automatski podatke svakih 2 *min*. Infracrvena termovizijska kamera je takođe postavljena na rastojanju od 1 *m* od sklopa

glavnog vretena pod uglom 90° i programirana je da snima termograme svakih 60 sec. Fotografski izgled eksperimentalnog štanda sa mernim instrumentima prikazan je na slici 7.9

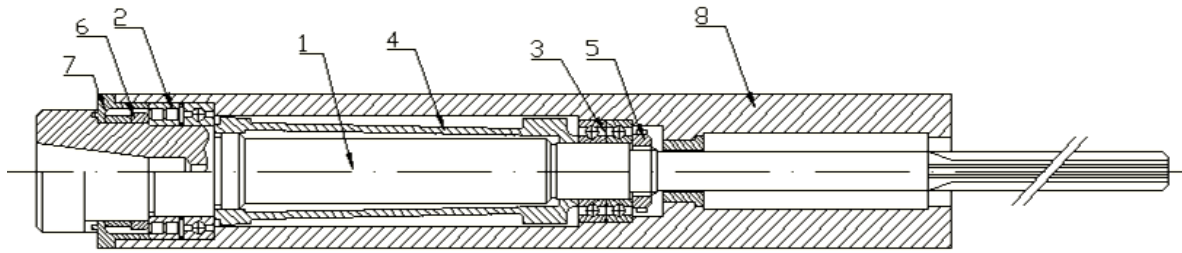


Slika 7.8. Šematski prikaz eksperimentalnog štanda sa instrumentima za merenje



Slika 7.9. Izgled eksperimentalnog štanda sa instrumentima za merenje

Eksperimentalni model sklopa glavnog vretena (Slika 7.10) čine: glavno vreteno (1), prednje uležištenje (2), zadnje uležištenje (3), čaura (4), navrtka za fiksiranje (5), V-prsten za zaptivanje (6), poklopac (7). Ovakomontiran sklop se postavlja u spoljnu čauru –pinolu (8). Prikazano konstrukciono rešenje sklopa glavnog vretena se može ugraditi u kućište prenosnika za glavno kretanje mašine alatke ili noseću čauru, kako je to urađeno u konkretnom slučaju. Ovakav sklop glavnog vretena se posredstvom noseće čaure fiksira na noseću strukturu mašine alatke, a pri eksperimentalnom ispitivanju je fiksiran na postolje pripremljeno samo za potrebe prikazanih ispitivanja. Izgled sklopa glavnog vretena pre ugradnje u pinolu prikazan je na slici 7.11.



Slika 7.10. Sklop glavnog vretena



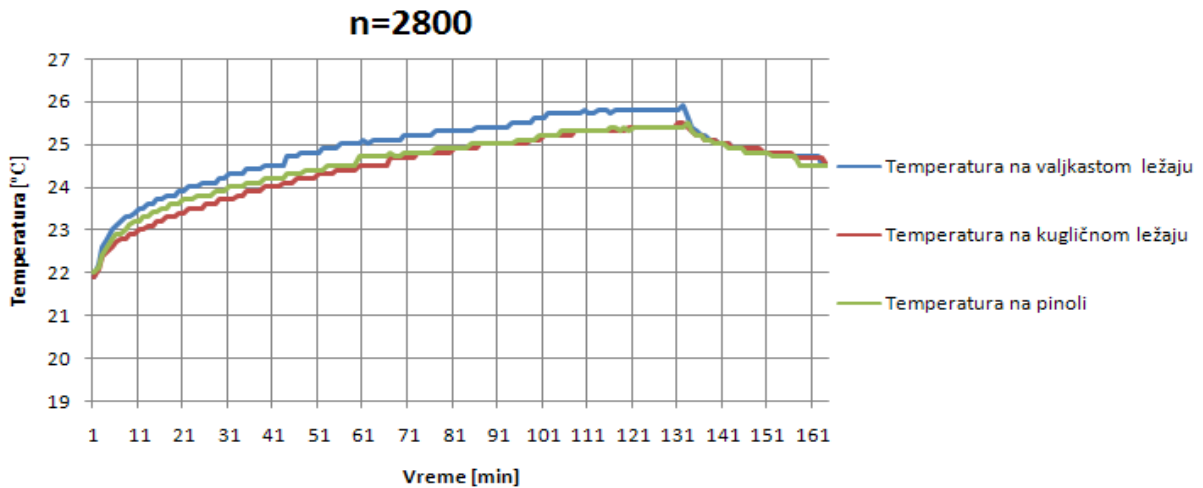
Slika 7.11. Izgled glavnog vretena sa ugrađenim ležajima

Temperatura je merena za 5 brojeva obrtaja glavnog vretena i to: $n_1=2800$, $n_2=3550$, $n_3=4500$, $n_4=5600$ i $n_5=6300$ o/min.

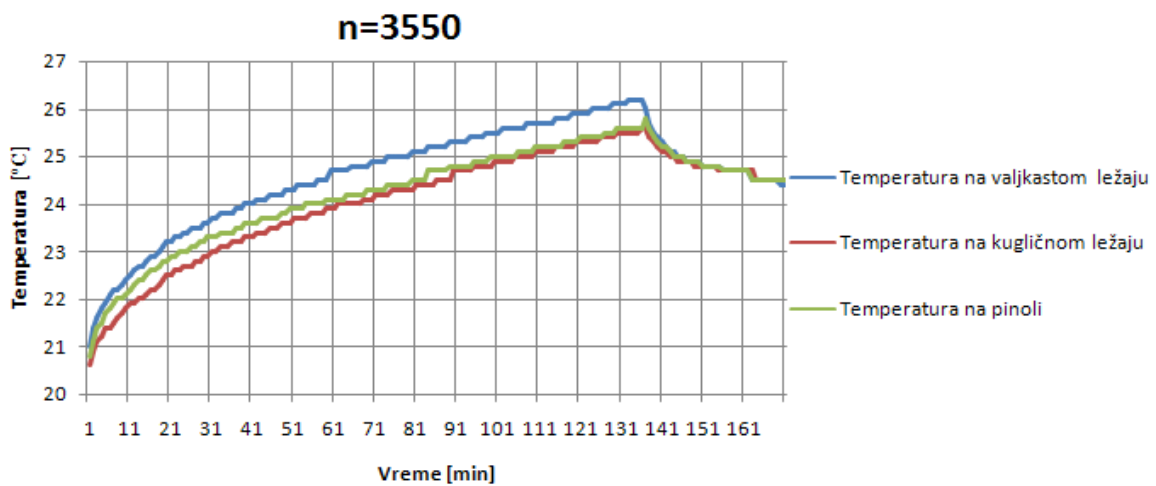
Vreme eksperimentalnog ispitivanja je 165 min pri čemu je 135 min period zagrevanja sklopa glavnog vretena (obrtanje glavnog vretena) a 30 min je period hlađenja (glavno vreteno isključeno). Uslovi pri eksperimentalnom ispitivanju su približno isti. Temperatura okoline je varirala od 16°C do 22°C. Merenja su ponavljana tri puta za svaki broj obrtaja.

7.2.1. Temperature karakterističnih tačaka izmerene četvorokanalnim instrumentom za merenje temperature

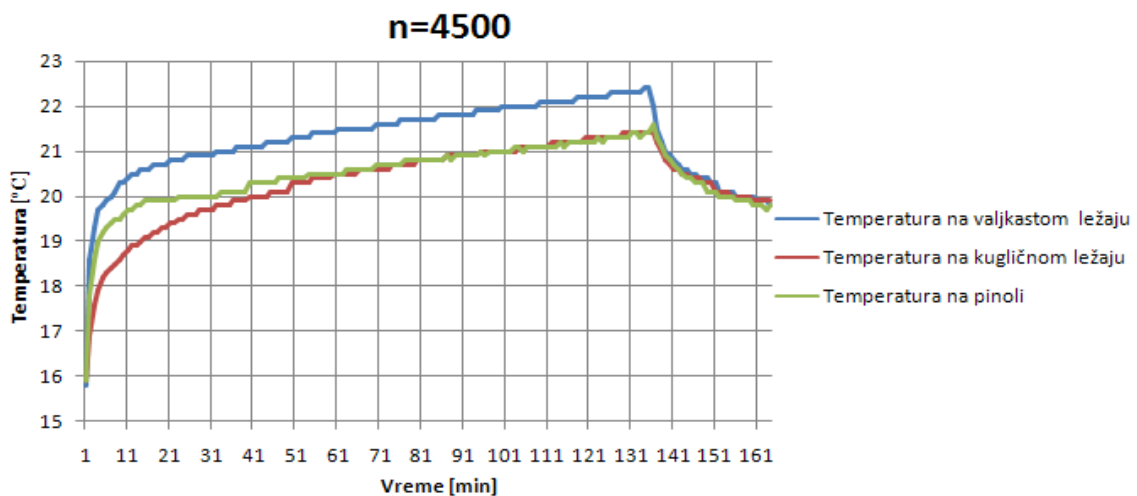
Primenom instrumenta TL 309 merena je temperatura na spoljašnjem prstenu valjkastog dvoredog ležaja, na spoljašnjem prstenu kugličnog jednorodog ležaja sa kosim dodirnom i na površini pinole. Četvorokanalni instrument za merenje temperature sa PC računarom i instalisanim programskim paketom SE 309 sa grafičkim i numeričkim prikazom omogućava praćenje rezultata u realnom vremenu. Pre merenja je proveravana tačnost instrumenta i kontakti termoparova zbog mogućnosti gubljenja kontakta. Zavisnost promene temperature od vremena na spoljašnjem prstenu valjčastog, kugličnog ležaja i pinoli za pojedine brojeve broj obrtaja prikazana je na slikama 7.12 do 7.16.



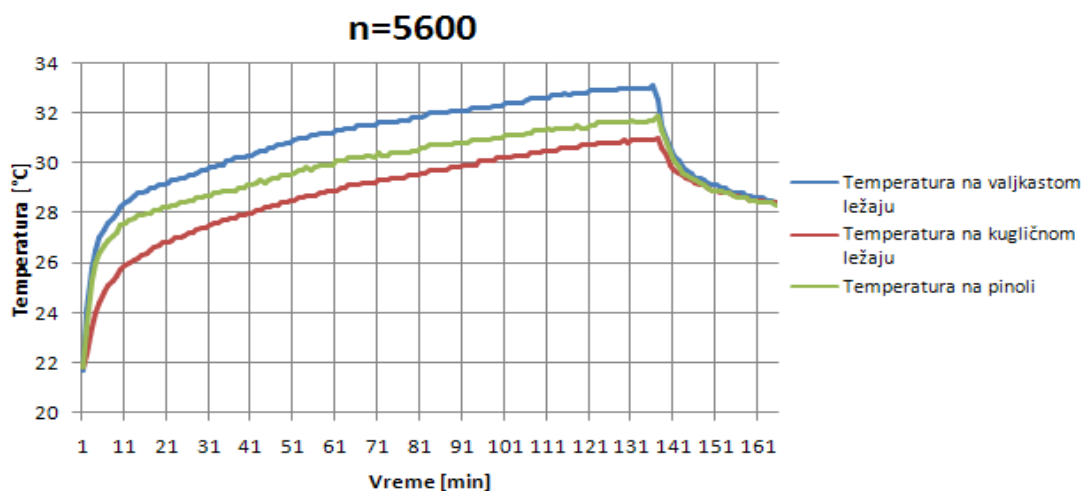
Slika 7.12. Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_1=2800$ o/min



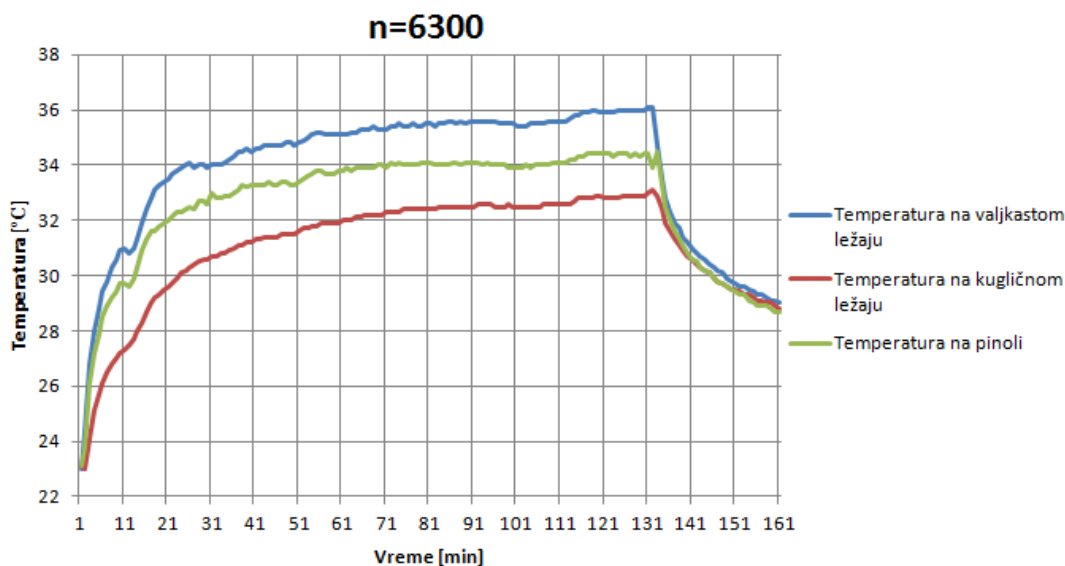
Slika 7.13. Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_2=3550$ o/min



Slika 7.14. Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole od vremena za $n_3=4500$ o/min



Slika 7.15. Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_4=5600$ o/min



Slika 7.16. Zavisnost temperature valjkastog, kugličnog ležaja i pinole u funkciji vremena za $n_5=6300$ o/min

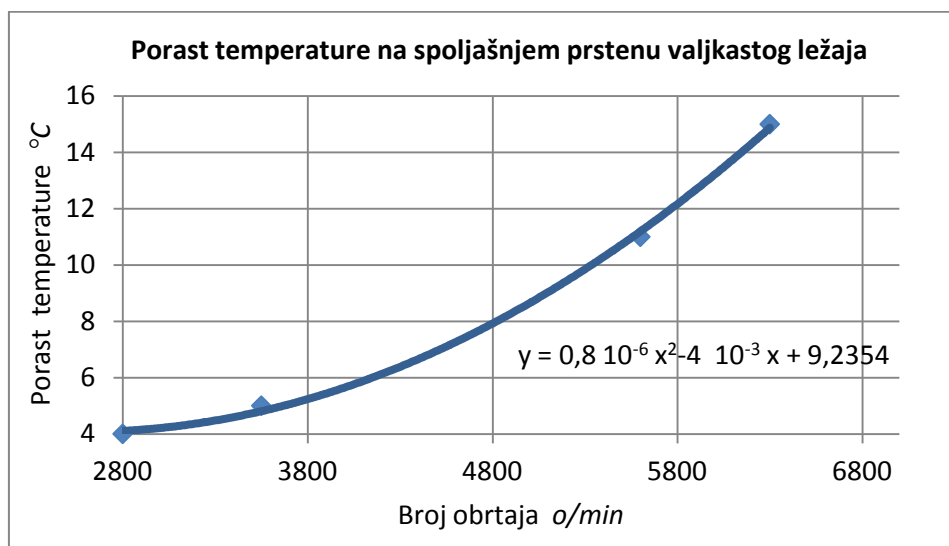
Početa temperatura na spoljašnjim prstenovima ležaja i pinoli $T_{poč.}$, temperatura spoljašnjeg prstena valjkastog T_{vz} , kugličnog ležaja T_{kz} , i pinoli T_{pz} nakon perioda zagrevanja, i kao i porast temperature valjkastog ΔT_v , kugličnog ležaja ΔT_k i na pinoli ΔT_p za sve brojeve obrtaja prikazana je u tabeli 7.3.

Tabela 7.3 Vrednosti početne temperature, temperature nakon faze zagrevanja i porasta temperature za pojedine brojeve obrtaja

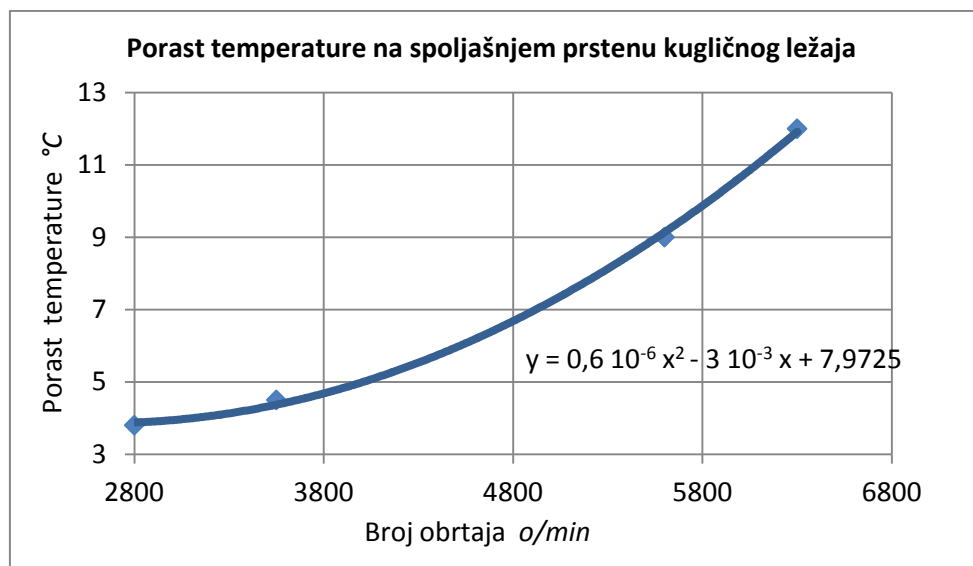
Broj obrtaja	Temperatura karakteristične tačke °C						
	$T_{poč.}$	T_{vz}	ΔT_v	T_{kz}	ΔT_k	T_p	ΔT_p
2800 o/min	22	26	4	25,5	3,5	25,5	3,5
3550 o/min	21	26	5	25,5	4,5	25,5	4,5
4500 o/min	16	22,5	6,5	21,5	5,5	21,5	5,5
5600 o/min	22	33	11	32	10	32,5	10
6300 o/min	22	37	15	34	12	35	13

Eksperimentalni štand je ograničen brojem obrtaja glavnog vretena pa je merenje vršeno samo do 6300 *o/min*. Granični broj obrtaja za valjkasti dvoredni ležaj (SKF 3011 NN TN/SP) je 9500 *o/min* dok je za kuglični ležaj (SKF 7011 CDGA P4) sa kosim dodirom granični broj obrtaja 14000 *o/min* za slučaj podmazivanja mašću. Maksimalni broj obrtaja prikazanog konstrukcionog rešenja sklopa glavnog vretena je 9500 *o/min*.

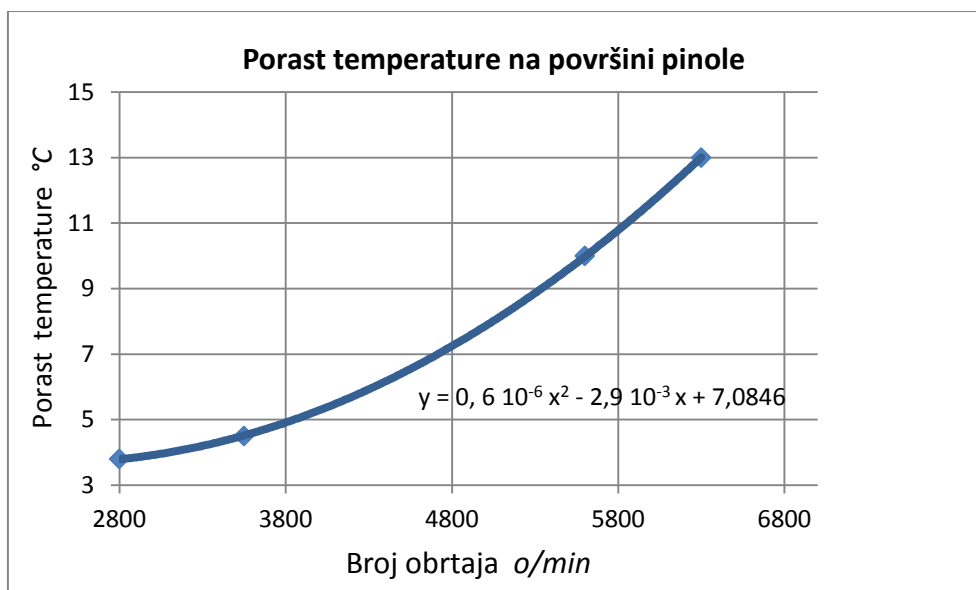
Porast temperature spoljašnjeg prstena valjkastog dvoredog ležaja u zavisnosti od broja obrtaja može se opisati polinomom drugog stepena (slika 7.17). Porast temperature spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja i pinole je takođe opisan polinomom drugog stepena (slike 7.18 i 7.19).



Slika 7.17. Zavisnosti porasta temperature spoljašnjeg prstena valjkastog ležaja u funkciji broja obrtaja



Slika 7.18. Zavisnosti porasta temperature spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja u funkciji broja obrtaja



Slika 7.19. Zavisnosti porasta temperature pinole u funkciji broja obrtaja

Eksperimentalne vrednosti porasta temperature spoljašnjeg prstena cilindrično valjkastog dvoredog ležaja za razmatrane brojeve obrtaja prikazane su u tabeli T.7.4., spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja u tabeli T.7.5 i pinole u tabeli 7.6.

Tabela 7.4. Eksperimentalne vrednosti porasta temperature spoljašnjeg prstena valjkastog ležaja

Broj obrtaja o/min	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature u $^{\circ}C$
$n_1=2800$	4
$n_2=3550$	5,4
$n_3=4500$	6,5
$n_4=5600$	11,4
$n_5=6300$	14,8

Tabela 7.5. Eksperimentalne vrednosti porasta temperature spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja

Broj obrtaja o/min	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature u $^{\circ}C$
$n_1=2800$	3,6
$n_2=3550$	4,8
$n_3=4500$	5,5
$n_4=5600$	9,2
$n_5=6300$	11,7

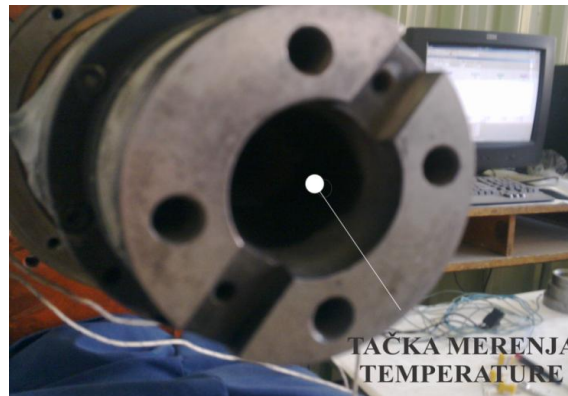
Tabela 7.6. Eksperimentalne vrednosti porasta temperature pinole

Broj obrtaja o/min	Eksperimentalne vrednosti porasta temperature u $^{\circ}C$
$n_1=2800$	3,5 $^{\circ}C$
$n_2=3550$	4,8 $^{\circ}C$
$n_3=4500$	5,5 $^{\circ}C$
$n_4=5600$	10 $^{\circ}C$
$n_5=6300$	13 $^{\circ}C$

Problem kod većine prethodno prikazanih dijagrama je određivanje stacionarnog temperaturnog stanja, dostizanja temperature koja će biti konstantna ili se veoma sporo menja u vremenu.

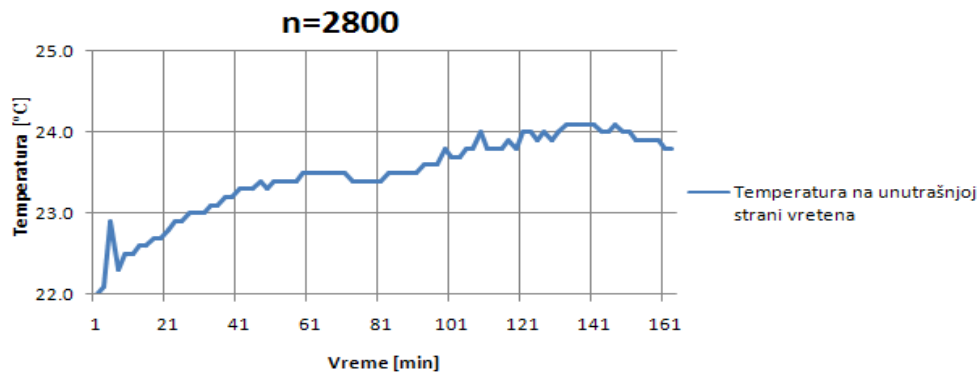
7.2.2. Temperature karakterističnih tačaka izmerene IR termometrom i njihova analiza

Infracrvenim termometrom merene su temperature unutrašnje konusne površine vrha glavnog vretena. Slika 7.20 prikazuje tačku na konusnoj površini glavnog vretena u kojoj je merena temperatura.

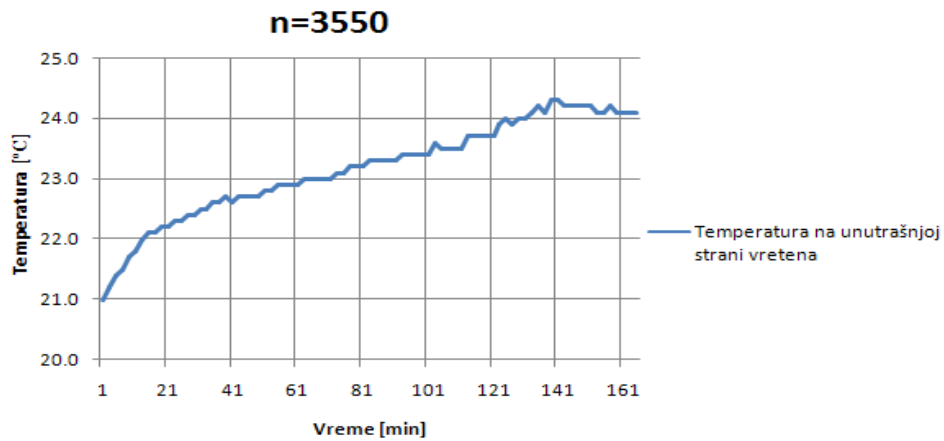


Slika 7.20. Tačka na unutrašnjoj konusnoj površini vrha glavnog vretena u kojoj je merena temperatura

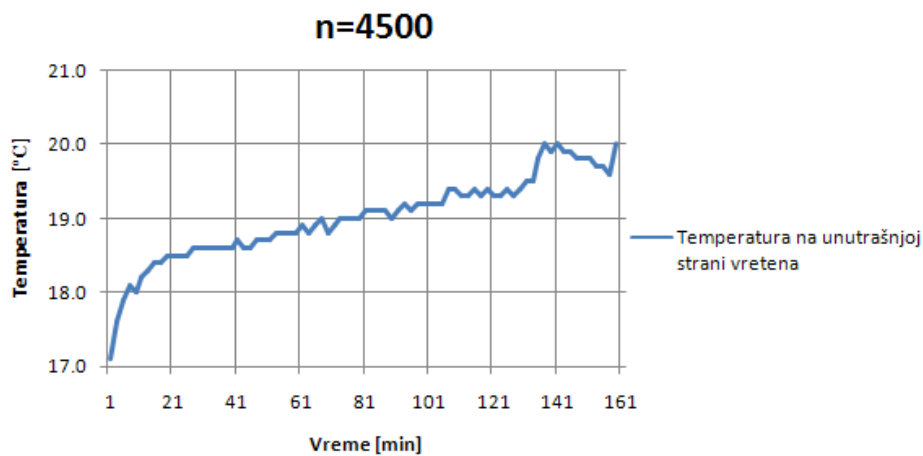
Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena od vremena za pojedine brojeve obrtaja prikazuju slike 7.21 do 7.25.



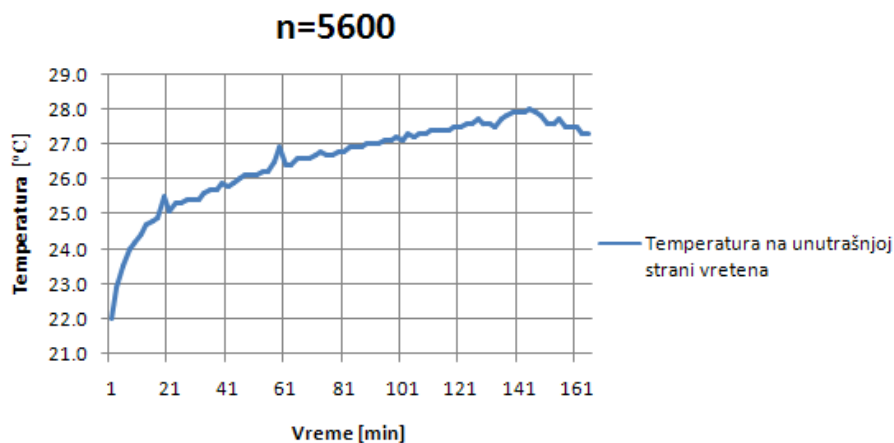
Slika 7.21. Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min



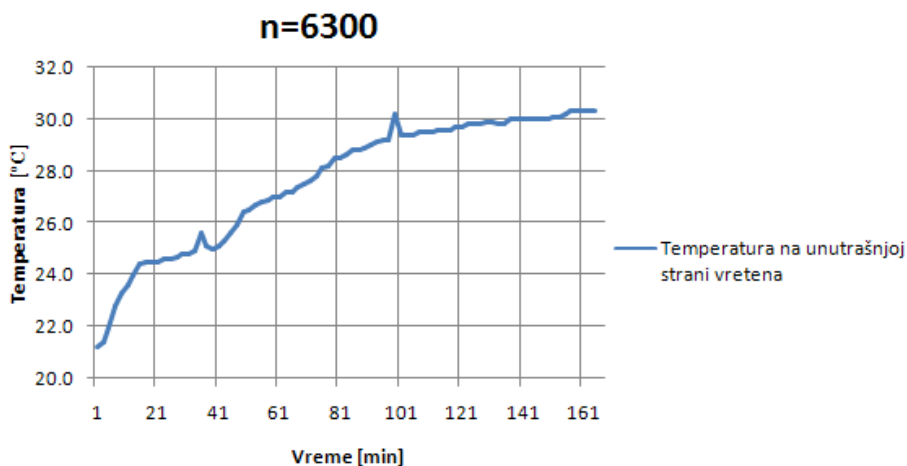
Slika 7.22. Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_2=3550$ o/min



Slika 7.23. Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_3=4500$ o/min



Slika 7.24. Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_4=5600$ o/min



Slika 7.25. Zavisnost temperature unutrašnjeg konusa vrha glavnog vretena u funkciji vremena za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Vrednosti temperature nakon faze zagrevanja i porast temperature unutrašnje konusne površine vrha glavnog vretena za različite brojeve obrtaja prikazane su u tabeli 7.7.

Tabela 7.7 Vrednosti temperature nakon faze zagrevanja i porast temperature unutrašnje konusne površine vrha glavnog vretena

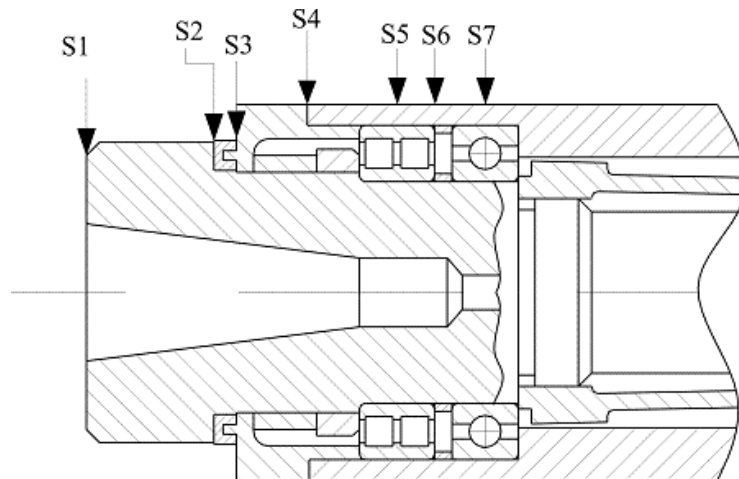
Broj obrtaja o/min	Temperatura na unutrašnjoj konusnoj površini u °C	Porast temperature na unutrašnjoj konusnoj površini u °C
$n_1=2800$	24	2
$n_2=3550$	24,3	2,3
$n_3=4500$	20	4
$n_4=5600$	28	6
$n_5=6300$	30	8

Na osnovu prethodno prikazanih dijagrama može se zaključiti da se povećanjem broja obrtaja glavnog vretena povećava i temperatura unutrašnje konusne površine vrha vretena.

7.2.3 Temperature karakteristične zone izmerene infracrvenom termovizijskom kamerom

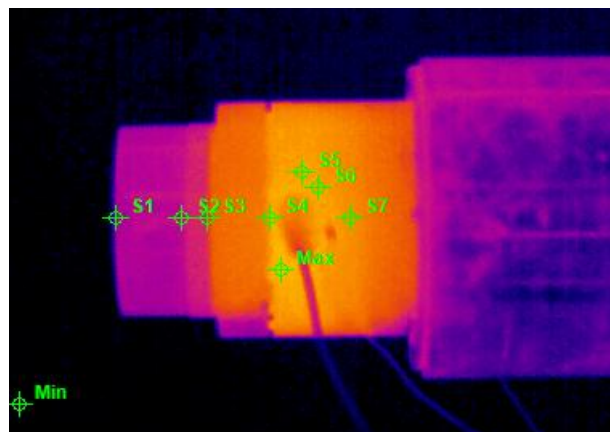
Pre merenja je potrebno odrediti vremenski interval u kom se snima temperatura a nakon toga treba definisati karakteristične tačke u kojima se meri. Slika 7.26 prikazuje karakteristične tačke u kojima se prati temperatura. Ove tačke se označavaju u programskom paketu za analizu ali je bitno znati ih unapred da bi se sve one nalazile u kadru koji kamera snima.

Izvori toplote na sklopu glavnog vretena su kontakti kuglica i valjčića sa unutrašnjim i spoljašnjim prstenovima ležaja. Toplota koja se generiše trenjem prenosi se na ceo sklop glavnog vretena, a temperature koje se mere imaju različite vrednosti, direktno zavisne od udaljenosti merne tačke do izvora toplote.



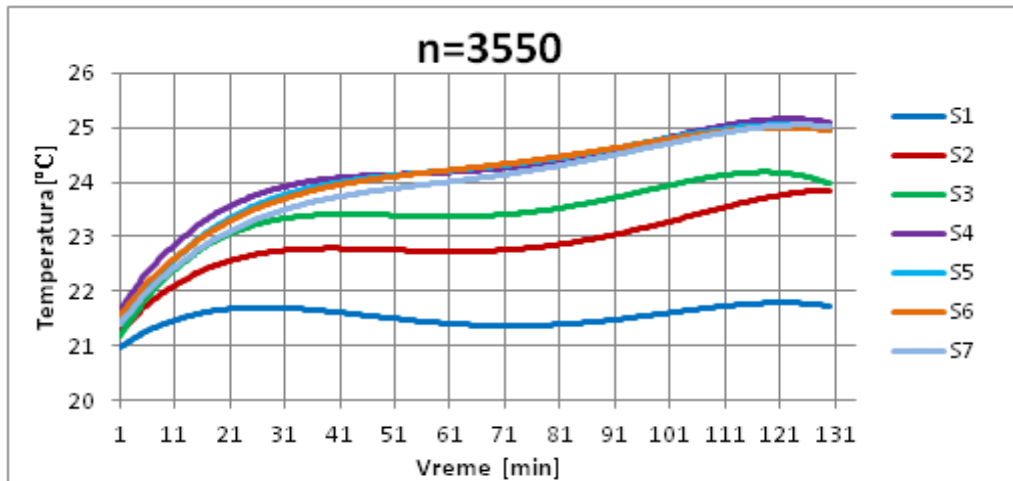
Slika 7.26. Karakteristične tačke sklopa glavnog vretena

Na slici 7.27 dat je prikaz karakterističnih tačaka definisanih u programskom paketu za analizu infracrvenih termovizijskih slika. Za ove tačke praćene su temperature za pet brojeva obrtaja i u nastavku su prikazane dijagramske zavisnosti temperature u funkciji vremena.

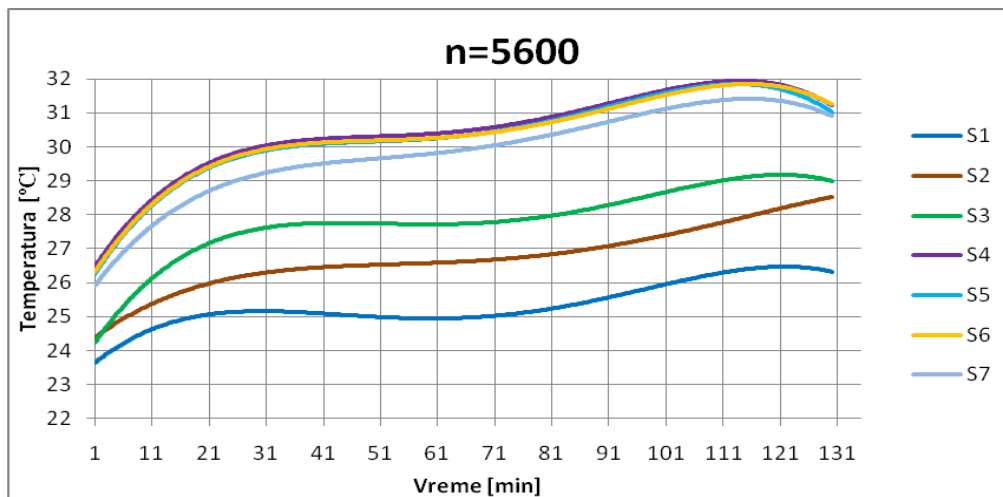


Slika 7.27. Karakteristične tačke sklopa glavnog vretena označene u programskom paketu za analizu

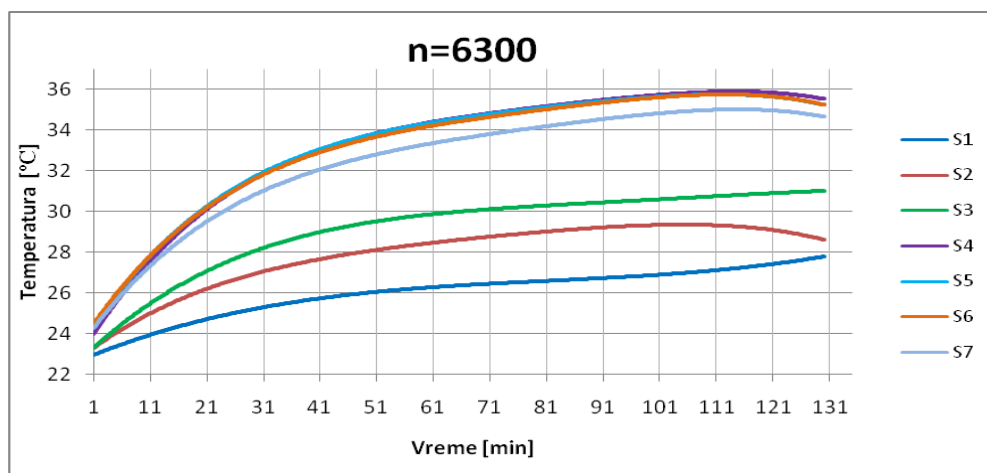
Kao ilustracija na slikama 7.28, 7.29 i 7.30 je prikazana zavisnost temperature u mernim tačkama u funkciji vremena za tri broja obrtaja. Pri tome krive se mogu opisati polinomom drugog stepena.



Slika 7.28. Zavisnost temperature karakterističnih tačaka u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_2=3550$ o/min



Slika 7.29. Zavisnost temperature karakterističnih tačaka u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_4=5600$ o/min



Slika 7.30. Zavisnost temperature karakterističnih tačaka od u funkciji vremena pri broju obrtaja $n_5=6300$ o/min

U tabelama 7.8 do 7.12 su prikazane početne vrednosti temperature, vrednost temperature na kraju faze zagrevanja kao i vrednosti porasta temperature za sve tačke i sve brojeve obrtaja.

Tabela 7.8. Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_1=2800$ o/min

Karakteristične tačke	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Temperatura na početku °C	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9	21,9
Temperatura na kraju zagrevanja °C	24,2	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4
Porast temperature °C	2,3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

Tabela 7.9. Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_2=3550$ o/min

Karakteristične tačke	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Temperatura na početku °C	20,8	20,8	20,8	20,8	20,8	20,8	20,8
Temperatura na kraju zagrevanja °C	21,9	24,1	24,2	25,4	25,2	25,2	25,2
Porast temperature °C	1,1	3,3	3,4	4,6	4,4	4,4	4,4

Tabela 7.10. Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_3=4500$ o/min

Karakteristične tačke	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Temperatura na početku °C	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9	15,9
Temperatura na kraju zagrevanja °C	18,3	19,9	20,3	20,8	20,8	20,8	20,6
Porast temperature °C	2,4	4	4,4	4,9	4,9	4,9	4,7

Tabela 7.11. Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_4=5600$ o/min

Karakteristične tačke	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Temperatura na početku °C	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7	21,7
Temperatura na kraju zagrevanja °C	26,4	28,8	29,2	31,3	31,1	31,3	30,9
Porast temperature °C	4,7	7,1	7,5	9,6	9,4	9,6	9,2

Tabela 7.12. Porast temperature karakterističnih tačaka za broj obrtaja $n_5=6300$ o/min

Karakteristične tačke	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Temperatura na početku °C	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3	22,3
Temperatura na kraju zagrevanja °C	28,2	28,8	31,4	35,6	35,4	35,4	35,4
Porast temperature °C	5,9	6,5	9,1	13,3	13,1	13,1	13,1

Na osnovu rezultata prikazanih na slikama 7.28, 7.29 i 7.30 može se zaključiti da se povećanjem broja obrtaja povećava i temperatura u karakterističnim tačkama. Može se zaključiti da su temperature u tačkama S4, S5, S6, i S7 približno iste za svaki broj obrtaja i odstupanja su im manja od 1 °C. Tačke S1, S2 i S3 imaju odstupanja manja od 3 °C i za njih važi da je $S3 > S2 > S1$ zbog činjenice da je tačka S3 najbliža izvoru toplote.

8.0. EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE TOPLOTNOG PONAŠANJA OSOVINSKOG SKLOPA VUČENIH VOZILA NA ŽELEZNICI

Za analizu toplotnog ponašanja osovinskog sklopa na železnici izvršena su određena eksperimentalna ispitivanja na prugama u Bosni i Hercegovini. Analiza toplotnog ponašanja izvršena je za teretne vagonne koji prevoze teret težine do 20 tona. Eksperimentalna istraživanja izvršena su na pruzi od rudnika Omarska do željezare u Zenici. Ukupna dužina pruge između ova dva mesta je 211,7 km.

Voz prilikom transporta prolazi pet stanica i to:

- I. Omarska,
- II. Potkozarje (stanica je udaljena 16,6 km od stanice Omarska),
- III. Banja Luka (stanica je udaljena 15,4 km od stanice Podkozarje),
- IV. Doboj (stanica je udaljena 99,7 km od stanice Banja Luka),
- V. Zenica (stanica je udaljena 80 km od stanice Doboj).

Vreme potrebno da voz pređe ovo rastojanje je četiri časa. Vreme potrebno za prelazak pojedinačnih deonica je:

- I. Omarska -Početna stanica,
- II. Potkozarje -28 minuta od stanice Omarska,
- III. Banja Luka -29 minuta od stanice Podkozarje,
- IV. Doboj -101 minuta od stanice Banja Luka,
- V. Zenica-75 minuta od stanice Doboj.

Ukupno potrebno vreme, bez pauza, za prelazak naznačenih deonica je 233 minuta (3,9 časova). Prosečna brzina kretanja voza je 54 km/h.

Analiza toplotnog ponašanja osovinskog sklopa izvršena je na teretnom vagonu serije Eas-z namenjenom za prevoz tereta (ugalj, pesak, usitnjeni kamen, ruda itd.) i komadnih materijala koje nije potrebno zaštititi od atmosferskih uticaja. Razmatran je prevoz željezne rude iz rudnika Omarska. Ukoliko je teret potrebno zaštititi onda se za to koriste vagonski pokrivači uz pomoć prihvatnih ušica na bočnim i čeonim stranicama.

Navedeni vagon poseduje veliki utovarni prostor zbog svojih visokih stranica i pogodan je i za prevoz tereta koji ima velike gabarite. Može biti eksploatisan u lokalnom i međunarodnom saobraćaju na prugama širine 1435 mm, težine tereta od 20 do 22,5 tona i maksimalnom brzinom kretanja voza do 100 km/h.

Utovar vagona se ostvaruje pomoću kašika, trakastih transporterera ili silosa za utovar, dok se istovar obavlja ručno, kašikama i prevrtačima. Pod teretnog vagona je najčešće

metalni, mada postoje i vagoni sa drvenim podom koji je pogodan za postavljanje sredstava za sprečavanje ili ograničavanje pomeranja tereta u vagonu.

Izgled vagona za prevoz tereta serije Eas-z na kom je izvršeno eksperimentalno ispitivanje osovinskog sklopa prikazan je na slici 8.1.

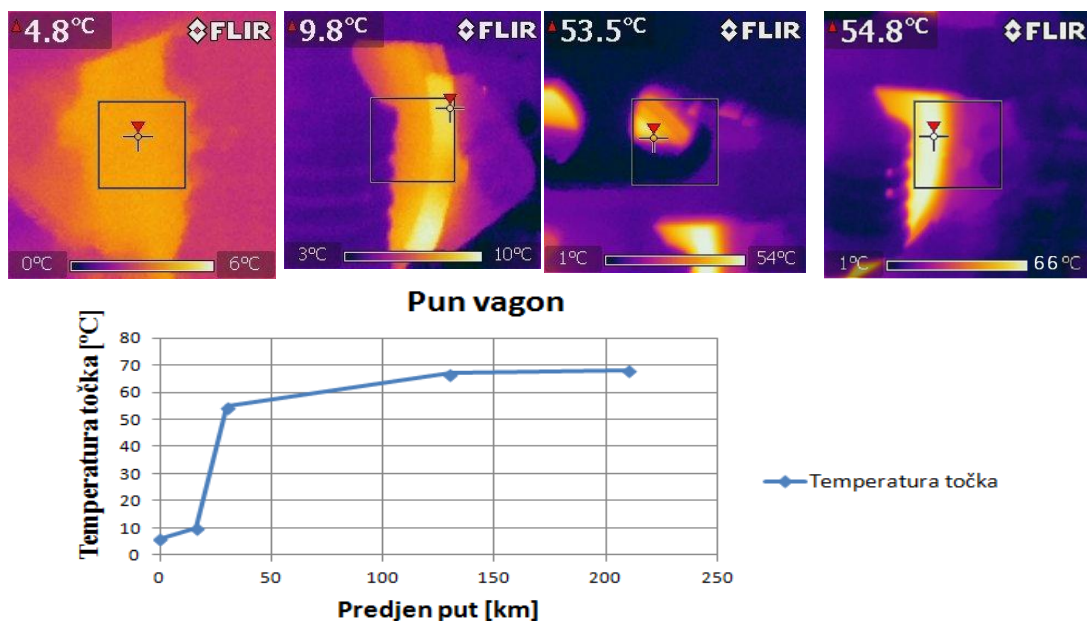


Slika 8.1. Izgled vagona serije Eas-z

8.1. Toplotno ponašanje osovinskog sklopa pri kotrljanju točka po šini

Generisana toplota koja se javlja u kontaktu između točka i šine je posledica kretanja po pravolinijskoj putanji (kontakt čela šine i točka) i pri kretanju voza u krivini (kontakt bandaža točka i boka šine).

Temperatura točka na kraju pređenog puta iznosi 66 °C (stacionarno temperaturno stanje). Na slici 8.2 prikazane su termovizijske slike do trenutka dostizanja stacionarnog temperaturnog stanja kao i promena temperature točka u zavisnosti od dužine pređenog puta.

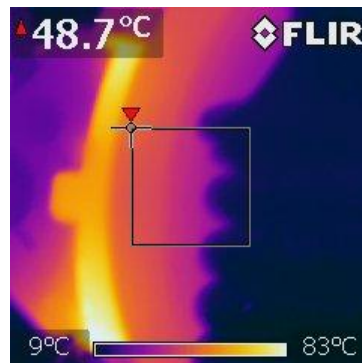


Slika 8.2. Promena temperature točka u zavisnosti od dužine pređenog puta

Na osnovu prethodne slike može se zaključiti da se postizanje stacionarnog temperaturnog stanja točka postiže nakon 120 km pređenog puta što je proporcionalno vremenu od 2,4 časa pri prosečnoj brzini kretanja voza od 50 km/h.

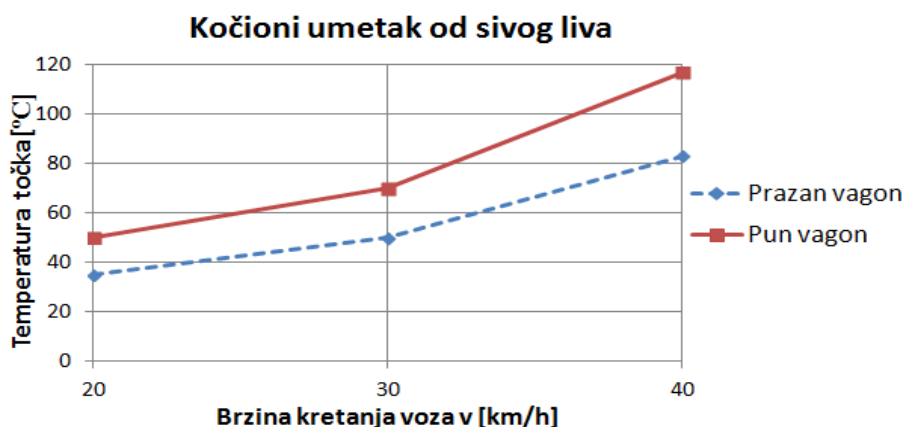
8.2. Toplotno ponašanje osovinskog sklopa pri kočenju

Generisana toplota koja se javlja usled kočenja javlja se pri kontaktu između kočionih umetaka i točka. Kočioni umetci mogu biti izrađeni od različitih materijala a ovde se razmatra uticaj kočenja kočionim umetcima od sivog liva i kompozitnog materijala. Na osnovu eksperimentalnih rezultata može se zaključiti da znatan uticaj na generisanu toplotu ima i činjenica da se veća toplota generiše kad je vagon pun tereta. Takođe se može zaključiti da se veća toplota dobija kočenjem sa kočionim umetcima od sivog liva. Maksimalna brzina kretanja pri kojoj su izvršena eksperimentalna ispitivanja iznosila je 40 km/h. Rezultati eksperimeta su dobijeni snimanjem točka primenom termovizijske kamere i na slici 8.3 prikazana je temperatura točka za brzinu pre početka kočenja od 40 km/h i prazan vagon.



Slika 8.3. Temperatura točka za brzinu kočenja od 40 km/h i kočioni umetak od sivog liva kao i prazan vagon

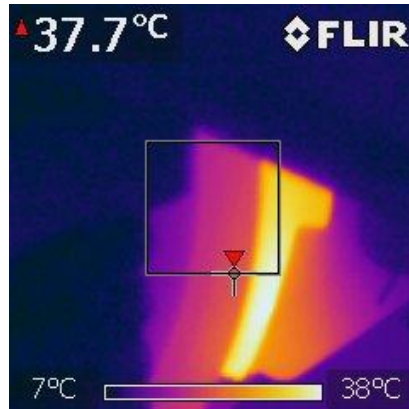
Temperatura točka usled kočenja sa umetkom od sivog liva za različite brzine kočenja prikazana je na slici 8.4.



Slika 8.4. Promena temperature točka pri kočenju sa kočionim umetkom od sivog liva

Na osnovu dijagrama se vidi da se sa povećanjem brzine voza povećava i temperatura točka.

Temperatura točka koja se dobija usled kočenja kočionim umetkom od kompozitnog materijala za brzinu kočenja od 40 km/h i prazan vagon prikazana je na slici 8.5.



Slika 8.5. Temperatura točka za brzinu kočenja od 40 km/h i kočioni umetak od kompozitnog materijala kao i prazan vagon

Slika 8.6 pokazuje promenu temperature točka pri kočenju sa kočionim umetkom od kompozitnog materijala za brzine kretanja voza pri kočenju od 20, 30 i 40 km/h.



Slika 8.6. Promena temperature točka pri kočenju sa kočionim umetkom od kompozitnog materijala

9.0. ANALIZA REZULTATA ISTRAŽIVANJA

9.1. Analiza rezultata cilindrično valjkastih ležaja za glavna vretena mašina alatki

Koncepcijsko rešenje sklopa glavnog vretena sa cilindrično valjkastim dvoredim ležajem ima veću krutost u radijalnom pravcu u odnosu na koncepcijska rešenja sklopa glavnog vretena sa kugličnim ležajem sa kosim dodirom, ali i manju aksijalnu krutost zbog činjenice da nije moguće izvršiti aksijalno prednaprezanje cilindrično valjkastog ležaja.

Na osnovu rezultata računarskog modelovanja statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena može se zaključiti da deformacije unutrašnje konusne površine vrha vretena za prihvatanje alata imaju značajan uticaj na tačnost obrade i da im je potrebno posvetiti posebnu pažnju pri definisanju tehnologije izrade. Netačnost izrade površina za pozicioniranje glavnog vretena i držača alata ima veliki uticaj na veličinu deformacija. Isti efekat se dobija i u slučaju stezanja kada na navedenim površinama ima nečistoća ili oštećenja, jer to utiče na raspodelu opterećenja po konusnoj površini što direktno utiče na statičke deformacije.

Statičko opterećenje sklopa glavnog vretena izaziva znatno veće deformacije u odnosu na toplotno opterećenje. Deformacije usled aksijalnog opterećenja izazivaju pomeranja na vrhu vretena od $63 \mu\text{m}$ u aksijalnom pravcu za tačke S_2 i S_7 koje definišu unutrašnju konusnu površinu.

U cilju razmatranja tačnosti izrade konusa glavnog vretena i držača alata variran je način zadavanja radijalnog opterećenja. Na slici 5.8 je prikazan način zadavanja opterećenja za slučaj idealne raspodele opterećenja po unutrašnjoj konusnoj površini (idealni konus u glavnom vretenu i držaču alata), a na slici 5.10 je prikazan slučaj netačnih konusa kada se opterećenje prenosi samo na srednjoj trećini konusne površine. Slučaj prenošenja opterećenja preko čeonu površine je prikazan na slici 5.2.

Kod radijalnog opterećenja pomeranja karakterističnih tačaka unutrašnje konusne površine u radijalnom pravcu prikazana su u tabeli 9.1.

Tabela 9.1. Pomeranja karakterističnih tačaka unutrašnje konusne površine u radijalnom pravcu

Opterećenje unutrašnje konusne površine	Pomeranja karakterističnih tačaka unutrašnje konusne površine u radijalnom pravcu μm	
	S_2	S_7
Ravnomerno	15,7	1,4
Opterećenje na sredini konusa	31,4	2,6
Opterećenje na čeonu površini	13	2

Na osnovu ovih rezultata vidi se da je pomeranje usled aksijalnog opterećenja znatno veće od pomeranja u radijalnom pravcu što je posledica duplo većeg aksijalnog opterećenja i manje aksijalne krutosti u prednjem uležištenju. Za slučaj kad radijalno opterećenje deluje na

sredini unutrašnje konusne površine karakteristične tačke vrha vretena imaju 2 puta veća pomeranja u aksijalnom i radijalnom pravcu.

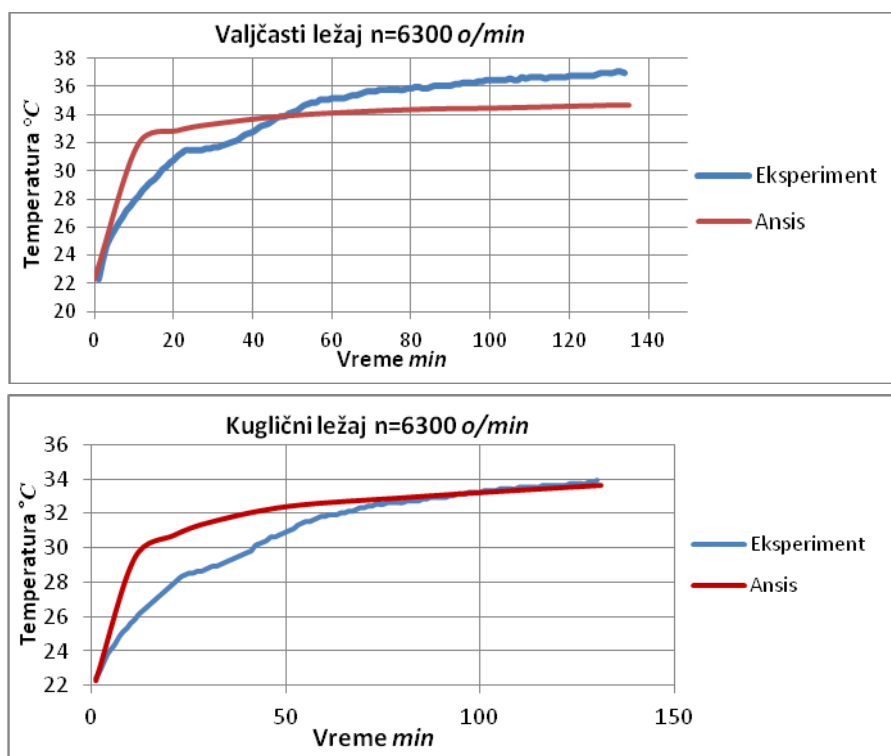
Vrednosti pomeranja karakterističnih tačaka vrha vretena za slučaj ukupnog statičkog opterećenja (F_a+F_r) prikazane su u tabeli 9.2. Koordinate karakterističnih tačaka S_2 , i S_7 od uzdužne ose vretena definišu ugao konusa jer se one nalaze na unutrašnjoj konusnoj površini vrha vretena, a preko ove površine se pozicionira i steže držač alata sa alatom. Iz tog razloga ova pomeranja mogu imati značajan uticaj na greške koje se javljaju pri obradi.

Tabela 9.2. Pomeranja u aksijalnom i radijalnom pravcu pod dejstvom statičkog opterećenja (F_a+F_r)

Karakteristične tačke	S_2	S_7
Pomeranje u aksijalnom pravcu μm	72,6	64,2
Pomeranje u radijalnom pravcu μm	23,2	2,3

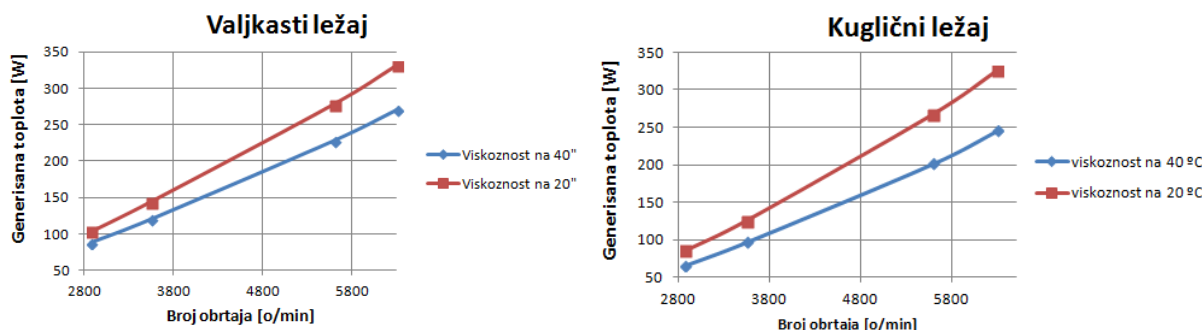
Na osnovu rezultata prikazanih u tabeli 9.2 vidi se da je maksimalno aksijalno pomeranje u karakterističnoj tački S_2 iznosi $72,6 \mu m$ a u tački S_7 iznosi $64,2 \mu m$. Maksimalno radijalno pomeranje u karakterističnoj tački S_2 iznosi $23,2 \mu m$ a u tački S_7 iznosi $2,3 \mu m$.

Sumirajući eksperimentalne i računarski dobijene rezultate toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena, konstatuje se da su odstupanja u opsegu od $-3,1\%$ do $6,4\%$, za razmatrane brojeve obrtaja, što se može smatrati zadovoljavajućim. Takođe, se može konstatovati da su veća odstupanja kod većih brojeva obrtaja. Iz prethodnog sledi da se, i pored određenih uprošćenja, prikazani računarski model može koristiti za analizu toplotnog ponašanja različitih konstrukcionih rešenja sklopa glavnog vretena, za opseg faktora brzohodnosti ($d n_{max}$) $200.000 - 450.000 mm/min$. Na slici 9.1 prikazana je promena temperature u funkciji vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog i kugličnog ležaja za eksperimentalno dobijene rezultate i računarsko modelovanje pri broju obrtaja $n=6300 o/min$.



Slika 9.1. Promena temperature u funkciji vremena na spoljašnjem prstenu valjkastog i kugličnog ležaja

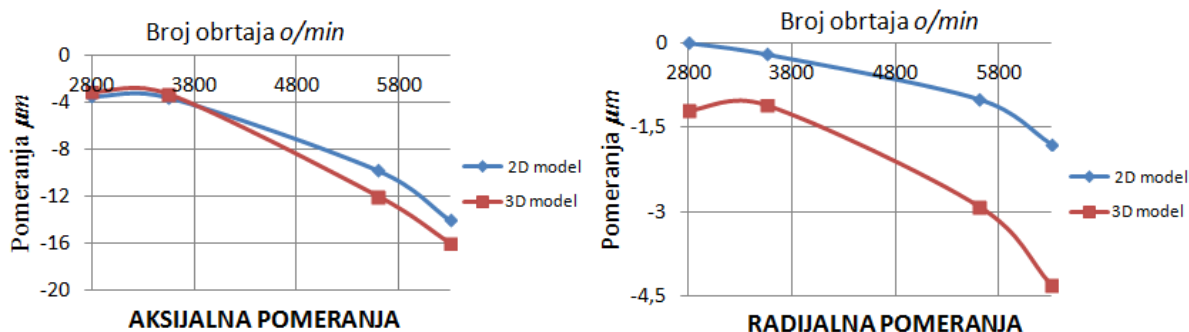
Uticaj kinematske viskoznosti na veličinu generisane toplote u cilindrično valjkastom dvoredom ležaju za glavna vretena i kugličnom ležaju sa kosim dodirom prikazana je na slici 9.2. Na osnovu rezultata vidi se da cilindrično valjkasti ležaj generiše nešto veću toplotu u odnosu na kuglični, i da je pri većim brojevima obrtaja ležaja kinematska viskoznost ima značajniji uticaj na generisanu toplotu.



Slika 9.2. Uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu cilindrično valjkastog i kugličnog ležaja za glavna vretena

Primenom računarskog modelovanja toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena moguće je, još u fazi projektovanja, sa velikom pouzdanošću predvideti toplotno-elastično ponašanje sklopa glavnog vretena u eksploataciji. Na bazi prikazanih rezultata konstatuje se da je toplotna krutost sklopa glavnog vretena uležištenog dvoredim cilindrično valjkastim ležajem veća nekoliko puta u odnosu na statičku krutost.

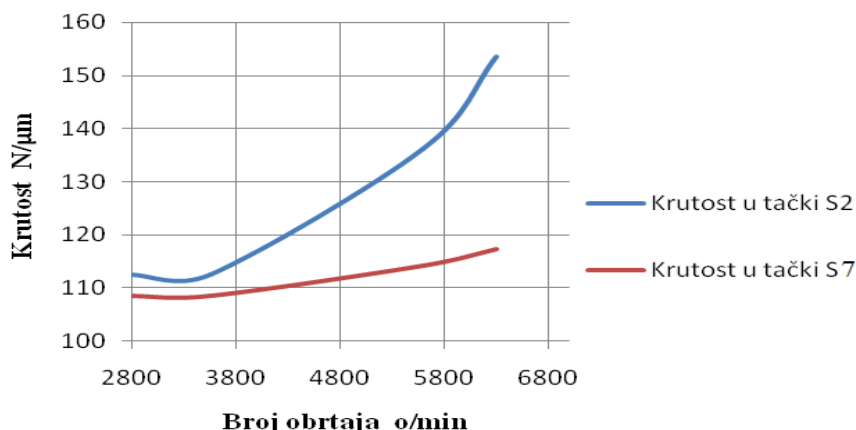
Vrednosti pomeranja vrha vretena (u karakterističnoj tački S_1) usled toplotnog opterećenja u aksijalnom i radijalnom pravcu prikazana su na slici 9.3.



Slika 9.3. Pomeranja unutrašnje konusne površine vrha vretena

Na osnovu rezultata toplotno elastičnog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog cilindrično valjkastim ležajem u prednjem osloncu može se zaključiti da su deformacije na vrhu vretena simetrične u radijalnim pravcima što su pokazali rezultati. Najveća pomeranja su pri najvećem broju obrtaja ($n=6300$ o/min) i iznose u aksijalnom pravcu $16 \mu m$, a u radijalnom $4.5 \mu m$ na osnovu čega se zaključuje da su aksijalna pomeranja 3,5 puta veća od radijalnih.

Analizom rezultata dobijenih kombinovanim opterećenjem (statičko + toplotno) zaključuje se da toplotno opterećenje smanjuje grešku koja se javlja kao posledica dejstva statičkog opterećenja u aksijalnom pravcu. Promena aksijalne krutosti unutrašnje konusne površine pri kombinovanom statičkom i toplotnom opterećenju prikazana je na slici 9.4.

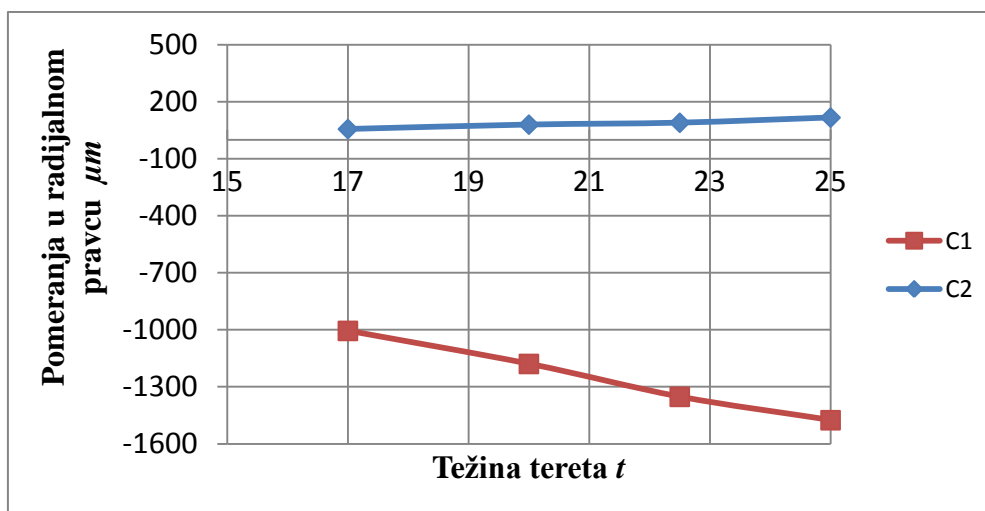


Slika 9.4. Promena aksijalne krutosti vrha vretena za različite brojeve obrtaja

9.2. Analiza rezultata osovinskog sklopa točka vučenih vozila na železnici

U radu su prikazani rezultati statičkog ponašanja osovinskog sklopa vučenih vozila na železnici uležištenih cilindrično valjkastim ležajima. Takođe, rezultati predstavljaju pokušaj da se izvrši računarsko modelovanje statičkog ponašanja primenom metode konačnih elemenata. Računarskim modelovanjem određena su pomeranja u karakterističnim tačkama osovinskog sklopa. Za analizu ponašanja cilindrično valjkastih ležaja za železnicu najzanimljivije je pomeranje karakteristične tačke na rukavcu osovine C_1 iz razloga što se na tom mestu postavlja ležaj kao i tačke koja se nalazi na sredini osovine C_2 . Pomeranja u radijalnom pravcu karakterističnih tačaka C_1 i C_2 prikazana su na slici 9.5.

Kao što je konstatovano u samom radu unutrašnja geometrija ležaja mora ostati montirana sa zazorom zbog velikog radijalnog opterećenja na kotrljajna tela koje bi moglo dovesti do zaribavanja ležaja ukoliko bi zazor u unutrašnjoj geometriji iz nekog razloga prešao u preklap. Promena unutrašnje geometrije ležaja pod dejstvom radijalnog statičkog opterećenja iznosi maksimalno $3 \mu\text{m}$ što je znatno manja promena od one koja bi izazvala preklap u samom ležaju.



Slika 9.5. Pomeranja karakterističnih tačaka osovinskog sklopa pod dejstvom promenljivog radijalnog opterećenja

Radijalna krutost ležaja u računarskom modelu definisana je konačnim elementima opruge, kao linearna ili nelinearna i nema značajnijeg uticaja na rezultate same analize. U

samom radu je razmatran slučaj kad krutost imaju samo ona kotrljajna tela koja se nalaze ispod meridijanske ravni.

Temperatura ležaja za uležištenje osovinskog sklopa na železnici predstavlja jedan od najčešćih uzroka otkaza. Iz ovog razloga izvršen je veći broj računarskih analiza sa ciljem da se analizira uticaj različitih parametara na vrednost temperature ležaja u toku eksploatacije. Izvori toplote u samom osovinskom sklopu su ležaji (kao najznačajniji izvori toplote) i maksimalna temperatura do koje se zagreje ležaj usled obrtanja iznosi 74 °C. Ostali izvori toplote kao što su generisana toplota usled kotrljanja točka po šini, kočenje i temperatura okoline imaju zanemarljiv uticaj na temperaturu ležaja.

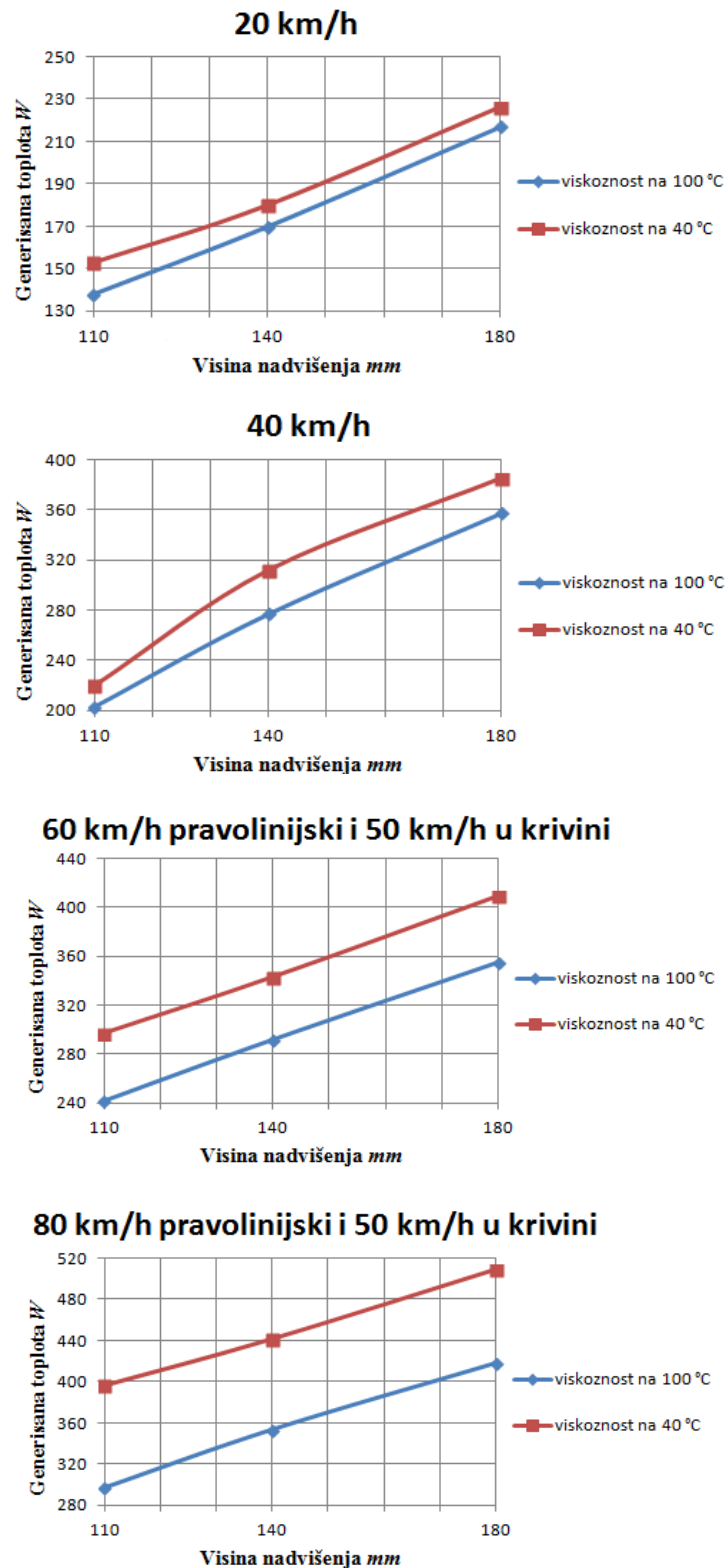
Na osnovu analize matematičkog modela toplotnog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja može se ustanoviti da viskoznost masti pored radijalnog, aksijalnog opterećenja i broja obrtaja ima značajan uticaj na vrednost generisane toplote. Uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu u ležaju u zavisnosti od brzine kretanja voza i visine nadvišenja jedne strane pruge prikazan je u tabeli 9.3. Na osnovu numeričkih rezultata vidi se da je značajniji uticaj kinematske viskoznosti pri većim brzinama kretanja (veći broj obrtaja ležaja) pri pravolinijskom kretanju voza.

Tabela 9.3. Uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu ležaja u zavisnosti od brzine kretanja voza i visine nadvišenja

Brzina kretanja voza km/h	Pravolinijski	20	40	60			80			100		
	U krivini	20	40	40	50	60	40	50	60	40	50	60
Visina nadvišenja h=110 mm												
Generisana toplota W-Viskoznost 18 mm ² /s		138	203	270	242	198	329	298	256	393	363	320
Generisana toplota W-Viskoznost 100 mm ² /s		153	220	324	297	251	424	397	351	533	506	460
Visina nadvišenja h=140 mm												
Generisana toplota W-Viskoznost 18 mm ² /s		170	277	341	292	236	402	354	298	470	421	370
Generisana toplota W-Viskoznost 100 mm ² /s		180	312	393	343	287	494	442	387	604	551	496
Visina nadvišenja h=180 mm												
Generisana toplota W-Viskoznost 18 mm ² /s		217	357	420	355	300	484	418	365	551	486	432
Generisana toplota W-Viskoznost 100 mm ² /s		226	385	475	409	346	574	509	455	683	618	564

Kinematska viskoznost ima značajan uticaj na generisanu toplotu i ovde će biti razmatrana dva slučaja i to: kinematska viskoznost na temperaturi od 40 i 100 °C. Vrednost kinematske viskoznosti na višoj temperaturi je manja što daje manju generisanu toplotu u ležaju.

Na slici 9.6 prikazani su dijagrami koji pokazuju uticaj kinematske viskoznosti na generisanu toplotu ležaja pri različitim brzinama kretanja voza i različitim visinama nadvišenja.



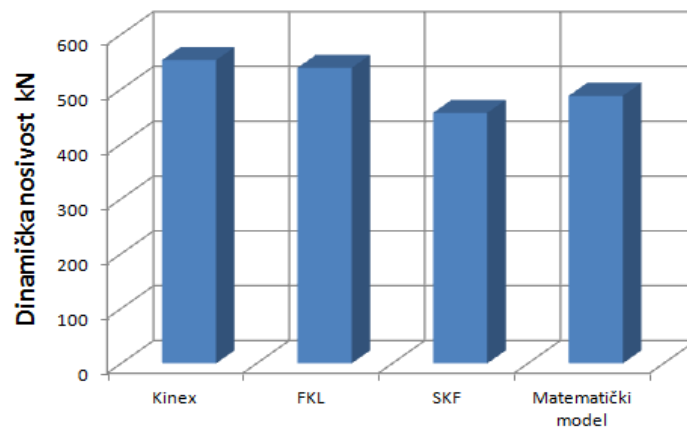
Slika 9.6. Uticaj kinematske viskoznosti i visine nadvišenja pruge na generisanu toplotu ležaja

Na osnovu programskog rešenja za određivanje veka ležaja izvršena je analiza uticajnih parametara. Kao najznačajniji parametri definisani su: dinamička nosivost ležaja i opterećenje ležaja. Na dinamičku nosivost utiče niz parametara a neki od najbitnijih su

esencijalna dužina kontakta kotrljajnih tela sa prstenom, broj kotrljajnih tela, dužina kotrljajnog tela, prečnik kotrljajnog tela, broj redova itd.

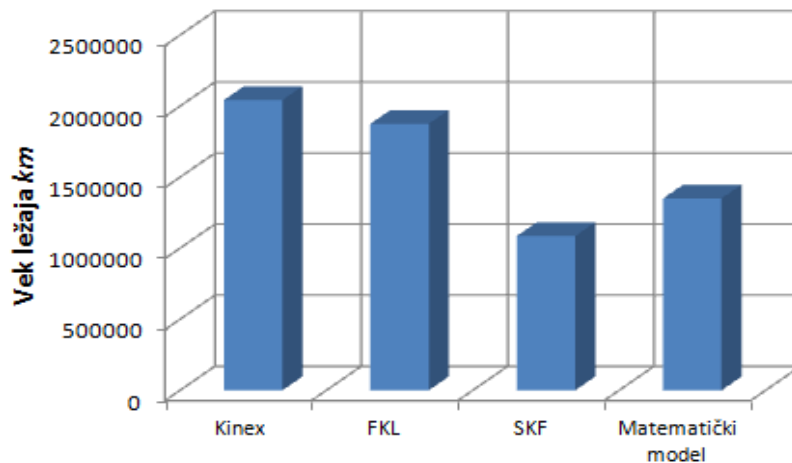
Analiza veka ležaja biće izvršena na primeru cilindrično valjkastog ležaja za vučena vozila na železnici iz razloga što otkaz ležaja može dovesti do ogromne materijale štete na samoj pruzi iskakanjem voza iz šina, oštećenjem vagona pa čak i do gubitka ljudskih života. Da bi se sve ovo sprečilo potrebno je pravilno odrediti vek ležaja i u propisanom vremenskom periodu izvršiti njegov remont ili zamenu.

Vrednost dinamičke nosivosti cilindrično valjkastog ležaja (NJ 324 EC.M1C4 VA301) varira od proizvođača do proizvođača, a na slici 9.7 prikazane su kataloške vrednosti za ležaj za železnicu kao i vrednost dobijena matematičkim modelovanjem.



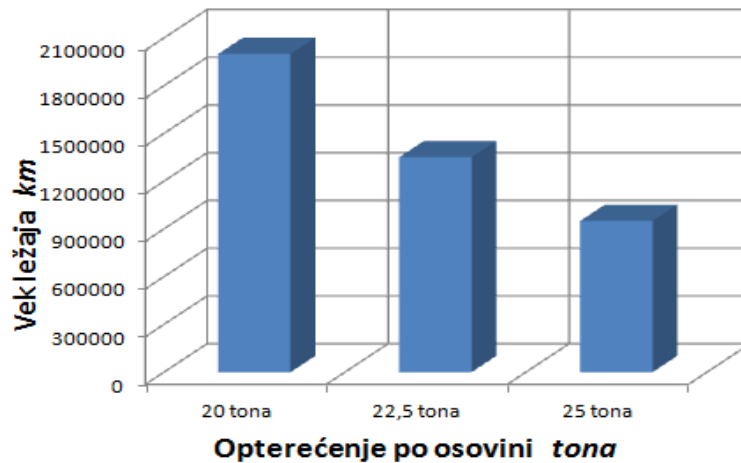
Slika 9.7. Vrednosti dinamičke nosivosti ležaja

Na slici 9.8 prikazan je uticaj dinamičke nosivosti na vek ležaja u zavisnosti od proizvođača ležaja kao i za matematički model razvijen u ovom doktoratu.



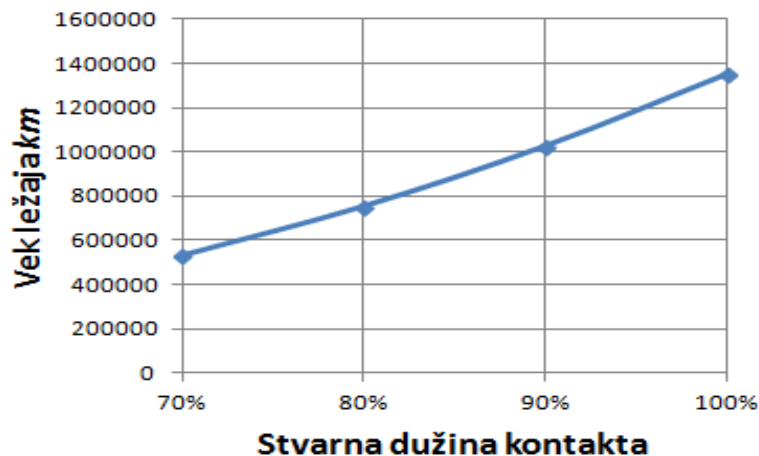
Slika 9.8. Uticaj dinamičke nosivosti na vek ležaja na železnici

Pored dinamičke nosivosti značajan uticaj na vek ležaja ima i opterećenje koje deluju na ležaj. Maksimalno dozvoljeno opterećenje po jednoj osovinu iznosi 22.5 tona. Veoma čest slučaj je da osovinsko opterećenje pređe maksimalni dozvoljeni teret, iz tog razloga razmatraće se uticaj opterećenje od 20, 22.5 i 25 tona po osovini na vek ležaja za vrednost dinamičke nosivosti ležaja od 488 kN koja je dobijena matematičkim modelom. Na slici 9.9 prikazan je uticaj osovinskog opterećenja na vek ležaja.



Slika 9.9. Uticaj osovinskog opterećenja na vek ležaja

Hrapavost unutrašnje i spoljašnje staze kotrljanja kao i valjčića utiče na stvarnu ili esencijalnu dužinu kontakta koja je zbog hrapavosti nešto manja od ukupne dužine valjčića. Uticaj stvarne dužine kontakta kotrljajnih tela i staza kotrljanja za slučaj osovinskog opterećenja od 22.5 tona po osovini na vek ležaja prikazana je na slici 9.10.



Slika 9.10. Uticaj stvarne dužine kontakta između staza kotrljanja i kotrljajnih elemenata na vek ležaja

Na osnovu rezultata može se zaključiti da je uticaj stvarne dužine kontakta značajan za vek ležaja, i da se smanjenjem stvarne dužine kontakta za 30% vek ležaja smanjuje za 2,5 puta.

10.0. ZAKLJUČNA RAZMATRANJA

Kao što je prikazano u ovom radu postojala su dva pravca istraživanja cilindrično valjkastih ležaja za specijalne namene. Jedan pravac je analiza ponašanja ležaja za uležištenje sklopa glavnog vretena, a drugi pravac je analiza ponašanja cilindrično valjkastih ležaja za uležištenje osovinskog sklopa na železnici. Pravac eksperimentalnog i računarskog ispitivanja cilindrično valjkastih ležaja za glavna vretena mašina alatki predstavlja samo nastavak istraživanja koja su započela mnogo ranije, i traju već duži niz godina i predstavljaju jedan od pravaca istraživanja koji se odvija u okviru Laboratorije za mašine alatke, fleksibilne tehnološke sisteme i automatizaciju postupaka projektovanja u okviru Departmana za proizvodno mašinstvo u Novom Sadu.

Zahtevi koji se postavljaju pred ove ležaje su posebni, pa se iz priloženog vidi da je kod ležaja za glavna vretena potrebna visoka krutost, tačnost i što veći broj obrtaja ali sa što manjim uticajem toplotnog opterećenja. Ležaj za uležištenje osovinskog sklopa vučnih vozila na železnici ima osnovni zadatak da primi opterećenja usled tereta u vagonu preko svojih kotrljajnih elemenata i prenese ga preko točka dalje na šinu. Kontakt između kotrljajnih elemenata-valjčića i prstenova ležaja stvara linijski dodir preko kog se prenosi kompletno opterećenje. Drugi vrlo bitan parametar ovih ležaja da se pod dejstvom različitih uticajnih parametara ležaj ne zagreje do maksimalne dozvoljene temperature od 150 °C. Baš zbog ovih razloga montaža ležaja za uležištenje sklopa glavnog vretena vrši se sa preklopom, a ležaja za železnicu sa zazorom u unutrašnjoj geometriji.

Analizom prethodno prikazanih istraživanja, kao i rezultata istraživanja, može se konstatovati da rad predstavlja pokušaj da se razvije sistem za analizu i predviđanje ponašanja cilindrično valjkastih ležaja za specijalne namene. Ovo omogućava da se još u fazi projektovanja sa što većom pouzdanošću predvidi ponašanje ležaja u eksploataciji. Značaj postavljanja cilindrično valjkastih ležaja u strukturi sklopa gde se ugrađuje od izuzetnog je značaja za sam sklop, konstrukciju, mašinu i slično. To predstavlja glavni razlog svih istraživanja koji su izvršeni u ovom radu.

Polazeći od jednog od osnovnih ciljeva rada, razvoja sistema koji je dovoljno dobar za efikasnu primenu usvojena je koncepcija klasičnog programskog sistema. Sam sistem je modularne gradnje i omogućuje povezivanje sa programskim sistemima na bazi metode konačnih elemenata. Razvijeni su podsistemi statičkog i toplotnog ponašanja kao i model za određivanje veka ležaja. Napravljeno je specijalno programsko rešenje za određivanje dinamičke -nosivosti kao i veka ležaja za vučena vozila na železnici.

Razvoj podsistema za analizu statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja baziran je na Hercovoj teoriji kontakta, rasporedu opterećenja kao i modulu za izračunavanje nelinearne krutosti ležaja za svako kotrljajno telo u zavisnosti od unutrašnje geometrije ležaja. Izračunavanje rasporeda opterećenja na kotrljajna tela vrši se na osnovu numeričkih vrednosti aksijalnog i radialnog integrala. Ove vrednosti su prikazane numerički i date su za

različite vrednosti faktora raspodele opterećenja. Prikazan je algoritam podsistema za određivanje statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja. Zbog same činjenice da cilindrično valjkasti ležaji primaju opterećenje samo u radijalnom pravcu razvijeno je rešenje za određivanje nelinearne krutosti u radijalnom i linearne krutosti u aksijalnom pravcu.

Pri istraživanju toplotnog ponašanja ležaja, najčešće se polazi od momenata trenja u ležaju zbog činjenice da on predstavlja izvor generisanja toplote u ležaju. U ovom radu toplotni model za određivanje generisane toplote u ležaju proširen je modelom nelinearnog generisanja toplote pri čemu se generisana toplota usled radijalnog i aksijalnog opterećenja određuje za svako telo posebno. Kod ležaja čija je unutrašnja geometrija sa zazorom ili nultim zazorom dolazi do pojave da se generisana toplota usled radijalnog opterećenja javlja samo na kotrljajnim elementima koja se nalaze ispod meridijanske ravni. Ova pojava izaziva neravnomerno zagrevanje ležaja koje može u određenoj meri promeniti unutrašnju geometriju ležaja. U radu je takođe konstatovana da se veća toplota u ležaju generiše kad je unutrašnja geometrija ležaja montirana sa preklopom.

Kako je u radu konstatovano značaj ležaja u sklopu glavnog vretena i strukturi mašine alatke je vrlo velik i pred njega se postavlja niz zahteva a sa stanovišta toplotnog ponašanja je ograničen temperaturni porast i što manji pomeraji na vrhu glavnog vretena.

Analizom rezultata statičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja specijalne namene za uležištenje sklopova glavnih vretena može se zaključiti da se sa povećanjem radijalnog prednaprezanja dobija veća radijalna krutost uležištenja ali i veća generisana toplota u samom ležaju i veće toplotno opterećenje.

Zbog činjenice da se pri analizi statičkog ponašanja kao glavni cilj postavljaju što manja pomeranja na vrhu glavnog vretena i male aksijalne krutosti ležaja (nemogućnost aksijalnog prednaprezanja) ovi ležaji se u sklopu glavnog vretena najčešće montiraju u kombinaciji sa kugličnim ležajima sa kosim dodirom pri čemu se dobijaju visoka aksijalna i radijalna krutost uležištenja usled statičkog opterećenja.

Rezultati eksperimentalnog ispitivanja i računarskog modelovanja pokazuju da je moguće izvršiti predikciju ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog cilindrično valjkastim ležajem pri čemu se odstupanja smatraju zanemarljivim.

Primena cilindrično valjkastih ležaja kod sklopa glavnog vretena moguća je samo za srednjebrzinska glavna vretena zbog ograničenog broja obrtaja. U poređenju sa kugličnim ležajima sa kosim dodirom može se zaključiti da cilindrično valjkasti ležaji generišu veću toplotu usled veće kontaktne površine između kotrljajnih tela i prstenova (linijski dodir kod cilindrično valjkastih i tačkasti dodir kod kugličnih ležaja sa kosim dodirom) ali i pored toga nalaze primenu kod glavnih vretena koja trpe velika radijalna opterećenja i gde je potrebna visoka radijalna krutost uležištenja. Ovo je omogućeno linijskim dodirom koji se javlja između valjčica i prstenova a pod dejstvom opterećenja ovaj dodir prelazi u trakasti.

Cilindrično valjkasti ležajevi primenjuju se dugi niz godina za uležištenje osovinskog sklopa na vučenim vozilima na železnici. Istraživanje i dalji razvoj ovih ležaja i dalje traje a sve sa ciljem da se obezbedi što duži vek ležaja pri što težim eksploatacionim uslovima. Linijski dodir kotrljajnih tela i prstenova omogućava veću dinamičku nosivost i duži vek ležaja.

Iz prethodno izloženog može se konstatovati da su potvrđene sledeće hipoteze:

- konstrukcioni parametri (unutrašnja geometrija-zazor/preklop) cilindrično valjkastih ležaja imaju značajan uticaj na radijalnu krutost i generisanu toplotu u ležaju;
- tehnološki parametri (hrapavost i talasastost staza kotrljanja i valjčića) imaju uticaj na vek ležaja;
- eksploatacioni parametri (opterećenje, broj obrtaja, temperatura) utiču na generisanu toplotu u ležaju;
- kod osovinskog sklopa vučenih vozila na železnici generisana toplota usled obrtanja ležaja ima znatno veći uticaj od drugih izvora toplote (generisana toplota usled kotrljanja točka po šini i generisana toplota usled kočenja točka) na toplotno ponašanje ležaja.

Analizom dosadašnjih rezultata istraživanja ponašanja ležaja, na osnovu dostupne literature, kao i na osnovu sopstvenog znanja, moguće je definisati istraživačke zahteve u narednom periodu. Neki od pravaca budućih istraživanja su:

- razvoj modela za analizu dinamičkog ponašanja cilindrično valjkastih ležaja,
- zbog koncepcije modularnog projektovanja opšteg modela ponašanja nadograditi ga modelom za analizu dinamičkog ponašanja,
- usavršavanje i primena modela za određivanje nelinearne toplotne provodljivosti između kotrljajnih tela i prstenova i povezivanje ovog modela sa opštim modelom ponašanja,
- usavršavanje postojećeg programskog rešenja za određivanje dinamičke nosivosti ležaja i veka ležaja, kao i razvoj novih programskih rešenja,
- ispitivanje ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog hibridnim cilindrično valjkastim ležajem,
- razvoj eksperimentalnog štanda za analizu ponašanja cilindrično valjkastih ležaja za železnicu.

Na osnovu svega što je prikazano autor konstatuje da su ovo neki od najbitnijih pravaca daljeg istraživanja i analize ponašanja cilindrično valjkastih ležaja. Za sve vrste eksperimentalnog ispitivanja ponašanja cilindrično valjkastih ležaja, kao i razvoj eksperimentalnih štandova potrebna je znatna materijalna i tehnička podrška, saradnja sa privredom i istraživački tim koji će svojim znanjem pomoći da se to ostvari.

11.0. LITERATURA

- [1] Abele, E., Altintas, Y., Brecher, C.: Machine tool spindle units, *CIRP Annals: Manufacturing Tehnology*, Vol. 59, Issue 2, ISSN: 0007-8506, Pages: 781-802, 2010.
- [2] Abele, E., Fredler, V.: Creating stability lobe diagrams during milling, *CIRP Annals: Manufacturing Tehnology*, Vol 53, Issue 1, ISSN: 0007-8506, Pages: 309-312, 2004.
- [3] Andronache, C., Socalici, A., Heput, T.: The influence of micro coolers on the physical-mechanical characteristics of the steels used in making railway monoblock wheels, *Tehnicl Gazette*, Vol. 20, No. 3, ISSN: 1330-3651, Pages: 419-423, 2013.
- [4] Antoine, J-F., Abba, G., Molinari, A.: A New Proposal for Explicit Angle Calculation in Angular Contact Ball Bearing, *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 128, ISSN: 1050-0472, Pages: 468-478, 2006.
- [5] Antoine, J-F., Visa, C., Sauvey, C.: Approximate Analytical Model for Hertzian Elliptical Contact Problems, *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, Vol. 128, ISSN: 0742-4787, Pages: 660-664, 2006.
- [6] Bairi, A., Alilat, N., Bauzin, J. G., Laraqi, N.: Three-dimensional stationary thermal behavior ball, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, ISSN: 1290-0729, Pages: 561-568, 2004.
- [7] Bin Sudin, W., Baharom, B. M.: Prediction of contact temperature on interaction between rail and wheel materials using pin-on disc method, *Journal of Applied Sciences*, Vol. 12, ISSN: 1812-5654, Page: 2424-2429, 2012.
- [8] Bižić, M., Tomić, M., Đinović, Z., Petrović, D.: Detekcija neispravnosti ležajeva osovinskih sklopova železničkih vozila, *TEHNIKA – Mašinstvo*, Broj 5, ISSN: 0040-2176, Page: 702-709, 2016.
- [9] Blanuša, V., Zeljković, M., Milisavlevich, M. B., Savić, B.: Mathematical modeling of thermal behaviour of cylindrical roller bearing for towed railway vehicles, *Technical Gazette*, Vol. 24, No. 3, ISSN: 1848-6339, Pages: 211-217, 2017.
- [10] Blanuša, V., Zeljković, M., Živković, A. Prediction thermal elastic behavior of the cylindrical roller bearing for railway vehicles and calculating bearing life, *Acta tehnica corviniensis-Bulletin of Engineering*, Tome 8, Fasciclude 1, ISSN: 2067-3809, Pages: 21-26, 2015.
- [11] Blanuša, V., Zeljković, M., Živković, A., Štrbac, B., Hadžistević, M.: Primena savremenih metoda za merenje temperature, *Zbornik radova, CD rom, Infoteh-Jahorina, Sesija PRS-Proizvodni sistemi*, ISBN: 99938-624-8-2, Str.: 491-496, 2012.

- [12] Blanuša, V., Zeljković, M.: Računarsko modelovanje statičkog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog sa cilindrično valjkastim dvoredim ležajem, 2nd International scientific conference COMET-a, ISBN: 978-99976-623-2-3, Pages: 41-48, 2014.
- [13] Blanuša, V., Živković, A., Zeljković, M.: Računarska analiza toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena uležištenog valjčastim dvoredim ležajima, Zbornik radova, CD rom, 38 JUPITER konferencija, 25 Simpozijum CAD/CAM, Str.: 32-38, ISBN: 978-86-7083-757-7, 2012.
- [14] Blanuša, V.: Merenje temperature sklopa glavnog vretena, Seminarski rad, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2011.
- [15] Bossmanns, B., Jay, F.: A thermal model for high speed motorized spindles, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 39, ISSN: 0890-6955, Pages: 1345-1366, 1999.
- [16] Bourdon, A., Rigal, J. Play, F., D.: Static Rolling Bearing Models in a CAD, Environment for the Study of Complex Mechanisms: Part II—Complete Assembly Model, Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 121, ISSN: 0742-4787, Pages: 215-223, 1999.
- [17] Bouzakis, D. K., Vidakis, N., Lontos, A., Mitsi, S., David, K.: Implementation of low temperature-deposited coating fatigue parameters in commercial roller bearings catalogues, Surfaces and Coatings Technology, Vol. 133-134, ISSN: 0257-8972, Pages: 489-496, 2000.
- [18] Brandlein, J.: Ball and roller bearings : theory, design, and application, John Wiley & Sons, Ltd., Third Edition, ISBN: 0-471-98452-3, 1999.
- [19] Brkljač, N.: Proračunski modeli nosećih konstrukcija sa primenom na rešenja železničkih vagona za prevoz tereta, Doktorska disertacija, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2013.
- [20] Changqing, B., Qingyu, X.: Dynamic model of ball bearings with internal clearance and waviness, Journal of Sound and Vibration, Vol. 294, ISSN: 0022-460X, Pages: 23-48, 2006.
- [21] Chein, C. H., Jang, J. Y.: 3-D numerical and experimental analysis of a built-in motorized high-speed spindle with helical water cooling channel, Applied Thermal Engineering, ISSN: 1359-4311, Vol. 28, Pages: 2327-2336, 2008.
- [22] Chen, C. Y., Chen, W. L., Lee, Y. S., Kuang, H. J.: A wheel and a corrugated rail thermal contact simulation during braking sliding, 12th IFTOMM World Congress, Besancon (France), ISSN: , Pages: 1-7, 2007.
- [23] Chen, J.,S., Chen, K., W.: Bearing load analysis and control of a motorized high speed spindle, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 45, ISSN 0890-6955, Pages: 1487-1493, 2005.
- [24] Chen, J.,S., Chen, K., W.: Characterization and models for the thermal growth of motorized high speed spindle, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 45, ISSN: 0890-6955, Pages: 1487-1493, 2005.
- [25] Cheng, H.W., Yu, T. K.: A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle, Precision Engineering, Vol. 29, ISSN 0141-6359, Pages: 162-167 , 2005.

- [26] Chi, W. L., Jay, F. T., Kalman, J.: An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, ISSN: 0890-6955, Pages: 1035-1050, 2003.
- [27] Choi, J. K., Lee, D. G.: Thermal characteristics of the spindle bearing system with a gear located on the bearing span, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 38, ISSN 0890-6955, Pages: 1017-1030, 1998.
- [28] Cole, K., Tarawneh, C., Fuentes, A., Wilson, B., Navarro, L.: Thermal models of railroad wheels and bearings, *International Journal of Heat and Mass transfer*, ISSN: 0017-9310, Pages: 1636-1645, 2010.
- [29] Creighton, A., Honegger, A., Tulsian, A., Mukhopadhyay, D.: Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 50, ISSN: 0890-6955, Pages: 386-393, 2010.
- [30] Deshpande, S. S., Srikari, S., Banthia, K. V., Jagadeesh, K., Chowdhary, N.: Investigation of effects of different braking systems on rail wheel spalling, *SASTech Journal*, Vol. 9, Issue 2, ISSN: 2249-5924, Pages: 1-10, 2010.
- [31] Dewes, C. R., Ng, E., Chua, S. K., Newton, G. P., Aspinwall, K. D.: Temperature measurement when high speed machining hardened mould/die steel, *Journal of Materials Processing Technology*, Volumes 92-93, ISSN: 0934-0136, Pages: 293-301, 1999.
- [32] Đurić, R., Zeljković, M., Živković, A., Tabaković, S.: Uticaj pojedinih parametara na dinamičko ponašanje sklopa glavnog vretena, *Zbornik radova, 32. Savetovanja proizvodnog mašinstva Srbije sa međunarodnim učešćem*, Novi Sad, Str.: 361-364, ISBN: 978-86-7892-131-5, 2008.
- [33] Engelhard, C., Thomas, M., Hieftje, G., Wolfgang, B.: Application of infrared thermography for online monitoring of wall temperatures in inductively coupled plasma torches with conventional and low-flow gas consumption, *Spectrochimica Acta Part B: Atomic Spectroscopy*, Issue 62, No. 10, ISSN: 0584-8547, Pages: 1161-1168, 2007.
- [34] FAG, *Rolling Bearings in Machine Tools*, Publ. No. WL02105/2EA, Germany, 1997.
- [35] Fekete, G., Vàradi, K.: Thermal FE analysis of a one side brake block test equipment (Part 1), *Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering*, Vol. 57, No. 1, ISSN: 03246051, Pages: 27-33, 2013.
- [36] FKL, *Tehnička dokumentacija za ležaj NJ 324 EC.M C4 VA301*, Br. 9560, Temerin, 2009.
- [37] Genix, M., Vairac, P., Cretin, B.: Local temperature surface measurement with intrinsic thermocouple, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, No. 9, ISSN: 1290-0729, Pages: 1697-1682, 2009.
- [38] Gerdun, V.; Sedmak, T.; Šinkovec, V.; Kovše, I.; Cene, B.: Failures of bearings and axles in railway freight wagons, *Engineering Failure Analysis*, Volume 14, Issue 5, ISSN: 1350-6307, Pages: 884-894, 2007.
- [39] Gheorghita, A., Arotaritei, D., Turnea, M., Constantin, G.: Modeling and simulation of high speed spindle, current problems and optimisations-a survey,

- Proceedings in Manufacturing Systems, Vol. 11, Issue: 4, ISSN: 2067-9238, Page: 215-222, 2016.
- [40] Guide IrAnalyser, Wuhan Guide Infrared Technology Co., Hongshan District, Wuhan, China, 2007.
- [41] Hagi, G. D., Flavian, F., Mihai, T., Georgeta, C.: Safe lubrication for high speed ball bearings, The Annals of University "Dunărea De Jos" of Galați Fascicle VIII, Tribology, ISSN: 1221-4590, Pages: 67-70, 2003.
- [42] Hahn, W. D., Özisik, N. M: Heat conduction, Third Edition, ISBN: 978-1-118-33285-6, New Jersey, 2012.
- [43] Haitao, Z., Jianguo, Y., Jinhua, S.: Simulation of thermal behavior of a CNC machine tool spindle, International Journal of Machine Tools and Manufacture, ISSN: 0890-6955, Issue 6, Pages: 1003-1010, 2006.
- [44] Harris, A. T., Kotzalas, M.: Rolling bearing analysis: Essential Concepts of Bearing Technology, Fifth edition, Taylor&Francis Group, ISBN: 0-8493-7183-X, 2007.
- [45] Harris, A. T., Kotzalas, M: Rolling bearing analysis: Advanced Concepts of Bearing Technology, Fifth edition, Taylor&Francis Group, ISBN: 0-8493-7182-X, 2007.
- [46] Harsha, S. P., Kankar, P. K.: Stability analysis of a rotor bearing system due to surface waviness and number of balls, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.46, ISSN: 0020-7403, Pages: 1057–1081, 2004.
- [47] Harsha, S. P., Sandeep, K., Prakash, R.: The effect of speed of balanced rotor on nonlinear vibrations associated with ball bearings, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 47, ISSN: 0020-7403, Pages: 225–240 , 2003.
- [48] Horvath, T.: A vasúti kocsik forgóvázai, Műszaki Könyvkiadó. Budapest, 1987.
- [49] Huei-Huang, L.: Finite element simulations with Ansys Workbench 12, Department of Engineering Science National Cheng Kung University, Taiwan, ISBN: 978-1-58503-604-2, 2010.
- [50] Jacobson, B.: The Stribeck memorial lecture, Tribology International, Vol. 36, Issue 11, ISSN: 0301-679X, Pages: 781-789, 2003.
- [51] Jedrzejewski, J., Kowal, Z., Kwasny, W., Modrzycki, W.: High-speed precise machine tools spindle units improving, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 162-163, ISSN: 0036-8792, Pages: 615-621, 2005.
- [52] Jedrzejewski, J.: Effect of the thermal contact resistance on thermal behavior of the spindle radial bearings, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol.28, No.4, ISSN: 08909-6955, Pages: 409-416, 1988.
- [53] Jeng, Y.-R., Huang, P.-Y.: Predictions of temperature rise for ball bearings, Tribology Transactions, Vol. 46, Issue 1, ISSN: 1547-397X, Pages: 49–56, 2003.
- [54] Jeng-Shyong, C., Wei-Yao, H.: Characterizations and models for the thermal growth of a motorized high speed spindle, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 43, ISSN: 0890-6955, Pages: 1163-1170, 2003.
- [55] Kalajdžić, M.: Metoda konačnih elemenata, Institut za alatne mašine i alate, Beograd, 1978.

- [56] Kang, Y., Huang, C.-C., Lin, C.-S., Shen, P.-C., Chang, Y.-P.: Stiffness determination of angular-contact ball bearings by using neural network, *Tribology International*, Vol. 39, ISSN: 0301-679X, Pages: 461–469, 2006.
- [57] Kang, Y., Shen, P.-C., Huang, C.-C., Shyr, S.-S., Chang, Y.-P.: A modification of the Jones–Harris method for deep-groove ball bearings, *Tribology International*, Vol. 39, ISSN: 0301-679X, Pages: 1413–1420, 2006.
- [58] Kim, S. M., Lee, S. K.: Spindle Housing Design Parameter Optimization Considering Thermo-Elastic Behaviour, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, ISSN: 1433-3015, Vol. 25, Pages: 1061-1070, 2005.
- [59] Kinex bearings, *Rolling bearings for railway vehicles*, Slovakia, 2012.
- [60] Kunert, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche, *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Band 27, Nr. 6, Seiten: 165-174, 1961.
- [61] Laraq, N., Bairi, A., Segui, L.: Temperature and thermal resistance in frictional devices, *Applied Thermal Engineering*, ISSN: 1359-4311, Vol. 24, Pages: 2567–2581, 2004.
- [62] Laurentis, De N., Kadric, A., Lugt, P., Cann, Ph.: The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts, *Tribology International*, Vol. 94, ISSN: 0301-679X, Page: 624-632, 2016.
- [63] Łazarz, B., Peruń, G., Bucki, S.: Application of the finite-element method for determining the stiffness of rolling bearings, *Transport problems*, ISSN: 1896-0596, Vol 3, Pages 33-40, 2008.
- [64] Li, H., Yung, C. S.: Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol.44, ISSN: 0890-6955, Pages: 347-364, 2004.
- [65] Lin, C.-M.: Analysis for the Stiffness of Ball Bearings, Master's thesis, Chung Yuan Christian University, Department of Mechanical Engineering, 2002.
- [66] Liu, D., Zhang, H., Tao, Z., Su, Y.: Finite element analysis of high-speed motorized spindle based on ANSYS, *The Open Mechanical Engineering Journal*, ISSN: 1874-155X, Vol. 5, Pages: 1-10, 2011.
- [67] Lundberg, J.; Parida, A.; Soderholm, P.: Running temperature and mechanical stability of grease as maintenance parameters of railway bearings, *International Journal of Automation and Computing*, Vol. 7, Issue 2, ISSN: 1476-8186, Pages: 160-166, 2010.
- [68] Mayr, J., Jędrzejewski, J., Uhlmann, E., Donmez, A., Knapp, W., Hartig, F., Wendt, K., Moriwaki, T., Shore, P., Schmitt, R., Brecher, C., Wurtz, T., Wegener, K.: Thermal issues in machine tools, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 61, Issue 2, ISSN: 0007-8506, Pages: 771-791, 2012.
- [69] Milisavljević, B.: *Hercova teorija kontakta (nepublikovani materijal)*, Privatna komunikacija, 2017.
- [70] Milojević Jevrić, M., Davidović, T.: Meta-heuristics application to optimise ball bearings dynamical load ratings and rating life, *Simpozijum o operacionim istraživanjima*, ISBN: , Pages: 753-758, 2014.

- [71] Milojević Jevrić, M.: The application of meta-heuristics to optimise load distribution in machine elements and assemblies, Doctoral thesis, Faculty of technical sciences, Novi Sad, 2015.
- [72] Milošević, M., Stamenković, D., Milojević, A., Tomić, M.: Modeling thermal effects in braking systems of railway vehicles, *Thermal science*, Vol. 16, Suppl. 2, ISSN: 2334-7163, Pages: 515-526, 2012.
- [73] Min, X., Shuyun, J., Ying, C.: An improved thermal model for machine tool bearings, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 47, ISSN: 0890-6955, Pages: 53-62, 2007.
- [74] Mišković, Ž., Mitrović, R., Stamenić, Z.: Analysis of grease contamination influence on the internal radial clearance of ball bearings by thermographic inspection, *Thermal science*, Vol. 20, Issue 1, ISSN: 2334-7163, Pages: 255-265, 2016.
- [75] Mitrović, M. R.: Istraživanje uticaja konstruktivnih i triboloških parametara kotrljajnog kugličnog ležaja na radnu sposobnost pri velikim učestanostima obrtanja, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet u Beogradu, Beograd, 1992.
- [76] Monhan, P.: Analysis of railway wheel to study thermal and structural behaviour, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Vol. 3, Issue 11, ISSN: 2229-5518, Pages: 1-4, 2012.
- [77] Moriwaki, T., Shamoto, E.: Analysis of thermal deformation of an ultraprecision air spindle system, *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, Vol. 47, Issue 1, ISSN: 0007-8506, Pages: 315-319, 1998.
- [78] Mullick, A.: An Investigation in Stiffness of Rolling Contact, Ph.D dissertation, Chung Yuan Christian University, Department of Mechanical Engineering, 1990.
- [79] Nakajima, K.: Thermal Contact Resistance Between Balls and Rings of a Bearing Under Axial, Radial, and Combined Loads, *Journal of Thermophysics and Heat transfer*, Vol. 9, No. 1, ISSN: 0887-8722, Pages: 88-95, 1995.
- [80] Nejad Masoudi, R., Shariati, M., Farhangdoost, K.: 3D finite element simulation of residual stresses in UIC60 rails during the quenching process, *Thermal sciences*, DOI: 10.2298/TSCI151006013M, 2016.
- [81] Nikolić, D.: Prilog proučavanju elastičnog sistema glavnih vretena strugova, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1981.
- [82] Ognjanović, M: Mašinski elementi, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, ISBN: 987-86-7083-737-9, 2011.
- [83] Popović, Z., Brajović, Lj., Lazarević, L., Milosavljević, L.: Rail defects head checking on the Serbian railways, *Technical Gazette*, Vol. 21, No. 1, ISSN: 1330-3651, Pages: 147-153, 2014.
- [84] Popović, R.: Friction in Wheel-Rail Contacts, Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, ISBN: 978-90-365-2957-0, 2010.
- [85] Prochaska, B.: Razrada postupka numeričke simulacije toplotnih napona dijelova mašina i procesnih postrojenja, Magistarski rad, Mašinski fakultet, Banja Luka, 2012.
- [86] Rajković, D.: Kotrljajni ležaji na lokomotivi serije 441, *Železnice*, UDK 629.4.028:629.421.3"JŽ 441"(497.1), Broj: 6-7-8, Str.: 272-277, 1999.

- [87] Ramesh, R. M., Mannan, A. Poo, N.: Thermal error measurement and modelling in machine tools.: Part I. Influence of varying operating conditions, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 43, Issue 4, ISSN: 0890-6955, Pages: 391-404, 2003.
- [88] Rezmireş, D., Nelias, D., Racocea, C.: Hertzian and non Hertzian contact analysis in ball bearings, *The Annals of University "Dunărea De Jos" of Galați Fascicle VIII, Tribology*, ISSN 1221-4590, Pages: 105-108, 2004.
- [89] Ricci, C., M.: Internal Loading distribution in statically loaded ball bearings subjected to a centric thrust load: Numerical aspect, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, Vol. 4, No. 3, ISSN: , Pages: 322-330, 2010.
- [90] Šarenac, M.: Stiffness of machine tool spindle as a main factor for treatment accuracy, *Facta Universitatis, Serie: Mechanical Engineering*, Vol. 1, No. 6, ISSN: 2335-0164, Pages: 665-674, 1999.
- [91] Šarenac, M.: Doprinos određivanja kriterija dozvoljenog nagiba vretena alatnog stroja pri valjčastim uležištenjem, *Doktorska disertacija, Strojarski fakultet, Zagreb*, 1984.
- [92] Sjöväll, H. :The Load Distribution within Ball and Roller Bearings under Given External Radial and Axial Load, *Teknisk Tidskrift, Mekanik*, Hafte. 9, Pages: 1-6, 1933.
- [93] SKF, Machine tool application references, Publication 3287 E, Reg. 872 12000 1986-06, Sweden, 1986.
- [94] SKF, Precision bearings, Catalogue 3700 E, SKF, 1987.
- [95] SKF, Priručnik za održavanje ležajeva, Reg. 50.3000.1998-07, Jugoslavija, 1998.
- [96] Sostarics, G.; Balog, V.: *Vasúti járművek*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991.
- [97] Spirygin, M., Lee, Soo K., Yoo, Hee. H., Kashura, O., Popov, S.: Numerical calculation of temperature in the wheel-rail flange contact and implications for lubricant choice, *Wear*, Vol. 268, Issues 1-2, ISSN: 0043-1648, Pages: 287-293, 2010.
- [98] Stribeck, R.: Ball bearings for various loads, *Trans. ASME* 29, Pages: 420-463, 1907.
- [99] Sun, M. K., Sun, K. L.: Effect of bearing support structure on the high-speed spindle bearing compliance, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 42, ISSN: 0890-6955, Pages: 365-373, 2002.
- [100] Sun, M. K., Sun, K. L.: Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle bearing system considering bearing surroundings, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 41, ISSN: 0890-6955, Pages: 809-831, 2001.
- [101] Takabi, J., Khonsari, M. M.: Eksperimental testing and thermal analysis of ball bearings, *Tribology International*, ISSN: 0301-679X, Vol. 60, Pages: 93-103, 2013.
- [102] Tanvir, A. M: Temperature rise due to slip between wheel and rail-an analytical solution for hertzian contact, *WEAR*, Vol. 61, Page: 295-308, 1980.
- [103] Tarawneh, C. M., Cole, K. D., Wilson, B. M., Alnaimat, F.: Experiments and models for the thermal response of railroad tapered-roller bearings, *International*

- Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 51, Issue 25-26, ISSN 0890-6955, Pages: 5794–5803, 2008.
- [104] Telliskivi, T., Olofsson, U.: Wheel-rail wear simulation, *Wear*, Vol. 257, ISSN: 0043-1648, Pages:1145-1153, 2004.
- [105] Than, T. V., Wang, C. C., Ngo, T. T., Huang, H. J.: Estimating time-varying heat sources in a high speed spindle based on two measurement temperatures, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 111, ISSN: 1290-0729, Pages: 50-65, 2017.
- [106] ThermoPro™ TP8S thermal infrared camera, Wuhan Guide Infrared Technology Co., Hongshan District, Wuhan, China, 2007.
- [107] Tung, L., N., Lin, J., F.: Ball bearing skidding under radial and axial loads, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 37, ISSN 0094-114X, Pages: 91-113, 2002.
- [108] Vuković, V.: Tehničko-tehnoloki i ekonomski pokazatelji opravdanosti navarivanja venca monoblok točkova kvaliteta ER7 železničkih vozila za brzine kretanja do 120 km/h, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin"-Zrenjanin, 2013.
- [109] Waghole, V., Tiwari, R.: Optimization of needle roller bearing design using novel hybrid methods, *Mechanism and Machine Theory*, ISSN: 0094-114X, Pages: 71-85, 2014.
- [110] Waldemar, A.: Reconstruction of the railway line Vinkovci – Osijek, *Technical Gazette*, Vol. 17, No. 4, ISSN: 1330-3651, Pages: 553-557, 2010.
- [111] Wang, L., Snidle, R. W.; Gu, L.: Rolling contact silicon nitride bearing technology: a review of recent research, *Wear*, Vol. 246, ISSN: 0043-1648, Pages: 159–173, 2000.
- [112] Wei, L., Jay F. T., Kamman, J.: An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation, *International Journal of Machine Tools and Manufacture, Machine Engineering*, Vol. 43, ISSN 0890-6955, Pages: 1035–1050, 2003.
- [113] Weihua, Q.: Dynamic simulation of cylindrical roller bearings, Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines, Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation, 2013.
- [114] Yan, K., Hong, J., Zhang, J., Mi, W., Wu, W.: Thermal-deformation coupling in thermal network for transient analysis of spindle-bearing system, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 104, ISSN: 1290-0729, Page: 1-12, 2016.
- [115] Yeo, S.H., Ramesh, K., Zhong, Z.W.: Ultra-high-speed grinding spindle characteristics upon using oil/airmist lubrication, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 42, ISSN 0890-6955, Pages: 815–823, 2002.
- [116] Zahedi, A., Movahhedy, M. R.: Thermo-mechanical modeling of high speed spindles, *Scientia Iranica B*, Vol. 19, Issue 2, ISSN: 1026-3098, Pages: 282-293, 2012.
- [117] Zaretsky, E. V., Vlcek, B. L., Hendricks, R.,C.: Effect of Silicon Nitride Balls and Rollers on Rolling Bearing Life, NASA/TM—2005-213061, Glenn Research Center, 2005.

- [118] Zeljković, M., Gatalo, R.: Experimental and computer aided analysis of high-speed spindle assembly behavior, *CIRP Annals: Manufacturing Tehnology*, Vol. 48, Issue 1, ISSN: 0007-8506, Pages: 325-328, 1999.
- [119] Zeljković, M., Živković, A., Blanuša, V.: Thermal-elastic behavior of a main spindle assembly with double row cylindrical roller bearings, *International Scientific Conference "Advanced Production Technologies" – MMA*, ISBN: 978-86-7892-419-4, Pages: 309-313, 2012.
- [120] Zeljković, M., Živković, A., Borojev, Lj.: Thermal-elastic behaviour numerical analysis of the high speed main spindle assembly, *International Conference „Heavy Machinery“*, ISBN: 978-86-82631-45-3, Pages: E57-E62, 2008.
- [121] Zeljković, M.: Sistem za automatizovano projektovanje i predikciju ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki, *Doktorska disertacija*, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 1996.
- [122] Zhao, C., Guan, X.: Thermal analysis and experimental study on the spindle of the high-speed machining center, *AASRI Procedia*, Vol. 1, ISSN: 2212-6716, Pages: 207-212, 2012.
- [123] Zienkiewicz, C. O.: *The finite element method*, Third edition, McGraw-Hill Book Company (UK) limited, ISBN: 0-07-084072-5, England, 1977.
- [124] Živković, A., Zeljković, M., Borojev, Lj.: Nelinearni matematički model za analizu statičkog ponašanja kugličnih ležajeva, *Zbornik radova*, 33. Savetovanja proizvodnog mašinstva Srbije sa međunarodnim učešćem, Beograd, Str.: 131-134, ISBN 978-86-7083-662-4, 2009.
- [125] Živković, A., Zeljković, M., Borojev, Lj.: Eksperimentalno ispitivanje toplotno-elastičnog ponašanja sklopa visokobrzinskog glavnog vretena, *Zbornik radova*, CD rom, 34 JUPITER konferencija, 30 Simpozijum NU roboti i FTS, ISBN: 978-86-7083-628-0, Pages: 3.13-3.18, 2008.
- [126] Živković, A., Zeljković, M., Borojev, Lj.: Toplotno –elastični model sklopa visokobrzinskog glavnog vretena, *Zbornik radova*, CD rom, Infoteh-Jahorina, Informacioni sistemi u proizvodnim tehnologijama, Vol. 6, Ref. C10, ISBN: 99938-624-2-8, Str.: 170-174, 2007.
- [127] Živković, A., Zeljković, M., Borojev, Lj.: Uticaj toplotnog opterećenja na prednaprezanje kugličnih ležišta sa kosim dodirom, *Zbornik radova*, CD rom, 33 JUPITER konferencija, 20 Simpozijum CAD/CAM, ISBN: 978-86-7083-628-0, Str.: 2.1-2.6, 2007.
- [128] Živković, A., Zeljković, M., Borojev, Lj.: Uticaj toplotnog prednaprezanja ležišta na krutost sklopa glavnog vretena, *Zbornik radova*, CD rom, Savetovanje proizvodnog mašinstva Srbije sa međunarodnim učešćem, ISBN: 978-86-7892-131-5, Str.: 409-412, 2008.
- [129] Živković, A., Zeljković, M., Tabaković, S., Milojević, Z.: Mathematical modeling and experimental testing of high-speed spindle behavior, *International journal Advanced manufactured technology*, Vol. 77, Issue 5, ISSN: 1433-3015, Pages: 1071-1086, 2015.
- [130] Živković, A.: Eksperimentalna i računarska analiza toplotno-elastičnog ponašanja sklopa visokobrzinskog glavnog vretena mašina alatki, *Magistarski rad*, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2007.

- [131] Živković, A.: Računarska i eksperimentalna analiza ponašanja kugličnih ležaja za specijalne namene, Doktorska disertacija, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, 2013.
- [132] Василбев, Ф.: Методби оптимизации, Факториал пресс, Москва, ISBN: 5-88688-056-9, 2002.
- [133] Ковалев, П. М., Народецки, З. М.: Расчет высокоточных шарикоподшипников, Машиностроение, Москва, 1975.
- [134] Кошелёв В. М.: Подшипники качения, Наука и техника, ISBN: 5-343-00926-3, Минск, 1993.
- [135] Макушин, М. В.: Упругие перемещения и напряженное состояние в местах силового контакта деталей, у: Пономарев Д. С. (ред.): Расчеты на прочность в машиностроении II, Москва, 1959.

BIOGRAFIJA

Blanuša Vladimir je rođen u Somboru 13.07.1982. godine. Osnovnu i srednju tehničku školu, smer mašinski tehničar završio je u Odžacima. Višu tehničku školu u Novom Sadu, odsek Mašinstvo završio je 2006. godine. Fakultet tehničkih nauka u Novom Sadu, smer Proizvodno mašinstvo završio je 2009. godine (integrisane osnovne i master studije). Master rad odbranio je iz predmeta Nekonvencijalni postupci obrade pod naslovom: *"Sistematizacija tehnoloških karakteristika LVD Impuls 6020 laserskog obradnog sistema"*.

Doktorske studije na studijskom programu Mašinsko inženjerstvo na Fakultetu tehničkih nauka u Novom Sadu upisao je 2009. godine. Od 2009 do 2011. godine student je doktorskih studija, a u zvanje istraživača pripravnika bira se 2011. godine i u tom zvanju ostaje do 2013. godine kada se bira u zvanje istraživača saradnika. Na Visoku tehničku školu strukovnih studija u Novom Sadu zapošljava se 2015. godine kada je izabran u zvanje asistenta za užu naučnu oblast Mašinsko inženjerstvo.

Položio je sve ispite predviđene planom i programom doktorskih studija na studijskom programu Mašinsko inženjerstvo sa prosečnom ocenom 9,71 (Fakultet tehničkih nauka Novi Sad). U toku svoje naučne karijere objavio je 30 naučnih radova u naučnim časopisima i na naučnim skupovima u zemlji i inostranstvu od čega je jedan rad na SCI listi. Bio je učesnik na 2 projekta od kojih je jedan projekat finansiran od strane Ministarstva nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije, dok je drugi međunarodni projekat ERASMUS+WAMPPP finansiran od strane Evropske Unije.

U periodu rada na Fakultetu tehničkih nauka u Novom Sadu izvodio je vežbe u okviru 8 nastavnih predmeta na osnovnim i master studijama Proizvodnog mašinstva i Inženjerstva zaštite na radu, a na Visokoj tehničkoj školi strukovnih studija u Novom Sadu izvodi vežbe iz 9 predmeta u oblasti Mašinskog inženjerstva.