



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА  
УНИВЕРЗИТЕТА У КРАГУЈЕВЦУ

Надица Р. Стојановић

**ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТЕРМИЧКИХ  
НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦЕ ЗА  
РАЗЛИЧИТЕ РАДНЕ ПАРАМЕТРЕ  
КОЧЕЊА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2021.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC  
FACULTY OF ENGINEERING  
UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC

Nadica R. Stojanović

**IDENTIFICATION OF DISC BRAKE  
THERMAL STRAINS FOR DIFFERENT  
BRAKING OPERATING PARAMETERS**

Doctoral Dissertation

Kragujevac, 2021

<b>Аутор</b>
Име и презиме: Надица Стојановић
Датум и место рођења: 23.02.1991. године, Петровац на Млави
Садашње запослење: Асистент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<b>Докторска дисертација</b>
Наслов: Идентификација термичких напрезања диск кочнице за различите радне параметре кочења
Број страница: 172
Број слика: 149
Број библиографских података: 100
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): 629.33:62-592.11
<b>Ментор:</b> Др Јасна Глишовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
<b>Оцена и одбрана</b>
Датум пријаве теме: 25.05.2020.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације: IV-01-716/5 од 14.10.2020. године
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Јасна Глишовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Јованка Лукић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Данијела Милорадовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>4. Др Драган Тарановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>5. Др Јован Дорић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду</li> </ol>
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације:
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Јованка Лукић, редовни професор – председник комисије, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Данијела Милорадовић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Драган Тарановић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>4. Др Јован Дорић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду</li> <li>5. Др Борис Стојић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду</li> </ol>
Датум одбране дисертације:

*Мојој мајци Славици*

## **ЗАХВАЛНИЦА**

*Ова докторска дисертација је резултат вишегодишњег рада и истраживања у предметној области, као и резултат пројекта „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: Возач-Возило-Окружење – TP35041“ финансираног од стране Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије.*

*Велику захвалност дугујем ментору др Јасни Глишовић, ванредном професору, на усмеравању током израде докторске дисертације.*

*Захваљујем се и професору др Драгану Тарановићу, ванредном професору, на стручној помоћи у завршним фазама израде пробног стола.*

*Велику захвалност дугујем колеги и животном сапутнику Ивану Грујићу, који је сваки слободан тренутак свог времена, сву своју снагу, знање и енергију уложио да покрене пробни сто за испитивање термичких напрезања BRAKE DYNO 2020, од реализације саме конструкције до њене аутоматизације.*

*Такође, захвалност дугујем колеги Мирославу Петровићу, на уложеном труду, енергији и слободном времену за реализацију механичког дела пробног стола.*

*Велику захвалност дугујем и својој породици која ми је пружила огромну подршку и разумевање при реализацији ове докторске дисертације.*

## РЕЗИМЕ

Термичка напрезања диск кочница и њихов утицај на ефикасност кочења представљају један од највећих проблема током експлоатације возила. У докторској дисертацији објашњен је најпре узрок настанка проблема загревања кочница, као и његове последице на функционисање кочног система, па чак и на безбедност саобраћаја. Резултати ове докторске дисертације огледају се у развоју и реализацији специфичног пробног стола за испитивања термичких напрезања диск кочница, који је примењен за добијање експерименталних резултата коришћених у анализи утицаја радних параметара кочења на диск кочнице. Експериментална испитивања диск кочнице су вршена по тестовима који су дефинисани у оквиру докторске дисертације. Према развијеним тестовима извршена су и испитивања, као и утврђивање која од независно променљивих (улазних) величина, као што су почетна брзина симулираног возила, кочни притисак и маса четвртине возила, има највећи утицај на излазне параметре – температуру кочног диска и кочних плочица, кочни момент, коефицијент трења и време заустављања.

У складу са напретком технологије и нумеричких алата за решавања различитих инжењерских проблема, у докторској дисертацији је примењен софтверски пакет ANSYS, модул Transient Structural, у циљу развоја модела за приказивање термичког понашања диск кочница. Извршена је анализа термичких напрезања на виртуелном моделу који димензионо и према карактеристикама примењених материјала у потпуности одговара реалном моделу, при чему су гранични услови били исти као у случају лабораторијског експеримента. Анализа се користи за одређивање одступања између резултата експерименталних и нумеричких испитивања, као и за утврђивање да ли се развијени нумерички модел може успешно примењивати за даља истраживања. Развијени модел је имао одступања у дозвољеним границама, па је коришћен за анализу још две диск кочнице, које су се разликовале по конструкцији ребара диска. Примењени облици ребара код кочног диска су: радијални, закривљени и стубичасти.

Данас се од кочних дискова очекује да одведу што већу количину топлоте у околину, односно, да имају способност да омогуће добро хлађење у широком опсегу брзина. Кроз анализу која је извршена у софтверском пакету ANSYS, али помоћу модула Fluid Flow (Fluent), показано је да облик ребара утиче у великој мери на расипање топлоте, као и да се кочни диск са закривљеним ребрима најмање загрева. Резултати анализе показују да кочни диск са закривљеним ребрима омогућава да ваздух великом брзином прође између ребара и да се на тај начин велика количина топлоте одведе у околину. У циљу предвиђања вредности температуре на најоптерећенијем делу кочне плочице, развијен је модел за предикцију температуре кочних плочица високе тачности, у коме су варирани: маса возила, брзина кретања, кочни притисак и време заустављања.

Резултати ове докторске дисертације, као што су реализовани пробни сто и нумерички модел, могу послужити фирмама које се баве производњом кочних дискова и кочних плочица за предвиђање њиховог понашања у експлоатацији. Такође, добијени експериментални резултати могу се користити за креирање виртуелних модела за испитивање диск кочнице. Виртуелни модел развијен за потребе ове докторске дисертације може се користити за развој/побољшање кочног диска и кочних плочица у циљу смањења трошкова развоја.

**Кључне речи:** експериментална истраживања, пробни сто BRAKE DYNO 2020, нумеричка истраживања, облик ребара, вентилирајући дискови

## ABSTRACT

Thermal strains of disc brakes and their influences on the braking efficiency are representing one of the greatest problems during the vehicle exploitation. The cause of the brake heating problem is explained in PhD thesis, as well as its consequence on the braking system functionality, and even on the traffic safety. Results of this PhD thesis are reflected in the development and realization of the specific test rig for investigation of disc brake's thermal stresses, which was applied to obtain experimental results used in the analysis of the influence of operating braking parameters on disc brakes. Experimental tests of the disc brake were performed according to the tests defined in the doctoral dissertation. According to the developed tests, various laboratory tests were performed, as well as determining which of the independently (input) variables, such as the initial speed of the simulated vehicle, braking pressure and vehicle mass quarter, has the greatest influence on the output parameters – temperature of the braking disc and braking pads, braking torque, friction coefficient and stopping time.

In line with advances in technology and the numerical tools for solving various engineering problems, the ANSYS software package, Transient Structural module, was applied in PhD thesis in order to develop the model for the representation of disc brake's thermal behaviour. The analysis on the thermal stresses was performed on a virtual model that dimensionally and according to the characteristics of the applied materials fully corresponds to the real model, and the boundary conditions were the same as in the case of the laboratory experiment. Such analysis is used to determine the discrepancies between the results obtained experimentally and numerically, as well as to determine whether the developed numerical model can be successfully applied for further research. The developed model had deviations within the allowed limits, so it was used for the analysis of two more disc brakes, which differed in the construction of the disc ribs. The rib shapes used in the brake disc are: radial, curved and pillar.

Today, brake discs are expected to dissipate as much heat as possible into the environment, that is, to have the capability to provide better cooling for a wide range of speeds. Through the analysis performed in the ANSYS software package, using the Fluid Flow (Fluent) module, it has shown that the shape of the ribs greatly affects the heat dissipation, as well as that the brake disc with curved ribs heats up the least. Results of the analysis show that the brake disc with curved ribs provides to the air to pass with high speed between ribs, and in that way, the great amount of heat is dissipated into the environment. In order to predict the temperature values at the most loaded part of the brake pad, a model with high-accuracy prediction was developed, in which the following factors were varied: vehicle mass, moving speed, braking pressure, and stopping time.

Results of this PhD thesis, such as the realized test rig and numerical model, can be used by companies engaged in the production of brake discs and brake pads, with the aim to predict their behaviour in the exploitation. Also, the obtained experimental results can be used to create of virtual models for disc brake's testing. The virtual model developed for the purposes of this PhD thesis, can be used to develop/improve the brake disc and brake pads in order to reduce development costs.

**Key words:** *experimental research, test rig BRAKE DYNO 2020, numerical research, ribs shape, ventilated brake discs*

# САДРЖАЈ

1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА .....	1
1.1 Кочни систем кроз време и први проблеми примене.....	1
1.2 Разлог увођења и опстанка диск кочнице као стандардног елемента на возилу .....	3
1.3 Основна намена и принцип рада диск кочнице .....	4
1.4 Термичко оптерећење диск кочница током процеса кочења .....	5
1.5 Класификација феномена загревања у току процеса кочења.....	9
1.6 Садржај дисертације.....	10
1.7 Предмет рада дисертације .....	11
1.8 Циљеви и мотивација рада .....	12
1.9 Основне хипотезе истраживања.....	12
1.10 Најважнији резултати докторске дисертације .....	13
2 ПРЕГЛЕД И АНАЛИЗА ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА У ОБЛАСТИ ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ФРИКЦИОНОГ ПАРА ДИСК КОЧНИЦЕ.....	14
2.1 Експериментална истраживања .....	14
2.2 Аналитичка истраживања .....	17
2.2.1. Трансформација енергије .....	17
2.2.2 Одређивање успорења возила.....	17
2.2.3 Дефинисање контакта.....	18
2.2.4 Генерисање топлоте.....	19
2.2.4.1 Загревање кочних плочица.....	21
2.2.4.2 Загревање диск кочница .....	24
2.3 Нумеричка истраживања .....	27
2.4 Приказ пробних столова .....	29
2.4.1 Примери пробних столова у Републици Србији.....	30
2.4.2 Примери пробних столова у свету .....	31
3 ПРОБНИ СТО ЗА ИСПИТИВАЊЕ ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА.....	37
3.1 Конфигурација пробног стола.....	37
3.2 Тродимензионални модел пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница .....	40
3.3 Поступак развоја пробног стола.....	43
3.3.1 Дефинисање снаге електромотора и потребног фреквентног регулатора .....	43
3.3.2 Избор потребних давача на основу радних параметара кочења и њихово постављање на пробни сто .....	46
3.3.2.1 Давач угаоне брзине.....	46



3.3.2.2	Давач притиска у пнеуматичкој инсталацији .....	47
3.3.2.3	Давач притиска у кочној инсталацији .....	48
3.3.2.4	Давачи температуре .....	49
3.3.2.5	Термовизијска камера .....	50
3.3.2.6	Давач силе за мерење кочног момента.....	51
3.3.3	Везе електромотора са вратилом замајне масе .....	52
3.3.4	Позиционирање и центрирање електромотора .....	53
3.3.5	Пнеуматички систем за активирање кочница .....	54
3.3.6	Хидраулички кочни систем .....	55
3.3.7	Електрични и електронски управљачки и мерни систем.....	55
3.3.8	Калибрација давача.....	56
3.3.9	Аутоматизација рада.....	59
3.3.10	Динамичко уравнотежавање замајне масе .....	61
3.4	Техничке карактеристике пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница .....	62
3.5	Примена пробног стола.....	63
4	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА .....</b>	<b>64</b>
4.1	Испитивање перформанси кочења по ЕСЕ-R13 .....	64
4.2	Дефинисање тестова експерименталних испитивања.....	65
4.2.1	Тест са константном почетном брзином.....	67
4.2.2	Тест са константним кочним притиском .....	67
4.2.3	Тест понављања.....	68
4.2.4	Тестирање диска кочнице у зависности од његовог стања.....	69
4.2.5	Тестови са различитим условима хлађења кочног диска.....	69
4.3	Оптимизација параметара и плана испитивања процеса кочења применом Тагучи метода .....	70
4.3.1	План експеримента применом Тагучи метода .....	70
4.3.2	Процедура експеримента применом ортогоналних низова .....	71
4.3.3	Однос сигнал-шум .....	72
4.3.4	Рангирање параметара .....	74
4.3.5	ANOVA анализа .....	75
4.3.6	План експеримента и дефинисање параметара.....	78
5	<b>СТАТИСТИЧКА ОБРАДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ДОБИЈЕНИХ РЕЗУЛТАТА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА ЗА РАЗЛИЧИТЕ ПАРАМЕТРЕ КОЧЕЊА.....</b>	<b>80</b>
5.1	Приказ и дискусија резултата на основу спроведених тестова испитивања .....	80

5.1.1 Тест са константном почетном брзином.....	80
5.1.1.1 Случај екстремног кочења.....	82
5.1.2 Тест са константним притиском.....	84
5.1.3 Тест понављања.....	86
5.1.3.1 Тест понављања - тест ТП4 .....	92
5.1.3.2 Паркирно кочење.....	97
5.1.3.3 Тест понављања - тест ТП5 .....	101
5.1.3.4 Тест понављања – 20 узастопних циклуса.....	103
5.1.4 Тестирање диск кочница у зависности од његовог стања .....	106
5.1.5 Тестови са променљивим хлађењем кочног диска .....	108
5.2. Остварена снага кочења за различите радне параметре кочења.....	110
5.2.1 Снага кочења у зависности од оствареног притиска у кочној инсталацији... ..	110
5.2.2 Снага кочења у зависности од развијене брзине симулираног возила.....	111
5.3 Приказ резултата и дискусија при оптимизацији параметара процеса кочења применом Тагучи методе .....	113
5.3.1 Анализа S/N односа .....	113
5.3.2 Оптимизација података применом ANOVA анализе .....	115
5.3.3 Анализа времена заустављања и температуре у односу на разматране контролне факторе .....	117
<b>6 НУМЕРИЧКИ МОДЕЛ И ТЕРМИЧКА АНАЛИЗА СКЛОПА ДИСК КОЧНИЦЕ ....</b>	<b>120</b>
6.1 Примена софтверског пакета ANSYS за одређивање термичких напрезања диск кочнице .....	120
6.1.1 Тродимензионални модел и дефинисање карактеристика материјала .....	122
6.1.2 Дефинисање типа коначних елемената.....	123
6.1.3 Гранични услови .....	125
6.1.4 Примењени контактни алгоритам .....	127
6.1.5 Кочни диск са радијалним ребрима .....	128
6.1.6 Кочни диск са закривљеним ребрима .....	134
6.1.7 Кочни диск са стубичастим ребрима .....	140
6.1.8 Упоредна анализа диск кочница у зависности од примењеног облика ребра кочног диска .....	145
6.2 Примена вештачких неуронских мрежа при предикцији резултата кочења .....	148
6.2.1 Увод у неуронске мреже .....	148
6.2.2 Примењени алгоритми учења .....	150
6.2.3 Дефинисање улазних и излазних величина .....	153
6.2.4 Приказ и дискусија резултата .....	154

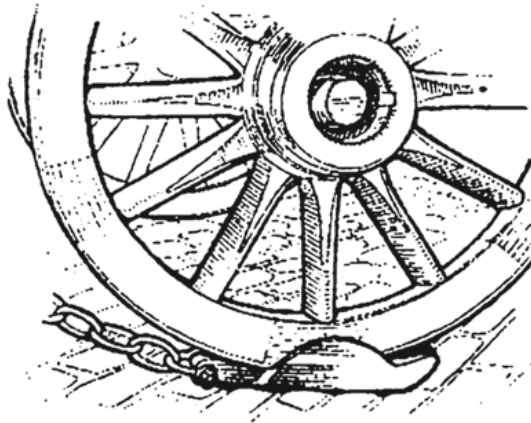
7 ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА .....	158
7.1 Допринос аутора .....	162
7.2 Потврђивање постављених хипотеза.....	163
7.3 Ограничења при реализацији докторске дисертације.....	164
7.4 Правци даљих истраживања.....	164
8 ЛИТЕРАТУРА.....	167

# 1 УВОДНА РАЗМАТРАЊА

У уводном делу дат је кратак осврт на историјски развој и примену диск кочница на возилима, као и разлози зашто су данас најчешће примењиван тип кочница на различитим категоријама друмских и теренских возила. Поред тога, приказан је и њихов начин функционисања и указано на проблеме који настају током експлоатације, одакле је и произашла идеја за настанак ове докторске дисертације.

## 1.1 Кочни систем кроз време и први проблеми примене

Кочни систем датира од времена пре појаве мотора са унутрашњим сагоревањем – мотора СУС. Феничани су на својим кочијама користили уређај за кочење, још у XVIII веку пре нове ере. Уређај за кочење, који се може назвати и кочним клином, састојао се од кочне папуче везане ланцем, слика 1.1.

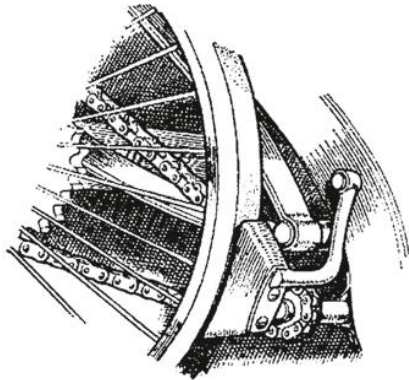


Слика 1.1 Кочни уређај на феничанским кочијама [1]

Почетак развоја аутомобила у XIX веку није пропраћен одговарајућим развојем кочног система. Кочни систем је тада сматран конструктивно и функционално небитним и једини фокус инжењера био је усмерен на развој мотора СУС, као и на побољшање њихове ефикасности. Вилхелм Мајбах (енгл. *Wilhelm Maybach*) је своје знање, које је стекао као конструктор и индустријалац, усмерио ка развоју мотора који ће постизати веће брзине, односно његов циљ је било повећање броја обртаја тадашњег бензинског мотора са 180 o/min на 600 o/min, што је, заправо, на крају и успео. Развој кочница је померен у други план, а с обзиром на брзину коју је возило у то време могло да развије, кочнице такорећи нису ни биле потребне. Вилхелм Мајбах и Готлиб Дајмлер (енгл. *Gottlieb Daimler*) су 1885. године направили такозвано „кочија са мотором“ (нем. *Reitwagen*) које је могло да развије брзину од 12 km/h. Међутим, трење у систему за пренос снаге је било толико велико, да се возило и без употребе кочница, брзо заустављало. Такође, због сложености структуре првих возила, развој система за кочење још увек није био актуелан.

Прве варијанте кочница које су се примењивале на возилу биле су активирани помоћу полука и/или ужади и налазиле су се на задњој осовини, слика 1.2 (а). Такво решење кочница у то време није било суштински ново, већ је преузето са коњских запрега, слика 1.2 (б). Овакав кочни систем није био ефикасан у случају кретања возила по влажном коловозу. Такође, Карл Фридрих Бенц (нем. *Carl Friedrich Benz*), по узору на ово решење,

уградио је управо такав систем кочења на свом легендарном возилу са три точка (нем. *Patentwagen*) 1887. године, слика 1.3. Ово возило је у августу 1888. године вожено на релацији Манхајм – Форцхајм. На овој стази дугој 100 km, кочне облоге које су биле од коже, морале су да буду замењене више пута. Поређења ради, са данашњим кочним облогама се може прећи растојање и до 50.000 km, без потребне замене кочних облога.



(а)



(б)

Слика 1.2. Кочни систем (а) на првим возилима и (б) примењен на запрежним колима [1]



Слика 1.3. *Patentwagen* [1]

Почетком прошлог века направљене су кочнице које су биле доста ефикасније и које су произвођачи возила у то време радо уграђивали на своја возила, иако је активирање и даље било механичко. Фредерик Ланкастер (енгл. *Frederick W. Lanchester*) и Луј Рено (енгл. *Louis Renault*) су заједно осмислили диск кочницу, док је добош кочницу осмислио Вилхелм Мајбах. Диск кочнице са хидрауличким активирањем биле су компликоване, тако да се од њихове примене на возилима на неко време одустало. Тракасте кочнице, које су до тада такође биле у примени, су потиснуте добош кочницама. Тракасте кочнице су имале смањену ефикасност при влажним временским условима. Прљавштина је често завршавала између облоге и главчине, па је и то додатно умањивало ефикасност тракастих кочница. У случају кретања возила уназад, уопште није било могуће зауставити га.

До 1950. године на возилима су биле претежно заступљене добош кочнице. Њихово активирање је било механичко и у то време су биле популарне. За разлику од тракастих кочница које су се до тада примењивале, код добош кочница прљавштина и временски

услови нису утицали на њихов рад, јер су кочне папуче биле смештене унутар добоша. Добош кочнице су се активирале механичким путем, па су из тог разлога биле неефикасне. Долазило је до великих губитака услед савлађивања трења у зглобовима, а самим тим и до већег хабања покретних делова, што је захтевало редовно одржавање. Још један од већих недостатака овако активiranог система, јесте што је он морао бити прецизан, односно полуге су морале бити тачно дефинисаних дужина како би сви точкови имали подједнаку кочну силу.

Аутомобилска компанија Матон (енгл. *Mutton Car Company*), најавила је 1904. године револуцију у погледу система за кочење, када је уведен хидраулички систем за кочење, на задњој осовини возила. Од 1910. године већина моторних возила је имала два независна и одвојена кочна система. Један кочни систем је био механички и активирао се преко полуге, док се други активирао преко педале, али је преносни механизам био хидраулички. Готово у исто време, на возилима су се почеле примењивати и кочнице постављене на предњој осовини. Развој кочница заснивао се на реалним потребама, јер је у наредним деценијама након легендарног путовања Берте Бенц (нем. *Bertha Benz*), настао модел који је имао снажнији мотор, тако да је развијао и веће брзине, а притом је имао и већу масу, што је захтевало примену хидрауличког система за кочење.

Кочнице на задњој осовини које су до тада биле у примени, више нису биле довољне, тако је прописима 1920. године уведено да сва возила морају имати кочнице на сва четири точка, што је било од велике важности за безбедност свих учесника у саобраћају. Механички кочни систем био је компликован и имао је велики број делова. Систем се састојао од 50 зглобова, 20 лежајева и 200 делова који су преносили кочну силу од команде возача до точкова. Предност примене кочница на сва четири точка је, пре свега, била у томе што су омогућиле краћи зауставни пут. Увођење хидрауличких кочница са серво појачалом 1924. године, омогућило је остваривање већих кочних сила. Током 1930. године, хидраулички систем за кочење се постепено уводи на сва новопроизведена возила.

Значајан период за кочни систем, јесте почетак примене диск кочница. Иако су патентиране још 1902. године, тек су на сајму аутомобила који је одржан у Лондону 1951. године коначно добиле своје место што се тиче практичне примене на аутомобилима. Међутим, било је потребно да прође још времена да се диск кочнице почну примењивати на возилима у серијској производњи. Прва масовна уградња диск кочница забележена је на легендарном аутомобилу Цитроен (фран. *Citroën DS-19*), 1955. године. У периоду од појаве диск кочница, па све до 1960. године, употреба диск кочница је била врло распрострањена на британским и европским аутомобилима, док на америчким аутомобилима није у толикој мери.

## **1.2 Разлог увођења и опстанка диск кочнице као стандардног елемента на возилу**

Друштво у целини је често под великим утицајем правца и интензитета развоја аутомобилске индустрије. У овом делу разматране су последице и ефекти различитих дешавања које су диск кочнице имале на друштво. Може се рећи да постоје два основна разлога почетка масовне примене диск кочница [2].

Први разлог налази се у доприносу који је индустрија тркачких аутомобила имала на развој диск кочница, како у Енглеској, тако и у Америци. Пре 1951. године, употреба

диск кочница је била ограничена само на ваздухопловна и војна возила. Године 1951. Алберт Гирлинг (енгл. *Albert Girling*) купује лиценцу како би производио диск кочнице за аутомобиле и излаже прототип на Лондонском сајму. На стази Ле Ман (фран. *Le Mans*), 1952. године модел тркачког возила Јагуар (енгл. *Jaguar C*) је опремљен диск кочницама, што му даје вођство и омогућује лаку победу над возилом Ферари (енгл. *Ferrari V12*), које је могло знатно брже да достигне максималну брзину. Ова победа подстакла је примену диск кочница на аутомобилима тако да су 1955. године сви британски тркачки аутомобили опремљени диск кочницама. Чак и Ферари, 1958. године на своја возила уграђује диск кочнице.

Амерички аутомобили су били много већих маса и са јачим моторима и при том су развијали и веће брзине, па из тих разлога велике компаније нису усвојиле примену диск кочница на својим возилима. Међутим, мала западноамеричка компанија Ерхарт (енгл. *Airheart*) започиње испоруку возила са диск кочницама и тиме креће надметање у индустрији. 1958. године свих петсто аутомобила на трци у Индијанаполису (*Indy 500*) су опремљени диск кочницама. 1965. године, компанија Форд (енгл. *Ford*) почиње на свом моделу Галакси (енгл. *Galaxy*) да уграђује диск кочнице. Наредне године то исто чине и Крајслер (енгл. *Chrysler*) и Бјуик (енгл. *Buick*), али они су примењивали Бендикс (енгл. *Bendix*) кочнице. Поменуто дешавања у Енглеској и Америци су много утицала на резултате тркачких аутомобила који су користили диск кочнице. То је условило да оне постану и стандардна опрема, а што је даље претходило масовној производњи аутомобила са диск кочницама током 1960-тих година.

Други разлог развоја диск кочница била је потреба да се успоре и зауставе аутомобили који су постајали много бржи и много снажнији из године у годину. Такође, дошло је до промене става друштва према безбедности саобраћаја. Друштвене последице које су довеле до побољшања у развоју кочних система и побољшања безбедности треба тражити у 1960-тим годинама. Безбедан аутомобил је постао значајно питање током 1960-тих. Сваке године број смртних случајева и повреда је знатно растао као резултат све већег броја незгода. Неefикасно кочење возила, заједно са лошим путевима, коришћење обичног стакла за израду ветробрана и недовољна свест о важности система безбедности, допринели су повећању броја саобраћајних незгода. Број саобраћајних незгода је управо разлог подизања свести људи, као и за многе промене које су уследиле. Инжењери из разних области су били укључени, како у области побољшања пројектовања пута, тако и система за кочење и увођења вишеслојног ветробрана. Поред тога, владе земаља Европске Уније и САД су увеле ограничење на дозвољен ниво алкохола у крви возача који се морао строго поштовати. Побољшања технологије кочних система укључивало је употребу диск кочница, у почетку само на предњим точковима, а касније и на задњим. Даља достигнућа обухватају примену против блокирајућих кочних система (енгл. *Anti-lock Braking Systems*).

### 1.3 Основна намена и принцип рада диск кочнице

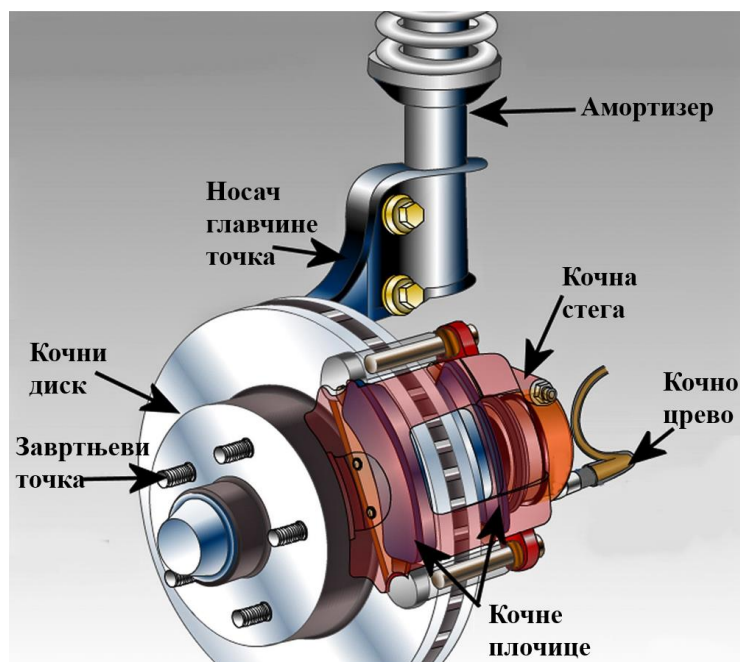
Основна намена кочног система је да заустави возило или смањи брзину кретања возила до прописане/жељене брзине, односно да је прилагоди условима саобраћаја и пута, као и да спречи померање заустављеног возила. Из претходног произилазе четири основна задатка кочног система, и то:

- нагло кочење – заустављање возила на што краћем путу у случају појаве акцидентне ситуације,

- благо краткотрајно кочење – при нормалним условима вожње, која је карактеристична за кретање возила у насељеном месту,
- благо дуготрајно кочење – при кретању возила на дугим низбрдицама и
- паркирно кочење.

На бази наведених задатака може се закључити да кочни систем, са аспекта безбедности свих учесника у саобраћају, као и основних услова коришћења, представља значајан систем на сваком моторном и прикључном возилу. Ово је и разлог зашто је предмет строгих законских прописа.

Диск кочнице представљају типичан пример аксијалних кочница, код којих се притисак на контактним површинама остварује у правцу осе ротације кочног диска. Кочни диск је причвршћен за точак возила, док је стега причвршћена за носећу структуру возила, слика 1.4. У стези су кочни цилиндри, а унутар њих се налазе клипови који притискају кочне плочице са обе стране кочног диска. Фрикциона површина кочних плочица покрива само један део контактне површине кочног диска, обично не више од 15% [3]. Притиском на педалу кочнице остварује се притисак радног флуида који притиска истовремено и подједнако кочне плочице са обе стране диска и тако се остварује кочна сила. Кочне плочице у току процеса кочења налажу на кочни диск одређеним притиском. У контакту између кочног диска и кочних плочица јавља се сила трења која се супротставља ротацији кочног диска и успорава га. Како је кочни диск у чврстој вези са точком возила, возило се успорава. Нежељена последица трења је генерисање топлоте на елементима који су у контакту.



Слика 1.4 Делови склопа диск кочнице приказани на возилу

#### 1.4 Термичко оптерећење диск кочница током процеса кочења

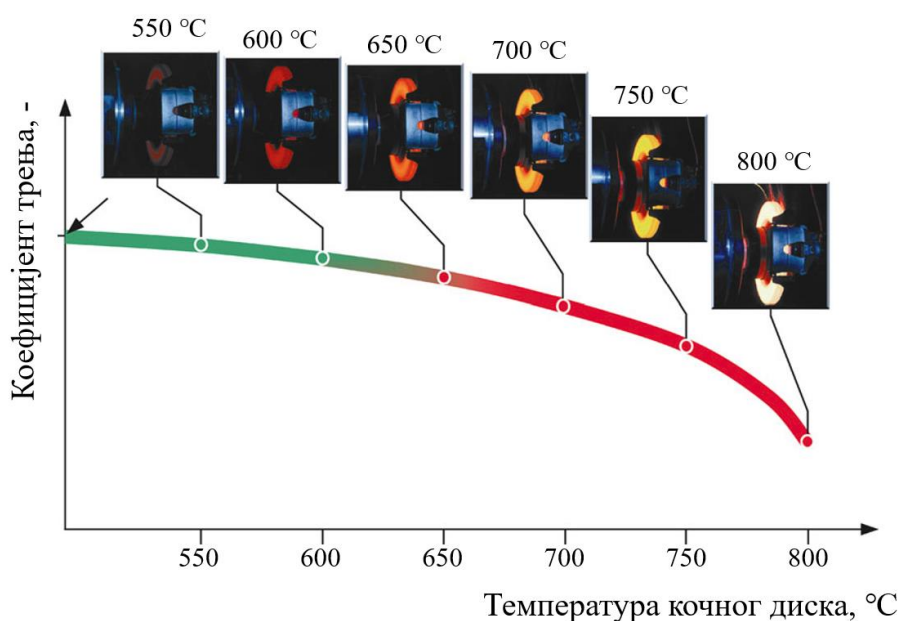
Кочење се остварује због појаве силе трења између два тела која су у контакту – кочног диска и кочних плочица. Како је познато да услед трења долази до појаве фрикционог загревања [4], потребно је пажњу усмерити ка конструкцији диск кочнице која ће омогућити што боље одвођење топлоте у околину. Прецизније, у условима кочења до



заустављања, сва кинетичка енергија возила се трансформише у топлоту [5], па посебну пажњу при конструкцији кочног диска треба усмерити ка [6]:

- топлотној проводљивости диск кочница,
- хлађењу кочница и
- стабилним фрикционим карактеристикама кочних плочица.

Основни проблем загревања диск кочница огледа се у смањењу коефицијента трења, слика 1.5. Са порастом температуре коефицијент трења опада, а тиме се смањује и момент кочења, па се због тога каже да карактеристике кочења почињу да „слабе“ [7]. Термин „слабљење“ (енгл. *fade*) се користи да укаже на губитак ефикасности кочења при повишеним температурама. Супротна појава „слабљењу“ карактеристика кочница, јесте „опоравак“, што заправо представља тренутак када вредност коефицијента трења порасте, а температура опадне. Феномен „слабљења“ у фрикционим материјалима представља одступање од Амонтоновог (енгл. *Guillaume Amonton*) закона трења [8], а његова појава смањује ефикасност и поузданост кочења. У зони трења, пораст температуре је изузетно висок, тако да се у условима дуготрајног кочења могу на диску појавити микро пукотине, које даље могу довести и до отказа кочног диска [9]. Поред тога, може доћи и до појаве парних чепова у кочној течности, отказа лежајева, као и вибрација које настају услед загревања кочног диска и кочних плочица [10]. Као што се може видети (слика 1.5), када температура кочног диска пређе 700 °C коефицијент трења нагло пада, а то даље доводи до дужег пута заустављања [1]. Истраживање Александрића и др. [11] показују да експериментална вредност коефицијента трења варира током процедуре „слабљења“, зато што на њу велики утицај имају температура, притисак и брзина клизања. Трење које се јавља између кочних плочица и кочног диска ствара топлоту. Топлота која се генерише на покретним и непокретним деловима може имати значајан утицај на триболошко понашање у контактної зони [12]. Зато се може закључити да топлота у великој мери утиче на перформансе кочног система, и да се током кочења кинетичка енергија возила претвара у топлоту. Један део топлоте која се ствара у току процеса кочења се складишти на кочни диск, други део одлази у околину зрачењем и конвекцијом, а преостала топлота се провођењем преноси на суседне компоненте [1], слика 1.6.



Слика 1.5 Утицај температуре кочног диска на коефицијент трења [1]

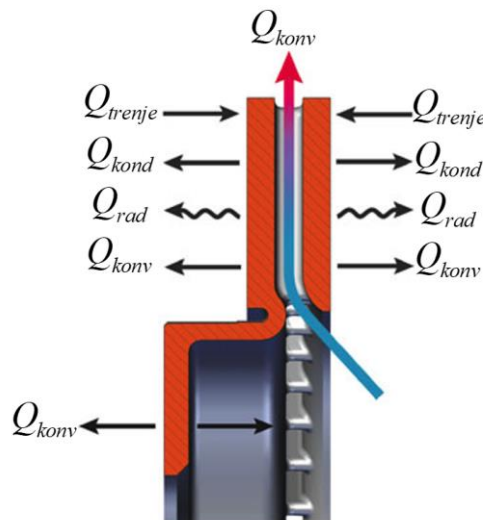
Топлота се преноси провођењем (кондукцијом) од контактне површине до главчине точка. Смер преноса топлоте иде од дела који је на вишој температури, ка делу диска који има нижу температуру. Због самог облика контактних површина, постојаће отпор при провођењу топлоте који се супротставља преносу топлоте и узрокује температурне разлике између контактних површина. У пракси, овај феномен се најбоље може описати помоћу коефицијента топлотне проводљивости. Топлота која се преноси провођењем може се једноставно израчунати применом релације (1.1) [13]:

$$Q_{kond} = k \cdot A_{kond} \cdot (T_{d(int)} - T_{c(int)}), \quad (1.1)$$

где су:

- $Q_{kond}$  - количина топлоте која се ослободи провођењем, J,
- $k$  - коефицијент топлотне проводљивости (кондукције), W/(m·°C),
- $A_{kond}$  - површина контакта, m<sup>2</sup>,
- $T_{d(int)}$  - температура контактне површине кочног диска, °C и
- $T_{c(int)}$  - температура главчине, °C.

Топлотна проводљивост зависи од: површине, карактеристика материјала и кочне силе. Што је већа проводљивост, као и температурне разлике контактних површина, већа је и брзина преноса топлоте.



Слика 1.6 Енергетски биланс диск кочница [1]

Конвекција се сматра доминантним начином преноса топлоте у току процеса кочења. У великој мери зависи од брзине возила. У случају када кочни диск мирује (када је угаона брзина једнака нули) пренос топлоте конвекцијом је најмањи, док у условима вожње пренос топлоте конвекцијом је већи. У стационарним условима, пренос топлоте се остварује само због разлике температуре кочног диска и ваздуха околине. Што је температура кочног диска виша, већа је вредност протока и већа је укупна топлота која се расипа, релација (1.2):

$$Q_{konv} = h \cdot A_{konv} \cdot (T_d - T_{\infty}), \quad (1.2)$$

где су:

- $Q_{konv}$  - количина топлоте која се ослободи конвекцијом, J,
- $h$  - средња вредност коефицијента преноса топлоте конвекцијом за део диска на који у датом тренутку не делују кочне плочице,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ,
- $A_{konv}$  - површина диска на коју у датом тренутку не делују кочне плочице,  $m^2$ ,
- $T_d$  - средња вредност температуре кочног диска,  $^\circ C$  и
- $T_\infty$  - температура околине,  $^\circ C$ .

Коефицијент преноса топлоте конвекцијом зависи од више фактора и то од: температуре кочног диска, конструкције кочног диска (облик ребара) и од брзине струјања ваздуха [14, 15]. Са повећањем температуре кочног диска и брзине струјања ваздуха коефицијент преноса топлоте конвекцијом расте. Посматрајући кочни диск са радијалним и закривљеним ребрима при истим условима, коефицијент преноса топлоте конвекцијом за кочни диск са радијалним ребрима је већи. Поредиши два кочна диска са закривљеним ребрима од којих је један и попречно избушен, показује да је коефицијент преноса топлоте конвекцијом већи за кочни диск са закривљеним ребрима који је попречно избушен. Коефицијент преноса топлоте конвекцијом највећу вредност има за кочни диск са радијалним ребрима [14].

Одвођење топлоте зрачењем, повезано је са високим температурама и понекад се може занемарити. Међутим, у стационарном случају, када диск мирује, пренос топлоте зрачењем је доминантан, с обзиром да је пренос топлоте конвекцијом веома мали. Релацијом (1.3) дата је основна формула одвођења топлоте зрачењем:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{rad} \cdot (T_d^4 - T_\infty^4), \quad (1.3)$$

где су:

- $Q_{rad}$  - количина топлоте која се ослободи зрачењем, J,
- $\varepsilon$  - коефицијент емисивности површине кочног диска, -,
- $\sigma$  - Штефан-Болцманова (нем. *Stefan-Boltzmann*) константа,  $W/(m^2 \cdot ^\circ C^4)$  и
- $A_{rad}$  - површина диска која емитује топлоту зрачењем,  $m^2$ .

Површина диска која емитује топлоту зрачењем је мања од површине која топлоту ослобађа у околину конвекцијом. Као што се може видети са слике 1.6, топлота која се у околину ослобађа зрачењем не укључује и унутрашње површине кочног диска, где ваздух опструјава ока ребара.

Једначина енергетског биланса [16] може се дефинисати релацијом (1.4):

$$Q_{kond} - Q_{konv} - Q_{rad} = 0. \quad (1.4)$$

На основу претходног израза закључује се да је пренос топлоте у кочници окарактерисан провођењем, конвекцијом и зрачењем. Топлота настала услед трења у контакту између кочног диска и кочних плочица се најпре провођењем преноси са једног елемента на други, а затим се конвекцијом и зрачењем ослобађа у околину.

## 1.5 Класификација феномена загревања у току процеса кочења

Током процеса кочења на контактним површинама кочног диска и кочних плочица, услед трења долази до генерисања високих температура. Битни параметри од којих зависи вредност количине топлоте која ће се генерисати на контактним површинама су: коефицијент топлотне проводљивости, топлотни флуks, специфична топлота и количина топлоте размењена са околином [17]. Температура кочнице зависи од карактеристика материјала од којих су делови кочнице направљени, као и од њихових конструктивних карактеристика, али и од брзине клизања, која је карактеристична за процес кочења.

Кочне плочице током процеса кочења делују одређеним притиском на кочни диск и на тај начин долази до смањења угаоне брзине или до престанка ротације кочног диска. Енергија, која се јавља у току процеса кочења је механичка, а затим се трансформише у топлоту. Поред тога, долази и до деформације елемената који су у контакту, што као резултат има појаву хабања контактних елемената. Генерисана топлота се преноси кроз кочни диск и кочне плочице. У великом броју истраживања дошло се до готово истог закључака да пораст температуре на контактним површинама није униформан [18, 19]. У случају када је брзина клизања велика, температура на контактним површинама је висока и долази до поремећаја у материјалу [20]. Андерсон и Кнап (енгл. *Anderson and Knapp*) су у истраживању [20] предложили класификацију усијаних прстенова који су уочени на кочном диску. Поред њих и Паниер и др. (*Panier et al.*) су дали сличну поделу у [21], али за кочнице које се користе код железничких возила, табела 1.1.

**Табела 1.1** Класификација усијања на кочном диску приказана сликом 1.7 [21]

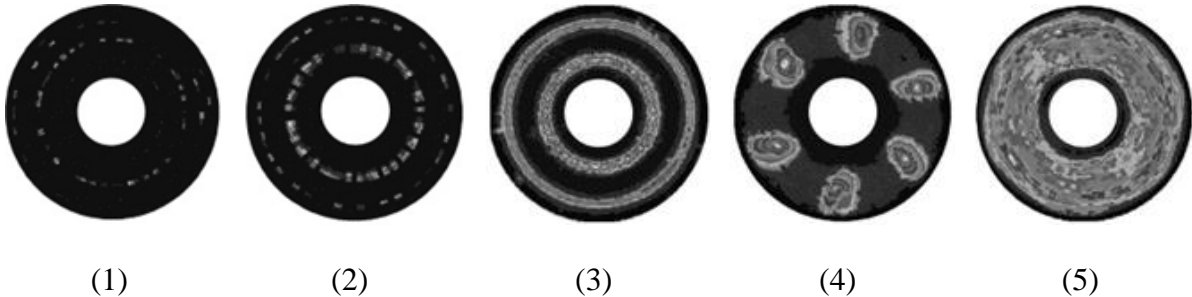
	Ширина, mm	Температура, °C	Трајање
<i>Храпавост (тип 1)</i>	<1	1200 (максимум)	<1 ms
<i>Испрекидана врела трака (тип 2)</i>	5–20	650 – 1000	0,5–10 s
<i>Вреле траке (тип 3)</i>	5–50	800 (максимум)	>10 s
<i>Макроскопске вреле тачке (тип 4)</i>	40–110	1100 (максимум)	>10 s
<i>Регионалне вреле тачке (тип 5)</i>	80–200	20–300	>10 s

На слици 1.7 приказано је пет типова загревања кочног диска и то [22]:

1. Храпавост (тип 1) – представља тип загревања у дискретним тачкама на храпавим контактним површинама кочног диска. Температуре расту брзо, али су краткотрајног карактера и јављају се на малим површинама трења.
2. Испрекидане вреле траке (тип 2) – представљају узастопно постављене мале контактне површине које се јављају дуж једне контактне стазе. Ово одговара локалном трењу које је побуђено термоеластичним нестабилностима (енгл. *Thermoelastic Instabilities* (TEI)) и јавља се због варијације трења у контакту, као и због топлотног ширења, фриксионог загревања, провођење топлоте из контактне зоне, као и хабања елемената који су у контакту.
3. Вреле траке (тип 3) – јављају се као последица покретне, променљиве контактне површине између кочне плочице и кочног диска у радијалном правцу. На кочном диску, може се приметити више уских прстенова у смеру клизања у радијалном смеру.
4. Макроскопске вреле тачке (тип 4) – представљају велика врела места распоређена по ободу кочног диска. Оне су готово фиксирани у једној тачки и посматрајући од центра усијане тачке, где су температуре највише, уочава се да температура опада са удаљавањем од посматране тачке. При појави оваквих нивоа температура

долази до витоперења (дисторзија) кочног диска и притом се драстично смањује контактна површина.

5. Регионалне вреле тачке (тип 5) – карактеришу их ниже температуре по површини диска, које су последица нехомогеног хлађења. Таква расподела температуре се јавља на крају процеса кочења, услед преноса топлоте.



Слика 1.7 Илустрација поделе усијаних тачака при загревању кочног диска [21]

Усијани прстенови су мањи од ширине кочне плочице. Највећа оштећења јављају се на кочном диску у случајевима појаве загревања: испрекиданих врелих трака, врелих трака и макроскопских врелих трака.

## 1.6 Садржај дисертације

Ова дисертација обухвата осам поглавља (слика 1.8), која се могу укратко описати на следећи начин:

- У уводном поглављу је дат кратак историјски осврт на развој кочног система, као и почетак примене диск кочница. Указано је на прве проблеме примене диск кочница, све до њиховог увођења као стандардно присутног елемента на серијски произведеним возилима. Дата је основна намена и принцип рада диск кочница, а такође је разјашњен и проблем загревања кочног диска и кочних плочица током процеса кочења. Приказани су циљеви и предмет рада и дефинисане хипотезе истраживања, које су произашле на основу прегледа литературе.
- Друго поглавље садржи преглед и анализу досадашњих истраживања у којима су проучавани феномени загревања и термичких напрезања кочног диска и кочних плочица, који су анализирани експерименталним, аналитичким и нумеричким путем. Такође, дат је преглед постојећих експерименталних инсталација за испитивање термичких напрезања кочног система.
- Треће поглавље приказује процес реализације пробног стола за испитивање термичких напрезања елемената фрикционог пара, који је развијен на Катедри за моторна возила и моторе Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.
- Четврто поглавље обухвата развој нове методологије експерименталних истраживања термичких напрезања фрикционог пара на пробном столу која се ослањају на стандардне тестове за испитивање кочница.
- У петом поглављу статистички су обрађени и анализирани резултати истраживања и извршена је идентификација термичких напрезања фрикционог пара за различите параметре кочења који су добијени на основу самостално осмишљених и дефинисаних тестова на пробном столу, у лабораторијским условима.

- Шесто поглавље обухвата развој тродимензионалног модела кочног диска и кочних плочица који одговара испитиваном фриксионом пару у лабораторијским условима. Развијени модел је коришћен за истраживања применом методе коначних елемента у софтверском пакету ANSYS. Анализирани су кочни дискови са различитим облицима вентилационих ребара, при истим условима испитивања. Поред тога, применом софтверског пакета MATLAB и коришћењем вештачких неуронских мрежа формиран је модел за предикцију максималне температуре кочних плочица у зависности од дефинисаних радних услова у оквиру експерименталних истраживања.



Слика 1.8 Структура докторске дисертације

- Седмо поглавље обухвата сумирање резултата, доношење закључака, истицање научног доприноса дисертације, као и смернице за будућа истраживања.
- Осмо поглавље обухвата списак коришћене литературе везане за истраживања која су у вези са темом пријављене докторске дисертације.

## 1.7 Предмет рада дисертације

Предмет рада ове докторске дисертације јесте теоријско, нумеричко и експериментално истраживање термичких напрезања фриксионог пара. За експериментална испитивања било је потребно развити специфични пробни сто за испитивање термичких напрезања. У Републици Србији постоји мали број динамометарских инерцијалних пробних столова за испитивање кочница код којих се промена кинетичке енергије возила, при различитим брзинама кретања, симулира променом замајних маса при константној угаоној брзини те замајне масе.

Пробни столови обично симулирају једну четвртину возила. Кинетичка енергија возила може да се симулира помоћу пробног стола који има константну замајну масу, а променљиву угаону брзину те замајне масе. За потребе ове докторске дисертације на Факултету инжењерских наука, на Катедри за моторна возила и моторе, развијен је управо такав тип пробног стола са константном замајном масом, чија се угаона брзина варира помоћу електронског система управљања и који може да симулира инерцијалну силу једне четвртине возила.

Теоријска истраживања су заснована на прегледу досадашњих истраживања у предметној области, као и објашњењу феномена генерисања топлоте при кочењу, које је приказано у овом поглављу.

Експериментална истраживања су реализована на пробном столу, који је конструисан и реализован за потребе истраживања у оквиру ове докторске дисертације. Испитиван је кочни систем са вентилирајућим кочним диском, јер је кроз преглед литературе утврђено да имају бројне предности, у односу на кочне дискове пуног попречног пресека.

Нумеричка истраживања су извршена на моделу кочног диска и кочних плочица који одговарају по карактеристикама испитиваном кочном систему (габаритне димензије, карактеристике материјала,...).

Експериментална испитивања термичких напрезања фрикционог пара су реализована на пробном столу при различитим условима рада кочног система. Реални услови експлоатације кочница возила су преведени на услове лабораторијских истраживања.

## **1.8 Циљеви и мотивација рада**

Главни циљ докторске дисертације је идентификација температурног поља диск кочнице и преношења топлоте кроз кочне плочице и диск у зависности од радних параметара кочења, применом Тагучи методе. Такође, циљ докторске дисертације био је и развој и реализација пробног стола за испитивање термичких напрезања елемената диск кочница. Након спроведеног експеримента, циљ докторске дисертације био је и развој нумеричке методе за симулацију процеса кочења која је верификована поређењем резултата симулације са експериментално добијеним резултатима. Такође, још једна новина која је укључена у ову докторску дисертацију је примена вештачких неуронских мрежа у циљу предикције температуре кочних плочица. Поред тога, значајно је утврдити и утицај стања елемената фрикционог пара на термичка напрезања, као и услове кочења.

Увидом у досадашња истраживања, дошло се до закључка да није било сличних истраживања онима која су дефинисана у циљевима истраживања докторске дисертације. Иако постоји већи број истраживања на тему термичких напрезања диск кочница, та истраживања су и даље актуелна и велики број истраживача је и даље фасциниран овом темом.

## **1.9 Основне хипотезе истраживања**

Имајући у виду досадашња истраживања у области термичких напрезања кочних система, као и постављених циљева предложене докторске дисертације, дошло се до следећих хипотеза:

- Термичка напрезања директно су условљена обликом ребара вентилирајућих дискова.
- Коефицијент трења доминантно зависи од остварене температуре фрикционог пара, као и параметара кочења (притиска у инсталацији и брзине клизања).
- Коефицијент трења зависи од стања кочног диска.
- Пробни сто код кога се мења угаона брзина замајне масе омогућава симулирање четвртине возила различитих категорија и маса.

### **1.10 Најважнији резултати докторске дисертације**

Резултати докторске дисертације су следећи:

- Развијен је нумерички модел за симулацију процеса кочења.
- Развијен нумерички метод је примењен за развој/побољшање фрикционог пара у циљу смањења трошкова развоја.
- Добијени експериментални резултати су примењени за валидацију нумеричких истраживања, за израду ове докторске дисертације.
- Утврђени су оптимални параметри за постизање краћег пута заустављања.
- Реализовани пробни сто примењен је за испитивање кочних дискова и кочних плочица које се уграђују на путничким и лаким теретним возилима.



## **2 ПРЕГЛЕД И АНАЛИЗА ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА У ОБЛАСТИ ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ФРИКЦИОНОГ ПАРА ДИСК КОЧНИЦЕ**

После дефинисања идеје истраживања, следећи неопходни корак, пре саме реализације сопствених истраживања, је извршити преглед стања у предметној области. За потребе реализације ове докторске дисертације било је неопходно проучити резултате које су истраживачи из предметне области остварили, анализирати карактеристике пробних столова на којима су вршена испитивања, па на основу изведених закључака, дефинисати полазне хипотезе и циљеве рада у оквиру докторске дисертације.

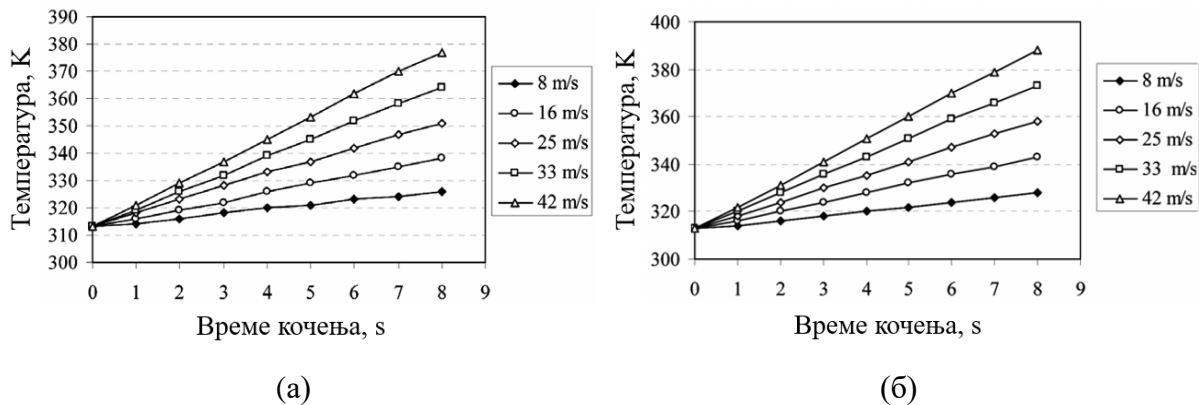
### **2.1 Експериментална истраживања**

Кочни систем омогућава да се током кретања возила оно прилагоди условима вожње у саобраћају или жељама возача, као што су: смањење брзине кретања возила, одржавање кретања возила константном брзином или његово заустављање. Током процеса кочења, кочни диск је у контакту са кочним плочицама. Кочни диск ротира око своје осе угаоном брзином дефинисаном брзином кретања возила (спојница искључена), док кочне плочице налажу на њега, активирани одређеном силом (која директно зависи од силе на команди педале кочнице) и долази до појаве трења на контактним површинама. Нежељена последица трења је појава топлоте, управо на елементима који су у контакту. Током интензивног кочења, долази до генерисања велике количине топлоте на кочном диску. Основни проблем интензивног загревања кочног диска огледа се у смањењу коефицијента трења, што је праћено смањеном ефикасношћу кочног система, убрзаним хабањем кочних плочица, као и деформацијама елемената кочнице, што изазива даљи пад ефикасности због нарушавања квалитета спрезања фрикционог пара.

Студија [23] показује да услови оптерећења утичу на брзину хабања и површинске температуре. На основу постигнутих температура су формиране мапе хабања. Оне се могу поделити у три категорије: благо хабање, умерено хабање и интензивно хабање. При благом хабању, површина трења је готово нетакнута и у основи је без деформација, с тим да је површина трења прекривена оксидом гвожђа у праху. Код умереног хабања, површина трења прекривена је честицама оксида. Постоје микродеформације и велике честице абразивних остатака. Код интензивног хабања површине трења су деформисане и хрпаваост је повећана. Поред тога, на фрикционим површинама услед хабања настају „канални“.

У зони трења, тј. у контактної зони фрикционог пара, пораст температуре је изузетно висок, тако да у условима дуготрајног кочења на кочном диску, услед појаве термичких напрезања, укупна напрезања могу прећи границу динамичке издржљивости материјала. Ово даље може довести до појаве напрслина, које могу чак довести до отказа кочног диска. Температура кочног диска може достићи и 700 °C [1] и на тој температури коефицијент трења нагло пада, што директно води ка дужем путу кочења и нарушавању безбедности возача који управља тим возилом, као и осталих учесника у саобраћају. Студија [24] која се бавила проучавањем утицаја температуре на величину коефицијента трења показује да се максимални коефицијент трења, за примењене материјале диска и кочних плочица, остварује када је температура на површини кочног диска 150 °C и коефицијент трења је у том случају био 0,55. У случају када је температура на површини диска била 250 °C, коефицијент трења је био најмањи и износио је 0,23 [24].

Неуједначена расподела температуре узрокује појаву термоеластичне нестабилности, која зависи од брзине клизања и температуре, што је доказано у истраживању [25]. Велика топлотна напрезања настају и код нормалног кочења. Међутим, уколико се јаве интензивна кочења (притисак у кочној инсталацији је 10 МПа) долази до већих термичких напрезања. Да би се успешно избегла ова појава великих термичких напрезања, једино је могуће извршити модификацију конструкције кочног диска [26]. Уколико би се применили композитни материјали за израду кочног диска, дошло би до смањења масе, али не и до смањења температуре фрикционог пара, током константног и поновљеног кочења, слика 2.1 [27].



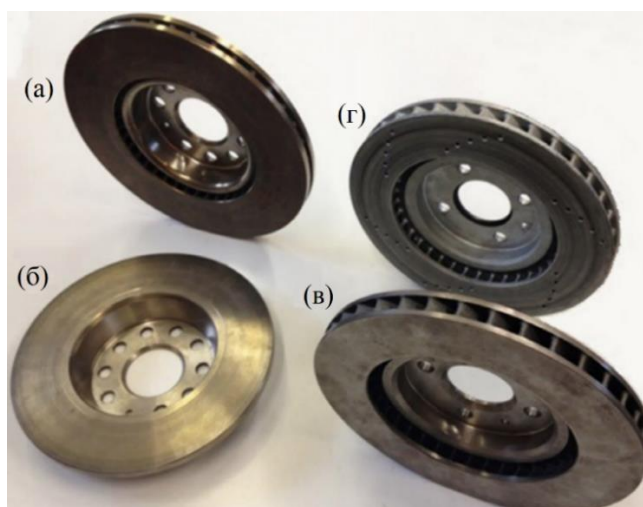
**Слика 2.1** Промена температуре кочног диска у зависности од брзине диска, за случај када је кочни диск направљен од (а) ливеног гвожђа и (б) композита [27]

У циљу побољшања ефикасности кочења и одвођења веће количине топлоте у околину, развијене су вентилирајуће диск кочнице које се интензивније хладе због повећаног протока ваздуха у односу на традиционалне кочне дискове (кочни дискови пуног попречног пресека), захваљујући ребрима на кочним дисковима. Резултати [28] настали лабораторијским испитивањем на динамометарском пробном столу показали су да се вентилирајући кочни дискови знатно мање загревају од кочних дискова са пуним попречним пресеком, при истим радним условима. Вентилирајући кочни дискови, због веће површине преко које се размењује топлота, имају боље хлађење. Чак 60% топлоте са кочног диска се ослободи преко ребара, а преостали део топлоте са контактне површине кочног диска [29]. У истраживању [30] приказано је да се топлота при најмање разматраној брзини кретања возила (8 km/h), 39% ослободи конвекцијом, а 43% зрачењем, док при максималној брзини од 90 km/h, 57% топлоте се ослободи конвекцијом, а 25% зрачењем. Оно што је карактеристично за оба случаја је да се 18% топлоте и у једном и у другом случају ослободи провођењем.

У неким студијама [31, 32] је анализирано термомеханичко понашање при сувом трењу између кочног диска и кочних плочица током процеса кочења применом нумеричких и експерименталних метода. У истраживању су посматране две аутомобилске диск кочнице, и то једна са вентилирајућим кочним диском, а друга са кочним диском пуног попречног пресека. Истраживање је реализовано на тај начин што су извршена два експеримента у реалним путним условима. У оба случаја, угаона брзина точка била је 157,89 rad/s, а процес кочења је трајао 45 s. Кочни диск пуног попречног пресека се загрејао на 401 °C, а вентилирајући кочни диск на 345 °C. Примећено је да се кочни диск пуног попречног пресека више загрејао, што значи да има мању могућност одвођења топлоте у околину, па из тог разлога није га пожељно примењивати на возилима, а поготово не на оним возилима која се користе у екстремним условима експлоатације.

Може се закључити да се вентилирајући кочни дискови мање загревају, па су са тог аспекта погоднији за коришћење. Посматрајући вентилирајући кочни диск са радијалним ребрима, може се закључити да се понаша као вентилатор, што омогућава боље хлађење и при томе су побољшане перформансе кочења.

Поред истраживања одвођења топлоте у околину у условима кретања возила, постоје и истраживања у којима је испитивана брзина одвођења топлоте у околину при стационарним условима. У истраживању [14] су посматрана четири различита кочна диска, слика 2.2. Диск са радијалним ребрима има највећи коефицијент прелаза топлоте у околину, док диск пуног попречног пресека најмањи. Кочни диск са закривљеним ребрима имао је 20% нижу вредност коефицијента прелаза топлоте у односу на радијални.



**Слика 2.2** *Анализирани дискови (а) радијални, (б) пуног попречног пресека, (в) закривљени, (г) закривљен и попречно избушен [14]*

У случајевима када се возило кочи до заустављања, а затим врши његово залетање, па опет кочење и то се понавља више пута, кочни диск се непрекидно греје и хлади. При оваквим условима кочења, контактна површина кочног диска достиже високе температуре, али не и главчина диска. Ова температурна разлика проузрокује топлотна напрезања, а затим долази и до термичког замора материјала кочног диска. Током оваквог поновљеног кочења, на контактної површини кочног диска може доћи до појаве малих пукотина (напрслина) [33], а у случају да је кочни диск и даље изложен оваквом виду термичког напрезања, долази до ширења пукотина и на крају и до лома [34]. Утврђено је да термомеханичка напрезања, у случајевима поновљеног кочења, премашују границу течења на самом кочном диску. Након хлађења, у кочном диску се генеришу заостали напони, па сваким наредним кочењем долази до поновног загревања контактне површине кочног диска, али не и главчине диска. Притом долази до различитог ширења делова кочног диска, што доводи до таквих деформација које такође могу проузроковати појаву напрслина.

Постоје три начина за спречавање појаве топлотног пуцања кочног диска [35]:

1. повећање границе течења и заморне чврстоће материјала,
2. смањење температуре у току процеса кочења и
3. промена конструкције кочног диска у циљу елиминисања деформација при топлотном ширењу кочног диска.

Избегавање појаве пукотина услед загревања кочног диска и проширења радне области и при вишим температурама, могуће је применом таквих материјала који могу да ефикасно раде и на знатно вишим температурама [36], али то доводи до потребе да се делови који се налазе у непосредној близини диск кочнице заштите од топлоте.

## 2.2 Аналитичка истраживања

### 2.1.1. Трансформација енергије

Кочни систем у суштини представља механизам за трансформацију енергије. Возило током кретања има кинетичку енергију. Активирањем кочница, тј. током кочења, возило успорава и кинетичка енергија се трансформише у топлоту. Затим се топлота која је генерисана на кочном диску и кочним плочицама расипа у околину. Овај феномен је познат као *Први закон термодинамике*, који гласи: „Енергија се не може створити нити уништити, већ само може прећи из једног облика у други“. Када су у питању кочнице, кинетичка енергија (релација 2.1) која се трансформише у топлоту једнака је:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} + \frac{J \cdot \omega}{2} = \frac{m \cdot v^2}{2} \cdot \left( 1 + \frac{J}{m \cdot r_d^2} \right) = \frac{\delta \cdot m \cdot v^2}{2}, \quad (2.1)$$

где су:

- $E_k$  - кинетичка енергија, J,
- $m$  - маса возила, kg,
- $v$  - брзина кретања возила, m/s,
- $J$  - укупни момент инерције обртних маса возила, сведен на динамички полупречник коченог точка,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ,
- $\omega$  - угаона брзина точка, rad/s,
- $r_d$  - динамички полупречник точка, m, и
- $\delta$  - коефицијент утицаја обртних маса,  $\delta \approx 1$ .

Како би могла да се одреди количина топлоте која се генерише на сваком кочном диску, а с обзиром да на путничким возилима постоје кочнице на сва четири точка, кинетичка енергија на једном точку требала би бити једнака четвртини кинетичке енергије посматраног возила, изражена као:

$$E_k = 0,25 \cdot \frac{\delta \cdot m \cdot v^2}{2} = 0,125 \cdot \delta \cdot m \cdot v^2. \quad (2.2)$$

Релација (2.2) представља идеалан случај, односно када на сваки точак делује подједнаки део тежине возила са четири точка.

### 2.1.2 Одређивање успорења возила

Претпоставља се да је успорење возила при кочењу константно, па у сваком тренутку може да се одреди брзина возила. Релација за тренутну брзину возила је приказана изразом:

$$v = v_o \left( 1 - \frac{t}{t_b} \right), \quad (2.3)$$

где су:

- $t$  - време од почетног тренутка кочења, s,
- $t_b$  - укупно време трајања кочења, s,
- $v_o$  - почетна брзина возила, m/s.

Угаона брзина точка,  $\omega$ , је представљена једначином:

$$\omega = \omega_o \left( 1 - \frac{t}{t_b} \right), \quad (2.4)$$

где је  $\omega_o$  - угаона брзина точка на почетку процеса кочења, rad/s.

### 2.2.3 Дефинисање контакта

Величина произведене топлоте по јединици времена услед трења једнака је снази кочења. Део ове топлоте се преноси на кочни диск, а део на кочне плочице. При анализи, обично се користе два типа топлотних контакта и то [37]:

1. савршен контакт – где су температуре кочног диска и кочних плочица једнаке и
2. несавршен контакт – где због формирања трећег тела<sup>1</sup> у контакту, кочни диск и кочне плочице немају једнаку температуру. Узимајући у обзир несавршени контакт, коефицијент расподеле топлоте,  $\sigma$ , приказан је релацијом:

$$\sigma = \frac{\xi_d \cdot A_d}{\xi_d \cdot A_d + \xi_p \cdot A_p}, \quad (2.5)$$

где су:

- $\xi_d$  - топлотна ефузија кочног диска,  $\text{Jm}^2/(\text{°C} \cdot \text{s}^{0.5})$ ,
- $\xi_p$  - топлотна ефузија кочне плочице,  $\text{Jm}^2/(\text{°C} \cdot \text{s}^{0.5})$ ,
- $A_d$  - контактне површине кочног диска,  $\text{m}^2$  и
- $A_p$  - контактне површине кочних плочица,  $\text{m}^2$ .

Топлотна ефузија,  $\xi$ , се рачуна применом релације:

$$\xi = \sqrt{k \cdot \rho \cdot c}, \quad (2.6)$$

где су:

- $\rho$  - густина,  $\text{kg/m}^3$  и

---

<sup>1</sup> У току процеса кочења, услед клизања долази до настанка хабања што затим проузрокује појаву трећег тела. Треће тело се састоји од уситњених и збијених остатака хабања кочног диска и кочних плочица. Грубе честице у току процеса кочења буду избачене из контакта, док ситне честице остају залепљене на површини или се заглаве у каналима који су настали услед хабања.

- $c$  - специфична топлота,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ .

За одређивање генерисане топлоте током трења на контактним површинама кочног диска и кочних плочица (слика 2.3), потребно је знати: колика је вредност коефицијента трења, брзине клизања, геометрију кочног диска и кочних плочица, као и расподелу притиска. Обично се разматрају два типа расподеле притиска [38]:

- равномерна расподела притиска (када је плочица нова):

$$p = p_{\max}, \quad (2.7)$$

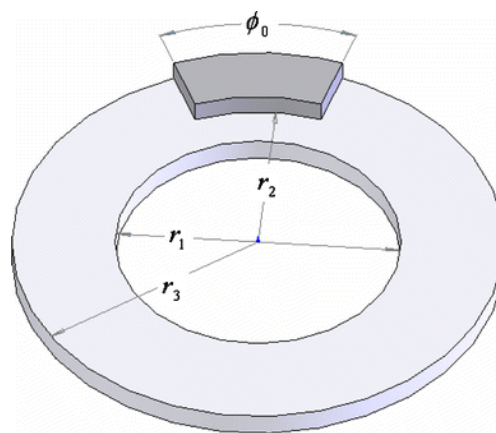
- равномерно хабање (једначина 2.8).

Након одређеног броја кочења када се плочица похаба, овај тип расподеле притиска се узима у обзир јер се рад силе трења повећава када се радијално растојање повећава и на крају радијалнији положај више утиче на хабање и претпоставка о равномерној расподели притиска више није прихватљива. У овом случају расподела притиска на плочици је пропорционална  $1/r$ , а максимални притисак се јавља при  $r = r_2$ .

$$W = k \cdot p \cdot r = const \Rightarrow p = p_{\max} \cdot \frac{r_2}{r}, \quad (2.8)$$

где су:

- $p_{\max}$  - максимални притисак на кочним плочицама,  $Pa$ ,
- $W$  - хабање,  $W \cdot Pa/^\circ C$  и
- $p$  - притисак,  $Pa$ , на радијусу  $r$ ,  $m$  (слика 2.4).



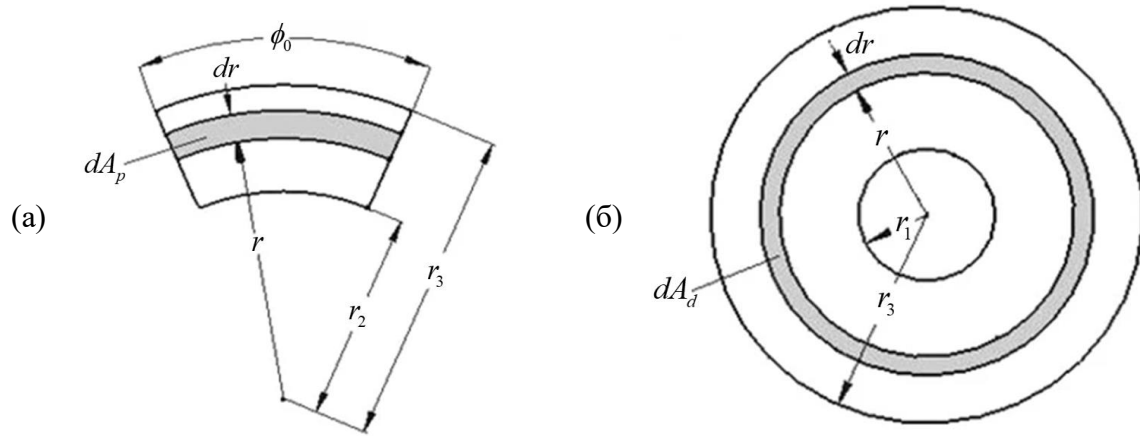
Слика 2.3 Геометријске величине кочног диска и кочне плочице [39]

### 2.2.4 Генерисање топлоте

Контактна површина кочног диска и кочних плочица приказана је на слици 2.4. Ознаке на слици 2.4 представљају:

- $r$  - просторна променљива у радијалном правцу,  $m$ ,
- $r_1$  - унутрашњи радијус диска,  $m$ ,
- $r_2$  - унутрашњи радијус плочице,  $m$ ,

- $r_3$  - спољашњи радијус диска и плочице, m,
- $dr$  - елементарни радијус, m,
- $dA_p$  - елементарна површина кочне плочице, m<sup>2</sup> и
- $dA_d$  - елементарна површина кочног диска, m<sup>2</sup>.



Слика 2.4 Елементи контактне површине (а) кочна плочица и (б) кочни диск [39]

Промена унутрашње енергије која настаје у контакту услед трења кочног диска и кочних плочица (фрикционе површине) рачуна се применом релације (2.9) [39, 40]:

$$d\dot{E} = dP = v \cdot dF_f = r \cdot \omega \cdot \mu \cdot p \cdot \phi_0 \cdot r \cdot dr, \quad (2.9)$$

$$d\dot{E} = d\dot{E}_p + d\dot{E}_d, \quad (2.10)$$

где су:

- $d\dot{E}$  - промена унутрашње енергије која настаје услед трења између две површине које клизе једна у односу на другу по јединици времена, W,
- $dP$  - снага трења, W,
- $dF_f$  - сила трења, N, и
- $\phi_0$  - контактни угао плочице, rad.

У једначини (2.10)  $d\dot{E}_p$  представља промену унутрашње енергије на кочним плочицама, а  $d\dot{E}_d$  промену унутрашње енергије на кочном диску. Релације (2.11) и (2.12) представљају количину апсорбоване топлоте на кочним плочицама и кочном диску, респективно:

$$d\dot{E}_p = (1 - \sigma) \cdot dP = (1 - \sigma) \cdot r^2 \cdot \omega \cdot \mu \cdot p \cdot \phi_0 \cdot dr, \quad (2.11)$$

$$d\dot{E}_d = \sigma \cdot dP = \sigma \cdot r^2 \cdot \omega \cdot \mu \cdot p \cdot \phi_0 \cdot dr. \quad (2.12)$$

Следећи корак је одређивање топлотног флукса за кочни диск и кочне плочице који се дефинише као однос стопе пораста температуре и контактне површине сваке компоненте.

Топлотни флуks кочне плочице је представљен релацијама (2.13) и (2.14), а кочног диска релацијама (2.15) и (2.16).

$$q_1(r, t) = \frac{d\dot{E}_p}{dA_p} = (1 - \sigma) \cdot r \cdot \mu \cdot p \cdot \omega(t), \quad (2.13)$$

$$q_{01}(r) = q_1(r, 0) = (1 - \sigma) \cdot r \cdot \omega_0 \cdot \mu \cdot p, \quad (2.14)$$

$$q_2(r, t) = \frac{d\dot{E}_d}{dA_d} = \frac{\phi_0}{2\pi} \cdot \sigma \cdot r \cdot \mu \cdot p \cdot \omega(t), \quad (2.15)$$

$$q_{02}(r) = q_2(r, 0) = \frac{\phi_0}{2\pi} \cdot \sigma \cdot r \cdot \omega_0 \cdot \mu \cdot p, \quad (2.16)$$

где су:

- $q_1$  - топлотни флуks кочне плочице,  $W/m^2$ ,
- $q_{01}$  - топлотни флуks за кочну плочицу када је  $t = 0$ ,  $W/m^2$ ,
- $q_2$  - топлотни флуksа кочног диска,  $W/m^2$  и
- $q_{02}$  - топлотног флуksа кочног диска када је  $t = 0$ ,  $W/m^2$ .

Топлотни флуks је одређен за равномерну расподелу притиска, у функцији времена и просторне променљиве  $r$ , док се угаона брзина током времена смањује услед дејства кочница. Рад који остварује сила трења расте како се повећава променљива  $r$ . Топлотни флуks за равномерно хабање је у функцији од времена и не зависи од променљиве  $r$ , а рад који се врши је исти и у радијалном смеру.

Посматрајући диск кочницу, долази се до закључка да постоји градијент температуре у смеру промене контактнoг угла плочице  $\phi$ . Међутим, истраживања показују да је градијент температуре у смеру  $\phi$  је занемарљив [41]. Овде се претпоставља да кочне плочице налажу целом површином уз диск, па се количина топлоте дели са том површином. Одатле следи да је настала топлота између кочног диска и плочица у функцији од  $r$ ,  $z$  (просторна променљива у аксијалном правцу, m) и  $t$ , а не зависи од  $\phi$ .

#### 2.2.4.1 Загревање кочних плочица

Слика 2.5 илуструје дводимензионални топлотни проблем кочног диска. Једначина нестационарног провођења топлоте, као и гранични услови могу се описати помоћу израза од (2.17) до (2.22):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha_p} \frac{\partial T}{\partial t}; \quad r_2 < r < r_3, 0 < z < d_1, t > 0, \quad (2.17)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial r} + H_p T = H_p T_\infty; \quad r = r_2, 0 \leq z \leq d_1, t \geq 0, \quad (2.18)$$

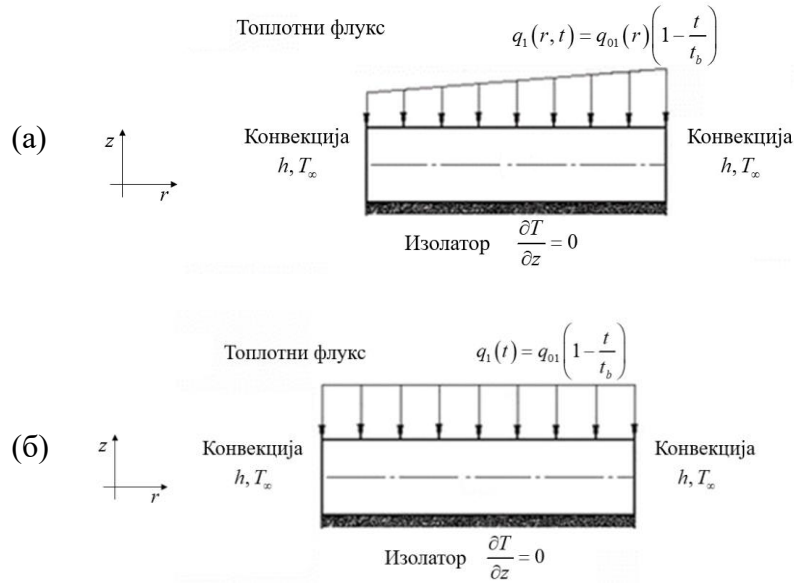


$$\frac{\partial T}{\partial r} + H_p T = H_p T_\infty; \quad r = r_3, 0 \leq z \leq d_1, t \geq 0, \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = q_1(r, t); \quad z = 0, r_2 \leq r \leq r_3, t \geq 0, \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad z = d_1, r_2 \leq r \leq r_3, t \geq 0, \quad (2.21)$$

$$T(r, z, 0) = f(r, z) = T_0; \quad r_2 \leq r \leq r_3, 0 \leq z \leq d_1. \quad (2.22)$$



Слика 2.5 Гранични услови за кочну плочицу: (а) равномеран притисак и (б) равномерно хабање

Параметар  $H_p$  је дат релацијом:

$$H_p = \frac{h}{k_p}. \quad (2.23)$$

За решавање овог проблема је примењена Гринова функција, па је температура кочних плочица дата једначином:

$$\begin{aligned} T_p(r, z, t) = & T_0 \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{d_1} G(r, z, t | r', z', 0) r' dr' dz' + \\ & + \alpha_p H_p T_\infty \int_0^t \int_0^{d_1} [G(r, z, t | r_2, z', \tau) + G(r, z, t | r_3, z', \tau)] dz' d\tau + \\ & + \alpha_p \int_0^t \int_{r_2}^{r_3} G(r, z, t | r', 0, \tau) q_1(r', \tau) r' dr' d\tau, \end{aligned} \quad (2.24)$$

где су:

- $r'$  - вештачка варијабила просторне променљиве у радијалном правцу,  $m$ ,
- $z'$  - вештачка варијабила просторне променљиве у аксијалном правцу,  $m$  и
- $\tau$  - вештачка варијабила за време,  $s$ .

$G(r, z, t | r', z', \tau)$  представља Гринову функцију која дата изразом:

$$G(r, z, t | r', z', \tau) = \left[ \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_0)} R_0(\beta_m, r') R_0(\beta_m, r) e^{-\alpha_p \beta_m^2 (t-\tau)} \right] + \left[ \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{N(\beta_m)N(\eta_n)} R_0(\beta_m, r') R_0(\beta_m, r) \cos \eta_n z' \cos \eta_n z \right] e^{-\alpha_p \eta_n^2 (t-\tau)}, \quad (2.25)$$

где су:  $R_0(\beta_m, r) = S_0 J_0(\beta_m r) - v_0 Y_0(\beta_m r)$  сопствена функција и  $\beta_m$  је сопствена вредност дуж радијалног правца. Сопствене вредности  $\beta_m$  су позитивна решења једначине:

$$S_0 U_0 - v_0 W_0 = 0. \quad (2.26)$$

Коришћени параметри дефинишу се преко релација (2.27) до (2.32):

$$S_0 = \beta_m Y_0'(\beta_m r_3) + H_p Y_0(\beta_m r_3), \quad (2.27)$$

$$U_0 = \beta_m J_0'(\beta_m r_2) - H_p J_0(\beta_m r_2), \quad (2.28)$$

$$v_0 = \beta_m J_0'(\beta_m r_3) + H_p J_0(\beta_m r_3), \quad (2.29)$$

$$W_0 = \beta_m Y_0'(\beta_m r_2) - H_p Y_0(\beta_m r_2), \quad (2.30)$$

$$B = H_p^2 + \beta_m^2, \quad (2.31)$$

$$\frac{1}{N(\beta_m)} = \frac{\pi^2}{2} \frac{\beta_m^2 U_0^2}{B(U_0^2 - v_0^2)}, \quad (2.32)$$

где су:

- $J_0(\cdot)$  - Беселове функције прве врсте и
- $Y_0(\cdot)$  - Беселове функције друге врсте.

Сопствене вредности  $\eta_n$  дуж  $z$  правца и сопствене функције дуж правца  $z$  добијају се помоћу релације:

$$Z(\eta_n, z) = \begin{cases} \cos \eta_n z; & \eta_n \neq 0 \\ 1; & \eta_n = 0 \end{cases}. \quad (2.33)$$

Сопствене вредности  $\eta_n$  су позитивна решења једначине:

$$\sin(\eta_n d_1) = 0 \Rightarrow \eta_n = \frac{n\pi}{d_1} (n = 0, 1, 2, \dots). \quad (2.34)$$

Дуж  $z$  правца се применом релације (2.35) добија норма:

$$\frac{1}{N(\eta_n)} = \begin{cases} \frac{2}{d_1}; & \eta_n \neq 0 \\ \frac{1}{d_1}; & \eta_n = 0 \end{cases}. \quad (2.35)$$

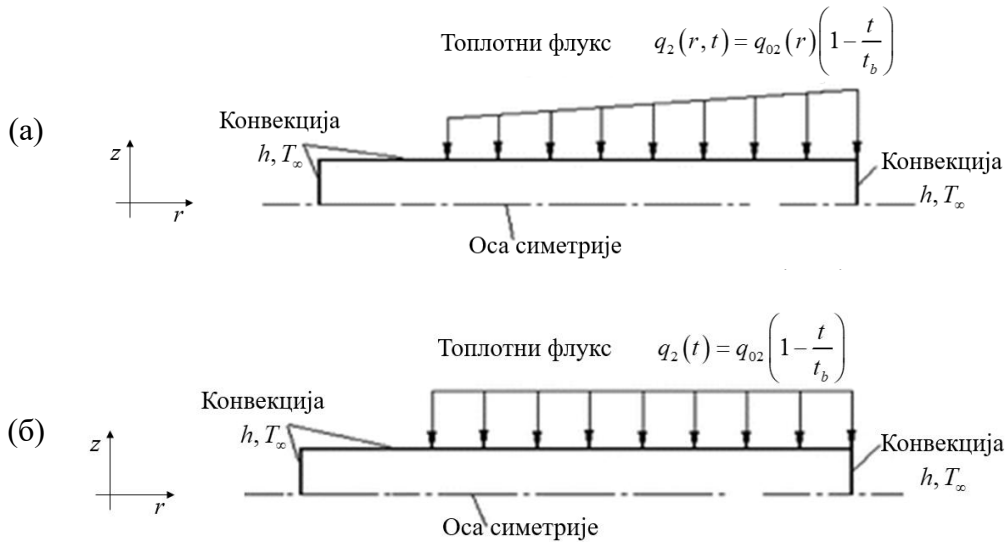
Параметар  $\lambda_{nm}$  се одређује применом релације:

$$\lambda_{nm}^2 = \eta_n^2 + \beta_m^2; \quad \lambda_{0m}^2 = \eta_0^2 + \beta_m^2 = \beta_m^2. \quad (2.36)$$

#### 2.2.4.2 Загревање диск кочница

Посматрајући слику 2.6, може се закључити да је загревање на кочном диску симетрично у правцу  $z$ , па се из тог разлога узима за анализу само половина диска ( $z_2 = \frac{d_2}{2}$ ).

Релације прелаза топлоте за кочни диск, на основу слике 2.5 су представљене изразима од (2.37) до (2.43):



Слика 2.6 Гранични услови за кочни диск: (а) равномеран притисак и (б) равномерно хабање

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha_d} \frac{\partial T}{\partial t}; \quad r_1 < r < r_3, 0 < z < z_2, t > 0, \quad (2.37)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial r} + H_d T = H_d T_\infty; \quad r = r_1, 0 \leq z \leq z_2, t \geq 0, \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} + H_d T = H_d T_\infty; \quad r = r_3, 0 \leq z \leq z_2, t \geq 0, \quad (2.39)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad z = 0, r_1 \leq r \leq r_3, t \geq 0, \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} + H_d T = H_d T_\infty; \quad z = z_2, r_1 \leq r \leq r_2, t \geq 0, \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = q_2(r, t); \quad z = z_2, r_2 \leq r \leq r_3, t \geq 0, \quad (2.42)$$

$$T(r, z, 0) = f(r, z) = T_0; \quad r_1 \leq r \leq r_3, 0 \leq z \leq d_2. \quad (2.43)$$

Параметар  $H_d$  је дат релацијом:

$$H_d = \frac{h}{k_d}. \quad (2.44)$$

За решење овог проблема примењена је такође Гринова функција, па је температура кочног диска дата изразом:

$$\begin{aligned} T_d(r, z, t) = & T_0 \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{z_2} G(r, z, t | r', z', 0) r' dr' dz' + \\ & + T_0 \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{z_2} G(r, z, t | r', z', 0) r' dr' dz' + \\ & + \alpha_d H_d T_\infty \int_0^t \int_0^{z_2} [G_1(r, z, t | r_1, z', \tau) + G_2(r, z, t | r_3, z', \tau)] dz' d\tau + \\ & + \alpha_d H_d T_\infty \int_0^t \int_{r_1}^{r_2} G_1(r, z, t | r', z_2, \tau) r' dr' d\tau + \\ & + \alpha_d \int_0^t \int_{r_2}^{r_3} G(r, z, t | r', z_2, \tau) q_2(r', \tau) r' dr' d\tau. \end{aligned} \quad (2.45)$$

Где  $G(r, z, t | r', z', \tau)$  представља Гринову функцију која је дата једначином (2.46):

$$G(r, z, t | r', z', \tau) = \begin{cases} G_1(r, z, t | r', z', \tau); & r_1 \leq r \leq r_2 \\ G_2(r, z, t | r', z', \tau); & r_2 \leq r \leq r_3 \end{cases}, \quad (2.46)$$

где се  $G_1(r, z, t | r', z', \tau)$  и  $G_2(r, z, t | r', z', \tau)$  добијају из релација (2.47) и (2.48).

$$G_1(r, z, t | r', z', \tau) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_1(m, r) B_1(n, z) e^{-\alpha_d \lambda_{1,mm}^2 (t-\tau)}, \quad (2.47)$$

$$G_2(r, z, t | r', z', \tau) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_2(m, r)}{z_2} \{e\}^{-\alpha_d \beta_{2,m}^2 (t-\tau)} + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_2(m, r) B_2(n, z) e^{-\alpha_d \lambda_{2,mm}^2 (t-\tau)}, \quad (2.48)$$

где су  $A_1(m, r)$ ,  $A_2(m, r)$ ,  $B_1(n, z)$  и  $B_2(n, z)$  дефинисани преко:

$$A_1(m, r) = \frac{1}{N(\beta_{1,m})} R_1(\beta_{1,m}, r') R_1(\beta_{1,m}, r), \quad (2.49)$$

$$A_2(m, r) = \frac{1}{N(\beta_{2,m})} R_2(\beta_{2,m}, r') R_2(\beta_{2,m}, r), \quad (2.50)$$

$$B_1(n, z) = \frac{1}{N(\eta_{1,n})} Z_1(\eta_{1,n}, z') Z_1(\eta_{1,n}, z), \quad (2.51)$$

$$B_2(n, z) = \frac{1}{N(\eta_{2,n})} Z_2(\eta_{2,n}, z') Z_2(\eta_{2,n}, z). \quad (2.52)$$

Сопствене вредности  $\beta_{1,m}$  и  $\beta_{2,m}$  су позитивна решења следећих једначина:

$$\int_{r_1}^{r_2} \int_0^{z_2} r' G_1(r_2, z, t | r', z', 0) dz' dr' = \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{z_2} r' G_2(r_2, z, t | r', z', 0) dz' dr', \quad (2.53)$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \int_0^{z_2} r' \frac{\partial G_1(r, z, t | r', z', 0)}{\partial r} \Big|_{r=r_2} dz' dr' = - \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{z_2} r' \frac{\partial G_2(r, z, t | r', z', 0)}{\partial r} \Big|_{r=r_2} dz' dr'. \quad (2.54)$$

Сопствене функције  $R_1(\beta_{1,m}, r)$  и  $R_2(\beta_{2,m}, r)$  су дате једначинама (2.55) и (2.56):

$$R_1(\beta_{1,m}, r) = U_0 J_0(\beta_{1,m} r) - W_0 Y_0(\beta_{1,m} r), \quad (2.55)$$

$$R_2(\beta_{2,m}, r) = S_0 J_0(\beta_{2,m} r_3) - \nu_0 Y_0(\beta_{2,m} r_3), \quad (2.56)$$

где су параметри из једначина (2.54) и (2.55), представљени релацијама од (2.57) до (2.60):

$$U_0 = \beta_1 Y_0'(\beta_1 r_1) - H_d Y_0(\beta_1 r_1), \quad (2.57)$$

$$W_0 = \beta_1 J_0'(\beta_1 r_1) - H_d J_0(\beta_1 r_1), \quad (2.58)$$

$$v_0 = \beta_2 J_0'(\beta_2 r_3) + H_d J_0(\beta_2 r_3), \quad (2.59)$$

$$S_0 = \beta_2 Y_0'(\beta_2 r_3) + H_d Y_0(\beta_2 r_3). \quad (2.60)$$

Сопствене функције,  $Z_1(\eta_{1,n}, z)$  и  $Z_2(\eta_{2,n}, z)$ , се одређују на следећи начин:

$$Z_1(\eta_{1,n}, z) = \cos(\eta_{1,n}, z), \quad (2.61)$$

$$Z_2(\eta_{2,n}, z) = \begin{cases} \cos(\eta_{2,n}, z); & \eta_{2,n} \neq 0 \\ 1; & \eta_{2,n} = 0 \end{cases}. \quad (2.62)$$

Сопствене вредности  $\eta_{1,n}$  су позитивна решења једначине (2.63):

$$\eta_{1,n} \tan(\eta_{1,n} z_2) = H_d. \quad (2.63)$$

Сопствене вредности  $\eta_{2,n}$  су позитивна решења једначине (2.64):

$$\sin(\eta_{2,n} z_2) = 0 \Rightarrow \eta_{2,n} = \frac{n\pi}{z_2}; \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.64)$$

Норме су добијене из следећих релација:

$$\frac{1}{N(\eta_{2,n})} = \frac{2(\eta_{1,n}^2 + H_d^2)}{z_2(\eta_{1,n}^2 + H_d^2) + H_d}, \quad (2.65)$$

$$\frac{1}{N(\eta_{2,n})} = \begin{cases} \frac{2}{z_2}; & \eta_{2,n} \neq 0 \\ \frac{1}{z_2}; & \eta_{2,n} = 0 \end{cases}. \quad (2.66)$$

### 2.3 Нумеричка истраживања

Данас, напредком технологије, експеримент се може значајно унапредити и временски скратити успешним спровођењем нумеричких симулација, чиме се смањују укупни трошкови развоја новог или усавршавање постојећег производа. У случају диск кочница, на основу досадашњих искуства више истраживача у овој области, готово исти резултати се могу добити експерименталним приступом, као и нумеричким [42]. За успешну примену методе коначних елемената кроз постојеће комерцијалне софтвере за моделирање кочних система, неопходно је познавање карактеристика материјала од којих су израђени делови склопа кочнице. Такође, узимају се у обзир и различите

геометријске карактеристике кочних дискова, као и проблеми везани за хабање и корозију. Генерисање топлоте код механичких кочница изазива термоеластичну дисторзију и утиче на расподелу контактеног притиска. Појава која највише утиче на термичка напрезања кочних дискова је термоеластична нестабилност и јавља се када брзина клизања пређе критичну вредност. Термоеластична нестабилност доводи до поремећаја номиналне расподеле притиска, што може довести до локализованог контакта и појаве врућих тачака на контактним површинама [20, 43]. Поред тога може довести и до појаве вибрација, а у великом броју случајева долази и до трајних оштећења [44]. Нумеричке методе омогућају да се у раним фазама развоја производа моделира понашање кочног система у условима сличним стварним радним условима и одреде расподела температуре и критичне температуре [45]. Поред тога, нумеричке методе могу пружити смернице за конструктивне модификације кочница, као и за анализу примењеног материјала од којих ће се израђивати кочни дискови [9].

Нумеричко израчунавање структурних параметара (термичке проводљивости, специфичне топлоте и модула еластичности) у функцији температуре је спроведено у истраживањима [11] и извршено је поређење са експерименталним резултатима добијених помоћу инерционог динамометра. Вредности температура добијених нумерички и првог циклуса кочења добијених експериментално се разликује за 3,14% [11]. Такође, у оквиру истраживања [46] потврђено је да резултати добијени нумеричким методама имају добро поклапање са експерименталним резултатима.

Коефицијент трења у великој мери зависи од температуре фрикционог пара, оствареног притиска и угаоне брзине. Поред тога, постоји тежња произвођача кочних система, као и истраживача у овој области, да се само мали део топлоте пренесе на кочне плочице, а да највећу количину топлоте прими кочни диск, а затим да је пренесе у околину [47]. Циљ је да кочне плочице имају што је могуће већи коефицијент трења, како би задовољиле први услов трансформације кинетичке енергије у топлоту, а треба да имају што мању топлотну проводљивост да заштите осетљиве елементе од оштећења насталих услед термичких напрезања. Вредност коефицијента трења има утицај на пут заустављања или прилагођавање брзине возила условима пута, што директно утиче на безбедност возача, као и осталих учесника у саобраћају [48].

Поред изучавања понашања фрикционог пара на пробним столовима у погледу начина преношења топлоте, неопходно је да свака новопроектвана кочна плочица, у фази развоја, буде тестирана са аспекта варијација карактеристика материјала у циљу побољшање перформанси током кочења. У истраживању [49] посматран је само термомеханички контакт фрикционог пара и анализирано поље термичких напона за кочне плочице различитог састава материјала на бази смоле и бакра. Испитивање се заснивало на мерењу температуре на контактним површинама. Симулирано возило се кретало почетном брзином од 120 km/h. Након 3,4 s од почетка кочења, у контактном пару је постигнута максимална температура и примећено је да температуре у контактним паровима од различитих фрикционих материјала нису једнаке (у једном контактном пару је 260 °C, а у другом 290 °C). Добијени резултати су значајни за процес оптималног избора фрикционог материјала за израду кочних плочица [49].

Значајно је испитати преношење топлоте кроз кочну плочицу, како не би дошло до сувише великог загревања кочне течности, а тиме и појаве „пропадања“ кочне педале. Истраживања која анализирају преношење топлоте кроз кочну плочицу, показују да температура опада са порастом растојања од површине контакта са кочним диском [39].

На основу истраживања [50] откривено је да фрикционе површине кочних плочица акумулирају велику количину топлоте и због лоше топлотне проводљивости материјала кочне плочице, региони између 1 mm и 3 mm испод површине су изложени највећем порасту температуре, што може да има озбиљне последице. Погодном конструкцијом кочног диска може се побољшати хлађење кочних плочица. Уколико би се одабрао кочни диск са радијалним ребрима која имају исту улогу као и вентилатор, олакшало би се хлађење [39]. Сам облик ребара кочног диска игра важну улогу што се тиче хлађења и при том обезбеђује добру отпорност на термичка напрезања [51].

Да би се спречиле негативне појаве везане за термичка напрезања диск кочница, неопходно је да се кочница конструкцијски реши тако да може да „издржи“ термичка напрезања, односно да се спречи појава настанка пластичних деформација, а затим и напрстина. Из тог разлога је неопходно прво да се утврде нивои термичких напрезања, а затим анализирају утицаји радних услова на њих. У истраживањима [52] коришћен је *Brembo* тест губитка ефикасности са четрнаест поновљених кочења од почетне брзине 160 km/h до заустављања која су трајала 7,55 s. Између сваког кочења, постојао је временски интервал од 32 s у ком кочнице нису биле активне, тако да тај период представља период хлађења. На крају испитивања, температура кочног диска се кретала око 850 °C до 900 °C у зависности од облика ребара вентилирајућег кочног диска. Истраживања су имала за циљ да за тешке радне услове процене ефикасност и стабилност вентилирајућих кочних дискова (различитих облика ребара) и показало се да они, за разлику од кочних дискова са пуним попречним пресеком, осигуравају висок ниво безбедности у процесу кочења. Уколико се возило користи у екстремним експлоатационим условима, односно када возило у свом раду има више циклуса кочења, могу се постићи високе температуре кочног диска. Истраживање [53] је показало да је максимално топлотно напрезање кочног диска, током једног циклуса кочења, линеарно пропорционално порасту температуре диска. На основу вредности измерених промена температуре кочног диска, који се примењује за возове, извршено је предвиђање за које време ће настати напрстине на диску, користећи везу између пораста температуре и топлотног напрезања.

У оквиру истраживања [54] разматрани су и утицај повећања коефицијента трења између контактних површина, као и повећање притиска дејства кочних плочица на кочни диск на време заустављања. При томе се јавља тежња да брзина клизања<sup>2</sup> буде што мања, јер негативно утиче на перформансе самог процеса кочења [55]. Поред тога, коефицијент трења зависи од примењеног притиска у инсталацији, јер са повећањем притиска и брзине кретања возила, долази до већег загревања контактних површина, што изазива смањење коефицијента трења, па је самим тим кочни момент мањи [56]. Смањење коефицијента трења за последицу може имати дужи пут заустављања, тако да се тежи да се пронађу оптимални параметри који ће омогућити да кочни пут буде што краћи.

## 2.4 Приказ пробних столова

Кочнице се најчешће испитују у лабораторијским условима, на посебним опитним инсталацијама, тзв. пробним столовима, који су најчешће инерциони динамометри. Кочнице се могу испитивати и у полигонским, односно путним условима, али испитивања у лабораторији омогућава бољу контролу радних услова, па тиме и

---

<sup>2</sup> Брзина клизања представља угаону брзину диска у току процесу кочења док на њега делују кочне плочице одређеном силом притиска.



упоредивост добијених резултата, бржа су и економски исплативија. Како сви фрикциони механизми, па и кочнице, остварују своју функцију претварањем кинетичке енергије у топлоту, задатак инерционог динамометра је да омогући да се испитивана кочница оптерети одговарајућим делом укупне кинетичке енергије возила. Ова енергија се остварује преко дела укупне инерцијалне масе возила која се обрће одговарајућом угаоном брзином, која одговара оној на возилу. Циљ испитивања кочнице помоћу инерционог динамометра је пружање могућности за трансформацију горе наведене кинетичке енергије у топлоту смањењем брзине обртних маса и њено расипање у околину. Овај принцип се остварује помоћу замајних маса на које се чврсто повезује ротирајући део испитиване кочнице. Погонски мотор убрзава те замајне масе до одређене брзине, а затим их кочницом успорава до дате крајње ниже брзине или до заустављања.

На почетку процеса пројектовања пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница, било је неопходно извршити преглед постојећих столова, како у Републици Србији, тако и у свету. Поред анализе могућности већ изведених пробних столова (мерне величине, врсте диск кочница, цена, итд.), било је важно увидети шта је био проблем при реализацији сваког од њих и не поновити исту грешку.

#### 2.4.1 Примери пробних столова у Републици Србији

Машински факултет Универзитета у Београду поседује најстарију лабораторију у Републици Србији која се бави испитивањем кочница и која је у функцији од 1966. године [57]. На Машинском факултету у Београду постоје више пробних столова, на којима је могуће вршити испитивање кочница које се уграђују на аутомобиле, лака теретна возила и приколице. Пример је пробни сто PSK-20 намењен за испитивање кочница возила мањих маса (слика 2.7). Карактеристике га једноставна уградња испитиване кочнице која је остварена на исти начин како се обично уграђује на возило заједно са точком. PSK-20 се састоји од следећих основних група:

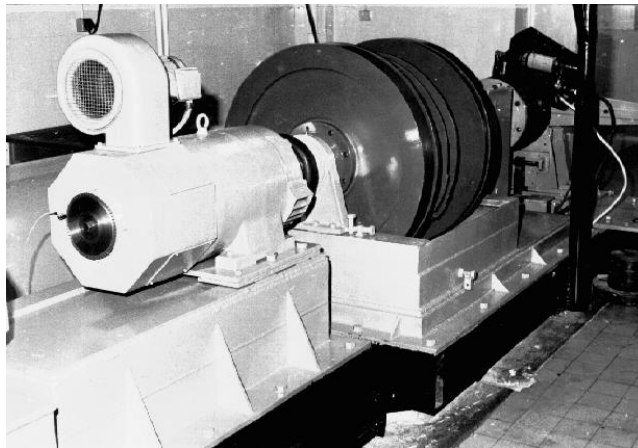
1. погонске групе,
2. сета од 6 замајних маса које се комбинују у зависности од потребне кинетичке енергије коју треба да симулирају и
3. прикључка за уградњу кочнице која се испитује.



Слика 2.7 Пробни сто за испитивање кочница аутомобила и лаких комерцијалних возила: 1-мотор, 2-замајне масе, 3-прирубница за везу обртног дела кочнице [58]

Контролна соба у којој се налази управљачко-контролни и мерни систем је издвојена од пробног стола у циљу обезбеђивање безбедности током извођења експеримента.

Поред пробног стола PSK-20, постоји и пробни сто PSK-11/30, који је намењен за испитивање кочница које се користе на тешким комерцијалним возилима, слика 2.8.



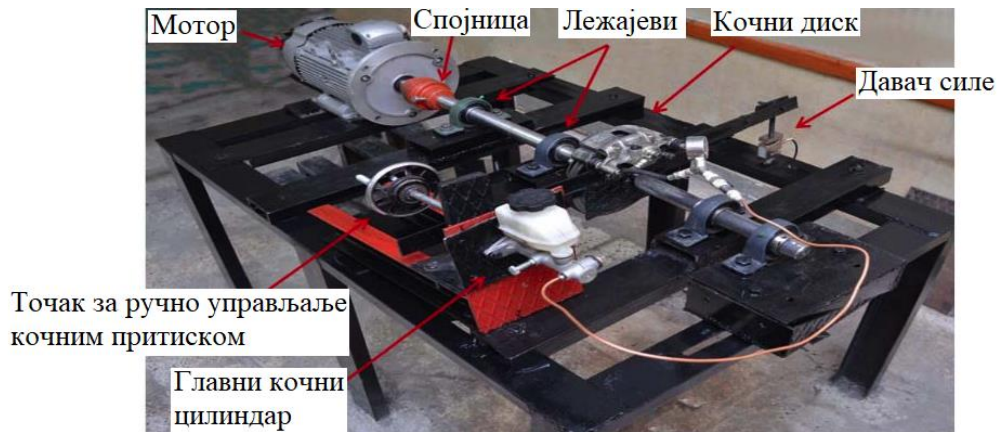
**Слика 2.8** Пробни сто за испитивање кочница тешких комерцијалних возила [57]

#### **2.4.2 Примери пробних столова у свету**

У зависности од предмета испитивања и жељених програма испитивања, формира се мерна инсталација. На слици 2.9 је приказан једноставан пробни сто [59], чија је намена испитивање утицаја температуре на појаву шкрипе диск кочница. Пробни сто не може да симулира возило које се креће великим брзинама, јер нема замајну масу. Појава шкрипе се јавља при нижим брзинама кретања, па из тог разлога замајна маса није ни била потребна. Оно што је занимљиво на овом пробном столу је да се кочница активира ручно, окретањем точка. Исти принцип активирања кочница може се срести и на пробном столу коришћеном у истраживању [55], као и у истраживању [60]. Одатле следи закључак да је овакав принцип активирања кочница веома једноставан и притом не захтева нека већа новчана улагања. Мерење кочног момента на пробном столу који је коришћен у раду [60] се реализује посредно, помоћу давача силе, слика 2.10. Једноставном аналитичком једначином из физике се долази до кочног момента „сила пута крак“.



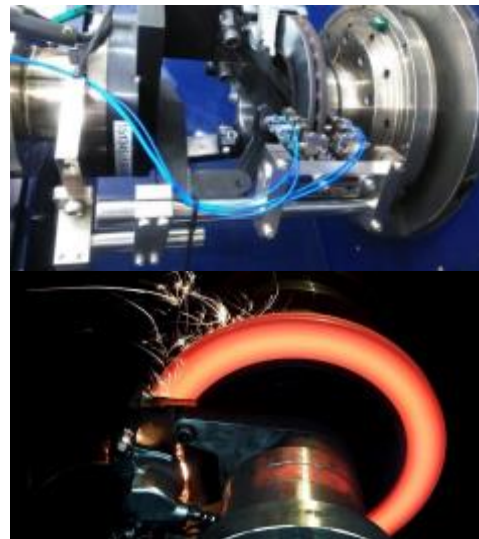
**Слика 2.9** Пробни сто – динамометарска шасија [59]



Слика 2.10 Пробни сто за испитивање вибрација током кочења [60]

Институт за истраживање и развој аутомобила *BOSMAL* је пољска лабораторија која се бави испитивањем кочница. На слици 2.11 је приказан изглед пробног стола за испитивање кочница, док је поред њега дата слика која илуструје начин постављања термопарова на контактну површину кочног диска, као и сам процес испитивања при екстремним условима кочења. У табели 2.1 дата је техничка спецификација пробног стола приказаног сликом 2.11. Процедуре по којима је могуће вршити испитивање на приказаном пробном столу за испитивање диск кочница су [61]:

- референтне методе испитивања,
- SAE специјализирани тестови - SAE-J2521 – „AK-Noise”, SAE-J2522 – „AK-Master”,
- ISO специјализирани тестови - ISO 26867,
- JASO стандарди - JASO C406, JASO C427, JASO C443;
- UN ECE регулативе – Регулотива број 90 и
- стандарди произвођача аутомобила, као и многи други.



Слика 2.11 Изглед пробног стола за испитивање диск кочница (лево) и процес испитивања (десно) [61]

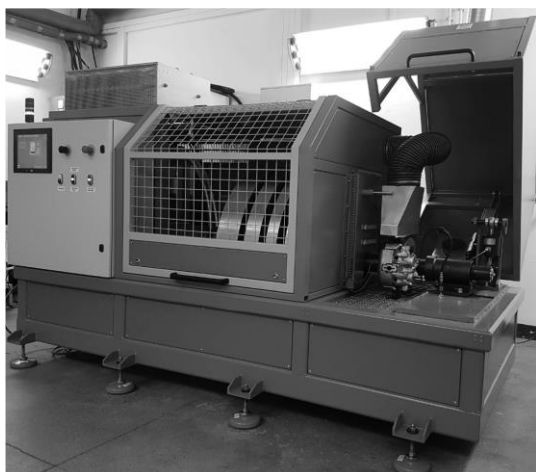
Примењени инерциони динамометар у истраживању [62], има мотор једносмерне струје. Недостатак овог мотора јесте што се на њему не може регулисати број обртаја, већ је он константан. Како би била могућа регулација броја обртаја, потребно је уградити мењач,

што додатно утиче на пораст цене пробног стола. Међутим, уколико је потребно да симулира више различитих возила, неопходно је постојање више замајних маса које се комбинују у зависности од масе анализираних возила, слика 2.12. Веза између мењача и замајних маса је остварена преко електромагнетне спојнице. У току процеса кочења, електромагнетна спојница је искључена, како не би дошло до отказа мењача, као и електромотора.

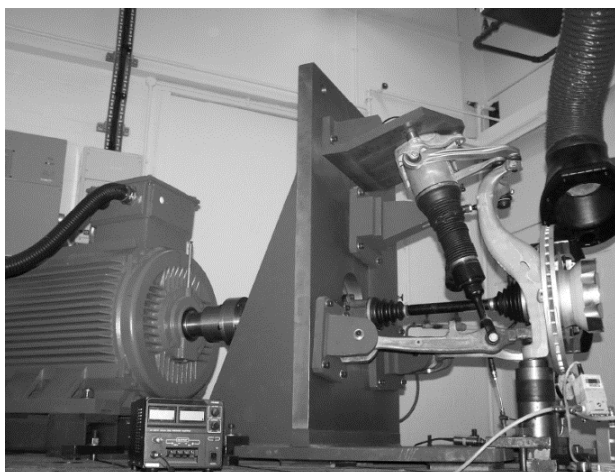
Табела 2.1 Техничка спецификација пробног стола [61]

Снага мотора једносмерне струје	186 kW
Опсег брзине	0 - 2500 o/min
Максимални кочни момент	5650 Nm
Максимални кочни притисак	200 bar
Максимални скок притиска	1000 bar/s

Још један пробни сто за испитивање кочног система приказан је на слици 2.13 [63]. Пробни сто се састоји од кочног уређаја и мотора. Сам пробни сто представља четвртину возила, а поред кочног система укључује и систем еластичног ослањања. Овакав систем, поред испитивања термичких напрезања кочног система омогућује и испитивање удара, који се јављају током кочења и који се даље преносе преко система еластичног ослањања на каросерију возила. Поред тога, омогућава и фреквентну анализу побуде које потичу од различитих компоненти. Кочни диск је у директној вези са мотором, чија је снага 110 kW, број обртаја је 2400 o/min и максимални момент кочења 700 Nm. Кочница се активира помоћу пнеуматичког цилиндра, који контролише хидраулички притисак у главном кочном цилиндру и омогућава понављање кочења са потпуно истим притиском.



Слика 2.12 Пробни сто T-33 [62]



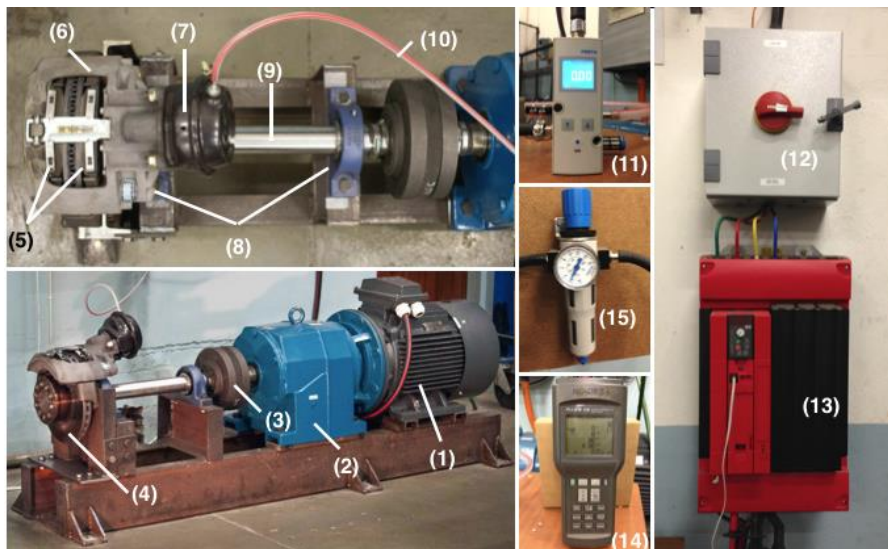
Слика 2.13 Пробни сто који симулира четвртину возила са системом еластичног ослањања [63]

Поред комплексних, постоје и пробни столови који су далеко једноставнији. Сложеност самог система зависи од мерних величина које је потребно пратити, потребне прецизности симулирања неког возила, радних услова, као и резултата мерења. Један такав систем приказан је сликом 2.14 [28]. Активирање мотора и кочнице се врши преко полууга. Замајна маса примењена на оваквој инсталацији одређује које ће возило бити симулирано и коју брзину ће имати на почетку процеса кочења, све у зависности од кинетичке енергије примењене замајне масе, као и брзине ротације.



Слика 2.14 Експериментални пробни сто [28]

Пробни сто за испитивање теретног возила при кретању на низбрдици, дат је на слици 2.15 [64]. Инсталација се састоји од асинхроног мотора наизменичне струје (1), напона 400 V, снаге 37 kW (максимални број обртаја електромотора 1500 o/min). Брзина се редукује преко мењача (2) са преносним односом 3,7:1 [65]. Брзина се регулише преко фреквентног регулатора (13) уз помоћ рачунара, који се напаја електричном енергијом из разводне кутије (12). Обртни момент од мотора на вратилу (9) се преноси преко еластичне спојнице (3). Осовина је у две тачке ослоњена преко лежаче (8) на постоље пробног стола. На другом крају вратила налази се прирубница на коју се причвршћује кочни диск (4). Пливајућа стега (6) је у чврстој вези са постољем пробног стола. Активирање кочница се врши преко пнеуматичког система за кочење (7), а потом се притисак преноси на кочне плочице (5). Компримовани ваздух до пнеуматичког система за кочење долази преко вода (10). Управљање пнеуматичког система за кочење се врши преко дигиталног регулатора притиска (11). На излазу регулатора прикључен је трофазни мерач снаге (14).



Слика 2.15 Пробни сто за испитивање диск кочница са свим компонентама [64]

Величине које се прате током испитивања на кочном диску могу бити различите, па самим тим и примењени давачи које се користе за таква мерења. Један пример дат је на слици 2.16 [66], где се може приметити да постоје три термопара који су у сталном контакту са кочним диском, налазе се на различитим радијусима и њима се прати

температура на површини кочног диска. Такође, у унутрашњости сваке плочице се налази по један термопар, непосредно испод контактне површине. Давач притиска се налази у кочној инсталацији и у сваком тренутку показује тренутну вредност кочног притиска. Поред тога, посматра се и померање кочног диска током процеса кочења. У случају праћења појаве буке која потиче од кочног система, кочни систем мора бити одвојен од погонског дела, спојнице и замајне масе и смештен у глову комору, слика 2.17 [67]. Температура кочног диска, поред три термопара која се налазе на различитим радијусима диска, може се пратити и преко термовизијске камере, слика 2.18 [64]. Међутим, примена контактних термопарава којима се прати температура на површини кочног диска има и један велики недостатак. У току процеса кочења долази до појаве вибрација на кочном диску, као и до губитка контакта између кочног диска и контактних термопарава. Ово проузрокује појаву грешке током мерења температуре на контактної површини кочног диска применом контактних термопарава.



Слика 2.16 Изглед пробног стола са примењеним давачима [66]



Слика 2.17 Пробни сто за праћење појаве буке диск кочнице [67]



Слика 2.18 Позиција термовизијске камере у односу на пробни сто [64]

На основу приказаних пробних столова могло је да се види:

- да постоји више типова испитивања која могу да се реализују на једном пробном столу у зависности од саме конструкције пробног стола, као што су испитивања буке кочница, термичких напрезања и емисије честица,

- које компоненте не би требало применити током пројектовања пробног стола,
- који се све давачи могу примењивати, као и како обавити њихово постављање на пробном столу.

## **3 ПРОБНИ СТО ЗА ИСПИТИВАЊЕ ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА**

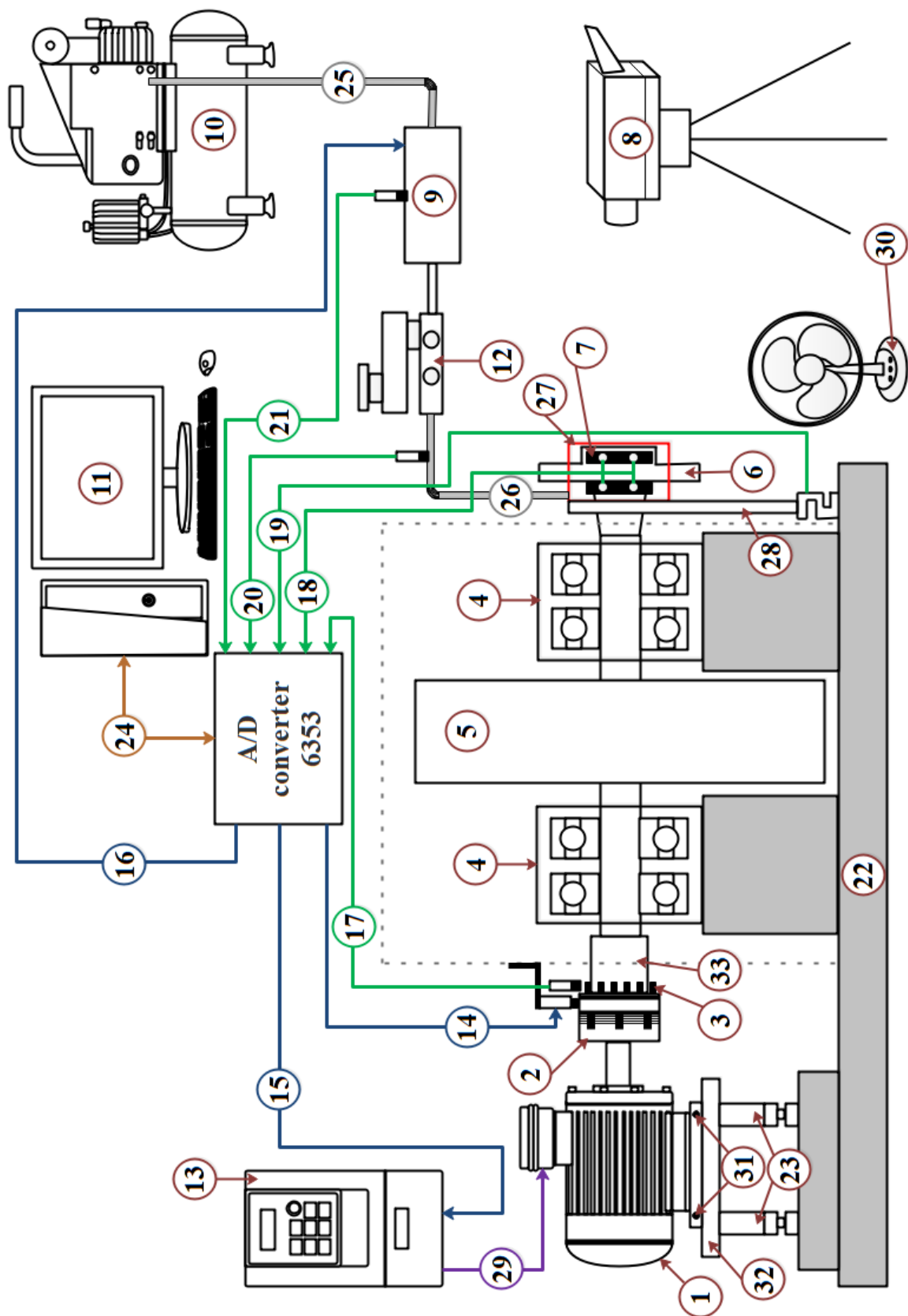
Примена пробних столова за испитивање кочног система омогућује поновљивост резултата, за разлику од путних испитивања. Пробни сто за испитивање кочног система омогућава добијање поузданих резултата који су неопходни при испитивању понашања елемената пре саме уградње на возило. На тај начин може се увидети да ли је потребно извршити конструктивне измене елемента/дела који се развија или се може без модификације уградити на возило. Оваквим приступом се умањује ризик отказа кочног система и оно што је најбитније, није нарушена безбедност корисника једног таквог возила, на ком се уграђује предметни елемент, као ни безбедност осталих учесника у саобраћају. Такође, могуће је вршити испитивање на већ постојећим деловима – комерцијалним, којих има у продаји и који се уграђују на возилима, а све у циљу испитивања њиховог понашања током нормалних и екстремних услова експлоатације.

Испитивања која се реализују на пробним столовима у боље опремљеним лабораторијама омогућавају строго контролисање услова испитивања, чак и у погледу температуре околине, влажности ваздуха, брзине опструјавања ваздуха за хлађење кочница. Контролисање услова околине у Лабораторији за моторна возила, на Факултету инжењерских наука, није било могуће у потпуности реализовати. Инфраструктура лабораторије је таква да је тренутно овако нешто неизводљиво, јер изискује велика финансијска улагања, те из тог разлога за мерења која су вршена за потребе ове докторске дисертације, радни услови околине – лабораторије, нису били строго контролисани. Међутим, сва мерења која су урађена, извршена су при истим температурама у лабораторији,  $21\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### **3.1 Конфигурација пробног стола**

Прегледом постојећих пробних столова у нашој земљи и у свету, као и њихове изведбе, родила се идеја какав би то пробни сто и са каквим карактеристикама требало развити да би се извршила испитивања, а све у циљу доказивања постављених хипотеза. Пробни сто за испитивање термичких напрезања за потребе ове докторске дисертације, развијен је у Лабораторији за моторних возила на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу. Основна концепција пробног стола се састоји од фиксне замајне масе, са могућношћу промене брзине ротације. Тиме се симулира кинетичка енергија возила различитих маса или једног возила које се креће различитим брзинама. Први корак при одабиру одговарајућег електромотора јесте одређивање потребне угаоне брзине точка возила, у овом случају кочног диска, која ће у ствари посредно одговарати транслаторној брзини возила. Развијени пробни сто симулира једну четвртину реалног путничког возила, тако да се у даљим експерименталним испитивањима узима маса четвртине возила. Назив пробног стола је BRAKE DYNO 2020 и у основи је кочни динамометар, а 2020 у називу представља годину када је пробни сто завршен и када су извршена прва успешна мерења. Поред мерења термичких оптерећења диск кочница у зависности од радних параметара кочења, постоји и могућност надградње пробног стола за будућа истраживања која се базирају на испитивању емисије буке кочница, као и мерење честица које настају као последица хабања кочног диска и кочних плочица, како током процеса залетања, тако и у процесу кочења. Шематски приказ пробног стола за испитивање термичких напрезања приказан је на слици 3.1.





Слика 3.1 Шематски приказ пробног стола за испитивање диск кочица

Управљање пробним столом за испитивање диск кочица се остварује путем рачунара (11), где је у софтверском пакету LabVIEW™ направљено аутоматско управљање

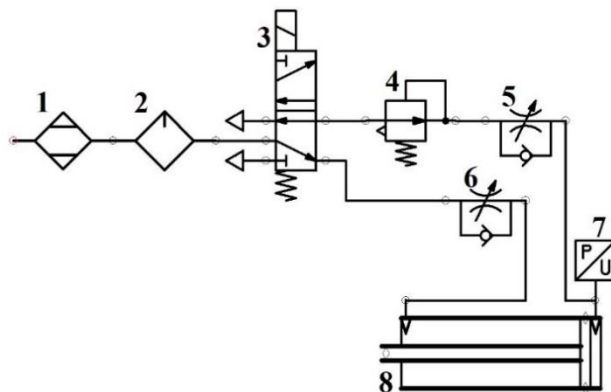
пробним столом, BRAKE DYNO 2020, као и дефинисање почетних података о симулираном возилу и задавање параметра кочења. Поред тога, у оквиру LabVIEW™ је омогућено и прикупљање и чување резултата мерења на рачунару. Комуникација рачунара са пробним столом остварује се преко А/D конвертора 6353, који има задатак да шаље командне сигнале и прикупља сигнале са давача. Командни сигнал који се шаље са рачунара на пробни сто, преко А/D конвертора је сигнал за дефинисање броја обртаја мотора. Поред тога, улога А/D конвертора 6353 јесте и да аналогне сигнале са давача дискретизује и пребаци на рачунар где ће се добијени резултати мерења чувати у меморији рачунара, а који ће касније бити обрађивани и анализирани. Асинхрони електромотор (1), номиналне снаге 18,5 kW, се користи за погон пробног стола, односно код овог решења за покретање замајне масе (5). Веза између електромотора и вратила замајне масе се остварује преко електромагнетне спојнице (2). Због преношења обртног момента мотора преко електромагнетне спојнице, битно је омогућити прецизно геометријско подешавање осе вратила електромотора са осом вратила замајне масе, како током рада не би дошло до појаве вибрација, што би, у најгорем случају, изазвало лом вратила електромотора. Подешавање мотора може се вршити и у хоризонталној и у вертикалној равни. Подешавање мотора у вертикалној равни се остварује преко подизача (23), на које се наслања носећа плоча електромотора (32), док се подешавање мотора у хоризонталној равни врши преко два хоризонтална подешавача (31), који су контакту са основом електромотора. Хоризонтални подешавачи имају по два завртња и њиховим завртањем/одвртањем омогућава се померање електромотора по плочи.

Електромотором се управља преко фреквентног регулатора (13). Укључивање и искључивање спојнице се врши преко четкице (14), где командни сигнал стиже од А/D конвертора 6353. Погонски део спојнице је у чврстој вези преко клина са излазним вратилом електромотора, док је излазни (гоњени) део спојнице завртњима везан за главчину (33), која се налази на вратилу замајне масе. На гоњеном делу спојнице, налази се назубљени точак (3), уз помоћ кога се преко индуктивног давача (17) прати број обртаја замајне масе (5) током процеса убрзавања, као и у току процесу кочења – заустављања. Вратило замајне масе са обе стране је ослоњено преко два котрљајна лежаја (4) на носећу конструкцију пробног стола-основу (22). На другом крају вратила замајне масе, налази се кочни диск (6) који је у чврстој вези са вратилом. Пливајућа кочна стега (27) је причвршћена за носећу основу преко носача стеге (28) и давача силе (19). Носач стеге је ослоњен на давач силе, тако да приликом активирања кочнице долази до незнатног померања носача стеге. Како давач (19) мери силу, а позната је величина крака, односно дужина носача стеге, може се једноставно израчунати кочни момент као производ силе и крака. Унутар кочних плочица (7) су уграђена по два давача температуре (18) за мерење температуре на улазном и излазном делу спољашње и унутрашње кочне плочице, што значи да се врши мерење са укупно четири давача температуре и подаци о температури се даље шаљу на рачунар и чувају. Температура кочног диска се прати преко термовизијске камере (8), која податке чува у својој меморији. Активирање кочница се остварује преко хидрауличке кочне инсталације (12 и 26) која одговара реалном путничком возилу, а хидрауличка кочна инсталација се пак активира преко пнеуматичког дела (9) који се напаја ваздухом из компресора (10). Сигнал за активирање кочница, стиже од А/D конвертора 6353 (16). Прво расте притисак у пнеуматичкој инсталацији, тако што ваздух од компресора до пнеуматичке инсталације стиже преко вода (25). Затим се активира кочни цилиндар (12), и даљим повећањем притиска у хидрауличкој кочној инсталацији (26), кочне плочице налажу све већом силом на кочни диск, при чему се притисак налагања кочних плочица дефинише пре самог почетка мерења. Током рада давачима притиска се мери притисак, како у пнеуматичкој (21), тако

и у хидрауличкој кочној инсталацији (20). А/D конвертор 6353 је повезан са фреквентним регулатором (15), који водом (29) напаја електричном енергијом електромотор у циљу његовог покретања или искључивања.

Реализована су два типа испитивања: испитивање које одговара кочењу када је возило стационарно (нема опструјавања ваздуха у зони око кочног диска) и при условима деловања струје ваздуха на кочни диск, што одговара реалним условима кретања возила. Дејство ваздуха на кочни диск је симулирано преко вентилатора (30). У зависности од потреба мерења, као и од дефинисаних тестова мерења, вентилатор је при неким мерењима коришћен, а при неким не.

Шема пнеуматичке инсталација која се користи за активирање главног кочног цилиндра (позиција 9, слика 3.1) детаљно је приказана са свим потребним позицијама на слици 3.2. Ваздух од компресора пролази најпре кроз сушач ваздуха (1), а затим и кроз заљивач (2). Укључивање и искључивање, односно активирање пнеуматичког цилиндра (8) се врши преко 5/2 електромагнетног вентила (3). Притисак ваздуха се регулише преко регулатора са манометром (4), док је у пнеуматичкој инсталацији постављен и давач притиска (7). Потребна брзина активирања хидрауличке кочне инсталације се регулише преко пригушнице (5). Ваздух почиње да пуни комору са десне стране клипа, чиме се остварује сила која га помера у супротну страну. Клипњача и клип пнеуматичког цилиндра су у чврстој вези са полугом кочног цилиндра (слика 3.1, позиција 12), тако да клипњача делује на полугу у кочном цилиндру, а она даље помера клип у кочном цилиндру. Пригушницом (6) се подешава брзина престанка дејства притиска у хидрауличкој инсталацији, односно брзина враћања клипа пнеуматичког цилиндра у почетни положај.

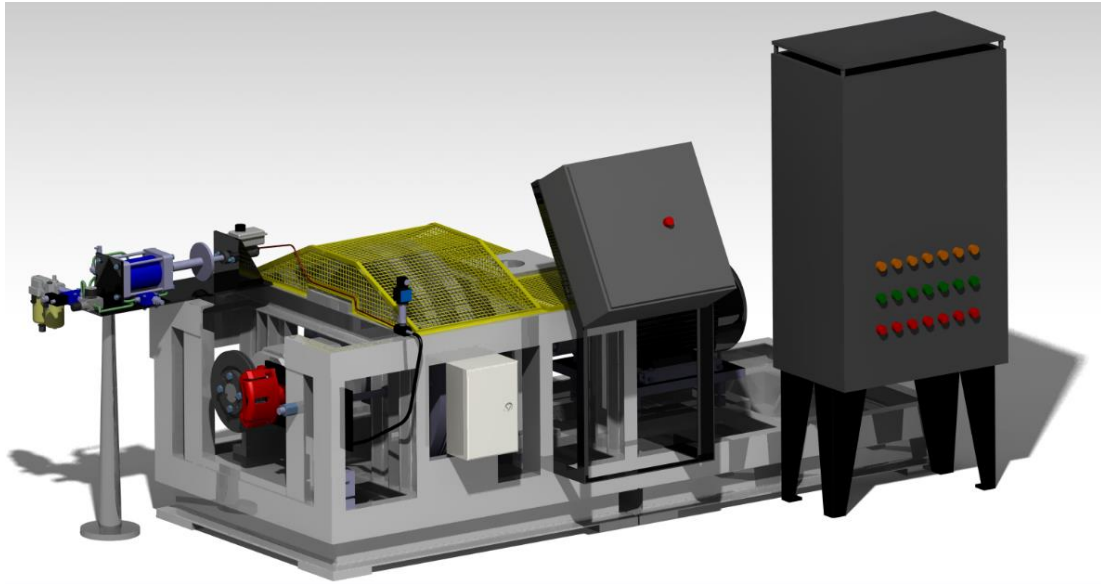


Слика 3.2 Шематски приказ пнеуматичке инсталације за активирање главног кочног цилиндра

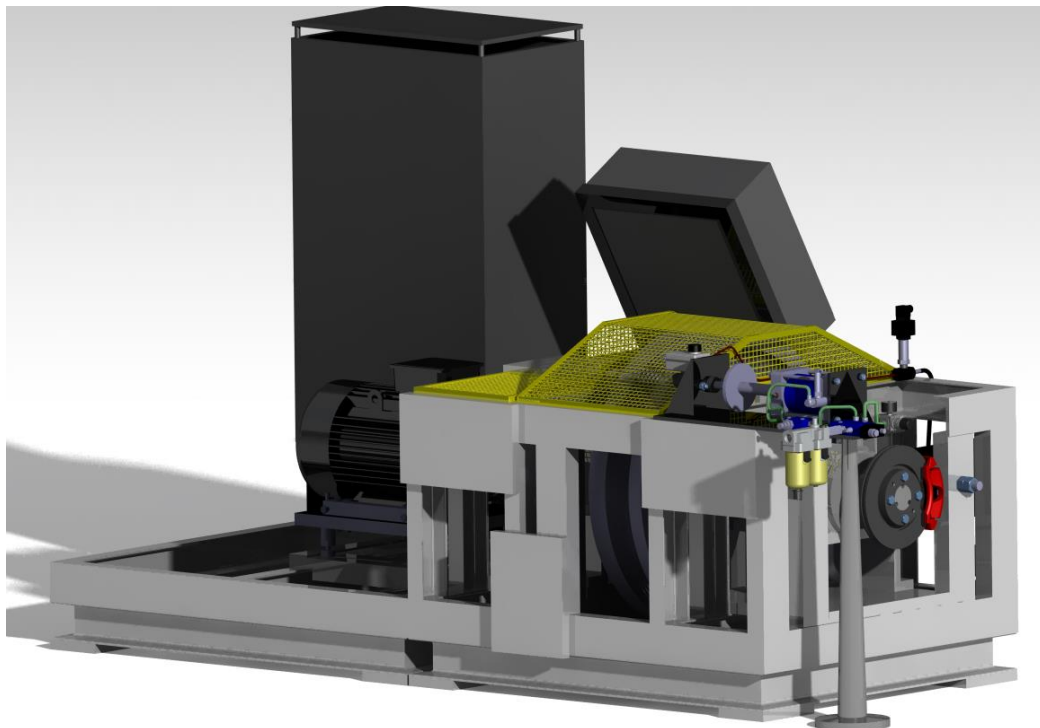
### 3.2 Тродимензионални модел пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница

Пробни сто за испитивање термичких напрезања диск кочница креиран је у софтверском пакету CATIA (енгл. *Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application – примена рачунара при пројектовању уз помоћ тродимензионалних модела*). Најпре је креиран 3D модел пробног стола, што је олакшало развој и реализацију реалног пробног стола. На основу креираних 3D модела, формиран су технички цртежи на основу којих су делови и направљени, а који су касније имплементирани на пробни сто. Такође, за оне делове

који су фабрички произведени– стандардни, а који су требали само да се уклопе и монтирају на пробни сто, извршена је провера могућности уградње на пробном столу у оквиру 3D модела. Тродимензионални приказ пробног стола из више погледа, дат је на сликама од 3.3 до 3.6.



*Слика 3.3 3D модел пробног стола*

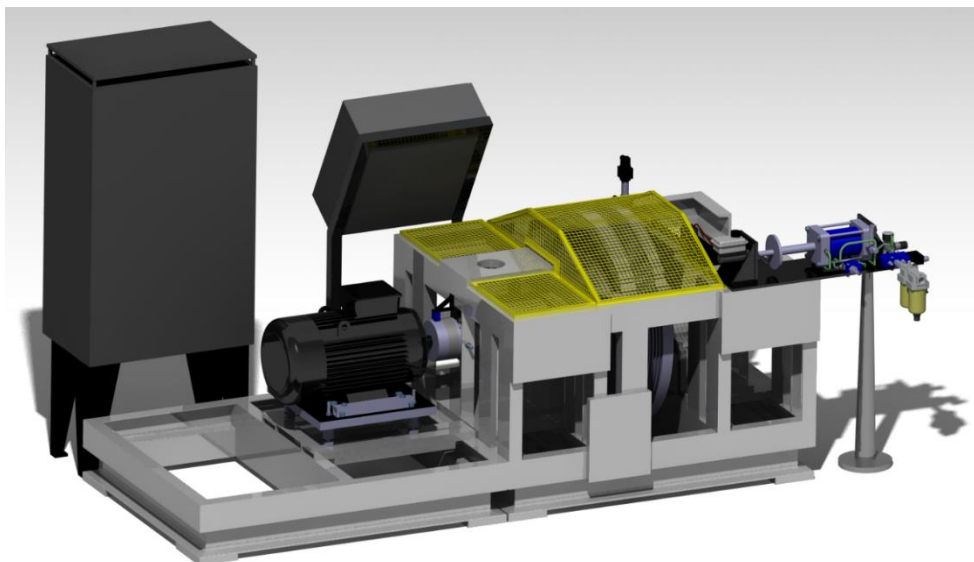


*Слика 3.4 3D модел пробног стола*

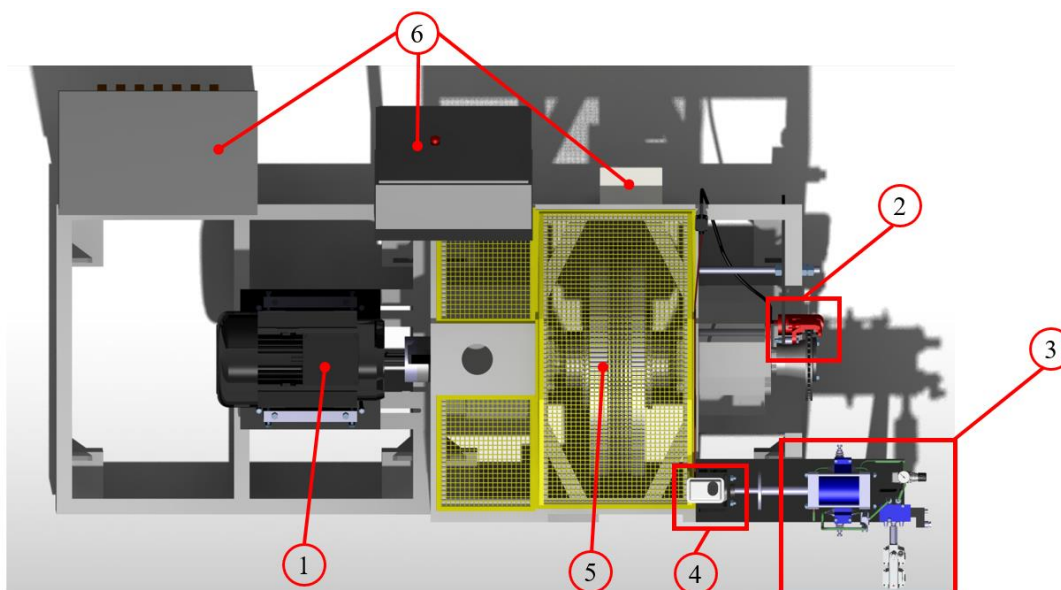
На слици 3.6 су приказани делови по групама:

- погонски агрегат-електромотор,
- извршни орган обухвата носач кочне стеге, као и стегу,
- пнеуматичка инсталација са припремном групом,

- хидрауличка инсталација поред главног кочног цилиндра обухвата и цевовод за кочно уље,
- замајна маса и
- ормари са управљачким електричним и електронским компонентама обухватају све неопходне елементе за функционисање и управљање пробним столом, као и мерење персоналним рачунаром.



Слика 3.5 3D модел пробног стола



Слика 3.6 Пробни сто за испитивање термичких напрезања диск кочица: 1 – погон, 2 – извршни орган, 3 – пнеуматичка инсталација са припремном групом, 4 – хидрауличка инсталација, 5 – замајна маса и 6 – ормари са управљачким електричним и електронским компонентама

Приказ пробног стола уз помоћ тродимензионалног модела омогућава добро визуелно и суштинско разумевања саме конструкције пробног стола и његових главних целина, што је и главни разлог његовог приказа у овом одељку.

### 3.3 Поступак развоја пробног стола

Поступак развоја пробног стола може се поделити на следеће фазе:

- дефинисање потребне снаге електромотора и потребног фреквентног регулатора,
- избор потребних давача на основу радних параметара кочења и њихово постављање,
- дефинисање везе електромотора са вратилом замајне масе,
- позиционирање и центрирање електромотора,
- уградња пнеуматичког система за активирање кочница,
- уградња хидрауличког кочног система,
- прикључивање на електричну мрежу,
- калибрација давача,
- аутоматизација рада и
- динамичко уравнотежавање замајне масе.

#### 3.3.1 Дефинисање снаге електромотора и потребног фреквентног регулатора

Возило при кретању има одређену кинетичку енергију, али за четвртину возила коју треба симулирати на пробном столу, полази се од услова да је кинетичка енергија четвртине возила ( $E_{kv}$ ) једнака кинетичкој енергији замајне масе ( $E_{kz}$ ), релација (3.1):

$$E_{kv} = E_{kz}. \quad (3.1)$$

Кинетичка енергија за четвртину возила представљена је релацијом (2.2), а кинетичка енергија замајне масе релацијом (3.2):

$$E_{kz} = \frac{1}{2} \cdot J_x \cdot \omega_z^2, \quad (3.2)$$

где су:

- $J_x$  - момент инерције замајне масе и
- $\omega_z$  - потребна угаона брзина замајне масе – кочног диска.

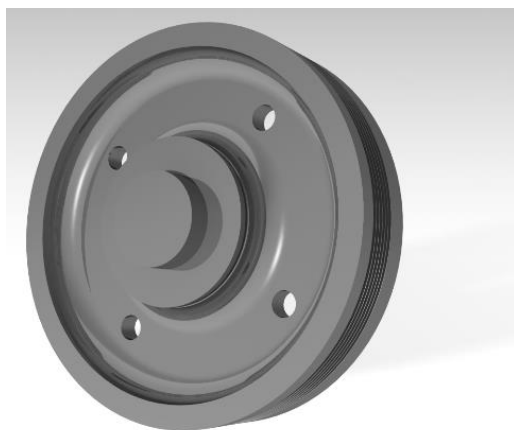
Момент инерције имплементиране замајне масе (слика 3.7) која се налази на пробном столу за испитивање термичких напрезања диск кочнице је  $J_x = 27,55 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Знајући коју кочницу испитујемо (са ког је возила и која је маса возила) и очекиване максималне брзине овог возила имали смо жељени опсег брзина пробног стола. Изабрали смо замајну масу (приближног момента инерције израчунатом) и на основу ових података изабрали мотор са одговарајућим опсегом промене брзине чиме се остварује жељени опсег промене кинетичке енергије.

Заменом релација (2.2) и (3.2) у почетни израз (3.1), долази се до потребне угаоне брзине коју је потребно да развије електромотор како би симулирао жељену транслаторну брзину возила, релација (3.3), одређене масе:

$$0,125 \cdot m \cdot v_0^2 = \frac{1}{2} \cdot J_x \cdot \omega_z^2,$$

$$\omega_z^2 = \frac{2 \cdot 0,125 \cdot m \cdot v_0^2}{J_x},$$

$$\omega_z = v_0 \cdot \sqrt{\frac{0,25 \cdot m}{J_x}}. \quad (3.3)$$

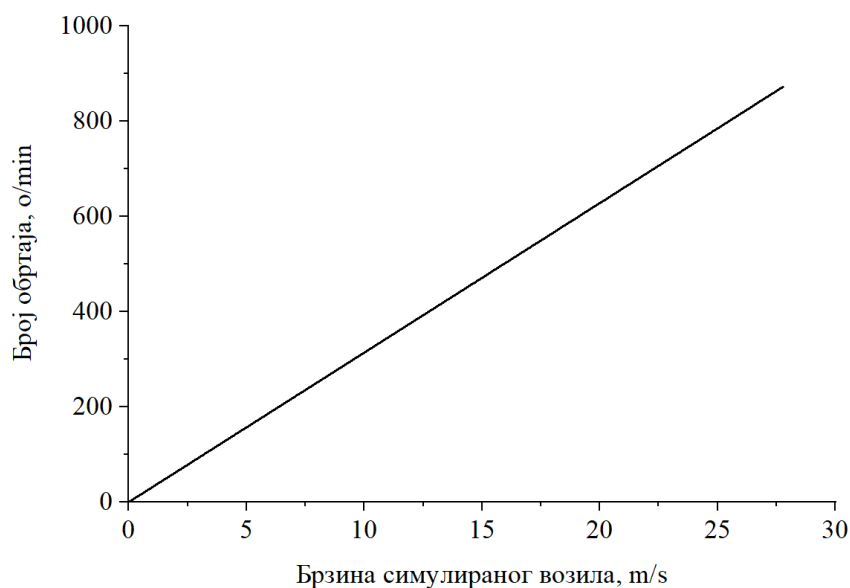


Слика 3.7 Тродимензионални модел замајне масе

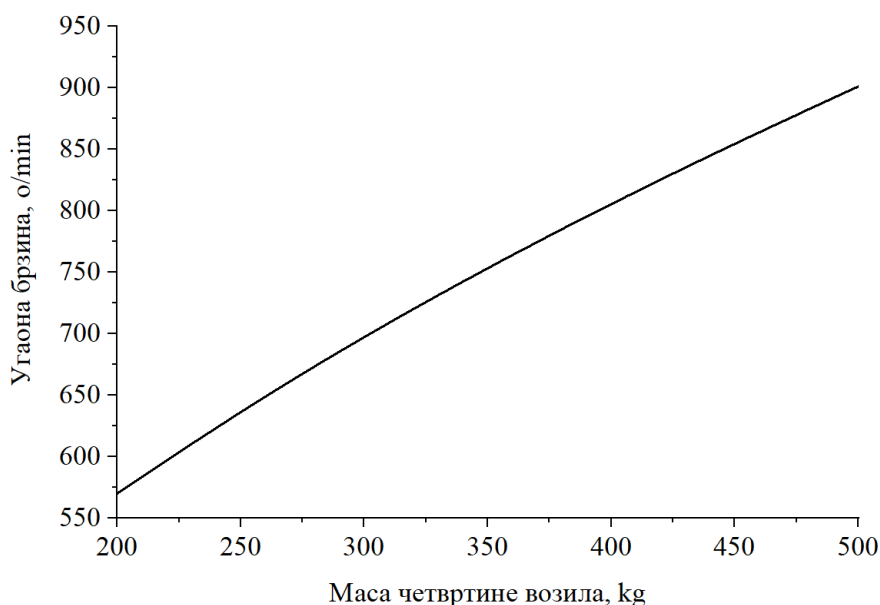
У релацију (3.3) се уноси жељена вредност брзине возила, као и маса симулираног возила, одакле се може одредити коју угаону брзину је потребно да развије електромотор, односно коју угаону брзину треба да има замајна маса. Слика 3.8 представља промену угаоне брзине замајне масе у релацији са брзином кретања возила, где је маса четвртине возила 300 kg. Зависност између промене трансаторне брзине возила и угаоне брзине, је линеарна. Варирањем масе четвртине симулираног возила, у релацији (3.3), где је брзина кретања симулираног возила константа вредност (у датом случају је 80 km/h), добија се дијаграмски приказ зависности угаоне брзине и масе симулираног возила, слика 3.9. Промена угаоне брзине у функцији масе четвртине возила је експоненцијална, чиме је доказана и једна од постављених хипотеза, да са променом угаоне брзине замајне масе могу да се симулирају возила различитих категорија и маса. Могућност промене угаоне брзине замајне масе обезбеђује лако коришћење пробног стола, без потребе за променом замајних маса, што не изискује неке додатне физичке напоре при реализацији експеримента.

Замајна маса која је уграђена на пробни сто се налазила у Лабораторији за моторна возила заједно са постољем. Те из тог разлога, као и мањих новчаних улагања и краћег времена за реализацију пробног стола је примењена. На основу примењене замајне масе, као и параметара симулираног путничког возила, изабран је електромотор са једним паром полова чија је снага 18,5 kW, табела 3.1.

Номинални момент електромотора је знатно мањи од очекиваних вредности кочног момента, што представља ограничење због кога није дозвољено испитивање са истовременим кочењем и погоном замајне масе. Овакви услови су карактеристични при реализацији експеримената када се врше испитивања у циљу утврђивања губитка кочних карактеристика, које је у литератури познато под називом “fade”.



Слика 3.8 Зависност угаоне брзине замајне масе од жељене брзине возила



Слика 3.9 Зависност угаоне брзине замајне масе од жељене масе четвртине возила

Табела 3.1 Основне карактеристике електромотора

Произвођач	SEVER
Тип	SAE3-160L-2
Номинална снага, kW	18,5
Максимални број обраћаја, о/мин	2930
Јачина струје, А	32,5
Коефицијент корисног дејства, -	0,924
Номинални момент, Nm	60
Стартни момент	2 пута већи од номиналног
Стартна струја	8,1 пута већа од номиналне



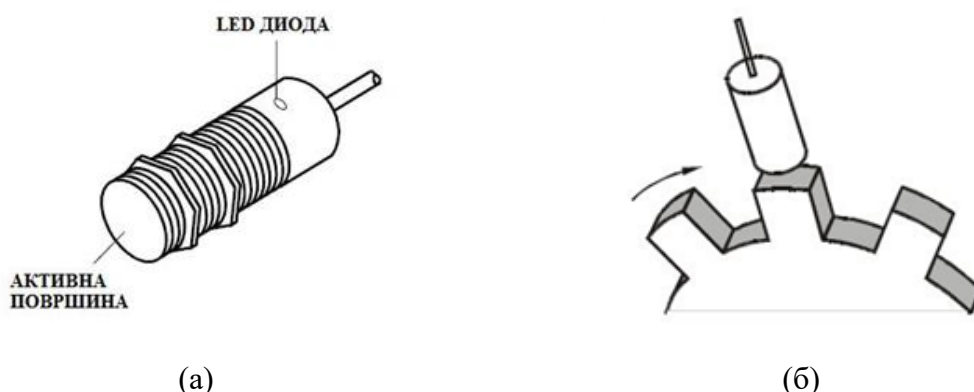
### 3.3.2 Избор потребних давача на основу радних параметара кочења и њихово постављање на пробни сто

За потребе реализације ове докторске дисертације неопходно је пратити угаону брзину замајне масе (кочног диска) у сваком тренутку, како при убрзавању, тако и у процесу кочења. Такође, се прати притисак у пнеуматичкој и хидрауличкој кочној инсталацији. Затим се мери и кочни момент, као важна величина, која представља основни показатељ ефикасности кочица у току процеса кочења. Како је акценат ове докторске дисертације стављен на термичко напрезање диск кочица, неопходно је праћење промена температуре на кочном диску и кочним плочицама. На основу претходног објашњења шта је све потребно мерити при реализацији експерименталних истраживања ове докторске дисертације, коришћени су следећи давачи и уређаји за мерење физичких величина:

- угаона брзина замајне масе – кочног диска (индуктивни давач),
- притисак у пнеуматичкој инсталацији – отпорнички давач,
- притисак у кочној инсталацији – отпорнички давач,
- температура кочних плочица – отпорнички давач,
- температура кочног диска (термовизијска камера), и
- кочни момент (давач силе) – отпорнички давач.

#### 3.3.2.1 Давач угаоне брзине

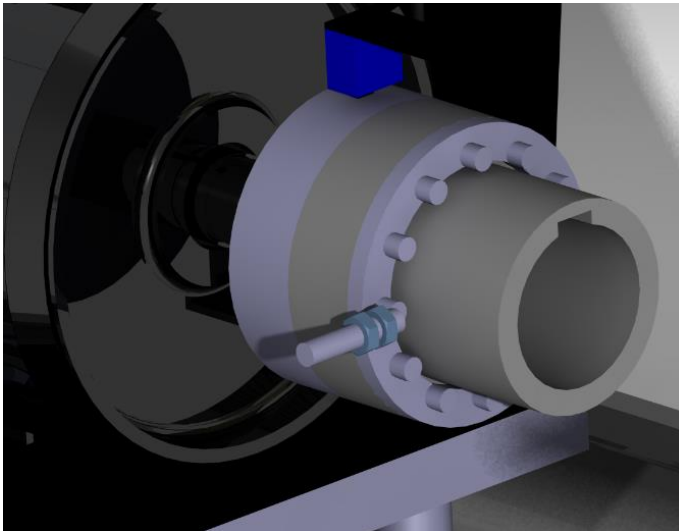
За мерење угаоне брзине, прецизније броја обртаја замајне масе – кочног диска, примењен је индуктивни давач произвођача OMRON, серије E2A. Напајање давача је од 12 VDC до 24 VDC [68]. Скица индуктивног давача дата је сликом 3.10 (а), као и неки његови елементи. За мерење броја обртаја применом оваквог давача, неопходан је назубљени точак, а начин постављања давача је дат на слици 3.10 (б). Растојање на ком је потребно поставити давач не сме бити мање од 2 mm, ни веће од 6 mm од назубљеног точка. Индуктивни давач даје дигитални сигнал у облику импулса, где сваки импулс настаје проласком зуба назубљеног точка испред давача. Самим тим, број импулса једнак је броју зуба назубљеног точка, што даље даје информацију о једном пуном обрту замајне масе – кочног диска.



Слика 3.10 Индуктивни давач: (а) скица индуктивног давача и (б) постављање давача у односу на назубљени точак [69]

У току процеса залетања праћење угаоне брзине показује да излазно вратило електромотора, замајна маса, као и кочни диск имају исту угаону брзину, док у току кочења ово није случај. Током процеса кочења, мотор је одвојен од замајне масе, јер је

електромагнетна спојница искључена. Из овог разлога неопходно је мерити угаону брзину вратила замајне масе, јер само на овај начин добија се тачна информација о броју обртаја кочног диска, односно транслаторне брзине возила током процеса кочења. Уместо назубљеног точка, као репери су искоришћени завртњи који спајају прирубницу вратила замајне масе и електромагнетну спојницу. Број завртњева који се у првој варијанти налазио је био шест, што је резултовало непрецизним мерењем броја обртаја у опсегу испод 120 o/min. Из овог разлога монтиран је додатни прстен на прирубници који има још шест завртњева. На овај начин омогућено је тачно мерење броја обртаја, где сваких 12 импулса представља један пун обртај замајне масе, а самим тим и кочног диска. Индуктивни давач је у чврстој вези са рамом пробног стола и налази се у непосредној близини главе завртњева. Слика 3.11 показује начин постављања индуктивног давача на пробном столу.



(a)



(б)

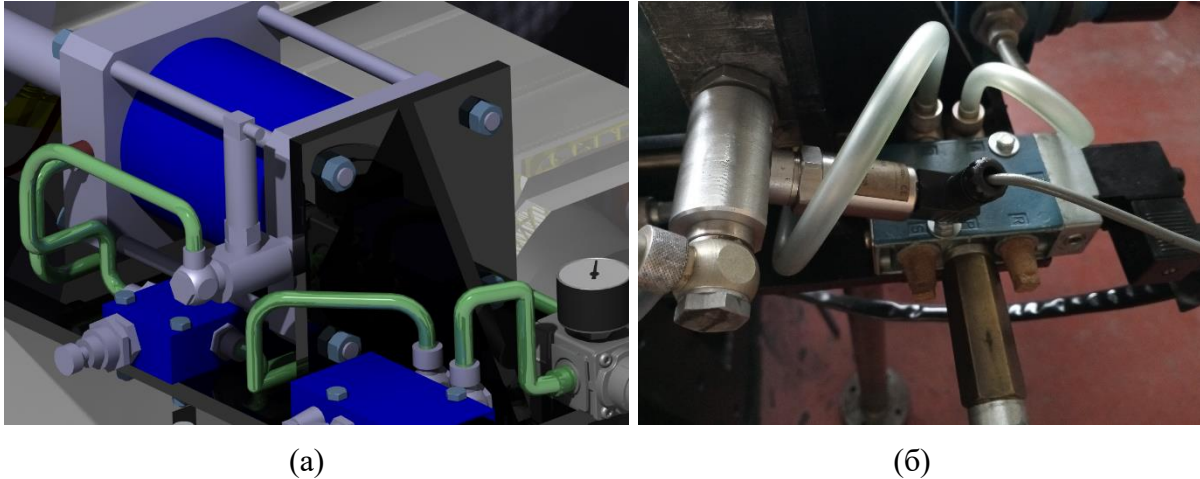
**Слика 3.11** Постављање давача броја обртаја (a) на 3D моделу и (б) на пробном столу

### *3.3.2.2 Давач притиска у пнеуматичкој инсталацији*

Притисак у пнеуматичкој инсталацији није битан параметар са аспекта мерења радних параметара кочења чији утицај се анализира у овој докторској дисертацији. Ипак са аспекта подешавања радних параметара, представља неоспорно значајан параметар.

Путем притиска у пнеуматичкој инсталацији, подешава се сила којом клип пнеуматичког цилиндра потискује клип кочног цилиндра. На бази вредности силе и пречника клипова ова два цилиндра, подешава се притисак у хидрауличкој кочној инсталацији, који је један од основних радних параметара кочења. За мерење притиска у пнеуматичкој инсталацији, коришћен је мембрански давач притиска, фирме СОМЕСО. Мембрански давач притиска се састоји од четири мерне траке које су повезане у Витстонов мост. Са једне стране мембране доводи се флуид чији се притисак мери, док са друге стране делује атмосферски притисак. Услед разлике притиска долази до деформације мембране и мерних трака и тиме се мења њихова отпорност, а напон је пропорционалан разлици притиска.

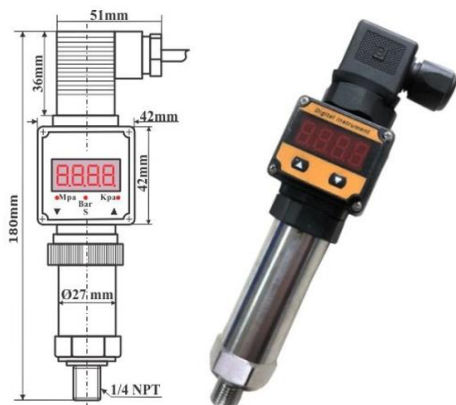
Примењени давач притиска има опсег мерења од 0 до 10 bar. Максимални притисак који компресор може да оствари је 10 bar. Осим овог разлога, због велике разлике у пречницима клипова, у пнеуматичкој инсталацији су потребни знатно мањи притисци за остваривање кочног притиска од преко 10 МПа. Давач је постављен на улазу у пнеуматички цилиндар, са стране где ваздух долази када треба да се активира кочница, слика 3.12. На овај начин добија се информација која је величина пнеуматичког притиска којом се остварује жељени кочни притисак.



Слика 3.12 Постављање давача у пнеуматичкој инсталацији (а) на 3D моделу и (б) на пробном столу

### 3.3.2.3 Давач притиска у кочној инсталацији

Како је кочни притисак један основних радних параметара током процеса кочења, неопходно је имати стални увид у његову вредност, тј. вршити његово мерење током реализације експеримента. За мерење кочног притиска, коришћен је давач притиска чија је прецизност 0,2% мерног опсега, слика 3.13.



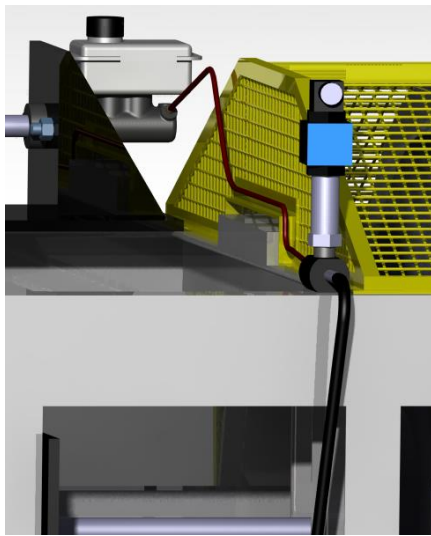
#### Давач притиска у хидрауличкој инсталацији

Напајање, VDC	12-36
Опсег, МПа	0-25

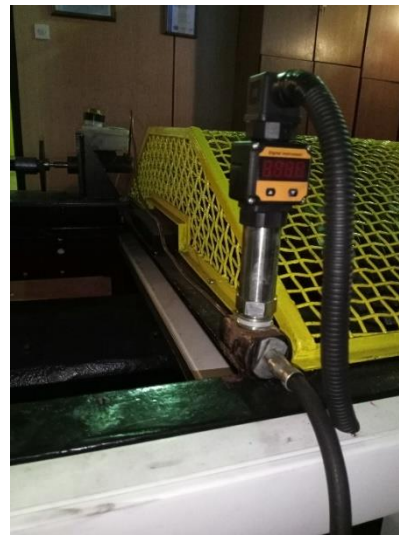
Слика 3.13 Давач притиска WPM-131D [70]

Опсег мерења коришћеног давача је од 0 до 25 МПа. Правилником ЕСЕ R13 (*Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking*) није дефинисана вредност притиска у кочној инсталацији. Вредности кочног притиска која максимална сме да се постигне у кочној инсталације је дефинисана од стране произвођача возила [71]. Давач, осим електричног сигнала који се шаље на А/Д

конвертор, има и дигитални екран на коме се може прочитати тренутна вредност кочног притиска. Давач се налази на делу који спаја крути и флексибилни вод кочне инсталације, слика 3.14. Спој је у чврстој вези са пробним столом.



(а)

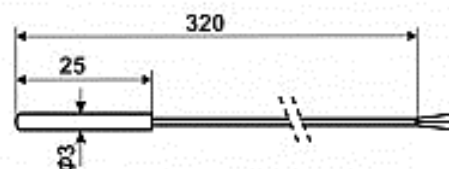


(б)

Слика 3.14 Постављање давача притиска у кочној инсталацији (а) на 3D моделу и (б) на пробном столу

#### 3.3.2.4 Давачи температуре

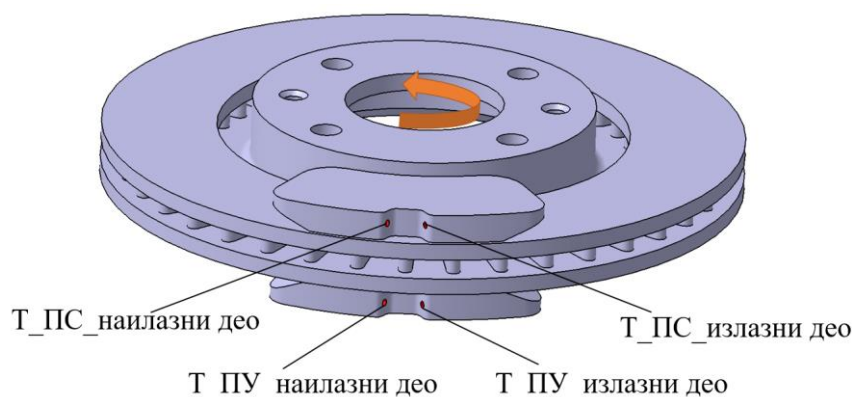
Мерење температуре у кочним плочица се врши помоћу давача температуре Pt100, који имају керамичку облогу. Давачи температуре Pt100 спадају у групу отпорничких давача. Са променом температуре мења се отпорност давача, тј. што је температура виша, отпорност је већа, одакле им и потиче назив. Pt100 давач чини намотај танке жице од платине која се налази на изолаторском носачу. Мерни опсег примењеног давача је до 250 °C. Добра особина су им релативно мале димензије, што је омогућило релативно лако монтирање у кочне плочице, слика 3.15. Због материјала од ког су израђени давачи (керамика) и његове велике кртости, било је и пар неуспешних постављања давача. Ипак, опште је позната чињеница да се температура у самом контакту диска и кочних плочица не може измерити, а да се давачи не оштете, па су они постављени на четири позиције у кочним плочицама, на дубини од 2 mm од контактне површине кочне плочице, слика 3.16.



Слика 3.15 Давач температуре Pt100 [72]

Пре постављање давача на четири локације у кочним плочицама (слика 3.17) неопходно је избушити рупе у кочним плочицама у којима ће бити постављени. Угао постављања

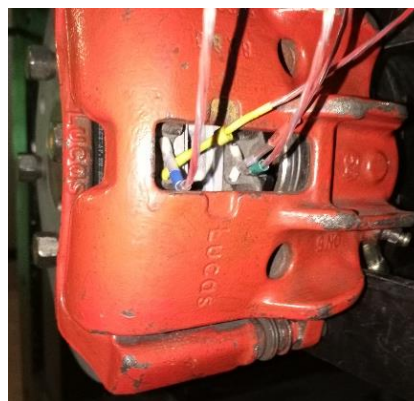
давача температуре у хоризонталној равни је  $0^\circ$ , а у вертикалној равни је  $48^\circ$ . Разлог овако изабраних углова јесте да се направи рупа чија је дубина 30 mm, а да притом давачи температуре буду у кочним плочицама, да њихов врх не изађе ван, већ да се врх давача температуре нађе у зони улазног и излазног дела кочне плочице.



Слика 3.16 Положај рупа за постављање давача температуре у кочним плочицама



(а)



(б)

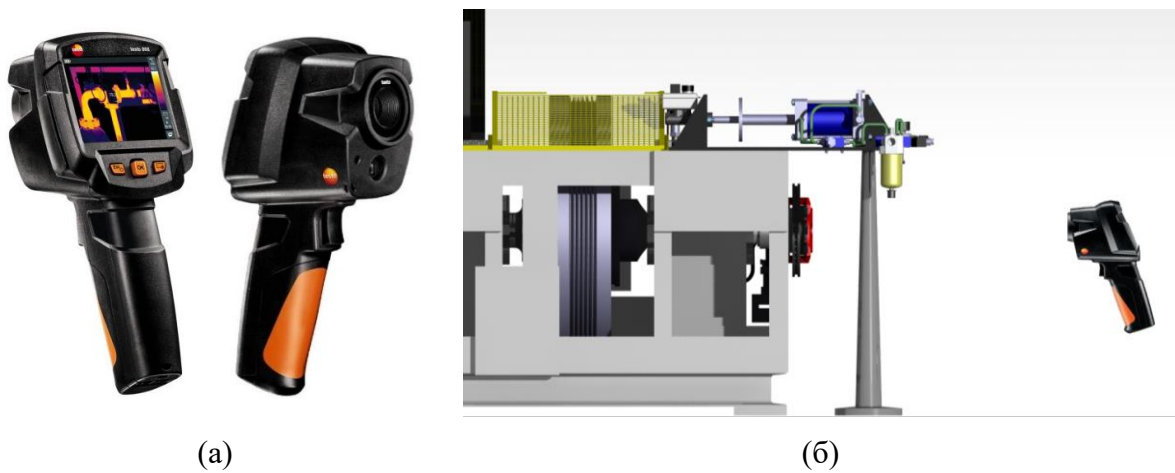
Слика 3.17 Постављање давача температуре у кочним плочицама: (а) кочне плочице након бушења и (б) давачи температуре када се плочице поставе у стегу

### 3.3.2.5 Термовизијска камера

Примена термовизијске камере омогућава праћење температуре на контактної површини кочног диска, као и у простору ребара. На камери се у сваком тренутку може видети расподела температуре, а сликањем се остварује могућност касније обраде и приказа расподеле температуре по површини кочног диска, као и боље разумевање генерисања и простирања топлоте на кочном диску. Једини недостатак током мерења је тај што се може пратити само температура на површини кочног диска у зони која у том тренутку није у контакту са кочним плочицама, док део који је у контакту не може се усликати.

Праћење топлоте која се простире по површини кочног диска врши се помоћу термовизијске камере – Testo 868 (слика 3.18 (а)). Термовизијска камера има два мерна опсега која се могу одабрати у њеним подешавањима, и то од  $-30^\circ\text{C}$  до  $+100^\circ\text{C}$  и од  $0^\circ\text{C}$  до  $+650^\circ\text{C}$ . За потребе мерења у оквиру ове докторске дисертације користи се мерни опсег од  $0^\circ\text{C}$  до  $+650^\circ\text{C}$ , јер је на основу сличних истраживања у прегледаној литератури утврђено да су очекиване температуре у току процеса кочења у овом опсегу. Применом

ове термовизијске камере могуће је током мерења правити слике са термалним приказом, а постоји опција и да се користи као фотоапарат. Положај термовизијске камере у току извођења експеримента у односу на пробни сто, приказан је на слици 3.18 (б).



Слика 3.18 Термовизијска камера (а) Testo 868 и (б) положај термовизијске камере у току испитивања у односу на пробни сто

### 3.3.2.6 Давач силе за мерење кочног момента

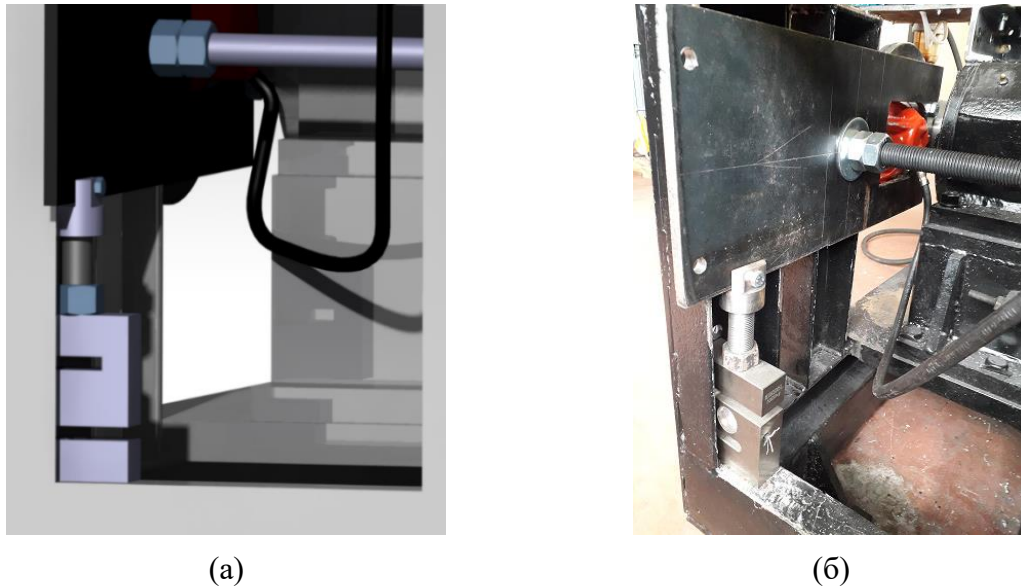
У циљу праћења још једног битног параметра кочења, а то је кочни момент, неопходно је направити чврсту везу између кочне стеге и давача силе. Кочни момент је мерен посредно, помоћу давача силе (слика 3.19) на одређеном растојању. Начин уградње давача силе у циљу мерења кочног момента на пробном столу BRAKE DYNO 2020 приказан је на слици 3.20. Једноставним прерачунавањем одређује се кочни момент (сила пута крак), слика 3.21. Веза између кочне стеге и носача (слика 3.21) је остварена преко плоче – носача стеге (1), тако што се са једне стране налази кочна стега (2), а са друге давач силе (3). Носач стеге је такође у вези са непокретним делом рама пробног стола (4), преко зглоба  $G$  (5). Давач силе је са друге стране такође у вези са непокретним делом машине, а кочна стега је само у вези са носећом плочом. Пре активирања кочног система и све док се не заустави, кочни диск има неку угаону брзину ( $\omega$ ). Активирањем кочног система у самом контакту кочног диск и кочних плочица јавља се сила ( $F_d$ ) која тежи да кочна стега настави да се креће са кочним диском, док се на супротном крају јавља сила кочења ( $F_k$ ) која се мери помоћу давача силе.



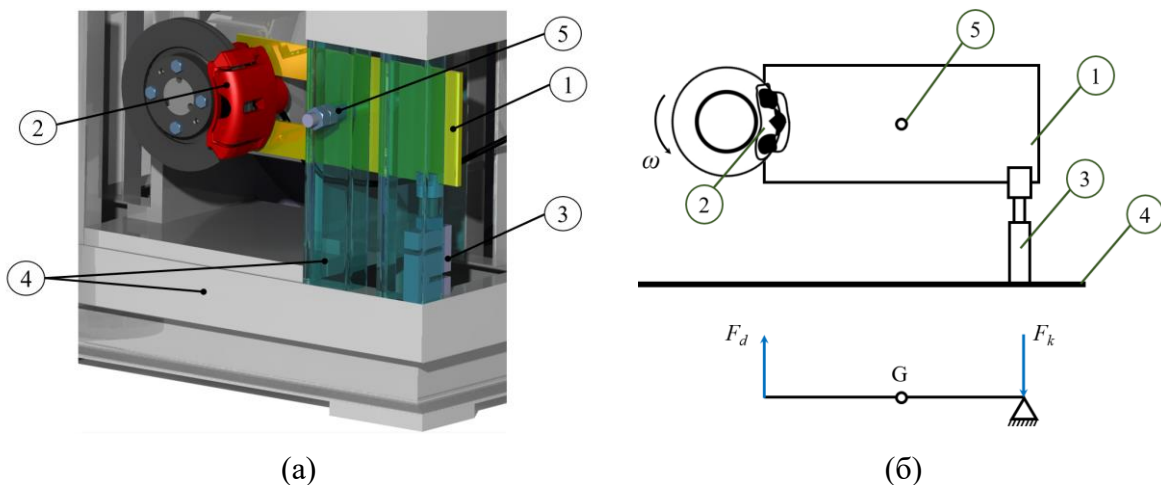
Максимална грешка	0,03% м.о.
Излаз	$2 \pm 0,005$ mV/V
Отпор изолације	$\geq 5000$ M $\Omega$
Радна температура	-20 ÷ 50 °C
Напајање	9 ÷ 12 VDC
Дозвољено преоптерећење	120% м.о.
Крајње оптерећење	150% м.о.

Слика 3.19 Давач силе CZL312 5t са основним карактеристикама [73]

Коришћен давач силе, фирме *Guangdong South China Sea Electronic Measuring Technology Co Ltd*, спада у групу отпорничких давача, јер се унутар самог давача налазе четири мерне траке везане у мост. Принцип рада мерних трака базиран је на појави да се са променом попречног пресека мења и отпор. Мерне траке се налазе унутар самог давача и заштићене су од утицаја средине. Све деформације које се јаве на давачу, преносе се даље на мерне траке. Мерни опсег примењеног давача је до 5 t.



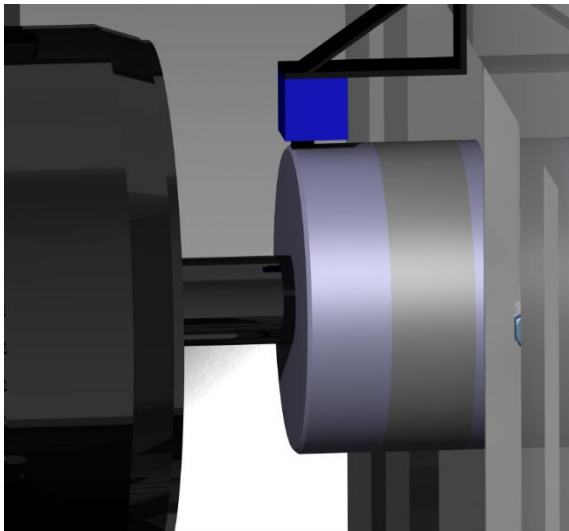
Слика 3.20 Положај давача силе: (а) на 3D моделу и (б) на пробном столу



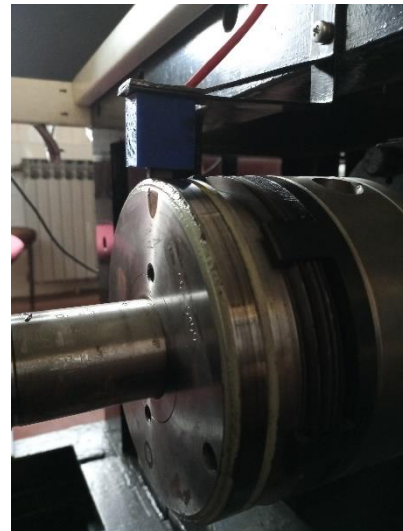
Слика 3.21 Веза кочне стеге и давача силе: (а) 3D модел и (б) шематски приказ

### 3.3.3 Везе електромотора са вратилом замајне масе

Веза електромотора са вратилом замајне масе је остварена преко електромагнетне спојнице. Укључивање и искључивање се врши преко четкице, која је увек ослоњена на погонски део спојнице, док је њено вођење остварено преко носача који је у чврстој вези са рамом пробног стола, слика 3.22. Активирање, као и деактивирање врши се или ручно помоћу тастера на електро-ормару или аутоматски када командни сигнал долази од рачунара који задаје извођач експеримента.



(a)



(б)

Слика 3.22 Место уградње електромагнетне спојнице (a) на 3D моделу и (б) на пробном столу

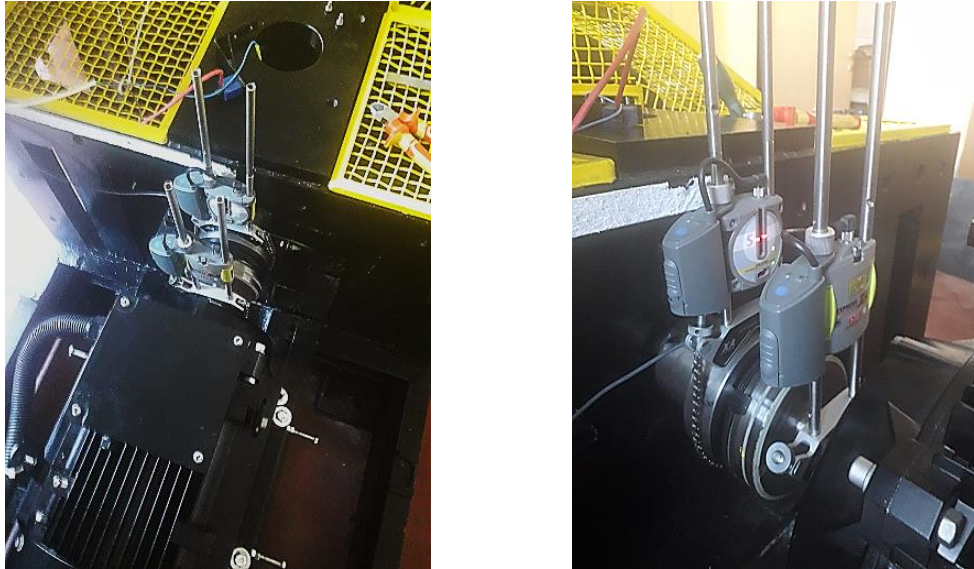
### 3.3.4 Позиционирање и центрирање електромотора

Позиционирање осе електромотора и осе вратила замајне масе, неопходно је да би осе биле саосне. Ово је неопходно извршити пре самог покретања пробног стола, да током рада не би дошло до оштећења електромотора, као и погоњеног дела пробног стола. Поклапање оса симетрије вратила електромотора и вратила замајне масе је изузетно значајно. Уколико овај услов није задовољен, у току рада ће доћи до повећања сила између њих, а затим и до преоптерећења и отказа. Центрирање мотора се врши у две равни, и то у вертикалној и хоризонталној равни. Електромотор се налази на плочи која може да се подешава по висини, док се сам електромотор на плочи може померати у хоризонталној равни. Ради лакшег и прецизнијег подешавања мотора на плочи, направљена је полука за центрирање мотора, за подешавање у хоризонталној равни – хоризонтални подешивачи.

Центрирање мотора, односно остваривање саосности вратила електромотора и вратила замајне масе извршено је применом уређаја *Fixturlaser*. На самом уређају бира се апликација за центрирање електромотора у односу на вратило. Уређај обухвата два давача, при чему се један поставља на погонско, а други на гоњено вратило, слика 3.23.

Наредни корак обухвата мерење за три различита угла заокретања вратила електромотора и замајне масе. Током центрирања електромотора неопходно је да буде укључена спојница, јер се једино на тај начин може вршити истовремено и подједнако заокретања оба вратила на којима су постављени давачи. Мерење је вршено за следећа три угла и то у почетном положају, што заправо представља  $0^\circ$ , као и на угловима од  $60^\circ$  и  $120^\circ$  у односу на почетни положај. Након извршених мерења за сва три угла, на дисплеју уређаја може се видети колико је потребно померити електромотор. Центрирање је вршено и у хоризонталној и вертикалној равни. Крајњи исход центрирања мотора приказан је у оквиру извештаја на примењеном уређају, слика 3.24.





Слика 3.23 Постављање давача уређаја Fixturlaser на вратило мотора (погонски део) и главчине замајне масе (гоњени део)

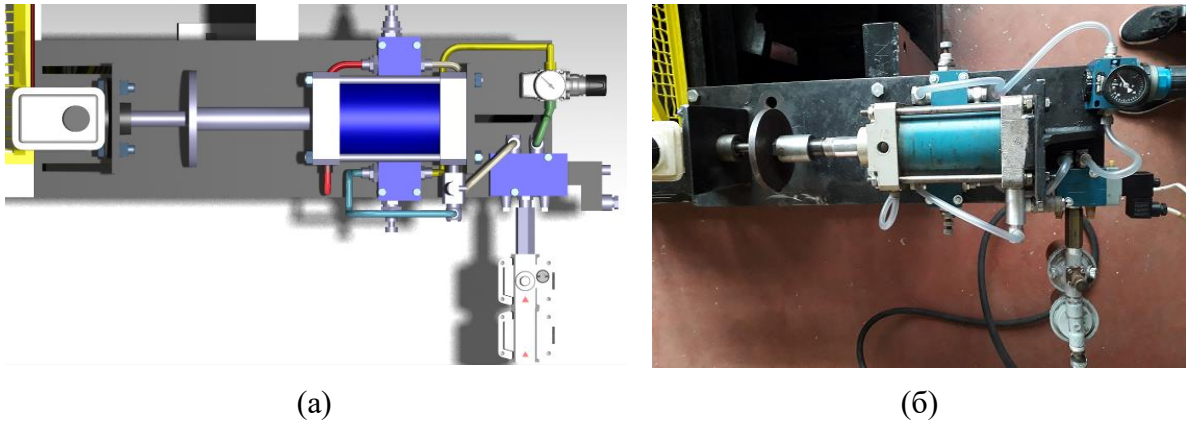


Слика 3.24 Приказ извршеног центрирања мотора

### 3.3.5 Пнеуматички систем за активирање кочница

За активирање хидрауличког дела инсталације – кочне инсталације, неопходно је да пнеуматички цилиндар обезбеди одређену силу која ће деловати на клип у кочном цилиндру. Активирање кочног система врши се преко пнеуматичког система који је приказан на слици 3.25. Пнеуматички цилиндар се активира помоћу компресора. Примењени компресор има могућност доставе ваздуха максималног притиска 10 bar. За остварење регулације притиска у хидрауличком делу, неопходно је управљање притиском у пнеуматичком делу преко регулатора притиска чиме се постиже жељени притисак у кочној инсталацији.

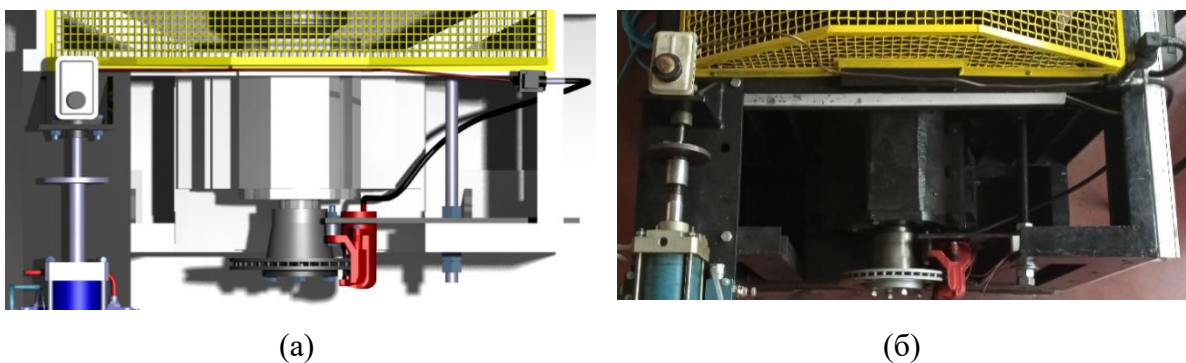
Пнеуматичка инсталација је постављена на носећу плочу, а носећа плоча је у чврстој вези са рамом пробног стола.



Слика 3.25 Систем за активирање хидрауличког кочног цилиндра (а) 3D модел и (б) на пробном столу

### 3.3.6 Хидраулички кочни систем

Кочни цилиндар се налази на истој носећој плочи, као и пнеуматичка инсталација, слике 3.25 и 3.26. Ово је неопходно из разлога што клип пнеуматичког цилиндра делује силом на клип у кочном цилиндру. Тиме се постиже да притисак у кочној инсталацији расте и остварује се кочење.



Слика 3.26 Кочна инсталација (а) на 3D моделу и (б) на пробном столу

Кочна инсталација се састоји од два вода и то од крутог вода (од кочног цилиндра до споја) и флексибилног вода (од споја до кочне стеге). Разлог постављања флексибилног вода од споја до стеге је тај што током процеса кочења долази до аксијалног и радијалног померања кочне стеге.

### 3.3.7 Електрични и електронски управљачки и мерни систем

Повезивање електричних и електронских управљачких и мерних система је приказано на слици 3.27 (а). Било је неопходно осигурати пробни сто од нестручног управљања, нпр. да током рада електромотора не може бити активирана и кочница. Овај сигурносни систем је урађен из разлога што је погонски момент електромотора много мањи од момента кочења, па се морало спречити блокирање ротације мотора под електричним напајањем. Поред тога омогућено је ручно или аутоматско управљање радом пробног стола, слика 3.27 (б). На слици 3.28 је приказана унутрашњост електро-ормара са уграђеним компонентама.

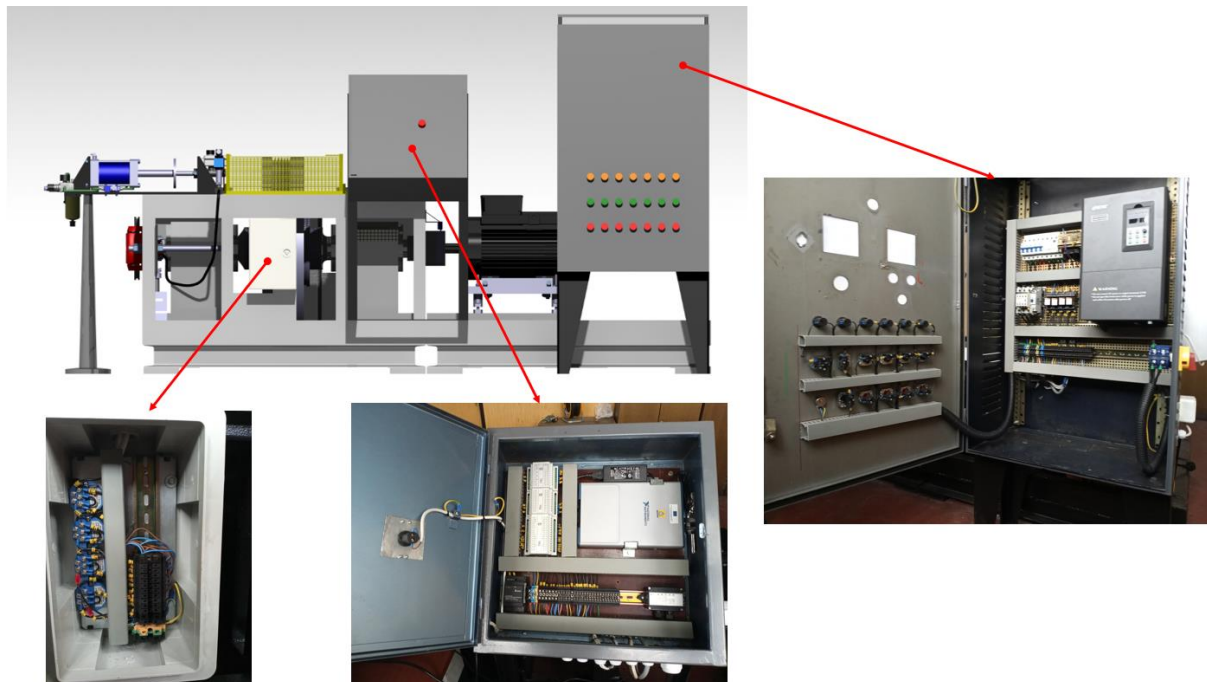


(а)



(б)

Слика 3.27 (а) Везивање на електричну мрежу и (б) командни тастери за ручно и аутоматско управљање пробним столом

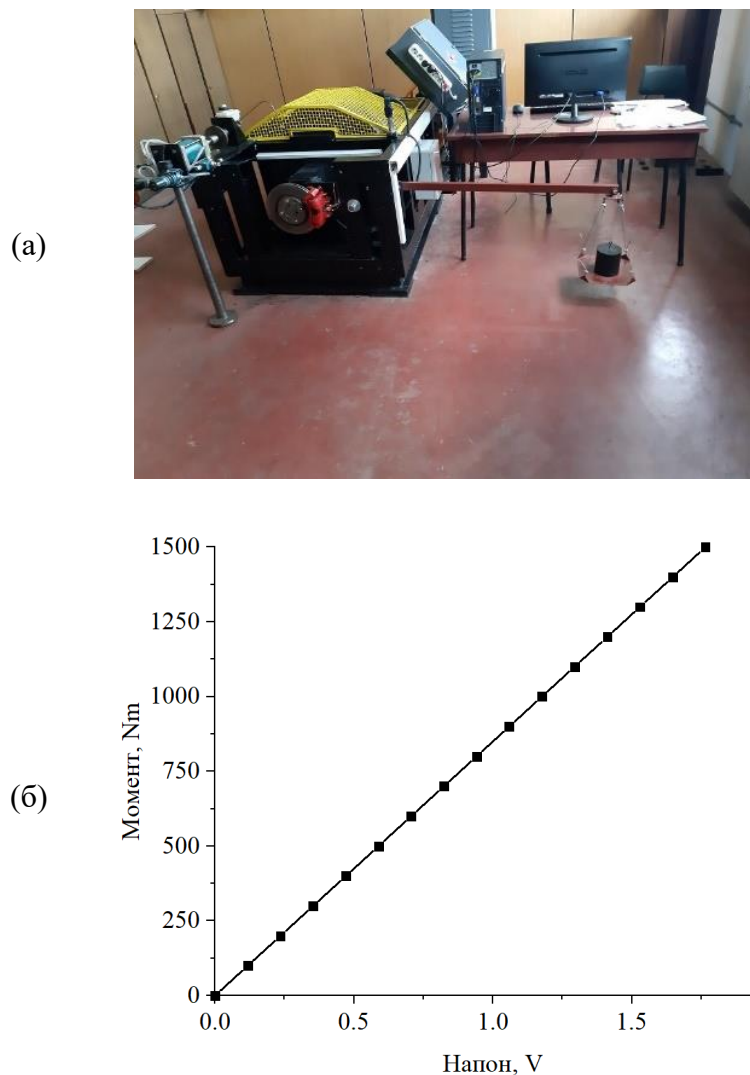


Слика 3.28 Командни ормари електричних и електронских управљачких и мерних система

### 3.3.8 Калибрација давача

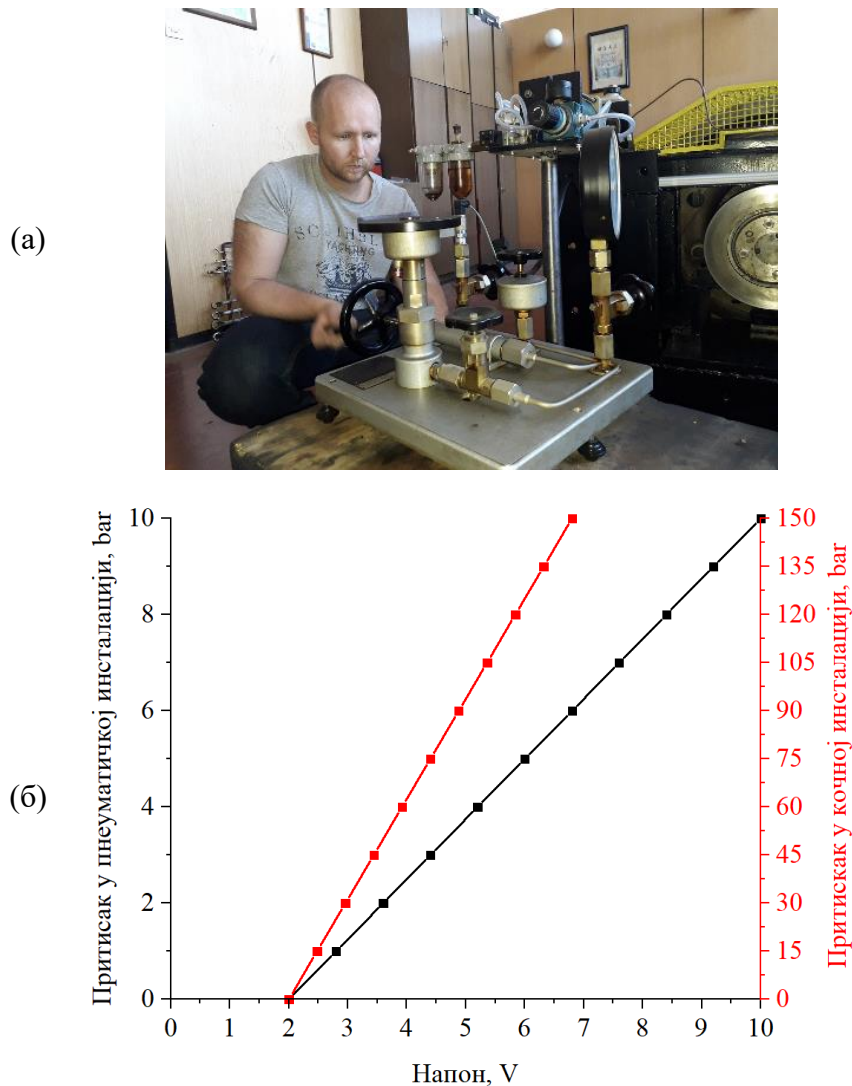
Сигнали са свих давача најпре долазе до А/Д конвертора у аналогном облику, где се врши њихова конверзија у дигитални облик и затим се вредности напона помоћу програма на рачунару преводе у одговарајућу физичку величину, на основу одређених калибрационих фактора. За сваки давач, који се примењује на пробном столу за одређивање термичких напрезања диск кочница, неопходно је најпре одредити калибрациони фактор између величине које показује неки давач (напон) и одговарајуће вредности физичке величине.

Давач силе, чија намена је у овом случају мерење кочног момента, се калибрише тако што се постави позната маса на познатом растојању, (слика 3.29 (а)), а затим се на излазу читава напон. Познате масе у ствари представљају калибрационе тегове са високом прецизношћу. Растојање на коме су постављене познате масе измерено је метром високе прецизности. Током мерења вођено је рачуна да не дође до савијања полуге на коме се налази тас на коме се постављају тегови. На полугу је била постављена баждарена либела која мери са прецизношћу од  $0,1^\circ$  а којом се прати да ли је у сваком тренутку полуга хоризонтална, односно да се није савила, јер је то неопходно због тачности калибрације давача силе. Очитавањем добијених напона на А/D конвертору, за познате моменте добија се калибрациона крива, слика 3.29 (б). На дијаграму (слика 3.29 (б)) је дата само крива оптерећења, али не и крива растерећења.



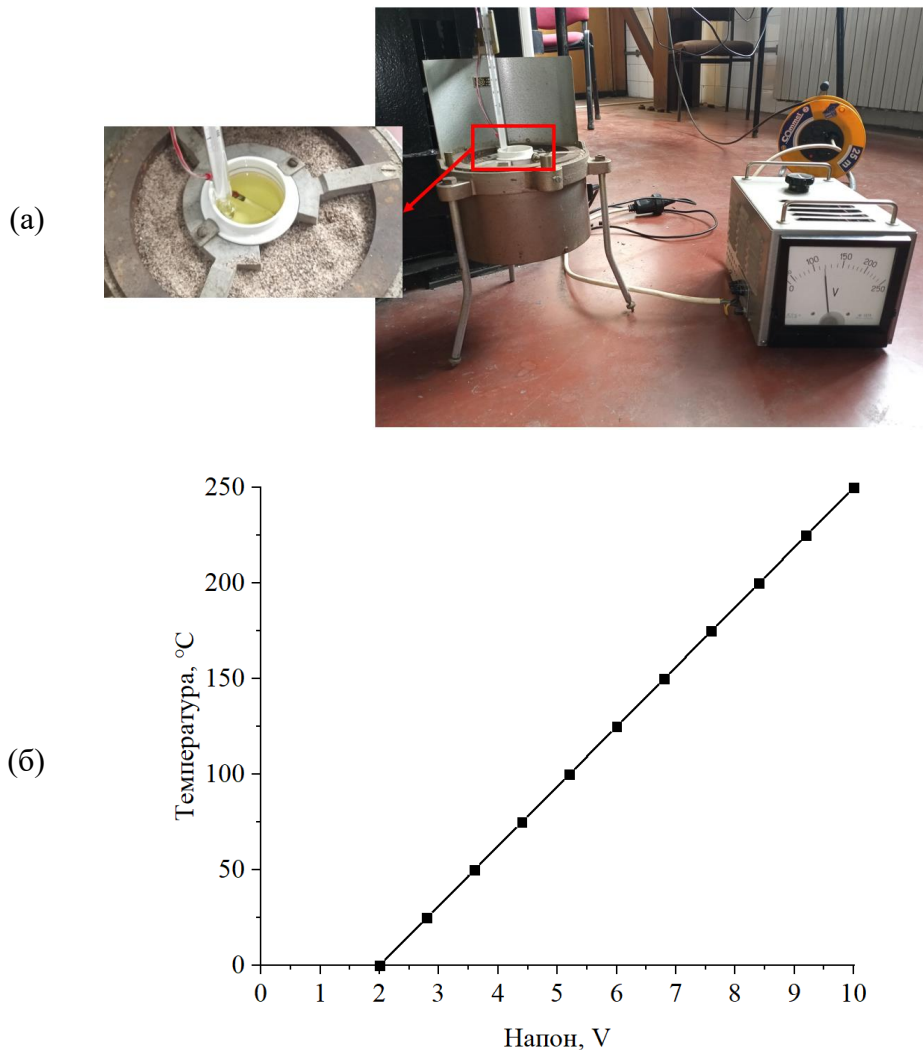
Слика 3.29 (а) Изглед реализације калибрације давача силе на пробном столу и (б) калибрациона крива давача силе

Калибрација давача притиска било у пнеуматичкој инсталацији или у кочној инсталацији се врши на исти начин. На слици 3.30 (а) је приказана калибрација давача у пнеуматичкој инсталацији, применом калибратора притиска до 500 bar *VEB meßgerätewerk DDR*. На слици 3.30 (б) приказана је калибрациона крива давача притиска у пнеуматичкој и кочној инсталацији.



**Слика 3.30** (а) Калибрације давача притиска у пнеуматичкој инсталацији и (б) калибрационе криве давача притиска у пнеуматичкој и кочној инсталацији

Давачи температуре, Pt100, се користе за одређивање температуре у кочним плочицама на дубини од 2 mm од контактне површине кочне плочице. Калибрација давача температуре извршена је на уређају за испитивање тачке паљења кочне течности – *Marcusson*, слика 3.31 (а). Како су за испитивање термичких напрезања примењени давачи температуре, чији је мерни опсег до 250 °C, калибрација давача температуре извршена је у опсегу од 0 °C до 250 °C, тако што је кочна течност загревана до 250 °C. Примењена кочна течност је DOT5, чија је температура кључања  $\geq 260$  °C. Кочна течност је загревана, температура кочне течности очитавана је помоћу термометра, а за сваку очитану вредност температуре очитана је и вредност напона на А/Д конвертору. Калибрациона крива давача температуре приказана је на слици 3.31 (б).

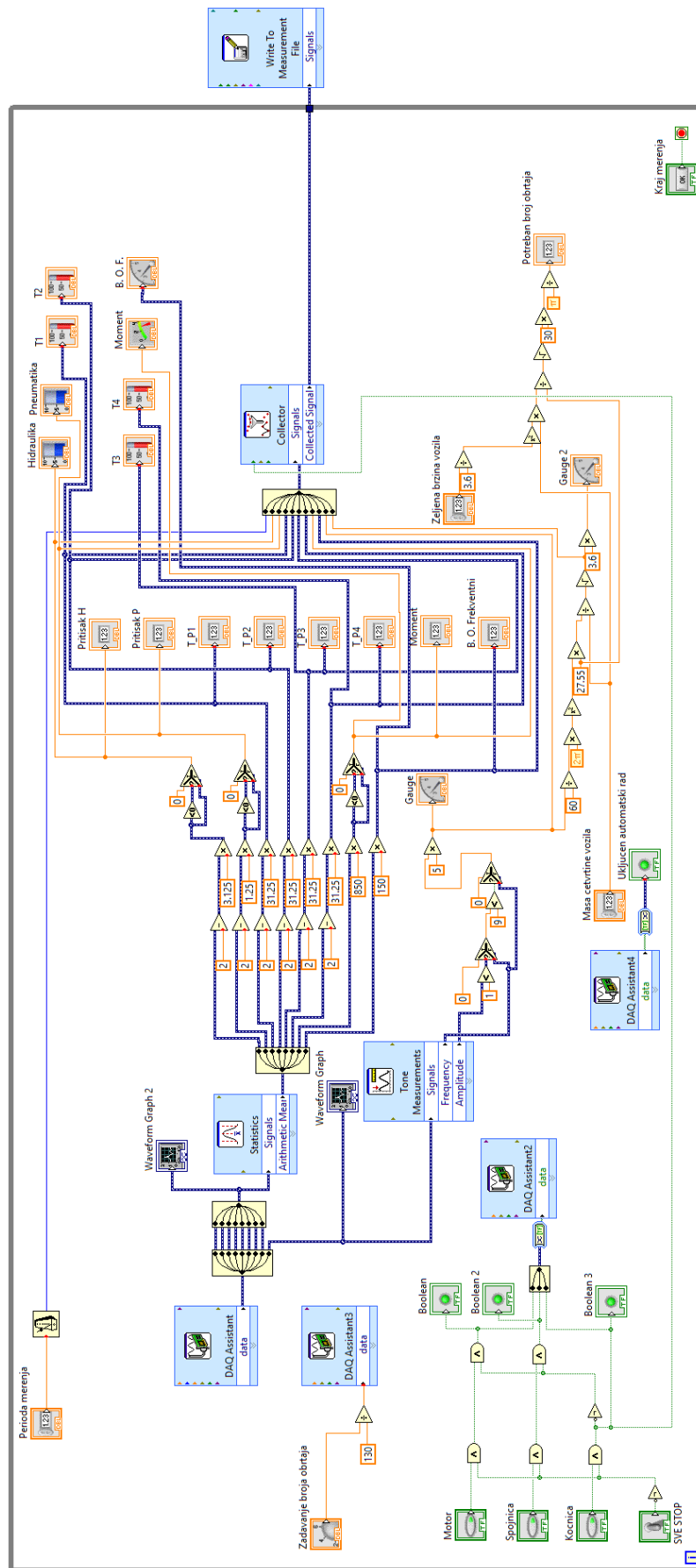


**Слика 3.31** (а) Изглед реализације калибрације давача температуре PT100 и (б) калибрациона крива давача температуре PT100

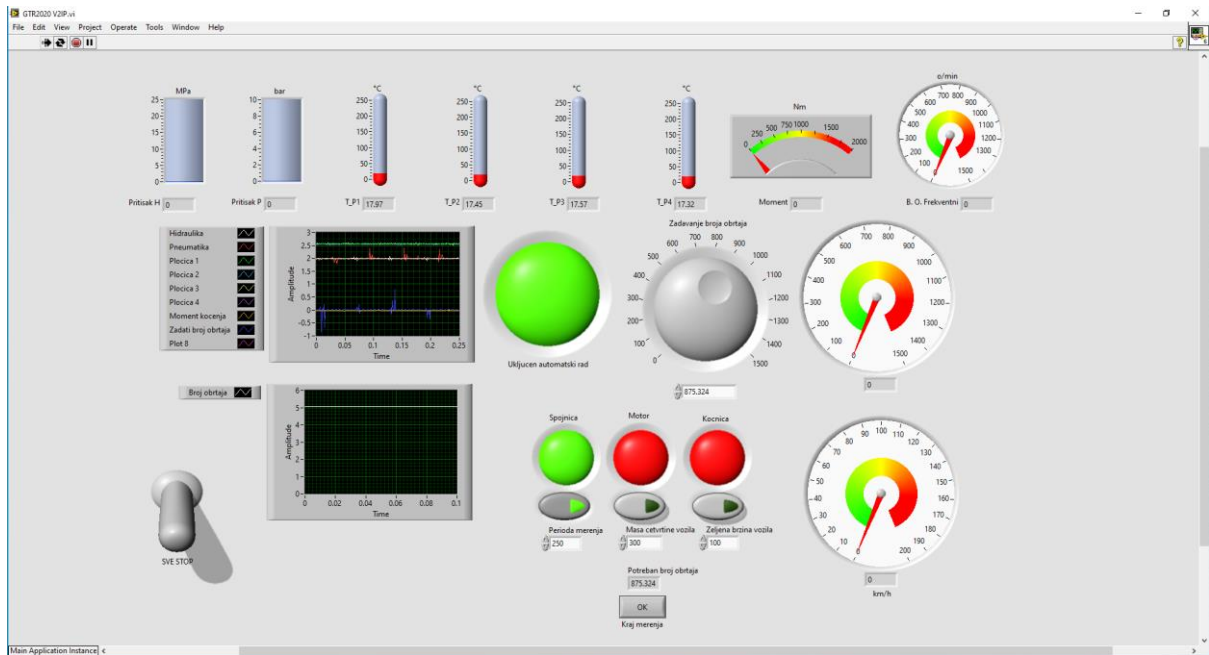
### 3.3.9 Аутоматизација рада

Ради лакшег управљања и прикупљање резултата мерења са давача неопходна је аутоматизација рада. Блок шема управљања пробним столом који је развијен за потребе истраживања термичких напрезања диск кочница је приказана на слици 3.32. Шема је направљена у програму LabVIEW™. На шеми су приказане компоненте које се користе за аквизицију података са примењених давача и управљање електромотором, електромагнетном спојницом и кочном инсталацијом. Напонски сигнали се након аквизиције преводе у одговарајуће физичке величине и као такви се чувају у оквиру текстуалних фајлова, који се касније обрађују у неком статистичком програму. Кориснички интерфејс за управљањем пробним столом приказан је на слици 3.33.

Потребно је напоменути да је за управљање пробним столом неопходно да руковалац буде претходно упознат са самим програмом, ма колико год да делује једноставно. Лице које би желело да врши испитивање на пробном столу BRAKE DYNO 2020, би морало да прође обуку, која је неопходна из разлога јер постоје дефинисани кораци које је потребно извршити током покретања пробног стола, као и у току самог испитивања.



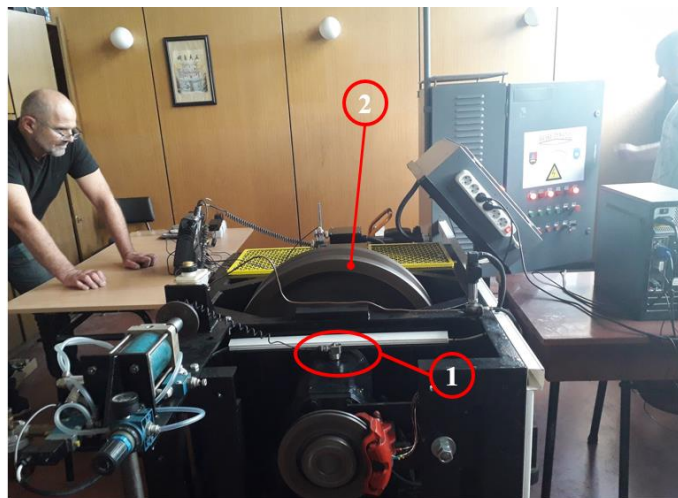
Слика 3.32 Блок шема за управљање и прикупљање података



Слика 3.33 Изглед корисничког интерфејса за управљање пробним столом

### 3.3.10 Динамичко уравниотежавање замајне масе

Динамичко уравниотежавање замајне масе је последња фаза при развоју пробног стола за испитивање кочница. Динамичко уравниотежавање је извршено да током рада не би дошло до појаве вибрација које могу неповољно утицати на радни век пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница, слика 3.34.



Слика 3.34 Динамичко уравниотежавање замајне масе

За потребе ове докторске дисертације, дефинисан је максимални број обртаја замајне масе, и он је 1500 o/min. Постављена су два давача убрзања на пробном столу, који се налазе на кућиштима лежајева, слика 3.34 (позиција 1). Затим је покренут пробни сто, где је дефинисан број обртаја 1500 o/min. Извршено је прво мерење у циљу постављања почетне масе, на нулти положај. Нулти положај је положај било где на ободу замајне масе (2). Почетна маса се поставља на сам обод заваривањем металне плоче дефинисане масе, слика 3.35. Након тога креће нови циклус мерења, где се на основу постављене



почетне масе одређује колику је масу потребно поставити на ободу и под којим углом у односу на нулти положај. Потребне масе се морају мерити на прецизној ваги, а такође је потребно урачунати и масу утрошене електроде при заваривању дефинисане металне плоче.



Слика 3.35 Заваривање металних плоча - одређених маса у циљу уравнотежавања замајне масе

Крајњи циљ је да на максималном броју обртаја од 1500 o/min не дође до појаве вибрација, а ако до тога и дође, да вредности амплитуда вибрација буду што ниже, што је и постигнуто.

### 3.4 Техничке карактеристике пробног стола за испитивање термичких напрезања диск кочница

Основне техничке карактеристике пробног стола су приказане у табели 3.2. На пробном столу налази се замајна маса, масе 416 kg. Не постоји могућност промене замајне масе, при симулирању различитих категорија возила, већ је једино могућа промена угаоне брзине и на тај начин се симулира испитивано путничко возило, односно његова кинетичка енергија.

Табела 3.2 Техничка спецификација пробног стола

Номинална снага електромотора	18,5 kW
Опсег брзине	0 - 1500 o/min
Максимални кочни момент	2500 Nm
Максимални кочни притисак	150 bar
Максимална температура кочног диска	650 °C
Максимална температура кочних плочица	250 °C

Максимални кочни притисак који може да се постигне у кочној инсталацији на пробном столу је 150 bar, а да притом не дође до пуцања водова у кочној инсталацији. Максималне температуре које могу да се измере у кочним плочицама и на кочном диску је ограничено примењеним давачима и уређајима. Напротив, кочни момент који може да се измери самим давачем је већи, али због саме изведбе пробног стола, максимална вредност је ограничена на 2500 Nm.

### **3.5 Примена пробног стола**

Развијени пробни сто је формиран са првенственом наменом испитивања термичких напрезања диск кочница. Међутим, током развоја пробног стола узета су у обзир испитивања емисије буке и честица, тако да је то укључено и остављено за каснију доградњу система који ће се примењивати за оваква мерења. На овом пробном столу могу се испитивати кочнице за путничка возила и лака теретна возила. Такође, могу се испитивати и кочни дискови и кочне плочице од различитих материјала, односно може се испитати њихово понашање при различитим условима рада.

## 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА

Термичке напрезања различитих фрикционих материјала испитују се експериментално при различитим радним условима. Кочни дискови током времена услед великих сила кочења постају неравни и избраздани. Дискови обично имају дужи експлоатациони век од плочица. Најчешће ће се променити 3-4 сета кочних плочица пре него што се замене дискови. Исто као и плочице, тако се и дискови мењају у пару (лева и десна страна). Приликом замене дискова пожељно је заменити и плочице јер се на старим плочицама (иако нису похабане) налазе рисеви од старих дискова који ће се пренети на нове дискове. Један од предмета ове докторске дисертације је и истраживање како стање кочног диска утиче на карактеристике ефикасности процеса кочења.

Испитивање кочница може да се спроведе различитим поступцима, зависно од основног циља или задатка, односно начина на који се испитивање организује. У односу на циљ испитивања разликују се три врсте испитивања: хомологацијска, развојна и контролна. Хомологацијска испитивања представљају посебан вид провере саобразности карактеристика кочних система са захтевима међународних правилника. У нашој земљи ово се односи на правилнике које доноси Економска комисија ОУН за Европу (тзв. *ECE* правилници), а за кочне системе возила овај правилник има ознаку *ECE-R13*. Развојна испитивања, у која се убрајају испитивања спроведена у овој дисертацији, нису прописана било каквим законским или другим актима. Ради се о разноврсним поступцима испитивања које потенцијално произвођачима обезбеђују информације потребне за развој новог или усавршавање постојећег кочног система или компоненте. Задатак ових испитивања може бити широк и обухватити све функционалне или друге карактеристике кочног система, а може бити и релативно узак, усмерен на само неке, у овом случају термичке, карактеристике или детаље.

Методологија испитивања кочница на развијеном пробном столу је усклађена са захтевима Правилника *ECE-R13*, тако да се могу извршити хомологациона испитивања фрикционих материјала или кочнице у целини. Посебан значај имају тестови који третирају карактеристике кочнице при високим радним температурама, тј. тестови слабења („fade“) и обнављања ефикасности.

### 4.1 Испитивање перформанси кочења по ECE-R13

Испитивање перформанси кочења на путу могу се вршити према процедури описаној у ECE-R13. У табели 4.1 је приказана процедура испитивања у зависности од врсте теста.

Табела 4.1 *ECE-R13* процедура [74]

Назив параметара	Вредност параметара
<u>Хладне кочнице</u>	
• Почетна брзина возила	120 km/h
• Сила на педали кочнице	65 N до 500 N
• Спојница искључена	Да
• Средња температура	65 °C до 100 °C
• Возило са и без терета	Да

**Табела 4.1 (наставак)**

Назив параметара	Вредност параметара
<u>Тест слабљења</u>	
Поступак загревања:	
• Брзина кочења	120 km/h до 60 km/h
• Сила на педали кочнице	Еквивалентно успорење од 3 m/s <sup>2</sup>
• Број понављања	15
• Оптерећено возило	Да
• Спојница укључена	Да
Перформансе загревања:	
• Почетна брзина возила	120 km/h
• Сила на педали кочнице	65 N до 500 N
• Спојница искључена	Да
<u>Процедура опоравка</u>	
• Брзина кочења	50 km/h до заустављања
• Сила на педали кочнице	Еквивалентно успорење од 3 m/s <sup>2</sup>
• Број заустављања на растојању од 1,5 km	4
• Оптерећено возило	Да
• Спојница укључена	Да
<u>Перформансе опоравка</u>	
• Почетна брзина возила	120 km/h
• Сила на педали кочнице	65 N до 500 N
• Спојница искључена	Да

#### 4.2 Дефинисање тестова експерименталних испитивања

У овом делу дисертације биће детаљно представљен одређен број тестова експерименталног испитивања, а који су произишли на основу интерних испитних процедура развојне службе фабрике Застава аутомобили. Без обзира који испитни тест да се одабере, процедура тј. кораци експерименталног испитивања је слична, где слика 4.1 илуструје алгоритам тока испитивања диск кочница на пробном столу.

Први корак при мерењу јесте одабир теста. Затим, како би могло да се врши поређење резултата добијених експерименталним путем, неопходно је да почетни услови буду исти. За сваки од спроведених тестова почетна температура диск кочнице је била између 25 °C и 26 °C.

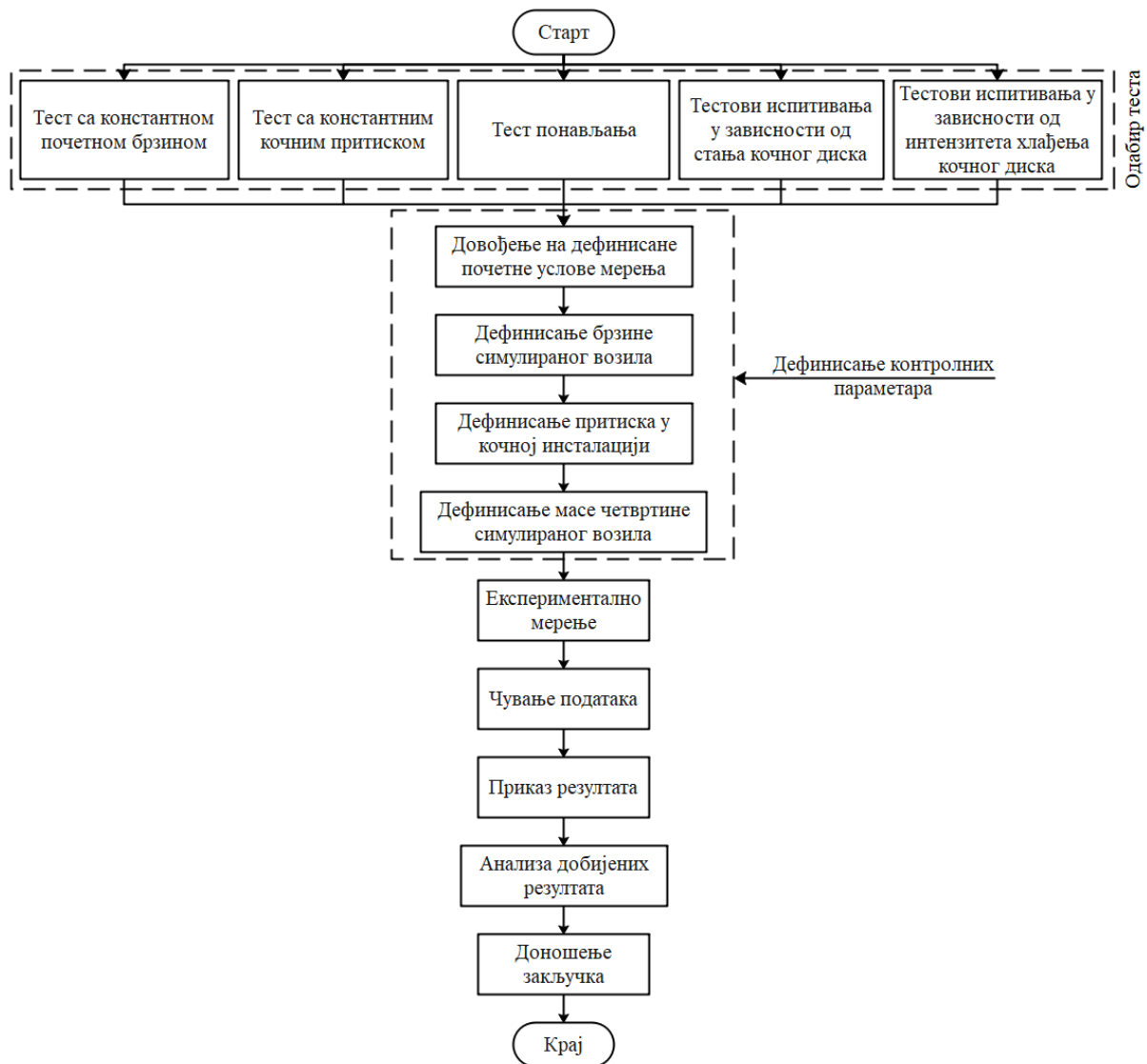
Наредни корак јесте да се дефинисане вредности контролних параметара за сваки тест испитивања унесу у програм за управљање пробним столом. Контролни параметри су:

- брзина кретања симулираног возила,
- притисак у кочној инсталацији и
- маса четвртине симулираног возила.

Након довођења на почетне услове мерења и дефинисања контролних параметара, експериментално испитивање може да почне. Током извођења експеримента, резултати мерења чувају се на меморији рачунара. Када се ради о једном циклусу мерења, као што је случај током:

- тест са константном почетном брзином и

- тест са константним кочним притиском, чување података се врши само од тренутка активирања кочног система до заустављања.



Слика 4.1 Алгоритам процедуре експерименталног испитивања

С друге стране, током:

- тестови понављања,
- тестова испитивања у зависности од стања кочног диска и
- тестова испитивања у зависности од интензитета хлађења кочног диска,

резултати мерења се чувају од тренутка покретања инсталације до тренутка када се кочни диск заустави након десетог циклуса понављања, тачније када се у програму кликне на „крај мерења“. Резултати добијени експерименталним путем се графички представљају. Добијени резултати биће приказани у временском домену, као и у зависности од неке променљиве која се такође мери током експерименталног испитивања. Након тога представљени резултати биће детаљно објашњени и на основу спроведене детаљне анализе резултата мерења биће донесени и закључци. Поред тога, биће извршено и поређење добијених резултата са резултатима других аутора из предметне области.

Сва испитивања су извршена при истој температури у лабораторији од  $21\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , док су температуре кочног диска и кочних плочица пре почетка мерења у циљу поновљивости резултата, била  $25,5\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ово је неопходно у циљу валидног поређења резултата. Такође, када је потребно поновити мерење, неопходно је имати дефинисане почетне радне услов околине/лабораторије.

#### 4.2.1 Тест са константном почетном брзином

Испитивање ће се вршити за исту почетну брзину кретања симулираног возила од  $100\text{ km/h}$ , до заустављања, тј. крајња брзина је 0, табела 4.2. Сврха теста са константном почетном брзином јесте испитивање утицаја промене притисака у кочној инсталацији на промену:

- температуре на кочним плочицама и кочном диску,
- момента кочења,
- коефицијента трења и
- време кочења.

**Табела 4.2** Контролни параметри теста са константом почетном брзином – ТКПБ

Назив теста	Улазни подаци	
Тест ТКПБ1	$T_p = (25,5 \pm 0,5)\text{ }^{\circ}\text{C}$ $m = 300\text{ kg}$ $v = 100\text{ km/h}$	$p = 1\text{ MPa}$
Тест ТКПБ2		$p = 2\text{ MPa}$
Тест ТКПБ3		$p = 3\text{ MPa}$
Тест ТКПБ4		$p = 4\text{ MPa}$
Тест ТКПБ5		$p = 5\text{ MPa}$

Коефицијент трења се одређује по истом принципу као и у истраживању [75], јер је примењен исти кочни систем:

$$\mu = \frac{M_k}{2 \cdot p \cdot A_{klipa} \cdot r_{ef}}, \quad (4.1)$$

где су:

- $M_k$  - кочни момент, Nm,
- $p$  - притисак у кочној инсталацији, Pa,
- $A_{klipa}$  - површина клипа,  $A_{klipa} = 0,00229\text{ m}^2$ ,
- $r_{ef}$  - ефективни радијус,  $r_{ef} = 0,111\text{ m}$ .

#### 4.2.2 Тест са константним кочним притиском

Услови испитивања у току теста са константним кочним притиском, када се мењају почетне брзине симулираног возила, приказани су табелом 4.3. Кочење се остварује до заустављања, када је крајња брзина једнака 0. Циљ теста са константним притиском јесте да се испита утицај почетне брзине кретања симулираног возила на:

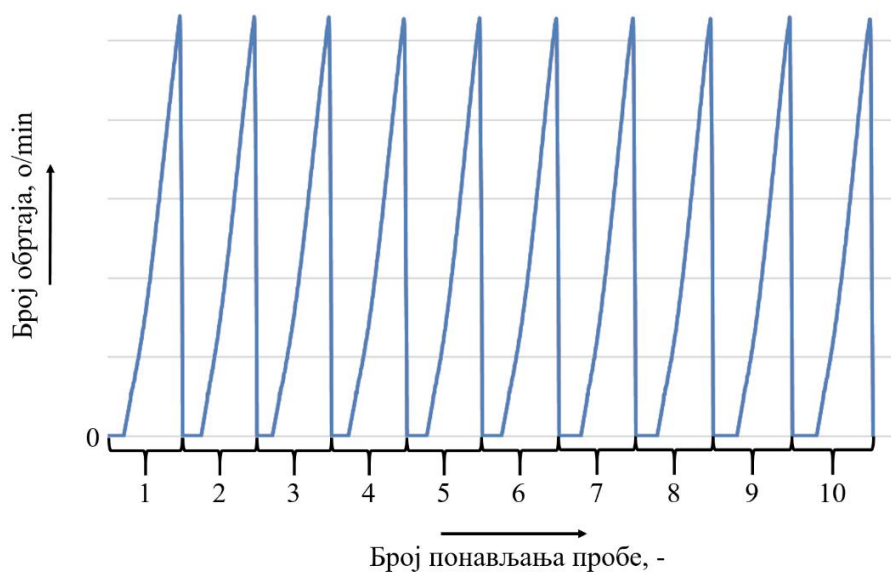
- температуру на кочним плочицама и кочном диску,
- момент кочења,
- коефицијент трења и
- време кочења.

**Табела 4.3** Контролни параметри теста са константним притиском – ТКП

Назив теста	Улазни подаци	
Тест ТКП1	$T_p = (25,5 \pm 0,5) \text{ } ^\circ\text{C}$ $m = 300 \text{ kg}$ $p = 5 \text{ MPa}$	$v = 60 \text{ km/h}$
Тест ТКП2		$v = 70 \text{ km/h}$
Тест ТКП3		$v = 80 \text{ km/h}$
Тест ТКП4		$v = 90 \text{ km/h}$
Тест ТКП5		$v = 100 \text{ km/h}$

#### 4.2.3 Тест понављања

Тест понављања у ствари представља десет узастопних циклуса, слика 4.2. Један циклус обухвата време мировања, време убрзавања до тренутка достизања жељене брзине и време заустављања. Период мировања је неопходан како би се обезбедило адекватно време за активирање спојнице и постепено покретање електромотора. Ако не би постојао период мировања, односно уколико би се истовремено активирали спојница и електромотор, појавила би се ударна оптерећења која могу бити штетна по електромотор. Међутим, ово време између два циклуса може се сматрати да одговара периоду који је потребан да се, током извођења путних испитивања, изврши пребацивање ручице мењача у први степен преноса, пребаци нога возача са кочнице на педалу гаса и следи период покретања возила из стања мировања.



**Слика 4.2** Дијаграмски приказ теста понављања са десет узастопних циклуса (мировање-залетање-заустављање)

Узастопно понављање процеса залетања возила које је праћено кочењем до заустављања, извршено је за пет различитих брзина. Услови испитивања су дати у табели 4.4. Остали почетни услови су исти, што се тиче масе симулираног возила, почетне температуре диск кочнице, притиска у кочној инсталацији. Број понављања процеса залетања и кочења до заустављања је десет. Током овог теста је испитан утицај понављања залетања до заустављања на:

- температуру на кочним плочицама и кочном диску,
- момент кочења,
- коефицијент трења, и
- време кочења.

**Табела 4.4** Контролни параметри теста понављања – Тест ТП

Назив теста	Улазни подаци	
Тест ТП1	$T_p = (25,5 \pm 0,5) \text{ }^\circ\text{C}$ $m = 300 \text{ kg}$ $p = 5 \text{ МПа}$ $n = 10$	$v = 60 \text{ km/h}$
Тест ТП2		$v = 70 \text{ km/h}$
Тест ТП3		$v = 80 \text{ km/h}$
Тест ТП4		$v = 90 \text{ km/h}$
Тест ТП5		$v = 100 \text{ km/h}$

#### 4.2.4 Тестирање диска кочнице у зависности од његовог стања

Прегледом и анализом објављених резултата других истраживања из области термичког понашања кочног система током процеса кочења, дошло се до закључка да не постоје детаљна испитивања где је анализиран утицај стања површина кочног диска и кочних плочица, па су тестови дефинисани у табели 4.5. Један од тестова је испитивање кочних перформанси коришћеног кочног диска и нових кочних плочица. Кочне перформансе које су испитиване су: момент кочења, коефицијент трења, време заустављања и температурно поље током процеса кочења. Затим су извршена упоредна испитивања перформанси коришћењем различитих комбинација новог/коришћеног кочног диска, тј. нових/коришћених кочних плочица.

**Табела 4.5** Тестови испитивања у зависности да ли су кочни диск и кочне плочице коришћене или нове

Тест	Кочни диск	Кочне плочице
Тест ДКПН	Коришћен	Нове
Тест ДКПК	Коришћен	Коришћене
Тест ДНПК	Нов	Коришћене
Тест ДКкПК	Коришћен, кородирао	Коришћене
Тест ДНПН	Нов	Нове

Поред тога, са аспекта развојних испитивања, било је потребно испитати утицај кородираниог кочног диска и коришћених кочних плочица на перформансе кочног система. Наравно, неизоставни део испитивања је коришћење нових елемената фриксионог пара (кочни диск и кочне плочице).

Дефинисани радни услови за тестове који су набројани у табели 4.5 су:

- почетна температура на површини кочног диска и кочних плочица  $25,5 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- почетна брзина кретања симулираног возила је  $100 \text{ km/h}$ ,
- притисак у хидрауличкој кочној инсталацији  $5 \text{ МПа}$ ,
- маса четвртине симулираног возила је  $300 \text{ kg}$ , и
- број узастопних понављања је 10.

#### 4.2.5 Тестови са различитим условима хлађења кочног диска

Испитивање које је у великој мери слично тесту понављања, извршено је за два различита услова хлађења кочног диска и један тест без хлађења, табела 4.6. Почетни услови су исти за сва три теста, разлика је само у брзини опструјавања ваздуха ( $v_v$ ) око диска. Извршено је десет узастопних циклуса понављања процеса залетања и кочења до



заустављања. Током ових тестова испитан је утицај интензитета хлађења на генерисане температуре кочног диска и кочних плочица, као и понашање осталих радних параметара кочења.

**Табела 4.6** Контролни параметри теста са различитим условима хлађења диска

Назив теста	Улазни подаци	
Тест ХК0	$T_p = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$v_v = 0 \text{ km/h}$
Тест ХК1	$m = 300 \text{ kg}$ $p = 5 \text{ МПа}$	$v_v = 7 \text{ km/h}$
Тест ХК2	$v = 100 \text{ km/h}$	$v_v = 10 \text{ km/h}$

### 4.3 Оптимизација параметара и плана испитивања процеса кочења применом Тагучи метода

Творац Тагучи метода био је јапански инжењер-статистичар, Ђенићи Тагучи (енгл. *Genichi Taguchi*) [76]. Тагучи је развио поуздан метод за процену утицаја неког параметра појаве или процеса који се испитује на неку променљиву, а поред тога, врло је лак и једноставан за коришћење [77]. Тагучи метод је представљен још педесетих година прошлог века, при чему је метод одмах привукао велику пажњу статистичара и инжењера који се баве побољшањем квалитета у различитим гранама индустрије [78]. Велика конкурентност на тржишту натерала је произвођаче да побољшају квалитет својих производа и при том да буду први на тржишту, што је и навело произвођаче да користе Тагучијеву метод. Када је потребно оптимизирати неки производ у циљу добијања што бољег квалитета, битно је одабрати прави улаз који својом променом директно одређује излаз, тако да оптимизација укључи одређивање најбољих контролних фактора чиме се постиже да однос улаз/излаз буде најближи идеалној функцији [79], односно што квалитетнијем производу.

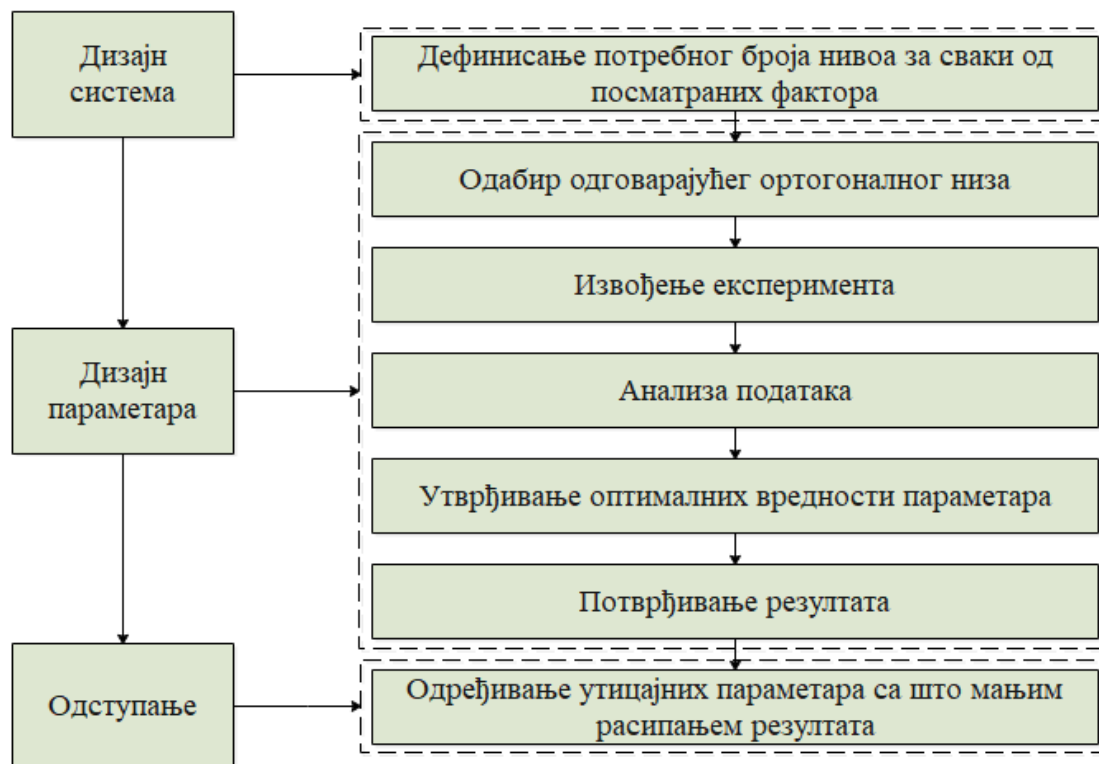
#### 4.3.1 План експеримента применом Тагучи метода

При дефинисању плана експеримента, у циљу примене Тагучи метода, потребно је придржавати се плана експеримента који је приказан на слици 4.3. Посматрајући слику 4.3 може се видети који су то кораци које је неопходно испоштовати како би један експеримент применом Тагучи метода био успешан. Комплетна процедура експерименталног испитивања применом Тагучи метода може се поделити у три фазе:

1. дизајн система,
2. дизајн параметара и
3. одступање.

Прва фаза – дизајн система се огледа у дефинисању разматраних фактора (независно променљиве улазне величине), као и потребног нивоа за сваки од изабраних фактора. Прецизније, треба имати потребан број нивоа за сваки фактор како би се могло у даљем раду утврдити који од фактора је најутицајнији, а који мање утицајан. Уколико постоји линеарна веза између улазних и излазних величина, довољан број нивоа је два. У случају да се не зна каква је веза између улазних и излазних величина, за постизање тачнијих резултата потребно је користити три и више нивоа. Поред тога, велики број нивоа захтева већи број понављања експеримента, што за собом повлачи дуже време испитивања и веће трошкове.

Друга фаза – дизајн параметара је најважнија фаза. У оквиру друге фазе утврђује се који фактор утиче, у овом случају, на време заустављања и генерисану температуру током процеса заустављања. Главни циљ ове фазе јесте идентификација оптималних параметра при којима би се остварило што краће време заустављања, а да количина генерисане топлоте на кочним плочицама буде што мања.



Слика 4.3 Процедура Тагуџи метода [80]

Трећа фаза представља проналажење који је најутицајнији параметар на разматран излаз у току процеса мерења, а да се притом постиже што мање расипање резултата.

#### 4.3.2 Процедура експеримента применом ортогоналних низова

Након дефинисања контролних фактора и броја нивоа за сваки од примењених контролних фактора, приступа се креирању ортогоналних низова. Ортогонални низови омогућују да се при реализацији експеримента може проучити велики број контролних фактора, а притом се могу користити за процену утицаја сваког од њих независно. Битне информације о сваком разматраном контролном фактору могу се добити за кратко време. Најмањи потребан број за сваки од разматраних параметара је два нивоа. Број нивоа представља број колико има вредности за сваки од контролних фактора. Међутим, како ће у даљем раду бити разматрана три контролна фактора са четири нивоа, само појашњење биће базирано на примеру са три фактора са четири нивоа табела 4.7.

Експеримент који ће се извршити за потребе утврђивања који је то утицајан параметар на време кочења и генерисану температуру је представљен помоћу ортогоналног низа  $L_{16}(4^3)$ , табела 4.8. Број експеримената које је потребно извршити у случају када се разматрају три контролна фактора (брзина, маса четвртине возила и притисак у кочној инсталацији) са четири нивоа је 16 експеримената, што значи колико редова има ортогонални низ, толики је потребан број извршених експеримената.

**Табела 4.7** Пример вредности контролних фактора и вредности нивоа

Фактор	Ниво 1	Ниво 2	Ниво 3	Ниво 4
A	1	2	3	4
B	1	2	3	4
C	1	2	3	4

**Табела 4.8** Ортогонални низ  $L_{16}(4^3)$

Редни број теста	Контролни фактори и нивои			Редни број теста	Контролни фактори и нивои		
1	1	1	1	9	3	1	3
2	1	2	2	10	3	2	4
3	1	3	3	11	3	3	1
4	1	4	4	12	3	4	2
5	2	1	2	13	4	1	4
6	2	2	1	14	4	2	3
7	2	3	4	15	4	3	2
8	2	4	3	16	4	4	1

Посматрајући табелу 4.8, на пример вредности у првом реду су у ствари све вредности првог нивоа за сваки од фактора. Вредности у другом реду за вредност фактора А су из првог нивоа, док су за друга два из другог нивоа. У трећем реду фактор А је такође вредност првог нивоа, док су за факторе В и С вредности из трећег нивоа и тако редом.

Утицај сваког од разматраних фактора је могућ само када вредности сваког контролног фактора добију одговарајуће вредности сваког нивоа и само у том случају може се утврдити који је најутицајнији фактор на излазну-посматрану величину [81].

### 4.3.3 Однос сигнал-шум

Предност примене Тагучијевог метода огледа се у чињеници да интегрише статистичке методе у различитим инжењерским процесима. Из тог разлога је креиран потпуно нов систем при планирању експеримената, ортогонални низови и сам поступак обраде података је дорађен. Ортогонални низови омогућују при испитивању укључивање истовремено великог броја параметра, а притом може бити извршено и утврђивање њиховог утицаја независно једног од другог. Постоје две врсте фактора према Тагучију и то:

1. управљани фактори – то су фактори који се могу контролисати, и
2. фактори шума – то су неуправљиви фактори и њих је тешко идентификовати и контролисати.

Из тог разлога уведена је нова карактеристика – однос  $S/N$  (енгл. *Signal-to-Noise*), и он представља утицај „шума“ на циљну функцију процеса. Може се рећи да у ствари представља универзалну меру за оцену експерименталних резултата, с циљем касније оптимизације параметара. Однос  $S/N$  је показатељ помоћу ког се може утврдити утицај промене неког од параметара на крајњи исход процеса. Постоје три начина изражавања резултата према Тагучијевом методу и то:

- Дефинисана фиксна вредност је најбоља (енгл. *Nominal is the best*):

$$S/N = \eta = 10 \log \frac{\bar{y}}{s_y^2}. \quad (4.2)$$

➤ Што већа вредност то боља (енгл. *Bigger is better*):

$$S/N = 10 \log \frac{1}{n} (y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2). \quad (4.3)$$

➤ Што мања вредност то боља (енгл. *Smaller is better*):

$$S/N = -10 \log \frac{1}{n} (y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2), \quad (4.4)$$

где су :

- $\bar{y}$  - средња вредност резултата измерених експерименталним путем,
- $s_y$  - расипање (дисперзија)  $y$ ,
- $n$  - број понављања експеримента и
- $y_1, y_2, \dots, y_n$  - резултати експеримента.

У зависности која се излазна величина посматра/анализира и шта се очекује да као излаз буде „најбоље“ решење, усваја се одговарајући метод. Однос  $S/N$  се користи за минимизирање фреквенције, а анализом променљивих  $S/N$  односа могуће је утврдити статистички значај параметара. Како би се грешка мерења свела на минимум, неопходно је извршити три мерења за сваки дефинисан експеримент, а потом извршити осредњавање вредности, табела 4.9. Средња вредност се рачуна по релацији:

$$X_{s,i} = \frac{X_{i,1} + X_{i,2} + X_{i,3}}{3}, \quad (4.5)$$

где су  $X_{i,1}, X_{i,2}, X_{i,3}$  вредности измерених вредности за  $i$ -ти тест ( $i = 1, 2, \dots, 16$ ). Како су извршена три мерења за сваки тест неопходно је сабрати све три вредности и поделити са 3. Вредност  $S/N$  односа одређује се у зависности од примењеног начина изражавања Тагучијевог метода.

**Табела 4.9** Измерене и осредњене вредности експеримента и  $S/N$  однос

Редни број теста	Контролни фактори и нивои			Измерене вредности			Средња вредност	$S/N$ однос
	А	В	С	$X_{i,1}$	$X_{i,2}$	$X_{i,3}$		
1	1	1	1	$X_{1,1}$	$X_{1,2}$	$X_{1,3}$	$X_{s,1}$	$S/N_1$
2	1	2	2	$X_{2,1}$	$X_{2,2}$	$X_{2,3}$	$X_{s,2}$	$S/N_2$
3	1	3	3	$X_{3,1}$	$X_{3,2}$	$X_{3,3}$	$X_{s,3}$	$S/N_3$
4	1	4	4	$X_{4,1}$	$X_{4,2}$	$X_{4,3}$	$X_{s,4}$	$S/N_4$
5	2	1	2	$X_{5,1}$	$X_{5,2}$	$X_{5,3}$	$X_{s,5}$	$S/N_5$

Табела 4.9 (наставак)

Редни број теста	Контролни фактори и нивои			Измерене вредности			Средња вредност	S/N однос
	A	B	C	$X_{i,1}$	$X_{i,2}$	$X_{i,3}$		
6	2	2	1	$X_{6,1}$	$X_{6,2}$	$X_{6,3}$	$X_{s,6}$	$S/N_6$
7	2	3	4	$X_{7,1}$	$X_{7,2}$	$X_{7,3}$	$X_{s,7}$	$S/N_7$
8	2	4	3	$X_{8,1}$	$X_{8,2}$	$X_{8,3}$	$X_{s,8}$	$S/N_8$
9	3	1	3	$X_{9,1}$	$X_{9,2}$	$X_{9,3}$	$X_{s,9}$	$S/N_9$
10	3	2	4	$X_{10,1}$	$X_{10,2}$	$X_{10,3}$	$X_{s,10}$	$S/N_{10}$
11	3	3	1	$X_{11,1}$	$X_{11,2}$	$X_{11,3}$	$X_{s,11}$	$S/N_{11}$
12	3	4	2	$X_{12,1}$	$X_{12,2}$	$X_{12,3}$	$X_{s,12}$	$S/N_{12}$
13	4	1	4	$X_{13,1}$	$X_{13,2}$	$X_{13,3}$	$X_{s,13}$	$S/N_{13}$
14	4	2	3	$X_{14,1}$	$X_{14,2}$	$X_{14,3}$	$X_{s,14}$	$S/N_{14}$
15	4	3	2	$X_{15,1}$	$X_{15,2}$	$X_{15,3}$	$X_{s,15}$	$S/N_{15}$
16	4	4	1	$X_{16,1}$	$X_{16,2}$	$X_{16,3}$	$X_{s,16}$	$S/N_{16}$

#### 4.3.4 Рангирање параметара

У циљу рангирања разматраних фактора, потребно је одредити средњу вредност  $S/N$  односа разматраног фактора за први ниво, затим за други, као и за све остале. За одређивање средње вредности  $S/N$  односа за фактор А, првог нивоа, рачуна се по релацији (4.5). Вредности  $S/N$  односа се узимају из табеле 4.9, у колони у којима се налазе вредности за први ниво фактора А и дели се са оним бројем колико пута се понавља тај ниво разматраног фактора. Помоћу релације (4.6) може да се одреди средња вредност  $S/N$  односа за фактор А, другог нивоа, помоћу релације (4.7) средња вредност  $S/N$  односа фактора А трећег нивоа, и релација (4.8) представља средњу вредност  $S/N$  односа четвртог нивоа, такође фактора А. По истом принципу се одређују и средње вредности осталих  $S/N$  односа за сваки разматрани фактор, посматраног нивоа [82].

$$S/N_{s,A,1} = \frac{S/N_1 + S/N_2 + S/N_3 + S/N_4}{4}, \quad (4.6)$$

$$S/N_{s,A,2} = \frac{S/N_5 + S/N_6 + S/N_7 + S/N_8}{4}, \quad (4.7)$$

$$S/N_{s,A,3} = \frac{S/N_9 + S/N_{10} + S/N_{11} + S/N_{12}}{4}, \quad (4.8)$$

$$S/N_{s,A,4} = \frac{S/N_{13} + S/N_{14} + S/N_{15} + S/N_{16}}{4}. \quad (4.9)$$

Први индекс поред  $S/N$  односа означава да се ради о средњој вредности, други о ком фактору, а трећи показује о ком нивоу фактора се ради.

Колона у којој се налази  $\max\text{--}\min$  (табела 4.10), у ствари представља разлику максималне и минималне вредности  $S/N$  односа за сваки од разматраних фактора. Посматрајући добијене вредности  $\max\text{--}\min$  за сва три фактора, најбоље рангиран фактор је онај чија је разлика  $\max\text{--}\min$  највећа, затим следећи, друго рангирани параметар је онај чија је вредност мања од најбољег рангираног фактора и треће рангирани фактор је онај чија је вредност најмања.

**Табела 4.10** Табела одговора за  $S/N$  односа где је „што мања вредност то боље“

Ниво	A	B	C
1	$S/N_{s,A,1}$	$S/N_{s,B,1}$	$S/N_{s,C,1}$
2	$S/N_{s,A,2}$	$S/N_{s,B,2}$	$S/N_{s,C,2}$
3	$S/N_{s,A,3}$	$S/N_{s,B,3}$	$S/N_{s,C,3}$
4	$S/N_{s,A,4}$	$S/N_{s,B,4}$	$S/N_{s,C,4}$
$\max\text{--}\min$	$S/N_{s,A,\max} - S/N_{s,A,\min}$	$S/N_{s,B,\max} - S/N_{s,B,\min}$	$S/N_{s,C,\max} - S/N_{s,C,\min}$
Ранг	1	3	2

#### 4.3.5 ANOVA анализа

Утврђивање процентуалног значаја сваког фактора, може се извршити и применом анализе варијансе ANOVA (енгл. *Analysis of Variance* – анализа варијансе). Примена ANOVA анализе има за циљ да на основу добијених експерименталних резултата, прикаже колико варијација сваког од фактора утиче на добијени резултат мерења. Табела 4.11 показује како треба да изгледа ANOVA табела за случај када постоје три контролна фактора.

**Табела 4.11** Анализа варијансе  $S/N$  односа

Фактори	Степени слободe (DoF)	Сума квадрата	Средња вредност суме квадрата	F однос	Процентуално учешће (%)
A	$DF_A$	$S_A$	$SS_A$	$F_A$	$P_A$
B	$DF_B$	$S_B$	$SS_B$	$F_B$	$P_B$
C	$DF_C$	$S_C$	$SS_C$	$F_C$	$P_C$
Грешка	$DF_{greška}$	$S_{greška}$	$SS_{greška}$		$P_{greška}$
Укупно	$DF_{ukupno}$	$S_{ukupno}$			100,00

Попуњавање ANOVA табеле биће дефинисано кроз пет корака, где ће у сваком бити приказано како се која колона рачуна [83].

Први корак – рачунање степена слободe

Степене слободе је потребно одредити за сваку вредност, за грешку, као и укупан број. Прво се утврђује колики је укупан степен слободе и он се рачуна помоћу једначине:

$$DF_{\text{укупан}} = n - 1. \quad (4.10)$$

Затим се одређује број степени слободе за сваки од посматраних фактора. Број степени слободе за сваки фактор се рачуна тако што се од укупног броја нивоа ( $l_{\text{фактор}}$ ) одузме један, релација:

$$DF_{\text{фактор}} = l_{\text{фактор}} - 1. \quad (4.11)$$

На крају може се одредити број степени слободе грешке, и то што се од укупног броја степени слободе одузму степени слободе за сваки од разматраних фактора, израз (4.12):

$$DF_{\text{грешка}} = DF_{\text{укупно}} - \sum DF_{\text{фактор}}. \quad (4.12)$$

#### Други корак – сума квадрата

Пре почетка рачунања укупне суме квадрата, као и укупне суме квадрата за сваки од фактора и за грешку потребно је израчунати збир вредности излаза, у овом случају  $S/N$  односа који су дати у табели 4.8. Приказ збирова које је потребно израчунати дат је у табели 4.12.

**Табела 4.12 Збирна табела**

Фактори	Нивои	Збир
<b>A</b>	1	$S/N_{A1} = S/N_1 + S/N_2 + S/N_3 + S/N_4$
	2	$S/N_{A2} = S/N_5 + S/N_6 + S/N_7 + S/N_8$
	3	$S/N_{A3} = S/N_9 + S/N_{10} + S/N_{11} + S/N_{12}$
	4	$S/N_{A4} = S/N_{13} + S/N_{14} + S/N_{15} + S/N_{16}$
<b>B</b>	1	$S/N_{B1} = S/N_1 + S/N_5 + S/N_9 + S/N_{13}$
	2	$S/N_{B2} = S/N_2 + S/N_6 + S/N_{10} + S/N_{14}$
	3	$S/N_{B3} = S/N_3 + S/N_7 + S/N_{11} + S/N_{15}$
	4	$S/N_{B4} = S/N_4 + S/N_8 + S/N_{12} + S/N_{16}$
<b>C</b>	1	$S/N_{C1} = S/N_1 + S/N_6 + S/N_{11} + S/N_{16}$
	2	$S/N_{C2} = S/N_2 + S/N_5 + S/N_{12} + S/N_{15}$
	3	$S/N_{3C} = S/N_3 + S/N_8 + S/N_9 + S/N_{14}$
	4	$S/N_{4C} = S/N_4 + S/N_7 + S/N_{10} + S/N_{13}$

Укупна сума квадрата рачуна се по релацији (4.13):

$$S_{\text{укупно}} = \sum_{i=1}^n S/N_i^2 - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n S/N_i \right)^2. \quad (4.13)$$

Укупна сума по факторима се рачуна применом израза (4.14):

$$S_{faktor} = \frac{\sum_{i=1}^l S/N_{faktor}^2}{l} - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n S/N_i \right)^2. \quad (4.14)$$

У циљу бољег разумевања дат је пример:

$$S_A = \frac{(S/N_{A1}^2 + S/N_{A2}^2 + S/N_{A3}^2 + S/N_{A4}^2)}{4} - \frac{1}{16} \left( \sum_{i=1}^{16} S/N_i \right)^2.$$

Укупна сума грешке се рачуна, као разлика између укупне суме и збира свих фактора, релација (4.15).

$$S_{greška} = S_{ukupno} - (S_A + S_B + S_C). \quad (4.15)$$

### Трећи корак – средња вредност суме квадрата

Средња вредност суме квадрата рачуна се као однос посматраног фактора или суме грешке у односу на број степени слободе посматраног фактора или грешке, респективно. Релације (4.16) и (4.17) показују како се рачуна средња вредност фактора и грешке:

$$SS_{faktor} = \frac{S_{faktor}}{DF_{faktor}}, \quad (4.16)$$

$$SS_{greška} = \frac{S_{greška}}{DF_{greška}}. \quad (4.17)$$

### Четврти корак – F однос

F однос разматраног фактора ( $V_{faktor}$ ) се добија када варијацију истог тог фактора поделимо са варијацијом грешке ( $V_{greška}$ ), релација (4.18):

$$F_{faktor} = \frac{V_{faktor}}{V_{greška}}. \quad (4.18)$$

Варијација фактора се одређује као однос суме квадрата и степени слободе за одређени фактор, релација (4.19), док се варијација грешке одређује по истом принципу као и за фактор, као однос суме квадрата и степени слободе грешке, релација (4.20):

$$V_{faktor} = \frac{S_{faktor}}{DF_{faktor}}, \quad (4.19)$$

$$V_{greška} = \frac{S_{greška}}{DF_{greška}}. \quad (4.20)$$



Пети корак – процентуално учешће

Процентуално учешће се рачуна као однос суме квадрата за разматрани фактор или грешку и укупне суме квадрата помножена са 100%, релација (4.21):

$$P_{faktor} = \frac{S_{faktor}}{S_{ukupno}} \cdot 100\%. \quad (4.21)$$

**4.3.6 План експеримента и дефинисање параметара**

Дефинисање параметара који ће се примењивати као контролни фактори, утврђује се на основу прегледане литературе за предметну област [54, 55]. Поред тога треба имати на уму и шта може се контролисати у току експеримента, а шта не. Фактори који се могу у току процеса кочења контролисати на пробном столу су (табела 4.13):

- брзина возила,
- маса четвртине возила и
- притисак у кочној инсталацији.

**Табела 4.13** Разматрани параметри и нивои параметара

	Ознака фактора	Ниво 1	Ниво 2	Ниво 3	Ниво 4
Брзина, km/h	A	20	40	60	80
Маса четвртине возила, kg	B	200	250	300	350
Притисак у кочној инсталацији, МПа	C	2	3	4	5

Након дефинисања вредности за разматране факторе у софтверу Minitab, који има могућност обраде података применом Тагучи метода, најпре се бира број фактора и број нивоа. Након одабира броја фактора и броја нивоа, потврђује се предложени ортогонални низ и након тога може се приступити уношењу вредности за сваки фактор, како је дефинисано табелом 4.13. По завршетку уношења вредности, неопходно је то потврдити и након потврде програм даје вредности за сваки од фактора по тесту, табела 4.14.

**Табела 4.14** План експеримента

Тест	Контролни фактори		
	Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Притисак у кочној инсталацији, МПа
1	20	200	2
2	20	250	3
3	20	300	4
4	20	350	5
5	40	200	3
6	40	250	2
7	40	300	5
8	40	350	4
9	60	200	4
10	60	250	5
11	60	300	2
12	60	350	3

**Табела 4.14** (наставак)

Тест	Контролни фактори		
	Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Притисак у кочној инсталацији, МРа
13	80	200	5
14	80	250	4
15	80	300	3
16	80	350	2

Оваквим приступом план експеримента се добија знатно брже. На основу доступне најновије литературе, Тагучи метод се сваки пут показао као поуздан метод при планирању експеримента. Програм по сваком тесту даје одређену комбинацију како би се при обради резултата могло утврдити који од фактора има највећи, односно најмањи утицај.

## 5 СТАТИСТИЧКА ОБРАДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ДОБИЈЕНИХ РЕЗУЛТАТА И ИДЕНТИФИКАЦИЈА ТЕРМИЧКИХ НАПРЕЗАЊА ДИСК КОЧНИЦА ЗА РАЗЛИЧИТЕ ПАРАМЕТРЕ КОЧЕЊА

За спроведена експериментална истраживања у оквиру ове докторске дисертације, добијени резултати биће презентовани у виду дијаграма, табела и термографских приказа и детаљно објашњени.

### 5.1 Приказ и дискусија резултата на основу спроведених тестова испитивања

Детаљан приказ контролних фактора дат је у поглављу 4 за сваки тест чији резултати и анализа ће бити приказани у наставку овог поглавља. За испитивање током теста са константном почетном брзином, тест са константним очним притиском, тест понављања и тестова испитивања у зависности од интензитета хлађења кочног диска, примењене су кочни диск и кочне плочице за наведене тестове који су већ били коришћени или у експлоатацији возила или на пробном столу.

#### 5.1.1 Тест са константном почетном брзином

Процес кочења, који следи иза циклуса убрзавања возила до постизања жељене брзине, праћен је порастом температуре на површини контакта кочног диска и кочних плочица. Пораст температуре кочних плочица биће приказан као разлика између температуре на крају процеса кочења и температуре у тренутку активирања кочница, табела 5.1.

Табела 5.1 Време заустављања у зависности од кочног притиска где је почетна брзина (100 km/h) иста за све разматране тестове

Назив теста	Пораст температуре кочне плочице, °C	Температура кочног диска <sup>а</sup> , °C	Кочни момент <sup>б</sup> , Nm	Коефицијент трења, -	Време заустављања, s
Тест ТКПБ1	4,80	70,2/91,3	359,17	0,26 – 0,68	14,25
Тест ТКПБ2	5,66	71,6/91	589,99	0,32 – 0,59	8,25
Тест ТКПБ3	8,21	73,3/96,2	889,41	0,35 – 0,57	6,00
Тест ТКПБ4	10,05	76,2/95,1	1003,06	0,35 – 0,49	5,24
Тест ТКПБ5	8,74	73,7/93,3	1318,77	0,38 – 0,51	3,76

**Напомена:**  
<sup>а</sup>Температура на контактној површини кочног диска/температура у простору ребара кочног диска  
<sup>б</sup>Максимална вредност кочног момента

Временски период трајања кочења је променљив и у директној је вези са притиском у кочној инсталацији. Ако је кочни притисак мањи, време потребно да се заустави симулирано возило је дуже, табела 5.1. Тест ТКПБ1 карактерише притисак у хидрауличкој кочној инсталацији од 1 МРа, где је време потребно за заустављање било у односу на остале тестове знатно дуже. Поредићи време потребно за заустављање теста

ТКПБ1 и теста ТКПБ5, први тест захтева 3,79 пута више времена. Анализа пораста температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице (чије су вредности меродавне јер се на њој јављају максималне вредности у току процеса кочења), показала је да она такође зависи од притиска, али и од времена потребног да се заустави симулирано возило. Највиша температура на плочици се јавила када је извршен тест ТКПБ4, иако је у том случају притисак у кочној инсталацији био 4 МПа. На основу извршених тестова може се закључити да је најбоља вредност притиска у кочној инсталацији 5 МПа, у погледу пораста температуре и времена заустављања.

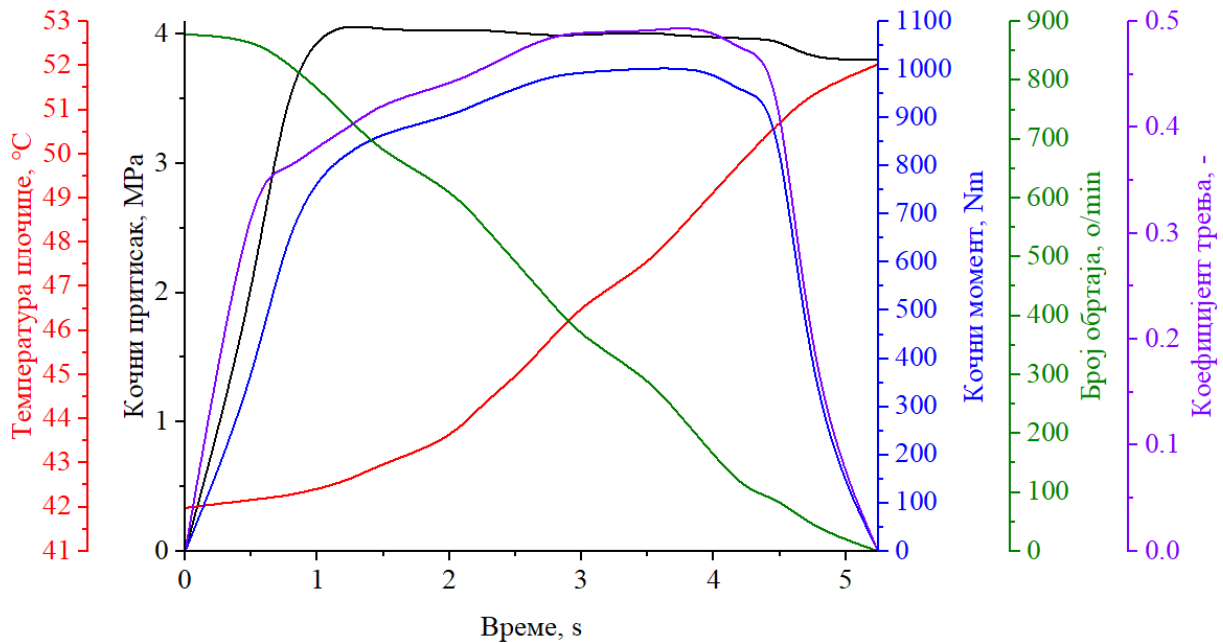
У табели 5.1 дата је и температура кочног диска, као однос температуре кочног диска на спољашњој страни диска и у простору ребара. Температура која се јавила у простору ребара је за око 20 °С виша од температуре која се јавила на спољашњој страни кочног диска. Ово јасно указује да се топлота простира ка ребрима, а затим се даље преноси у околину.

Са порастом притиска у кочној инсталацији величина генерисане топлоте, односно измерена температура на кочном диску и кочним плочицама је расла све до вредности притиска у кочној инсталацији од 4 МПа. Интересантно је да је температура за вредност притиска у кочној инсталацији од 5 МПа нешто нижа, у односу на случај када је притисак био 4 МПа. Време које је потребно да се заустави возило, које се симулира, се смањује са порастом кочног притиска. Коефицијент трења се налазио у ширим границама када је кочни притисак био најмањи (1 МПа), док за највећу вредност притиска (5 МПа) те границе су знатно сужене, односно у том случају је најмањи распон у коме се креће вредност коефицијента трења, од 0,38 до 0,51. Може се рећи да коефицијент трења директно зависи од кочног притиска, чиме је доказан један део полазне хипотезе која гласи да коефицијент трења зависи од притиска у кочној инсталацији. Како је почетна брзина била константна за све тестове испитивања, ТКПБ, док се једино мењао кочни притисак, долази се до закључка да што је притисак у кочној инсталацији био виши, време заустављања симулираног возила је било краће. Из тог разлога брзина клизања је брже опадала и коефицијент трења се налазио у све ужим границама. Тиме је доказан и други део хипотезе да брзина клизања утиче на величину коефицијента трења.

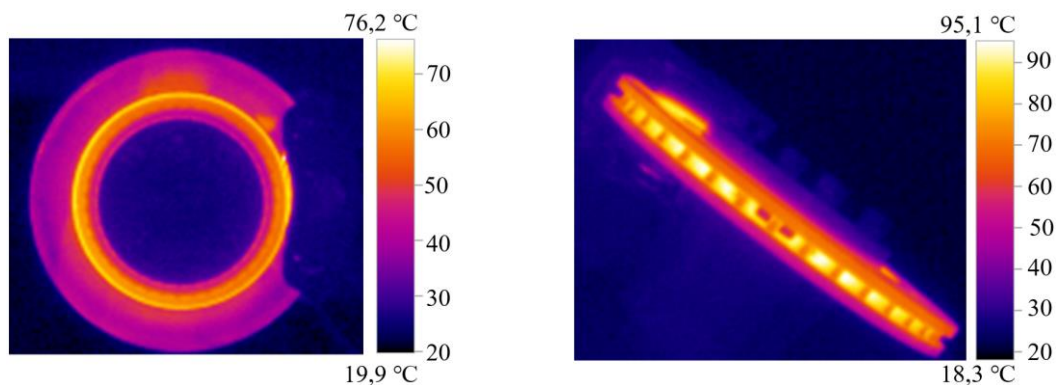
Измерене величине кочних перформанси у тесту ТКПБ4 приказане су дијаграмски на слици 5.1. Максимални притисак у кочној инсталацији се остварује за 0,99 s и током даљег процеса кочења, тј. од тренутка постизања максималног притиска до тренутка заустављања, одржава приближно константу вредност. Број обртаја замајне масе током процеса кочења линеарно опада. Температура на наилазном делу спољашње кочне плочице је у тренутку активирања кочнице била 41,98 °С. Ова појава разлике температуре плочице у односу на почетну температуру која је измерена пре почетка теста на пробном столу (25,76 °С), настаје из разлога што током процеса достизања жељене брзине кретања симулираног возила, постоји делимични контакт између кочног диска и кочних плочица, где постоји мало трење, а нежељена појава трења јесте генерисање топлоте. На крају процеса кочења температура на наилазном делу спољашње кочне плочице је 52,03 °С. Посматрајући облик дијаграма промене кочног момента и коефицијента трења током процеса кочења закључује се да имају готово исто понашање – облик криве.

Расподела температуре на контактної површини кочног диска након заустављања симулираног возила, у тесту ТКПБ4, приказана је сликом 5.2. Највиша температура се

појављује у простору ребара. Посматрајући кочни диск с предње стране (слика 5.2 лево) уочава се да се топлота са контактне површине кочног диска преноси ка главчини точка.



Слика 5.1 Дијаграмски приказ теста ТКПБ4



Слика 5.2 Термографски приказ диска кочнице на крају теста ТКПБ4

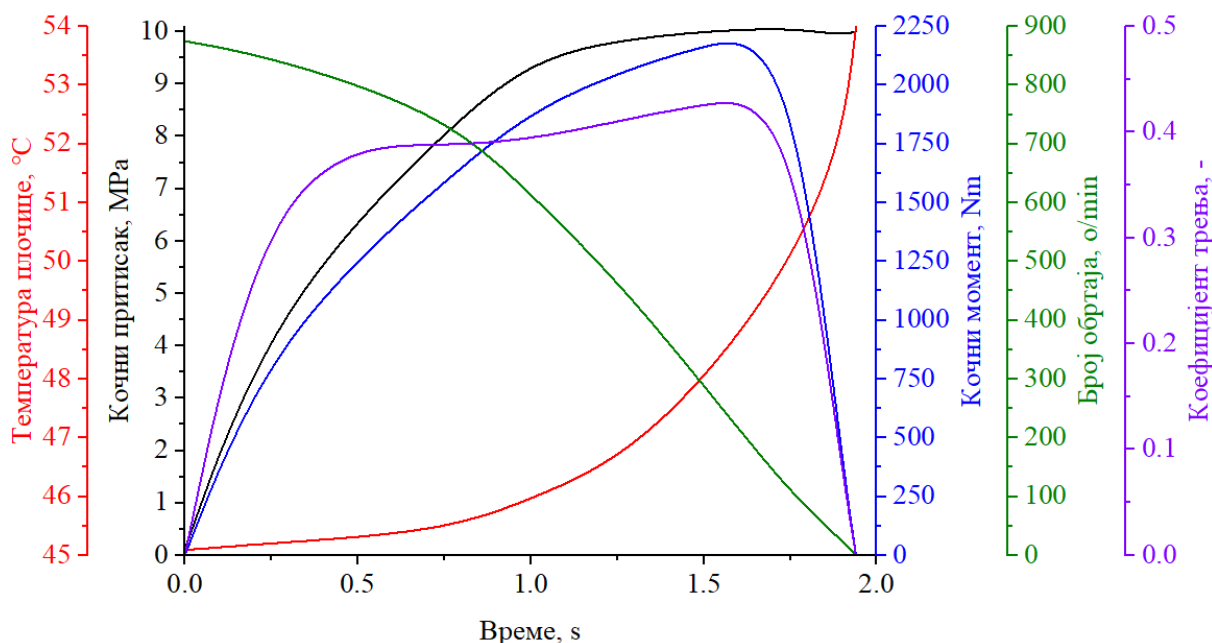
Поређећи експериментално истраживање тј. резултате теста ТКПБ и истраживање применом нумеричког моделирања представљеног у литератури [84], долази се до истих закључака да величина оствареног притиска у кочној инсталацији има директан утицај на величину измерене температуру на кочном диску и кочним плочицама. Са порастом притиска расте и величина температуре на кочном диску и кочним плочицама.

#### 5.1.1.1 Случај екстремног кочења

Испитиван је такође случај екстремно интензивног кочења – тешко кочење (енгл. *Heavy Braking*) [35], где је маса четвртине симулираног возила 300 kg, почетна брзина 100 km/h, температура у лабораторији 21 °C, почетна температура кочних плочица се налазе у опсегу између 25 °C и 26 °C. Опсег температура које се јавиле на давачима температуре који се налазе унутар кочних плочица, а близу површине трења, представља вредност температуре у тренутку покретања пробног стола. Кочни притисак у кочној инсталацији

је 10 МПа. Пораст температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице током теста је 8,90 °С, што је незнатно у односу на пораст температуре на кочној плочици за случај теста ТКПБ5. Међутим, сам облик криве која описује промену температуре на наилазном делу кочне плочице, може се описати експоненцијалном функцијом. Ако се изврши упоредна анализа изгледа линија која описују промену температуре плочице за случај теста ТКПБ4 и случај екстремног кочења (слике 5.1 и 5.3) може се уочити да за други случај ова промена интензивнија и дешава се за кратко време.

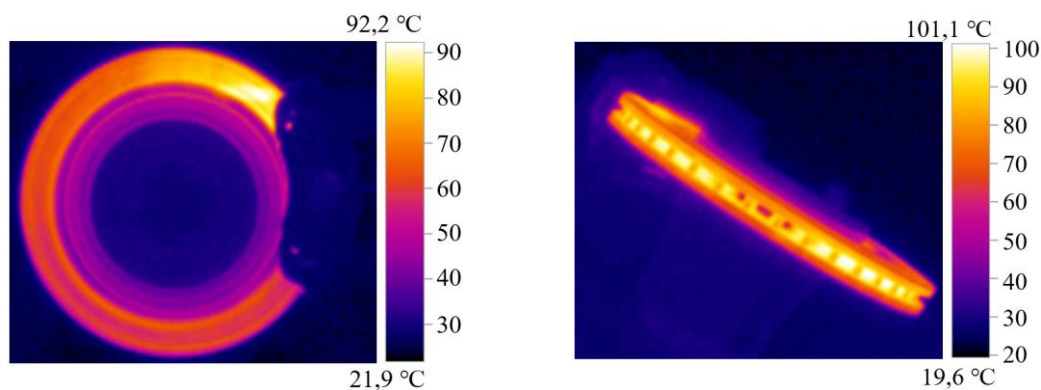
Максимални кочни притисак у инсталацији је постигнут након 1,49 s. За постизање максималне вредности притиска у кочној инсталацији од 10 МПа потребно је извесно време. Након 0,25 s притисак у кочној инсталацији је 4,71 МПа, док након 0,75 s је 8,1 МПа, а за достизање максималног дефинисаног притиска у кочној инсталацији, од вредности 8,1 МПа до 10 МПа је потребно готово исто време као и за достизање притиска од 0 до 8,1 МПа. Пад броја обртаја замајне масе, тј. брзине возила је променљивог карактера. Од тренутка активирања кочнице до 0,75 s је експоненцијалан, затим од 0,75 s је линеаран. Време кочења за овако дефинисане услове кочења је 1,94 s. Поређењем времена заустављања између случаја екстремног кочења и тестова ТКПБ, види се да је овај период краћи, што је са аспекта безбедности учесника у саобраћају битно. На пример, у случају када дође до појаве акцидентне ситуације и покушаја избегавања саобраћајне незгоде, заиста је неопходно да време кочења буде што краће. Међутим, оно о чему треба водити рачуна јесте да ли подлога по којој се креће возило при овако дефинисаним условима кочења, успети да прими и пренесе остварени кочни момент, а да притом не дође до нарушавања стабилности возила (у случају да на возилу не постоји систем против блокирања точкова).



Слика 5.3 Дијаграмски приказ случаја екстремног кочења

Термографски приказ диска кочнице на крају кочења у случају екстремног кочења приказан је сликом 5.4. Посматрајући термографски приказ диска кочнице са предње стране може се уочити да већ по изласку кочног диска из контакта са кочним плочицама (диск ротира у позитивном математичком смеру) се јављају високе температуре у односу на почетну, која је била између 25 °С и 26 °С. Температура која се јавила на крају процеса

кочења на кочном диску је 92,2 °C и то у контактної зони кочног диска (прстенастог облика), која је изашла из контакта са кочним плочицама. Разлика између измерене температуре за случај теста ТКПБ4 и екстремног кочења говори да топлота није још са контактне површине кочног диска прешла на главчину. Међутим, у делу између ребара, слика 5.4 десно, где је дат термографски приказ кочног диска одозго, велика количина топлоте се простире ка унутрашњем делу, а максимална температура која се јавила између ребара износи 101,1 °C.



Слика 5.4 Термографски приказ диск кочнице у случају екстремног кочења

Одавде следи закључак да кочни притисак има битан утицај на промену температуре на диск кочнице. Посматрајући упоредно тестове ТКПБ и случај тешког кочења, кочни притисак утиче на величину температуре на фриксионом пару.

### 5.1.2 Тест са константним притиском

Промена температуре на спољашњој кочној плочици, на наилазном делу током процеса кочења, у случају кретања симулираног возила при брзини од 60 km/h је 2,13 °C (тест ТКП1), а при брзини кретања 100 km/h, промена температуре била је 8,74 °C (тест ТКП5), табела 5.2. Са порастом почетне брзине, при истом кочном притиску од 5 МПа, расте температура на кочним плочицама и кочном диску, као и време потребно да се симулирано возило заустави, чија је четвртина масе 300 kg.

Табела 5.2 Време заустављања у зависности од почетне брзине кретања возила при константном кочном притиску од 5 МПа

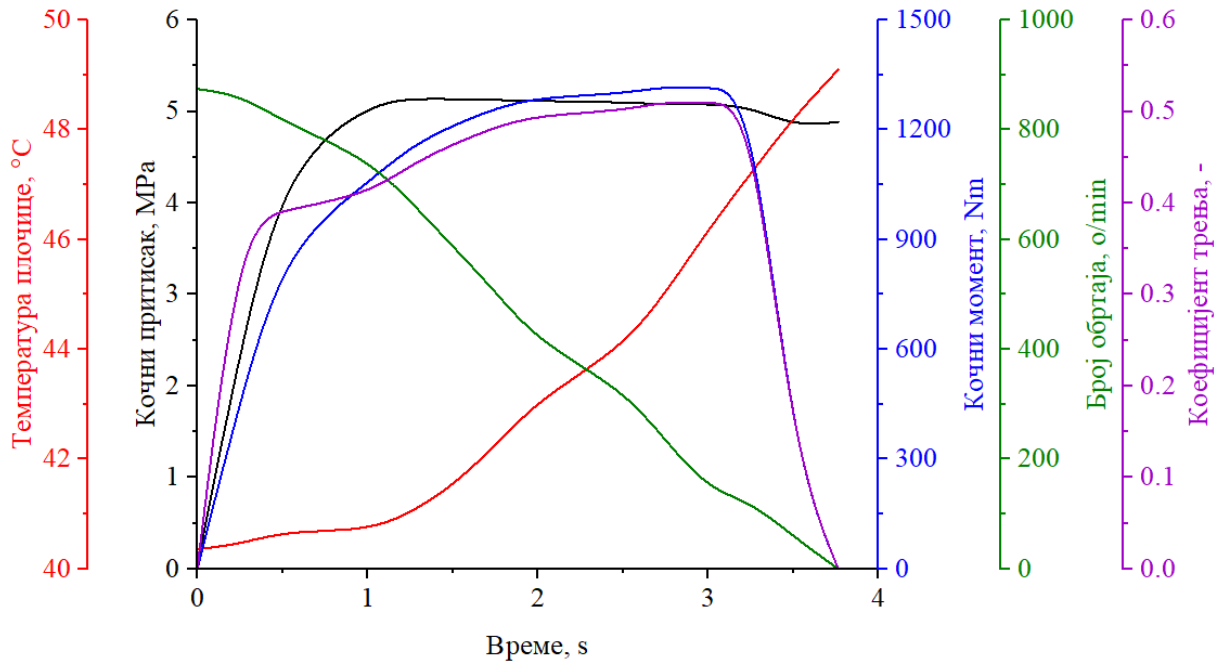
Назив теста	Пораст температуре кочне плочице, °C	Температура кочног диска <sup>а</sup> , °C	Кочни момент <sup>б</sup> , Nm	Коефицијент трења, -	Време заустављања, s
Тест ТКП1	2,13	49,8/51,9	1197,2	0,42 – 0,46	2,75
Тест ТКП2	2,61	56,2/60,8	1357,86	0,42 – 0,53	2,75
Тест ТКП3	4,55	61,9/74,2	1335,35	0,39 – 0,52	3,25
Тест ТКП4	6,94	64,4/81,5	1465,56	0,37 – 0,58	3,5
Тест ТКП5	8,74	73,7/93,3	1318,77	0,38 – 0,51	3,76

**Напомена:**

<sup>а</sup>Температура на контактної површини кочног диска/температура у простору ребара кочног диска

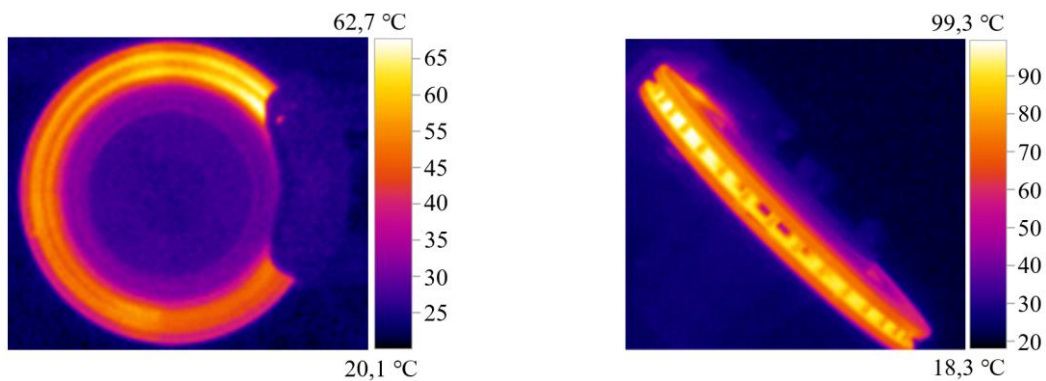
<sup>б</sup>Максимална вредност кочног момента

Посматрајући тест ТКП5, када је брзина кретања возила 100 km/h, слика 5.5, може се приметити да угаона брзина возила линеарно опада. Кочни притисак за кратко време достиже дефинисану вредност, тачније за 1 s, и вредност је готово непромењена током читавог процеса заустављања. За време разматраног процеса кочења, температура има константан раст. Оно што се може приметити, јесте да са порастом температуре расте и кочни момент, а тиме наравно и коефицијент трења, све док број обртаја замајне масе не падне испод 200 o/min.



Слика 5.5 Дијаграмски приказ теста ТКП5

Термографски приказ кочног диска дат је на слици 5.6. Праћењем промена температуре на контактної површини кочног диска, уочено је да готово у тренутку долази до скока температуре од око 37 °C, са спољашње стране диска. Скок температуре у простору где се налазе ребра је драстично већи и износи готово 73 °C. Посматрајући слику 5.6, и како диск ротира у позитивном математичком смеру, највеће температуре се јављају по изласку кочног диска из контакта са кочним плочицама, док су најниже у делу које управо улази у контакт са кочним плочицама.



Слика 5.6 Термографски приказ диск кочнице у току процеса кочења за случај теста ТКП5



Облик загревања на контактної површини кочног диска је у облику врелих трака, што неповољно утиче на кочни диск. Овакав облик генерисане топлоте на контактної површини утиче на појаву највећих оштећења кочног диска [21, 22].

### **5.1.3 Тест понављања**

Тест понављања биће детаљно илустрована за тест ТП4 и ТП5, јер је понашање система слично за сваки од дефинисаних тестова, те из тог разлога за остале тестове испитивања биће дат само кратак табеларни приказ, и репрезентативни дијаграми који су од значаја и у вези са циљевима и хипотезама ове докторске дисертације. Поред понашања током загревања плочица (тест ТП4), биће праћен и процес хлађења кочних плочица током паркирног кочења. У оквиру теста ТП5 биће посматрано загревање кочног диска током времена поред загревања кочних плочица, док у оквиру теста ТП4 биће дат термографски приказ кочног диска непосредно од тренутка активирања кочног система. Разлог томе је што на самом почетку кочења, остаје траг генерисане топлоте у виду пораста температуре, који се јавља по изласку диска из контакта са кочном плочицом.

Почетне температуре кочног диска и кочних плочица за сваки од разматраних тестова се налазе између 25 °C и 26 °C. Ово је битно због поузданог поређења резултата у оквиру теста, као и између тестова. Може се приметити из табеле 5.3 да се највише температуре јављају већ након првог заустављања замајне масе. Поређењем између тестова, највише температуре су се јавиле на тесту ТП5. Уколико се посматра сваки дефинисани тест одвојено, током сваког наредног циклуса заустављања температуре су све више и више. Укупно гледано, табела 5.3, највише температуре су забележене током теста ТП5.

Анализирајући тест ТП1, закључује се да је време потребно да се симулирано возило заустави у току првог циклуса 2,75 s, док од другог до четвртог циклуса потребно време је нешто мање него у првом циклусу и оно износи 2,5 s. Посматрајући даље, време за заустављање је мање за 0,25 s од петог до осмог циклуса. У деветом циклусу забележено је дуже време потребно да се заустави замајна маса него у осмом циклусу и оно износи 2,75 s. У десетом циклусу време за заустављање је било 2,75 s. Иако су доња и горња граница коефицијента трења у сваком наредном циклусу кочења биле све више, намеће се закључак да се при овако ниском притиску у кочној инсталацији, најкраће време заустављања остварује када се температура, посматрајући наилазни део спољашње кочне плочице, креће између 78 °C и 116 °C.

Температуре кочних плочица су мерене у кочној плочици на дубини 2 mm од контактне површине, а на основу досадашњих истраживања других аутора у овој области, температуре које се јављају на контактної површини кочних плочица могу бити више и за 40 °C до 70 °C [49], све зависно од времена изложености високим температурама.

Брзина кретања симулираног возила је променљиви контролни фактор за тест понављања, тако да је најмања разматрана вредност брзине (60 km/h) на тесту ТП1, а највећа на тесту ТП5 (100 km/h). Анализирајући време за исти редни број циклуса у оквиру сваког теста, види се да са порастом брзине возила, потребно време за заустављање кретања симулираног возила је све дуже, али у неким случајевима је и једнако.

Табела 5.3 Вредности излазних параметара током сваког циклуса

Назив теста	Број циклуса	Температура кочне плочице, °C			Температура кочног диска, °C	Максимални кочни момент, Nm	Коефицијент трења, -	Време заустављања, s
		Спољашња наилазни <sup>а</sup>	Унутрашња наилазни <sup>а</sup>	излазни <sup>б</sup>				
Почетне температуре фрикционог пара		25,89	25,51	25,89	25,4	/	/	/
	1	32,7	27,71	26,23	49,8/51,9	1197,2	0,424 – 0,465	2,75
	2	46,15	39,16	34,23	55,3/70,9	1207,95	0,438 – 0,477	2,50
	3	58,10	51,09	43,15	59,9/87,5	1234,62	0,451 – 0,482	2,50
	4	68,39	62,07	52,6	65,5/101,6	1265,8	0,455 – 0,494	2,50
	5	78,38	71,58	61,96	71,9/113,3	1275,25	0,459 – 0,496	2,25
	6	87,78	81,12	69,91	83,9/124,0	1295,77	0,468 – 0,505	2,25
	7	96,24	88,69	78,32	92,6/137,8	1309,82	0,472 – 0,511	2,25
	8	103,27	96,50	85,27	100,4/140,2	1323,44	0,468 – 0,516	2,25
	9	110,16	102,99	91,93	107,3/148,3	1350,57	0,481 – 0,528	2,50
	10	116,47	109,02	98,04	116,5/164,3	1361,38	0,489 – 0,535	2,49
Почетне температуре фрикционог пара		25,80	25,56	25,86	25,7	/	/	/
	1	36,22	28,35	27,27	56,2/60,8	1357,85	0,430 – 0,530	2,75
	2	53,09	44,42	37,34	59,6/85,6	1412,14	0,450 – 0,552	2,75
	3	68,10	59,79	49,28	66,2/107,6	1459,90	0,462 – 0,572	2,75
	4	81,92	74,02	61,28	83,4/122,8	1399,80	0,449 – 0,548	2,75
	5	94,44	86,75	72,48	88,7/134,9	1408,35	0,467 – 0,566	2,50
	6	106,12	99,09	82,93	97,2/148,6	1410,48	0,480 – 0,548	2,50
	7	116,77	110,03	91,99	108,9/158,3	1413,65	0,495 – 0,555	2,50
	8	126,74	119,49	100,21	122,5/168,6	1422,42	0,503 – 0,556	2,50
	9	135,94	128,19	107,81	129,4/180,1	1412,86	0,516 – 0,552	2,25
	10	144,73	137,42	115,15	140,4/197,7	1417,24	0,521 – 0,558	2,50

Табела 5.3 (наставак)

Назив теста	Број циклуса	Температура кочне плочице, °С			Температура кочног диска, °С	Максимални кочни момент, Nm	Коefицијент трења, -	Време заустављања, s
		Спољашња наилазни <sup>а</sup>	Унутрашња наилазни <sup>б</sup>	Изразни <sup>б</sup>				
Почетне температуре фрикционог пара		25,42	25,19	25,98	25,85	/	/	/
	1	38,99	29,51	27,79	28,65	1335,35	0,393 – 0,524	3,25
	2	60,61	50,70	39,06	40,93	1437,30	0,440 – 0,564	2,99
	3	80,45	71,29	54,20	53,68	1450,36	0,461 – 0,566	3,00
	4	97,84	91,74	69,11	66,83	1466,56	0,473 – 0,570	2,75
	5	113,35	107,51	83,03	80,34	1464,14	0,487 – 0,595	2,50
	6	128,62	123,44	95,71	91,92	1486,93	0,502 – 0,586	2,50
	7	142,09	135,34	107,66	103,10	1478,96	0,512 – 0,580	2,50
	8	154,99	146,37	118,73	113,77	1467,28	0,534 – 0,579	2,50
	9	165,30	154,54	128,37	122,65	1454,75	0,537 – 0,574	2,49
10	175,41	165,14	136,24	131,21	1434,74	0,549 – 0,564	2,50	
Почетне температуре фрикционог пара		25,68	25,31	25,98	25,76	/	/	/
	1	44,88	29,56	28,23	29,51	1465,56	0,303 – 0,456	3,50
	2	72,18	56,08	42,33	43,97	1504,68	0,341 – 0,467	3,25
	3	93,14	84,39	60,75	59,90	1522,36	0,362 – 0,473	3,00
	4	113,51	107,09	79,08	76,47	1538,74	0,373 – 0,480	3,00
	5	132,93	126,69	94,84	91,79	1541,72	0,381 – 0,488	3,00
	6	150,39	142,60	109,77	105,77	1480,03	0,414 – 0,465	3,00
	7	165,01	158,65	122,24	117,47	1461,40	0,424 – 0,457	2,99
	8	179,32	171,85	135,04	128,96	1430,64	0,426 – 0,449	3,00
	9	194,60	183,76	146,29	139,59	1430,18	0,427 – 0,449	3,25
10	206,75	189,47	156,86	149,63	1399,90	0,427 – 0,436	3,00	

Табела 5.3 (наставак)

Назив теста	Број циклуса	Температура кочне плочице, °C			Температура кочног диска, °C	Максимални кочни момент, Nm	Коефицијент трења, -	Време заустављања, s
		Спољашња наилазни <sup>а</sup>	Унутрашња наилазни <sup>а</sup>	излазни <sup>б</sup>				
Почетне температуре фрикционог пара		25,87	25,75	25,55	25,7	/	/	/
	1	49,10	29,03	29,23	62,7/99,3	1318,77	0,378 – 0,512	3,76
	2	82,12	47,19	46,89	86,4/125,9	1403,43	0,431 – 0,542	3,75
	3	105,24	69,09	67,02	112,9/171,6	1521,08	0,433 – 0,596	3,25
	4	129,27	90,06	86,80	129,1/198,5	1524,53	0,464 – 0,595	3,50
	5	151,57	108,01	104,15	137,4/208,9	1514,52	0,508 – 0,595	3,25
	6	170,90	123,63	119,47	152,3/229,1	1490,31	0,526 – 0,585	3,00
	7	186,96	137,71	132,84	169,1/237,4	1456,4	0,534 – 0,578	3,00
	8	203,95	151,23	145,17	171,5/250,1	1421,12	0,527 – 0,564	3,25
	9	218,40	163,38	156,98	184,4/263,0	1373,26	0,512 – 0,537	3,25
10	229,39	174,67	167,52	190,0/264,7	1354,96	0,520 – 0,530	3,25	

**Напомена:**

<sup>а</sup>Наилазни крај кочне плочице

<sup>б</sup>Излазни крај кочне плочице

Температура у лабораторији - 21 °C.

Почетна вредност температуре фрикционог пара (кочног диска и кочних плочица) се пре сваког теста доводи на почетне температуре.

Температуре фрикционог пара се креће у интервалу од 25 °C до 26 °C.

Вредности температуре за сваки циклус су дате у тренутку заустављања, када је број обртаја замајне масе  $\omega = 0$  o/min.

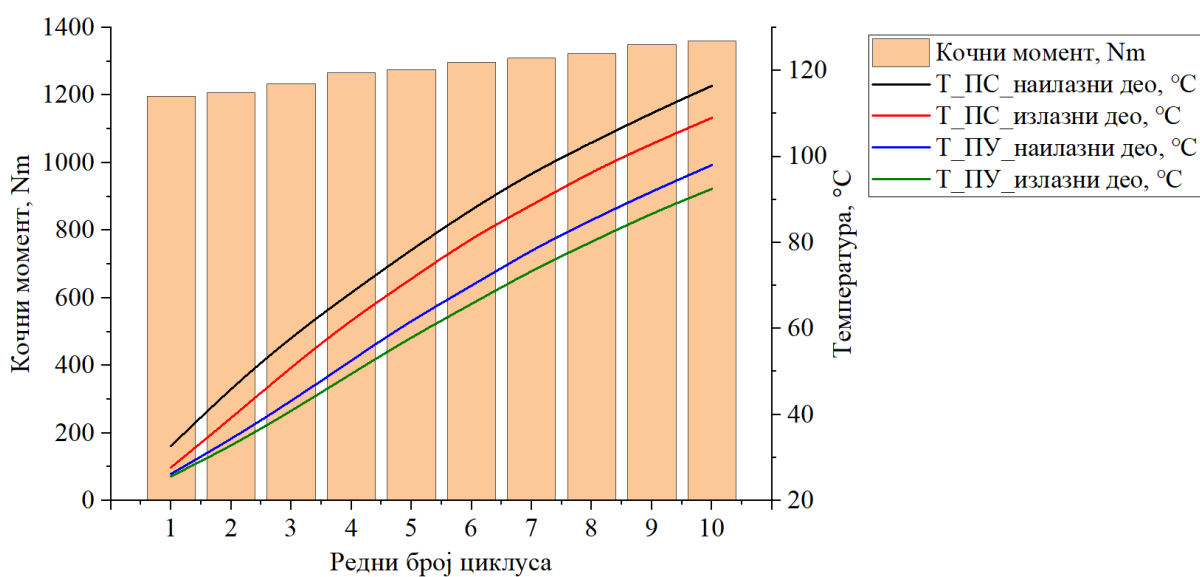
Вредност максималног кочног момента је највећа измерена вредност која се јавила у току сваког разматраног циклуса.

Коефицијент трења је дат у границама у којима се креће за сваки циклус (од најмање до највеће вредности).

Време заустављања, представља време од тренутка активирања кочног система на пробном столу до тренутка када је број обртаја замајне масе  $\omega = 0$  o/min.

Кочни момент, такође је један од битних параметара ефикасности процеса кочења. Током теста ТП1 кочни момент је у сваком наредном циклусу већи од претходног, као и коефицијент трења, јер су у функцији један од другог. Посматрајући паралелно кочни момент и температуру на кочним плочицама, уочава се да температура и кочни момент имају све већу вредност. Међутим, то није случај за остале разматране тестове где вредност кочног момента расте, а затим почиње да опада. Пад вредности кочног момента за сваки циклус кочења тестова ТП2, ТП3, ТП4 и ТП5, је забележен када вредности температура на свим мерним местима у кочним плочицама пређу вредност од 100 °C.

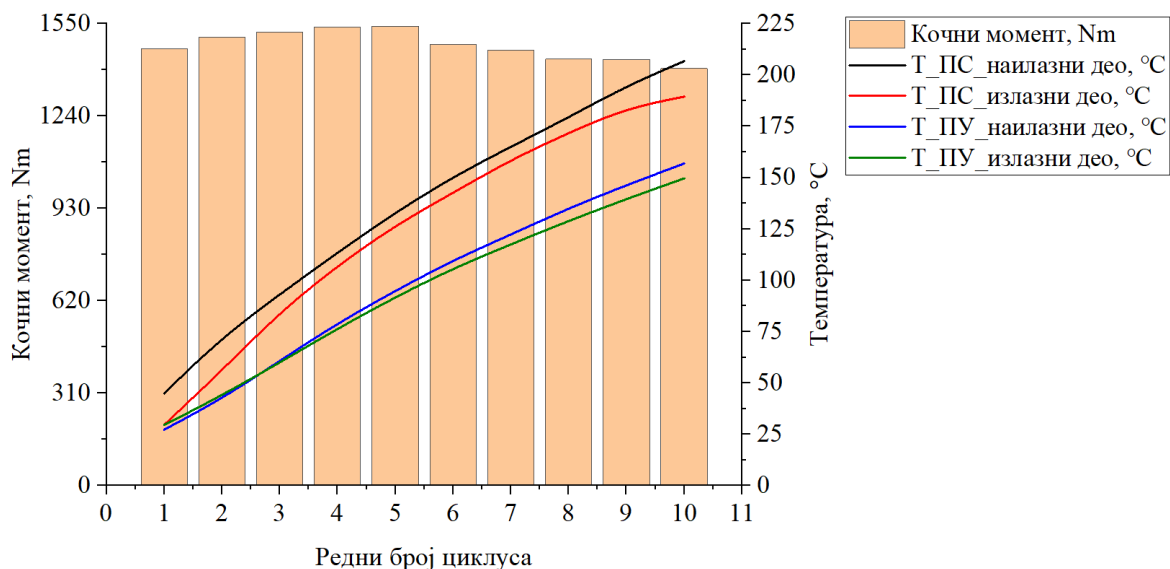
Ради лакшег разумевања претходне уочене појаве дат је графички приказ промене температуре кочних плочица и кочног момента током сваког циклуса, за тест ТП1 (слика 5.7). Сваким наредним циклусом како расте температура расте и кочни момент. Међутим, ово није случај са тестом ТП4, слика 5.8. Вредност максималног кочног момента по циклусу расте све до четвртог циклуса. Током четвртог и петог циклуса кочни момент је приближно једнак. Затим од шестог циклуса кочни момент бележи стални пад. На крају извршених 10 понављања за тест ТП1 и тест ТП4 разлика измерене температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице је око 90 °C. Поред тога, температура након десетог циклуса понављања тест ТП1, на унутрашњој кочној плочици није прешла 100 °C. На дијаграму се, као и из резултата из табеле 5.3, види да када температура на свим мерним местима у кочним плочицама пређе вредност од 100 °C, кочни момент почиње да опада.



Слика 5.7 Промена температуре на кочним плочицама и кочног момента по сваком циклусу у току теста ТП1

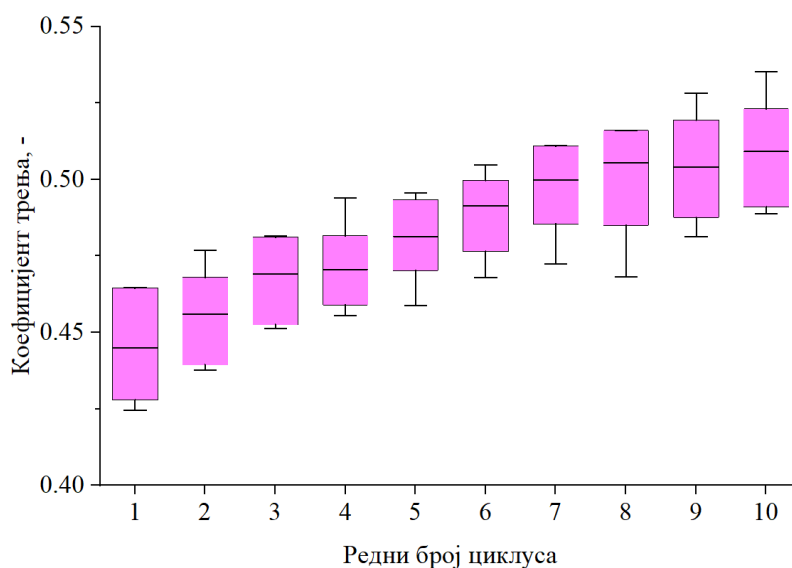
Илустративни приказ опсега коефицијента трења по сваком циклусу, за тестове ТП1 и ТП4, дат је на сликама 5.9 и 5.10. Доња и горња граница коефицијента трења у сваком наредном циклусу у оквиру теста ТП1 су све више, исто као и кочни момент. С друге стране, вредности доње и горње границе коефицијента трења при тесту ТП4, расту све до петог циклуса. Затим од шестог циклуса доња граница и даље расте, с тим да горња граница опада због достизања виших температура на диск кочници. На основу тога, сужава се опсег у коме се налазе вредности коефицијента трења од шестог циклуса на тесту ТП4. Вредности доње и горње границе коефицијента трења у току осмог и десетог циклуса су ниже од претходних. Међутим, у деветом циклусу, доња граница је нешто

виша од доње границе из претходног циклуса, док у току десетог циклуса и горња и доња граница су ниже од вредности из претходног циклуса.



Слика 5.8 Промена температуре на кочним плочицама и кочног момента по сваком циклусу у току теста ТП4

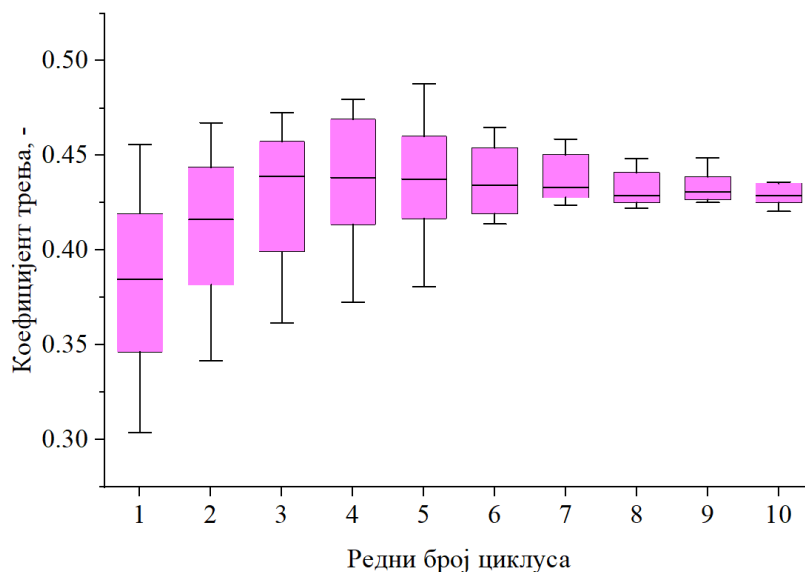
Коефицијент трења је променљив по циклусу јер је током 10 циклуса понављања стално присутно и загревање и хлађење контактних површина кочног диска, па и кочних плочица, тако да због варијација температуре у контакту долази и до варијација вредности коефицијента трења, што је и илустровано сликама 5.9 и 5.10. Минимална и максимална вредност коефицијента трења је представљена хоризонталном линијом по сваком тесту, хоризонтална линија која се налази у оквиру розе површине представља средњу вредност, док роза површина показује опсег у коме се креће највећи број вредности коефицијента трења.



Слика 5.9 Промена коефицијента трења по сваком циклусу у току теста ТП3

Смањење коефицијента трења директно утиче на смањење силе трења у контакту кочног диска и кочних плочица, што се манифестује у виду смањења кочног момента. Смањење

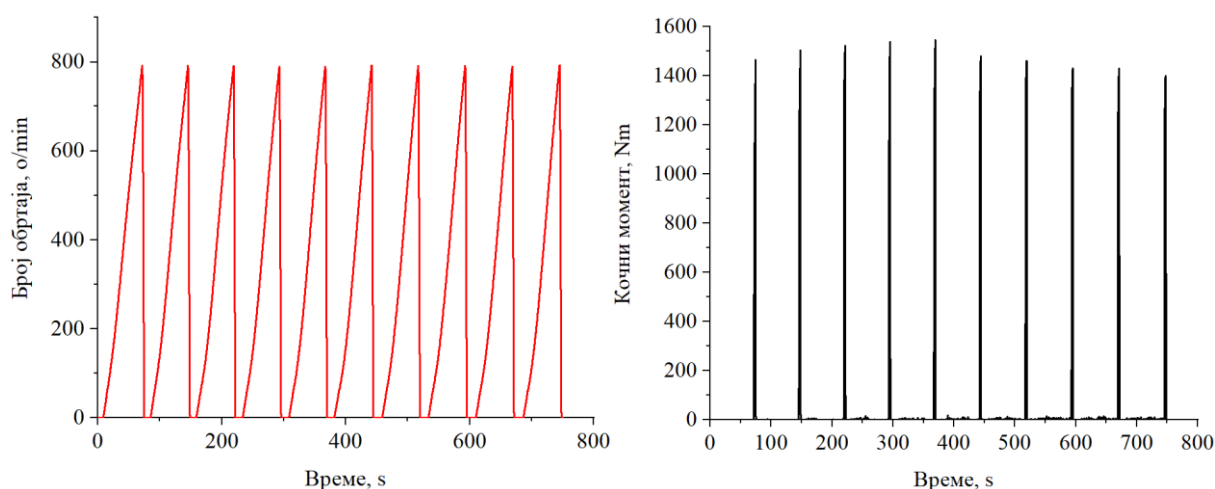
кочног момента даље утиче на смањење снаге кочења, што значи да повишене температуре негативно утичу на перформансе кочења, па самим тим и на безбедност у саобраћају.



Слика 5.10 Промена коефицијента трења по сваком циклусу у току теста ТП4

### 5.1.3.1 Тест понављања - тест ТП4

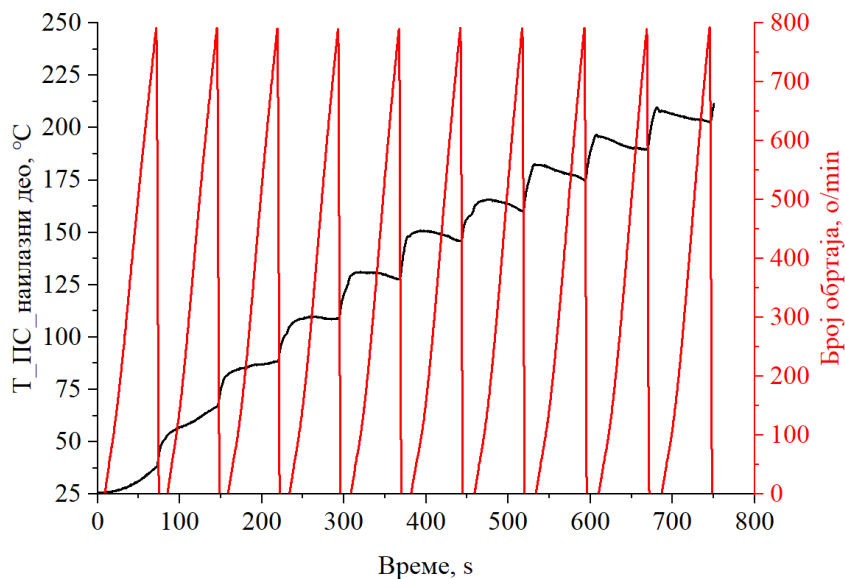
Тест понављања је детаљно анализиран за случај кретања симулираног возила брзином од 90 km/h, где је маса четвртине возила 300 kg, притисак у кочној инсталацији 5 МРа. Убрзање и успорење возила приказано је на слици 5.11 (лево), док је кочни момент дат на слици 5.11 десно. На самом почетку уочава се време мировања, односно нема ротације кочног диска и тај временски период траје 8,7 s. Након сваког заустављања и поновног кретања замајне масе просечно време мировања је око 10 s. Током 10 поновљених циклуса кочни момент није константан иако је максимална кочни притисак увек био исти.



Слика 5.11 Промена броја обртаја и кочног момента по времену

У току реализације теста понављања, посматрајући температуру само на најлазном делу спољашње кочне плочице (Т\_ПС\_најлазни део), уочава се стални тренд раста, слика 5.12. Може се приметити да већ при покретању замајне масе на пробном столу и пре почетка

кочења долази до пораста температуре на посматраној кочној плочици. Ова појава настаје из разлога што су кочне плочице у делимичном контакту са кочним диском и пре процеса заустављања. Тако да током убрзања, односно постизања жељене брзине, долази до трења и генерисања топлоте на контактним површинама.



Слика 5.12 Зависност промене температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице у току процеса залетања и кочења по времену

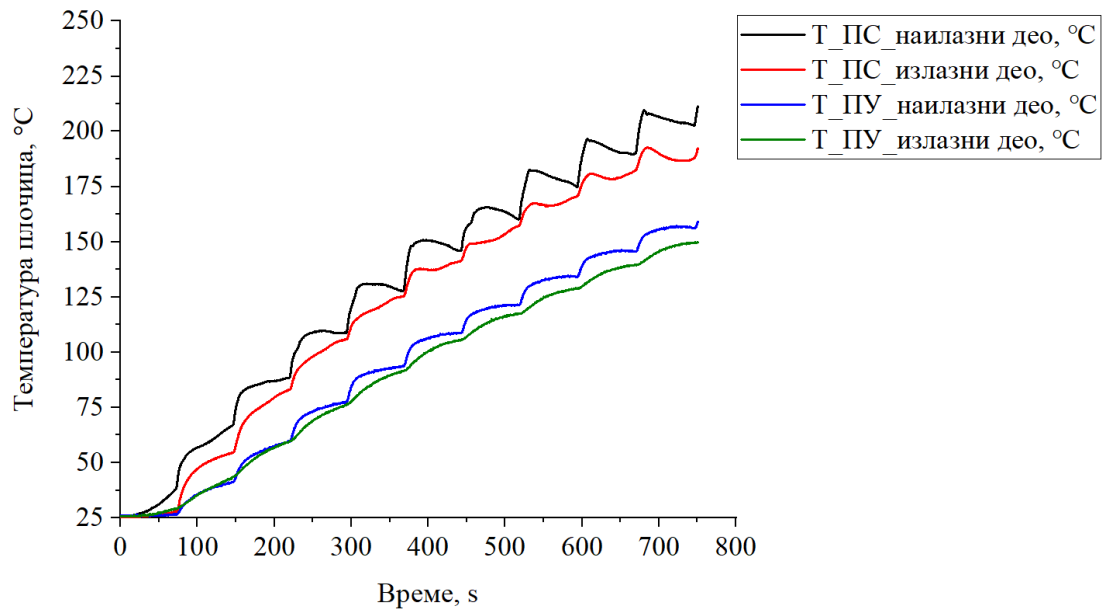
У случају када је брзина симулираног возила била 90 km/h, током прва три циклуса залетања до кочења постоји стални пораст температуре, чак и при залетању, док током четвртог циклуса у процесу убрзања температура је готово била константна. Од петог циклуса температура на посматраној кочној плочици је током убрзања имала пад, тј. кочна плочица се хладила. Пораст температуре на посматраној кочној плочици је постојао током процеса мировања, док при покретању замајне масе кочна плочица почиње да се хлади.

Промена температуре у процесу загревања на излазном делу спољашње кочне плочице, готово одговара понашању наилазног дела, слика 5.13. Међутим, једина разлика је што пораст температуре на излазном делу спољашње кочне плочице постоји све до седмог циклуса, а од осмог циклуса током периода убрзања, температура опада. Ово није случај са температуром унутрашње кочног плочицом. Током читавог испитивања, на унутрашњој кочној плочици температура бележи стални раст и на наилазном и на излазном делу плочице.

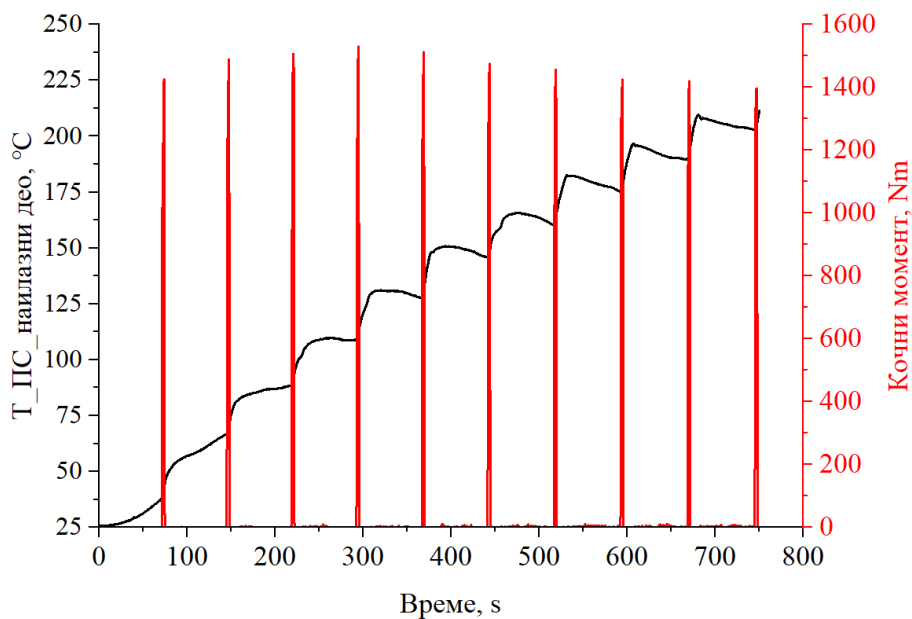
Карактеристика испитивања теста понављања јесте да и при истим условима испитивања долази до промене кочног момента. Притисак у кочној инсталацији је током свих десет циклуса током теста понављања био исти. Посматрајући слику 5.14 може се приметити да кочни момент није исти у сваком поновљеном циклусу током теста понављања. Примећује се да у почетку са порастом температуре, кочни момент расте, и то важи за прва четири циклуса, али од петог циклуса почиње да опада. Температура на наилазном делу спољашње кочне плочице је у тренутку када се јавила највећа вредност кочног момента за разматран тест била је 110,96 °C. Узимајући у обзир ранија истраживања, као и истраживања других аутора, температура на контактним површинама може бити виша и за око 40 °C до 70 °C. На овај начин се долази до истих закључака као у истраживању



[24], да се највећа вредност кочног момента остварује при температури на површини од око 150 °C.



Слика 5.13 Промена температуре на кочним плочицама по времену

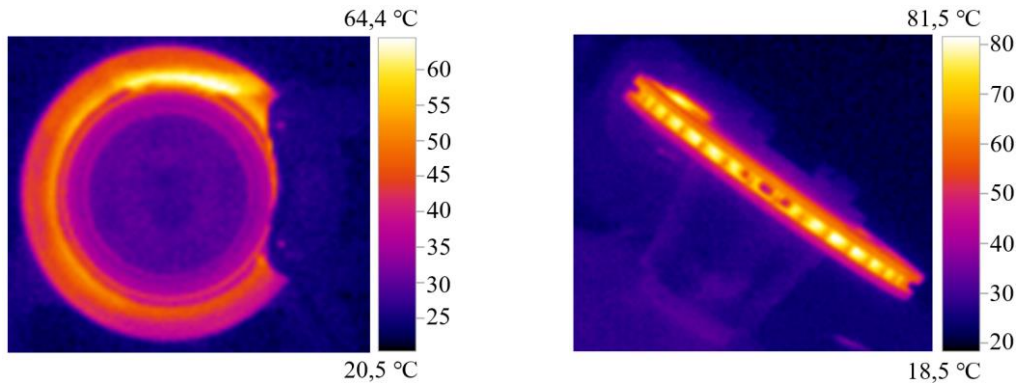


Слика 5.14 Промена оствареног кочног момента по сваком циклусу кочења у односу на пораст температуре

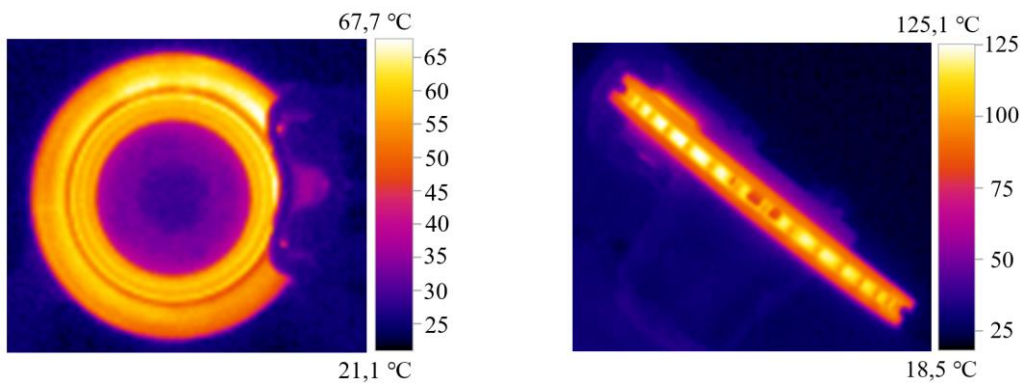
Термографски приказ кочног диска је дат на сликама од 5.15 до 5.24. Појављује се зона загревања кочног диска у облику прстена на контактної површини кочног диска. Ово је неповољно, јер овако загревање доприноси највећим оштећењима кочног диска, што је доказано у истраживањима *Panier* и сарадника [22]. У даљем току процеса кочења сва топлота се преноси ка средишњем делу диска, ка главчини точка, што је запажено и у истраживању *Panier* и сарадника [22]. У овим случајевима услед високих температура долази и до већих деформација кочног диска, због температурне разлике контактне површине и главчине, односно долази до различитог температурног ширења [35]. Овакве

температурне разлике узрокују појаву топлотног напрезања, а то даље доводи до термичког замора материјала. Током поновљивог кочења, на површини кочног диска може доћи до појаве пукотина [33].

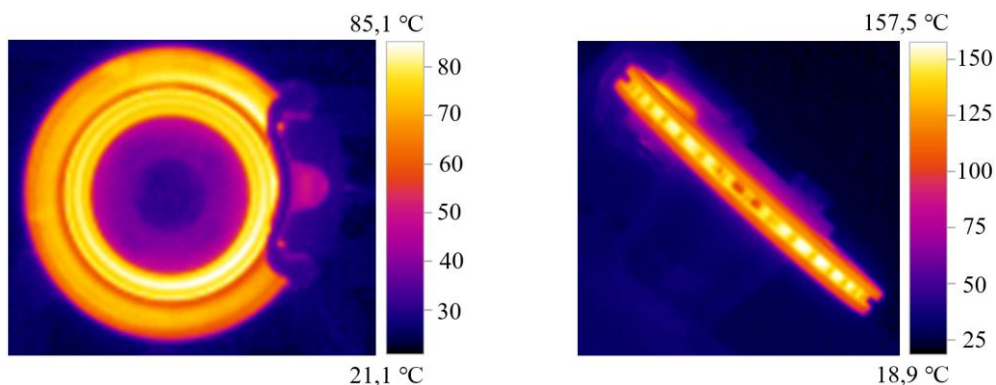
Вредности температура у делу ребара, од слике 5.15 до 5.24, су знатно више од температура на површини кочног диска. Та разлика у температурама се креће између 20 °C и 80 °C. Како се ради о поновљеном кочењу, температура на задњој површини спољашње кочне плочице у сваком наредном циклусу има све више вредности, и након извршених 10 тестова температура се кретала између 125 °C и 150 °C.



Слика 5.15 Термографски приказ кочног диска на крају првог циклуса кочења

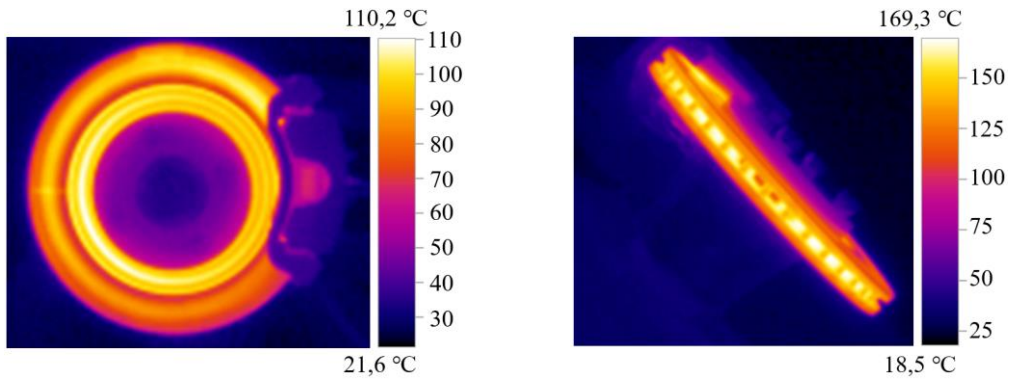


Слика 5.16 Термографски приказ кочног диска на крају другог циклуса кочења

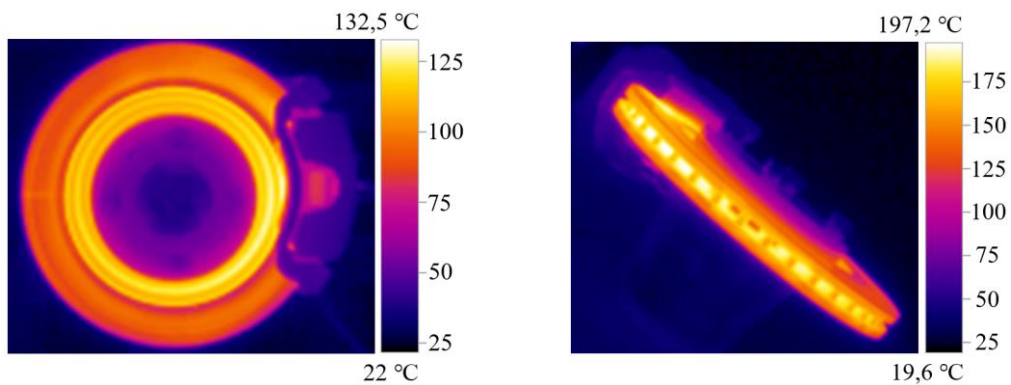


Слика 5.17 Термографски приказ кочног диска на крају трећег циклуса кочења

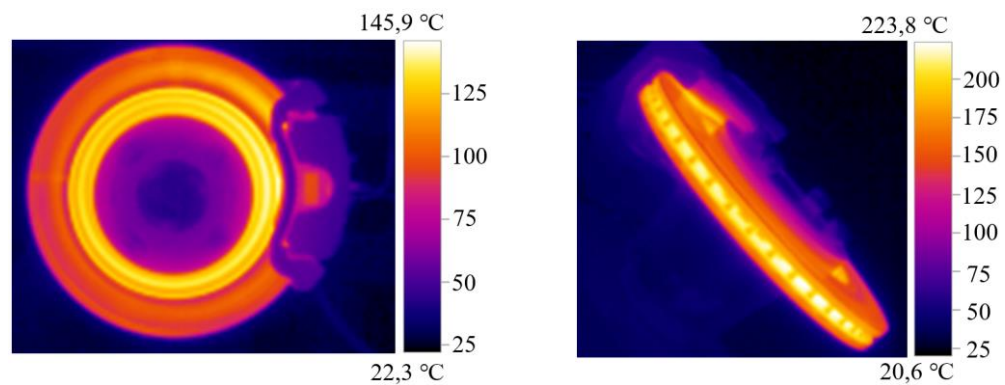
*Статистичка обрада експериментално добијених резултата и идентификација термичких напрезања диск кочица за различите параметре кочења*



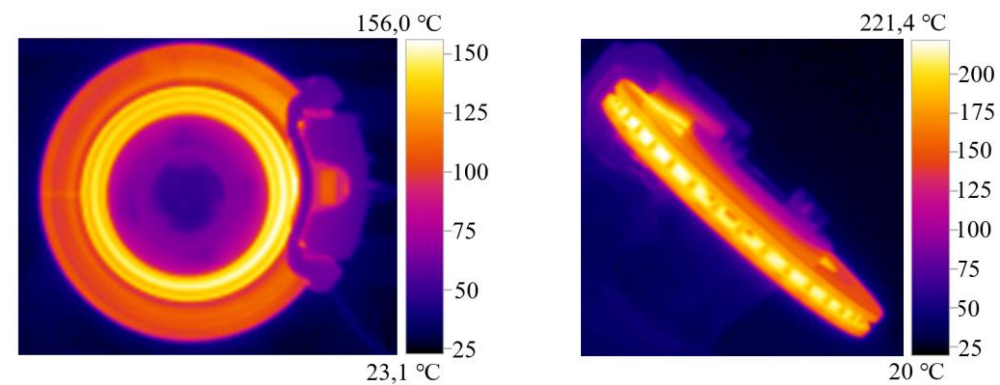
**Слика 5.18** Термографски приказ кочног диска на крају четвртог циклуса кочења



**Слика 5.19** Термографски приказ кочног диска на крају петог циклуса кочења

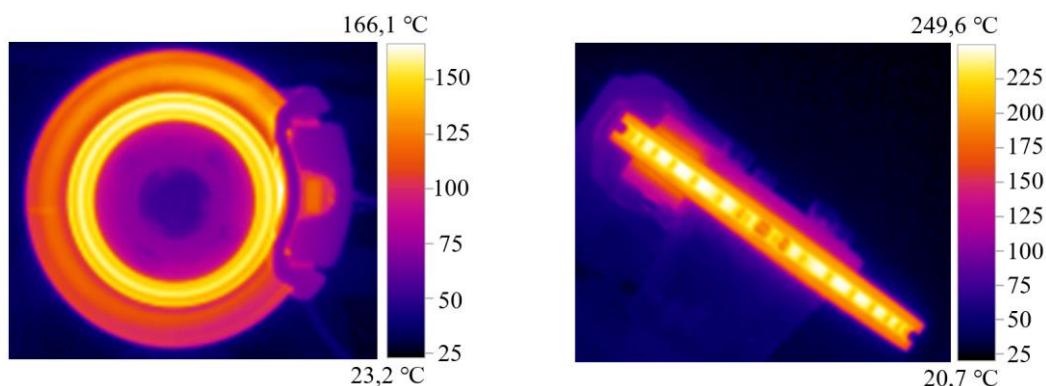


**Слика 5.20** Термографски приказ кочног диска на крају шестог циклуса кочења

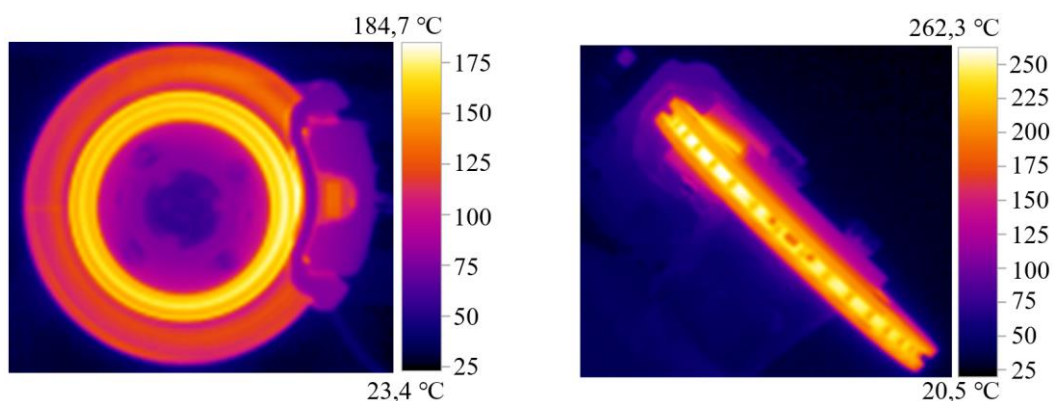


**Слика 5.21** Термографски приказ кочног диска на крају седмог циклуса кочења

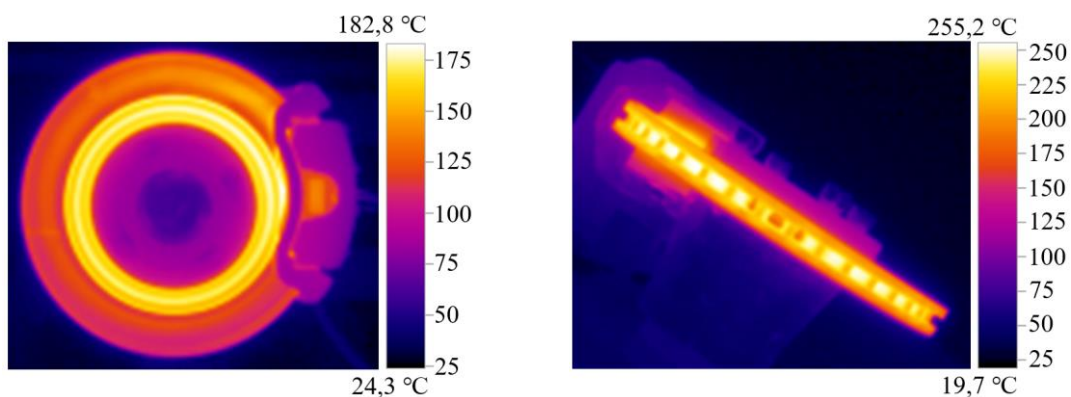
*Статистичка обрада експериментално добијених резултата и идентификација термичких напрезања диск кочница за различите параметре кочења*



**Слика 5.22** Термографски приказ кочног диска на крају осмог циклуса кочења



**Слика 5.23** Термографски приказ кочног диска на крају деветог циклуса кочења



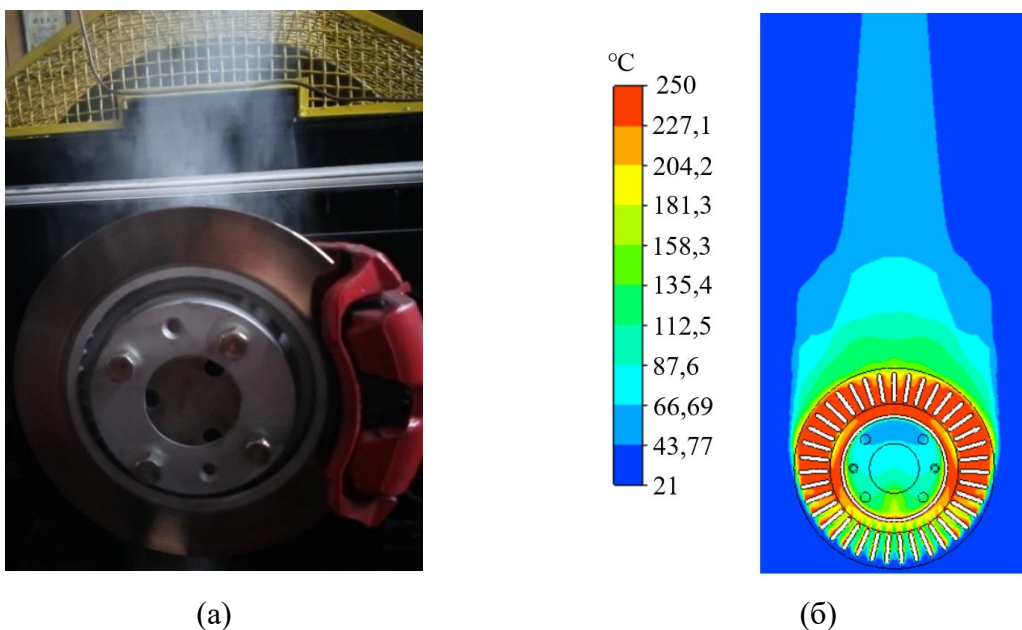
**Слика 5.24** Термографски приказ кочног диска на крају десетог циклуса кочења

### *5.1.3.2 Паркирно кочење*

Када се возило креће неком дефинисаном брзином, кочни диск ротира одређеном угаоном брзином, која је сразмерна брзини кретања возила и пречнику точка. Уколико возило после сваког интензивног кочења настави да се креће одређеном брзином, ваздух ће опструјавати око диска и одводити топлоту у околину и на тај начин ће спречити преношење велике количине топлоте на суседне елементе, као што су кочне плочице. Међутим, када возило након кочења остане у стању мировања, одвођење топлоте је знатно спорије. Топлота се у том случају ослобађа у околину само због температурне разлике диск кочнице и ваздуха. Ослобађање топлоте је приказано на слици 5.25 (а), и постало је очигледно захваљујући протоку дима који је доведен да симулира пролазак

ваздуха око и кроз сам кочни диск. Дим се креће вертикално навише, што у потпуности одговара и показује проток ваздуха. Ваздух са доње стране улази у диск проласком кроз њега, греје се, што доводи до смањења густине, а затим излази са горње стране диска.

Одвођење топлоте са кочног диска је симулирано и у софтверском пакету ANSYS, применом *CFD* анализе (енгл. *Computational Fluid Dynamics* – рачунарска динамика флуида) ради бољег разумевања шта се заправо дешава у делу диска где се налазе ребра. Примена *CFD* анализе у овом случају омогућује да прикаже како се топлота одводи са кочног диска у околину. Разматран је само кочни диск, чија је температура била 250 °C и који се налазио у мирној средини (без струјања ваздуха). Топлота се са кочног диска преноси вертикално навише, слика 5.25 (б). Кретање топлоте је у истом смеру као што је то демонстрирано применом дима. У истраживању [14] показано је да је хлађење најефикасније на вертикалним ребрима кочног диска, док је најмање у делу ребара која се налазе у хоризонталном положају. Међутим, ребра која су најнижа се прва хладе.



Слика 5.25 Проток ваздуха у процесу хлађења кочног диска (а) применом дима и (б) *CFD* анализе

Након завршеног испитивања теста понављања – тест ТП4, извршено је снимање промене температуре на плочицама, слика 5.26. Највиша температура се јавила на спољашњој кочној плочици на наилазном делу, док је најнижа била на унутрашњој кочној плочици на излазном делу. Сам почетак хлађења кочних плочица се разликује, да би након 1.500 s почеле на све четири мерне позиције у кочним плочицама да показују приближно исто понашање, односно хлађење. Хлађење кочних плочица поделићемо на четири периода (слика 5.27), и то:

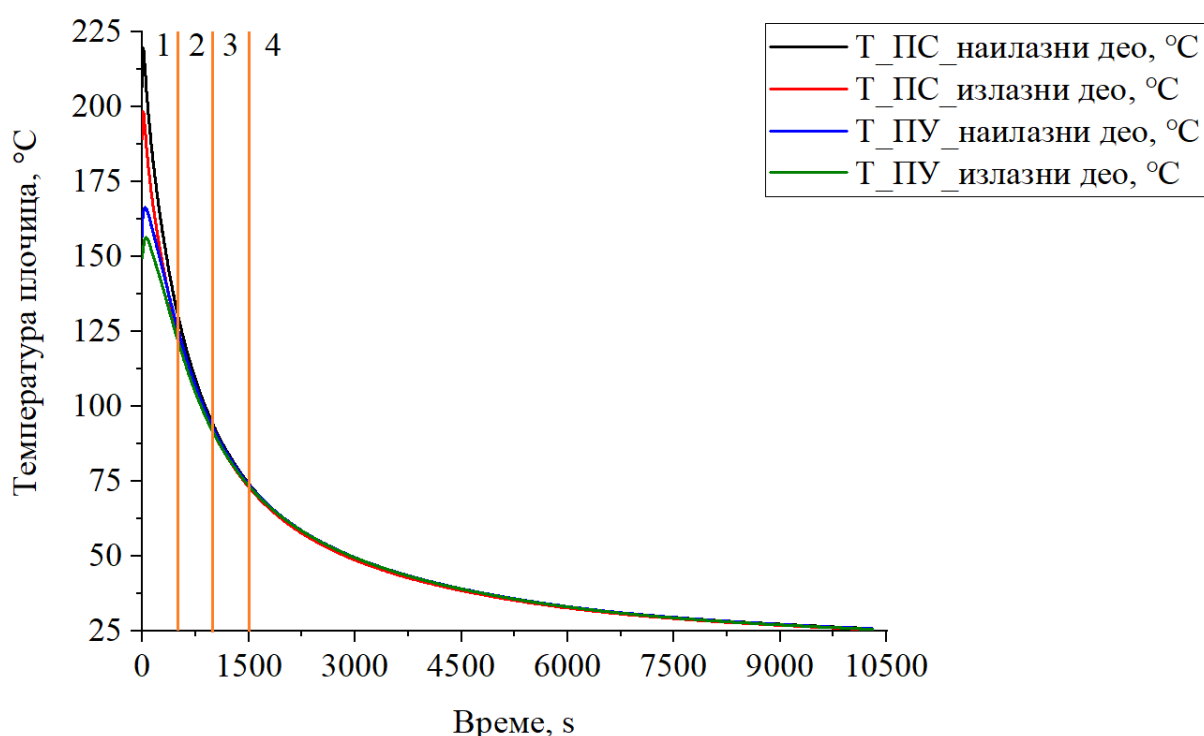
1. период од 0 до 500 s,
2. период од 500 s до 1.000 s,
3. период од 1.000 s до 1.500 s, и
4. период од 1.500 s до 10.303 s.

Разматран је случај испитивања теста понављања – тест ТП4 када је након извршених десет циклуса понављања залетања и кочења (брзина симулираног возила је 90 km/h, маса четвртине возила 300 kg и притисак у кочној инсталацији 5 МПа, које је описано у

поглављу 5.1.3), а затим је диск кочница остављена да мирује без принудно доведеног струјања ваздуха око диска кочнице. Температура у лабораторији је била 21 °С.

Посматрајући први период, у тренутку престанка дејства кочења, вредност температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице било је 206,75 °С. Након 9 s од почетка снимања јавила се максимална температура на наилазном делу спољашње кочне плочице и она је у том тренутку била 218,66 °С. Одакле произилази закључак да се ипак максималне температуре на кочним плочицама јављају након завршетка кочења, а не у току процеса кочења. У наредном периоду температура је почела да опада.

Исто понашање је пратило и остала места на кочним плочицама на којима су вршена мерења. Температура на излазном делу спољашње кочне плочице на почетку мерења је било 189,47 °С. Такође, након 9 s постиже свој максимум и она је у том тренутку износила 198,51 °С, а затим почиње хлађење.



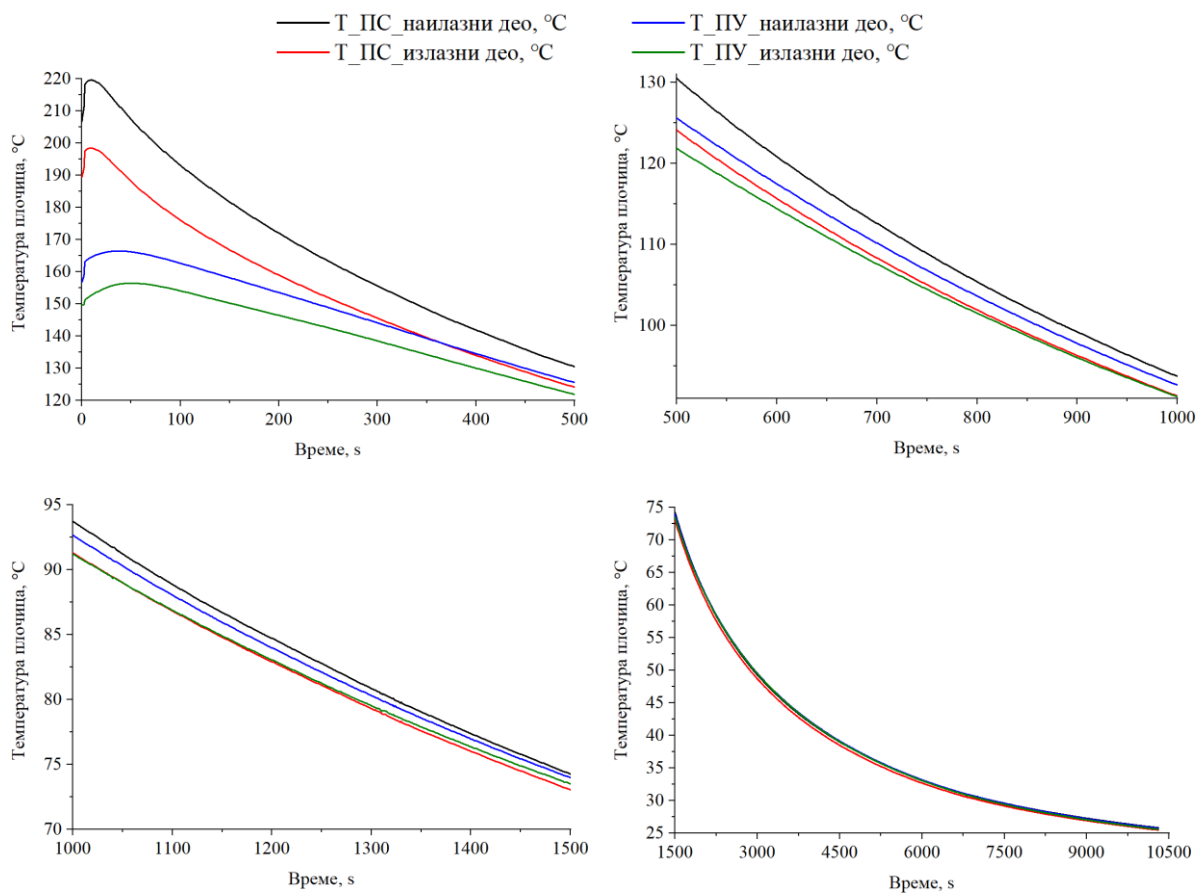
Слика 5.26 Процес хлађења кочних плочица по посматраним периодима

Унутрашња кочна плочица за разлику од спољашње је на крају 10 узастопних циклуса понављања залетања и кочења, била знатно мање загрејана. Величина температуре на наилазном делу унутрашње кочне плочице је била нижа за готово 50 °С, односно температура је била 156,86 °С. Промена температуре на унутрашњој кочној плочици је слична као и на спољашњој, где након 36 s достиже највећу вредност и у том тренутку вредност је била 166,47 °С. С друге стране, температура на излазном делу унутрашње кочне плочице на почетку мерења је била 149,63 °С, што је за 40 °С ниже од спољашње. Максимална температура на излазном делу унутрашње кочне плочице је 156,48 °С и она се јавила након 50 s.

На основу измерених вредности, температуре на спољашњој кочној плочици су више од вредности температура на унутрашњој кочној плочици. При крају првог периода може

се запазити са дијаграма да је вредност температуре на излазном делу спољашње кочне плочице нижа од вредности температуре на наилазном делу унутрашње кочне плочице, слика 5.27. Након тога, у другом периоду од 500 s до 1.000 s пад температуре на сваком давачу температуре је готово исти. Вредност температуре на излазном делу спољашње кочне плочице изједначава се са температуром излазног дела унутрашње кочне плочице. Насупрот томе, у трећем периоду пад температуре на излазном делу спољашње кочне плочице је доста бржи, након 1.100 s температура на излазном делу спољашње кочне плочице је нижа од вредности температуре на излазном делу унутрашње кочне плочице. Вредности на крају мерења су:

- на наилазном делу спољашње кочне плочице 25,82 °С,
- на излазном делу спољашње кочне плочице 25,48 °С,
- на наилазном делу унутрашње кочне плочице 25,76 °С, и
- на излазном делу унутрашње кочне плочице 25,59 °С.



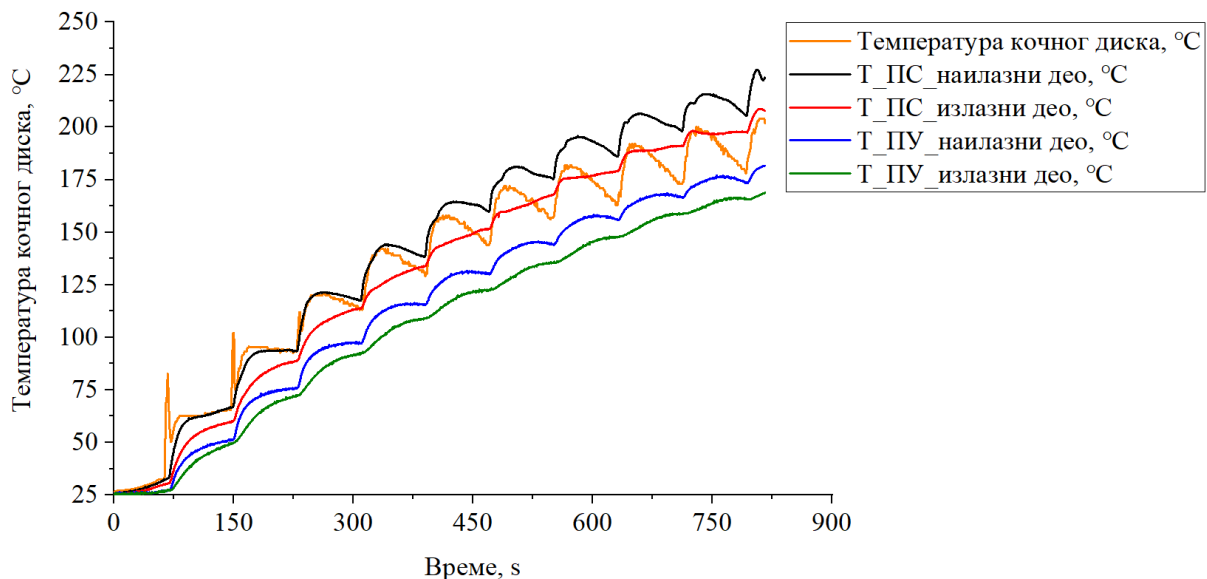
Слика 5.27 Хлађење кочних плочица по дефинисаним периодима

Највећа вредност на крају трећег периода мерења од 1.000 s до 1.500 s је била на наилазном делу спољашње кочне плочице из разлога што су се у току теста понављања – тест ТП4, у овој области јавиле највише температуре. Најнижа температура је била на излазном делу спољашње кочне плочице, јер је у току теста понављања – тест ТП4 била најнижа температура на излазном делу унутрашње кочне плочице. Разлог оваквог понашања је што са спољашње стране нема елемената који ометају хлађење, док са унутрашње стране постоји носећа плоча кочне стеге, носећа конструкција пробног стола, као и кућиште лежајева, што додатно отежава одвођење топлоте у околину.

Потребно време да температура на свим давачима температуре унутар кочних плочица буде између 25 °C и 26 °C је 10.303 s или 171,72 min.

### 5.1.3.3 Тест понављања - тест ТП5

Почетна температура на површини кочног диска је између 25 °C и 26 °C, као и кочних плочица. Облик кривих које описују температурне промене било диска или плочица је готово исти, тј. има степенаст облик, слика 5.28. Температура на кочном диску је посматрана само са спољашње стране кочног диска. Посматрајући слике 5.28 и 5.29, уочава се да у тренутку када се први пут јавио пораст кочног момента, температурна промена на кочном диску је нагла и скоковита, док се промена температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице може описати експоненцијалном функцијом. Максимална вредност температуре кочног диска у току првог циклуса кочења је 82,6 °C, након престанка измерена је температура од 57 °C. Међутим, у сваком тренутку се читава само максимална температура која је у датом тренутку забележена на термовизијској камери. Температура кочног диска мерена је термовизијском камером тако што се мерење врши сваке секунде и то само на контактної површини кочног диска који није у контакту са кочном плочицом. Забележене су само максималне вредности температуре. Након првог циклуса заустављања, креће поновно залетање замајне масе при чему је максимална температура на кочном диску готово константна, слика 5.28.



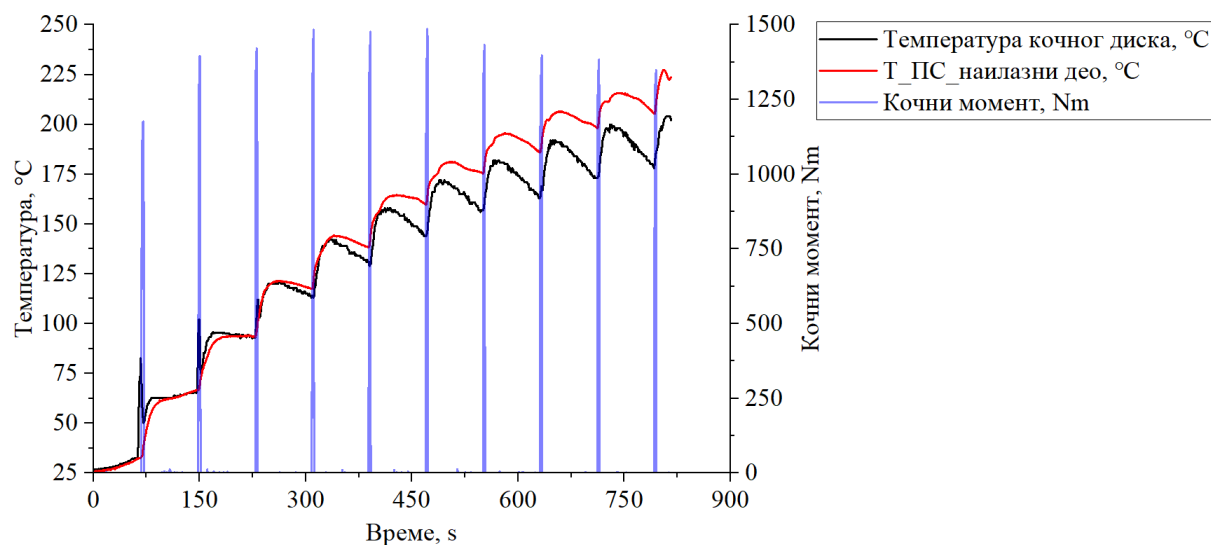
Слика 5.28 Температурне промене диск кочнице по времену

Максимална температура се јавља на спољашњој кочној плочици, на наилазном делу. Већ након трећег циклуса заустављања, температура на спољашњој кочној плочици, на наилазном делу је нешто виша од температуре кочног диска. Поред наилазног дела спољашње кочне плочице и на излазном делу, исте плочице, генерише се топлота, тако да је у неким тренуцима температура на излазном делу спољашње кочне плочице била виша од температуре кочног диска. Ово настаје из разлога што се кочни диск по изласку из контакта са кочном плочицом хлади кретањем слободно у простору. У том тренутку на њега не делује ништа, осим ваздуха коме предаје топлоту тј. ослобађа је у околину. Температура која се јавља на унутрашњој кочној плочици ни у једном тренутку не премашује вредност температуре кочног диска.



Промена температуре која се јавља на било којој кочној плочици/давачу температуре су глатке криве, без шума, док ово није случај са кочним диском. На кочном диску се јављају шумови, односно варијације у температури из два разлога. Први разлог, је присутно стално хлађење, односно дејство ваздуха чија је температура знатно нижа од његове и на тај начин одводи топлоту у околину, док је други разлог сам тренутак бележења температуре на термовизијској камери. Све зависи од тога да ли је део где се јавила максимална температура у контакту са кочном плочицом или не.

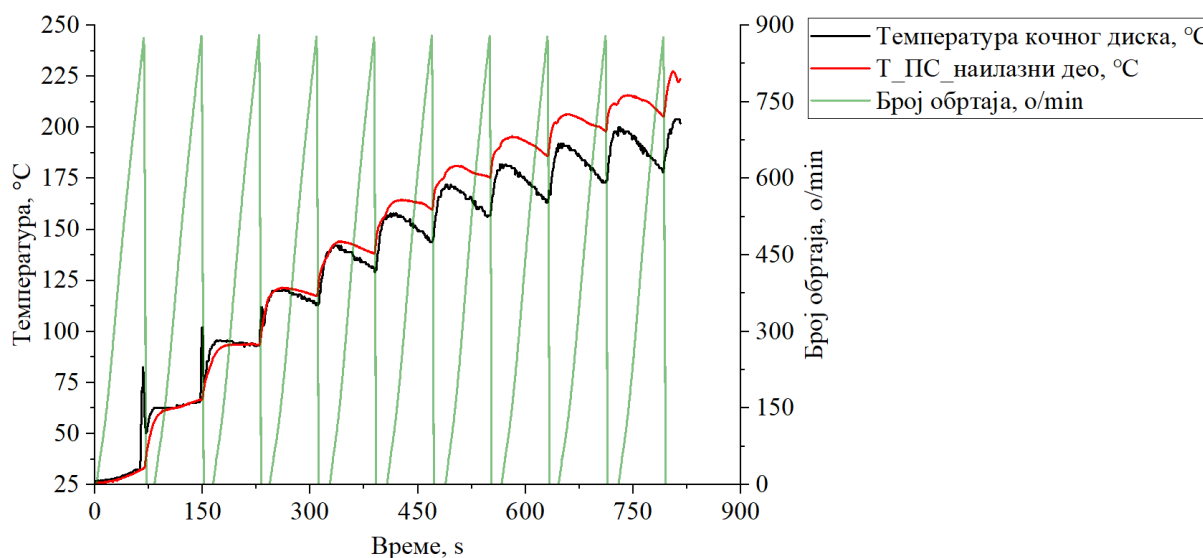
У току прва три циклуса кочења када дејствују кочне плочице на кочни диск, односно када дође до скока момента (слика 5.29), готово у истом тренутку долази и до скока температуре на контактної површини кочног диска. У овој почетној фази процеса кочења (кочни диск је на температури окружења) температурне промене на кочном диску су брзог карактера. Кочни диск тако конструисан да се на њему генерише и преноси већи део топлоте како би се ослободила у околину, а не пренела на кочне плочице, а затим и на остале компоненте, нпр. кочну течност. Са порастом температуре диска, због бржег раста коефицијента преноса топлоте конвекцијом, хлађење је ефикасније. У сваком наредном циклусу, од четвртог до десетог циклуса, не постоје нагли скокови у температури кочног диска. Долази се до закључка да су прва три циклуса најкритичнија, односно док кочни диск не постигне „радну температуру“ што доказује и пораст вредности момента у сваком наредном циклусу, слика 5.29. Пад момента се јавља у седмом циклусу, када је температура на контактної површини кочног диска, на почетку кочења била преко 150 °С, а што одговара закључцима изведеним у истраживању [24].



Слика 5.29 Промена температуре кочног диска и спољашње наилазне кочне плочице у зависности од појаве кочног момента

У току првог циклуса температура кочног диска и кочних плочица расте у периоду од тренутка заустављања, мировања и један део периода залетања у току наредног циклуса. Преостали део периода залетања, температура кочног диска и спољашње кочне плочице у првом и другом циклусу је готово константна, а у свим осталим циклусима долази до пада температуре, слика 5.30. Највећи падови температура забележени су на кочном диску, што још једном доказује његову способност, да већу количину топлоте одведе у околину, као и то да са повећањем температуре кочног диска хлађење је ефикасније [14]. Један део који се ослободи у околину, кочни диск преузима и са кочних плочица. Међутим, како су кочне плочице константно у контакту, интензитет хлађења је мањи.

Осим тога, коефицијент провођења топлоте плочица је неколико пута мањи од коефицијента за кочни диск, што доводи до тога да су крајње температуре кочних плочица више него у случају кочног диска.



Слика 5.30 Промена температуре у току мировања, залетања и кочења

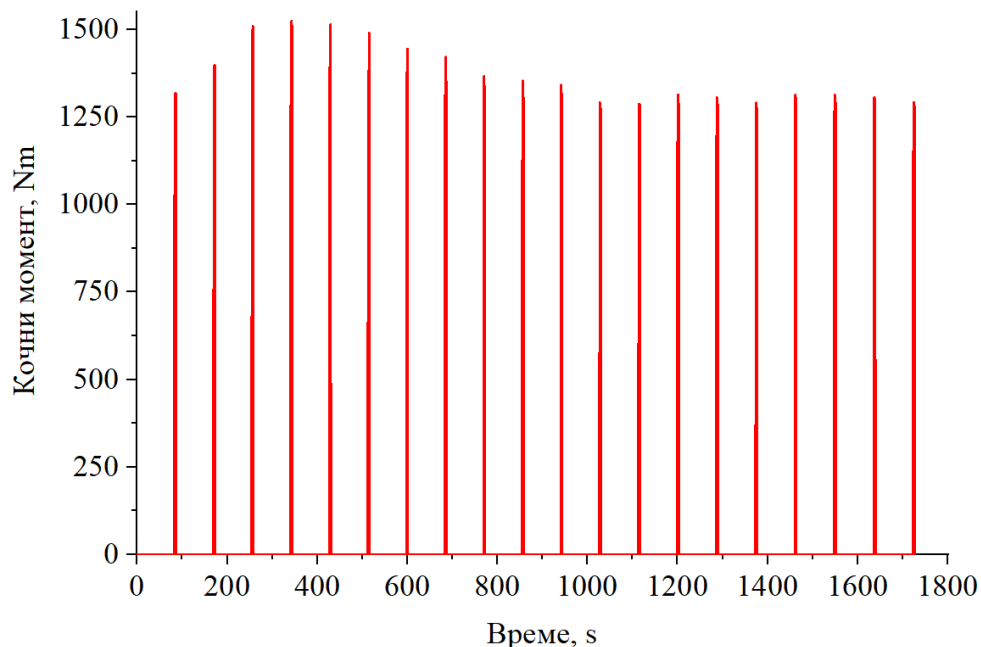
Високе температуре кочног диска праћене су појавом интензивнијег одвођења топлоте са фрикционе површине. Посматрајући максималне вредности температура које се остваре по сваком циклусу, од осмог до десетог, види се да оне не варирају у широким границама као што је то случај у претходним циклусима анализираног теста. Самим тим долази се до закључка да константно постоји интензивно хлађење кочног диска, па и самих кочних плочица. Ово значи да ће вредност максималне температуре кочног диска временом постићи неку највећу вредност и пораст температуре током сваког следећег циклуса ће бити релативно низак.

#### 5.1.3.4 Тест понављања – 20 узастопних циклуса

Тест понављања – 20 узастопних циклуса, у ствари представља проширен тест ТП5. Полазне величине: маса четвртине симулираног возила (300 kg), брзина кретања (100 km/h), као и притисак у кочној инсталацији (5 МПа) су исти као у тесту ТП5. Једина разлика је у броју понављања циклуса, у тесту ТП5 је 10 пута, а у овом случају је 20 пута извршено залетање возила до заустављања.

Кочни момент, слика 5.31, током првих десет циклуса кочења има исто понашање, као и у случају теста ТП5. Од једанаестог до двадесетог циклуса, кочни момент варира око вредности, 1300 Nm. Потребно време за заустављањем, током првих 10 циклуса, такође је имало исто понашање као и у току теста ТП5, од једанаестог циклуса потребно време да се заустави симулирано возило било је подједнако у сваком циклусу, табела 5.4. Температура на површини контакта кочног диска није имала великих скокова. У једанаестом циклусу кочења температура кочног диска била је 214,5 °C, док је у току двадесетог циклуса била 244,4 °C, слика 5.32. Такође, ни температуре у делу ребара нису имале велике варијације, у једанаестом циклусу је износила 317,3 °C, а у двадесетом 340,5 °C. Због малих промена температура које су се јавиле након сваког заустављања од једанаестог до двадесетог циклуса кочење је било стабилно и зато време потребно да се

заустави симулирано возило није се мењало. На време заустављања највећи утицај има кочни момент који је захваљујући релативно стабилној температури остао приближно константан. Раније доказано да са при већим температурама постоји и интензивније хлађење кочног диска, што је допринело да се одржи температура приближно константном.



Слика 5.31 Промена кочног момента при 20 узастопна циклуса понављања

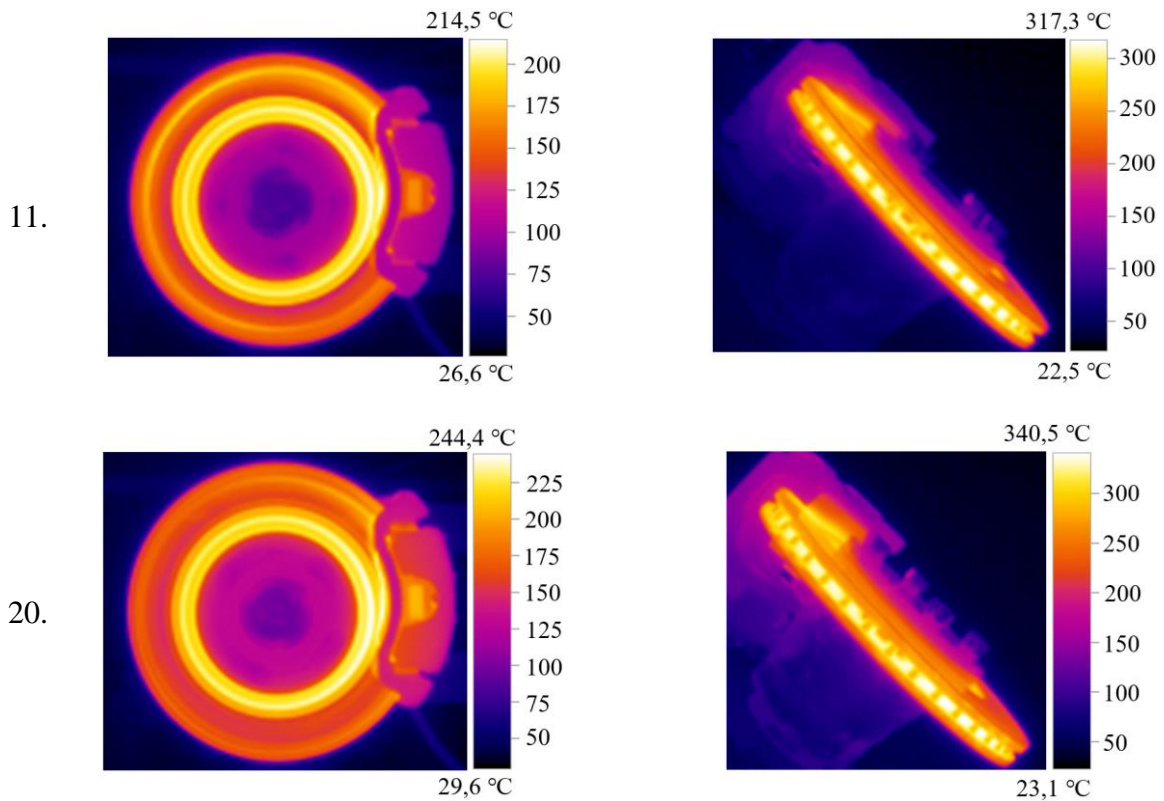
Табела 5.4 Време заустављања за сваки циклус током 20 понављања

Број циклуса, -	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Време, s	3,75	3,74	3,55	3,5	3,25
Број циклуса, -	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
Време, s	3,0	3,0	3,25	3,25	3,24
Број циклуса, -	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>
Време, s	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25
Број циклуса, -	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>
Време, s	3,25	3,25	3,25	3,25	3,25

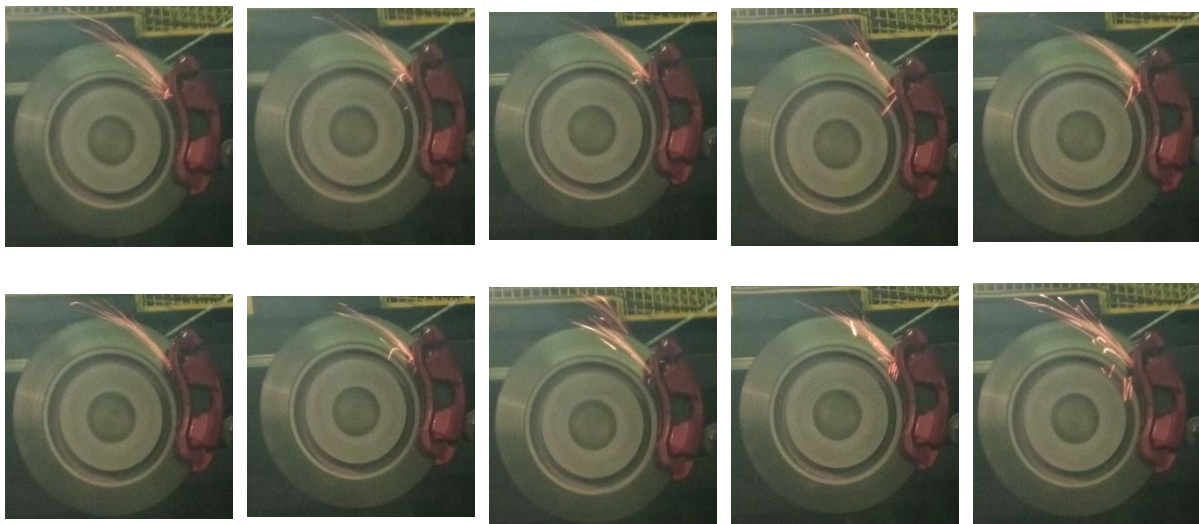
Сам процес кочења, када се ради о више узастопних залетања и кочења до заустављања пропраћен је појавом варница које настају у контакту кочног диска и кочних плочица, током процеса заустављања. Варнице настају у зони изласку из контакта кочног диска са кочним плочицама. До прве појаве варница дошло је већ у трећем циклусу, како у овом случају испитивања понашања кочних перформанси, као и у случају теста ТП5. Сликаом 5.33 је дат приказ појаве варница током читавог процеса заустављања, у току седамнаестог циклуса заустављања.

Термографски приказ контактне површине кочног диска ни у једном тренутку није показивао да вредност температуре прелази 245 °С, иако је дошло до појаве варница. Температура фриксионих варница, које настају хабањем кочног диска и кочних плочица, се креће од око 1000 °С до 1800 °С [85], што одговара температурама варница при

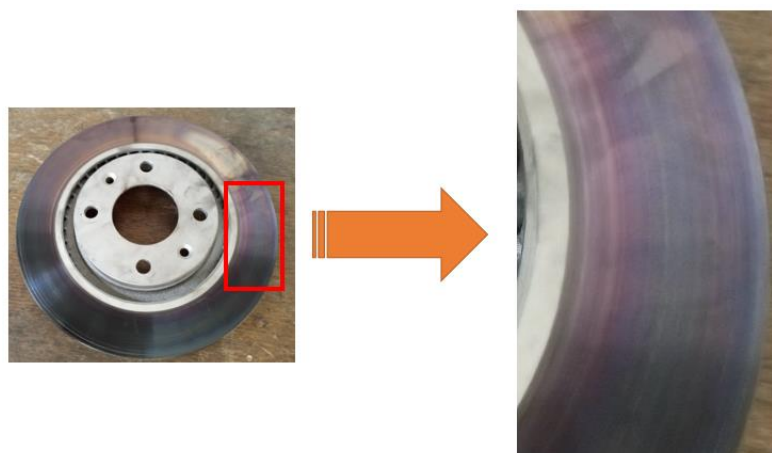
абразивном хабању. Међутим, проучавањем контактне површине диска 24 часа након извршеног теста примећује се да је диск променио боју на самој контактної површини. Љубичаста боја на површини кочног диска показује да је температура на том делу била преко 500 °C, док плава боја указује на температуре од 600 °C до 800 °C.



Слика 5.32 Термографски приказ кочног диска у току 11. и 20. циклуса



Слика 5.33 Изглед варница током 17. циклуса кочења



Слика 5.34 Изглед кочног диска 24 часа по завршетку 20 узастопна циклуса кочења

#### 5.1.4 Тестирање диск кочница у зависности од његовог стања

Сви тестови који су спроведени у овом делу имају исте улазне податке: маса четвртине симулираног возила (300 kg), брзина кретања (100 km/h), као и притисак у кочној инсталацији (5 МПа). Највеће вредности температура се јављају у току теста ДКкПК – кочни диск који је кородирао и коришћене кочне плочице, (табела 5.5), разлог томе је што оксиди на површини кочног диска сагоревају и потом стварају димну завесу, слика 5.35. Поредећи вредност измерене температуре на кочној плочици за тест ДКкПК и тест ДНПН – нов кочни диск и нове кочне плочице, уочава се да је вредност за кородирани диск и коришћене плочице дупло већа. Одакле произилази да кочни дискови морају да се редовно чисте и штите од временских услова или да се замене новим. Најкраће потребно време да се заустави симулирано возило је у случају теста ДНПН, док је највише времена потребно за тест ДКкПК. Међутим, разлика између времена заустављања нових и коришћених елемената је 0,01 s, што је занемарљиво.

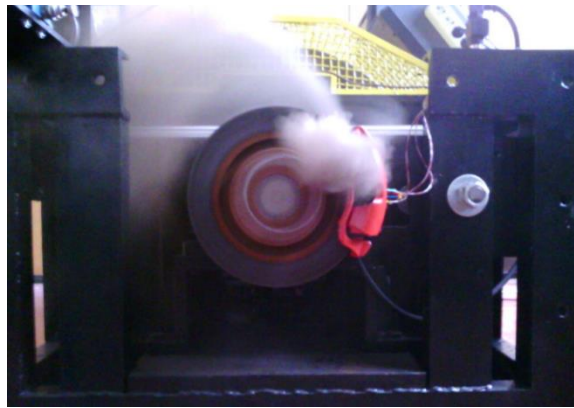
Вредност температуре на контактної површини кочног диска, за тест ДКкПК (слика 5.35), је изразито висока, у поређењу са тестом ТКП5 (слика 5.6), где су исти радни услови. Разлика измерене температуре на контактним површинама кочног диска у току теста ДКкПК и теста ТКП5 је 30,4 °С.

Табела 5.5 Остварена температура на кочној плочици, потребно време за заустављање симулираног возила и остварен коефицијент трења у зависности од примењеног теста

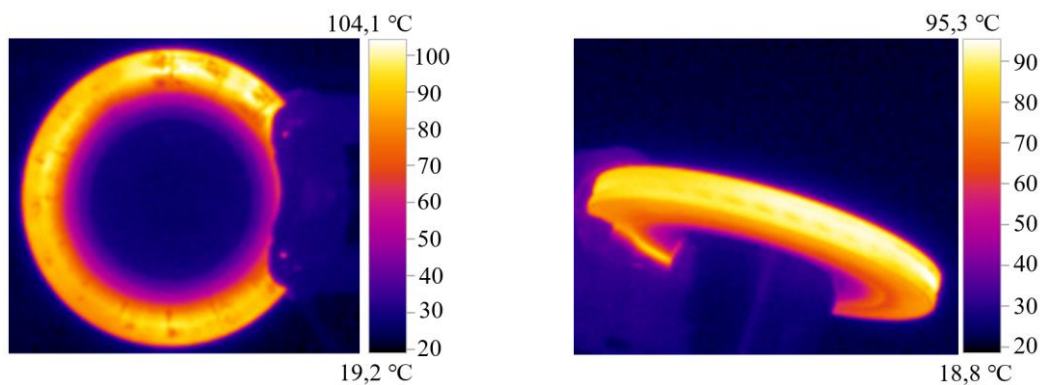
Назив теста	Максимална температура на кочним плочицама, °С	Време заустављања, s	Коефицијент трења, -
Тест ДКПН	41,86	4,25	0,32 – 0,46
Тест ДКПК	49,10	3,76	0,37 – 0,51
Тест ДНПК	65,06	4,5	0,23 – 0,45
Тест ДКкПК	81,40	4,75	0,28 – 0,38
Тест ДНПН	40,72	3,75	0,33 – 0,47

Највећа вредност коефицијента трења се остварује у случају када се испитује коришћен кочни диска и коришћена кочна плочица, а не у случају када су кочни диск и кочне плочице нове, слика 5.37. Разлог томе јесте, што нов кочни диск и нове кочне плочице

морају прво да се „уходају“, односно да се прилагоде један другом. Тачније да читава контактна површина кочне плочице налегне на контактну површину кочног диска. Контакт на самом почетку се остварује само по неравнинама кочног диска и кочним плочицама, тако да је контактна површина мала. Затим са порастом оптерећења, тачније притиска у кочној инсталацији, неравнине по контактним површинама ће се изравнати услед еластичних и пластичних деформација, као и хабањем неравнина. Ово даље резултира у повећању контактних површина. Такође, може се приметити да постоји преклапање између вредности коефицијента трења за тест ДНПН и ДКПН – коришћени кочни диск и нове кочне плочице. Међутим код теста ДКПН време заустављања је нешто дуже, из разлога што коефицијент трења расте спорије. То је последица стања површина које су у контакту. Како су кочне плочице нове, за њих можемо рећи да је контактна површина равна, али то није случај са кочним диском. Кочни диск је коришћен при ранијим испитивањима и био је изложен загревању-хлађењу, што је за последицу имало деформисање кочног диска, где спољашњи радијус диска има веће деформације од средњег радијуса диска, дошло је до појаве „ефекта кишобрана“. Тако да је код овог теста неопходно дуже време уходавања елемента фриксионог пара.



Слика 5.35 Појава димне завесе – тест ДКкПК

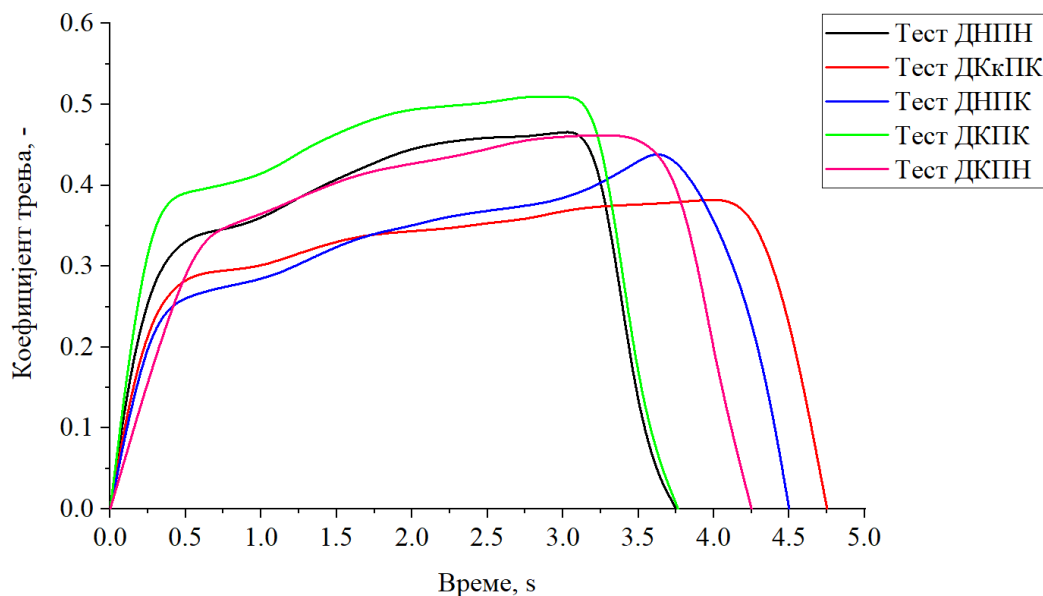


Слика 5.36 Термовизијски приказ кочног диска – тест ДКкПК

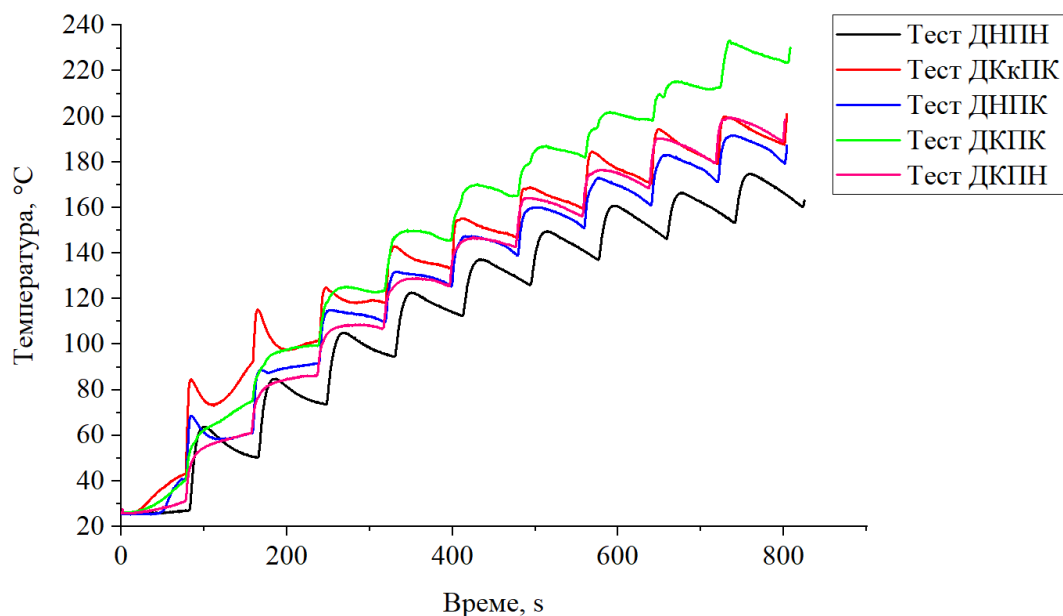
У току теста ДКПН, коефицијент трења је у почетном временском периоду до 0,4 s најнижи, у односу на остала четири разматрана теста, затим у периоду од 0,4 s до 1,75 s најнижа вредност коефицијента трења се јавља за тест ДНПК. Док од 1,75 s до 2,25 s најнижа вредност коефицијента трења је за тест ДКкПК.

Стање кочног диска, као и кочних плочица утиче на остварену вредност коефицијента трења, чиме је доказана још једна хипотеза.

Спроведени тестови утицаја стања кочног диска и кочних плочица су извршени за исте почетне услове. Слика 5.38 илуструје промену температуре на спољашњој наилазној кочној плочици током 10 узастопних циклуса. Најнижа температура се јавља када су и кочни диск и кочне плочице нове. Међутим, сам тест испитивања (ДНПН) од 10 понављања је дужи у односу на остала четири теста. Разлог зашто је потребно више времена да се изврши десет узастопних испитивања за тест ДНПН лежи у томе што кочни диск и кочне плочице нису прошле фазу уходавања.



Слика 5.37 Остварени коефицијент трења у зависности од стања кочног диска



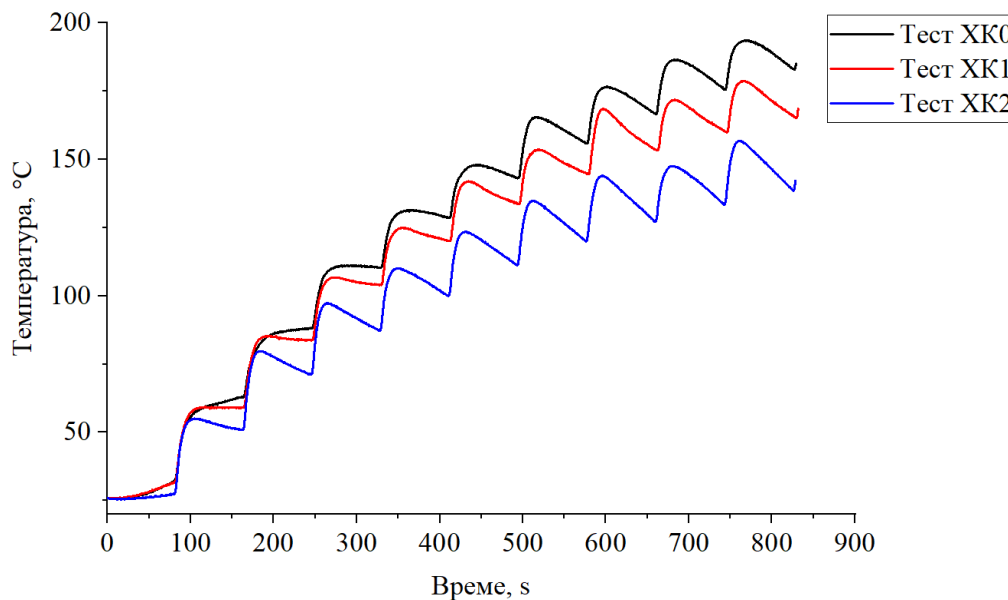
Слика 5.38 Температура на спољашњој кочној плочици у зависности од стања кочног диска и кочних плочица

### 5.1.5 Тестови са променљивим хлађењем кочног диска

Тестови испитивања у зависности од интензитета хлађења кочног диска су извршени за десет узастопних циклуса, где је: маса четвртине симулираног возила 300 kg, брзина

кретања 100 km/h, као и притисак у кочној инсталацији 5 МРа. На основу резултата мерења тестова који су се разликовали у томе да ли се испитивање спроводи у мирној средини или у средини где постоји струјање ваздуха одређеном брзином, произашао је закључак да при већој брзини струјања ваздуха око диска температура која је измерена на кочним плочицама је мања. У случају да не постоји опструјавање ваздуха око диска (тест ХК0), генерисана топлота на кочним плочицама је највећа у поређењу са друга два теста где су вредности брзине струјања ваздуха 7 km/h (тест ХК1) и 10 km/h (тест ХК2) око диска.

На самом почетку током процеса залетања, температура на наилазној спољашњој кочној плочици је готово исто за случај када се диск испитује у мирној средини и у случају када је брзина струјања 7 km/h и ово се наставља све до тренутка заустављања. Након поновног залетања, температура на спољашњој кочној плочици, у случају када је брзина струјања 7 km/h, је константна, док на кочном диску који се испитује у мирној средини температура расте. Након 10 циклуса најнижа температура је остварена на кочном диску када је брзина струјања 10 km/h, док је највиша у случају када је диск испитиван у мирној средини, слика 5.39.

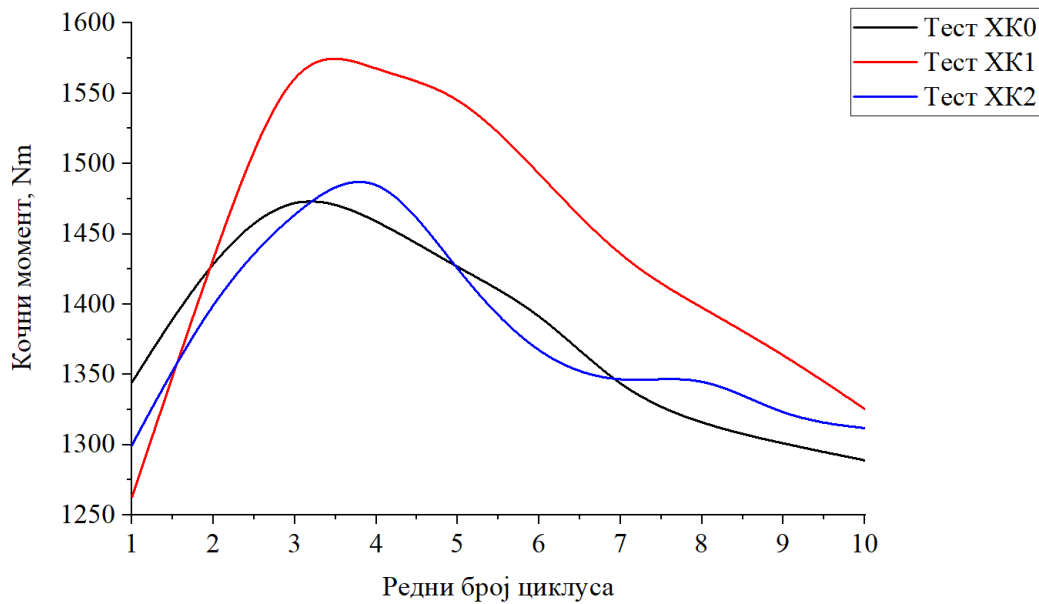


Слика 5.39 Утицај величине струјања ваздуха око кочног диска на величину температуре на кочним плочицама током 10 узастопних циклуса

У току сваког циклуса забележен је максимални кочни момент који је остварен током процеса заустављања. Максимални кочни момент у току првог циклуса је остварен за случај када је диск испитиван у мирној средини, слика 5.40. Затим, у другом циклусу кочења у случају када је диск испитиван у мирној средини и у случају када је брзина струјања била 7 km/h, готово је иста вредност кочног момента.

Након другог циклуса кочења, највећи кочни момент је остварен у случају када је брзина струјања износила 7 km/h. Поређењем резултата испитивања кочног диска у мирној средини и при испитивању кочног диска када је брзина струјања ваздуха износила 10 km/h уочено је да су вредности кочног момента стално варирале. У једном тренутку већи кочни момент се остварује за кочни диск који се испитује при брзини струјања ваздуха од 10 km/h, док у наредном циклусу већи кочни момент се јавља у случају испитивања кочног диска у мирној средини.





Слика 5.40 Утицај величине струјања ваздуха око кочног диска на величину оствареног кочног момента током 10 узастопна циклуса

Долази се до закључка да је најбоље да кочни диск ради у условима када је брзина струјања једнака 7 km/h.

## 5.2. Остварена снага кочења за различите радне параметре кочења

У зависности од развијене брзине, као и од оствареног притиска у кочној инсталацији зависиће и остварена снага кочења. Маса возила је за све разматране случајеве иста. Снага кочења ( $P_k$ ) одређује из релације (5.1):

$$P_k = M_k \cdot \omega_k, \quad (5.1)$$

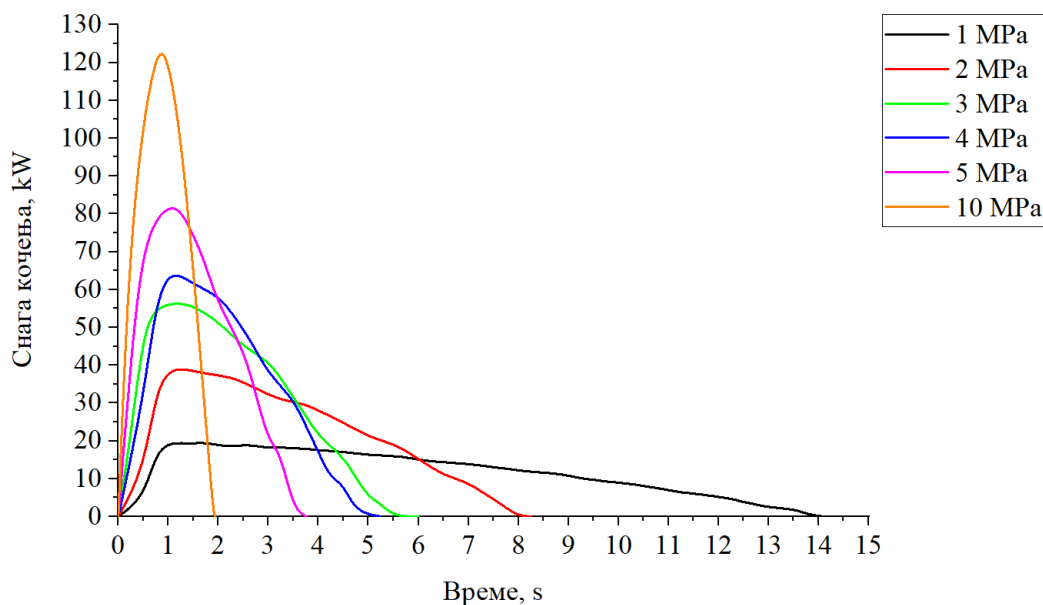
где је  $M_k$  момент кочења, а  $\omega_k$  угаона брзина током процеса кочења. Снага кочења се одређује током целог процеса кочења, све до тренутка када се угаона брзина изједначи са нулом.

### 5.2.1 Снага кочења у зависности од оствареног притиска у кочној инсталацији

Снага кочења је одређена за исте услове као у тесту ТКПБ, где је почетна брзина била 100 km/h, једина разлика је остварен кочни притисак у кочној инсталацији. Током процеса заустављања одређивана је снага кочења током испитивања која су спроведена за тест са константном почетном брзином, као и за случај екстремно интензивног кочења (тешко кочење) и она је дијаграмски приказана на слици 5.41.

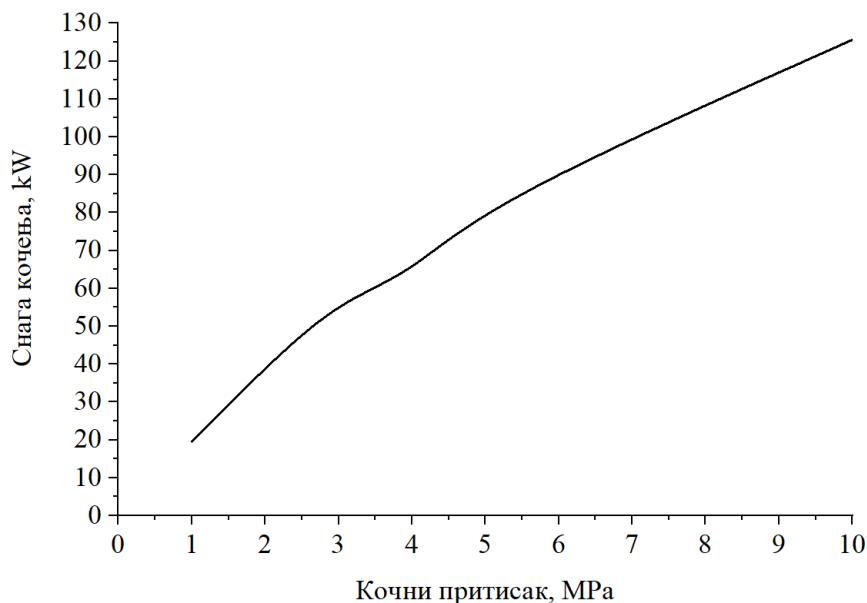
Време заустављања је у функцији од оствареног притиска. Што је кочни притисак већи, време заустављања је краће. Самим тим што је остварен кочни притисак већи и снага кочења је већа. Највећа вредност снаге кочења се добија за случај екстремног кочења, када је притисак у кочној инсталацији био највећи, 10 МПа, док је најмања вредност снаге кочења остварена за случај најмање вредности испитног притиска од 1 МПа. Са смањењем кочног притиска смањује се и вредност остварене снаге кочења. Површине

испод кривих (слика 5.41) су приближно једнаке и оне површине представљају кинетичку енергију коју је возило имало на почетку кочења.



Слика 5.41 Остварена снага у зависности од кочног притиска по времену

Посматрајући зависност између кочног притиска и максималне остварене снаге кочења (слика 5.42), за дати кочни притисак, може се приметити да са повећањем кочног притиска снага кочења расте приближно линеарно.

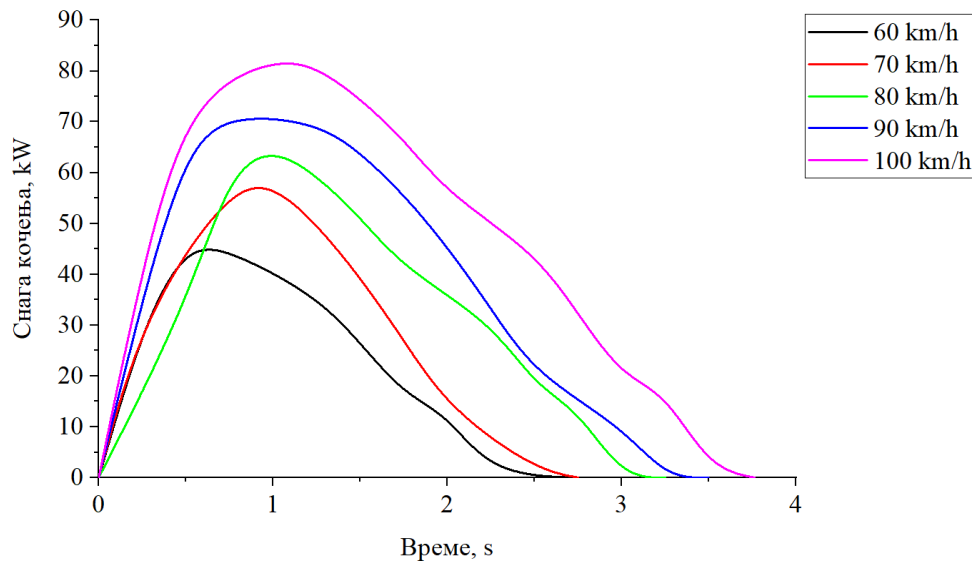


Слика 5.42 Максимална снага кочења у зависности од оствареног притиска у кочној инсталацији

### 5.2.2 Снага кочења у зависности од развијене брзине симулираног возила

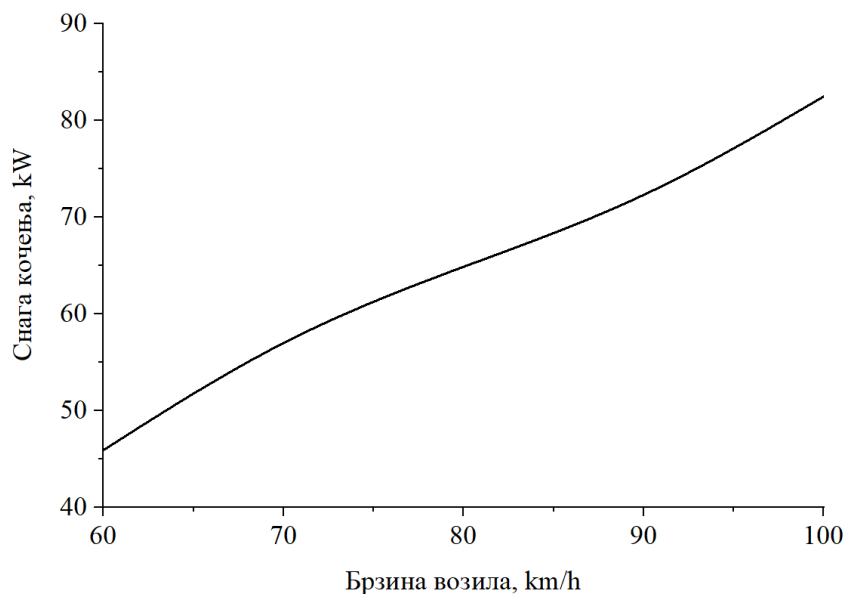
У случају испитивања где је кочни притисак био константан (5 МПа) за сваку разматрану брзину, као и маса симулираног возила која је износила 300 kg, остварена снага кочења се мењала у зависности од брзине кретања симулираног возила. Што је брзина кретања

возила била већа остварена снага кочења је била већа, као и зауставни пут, слика 5.43. Одакле произилази да за исто возило са повећањем брзине кретања расте и потребно време за његово заустављање, као и потребна снага кочења. Са порастом брзине возила, расте кинетичка енергија возила, тако да је неопходна и већа снага за њено заустављање.



Слика 5.43 Остварена снага у зависности од развијене брзине симулираног возила по времену

Посматрајући максималне остварене вредности снаге кочења за разматране случајеве кретања симулираног возила, долази се до закључка да пораст снаге кочења расте приближно линеарно, слика 5.44. Потребна снага кочења која се остварује у случају кретања возила брзином од 60 km/h је 45,92 kW, док снага кочења у случају кретања возила брзином од 100 km/h има вредност 82,48 kW. Пораст снаге кочења у случају кретања возила брзином од 100 km/h у односу на брзину кретања од 60 km/h је за 79,6%.



Слика 5.44 Максимална снага кочења у зависности од развијене брзине симулираног возила

### 5.3 Приказ резултата и дискусија при оптимизацији параметара процеса кочења применом Тагучи методе

У овом делу истраживања извршено је 16 тестова са по три понављања, а затим је спроведено осредњавање добијених вредности и као такве су разматране у даљој анализи. Излазне величине (величине које се мере током процеса кочења) су време кочења и температура кочних плочица. Како се највише вредности температуре јављају на кочним плочицама и то на спољашњој кочној плочици – наилазном делу, биће разматрана њена вредност. У реалним испитивањима, произвођача кочних плочица, се тежи да њихове вредности буду што мање, те је из тог разлога примењен Тагучи метод и биће изражен преко „што мања вредност то боља“ за одређивање  $S/N$  односа.

У табели 5.5, приказано је свих 16 тестова, одакле се види колике су почетне вредности брзине возила, масе четвртине возила и притиска у кочној инсталацији за сваки тест, као и средња вредност времена потребна да се возило заустави, као и средња вредност температуре која се мери унутар посматране кочне плочице.

**Табела 5.5** Улазне и излазне вредности и  $S/N$  однос

Тест	Контролни фактори			Време кочења, $t_k$ , s	S/N однос за $t_k$ , dB	Мах температура на кочним плочицама, $T_p$ , °C	S/N однос за $T_p$ , dB
	Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Притисак у кочној инсталацији, МПа				
1	20	200	2	1,92	-5,6660	28,09	-28,9710
2	20	250	3	1,50	-3,5218	28,25	-29,0633
3	20	300	4	1,42	-3,0458	28,55	-29,1455
4	20	350	5	2,34	-7,3843	27,42	-28,8056
5	40	200	3	3,42	-10,6805	29,87	-29,5742
6	40	250	2	2,00	-6,0206	30,69	-29,7879
7	40	300	5	2,42	-7,6763	30,63	-29,8104
8	40	350	4	2,59	-8,2660	31,24	-29,9882
9	60	200	4	2,50	-7,9588	32,19	-30,2936
10	60	250	5	5,51	-14,8230	32,78	-30,5371
11	60	300	2	3,91	-11,8435	34,22	-30,7463
12	60	350	3	2,91	-9,2779	37,67	-31,6048
13	80	200	5	3,50	-10,8814	35,82	-31,3429
14	80	250	4	4,50	-13,0643	39,48	-32,0521
15	80	300	3	7,00	-16,9020	41,12	-32,3777
16	80	350	2	1,92	-5,6660	42,62	-32,6754

#### 5.3.1 Анализа $S/N$ односа

Добијени експериментални резултати су анализирани, а примењена анализа је извршена са нивоом значајности од 5% и нивоом поузданости од 95%. Добијени резултати приказани су у табели 5.6.

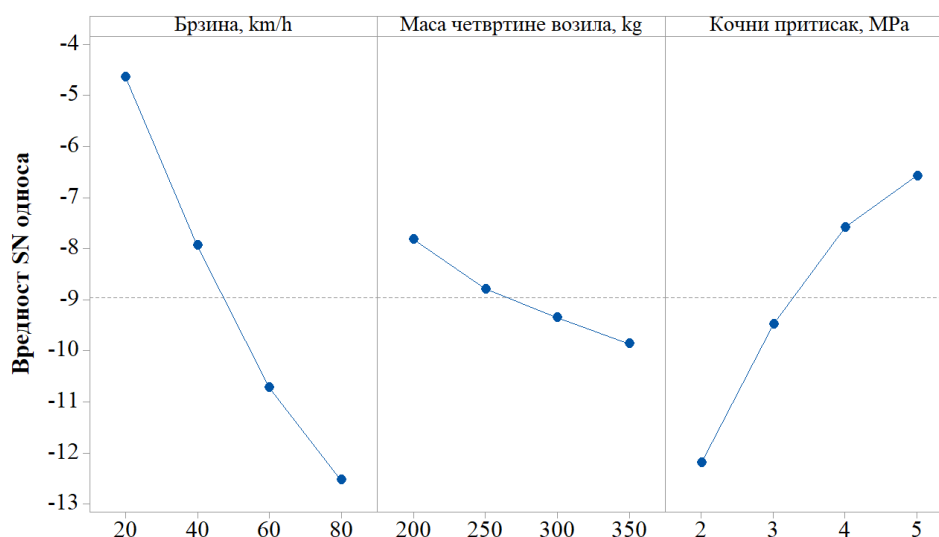
Табела 5.6 показује који од разматраних фактора има највећи утицај на време кочења, као и који од њих има највећи утицај на величину температуре плочице. Посматрајући табелу 5.6 долази се до закључка да брзина возила, када је у питању време кочења и

температура има највећи утицај. У једном и у другом случају брзина возила се налази на првом месту, а до истих закључака се долази и уколико се посматра разлика између максималне и минималне вредности за сваки фактор. Што је вредност разлике неког фактора већа у односу на други то само говори да он има велики утицај на излазну величину. Међутим, не разматрајући брзину возила, притисак у кочној инсталацији у односу на масу четвртине возила има највећи утицај на време заустављања. Док, у случају температуре, највећи утицај има маса четвртине возила.

Табела 5.6 Табела одговора за S/N однос где је што мања вредност то боља

Ниво	Брзина, m/s	Маса четвртине возила, kg	Притисак у кочној инсталацији, МПа
Време заустављања, s			
1	-4,649	-7,822	-12,192
2	-7,940	-8,797	-9,490
3	-10,723	-9,357	-7,586
4	-12,531	-9,867	-6,576
Мах-Мин	7,883	2,045	5,616
Ранг	1	3	2
Температура, °C			
1	-29	-30,05	-30,55
2	-29,79	-30,36	-30,66
3	-30,80	-30,52	-30,37
4	-32,11	-30,77	-30,12
Мах-Мин	3,12	0,72	0,53
Ранг	1	2	3

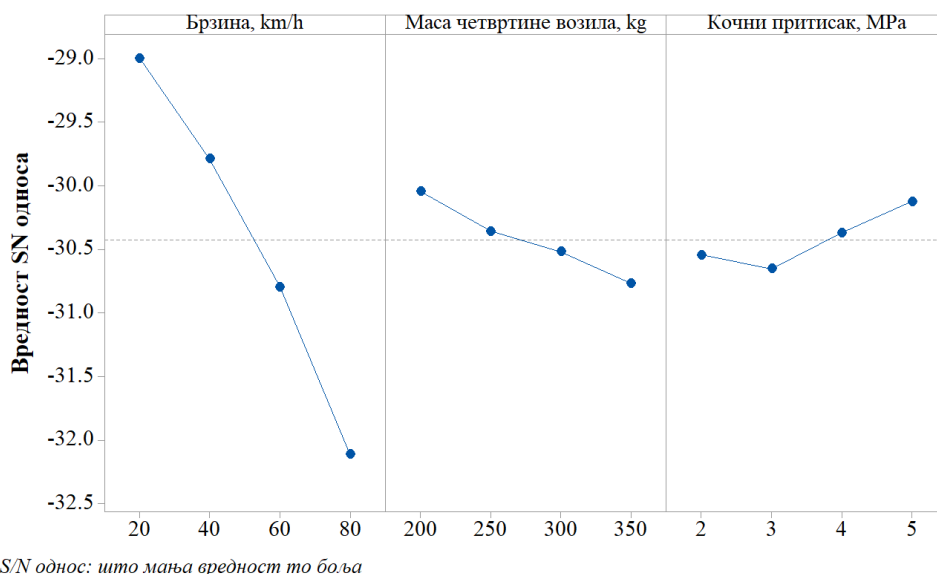
Прорачуната је вредност S/N односа за сваки ниво контролног фактора, табела 5.6, и на основу тих вредности нацртани су дијаграми 5.45 и 5.46.



S/N однос: што мања вредност то боља

Слика 5.45 Утицај разматраних фактора на просечан однос S/N за средњу вредност времена заустављања

Статистичка обрада експериментално добијених резултата и идентификација термичких напрезања диск кочица за различите параметре кочења



Слика 5.46 Утицај разматраних фактора на просечан однос  $S/N$  за средњу вредност температуре плочице

### 5.3.2 Оптимизација података применом ANOVA анализе

Оптимизацијом податка применом ANOVA анализе, долази се до закључка да је брзина возила најутицајнија када је у питању време заустављања и температура на кочној плочици, табела 5.7.

Табела 5.7 Анализа варијанце

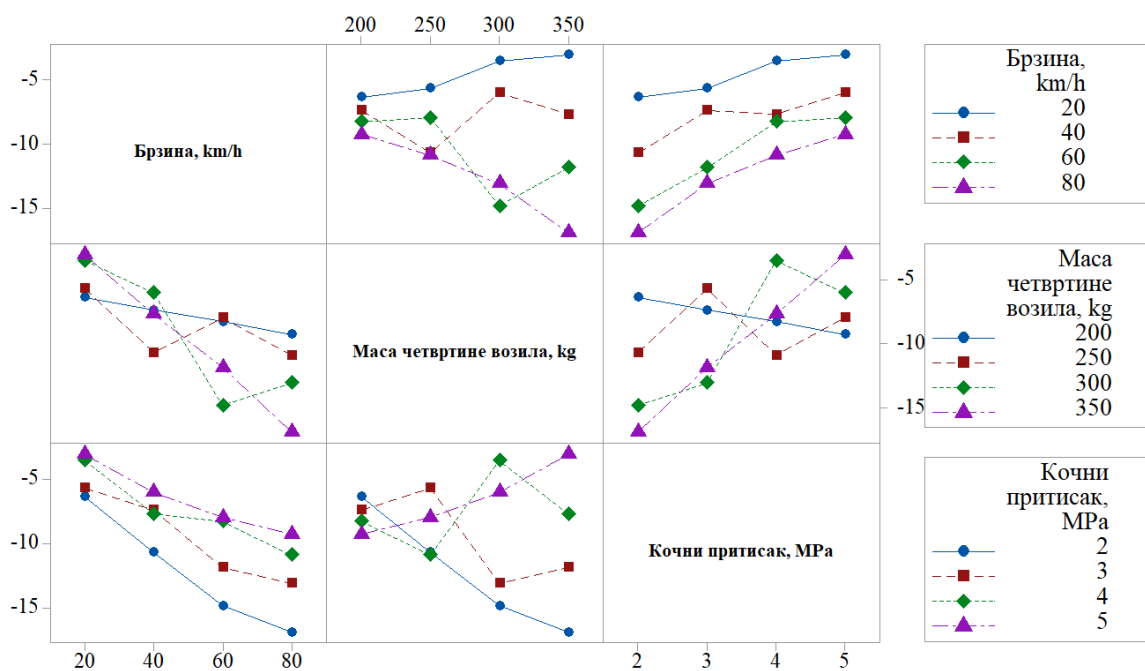
Фактори	Степени слободe (DoF)	Укупна сума квадрата	Средња вредност укупне суме квадрата	F однос	Процентуално учешће, %
<b>Време заустављања</b>					
Брзина	3	141,955	47,3185	198,64	62,88
Маса четвртине возила	3	9,205	3,0684	12,88	4,08
Притисак у кочној инсталацији	3	73,183	24,3943	102,41	32,41
Грешка	6	1,429	0,2382		0,63
Укупно	15	255,773			100,00
<b>Температура</b>					
Брзина	3	20,7089	7,23630	119,22	91,14
Маса четвртине возила	3	1,1012	0,36706	6,05	4,62
Притисак у кочној инсталацији	3	0,6439	0,21464	3,54	2,70
Грешка	6	0,3642	0,06070		1,53
Укупно	15	23,8182			100,00

Брзина возила на време кочења утиче са чак 62,88%, затим притисак у кочној инсталацији са 32,41% и маса возила са 4,08%, табела 5.7. С друге стране, брзина возила

на температуру кочних плочица има утицај од чак 91,14%, затим маса са 4,62% и притисак у кочној инсталацији има најмањи утицај и он износи 2,70%. Маса возила има највећи утицај, јер у ствари на пробном столу се кочи кинетичка енергија возила, а посматрајући релацију (2.1) за кинетичку енергију брзина има експонент 2, а маса 1.

Уколико се посматра  $F$  однос за сваки од разматраних фактора, долази се до истих закључка, као и када се посматра процентуални удео сваког од разматраних фактора на време заустављања или температуру. У анализи  $F$  однос се користи да укаже на значај било ког разматраног фактора. Сама вредност  $F$  односа изражава који параметар има већи значај на одзив, односно што је његова вредност већа за неки разматрани фактор, то је његов утицај већи.

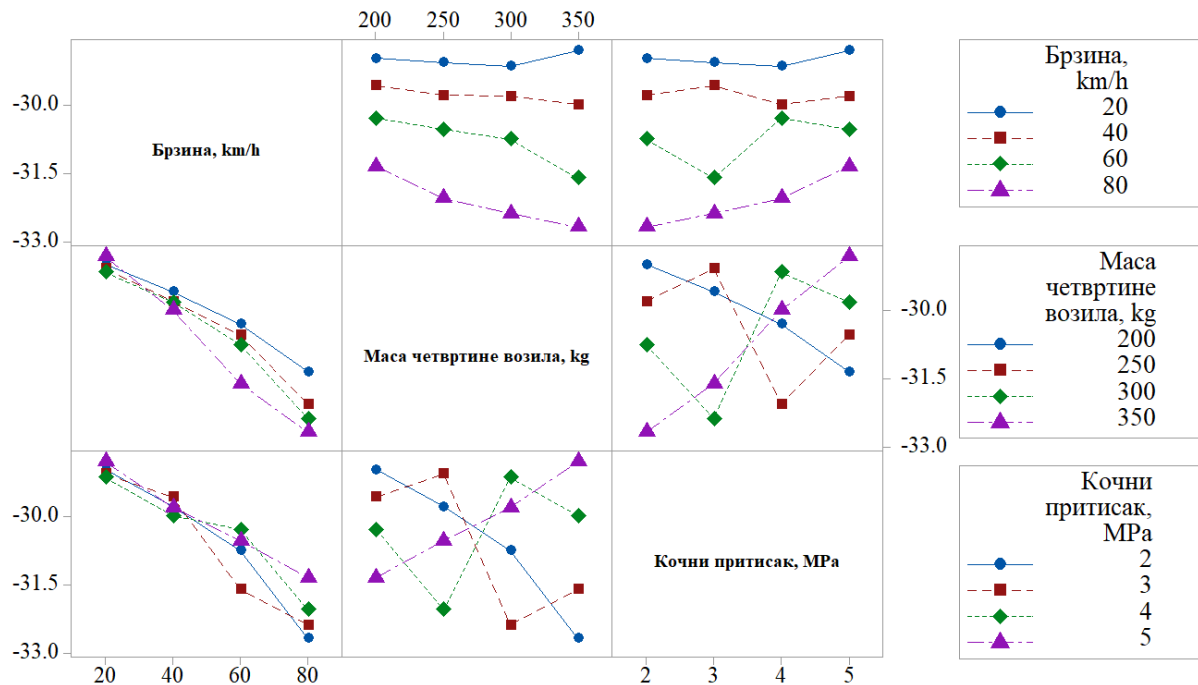
Утицаји разматраних фактора на време заустављања и температуру плочица приказани су на сликама 5.45 до 5.48. Посматрајући фактор А (брзина возила), најмање потребно време да се возило заустави јесте када је брзина најмања (слике 5.45 и 5.47), што је и логично. Такође, што је маса разматраног возила мања (фактор В), време потребно за његово заустављање је мање. Међутим, што је остварени притисак у кочној инсталацији (фактор С) већи, време потребно за заустављање возила је краће. У случају да је линија контролног фактора близу хоризонтале тада има најмањи утицај на време заустављања или температуру. У случају када је контролни фактор представљен линијом која има велики нагиб у односу на хоризонталу, има већи утицај. Узимајући у обзир ова правила, минимално време за заустављање симулираног возила се добија за случај А1-В1-С4.



Слика 5.47 Графичка интеракција за однос  $S/N$  за средњу вредност времена заустављања

Утицај разматраних фактора на величину температуре кочних плочица представљени су на сликама 5.46 и 5.48. По истом принципу, као што је то био случај са одређивањем који је утицајнији контролни параметар на време заустављања, утврђује се која је величина за сваки од разматраних контролних фактора најутцајнија на величину остварене температуре. Како је циљ да се што мање вредности температуре постигну на кочним

плочицама, долази се до закључка да је најбоље када су брзина возила и маса разматраног возила најмање, док за вредност кочног притиска је боље да има што вишу вредност. Узимајући у обзир правила утврђивања које вредности требају да имају контролни фактори, од датих вредности приказаних табелом 5.5, минимална температура се остварује у случају А1-В1-С4.



Слика 5.48 Графичка интеракција за однос  $S/N$  за средњу вредност температуре

Генерални закључак кад је у питању постизање што краћег пута заустављања, односно минималне температуре које се јавља на кочним плочицама, је да се дошло до истих резултата, односно комбинације разматраних контролних фактора и то А1-В1-С4. Овај резултат указује да се краћи пут заустављања и минималне температуре постижу онда када је брзина и маса разматраног возила најмања, али при највећој вредности притиска у кочној инсталацији.

### 5.3.3 Анализа времена заустављања и температуре у односу на разматране контролне факторе

Приказ резултата потребног времена да се заустави симулирано возило у зависности од разматраних фактора, дат је сликом 5.49. Потребно време да се заустави симулирано возило дато је у облику мапа, где је приказана зависност потребног времена од:

- масе четвртине возила и почетне брзине (слика 5.49 (а)),
- притиска у кочној инсталацији и масе четвртине возила (слика 5.49 (б)), и
- притиска у кочној инсталацији и почетне брзине (слика 5.49 (в)).

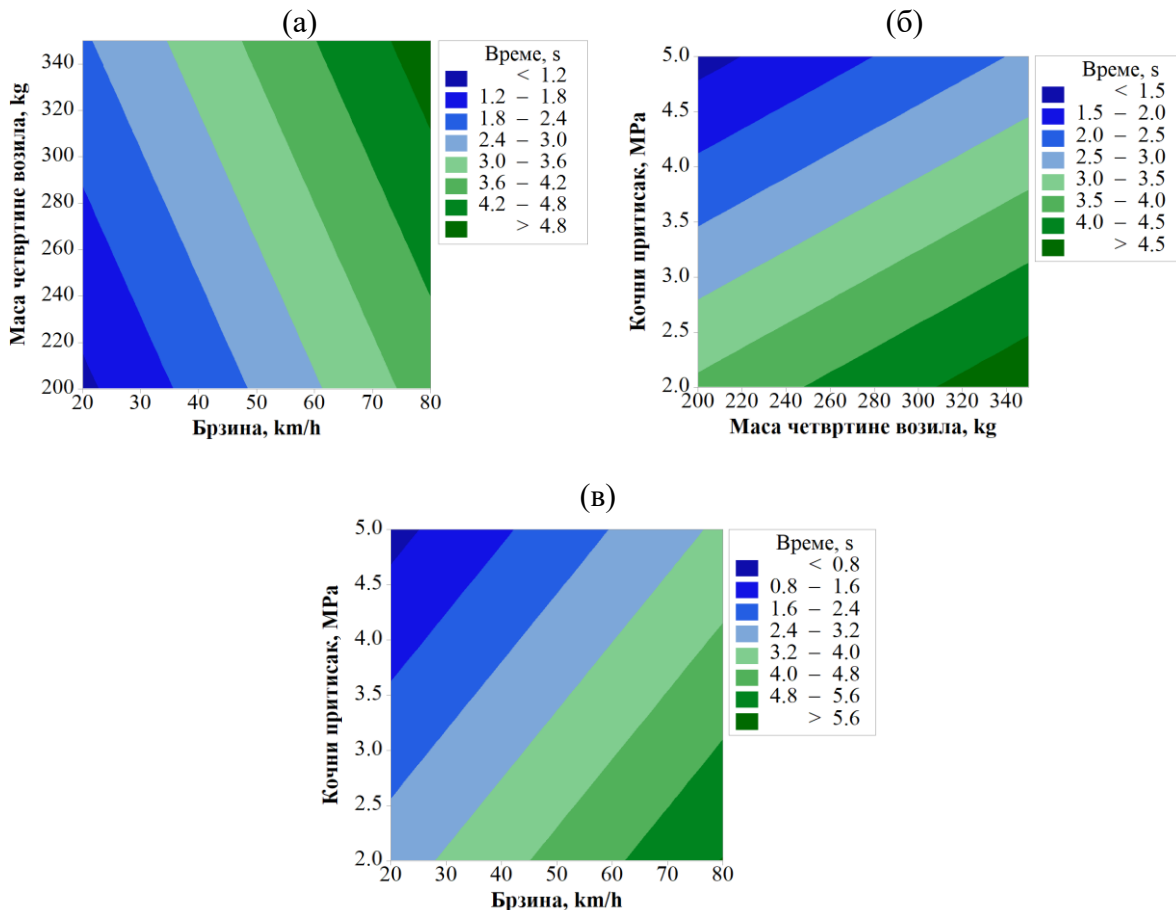
Као што се и очекивало са повећањем почетне брзине и повећањем масе четвртине возила, потребно време за заустављање је било све дуже, слика 5.49 (а). Такође, са повећањем масе четвртине возила и смањењем притиска у кочној инсталацији, потребно време за заустављање је и у овом случају било дуже, слика 5.49 (б). Наравно, веће време за заустављање је потребно и онда када је почетна брзина била највећа, а притисак у кочној инсталацији најмањи, слика 5.49 (в). Одакле следе исти закључак који је



произашао и применом ANOVA анализе, да је најбоље да маса четвртине возила и брзина возила буду најмање, а кочни притисак највећи.

Приказ резултата температуре плочице у току процеса заустављања у зависности од разматраних фактора, дат је сликом 5.50. Температура у току процеса заустављања, дата је такође у облику мапа, где је приказана зависност температуре плочице од:

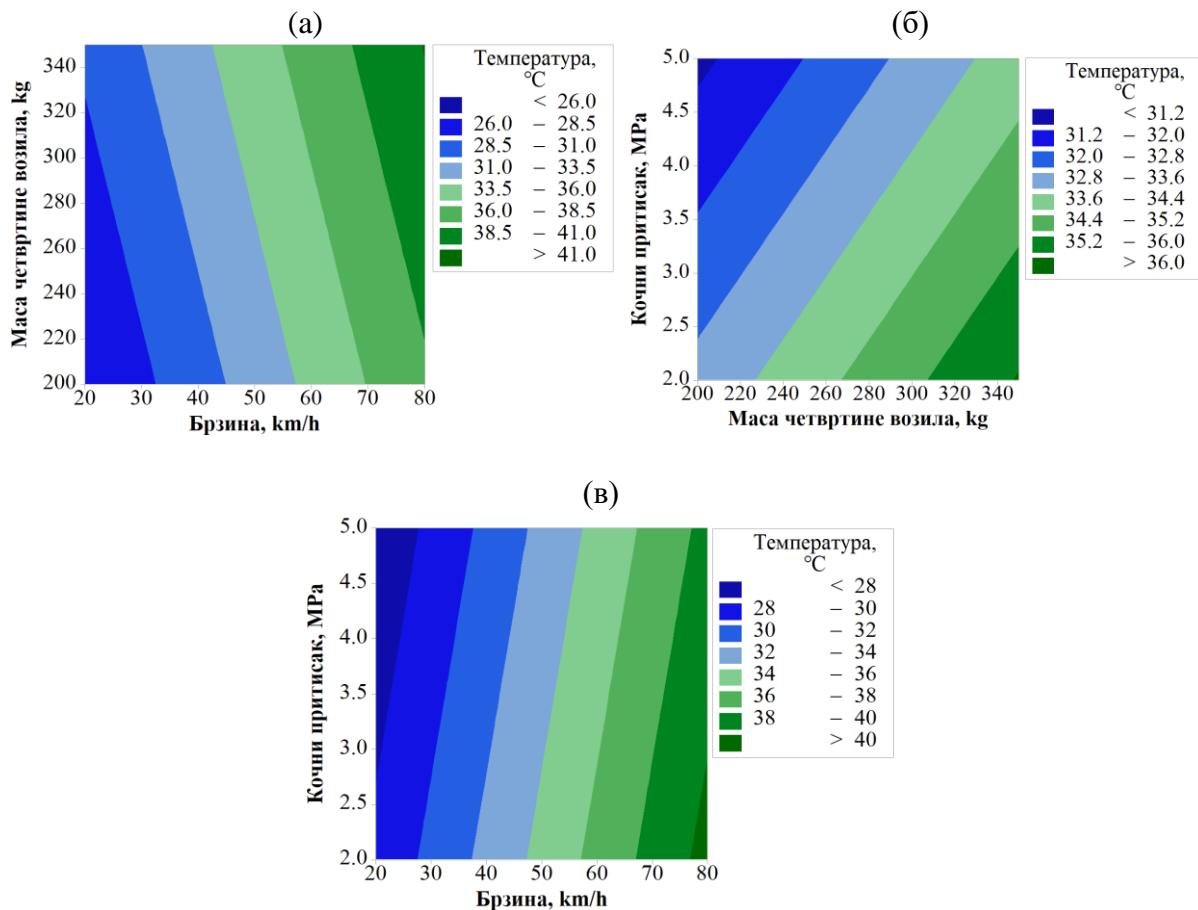
- масе четвртине возила и почетне брзине (слика 5.50 (а)),
- притиска у кочној инсталацији и масе четвртине возила (слика 5.50 (б)), и
- притиска у кочној инсталацији и почетне брзине (слика 5.50 (в)).



Слика 5.49 Дијаграмски приказ зависности времена кочења на: (а) масу четвртине возила и почетне брзине, (б) притиска у кочној инсталацији и масе четвртине возила и (в) притиска у кочној инсталацији и почетне брзине возила

Са повећањем брзине симулираног возила које је имало у тренутку активирања кочног система, и повећањем масе четвртине возила, количина генерисане топлоте, односно температура на кочним плочицама расте. Такође, са повећањем масе четвртине возила и смањењем притиска у кочној инсталацији температура расте. Разматрајући заједно слику 5.50 (б) и слику 5.49 (б) произилази закључак да што је време кочења дуже на кочним плочицама јављају се више температуре. Ово значи да уколико је време дејства кочних плочица на диск дуже, на кочним плочицама генерисаће се већа топлота. Када је почетна брзина највећа, а притисак у кочној инсталацији најмањи, температура која се бележи је највећа, слика 5.50 (в).

На основу резултата дошло се до логичних закључака, то јест да се најмање вредности времена заустављања и температуре добијају када су брзина и маса возила најмање, а кочни притисак највећи. Логичан след је да повећање прве две величине захтева и повећање вредности кочног притиска. Међутим, треба имати у виду да је максимални кочни притиска ограничен условима пута, о чему треба посебно водити рачуна приликом дефинисања максималног кочног притиска. Ово ће вероватно утицати на појаву већих температура, али ће допринети смањењу времена заустављања и повећању безбедности у саобраћају. Све претходно указује да постоји блиска веза између посматраних величина.



Слика 5.50 Дијаграмски приказ зависности температуре плочице на: (а) масу четвртине возила и почетне брзине, (б) притиска у кочној инсталацији и масе четвртине возила и (в) притиска у кочној инсталацији и почетне брзине

## 6 НУМЕРИЧКИ МОДЕЛ И ТЕРМИЧКА АНАЛИЗА СКЛОПА ДИСК КОЧНИЦЕ

Данас, у ери великог напретка технологије, где је битно бити први у налажењу решења, велику примену су нашли специјализирани софтверски пакети за виртуелно спровођење експеримента. У овом одељку биће приказани резултати виртуелног експеримента, као и могућност добијања „програма“ за планирање и предвиђање резултата експерименталног мерења.

### 6.1 Примена софтверског пакета ANSYS за одређивање термичких напрезања диск кочнице

Виртуелни експеримент извршен је у софтверском пакету ANSYS 14.5, у модулу *Transient Structural*. Примењени модул омогућује да се паралелно израчунавају механичка и термичка оптерећења која се јављају на анализираним деловима склопа, у овом случају кочног диска и кочних плочица. Зато спроведена анализа носи назив термомеханичка анализа.

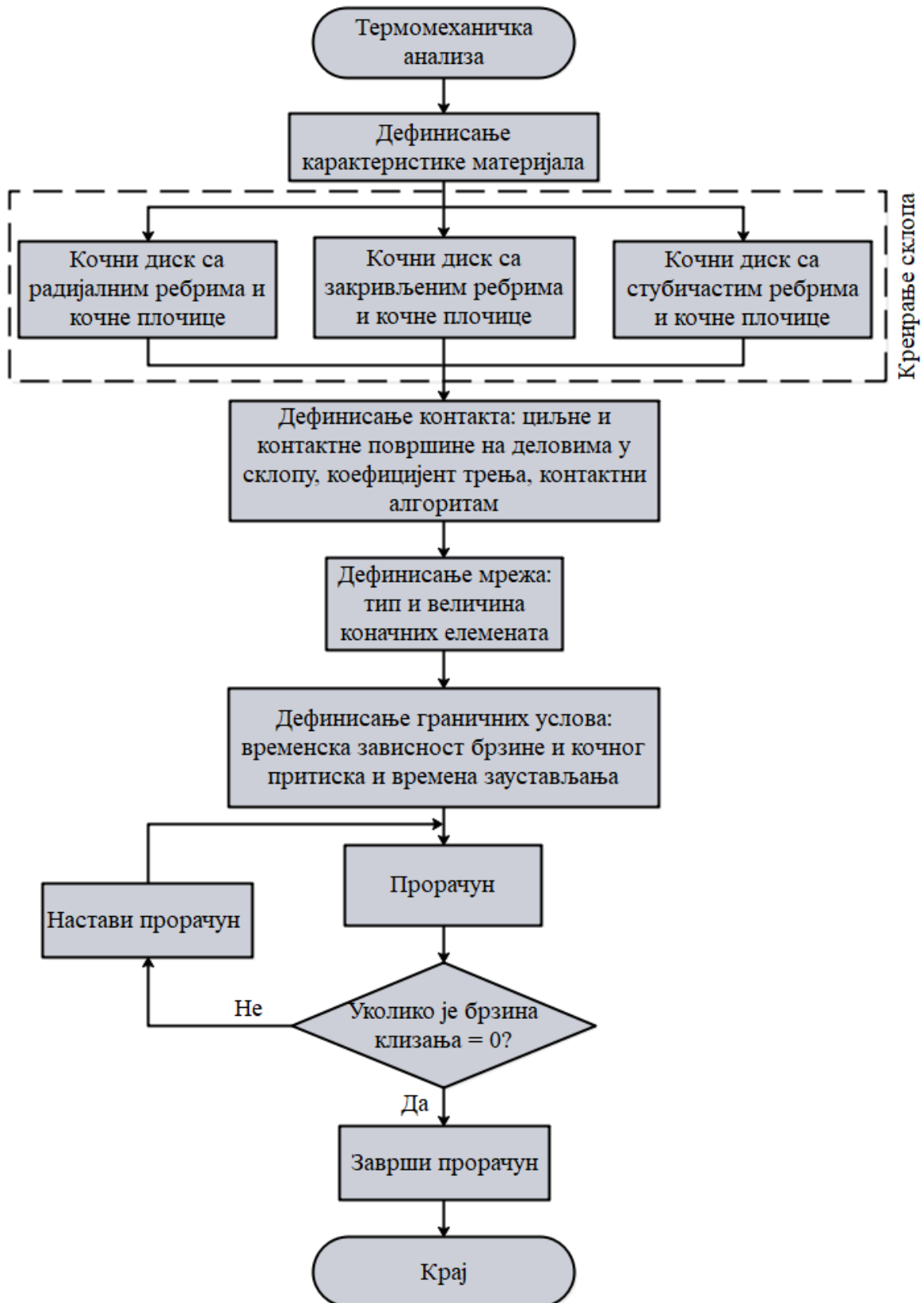
Главни кораци развијеног нумеричког приступа приказани алгоритмом су дати на слици 6.1. Термомеханичка анализа се заснива, како јој и само име каже, на одређивању термичких и механичких напрезања кочног диска и кочних плочица. Први корак јесте дефинисање карактеристика материјала анализираних елемената, а затим се приступа креирању модела елемената. Анализа је извршена за три различита решења кочног диска, где је једина разлика у њиховој конструкцији, тачније у облику примењених вентилационих ребара. Примењени материјали за кочни диск и кочне плочице су исти за сва три случаја.

Дефинисање контакта представља наредни корак у примењеној анализи. У овој фази је потребно дефинисати који од елемената је циљни, а који је контактни. Затим се врши дефинисање вредности коефицијента трења, која је у овом случају променљива по времену, па се као таква и уноси у програм. И на крају, преостаје још дефинисање алгоритма по ком се врши прорачун, а то се утврђује на основу доступних радова других аутора и упутства за рад у примењеном софтверу, који ће бити објашњени у наставку овог поглавља.

Поред претходних дефинисаних услова у циљу добијања што тачнијих резултата, још један битан корак у нумеричкој анализи јесте одабир коректног типа мреже коначних елемената, као и величине самих елемената.

Наредни корак јесте, дефинисање граничних услова, који су исти за сва три примењена модела. Гранични услови су преузети из експерименталног истраживања који су добијени на кочном диску са радијалним ребрима, и која су приказана у поглављу 5 ове докторске дисертације. Величине које се уносе као улазни параметри у нумеричку анализу су: временска зависност брзине и кочног притиска, као и укупно време заустављања симулираног возила.

Након тога врши се прорачун, где програм ради све до оног тренутка када се брзина клизања (угаона брзина кочног диска) не изједначи са нулом ( $\omega = 0$ ).



Слика 6.1 Алгоритам тока прорачуна

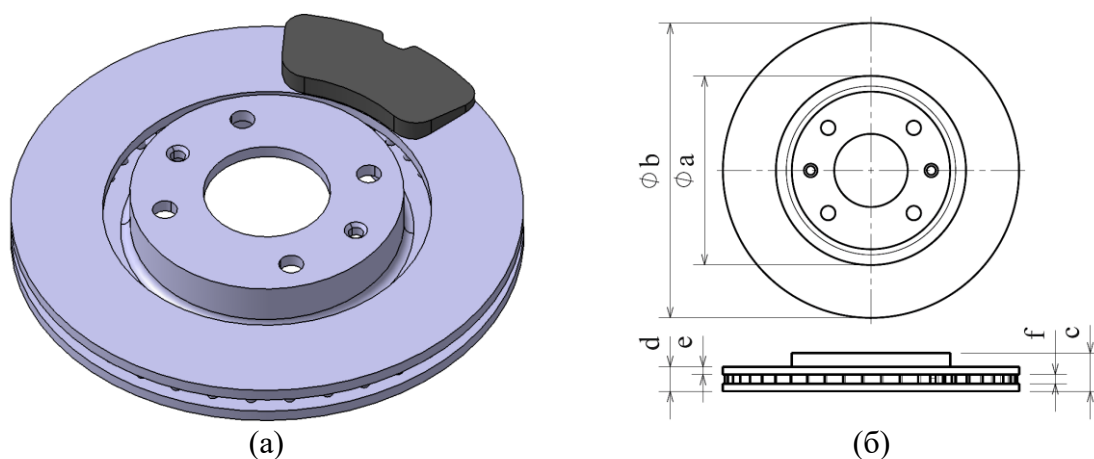
По завршетку прорачуна резултати се чувају у меморији рачунара, одакле се даље могу нпр. графички приказати. Предност оваквог приступа, у односу на традиционална експериментална испитивања огледа се у томе што се, на пример, може анализирати

температура на контактним површинама кочних плочица, као и на површини кочног диска која је у датом тренутку у контакту са кочном плочицом. Овако нешто није било могуће током спровођења експеримента, што донекле представља недостатак лабораторијског истраживања.

На самом крају су извршене све три нумеричке анализе, у зависности од примењеног облика ребра вентилирајућег кочног диска, приказани су резултати за сва три разматрана склопа и извршено је њихово међусобно поређење.

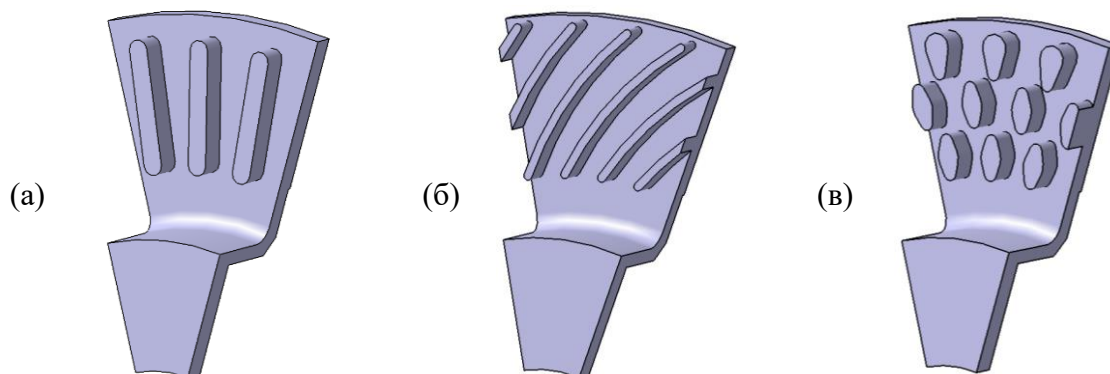
### 6.1.1 Тродимензионални модел и дефинисање карактеристика материјала

У овом одељку представљен је објекат испитивања (слика 6.2 (а)), са најбитнијим димензијама (слика 6.2 (б)), као и карактеристике материјала за кочни диск и кочне плочице. Примењена анализа, представља динамичку анализу која је у функцији од времена. *Transient Structural* анализа обезбеђује добар одговор у погледу понашања тј. одзива структуре под дејством оптерећења које је променљивог карактера, односно мења се по времену [86].



Слика 6.2 (а) 3D модел диск кочице и (б) ознаке димензија кочног диска

Тродимензионални модели кочног диска (са радијалним, закривљеним и стубичастим ребрима) и кочних плочица креирани су у софтверском пакету САТИА. Набројани облици ребара вентилирајућег кочног диска приказани су на слици 6.3. Различити облици ребара ће омогућити потврђивање једне од постављених хипотеза ове докторске дисертације, која гласи да облик ребара има утицај на термичка напрезања.



Слика 6.3 Облик ребара кочног диска: (а) радијални, (б) закривљен и (в) стубичаст

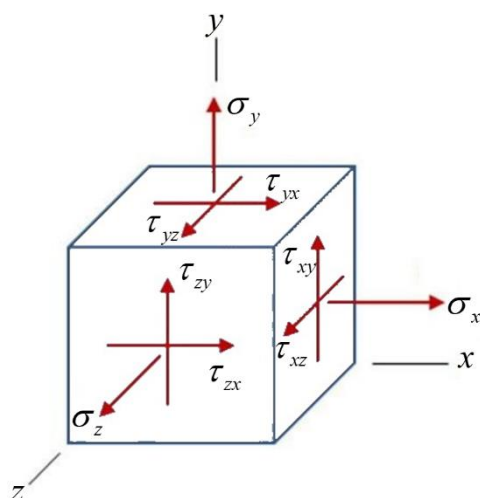
Карактеристике материјала кочног диска, као и основне димензије за све три варијанте кочних дискова су исте. Основне конструктивне димензије, као и карактеристике материјала кочног диска и кочних плочица приказане су табелом 6.1. Карактеристике одговарају реалном моделу на коме су вршена и експериментална испитивања.

**Табела 6.1** Конструктивне димензије и карактеристике материјала кочног диска и кочних плочица

<b>Конструктивне димензије кочног диска и кочних плочица</b>			
<i>Назив</i>	<i>Ознака на слици 6.2 (б)</i>	<i>Вредност</i>	<i>Јединица</i>
Унутрашњи радијус кочног диска	<i>a</i>	66,7	mm
Спољашњи радијус кочног диска	<i>b</i>	132,85	
Висина кочног диска	<i>c</i>	34,3	
Дебљина кочног диска	<i>d</i>	22,1	
Дебљина кочне плоче	<i>e</i>	6,8	
Висина ребара кочног диска	<i>f</i>	8,3	
Дебљина кочне плочице	/	12	
<b>Карактеристике материјала кочног диска и кочних плочица</b>			
<i>Назив</i>		<i>Вредност</i>	<i>Јединица</i>
Густина кочног диска		7100	kg/m <sup>3</sup>
Модул еластичности кочног диска		118	GPa
Поасонов коефицијент кочног диска		0,32	-
Топлотна проводљивост кочног диска		53,3	W/(m·°C)
Специфична топлота кочног диска		490	J/(kg·°C)
Термичко ширење диск кочнице		10,85·10 <sup>-6</sup>	1/°C
Густина кочне плочице		2300	kg/m <sup>3</sup>
Модул еластичности кочне плочице		20	GPa
Поасонов коефицијент кочне плочице		0,3	-
Топлотна проводљивост кочне плочице		3	W/(m·°C)
Специфична топлота кочне плочице		1200	J/(kg·°C)
Термичко ширење кочне плочице		10·10 <sup>-6</sup>	1/°C

### 6.1.2 Дефинисање типа коначних елемената

Да би се остварила могућност посматрања загревања кочног диска и кочних плочица и добио приказ еквивалентних (фон Мизесових, нем. *Von Mises*) напона који се јављају на деловима у склопу, као и на самом склопу, потребно је пре свега изабрати тип коначних елемената. Еквиваленти напон се састоји од нормалних и тагенцијалних напона (слика 6.4), и одређује се применом једначине (6.1). Ова анализа ће омогућују истовремени приказ, како термичких, тако и механичких напрезања. Примењени тип коначног елемента приказан је табелом 6.2. У табели 6.3 дат је број елемената и чворова за сваки кочни диск, као и број елемената и чворова за унутрашњу и спољашњу кочну плочицу.



Слика 6.4 Напони на површинама посматраног тела

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0,5 \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (6.1)$$

где су:




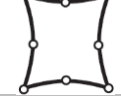

- $\sigma_{vm}$  - еквивалентни напон, фон Мизесов напон, МПа,
- $\sigma_x$  - нормални напон у правцу  $x$  осе, МПа,
- $\sigma_y$  - нормални напон у правцу  $y$  осе, МПа,
- $\sigma_z$  - нормални напон у правцу  $z$  осе, МПа,
- $\tau_{xy}$  - тангенцијално напон у  $xu$  равни, МПа,
- $\tau_{yz}$  - тангенцијално напон у  $uz$  равни, МПа,
- $\tau_{zx}$  - тангенцијално напон у  $zx$  равни, МПа.

Циљна површина у овом случају је површина контакта кочног диска са кочном плочицом, а контактна површина је површина кочне плочице. Циљна површина представља ону површину на којој је мрежа коначних елемената већих димензија. Такође, још један критеријум за одабир која ће од две површине бити циљна, јесте она која је веће тврдоће. Поред тога, циљна површина је и већих димензија.

Примењени тип мреже за склоп је тетраедална мрежа (слика 6.5) другог реда, изабрана због веће тачности резултата. Грешке апроксимације облика структуре настају због тога што није увек могуће начинити модел који ће тополошки и геометријски потпуно одговарати реалној структури. Уколико се при том користе линеарни коначни елементи, ову грешку је немогуће потпуно избећи. Повећањем броја елемената грешка се смањује, али ипак постоји. Некада је ову грешку могуће потпуно избећи коришћењем елемената вишег реда (квадратним или кубним). Како се може видети у илустрацији типа примењеног елемената (табела 6.2), елемент поред чворова на теменима, има и средње чворове. Оно што се може уочити на слици 6.5 је да су елементи већих димензија, а то за собом повлачи велико одступање резултата симулације од експерименталних. Мрежа другог реда и поред већих димензија самих елемената даће тачније резултате који неће у великој мери одступати од експерименталних резултата, у односу да је примењена мрежа првог реда која би била јако „фина“ (са коначним елементима малих димензија).

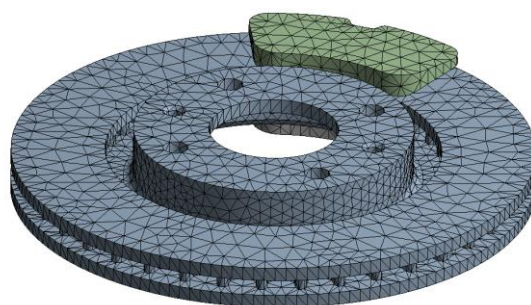
Недостатак примене мреже другог реда је што захтева дуже време које је потребно за прорачун, као и рачунар бољих перформанси.

**Табела 6.2** Тип примењених коначних елемената и њихов опис [87]

Назив	Опис	Степени слободе	Илустрација
<b>SOLID227</b>	3-D 10-Node Coupled-Field Solid 10 nodes 3-D space	UX, UY, UZ, TEMP, VOLT	
<b>CONTA174</b>	3-D 8-Node Surface-to-Surface Contact 8 nodes 3-D space	UX, UY, UZ, TEMP, VOLT, MAG	
<b>TARGE170</b>	Contact 3-D Target Segment 8 nodes 3-D space	UX, UY, UZ, TEMP	
<b>SURF154</b>	3-D Structural Surface Effect 4 to 8 nodes 3-D space	UX, UY, UZ	
<b>MPC154</b>	Structural Multipoint Constraint 2 or 3 nodes 3-D space	UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ KEYOPT Dependent	

**Табела 6.3** Број коначних елемената и чворова

	Облик ребара	Број чворова	Број елемената
<b>Кочни диск</b>	<i>Радијални</i>	38938	21096
	<i>Закривљен</i>	58714	32330
	<i>Стубичаст</i>	68919	38863
<b>Кочне плочице</b>	<i>Унутрашња</i>	1684	840
	<i>Спољашња</i>	1660	824



**Слика 6.5** Изглед примењене мреже

### 6.1.3 Гранични услови

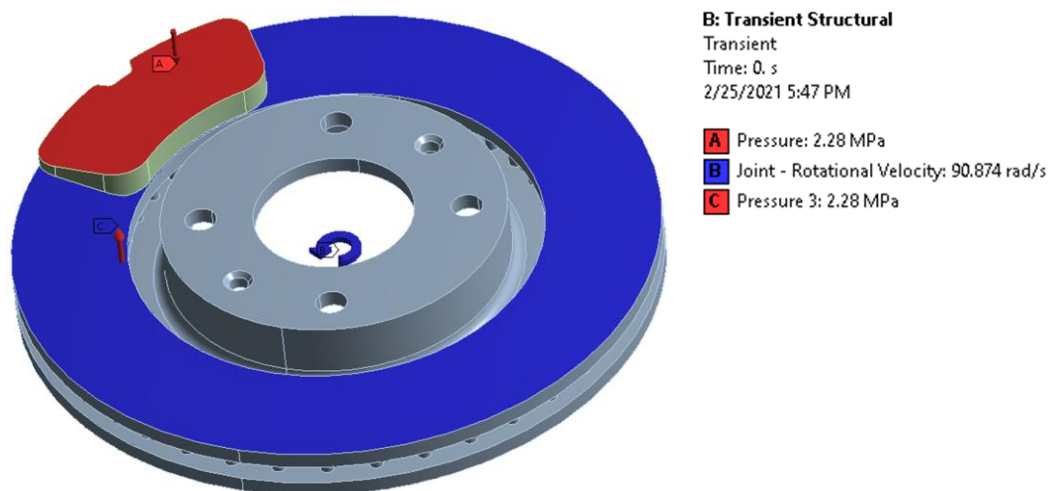
Дефинисани гранични услови су преузети из експерименталних резултата добијених на пробном столу у лабораторијским условима. Вредности су табеларно задате у самом програму, као што је приказано и у табели 6.4, које одговарају тесту ТКПБ5 или тесту ТКП5. Експеримент је извршен за случај када је маса четвртине симулираног возила била 300 kg, почетна брзина 100 km/h и максимални притисак у кочној инсталацији који се остварује је 5 МПа.



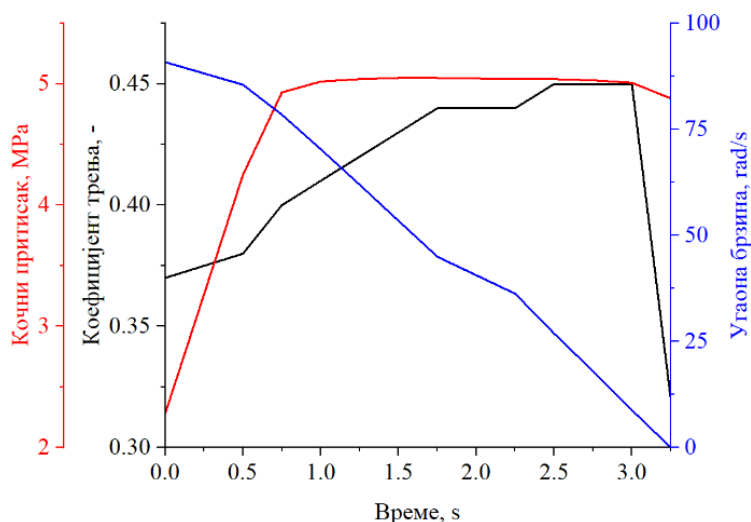
Табела 6.4 Гранични услови

Време, s	Коефицијент трења, -	Кочни притисак, МПа	Угаона брзина, $\text{rad}^{-1}$
0	0,37	2,28	90,87
0,5	0,38	4,25	85,51
0,75	0,40	4,93	78,49
1,00	0,41	5,02	70,34
1,25	0,42	5,04	61,95
1,50	0,43	5,05	53,46
1,75	0,44	5,05	44,97
2,25	0,44	5,04	36,26
2,5	0,45	5,04	26,88
2,75	0,45	5,03	17,99
3,00	0,45	5,01	8,82
3,25	0,32	4,88	0,00

Смер ротације кочног диска је позитиван математички смер, слика 6.6. Током ротације, у овом случају током процеса заустављања, на диск задатим притиском делују кочне плочице. Вредности притиска спољашње и унутрашње кочне плочице су исте, а вредности су приказане у табели 6.4, а њихов дијаграмски приказ на слици 6.7. Смањење угаоне брзине је такође представљена на дијаграму, слика 6.7.



Слика 6.6 Гранични услови: смер дејства притиска кочних плочица на кочни диска, као и смер ротације кочног диска



Слика 6.7 Дијаграмски приказ граничних услова у софтверу

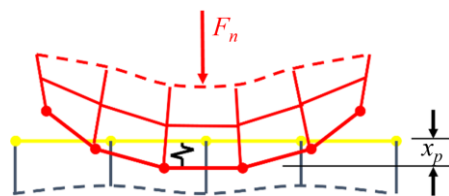
### 6.1.4 Примењени контактни алгоритам

Контактни алгоритми су битни у случају када се симулира контактено трење. Постоји неколико алгоритама, и то [88]:

- Казнена метода (енгл. *Penalty method*) је метода која представља крут контакт између два тела која су у контакту.

$$F_n = k_n x_p, \quad (6.2)$$

где је  $F_n$  контактна сила,  $k_n$  контактна крутост и  $x_p$  растојање између два постојећа чвора или између два одвојена тела, слика 6.8.



Слика 6.8 Изглед контакта између два тела [89]

- Проширена Лангранжова метода (енгл. *Augmented Lagrangian method*) се састоји од низа Казнених метода. Ова метода је боља од Казнене методе, јер је повољнија за коришћење и мање је осетљива на величину контактне крутости. Међутим, у неким анализама може захтевати додатне итерације и то у случајевима када мрежа постане превише деформисана, а то за собом повлачи и дуже време потребно за прорачун.

$$F_n = k_n x_p + \lambda, \quad (6.3)$$

где је  $\lambda$  Лагранжова компонента - мултипликатор.

- Лагранжов мултипликатор (енгл. *Lagrange multiplier*) се користи у случајевима када је потребан још један степен слободе. Примена овог

алгоритма захтева још додатних итерација, у циљу стабилизације стања контакта. Ово даље води до потребе за јачим рачунаром, тј. рачунара са већом меморијом за складиштење података, у односу на Проширену Лагранжову методу.

- Чиста Лагранжова метода (енгл. *Pure Lagrange*) је врло слична методи Лагранжовог мултипликатора. Међутим, ова метода не захтева дефинисање контактне крутости.
- Унутрашње ограничење са више тачака (енгл. *Internal multipoint constraint (MPC)*) се користи у случају када постоји више различитих типова контаката.

Примењени алгоритам за одређивање напрезања која се јављају у процесу кочења на фриксионом пару је проширена Лагранжова метода, као што је извршено и у ранијем истраживању [84] јер се показала као добар и погодан алгоритам за одређивање термичких напрезања. При моделирању термо-структурног контакта, брзина расипања топлоте током трења, дата је релацијом (6.3):

$$q = FHTG \cdot \tau \cdot V_s, \quad (6.4)$$

где су  $q$  брзина расипања топлоте,  $FHTG$  је количина енергије претворена у топлоту услед трења,  $\tau$  је еквивалентно трење и  $V_s$  брзина клизања:

$$q_c = FWGT \cdot FHTG \cdot \tau \cdot V_s \quad (6.5)$$

и

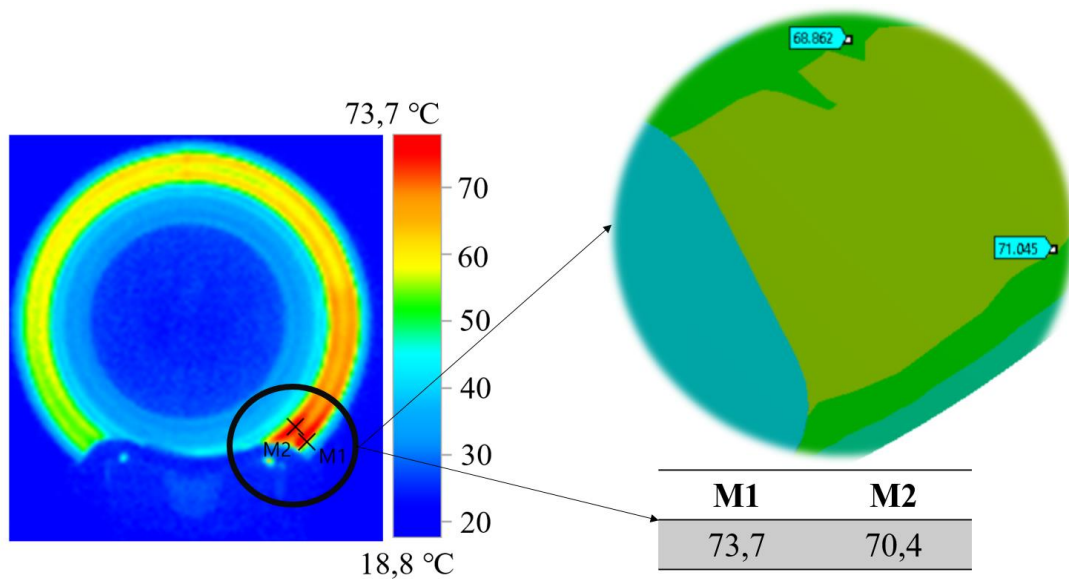
$$q_r = (1 - FWGT) \cdot FHTG \cdot \tau \cdot V_s. \quad (6.6)$$

Релација (6.4) представља брзину расипања топлоте са контактне површине, а релација (6.5) са циљне површине.  $FWGT$  је фактор расподеле топлоте између контактне и циљне стране, где је његова вредност 0,108 и ова вредност се уноси у подешавања симулације. Вредност  $FWGT$  је уз помоћ колеге Одај Ибрахим Абдулах (енгл. *Oday Ibrahim Abdullah*) одређена на Техничком универзитету у Хамбургу.

### 6.1.5 Кочни диск са радијалним ребрима

Пре приказа било којих резултата добијених нумеричком методом, потребно је размотрити разлоге за постојање одступања између резултата који су добијени нумеричком методом у односу на резултате добијене експерименталним путем и вредности одступања. Одступање резултата настаје из разлога што су у нумеричкој методи материјали кочних плочица и кочног диска дефинисани као хомогени материјали. Поред тога, сва експериментална испитивања, спроведена за потребе ове докторске дисертације, су започињана при истим почетним условима, али није било могуће строго контролисати радне услове у лабораторији због инфраструктуре лабораторије. Услови окружења у виртуалном експерименту током времена су били потпуно непромењени. На слици 6.9 је дат приказ вредности температура на ободу спољашње стране кочног диска по изласку кочног диска из контакта са кочном плочицом. Максимално одступање између резултата нумеричке методе и експерименталног истраживања је 3,73% (табела 6.5), што је у дозвољеним границама. Такође, при анализи упоредних резултата

добијених од стране других истраживача [11, 46], између нумеричке методе и експеримента разлика је имала готово исту вредност.



Слика 6.9 Приказ резултата добијених нумеричком методом и експерименталним испитивањем

Табела 6.5 Одступање између резултата добијених експерименталним и нумеричким путем

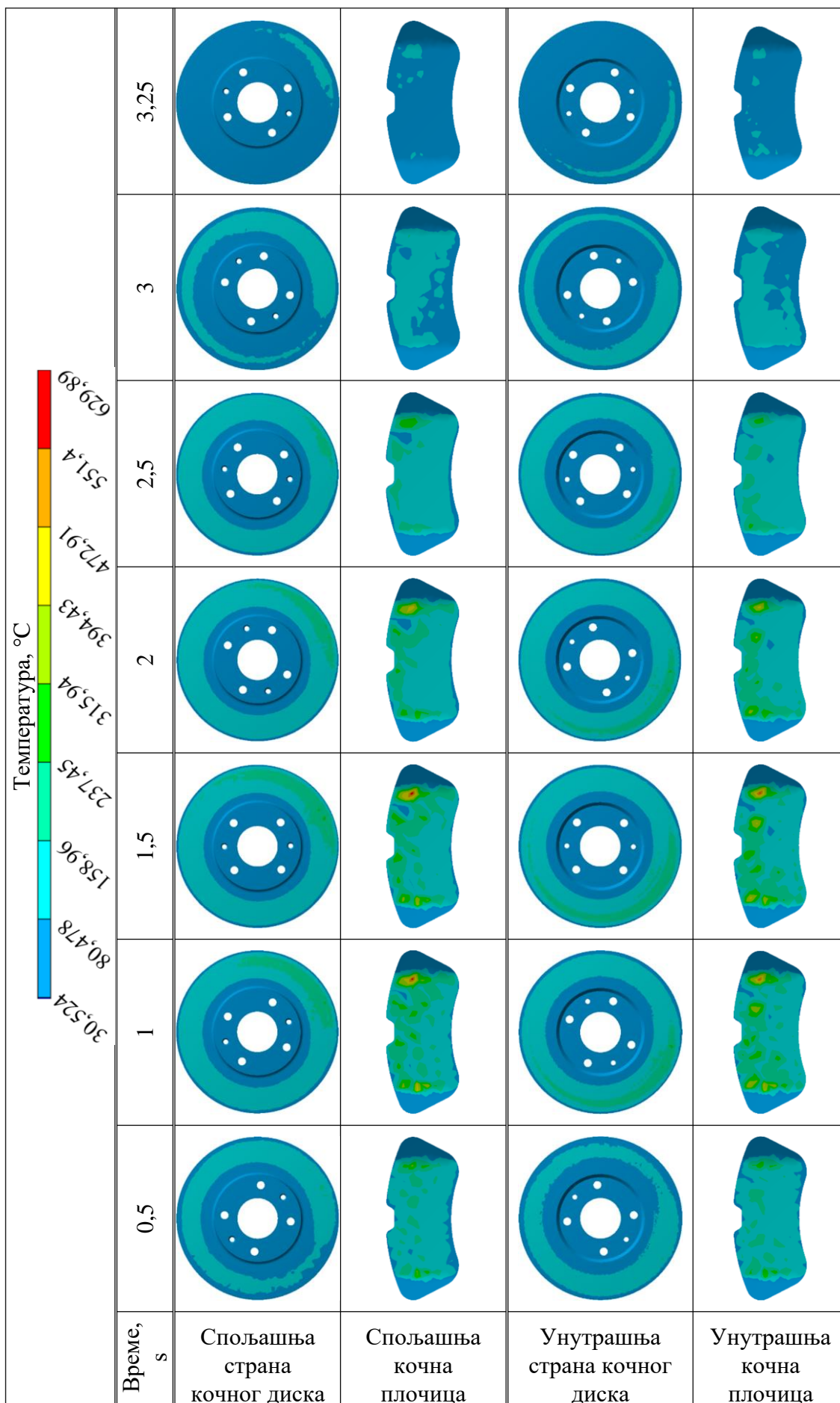
	Експеримент, °C	Нумеричка метода, °C	Одступање, %
M1	73,7	71,045	3,73
M2	70,4	68,862	2,23

Посматрајући спољашњу страну кочног диска (табела 6.6), смер ротације је позитиван математички смер и већ по изласку из контакта кочног диска са кочном плочицом долази до пораста температуре. Код унутрашње стране кочног диска, смер ротације је негативан математички смер и има исто понашање као и спољашња страна кочног диска.

Температурно поље на површини кочног диска се формира у облику врелих трака, што је неповољно код кочног диска, јер управо тада настају највећа оштећења на кочном диску, што је доказано у истраживању [21]. Исто понашање загрејаног кочног диска забележено је и при експерименталним испитивањима.

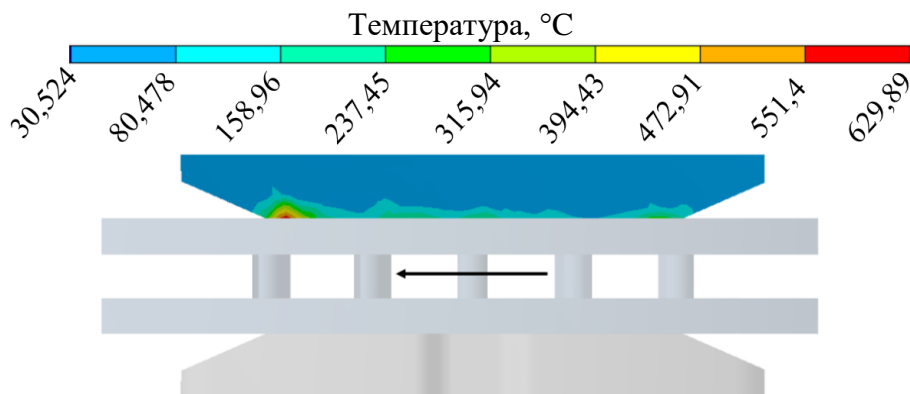
Температуре на кочним плочицама су више од температура кочног диска, табела 6.6 и 6.7, и слике 6.10 и 6.11. Међутим, више температуре се остварују на спољашњој кочној плочици, слике 6.10 и 6.11. Смер ротације кочног диска на сликама 6.10 и 6.11 приказан је стрелицом. Добра страна диск кочница се огледа у томе што само на контактним површинама, иако настају високе температуре, генерисана топлота се ефикасно одводи са контактне површине, табела 6.7 и слике 6.10 и 6.11. Ако се посматра температурно поље по дубини кочног диска и кочних плочица, може се приметити да вредности температура брзо опадају. Захваљујући овом брзом опадању температуре по дубини, неће доћи до претераног загревања кочне течности и појаве кавитације, чиме настаје појава пропадања кочне педале.

Табела 6.6 Загревање диск кочице са радијалним ребрима по времену



**Табела 6.7** Промена температуре кочног диска са радијалним ребрима са спољашње и унутрашње стране и по дубини, непосредно до тренутка постизања максималне вредности

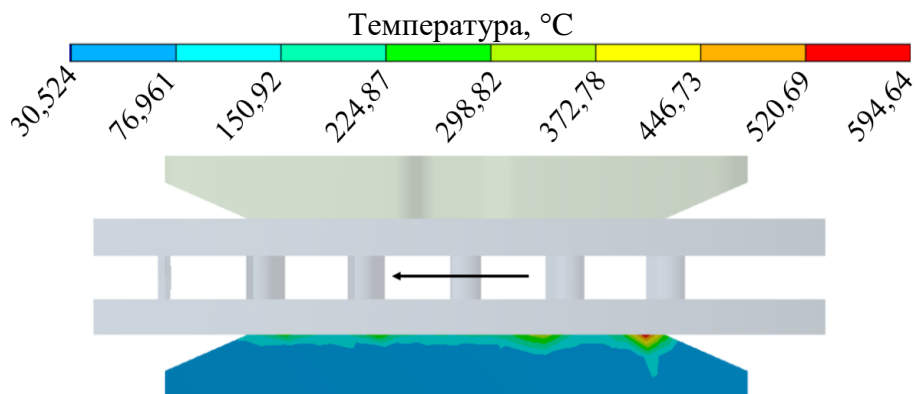
Температура, °C			
Спољашња страна			
Пресек			
Унутрашња страна			
Време, s	0,59091	0,91919	1,2146



**Слика 6.10** Температурно поље спољашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,275$  s) постизања максималне температуре

Посматрајући само спољашњу кочну плочицу по дубини, не долази до великог пораста температуре у пресеку. Посматран је пресек где се јавља локални максимум на контактної површини, од 629,89 °C. На дубини већ од 1 mm, испод места где је дошло до постизања максималне вредности, температура је око 545 °C, док је на дубини од 2 mm, температура око 395 °C. Одакле следи закључак да температура по дубини јако брзо опада и та разлика температуре на дубини од 2 mm од контактне површине износи око

235 °C. Када је у питању унутрашња кочна плочица (слика 6.10), на њеној контактної површини се јављају нешто ниже температуре од спољашње кочне плочице, и то за 35 °C. На дубини од 1 mm, испод места где се појавио локални максимум, температура је имала вредност око 500 °C, а на дубини од 2 mm вредност је око 372 °C.



Слика 6.11 Температурно поље унутрашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,28$  s) постизања максималне температуре

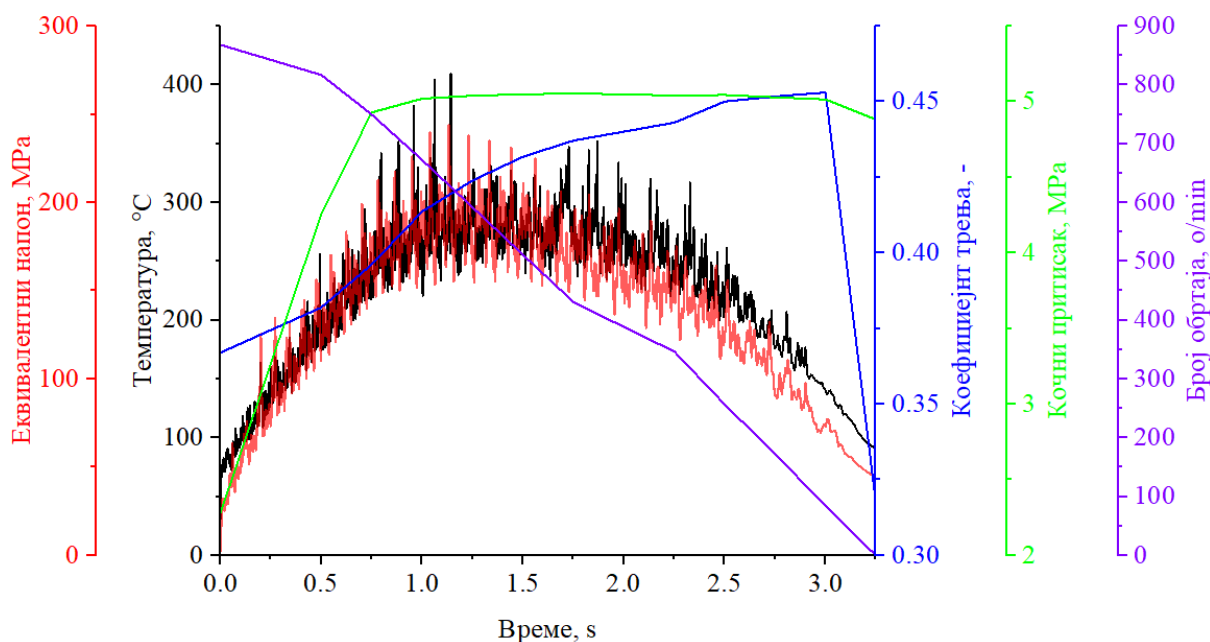
По дубини кочне плочице није дошло до великих промена температура, јер кочне плочице у току симулације испитивања нису биле дуго изложене високим температурама, а поред тога материјал од ког су направљене кочне плочице имају малу вредност топлотне проводљивости, што се може видети са слика од 6.12 до 6.14. На сликама од 6.12 до 6.14 су бележене максималне вредности у сваком тренутку за еквивалентне напоне и температуре диск кочнице, а поред ове две променљиве на дијаграмима се, ради бољег разумевања и анализе добијених резултата, налазе и улазне величине као што су коефицијент трења, кочни притисак и број обртаја кочног диска. Када је у питању кочни диск, код њега долази до брзих промена температуре, јер током процеса заустављања диск стално ротира и увек је већи део кочног диска ван контактне зоне, а само мали део је у контакту са кочном плочицом где настаје пораст температуре услед трења.

На крају процеса кочења, максималне вредности температура се јављају на излазном делу спољашње и унутрашње кочне плочице. Максимална вредност температуре спољашње кочне плочице је 111,57 °C, а унутрашње је 93,06 °C. Посматрајући тренутак када су се јавиле максималне температуре на кочним плочицама, њена вредност се кретала око 600 °C, да би у тренутку када кочни диск престао да се окреће температура пала за око 500 °C. Пад температуре је забележен за мање од 2 s.

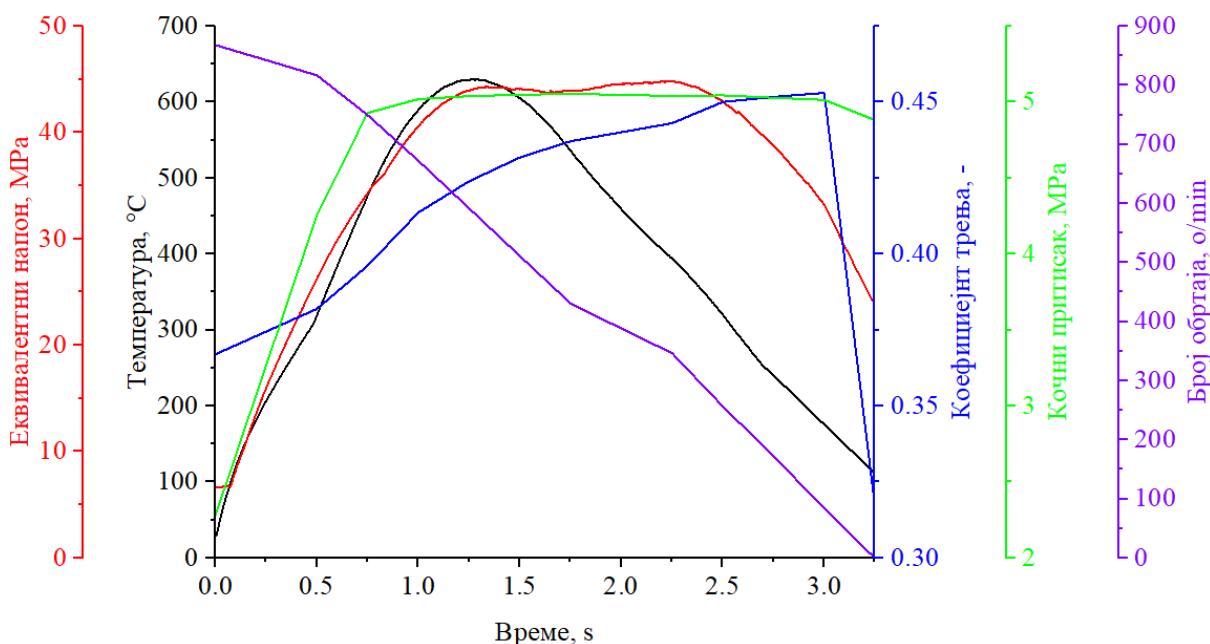
Температура кочног диска је променљива током процеса заустављања, што исто важи и за еквивалентан напон који се јавља на кочном диску, слика 6.12. Облик промене еквивалентног напона готово потпуно одговара промени температуре кочног диска. Када дође до пораста температуре долази и до пораста еквивалентног напона који се јавља на кочном диску. Максимална вредност температуре кочног диска се јавља након 1,143 s, док се максимална вредност еквивалентног напона јавља нешто раније, односно након 1,132 s од почетка процеса кочења. Након 1,7 s, температура на кочном диску почиње да опада, што је условљено падом угаоне брзине кочног диска.

Еквивалентан напон који се јавља на кочном диску није условљен дејством притиска кочних плочица, већ само променом температуре. Са порастом температуре, расте еквивалентан напон, а затим када настаје процес опадања температуре на кочном диску,

опада и напон, слика 6.12. Од тренутка 1,143 s када се јавила максимална температура на кочном диску, максимална вредност еквивалентног напона бележи пад, посматрајући пикове на дијаграму (слика 6.12) који описују вредности еквивалентног напона.



Слика 6.12 Промене еквивалентног напона и температуре кочног диска у зависности од граничних услова



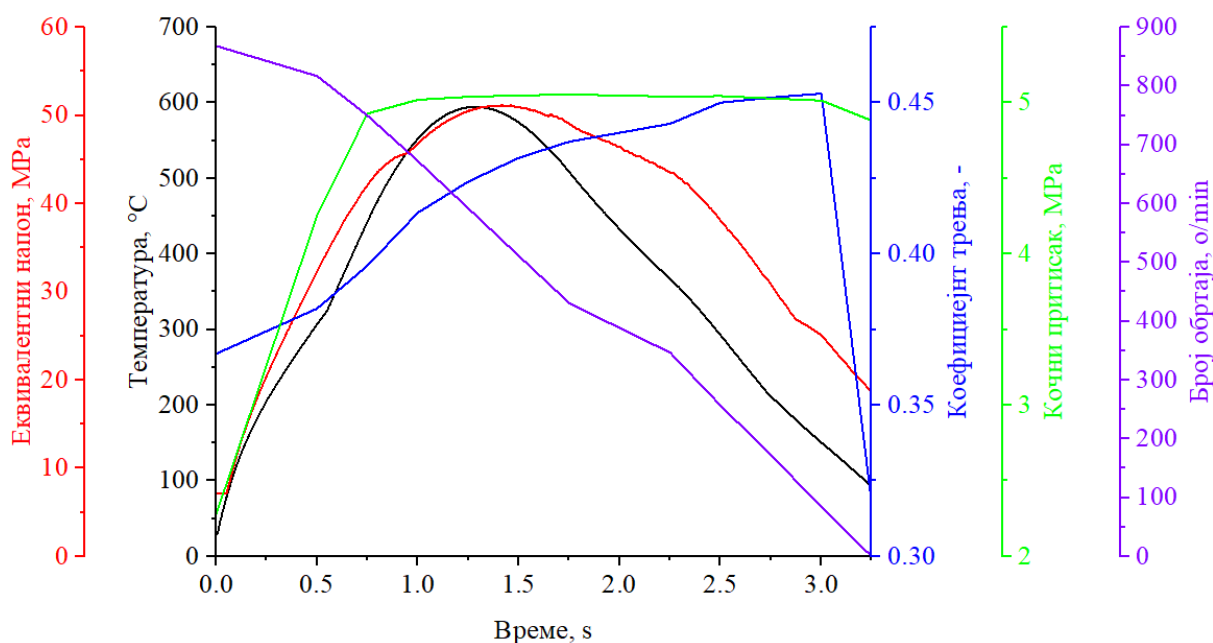
Слика 6.13 Промене еквивалентног напона и температуре спољашње кочне плочице у зависности од граничних услова

На самом почетку процеса заустављања вредност еквивалентног напона на спољашњој и унутрашњој кочној плочици је константна, и то траје 0,053 s и након тога почиње пораст вредности еквивалентног напона, слике 6.13 и 6.14. Облик криве еквивалентног напона и промене температуре спољашње кочне плочице није исти. Еквивалентни напон за спољашњу кочну плочицу расте све до оног тренутка до када расте и температура, а



затим остаје готово константан још неко време иако температура опада. Ово настаје због појаве „ефекта кишобрана“. Контактна површина кочног диска се деформише ка спољашњој страни, што додатно утиче да на спољашњој кочној плочици, готово током читавог процеса заустављања, еквивалентан напон остане константан све до 2,288 s, а затим након овог тренутка следи пад вредности еквивалентног напона.

За разлику од спољашње кочне плочице, облик кривих које описују промену еквивалентног напона и температуре је готово исти за унутрашњу кочну плочицу, слика 6.13. Максимална вредност еквивалентног напона се постиже одмах након достизања максималне температуре. Оно што је карактеристично за кочне плочице и кочни диск, јесте да се након достизања максималног кочног притиска јављају максималне вредности еквивалентног напона и температуре, слике од 6.12 до 6.15.



Слика 6.14 Промене еквивалентног напона и температуре унутрашње кочне плочице у зависности од граничних услова

Максимална вредност температуре на кочним плочицама се јавља након тренутка достизања максималне вредности температуре на кочном диску. Тренутак када вредност температуре на спољашњој кочној плочици достигне свој максимум је 1,275 s, док на унутрашњој кочној плочици максимална вредност температуре се јавља након 1,28 s.

Вредност еквивалентног напона за кочни диск ни у једном тренутку не премашују вредност границе течења, која износи 290 МПа, одакле следи закључак да није нарушена поузданост кочног система.

### 6.1.6 Кочни диск са закривљеним ребрима

У циљу одређивања зависности температуре од облика ребара вентилирајућег кочног диска, разматран је кочни диск са закривљеним ребрима, а у следећем делу кочни диск са стубичастим ребрима.

Гранични услови, карактеристике материјала, као и смер ротације кочног диска је исти као и за случај кочног диска са радијалним ребрима, односно кочног диска који је примењен у експерименталним истраживањима. Такође, иста је и промена коефицијента трења, притиска кочних плочица, и угаоне брзине.

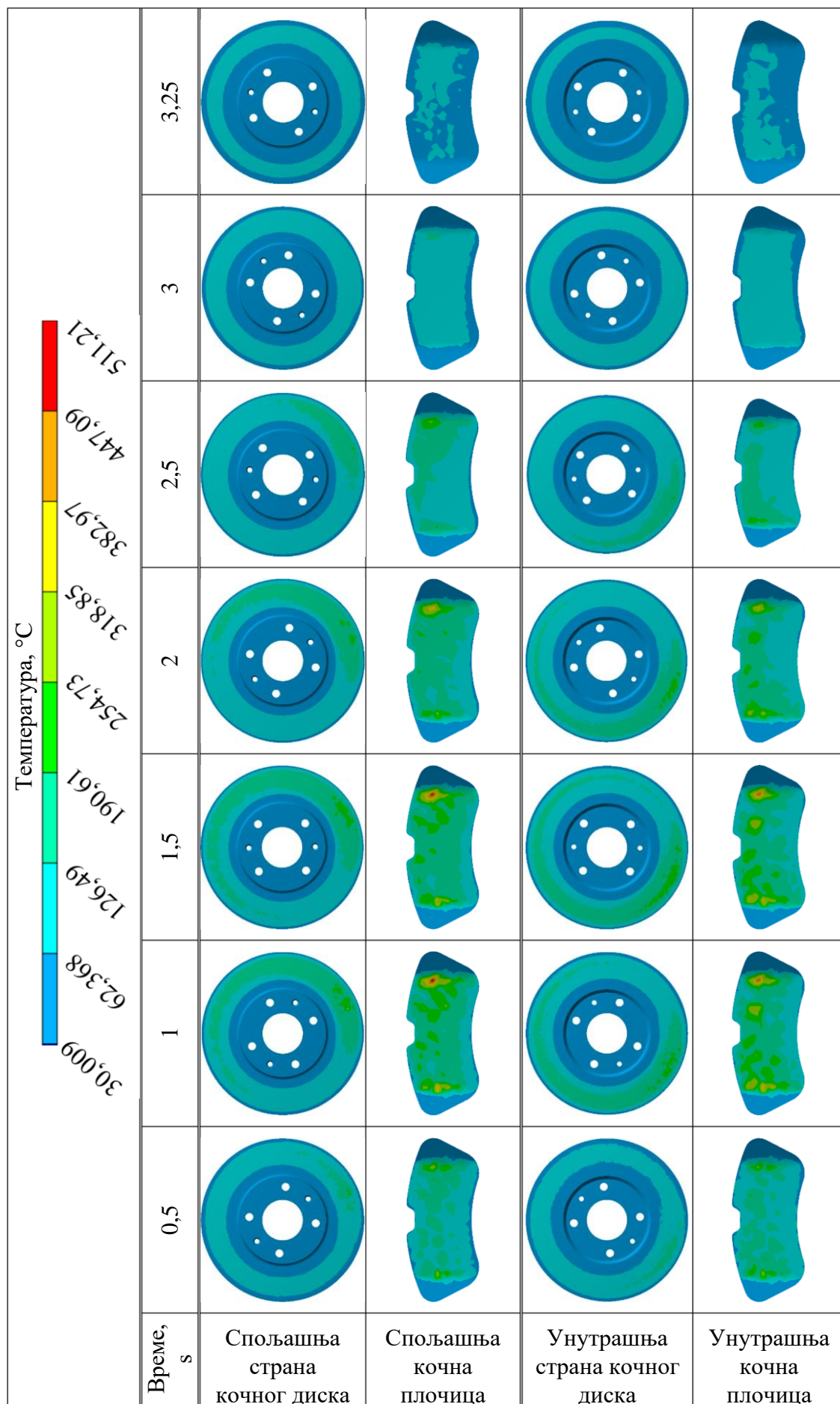
Смер ротације кочног диска, када се посматра спољашња страна кочног диска (табела 6.8), је позитиван математички смер. Већ при наиласку спољашњег дела кочног диска у контакт са спољашњом кочном плочицом, температура на почетку контакта почиње да расте и све је већа како се иде ка излазу из контакта са кочном плочицом. Исто важи и за унутрашњу страну кочног диска, с тим што смер ротације када се посматра унутрашња страна кочног диска има негативан математички смер. Највеће вредности температура, локални максимуми на спољашњој кочној плочици настају на излазном делу кочне плочице, док код унутрашње настају на наилазном делу, табела 6.8. Локални максимум се јавља у једној тачки. У случају када се проучава кочни диск са закривљеним ребрима, долази до генерисања температурног поља у облику врелих трака на контактної површини кочног диска. Овај појава ни у овом случају није добра са аспекта настанка највећих оштећења на кочном диску.

Посматрајући кочни диск са закривљеним ребрима, и поредећи температуре у истим тренуцима са кочним диском са радијалним ребрима, више температуре се јављају на контактної површини кочног диска са радијалним ребрима, док по дубини кочног диска температуре опадају у оба случаја, табела 6.9. Максимална вредност температуре на кочном диску се јавља на унутрашњој страни кочног диска, по изласку из контакта са унутрашњом кочном плочицом. За разлику од радијалног кочног диска, вредност максималне температуре на кочном диску са закривљеним ребрима је нижа за 82,78 °C, табеле 6.7 и 6.9. У случају диск кочнице са применом кочног диска који има закривљена ребра, температуре на кочним плочицама су више у односу на кочни диск, слике 6.15 и 6.16.

Максимална температура на кочним плочицама, било да се ради о спољашњој или унутрашњој плочици, сконцентрисана је у једној тачки, али температура по дубини брзо опада, као и по контактної површини удаљавајући се од тачке појаве локалног максимума. Максимум се јавља на спољашњој кочној плочици и он има вредност 511,21 °C (слика 6.15), док је на унутрашњој нешто нижи, 474 °C (слика 6.16). Ротација кочног диска на сликама 6.15 и 6.16 приказан је стрелицом. На дубини од 1 mm испод места појаве локалног максимума, код спољашње кочне плочице температура је око 400 °C, што је за више од 100 °C ниже од максималне температуре на контактної површини, на месту појаве локалног максимума. Код унутрашње кочне плочице температура је око 380 °C.

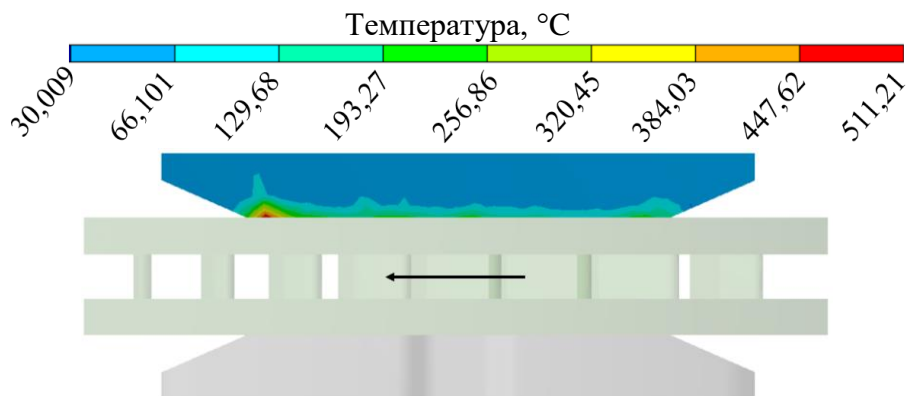
Посматрајући даље по дубини кочне плочице, од места појаве локалног максимума, температура и даље опада, што је добро. Увек се тежи да температура по дубини кочне плочице буде што нижа могућа. Једино на тај начин током експлоатације возила, готово у сваком тренутку постојаће безбедно и брзо заустављање возила (за кратко време, односно на малом пређеном путу). Температура на дубини од 2 mm код спољашње кочне плочице око 280 °C, а код унутрашње кочне плочице је око 250 °C.

Табела 6.8 Загревање диск кочице са закривљеним ребрима по времену



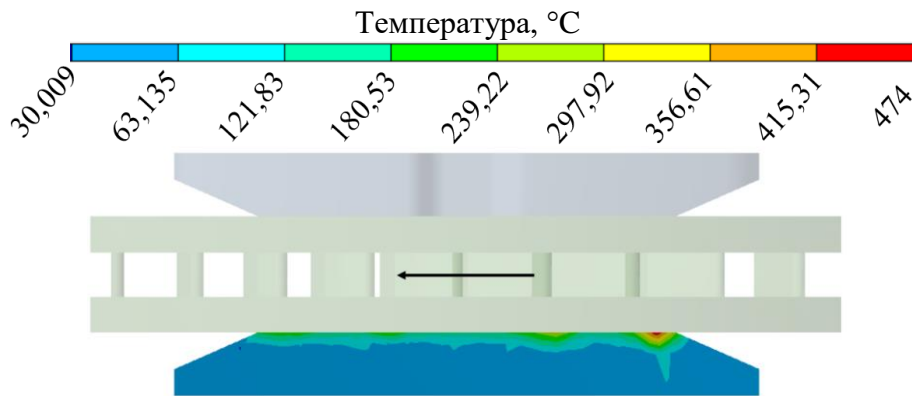
**Табела 6.9** Промена температуре кочног диска са закривљеним ребрима са спољашње и унутрашње стране и по дубини, непосредно до тренутка постизања максималне вредности

Температура, °C			
Спољашња страна			
Пресек			
Унутрашња страна			
Време, s	0,59091	0,91919	1,2146

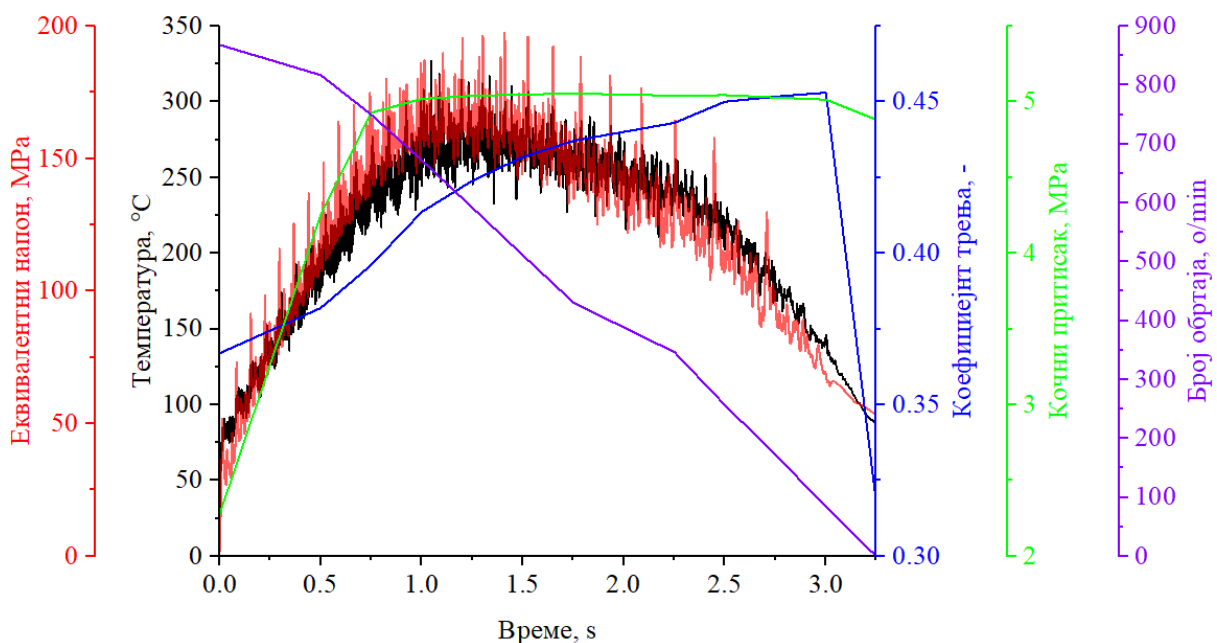


**Слика 6.15** Промена температуре спољашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,2065$  s) постизања максималне температуре

Дијаграми температуре и еквивалентног напона на кочном диску са закривљеним ребрима имају променљив облик, слика 6.17. До појаве овако променљивих оптерећења, како термичких, тако и механичких долази због ротације кочног диска и карактеристика контакта, где је један део кочног диска у контакту са кочним плочицама и у тој зони долази до пораста температуре, а већ у наредном тренутку иста зона више није у контакту, и интензивно се хлади. Понашање је готово исто као и у случају кочног диска са радијалним ребрима.



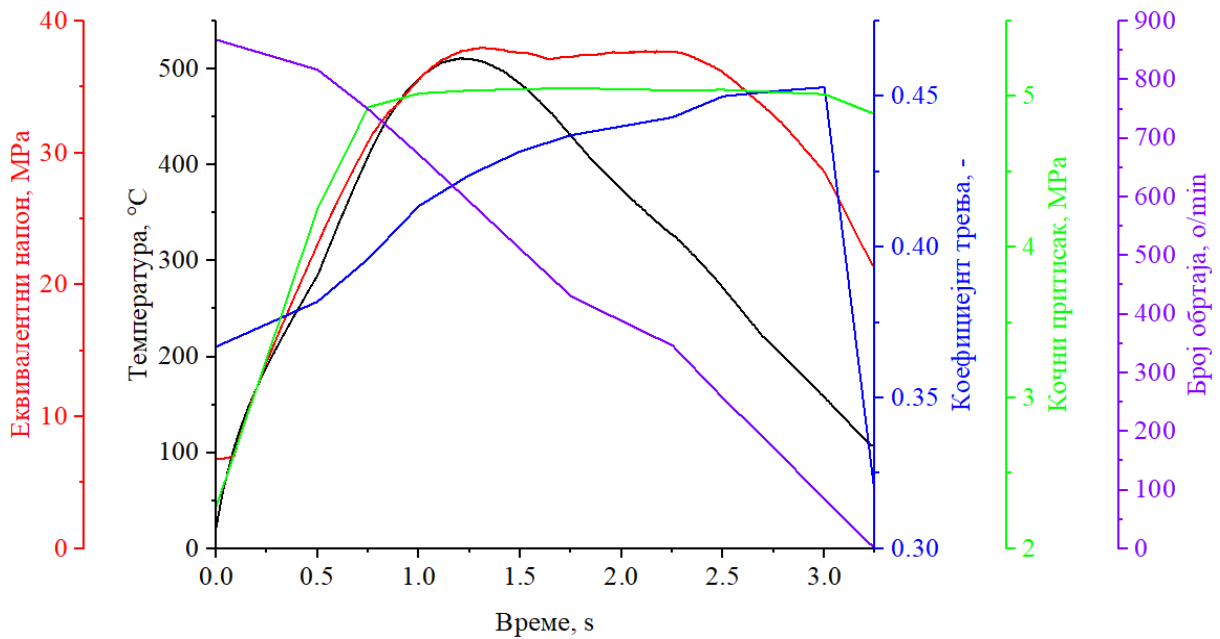
Слика 6.16 Промена температуре унутрашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,2275$  s) постизања максималне температуре



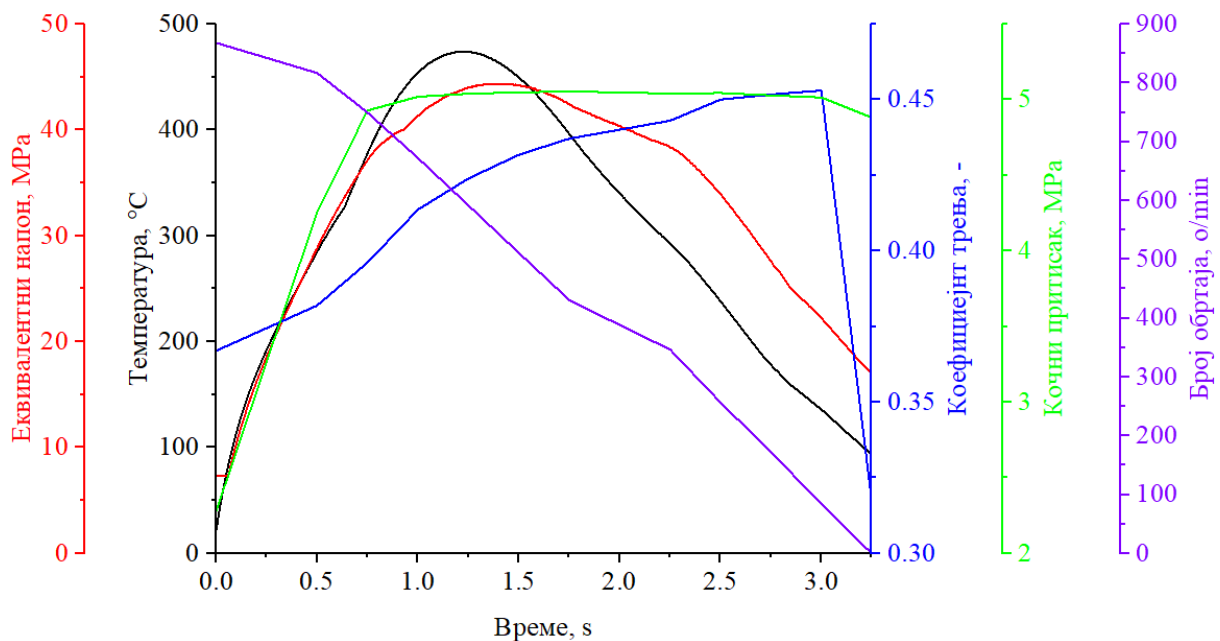
Слика 6.17 Промене еквивалентног напона и температуре кочног диска у зависности од граничних услова

Температура на спољашњој кочној плочици, расте готово линеарно до 1 s, као и еквивалентни напон. Након 1,2065 s од тренутка почетка процеса заустављања, температура достиже максималну вредност, која у овом случају износи 511,21 °С, и након тога почиње да опада, слика 6.18. Ово није случај и са еквивалентним напоном на кочној плочици, који још неко време остаје приближно константан. Пад еквивалентног напона код спољашње кочне плочице јавља се након 2,25 s, када је број обраћаја пао испод 350 o/min.

Пораст еквивалентног напона и температуре на унутрашњој кочној плочици, има исти карактер до 0,75 s од тренутка почетка заустављања симулираног возила. Максимална температура на унутрашњој кочној плочици се јавља након 1,2275 s и она износи 474 °С, док се максимална вредност еквивалентног напона јавља након тренутка постизања максималне температуре и то након 1,4385 s, а који у том тренутку има вредност 44,383 МПа, након тога следи пад вредности еквивалентног напона, слика 6.19.



Слика 6.18 Промене еквивалентног напона и температуре спољашње кочне плочице у зависности од граничних услова



Слика 6.19 Промене еквивалентног напона и температуре унутрашње кочне плочице у зависности од граничних услова

Вредност еквивалентног напона који су се јавили на кочном диску са закривљеним ребрима, не прелазе вредност границе течења, па самим тим није нарушена поузданост оваквог једног кочног система са диск кочницом са закривљеним ребрима.

Максимални еквивалентни напони диск кочнице, у случају кочног диска са закривљеним ребрима, су нижи од вредности еквивалентног напона за случај диск кочнице када је разматран кочни диск са радијалним ребрима. Поред тога и максималне вредности температура у односу на случај диск кочнице са примењеним кочним диском са

радијалним ребрима су такође ниже. Одакле следи, да је повољнији за примену кочни диск са закривљеним ребрима у односу на кочни диск са радијалним ребрима.

### **6.1.7 Кочни диск са стубичастим ребрима**

Још једна варијанта кочног диска који се разматра поред закривљеног кочног диска, јесте кочни диск са стубичастим ребрима. Добијене вредности за температуру и еквивалентни напон диск кочнице са кочним диском са стубичастим ребрима, поредиће се са добијеним вредностима кочног диска са радијалним и закривљеним ребрима.

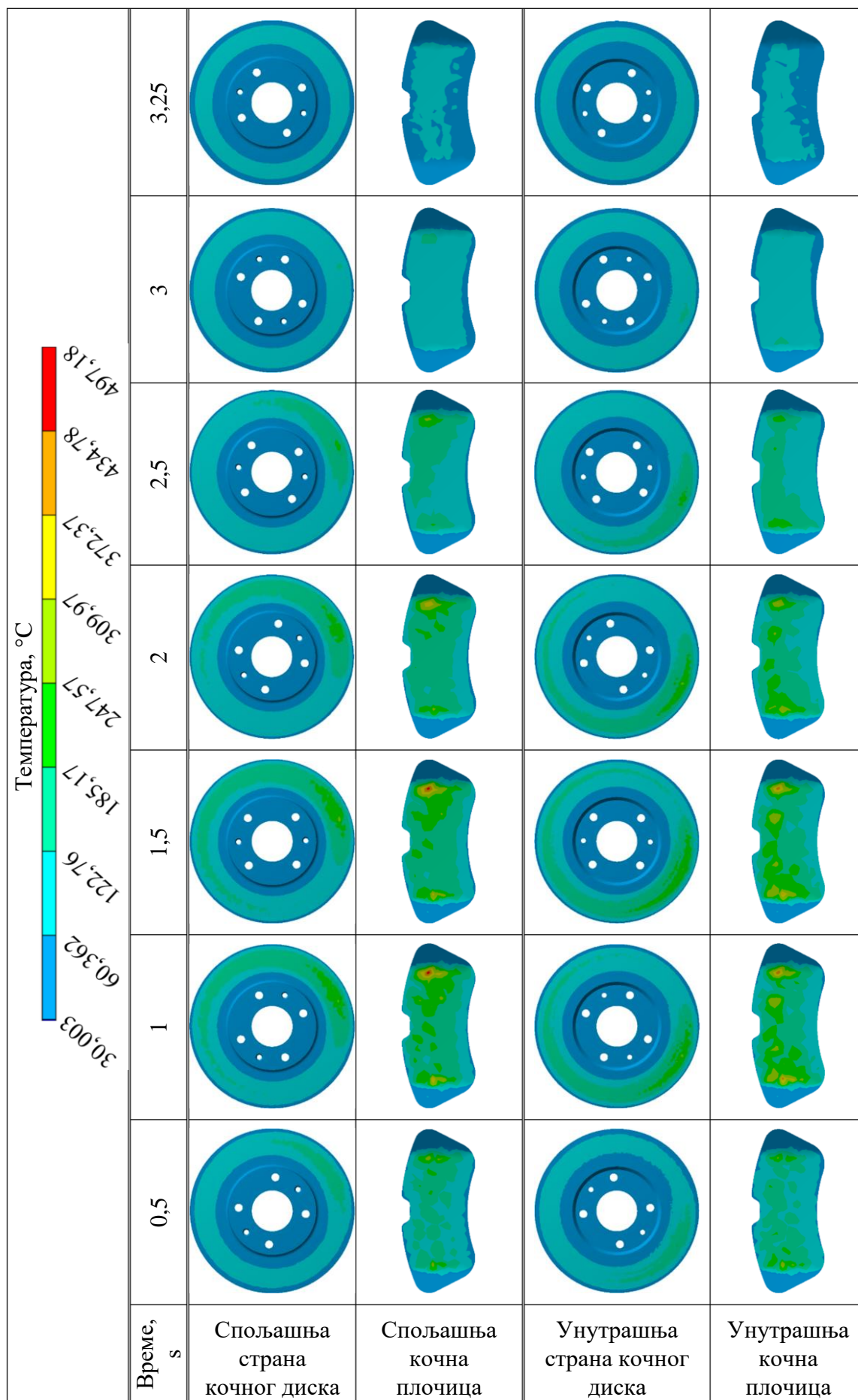
Максимална температура која се јавља на диск кочници са стубичастим ребрима, при истим граничним условима, који важе и за радијални кочни диск је нижа за 132,71 °С. Више температура на кочном диску настају одмах, непосредно у контакту са излазним делом кочне плочице, табела 6.10. Када је реч о кочним плочицама, максимална температура се јавља на излазном делу спољашње кочне плочице, док то није случај са унутрашњом кочном плочицом. Одавде произилази да вредности температура имају исти карактер промене као и у случају диск кочнице и са радијалним и са закривљеним ребрима.

Максимална температура која се уочава на кочном диску у току процеса заустављања је 327,58 °С (табела 6.11), што је за 82,09 °С ниже од решења кочног диска са радијалним ребрима. Међутим, ниже вредности температура на кочном диску се добијају за случај кочног диска са закривљеним ребрима. У случају кочног диска са стубичастим ребрима, у односу на кочни диск са закривљеним ребрима, температура је виша за 0,69 °С. Разлика температура кочног диска са закривљеним ребрима и кочног диска са стубичастим ребрима није велика, па када би се требао вршити одабир између ова два кочна диска, потпуно је свеједно који ће се применити, али посматрајући само са аспекта температуре. С друге стране, одабир између кочног диска са закривљеним ребрима и стубичастим ребрима може се извршити на основу масе кочног диска. На основу карактеристика материјала диска, маса кочног диска са закривљеним ребрима је 4,807 kg, док је маса кочног диска са стубичастим ребрима 4,9376 kg. Тако да посматрајући кочни диск са аспекта мање масе, што је важно с обзиром на захтев смањене потрошње горива, требало би се одлучити за кочни диск са закривљеним ребрима.

Више температуре се јављају у самом контакту, како на кочном диску, тако и на кочним плочицама, као и у случајевима кочног диска са радијалним и закривљеним ребрима. Међутим, максимална температура се остварује на спољашњој кочној плочици, и она износи 497,18 °С, која се јавила након 1,211 s, слика 6.20. И у овом случају пораст температуре по дубини кочне плочице не бележи велики пораст. На дубини од 1 mm температура спољашње кочне плочице је око 400 °С, док је на дубини од 2 mm око 290 °С, слика 6.20.

Промена температуре унутрашње кочне плочице по дубини је исто као и за спољашњу кочну плочицу, тј. посматрано по дубини, температура је све нижа. Максимална вредност температуре на унутрашњој кочној плочици се јавља након 1,218 s и она износи 440,67 °С. На сликама 6.20 и 6.21 смер ротације кочног диска је приказан стрелицом.

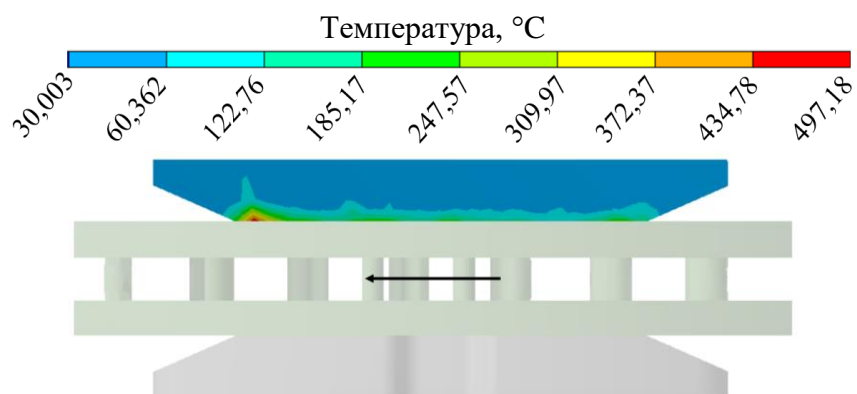
Табела 6.10 Загревање диск кочице са стубичастим ребрима по времену





**Табела 6.11** Промена температуре кочног диска са стубичастим ребрима са спољашње и унутрашње стране и по дубини, непосредно до тренутка постизања максималне вредности

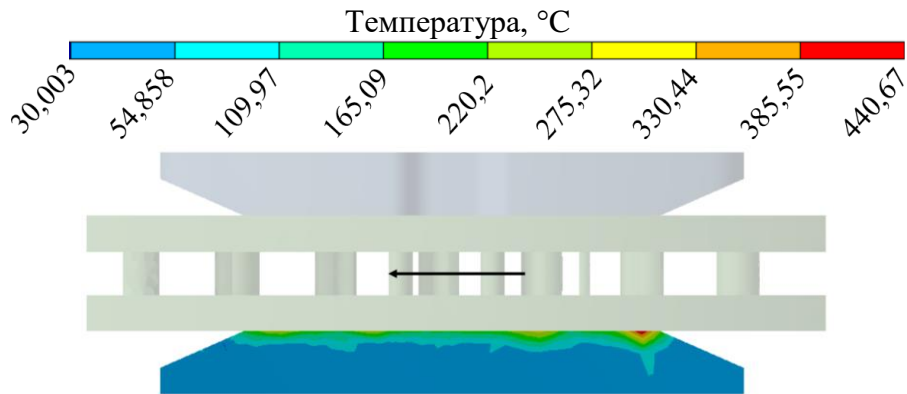
Температура, °C			
30,003    63,047    100,84    138,63    176,42    214,21    252    289,79    327,58			
Спољашња страна			
Пресек			
Унутрашња страна			
Време, s	0,59091	0,91919	1,2146



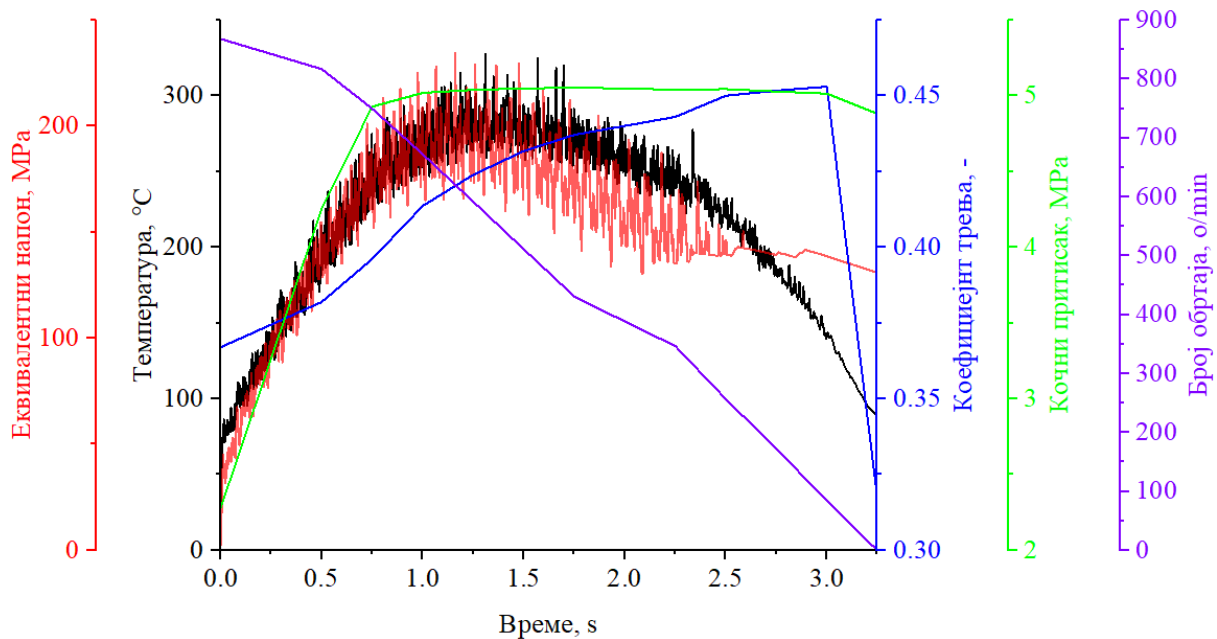
**Слика 6.20** Промена температуре спољашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,211 \text{ s}$ ) постизања максималне температуре

Температура на дубини од 1 mm, код унутрашње кочне плочице је око 330 °C, а на дубини од 2 mm око 275 °C, слика 6.21. Као и у претходна два случаја кочних дискова са радијалним и закривљеним ребрима, температура кочне плочице по дубини не велики бележи пораст.

Промена облика криве температуре кочног диска, одговара промени напона диска, слика 6.22. Такође, и у случају кочног диска са стубичастим ребрима промена температуре је брза, из истих разлога као и код кочног диска са радијалним и закривљеним ребрима.

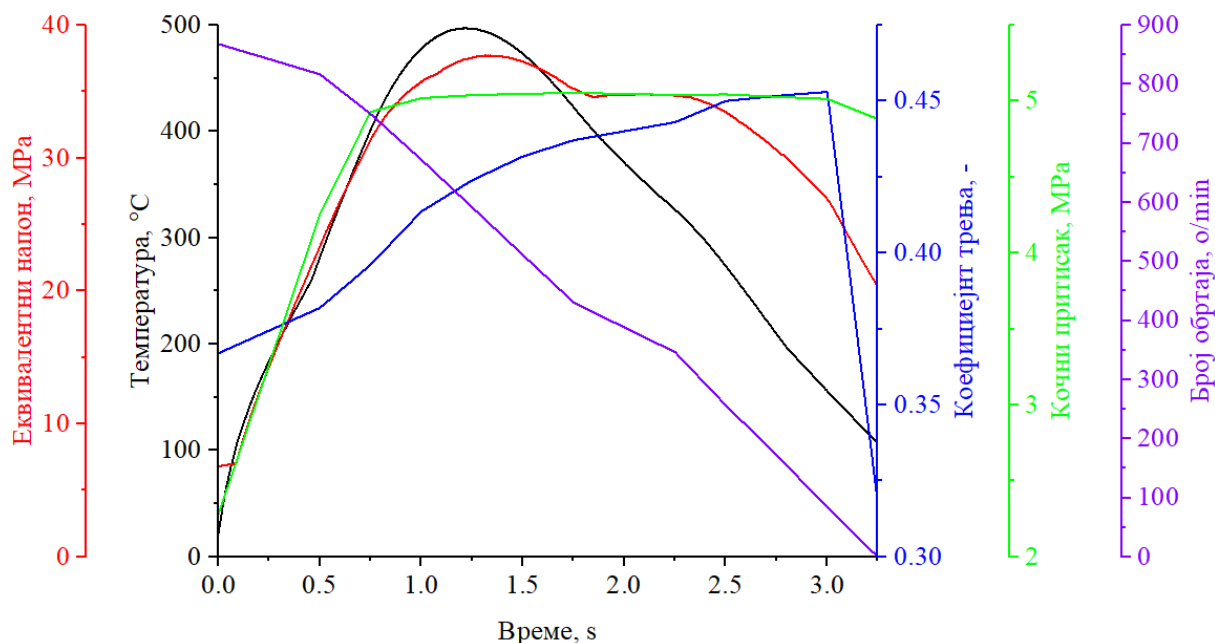


Слика 6.21 Промена температуре унутрашње кочне плочице у тренутку ( $t = 1,218 \text{ s}$ ) постизања максималне температуре

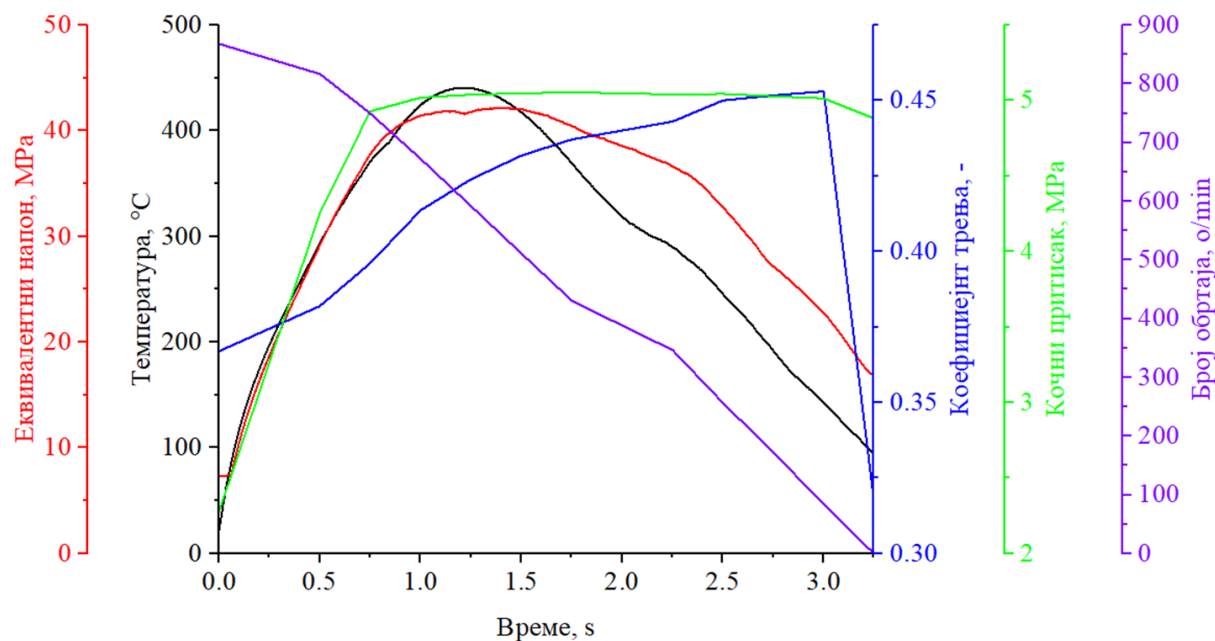


Слика 6.22 Промене еквивалентног напона и температуре кочног диска у зависности од граничних услова

Промена температуре на кочним плочицама, за разлику од кочног диска није брза, што важи и за промену еквивалентног напона, слике 6.23 и 6.24. Вредност температуре након достизања максималне вредности има готово линеаран пад, слике 6.23 и 6.24. Промена еквивалентног напона на унутрашњој кочној плочици одговара промени температуре, док код спољашње то није случај. Еквивалентни напон код спољашње кочне плочице након достизања максимума има благи пад и након тога остаје константан још неко време, приближно 0,5 s. Ово је последица појаве „ефекта кишобрана“, где на спољашњу кочну плочицу поред притиска клипа из хидрауличког кочног система, са друге стране делује притисак кочног диска услед термичких деформација ка споља.



Слика 6.23 Промена еквивалентног напона и температуре спољашње кочне плочице у зависности од граничних услова



Слика 6.24 Промена еквивалентног напона и температуре унутрашње кочне плочице у зависности од граничних услова

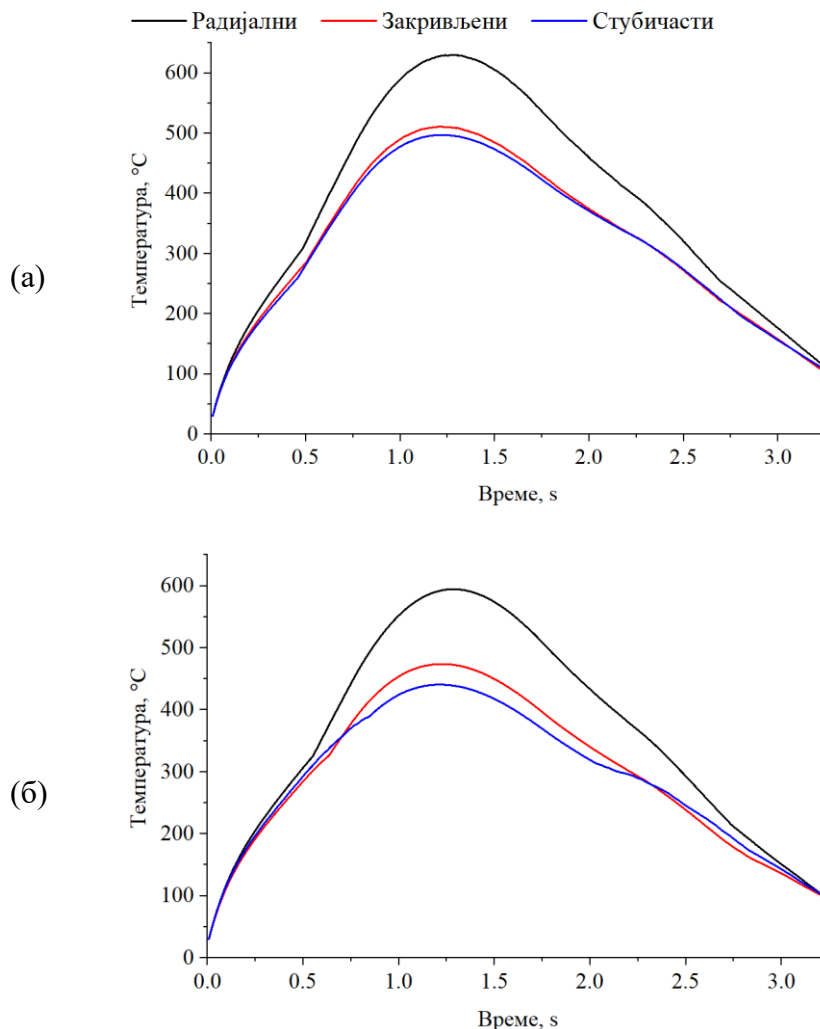
Максимална вредност еквивалентног напона на спољашњој кочној плочици се јавља након 1,16 s, у истом тренутку када се јави и максимална вредност напона на кочном диску, слика 6.23. Овај тренутак непосредно претходи појави максималне вредности температуре на спољашњој кочној плочици. Разлог зашто се у истом тренутку јавља максимална вредност напона на кочном диску и на спољашњој кочној плочици је због појаве „ефекта кишобрана“. Крива која описује промену еквивалентног напона расте све до тренутка 1,113 s, након чега следи пад еквивалентног напона, који одговара тренутку нешто пре појаве максималне вредности еквивалентног напона на кочном диску и спољашњој кочној плочици. Пад еквивалентног напона на унутрашњој кочној плочици

бележи се све до тренутка 1,217 s, а затим следи поновни пораст еквивалентног напона и свој максимум достиже након 1,392 s, чија је вредност у том тренутку 42,205 МПа.

Вредност еквивалентног напона који су се јавили у току процеса заустављања, за случај кочног диска са стубичастим ребрима, ни у једном тренутку не прелази вредност границе течења, тако да сама поузданост кочног система ни у случају диск кочнице где се примењује кочни диск са стубичастим ребрима није нарушена.

### 6.1.8 Упоредна анализа диск кочница у зависности од примењеног облика ребра кочног диска

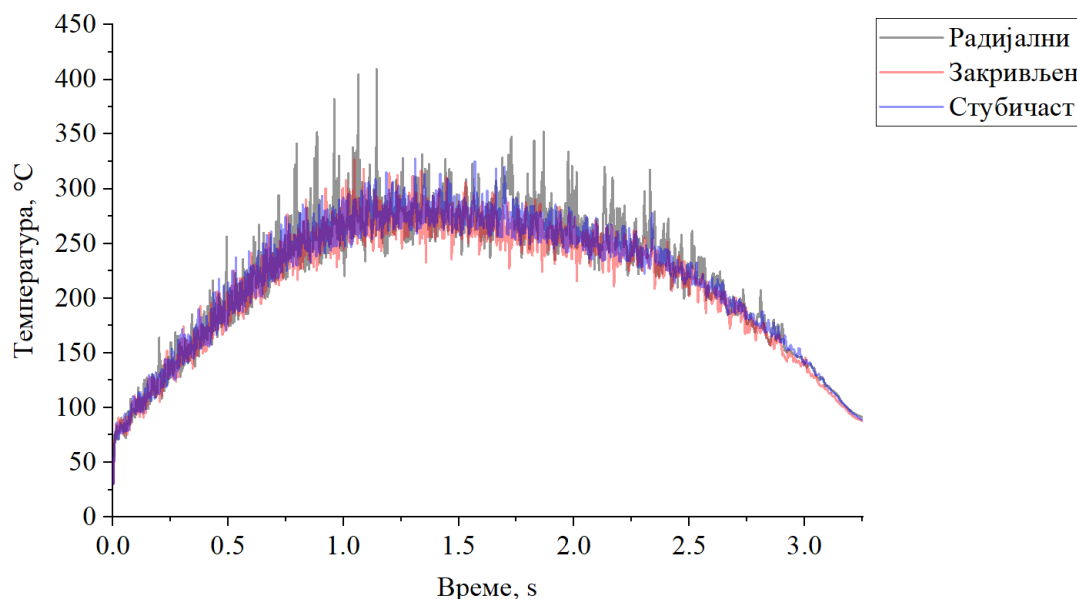
Максималне вредности температура када се анализирају диск кочница се остварују на кочним плочицама, за било коју анализирану варијанту кочног диска. Највише температуре на кочним плочицама се остварују када су у контакту са кочним диском који има радијална ребра, док се најнижа температура јавља у комбинацији са кочним диском са стубичастим ребрима, слика 6.25.



Слика 6.25 Промена температуре (а) спољашње и (б) унутрашње кочне плочице у току процеса заустављања у зависности од времена

Промене температуре за било који анализирани кочни диск су променљиве у току процеса заустављања, слика 6.26. Највише вредности температура се јављају код кочног

диска са радијалним ребрима, а најниже код кочног диска са закривљеним ребрима. Тренд промене температуре разматраних кочних дискова у зависности од облика ребара има готово исто понашање, не узимајући у обзир појаву „пикова“ који су се појавили у неком тренутку. Ипак, појава ових пикова показује да различити дискови имају различиту тенденцију грејања и хлађења. Поред кочног диска са радијалним ребрима који има највеће варијације у температури током процеса заустављања, велике варијације се јављају и код кочног диска са закривљеним ребрима. Може се закључити да је „термичко понашање“ условљено типом кочног диска, тј. типом примењених ребара, пошто је ово једини параметар по којима се разликују разматране диск кочнице.



Слика 6.26 Промена температуре кочног диска у току процеса заустављања у зависности од времена

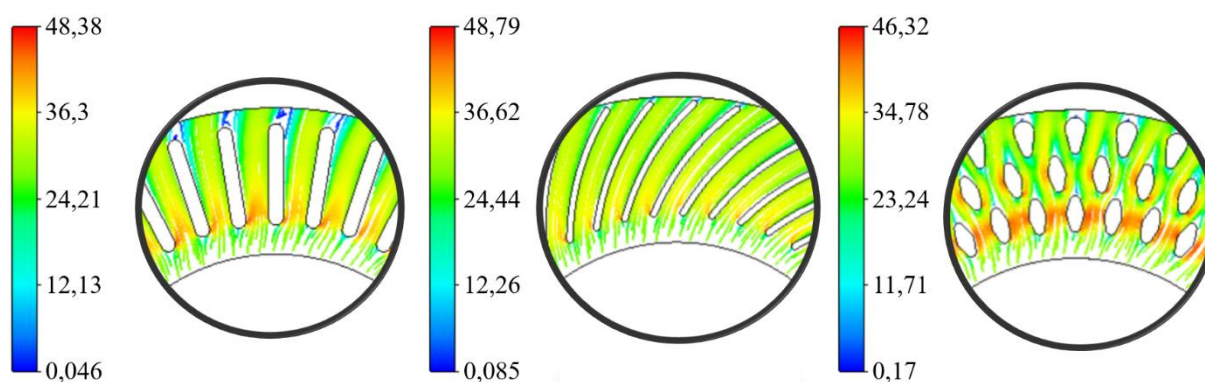
Применом софтверског пакета ANSYS у модулу *Fluid Flow (Fluent)* извршено је одређивање расипања топлоте у околину у зависности од примењеног облика ребара кочног диска при истим граничним условима. Код кочног диска са закривљеним ребрима се јавља нижа температура у односу на кочни диск са радијалним ребрима за 82,78 °C, док у односу на стубичасти разлика је само 0,69 °C. Разлог за то је што је код кочног диска са закривљеним ребрима већи пораст температуре ваздуха на излазу из кочног диска у односу на друга два, табела 6.12. Проток ваздуха је за све посматране случајеве био исти, 0,146 kg/s, што одговара брзини струјања ваздуха на улазу 27,78 m/s. Ваздух протиче кроз кочни диск од центра ка периферним делу. Облик струјница за сва три разматрана случаја кочних дискова приказан је на слици 6.27. У разматраном случају кочни диск не ротира, а главни циљ је био да се одреди пораст температуре ваздуха на излазу из простора вентилирајућег кочног диска, као и расипање топлоте.

Врло битна карактеристика при одабиру кочног диска јесте величина одведене количине топлоте у околину услед струјања ваздуха кроз кочни диск. У табели 6.12 су разматрана два случаја, у једном је температура кочног диска 250 °C, док је у другом 500 °C. У оба случаја температура ваздуха је 25 °C. Одређивање расипања топлоте је извршено при стационарним условима, где је брзина струјања ваздуха кроз кочни диск била 27,78 m/s, а док је масени проток ваздуха износио 0,146 kg/s. Расипање топлоте у околину са порастом температуре кочног диска расте, јер са порастом температуре већа количина

топлоте се може ослободити у околину. Пораст температуре представља разлику температура на излазном и улазном делу кочног диска.

**Табела 6.12** Масени проток ваздуха, температура и расипање топлоте у зависности од облика ребара кочног диска

Температура кочног диска		250 °C	500 °C
Масени протока ваздуха, kg/s	Радијални	0,146	
	Закривљени		
	Стубичасти		
Пораст температуре, °C	Радијални	23,45	46,40
	Закривљени	42,33	81,02
	Стубичасти	18,72	37,10
Расипање топлоте, kW	Радијални	43,58	46,95
	Закривљени	46,35	52,04
	Стубичасти	42,89	45,59



**Слика 6.27** Брзина струјања (m/s) у зависности од облика ребара кочног диска

Вредност величине расипања топлоте у зависности од примењеног облика ребара вентилирајућег кочног диска се мења од случаја до случаја. Највећа вредност расипања топлоте се остварује за случај кочног диска са закривљеним ребрима. Разлог томе јесте дизајн ребара који омогућује ваздуху да несметано прође кроз посматрани простор кочног диска, што се може потврдити и брзином струјања ваздуха кроз кочни диск, као и због појаве турбуленција које се јављају у датим случајевим, слика 6.27.

Облик ребара вентилирајућег кочног диска утиче на термичка напрезања кочног диска, чиме је доказана још једна постављена хипотеза.

Применом софтверског пакета ANSYS утврђено је да се вредности температура на контактної површини кочног диска поклапају са вредностима добијеним путем експеримента. Ово доказује да нумеричка испитивања могу у великој мери успешно да замене експериментална истраживања, чиме се знатно смањују потребна новчана улагања за лабораторијска истраживања, као и потребно време за њихову реализацију.

## 6.2 Примена вештачких неуронских мрежа при предикцији резултата кочења

У овом делу ће најпре бити дате основне напомене о неуронским мрежама, а затим објашњена њихова примена на добијеним резултатима експерименталних истраживања. Данас су неуронске мреже нашле широку примену.

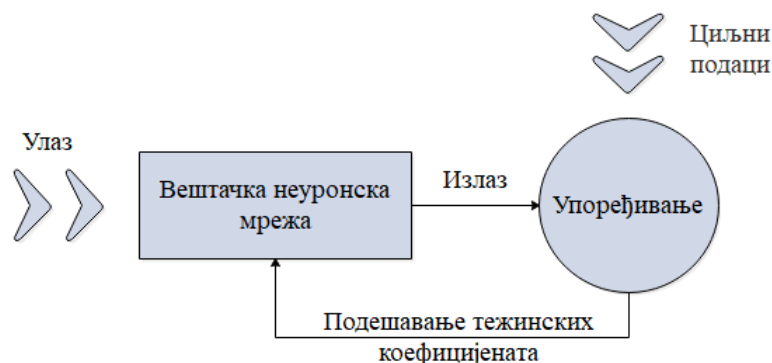
### 6.2.1 Увод у неуронске мреже

Вештачке неуронске мреже (енгл. *Artificial Neural Network (ANN)*) за разлику од људског мозга су далеко једноставније [90]. Може се рећи да неуронске мреже у ствари представљају рачунарски модел који је инспирисан биолошким неуронима, а која се састоји од неурона и веза између њих, дефинисана тежинским коефицијентима [91, 92]. Неуронске мреже могу учити, а поред тога могу бити и обучене за проналажење решења, класификацију података, као и предвиђање будућих догађаја. Тиме се обезбеђује развој оптималног дизајна уз примену метода које укључују прилагођавање и учење. Мрежа се састоји из пуно једноставних елемената обраде који раде паралелно, а чија је функција дефинисана структуром примењене мреже, јачином везе и обрадом која се врши на рачунарским елементима. Неуронска мрежа је масиван паралелни дистрибуирани процесор који има тенденцију да чува искуствена знања и затим да их учини доступним за даљу употребу. Може се рећи да подсећа на мозак и то из два разлога:

1. мрежа стиче знање на основу учења и
2. снага међунеуронске мреже, позната као синаптичка тежина, примењује се за чување стеченог знања.

Циљ примене неуронске мреже је научити или наћи везу између улазних и излазних података и анализирати је. Процес учења се постиже модификовањем тежинског коефицијента све до нивоа док се не добије одговарајући ниво тачности, слика 6.28. Процес учења може се поделити у две категорије и то [93]:

1. учење под надзором или асоцијативно учење је обучавање мрежа, где алгоритам треба на основу података, помоћу којих учи, да пружи одговарајуће излазе или
2. учење без надзора или самоорганизација, где алгоритам који учи даје само улазе без излаза, а од алгоритма се очекује да сам открије неке законитости на основу датих података.



Слика 6.28 Процес учења вештачке неуронске мреже

У зависности од смера простирања података унутар мреже, оне се могу поделити на:

- Неповратне (енгл. *Feedforward*) – ради тако што се информације не враћају у ниже слојеве из виших слојева. Сигнал се креће само у једном смеру, иде од улаза ка излазу.
- Повратне (енгл. *Feedback*) – где се за разлику од претходног типа простирања информације враћају из виших слојева у ниже.

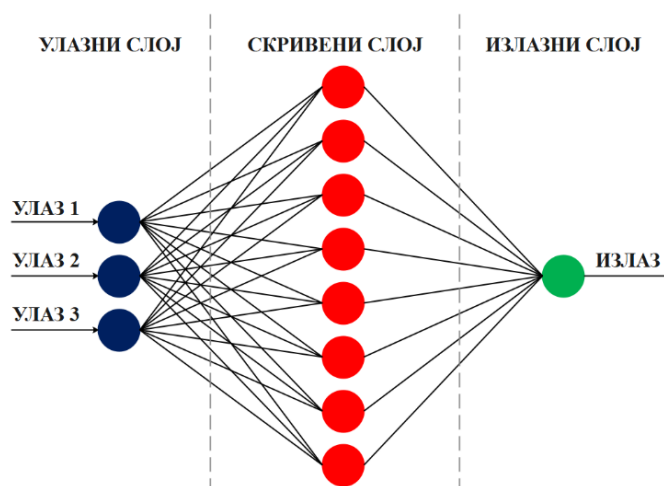
Данас, највише примењиван алгоритам за обучавање неуронских мрежа јесте алгоритам повратног простирања (енгл. *Backpropagation*). Алгоритам повратног простирања у ствари представља решење код кога се грешка на излазу израчунава и затим шаље уназад кроз неуроне, одакле даље следи промена тежинских коефицијента, који могу или да се смање или повећају у зависности од грешке. Након измене ових вредности, у креирани модел се убацују улази и поново се одређују излази и затим упоређују са жељеним. Уколико је и даље велико одступање између излазних и жељених података процес се понавља све до оног тренутка када је то одступање мало, односно када се модел оцени са високом оценом.

Општа карактеристика учења јесте да се знање стекне на основу већ неких постојећих података. Учење се своди на проналажење модела који обезбеђује да грешка буде што мања за дефинисане податке. Само учење се даље своди на проналажење адекватног модела тренирањем.

Учење је базирано на неким подацима. Генерализација се врши тренирањем на основу података за обуку. Стечено знање се тестира на основу података на којима је учено, што доводи до бољих резултата, у односу на резултате који ће се касније добити самом њеном применом. Међутим, пре употребе неопходно је оценити ниво стеченог знања, на новим подацима. То је могуће извршити на основу унапред датих података за тестирање. Због ограничења при учењу, база садржи мали број података који се морају применити како при учењу, тако и при тестирању и валидацији. Из тог разлога, може се рећи да је уведен као стандард да се на 70% података врши учење, на 15% валидација и на осталих 15% тестирање. Главно питање које се поставља јесте који подаци ће бити коришћени за тестирање. Подаци за тестирање, обично се одређују насумичним одабиром. Недостатак овако дефинисаних података за тестирање доведиће до појаве осцилација, све у зависности који су подаци одабрани за тестирање. У циљу бољег оцењивања стеченог знања спроводи се унакрсна валидација која се ради паралелно са тренирањем. Тренирање престаје оног тренутка када се добије висока оцена модела, а затим се тај исти модел користи за тестирање.

Архитектура неуронске мреже у ствари представља специфично уређење и неуроне повезује у виду мреже. Разлика у архитектури мреже своди се на број слојева. У случају, када се ради о мрежи са више слојева, сваки слој добија улазе који долазе из претходног слоја. Први слој се зове улазни слој, а последњи излазни слој, док се сви остали зову скривени слојеви. На пример, када се ради о неуронској мрежи са три слоја, први слој у ствари представља улазни слој (слика 6.29), који добија сигнале из окружења. Затим, први слој прослеђује сигнале даље скривеном слоју, који их обрађује и утврђује о каквим се особинама ради и притом креира шеме, а затим се оно што сматра да је важно прослеђује излазном слоју. Коначни резултати се управо добијају од излазног слоја. Такође, постоје неуронске мреже са више слојева, као и петљи, које даље неће бити обрађене.





Слика 6.29 Изглед мреже са три слоја

### 6.2.2 Примењени алгоритми учења

Како не постоје радови на ову тему, тачније о примени неуронских мрежа за предикцију температурног поља у кочним плочицама, одабрани алгоритми учења су они алгоритми који су најчешће примењивани када су у питању кочнице, како би се дошло до одговора који од примењених алгоритама ће дати најбоље резултате.

За предикцију резултата применом неуронских мрежа биће коришћени следећи алгоритми учења применом софтверског пакета MATLAB:

- *Levenberg-Marquardt*,
- *Bayesian Regularization*,
- *Resilient Backpropagation*, и
- *Scaled Conjugate Gradient*.

*Levenberg-Marquardt* алгоритам је дизајниран тако да се приближи брзини тренирања алгоритама другог реда, где није потребно прорачунавање *Hessian* матрице. У случају када функција има облик збира квадрата (што је карактеристично за повратну мрежу), тада се *Hessian* матрица може апроксимирати као [94]:

$$H = J_a^T \cdot J_a, \quad (6.6)$$

а градијент се може израчунати као:

$$g = J_a^T \cdot e_v, \quad (6.7)$$

где је  $J_a$  *Jacobian* матрица која садржи прве изводе мрежних грешака у односу на тежинске коефицијенте, док је  $e_v$  вектор мрежних грешака. *Jacobian* матрица се може израчунати стандардном техником повратног простирања која је мање сложена од рачунања *Hessian* матрице [95]:

$$x_{k+1} = x_k - [J_a^T \cdot J_a + \mu_p \cdot I]^{-1} \cdot J_a^T \cdot e_v, \quad (6.8)$$

где је  $x$  тежинска веза,  $\mu_p$  пригушење, и  $I$  јединична матрица. У случају када је  $\mu_p = 0$  постаје све сличнија методи *Gauss-Newton*, док у случају када је  $\mu_p$  различито од 0 постаје све сличнија градијетном алгоритму. Како је *Gauss-Newton* бржа и тачнија, то је циљ да што пре пређе у *Gauss-Newton*. Међутим, у случају дивергенције циља прелази у градијетну методу, где долази до успоравања тренирања.

**Bayesian Regularization** алгоритам се заснива на проширењу функције циља. Алгоритам оптимизира тежинске коефицијенте. Такође, минимизира комбинацију квадратне грешке и тежинских коефицијената, а након тога одређује „тачну“ комбинацију како би настала добра мрежа.

Циљ тренирања јесте да се умањи збир квадратне грешке  $E_D$ . Одакле следи да је функција циља тренирања  $F = E_D$ . Међутим, регулисањем се уводи додатна величина  $E_W$ . Одакле следи израз функције циља, релација (6.9):

$$F = \beta \cdot E_D + \alpha \cdot E_W, \quad (6.9)$$

где је  $E_W$  збир тежинских коефицијената,  $\alpha$  и  $\beta$  су параметри функције, који диктирају сам тренинг. Ако је  $\alpha \ll \beta$  тренирањем алгоритма, грешка ће се смањити. У случају  $\alpha \gg \beta$  тежински коефицијенти ће се смањити на рачун увећања грешке. Недостатак примењеног алгоритма јесте постављање тачних вредности алгоритма. Параметри  $\alpha$  и  $\beta$  су дефинисани уз помоћ *Baye* правила [96].

**Resilient Backpropagation** алгоритам је сличан алгоритму повратног простирања, сама разлика се заснива на начину ажурирања тежинских коефицијената. За повратно простирање, ажурирање се рачуна преко парцијалних извода:

$$\Delta w_{jk}(m_s) = a \times x_j(m_s) \times \delta_k(m_s), \quad (6.10)$$

где је  $a$  коефицијент учења,  $x_j(m_s)$  представља улазе који се простиру уназад до  $i$ -тог неурона у временском кораку  $m_s$ , а  $\delta_k$  је грешка у датом тренутку. *Resilient Backpropagation*, са друге стране, прорачунава индивидуалну промену тежинских коефицијената за сваку везу и на овај начин прорачунава нове тежинске коефицијенте. Промена тежинских коефицијената рачуна се применом релације (6.11) [97]:

$$\Delta_{ij}^{(t)} = \begin{cases} \eta^+ \times \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{ако } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial w_{ij}} \times \frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}} > 0 \\ \eta^- \times \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{ако } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial w_{ij}} \times \frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}} < 0. \\ \Delta_{ij}^{(t-1)}, & \text{иначе где } 0 < \eta^- < 1 < \eta^+ \end{cases} \quad (6.11)$$

Ажуриране вредности  $\Delta_{ij}$  се мењају током процеса тренирања, све зависно од знака степена промене грешке претходне итерације  $\frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial w_{ij}}$  и вредности степена промене грешке током тренутне итерације,  $\frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}}$ . Сваки пут парцијални извод тежинског коефицијента мења свој знак, што указује на то да је последња ажурирана вредност била превелика и да је алгоритам дао већу вредност од дефинисаног локалног минимума. У том случају вредност  $\Delta_{ij}$  се смањује помоћу фактора  $\eta^-$  који је константан и углавном има вредност 0,5. Уколико парцијални извод не мења знак, ажурирана вредност се полако повећава на основу фактора  $\eta^+$  у циљу како би се убрзала конвергенција.  $\eta^+$  је константа која углавном има вредност 1,2. Уколико извод има вредност 0 не мења се ажурирана вредност.

Једном када се заврши прорачун за све тежинске коефицијенте, следи ажурирање њихових коначних вредности. Постоје два правила за прорачун ажурираних вредности тежинских коефицијента. Прво правило, јесте да тренутни извод и претходни извод задржавају исти знак, а тек затим се релација (6.12) користи како би се прорачунала ажурирана вредност тежинског коефицијента:

$$\Delta w_{ij}^{(t)} = \begin{cases} -\Delta_{ij}^{(t)}, & \text{ако } \frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}} > 0 \\ +\Delta_{ij}^{(t)}, & \text{ако } \frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}} < 0 \\ 0, & \text{иначе } w_{ij}^{(t+1)} = w_{ij}^{(t)} + \Delta w_{ij}^{(t)} \end{cases} . \quad (6.12)$$

Ако је тренутна вредност извода позитивна значи да је и претходна вредност позитивна (грешка расте), те је потребно тежински коефицијент смањити за ажурирану вредност. У случају да је тренутна вредност извода негативна, то значи да је и претходна вредност била негативна (грешка опада), те је потребно тежински коефицијент повећати за ажурирану вредност.

Друго правило гласи да уколико тренутна и претходна вредност извода имају различит знак, што значи да је превелик корак и самим тим је прескочен минимум. Како би се избегли ови велики скокови, тежински коефицијенти морају да се врате у првобитно стање:

$$\Delta w_{ij}^{(t)} = -\Delta w_{ij}^{(t)}, \text{ ако } \frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial w_{ij}} \cdot \frac{\partial E^{(t)}}{\partial w_{ij}} < 0. \quad (6.13)$$

Ако је тежински коефицијент враћен у претходно стање, онда извод такође треба да се промени. У супротном, уколико се користи ажурирана вредност тежинског коефицијента,

онда ће се и даље користити превелики корак и прескакати минимум. Из тог разлога, претходни извод  $\frac{\partial E^{(t-1)}}{\partial w_{ij}}$  је изједначен са 0.

**Scaled Conjugate Gradient** алгоритам је дизајниран из разлога да се избегну дуготрајна тражења решења. Алгоритам *Scaled Conjugate Gradient* у ствари представља комбинацију два алгоритма, и то *Conjugate Gradient* и *Levenberg-Marquardt*. Применом *Scaled Conjugate Gradient* алгоритма, *Hessian* матрица једначина грешке је увек позитивна у свим итерацијама. Ова особина *Scaled Conjugate Gradient* алгоритма поуздано повећава брзину учења при свакој наредној итерацији [98]. Међутим, сам модел захтева нешто више итерација. Принцип се заснива на умањењу грешке градијента, који се примењују за корекцију тежинских коефицијента, као и коефицијента прага улазних променљиви [99].

### 6.2.3 Дефинисање улазних и излазних величина

Одређивање параметра који ће бити улазни у неуронску мрежу, није дефинисано неким обрасцем, већ се дефинише на основу искуства. Циљ је да се за што краће време одреде вредности температуре на диск кочницама. Како су се више температуре током експеримента јављале на спољашњој кочној плочици и то на наилазном делу, њена вредност је дефинисана као излазни параметар. Посматрана температура на кочној плочици, зависи од масе возила, оствареног притиска у кочној инсталацији, брзине кретања возила, као и од времена потребног да се заустави возило. На основу овога произилази да ће улазне вредности бити маса возила, кочни притисак, брзина кретања и време заустављања возила, а излаз је максимална температура која се јавила на спољашњој кочној плочици, табела 6,13. Одавде произилази да мрежа има четири улаза и један излаз, слика 6.30. Примењена мрежа има један скривени слој. Од укупног броја података, 70% је коришћено за тренирање, 15% за валидацију и преосталих 15% за тестирање. Оваквим приступом добија се модел, који ће својом применом у будућим истраживањима омогућити приказ максималних температура на спољашњој кочној плочици у зависности од улазних величина.

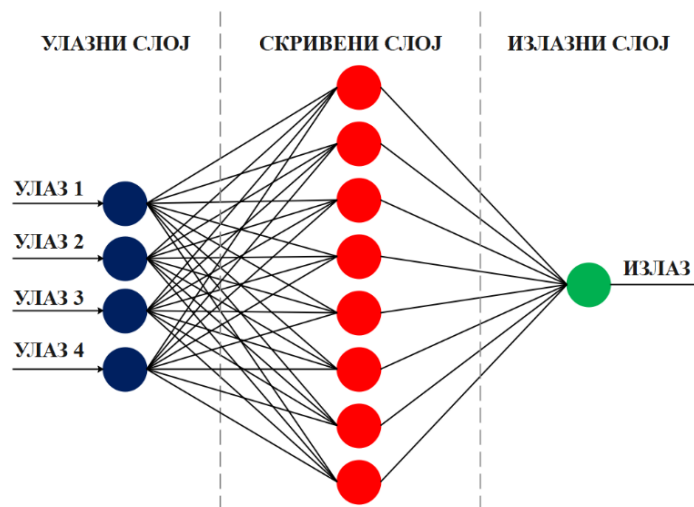
Табела 6.13 Улазни подаци и подаци за тренирање неуронске мреже

Улазни параметри			Подаци за тренирање			
Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Кочни притисак, MPa	1. мерење	2. мерење	1. мерење	2. мерење
			Време, s		Температура, °C	
20	200	2	2,25	1,75	28,11	28,39
20	250	3	2	1,75	28,23	28,26
20	300	4	1,5	1,5	28,88	28,83
20	350	5	1,5	1,26	28,01	27,17
40	200	3	2,5	2,25	30,49	30,06
40	250	2	3,25	3,5	30,96	30,74
40	300	5	2	2	31,46	30,93
40	350	4	2,5	2,26	31,58	31,56
60	200	4	2,75	2,5	32,47	32,86
60	250	5	2,5	2,5	34,01	33,31
60	300	2	5,5	5,5	34,28	34,71

Табела 6.13 (наставак)

Улазни параметри			Подаци за тренирање			
Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Кочни притисак, MPa	1. мерење	2. мерење	1. мерење	2. мерење
			Време, s		Температура, °C	
60	350	3	3,99	3,75	37,35	38,02
80	200	5	2,75	3	36,41	36,91
80	250	4	3,5	3,5	39,39	40,42
80	300	3	4,5	4,5	42,34	41,19
80	350	2	6,75	7,25	42,7	42,97

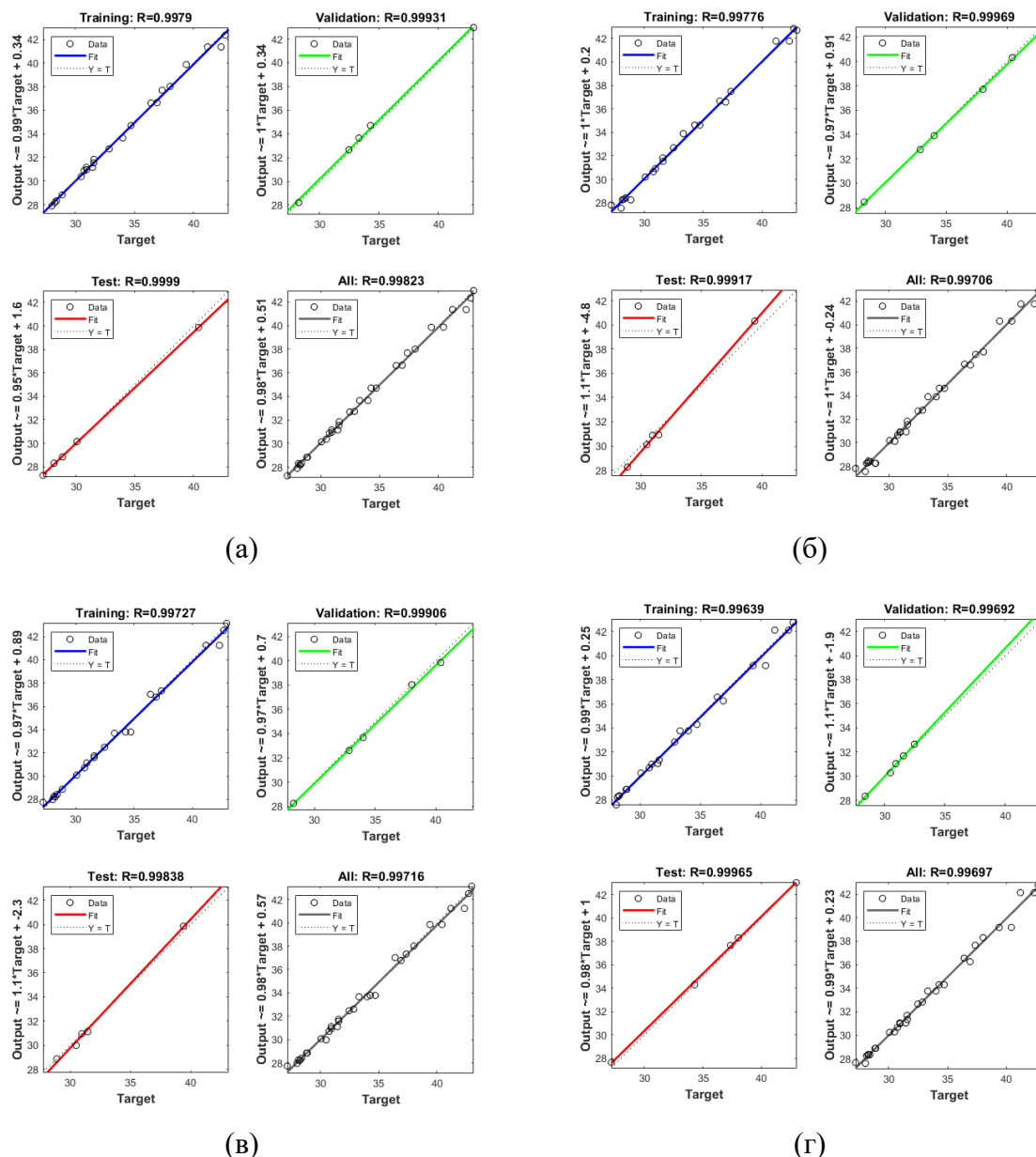
Примењени су исти тестови, као и у случају примене Тагучи методе где је био циљ утврђивања који од параметара (брзина, маса четвртине возила и притисак у кочној инсталацији) има највећи утицај на време заустављања и максималну температуру која се јавља на кочним плочицама. У овом случају само је максимална температура кочне плочице излазна величина. Извршена су по три мерења за сваки тест, одакле су по две вредности сваког теста узете за креирање модела за предикцију температуре на спољашњој кочној плочици, а преостала вредност сваког теста се користи за верификацију. Разлог оправданости примене малог броја података за креирање модела за предикцију максималне вредности температуре која се јавља на кочним плочицама је што је ово случај где се унапред зна да вредности немају великих варијација (скокова и падова) током поновљеног испитивања при истим дефинисаним условима [100].



Слика 6.30 Изглед примењене мреже

#### 6.2.4 Приказ и дискусија резултата

Коефицијенти корелације добијени током тренирања, валидације и тестирања су у свим случајевима преко 0,99, слика 6.31. На основу добијених резултата, може се рећи да су вредности приближно једнаке јединици. Одавде произилази да модели са високом тачношћу описују везу између улаза и излаза. Параметри који су одабрани као улазни параметри имају велики утицај на вредност излазног параметра, што доказују и модели неуронских мрежа остварени у свим случајевима. На основу претходног следи закључак да је одабир улазних параметара и параметра који је дефинисан као излазни параметар, извршен на коректан начин.



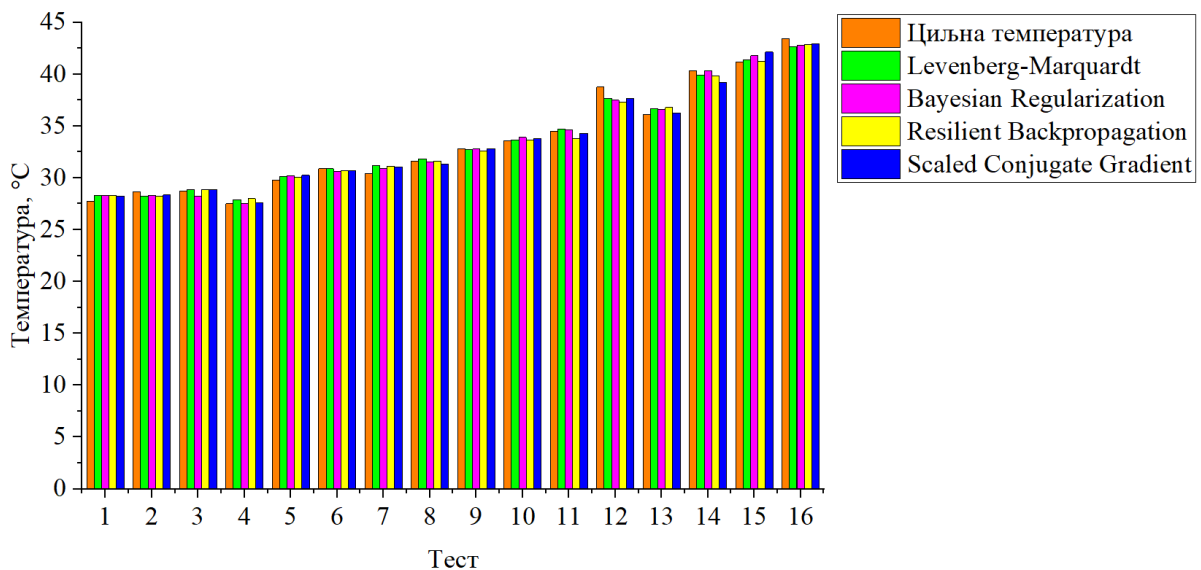
Слика 6.31 Резултати тренирања, тестирања и валидације применом алгоритама (а) Levenberg-Marquardt, (б) Bayesian Regularization, (в) Resilient Backpropagation, и (г) Scaled Conjugate Gradient

Верификација модела за предикцију максималне температуре кочних плочица је извршена поређењем резултата добијених примењеним алгоритмима са резултатима који су добијени експериментално на пробном столу, табела 6.14. Резултати за верификацију су измерени при истим радним условима, као и вредности за тренирање, тестирање и валидацију.

Добијене вредности максималне температуре кочних плочица, у зависности од примењеног алгорита за тренирање у односу на циљну температуру су приближних вредности, слика 6.32. Још један доказ уске везе између одабраних улаза и излаза показују вредности грешке између предвиђених и циљних вредности температура, слика 6.33. Наиме, у највећем броју случајева грешка не прелази 3,75%, што значи да сви примењени алгоритми могу се сматрати адекватним за примену у будућности.

Табела 6.14 Примењени подаци за верификацију неуронске мреже

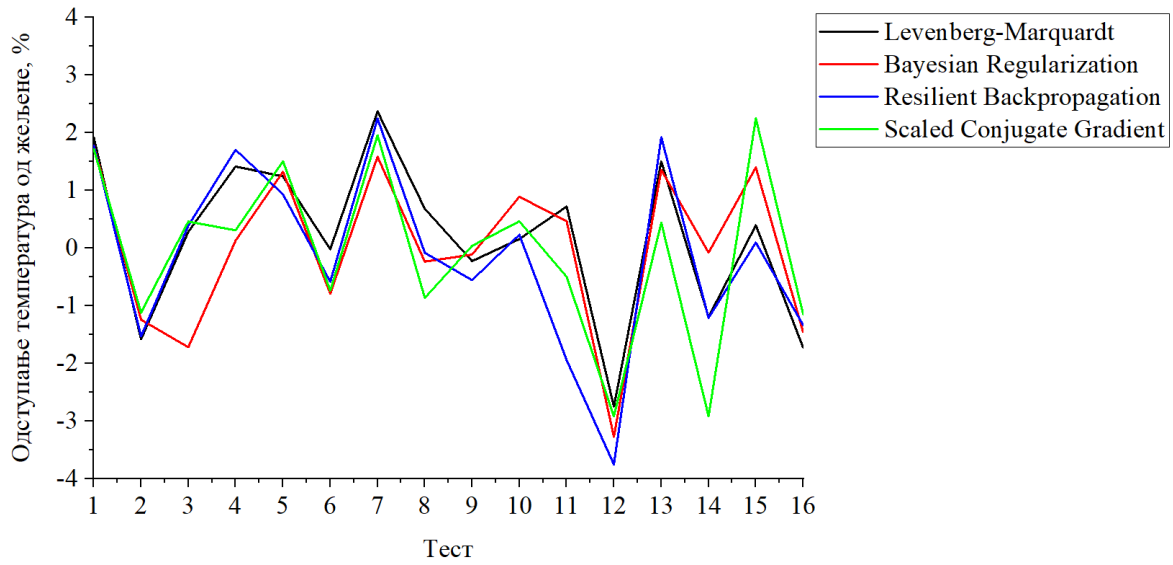
Подаци за тестирање				Подаци за верификацију
Брзина, km/h	Маса четвртине возила, kg	Кочни притисак, МПа	Време, s	Температура, °C
20	200	2	2,24	27,77
20	250	3	2	28,66
20	300	4	1,5	28,75
20	350	5	1,5	27,51
40	200	3	2,27	29,79
40	250	2	3,51	30,88
40	300	5	2	30,44
40	350	4	2,49	31,62
60	200	4	2,5	32,8
60	250	5	2,5	33,6
60	300	2	5,5	34,46
60	350	3	4	38,75
80	200	5	2,99	36,1
80	250	4	3,5	40,35
80	300	3	4,5	41,2
80	350	2	7	43,41



Слика 6.32 Вредности температура добијене верификацијом модела у односу на жељену вредност

Најмања грешка одступања резултата између циљних вредности и вредности добијених предикцијом су добијени за *Bayesian Regularization* алгоритам тренирања. Ово значи да овај алгоритам представља најбоље примењен алгоритам за тренирање. Треба још једном напоменути да не постоје истраживања на ову тему са циљем предвиђања максималне остварене температуре на кочним плочицама током процеса заустављања. Ово указује да постоји низ могућности за унапређење модела за предикцију развијених у овој

докторској дисертацији, односно да ово представља само полаз новог приступа за одређивање максималне температуре кочних плочица.



Слика 6.33 Одступање температуре од жељене у зависности од примењеног алгоритма учења



## 7 ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Основни захтеви који се постављају пред кочни систем су да заустави или успори возило, као и да спречи померање заустављеног возила (паркирање), а да притом не дође до нарушавања безбедности возача, као ни свих осталих учесника у саобраћају. Из тог разлога конструкција и перформансе кочног система су предмет строгих међународних и националних законских прописа.

Током процеса кочења, услед трења елемената фриксионог пара кочнице који су у контакту, долази до генерисања велике количине топлоте, што води смањењу коефицијента трења и карактеристике ефикасности кочења почињу да „слабе“. Пораст температуре у контакту кочног диска и кочних плочица је висок, што неповољно утиче на пут заустављања. Истраживања других аутора потврђују да коефицијент трења има највишу вредност када је температура на површини кочног диска око 150 °С, док најнижу вредност има када је температура кочног диска око 250 °С.

Појава термичких напрезања може се умањити модификацијом конструкције кочног диска. Велику примену на возилима данас нашли су вентилирајући кочни дискови, у односу на кочне дискове пуног попречног пресека. Најбитнији разлог њихове примене на возилима свих категорија, јесте што се око 60% топлоте са кочног диска у околину ослободи захваљујући ребрима. Примена нових (комполитних) материјала при конструкцији кочних дискова омогућава већа поузданост елемената фриксионог пара и при вишим температурама, међутим због веће количине топлоте која се ослобађа у околину, долази до негативних утицаја на остале системе, као на пример на систем еластичног ослањања.

Данас се експериментална испитивања могу у великом броју случајева побољшати у смислу ефикаснијег планирања применом нумеричких симулација. Нумеричким методама се може значајно скратити време испитивања, а притом се смањују и трошкови развоја новог производа. Постоји велики број истраживања других аутора којима је потврђено да је одступање нумеричких симулација од експерименталних испитивања у прихватљивим границама.

И поред широке примене савремених софтверских алата који имају низ повољности, експеримент је незаобилазни део развоја и/или унапређења производа. На самом крају пре пласирања самог производа на тржиште неопходно га је испитати и у лабораторијским условима. Предмет испитивања одређује шта је неопходно да садржи један пробни сто за успешну реализацију мерења.

На основу прегледа постојећих решења пробних столова за испитивање диск кочница, следећи корак је била реализација пробног стола за потребе ове докторске дисертације. При реализацији пробног стола узети су у обзир захтеви које треба да испуни пробни сто у циљу реализације постављених задатака и циљева истраживања, као и могућност касније модификације делова пробног стола у циљу мерења емисије буке и честица кочница.

Управљање пробним столом је реализовано уз коришћење рачунара и направљеног програма за аутоматизацију рада. Након одређеног периода обуке, лако управљање пробним столом би било могуће и осталим истраживачима и студентима.

Пробни сто пружа низ погодности, јер управљање њиме не изискује физичке напоре, већ се сви параметри тестова задају путем рачунара. Такође, омогућује симулирање возила различитих категорија и маса.

Успешна реализација експеримента се огледа у добро осмишљеном плану експеримента, па су у дисертацији дефинисани тестови/процедуре по којима ће се вршити испитивања. Тестови испитивања могу бити стандардни тестови, тестови произвођача аутомобила или сопствени новоосмишљени тестови. Дефинисани тестови по којима су вршена испитивања у докторској дисертацији су новоформиранни тестови, а који су настали по узору на тестове развојне службе фабрике Застава аутомобили, као и према захтевима правилника *ECE-R13*. Применом Тагучи метода за оптимизацију параметара и плана испитивања скраћено је време планирања експеримента и олакшана анализа добијених резултата, односно утврђивање узрочно-последичних односа између улазних и излазних параметара.

Тест са константном почетном брзином је испитивање када су маса симулираног возила и брзина у тренутку активирања кочног система константне за свих пет извршених тестова, а једини параметар који је вариран је кочни притисак. Са порастом кочног притиска (од 1 МПа до 4 МПа) расте измерена температура на кочним елементима, а време заустављања је све краће. Поредешти тестове када су притисци у кочној инсталацији у једном случају били 4 МПа, а у другом 5 МПа, уочавају се ниже вредности температура за кочни притисак од 5 МПа и то за 13,1%. При вредности притиска од 5 МПа време које је потребно да се симулирано возило заустави је краће, а самим тим брзина клизања брже опада. Порастом притиска у кочној инсталацији долази до већих вредности коефицијента трења, што даље изазива веће отпоре између контактних елемената (кочног диска и кочних плочица), а то за собом повлачи бржи пад брзине клизања.

У случају теста са константним кочним притиском, параметар који је вариран је брзина кретања у тренутку активирања кочног система симулираног возила. Са порастом брзине кретања расла је и температура на кочном диску и кочним плочицама.

У случају интензивног кочења, где је маса четвртине симулираног возила 300 kg, а брзина кретања у тренутку активирања кочног система је 100 km/h и кочни притисак је 10 МПа, температуре су биле више у односу на све случајеве теста са константном почетном брзином. Поредешти температуре у случају интензивног кочења и ТКПБ5, температуре на кочним плочицама су биле више за 8,9 °С, док на контактної површини кочног диска температура је виша за 18,5 °С.

У случају теста понављања, извршено је по десет залетања и кочења до заустављања за пет различитих почетних брзина возила. Са порастом брзине температура кочног диска и кочних плочица расте. Посматрајући сваки тест одвојено, долази се до закључка да сваким наредним заустављањем симулираног возила, температуре на кочном диску и кочним плочицама расту. Поред тога, примећен је и пораст кочног момента, који је битан параметар за брзо заустављање возила. Кочни момент расте све до оног тренутка када температура на свим мерним местима, која се налазе у кочним плочицама на дубини од 2 mm, не пређе 100 °С. У тренутку када је на свим мерним местима забележена температура од преко 100 °С, кочни момент бележи пад и овај тренд пада се наставља са даљим растом температуре.

При испитивању десет узастопних циклуса понављања забележена је све већа вредност температуре кочних плочица, али не и за коефицијент трења. Највиша вредност коефицијента трења је добијена за случај теста ТП5 (брзина кретања возила је 100 km/h) и она је износила 0,596, док је максимална температура на кочним плочицама била 105,24 °С. Минимална вредност коефицијента трења је забележена у току теста ТП4 (брзина кретања возила је 90 km/h) и она је износила 0,436, при максималној температури кочних плочица 206,75 °С. Температура у самом контакту је била виша за око 50 °С, што је утврђено на основу прегледане литературе и нумеричких испитивања који су спроведени у овој докторској дисертацији.

Од самог почетка теста понављања тј. од покретања пробног стола и залетања замајне масе, бележен је пораст температуре. До тога долази јер су кочне плочице у сталном делимичном контакту са кочним диском. У току процеса заустављања забележен је пораст температуре на кочним плочицама и кочном диску, а уочено је да температура на елементима фриксионог пара расте и на почетку поновног залетања. Разматрајући десет узастопних залетања са кочењем до заустављања, промена температуре, која се мери на четири позиције спољашње и унутрашње кочне плочице уз помоћ давача температура, нема исти карактер. На спољашњој кочној плочици на наилазном делу до четвртог циклуса понављања бележи се стални пораст температуре, а од четвртог циклуса постоји благи пад температуре у току залетања. Ово није тако изражено на преостала три мерна места. Пад температуре на наилазном делу спољашње кочне плочице настаје због ефикаснијег хлађења на овом мерном месту.

Зона повишених температура на контактаној површини кочног диска је у облику врелих трака. Карактеристика оваквог вида загревања се сматра неповољном из разлога што се у том случају јављају највећа оштећења, тј. појачано хабање.

У случајевима када возило после дуготрајног или више пута поновљеног кочења настави да се креће, кочни диск и кочне плочице ће се релативно брзо охладити. Међутим, у случају када возило након таквог кочења остане паркирано, хлађење је знатно спорије и отежано, јер нема опструјавања ваздуха око диска као што је то случај када возило настави да се креће. За разматрани случај, хлађење у стационарним условима до почетне температуре која се кретала између 25 °С и 26 °С, после више узастопних кочења, трајало је 171,72 min. При испитивању у лабораторијским условима кочни диск је слободан тј. са предње стране кочног диска не налази се било који део који би додатно утицао на продужење времена хлађења, за разлику од кочног диска који је уграђен на ауто. Одавде се закључује да би на возилу требало више времена да се кочни диск и кочне плочице охладе на почетну температуру. Хлађење кочног диска у лабораторији настаје само због разлике температуре ваздуха и диск кочнице.

У случају двадесет узастопних кочења, у првих десет понављања понашање разматраних параметра је исто као и у случају теста понављања. Од једанаестог до двадесетог циклуса вредност кочног момента се одржала готово константно. Поред тога, време које је било потребно да се заустави симулирано возило, од једанаестог до двадесетог циклуса, није се мењало већ је остало исто за сваки циклус. Највеће промене у температури се јављају у току првих десет циклуса, док од једанаестог до двадесетог циклуса, посматрајући максималну температуру по циклусу, промене у температури нису велике. Како се ради о елементима фриксионог пара, кочни диск тежи по инерцији да настави да се креће, а кочне плочице налажу на њега одређеним притиском, па услед трења долази до хабања елемената у контакту. Продукти хабања услед ротације кочног диска настављају да се

крећу заједно са њим и по изласку из контакта кочног диска и кочних плочица бивају избачени у околину, а због високих температура које су се јавиле у контакту, продукти хабања се виде као варнице. Варнице су се јавиле само током теста понављања, али тек од трећег циклуса понављања. Закључује се да су код теста понављања температуре у контакту биле у великој мери више од очитаних вредности на давачима температура (нису на површини кочних плочица) и оних измерених термовизијском камером (контактна зона је заклоњена стегом и плочицама).

Испитивање које је базирано на анализи утицаја стања кочног диска и кочних плочица, указује да овај параметар и те како утиче на загревање. Највеће вредности температура су се јавиле у случају када је примењен кочни диск чија је контактна површина кородирала, док су се најниже вредности јавиле у случају новог кочног диска и нових кочних плочица. Посматрајући коефицијент трења, највише вредности су се јавиле у случају коришћеног кочног диска и коришћених кочних плочица, мада је најкраће време било у случају новог кочног диска и нових кочних плочица. Како је и у случају утврђивања утицаја стања диск кочница на излазне параметре кочења урађено у случају теста са више узастопних кочења (10 циклуса), долази се до закључка да је боље користити нов кочни диск и нове кочне плочице.

У току заустављања возила је битно имати непрекидно хлађење диск кочница. У случају непостојања хлађења диск кочница настају више температуре, у односу на случај када хлађење постоји. У зависности од брзине протока ваздуха око кочног диска, зависиће и крајња температура, јер што је брзина протока већа, температуре на диск кочници су ниже.

Применом Тагучи методе утврђено је да од разматраних контролних радних параметара, као што су брзина кретања симулираног возила, маса четвртине симулираног возила и кочни притисак, највећи утицај на температуру и време заустављања има брзина кретања симулираног возила. Процентуално учешће контролних параметара на време заустављања и генерисану температуру извршено је применом ANOVA анализе. На величину настале температуре највећи утицај има брзина, 62,88%, притисак у кочној инсталацији, 32,41% и маса симулираног возила, 4,08%. На величину времена заустављања доминантан утицајни фактор је брзина кретања возила, има вредност 91,14%, маса возила 4,62% и притисак у кочној инсталацији 2,7%.

Након приказа резултата добијених експерименталним истраживањем, уследио је и развој модела и приказ резултата добијених применом софтверског пакета ANSYS. Први корак јесте дефинисање потпуно истих радних услова за нумерички модел, као и у току експерименталног истраживања, у циљу приказа одступања резултата између експеримента и нумеричке методе. Креиран је нумерички модел за одређивање термичких и структурних напрезања. Резултати добијени нумеричком анализом одступају 3,73% од експерименталних, што је у дозвољеним границама. Развијени нумерички модел може се користити за приказивање термичких напрезања и за друге услове рада, као и за другачије моделе кочног диска. У дисертацији је нумерички модел коришћен за приказивање термичког и структурног напрезања диск кочнице, при истим условима као и при експерименталним истраживањима, само за различита конструктивна решења вентилирајућих кочних дискова у погледу примењених ребара. Утврђено је да се најмање загревају кочне плочице када је примењен кочни диск са стубичастим ребрима, а ако се посматра само кочни диск, најмање вредности температуре се остварују код кочног диска са закривљеним ребрима.

Како је нумерички модел показао да се најмање загрејао кочни диск са закривљеним ребрима, било је потребно извршити анализу у циљу потврђивања претходно добијених резултата. Применом софтверског пакета ANSYS, модула *Fluid Flow (Fluent)*, извршено је одређивање брзине струјања ваздуха, протока ваздуха кроз кочни диск, као и количине одведене топлоте у околину. На загревање елемената диск кочнице у великој мери утичу ребра кочног диска. Разлог томе јесте проток ваздуха кроз кочни диск, као и маса кочног диска. Највећи проток ваздуха се остварује код кочног диска са закривљеним ребрима, као и највећа количина одведене топлоте, што у ствари показује зашто се кочни диск са закривљеним ребрима најмање загрејао.

У циљу бржег добијања резултата у зависности од радних услова за будућа истраживања, креиран је модел за предвиђање резултата величине загревања кочних плочица применом неуронских мрежа у софтверском пакету MATLAB. За потребе креирања неуронске мреже извршена су по 3 понављања за 16 тестова. Два понављања за 16 тестова коришћена су за тренирање, валидацију и тестирање, у односу 70:15:15. Вредности трећег понављања су примењене за верификацију. Улазни подаци су маса, брзина, кочни притисак и време заустављања, а излаз је температура. Примењена су четири алгоритма, и то: *Levenberg-Marquardt*, *Bayesian Regularization*, *Resilient Backpropagation*, и *Scaled Conjugate Gradient*. Сва четири примењена алгоритма су се током тренирања показале добрим, међутим најмања вредност грешке након верификације се добија са *Bayesian Regularization* алгоритмом.

## 7.1 Допринос аутора

Допринос аутора у циљу реализације ове докторске дисертације, могу се поделити на теоријски и практични допринос.

Теоријски допринос је:

- Преглед стања истраживања других истраживача у области термичких напрезања диск кочница.
- Преглед стања пробних столова за испитивање термичких напрезања диск кочница, у Републици Србији и у свету.
- Идентификација различитих типова загревања кочног диска, као и њиховог утицаја на појаву оштећења кочног диска.
- Утврђивање релевантних радних параметара/фактора кочења и њихов утицај на термичко напрезање диск кочнице током процеса кочења.
- Анализа примене Тагучи метода за оптимизацију радних параметара и плана испитивања термичких напрезања диск кочнице.
- Развој нумеричког модела за испитивање термичког напрезања кочног диска и утицаја конструкционог облика ребара на ефикасност одвођења топлоте са контактне површине.
- Избор најоптималнијег алгоритма за предикцију величина температура на кочним плочицама.

Практични допринос, што уједно представља и очекиване резултате предложене докторске дисертације, су:

- Реализовани пробни сто (инерцијални динамометар) који се може користити за испитивање кочних дискова и кочних плочица (перформанси кочења, термичких напрезања, фрикционих карактеристика, емисије продуката хабања и буке) које се уграђују на путничким и лаким теретним возилима.

- Методологија испитивања термичких напрезања диск кочница кроз развој различитих тестова којима се узимају у обзир различити радни параметри кочења, утицај стања кочних дискова и кочних плочица (ново/коришћено), као и утицај принудног хлађења које симулира хлађење кочница у реалним условима.
- Добијени експериментални резултати могу се искористити за валидацију нумеричких истраживања, како за ову докторску дисертацију, тако и за верификацију резултата других истраживача из ове предметне области.
- Развијен нумерички модел примењив за симулацију процеса кочења.
- Развијена нумеричка метода коју је могуће примењивати за развој/побољшање елемената фриксионог пара у циљу смањења трошкова развоја.
- Утврђивање оптималних вредности радних параметара за постизање што краћег пута кочења.

У доступним истраживањима других аутора, која су се бавила анализом термичких напрезања диск кочница применом Тагучи методе, нису вршена испитивања каква су спроведена у овој докторској дисертацији. Такође, нико од аутора који се баве термичким напрезањима диск кочница нису користили вештачке неуронске мреже за предикцију температура кочних плочица у зависности од радних параметара кочења.

## 7.2 Потврђивање постављених хипотеза

Све постављене хипотезе које су произашле на основу проучаване литературе у предметној области су потврђене.

*Пробни сто код кога се мења угаона брзина замајне масе омогућава симулирање четвртине возила различитих категорија и маса.*

Развијени пробни сто на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, у Лабораторији за моторних возила, симулира четвртину возила. Возило током кретања има одређену кинетичку енергију и та кинетичка енергија се у кочном систему трансформише у механичку, а затим механичка енергија у топлоту. У циљу симулирања возила на пробном столу било је потребно остварити четвртину његове кинетичке енергије, тако да је примењена одговарајућа замајна маса. Одавде следи да ако су познати подаци потребне кинетичка енергија замајне масе, познат момент инерције замајне масе, једина непозната величина је угаона брзина замајне масе. Одакле следи да се варирањем угаоне брзине може симулирати кинетичка енергија возила различитих категорија и маса, захваљујући примењеном електромотору.

*Коефицијент трења доминантно зависи од остварене температуре фриксионог пара, као и параметара кочења (притиска у инсталацији и брзине клизања).*

Како је током експерименталних истраживања мерена температура у кочним плочицама на дубини од 2 mm од контактне површине, њихове вредности су укључене при потврђивању постављене хипотезе. Са порастом температуре на кочним плочицама, коефицијент трења расте све до тренутка када вредности температура на свим мерним местима у кочним плочицама не пређу вредност од 100 °C. Када вредност температуре на мерним местима у кочним плочицама пређе 100 °C, коефицијент трења почиње да опада. Са даљим порастом температуре вредност коефицијента трења и даље опада. Са друге стране, са порастом кочног притиска, вредност коефицијента трења расте.

Међутим, у случају промене величине брзине клизања, тј. са њеним опадањем по било ком од разматраних тестова, коефицијент трења у почетку расте, а када брзина клизања падне испод 200 o/min, коефицијент трења бележи пад.

*Коефицијент трења зависи од стања кочног диска.*

У зависности од стања кочног диска и кочних плочица зависиће и максимална величина коефицијента трења. Највеће вредности коефицијента трења су добијене у случају када су анализирани коришћени кочни диск и коришћена кочна плочица. Разлог виших вредности коефицијента трења код коришћених елемената диск кочнице, него у случају када су примењене нове, јесте што код нових елемената је потребан један период уходавања. На крају, најниже вредности добијене у случају када је примењен кородирани кочни диск и коришћене кочне плочице.

*Термичка напрезања директно су условљена обликом ребара вентилирајућих дискова.*

У зависности од примењеног облика ребара зависиће и максимална остварена температура на кочним елементима. Облик ребара диктира колика количина ваздуха може да протекне кроз кочни диск по јединици времена, а то даље за собом повлачи и количину одведене топлоте у околину. Што је проток већи, већа је и ослобођена количина топлоте у околину, тј. ефикасније је хлађење диска.

### 7.3 Ограничења при реализацији докторске дисертације

Спроведена испитивања су извршена у лабораторијским условима, али у лабораторији где готово није било могуће контролисање радних услова, као што је на пример амбијентална температура. Ово је битно због поновљивости испитивања и могућности међусобног поређења резултата. Сва испитивања су ипак извршена при температури када је у лабораторији било 21 °С. Могућност контролисања температуре у лабораторији би захтевала преправку саме лабораторије и примену система који ће током читавог процеса мерења одржавати температуру константом.

Још један недостатак јесте немогућност дефинисања почетне температуре кочног диска и кочних плочица. Оваква модификација захтева примену додатних система, а то захтева и додатна улагања, што није било изводљиво из економских разлога. Пре самог испитивања диск кочница је загревана тако што је пробни сто покренут и извршено заустављања и затим хлађење на почетну дефинисану температуру.

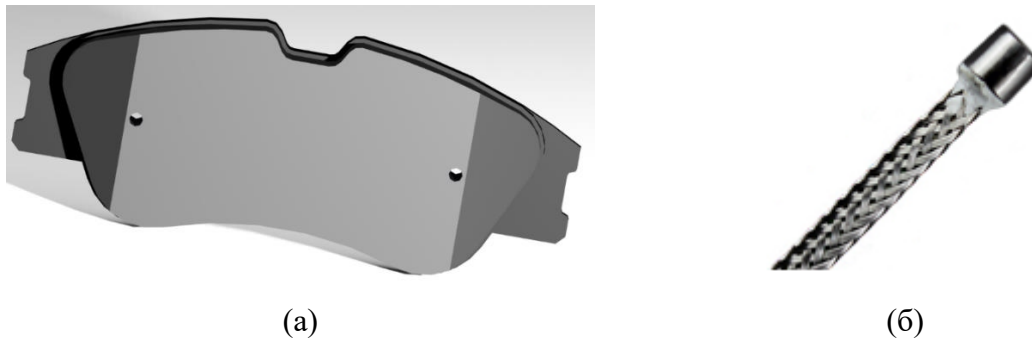
### 7.4 Правци даљих истраживања

Применом нумеричких истраживања утврђено је да су температуре у контакту знатно више од температура које су показивали давачи температуре који су били постављени унутар кочних плочица на дубини од 2 mm од контактне површине. Поред тога, још један доказ постојања високих температура током неких тестова јесте појава варница, као и трајна промена боје на контактної површини кочног диска која се јавила након двадесет узастопних кочења до заустављања. За будућа истраживања предлог је примена контактних термопарова уместо отпорничких давача температуре, у циљу добијања температура у самом контакту кочних плочица са кочним диском, слика 7.1. Ово би захтевало бушење кочних плочица нормално на површину контакта, слика 7.1 (а), што је

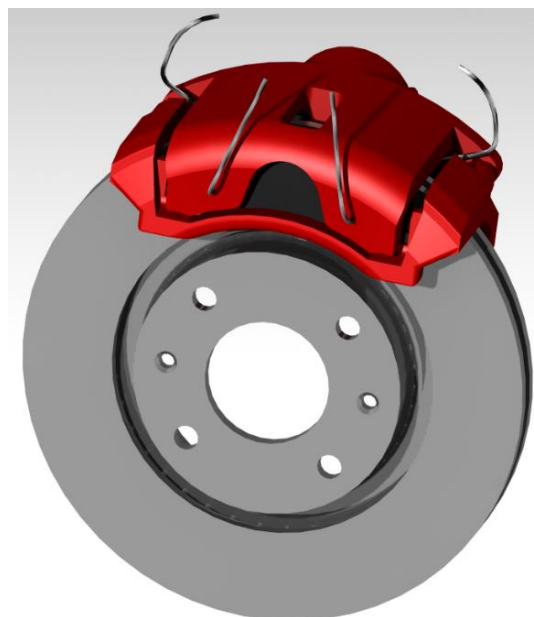
далеко једноставније у односу на примењен начин у овој докторској дисертацији. У току бушења рупа на кочним плочицама за реализацију ове докторске дисертације било је и пар неуспешних покушаја због кртости материјала.

Контактни термопар (слика 7.1 (б)) је три пута скупљи у односу на температурне сонде. Мора се међутим узети у обзир да је током постављања температурних сонди у кочне плочице због ограниченог простора било и пар неуспелих покушаја уградње. Примењени отпорнички давачи температуре су направљени од керамике и крти су, што им је велики недостатак. Контактни термопар који би се примењивао за оваква испитивања је израђен од нерђајућег челика, а велика предност контактних термопарова јесте већи мерни опсег.

Захтевани начин уградње оваквих давача изискује модификацију саме конструкције диск кочнице, односно бушење два отвора са предње стране диск кочнице, тачније на пливајућим клештима са спољашње стране, слика 7.2. Са задње стране диск кочнице није потребно вршити никакве модификације, у случају да се примењује диск кочница као у овом истраживању. Отвори на кочним плочицама би се налазили са леве и десне стране клипа који се налази у пливајућим клештима.



**Слика 7.1** Будућа истраживања термичких напрезања диск кочница (а) место постављања контактних термопарова у кочној плочици и (б) изглед контактнoг термопара



**Слика 7.2** Тродимензионални приказ склопа диск кочнице са уграђеним термопаровима



У циљу адекватног функционисања и обезбеђивања безбедне вожње, конструкција и материјал кочног диска требају бити такви да приме што већу количину топлоте и ефикасно је одведу у околину, а кочне плочице треба да са датим кочним диском у комбинацији остваре што краће време заустављања. Осим аспекта безбедности саобраћаја, кочни систем у последње време треба да буде и еколошки прихватљивији. Самим тим, пратећи најновије светске трендове у области кочења, тежи се ка проналажењу алтернативних материјала за производњу кочних дискова и кочних плочица који ће омогућити поузданије и ефикасније кочење возила од тренутно доступних на тржишту, а да при томе имају мали негативни утицај на здравље људи и животну околину, што треба узети у обзир при будућим истраживањима. Поред тога, потребно је извршити и експериментална истраживања на кочним дисковима са различитим облицима ребара и упоредити их са нумеричким резултатима добијеним у овој докторској дисертацији.

## 8 ЛИТЕРАТУРА

- [1] Breuer B., Karlheinz H.B. (2012) *Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*, Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN 978-3-8348-1796-9
- [2] Martin P. (2002) *Braking systems*, New South Wales, Department of Education and Training.
- [3] Day A.J. (2014) *Braking of Road Vehicles*, 1<sup>st</sup> Edition, Butterworth-Heinemann. ISBN-13: 978-0123973146
- [4] Kennedy E.F. (2000) Frictional heating and contact temperatures, in: *Modern Tribology Handbook Volume One Principles of Tribology* (ed. Bhushan B.), CRC Press, pp. 235-272.
- [5] Dhir D.K. (2018) Thermo-mechanical performance of automotive disc brakes, *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, no.1, pp. 1864-1871. DOI: 10.1016/j.matpr.2017.11.287
- [6] Reif K. (2014) *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems Function, Regulation and Components*, Springer. ISBN 978-3-658-03977-6
- [7] Goktan A., Guney A., Ereke M. (1995) Vehicle brakes, *Alliedsignal Automotive, Panel Publishing*, Istanbul, Turkey, p. 48.
- [8] Rhee S.K. (1974) Friction properties of a phenolic resin filled with iron and graphite—Sensitivity to load, speed and temperature, *Wear*, Vol. 28, Iss. 2, pp. 277-281. DOI: 10.1016/0043-1648(74)90169-0
- [9] Fan J., Sun X.M., Chu Y., Li H.Z. Heat engine coupling analysis on caliper disc brake, *2011 International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer*, Jilin, China, 19-22 August, 2011, pp. 672-675.
- [10] Lee K. (1999) Numerical prediction of brake fluid temperature rise during braking and heat soaking, *SAE Technical Paper Series*, 1999-01-0483. DOI: 10.4271/1999-01-0483
- [11] Aleksendrić D., Duboka Č., Gotowicki P.F., Mariotti G.V., Nigrelli V. (2006) Braking procedure analysis of a pegs-wing ventilated disc brake rotor, *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, Vol. 1, No. 4, pp. 233-252. DOI: 10.1504/IJVSMT.2006.009603
- [12] Raj Karuppa T.R., Ramsai R., Mathew J., Soniya G. (2014) Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics on the aerodynamics of ventilated disc brake rotor using CFD, *Thermal Science*, Vol. 18, Iss. 2, pp. 667-675. DOI: 10.2298/TSCII11219204R
- [13] Stevens K., Tirovic M. (2018) Heat dissipation from a stationary brake disc – Part 1: analytical modelling and experimental investigations, *Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 232, Iss. 9, pp. 1707-1733. DOI: 10.1177/0954406217707983
- [14] Topouris S., Stamenković D., Olphe-Galliard M., Popović V., Tirovic M., (2020) Heat dissipation from stationary passenger car brake discs, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 661, Iss. 1, 15-28, DOI:10.5545/sv-jme.2019.6002
- [15] Van Brecht A., Hens H., Lemaire J-L., Aerts J.M., Degraeve P., Berckmans D. (2005) Quantification of the heat exchange of chicken eggs, *Poultry Science*, Vol. 84, Iss. 3, pp. 353-361, DOI:10.1093/ps/84.3.353
- [16] Lakkam S., Puangcharoenchai P., Suwantaroj K. (2017) A study of heat transfer on front and back vented brake disc affecting vibration, *Engineering Journal*, Vol. 21, No. 1, pp. 169-180. DOI: 10.4186/ej.2017.21.1.169
- [17] Ostermeyer G.P., Graf M. (2013) Influence of wear on thermoelastic instabilities in automotive brakes, *Wear*, Vol. 308, Iss. 1-2, pp. 113–120. DOI: 10.1016/j.wear.2013.09.009

- [18] Barber J.R. (1967) The influence of thermal expansion on the friction and wear process, *Wear*, Vol. 10, Iss. 2, pp. 155-159. DOI: 10.1016/0043-1648(67)90087-7
- [19] Hartsock D.L., Dinwiddie R.B., Fash J.W., Dalka T., Smith G.H., Yi Y.B. (2000) Development of a high speed system for temperature mapping of a rotating target, *SPIE Proceedings*, Vol. 4020, pp. 2-9. DOI: 10.1117/12.381533
- [20] Anderson A.E., Knapp R.A. (1990) Hot spotting in automotive friction systems, *Wear*, Vol. 135, Iss. 2, pp. 319-337. DOI: 10.1016/0043-1648(90)90034-8
- [21] Panier S., Dufrénoy P., Brunel J.F., Weichert D. (2004) Progressive waviness distortion: a new approach of hot spotting in disc brakes, *Journal of Thermal Stresses*, Vol. 28, Iss. 1, pp. 47-62. DOI: 10.1080/01495730490498638
- [22] Panier S., Dufrénoy P., Weichert D. (2004) An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes, *Wear*, Vol. 256, Iss. 7–8, pp. 764-773. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00459-9
- [23] Riahi A.R., Alpas A.T. (2003) Wear map for grey cast iron, *Wear*, Vol. 255, Iss. 1-6, pp. 401–409. DOI: 10.1016/S0043-1648(03)00100-5
- [24] Ahmed, I., Leung, P., Datta, P. (2000) Experimental investigations of disc brake friction, *SAE Technical Paper*. 2000-01-2778. DOI: 10.4271/2000-01-2778
- [25] Lee K., Barber J.R. (1994) An experimental investigation of frictionally-excited thermoelastic instability in automotive disk brakes under a drag brake application, *Journal of Tribology*, Vol. 116, No. 3, pp. 409–414. DOI: 10.1115/1.2928855
- [26] Stojanovic N., Abdullah O. I., Grujic I., Glisovic J., Vasiljevic S. Study the effect of vanes shape on the convective cooling of the ventilated brake disc, *14th International Conference on Accomplishments in Mechanical and Industrial Engineering*, Banja Luka, Republika Srpska, 24-25 May, 2019, pp. 379-384.
- [27] Natarajan N., Vijayarangan S., Rajendran I. (2007) Fabrication, testing and thermal analysis of metal matrix composite brake drum, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 44, No. 3/4, pp. 339–359. DOI: 10.1504/IJVD.2007.013648
- [28] Karthik Ravi K.M., Qaiser B., Rizwan A. D., Yasir M.R. (2014) Experimental test rig for surface temperature measurements in disc brakes, *Journal of Applied Engineering (JOAE)*, Vol. 2, No. 11, pp. 191-195.
- [29] Limpert R. (1975) Cooling analysis of disc brake rotors, *SAE Technical Papers*, 751014. DOI: 10.4271/751014
- [30] Voller G.P. (2003). *Analysis of heat dissipation from railway and automotive brake discs*, PhD Thesis, Brunel University, Gadong.
- [31] Belhocine A., Bouchetara M. (2013) Temperature and thermal stresses of vehicles gray cast brake, *Journal of Applied Research and Technology*, Vol. 11, Iss. 5, pp. 674-682. DOI: 10.1016/S1665-6423(13)71575-X
- [32] Voloaca S., Fratila G. Theoretical and experimental researches of brake discs' thermal stress, *15th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling & Simulation*, Brasov, Romania, June 1-3, 2013, pp. 57-62.
- [33] Lu, W. (1981) *Cast iron and melting*, Mechanical Industry Publisher, Beijing, China.
- [34] Day, A.J., Tirovic, M., Newcomb, T.P. (1991) Thermal effects and pressure distributions in brakes, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 205, Iss. 3, pp. 199–205. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1991\_205\_171\_02
- [35] Mackin T.J., Noe S.C., Ball K.J., Bedell B.C., Bim-Merle D.P., Bingaman M.C., Bomlony D.M., Chemlir G.J., Clayton D.B., Evans H.A., Gau R., Hart J.L., Karney J.S., Kiple B.P., Kaluga R.C., Kung P., Law A.K., Lim D., Zimmerman S. (2002) Thermal cracking in disc brakes, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9, Iss. 1, pp. 63-76, DOI: 10.1016/S1350-6307(00)00037-6

- [36] Jimbo, Y, Mibe, T, Akiyama, K, Matsui, H, Yoshida, M, Ozawa, A. (1990) Development of high thermal conductivity cast iron for brake disc rotors, *SAE Technical Paper*, 900002. DOI: 10.4271/900002
- [37] Majcherczak D, Dufre'noy P, Nar't-Abdelaziz M (2005) Third body influence on thermal friction contact problems: application to braking, *Journal of Tribology*, Vol. 127, No. 1, pp. 89–95. DOI: 10.1115/1.1757490
- [38] Mazidi H., Jalalifar S., Jalalifar S., Chakhoo J. (2011) Mathematical modeling of heat conduction in a disk brake system during braking, *Asian Journal of Applied Sciences*, Vol. 4, No. 2, pp. 119-136. DOI: 10.3923/ajaps.2011.119.136
- [39] Talati F., Jalalifar S. (2009) Analysis of heat conduction in a disk brake system, *Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1047–1059. DOI: 10.1007/s00231-009-0476-y
- [40] Talati F., Jalalifar S. (2008) Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes, *Journal of Applied Sciences*, Vol. 8, pp. 3583-3592. DOI: 10.3923/jas.2008.3583.3592
- [41] Yevtushenko A., Chapovska R. (1997) Effect of time-dependent speed on frictional heat generation and wear in transient axisymmetrical contact of sliding, *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 67, pp. 331–338. DOI:10.1007/s004190050121
- [42] García-León R., Flórez-Solano E., Suárez-Quiñones Á. (2019) Brake discs: A technological review from its analysis and assessment, *Informador Técnico*, Vol. 83, No. 2, pp. 217-234. DOI: 10.23850/22565035.1766
- [43] Yang X., Wang J., Liu Y. Dynamic properties of disk brake based on thermo-elastic instability theory, *Proceedings of 2010 International Conference on Electrical and Control Engineering*, Wuhan, China, 25-27 June, 2010, pp. 2756-2759,2010. DOI: 10.1109/iCECE.2010.673
- [44] Voldřich J. (2007) Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes—Transient problem in the full contact regime, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 49, Iss. 2, pp. 129-137. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2006.08.008
- [45] Belhocine A., Cho C. D., Nouby M., Yi Y. B., Abu Bakar A. R. (2014) Thermal analysis of both ventilated and full disc brake rotors with frictional heat generation, *Applied and Computational Mechanics*, Vol. 8, No. 1, pp. 5–24.
- [46] Jian Q., Shui Y. (2017) Numerical and experimental analysis of transient temperature field of ventilated disc brake under the condition of hard braking, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 122, pp. 115-123. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.013
- [47] Milenkovic P., Jovanović S., Janković A., Milovanović M., Vitošević N., Djordjević M., Raičević M. (2010) The influence of brake pads thermal conductivity on passenger car brake system efficiency, *Thermal Science*, Vol. 14, Supplement 1, pp. S221 - S230. DOI: 10.2298/TSCI100505016M
- [48] Yevtushenko A.A., Grzes P. (2015) 3D FE model of frictional heating and wear with a mutual influence of the sliding velocity and temperature in a disc brake, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 37-44. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.01.005
- [49] Wang K., Tang J. (2015) Analysis of thermal-mechanical coupling of automotive disc brake based on numerical simulation method, *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 9, No. 1, pp. 28-33. DOI: 10.2174/1874155X01509010028
- [50] Zhu C.Z., Ma W., Peng Y.X., Chen G.A., Liu B. (2013) Transient thermo-stress field of brake shoe during mine hoist emergency braking, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, Vol. 37, No. 4, pp. 1161-1175. DOI: 10.1139/tcsme-2013-0098

- [51] Belhocine A., Bouchetara M. (2013) Thermomechanical behaviour of dry contacts in disc brake rotor with a grey cast iron composition, *Thermal Science*, Vol. 17, No. 2, pp. 599-609. DOI: 10.2298/TSCI110826141B
- [52] Baron Saiz C., Ingrassia T., Nigrelli V., Ricotta V. (2015) Thermal stress analysis of different full and ventilated disc brakes, *Frattura ed Integrità Strutturale*, Vol. 34, pp. 608-621. DOI: 10.3221/IGF-ESIS.34.67
- [53] Kim D.J., Seok C.S., Koo J.M., We W.T., Goo B.C., Won J.I. (2010) Fatigue life assessment for brake disc of railway vehicle, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures (FFEMS)*, Vol. 33, Iss. 1, pp. 37–42. DOI: 10.1111/j.1460-2695.2009.01412.x
- [54] Demir A., Oz A. (2019) Evaluation of vehicle braking parameters by multiple regression method, *Scientia Iranica. Transactions B: Mechanical Engineering*, Vol. 26, No. 6, pp. 3334-3355. DOI: 10.24200/SCI.2019.51584.2262
- [55] Ahmed I., Abdelwahed K., Fatouh Y., Makrahy M.M. (2018) Effect of the sliding speed on the performance of conventional and modified disc brake at different initial operating temperatures, *International Journal of Engineering Inventions*, Vol. 7, No. 10, pp. 46-61.
- [56] Sarkar C., Hirani H. (2015) Frictional characteristics of brake pads using inertia brake dynamometer, *International Journal of Current Engineering and Technology*, Vol.5, No. 2, pp. 981-989.
- [57] Duboka Č., Todorović J., Arsenić Ž. Application of an inertia dynamometer to check braking performance against theoretical predictions, *6th International Heavy Vehicle Seminar IRTENZ*, Christchurch, New Zealand, 11-12 July 1996, Paper No. 11/96.
- [58] Гркић А.Р. (2015) *Енергетски потенцијал фриксионе кочице*, докторска дисертација, Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд.
- [59] Cho H.J., Cho C.D. (2008) A study of thermal and mechanical behaviour for the optimal design of automotive disc brakes, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 222, Iss. 6, pp. 895-915. DOI: 10.1243/09544070JAUTO722
- [60] Makrahy M.M., Ghazaly N.M., Abd el-Jaber G.T. (2019) Effects of humidity and silica sand particles on vibration generation by friction materials of automotive brake system, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Transport and Vehicle Engineering*, Vol. 13, No. 7, pp. 444-448. DOI: 10.5281/zenodo.3299925
- [61] Bosmal, интернет адреса: <https://www.bosmal.eu/userfiles/file/prezentacije/1517574879916.pdf>, приступљено 05.01.2021.
- [62] Tuszyński W., Gibała M., Gospodarczyk A., Koziół S., Matecki K., Piekoszewski W., Siczek M., Szczerek M., Wojutyński J. (2019) The new inertia dynamometer for friction and wear testing of brake pads and brake discs, *Tribologia*, Vol. 286, No. 4, pp. 113-119. DOI: 10.5604/01.3001.0013.5972
- [63] Bryant D., Fieldhouse J., Crampton A., Talbot C., Layfield J. (2008) Thermal brake judder investigations using a high speed dynamometer, *SAE Technical Paper*, 2008-01-0818. DOI: 10.4271/2008-01-0818
- [64] Mew T. (2014) *Transient thermal response of solid, pinned and highly porous ventilated brake discs*, PhD Thesis, University of the Witwatersrand, Johannesburg.
- [65] Mew T.D., Kang K., Kienhöfer F.W., Kim T. (2015) Transient thermal response of a highly porous ventilated, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 229, Iss. 6, pp. 674-683. DOI: 10.1177/0954407014567516

- [66] Jingham T., David B., Hongsheng Q., Ben W., Max B. (2018) Simplified 3D finite element hot spotting modelling of a pin-mounted vented brake disc: an investigation of hot spotting determinants, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 232, Iss. 7, pp. 877-895. DOI: 10.1177/0954407017713080
- [67] Zhang S., Zhang J. (2019) Effect of heat transfer optimization on brake noise characteristics of automotive disc brake, *Journal of Vibroengineering*, Vol. 21, Iss. 3, pp 792-802. DOI: 10.21595/jve.2018.20247
- [68] Farnell, интернет адреса: <http://www.farnell.com/datasheets/668297.pdf>, приступљено 15.01.2021.
- [69] Поповић М. (1996) *Сензори у роботизици*, Виша електротехничка школа у Београду, Београд.
- [70] SAH Electronics, интернет адреса: <http://www.sah.rs/bp-01-0-25-mpa.html>, приступљено 15.10.2020.
- [71] Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2016/194]
- [72] SAH Electronics, интернет адреса: [http://www.sah.rs/wzp-o3x25mm-pt100-3-zice-0-3m.html?\\_\\_SID=U](http://www.sah.rs/wzp-o3x25mm-pt100-3-zice-0-3m.html?__SID=U), приступљено 15.10.2020.
- [73] SAH Electronics, интернет адреса: <http://www.sah.rs/czl312-5t.html>, приступљено 15.10.2020.
- [74] Talib R.J., Mohmad S.S., Ramlan K. (2011) Selection of best formulation for semi-metallic brake friction materials development, in: *Powder Metallurgy* (ed. Katsuyoshi K.), IntechOpen, pp. 1-30.
- [75] Глишовић Ј. (2012) *Теоријска и експериментална истраживања високофреквентне буке диск кочица*, докторска дисертација, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, Крагујевац.
- [76] Пејић В.О. (2016) *Моделовање и оптимизација процеса глодања вретенастих глодалима*, докторска дисертација, Универзитет у Новом Саду, Факултет Техничких Наука, Нови Сад.
- [77] Ünalđı M., Kuş R. (2018) The determination of the effect of mixture proportions and production parameters on density and porosity features of Miscanthus reinforced brake pads by Taguchi method, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, Vol. 7, Iss. 1, pp 48-57. DOI: 10.18245/ijtaet.438047
- [78] Köksoy O., Zeybek M. (2019) An efficient loss function approach to optimize correlated multi-responses, *International Journal of Industrial Engineering*, Vol. 26, Iss. 2, pp. 221-235.
- [79] Wu F.-C., Wang H.-M., Fan T.-Y. (2010) Quality design of Taguchi's digital dynamic systems, *International Journal of Industrial Engineering*, Vol. 17, Iss. 1, pp. 36-47.
- [80] Zhang J.Z., Chen J.C., Kirby E.D. (2007) Surface roughness optimization in an end-milling operation using the Taguchi design method, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 184, Iss. 1-3, pp. 233-239. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2006.11.029
- [81] Weng W.C., Yang F., Elsherbeni A. (2007) *Electromagnetics and antenna optimization using taguchi's method*, Morgan & Claypool Publishers. DOI: 10.2200/S00083ED1V01Y200710CEM018
- [82] Родић Д. (2019) *Оптимизација процеса електроерозивне обраде савремених инжењерских материјала*, докторска дисертација, Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, Нови Сад.
- [83] Rutherford A. (2011) *ANOVA and ANCOVA, A GLM Approach*, 2<sup>nd</sup> Edition, John Wiley & Sons. ISBN: 978-0-470-38555-5

- [84] Stojanović R.N., Glišović D. J., Abdullah I.O., Grujić Lj.I., Vasiljević Ž.S., (2020) Pressure influence on heating of ventilating disc brakes for passenger cars, *Thermal Science*, Vol. 24, No. 1A, pp. 203-214. DOI: 10.2298/TSCI190608314S
- [85] Liu Y., Urban J.L., Xu C., Fernandez-Pello C. (2019) Temperature and motion tracking of metal spark sprays, *Fire Technology*, Vol. 55, pp. 2143-2169. DOI: 10.1007/s10694-019-00847-3
- [86] Xiaolin C., Yijun L. (2014) *Finite Element Modeling and Simulation with Ansys Workbench*, New York. ISBN 978-1-4398-7385-4
- [87] *ANSYS Mechanical APDL Element Reference*, ANSYS 15.0 Documentation, ANSYS, Inc.
- [88] *ANSYS Contact Technology Guide*, ANSYS Release 12.1 Documentation, ANSYS, Inc.
- [89] A U.S. Department of Energy National Laboratory Managed by the University of California, интернет адреса: [http://www-eng.lbl.gov/~als/FEA/ANSYS\\_V9\\_INFO/Workbench\\_Simulation\\_9.0\\_Nonlin/ppt/WS90\\_Structural\\_Nonlin\\_Ch03\\_Contact.ppt](http://www-eng.lbl.gov/~als/FEA/ANSYS_V9_INFO/Workbench_Simulation_9.0_Nonlin/ppt/WS90_Structural_Nonlin_Ch03_Contact.ppt), приступљено 11.12.2020.
- [90] Ранковић В. (2008) *Интелигентно управљање*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац.
- [91] Aleksendrić D., Carlone P. (2015) *Soft Computing in Design and Manufacturing of Composite Material*, Woodhead Publishing. ISBN: 9781782421795
- [92] Shanmuganathan S. (2016) Artificial Neural Network Modelling: An Introduction, in: *Artificial Neural Network Modelling* (eds. Shanmuganathan S., Samarasinghe S.), Springer, pp. 1-14.
- [93] Ћировић В.Р. (2012) *Истраживање могућности примене вештачке интелигенције у предвиђању перформанси кочног система моторних возила*, докторска дисертација, Универзитет у Београду, Машински факултет, Београд.
- [94] Demuth H., Beale M. (2000) *Neural Network Toolbox for Use with MATLAB*, version 4, MATHWORKS INC.
- [95] Hagan M.T., Menhaj M. (1994) Training feedforward networks with the Marquardt algorithm, *IEEE Transactions on Neural Networks*, Vol. 5, No. 6, pp. 989–993. DOI: 10.1109/72.329697
- [96] Foresee, F.D., Hagan, M.T. (1997) Gauss-Newton approximation to Bayesian learning, *Proceedings of the International Joint Conference on Neural Networks*, Vol. 3, pp. 1930-1935. DOI: 10.1109/ICNN.1997.614194
- [97] Prasad N., Singh R., Lal S.P. Comparison of back propagation and resilient propagation algorithm for spam classification, *Proceedings of the 2013 Fifth International Conference on Computational Intelligence, Modelling and Simulation*, 24-25 September, 2013, pp. 29-34.
- [98] Chel H., Majumder A., Nandi D. (2011) Scaled conjugate gradient algorithm in neural network based approach for handwritten text recognition, in: *Trends in Computer Science, Engineering and Information Technology*. CCSEIT 2011. Communications in Computer and Information Science (eds Nagamalai D., Renault E., Dhanuskodi M.), Springer, Berlin, Heidelberg. DOI: 10.1007/978-3-642-24043-0\_21
- [99] Николић Н. (2020) *Моделовање микрофилтрације култивационих течности применом концепта вештачких неуронских мрежа*, докторска дисертација, Универзитет у Новом Саду, Технолошки факултет, Хемијско инжењерство, Нови Сад.
- [100] Миљковић З., Александрић Д. (2018) *Вештачке неуронске мреже, збирка решених задатака са изводима из теорије*, друго издање, Универзитет у Београду, Машински факултет, Београд.

## БИОГРАФИЈА АУТОРА

Надица Стојановић, маг. инж. маш., рођена је 23. фебруара 1991. године у Петровцу. Основну школу „Моша Пијаде“ у Жагубици завршила је 2006. године. Школовање је наставила у „Техничкој школи Никола Тесла“ у Костолцу, где је матурирала 2010. године са одличним успехом.

Факултет инжењерских наука у Крагујевцу уписала је школске 2010/2011. године. Основне академске студије завршила је са просечном оценом 9,53 (девет и 53/100). Завршни рад под називом „Коефицијент реституције“, под менторством проф. др Александре Јанковић одбранила је са оценом 10 (десет), чиме је стекла стручни назив „инжењер машинства“.

На истом факултету, уписала је мастер академске студије школске 2013/2014. године на модулу Друмски саобраћај. Мастер рад под називом „Пнеуматске диск кочнице теретних возила“, под менторством проф. др Јасне Глишовић одбранила је са оценом 10 (десет). Мастер академске студије је завршила са просечном оценом 9,83 (девет и 83/100) и тиме стекла стручни назив „мастер инжењер машинства“.

Награђивана је од стране Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу за остварен просек преко 9,50 на другој и трећој години основних академских студија и на првој и другој години мастер академских студија.

Током основних и мастер академских студија, била је стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије и Фонда за младе таленте Министарства омладине и спорта.

Школске 2015/2016. године уписала је докторске академске студије на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу.

Од 04. 04. 2016. године ради у звању асистент на истом факултету. Изводи аудиторне и лабораторијске вежбе на следећим предметима: Погонски и мобилни системи, Одрживи развој МВ, Основе динамике МВ, Конструкција и прорачун МВ, Саобраћај и саобраћајнице, Динамика возила, Инжењерски алати 2, Експеримент у машинству, Динамичке симулације и прорачун возила, Виртуелно конструисање, Експлоатација МВМ 2. Поседује средњи ниво знања енглеског језика и основни ниво знања италијанског језика.

Положила је све испите на докторским студијама са просечном оценом 10 (десет).

Учествује у реализацији научноистраживачког пројекта из области технолошког развоја под називом: „Истраживање безбедности возила као дела кибернетског система: возач – возило - окружење“ (евиденциони број пројекта код ресорног Министарства: ТР 35041).

Од 2016. до 2020. године излагала је радове на Међународним конференцијама одржаним у земљи и иностранству.



**ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Надица Р. Стојановић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:

Идентификација термичких напрезања диск кочнице за различите радне параметре кочења

која је одбрањена на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,
- да умножени примерак докторске дисертације у штампаној и електронској форми у чијем се прилогу налази ова Изјава садржи докторску дисертацију истоветну одбрањеној докторској дисертацији.

У Крагујевцу, 6.4.2021. године,

Стојановић Надица  
потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Надица Р. Стојановић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

Идентификација термичких напрезања диск кочнице за различите радне параметре кочења

која је одбрањена на Факултету инжењерских наука

Универзитета у Крагујевцу, и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

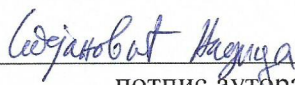
не дозвољавам<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- ③ Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- 6) Ауторство - некомерцијално - без прерада<sup>2</sup>

У Крагујевцу \_\_\_\_\_, 6.4.2021. године,

  
\_\_\_\_\_ потпис аутора

---

<sup>2</sup> Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: [http://creativecommons.org/rs/](http://creativecommons.org.rs/)