



Univerzitet u Novom Sadu
Fakultet tehničkih nauka
Departman za proizvodno mašinstvo



***MODELOVANJE TOPLOTNO-MEHANIČKOG
PONAŠANJA VISOKOBRZINSKOG
MOTOR-VRETENA MAŠINA ALATKI***

Mentor:

dr Aleksandar Živković, vanr. prof.

Kandidat:

Miloš Knežev, master ing. maš.

Novi Sad, 2022. god.

КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА¹

Врста рада:	Докторска дисертација
Име и презиме аутора:	Милош Кнежев
Ментор (титула, име, презиме, звање, институција)	Др Александар Живковић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Нови Сад
Наслов рада:	Моделовање топлотно-механичког понашање високобрзинског мотор-вретенa машина алатки
Језик публикације (писмо):	Српски: (латиница)
Физички опис рада:	Унети број: Страница: 186 Поглавља: 9 Референци: 138 Табела: 59 Слика: 230 Графикона: 0 Прилога: 0
Научна област:	Машинско инжењерство
Ужа научна област (научна дисциплина):	Производно машинство
Кључне речи / предметна одредница:	Високобрзинско мотор-вретено, топлотно-механичко понашање, ултра прецизни лежаји са косим додиром, метода коначних елемената, план експеримента.
Резиме на језику рада:	<p>На основу потреба развоја и истраживања високобрзинских мотор-вретенa, може се закључити да је неопходан комплексан приступ овом склопу као сложенем механичком систему, који директно утиче на понашање машине алатке у експлоатацији. Комплексан приступ треба да омогући да се топлотно-механичко понашање машина алатки предвиди још у фази пројектовања. Како су главна вретена са високобрзинским котрљајним лежиштима још увек најзаступљенија конструкциона решења, то је пред овај рад постављен задатак да се мотор-вретено, анализира са становишта топлотно-механичког понашања, те да се креира комплексан топлотно-механички модел склопа мотор-вретенa. На примеру склопа високобрзинског мотор-вретенa, улежиштеног кугличним лежајима са косим додиром, жели се експерименталним испитивањем проверити дефинисани модел за идентификацију топлотно-механичког понашања и анализирати утицај температуре на његове статичке и динамичке карактеристике. Такође се кроз рад анализирају утицаји различитих флуида за хлађење мотор-вретенa, као и утицај количине протока флуида како за хлађење статора, тако и за хлађење и подмазивање лежаја. Полазећи од овако дефинисаног глобалног задатка, истраживања у раду су изложена у оквиру девет поглавља.</p>

¹ Аутор докторске дисертације потписао је и приложио следеће Обрасце:

5б – Изјава о ауторству;

5в – Изјава о истоветности штампане и електронске верзије и о личним подацима;

5г – Изјава о коришћењу.

Ове Изјаве се чувају на факултету у штампаном и електронском облику и не корице се са тезом.

Датум прихватања теме од стране надлежног већа:	
Датум одбране: (Попуњава одговарајућа служба)	
Чланови комисије: (титула, име, презиме, звање, институција)	<p>Председник: др Ацо Антић, редовни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука</p> <p>Члан: др Саша Живановић, редовни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет</p> <p>Члан: др Мијодраг Милошевић, ванредни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука</p> <p>Члан: др Синиша Бикић, ванредни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука</p> <p>Члан: др Војин Илић, ванредни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука</p> <p>Ментор: др Александар Живковић, ванредни професор, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука</p>
Напомена:	

KEY WORD DOCUMENTATION²

Document type:	Doctoral dissertation
Author:	Miloš Knežev
Supervisor (title, first name, last name, position, institution)	PhD Aleksandar Živković
Thesis title:	Thermo-Mechanical Modeling of High-Speed Motor Spindle Behavior
Language of text (script):	Serbian language: (Latin script)
Physical description:	Number of: Pages: 186 Chapters: 9 References: 138 Tables: 59 Illustrations: 230 Graphs: 0 Appendices: 0
Scientific field:	Mechanical Engineering Production
Scientific subfield (scientific discipline):	Production Engineering
Subject, Key words:	High speed motor spindle, thermal-mechanical behavior, high precision angular contact ball bearings, finite element method, design of experiment.
Abstract in English language:	Based on the needs of development and research of high-speed motor-spindles, it can be concluded that a complex approach to this assembly is necessary as a complex mechanical system, which directly affects the behavior of the machine tool in exploitation. A complex approach should enable the thermal-mechanical behavior of machine tools to be predicted at the design stage. As the main spindles with high-speed rolling bearings are still the most represented construction solutions, the task of this work is to analyze the motor-spindle from the point of view of thermal-mechanical behavior, and to create a complex thermal-mechanical model of the motor-spindle assembly. On the example of a high-speed motor-spindle assembly, supported by ball bearings with oblique contact, it is desired to verify the defined model for the identification of thermal-mechanical behavior and analyze the influence of temperature on its static and dynamic characteristics through experimental testing. The work also analyzes the influence of different fluids for cooling the motor-spindle, as well as the influence of the amount of fluid flow both for cooling the stator and for cooling and lubricating the bearings. Starting from the global task defined in this way, the research in the paper is presented in nine chapters.
Accepted on Scientific Board on:	
Defended: (Filled by the faculty service)	

² The author of doctoral dissertation has signed the following Statements:

56 – Statement on the authority,

5B – Statement that the printed and e-version of doctoral dissertation are identical and about personal data,

5r – Statement on copyright licenses.

The paper and e-versions of Statements are held at the faculty and are not included into the printed thesis.

<p>Thesis Defend Board:</p> <p>(title, first name, last name, position, institution)</p>	<p>President: PhD Aco Antic, full professor, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences</p> <p>Member: PhD Saša Živanović, full professor, University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering</p> <p>Member: PhD Mijodrag Milošević, associate professor, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences</p> <p>Member: PhD Siniša Bikić, associate professor, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences</p> <p>Member: PhD Vojin Ilić, associate professor, University of Novi Sad, Faculty of Engineering</p> <p>Mentor: PhD Aleksandar Živković, associate professor, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences</p>
<p>Note:</p>	

Sadržaj

1	UVOD	1
2	PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PONAŠANJA VISOKOBRZINSKIH MOTOR-VRETENA	7
2.1	Istraživanja ponašanja kotrljajnih ležaja za uležištenje glavnih vretena	8
2.2	Analiza dinamičkog ponašanja glavnih vretena	13
2.3	Istraživanja toplotnog ponašanja glavnih vretena	17
2.4	Kritički osvrt na dosadašnja istraživanja, definisanje cilja i problema istraživanja u okviru rada	37
3	KARAKTERIZACIJA TOPLOTNIH IZVORA I PONORA MOTOR-VRETENA	39
3.1	Uvodne napomene	39
3.2	Toplotni izvori i ponori kod mašina alatki	40
4	EKSPERIMENTALNO ISPITIVANJE TOPLOTNO-MEHANIČKOG PONAŠANJA MOTOR-VRETENA	45
4.1	Opis konstrukcionog rešenja eksperimentalnog štanda	45
4.1.1	<i>Motor-vreteno</i>	47
4.1.2	<i>Frekventni regulator</i>	47
4.1.3	<i>Beskontaktni davači pomeranja, pojačavač i merni trn</i>	48
4.1.4	<i>Termovizijska kamera</i>	50
4.1.5	<i>Četverokanalni instrument za merenje temperature TL-309 i termoparovi</i>	50
4.1.6	<i>Infracrveni termometar</i>	51
4.1.7	<i>Uređaj za merenje protoka rashladnog fluida</i>	52
4.1.8	<i>Uređaj za merenje protoka vazduha</i>	53
4.1.9	<i>Akvizionarna oprema, davač ubrzanja i A/D kartica</i>	53
4.1.10	<i>Programsko rešenje za akviziciju, obradu i prikazivanje rezultata merenja</i>	54
4.2	Eksperimentalno ispitivanje toplotnog ponašanja motor-vretena	57
4.3	Eksperimentalno ispitivanje dinamičkog ponašanja motor-vretena	58
4.3.1	<i>Eksperimentalno određivanje frekvencija i amplituda oscilovanja obrtnih elemenata motor-vretena</i>	59
4.3.2	<i>Eksperimentalno određivanje funkcije frekventnog odziva i modalnih parametara motor vretena</i>	60
4.4	Plan eksperimenta	62
4.4.1	<i>Uvodne napomene</i>	62
4.4.2	<i>Metoda odzivne površine</i>	64
4.4.3	<i>Definisanje plana eksperimenta za ispitivanje visokobrzinskog motor-vretena</i>	65
4.5	Analiza postavljenog plana eksperimenta	67
4.5.1	<i>Odziv 1 – temperatura na prednjem uležištenju (T_1)</i>	67
4.5.2	<i>Odziv 2 – temperatura na kućištu statora (T_2)</i>	71
4.5.3	<i>Odziv 3 – temperatura na kućištu kod zadnjeg uležištenja (T_3)</i>	74
4.6	Poređenje rezultata dobijenih eksperimentom i rezultata dobijenih regresionim jednačinama	77
4.7	Optimizacija odziva	79
5	MATEMATIČKI MODEL SKLOPA VISOKOBRZINSKOG MOTOR-VRETENA	81
5.1	Karakteristike analiziranog visokobrzinskog motor-vretena	82
5.2	Matematički model ležaja	83
5.2.1	<i>Kontaktne opterećenja i deformacije kugličnog ležaja sa kosim dodirom</i>	83
5.2.2	<i>Deformacije kugličnog ležaja usled sile prednaprezanja</i>	86
5.2.3	<i>Raspored opterećenja u ležaju pri delovanju spoljašnjeg opterećenja</i>	87
5.2.4	<i>Određivanje krutosti ležaja u eksploataciji</i>	90
5.3	Toplotni model ležaj – vreteno	91
5.3.1	<i>Model generisanja toplote u motor-vretenu</i>	91
5.3.1.1	<i>Generisanje toplote u motoru</i>	91
5.3.1.2	<i>Toplota generisana u ležajima</i>	93
5.3.2	<i>Matematički model prenosa toplote u motor-vretenu</i>	95
5.3.2.1	<i>Prinudna konvekcija vazduha između prstenastih površina motor-vretena</i>	97

5.3.2.2	<i>Prinudna konvekcija usled strujanja fluida za hlađenje motor-vretena.....</i>	98
5.3.2.3	<i>Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova</i>	102
5.3.2.4	<i>Radijalno provođenje toplote između elemenata motor-vretena.....</i>	104
5.3.2.5	<i>Prenošenje toplote sa stacionarnih površina</i>	106
5.4	Numerički model prenosa toplote ležaja	107
5.5	Numerički toplotni model visokobrzinskog motor-vretena.....	108
5.6	Numerički model prenosa toplote vretena.....	110
5.7	Numerički model prenosa toplote kućišta	112
5.8	Definisanje statičkog i dinamičkog modela motor-vretena primenom MKE.....	112
5.8.1	<i>Toplotno-elastični MKE model motor-vretena.....</i>	112
5.8.1.1	<i>Definisanje i izbor mreže konačnih elemenata.....</i>	112
5.8.1.2	<i>Definisanje graničnih uslova i opterećenja.....</i>	114
5.8.2	<i>Dinamički MKE model motor-vretena</i>	116
6	REZULTATI EKSPERIMENTALNIH ISPITIVANJA	120
6.1	Uticaj količine protoka Q_k na temperaturno polje motor-vretena.....	120
6.2	Uticaj broja obrtaja na temperaturno polje motor-vretena.....	123
6.3	Uticaj vrste rashladnog fluida na temperaturno polje motor-vretena	125
6.4	Uticaj količine protoka uljne magle Q_l na temperaturno polje motor-vretena.....	126
6.5	Identifikacija toplotno-elastičnog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena	127
6.6	Identifikacija dinamičkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena	129
6.6.1	<i>Analiza sopstvenih frekvencija i modova oscilovanja</i>	129
6.6.2	<i>Analiza frekvencija obrtanja elemenata motor-vretena</i>	132
7	ANALIZA REZULTATA RAČUNARSKOG MODELOVANJA TOPLOTNO-MEHANIČKOG PONAŠANJA MOTOR-VRETENA	136
7.1	Analiza statičkog ponašanja motor-vretena brusilice	136
7.1.1	<i>Uticaj prednaprezanja i krutosti ležaja na statičko ponašanja motor-vretena</i>	137
7.1.2	<i>Uticaj broja obrtaja na krutost vrha vretena</i>	141
7.2	Analiza dinamičkog ponašanja motor-vretena brusilice.....	144
7.2.1	<i>Određivanje dinamičkih karakteristika slobodno oslonjenog glavnog vretena.....</i>	144
7.2.2	<i>Određivanje dinamičkih karakteristika uležištenog glavnog vretena.....</i>	147
7.3	Analiza toplotnih karakteristika motor – vretena	151
7.3.1	<i>Uticaj broja obrtaja na toplotne karakteristike motor-vretena</i>	151
7.3.2	<i>Uticaj protoka i tipa sredstva za hlađenje na toplotne karakteristike motor-vretena</i>	156
7.3.3	<i>Uticaj prednaprezanja ležaja i spoljašnjeg opterećenja na toplotne karakteristike motor-vretena.....</i>	158
7.3.4	<i>Analiza toplotno-mehaničkih karakteristika motor – vretena</i>	160
7.3.4.1	<i>Uticaj temperature na deformacije vrha vretena</i>	160
7.3.4.2	<i>Uticaj temperature na krutost vrha motor-vretena</i>	162
7.3.4.3	<i>Uticaj temperature na sopstvene frekvencije motor-vretena.....</i>	165
7.4	Poređenje rezultata eksperimentalnih ispitivanja i matematičkog modelovanja	166
7.4.1	<i>Uporedna analiza toplotnog ponašanja</i>	166
7.4.2	<i>Uporedna analiza elastičnog ponašanja usled dejstva toplotnog opterećenja.....</i>	169
7.4.3	<i>Uporedna analiza dinamičkog ponašanja</i>	170
8	ZAKLJUČAK.....	172
9	LITERATURA	178

Sadržaj slika

Slika 1.1 Šema sklopa visokobrzinskog motor vretena sa sistemom za podmazivanje [7]	3
Slika 2.1 Zavisnost aksijalne i radijalne krutosti kugličnog ležaja [24].....	8
Slika 2.2 Zavisnost: a) aksijalne i radijalne krutosti i graničnog broja obrtaja; b) temperature i veka ležaja od ugla kontakta [25].....	8
Slika 2.3 Promena radijalne i aksijalne krutosti kugličnog ležaja sa kosim dodirom u zavisnosti od broja obrtaja i prednaprezanja [21] [26].....	9
Slika 2.4 Promena ugla kontakta u zavisnosti od faktora brzohodnosti [29].....	10
Slika 2.5 Promena ugla kontakta u zavisnosti od prednaprezanja [23].....	10
Slika 2.6 Zavisnost radijalne krutosti od sile prednaprezanja [31]	10
Slika 2.7 Promena aksijalnih deformacija u zavisnosti od broja obrtaja za različite vrednosti sile prednaprezanja [32]	11
Slika 2.8 Promena ugla kontakta spoljašnjeg aksijalnog opterećenja (prednaprezanja) za ležaj serije 7011 CDGA [31]	11
Slika 2.9 Promena radijalne krutosti ležaja u zavisnosti od sila rezanja tokom vremena [15]	11
Slika 2.10 Promene vrednosti prve i druge sopstvene frekvencije oscilovanja glavnog vretena za različite načine uležištenja sa promenom broja obrtaja [21].....	12
Slika 2.11 Promena amplitude oscilovanja spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja [34].....	12
Slika 2.12 Uticaj prednaprezanja i brzine na drugu sopstvenu frekvenciju glavnog vretena [15]	14
Slika 2.13 Uticaj broja obrtaja na sile inercije i dinamičku krutost glavnog vretena [95].....	15
Slika 2.14 Poređenje temperatura stacionarnih stanja za različite zone motor-vretena [63].....	18
Slika 2.15 Promena temperature na ležajima, za 25000 o/min [63]	19
Slika 2.16 Veza između broja obrtaja i radijalnog pomeranja [65]	20
Slika 2.17 Poređenje stacionarnog i nestacionarnog modela sa eksperimentalnim rezultatima [65].....	20
Slika 2.18 Radijalno pomeranje za tri različita tipa analize [65]	20
Slika 2.19 Promena temperature spoljašnjeg prstena u funkciji broja obrtaja [65].....	20
Slika 2.20 Promena temperature u funkciji broja obrtaja [66].....	21
Slika 2.21 Aksijalna pomeranja u stacionarnim stanjima u funkciji broja obrtaja [66]	21
Slika 2.22 Poređenje temperatura za različite otpore kontakata [66].....	21
Slika 2.23 Distribucija toplote motor-vretena [75]	22
Slika 2.24 Toplotne greške motor-vretena [75]	22
Slika 2.25 Poređenje eksperimentalno izmerenih veličina sa rezultatima simulacije zadnje uležištenje [75] .	22
Slika 2.26 Poređenje eksperimentalno izmerenih veličina sa rezultatima simulacije prednje uležištenje [75]	22
Slika 2.27 Poređenje izmerenih toplotnih grešaka sa vrednostima dobijenih simulacijom [75].....	23
Slika 2.28 Temperature motor-vretena za $n=10000$ [o/min] $t=1000$ [s] [76].....	23
Slika 2.29 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima simulacije za prednje uležištenje [81].....	24
Slika 2.30 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima simulacije za zadnje uležištenje [81].....	24
Slika 2.31 Poređenje simulacionih modela sa eksperimentalno izmerenim temperaturama za prednje uležištenje [81].....	25
Slika 2.32 Poređenje simulacionih modela sa eksperimentalno izmerenim temperaturama za zadnje uležištenje [81].....	25
Slika 2.33 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih iterativnim modelom sa zatvorenom petljom za prednje uležištenje [82]	25
Slika 2.34 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih iterativnim modelom sa zatvorenom petljom za zadnje uležištenje [82].....	25
Slika 2.35 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja u aksijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [82].....	26

Slika 2.36 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja u radijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [82].....	26
Slika 2.37 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja tačke PN u aksijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [83].....	26
Slika 2.38 Raspodela temperature na vretenu pri 9000 obrtaja u minuti; (a) Simulirano i (b) eksperimentalno izmereno pomoću termovizijske kamere [84].....	27
Slika 2.39 Poređenje eksperimentalnih vrednosti temperatura na mestu prednjeg uležištenja T7 sa simuliranim [84]	27
Slika 2.40 Poređenje eksperimentalnih vrednosti temperatura na mestu prednjeg uležištenja T5 sa simuliranim [84]	27
Slika 2.41 Raspored davača, vrednosti temperatura i poređenje rezultata dobijenih eksperimentalnim putem i razvijenim simulacionim modelom [86]	28
Slika 2.42 Poređenje eksperimentalno izmerenih pomeranja sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom [86]	29
Slika 2.43 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom [86]	29
Slika 2.44 Poređenje rezultata dobijenih pomoću modifikovanog ENN i RBF modela [87]	29
Slika 2.45 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim	29
Slika 2.46 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim modelom za 15000 [o/min] [88]	30
Slika 2.47 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim modelom za različite brojeve obrtaja (10000, 15000, 10000 i 18000 [o/min] [60]	31
Slika 2.48 Uticaj ciklusa podmazivanja na povećanje temperature [91]	31
Slika 2.49 Uticaj vazdušnog pritiska na povećanje temperature [91]	31
Slika 2.50 Poređenje izmerenih temperatura na prednjem uležištenju bez i sa razvijenim simulacionim modelom [93].....	33
Slika 2.51 Poređenje izmerenih temperatura na unutrašnjem prstenu prednjeg uležištenja bez i sa razvijenim simulacionim modelom [87]	33
Slika 2.52 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom (stacionarni proces) [94].....	33
Slika 2.53 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom (nestacionarni proces) [94].....	34
Slika 2.54 Monitoring temperature mašine alatke KSK2650 za teške uslove rada [53].....	35
Slika 2.55 Termogram ležaja na zavojnom vretenu mašine alatke [108]	36
Slika 2.56 Termogram navrtke navojnog vretena [110]	36
Slika 2.57 Termogram glavnog vretena [110]	36
Slika 3.1 Povećanje produktivnosti ograničeno povećanim unosom toplote [113]	39
Slika 3.2 Potrošnja energije na različitim nivoima [120].....	40
Slika 3.3 Prikaz toplotnih efekata	41
Slika 3.4 Integrisani model toplotno-mehaničkog ponašanja mašine alatke sa pet upravljačkih osa [138].....	43
Slika 4.1 Šema eksperimentalnog štanda za ispitivanje toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena.....	45
Slika 4.2 Izgled eksperimentalnog štanda za ispitivanje toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena.....	46
Slika 4.3 Poprečni presek motor-vretena GMN TSSV 100-90000.....	47
Slika 4.4 Raspored davača pomeranja a) šematski b) fizički	48
Slika 4.5 Induktivni beskontaktni davač	49
Slika 4.6 Dijagram karakteristike linearnosti.....	49
Slika 4.7. Izgled šestokanalnog pojačavača “Hottinger Baldwin Messtechnik”	49
Slika 4.8 Merni trn.....	49
Slika 4.9 Termovizijska kamera Thermo Pro ^{TP} TP8S	50

Slika 4.10 Digitalni termometar TL-309	50
Slika 4.11 Infracrveni termometar 9811	51
Slika 4.12 Uređaj za merenje protoka fluida.....	52
Slika 4.13 Šema Koriolisov merača protoka.....	52
Slika 4.14 Merač protoka sa igličastim ventilom [123]	53
Slika 4.15 Akviziciona oprema, a) davač ubrzanja i b) A/D kartica.....	54
Slika 4.16 Model sistema za merenje, akviziciju i obradu podataka	55
Slika 4.17 Prikaz koda za akviziciju izmerenih vrednosti	56
Slika 4.18 Šematski prikaz eksperimentalnog štanda za merenje temperatura	58
Slika 4.19 Promena amplitude ubrzanja u vremenskom i frekventnom domenu.....	59
Slika 4.20 Šematski prikaz položaja davača ubrzanja pri ispitivanju	60
Slika 4.21 Ispitivanje impulsnom pobudom u cilju određivanja frekventnog odziva sistema	60
Slika 4.22 Realni (a) i imaginarni (b) deo funkcije frekventnog odziva.....	61
Slika 4.23 Centralno kompozitni plan eksperimenta za tri faktora	65
Slika 4.24 Raspored reziduala (ostatka) za odziv T_1	67
Slika 4.25 Dijagram glavnih efekata za T_1	70
Slika 4.26 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_1	70
Slika 4.27 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_1	70
Slika 4.28 Raspored reziduala za odziv T_2	71
Slika 4.29 Dijagram glavnih efekata za T_2	73
Slika 4.30 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_2	73
Slika 4.31 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_2	74
Slika 4.32 Raspored reziduala za odziv T_3	74
Slika 4.33 Dijagram glavnih efekata za T_3	76
Slika 4.34 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_3	77
Slika 4.35 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_3	77
Slika 4.36 Vrednosti temperatura T_1 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)	78
Slika 4.37 Vrednosti temperatura T_2 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)	78
Slika 4.38 Vrednosti temperatura T_3 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)	79
Slika 4.39 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2min}	79
Slika 4.40 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2def}	80
Slika 4.41 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2max}	80
Slika 5.1 Proces povezivanja modela ležaja i modela glavnog vretena	81
Slika 5.2 Poprečni presek sklopa visokobrzinskog motor-vretena GMN TSSV 90000.....	82
Slika 5.3 Kontaktna geometrija između kuglice i (a) spoljašnje staze kotrljanja, (b) unutrašnje staze kotrljanja	84
Slika 5.4 Šematski prikaz kontakta dva tela [31].....	84
Slika 5.5 Šematski prikaz kugličnog ležaja sa kosim dodirrom: a) bez opterećenja; b) ugaona pozicija kotrljajnih tela; c) pod dejstvom sile prednaprezanja [126]	86
Slika 5.6 Promena ugla kontakta usled prednaprezanja.....	87
Slika 5.7 Promena aksijalne krutosti usled prednaprezanja	87
Slika 5.8 a) Odnos pomeranja između centara zakrivljenosti staza kotrljanja pre i posle delovanja opterećenja, b) Delovanje sila na kotrljajno telo	88
Slika 5.9 Ugaone brzine kugličnog ležaja a) unutrašnje staze; b) kotrljajnih tela	89
Slika 5.10 Geometrija statora i rotora	92
Slika 5.11 Toplota generisana u elektromotoru	93
Slika 5.12 Kinematska viskoznost razmatranog ulja u zavisnosti od temperature.....	94

Slika 5.13 Toplota generisana u prednjem ležaju za svaku poziciju kotrljajnih tela	95
Slika 5.14 Koeficijent prenosa toplote provođenjem	96
Slika 5.15 Aksijalni i tangencijalni profili brzine vazduha	97
Slika 5.16 Prinudna konvekcija usled strujanja fluida kroz kućište motor-vretena	98
Slika 5.17 ni model rashladnog žleba	99
Slika 5.18 Konvekcija rashladnog fluida za hlađenje statora: a) uljem; b) vodom	100
Slika 5.19 Konvekcija usled strujanje uljne magle kroz ležaj [131]	100
Slika 5.20 Konvekcija uljne magle u zavisnosti od frekvencije obrtanja vretena	101
Slika 5.21 Prinudna konvekcija usled obrtanja vretena	101
Slika 5.22 Konvekcija ambijentalnog vazduha na vrhu vretena	102
Slika 5.23 Prenos toplote kondukcijom između kuglica i staza kotrljanja	103
Slika 5.24 Toplotna otpornost kontakta za prednji ležaj EX12	103
Slika 5.25 Karakteristike provodljivosti između kuglice i spoljašnje staze EX12	104
Slika 5.26 Radijalni prenos toplote kondukcijom između prstena/vratila, spoljašnjeg prstena/kućišta, rukavca aksijalnog ležaja/i aksijalnog ležaja, i aksijalnog ležaja/kućišta	104
Slika 5.27 Toplotna propustljivost između spoljašnjeg prstena i kućišta	105
Slika 5.28 Provođenje toplote između unutrašnjeg prstena i vretena	106
Slika 5.29 Radijalni prenos toplote kondukcijom između čaure za hlađenje i kućišta	106
Slika 5.30 Određivanje prirodnog koeficijenta konvekcije sa kućišta motor-vretena	107
Slika 5.31 Mreža toplotne provodljivosti ležaja	108
Slika 5.32 Diskretizovani model vretena	109
Slika 5.33 Prikaz definisanih toplotnih izvora	109
Slika 5.34 Granični uslovi	110
Slika 5.35 Mreža toplotne provodljivosti vretena	110
Slika 5.36 Diskretizovani model a) glavnog vretena, b) ležaja	113
Slika 5.37 Konvergencija mreže konačnih elementa za razmatrano motor-vreteno	114
Slika 5.38 Strukturna greška napona na razmatranom motor-vretenu	114
Slika 5.39 Promena radijalne krutosti za svaku poziciju kotrljajnih tela: a) prednjih ležaja; b) zadnjih ležaja za različite brojeve obrtaja	115
Slika 5.40 Šematski prikaz dejstva sile na motor-vreteno pri statičkoj analizi	115
Slika 5.41 Promena radijalne krutosti za svaku poziciju kotrljajnih tela: a) prednjih ležaja; b) zadnjih ležaja za različite brojeve obrtaja bez delovanja spoljašnjeg radijalnog opterećenja	116
Slika 5.42 Šematski prikaz toka toplotno-elastične analize motor-vretena	116
Slika 5.43 Dinamički MKE model uležištenog glavnog vretena	117
Slika 5.44 Prva sopstvena frekvencija i oblik oscilovanja: a) slobodno oslonjenog; b) uležištenog glavnog vretena	118
Slika 5.45 a) Realni; b) imaginarni deo funkcije frekventnog odziva u tački 1 za slobodno oslonjeno glavno vreteno	118
Slika 6.1 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid voda	121
Slika 6.2 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid ulje	121
Slika 6.3 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid voda	122
Slika 6.4 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid ulje	123
Slika 6.5 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=4$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]	123
Slika 6.6 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=5$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]	123
Slika 6.7 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od n pri, $Q_k=6$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]	124
Slika 6.8 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=4$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]	124
Slika 6.9 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=5$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]	125

Slika 6.10 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=6$ [l/min]i $Q_l= 187,2$ [ml/h]	125
Slika 6.11 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja	126
Slika 6.12 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja	126
Slika 6.13 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od Q_l	127
Slika 6.14 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od Q_l	127
Slika 6.15 Prikaz zavisnosti pomeraja na vrhu vretena tokom vremena za $Q_k = 4$ [l/min] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta uljem	128
Slika 6.16 Prikaz zavisnosti pomeraja na vrhu vretena tokom vremena za $Q_k = 4$ [l/min] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta vodom	129
Slika 6.17 Merne tačke pri eksperimentalnom određivanju sopstvenih frekvencija i modalnih parametara.	130
Slika 6.18 Zavisnost realnog (a) i imaginarnog (b) dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 1	130
Slika 6.19 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 1.....	130
Slika 6.20 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 2.....	131
Slika 6.21 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 3.....	131
Slika 6.22 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 4.....	131
Slika 6.23 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 5.....	131
Slika 6.24 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 2	132
Slika 6.25 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 3	132
Slika 6.26 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 4	132
Slika 6.27 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 5	132
Slika 6.28 Promena amplitude ubrzanja na osnovnoj frekvenciji obrtanja vretena u frekventnom domenu, pri hlađenju kućišta uljem	133
Slika 6.29 Promena amplitude ubrzanja na osnovnoj frekvenciji obrtanja vretena u frekventnom domenu, pri hlađenju kućišta vodom	133
Slika 6.30 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=40000$ [o/min] za hlađenje kućišta uljem	134
Slika 6.31 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=40000$ [o/min] za hlađenje kućišta vodom	134
Slika 6.32 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=70000$ [o/min] za hlađenje kućišta uljem	135
Slika 6.33 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=70000$ [o/min] za hlađenje kućišta vodom	135
Slika 7.1 Promena ugla kontakta u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela i prednaprezanja	138
Slika 7.2 Promena kontaktnih opterećenja u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela i prednaprezanja.....	138
Slika 7.3 Promena radijalne krutosti ležaja u prednjem osloncu, u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela za različite vrednosti prednaprezanja	138
Slika 7.4 Promena ukupne radijalne krutosti ležaja u prednjem osloncu u zavisnosti od prednaprezanja.....	139
Slika 7.5 Promena radijalne krutosti vrha vretena u zavisnosti od prednaprezanja ležaja	139
Slika 7.6 Pomeranje vrha vretena za razmatrana prednaprezanja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	140
Slika 7.7 Vrednosti Von Misses-ovih napona u na karakterističnim mestima motor-vretena za malo prednaprezanje.....	141
Slika 7.8 Promena kontaktnih opterećenja u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela i broja obrtaja za veliko prednaprezanje.....	141
Slika 7.9 Promena ugla kontakta u zavisnosti od pozicije	142
Slika 7.10 Promena radijalne krutosti za svako kotrljajno telo u zavisnosti od broja obrtaja za: a) malo, b) veliko prednaprezanje ležaja u prednjem osloncu	142

Slika 7.11 Promena radijalne krutosti prednjeg ležaja u zavisnosti od broja obrtaja za razmatrana prednapreznja.....	143
Slika 7.12 Promena radijalne krutosti vrha vretena u zavisnosti od broja obrtaja za malo, srednje i veliko prednapreznje ležaja u prednjem osloncu	143
Slika 7.13 Glavni oblici oscilovanja i sopstvene frekvencije razmatranog slobodno oslonjenog motor-vretena	144
Slika 7.14 Amplitudno-frekventna karakteristika slobodno oslonjenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva	145
Slika 7.15 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva slobodno oslonjenog motor-vretena	146
Slika 7.16 Prva dva oblika oscilovanja i sopstvene frekvencije razmatranog uležištenog motor-vretena za različita prednapreznja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	147
Slika 7.17 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za malo prednapreznje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	147
Slika 7.18 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za srednje prednapreznje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	148
Slika 7.19 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za veliko prednapreznje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	148
Slika 7.20 Zavisnost amplitude (y)pomeranja vrha vretena od krutosti prednjeg uležištenja.....	149
Slika 7.21 Zavisnost sopstvenih frekvencija motor-vretena od odnosa krutosti prednjeg i zadnjeg ležišta (CrP/CrZ) pri konstantnoj krutosti zadnjeg ležišta ($CrZ = 108 \cdot N/m^*$)	150
Slika 7.22 Promena prve tri sopstvene frekvencije u zavisnosti od broja obrtaja za malo prednapreznje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	151
Slika 7.23 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=40000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem	152
Slika 7.24 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=50000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem	152
Slika 7.25 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=60000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem	152
Slika 7.26 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=70000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem	152
Slika 7.27 Promena temperature u zavisnosti od broja obrtaja za različite protoke ulja kroz kućište: a) $Q_k=4$ [l/min]; b) $Q_k=5$ [l/min] c) $Q_k=6$ [l/min]	153
Slika 7.28 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=40000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom	154
Slika 7.29 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=50000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom	154
Slika 7.30 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=60000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom	154
Slika 7.31 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=70000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom	155
Slika 7.32 Promena temperature u zavisnosti od broja obrtaja za različite protoke vode kroz kućište: a) $Q_k=4$ [l/min]; b) $Q=5$ [l/min] c) $Q=6$ [l/min]	155
Slika 7.33 Raspored temperatura duž vretena i kućišta pri hlađenju kućišta: a) uljem; b) vodom za $n=60000$ [o/min] pri malom prednapreznju ležaja	156
Slika 7.34 Promena temperature u zavisnosti od protoka pri hlađenju kućišta uljem.....	157
Slika 7.35 Promena temperature u zavisnosti od protoka pri hlađenju kućišta vodom.....	157
Slika 7.36 Raspored temperaturnih polja na elementima motor-vretena pri protoku uljne magle: a) $Q_1= 187,2$ [ml/h]; b) $Q_1= 283,2$ [ml/h] za $n=70000$ [o/min] i $Q_k = 4$ [l/min]	158
Slika 7.37 Raspored temperaturnih polja na elementima sklopa motor-vretena u stacionarnom stanju pri: a) malom; b) srednjem, i c) velikom prednapreznju ležaja u prednjem osloncu	158
Slika 7.38 Promena temperature na spoljašnjem prstenu prednjeg ležaja tokom vremena za razmatrana prednapreznja.....	159

Slika 7.39 Raspored temperaturnih polja na kućištu motor-vretena u stacionarnom stanju pri: a) malom; b) srednjem, i c) velikom prednaprezanju ležaja u prednjem osloncu	159
Slika 7.40 Promena temperature na kućištu u blizini prednjeg ležaja tokom vremena za razmatrana prednaprezanja.....	159
Slika 7.41 Raspored toplotnih pomeranja u stacionarnom stanju na motor-vretenu pri $n=40000$ o/min	160
Slika 7.42 Radijalna pomeranja vrha vretena usled toplotnih opterećenja za: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]	161
Slika 7.43 Promena toplotnog prednaprezanja tokom vremena za različite brojeve obrtaja pri hlađenju kućišta: a) vodom; b)uljem	163
Slika 7.44 Maksimalno toplotno prednaprezanje i radijalna krutost prednjih ležaja	163
Slika 7.45 Promena radijalne krutosti vrha vretena za različite brojeve obrtaja	164
Slika 7.46 Promena maksimalne radijalne krutosti vrha vretena za različite eksploatacione uslove	165
Slika 7.47 Promena prve tri sopstvene frekvencije u zavisnosti od broja obrtaja sa i bez razmatranja uticaja toplotnog opterećenja za malo prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	165
Slika 7.48 Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]	168
Slika 7.49 Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]	168
Slika 7.50 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva slobodno oslonjenog motor-vretena određen eksperimentalnim ispitivanjem i MKE modelovanjem.....	171

Sadržaj tabela

Tabela 2.1 Aksijalno i radialno pomeranje vrha vretena usled dejstva toplote [83]	27
Tabela 2.2 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata i dobijenih razvijenim modelom [89]	30
Tabela 4.1 Prikazani razmatrani faktori i njima pripadajući nivoi	65
Tabela 4.2 Plan eksperimenta sa izlaznim rezultatima	66
Tabela 4.3 Analiza varijanse za faktor T_1	67
Tabela 4.4 Rezime modela za odzivni faktor T_1	68
Tabela 4.5 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_1	68
Tabela 4.6 Analiza varijanse za faktor za redukovani model T_1	69
Tabela 4.7 Rezime redukovanog modela za odzivni faktor T_1	69
Tabela 4.8 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_1	69
Tabela 4.9 Analiza varijanse za faktor T_2	71
Tabela 4.10 Rezime modela za odzivni faktor T_2	72
Tabela 4.11 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_2	72
Tabela 4.12 Analiza varijanse za faktor za redukovani model T_2	72
Tabela 4.13 Rezime redukovanog modela za odzivni faktor T_2	73
Tabela 4.14 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_2	73
Tabela 4.15 Analiza varijanse za faktor T_3	75
Tabela 4.16 Rezime modela za odzivni faktor T_3	75
Tabela 4.17 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_3	75
Tabela 4.18 Analiza varijanse za faktor T_3 za redukovani model	76
Tabela 4.19 Rezime redukovanog modela za odzivni faktor T_3	76
Tabela 4.20 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_3	76
Tabela 5.1 Parametri glavnog vretena	83
Tabela 5.2 Parametri uležištenja	83
Tabela 5.3 Koeficijenti X_s i Y_s u zavisnosti od ugla kontakta	94
Tabela 5.4 Koeficijent f_0 u zavisnosti od načina podmazivanja	94
Tabela 5.5 Karakteristike materijala vitalnih delova motor-vretena	94
Tabela 5.6 Ukupna količina generisane toplote za razmatrane ležaje	95
Tabela 5.7 Vrednosti koeficijenta konvekcije pri obrtanju ležaja u zavisnosti od broja obrtaja	98
Tabela 6.1 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k=4$ [l/min]	128
Tabela 6.2 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k=5$ [l/min]	128
Tabela 6.3 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k=6$ [l/min]	128
Tabela 6.4 Vrednosti sopstvenih frekvencija i koeficijenta relativnog prigušenja	130
Tabela 6.5 Ostali modalni parametri za $\xi_1 = 0.003386$	130
Tabela 6.6 Frekvencije i amplitude ubrzanja na elementima ležaja za različite brzine obrtanja u stacionarnom toplotnom stanju pri $Q_k = 4$ [l/min]	134
Tabela 7.1 Poređenje aksijalne krutosti sa kataloškim vrednostima za ležaj u prednjem osloncu	136
Tabela 7.2 Poređenje radialne krutosti sa kataloškim vrednostima za ležaj u prednjem osloncu	137
Tabela 7.3 Vrednosti pomeraja u [μ m] na karakterističnim mestima motor-vretena za različite vrednosti sile prednapreznja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu	137
Tabela 7.4 Vrednosti Von Misses-ovih napona u [MPa] na karakterističnim mestima motor-vretena za različite vrednosti sile prednapreznja ležaja	140
Tabela 7.5 Vrednosti prve sopstvene frekvencija (f_1), amplitude ubrzanja (A_{max}) za pojedine vrednosti prigušenja slobodno oslonjenog motor-vretena	145

Tabela 7.6 Izračunati modalni parametri slobodno oslonjenog motor-vretena.....	146
Tabela 7.7 Vrednosti prve sopstvene frekvencija (f_1) i amplitude ubrzanja (A_{max}) za različite vrednosti prednapreznja ležaja za uležišteno motor-vretna ($\epsilon = 0,003$).....	149
Tabela 7.8 Promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena u zavisnosti od protoka vode.....	157
Tabela 7.9 Promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena u zavisnosti od protoka uljne magle	157
Tabela 7.10 Toplotna pomeranja tačke (PN) na vrhu vretena pri malom prednapreznju ležaja	160
Tabela 7.11 Toplotno pomeranje razmatranih tačaka na motor-vretenu (μm).....	161
Tabela 7.12 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem	161
Tabela 7.13 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom	162
Tabela 7.14 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za različite vrednosti prednapreznja ležaja u prednjem osloncu.....	162
Tabela 7.15 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]	166
Tabela 7.16 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]	167
Tabela 7.17 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]	167
Tabela 7.18 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,5$ [ml/h]	167
Tabela 7.19 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 5$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] (μm)	169
Tabela 7.20 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] (μm)	169
Tabela 7.21 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 5$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] (μm)	169
Tabela 7.22 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] (μm)	170
Tabela 7.23 Poređenje prve dve sopstvene frekvencije (f_1 i f_2) dobijene računarskim modelovanjem i eksperimentalnim ispitivanjem	170
Tabela 7.24 Poređenje modalnih parametara određenih MKE modelom i eksperimentom.....	171

Pregled korišćenih oznaka

D	<i>prečnik spoljašnjeg prstena [mm]</i>
d	<i>prečnik unutrašnjeg prstena [mm]</i>
Z	<i>broj kotrljajnih tela</i>
d_b	<i>prečnik kotrljajnih tela [mm]</i>
d_m	<i>srednji prečnik ležaja [mm]</i>
r_i	<i>radijus unutrašnje staze kotrljanja [mm]</i>
r_o	<i>radijus spoljašnje staze kotrljanja [mm]</i>
d_i	<i>prečnik unutrašnje staze kotrljanja [mm]</i>
d_o	<i>prečnik spoljašnje staze kotrljanja [mm]</i>
R_i	<i>poluprečnik centra unutrašnje staze kotrljanja [mm]</i>
R_o	<i>poluprečnik centra spoljašnje staze kotrljanja [mm]</i>
R_x	<i>radijus zakrivljenosti u pravcu glavne ose [mm]</i>
R_y	<i>radijus zakrivljenosti u pravcu pomoćne ose [mm]</i>
F', E'	<i>eliptični integrali prve i druge vrste</i>
E	<i>modul elastičnosti prstena i kotr. tela [N/mm²]</i>
a, b	<i>glavna i pomoćna osa eliptičnog kontakta</i>
$F(\rho)$	<i>razlika radijusa zakrivljenosti staza kotrljanja [mm]</i>
Q_i	<i>kontaktna opterećenja sa unutrašnjom stazom kotrljanja [N]</i>
Q_o	<i>kontaktna opterećenja sa spoljašnjom stazom kotrljanja [N]</i>
Fr	<i>spoljašnje radijalno opterećenje [N]</i>
F_p	<i>sila prednaprezanja [N]</i>
F_c	<i>centrifugalna sila [N]</i>
M_g	<i>giroskopski moment [Nmm]</i>
Kn	<i>Hertz-ova kontaktna krutost [N/mm^{1.5}]</i>
$A_{i,o}$	<i>površina kontakta sa stazama kotrljanja [mm²]</i>
I_p	<i>dijametralni moment inercije</i>
J_p	<i>polarni moment inercije</i>
u_{centr}	<i>centrifugalno širenje unutrašnjeg ili spoljašnjeg prstena</i>
α_o	<i>nominalni ugao kontakta [°]</i>
α_p	<i>ugao kontakta nakon prednaprezanja [°]</i>
α_i	<i>ugao kontakta sa unutrašnjom stazom kotrljanja [°]</i>
α_o	<i>ugao kontakta sa spoljašnjom stazom kotrljanja [°]</i>
ρ_i	<i>radijusi zakrivljenosti staza kotrljanja [mm]</i>
ν	<i>Paosonov koeficijent prstena i kotr. tela</i>
σ	<i>naponi na stazama kotrljanja [Pa]</i>
ψ	<i>ugao između kotrljajnih tela [°]</i>
ω	<i>ugaona brzina [rad/s]</i>
δ_n	<i>normalna pomeranja kotr. tela duž linije kontakta [μm]</i>
δ_i	<i>kontaktne deformacije na unutrašnjoj stazi kotrljanja [μm]</i>
δ_o	<i>kontaktne deformacije na spoljašnjoj stazi kotrljanja [μm]</i>
ε	<i>toplotno širenje [μm]</i>

1 Uvod

Tržišni uslovi su nametnuli potrebu značajnog skraćanja vremenskog ciklusa faze razvoja proizvoda, uz sve izraženije zahteve za što nižom cenom i što višim kvalitetom. Na taj način se pred ljude, sredstva rada, praktično svakodnevno, postavljaju sve veći i veći zahtevi. Što je rezultiralo intenzivnim razvojem i prodorom savremene opreme, s jedne strane računara, a sa druge visokobrzinskih mašina alatki, u proizvodne pogone, na taj način da je moto "*brže-bolje-jeftinije*" postao prisutan u svim fazama nastanka proizvoda. U današnje vreme evidentan je značaj proizvodnje mašina alatki u industriji prerade metala, i ona u osnovi ima dvostruko dejstvo na tu industriju. Prvo, proizvodnja mašina alatki pripada industriji prerade metala. Prema tome, svojom razvijenošću i obimom proizvodnje utiče na položaj i značaj ove industrije. Drugo, proizvodnja mašina alatki stvara sredstva rada industrije prerade metala, utičući tako na njenu ukupnu efikasnost. U današnjem prosperitetnom industrijskom porastu, razvoj mašina alatki ide ka visokobrzinskoj obradi. Povećanje tačnosti mašina alatki je tokom istorije uvek bio jedan od glavnih ciljeva za istraživače i proizvođače iz te oblasti. Pored povećanja tačnosti mašina alatki, postoji više zahteva koji su isto tako veoma značajni, a odnose se na povećanje proizvodnosti i ekonomičnosti. Eksploatacione karakteristike mašina alatki kao što su: tačnost, kojom je definisan kvalitet radnog predmeta; proizvodnost, kojom je definisana brzina rada i ekonomičnost, kojom je definisana brzina vraćanja investicija; zavise od ponašanja odgovarajućih vitalnih sklopova. Jedna od glavnih komponenti mašine alatke koja utiče na tačnost i produktivnost obrade je glavno vreteno, odnosno, motor-vreteno. Integrisani sklop motor-vretena već se naveliko koristi kao glavno vretena mašina alatki.

Među proizvođačima mašina alatki, pogotovo kod preciznih mašina alatki, postoji tendencija predviđanja toplotnih grešaka kroz numeričke simulacije. Tačno predviđene greške su osnova za njihovu efikasnu i laku kompenzaciju. Najracionalniji, iako težak i naporan način modeliranja je integrisano modeliranje čitavih struktura mašina alatki, koje uzima u obzir toplotne interakcije između pojedinačnih delova-sklopova i procesa obrade. Integrisani računarski model omogućava efikasno poboljšanje toplotnih performansi cele mašine alatke, odnosno minimiziranje toplotnih grešaka i tačno predviđanje toplotnih grešaka u svrhu kompenzacije grešaka [1] [2]. U mnogim slučajevima, međutim, projektantima mašina alatki je potrebna brza procena mogućnosti poboljšanja npr. glavnih vretena ili sklopa za pomoćno kretanje, itd. [3].

Glavna vretena mašina alatki, sa stanovišta namene, predstavljaju sklopove kojima se dovodi obrtno kretanje (eventualno i pravolinijsko) i obrtni moment na obradak ili alat radi ostvarivanja procesa obrade rezanjem, sa vrlo značajnim, često limitirajućim uticajem na tačnost, proizvodnost i kvalitet same mašine. Po svojim konstrukcionim karakteristikama su osnosimetrična, a najveće narušavanje simetrije nastaje zbog spojeva delova sklopa, netačnosti izrade i nejednakosti karakteristika u određenim radijalnim pravcima, obično uslovljenim nesimetričnošću elemenata

uležištenja [4]. Danas se, tamo gde je opravdano, postižu uske tolerancije obrade: za dužinske mere do $IT3$, za oblik od $IT2$ do $IT0$, za hrapavost $R_a=0,3 - 0,03 [\mu m]$ [5], za nosivost $t_p > 50 [\%]$ [4]. Ovako uske tolerancije mogu se postići samo na mašinama povećane tačnosti uz odgovarajuće režime obrade. Tačnost obrade i proizvodnost su dva osnovna međusobno suprotstavljena zahteva koje mašina alatka mora da zadovolji. Glavno vreteno mašine alatke je osnovni sklop koji direktno utiče na produktivnost i tačnost obrade. Osnovne tehnološke zahteve mašine alatke treba da realizuje glavno vreteno, ako se uzme u vidu činjenica da glavno vreteno nosi neposredno obradak (ili alat), izvesno je da će se ponašanje glavnog vretena direktno reflektovati na karakteristike obratka.

Tačnost sklopa glavnog vretena je definisana radijalnim i aksijalnim bacanjem vrha vretena. Statička krutost u radijalnom i aksijalnom pravcu je određena deformacijom vrha vretena pod dejstvom statičkog opterećenja. Porast temperature i toplotne deformacije glavnog vretena utiču na tačnost obratka i radnu sposobnost ležišta. Zato je dozvoljeni porast temperature motor-glavnog vretena uslovljen tačnošću mašine alatke [4]. Dužina veka eksploatacije uglavnom zavisi od veka ležišta, što je u mnogome zavisno od efikasnosti sistema podmazivanja, kvaliteta zaptivanja, broja obrtaja, veličine zazora-preklopa ležišta i sl. Prethodno nabrojani zahtevi se sa stanovišta eksploatacije sklopa motor-vretena definišu kao kriterijumi radne sposobnosti (radne karakteristike).

Pored prethodnih zahteva, vezanih za tačnost, od savremenih mašina alatki se zahteva što veća proizvodnost i što veća brzohodnost, jer je brzina rezanja u poslednje vreme, od $\approx 250 [m/min]$ kod primene alata od tvrdog metalnog karbida porasla na $\approx 1000 [m/min]$ pri primeni alata od keramike [4]. Proizvodnost pri gruboj obradi je zavisna od mogućnosti prenošenja opterećenja (statičke krutosti) i dinamičkih karakteristika (povećanje režima obrade je često limitirano dinamičkom stabilnošću), a pri završnoj je direktno zavisna od brzohodnosti, odnosno toplotnog ponašanja ležišta.

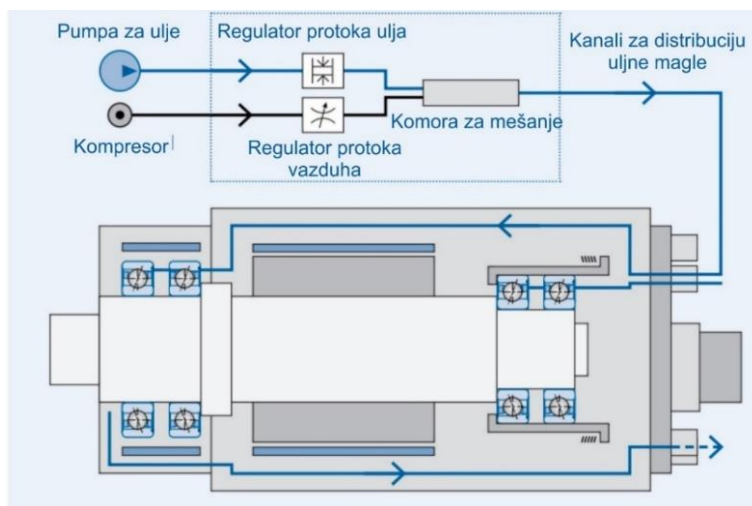
Ponašanje mašine alatke u eksploataciji, uslovljeno je ponašanjem odgovarajućih sklopova. Poseban značaj pri ovome imaju sklopovi koji omogućuju kretanja obratka i alata, među kojima se izdvaja sklop glavnog vretena, tj. motor-vretena.

Tokom rada konvencionalne mašine alatke glavni izvori toplote uključuju generisanu toplotu nastalu u zoni procesa rezanja i onu generisanu u ležajima [6]. Međutim, kod mašina alatki sa visokobrzinskih motor-vretenom, postoji dodatni izvor toplote u statoru i rotoru. Pretpostavlja se da će toplota nastala u procesu rezanja biti odvedena pomoću sredstva za hlađenje i podmazivanje, strugotinom, itd.

Prema tome, razvoj tehnologije za izradu visokobrzinskih mašina alatki mora biti razmatran sa stanovišta oblasti primene mašine alatke. Prvo, potrebno je rešiti pitanje da li je motor-vreteno namenjeno za obadu sa velikim silama rezanja, ili će raditi sa velikim brzinama obrtanja. Tako je u prvom slučaju važnija karakteristika krutost vretena, a u drugom slučaju specifični faktor brzohodnosti. Trenutno proizvođači glavnih vretena nude širok spektar različitih rešenja vretena u zavisnosti od područja primene mašine alatki. Razvoj komponenata krajem XX i početkom XXI veka je značajno uticao kako na koncepciju gradnje tako i na karakteristike mašina alatki. Kako je navedeno u literaturi, poboljšanja na ovom polju obuhvataju korišćenje rezultata istraživanja

usmerena ka usavršavanju: uležištenja uvođenjem višekontaktnih kotrljajnih ležaja, keramičkih kotrljajnih tela, aerostatičkih uležištenja, električnih pogona sa velikim brojem obrtaja i sistema za upravljanje njihovom brzinom, sistema za hlađenje i podmazivanje sklopova, kao što su motor-vretena.

U poslednje vreme se sve više koriste visokobrzinska motor-vretena zbog povećanja produktivnosti procesa obrade. Usled korišćenja ovakvih vretena pri obradi dolazi do čestih promena opterećenja, brzina rada, temperature ležišta i vretena, promena dinamičkih osobina sklopa glavnog vretena, itd. Kod motor-vretena pri obradi dolazi do čestih promena opterećenja, brzina rada, temperatura ležišta i vretena. Promena dinamičkih osobina sklopa motor-vretena pod uticajem centrifugalnih sila i toplotnih deformacija ležišta, izazivaju značajne gubitke performansi glavnog vretena i skraćuju radni vek. Evidentna je činjenica da su pred mašinama alatkama prisutni zahtevi za porastom snage i brzohodnosti uz istovremeno povećanje tačnosti mera, položaja i oblika, kao i kvaliteta obrađenih površina. Da bi se zadovoljili svi ovi kriterijumi poslednjih godina dolazi do naglog razvoja visokobrzinskih motor-vretena. Na slici 1.1 je prikazana šema visokobrzinskog motor vretena sa instalacijom za podmazivanje i hlađenje ležaja uljnom maglom.



Slika 1.1 Šema sklopa visokobrzinskog motor-vretena sa sistemom za podmazivanje [7]

Sklopovi visokobrzinskih motor-vretena su koncipirana kao elektromotori pri čemu je glavno vreteno integrisano sa rotorom, čime se eliminiše potreba za konvencionalnim prenosnicima kao što su zupčanici, kaišnici, itd. Ovakva koncepcija obezbeđuje povećanje stabilnosti, tako što se eliminišu nepovoljne pojave koje nastaju u prenosniku. Pored toga, se postiže bolja uravnoteženost, kao i tačnije upravljanje brzinom obrtanja sa stanovišta ubrzanja i usporjenja.

Zbog navedene složenosti sistema empirijska saznanja i analitički modeli razvijani prethodnih godina, nisu u mogućnosti da daju zadovoljavajuće sveobuhvatne rezultate, iz razloga što se ti procesi vrlo često odigravaju istovremeno i utiču jedan na drugog. Međutim, modelovanje i analiza toplotnih grešaka omogućena je razvojem informacionih tehnologija sa posebnim akcentom na softverske sisteme, gde se pre svega misli na *CAD (Computer Aided Design)* i *CAE (Computer Aided Engineering)* kao i većem saznanju o generisanju toplote, gubicima snage, prenosu toplote u okviru sistema, itd. Računarskom analizom je moguće dobiti širu sliku o prenosu

toplote i greškama koje nastaju kao posledica zagrevanja komponenata ili celokupne mašine alatke.

U poslednjih dvadeset godina napravljen je veliki napredak u modelovanju toplotnih grešaka mašina alatki. Potreba da se greške minimiziraju i kompenzuju diktirana je zahtevom za većom efikasnošću procesa obrade [8]. Prateći istoriju istraživanja identifikacije i redukovanja toplotnih grešaka mašina alatki, može se primetiti da je istraživanje postalo mnogo efikasnije sa početkom primene i razvojem sistema koji se baziraju na metodi konačnih elemenata (*MKE*). Razvoj modelovanja toplotnih grešaka, postao je moguć zahvaljujući povećanju računarskih performansi savremenih računara, razvoju naprednih *MKE* algoritama i sve većem poznavanju mehanizama generisanja toplote i prenosa toplote u celoj strukturi mašina alatki. Ovo se posebno odnosi na visoke brojeve obrtaja i brzine pomoćnog kretanja. Metod konačnih elemenata je omogućio dubinsku analizu toplotnog ponašanja mašina alatki, pod uticajem toplotnih izvora, ponora, interakcija prisutnih u strukturi mašine alatke i okoline. Štaviše, zahvaljujući *MKE*-u može se definisati uticaj pojedinačnih strukturnih komponenti, kako onih koje sadrže izvore toplote, tako i onih koje su podvrgnute uticaju spoljašnjih izvora toplote. Na primer, promenljive temperature okoline, *MKE* se takođe koristi za određivanje uticaja koeficijenta prenosa toplote usled prirodne i prinudne konvekcije.

Na osnovu potreba razvoja i istraživanja visokobrzinskih motor-vretena, može se zaključiti da je neophodan kompleksan pristup ovom sklopu kao složenom mehaničkom sistemu, koji direktno utiče na ponašanje mašine alatke u eksploataciji. Kompleksan pristup treba da omogući da se toplotno-mehaničko ponašanje mašina alatki predvidi još u fazi projektovanja. Kako su glavna vretena sa visokobrzinskim kotrljajnim ležištima još uvek najzastupljenija konstrukciona rešenja, to je pred ovaj rad postavljen zadatak da se motor-vreteno, analizira sa stanovišta toplotno-mehaničkog ponašanja, te da se kreira kompleksan toplotno-mehanički model sklopa motor-vretena. Na primeru sklopa visokobrzinskog motor-vretena, uležištenog kugličnim ležajima sa kosim dodirom, eksperimentalnim ispitivanjem želi se proveriti definisani model za identifikaciju toplotno-mehaničkog ponašanja i analizirati uticaj temperature na njegove statičke i dinamičke karakteristike. Takođe se kroz rad analiziraju uticaji različitih fluida za hlađenje motor-vretena, kao i uticaj količine protoka fluida kako za hlađenje statora, tako i za hlađenje i podmazivanje ležaja. Polazeći od ovako definisanog globalnog zadatka, istraživanja u radu su izložena u okviru devet poglavlja.

U *prvom poglavlju*, polazi se od značaja mašina alatki u ukupnoj metaloprerađivačkoj industriji, te konstatuje neprekidan razvoj tehničkih karakteristika istih. Ukazuje se na činjenicu da je ponašanje mašine alatke u eksploataciji uslovljeno ponašanjem odgovarajućih sklopova, te se konstatuje veliki uticaj sklopa motor-vretena na toplotno-mehaničko ponašanje. Pored toga, konstatuje se da toplotne, statičke i dinamičke osobine mašina alatki treba predvideti već u fazi projektovanja.

U okviru *drugog poglavlja*, detaljnije se ukazuje na sklop glavnog vretena, kako sa funkcionalnog, tako i sa konstrukcionog aspekta, te se definišu osnovni zahtevi koji se pred isti postavljaju. Usmeravajući istraživanja u pravcu toplotno-mehaničkog ponašanja, u ovom poglavlju se ukazuje na određene matematičke modele za analizu istog kod glavnih vretena. Ukazuje se i na veliki uticaj konstrukcionih parametara na porast temperature, a time i na

prednaprežanje ležišta. Na osnovu najnovijih literaturnih izvora, prikazuju se rezultati istraživanja, gde se zapaža i uvođenje giroskopskog efekta, centrifugalnih sila i kontaktne provodljivost, kao i primena Timošenkove teorije grede. Osim linearne teorije, ukazuje se i na primenu, u najnovije vreme, nelinearne teorije, pri čemu se uglavnom razmatra geometrijska nelinearnost. Na kraju se, imajući u vidu dosadašnja istraživanja kod nas i u svetu i postignute rezultate, definiše osnovni cilj i predmet istraživanja u okviru rada.

U *trećem poglavlju*, dat je kratak prikaz toplotnih pojava kod mašina alatki, njihov uticaj na sklop glavnog vretena kao i značaj istraživanja ovih pojava. Na kraju, analiziraju se vidovi prenosa toplote kod mašina alatki.

U *četvrtom poglavlju*, definisan je matematički model sklopa visokobrzinsko motor-vretena, u skladu sa postavljenim ciljem istraživanja. S obzirom na veliki broj parametara uključenih u analizu ponašanja sklopa visokobrzinskog motor-vretena, koji su međusobno povezani, model glavnog vretena (vreteno – ležaji - kućište) je podeljen na pet međusobno povezanih pod modela.

Model ležaja služi za određivanje sila kontakta, kontaktnih površina između kotrljajnih tela i staza kotrljanja i krutosti ležaja za svaku poziciju kotrljajnog tela. Model generisane toplote služi za određivanje generisane toplote u ležajima, statoru i rotoru vretena na bazi kontaktnih sila u ležaju i spoljašnjeg opterećenja, dok se u modelu prenosa toplote definišu i određuju koeficijenti provođenja i prenošenja toplote sa elemenata ležaja i glavnog vretena. Na modelu baziranom na metodi konačnih elemenata određuje se nestacionarna promena temperaturnih polja. Na bazi temperatura elemenata ležaja određuju se toplotna širenja elemenata ležaja. U poslednjoj fazi se na osnovu rezultata dobijenih u prethodnim fazama, analizira statičko i dinamičko ponašanje visokobrzinskog motor-vretena za različite brzine obrtanja i uslove hlađenja. U okviru matematičkog modela, date su osnovne teorijske podloge na bazi kojih je model razvijen.

Peto poglavlje, se odnosi na eksperimentalna istraživanja visokobrzinskog motor-vretena uležištenog jednorednim kugličnim ležištima sa kosim dodirnom. Prikazano je konstrukciono rešenje i eksperimentalni štand za identifikaciju dinamičkog i toplotnog-elastičnog ponašanja motor-vretena. Za prikupljanje i obradu podataka korišćena je savremena računarska oprema i odgovarajući programski sistem. Pri identifikaciji toplotno-elastičnog ponašanja, i u slučaju eksperimentalnog ispitivanja, posmatrane su deformacije vrha vretena samo usled toplotnog opterećenja, bez dejstva spoljašnjeg opterećenja. Ispitivanje toplotnog ponašanja eksperimentalnih modela je obuhvatilo određivanje stacionarnog temperaturnog stanja za različite eksploatacione uslove. Pri ispitivanju dinamičkog ponašanja posmatrane su vibracije motor-vretena pomoću davača ubrzanja. Navedena ispitivanja su sprovedena za različite brojeve obrtaja i uslove hlađenja.

U okviru *šestog poglavlja* prikazani su rezultati eksperimentalnih ispitivanja za različite eksploatacione uslove. Takođe prikazani su i rezultati dobijeni preko plana eksperimenta. Posebno su prikazani rezultati toplotnog ponašanja, toplotno-elastičnog i dinamičkog ponašanja za različite brojeve obrtaja i uslove hlađenja kako statora tako i ležaja.

Sedmo poglavlje sadrži rezultate dobijene na bazi računarskog modeliranja primenom programskog sistema opšte namene koji se bazira na metodi konačnih elemenata. Primenom ovog sistema izvršena je analiza toplotno-mehaničkog ponašanja motor-vretena, u cilju poređenja rezultata računarskog modelovanja i rezultata dobijenih eksperimentalnim ispitivanjem.

Pri identifikaciji toplotnog ponašanja na osnovu rezultata računarskog modelovanja, posmatran je porast temperature, a zatim je na osnovu temperaturnog polja određen porast prednapreznja ležišta usled toplotnog opterećenja. Pri analizi elastičnog ponašanja sklopa, određene su deformacije i krutost vrha vretena usled toplotnih opterećenja i usled dejstava spoljašnjih sila. Kod analize dinamičkog ponašanja određene su sopstvene frekvencije slobodno oslonjenog vretena i uležištenog motor-vretena, kao i modalni parametri motor-vretena. Na kraju se analizira uticaj temperatura na statičke i dinamičke karakteristike razmatranog motor-vretena.

U *osmom poglavlju*, prikazani su zaključci, na osnovu rezultata pojedinih segmenata i izvedenih istraživanja u celini. Nakon toga, dati su neki od pravaca budućih istraživanja ove problematike. Rezultati identifikacije toplotnog ponašanja pokazuju vrlo dobro poklapanje računarskog modeliranja temperature prednjeg ležišta u stacionarnom stanju sa eksperimentalnim rezultatima. Konstatovano je i zadovoljavajuće poklapanje krivih porasta temperature ležišta pri zagrevanju, pri računarskom modelovanju i eksperimentalnom ispitivanju za razmatrane brojeve obrtaja.

Deveto poglavlje sadrži pregled korišćene literature, koju čini 138 literaturnih naslova, koji su citirani u samom radu.

2 Prikaz dosadašnjih istraživanja ponašanja visokobrzinskih motor-vretena

Toplotne i mehaničke karakteristike sklopa glavnog vretena se menjaju u zavisnosti od različitih konstrukcionih, tehnoloških i eksploatacionih parametara, kao što su: konstrukcija sklopa (ležaja, vretena i dr.), geometrija delova, svojstva materijala, greške geometrije izrade i greške montaže, spoljašnje opterećenje, granični broj obrtaja, temperature elemenata ležaja, uslovi podmazivanja i dr. Toplota izaziva promenu kontaktnog pritiska u ležaju, koji se menja i utiče na granične uslove kao što su: razvijena toplota, toplotna kontaktna provodljivost, dinamička krutost, svojstva prigušenja sklopa glavnog vretena. Početni preklop stvara početni kontaktni pritisak na dodirnim površinama prstenova. Kako se toplotni gradijent menja duž radijalnog pravca sa vremenom i uslovima obrade, dolazi do toplotnih deformacija koje prouzrokuju negativnu promenu zazora, a samim tim i promenu kontaktnog pritiska kao indirektnu posledicu toplotnih deformacija [9].

S druge strane, pri višim brojevima obrtaja vretena razvija se velika količinu toplote, a rotirajući elementi (vreteno, unutrašnji prstenovi ležišta i ostali elementi sklopa koji se obrću) predstavljaju rotacione mase u sistemu, što zahteva precizno regulisanje hlađenja, podmazivanja i uravnotežavanja. Kao rezultat svega ovoga, toplotno-mehaničko ponašanje sklopa glavnog vretena je relativno teško predvideti pri računarskom modeliranju, pa se zbog toga često pored računarskog modeliranja vrši i eksperimentalna identifikacija ovih sklopova.

Na osnovu prethodnog moguće, je zaključiti da su jedan od osnovnih pokazatelja kvaliteta sklopa motor-vretena toplotno-mehaničke karakteristike. Istraživanje, razumevanje i predikcija složenih procesa prenosa toplote koji se javljaju među elementima i delovima sklopa motor vretena su pored mehaničkih, ključni za poboljšavanje performansi i pouzdanosti. Toplotno- mehničke karakteristike glavnog vretena značajano zavise od ponašanja ležaja za glavna vretena.

Za visokobrzinska vretena se danas koristi nekoliko tipova ležaja kao što su: aerostatički ležaji, magnetni ležaji, kotrljajni, hidrostatički i hidrodinamički ležaji. Izbor tipa ležaja određen je zahtevima primene odgovarajućeg glavnog vretena, odnosno prioriteto tih zahteva. Na primer, ako je koeficijent brzohodnosti (d_{mn}) do 3×10^6 [mm/min], glavna vretena sa visokom aksijalnom i radijalnom krutosti se generalno montiraju na kotrljajne ležaje [10]. S druge strane, za ekstremno visoke brojeve obrtaja gde je koeficijent brzohodnosti (d_{mn}) između $6 - 12 \times 10^6$ [mm/min] pogodni su aerostatički i elektromagnetni ležaji [4]. Dozvoljene brzine vretena, pouzdanost i performanse su obično ograničene osobinama ležaja. Shodno tome, modeliranje uležištenja je veoma važno u predviđanju toplotno-mehaničkog ponašanja vretena.

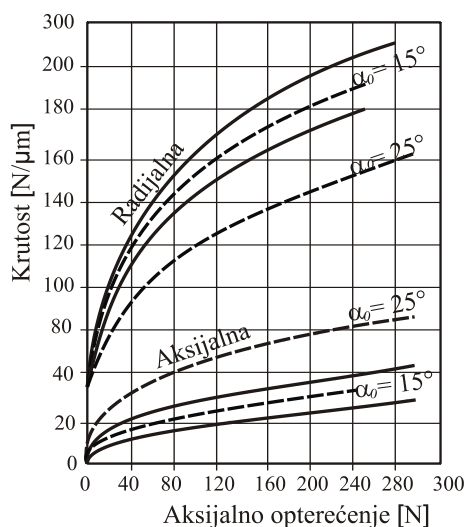
2.1 Istraživanja ponašanja kotrljajnih ležaja za uležištenje glavnih vretena

Kuglični ležaji sa kosim dodirom su najčešće korišćeni tip ležaja za uležištenje visokobrzinskih glavnih vretena, posebno motor-vretena. Ovi tipovi ležaja zahtevaju prednaprezanje kako bi se sprečilo klizanje i održala tačnost obrtanja. Takođe, prednaprezanje obezbeđuje i potrebnu aksijalnu i radijalnu krutost kako samog ležaja tako i glavnog vretena. U osnovi postoje dva tipa prednaprezanja ležaja sa kosim dodirom: kruto i konstanto prednaprezanje.

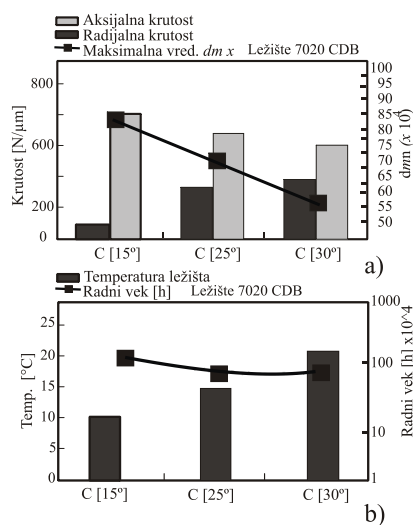
Modelovanje ležaja za glavna vretena je značajno za predikciju strukturnih deformacija tokom eksploatacije. Parametri ležaja se menjaju tokom rada vretena, što utiče na krutost. Na primer, relativna pomeranja centara zakrivljenosti staza kotrljanja, relativne brzine između unutrašnjeg i spoljašnjeg prstena, aksijalna i radijalna opterećenja, kao i razlika temperatura između unutrašnjeg i spoljašnjeg prstena i ugao kontakta, mogu se značajno menjati tokom eksploatacije. Osnovne jednačine za procenu tangencijalne matrice krutosti za svaki ležaj u eksploatacionim uslovima se baziraju na modelu koji je predložio Jones [11] i De Mul i dr [12]. Teorija kontakta između kotrljajnih tela i prstenova je bazirana na Hertz-u [13]. Na bazi Jones-ovog modela Harris i dr. [14] razvijaju kvazi-statički model visokobrzinskih ležaja. Cao [15] je prikazao matricnu formulaciju Harris-ovog modela. Sveobuhvatni analitički model ležaja za određivanje matrice krutosti na bazi Hertz-ove teorije kontakta [13] i Jones-Harris-ovih [14] kvazi-statičkih jednačina ravnoteže, bez razmatranja uticaja sila inercije prikazao je Gunduz i dr. [16]. Uticaj sila rezanja [15] [17], momenta trenja [18] [19] i toplotnih deformacija [20] [21] su ugrađeni u klasične modele ležaja pri analizi ponašanja glavnog vretena [15] [22] [23].

Modeli ležajeva uzimaju u obzir sledeće uslove:

- relativnu brzinu između unutrašnjeg i spoljašnjeg prstena,
- centrifugalne sile i delovanje giroškopskog momenta na kotrljajna tela, i
- relativna pomeranja centara zakrivljenosti staza kotrljanja usled toplotnih širenja.



Slika 2.1 Zavisnost aksijalne i radijalne krutosti kugličnog ležaja [24]

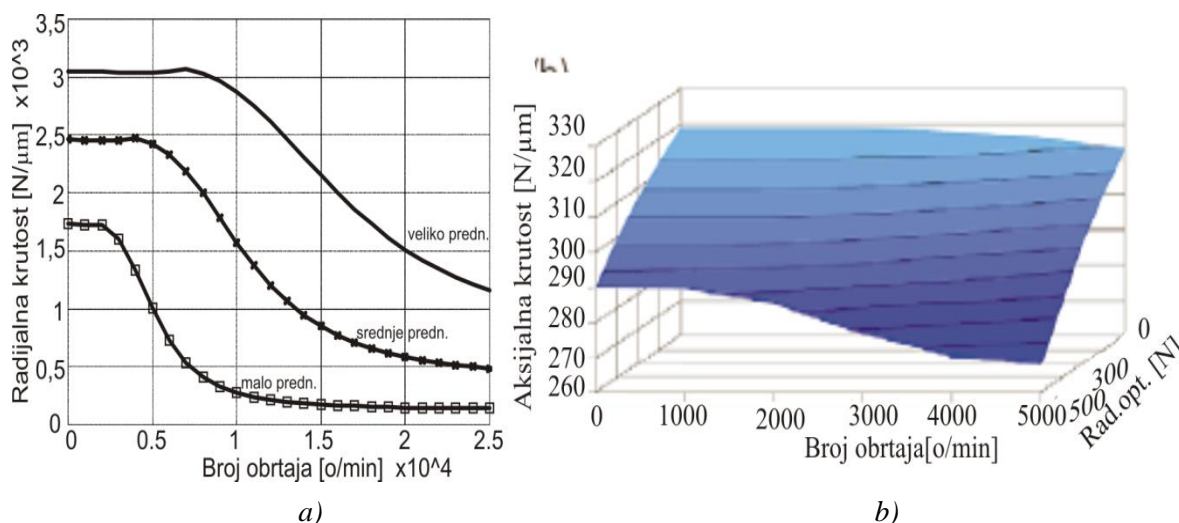


Slika 2.2 Zavisnost: a) aksijalne i radijalne krutosti i graničnog broja obrtaja; b) temperature i veka ležaja od ugla kontakta [25]

Aksijalna krutost sklopa glavnog vretena mašine alatke određena je, skoro u potpunosti, vrednošću aksijalne krutosti ležaja, koja značajno utiče na tačnost, dinamičku stabilnost i toplotne karakteristike, jer pri povećanju krutosti dolazi do povećanja prednaprezanja, a samim tim i do veće količine razvijene toplote na ležištu i većih toplotnih deformacija.

Kod kugličnih ležaja sa kosim dodirom ova krutost zavisi od ugla kontakta (α), povećanjem istog radijalna krutost opada, dok aksijalna krutost raste i obrnuto (Slika 2.1), što ima za posledicu istovremeno i smanjenje dozvoljenog graničnog broja obrtaja i veka ležaja (Slika 2.2a i Slika 2.2b) pri približno istom porastu temperature (Slika 2.2b).

Veličina radijalne i aksijalne krutosti, između ostalog, zavisi i od broja obrtaja i opterećenja (Slika 2.3a i Slika 2.3b). Pri većim brojevima obrtaja pod istim opterećenjem radijalna i aksijalna krutost se smanjuju, što je i posledica dejstva sila inercije [21] [26].

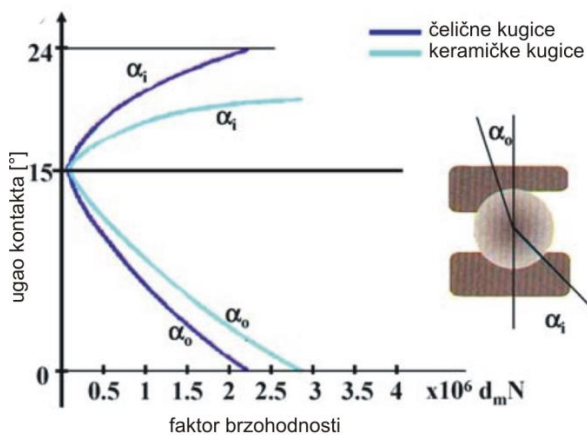


Slika 2.3 Promena radijalne i aksijalne krutosti kugličnog ležaja sa kosim dodirom u zavisnosti od broja obrtaja i prednaprezanja [21] [26].

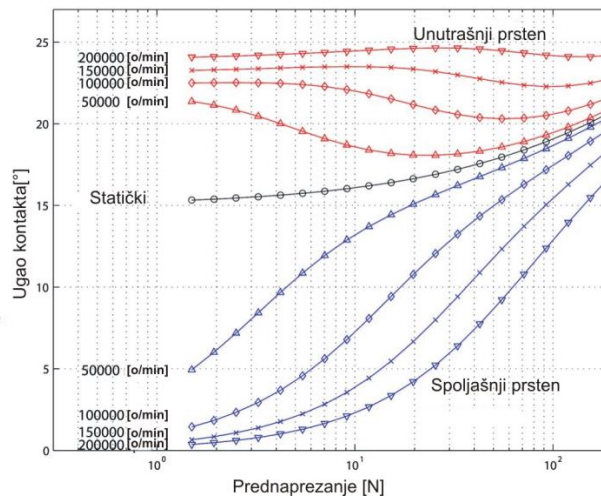
Pored uticaja prednaprezanja i opterećenja, kod visokobrzinskih ležaja, sile inercije značajno utiču na krutost ležaja usled promene kontaktnih opterećenja i uglova kontakta sa spoljašnjom i unutrašnjom stazom kotrljanja. Uticaj sila inercije na karakteristike kugličnih ležaja sa kosim dodirom su prikazani i u radovima [23] [27] [28].

Kao jedan od značajnih faktora koji utiče na krutost je centrifugalna sila koja se javlja pri obrtanju kotrljajnih tela oko svoje ose. Kod ležaja sa kosim dodirom, radijalna krutost opada sa povećanjem brzine odnosno centrifugalne sile, kada je ugao kontakta veći od $8,9 [^\circ]$. Broj obrtaja do $25000 [o/min]$ utiče samo oko $4 [\%]$ na krutost ležaja kod kojih je ugao kontakta $15 [^\circ]$. Kod većih uglova kontakta uticaj centrifugalne sile se povećava. Pri broju obrtaja od $15000 [o/min]$ i uglu kontakta od $40 [^\circ]$ uticaj centrifugalne sile na radijalnu krutost se povećava na $20 [\%]$ [29]. Centrifugalna sila smanjuje krutost ležaja iz dva razloga. Prvo, usled delovanja centrifugalne sile na kuglice smanjuje se kontaktno opterećenje između kuglica i spoljašnje staze kotrljanja, usled čega će Hertz-ova kontaktna krutost biti proporcionalna kontaktnom opterećenju. Drugi razlog leži u činjenici da pri delovanju centrifugalnih sila dolazi do promene ugla kontakta između kuglica i spoljašnje odnosno unutrašnje staze kotrljanja. Takođe povećava se ugao kontakta sa unutrašnjom, a smanjuje sa spoljašnjom stazom kotrljanja (Slika 2.4) [30]. Sa povećanjem broja obrtanja raste

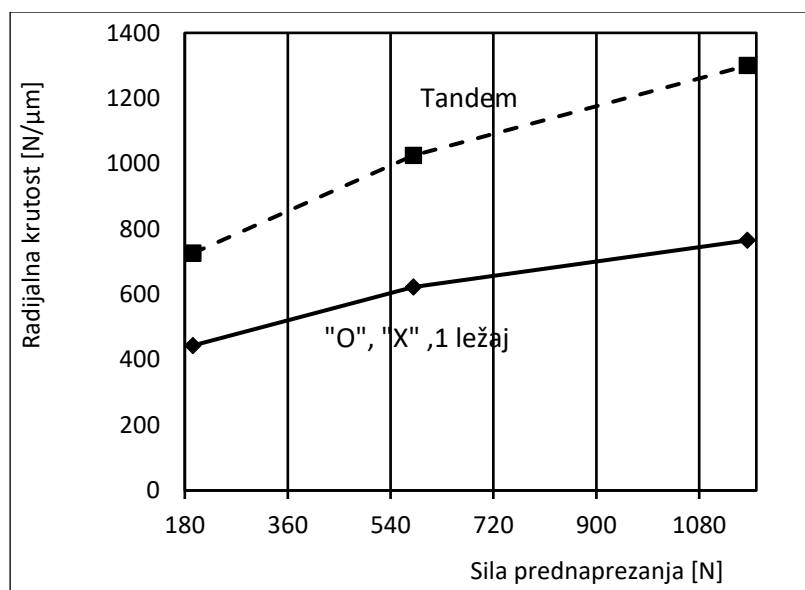
centrifugalna sila, što dovodi do smanjenja krutosti. Dalje, povećanja sile prednapreznaja obezbeđuje kontakt između kuglica i prstenova (Slika 2.5), što dovodi do povećanja krutosti ležaja (Slika 2.6).



Slika 2.4 Promena ugla kontakta u zavisnosti od faktora brzohodnosti [29]



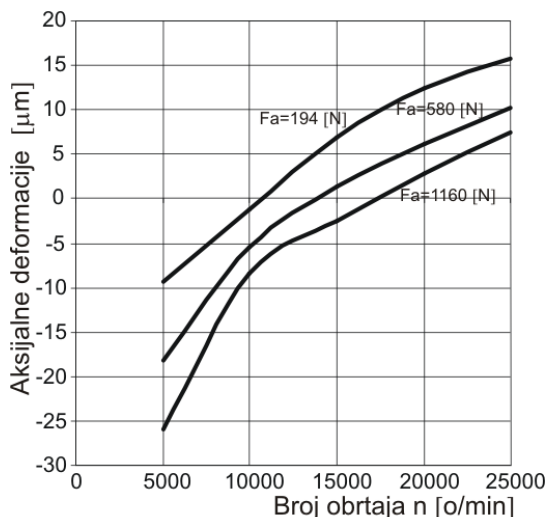
Slika 2.5 Promena ugla kontakta u zavisnosti od prednapreznaja [23]



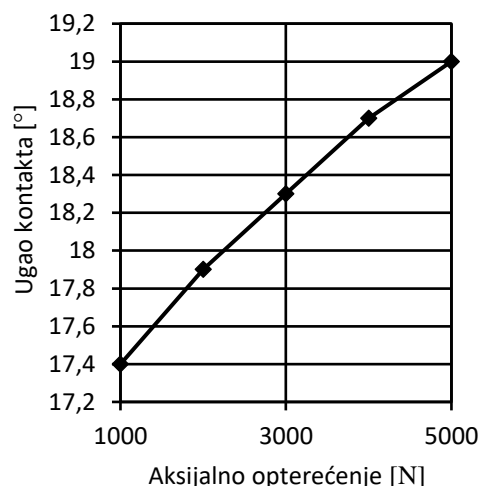
Slika 2.6 Zavisnost radialne krutosti od sile prednapreznaja [31]

Do istih zaključaka se došlo i u radovima [26] [32] pri čemu se naglašava da u slučaju kada su aksijalne deformacije negativne dolazi do povećanja aksijalne krutosti.

Obrnuto, aksijalna krutost je manja sa povećanjem broja obrtaja, odnosno u slučaju kada dolazi do pozitivnih aksijalnih deformacija (Slika 2.7) [32]. Cao je u [15] i Živković u [31] su došli do zaključka da, ukoliko nema delovanja centrifugalne sile, na nižim vrednostima prednapreznaja, promena krutosti i ugla kontakta je nelinearna, ali teži linearnosti ka većim vrednostima prednapreznaja (ili spoljašnjeg aksijalnog opterećenja) (Slika 2.8).

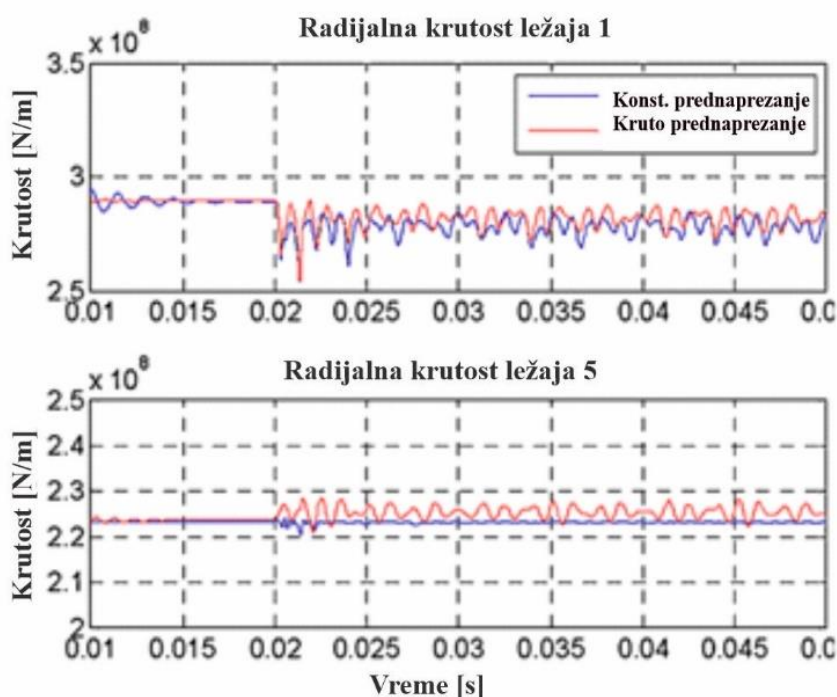


Slika 2.7 Promena aksijalnih deformacija u zavisnosti od broja obrtaja za različite vrednosti sile prednaprezanja [32]



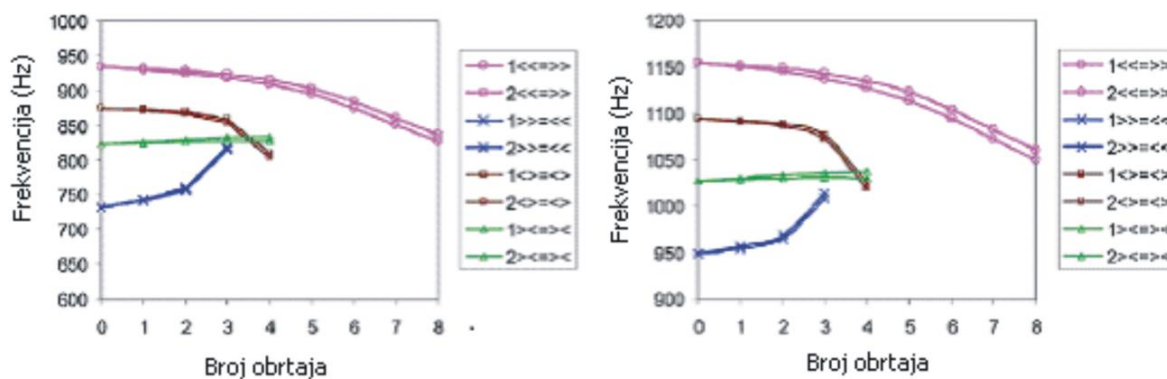
Slika 2.8 Promena ugla kontakta spoljašnjeg aksijalnog opterećenja (prednaprezanja) za ležaj serije 7011 CDGA [31]

Krutost ležaja zavisi od veličine kotrljajnih tela, zakrivljenosti staza kotrljanja i ugla kontakta. Međutim, dinamičko ponašanje ležaja se menja usled promene prednaprezanja, sila rezanja, brzine vretena i toplotnih širenja. Ovi faktori značajno utiču na nelinearno ponašanje samog glavnog vretena. Usled nelinearne zavisnosti radijalna krutost ležaja pri delovanju radijalnog i aksijalnog opterećenja se menja tokom vremena pri rezanju. Cao [15] je pokazao da aksijalna sila ima značajni uticaj na krutost ležaja nego radijalna sila i stoga se promena krutosti ležaja poklapa sa frekvencijom sile rezanja u aksijalnom pravcu (Slika 2.9). Sopstvena frekvencija sistema je povezana sa krutošću ležaja, pa se povećava sa prednaprežanjem zbog povećanja krutosti ležaja, ali se smanjuje sa brzinom vretena zbog centrifugalne sile kao što je eksperimentalno pokazano u [33] [15].

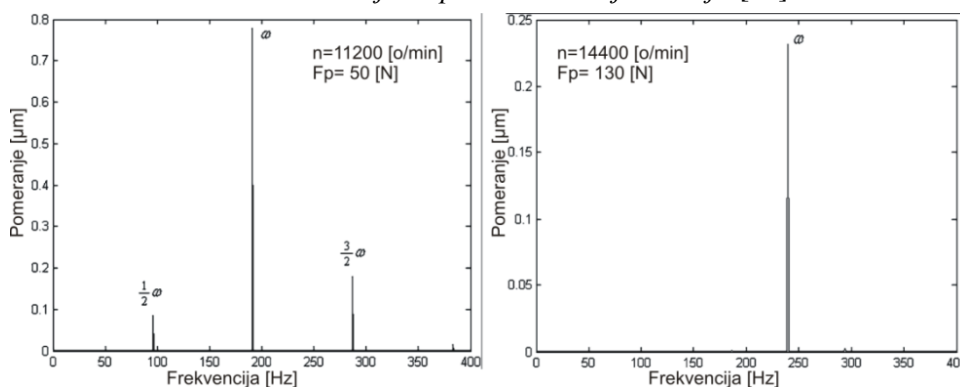


Slika 2.9 Promena radijalne krutosti ležaja u zavisnosti od sila rezanja tokom vremena [15]

Prema Li-ju [21] veličina sopstvene frekvencije takođe zavisi od načine ugradnje kugličnih ležaja sa kosim dodirom. Primećeno je da za "X" raspored ležaja vrednosti sopstvenih frekvencija rastu pri povećanju broja obrtaja, dok kod "O" rasporeda ležaja sa istim prednapretnjem vrednost sopstvene frekvencije opada sa porastom broja obrtaja (Slika 2.10). Takođe, Changqing i dr. [34] su došli do zaključka da povećanje prednapretnja smanjuje amplitudu oscilovanja prstenova ležaja, bez obzira na povećanje broja obrtaja, čime se obezbeđuje stabilnost sistema (Slika 2.11).



Slika 2.10 Promene vrednosti prve i druge sopstvene frekvencije oscilovanja glavnog vretena za različite načine uležištenja sa promenom broja obrtaja [21]



Slika 2.11 Promena amplitude oscilovanja spoljašnjeg prstena kugličnog ležaja [34]

Dalji zahtevi za porastom brzohodnosti ležaja usloveli su razvoj istih sa keramičkim kuglicama. Za izradu kuglica najčešće se koristi silicijum-nitrid (Si_3N_4). Prednosti keramičkih kuglice u odnosu na čelične:

- 40 [%] manju masu ($\rho=3,2$ [gr/cm³]) što utiče na smanjenje centrifugalne sile kojom kotrljano telo deluje na spoljašnji prsten usled čega se povećava vek ležaja;
- 29 [%] manje temperaturno širenje ($\alpha=3,210^{-6}$ [m/m °C]), što dovodi do manjih toplinskih deformacija ležaja, manji porast temperature na spoljašnjem prstenu pri većem broju obrtaja, manjeg prednapretnja i manja količine razvijene toplote;
- 50 [%] veći modul elastičnosti (316 [kN/mm²]) što će usloviti manje deformacije ležaja ;
- veću tvrdoću (HV10 na 20 [°C] je 1700);

- manje trenje koje izaziva manju količinu razvijene toplote, nižu radnu temperatura ležaja, što je veoma značajno kod povećanja broja obrtaja čime se obezbeđuje jedan od glavnih zahteva vretena visokih performansi;
- otpornost na visoke temperature bez gubitka tvrdoće;
- veću otpornost na hemijske reakcije i koroziju;
- anti magnetičnost i
- veću električnu otpornost ($10^{17} \div 10^{18} [\Omega \text{mm}^2/\text{m}]$).

Prethodni mehanički modeli ležaja su neophodni za modeliranje i toplotno-mehaničko-analizu visokobrzinskih glavnih vretena. Cilj modeliranja i analize glavnog vretena je simulacija performansi vretena i optimizacija dimenzija (vrha vretena, rastojanja između ležaja i dr.) tokom faze projektovanja, kako bi se postigla maksimalna statička, toplotna i dinamička krutost uz povećanje brzine rezanja sa minimalnim dimenzijama i snagom.

2.2 Analiza dinamičkog ponašanja glavnih vretena

Predikcija dinamičkog ponašanja mašine alatke u fazi projektovanja predstavlja važan korak pri razvoju istih. Posebno značajno mesto, pri tome, zauzima identifikacija dinamičkog ponašanja glavnih vretena, koja je uslovljena ponašanjem pojedinih elemenata (držača alata, alata, ležaj), kao i uticajem veza (spojeva) među elementima. Dinamičko ponašanje sklopa glavnog vretena direktno utiče na stabilnost procesa rezanja. Njegove osobine takođe utiču i na pouzdanost čitavog sistema. Problem sagledavanja dinamičkih osobina sistema glavno vreteno-ležajevi, a za mnoge autore i sveobuhvatnijeg sistema vreteno-ležajevi-držač alata-alat leži u tome što se sa svakom promenom broja obrtaja, alata, držača alata, menjaju uslovi i osobine sistema. Nalaženje sopstvenih frekvencija utiče na opsege brojeva obrtaja u kojima će mašina raditi, odnosno obrnuto, vreteno će se modifikovati tako da se sopstvene frekvencije oscilovanja nađu van standardnih opsega brojeva obrtaja pri kojima mašina alatka radi. Položaji uležištenja, način uležištenja, vrsta i tip alata i nosača alata i dr. uticaće na oblik oscilovanja glavnog vretena i na pouzdanost sistema. Pomeranje vrha vretena pri oscilovanju utiče na stabilnost procesa rezanja, doprinosi lošijem kvalitetu obrađene površine i nižoj tačnosti obratka.

Ranija istraživanja vezna za glavna vretena su prvenstveno bila bazirana na statičkim i kvazi statičkim analizama, dok se u poslednje vreme proširuju na optimalno projektovanje korišćenjem dinamičke analize. Uticaj dinamičkog ponašanja glavnog vretena na proces obrade je značajan, tako da se još kroz fazu projektovanja koncepcije mašina alatki treba vršiti poboljšanje dinamičkih karakteristika istih. Pri čemu, su posebno interesantne frekvencije oscilovanja glavnog vretena u nižim frekventnim opsezima. Matematički opis dinamičkog ponašanja moguće dobiti samo za jednostavne i idealizovane slučajeve. Usled toga, metoda konačnih elemenata (MKE) je najčešće korišćena metoda za analizu dinamičkog ponašanja glavnog vretena [35] [36] [37] [38] [39] [40] [41].

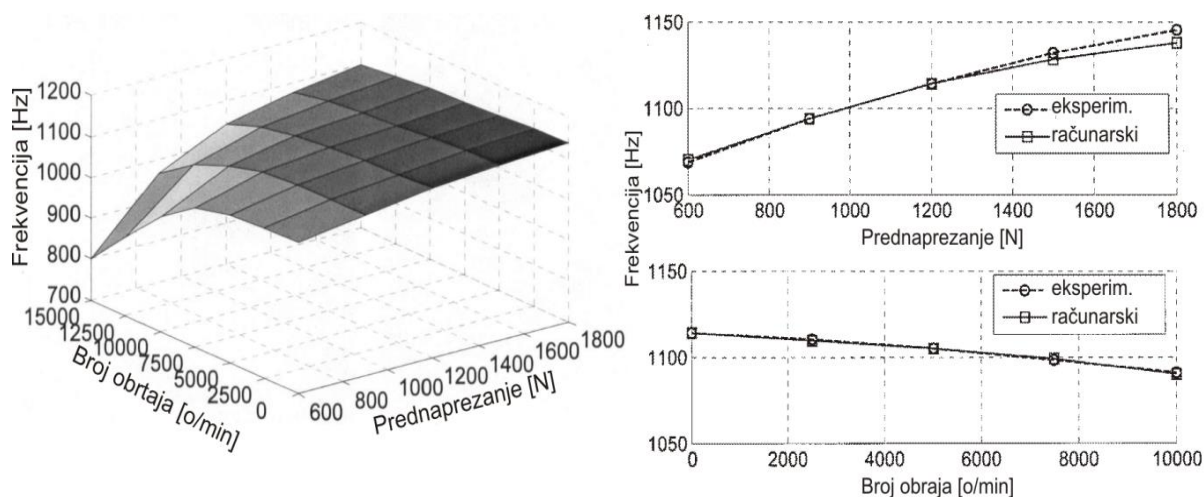
Pri definisanju MKE modela vretena, prvo se mora pravilno izabrati tip konačnog elementa. Najčešće korišćeni tipovi konačnih elemenata se zasnivaju na tri teorije: *Euler – Bernoulli*, *Rayleigh*-ovoj i *Timoshenko*-ovoj teoriji grede. *Euler –Bernoulli* (Ojler-Bernulijeva)

teorija grede je najjednostavnija i ista pretpostavlja da nema inercije usled obrtanja i napona smicanja na vretenu. *Rayleigh* (Rejlejeva) teorija grede uzima u obzir inerciju vretena ali ne i napone smicanja, dok i *Timošenkova* teorija grede uzima u obzir oba efekta pri modeliranju, te je najsloženija ali i najpreciznija. *Košarac* [42] je prikazao određivanje prenosnih funkcija elemenata strukture, zasnovane na *Ojler – Bernulijevoj* i *Timošenkovoj* teoriji greda. Na osnovu prikazanih rezultata može se konstatovati da obe metode daju rezultate koji se neznatno razlikuju. Autor konstatuje da je pri analizi vitkih delova moguće i opravdano primeniti *Ojler – Bernulijeve* teoriju grede, uz zadovoljavajuću tačnost rezultata. Navedeno ima opravdanje, pre svega u fazi projektovanja koncepcije mašine alatke.

Nelson [43] je koristio *Timošenkovu* teoriju grede da definiše funkciju oblika i matricu krutosti vretena, uključujući uticaje giroskopskog momenta, deformacije smicanja i aksijalnog opterećenja. Dinamički model sistema vreteno-ležaji se može dobiti integracijom dinamičkog modela vretena i dinamičkog modela ležajeva. *Lin* i dr. [29] su razvili integrisani model sistema vreteno-ležaji za ispitivanje uticaja visokih brzina na dinamičke karakteristike. *Li i Shine* [44] su definisali MKE model vretena dodajući krutost i prigušenje. Ovaj sveobuhvatni model je kasnije primenjen za optimizaciju parametara pri projektovanju sistema vreteno-ležaji [45].

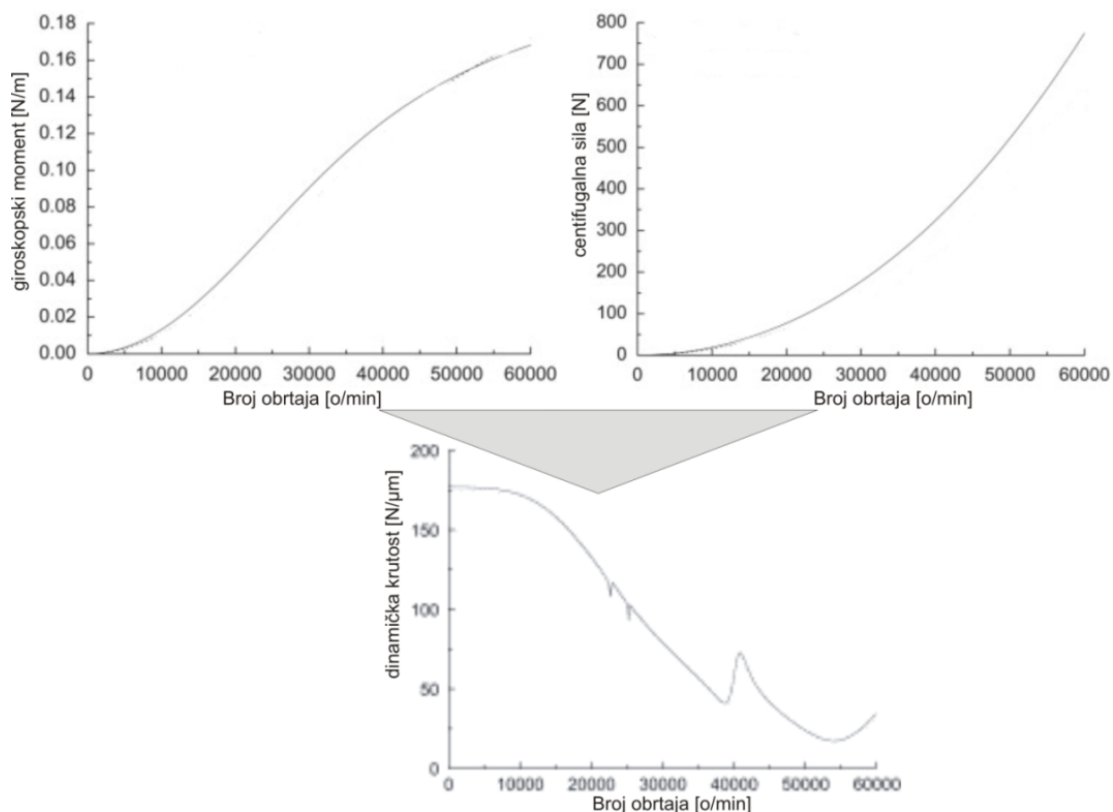
Uticaj prednaprezanja ležaja, centrifugalne sile na sopstvene frekvencije, oblike oscilovanja i određivanje funkcije frekventnog odziva vrha alata prikazao je *Altintas* i dr. [46]. *Altintas i Cao* [37] su prikazali opšti metod sklopa glavnog vretena za analizu statičkog i dinamičkog ponašanja usled delovanja sila rezanja. *Alfares i dr.* [16] koriste matematički model sa pet stepeni slobode za istraživanje uticaja aksijalnog prednaprezanja kugličnih ležaja sa kosim dodirom na dinamičko ponašanje glavnog vretena brusilice. Oni pokazuju da aksijalno prednaprezanje ležaja značajno redukuje nivo vibracija kod glavnog vretena.

Kako bi se detaljnije razmatrao uticaj krutosti i prednaprezanja na sopstvenu frekvenciju sistema glavnog vretena, *Cao* je u [15] odvojeno analizirao uticaj prednaprezanja i broja obrtaja na drugu sopstvenu frekvenciju glavnog vretena (Slika 2.12). Kao što se sa slika može zaključiti, sopstvena frekvencija se povećava sa 1068 na 1142 [Hz], kada se prednaprezanje poveća sa 600 na 1800 [N]. Međutim, sopstvena frekvencija opada sa 1140 na 1090 [Hz], u slučaju povećanja broja obrtaja na 10000 [o/min].



Slika 2.12 Uticaj prednaprezanja i brzine na drugu sopstvenu frekvenciju glavnog vretena [15]

Kako broj obrtaja raste, dolazi do povećanja centrifugalne sile i giroskopskog momenta u ležaju, što dovodi do opadanja dinamičke krutosti i do 20 [%] u odnosu na statičku krutost glavnog vretena (Slika 2.13) [28] i opadanja kritičnog broja obrtaja usled smanjenja prednaprezanja i krutosti ležaja [30].



Slika 2.13 Uticaj broja obrtaja na sile inercije i dinamičku krutost glavnog vretena[95]

Modifikovani metod pretrage zasnovan na genetskom algoritmu kako bi se pronašao optimalna krutost vretena za različite granične uslove su prikazali *Wang i Chen* [47]. Oko 60 [%] ukupne krutosti i oko 90 [%] ukupnog prigušenja mašine alatke koncentrisano je u spojevima [48]. Spojevi uključuju kontakte između vretena i nosača alata, nosača alata i samog alata. Kontaktna krutost između držača alata i glavnog vretena ima značajnu ulogu u celokupnoj krutosti glavnog vretena. *Riven* [49] je prikazao da je u sistemu “mašina – alata – pribor - obradak (*MAPO*) najslabija veza između držača alata i vretena, koristeći konusni držač alata 7/24. Utvrđeno je da 25 do 50 [%] deformacija vrha alata nastaje kao posledica veze (kontakta) vreteno-držač alata. Kontaktna krutost između vretena i držača alata je kasnije poboljšana razvojem *HSK* držača alata [50].

Aoyama i Inasaki [51] su preko eksperimentalnih ispitivanja i numeričke analize došli do zaključka da radijalna krutost na *HSK* držaču alata opada sa povećanjem broja obrtaja vretena u području visokih brzina usled gubitka kontakta na konusnoj površini. Usled povećanja broja obrtaja, povećava se centrifugalna sila koja izaziva elastično širenje provrta glavnog vretena i komponenti na *HSK* držaču alata što dovodi do gubitka kontakta na konusnoj površini držača alata. Kontaktna krutost između vretena i držača alata je određena preko zazora na konusnoj površini držača alata. Opšte posmatrano, povećanjem sile stezanja držača alata, povećava se kontaktna površina, što dovodi do povećanja kontaktne krutosti. Međutim, povećanjem kontaktne krutosti

manjuje se ugao nagiba na konusnoj površini kada sila stezanja dostigne kritični nivo. *Lin* [52] je došao do zaključka da povećanje sile stezanja držača alata *SK 50* iznad 20 [KN] nije povećalo kontaktnu krutost. Prema istom autoru potrebna sila na šipki za stezanja držača alata *SK 50* iznosi od 9 do 25 [KN] kako bi se obezbedio pravilan zazor između držača alata i vretena. Takođe, *Smith* i dr. [53] došli su do zaključka da povećanje sile stezanja držača alata povećava statičku krutost dok smanjuje prigušenje između vretena i držača alata. Modelovanje obradnog centra sa četiri kruta tela i odgovarajućim kontaktima između njih je prikazao *Bossoni* [54], pri čemu je konstatovano da model krutog tela obradnog centra aproksimira ponašanje fizičkog modela prototipa sa malim odstupanjima. Analitički model za predviđanje funkcije frekventnog odziva sistema glavno vreteno – držač alata – alat, koji se bazira na Timoshenkovoj teoriji grede su prikazali *Erturk* i dr. [55].

Na osnovu preseka literature vezane za istraživanja statičkog i dinamičkog ponašanja ležaja i glavnih vretena, kao i sistema vreteno-ležaji može se konstatovati sledeće:

- Prva sopstvena frekvencija vretena se povećava sa povećanjem prečnika vretena, dok ista opada sa povećanjem dužine vretena [45] [29] [56]
- Uticaj brzine obrtanja vretena je veći na nižim frekvencijama, dok su ti uticaji na višim frekvencijama neznatni u poređenju sa uticajem brzine obrtanja ležajeva [37] [57] [39].
- Sopstvena frekvencija sistema vreteno-ležaji se povećava sa povećanjem prednaprezanja usled povećanja krutosti elemenata ležaja [38] [29] [56]
- Kada se povećava prednaprezanje ležaja, prigušenje u sistemu glavno vreteno-ležaji opada [38].
- Što je veće početno prednaprezanje to se javljaju manje amplitude vibracija. Kako se prednaprezanje povećava na maksimalnu definisanu vrednost „*peak to peak*“ amplituda se smanjuje .
- Sklop glavnog vretena sa krutim prednaprezanjem ima veću krutost nego isto sa konstantnim prednaprezanjem pri višim brojevima obrtaja. Prema tome, ova vrsta prednaprezanja je poželjna na visokim brojevima obrtaja, ukoliko je toplotno prednaprezanje efikasno kontrolisano sa odgovarajućim sistemima za hlađenje. Takođe aksijalna krutost sklopa glavnog vretena je određena krutošću prednjeg uležištenja u slučaju konstantnog prednaprezanja. Spoljašnje opterećenje ima manji uticaj na sklop glavnog vretena u slučaju konstantnog prednaprezanja [58].
- Raspored ležaja u osloncu značajno utiče na krutost vretena [21] [31].
- Krutost ležaja opada sa povećanjem broja obrtaja, odnosno krutost ležaja se značajno više smanjuje pri nižim prednaprezanjima nego pri višim vrednostima, usled brzine obrtanja vretena [38] [57] [30] [31] [58].

Prikazana istraživanja o kojima je bilo reči su fokusirana na mehaničkom ponašanju sistema, zanemarujući njihove toplotne karakteristike. Postoji veza između toplotnog i mehaničkog ponašanja vretena. Kontaktne sile u ležaju sastoje se od četiri povezane komponente: početnog

aksijalnog prednaprezanja, toplotnog prednaprezanja, spoljašnjeg opterećenja i inercijinih sila. Porast temperature na glavnom vretenu, kućištu i ležajima izaziva promenu prednaprezanja, koja je povezana sa trenjem, statičkom i dinamičkom krutošću kako ležaja, tako i glavnog vretena. Kako se broj obrtaja povećava, povećava se i razvijena toplota na kontaktnim površinama ležaja. S druge strane, promenljivi toplotni izvori i ponori prouzrokuju kompleksno toplotno širenje, koje stvara dodatna toplotna opterećenja. Toplotna opterećenja utiču na krutost ležaja i indirektno menjaju statički i dinamičku krutost glavnog vretena. Obzirom da mehaničke i toplotne karakteristike glavnog vretena imaju uzajamno dejstvo jedne na druge, definisanje preciznog toplotno-mehaničkog modela sklopa glavnog vretena je od suštinskog značaja u predikciji ponašanja mašina alatki.

2.3 Istraživanja toplotnog ponašanja glavnih vretena

Generisana toplota u ležajima i motoru se prenosi kroz elemente sklopa motor-vretena izazivajući linearna i nelinearna toplotna širenja. Nejednaka raspodela temperatura izaziva elastične toplotne deformacije vretena, što rezultuje geometrijskim greškama radnog predmeta. Povećanje tačnosti mašina alatki je najvažniji cilj, kojem teže mnogi istraživači. Greške koje utiču na tačnost mašina alatki se mogu definisati u četiri kategorije: geometrijske, kinematske, toplotne greške i greške nastale kao posledica sila rezanja. Učešće toplotnih grešaka iznosi 40 do 70 [%] u ukupnim greškama mašine alatke [59] [60]. Osim toga, oko 75 [%] geometrijskih grešaka obratka nastaje pod uticajem temperature [3].

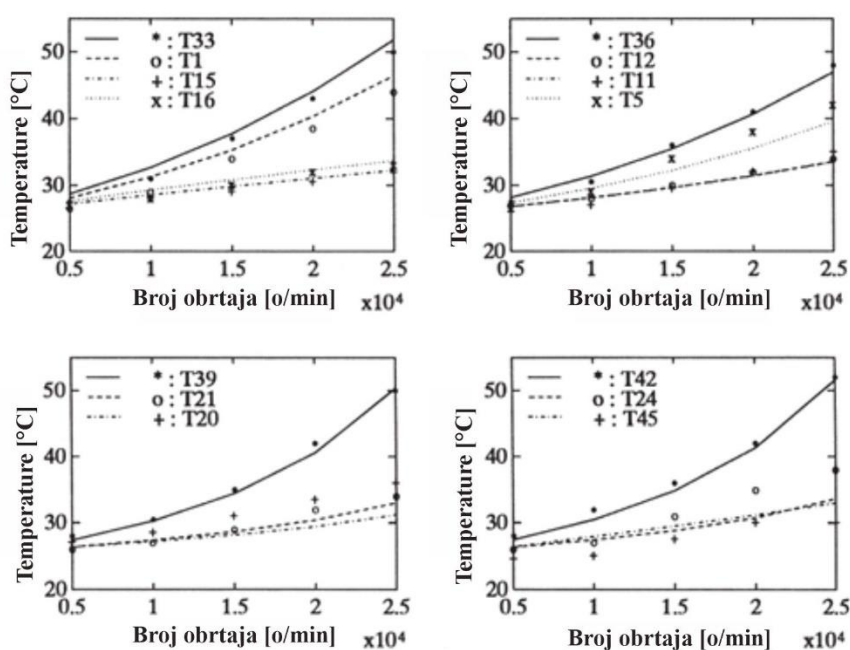
Sklop glavnog vretena predstavlja "jezgro" svake mašine alatke i jedan je od najsignifikantnijih elemenata koji utiče na proces rezanja. Da bi gore pomenuti zahtevi bili ispunjeni koliko je moguće, teži se ugradnji glavnih vretena sa znatno poboljšanim performansama, poznatim kao visokobrzinska motor-vretena. Ukoliko su poznati granični uslovi, prenos toplote unutar delova vretena se može modelovati korišćenjem simulacionih tehnika na bazi numeričkog proračuna tj. analize, na bazi metode konačnih elemenata (*MKE*) i konačnih razlika (*MKR*) i to na 2D ili 3D modelima.

Problemi koji se javljaju pri definisanju toplotnog modela za predviđanje, ogledaju se u složenosti modelovanja prenosa toplote na mestima kontakta između elemenata sklopa. Razlog tome, je što se zazor i/ili preklopi kontakta menjaju sa promenom temperature. *Mekid* je u [61] prikazao zavisnost između temperature ležaja i zazora u funkciji broja obrtaja, pri čemu se za ovakav slučaj moraju definisati nelinearni elementi toplotne otpornosti, na bazi teorije prenosa toplote.

Bairi i ostali su u [62] prikazali raspodelu temperatura na kotrljajnim elementima ležaja pri paraboličnom kretanju toplotnih izvora pri čemu su posmatrali zonu kontakta između kotrljajnih tela i staza kotrljanja, bez uticaja ostalih elemenata ležaja i sklopa glavnog vretena. U ovom radu je dato eksplicitno analitičko rešenje za određivanje trodimenzionalnog stacionarnog stanja temperatura na kotrljajnim telima. Ovaj način omogućuje određivanje rasporeda temperaturnih polja na kotrljajnim telima, trenutnih i prosečnih temperatura iznad zagrejanih zona bez obzira na vrednosti *Peceltov*-og broja. Razmatraju se dva slučaja: a) uniformni toplotni fluks i b) parabolički toplotni fluks. Trenutna temperatura za oba toplotna opterećenja je upoređena sa *Peceltovim*

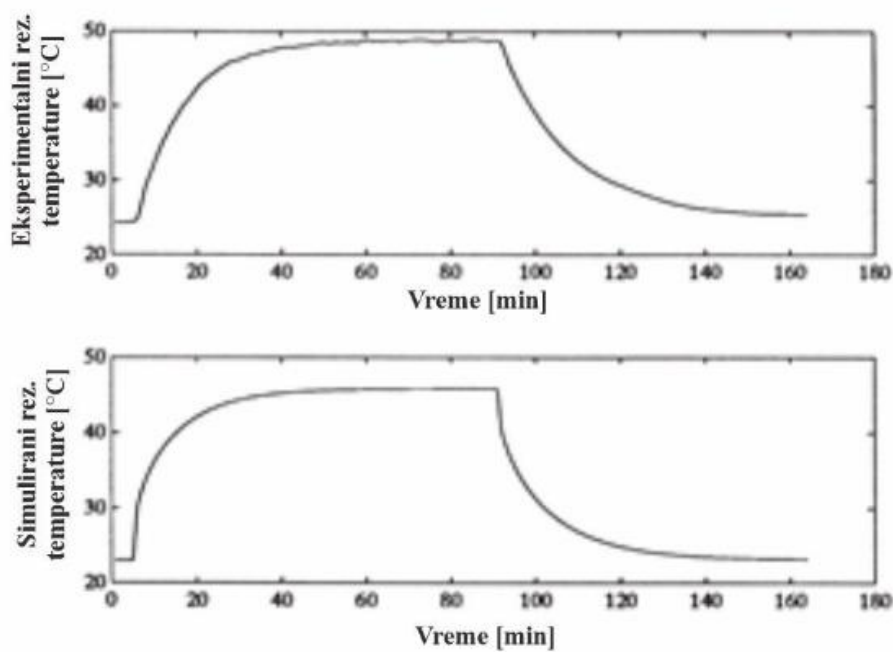
brojem. Na osnovu prikazanih rezultata autori su konstatovali da porast temperature na kotrljajnim telima zavisi od veličine kontaktne površine, odnosno od veličina polu osa eliptične površine.

Karakterizaciju toplotnih izvora i ponora na sklopu glavnog vretena, među prvima su izvršili *Bossmanns i Tu* [63], uključujući u računarski model sve toplotne izvore i ponore kao mehanizme prenosa toplote, kod sklopa glavnog vretena u zavisnosti od broja obrtaja i prednaprezanja ležišta. Razmatrano uležištenje sklopa glavnog vretena je sa hibridnim ležištima (ležaji sa keramičkim kuglicama). Pri postavljanju matematičkog modela centrifugalni i giroskopski efekti u ležištu su zanemareni, ali su uključeni svi vidovi prenosa toplote. Primenom definisanog modela moguće je predvideti porast temperature sklopa glavnog vretena za širok opseg brojeva obrtaja. Takođe, autori u svom radu predstavljaju model toka energije što je prvi korak za celokupan toplotno-mehanički model motor-vretena. Ovaj model toka energije uključuje osnovne izvore energije sklopa glavnog vretena kao što su: razvijena toplota na ležištima sa kosim dodirnom pod uticajem broja obrtaja, usled podmazivanja, toplota od elektromotora u rotoru i statoru kao funkcija obrtnog momenta i brzine, i toplota usled viskoznog smicanja vazduha pri obrtanju elemenata sklopa. Prednaprezanje ležišta je u matematičkom modelu zanemareno. U ovom radu osnovu za istraživanje predstavljaju: prenos toplote od izvora, raznovrsnost mehanizama prenosa, kao što su provođenje toplote ka unutrašnjosti kućišta vretena, provođenje kroz ležišta, konvekcija od statora i rotora i provođenje ka vretenu. Na slici 2.14 dat je prikaz izmerenih i simuliranih rezultata, na četrnaest lokacija, za brojeve obrtaja u opsegu od 5000 [o/min] do 25000 [o/min]. U radu se može uočiti zadovoljavajuće poklapanje rezultata vezanih za prednje uležištenje, žleb za hlađenje motora i vrh vretena. Međutim kod rezultata vezanih za zadnje uležištenje poklapanje rezultata eksperimentalnog ispitivanja i matematičkog modelovanja ima nešto veće odstupanje. Imajući u vidu da je zadnje uležištenje sa konstantnim prednaprezanjem (prednaprezanje oprugama) autori su imali problem određivanja prednaprezanja usled toplotnog opterećenja, usled čega se pojavljuje veće odstupanje rezultata na mestu zadnjeg uležištenja.



Slika 2.14 Poređenje temperatura stacionarnih stanja za različite zone motor-vretena [63]

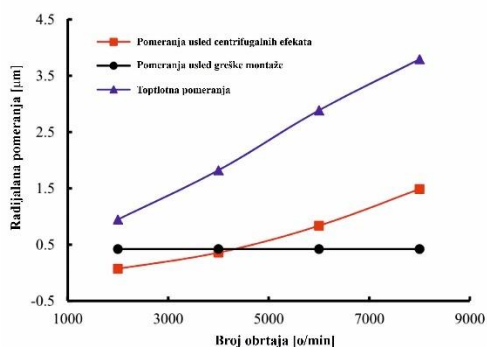
Slika 2.15 pokazuje verifikaciju rezultata dobijenih nestacionarnom simulacijom sa eksperimentalnim rezultatima u zoni blizu spoljašnjeg prstena prednjeg uležištenja, za konstantan broj obrtaja $25000 [o/min]$, i vreme trajanja od $80 [min]$, pri čemu se vidi da nakon prestanka obrtanja, temperatura naglo opada.



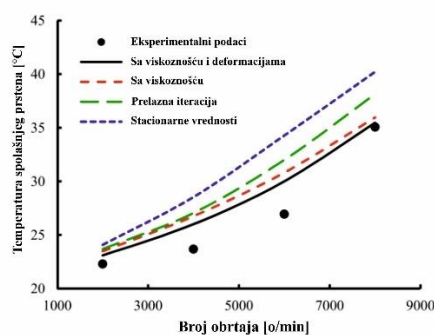
Slika 2.15 Promena temperature na ležajima, za $25000 o/min$ [63]

Stein i dr. [64] su predstavili matematički toplotni model glavnog vretena, izveden iz fizičkih zakona prenosa toplote i termo elastičnosti, koji se može koristiti kao deo sistema za praćenje, i predviđanje promene prednaprezanja u realnom vremenu. Promenljive u okviru ovog modela su temperature spoljašnjeg prstena/kućišta, temperature kotrljajnih tela i temperature unutrašnjeg prstena, dok je toplotno prednaprezanje algebarska funkcija pomenutih temperatura. Model je eksperimentalno verifikovan na primeru dva različita tipa motor-vretena i predstavlja put za lakše razumevanje promene prednaprezanja.

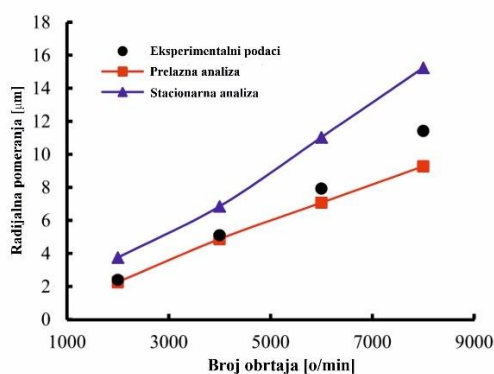
Yan i ostali su u [65] razmatrali toplotne deformacije glavnog vretena na principu toplotne mreže, koja prilagođava prenos toplote sa trenutnim protokom pomoću topologije mreže u nestacionarnom stanju. Da bi mogao da se izvrši proračun, svakom od elemenata toplotne mreže treba definisati izvore toplote, toplotne otpore, granične uslove, dok jednačina toplotne ravnoteže može biti ustanovljena za date uslove na bazi Kirhofovog zakona. Ovim modelom su simulirana toplotno/mehanička ponašanja parametara koji se menjaju tokom vremena (deformacije i viskoznost). Na slici 2.16 se vidi da pomeranja nastala kao posledica greške montaže ostaju nepromenjena tokom promene broja obrtaja, iz razloga što se te greške javljaju samo kao posledica montaže, dok toplotne greške i centrifugalni efekat imaju značajnu promenu, iz razloga što centrifugalna sila i temperature rastu usled povećanja broja obrtaja. Na slici 2.17 je prikazano poređenje rezultata dobijenih pomoću toplotnog modela sa rezultatima dobijenim eksperimentalnim ispitivanjima. Matematičkim modelom su analizirani rezultati dobijeni stacionarnom i nestacionarnom analizom.



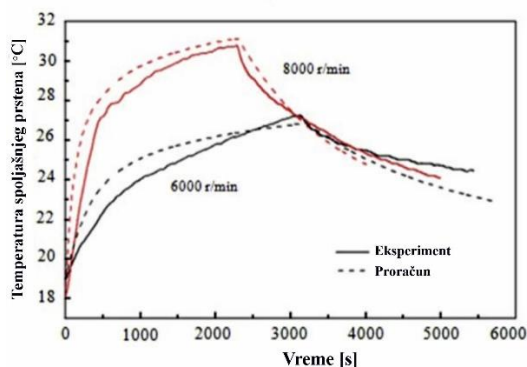
Slika 2.16 Veza između broja obrtaja i radijalnog pomeranja [65]



Slika 2.17 Poređenje stacionarnog i nestacionarnog modela sa eksperimentalnim rezultatima [65]



Slika 2.18 Radijalno pomeranje za tri različita tipa analize [65]

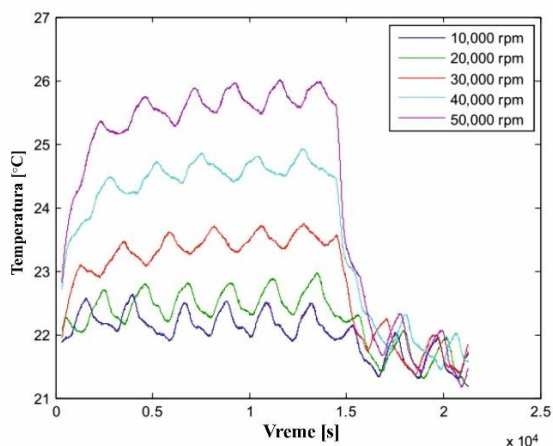


Slika 2.19 Promena temperature spoljašnjeg prstena u funkciji broja obrtaja [65]

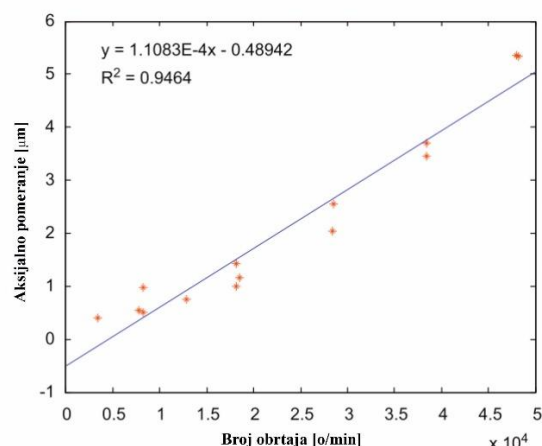
Na slici 2.18 je uočljivo da stacionarna analiza ima značajno veće vrednosti u odnosu na eksperimentalne, razlog tome su konstantne vrednosti graničnih uslova. Kada se upoređi nestacionarna analiza sa eksperimentalnim rezultatima, vidi se da je pri nižim vrednostima brojeva obrtaja greška manja, u odnosu na veće vrednosti brojeva obrtaja. Razlog tome je što pri manjim brojevima obrtaja granični uslovi imaju manji efekat, isto važi i za efekat temperatura-viskozitet. Radi verifikacije modela izvršeno je poređenje eksperimentalnih rezultata i rezultata dobijenih simulacijom za različite brojeve obrtaja (Slika 2.19).

Creighton i dr. [66] su predstavili integrisani model, kojim je obuhvaćena toplotna i strukturna analiza motor-vretena, mikro glodalice. Metoda konačnih elemenata je korišćena za simulaciju toplotnog ponašanja, gde su kao izvori toplote razmatrani: toplota generisana u motoru i keramičkim ležajima sa kosim dodirnom. Kao rezultati analize dobijene su vrednosti i lokacije maksimalnih temperatura i deformacije vrha vretena. Zatim su uz pomoć termoparova i kapacitivnih senzora izmerene temperature i deformacije na fizičkom modelu. Na kraju je uspostavljena šema kompenzacije za deformaciju vretena, kako bi bile smanjene greške obrade izazvane generisanom toplotom. Zaključeno je da ovaj sistem za kompenzaciju smanjuje temperaturne greške za 80 [%].

Na slici 2.20 vidi se promena temperatura u zoni prednjeg uležištenja, za različite brojeve obrtaja. Sledeći korak je da se na osnovu izmerenih temperatura i pomeranja razvije matematički model za određivanje aksijalnog pomeranja (Slika 2.21).



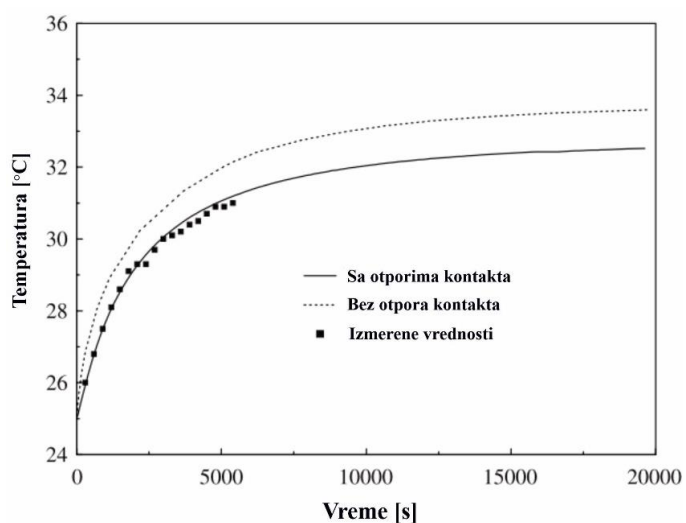
Slika 2.20 Promena temperature u funkciji broja obrtaja [66]



Slika 2.21 Aksijalna pomeranja u stacionarnim stanjima u funkciji broja obrtaja [66]

Wang i dr. [67] su takođe razvijali kompenzacioni model, međutim za razliku od prethodnog ovde je korišćen zakon o varijaciji grešaka (*Error Variation Law*). Zatim je eksperimentalnim putem pokazano da predloženi model tj. definisani kompenzacioni prilaz, smanjuje toplotne greške mašine alatke. Pored toga, ovaj model je pogodan za primenu u složenim industrijskim sistemima.

Toplotna otpornost kontakta između različitih delova sklopa može se dobiti eksperimentalnim putem [68] [69] ili teorijskim metodama [70] [71]. U većini prethodnih radova toplotna otpornost kontakta i promena količine razvijene toplote sa temperaturom je zanemarivana pri analizama toplotnog ponašanja sklopa glavnog vretena. Da se u većini slučajeva ove karakteristike ne mogu zanemariti pokazuju Min i ostali [72] koji u svom radu definišu model na osnovu modela iz rada [63], s tim da analiziraju porast temperature na kućištu u blizini ležišta. U modelu je uzeta u obzir i količina generisane toplote na ležištima kao jedan od glavnih izvora toplote. Poređenjem sa



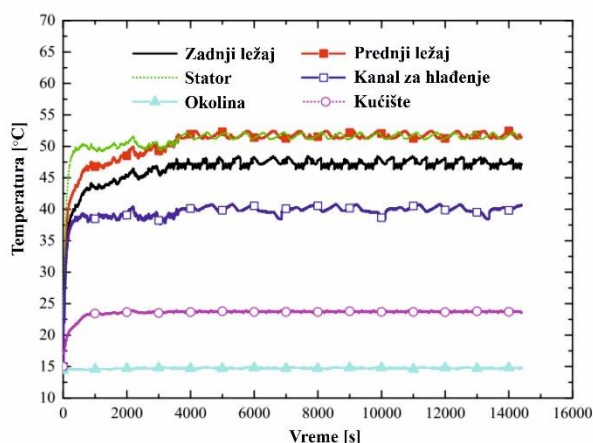
Slika 2.22 Poređenje temperatura za različite otpore kontakata [66]

eksperimentalnim rezultatima dolazi se do zaključka da ovakav model daje približnije rezultate eksperimentalnim nego model bez ova dva parametra. U radu su prikazana i toplotna pomeranja ispitivanog obradnog centra. Na slici 2.22 može se videti da je razlika između dva pomenuta slučaja $1,5 [^{\circ}C]$, pri čemu se eksperimentalno izmerene veličine bolje slažu sa drugim slučajem.

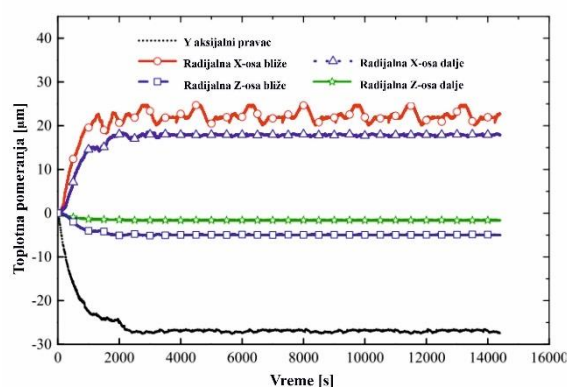
Sun i ostali [73] [74] definišu matematički model sklopa glavnog vretena, koji obuhvata izvor toplote promenljiv sa vremenom, kontaktnu provodljivost i prednaprezanje. Za istraživanje uticaja toplotnih deformacija na krutost glavnog vretena, sklop glavnog vretena je definisan tako da su statičke i dinamičke karakteristike predstavljene prema konceptu toplotno-elastične

zatvorene petlje. Na ovom modelu je prvo variran kontaktni pritisak u ležištu, koji značajno utiče na performanse mašine alatke i može biti izračunat na osnovu toplotnih i mehaničkih karakteristika kao što su: početni zazor između spoljašnjeg prstena i kućišta i unutrašnjeg prstena i glavnog vretena, izvori toplote i uslovi hlađenja. Dobijeni rezultati se podudaraju sa rezultatima dobijenim metodom konačnih elemenata. Drugo, uprošćeni model glavnog vretena je povezan sa dva podsklopa preko kotrljajnih elemenata. Primenom novog modela, ispitani su efekti nastali od početnih zazora u sklopu i broja obrtaja vretena na deformacije vrha glavnog vretena. Na bazi ovog modela su analizirani uticaji materijala ležišta (čelika, keramike) na karakteristike ležišta.

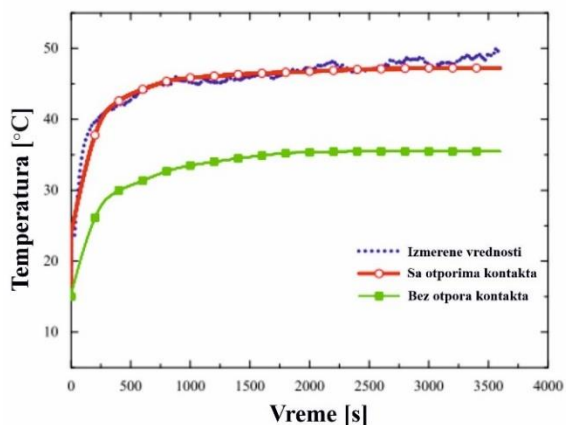
Greška modelovanja može biti smanjena uzimanjem u obzir uticaja toplotne otpornosti kontakta pri simulaciji toplotnog ponašanja mašine alatke i motor-vretena što je prikazano u [75] [72]. U ovim radovima, toplotne otpornosti kontakta dobijene su na osnovu ponavljanja eksperimenta i iskustva istraživača. Na slici 2.23, može se videti da motor-vreteno dostigne stacionarno stanje u roku od 1 [h], od ukupnog vremena trajanja eksperimenta od 4 [h] tako da je samo taj period uzet u razmatranje. Slično važi i za toplotne greške (Slika 2.24). Da bi bila jasnija razlika između modela koji ne uzima u obzir toplotne otpornosti kontakta i modela koji uzima, u ovim radovima je prikazan dijagram gde se vidi da je razlika u temperaturama 12 [°C], za zadnje uležištenje (Slika 2.25), dok je kod prednjeg uležištenja je razlika 11 [°C] (Slika 2.26).



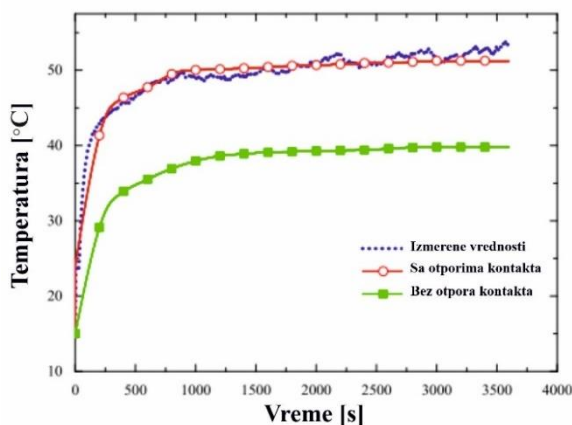
Slika 2.23 Distribucija toplote motor-vretena [75]



Slika 2.24 Toplotne greške motor-vretena [75]

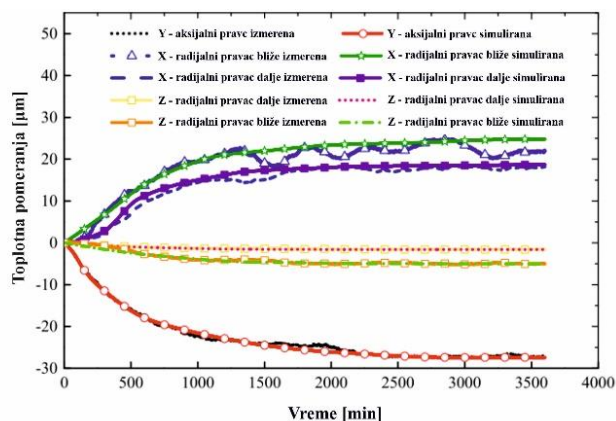


Slika 2.25 Poređenje eksperimentalno izmerenih veličina sa rezultatima simulacije zadnje uležištenje [75]



Slika 2.26 Poređenje eksperimentalno izmerenih veličina sa rezultatima simulacije prednje uležištenje [75]

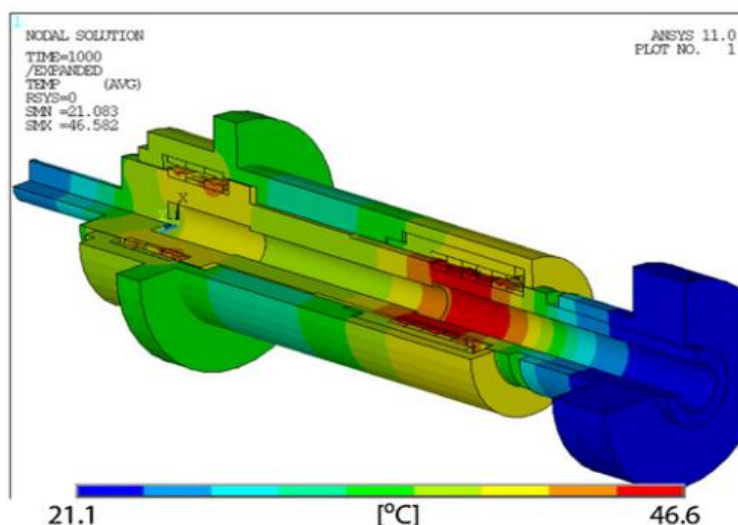
Sledeći korak u radu [75] je određivanje toplotne greške obrade po osama. Dat je prikaz na (Slika 2.27), gde se može videti da pomeranja u Y i X pravcu (radijalno), imaju vrednosti koje mogu narušiti tačnost obrade. Istovremeno, pomeranja u Z pravcu (aksijalno) su takođe značajna, tako da će se vreteno izdužiti u aksijalnom pravcu, što takođe ima veliki uticaj na tačnost obrade.



Slika 2.27 Poređenje izmerenih toplotnih grešaka sa vrednostima dobijenih simulacijom [75]

Kao što je već pokazano, toplotne deformacije glavnog vretena direktno utiču na greške obradnih centara usled toplotnog opterećenja. *Haitao* i dr. [59] ispitivali su u kolikoj meri toplotne deformacije utiču na sklop glavnog vretena. U radu su prvo definisane relacije za određivanje koeficijenta prenosa toplote sa površine glavnog vretena. U drugom delu rada su određena temperaturna polja na mestima uležištenja i pomeranja na vrhu glavnog vretena usled toplotnog opterećenja metodom konačnih elemenata. Matematički model čine samo glavno vreteno pri čemu su autori pretpostavili da su temperature na spoljašnjem prstenu ležišta iste sa temperaturama koje se javljaju na mestu uležištenja na samom glavnom vretenu. Na kraju, matematički model je eksperimentalno verifikovan i konstatovano je da numerički rezultati analize u potpunosti zadovoljavaju eksperimentalne sa stanovišta toplotnih deformacija.

U literaturi se mogu pronaći i istraživanja gde se toplotne otpornosti kontakta smatraju konstantnim tokom vremena. Na taj način su *Holkup* i dr. [76] predstavili *MKE* simulacioni model (Slika 2.28) za predikciju toplotno-mehaničkih efekata na ponašanje motor-vretena. Navedeni model koji je eksperimentalno verifikovan, sa jedne strane, može da se koristi za simulaciju promene temperatura, odnosno prenos toplote i strukturne deformacije delova motor-vretena, a sa druge strane, krutosti ležaja, kontaktnih opterećenja za definisane eksploatacione uslove.



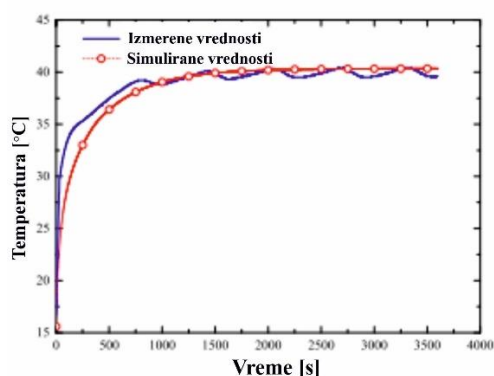
Slika 2.28 Temperature motor-vretena za $n=10000$ [o/min] $t=1000$ [s] [76]

Choi i dr. [77] su projektovali sklop glavnog vretena na bazi numeričkih rezultata. Projektovani sklop glavnog vretena je za petoosni obradni centar snage 22 [kW]. U prvoj etapi razvijen je eksperimentalni prototip sklopa glavnog vretena baziran na rezultatima dobijenih metodom konačnih elemenata, dok su u drugoj etapi upoređeni eksperimentalni i numerički rezultati. Prednje uležištenje ugrađeno je u "T-O" rasporedu sa velikim prednaprežanjem, dok su zadnja ležišta montirana u "O" rasporedu. Upoređujući eksperimentalne i numeričke rezultate autori su došli do zaključka da je pri numeričkoj analizi najvažnije tačno definisati koeficijent prenosa toplote, jer on u velikoj meri utiče na rezultate računarske analize.

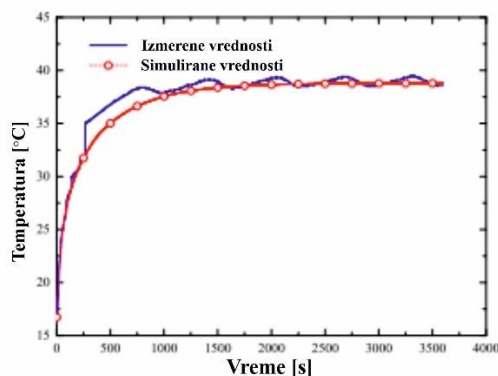
Jedan od prvih istraživača koji je ukazao na ostale parametre koji utiču na toplotno ponašanje ležišta je Jędrzejewski [78]. On analizira uticaj toplotne kontaktne otpornosti na porast temperature i gubitak snage trenja na ležištima sa kosim dodirom. Autor je postavio relacije za određivanje toplotne kontaktne otpornosti u zavisnosti od zazora između spoljašnjeg prstena i kućišta kao i vretena i unutrašnjeg prstena, oblika i veličina dodirnih površina između prstenova i vretena odnosno kućišta. Autor predlaže postavljanje dodatnih materijala (poliestra) između unutrašnjeg prstena i vretena, i spoljašnjeg prstena i kućišta.

Jędrzejewski i dr. [79] [80] su sprovedli računarsko modeliranje (primenom metoda konačnih elemenata i metoda konačnih razlika) toplotnog ponašanja visokobrzinskih motor-vretena uležištenih kugličnim ležištima sa kosim dodirom sa čeličnim i keramičkim kuglicama pri različitim uslovima hlađenja. Autori takođe konstatuju da dolazi do promene prednaprežanja ležišta s promenom temperature za obe vrste razmatranih ležišta.

S tim u vezi, za razliku od prethodno navedenih istraživanja Ma i dr. [81], istraživali su geometrijsko-mehaničko-toplotnu interakciju među delovima motor-vretena. Međutim karakteristično za ovaj model je što je korišćena Weierstrasse Mandelbrot-ova funkcija kako bi se i hrapavost površina uzela u obzir pri određivanju toplotne otpornosti kontakta. Radi verifikacije predloženog modela prikazani su dijagrami gde se vidi razlika u temperaturama između simuliranih i eksperimentalnih podataka.



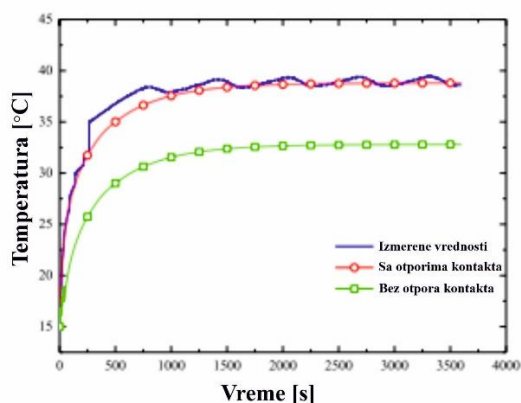
Slika 2.29 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima simulacije za prednje uležištenje [81]



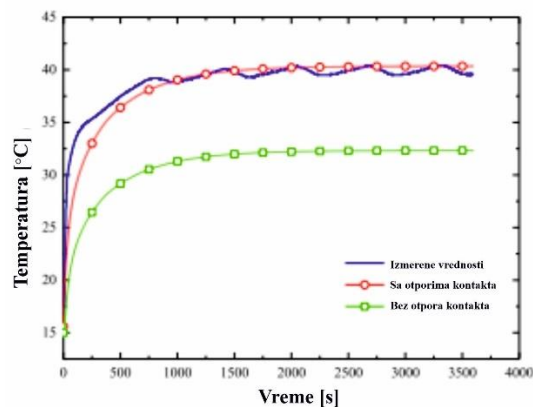
Slika 2.30 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima simulacije za zadnje uležištenje [81]

Temperature na prednjem (Slika 2.29) i zadnjem (Slika 2.30) uležištenju, ima tendenciju naglog rasta na samom početku, zatim postepeno dolazi do zasićenja, nakon čega motor-vreteno dolazi u stacionarno stanje. Ovaj fenomen se može objasniti na sledeći način. Naime dok

temperatura rashladnog fluida ne dostigne kritičnu vrednost, sistem za hlađenje ne može da vrši odvođenje toplote, što uzrokuje progresivno povećanje temperature. Nakon što rashladni fluid dostigne kritičnu vrednost, tada počinje da odvodi toplotu i hladi motor-vretno, što ima za posledicu smanjenje gradijenta porasta temperature sve dok ceo sistem ne dostigne stacionarno temperaturno stanje.



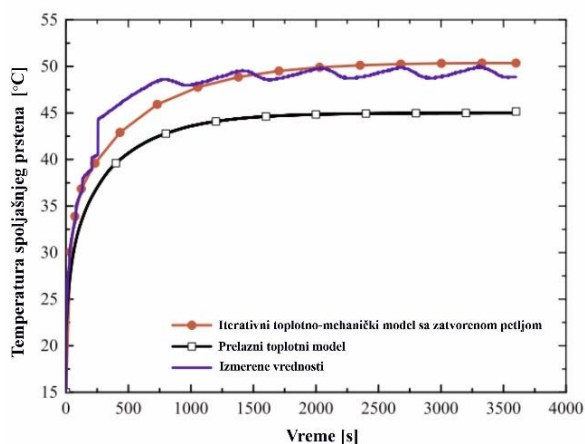
Slika 2.31 Poređenje simulacionih modela sa eksperimentalno izmerenim temperaturama za prednje uležištenje [81]



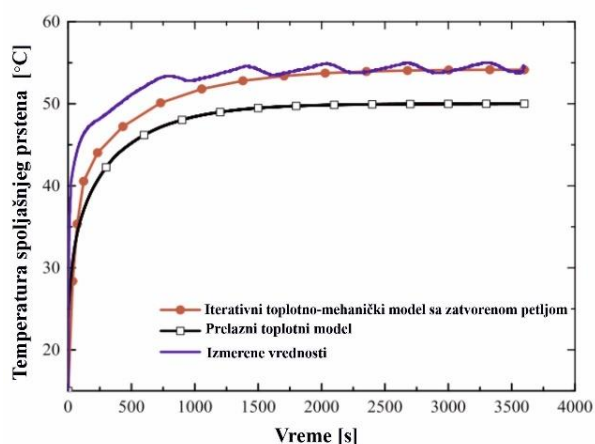
Slika 2.32 Poređenje simulacionih modela sa eksperimentalno izmerenim temperaturama za zadnje uležištenje [81]

Na slikama 2.31 i 2.32 je data uporedna analiza matematičkih modela sa i bez razmatranja toplotne otpornosti kontakta, i njihovo poređenje sa eksperimentalnim ispitivanjima.

Slično prethodnom Liu i dr. [82] su predstavili model sa zatvorenom petljom za određivanje toplotno-strukturne interakcije među elementima sklopa motor-vretena, koji takođe uzima u obzir hrapavost površine staza kotrljanja ležaja. Međutim kod ovog modela su zanemarene toplotne otpornosti kontakta u ležajima. Poboljšanje ovog modela se bazira na iterativnom modelu sa zatvorenom petljom koji modifikuje izvore toplote i granične uslove sklopa motor-vretena u svakoj iteraciji.

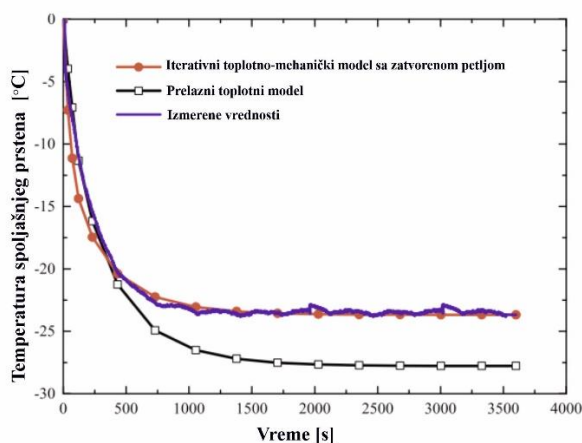


Slika 2.33 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih iterativnim modelom sa zatvorenom petljom za prednje uležištenje [82]

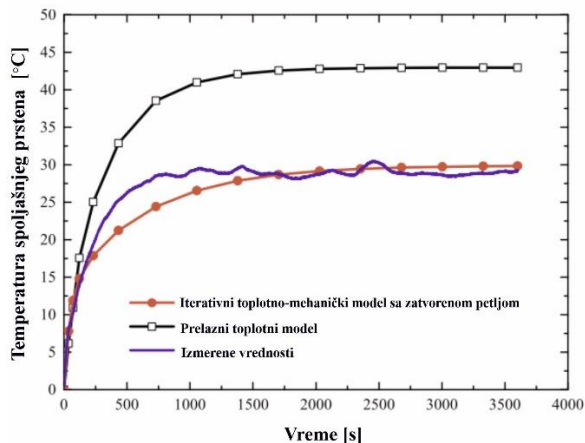


Slika 2.34 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih iterativnim modelom sa zatvorenom petljom za zadnje uležištenje [82]

Rezultati koji su dobijeni ovom iterativnom metodom sa zatvorenom petljom, imaju tačnije rezultate u poređenju sa eksperimentalnim, u odnosu na nestacionarnu toplotnu analizu (Slika 2.33 i Slika 2.34). Da je model adekvatan dokazano je i poređenjem rezultata pomeranja u aksijalnom i radijalnom pravcu (Slika 2.35 i Slika 2.36 respektivno).

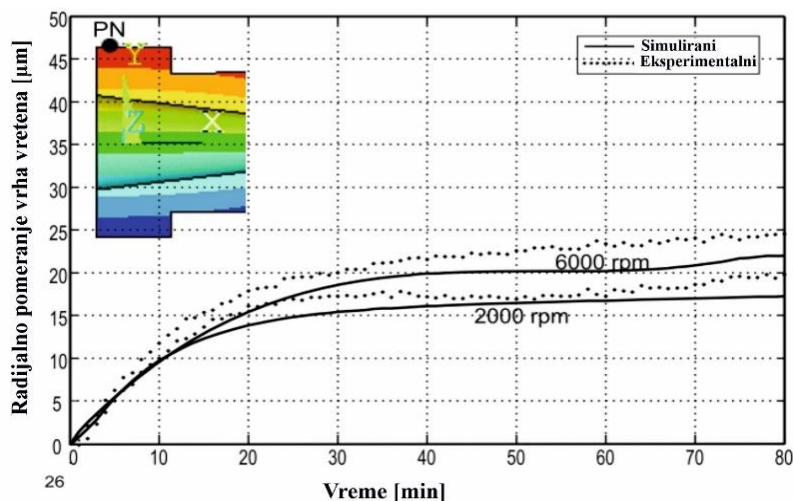


Slika 2.35 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja u aksijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [82]



Slika 2.36 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja u radijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [82]

Živković i dr. [83] su predstavili matematički model za predviđanje uticaja temperature na statičke karakteristike glavnog vretena, kao i uticaj toplotnog širenja elemenata na tačnost obrade. Predstavljeni model zasnovan je na mehaničkom modelu ležaja i numeričkom modelu glavnog vretena. Kod ovog modela karakteristično je da uzima u obzir nestacionarnu promenu temperature, toplotne deformacije i krutost ležaja u zavisnosti od ugaonog položaja kuglice. Pored toga, model nije ograničen brojem ležaja. Takođe, svakom ležaju može biti dodeljena tačna lokacija na modelu glavnog vretena. Poređenjem rezultata dobijenih razvijenim modelom i eksperimentalnim putem, pokazano je da se toplotne deformacije razlikuju za manje od 15 [%], dok se rezultati krutosti vrha vretena razlikuju za manje od 5 [%]. Poređenje između simuliranih i eksperimentalno izmerenih pomeranja vrha vretena (tačka PN, Slika 2.37) usled dejstva toplotnog opterećenja prikazano je za različite brojeve obrtaja tokom vremena. Uzrok ovakve distribucije toplotnog pomeranja je činjenica da je ukupna proizvedena toplota veća u prednjem nego u zadnjem uležištenju. U tabeli 2.1 dat je prikaz poređenja između simuliranih i eksperimentalno izmerenih vrednosti pomeranja tačke na vrhu vretena (PN), za stacionarno stanje, pri čemu su varirani brojevi obrtaja.

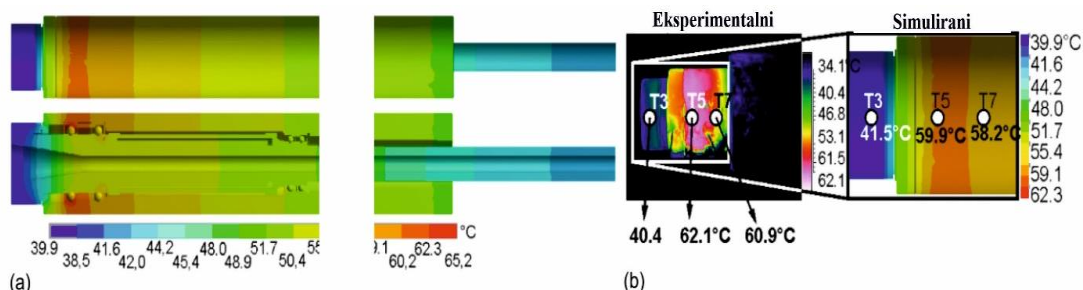


Slika 2.37 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata pomeranja tačke PN u aksijalnom pravcu sa simuliranim rezultatima [83]

Tabela 2.1 Aksijalno i radijalno pomeranje vrha vretena usled dejstva toplote [83]

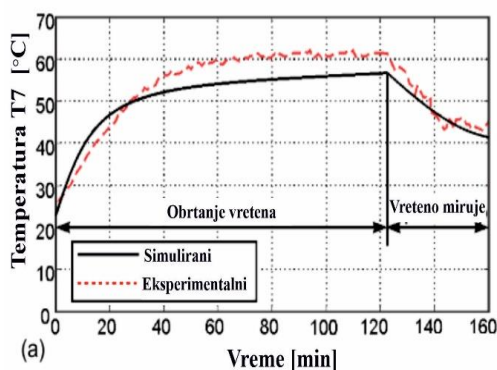
Broj obrtaja [o/min]	Simulirani rezultati		Eksperimentalni rezultati	
	Y	Z	Y	Z
2000	17,27	17,31	19,78	18,37
4000	19,56	19,60	21,34	20,62
6000	22,91	22,96	24,56	22,66

Živković i dr. [84] su predstavili sveobuhvatan metod za određivanje temperaturnih polja, pri čemu su uzeti u obzir promenljivi toplotni efekti visokobrzinskog glavnog vretena. Geometrijski parametri ležaja, kontakti uglovi posle prednapreznjanja, inicijalno prednapreznjanja, kontaktne sile i inercijalne sile su razmatrane u nestacionarnom stanju sa svaku ugaonu poziciju kuglice. Posle toga su na osnovu dobijenih rezultata, određene nove dimenzije kuglica i staza kotrljanja.

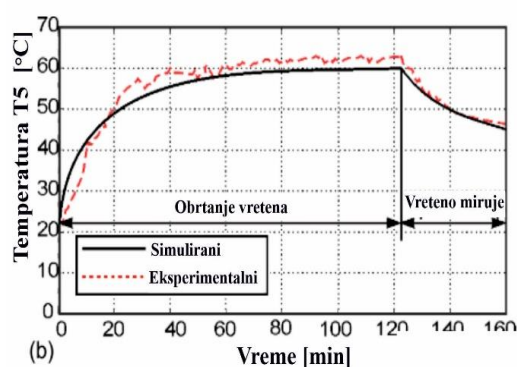


Slika 2.38 Raspodela temperature na vretenu pri 9000 obrtaja u minuti; (a) Simulirano i (b) eksperimentalno izmereno pomoću termovizijske kamere [84]

Na slici 2.38, prikazano je poređenje raspodele toplote koja je dobijena eksperimentalno pomoću termovizijske kamere i simulacijom tj. pomoću razvijenog matematičkog modela. Na slici 2.38a može se videti da su temperature na prednjem uležištenju veće od temperatura ostalih delova vretena i da raspodela temperatura nije ravnomerna na vretenu i kućištu. Na slici 2.38b je dat prikaz poređenja eksperimentalnih i simulacionih rezultata.



Slika 2.39 Poređenje eksperimentalnih vrednosti temperatura na mestu prednjeg uležištenja T7 sa simuliranim [84]

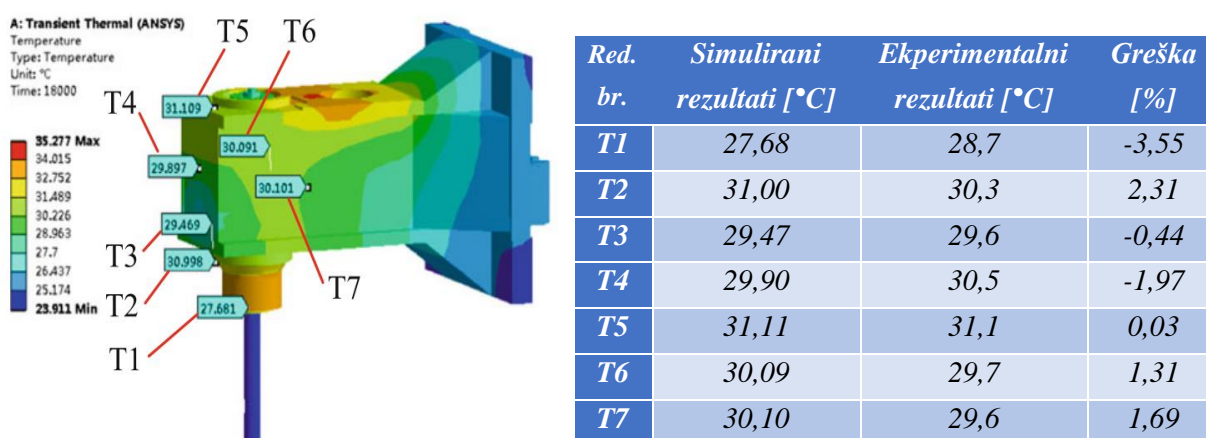


Slika 2.40 Poređenje eksperimentalnih vrednosti temperatura na mestu prednjeg uležištenja T5 sa simuliranim [84]

Temperatura na ležajima je prouzrokovana trenjem između kuglica i prstenova. Toplota koja je akumulirana u ležaju ima tendenciju da pređe na vretenu i kućište, pri čemu je veći deo

akumuliran u kućištu. Da bi model bio potvrđen izvršeno je eksperimentalno ispitivanje, gde su merene temperature kućišta i spoljašnjeg prstena ležaja, pomoću termoparova i termovizijske kamere. Maksimalne razlike u stacionarnom stanju u zavisnosti od mernih tačaka su od 2 do 5 [°C], na osnovu čega se može zaključiti da su razlike prihvatljive. Odstupanja vrednosti temperatura na mestu $T7$ i $T5$ (Slika 2.38b) su prikazane na (Slika 2.39 Slika 2.40).

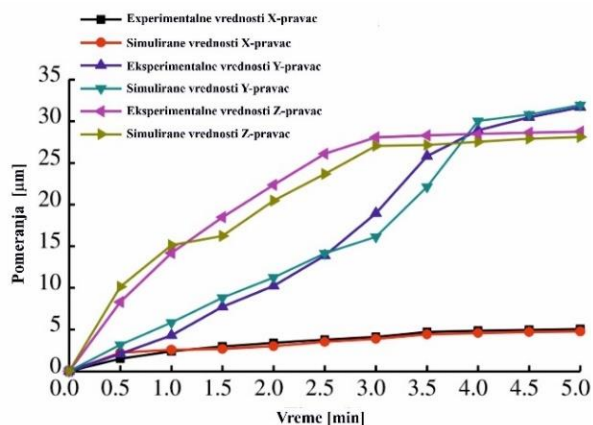
Za izračunavanje koeficijenta provođenja toplote, se ne primenjuju egzaktna pravila. Međutim, adekvatni granični uslovi su značajni pri definisanju proračunskog modela. Tu se misli na prenos toplote konvekcijom, koji može biti prirodni i prinudni [85]. Pojedini autori su se služili metodama veštačke inteligencije, da bi poboljšali tačnost modela. Li i dr [86] su koristili neuronsku mrežu sa ciljem da modifikuju koeficijente prenosa toplote u kontaktima, da bi poboljšali tačnost simulacije.



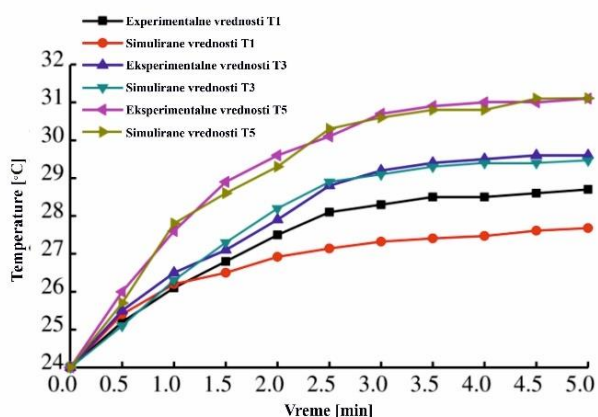
Slika 2.41 Raspored davača, vrednosti temperatura i poređenje rezultata dobijenih eksperimentalnim putem i razvijenim simulacionim modelom [86]

Neuronska mreža je formirana na bazi simuliranih vrednosti koeficijenta prenosa toplote u kontaktima. Zatim su eksperimentalno izmerene vrednosti temperatura na spoljašnjim površinama korišćene kao ulazni vektor za neuronsku mrežu, uz pomoć koje su kroz četrnaest iteracija dobijene vrednosti koeficijenata prenosa toplote u kontaktima. Efikasnost predložene metode je zatim testirana kroz stacionarnu i nestacionarnu analizu glavnog vretena. Na slici 2.41 dat je prikaz konzole mašine alatke sa glavnim vretnom, gde se vidi raspored termoparova i poređenje vrednosti rezultata dobijenih eksperimentalnim merenjem i razvijenim simulacionim modelom, kao i procentualna greška poklapanja.

Poređenje simuliranih i izmerenih pomeranja na mernim pozicijama u aksijalnom Z i radijalnom X pravcu, prikazano je na slici 2.42. Na kraju, rezultati simulacije dobijeni korišćenjem modifikovanih koeficijenata provođenja toplote ($CTHC$ - *Convective Heat Transfer Coefficients*) su bili u dobroj korelaciji sa eksperimentalnim rezultatima. Slično važi za temperature na pozicijama $T1$, $T3$ i $T5$ (Slika 2.43).

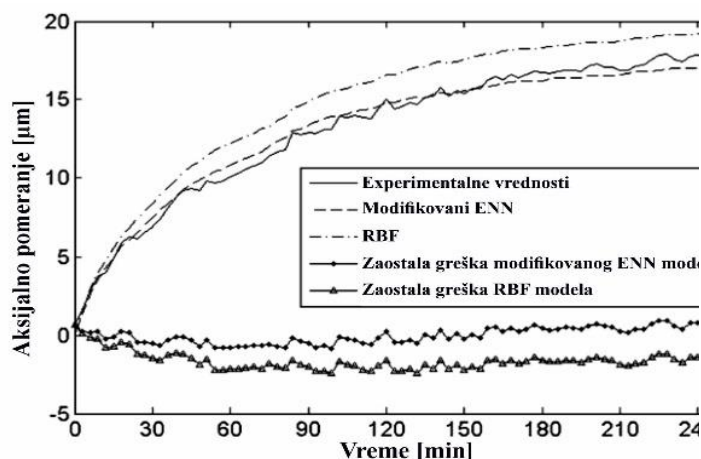


Slika 2.42 Poređenje eksperimentalno izmerenih pomeranja sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom [86]



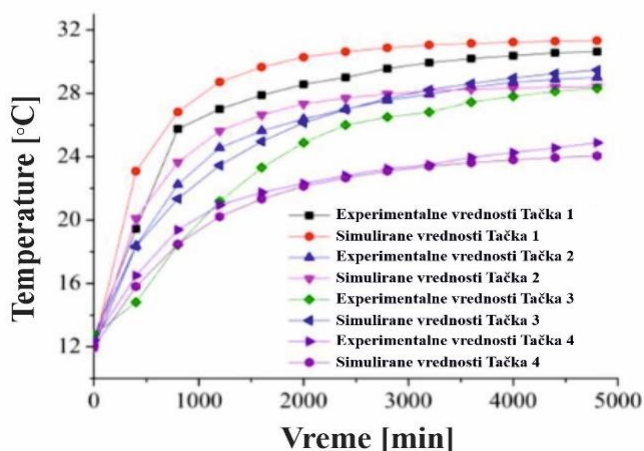
Slika 2.43 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom [86]

Yang i ostali su u [87] prikazali razvijeni model za predikciju toplotnih grešaka, slično kao prethodni zasnovan na neuronskim mrežama. Međutim, razlika od modela koji koriste standardnu neuronsku mrežu, jeste što se kod ovoga primenjuje neuronska mreža sa povratnom spregom, tzv. *Elman-ova* neuronska mreža (*Elman Neural Network - ENN*). U okviru ovog modela, omogućeno je da skriveni i izlazni sloj predstavljaju dodatne ulazne parametre. Zatim su tako određeni koeficijenti



Slika 2.44 Poređenje rezultata dobijenih pomoću modifikovanog ENN i RBF modela [87]

provođenja toplote primenjeni na MKE model glavnog vretena. Nakon eksperimentalne verifikacije razvijenog modifikovanog modela neuronske mreže, pokazano je da model ima viši nivo pouzdanosti i tačnosti, od standardnog modela neuronske mreže (*RBF- Radial basis function network*) (Slika 2.44).

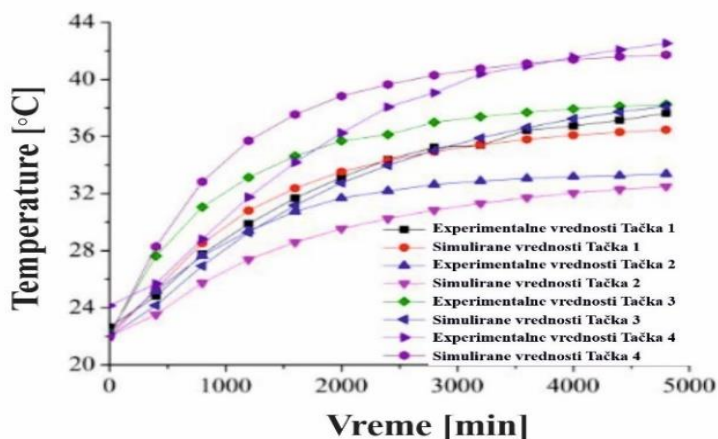


Slika 2.45 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim modelom za 10000 [o/min] [88]

ponašanje motor-vretena, tokom vremena. Koeficijenti prenosa toplote kod ovog modela su

optimizovani uz pomoć genetskog algoritma, koji spada u alate veštačke inteligencije gde vrednosti temperatura na spoljašnjoj površini kućišta predstavljaju granične uslove. Na slikama 2.45 i 2.46 data su poređenja temperatura dobijenih simulacijom i eksperimentalnim merenjem. Nakon poređenja rezultata dobijenih opisanim modelom i eksperimentalnim ispitivanjem, pokazano je da model može predvideti temperature sa visokom tačnošću, odnosno pri 10000 [o/min] greška je 1,5 [%], dok je pri 15000 [o/min], greška predviđanja 3,6 [%].

Pojedini autori su koristili kombinaciju modela na bazi konačnih elemenata i konačnih zapremina. Raja i dr. [89] su prikazali model za predikciju toplotnog ponašanja motor-vretena, uz pomoć kombinacije toplotne analize i računarski simulirane dinamike fluida (CFD-Computer Fluid Dynamic). Ovom kombinacijom je pokazano da predviđanje toplotnog ponašanja ima manju grešku, u poređenju sa modelima koji imaju konstantne koeficijente konvekcije, izračunate na bazi empirijskih relacija.



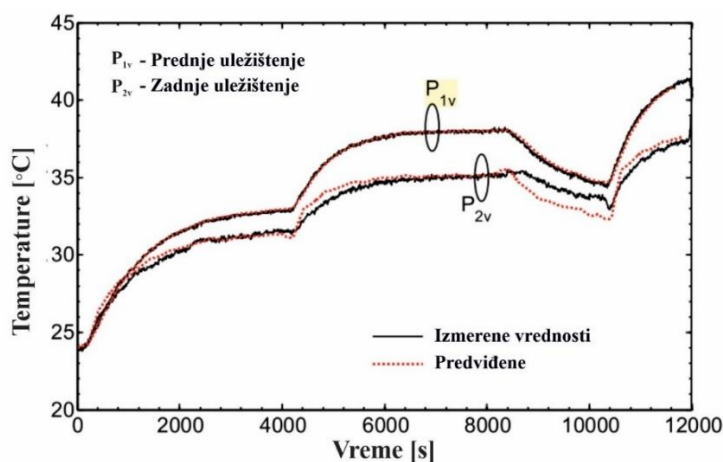
Slika 2.46 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim modelom za 15000 [o/min] [88]

Tabela 2.2 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata i dobijenih razvijenim modelom [89]

Pozicija	Br. obrtaja [min ⁻¹]	Experiment [90] [°C]	2D sa konst. provođenjem [90] [°C]	Devijacija [%]	3D sa konst. provođenjem [°C]	Devijacija [%]	3D sa promen. provođenjem [°C]	Devijacija [%]
Stator	15000	41,3	48,1	16,46	45,29	9,66	48,51	17,46
	40000	72,5	68,1	6,07	64,99	10,36	73,28	1,08
Prednji ležaj spoljašnja staza	15000	39,7	45,3	14,11	37,61	5,26	42,30	6,55
	40000	65,0	68,6	5,54	57,47	11,58	69,10	6,31
Vrh vretena	15000	38,4	42,2	9,90	32,91	14,30	34,00	11,46
	40000	51,2	55,0	7,42	44,61	12,87	48,14	5,98
Vrh držača alata	15000	35,3	40,4	14,45	31,93	9,55	32,65	7,51
	40000	44,4	48,4	9,01	39,30	11,49	41,02	7,61

Određeni broj istraživača kombinuje MKE sa gradijentnim metodom. Tako su Than i dr. [60] pokazali inverzivni model. Kod ovog modela je karakteristično što na osnovu temperatura izmerenih na kućištu, može biti određena količina razvijene toplote za konstantan ili promenljiv broj obrtaja. Na slici 2.47 dat je prikaz poređenja eksperimentalno izmerenih temperatura i temperatura dobijenih razvijenim modelom. Očigledno je da se rezultati kod prednjeg uležištenja

bolje slažu u odnosu na zadnje, što se može pripisati mernoj nesigurnosti bezkontaktnog uređaja koji je korišćen.

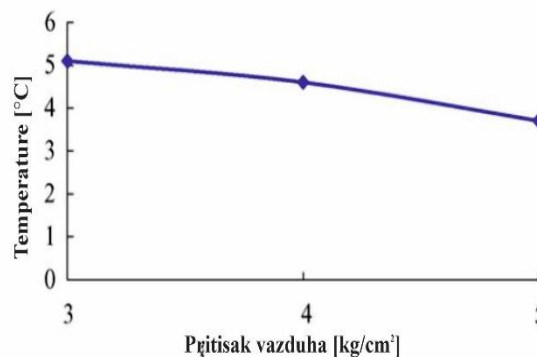


Slika 2.47 Poređenje eksperimentalno izmerenih rezultata temperatura i dobijenih razvijenim simulacionim modelom za različite brojeve obrtaja (10000, 15000, 10000 i 18000 [o/min] [60])

Kod visokobrzinskih ležišta, pa samim tim i motor-vretena, jedan od značajnih parametara je i podmazivanje. U poslednje vreme se sve češće koristi kombinacija ulje/vazduh za podmazivanje i hlađenje ovakvih ležišta. Pri ovakvom načinu podmazivanja i hlađenja, veoma je bitno odrediti optimalne parametre podmazivanja što u svom radu istražuju Cheng i dr [91]. U ovom radu se analiziraju uticaji podmazivanja i prednaprezanja na sklop visokobrzinskog motor-vretena uležišten sa hibridnim ležištima za tri broja obrtaja (2000, 5000, 10000 [o/min]). Za određivanje efikasnosti podmazivanja primenjen je Taguchi metod. Autori takođe sugerišu da se primenom ovog metoda mogu odrediti optimalni uslovi podmazivanja. Ova metoda se prvenstveno zasniva na određivanju najuticajnih parametara na porast temperature. Na osnovu početnih ispitivanja i literaturnih informacija, autori su došli do zaključka da su najuticajniji parametri na porast temperature kod visokobrzinskih motor-vretena: viskoznost ulja, dužina cevčica za podmazivanje, količina ulja u jednom ciklusu i pritisak vazduha. Premalo ulja dovodi do nedovoljnog podmazivanja, dok previše ulja izaziva veliku količinu trenja.



Slika 2.48 Uticaj ciklusa podmazivanja na povećanje temperature [91]



Slika 2.49 Uticaj vazdušnog pritiska na povećanje temperature [91]

Potrebno je pronaći optimalnu zapreminu ulja pri kojoj dolazi do minimalnog porasta temperature tokom rada. Na slici 2.48 dat je prikaz uticaja ciklusa podmazivanja uljnom maglom,

koji je variran od 4 – 16 ciklusa u minuti. Autori su došli do zaključka da povećanjem broja kapi izaziva porast generisane toplote.

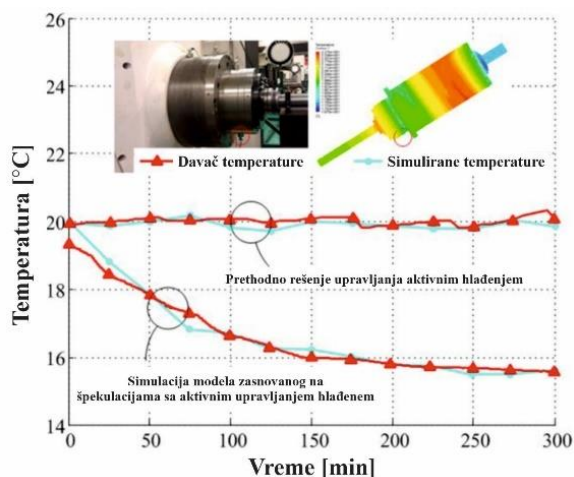
Uticaj pritiska vazduha na porast temperature je prikazan na slici 2.49. Vazduh pod pritiskom potpomaže pri hlađenju ležaja. Ista dužina cevi i veći pritisak daju veći protok vazduha i veću efikasnost hlađenja. U istom radu je takođe razmatran uticaj tri veličine prednaprezanja (malo, srednje i veliko) na porast temperature, toplotne deformacije i statičku krutost, pri čemu su konstatovali da povećanjem prednaprezanja od malog ka srednjem dolazi do povećanja radijalne krutosti 20 [%]. Eksperimentalni rezultati su pokazali da je statička krutost približno konstantna povećanjem prednaprezanja sa srednjeg na veliko. Međutim analizom porasta temperature, autori su zaključili da povećanjem prednaprezanja sa srednjeg na veliko, pri 10000 [o/min] dolazi do prekoračenja dozvoljenog porasta temperature koji je pri ovom eksperimentu iznosio 50 [°C].

Chi i dr. [29] su analizirali uticaj ugrađenog elektromotora motor-vretena kod savremenih visokobrzinskih glavnih vretena na toplotno-mehaničko ponašanje istih. Zbog integrisanog motora razvija se velika količina toplote i povećava se vrednost obrtne mase vretena (uzimajući u obzir i masu rotora motora). To zahteva upravljano hlađenje, podmazivanje i balansiranje. Ispitivanja su izvedena na motor-vretenima sa brojem obrtaja od 10000-25000 [o/min]. Toplotni model je definisan na osnovu modela iz rada [63]. Isti autori su takođe definisali toplotne izvore i mehanizme prenosa toplote. Chi, Tu i Kamman [29] su toplotni model proširili menjajući krutost ležišta i prednaprezanje pri čemu su konstatovali da porast temperature utiče na promenu sila prednaprezanja i do 44 [%]. Na taj način su dobili kombinovani toplotno-mehanički model. Ovaj kombinovani model su analizirali metodom konačnih elemenata.

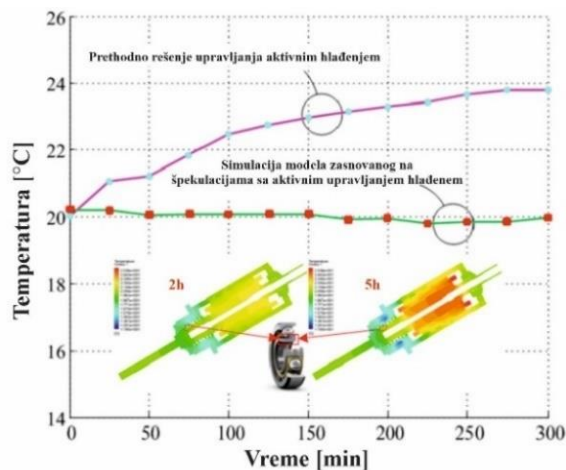
Yeo i dr. [92] su analizirali uticaj hlađenja na zazor između spoljašnjeg prstena ležišta i kućišta, pri čemu su došli do zaključka da, zazor između spoljašnjeg prstena i kućišta opada jer je promena temperature kućišta niža nego temperatura spoljašnjeg prstena. Kada je hlađenje veće takođe su i toplotne deformacije spoljašnjeg prstena manje, dok se unutrašnji pritisak između kotrljajnih tela i staza kotrljanja povećava. Ovi uzroci mogu uticati i na povećanje prednaprezanja. Hlađenje kao bitan faktor utiče na nestacionarne promene, ali isto tako kontrolom hlađenja može se regulisati prednaprezanje.

Nadovezujući se na prethodno istraživanje, Teng i dr [93] su razvili matematički model zasnovan na „špekulacijama“ (*speculation-based*) sa aktivnom kontrolom hlađenja, kako bi se obezbedila tačnost motor-vretena. Na osnovu pomenutog modela, prikupljaju se rezultati koji se koriste kao osnova za veštačku inteligenciju, ovog puta Mašinsko učenje (*ELM-Extreme Learning Machine*), koji vrši predikciju toplotnog ponašanja.

Prethodna strategija tj. aktivna kontrola hlađenja je modifikovana tako da bude opremljena simulacionim modelom za percepciju „špekulacije“ (prema radnim parametrima motor-vretena koji se mogu izmeriti) i realizaciju aktivne kontrole na toplotno ponašanje ležajeva motor-vretena. Razvijeni model je eksperimentalno verifikovan i potvrđeno je da strategija o aktivnoj kontroli hlađenja zasnovana na simulacionom modelu „špekulacije“, obezbeđuje toplotnu stabilizaciju i garantuje veću tačnost motor-vretena.



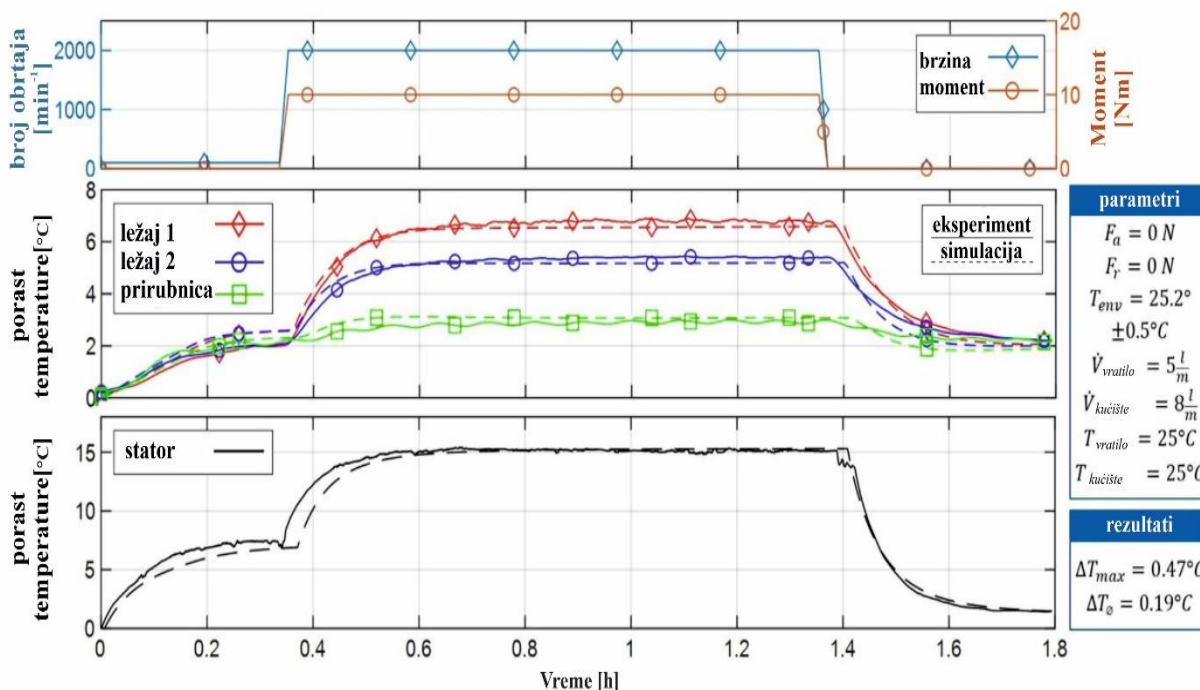
Slika 2.50 Poređenje izmerenih temperatura na prednjem uležištenju bez i sa razvijenim simulacionim modelom [93]



Slika 2.51 Poređenje izmerenih temperatura na unutrašnjem prstenu prednjeg uležištenja bez i sa razvijenim simulacionim modelom [87]

Da se temperature određene matematičkim modelom na prednjim ležajima dobro slažu sa vrednostima koje su izmerene eksperimentalno, može se videti na slici 2.50. Sa druge strane na slici 2.51, pokazano da je temperatura unutrašnjeg prstena grupe prednjih ležajeva, strategijom aktivne kontrole hlađenja bliža konstantnoj od 20 [°C] za razliku od temperatura određenih prethodnom strategijom.

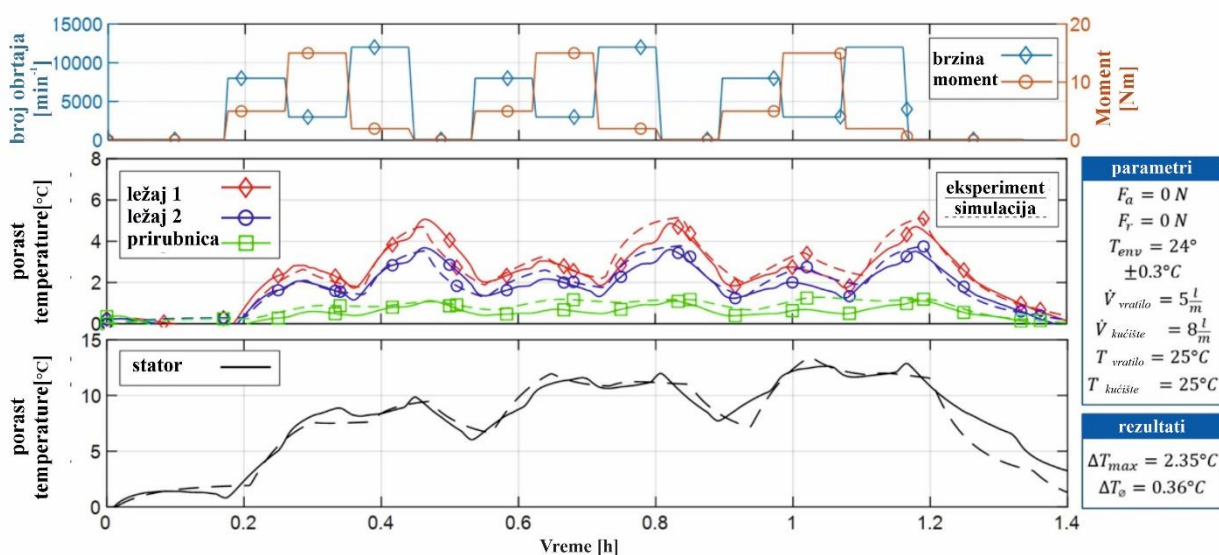
Određeni broj autora se bavi optimizacijom toplotnih karakteristika, tako su Brecher i dr. [94] razvili model za optimizovanje pomeranja vrha vretena na osnovu Modela komponenti (Component Model). Prvi korak u ovom radu je bio modeliranje toplotno-mehaničkih efekata korišćenjem MKE pristupa, gde su određene interakcije toplotnih izvora i ponora, a zatim se na bazi Modela komponenti vrše korekcije pomeranja vrha vretena.



Slika 2.52 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom (stacionarni proces) [94]

Model komponenti opisuje hijerarhiju funkcionalnih komponenti, njihove uticaje, statičnost, odnose i način na koji su komponente povezane da bi se dobila potrebna funkcija cilja. Kod ovoga modela se granični uslovi u svakoj iteraciji računaju ponovo. Na slici 2.52 prikazan je izabrani profil konstantnih radnih parametara i prikazane su simulirane i izmerene temperature, sa greškom poklapanja od samo $0,19 [^{\circ}C]$.

Rezultati drugog slučaja korišćenja razvijenog modela prikazani su na slici 2.53 gde je simuliran proces glodanja, pri čemu je menjan broj obrtaja i obrtni momenta tokom vremena. Na taj način se generiše stacionarno temperaturno polje unutar vretena. Srednja greška za ovaj slučaj je u proseku oko $0,36 [^{\circ}C]$, dok maksimalna greška iznosi $2,35 [^{\circ}C]$ u delu gde se nalazi spirala za hlađenje statora. Sve u svemu, može se sumirati da se toplotno ponašanje ispitivanog motor-vretena za glodanje može predvideti sa veoma visokom tačnošću.



Slika 2.53 Poređenje eksperimentalno izmerenih temperatura sa rezultatima dobijenih razvijenim simulacionim modelom (nestacionarni proces) [94]

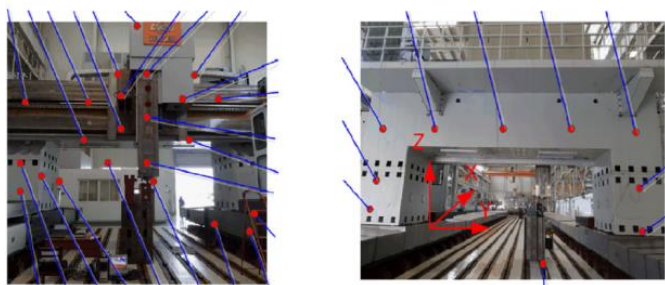
Granični uslovi toplotnih modela su ključni za ispravno predviđanje raspodele temperatura i toplotnih opterećenja na vretenu. Pošto nije dokazano da korišćene opšte teorije mogu biti primenljiva za procenu izvora toplote, oni i dalje treba da se identifikuju eksperimentalnim putem.

U radu [95] je dat pregled istraživanja toplotnih grešaka za mašine alatke koje se eksploatišu u teškim uslovima rada. Postojeći modeli za predikciju toplotnih grešaka uglavnom se zasnivaju na merenju temperatura na spoljašnjim površinama kućišta mašina alatki, uspostavljajući pri tome vezu između pomeranja vrha vretena i temperature na mestu merenja. Stoga je monitoring pomenutih temperatura ključan u istraživanju toplotnih grešaka mašina alatki. Merenje temperatura se može podeliti na kontaktne i bezkontaktne metode, tj. prema obliku ugradnje temperaturnog davača [95].

Kontaktne davači koji se koriste za merenje temperature na površinama su uglavnom termoparovi i senzori na bazi platine *PT 100*. Termoparovi i platinski otporni davači se uglavnom koriste za diskretno merenje površinske temperature. Ova tehnologija merenja temperature uglavnom koristi linearni odnos između vrednosti potencijala, otpora ili drugih električnih parametara materijala davača za detekciju temperature. Ovakvi davači imaju jednostavnu

strukturu, sposobnost brzog odziva, visoku osetljivost i dobru stabilnost. Dakle, oni igraju važnu ulogu u eksperimentalnom istraživanju toplotnog ponašanja kod mašina alatki. Međutim, postoje neki uobičajeni nedostaci u električnim sensorima za merenje temperature kao što su [95]: slaba prilagodljivost okolini, slaba sposobnost da se odupre elektromagnetnim smetnjama i širok izbor žica za prenos signala.

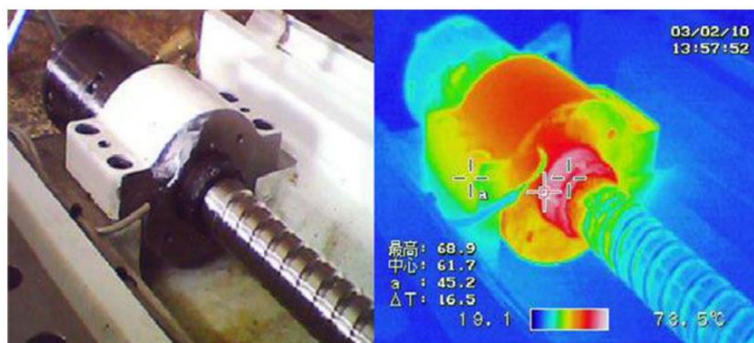
Delbresin i dr. [96] su zaključili da je složen proces odrediti lokaciju i kvalitet temperaturnih davača, stoga bi na merne površine mašina alatki trebalo postaviti brojne davače temperature. *Mian* i dr. [97] su koristili 65 davača za detaljno merenje temperaturnog gradijenta izazvanog unutrašnjim izvorima toplote koje su kasnije primenili na model razvijen na bazi konačnih elemenata. *Zhang* i dr. [97] su koristili 32 PT 100 senzora za uspostavljanje temperaturnog polja mašine alatke. *Tan*, je [98], postavio 33 temperaturna davača na portalnu mašinu alatku tipa KSK2650 namenjenu za teške uslove rada (Slika 2.54) i definisao model za predikciju toplotne greške koji uzima u obzir i uticaj temperature okoline. Ovaj model može da izvrši predikciju 85 [%] toplotnih grešaka, pri čemu ima dobru robustnost.



Slika 2.54 Monitoring temperature mašine alatke KSK2650 za teške uslove rada [53]

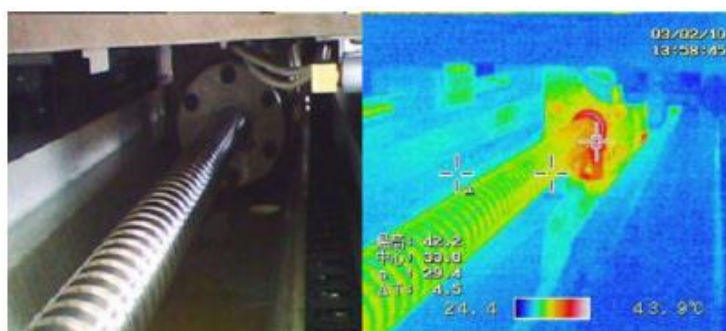
Pored toga, u radovima [99] [100] [101] [102] [103] [104] [105] su korišćeni PT 100 senzori za merenje temperature na površinama mašine alatke, dok su u radovima [106] [107] korišćeni termoparovi.

Sa druge strane, tehnologija infracrvene merne tehnike je bezkontaktna metoda merenja temperature koja je pronašla veliku primenu pri analiziranju toplotnih grešaka, a radi na principu merenja temperature zračenja. Termovizijska kamera prikuplja energiju infracrvenog zračenja i isporučuje je infracrvenom detektoru preko optičkog sistema, kako bi obradio infracrvenu toplotnu sliku. Na osnovu dobijenih slika, mogu se izabrati ključne temperaturne tačke za definisanje modela toplotne greške.



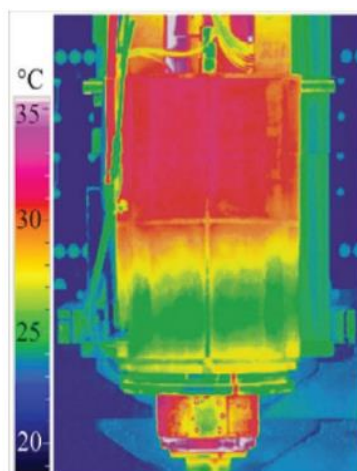
Slika 2.55 Termogram ležaja na zavojnom vretenu mašine alatke [108]

Qiu i dr. [109] su izmerili temperaturno polje kućišta vretena pomoću termovizijske kamere tipa FLIR i izabrali su 18 temperaturnih tačaka, simetrično orijentisanih da bi razvili toplotni model vretena koristeći metodu višestruke linearne regresije. Wu i dr. [108] su istraživali toplotno ponašanje ležaja zavojnog vretena (Slika 2.55) i navrtke sa recirkulacijom kuglica koja je spregnuta sa zavojnim vretenom (Slika 2.56), pri čemu su snimanja vršena termovizijskom kamerom.



Slika 2.56 Termogram navrtke navojnog vretena [110]

Uhlmann i Hu, [110] su snimali temperaturno polje pri obrtanju vretena od 15000 [o/min] tokom 150 minuta i uporedili svoje podatke sa emulacionim temperaturnim poljima (Slika 2.57).



Slika 2.57 Termogram glavnog vretena [110]

Xu i dr. [111] su ispitivali generisanje toplote i provodljivost u okviru sklopa navojnih vretena sa recirkulacijom kuglica, pri čemu je akcenat bio na analizi uticaja različitih metoda

hlađenja. Sva snimanja su izvršena pomoću infracrvene termovizijske kamere. Zhang i dr. [76] su vršili optimizaciju temperaturne promenljive za preciznu kompenzaciju toplotne greške mašine alatke pomoću vrednosti izmerenih infracrvenom termovizijskom kamerom.

2.4 Kritički osvrt na dosadašnja istraživanja, definisanje cilja i problema istraživanja u okviru rada

Na osnovu uvida u raspoloživu literaturu može se konstatovati da problematika identifikacije ponašanja sklopa glavnog vretena, posebno motor-vretena predstavlja vrlo atraktivno područje istraživanja, o čemu svedoči veliki broj istraživača koji su se u dužem periodu vremena time bavili, a bave se i danas. Nedvosmislena je konstatacija svih istraživača da toplotno-mehaničko ponašanje, uz tačnost obrtanja vrha vretena, predstavljaju osnovne pokazatelje kvaliteta ovog sklopa.

Pristup problematici istraživanja sklopa glavnog vretena je vrlo različit kod pojedinih istraživača, pri čemu mnogi od njih razmatraju samo toplotno ili dinamičko ponašanje ili pak ponašanje (najčešće dinamičko) samog uležištenja. Istraženi su, u velikoj meri, kako eksperimentalno tako i primenom matematičkih modela, pojedinačni uticaji nekih parametara na ponašanje glavnog vretena u eksploataciji.

Nešto manji broj autora se bavi sveobuhvatnim istraživanjem sklopa glavnog vretena. Konstatovano je da veliki broj autora u svojim istraživanjima zanemaruje pojedine termodinamičke konstante, kao što je toplotna provodljivost na mestu kontakta, ili pak pri numeričkom modeliranju pretpostavljaju da su temperature na mestu uležištenja iste kao na mestima kontakta, što je uticalo na veće odstupanje rezultata eksperimentalnog ispitivanja i računarskog modeliranja. S druge strane, određeni broj istraživača granične uslove kao što su: toplotna provodljivost, koeficijenti prenosa toplote i viskoznost ulja smatraju konstantnim tokom vremena. Intenzivan razvoj programskih sistema na bazi metoda konačnih elemenata i konačnih razlika, je omogućio postavljanju sveobuhvatnog toplotno-mehaničkog modela motor-vretena. Prisutne su i tendencije optimizacije pojedinih parametara (najčešće parametara hlađenja) koji utiču na toplotno ponašanje, pri čemu se sve više koriste metode više kriterijumske 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.

Na osnovu prethodno iznetog, u okviru rada želi se sprovesti toplotno-mehanička analiza sklopa visokobrzinskog motor-vretena brusilice sa podmazivanjem ležaja ulje/vazduh. Takođe se želi analizirati uticaj različitih fluida za hlađenja motora na toplotno-mehaničko ponašanje vretena. Kompletno istraživanje, realizovaće se na principima savremene metodologije naučno-istraživačkog rada. Zbog specifičnosti teme, pored opštih naučnih metoda analize i sinteze, koristiće se i savremeni metodološki pristupi, eksperimentalne metode i tehnike, posebno tehnike vezane za primenu računara. Pri tome se posebno ističu:

- metode i tehnike diskretizacije prostornih objekata,
- metode i tehnike povezivanja programskih sistema na bazi Windows operativnog sistema,

- metode i tehnike numeričke matematike.

Osnovni cilj istraživanja je da se izvrši analiza uticaja temperature na ponašanje motor-vretena uležištenog kugličnim ležištima sa kosim dodirom za različite brojeve obrtaja, različita sredstva i režime protoka sredstava za hlađenje motora, kao i različite režime protoka uljne magle za hlađenje i podmazivanje izabranog uležištenja. Istraživanja su usmerena na analizu toplotno-mehaničkog ponašanja motor-vretena, pri čemu se žele definisati najvažnije toplotno-mehaničke karakteristike ovog sklopa.

Na osnovu saznanja iz literature i dosadašnjeg istraživanja navedene problematike, može se definisati zavisnost toplotnog, statičkog i dinamičkog ponašanja motor-vretena, posebno u oblasti visokih brojeva obrtaja.

U cilju provere postavljene zavisnosti, potrebno je sprovesti određena istraživanja i analize, te potvrditi hipoteze:

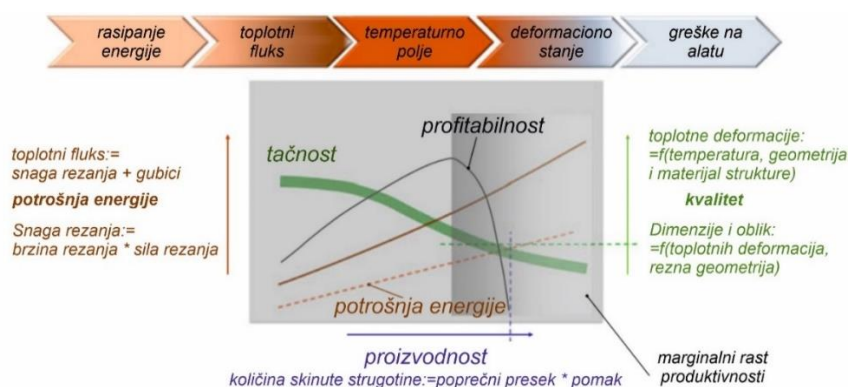
- da radijalna krutost vrha vretena opada sa porastom broja obrtaja i da raste sa povećanjem temperatura na elementima sklopa glavnog vretena;
- da se povećanjem prednaprezanja povećavaju sopstvene frekvencije, a opadaju amplitude oscilovanja glavnog vretena;
- da temperature elemenata glavnog vretena utiču na promenu sopstvenih frekvencija;
- da hlađenje kućišta motor-vretena vodom ima manje toplotno zagrevanje nego kada je hlađenje istog uljem;
- da protok sredstva za hlađenje kućišta ima uticaj na toplotno-mehaničko ponašanje motor-vretena;
- da količina sredstva za hlađenje i podmazivanje ležaja ima uticaj na toplotno-mehaničke karakteristike vretena;
- da se razvijeni računarski modeli za analizu toplotno-mehaničkog ponašanja, mogu pouzdano koristiti za predikciju ponašanja motor-vretena u eksploataciji;

Računarsko modelovanje i eksperimentalno ispitivanje će se sprovesti za određeni opseg brojeva obrtaja (*40000 do 70000 [o/min]*). Pri definisanju eksperimentalnog i računarskog modela sklopa glavnog vretena usvojeno je motor-vreteno *GMN TSSV 90000*.

3 Karakterizacija toplotnih izvora i ponora motor-vretena

3.1 Uvodne napomene

Sa ciljem poboljšanja ekonomičnosti, mašine alatke za obradu rezanjem se suočavaju sa izazovima kao što su veća proizvodnost i povećanje tačnosti [112]. Ove trendove prati sve izraženija potražnja za poboljšanjem energetske efikasnosti u proizvodnji. Kao što je prikazano na slici 3.1 da postoji međusobna veza između produktivnosti, tačnosti i potrošnje energije, stoga nemoguće je pojedinačno ih posmatrati. Uz pretpostavku koja izražava produktivnost, a to je brzina uklanjanja materijala i potrošnja energije potrebna za ostvarivanje sile rezanja, može se zaključiti da potrošnja energije raste proporcionalno sa produktivnošću.



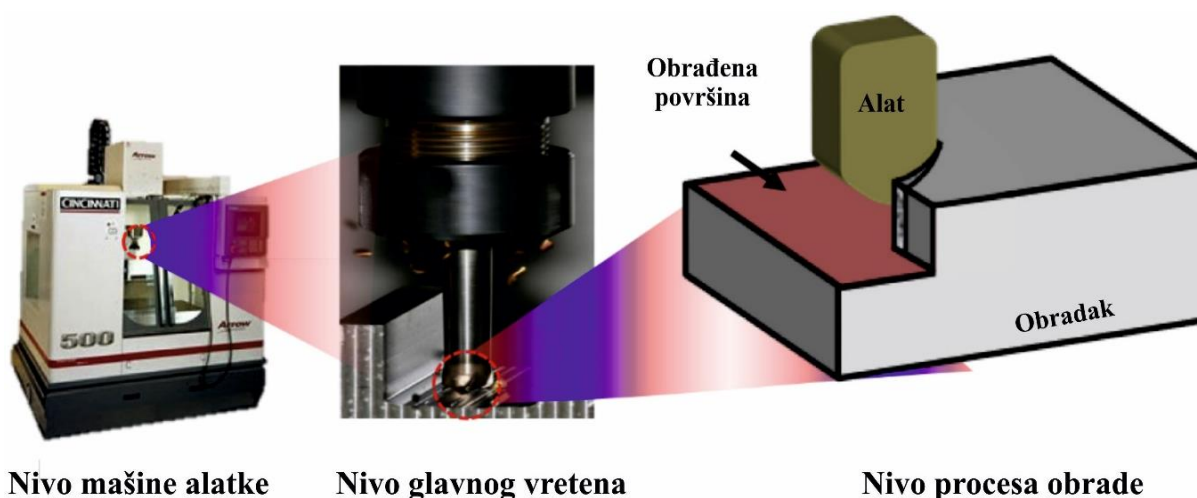
Slika 3.1 Povećanje produktivnosti ograničeno povećanim unosom toplote [113]

Gubici snage u obliku toplotnog fluksa sastoje se od gubitaka u pogonima mašina alatke, drugim pokretnim elementima u kojima postoji kontakt i od procesa obrade rezanjem. Prema tome, gubici su proporcionalni snazi potrebnoj da se savladaju otpori rezanja, a samim tim i proizvodnosti, koja je kvantifikovana brzinom uklanjanja materijala. Dakle, povećanje proizvodnosti podrazumeva i veću količinu generisane toplote koja se razvija na pokretnim elementima mašine alatke, odnosno, ključnim elementima mašine alatke. Pomenuta toplota izaziva toplotno širenje neposredno u strukturi mašine, tj. rezultira toplotno indukovanim deformacijama, koje zavise od geometrije konstrukcije, materijala, eksploatacionih uslova i dr. Istovremeno, pogonski elementi (elektromotori) i prenosni elementi mašine alatke (vretena, ležaji, vođice i dr.) se deformišu i izazivaju pomeranja vrha vretena. Posledica toga, u zavisnosti od lokacije u radnom prostoru i geometrije, su dimenzione greške i greške oblika na radnom predmetu. Realni uslovi su složeni zbog prostornih struktura mašina alatki, kinematičkih mehanizama, geometrije radnog predmeta i uticaja nelinearnosti. Toplotna opterećenja utiču na mašinu alatku, geometriju radnog predmeta i merni sistem same mašine alatke [3]. Odstupanja od referentne temperature od $20 [^{\circ}C]$ [114] [115] [116], vremenske i prostorne temperaturne promene [117], kao i koeficijent toplotnog širenja materijala moraju biti poznati za kompenzaciju toplotne greške.

3.2 Toplotni izvori i ponori kod mašina alatki

Zbog toplotno-mehaničke interakcije u strukturi mašine alatke, određivanje ponašanja same mašine alatke je veoma složen i zahtevan proces. Međusobna veza između toplotnih i mehaničkih parametara mogu dovesti do promena izvora toplote i do deformacije strukturnih elemenata mašine alatke. Trenutno je moguće zadržati greške mašine alatke u tolerancijskom polju usled geometrijsko-kinematskih i statičkih uticaja na obradak, kao rezultat optimizovanog dizajna i upotrebe delova visokog kvaliteta. Iz ovog se može zaključiti da je povećanje proizvodnosti usled veće snage mašina alatki dostiglo svoje granice, ako se ne preduzmu neke druge mere [113]. Aktivnosti koje se trenutno primenjuju imaju za cilj postizanje toplotnog stanja gde će gubici snage biti što je moguće homogeniji, ili predviđanjem graničnih uslova u najvećoj mogućoj meri. Ovakav pristup, na primer, uključuje zagrevanje mašine alatke do dostizanja stacionarnog stanja pre početka obrade, upotrebu toplotno stabilizujućih ciklusa, fluida za obradu metala, upotreba termički obrađenih delova u strukturi mašine alatke i klimatizaciju celog proizvodnog prostora. Toplotni granični uslovi, kao što je toplotni fluks, igraju važnu ulogu u ukupnom kontekstu predstavljanja toplotno-mehaničkog ponašanja mašina alatki i njihove unutrašnje interakcije i sa okolinom. Termin „okolina“ se u ovom radu odnosi na okolnu atmosferu, a ponekad na temelj ili noseću konstrukciju mašine. Današnja istraživanja idu u smeru određivanja i opisa relevantnih graničnih uslova, kao što su toplotni izvori i ponori, konvekcija i toplotno zračenje, tj. kako ih sistematski integrisati u model konačnih elemenata (*MKE*) ili konačnih razlika (*MKR*). Pri poređenju izmerenih i simuliranih rezultata, može se uvideti da računaska analiza toplotno-mehaničkog ponašanja i performansi mašina alatki, pokazuju očigledan potencijal za poboljšanje u pogledu njihove pouzdanosti, kvaliteta i kvantiteta [118] [119]. Gore navedeno se primenjuje naročito u oblasti spregnute analize toplotnih osobina i osobina strukture mašine alatke, gde nedostaje dovoljno egzaktno poznavanje opisa interakcija između okoline i alatne mašine [113].

Potrošnja energije obradnog sistema može biti evaluirana na različitim nivoima: mašini alatki, glavnom vretenu i procesu obrade, kao što je prikazano na slici 3.2.

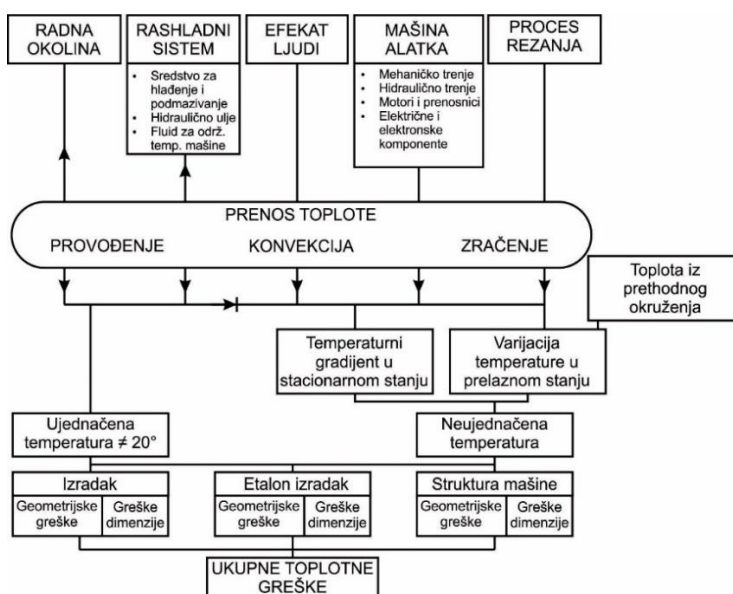


Slika 3.2 Potrošnja energije na različitim nivoima [120]

Toplotno-elastične deformacije mašina alatki imaju značajan uticaj na njihovu tačnost. U ovom slučaju, deformacije strukture mašine zavise od često promenljivog toplotnog stanja mašine alatke. Na slici 3.3 dat je prikaz toplotnih efekata. Različiti izvori toplote u kombinaciji sa

različitim mehanizmima prenosa toplote, dovode do ujednačene ili neujednačene pojave temperatura ili do nejednake raspodele temperature na strukturi mašine, što izaziva greške dimenzija u mernom sistemu, strukturi mašine, samim tim i u obratku.

Na nivou mašine postoji mnogo mesta gde se javlja trenje između delova, odnosno gubici koji utiču na energetske bilans cele mašine alatke (motor-vretena, jedinice za hlađenje i podmazivanje, pogonski sistemi, proizvodni proces, itd.). To znači da toplota iz unutrašnjih izvora predstavlja transformisanu ulaznu električnu energiju. Odnosno, celokupna ulazna snaga kod jedne mašine alatke, koristi se za savladavanje otpora u elektromotoru, prenosnicima i za savladavanje otpora u zoni rezanja.



Slika 3.3 Prikaz toplotnih efekata

Mašina alatka se može smatrati mehaničkim sistemom sa brojnim toplotnim izvorima i ponorima. Okruženje mašine alatke čini još složenijom njenu temperaturnu sliku, koja se u toku rada menja, što ima za posledicu da se menja i slika toplotnih deformacija koje direktno utiču na međusobni položaj alata i radnog predmeta, a time i na samu tačnost obrade. Pošto se mašina alatka zagreva u procesu obrade proizvoda, i u zavisnosti od toga da li se proces obrade i rada mašine odvija neprekidno ili sa prekidima, kao i od drugih faktora, to se menjaju i toplotna stanja mašine alatke. Toplotni izvori će uzrokovati ustaljene temperaturne gradijente ili varijacije temperature, ili oboje. Greške mogu biti u vidu oblika ili dimenzija. Pod greškama oblika se podrazumeva kružnost, cilindričnost, ravnost, greška kretanja nastala kao rezultat gradijenata temperature ili nejednakih koeficijenata širenja.

Svi izvori utiču na sistem kroz tri moguća načina prenosa toplote, koja su u direktnoj vezi sa toplotno-mehaničkim ponašanjem mašina alatki. Vidovi prenosa toplote mogu se grupisati na [121]:

- provođenje toplote kroz kontakte,
- prirodnu konvekciju,
- prinudnu konvekciju i

- prostiranje toplote zračenjem.

Kod mašina alatki zastupljeni su u većoj ili manjoj meri svi ovi vidovi prenošenja toplote, koji se skoro uvek pojavljuju zajedno.

Provođenje toplote ili kondukcija, sastoji se u predaji toplote od jednog molekula drugom, pri čemu se toplota po kinetičkoj teoriji molekula putem sudara, prostire od toplijih molekula, koji imaju veću brzinu, ka hladnijim molekulima istog tela koji imaju manju brzinu, predajući im na taj način jedan deo toplotne energije [9]. Provođenje toplote kroz kontakte kod motor-vretena koje posebno treba istaknuti, se ostvaruje na mestu kontakta kotrljajnih tela i prstenova i prstenova sa vretenom, odnosno kućištem. Pored ovog, toplota se provodi i kroz kontakte svih ostalih delova strukture motor-vretena.

Proces konvekcije se sastoji u tome što zagrejani molekuli fluida (u ovom slučaju sredstva za hlađenje i/ili podmazivanje) prelaze sa jednog mesta (npr. izvora toplote koji se nalazi na mestu kontakta kotrljajnih elemenata i prstenova), na drugo mesto. Deo ovih molekula prelazi na glavno vreteno, dok se drugi deo oslobađa u atmosferu. Kod motor-vretena postoje dve vrste strujanja fluida, i to prinudna i prirodna konvekcija. Prinudna konvekcija se javlja kada, temperature i specifične gustine imaju različite vrednosti u raznim slojevima posmatranog fluida. Ovakvo stanje slojeva fluida pod uticajem gravitacije, vazduha pod pritiskom i obrtanja ležaja, ostvaruje strujanje celokupne mase fluida, a sa ovim i puno prostiranje toplote kroz fluid (sredstva za hlađenje i podmazivanje – uljna magla). Drugi vid prinudne konvekcije kod motor-vretena je vrlo sličan prethodnom, a javlja se kroz kanal oko statora. Vrh motor-vretena je u vidu konzole sa određenim prepustom, a obrće se velikom brzinom i izaziva prinudnu konvekciju sa okolinom. Postoji i prirodna konvekcija, koja se ostvaruje razmenom toplote između nepokretnih delova motor-vretena i okoline.

Prostiranje toplote zračenjem se sastoji u tome da toplota zagrejanog tela prvo prelazi u energiju zračenja da bi se posredstvom obrazovanih toplotnih talasa, čija je suština u elektromagnetskom talasnom kretanju, prenela brzinom svetlosti do tela u kome se ona apsorbuje, čime ponovo prelazi u toplotnu energiju.

Toplotno-mehaničko ponašanje mašine, tj. raspodela temperature i rezultirajuće deformacije mašine određene su raznim konstruktivnim i toplotnim faktorima. Pored unutrašnjih uticaja, svi toplotni uticaji na mašinu deluju istovremeno i izazivaju prenošenje toplote u i kroz strukturu mašine, u zavisnosti od toplotnog svojstava materijala, raspodele mase i položaja izvora toplote, što dovodi do neravnomerne i nestabilne raspodele temperature. Pored toga, pravac nastalog pomeranja je važan za krajnje odstupanje dimenzija na obratku.

Položaji i intenziteti toplotnih izvora na mašini su promenljivi u vremenskom domenu i mogu se podeliti na:

- **spoljne izvore** predmeti iz neposrednog okruženja (grejna tela, zidovi, druge mašine, dejstvo sunčanih zraka itd.) i toplotno dejstvo protoka materijala kroz obradni sistem (obradak, pomoćni materijal, rashladno sredstvo, sredstvo za podmazivanje i sl.);

- **unutrašnji izvori toplote** – obuhvataju energiju gubitaka pogonskih motora, rad sila trenja u prenosnoj strukturi i proces rezanja;

Pod unutrašnjim izvorima toplote podrazumevaju se faktori toplotnog uticaja koji nastaju tokom eksploatacije mašine alatke, u opterećenom ili neopterećenom stanju. To su s jedne strane gubici u komponentama, kao što su ležaji, motori, zupčanici, itd., a sa druge strane, sam proces obrade. Deo ove generisane toplote dovodi do povećanja temperature alata i obratka. Najveći deo toplote iz zone obrade se odvodi putem strugotine. Među unutrašnje izvore toplote, takođe se ubraja toplotno stanje rashladne tečnosti, koja prolazi kroz najveći deo radnog prostora. Oba ova izvora mogu pripadati nepredvidivim uticajnim faktorima i koriste se za postizanje ujednačene distribucije temperature. Ciljani toplotni uticaj se takođe može izvesti hlađenjem pojedinačnih komponenti (glavno vreteno, motori), koji indirektno, ali takođe imaju uticaj na strukturu mašine.

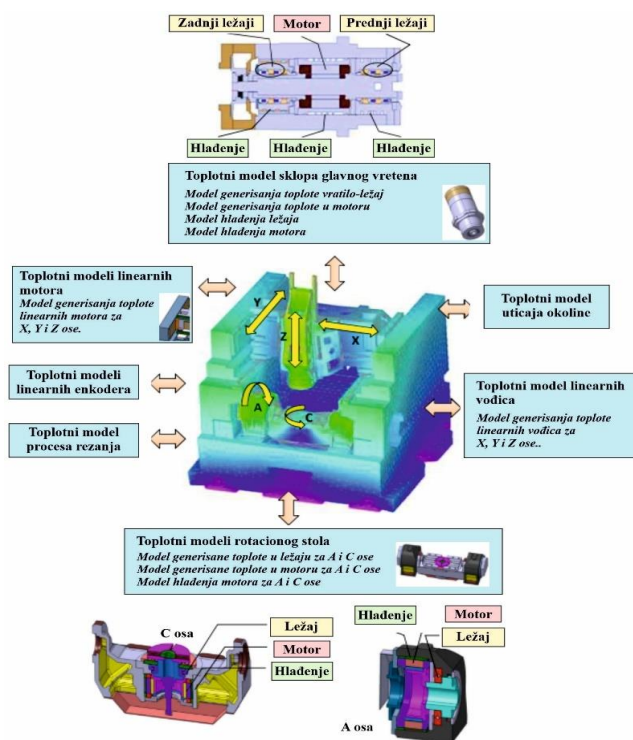
Izvor toplote definiše se u načelu sa jačinom toplotnog izvora i vremenom njegovog delovanja. Intenzitet ova dva parametra toplotnog izvora kod motor-vretena zavise prvenstveno od režima rada i uslova hlađenja. Jačina toplotnog izvora u zoni uležištenja i motoru predstavljaju osnovni parametar izvora, jer od njihovih intenziteta u najvećoj meri zavisi toplotno-mehaničko ponašanje motor-vretena.

Vreme delovanja toplotnog izvora na neku tačku površinskog sloja (npr. staza kotrljanja) zavisi od dužine kontakta i brzine kretanja toplotnog izvora u zoni rezanja. Kada se govori o vremenu delovanja toplotnog izvora na staze kotrljanja, razlikuju se:

- vreme delovanja elementarnih toplotnih izvora jednog kotrljajnog tela i
- vreme delovanja ukupnog toplotnog izvora svih kotrljajnih tela

Vreme delovanja elementarnih toplotnih izvora utiče na količinu toplote koja se iz zone kontakta preko spoljašnjeg prstena odvodi u kućište, tako da duže delovanje elementarnog toplotnog izvora povećava količinu toplote koja odlazi u površinski sloj kućišta i obrnuto. Slično važi i za toplotni izvor koji je vezan za elektro motor, gde je elementarni izvor jedan namotaj u statoru ili presovani lim u rotoru.

Vreme delovanja ukupnog toplotnog izvora ima značajan uticaj na količinu toplote koja se iz zone kontakta odvodi kroz kućište glavnog vretena. Kraće vreme delovanja ukupnog toplotnog



Slika 3.4 Integrisani model toplotno-mehaničkog ponašanja mašine alatke sa pet upravljačkih osa [138]

izvora smanjuje količinu toplote koja se preko kontaktne površine prenosi na površinski sloj kućišta. Kod elektromotora je ukupno delovanje vezano za ceo stator/rotor.

Na slici 3.4 prikazan je primer integrisanog modela za obradni centar sa pet upravljačkih osa. Ovakav model omogućava modelovanje složene strukture mašina alatki velikih gabarita i interakcije u strukturi. Međutim, za definisanje i rešavanje ovakvog modela neophodno je obezbediti informacioni sistem za visoko automatizovano geometrijsko modeliranje sa *CAD* podrškom, kao i računar sa izuzetnim performansama.

Od posebnog interesa je određivanje stacionarne temperature ležišta sklopa glavnog vretena mašine alatke, obzirom da ona ne sme da prekorači dozvoljenu vrednost. U suprotnom, može doći do prevelikih dilatacija i deformacija kao i do neželjenog opadanja viskoznosti maziva. Isto tako, zagrevanje ležišta utiče i na promenu koeficijenta trenja. Sve ovo dovodi do direktnog uticaja na međusobni položaj alata i radnog predmeta, tj. do netačnosti obrade. Uticaj toplotnih deformacija kao poremećajnog sistema je od velikog značaja kod mašina visoke tačnosti, visokobrzinskih mašina alatki, pogotovo kod mašina alatki koje koriste motor vretena, kod kojih se javlja dodatni toplotni izvor na rotoru motora koji je u neposrednoj blizini ležišta, što dodatno otežava problem toplotnih pojava. Kod visokobrzinskih mašina alatki nedovoljna radna tačnost dovodi se u vezu sa toplotnim deformacijama. Ovakve greške obrade koje su izazvane statičkim i dinamičkim ponašanjem mogu biti veoma male u odnosu na greške koje nastaju kao posledica toplotnog uticaja, obzirom da promene toplotnog stanja dovode do promene zazora i preklopa u sklopu glavnog vretena, što direktno utiče na statičko i dinamičko ponašanje mašine alatke.

Pored svega rečenog toplotne pojave kod mašina alatki predstavljaju stohastički proces koji se teško obuhvata matematičkim zakonitostima, zbog velikog broja uticaja kao i zbog veoma složenih početnih i graničnih uslova pri toplotnoj analizi. Pored toga, ove pojave su po prirodi nestacionarne i menjaju se kako u prostoru, tako i vremenu.

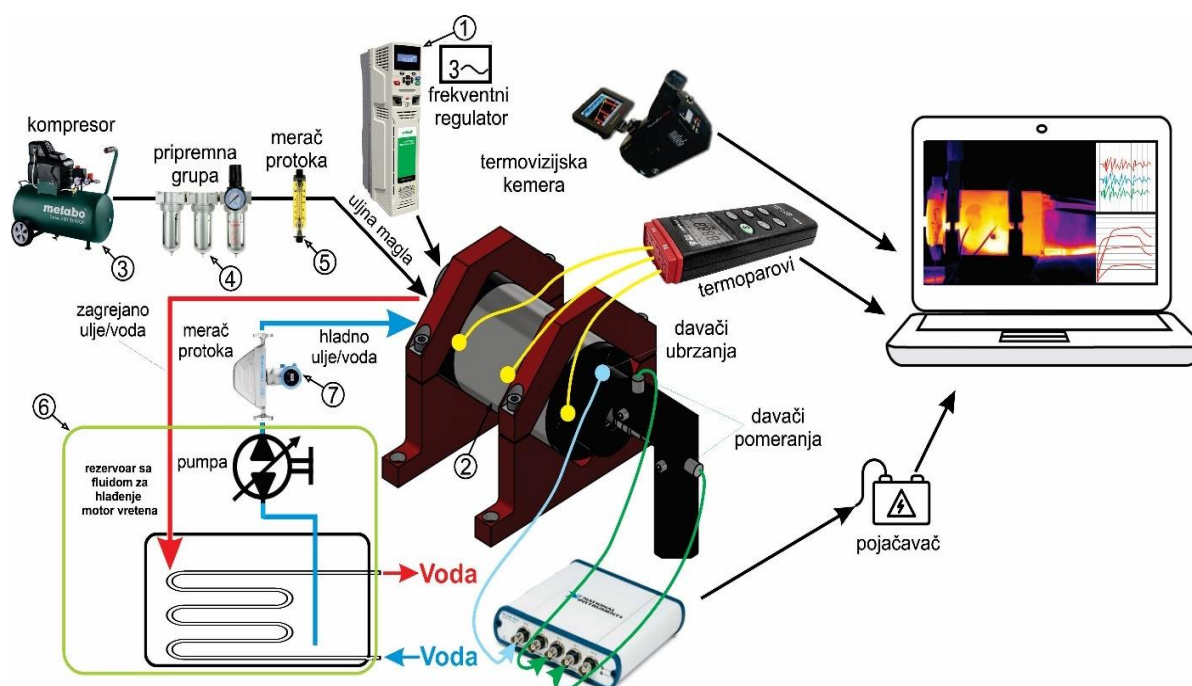
Na problemima toplotnih pojava kod mašina alatki do nedavno je istraživano veoma malo. Pri tome su radovi bili eksperimentalnog karaktera. Za objektivnije i detaljnije proučavanje toplotnih pojava, ovo nije bilo dovoljno, pa se u današnje vreme pristupa primeni termodinamičkih zakona pri čemu se uz određena uprošćenja kombinuje eksperimentalno-teorijski pristup sa detaljnim matematičkim modelovanjem na bazi metode konačnih elemenata (*MKE*) ili metode konačnih razlika (*MKR*).

4 Eksperimentalno ispitivanje toplotno-mehaničkog ponašanja motor-vretena

4.1 Opis konstrukcionog rešenja eksperimentalnog štanda

Eksperimentalna ispitivanja su sprovedena da bi se ispitalo toplotno-mehaničko ponašanje visokobrzinskog motor-vretena. Tehnologija obrade visokobrzinskim motor-vretenima zahteva nekoliko pratećih sistema. Pravilno testiranje se može obaviti samo sa namenskim postrojenjima. Da bi eksperimenti uspešno bili realizovani, potrebno je blagovremeno planiranje eksperimenata. Tako da su deo izrade ovog rada bili projektovanje i izrada specijalnog eksperimentalnog štanda, sa svim neophodnim dodatnim sistemima i uređajima za pomenuto ispitivanje motor-vretena. Eksperimentalni štand je projektovan kao modularni sistem, stoga se može koristiti za eksperimente na različitim motor-vretenima. Konkretno, projektovani eksperimentalni štand je predviđen za ispitivanje toplotnog i mehaničkog ponašanja.

Eksperimentalni štand je smešten u okviru Laboratorije za mašine alatke, dimenzije poda prostorije 5×6 [m], a visina plafona 4 [m]. Prostorija je opremljena sledećim instalacijama: dovod vazduha pod pritiskom od 8 [bar], električne instalacije 230 - 400 [V], dovod vode temperature 18 [°C], protoka 2 [l/min], dok je temperatura okoline kontrolisana i varira ± 1 [°C]. Na slici 4.1 prikazan je eksperimentalni štand sa označenim osnovnim elementima koji ga sačinjavaju, a na slici 4.2 je dat fizički izgled postavke eksperimenta.



Slika 4.1 Šema eksperimentalnog štanda za ispitivanje toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena



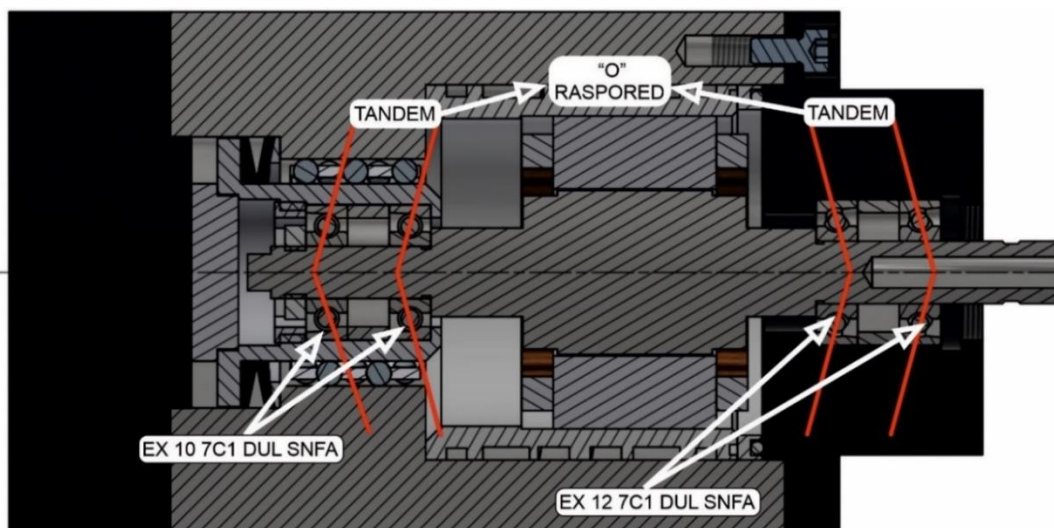
Slika 4.2 Izgled eksperimentalnog štanda za ispitivanje toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena

Trofazni frekventni regulator *Nidec HS 72* (1) je namenjen napajanju motor-vretena (2). Iz vazdušnog kompresora (3) je obezbeđen vazduh, određenog pritiska i protoka, koji struji kroz pripremljenu grupu (4), koju čine filter, odvlaživač i zauljivač, gde se proizvodi uljna magla za podmazivanje i hlađenje ležaja. Posle pripremljene grupe montiran je merač protoka (5), kako bi se u svakom trenutku merila količina uljne magle. Sistem za hlađenje je opremljen recirkulacionim hidrauličnim agregatom promenljivog protoka (6), koji je zadužen da obezbedi konstantnu i odgovarajuću količinu rashladnog fluida. Merenje protoka rashladnog fluida je vršeno meračem protoka po principu *Coriolis*-ovog efekta (7). Navedeni uređaji predstavljaju delove pratećih sistema koji su neophodni za funkcionisanje motor vretena. Da bi bilo moguće izmeriti veličine vezane za toplotno-mehaničko ponašanje, neophodna je merna tehnika koja će to da obezbedi, o kojoj će biti reči u nastavku.

Pokretanje i pogon motor-vretena, se kao što je rečeno, vrši pomoću specijalnog frekventnog regulatora za koji je obezbeđen specijalizovani softver namenjen za ručno ili automatizovano podešavanje parametara, upravljanje, itd. Pored upravljanja pomoću softvera, moguće je i direktno pomoću tastature na samom uređaju vršiti podešavanje parametara. Na taj način je definisan broj obrtaja čiji je opseg $40000-70000$ [o/min]. Količina ulja u magli se podešava pomoću zauljivača koji je deo pripremljene grupe, a pritisak vazduha na prigušnici, koja je takođe deo pripremljene grupe. Protok rashladnog fluida se podešava direktno na prigušnom ventilu hidro agregata.

4.1.1 *Motor-vreteno*

Ispitivanja su vršena na visokobrzinskom motor-vretenu *GMN TSSV 100-90000* sa maksimalnim brojem obrtaja $n=90000$ [o/min], snage $P=3$ [kW], 2-polni AC induktivni elektro motor, maksimalno $U=220$ [V] po fazi na maksimalnoj frekvenciji, srednji prečnik prednjeg ležaja 20 [mm]. Hlađenje i podmazivanje ulje-vazduh (pritisak dovoda vazduha 0.5 [bar]) se vrši, ubrizgavanje ulja $Q_l=3,12 - 4,72$ [ml/min] za sve ležaje istovremeno. Kroz žleb oko statora protiče ulje ili voda sa protokom čiji opseg iznosi $Q_k=4 - 6$ [l/min].



Slika 4.3 Poprečni presek motor-vretena *GMN TSSV 100-90000*

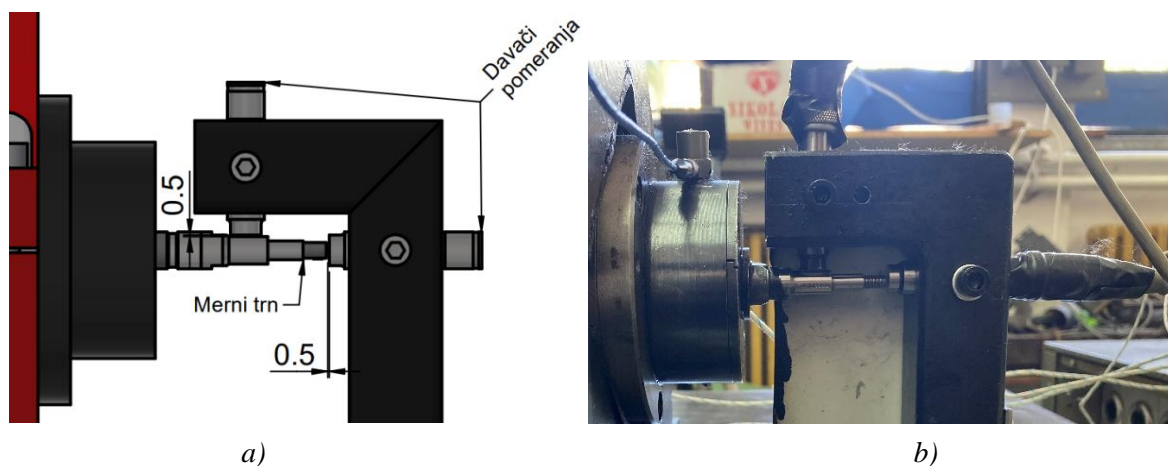
Motor-vreteno je uležišteno sa dva para visoko preciznih ležaja sa kosim dodirom, prednje uležištenje sa *EX 12 7C1 DUL SNFA* dok je zadnje sa *EX 10 7C1 DUL SNFA*, montiranih u „tandem“ po rasporedu, tako da celokupno uležištenje čini „O“ raspored (Slika 4.3). Ugao kontakta kod oba ležaja je 15 [°].

4.1.2 *Frekventni regulator*

Frekventni regulator iz serije *Nidec AC/Servo* tipa *Unidrive HS70* spada u opremu specijalne namene, omogućava povećanje frekvencije do 1500 [Hz], snaga 7.5 [KW]. Ugrađeni *Ethernet* u realnom vremenu (*IEEE 1588 V2*), ugrađeni napredni kontroler pokreta i velika brzina *I/O* za određivanje položaja, omogućavaju korisnicima sofisticiranost i fleksibilnost primene. Integrisani *Ethernet* je takođe kompatibilan sa *EtherNet/IP*, *Modbus TCP* i *Real-Time Motion over Ethernet (RTMoE)* radi fleksibilnosti mreže. Fleksibilni interfejs za povratne informacije o brzini i poziciji podržava širok spektar tehnologija povratnih informacija od robusnih resolvera do enkodera visoke rezolucije. Frekventni regulator HS70 uključuje napredni kontroler pokreta koji može da kontroliše 1,5 osu, a funkcije kretanja se izvode „na pogonu“ tako da su performanse sistema maksimizirane [122]. Maksimalni broj obrtaja motor-vretena je tokom ovog eksperimenta iznosio 70000 [o/min], što odgovara frekvenciji 1166,67 [Hz]. Provera broja obrtaja motor-vretena nije vršena, jer frekventni regulator poseduje povratnu spregu na osnovu koje se vrši kontrola.

4.1.3 Beskontaktni davači pomeranja, pojačavač i merni trn

Kako bi moglo da se vrši merenje pomeranja vrha motor-vretena, projektovan je i izrađen pribor za stezanje i pozicioniranje davača pomeranja (Slika 4.4). Jednoosni kapacitivni davači pozicija *HBM Tr 102* (Slika 4.5) su korišćeni da bi se izmerilo pomeranje vrha. Induktivni davači su opšte prihvaćeni u raznim oblastima istraživanja i industrije, zbog svoje robustnosti i zato što ne zahtevaju održavanje. Jedan davač je zadužen za merenje radijalnog pomeranja, dok je drugi predviđen za merenje aksijalnog. Oba davača pomeraja su postavljena na rastojanju 0.5 [mm], od površine na kojoj je vršeno merenje.



Slika 4.4 Raspored davača pomeranja a) šematski b) fizički

Promenom rastojanja između davača i površine koji se ispituje menja se induktivnost u kalemu. Noseća učestalost je 8 [kHz]. U ravnotežnom stanju su davači na određenom rastojanju, dok se pri pomeranju objekta rastojanje menja za Δ . Linearnost zavisi od početnog rastojanja kako je prikazano na slici 4.6.

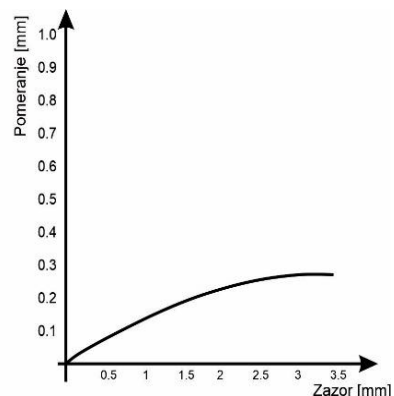
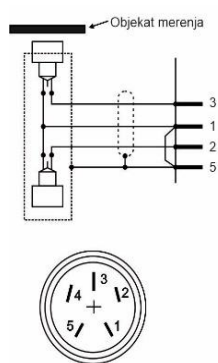
Zazori između induktivnih beskontaktnih davača pomeranja i vrha motor-vretena su isti i podešeni primenom listića za kontrolu zazora (špijuna). Pre početka baždarenja, komparator i pojačavač na kome su prikazane električne veličine, su podešene na nultu vrednost u vertikalnom i horizontalnom pravcu.

Osnovne karakteristike korišćenih davača pomeraja su:

- Proizvođač: **Hottinger Baldwin Messtechnik**
- Tip: Tr 102
- Frekventni opseg: 0 ÷ 5000 [Hz]
- Opseg merenja: 0.6 [mm]
- Najmanje pomeranje za pun opseg: 0.001 [mm]
- Radna temperatura: -160 ÷ +120 [°C]



Slika 4.5 Induktivni beskontaktni davač



Slika 4.6 Dijagram karakteristike linearnosti

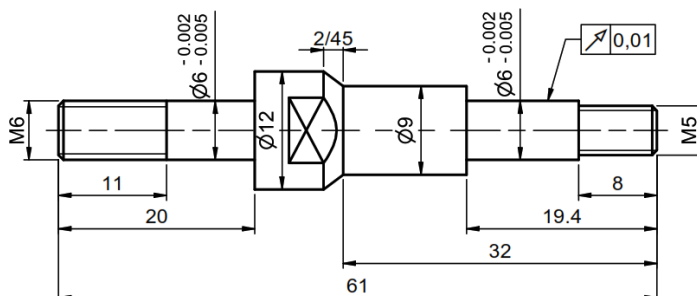
Osnovne tehničke karakteristike šestokanalnog pojačivača su:

- Proizvođač: **Hottinger Baldwin Messtechnik**
- Tip: **KWS 6A-5**
- Frekventni opseg: **0 ÷ 1000 [Hz]**
- Radna temperatura: **-10 ÷ +50 [°C]**
- Priključci mernih davača: **DMS, Ind., Ext.**
- Gabaritne dimenzije: **500x400x290 [mm]**
- Masa: **40 [kg]**



Slika 4.7. Izgled šestokanalnog pojačavača "Hottinger Baldwin Messtechnik"

Konzola vrha samog motor-vretena nema dovoljnu dužinu, stoga je montiran merni trn, čiji crtež je prikazan na slici 4.8, kako bi merenje pomerenja bilo moguće realizovati. Merni trn je izrađen sa visokom tačnošću.



Slika 4.8 Merni trn

4.1.4 Termovizijska kamera

Termovizijska kamera *Thermo Pro^{TP} TP8S* (Slika 4.9) ima široku primenu u većem broju grana industrije. Koristi se za tačno merenje temperature u širokom opsegu temperatura. Opseg merenja temperature zavisi od filtera koji se izabere i iznosi od $-20 [^{\circ}\text{C}]$ do $+250 [^{\circ}\text{C}]$ za filter 1 i $+200 [^{\circ}\text{C}]$ do $+600 [^{\circ}\text{C}]$ (sve do $+2000 [^{\circ}\text{C}]$ opciono) za filter 2. Tačnost očitavanja za filter 1 iznosi $\pm 1 [\%]$ očitavanja ili $\pm 1 [^{\circ}\text{C}]$ i $\pm 2 [\%]$ očitavanja ili $\pm 2 [^{\circ}\text{C}]$ za filter 2. Kamera poseduje memorijsku *SD* karticu od $2 [\text{GB}]$ koja se može menjati [31].



Slika 4.9 Termovizijska kamera *Thermo Pro^{TP} TP8S*

4.1.5 Četverokanalni instrument za merenje temperature TL-309 i termoparovi

Četverokanalni instrument za merenje temperature *TL-309* je digitalni termometar sa napajanjem iz baterije i internom memorijom podataka za 16000 mernih vrednosti (4000 po kanalu), gde su priključena četiri termopara. Instrument sadrži softverski paket kojim je omogućeno prikupljanje, analiza i obrada podataka na računaru. Pored toga, moguće je direktno (*online*) merenje i čuvanja podataka. Ovaj instrument može da meri temperaturu sa četiri merna senzora u rasponu od -200 do $1370 [^{\circ}\text{C}]$ [31].



Slika 4.10 Digitalni termometar *TL-309*

Na tržištu su zastupljene različite vrste termoparova, analizirajući karakteristike ponuđenih tipova, usvojen je termopar sa žicama *NiCr* i *Ni*. Termopar *NiCr-Ni* ima široki opseg temperaturnog područja merenja, kratko vreme odziva. Pored toga, zavisnost temperature i termonapona su praktično linearni.

Karakteristike korišćenih termoparova su sledeće:

oznaka prema ISO:	tip K
žice termopara:	NiCr-Ni
polaritet:	NiCr (+); Ni (-)
naponske karakteristike i tolerancija:	DIN 43 710
termonapon:	41 [$\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$]

prečnik žice:	0,2 [mm]
temperaturo područje:	-200 do 1200 [°C]
vreme odziva:	14 [ms]

Najvažnija faza pri izradi termoparova je izrada tzv. "vrućeg spoja". Prethodno je urađeno na taj način što su upleteni krajevi žica termopara, elektrolučnim zavarivanjem, spojeni u "vrući spoj" približno loptastog oblika. Formiranje "vrućeg spoja" izvršeno je zavarivanjem pomoću toplote električnog luka koji se javlja pri uspostavljanju električnog kola, kada se upleteni krajevi žica termopara primaknu površini elektrolita (10 [%] rastvor kuhinjske soli u vodi). Mada je zavarivanje izvršeno u interno zaštićenoj atmosferi nastaloj trenutnim isparivanjem elektroda, termoparovi su dodatno hemijski očišćeni, kako bi se eliminisao eventualni garež i oksidni sloj sa "vrućeg spoja" termopara. Žice ovako formiranog termopara na delu koji se nalazi na motor-vretenu izolovane su keramičkim cevčicama prečnika 3 [mm] sa dva unutrašnja koaksijalna otvora prečnika 0,2 [mm]. Preostali deo žice, izolovan je pomoću PVC izolacije.

4.1.6 Infracrveni termometar

Infracrveni termometar 9811 sa mogućnošću snimanja i čuvanja podataka u sopstvenoj memoriji je instrument koji može obavljati različite merne zadatke (Slika 4.11). Može se direktno i bezkontaktno izmeriti temperatura objekta i očitati na ekranu instrumenta ili se merne vrednosti mogu sačuvati u memoriji infracrvenog termometra i po želji pomoću RS-232 priključka preneti na računar.



Slika 4.11 Infracrveni termometar 9811

Merni instrument sadrži *data-logger-funkciju*, to znači da se može podesiti učestalost snimanja na instrumentu. Nakon takvog mernog ciklusa, podaci se mogu preneti na računar i naknadno analizirati. Uz to, u infracrvenom termometru je integrisan mali pisač koji može snimati i odmah ispisati podatke. Posebna funkcija koja odlikuje ovaj instrument je mogućnost označavanja do 99 mernih mesta. Na instrumentu se može podesiti faktor emisije prema materijalu mernog objekta (između 0,3 i 1,0). Infracrveni termometar može da meri temperaturu u rasponu od -40 do 500 [°C]. Tačnost ovog instrumenta se procenjuje na ± 2 [%] [31].

Merni instrument ima tri funkcije merenja: 1) jednostruko merenje sa direktnim ispisom podataka, 2) višestruko merenje vrednosti (ručno snimanje, maksimalno 99 različitih merenja), 3) automatsko prikupljanje podataka (mogu se snimiti maksimalno 12000 podataka).

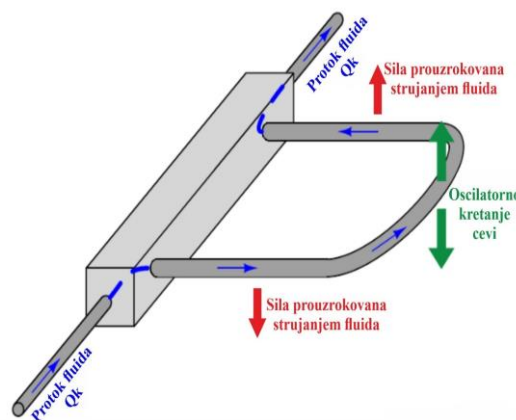
4.1.7 Uređaj za merenje protoka rashladnog fluida

Protok rashladnog fluida je izmeren pomoću uređaja za merenje protoka koji radi na principu Coriolis-ovog efekta (Slika 4.12). Uređaj za merenje masenog i zapreminskog protoka obuhvata naprednu arhitekturu i pruža širok spektar I/O i fleksibilnosti primene, što ih čini optimalnim izborom za kompaktnu integrisanu montažu. Princip rada uređaja se zasniva na vibracijama, odnosno na Koriolisovom (*Gustave-Gaspard Coriolis*) ubrzanju.



Slika 4.12 Uređaj za merenje protoka fluida

Kod ovog uređaja za merenje protoka koristi se cev u obliku slova U koja preusmerava tok tečnosti nazad u centar rotacije čime izaziva bočnu vibraciju cevi kroz koju protiče fluid. To znači da prilikom proticanja tečnosti kroz zakrivljeni deo cevi, pokretni molekuli tečnosti će imati ubrzanje, a zatim usporenje u povratnom hodu. Kao posledica ovoga, zakrivljeni deo „U“ cevi je primoran da vibrira u radialnom pravcu (Slika 4.13) što je izazvano elektromagnetnom silom (poput zavojnice na audio zvučniku) dok su krajevi cevi uklješteni za fiksni razvodnik. Ovakvo konceptiono rešenje obezbeđuje preciznost pri relativno malim i velikim protocima, što je posebno korisno kada se koristi više različitih fluida.



Slika 4.13 Šema Koriolisovog merača protoka

Karakteristike uređaja za merenje protoka su sledeće:

- | | |
|------------------------------|-------------------------------|
| • Proizvođač: | Micro Motion Emerson |
| • Tip prema ISO 9104: | Integral Flowmeter AXF |
| • Princip rada: | Coriolisovo ubrzanje |
| • Tačnost merenja V protoka: | $\pm 0,15$ [%] brzine protoka |
| • Maksimalni pritisak: | 100 [bar] |
| • Radna temperatura fluida: | -100 do 204 [°C] |
| • Podržani fluidi: | tečnosti, gasovi |

- Prirubnica EN (1092-1): PN-160
- Nominalni napon AC: 100 – 240 V
- Nominalna frekvencija : 50/60 [Hz]

4.1.8 Uređaj za merenje protoka vazduha

Protok vazduha je meren pomoću uređaja *Acrylic Flow Meters 6A01* (Slika 4.14) koji radi na principu igličastog ventila, bez napajanja. Dostupan je za više opsega merenja, a očitavanje se vrši direktno sa dvostruke skale. Namenjen je za praćenje i podešavanje manjih protoka gasova i dostupan je u različitim dužinama staklenih cevi.



Slika 4.14 Merač protoka sa igličastim ventilom [123]

Karakteristike uređaja za merenje protoka su sledeće:

- Proizvođač: Dakota Instruments
- Tip prema ISO 9104: Acrylic Flow Meters 6A01
- Tačnost: ± 5 [%] od celog opsega merenje
- Maksimalni pritisak: 7 [bar]
- Max. radna temperatura fluida: 65 [°C]

4.1.9 Akviziciona oprema, davač ubrzanja i A/D kartica

Deo instrumentacije eksperimentalnog štanda, namenjen za merenje i analizu vibracija motor-vretena u radijalnom pravcu, se sastoji od davača ubrzanja i analogno/digitalne (A/D) kartice. Svaki kanal je uzemljen preko otpornika od 100 [k Ω], koji ima ulogu povratnog voda za struju pred polarizacije multipleksera. Osnovni zadatak A/D kartice je pretvaranje ulaznih analognih signala u digitalne.

Savremenu A/D karticu čine sledeće osnovne komponente:

- A/D pretvarač;
- PGA instrumentacioni pojačavač;

- multiplexer;
- kolo uzorkovanja ("Sample/Hold" kolo);
- vremensko kolo (brojač-tajmer).

Pretvaranje analognog signala u digitalni vrši se pomoću *A/D* pretvarača. Ako je ulazni signal slabog nivoa, pomoću *PGA* (*Programmable Gain Amplifier*) instrumentacionog pojačavača sa programskim programabilnim pojačanjem, pojačava se na potrebni nivo. Multiplexer je integrisano kolo, jedna vrsta prekidača, koji omogućava priključenje više ulaznih kanala na jedan *A/D* pretvarač. Kolo uzorkovanja zadržava promenljivi analogni signal konstantnim, dok se *A/D* konverzija ne završi. Vremensko kolo daje mogućnost podešavanja i praćenja vremena konverzije, tj. brzine uzorkovanja. Jednoosni davač ubrzanja *PCB 352C33* (Slika 4.15a) osetljivosti $98,7 [mV/g]$, se pomoću specijalnog voska postavlja na vrh glavnog vretena, tako da njegova merna osa bude u radijalnom pravcu u odnosu na osu motor-vretena. Snimanje signala omogućava *A/D* kartica *National Instruments USB-4432*, (Slika 4.15b) sa pet analognih ulaza, opsega napona $\pm 5 [V]$ i maksimalne brzine odabiranja (semplovanja) signala po kanalu $104,6 \cdot 10^3$ [odabiraka/s] [124].



a)



b)

Slika 4.15 Akviziciona oprema, a) davač ubrzanja i b) *A/D* kartica

Signali prikupljeni davačem ubrzanja su malog intenziteta, tj. napona, zato signal prolazi kroz pojačavač, zatim se dalje kroz *A/D* karticu se prenose na PC računar, gde se primenom programskog sistema *MATLAB*, skladište. Sa ciljem analiziranja podataka, u softverskom sistemu *MATLAB* razvijen je algoritam, čime je omogućena brza Furijeova transformacija (*FFT*) dobijenih signala i određivanje funkcije frekventnog odziva posmatranog sistema.

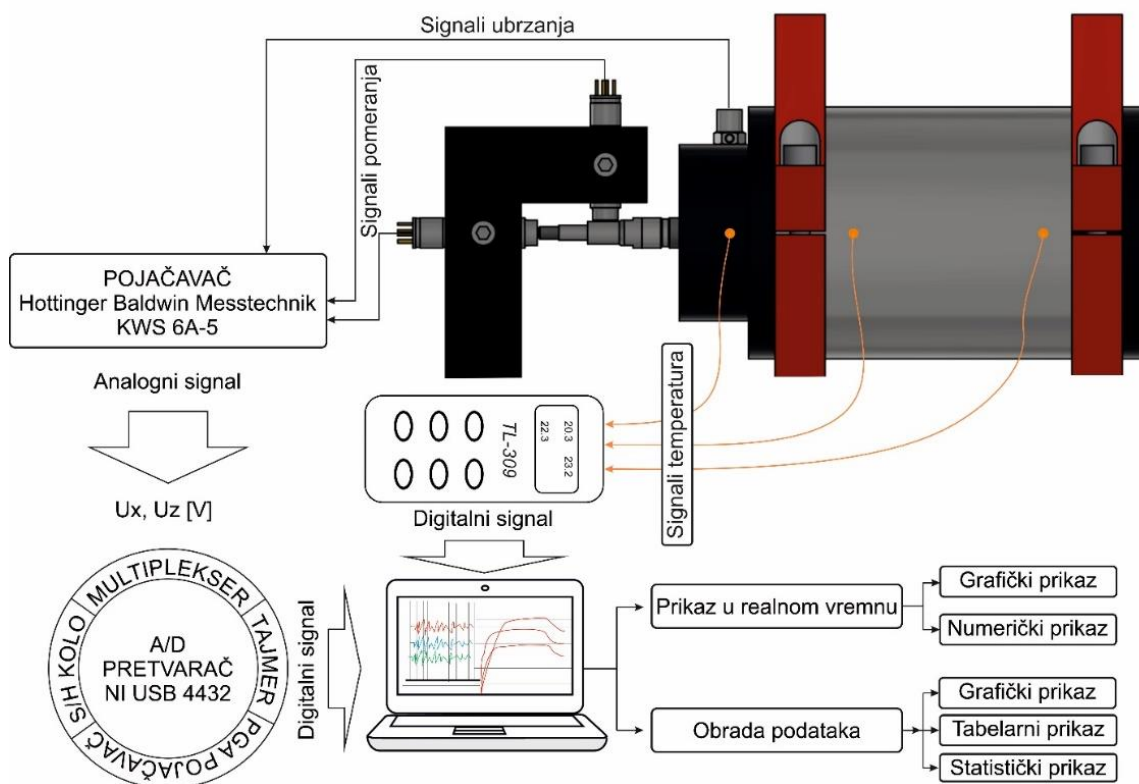
4.1.10 Programsko rešenje za akviziciju, obradu i prikazivanje rezultata merenja

Intenzivan razvoj personalnih računara, kao i raznih izuzetno pouzdanih, tačnih i pristupačnih hardverskih dodataka, modula i kartica (*I/O interface*), u poslednjih nekoliko godina usloveli su da sistemi za merenje bazirani na PC računarima preuzimaju primat nad skupom i specijalizovanom opremom. Ovi sistemi imaju nižu cenu i bržu isplativost, pri čemu se ostvaruje veća proizvodnost, bolji kvalitet obrade podataka i veća tačnost prikupljanja podataka.

Da bi se sprovelo prikupljanje i kontrola podataka bilo kog sistema neophodna je odgovarajuća programska podrška. U načelu postoje tri načina za formiranje programa za akvizicione sisteme bazirane na *PC* računarima:

- programiranje na nivou hardvera;
- programiranje na nivou programskih drajvera;
- programiranje gotovim programskim paketima.

Pod programiranjem na nivou hardvera, podrazumeva se izrada programa za prikupljanje podataka na taj način što se iz osnova gradi kako korisnički interfejs, tako i komunikacija sa samim hardverom. Pod programiranjem na nivou programskih drajvera, podrazumeva se izrada programa na taj način što se programira samo korisnički interfejs i funkcije za obradu podataka, dok se za komunikaciju računarskog sistema sa hardverom za akviziciju, koriste drajveri koje uz opremu isporučuje sam proizvođač. Svakako, najpraktičnije okruženje dobija se primenom nekog od gotovih programskih paketa, koji u sebi sadrže veliki broj ugrađenih funkcija za prikupljanje podataka, njihovu obradu, kontrolu i prezentaciju.



Slika 4.16 Model sistema za merenje, akviziciju i obradu podataka

Sistemi za merenje, prikupljanje i obradu podataka u današnje vreme, upotrebljavaju se za automatizaciju sistema merenja, kako u laboratorijskim, tako i u proizvodnim uslovima. Upotrebom ovih sistema, dobijaju se uređaji sa poboljšanim upravljačkim karakteristikama i većim nivoom fleksibilnosti. Na slici 4.16 prikazan je model sistema za merenje, akviziciju i obradu podataka kod ispitivanog sklopa motor-vretena.

Sistem čine sledeći elementi:

- sklop motor-vretena (eksperimentalni štand);
- davači;

- hardverski deo za prihvatanje podataka (A/D pretvarač);
- računarski sistem;
- softverska podrška;
- periferne jedinice za praćenje, akviziciju obradu, memorisanje podataka.

Već je rečeno da se pri obrtanju vretena direktno merila temperatura oko ležišta, kao i pomeranja na vrhu motor-vretena. Opisani davači ove veličine tj. fizičku veličinu (temperaturu i pomeranje) pretvaraju u električni signal. Kako je tačnost sistema za merenje u direktnoj zavisnosti od kvaliteta signala, vrši se pripremanje mernog signala tj. skaliranje, pojačavanje, linearizacija, filtriranje, prigušivanje, itd. Najvažnija funkcija u pripremanju signala je njegovo pojačavanje, čime se omogućava A/D konverzija sa mnogo snažnijim signalom.

```

1  %% *****
2  % Iscrtavanje signala
3  % load('Eksperiment1.mat');           % Ucitavanje fajla
4  % plot(timestamps, data(:, 1));       % Iscrtavanje signala akcelerometra
5  % plot(timestamps, data(:, 2));       % Iscrtavanje signala ulaza 1
6  % plot(timestamps, data(:, 3));       % Iscrtavanje signala ulaza 2
7  %% *****
8  clear all;
9  clc;
10 warning('off','all');
11 rmpath('folderthatisonpath');
12 %% ***** Parametri Eksperimenta *****
13 VremeSnimanja = 3;                   % Vreme snimanja u sekundama
14 VremeIzmedjuSnimanja = 600;         % Vreme izmedju dva snimanja u sekundama
15 TrajanjeEksperimenta = 60;          % Vreme trajanja eksperimenta u minutama
16 %% *****
17 FileNumber = 1;
18 s = daq.createSession('ni');
19 s.Rate = 10000;                       %
20 addAnalogInputChannel(s,'Dev1',0,'IEPE');
21 addAnalogInputChannel(s,'Dev1',1,'Voltage');
22 addAnalogInputChannel(s,'Dev1',2,'Voltage');
23 s.DurationInSeconds = VremeSnimanja;
24 tic;
25 %% *****
26 while 1
27     fileName = ['Eksperiment' num2str(FileNumber) '.mat'];
28     FileNumber = FileNumber + 1;
29     PocetakString = ['Pocetak snimanja u fajl: ', fileName];
30     disp(PocetakString);
31     [data,timestamps] = startForeground(s);
32     KrajString = ['Kraj snimanja u fajl: ', fileName];
33     disp(KrajString);
34     save(fileName, 'timestamps', 'data');
35     Vreme = toc;
36     if(Vreme >= (TrajanjeEksperimenta * 60))
37         break;
38     end
39     pause(VremeIzmedjuSnimanja);
40 end
41 disp('Kraj eksperimenta. ');
42 delete(s)
43

```

Slika 4.17 Prikaz koda za akviziciju izmerenih vrednosti

U konkretnom slučaju, pri merenju temperature se dobijene vrednosti termo napona, mada veoma malih vrednosti od 0 do 50 [mV], direktno uvode u A/D karticu, obzirom da ista raspolaže sa programskim pojačanjem. Kod merenja pomeranja, primenom beskontaktnih davača primenom integralnog pojačavača "Hottinger Baldwin Messtechnik" tipa KWS 6A-5, vrši se pretvaranje, pojačavanje i skaliranje izlaznih vrednosti. Za merenje kontaktnih temperatura i pomeranja pri obrtanju vretena, korišćeno je prikupljanje sa brzinama uzorkovanja iz normalnog moda. Ekranski prikaz koda iz programskog sistema MATLAB programa, dat je na slici 4.17.

MATLAB omogućava podešavanje karakteristika mernih kanala i to: broja, tipa, imena, jedinice, iteracija brzine uzorkovanja, vremena merenja, načina rada, itd.

Za analizu, obradu i memorisanje izmerenih podataka, koristi se kombinovanje programskog sistema *MATLAB* sa drugim analitičkim ili tabelarnim gotovim programskim sistemom, kao što je *Microsoft Excel*. Pri ovim ispitivanjima korišćen je programski sistem *Microsoft Excel* koji dobijene datoteke sa izmerenim podacima direktno prihvata radi dalje obrade.

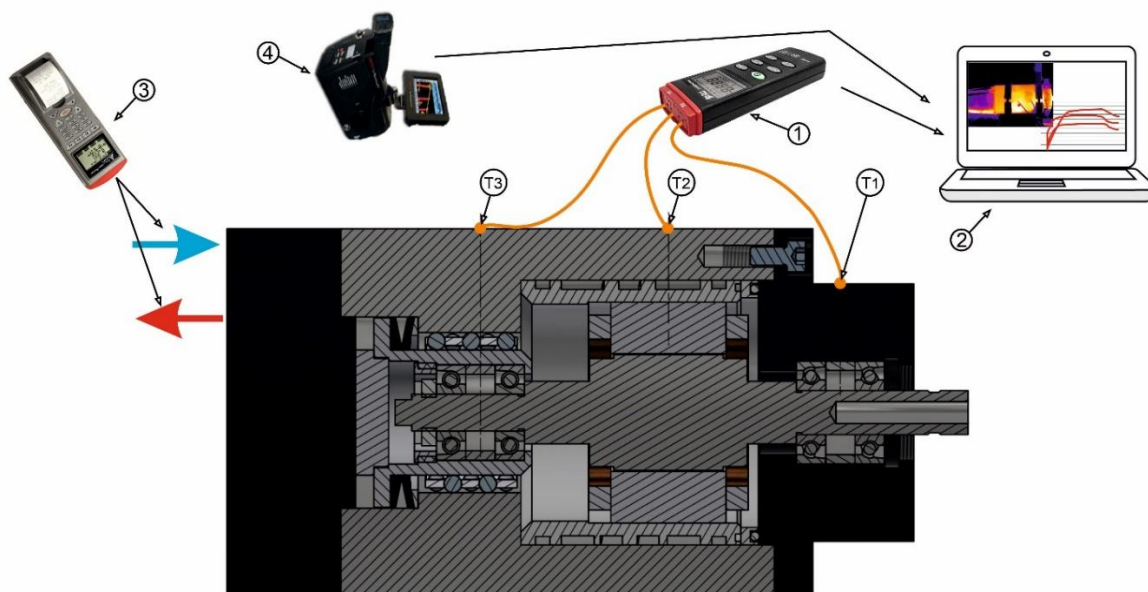
4.2 Eksperimentalno ispitivanje toplotnog ponašanja motor-vretena

Eksperimenti su jedini način da se sa dovoljnom sigurnošću sazna koliko se toplote prenosi u strukturi motor-vretena, pošto su koeficijenti prenosa toplote veoma osetljivi na parametre protoka fluida. S druge strane, količina generisane toplote elektromotora i ležajeva ne mogu se tačno predvideti samo na osnovu fiktivnih vrednosti. Razlog je u tome što je u prenos toplote uključeno nekoliko istovremenih mehanizama, a za neke parametre postoje široki rasponi. Efekat usvojenih parametara može biti različit i u nekim slučajevima dovodi do značajnih varijacija rezultata. Jedini način da se dokaže važnost uključenih mehanizama prenosa toplote u ovako složenim sistemima, eksperimentalnim putem. Ispitivanje toplotnog ponašanja opisanog motor-vretena obuhvata određivanje priraštaja temperatura na karakterističnim mestima sklopa motor-vretena prema slici 4.18.

Za određivanje priraštaja temperature na motor-vretenu, korišćena je metoda veštačkog termopara zalepljenog na kućište motor-vretena. Da bi termopar tokom obrtanja motor-vretena ostao u istom položaju, a uz to i da bi se izvršila izolacija žica termopara na spoju keramičke cevčice sa *PVC* izolacijom, ceo taj deo je učvršćen specijalnom lepljivom gumom za spoljašnju površinu kućišta. Lepljiva guma, ima visoku toplotnu provodljivost, tako da se praktično ne narušavaju eksploatacioni uslovi motor-vretena, čime se postiže visoka tačnost merenja temperature na spoljašnjoj površini. Glavne prednosti primene veštačkog termopara, su jednostavnost, pouzdanost i ekonomičnost kao činjenica da nema potrebe za posebnim kalibrisanjem.

Pre početka merenja izvršeno je baždarenje merne instrumentacije, odnosno induktivnih davača. Za baždarenje instrumentacije (pretvaranje napona u pomeranje) u ovom radu je korišćena metoda višestruko ponovljenog opterećenja pri poznatoj vrednosti statičke sile opterećenja i rasterećenja. Osnovne karakteristike ove metode su mogućnost analize pojave histerezisa i određivanje veličina neophodnih za sastavljanje bilansa pomeranja. Baždarenje je izvršeno u vertikalnom i horizontalnom pravcu, i to u oba smera dejstva opterećenja.

Termoparovi su povezani sa digitalnim četvorokanalnim instrumentom za merenje temperature *TL 309* (1) koji je povezan sa računarom (2) na koji je instaliran softverski paket *SE 309* koji je namenjen automatskom prikupljanju podataka na svakih $10 [min]$ u intervalu od $75 [min]$. U digitalni četvorokanalni merač temperature uključena su četiri termopara od kojih su tri u kontaktu sa spoljašnjom površinom kućišta motor-vretena, dok je četvrti potopljen u rashladni fluid. Infracrveni termometar (3) je korišćen za merenje temperature na ulaznom i izlaznom crevu, kroz koji protiče rashladni fluid. Programiran je tako da automatski prikuplja podatke na početku i kraju eksperimentalnog ciklusa. Termovizijska kamera (4) je takođe postavljena na rastojanju od $1 [m]$ od motor-vretena pod uglom od $90 [^\circ]$ i programirana je da snima infracrvenu termičku sliku u intervalu $5 [min]$ (Slika 4.18).



Slika 4.18 Šematski prikaz eksperimentalnog štanda za merenje temperatura

4.3 Eksperimentalno ispitivanje dinamičkog ponašanja motor-vretena

Poznata teorijska analiza sistema sa jednim stepenom slobode, relativno je prosta i može se koristiti pri praktičnom rešavanju problema, pri čemu, u velikoj meri daje zadovoljavajuće rezultate. Međutim, mašina alatka kao celina je veoma složen dinamički sistem sa velikim brojem stepeni slobode kretanja, a slično važi i za pojedinačne sklopove koji su deo strukture, npr. motor-vreteno. Zbog konstantne potražnje za sve većim i strožijim zahtevima u pogledu poznavanja dinamičkih karakteristika jedne mašine u funkciji oslanjanja, nedostatak teorijskih rezultata dopunjuje se eksperimentalno. Treba imati u vidu da i jedni i drugi rezultati nalaze primenu kako u projektovanju mašina tako i u njihovoj eksploataciji.

Svakako motor-vreteno predstavlja složen dinamički sistem koji se pri teoretskoj analizi predstavlja jednim oscilatornim modelom. Pobuđivanje tog sistema da vrši oscilovanje, može se obaviti na tri načina:

- a) veštački – simuliranjem
- b) pobudom od elemenata motor-vretena
- c) pobudom od radnih procesa

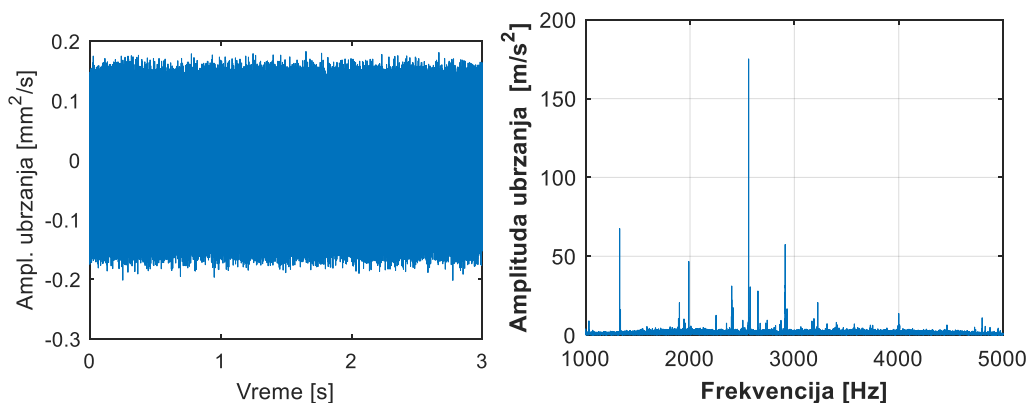
Imajući u vidu ove pobude, dinamičko ponašanje motor vretena u funkciji oslanjanja može se posmatrati.

- a) pri mirovanju
- b) pri radu u praznom hodu – neopterećeno
- c) u procesu rezanja

U ovom istraživanju, akcenat će biti na ispitivanju dinamičkog ponašanja motor-vretena u praznom hodu, uz promenu broja obrtaja, protoka rashladnog fluida i uljne magle. Pri radu motor-vretena u praznom hodu, javljaju se vibracije elemenata strukture. Uzrok nastanka ovih vibracija

su pokretni delovi motor-vretena. To znači da se pobuđivanje oscilatornog sistema vrši u samom sistemu, i to predstavlja kinematsku pobudu. Kada je reč o mašinama visoke tačnosti za završnu obradu, vibracije u praznom hodu praktično određuju radnu tačnost. Ova vrsta oscilacija naziva se prinudne vibracije, za koje se može snimiti amplitudno-frekventna i/ili frekventno fazna karakteristika pojedinih delova strukture motor-vretena.

Na slici 4.19 su prikazani neki od rezultata merenja vibracija na kućištu motor-vretena u vremenskom i frekventnom domenu.



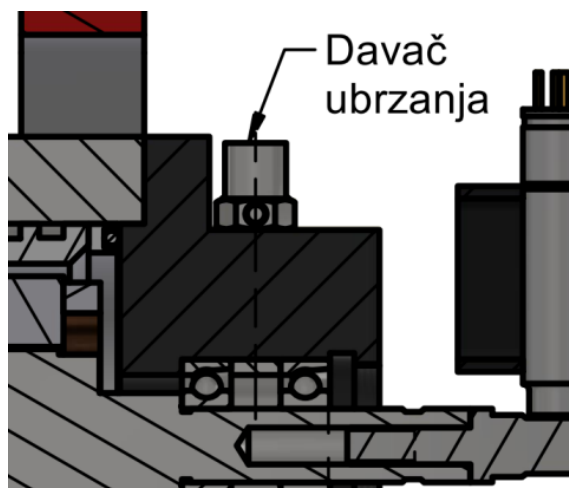
Slika 4.19 Promena amplitude ubrzanja u vremenskom i frekventnom domenu

4.3.1 Eksperimentalno određivanje frekvencija i amplituda oscilovanja obrtnih elemenata motor-vretena

Eksperimentalno ispitivanje vibracija najčešće se sprovodi iz dva razloga, u cilju verifikacije razvijenih matematičkih modela, ili u cilju definisanja eksperimentalne karte stabilnosti. U ovom istraživanju će eksperimentalno istraživanje biti namenjeno verifikaciji matematičkog modela.

Za ispitivanje dinamičkog ponašanja motor-vretena, korišćen je isti eksperimentalni štand, kao i za merenje toplotnog ponašanja, tj. za istu postavku eksperimenta vršena su istovremena merenja. Za upravljanje režimima rada, korišćen je specijalni namenski softver, dok je za prikupljanje, obradu i interpretaciju rezultata dinamičkog ponašanja, razvijeno posebno softversko rešenje. Pod upravljanjem se ovde podrazumeva zadavanje broja obrtaja, promena smera, kao i zaustavljanje eksperimentalnog štanda pri ispunjenju nekih od postavljenih uslova u vidu prekomernog povećanja temperatura.

Generalno gledajući, vibracije bi trebalo meriti u zoni ili što bliže zoni nastanka kontaktnih opterećenja. U ovom slučaju to bi bilo na stazama kotrljanja, međutim zbog fizičke nepristupačnosti i opasnosti da ne dođe do oštećenja unutrašnjih površina (staze kotrljanja) ležaja, davač ubrzanja je postavljen na kućište iznad prednjeg uležištenja (Slika 4.20).

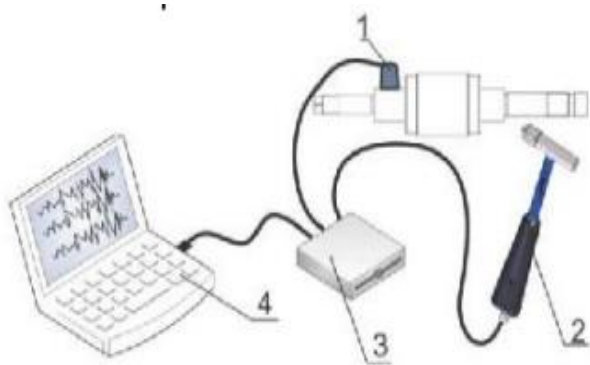


Slika 4.20 Šematski prikaz položaja davača ubrzanja pri ispitivanju

Na eksperimentalnom štandu za ispitivanje dinamičkog ponašanja motor-vretena je omogućeno merenje i analiza vibracija u radijalnom pravcu.

4.3.2 Eksperimentalno određivanje funkcije frekventnog odziva i modalnih parametara motor vretena

Eksperimentalnim ispitivanjima moguće je generisati funkciju frekventnog odziva (*FRF*) ili funkciju prenosa sistema (*TF*). Osnovna ideja je da se struktura mašine pobudi silom određene frekvencije na određenom mestu, a da se prati dinamički odziv sistema na istom ili nekom drugom mestu. Kada se ovaj postupak ponovi za uzastopne frekvencije u određenom rasponu od f_{min} do f_{max} , dobija se *FRF* ili *TF* za posmatrani sistem. Pobuda sistema, pri ovakvim postupcima, može biti ostvarena sinusnom ili impulsnom silom, a odziv sistema se meri davačima pomeranja, brzine ili ubrzanja. Eksperimentalna modalna analiza sa impulsnom pobudnom silom je najjednostavnija metoda za određivanje funkcije frekventnog odziva, te se kao takva najčešće primenjuje za definisanje modalnih parametara obradnih sistema. Pri tome, moguće je definisati tzv. direktnu ili ukrštenu funkciju frekventnog odziva sistema. Kada su i pobuda i odziv sistema posmatraju za istu tačku definiše se direktna, a ukoliko se tačka odziva sistema razlikuje od tačke u kojoj je generisana pobuda, definiše se ukrštena funkcija frekventnog odziva (Slika 4.21) [124].



Slika 4.21 Ispitivanje impulsnom pobudom u cilju određivanja frekventnog odziva sistema

Pri eksperimentalnoj modalnoj analizi primenom impulsne pobude, ostvaruje se pobuda sistema širokim spektrom različitih frekvencija u samo jednom ispitivanju, dok se odziv sistema najčešće prati primenom senzora ubrzanja. Kada se snimljeni podaci, primenom brze Furijeove

transformacije, transformišu u frekventni domen, dobija se funkcija frekventnog odziva između tačke u kojoj je meren odziv sistema (i) i tačke u kojoj je delovala pobudna sila (j), koja može biti prikazana na sledeći način [124]:

$$FRF_{ij}(\omega) = \frac{X_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad 4.1$$

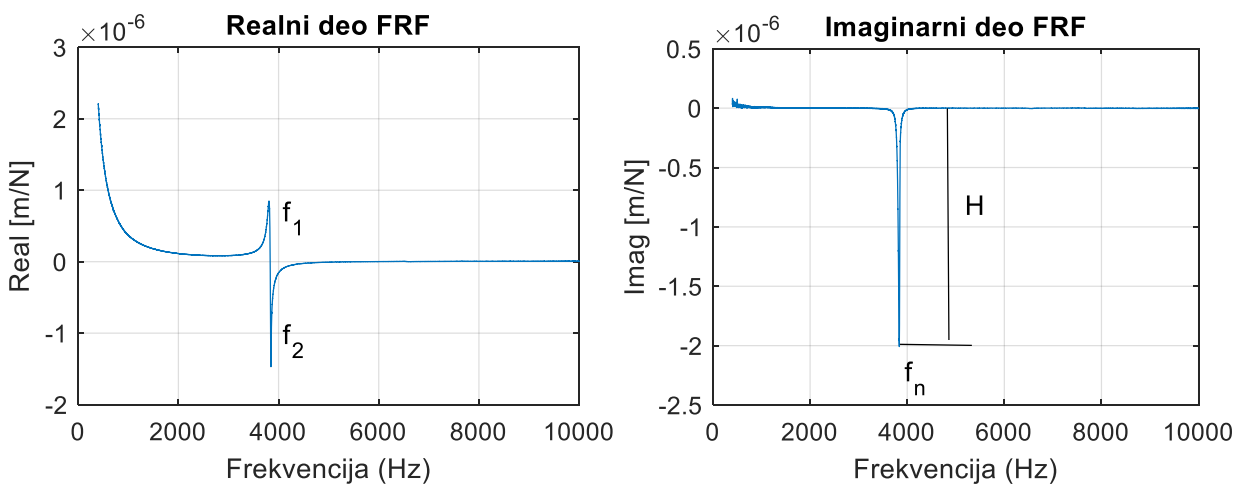
Takođe, treba napomenuti da je u većini slučajeva kao odziv sistema potrebno dobiti pomeranje X. Međutim, ukoliko se merenje izvodi sensorima ubrzanja, prethodna jednačina ima oblik [124]:

$$FRF(\omega) = \frac{\ddot{X}}{F(\omega)} = \frac{A(\omega)}{F(\omega)} \quad 4.2$$

Konvertovanje ubrzanja u pomeranje, moguće je sprovesti tako što se signal prikupljen akcelerometrom podeli sa $(i\omega)^2$, odnosno sa $-\omega^2$. Funkcija frekventnog odziva sistema dobijena na prethodno opisan način, je kompleksna, odnosno sastoji se od realnog G i imaginarnog H dela [124]:

$$FRF(\omega) = G + H \quad 4.3$$

Na slici 4.22 prikazan je izgled realnog i imaginarnog dela funkcije frekventnog odziva za razmatrano glavno vreteno.



Slika 4.22 Realni (a) i imaginarni (b) deo funkcije frekventnog odziva

Eksperimentalno definisana funkcija frekventnog odziva, odnosno njen realni i imaginarni deo (Slika 4.22), primenjuju se za definisanje karte stabilnosti posmatranog sistema, a takođe na osnovu njih se izračunavaju i modalni parametri sistema [124]. Modalni parametri sistema koji se izračunavaju na osnovu realnog i imaginarnog dela FRF su: bezdimenzioni koeficijent prigušenja ζ , modalna krutost k , modalna masa m :

$$2\xi_1 = \frac{\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 - 1}{\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 + 1} \quad 4.4$$

$$k = \frac{-1}{2\zeta H} \quad 4.5$$

$$m = \frac{k}{f_n^2} \quad 4.6$$

Takođe, ukoliko su poznati modalni parametri sistema, realni i imaginarni deo njegove funkcije frekventnog odziva izračunavaju se izrazima:

$$R_e\left(\frac{X}{F}\right) = \frac{1}{k} \left[\frac{1-r^2}{(1-r^2)^2 + (2\cdot\zeta\cdot r)^2} \right] \quad 4.7$$

$$R_e\left(\frac{X}{F}\right) = \frac{1}{k} \left[\frac{1-r^2}{(1-r^2)^2 + (2\cdot\zeta\cdot r)^2} \right] \quad 4.8$$

$$r = \frac{f}{f_n} \quad 4.9$$

Pri ispitivanju struktura impulsnom pobudom, postoji određen broj praktičnih ograničenja koja je potrebno uzeti u obzir u cilju povećanja tačnosti ispitivanja. Prvo, u cilju povećanja kvaliteta prikupljenih podataka, tj. u cilju smanjenja šuma u snimljenom signalu, za povezivanje akvizicione opreme neophodno je primenjivati dobro izolovane kablove što je moguće manje dužine. Pored toga, pri ispitivanju dinamičkog ponašanja sistema, neophodno je voditi računa o izboru odgovarajućeg senzora, čija masa utiče na njegovu osetljivost i merni opseg. Takođe, materijal, dimenzije i geometrija vrha pobudnog čekića moraju biti izabrani tako da se obezbedi adekvatna pobuda strukture za zahtevani opseg frekvencija. Međutim, i pored mnogih preporuka za pripremu samog ispitivanja, da bi se obezbedila tačnost ispitivanja dinamičkog ponašanja mašina alatki i njihovih elemenata, neophodan je određeni stepen praktičnog iskustva [124].

4.4 Plan eksperimenta

4.4.1 Uvodne napomene

Teorijska istraživanja i paralelna eksperimentalna ispitivanja toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskih motor-vretena, pokazala su da postoji potreba da se modelovanjem uz moguće modifikacije parametara modela, istraže uticaji nekih aproksimacija na realnost rezultata proračuna.

U inženjerskom domenu, tehnike projektovanja zasnovane na statistici i eksperimentima su posebno korisne za poboljšanje performansi postojećeg ili novog procesa. Većina procesa može biti opisana u smislu nekoliko kontrolisanih varijabli, kao što su temperatura, pritisak i režimi rezanja. Korišćenjem dizajna eksperimenta, inženjeri mogu odrediti koji podskup varijabli ima najveći uticaj na performanse procesa.

Rezultati takvog eksperimenta mogu dovesti do:

- Poboljšanja prinosa procesa.
- Smanjenja varijabilnosti u procesu i bližoj konformnosti nominalnim ili ciljanim zahtevima.
- Smanjenja vremena razvoja i projektovanja.
- Smanjenja troškova sa stanovišta vremena angažovanosti inženjera.

Metode dizajna eksperimenta se takođe koriste u aktivnostima inženjerskog projektovanja, gde se razvijaju novi proizvodi i postojeći poboljšavaju. Neke tipične aplikacije statističkog dizajna eksperimenta u inženjerskom projektovanju uključuju:

- Evaluaciju i poređenje osnovnih konfiguracija dizajna.
- Procenu različitih materijala.
- Izbor parametara projektovanja kako bi proizvod radio pod optimalnim uslovima (ili kako bi dizajn bio robustan).
- Određivanje ključnih parametara dizajna proizvoda koji utiču na performanse proizvoda.

Korišćenjem plana eksperimenta u inženjerskom projektovanju može se u mnogome poboljšati proces proizvodnje. Odnosno rezultat je proizvod koji će se jednostavnije proizvoditi, koji će imati bolje performanse i pouzdanost nego njegovi konkurenti, takođe i proizvod čije vreme projektovanja i izrade će se skratiti. Projektovanje eksperimenata se obično obavlja sekvencionalno. Prvi eksperiment sa kompleksnim sistemom (možda proizvodni proces) koji ima mnoge kontrolisane varijable je često „*screening*“ eksperiment (pred eksperiment) dizajniran da odredi koje promenljive su najbitnije. Naredni eksperimenti se koriste da bi poboljšali ove informacije i odredili koja prilagođavanja ovih kritičnih promenljivih se zahtevaju radi poboljšanja procesa. Na kraju, cilj je optimizacija, to jest, određivanje nivoa kritičnih varijabli koje rezultiraju najboljim performansama procesa. Svaki eksperiment uključuje sledeće aktivnosti:

- Pretpostavka – originalna hipoteza koja motiviše eksperiment
- Eksperiment – test izveden da istraži pretpostavke
- Analize – statistička analiza podataka iz eksperimenta
- Zaključak – mišljenje o onome se saznalo o originalnom nagađanju iz eksperimenta

Ne tako davno, istraživanja toplotno-mehaničkog ponašanja motor (glavnih) vretena uglavnom su se zasnivala na proučavanju uticaja režima obrade na dobijanje što boljeg kvaliteta površine, uz niže troškove i smanjeno habanje alata i potrošnju energije. Međutim, jedan od najvažnijih ciljeva istraživanja koja se danas sprovode, jeste čistija proizvodnja, odnosno primena „ekološki prihvatljivijih“ tehnologija.

Kao rezultat toga, nedavno je razvijen niz različitih pristupa i motor-vretena koji imaju za cilj sledeće: prevenciju zagađivanja životne sredine, mogućnost da se proizvodi recikliraju i ponovo koriste, uštedu energije i odgovornost prema budućim generacijama.

4.4.2 Metoda odzivne površine

Metoda odzivnih površina (eng. *response surface*) predstavlja skup matematičkih i statističkih alata koji se primenjuju u svrhu modeliranja i optimizovanja određenih procesnih uslova u svrhu dobijanja odgovarajućeg odziva, kao funkcije ulaznih nezavisnih varijabli, prikazane izrazom:

$$y=f(x_1,x_2)+\varepsilon \quad 4.10$$

gde su x_1 i x_2 ulazne promenjive koje utiču na proces, a ε je komponenta greške.

Pri definisanju odziva, funkcija f je nepoznata zbog međusobnog uticaja nezavisnih varijabli na odziv, što predstavlja glavni problem metode odzivnih površina. Kako bih se definisao odgovarajući model potrebno je sprovesti odgovarajuću aproksimaciju eksperimentalnih podataka u funkciju f . U početnim fazama istraživanja, naučnici najčešće koriste polinome nižeg stepena u uskom području ispitivanja. Ukoliko se odziv može definisati kao linearna funkcija nezavisnih varijabli, tada je aproksimacija funkcija modela prvog reda. Model prvog reda sa dve nezavisne varijable može se definisati sledećim izrazom.

$$y=\beta_0+\beta_1x_1+\beta_2x_2+\varepsilon \quad 4.11$$

Ukoliko prilikom linearne aproksimacije eksperimentalnih podataka funkcije f sa dve nezavisne varijable dolazi do velike statističke greške, tada se primenjuje model drugog reda, kako je prikazano sledećim izrazom.

$$y=\beta_0+\beta_1x_1+\beta_2x_2+\beta_{11}x_1^2+\beta_{22}x_2^2+\beta_{12}x_1x_2+\varepsilon \quad 4.12$$

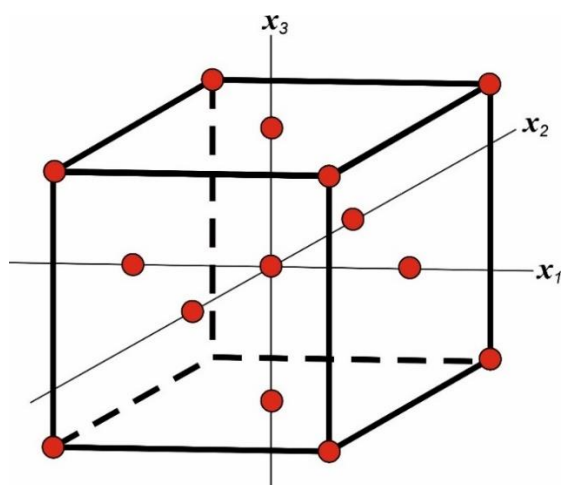
Kod svakog modela, nivo pojedinog faktora (varijable) je nezavisan u odnosu na nivo drugih faktora. U nastojanju da se dobije statistički značajni model prilikom aproksimacije eksperimentalnih podataka modelom višeg reda (polinom), sa što manjom statističkom greškom modela, potrebno je definisati plan (matricu) eksperimenata u nastojanju da se prikupi što je više moguće značajnih eksperimentalnih podataka. Nakon sprovedenih eksperimenata, primenjuje se model najmanjih kvadrata u svrhu procene parametara polinoma.

Odnos između odziva y i nezavisnih varijabli često je nepoznat. Model koji definiše odziv funkcije f je polinom nižeg stepena, koji se često primenjuje za aproksimaciju podataka ukoliko je ispitivano područje podataka malo. Prilikom aproksimacije funkcije f , model prvog stepena se primenjuje kad se odziv nezavisnih varijabli može opisati linearnom funkcijom. Međutim, u većini slučajeva odziv modela se ne može opisati linearnom funkcijom zbog velikog nedostatka modela (eng. *lack of fit of the first-order model*). Takođe, model drugog reda bolje aproksimira eksperimentalne podatke parabolom. Model drugog reda osim kvadratnih članova, obuhvata sve

članove modela prvog reda. Pri definisanju modela drugog reda, najčešće su primenjivani Centralni kompozitni dizajn i *Box-Behnken* dizajn.

4.4.3 Definisanje plana eksperimenta za ispitivanje visokobrzinskog motor-vretena

U ovom istraživanju su primenjeni nivoi i rasponi za tri numerička (kvantitativna) faktora: broj obrtaja, protok rashladnog fluida i protok uljne magle. Pored toga je primenjen jedan kategorički (kvalitativni) faktor, koji predstavlja vrstu hlađenja, gde je korišćeno ulje i voda. Za centralno kompozitni plan (centriran na lice – *face centered*), parametar α , rastojanje aksijalnih nizova od projektovanog centra je I , tako da svaki numerički faktor ima tri nivoa (Slika 4.23).



Slika 4.23 Centralno kompozitni plan eksperimenta za tri faktora

Statistički softver *Minitab 17* je primenjen za postavku i analizu eksperimentalnih rezultata. Korišćen je delimično randomiziran centralno kompozitni plan. Randomiziranjem eksperimenta, opservacije (ili greške) su nezavisno raspoređene slučajne promenjive, a neki uticaj nepoželjnih faktora je sveden na minimum [6]. Delimično randomiziran je iz razloga što kategorički faktor (vrsta hlađenja) nije mogao da se randomizira, tako da je posebno odrađen randomiziran eksperiment za „ulje“ a posebno za „vodu“. Ovako definisan eksperiment je podeljen u dva bloka. Uloga blokova je da smanje ili eliminišu varijabilnost uzrokovanu faktorima smetnji koji mogu uticati na odgovor, ali ne utiču direktno, kao faktor dizajna. Tokom eksperimenta je korišćena ista oprema sa istim rukovaocem; merenje odziva je sprovedla ista osoba, a primenjena je isto motor-vreteno tako da nije bilo potrebe za daljim blokiranjem. U tabeli 4.1 su prikazani razmatrani faktori i njima pripadajući nivoi.

Tabela 4.1 Prikazani razmatrani faktori i njima pripadajući nivoi.

Naziv	Faktor	Jedinica	Nizak nivo	Srednji nivo	Visok nivo
			-1	0	+1
Broj obrtaja	n	<i>o/min</i>	4000	55000	70000
Protok ulja za hlađenje kućišta	Q_k	<i>l/min</i>	4	5	6
Protok ulja za hlađenje ležaja	Q_l	<i>ml/h</i>	187,2	235,2	283,6
Hlađenje/podmazivanje	H		Ulje		Voda

Plan eksperimenta sa izlaznim rezultatima prikazan je u tabeli 4.2. Za ovaj eksperiment je napravljeno šest ponavljanja središnjoj u tački, za svaki nivo kategoričkog faktora, odnosno, dve replike za svaki nivo kategoričkog faktora u svakom bloku. Za centralnu tačku u projektu se primenjuju standardni uslovi rada. U koloni 8, 9 i 10 prikazani su rezultati izmerenih temperatura (odziva) za sprovedene eksperimente u sve tri tačke, tj. prednje uležištenje, stator i zadnje uležištenje.

Tabela 4.2 Plan eksperimenta sa izlaznim rezultatima

Randomiziran red	Red. br.	Blok	n [o/min]	Q_k [l/min]	Q_l [ml/h]	H	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]
28	1	2	55000	6	235,2	Ulje	31.3	32.0	31.7
27	2	2	55000	4	235,2	Ulje	30.9	32.7	33.5
34	3	2	70000	5	235,2	Voda	23.5	25.3	22.5
31	4	2	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
39	5	2	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9
37	6	2	55000	5	187,2	Voda	21.7	22.5	20.8
26	7	2	70000	5	235,2	Ulje	34.5	38.1	35.9
40	8	2	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9
25	9	2	40000	5	235,2	Ulje	29.8	28.8	29.0
35	10	2	55000	4	235,2	Voda	22.0	22.6	21.2
32	11	2	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
38	12	2	55000	5	283,6	Voda	21.2	22.0	20.4
33	13	2	40000	5	235,2	Voda	20.7	20.6	19.8
36	14	2	55000	6	235,2	Voda	21.9	22.5	21.2
30	15	2	55000	5	283,6	Ulje	31.9	32.4	33.1
29	16	2	55000	5	187,2	Ulje	29.4	30.1	30.2
3	17	1	40000	6	187,2	Ulje	28.3	28.3	28.1
16	18	1	70000	6	187,2	Voda	25.8	27.6	24.9
15	19	1	40000	6	187,2	Voda	22.2	22.7	21.5
19	20	1	40000	6	283,6	Voda	21.8	21.9	21.2
5	21	1	40000	4	283,6	Ulje	30.3	30.3	30.1
17	22	1	40000	4	283,6	Voda	21.4	21.2	21.6
4	23	1	70000	6	187,2	Ulje	36.4	37.1	38.8
8	24	1	70000	6	283,6	Ulje	35.8	36.6	38.3
20	25	1	70000	6	283,6	Voda	24.1	25.9	23.2
10	26	1	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
13	27	1	40000	4	187,2	Voda	21.3	21.7	20.5
1	28	1	40000	4	187,2	Ulje	29.3	29.0	28.9
6	29	1	70000	4	283,6	Ulje	35.8	37.2	38.5
24	30	1	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9
23	31	1	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9
12	32	1	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
11	33	1	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
22	34	1	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9

nastavak tabele 4.2

9	35	1	55000	5	235,2	Ulje	31.9	31.3	31.8
7	36	1	40000	6	283,6	Ulje	29.6	29.6	29.5
18	37	1	70000	4	283,6	Voda	23.5	23.3	25.5
2	38	1	70000	4	187,2	Ulje	36.2	37.8	39.0
21	39	1	55000	5	235,2	Voda	21.8	22.4	20.9
14	40	1	70000	4	187,2	Voda	24.2	26.0	23.0

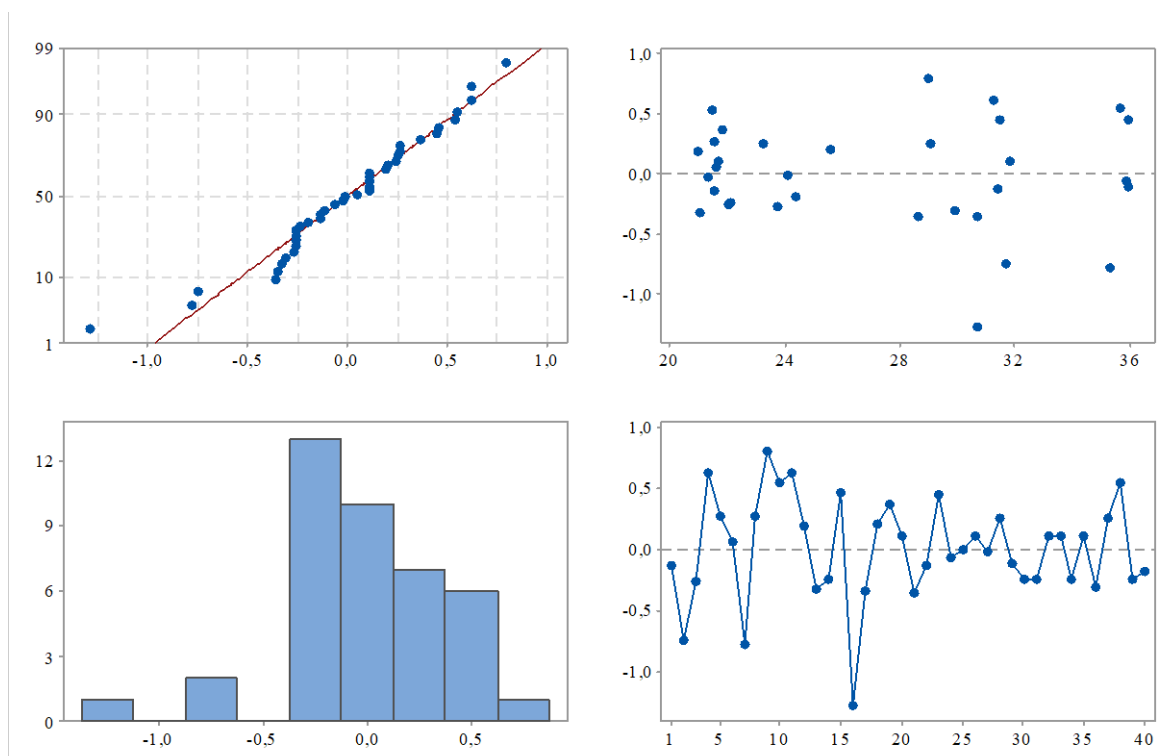
4.5 Analiza postavljenog plana eksperimenta

4.5.1 Odziv 1 – temperatura na prednjem uležištenju (T_1)

Izvršena je i linearna i kvadratna aproksimacija eksperimentalnih rezultata i ustanovljena je bolja adekvatnost kvadratnog modela (model drugog reda) sa jako malom (nesignifikantna) greškom, p vrednost *lack of fit* (greška) je mnogo veća od postavljenog praga značajnosti $\alpha=0,05$.

Na slici 4.24 prikazana je raspodela ostatka (reziduala) i može se zaključiti da ostaci imaju normalnu raspodelu, što potvrđuje ispravnost eksperimenta i uslov za modelovanje istog.

Izlaz iz statističke analize ANOVA (analiza varijanse) je prikazan u tabeli 4.3, odakle se može zaključiti statistička signifikantnost sledećih faktora (prag značajnosti $\alpha=0,05$): broj obrtaja ($F=379,09$; $P=0,000$), hlađenje ($F=3536,17$; $P=0,000$), kvadrata broja obrtaja ($F=14,91$; $P=0,001$), interakcije broja obrtaja i protoka uljne magle ($F=6,79$; $P=0,015$), broj obrtaja i hlađenje ($F=58,39$; $P=0,000$) i broj kapi i hlađenje ($F=9,13$; $P=0,006$). Takođe se može videti da vrednost *lack of fit* nije značajna. Adekvatnost ovako postavljenog modela je $R-sq$ 99,39 [%].



Slika 4.24 Raspored reziduala (ostatka) za odziv T_1

Tabela 4.3 Analiza varijanse za faktor T_1

Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	14	1086,99	77,642	289,41	0,000
Blokovi	1	1,97	1,965	7,33	0,012
Linearni	4	1050,66	262,665	979,08	0,000
n	1	101,70	101,700	379,09	0,000
Q_k	1	0,26	0,264	0,99	0,330
Q_l	1	0,02	0,018	0,07	0,798
H	1	948,68	948,676	3536,17	0,000
Kvadratni	3	7,06	2,354	8,78	0,000
n^2	1	4	4,000	14,91	0,001
Q_k^2	1	0,37	0,372	1,39	0,250
Q_l^2	1	0,24	0,241	0,90	0,353
Dvostruka interakcija	6	21,56	3,394	13,40	0,000
$n * Q_k$	1	0,49	0,490	1,83	0,189
$n \times Q_l$	1	1,82	1,823	6,79	0,015
$n \times H$	1	15,66	15,664	58,39	0,000
$Q_k \times Q_l$	1	0,12	0,122	0,46	0,505
$Q_k \times H$	1	1,01	1,013	3,77	0,063
$Q_l \times H$	1	2,45	2,450	9,13	0,006
Greška	25	6,71	0,268		
Odstupanje od modela	17	6,71	0,395		
Greška	8	0	0,000		
Ukupno	39	1093,69			

U tabeli 4.4 je prikazan rezime za odzivni faktor T_l , dok su regresione jednačine za temperaturu T_l pri hlađenju kućišta uljem i vodom, prikazane u tabeli 4.5

Tabela 4.4 Rezime modela za odzivni faktor T_l

Rezime modela			
S	R-sq [%]	R-sq (adj) [%]	R-sq (pred) [%]
0,657684	99,39	99,04	98,30

Tabela 4.5 Jednačine regresije u kodiranim jedinicama za odzivni faktor T_l

Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$T_l = 26,81 - 0,000161 \times n - 2,96 \times Q_k + 0,413 \times Q_l + 0,00000000365 \times n^2 + 0,263 \times Q_k^2 - 0,00212 \times Q_l^2 + 0,000012 \times n \times Q_k - 0,000002 \times n \times Q_l - 0,0087 \times Q_k \times Q_l$
Voda	$T_l = 24,74 - 0,000279 \times n - 2,51 \times Q_k + 0,343 \times Q_l + 0,0000000033 \times n^2 + 0,263 \times Q_k^2 - 0,00212 \times Q_l^2 + 0,000012 \times n \times Q_k - 0,000002 \times n \times Q_l - 0,0087 \times Q_k \times Q_l$

Redukovani modeli za odziv T_l koji isključuje nesigifikantne faktore, ima adekvatnost 99,17 [%] (Tabela 4.7). U tabeli 4.7 je prikazan rezime za redukovani odzivni faktor T_l , dok su

redukovane regresione jednačine za temperaturu T_2 pri hlađenju kućišta uljem i vodom prikazane u tabeli 4.8

Tabela 4.6 Analiza varijanse za faktor za redukovani model T_1

Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	7	1084,64	135,580	463,98	0,000
Blokovi	1	2,20	2,205	7,55	0,010
Linearni	3	1050,39	350,131	1198,22	0,000
n	1	101,70	101,700	348,04	0,000
Q_l	1	0,02	0,018	0,06	0,806
H	1	948,68	948,676	3246,56	0,000
Kvadratni	1	6,60	6,601	22,59	0,000
n^2	1	6,60	6,601	22,59	0,000
Dvostruka interakcija	2	19,94	6,646	22,74	0,000
$n \times Q_l$		1,82	1,823	6,24	0,018
$n \times H$	1	15,66	15,664	53,61	0,000
$Q_l \times H$	1	2,45	2,450	8,38	0,007
Greška	32	9,06	0,292		
Odstupanje od modela	24	9,06	0,394		
Greška	8	0	0,000		
Ukupno	39	1093,69			

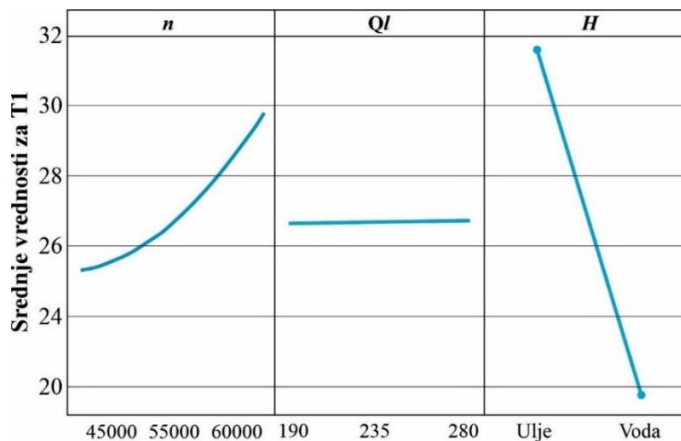
Tabela 4.7 Rezime redukovanog modela za odzivni faktor T_1

Rezime modela			
S	R-sq [%]	R-sq (adj) [%]	R-sq (pred) [%]
0,657684	99,17	98,96	98,49

Tabela 4.8 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_1

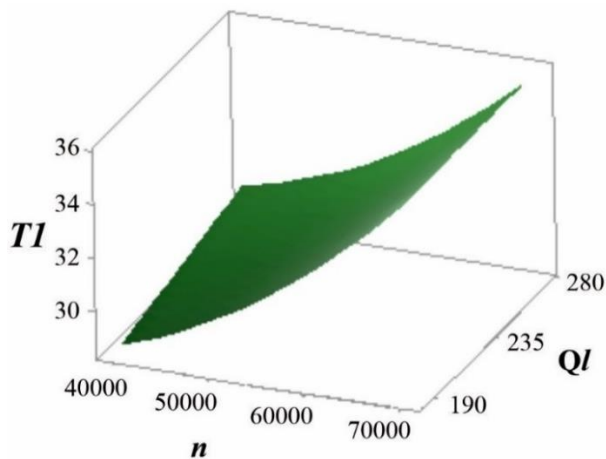
Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$TI = 24,07 - 0,000116 \times n + 0,1617 Q_l + 0,0000000038 \times n^2 - 0,000002 \times n \times Q_l$
Voda	$TI = 24,25 - 0,000234 \times n + 0,0917 \times Q_l + 0,0000000037 \times n^2 - 0,000002 \times n \times Q_l$

Na slici 4.25 je prikazan dijagram glavnih uticaja, na kom se vidi značajan uticaj kategoričkog faktora na izlaznu karakteristiku T_1 .



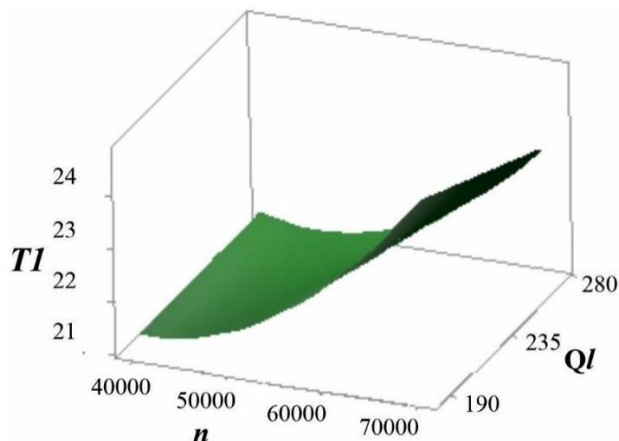
Slika 4.25 Dijagram glavnih efekata za T_1

Na slikama 4.26 i 4.27 dati su grafički prikazi regresionih modela za odziv – temperatura T_1 pri različitim vrednostima po dva uticajna faktora: broj obrtaja i protok uljne magle.



Slika 4.26 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_1

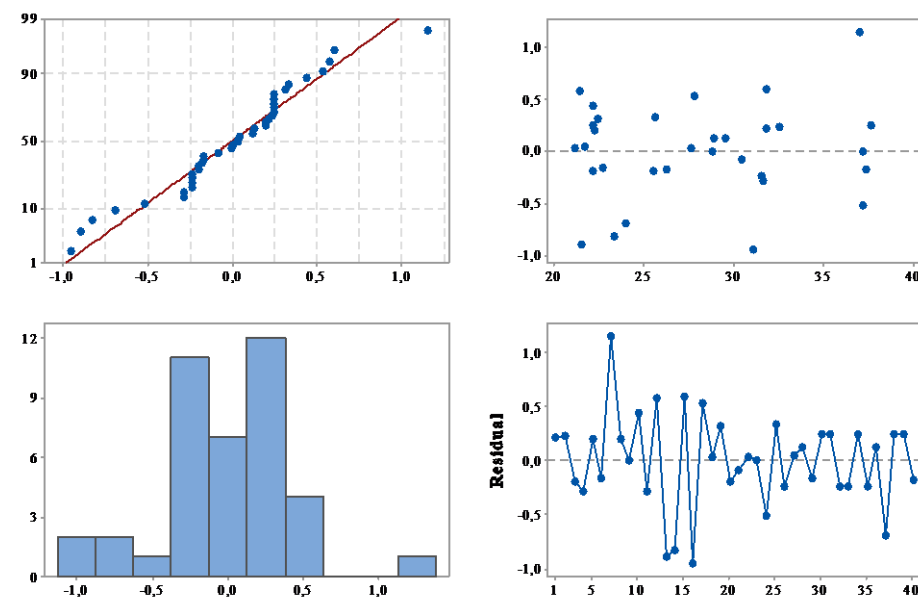
Slika 4.26 se odnosi na temperature dobijene pri hlađenju motor-vretena uljem, dok se Slika 4.27 na isti odziv pri hlađenju motor-vretena vodom. Sa prikazanih dijagrama je uočljivo da smanjenjem broja obrtaja temperatura opada, dok protok uljne magle za hlađenje ležaja, u odnosu na broj obrtaja ima značajno manji uticaj. Kod hlađenja uljem povećanje protoka povećava se i temperatura, dok je kod hlađenja vodom situacija obrnuta.



Slika 4.27 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_1

4.5.2 Odziv 2 – temperatura na kućištu statora (T_2)

Na slici 4.28 prikazano je da reziduali imaju normalnu raspodelu za temperaturu T_2 što potvrđuje ispravnost eksperimenta i uslova za modelovanje istog.



Slika 4.28 Raspored reziduala za odziv T_2

Izlaz iz statističke analize ANOVA (analiza varijanse) je prikazan u tabeli 4.9. Iz tabele se može zaključiti statistička signifikantnost sledećih faktora (prag značajnosti $\alpha=0,05$): broja obrtaja ($F=674,57$; $P=0,000$), hlađenja ($F=3211,10$; $P=0,000$), kvadrata broja obrtaja ($F=32,66$; $P=0,000$), kvadrata protoka ($F=5,74$; $P=0,024$), interakcije broja obrtaja i protoka uljen magle ($F=10,55$; $P=0,003$), broja obrtaja i hlađenja ($F=78,95$; $P=0,000$), protoka i hlađenja ($F=15,45$; $P=0,001$) i broja kapi i hlađenja ($F=18,25$; $P=0,000$). Takođe se može videti da vrednost *lack of fit* (greška) nije značajna. Adekvatnost ovako postavljenog modela je $R-sq$ 99,39 (Tabela 4.10). U tabeli 4.10 je prikazan rezime za odzivni faktor T_2 , dok su dve regresione jednačine za temperaturu T_2 pri hlađenju kućišta uljem i vodom prikazane u tabeli 4.11

Tabela 4.9 Analiza varijanse za faktor T_2

Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	14	1123,55	80,254	292,89	0,000
Blokovi	1	0,02	0,020	0,07	0,791
Linearni	4	1065,25	266,313	971,94	0,000
n	1	184,83	184,832	674,57	0,000
Q_k	1	0,29	0,288	1,05	0,315
Q_l	1	0,29	0,288	1,05	0,315
H	1	879,84	879,844	3211,10	0,000
Kvadratni	3	20,08	6,692	24,42	0,000
n^2	1	8,95	8,950	32,66	0,000
Q_k^2	1	1,57	1,572	5,74	0,024
Q_l^2	1	0,14	0,135	0,49	0,489
Dvostruka interakcija	6	34,22	5,703	20,81	0,000
$n \times Q_k$	1	0,42	0,422	1,54	0,226

nastavak tabele 4.9

$n \times Q_k$	1	2,89	2,890	10,55	0,003
$n \times H$	1	21,63	21,632	78,95	0,000
$Q_k \times Q_l$	1	0,04	0,040	0,15	0,706
$Q_k \times H$	1	4,23	4,232	15,45	0,001
$Q_l \times H$	1	5,00	5,000	18,25	0,000
Greška	25	6,85	0,274		
Odstupanje od modela	17	6,85	0,403		
Greška	8	0,00	0,000		
Ukupno	39	1130,40			

Tabela 4.10 Rezime modela za odzivni faktor T_2

Rezime modela			
S	R-sq [%]	R-sq (adj) [%]	R-sq (pred) [%]
0,657684	99,39	99,05	98,22

Tabela 4.11 Jednačine regresije u kodiranom jedinicama za odzivni faktor T_2

Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$T_2 = 40,08 - 0,000275 \times n - 6,59 \times Q_k + 0,324 \times Q_l + 0,0000000063 n^2 + 0,541 Q_k * Q_k - 0,00159 Q_l^2 + 0,000011 \times n \times Q_k - 0,000003 \times n * Q_l + 0,0050 * Q_k * Q_l$
Voda	$T_2 = 38,63 - 0,000413 \times n - 5,67 \times Q_k + 0,224 \times Q_l + 0,000000006 n^2 + 0,541 Q_k^2 - 0,00159 Q_l^2 + 0,000011 n \times Q_k - 0,000003 \times n \times Q_l + 0,0050 Q_k \times Q_k$

Redukovani modeli koji isključuje nesignifikantne faktore, i njegova adekvatnost je 98,81[%] (Tabela 4.13). U tabeli 4.13 je prikazan rezime za redukovani odzivni faktor T_2 , dok su redukovane regresione jednačine za temperaturu T_2 , pri hlađenju kućišta uljem i vodom prikazane u tabeli 4.14.

Tabela 4.12 Analiza varijanse za faktor za redukovani model T_2

Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	8	116,99	139,624	322,79	0,000
Blokovi	1	0,01	0,005	0,01	0,915
Linearni	3	1064,96	354,988	820,69	0,000
n	1	184,83	184,832	427,31	0,000
Q_l	1	0,29	0,288	0,67	0,421
H	1	879,84	879,844	2034,09	0,000
Kvadratni	1	18,50	18,501	42,77	0,000
n^2	1	18,50	18,501	42,77	0,000
Dvostruka interakcija	3	29,52	9,841	22,75	0,000
$n \times Q_l$	1	2,89	2,890	6,68	0,015
$n \times H$	1	21,63	21,632	50,01	0,000
$Q_l \times H$	1	5,00	5,00	11,56	0,002
Greška	31	13,41	0,433		
Odstupanje od modela	23	13,41	0,583		
Greška	8	0,00	0,000		
Ukupno	39	1130,40			

Tabela 4.13 Rezime redukovano modela za odzivni faktor T_2

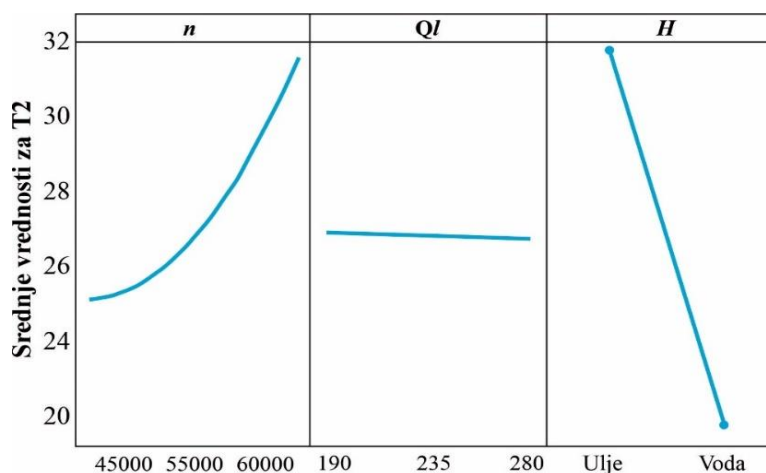
Rezime modela			
S	R-sq [%]	R-sq (adj) [%]	R-sq (pred) [%]
0,657684	98,81	98,51	97,70

Tabela 4.14 Jednačine regresije u kodiranim jedinicama za odzivni faktor T_2

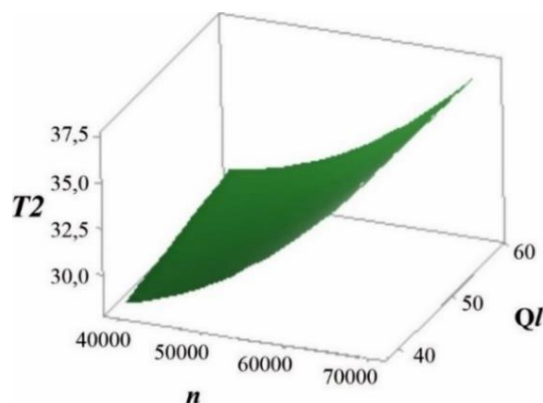
Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$T_2 = 27,22 - 0,000318 \times n + 0,1938 \times Q_l + 0,00000000685 \times n^2 - 0,000003 \times n \times Q_l$
Voda	$T_2 = 30,36 - 0,000456 \times n + 0,0938 \times Q_l + 0,0000000067 \times n^2 - 0,000003 \times n \times Q_l$

Na slici 4.29 prikazan je dijagram glavnih efekata na kom se vidi značajan uticaj kategoričkog faktora na izlaznu karakteristiku T_2 .

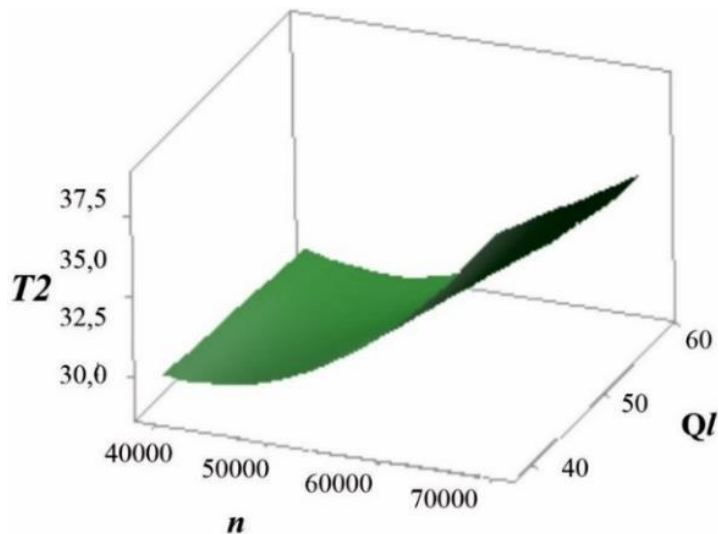
Slično kao sa prvim odzivom, na slici 4.30 i 4.31 dati su grafički prikazi regresionih modela za odziv – temperatura T_2 , pri različitim vrednostima po dva uticajna faktora: broj obrtaja i protok uljne magle. Na slici 4.30 su prikazane temperature dobijene pri hlađenju motor-vretena uljem. Na slici 4.31 su prikazane za temperature dobijene pri hlađenju motor-vretena vodom. Iz slika je vidljivo da povećanje broja obrtaja temperatura raste, dok smanjenje protoka uljne magle za hlađenje ležaja izaziva povećanje temperature. Kod hlađenja uljem povećanjem protoka povećava se i temperatura, dok je kod hlađenja vodom situacija obrnuta.



Slika 4.29 Dijagram glavnih efekata za T_2



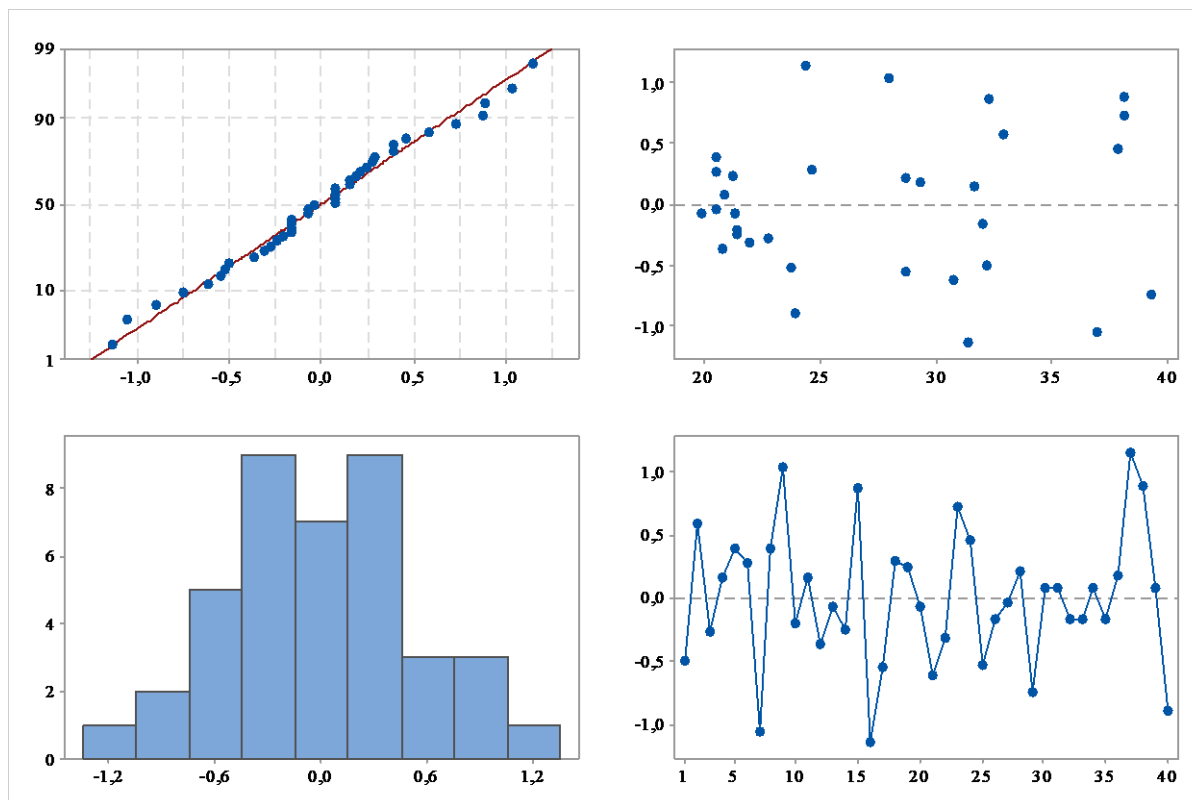
Slika 4.30 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_2



Slika 4.31 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_2

4.5.3 Odziv 3 – temperatura na kućištu kod zadnjeg uležištenja (T_3)

Na slici 4.32 prikazano je da reziduali imaju normalnu raspodelu što potvrđuje ispravnost eksperimenta i uslov za modelovanje istog. Izlaz iz statističke analize ANOVA (analiza varijanse), je prikazan u tabeli 4.15. Iz tabele se može zaključiti statistička signifikantnost sledećih faktora (prag značajnosti $\alpha=0,05$): broj obrtaja ($F=397.72$; $P=0.000$), hlađenje ($F=2795.24$; $P=0.000$), kvadrat broja obrtaja ($F=8.03$; $P=0.009$), kvadrat protoka ($F=10.13$; $P=0.004$) i interakcija broja obrtaja i hlađenja ($F=58.39$; $P=0.000$). Takođe se može videti da vrednost *lack of fit* (greška) nije značajan. Adekvatnost ovako postavljenog modela je $R-sq$ 99.27 [%].



Slika 4.32 Raspored reziduala za odziv T_3

Tabela 4.15 Analiza varijanse za faktor T_3

Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	14	1501,40	107,24	241,77	0,000
Blokovi	1	0,76	0,76	1,70	0,204
Linearni	4	1414,50	354,63	799,48	0,000
n	1	176,42	176,42	397,72	0,000
Q_k	1	0,58	0,58	1,30	0,264
Q_l	1	1,62	1,62	3,66	0,067
H	1	1239,88	1239,88	2795,24	0,000
Kvadratni	3	21,22	7,07	15,95	0,000
n^2	1	3,56	3,56	8,03	0,009
Q_k	1	4,49	4,49	10,13	0,004
Q_l^2	1	0,10	0,10	0,24	0,631
Dvostruka interakcija	6	50,11	8,35	18,83	0,000
$n \times Q_k$	1	0,00	0,00	0,00	1,000
$n \times Q_l$	1	0,81	0,81	1,83	0,189
$n \times H$	1	46,21	46,21	104,17	0,000
$Q_k \times Q_l$	1	1,82	1,82	4,11	0,053
$Q_k \times H$	1	0,72	0,72	1,63	0,214
$Q_l \times H$	1	0,54	0,54	1,23	0,278
Greška	25	11,09	0,44		
Odstupanje od modela	17	11,09	0,65		
Greška	8	0,00	0,00		
Ukupno	39	1512,49			

U tabeli 4.16 je prikazan rezime za odzivni faktor T_3 , dok su regresione jednačine za temperaturu T_3 pri hlađenju kućišta uljem i vodom, prikazane u tabeli 4.17.

Tabela 4.16 Rezime modela za odzivni faktor T_3

Rezime modela			
S	R-sq [%]	R-sq (adj) [%]	R-sq (pred) [%]
0,657684	99,27	98,86	97,16

Tabela 4.17 Jednačine regresije u kodiranim jedinicama za odzivni faktor T_3

Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$T_3 = 39,80 - 0,000025 \times n - 7,85 \times Q_k + 0,159 \times Q_l + 0,0000000039 n^2 + 0,915 Q_k^2 + 0,00140 Q_l^2 + 0,000000 n \times Q_k - 0,000002 \times n \times Q_l - 0,0337 Q_k \times Q_l$
Voda	$T_3 = 39,53 - 0,000228 \times n - 7,47 \times Q_k + 0,126 Q_l + 0,0000000038 n^2 + 0,915 Q_k^2 + 0,00140 Q_l^2 + 0,000000 n \times Q_k - 0,000002 n \times Q_l - 0,0337 Q_k \times Q_l$

Redukovani modeli za odzivni faktor T_3 koji isključuje nesignifikantne faktore, ima adekvatnost 98,81 [%] (Tabela 4.19). U tabeli 4.19 je prikazan rezime za redukovani odzivni faktor T_3 , dok su redukovane regresione jednačine za temperaturu T_3 pri hlađenju kućišta uljem i vodom, prikazane u tabeli 4.20.

Tabela 4.18 Analiza varijanse za faktor T_3 za redukovani model

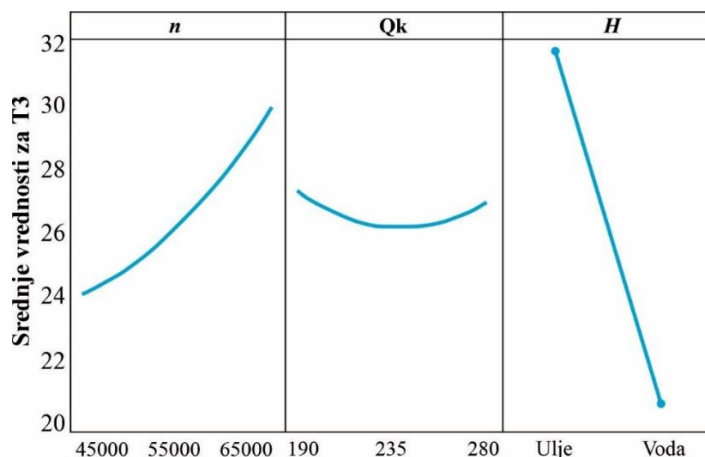
Analiza varijanse					
Izvor	DF	Adj SS	Adj MS	F	P
Model	7	1495,77	213,68	409,02	0,000
Blokovi	1	0,87	0,87	1,66	0,207
Linearni	3	1416,88	472,29	904,04	0,000
n	1	176,42	176,42	337,69	0,000
Q_k	1	0,58	0,58	1,11	0,301
H	1	1239,88	1239,88	2373,34	0,000
Kvadratni	2	21,11	10,56	20,21	0,000
n^2	1	4,52	4,52	8,66	0,006
Q_k^2	1	5,63	5,63	10,78	0,002
Dvostruka interakcija	2	46,21	46,21	88,45	0,000
$n \times H$	1	46,21	46,21	88,45	0,000
Greška	32	16,72	0,52		
Odstupanje od modela	24	16,72	0,70		
Greška	8	0,00	0,00		
Ukupno	39	1512,49			

Tabela 4.19 Rezime redukovanog modela za odzivni faktor T_3

Rezime modela			
S	$R\text{-sq}$ [%]	$R\text{-sq}$ (adj) [%]	$R\text{-sq}$ (pred) [%]
0,657684	98,89	98,65	98,18

Tabela 4.20 Jednačine regresije u kodiranim jedinicama za odzivni faktor T_3

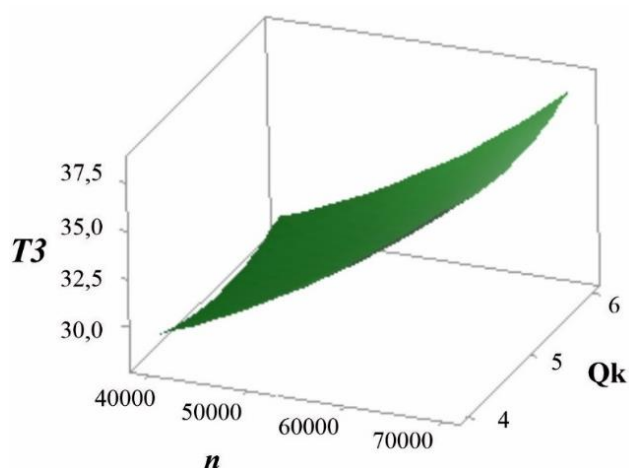
Jednačina regresije u kodiranim jedinicama	
Ulje	$T_3 = 51,87 - 0,000122 \times n - 9,79 \times Q_k + 0,0000000035 n^2 + 0,962 Q_k^2$
Voda	$T_3 = 51,88 - 0,000325 \times n - 9,79 \times Q_k + 0,0000000037 n^2 + 0,962 Q_k^2$



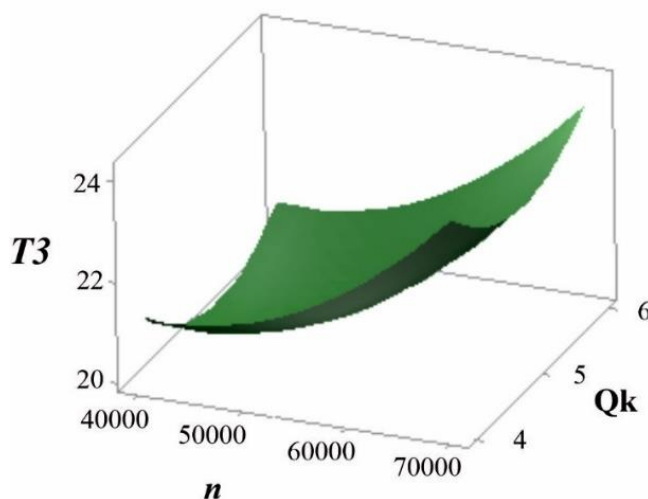
Slika 4.33 Dijagram glavnih efekata za T_3

Na slici 4.33 prikazan je dijagram glavnih efekata na kom se vidi značajan uticaj kategoričkog faktora na izlaznu karakteristiku T_3 .

Kod trećeg odziva tj. temperature T_3 , situacija je drugačija (Slika 4.34 i Slika 4.35) u odnosu na prva dva, što se vidi iz toga što su prikazani dijagrami regresionih modela za odziv – temperatura T_3 pri različitim vrednostima po dva ulazna uticajna faktora. Međutim, za razliku od prva dva, kod ovog odziva uticajni faktori su broj obrtaja i protok za hlađenje kućišta. Slika 4.34 se odnosi na temperature dobijene pri hlađenju motor-vretena uljem, a slika 4.35 za isti odziv pri hlađenju motor-vretena vodom. Sa prikazanih dijagrama se može konstatovati da, povećanjem broja obrtaja temperatura raste i obrnuto. Što se tiče protoka za hlađenje kućišta, tu je situacija specifična, odnosno usled približavanja srednjoj vrednosti protoka, temperatura ima najmanju vrednost, a povećanjem i/ili smanjenjem, temperatura raste. Kod hlađenja kućišta uljem je taj efekat manje izražen nego kod hlađenja vodom.



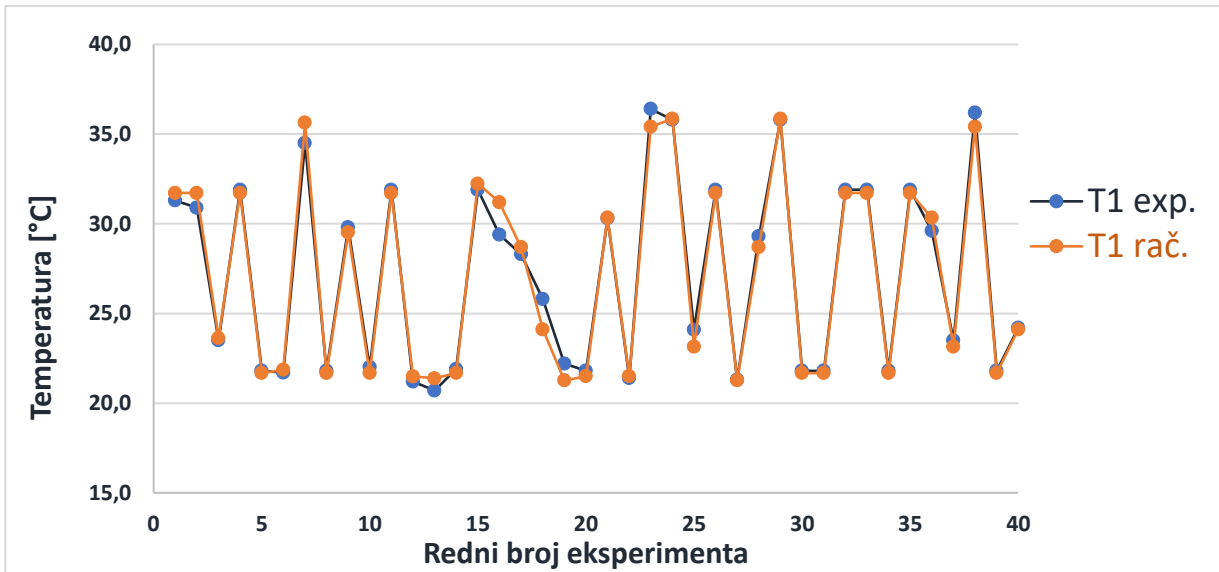
Slika 4.34 Odzivna površina pri hlađenju uljem za T_3



Slika 4.35 Odzivna površina pri hlađenju vodom za T_3

4.6 Poređenje rezultata dobijenih eksperimentom i rezultata dobijenih regresionim jednačinama

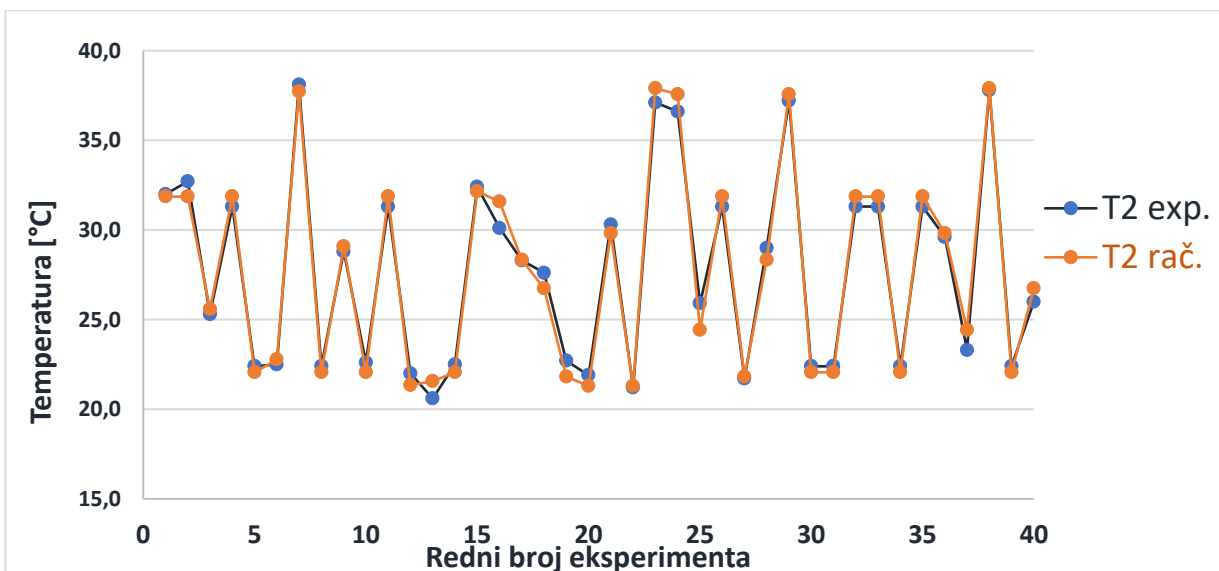
Tačnosti modela je potvrđena poređenjem stvarnih vrednosti podataka tj. podataka dobijenih eksperimentom i podataka predviđenih redukovanim regresivnim modelom za odzive T_1 , T_2 i T_3 (Slika 4.36, Slika 4.37 i Slika 4.38 respektivno).



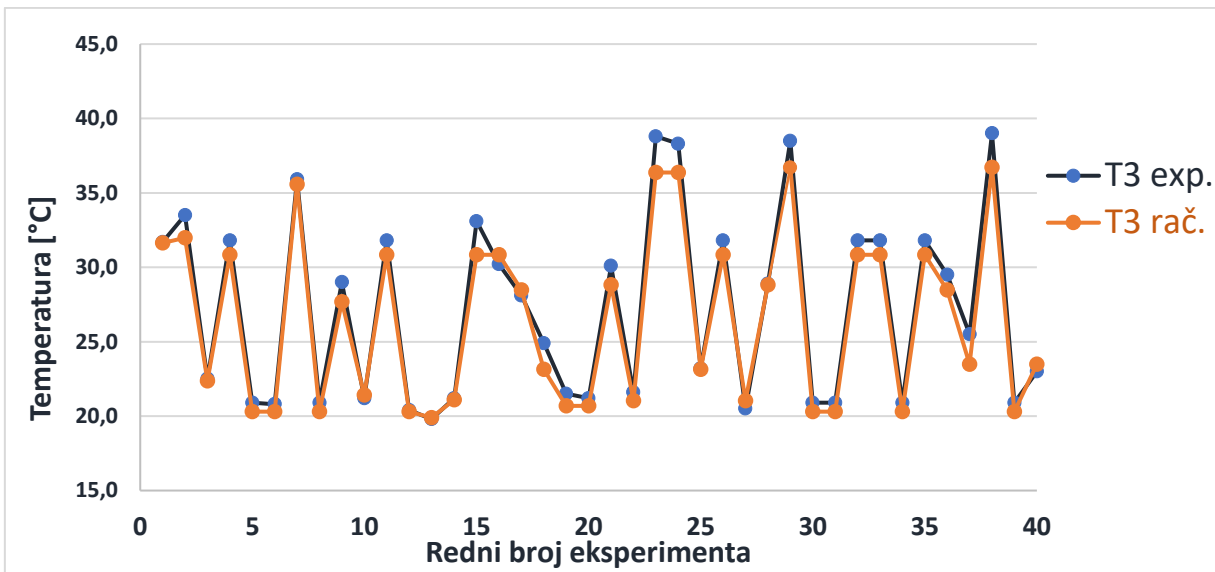
Slika 4.36 Vrednosti temperatura T_1 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)

Može se uočiti da su odstupanja između podataka dobijenih eksperimentalnim ispitivanjima i predviđenih regresivnim modelom jako mala. Odstupanja se kreću do 2 [%] u zavisnosti od rednog broja eksperimenta.

Veoma je teško precizno navesti koliko eksperimentalni rezultati moraju da budu usaglašeni sa vrednostima dobijenih modelom, kako bi se poklapanje smatralo dobrim. Međutim to se može izraziti stepenom korelacije. U ovom istraživanju je pokazano da se predviđena vrednost slaže sa eksperimentalnim podacima, čime je demonstrirana sposobnost Centralno kompozitnog dizajna da predvidi rezultate.



Slika 4.37 Vrednosti temperatura T_2 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)

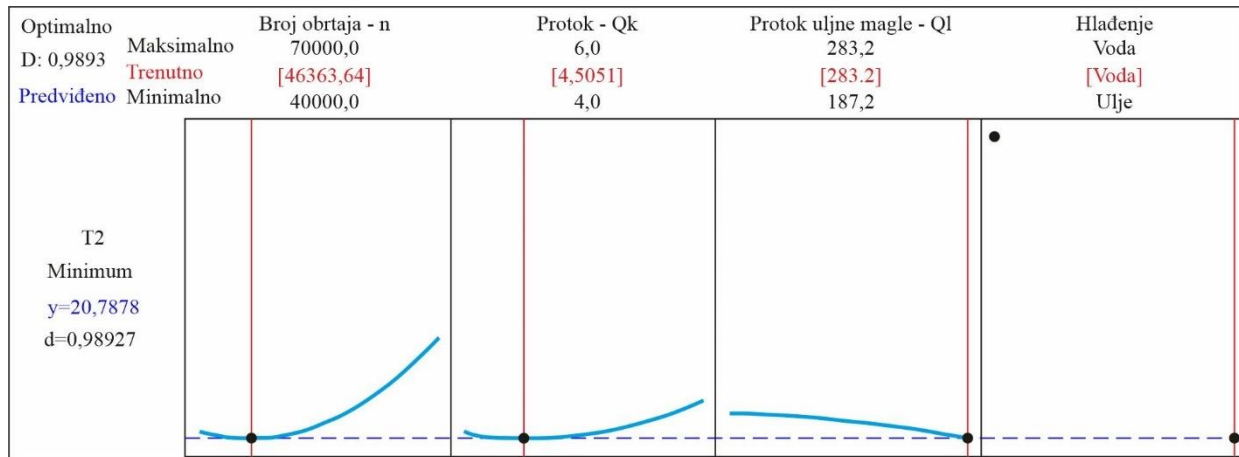


Slika 4.38 Vrednosti temperatura T_3 izračunatih regresivnim modelom (izračunate) u odnosu na vrednosti dobijenih merenjem (stvarne)

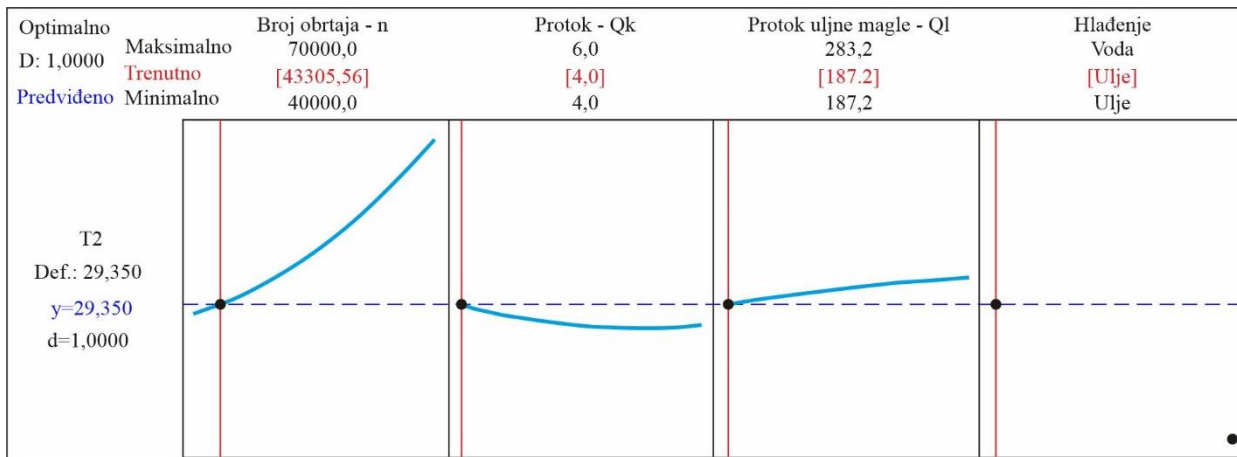
4.7 Optimizacija odziva

Centralno kompozitni dizajn, pored određivanja regresionih jednačina ima mogućnost optimizacije parametara, gde funkcija cilja može da bude minimum, maksimum ili konkretna vrednost. U nastavku će biti prikazan postupak optimizacije za temperaturu T_2 , uz već više puta pomenute promenljive, što isto važi i za ostale dve temperature.

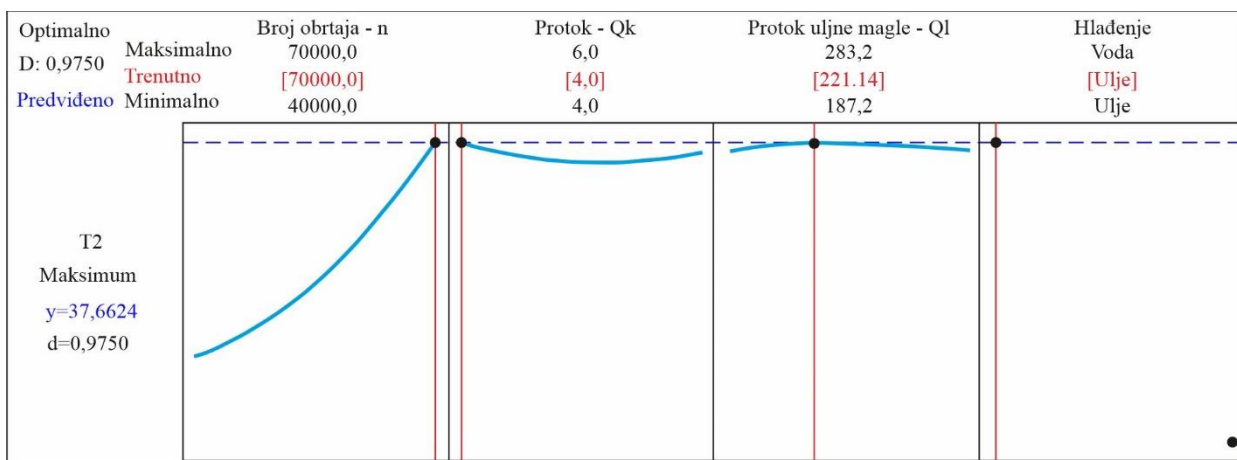
Tokom eksperimenta maksimalna temperatura $T_{2max}=38,1 [^{\circ}C]$, a minimalna $T_{2min}=20,6 [^{\circ}C]$. Optimizacija će biti sprovedena za sva tri tipa funkcije cilja. Prvi slučaj je da se na osnovu svih promenljivih dobije minimalna temperatura (Slika 4.39). Optimalne vrednosti za dobijanje minimalne temperature $T_{2min}=20,78 [^{\circ}C]$, su $n=46363,63 [o/min]$, $Q_k=4,51 [l/min]$, $Q_l=235,2[ml/h]$, pri čemu je rashladni fluid voda. Optimalne vrednosti za dobijanje definisane temperature $T_{2max}=20,78 [^{\circ}C]$, su $n=70000 [o/min]$, $Q_k=4 [l/min]$, $Q_l=221,13[ml/h]$, pri čemu je rashladni fluid ulje (Slika 4.40). Treći slučaj je da se na osnovu svih promenljivih dobije maksimalna temperatura (Slika 4.41).



Slika 4.39 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2min}



Slika 4.40 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2def}



Slika 4.41 Optimizacija parametara, funkcija cilja T_{2max}

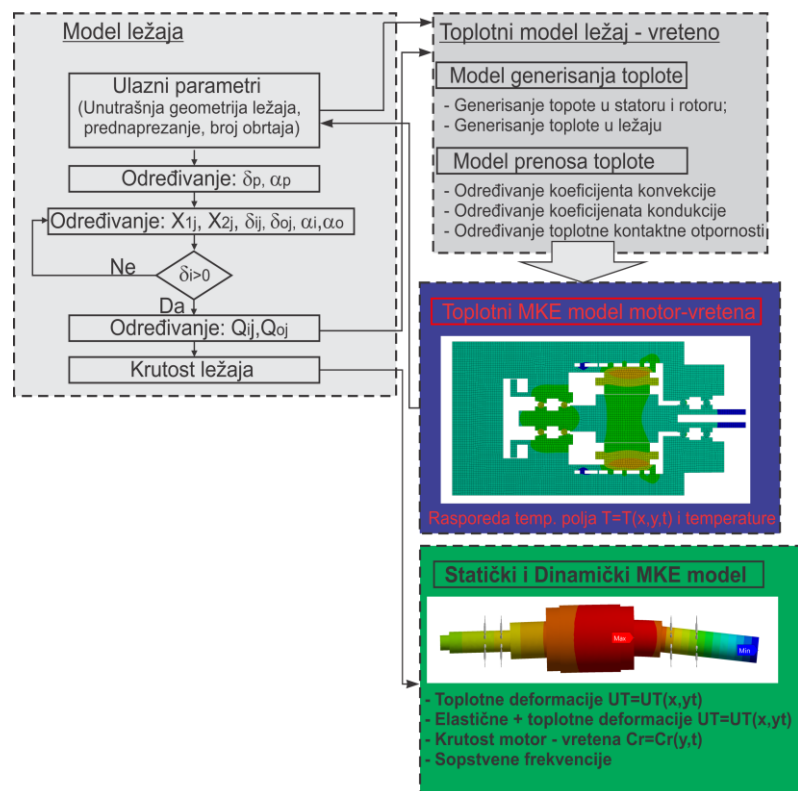
5 Matematički model sklopa visokobrzinskog motor-vretena

Za razvoj toplotno-mehaničkog modela, potrebno je poznavati međusobnu toplotno - mehaničku interakciju između elementa koji čine sklop vretena. Sveobuhvatan toplotni model pored kondukcije u kontaktima, obuhvata i slobodnu konvekciju površina sa okolinom i prinudnu konvekciju usled dejstva rashladnog fluida oko statora, uljne magle i rotacionih površina. Koeficijenti prinudne konvekcije dalje zavise od parametara rada motor-vretena, tj. protoka i vrsta rashladnog fluida, protoka uljne magle i količina ulja u smeši, broja obrtaja, itd.

S obzirom na veliki broj parametara uključenih u analizu ponašanja sklopa visokobrzinskog motor-vretena, koji su međusobno povezani, model glavnog vretena (vreteno - ležaji- kućište) je podeljen na pet međusobno povezanih pod modela. Na slici 5.1 je prikazan blok dijagram, definisan da bi se istražilo toplotno-mehaničko ponašanje visokobrzinskog motor-vretena. Model ležaja služi za određivanje sila kontakta, kontaktnih površina između kotrljajnih tela i staza kotrljanja i krutosti ležaja za svaku poziciju kotrljajnog tela. Model generisane toplote služi za određivanje generisane toplote u ležajima, statoru i rotoru vretena, na bazi kontaktnih sila u ležaju

i spoljašnjeg opterećenja, dok se u modelu prenosa toplote definišu i određuju koeficijenti provođenja i prenošenja toplote sa elemenata ležaja i glavnog vretena. Na modelu baziranom na metodi konačnih elemenata određuje se nestacionarna promena temperaturnih polja. Na bazi temperatura elemenata ležaja određuju se toplotna širenja elemenata ležaja. Ovaj postupak se iterativno nastavlja do stacionarnog temperaturnog stanja, jer promene temperature nakon toga, postaju zanemarljive. Nakon ovoga se ponovo određuju kontaktne sile,

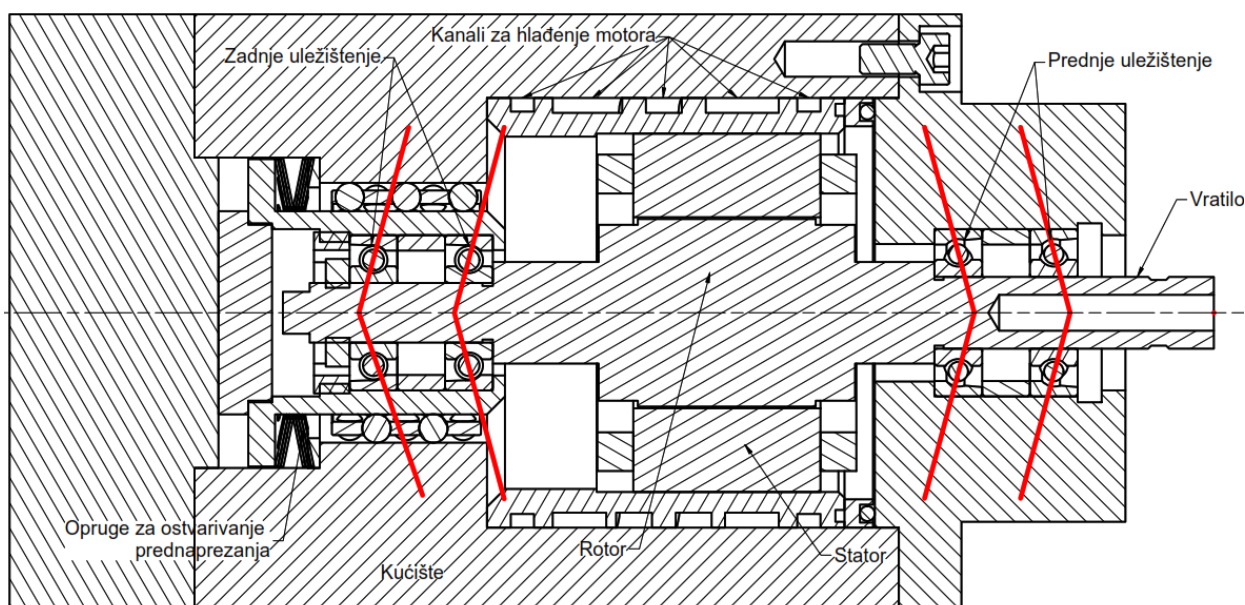
uglovi kontakta, kao i krutost za svako kotrljajno telo, kao posledica toplotnog širenja. U poslednjoj fazi se, na osnovu rezultata dobijenih u prethodnim fazama, analizira statičko i dinamičko ponašanje visokobrzinskog motor-vretena za različite brzine obrtanja i uslove hlađenja.



Slika 5.1 Proces povezivanja modela ležaja i modela glavnog vretena

5.1 Karakteristike analiziranog visokobrzinskog motor-vretena

Cilj ovog istraživanja je analiza toplotno-mehaničkog ponašanja sklopa visokobrzinskog motor-vretena *GMN TSSV 90000*, čiji je poprečni presek prikazan na slici 5.2. Vratilo je uležišteno sa dva para visoko preciznih ležaja sa kosim dodirom, prednje uležištenje sa *EX 12 7C1 DUL SNFA* dok je zadnje sa *EX 10 7C1 DUL SNFA*, montiranih u „tandem“ raspored po parovima, tako da celokupno uležištenje čini „O“ raspored. Sklop visokobrzinskog motor-vretena je koncipiran kao asinhroni elektromotor, tako da je u kućištu montiran stator, a rotor je integrisan sa vratilom. Jedan od izvora generisane toplote predstavlja asinhroni motor, dok drugi izvor predstavljaju ležaji. Iz tog razloga je stator montiran u čauri sa kanalom oko njega, kroz koji struji rashladni fluid, dok se hlađenje ležaja vrši posredstvom vazduha pod pritiskom i ulja tj. uljnom maglom koja struji kroz ležaje i u zazoru između rotora i statora.



Slika 5.2 Poprečni presek sklopa visokobrzinskog motor-vretena *GMN TSSV 90000*

Prednje i zadnje uležištenje je prednapregnuto odvojeno. Kod prednjeg uležištenja, prednaprezanje je kruto, tj. izvršeno pomoću distantnog prstena koji se nalazi između dva ležaja, dok se stezanje vrši navrtkom, zatim je sve to montirano u aksijalno pomerljivoj čauri. Početna sila prednapreznja kod prednjeg uležištenja iznosi $27 [N]$. Prednaprezanje kod zadnjeg uležištenja je elastično, ostvareno dejstvom lisnatih opruga, koje karakteriše manja aksijalna krutost od uobičajenog krutog prednapreznja. Početna sila prednapreznja kod zadnjeg uležištenja iznosi $23 [N]$.

Isto tako, snaga motor-vretena iznosi $3 [kW]$, maksimalni broj obrtaja je $90000 [o/min]$, tako da je faktor brzohodnosti $1,8 [DN]$, za prednji ležaj. Model je razvijen sa kvantitativnim podacima za ovo motor-vreteno, bez gubitka opštosti, da bi se moglo preneti na druge tipove vretena ili motor-vretena. Parametri vretena su prikazani u tabeli 5.1 dok su parametri uležištenja prikazani u tabeli 5.2.

Tabela 5.1 Parametri glavnog vretena

Parametri	Vrednost [mm]
Rastojanje ležaja [mm]	98
Max. prečnik vretena [mm]	17
Min. prečnik vretena [mm]	10
Dužina vretna [mm]	156

Tabela 5.2 Parametri uležištenja

Parametri	Prednji ležaji EX 10	Zadnji ležaji EX 12
Materijal	100 Cr 6	100 Cr 6
Unutrašnji prečnik [mm]	10	12
Spoljašnji prečnik [mm]	26	28
Ugao kontakta [°]	15	15

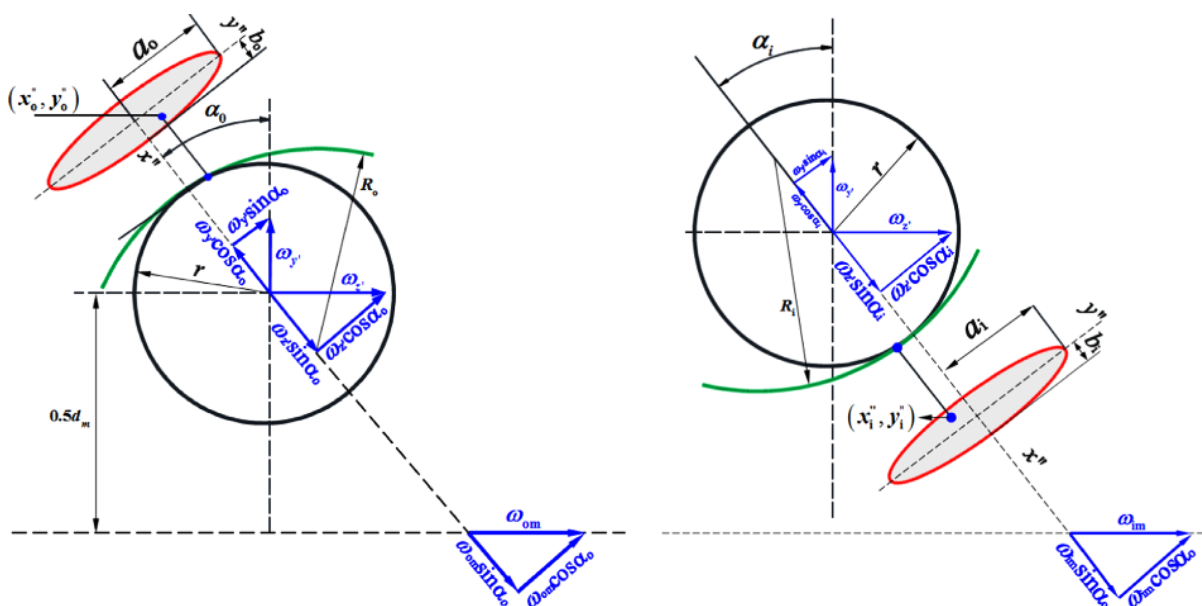
5.2 Matematički model ležaja

Mehanički i toplotni procesi u ležaju su povezani. Ova veza se manifestuje toplotnim širenjem komponenti i promenom mehaničkih karakteristika usled protoka toplote kroz mehaničke elemente ležaja. Temperatura ležaja zavisi od uslova kao što su: spoljašnje opterećenje, prednaprezanje, kontaktne sile, broj obrtaja, viskoznost ulja, rasporeda ležaja i okoline. Svi ovi faktori utiču na mehaničke karakteristike ležaja i prenos toplote. Model ležaja predviđa uglove kontakta, kontaktne sile, kontaktne površine između kotrljajnih tela i staza kotrljanja, i krutost u funkciji ugaone brzine za svako kotrljajno telo.

Matematički model ležaja je razvijen na bazi *Hertz*-ove teorije kontakta i *John-Harris*-ove raspodele opterećenja na kotrljajna tela. Model je u ovom radu proširen uvođenjem uticaja temperaturnih dilatacija, u statičke jednačine ravnoteže.

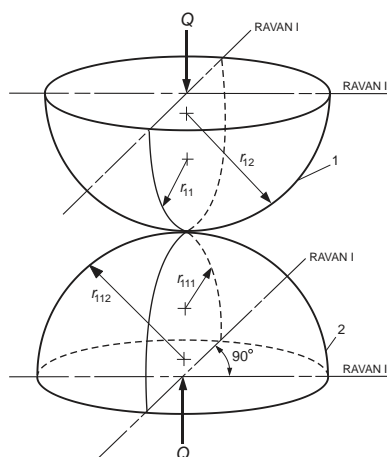
5.2.1 Kontaktne opterećenja i deformacije kugličnog ležaja sa kosim dodirrom

Osnovu za određivanje kontaktnih napona i sila na kontaktnim površinama kotrljajnih tela i staza kotrljanja, čini klasična *Hertz*-ova teorija kontakta. Ona se zasniva na utvrđenoj zavisnosti između geometrije kontaktnih površina i relativnog pomeranja elemenata ležaja. Ogleda se u tome što se pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja u zoni kontakta, formira kontaktna površina oblika elipse za kuglične ležaje (Slika 5.3). Dok oblik i veličina kontaktne površine zavise od intenziteta spoljašnjeg opterećenja, elastičnih osobina elemenata ležaja i radijusa zakrivljenosti staza kotrljanja.



Slika 5.3 Kontaktne geometrije između kuglice i (a) spoljašnje staze kotrljanja, (b) unutrašnje staze kotrljanja

Za proračun kontakta dva tela i površinskih pritisaka koji pri tome nastaju, znatnu ulogu imaju radijusi zakrivljenosti (r_{11} , r_{12} , r_{111} , r_{112}) koji se kod kotrljajnih ležaja uvek poklapaju sa glavnom ravni krivina kao što je prikazano na slici 5.4. Ako se posmatra aksijalni presek ležaja, vidi se da je profil konveksnog kotrljajnog tela više zakrivljen od profila konkavne staze, što znači da kotrljajno telo i staza kotrljanja ostvaruju kontakt u jednoj tački. Ovakav tip kontakta postoji kod svih kugličnih ležaja [125].



Slika 5.4 Šematski prikaz kontakta dva tela [31]

Za kontakt sa unutrašnjom stazom kotrljanja, ekvivalentni radijus zakrivljenosti u pravcu glavne ose eliptičnog kontakta R_x i pomoćne ose R_y , je definisan kao:

$$R_x = \frac{d_k}{2} \cdot (1 - \gamma_i) = \rho_{12} \tag{5.1}$$

$$R_y = d_k \frac{f_i}{2f_i - 1} = \rho_{11} \tag{5.2}$$

gde su: $\gamma_u = d_k \cos \alpha_{i(j)} / d_k$, $f_i = r_i / d_k$, $j = 1, 2, 3, \dots, Z$, a Z je broj kotrljajnih tela.

Za kontakt sa spoljašnjom stazom kotrljanja R_x i R_y su:

$$R_x = d_k \frac{f_o}{2f_o - 1} = \rho_{112} \quad 5.3$$

$$R_y = \frac{d_k}{2} \cdot (1 + \gamma_o) = \rho_{111} \quad 5.4$$

gde su: $\gamma_o = d_k \cos \alpha_{o(j)} / d_k$, $f_o = r_o / d_k$, $j = 1, 2, 3, \dots, Z$,

Svrha definisanja ekvivalentnog radijusa zakrivljenosti je da se dva tela u kontaktu analiziraju kao elipsasti kontakt na ravnoj površini, odnosno da se definiše veza između deformacija i kontaktnih sila. Kontaktne sile između unutrašnje staze kotrljanja i kotrljajnih tela sa jedne strane i spoljašnje staze kotrljanja i kotrljajnih tela za kuglični ležaj sa druge strane se određuju na osnovu [125]:

$$Q_{i,o(j)} = K_{i,o} \delta_{i,o(j)}^{3/2} \quad 5.5$$

gde su δ_{ij} i δ_{oj} kontaktne deformacije duž linije kontakta sa unutrašnjom odnosno spoljašnjom stazom kotrljanja, a $j = 1, 2, 3, \dots, Z$; K_i i K_o su Hertz-ove normalne kontaktne krutosti unutrašnje odnosno spoljašnje staze kotrljanja i definisane su preko ekvivalentnog radijusa zakrivljenosti i geometrije ležaja kao [125]:

$$K_{i,o} = \frac{\pi \kappa E''}{3F'_{i,o}} \sqrt{\frac{2E'_{i,o} R_{xy_{i,o}}}{F'_{i,o}}} \quad 5.6$$

gde je $E'' = 2 / ((1 - \nu^2) / E + (1 - \nu^2) / E)$ i $R_{xy(i,o)} = R_{x(i,o)} R_{y(i,o)} / (R_{x(i,o)} + R_{y(i,o)})$ za ležaje izrađene od istog materijala.

Kompletni eliptični integrali prve i druge vrste F' i E' iz relacije 5.6 se prema Hariss-u [125] mogu odrediti metodom najmanjih kvadrata linearnom regresijom u obliku:

$$\kappa \approx 1,0339 \left(R_{y(i,o)} / R_{x(i,o)} \right)^{0,636} \quad 5.7$$

$$E' \approx 1,0003 + \frac{0,5968}{R_{y(i,o)} / R_{x(i,o)}} \quad 5.8$$

$$F' \approx 1,5277 + 0,6023 \cdot \ln \left(R_{y(i,o)} / R_{x(i,o)} \right) \quad 5.9$$

Površina kontaktne površine prema slici 5.3 se određuje kao:

$$A_{(i,o)} = a_{(i,o)} \cdot b_{(i,o)} \pi \quad 5.10$$

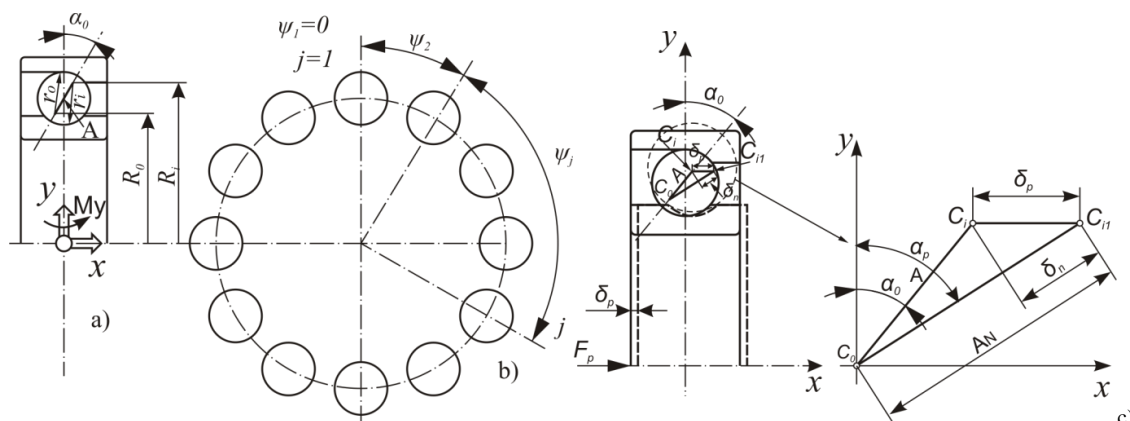
gde su prema slici 5.3a i 5.3b glavna, odnosno pomoćna osa eliptičnog kontakta određena preko relacija [125]:

$$a_{i,o} = \sqrt[3]{\frac{6\kappa_{i,o}^2 R_{xy,i,o} Q_{i,o}}{\pi E''}} \quad 5.11$$

$$b_{i,o} = \sqrt[3]{\frac{6E'_{i,o} R_{xy,i,o} Q_{i,o}}{\pi \kappa E''}} \quad 5.12$$

5.2.2 Deformacije kugličnog ležaja usled sile prednaprezanja

Kuglični ležaj se može ilustrovati u jednostavnom obliku kao što je prikazano na slici 5.5. Sposobnost kugličnog ležaja da prenosi opterećenja, u velikoj meri zavisi od njegove unutrašnje geometrije. Takođe, sa slike 5.5 se vidi da je početni ugao kontakta definisan linijom koja prolazi kroz tačke kontakta kotrljajnih tela i staza kotrljanja, i ravni upravne na osu obrtanja ležaja. U slučaju kada nema opterećenja, centri zakrivljenosti staza se nalaze na rastojanju $A = r_i + r_o - 2d_b$ kao što je prikazano na slici 5.5a. Na slici 5.5b je prikazana relativna ugaona pozicija za svako kotrljajno telo ležaja. Usled početnog prednaprezanja, rastojanje centra zakrivljenosti staza (A) se povećava za početnu kontaktnu deformaciju δ_n . Početna kontaktna deformacija i aksijalno pomeranje δ_p usled aksijalne sile prednaprezanja F_p je prikazano na slici 5.5c. Na ovoj slici je pretpostavljeno da je centar zakrivljenosti spoljašnje staze C_0 fiksiran. Početno prednaprezanje F_p izaziva aksijalno pomeranje centra zakrivljenosti unutrašnje staze iz C_{ii} do $C_{i(1)}$. Pri tome, dolazi do povećanja nominalnog ugla kontakta sa α_0 na α_p (ugao kontakta nakon prednaprezanja).



Slika 5.5 Šematski prikaz kugličnog ležaja sa kosim dodirima: a) bez opterećenja; b) ugaona pozicija kotrljajnih tela; c) pod dejstvom sile prednaprezanja [126]

Ugao kontakta nakon prednaprezanja α_p se može izraziti preko $\cos \alpha_p$:

$$\cos \alpha_p = \cos \alpha_0 \left[1 + \left(\frac{F_p}{ZK_n A^{3/2} \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_p}} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad 5.13$$

Na ovaj način se obezbeđuje stabilnost i konvergencija funkcije koja u mnogome zavisi od početnih uslova. Prethodna relacija je u radu rešavana iterativnim postupkom u programskom sistemu *MATLAB* za početni uslov $\alpha_p(0) = \alpha_0$. Aksijalno pomeranje usled prednaprezanja δ_p je u vezi sa početnim kontaktnim deformacijama δ_n i prema slici 5.5 određuje se kao [125]:

$$\delta_p = (A + \delta_n) \sin \alpha_p - A \sin \alpha_0 \quad 5.14$$

$$\delta_n = A \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_p} - 1 \right) \quad 5.15$$

Kao što se vidi sa slike 5.5c, nakon primenjenog početnog prednaprezanja, rastojanje između centra zakrivljenosti staza kotrljanja (A) se povećava, i novo rastojanje A_N se može definisati kao [91]:

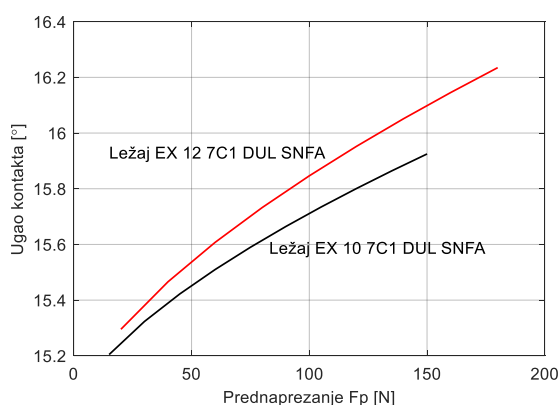
$$A_N = A \cos(\alpha_p - \alpha_0) + \delta_n \quad 5.16$$

Nakon određivanja ugla kontakta i aksijalnog pomeranja centra ležaja, nelinearna aksijalna krutost jednorednog kugličnog ležaja, pod dejstvom sile prednaprezanja (krutost ležaja nakon montaže za poznatu silu prednaprezanja), se dobija preko relacije [125].

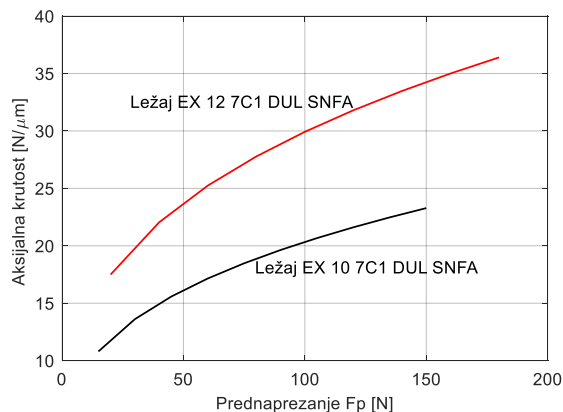
$$C_a = \frac{dF_p}{d\delta_a} = \frac{dF_p}{d\alpha_p} \cdot \frac{d\alpha_p}{d\delta_a} \quad 5.17$$

$$C_a = \frac{ZK_n}{A^{0.5} \cos \alpha_0} \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_p} - 1 \right)^{0.5} [\cos^3 \alpha_p (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_p) + 1,5 \sin^2 \alpha_p]$$

Promena ugla kontakta nakon prednaprezanja α_p je prikazana na slici 5.6. Promena aksijalne krutosti razmatranih ležaja nakon montaže u zavisnosti od sile prednaprezanja je prikazana na slici 5.7. Kao što se vidi sa prikazanih slika, povećanjem prednaprezanja se povećava ugao kontakta, što između ostalog dovodi do povećanja aksijalne krutosti ležaja. Prema proizvođačima ležaja u slučaju "Tandem" rasporeda, aksijalna krutost iznosi $1,46 \cdot K_{xx}$, dok prema [31] aksijalna krutost iznosi $1,51 \cdot K_{xx}$ [$N/\mu m$] za malo prednaprezanje, i $1,46 \cdot K_{xx}$ [$N/\mu m$] za srednje i veliko prednaprezanje.



Slika 5.6 Promena ugla kontakta usled prednaprezanja

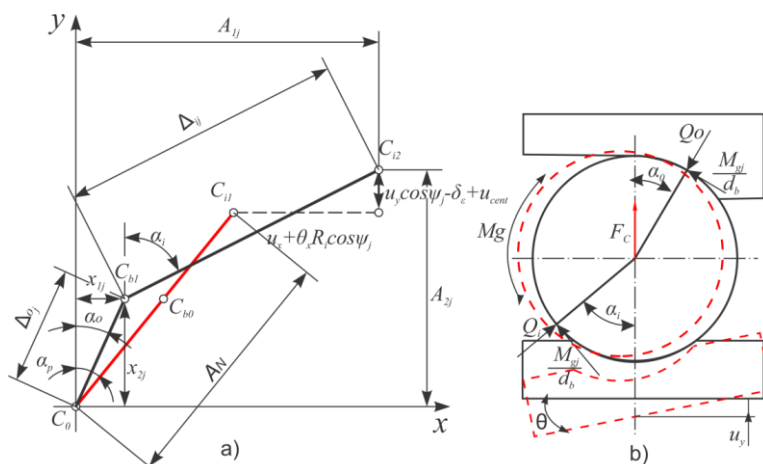


Slika 5.7 Promena aksijalne krutosti usled prednaprezanja

5.2.3 Raspored opterećenja u ležaju pri delovanju spoljašnjeg opterećenja

Pri delovanju sila inercije na kotrljajna tela, usled različitih uglova kontakata između kotrljajnog tela i staza, linija delovanja opterećenja neće biti kolinearna sa rastojanjem između centara A kao što je prikazano na slici 5.8a na istoj slici je pretpostavljeno da je centar

zakrivljenosti spoljašnje staze (C_o) fiksiran u prostoru, i da se centar zakrivljenosti unutrašnje staze (C_{ii}) pomera relativno u odnosu na fiksni centar.



Slika 5.8 a) Odnos pomeranja između centara zakrivljenosti staza kotrljanja pre i posle delovanja opterećenja, b) Delovanje sila na kotrljajno telo

Kada se ležaj deformiše pod dejstvom spoljašnjeg statičkog i toplotnog opterećenja, rastojanje između centara zakrivljenosti unutrašnje staze i nove pozicije centra kotrljajnog tela, i rastojanje između spoljašnje staze i nove pozicije centra kotrljajnog tela su:

$$\begin{aligned} \Delta_{i,o(j)} &= (f_{i,o} - 0.5) d_b + \delta_{i,o(j)} - \varepsilon_b \\ \varepsilon_b &= \alpha_b (T_b - T_0) r_b \end{aligned} \quad 5.18$$

Toplotno širenje kotrljajnih tela (ε_b) je u funkciji koeficijenta toplotnog širenja kotrljajnih tela (α_b), razlike temperatura na kotrljajnim telima (T_b) i početne temperature (T_0) i poluprečnika kotrljajnog tela (r_b). Radijalno i aksijalno rastojanje između pozicije centra zakrivljenosti, uzimajući u obzir novo rastojanje A_N , ugao kontakta nakon primenjenog početnog prednapreznja i toplotna širenja elemenata ležaja (δ_ε) prema slici 5.8a je:

$$A_{1j} = A_N \sin \alpha_p + u_x + \theta_y R_i \sin(\psi_j) \quad 5.19$$

$$A_{2j} = A_N \cos \alpha_p + 2r_i \operatorname{tg} \alpha_p u_y \cos(\psi_j) - \delta_\varepsilon + u_{cent} \quad 5.20$$

Uglovi kontakta sa spoljašnjim (α_o) i unutrašnjom (α_i) stazom kotrljanja se određuju sa slike 5.8a:

$$\tan \alpha_{oj} = X_{1j} / (X_{2j} - \delta_\varepsilon) \quad 5.21$$

$$\tan \alpha_{ij} = (A_{1j} - X_{1j} - \delta_\varepsilon) / (A_{2j} - X_{2j}) \quad 5.22$$

Jednačina kinematskih ograničenja između kotrljajnih tela i staza se dobija sa slike 5.8a:

$$[A_{1j} - X_{1j}]^2 + [A_{2j} - X_{2j}]^2 + \Delta_{ij}^2 = 0 \quad 5.23$$

$$X_{1j}^2 + (X_{2j} + \delta_\varepsilon)^2 + \Delta_{oj}^2 = 0 \quad 5.24$$

Jednačina ravnoteže sila na kotrljajno telo sa slike 5.8b glasi:

$$Q_{oj} \cos \alpha_{oj} - Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - \frac{M_{gj}}{d_b} (\sin \alpha_o - \sin \alpha_i) - F_{cj} = 0 \quad 5.25$$

$$Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + \frac{M_{gj}}{d_b} (\sin \alpha_o - \sin \alpha_i) = 0 \quad 5.26$$

Odnos između lokalnih Hertz-ovih kontaktnih sila $Q_{(j)}$ i ugiba $\delta_{(j)}$ između kotrljajnog tela i unutrašnje/spoljašnje staze kotrljanja je dat relacijom 5.5

Relacija 5.5 važi za slučaj kada je $\delta_{(j)} > 0$. U suprotnom $Q_{oj} = F_{cj}$. Da bi došlo do gubitka kontakta sa unutrašnjom stazom kotrljanja mora biti zadovoljen sledeći uslov [15]

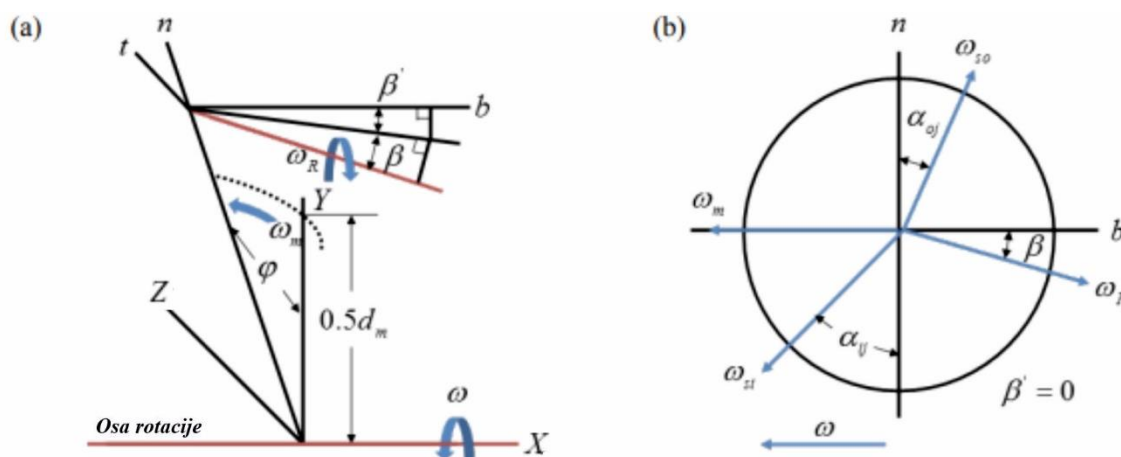
$$A_{1j}^2 + [A_{2j} - (f_s - 0.5)d_k + K_s^{-2/3} F_{cj}^{2/3}]^2 \leq [(f_u - 0.5)d_k]^2 \quad 5.27$$

Centrifugalne sile i giroskopski momenti koji deluju na kotrljajno telo se mogu odrediti kao [125]:

$$F_{cj} = \frac{I}{2} m d_m \omega^2 \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)_j^2 \quad 5.28$$

$$M_{gj} = J_k \omega^2 \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)_j \sin \psi \quad 5.29$$

Za analizu sila, kao i za određivanje količine generisane toplote u ležaju, potrebna je ugaona brzina kotrljajnih tela koja se može razložiti na način kako je to prikazano na slici 5.9.



Slika 5.9 Ugaone brzine kugličnog ležaja a) unutrašnje staze; b) kotrljajnih tela

Za kuglični ležaj u sistemu vreteno-ležaj, orbitalna ugaona brzina ω_m i ugaona brzina obrtanja ležaja oko ose mogu se odrediti kao [127]:

$$\frac{\omega_m}{\omega} = \frac{I}{I + \frac{(d_m + d_b \cos \alpha_o) \cos(\alpha_i - \beta)}{(d_m - d_b \cos \alpha_o) \cos(\alpha_o - \beta)}} \quad 5.30$$

$$\frac{\omega_R}{\omega_m} = \frac{d_m + d_b \cos \alpha_o}{d_b \cos(\alpha_o - \beta)} \quad 5.31$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{d_m \sin \alpha_o}{d_m \cos \alpha_o + d_b} \quad 5.32$$

Rešavanjem relacija 5.23, 5.23, 5.25; 5.26 i 5.5 primenom *Newton-Raphson*-ove metode za svaku poziciju kotrljajnog tela, za pretpostavljene vrednosti relativnog pomeranja prstenova (u_x , u_y) dobijena su četiri parametra X_{1j} , X_{2j} , $\delta_{i(j)}$, $\delta_{o(j)}$. Dozvoljena greška pri *Newton-Raphson* iteracijama je 10^{-6} . Da bi se odredile vrednosti relativnog pomeranja prstenova za poznato spoljašnje opterećenje, formirane su jednačine delovanja sila na prstenove ležaja kao:

$$F_{(i,o)x} = \sum_{j=1}^Z \left(Q_{i,o(j)} \sin \alpha_{i,o(j)} + \frac{M_{gj}}{d_k} \cos \alpha_{i,o(j)} \right) \quad 5.33$$

$$F_{(i,o)y} = \sum_{j=1}^Z \left(\pm Q_{i,o(j)} \cos \alpha_{i,o(j)} \mp \frac{M_{gj}}{d_k} \sin \alpha_{i,o(j)} \right) \cos \psi_j \quad 5.34$$

$$M_{(i,o)y} = \pm \sum_{i=1}^Z \left\{ r_{i,o} \left(Q_{i,o(j)} \sin \alpha_{i,o(j)} + \frac{M_{gj}}{d_k} \cos \alpha_{i,o(j)} \right) \mp f_{i,o} M_{gj} \right\} \sin \psi_j \quad 5.35$$

Nakon dobijanja primarnih nepoznatih u_x , u_y , potrebno je ponovo odrediti nove vrednosti X_{1j} , X_{2j} , $\delta_{i(j)}$, $\delta_{o(j)}$, koje će biti kompatibilne sa primarnim vrednostima.

5.2.4 Određivanje krutosti ležaja u eksploataciji

Usled delovanja sila inercije na kotrljajna tela i toplotnog širenja elemenata ležaja, dolazi do neravnomerne raspodele kontaktnih sila i neravnomerne promene ugla kontakta, u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela. Posledica ovoga je promena krutosti ležaja. U ovom radu, koeficijenti krutosti za svako kotrljajno telo predstavljaju kombinaciju uticaja kinematskih, elastičnih i toplotnih osobina na ležaj. Krutost ležaja se sastoji od niza kombinovanih krutosti kotrljajno telo/unutrašnja staza kotrljanja i kotrljajno telo/spoljašnja staza kotrljanja. Prema tome, aksijalna (k_a) i radijalna (k_r) krutost ležaja su:

$$k_{a(j)} = \frac{I}{\frac{I}{k_{ixx(j)}} + \frac{I}{k_{oxx(j)}}}; k_{r(j)} = \frac{I}{\frac{I}{k_{iyy(j)}} + \frac{I}{k_{oyy(j)}}} \quad 5.36$$

Nakon određivanja kontaktnih opterećenja i ugla kontakta, radijalna i aksijalna krutost na unutrašnjoj i spoljašnjoj stazi kotrljanja se određuju preko *Hertz*-ove kontaktne krutosti kao:

$$k_{(i,o)xx} = (1.5 K_{(i,o)j} \delta_{(i,o)j}^{0.5}) \sin \alpha_{(i,o)j} \quad 5.37$$

$$k_{(i,o)yy} = (1.5K_{(i,o)j} \delta_{(i,o)j}^{0.5}) \cos \alpha_{(i,o)j} \quad 5.38$$

5.3 Toplotni model ležaj – vreteno

Granice sistema za model toka snage su fizičke granice motor-vretena i sa tačke transformacije energije, snaga se ne gubi niti stvara. Umesto toga, električna snaga koja napaja motor-vreteno se transformiše u mehaničku snagu i konačno u tok toplotne energije. Električna energija koja ulazi u sistem motor-vretena, umanjena za svu izgublenu energiju, mora biti jednaka zbiru mehaničke i toplotne energije koja izlazi iz sistema. Iz perspektive prenosa toplote, toplota se generiše na svojim izvorima, a gubi na svojim ponorima. Ukupna količina proizvedene toplote koja ulazi u sistem umanjena, za bilo kakvu privremeno izgublenu energiju, mora biti odvedena pomoću toplotnih ponora u svakom trenutku vremena eksploatacije motor-vretena. Između toplotnih izvora i ponora, smer toka toplote je orijentisan od viših ka nižim temperaturama, a zbir tokova ka bilo kojoj lokaciji umanjen za izgublenu energiju je nula.

Ukupan tok snage zavisi od dovedene električne snage elektromotora P_{em} , koja se transformiše u toplotu ($q_{-prim\ Cu}$ – gubici u primarnom namotaju, $q_{-prim\ Fe}$ – gubici u gvožđu i $q_{-sec\ Cu}$ – gubici u sekundarnom namotaju). Deo ove toplote se javlja u statoru $q_{-stator}$, a deo u q_{-rotor} rotoru. Električna snaga koja se dovodi u motor-vreteno, se transformiše u mehaničku snagu koja se koristi za savladavanje otpora trenja u ležajima i otpora viskoznog trenja sa okolnom atmosferom. Pored toga, energija dovedena u motor-vreteno obezbeđuje snagu potrebnu za proces rezanja (snaga potrebna za proces rezanja nije obuhvaćena modelom) i snagu potrebnu za ubrzanje motor-vretena. Snaga za ubrzanje vretena daje uskladištenu energiju, koja se ponovo oslobađa kada se vreteno usporava. Na kraju, može se reći da se ulazna snaga transformiše u toplotu, a prihvataju je sledeći delovi: stator, rotor, ležaji, vreteno, atmosfera i ostali delovi.

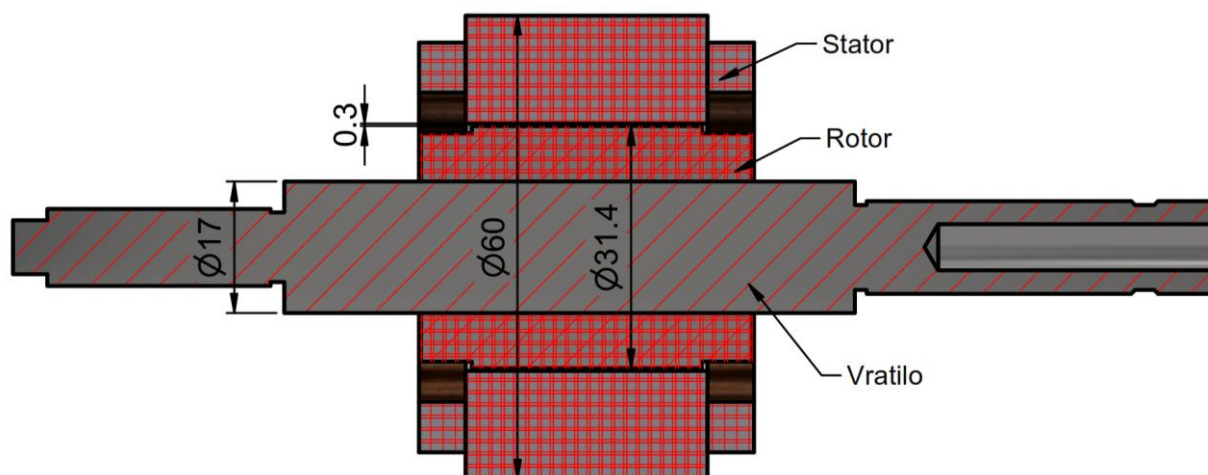
Kod visokobrzinskog motor-vretena, svi prethodni fenomeni vezani za prenos toplote se dešavaju istovremeno, a njihovi modeli moraju biti povezani da bi opisali fiziku celog sistema. Kada se prati transformacija i tok snage kroz vreteno, moguće je uspostaviti kompletnu mrežu puteva toka snage. Izolovani modeli su formulisani u promenljivim granicama i zavise od ishoda povezanih modela.

Za potrebe istraživanja ponašanja motor-vretena, razvijen je dvodimenzionalni *MKE* toplotni model, uz korišćenje komercijalnog softvera, specijalizovanog za analize na bazi *MKE*, *Ansys Workbench*. Velika prednost komercijalnih *MKE* sistema je često ponuđena mogućnost integracije sa programima za računsku dinamiku fluida (*CFD*), što u slučaju proračuna mašina alatki značajno proširuje njihovo područje primene.

5.3.1 Model generisanja toplote u motor-vretenu

5.3.1.1 Generisanje toplote u motoru

Elektromotor, kao deo motor-vretena predstavlja značajan izvor toplote. Motor-vretena su obično opremljena indukcionim motorima naizmenične struje, pa jednačine date u nastavku važe samo za ovaj tip motora. Trofazni elektromotor sa dva para polova, namenjen je maksimalnom boju obrtaja od $90000 [o/min]$, što odgovara frekvenciji $1500 [Hz]$, a maksimalna frekvencija za svaki par polova je $3000 [Hz]$. Šema motora data je na slici 5.10.



Slika 5.10 Geometrija statora i rotora

Napajanje elektromotora se vrši pomoću frekventnog regulatora oznake *NIDEC-HS72-044 00172A*, maksimalne frekvencije $1500 [Hz]$, koji koristi širinsko-impulsnu modulaciju (**PWM-Pulse-Width Modulation**) da sintetiše izlazni napon za motor na izabranoj frekvenciji od 0 do $1500 [Hz]$. Režim rada frekventnog regulatora je podešen tako da održava konstantan obrtni momenta tj. da varira napon i frekvenciju proporcionalno. Pri maksimalnom broju obrtaja koja odgovara $1500 [Hz]$, izlazne frekvencije napona je $220 [V]$ između bilo koja dva pola motora. Pri nižoj brzini, motor-vreteno gubi obrtni moment ukoliko ne dođe do povećanja napona, a opseg brzine vretena u praznom hodu iznosi od 3000 do $90000 [o/min]$.

Toplota koja se generiše u elektromotoru, može biti povezana sa nekoliko različitih efekata i svaki od njih zavisi od uslova eksploatacije. Proračun snage za električne mašine, generalno počinje sa pretpostavkom neto efektivne snage koja je potrebna. Za trofazni AC induktivni motor, efektivna ulazna snaga za ceo elektromotor motor-vretena se može izračunati na sledeći način:

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad 5.39$$

gde su:

- U - ulazni napon $[V]$
- I - jačina struje $[A]$
- φ - fazni ugao $[^\circ]$

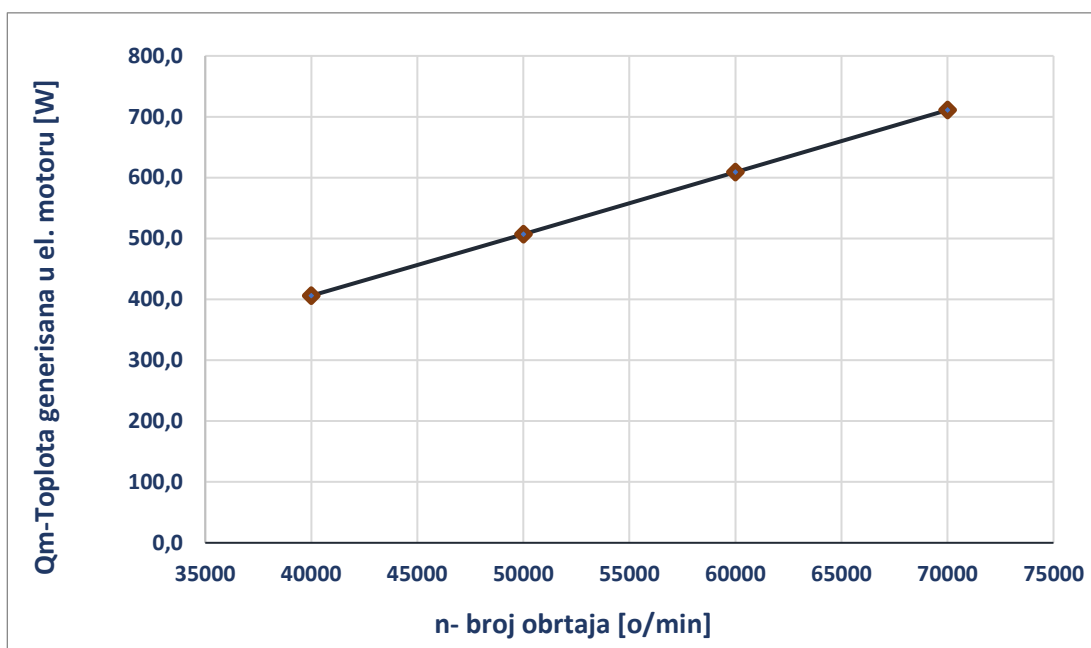
Efektivna ulazna snaga se dalje pretvara u mehaničku izlaznu snagu i gubitke. Najveći deo gubitaka se pretvara u toplotu. Toplota koja se generiše u motoru, ukoliko su poznati broj obrtaja i obrtni moment, može biti izračunata na sledeći način:

$$Q_{motor} = 2 \cdot \pi \cdot f_{motor} \cdot M_{motor} \cdot \frac{1 - \eta_{motor}}{\eta_{motor}} \quad 5.40$$

gde su:

- f_{motor} – frekvencija motor vretena [Hz]
- M_{motor} – obrtni moment [Nm]
- η_{motor} - stepen iskorišćenja

Na osnovu jednačine 5.40 izračunata je generisana toplota u elektro motoru, a na slici 5.11 prikazano je da je toplota generisana u motoru skoro linearna za opseg brojeva obrtaja od 40000-70000 [o/min]. Količina razvijene toplote se kreće u granicama od 400 do 700 [W].



Slika 5.11 Toplota generisana u elektromotoru

5.3.1.2 Toplota generisana u ležajima

Ležajevi predstavljaju još jedan od značajnih izvora toplote. Generisana toplota kugličnog ležaja je izazvana od tri tipa momenta trenja: moment trenja usled opterećenja, moment trenja usled viskoznosti sredstva za podmazivanje, i momenta trenja usled klizanja. Prema tome, moment trenja usled opterećenja i podmazivanja za spoljašnju i unutrašnju stazu kotrljanja, se može definisati kao:

$$M_{l(i,o)} = \sum_{j=1}^Z \left\{ f_1 \left(\frac{Q_{i,o,j}}{Q_{(max)_{i,j}}} \right)^{1/3} Q_{i,o,j} d_b + 10^{-7} f_0 (v_o n)^{2/3} d_m^3 \right\} \quad 5.41$$

$j=1,2...Z; zav_o n > 2000 [o/min]$

gde su: f_1 – parametar koji zavisi od tipa ležaja i definiše se kao: $f_1 = 0.0013 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0.33}$
 $P_0 = X_s \cdot F_r + Y_s \cdot F_a$. U tabeli 5.3 su prikazane vrednosti parametara X_s i Y_s u zavisnosti od ugla kontakta. $Q_{m(max)}$ – maksimalno kontaktno opterećenje na spoljašnjoj, odnosno, unutrašnjoj stazi kotrljanja; f_0 – faktor zavisn načina podmazivanja kao što je prikazano u tabeli 5.4; v_o – kinematska viskoznost sredstva za podmazivanje. U ovom slučaju razmatrano je ulje koje ima kinematsku

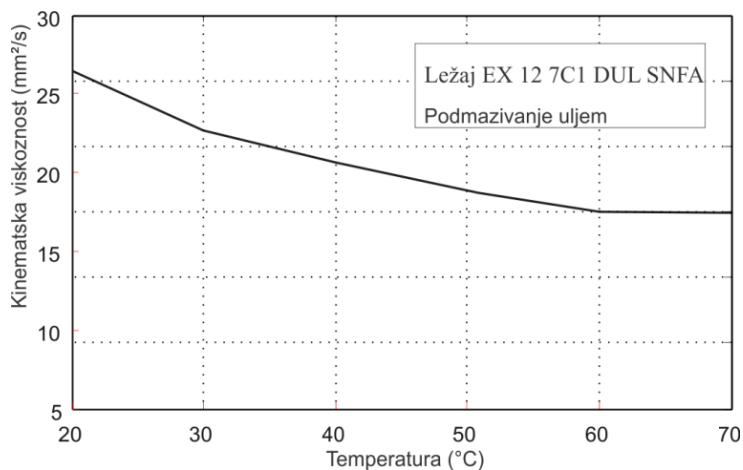
viskoznost 22 [mm²/s] na 40 [°C]. Za ležaj EX 12 7C1 DUL SNFA sa podmazivanjem pomenutim uljem veza viskoznost – temperatura (Slika 5.12) Toplotno – mehanička svojstva razmatranog motor-vretena su data u tabeli 5.5.

Tabela 5.3 Koeficijenti X_s i Y_s u zavisnosti od ugla kontakta

Ugao kontakta	15°	20°	25°	30°	35°	40°
X _s	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Y _s	0,47	0,42	0,38	0,33	0,29	0,26

Tabela 5.4 Koeficijent f₀ u zavisnosti od načina podmazivanja

Način podmazivanja			
	Ulje	Uljna magla	Potapanje
f ₀	2	1,7	3,3



Slika 5.12 Kinematska viskoznost razmatranog ulja u zavisnosti od temperature

Tabela 5.5 Karakteristike materijala vitalnih delova motor-vretena

Delovi	Materijal	Gustina (kg/m ³)	Toplotna provodljivost (W/m*K)	Specifična toplota (J/kg*K)	Modul elastičnosti (GPa)	Poasonov koeficijen	Koef. top. širenja (1/K)
Vreteno	45#Steel	7800	46.6	400	210	0,27	1,20e ⁻⁵
Rotor	Al	2770	167	875	69	0,25	23,6
Ležaj	Ležajni čelik	7850	40	480	206	0,3	1,25e ⁻⁵

Treća komponenta koja utiče na stvaranje toplote na ležaju je moment klizanja, koji je za svaki kontakt sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja određen na osnovu [128].

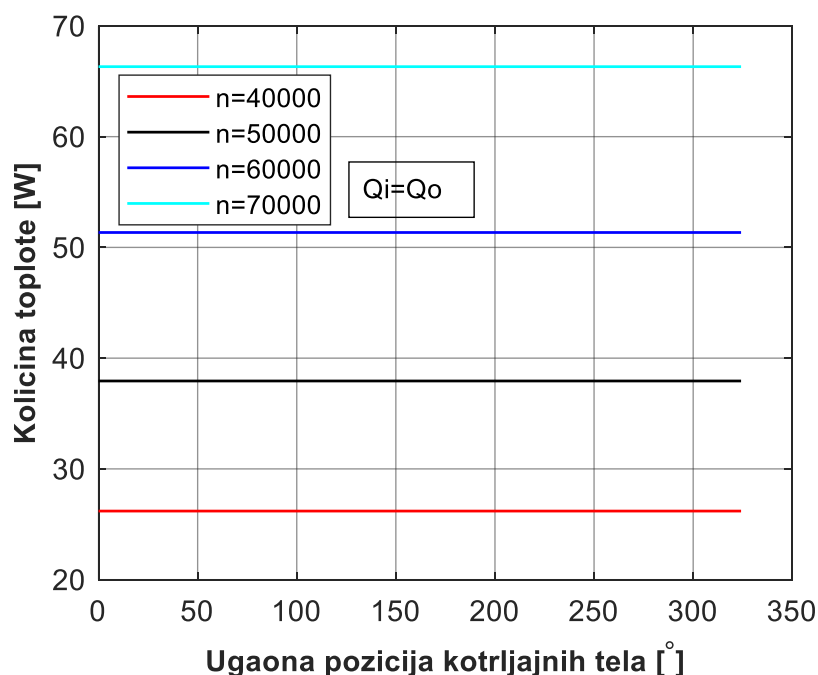
$$M_{S,i,o(j)} = \sum_{j=1}^Z \frac{3\mu Q_{i,o(j)} a_{i,o(j)} E'}{8} \tag{5.42}$$

Određivanje glavne ose eliptičnog kontakta za svaku poziciju kotrljajnog tela a_{i,o(j)} i kompletnog integrala druge vrste E' dato je relacijama 5.11; 5.12 i 5.8.

Toplota koja se generiše u ležajima se prema [125] [129] može izračunati kao:

$$Q_b = 1.047 \cdot 10^{-4} \cdot n(M_I + M_S) \quad 5.43$$

Na osnovu jednačine 5.43 izračunata je generisana toplota u prednjem i zadnjem ležaju. Na slici 5.13 je prikazana količina generisane toplote na spoljašnjoj i unutrašnjoj stazi kotrljanja u zavisnosti od pozicija kotrljajnih tela za ležaj *EX 12 7C1 DUL SNFA* za različite brojeve obrtaja. U tabeli 5.6 je prikazana ukupna količina generisane toplote za razmatrane ležaje u zavisnosti od broja obrtaja.



Slika 5.13 Toplota generisana u prednjem ležaju za svaku poziciju kotrljajnih tela

Tabela 5.6 Ukupna količina generisane toplote za razmatrane ležaje

Broj obrtaja (o/min)	Količina generisane toplote (W)	
	EX 12 7C1 DUL SNFA	EX 10 7C1 DUL SNFA
40000	130	106
50000	189	153
60000	256	207
70000	331	268

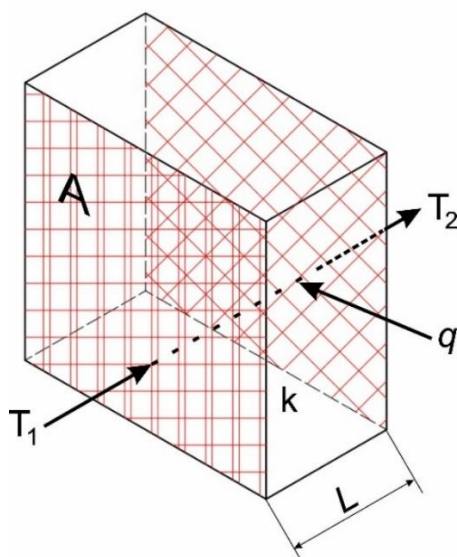
5.3.2 Matematički model prenosa toplote u motor-vretenu

Provođenje toplote unutar motor-vretena, (provođenje kroz ležajeve i od ležajeva i statora prema hladnjaku i kućištu motor-vretena) su neki od najznačajnijih delova toplotnog toka. Prenosi toplote konvekcijom u rashladni fluid motora, uljne magle za hlađenje motora i ležajeva, pokazali su se kao značajni parametri, te ih treba modelovati sa dovoljnom tačnošću. Na transformaciju snage unutar motor-vretena granični uslovi imaju veliki uticaj. Na primer, količina generisane toplote u ležajima zavisi između ostalog od prednaprezanja.

Za čvrsta tela jednostavne geometrije moguće je analitički izračunati toplotne tokove koji se prenose u okolinu pomoću konvekcije. Kod ovakvih sklopova se posebno, osim u slučaju slobodne

konvekcije, moraju primeniti pojednostavljujuće pretpostavke da bi poznate empirijske jednačine proračuna bile upotrebljive. Tako na primeru ravne ploče površine A , za izračunavanje koeficijenta prenosa toplote provođenjem, empirijska jednačina glasi:

$$q_t = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad 5.44$$



Slika 5.14 Koeficijent prenosa toplote provođenjem

Prenos toplote provođenjem, prikazan relacijom 5.44, tj. prenosi između strukture motor-vretena su linearno zavisni od temperaturne razlike $\Delta T = T_2 - T_1$ i koeficijenta prenosa toplote k .

Prenos toplote sa čvrstih površina sklopa motor-vretena u rashladne fluide, je kritičan za pravilno definisanje graničnih uslova. Uslovi strujanja i koeficijenti prenosa toplote mogu značajno da variraju, u zavisnosti od graničnih (brzine na površini) brzina fluida. Kod razmatranog motor-vretena, korišćeni su sledeći fluidi: voda i ulje za hlađenje elektromotora, vazduh pod pritiskom i ulje tj. uljna magla za hlađenje i podmazivanje ležajeva i ostalih delova sklopa.

Pri definisanju modela prostiranja toplote kroz sklop glavnog vretena, pretpostavljeno je da su glavni mehanizmi prenosa toplote: konvekcija vazduha između prstenastih površina (prstenova ležaja, statora i rotora), konvekcija ulja/vode kroz kanale za hlađenje statora, konvekcija uljne magle (vazduh + ulje) za hlađenje i podmazivanje ležaja, konvekcija sa slobodnih obrtnih površina vretena, provođenje između kotrljajnih tela i staza kotrljanja i provođenje između unutrašnjeg prstena i vretena i spoljašnjeg prstena i kućišta. Sledeće pretpostavke su takođe definisane na sledeći način:

- Toplotna otpornost u aksijalnom pravcu se ne razmatra kao i aksijalno provođenje toplote između kontaktnih elemenata.
- Uticaj radijacije se zanemaruje.

5.3.2.1 *Prinudna konvekcija vazduha između prstenastih površina motor-vretena*

U ovom slučaju dolazi do razmene toplote između rotora i okoline usled obrtanja rotora, kao i staza kotrljanja i okolnog vazduha usled obrtanja unutrašnje staze kotrljanja.

Koeficijent prenosa toplote je u opštem slučaju definisan prema [15]:

$$h = \frac{N_u k_a}{D} \quad 5.45$$

gde je k_a toplotna provodljivost fluida (vazduha), N_u je Nusselt-ov broj i D zazor između statora i rotora ili rastojanje između spoljašnje i unutrašnje staze kotrljanja.

a) *Prinudna konvekcija usled obrtanja rotora*

Rejnoldsov broj Re se u ovom slučaju definiše prema [130]:

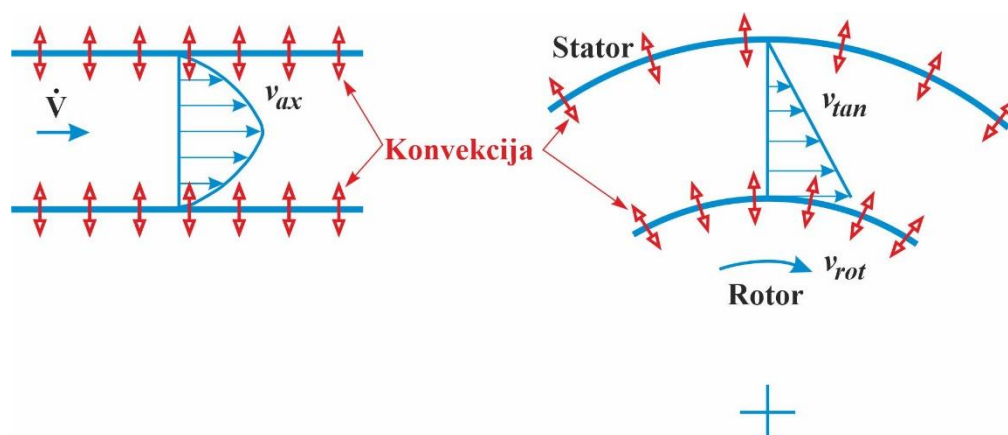
$$Re = \frac{vD}{\nu_{fluida}} \quad 5.46$$

Profili brzine vazduha i prinudna konvekcija u zazoru između rotora i statora prikazani su na slici 5.15. Vazduh koji struji aksijalno kroz zazor između dva cilindra imaju srednju brzinu od:

$$v = \frac{Q}{D} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{spolj}^2 - d_{unutr}^2)} \quad 5.47$$

Srednja brzina fluida koja se smiče u tangencijalnom pravcu između rotirajućeg i nepokretnog cilindra je:

$$v = \frac{v_{obim}}{2} = \frac{\omega_{rot} \cdot d_{rot}}{4} = \frac{\pi f_{rot} \cdot d_{rot}}{2} \quad 5.48$$



Slika 5.15 Aksijalni i tangencijalni profili brzine vazduha

Za strujanje fluida između dva cilindra, aksijalne i tangencijalne srednje brzine moraju se definisati kao vektori:

$$\vec{v} = \sqrt{\vec{v}_{aks}^2 + \vec{v}_{rad}^2} \quad 5.49$$

$$v = \left(\left(\frac{Q}{D} \right)^2 + \left(\frac{f_{rotor} \cdot d_{rotor}}{2} \right)^2 \right)^{1/2} \quad 5.50$$

Pri brzinama motor-vretena oko 25000 [o/min], koeficijent prenosa toplote je skoro nezavisan od brzine protoka vazduha kroz motor, a sa druge strane, pri brzinama ispod 5000 [o/min], brzina protoka vazduha unutar motora je značajna za obimnu brzinu vazduha i za koeficijent prenosa toplote [130].

b) Prinudna konvekcija usled obrtanja ležaja

Prinudna konvekcija vazduha usled obrtanja ležaja, kao i Rejnoldsov broj se određuju preko relacije (5.45 i 5.46). Rezultujuća brzina strujanja vazduha v pri obrtanju ležaja se analogno prethodnom može definisati kao:

$$v = \frac{1}{(1 - (d_i/d_u)^2)} \left\{ \int f_{vratila} \left(\frac{d_i}{d_u} \right)^2 \int dm/2 + \frac{2d_i^2}{d_m} f_{vratila} \right\} \quad 5.51$$

ovde je v brzina strujanja vazduha između prstenova ležaja na srednjem prečniku ležaja d_m .

U tabeli 5.7. su prikazane vrednosti koeficijenta konvekcije za razmatrane ležaje

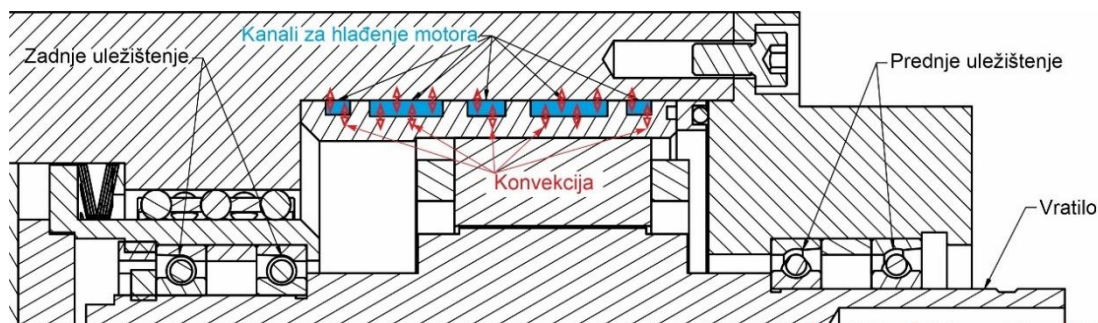
Tabela 5.7 Vrednosti koeficijenta konvekcije pri obrtanju ležaja u zavisnosti od broja obrtaja

Broj obrtaja [o/min]	Koeficijent prenosa toplote [W/m ² K]	
	EX12	EX10
40000	1480	1310
50000	1600	1450
60000	1800	1658
70000	2100	1950

5.3.2.2 Prinudna konvekcija usled strujanja fluida za hlađenje motor-vretena

a) Prinudna konvekcija usled strujanja fluida kroz kućište motor-vretena

Prinudna konvekcija (Slika 5.16) se odvija pomoću fluida za hlađenje statora koji struji kroz spiralni žleb (Slika 5.17a), čija geometrija je prvo svedena na ekvivalentan rastegnuti kanal za fluid sa pravougaonim poprečnim presekom Slika 5.17b.



Slika 5.16 Prinudna konvekcija usled strujanja fluida kroz kućište motor-vretena



Slika 5.17 ni model rashladnog žleba

Za bilo koji poprečni presek kanala, kroz koji struji fluid, Reynoldsov broj se može odrediti preko relacije:

$$Re = \frac{v \cdot l_k}{\nu_{fluid}} \quad 5.52$$

gde je l_{kanal} – dužina kanala [m]

Brzina strujanja fluida kroz kanale u kućištu je u funkciji protoka fluida (vode ili ulja) i površine poprečnog preseka kanala. Prema tome, brzina se definiše kao:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{h \cdot b} \quad 5.53$$

S druge strane, Prandtlov (*Prandtl*) je bezdimenziona veličina, a predstavlja odnos viskoznosti i toplotne provodljivosti fluida i računa se kao:

$$Pr = \frac{c_{fluid} \cdot v \cdot D}{k_{fluid}} \quad 5.54$$

gde je:

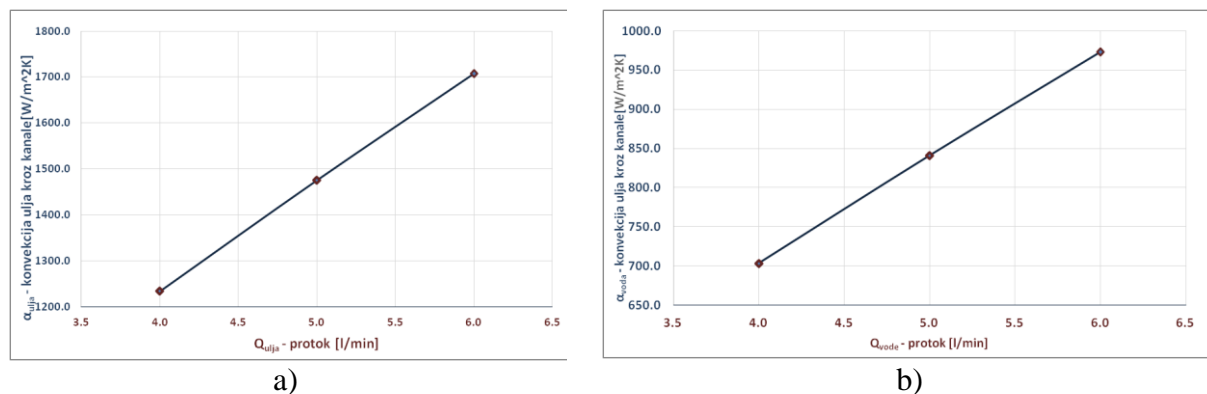
$$D = \frac{4 \cdot A}{2b + 2h} \quad 5.55$$

Određivanje vrednosti Reynoldsovog i Prandtlovog omogućava izračunavanje Nuseltovog broja. Jednačina za određivanje Nuseltovog broj zavisi od opsega Reynoldsovog broja i odgovarajućih uslova graničnog sloja. Pri ovom ispitivanju svi fluidi koji struje, su u zoni visoko turbulentnih strujanja. Prema tome, jednačina se može napisati u obliku:

$$Nu = 0,0225 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad 5.56$$

Kombinacijom prethodnih jednačina, određuje se koeficijent konvekcije fluida usled strujanja kroz kanale kućišta kao:

$$hf = \frac{0,0225 \cdot \left(\frac{V \cdot h}{v_{fluid}}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu_{fluid}}{k_{fluid}}\right)^{0,3} \cdot k_{fluid}}{h} = \frac{0,0225 \cdot V^{0,8} \cdot k^{0,7} \cdot c_p^{0,3} \cdot \rho_{fluid}^{0,3}}{h^{0,2} \cdot V^{0,5}} \quad 5.57$$

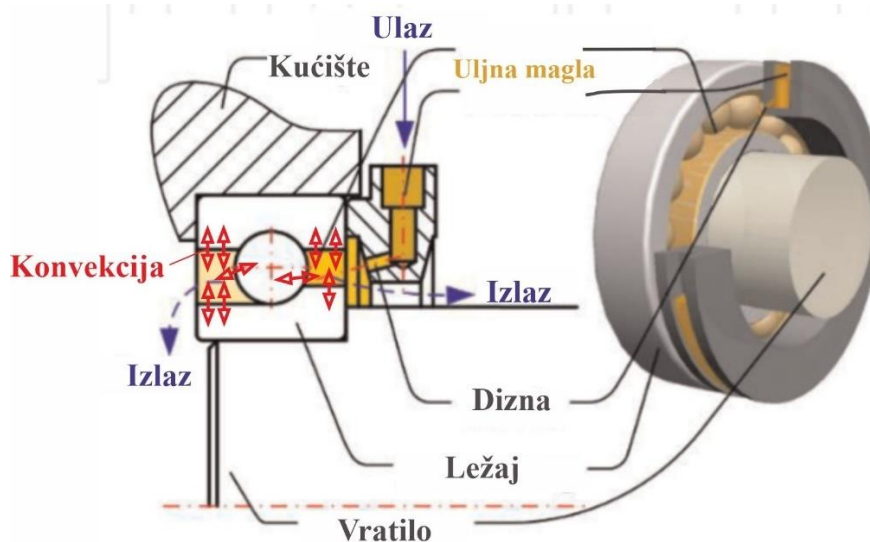


Slika 5.18 Konvekcija rashladnog fluida za hlađenje statora: a) uljem; b) vodom

b) Prinudna konvekcija usled strujanja fluida za hlađenje i podmazivanje ležaja

Koeficijent prenosa (konvekcije) toplote je određen uslovima strujanja uljne magle u ležaju (Slika 5.19). Za kotrljajna tela koja se obrću u uljnoj magli, koeficijent konvekcije između kotrljajnih tela i mešavine ulje-vazduh, se određuje prema relaciji 5.45, pri čemu je Nuseltov broj:

$$Nu = \left(1,2 + 0,53 \left(\frac{\rho_{ef} d_b}{v_{ef}} \cdot \frac{\omega_c d_m}{2} \right)^{0,64} \right) \cdot \left(\frac{v_{ef}}{\alpha_d \rho_{ef}} \right)^{0,3} \quad 5.58$$



Slika 5.19 Konvekcija usled strujanje uljne magle kroz ležaj [131]

U prethodnoj relaciji Prandtlov broj je prikazan u zavisnosti od kinematske viskoznosti (v_{ef}), gustine (ρ_{ef}) i koeficijenta difuzije (α_d) mešavine ulje – vazduh, kao:

$$Pr = \frac{v_{ef}}{\alpha_d \rho_{ef}} \quad 5.59$$

Kinematska viskoznost mešavine ulje-vazduh se određuje na bazi procentualnog učešća komponenti u celokupnoj mešavini kao:

$$\nu_{ef} = \frac{\nu_{ulja}}{\frac{\nu_{ulja}}{\nu_{vazduha}} \cdot (1-X) + X} \quad 5.60$$

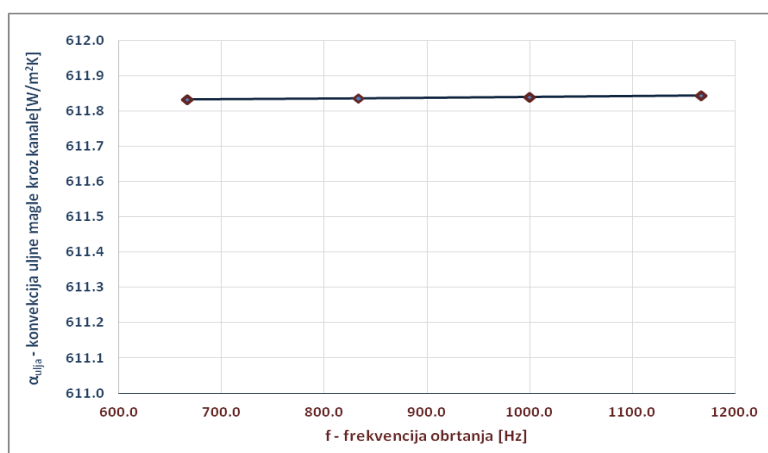
gde je X odnos između ulja i vazduha, efektivna gustina mešavine se određuje kao:

$$\rho_{ef} = X\rho_{ulja} + (1-X)\rho_{vazduha} \quad 5.61$$

Koeficijent difuzije se može dobiti prema:

$$\alpha_d = \frac{k_a}{\rho_{ef} \cdot c_p} \quad 5.62$$

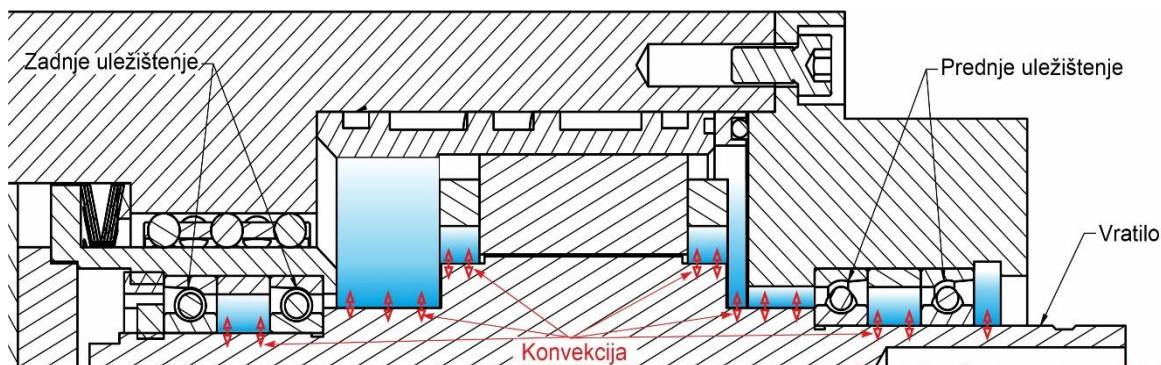
Na slici 5.20 je prikazana promena koeficijenta prenosa toplote usled strujanja uljne magle za hlađenje i podmazivanje ležaja, u zavisnosti od frekvencije obrtanja vretena.



Slika 5.20 Konvekcija uljne magle u zavisnosti od frekvencije obrtanja vretena

c) Prinudna konvekcija usled obrtanja vretena

Glavno vreteno tokom obrtanja proizvodi relativna kretanja između površine i okolnog vazduha, stvarajući prinudni prenos toplote (Slika 5.21). Koeficijent prenosa toplote za konvekciju se može odrediti kao [130]:



Slika 5.21 Prinudna konvekcija usled obrtanja vretena

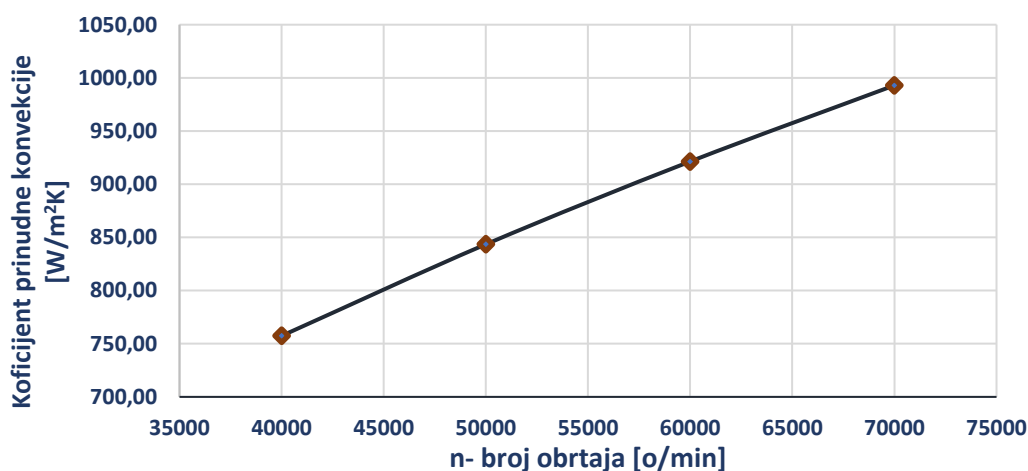
$$h_v = N_u k_a / d_v \quad 5.63$$

gde je d_v prečnik odgovarajućeg preseka sklopa glavnog vretena. Nusselt-ov broj za prinudnu konvekciju između obrtne površine i vazduha se određuje prema [132] kao:

$$N_u = 0.133 R_e^{0.66} P_r^{0.33} \quad 5.64$$

$$R_e = \omega_v d_{v,s}^2 / \gamma, \quad R_e < 4.3 \times 10^5 \quad 5.65$$

Slika 5.22 prikazuje koeficijent prenosa toplote na vrhu vretena u funkciji obimne brzine vretena za brojeve obrtaja od 40000-70000 [o/min].



Slika 5.22 Konvekcija ambijentalnog vazduha na vrhu vretena

5.3.2.3 Provođenje toplote između kotrljajnih tela i prstenova

Porast temperature na prstenovima ležaja u velikoj meri zavisi od provodljivosti na mestu kontakta (Slika 5.23), odnosno od toplotne otpornosti kontakta. Toplotna otpornost kontakta zavisi od oblika i veličine kontaktnih površina i povezana je sa geometrijom ležaja i kontaktnim silama u ležaju.

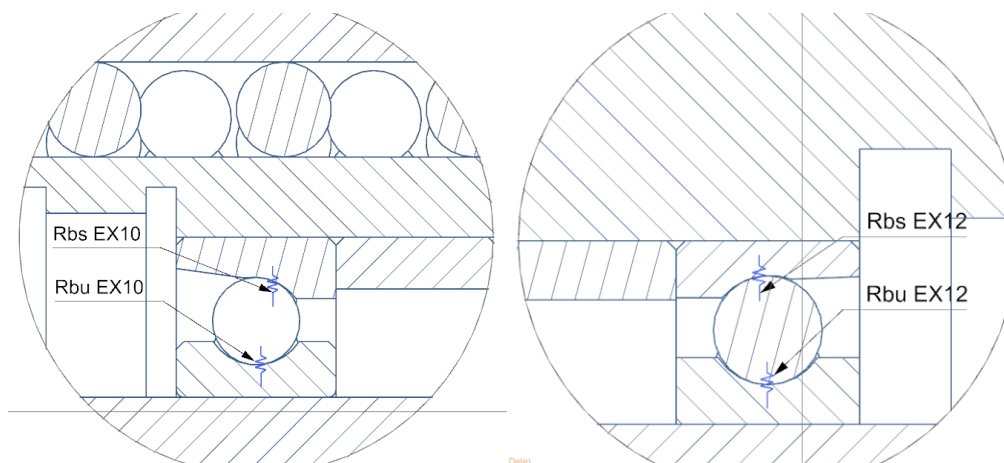
U skladu sa referencama [125] [63] za slučaj kada kotrljajna tela i prstenovi nisu od istog materijala, toplotna kontaktna otpornost za svako kotrljajno telo glasi:

$$R_{b(m,j)} = \frac{l}{2\pi a_{m,j} \lambda_b} \psi\left(e, \frac{\pi}{2}\right) + \frac{l}{2\pi a_{m,j} \lambda_{ring}} \psi\left(e, \frac{\pi}{2}\right); m=i, o, j=1, 2, \dots, Z \quad 5.66$$

gde su λ_b i λ_{ring} toplotna provodljivost kotrljajnih tela i prstenova respektivno, $\psi(e, \pi/2)$ je geometrijski faktor zavisian od veličine kontaktne površine između kotrljajnih tela i staza kotrljanja, definisan kao:

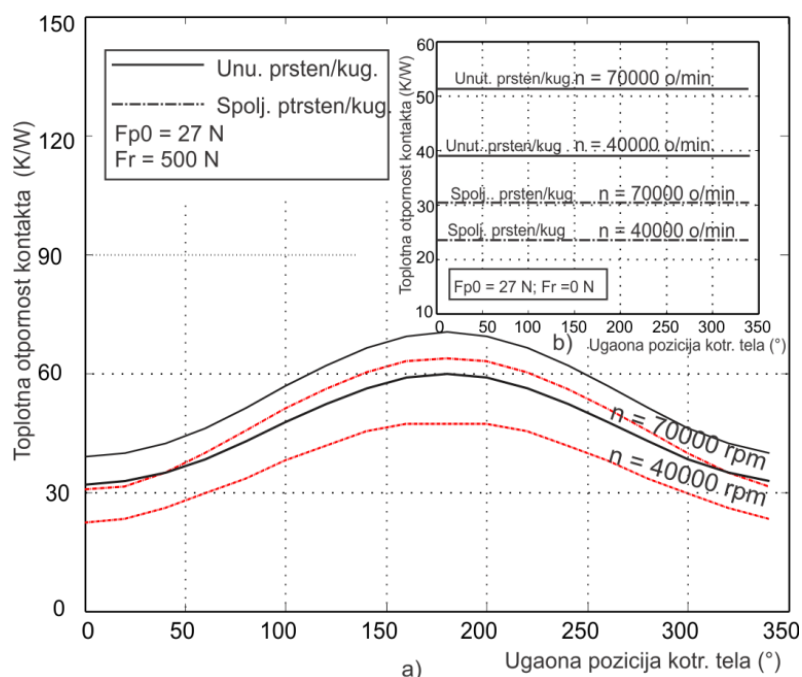
$$\psi\left(e, \frac{\pi}{2}\right) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{1 - k_{m,j}^2 \sin^2 \theta}}; k_{m,j} = 1 - \frac{b_{m,j}^2}{a_{m,j}^2} \quad 5.67$$

gde su a , b ose eliptičnog kontakta definisane relacijom (5.11 i 5.12).

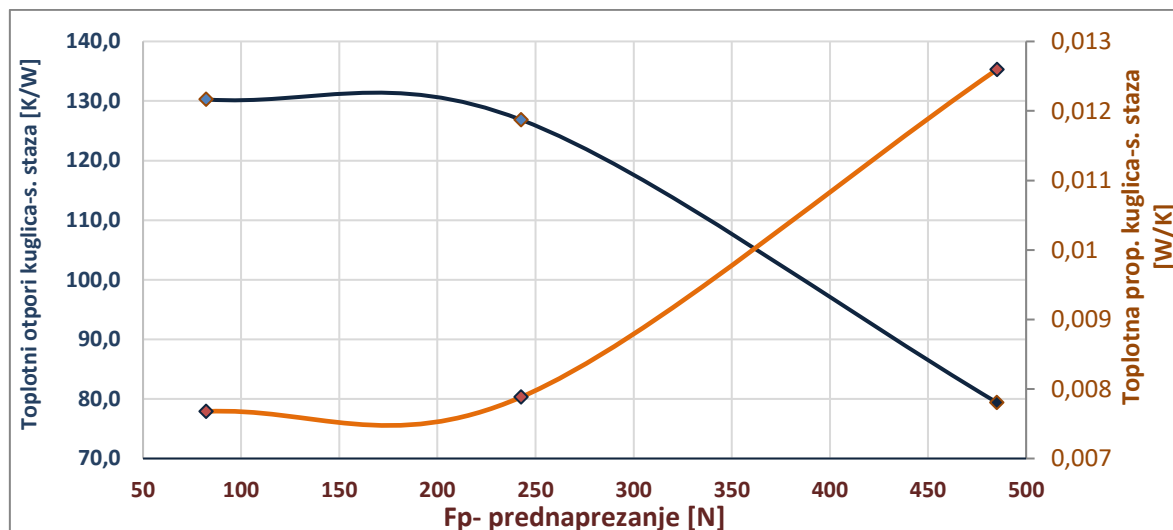


Slika 5.23 Prenošenje toplote kondukcijom između kuglica i staza kotrljanja

Prednaprezanje ležaja utiče na kontaktne sile u ležaju, a samim tim i na kontaktne površine između kotrljajnih tela i staza kotrljanja. Prema tome toplotna kontaktna otpornost se može odrediti u funkciji prednaprezanja ležaja. Toplotna kontaktna otpornost za svaku poziciju kotrljajnog tela u funkciji prednaprezanja ležaja, je prikazana na slici 5.24 i 5.25. Na slici 5.24a je prikazana promena toplotne otpornosti kontakta u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela za konstantno prednaprezanje, pri delovanju spoljašnjeg radijalnog opterećenja. Promena toplotne otpornosti kontakta, u zavisnosti od prednaprezanja bez spoljašnjeg radijalnog opterećenja, je prikazana na slici 5.24b. Na osnovu prikazanih slika vidi se da toplotna otpornost kontakta nije uniformno raspoređena pri delovanju radijalnog opterećenja, nego je najveća na kotrljajnim telima koja imaju maksimalna kontaktna opterećenja. Kada nema delovanja spoljašnjeg radijalnog opterećenja, toplotna otpornost je ista na svim kotrljajnim telima (Slika 5.24b) i opada povećanjem prednaprezanja, dok toplotna propustljivost (IT) raste, jer je obrnuto proporcionalna toplotnoj otpornosti. (Slika 5.25).



Slika 5.24 Toplotna otpornost kontakta za prednji ležaj EX12



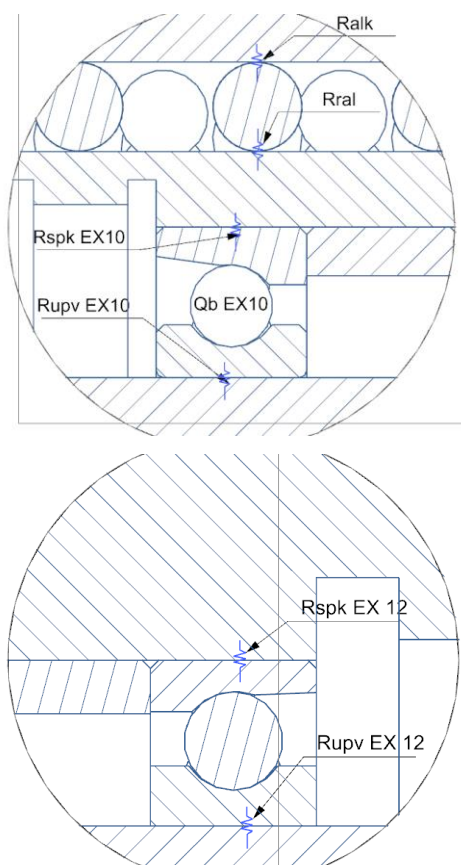
Slika 5.25 Karakteristike provodljivosti između kuglice i spoljašnje staze EX12

Za ležaj zadnjeg uležištenja EX10, zavisnost ima kvalitativno isti oblik, razlika je kvantitativna, što je usaglašeno sa [63] i [133].

5.3.2.4 Radijalno provođenje toplote između elemenata motor-vretena

Uslovi naleganja vitalnih delova, kao što su spoljašnji prstenovi ležaja sa kućištem i unutrašnji prstenovi sa vratilom, od suštinskog su značaja za obezbeđivanje pravilne eksploatacije motor-vretena.

U najopštijem slučaju, usvaja se da prsten i vratilo imaju tačne nazivne mere pre montaže, da komponente koje su u sklopu postižu različite temperature, da se obe komponente obrću oko zajedničke centralne ose istom brzinom, i da se obe komponente elastično podešavaju kako bi ostvarile zahtevano naleganje prstena i vratila. U većini slučajeva, unutrašnji prstenovi ležaja treba da imaju interferenciju naleganja sa vratilom, kako bi se sprečilo međusobno klizanje i olakšalo provođenje toplote kroz kontaktnu površinu. Interferencijalno naleganje je poželjno za provođenje toplote kod ležajeva sve dok



Slika 5.26 Radijalni prenos toplote kondukcijom između prstena/vratila, spoljašnjeg prstena/kućišta, rukavca aksijalnog ležaja i aksijalnog ležaja/kućišta

je temperatura vratila niža od temperature unutrašnjeg prstena tokom eksploatacije. Spoljni prstenovi ležaja relativno miruju, tj. toplotno se šire u odnosu na kućište.

Tokom eksploatacije, unutrašnji prstenovi ležaja treba da uspostave elastični film po obimu kontakta sa vratilom usled postojanja elastičnih deformacija. Tek tada bi se moglo reći da se toplota kroz kontakt provodi kao kroz jedno telo [130]. Na slici 5.26 su prikazani razmatrani načini prenošenja toplote u radijalnom pravcu.

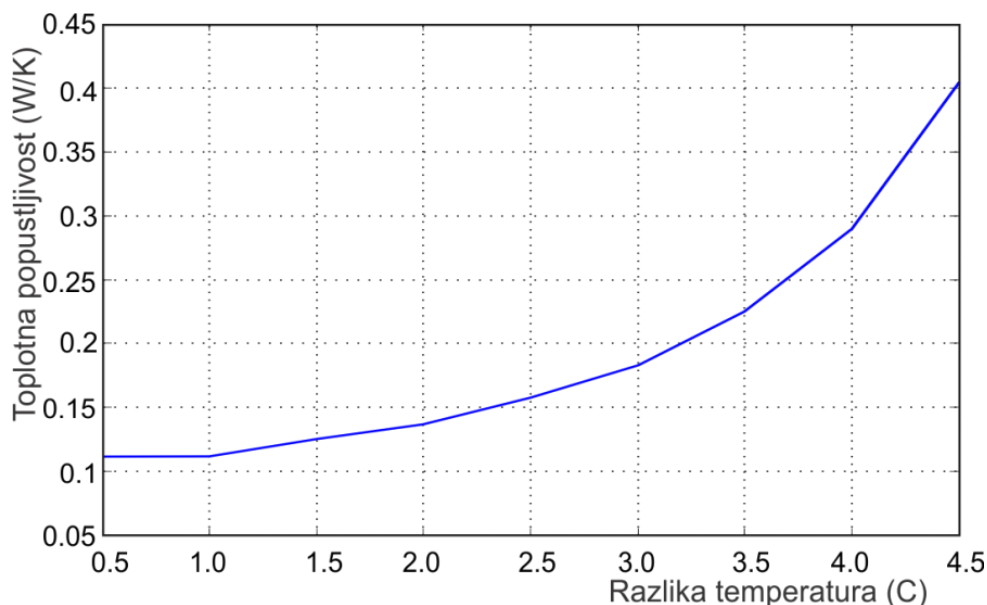
a) Provođenje toplote između spoljašnjeg prstena i kućišta

Toplotna otpornost kontakta između spoljašnjeg prstena i kućišta je definisana u skladu sa referencom [134], s' tim da je u ovom modelu pretpostavljeno da se poprečni presek spoljašnjeg prstena ne menja. Takođe, pretpostavljeno je da je zazor (h_{gap}) uniforman po obimu spoljašnjeg prstena. Toplotna otpornost kontakta između spoljašnjeg prstena i kućišta je:

$$R_{spk} = \frac{h_p}{\lambda_p A} + \frac{h_{zazora} (T_p - T_v) \alpha_{ts} r_{kućišta}}{\lambda_{vaz.} A} \quad 5.68$$

gde h_p ekvivalentna debljina prstena A , je kontaktna površina spoljašnjeg prstena i kućišta, α_{ts} je koeficijent toplotnog širenja; $r_{kućišta}$ je unutrašnji radijus kućišta.

Toplotna propustljivost između spoljašnjeg prstena i kućišta je inverzna toplotnoj otpornosti kontakta ($II = 1/R_{spk}$) i zavisi od temperaturne razlike između spoljašnjeg prstena i kućišta. Kada je spoljašnji prsten zagrejan u odnosu na kućište, temperaturna razlika izaziva redukciju zazora i povećanje toplotne propustljivosti. U slučaju kada spoljašnji prsten i kućište imaju istu temperaturu, toplotna propustljivost je minimalna, što odgovara slučaju kada vreteno dostigne stacionarno stanje. Slika 5.27 pokazuje promenu toplotne propustljivosti u zavisnosti od temperaturne razlike za testirano vreteno pri hlađenju uljem. Slika 5.27 je dobijena korišćenjem jednačine 5.67 za zazor $h_{gap} = 5 [\mu m]$, ekvivalentne debljine prstena od $2,1 [mm]$ i $r_h = 20 [mm]$.



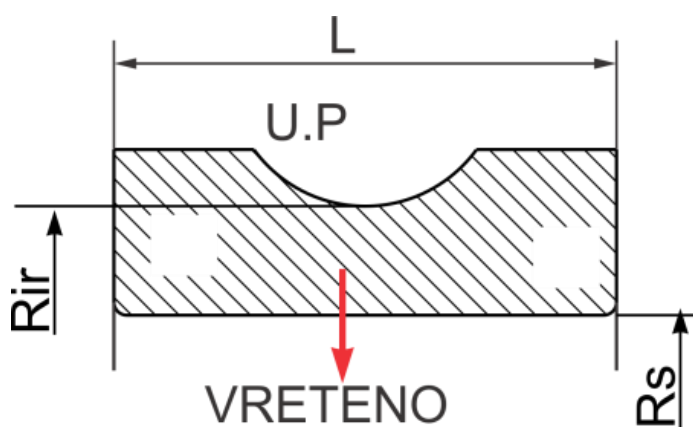
Slika 5.27 Toplotna propustljivost između spoljašnjeg prstena i kućišta

b) Provođenje toplote između unutrašnjeg prstena i vretena

Toplotna otpornost (R) između prstenova ležaja i kućišta, odnosno vretena je određena primenom relacije za toplotnu otpornost cilindra [135]:

$$R_{upv} = \frac{\ln(R_{ir}/R_s)}{2\pi L \lambda_p} \quad 5.69$$

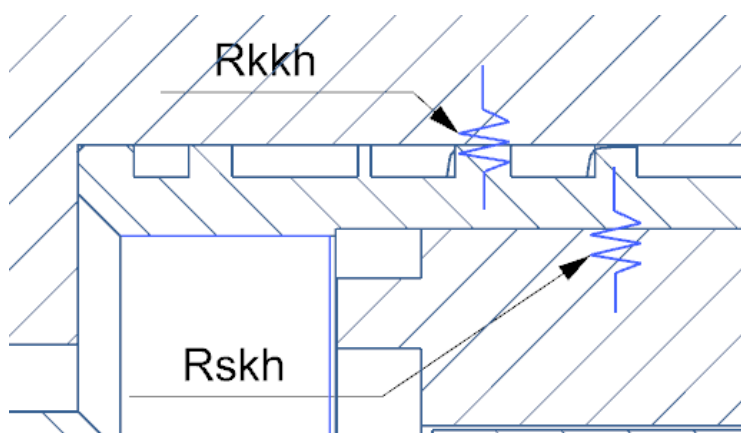
gde su: R_{ir} i R_s unutrašnji i spoljašnji radijus na unutrašnjem prstenu ležaja prema slici 3.16XX, L širina ležaja. Toplotna provodljivost (k) za čelik je $46.6 [W/m\cdot K]$ i validna je za $20-200$ °C [136]. Kako se temperature na ležaju nalaze u ovim granicama, pretpostavljeno je da je toplotna provodljivost konstantna, odnosno da ne zavisi od ugaone brzine vretena.



Slika 5.28 Provođenje toplote između unutrašnjeg prstena i vretena

c) Radijalno provođenje toplote između ostalih elemenata motor vretena

Preko relacije (5.69) je definisan i radijalni prenos toplote između čaure sa kanalima za hlađenje i kućišta (R_{kch}), kao i između statora i čaure sa kanalima za hlađenje (R_{skh}), s' tim da radijusi odgovaraju radijusima razmatranih elemenata prema slici 5.29.



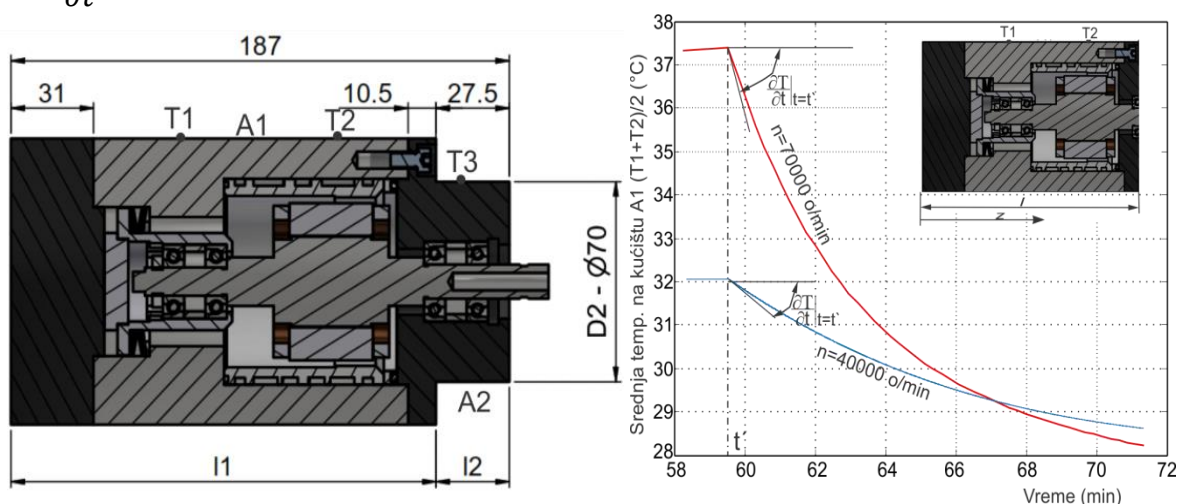
Slika 5.29 Radijalni prenos toplote kondukcijom između čaure za hlađenje i kućišta

5.3.2.5 Prenosjenje toplote sa stacionarnih površina

U dosadašnjim istraživanjima vezanim za toplotno ponašanje vretena, najčešće se koeficijent slobodne konvekcije koristi iz reference [130], a koji iznosi $9.7 [W/m^2\cdot K]$. Koeficijent slobodne

konvekcije zavisi od temperature i geometrije stacionarnih površina. U [137] su eksperimentalno-analitičkim postupkom odredili koeficijent slobodne konvekcije za potrebe svojih istraživanja. Autori su došli do zaključka da pri njihovim eksperimentalnim ispitivanjem koeficijent konvekcije iznosi oko $15 [W/m^2K]$ za brzine obrtanja do $2500 [o/min]$. U ovom radu je izvršeno merenje temperature kućišta za različite brzine obrtanja vretena. Merenja su vršena do stacionarnog stanja, nakon čega je vreteno zaustavljano i praćena je temperatura hlađenja kućišta (Slika 5.30). Na bazi krive hlađenja, analitičkim postupkom primenom relacije (5.70), određen je koeficijent slobodne konvekcije sa kućišta, kao što je prikazano na slici 5.30.

$$m_h c_h \frac{\partial T(t)}{\partial t} = h_{(t)free} [T_h(t, z) - T_0] A(z) \quad 5.70$$



Slika 5.30 Određivanje prirodnog koeficijenta konvekcije sa kućišta motor-vretena

Na isti način je određen i koeficijent hlađenja sa kućišta A2. Pri ovim eksperimentima, koeficijent slobodne konvekcije je iznosio $15,21$ do $19,56 [W/m^2K]$, u zavisnosti od broja obrtaja i korišćenog sredstva za hlađenje kućišta, odnosno statora za kućište A1, odnosno od $7,54$ do $12,37 [W/m^2K]$ za kućište A2. Na bazi prethodnog, usvojen je koeficijent slobodne konvekcije od $15,5 [W/m^2K]$ za deo kućišta A1 i $9,5 [W/m^2K]$ za deo kućišta A2.

5.4 Numerički model prenosa toplote ležaja

Jednačine prenosa toplote za granične uslove koriste temperature na ivici unutrašnjeg i spoljnog prstena (Slika 5.31), u matričnom obliku za ovaj slučaj, i ona se može izraziti kao:

$$[R_b] \{T\} = \{H\} \quad 5.71$$

gde su:

$[R_b]$ - matrica toplotne otpornosti ležaja

$\{T\}$ -vektor nepoznatih temperatura

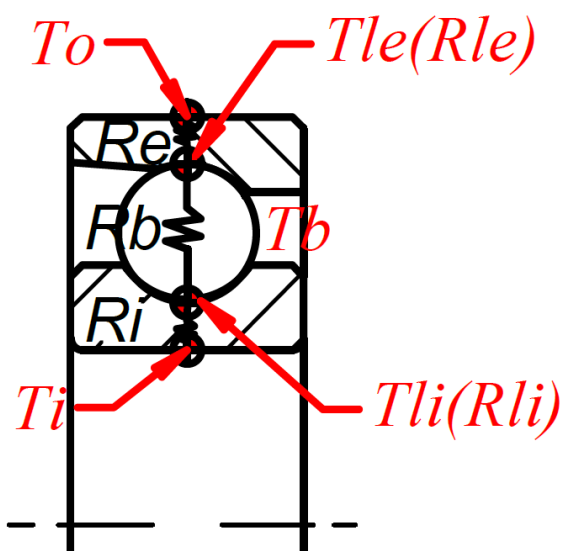
$\{H\}$ -izvori toplote

$$\begin{bmatrix} R_{b11} & R_{b12} & 0 \\ R_{b21} & R_{b22} & R_{b23} \\ 0 & R_{b32} & R_{b33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{Le} \\ T_b \\ T_{Li} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_{Le} \\ H_b \\ H_{Li} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_e + T_o/R_e \\ 0.0 \\ H_i + T_i/R_i \end{Bmatrix} \quad 5.72$$

T_{Le} -tempertura u kontktnoj tački na sa spoljašnjim prstenom

T_b -tempertura kuglice

T_{Li} -tempertura u kontktnoj tački na sa unutrašnjim prstenom



Slika 5.31 Mreža toplotne provodljivosti ležaja

$$R_{b11} = \frac{1}{R_e} + \frac{1}{R_1}; R_{b12} = -\frac{1}{R_1}; R_{b21} = -\frac{1}{R_1}; R_{b22} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}; R_{b23} = -\frac{1}{R_2}; \quad 5.73$$

$$R_{b32} = -\frac{1}{R_2}; R_{b33} = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_i};$$

$$R_{ki} = \frac{r_b}{k \left(\frac{2\pi}{n} r_i W_i - \pi r_b^2 \right)}; R_{ke} = \frac{r_b}{k \left(\frac{2\pi}{n} r_e W_e - \pi r_b^2 \right)}; R_b = \frac{1}{k\pi r_b}; \quad 5.74$$

$$R_1 = \frac{1}{\frac{1}{R_{ke}} + \frac{1}{R_b/2}} = \frac{R_{ke} \cdot R_b/2}{R_{ke} + R_b/2}; R_2 = \frac{1}{\frac{1}{R_{ki}} + \frac{1}{R_b/2}} = \frac{R_{ki} \cdot R_b/2}{R_{ki} + R_b/2}; \quad 5.75$$

$$R_e = \frac{1}{k} \frac{n \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{2\pi W}; R_i = \frac{1}{k} \frac{n \ln \left(\frac{r_u}{r_s} \right)}{2\pi W}; \quad 5.76$$

$$H_e = \frac{T_{Le} - T_o}{R_e} + \frac{T_{Le} + T_b}{R_1}; H_b = \frac{T_b - T_{Le}}{R_1} + \frac{T_b + T_{Li}}{R_2}; H_i = \frac{T_{Li} - T_b}{R_2} + \frac{T_{Li} + T_i}{R_i}; \quad 5.77$$

5.5 Numerički toplotni model visokobrzinskog motor-vretena

Pri definisanju matematičkog modela, usvojeno je da delovi poput vijaka, rupa, oborenih ivica, zaobljene ivice, itd., ne budu uzeti u obzir tokom modelovanja, kako bi se sprečilo da tako male strukture ugroze mrežu i na kraju utiču na rezultate analize. Ostali delovi sklopa koji imaju

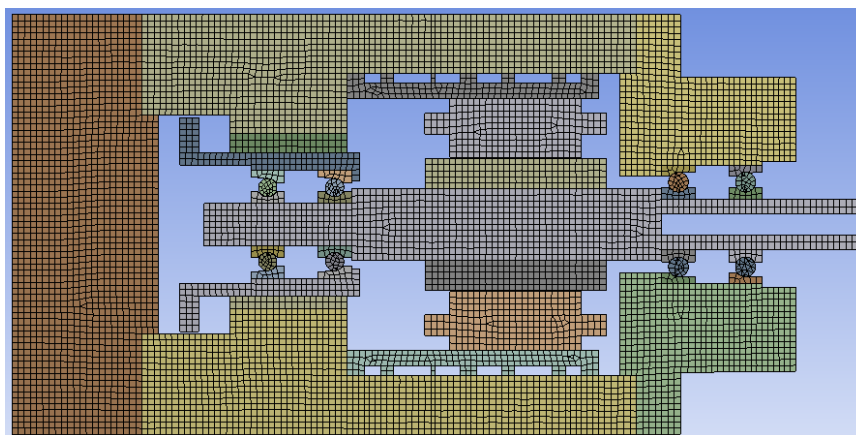
značajan uticaj na temperaturno polje motor-vretena, strogo su modelovani na osnovu fizičkog modela.

Na slici 5.32 prikazan je postupak diskreditacije, odnosno ravanski diskreditovani model. Pri definisanju mreže konačnih elemenata, potrebno je zadati odgovarajuću dužinu stranice elementa, kao i definisati kojom funkcijom će konačni elementi biti opisani linearnom ili kvadratnom. Takođe moguće je definisati i oblik konačnog elementa, kvadratni ili pravougaoni, pošto konačni element *PLANE 188*, pored osnovnog pravougaonog, može imati i oblik trougla. U prikazanom primeru definisana je mreža sa kvadratnim oblicima konačnog elementa, dužine stranice $1 [mm]$, sa linearnom funkcijom oblika. Dati proračunski model se sastoji od 7580 konačnih elemenata i 24968 čvora. Na slici 5.33 prikazan je matematički model sa pozicijama izvora toplote, na prednjem i zadnjem uležištenju i statoru.

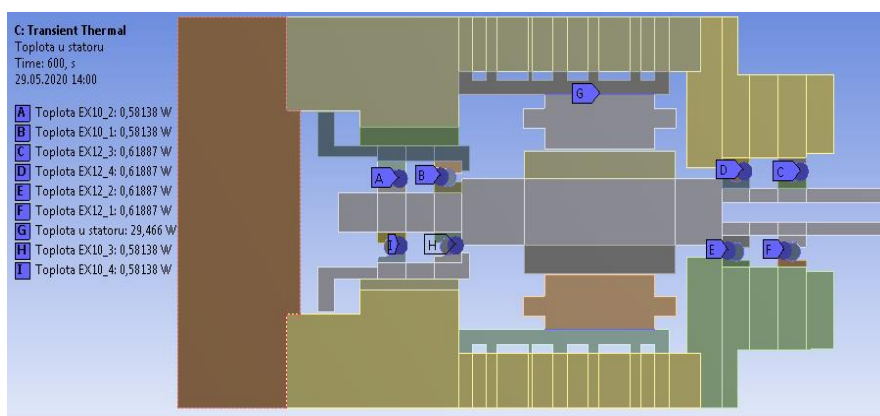
Na osnovu prvog zakona termodinamike o očuvanju energije, nestacionarni model prenosa toplote za dvodimenzionalni model je izveden kao:

$$\rho c_p \frac{\partial T(x,y,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(T) \frac{\partial T(x,y,t)}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(T) \frac{\partial T(x,y,t)}{\partial y} \right) + H_1(t) + H_2(t) + H_3(t) \quad 5.78$$

gde su ρ i c_p gustina materijala i specifična toplota, $T = T(x,y,t)$, temperatura za svaki konačni element je vreme (s), λ je toplotna provodljivost, dok su $H_1(t)$, $H_2(t)$, $H_3(t)$ su generisane toplote na motoru, prednjem i zadnjem uležištenju.



Slika 5.32 Diskretizovani model vretena



Slika 5.33 Prikaz definisanih toplotnih izvora

T_{vrl} -temperatura na zadnjoj strani vratila

T_4, T_3, T_2, T_1 , - temperature vratila na mestima ležaja

T_{vrd} -temperatura na vrhu vratila

$$0 = \frac{T_{vrl} - T_\infty}{R_{vrl}} + \frac{T_{vrl} - T_4}{R_E}; H_{ll4} = \frac{T_4 - T_{vrl}}{R_E} + \frac{T_4 - T_3}{R_D}; H_{ll3} = \frac{T_3 - T_4}{R_D} + \frac{T_3 - T_2}{R_C};$$

$$H_{dl2} = \frac{T_2 - T_3}{R_C} + \frac{T_2 - T_1}{R_B}; H_{dl1} = \frac{T_1 - T_2}{R_B} + \frac{T_1 - T_{vrd}}{R_{vrd}}; 0 = \frac{T_{vrd} - T_1}{R_A} + \frac{T_{vrd} - T_{vrd\infty}}{R_{vrd}}$$

5.81

$$R_{v11} = \frac{1}{R_{vrl}} + \frac{1}{R_E}; R_{v12} = -\frac{1}{R_E};$$

$$R_{v21} = -\frac{1}{R_E}; R_{v22} = \frac{1}{R_E} + \frac{1}{R_D}; R_{v23} = -\frac{1}{R_D};$$

$$R_{v32} = -\frac{1}{R_D}; R_{v33} = \frac{1}{R_D} + \frac{1}{R_C}; R_{v34} = -\frac{1}{R_C};$$

5.82

$$R_{v43} = -\frac{1}{R_C}; R_{v44} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_B}; R_{v45} = -\frac{1}{R_B};$$

$$R_{v54} = -\frac{1}{R_B}; R_{v55} = \frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_A}; R_{v56} = -\frac{1}{R_A};$$

$$R_{v65} = -\frac{1}{R_A}; R_{v66} = \frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_{vrd}}$$

$$0 = \frac{T_{vrl} - T_\infty}{R_{vrl}} + \frac{T_{vrl} - T_4}{R_E}; H_{ll4} = \frac{T_4 - T_{vrl}}{R_E} + \frac{T_4 - T_3}{R_D}; H_{ll3} = \frac{T_3 - T_4}{R_D} + \frac{T_3 - T_2}{R_C};$$

$$H_{dl2} = \frac{T_2 - T_3}{R_C} + \frac{T_2 - T_1}{R_B}; H_{dl1} = \frac{T_1 - T_2}{R_B} + \frac{T_1 - T_{vrd}}{R_{vrd}}; 0 = \frac{T_{vrd} - T_1}{R_A} + \frac{T_{vrd} - T_{vrd\infty}}{R_{vrd}}$$

5.83

$$R_E = \sum_{j=1}^{vrl1-1} R_{segmenta} + \frac{1}{2} R_{ri} = R_7 + \frac{1}{2} R_{r4};$$

5.84

$$R_D = \sum_{j=vrl1+1}^{vrl2-1} R_{segmenta} + \frac{1}{2} R_{ri} + \frac{1}{2} R_{ri} = R_6 + \frac{1}{2} R_{r4} + \frac{1}{2} R_{r3};$$

5.85

$$R_C = \sum_{j=vrd1+1}^{vrd1-1} R_{segmenta} + \frac{1}{2} R_{ri} + \frac{1}{2} R_{ri} = R_5 + R_4 + R_3 + \frac{1}{2} R_{r3} + \frac{1}{2} R_{r2};$$

5.86

$$R_B = \sum_{j=vrd1+1}^{vrd2-1} R_{segmenta} + \frac{1}{2} R_{ri} + \frac{1}{2} R_{ri} = R_2 + \frac{1}{2} R_{r2} + \frac{1}{2} R_{r1};$$

5.87

$$R_A = \sum_{j=vr2+1}^n R_{segmenta} + \frac{1}{2}R_{ri} + \frac{1}{2}R_{ri} = R_I + \frac{1}{2}R_{r1}; \quad 5.88$$

5.7 Numerički model prenosa toplote kućišta

$$[R_k] \{T\} = \{H\} \quad 5.89$$

$$\begin{bmatrix} R_{k11} & R_{k12} \\ R_{k21} & R_{k22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{pl} \\ T_{zl} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_{pl} + \frac{T_\infty}{R_{pl}} \\ H_{zl} + \frac{T_\infty}{R_{zl}} \end{Bmatrix} \quad 5.90$$

$$H_{pl} = \frac{T_{pl} - T_\infty}{R_{pdk}} + \frac{T_{pl} - T_{zl}}{R_{zdk}}; \quad 5.91$$

$$H_{zl} = \frac{T_{zl} - T_\infty}{R_{zdk}} + \frac{T_{zl} - T_{pl}}{R_{pdk}}; \quad 5.92$$

$$R_{k11} = \frac{1}{R_{pdk}} + \frac{1}{R_{zdk}}; \quad R_{k12} = -\frac{1}{R_{zdk}}; \quad 5.93$$

$$R_{k21} = -\frac{1}{R_{zdk}}; \quad R_{k22} = \frac{1}{R_{zdk}} + \frac{1}{R_{pdk}}$$

Na osnovu gore navedenih matematičkih modela programski sistem formira sistem algebarskih jednačina čijim se rešavanjem dobija prikaz toplotnog ponašanja.

5.8 Definisane statičkog i dinamičkog modela motor-vretena primenom MKE

Sveobuhvatna analiza toplotno-mehaničkog ponašanja sklopa motor-vretena podrazumeva kompleksno ispitivanje parametara koji utiču na njegovo ponašanje. U ovim slučajevima, moraju se koristiti metode koje omogućavaju uzimanje u obzir što većeg broja parametara koji definišu elemente motor-vretena, kao i kriterijume za njegov rad pri različitim eksploatacionim uslovima. Uopšteno posmatrano sklop glavnog vretena je složen za simulaciju, zbog nelinearnosti samog sistema, kao i kompleksnosti mehaničkih i toplotnih pojava. Da bi se ispitao uticaj pojedinih parametara na ponašanje glavnog vretena, u radu je, pored kvazistatičkog modela ležaja i toplotnog modela motor-vretena, razvijen statički i dinamički numerički model motor-vretena. Numerički model je modelovan u programskom sistemu opšte namene, baziranom na metodi konačnih elemenata (*MKE*).

5.8.1 Toplotno-elastični MKE model motor-vretena

5.8.1.1 Definisane i izbor mreže konačnih elemenata

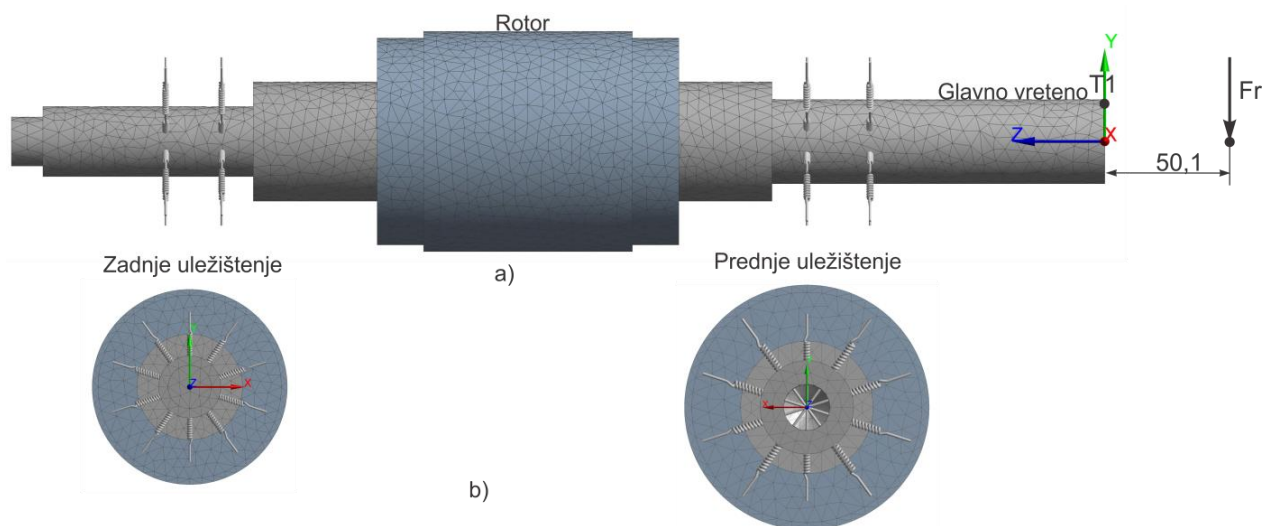
Izbor konačnog elementa i podela na konačne elemente (diskretizacija modela) je značajan korak pri analizi konačnim elementima. Pri definisanju *MKE* modela u ovom radu je korišćen izoparametarski heksaedar (*SOLID 187*) zbog sprežavanja toplotne i statičke, odnosno, dinamičke analize. Pri korišćenju 3D konačnih elemenata tačnost rezultata zavisi od kvaliteta mreže, veličine

i odnosa stranica elemenata. Konačni elementi sa nepravilnom razmerom, dovode do značajnih izobličenja elementa, a samim tim i do odstupanja od oblika modela koji se analizira. Manji broj konačnih elemenata ili manja dužina, isto utiče na smanjenje krutosti konačnog elementa zbog manjeg broja čvorova od kojih se konačni elementi sastoje, što na kraju dovodi do manje krutosti sistema koji se analizira.

S druge strane vreme rešavanja zavisi od ukupnog broja stepeni slobode koje treba analizirati, odnosno ono je direktno proporcionalno broju stepeni slobode. Kako se povećava broj konačnih elemenata povećava se broj čvorova, odnosno broj stepeni slobode, a time i vreme rešenja.

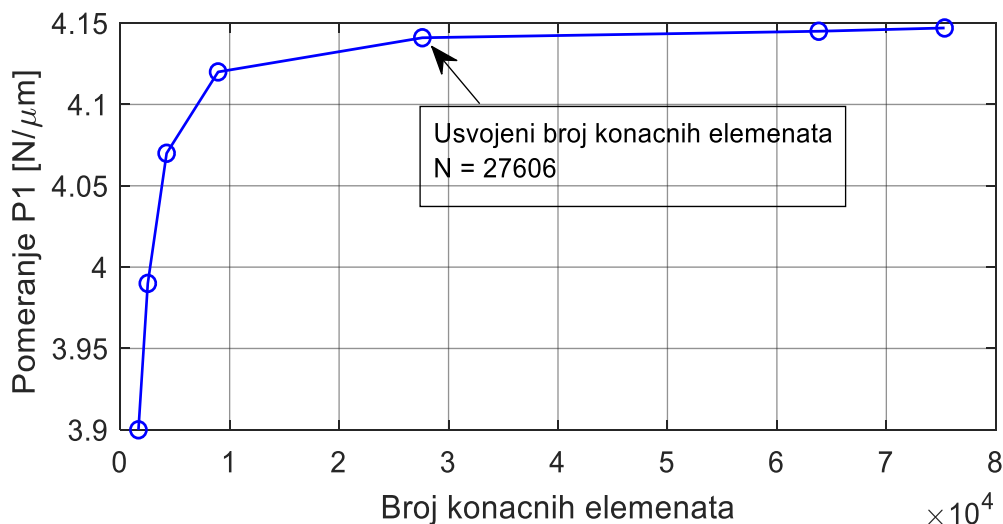
Usled toga, da bi se odredio optimalni broj elemenata na modelu, odnosno, optimalna veličina konačnog elementa, statički model je iskorišćen za test konvergencije mreže. Početni (inicijalni) broj konačnih elemenata je iznosio 7110. Za ovu analizu statičkog ponašanja je primenjeno radijalno opterećenje ležaja u pravcu Y -ose ($F_r=100$ [N]). Vrednost sile odgovara vrednosti preporučenoj od strane proizvođača vretena. Pri ovoj analizi je posmatrano pomeranje tačke T_1 koja se nalazi na vrhu vretena (Slika 5.36a).

Gore navedena tačka je izabrana jer se koristi kao lokacija davača pomeranja pri eksperimentalnim ispitivanjima. S duge strane, posmatrani su maksimalni ekvivalentni naponi na mestima uležištenja, odnosno, moguća greška i lokacija greške usled nedovoljne veličine konačnih elemenata.



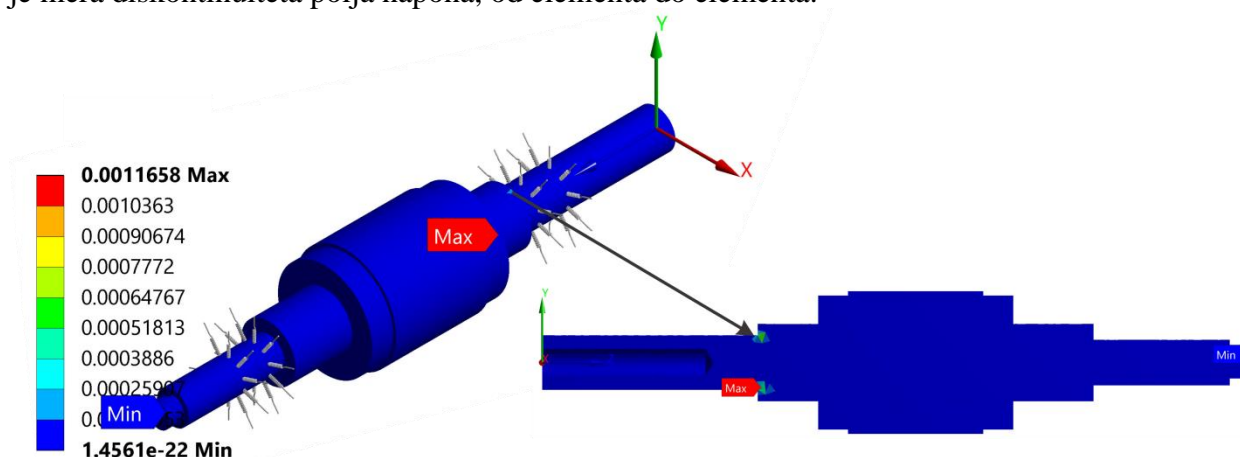
Slika 5.36 Diskretizovani model a) glavnog vretena, b) ležaja

Rezultati analize konvergencije diskretizacije koji pokazuju promenu broja elemenata u odnosu na pomeranje tačke $P1$, su prikazani na slici 5.37. Sa slike 5.37 se može zaključiti da pomeranje tačke $T1$ daje male razlike sa povećanjem broja elementa nakon 27606 elemenata, što ukazuje da su rešenja konvergirala. Odnosno, nakon ovog broja elemenata, greška pomeranja u tački $T1$, s povećanjem broja elementa iznosi ispod 0,5 [%].



Slika 5.37 Konvergencija mreže konačnih elemenata za razmatrano motor-vreteno

Na slici 5.38 je prikazana strukturna greška napona na mestu prednjeg uležištenja sa usvojenim brojem konačnih elemenata. Maksimalna strukturna greška napona iznosi $0,0011 [MJ]$ i nalazi se na prelasku s jednog prečnika na mestu prednjeg uležištenja. Strukturna greška napona je mera diskontinuiteta polja napona, od elementa do elementa.

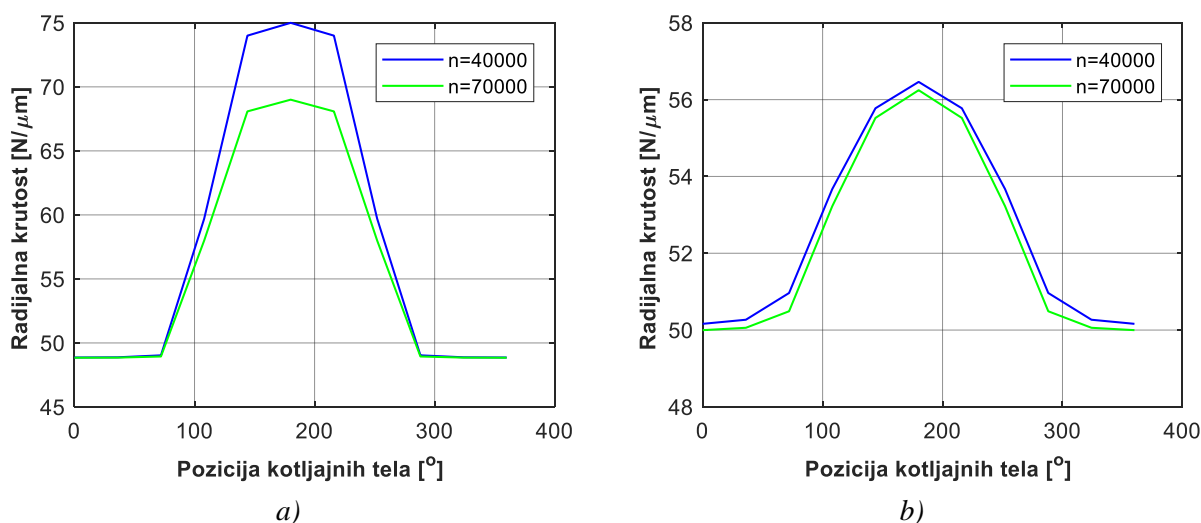


Slika 5.38 Strukturna greška napona na razmatranom motor-vretenu

5.8.1.2 Definisane graničnih uslova i opterećenja

Granični uslovi, kod mašinskih konstrukcija uopšte, se odnose na ograničenje pomeranja ili temperature na određenim mestima, odnosno na čvorovima konačnih elemenata. U konkretnom slučaju, radi se o ograničenju pomeranja odgovarajućih elemenata diskretizovanog modela na osnovu poznate krutosti ležaja.

Kotrljajna tela su modelirana konačnim elementima tipa opruge (*COMBIN 14*) zbog definisanja krutosti ležaja za svako kotrljajno telo (Slika 5.36). Radijalno dejstvo uležištenja na glavno vreteno je zamenjeno sa deset konačnih elemenata tipa opruge (Slika 5.36b) čija je krutost, pri delovanju spoljašnjeg radijalnog opterećenja, promenljiva u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela (Slika 5.39a i Slika 5.39b). Broj konačnih elemenata tipa opruge odgovara broju kotrljajnih tela ležaja u prednjem i zadnjem osloncu. Na slici 5.39 je prikazana promena radijalne krutosti pri delovanju radijalnog opterećenja za prednaprezanje ležaja od 27 u prednjem osloncu, odnosno 23 [N] u zadnjem osloncu (malo prednaprezanje).



Slika 5.39 Promena radijalne krutosti za svaku poziciju kotlajajnih tela: a) prednjih ležaja; b) zadnjih ležaja za različite brojeve obrtaja.

Na osnovu prethodnih slika, odnosno, dobijene krutosti za svaku poziciju kotlajajnog tela, krutost svakog opružnog elementa pojedinačno, određuje se prema izrazu:

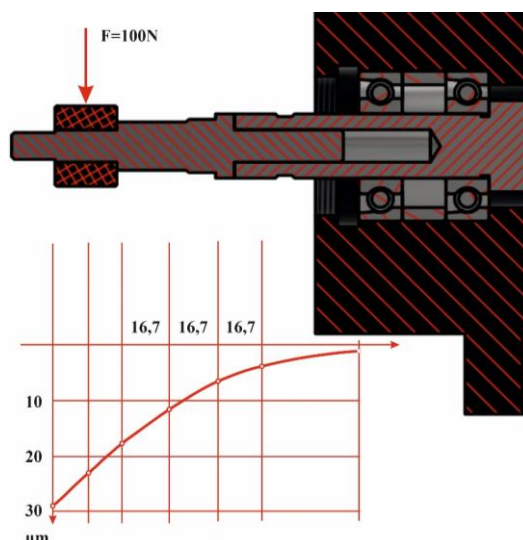
$$C_{R, kon. elementa} = \frac{C_{ri}}{n}; i=1, 2, \dots, 10 \quad 5.94$$

gde je: n – broj kotlajajnih tela; C_{ri} – krutost za određenu poziciju kotlajajnog tela.

Konačni elementi tipa opruge koje su radijalno raspoređene po obimu glavnog vretena, moraju omogućiti:

- uspostavljanje uslova ravnoteže,
- ograničavanje kretanja čvorova u elastičnim osloncima, tj. na krajevima opruga.

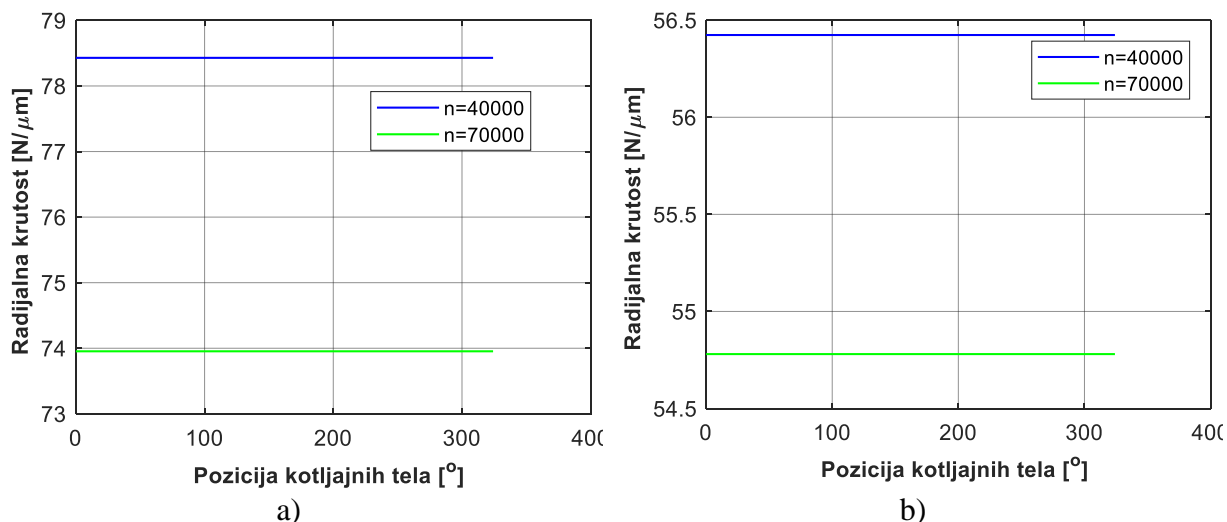
Prema tome, svim navedenim čvorovima koji pripadaju površini glavnog vretena, zadata su ograničenja kretanja. Elementima opruge, koji pripadaju obodu glavnog vretena, oduzeti su stepeni slobode U_z i U_x , čime je dozvoljeno pomeranje isključivo u pravcu Y -ose. Čvorovima na slobodnim krajevima opruga (koji u suštini pripadaju spoljašnjem prstenu ležaja), oduzeta su sva tri stepena slobode. Analiza statičkog ponašanja motor-vretena sprovedena je za radijalno opterećenje od 100 do 500 [N], što odgovara silama brušenja u eksploataciji i za tri vrednosti prednapreznja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu (malo,



Slika 5.40 Šematski prikaz dejstva sile na motor-vreteno pri statičkoj analizi

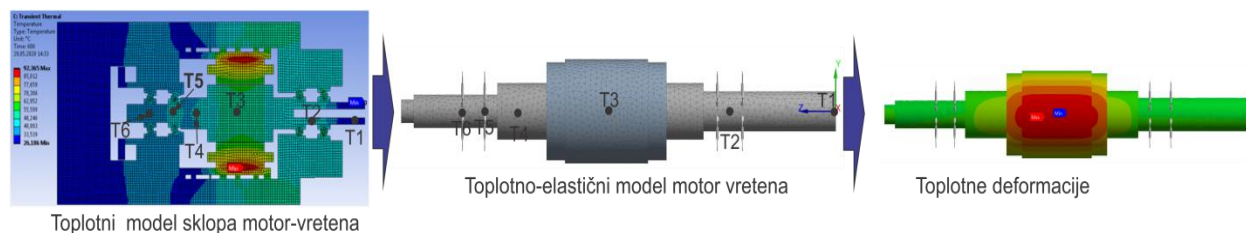
srednje i veliko). Mesto dejstva sile (Slika 5.36) je definisano na osnovu preporuka proizvođača vretena (Slika 5.40).

Pri razmatranju toplotnih deformacija glavnog vretena bez dejstva spoljašnjeg radijalnog opterećenja, za primenjenu silu prednaprezanja, krutosti ležaja su iste u svim pravcima, kao što je prikazano na slici 5.41. Na pomenutoj slici prikazana je promena radijalne krutosti bez delovanja radijalnog opterećenja za prednaprezanje ležaja od 27 [N] u prednjem osloncu, odnosno 23 [N] u zadnjem osloncu.



Slika 5.41 Promena radijalne krutosti za svaku poziciju kotrljajnih tela: a) prednjih ležaja; b) zadnjih ležaja za različite brojeve obrtaja bez delovanja spoljašnjeg radijalnog opterećenja.

Toplotno opterećenje je definisano na osnovu rezultata iz toplotne analize, i ono predstavlja temperaturu na karakterističnim elementima koja se nalaze na mestu uležištenja, vrha vretena i rotora (Slika 5.42). Na osnovu toga, toplotno opterećenje je zadato u 10 koraka, pri čemu je osnovni vremenski inkrement kao i kod toplotne analize iznosio 10 [min].



Slika 5.42 Šematski prikaz toka toplotno-elastične analize motor-vretena

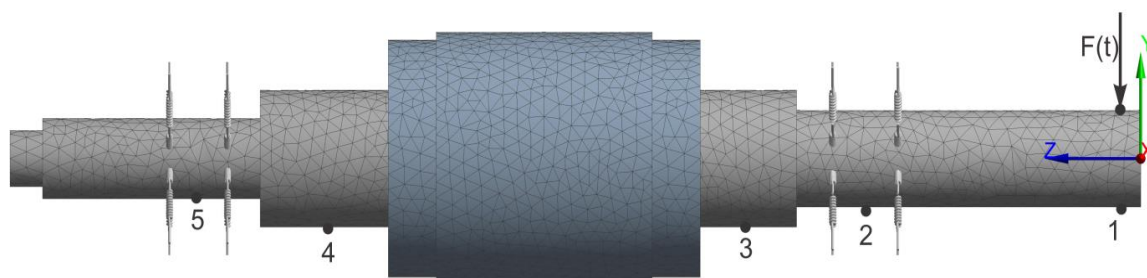
5.8.2 Dinamički MKE model motor-vretena

Izbegavanje ili smanjenje negativnih uticaja pojave vibracija u procesu obrade rezanjem, moguće je izvršiti na bazi dinamičkih karakteristika mašine alatke i/ili dinamike procesa rezanja. Prema tome, potrebno je uočiti ili pronaći i analizirati tipove i izvore vibracija koje se javljaju pri radu mašine alatke. Podela vibracija se može izvršiti na nekoliko načina. Jedan od najčešćih načina je po izvoru pobude na: slobodne, prinudne i samopobudne vibracije. Prema tome, dinamičko ponašanje mašine alatke se može posmatrati sa tri stanovišta:

- mašina ne radi, ali je bila izložena dejstvu dinamičkih sila - slobodne (sopstvene, prirodne) vibracije. Sopstvene vibracije nastaju kada se sistemu, izvedenom iz svog ravnotežnog položaja, omogući slobodno oscilovanje bez dejstva spoljašnjih uticaja. Karakteristika sopstvenih vibracija je da im se amplituda, nakon prestanka delovanja pobude, eksponencijalno smanjuje do potpunog iščezavanja.
- mašina radi u praznom hodu - prinudne vibracije. Ove vibracije nastaju usled neke spoljašnje pobude, a ponašanje sistema zavisi od tipa te pobude (harmonijske sile, periodične sile koje nisu harmonijske, impulsne sile, itd.).
- mašina je u eksploataciji, na njoj se izvodi proces rezanja - samopobudne vibracije. Samopobudne vibracije predstavljaju najnepovoljniji tip vibracija, koje energiju za svoj nastanak i porast i promenu amplitude dobijaju iz samog procesa rezanja. Ove vibracije često dovode do nestabilnog rada mašine alatke. Ovaj tip vibracija se dalje neće razmatrati u ovoj disertaciji.

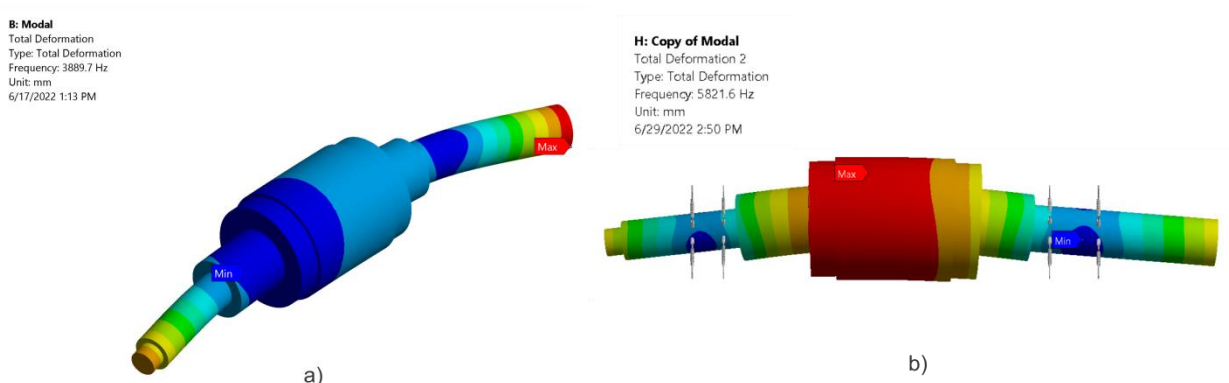
Na dinamičko ponašanje mašine alatke u toku obrade veliki uticaj ima ponašanje glavnog vretena. Zbog toga treba posvetiti pažnju modalnoj analizi glavnog vretena koja predstavlja proces kojim se određuju osnovni dinamički parametri (sopstvene frekvencije oscilovanja, prigušenje i oblici oscilovanja). Pri analizi dinamičkog ponašanja sklopa glavnog vretena, za diskretizaciju glavnog vretena korišćeni su isti elementi i isti broj elemenata kao i pri statičkoj analizi.

Modalni parametri su određeni za sledeće uslove: slobodno oslonjeno glavno vreteno, te uležišteno glavno vreteno. Pri numeričkoj analizi uležištenog glavnog vretena, oslonci su modelovani konačnim elementima kao i pri statičkoj analizi koji poseduje svojstva krutosti i prigušenja *COMBIN14* (Slika 5.36). Takođe, krutosti su određene na istovetan način kao i pri statičkoj analizi. Analiza dinamičkog ponašanja je rađena bez dejstva pobudne sile (modalna) i uz dejstvo pobudne sile na vrhu vretena (harmonijska), da bi za određene sopstvene frekvencije i zadatu pobudu bile definisane amplitudno frekventne karakteristike razmatranog glavnog vretena. Sila pobude je iznosila $220 [N]$, što odgovara sili pobudnog čekića pri eksperimentalnim ispitivanjima. Sila je zadata na vrhu vretena, dok su odzivi vretena posmatrani u tačkama 1, 2, 3, 4 i 5 (Slika 5.43). Posmatrane tačke odgovaraju pozicijama davača i pri eksperimentalnom ispitivanju. Prethodni uslovi opterećenja su važili i za slobodno oslonjeno i uležišteno glavno vreteno. Određivanje sopstvenih frekvencija i modalnih parametara za uležišteno glavno vreteno, vršeno je za tri vrednosti prednaprezanja (malo, srednje i veliko). Uticaj prednaprezanja je razmatran preko krutosti ležaja za pomenute vrednosti prednaprezanja.



Slika 5.43 Dinamički MKE model uležištenog glavnog vretena

Na slici 5.44 je prikazan prvi oblik oscilovanja slobodno oslonjenog i uležištenog glavnog vretena.



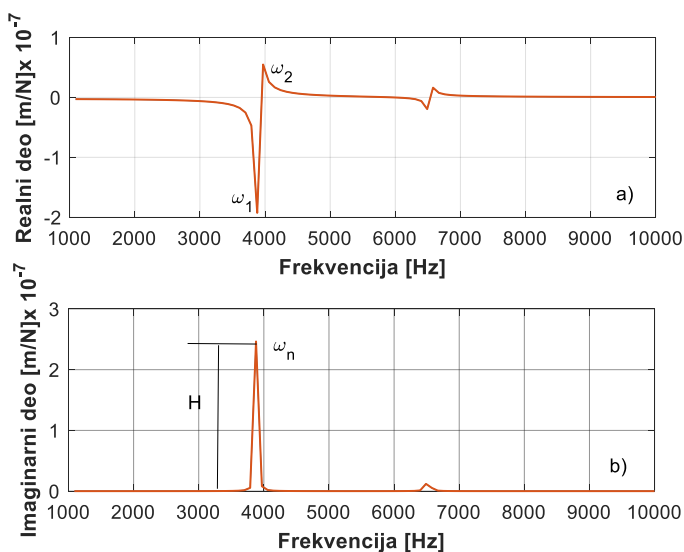
Slika 5.44 Prva sopstvena frekvencija i oblik oscilovanja: a) slobodno oslonjenog; b) uležištenog glavnog vretena

Definisana funkcija frekventnog odziva dobijena numeričkim modelom (Slika 5.45), odnosno njen realni i imaginarni deo, primenjuje se za izračunavanje modalnih parametara sistema modalne krutosti (k) i modalne mase (m) u obliku:

$$k = \frac{-I}{2\zeta H} \tag{5.95}$$

$$m = \frac{k}{\omega_n^2} \tag{5.96}$$

Oznake na prethodnim relacijama, odgovaraju oznakama na slici 5.45, pri čemu je ζ - koeficijent prigušenja



Slika 5.45 a) Realni; b) imaginarni deo funkcije frekventnog odziva u tački 1 za slobodno oslonjeno glavno vreteno

Pri matematičkom modelovanju dinamičkog ponašanja vrednosti koeficijenta, prigušenja su varirani u vrlo širokom rasponu od 0,003 do 0,3 za slučaj dejstva pobudne sile na vrhu vretena. Pri

eksperimentalnom ispitivanju vrednosti koeficijenta prigušenja su tačno izračunate primenom funkcije frekventnog odziva.

Pri određivanju uticaja temperature na sopstvene frekvencije motor-vretena i modalne parametre, toplotno opterećenje je definisano na osnovu rezultata iz toplotne analize preko toplotnog prednaprezanja, i time izazvanog povećanja krutosti ležaja.

6 Rezultati eksperimentalnih ispitivanja

Radi verifikacije razvijenog matematičkog modela i adekvatnijeg razumevanja uticaja određenih parametara sistema na toplotno-mehaničko ponašanje motor-vretena, izvršeno je eksperimentalno ispitivanje istog. O idealizacijama pri matematičkom modelovanju, kao i o eksperimentalnim uslovima, više je bilo reči u poglavljima broj 4 i broj 5. Takođe, napominje se da je u okviru pomenutih poglavlja kao i poglavlja broj 7, prikazan način obrade, interpretacija i diskusija pojedinih rezultata, pri čemu su predloženi mogući izvori grešaka pri matematičkom modelovanju i eksperimentalnom ispitivanju. Primenom opreme opisane u poglavlju broj 4, izvršeno je istovremeno merenje temperatura na kućištu u tri zone: prednjeg uležištenja, motora i zadnjeg uležištenja. Pored toga, vršeno je istovremeno merenje pomeranja u X i Y pravcu na vrhu glavnog vretena, kao i merenje vibracija u blizini prednjeg uležištenja.

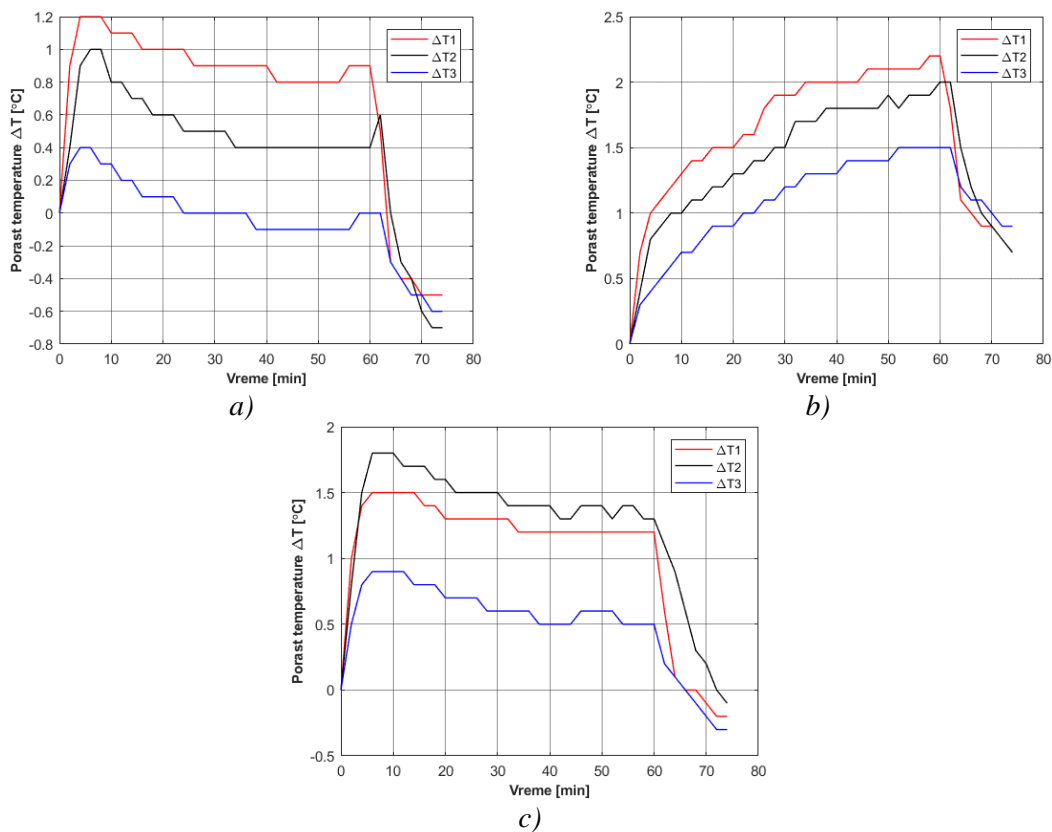
U okviru ovog poglavlja, biće prikazana samo analiza uticaja pojedinih parametara, kao što su: količina protoka rashladnog sredstva kroz kućište, vrsta rashladnog sredstva, količina protoka uljne magle za hlađenje i podmazivanje ležaja na toplotno-mehaničko ponašanje motor vretena.

Merenje temperatura izvršeno je za opseg brojeva obrtaja od $40000 [o/min]$ do $70000 [o/min]$. Pri eksperimentalnim merenjima, motor-vreteno je radilo u sledećim ciklusima: obrtanje glavnog vretena (zagrevanje do i nakon dostizanja stacionarnog stanja) $60 [min]$, zaustavljanje glavnog vretena (hlađenje) $15 [min]$. Ovakvi ciklusi simuliraju ispitivanje u eksploatacionim uslovima. Sprovedeno je više od 40 eksperimenata zbog poređenja sa regresionim jednačinama dobijenim planom eksperimenta, kao i zbog verifikovanja matematičkog modela. Radi smanjenja obima rada, u nastavku će biti prikazani samo pojedini rezultati. Radi razumljivije interpretacije rezultata, u nastavku će biti dati grafički prikazi porasta temperature, tj. promene temperature ΔT , za različite brojeve obrtaja iz definisanog opsega za različite protoke rashladnog fluida za hlađenje statora, i protoke uljne magle namenjene hlađenju i podmazivanju ležaja.

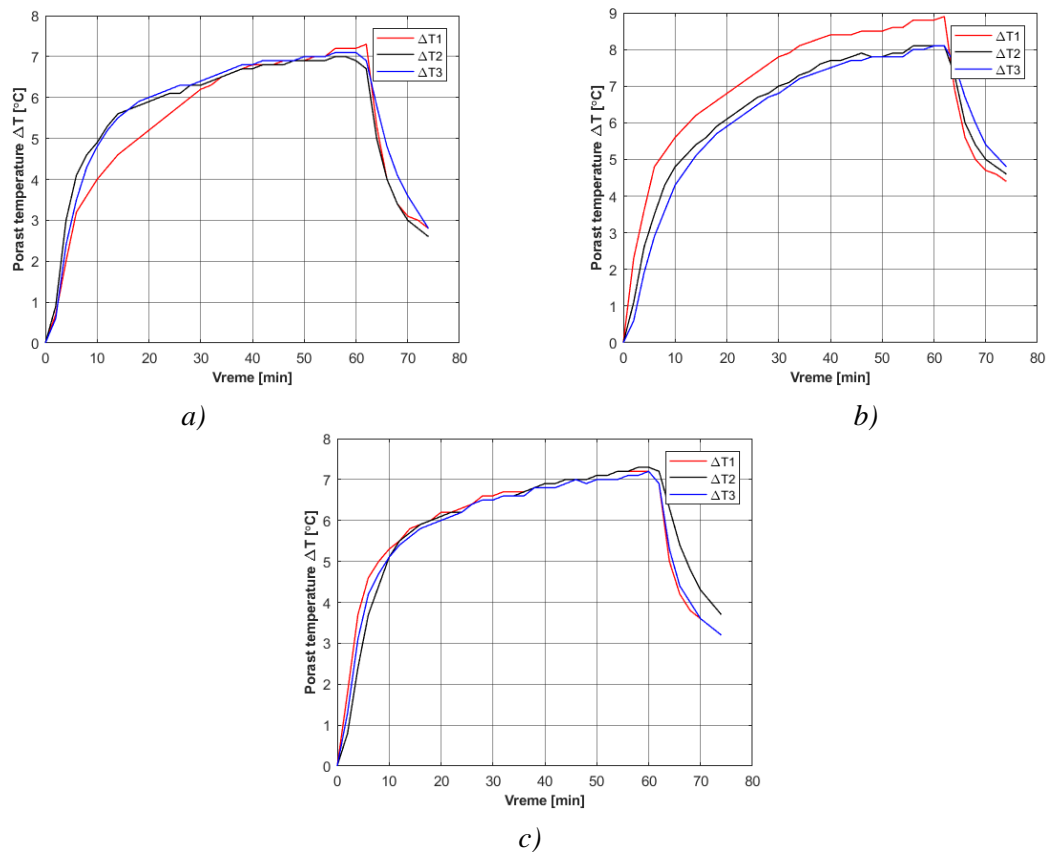
Kombinacijom eksperimentalnih rezultata, formirana je baza podataka koja je značajno obimna i interpretirana je u poglavlju broj 4, gde su predloženi pojedinačni i međusobni uticaji svih razmatranih faktora.

6.1 Uticaj količine protoka Q_k na temperaturno polje motor-vretena

Na slici 6.1, dat je prikaz promene temperatura T_1 , T_2 i T_3 , u zavisnosti od protoka, za sledeće uslove $n=40000 [o/min]$, $Q_l=235,2 [ml/h]$, pri čemu je rashladni fluid voda. Na slici 6.2 dat je prikaz iste promene, samo što je u ovom slučaju rashladni fluid ulje. U oba slučaja maksimalna vrednost promene temperature je pri $Q_k=5 [l/h]$, $\Delta T_1=2,2 [^{\circ}C]$ usled hlađenja vodom i $\Delta T_1=8,9 [^{\circ}C]$.

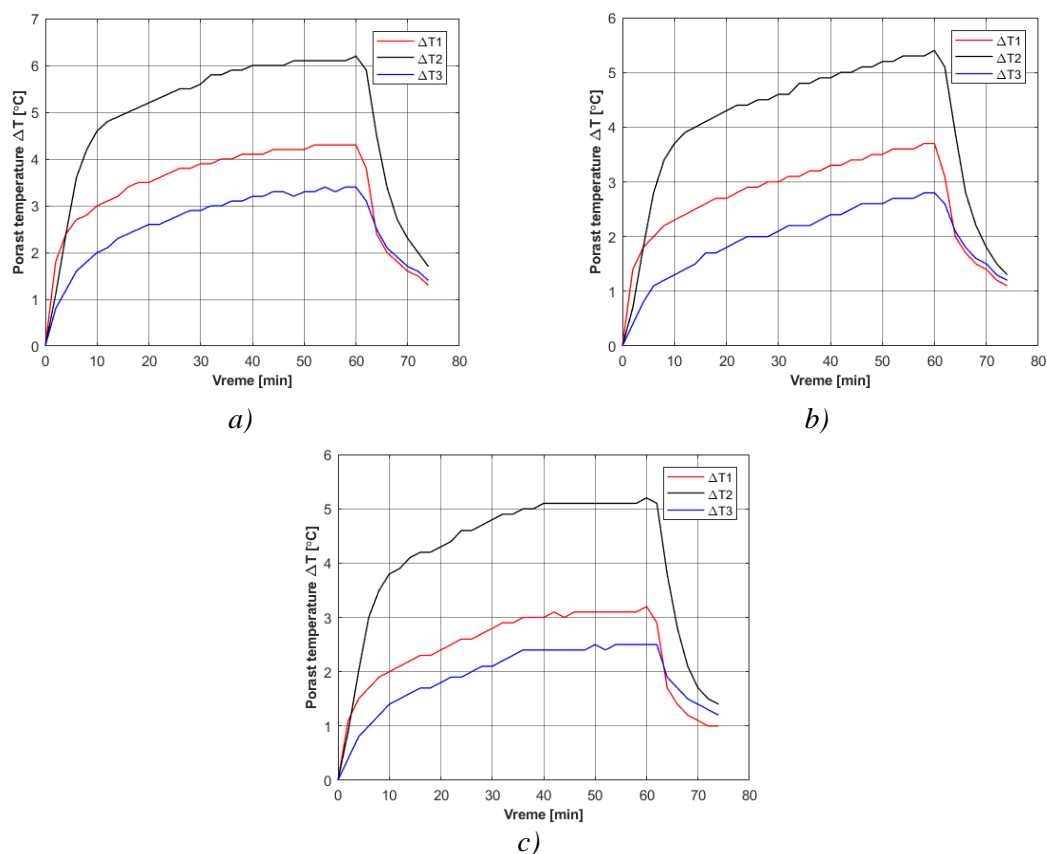


Slika 6.1 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid voda

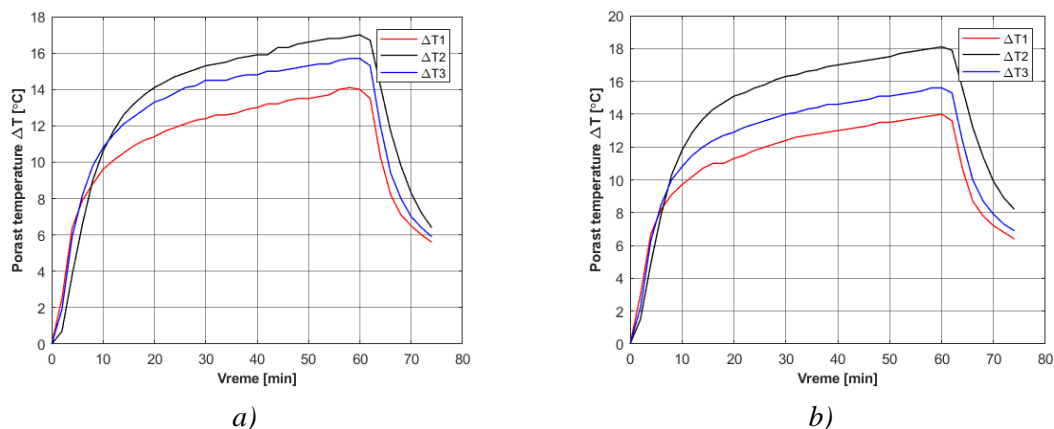


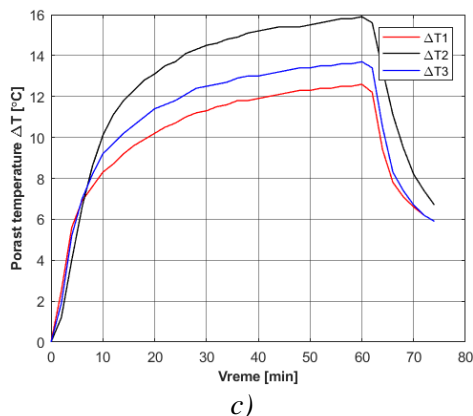
Slika 6.2 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid ulje

Kada je reč o promeni temperatura i rasporedu temperaturnih polja pri maksimalnom broju obrtaja, situacija je malo drugačija. Na slici 6.3, dat je prikaz promene temperatura T_1 , T_2 i T_3 , u zavisnosti od protoka, za sledeće uslove $n=7000$ [o/min], $Q_l=235,2$ [ml/h], a rashladni fluid je voda. Pri obrtanju vretena maksimalnim brojem obrtaja, najveća temperatura se javlja na kućištu u zoni statora. To se može objasniti, tako što se u tim uslovima javlja najveći intenzitet električne struje, samim tim i najveći otpor. Samim tim temperatura na statoru ima veći intenzitet nego u zoni uležištenja. U tri, od četiri slučaja koja su navedena, najveći intenzitet promene temperature se javlja kada je protok $Q_k=5$ [l/min]. I ako je to srednja vrednost, prema rezultatima eksperimenta, ona predstavlja nepovoljan protok.



Slika 6.3 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid voda

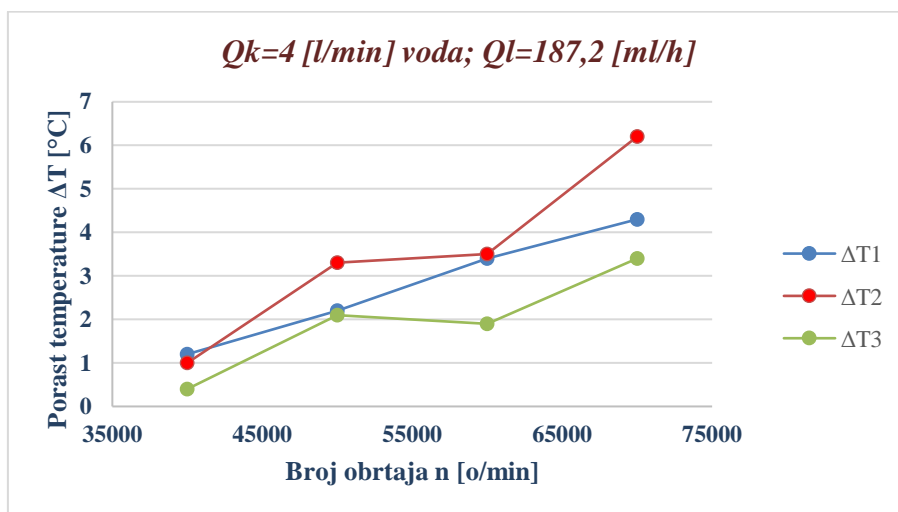




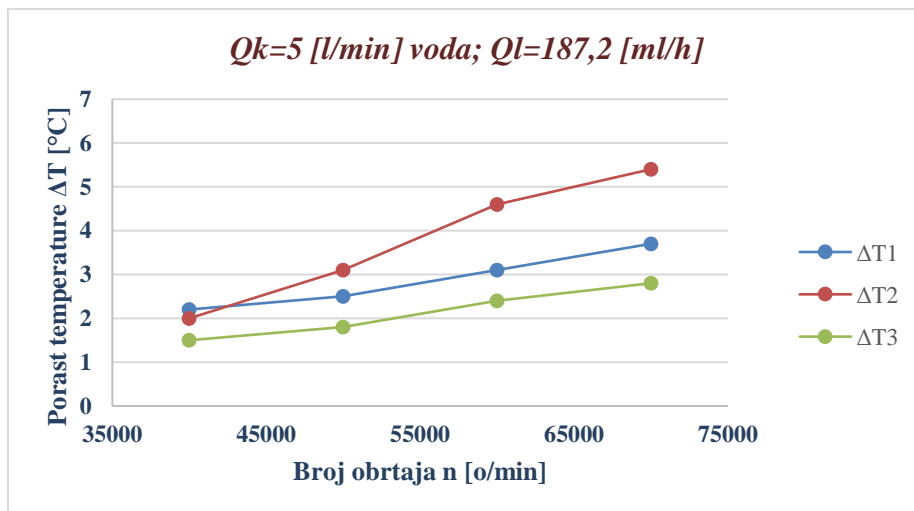
Slika 6.4 Promena temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 tokom vremena za a) $Q_k=4$ [l/min], b) $Q_k=5$ [l/min], c) $Q_k=6$ [l/min], rashladni fluid ulje

6.2 Uticaj broja obrtaja na temperaturno polje motor-vretna

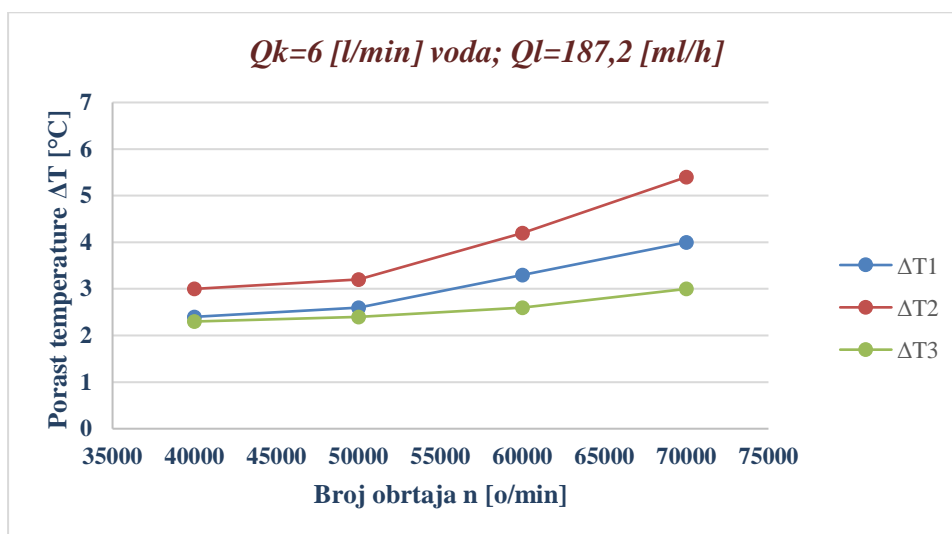
U nastavku će biti dat grafički prikaz uticaja broja obrtaja na promenu temperature motor-vretna, za različite protoke Q_k . Prikazi promene temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 , pri konstantnom protoku uljne magle, za četiri različita broja obrtaja (Slika 6.5 do Slika 6.7).



Slika 6.5 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=4$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]



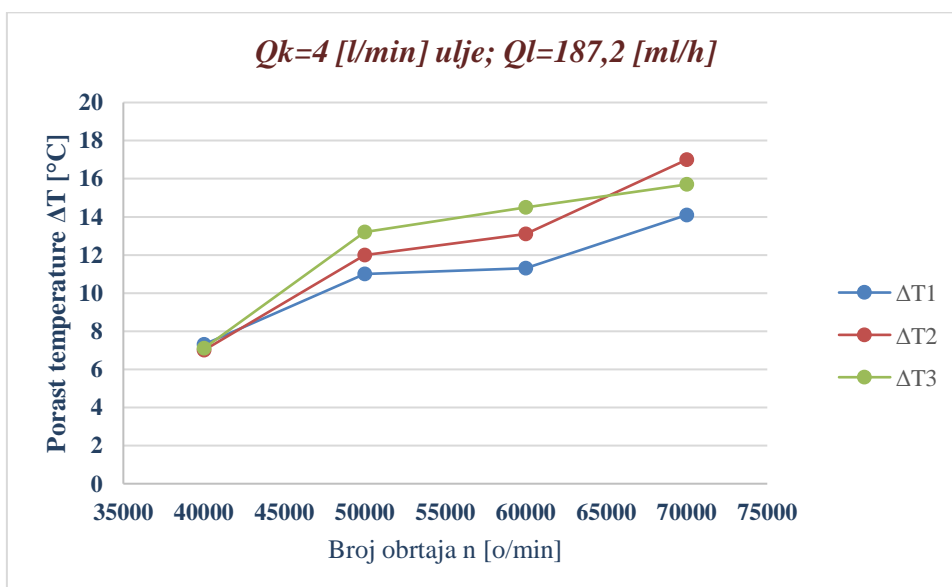
Slika 6.6 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=5$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]



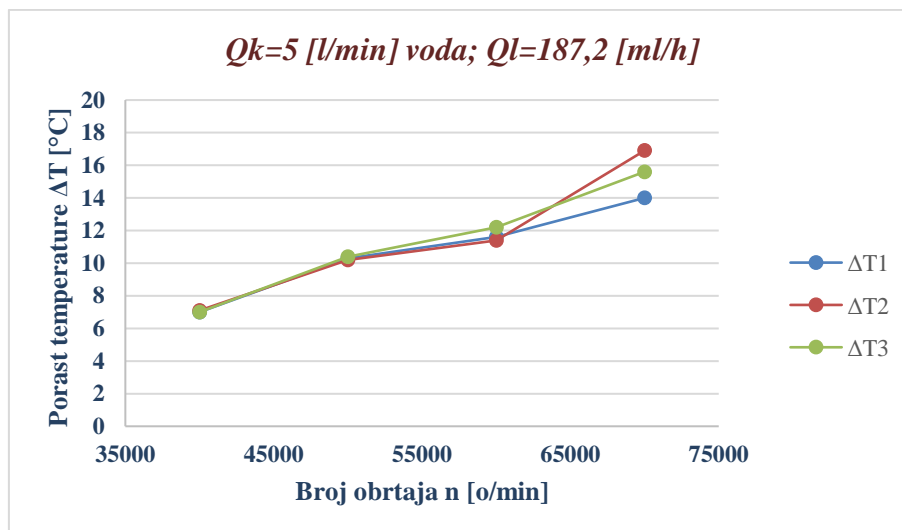
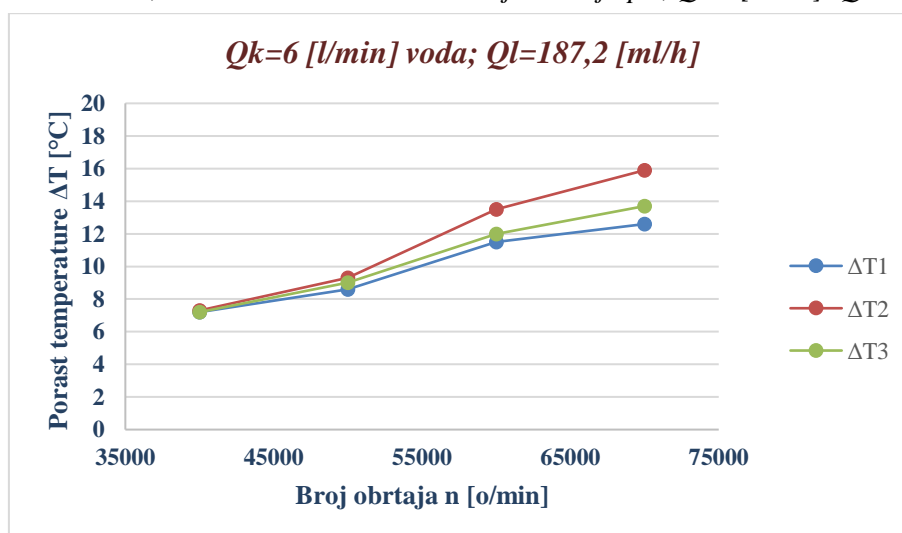
Slika 6.7 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od n pri, $Q_k=6$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]

Sa prethodno prikazanih dijagrama, uočljivo je da usled minimalne vrednosti protoka $Q_k=4$ [l/min], temperaturni gradijent ΔT_2 ima najveći porast i da iznosi $\Delta T_2=6.1$ [°C] (Slika 6.5), zatim da je nešto manji kod $Q_k=5.5$ [l/min] i da iznosi $\Delta T_2=3,4$ [°C] (Slika 6.10), kao i da je najmanji pri protoku $Q_k=6$ [l/min] i da iznosi $\Delta T_2=5.1$ [°C] (Slika 6.7). Slično prethodnom, grafički je ilustrovan uticaj protoka za hlađenje motora, pri čemu je rashladni fluid ulje (Slika 6.12 do Slika 6.14). Na slikama se vidi, da je za sva tri protoka promena temperature vrlo slična. Međutim, treba napomenuti da je u poglavlju broj 5, broj obrtaja određen kao signifikantan faktor, što se može konstatovati i sa sledećih dijagrama.

Kada je reč o hlađenju motora vodom, uočljivo je da ΔT_2 opet ima najveći porast gradijenta temperature. Za minimalne vrednosti protoka ulja $Q_k=4$ [l/min], zapaža se da promena temperature iznosi $\Delta T_2=17$ [°C] (Slika 6.12), zatim da je nešto manja kod $Q_k=5$ [l/min] i da iznosi $\Delta T_2=16.5$ [°C] (Slika 6.13), a da je najmanja je pri protoku $Q_k=6$ [l/min] i da iznosi $\Delta T_2=16$ [°C] (Slika 6.14).



Slika 6.8 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=4$ [l/min] i $Q_l=187,2$ [ml/h]

Slika 6.9 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=5$ [l/min]i $Q_l= 187,2$ [ml/h]Slika 6.10 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja pri, $Q_k=6$ [l/min]i $Q_l= 187,2$ [ml/h]

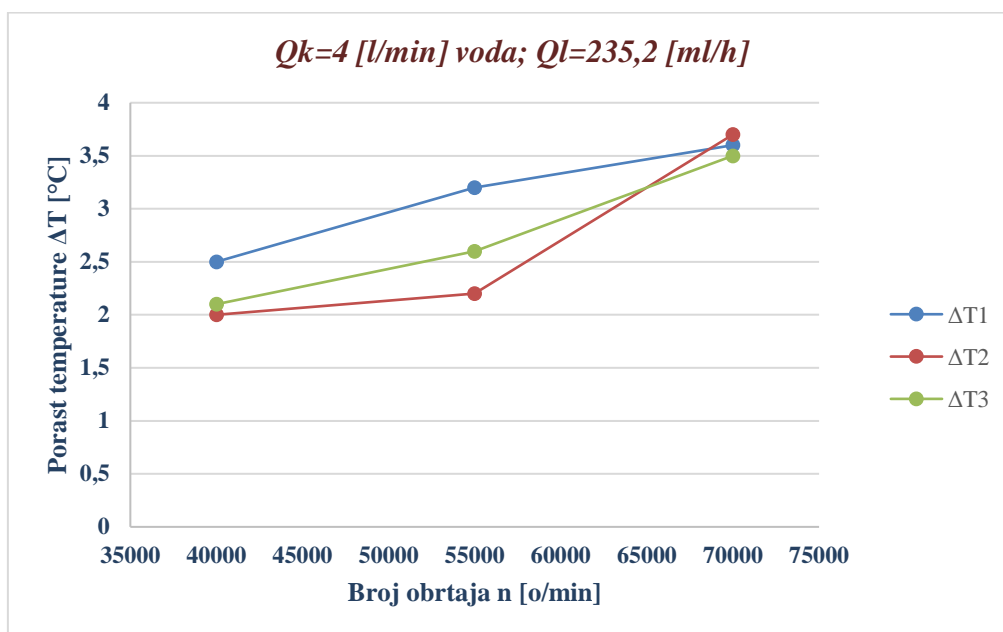
Na kraju, može se zaključiti da količina protoka rashladnog fluida ima uticaj na temperaturno polje, tako što povećanje protoka uzrokuje smanjenje maksimalnih temperatura.

6.3 Uticaj vrste rashladnog fluida na temperaturno polje motor-vretena

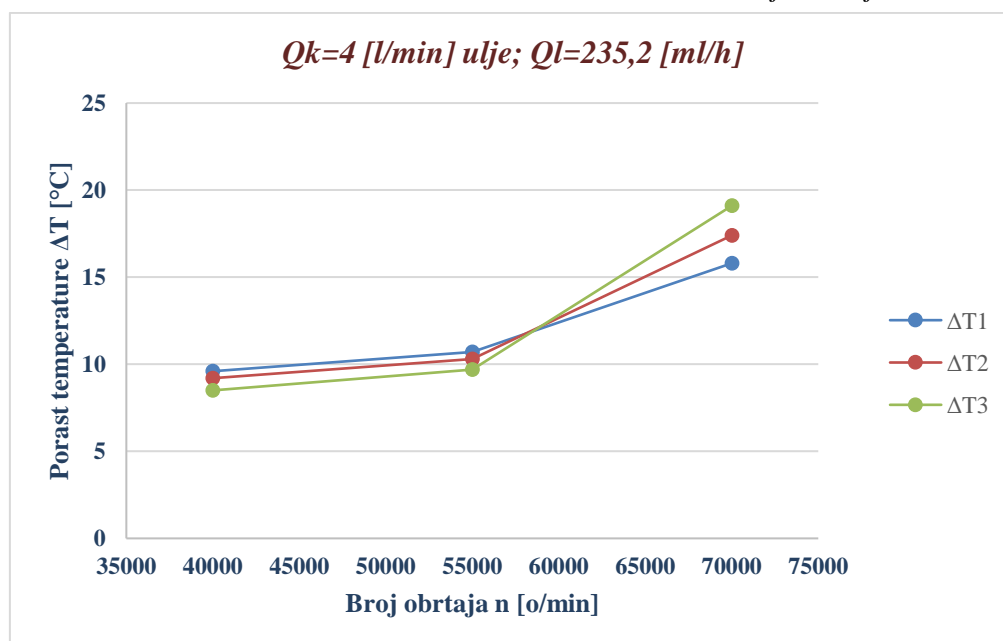
Sledeći faktor koji je variran je vrsta rashladnog fluida. Na slikama 6.11 i 6.12, dati su prikazi promene temperatura ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 , pri konstantnom protoku rashladnog fluida i konstantnom protoku uljne magle, za tri različita broja obrtaja. Kod obe vrste fluida za hlađenje motora, evidentan je porast sve tri merene temperature, a najizraženiji je kod ΔT_2 , pri hlađenju vodom iznosi $\Delta T_2=3.6$ [°C] (Slika 6.11), a pri hlađenju uljem $\Delta T_3=16$ [°C] (Slika 6.12).

Ovde treba napomenuti da je vrsta rashladnog fluida najuticajnija na promenu temperaturnog polja. Sa dijagrama na slikama 6.1a i 6.2a se vidi drastična razlika u promenama temperature pri hlađenju kućišta vodom i uljem. Na prvi pogled je vidljivo, da pri hlađenju vodom (Slika 6.1a), gradijent temperature ima manji porast u odnosu na hlađenje uljem (Slika 6.2a). U prvom slučaju, maksimalna vrednost promene temperature je $\Delta T_{max}= 1,2$ [°C], za temperaturu T_1 , dok je u drugom slučaju tj. pri hlađenju uljem, $\Delta T_{max}= 7,3$ [°C]. Na minimalno razmatranom broju obrtaja pri

hlađenju vodom, temperaturni gradijent ima pad, odnosno voda u datim uslovima odvodi više toplote nego što se generiše u strukturi motor-vretena.



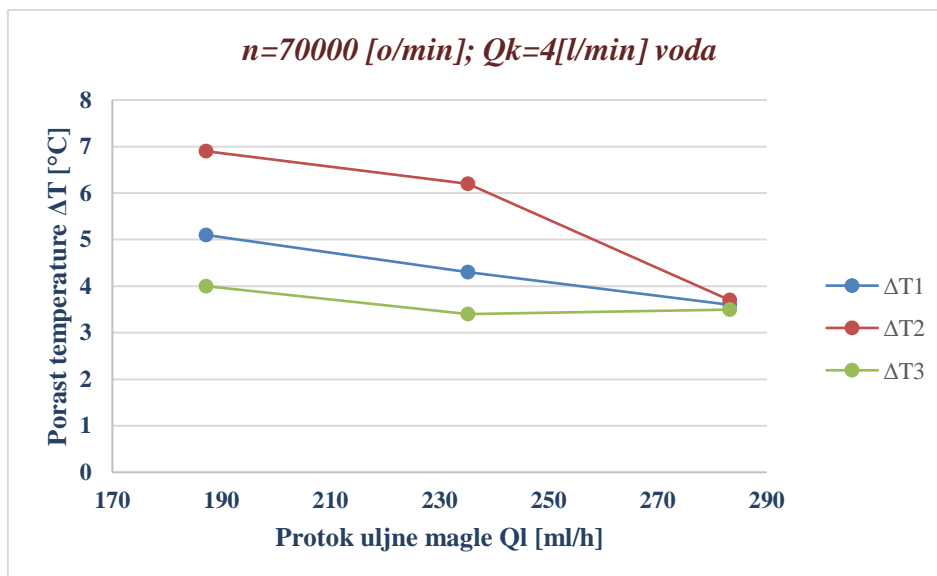
Slika 6.11 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja



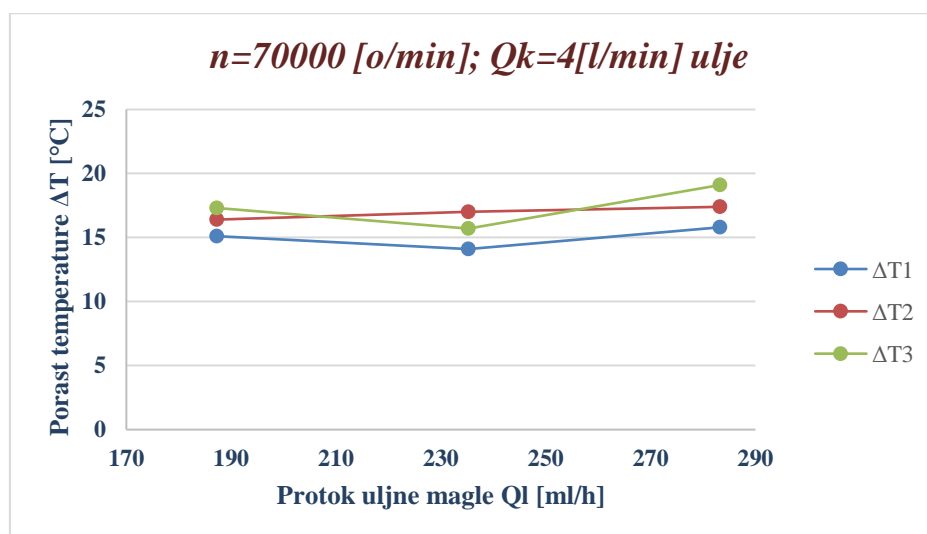
Slika 6.12 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od broja obrtaja

6.4 Uticaj količine protoka uljne magle Q_l na temperaturno polje motor-vretena

Zapremina ulja koja se unese u ležaje putem uljne magle, varirana je kroz tri vrednosti: 187,2[ml/h]; 235,2 [ml/h] i 283,2[ml/h], dok je protok vazduha iznosio 50 [l/min]. Broj obrtaja motor-vretena pri ovoj analizi je bio konstantan $n=70000$ [o/min], a protok rashladnog fluida na 4 [l/min]. Povećanje temperature je variralo sa različitim zapreminama ulja u uljnoj magli po ciklusu. Kada je vršeno hlađenje motora vodom, sa povećanjem količine ulja u mešavini sa vazduhom, sve tri merene temperature imaju tendenciju opadanja (Slika 6.13). Najveća razlika se javlja kod ΔT_2 , i iznosi $\Delta T_2=3,2$ [°C].

Slika 6.13 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od Q_l

Kada je reč o hlađenju motora uljem, povećanje količine ulja u mešavini sa vazduhom izaziva manje promene za sve tri merene temperature (Slika 6.13). Najveća promena se javlja kod temperature ΔT_3 i iznosi $\Delta T_3=1,8$ [°C]. Promene ΔT_1 i ΔT_2 se kreću od 1 [°C] do 0.8 [°C], tako da se može konstatovati da promena Q_l pri hlađenju uljem nema značajnog uticaja, što se takođe slaže za rezultatima iz prethodnog poglavlja.

Slika 6.14 Promena ΔT_1 , ΔT_2 i ΔT_3 u zavisnosti od Q_l

6.5 Identifikacija toplotno-elastičnog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena

Analizom rezultata elastičnog ponašanja, obuhvaćene su interpolirane vrednosti pomeraja na vrhu glavnog vretena. Numerički prikaz rezultata sadrži pomeraje u stacionarnom temperaturnom stanju u vertikalnoj i horizontalnoj ravni, pri svakom broju obrtaja i za različite protoke fluida kroz kućište. U tabeli 1 je prikazano pomeranje vrha vretena usled toplotnih opterećenja, određeno eksperimentalnim ispitivanjima pri $Q_k = 4$ [l/min], dok su za protoke od 5 [l/min] i 6 [l/min] ista pomeranja prikazana u tabeli 6.2 i 6.3. Na slikama 6.15 i 6.16 su prikazane

promene pomeranja vrha vretena tokom vremena, za različite brojeve obrtaja pri hlađenju kućišta uljem i vodom.

Na osnovu prikazanih tabela i dijagrama, može se zaključiti da povećanje protoka utiče na pomeraje vrha vretena. Pomeraji u radijalnom pravcu (vertikalnoj ravni) kod $Q_k = 4 [l/min]$ su za 1 [%] do 4 [%] veći nego kod $Q_k = 5 [l/min]$, odnosno, 1 [%] do 10 [%] veći nego kod $Q_k = 6 [l/min]$, pri čemu se razlika povećava povećanjem broja obrtaja. Tip sredstva za hlađenje značajno utiče na pomeranje vrha vretena. Pri hlađenju kućišta vodom, pomeranja u aksijalnom i radijalnom pravcu su za 9 [%] do 29 [%] manja u odnosu kada je vršeno hlađenje kućišta uljem.

Tabela 6.1 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k=4[l/min]$

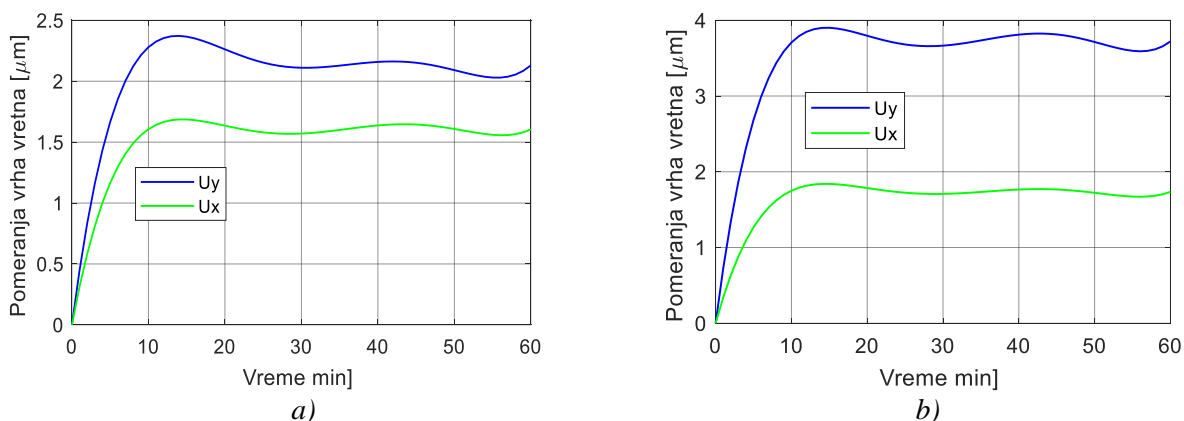
n [o/min]	Hlađenje kućišta uljem		Hlađenje kućišta vodom	
	X [μm]	Y [μm]	X [μm]	Y [μm]
40000	1,67	2,11	1,60	1,93
50000	1,70	2,40	1,69	2,29
60000	2,53	2,67	2,01	2,44
70000	2,94	3,66	2,38	3,41

Tabela 6.2 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k=5[l/min]$

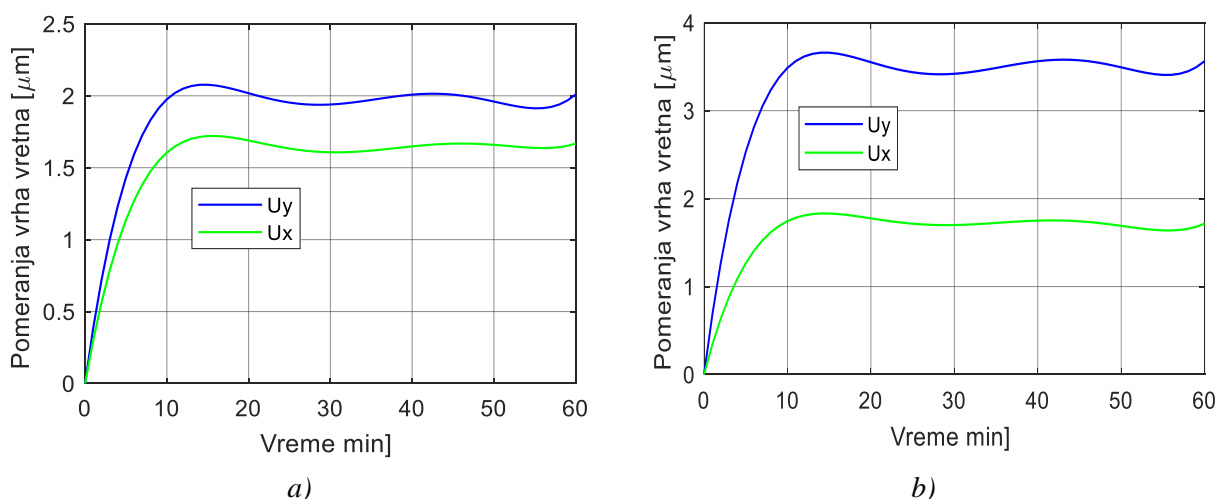
n [o/min]	Hlađenje kućišta uljem		Hlađenje kućišta vodom	
	X [μm]	Y [μm]	X [μm]	Y [μm]
40000	1,65	1,96	1,58	1,91
50000	1,67	2,36	1,73	2,32
60000	2,43	2,60	2,0	2,46
70000	2,82	3,66	2,37	3,43

Tabela 6.3 Toplotna pomeranja tačke na vrhu vretena određena eksperimentalnim ispitivanjem pri $Q_k= 6 [l/min]$

n [o/min]	Hlađenje kućišta uljem		Hlađenje kućišta vodom	
	X [μm]	Y [μm]	X [μm]	Y [μm]
40000	1,61	1,94	1,58	1,94
50000	1,77	2,31	1,68	2,29
60000	2,15	2,57	1,97	2,41
70000	2,46	3,51	2,26	3,41



Slika 6.15 Prikaz zavisnosti pomeraja na vrhu vretena tokom vremena za $Q_k = 4 [l/min]$ pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta uljem



Slika 6.16 Prikaz zavisnosti pomeraja na vrhu vretena tokom vremena za $Q_k = 4$ [l/min] pri: a) $n = 40000$ [o/min]; b) $n = 70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta vodom

6.6 Identifikacija dinamičkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena

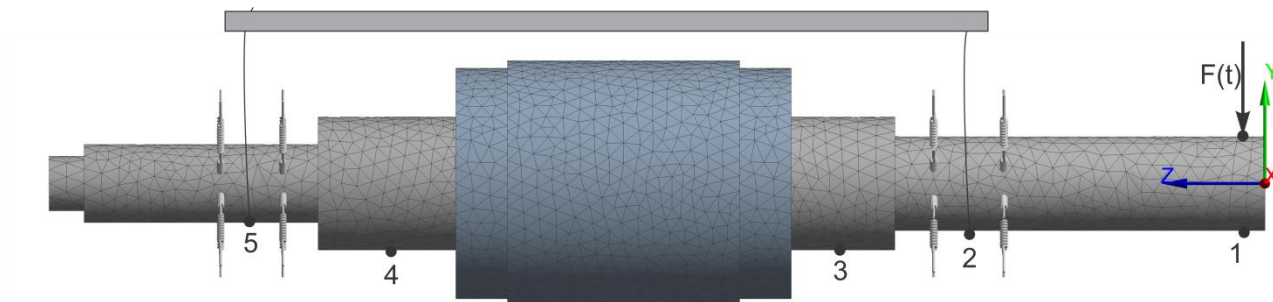
6.6.1 Analiza sopstvenih frekvencija i modova oscilovanja

Amplitudno frekventna karakteristika je snimana tačka po tačka u frekventnom području od 0 do 10000 [Hz]. U svakoj mernoj tački, održavana je konstantnom amplituda pobudne sile od 220 [N], pri čemu je merena amplituda ubrzanja. Snimanje frekventnih karakteristika, sem na vrhu vretena (merna tačka 1), izvršeno je i na mestu prednjeg uležištenja (merna tačka 2) između prednjeg uležištenja i rotora (merna tačka 3), između rotora i zadnjeg uležištenja (merna tačka 4), i na mestu zadnjeg uležištenja (merna tačka 5) kao što je prikazano na slici 6.17. Na osnovu rezultata merenja, konstatovano je da su sopstvene frekvencije u posmatranom opsegu daleko jedna od druge, tj. da se vrhovi amplitudno frekventnih karakteristika ne preklapaju $f_{o_i} - f_{o_{i-1}} \gg \Delta f_i + \Delta f_{i-1}$, pa se oscilatorni sistem na svakoj sopstvenoj frekvenciji može predstaviti modelom sistema sa jednim stepenom slobode [4]. Vrednosti sopstvenih frekvencija tačnije se mogu odrediti iz zavisnosti imaginarnog dela amplitudno-fazne karakteristike od frekvencije, jer je izraženija vrednost vrha amplitude, dok se vrednosti prigušenja mogu odrediti iz zavisnosti realnog dela amplitudno-fazne karakteristike (Slika 6.18). U ovom slučaju se vrednost relativnog koeficijenta prigušenja se određuju preko relacije 4.4 (Poglavlje 4). Pored toga, u literaturi se koristi i širina vrha rezonantne krive na visini $\alpha = \sqrt{2} / 2$ ("metod $\sqrt{2}$ "), da bi se odredio koeficijent prigušenja prema relaciji:

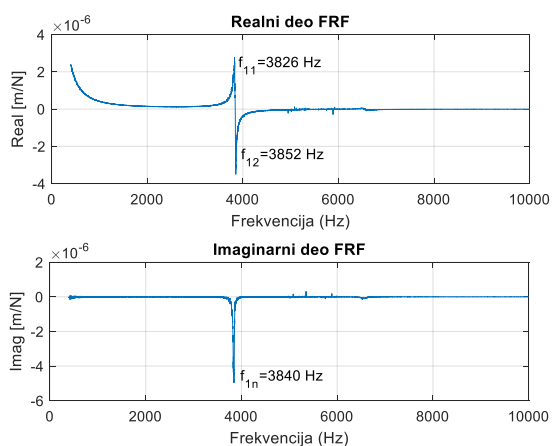
$$\xi_2 = \frac{\Delta f}{2f_r} \quad 6.1$$

gde Δf predstavlja razliku frekvencija na visini krive $(2)^{1/2}/2$, dok je f_r maksimalna vrednost frekvencije (Slika 6.19). Vrednosti sopstvenih frekvencija i koeficijenta relativnog prigušenja određene prema prethodno opisanim metodama, prikazane su u tabeli 6.4.

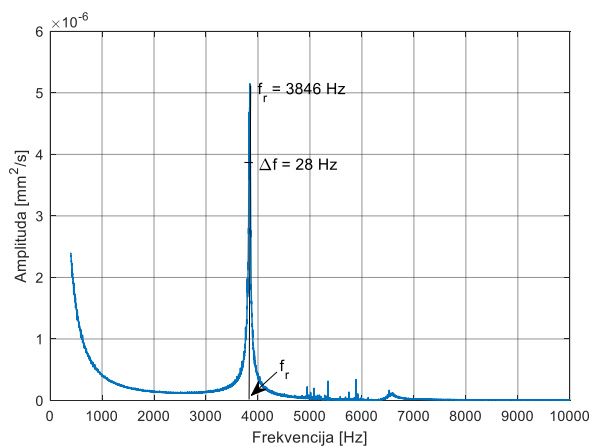
U tabeli 6.5 su prikazani ostali modalni parametri određeni preko funkcije frekventnog odziva, prikazani u četvrtom poglavlju.



Slika 6.17 Merne tačke pri eksperimentalnom određivanju sopstvenih frekvencija i modalnih parametara.



Slika 6.18 Zavisnost realnog (a) i imaginarnog (b) dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 1



Slika 6.19 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 1

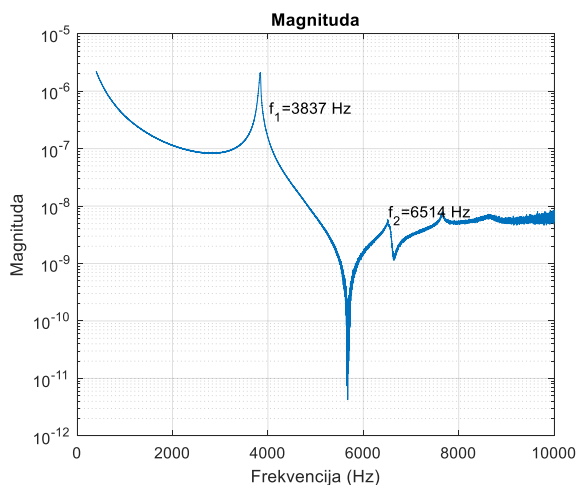
Tabela 6.4 Vrednosti sopstvenih frekvencija i koeficijenta relativnog prigušenja

Merma tačka 1	
f_r [Hz]	3846
f_{11} [Hz]	3826
f_{12} [Hz]	3852
f_{1n} [Hz]	3840
ξ_1 [-]	0,003386
ξ_2 [-]	0,003251

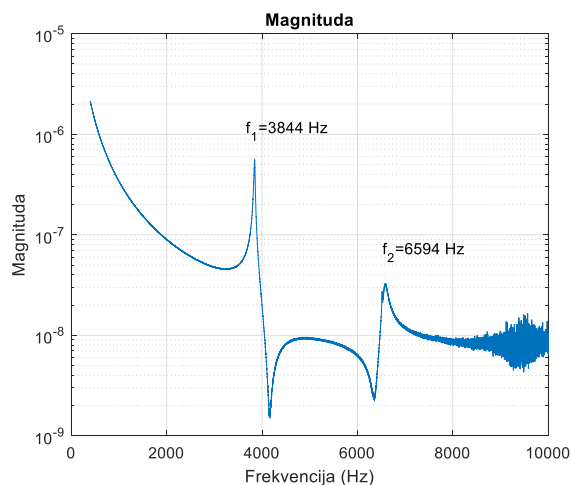
Tabela 6.5 Ostali modalni parametri za $\xi_1 = 0.003386$

	Modalni parametri	
	$k = [N/\mu m]$	$m [kg]$
Merna tačka 1	30,8	0,206

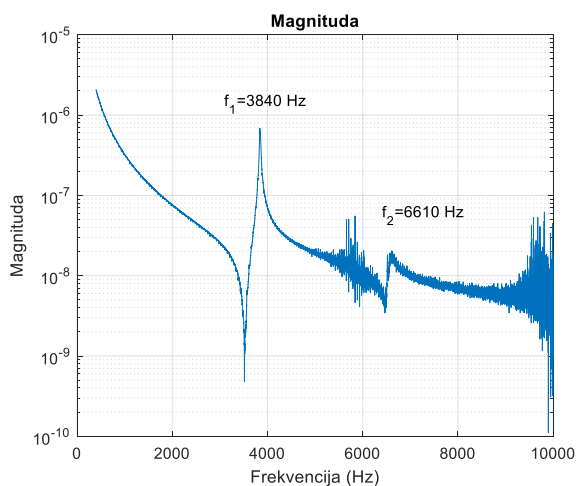
Na slikama 6.20 do 6.23 su prikazani amplitudno frekventne karakteristike za ostale razmatrane tačke na motor-vretenu.



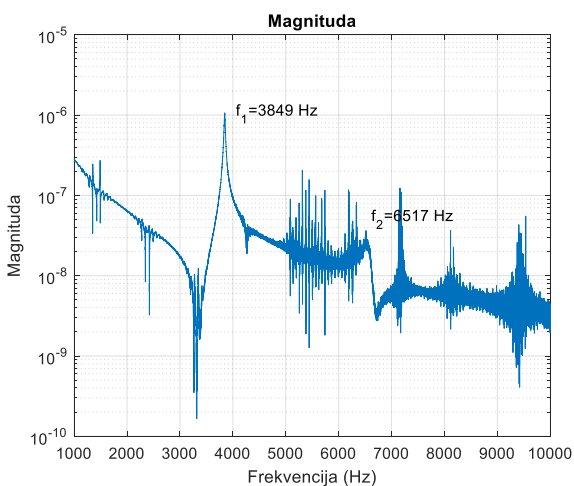
Slika 6.20 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 2



Slika 6.21 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 3

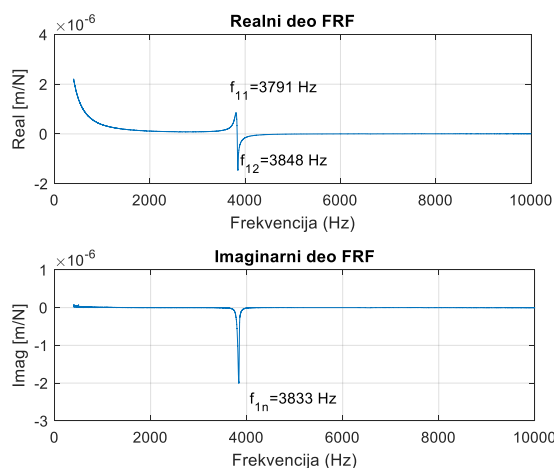


Slika 6.22 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 4

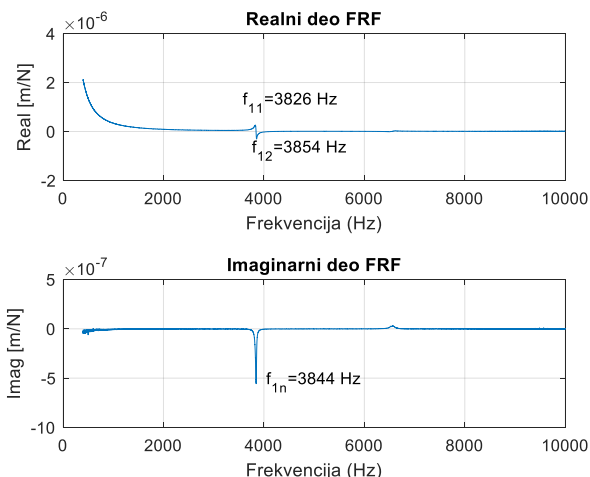


Slika 6.23 Amplitudno - frekventna karakteristika razmatranog vretena u mernoj tački 5

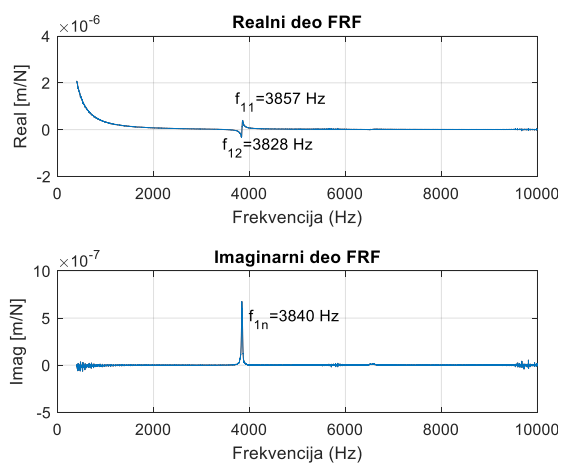
Od slike 6.24 do slike 6.27 su prikazani realni i imaginarni deo amplitudno fazne karakteristike, za razmatrane merne tačke na motor-vretenu.



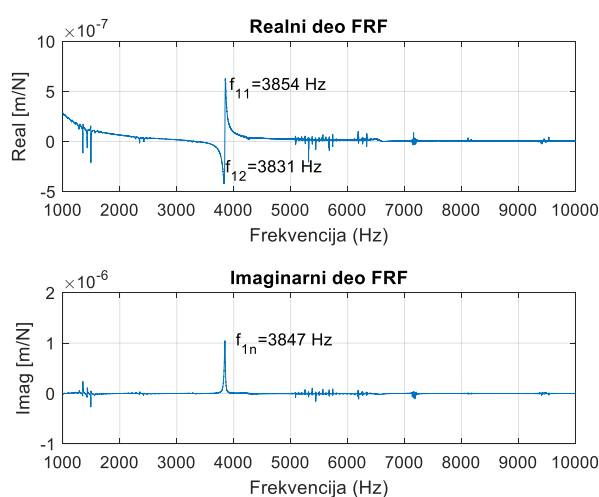
Slika 6.24 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 2



Slika 6.25 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 3



Slika 6.26 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 4

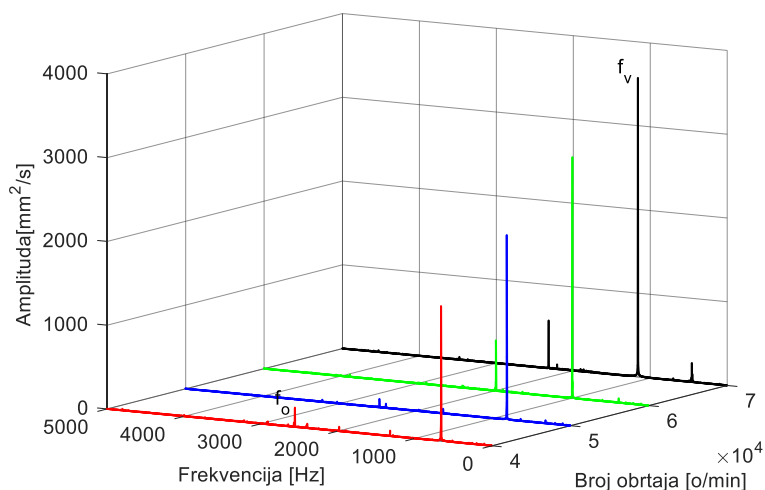


Slika 6.27 Zavisnost realnog i imaginarnog dela amplitudno fazne karakteristike razmatranog vretena u mernoj tački 5

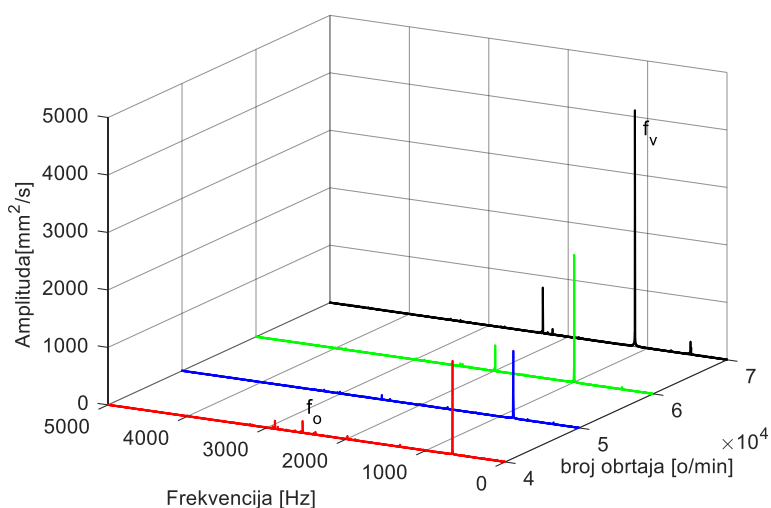
6.6.2 Analiza frekvencija obrtanja elemenata motor-vretena

Analiza uticaja broja obrtaja i temperatura na amplitude i frekvencije obrtanja elemenata motor/vretena, sprovedena je za različite broje obrtaja i protoke fluida kroz kućište, kao i protoke uljne magle kroz ležaje. Zbog velikog broja podataka, ovde će biti prikazani rezultati pri protoku $Q_k = 4 [l/min]$ i $Q_l = 235,2 [ml/h]$. Pri analizi su posmatrane frekvencije obrtanja vretena (f_v), frekvencija spoljašnjeg prstena (f_o), frekvencija kotrljajnih tela (f_b) i frekvencija kaveza (f_c). Pored toga, analizirane su i amplitude oscilovanja na pomenutim frekvencijama. Posmatrane frekvencije elemenata ležaja, kao i amplitude oscilovanja odnose se na prednje uležištenje jer su promene dominantne u odnosu na zadnje uležištenje. Ovde treba napomenuti da je frekvencija i amplituda unutrašnjeg prstena posmatrana samo na $n = 40000 [o/min]$, jer na ostalim brojevima obrtaja pomenuta frekvencija prelazi $5000 [Hz]$. Naime, pri snimanju podataka sa davača ubrzanja frekvencija semplovanja je iznosila $f_s = 10000 [Hz]$, odnosno, u frekventnom domenu se u tom slučaju posmatraju frekvencije do $5000 [Hz]$ ($f_s/2$). Na slikama 6.28 i 6.29 je prikazana promena

amplitude ubrzanja na osnovnoj frekvenciji obrtanja vretena za različite brojeve obrtaja $Q_k = 4$ [l/min]. Sa prikazanih slika se vidi da amplitude ubrzanja frekvencije obrtanja vretena (f_v) raste sa porastom broja obrtaja. Maksimalna amplituda ubrzanja iznosi 3600 [mm/s²] za $n=70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta uljem, dok maksimalna amplituda ubrzanja na frekvenciji obrtanja vretena za isti broj obrtaja pri hlađenju kućišta vodom iznosi oko 4100 [mm/s²]. Pri hlađenju kućišta uljem temperature na elementima sklopa motor-vretena su više za 1.5 do 3 puta, pri čemu su amplitude ubrzanja na frekvenciji obrtanja vretena manje za oko 2 do 13 [%], u zavisnosti od broja obrtaja.



Slika 6.28 Promena amplitude ubrzanja na osnovnoj frekvenciji obrtanja vretena u frekventnom domenu, pri hlađenju kućišta uljem



Slika 6.29 Promena amplitude ubrzanja na osnovnoj frekvenciji obrtanja vretena u frekventnom domenu, pri hlađenju kućišta vodom

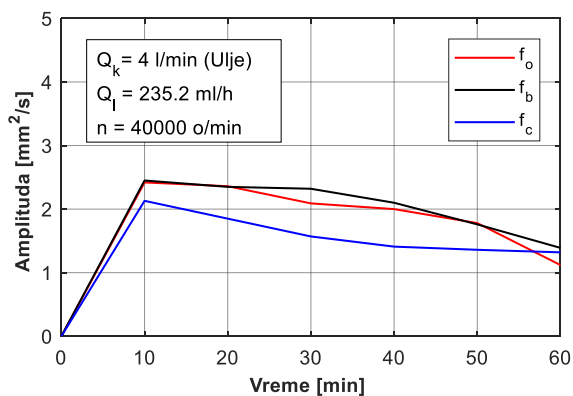
U tabeli 6.6 su prikazane frekvencije i amplitude ubrzanja na elementima ležaja za različite brzine obrtanja, u stacionarnom toplotnom stanju. Na osnovu prikazane tabele, može se konstatovati da frekvencije elementa ležaja i amplitude ubrzanja rastu sa povećanjem broja obrtaja. Amplitude ubrzanja rastu povećanjem broja obrtaja, kao posledica povećanja sila inercije koje deluju na kotrljajna tela. Međutim, ako se posmatraju frekvencije obrtanja elemenata ležaja i amplitude ubrzanja na tim frekvencija pri hlađenju kućišta uljem i vodom, može se konstatovati da pri hlađenju kućišta uljem, frekvencija spoljašnjeg prstena iznosi $f_o = 2547$ sa amplitudom ubrzanja $A_o = 2.36$ [mm²/s], pri $n=40000$ [o/min]. Za isti broj obrtaja, pri hlađenju kućišta vodom,

frekvencija spoljašnjeg prstena iznosi $f_o = 2545$ sa amplitudom ubrzanja $A_o = 3.89$ [mm^2/s]. Pri hlađenju kućišta uljem, temperature na prednjem uležištenju su više za 2 do 3 puta, dok su amplitude ubrzanja na frekvenciji spoljašnjeg prstena manje za oko 34 do 64 [%], na frekvenciji kotrljajnih tela su manje za oko 22 do 69 [%] i na frekvenciji kaveza su manje oko 1.5 do 2 puta u zavisnosti od broja obrtaja. S druge strane, frekvencije elemenata ležaja rastu sa porastom temperature za oko 1 do 9 [Hz], u zavisnosti od broja obrtaja. Prema literaturnim podacima, povećanjem temperature smanjuje se amplituda oscilovanja, dok dolazi do povećanja frekvencija.

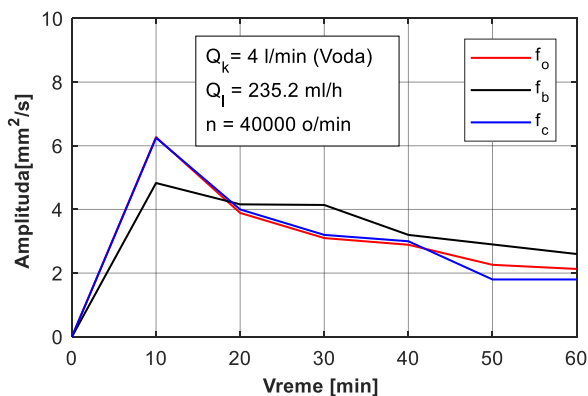
Tabela 6.6 Frekvencije i amplitude ubrzanja na elementima ležaja za različite brzine obrtanja u stacionarnom toplotnom stanju pri $Q_k = 4$ [l/min]

Tip hlađenja	Broj obrtaja [o/min]	Spolj. prsten		Unut. prsten		Kotrlj. tela		Kavez	
		f_o [Hz]	A_o [mm^2/s]	f_i [Hz]	A_i [mm^2/s]	f_b [Hz]	A_b [mm^2/s]	f_c [Hz]	A_c [mm^2/s]
Ulje	40000	2547	2,36	4068	2,29	1317	2,45	253	1,85
	50000	3180	2,63	-	-	1641	3,46	312	1,98
	60000	3824	2,78	-	-	1974	3,51	378	2,33
	70000	4463	3,64	-	-	2311	3,89	441	2,84
Voda	40000	2545	3,89	4067	3,36	1315	4,16	249	3,02
	50000	3179	3,97	-	-	1638	4,23	311	3,87
	60000	3818	4,01	-	-	1970	4,33	375	4,91
	70000	4461	4,89	-	-	2302	5,56	440	5,1

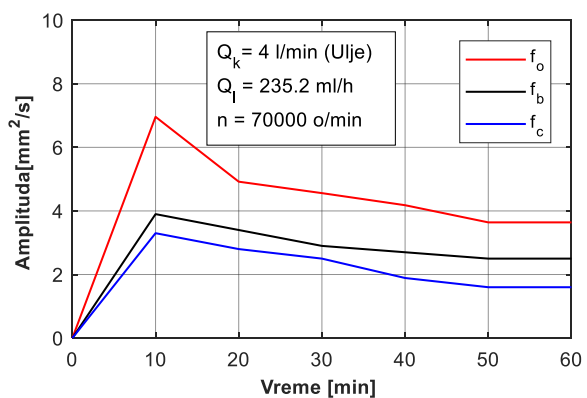
Promena amplitude oscilovanja na frekvencijama elemenata ležaja tokom vremena, za različite brojeve obrtanja pri hlađenju kućišta uljem i vodom je prikazana na dijagramima od slike 6.30 do 6.33. Sa prikazanih dijagrama, vidi se da promena amplitude prati promenu temperature. U početnim vremenskim trenucima, amplituda vibracija raste zato što se temperatura nije ravnomerno raspodelila na elemente motor-vretena, pa sile inercije ležaja imaju dominantan uticaj. Međutim, ulaskom u stacionarno stanje, uticaj temperature na elemente ležaja je veći, pa dolazi do pada amplituda oscilovanja, koje nakon određen vremenskog intervala skoro imaju konstantnu vrednost, odnosno njihova promena je ispod 1 [%].



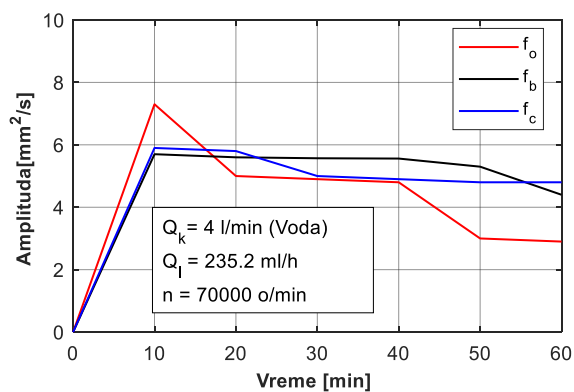
Slika 6.30 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=40000$ [o/min] za hlađenje kućišta uljem



Slika 6.31 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=40000$ [o/min] za hlađenje kućišta vodom



Slika 6.32 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=70000$ [o/min] za hlađenje kućišta uljem



Slika 6.33 Promena amplitude oscilovanja na elementima ležaja pri $n=70000$ [o/min] za hlađenje kućišta vodom

7 Analiza rezultata računarskog modelovanja toplotno-mehaničkog ponašanja motor-vretena

Svestrano testiranje razvijenih programskih rešenja, izvršeno je za glavno vreteno brusilice GMN TSSV 90000, uležišteno sa dva para ležaja sa kosim dodirom, prednje uležištenje sa *SNFA EX 12 7CI DUL SNFA*, dok je zadnje sa *SNFA EX 10 7CI DUL SNFA*. Prednji i zadnji ležaji su montirani u „*TANDEM*“ raspored, tako da je ceo sklop uležišten u “*O*” rasporedu. Pri tome je u okviru određenih rešenja, izvršena analiza uticaja prednapreznja i krutosti ležaja, kao i broja obrtaja temperatura i hlađenja na eksploatacione karakteristike motor-vretena. Zbog određenih ograničenja vezanih za obim rada, u okviru pojedinih programskih rešenja prikazan je samo deo njihovih mogućnosti. Analiza je sprovedena s’ ciljem da se što sveobuhvatnije analizira odgovarajuće konstrukciono rešenje motor-vretena, kao i da se na ovaj način verifikuju rezultati razvijenih programskih rešenja. Analiza je sprovedena posebno za statičko, a posebno za toplotno i dinamičko ponašanje, razmatrajući pri tom njihove međusobne uticaje, posebno uticaj toplotnog ponašanja na statičke i dinamičke karakteristike razmatranog glavnog vretena brusilice.

7.1 Analiza statičkog ponašanja motor-vretena brusilice

Parametar ležaja kao što je krutost, direktno utiče na krutost glavnog vretena, a preko toga i na njegovo toplotno ponašanje, kao i na sopstvene frekvencije istog. S druge strane, krutost ležaja je u funkciji kontaktnih deformacija i opterećenja, kao i ugla kontakta. Pri tome, kontaktna opterećenja direktno utiču na količinu razvijene toplote u ležaju, kako je opisano u prethodnom poglavlju. Prema tome, svaka greška pri određivanju krutosti ležaja se prenosi na statički i dinamički model analiziranog motor- vretena. S’ toga, prvo je izvršeno poređenje aksijalne i radijalne krutosti ležaja za tri vrednosti prednapreznja sa kataloškim podacima najznačajnijih proizvođača ležaja za uležištenja glavnih vretena. U tabeli 7.1 je prikazano poređenje aksijalne krutosti određene u disertaciji preko prikazanog programskog rešenja, sa kataloškim vrednostima ležaja serije *EX 12 7CI DUL* i *EX 10 7CI DUL*.

Tabela 7.1 Poređenje aksijalne krutosti sa kataloškim vrednostima za ležaj u prednjem osloncu

	FAG			GMN			SNFA		
F_p [N]	19	74	161	30	90	180	27	80	160
C_a [N/μm]	14,5	26,9	40,1	20	33	48	15	22	28
	Krutosti određene predloženim programskim rešenjem								
	16,81	26,45	34,28	19,35	28,24	35,15	18,09	27,15	34,27

U tabeli 7.2 prikazano je poređenje vrednosti radijalne krutosti određene u razvijenom programskom rešenju, i radijalne krutosti definisane prema kataloškim vrednostima određenih

proizvođača. Ovde treba napomenuti da je katalogska vrednost radijalne krutosti proizvođača ležaja, određena prema poznatoj relaciji $Cr=6*Ca$.

Tabela 7.2 Poređenje radijalne krutosti sa katalogskim vrednostima za ležaj u prednjem osloncu

	FAG			GMN			SNFA		
F_p [N]	19	74	161	30	90	180	27	80	160
Cr [N/ μ m]	87	161,4	240,6	120	198	288	90	132	168
	<i>Krutosti određene predloženim programskim rešenjem</i>								
	88,58	142,03	187,51	103,90	151,27	192,27	95,33	143,08	184,02

Krutosti prikazane u prethodnim tabelama se odnose na jedan ležaj. Pri ugradnji ovih ležaja u „TANDEM“ raspored, prikazane vrednosti se množe sa 1,46.

Do sličnih podataka je došao Zverev-u [26], koji konstatuje da određene vrednosti krutosti mogu varirati od 15 do 25 [%], u zavisnosti od proizvođača ležaja. Iz prethodnih tabela se može zaključiti da prikazani matematički model ležaja daje zadovoljavajuću tačnost sa stanovišta krutosti, u poređenju sa vrednostima koje prikazuju proizvođači ležaja. Na osnovu prethodnih tabela, može se zaključiti da se radijalna krutost kreće u granicama od $(5.27 - 5.48)*Ca$, što se nešto razlikuje od preporuka koje daju proizvođači ležaja. Slični rezultati se dobijaju i za zadnje ležaje EX 10 7C1 DUL.

7.1.1 Uticaj prednaprezanja i krutosti ležaja na statičko ponašanja motor-vretena

Analiza statičkog ponašanja je sprovedena za opterećenje radijalnom silom $Fr = 100$ [N] na rastojanju od 50 [mm] od vrha vretena kao što je prikazano na slikama 5.36 i 5.40. Intenzitet sile kao i mesto dejstva, odabrana je na bazi preporuke proizvođača motor-vretena. Pri ovome su varirane vrednosti prednaprezanja, odnosno krutosti ležaja u prednjem i zadnjem osloncu, i to: malo (27 [N]), srednje (80 [N]) i veliko (160 [N]) prednaprezanje.

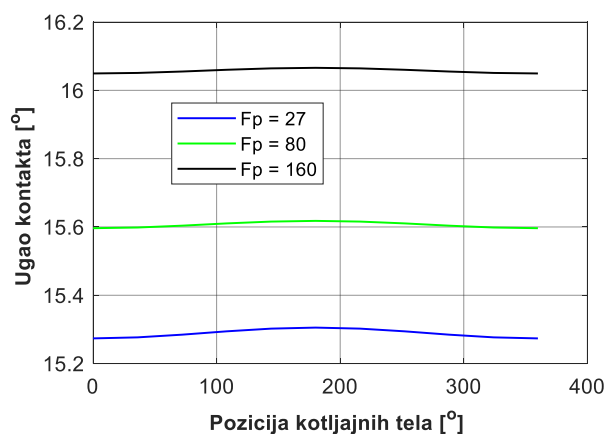
Ova analiza je obuhvatila određivanje vrednosti pomeraja, napona na karakterističnim mestima, kao i sila reakcije i krutosti vrha vretena. U tabeli 7.3 je prikazano pomeranje na karakterističnim mestima motor-vretena za različite vrednosti sila prednaprezanja, odnosno krutosti ležaja, u prednjem i zadnjem osloncu. Pri radijalnom opterećenju i malom prednaprezanju ležaja deformacije unutrašnje površine u pravcu dejstva radijalne sile su neznatno veće od odgovarajućih deformacija na spoljašnjem cilindru.

Tabela 7.3 Vrednosti pomeraja u [μ m] na karakterističnim mestima motor-vretena, za različite vrednosti sile prednaprezanja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

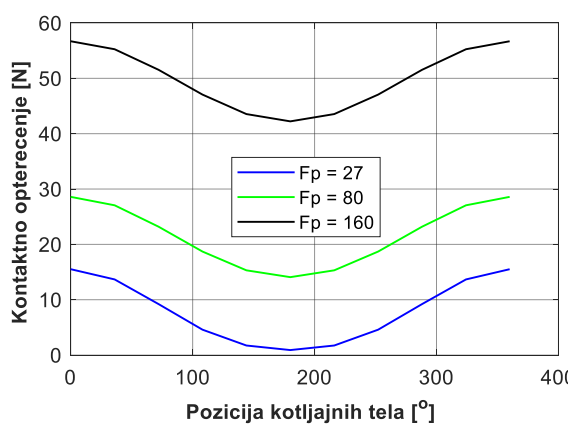
Prednaprezanje	Vrh vretena	Prednje uležištenje		Zadnje uležištenje	
		Ležaj 1	Ležaj 2	Ležaj 3	Ležaj 4
Malo	3,42	0,62	0,45	0,15	0,042
Srednje	2,40	0,44	0,31	0,091	0,030
Veliko	1,68	0,30	0,22	0,052	0,018

Povećanjem prednaprezanja ležaja sa malog na srednje, smanjuju se pomeranja vrha vretena za 28 [%], pri povećanju prednaprezanja sa malog na veliko, dovodi do smanjenja pomeranja vrha vretena za 31 [%]. Takođe, pomeranja se na mestu uležištenja smanjuju povećanjem vrednosti prednaprezanja za oko 51 [%] na mestu prednjeg, odnosno za 65 [%] na mestu zadnjeg uležištenja.

Smanjenje pomeranja vrha vretena, povećanjem krutosti ležaja je posledica nekoliko stvari koje se pri tome dešavaju. U stacionarnom stanju, ugao kontakta i kontaktna opterećenja su ista sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja za svaku poziciju kotrljanog tela (Slika 7.1 i Slika 7.2). Radijalna i aksijalna krutost ležaja pri delovanju radijalnog opterećenja nisu iste u svim pravcima. Usled neravnomerne raspodele opterećenja na kotrljajna tela, i neravnomerne promene ugla kontakta u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela, i krutost će se menjati promenom pozicije kotrljajnih tela (Slika 7.3). Na slici 7.3 je prikazana raspodela radijalne krutosti za svako kotrljajno telo za prednje uležištenje, pri delovanju radijalnog opterećenja od $Fr=100$ [N] na vrhu vretena.

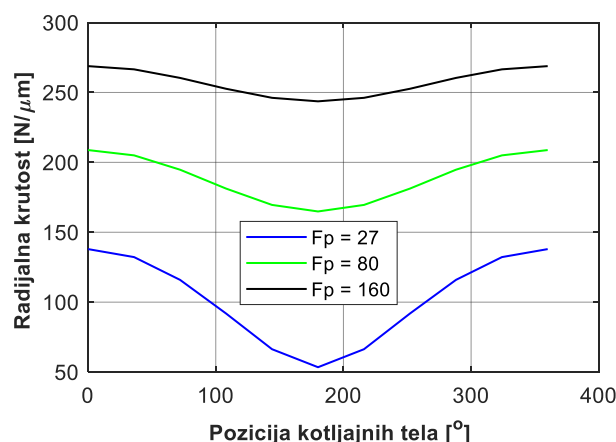


Slika 7.1 Promena ugla kontakta u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela i prednaprezanja



Slika 7.2 Promena kontaktnih opterećenja u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela i prednaprezanja

U stacionarnom stanju, konstantno opterećenje sa spoljašnjom stazom kotrljanja jednako je kontaktnom opterećenju sa unutrašnjom stazom kotrljanja.

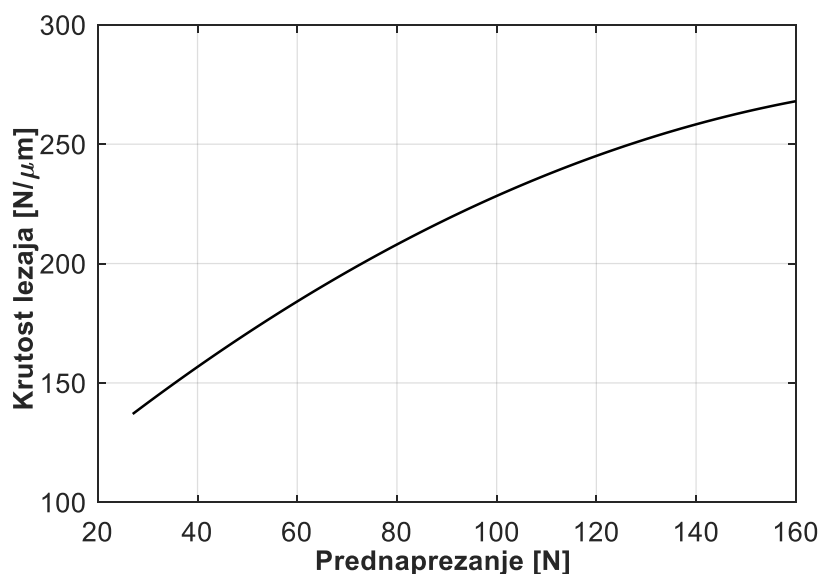


Slika 7.3 Promena radijalne krutosti ležaja u prednjem osloncu, u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela za različite vrednosti prednaprezanja

Broj kotrljajnih tela koja ulaze u zahvat sa prstenovima ležaja, odnosno koja učestvuju u prenošenju opterećenja, zavisi od sile prednaprezanja. Sa povećanjem prednaprezanja, povećava

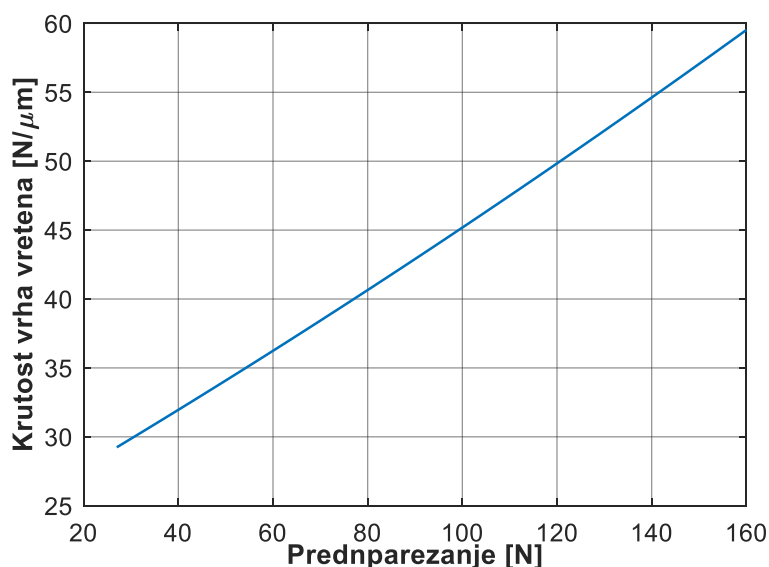
se broj kotrljajnih tela koja prenose radijalno opterećenje, što značajno smanjuje stepen neravnomernosti raspodele u prenošenju spoljašnjeg opterećenja. U slučaju dovoljnog prednaprezanja sva kotrljajna tela se nalaze u zoni opterećenja, samo u zavisnosti od veličine prednaprezanja prenose opterećenja većeg ili manjeg intenziteta (Slika 7.2).

Pošto je krutost ležaja kombinacija krutosti kontakta sa unutrašnjom, odnosno spoljašnjom stazom kotrljanja, maksimalna krutost se dostiže u stacionarnom stanju. Povećanjem prednaprezanja ugao kontakta raste, kao i kontaktno opterećenje (Slika 7.1 i Slika 7.2), što dovodi do porasta ukupne krutosti ležaja.



Slika 7.4 Promena ukupne radijalne krutosti ležaja u prednjem osloncu u zavisnosti od prednaprezanja

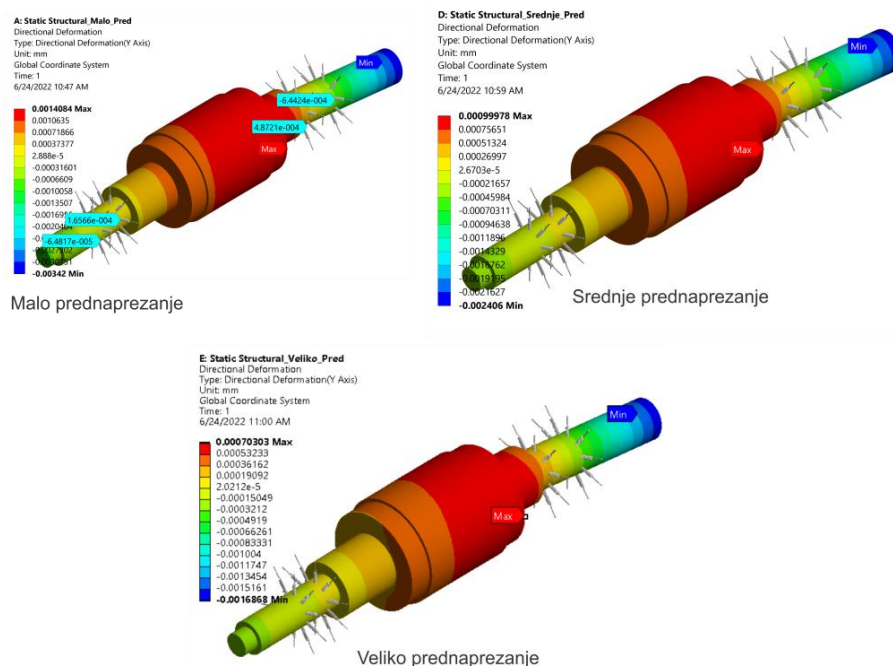
Povećanje krutosti ležaja u osloncima dovodi i do povećanja krutosti vrha glavnog vretena kao što je prikazano na slici 7.5.



Slika 7.5 Promena radijalne krutosti vrha vretena u zavisnosti od prednaprezanja ležaja

Povećanje prednaprezanja sa malog na srednje, dovodi do povećanja radijalne krutosti ležaja za 34 [%], što na kraju povećava radijalnu krutost vrha vretena za 27 [%]. Daljim povećanjem

prednaprezanja, povećava se radijalna krutost ležaja za 22 [%], pri čemu se krutost vrha vretena povećava za 32 [%]. Da bi se ustanovio uticaj prednaprezanja i krutosti pojedinačnih uležištenja na krutost vrha glavnog vretena, prednaprezanje ležaja u zadnjem osloncu je zadržano na malom $F_p=23 [N]$, dok je varirano prednaprezanje, odnosno krutost u prednjem osloncu i obrnuto. Na bazi ove analize, došlo se do zaključka da krutost zadnjeg oslonca utiče na krutost vrha vretena za oko 1,8 [%] pri srednjem prednaprezanju ležaja u prednjem osloncu, i oko 1,2 [%] pri velikom prednaprezanju u prednjem osloncu. Na slici 7.6 je prikazana promena pomeranja vrha vretena za razmatrana prednaprezanja, odnosno, krutosti ležaja.



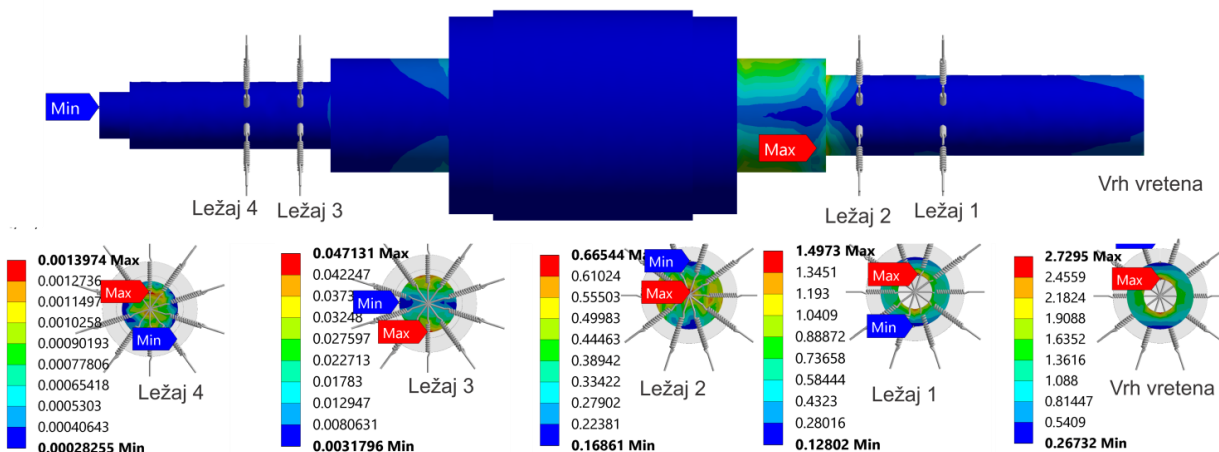
Slika 7.6 Pomeranje vrha vretena za razmatrana prednaprezanja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

Pri radijalnom opterećenju glavnog vretena, prednaprezanje ležaja nema uticaja na veličinu napona na vrhu vretena i na mestu prvog ležaja u prednjem osloncu. Maksimalni naponi se javljaju između rotora i prednjeg uležištenja, odnosno drugog ležaja u prednjem osloncu (Slika 7.7), i smanjuju se povećanjem prednaprezanja. Vrednosti napona na mestu prvog ležaja u prednjem osloncu iznose oko 1,5 [MPa]. Vrednosti napona u drugom ležaju se kreću od 0,48 za veliko prednaprezanje, do 0,92 za malo prednaprezanje. Takođe, vrednosti napona i na mestu zadnjeg oslonca opadaju povećanjem prednaprezanja u ležajima.

Tabela 7.4 Vrednosti Von Misses-ovih napona u [MPa], na karakterističnim mestima motor-vretena za različite vrednosti sile prednaprezanja ležaja

Prednaprezanje	Vrh vretena	Prednje uležištenje		Zadnje uležištenja	
		Ležaj 1	Ležaj 2	Ležaj 3	Ležaj 4
Malo	7,49	1,49	0,92	0,094	0,0026
Srednje	7,49	1,49	0,67	0,091	0,0024
Veliko	7,49	1,49	0,48	0,061	0,0019

Na slici 7.7 su prikazani rasporedi maksimalnih napona na karakterističnim mestima razmatranog motor-vretena za malo prednaprezanje.



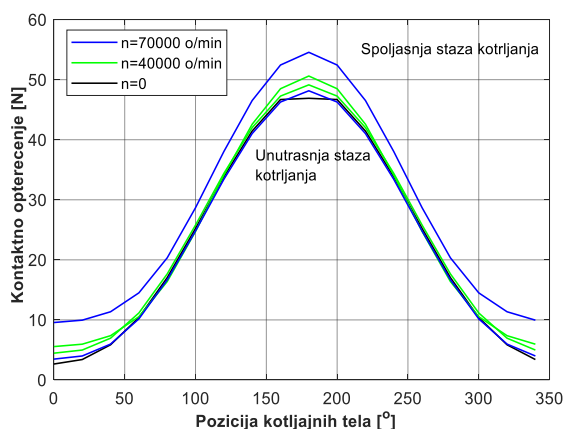
Slika 7.7 Vrednosti Von Mises-ovih napona u na karakterističnim mestima motor-vretena za malo prednaprezanje

7.1.2 Uticaj broja obrtaja na krutost vrha vretena

Uticaj broja obrtaja, odnosno, uticaj centrifugalnih sila i giroskopskog momenta na krutost vrha vretena, posmatra se kroz krutost ležaja.

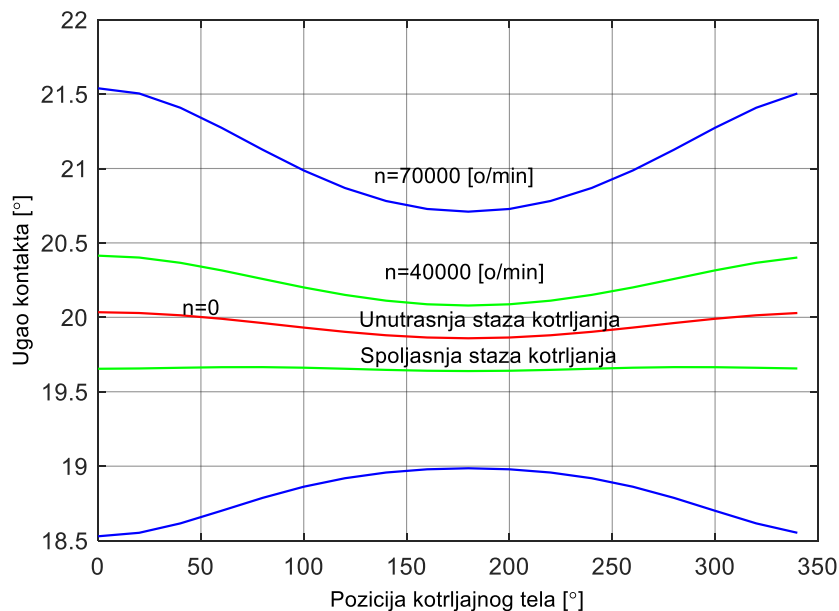
Pri delovanju centrifugalnih sila i usled promene ugla kontakta, kako se kotrljajno telo okreće oko ose ležaja, postoji tendencija da kotrljajno telo zaostaje ili napreduje u odnosu na svoj centralni položaj u kavezu, što zavisi od spoljašnjeg opterećenja i sila inercije. Na ovaj način se stvara veća ili manja razlika između ugla kontakta sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja, kao i razlika između kontaktnih opterećenja. Određenim prednaprežanjem, može se uticati do određene mere na raspodelu opterećenja na kotrljajnim telima. U slučaju stacionarnog stanja i pri dejstvu radijalne sile, opterećenje je isto na obe staze kotrljanja ($Q_u = Q_s$), a takođe i ugao kontakta je isti sa obe staze kotrljanja ($\alpha_u = \alpha_s$).

U nestacionarnom stanju, pri povećanju broja obrtaja, kontaktna opterećenja se povećavaju u odnosu na stacionarno stanje. Povećava se kontaktno opterećenje i sa spoljašnjom i sa unutrašnjom stazom kotrljanja (Slika 7.8), ($Q_u \neq Q_s$). S druge strane, ugao kontakta raste sa unutrašnjom stazom, dok sa spoljašnjom stazom opada u odnosu na stacionarno stanje ($\alpha_u \neq \alpha_s$) (Slika 7.9). Najmanju vrednost ugao kontakta sa unutrašnjom stazom dostiže na mestu gde se javlja najveće kontaktno opterećenje na 180° , dok ugao kontakta sa spoljašnjom stazom, na tom mestu dostiže najveću vrednost.



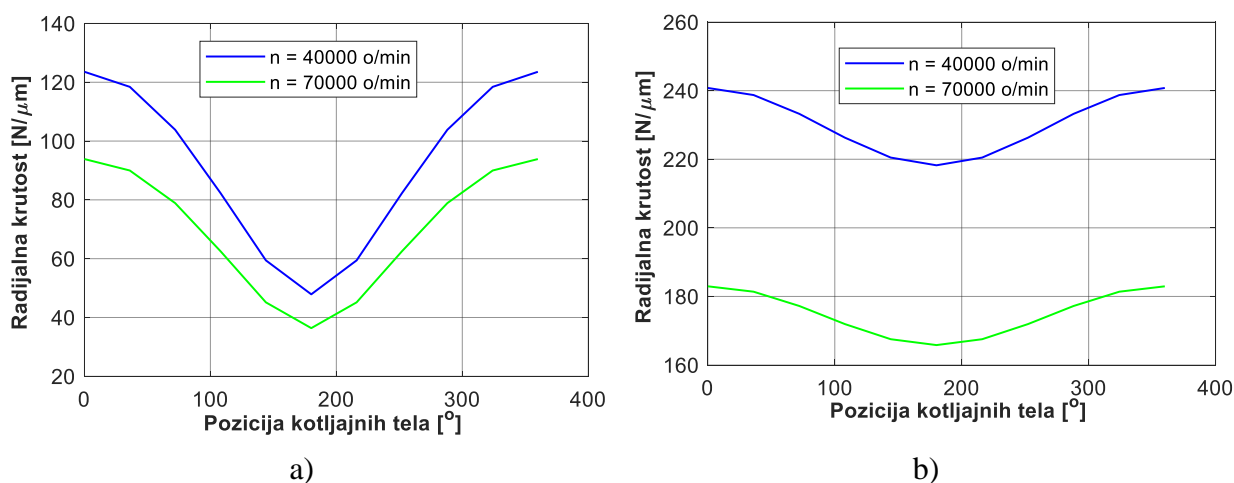
Slika 7.8 Promena kontaktnih opterećenja u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela i broja obrtaja za veliko prednaprezanje

Povećanjem broja obrtaja, povećava se kontaktno opterećenje s jedne strane, dok se pri tome, s druge strane povećava razlika između ugla kontakta sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja, kao što je prikazano na slici 7.9.



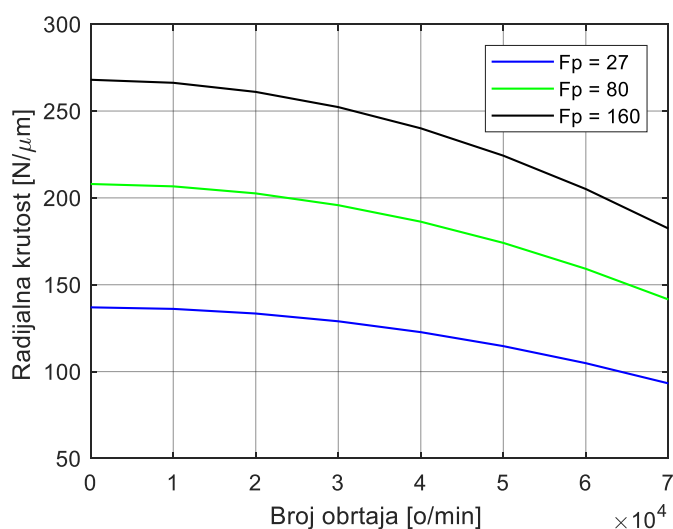
Slika 7.9 Promena ugla kontakta u zavisnosti od pozicije

Pošto dolazi do rasta kontaktnih opterećenja sa obe staze kotrljanja, kontaktna krutost spoljašnje i unutrašnje staze opadaju porastom broja obrtaja, što dovodi do neravnomerne raspodele krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela (Slika 7.10). Na slici 7.10 je prikazana promena radijalne krutosti, u zavisnosti od pozicije kotrljajnog tela za različite vrednosti broja obrtaja, pri malom i velikom prednaprezanju. Povećanjem broja obrtaja, povećava se intenzitet sila inercije, što uslovljava povećanje razlike ugla kontakta sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja, pri čemu dolazi do opadanja krutosti u svim pravcima



Slika 7.10 Promena radijalne krutosti za svako kotrljajno telo u zavisnosti od broja obrtaja za: a) malo, b) veliko prednaprezanje ležaja u prednjem osloncu

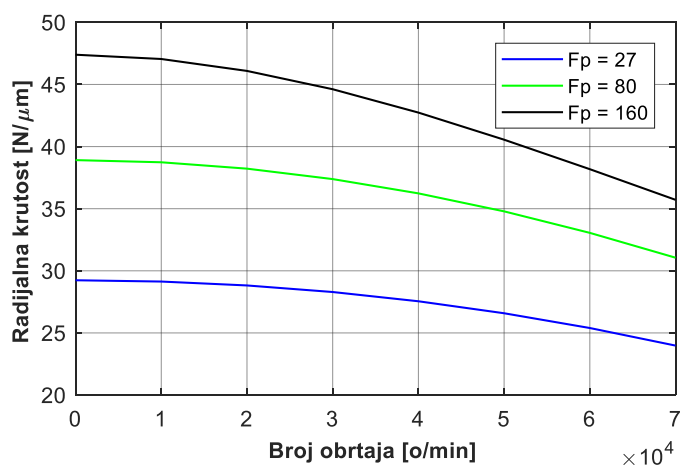
Usled prethodno rečenog, povećanje broja obrtaja izaziva smanjenje ukupne radijalne krutosti ležaja, kao što je prikazano na slici 7.11.



Slika 7.11 Promena radijalne krutosti prednjeg ležaja u zavisnosti od broja obrtaja za razmatrana prednaprezanja

Centrifugalna sila koja deluje na kotrljajna tela, smanjuje krutost ležaja iz dva razloga. Prvi razlog je posledica dejstva centrifugalne sile koja redukuje kontaktna opterećenja na unutrašnjoj, odnosno spoljašnjoj stazi kotrljanja. Pošto je *Hertz*-ova kontaktna krutost proporcionalna kontaktnom opterećenju, krutost spoljašnje staze kotrljanja ima tendenciju opadanja dok krutost unutrašnje staze raste, pri porastu broja obrtaja. Drugi razlog smanjenja krutosti, leži u činjenici da pri delovanju sila inercije, dolazi do razlike ugla kontakta sa unutrašnjom/spoljašnjom stazom kotrljanja. Povećanjem broja obrtaja, povećava se intenzitet sila inercije, što će usloviti povećanje ugla kontakta sa unutrašnjom, odnosno smanjenje ugla kontakta, sa spoljašnjom stazom kotrljanja, pri čemu dolazi do opadanja krutosti u svim pravcima.

Usled toga, dolazi i do smanjenja krutosti vrha glavnog vretena. Povećanjem broja obrtaja sa $40000 [o/min]$ na $70000 [o/min]$, smanjuje se radijalna krutost ležaja za $47 [\%]$, što dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za $20 [\%]$, pri malom prednaprezanju. Na slici 7.12 je prikazana promena radijalne krutosti vrha vretena, u zavisnosti od broja obrtaja za različite vrednosti prednaprezanja.



Slika 7.12 Promena radijalne krutosti vrha vretena u zavisnosti od broja obrtaja za malo, srednje i veliko prednaprezanje ležaja u prednjem osloncu

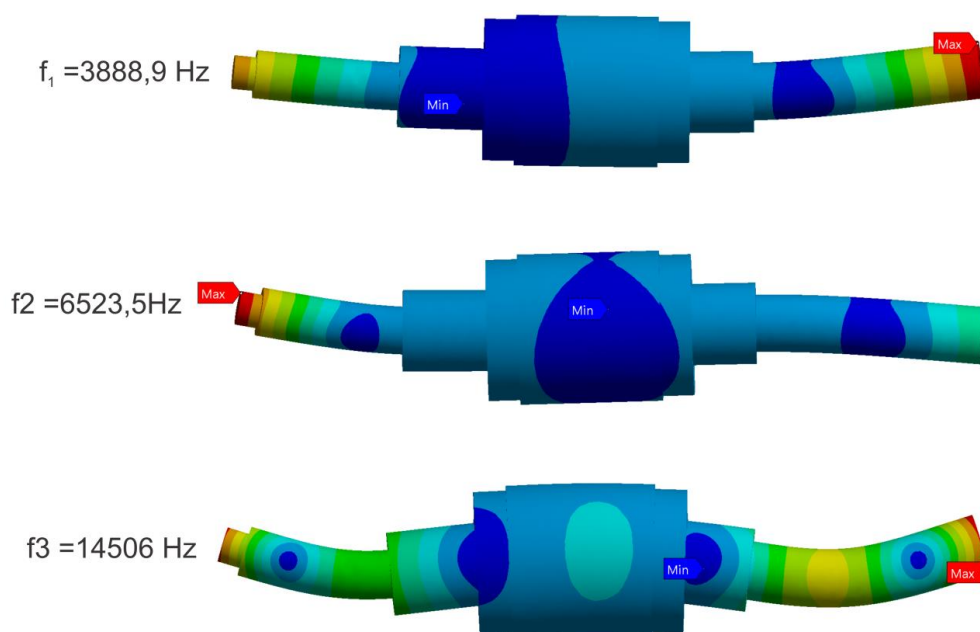
Pri srednjem prednaprezanju povećanjem broja obrtaja sa $40000 [o/min]$ na $70000 [o/min]$, izaziva se smanjenje radijalne krutosti ležaja za $32,2 [\%]$, što na kraju dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za $18 [\%]$. Kod velikog prednaprezanja, povećanje broja obrtaja smanjuje radijalnu krutost ležaja za $30 [\%]$, što dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za $15 [\%]$.

7.2 Analiza dinamičkog ponašanja motor-vretena brusilice

Analiza dinamičkog ponašanja motor-vretena, sprovedena je za slobodno oslonjeno glavno vreteno i uležišteno glavno vreteno. Pri analizi dinamičkog ponašanja u obe varijante, korišćen je isti model kao i pri razmatranju statičkog ponašanja, samo što su kod slobodno oslonjenog vretena opruge uklonjene sa vretena. Ovom analizom je obuhvaćeno određivanje sopstvenih frekvencija i glavnih oblika oscilovanja motor-vretena bez prigušenja, uz uzimanje u obzir prigušenja u materijalu.

7.2.1 Određivanje dinamičkih karakteristika slobodno oslonjenog glavnog vretena

Na slici 7.13 su prikazana prva tri oblika oscilovanja, odnosno prve tri sopstvene frekvencije oscilovanja slobodno oslonjenog glavnog vretena bez razmatranja prigušenja.



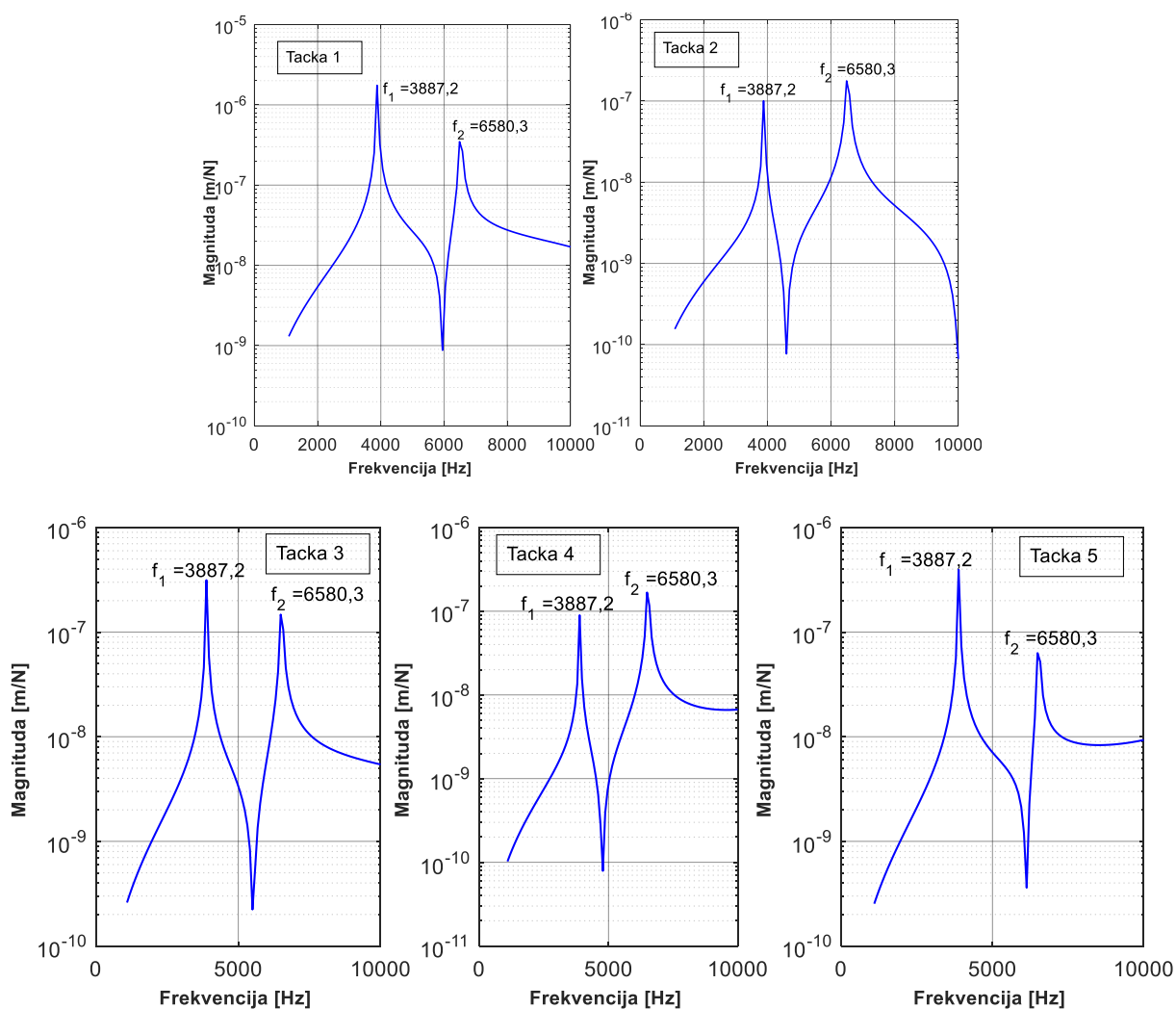
Slika 7.13 Glavni oblici oscilovanja i sopstvene frekvencije razmatranog slobodno oslonjenog motor-vretena

Za slučaj dejstva pobudne sile na vrhu vretena, određen je odziv sistema u pet tačaka prema slici 5.43 za različite vrednosti koeficijenta relativnog prigušenja (ξ). Amplituda pobudne sile je $F=220 [N]$. Pri analizi sa pobudnom silom na vrhu vretena, posmatran je frekventni opseg do $10 [kHz]$ jer je prva sopstvena frekvencija duplo veća nego frekvencija obrtanja motor-vretena, tako da frekvencije iznad $10 [kHz]$ nisu kritične.

U tabeli 7.5 su prikazane vrednosti rezonantnih frekvencija, amplituda ubrzanja na razmatranim mestima motor-vretena.

Tabela 7.5 Vrednosti prve sopstvene frekvencija (f_1), amplitude ubrzanja (A_{max}) za pojedine vrednosti prigušenja slobodno oslonjenog motor-vretena

Koeef. rel. prigušenja	Tačka 1		Tačka 2		Tačka 3		Tačka 4		Tačka 5	
	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-6}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-6}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-6}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-6}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-6}$ [mm^2/s]
0	3888,9	2,84	3888,9	0,16	3888,9	0,51	3888,9	0,14	3888,9	0,64
0,001	3888,5	2,61	3878,5	0,15	3878,5	0,46	3878,5	0,13	3878,5	0,59
0,003	3887,1	1,74	3887,1	0,10	3887,1	0,31	3887,1	0,089	3887,1	0,39
0,01	3875,4	0,64	3875,4	0,03	3875,4	0,11	3875,4	0,033	3875,4	0,14
0,03	3872,1	0,22	3872,1	0,012	3872,1	0,039	3872,1	0,014	3872,1	0,049

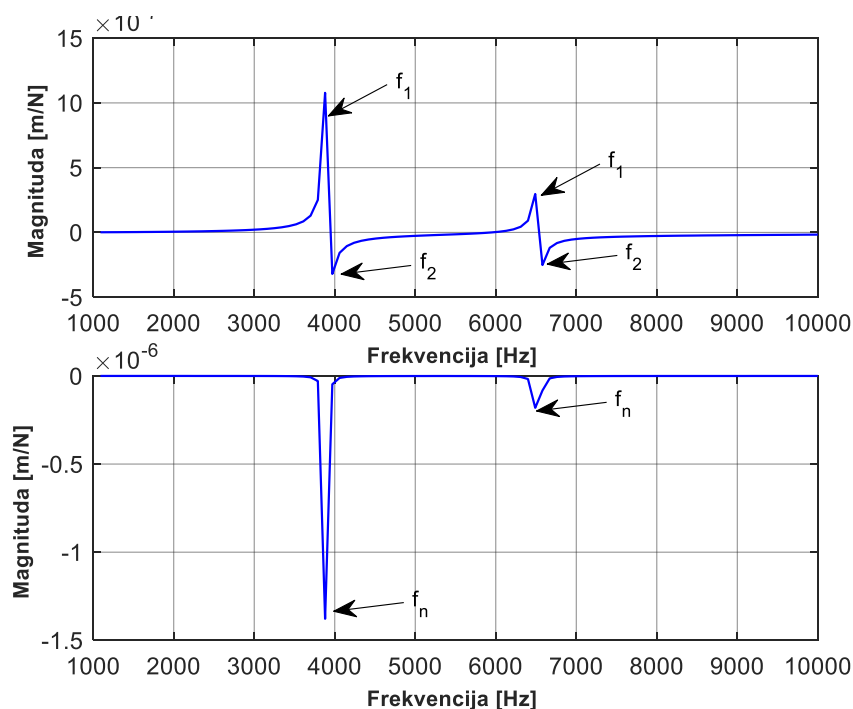


Slika 7.14 Amplitudno-frekventna karakteristika slobodno oslonjenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva

Na osnovu prikazanih vrednosti, kao i svestranog testiranja, može se zaključiti da je uticaj prigušenja na smanjenje prve sopstvene frekvencije mali, oko 0,4 [%] (kada se razmatra sistem bez i sa maksimalnim prigušenjem). S druge strane, uticaj prigušenja na amplitudu oscilovanja je značajan. Odnosno, povećanjem prigušenja, amplituda oscilovanja se značajno smanjuje. Na slici 7.14 je prikazana amplitudno frekventna karakteristika motor-vretena za razmatrane tačke odziva za koeficijent relativnog prigušenja $\xi = 0,003$. Eksperimentalnim ispitivanjima prikazanim u prethodnim poglavljima, određen je koeficijent prigušenja koji je u tom slučaju iznosio $\xi = 0,00338$.

Modalni parametri motor-vretena na bazi MKE modelovanja, određeni su funkcijom frekventnog odziva, kao i pri eksperimentalnom ispitivanju, kako je prikazano u prethodnom poglavlju. Na slici 7.15 su prikazani realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva za koeficijent relativnog prigušenja $\xi = 0,003$. Na osnovu definisanog realnog i imaginarnog dela FRF, na već prikazan način, određeni su modalni parametri motor-vretena.

U tabeli 7.6 su prikazani izračunati modalni parametri za tačku odziva 1, za različite koeficijente prigušenja na prvoj sopstvenoj frekvenciji.



Slika 7.15 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva slobodno oslonjenog motor-vretena

Tabela 7.6 Izračunati modalni parametri slobodno oslonjenog motor-vretena

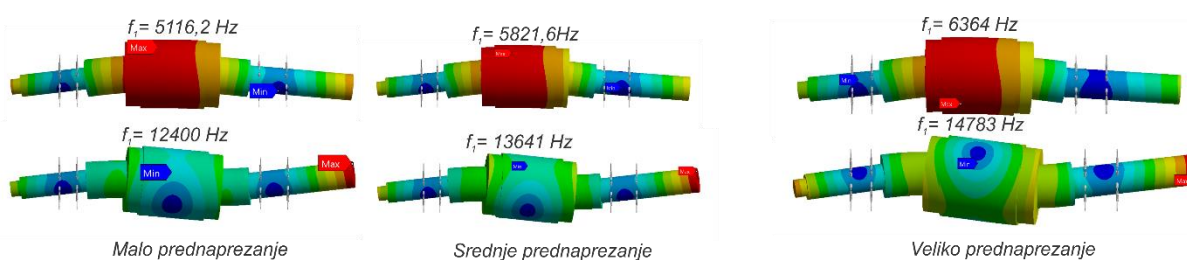
Koef. rel. prigušenja	Modalna krutost
(ξ)	$C_y \text{ N}/\mu\text{m}$
0,001	103
0,003	38,8
0,01	10
0,03	3,4

Iz prethodne tabele se može konstatovati da, povećanje koeficijenta prigušenja sa 0,001 na 0,03, izaziva smanjenje modalne krutosti vrha glavnog vretena za oko 70 [%].

7.2.2 Određivanje dinamičkih karakteristika uležištenog glavnog vretena

U prethodnim razmatranjima, određene su dinamičke karakteristike slobodno oslonjenog glavnog vretena. Međutim, tokom eksploatacije glavno vreteno mašine alatke je uležišteno, pa je stoga potrebno napraviti model sa uležištenjem koji poseduje karakteristike krutosti i prigušenja, kako je prikazano u poglavlju 4.

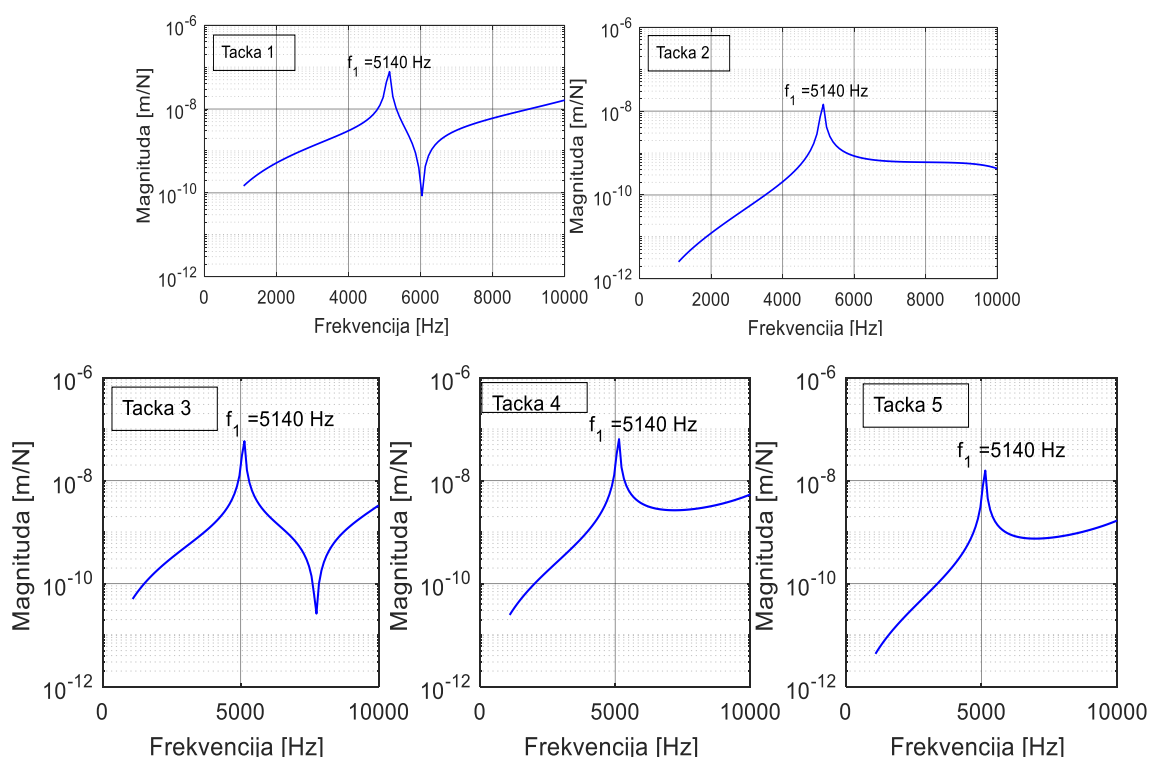
Na slici 7.16 su prikazana prva dva oblika oscilovanja, odnosno prve dve sopstvene frekvencije uležištenog motor-vretena, bez razmatranja prigušenja za malo, srednje i veliko prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu.



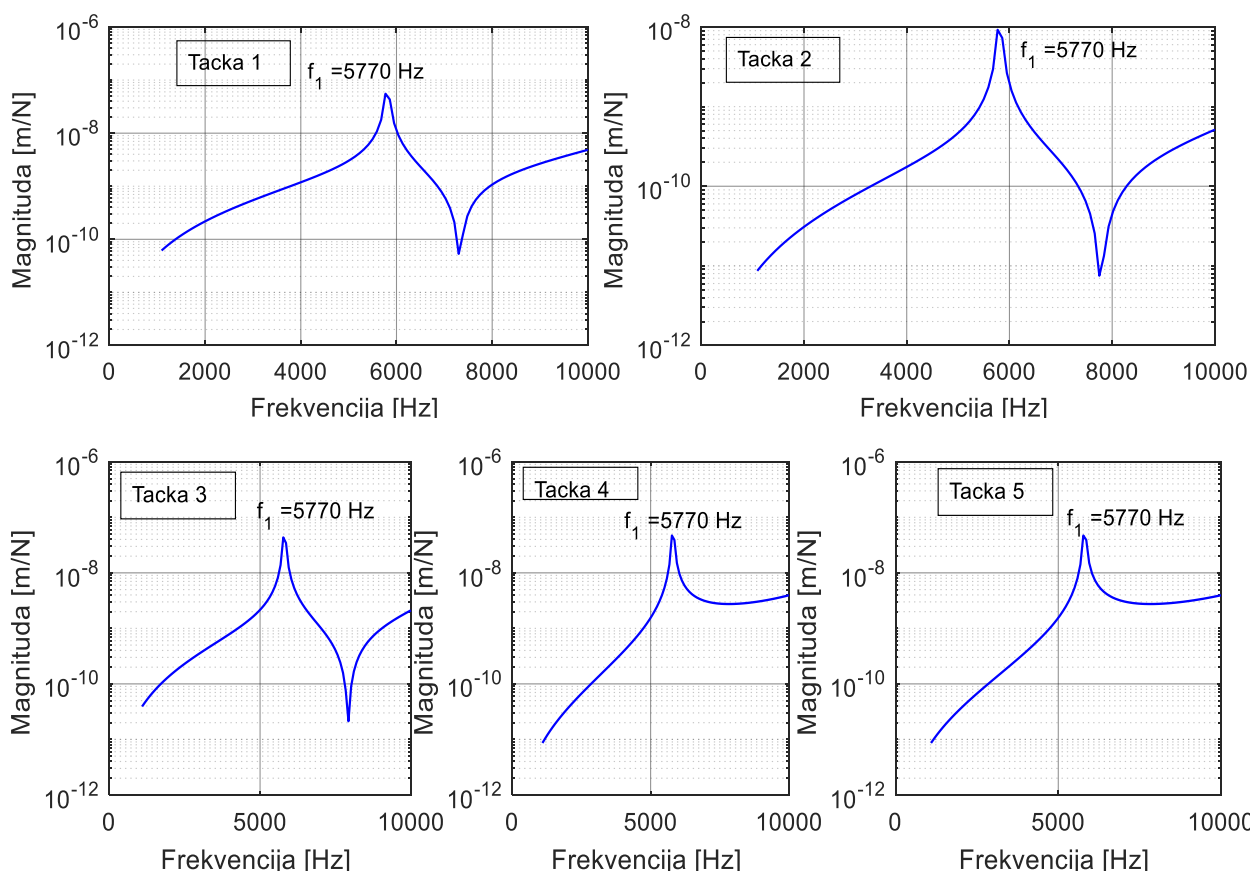
Slika 7.16 Prva dva oblika oscilovanja i sopstvene frekvencije razmatranog uležištenog motor-vretena za različita prednaprezanja ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

Kao i u prethodnom slučaju, i kod uležištenog vretena je izvršena analiza za slučaj dejstva pobudne sile na vrhu vretena ($F = 220 \text{ N}$), i određen je odziv sistema u pet tačaka (Slika 5.43) za različite vrednosti sile prednaprezanja. Pri ovim analizama, koeficijent relativnog prigušenja je iznosio $0,003$, pri čemu je posmatran isti frekventni opseg kao u prethodnom slučaju.

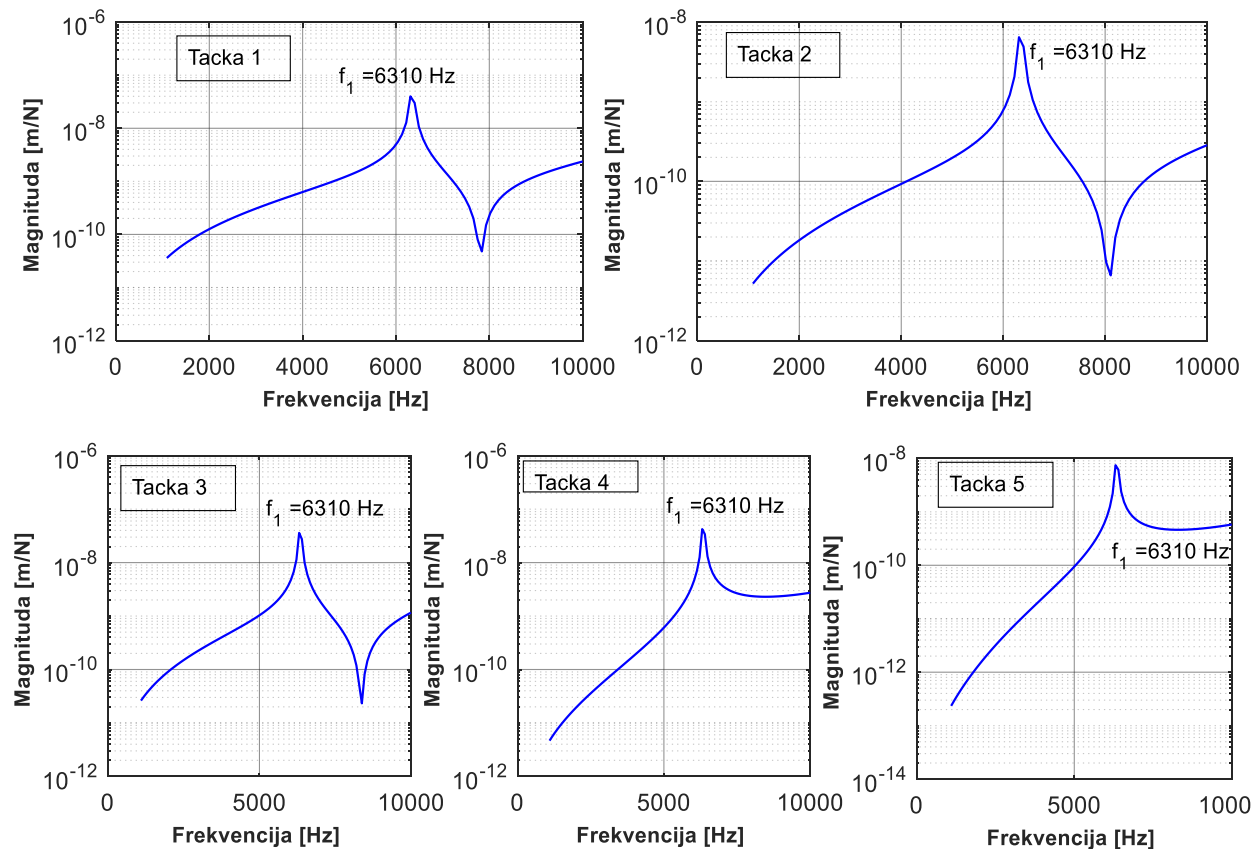
Na slikama 7.17 do 7.19 su prikazane amplitudno frekventne karakteristike motor-vretena za razmatrane tačke odziva za različite, i to malo, srednje i veliko prednaprezanje.



Slika 7.17 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za malo prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu



Slika 7.18 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za srednje prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu



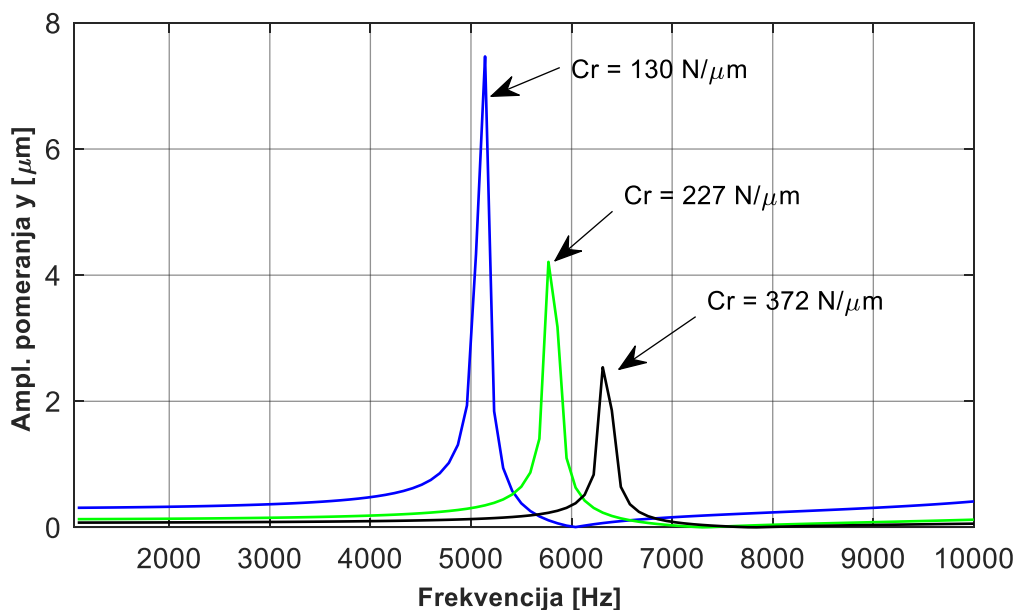
Slika 7.19 Amplitudno-frekventna karakteristika uležištenog motor-vretena na razmatranim tačkama odziva za veliko prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

U tabeli 7.7 su prikazane vrednosti prve sopstvene frekvencije i amplituda ubrzanja na razmatranim mestima motor-vretena za malo, srednje i veliko prednaprezanje ležaja, u prednjem i zadnjem osloncu.

Tabela 7.7 Vrednosti prve sopstvene frekvencije (f_1) i amplitude ubrzanja (A_{max}) za različite vrednosti prednaprezanja ležaja za uležišteno motor-vretna (* =0,003)

Pred.		Tačka 1		Tačka 2		Tačka 3		Tačka 4		Tačka 5	
F_p [N]		f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-8}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-8}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-8}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-8}$ [mm^2/s]	f_1 [Hz]	$A_{max} e^{-8}$ [mm^2/s]
P.O	Z.O										
27	23	5140	7.78	5140	1.44	5140	5.8	5140	6.36	5140	1.56
80	60	5770	5.35	5770	0.92	5770	4.35	5770	4.70	5770	0.92
160	120	6310	3.99	6310	0.64	6310	3.59	6310	4.23	6310	0.74

Uticao krutosti ležišta je značajan, sem na krutost sklopa glavnog vretena i na dinamičko ponašanje istog. Uticaj krutosti prednjeg ležišta na dinamičko ponašanje vrha motor vretena (Tačka odziva 1), definisan rezonantnom frekvencijom i rezonantnom amplitudom, prikazan je na slici 7.20. Na osnovu prikazanih rezultata, može se konstatovati da porastom krutosti raste rezonantna frekvencija, ali i opada amplituda pomeranja (Slika 7.20) i amplituda ubrzanja (Tabela 7.7). Takođe, sa slike se vidi da je amplituda pomeraja vrha vretena u dorezonantnoj oblasti, veća što je veća krutost ležišta, a da je pri frekvencijama većim od rezonantne, amplituda pomeraja vrha vretena manja, što je veća krutost prednjeg uležištenja.

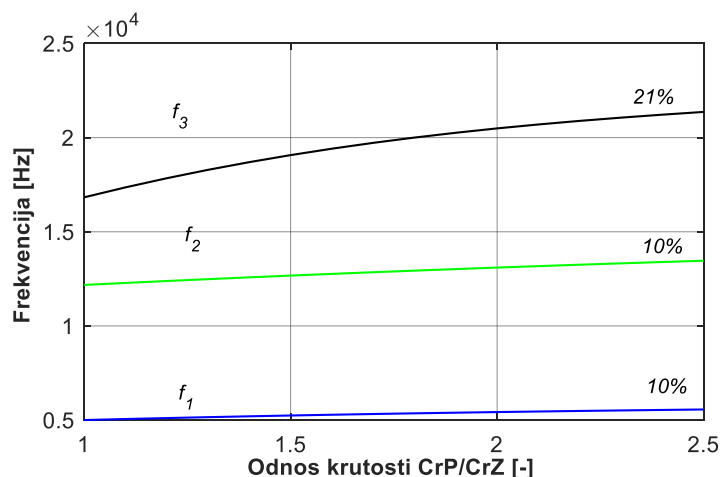


Slika 7.20 Zavisnost amplitude (y)pomeranja vrha vretena od krutosti prednjeg uležištenja

Kao što se vidi sa slike 7.20 i tabele 7.7, povećanjem krutosti ležaja za 42 [%], povećava se prva sopstvena frekvencija za 12 [%], pri čemu se smanjuje amplituda pomeranja vrha vretena za

43 [%]. Daljim povećanjem krutosti ležaja za 38 [%], prva sopstvena frekvencija raste za 9 [%], a amplituda pomeranja vrha vretena se smanjuje za 39 [%]. Veoma je sličan odnos smanjenja i amplituda ubrzanja na razmatranim tačkama odziva (Tabela 7.7).

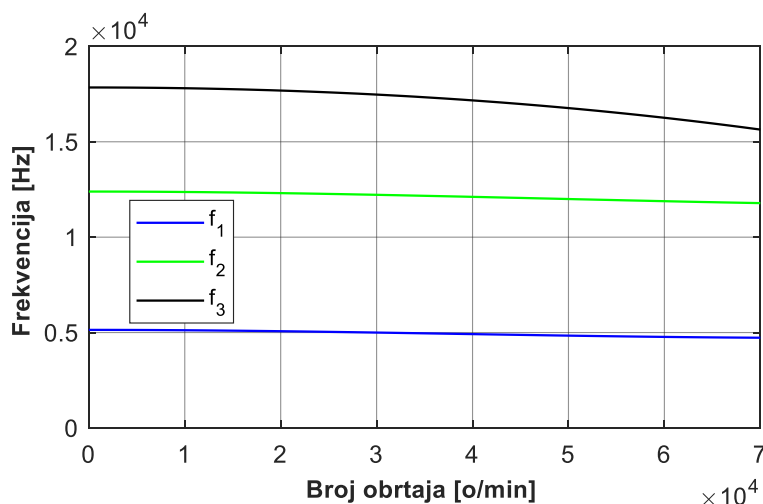
Krutost prednjeg ležaja, odnosno odnos krutosti prednjeg i zadnjeg ležaja, ima uticaja i na vrednosti sopstvenih frekvencija (Slika 7.21). Pri tome može se zapaziti vrlo mali uticaj na prve dve sopstvene frekvencije (≈ 10 [%]), a tek značajniji uticaj na treću (21 [%]). Slične konstatacije važe i za glavne oblike oscilovanja.



Slika 7.21 Zavisnost sopstvenih frekvencija motor-vretena od odnosa krutosti prednjeg i zadnjeg ležišta (CrP/CrZ) pri konstantnoj krutosti zadnjeg ležišta ($CrZ = 108 \text{ *N/*m*}$)

Povećanje zadnje krutosti, a zadržavanje konstantne prednje krutosti nema značajnog uticaja na sopstvene frekvencije razmatranog vretena.

Pored prethodno razmatranog, analiziran je i uticaj broja obrtaja na sopstvene frekvencije motor-vretena. Naime, već je rečeno i prikazano da se povećanjem broja obrtaja, smanjuje krutost ležaja, pa se samim tim menjaju sopstvene frekvencije uležištenog motor-vretena. Usled toga, dolazi i do smanjenja krutosti vrha glavnog vretena. Na slici 7.22 je prikazana promena prve tri sopstvene frekvencije, u zavisnosti od broja obrtaja pri malom prednaprezanju ležaja u prednjem i zadnjem osloncu.



Slika 7.22 Promena prve tri sopstvene frekvencije u zavisnosti od broja obrtaja za malo prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

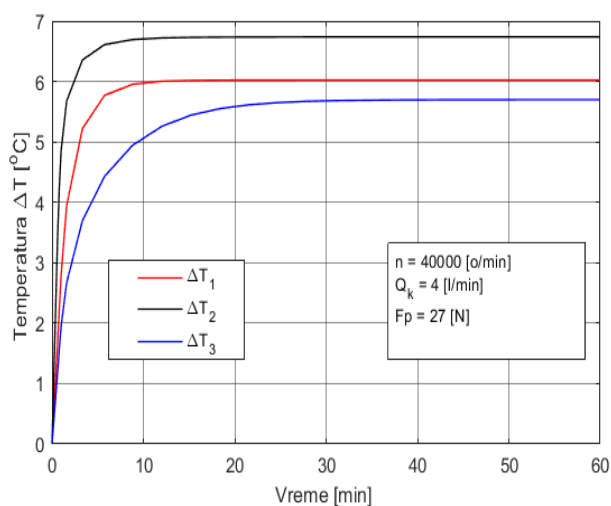
Povećanjem broja obrtaja sa 40000 [o/min] na 70000 [o/min], smanjuje se radijalna krutost ležaja za 47 [%] pri malom prednaprezanju, 32,2 [%] pri srednjem i 30 [%] pri velikom prednaprezanju. Povećanjem broja obrtaja na 40000 [o/min], smanjuje se krutost glavnog vretena za 10 [%] pri čemu prva sopstvena frekvencija opada za oko 4 [%], druga za 2 [%] i treća sopstvena frekvencija opada za 3,7 [%]. Daljim povećanjem broja obrtaja na 70000 [o/min], smanjuje se radijalna krutost za 24 [%], pri čemu dolazi do smanjenja prve sopstvene frekvencije za 3,8 [%], odnosno za 2,7 druge i oko 9 [%] treće sopstvene frekvencije. Slična situacija je i sa ostalim razmatranim vrstama prednaprezanja. Na osnovu prethodnog, može se zaključiti da promena broja obrtaja, odnosno krutosti pri definisanom prednaprezanju, veoma malo utiče na promene sopstvenih frekvencija razmatranog motor-vretena.

7.3 Analiza toplotnih karakteristika motor – vretena

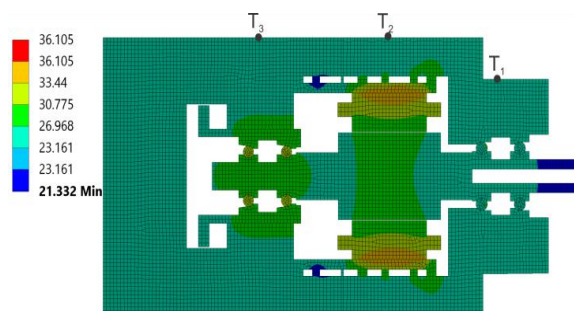
Rezultati modeliranja su prikazani na više načina i to: u grafičkom obliku (porast temperature u zavisnosti od vremena i broja obrtaja, za različite količine i sredstva za hlađenje) i u numeričkom obliku, u vidu stacionarnih temperatura određenih čvorova mreže konačnih elemenata, na elementima sklopa motor-vretena. Analizirano je toplotno ponašanje za slučaj malog, srednjeg i velikog prednaprezanja, bez i sa dejstvom spoljašnjeg opterećenja pri korišćenju dva fluida za hlađenje (voda i ulje) kućišta, odnosno statora. Pri hlađenju je razmatran i različit protok fluida kroz kućište. Takođe, analiziran je uticaj temperatura na statičke i dinamičke karakteristike motor-vretena za različite eksploatacione uslove.

7.3.1 Uticaj broja obrtaja na toplotne karakteristike motor-vretena

Na slikama 7.23 do 7.26 je prikazana promena temperature tokom vremena, kao i raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju, pri hlađenju kućišta uljem. Prikazane slike se odnose na protok ulja kroz kućište $Q_k = 4$ [l/min] i protok uljne magle od $Q_l = 235,2$ [ml/h] kroz ležaje pri konstantnom pritisku vazduha od 0,5 [bar] i protok $Q_{vazd.} = 50$ [l/min].

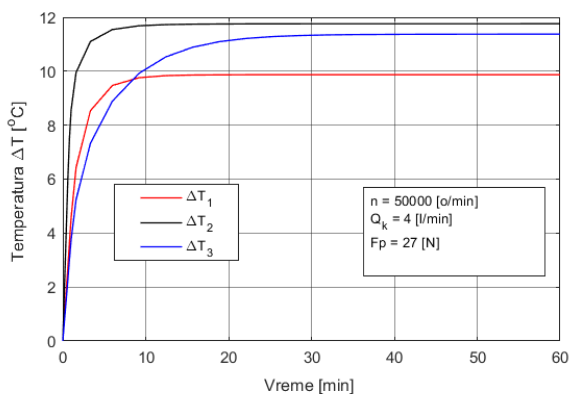


a)

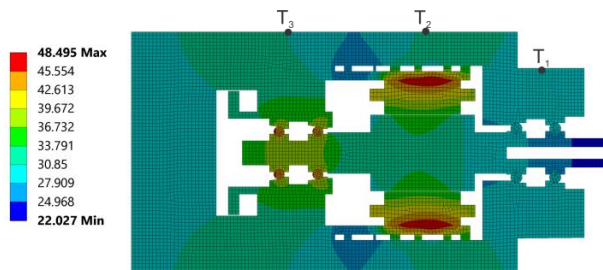


b)

Slika 7.23 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=40000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem

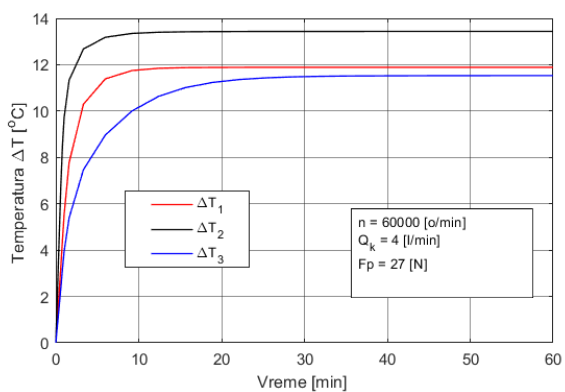


a)

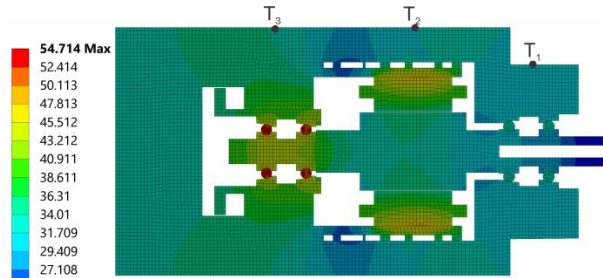


b)

Slika 7.24 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=50000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem

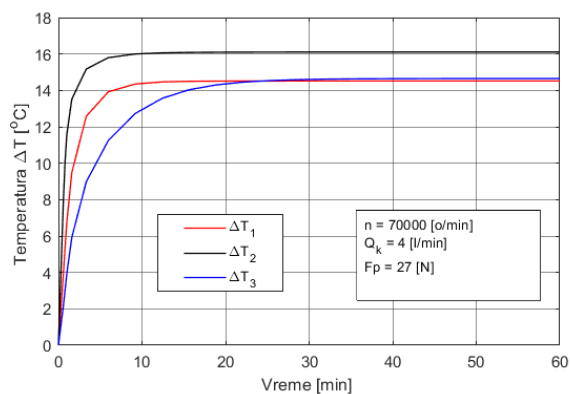


a)

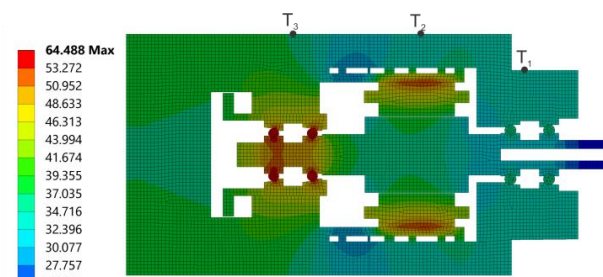


b)

Slika 7.25 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=60000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem



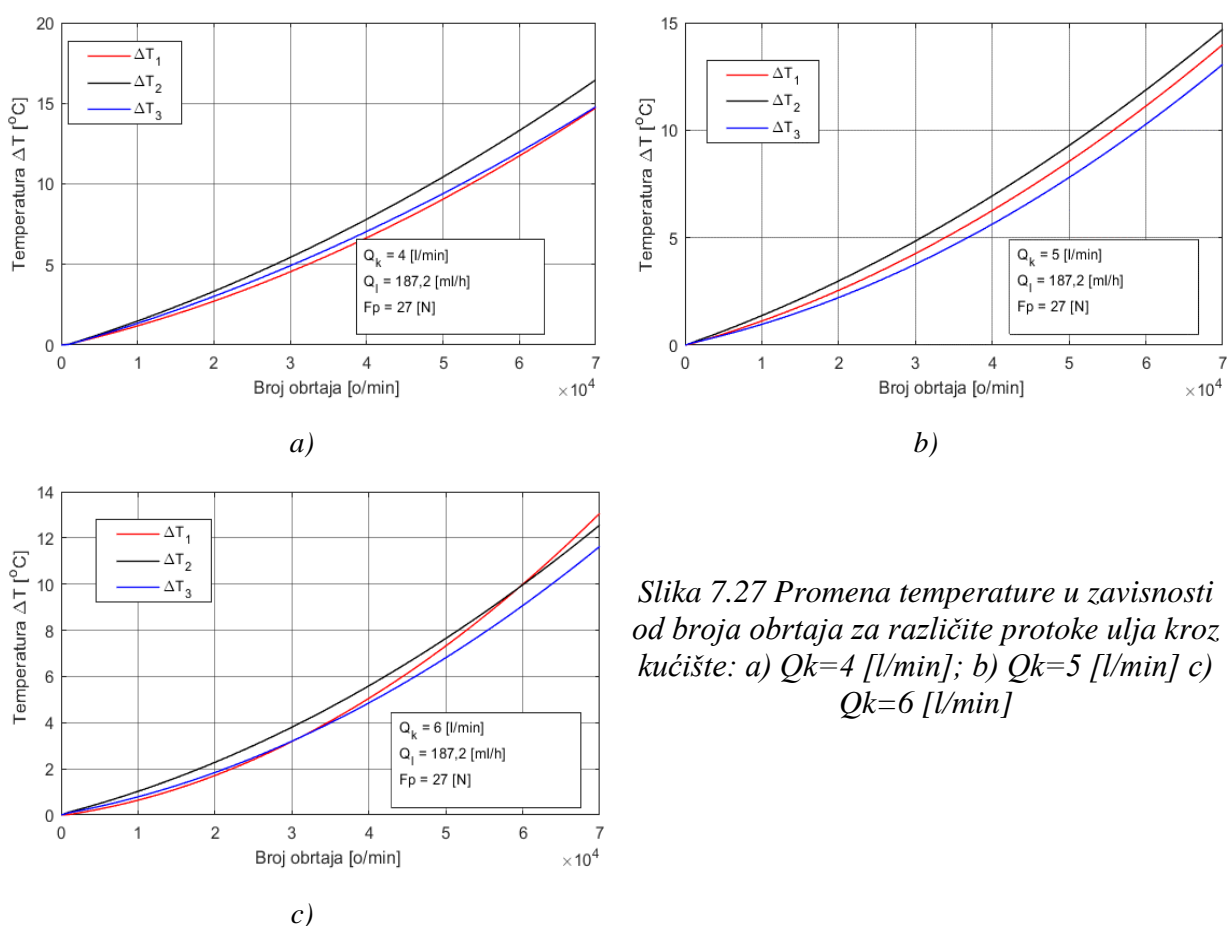
a)



b)

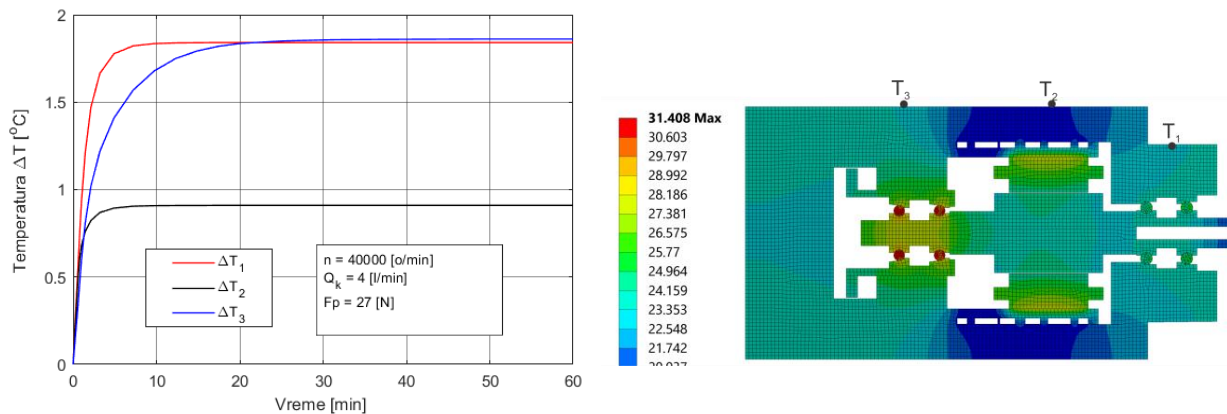
Slika 7.26 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=70000$ [o/min] i hlađenjem kućišta uljem

Sa prethodnih slika se može zaključiti da je najveći porast temperature u prvom vremenskom periodu rada vretena (nakon $t=10$ [min]) i da iznosi od $T=6,7$ [°C] (za $n=40000$ [o/min]) do $T=17$ [°C] (za $n=70000$ [o/min]). Iz računarske analize, može se zaključiti da su temperature na spoljašnjoj površini spoljašnjeg prstena veće za 3 do 5 [°C] od temperature na spoljašnjoj površini kućišta na mestu uležištenja (T_1 i T_3 slike od Slika 7.23b do Slika 7.26b). Takođe, može se uočiti da je temperatura na statoru veća za 11 [°C] (pri $n=40000$ [o/min]) do 19 [°C] (pri $n=70000$ o/min) od temperature T_2 (temperatura na kućištu u blizini statora kao što je prikazano od (Slika 7.23b do Slika 7.26b). Maksimalne temperature se javljaju na statoru elektromotora i kreću se od 31 [°C] pri $n=40000$ [o/min], do oko 64 [°C] pri $n=70000$ [o/min]. Temperature na ležajima se kreću od oko 25 [°C] za $n=40000$ [o/min], do 40 [°C] za $n=70000$ [o/min]. Na slici 7.27 je prikazana promena temperature, u zavisnosti od broja obrtaja za razmatrane protoke ulja kroz kućište. Povećanjem broja obrtaja za 25 [%], povećavaju se temperature na razmatranim mestima za 63 [%] pri protoku ulja od $Q_k = 4$ [l/min], odnosno za 65 [%] pri protoku ulja od 6 [l/min]. Međutim, povećanjem protoka sa $Q_k = 4$ [l/min] na $Q_k = 6$ [l/min], smanjuju se temperature T_1 i T_3 za 27 [%] pri $n=40000$ [o/min], ili za 11 [%] pri $n=70000$ [o/min], dok se temperatura T_2 smanjuje za 17 [%] pri $n = 40000$ [o/min] i 23 [%] pri $n=70000$ [o/min].



Slika 7.27 Promena temperature u zavisnosti od broja obrtaja za različite protoke ulja kroz kućište: a) $Q_k=4$ [l/min]; b) $Q_k=5$ [l/min] c) $Q_k=6$ [l/min]

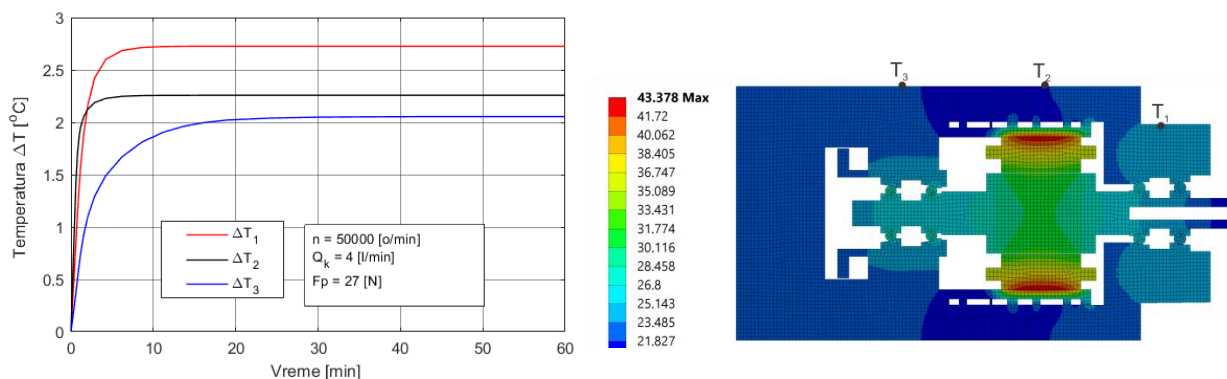
Promena temperature tokom vremena, kao i raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom, prikazana je na slikama od Slika 7.28 do Slika 7.31. Protok vode kroz kućište iznosi $Q_k = 4$ [l/min], dok protok uljne magle iznosi $Q_l = 187,2$ [ml/h] kroz ležaje pri konstantnom pritisku vazduha od 0,5 [bar] i protokom $Q_{vazduha.} = 40$ [l/min].



a)

b)

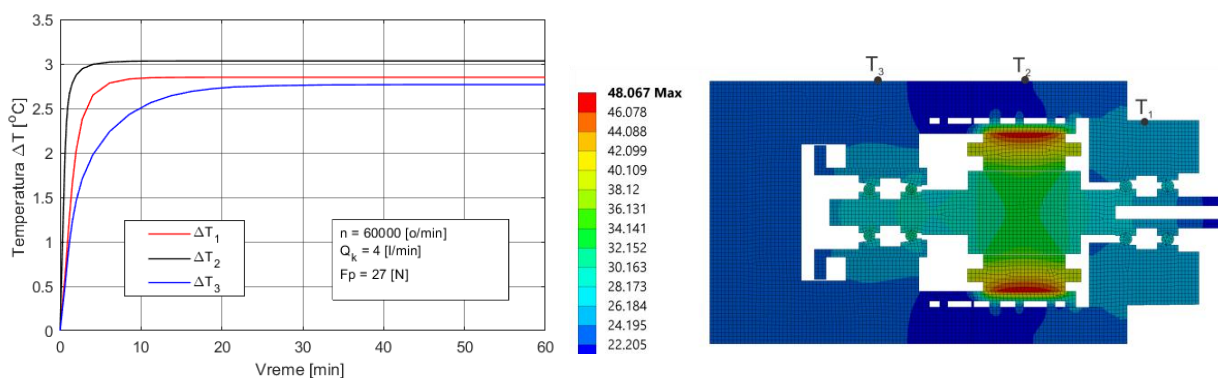
Slika 7.28 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=40000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom



a)

b)

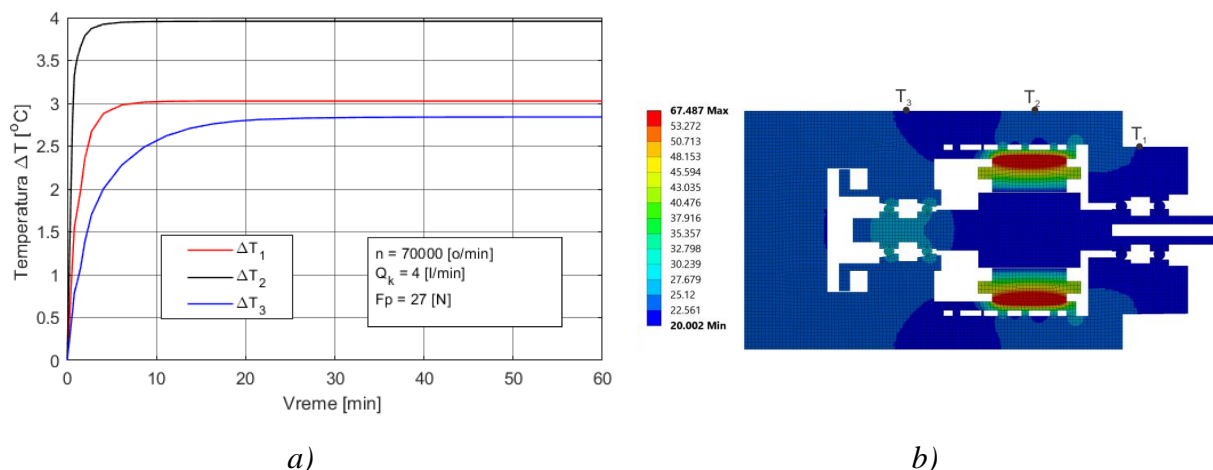
Slika 7.29 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=50000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom



a)

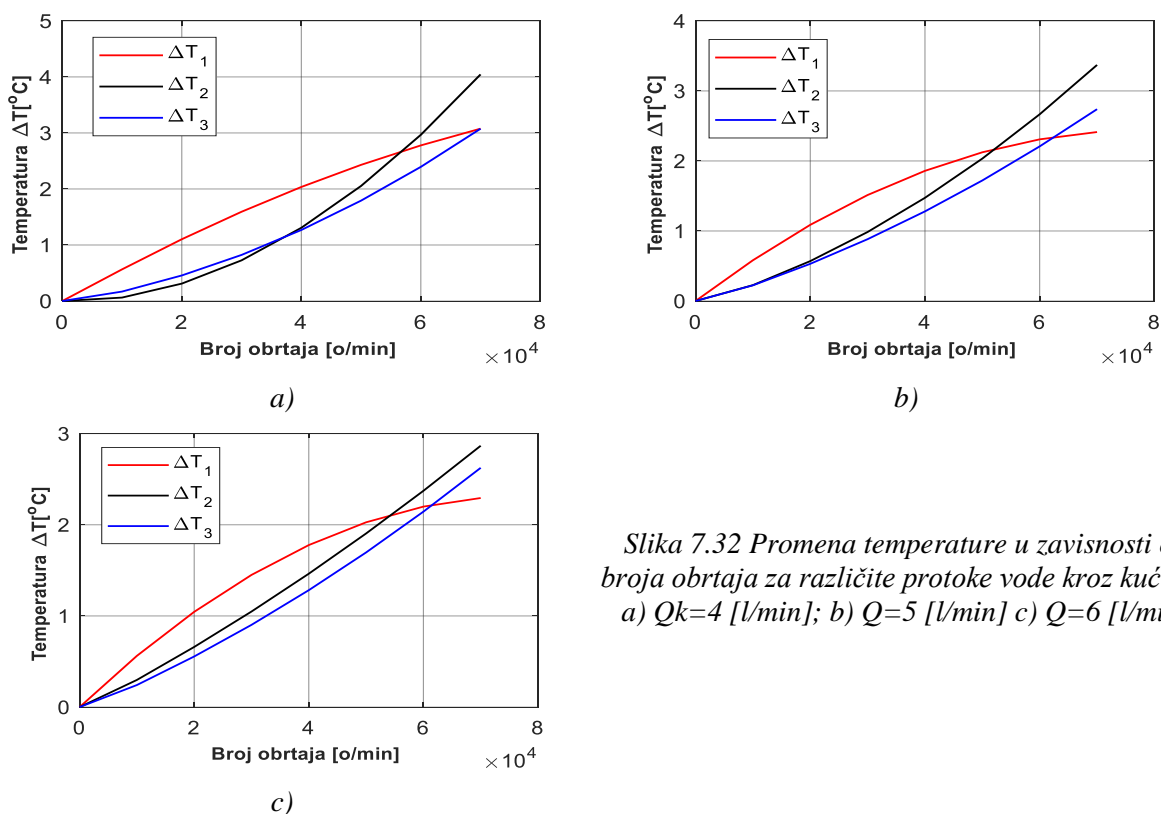
b)

Slika 7.30 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=60000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom



Slika 7.31 a) Porast temperature b) Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri $n=70000$ [o/min] i hlađenjem kućišta vodom

Na osnovu prethodnih slika, može se konstatovati da je najveći porast temperature u prvom vremenskom periodu rada vretena, nakon $t=5$ [min] i da iznosi od $T=1,8$ [°C] (za $n=40000$ [o/min]) do $T=4$ [°C] (za $n=70000$ [o/min]). Na bazi računarske analize, može se zaključiti da su temperature na spoljašnjoj površini spoljašnjeg prstena veće za 1 do 3 [°C] od temperature na spoljašnjoj površini kućišta na mestu uležištenja (T_1 i T_3 slike od Slika 7.28 do Slika 7.31). Takođe, može se uočiti da je temperatura na statoru veća za 12 [°C] (pri $n=40000$ [o/min]) do 40 [°C] (pri $n=70000$ [o/min]) od temperature T_2 (temperatura na kućištu u blizini statora kao što je prikazano na slikama od Slika 7.28 do Slika 7.31). Maksimalne temperature se javljaju na statoru elektromotora i kreću se od $T=31$ [°C] pri $n=40000$ [o/min] do oko $T=67$ [°C] pri $n=70000$ [o/min]. Temperature na ležajima se kreću od oko $T=21$ [°C] za $n=40000$, [o/min] do 25 [°C] za $n=70000$ [o/min].



Slika 7.32 Promena temperature u zavisnosti od broja obrtaja za različite protoke vode kroz kućište: a) $Q_k=4$ [l/min]; b) $Q_k=5$ [l/min] c) $Q_k=6$ [l/min]

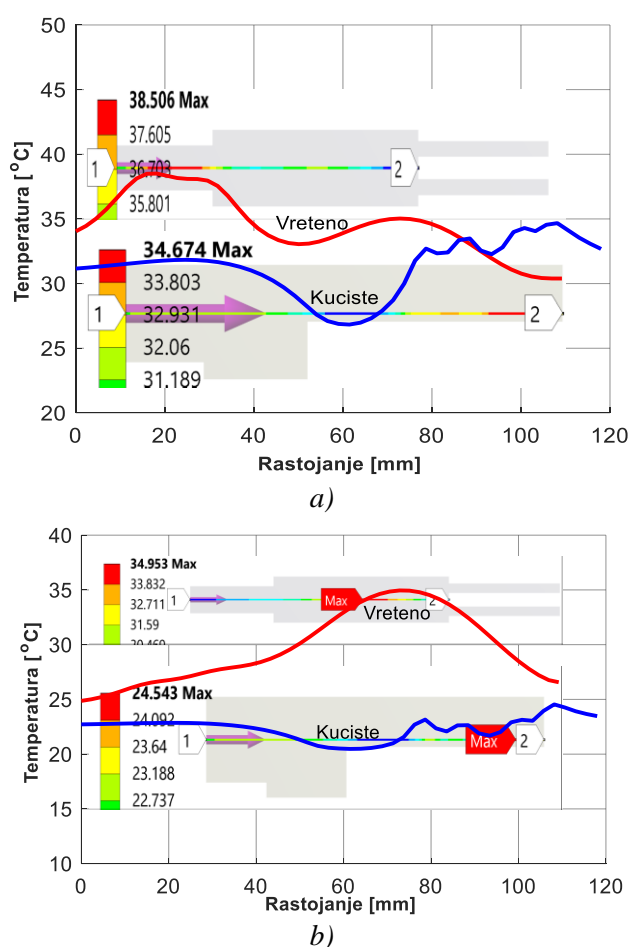
Na slici 7.32 je prikazana promena temperature u zavisnosti od broja obrtaja za razmatrane protoke vode kroz kućište. Povećanjem broja obrtaja sa $n=40000$ [o/min] na $n=50000$ [o/min] (25[%]), povećava se razlika temperatura (ΔT) na razmatranim mestima za 50 [%], pri protoku ulja od $Qk=4$ [l/min], odnosno za 55 [%] pri protoku ulja od $Qk=6$ [l/min]. Međutim, povećanjem protoka sa 4 [l/min] na 6 [l/min] smanjuju se temperature T_1 i T_3 za 12[%] pri $n=40000$ [o/min], ili za 30 [%] pri $n=70000$ [o/min], dok se temperatura T_2 smanjuje za 2[%] pri $n=40000$ [o/min], i 46 [%] pri $n=70000$ [o/min].

U suštini, brzina obrtanja motor-vretena ima značajan uticaj na toplotnu ravnotežu i prostiranje toplote u sklopu motor-vretena, usled zavisnosti količine razvijene toplote od brzine obrtanja rotora i ležajeva. Na bazi prethodnih rezultata, može se zaključiti da se temperature u blizini statora (T_2) i temperature u blizini prednjeg uležištenja, naglo povećavaju u početnoj fazi rada vretena. Pri tome, temperatura u blizini zadnjeg uležištenja (T_3) se polako povećava u početnoj fazi rada vretena, odnosno potrebno je duže vreme da uđe u stacionarno stanje (do $t=20$ [min]).

7.3.2 Uticaj protoka i tipa sredstva za hlađenje na toplotne karakteristike motor-vretena

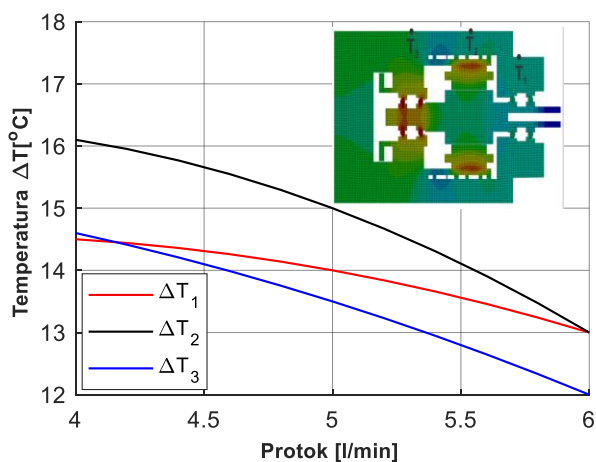
Pri hlađenju kućišta uljem, razvijena toplota u elektromotoru i ležajevima se približno ravnomerno raspoređuje na kućište i vreteno ($\Delta T = 4$ [°C]), s' tim da nešto veći deo toplote ide ka zadnjem uležištenju preko vretena, dok se preko kućišta manji deo toplote prenosi ka prednjem uležištenju (Slika 7.33a). Međutim, pri hlađenju kućišta vodom veća je razlika između temperatura kućišta i vretena ($\Delta T = 10$ [°C]). Veći deo razvijene toplote sa elektromotora se odvede preko vretena u smeru prednjeg uležištenja, pri čemu su temperature duž kućišta prilično ravnomerno raspoređene, odnosno preko kućišta se približno ista količina toplote prenosi na prednje i zadnje uležištenje, što se jasno i vidi sa slike 7.33b.

Na slikama 7.34 i 7.35 je prikazana promena temperature, u zavisnosti od protoka pri hlađenju kućišta uljem i vodom za $n=70000$ [o/min], i protokom uljne magle $Q_l=235,2$ [ml/h]. Pri hlađenju kućišta uljem, maksimalni porast temperature ΔT_2 iznosi oko 16 [°C] pri protoku od $Qk=4$ [l/min]. Povećanjem protoka na $Qk=6$ [l/min], ΔT_2 se

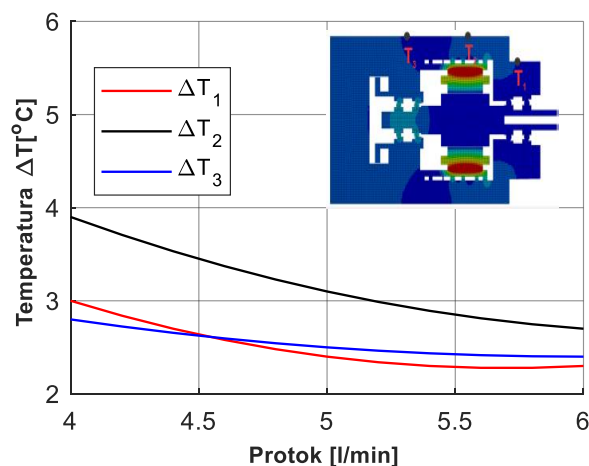


Slika 7.33 Raspored temperatura duž vretena i kućišta pri hlađenju kućišta: a) uljem; b) vodom za $n=60000$ [o/min] pri malom prednaprezanju ležaja

smanjuje na $T=13 [^{\circ}C]$, dok ΔT_1 opada sa $14.5 [^{\circ}C]$ na $13 [^{\circ}C]$, i ΔT_3 se smanjuje sa $14.6 [^{\circ}C]$ na $12 [^{\circ}C]$. S' druge strane pri hlađenju kućišta vodom, povećanjem protoka sa $4 [l/min]$ na $6 [l/min]$ temperatura ΔT_1 se smanjuje sa $3 [^{\circ}C]$ na $2.5 [^{\circ}C]$, uz istovremeno smanjenje temperature ΔT_2 sa $3.8 [^{\circ}C]$ na $2.7 [^{\circ}C]$, i temperature ΔT_3 sa 2.8 na $2.4 [^{\circ}C]$. Prema tome, protok više utiče na temperature elemenata motor-vretena pri hlađenju kućišta uljem. Pri hlađenju kućišta vodom temperatura ΔT_2 je manja za oko $12 [^{\circ}C]$, nego pri hlađenju uljem, dok su temperature ΔT_1 i ΔT_2 manje za oko $11 [^{\circ}C]$.



Slika 7.34 Promena temperature u zavisnosti od protoka pri hlađenju kućišta uljem



Slika 7.35 Promena temperature u zavisnosti od protoka pri hlađenju kućišta vodom

U tabeli 7.8 je prikazana promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena (T_{PL} - temperatura spoljašnjeg prstena prednjeg ležaja, T_{ZL} - temperatura spoljašnjeg prstena zadnjeg ležaja T_s – temperatura na statoru), u zavisnosti od protoka vode za $n=70000 [o/min]$. U tabeli 7.9 je prikazana promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena u zavisnosti od protoka uljne magle za $n=70000 [o/min]$ i $Q_k=4 [l/min]$.

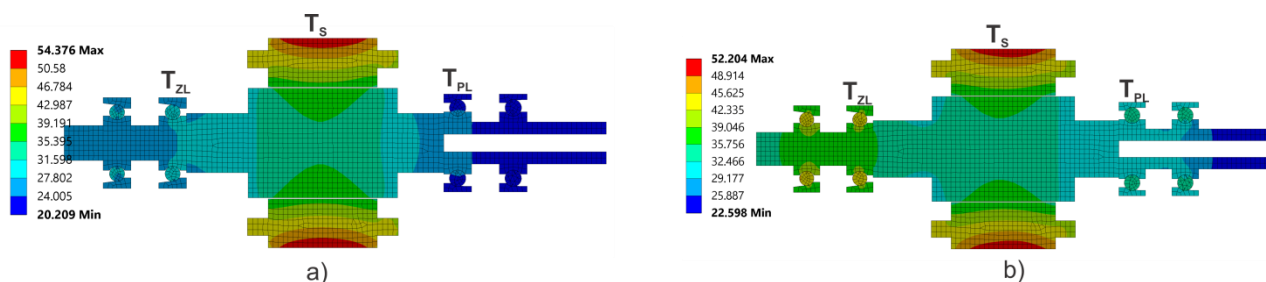
Iz prikazanih tabela, vidi se da protok sredstva za hlađenje kućišta ima dominantan uticaj na temperaturu statora i ležaja, dok protok uljne magle za hlađenje i podmazivanje ležaja ima dominantan uticaj na temperaturu spoljašnjeg prstena ležaja u prednjem i zadnjem osloncu. Na slici 7.36, je prikazan raspored temperaturnih polja pri hlađenju kućišta vodom ($Q_k=4 [l/min]$), za protok uljne magle $Q_l = 187.2$ i $283.2 [ml/h]$ pri $n=70000 [o/min]$.

Tabela 7.8 Promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena u zavisnosti od protoka vode

Protok $Q_k [l/min]$	$T_{PL} [^{\circ}C]$	$T_s [^{\circ}C]$	$T_{ZL} [^{\circ}C]$
4	29,8	53,3	27,5
5	25,2	47,1	25,8
6	22,3	42,5	24,7

Tabela 7.9 Promena temperatura na elementima sklopa glavnog vretena u zavisnosti od protoka uljne magle

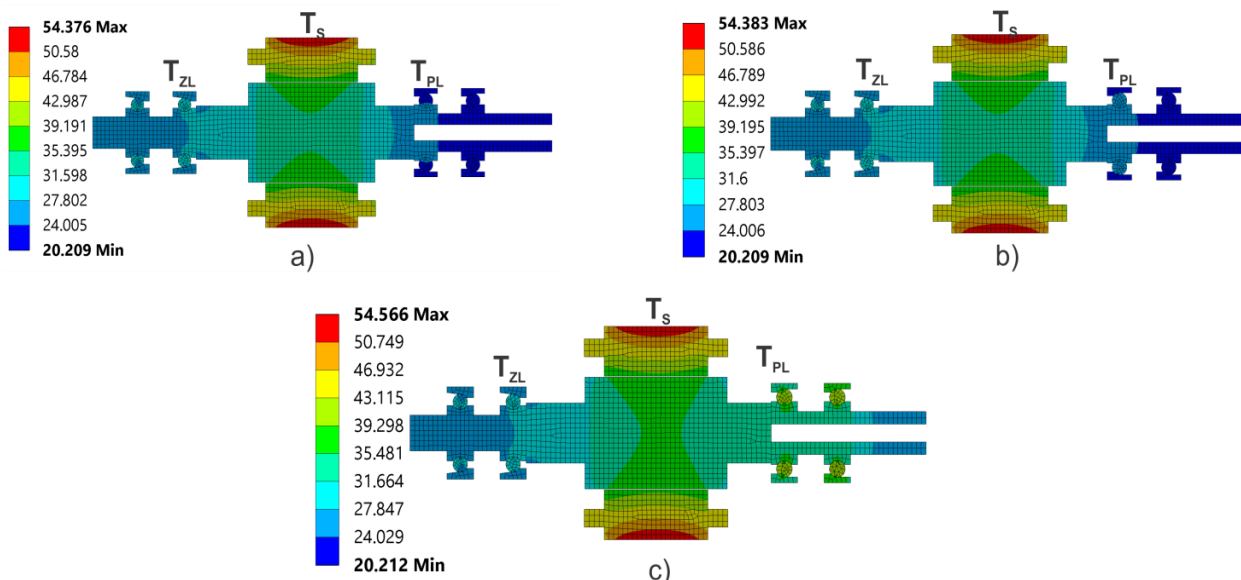
Protok $Q_l [ml/h]$	$T_{PL} [^{\circ}C]$	$T_s [^{\circ}C]$	$T_{ZL} [^{\circ}C]$
187,2	32,9	54,3	30,1
235,2	29,8	53,6	27,5
283,2	25,6	52,2	25,2



Slika 7.36 Raspored temperaturnih polja na elementima motor-vretena pri protoku uljne magle: a) $Q_l = 187,2$ [ml/h]; b) $Q_l = 283,2$ [ml/h] za $n = 70000$ [o/min] i $Q_k = 4$ [l/min]

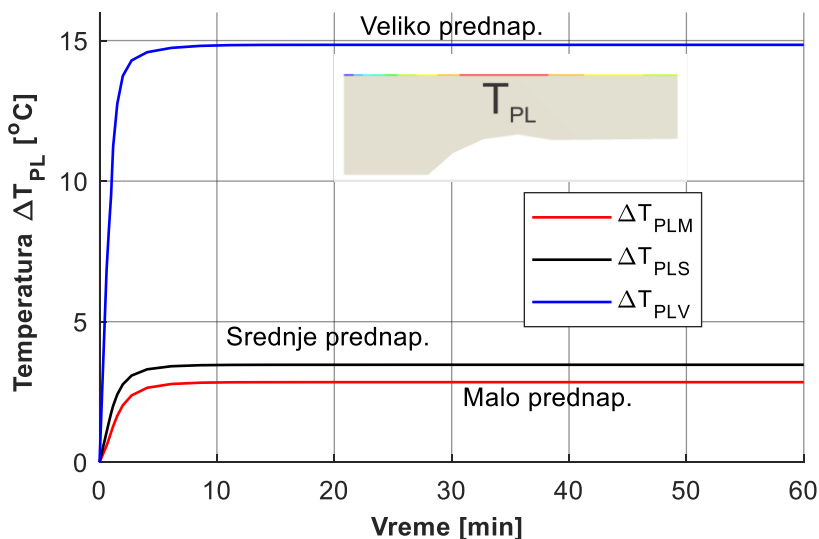
7.3.3 Uticaj prednaprezanja ležaja i spoljašnjeg opterećenja na toplotne karakteristike motor-vretena

Pri ovoj analizi je varirano prednaprezanje ležaja u prednjem osloncu i spoljašnje opterećenje koje deluje na vrh vretena (Slika 5.36). Zbog velikog broja podataka, ovde će biti prikazane analize za malo, srednje i veliko prednaprezanje pri protoku vode $Q_k = 4$ [l/min] i protoku uljne magle $Q_l = 235,2$ [ml/h], za broj obrtaja $n = 60000$ [o/min].

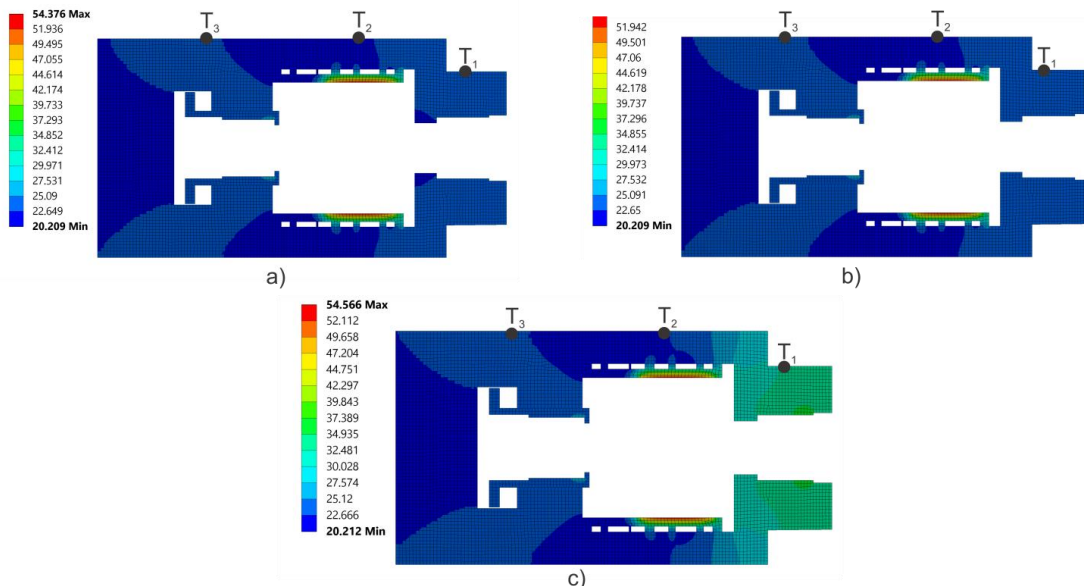


Slika 7.37 Raspored temperaturnih polja na elementima sklopa motor-vretena u stacionarnom stanju pri: a) malom; b) srednjem, i c) velikom prednaprezanju ležaja u prednjem osloncu

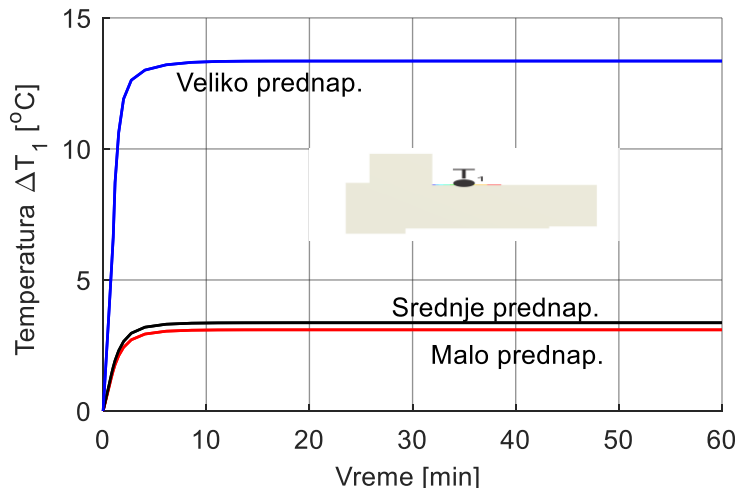
Povećanjem prednaprezanja sa malog (27 [N]) na srednje (80 [N]), temperatura na razmatranim mestima (Slika 7.37 i Slika 7.38) se veoma malo menja. Temperatura na prednjim ležajima (T_{PL}) raste za oko 1 [°C], dok se temperature na zadnjim ležajima (T_{ZL}) i statoru (T_s) motor-vretena menjaju za 0,3 [°C] do 0,6 [°C]. Ista promena temperatura je i na kućištu u blizini pomenutih elemenata (Slika 7.39). Međutim, promenom prednaprezanja sa malog na veliko, temperatura prednjeg ležaja raste za 12 [°C] (Slika 7.38), dok je promena ostalih temperatura mala i iznosi od 0,5 [°C] do 1 [°C] (Slika 7.37 i Slika 7.39). Prema tome, povećanje prednaprezanja sa malog na veliko, dovodi do povećanja temperature na prednjem ležaju (Slika 7.38) i na kućištu u blizini prednjeg ležaja (Slika 7.40) za oko 64 [%]. Povećanje prednaprezanja sa malog na veliko, izaziva povećanje kontaktnih opterećenja za 30 [%] u ležaju, što na kraju dovodi i do povećanja količine razvijene toplote u istom za 45 [%]. Takođe, sa prikazanih slika i dijagrama se može zaključiti da su temperature na spoljašnjim prstenovima ležaja, kao i na statoru, veoma bliske razmatranim temperaturama (T_1 , T_2 i T_3) na kućištu motor-vretena.



Slika 7.38 Promena temperature na spoljašnjem prstenu prednjeg ležaja tokom vremena za razmatrana prednaprezanja



Slika 7.39 Raspored temperaturnih polja na kućištu motor-vretena u stacionarnom stanju pri: a) malom; b) srednjem, i c) velikom prednapreznju ležaja u prednjem osloncu



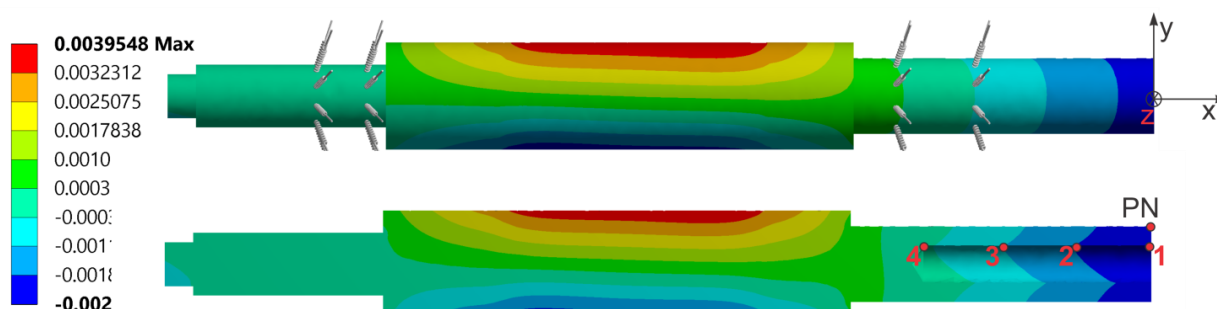
Slika 7.40 Promena temperature na kućištu u blizini prednjeg ležaja tokom vremena za razmatrana prednapreznja

S druge strane, na osnovu analize rezultata matematičkog modelovanja, može se konstatovati da promena spoljašnjeg opterećenja nema značajnog uticaja na promenu temperatura na razmatranom motor-vretenu. Uvođenjem spoljašnjeg opterećenja u matematički model temperature na motor-vretenu se menjaju za 0,2 [%] do 0,6 [%].

7.3.4 Analiza toplotno-mehaničkih karakteristika motor – vretena

7.3.4.1 Uticaj temperature na deformacije vrha vretena

Aksijalno simetrična svojstva geometrije glavnog vretena i primenjena toplotna opterećenja čine da rezultat rasporeda toplotnih polja i toplotnih širenja takođe bude simetričan oko ose glavnog vretena. Temperature na prednjim ležajima i elektromotoru su veće nego na zadnjim, pri čemu se veći deo toplote sa statora prenosi ka prednjem uležištenju, preko vretena pri hlađenju vodom ili preko kućišta pri hlađenju uljem. Prema tome, maksimalna toplotna pomeranja u X, Y i Z pravcu javljaju se na vrhu vretena kao što se vidi sa slike 7.41 i tabele 7.10. U tabeli 7.10 je prikazano pomeranje tačke na vrhu vretena (PN) u stacionarnom toplotnom stanju za različite brzine obrtanja i malo prednaprezanje ležaja, pri protoku vode i ulja $Q_k = 4 [l/min]$ i protoku uljne magle $Q_l = 235.2 [ml/h]$.



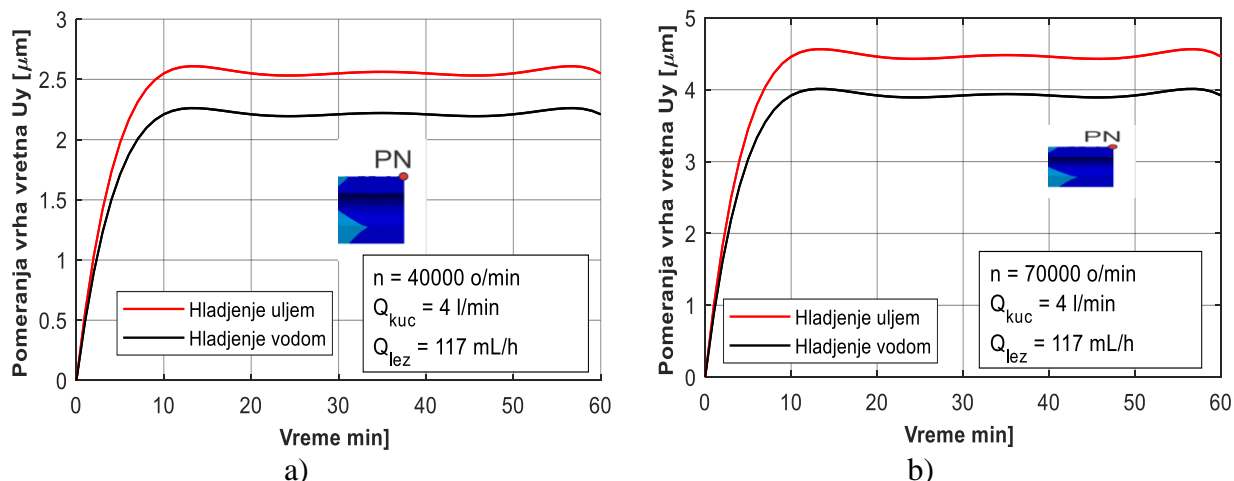
Slika 7.41 Raspored toplotnih pomeranja u stacionarnom stanju na motor-vretenu pri $n=40000$ o/min

Pri toplotnom opterećenju motor-vretena pomeraji u radijalnom pravcu na spoljašnjoj površini vrha vretena su veći pri hlađenju kućišta uljem za 15 [%] pri $n=40000$ [o/min], 4 [%] pri $n=50000$ [o/min], 7 [%] pri $n=60000$ [o/min] i 13 [%] pri $n=70000$ [o/min]. Ovde treba imati u vidu da se pri hlađenju kućišta vodom, javljaju značajno manje temperature na elementima motor-vretena, kako je konstatovano u prethodnom delu.

Tabela 7.10 Toplotna pomeranja tačke (PN) na vrhu vretena pri malom prednaprezanju ležaja

n [o/min]	Hlađenje kućišta uljem		Hlađenje kućišta vodom	
	Y [μm]	Z [μm]	Y [μm]	Z [μm]
40000	2,55	2,49	2,21	2.31
50000	2,84	2,79	2,72	2.78
60000	3,17	3,01	2,95	3.01
70000	4,46	4,39	3,92	3.99

Na slici 7.42 je prikazana promena toplotnih pomeranja vrha vretena (tačke PN) tokom vremena, za različite brzine obrtanja i uslove hlađenja pri malom prednaprezanju.



Slika 7.42 Radijalna pomeranja vrha vretena usled toplotnih opterećenja za: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]

Da bi se ispitali uticaji toplotnog širenja na tačnost glavnog vretena, u tabeli 7.11 je prikazano pomeranje četiri tačke duž vretena za $n=70000$ [o/min] pri hlađenju kućišta vodom. Položaji ove četiri tačke (Slika 7.41). Tačke su raspoređeni duž unutrašnje površine na vrhu vretena, koji služi za prihvat nosača alata. Iz tabele 7.11 se može videti da su Y i Z komponente pomeranja ovih tačaka značajne, što će značiti i da će i pomeranje alata u pravcu Y i Z ose biti značajno. Ova pomeranja mogu ozbiljnije da utiču na preciznost obrade. U isto vreme X komponenta pomeranja ovih tačaka će dovesti do širenja vratila u kućištu, ali će imati manji uticaj na preciznost obrade.

Tabela 7.11 Toplotno pomeranje razmatranih tačaka na motor-vretenu (μm)

Tačke	1	2	3	4	
Kom. pomeranja	X	1,71	1,43	1,46	0,93
	Y	3,90	3,51	3,11	3,01
	Z	3,95	3,45	3,10	2,99

U prethodnom delu je konstatovano da promena protoka fluida kroz kućište dovodi do smanjenja temperatura na elementima motor-vretena. Iz tog razloga, u tabelama 7.12 i 7.13 je prikazana promena pomeranja vrha vretena za različite protoke i brojeve i malo prednaprezanje pri $Q_l=235,2$ [ml/h]. Povećanje protoka ulja sa 4 [l/min] na 6 [l/min] smanjuje temperature na elementima motor-vretena za oko 16 [%], pri $n=40000$ [o/min] i 30 [%] pri $n=70000$ [o/min] što dovodi do smanjenja pomeranja usled toplotnih opterećenja na vrhu vretena za oko 4 [%], odnosno, za 25 [%]. Slična situacija je i pri hlađenju kućišta vodom.

Tabela 7.12 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem

n [o/min]	40000	50000	60000	70000
Q_k [l/min]	Radijalno pomeranje vrha vretena [μm]			
4	2.55	2.84	3.17	4.46
5	2.51	2.79	3.10	4.05
6	2.44	2.72	2.95	3.56

Tabela 7.13 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom

n [o/min]	40000	50000	60000	70000
Protok [l/min]	Radijalno pomeranje vrha vretena [μm]			
4	2,21	2,72	2,95	3,92
5	2,19	2,65	2,84	3,75
6	2,15	2,59	2,62	3,24

Prethodno prikazane analize su se odnosile za slučaj kada su ležaji prednapregnuti malim prednaprežanjem. U tabeli 7.14 su prikazana pomeranja vrha vretena u radijalnom pravcu (U_y) za malo, srednje i veliko prednaprežanje, za različite brojeve obrtaja pri $Q_k=4$ [l/min] i $Q_l=235,2$ [ml/h]. Povećanjem prednaprežanja, rastu kontaktna opterećenja u ležajima, što dovodi do veće količine razvijene toplote u ležaju, pa samim tim i do veće temperature na elementima sklopa motor-vretena. Međutim, istovremeno se povećava i krutost ležaja, koja će amortizovati povećanje pomeranja usled toplotnih opterećenja. Prethodno, dovodi do toga da se povećanjem prednaprežanja, veoma malo može uticati na toplotne dilatacije razmatranog motor-vretena, u slučaju kada nema delovanja spoljašnjeg opterećenja.

Tabela 7.14 Pomeranje vrha vretena (U_y) u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za različite vrednosti prednaprežanja ležaja u prednjem osloncu

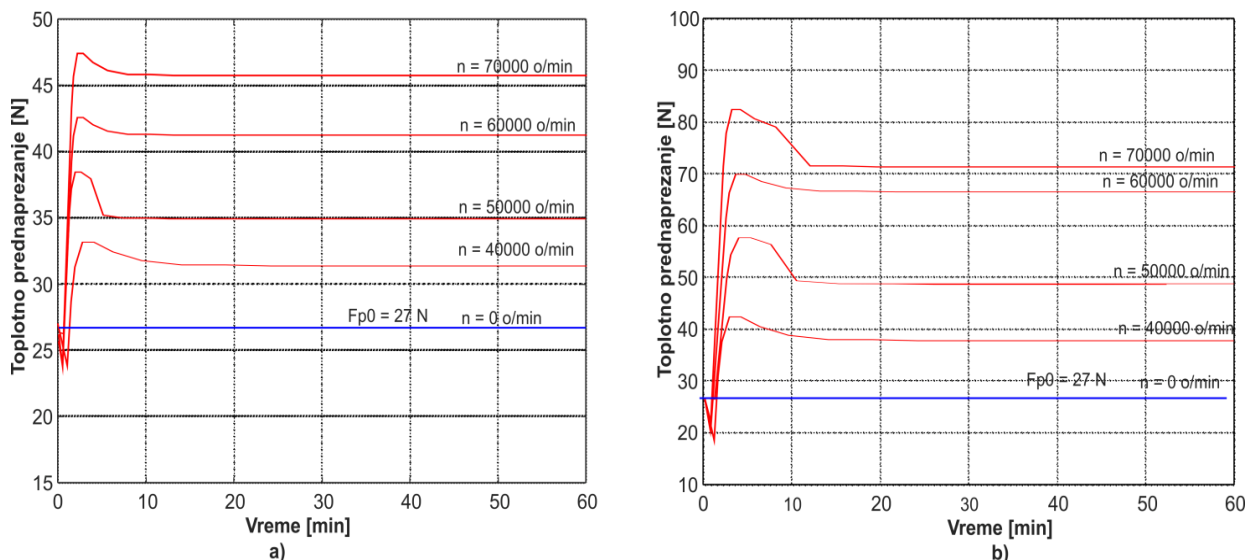
n [o/min]	40000	50000	60000	70000
Prednaprežanje [N]	Radijalno pomeranje vrha vretena [μm]			
27	2,21	2,72	2,95	3,92
80	2,19	2,69	2,92	3,91
160	2,15	2,64	2,84	3,75

Usled prethodno navedenog, u nastavku će biti razmatran uticaj temperature na krutost i prednaprežanje ležaja, kao i uticaj temperature na krutost vrha vretena pri dejstvu spoljašnjeg opterećenja, kako je prikazano u poglavlju broj 5 (Slika 5.36).

7.3.4.2 Uticaj temperature na krutost vrha motor-vretena

Krutost vrha glavnog vretena je određena pod dejstvom spoljašnjeg opterećenja, uključujući i toplotna opterećenja za različite brzine obrtanja. Da bi se precizno definisala krutost glavnog vretena, prvo se mora razmotriti kako toplotna širenja i brzine obrtanja utiču na prednaprežanje i krutost ležaja.

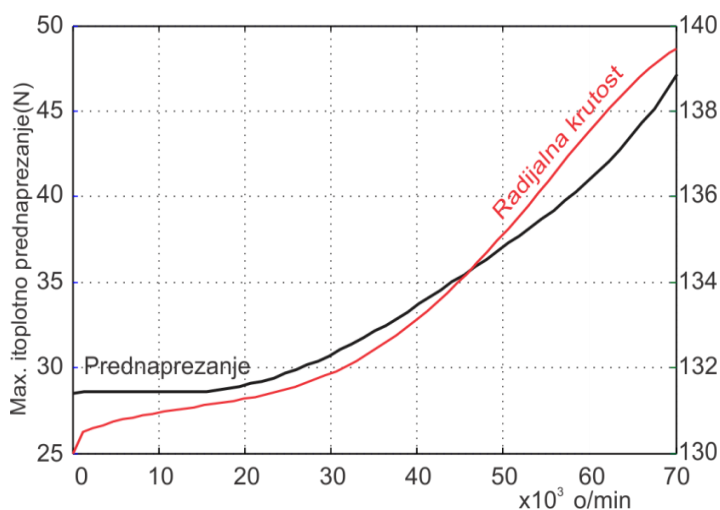
Predviđena promena toplotnog prednaprežanja za različite brzine obrtanja i 100 [N] radijalnim opterećenjem na vrhu glavnog vretena, prikazan je na slici 7.43. Toplotno prednaprežanje naglo raste tokom prvih 10 [min] rada, da bi nakon toga postepeno opadalo do dostizanja stacionarnog stanja. U stacionarnom toplotnom stanju pri $n=70000$ [o/min], prednaprežanje raste sa 27 [N] na 46 [N], dok pri $n=40000$ [o/min] prednaprežanje raste za oko 11 [%], u odnosu na početnu vrednost pri hlađenju kućišta vodom (Slika 7.43a). Pri hlađenju kućišta uljem na $n=70000$ [o/min], prednaprežanje u stacionarnom stanju iznosi 71 [N], dok pri $n=40000$ [o/min] prednaprežanje raste za oko 44 [%], u odnosu na početnu vrednost kao što je prikazano na slici 7.43b.



Slika 7.43 Promena toplotnog prednaprezanja tokom vremena za različite brojeve obrtaja pri hlađenju kućišta: a) vodom; b) uljem

U prvom vremenskom periodu, temperatura na kućištu se brže povećava nego na vretenu i sporije u odnosu na ležajeve. Usled toga, toplotno širenje kućišta je veće nego vretena, što dovodi do negativnog toplotnog širenja δ_{ea} između vretena i kućišta. Zbog ovoga dolazi do povećanja aksijalnog pomeranja prstenova i prednaprezanja. Tokom vremena, priraštaj temperature na vretenu se približava priraštaju temperature na kućištu. Ovo izaziva smanjenje negativne vrednosti δ_{ea} , što dovodi do opadanja prednaprezanja ležaja tokom vremena.

Na osnovu toplotne analize, može se zaključiti da se u početnim uslovima veliki deo generisane toplote unutar ležaja prenosi između kotrljajnih tela, usled male mase kotrljajnih tela u odnosu na ostale elemente. Usled ovoga, temperature na kotrljajnim telima su veće nego na stazama kotrljanja. Kako vreme prolazi, veća količina generisane toplote prolazi kroz kućište i vreteno, i temperatura između kotrljajnih tela i staza postaje manja. Sve ovo izaziva veće ili manje promene na elementima ležaja. Uzimanjem maksimalnog porasta prednaprezanja sa slike 7.43a, određena je promena radijalne krutosti prednjih ležaja za različite brzine obrtanja. Sa slike 7.44 se može videti da je početno prednaprezanje ležaja 27 [N] kada se vreteno ne okreće sa odgovarajućom krutosti od 130 [N/ μ m]. Prednaprezanje raste na 46 [N], kao što je prikazano na slici 7.44 na $n=70000$ [o/min], sa krutošću od 138,5 [N/ μ m]. Kao rezultat maksimalnog porasta toplotnog prednaprezanja za 70 [%] na $n=70000$ [o/min], krutost ležaja raste za 6 [%]. Konačno, nakon



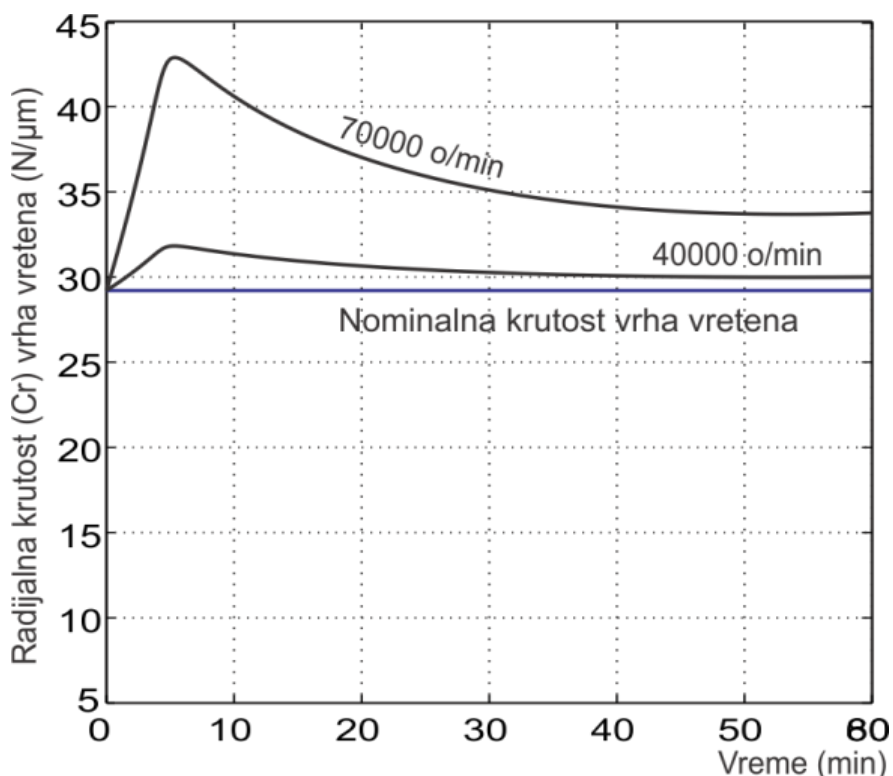
Slika 7.44 Maksimalno toplotno prednaprezanje i radijalna krutost prednjih ležaja

Uzimanjem maksimalnog porasta prednaprezanja sa slike 7.43a, određena je promena radijalne krutosti prednjih ležaja za različite brzine obrtanja. Sa slike 7.44 se može videti da je početno prednaprezanje ležaja 27 [N] kada se vreteno ne okreće sa odgovarajućom krutosti od 130 [N/ μ m]. Prednaprezanje raste na 46 [N], kao što je prikazano na slici 7.44 na $n=70000$ [o/min], sa krutošću od 138,5 [N/ μ m]. Kao rezultat maksimalnog porasta toplotnog prednaprezanja za 70 [%] na $n=70000$ [o/min], krutost ležaja raste za 6 [%]. Konačno, nakon

dostizanja stacionarnog toplotnog stanja, širenje elemenata ležaja je praktično konstantno, pa se može reći da je u stacionarnom toplotnom stanju promena prednaprezanja zanemarljivo mala.

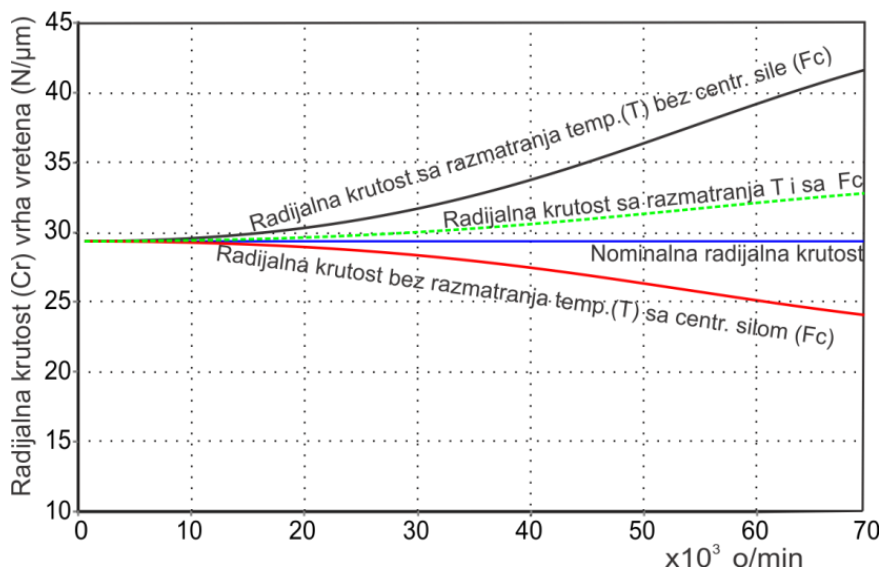
Ista promena se javlja i kod hlađenje kućišta uljem, samo su vrednosti prednaprezanja i krutosti veće nego kod hlađenja kućišta vodom, usled većih temperaturnih razlika između elemenata sklopa motor-vretena.

Predviđena promena krutosti vrha glavnog vretena za različite brzine obrtanja pod dejstvom radijalnog opterećenja na vrhu vretena od $100 [N]$, je prikazana na slici 7.45. Krutost vrha glavnog vretena prati trend porasta prednaprezanja i krutosti ležaja kao što je prikazano na slici 7.44. Maksimalni porast krutosti vrha vretena je u početnim fazama rada. Kako vreme prolazi, krutost vrha vretena opada, i konačno nakon dostizanja stacionarnog temperaturnog stanja, krutost vrha vretena se praktično vraća na svoju početnu vrednost.



Slika 7.45 Promena radijalne krutosti vrha vretena za različite brojeve obrtaja

Uzimanjem maksimalnog porasta krutosti vrha vretena sa slike 7.45, određen je porast krutosti za različite brzine obrtanja bez i sa razmatranjem temperature, kao sa i bez razmatranja centrifugalnih sila. Sa slike 7.46 se može videti da je početna krutost vretena $29 [N/\mu m]$, kada se vreteno ne obrće sa odgovarajućom krutosti ležaja od $130 [N/\mu m]$. Krutost vrha vretena raste na $43 [N/\mu m]$ na $n=70000 [o/min]$, sa odgovarajućom krutosti ležaja $138.5 [N/\mu m]$. Kao rezultat porasta krutosti ležaja za $6 [\%]$ na $n=70000 [o/min]$, krutost vrha vretena raste za $48 [\%]$ (Slika 7.44, Slika 7.45 i Slika 7.46). U stacionarnom toplotnom stanju, krutost vrha vretena raste na $34 [N/\mu m]$ pri $n=70000 [o/min]$, sa odgovarajućom krutosti ležaja $134.4 [N/\mu m]$ (Slika 7.44 i Slika 7.45). Prema tome, u stacionarnom toplotnom stanju kao rezultat porasta krutosti ležaja za $3 [\%]$ na $n=70000 [o/min]$, krutost vrha vretena raste za $16 [\%]$. Prethodno rečeno se odnosi na situaciju kada se razmatra porast temperature, ali bez razmatranja dejstva centrifugalnih sila na ležaj i vreteno.

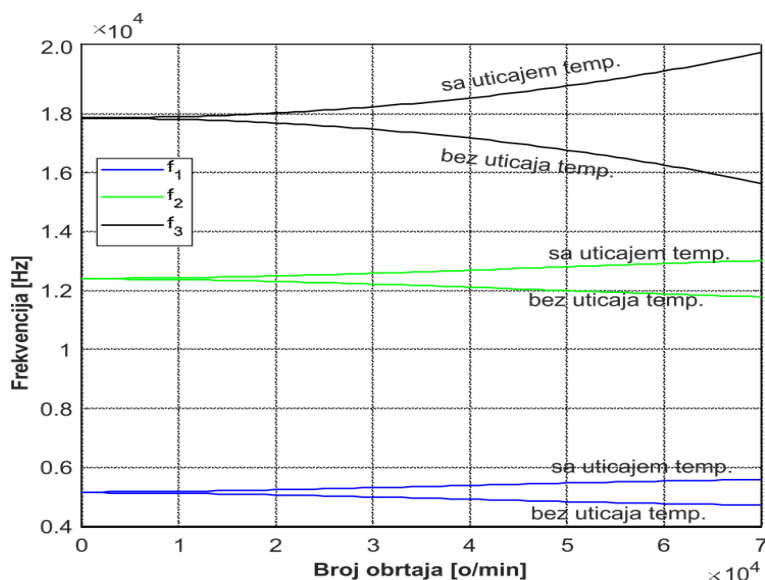


Slika 7.46 Promena maksimalne radijalne krutosti vrha vretena za različite eksploatacione uslove

Kao što je već bilo reči, centrifugalna sila smanjuje radijalnu krutost ležaja, pa samim tim i radijalnu krutost vrha vretena. Kada se ne razmatra uticaj temperature, krutost vrha vretena opada za 20 [%] (Slika 7.46) na $n=70000$ [o/min], dok pri uzimanju u obzir temperature, maksimalna radijalna krutost raste za 48 [%] (Slika 7.46). Međutim, u slučaju uzimanja u obzir toplotnih opterećenja i centrifugalne sile kod razmatranog glavnog vretena, radijalna krutost vrha vretena raste za 17 [%] (sa 29 [N] za $n=0$ [o/min] na 34 [N] za $n=70000$ [o/min]), kao što je prikazano na slici 7.46.

7.3.4.3 Uticaj temperature na sopstvene frekvencije motor-vretena

Na slici 7.47 je prikazana promena prve tri sopstvene frekvencije, u zavisnosti od broja obrtaja sa i bez razmatranja uticaja temperatura pri malom prednaprezanju ležaja u prednjem i zadnjem osloncu. Povećanjem broja obrtaja na $n=40000$ [o/min], smanjuje se krutost glavnog vretena za 10 [%], pri čemu prva sopstvena frekvencija opada za oko 4 [%], druga za 2 [%] i treća sopstvena frekvencija opada za 3,7 [%], bez razmatranja uticaja temperature, odnosno toplotnih opterećenja. S druge strane, ako se razmatra uticaj toplotnih opterećenja povećanjem broja obrtaja na $n=40000$ [o/min], povećava se krutost glavnog vretena za 2 [%], pri čemu prva i druga sopstvena frekvencija raste za oko 1 [%], i treća sopstvena frekvencija za 2 [%]. Daljim povećanjem broja obrtaja na $n=70000$ [o/min], povećava se radijalna krutost usled toplotnog prednaprezanja za 6



Slika 7.47 Promena prve tri sopstvene frekvencije u zavisnosti od broja obrtaja sa i bez razmatranja uticaja toplotnog opterećenja za malo prednaprezanje ležaja u prednjem i zadnjem osloncu

[%], pri čemu dolazi do povećanja prve i druge sopstvene frekvencije za oko 1,8 [%] i treće sopstvene frekvencije za 7 [%]. Kada se istovremeno razmatraju uticaji broja obrtaja, odnosno uticaj centrifugalne sile i uticaj temperature na sopstvene frekvencije, dolazi se do zaključka da se sopstvene frekvencije veoma malo menjaju povećanjem broja obrtaja i temperature, za oko 0,5 [%] do 0,8 [%], u odnosu na početne vrednosti.

7.4 Poređenje rezultata eksperimentalnih ispitivanja i matematičkog modelovanja

Pri računarskom modelovanju toplotno-mehaničkog ponašanja motor-vretena primenom programskog sistema opšte namene, osnovni problemi se javljaju pri definisanju ulaznih parametara kao što su: količina razvijene toplote, kontaktna provodljivost i dr. U cilju stvaranja uslova za poređenje rezultata, vodilo se posebno računa da se diskretizacija izvora toplote (statora, rotora, kotrljanih tela i prstenova) preko kojih se zadaju ulazne vrednosti, izvrši na istovetan način. Posebno pitanje pri računarskom modelovanju odnosi se na promenu termo fizičkih i mehaničkih svojstava materijala (koeficijenta toplotnog širenja, specifične toplote, viskoznosti sredstva za podmazivanje, gustine i modula elastičnosti), sa porastom temperature koje su pri definisanju modela zadržane konstantnim. U realnim uslovima, ove konstante se menjaju sa porastom temperature i mogu uticati na rezultate modelovanja.

7.4.1 Uporedna analiza toplotnog ponašanja

Na osnovu podataka iz tabele 7.15, može se konstatovati da se veličina odstupanja kreće u granicama od 6 [%] do 28 [%]. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n=40000$ [o/min] na kućištu u blizini rotora (ΔT_2) i iznosi 6 [%], dok je najveće odstupanje na kućištu u blizini prednjeg uležištenja (ΔT_1) pri istom broju obrtaja i iznosi 30 [%]. Odstupanje porasta temperature na kućištu u blizini zadnjeg uležištenja (ΔT_3), određeno matematičkim modeliranjem u odnosu na eksperimentalno ispitivanje, iznosi od 9 [%] do 20 [%] u zavisnosti od broja obrtaja.

Tabela 7.15 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]

n [o/min]	Eksperimentalno ispitivanje			Matematičko modelovanje		
	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]
40000	1,2	1,0	0,4	1,8	1,07	0,9
50000	2,1	3,2	2,0	2,7	2,8	2,6
60000	2,4	3,4	2,0	2,8	3,03	2,7
70000	4,3	6,2	3,4	3,9	4,95	2,84

U tabeli 7.16 je prikazano poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k=6$ [l/min]. U ovom slučaju, veličina odstupanja se kreće u granicama od 2 [%] do 20 [%]. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n=40000$ [o/min] na kućištu u blizini zadnjeg uležištenja (ΔT_2) i iznosi 2 [%], dok je najveće odstupanje na kućištu u blizini statora (ΔT_3) pri $n=40000$ [o/min], i iznosi 28 [%].

Tabela 7.16 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]

n [o/min]	Eksperimentalno ispitivanje			Matematičko modelovanje		
	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]
40000	1,2	0,5	0,4	1,5	0,7	0,5
50000	2,1	2,9	1,6	2,0	2,3	1,9
60000	2,1	3,0	2,0	2,2	2,5	2,1
70000	3,2	5,1	2,5	3,0	4,8	2,44

Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 4$ [l/min] je prikazano u tabeli 7.17. Veličina odstupanja kreće se u granicama od 2 [%] do 13 [%]. Odstupanja temperatura na kućištu, na mestu prednjeg uležištenja (ΔT_1) kreću se u granicama od 4 [%] do 11 [%], u zavisnosti od broja obrtaja. Razlika temperatura na kućištu u blizini statora (ΔT_2) matematičkog modelovanja od eksperimentalnih ispitivanja, su u granicama od 2,5 [%] do 7,5 [%], dok je odstupanje temperatura (ΔT_3) u opsegu od 2,4 [%] do 13 [%].

Tabela 7.17 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h]

n [o/min]	Eksperimentalno ispitivanje			Matematičko modelovanje		
	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]
40000	7,2	7,1	7,0	6,8	6,8	6,7
50000	10,9	12,0	12,3	9,8	11,7	11,3
60000	11,3	14,5	13,1	11,8	13,4	11,5
70000	14,0	17	15,7	14,5	16,1	14,6

Veličina odstupanja temperatura u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 6$ [l/min], kreće se u granicama od 3 [%] do 13 [%] (Tabela 7.18).

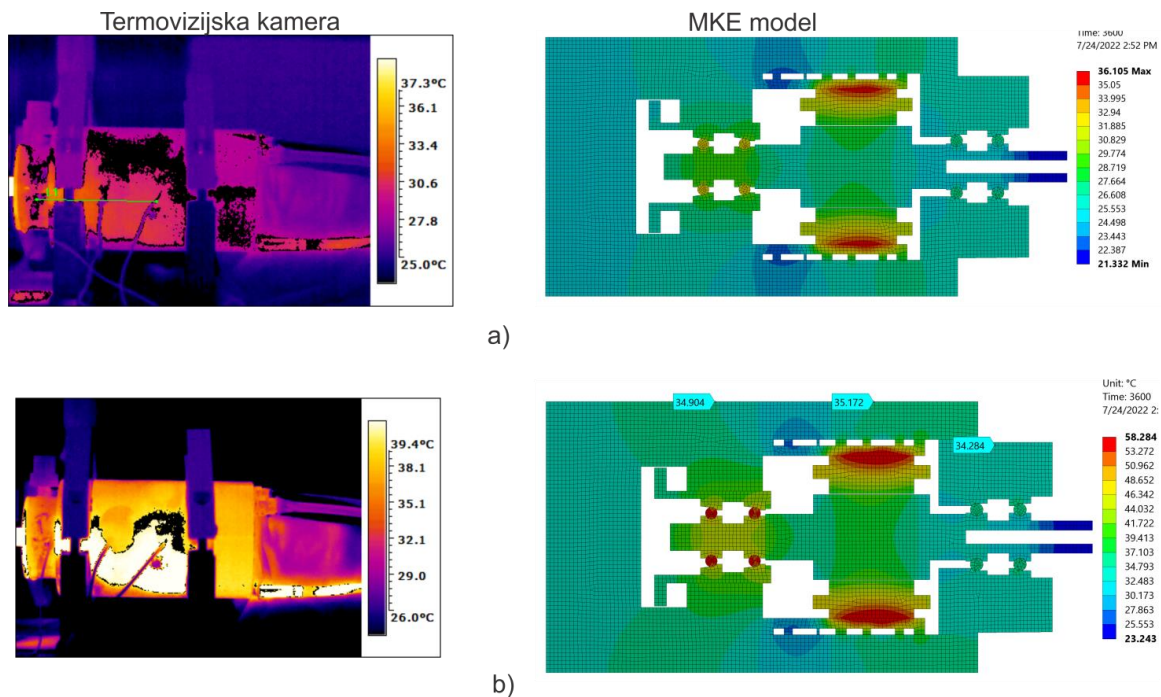
Tabela 7.18 Poređenje temperature u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 6$ [l/min] i $Q_l = 235,5$ [ml/h]

n [o/min]	Eksperimentalno ispitivanje			Matematičko modelovanje		
	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]	ΔT_1 [°C]	ΔT_2 [°C]	ΔT_3 [°C]
40000	7,2	7,1	7,1	6,5	6,5	6,5
50000	8,6	9,0	9,3	7,8	8,1	8,2
60000	9,2	13,5	12,0	9,9	12,9	10,9
70000	12,6	15,9	13,7	13	14,8	12,9

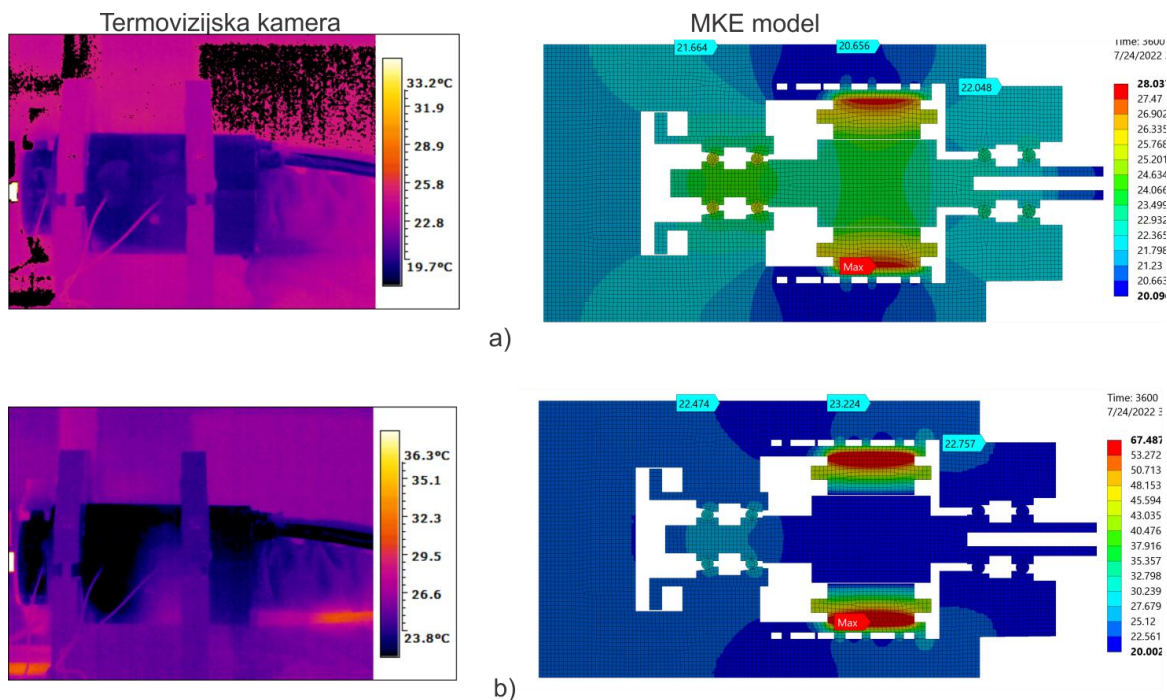
U ovom slučaju, odstupanja temperatura na kućištu, na mestu prednjeg uležištenja (ΔT_1) se kreću u granicama od 3 [%] do 10 [%], u zavisnosti od broja obrtaja. Razlika temperatura na kućištu u blizini statora (ΔT_2) matematičkog modelovanja od eksperimentalnih ispitivanja su u granicama od 4 [%] do 10 [%], dok je odstupanje temperatura (ΔT_3) u opsegu od 6 [%] do 13 [%], u zavisnosti od broja obrtaja. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n =$

70000 [o/min] na kućištu u blizini prednjeg uležištenja (ΔT_1) i iznosi 3 [%], dok je najveće odstupanje na kućištu u blizini statora (ΔT_3) pri $n=50000$ [o/min], i iznosi 13 [%].

Raspored temperaturnih polja snimljen termovizijskom kamerom i određen matematičkim modelovanjem, je prikazan na slikama 7.48 i 7.49.



Slika 7.48 Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]



Slika 7.49 Raspored temperaturnih polja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 4$ [l/min] i $Q_l = 235,2$ [ml/h] pri: a) $n=40000$ [o/min]; b) $n=70000$ [o/min]

7.4.2 Uporedna analiza elastičnog ponašanja usled dejstva toplotnog opterećenja

U tabelama 7.19 i 7.20 je prikazano poređenje predviđenih i eksperimentalno određenih vrednosti pomeranja tačke na vrhu vretena u stacionarnom toplotnom stanju za različite brzine obrtanja pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 5 [l/min]$ i $6 [l/min]$ i $Q_l = 235,2 [ml/h]$. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n = 70000 [o/min]$ u pravcu Y ose i iznosi $8 [\%]$, dok je najveće pri istom broju obrtaja u pravcu X ose i iznosi $16 [\%]$. Odstupanje u pravcu X ose se kreću u granicama od $10 [\%]$ do $16 [\%]$, dok su odstupanja u pravcu Y ose u opsegu od $8 [\%]$ do $13 [\%]$. U slučaju kada je protok vode $Q_k = 6 [l/min]$ veličina odstupanja se kreće u granicama od $3 [\%]$ do $11 [\%]$. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n = 60000 [o/min]$ u pravcu X ose i iznosi $3 [\%]$, dok je najveće na u pravcu Y ose pri $n = 50000 [o/min]$ i iznosi $11 [\%]$. Odstupanje u pravcu X ose se kreću u granicama od $3 [\%]$ do $9 [\%]$, dok su odstupanja u pravcu Y ose u opsegu od $5 [\%]$ do $11 [\%]$.

Tabela 7.19 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 5 [l/min]$ i $Q_l = 235,2 [ml/h]$ (μm)

$n [o/min]$	Eksperimentalno		MKE model	
	X	Y	X	Y
40000	1,58	1,91	1,85	2,19
50000	1,73	2,32	1,94	2,65
60000	2,0	2,46	2,24	2,84
70000	2,37	3,43	2,85	3,75

Tabela 7.20 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta vodom za $Q_k = 6 [l/min]$ i $Q_l = 235,2 [ml/h]$ (μm)

$n [o/min]$	Eksperimentalno		MKE model	
	X	Y	X	Y
40000	1,58	1,94	1,71	2,15
50000	1,68	2,29	1,85	2,59
60000	1,97	2,41	2,05	2,62
70000	2,26	3,41	2,47	3,24

Poređenje pomeranja vrha vretena u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 5 [l/min]$, prikazano je u tabeli 7.21. Veličina odstupanja kreće se u granicama od $2 [\%]$ do $21 [\%]$. Odstupanja pomeranja u pravcu X ose, kreću se u granicama od $2 [\%]$ do $7 [\%]$ u zavisnosti od broja obrtaja. Razlika pomeranja u pravcu Y ose matematičkog modelovanja od eksperimentalnih ispitivanja su u granicama od $9 [\%]$ do $21 [\%]$.

Tabela 7.21 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 5 [l/min]$ i $Q_l = 235,2 [ml/h]$ (μm)

$n [o/min]$	Eksperimentalno		MKE model	
	X	Y	X	Y
40000	1,65	1,96	1,69	2,51
50000	1,67	2,36	2,02	2,79
60000	2,43	2,60	2,51	3,10
70000	2,82	3,66	3,04	4,05

Veličina odstupanja pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k = 6 [l/min]$, kreće se u granicama od $0,6 [\%]$ do $20 [\%]$ (Tabela 7.22).

U ovom slučaju, odstupanja pomeranja u pravcu X ose, kreću se u granicama od 0,6 [%] do 17 [%] u zavisnosti od broja obrtaja. Razlika pomeranja matematičkog modelovanja od eksperimentalnih ispitivanja u pravcu Y ose su u granicama od 1,5 [%] do 20[%]. Najmanje odstupanje od eksperimentalnih rezultata je pri $n=40000$ [o/min] u pravcu X ose i iznosi 0,6 [%], dok je najveće odstupanje u pravcu Y ose pri istom broju obrtaja iznosi 20 [%].

Tabela 7.22 Poređenje pomeranja u stacionarnom stanju pri hlađenju kućišta uljem za $Q_k=6$ [l/min] i $Q_l=235,2$ [ml/h] (μm)

n [o/min]	Eksperimentalno		MKE model	
	X	Y	X	Y
40000	1,61	1,94	1,62	2,44
50000	1,77	2,31	1,98	2,72
60000	2,15	2,57	2,32	2,95
70000	2,46	3,51	2,98	3,56

7.4.3 Uporedna analiza dinamičkog ponašanja

Poređenje rezultata dinamičkog ponašanje je izvršeno na bazi sopstvenih frekvencija slobodno oslonjenog motor-vretena. Poređenja sopstvenih frekvencija za prva dva moda oscilovanja određenih MKE modelovanjem i eksperimentalnim ispitivanjem, prikazana su u tabeli 7.23. Ovde treba napomenuti da su prve dve sopstvene frekvencije iste u svim razmatranim tačkama (Slika 5.43), samo se amplitude na tim frekvencijama razlikuju.

Tabela 7.23 Poređenje prve dve sopstvene frekvencije (f_1 i f_2) dobijene računarskim modelovanjem i eksperimentalnim ispitivanjem

Sopstvena frekvencija	MKE model [Hz]	Eksperiment [Hz]
f_1	3887.2	3838
f_2	6580.3	6525

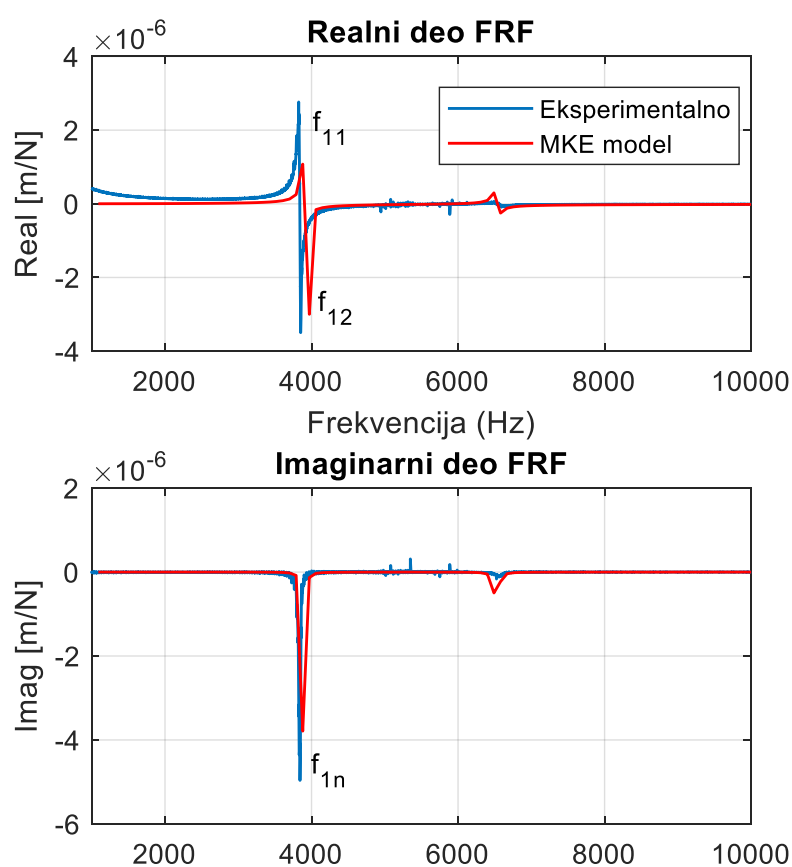
Poređenjem vrednosti karakterističnih frekvencija (Tabela 7.23) može se uočiti da odstupanje između frekvencija određenih MKE modelovanjem i eksperimentalno, na prvom modu iznosi 1,2 [%], koje je ujedno i najdominantnije. Na osnovu ovoga, može se zaključiti da MKE modelovanje daje zadovoljavajuće rezultate, naročito s' obzirom na to da je razlika između MKE modelovanja i eksperimentalnog ispitivanja na drugoj sopstvenoj frekvenciji samo 0,8 [%].

Na osnovu definisanog realnog i imaginarnog dela FRF , na već prikazan način, određeni su modalni parametri vretena. U tabeli 7.24 prikazani su izračunati modalni parametri za posmatrano motor-vreteno i njihovo poređenje sa eksperimentalno određenim podacima. Prikazani modalni parametri su određeni za odzivnu tačku 1 (Slika 5.43). Pri matematičkom modelovanju, koeficijent prigušenja je iznosio 0,003, dok je isti određen eksperimentalnim ispitivanjima iznosio 0,00338. Iz tabele 7.24 se može zaključiti da je odstupanje MKE modelovanja od eksperimentalnog ispitivanja na frekvenciji f_{11} oko 1,4 [%], na frekvenciji f_{12} oko 3 [%], i na frekvenciji f_{1n2} oko 1 [%]. Modalni parametri (modalna krutost i modalna masa) odstupaju za oko 20 [%] od istih određenih eksperimentalnim ispitivanjem. Prema literaturnim podacima, modalna masa na prvom modu oscilovanja je oko 85 [%] do 90 [%] od celokupne mase analizirane konstrukcije. Prema tabeli 7.24, eksperimentalno određena modalna masa na prvom modu oscilovanja iznosi 0,206 kg, dok modalna masa određena MKE modelom iznosi 0,260 [kg]. Ukupna masa razmatranog vretena

sa rotorom iznosi oko $0,2475$ [kg]. Na osnovu prethodno rečenog, može se konstatovati da MKE modelovanje dinamičkog ponašanja daje zadovoljavajuće rezultate u poređenju sa eksperimentalnim ispitivanjima.

Tabela 7.24 Poređenje modalnih parametara određenih MKE modelom i eksperimentom

Modalni parametri	MKE model	Eksperiment
f_{11} [Hz]	3880	3826
f_{12} [Hz]	3970	3852
f_{1n} [Hz]	3880	3840
C_y [N/ μ m]	38.5	30,5
m [kg]	0,260	0,206



Slika 7.50 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva slobodno oslonjenog motor-vretena određen eksperimentalnim ispitivanjem i MKE modelovanjem

8 Zaključak

Sumirajući prikazana istraživanja i rezultate istraživanja, može se konstatovati da je u radu prikazan matematički model za predviđanje toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena. Matematički model omogućava da se još u fazi projektovanja predvidi ponašanje visokobrzinskog motor-vretena, u eksploataciji. Kako je u radu konstatovano, uticaj statičkog, dinamičkog i toplotnog ponašanja na eksploatacione karakteristike je veoma značajan.

Polazeći od jednog od osnovnih ciljeva rada razvoja matematičkog modela, usvojena je koncepcija opšteg programskog sistema za automatizovani proračun. Matematički model visokobrzinskog vretena prikazan u radu, je modularne gradnje. Modularna gradnja je omogućila njegovo povezivanje sa programskim sistemima opšte namene koji se baziraju na metodi konačnih elemenata.

Matematički model ležaja omogućava određivanje sila kontakta, kontaktnih površina između kotrljajnih tela i staza kotrljanja, i krutosti ležaja za svaku poziciju kotrljajnog tela. Pri tome je, zbog široke primene kugličnih ležaja sa kosim dodirom, koji omogućavaju veliki broj varijantnih rešenja, posebna pažnja posvećena određivanju krutosti ovih ležaja. Sparivanjem ovih ležaja u jednom osloncu, može se uticati na krutost glavnog vretena, posebno radijalnu krutost, kao je to prikazano u poglavlju sedam. Matematički model je razvijen na bazi Hertz-ove teorije kontakta i John-Harris-ove raspodele opterećenja na kotrljajna tela. Model u ovom radu je proširen uvođenjem temperaturnih dilatacija u jednačine ravnoteže. Takođe, u modelu je uključeno i delovanje sila inercije (centrifugalna sila i giroskopski moment) na kotrljajna tela, što je veoma značajno kod visokobrzinskih motor-vretena. Toplotni model ležaj-vreteno koji se sastoji od modela generisane toplote i modela prenosa toplote, omogućava određivanje momenta trenja i količine razvijene toplote, za svaku poziciju kotrljajnog tela, na bazi promene kontaktnih opterećenja s' jedne strane. S' druge strane, ovi modeli služe i za određivanje generisane toplote na elektromotoru, kao i za definisanje prenosa toplote sa, i u strukturu sklopa motor-vretena.

Posebna pažnja je posvećena matematičkim modelima za identifikaciju statičkog, dinamičkog i toplotnog ponašanja motor-vretena. Ovi modeli su razvijeni na bazi konačnih elemenata u programskom sistemu opšte namene i povezani su sa modelom ležaja i toplotnim modelom ležaj-vreteno. Statički i dinamički model uzimaju u obzir neravnomernu raspodelu radijalne krutosti ležaja. U većini matematičkih modela se krutost ležišta smatra istom u svim radijalnim pravcima, iako to nije u potpunosti tačno, što je eksperimentalno potvrđeno od strane više autora.

Verifikacija matematičkog modela ležaja je izvršena poređenjem sa kataloškim vrednostima najznačajnijih proizvođača ležaja, za različita prednaprezanja. Odstupanja rezultata predloženog

matematičkog modela od literaturnih podataka se kreće u granicama do 10 [%]. U disertaciji je već konstatovano da se svaka greška nastala kod određivanja krutosti ležaja preslikava na statički, dinamički i toplotni model visokobrzinskog motor-vretena. Prema tome, poređenje rezultata toplotnog i dinamičkog ponašanja računarskog modelovanja i eksperimentalnog ispitivanja indirektno pokazuje i kvalitet matematičkog modela ležaja. Kao što je prikazano u poglavlju sedam, radijalna krutost kreće se u granicama od $(5.27 - 5.48) \cdot Ca$, što se nešto razlikuje od preporuka koje daju proizvođači ležaja prema kojima je radijalna krutost $Cr = 6 \cdot Ca$.

Analizom rezultata statičkog ponašanja ležaja sa kojima je uležišteno razmatrano motor-vreteno, može se zaključiti da se aksijalna i radijalna krutost ležaja značajno povećava sa povećanjem prednaprezanja. Povećanjem prednaprezanja ugao kontakta raste, kao i kontaktno opterećenje, čime se povećava i krutost ležaja. Povećanjem prednaprezanja ležaja sa malog na srednje, smanjuju se pomeranja vrha vretena za 28 [%], dok povećanje prednaprezanja sa malog na veliko, dovodi do smanjenja pomeranja vrha vretena za 31 [%]. Takođe se pomeranja na mestu uležištenja smanjuju povećanjem vrednosti prednaprezanja za oko 51 [%] na mestu prednjeg, odnosno za 65 [%] na mestu zadnjeg uležištenja. Smanjenje pomeranja vrha vretena, povećanjem krutosti ležaja je posledica nekoliko stvari koje se dešavaju pri tome. U stacionarnom stanju, ugao kontakta i kontaktna opterećenja su ista sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja za svaku poziciju kotrljanog tela. Radijalna i aksijalna krutost ležaja pri delovanju radijalnog opterećenja nisu iste u svim pravcima. Usled neravnomerne raspodele opterećenja na kotrljajna tela i neravnomerne promene ugla kontakta, u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela i krutost će se menjati promenom pozicije kotrljajnih tela. Sa povećanjem prednaprezanja, povećava se broj kotrljajnih tela koja prenose opterećenje, što značajno smanjuje stepen neravnomernosti raspodele u prenošenju spoljašnjeg opterećenja. Povećanje prednaprezanja sa malog na srednje, dovodi do povećanja radijalne krutosti ležaja za 34 [%], što na kraju povećava radijalnu krutost vrha vretena za 27 [%]. Daljim povećanjem prednaprezanja, povećava se radijalna krutost ležaja za 22 [%], pri čemu se krutost vrha vretena povećava za 32 [%]. Takođe, pri analizama se došlo do zaključka da krutost zadnjeg oslonca ne utiče značajno na krutost vrha vretena (oko 1,5 [%])

S druge strane, pri delovanju centrifugalnih sila, i usled promene ugla kontakta, kako se kotrljajno telo okreće oko ose ležaja, postoji tendencija da kotrljajno telo zaostaje ili napreduje u odnosu na svoj centralni položaj u kavezu. U nestacionarnom stanju, pri povećanju broja obrtaja kontaktna opterećenja se povećavaju u odnosu na stacionarno stanje. Povećava se kontaktno opterećenje i sa spoljašnjom i sa unutrašnjom stazom kotrljanja. Pored toga, ugao kontakta raste sa unutrašnjom stazom, dok sa spoljašnjom stazom opada u odnosu na stacionarno stanje. Pošto dolazi do rasta kontaktnih opterećenja sa obe staze kotrljanja, kontaktna krutost spoljašnje i unutrašnje staze opadaju porastom broja obrtaja što dovodi do neravnomerne raspodele krutosti u zavisnosti od pozicije kotrljajnih tela. Povećanjem broja obrtaja, povećava se intenzitet sila inercije, što uslovljava povećanje razlike ugla kontakta sa unutrašnjom i spoljašnjom stazom kotrljanja, pri čemu dolazi do opadanja krutosti u svim pravcima. Usled toga, dolazi i do smanjenja krutosti vrha glavnog vretena. Povećanjem broja obrtaja za 20 [%] (40000 [o/min] na 50000 [o/min]), smanjuje radijalnu krutost ležaja za 6 [%] što dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za 5 [%], dok povećanje broja obrtaja za 42 [%], smanjuje krutost ležaja za 47 [%] što dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za 20 [%] pri malom prednaprezanju. Pri srednjem prednaprezanju povećanjem broja obrtaja za 42 [%], izaziva smanjenje radijalne krutosti

ležaja za 32,2 [%] što na kraju dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za 18 [%]. Kod velikog prednaprezanja, povećanje broja obrtaja za 42 [%] smanjuje radijalnu krutost ležaja za 30 [%] što dovodi do smanjenja radijalne krutosti vrha vretena za 15 [%].

Analiza dinamičkog ponašanja motor-vretena je prvo za sprovedena slobodno oslonjeno glavno vreteno kao bi se rezultati uporedili sa eksperimentalnim ispitivanjima. S druge strane, tokom eksploatacije glavno vreteno mašine alatke je uležišteno, pa je stoga definisan matematički model sa uležištenjem koji poseduje karakteristike krutosti i prigušenja. Za slučaj dejstva pobudne sile na vrhu vretena, određen je odziv sistema u pet tačaka za različite vrednosti koeficijenta relativnog prigušenja. Na osnovu prikazanih vrednosti, može se zaključiti da je uticaj prigušenja na smanjenje prve sopstvene frekvencije oko 0,4 [%], kada se razmatra sistem bez i sa maksimalnim prigušenjem. S druge strane, uticaj prigušenja na amplitudu oscilovanja je značajan, odnosno, povećanjem prigušenja amplituda oscilovanja se smanjuje i do 30 [%]. Takođe pri analizama se došlo do zaključka da povećanje koeficijenta prigušenja sa 0,001 na 0,003, izaziva smanjenje modalne krutosti vrha glavnog vretena za oko 70 [%]. Savremene konstrukcije sklopa glavnog vretena su relativno proste sa stanovišta broja elemenata, odnosno, međusobnih spojeva (kontakata), pa se osnovno prigušenje u takvoj strukturi javlja u materijalu i u elementima ležaja.

Pri razmatranju uležištenog motor-vretena, posmatran je uticaj krutosti ležaja na sopstvene frekvencije. Na osnovu prikazanih rezultata, može se zaključiti da je uticaj krutosti prednjeg ležaja na dinamičko ponašanje vrha motor vretena definisano rezonantnom frekvencijom i rezonantnom amplitudom. Prema tome, porastom krutosti raste rezonantna frekvencija, ali i opada amplituda pomeranja. Takođe se na osnovu rezultata može konstatovati da je amplituda pomeraja vrha vretena u dorezonantnoj oblasti veća što je veća krutost ležišta, a pri frekvencijama većim od rezonantne, amplituda pomeraja vrha vretena je manja što je veća krutost prednjeg uležištenja. Povećanjem krutosti ležaja za 42 [%], povećava se prva sopstvena frekvencija za 12 [%], pri čemu se smanjuje amplituda pomeranja vrha vretena za 43%. Daljim povećanjem krutosti ležaja za 38 [%], prva sopstvena frekvencija raste za 9 [%], a amplituda pomeranja vrha vretena se smanjuje za 39 [%]. Pri tome se može zapaziti vrlo mali uticaj odnosa krutosti u prednjem i zadnjem osloncu na prve dve sopstvene frekvencije (≈ 10 [%]), a tek značajniji uticaj na treću (21 [%]).

Uticaj broja obrtaja na sopstvene frekvencije motor-vretena je razmatran kroz smanjenje krutosti za različite vrednosti prednaprezanja. Povećanjem broja obrtaja na 40000 [o/min] smanjuje se krutost glavnog vretena za 10 [%] pri čemu prva sopstvena frekvencija opada za oko 4 [%], druga za 2 [%] i treća sopstvena frekvencija opada za 3,7 [%]. Daljim povećanjem na maksimalni broj obrtaja (70000 [o/min]), smanjuje se radijalna krutost za 24 [%], pri čemu dolazi do smanjenja prve sopstvene frekvencije za 3,8 [%], odnosno, za 2,7 druge i oko 9 [%] treće sopstvene frekvencije.

Iz računarske analize se može zaključiti da su temperature na spoljašnjoj površini spoljašnjeg prstena veće za 3 do 5 [°C] od temperature na spoljašnjoj površini kućišta na mestu uležištenja. Takođe, može se uočiti da je temperatura na statoru veća za 11 [°C] (pri $n=40000$ [o/min]) do 19 [°C] (pri $n=70000$ o/min) od temperature T_2 (temperatura na kućištu u blizini statora). Maksimalne temperature se javljaju na statoru elektromotora i kreću se od 31 [°C] pri $n=40000$ [o/min] do oko 64 [°C] pri $n=70000$ [o/min]. Temperature na ležajima se kreću od oko 25 [°C] za $n=40000$ [o/min] do 40 [°C] za $n=70000$ [o/min]. Pri hlađenju kućišta uljem, razvijena toplota u

elektromotoru i ležajevima se približno ravnomerno raspoređuje na kućište i vreteno ($\Delta T = 4 [^{\circ}C]$), s' tim da nešto veći deo toplote ide ka zadnjem uležištenju preko vretena, dok se preko kućišta manji deo toplote prenosi ka prednjem uležištenju. Međutim pri hlađenju kućišta vodom veća je razlika između temperatura kućišta i vretena ($\Delta T = 10 [^{\circ}C]$). Veći deo razvijene toplote sa elektromotora se odvede preko vretena u smeru prednjeg uležištenja, pri čemu su temperature duž kućišta prilično ravnomerno raspoređene, odnosno preko kućišta se približno ista količina toplote prenosi na prednje i zadnje uležištenje. Povećanje prednaprezanja sa malog na veliko izaziva povećanje kontaktnih opterećenja za 30 [%] u ležaju, što na kraju dovodi i do povećanja količine razvijene toplote u istom za 45 [%], i povećanje temperatura na kućištu u blizini prednjeg ležaja za oko 64 [%]. Takođe, na osnovu analize rezultata može se zaključiti da su temperature na spoljašnjim prstenovima ležaja, kao i na statoru, veoma bliske razmatranim temperaturama na kućištu motor-vretena. Povećanje protoka ulja sa 4 [l/min] na 6 [l/min] smanjuje temperature na elementima motor-vretena za oko 16 [%], pri $n=40000$ [o/min] i 30 [%], pri $n=70000$ [o/min] što dovodi do smanjenja pomeranja usled toplotnih opterećenja na vrhu vretena za oko 4 [%], odnosno, za 25 [%]. Slična situacija je i pri hlađenju kućišta vodom. U stacionarnom toplotnom stanju pri $n=70000$ [o/min] prednaprezanje raste sa 27 [N] na 46 [N], dok pri $n=40000$ [o/min] prednaprezanje raste za oko 11 [%], u odnosu na početnu vrednost pri hlađenju kućišta vodom. Pri hlađenju kućišta uljem na $n=70000$ [o/min] prednaprezanje u stacionarnom stanju iznosi 71 [N], dok pri $n=40000$ [o/min] prednaprezanje raste za oko 44 [%], u odnosu na početnu vrednost. Na osnovu prikazanih rezultata se može konstatovati da je početno prednaprezanje ležaja 27 [N] kada se vreteno ne okreće sa odgovarajućom krutosti od 130 [N/ μm]. Prednaprezanje raste na 46 [N], na $n=70000$ [o/min] sa krutošću od 138,5 [N/ μm]. Kao rezultat maksimalnog porasta toplotnog prednaprezanja za 70 [%] na $n=70000$ [o/min] krutost ležaja raste za 6 [%]. Krutost vrha glavnog vretena prati trend porasta prednaprezanja i krutosti ležaja. Maksimalni porast krutosti vrha vretena je u početnim fazama rada. Kako vreme prolazi, krutost vrha vretena opada i konačno nakon dostizanja stacionarnog temperaturnog stanja, krutost vrha vretena se praktično vraća na svoju početnu vrednost. U slučaju uzimanja u obzir toplotnih opterećenja i centrifugalne sile kod razmatranog glavnog vretena radijalna krutost vrha vretena raste za 17 [%].

Povećanjem broja obrtaja na $n=40000$ [o/min], smanjuje se krutost glavnog vretena za 10 [%] pri čemu prva sopstvena frekvencija opada za oko 4 [%], druga za 2 [%] i treća sopstvena frekvencija opada za 3,7 [%], bez razmatranja uticaja temperature, odnosno toplotnih opterećenja. S' druge strane, ako se razmatra uticaj toplotnih opterećenja povećanjem broja obrtaja na $n=40000$ [o/min], povećava se krutost glavnog vretena za 2 [%], pri čemu prva i druga sopstvena frekvencija raste za oko 1 [%], i treća sopstvena frekvencija za 2 [%]. Daljim povećanjem broja obrtaja na $n=70000$ [o/min], povećava se radijalna krutost usled toplotnog prednaprezanja za 6 [%], pri čemu dolazi do povećanja prve i druge sopstvene frekvencije za oko 1,8 [%], i treće sopstvene frekvencije za 7 [%]. Kada se istovremeno razmatra uticaj broja obrtaja, odnosno centrifugalne sile i temperature na sopstvene frekvencije, dolazi se do zaključka da se sopstvene frekvencije veoma malo menjaju povećanjem broja obrtaja i temperature za oko 0,5 [%] do 0,8 [%], u odnosu na početne vrednosti.

Eksperimentalni štand je projektovan kao modularni sistem, stoga se može koristiti za eksperimente na različitim motor-vretenima. Pokretanje i pogon motor-vretena se vrši pomoću specijalnog frekventnog regulatora, za koji je obezbeđen isto tako specijalizovani softver

namenjen za ručno ili automatizovano podešavanje parametara, upravljanje, itd. Na taj način, definisan je broj obrtaja čiji je opseg iznosio od 40000 do 70000 [o/min]. Količina ulja u magli se podešava pomoću zauljivača koji je deo pripreme grupe i pritiska vazduha na prigušnici, koja je takođe deo pripreme grupe. Protok rashladnog fluida se podešava direktno na prigušnom ventilu hidro agregata. Za određivanje priraštaja temperature na motor-vretenu, korišćena je metoda veštačkog termopara zalepljenog na kućište motor-vretena kao i termovizijska kamera. Ispitivanje dinamičkog ponašanja motor-vretena je omogućeno merenjem i analizom vibracija u radijalnom pravcu pomoću davača ubrzanja.

U fazi pred-eksperimentalnog planiranja sprovedena su probna ispitivanja kojom su testirani eksperimentalni štand, merni uređaji, izbor nivoa i opsega faktora, na osnovu čega je doneta odluka da se sprovede centralno kompozitni dizajn u okviru metodologije odzivnih površina. Pri eksperimentalnom ispitivanju, izvršeno je šest ponavljanja u središnjoj tački za svaki nivo kategoričkog faktora, odnosno, dve replike za svaki nivo kategoričkog faktora u svakom bloku. Za centralnu tačku su primenjeni standardni uslovi rada. Statistički softver *MINITAB 17* je korišćen za postavku i analizu eksperimentalnih rezultata. Korišćen je delimično randomiziran centralno kompozitni plan. Randomiziranjem eksperimenta, greške su nezavisno raspoređene slučajne promenjive, a neki uticaj nepoželjnih faktora je sveden na minimum. Delimično randomiziran je iz razloga što kategorički faktor (vrsta hlađenja) nije mogao da se randomizira, tako da je posebno odrađen randomiziran eksperiment za „hlađenje uljem“, a posebno za „hlađenje vodom“. Ovako definisan eksperiment je podeljen u dva bloka. Uloga blokova je da smanje ili eliminišu varijabilnost uzrokovanu faktorima smetnji koje mogu uticati na odgovor, ali se ne tiču direktno, kao faktora dizajna.

Na bazi plana eksperimenta određene su regresione jednačine za predviđanje temperatura, pri čemu je utvrđena adekvatnost postavljenog modela koja je iznosila oko 99.27 [%]. Na osnovu sveobuhvatne analize toplotnog ponašanja posmatrane preko eksperimentalnih ispitivanja, može se konstatovati da broj obrtaja i sredstvo za hlađenje imaju dominantan uticaj na temperature. Temperature određene regresionim relacijama se razlikuju od izmerenih za oko 2 [%], što predstavlja zadovoljavajuće poklapanje.

Na osnovu prikazanih analiza frekvencija obrtanja elemenata motor-vretena, može se konstatovati da frekvencije elementa ležaja i amplitude ubrzanja rastu sa povećanjem broja obrtaja. Amplitude ubrzanja rastu povećanjem broja obrtaja kao posledica povećanja sila inercije koje deluju na kotrljajna tela. Međutim, ako se posmatraju frekvencije obrtanja elemenata ležaja i amplitude ubrzanja na tim frekvencija pri zavisnosti od temperature, uočava se da frekvencije elemenata ležaja rastu sa porastom temperature za oko 1 do 9 [Hz], u zavisnosti od broja obrtaja. S' druge strane, amplitude ubrzanja na tim frekvencijama opadaju od 30 do 60 [%].

Poređenjem rezultata toplotnog ponašanja motor vretena se može zaključiti da greška iznosi od 1 do 28 [%], u zavisnosti od broja obrtaja. Greška između rezultata matematičkog modelovanja i eksperimentalnog ispitivanja pri elastičnom ponašanju iznosi od 2 do 21 [%] u pravcu *X* ose i od 1 do 21 [%] u pravcu *Y* ose. Poređenjem vrednosti sopstvenih frekvencija, može se uočiti da odstupanje između frekvencija određenih *MKE* modelovanjem i eksperimentalno, na prvom modu iznosi 1.2 [%], koji je ujedno i najdominantniji, dok je na drugom modu samo 0.8 [%]. Na osnovu

ovoga se može zaključiti da *MKE* modelovanje daje zadovoljavajuće rezultate toplotno-mehaničkog ponašanja visokobrzinskog motor-vretena.

Na osnovu prikazanih rezultata, može se konstatovati da su potvrđene sledeće hipoteze:

- radijalna krutost vrha vretena opada sa porastom broja obrtaja, i raste povećanjem temperatura na elementima sklopa glavnog vretena;
- povećanjem prednaprezanja povećavaju se sopstvene frekvencije, a opadaju amplitude oscilovanja glavnog vretena;
- temperature elemenata glavnog vretena utiču na promenu sopstvenih frekvencija;
- hlađenje kućišta motor-vretena vodom, ima manje toplotno zagrevanje nego kada je hlađenje istog uljem;
- protok sredstva za hlađenje kućišta ima uticaj na toplotno-mehaničko ponašanje motor-vretena;
- razvijeni računarski modeli za analizu toplotno-mehaničkog ponašanja, mogu se pouzdano koristiti za predikciju ponašanja motor-vretena u eksploataciji;

Dobijeni eksperimentalni rezultati i rezultati računarskog modeliranja mogu se iskoristiti za definisanje novih pristupa pri hlađenju i podmazivanju motor-vretena, a indirektno i za projektovanje savremenih mašina alatki. Iz ovoga proizilaze pravci budućih istraživanja:

- Definisanje 3D toplotno-mehaničkog modela na bazi metode konačnih elemenata i konačnih razlika;
- Definisanje modela na bazi veštačkih neuronskih mreža i digitalnog blizanca za predviđanje temperatura na karakterističnim mestima sklopa motor-vretena i toplotnog prednaprezanja uležištenja;
- Na bazi prethodnog postaviti model za aktivnu kontrolu hlađenja, kako bi se poboljšale toplotne percepcije uležištenja i vretena i smanjile toplotne deformacije motor-vretena.

9 Literatura

- [1] J. Jedrzejewski, W. Kwasny, Z. Kowal, and W. Modrzycki, "Operational Behaviour Of High Speed Spindle Unit," *MM Sci. J.*, vol. 2008, no. 03, pp. 40–43, Oct. 2008, doi: 10.17973/MMSJ.2008_10_20081004.
- [2] J. Jedrzejewski, "Precise Modelling Of HSC Machine Tool Thermal Behaviour," *Manuf. Eng.*, vol. 24, no. 1, pp. 245–252, 2007.
- [3] J. Mayr *et al.*, "Thermal issues in machine tools," *CIRP Ann.*, vol. 61, no. 2, pp. 771–791, 2012, doi: 10.1016/j.cirp.2012.05.008.
- [4] M. Zeljković, "Sistem za automatizovano projektovanje i predikciju ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki," University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, 1996.
- [5] M. Šarenac, "Uticaj konstrukcionog rešenja na tehnološke performanse alatne mašine," University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering, 1984.
- [6] C. Jin, B. Wu, and Y. Hu, "Heat generation modeling of ball bearing based on internal load distribution," *Tribol. Int.*, vol. 45, no. 1, pp. 8–15, Jan. 2012, doi: 10.1016/j.triboint.2011.08.019.
- [7] "GMN." <https://www.gmn.de/en/spindles/know-how/motor-cooling/>.
- [8] I. Yoshimi, *Thermal Deformation in Machine Tools*. US: McGraw-Hill Professional, 2010.
- [9] A. Živković, "Eksperimentalna i računarska analiza toplotno-elastičnog ponašanja sklopa visokobrzinskog glavnog vretena mašina alatki," University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, 2007.
- [10] E. Abele, Y. Altintas, and C. Brecher, "Machine tool spindle units," *CIRP Ann.*, vol. 59, no. 2, pp. 781–802, 2010, doi: 10.1016/j.cirp.2010.05.002.
- [11] A. B. Jones, "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions," *J. Basic Eng.*, vol. 82, no. 2, pp. 309–320, Jun. 1960, doi: 10.1115/1.3662587.
- [12] J. M. de Mul, J. M. Vree, and D. A. Maas, "Equilibrium and Associated Load Distribution in Ball and Roller Bearings Loaded in Five Degrees of Freedom While Neglecting Friction—Part I: General Theory and Application to Ball Bearings," *J. Tribol.*, vol. 111, no. 1, pp. 142–148, Jan. 1989, doi: 10.1115/1.3261864.
- [13] H. Hertz, "Über die Berührung fester elastischer Körper," *J. für die reine und Angew. Math.*, vol. 92, pp. 156–171, 1882.
- [14] T. A. Harris and M. N. Kotzalas, *Advanced Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, 2006.
- [15] C. Yuzhong, "Modeling of High-speed Machine-tool Spindle System," University of British Columbia, 2006.
- [16] A. Gunduz, J. T. Dreyer, and R. Singh, "Effect of bearing preloads on the modal characteristics of a shaft-bearing assembly: Experiments on double row angular contact ball bearings," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 31, pp. 176–195, Aug. 2012, doi: 10.1016/j.ymsp.2012.03.013.

- [17] B. R. Jorgensen and Y. C. Shin, "Dynamics of Spindle-Bearing Systems at High Speeds Including Cutting Load Effects," *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 120, no. 2, pp. 387–394, May 1998, doi: 10.1115/1.2830138.
- [18] L. Ophey, "Dampfungs-und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schrägkugellager/Lothar Ophey," Technische Hochschule Aachen, 1985.
- [19] U. Tüllmann, "Das Verhalten axial verspannter, schnelldrehender Schrägkugellager," 1999.
- [20] H. Tomas and H. S., "Eficiency Development of Manufacturing Machines," *J. Mach. Eng. Efic. Dev. Manuf. Mach.*, vol. 6, no. 3, pp. 48–61, 2006.
- [21] H. Li and Y. C. Shin, "Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 44, no. 4, pp. 347–364, Mar. 2004, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2003.10.011.
- [22] H. Tomas and K. Petr, "Influence of thermo-mechanical conditions of rolling bearings on the dynamics of machine tool spindles," in *Proceedings of Part 1 MATAR PRAHA*, 2008, pp. 141–146.
- [23] J.-F. Antoine, G. Abba, and A. Molinari, "A New Proposal for Explicit Angle Calculation in Angular Contact Ball Bearing," *J. Mech. Des.*, vol. 128, no. 2, pp. 468–478, Mar. 2006, doi: 10.1115/1.2168467.
- [24] "NSK Rolling bearings, Motion & Control, Cat. No. E1102c, 2004." .
- [25] "NSK Machine tools product, Motion & Control No. 16, Pages 2-10, 2004." .
- [26] I. Zverv, Y.-S. Pyoun, K.-B. Lee, J.-D. Kim, I. Jo, and A. Combs, "An elastic deformation model of high speed spindles built into ball bearings," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 170, no. 3, pp. 570–578, Dec. 2005, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2005.05.038.
- [27] N. Tung Liao and J. F. Lin, "Ball bearing skidding under radial and axial loads," *Mech. Mach. Theory*, vol. 37, no. 1, pp. 91–113, Jan. 2002, doi: 10.1016/S0094-114X(01)00066-0.
- [28] S. Jiang and S. Zheng, "A modeling approach for analysis and improvement of spindle-drawbar-bearing assembly dynamics," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, no. 1, pp. 131–142, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2009.08.010.
- [29] C.-W. Lin, J. F. Tu, and J. Kamman, "An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 43, no. 10, pp. 1035–1050, Aug. 2003, doi: 10.1016/S0890-6955(03)00091-9.
- [30] J.-S. Chen and Y.-W. Hwang, "Centrifugal force induced dynamics of a motorized high-speed spindle," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 30, no. 1–2, pp. 10–19, Aug. 2006, doi: 10.1007/s00170-005-0032-y.
- [31] A. Živković, "Računarska i eksperimentalna analiza ponašanja kugličnih ležaja za specijalne namene," University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, 2013.
- [32] A. Živković, M. Zeljković, M. Mijušković, and L. Borojev, "Matematički model za određivanje deformacija integrisanog ležaja," in *Zbornik radova - CD ROM, 35. JUPITER konferencija, 31. simpozijum NU-ROBOTI-FTS*, 2009, pp. 3.21-3.26, [Online]. Available: ISBN 978-86-7083-666-2.
- [33] E. Abele, A. Schiffler, and S. Rothenbücher, "System identification during milling via

- active magnetic bearing,” *Prod. Eng.*, vol. 1, no. 3, pp. 309–314, Oct. 2007, doi: 10.1007/s11740-007-0022-z.
- [34] C. Bai, H. Zhang, and Q. Xu, “Effects of axial preload of ball bearing on the nonlinear dynamic characteristics of a rotor-bearing system,” *Nonlinear Dyn.*, vol. 53, no. 3, pp. 173–190, Aug. 2008, doi: 10.1007/s11071-007-9306-2.
- [35] M. Zeljkovic, R. Gatalo, and M. Kalajdzic, “Experimental and Computer Aided Analysis of High-Speed Spindle Assembly Behaviour,” *CIRP Ann.*, vol. 48, no. 1, pp. 325–328, 1999, doi: 10.1016/S0007-8506(07)63194-1.
- [36] G. L. Xiong, J. M. Yi, C. Zeng, H. K. Guo, and L. X. Li, “Study of the gyroscopic effect of the spindle on the stability characteristics of the milling system,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 138, no. 1–3, pp. 379–384, Jul. 2003, doi: 10.1016/S0924-0136(03)00102-X.
- [37] Y. Altintas and Y. Cao, “Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles,” *CIRP Ann.*, vol. 54, no. 1, pp. 379–382, 2005, doi: 10.1016/S0007-8506(07)60127-9.
- [38] Y. Cao and Y. Altintas, “Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 47, no. 9, pp. 1342–1350, Jul. 2007, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2006.08.006.
- [39] V. Gagnol, T.-P. Le, and P. Ray, “Modal identification of spindle-tool unit in high-speed machining,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 25, no. 7, pp. 2388–2398, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.ymsp.2011.02.019.
- [40] O. Özşahin and Y. Altintas, “Prediction of frequency response function (FRF) of asymmetric tools from the analytical coupling of spindle and beam models of holder and tool,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 92, pp. 31–40, May 2015, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2015.03.001.
- [41] A. S. Delgado, E. Ozturk, and N. Sims, “Analysis of Non-linear Machine Tool Dynamic Behavior,” *Procedia Eng.*, vol. 63, no. 1995, pp. 761–770, 2013, doi: 10.1016/j.proeng.2013.08.238.
- [42] A. Košarac, “Razvoj mašina alatki primjenom virtualnih modela sa posebnim osvrtom na dinamičko ponašanje sklopa glavnog vretena,” University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, 2016.
- [43] H. D. Nelson and J. M. McVaugh, “The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements,” *J. Eng. Ind.*, vol. 98, no. 2, pp. 593–600, May 1976, doi: 10.1115/1.3438942.
- [44] H. Li and Y. C. Shin, “Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part 1: Model Development,” *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 126, no. 1, pp. 148–158, Feb. 2004, doi: 10.1115/1.1644545.
- [45] C.-W. Lin and J. F. Tu, “Model-Based Design of Motorized Spindle Systems to Improve Dynamic Performance at High Speeds,” *J. Manuf. Process.*, vol. 9, no. 2, pp. 94–108, Jan. 2007, doi: 10.1016/S1526-6125(07)70111-1.
- [46] Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, and S. Witt, “Virtual Machine Tool,” *CIRP Ann.*, vol. 54, no. 2, pp. 115–138, 2005, doi: 10.1016/S0007-8506(07)60022-5.
- [47] B. P. Wang and J. L. Chen, “Application of genetic algorithm for the support location optimization of beams,” *Comput. Struct.*, vol. 58, no. 4, pp. 797–800, Feb. 1996, doi: 10.1016/0045-7949(95)00184-I.

- [48] G. P. Zhang, Y. M. Huang, W. H. Shi, and W. P. Fu, "Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 43, no. 7, pp. 699–706, May 2003, doi: 10.1016/S0890-6955(03)00026-9.
- [49] E. Riven, "Influence of toolholder interfaces on tooling performance," *Trans NAMRI/SME*, vol. 21, pp. 173–179, 1993.
- [50] M. Soon and I. Inasaki, "The stiffness of stability indeterminate spindle systems with nonlinear bearings," *Int J Adv Manuf Technol*, vol. 14, pp. 787–194, 1998.
- [51] T. Aoyama and I. Inasaki, "Performances of HSK Tool Interfaces under High Rotational Speed," *CIRP Ann.*, vol. 50, no. 1, pp. 281–284, 2001, doi: 10.1016/S0007-8506(07)62122-2.
- [52] C. Lin, "The development of a high speed spindle for machining center," 1999.
- [53] S. Smith, T. P. Jacobs, and J. Halley, "The Effect of Drawbar Force on Metal Removal Rate in Milling," *CIRP Ann.*, vol. 48, no. 1, pp. 293–296, 1999, doi: 10.1016/S0007-8506(07)63187-4.
- [54] S. Bossoni, "Geometric and Dynamic Evaluation and Optimization of Machining Centers," ETH Zürich, 2009.
- [55] A. Ertürk, H. N. Özgüven, and E. Budak, "Analytical modeling of spindle–tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 46, no. 15, pp. 1901–1912, Dec. 2006, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2006.01.032.
- [56] S. Jiang and H. Mao, "Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, no. 1, pp. 19–28, Jan. 2010, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2009.10.001.
- [57] Y. Cao and Y. Altintas, "A General Method for the Modeling of Spindle-Bearing Systems," *J. Mech. Des.*, vol. 126, no. 6, pp. 1089–1104, Nov. 2004, doi: 10.1115/1.1802311.
- [58] H. Cao, T. Holkup, and Y. Altintas, "A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 57, no. 9–12, pp. 871–883, Dec. 2011, doi: 10.1007/s00170-011-3356-9.
- [59] Z. Haitao, Y. Jianguo, and S. Jinhua, "Simulation of thermal behavior of a CNC machine tool spindle," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 47, no. 6, pp. 1003–1010, 2007, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2006.06.018.
- [60] V. T. Than, C. C. Wang, T. T. Ngo, and J. H. Huang, "Estimating time-varying heat sources in a high speed spindle based on two measurement temperatures," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 111, pp. 50–65, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.08.004.
- [61] S. Mekid, *Introduction to Precision Machine Design and Error Assessment*. CRC Press, 2008.
- [62] A. Baïri, N. Alilat, J. G. Bauzin, and N. Laraqi, "Three-dimensional stationary thermal behavior of a bearing ball," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 43, no. 6, pp. 561–568, Jun. 2004, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2003.10.008.
- [63] B. Bossmanns and J. F. Tu, "A thermal model for high speed motorized spindles," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 39, no. 9, pp. 1345–1366, Sep. 1999, doi: 10.1016/S0890-6955(99)00005-X.

- [64] J. L. Stein and J. F. Tu, "A State-Space Model for Monitoring Thermally Induced Preload in Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 116, no. 3, pp. 372–386, Sep. 1994, doi: 10.1115/1.2899232.
- [65] K. Yan, J. Hong, J. Zhang, W. Mi, and W. Wu, "Thermal-deformation coupling in thermal network for transient analysis of spindle-bearing system," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 104, pp. 1–12, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.007.
- [66] E. Creighton, A. Honegger, A. Tulsian, and D. Mukhopadhyay, "Analysis of thermal errors in a high-speed micro-milling spindle," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 50, no. 4, pp. 386–393, 2010, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2009.11.002.
- [67] W. Wang and J. G. Yang, "A Combined Error Model for Thermal Error Compensation of Machine Tools," *Adv. Mater. Res.*, vol. 820, pp. 147–150, Sep. 2013, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.820.147.
- [68] R. Xu, H. Feng, L. Zhao, and L. Xu, "Experimental investigation of thermal contact conductance at low temperature based on fractal description," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 7, pp. 811–818, Aug. 2006, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.023.
- [69] Z. HL, H. YM, H. JL, J. LY, Z. WH, and S. BH, "Experiment research on thermal contact resistance of normal used joints," *J Xi'an Univ Technol*, vol. 15, no. 3, pp. 26–29, 1999.
- [70] M. Ciavarella, S. Dibello, and G. Demelio, "Conductance of rough random profiles," *Int. J. Solids Struct.*, vol. 45, no. 3–4, pp. 879–893, 2008, doi: 10.1016/j.ijsolstr.2007.09.009.
- [71] A. Baïri and N. Laraqi, "Heat transfer across a solid–solid interface obtained by machining in a lathe," *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 169, no. 1, pp. 89–93, Oct. 2005, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2005.02.261.
- [72] X. Min, J. Shuyun, and C. Ying, "An improved thermal model for machine tool bearings," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 47, no. 1, pp. 53–62, 2007, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2006.02.018.
- [73] S.-M. Kim and S.-K. Lee, "Prediction of thermo-elastic behavior in a spindle–bearing system considering bearing surroundings," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 41, no. 6, pp. 809–831, May 2001, doi: 10.1016/S0890-6955(00)00103-6.
- [74] S.-M. Kim, K.-J. Lee, and S.-K. Lee, "Effect of bearing support structure on the high-speed spindle bearing compliance," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 42, no. 3, pp. 365–373, Feb. 2002, doi: 10.1016/S0890-6955(01)00126-2.
- [75] C. Ma, X. Mei, J. Yang, L. Zhao, and H. Shi, "Thermal characteristics analysis and experimental study on the high-speed spindle system," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 79, no. 1–4, pp. 469–489, 2015, doi: 10.1007/s00170-015-6821-z.
- [76] T. Holkup, H. Cao, P. Kolář, Y. Altintas, and J. Zelený, "Thermo-mechanical model of spindles," *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 59, no. 1, pp. 365–368, 2010, doi: 10.1016/j.cirp.2010.03.021.
- [77] J. K. Choi and D. G. Lee, "Characteristics of a spindle bearing system with a gear located on the bearing span," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 37, no. 2, pp. 171–181, Feb. 1997, doi: 10.1016/S0890-6955(96)00017-X.
- [78] J. Jędrzejewski, "Effect of the thermal contact resistance on thermal behaviour of the

- spindle radial bearings,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 28, no. 4, pp. 409–416, Jan. 1988, doi: 10.1016/0890-6955(88)90054-5.
- [79] J. Jędrzejewski, Z. Kowal, W. Kwaśny, and W. Modrzycki, “Hybrid Model of High Speed Machining Centre Headstock,” *CIRP Ann.*, vol. 53, no. 1, pp. 285–288, 2004, doi: 10.1016/S0007-8506(07)60699-4.
- [80] J. Jędrzejewski, Z. Kowal, W. Kwaśny, and W. Modrzycki, “High-speed precise machine tools spindle units improving,” *J. Mater. Process. Technol.*, vol. 162–163, no. SPEC. ISS., pp. 615–621, May 2005, doi: 10.1016/j.jmatprotec.2005.02.149.
- [81] C. Ma, J. Yang, L. Zhao, X. Mei, and H. Shi, “Simulation and experimental study on the thermally induced deformations of high-speed spindle system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 86, pp. 251–268, Jul. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.04.064.
- [82] J. Liu, C. Ma, S. Wang, S. Wang, B. Yang, and H. Shi, “Thermal-structure interaction characteristics of a high-speed spindle- bearing system,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 137, no. May 2018, pp. 42–57, 2019, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2018.10.004.
- [83] A. Zivkovic, M. Zeljkovic, S. Tabakovic, and Z. Milojevic, “Mathematical modeling and experimental testing of high-speed spindle behavior,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 77, no. 5–8, pp. 1071–1086, Mar. 2015, doi: 10.1007/s00170-014-6519-7.
- [84] A. Zivkovic, M. Zeljkovic, C. Mladjenovic, S. Tabakovic, Z. Milojevic, and M. Hadzistevic, “A study of thermal behavior of the machine tool spindle,” *Therm. Sci.*, vol. 23, no. 3 Part B, pp. 2117–2130, 2019, doi: 10.2298/TSCI180129118Z.
- [85] R. Neugebauer, S. Ihlenfeldt, and C. Zwingenberger, “An extended procedure for convective boundary conditions on transient thermal simulations of machine tools,” *Prod. Eng.*, vol. 4, no. 6, pp. 641–646, 2010, doi: 10.1007/s11740-010-0263-0.
- [86] D. Li, P. Feng, J. Zhang, Z. Wu, and D. Yu, “Calculation method of convective heat transfer coefficients for thermal simulation of a spindle system based on RBF neural network,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 70, no. 5–8, pp. 1445–1454, Feb. 2014, doi: 10.1007/s00170-013-5386-y.
- [87] Z. Yang, M. Sun, W. Li, and W. Liang, “Modified Elman network for thermal deformation compensation modeling in machine tools,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 54, no. 5–8, pp. 669–676, May 2011, doi: 10.1007/s00170-010-2961-3.
- [88] L. Zhang, C. Li, Y. Wu, K. Zhang, and H. Shi, “Hybrid Prediction Model of the Temperature Field of a Motorized Spindle,” *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 10, p. 1091, Oct. 2017, doi: 10.3390/app7101091.
- [89] V. P. Raja and R. S. Moorthy, “Prediction of Temperature Distribution of the Spindle System by Proposed Finite Volume and Element Method,” *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 44, no. 6, pp. 5779–5785, Jun. 2019, doi: 10.1007/s13369-019-03732-x.
- [90] V. P. Raja, “Study on thermal behavior of motorized high speed spindles,” Bharathiar University, India, 2004.
- [91] C.-H. Wu and Y.-T. Kung, “A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle,” *Precis. Eng.*, vol. 29, no. 2, pp. 162–167, Apr. 2005, doi: 10.1016/j.precisioneng.2004.06.005.
- [92] S. . Yeo, K. Ramesh, and Z. . Zhong, “Ultra-high-speed grinding spindle characteristics

- upon using oil/air mist lubrication,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 42, no. 7, pp. 815–823, May 2002, doi: 10.1016/S0890-6955(02)00013-5.
- [93] T. Liu *et al.*, “Thermal simulation speculation-based active coolant control onto spindle bearings,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 113, no. 1–2, pp. 337–350, 2021, doi: 10.1007/s00170-021-06613-6.
- [94] C. Brecher, S. Ihlenfeldt, S. Neus, A. Steinert, and A. Galant, “Thermal condition monitoring of a motorized milling spindle,” *Prod. Eng.*, vol. 13, no. 5, pp. 539–546, Oct. 2019, doi: 10.1007/s11740-019-00905-3.
- [95] Z.-D. Zhou, L. Gui, Y.-G. Tan, M.-Y. Liu, Y. Liu, and R.-Y. Li, “Actualities and Development of Heavy-Duty CNC Machine Tool Thermal Error Monitoring Technology,” *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. 30, no. 5, pp. 1262–1281, Sep. 2017, doi: 10.1007/s10033-017-0166-5.
- [96] F. L. M. Delbressine, G. H. J. Florussen, L. A. Schijvenaars, and P. H. J. Schellekens, “Modelling thermomechanical behaviour of multi-axis machine tools,” *Precis. Eng.*, vol. 30, no. 1, pp. 47–53, Jan. 2006, doi: 10.1016/j.precisioneng.2005.05.005.
- [97] N. S. Mian, S. Fletcher, A. P. Longstaff, and A. Myers, “Efficient thermal error prediction in a machine tool using finite element analysis,” *Meas. Sci. Technol.*, vol. 22, no. 8, p. 085107, Aug. 2011, doi: 10.1088/0957-0233/22/8/085107.
- [98] B. Tan *et al.*, “A thermal error model for large machine tools that considers environmental thermal hysteresis effects,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 82–83, pp. 11–20, Jul. 2014, doi: 10.1016/j.ijmachtools.2014.03.002.
- [99] J. Yang, X. Mei, B. Feng, L. Zhao, C. Ma, and H. Shi, “Experiments and simulation of thermal behaviors of the dual-drive servo feed system,” *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. 28, no. 1, pp. 76–87, Jan. 2015, doi: 10.3901/CJME.2014.1031.162.
- [100] C. JIN, “Wavelet Neural Network Based on NARMA-L2 Model for Prediction of Thermal Characteristics in a Feed System,” *Chinese J. Mech. Eng.*, vol. 24, no. 01, p. 33, 2011, doi: 10.3901/CJME.2011.01.033.
- [101] J. Zhu, J. Ni, and A. J. Shih, “Robust Machine Tool Thermal Error Modeling Through Thermal Mode Concept,” *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 130, no. 6, Dec. 2008, doi: 10.1115/1.2976148.
- [102] F. LI, “Research on Thermal Error Modeling and Prediction of Heavy CNC Machine Tools,” *J. Mech. Eng.*, vol. 52, no. 11, p. 154, 2016, doi: 10.3901/JME.2016.11.154.
- [103] C. Chen, J. Zhang, Z. Wu, D. Yu, and P. Feng, “A Real-Time Measurement Method of Temperature Fields and Thermal Errors in Machine Tools,” in *2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, Dec. 2010, pp. 100–103, doi: 10.1109/ICDMA.2010.128.
- [104] O. Horejš, M. Mareš, and L. Novotný, “Advanced Modelling of Thermally Induced Displacements and Its Implementation into Standard CNC Controller of Horizontal Milling Center,” *Procedia CIRP*, vol. 4, pp. 67–72, 2012, doi: 10.1016/j.procir.2012.10.013.
- [105] J. Vyroubal, “Compensation of machine tool thermal deformation in spindle axis direction based on decomposition method,” *Precis. Eng.*, vol. 36, no. 1, pp. 121–127, Jan. 2012, doi: 10.1016/j.precisioneng.2011.07.013.

- [106] H. Pahk and S. W. Lee, “Thermal Error Measurement and Real Time Compensation System for the CNC Machine Tools Incorporating the Spindle Thermal Error and the Feed Axis Thermal Error,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 20, no. 7, pp. 487–494, Sep. 2002, doi: 10.1007/s001700200182.
- [107] H. Yang and J. Ni, “Dynamic Modeling for Machine Tool Thermal Error Compensation,” *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 125, no. 2, pp. 245–254, May 2003, doi: 10.1115/1.1557296.
- [108] C.-W. Wu, C.-H. Tang, C.-F. Chang, and Y.-S. Shiao, “Thermal error compensation method for machine center,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 59, no. 5–8, pp. 681–689, Mar. 2012, doi: 10.1007/s00170-011-3533-x.
- [109] J. QIU, “Thermal Errors of Planer Type NC Machine Tools and Its Improvement Measures,” *J. Mech. Eng.*, vol. 48, no. 21, p. 149, 2012, doi: 10.3901/JME.2012.21.149.
- [110] E. Uhlmann and J. Hu, “Thermal Modelling of a High Speed Motor Spindle,” *Procedia CIRP*, vol. 1, no. 1, pp. 313–318, 2012, doi: 10.1016/j.procir.2012.04.056.
- [111] Z.-Z. Xu, X.-J. Liu, and S.-K. Lyu, “Study on positioning accuracy of nut/shaft air cooling ball screw for high-precision feed drive,” *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 15, no. 1, pp. 111–116, Jan. 2014, doi: 10.1007/s12541-013-0312-7.
- [112] S. Kinkel and G. Lay, “Technologietrends in der Produktion. Praxis der Anlagenmodernisierung in der deutschen Metall- und Elektroindustrie. Mitteilungen aus der Produktionsinnovationse- rhebung 39,” no. August, 2006.
- [113] J. Weber and J. Weber, “Thermo-energetic Modelling of Fluid Power Systems,” 2015, pp. 49–59.
- [114] M. A. V. Chapman, “Limitations of laser diagonal measurements,” *Precis. Eng.*, vol. 27, no. 4, pp. 401–406, Oct. 2003, doi: 10.1016/S0141-6359(03)00041-2.
- [115] *ISO 1:2002 Geometrical Product Specifications (GPS) — Standard reference temperature for geometrical product specification and verification.* .
- [116] J.-P. Kruth, P. Vanherck, and C. Van den Bergh, “Compensation of Static and Transient Thermal Errors on CMMs,” *CIRP Ann.*, vol. 50, no. 1, pp. 377–380, 2001, doi: 10.1016/S0007-8506(07)62144-1.
- [117] D. Huo, K. Cheng, D. Webb, and F. Wardle, “A Novel FEA Model for the Integral Analysis of a Machine Tool and Machining Processes,” *Key Eng. Mater.*, vol. 257–258, pp. 45–50, Feb. 2004, doi: 10.4028/www.scientific.net/KEM.257-258.45.
- [118] R. Neugebauer, C. Zwingenberger, K. Schädlich, and J. Vesely, “Simulation des Wärmegangs von Werkzeugmaschinen, Abschlussbericht des FWF-Forschungsvorhabens Nr. 2609,” 2009.
- [119] K. Großmann, J. Müller, M. Merx, and M. Riedel, “Untersuchung des thermoelastischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen,” *Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetr.*, vol. 108, no. 7–8, pp. 492–497, Aug. 2013, doi: 10.3139/104.110981.
- [120] Z. Y. Liu, M. P. Sealy, Y. B. Guo, and Z. Q. Liu, “Energy Consumption Characteristics in Finish Hard Milling of Tool Steels,” *Procedia Manuf.*, vol. 1, pp. 477–486, 2015, doi: 10.1016/j.promfg.2015.09.007.
- [121] M. Kalajdžić, *Tehnologija mašinogradnje*. Beograd: Mašinski fakultet u Beogradu, 2004.
- [122] “Unidrive HS70 AC Drives,” *Control techniques a Nidec brand*, 2022.

<https://acim.nidec.com/en-us/drives/control-techniques/products/ac-drives/unidrive-m/unidrive-high-frequency-ac-drives/unidrive-hs70>.

- [123] “Dakotainstruments.”
https://www.dakotainstruments.com/media/docs/dakota_acrylic_6A01.pdf.
- [124] C. Mladenović, “Dinamičko ponašanje obradnih sistema za mikroobradu,” University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, 2020.
- [125] T. A. Harris, *Rolling bearing analysis*, Wiley, ©19. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [126] M. Knežev, A. Živković, M. Zeljković, and C. Mladenović, “Numerical and experimental modal analysis of high speed spindle,” in *13th International Conference on Accomplishments in Mechanical and Industrial Engineering-DEMI*, 2017, pp. 101–108.
- [127] H. Wang, Y. Cai, and H. Wang, “A dynamic thermal-mechanical model of the spindle-bearing system,” *Mech. Sci.*, vol. 8, no. 2, pp. 277–288, Sep. 2017, doi: 10.5194/ms-8-277-2017.
- [128] T. A. Harris and M. N. Kotzalas, *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press, 2006.
- [129] A. Palmgren, *Ball and roller bearing engineering*. SKF Industries, 1959.
- [130] J. Jędrzejewski, J. Kaczmarek, and B. Reifur, “Description of the Forced Convection along the Walls of Machine-Tool Structures,” *CIRP Ann.*, vol. 37, no. 1, pp. 397–400, 1988, doi: 10.1016/S0007-8506(07)61663-1.
- [131] W. Wu, J. Hu, and S. Yuan, “Flow and Heat Transfer in Jet Cooling Rolling Bearing,” in *Heat and Mass Transfer - Advances in Science and Technology Applications*, vol. 7, no. 27, IntechOpen, 2019, pp. 16763–16776.
- [132] J. Zhang, P. Feng, C. Chen, D. Yu, and Z. Wu, “A method for thermal performance modeling and simulation of machine tools,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 68, no. 5–8, pp. 1517–1527, 2013, doi: 10.1007/s00170-013-4939-4.
- [133] K. Nakajima, “Thermal contact resistance between balls and rings of a bearing under axial, radial, and combined loads,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 9, no. 1, pp. 88–95, Jan. 1995, doi: 10.2514/3.632.
- [134] V.-T. Than and J. H. Huang, “Nonlinear thermal effects on high-speed spindle bearings subjected to preload,” *Tribol. Int.*, vol. 96, pp. 361–372, Apr. 2016, doi: 10.1016/j.triboint.2015.12.029.
- [135] Y.-S. Choi and S. T. Noah, “Nonlinear Steady-State Response of a Rotor-Support System,” *J. Vib. Acoust.*, vol. 109, no. 3, pp. 255–261, Jul. 1987, doi: 10.1115/1.3269429.
- [136] N. Tandon and A. Choudhury, “A Theoretical Model to Predict the Vibration Response of Rolling Bearings in a Rotor Bearing System to Distributed Defects Under Radial Load,” *J. Tribol.*, vol. 122, no. 3, pp. 609–615, Jul. 2000, doi: 10.1115/1.555409.
- [137] J. Takabi and M. M. Khonsari, “Experimental testing and thermal analysis of ball bearings,” *Tribol. Int.*, vol. 60, pp. 93–103, 2013, doi: 10.1016/j.triboint.2012.10.009.
- [138] P. Turek, J. Jędrzejewski, and W. Modrzycki, “Methods of Machine Tool Error Compensation,” *J. Mach. Eng.*, vol. 10, no. 4, p. 21, 2010.

Овај Образац чини саставни део докторске дисертације, односно докторског уметничког пројекта који се брани на Универзитету у Новом Саду. Попуњен Образац укоричити иза текста докторске дисертације, односно докторског уметничког пројекта.

План третмана података

Назив пројекта/истраживања
<i>Моделовање топлотно-механичког понашање висогобрзинског мотор-вретена машина алатки</i>
Назив институције/институција у оквиру којих се спроводи истраживање
<i>а) Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, Република Србија б) Универзитет у Келну, Факултет за аутомобилске системе и производњу, Савезна Република Немачка в) Трансилванија универзитет у Брашову, Факултет технолошког инжењерства и индустријског менаџмента, Република Румунија г) ФКЛ, Темерин</i>
Назив програма у оквиру ког се реализује истраживање
<i>Иновативна научна и уметничка истраживања из домена делатности ФТН-а</i>
1. Опис података
<i>1.1 Врста студије</i> <i>Укратко описати тип студије у оквиру које се подаци прикупљају</i> <i><u>Докторска дисертација</u></i>
<i>1.2 Врсте података</i> а) квантитативни б) квалитативни
<i>1.3. Начин прикупљања података</i> а) анкете, упитници, тестови б) клиничке процене, медицински записи, електронски здравствени записи в) генотипови: навести врсту _____ г) административни подаци: навести врсту _____ д) узорци ткива: навести врсту _____ ђ) снимци, фотографије: навести врсту _____ е) текст, навести врсту: <u>Литературни извори</u> ж) мапа, навести врсту _____ з) остало: описати: <u>Експериментална испитивања</u>
<i>1.3 Формат података, употребљене скале, количина података</i>

1.3.1 Употребљени софтвер и формат датотеке:

- a) Excel фајл, датотека: **.xlsx**
- b) SPSS фајл, датотека _____
- c) PDF фајл, датотека: **.pdf**
- d) Текст фајл, датотека **.docx**
- e) JPG фајл, датотека **.jpg; .png**
- f) Остало, датотека _____

1.3.2. Број записа (код квантитативних података)

- a) број варијабли **три**
- б) број мерења (испитаника, процена, снимака и сл.) **велики број** _____

1.3.3. Поновљена мерења

- a) да
- б) не

Уколико је одговор да, одговорити на следећа питања:

- a) временски размак између поновљених мера је: **60мин**
- б) варијабле које се више пута мере односе се на: **Испитивање тоplotно-механичког понашања високобрзинског мотор вретена**
- в) нове верзије фајлова који садрже поновљена мерења су именоване као _____

Напомене: _____

Да ли формати и софтвер омогућавају дељење и дугорочну валидност података?

- a) Да
- б) Не

Ако је одговор не, образложити _____

2. Прикупљање података

2.1 Методологија за прикупљање/генерисање података

2.1.1. У оквиру ког истраживачког нацрта су подаци прикупљени?

- a) експеримент, навести тип **Експериментално испитивање тоplotно-механичког понашања високобрзинског мотор вретена**
- б) корелационо истраживање, навести тип _____
- ц) анализа текста, навести тип: **Прикупљање података анализом доступне литературе**
- д) остало, навести шта _____

2.1.2 Навести врсте мерних инструмената или стандарде података специфичних за одређену научну дисциплину (ако постоје).

- Фреквентни регулатор Nidec AC/Servo tipa Unidrive HS70
- Давачи позиција HBM Tr 102
- Шестоканални појачавач Hottinger Baldwin Messtechnik КЊС 6А-5
- Термовозијска камера Thermo Pro^{TP} TP8S
- Четвороканални инструмент за мерење температуре TL-309

- Термопарови тип К
- Инфрацрвени термометар RS-232
- Уређај за мерење масеног и запреминског протока Micro Motion F series
- Уређај за мерење протока ваздуха Acrylic Flow Meters 6A01
- Аналогно/дигитална картица за снимање сигнала вибрација: National Instruments USB-4432
- Давач убрзања: PCB 352C33
- Побудни чекић: Bruel & Kjaer 8206/56777

2.2 Квалитет података и стандарди

2.2.1. Третман недостајућих података

а) Да ли матрица садржи недостајуће податке? Да **Не**

Ако је одговор да, одговорити на следећа питања:

- а) Колики је број недостајућих података? _____
- б) Да ли се кориснику матрице препоручује замена недостајућих података? Да Не
- в) Ако је одговор да, навести сугестије за третман замене недостајућих података

2.2.2. На који начин је контролисан квалитет података? Описати

Квалитет података је контролисан анализом и поређењем резултата измерених при експерименталном испитивању и оних добијених развијеним моделима.

2.2.3. На који начин је извршена контрола уноса података у матрицу?

Валидација података је реализована од стране комисије, за оцену и одбрану докторске дисертације

3. Третман података и пратећа документација

3.1. Третман и чување података

3.1.1. Подаци ће бити депоновани у **Репозиторијуму докторских дисертација на Универзитету у Новом Саду**

3.1.2. URL адреса <https://cris.uns.ac.rs/searchDissertations.jsf>

3.1.3. DOI _____

3.1.4. Да ли ће подаци бити у отвореном приступу?

- а) **Да**
- б) Да, али после ембарга који ће трајати до _____
- в) Не

Ако је одговор не, навести разлог _____

3.1.5. Подаци неће бити депоновани у репозиторијум, али ће бити чувани.
Образложење

3.2 Метаподаци и документација података

3.2.1. Који стандард за метаподатке ће бити примењен? _____

3.2.1. Навести метаподатке на основу којих су подаци депоновани у репозиторијум.

Ако је потребно, навести методе које се користе за преузимање података, аналитичке и процедуралне информације, њихово кодирање, детаљне описе варијабли, записа итд.

3.3 Стратегија и стандарди за чување података

3.3.1. До ког периода ће подаци бити чувани у репозиторијуму? _____

3.3.2. Да ли ће подаци бити депоновани под шифром? Да **Не**

3.3.3. Да ли ће шифра бити доступна одређеном кругу истраживача? **Да** Не

3.3.4. Да ли се подаци морају уклонити из отвореног приступа после извесног времена?

Да **Не**

Образложити

4. Безбедност података и заштита поверљивих информација

Овај одељак МОРА бити попуњен ако ваши подаци укључују личне податке који се односе на учеснике у истраживању. За друга истраживања треба такође размотрити заштиту и сигурност података.

4.1 Формални стандарди за сигурност информација/података

Истраживачи који спроводе испитивања с људима морају да се придржавају Закона о заштити _____ података _____ о _____ личности (https://www.paragraf.rs/propisi/zakon_o_zastiti_podataka_o_licnosti.html) и одговарајућег институционалног кодекса о академском интегритету.

4.1.2. Да ли је истраживање одобрено од стране етичке комисије? Да **Не**
Ако је одговор Да, навести датум и назив етичке комисије која је одобрила истраживање

4.1.2. Да ли подаци укључују личне податке учесника у истраживању? Да **Не**
Ако је одговор да, наведите на који начин сте осигурали поверљивост и сигурност информација везаних за испитанике:

- а) Подаци нису у отвореном приступу
- б) Подаци су анонимизирани
- ц) Остало, навести шта

5. Доступност података

5.1. Подаци ће бити

а) јавно доступни

б) доступни само уском кругу истраживача у одређеној научној области

ц) затворени

Ако су подаци доступни само уском кругу истраживача, навести под којим условима могу да их користе:

Ако су подаци доступни само уском кругу истраживача, навести на који начин могу приступити подацима:

5.4. Навести лиценцу под којом ће прикупљени подаци бити архивирани.

Ауторство-некомерцијално-без прераде

6. Улоге и одговорност

6.1. Навести име и презиме и мејл адресу власника (аутора) података

Милош Кнежев knezev@uns.ac.rs

6.2. Навести име и презиме и мејл адресу особе која одржава матрицу с подацима

Милош Кнежев knezev@uns.ac.rs

6.3. Навести име и презиме и мејл адресу особе која омогућује приступ подацима другим истраживачима

Милош Кнежев knezev@uns.ac.rs