



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА

**мр Јасна Д. Глишовић**

**ТЕОРИЈСКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА  
ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ БУКЕ ДИСК КОЧНИЦА**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2012.



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА



мр Јасна Д. Глишовић

**ТЕОРИЈСКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА  
ИСТРАЖИВАЊА ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ БУКЕ  
ДИСК КОЧНИЦА**

Докторска дисертација

Ментор,  
др Јованка Лукић, ред. проф.

Крагујевац, 2012.

**ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

***I Аутор***

<b>Име и презиме:</b>	мр <b>Јасна Глишовић</b> , дипл. инж. маш.
<b>Датум и место рођења:</b>	20. 07. 1969. године, Крагујевац
<b>Садашње запослење:</b>	асистент на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

***II Докторска дисертација***

<b>Наслов:</b>	<b>„ТЕОРИЈСКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ БУКЕ ДИСК КОЧНИЦА“</b>
<b>Број страница:</b>	170
<b>Број слика:</b>	186
<b>Број библиографских података:</b>	204
<b>Установа и место где је рад израђен:</b>	Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац
<b>Научна област (УДК):</b>	Моторна возила (629.113)
<b>Ментор:</b>	др Јованка Лукић, ред проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу

***III Оцена и одбрана***

<b>Датум пријаве теме:</b>	25. 09. 2006. године
<b>Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације:</b>	Одлука број: 01-2834/5 од 26. 10. 2006. године Одлука о продужетку рока за завршетак и одбрану докторске дисертације број: 01-1/4313-16 од 22.12.2011. године
<b>Комисија за оцену подобности теме и кандидата:</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Рајко Радоњић, ред. проф. Машинског факултета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Мирослав Демић, ред. проф. Машинског факултета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Јованка Лукић, доцент Машинског факултета у Крагујевцу</li> <li>4. Др Димитрије Обрадовић, виши научни саветник Института за аутомобиле, Застава аутомобили</li> </ol>
<b>Комисија за оцену докторске дисертације:</b>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Др Мирослав Демић, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>2. Др Александра Јанковић, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>3. Др Драган Јовановић, ванр. проф. Факултета техничких наука Универзитета у Новом Саду</li> <li>4. Др Петар Тодоровић, доцент Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> <li>5. Др Јованка Лукић, ментор, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу</li> </ol>
<b>Комисија за одбрану докторске дисертације:</b>	
<b>Датум одбране дисертације:</b>	

*Докторска дисертација је резултат мојих вишегодишњих истраживачких активности и користим ову прилику да се захвалим многим људима који су допринели њеном настанку на небројено начина и ја сам захвална сваком од њих.*

*Желим да изразим најискренију захвалност проф. др Рајку Радоњићу на дугој и успешној сарадњи из које је поникла ова докторска дисертација.*

*Много захвалности дугујем ментору проф. др Јованки Лукић за усмеравање и подршку кроз истраживање, а посебно током финализације дисертације.*

*Захваљујем колегама са Катедре за моторна возила и моторе на несебичним саветима и помоћи у свим фазама рада.*

*И на крају сам бескрајно захвална својој породици. Ништа не би било могуће без њихове подршке*

*Аутор*

# ТЕОРИЈСКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ БУКЕ ДИСК КОЧНИЦА

## РЕЗИМЕ

Шкрипа аутомобилских диск кочница представља велики проблем произвођачима кочних система у погледу трошкова рекламација у гарантном року и велики је изазов за истраживаче дужи низ година. Циљ ове дисертације је да се развије механички модел диск кочнице базиран на методи коначних елемената чија динамичка нестабилност води до појаве шкрипе и верификује га експерименталним истраживањем. Кључно питање у овом процесу је да се открије механизам настанка високофреквентних осцилација диск кочних механизма и њихов утицај на показатеље ефикасности кочења и нивое укупне буке возила. Спроведено је експериментално истраживање на типичној кочници савременог путничког аутомобила при чему је матрица испитивања као окосницу имала стандардизовану процедуру *SAE J2521* за снимање буке кочења. Лабораторијска испитивања применом развијеног кочног динамометра су извршена како би се мерила бука шкрипања, кочни момент, као и остали параметри процеса кочења: кочни притисак, број обртаја и температура диска. Ово води верификацији резултата предвиђених нумеричким моделирањем. Уочена је тешко предвидљива природа шкрипе кочнице кроз сопствене вредности система које се појављују и нестају као функција различитих параметара, као што је брзина клизања, притисак и температура током периода кочења. Параметарске студије утицаја геометрије и карактеристика материјала кочних компоненти одређују допринос сваког од ових фактора настанку шкрипе кочница. Развијени приступ се стога може користити као средство за процену шкрипе диск кочница коришћењем методе коначних елемената.

**Кључне речи:** диск кочнице, бука, високофреквентна шкрипа, ефикасност кочења

## THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF HIGH-FREQUENCY NOISE OF DISC BRAKES

### ABSTRACT

Automotive disc brake squeal is a major problem for the manufacturers of brake systems in terms of cost claim within the warranty period and it is a challenging problem for researchers for many years. The aim of this dissertation is to develop the mechanical finite element model of disc brake system which dynamic instability leads to the appearance of squeal and to verify the model by experimental research. The key issue in this process is to reveal the mechanism of high-frequency oscillations of the disc brake mechanisms and their effect on indicators of braking efficiency and overall levels of vehicle noise. Experimental research on a typical passenger car brake was conducted where the test matrix represents a partial simulation of SAE J2521 brake noise test. Laboratory testing using a brake dynamometer was performed to measure the squealing noise and braking torque and other parameters of braking process: braking pressure, speed and disc's temperature. This leads to the verification of the results predicted by numerical modeling. The unpredictable nature of squealing brakes was noticed through appearing and disappearing of eigenvalues of system as functions of various parameters, such as the sliding velocity, pressure and temperature during braking period. Parametric studies of geometry and material properties of brake components determine the contribution of each of these parameters to the emergence of squealing brakes. The developed approach can therefore be used as a tool to evaluate disc brake squeal by using finite element method.

**Key words:** disc brakes, noise, high frequency squeal, braking efficiency

---

# САДРЖАЈ

---

<b>1. УВОДНА РАЗМАТРАЊА.....</b>	<b>1</b>
1.1 КЛАСИФИКАЦИЈА ФЕНОМЕНА БУКЕ КОД КОЧНИЦА.....	5
1.2 ШКРИПА КОЧНИЦА ( <i>SQUEAL</i> ).....	7
1.3 ОРГАНИЗАЦИЈА ДИСЕРТАЦИЈЕ.....	8
1.4 ДОПРИНОС АУТОРА.....	9
<b>2. ПРИКАЗ ИСТРАЖИВАЊА И СИСТЕМАТИЗАЦИЈА ДОСАДАШЊИХ РЕЗУЛТАТА.....</b>	<b>10</b>
2.1 КАРАКТЕРИСТИКЕ ШКРИПЕ КОЧНИЦЕ.....	13
2.2 АНАЛИТИЧКЕ МЕТОДЕ.....	14
2.2.1 <i>Анализа променљивог коефицијента трења-μ</i> .....	15
2.2.2 <i>Анализа sprag-slip</i> .....	16
2.2.3 <i>Анализа спрегнутих модова</i> .....	17
2.3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНЕ МЕТОДЕ ИСТРАЖИВАЊА ШКРИПЕ КОЧНИЦА.....	19
2.3.1 <i>Класични експерименти</i> .....	19
2.3.2 <i>Радови засновани на вибрацијама</i> .....	21
2.3.3 <i>Радови засновани на трибологији</i> .....	25
2.4 НАЈНОВИЈЕ НУМЕРИЧКЕ МЕТОДЕ.....	28
2.5 ЗАКЉУЧЦИ.....	30
<b>3. НУМЕРИЧКИ МОДЕЛ И МОДАЛНА АНАЛИЗА КОМПОНЕНТИ И СКЛОПА ДИСК КОЧНИЦЕ.....</b>	<b>32</b>
3.1 ПРЕГЛЕД СОФТВЕРСКОГ ПАКЕТА АВАQUS.....	35
3.2 МОДАЛНА АНАЛИЗА МКЕ МОДЕЛА СКЛОПА ДИСК КОЧНИЦЕ.....	36
3.2.1 <i>Диск</i> .....	37
3.2.2 <i>Носач стега</i> .....	40
3.2.3 <i>Стега</i> .....	42
3.2.4 <i>Кочне плочице</i> .....	45
3.2.5 <i>Клип</i> .....	47
3.3 ПОВЕЗИВАЊЕ КОМПОНЕНТИ.....	47
3.3.1 <i>Вишеструка ограничења (MPC)</i> .....	48
3.3.2 <i>Линеарно еластични елементи</i> .....	49
3.3.3 <i>Контактни елементи</i> .....	49
3.3.4 <i>Везан елемент (енг. Tied)</i> .....	50
3.3.5 <i>Контакт деформабилно-деформабилно</i> .....	52
3.3.6 <i>Нелинеарна статичка анализа</i> .....	53
3.3.7 <i>Контактно уређење и кораци решавања</i> .....	54
3.3.8 <i>Карактеристике материјала и случајеви оптерећења</i> .....	56

3.4	ЗАКЉУЧЦИ.....	58
<b>4.</b>	<b>НЕЛИНЕАРНА КОНТАКТНА АНАЛИЗА И АНАЛИЗА СТАБИЛНОСТИ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ДИСК КОЧНИЦЕ.....</b>	<b>59</b>
4.1	НЕЛИНЕАРНА КОНТАКТНА АНАЛИЗА.....	59
4.2	АНАЛИЗА СТАБИЛНОСТИ.....	63
4.2.1	<i>Анализа комплексних сопствених вредности.....</i>	64
4.2.1.1	Одређивање кинетичког коефицијента трења.....	66
4.2.1.2	Утицај фрикционих карактеристика и фрикционог пригушења.....	69
4.2.2	<i>Анализа динамичких прелазних процеса.....</i>	74
4.2.2.1	Мало клизање са казненом функцијом.....	76
4.2.2.2	Коначно клизање са казненом функцијом.....	77
4.2.2.3	Коначно клизање са Лагранжовим мултипликатором.....	78
4.2.3	<i>Утицај параметара на шкрипу диск кочница.....</i>	80
4.2.3.1	Варијација коефицијента трења.....	80
4.2.3.2	Варијација кочног притиска.....	81
4.3	ЗАКЉУЧЦИ.....	82
<b>5.</b>	<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСПИТИВАЊЕ ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦА.....</b>	<b>84</b>
5.1	ВРСТЕ ТЕСТОВА ШКРИПЕ КОЧНИЦА.....	84
5.1.1	<i>Холографска интерферометрија .....</i>	85
5.1.2	<i>Импулсна ласерска електронска тачкаста интерферометрија.....</i>	86
5.1.3	<i>Ласерско доплерско мерење брзине.....</i>	87
5.2	ДИНАМОМЕТРИ.....	88
5.2.1	<i>Вратило тип динамометра.....</i>	88
5.2.2	<i>Основна конфигурација динамометра и начин рада.....</i>	88
5.2.3	<i>Контрола окружења.....</i>	91
5.2.4	<i>Прикупљање података и управљање.....</i>	92
5.3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИНСТАЛАЦИЈА.....	92
5.3.1	<i>Приказ пројектоване испитне инсталације.....</i>	93
5.3.2	<i>Испитни сто са погонским агрегатом и диском.....</i>	95
5.3.3	<i>Електро енергетска инсталација.....</i>	96
5.3.4	<i>Мерна инсталација.....</i>	97
5.3.5	<i>Мерење броја обртаја диска.....</i>	98
5.3.6	<i>Мерење кочног притиска.....</i>	101
5.3.7	<i>Мерење кочног момента.....</i>	105
5.3.8	<i>Мерење буке кочнице.....</i>	111
5.4	ПОСТУПЦИ ИСПИТИВАЊА БУКЕ ДИСК КОЧНИЦА.....	115
5.4.1	<i>Поступак испитивања буке АК.....</i>	115
5.4.2	<i>Поступак испитивања буке кочница према SAE J2521.....</i>	116
5.4.3	<i>Развијени поступак испитивања високофреквентне шкрипе диск кочница.....</i>	118
<b>6.</b>	<b>РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА МКЕ МОДЕЛА ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦЕ.....</b>	<b>122</b>
6.1	РЕЗУЛТАТИ ИСПИТИВАЊА ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦА У ВРЕМЕНСКОМ ДОМЕНУ.....	122
6.2	ВЕРИФИКАЦИЈА МОДЕЛА ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦА У ФРЕКВЕНТНОМ ДОМЕНУ.....	130
<b>7.</b>	<b>МЕРЕ ЗА СМАЊЕЊЕ ШКРИПЕ КОЧНИЦА.....</b>	<b>138</b>
7.1	ПАСИВНА КОНТРОЛА ШКРИПЕ КОЧНИЦА.....	140
7.1.1	<i>Ротор.....</i>	141
7.1.2	<i>Стега и носач стеге.....</i>	142

7.1.3	<i>Кочне плочице.....</i>	143
7.1.4	<i>Подметачи плочица кочница или изолатори.....</i>	145
7.1.4.1	Једнослојни изолатор.....	147
7.1.4.2	Изолатор са граничним слојем.....	148
7.1.4.3	Изолатор са више граничних слојева.....	148
7.1.4.4	Двоструко лепљиви изолатори.....	148
7.1.4.5	Изолатори са штипаљком.....	148
7.2	АКТИВНА КОНТРОЛА ШКРИПЕ КОЧНИЦА.....	151
<b>8.</b>	<b>ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА.....</b>	<b>155</b>
<b>9.</b>	<b>ЛИТЕРАТУРА.....</b>	<b>159</b>



## УВОДНА РАЗМАТРАЊА

Звук се може дефинисати као било каква промена притиска (у ваздуху, води или другом медијуму) које људско ухо може да детектује. Таласно кретање настаје када извор делује на најближу честицу и покрене је. Ово кретање се постепено шири на суседне честице све даље од извора. У зависности од медијума, звук се простире различитим брзинама. Кроз ваздух, звук се простире приближно брзином од 340 m/s. Кроз течност и чврста тела, брзина простирања је већа: 1500 m/s кроз воду и 5000 m/s кроз челик. Звук је тако уобичајен део свакодневног живота да ретко разумемо све његове функције. Он омогућава пријатна искуства као што је слушање музике или слушање песме птица. Он нам омогућава вербалну комуникацију са породицом и пријатељима. Може да нас упозори, нпр. звоњавом телефона или завијањем сирене и такође нам дозвољава да изведемо правилне оцене и дијагнозе – на пример звецкање вентила мотора возила, шкрипање точкава, шум срца.

И поред тога, често у нашем савременом друштву звук нам смета. Многи звуци су непријатни или нежељени - они се називају *буком*. Међутим, ниво нелагодности зависи не само од квалитета звука, већ и од нашег става према њему. Звук новог џет авиона који полеће може да буде музика за уши његовом конструктору, али ће бити агонија за уши људи који живе близу писте. Али звук не мора да буде гласан да би сметао. Шкрипа повлачења по поду, гребање по плочи или славина која капље могу да буду подједнако иритирајући као гласна грмљавина. Најгоре од свега, звук може да оштети или уништи. Звучни удар авиона може да протресе прозоре и скине фасаду са зидова. Али најжалоснији случај је када звук оштети деликатни механизам који је створен да га прими-људско ухо [1].

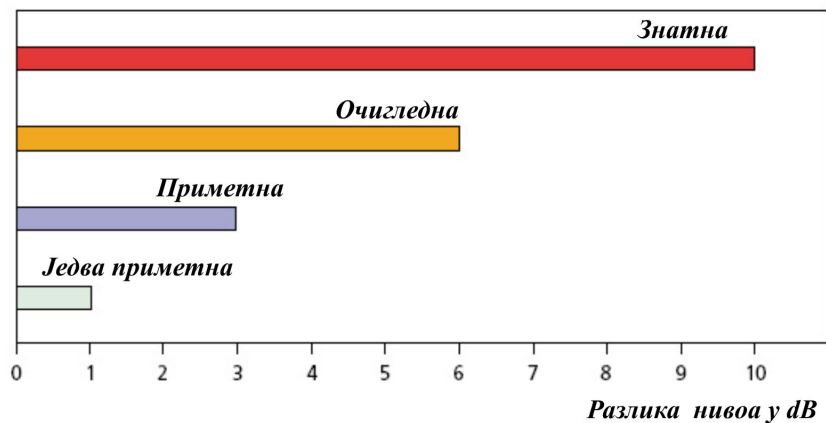
Број промена притиска у секунди се зове учестаност звука и мери се у Hz. Млађа особа са нормалним слухом може да чује звуке од 0 до 130 dB са учестаностима између 20 Hz и 20 kHz. Особа која говори ствара око 45 dB. Ниво притиска у непосредној близини џет авиона који стартује моторе је око 145 dB. Енергија која се преноси звуком је обично врло мала. Ако структура која вибрира емитује звук сферно, тј. подједнако у свим правцима, и ствара ниво звучног притиска од 120 dB на растојању од једног метра, емитована енергија је само 12 W. При 90 dB, још увек иритирајуће високом нивоу звука, одговарајућа снага је само 12 mW. Лако је разумети да ће чак и веома мала количина механичке снаге претворена у звук створити високе нивое звучног притиска [2]. Широки опсег звучних притисака је условио примену јединица dB (Табела 1.1).

Табела 1.1 Упоредни приказ звучног притиска у Pa и dB [3]

	Паскал	Децибел
<b>Праг чујности</b>	0,000021	0
Шапат (1m)	0,00021	20
Нормални разговор (1m)	0,021	60
Викање (1m)	0,21	80
Сирена аутомобила (1,5m)	0,21	80
Пнеуматски чекић (1m)	2,1	100
Оркестар од 75 чланова	21	120
Авионски цет мотор средње величине (3m)	2100	160

Пријемник	Учестаност Hz
Човек	20~20000
Пас	15~50000
Мачка	60~65000
Слепи миш	1000~120000
Цврчак	100~15000
Црвендаћ	250~21000
Морско прасе	150~150000

У погледу нивоа звучног притиска, опсег чујности се креће од прага чујности при 0 dB до прага бола при 130 dB и преко. Иако повећање од 6 dB представља дуплирање звучног притиска, повећање од око 8-10 dB је неопходно пре него што се субјективно примети да је звук знатно гласнији. Слично, најмања промена коју човек региструје је око 1 dB (слика 1.1).



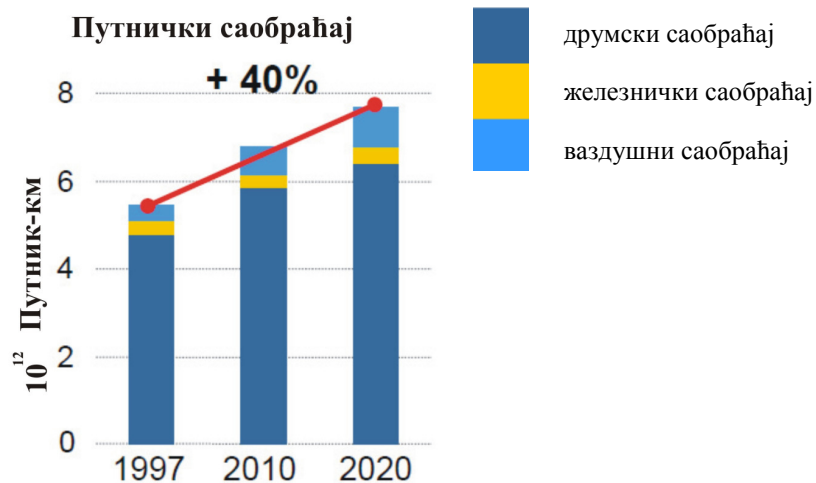
Слика 1.1 Човекова перцепција звука [1]

Иритирајући тонови настају на два начина: механизми са ротирајућим деловима као што су мотори, мењачки преносници, вентилатори и пумпе често стварају тонове. Неуравнотежење или поновљени ударци изазивају појаву вибрација које, преносећи се кроз површине и ваздух, могу да се чују као тонови. Пулсирајућа струјања течности или гасова могу такође да створе тонове, изазване процесима сагоревања или ограничавањем струјања. Тоновима могу да се идентификују субјективно слушањем или објективно коришћењем фреквентне анализе. Чујност се затим прерачунава поређењем нивоа тонева са нивоом околних спектралних компоненти. Трајање тона треба такође да се документује.

Психолошки утицај буке је завистан од индивидуалног, социјалног и генерацијског искуства. Некоме може сметати шум кише, док другога смирује. По правилу јака бука ствара неповољне физиолошке и психолошке промене. Бука од 75 dB (ауто на 5 m или телефон на 2 m) већ ствара умор и повишење крвног притиска, а преко 85 dB и учестаношћу од 1000 Hz ствара оштећења у слушном апарату, са повећаним утицајем на опште психолошко стање организма.

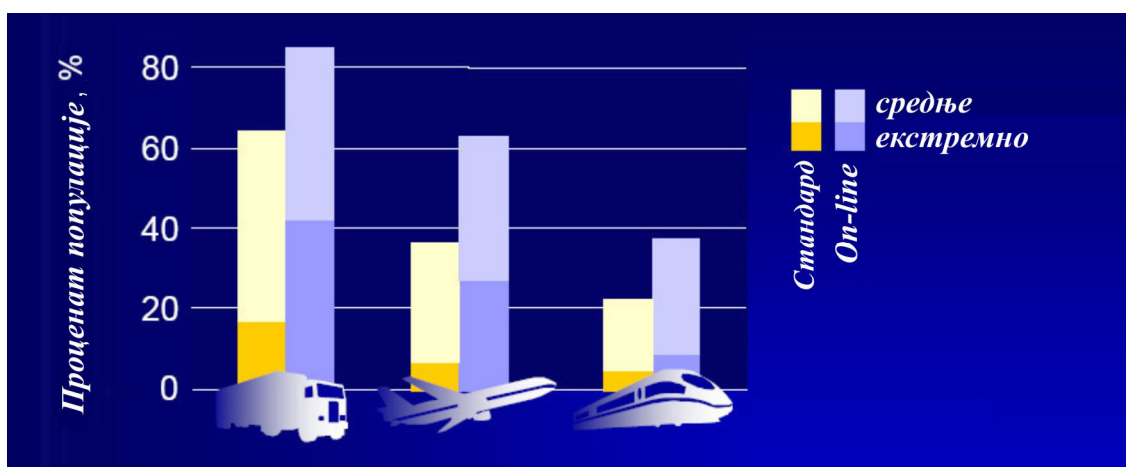
Најчешћи узрок амбијенталне буке је друмски саобраћај. Више од 90 % буке од друмског саобраћаја у Европи је неприхватљивог нивоа. Други облици буке од саобраћаја, као што су бука возова и авиона су више локални проблем, али и даље могу да иритирају пуно људи. Многе земље подстичу произвођаче да производе тиша путничка и теретна возила

наметањем ограничења буке за појединачна возила. Ове границе су се смањиле током протеклих 20-30 година за приближно 8 dB за путничка и 15 dB за теретна возила. Владе неких земаља (нпр. Норвешке и Италије) су примениле прописе за увођење испитивања емисије буке за возила током нормалне експлоатације. Ови тестови се обично изводе у сервисима као део општих тестова о стању возила, други се изводе као ванредни тестови. Чак и тада, стални пораст броја возила значи да укупни нивои буке нису смањени. Површине пута могу да се побољшају како би се добила мања бука. Порозни асфалт и новије "танке површине за смањење буке" су показале смањење од 2 до 6 dB. На слици 1.2 је приказан пораст саобраћаја у Европи.



Слика 1.2 Пораст обима саобраћаја у Европи [4]

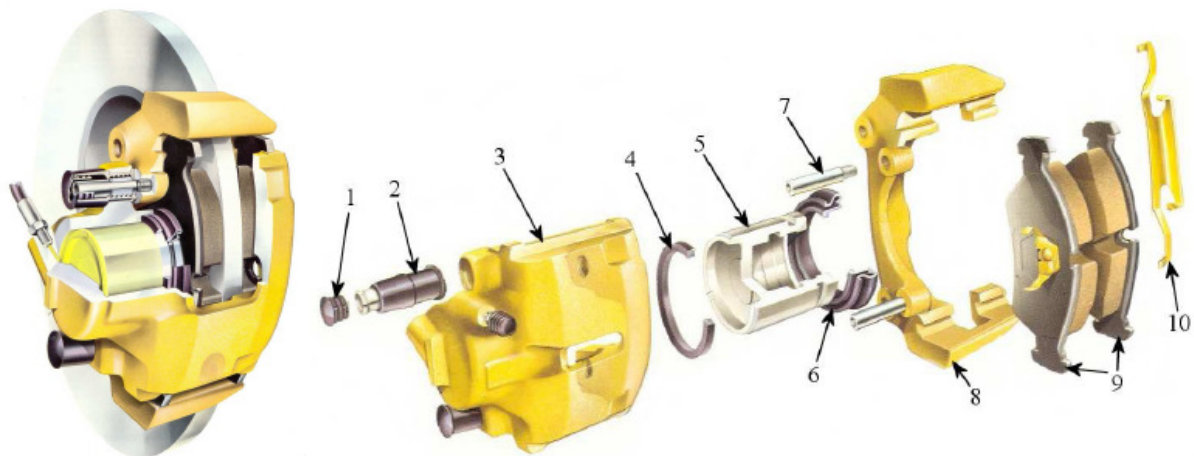
Више од половине популације је погођено буком од саобраћаја (слика 1.3). Са порастом саобраћаја, питање буке може негативно да утиче на транспорт и економски развој. Да би се сагледала бука друмских возила, потребно је размотрити две основне категорије возила-путничка возила и тешка возила (теретна и аутобуси), чија се бука разликује по јачини и спектру. Код свих друмских возила основни и независни узроци буке потичу од погонског агрегата, буке настале у контакту пнеуматика и тла и опструјавања ваздуха. Бука диск кочнице је проблем који заокупља произвођаче аутомобила. Жалбе корисника доводе до значајних трошкова рекламација годишње. Још важније, незадовољство корисника може да доведе до губитака у будућем пословању [5].



Слика 1.3 Процент популације погођен буком [4]

Аутомобилске кочнице су се у интензивно развиле током последњих деценија. Током овог периода снага погонског агрегата и максималне брзине кретања возила значајно су се повећале, а самим тим и кинетичка енергија коју треба пригушити у кочницама. Геометријски простор који је на располагању за уградњу кочнице на возилу је међутим значајно ограничен димензијама точка, тако да је то наметнуло потребу конструисања нових облика кочница и нека од тих нових решења су подложнија генерисању нежељене буке. Диск кочнице је први конструисао Ф. Ланчестер (енг. *F. Lanchester*) 1902. године у Енглеској, али је тек 1961. године овај тип кочница уведен у масовну производњу на путничким возилима од стране фирме Тевес (енг. *Teves*) у Немачкој и на тај су диск кочнице започеле свој тријумфални марш у категорији путничких возила [6].

Типична модерна диск кочница са пливајућом стегом и њене главне компоненте су приказане на слици 1.4. Кочница се састоји од диска (ротора), стеге, клипа, носача стеге и фриксионих плочица. Током рада кочнице, притисак кочног флуида делује на цилиндар у стези и потискује клип, притискујући на тај начин кочну плочицу уз диск. Због пливајућег типа стеге у односу на носач, цео склоп се слободно помера попречно у односу на ротор, тако да се и кочна плочица са друге стране ротора кочнице чврсто притиска уз диск. Сила кочења се ствара трењем између облога и диска. У склопу кочнице она је уравнотежена преко носача, који је чврсто завртњима везан за ослањање точка. Предност овог типа конструкције кочнице је у томе што је хидраулички цилиндар смештен у део (стегу) који није изложен великим раванским кочним силама и који се директно ослања на носач стеге [6].



- |                    |                                 |
|--------------------|---------------------------------|
| 1) Прахобран       | 6) Штитник од прашине           |
| 2) Склоп вођице    | 7) Осовиница за вођење          |
| 3) Кућиште/стега   | 8) Носач стеге                  |
| 4) Заптивни прстен | 9) Фриксионе плочице            |
| 5) Клип            | 10) Кућиште задржавајуће опруге |

**Слика 1.4** Типична диск кочница са пливајућом стегом [6]

Недостатак овакве конструкције је висока осетљивост (подложност) самопобуђеним вибрацијама. Већина кинетичке енергије возила које се креће се претвара у топлоту кроз трење. Али мали део кинетичке енергије се претвара у звучну енергију и ствара буку. Кочницу која шкрипи је тешко и скупо поправити. Боље је проблем буке решити још у фази конструкције [7]. Модерне диск кочнице са пливајућом стегом као што је приказано на слици 1.4 су високо развијени механички инжењерски уређаји. Оне мора да раде поуздано током дугог животног века, толеришући огромна механичка и термичка оптерећења.

С друге стране, није се последњих деценија знатно повећала само снага мотора, већ и очекивања у погледу комфора. Ово значи да нивои буке, а посебно буке кочница, који су били прихватљиви пре 20 или 30 година се више не толеришу од стране модерних корисника. Бука и вибрације су постали битно питање при конструкцији кочних система моторних возила. Напори да се побољшају данашњи кочни системи морају да узму у обзир и проблеме буке и вибрација. Добро познавање механизма настанка буке кочница на овај начин је постало важан фактор у надметању у конструкцији кочних система. Треба нагласити да је, према произвођачима кочница, бука кочница у општем случају искључиво проблем комфора, и да према њима, не утиче на функционисање кочнице. Мада постоје нека нова решења у области кочних система ("*brake by wire*"), то није утицало на проблем буке кочница, све док кочнице раде са расипањем енергије услед сувог трења.

Вибрације у процесу кочења су велики проблем данашњих инжењера, што се може видети по постојању одељења за буку и вибрације - *NVH* (eng. *Noise, Vibration and Harshness*) у бројним компанијама. Најчешће се ови *NVH* тимови фокусирају на проблем кочних система у погледу буке кочница проузрокованих вибрацијама са ниским амплитудама и високим учестаностима. То су осцилације настале у процесу трења када кочне облоге дођу у контакт са ротирајућим елементом. Настаје звук сличан као када се пише или повлачи креда по табли. Како су самопобуђене вибрације услед трења тако различите од резонантних и принудних вибрација, потребно је применити различите методе проучавања како би се разумела, измерила и поправила ова ситуација [5,7].

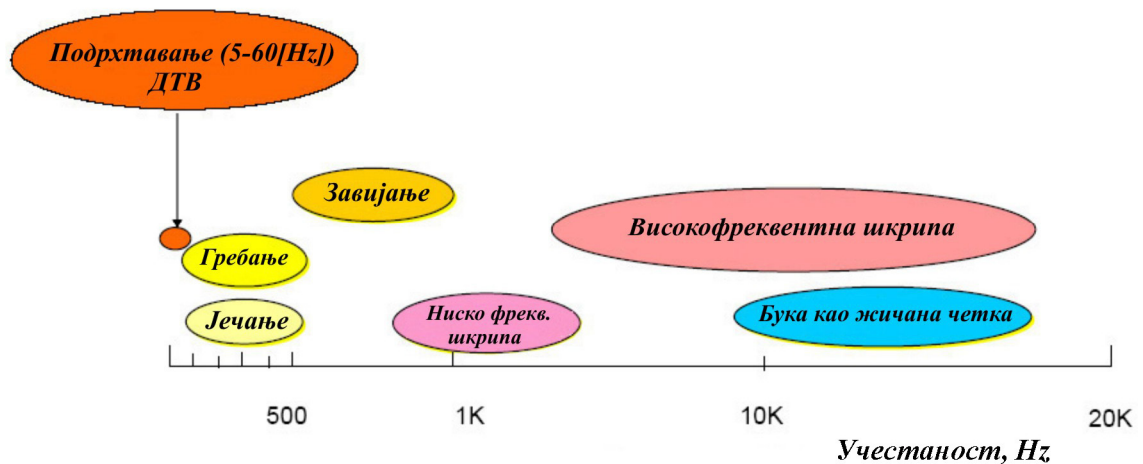
Бука кочница може да се опише као иритирајући звук чија је основна учестаност између 1 и 20 kHz, и коју генеришу кочне компоненте. Она се претежно ствара при ниским брзинама (испод 30 km/h) и при ниским кочним притисцима (притисак у кочној инсталацији испод 20 bar). Типична ситуација када се јавља шкрипећа бука (eng. *squeal*) је заустављање на црвеном светлу семафора или при паркирању. Корисници верују да кочница која шкрипи указује на лош квалитет и поузданост возила. Овај утисак повећава трошкове гаранције. Гарантни трошкови због проблема буке и вибрација кочница (*NVH*) су недавно процењени на око 1 милијарду долара годишње само за аутомобилску индустрију северне Америке.

Сличности између буке кочница и гудачких инструмената је запањујућа, осим што је шкрипа кочница нежељена појава и ван тоналитета. Геометрија кочног склопа контролише учестаност емитованог звука и трење између елемената фрикционог пара обезбеђује енергију потребну за одржавање звука. Постоје два начина да се спречи звук. Један је модификовати или пригушити резонантни систем, диска и кочних облога, нпр. могу се залепити гумени подметачи на задњој страни кочних плочица. Други начин је да се промени механизам трења тако да се неопходни услови за настанак звука никад не постигну. На виолини је то релативно једноставно, само се стави смола на лук, али на кочници је то међутим врло тешко. Смањено трење ће ослабити кочне перформансе и заустављање возила ће постати теже. Међутим, настанак шкрипе је под утицајем многих других фрикционих карактеристика осим нивоа трења, тако да је могуће конструисати кочнице са високим коефицијентом трења, а још увек имати ниску тенденцију ка шкрипи [2].

## 1.1 Класификација феномена буке код кочница

Различити феномени везани за буку код кочница обухватају широк опсег појава. Постоје вибрације кочног система које имају мале корелације са конструкцијом возила, али постоје такође вибрације које показују снажну корелацију са компонентама кочница, носећом структуром возила и елементима система еластичног ослањања. Различити типови буке

кочница могу се класификовати према њиховим учестаностима и механизму настанка и неке од њих су опсежно проучаване у литератури. Типични типови буке код кочница су названи према томе како звуче, видети слику 1.5.



Слика 1.5 Фреквентни опсег за буку кочница [3]

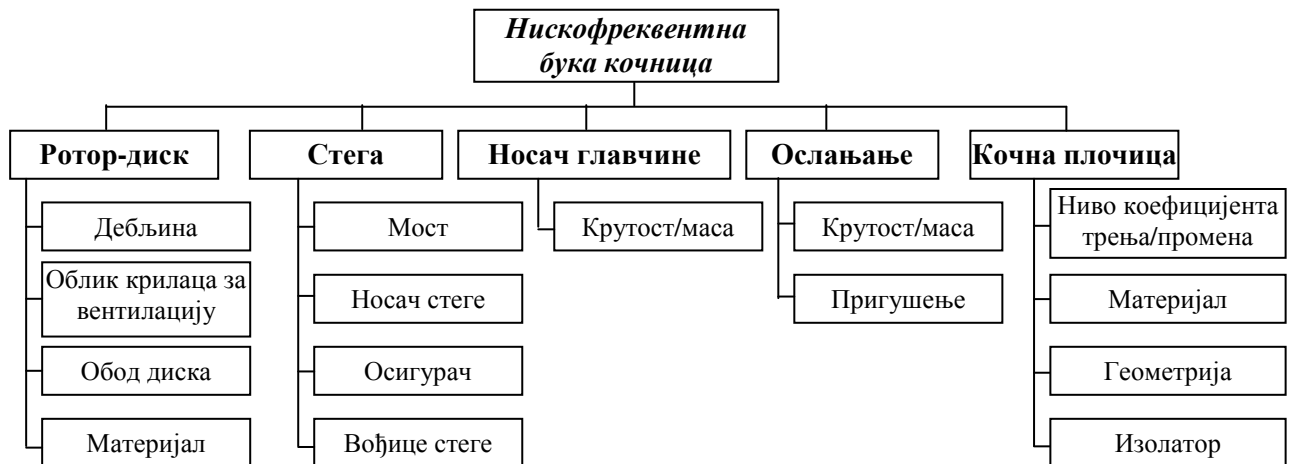
**Подрхтавање** (eng. *Judder*) су нискофреквентне (<100 Hz) принудне вибрације, побуђене услед цикличне, неуниформне силе трења. Учестаност вибрација је пропорционална брзини точка и смањује се током успоравања услед дејства кочница. Често амплитуде вибрација варирају због резонантног повећавања модова система еластичног ослањања или носеће структуре. Порекло неуниформних сила трења које проузрокују појаву подрхтавања се може приписати поремећајима симетрије кочења које настају као последица следећих појава: варијације дебљине кочног диска или добоша услед последица лоше производње или истрошења, несавршености монтаже система стега-клип-кочна облога-диск, краткотрајне термичке деформације диска или добоша („таласаст облик површине диска“, „одступање од кружног облика“), или ограничена подручја високих температура распоређена кружно дуж диска кочница („врुће тачке“).

**Јечање** (eng. *Groan*), цвиљење и завијање су вибрације у фреквентном опсегу од 100 Hz ÷ 1 kHz. Оне се карактеришу чистим тоновима са једном или више појединачних учестаности које су обично инваријанте и независне од брзине точка, температуре и притиска. Термини јечање, цвиљење и завијање описују један или више типова вибрација, а разлика је у томе да су јечање и цвиљење обично повезане са нижим учестаностима (100 Hz ÷ 500 Hz) у односу на завијање (500 Hz ÷ 1 kHz). Док је подрхтавање принудна вибрација чије побуђивање и учестаност одзива су функције брзине точка, супротно томе, јечање, цвиљење и завијање, као и шкрипа су резултати самопобуђених осцилација због динамичке нестабилности кочног система. Кључна карактеристика овог типа вибрација је да се енергија која улази у систем синхронизује у фази са модом вибрација структуре, што резултира позитивном повратном петљом. Одговарајући мод вибрација тако постаје нестабилан, и амплитуда вибрација расте све док се она евентуално не ограничи нелинеарношћу или пригушењем и тада је достигнут стабилни гранични циклус. Ниско фреквентна шкрипа је опсега од 1 kHz до 3 kHz, док високофреквентна шкрипа покрива опсег од 3 kHz до 20 kHz. Учестаности шкрипе су у општем случају инваријанте јер су снажно повезане са резонанцијама кочног система. Предложено је неколико објашњења за феномен шкрипе. Опште је прихваћено да је шкрипа кочница резултат самопобуђених осцилација. То је компликован проблем који, најчешће, не може бити решен проучавањем појединачних компоненти саме кочнице. Из практичног угла, шкрипа је један од најважнијих проблема буке код аутомобилских кочних система. Док се

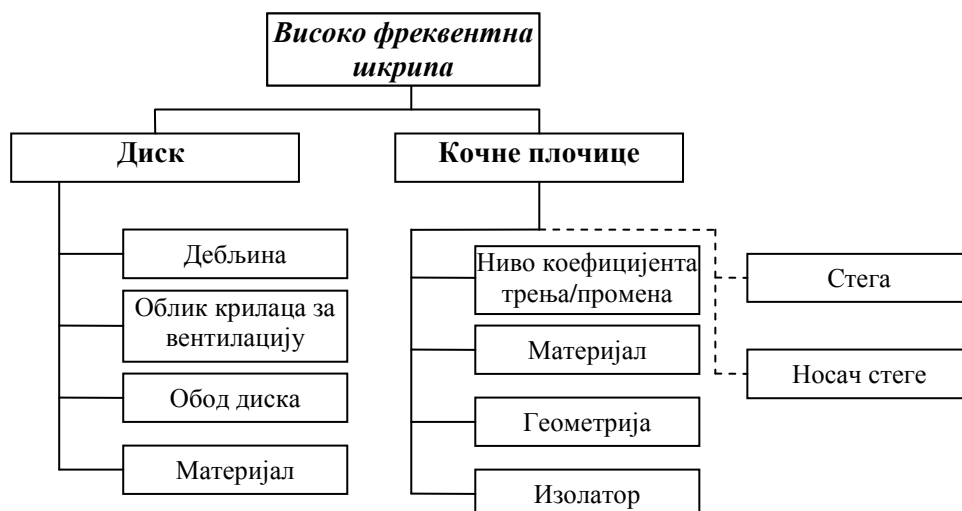
сви феномени буке до сада поменути повезују са дискретним учестаностима, постоје такође и вибрације другог типа. Оне су познате као "бука као жичана четка" (eng. *wire-brush*) или шљапкање. Бука „жичана четка“ на први поглед изгледа да представља широк опсег случајних вибрација, али детаљна анализа открива да она настаје суперпозицијом високофреквентних осцилација са случајно променљивом амплитудом. Често се примећује да претходи појави шкрипе [8]. Шљапкање је суперпозиција неколико високофреквентних вибрација што резултира нискофреквентном модулацијом амплитуде. Док су учестаности носећих таласа обично временски независне, нижа учестаност модулације је континуално променљива, па је врло вероватно да баш та модулација може да се чује.

## 1.2 Шкрипа кочница (*squeal*)

Шкрипа кочница је феномен динамичне нестабилности који се јавља при једној или више природних учестаности кочног система. Побуђивање потиче од фрикционог пара. Диск се понаша као „звучник“ (звучни таласи се шире са ротирајућих површина). Кочне облоге имају одлучујући утицај на шкрипу средњих до високих учестаности (4÷16 kHz). Нискофреквентна шкрипа (1÷3 kHz) обично укључују стегу, носач стеге, носач главчине точка и ослањање, уз облоге и ротор.



Слика 1.6 Фактори који утичу на нискофреквентну буку кочница [3,9]



Слика 1.7 Фактори који утичу на високофреквентну буку кочница [3,9]

И након значајног обима теоретских и експерименталних истраживања током периода од приближно педесет година, истраживачи су далеко од коначне сагласности у вези механизма настанка шкрипе кочница. Међутим, сигурно је да силе трења условљавају нестабилност у систему диск кочнице, што доводи до појаве буке. Настанак нестабилности је објашњаван углавном један од три основна начина, наиме, променом карактеристика трења са брзином кретања возила, променом релативне оријентације диска и фрикционих облога и на тај начин појава модификације силе трења, што води дивергенцији нестабилности, и пулсирајућим типом нестабилности чак и са константним коефицијентом трења. Различити модели су конструисани од стране истраживача како би се оправдале њихове тврдње. Ови модели су често теоријски и тешко је пратити њихов значај за физички изведене кочне системе. Развијен је велики број модела коришћењем методе коначних елемената за нумеричко проучавање феномена шкрипе и за извршење одговарајућих мерења како би се они оценили. Ови модели су, међутим, често врло скупи и непотребно компликовани.

### 1.3 Организација дисертације

Ова дисертација се састоји од осам поглавља чији се садржај може резимирати на следећи начин:

- Почетак овог поглавља говори о проблему буке кочница, његовом значају за учеснике у саобраћају и произвођаче кочних компоненти и возила, као и карактеристикама различитих појавних облика буке диск кочница, посебно високофреквентне шкрипе (*squeal*) која се разматра детаљно у следећим поглављима.
- Друго поглавље садржи преглед литературе на тему буке кочница уопште и посебно високофреквентне шкрипе кочница. Анализирани су различити приступи (аналитички, експериментални, нумерички) откривању узрока ове појаве и модификацији елемената склопа диск кочнице у циљу њеног отклањања.
- Треће поглавље пружа детаљне информације о развијеном моделу диск кочнице базираном на методи коначних елемената. Извршена је модална анализа елемената и склопа реалне диск кочнице савременог путничког возила са вентилираним дисковима на којој су затим извршена и експериментална испитивања у циљу верификације резултата добијених нумеричком методом.
- Четврто поглавље описује темељно нелинеарну контакт анализу применом методе коначних елемената. Изучаване су различите врсте контактних шема које су доступне у примењеном софтверском пакету, као и симулације са различитим моделима фрикционог контакта и њихов утицај на расподелу контактне притиска и контактне површине диск кочнице. Коришћене су две методе за предвиђање појаве шкрипе: комплексних сопствених вредности и динамичких прелазних процеса. Извршено је поређење ове две методе у погледу слагања са добијеним експерименталним резултатима.
- У петом поглављу је приказана развијена експериментална методологија за истраживање корелације појаве високофреквентне шкрипе диск кочница и ефикасности кочног система.
- У шестом поглављу су приказане стандардизоване методологије испитивања буке кочница које се користе на европском и северно америчком континенту, сопствени програм испитивања, резултати обимних експерименталних истраживања.
- Седмо поглавље описује структурне модификације како би се утврдило у којој мери оне утичу на перформансе шкрипе диск кочница.



- У поглављу осам се сумирају резултати и дају закључци из овог рада. Такође су приказане препоруке за даљи рад у циљу усавршавања постојећег нумеричког модела и експерименталне методологије за верификацију добијених резултата.

## 1.4 Допринос аутора

У току рада су проучене опште карактеристике високофреквентне буке коришћењем система репрезентативних модела за укључивање најважнијих карактеристика реалног кочног склопа. Полазна претпоставке се односе на структуру идеализованог модела. Почетак нестабилности линеарног модела може да се добије преко комплексне анализе сопствених вредности. Истраживани су могући механизми појаве нестабилности. Линеарни модел је проширен на реалнији модел укључујући нови модел трења у коме је коефицијент трења континуална функција релативне брзине између две контактне површине. У циљу генерализације теоријских модела, резултати симулације су верификовани експерименталним истраживањима.

Научни циљ ове докторске дисертације је био да се на основама савремених научних дисциплина развије сопствена методологија проучавања механизма настанка високофреквентних осцилација диск кочних механизма, које се испољавају као шкрипа и њиховог утицаја на показатеље ефикасности кочења и нивое укупне буке возила. Познавање ове појаве и елиминисање неповољних ефеката представља приоритет данашњег развоја и усавршавања кочница за моторна возила. Овај циљ је постигнут решавањем парцијалних задатака:

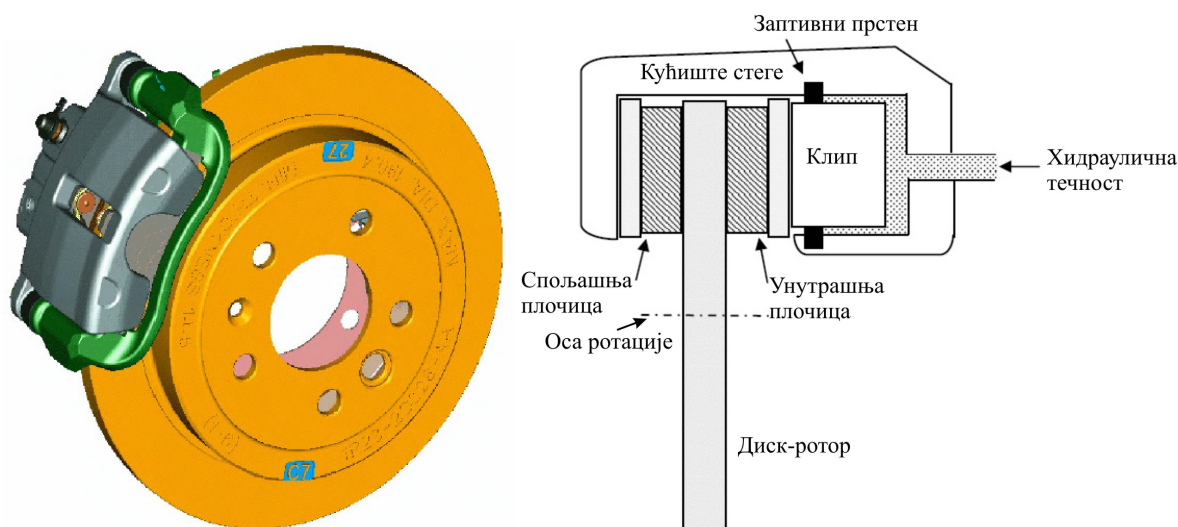
- Теоријска разматрања понашања динамичког система возила у процесу кочења у смислу формирања адекватних физичко-математичких модела.
- Развој и реализацију експерименталног система за испитивање кочница, верификацију симулационих резултата, генерализацију базних модела и полазних поставки.

Реализацијом предложених истраживања добијени су следећи резултати као допринос дисертације:

- Сопствена методологија за теоријско-експериментална истраживања перформанси диск кочница, са аспекта осцилација, буке и показатеља ефикасности кочења.
- Експериментални систем за претходну идентификацију улазних параметара и синтетизованих модела, верификацију структуре и параметара симулационих модела, истраживање корелација осцилаторних и звучних феномена кочних механизма и њиховог утицаја на ефикасност кочења.

## ПРИКАЗ ИСТРАЖИВАЊА И СИСТЕМАТИЗАЦИЈА ДОСАДАШЊИХ РЕЗУЛТАТА

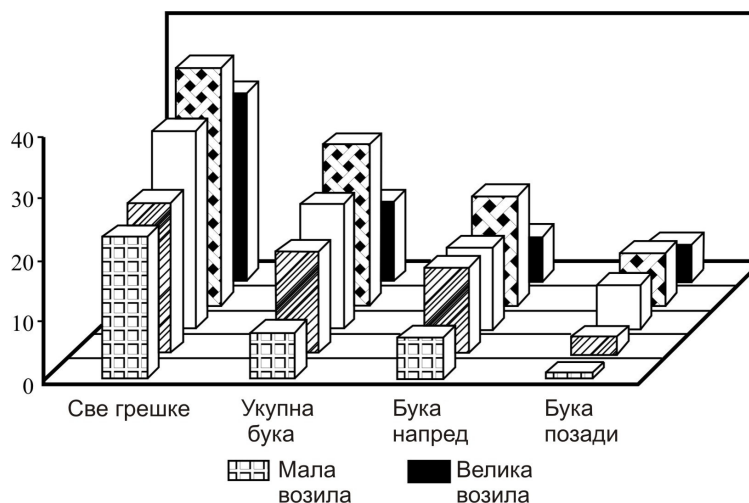
Аутомобилске кочнице су се интензивно развиле током последњих деценија, али се значајно повећала и снага мотора, средња брзина кретања возила, а тиме и кинетичка енергија која треба да се трансформише у кочници. Слика 2.1 показује типичан диск кочни механизам са „пливајућим“ типом стеге. Диск кочног механизма представља ротор који ротира око осе точка. Склоп стеге је монтиран тако да је повезан са системом еластичног ослањања возила преко носача стеге. Кућиште стеге може да клиза на носачу стеге преко две осовинице. Кочне плочице са обликованим фрикционим материјалом могу такође да клизају унутар кућишта стеге. Када се примени хидраулички притисак, клип се потискује напред да би притиснуо унутрашњу плочицу уз ротор, а истовремено, кућиште је потиснуто у супротном смеру како би спољашња плочица била притиснута уз ротор, и на тај начин се ствара кочни момент.



Слика 2.1 Типични „песница“ тип диск кочнице [19]

Диск кочнице на путничким аутомобилима доносе највеће трошкове рекламација у гарантном року због буке и подрхтавања, па су самим тим биле предмет великог броја

студија у вези настанка буке. Савремена возила, са генерално великим уделом предњих (диск) у односу на задње (добош) кочнице у процесу кочења и малим точковима, захтевају од диск кочница још већи кочни момент, што доводи до веће учестаности појаве буке и подрхтавања. Ово, заједно са значајном субјективном перцепцијом возача о постојању проблема, везано са општим повећањем квалитета у другим аспектима конструкције возила, довело је до великог обима трошкова рекламација у оквиру гарантних рокова који се више нису могли игнорисати. Подаци о гарантним трошковима приказани на слици 2.2 указују на значај проблема буке и вибрација у односу на све пријављене проблеме у вези кочница за пет европских аутомобила [8].



Слика 2.2 Подаци истраживања тржишта који показују озбиљност проблема буке кочница (откази у односу на 100 возила) [8]

Развој кочног система обухвата оптимизацију многих аспеката његових перформанси, укључујући и склоност ка буци кочница, у циљу задовољавања захтева купаца. Бука кочница се често доживљава од стране већине купаца, као знак лошег функционисања производа. Поред тога, бука кочница је непријатна, са једне стране за путнике возила, али и оне у непосредној близини - она може такође постати и проблем једне врсте „загађења“ околине. Затим, претерано хабање, због високих вибрација, и микро прскотине проузроковане путујућим таласима кроз фриксиони материјал, су проблеми са аспекта трошкова одржавања и што је још важније, проблем за сигурност у свакодневном саобраћају. Стога је разумљиво постојање великог интересовања, као и уложеног новца на решавање ових питања [10].

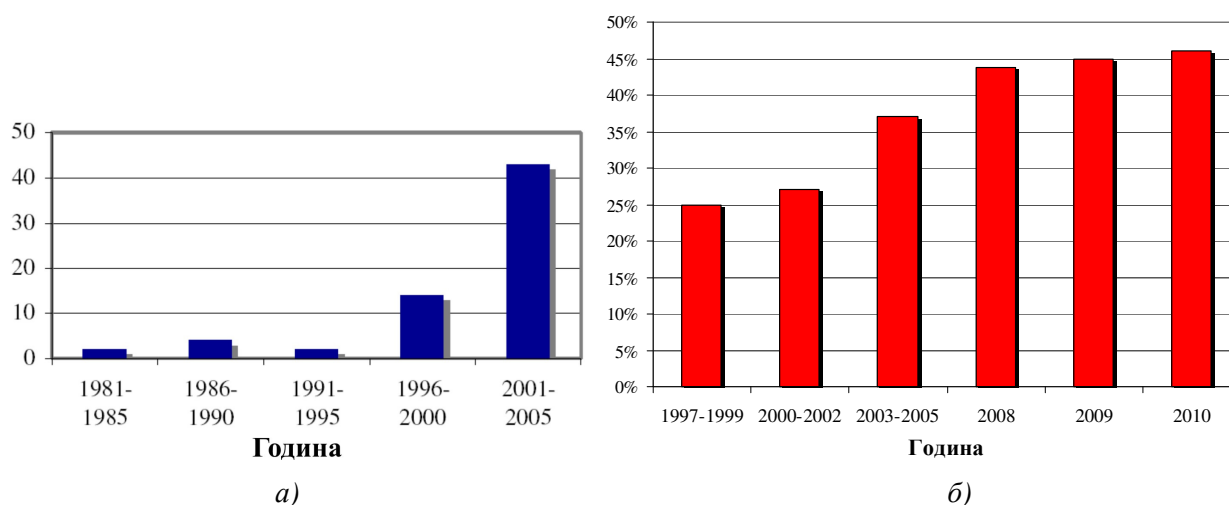
Упркос великом уложеном раду истраживача широм света, још није усвојен опште прихваћен математичко-механички модел за анализу шкрипе кочница. Ово није добро јер произвођачи кочница улажу велика материјална средства на модификацију прототипова кочница како би оне функционисале без шкрипе. Због неприкладности одговарајућих компјутерских модела и алата, они обично морају да чекају на прве прототипове пре него што буду у стању да посвете већу пажњу смањењу буке код конструкције било које нове кочнице.

Подаци показују да се још 1930-тих година бука кочница појавила као један међу првих 10 проблема буке у анкети спроведеној у Њујорку, а чак и данас наставља да буде извор досадне иритације. Извори из индустријске праксе указују на то да трошкови у гарантном року у Северној Америци везани само за буку кочница, вибрације и непријатност од буке и вибрација - *NVH*, достижу милијарду долара годишње. Према Абендроту и Вернитзу (*Abendroth and Wernitz*), [11], као што је цитирано у раду Кинкеида и сар. (*Kinkaid et al.*), [12], код произвођача материјала кочних облога чак и до 50% од буџета намењеног за

конструкцију се потроши на NVH проблеме. У Ј. Д. Пауер (*J. D. Power*) истраживању објављеном 2002., 60% гарантних трошкова у вези кочница су биле оне због буке кочница. Вадари и сар. (*Vadari et al.*), [13], показују да за само један Лос Анђелес тест градског саобраћаја (посебан поступак испитивања у коме се кочнице активирају веома често у кратком времену) време развоја траје до 6 недеља, обухватајући 300-500 радних сати.

Шкрипа кочница је проучавана још од 1930-тих година од стране многих истраживача кроз аналитичке, експерименталне и нумеричке методе у покушају да се разуме, предвиди и спречи појава шкрипе [14,15]. Као и код свих осталих примена фриксионог споја, бука и вибрације су својствени нуспроизводи примене кочница. У почетку су проучаване доброш кочнице због њихове честе употребе код раних аутомобилских кочних система. Међутим, диск кочни системи су чешће у примени код модерних возила и фокус истраживања буке кочница је сада на њима. Иако су се експерименталне методе користиле дужи период као доминантни начин истраживања шкрипе диск кочница [16,17], последњих година дошло је до великог напретка у методологијама нумеричке анализе. Прецизније, метода коначних елемената - *MKE* је главна метода у проучавању шкрипе кочница. *MKE* је настала због неадекватности експерименталних метода у предвиђању појаве шкрипе у раној фази процеса конструкције. Поред тога, *MKE* може потенцијално да симулира било какве промене учињене на компонентама диск кочница много брже и лакше него експерименталне методе. Недавни преглед [18] наводи да су експерименталне методе скупе због трошкова хардвера и потребног времена за конструкторске итерације. Поред тога, резултати добијени за одређени тип кочнице нису увек применљиви на друге типове кочница и врло често се развој производа заснива на принципу проба и учења на грешкама. Осим тога, граница стабилности често није пронађена експериментално.

Бука и вибрације (*NVH*) настављају и даље да буду изузетно активна област истраживања. Као што је приказано на слици 2.3а), током последњих 20 година постоји значајан пораст у броју радова о шкрипи кочница објављених у периоду 2001-2005. године у часописима укљученим у *Thomson ISI citation index*. Слично томе, слика 2.3б) показује да је број радова о шкрипи кочница представљених на *SAE* (енг. *Society of Automotive Engineers*) годишњем скупу о кочницама у сталном порасту од 25% од укупног броја радова у периоду 1997-1999. године, преко 37% у периоду 2003-2005. године до 45% у периоду 2008-2010. године.



Слика 2.3 а) Број радова о шкрипи кочница према Thomson ISI Web of Science, августа 2006, б) Број радова кочнице о шкрипи кочница процентуално у односу на укупан број радова на SAE годишњем скупу о кочницама

## 2.1 Карактеристике шкрипе кочнице

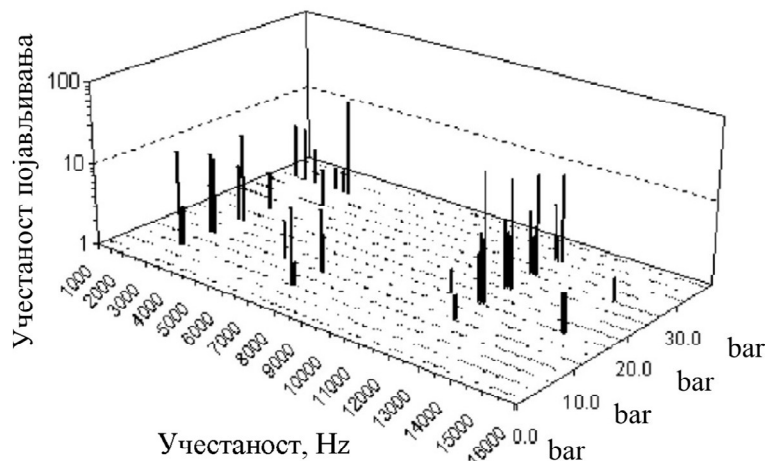
Шкрипа кочница настаје услед вибрација нестабилног вибрационог мода кочног система. У овим условима ротор кочнице може да делује као звучник јер има велику равну површину која лако емитује звук. Нажалост, велики део истраживања буке кочница није успео да постигне потпуно разумевање, или могућност предвиђања њене појаве. Разлог за ово је делимично комплексност механизма који изазивају шкрипу кочница, а делом конкурентна природа аутомобилске индустрије, што ограничава количину резултата истраживања којима је приступ отворен.

Један од највећих утицајних фактора на појаву шкрипе кочница је фриксиони материјал, јер се побуда шкрипе јавља на фриксионом споју, и обично треба око 12 месеци да се изврши избор фриксионог материјала. Ово свакако резултира тиме да је веома тешко предвидети унапред склоности кочног система ка шкрипи. Такође, често при конструкцији кочног система, приоритет се даје захтевима, као што су перформансе кочења, цена и једноставност производње. Уобичајена пракса да различите компоненте кочног система произведе различити добављачи додатно компликује проблем. Велики број произведених возила значи да чак и мала склоност ка шкрипи током почетног тестирања кочног система може постати велики проблем кад возило буде у производњи, због много већег броја јединица. Измене крајем фазе развоја ће имати два потенцијална ризика: (1) довођење до кашњења производње и повећања трошкова како произвођачу кочница, тако и произвођачу возила и (2) довођење до настанка производа који нису у потпуности верификовани и са потенцијалним проблемом у гарантном периоду [19].

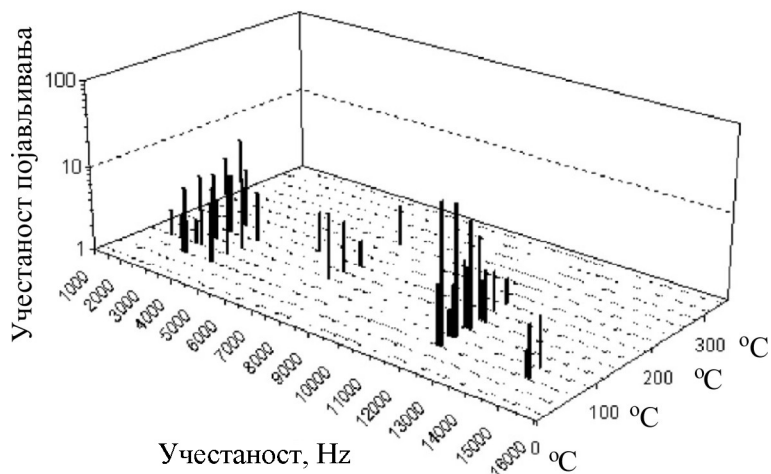
Најзначајнији проблем у истраживању кочница је неухватљива природа буке кочница - јер шкрипа кочница понекад може да буде непоновљива. Постоји много потенцијалних учестаности појаве шкрипе (нестабилни модови) за кочни систем. Свака појединачна компонента има свој природни мод. Број модова за ротор у оквиру чујног опсега за човека може бити и до 80. Модалне учестаности и модални облици ротора, стеге, носача стеге и плочица ће се променити када ови делови буду инсталирани на возилу. Током кочења, ови делови су међусобно динамички повезани што резултира у низу спрегнутих модова вибрација, који се разликују од модова вибрација појединачних компоненти. Сабирање фриксионих спрегнутих сила на фриксионом споју резултира да матрица крутости система садржи несиметричне вандијагоналне спрегнуте чланове. Са тачке гледишта стабилности, ово спрезање се сматра основним узроком шкрипе кочница. Кочни систем можда неће увек шкрипети у „истим“ условима. Алтернативно, мале варијације радне температуре, кочног притиска, брзине ротора или коефицијента трења могу да доведу до различите вероватноће појаве шкрипе. Сlike 2.4 и 2.5 показују проценат вероватноће појављивања шкрипе кочница које је спровео *PBR Automotive Pty Ltd* коришћењем динамометра за буку типа *Rubore* и *AK* матрицу буке (тест процедура развијена од стране радне групе у Немачкој) за различите кочне притиске и температуре респективно. На слици 2.4 се може видети да не постоји једноставан однос између процента вероватноће појаве и учестаности шкрипе кочница и притиска на кочној плочици. Слично томе, утицај температуре на обе величине: вероватноћу појаве и учестаност буке кочница је прилично комплексан (слика 2.5) [19].

Због горе наведених проблема у конструисању кочних система без буке, напори да се елиминише шкрипа кочница су у великој мери били емпиријски, са проблематичним кочним системима којима се приступало од случаја до случаја. Успех ових емпиријских поправки зависи од механизма који је одговоран за изазивање проблема шкрипе. Најосновнији метод елиминације шкрипе кочница је да се смањи коефицијент трења материјала плочице

[20,21,22]. Међутим, ово очигледно смањује перформансе кочења и није најбоља метода за примену. Употреба вискоеластичног материјала (пригушни материјал) на полеђини задње плоче плочица може бити ефикасан начин елиминације буке када постоје значајне вибрације савијања плочице [23,24]. Промена спреге између плочице и ротора изменом облика кочне плочице може такође бити ефикасна [25,26]. Друге геометријске модификације које су биле успешне су обухватале промену крутости стеге [27,28], носача за монтирање стеге [29,30], начина причвршћивања плочица [31], геометрије ротора [32,33].



Слика 2.4 Учестаност појаве шкрипе кочнице у функцији учестаности и притиска на кочној плочици [19]



Слика 2.5 Учестаност појава шкрипе кочница у функцији учестаности и температуре [19]

## 2.2 Аналитичке методе

Велики број раније објављених радова у области шкрипе кочница може се описати као аналитички. Теорије коришћене за описивање посматране појаве ослањале су се на релативно једноставне моделе са малим бројем степени слободе који су били погодни за ручно израчунавање. Циљ је био тада, као и сада, наћи извор нестабилности у кочном систему током шкрипе.

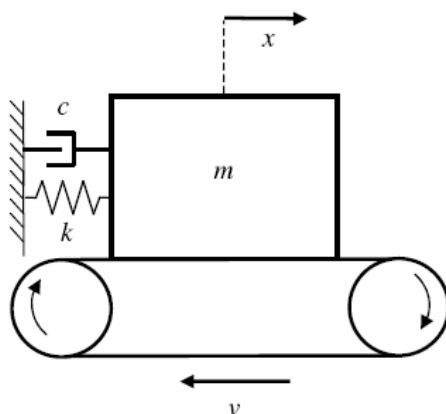
Модел који су приказани у наставку овог одељка су коришћени као могући модели за описивање механизма шкрипе кочница. У пракси, шкрипа може настати због једног или више механизма, или уопште не. Тешко је са сигурношћу потврдити да су ово тачни физички механизми шкрипе у кочном систему који се истражује.

### 2.2.1 Анализа променљивог коефицијента трења - $\mu$

Посматра се блок масе  $m$  на клизној транспортној траци која се креће брзином  $v$ , као што је приказано на слици 2.6. Уколико је коефицијент трења  $\mu$  независан од брзине клизања, а брзина клизања је већа од брзине вибрације, онда је једначина кретања за вибрације:

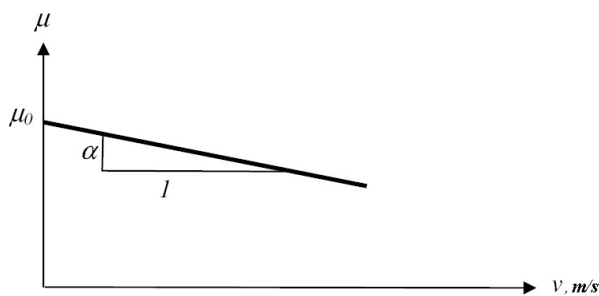
$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0, \quad (2.1)$$

где је  $c$  коефицијент пригушења, а  $k$  крутост опруге. Координата  $x$  је мера померања масе из равнотежног положаја, која се одређује на основу вредности  $\mu$ ,  $m$ ,  $k$  и убрзања земљине теже,  $g$ . Ако се побуди, систем изводи стабилне пригушене осцилације за све позитивне вредности  $m$  и  $k$ , и када  $c$  лежи између  $0$  и  $2\sqrt{k \cdot m}$  [12].



Слика 2.6 Приказ блока који клиза на покретној транспортној траци и који има један степен слободе [12]

Међутим, ако коефицијент трења није константан, већ је функција брзине, као што је приказано на слици 2.7, онда настаје потенцијална опасност да систем постане нестабилан.



Слика 2.7 Негативан нагиб  $\mu$ - $v$  карактеристике [19]

Коефицијент трења се смањује како се брзина повећава што се може описати:

$$v(v_s) = \mu_0 - \alpha \cdot v_s, \quad (2.2)$$

где је  $\mu_0$  коефицијент статичког трења,  $\alpha$  је негативан нагиб криве трења, а  $v_s$  је брзина клизања дата са  $v - \dot{x}$ .

Укључивањем негативне вредности  $\mu$ - $v$  из једначине (2.2) у једначину (2.1) добијамо:

$$m \cdot \ddot{x} + (c - m \cdot g \cdot \alpha) \dot{x} + k \cdot x = 0, \quad (2.3)$$

где је  $g$  убрзање услед гравитације, а други симболи су описани раније. Може се видети да је могуће да пригушење у систему има негативну вредност, ако:

$$\alpha > \frac{c}{m \cdot g}. \quad (2.4)$$

То доводи до нестабилности и систем може бити изложен самопобуђеним осцилацијама.

Као што је навео Кинкеид и сар. [12], овакав начин размишљања био је присутан код раних истраживача у области шкрипе кочница, као што су Милс (*Mills*) [15], Фосбери и Холубецки (*Fosberry and Holubecki*) [34,35], а који указују да је варијација коефицијента трења са брзином клизања узрок нестабилности, што води појави шкрипе.

Негативна  $\mu-v$  карактеристика није више актуелна и показало се да има мало или нимало значаја у настанку буке кочница осим за веома мале брзине, нискофреквентну буку, као што су пузање и стењање (*creep-groan*) [36,37].

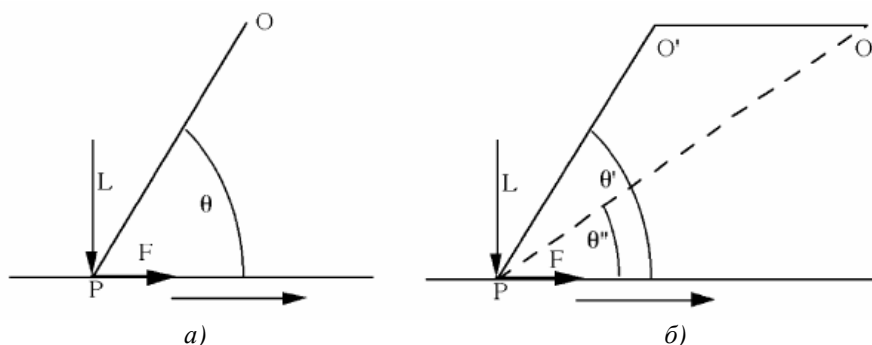
### 2.2.2 Анализа *sprag-slip*

Шкрипа се догађа у кочним системима где је коефицијент кинетичког трења константан. Најранију анализу која је покушала ово да објасни дао је Спур (*Spurr*) [21] у свом истраживању у области железничких добош и диск кочница раних 1960-их година. Спур је предложио рани модел ослањање-клизање (енг. *sprag-slip*) који описује геометријску хипотезу о спрезању.

Посматра се подупирач нагнут под углом  $\theta$  у односу на клизајућу површину, као што је приказано на слици 2.8а). Интензитет силе трења дат је изразом:

$$F = \frac{\mu \cdot L}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \theta}, \quad (2.5)$$

где је  $\mu$  - коефицијент трења, а  $L$  - оптерећење. Може се видети да ће се сила трења приближити бесконачности како се  $\mu$  приближава  $\operatorname{ctg} \theta$ . Када је  $\mu = \operatorname{ctg} \theta$  подупирач се заглави („закључа“) и површина не може да се креће даље. Спуров *sprag-slip* модел се састоји од двоструке конзоле као што је приказано на слици 2.8б). Овде је крак  $O'P$  нагнут под углом  $\theta'$  у односу на покретну површину. Једном када се достигне угао ослањања (*spragging*), крак ће ротирати око еластичне осовинице  $O'$  како се  $P$  помера под утицајем силе трења  $F$ . На крају момент који се супротставља ротацији око  $O'$  постаје толико велики да  $O''P$  мења  $O'P$ , и угао нагиба је смањен на  $\theta''$ . Еластична енергија сачувана у  $O'$  може сада да буде ослобођена и  $O'P$  се љуља у супротном смеру од покретне површине. Циклус сада може започети поново, што доводи до осцилаторног понашања.



Слика 2.8 а) Један подупирач таре о покретну површину, б) *sprag-slip* систем [19]



Други су разрадили ову идеју у покушају да моделирају потпуније кочни систем. Џарвис и Милс (*Jarvis and Mills*) [38], користе конзоле које тару о ротирајући диск 1963. године, Еарлес и Соар (*Earles and Soar*) [39] користе модел игла-диск (*pin-disc*) 1971. године, а Норт (*North*) [40], је представио свој модел са осам степени слободе 1972. године. Кулминација ових напора био је модел који је објавио Милнер (*Millner*) 1978. године [41]. Милнер је моделирао диск, плочицу и стегу као обједињен параметарски модел са шест степени слободе и постигао добро слагање између предвиђене и уочене шкрипе. Користио је комплексну анализу сопствених вредности за одређивање која конфигурација би била нестабилна. Проучавани параметри су коефицијент трења фрикционих плочица, Јунгов (*Young*) модуо еластичности материјала плочица, као и маса и крутост стеге. Утврдио је да се склоност ка шкрипи повећања нагло са коефицијентом трења, али шкрипа се неће појавити испод граничне вредности 0,28. Он је закључио да за константу вредност трења, појава шкрипе и учестаности шкрипе зависе од крутости материјала плочице (Јунгови модули). Маса и крутост стеге такође указују на јасна, уска подручја када је склоност ка шкрипи висока.

Изразе „геометријски изазвана нестабилност“ и „кинематски ограничена нестабилност“, представили су Еарлес и Чејмберс (*Earles and Chambers*) [42]. Ови изрази и *sprag-slip* се често примењују наизменично на врсту понашања описану у овим моделима. Мураками и сар. (*Murakami et al.*) [28], примењују комбинацију негативне  $\mu$ - $v$  карактеристике и *sprag-slip* у моделима које су креирали уз навођење да део кривиче за настанак шкрипе пада на обе појаве. Образложено је да  $\mu$ - $v$  карактеристика обезбеђује извор енергије за шкрипу, а геометријска нестабилност пружа путању за настанак шкрипе.

Нишиваки (*Nishiwaki*) [43], је тврдио да је извор за све буке кочнице исти: варијације у силама трења током циклуса. Ово се може видети било код појаве негативне  $\mu$ - $v$  карактеристике током трења или варијација у нормалним силама код *sprag-slip* типа модела са константним  $\mu$ .

### 2.2.3 Анализа спрегнутих модова

Други тип нестабилности који се односи на кочни систем је узрокован спрегнутим модовима. Опет, варијације током циклуса промена фрикционих сила доводе до самопобуђених вибрација, али у овом случају резултујуће кретање се формира када се два суседна мода вибрација суперпонирају.

Детаљну анализу система са два степена слободе је извео Хофман и сар. (*Hoffman et al.*) [44], (2002) у настојању да се обезбеди физички увид у спрегнуте модове нестабилности. Посматра се систем приказан на слици 2.9. Линеарне опруге  $k_1$  и  $k_2$  су нагнуте под углом у односу на нормални ( $x$ ) и тангенцијални ( $y$ ) правац респективно, повезујући их. Линеарна опруга  $k_3$  представља контактну крутост између масе и клизне површине, а кулонов коефицијент трења  $\mu$  делује тангенцијално.

Једначине кретања се могу исказати матричном једначином:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu \cdot k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_F \\ F_N \end{Bmatrix}, \quad (2.6)$$

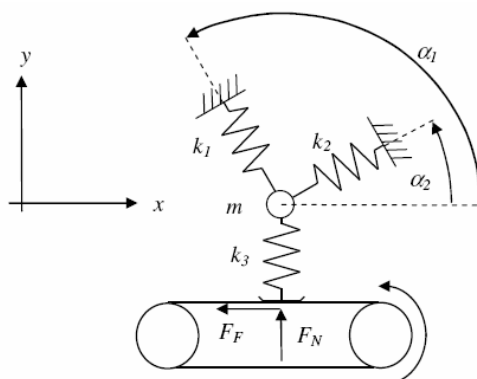
где је

$$k_{11} = k_1 \cos^2 \alpha_1 + k_2 \cos^2 \alpha_2,$$

$$k_{12} = k_{21} = k_1 \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_1 + k_2 \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_2,$$

$$k_{22} = k_1 \sin^2 \alpha_1 + k_2 \sin^2 \alpha_2 + k_3,$$

и  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  су други изводи времена померања  $x$  и  $y$  респективно.



Слика 2.9 Систем са два степена слободe који је анализирао Хофман и сар.[44]

Члан спрегнутог трећа  $\Delta = k_3 \cdot \mu$  се појављује као вандијагонални члан у матрици крутости система, па је зато несиметрична. Са подесно изабраним вредностима  $m$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ , и  $k_3$ , систем поседује две, могуће комплексне сопствене вредности:

$$s_{1,2} = \pm \left[ a \pm \sqrt{b - \Delta} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.7)$$

где су  $a$  и  $b$  реални бројеви.

Вредност  $\Delta$  је од кључног значаја за резултујуће сопствене вредности и сопствене векторе. Ако је  $\Delta < b$  онда се јављају два нормална, непригушена мода са јасним учестаностима. Ако се  $\Delta$  приближава  $b$ , модалне фреквенције конвергирају. При  $\Delta = b$  модови се суперпонирају и формирају стабилни и нестабилни пар модова. Кретање модова више није регуларно, то јест, они се више не крећу савршено у или ван фазе једни са другима, већ сада фазни однос између степени слободe омогућава маси да прави петље у  $x$ - $y$  равни.

Овај тип понашања анализиран је на различитим нивоима, почев од поједностављених модела ограниченог броја степени слободe у *sprag-slip* моделу, до модела великих размера коришћењем *MKE*. У системима са много већим бројем степени слободe, спрегнути мод се може јавити између многих парова модова, и могу постојати разни стабилно/нестабилни модови. Они се одликују истим удаљавањем од нормалног мода понашања на месту спајања, и формирањем комплексних модова где не постоје  $0^\circ$  или  $180^\circ$  фазни однос између степени слободe.

Норт [45] је представио модел са осам степени слободe који је укључио штап који представља диск. Аутор је моделом покушао да опонаша стварне односе у кочном систему боље него код ранијих поједностављених модела, и приказује бинарно лепршање као тип понашања. Уложен је одређен рад на истраживању утицаја геометрије и симетрије на спрегнути мод коришћењем релативно једноставних модела. Мотерсхед и Чен (*Mottershead and Chan*) [46,47], објавили су више радова у вези понашања поновљених модова или „дипола“ у симетричној структури као што је ротор кочнице, као и Ланг и сарадници (*Lang and Newcomb*), [48,49]. Треба напоменути да се велики део ових радова удаљио од поједностављених аналитичких модела ка моделима већег обима у *MKE*.

Штавише, недавне анализе једноставних модела су спроведене од стране Брукса и сар. (*Brooks et al.*) [50], и Ел Буча и Ибрахима (*El Butch and Ibrahim*), [51]. Обе студије су напори да се оптимизује положај клипа како би се смањила склоност ка шкрипи.

Аналитички модели нису отишли у историју појавом софистицираних алата за моделирање, као што је *МКЕ*. Много рада и даље се улаже у покушају да се разумеју механизми шкрипе кочница коришћењем релативно једноставних аналитичких модела. Пример овог приступа је рад аутора Дену и Нишивакија (*Denou and Nishiwaki*), [52], који користе једноставне моделе за обезбеђивање путоказа ка општем правцу који треба процес конструисања да заузме пре извођења софистицираних и детаљних анализа.

Заједнички закључци на основу анализе модела су да шкрипа кочница може бити проузрокована геометријски побуђеним нестабилностима које не захтевају варијације у коефицијенту трења. Пошто се овим теоријским приступима не могу адекватно моделирати комплексна интеракција између компоненти која се може видети код реалних кочних система, њихова применљивост је ограничена. Међутим, они дају добар увид у механизам шкрипе кочница истицањем физичких феномена који се јављају када кочни систем шкрипи.

## 2.3 Експерименталне методе истраживања шкрипе кочница

У циљу разматрања експерименталних истраживања о шкрипи кочница оправдано је прво размотрити радове пре средине 1970-их година. Тај период се може назвати класична ера. Рад Фелске и сар. (*Felske et al.*) [53] из 1978. године у коме је приказано коришћење двоструке импулсне холографске интерферометрије-*DPHI* (енг. *Dual Pulse Holography Ineterferometry*) за испитивање модова кочница које шкрипе довео је до убрзаног интересовања за објављивање експерименталних резултата у вези шкрипе кочница. Радови засновани на *DPHI* доминирали су литературом све до употребе још једне оптичке технике, електронске интерферометрије са тачкастим шарама-*ESPI* (енг. *Electronic Speckle Pattern Interferometry*), који је постао популаран у касним 1990-им годинама [54,55]. Радове чији је примарни фокус било мерење вибрација могу се категорисати као истраживања на бази вибрација. Коначно, почевши од касних 1980-их година, повећан број истраживача преусмерио је своја интересовања на улогу трибологије у настанку шкрипе. Радови овог типа могу се категорисати као истраживања заснована на трибологији.

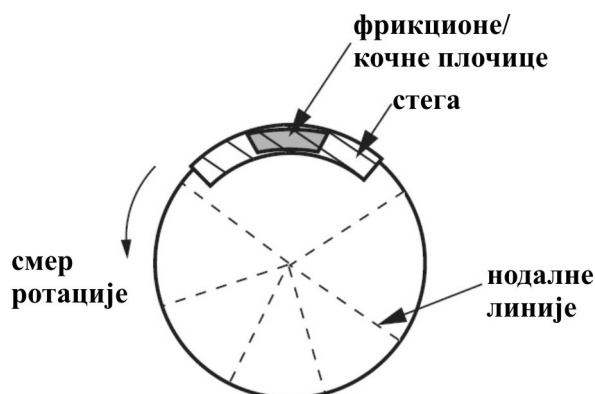
Приликом прегледа литературе о експерименталним истраживањима шкрипе кочница, може се закључити да огромна већина аутора заснива истраживања на тачно одређеном склопу диск кочнице. Као резултат тога, с обзиром на широк спектар могућих конструктивних решења и примењених материјала за кочне системе, готово је немогуће упоредити резултате и закључке из различитих истраживачких група. Ову чињеницу, да је већина истраживања анализирали различите склопове диск кочница треба имати у виду у даљем излагању.

### 2.3.1 Класични експерименти

Касних 1930-их година, Х. Р. Милс (*H.R. Mills*) [15] је спровео један од првих скупова истраживања о шкрипи кочница. Покушао је да за добош кочнице, доведе у везу фрикциони пар код кога постоји тенденција смањења коефицијента трења  $\mu_k$  са повећањем брзине клизања  $v_s$ , са појавом шкрипе. Нажалост, није дошао до било каквих коначних закључака.

После скоро две деценије, Фосбери и Холубецки (*Fosberry and Holubecki*), [34,35] су

интензивно тестирали склоп диск кочница и објавили да се у већини случајева шкрипа кочница поклопила са опадањем функције  $\mu_k(v_s)$ . Међутим, у референци [56] аутори указују да фрикциона карактеристика кочних плочица није показала потпуну корелацију са шкрипом кочница.



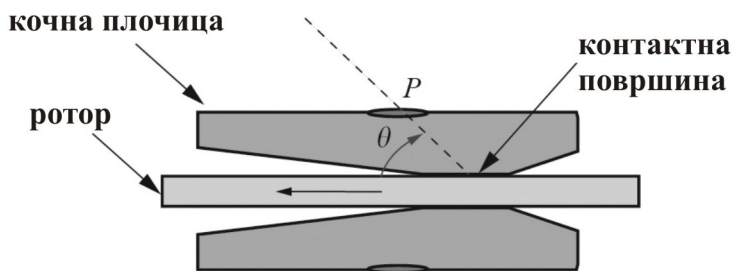
**Слика 2.10** Шематски приказ модалних резултата Фосберија и Холубецког [35] за ротор који шкрипи система диск кочница. Треба напоменути да је асиметрија мода делимично последица фрикционог контакта између плочица и ротора.

Експериментални рад Фосберија и Холубецког на систему диск кочница је такође указао да је ротор резонантни члан, који вибрира у попречним-трансферзалним модовима са дијаметралним нодалним линијама<sup>1</sup>, док се центри кочних плочица налазе у близини античворних тачака ове вибрације. Један од објављених облика модова је репродукован на слици 2.10. Као што је очекивано, стега и плочице такође вибрирају током појаве шкрипе. Заиста, Фосбери и Холубецки известили су ово: „Током шкрипе, фрикционе плочице и задња плоча у општем случају се крећу са диском, често са амплитудом исте величине; неослоњени делови задње плоче и делови стега вибрирају у сложенијим модовима, међутим, вибрације стега су увек много мање од вибрација диска“ [35]. Интересантно је напоменути да су исти аутори приметили да су амплитуде вибрација диска реда  $10^{-4}$  инча у неким случајевима када је шкрипа гласна.

У каснијим експериментима које је спровео Спур [21], кочне плочице су биле обрађене тако да се једини контакт са ротором остваривао дуж траке ширине мање од 1/8 инча. Спур је утврдио да се шкрипа генерише само када је ова контактна трака била довољно близу наилазној ивици плочице. Ова контактна конфигурација доводи до тога да вектор резултујуће контактне силе пролази кроз обртну тачку ослоњања плочица (види слику 2.11). Шкрипа се смањивала када се контактна трака премештала према силазној ивици плочице. Ова појава је касније повезана са системима конзола-на-диск који су увели Џарвис и Милс [38] и са неколико Ерлесових (*Earles*) система игла-диск [39,42,57,58,59].

Године 1972, Норт [60] је објавио амбициозни рад о шкрипи диск кочница. Овај рад представља први рад где су повезани експериментални резултати о реалним кочним система који шкрипе и модел. Нортов експериментални уређај концентрисан је на Локид (*Lockheed*) диск кочницама које одликује једноцилиндрична клатећа стега. Норт је у експерименту користио даваче убрзања за мерење вибрација плочица од фрикционог материјала и стега, а виброметар за одређивање вибрација ротора. Интересантно је напоменути да слагање између вибрација диска и вибрација која је предвидео модел, према Норту, су била „охрабрујућа“.

<sup>1</sup> дијаметрална нодална линија је серија чворних тачака које леже дуж зрака који полази из центра диска



**Слика 2.11** Шематски приказ две кочне плочице које су у контакту са ротором, а који се користи за објашњење Спурове sprag-slip теорије шкрипе кочница. Угао  $\theta$  дефинише нагиб линије која повезује обртну тачку ослоња  $P$  и средњу тачку контакте површине плочице. Треба приметити да су плочице модификоване тако да је додирна површина померена са наилазне ивице кочне плочице [21]

У референцама [34,35], као и у свим осталим експерименталним радовима који су анализирани, постојао је дискретан број учестаности шкрипе у звучном опсегу за дати кочни систем. Као што ће ускоро постати очигледно, природа вибрација повезаних са овим учестаностима је била предмет многих истраживања и неких контраверзних закључака. Даље, није недвосмислено показано да је познавање спрегнутих модова непокретног ротора, плочица и стеге довољно да се утврди учестаност шкрипе.

### 2.3.2 Радови засновани на вибрацијама

За испитање вибрација шкрипе склопа диск кочнице, Фелске и сар. [53], који су радили за Фолксваген АГ (*Volkswagen AG*) почели су да користе холографску интерферометрију и, посебно, *DPHI*. Мерења вибрација кочног система који шкрипи је било могуће коришћењем ове технике и дошло се до неколико изненађујућих резултата од стране различитих истраживача током 1980-их и 1990-их година. Многи од ових резултата су били потврђени и појашњени од стране других истраживача коришћењем друге оптичке мерне технике, *ESPI*, у касним 1990-им годинама. Како *ESPI* и *DPHI* могу бити коришћене за добијање тродимензионалног поља померања осветљеног објекта, ове технике могу, у принципу, да изолују различите механизме шкрипе.

Године 1978., Фелске и сар. су претпоставили да је механизам шкрипе кочница спрегнута вибрација склопа диск кочнице. У том смислу, њихов експериментални рад је утврдио да цео склоп диск кочнице вибрира током шкрипе. Један од занимљивих закључака у референци [53] је у да што је већи коефицијент трења тарућих површина, већа је вероватноћа појаве шкрипе.

Другим речима, што је већи  $\mu_k$  између плочица од фрикционог материјала и ротора, већа је и вероватноћа појаве шкрипе кочница. Слични коментари садржани су у ранијем раду аутора Спура [21], и каснијим радовима Муракамија и сар. [28], Нишивакија и сар. [32], и Ичибе и Нагасаве (*Ichiba and Nagasawa*) [61]. Ако се сматра да је шкрипа кочница трењем-изазвана нестабилност, онда, између осталог, модели Милнера [41], и Кунга и сар. (*Kung et. al*) [62] за шкрипање диск кочница приказују понашање које је у складу са Фелскеовим примедбама.

Током појаве шкрипе, Фелске и сар. [53] такође су били у могућности да утврде следеће: да плочице од фрикционог материјала вибрирају у различитим модовима савијања, непостојање било каквих нодалних (чворних) кругова и паран број радијалних чворова у вибрацијама диска и да главни допринос чујној буци дају вибрације плочица од фрикционог материјала и кочне стеге. Ови закључци о извору буке противурече раније наведеним закључцима

Фосберија и Холубецког [34,35]. Узимајући у обзир две врсте стеге, које су они назвали јарам (енг. *yoke*) и песница (енг. *fist*) тип стеге, Фелске и сар. су такође истакли да за неке (али не све) кочне системе, учестаности шкрипе одговарају модовима компонената система. Нажалост, количина детаљних информација које су представили Фелске и сар. у вези прецизног значења појма „вештачки побуђене диск кочнице“ - који се може схватити као фреквентни одговор склопа диск кочнице када диск не ротира, а хидраулични клипови нису активирани, отежава тумачење неких њихових мерења и закључака.

Фелске и сар. су известили да су максималне амплитуде вибрација плочица од фриксионог материјала у току појаве шкрипе кочница биле 3  $\mu\text{m}$ . Ово је у складу са раније наведеним амплитудама у радовима Фосберија и Холубецког. Други истраживачи су дошли до сличних резултата [63,64]. На жалост, амплитуде ове величине чине веома тешким развој прилагодљивог модела за шкрипу кочница.

Шест година после рада Фелске и сар., Мураками и сар. [28], који раде за компанију Нисан (*Nissan Motor Company*), такође су испитивали шкрипу диск кочница коришћењем *DPHI*-а. Они су такође веровали да шкрипа настаје спрегнутим вибрацијама система диск кочница. Допуњавањем оптичке мерне технике, користили су пиезоелектричне даваче убрзања који су монтирани на неколико компоненти кочног система. Експериментални резултати Муракамија и сар. су се сложили са резултатима Фелскеја и сар. у вези вибрационих модова диска и плочица. Они нису коментарисали питање да ли су или не плочице и стега примарни акустични извор шкрипе. Мураками и сар. су приметили да је величина шкрипе повећана када су природне учестаности плочица, стеге, и ротора кочнице биле близу једне другима. Они су упозорили да блискост ових учестаности није неопходан услов за настанак шкрипе. Још један интересантан закључак до кога је дошао Мураками са сарадницима је да постоји већа вероватноћа појаве шкрипе када је  $\mu_k$  између ротора и плочица израђених од фриксионог материјала, опадајућа функција  $v_s$  него када је био константна функција  $v_s$ .

Такође 1984-те године, Охта и сар. (*Ohta et al.*) [65] су испитивали шкрипу диск кочница. Њихова експериментална запажања су настала коришћењем холографске интерферометрије, а коришћена су за концентрисани параметарски модел за диск кочнице које шкрипе. Охта и сарадници су показали да је максимална амплитуда вибрација ротора у склопу диск кочнице која шкрипи око 20  $\mu\text{m}$ . Остали интересантни резултати у раду [65] су и веома јасне временске промене вибрација диска, плочица од фриксионог материјала и носеће плоче у склопу диск кочнице која шкрипи.

У њиховом следећем раду, Нишиваки и сар. [32], који раде за компанију Тојота (енг. *Toyota Motor Corporation*), истраживали су вибрационе карактеристике кочног система који шкрипи коришћењем *DPHI*. Они су такође испитивали појединачне модалне одговоре ротора, кочних плочица и стеге коришћењем побуђивача електромагнетних вибрација, нашли да су модови и учестаности компонената биле веома сличне под оба услова, и сложили се са неким од горе наведених истраживача да диск вибрира у савојном моду око пречника, који је непокретан у односу на фиксираног посматрача, чак и када диск ротира [32]. Током шкрипе, открили су да су плочице од фриксионог материјала изложене вибрацијама савијања. Они су закључили да се шкрипа кочница може елиминисати тако што ће модификовати ротор кочнице. Модификација који су они разматрали елиминисала је одређен број крилаца за хлађење у вентилираном ротору диск кочница.

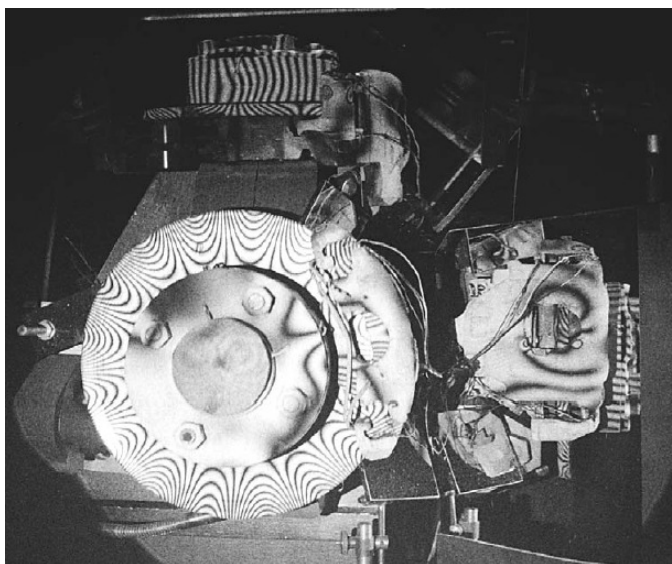
Нишиваки и сар. [32] су такође закључили да су модови вибрација и учестаност ротора диск кочнице која шкрипи под јаким утицајем природних учестаности и модова непокретног

ротора. Они заснивају овај закључак на запажању да су учестаност шкрипе и облик мода ротора кочнице били близу природној учестаности и (одговарајућем) облику мода непокретног ротора.

Даља истраживања методом холографске интерферометрије су недавно спроведена на диск и добош кочницама које шкрипе од стране Филдхауса и Њукомба (*Fieldhouse and Newcomb*) [66,67] на универзитетима у Хадерсфилду и Лаугбороу (*Huddersfield and Loughborough*). Они су се сложили са Фосберијем и Холубецким [34,35], Фелскеом и сар. [53], и Нишивакијем и сар. [32] да диск показује чисто чворове на пречнику, али нашли су случајеве где мод путује око диска. Када је брзина ротације мода око диска униформна, онда брзина ротације зависи од учестаности и реда мода. У овом случају, мод је био путујући талас. На пример, Филдхаусе и Њукомб [66,67] представили су пример шкрипе кочнице када је главна учестаност била 10750 Hz, док је брзина којом мод путује око диска 1344 Hz. Као што је приказано на слици 2.12, облик мода има осам чворних пречника и диск ротира брзином 10 o/min. Овај мод је напред путујући талас:

$$w_z(r, \theta, t) = G(r) f(n \cdot \theta - \omega \cdot t), \quad (2.8)$$

где је  $w_z$  амплитуда попречних вибрација горње површине ротора,  $r$  радијална координата,  $\theta$  је Ојлерова угаона координата,  $n$  је таласни чворни број и фазна брзина је  $\omega/n$ . Поред тога,  $G(r)$  је функција од  $r$  која описује радијално понашање вибрација и  $f(n \cdot \theta - \omega \cdot t)$  је функција која описује угаоно и временско понашање вибрација. На управо приказаном примеру,  $\omega = 10750 \text{ Hz}$ ,  $n = 8$  и, као што се и очекује,  $\omega/n \approx 1344$ . Важно је да се овде напомене да таласни облик дискутован од стране Филдхауса и Њукомба путује и у односу на диск и у односу на тло. Ови аутори такође експлицитно наводе да брзина ротације мода око диска није увек униформна [66].



**Слика 2.12** Филдхаусов и Њукомбов холограм система диск кочнице која шкрипи. На овој слици, диск ротира у смеру супротном од казаљке сата са 10 обртаја у минути, а вибрација горње површине ротора има осам чворних пречника, учестаност вибрација је 10750 Hz и чворни пречници ротирају око центра ротора са  $\approx 1344 \text{ Hz}$  [64]

DPHI резултати за случај када угаона брзина мода око диска није била униформна су испитани детаљно од стране Талбота (*Talbot*) и Филдхауса [64]. Коришћењем Фуријеових редова, они су показали да у овом случају мод који су посматрали са  $n$  модалних пречника може да се апроксимира као збир напред и позади путујућег таласа:

$$w_z(r, \theta, t) = G_1(r) \sin(8 \cdot \theta - \omega \cdot t + \alpha) + G_2(r) \cos(8 \cdot \theta + \omega \cdot t + \beta). \quad (2.9)$$

Овде,  $\alpha$  и  $\beta$  су константе, а  $G_1(r)$  и  $G_2(r)$  су функције од  $r$ . Ови аутори су такође доказали слично представљање за тангенцијална померања  $w_\theta$  ротора.

Филдхаусових и Њукомбови експерименти у референцама [66,67] такође показују много компликованије облике мода за плочице од фриксионих материјала него што је раније било познато. Они су навели да се вибрација неких од ових плочица састоји од вибрација савијања целе плочице које се суперпонирају са торзионим вибрацијама силазне ивице. Утврђено је да се ова локализована торзиона вибрација рачуна за учестаност шкрипе која није била близу природној учестаности ротора кочнице.

У исто време када су објављени ранији радови Филдхауса и Њукомба, Ичиба и Нагасава [61], који раде за компанију Тојота, користе даваче убрзања за испитивање шкрипе диск кочница. Они су сматрали шкрипу за самопобуђену вибрацију изазвану силама трења између фриксионог материјала и ротора. Након мерења вибрација ротора кочнице и задње плоче плочица, они су закључили, уз помоћ поједностављеног модела за вибрације фриксионог материјала, да су варијације  $\mu_k$  са притиском играле значајнију улогу у појављивању шкрипе у односу на зависност  $\mu_k$  од  $v_s$ . Њихови резултати такође показују да се шкрипа обично јавља при учестаностима које су 200-400 Hz ниже од (стационарне) резонанције ротора. Они такође указују на то да се попречна вибрација  $w_z$  горње површине ротора кочнице током шкрипе састоји од збира два стојећа таласа:

$$w_z(r, \theta, t) = G(r) \left( A_{s1} \sin(n \cdot \theta) \sin(\omega \cdot t) + A_{c1} \sin\left(n \cdot \theta - \frac{\pi}{2}\right) \sin\left(\omega \cdot t - \frac{\pi}{2}\right) \right), \quad (2.10)$$

где су  $A_{s1}$  и  $A_{c1}$  константе. Ово се може слободно тумачити као таласни облик где чворни пречници ротирају неуниформном брзином око центра диска. Као што ће ускоро постати очигледно, ово је невероватно слично неким резултатима Филдхауса и Њукомба. На крају, Ичиба и Нагасава [61] су такође показали да задња плоча склопа кочних плочица вибрира у крутом моду када се шкрипа јавља при ниским учестаностима ( $< 7$  kHz), и у модовима савијања током високо фреквентне шкрипе ( $> 7$  kHz).

Истовремено са радовима [61,66], Матсузаки и Изумихара (*Matsuzaki and Izumihara*) [33], који раде у Акебоно истраживачко-развојном центру, представили су доказе да је чујна шкрипа диск кочница више резултат подужних (или раванских, *in-plane*) вибрација него попречних вибрација диска, као што се тврди у неким од поменутих студија. Њихови експерименти су показали да чујне учестаности шкрипе показују много боље слагање са учестаностима уздужних модова парног реда код диска него са било којим њеним учестаностима модова савијања (попречни). Да би даље доказали своју тврдњу, Матсузаки и Изумихара су исекли прорезе кроз дискове неколико кочница. Ови прорези мењају фреквентни одзив диска-ротора: посебно се повећала учестаност раванских вибрација ротора. Они су затим повезали смањење шкрипе са присуством прореза. Слагање је пронађено у већини случајева.

Године 1999-те, Данлеп и сар. (*Dunlap et al.*) [68], који раде у Делфи системима (*Delphi Chassis Systems*), сложили су се са радом Матсузаки и Изумихара [33] да је оно што су назвали „високофреквентном шкрипом“ одговарало раванским модовима ротора кочнице. Након тога, Чен и сар. (*Chen et al.*) [69,70], који раде у компанији Форд (*Ford Motor Company*), представили су експериментални доказ да је спрега између раванских и ван-



раванских модова била „кључ за производњу шкрипе“. Ради потпуности, примећујемо да су Баба и сар. (*Baba et al.*), [71] такође дискутовали о улози раванских модова.

Управо дискутовани радови о вибрацијама кочнице која шкрипи показују да, када диск ротира константном брзином, попречне вибрације  $w_z(r, \theta, t)$  површине ротора могу бити или стојећи талас или путујући талас, или ниједно. Користећи *ESPI* за мерење  $w_z$  и сет микрофона за мерење акустичног зрачења од шкрипе склопа диск кочница, Ривс и сар. (*Reeves et al.*) [63], који раде у Ровер Групи (*Rover Group*) недавно су поново преиспитали ово спорно питање. За одређени систем диск кочнице, утврдили су вибрацију стојећег таласа ротора код склопа кочнице која шкрипи. Њихова главна сврха је, међутим, да преиспитају Филдхаусове и Њукомбове експерименталне доказе о моду који ротира неуниформном брзином релативно у односу на диск. У току њиховог истраживања, они су показали да пример таквог мода, кога Ривс и сар. зову „комплексни мод“, може да се сматра суперпозицијом два стојећа таласа:

$$w_z(r, \theta, t) = G(r)(\sin(\omega \cdot t)\sin(n \cdot \theta) + \sin(\omega \cdot t + \tau)\sin(n \cdot \theta + \alpha)), \quad (2.11)$$

где су  $\tau$  и  $\alpha$  константе:  $|\alpha| \in (0, \pi/2)$  и  $|\tau| \in (0, \pi/2)$ . Посебно треба истакнути да вибрација (2.11) није исто што и путујући талас (2.8), али је слична Ичибином и Нагасавином [61] предлогу (2.10) и Талботовом и Филдхаусовом [64] резултату (2.9).

Новији рад МекДенијела и сар. (*McDaniel et al*) са Бостонског универзитета [72] доказује да мерења акустичног зрачења стационарних модова кочног система могу да се користе за извођење закључка о шкрипи кочница. Конкретно, коришћен је ласерско-доплерски (енг. *Laser-Doppler*) виброметар за мерење модова склопа диск кочнице, где је склоп кочне плочице био хидраулички активиран како би се притиснуо уз ротор. Модална мерења су потом увезена у нумерички пакет методе граничног елемента, како би се израчунали интензитети акустичног зрачења и ефикасности. Користећи ову методологију, МекДенијел и сарадници су закључили да је ротор био примарни извор акустичних зрачења. Ови аутори такође тврде да су, за ниску угаону брзину ротора, стационарни модови кочног система квалитативно слични онима посматраним у [32] и референцама [66,67] за шкрипу кочница.

Сад и сар. (*Saad et al.*) [73,74] разматрају утицаје вибрација плочица и однос  $\mu_k - \nu_s$  у својим експериментима. Њихови резултати наглашавају важност резонанције кочних плочица за шкрипу и они претпостављају да учестаност чујне шкрипе често одговара измереним учестаностима вибрација немонтиране плочице. Ови аутори такође користе своје експерименталне резултате за калибрацију модела за шкрипу кочница са три степена слободе који је развијен од стране Матсуи, и сар. (*Matsui et al.*) [27].

Сви експерименти овде дискутовани прећутно претпостављају да објашњење за шкрипу лежи у вибрацијама кочног система, а неки од њих су такође проучавали буку коју емитују кочнице које шкрипе. Ти радови који су покушали да експлицитно направе корелацију између вибрација са акустичним зрачењем укључују радове Кунфера и Раиа (*Cunefare and Rye*) [75], Фелскеа и сар. [54], Филдхауса и Њукомба [66,67], Махајана и сар. (*Mahajan et al.*) [76], Матсузакија и Изумихара [33], МекДенијела и сар. [72], и Ривса и сар. [63].

### 2.3.3 Радови засновани на трибологији

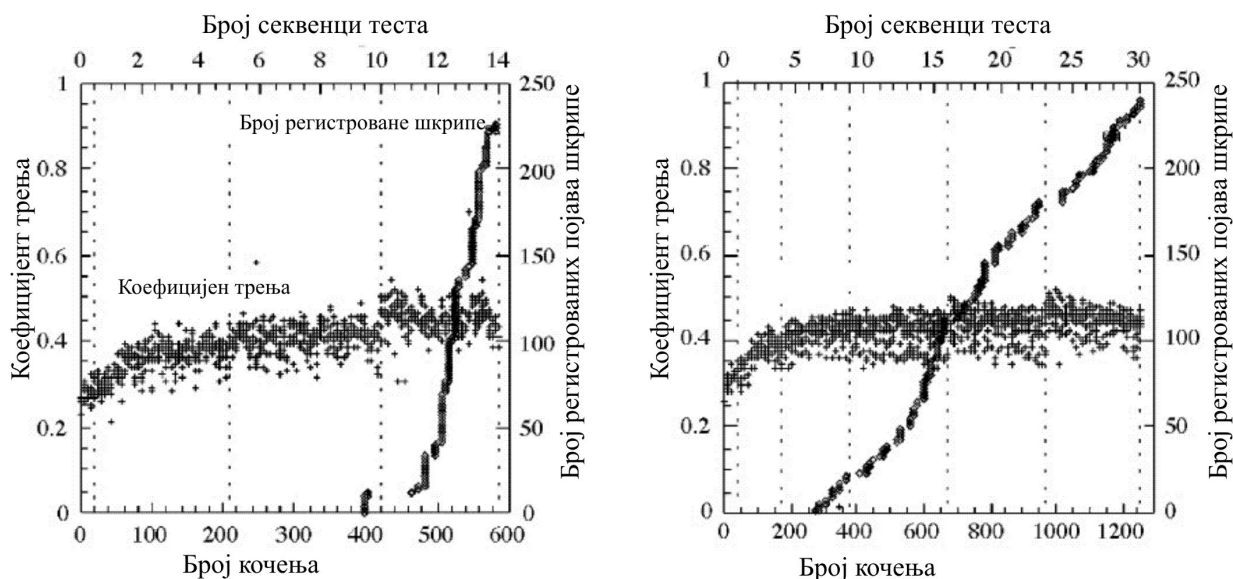
Како трење и хабање играју важну улогу у шкрипи кочница, спроведена су многа триболошка истраживања у овој области. Резултати разматрани у овим истраживањима су несумњиво важни. Међутим, није одмах јасно како их инкорпорирати у моделе за

предвиђање појаве шкрипе диск кочница. У ствари, неколико анализа које се могу наћи у литератури о шкрипи кочница, укључују сложене триболошке процесе у њихове моделе.

У једној студији, Ри и сар. (*Rhee et al.*) [77], који раде у компанији Алаид-Сигнал (*Allied-Signal Inc.*), испитивали су у серији динамометарских тестова формирање и нестајање фрикционих филмова на диску и касније последице по шкрипу кочница. Ови аутори су веровали да се фрикциони филмови формирају на контактним површинама диска кочнице и плочица од фрикционог материјала као резултат сабијања производа хабања и који се уклањају са ових компоненти током кочења. Ри и сар. су објавили да за полу-металне фрикционе материјале и роторе диск кочница од сивог лива, формирање фрикционих филмова повећава коефицијент трења и тада не долази до шкрипе кочница све док филмови не буду добро формирани и коефицијент трења  $\mu_k$  не достигне стабилан ниво. Ово се углавном дешавало у температурном опсегу од 100-300 °С. Више температуре уништавају филмове и шкрипа је елиминисана. Међутим, овај процес често је водио до тешких термичких оштећења како ротора, тако и плочица.

У низу радова почевши од средине 1990-их година, Јакобсон (*Jacobson*) и његове колеге истраживали су шкрипу кочница и фокусирали су се на улогу трибологије споја плочица-диск. Њихов рад је спроведен на Универзитету Упсала (*Uppsala*) у Шведској, и велики део овог рада, као и релевантна експериментална опрема, је обједињен у докторским тезама Бергмана [78] и Ериксона (*Bergman and Eriksson*) [2].

Један од главних резултата Јакобсонове групе био је да се доведе у везу промена  $\mu_k$  са бројем кочења и бројем појава шкрипе. На пример, у референци [22], они су пажљиво припремили роторе диск кочница и испитивали промену  $\mu_k$  како се кочни систем разрађивао (види слику 2.13). Они су истакли да се  $\mu_k$  постепено повећавао од вредности нешто изнад 0,2 а после више од хиљаду кочења почео да се устаљује на вредности испод 0,6. Како се  $\mu_k$  повећавао изнад критичне вредности, Бергман и сарадници су приметили да се склоност ка шкрипи нагло повећала. Ови експериментални резултати подсећају на примедбе раније цитиране од стране Фелскеа и сар. као и Ри и сар. о повећању шкрипе што се поклопило са повећаним коришћењем кочница.



Слика 2.13. Два комплекта експерименталних резултата Бергмана и сар. за акумулиране случајеве шкрипе и коефицијент трења  $\mu_k$  у функција броја кочења [22]

Даљи доприноси Јакобсонове групе, у референци [79], су истраживања утицаја контактне површине кочне плочице на генерисање шкрипе кочнице, у референцама [80,81], утицаје различитих чврстих мазива на стварање шкрипе кочница, у референци [82], карактеристике контактних заравни на кочне плочице, у референци [83], испитивање настанка хабања контактних места у споју између дела кочне плочице и стакленог диска, а у референци [84], утицај влаге на шкрипу кочница. Интересантно је напоменути да су Ериксон и сар. [82] показали да су кочне плочице које су имале пуно мање малих контактних заравни склоније да генеришу шкрипу од кочних плочица са неколико већих контактних заравни. У каснијим радовима [85,37], они су такође приказали хистерезис у односу између притиска у кочним водовима и  $\mu_k$  током поступка кочења.

Ибрахим и сар. (*Ibrahim et al.*) [86] су измерили средње нормалне и силе трења које делују на фриксиони елемент (у облику клина), који је постављен у контакт са ротирајућим диском. Брзина ротације и правац ка диску су мењани, и њихови тестови су вршени са константним брзинама ротације. Они су изнели неколико интересантних запажања. Пре свега, нормална сила и  $\mu_k$  нису константни. У ствари, ови аутори су изнели тврдње да су трење и нормалне силе које делују на фриксиони елемент случајни, не-Гаусови (*non-Gaussian*) процеси. Они такође развијају модел са једним степеном слободе за вибрације фриксионог елемента. Овај модел су касније детаљно анализирали у радовима Кијао и Ибрахим (*Qiao and Ibrahim*) [87]. Недавно, Ибрахим [88] је разматрао односе између резултата референци [86,87] и буке кочница.

Често лабораторијска испитивања фриксионих карактеристика нису довољна, већ је неопходно испитати фриксионе материјале кроз серију путних тестова на полигону или на реалном путу пре изласка производа у комерцијалну продају. Анализа фриксионих карактеристика кочних облога добијена на основу путних тестирања возила је приказана у [137,138,139]. Праћен је утицај промена кочног притиска у кочном цилиндру и брзине возила на коефицијент трења током кочења, полазећи од претпоставки о расподели кочног притиска на кочним облогама заснованих на претходним експериментима.

Кратак резиме закључака у литератури који се односе на експериментална истраживања је следећи:

- кочни систем може да шкрипи на неколико различитих учестаности,
- амплитуда вибрација кочнице која шкрипи је реда микрона,
- вибрација склопа диск кочнице која шкрипи где се ротор-диск окреће константном брзином може, али не мора, да буде стојећи талас, или путујући талас,
- није јасно да ли знање о модовима компоненти склопа диск кочнице или модова непокретног склопа диск кочнице може да се користи да закључимо да ли постоји склоност ка шкрипи,
- чини се да постоји свеопшта сагласност у погледу чињенице да су учестаности шкрипе нешто ниже од природне учестаности непокретног ротора,
- повећање  $\mu_k$  фриксионог материјала између ротора и плочица повећава склоност ка појави шкрипе,
- не постоји консензус о томе која компонента склопа диск кочница доприноси највише шкрипи. Заиста, вероватно је да свака од компоненти доприноси одређеној учестаности шкрипе.

## 2.4 Најновије нумеричке методе

При развоју модела шкрипе диск кочница, један од циљева је проучавање стабилности вибрација малих амплитуда склопа кочнице. Многи истраживачи су веровали да се настанак нестабилности поклапа са шкрипом кочница. Канонски облик једначина које описују линеарне вибрације склопа диск кочница су:

$$\mathbf{M} \ddot{x} + (\mathbf{G} + \mathbf{D}) \dot{x} + \mathbf{K}x = \mathbf{0}. \quad (2.12)$$

Овде,  $x = x(t)$  је  $n$ -димензионални вектор,  $\mathbf{M}$  и  $\mathbf{D}$  су респективно  $(n \times n)$  матрице масе и вискозног пригушења,  $\mathbf{G}$  је асиметрична жироскопска матрица,  $\mathbf{K}$  је  $(n \times n)$  матрица крутости, а тачка означава изводе по времену. Компоненте од  $x$  се састоје од појединачних амплитуда претпостављених модова вибрација склопа диск кочнице. Овде је важно напоменути да ни  $\mathbf{M}$  ни  $\mathbf{K}$  не морају нужно бити симетричне.

Једна одлика методе коначних елемената је што има могућност генерисања модела коначних димензија високе резолуције облика (2.12) за пуни-чврсти континуум. Међутим, за разлику од традиционалних концентрисаних параметарских техника, метода коначних елемената омогућава прецизно представљање сложених геометрија и граничних, као и услова оптерећења. Такође, просторно решене кинематске и кинетичке величине, као што су напрезања и напони, се лако израчунавају као део решења коначних елемената. Осим тога, тачност модела коначних елемената обично контролише аналитичар, који може да одлучи да прецизира апроксимације, како би симулирао одзив кочног система са већим степеном верности.

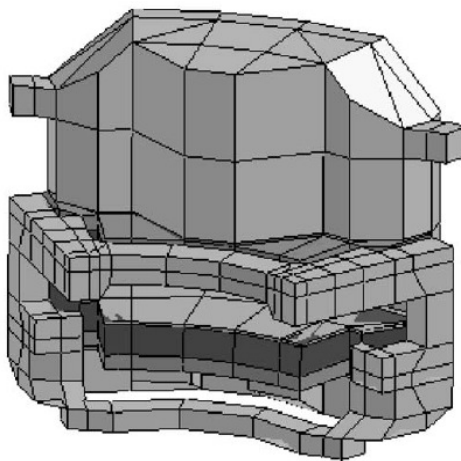
Метода коначних елемената је коришћена од стране истраживача у студијама шкрипе кочница за испуњење неколико циљева. Једна од њених ранијих примена било је истраживање модова и природних учестаности ротора кочница [32,33]. Најчешће њено коришћење је за израчунавање матрица  $\mathbf{M}$  и  $\mathbf{K}$  у моделима диск кочница. Након тога, спроведена је линеарна анализа сопствених вредности да би се утврдиле учестаности система, модови и стабилност. Као и у другим анализама које су наведене, недостатак (линеарне) стабилности, доказан је у облику једног или више нерасутих сопствених модова што је повезано са склоношћу шкрипи. Ту је такође и коришћење анализе коначним елементима за израчунавање расподеле притиска на споју диск-кочне плочице под статичким, „псеудо-динамичким“ (тј. устаљеним) или динамичким условима.

Са постепеним усавршавањем методологије и анализе шкрипе диск кочница коришћењем методе коначних елемената, што се може пратити у литератури, сматрало се да паралелно треба усавршити модел диск кочнице. То се може видети из претходних радова Лилса (*Liles*) [20], Рипина (*Ripin*) [89], као и Лиа и сар. (*Lee et al*) [90], где се користи велики број линеарних опружних елемената у фриксионом споју. Увођење великог броја опружних елемената на споју диск/плочице неопходно је за стварање услова фриксионог споја (асиметрична матрица крутости) што води ка комплексним сопственим вредностима, тј. нестабилном понашању код кога позитивни реални делови указују на вероватну појаву шкрипе. Уз доприносе многих истраживача [91,92] и иницијативу софтверске компаније за примену коначних елемената (АБАКУС, 2003) (*ABAQUS*), нису више неопходни линеарни опружни елементи и сада могу да се директно примене чланови фриксионог споја у матрици крутости. Као резултат, утицај неуниформног контактеног притиска и заосталих напона могу бити укључени у анализу комплексних сопствених вредности [93,94]. Још једна предност садашњег приступа је да површине у контакту не морају да имају подударане мрежа и

суштински може да смањи време потребно за припрему података. Насупрот томе, ранији приступ захтева поклапање чворове на две контактне површине и самим тим сличне мреже.

Неке претходне студије претпоставиле су потпун контакт споја плочице и диска [20,95]. Остали радови [96,97,98,89,90,99,100,101,102,103] показали су да расподела контактнoг притиска на споју диск/плочица није униформна и постоји делимични контакт на површини диска. Традиционално, контакт на споју диск/плочица је симулиран коришћењем линеарних опружних елемената [104] или нелинеарних чвор-на-чвор зазор елемената [96,97,89,90,100]. Недавне контактне анализе [99,106,101] више не користите такве елементе, где површински базиран елемент може да пружи реалније и тачније представљање расподеле контактнoг притиска [93,94]. Узгред, верује се да расподела контактнoг притиска има велики утицај на стварање шкрипе. Филдхаус [106] експериментално и Абу-Бакар и сар. [103], нумерички су демонстрирали да различите расподеле контактнoг притиска могу да поспеше или спрече појаву шкрипе.

У разради ранијих радове у вези шкрипе кочница који обухватају дискове који вибрирају, Оујенг, Мотерсхед и сар. (*Ouyang, Mottershead et al.*) [95], недавно су развили модел за систем диск кочнице. У овом моделу, ротор кочнице је моделован као диск коришћењем теорије танке плоче, док су плочице од фриксионог материјала, стега и носач стега моделирани коришћењем коначних елемената (види слику 2.14). Оујенг и сар. имају критеријум за појаву шкрипе кочница, а то је нестабилност система. Коришћењем избора параметара, открили су да је регион нестабилности високо зависан од ротирајуће брзине диска, чак иако су жироскопски и центрифугални утицаји у диску били запостављени у њиховом моделу. Осим тога, они су истраживали утицаје различитих крутости и пригушења плочица од фриксионог материјала. Открили су да пригушење заиста смањује склоност ка шкрипи, што се слаже са многим радовима.



Слика 2.14 Мрежа за модел коначних елемената стега и склопа кочне плочице који се користи у референци [95]

Приликом развоја модела коначних елемената, важно га је потврдити како би модел коректно представљао реалну структуру у погледу геометрије и карактеристика примењених материјала. Потврђени модел би требао да буде у стању да предвиди појаву шкрипе довољно прецизно. Лилс [20] је био први истраживач који је спровео и изложио анализу комплексних сопствених вредности са великим моделом коначних елемената и користио модалну анализу да упореди природне учестаности и облике модова за сваку од компоненти диск кочница. Ово потврђивање компоненти касније је постала стандардна пракса [89,90,107,108,62,101,142,143]. Иако су прецизна представљања кочних компоненти

могућа, добијени резултати анализе комплексних сопствених вредности нису увек одговарали експерименталним резултатима појаве шкрипе. Схватајући овај недостатак [109,110,105,111] користили су систематску процедуру за довођење у корелацију и ажурирање *МКЕ* модела на нивоу компоненте и склопа. Процес подешавања је изведен како би се смањиле релативне грешке у природним учестаностима између предвиђених и експерименталних резултата при чему су карактеристике материјала и крутост опруга прилагођени кроз процес подешавања.

Како су извршена претходно објашњена напредна подешавања методологије и анализе, сматрало се да треба развити реалнији модел коначних елемената или, другим речима, требало је урадити усавршавање са аспеката моделирања диск кочница. Већ је познато да контактна геометрија између диска и фрикционог материјала има значајан допринос појави шкрипе [112,89,82,86,113,114,115,116,117]. Ови аутори су веровали да шкрипа може да се генерише у одређеним условима топографије плочице. Друга чињеница је да је фрикциони материјал више склон хабању. Осим тога, фрикциони материјал има много неправилнију или избразданију површину од диска. Утврђено је да ниједан од постојећих модела коначних елемената не узима у обзир површинску топографију фрикционог материјала. Сви модели претпостављају да фрикциони материјал има глатку и равну површину, док је у реалности она храпава.

Метода анализе комплексних сопствених вредности више је одговарала индустрији за проучавање сопствених проблема буке шкрипе. Овај метод у великој мери зависи од резултата контактне анализе, која може да одреди нестабилност у склопу диск кочнице. Одређивање динамичког контактнег притиска кроз експерименталне методе остаје и даље немогуће. Међутим, постоје методе за добијање статичког контактнег притиска, када је диск непокретан. Верује се да се расподела статичког контактнег притиска и његове вредности може користити као алат за проверу валидности, где се може направити корелација између прорачунских и експерименталних резултата. Овај ниво потврде може да побољша нечије поверење у развијени модел, као и да обезбеди боље предвиђање појаве шкрипе. Иако је анализа комплексних сопствених вредности стандардна методологија која се користи међу истраживачима у области кочница, анализа прелазних процеса постепено добија на популарности. За разлику од анализе комплексних сопствених вредности за процену само стабилности система, анализа прелазних процеса је у стању да утврди ниво вибрација и у теорији може да покрије и утицај временски променљивих физичких процеса и нелинеарности.

## 2.5 Закључци

Упркос протеклих сто година развоја система диск кочница, шкрипа диск кочница је и даље у великој мери нерешени проблем. Ово не значи, међутим, да никакав напредак није учињен. Многе експерименталне и аналитичке студије довеле су до увида у факторе који доприносе шкрипи кочнице или побољшању шкрипе диск кочнице одређеног типа или у одређеној конструкцији и моделу аутомобила. Експерименталне студије су акумулирале велику количину информација о природи шкрипе, модовима вибрација у њему, хабању кочних компонента, и фрикционој интеракцији у кочницама. Кроз најновија експериментална истраживања се осим верификације нумеричких модела остварује и провера метода елиминације шкрипе кочница [118,119,120]. Аналитичке студије су обезбедили корисне увиде у то како фрикциони закони, геометрија, и динамика кочних компоненти могу довести до шкрипе или нестабилности у једноставним моделима диск кочница. Иако су аналитичке методе најдуже присутне у овој области, модели нам могу пружити увид у узроке

истраживаних појава буке [121,122,123]. Метода коначних елемената се користе за покушај да се прошире добијени резултати у циљу добијања прецизнијих модела кочница. Примена нумеричких метода је најзаступљенија у најновијим радовима истраживача различитих видова буке кочница [124-133].

Развој свеобухватног модела за предвиђање шкрипе диск кочница је крајњи циљ већег дела литературе истраживане у овом поглављу. Овај циљ је био неухватљив, и остаје да се види да ли је или не такав модел могућ. Заиста, имајући у виду број фактора који су укључени и област конструкције, такав модел, ако буде развијен, може бити превише сложен да би био користан. С друге стране, није превише тешко замислити побољшања у постојећим моделима склопова диск кочница. Ова побољшања могу да укључе утицај променљиве опадајуће брзине ротације ротора, укључивање утицаја температуре и хабања и укључивање комплекснијих фрикционих модела и образовање модела за плочице од фрикционог материјала. Вишедеценијско истраживање шкрипе кочница довело је до потребе систематизације стечених знања у академском и истраживачком окружењу [134,135,136].

Већина студија које су разматране фокусирају се на линеарну анализу за предвиђање настанка нестабилности. Као што је напоменуто раније, неколико истраживача су повезали ову нестабилност са појавом шкрипе. Међутим, право питање је шта ће се десити након што је дошло до нестабилности. Добро је познато да је за решавање овог питања потребан нелинеаран модел. Овим питањем се нису значајно бавили у литератури о шкрипи диск кочница. Један од разлога за ово је да је нелинеарна анализа модела са великим бројем степени слободе тежак задатак.

## НУМЕРИЧКИ МОДЕЛ И МОДАЛНА АНАЛИЗА КОМПОНЕНТИ И СКЛОПА ДИСК КОЧНИЦЕ

Аналитичке методе су се показале неодговарајућим за остварење потпуног разумевања појаве шкрипе, као и у обезбеђивању алата за предвиђање и пригушење шкрипе. Осим тога, аналитички приступи су често ограничени на проучавање само једног одређеног утицајног параметра. Аналитичке методе су, упркос својим ограничењима, ипак веома корисне за сажето објашњење нестабилности система. Ови недостаци могу бити превазиђени применом нумеричких метода, коришћењем методе коначних елемената која омогућава развијање модела са великим бројем степени слободe. Нумеричке методе узимају у обзир деформабилност елемената при моделирању, док су у аналитичком приступу веома често третирани као крути. Експерименталне методе су од суштинског значаја не само за квантификацију природе шкрипе и утицаја различитих радних услова на ову појаву, већ и за обезбеђење потврде резултата нумеричког приступа и квалитета кочница у погледу буке пре изласка на тржиште.

Последњих неколико година, метода коначних елемената је постала најчешће коришћено средство за проучавање шкрипе диск кочница међу истраживачима овог проблема. Разлог за ово лежи у чињеници да ова метода нуди много бржа и економски исплативија решења од експерименталних метода и може да предвиди перформансе буке шкрипе у раној фази конструктивног развоја производа [140]. Она такође може да оствари реалнији приказ диск кочница, укључујући нелинеарност и еластичност компоненти диск кочнице. Претходно наведене велике предности упућују на обећавајућу будућност методе коначних елемената у односу на друге методе. Међутим, још многа истраживања тек треба да се ураде да би метода била поузданија у предвиђању настанка шкрипе. Приликом развоја модела диск кочнице методом коначних елемената, важно га је потврдити, како би модел коректно представљао стварну структуру у погледу геометрије и карактеристика материјала. Потврђени модел треба да буде у стању да довољно прецизно предвиди појаву шкрипе. Постоје три методе које се користе за процену која компонента кочнице треба бити модификована како би се смањила склоност ка појави шкрипе. То су: енергија деформације (енг. *strain energy*), надокнађена енергија (енг. *feed-in energy*) и модалног учешћа (енг. *modal participation*)[148,149].

У симулацији и методама анализе постоје, генерално, две велике категорије у процесу предвиђања шкрипе кочница: анализа комплексних сопствених вредности у фреквентном домену и анализа динамичких прелазних процеса у временском домену. Обе анализе имају



своје предности и мане. Анализа комплексних сопствених вредности може да открије који модови вибрација система су нестабилни, али недостатак ове технике је у томе што она не дозвољава временски променљиве карактеристике материјала и не може да узме у обзир потпуни утицај нелинеарности од сталног клизања [18]. У међувремену, разлике прелазних решења указује на то да је нестабилност присутна у систему и да ова техника може превазићи недостатке анализе комплексних сопствених вредности. Али мана такве технике је у дугом времену рачунања и потребном времену за конструктивне итерације. Извршено је такође поређење између ове две анализе.

Динамичка анализа прелазних процеса (понекад се назива анализа време-историја) је техника која се користи за одређивање динамичког одговора структуре под дејством било којег временски зависног оптерећења. Ова врста анализе се може користити да се одреде временски променљива померања, деформације, напони, као и силе у структури, јер је она прикладна за било коју комбинацију статичких, прелазних и хармонијских оптерећења. Временска размера оптерећења је таква да се утицаји инерције или пригушења сматрају важним. Ако утицаји инерције и пригушења нису важни, можда ће се моћи користити статичке анализе.

Са напретком рачунарске технологије последњих година, могу се лако формирати компликованији и потпунији *МКЕ* модели, (енг. *FE-finite element*) и вршити брзе варијације параметара у току времена симулације. Напредак у формулисању контакта и алгорита од велике су помоћи инжењерима и истраживачима у погледу добијања поузданог и прецизног приказа расподеле контактеног притиска. Овај параметар је веома важан било за комплексну анализу сопствених вредности или анализу динамичких прелазних процеса. Последњих неколико година, комплексна анализа сопствених вредности постаје чешће примењивана метода међу истраживачима кочница, за проучавање шкрипе кочница у односу на анализу прелазних процеса. Позитивни реални делови комплексних сопствених вредности указују на степен нестабилности линеарног модела диск кочница и зато се сматра да указују на могућност појаве шкрипе или интензитета буке [20]. С друге стране, нестабилност код диск кочница може бити повезана са почетним дивергентним осцилаторним одговором коришћењем анализе прелазних процеса. [20] је био први истраживач који је увео комплексну анализу сопствених вредности са методом коначних елемената, док су Наги и др. [147] били пионири у развоју анализе динамичких прелазних процеса применом методе коначних елемената. Анализа комплексних сопствених вредности омогућава одређивање свих нестабилних учестаности у једном пролазу, за једну групу радних услова и самим тим је веома ефикасна. Међутим, не могу све нестабилне учестаности добијене на овај начин да буду посматране у експериментима. Анализа прелазних процеса је у принципу у стању да предвиди стварне нестабилне учестаности (оне одређене у експериментима) ако је модел система коректан. Међутим она захтева доста времена. Поред тога, она не даје никакве информације о нестабилним режимима рада.

Може се видети из претходних радова [20,89,90] да је за анализу комплексних сопствених вредности неопходно увођење великог броја еластичних елемената на спој диск/плочице да би се створили фриксионо повезани чланови (асиметрична матрица крутости), што доводи до комплексних сопствених вредности, односно нестабилног понашања где позитивни реални делови указују на вероватну појаву шкрипе. Срећом, доприносом неких истраживача [91,92] и иницијативом софтверских компанија које се баве методом коначних елемената [141,147,163,164,145,165, 166,167,168], линеарно еластични елементи више нису потребни јер се фриксионо повезани чланови сада могу директно имплементирати у матрицу крутости. Као резултат овога, утицај контактеног притиска који није једнообразан и утицај заосталих

напона могу бити укључени у анализу комплексних сопствених вредности. Још једна предност поменутог приступа је да површине у контакту не морају да имају мреже чији се чворови поклапају и у суштини то може да скрати време припреме података. Раније коришћени приступи су захтевали поклапање чворова на две контактне површине и мреже које су сличне. У неким ранијим радовима аутори су претпоставили потпуни контакт на споју плочица и диска [20,95]. Међутим, ранији радови везани за анализу контактнoг притиска код кочнице [96,97,98,89,90,99,100,101] показали су да расподеле контактнoг притиска на споју диск/плочице нису једнообразне и да постоји делимични контакт на површини диска.

У прошлости, симулирање шкрипе диск кочница коришћењем анализе комплексних сопствених вредности, заједно са методом коначних елемената захтевало је пуно времена [76] у односу на анализу нормалних модова. Да би се убрзао процес симулације *ABAQUS, Inc.* (2003) је створио нови програм за одређивање комплексних сопствених вредности (енг. *eigensolver*), који захтева четири основна корака за израчунавање комплексних учестаности, док су [144] користили адаптивну Ланцош блок методу (ABLE), а [142] предложили модалну анализу домена. Већ је познато да контактна геометрија споја диска и плочице од фриксионог материјала има значајан допринос настанку шкрипе [112,89,86,82,114]. Ови истраживачи су веровали да шкрипа може настати у посебним условима топографије плочица. То је тачно, јер су материјалне карактеристике фриксионих материјала много ниже у односу на диск, а као резултат фриксиони материјали су склонији хабању. Осим тога, фриксиони материјал има много неправилније/таласасте површине у односу на диск. Из прегледа литературе, утврђено је да ниједан од модела коначних елемената није узимао у обзир површинску топографију фриксионог материјала. Сви модели полазе од претпоставке да фриксиони материјал има глатки и равни спој, док је у стварности то груба површина. Као што је раније речено, већина *MKE* модела су или потврђени само на нивоу компонената или се ради о комбинацији нивоа компонената и ниво склопа. У литератури је показано да је анализа комплексних сопствених вредности најзаступљенија метода и највише усвојена у индустрији за проучавање њихових проблема са буком шкрипе. Ова метода у великој мери зависи од резултата контактне анализе, која може да одреди нестабилност у склопу диск кочнице. Одређивање динамичког контактнoг притиска кроз експерименталне методе и даље остаје немогуће. Међутим, постоје методе за добијање статичког контактнoг притиска, када је диск непокретан. У литератури [146,150,151,152,153,154] је приказано да расподела статичког контактнoг притиска и његова величина може да се користити као алат за потврду где може да се успостави корелација између прорачунских и измерених резултата. Дакле, овај ниво потврде може да побољша нечији поверење у развијени модел, као и да обезбеди боље предвиђање појаве шкрипе.

Мора се разумети да контакт између диска и плочица није потпун. Постоје празнине у контактном споју и контактна област варира током вибрација кочнице. У литератури се појављује неколико метода за моделирање контакта, као што су зазор елемент, еластични елемент и сл. За контактни модел, коришћен је површински елемент за спој диск/плочица, док се еластични елемент користи за представљање контактне интеракције између других компоненти диск кочница које су у контакту. Реална контактна површина фриксионог материјала може се користити уместо претпостављене идеалне контактне површине. То може довести до нових сазнања како доћи до боље предвидивих резултата. Због хабања, контакт између диска и плочица може да се промени временом. Можда то може да објасни неухватљиву природу понашања шкрипе [155]. Други важан аспект је модел трења. Сматра се да је трење примарни узрок шкрипе. У овом раду је коришћен основни Кулонов модел трења. Може се претпоставити да је коефицијент трења константан или да зависи од брзине.

У ранијим истраживањима шкрипе, полазило се од хипотезе да појава негативног пада функције  $\mu - \nu$  у великој мери доприноси појави шкрипе. Међутим, ова хипотеза је потом замењена другим механизмима названим *sprag-slip* и модалним спајањем који нису захтевали ову фрикциону карактеристику. Уместо тога, такође се показало да константни коефицијент трења генерише шкрипу. У овом истраживању су симулирани утицаји обе фрикционе карактеристике на појаву шкрипе. Осим ових најбитнијих карактеристика, утицај топлоте на расподелу контактне притиска и појаву шкрипе такође може да буду значајан утицајни параметар [156,157,128]. Истраживања комплексног комбинованог утицаја термичког ширења и контактних оптерећења између плочица и диска у тренутку када су изложени температурним променама током процеса кочења приказана су у [128]. Међутим, тешко је уврстити овај утицај у коришћени програмски пакет *ABAQUS*. *ABAQUS* не укључује експлицитно утицај топлоте у програм за решавање комплексних сопствених вредности.

Примарни циљеви истраживања су:

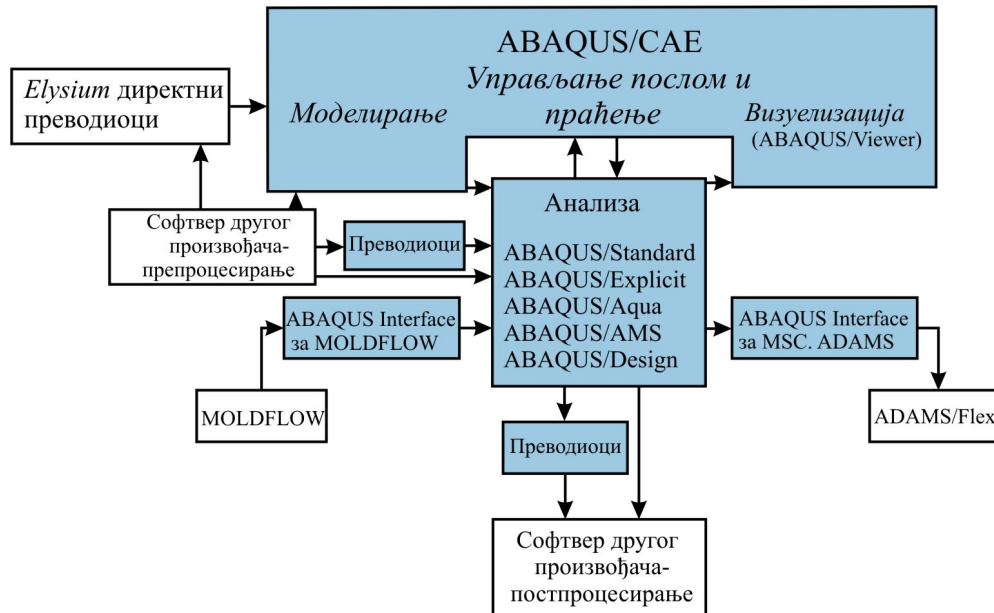
1. Развијање модела диск кочнице методом коначних елемената, који је у прихватљивој корелацији са расположивим експерименталним подацима.
2. Спровођење анализе расподеле контактне притиска на споју плочица/диск у стационарним условима. Врши се поређење утицаја различитих метода крутости за фрикциона ограничења (казнена функција и Лагранжов мултипликатор) и различитих контактних шема на контактне расподеле притиска и величину контактне површине, као и време израчунавања.
3. Одређивање нестабилности склопа диск кочница у фреквентном опсегу до 10 kHz, коришћењем анализе комплексних сопствених вредности у одсуству утицаја топлоте и материјалног пригушења. Извршено је поређење између предвиђених и експерименталних резултата за модел идеалног контактне споја са различитим фрикционим карактеристикама. Такође су описане и разлике у предвиђањима између анализе комплексних сопствених вредности и анализе динамичких прелазних процеса.
4. Симулирање структурних модификација и истраживање његове ефикасности у широком спектру варијација еластичних карактеристика [158,159,160,161,162]. Добра модификација треба да уклони појаву шкрипе за широк спектар еластичних карактеристика и за различите примене кочнице.

### 3.1 Преглед софтверског пакета *ABAQUS*

*ABAQUS* је комерцијални софтверски пакет за анализу методом коначних елемената који је развила фирма ХКС (енг. *HKS Inc*) са Род Ајланда, САД и сада је на тржишту под брендом *SIMULIA* фирме Десол Системс (енг. *Dassault Systems S.A*). *ABAQUS* пакет се састоји од три кључна производа: *ABAQUS/Standard*, *ABAQUS/Explicit* и *ABAQUS/CAE*, као што је приказано на слици 3.1. *ABAQUS/Standard* је пакет опште намене који користи класичне имплицитну интеграциону шему за решавање анализе коначних елемената. *ABAQUS/Explicit* користи експлицитну интеграциону шему за решавање високо нелинеарних динамичких прелазних процеса и квази-статичку анализу. *ABAQUS/CAE* обезбеђује интегрисано моделирање (препроцесирање) и визуелизацију (последпроцесирање) резултата анализе. *ABAQUS* производи користе програмски језик Пајтон (енг. *Python*) за скриптовање и прилагођавање. *ABAQUS* се користи у аутомобилској, авио производњи, али и производњи индустријских производа. Пакет је присутан и у академским и истраживачким институцијама због могућности материјалног моделирања и способности пакета да се прилагоди различитим проблемима. *ABAQUS* такође пружа добру могућност стварања мултифизичких истраживања, као што је повезивање акустично-структурних, пиезоелектричних, и

структурно-порозних способности, што га чини адекватним за симулације на нивоа производње у којима се захтева повезивања више научних области [141,169,170,171].

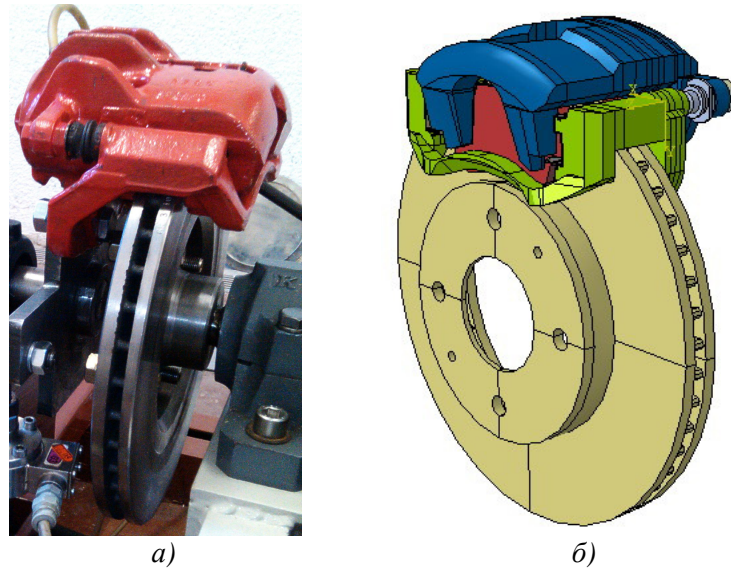
*ABAQUS/CAE* је потпуно *ABAQUS* окружење које пружа једноставан, доследан интерфејс за креирање, израчунавање, праћење и оцену резултата из *ABAQUS/Standard* и *ABAQUS/Explicit* симулација. *ABAQUS/CAE* је подељен на модуле, где сваки модул дефинише логички аспект процеса моделирања, на пример, дефинисање геометрије, дефинисање карактеристика материјала, и генерисање мреже коначних елемената. Како се прелази из модула у модул, формира се модел на основу кога *ABAQUS/CAE* генерише улазни фајл који се може доставити *ABAQUS/Standard* или *ABAQUS/Explicit* пакету за анализу производа. Пакет за анализу производа спроводи анализе, шаље информације *ABAQUS/CAE* омогућавајући кориснику да прати напредак задатка-посла, и генерише излазну базу података. На крају, користи се модул за визуелизацију *ABAQUS/CAE*-а (такође лиценциран посебно као *ABAQUS/Viewer*) за читање излазне базе и приказ резултата анализе. *ABAQUS/Viewer* пружа графички приказ *ABAQUS* модела коначних елемената и резултата. *ABAQUS/Viewer* је инкорпориран у *ABAQUS/CAE* као модул за визуелизацију [141].



Слика 3.1 *ABAQUS* производи [141]

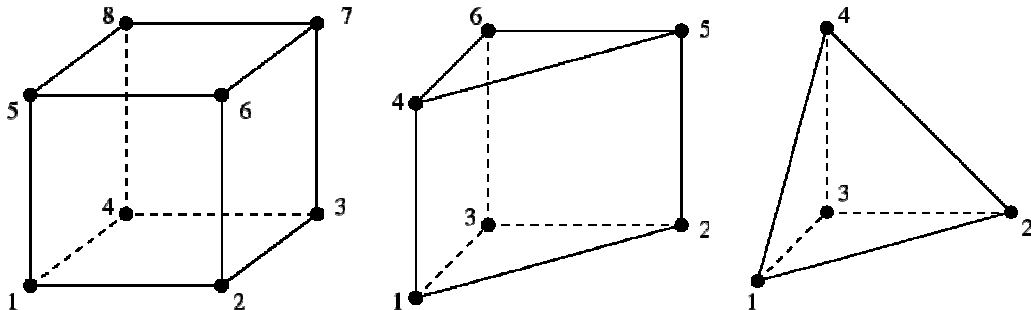
### 3.2 Модална анализа МКЕ модела склопа диск кочнице

Развијен је детаљан тро-димензионални модел коначних елемената (*МКЕ*) склопа диск кочнице. Сlike 3.2а) и 3.2б) показују реални склоп диск кочнице са пливајућом стегом, односно њен *МКЕ* модел. *МКЕ* модел се састоји од диска, клипа, стеге, носача стеге, унутрашњих и спољашњих плочица, два завртња и две вођице. Гумена заптивка (причвршћена за клип) и две гумене подлошке (причвршћене за вођице) нису укључени у *МКЕ* модел. Подметачи за пригушење такође нису присутни у моделу јер су такође уклоњени у експериментима са шкрипом. *МКЕ* модел користи 35169 пуних (енг. *solid*) коначних елемената и око 37.100 степени слободе (енг. *DOF*). Ова цифра искључује еластичне елементе који су се користили за повезивање компоненти диск кочнице.



Слика 3.2 Склоп диск кочице а) стварне диск кочице б) МКЕ модел

Диск, кочне плочице, клип, вођице и завртњи су развијени коришћењем комбинације од 8-чворних (C3D8) и 6-чворних (C3D6) линеарних пуних елемената, док су остале компоненте развијене коришћењем комбинације 8-чворних (C3D8), 6-чворних (C3D6) и 4-чворних (C3D4) линеарних пуних елемената (слика 3.3). Типови елемената у заградама су обележене у складу са *ABAQUS* номенклатуром. Детаљи за сваку од компоненти дати су у табели 3.1. Пошто је контакт између диска и површине фриксионог материјала од кључне важности, треба остварити реално представљање тих спојева. Фриксиони материјал има грубљу површину и мекши је у погледу карактеристика него диск, који има прилично глатку и равну површину, и мање је склон хабању.

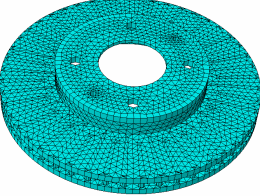
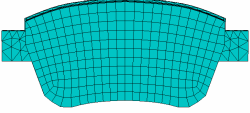
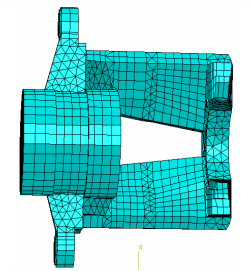
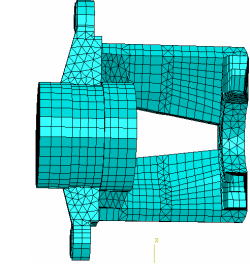
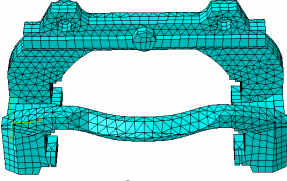
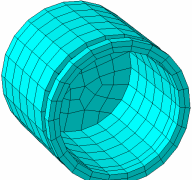
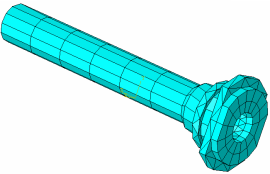
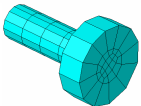


Слика 3.3 Типови коначних елемената у програму *ABAQUS*

### 3.2.1 Диск

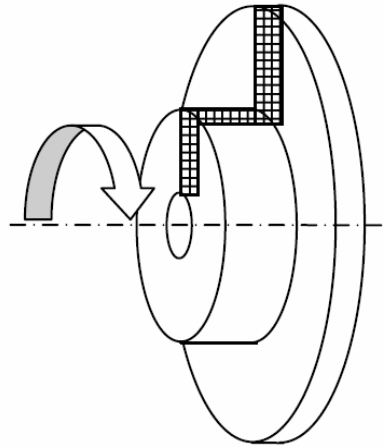
Поред тога што је највећа и динамички најзначајнија компонента у кочном систему, диск кочице је релативно лак за моделирање у највећем свом делу. Његова асиметрична геометрија дозвољава да се креира највећи део хексаедарским коначним елементима обртањем извученог дела од радијалне равни елемената љуске, као што је приказано на слици 3.4. Коначна мрежа, која може да се види на слици 3.5б), састоји се од 8120 8-чворних (C3D8) елемената призме и 57 6-чворних (C3D6) елемената и 7866 чворова.

Табела 3.1 Модели коначних елемената компоненти диск кочице

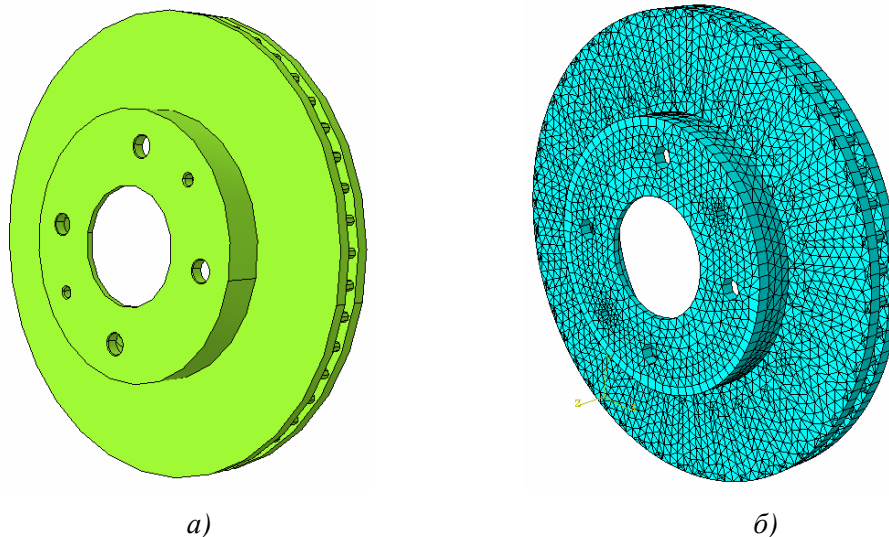
Компонента диск кочице	Врста коначног елемента	Број елемената	Број чворова	
	Диск	C3D8 C3D6	8177	7866
	Фрикциона облога	C3D8	2735	1804
	Основна плоча	C3D4		
	Стега	C3D8 C3D6 C3D4	8138	5135
	Носач стеге	C3D8 C3D6 C3D4	7204	3803
	Клип	C3D8 C3D6	383	678
	Вођица	C3D8 C3D4	802	662
	Завртањ	C3D8	112	186

Утврђивање исправних карактеристика материјала или „подешавање“ сваке компоненте је важно како би се обезбедиле динамичке карактеристике које се слажу са онима физичке компоненте. Ово је посебно важно за диск, који је направљен од сивог лива. Модули еластичности ливеног гвожђа варирају од испод 100 GPa до вредности близу оне за челике од око 200 GPa. Сиви лив посебно мења карактеристике у зависности од садржаја угљеника и, у мањој мери, од садржаја силицијума. Тип методе ливења који се користио за производњу такође може да промени коначне карактеристике материјала, тако да је најпоузданији начин за подешавање својства материјала да се експериментално одреде модалне карактеристике. Одређивање густине је једноставно; запремина диска је позната из CAD-геометрије, тако да се густина прилагођава измереној маси. Јангов модул се базира у великој мери на динамичком одзиву диска. Савојна крутост диска ће бити у сразмери са модулом

еластичности, тако да ће модалне учестаности бити у сразмери са квадратним кореном модула. Поасонов коефицијент је последња променљива која треба да се подешава, али он има далеко мањи утицај него маса или модули [146].



Слика 3. 4 Генерисање мреже диска обртањем попречно пресечене равни љуска елемената око осе ротације диска [149]



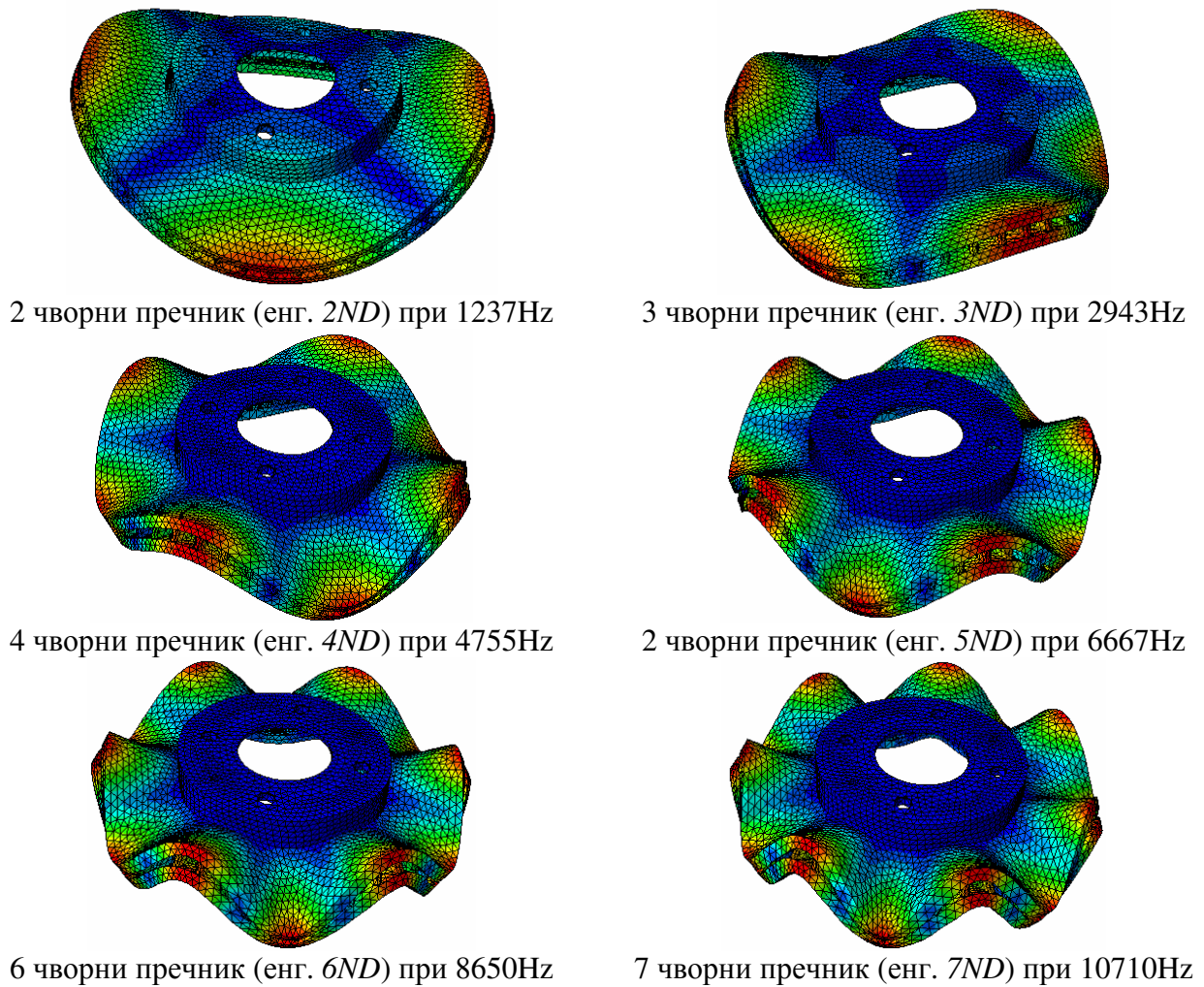
Слика 3.5 а) модел диска, б) мрежа диска од коначних елемената

Коначне карактеристике материјала за диск, на основу процеса подешавања, наведене су у Табели 3.2. Пригушење није било укључено када је спроведена *МКЕ* нормална модална анализа.

Табела 3.2 Коначне карактеристике материјала за *МКЕ* модел диска кочице

Густина, $\text{kg/m}^3$	Јангов модул, $\text{MPa}$	Поасонов коефицијент
7100	$118 \times 10^3$	0,32

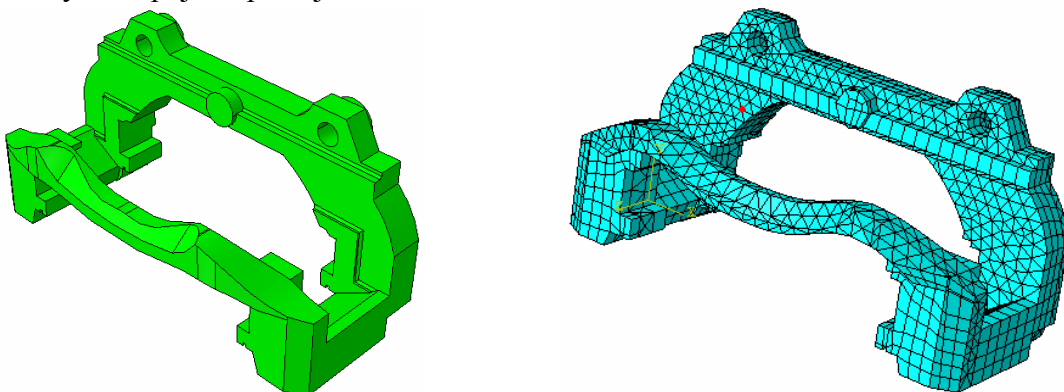
За гранични услов слободан-слободан кочног диска, издвојени су и сачувани модови до учестаности од 10 kHz. Ова вредност учестаности одговара раније поменутиим границама за високофреквенту шкрипу кочица. Постоје различити режими облика добијених у нумеричким резултатима. Међутим, разматрани су само чворни пречник режим облика јер су они доминантни у појави шкрипе. Израчунате природне учестаности и режими облика су дати на слици 3.6. Број чворних пречника заснован је на броју чворова и анти-чворова који се појављују на површини трења диска.



Слика 3.6 Модови диска у слободан-слободан граничним условима

### 3.2.2 Носач стеге

Носач стеге је, заједно са стегом, сложенија компонента за генерисање *МКЕ* мреже. Укупно је коришћено 212 8-чворних призма елемената 2238 6-чворних призма елемената и 4754 5-чвор тетраедар елемената у завршном моделу који је приказан на слици 3.7. Постоји симетрија око равни која је паралелна са *x*-у равни што смањује донекле напор моделирања, али ипак геометрија се компликује пресеком структуре у облику греде са различитим попречним пресецима профила. Већи део мреже је формиран у мањим одељцима, елемент по елемент. Укупан број чворова је 3803.



Слика 3.7 Коначна мрежа за носач стеге коју карактерише 2238 призма елемената са 6-чворова



Избор карактеристика материјала за носач стеге, који је направљен од нодуларног лива, врши се на исти начин као и за диск. Густина је изабрана тако да се *МКЕ* и измерене масе слажу, и Јангов модул и Поасонов коефицијент су прилагођени тако да одговарају модалним учестаностима између *МКЕ* и експерименталних резултата модалне анализе. Коначне карактеристике материјала за носач стеге приказани су у Табели 3.3.

**Табела 3.3** Коначне карактеристике материјала за *МКЕ* модел носача стеге

Густина, kg/m <sup>3</sup>	Јангов модул МПа	Поасонов коефицијент
7,40 x10 <sup>3</sup>	165x10 <sup>3</sup>	0,30

Постоји 18 модова формираних у фреквентном опсегу који је од интереса. Симулиране природне учестаности одређене у анализи дате су у табели 3.4. У овом одељку се приказују само модови који су у близини природних учестаности диска. Установљено је да постоје четири таква мода.

Први најближи мод налази на учестаности од 1539 Hz, као што је приказано на слици 3.8а). Поље померања показује да носач стеге има максимум савијања у центру (поглед спреда), док мост није много искривљен гледано одозго, а види се да се увијени делови удаљавају једни од других.

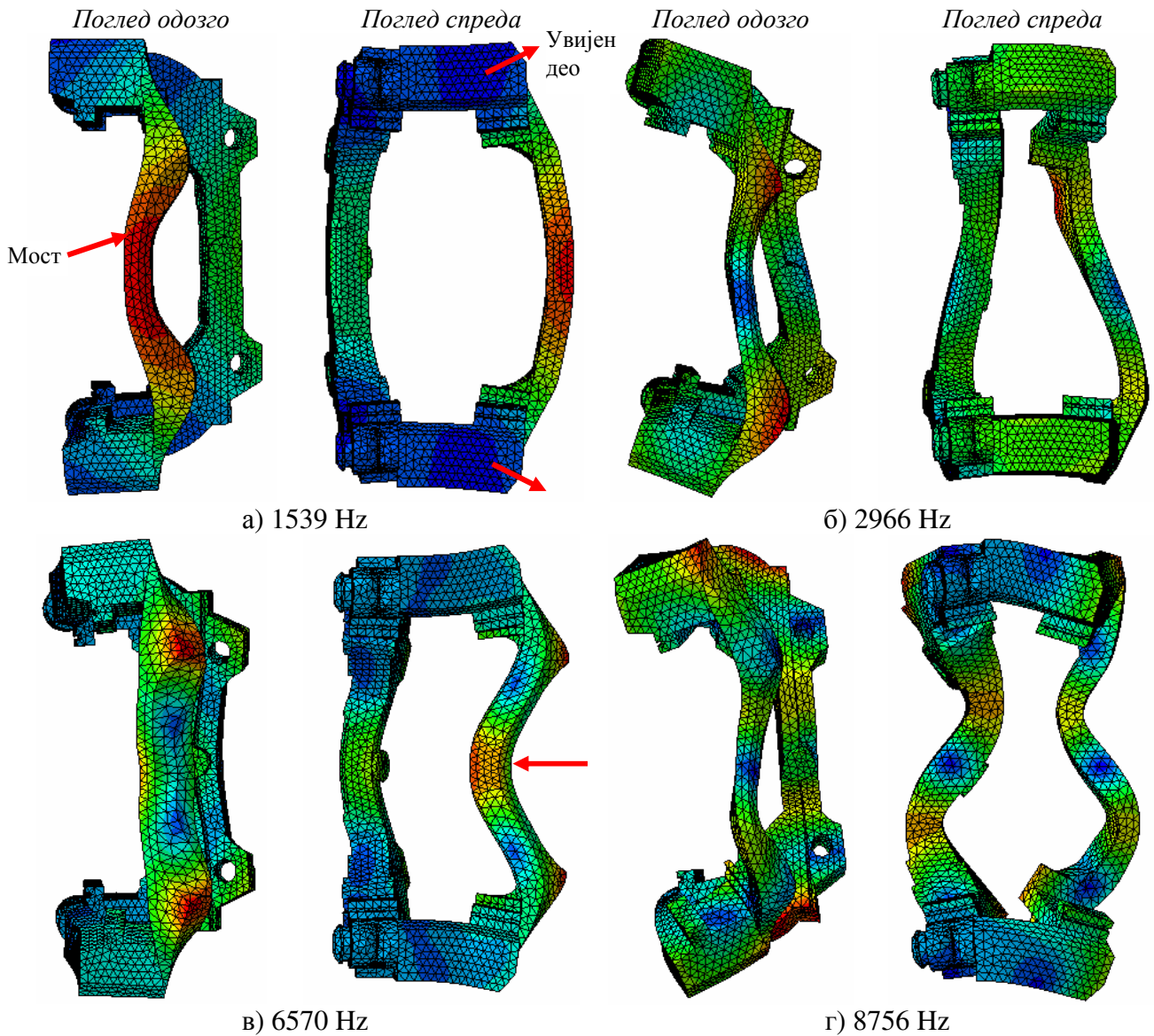
Други најближи мод се генерише на учестаности од 2966 Hz, где носач стеге показује максимално померање на крајевима моста. Са предње стране, мост је истегнут, као што је приказано на слици 3.8б). Увијени делови иду мало једни према другима.

Трећи најближи мод се добија на учестаности од 6570 Hz и мост је изложен савијању. Овај тип мода је сличан оном одређеном на слици 3.8в), али савијање се одвија у другој равни (поглед спреда). Међутим, увијени делови се израженије удаљавају једни од других. Овај режим је приказан на слици 3.8в).

Последњи најближи мод се појављује на учестаности од 8756 Hz, као што је приказано на слици 3.8г). Овај мод се може описати као други ред мода савијања моста.

**Табела 3.4** Модови носача стеге у слободан-слободан граничним условима

Мод бр.	Учестаност, Hz	Мод бр.	Учестаност, Hz
1	840	10	4672
2	958	11	5297
3	1539	12	5734
4	1555	13	6570
5	2360	14	7498
6	2722	15	8208
7	2966	16	8756
8	3004	17	8886
9	3835	18	9788



Слика 3.8 Модови носача стеге

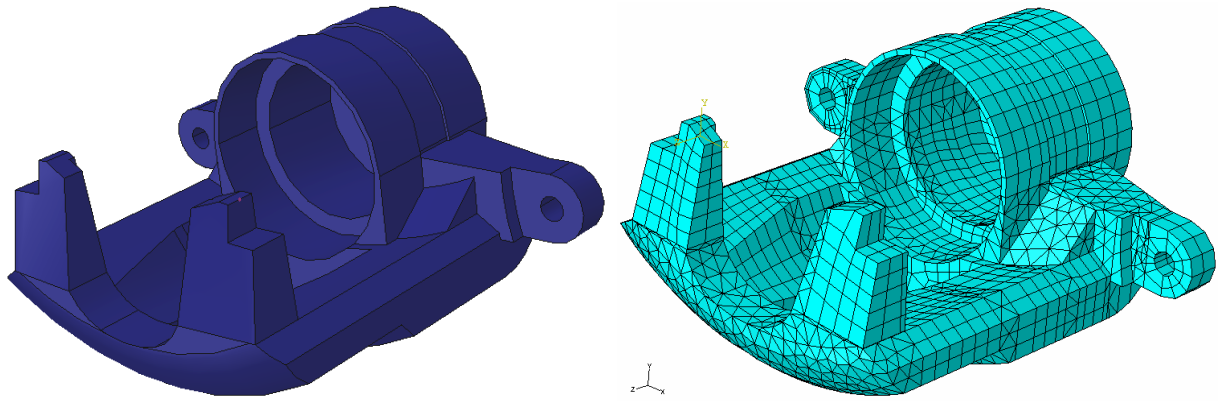
### 3.2.3 Стега

Формирање мреже стеге такође је показало да захтева прилично времена због комплексности геометрије. Опет, као што је био случај са носачем стеге, стега је симетрична у  $x$ -у равни, као што је приказано на слици 3.9. Коришћено је укупно коришћено 1668 8-чворних призма елемената, 925 6-чворних призма елемената и 5545 5-чвор тетраедар елемената у структури.

Стега се производи од алуминијума или, у овом случају, од ливеног гвожђа и коначне карактеристике материјала за  $MKE$  модел су поново подешене према експерименталним модалним учестаностима. Материјалне карактеристике су приказане у табели 3.5.

Табела 3.5 Коначне карактеристике материјала за  $MKE$  модел стеге

Густина, $kg/m^3$	Јангов модул, МПа	Поасонов коефицијент
$2,65 \times 10^9$	$68 \times 10^3$	0,33



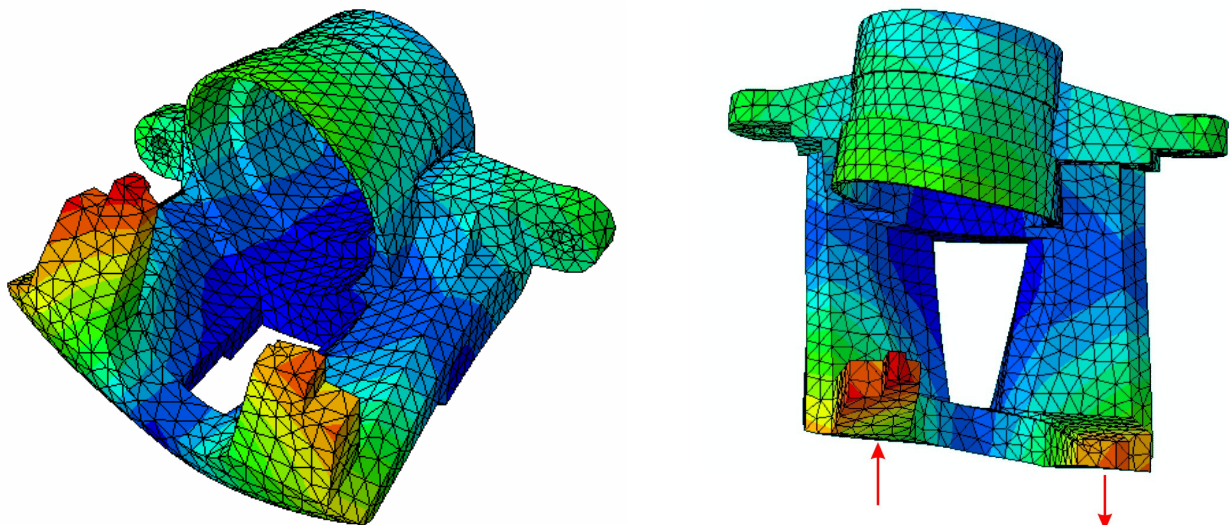
Слика 3.9 Мрежа стега се састоји од 1668 призма елемената са 8-чворова

Постоји 8 модова добијених симулационом модалном анализом у распону од 2~9 kHz. Све добијене природне учестаности су дате у табели 3.6. Слично носачу стега, овде су показани само модови који су близу природним учестаностима диска. Постоје четири таква мода.

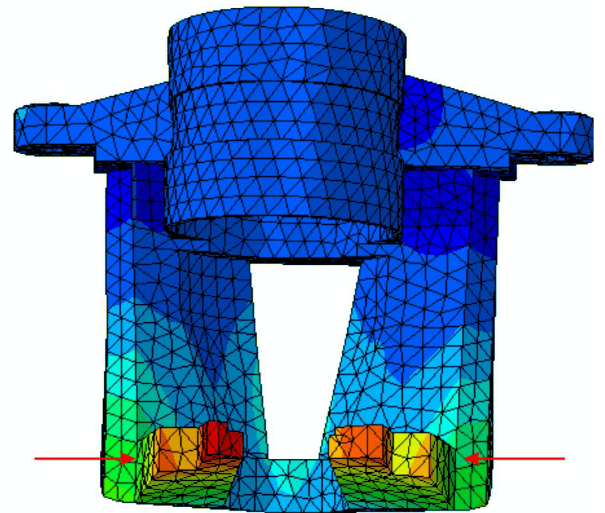
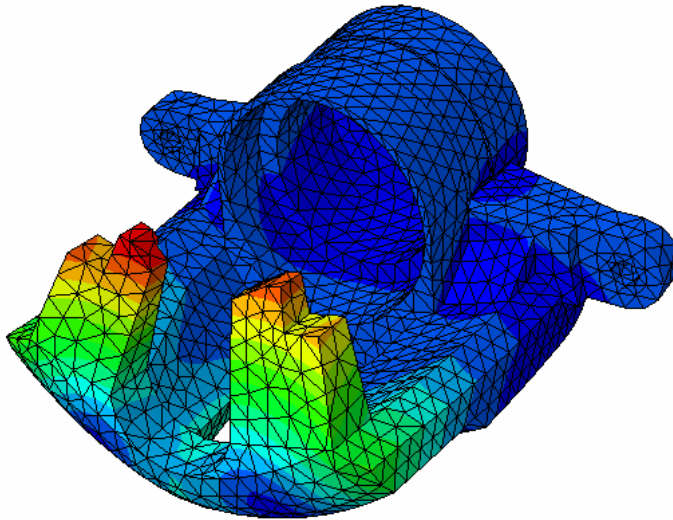
Табела 3.6 Модови стега у слободан-слободан граничним условима

Мод бр.	Учестаност, Hz	Мод бр.	Учестаност, Hz
1	2914	5	6915
2	3492	6	7267
3	4636	7	8351
4	6021	8	8905

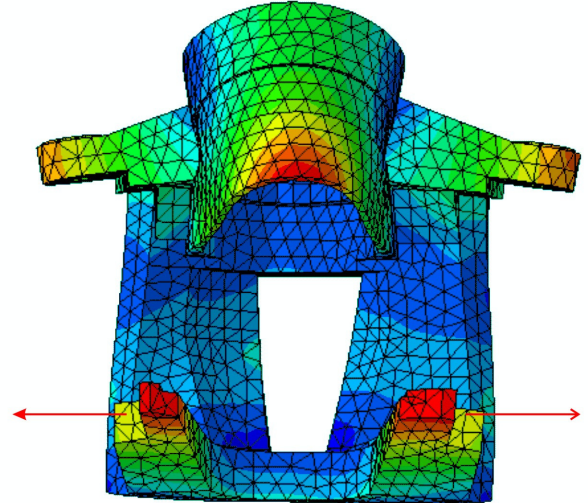
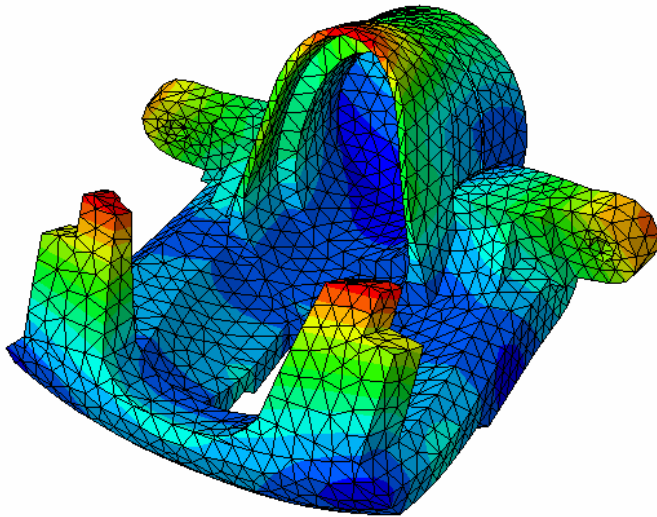
Први мод се добија на учестаности од 2914 Hz, када се прсти на стеги удаљавају један од другог. Ово је јасно приказано на слици 3.10а), где црвене стрелице показују правце покрета прстију. Други мод стега је откривен на учестаности од 4636 Hz. Две црвене стрелице указују да се два прста крећу у супротним смеровима један ка другом, као на слици 3.10б). Трећи такав мод се генерише на учестаности од 6915 Hz. Две црвене стрелице указују да се два прста крећу у супротним смеровима један од другог, као на слици 3.10в). Четврти мод се генерише на учестаности од 8351 Hz. Максимално померање више се не јавља на прстима, већ на крилима и делу где се монтира клип. Слика 3.10г) показује да се крила савијају у супротним смеровима.



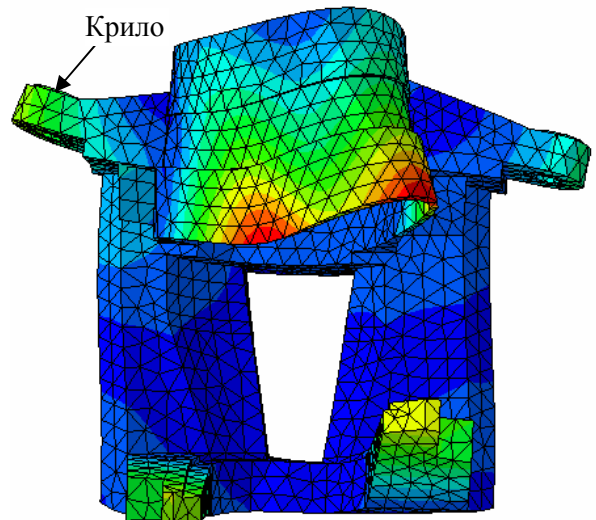
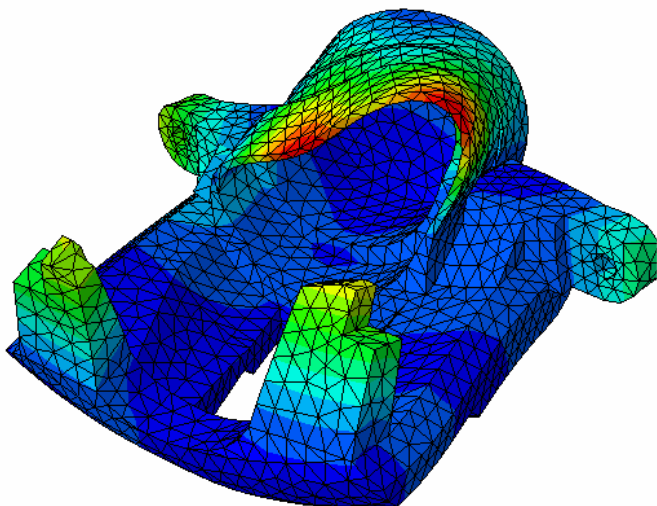
а) Мод 2914 Hz



б) Мод 4636 Hz



в) Мод 6915 Hz

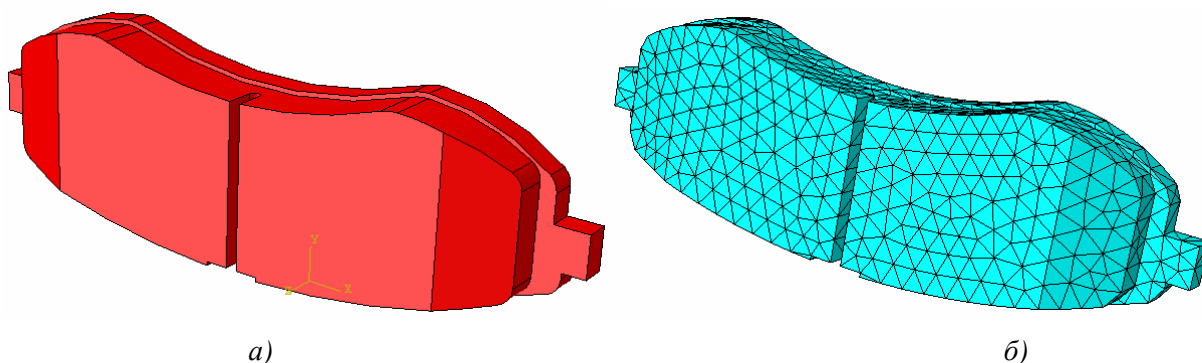


г) Мод 8351 Hz

Слика 3.10 Модови носача стеге

### 3.2.4 Кочне плочице

Кочна плочица се састоји од два дела која су спојена заједно: основне плоче и облоге. Унутрашње и спољашње плочице су приказане на слици 3.11. Формирање мрежа сваке плочице је био релативно једноставно, јер већи део може бити извучен из једне равни љуска елемената. Међутим, треба обратити пажњу на поклопљене чворове који су неопходни где је спој плочице са клипом за унутрашњу плочицу и спој са стегом за спољну плочицу. Неки елементи на овим тачкама споја су модификовани из тог разлога, тако да су плочице скоро, али не и потпуно, идентичне једна другој.



Слика 3.11 а) спољна плочица, б) унутрашња плочица. Обе плочице су окарактерисане са 768 призма елемената са 8-чворова и 1967 призма елемената са 4-чвора

Оба дела сваке плочице имају значајно различите карактеристике материјала. Основне плоче су од челика, и карактеристике материјала одговарају меканом челику. Међутим, композитни састав облога није тачно познат. Облоге су обично направљени од десетак или више састојака, тачна спецификација често није објављена од стране произвођача. Типичне карактеристике облога су приказани у табели 3.7 [2].

Табела 3.7 Пример састава фриксионог материјала

Материјал	%
Везиво	19
Влакнаста решетка	30
Пунилац	8
Фриксиони модификатор	38
Друго	5

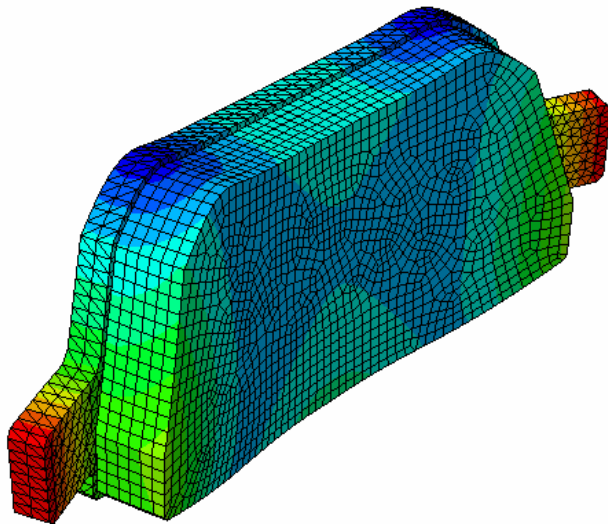
Утврђивање карактеристика за облогу је урађено прво избором да је основна плоча од челика, а затим модификовањем карактеристика облоге све док се не поклопе са измереним модалним учестаностима. Претпоставка да је основна плоча од стандардног челика, важи јер су својства меког челика добро позната и не варирају. Оно што компликује проблем је да је, у општем случају, облога анизотропна. Даље, модули и нивои пригушења материјала облоге нису константни, већ могу бити у функцији учестаности и амплитуде. Све док не буду доступни резултати тестирања карактеристика материјала, коришћење изотропног материјала се сматра да даје прихватљиве резултате. У табели 3.8 дат је преглед карактеристика материјала који се користи за анализу плочице.

Анализа сопствених вредности модела кочне плочице предвиђа укупно 3 мода у фреквентном опсегу 3~10 kHz. Резултати показују да се први мод јавља на учестаности од 4457 Hz, што је први мод савијања, као што је илустровано на слици 3.12а). Јасно се види да се анти-чвор појављује у центру плочице и два чвора која су на једнаком растојању од центра

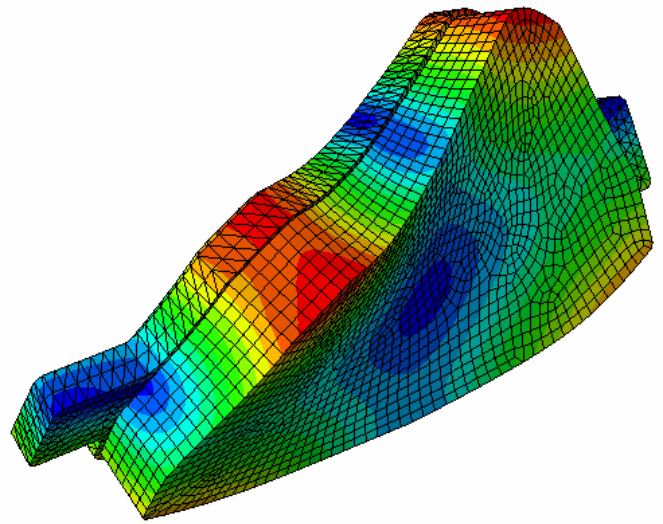
показују максимално померање. Други мод се јавља на учестаности од 6096 Hz и то је први мод увијања. Слика контуре померања указује на две везне линије које иду дијагонално преко плочице од границе и завијају ка центру плочице. Режим облика приказан на слици 3.12б) може бити описан као мод увијања. Трећи мод је такође тип мода савијања, као што је јасно на слици 3.12в), који се генерише на учестаности 9180 Hz. Постоје 3 чвора која се појављују на деформисаној плочици: један од чворова се налази на централној линији плочице, а друга два на сваком крају плочице. Овај режим облика је познат као други мод савијања.

Табела 3.8 Коначне карактеристике материјала за МКЕ модел стеге

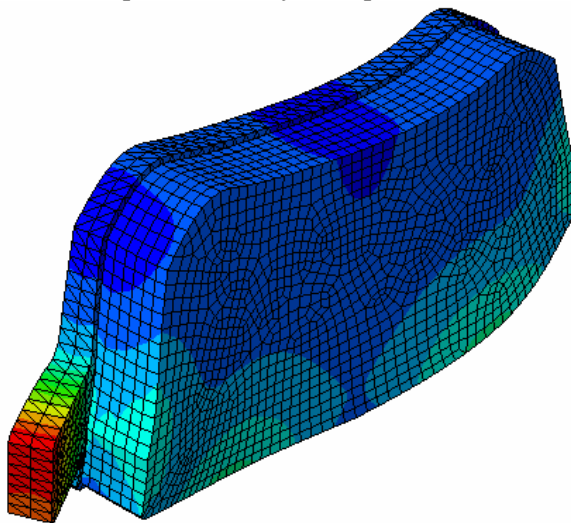
	Густина, kg/m <sup>3</sup>	Јангов модул, МПа	Поасонов коефицијент
Облога	2,6 x10 <sup>-9</sup>	5,0x10 <sup>3</sup>	0,3
Основна плоча	7,86 x10 <sup>-9</sup>	207x10 <sup>3</sup>	0,3



а) Први мод савијања при 4457 Hz



б) Први мод увијања при 6096 Hz



в) Други мод савијања при 9180 Hz

Слика 3.12 Модови облика кочне плочице

Табела 3.9 Модови кочне плочице у слободан-слободан граничним условима

Мод бр.	Учестаност, Hz
1	4457
2	6096
3	9180

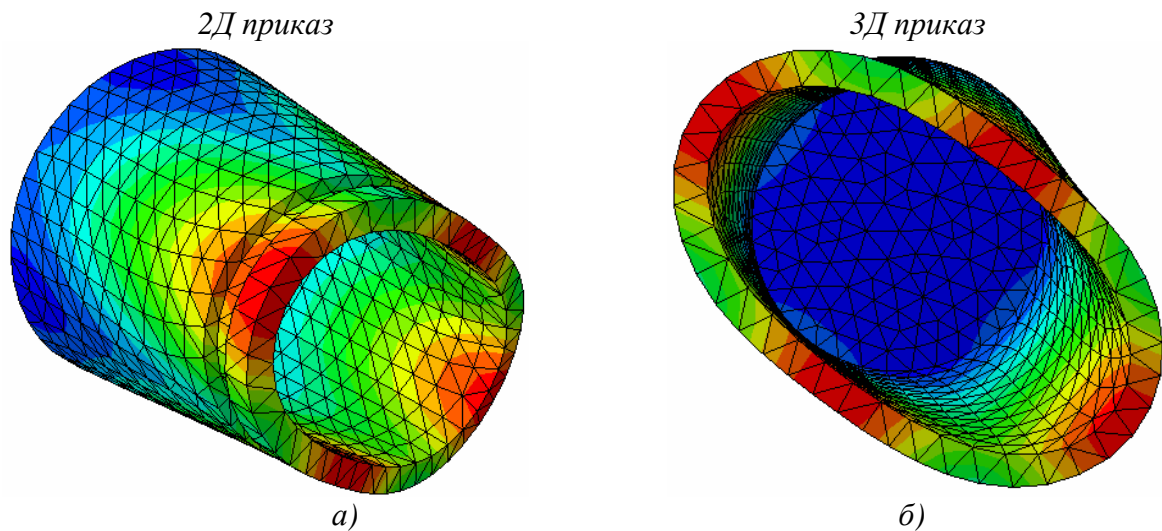
### 3.2.5 Клип

Модел клипа је развијен коришћењем комбинације C3D8 са 8 чворова (381 елемената) и C3D6 линеарних 3Д елемената са 6 чворова (2 елемента). Клип је од нерђајућег челика чије су карактеристике дате у табели 3.10.

На бази симулационе модалне анализе, утврђено је да се појављује само један мод у фреквентном подручју од интереса. Овај мод се генерише на учестаности од 7854 Hz и његов контурни приказ дат је на слици 3.13. На основу приказаних померања, појављују се четири чвора. Ову врсту мода називамо 2-мод пречника.

Табела 3.10 Коначне карактеристике материјала за МКЕ модел клипа

Густина, kg/m <sup>3</sup>	Јангов модул, МПа	Поасонов коефицијент
2,65 x 10 <sup>9</sup>	68x10 <sup>3</sup>	0,33



Слика 3.13 Други пречник мод клипа при учестаности од 7854 Hz а) 2Д приказ, б) 3Д приказ

Табела 3.11 Модови клипа у слободан-слободан граничним условима

Мод бр.	Учестаност, Hz
1	7854

### 3.3 Повезивање компоненти

Много различитих метода може се користити у МКЕ за моделирање контакта између компоненти. Ове методе су (по редоследу дате од најједноставнијих до најсложенијих):

- спојених чворова,
- вишеструка ограничења,
- линеарно еластични елементи,

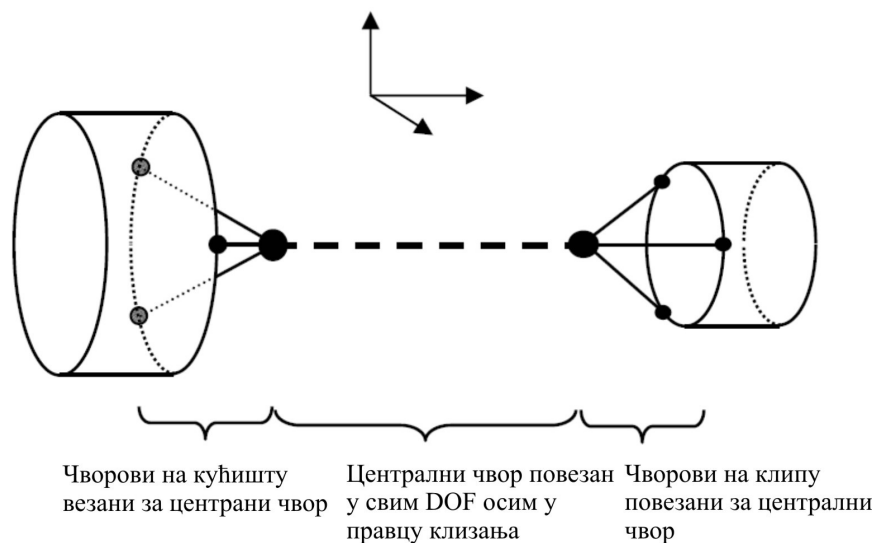
– контактни елементи.

Спојене чворове деле суседни елементи тако да су компоненте ефикасно спојене заједно. Иако је ово једноставно, не дозвољава примену било које врсте контактних карактеристика, као што су контактна крутост или пригушење. Контактне површине су далеко најнапреднија метода спајања компоненти заједно. Постоје софистицирани модели контактне површине који омогућавају одређени ниво померања између компоненти, које укључују дефинисање нормалних и тангенцијалних контактних крутости. Овде се може применити реалније представљање нечег што има веома нелинеарну карактеристику. Нажалост, то захтева велики прорачунски процес у поређењу са остале три методе.

### 3.3.1 Вишеструка ограничења (MPC)

Вишеструка ограничења (енг. *Multi-point constraints-MPC*) су опште средство за директно повезивање изабраног броја степени слободe (енг. *DOF*) у *MKE* модел. Често се користе на местима где постоји дисконтинуитет у геометрији или *MKE* мрежи. Посебно су добра за повезивање ротирајућих или клизних компоненти. Склоп кочнице се састоји од две области у којима компоненте клизају једна у односу на другу. Прво, клип клиза у унутрашњости цилиндра у стези када се примени притисак у кочној инсталацији и делује сила која притиска унутрашњу кочну плочицу уз диск кочнице. Друго, вођице стеге, које су круто повезане са кућиштем стеге, клизају у оквиру носача стеге како би омогућиле расподелу силе на спољну плочицу. У оба ова случаја повезана су два од три трансляторна степена слободe, као и сви ротациони степени слободe. *MPC* је једноставан начин спровођења ових веза клизања. Поступак је илустрован спојем клип/стега.

Прстен чворова клипа је дефинисан као елемент типа круто тело. Прстен се тада понаша као круто тело и кретање му је повезано за чвор у његовом центру, као што је приказано на слици 3.14. Прстен крутог тела дефинисан за стегу је такође повезан за чвор у његовом центру. Два централна чвора су директно повезана у свим степенима слободe кретања, осим у правцу клизања. Може се користити опруга за повезивање у правцу клизања. Ово омогућава прстену да слободно клизи у стези, али обезбеђује пренос оптерећења, када се појави померање у било ком другом правцу [149].



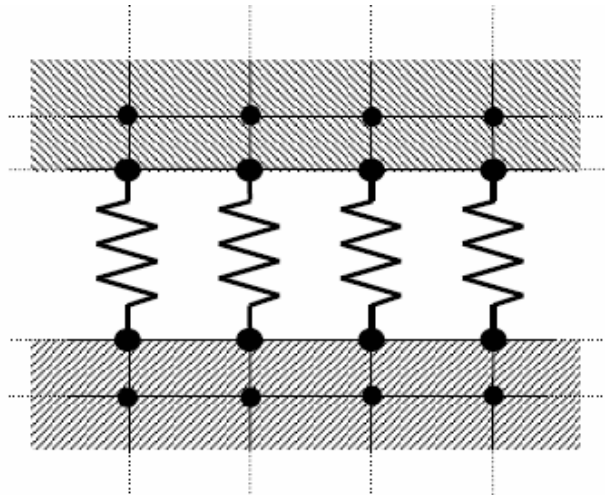
Слика 3.14 Примена MPC за формирање везе клизања [149]



*MPC* су такође дефинисана да би повезала вођица стеге за носач стеге на исти начин. Сви степени слободе су директно повезани осим клизања у аксијалном правцу. Клизне вођице су такође повезане са стегом преко *MPC*. Међутим, у овом случају чврсто завијен спој се симулира пре него онај клизни. Отуда су *MPC* заједно повезани у свим степенима слободе без припреме за релативно аксијално померање. Главна мана коришћења *MPC* веза је да оне могу да уведу додатну крутост код компоненти у областима у којима се примењује *MPC*. На пример, кружни прстен *MPC* које се примењују на унутрашњем пречнику цилиндра у стези и рупама за вођице носача стеге пружају више крутости у односу на саму компоненту. Међутим, ове области су релативно мале и имаће мали утицај на укупну деформацију [149].

### 3.3.2 Линеарно еластични елементи

Највећи део контакта у *MKE* моделу користи линеарно еластичне елементе. Они су једноставни и ефикасни начин којим се омогућава пренос оптерећења између две спојене компоненте и спречава задирање. Док је контакт сам по себи нелинеаран процес, у оквиру малих померања које се дешавају у споју током вибрација, претпостављена је линеарна контактна крутост. Слика 3.15 показује везу између две суседне компоненте. Захтев за линеарном еластичном везом је преклопљени чвор мреже између компоненти.



Слика 3.15 Шематски дијаграм чворова на суседним компонентама повезаних линеарним опругама. Напомена: зазор између компоненти је само илустрација, а чворови се поклапају у *MKE* моделу [149]

Избор одговарајуће контактне крутости је критичан део коришћења линеарно еластичних елемената за повезивање компоненти. Не постоји у потпуности задовољавајућа метода за експериментално одређивање ове крутости, иако су коришћене различите методе. Лилес [20] је користио преносне функције фреквентног одзива (енг. *Frequency Responese Function-FRF*) између компоненти за процену пренесене енергије између компоненти. Нек [104] је користио мерења површинске храпавости, али се то показало тешким за спровођење у пракси.

### 3.3.3 Контактни елементи

*ABAQUS* је моћан, нелинеарни *MKE* кога карактерише контактено моделирање елемената. Различите врсте су на располагању и потпуно су описане у [141]. Типови за структурну анализу су:

- деформабилно-деформабилно - користи се за моделирање контакта између тела када су важне еластичне деформације оба тела,
- круто-деформабилно - обично се користи када се сматра да еластична деформација на само једном телу доводи до формирања процеса,

- везани - користи се за директно фиксирање тела заједно, или за спајање разнородних мрежа.

Сваку врсту контакта одликује строги однос главни-потчињени (енг. *master-slave*) између две компоненте. *Master* површина је дефинисана дуж спољне површине елемената једне компоненте, а скуп чворова на другом телу је дефинисан као *slave* чворови. *Master* површина и *slave* чворови формирају контактни пар. Дво-димензионални пример *master* површине и *slave* чворова је приказан на слици 3.16а).

Приликом анализе прати се релативни положај *slave* чворова у односу на *master* површину и најважнији услов је да *slave* чворова не смеју да продру кроз *master* површину. Препоручује се да се *master* површина постави као површина са нижом густином мреже, или тело са вишим модулом еластичности ако је густина мреже слична.

Разлика између формулације контактеног елемента у поређењу са дефиницијом чвор на чвор која се користи у анализама *Nastran*-а је да стварни контакт између *slave* чворова и њима одговарајућих *master* површина не треба да се унапред дефинише. *Slave* чворови постају аутоматски повезани са *master* површинама током анализе, тако да је уклоњен услов да постоји мрежа са поклопљеним чворовима на контактном пару.

Потребне су две врсте контакта за извођење модела склопа кочнице; деформабилно-деформабилно и везан. Опис сваког од њих следи у наставку.

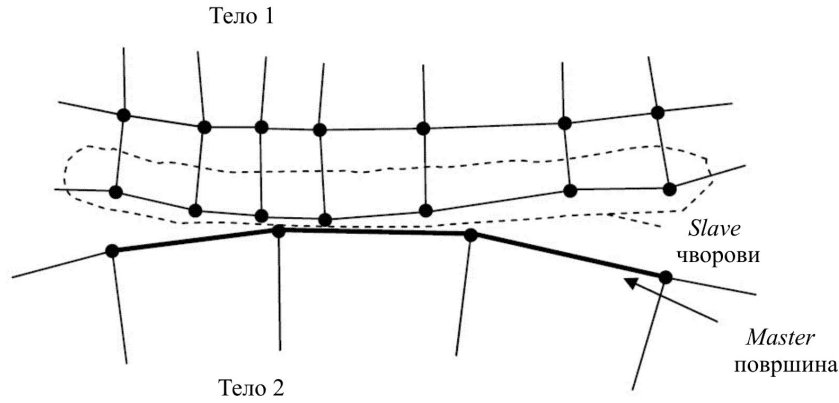
### 3.3.4 Везан контакт (енг. *Tied*)

Везани контакт је најједноставнији облик контакта где су чворови на *slave* површини једноставно везани, или круто фиксирани, за *master* површину. Почетни контактни зазор може се дефинисати и нумеричким алгоритмом проверити пројектована површина од *master* површине у нормалном правцу, као што је приказано за дводимензионални случај на слици 3.16б). Сваки *slave* чвор који припада овој области има положај који је модификован да би се довео да тачно лежи на *master* површини као што је приказано на слици 3.16в).

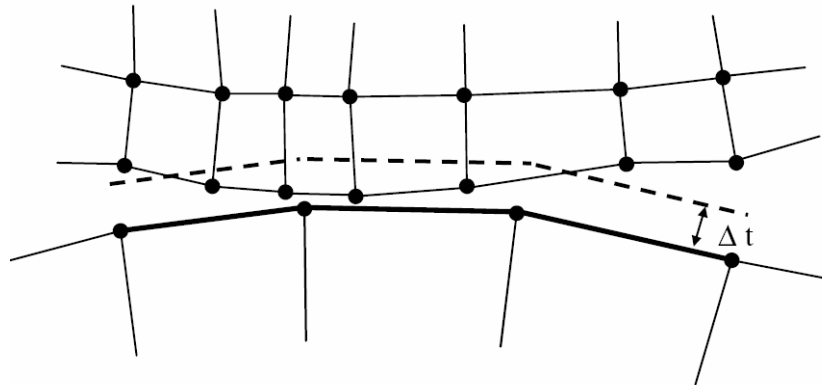
Чвор је геометријски фиксиран (везан) на површини, а његове силе су директно расподељене на суседне чворове *master* површине у сразмери са њиховом одговарајућом геометријском близином. Ова операција се изводи пре првог прираштаја првог корака анализе за којим следи активирање контактеног пара, и контактне локације остају фиксирани током анализе.

У тродимензионалној контактеној анализи принцип је у суштини исти. На почетку анализе контактна површина и зазор дефинишу запремину која се проверава за *slave* чворове. Било који чвор који лежи у тој запремини је модификован како би легао на *master* површину и резултујуће оптерећење на *slave* чвору се расподељује на суседне чворове *master* површине.

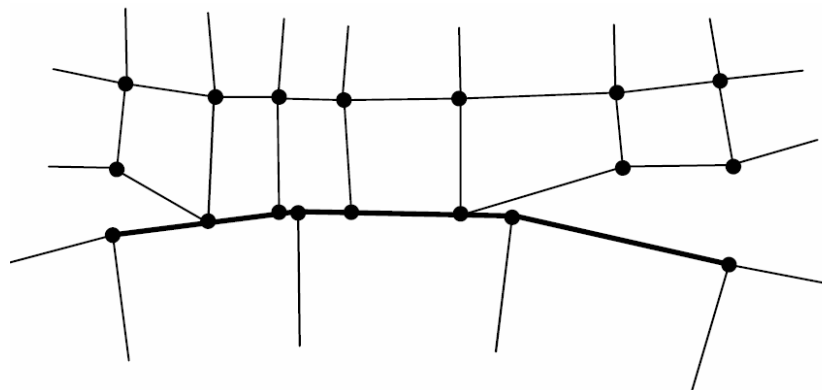
Кључна тачка у овој модификацији *slave* чворова, а самим тим и елемената формираних тим чворовима, јесте да је то операција са нула напрезања. То јест, елементи после процеса модификације имају нула напрезање и модификовани *slave* елементи дефинишу почетне услове без оптерећења.



а) Услов почетног контакта показује *slave* чворови на телу 1 и *master* површину на телу 2



б) Почетни зазор  $\Delta t$  коришћен за налажење чворова којима је потребно подешавање позиције



в) Контактни услови после подешавања *slave* чворова у оквиру почетног зазора

Слика 3.16 Контакт *master / slave* у две димензије [149]

*ABAQUS* такође проверава преклапања пре анализе. Ово је услов у којем су један или више *slave* чворова геометријски смештени у оквиру *master* површине. Овде се примењује иста процедура као и за почетну проверу контактног зазора. Локација чворова је модификована како би лежали тачно на *master* површини.

Употреба постављеног иницијалног зазора контактног пара омогућава геометријску грешку моделирања и подразумева намеру моделирања да би било који везани контактни пар требало да има тачне геометријски одговарајуће границе и да буду потпуно везани једни за друге за време трајања анализе.

### 3.3.5 Контакт деформабилно-деформабилно

Контакт деформабилно-деформабилно се примењује између тела која долазе у контакт током анализе, али нису физички фиксирана једна за друге. Неке сличности постоје са везаним контактом, али и много разлика.

Анализа почиње испитивањем подручја пројектованог са *master* површине на растојању које је дато зазором иницијалног контакта. Поново, као и за везани контакт, *slave* чворови у овој области ће се прилагодити да леже управо на *master* површини. Међутим, чвор није везан за *master* површину за време трајања анализе. Такође, *slave* чворови који нису у овој области, и због тога остају неподешени, нису изостављени из контактне пара. Ови чворови могу доћи у контакт у каснијој фази анализе. Међутим, геометријско подешавање за чворове у оквиру контактне зазора се врши само једном, што претходи првом кораку анализе након што се контактни пар активира.

У деформабилно-деформабилно контакту чворне силе од *slave* чворова су опет пренесене на *master* површину, али чвор није физички фиксиран на овој локацији. Нормална контактна крутост је додата између чвора и чворова *master* површине, а тангенцијална крутост се утврђује на основу међуповршинских сила и коефицијента трења. Овај поступак се извршава за сваки прираштај анализе и чворови могу доћи у област контакта и излазе ван ње по потреби при сваком кораку анализе.

Даља подела у еластично-еластичном контакту настаје у зависности да ли је контактне клизно померање занемарљиво, или га треба узети у обзир. Код „малог клизања“ (енг. *small sliding*) релативно клизно померање између *slave* и *master* површине је много мање од дужине контактне елемента. Расподела оптерећења на *master* елементу је непромењена и контактна расподела није поново израчуната након што је успостављена између *slave* чвора и његовог *master* елемента. *Slave* чвор је и даље слободан да се креће релативно у односу на *master* елемент, али оптерећења делују као да је још увек на оригиналној локацији, када је успостављен контакт. Стога је од великог значаја да је релативно кретање између *slave* чвора и *master* елемента занемарљиво, јер у противном, контактна расподела оптерећења постаје неважећа. Чворови су још увек слободни да се помере ван из контакта малим клизањем.

У случају „коначног клизања“ (енг. *finite sliding*) не постоји ограничење у погледу величине релативног кретања између *slave* чворова и њихове *master* површине. Стање потпуног контакта се поново израчунава при сваком кораку и прерасподела контактне оптерећења може слободно да се оствари. Ово пружа најтачније праћење контактних услова, али долази са високим утрошком у погледу времена рачунања. Због тога се не препоручује коришћење коначног клизања у било каквом контактном пару осим ако није потребно разматрати релативно померање. Релевантност овог у случају моделирања кочног система ће постати очигледна убрзо.

Даље јединствено обележје анализе у *ABAQUS*-у је способност да се примене гранични услови брзине на делове *MKE* мреже, посебно за контактну анализу између покретних објеката. Овде сама мрежа није физички померена, али *ABAQUS* третира контактне пар као да постоји релативно кретање између тела. Тангенцијална крутост на граници, због сила трења, ће бити додата подразумеваним кретањима контактне пара. Ово се лако може применити за анализу кочног система и у другим апликацијама где се симулира клизни контакт, али површина која се налази испод се не деформише.

У анализи кочног система користи се гранични услов брзине. За мрежу која представља диск дат је гранични услов угаоне брзине око његове централне осе. Мрежа се не помера физички, али *ABAQUS* је третира као да се то дешава. Диск и плочице формирају контактни пар код кога се диск креће. На основу нормалних сила на споју и датих праваца брзине, *ABAQUS* ће израчунати релативну брзину клизања, као да су *master* површина и *slave* чворови у релативном кретању. Ово онда одређује у ком смеру ће деловати силе трења јер оне делују у смеру супротном од подразумеваног смера клизања.

Гранични услови брзине такође омогућавају примену сила трења које зависи од брзине, што није могуће спровести у методи линеарног еластичног контакта која се користи нпр. код *Nastran* модела. Ово је посебно корисно за анализу кочног система, јер је уобичајено да се коефицијент трења између диска и плочице повећа при нижим брзинама [141].

### 3.3.6 Нелинеарна статичка анализа

Линеарност значи да је потребно само једно утврђивање матрице крутости система и стога само једна инверзна матрица током решавања. Линеарно решење такође значи да је одзив структуре директно у сразмери са примењеним оптерећењем.

Нелинеарност настаје када се понашање система промени, кад се примени оптерећење. Статичко решење за кочни систем је нелинеарно због промене контактних услова током примене притиска. Ова нелинеарност је добијена коришћењем мануелног итеративног поступка у којем се изводи почетна статичка анализа и уклањају се контактни еластични елементи са физички нереалним затезним силама. Овај поступак се понавља све док се не одреде коначни положај и стање контакта који су лишени затезних контактних сила. Ова стратегија решавања је у суштини нелинеарна, али свако решење је линеарно.

Предност *ABAQUS-a* је решавање нелинеарних проблема, било да су нелинеарни према контактним, геометријским или материјалним својствима. До решења се долази малим корацима који су сами итеративно решени. Тако се оптерећења постепено примењују уз постизање равнотеже за средња оптерећења обезбеђујући тако конвергенцију ка коректном коначном стању система. *ABAQUS* користи итеративну технику решавања, чији су принцип, као и однос између корака, прираштаја и итерација, описани у наставку.

Током решавања процењује се статичка равнотежа провером да ли су унутрашње силе у чворовима у равнотежи са спољашње примењеним оптерећењем, што је познато као заостале силе. Ако су оне мање од мале толеранције, тада је систем нелинеаран и биће потребно ажурирање матрице крутости. Укупна анализа је растављена на индивидуалне кораке који представљају различите фазе анализе. На пример, први корак анализе кочнице може да буде примена притиска на непокретну кочницу и онда у кораку два може се применити ротација диска и тако даље.

У кораку решавања подразумевано се додељује време од 1 секунде, иако величина времена нема физички смисао за статичко решење. Почетни прираштај се бира, на пример 0,05s, и покушава се са решавањем. То значи да је примењено оптерећење од 0,05 пута од укупног потребног оптерећења за корак. Ако се примени веће оптерећење сувише брзо, тада може бити веома тешко да се постигне равнотежа за прираштај, јер матрица крутости система захтева битно ажурирање од једног прираштаја оптерећења до следећег.

Проба се прва итерација за прираштај и одређују се ново померање коришћењем постојеће матрице крутости система. Формулише се ажурирана матрица крутости и израчунавају се унутрашње силе. Ако се не постигне равнотежа под условом новог померања, онда се прави друга итерација. Неколико итерација, свака са ажурирањем матрице крутости може бити потребно за конвергирање у сваком прираштају.

Једном када прираштај конвергира, тада се одређује величина новог прираштаја на основу величине тренутног прираштаја-подразумевана вредност је 1,5 пута величине тренутног прираштаја ако је дошло до конвергенције са 5 итерација. Ако је потребно више од 5 итерација онда ће следећи прираштај имати исту величину као тренутни. Ако, међутим, тренутни прираштај не конвергира у разумном броју итерација (подразумевано је 12 покушаја), онда се величина прираштаја „смањује“ на 0,25 пута тренутног прираштаја.

Прираштаји се понављају све док се не заврши време од 1s. Корак је сада завршен и почеће следећи корак анализе [149].

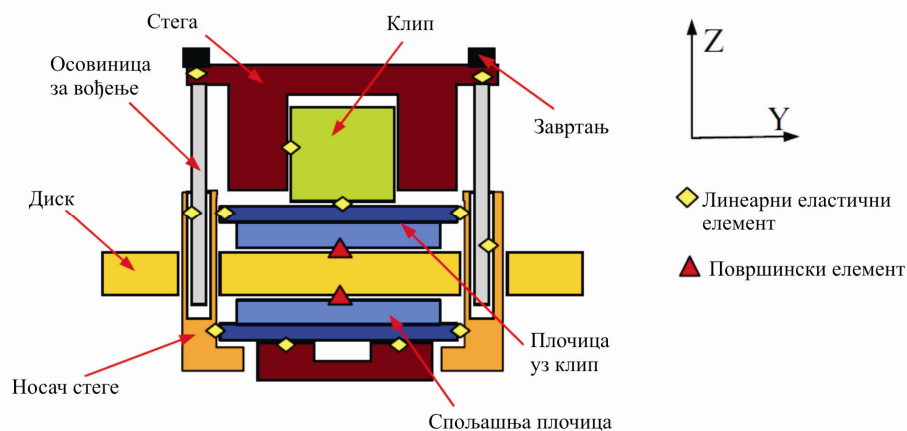
### 3.3.7 Контактно уређење и кораци решавања

По завршетку моделирања, све компоненте диск кочнице морају бити обједињене у модел склопа. Контактни спој између компоненти диск кочнице представљен је линеарно еластичним елементима (*SPRING 2* у *ABAQUS* номенклатури), осим за спој диск/плочице, где су уведени контактни елементи површина-на-површину (табела 3.12). Овај избор је урађен због чињенице да је расподела контактне притиска на споју диск/плочице значајнија од других контактних спојева компоненти. Овај тип еластичног елемента има три степена слободe у трансляторном правцу и релативно померање дуж еластичног елемента које је разлика *i*-те компоненте на првом чвору опруге и *j*-те компонента другог чвора опруге:

$$\Delta u = u_i^1 - u_j^2, \quad (3.1)$$

где су *i* и *j* степени слободe у трансляторном правцу. Такав еластични елемент омогућава корисницима дефинисање различите крутости опруге за различите правце.

Слика 3.17 показује шематски дијаграм контактне споја који је коришћен у моделу склопа диск кочнице. Крути гранични услов се намеће на завртњима диска и носачу стеге, где је строго ограничено свих шест степени слободe.



Слика 3.17 Шематски приказ контактне споја у склопу диск кочнице [146]

Неки од делова морају бити непокретни-треба да буду везани (*tied*), на пример, завртањ и стеге.

Табела 3.12 Контактна интеракција између компоненти

Компоненте	Интеракција
Диск-кочна плочица	<i>Node-to-surface</i>
Стега-кочна плочица	<i>Node-to-surface</i>
Клип-кочна плочица	<i>Node-to-surface</i>
Осигурач-кочна плочица	<i>Node-to-surface</i>
Водећа осовиница-носач стеге	<i>Node-to-surface</i>
Клип-стега	<i>Node-to-surface</i>

Модел који се користи за анализу кочног система у овој тези има три врсте 3-димензионалних елемената који су коришћени из *ABAQUS* библиотеке елемента:

- C3D6 - 1. реда 3Д континуални призма елементи са 6 чворова,
- C3D8 - 1. реда 3Д континуални хексаедарских елементи са 8 чворова,
- C3D4 – 1. реда 3Д континуални тетраедарски елементи са 4 човра

Контактни површински елементи се користе у областима у којима долази до контакта. Није неопходно да се примени коначно клизање контактних парова на било којој локацији контакта у оквиру модела кочног система. Већина ових локација показује занемарљиво релативно клизање када се кочница оптерети. Једини изузетак је спој диск/плочице, где очигледно ротација диска води до високе брзине клизања у физичком кочном систему. Међутим, у контактної анализи која се користи у *ABAQUS* је то једноставно случај дефинисања граничног услова брзине диска. Табела 3.13 приказује преглед параметара коришћених за сваки контактни спој у оквиру склопа кочнице.

Табела 3.13 Контактни спој у *ABAQUS* моделу склопа кочнице

Спој	Тип	Почетни зазор, mm	μ
Диск/облога	Small sliding	,005	0,336
Унутрашња плочица/клип	Small sliding	,005	0,12
Спољаш.плочица/кућиште	Small sliding	,005	0,12
Плочица/носач стеге	Small sliding	,005	0,12
Клип/кућиште стеге	Small sliding	,001	0,05
Вођица/носач стеге	Small sliding	,001	0,05
Вођица/кућиште стеге	Tied	,01	-

Вредности почетног контактног зазора су изабране да буду 0,005 mm за све површине плочице, јер би све требало да имају површине које леже једне на другим на почетку анализе, а 0,005 mm представља геометријску резолуцију геометрије. Плочица и површине клипа користе 0,001 mm јер ове површине нису конструисане да буду у иницијалном контакту и моделиране су са коначним зазором. Вредност 0,001 mm осигурава да не јаве прилагођавања чворова на овим контактним површинама пре анализе. Зазор кућиште стеге и вођице 0,01 mm осигурава да све контактне површине буду потпуно прилагођене и везане чак и ако су неки чворови одвојени до 0,005 mm због моделирања толеранције.

Статичка анализа успоставља основно стање система под типичним оптерећењем кочнице, а затим се врши анализа комплексних сопствених решења да се одреди стабилност система око овог основног стања:

1. **Статичко предоптерећење, нелинеарно статичка анализа.** Притисак делује на задњем делу клипа и унутар цилиндра у кућишту стеге. За овај корак се не примењује ротација на диску и систем одговара стационарној кочници са примењеним притиском. Ово омогућава програму за решавање (енг. *solver*) да лакше одреди контактне услове на споју диск/плочица, спојевима вођице и клипа без усложњавања увођењем ротације. Стабилизација решења, која укључује примену вештачког пригушења за контролу кретања крутог тела, примењује се на тела која нису била ограничена пре успостављања контакта. Пригушење је довољно мало да не утиче на коначно статичко решење када се сви контактни услови правилно успоставе.
2. **Додавање ротације, нелинеарно статичка анализа.** Гранични услов брзине је додат диску из статички учитаног стања из корака бр.1. Плочице реагују на силе трења на споју диск/плочица и почињу да транслирају док не буду потпуно заробљене од стране региона носача плочице на носачу стеге. Систем конвергира у своје основно стање у току активирања кочнице. Ово обезбеђује основно стање за кораке анализе који следе.
3. **Нормални модови.** Решења нормалних модова обезбеђују потпростор модова неопходан за добијање решења комплексних сопствених вредности у 4. кораку. Број модова издвојених је био 107 и покрива фреквентни опсег од 1 до 10 kHz. Потребно је да број модова у овом кораку буде већи од броја комплексних модова захтеваних за корак 4 и да адекватно дозвољава да буду заступљени комплексни модови.
4. **Комплексни модови.** Решења комплексних сопствених вредности треба да обезбеде одговор о стабилности основног стања статичког оптерећења. Спроводи се одређивање комплексних модова узимајући у обзир утицај фриксионог спрезања [94].

### 3.3.8 Карактеристике материјала и случајеви оптерећења

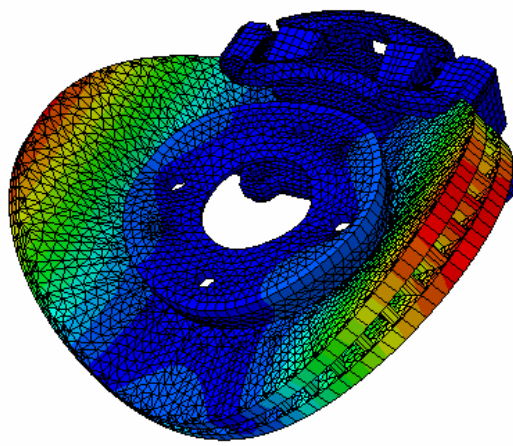
Подаци о карактеристикама материјала су приказане у табели 3.14.

Табела 3.14 Својства материјала за склопљен МКЕ модел

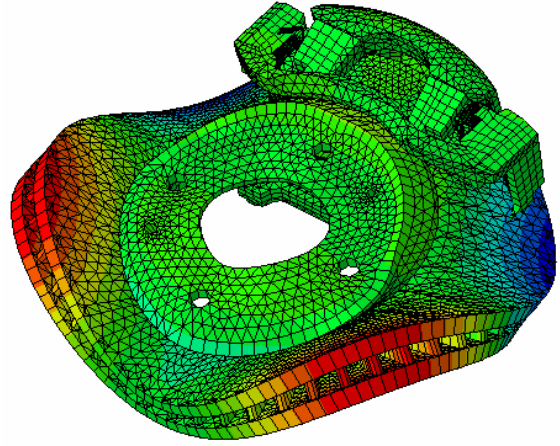
	Диск	Основна плочица	Клип	Стега	Носач стеге	Вођица	Завртањ	Фриксиони материјал
Материјал	Ливено гвожђе	Челик	Нерђајући челик	Ливено гвожђе	Нодуларни лив	Челик	Челик за вијке	
Материјални модел	Линеарно еластичан							
Густина $\text{kg/m}^3$	7100	7850	8050	7350	7400	7850	9720	2700
Модуло еластичности $\text{GPa}$	118	210	207	210	165	700	52	13
Поасонов коефицијент	0,32	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4



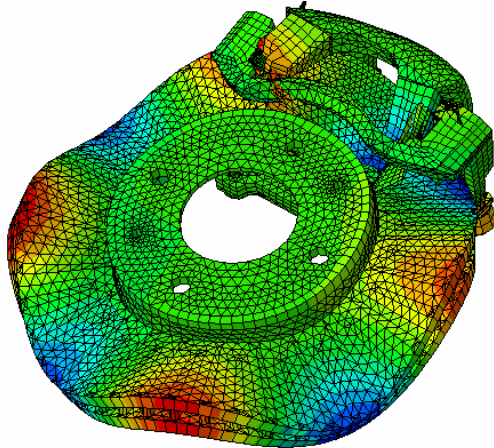
Друга фаза методологије је одређивања динамичких карактеристика модела склопа диск кочнице. Претходно одвојене компоненте диск кочнице сада се повезују како би се формирао модел склопа. Извршена је модална анализа како би се добиле природне учестаности склопа (табела 3.15). Добијени ван-равни режими облика склопа диск кочнице су приказани на слици 3.18.



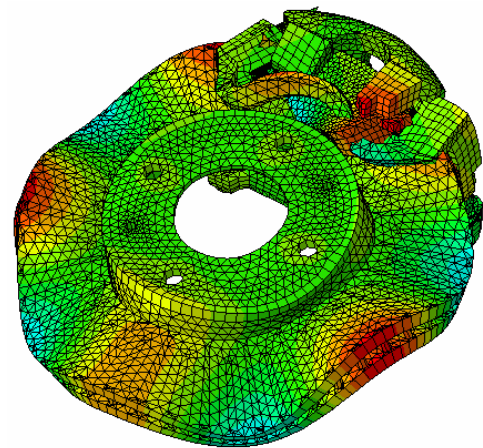
а) 2ND при 1369 Hz



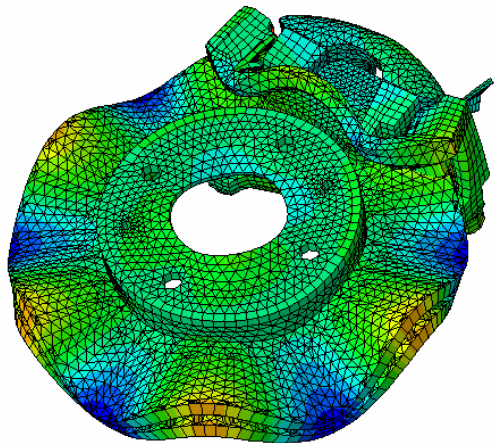
б) 3ND при 2656 Hz



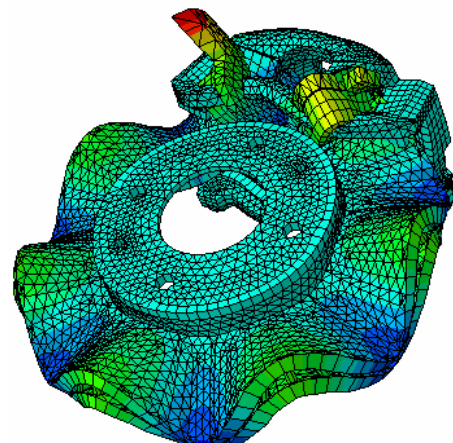
в) 4ND при 4709 Hz



г) 5ND при 5801 Hz



д) 6ND при 7782 Hz



ђ) 7ND при 9055 Hz

Слика 3.18 Модови склопа диск кочнице

**Табела 3.15** Модови склопа диск кочнице у слободан-слободан граничним условима

Мод бр.	Учестаност, Hz	Мод бр.	Учестаност, Hz
2ND	1369	5ND	5801
3ND	2656	6ND	7782
4ND	4709	7ND	9055

### 3.4 Закључци

Ово поглавље описује детаљно развој и валидацију *МКЕ* модела. Предложена је методологија из две фазе на следећи начин:

- валидација компоненти диск кочног механизма помоћу модалне анализе,
- валидација склопа диск кочнице помоћу модалне анализе,

Коришћењем модалне анализе, показано је да је постигнуто добро слагање на нивоу компоненти и склопа диск кочнице. Ово се једино може остварити након процеса подешавања или ажурирања у коме се вредности карактеристика материјала компоненти и крутости опруга подешавају на сваком нивоу. Такође је утврђено да постоји одређен број блиских природних учестаности међу кочним компонентама. Постојала је хипотеза у прошлости да би ова блискост могла довести до генерисања шкрипе. Ова хипотеза ће бити истражена даље у наредном поглављу.

Претходна истраживања коришћењем методе коначних елемената претпостављају постојање савршено равне површине на споју диску и плочица. Усавршени *МКЕ* модел би укључио стварну површинску топографију фриксионог материјала плочица која се може измерити коришћењем линеарног микрометра. Установљено је да је садашња *МКЕ* мрежа индивидуалних модела компоненти, посебно кочних плочица, довољно густа да се добије реално предвиђање расподеле контактеног притиска, а такође и за снимање облика модела природних учестаности до 9 kHz. Међутим, садашњи резултати предвиђања се могу побољшати помоћу бољег квалитета мреже. С обзиром на тачно представљање компоненти диск кочница и склопа, каснија симулација је у стању да оствари много боље резултате предвиђања.

## НЕЛИНЕАРНА КОНТАКТНА АНАЛИЗА И АНАЛИЗА СТАБИЛНОСТИ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ДИСК КОЧНИЦЕ

Метода коначних елемената често се користи за моделирање диск кочница у циљу спречавања појаве шкрипе кочница кроз структурне модификације, уместо да се добију реалнији и поузданији резултати у погледу предвиђања ове појаве. Већина *МКЕ* модела диск кочнице претпостављају постојање глатке и равне контактне површине диска/плочица, али то може довести до одређеног неслагања у предвиђеним резултатима расподеле контактеног притиска. Како анализе комплексних сопствених вредности и динамичких прелазних процеса у великој мери зависе од расподеле контактеног притиска, може се сматрати да мала одступања предвиђених резултата контактеног притиска могу довести до мање поузданих резултата у погледу предвиђања шкрипе [146]. Мерења на реалној контактеној површини диска и/или плочица могу дати информације о храпавости површине плочице од фрикционог материјала, што се затим може искористити за подешавање координата чворова у *МКЕ* моделу. Овим се формира софистициран *МКЕ* модел који може да пружи поузданије резултате у погледу предвиђања појаве шкрипе. Проблем је у томе што добијени резултати одговарају само анализираном узорку кочне плочице и не може се постићи поновљивост и уопштавање добијених резултата.

### 4. 1 Нелинеарна контактна анализа

*ABAQUS* дефинише контактни притисак између површина,  $p$ , као функцију преклапања-задирања (енг. *over-closure*),  $h$ , површина. Овде је примењен чврст контактни модел, где ће површине плочица и диска бити раздвојене (или је уклоњено контактено ограничење), када контактни притисак међу њима постаје нула или негативан, а са друге стране, површине плочица и диска ће ући у интеракцију (или је примењено контактено ограничење) када је контактни притисак између њих већи од нуле. Два режима за  $p=f(h)$  су дата у следећој формулацији [141]:

$$\begin{cases} p = 0 & \text{за } h < 0 \text{ (отворен)} \\ h = 0 & \text{за } p > 0 \text{ (затворен)} \end{cases} \quad (4.1)$$

Када су површине у контакту, обично се генерише смицање (трење) и нормалне силе широм

клизног споја. Однос између ове две компоненте сила је описан у виду трења између тела у контакту. Обично, када се изводи једначина трења у теоријском контексту, критична вредност тангенцијалне силе се дефинише као:

$$F_{krit} = \mu \cdot F_N, \quad (4.2)$$

где је  $F_{krit}$  критична сила трења,  $\mu$  је коефицијент трења, а  $F_N$  је нормална сила. Како метода коначних елемената користи процес дискретизације, критична вредност није дефинисана у виду критичног оптерећења ( $F_{krit}$ ), већ као критично напрезање на смицање ( $\tau_{krit}$ ) које је функција притиска ( $p$ ), као што је дато у наставку:

$$\tau_{krit} = \mu \cdot p. \quad (4.3)$$

Вредност напрезања на смицање, које се пореди са критичном вредности, дефинисаном горе, је амплитуда резултантног напрезања на смицање у  $x$  и  $y$ -правцу:

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}. \quad (4.4)$$

Ако је вредност еквивалентног напрезања на смицање већа од вредности критичног напрезања на смицање, клизни контакт ће бити започет и поново успостављено напрезање на смицање ће бити еквивалентно  $\tau_{krit}$ .

*ABAQUS* пружа различите моделе трења за описивање релативног тангенцијалног кретања контактних површина. Користи се основни Кулонов модел трења, где, се подразумева да се коефицијент трења може дефинисати као функција брзине клизања, контактнoг притиска и просечне температуре у контактној тачки. Корисници такође могу другачије дефинисати коефицијенте трења, тј. статички коефицијент трења и кинетички коефицијент трења (слика 4.1). У овом моделу се претпоставља да се коефицијент трења смањује експоненцијално од статичке вредности до кинетичке вредности према следећој једначини:

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{-d_c \cdot v}, \quad (4.5)$$

где је  $\mu_k$  кинетички коефицијент трења,  $\mu_s$  је статички коефицијент,  $d_c$  је коефицијент смањења и  $v$  је брзина клизања. Током дефинисања статичког и кинетичког коефицијента трења, *ABAQUS* омогућава корисницима да промене коефицијент трења у току анализе. Ово је усвојено у читавом истраживању где се користио статички коефицијент трења током првог корака и кинетички коефицијент трења у наредним корацима. *ABAQUS* такође пружа анизотропан модел трења који омогућава корисницима дефинисање различитих коефицијената трења у два ортогонална правца на контактнoј површини. Корисници такође могу да развију сопствени модел трења користећи кориснички дефинисане потпрограме [141].

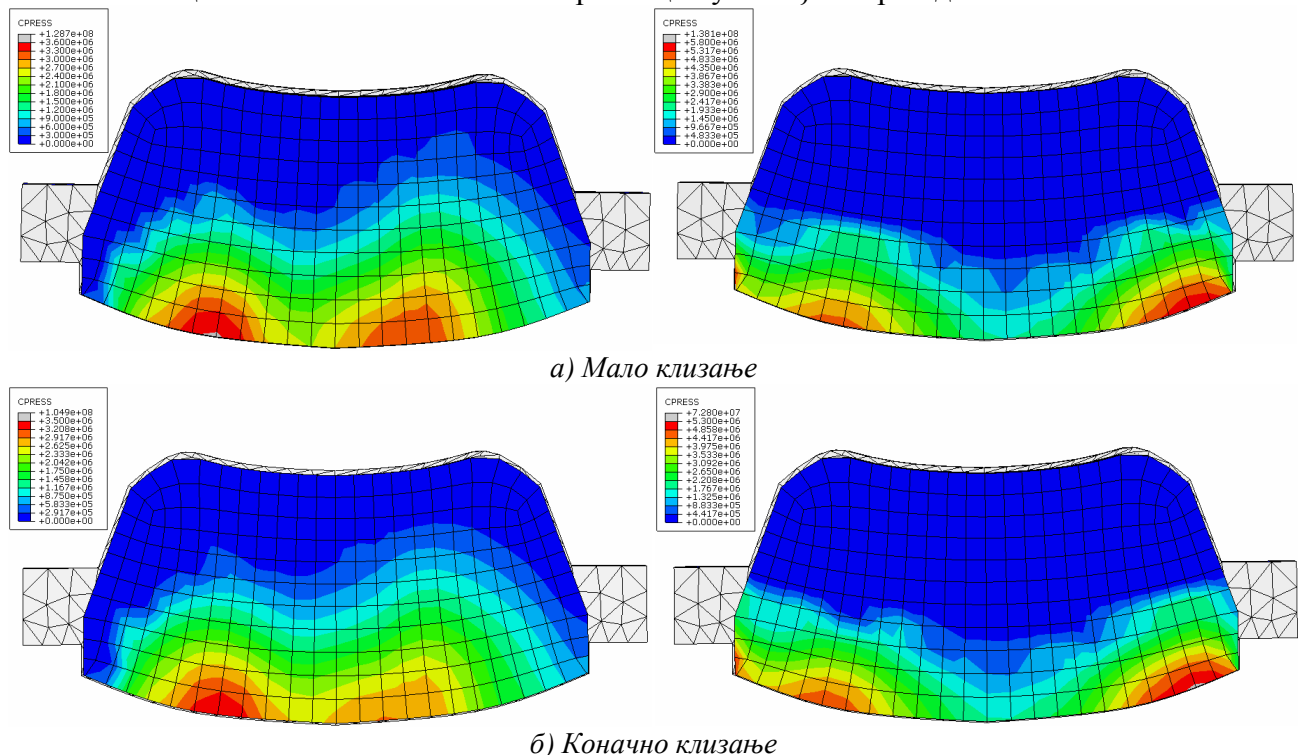


Слика 4.1 Однос између статичког и кинетичког коефицијента трења

Постоје три врсте контактних шема које су доступне у *ABAQUS* наиме, мало, коначно и бесконачно мало клизање (енг. *small, finite, infinitesimal*). Подразумевана вредност по *ABAQUS*-у је коначно клизање по коме је дозвољено да се контактне површине произвољно раздвајају, клизају и ротирају. Користећи коначно клизање, потчињени (енг. *slave*) чворови могу доћи у контакт било где дуж главне (енг. *master*) површине и преношење оптерећења се ажурира током анализе. Док се за формулацију контакта у случају малог клизања претпоставља да контактне површине могу да се подвргну произвољно великим ротацијама, али *slave* чвор ће бити у интеракцији са истом локалном области *master* површине током анализе. Зато се *slave* чворови не прате у контакту дуж целе *master* површине. Док се код коначног и малог клизања узимају се у обзир геометријске нелинеарности, код бесконачно малог клизања се игнорише овај утицај и претпоставља се да су релативна кретања и апсолутна кретања тела у контакту мала. Према томе, бескрајно мало клизање није погодно за анализу диск кочнице.

У наставку је извршено поређење између две шеме клизања у погледу расподеле контактнoг притиска, контактне површине и времена симулације. У анализи ће бити коришћен претходно развијен модел. Коришћени су експериментални подаци за режим максималних перформанси кочења и одговарајући максимални коефицијент трења. Притисак у кочној инсталацији од 1,84 МПа и брзина ротације од 44,52 rad/s су уведени у модел. За контактни интерфејс између плочица и диска примењен је кинетички коефицијент трења од  $\mu=0,336$ . Фрикционо ограничење казнене функције је изабрано за поређење. На основу добијених резултата ће бити усвојена шема клизања која ће се користити у наставку истраживања.

Са слика 4.2а) и 4.2б), може се видети да су расподеле контактнoг притиска скоро исте за обе кочне плочице. Максимални контактни притисци су такође скоро идентични за обе шеме.



**Слика 4.2** Расподела контактнoг притиска између шема а) малог и б) коначног клизања на унутрашњим (лево) и спољашњим (десно) плочицама. Лево стране дијаграма представљају наилазну вилицу плочица

Поређења између малог и коначног клизања у погледу величине контактне површине, максималног притиска и времена симулације описана су у табели 4.1. Као што је раније поменуто, шема коначног клизања је захтевнија у погледу времена рачунања од шеме малог клизања. Доказано је да је ово истинито, као што је наведено у табели 4.1 у којој коначно клизање траје око 2893 s до завршетка симулације, док мало клизање траје само око 2000 s, што је смањење од 30,87 %. Чини се да две шеме показују малу разлику у контактної анализи посебно за проучавану контактну анализу диск кочнице. На основу резултата је усвојена шема малог клизања за накнадне анализе због своје предности у погледу рачунарског времена над коначним клизањем, док се слична расподела контактног притиска, контактне површине и максималног притиска може добити за обе шеме. Осим тога, током коришћења коначног клизања треба поклонити већу пажњу равнању главних контактних површина, док ништа не треба да се уради за мало клизање.

Табела 4. 1 Поређење између малог и коначног клизања

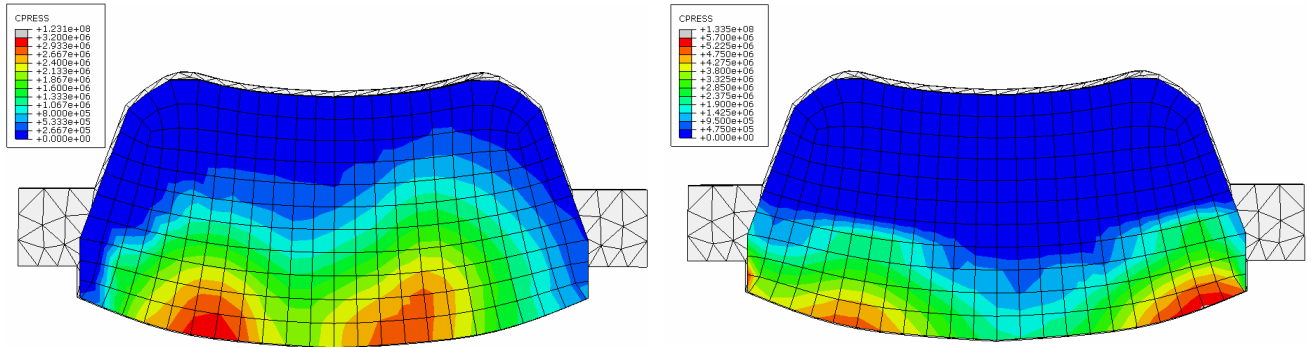
Параметар	Мало клизање		Коначно клизање	
	Унутрашња	Спољашња	Унутрашња	Спољашња
Контактна површина, m <sup>2</sup>	2,209·10 <sup>-3</sup>	1,475·10 <sup>-3</sup>	2,565·10 <sup>-3</sup>	1,459·10 <sup>-3</sup>
Највиши контактни притисак, МПа	3,6	5,8	3,5	5,3
Време симулације, s	2000		2893	

У овом истраживању, претпоставља се да ће плочице доћи у интеракцију са истим профилем површине ротирајућег диска. Дакле, изабрана је шема *малог клизања*. Конвергенција такође може лако да се добије, у поређењу са коначним и бескрајно малим формулацијама клизања. Осим тога, шема малог клизања захтева значајно мање време рачунања у односу на модел коначног клизања.

Постоје две методе крутости за фриксиона ограничења које су на располагању у *ABAQUS*, наиме, метода казнене функције и метода Лагранжовог мултипликатора. Метода казнене функције (подразумевана по *ABAQUS*) дозвољава нека релативна кретања површина када површине треба да приађају, док Лагранжову методу треба користити када никакво проклизавање није дозвољено у условима приађања. Коришћење Лагранжове методе може да повећа трошкове компјутерске анализе јер додаје више степени слободе моделу и врло често повећава број итерација потребних за добијање конвергентног решења. Поред тога, Лагранжова формулација може спречити конвергенцију решења. За случај коначног клизања, код разматраног модела диск кочнице, није дошло до конвергенције решења. Због тога се у овом истраживању користи метода казнене функције да олакша ограничења конвергенције, као и да се постигне минимална цена рачунања [141].

Резултати добијени применом методе Лагранжовог мултипликатора приказани су у табели 4.2. Користе се резултати добијени применом шеме малог клизања. Посматрањем табела 4.1 и 4.2, посебно у погледу контактне површине и максималног притиска види се да не постоје разлике између ове две шеме. Слично томе, расподеле контактног притиска приказане на сликама 4.3а) и 4.3б) у обе шеме су идентичне. Међутим, у погледу рачунарских трошкова, шема Лагранжовог мултипликатора захтева више времена за завршетак симулације у односу на шему казнене функције. За шему Лагранжовог мултипликатора потребно је око 2819 s за једну анализу, док метода казнене функције траје само око 2000 s, што је повећање од 29% у времену рачунања. Резултати указују да за проблем шкрипе диск кочница тачни услов

приањања није потребан. Уочено је затим да је једна од главних карактеристика шкрипе у томе да није присутно очигледно стање приањања на контактном споју диск/плочица. Мада се може тврдити да се ово (без очигледног приањања) може применити на макроскопском нивоу, али не и у микроскопском стању. Пошто ова дисертација разматра само појаву шкрипе на макроскопском нивоу, било који услови или понашање који су присутни на микроскопском нивоу нису разматрани. Због тога, се сматра да је шема казнене функције најпогоднија за овај задатак због своје предност у погледу рачунарских трошкова над Лагранжовим мултипликатором и биће коришћена у каснијим анализама.



Слика 4.3 Расподела контактнoг притиска коришћењем формулације Лагранжовог мултипликатора на унутрашњим (лево) и спољашњим (десно) плочицама. Лево стране дијаграма представљају наилазну ивицу плочица

Табела 4. 2 Симулациони резултати контактне анализе

Параметар	Лагранжови мултипликатори	
	Унутрашња	Спољашња
Контактна површина, $m^2$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$1,457 \cdot 10^{-3}$
Највиши контактни притисак, МПа	3,2	5,7
Време симулације, s	2819	

## 4. 2 Анализа стабилности

Међу методама симулације и анализе постоје, углавном, две велике категорије у предвиђању шкрипе кочница: анализа комплексних сопствених вредности у фреквентном домену и анализа динамичких прелазних процеса у временском домену. Анализа комплексних сопствених вредности доступна је у *ABAQUS* и користи се за одређивање стабилности склопа диск кочнице. Суштина ове методе лежи у асиметричној матрици крутости која је изведена из контактне крутости и коефицијента трења на споју диск/плочице [20].

Динамичка анализа прелазних процеса није толико развијена као анализа комплексних сопствених вредности у методи коначних елемената. Нестабилност у систему диск кочнице кроз ову анализу може се одредити са почетним дивергентним временом одзива вибрација. Ова информација у временском домену се може конвертовати у информацију у фреквентном домену помоћу брзе Фуријеове трансформације (енг. *Fast Fourier Transform -FFT*). Анализа прелазних процеса је адекватнија за моделе мале величине са аналитичком методом, јер је веома рачунски захтевна, што се може видети у литератури [175]. Може се видети да је анализа прелазних процеса такође у стању да предвиди шкрипу сасвим добро за модел са великим степеном слободе. Међутим, врло често се примењује само једна метода анализе у једном тренутку за предвиђање шкрипе и врши поређење са резултатима експерименталних

метода. Стога је интересантно видети корелацију између две методе за модел са великим степеном слободе посебно коришћењем истог комерцијалног софтверског пакета као што је *ABAQUS*.

Анализа комплексних сопствених вредности је типично симулирана у имплицитној верзији, док се експлицитна верзија користи за анализу прелазних процеса. Потребно је уверити се да су врсте елемената и њихови гранични услови остали исти за обе методе анализе. Поређење је направљено за идеалну површину кочне плочице.

Анализа комплексних сопствених вредности (енг. *Complex Eigenvalue Analysis-CEA*) је метода која има предност међу истраживачима јер је старија од анализе динамичких прелазних процеса. Осим тога, анализа комплексних сопствених вредности може обезбедити много брже решења у односу на анализу динамичких прелазних процеса. У овој анализи, комплексне сопствене вредности су одређене коришћењем методе пројекције на потпростор која је доступна у *ABAQUS*-у. За анализу динамичких прелазних процеса, *ABAQUS* користи правило централне разлике интеграције заједно са дијагонално повезаним елементом матрица масе [175].

#### 4.2.1 Анализа комплексних сопствених вредности

Метода *CEA*, која разоткрива феномен шкрипе кочница преко спрегнутим модова, постала је већ неко време широко прихваћена метода за испитивање стабилности кочног система [62, 93,127,145,174]. Суштина методе комплексних сопствених вредности лежи у укључивању асиметричног трења у матрицу крутости, која се може извести из анализе контактнoг притиска. Позитивни реални делови комплексних сопствених вредности указују на степен нестабилности склопа диск кочнице и одражавају вероватноћу да се шкрипа догоди. Овај приступ је био први пут примењен у моделима концентрисаних-параметара, а потом при коришћењу комплексних тродимензионалних *MKE* модела.

У циљу извођења анализе комплексних сопствених вредности коришћењем *ABAQUS*-а неопходна су следећа четири корака [144,172,146,173,174,175,176,94]:

- нелинеарна статичка анализа за примену притиска у кочној инсталацији,
- нелинеарна статичка анализа за увођење угаоне брзине диска,
- анализа нормалног мода у циљу добијања природних учестаности непригушеног система,
- анализа комплексних сопствених вредности која обухвата утицај фрикционог споја.

У овој анализи, комплексне сопствене вредности се решавају коришћењем методе потпросторне пројекције. Проблем сопствених вредности може се дати у следећем облику:

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{C} + \mathbf{K})\mathbf{y} = 0, \quad (4.6)$$

где је  $\mathbf{M}$  – матрица масе, која је симетрична и сигурно коначна,  $\mathbf{C}$  – је матрица пригушења,  $\mathbf{K}$  - асиметрична матрица крутости (због трења),  $\lambda$  - комплексна сопствена вредност,  $\mathbf{y}$  – вектор сопствених вредности. Ова асиметрична матрица крутости доводи до комплексних сопствених вредности и вектора сопствених вредности. У трећем, горе наведеном, кораку проблем симетричних сопствених вредности се прво решава, изостављањем матрице пригушивања  $\mathbf{C}$  и асиметричног доприноса матрици крутости  $\mathbf{K}$ , како би се одредио пројекциони потпростор. Због тога сопствена вредност  $\lambda$  постаје чисто имагинарна где је  $\lambda = i \cdot \omega$ .



Овај проблем симетричних сопствених вредности затим је решен коришћењем програма за одређивање сопствених вредности (енг. *eigensolver*) потпростора. Следећи корак састоји се у томе да се оригиналне матрице пројектују у потпростор реалних вектора сопствених вредности, што је дато на следећи начин:

$$\mathbf{M}^* = [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n]^T \mathbf{M} [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n] \quad (4.7)$$

$$\mathbf{C}^* = [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n]^T \mathbf{C} [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n] \quad (4.8)$$

$$\mathbf{K}^* = [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n]^T \mathbf{K} [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n] \quad (4.9)$$

Сада се проблем сопствених вредности изражава у следећем облику:

$$(\lambda^2 \mathbf{M}^* + \lambda \mathbf{C}^* + \mathbf{K}^*) \mathbf{y}^* = 0. \quad (4.10)$$

Редукован проблем комплексних сопствених вредности се тада решава коришћењем *QZ*-методе за генерализовање проблема несиметричних сопствених вредности. Вектори сопствених вредности оригиналног система се поново обнављају на следећи начин:

$$\mathbf{y}^k = [\mathbf{z}_1, \mathbf{z}_2, \dots, \mathbf{z}_n] \mathbf{y}^{*k}, \quad (4.11)$$

где је  $\mathbf{y}^k$  апроксимација  $k$ -тог вектора сопствених вредности оригиналног система.

Према Кулоновом закону, допринос трења виртуелном раду може да се представи изразом:

$$\delta \Pi = \int_A \tau_i \cdot \delta \gamma_i \cdot dA. \quad (4.12)$$

Линеаризовани смицајни напони који узимају у обзир утицај трења и укључивање  $\mu$ - $\nu$  карактеристике изражени су у следећој форми [93]:

$$d\tau_i = \left( \mu + \frac{\partial \mu}{\partial p} p \right) n_i \cdot dp + \frac{\partial \mu}{\partial \dot{\gamma}} p \cdot n_i \cdot n_j \cdot d\dot{\gamma}_j + \frac{\mu \cdot p}{\bar{\dot{\gamma}}} (\delta_{ij} - n_i \cdot n_j) d\dot{\gamma}_j, \quad (4.13)$$

где је

$A$  - контактна површина,

$\delta \gamma$  - виртуелно релативно клизање,

$\tau_i$  - тангентијални напон,

$\mu$  - коефицијент трења,

$p$  - контактни притисак,

$n_i = \frac{\dot{\gamma}_i}{\bar{\dot{\gamma}}}, i = 1, 2$  - нормализован правац клизања (1 је радијални правац и 2 је тангентијални-обимни правац),

$\bar{\dot{\gamma}} = \sqrt{\dot{\gamma}_1^2 + \dot{\gamma}_2^2}$  - еквивалентна прираштај клизања,

$\dot{\gamma}$  - релативна брзина клизања [94].

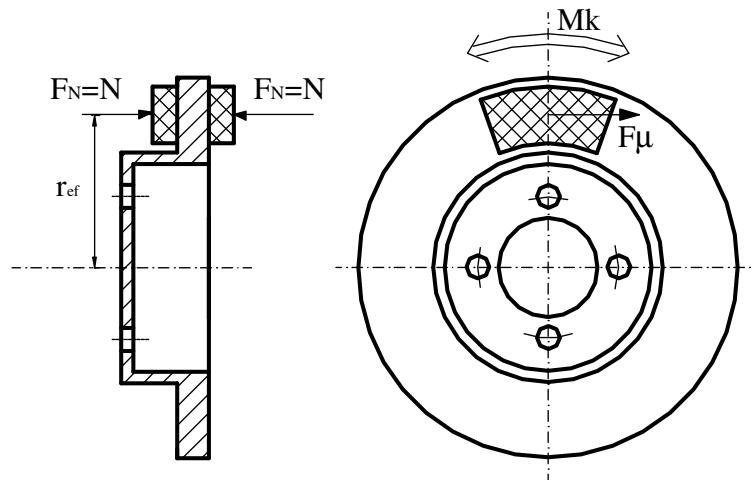
Први члан у једначини (4.13) представља допринос трења што даје несиметричност матрици крутости и од суштинске важности је за снимање феномена спрезања модова. Други члан доприноси матрици пригушења и постоји само ако трење зависи од релативног прираштаја клизања (брзине). Ако постоји негативни нагиб функције коефицијент трења-брзина, његов допринос може довести или изазвати нестабилност. Последњи члан у изразу такође доприноси матрици пригушења. Међутим, он је проузрокован силама трења које стабилизују вибрације дуж контактне површине у правцу нормалном на правац клизања (радијални правац). Овај члан је пропорционалан контактном притиску, али обрнуто пропорционалан

брзини клизања. Значај овог члана је да је он може да сузбије неке од нестабилних модова.

У поређењу са другим комерцијалним софтверским пакетима методе коначних елемената, који захтевају кориснички дефинисане потпрограме за укључивање фрикционог спрезања, *ABAQUS* обезбеђује аутоматски матрицу фрикционог спрезања која омогућава једноставну анализу шкрипе кочнице. Ова нова функционалност не захтева поклапање чворова између контактних површина, што може да смањи време развоја *MKE* модела.

#### 4.2.1.1 Одређивање кинетичког коефицијента трења

Познато је да се коефицијент трења мења под различитим кочним радним условима, као што је притисак у кочној инсталацији, брзина диска, температура и други фактори. Кочни момент на контактаној површини се може предвидети једноставним математичким моделом, као што је приказано на слици 4.4. Са слике 4.4 кочни момент се може одредити на следећи начин:



Слика 4.4 Шематски приказ математичког модела диск кочнице

$$M_k = F_\mu \cdot r_{ef}, \quad (4.14)$$

где је  $F_\mu$  сила трења генерисана на контактаној површини, а  $r_{ef}$  је ефикасни радијус плочице. Међутим сила трења зависи од нормалне силе ( $F_N$ ) и коефицијента трења ( $\mu$ ) који се одређује на следећи начин:

$$F_\mu = \mu \cdot F_N. \quad (4.15)$$

Нормална сила ( $F_N$ ) може се одредити на основу притиска у кочној инсталацији ( $p$ ) који делује на клип, као што је приказано на слици 4.4, што је дато следећом једначином:

$$F_N = p \cdot A_{klipa}. \quad (4.16)$$

Заменом једначине (4.16) у једначину (4.15), а затим у (4.14), кочни момент се може израчунати као:

$$M_k = \mu \cdot p \cdot A_{klipa} \cdot r_{ef}. \quad (4.17)$$

За диск кочни систем са паром кочних плочица, укупни кочни момент је:

$$M_k = 2 \cdot \mu \cdot p \cdot A_{klipa} \cdot r_{ef}. \quad (4.18)$$

Како кочни момент ( $M_k$ ) може да се одреди експериментално, а попречни пресек клипа који је у контакту са кочним флуидом ( $A_{klipa}$ ), притисак у кочној инсталацији ( $p$ ) и ефикасни

радијус плочице ( $r_{ef}$ ) су све познати параметри, коефицијент трења се може израчунати. Тако једначина (4.18) сада постаје:

$$\mu = \frac{M_k}{2 \cdot p \cdot A_{клипа} \cdot r_{ef}} \quad (4.19)$$

Како би се израчунао кинетички коефицијент трења, користе се подаци добијени из експерименталних истраживања (поглавље 6). Табела 4.3 показује вредности параметара за различите тестове шкрипе кочница и коефицијенти трења који су израчунати коришћењем једначине (4.19). Подаци одговарају режиму максималних кочних перформанси, тј. максималног кочног момента. Најнижа вредност коефицијента трења је 0.171, што одговара кочном притиску од 2,6 МПа, а највиши коефицијент трења 0,336 који настаје при кочном притиску 1,84 МПа.

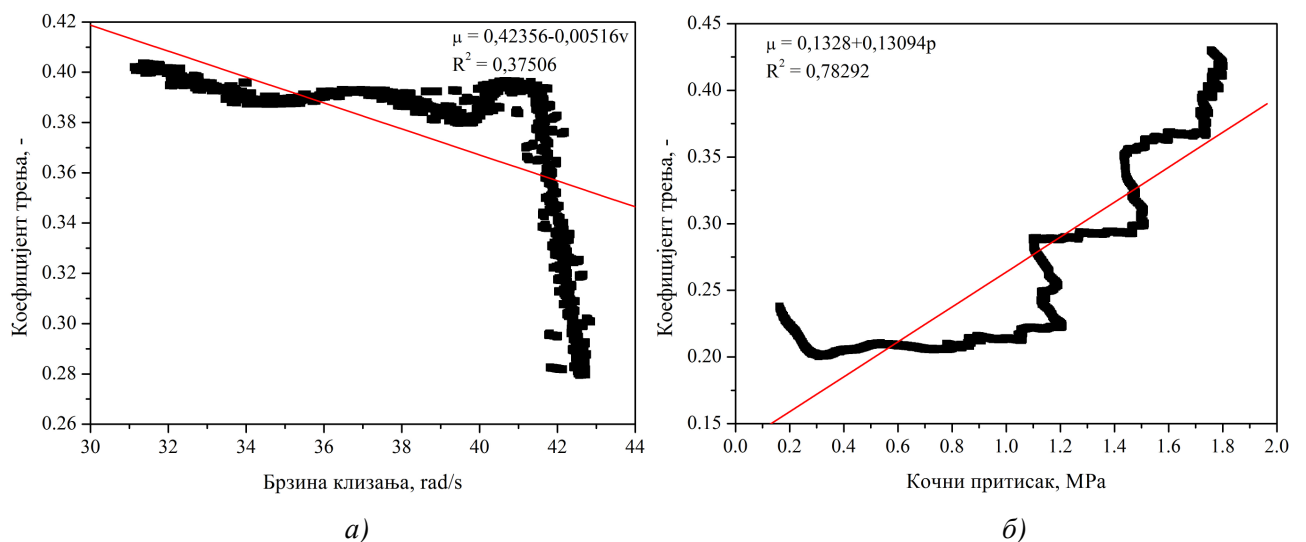
Табела 4. 3 Радни услови теста шкрипе кочница

Површина клипа, $A_{клипа}=0,00229 \text{ m}^2$		Ефективни радијус, $r_{ef}=0,111 \text{ m}$		
Назив теста	Кочни момент, $M_k$ Nm	Притисак, $p$ МПа	Брзина, $\omega$ rad/s	Коефицијент трења, $\mu$
T01	69,16	0,55	63,67	0,255
T02	67,60	0,51	59,68	0,262
T03	73,61	0,54	52,30	0,27
T04	73,29	0,46	50,17	0,312
T05	71,73	0,47	45,83	0,299
T06	70,34	0,46	41,14	0,299
T07	71,27	0,48	35,35	0,292
T08	120,75	0,81	35,28	0,293
T09	127,82	0,87	41,14	0,289
T10	135,6	0,88	46,52	0,301
T11	132,16	0,89	50,24	0,292
T12	139,81	0,91	55,2	0,303
T13	138,46	0,95	63,26	0,286
T14	143,82	0,93	69,05	0,303
T15	142,36	0,92	74,70	0,305
T16	185,50	1,27	71,12	0,288
T17	181,80	1,26	65,88	0,285
T18	189,76	1,27	61,74	0,294
T19	193,25	1,27	56,58	0,299
T20	189,14	1,26	49,69	0,294
T21	190,93	1,28	44,10	0,294
T22	190,01	1,29	40,66	0,288
T23	190,50	1,30	33,35	0,288
T24	190,83	1,46	11,99	0,257
T25	240,77	1,71	21,64	0,276
T26	248,06	1,68	24,4	0,289
T27	248,14	1,67	30,25	0,293
T28	250,37	1,63	36,59	0,301
T29	260,25	1,67	41,69	0,306
T30	267,12	1,73	44,17	0,302
T31	269,59	1,68	51,68	0,315
T32	266,63	1,67	54,16	0,313
T33	274,15	1,69	60,85	0,318
T34	278,65	1,74	66,43	0,315
T35	274,34	1,72	73,87	0,314
T36	279,05	1,92	69,74	0,285
T37	288,94	1,86	68,29	0,305
T38	293,92	1,85	59,61	0,313

T39	298,00	1,81	54,30	0,323
T40	308,54	1,86	48,79	0,326
T41	314,19	1,84	44,52	0,336
T42	308,05	1,86	41,07	0,326
T43	307,24	1,87	36,04	0,323
T44	302,08	1,88	30,81	0,316
T45	299,58	1,88	24,81	0,313
T46	288,58	1,9	20,95	0,299
T47	270,75	1,87	14,2	0,285
T48	238,97	2,58	7,10	0,182
T49	302,67	2,48	10,68	0,240
T50	285,04	2,49	7,998	0,225
T51	337,77	2,49	18,88	0,266
T52	359,18	2,47	25,78	0,286
T53	371,36	2,49	29,56	0,294
T54	350,78	2,52	34,46	0,273
T55	377,83	2,45	38,87	0,303
T56	391,71	2,61	43,42	0,295
T57	391,41	2,60	47,76	0,171
T58	404,16	2,65	52,24	0,3
T59	405,54	2,7	59,82	0,296
T60	411,81	2,66	63,61	0,304
T61	404,05	2,64	70,08	0,300

На основу снимљених величина и релација између коефицијента трења, брзине клизања и кочног притиска може се наћи како се мења коефицијент трења са брзином клизања и кочним притиском. На слици 4.5а) је приказано да се коефицијент трења смањује са повећањем брзине клизања. То може да доведе до појаве која се назива негативни нагиб карактеристике  $\mu-v$  и коначно да произведе негативно пригушење. Ова карактеристика може да повећа нестабилност система.

Осим тога, повећање притиска у кочној инсталацији такође повећава коефицијент трења. Најнижа вредност коефицијент трења је 0,2 која настаје при кочном притиску од 0,3 МПа, а највиша вредност коефицијента трења је 0,425 која настаје при кочном притиску од 1,8 МПа. Све информације добијене у овом сегменту биће коришћене за каснију анализу.

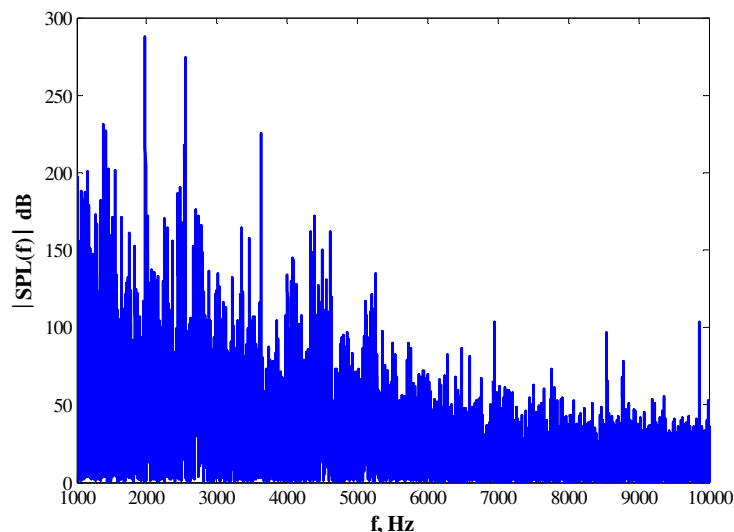


Слика 4.5 Зависност између коефицијента трења и а) брзине клизања и б) кочног притиска

У току истраживања шкрипе, која су спроведена у серији радних услова датих у табели 4.3, одређене су учестаности појаве шкрипе до 10 kHz. У табели 4.4 су приказане све откривене појаве буке кочница настале у фреквентном подручју од 1 до 10 kHz. Ове вредности одговарају режиму максималног коефицијента трења од 0,336 и кочном притиску од 1,84 МПа и брзини ротације од 44,52 rad/s. Дијаграм спектра (интензитет) нивоа звучног притиска за ово испитивање је приказан на слици 4.6.

Табела 4. 4 Резултати експерименталних истраживања шкрипе

Ред.број.	Главне учестаности шкрипе, Hz	Вредности модула нивоа звучног притиска, dB
1.	1388	225,1
2.	1982	287,8
3.	2541	270,5
4.	3625	224,7
5.	4379	167
6.	4614	160,6
7.	5250	134
8.	6948	101,7
9.	8549	97,2
10.	9869	96,4



Слика 4.6 Спектар (интензитет) нивоа звучног притиска добијен експериментално

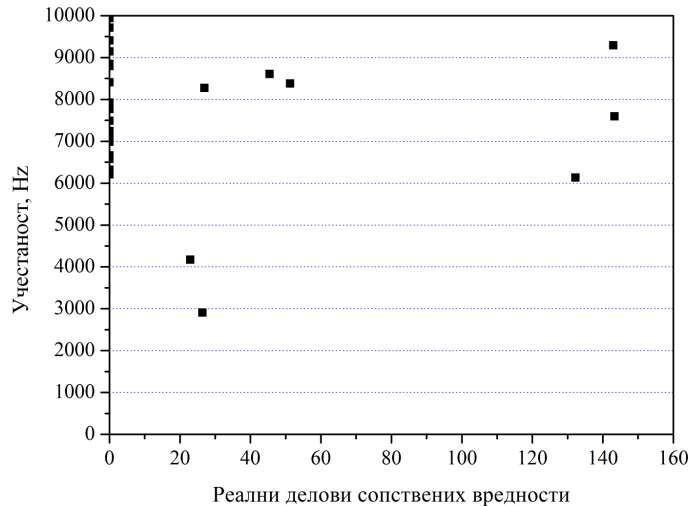
Током анализе комплексних сопствених вредности истражен је утицај неколико карактеристика трења и пригушења на нестабилне учестаности за идеалну контактну површину. На основу резултата, може бити изведен закључак која фрикциона карактеристика и тип контактнoг споја даје најтачнија и најреалнија предвиђања.

#### 4.2.1.2 Утицај фрикционих карактеристика и фрикционог пригушења

Стандардна пракса у моделирању кочног система је да се пригушење материјала кочних компоненти занемарује. Ово се врши стога што је тешко квантификовати вредности пригушења експериментално, а тиме се поједностављује проблем шкрипе диск кочнице. Овај члан пригушења постоји због два утицаја: први је проузрокован силама трења у правцу клизања, а други утицај је проузрокован коефицијентом трења који зависи од брзине [93].

### Константни коефицијент трења

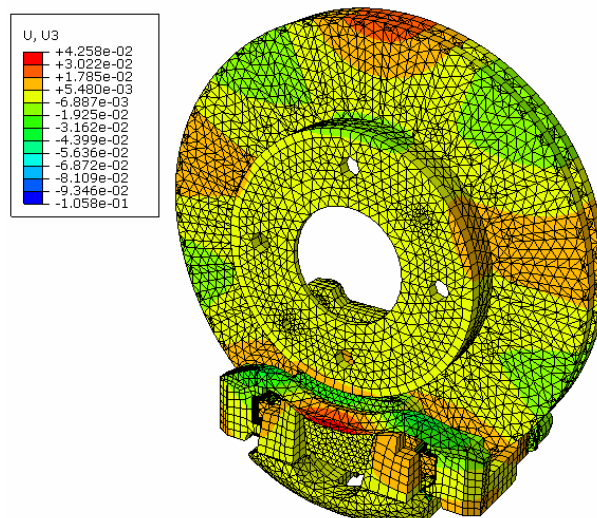
При анализи са константним коефицијентом трења усваја се да је статички коефицијент трења исти као и кинетички коефицијент трења. То значи да је коефицијент трења исти када диск мирује и у фази ротације. Уз претпоставку о константном коефицијенту трења, коефицијенти трења израчунати у табели 4.3 се користе за стационарни диск (статички коефицијент), као и за диск који ротира (кинетички коефицијент) [146].



Слика 4.7 Предвиђене нестабилне учестаности при константним коефицијентом трења

За идеално равну контактну површину, предвиђене нестабилне учестаности (позитивни реални делови) су приказане на слици 4.7. Види се да осим по једна вредност које се јављају при 3, 4 и 6 kHz највећи број (пет) нестабилних учестаности је у опсегу 7-10 kHz. Горе наведени резултати показују да идеални контактни спој не може да предвиди врло добро нестабилне учестаности и постигне добро слагање са експерименталним резултатима када се усвоји константан коефицијент трења.

На слици 4.8 је приказана једна од предвиђених нестабилних учестаности која одговара моду 66, учестаности од 6133 Hz, при чему је реални део 132,25.

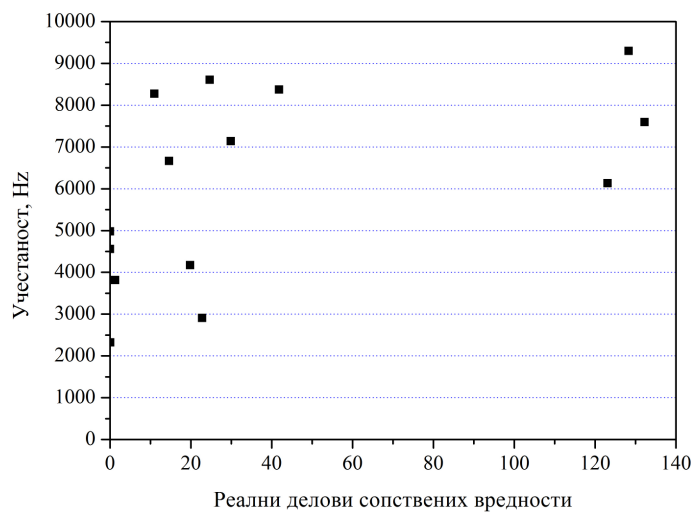


Слика 4.8 Предвиђена нестабилна учестаност од 6133 Hz (Мод 66) и реални део 132,25 при константном коефицијенту трења

### Константни коефицијент трења са фрикционим пригушењем

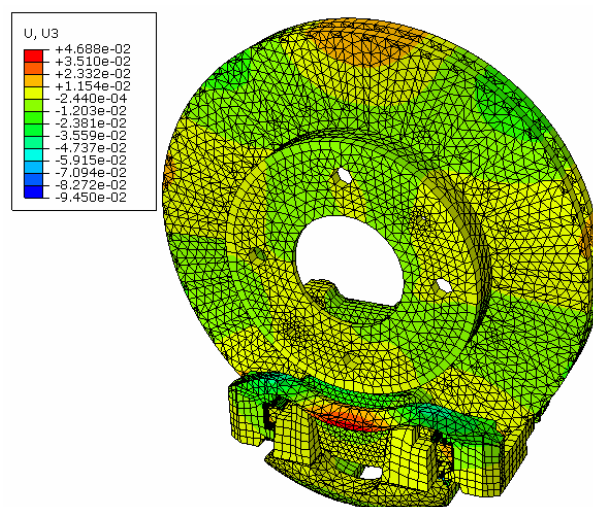
Члан са фрикционим пригушењем у *ABAQUS* програму се може активирати дефинисањем опције `FRICITION DAMPING=YES` у улазном фајлу. Ово пригушење је проузроковано силама трења које стабилизују вибрације дуж контактне површине у правцу управном на правац клизања. Овај утицај се може видети у трећем члану у једначини (4.13). Фрикционо пригушење може да отклони неке нестабилне модове.

Са слике 4.9 може се видети да ниске нестабилне учестаности остају исте, али су се појавиле неке нове. Користећи комбинацију константног коефицијента трења и фрикционог пригушења, предвиђање нестабилних учестаности је много боље него у претходном случају. Иако постоји извесно побољшање у предвиђању коришћењем комбинације константног коефицијента трења и фрикционог пригушења, закључује се да укупно предвиђање није довољно добро, у поређењу са експерименталним резултатима.



Слика 4.9 Предвиђене нестабилне учестаности при константним коефицијентом трења и фрикционом пригушењу

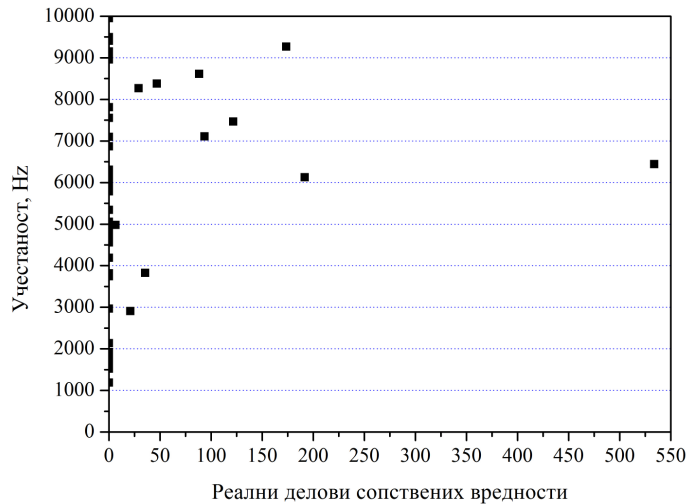
Приказ истог нестабилног/шкрипа мода као у претходном случају (мод 66) при константном коефицијенту трења и фрикционом пригушењу за учестаност 6134 Hz и реални део 123,09 дат је на слици 4.10.



Слика 4.10 Пример приказа нестабилних/шкрипа мода при константним коефицијентом трења и фрикционом пригушењу за учестаност 6134 Hz (мод 66) и реални део 123,09

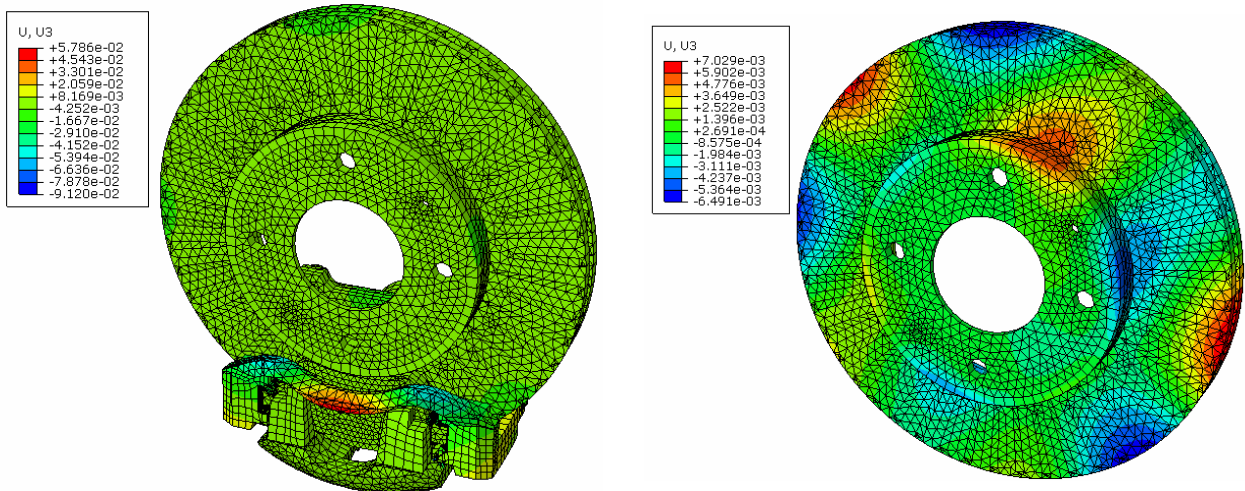
### Негативни нагиб карактеристике $\mu$ - $V$

У овој анализи се користи коефицијент трења који зависи од брзине клизања. Ако се коефицијент трења смањује са порастом брзине диска, утицај је дестабилизациони и појављује се више нестабилних учестаности. Овај утицај је у литератури познат као негативно пригушење. Негативно пригушење се може видети у другом члану једначине (4.13). Како би унели овај утицај у *ABAQUS*, користе се различите вредности коефицијента трења [141]. Статички коефицијент трења је постављен на вредност  $\mu=0,336$  за све радне услове, док је кинетички коефицијент трења узет из табеле 4.3.

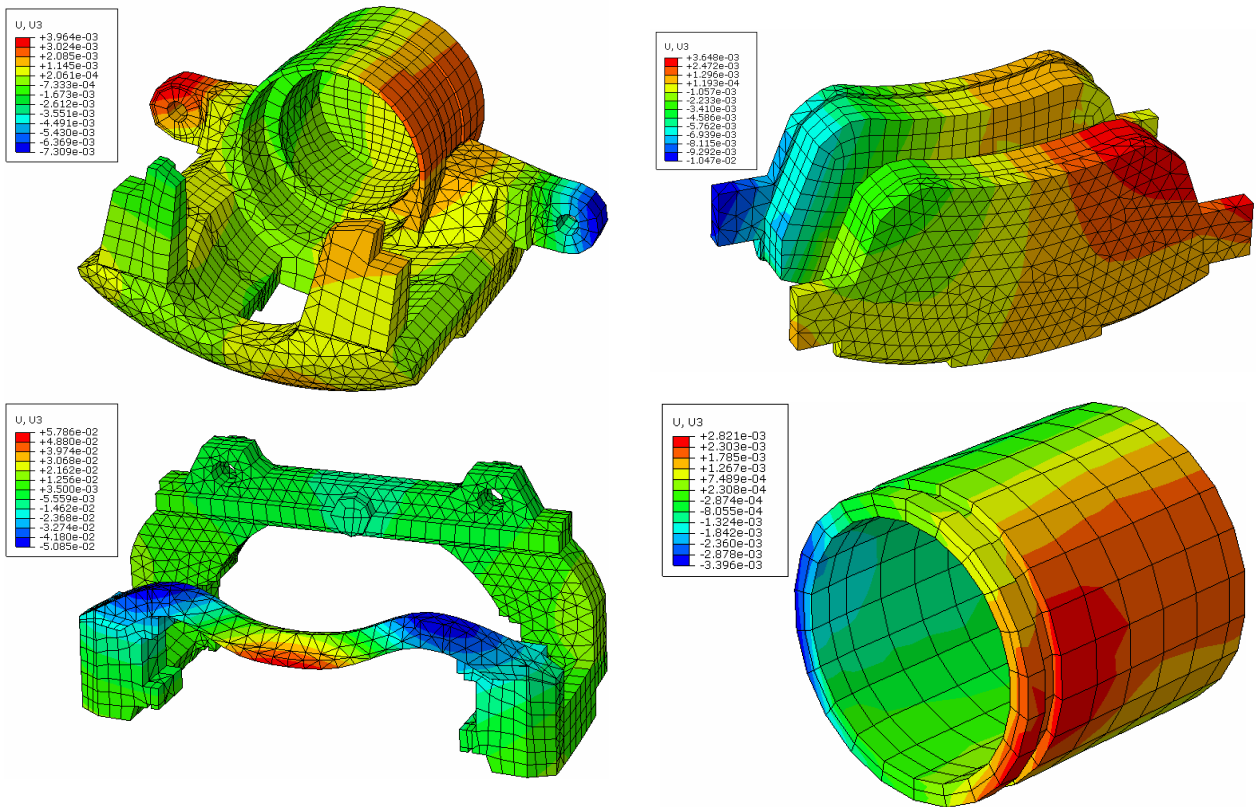


Слика 4.11 Предвиђене нестабилне учестаности при негативној карактеристици  $\mu$ - $V$

Са слике 4.11 се види да је предвиђено више нестабилних учестаности у односу на претходна два резултата. Када се узме у обзир утицај негативног пригушења, предвиђене нестабилне учестаности су много ближе оним које су добијене експерименталним истраживањем шкрипе. Међутим, још постоји одређен број нестабилних учестаности које недостају, посебно у области око 2 kHz за цео опсег кочног притиска. На слици 4.12 је приказан нестабилни мод 65 који одговара учестаности од 6125 Hz, реалном делу од 191,75 и то за склоп диск кочнице и његове компоненте.



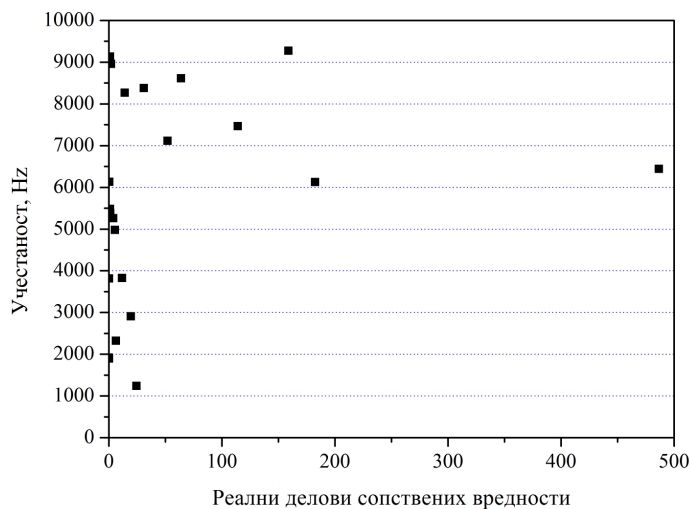




Слика 4.12 Пример приказа нестабилних/шкрипа модова при негативној карактеристици  $\mu$ - $v$  и то за учестаност 6125 Hz (мод 65) и реални део 191,75 за склоп и све компоненте диск кочнице

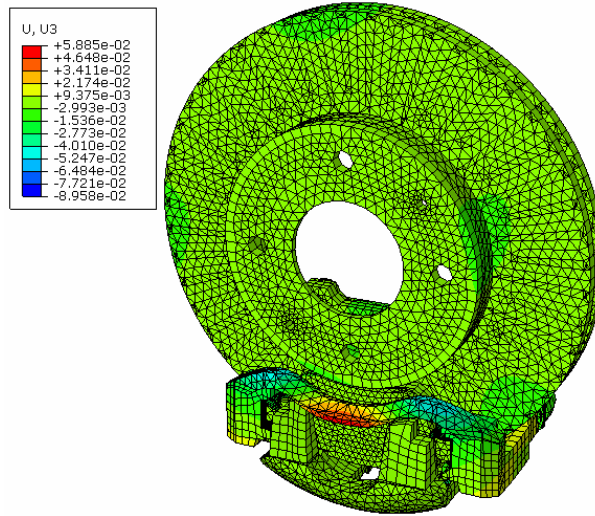
### Негативни нагиб карактеристике $\mu$ - $v$ са фрикционим пригушењем

Последње истраживање је комбиновање утицаја негативног нагиба карактеристике  $\mu$ - $v$  са фрикционим пригушењем. Објашњење у вези укључивања негативног пригушења и фрикционог пригушења у *ABAQUS* улазни фајл је описано у претходном тексту. Може се видети на слици 4.13 да је сада већи део нестабилних учестаности предвиђен много ближе оним добијеним експериментом. Само три нестабилне учестаности недостају при учестаности од 3 до 5 kHz при кочном притиску од 1,84 МПа. Ово представља 70 % поклапања са експерименталним резултатима.



Слика 4.13 Предвиђене нестабилне учестаности при утицају негативног нагиба карактеристике  $\mu$ - $v$  и фрикционог пригушења

На слици 4.14 је пример приказа истог нестабилног/шкрипа мода, као у претходним случајевима, (мод 65) при негативном нагибу криве  $\mu$ - $\nu$  и фрикционом пригушењу за учестаност 6127 Hz и реални део 1823,55.



Слика 4.14 Предвиђене нестабилне учестаности при утицају негативног нагиба карактеристике  $\mu$ - $\nu$  и фрикционог пригушења за учестаност 6127 Hz (мод 65) и реални део 182.55

На основу горе наведених резултата може се рећи да негативни нагиб криве  $\mu$ - $\nu$  са фрикционим пригушењем даје најбоље слагање са експерименталним подацима међу четири проучавана режима фрикционог понашања.

#### 4.2.2 Анализа динамичких прелазних процеса

Анализа динамичких прелазних процеса је изведена како би се извршило поређење са анализом комплексних сопствених вредности. Циљ је био да се утврди корелација између две методе анализе у погледу предвиђених нестабилних учестаности.

Експлицитна метода динамичких прелазних процеса у *ABAQUS* примењује интеграљење методом централне разлике заједно са коришћењем дијагоналним спрегнутих елементима матрице масе. Решава се следећа једначина кретања коначних елемената:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}^{(t)} = \mathbf{f}_{ex}^{(t)} - \mathbf{f}_{in}^{(t)}. \quad (4.20)$$

На почетку прираштаја, убрзања се рачунају на следећи начин:

$$\ddot{\mathbf{x}}^{(t)} = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{f}_{ex}^{(t)} - \mathbf{f}_{in}^{(t)}), \quad (4.21)$$

где је  $\ddot{\mathbf{x}}$  - вектор убрзања,  $\mathbf{M}$  - дијагонално спојена матрица масе,  $\mathbf{f}_{ex}$  - вектор примењених оптерећења и  $\mathbf{f}_{in}$  - вектор унутрашњих сила. Експонент  $t$  се односи на временски прираштај.

Брзине и померања тела су дате следећим једначинама:

$$\dot{\mathbf{x}}^{(t+0.5\Delta t)} = \dot{\mathbf{x}}^{(t-0.5\Delta t)} + \frac{\Delta t^{(t+\Delta t)} + \Delta t^{(t)}}{2} \ddot{\mathbf{x}}^{(t)}, \quad (4.22)$$

$$\mathbf{x}^{(t+\Delta t)} = \mathbf{x}^{(t)} + \Delta t^{(t+\Delta t)} \dot{\mathbf{x}}^{(t+0.5\Delta t)}, \quad (4.23)$$

где се експоненти  $(t-0.5\Delta t)$  и  $(t+0.5\Delta t)$  односе се на средње вредности временског прираштаја.

Како оператор централне разлике није самопокренут због средњег прираштаја брзине, морају се дефинисати почетне вредности у тренутку  $t=0$  за брзину и убрзање. У овом случају, оба параметра су постављена на нулу као да диск остаје непокретан у тренутку  $t=0$  [146].

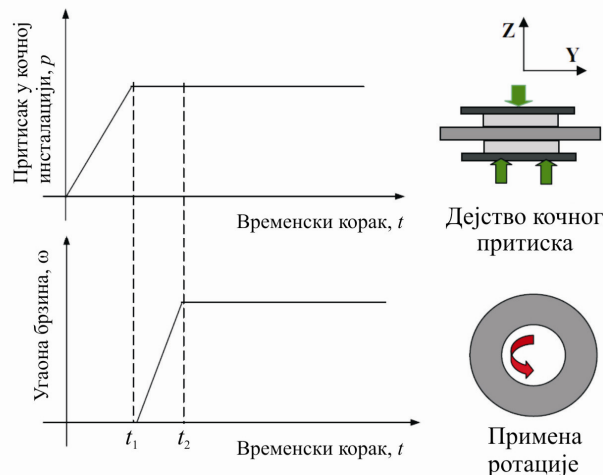
За разлику од имплицитне динамичке интеграције (*ABAQUS/Standard*), за експлицитну динамичку интеграцију (*ABAQUS/Explicit*) није потребно конвергентно решење пре него што се покуша следећи временски корак. Сваки временски корак је толико мали да су његове границе стабилности  $\Delta t$  ограничене у погледу највише сопствене вредности ( $\omega_{\max}$ ) у систему:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{\max}}. \quad (4.24)$$

Ово је разлог за ефикасност рада у *ABAQUS/Explicit* пакету. Због овог епитета „експлицитни“ поступак решавања за динамичке симулације, контактни алгоритми у експлицитној и имплицитној верзији су различити. Главне разлике између два решавају су следеће:

- Програм за решавање-*Standard solver* користи чисто главни-потчињен (енг. *master-slave*) шему за увођење контактних ограничења, док *Explicit Solver*, подразумевано, користи избалансiranу *master-slave* шему. Зато је потребно направити измену у експлицитном коду променом тежинског просека контактних ограничења са вредности WEIGHT=1.0 (уравнотежена) на WEIGHT=0.0 (чиста).
- Програми за решавање-*Standard solver* и *Explicit Solver* обезбеђују мале шеме клизног контакта. Међутим, мала шема клизања у *Standard solver* преноси оптерећење на *master*-чворове у складу са тренутном позицијом *slave*-чворова док се у *Explicit Solver* мала шема клизања увек преноси оптерећење кроз тачку везивања.
- *Standard solver*, се подразумева да користи контактни алгоритам казнене функције за спровођење ограничења фриксионог контакта, док *Explicit Solver*, се подразумева да користи кинематски контактни алгоритам. Кинематска шема примењује ограничења приањања на сличан начин као код Лагранжових мултипликатора у *Standard solver*-у. Међутим, алгоритам је сасвим другачији. Да би се промениле подразумеване поставке у *Explicit Solver*-у на методу казнене функције, потребно је извршити измену додавањем кључне речи *MECHANICAL CONSTRAINTS=PENALTY* [141].

За анализу прелазних процеса, користе се временска промена притиска у кочној инсталацији и броја обртаја за описивање радних услова модела диск кочнице, као што је приказано на слици 4.15. У првој фази, кочни притисак се постепено примењује све док не достигне  $t_1$  а затим постаје константан. Диск почиње да ротира у  $t_1$  и постепено повећава брзину до  $t_2$ . Тада угаона брзина постаје константна.

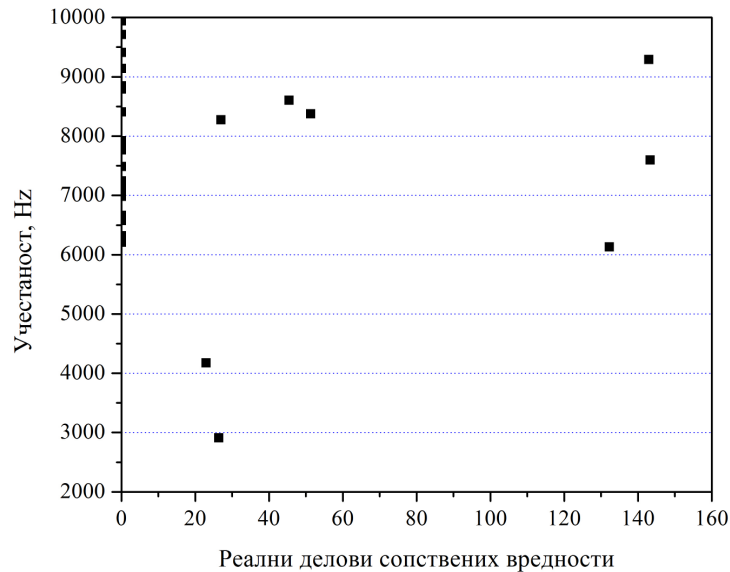


Слика 4.15 Шематски приказ симулационе процедуре анализе прелазних процеса [146]

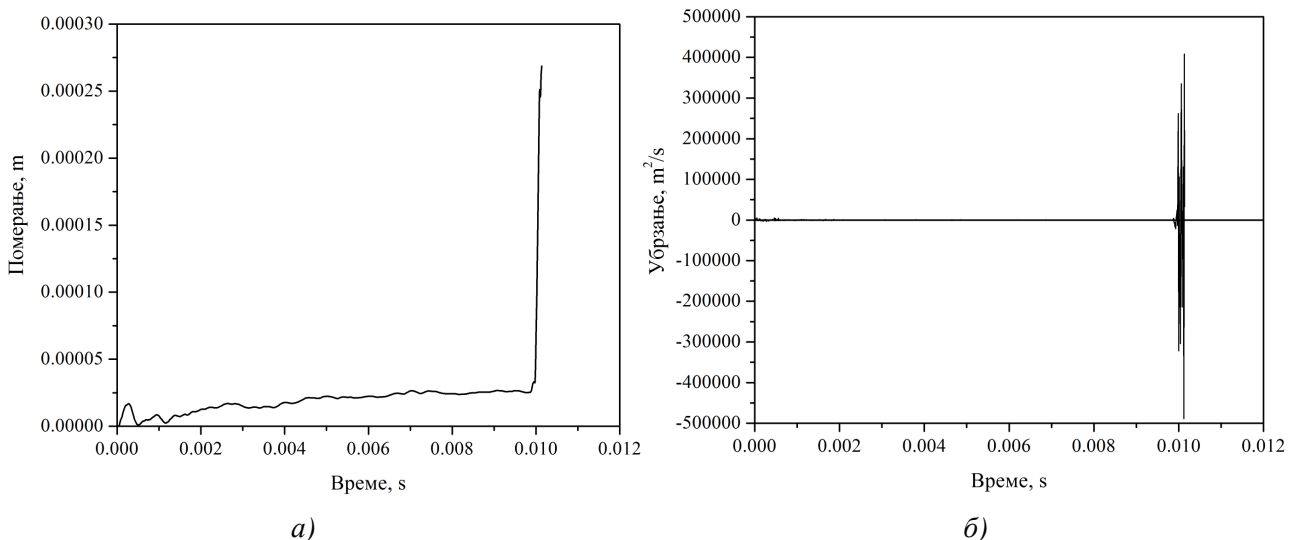
У овом истраживању су симулиране три различите контактне шеме. Ово је урађено како би се одредило која од контактних шема, које су на располагању у *ABAQUS*, може да предвиди сличне резултате анализе комплексних сопствених вредности и анализе динамичких прелазних процеса. За истраживање је коришћен константни коефицијент трења, док је диск кочница изложена кочном притиску од 1,84 МПа и угаоној брзини од 44.52 rad/s.

#### 4.2.2.1 Мало клизање са казненом функцијом

Прва контактна шема представља примену малог клизања са казненом функцијом. Коришћењем анализе комплексних сопствених вредности, предвиђено је осам нестабилних учестаности као што је приказано на слици 4.16.



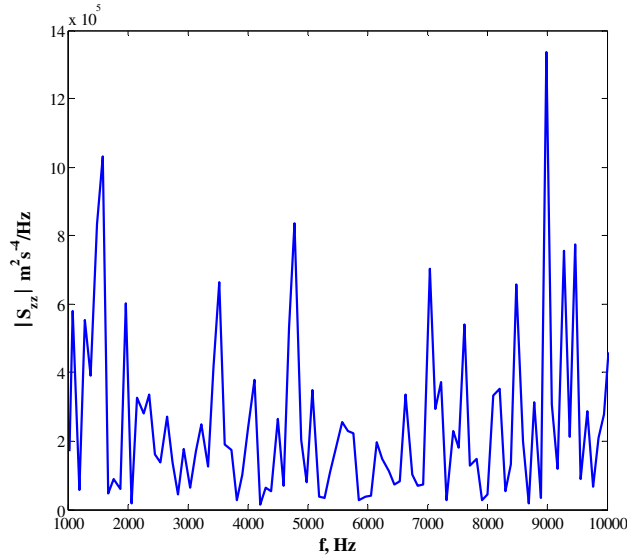
Слика 4.16 Предвиђене нестабилне учестаности коришћењем малог клизања са казненом функцијом



Слика 4.17 Временска промена  $z$ -померања (а) и  $z$ -убрзања (б) у одређеном чвору за мало клизање са казненом функцијом

За анализу динамичких прелазних процеса, померања у  $z$ -правцу у одређеном чвору кочног диска показују да његов одговор значајно расте са временом, тако да је при  $t=0,01$  s дошло до појаве дивергентног одговора. Ово указује да се диск кочница понаша нестабилно кроз анализу. Слика 4.17 илуструје одговор у облику померања и убрзања чвора на диску.

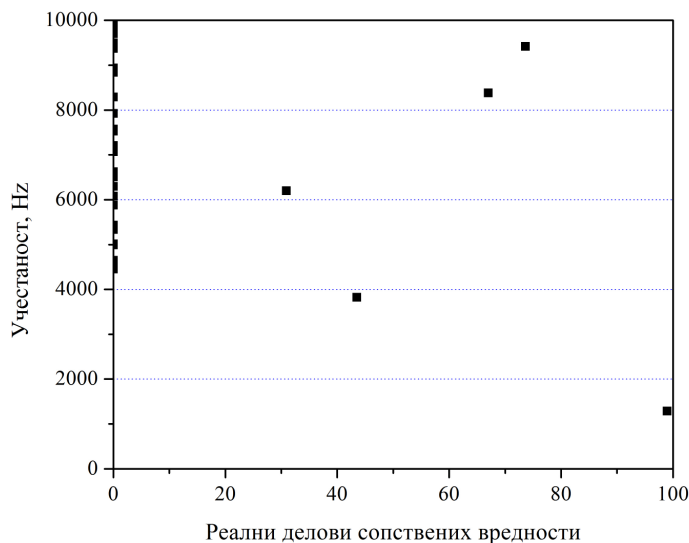
Временска функција убрзања се затим трансформише у фреквентни домен коришћењем брзе Фуријеове трансформације применом софтвера *MATLAB*. Фреквентни спектар убрзања у правцу нормалном на површину диска кочице је приказан на слици 4.18. Појављује се више изразитих врхова при учестаности које су блиске учестаностима предвиђеном претходном анализом комплексних сопствених вредности.



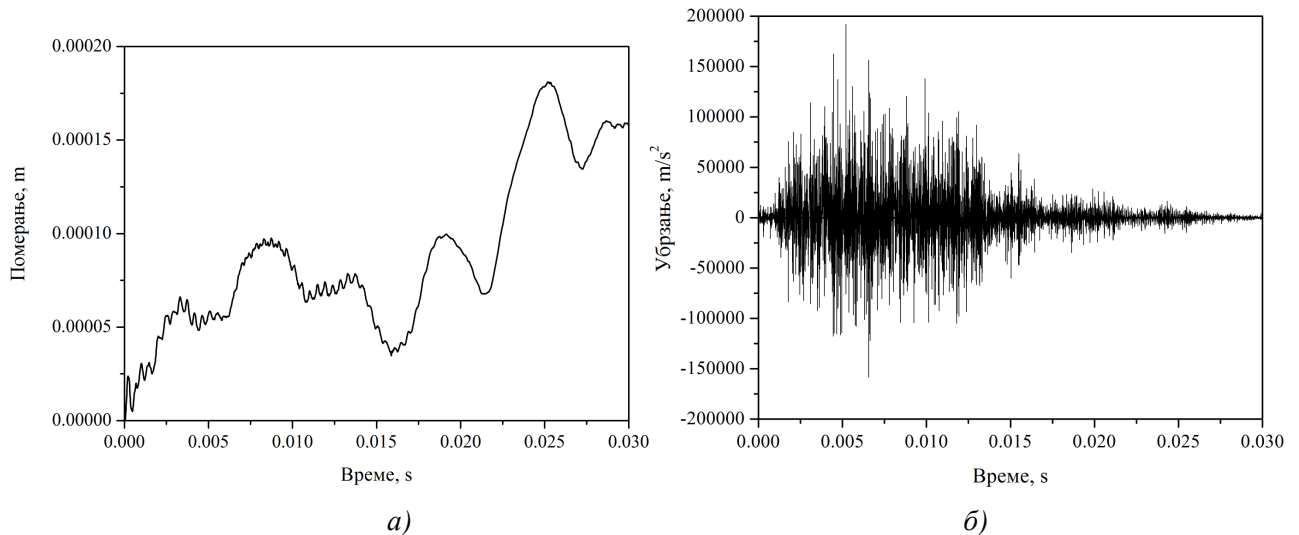
Слика 4.18 Предвиђене нестабилне учестаности за мало клизање са казненом функцијом

#### 4.2.2.2 Коначно клизање са казненом функцијом

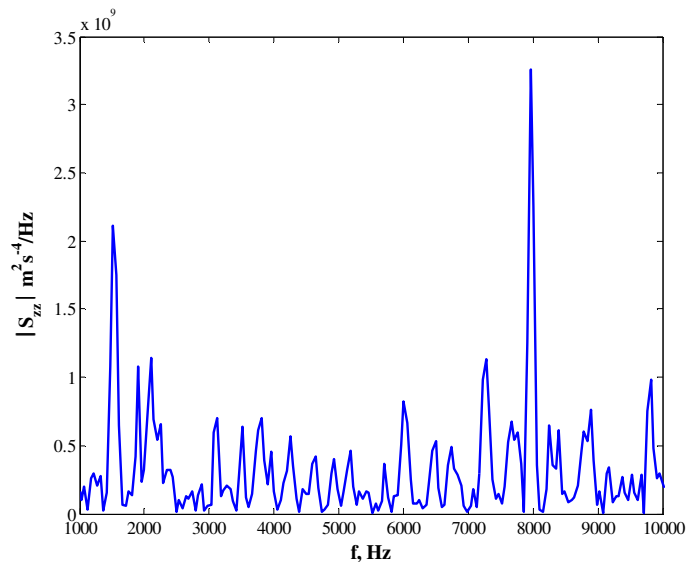
Друга контактна шема која се разматра је коначно клизање са казненом функцијом. Коришћењем ове шеме, анализа комплексних сопствених вредности је показала резултате где је предвиђено пет нестабилних учестаности, као што је дато на слици 4.19. Ово указује да постоје разлике између ове две контактне шеме у анализи комплексних вредности. Одзив у виду померања у функцији времена коришћењем ове шеме се пуно разликује од оне на слици 4.17 добијене претходном шемом. Временска промена померања и убрзања је приказана на слици 4.20. Слика показује да у тренутку  $t=0,022$  s померање расте, али не у значајној мери (33%). Зато се сматра да овај одговор не представља нестабилност система.



Слика 4.19 Предвиђене нестабилне учестаности коришћењем коначног клизања са казненом функцијом



Слика 4.20 Временска промена а)  $z$ -померања и б)  $z$ -убрзања у одређеном чвору за коначно клизање са казненом функцијом



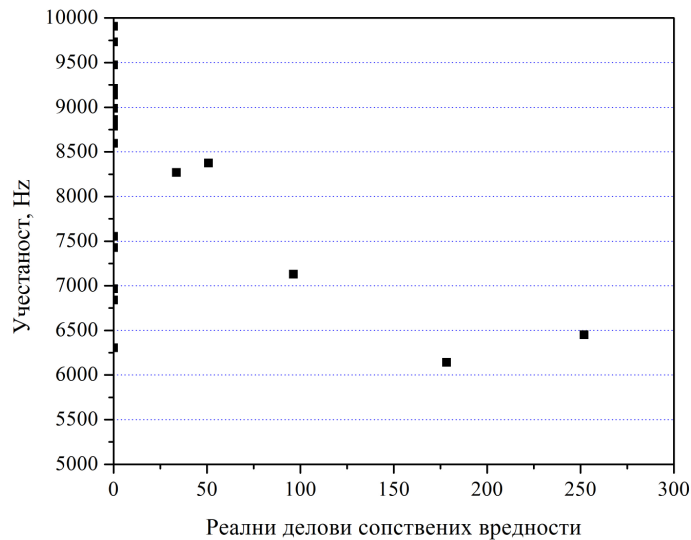
Слика 4.21 Предвиђене нестабилне учестаности за коначно клизање са казненом функцијом

Фреквентни спектар убрзања у правцу нормалном на површину диска кочнице стабилне диск кочнице је приказан на слици 4.21. Постоје две учестаности нестабилности при 1,5 kHz и 8 kHz. Још једном, постоји разлика између две методе анализе коришћењем ове контактне шеме јер се поклапа само једна од две учестаности нестабилности.

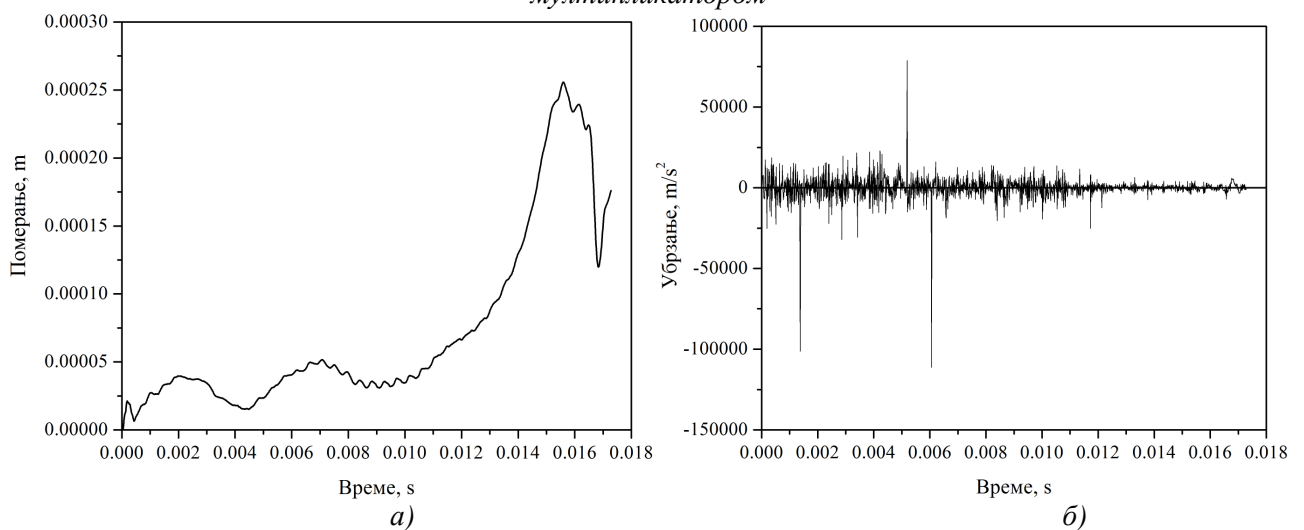
#### 4.2.2.3 Коначно клизање са Лагранжовим мултипликатором

Следећа константна шема које је разматрана у току овог истраживања је коначно клизање са Лагранжовим мултипликатором. Са слике 4.22 види се да постоји пет нестабилних учестаности предвиђених анализом комплексних сопствених вредности. У анализи прелазних процеса може се видети да одзив у виду померања, као што је илустровано на слици 4.23а), после почетног пораста почиње да опада после  $t=0,0155$  s у значајном износу (53%). Слика 4.23б) показује одговор у виду убрзања у временском домену за изабрани чвор и ово указује да се ова нестабилност појавила у периодично ограниченом циклусу, а не током читавог временског тока. Зато се сматра да овај одговор не представља нестабилност система [104]. После претварања одзива у виду померања из временског у фреквентни домен, може

се видети да су нестабилне учестаности предвиђене при 3,8 kHz и 6,2 kHz са високом амплитудом вибрација, као што је описано на слици 4.24. Ово се слаже добро са једном од нестабилних учестаности предвиђених анализом комплексних сопствених вредности. Међутим, друге нестабилне учестаности предвиђене анализом комплексних сопствених вредности нису нађене у анализи прелазних процеса. Ово је слично резултатима добијеним у [178] чија анализа прелазних процеса је успела да предвиди само једну од две нестабилне учестаности нађене комплексним сопственим вредностима.

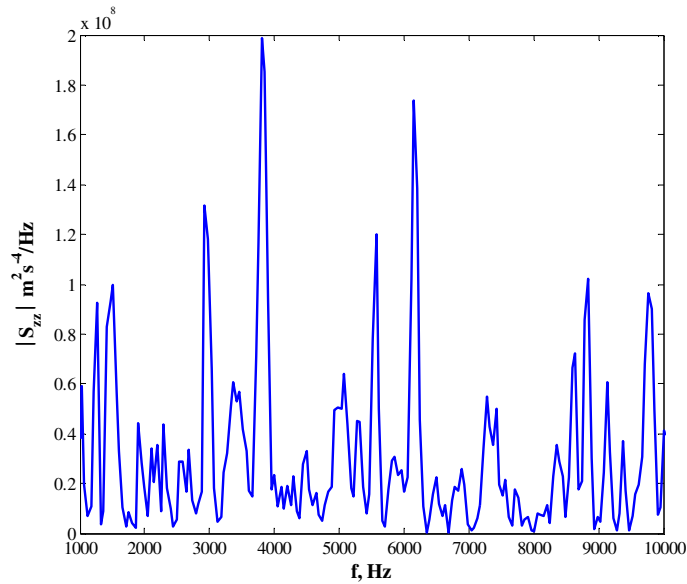


Слика 4.22 Предвиђене нестабилне учестаности коришћењем коначног клизања са Лагранжовим мултипликатором



Слика 4.23 Временска промена а)  $z$ -померања и б)  $z$ -убрзања у одређеном чвору за коначно клизање са Лагранжовим мултипликатором

На основу ове три контактне шеме, може се закључити да мало клизање са казеном функцијом може да предвиди реалније резултате где одзиви у виду померања показују нестабилност диск кочнице, док друге контактне шеме показују конвергенцију у померањима која означавају стабилни систем, док је у анализи комплексних сопствених вредности показан нестабилни систем са више нестабилних учестаности.



Слика 4.24 Предвиђене нестабилне учестаности за коначно клизање са Лагранжовим мултипликатором

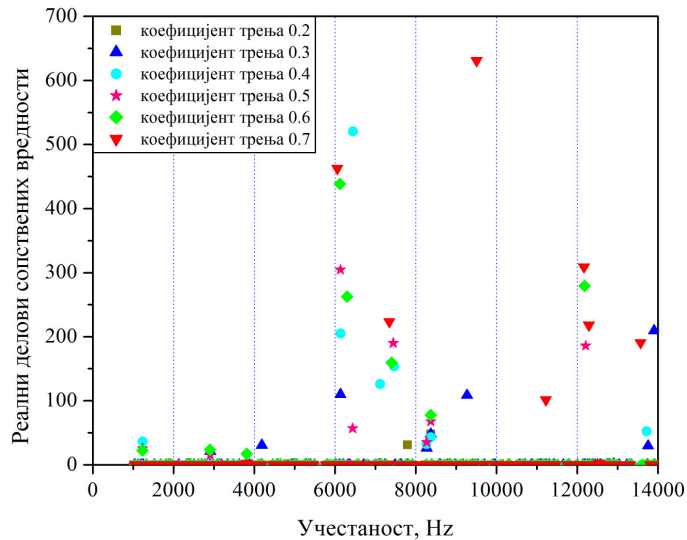
На основу добијених резултата може се закључити да анализа комплексних сопствених вредности може дати скоро исте нестабилне учестаности за различите контактне шеме. Ово због чињенице да је предвиђена расподела контактнoг притиска скоро иста као што је приказано на сликама 4.2 и 4.3. С обзиром да су скоро идентични контактни притисци стављени у једначину 4.13, није изненађујуће да су предвиђене нестабилне учестаности скоро идентичне. Међутим, то није случај за анализу прелазних процеса где диск физички ротира (без узимања у обзир утицај покретног оптерећења). Због различитости између коначног и малог клизања, предвиђени контактни притисак или контактна сила су другачији.

### 4.2.3 Утицај параметара на шкрипу диск кочица

#### 4.2.3.1 Варијација коефицијента трења

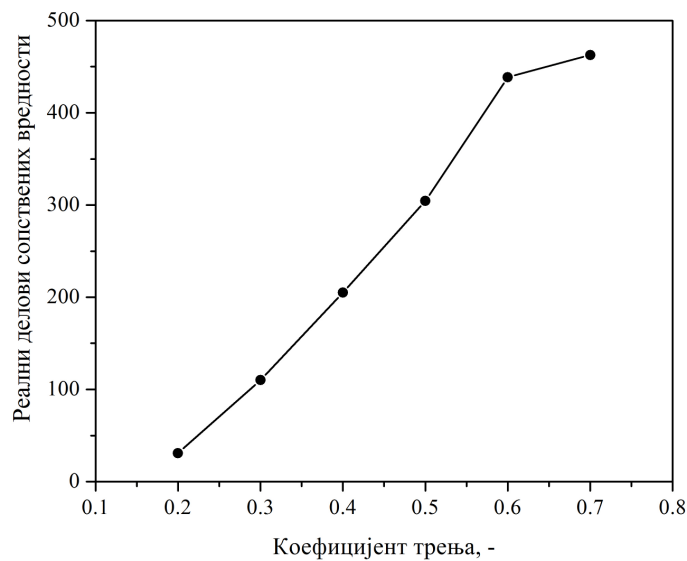
Извршена је затим анализа утицаја коефицијента трења на контактнoј површини плочица-диск. Обично, анализа се врши за вредности коефицијента трења у границама од 0,1 до 0,7 [126]. При ниским коефицијентима трења сви модови система ће бити стабилни. Како се коефицијент трења повећава, модови се могу приближавати један другом у погледу учестаности. При некој критичној вредности коефицијента трења, јавља се изненадна промена (названа дихотомија-раздвајање), и настаје нови мод у коме су садржани оригинални модови као спрегнути пар. Слика 4.25 приказује резултате у облику реалних делова (коефицијента пригушења) као функцију учестаности, за различите коефицијенте трења. Може се видети да се главна учестаност појаве шкрипе налази око 6,1 kHz. Вредност реалних делова се значајно повећава са повећањем коефицијента трења, као што се види на слици 4.26, при учестаности од 6,1 kHz.





Слика 4.25 Нестабилни модови при вредностима коефицијента трења између 0,1 и 0,7

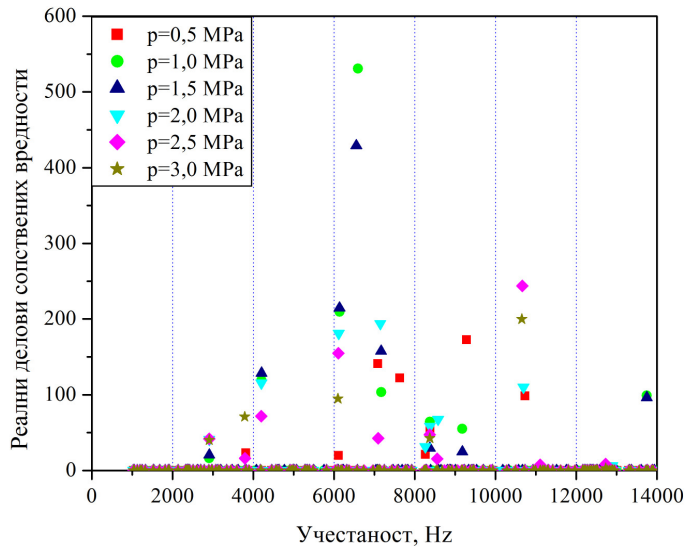
Са повећањем коефицијента трења, постоји одговарајуће повећање нестабилности система, што се види кроз повећање реалних делова. То значи да најосновнија метода елиминације шкрипе кочница представља смањење трења између плочица и диска. Међутим, то очигледно умањује перформансе кочења и није пожељна метода за примену.



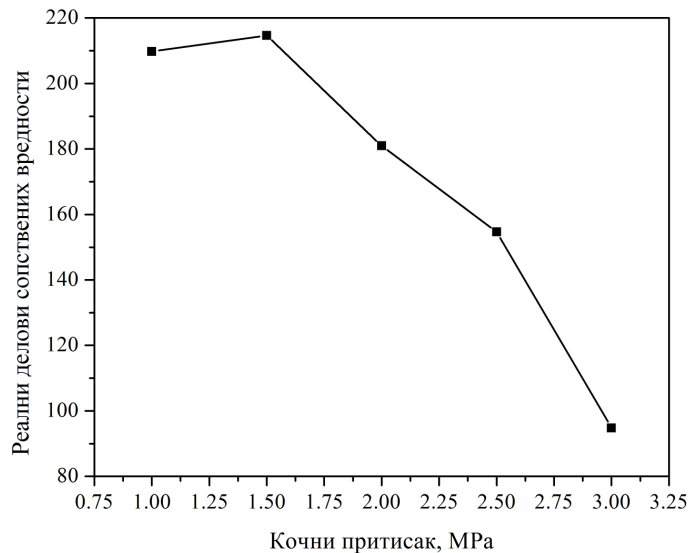
Слика 4.26 Промена реалних делова са коефицијентом трења при учестаности од 6,1 kHz

#### 4.2.3.2 Варијација кочног притиска

Утицај кочног притиска на склоност појави шкрипе је истражена варирањем примењеног притиска од 1 МПа до 3 МПа. Извршено је почетно поређење сопствених вредности за кочни притисак. Слика 4.27 приказује промену реалних делова (коефицијента пригушења) у функцији учестаности за различите кочне притиске. Главна учестаност нестабилности на 6,1 kHz је изабрана за детаљнију анализу, која има значајан утицај у погледу дефинисања склоности ка шкрипи. Слика 4.28 показује варијације коефицијента пригушења са кочним притиском на учестаности од 6,1 kHz. У суштини, повећање кочног притиска доводи до смањења при главној учестаности нестабилности. Тако се смањује склоност ка шкрипи, због великог кочног притиска који води ка смањењу вредности контактне крутости између плочица и ротора.



Слика 4.27 Нестабилни модови у функцији промене кочног притисак од 1 до 3 МПа



Слика 4.28 Промена реалних делова са кочним притиском при учестаности од 6,1 kHz

### 4.3 Закључци

Ово поглавље је било фокусирано на анализу нелинеарних контактних модела диск кочнице са главним циљем утврђивања расподеле контактнoг притиска, контактне површине и максималног контактнoг притиска. Ова три параметра су корисна за даљи рад, посебно у поређењу предвиђених резултате од једног модела до другог. Претходно је описано неколико потенцијалних шема контактних интеракција које су доступне у *ABAQUS*. Прво поређење се врши између шема малог и коначног клизања. Установљено је да, иако шема малог клизања претпоставља да би се *slave* чвор могао клизати релативно у малом износу на *master* површини у поређењу са шемом коначног клизања, предвиђени резултати између две шеме су скоро идентични. Основна предност шеме малог клизања у односу на шему коначног клизања је у томе да смањује време рачунања за око 30,87 %.

Друго поређење је направљено у циљу испитивања два ограничења фрикционе крутости, наиме метода казнене функције и метода Лагранжовог мултипликатора. Метода казнене функције омогућава релативно кретање површине приликом приањања, док Лагранжов мултипликатори не дозвољавају уопште релативно кретање током стања приањања. Поред

тога, Лагранжови мултипликатори могу да спроведу прецизније ограничења приањања и клизања него методом казнене функције. Међутим, у погледу цене прорачуна Лагранжова метода узима више времена за једну анализу. Ово се показало као тачно јер Лагранжова метода захтева 2819 s у односу на 2000 s коришћењем методе казнене функције, што је повећање од 29 % у погледу рачунарског времена. С друге стране, предвиђени резултати за обе методе су идентични. Посматрајући ове резултате, метода казнене функције је погоднија и користиће се заједно са шемом малог клизања за наредна истраживања.

Анализирана је такође стабилност диск кочница применом анализе комплексних сопствених вредности. Пре анализе, израчунат је коефицијент трења на основу развијеног математичког модела. Анализа стабилности се врши при различитим фрикционим карактеристикама укључујући и утицај фрикционог пригушења. Показало се да најбоља предвиђања постиже модел контактне споја са укључивањем фрикционог пригушења и негативног нагиба криве  $\mu-v$ . Валидација предвиђених резултата није само заснована на његовим нестабилним учестаностима, већ и у погледу његових нестабилних режима облика. С обзиром на радне услове кочења, предвиђени резултати показују да постоји добро слагање у режиму облика између предвиђених и експерименталних резултата.

У литератури се постављало питање како су добро анализа комплексних сопствених вредности и анализа динамичких прелазних процеса у корелацији једна са другом у случају модела са великом бројем степени слободе. У овом истраживању, користећи исти модел диск кочнице, граничне услове и радне услове и наизглед сличне контактне шема у оквиру истог софтверског пакета, резултати показују да се контактном шемом малог клизања и казнене функције могу предвидети неке од нестабилних учестаности. Међутим, неке нестабилне учестаности које предвиђа анализа комплексних сопствених вредности недостају у анализи прелазних процеса.

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСПИТИВАЊЕ ВИСОКОФРЕКВЕНТНЕ ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦА

Бука кочница је проблем још од времена проналаска аутомобила. У то време већи део тестирања се заснивао на субјективној процени и мерењима на возилу које се креће на путу. Током година, развијени су многи лабораторијски и путни тестови са широким спектром могућности и приступа. Модерни динамометри за испитивање буке кочница су постали софистициране тест платформе за идентификацију склоности кочница стварању шкрипе и за дијагностиковање проблема буке. Реконструкција шкрипе кочница није лак задатак. У многим случајевима, шкрипа кочница се јавља само током једног дела процеса успоравања или код кочења уз одржавање константне брзине (енг. *drag*). Компоненте кочнице често морају да раде у тачно одговарајућим условима. Ови услови могу да обухвате брзину, температуре, влажност, кочни притисак и хабање.

### 5.1 ВРСТЕ ТЕСТОВА ШКРИПЕ КОЧНИЦА

Експерименталне методе снимања високофреквентне шкрипе диск кочница могу се према месту испитивања поделити на: путна испитивања и лабораторијска испитивања.

Најпознатији тестови за истраживање буке кочница у путним условима су Лос Анђелес тест у градским условима (енг. *LACT-Los Angeles City Traffic*) у САД и *Mojacar* тест у Европи. Дужина Лос Анђелес теста је нормално 5000 миља или 8000 миља. Вози се просечно 250 или 400 миља по дану. Неки тестови могу да трају мање више данима, а укупно око 20 дана. У просеку, број кочења током 1 миље је 4 до 5. Овде постоји нешто чешћа примена кочница него у нормалним условима градског саобраћаја. Као резултат дугогодишњег искуства, овај тест је прихваћен једногласно међу произвођачима аутомобила и њиховим снабдевачима у САД. Ови тестови возила могу у потпуности да процене стварне перформансе кочница у погледу буке и веома су репрезентативни у погледу начина доживљавања буке од стране корисника возила. Међутим, сви ови тестови буке на возилу су скупи, захтевају пуно времена, и одвијају се обично сувише касно да би утицали на конструкцијске измене, ако се детектује бука кочнице на тестираном возилу. Зато су познати произвођачи кочница развили лабораторијске динамометарске тестове који могу да скрате развојни циклус у погледу буке кочница и пруже тачне и објективне статистичке податке за процену перформанси кочница у

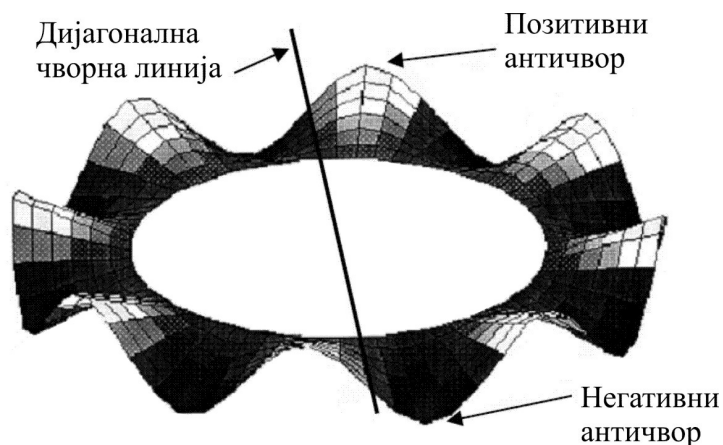
погледу буке. Резултати из лабораторије могу се искористити тако да се брзо утиче на конструкцијске измене како би се оптимизирале перформансе буке кочница.

Поред динамометарских испитивања у лабораторијским условима се одвијају и бесконтактне мерне технике-ласерске метрологије. Холографска интерферометрија, импулсна ласерска електронска тачкаста интерферометрија (енг. *ESPI*) и ласерско доплер мерење брзине су методологије које се користе за идентификацију узрока проблема буке кочница и проверу инжењерских решења [134].

### 5.1.1 Холографска интерферометрија

Холографска интерферометрија је проверена техника за мерење и анализу апсолутног померања, како ван-равни тако и унутар-равни, диск кочнице који генерише буку. Стандардна техника холографске интерферометрије развијена је тако да могу бити представљене обе појединачне динамичке слике вибрација унутар-равни и ван-равни, заједно са комбинованом динамичком сликом која указује на апсолутно померање. Техника користи низ временски повезаних холограма који су снимљени из три различите перспективе гледања на кочницу. Свака слика је забележила апсолутно померање, али како сваки од три холограма види кочницу из друге тачке посматрања, онда се сваки састоји од различитих степени вибрација ван-равни и унутар-равни, зависно од њиховог угаоног положаја. Овај променљив степен померања омогућава његово манипулисање у циљу идентификације и изоловања унутар-равни и ван-равни доприноса укупној побуди тако да се свака може посматрати одвојено. Ван-равни је представљена као тродимензионална слика, док стрелице представљају унутар-равни амплитуду као граф „подрхтавања“. Резултати показују да су модови диска изузетно сложени за систем са удвојеном стегом и даље указује на то да су амплитуде вибрација унутар-равни знатно веће по величини него амплитуде вибрација ван-равни.

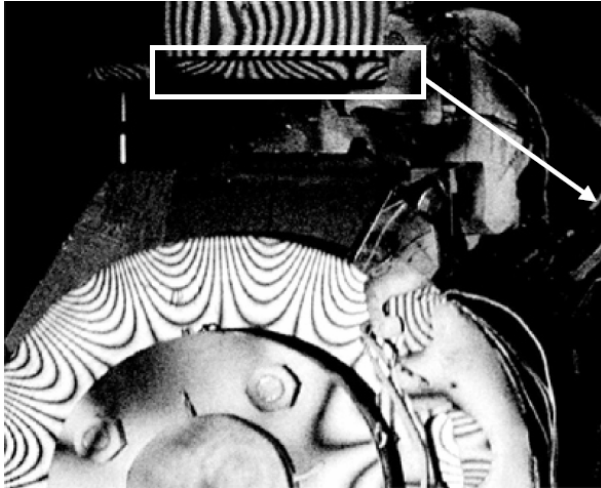
Као што је то случај са каросеријом/шасијом и преносницима снаге, ласерска метрологија има јединствену предност и може се применити и у случају буке кочница како би се бацило светло на ово сложено питање. Инжењери могу да стекну увид у основне узроке појаве буке и вибрација и обезбеде смернице за оптимално пројектовање [189].



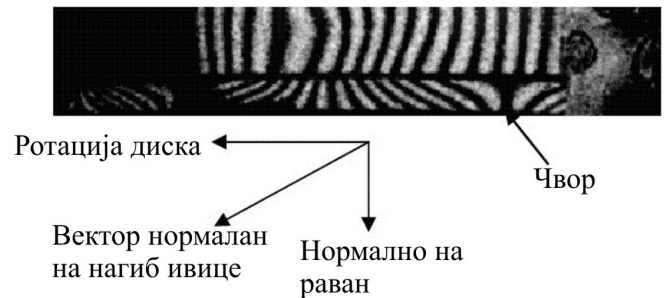
Слика 5.1 Вибрације ван-равни диска кочнице пречник мод 8-ог реда [189]

Бука диск кочнице се генерално повезује са фрикционим паром плочица и диск. Модови вибрација и природне учестаности су углавном били повезане са учестаностима буке и постоје јаки докази да се учестаност буке кочница налази у релацији са одређеном природном учестаности и ван-раванским модом вибрација диска –опажено је обично да је

учестаност незнатно мања од одговарајуће учестаности слободан-слободан. Досадашња истраживања су претежно била концентрисана на ван-раванске модове вибрација, где се види да диск исказује чисте дијаметралне модове вибрација, као што је приказано на слици 5.1. Због тога се може рећи да постоји слагање о већем доприносу ван-раванског померања у бучном кочном систему него унутар-раванском померању. Недавно признање истраживача да прихватају значај унутар-раванских вибрација током генерисања буке, захтевало је развој нових техника које треба да омогуће мерење потпуног тродимензионалног поља.



Слика 5.2 Реконструисани холограм-10750 Hz, 8 пречник мод. Обод диска приказан кроз горње огледало [189]



Слика 5.3 Увећан приказ обода диска показује линије. Угао се не може приписати само ротацији диска, дакле присутно је померање ван равни [189]

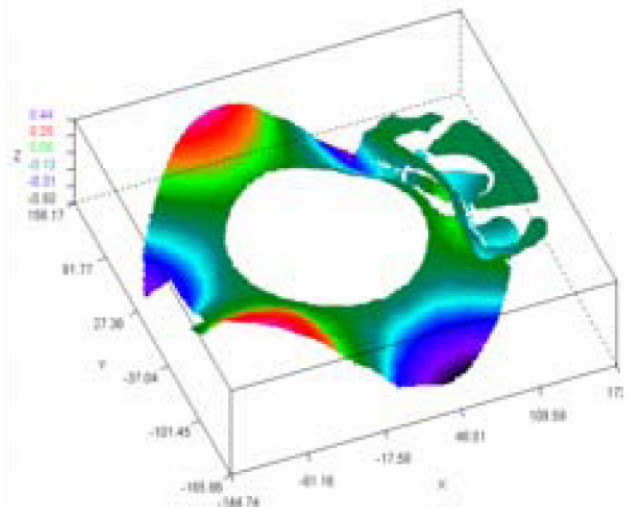
Слике 5.2 и 5.3 представљају холографски приказ обода диска и детаљ шаре са линијама на ободу диска и то стога што шаблон са линијама није могао бити приписан искључиво ван-раванским вибрацијама које су истраживачи на почетку проучавали користећи технику холографске интерферометрије да омогуће снимање пуног поља како вибрација унутар-равни тако и ван-раванских [189].

### 5.1.2 Импулсна ласерска електронска тачкаста интерферометрија

У области структурних испитивања, оптичке технике су већ успешно примењене за утврђивање одговора динамичке структуре. Недавно *ESPI* системи (енг. *Electronic Speckle Pattern Interferometry*) који користе импулсне ласере се све више користе да замене конвенционалне дупле холографске интерферометре, и преузимају не само главне предности холографије у односу на конвенционалне мерне технике, као што су пуно поља, бесконтактно мерење и осетљивост, већ такође користе модерне камере и компјутерске технике за снимање и обраду слике (слика 5.4). Могућности импулсне *ESPI* су већ додатно проширене и на 3Д мерење динамичког одговора и модалну анализу вибрација. Важна област примене је поље анализе дискова кочница, где импулсни *ESPI* системи пружају комплетне мапе вибрацији било које компоненте кочнице током теста (кочни дискови, добоши, стеге и плочице) [55].



а)



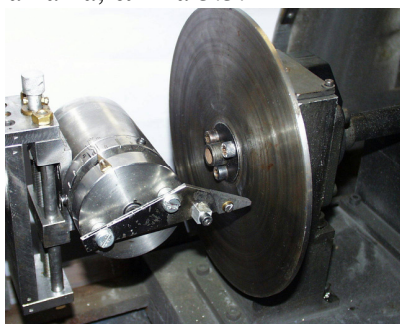
б)

Слика 5.4 а) 3D-Puls ESPI System Q-600 б) Мод вибрација диск кочница [55]

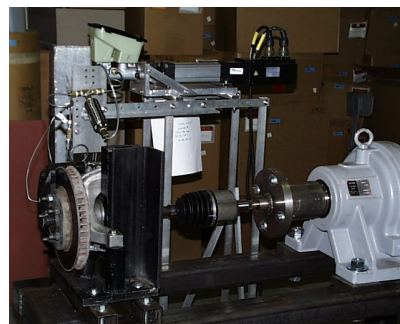
### 5.1.3 Ласерско доплерско мерење брзине

Скенирајући ласерски доплер виброметар *SLDV* (енг. *Scanning Laser Doppler Vibrometer*) има неке предности над осталим мерним техникама јер је лака за коришћење и са ниском снагом ласера, има високу просторну резолуцију, и што је бесконтактна техника. Може се користити за мерења модела облика компоненти (ротора, плочице и стеге) и модела компонента/система. Радни облик угиба (енг. *ODS- Operational Deflection Shape*), или прецизније тренутан мод шкрипе (енг. *ISM-Instantaneous Squeal Mode*) ротора кочног система такође може бити снимљен када је *ISM* непутујући мод. Поступак се може описати на следећи начин. Када микрофон/давач убрзања прими високоамплитудни сигнал једнофреквентне шкрипе/вибрацији, он шаље сигнал до ласерског виброметра да би га скенирао. Када шкрипа нестане, скенирање се зауставља. Ово захтева да догађај појаве шкрипе траје неколико минута, што може да се реализује кочним динамометром или у *drag* тесту возила при константној брзини. Тродимензионални *ISM* може се добити комбиновањем са још две ласерске главе/давача за истовремено скенирање [63].

Испитивања буке диск кочница се према објекту испитивања могу поделити на: игла на диску, реална диск кочница и диск кочница у склопу са пнеуматиком и системом еластичног ослањања, слика 5.5.



а)



б)



в)

Слика 5.5 а) игла на диску б) диск кочница в) диск кочница у склопу као на возилу

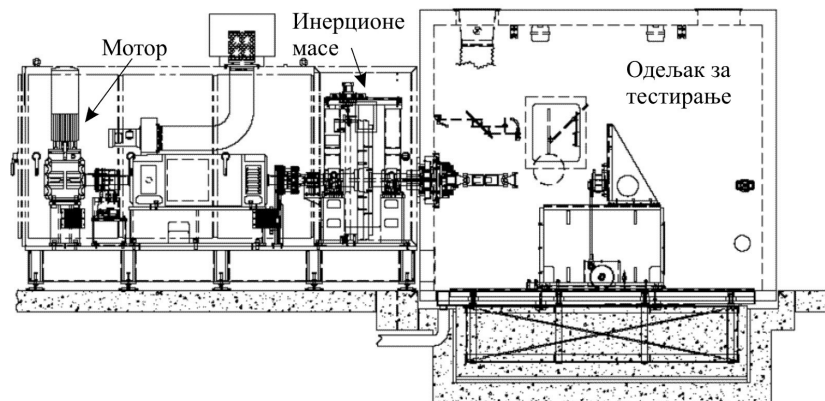
Ове методе испитивања представљају фазе приближавања реалним структурним везама кочног система на возилу и вероватноћа генерисања шкрипе у случају приказаном на слици 5.5в) ће имати највеће поклапање са резултатима у реалним путним условима.

## 5.2 ДИНАМОМЕТРИ

Циљ динамометарских тестова буке кочница је да репродукују услове и буку која потиче од кочница на возилу у току кретања. Било је много различитих приступа овом задатку, али модерни кочни динамометри имају релативно сличан концепт и начин рада. Тренутна конструктивна решења могу се поделити у две основне врсте. Постоји динамометар типа кочнице или вратила где се склоп кочнице погони вратилом. Друга категорија је динамометар типа шасије, где се гоњени точак користи за погон пнеуматика, који затим преноси погон склопу кочнице.

### 5.2.1 Вратило тип динамометра

Старији динамометри за испитивање буке су конструисани тако да испитују буку кочница и то само за режиме *drag*. Ови динамометри нису имали могућност да представе инерцију возила. Применом SAE J2521 (енг. *SAE J2521- Society of Automotive Engineers*) [179,185], прве међународно признате процедуре испитивања буке кочница, ови динамометри су застарели. Ова тест процедура захтева и делимично кочење без активирања кочница и уобичајено заустављање. Примена инерционих маса често даје равномернији рад при ниским брзинама, када се проблеми буке често јављају. Типичан пример оваквог вратило типа динамометра је приказан на слици 5.6 [188].



Слика 5.6 Вратило тип кочног динамометра за испитивање буке [188]

### 5.2.2 Основна конфигурација динамометра и начин рада

Електрични мотор се користи за покретање кочнице. За савремене аутомобилске динамометре користе се мотори снаге опсега од 75 до 300 kW. За остваривање реалне симулације заустављање возила, мора бити заступљен утицај инерције возила. То може да се уради на два начина. Традиционални приступ је да се користе дискови на ротирајућој осовини чији су моменти инерције еквивалентни линеарној инерцији возила. Новији приступ је да се користе електрични мотори за симулацију инерције возила. Модерни кочни динамометри могу да обезбеде обе методе, како би дали кориснику максималну флексибилност у симулирању кочног система возила.

Да би могла да се тестира широка палета возила неопходно је да се симулира велики опсег инерција. Најранији приступ овом проблему био је да се обезбеде дискови различитих инерција који се могу ручно монтирати и демонтирати на вратило динамометра. Ово се још



увек ради и данас на многим динамометрима. У зависности од величине возила и прираштаја инерције који се представља, ови дискови могу имати масу од неколико стотина до неколико хиљада килограма.

Савремени рачунари су омогућили симулацију инерције возила кроз управљање погонским електричним мотором. Иако је из бројних разлога пожељно имати најмање један инерциони диск на динамометру, сада је могуће обезбедити изузетно фино подешавање прираштаја инерције и вредности инерције изнад и испод оне физички монтиране на динамометар захваљујући електричној симулацији. Постоји једноставна формула за предвиђање величине инерције које могу бити симулиране на одређеној машини [180]:

$$I_o = \frac{9549.3 \cdot P_m \cdot R_r}{a \cdot g \cdot \Omega}, \quad (5.1)$$

где је

- $a$  - убрзање возила,  $m/s^2$ ,
- $g$  - убрзање земљине теже -  $9,81 m/s^2$ ,
- $I_o$  - инерција која је на располагању,  $kg \cdot m^2$ ,
- $P_m$  - максимална снага мотора,  $kW$ ,
- $R_r$  - полупречник котрљања точка,  $m$ ,
- $\Omega$  - брзина ротације,  $o/min$ .

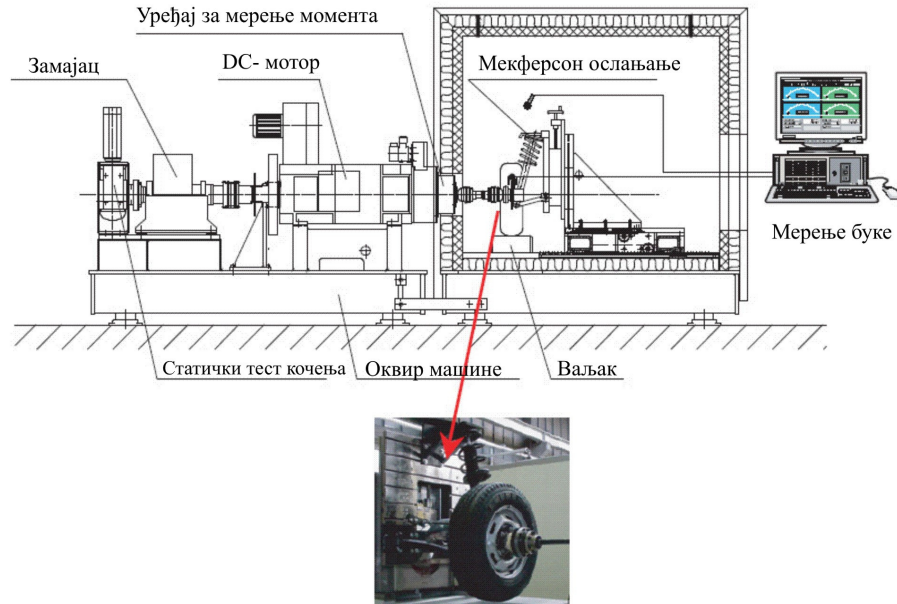
Која год метода се користи, циљ је достићи инерцију возила што је могуће ближе реалној како би се осигурала прецизна реконструкција заустављања. Прецизно поклапање ће обезбедити да се тестирање кочница оствари при истим моментима, зауставном времену, температури, броју обртаја као што се то дешава на возилу.

Такође је неопходно остварити подударање других радних услова кочног система како је горе поменуто. Један такав услов је примењени притисак на кочници. Не само да је неопходно да се подударају примењени притисак коришћењем исте кочне течности као што је она на возилу, већ је такође неопходно обезбедити исту брзину промене притиска. У неким случајевима, шкрипа може да зависи од брзине активирања кочнице или откочивања [134].

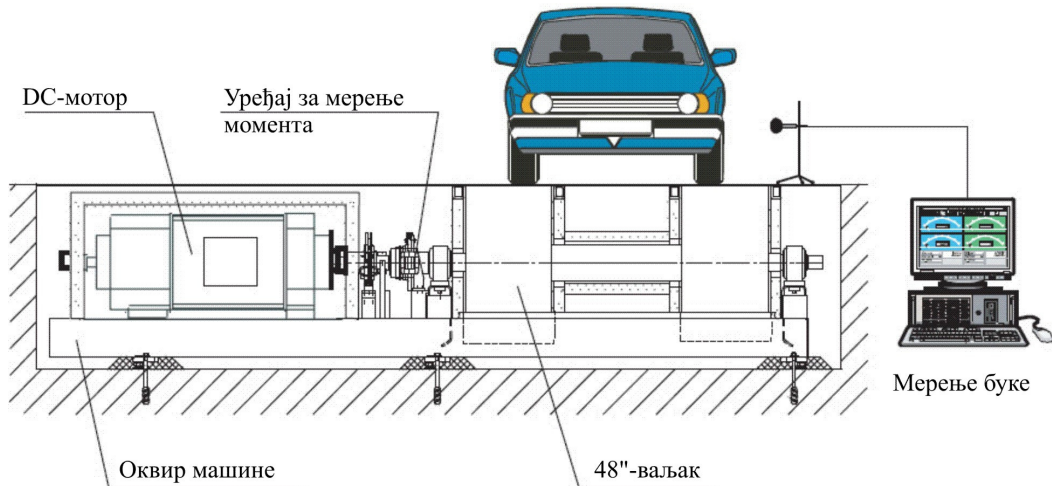
Наравно, у динамометрским тестирањима шкрипе морају се користити све исте кочне компоненте као оне на возилу. Проблем је у дефинисању колико далеко ова подударања морају да иду. Постоји јасна сагласност да главни елементи кочног хардвера морају бити исти. Ово обухвата кочне плочице или папуче, стегу, диск или добош, као и све њихове компоненте.

Контроверза се јавља када се говори о утицају остатка возила. Неки истраживачи сматрају да је неопходно да се обухвати утицај целог система еластичног ослањања, као и пнеуматика и точкава који су везани за кочницу. Изводе се са пнеуматиком који се котрља на површини уз реална оптерећења као на возилу. Генерално постоји сагласност да је то неопходно за нискофреквентну буку. Међутим, за високофреквентну буку, као што је шкрипа, није потпуно јасно да ли је то неопходно. Захтев за котрљање пнеуматика на површини при реалним оптерећењима возила захтева велике промене у конфигурацији динамометра. Као што се може видети на сликама 5.7 и 5.8, и даље може постојати основни тип вратило кочног динамометра са додатим котрљањем, или може бити неопходно прећи на динамометар-шасију где се возило налази на динамометру или се узима у обзир утицај возила [188].

Цртеж пасивног динамометра са котрљањем је приказан на слици 5.7. У овом случају испитивање се остварује са пнеуматиком и точком. Код оваквих динамометара, каже се да је котрљање пасивно, јер се саопштава пнеуматику који се погони преко вратила динамометра. Као што ће касније бити речи, други приступ је да се користи шасија динамометар код кога се погони ваљак (слика 5.8). За тестирања неких врста шкрипе постоји велика сагласност да треба укључити утицај целог система ослањања возила, као и веза са носећом структуром возила на динамометар.



Слика 5.7 Инерцијални тип NVH кочног динамометра [188]



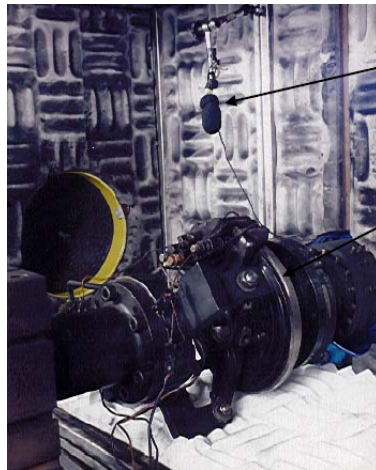
Слика 5.8 Шасија тип NVH кочног динамометра [188]

Окружење у коме ради кочица такође је важно за репродукцију буке на возилу. Оно обухвата како акустичко окружење, тако и услове средине. Акустички, окружење у коме се возило креће на путу мора бити репродуковано. То значи слободно акустичко поље изнад равни одбијања-рефлексије. На учестаностима које су од значаја, површина пута делује слично као равна одбијања. Иначе, енергија звука кочица може слободно да зрачи са малом импедансом у свим осталим правцима. За апроксимацију слободног акустичког поља у коме се возило креће, зидови мерног подручја су од акустички апсорбујућих материјала. Материјали који се користе састоје се од тепиха од стаклених влакана, минералне вуне, и

акустичне пене. Како је раније утврђено да се шкрипа кочница јавља при учестаностима већим од 1000 Hz и више, апсорпција ових материјала је најважнија изнад 1000 Hz. Добар приступ је одржавати коефицијент апсорпције на 0,8 или више изнад 500 Hz. Ово мерно окружење ће имати под од челика, бетона или друге акустички рефлексивне површине. Овакви подови треба да постигну апроксимативне акустичке карактеристике стварних путева [134].

Да би се обезбедио довољно низак ниво позадинске буке за откривање шкрипе, зидови ове просторије су такође дизајнирани да пруже високе губитке у преносу звука. Обично ове собе обезбеђују ниво звука у позадини испод 50 dB (A). Конструкција са дуплим зидом се користи за постизање губитака у преносу звука неопходних да би се осигурао довољан губитак преноса. Слика 5.9 приказује типичну конструкцију коморе за снимање буке кочница [181]. У овом случају су две челичне плоче раздвојене са 5 cm пене или изолацијом од стаклених влакана. У фреквентном опсегу од значаја, могу се постићи губици преноса звука од преко 30 dB.

Као и код било које звучне ограде, од кључног је значаја да се обрати посебна пажња на бочне путање и заповике на улазним вратима. Уколико је кућиште повезано са структуром динамометра или лабораторијског пода на коме звучна и вибрациона опрема ради, сав рад пажљивог дизајна просторије може бити упропашћен. Више информација о конструкцији коморе се налази у [181,182,183].



Слика 5.9 Типична конструкција звучне изолације [181]

### 5.2.3 Контрола окружења

Такође је неопходно тачно представити услове окружења под којима ради кочница. Ово може да обухвати температурске услове и услове релативне влажности. Савременији модели динамометра пружају могућност да се контролишу ови параметри.

Проблем који се често појављује је оно што се зове „јутарња мучнина“. Ово стање се јавља када се возило остави напољу преко ноћи у јесен и зими. Влажност расте преко ноћи, и ујутро може бити већа од 90 %. У исто време, температура може пасти на температуру близу замрзавања или испод. Ови услови ниске температуре и високе влажности често подстичу шкрипу. У неким случајевима, купци доживљавају буку по овом сценарију, када то није уочљиво под било којим другим радним условима [134].

Уз пораст свести да услови окружења играју кључну улогу у формирању шкрипе, већина нових динамометара за испитивање буке обухватају системе за контролу температуре ваздуха и релативне влажности ваздуха у околини кочница. Поред тога, многи произвођачи компоненти и произвођачи возила прецизно су дефинисали услове окружења који се морају одржавати током поступка испитивања буке. Може се очекивати да ће ови захтеви контроле окружења постати чешћи у пракси.

#### **5.2.4 Прикупљање података и управљање**

Критични део динамометарског система је управљање и систем за прикупљање података. Потребан је софистицирани систем управљања за постизање жељених услова рада и одговарајућих захтева текуће тест процедуре. Од система управљања и контроле се захтева да прати захтев за управљање кочним притиском, успорењем, или кочним моментом. Такође могу постојати протоколи подешавања жељене температуре и промене притиска, брзине, или других фактора током процеса заустављања [134].

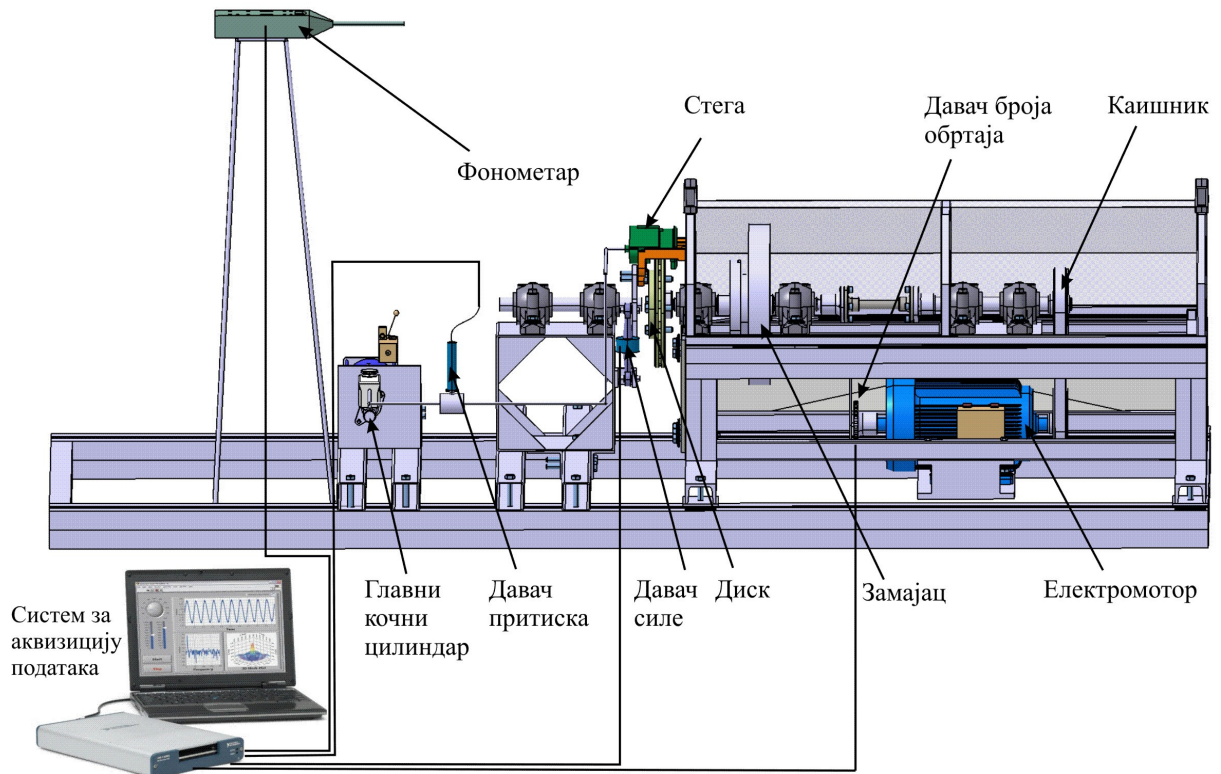
Да би се схватила склоност ка појави шкрипе, важно је прикупити велики број експерименталних резултата. Прво се морају добити подаци о буци. У неким случајевима то је једноставно као прикупљање података са једног микрофона. У другим случајевима, то може значити сакупљање података са више микрофона, давача убрзања, па чак и ласерских доплер виброметара и оптичких холографских система. Често се осим мерења буке примењују давачи убрзања за мерење вибрација у склопу кочнице. Подаци са давача убрзања могу се упоредити са подацима са микрофона да се утврди да ли појава шкрипе потиче од кочница, а не као страна бука од динамометра. У неким случајевима се за процену користи функција кохеренце [184].

За представљање стварних радних услова и брзине возила, прелаза између тестова, обично се обезбеђује хлађење ваздухом склопа кочнице на динамометру. Током нормалног рада кочница на возилу, нарочито при већим брзинама, постоји ток ваздуха преко кочнице који обезбеђује значајно хлађење. Поред тога, када су почетне температуре кочница (енг. *Initial Brake Temperatures - IBT*) дефинисане, хлађење ваздухом омогућава брже циклусе између тестова. На пример, када је дефинисана почетна температура 50 °C, наредни тест може бити на почетној температури од 75 °C. На жалост, тест са 50 °C може да загреје кочницу на температуру од преко 200 °C. Може се једноставно чекати да се кочница охлади као резултат природне конвекције или да се, користећи ток ваздуха за хлађење, охлади кочница на 75 °C за само неколико минута.

Током теста буке, важно је снимити све радне услове кочнице да би се правилно разумело шта се дешава када дође до буке. Обично ће ово укључити мерење кочног притиска, једну или више температура, брзину, ниво звучног притиска и амплитуде вибрација.

### **5.3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИНСТАЛАЦИЈА**

Кочни динамометар за испитивање буке диск кочница развијен у Лабораторији за испитивање мотора СУС на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу током израде ове дисертације је приказан на слици 5.10. Захваљујући диску на ротирајућој осовини чији момент инерције је еквивалентан линеарној инерцији возила, могуће је обухватити утицај инерције возила и тиме обезбедити стабилнији рад при ниским брзинама које су релевантне са аспекта буке кочница.



Слика 5.10 Кочни динамометар развијен у оквиру дисертације

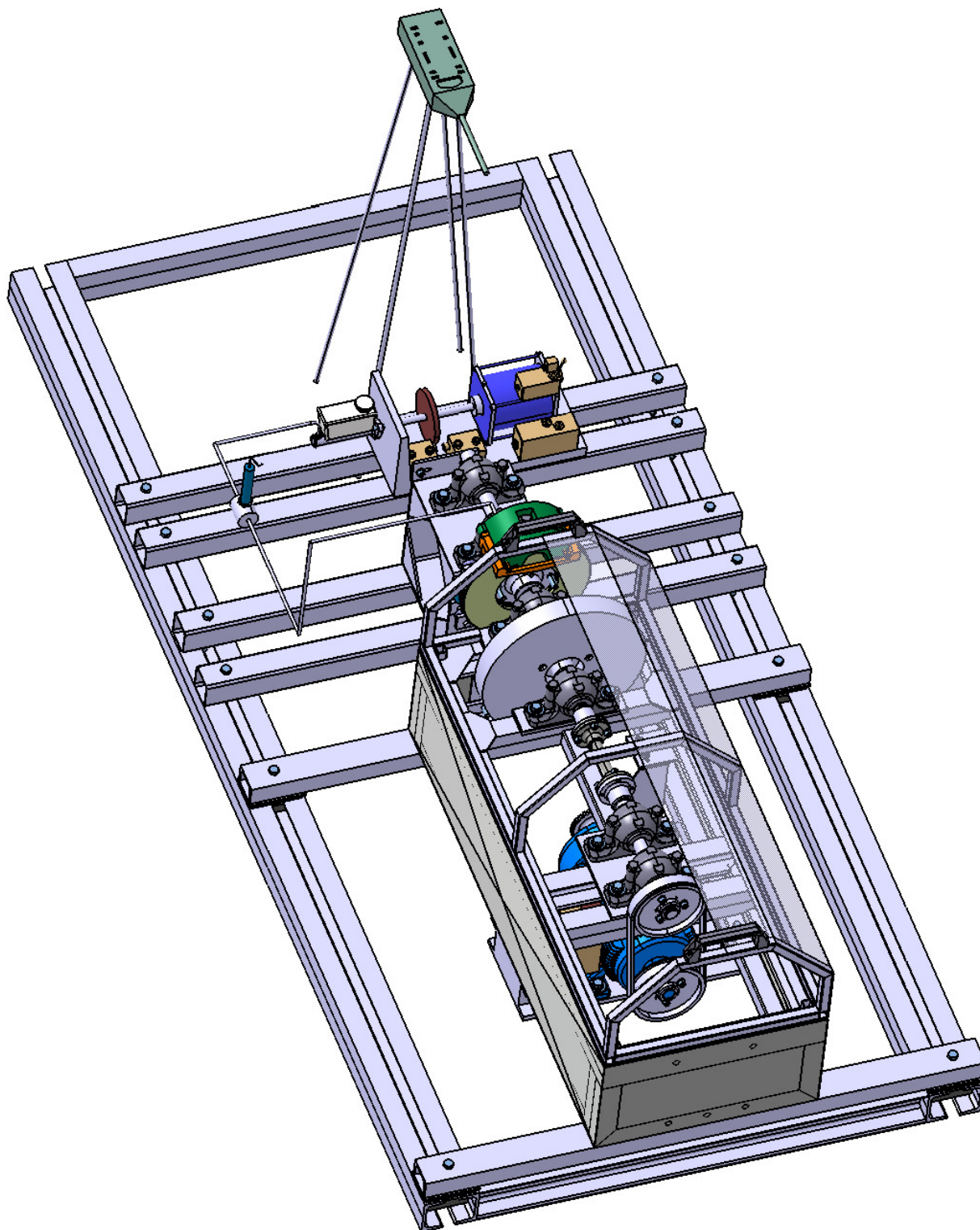
### 5.3.1 Приказ пројектоване испитне инсталације

Ради прегледности инсталација је приказана из више функционалних целина:

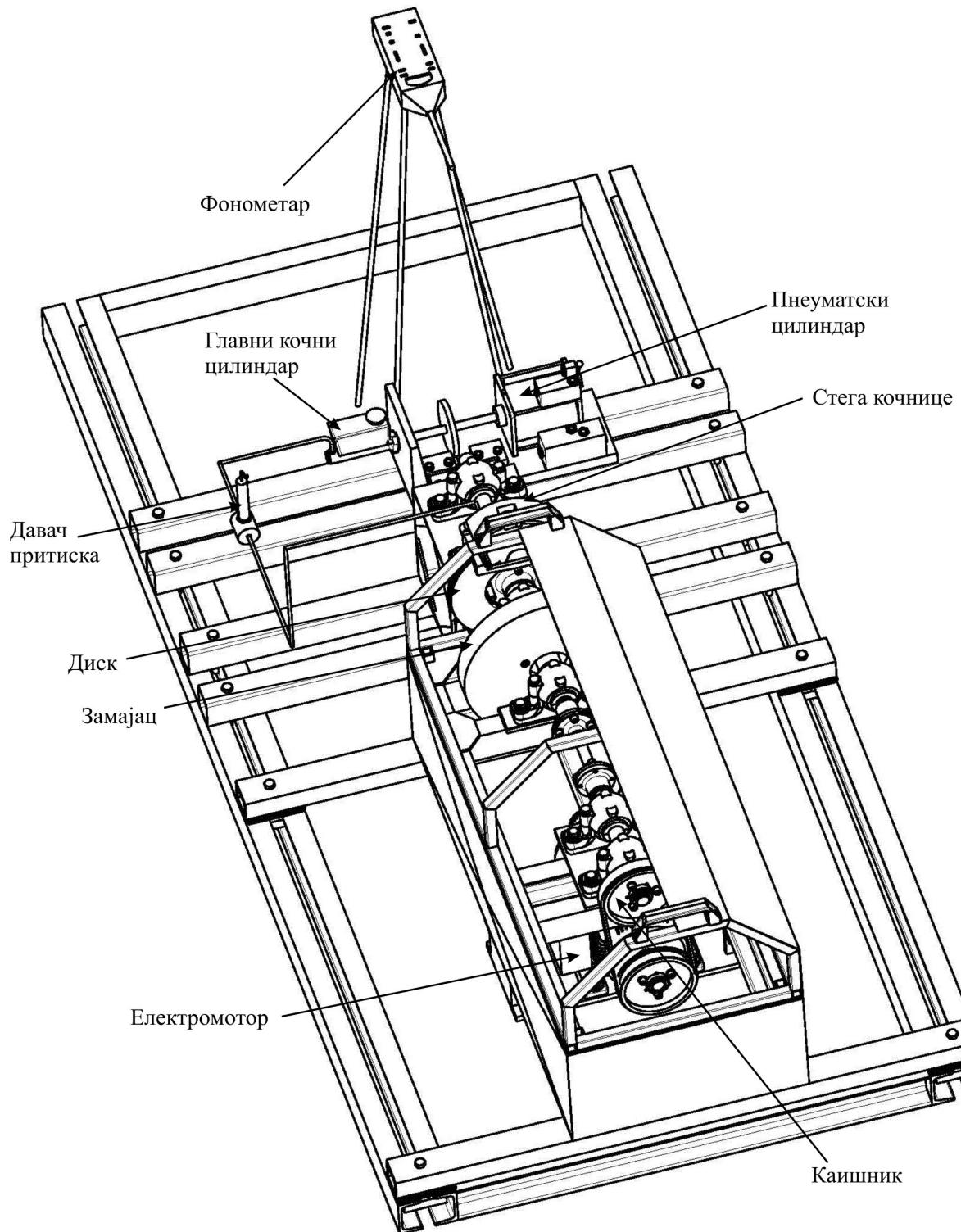
- испитни сто са погонским агрегатом, преносником снаге и диском,
- електро-енергетска инсталација,
- инсталација за активирање диск кочнице тј. за остваривање кочног момента,
- мерна опрема.

Детаљни модел кочног динамометра са мерном опремом је урађен у софтверском пакету САТИА и приказан је на слици 5.11.

На основу 3Д модела извршена је израда техничке документације неопходне за реализацију изведеног техничког решења. Шематски приказ пројектоване мерне инсталације за испитивање високофреквентне буке диск кочница дат је на слици 5.12.



Слика 5.11 3Д модел пројектоване мерне инсталације



Слика 5.12 Шематски приказ пројектоване мерне инсталације за испитивање високофреквентне буке диск кочица

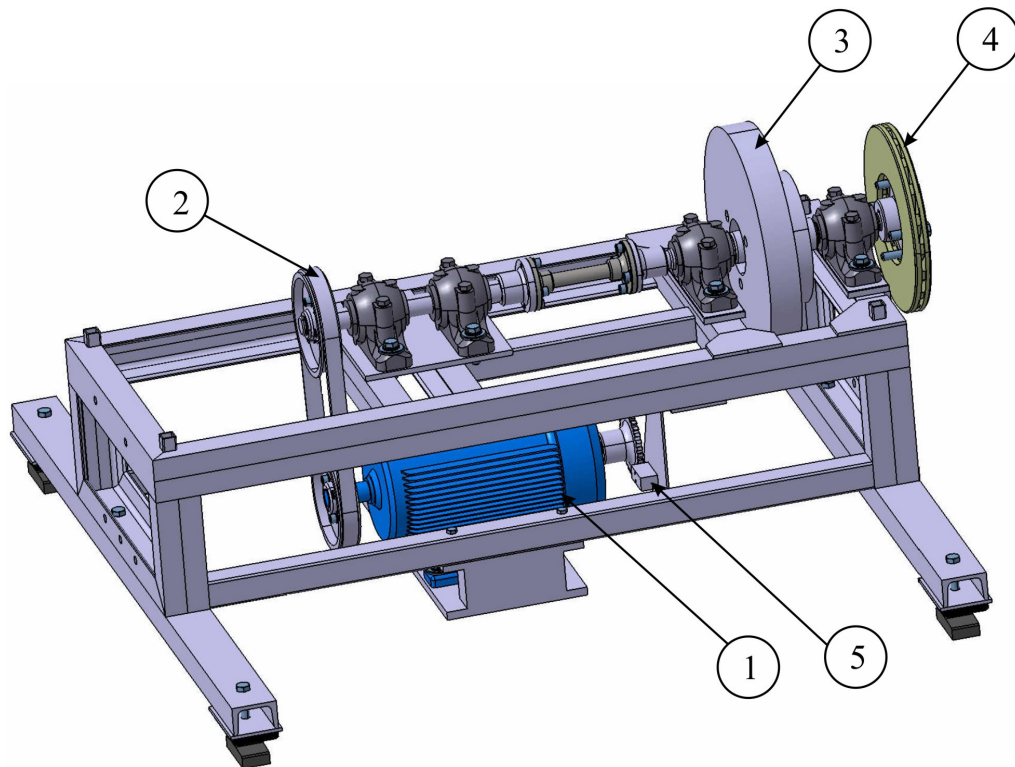
### 5.3.2 Испитни сто са погонским агрегатом и диском

Погонски агрегат је електромотор "СЕВЕР" Суботица номиналне снаге од 4 kW при 2830 o/min. Обртни момент погонског вратила на месту његовог мерења, укључујући динамичку компоненту, не сме бити већи од мерног опсега давача момента. Број обртаја погонског

вратила је континуално променљив у распону  $n=600\div 3000$  o/min са стабилношћу  $\Delta n < \pm 2$  % на задатом режиму, уз максималну неравномерност  $\delta_{\max}=1/30$ .

Погонски агрегат смештен је на круто везаном постољу. Погонски блок чине: асинхрони електромотор напајан фреквентним регулатором (1), каишни фрикциони преносник са преносним односом 1 (2), замајна маса (3), диск кочница (4) (слика 5.13). Давач броја обртаја (5) је постављен на слободном крају вратила електромотора.

Замајна маса на погонском вратилу је диск пречника 0,35 m, ширине 0,045 m и масе 35 kg. Момент инерције замајне масе је  $0,54 \text{ kgm}^2$  и одговара кинетичкој енергији испитиваног возила, при мањим почетним брзинама које су критичне са аспекта учестане појаве шкрипе.



1 – Асинхрони електромотор  
3 – Замајна маса  
5 – Давач броја обртаја

2 – Каишни фрикциони преносник  
4 – Диск кочница

Слика 5.13 3Д модел погонског блока пројектоване инсталације

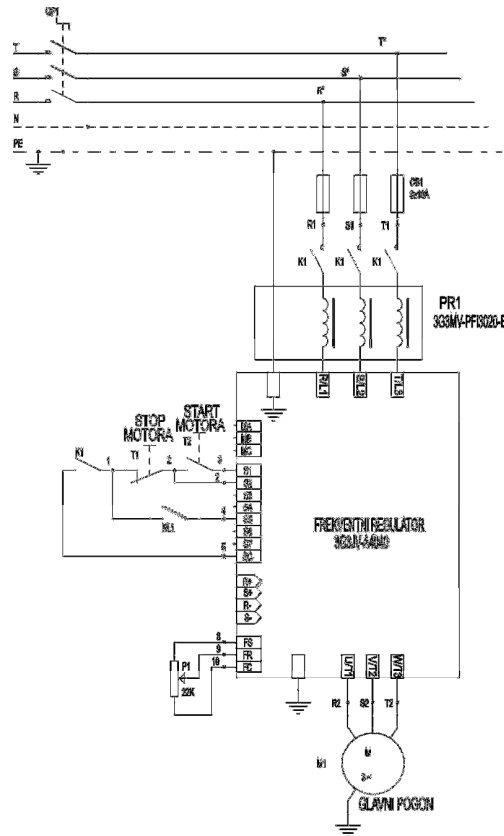
### 5.3.3 Електро енергетска инсталација

Испитивање високофреквентне шкрипе диск кочница се врши у опсегу од 250 до 1000 o/min, па је неопходна регулација броја обртаја погонског агрегата. Као погонски агрегат изабран је трофазни асинхрони мотор. Регулација броја обртаја асинхроног мотора се врши помоћу фреквентног регулатора који генерише напајање мотора трофазним напоном од чије учестаности зависи број обртаја мотора. Број обртаја мотора може се задавати ручно, помоћу потенциометра, или помоћу рачунара.

Фреквентни регулатор омогућава истовремену контролу максималне јачине струје и момента мотора, „меки“ старт и потпуну заштиту мотора. Генерисање погонског напона мотора се врши ширинском импулсном модулацијом. Како је овај процес извор јаких



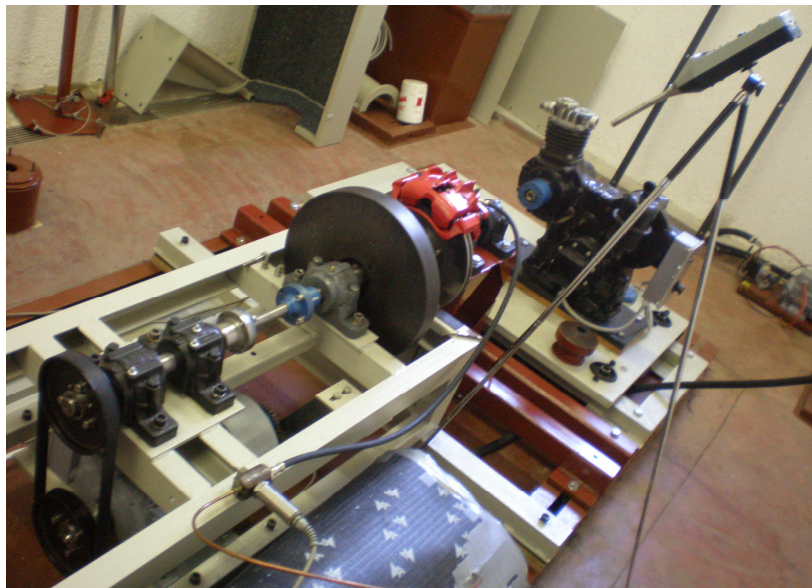
електромагнетских сметњи, на регулатору су уграђени улазни и излазни филтери шума. Блок шема електро погона са фреквентним регулатором приказана је на слици 5.14.



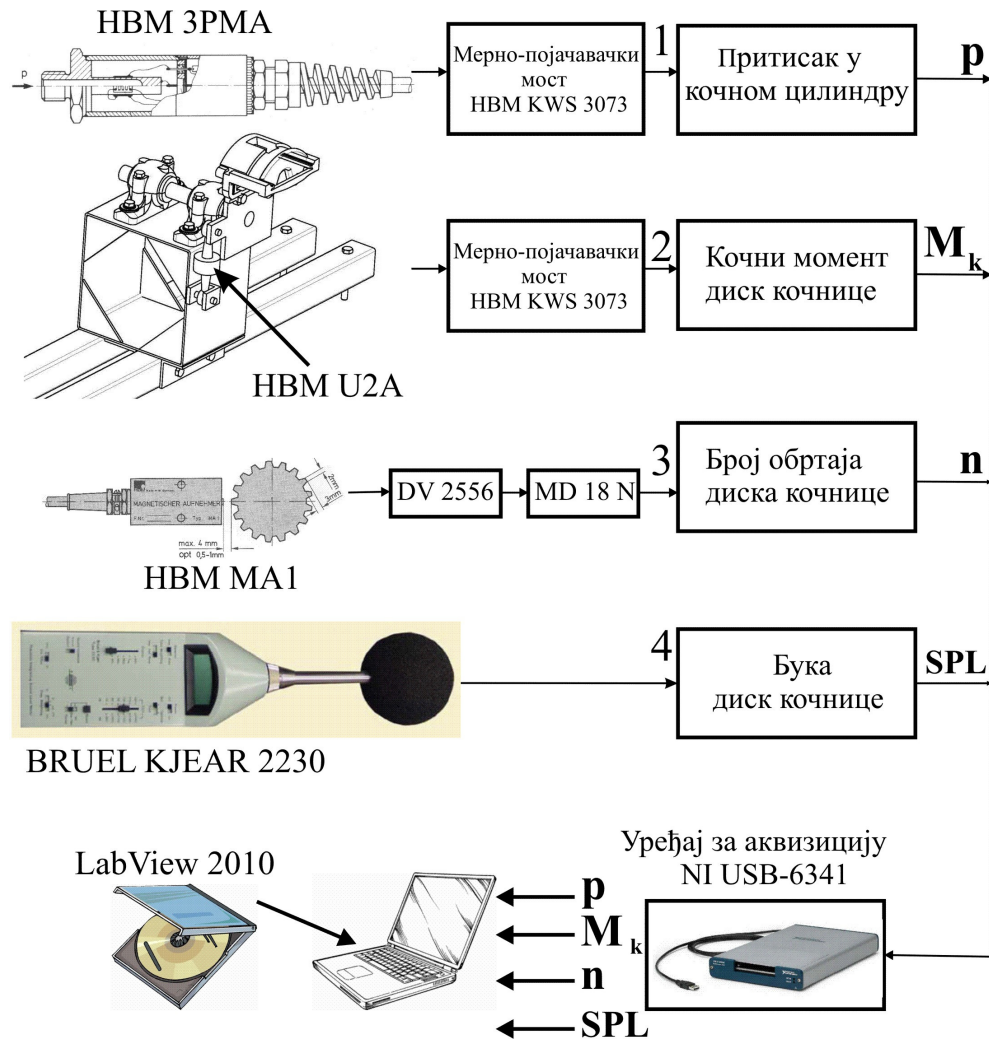
Слика 5.14 Блок шема електро погона са фреквентним регулатором

### 5.3.4 Мерна инсталација

Компоненте формираног мерног ланца за снимање притиска у кочном цилиндру диск кочнице,  $p$ , кочног момента,  $M_k$ , броја обртаја диска кочнице,  $n$ , и нивоа звучног притиска,  $SPL$ , при раду испитиване кочнице у лабораторијским условима, као и начин повезивања појединих компоненти приказане су на фотографији 5.15 и блок шеми на слици 5.16.



Слика 5.15 Фотографија пројектоване мерне инсталације за истраживање буке кочница



Слика 5.16 Блок шема мерног ланца на опитној диск кочици

### 5.3.5 Мерење броја обртаја диска

Мерење броја обртаја диска заједно са мерењем транслаторне брзине кретања возила и обртног момента даје значајна сазнања о: отпору кретања возила, процесу котрљања точкова, карактеристикама контакта точак-тло, разним нестационарним процесима у трансмисији моторног возила, кинематици и динамици преносника снаге, експлоатационим режимима оптерећења елемената и склопова возила. Поменута мерења се спроводе уз помоћ разних врста електричних инструмената и инсталација. Поред давача, у којима се врши претварање мерне величине у електрични сигнал, у мерној инсталацији се налазе и друге компоненте. То су уређаји за пренос сигнала, његово прилагођавање мерењу, за обављања самог мерења (допунски и помоћни уређаји) и уређаји за приказивање резултата мерења.

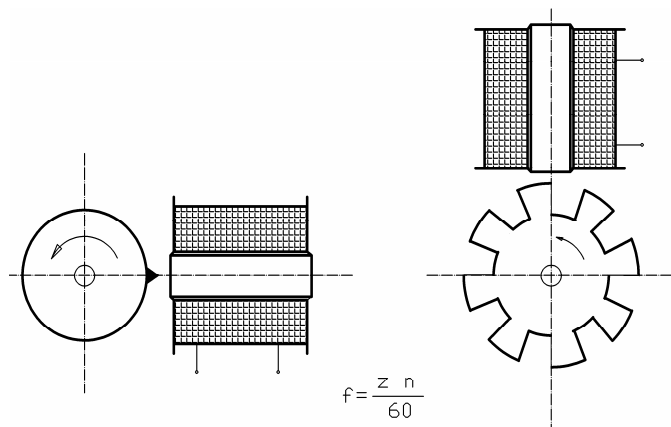
Код мерења броја обртаја диска, избор одговарајућих давача врши се у зависности од изабраног начина мерења. Уколико се жели дискретно мерење броја обртаја користе се магнетно-импулсни или оптички давачи, а ако се изабере континуално мерење употребиће се тахогенератори. Приликом одређивања броја обртаја применом поменутих давача аналогни мерни сигнал се може преносити контактано или бескотактано.

Импулсни бескотактни давачи броја обртаја, односно угаоне брзине, заузимају значајно место у савременој техничкој пракси. На принципу импулса раде давачи који на излазу дају

дисконтинуални прекидни сигнал у виду импулса напона. Број импулса у јединици времена (учестаност импулса) или време између два импулса су пропорционални броју обртаја, односно угаоној брзини. Мерење се, дакле, своди на мерење учестаности импулса или на поступак бројања импулса у интервалу времена. За произвођење импулса, у зависности од примене и опсега мерења мерне величине, користе се различити физички ефекти. Ови давачи у погледу напајања подлежу подели на *активне* и *пасивне*, а неки од ових давача су: индукциони, индуктивни, фотоелектрични и стробоскопски. Предност бесконтактних давача у односу на контактне је одсуство делова за спајање са мерним објектом; стога утицај трења и механичког отпора не постоји и, што је веома важно, немају повратно дејство на мерни објекат. Сем тога, толеранција уградње, промена температуре и временске промене квалитета уграђених јединица немају битног утицаја на тачност мерења. Због тога се за мерење са високом тачношћу користе импулсни и инкрементални давачи са дигиталном индукцијом.

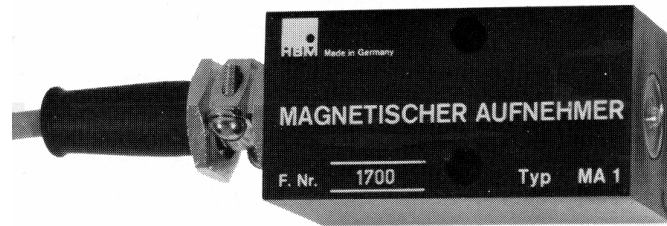
Магнетни бесконтактни импулсни давачи спадају у групу индукционих давача. Индукциони давачи су активни давачи чији се рад заснива на принципу електромагнетне индукције. У овим давачима се, у зависности од брзине померања проводника у магнетном пољу, индукује одговарајућа електромоторна сила. Индукциони давачи могу да се изводе на различите начине, а посебно су погодни за мерење линеарних и угаоних брзина и убрзања. Међу многим конструкцијама, пажњу привлаче тзв. *електромагнетни* индукциони давачи. Извођење овог давача на начин приказан на слици 5.17 изузетно је pogodно за мерење угаоне брзине.

Овај давач се састоји од назубљеног диска који се поставља на осовину, и магнетног дела у коме се индукују електрични импулси у тренуцима када зуби пролазе испред давача. На основу броја импулса који одговарају правилно постављеним зубима, уз могућност регистровања броја обртаја помоћу израђене веће паузе између два зуба, мери се угаона брзина. Помоћу овог давача се може одредити и промена угаоне брзине или угаоних (торзионих) вибрација у току једног циклуса.



Слика 5.17 Електромагнетни индукциони давач

Магнетни давач *МА 1* фирме *HBM* (нем. *Hottinger Baldwin Messtechnik*), слика 5.18, ради на принципу индукције, па се користи за мерење брзине феромагнетних делова. Давач је робустан и може да се користи у грубој средини. Монтира се што је могуће ближе зупчанику или точку са зупцима направљеним у ову сврху, чија ширина не треба бити мања од 2 mm. Најоптималније растојање је 0.5÷1 mm, а не би требало да пређе 4 mm, јер се амплитуда индукованог напонског импулса смањује са растојањем. Двожилни кабл између давача и појачавача импулса може да буде до 300 m дужине.



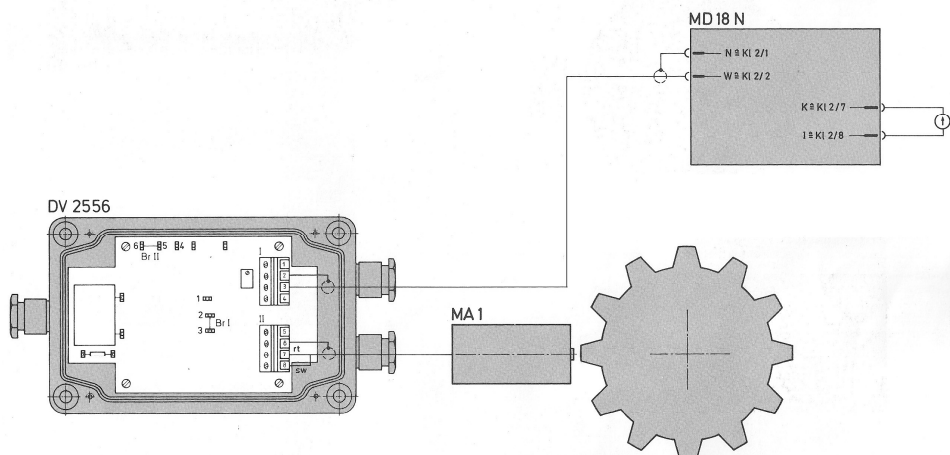
Слика 5.18 Магнетно импулсни давач МА 1 фирме HBM [186]

На слици 5.19 дат је шематски приказ мерног ланца за мерење броја обртаја кочног диска коришћењем магнетног бесконтактног импулсног давача броја обртаја. Назубљени точак је чврсто везан за вратило електромотора. На точку се налази 30 зуба који су правилно распоређени по обиму точка. Наспрам точка је постављен носач давача броја обртаја, који је причвршћен за рам. Уграђени давач даје мерни сигнал који се уводи у *MGT 18.MZ.GR.D4* мерни мост намењен за мерење обртног момента, броја обртаја и снаге. Основне компоненте мерног моста су: мерни појачаваач обртног момента и број обртаја *MD 18 N*, мултипликатор и бирач граничних вредности *MZ 36 GR* и дигитални показивач *DA 24*. Мерни сигнал се затим уводи у *A/D* конвертор, а потом на систем за регистровање и обраду где се снима у реалном-временском домену. Обртно кретање се са вратила електромотора преноси преко каишника са преносним односом 1, тако да је број обртаја диска кочнице идентичан броју обртаја вратила електромотора.

Током тест процедуре за испитивање шкрипе кочница испитује је диск кочница са вентилираним диском пречника 266 mm која се уграђује на возила са пнеуматиком чији је динамички радијус 260 mm. Диск кочница има пливајућу стегу која омогућава да се целокупан реактивни кочни момент пренесе преко давача оптерећења на носећу структуру. Пречник кочног цилиндра у стези је 54 mm, док је пречник главног кочног цилиндра 19,05 mm. Опсег брзине кретања испитиваног возила на почетку процеса кочења се крећу од 25 до 80 km/h, док се одговарајући број обртаја диска креће од 255 до 820 o/min.

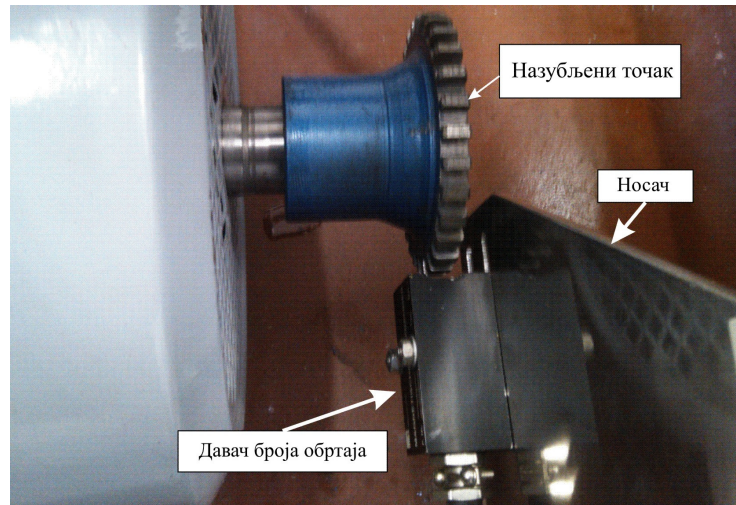
Карактеристике изабраног давача *HBM MA1* задовољавају услове мерења и радне режиме. Калибрисање је показало да систем за снимање броја обртаја фирме *HBM MA 1* даје напонски сигнал који одговара следећем броју обртаја:

$$\text{излазни сигнал} = 1V \Leftrightarrow 2000 \text{ o/min.} \quad (5.2)$$



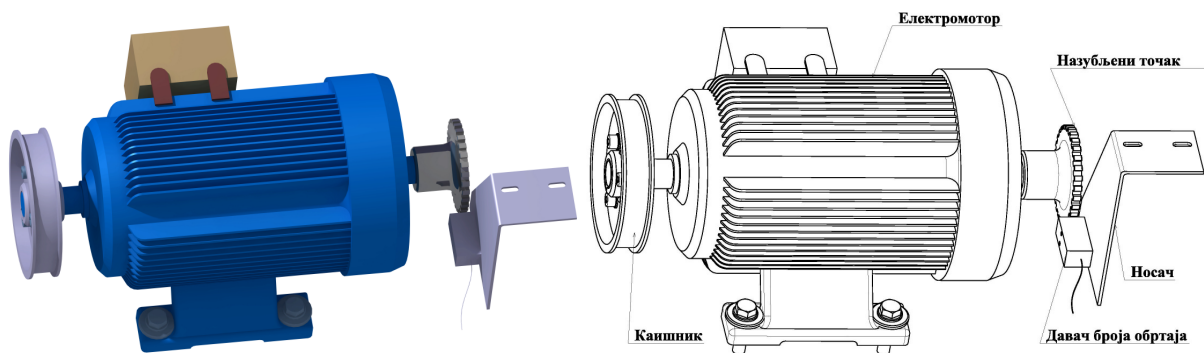
Слика 5.19 Компоненте мерног ланца за мерење броја обртаја кочног диска [186]

Фотографија на слици 5.20 приказује уградњу давача броја обртаја фирме *HBM* на вратилу електромотора.



Слика 5.20 Уградња давача броја обртаја фирме *HBM*

Приказ начина уградње давача броја обртаја за мерење броја обртаја диска кочнице је дат на слици 5.21 (3Д модел и шематски приказ).

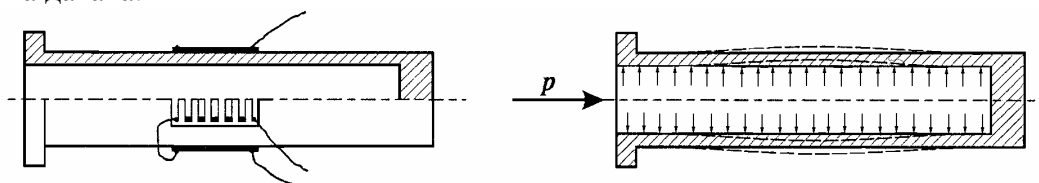


Слика 5.21 3Д модел и шематски приказ уградње давача броја обртаја фирме *HBM*

### 5.3.6 Мерење кочног притиска

Улазна величина при идентификацији високофреквентне буке диск кочница је промена притиска у кочном цилиндру диск кочнице. За мерење притиска развијено је доста метода: манометар који ради на принципу *Бурдон*-ове цеви, манометар са течношћу (*U*-манометар), манометри код којих је осетни елемент дијафрагма, манометри код којих је осетни елемент мех, пиезоелектрични давачи притиска, **еласто-отпорни давачи притиска**, термо-осетљиви давачи (*Пирани* цеви), алфатрон.

Еласто-отпорни давач притиска је коришћен за експериментална истраживања која су спроведена у оквиру овог рада, тако да ће у наставку бити детаљније описан принцип рада овог типа давача.



а) осетни елемент са мерним тракама б) деформација осетног дела елемента при дејству притиска

Слика 5.22 Опис рада еласто-отпорног давача притиска [186]

Осетни елемент ових давача је мерна цевчица на коју су залепљене мерне траке, слика 5.22а). Дејством притиска,  $p$ , долази до еластичне деформације мерне цевчице, као што је то приказано на слици 5.22б). Деформацијом мерне цевчице долази до деформације мерних трака које су на њу залепљене. При деформацији мерних трака долази до промене њихове отпорности пропорционално промени дужине. Деформације мерне цевчице, а самим тим и мерних трака су врло мале. Због тога се мерне траке везују у Витстонов мост чиме се повећава осетљивост и тачност мерења. Променом омског отпора, ремети се равнотежа Витстоновог моста.

Напон на излазу из Витстоновог (енг. *Wheatstone*) моста,  $U_{iz}$ , износи:

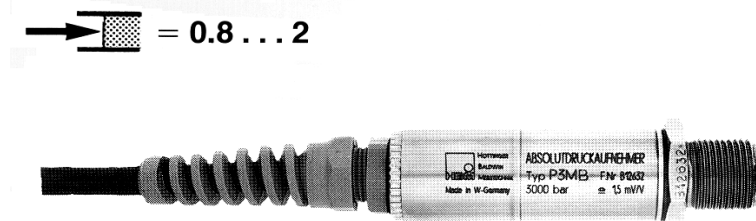
$$U_{iz} = \frac{R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \cdot U_{ul} . \quad (5.3)$$

Мост ће бити у равнотежи ако је  $U_{iz}=0$ , односно:

$$R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4 . \quad (5.4)$$

Витстонов мост омогућава да се нека неелектрична мерна величина (у овом случају притисак) претвори у електричну величину.

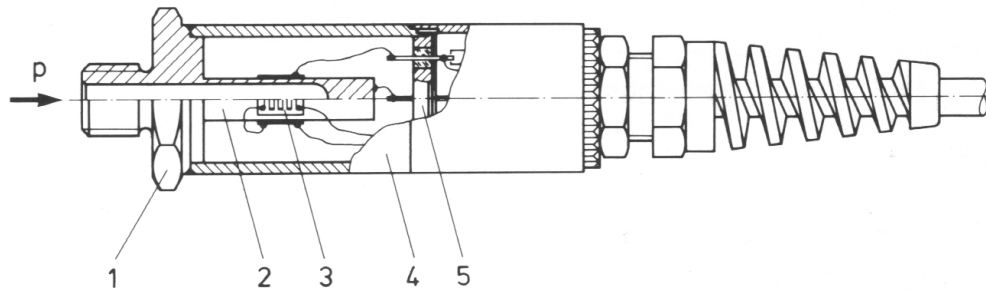
Као мерни елемент за мерење притиска коришћен је давач притиска *P3MA* фирме *HBM*, који пружа могућност мерења статичких (спорих) и динамичких промена притиска у течностима и гасовима. Изглед давача притиска *P3MA* дат је на слици 5.23.



Слика 5.23 Изглед давача притиска *P3MA* [186]

Кућиште давача је израђено од нерђајућег челика и херметички изолује мерни систем споља од штетних утицаја, тако да и дуготрајна груба употреба не утиче на поузданост и прецизност давача. Давач притиска се везује за прикључак за довод притиска уз помоћ навојне везе и може се монтирати у произвољном положају. Мерни систем са *HBM*-овим мерним тракама гарантује високу тачност и могућност репродукције мерне величине. Називна величина и нулти сигнал су дугорочно константни и температурски компензовани између  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Такође, на мерење не утичу било каква колебања атмосферског притиска, пошто је мерни систем херметички затворен. Мерне траке су постављене на страни цеви супротној од мерног медијума у херметички затвореној референтној комори. Тиме су заштићене од околних утицаја и сврставају давач притиска *P3MA* у даваче апсолутног притиска. На слици 5.24 приказан је пресек давача *P3MA*.

Уколико се давач користи за мерење динамичког тока притиска у течностима, треба га тако уградити да се у мерној цеви не јави ваздушни чеп. Посебна пажња се мора посветити заптивању навоја на прикључном рукавцу.



1- Прикључни рукавац  
2- Мерна цев  
3- Мерне траке

4- Кућиште  
5- Стаклени проводник

Слика 5.24 Давач апсолутног притиска P3MA [186]

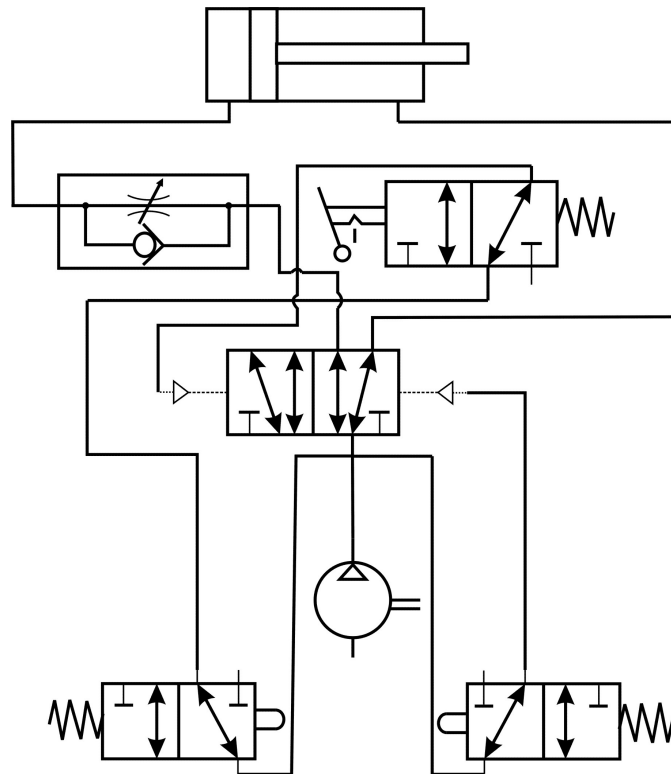
При калибрисању мерног ланца за одређивање притиска, очекује се да се бројна вредност познате мерне величине слаже са мерним сигналом добијеним са мерног појачавача или да постоји однос изражен преко сталног фактора пропорционалности. Код мерног ланца за мерење притиска са давачем притиска P3MA и мерним појачавачима једносмерног напона или са носећом учестаношћу, калибрисање се може, у принципу, обавити на више начина.

У конкретном мерењу извршено је калибрисање са номиналном називном карактеристичном величином. Давач апсолутног притиска P3MA изведен је тако да при крајњој вредности мерног опсега даје нормирани излазни сигнал (називну карактеристичну величину). Уз помоћ овог податка и у вези са мерним појачавачима фирме HBM који већ имају калибрисан мерни опсег, мерни ланац се може довољно тачно калибрисати. Како је крајња вредност мерног опсега 20 МПа, називна карактеристична величина 2 mV/V, а изабрани мерни опсег на мерном појачавачу 2 mV/V одговара напону 10 V, излазни сигнал при крајњој вредности мерног опсега тада износи:

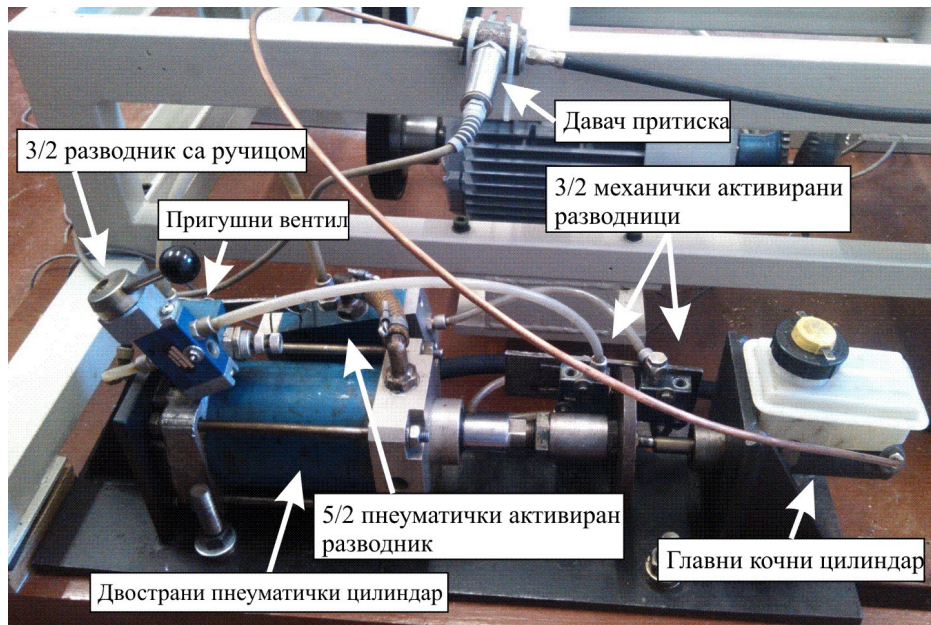
$$\begin{aligned} \text{излазни сигнал} &= \frac{\text{називна карактерист. величина}}{\text{мерни опсег}} (10V \Leftrightarrow \text{крајња вредност мерног опсега}) = \\ &= \frac{2 \text{ mV/V}}{2 \text{ mV/V}} (10V \Leftrightarrow 20 \text{ МПа}) \\ &= 10 V \Leftrightarrow 20 \text{ МПа}. \end{aligned} \tag{5.5}$$

На испитиваној кочници је примењен хидростатички систем код кога се сила активирања на главном кочном цилиндру остварује преко пнеуматичког система са двосмерним пнеуматичким цилиндром, чији је шематски приказ дат на слици 5.25. Формирани притисак ствара на клиповима, односно клипњачама, кочних цилиндара силу која активира кочницу. Опсег промена кочног притиска активирања диск кочнице у току овог испитивања је од 0,5 од 3 МПа, што одговара кочењу малим интензитетом при коме постоји велика вероватноћа појаве шкрипе кочница.

Конструктивна ограничења онемогућавају уградњу давача апсолутног притиска P3MA директно у кочни цилиндар диск кочница. Уз помоћ посебно изведеног адаптера, давач је уграђен у непосредној близини кочног цилиндра, под претпоставком да на овом кратком растојању постоји занемарљиво мали пад притиска. На слици 5.26 дата је фотографија уградње давача P3MA у инсталацију испитиване кочнице.



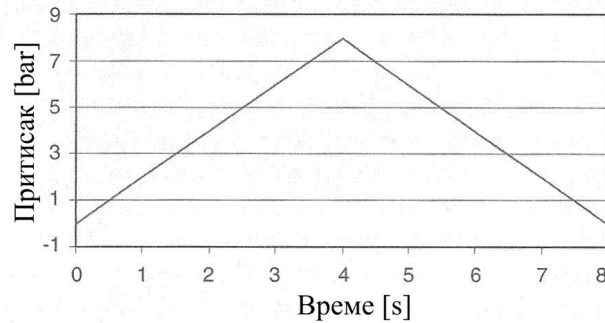
Слика 5.25 Шема пнеуматичке инсталације за активирање главног кочног цилиндра



Слика 5.26 Уградња давача притиска P3MA у кочну инсталацију

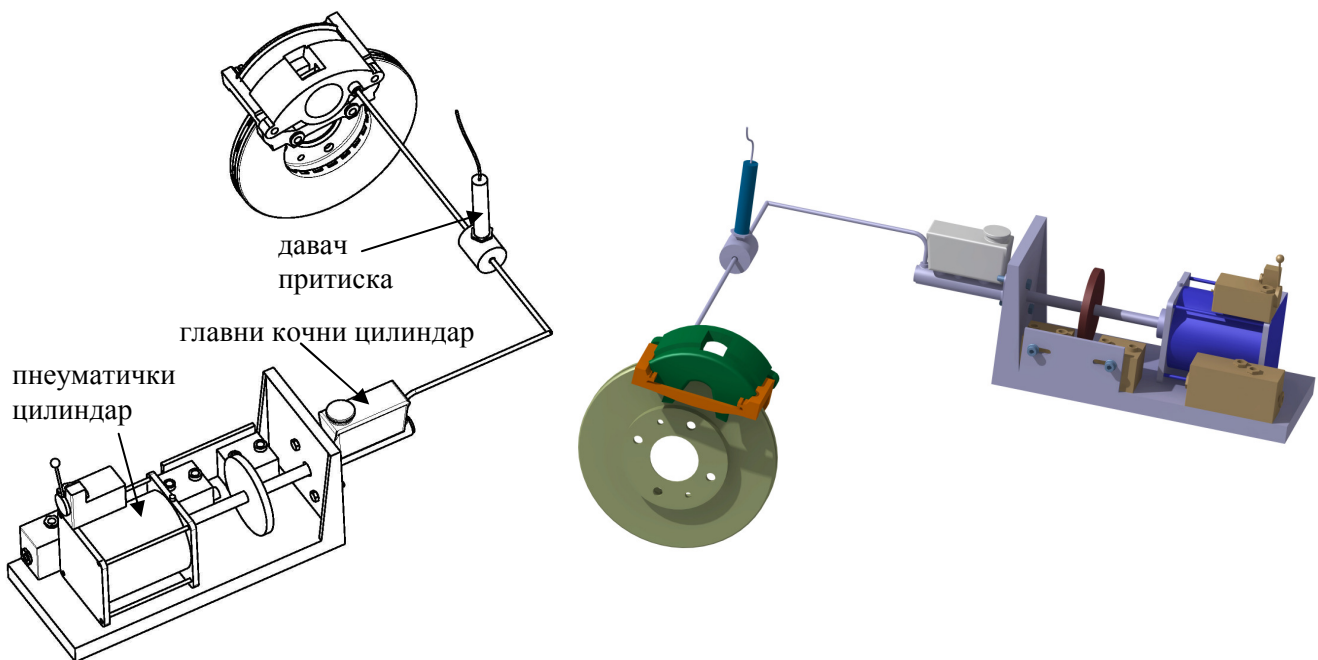
Облик криве промене притиска у функцији времена који се остварује примењеним пнеуматичким системом дат је на слици 5.27. Слика показује да притисак расте линеарно од вредности мање од номиналне вредности до вредности веће од номиналне вредности и враћа се на почетну тачку. Овај троугаони облик промене обезбеђује да ако се јави притисак који се разликује од номиналне вредности при коме се појави бука, овај догађај не буде пропуштен [179].





Слика 5.27 Облик промене притиска захтеван према тесту буке кочница АК и тест процедури SAE J2521 [179]

На слици 5.28 дат је шематски приказ и 3Д модел мерног система за активирање диск кочнице и мерење притиска у кочном цилиндру.



Слика 5.28 Шематски приказ уградње давача притиска РЗМА у кочну инсталацију

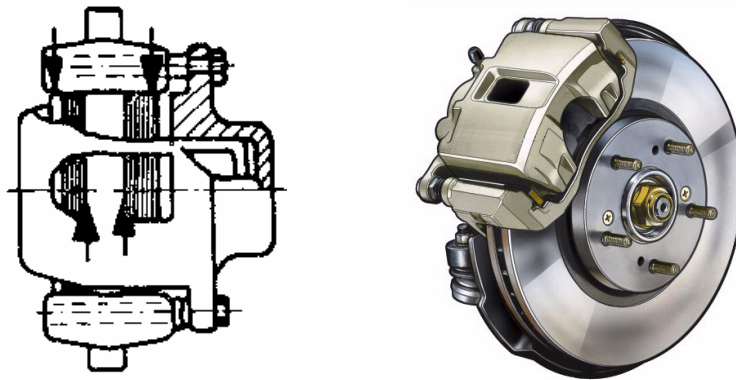
### 5.3.7 Мерење кочног момента

Код путничких возила најчешће извођење диск кочница је са хидрауличким активирањем, док са становишта начина везивања кочног цилиндра, тј. хидрауличног механизма за активирање кочница, као и у односу на начин преношења кочног момента са стеге на структуру (непокретне елементе) возила, постоји неколико битно различитих решења.

Круте су оне стеге код којих је хидраулички цилиндар непосредно круто везан за стегу, а преко ње и за носећу структуру. Ове стеге не могу да се подешавају према диску него у односу на њега увек има стални, конструкцијом дефинисан положај. Насупрот овим решењима, постоје стеге код којих је кочни цилиндар релативно покретан према диску. Ово су конструкције са „померљивим“ или „пливајућим“ стегима. Основна предност ове конструкције је у томе што омогућавају да се стега подешава према диску, посебно у вези са истрошењем фрикционих облога, тј. плочица са фрикционим материјалом, што овим битним елементима кочнице омогућава равномерније истрошење, те и већи век.

Осим у погледу покретљивости дела стеге у коме је кочни цилиндар, конструкције стеге се значајно разликују и у погледу конструкцијског решавања пријема кочног момента, тј. преношења овог момента на носећу структуру возила. У овом погледу постоје три начелно могућа решења: конструкције које обезбеђују непосредно преношење кочног момента са фрикционих плочица и њиховог носача на непокретне делове возила, конструкције које кочни момент преносе делимично и преко кочног цилиндра и, на крају, конструкције код којих се кочни момент у целости преноси преко кочног цилиндра, тј. његовог носача (аксијално покретног или непокретног). Обе основне конструкције стеге у погледу покретљивости кочног цилиндра могу решавати на било који од ова три начина, с тим што су круте стеге обично изведене са непосредним или посредним преносом кочног момента, а ређе и комбинованим.

Код коришћеног врло компактног решења „пливајуће“ стеге фирме Гирлинг (енг. *Girling*) (слика 5.29), кочни момент се у целости преноси непосредно са носача плочица на носећу структуру возила, преко две аксијалне вођице на којима се покретни део стеге води према непокретном.

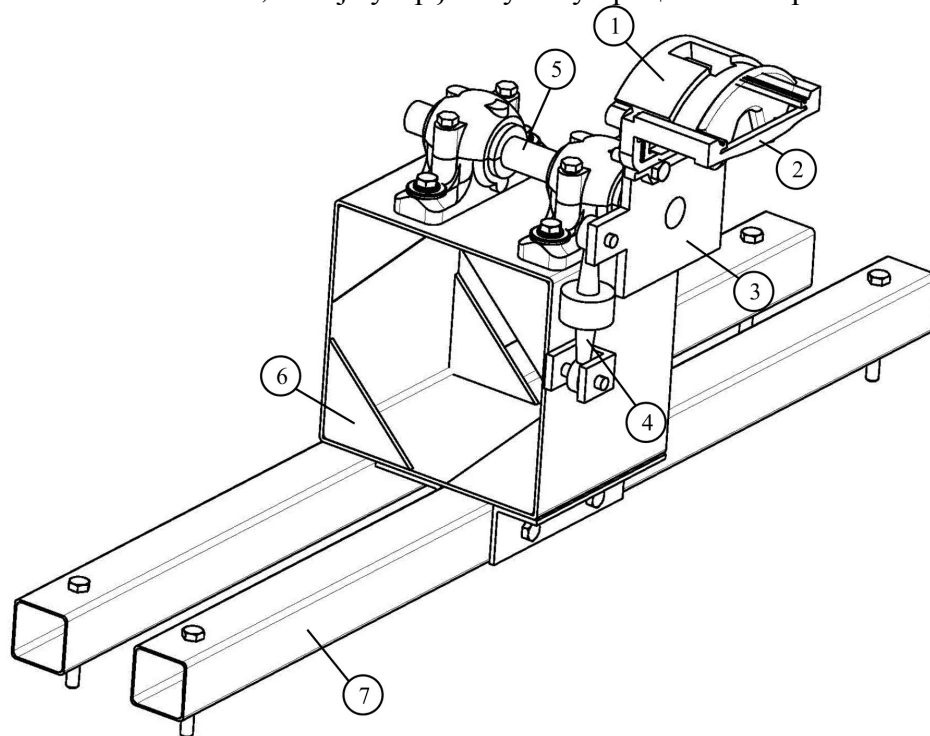


Слика 5.29 Диск кочница са пливајућом стегом фирме *Girling* [19]

Током процеса кочења, сила активирања, настала дејством притиска кочне течности у кочном цилиндру, аксијално помера клип, што доводи спољашњу плочицу у контакт са диском. Развија се кочни момент који тежи да успори диск. Истовремено делује и реактивни кочни момент који се преноси на носач плочица тежећи да га заокрене у смеру ротације. Поменути реактивни момент, који је по интензитету идентички једнак кочном моменту, преноси се непокретни део стеге који је везан за носећу структуру возила.

Идејно решење за мерење кочног момента приказано је на слици 5.30. Целокупна вредност реактивног кочног момента којом диск делује на стегу, преноси се у току кочења са носача стеге (2) на плочу (3) за коју је везан горњи део давача оптерећења (4). Кочни момент тежи да заокрене плочу (3) око осе која је коаксијална са осом диска. Плоча (3) је конструисана тако да може да се заокреће око осе вратила (5) које је улежиштено уз помоћ два котрљајна конусна лежаја који се налазе у кућиштима која су завртњима везана за горњу површину кутијастог кућишта (6). Крак на коме делује сила која истеже давач је 100 mm. Носач стеге је везан за плочу са два завртња (исти завртњи који се користе за везивање носача стеге за носећу структуру на возилу). Доње седиште зглоба давача оптерећења (4) је израђено од *U* профила који је везан за кутијасто кућиште (6) које је нераздвојиво спојено за попречни профил (7). Давач оптерећења је постављен у равни паралелној са диском кочнице. Основни

услов за тачност добијених резултата је да је давач оптерећења напрегнут искључиво од поменутог реактивног момента, што је утврђено у току процеса калибрисања.



1 – Стега диск кочнице

2 – Носач стеге

3 – Плоча

4 – Давач оптерећења

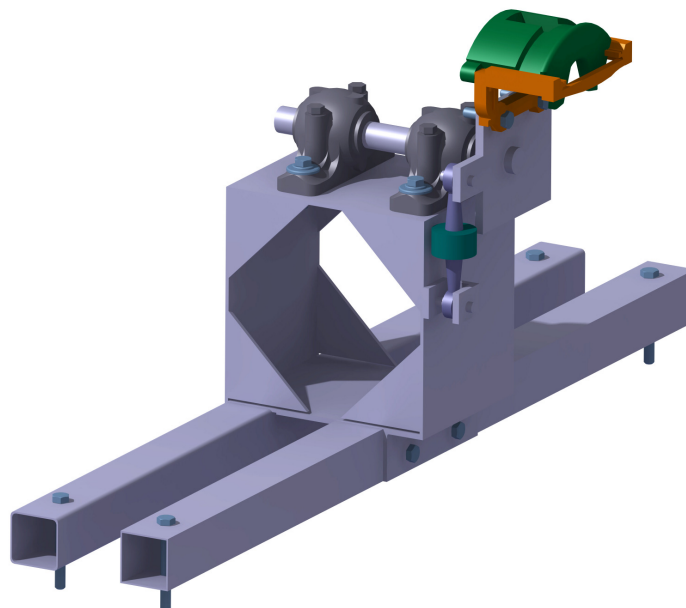
5 – Вратило

6 – Кутијасто кућиште

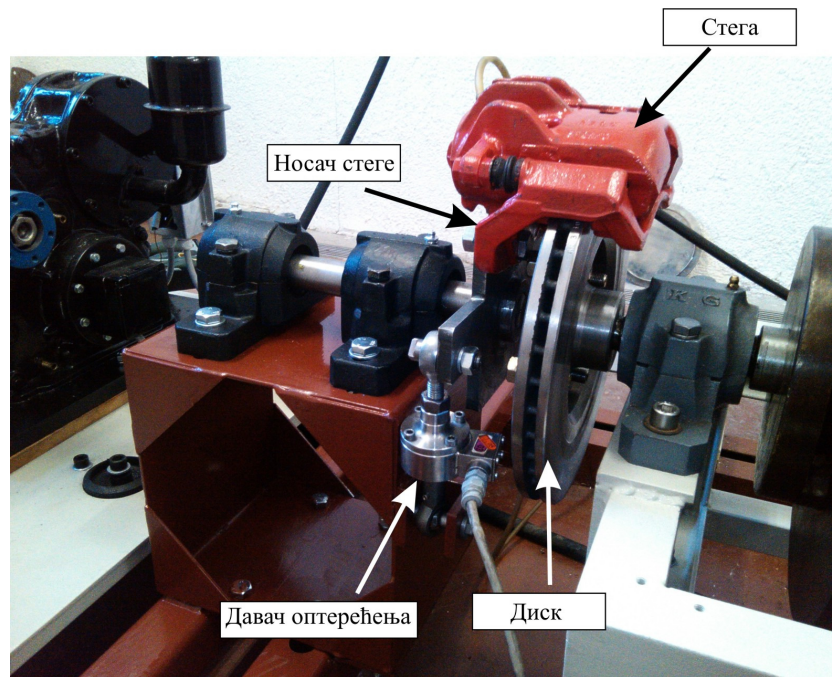
7 – Попречни профил

Слика 5.30 Идејно решење за мерење кочног момента преко давача оптерећења

На слици 5.31 дат је 3Д модел мерног система за мерење реактивног кочног момента. Фотографија уградње давача оптерећења U2A у лабораторијску мерну инсталацију дата је на слици 5.32.

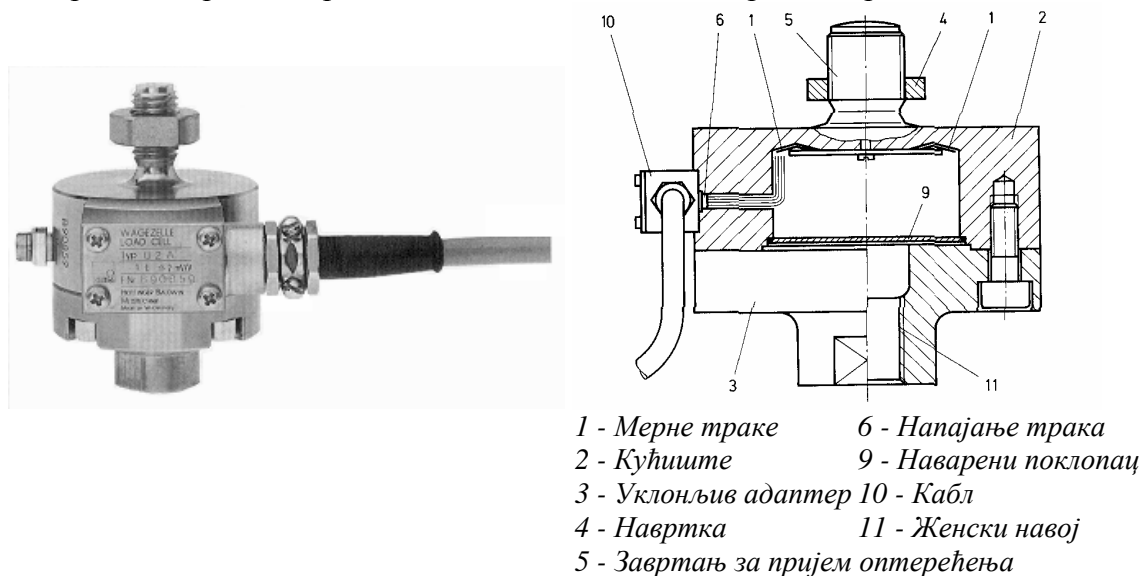


Слика 5.31 3Д модел уградње давача кочног момента



Слика 5.32 Уградња давача оптерећења за мерење кочног момента

Давачи серије U2A (слика 5.33) мере оптерећења затезања, као и сабијања у правцу осе и погодни су за динамичка мерења. НВМ давачи оптерећења и давачи сила мере динамичка оптерећења исто тако тачно као и статичка оптерећења и силе. Посебна предност у том погледу је висок ниво њихове сопствене учестаности и низак номинални отклон. Ови давачи не захтевају одржавање и могу да се поставе на места која су тешко приступачна. Њихов електрични мерни сигнал може да се пренесе до удаљених контролних пултова или контролних зграда за приказивање, снимање или контролне сврхе.



Слика 5.33 Давач оптерећења U2A фирме НВМ и његове механичке карактеристике [186]

Мерни елемент је мембрана направљена од нерђајућег челика на коју је налепљено 8 мерних трака. Мерни елемент је истовремено горњи део кућишта давача. Мерне траке су тако распоређене да четири од њих мере позитивно напрезање, а друге четири негативно напрезање, ако је еластични елемент оптерећен у мерном правцу. Мерне траке су повезане у

мост са свим неопходним компензационим и пасивним мерним тракама које се користе за уклањање утицаја на сигнал нуле, осетљивост и карактеристике. Сила која делује у правцу мерења еластично деформише мерни елемент и тиме мерне траке. Долази до промене омског отпора мерних трака пропорционално промени њихове дужине. Витстонов мост је тако неуравнотежен. Када се примени побудни напон моста коло напаја излазни сигнал пропорционално промени отпора и самим тим пропорционално примењеној сили.

Једина разлика између давача оптерећења и давача сила је природа њихове мерне величине, у зависности од намераване примене у сваком случају:

- *давачи оптерећења* мере оптерећење у јединицама масе тј. *kg* или *tona*,
- *давачи силе* мере силе у јединицама силе *mN*, *N*, *kN* или *MN*.

За појачаваче са калибрисаним мерним опсегом, однос излазног сигнала према улазном сигналу је трајно постављен. Тражена механичка величина може да се одреди израчунавањем према следећој једначини:

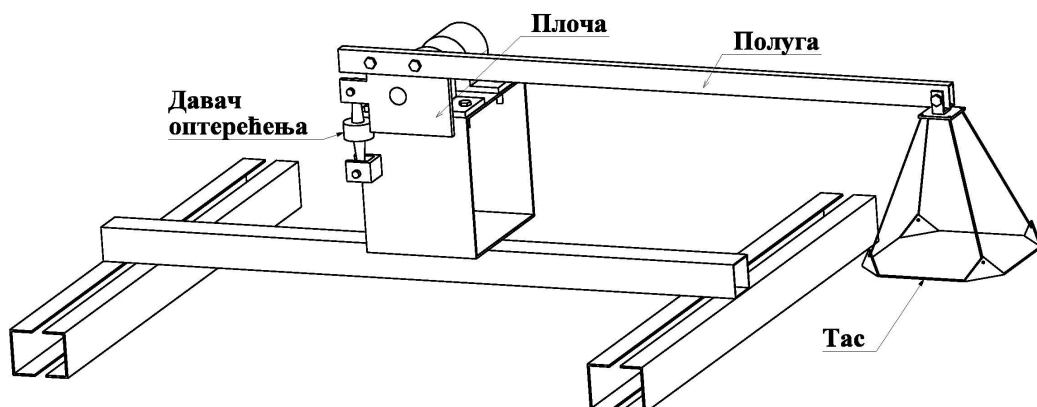
$$\frac{\text{Калибрисани мерни опсег}(mV/V)}{\text{Ном. осетљивост}(mV/V)} \cdot \frac{\text{Очитана вредност}}{\text{Вредност пуног опсега}} \cdot \text{Ном. оптерећење} = \text{механичка величина} \quad (5.6)$$

За мерење кочног момента коришћен је давач следећих карактеристика: номинално оптерећење *500 kg*, номинална осетљивост *2,00 mV/V*.

Максималне вредности кочног момента за притиске у кочној инсталацији који се крећу од *0,5* до *3 MPa* су до *500 Nm* тако да изабрани давач оптерећења одговара по карактеристикама постављеним захтевима.

$$\begin{aligned} \text{излазни сигнал} &= \frac{\text{називна карактерист. величина}}{\text{мерни опсег}} (10V \Leftrightarrow \text{крајња вред. мерног опсега} = \\ &= \frac{2mV/V}{2mV/V} (10V \Leftrightarrow 500 \text{ kg}) \\ &= 10V \Leftrightarrow 500 \text{ kg}. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Калибрисање давача кочног момента је вршено на испитиваној диск кочници у лабораторијским условима (слика 5.34).



Слика 5.34 Шематски приказ процеса калибрисања давача кочног момента

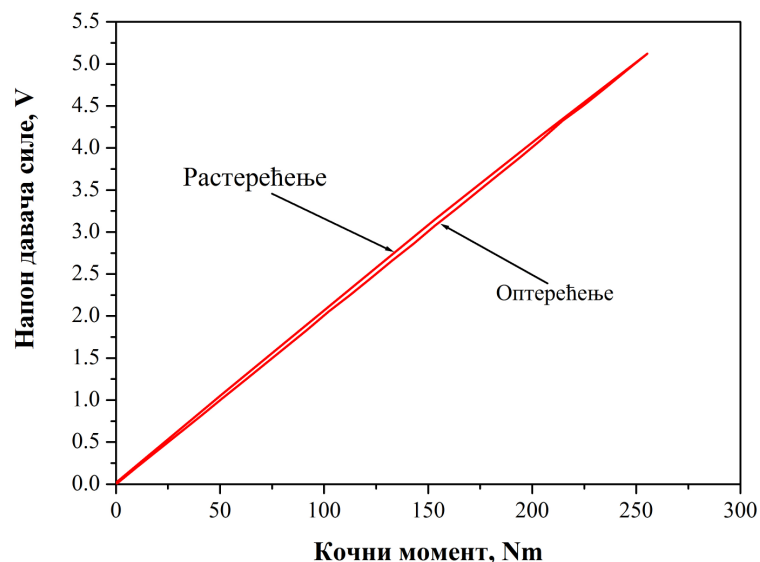
Фотографија начина остваривања оптерећења давача током процеса калибрисања је дата на слици 5.35.



Слика 5.35 Фотографија начина остварења оптерећења у процесу калибрисања давача оптерећења

Поступак калибрисања је био следећи:

- давач оптерећења *НВМ* монтиран је тако да је доњи крај зглобно повезан са кутијастим носачем, а горњи крај је зглобно везан за плочу која може да ротира. На овај начин при дејству момента, давач је оптерећен само на истезање (за смер кретања напред),
- на плочи је преко два завртња причвршћена полука дужине 1 m преко које се саопштава оптерећење (кочни момент), уз помоћ таса на који се постављају еталонирани тегови (коришћени су исти отвори који се користе за монтирање носача стеге),
- извршено је оптерећење давача теговима масе 25 kg са кораком 1 kg и растерећење на исти начин. Овим је остварен максимални момент од 250 Nm.



Слика 5.36 Хистерезис криве калибрисања

Током процеса калибрисања се успоставља веза  $U=f(M_k)$ , где је  $U$  - напон електричног сигнала из давача оптерећења. Овако снимљена карактеристика давача кочног момента приказана је на слици 5.36. На слици су приказане криве оптерећења и растерећења давача.

Види се да је вредност хистерезиса мала. Током калибрисања је успостављена линеарна зависност:

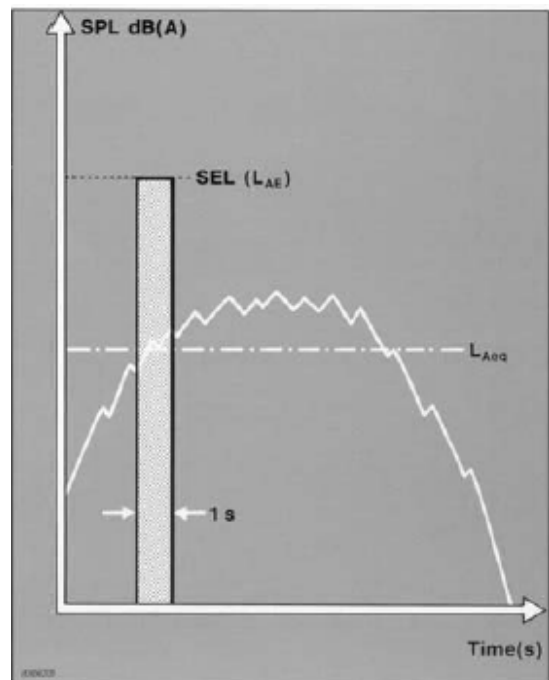
$$\text{излазни сигнал} = 1V \Leftrightarrow 50Nm. \quad (5.8)$$

### 5.3.8 Мерење буке кочнице

За мерење високофреквентне шкрипе диск кочница коришћен је прецизни интеграциони мерач нивоа звука-фонометар типа *Bruel&Kjaer 2230*, слика 5.37, који ради са микрофоном фирме *Briuel&Kjaer* тип 4155. Овај инструмент је идеалан за све врсте мерења нивоа звука, укључујући и октавну и 1/3 октавну фреквентну анализу помоћу сета филтера. Давач врши пет врста мерења паралелно: *SPL* (ниво звучног притиска), *Max.*, *Min.*, *L<sub>eq</sub>* (ниво звучног притиска осредњен по времену мерења) и *L<sub>EA,T</sub>* (ниво изложености звуку). При мерењу је на располагању избор два начина мерења (*RMS* и *Peak*), 3 временске оцене (*Slow*, *Fast*, *Impuls*), 4 фреквентне оцене (*A*, *C*, *Lin* и *All pass*) [184]. Фреквентне оцене *A*, *C*, *Lin* (20 Hz до 20 kHz) или *All Pass* (10 Hz до 50 kHz) могу се користити за сва мерења.



Слика 5.37 Прецизни интеграциони мерач нивоа звука типа *V&K 2230* са опремом [184]



Слика 5.38 Могућности мерења нивоа јачине звука уз помоћ прецизног интеграционог мерача нивоа звука типа *V&K 2230* [184]

Фонометар има могућност да мери да мери, слика 5.38:

**SPL** (енг. *Sound Pressure Level*) - у границама 24÷130 dB (30÷150 dB са атенуатором),

**Max/Min** – максимални и минимални ниво звучног притиска од ресетовања,

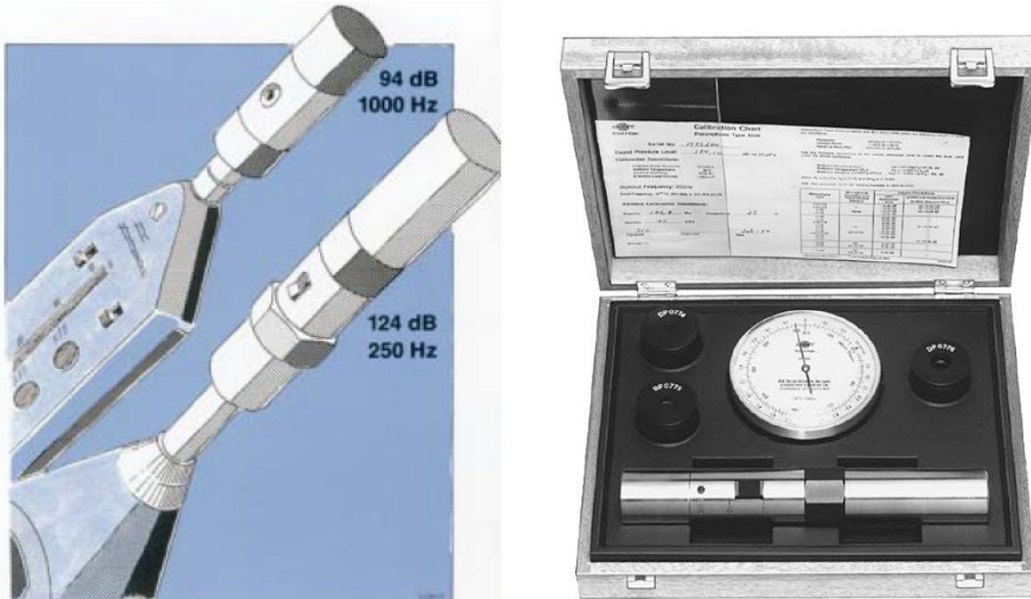
**L<sub>eq</sub>** – ниво звучног притиска осредњен по периоду мерења (одговара константном нивоу звучног притиска који би имао исту укупну акустичну енергију као реална снимљена бука у посматраном временском интервалу:

$$L_{eq} = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{p(t)}{p_0} \right)^2 dt. \quad (5.9)$$

$L_{EA,T}$  (SEL) (енг. *Sound Exposure Level*) – константни ниво који би, ако се задржи током 1 s, имао исту акустичну енергију као и А-оцењена измерена бука:

$$L_{EA,T} = 10 \log \frac{1}{\tau_{ref}} \int_0^T \left( \frac{p_A(t)}{p_0} \right)^2 dt, \quad \tau_{ref} = 1s. \quad (5.10)$$

Давачи јачине звука треба да се калибришу да би дали тачне и прецизне резултате. То се најбоље постиже постављањем преносног акустичног калибратора, као што је пистонфон, директно преко микрофона, слика 5.39. Током снимања буке кочница примењено је калибрисање уз помоћ пистафона марке *B&K* типа 4220.



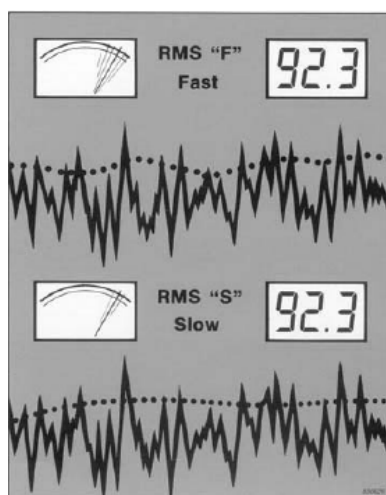
Слика 5.39 Калибрација давача јачине звука пистонфоном [184]

Калибратори обезбеђују прецизно дефинисан ниво звучног притиска на који треба подесити давач нивоа звука. Добра пракса при мерењу је калибрација давача нивоа звука непосредно пре и после сваке мерне етапе. Ако треба записати резултате мерења буке, тада такође треба записати и сигнал калибрације да би се добио референтни ниво при репродукцији.

Већина мерених звукова има променљив ниво јачине. Да би се звук правилно измерио, потребно је да те промене могу да се мере што прецизније. Међутим, ако се ниво звука мења превише брзо, приказ на аналогном дисплеју се мења тако брзо тако да је немогуће добити садржајна читавања. Из тог разлога, стандардизоване су две карактеристике одзива мерача звука, познате као "**F**" (*fast*- брза) и "**S**" (*slow*- спора), слика 5.40.

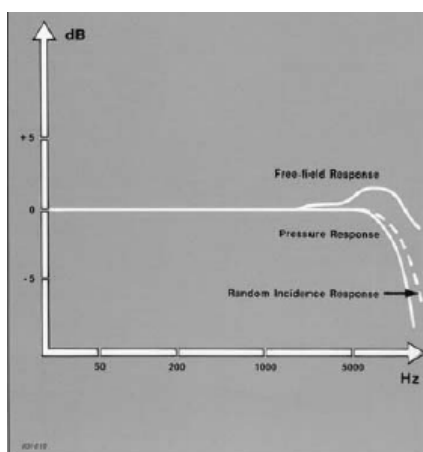
"**F**" карактеристика има временску константу од 125 ms и обезбеђује брзи одзив дисплеја што омогућава праћење и мерење не сувише брзо променљивих нивоа јачине звука. "**S**" карактеристика са временском константом од 1 s даје спорији одзив који помаже при осредњавању промена на дисплеју на аналогним уређајима за мерење, које би иначе биле немогуће за читавање коришћењем "**F**" карактеристике. Избор одговарајуће карактеристике детектора је често диктиран стандардом на коме се заснивају мерења.



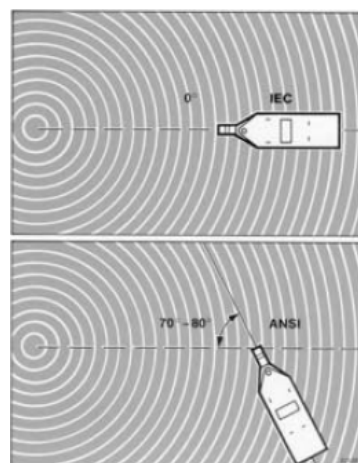


Слика 5.40 Одзив уређаја V&K 2230 [184]

Тип микрофона и његова оријентација у звучном пољу, такође утиче на тачност мерења. Мерни микрофон треба да има униформни фреквентни одзив, тј. микрофон мора да буде једнако осетљив дуж целог фреквентног опсега. Микрофон нормално карактерише једна од три типа карактеристика фреквентног одзива: **слободна** (обично под углом  $0^\circ$ ), **притисна** и **кружна**, а које су добиле име према одзиву који је највише линеаран. Криве одзива, приказане на слици 5.41, важе за микрофон са кружном карактеристиком одзива.



Слика 5.41 Фреквентни одзив микрофона са карактеристиком случајног нагиба [184]



Слика 5.42 Постављање микрофона у звучном пољу [184]

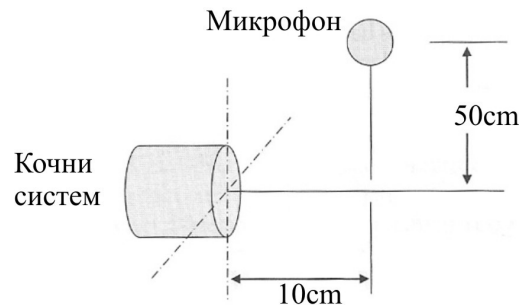
На избор одговарајућег микрофона може, такође, да утичу и примењени национални и међународни стандарди. На пример, Међународна електротехничка комисија (*IEC*) наводи мераче нивоа звука са одзивом слободног формата, док Амерички национални стандард (*ANSI*) захтева да се користе микрофони са кружном карактеристиком.

Уколико се микрофон са кружном карактеристиком користи у окружењу слободног звучног поља, најтачнија мерења се постижу када се постави под углом између  $70^\circ$  и  $80^\circ$  у односу на извор звука, слика 5.42. Ако се усмери директно ка извору звука, резултати мерења ће бити превелики. У супротном случају, микрофон са карактеристиком слободног формата употребљен у дифузном пољу процењује стварне вредности нивоа звучног притиска.

Локација микрофона (слика 5.43) према процедури *SAE J2521*:

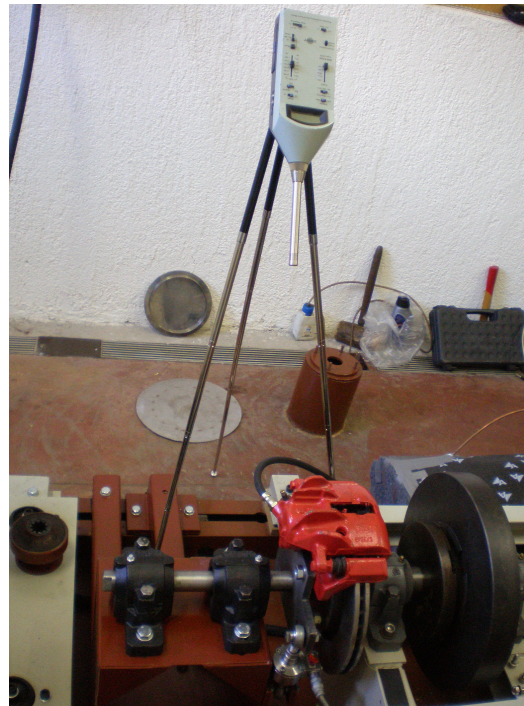
- 10 cm у односу на спољашњу површину наплатка точка дуж осе осовине,

- 50 cm изнад и нормално у односу на осу осовине.
- ниво звучног притиска мора да се мери и чува током трајање сваког теста кочења.
- шкрипа се јавља на нивоу звучног притиска  $\geq 78$  dB за учестаности од 1 до 20 kHz за диск кочнице.
- трајање мерења буке је исто као и трајање теста кочења.



Слика 5.43 Оријентација микрофона [179]

Фотографија уградње фонометра је дата на слици 5.44.



Слика 5.44 Мерење високофреквентне буке диск кочнице

Очекивани нивои звучног притиска су до 110 dB, а учестаности високофреквентне буке диск кочница су у већ поменутих границама од 3 до 20 kHz тако да примењени фонометар по карактеристикама одговара захтевима [184]. Фонометар типа *Bruel&Kjaer 2230* има два напонска аналогна излаза: DC-једносмерну компоненту звучног притиска где напон од 0 V одговара *Bottom Scale* вредности, а напону од 3 V одговара *Full Scale* вредности тј. 50 mV/dB и AC- представља појачан сигнал са микрофона тј. промену нивоа звучног притиска где напон од 1 V одговара *Full Range* вредности. У току истраживања су снимани сигнали са оба излаза.

## 5.4 ПОСТУПЦИ ИСПИТИВАЊА БУКЕ ДИСК КОЧНИЦА

### 5.4.1 Поступак испитивања буке АК

Поступак испитивања буке АК је објавила радна група из Немачке која је обухватила произвођаче аутомобила, кочних система и фриксионих материјала. Основни концепт се састоји од матрице тестова која омогућава проверу склоности кочног система ка појави настанка шкрипе. Процедура испитивања буке АК почиње фазом уходавања у којој се нови фриксиони пар међусобно прилагођава. Ова фаза је праћена кораком кондиционирања. Суштина праћења буке је у следећем сегменту - град/ванград. Тестови се спровode коришћењем две брзине, 3 и 10 km/h. Ове ниске брзине се користи јер се често при њима појављује бука. Ово су тестови са кочењем уз одржавање константне брзине (енг. *drag tests*). Брзина се одржава константном док се примењује одређена вредност кочног притиска. У овој процени се користи широк опсег температура од 50 до 300 °C. Током ових тестова, користи се променљив притисак уместо да се примењени притисак држи на константној вредности. Притисак се линеарно повећава од вредности мање од номиналне вредности на вредност већу од номиналне вредности и враћа на полазну тачку. Овај троугласти профил промене притиска осигурава да ако постоји примењени притисак који се разликује од номиналне вредности при којој се чује бука, ова појава не буде пропуштена.

После сегмента кондиционирања, изводи се процедура напред/назад. Концепт овог сегмента је да се забележи појава буке када се возило креће уназад. Тестирање се изводи при 3 km/h. Није неуобичајено за кориснике да се жале на шкрипу која се јавља само при изласку са паркинг места.

Сегменти град/ванград и сегмент уходавања се два пута понављају после првог проласка кроз тест. Резултат је укупно 990 заустављања. Режим успоравања је трећи сегмент у АК поступку мерења буке. Овај тест је извршен од почетне брзине 30 km/h до потпуног заустављања. Исто као и код кретања уназад и током блока тестирања при кретању напред, поново се мере притисак и температура. Изводи се укупно 54 заустављања. Последњи сегмент има за циљ да прати склоност ка буци после циклуса високе температуре. Сегменти градска/ван градска возња и напред/назад се такође понављају како би се процениле промене у перформанси буке услед високо температурних циклуса. Кључни разлог за овај сегмент је приказивање веће склоност појави буке после циклуса са високом температуром.

Постоји много начина за представљање података из АК теста буке. Један типичан начин је да се нацртају појаве буке. Број појава буке се може снимати или, се чешће снима проценат кочења (или примене кочница) у којима се чује бука. Генерално, ниски проценти указују на добре перформансе буке, док високи проценти указују на лоше перформансе буке. Сваки произвођач аутомобила и сваки добављач имају алгоритме за дефинисање која је бука прихватљива. Већина сматра проценат испод 1 као веома добре перформансе.

Треба истаћи да АК поступак испитивања буке није званичан стандард, већ стандард припремљен од стране групе у Немачкој са одређеним ограничењима у вези његове дистрибуције. Развијено је много верзија поступка, делом зато што га неки виде као њихово власништво. Једно од цитираних ограничења за овај поступак је да не садрже довољно секвенци успоравања. Већи део овог поступка је фокусиран на *drag* [134].

#### 5.4.2 Поступак испитивања буке кочница према SAE J2521

Поступак испитивања буке по SAE J2521 је развијен од стране америчке радне групе за проблеме буке и вибрација кочница како би се отишло даље у односу на АК поступак при испитивању шкрипе код система за кочење [179]. Већи део овог поступка је први предложио у раду Петер Блашке (енг. *Peter Blaschke*) [185]. Ова процедура додаје више кочења са успоравањем како би се боље представио реални рад возила. Матрица такође обједињује праћење коефицијента трења после сваког битног дела процедуре. Важна разлика SAE J2521 поступка је да се бука мери у свим сегментима тест матрице. Ово може да буде значајно када се највиши нивои буке јаве у делу оцене фрикционих својстава.

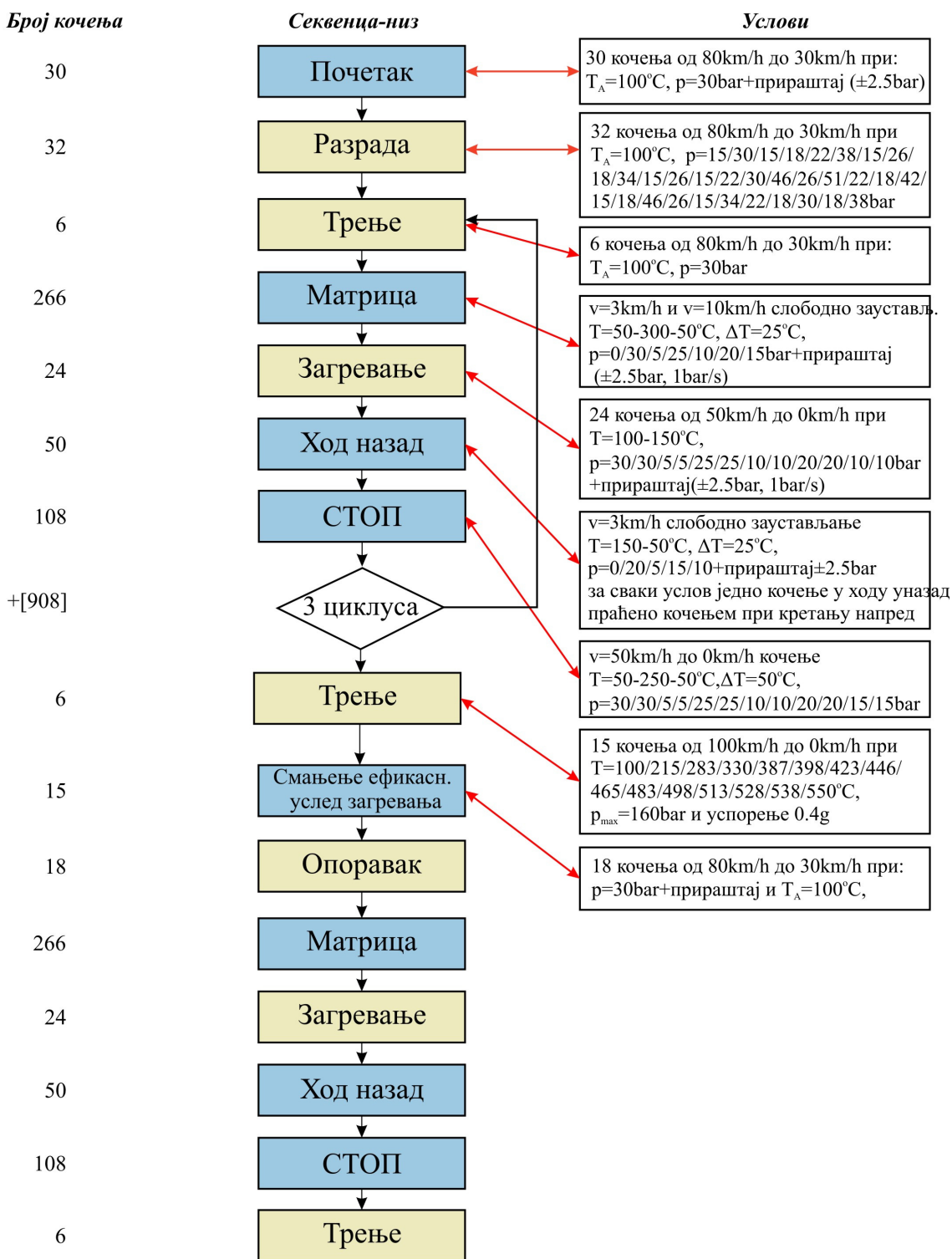
Процедура SAE J2521 почиње са почетним сегментом кондиционирања. На почетку су кратка кочења и то укупно 30. Ово је праћено почетним сегментом разраде од 32 примене кочница. Шири опсег и веће амплитуде примењеног притиска су присутни у овом сегменту. Почетни сегмент разраде завршава се са шест примене кочнице у циљу оцене фрикционих карактеристика. Намера овог сегмента је да обезбеди почетну процену фрикционих карактеристика кочница.

Као што је напоменуто раније, бука се мери током свих примена кочница. Постојала је дилема да ли у овом сегменту разраде постоји довољан број заустављања (примена кочнице). Предност овог приступа је могућност да се ухвати бука „зелене кочнице“. У неким случајевима питања буке се појављују у најранијим фазама животног циклуса возила. Није неуобичајено да се проблем буке јавља док се возило одвози са монтажне траке.

Следећи сегмент је срж поступка процене појаве буке. Ова серија тестова се изводи три пута да би пружила добру основу за анализу. Укупно се изврши 554 примена кочнице током овог сегмента теста. Први део је модул *drag* који је веома сличан оном у АК поступку. Користе се брзине од 3 до 10 km/h са профилима притиска сличним онима у поступку АК. Прелазни сегменти уходавања и загревања служе као прелаз ка сегменту напред/назад. Сегмент напред/назад је опет сличан оном у АК поступку. Користећи брзину од 3 km/h, оцењује се склоност кочног система да генерише буку у оба смера кретања.

Једна слабост која је примећена у SAE J2521 поступку је недостатак техничких услови за испитивање утицаја окружења. Добар пример је проблем „јутарње мучнине“. Да би се поновила ова врста буке, J2521 би морао да дефинише тестирање близу 90% релативне влажности и близу тачке мржњења. Очекује се да ће ово бити један од наредних корака у појачању способности ове матрице да прати склоност ка буци. Резиме процедуре SAE J2521 је показан на слици 5.45.

У Сједињеним Државама, Лос Анђелес тест градског саобраћаја (LACT) се често користи као коначна оцена перформанси буке кочница у програмима развоја возила. Овај тест на улицама Лос Анђелеса представља оштре условима тестирања у урбаној средини и добро је познато да генерише значајну шкрипу кочница код подложних возила. Предност овог поступка испитивања је да се показао као ефикасан у стварању буке кочница. Недостатак је да је потребно возило и 2-3 недеље за испитивање. Тешко је да укључити тако дуг тест у процес развоја кочног система.



1917

Слика 5.45 Дијаграм тока SAE J2521 поступка [146]

Поступак SAE J2521 не покушава да обезбеди замену за LACT тест. Тешко је успоставити корелацију динамометарског теста са тестовима на возилу. Може бити много разлике у компонентама које су се користиле у два теста; толеранције и друге варијанте могу такође имати значајан утицај. Уместо тога, SAE J2521 обезбеђује брз процес за праћење буке кочница. Генерално, без опционог сегмента слабљење и опоравак, J2521 се може извести у року од 24-33 h на модерном динамометру. Многи истраживачи сматрају да је по „правилу“

J2521 оштрији него *LACT* тест. Другим речима, J2521 матрица може открити буку која се не појављује приликом тестирања возила. Искуство је показало да није често да се открије бука током *LACT* тестирања, а која се није видела на тестовима J2521.

Иако су динамометри коришћени за процену буке кочница деценијама, први међународно признати стандард је *SAE J2521*, објављен је у јуну 2001. Дакле, ово је добро утемељена област тестирања са релативно новим стандардом за мерне процедуре.

Очекује се да ће бити даљих побољшања динамометарских тест процедура како би се побољшала њихова способност да се прати шкрипа одређена при раду стварног возила. Неке потенцијалне области за побољшања обухватају:

- успостављање услова за тестирање са добро дефинисаним условима окружења (као што је горе наведено)
- проналажење равнотеже између различитих сегмената матрице као што су *drag*, кочења са успоравањем, сегменти назад/напред, итд
- модификоване циклусе углачавања за различите врсте фрикционих материјала или различите апликације.

Поступак *SAE J2521* се показао као добар алат за праћење склоности кочница генерисању шкрипе. Међутим, постоји потреба за даљим побољшањима, укључујући додаток који се односи на захтеве услова окружења. Искуство је такође показало да динамометарско тестирање није у корелацији директно са *LACT* резултата. Питање које треба решити у будућности је да ли је потребно и могуће да праћење засновано на динамометарској процедури одговара овој посебној процедури возила [179].

Очекује се да ће динамометарски тестови на крају постати бољи алат него *LACT* у погледу тога што ће тачније предвидети шкрипу, што захтевају мање времена за тестирање, и омогућавају брже промене. Динамометарски тест ће, међутим, бити део развојног процеса, а не коначна провера кочних перформанси.

#### **5.4.3 Развијени поступак испитивања високофреквентне шкрипе диск кочница**

У дисертацији је развијен поступак испитивања који представља дограђену методу у односу на претходно описане стандардизоване процедуре [134,179]. Извршене су две категорије тестова: са константном брзином ротације диска и различитим кочним притисцима и са константним кочним притиском и различитим брзинама. Реализована испитивања су одговарала кочењу са искљученом спојницом тј. са прекинутим током преноса снаге у преноснику.

Режими испитивања:

*Константни број обртаја и различити кочни притисци:*

- примењује се константни број обртаја: од 250 до 1000 o/min
- за сваки број обртаја примењују се различити притисци: од 0,5 до 3 МПа са кораком промене притиска  $\Delta p=0,5$  МПа.

*Константан кочни притисак и различити бројеви обртаја:*

- примењује се константни притисак: од 0,5 до 3 МПа
- за сваки притисак, примењују се различити бројеви обртаја 250 до 1000 o/min са кораком  $\Delta n=50$  o/min.

За испитивану диск кочицу са вентилираним диском пречника 266 mm и за пнеуматик са динамичким радијусом 260 mm у табели 5.1 приказан је опсег броја обртаја на почетку процеса кочења и одговарајуће брзине кретања реалног возила.

Табела 5.1 Упоредни приказ брзина возила и одговарајућих бројева обртаја диска

Ред. број	Брзина возила, km/h	Број обртаја, o/min
1.	25	255
2.	30	306
3.	35	357
4.	40	408
5.	45	459
6.	50	510
7.	55	561
8.	60	612
9.	65	663
10.	70	714
11.	75	765
12.	80	816

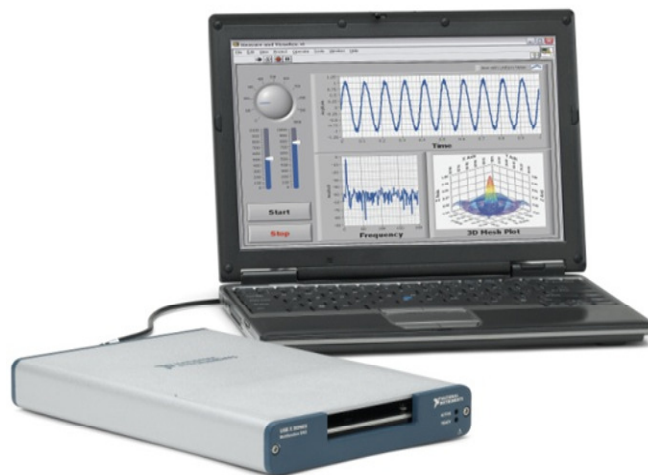
У неким режимима кочења (нпр. мали кочни притисак и велики почетни број обртаја мотора) постоји само делимично кочење тј. смањење брзине кретања диска од почетне брзине  $v_1$  до крајње брзине  $v_2$ , док у неким другим случајевима имамо кочење до заустављања диска.

Мерења температуре:

- температуре су мерене ласерским термометром, MINOLTA, тип *Minolta-Land Cyclops Mini Laser* за бесконтактно мерење температуре на површинама. Карактерише је платинска сонда, опсег мерења температуре је од  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тачност 1% од измерене вредности,
- температуре су мерене у средњој тачки кочне површине диска.

Било је важно извршити ово мерење како не би дошло до прегревања. Ако је систем хладан, радна температура треба да порасте до  $80 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . То се постиже кочењем мањим притиском са укљученим електромотором.

Мерни сигнали са давача се затим воде у систем за аквизицију података фирме *National Instruments*, типа *NI USB-6341* (слика 5.46) који у интерфејсу са софтвером *LabVIEW 2010* сакупља, анализира и презентује у реалном времену и чува резултате мерења.



Слика 5.46 Систем за аквизицију података фирме *National Instruments*, тина *NI USB-6341* [203]

Мерна величина са највећом брзином промене у времену је ниво звучног притиска тако да је његова карактеристика условила избор брзине узорковања у току експерименталног истраживања. Испитивана високофреквентна шкрипа диск кочница има максималну очекивану учестаност од 20 kHz јер је то граница чујног опсега човека [191]. Према Никвистовој теорему узорковања [201, 202] (енг. *Nyquist–Shannon sampling theorem*) налаже се да учестаност узорковања мора бити најмање два пута већа од учестаности сигнала који желимо да пренесемо у дигитални облик, иначе се јавља алиасинг ефекат. Зато је изабрана учестаност узорковања била 50 kHz. Тако да је временски период узорковања података био  $2 \cdot 10^{-5}$  s.

Изабрани временски период снимања сигнала је 5 s, што са обзиром на трајање процеса кочења од максимално 1 s, представља довољан период да се сниме и процеси пре, као и после завршетка кочења (ниво амбијенталне буке, утицај буке погонског блока, утицај заосталог кочења на време заустављања диска).

Карактеристике процеса прикупљања података током спроведених испитивања приказане су у табели 5.2.

**Табела 5.2** Карактеристике процеса прикупљања података

Период узорковања	$\Delta t$	$2 \cdot 10^{-5}$ s
Време мерења	$T$	5 s
Фреквенцијски опсег сигнала	$f_g$	0 до 20 kHz
Минимална брзина узорковања	$f_{min} = 2f_g$	40 kHz
Учестаност узорковања	$f_{max} = f_o = \frac{1}{\Delta t}$	50 kHz
Број узорака у једном мерењу	$N$	250 000
Број понављања мерења	$n$	3
Грешка мерења	$\sqrt{\frac{2}{N}}$	0,0028

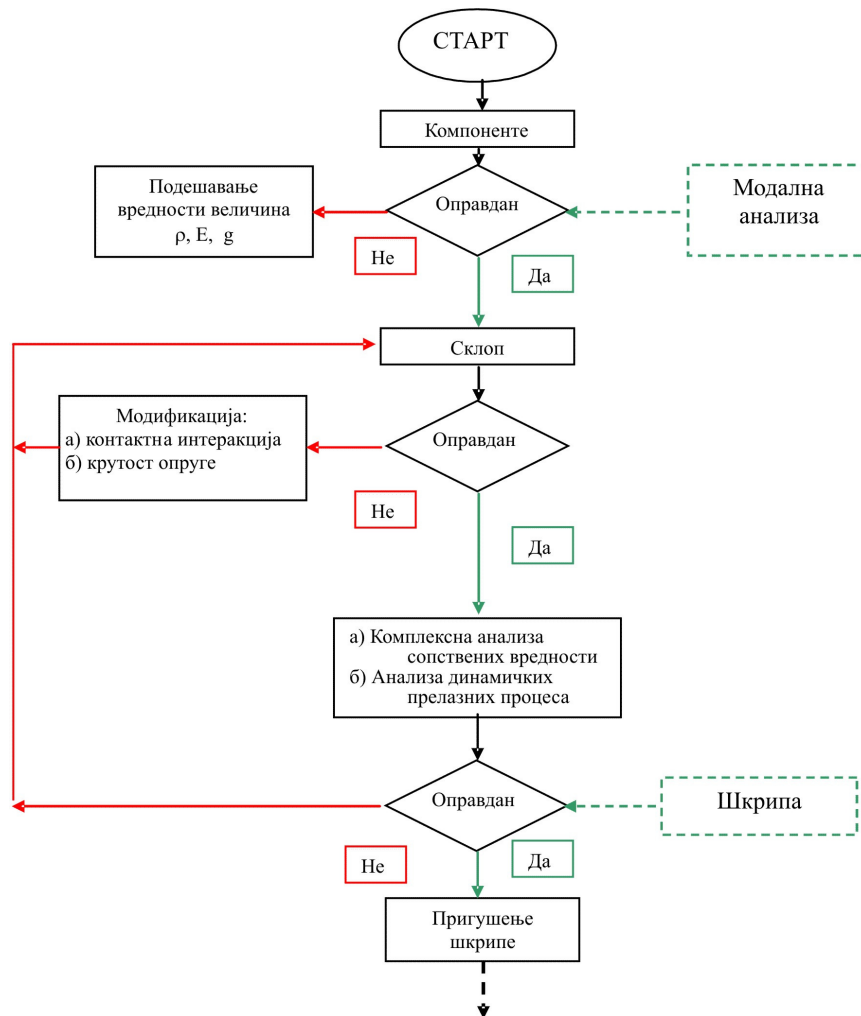


## РЕЗУЛТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА МКЕ МОДЕЛА ШКРИПЕ ДИСК КОЧНИЦЕ

У овом поглављу су представљени резултати експерименталних истраживања високофреквенте шкрипе диск кочнице добијени на пројектованој и развијеној мерној инсталацији. Задатак експеримента се може поделити на два дела: а) обезбеђивање нумеричких вредности неких улазних параметара нумеричког модела кочнице и б) верификација теоријских модела и предвиђања шкрипе који су креирани у претходним поглављима. Први део анализе је посвећен одређивању кинетичких коефицијената трења, који се затим могу користити у нумеричким моделима. Користи се једноставан математички модел да би се добила основна формула за кинетички коефицијент трења (слика 4.4). У наставку се приступа процесу доказивања да развијени модели адекватно представљају динамичко понашање реалне структуре склопа диск кочнице.

Слика 6.1 показује алгоритам укупног процеса верификације у предвиђању шкрипе кочница. Верификован модел треба да буде у могућности да довољно прецизно предвиди појаву шкрипе диск кочница.

Анализа се врши у оба домена: временском и фреквентном. Прво се изводи истраживање осцилаторних и звучних феномена кочних механизма и утврђује њихов утицај на ефикасност кочења. Основни показатељ ефикасности кочења је кочни момент и важно је утврдити да ли се појаве шкрипе и опадање ефикасности кочења налазе у корелацији. Анализа стабилности се врши у фреквентном домену и циљ је одредити учестаности нестабилности и упоредити да ли развијени *МКЕ* модел може предвидети довољно добро ове учестаности. Такође се разматра утицај различитих режима кочења на појаву шкрипе: кочење до заустављања или кочење у циљу успоравања до неке брзине диска тј. возила.



Слика 6.1 Укупна процес верификације

## 6.1 Резултати испитивања шкрипе диск кочница у временском домену

На следећим дијаграмима су приказане мерне величине које карактеришу процес кочења: кочни притисак,  $p$ , број обртаја кочног диска,  $n$ , кочни момент,  $M_k$ , једносмерни-  $DC$  ниво звучног притиска, промена нивоа звучног притиска,  $AC$ , ниво звучног притиска,  $SPL$ , и коефицијент трења,  $\mu$ . Иако су мерења извршена за максималне притиске од 0,5 до 3,0 МПа са кораком  $\Delta p=0,5$  МПа, приказани су само режими који се односе на граничне вредности интервала промене притиска и почетни број обртаја који одговара кретању возила почетном брзином 55 km/h. Дијаграми промена мерних величине у осталим режимима су слични описаним граничним вредностима па нису приказани.

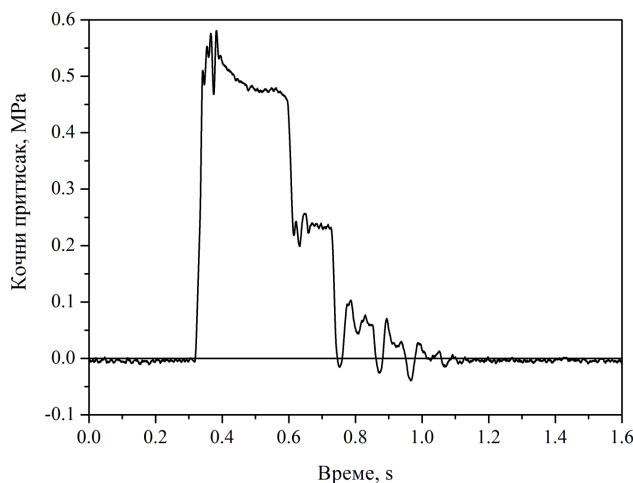
Дијаграми на сликама 6.2 до 6.8 се односе на кочење при режиму максималног притиска од 0,5 МПа и броју обртаја 560 o/min на почетку мерења (одговара почетној брзини возила од 55 km/h). Како се ради о режиму мали кочни притисак – велики почетни број обртаја, после 0,75 s када се заврши процес кочења и кочни притисак падне на 0 МПа, види се да број обртаја диска има вредност која одговара брзини кретања возила од око 10 km/h. Након тога услед постојања заосталог малог кочног момента, број обртаја брзо достиже вредност нула у тренутку 1,3 s. Ради се о режиму заокочивања и може се приметити да је присутна мала вредност кочног момента све до 1,4 s када момент постаје 0 Nm. При достизању задатог почетног броја обртаја пренос снаге од електромотора се искључује (случај слободног

зауостављања возила) тако да у тренутку активирања кочнице ( $t=0,32s$ ) број обртаја је већ смањен на 460 o/min.

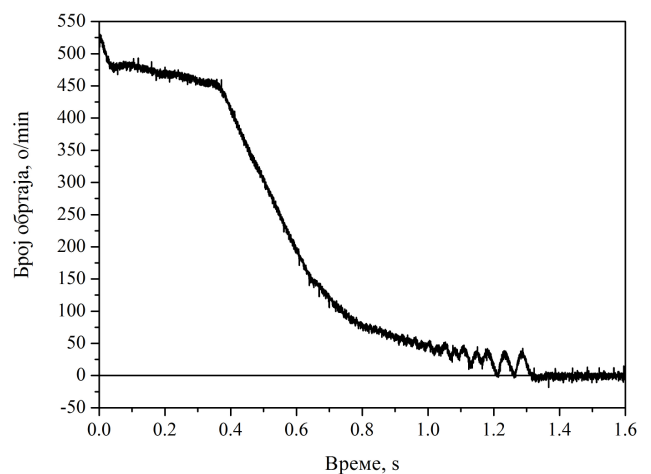
Коефицијент трења је одређен према изразу 6.1 на основу снимљених сигнала кочног притиска и момента [135]:

$$\mu = \frac{M_k}{2 \cdot p \cdot A_{klipa} \cdot r_{ef}} \quad (6.1)$$

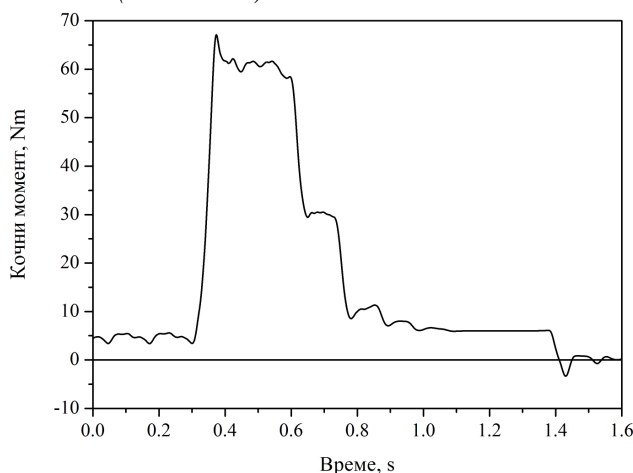
Како је за истраживање коришћен нови фриксиони пар диск-кочне плочице, у склопу кочнице је присутно мало трење на фриксионој површини и када кочница није активирана. То се може уочити на дијаграму промене кочног момента где се види да и пре и после процеса кочења (кочни притисак већи од нуле) постоји кочни момент чија је вредност  $5 \div 7$  Nm независно од кочног притиска и брзине ротације диска. Анализом једначине 6.1 види се да у периоду мерења када кочни притисак има вредност нула,  $p=0$  МПа, а кочни момент је различит од нуле,  $M_k \neq 0$  Nm (слике 6.4 и 6.11), није целисходно рачунање и приказивање коефицијента трења јер је његова вредност нереално велика. Зато се временски интервал на сликама 6.7 и 6.14 разликује од осталих дијаграма и односи се само на време када је диск кочница активирана.



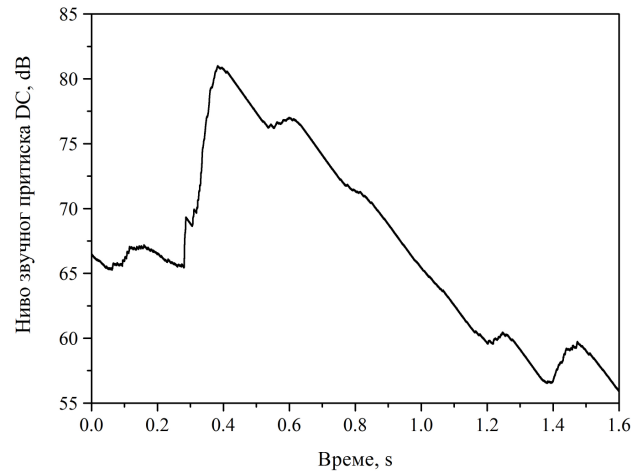
Слика 6.2 Кочни притисак при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



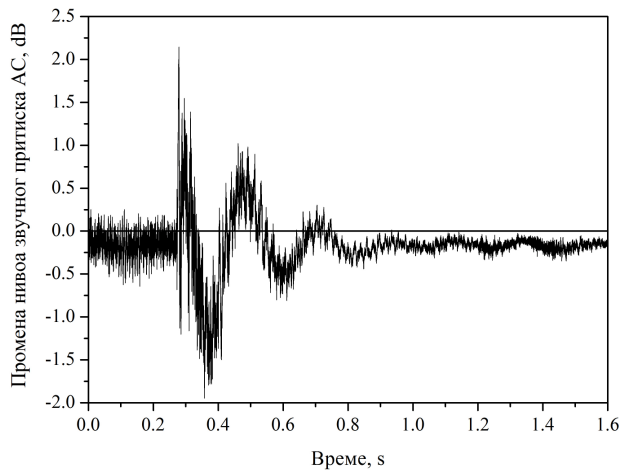
Слика 6.3 Број обртаја кочног диска при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



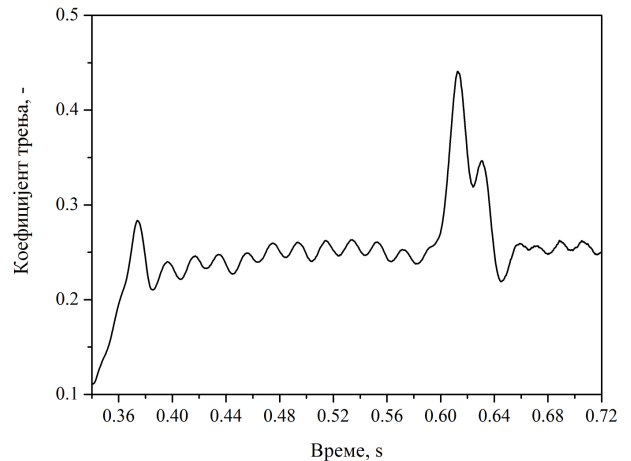
Слика 6.4 Кочни момент при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



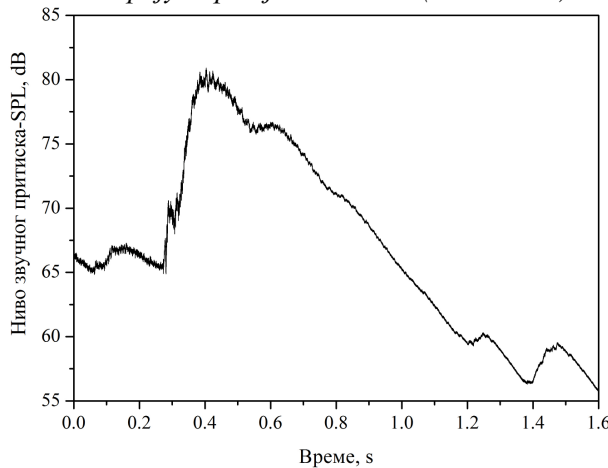
Слика 6.5 Ниво звучног притиска (DC) при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



**Слика 6.6** Промена нивоа звучног притиска (АС) при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)

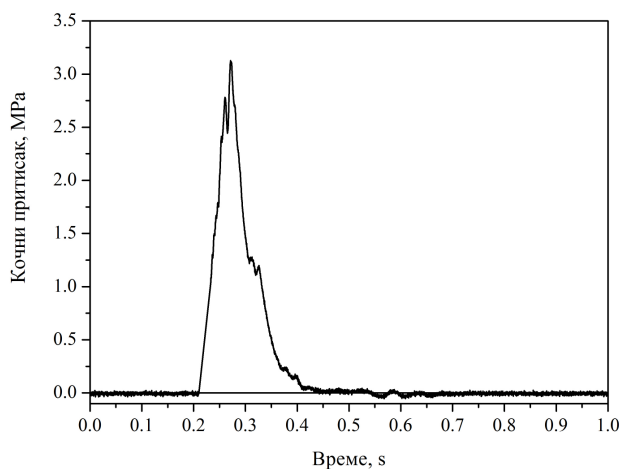


**Слика 6.7** Коефицијент трења при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560o/min ( $v=55$  km/h)

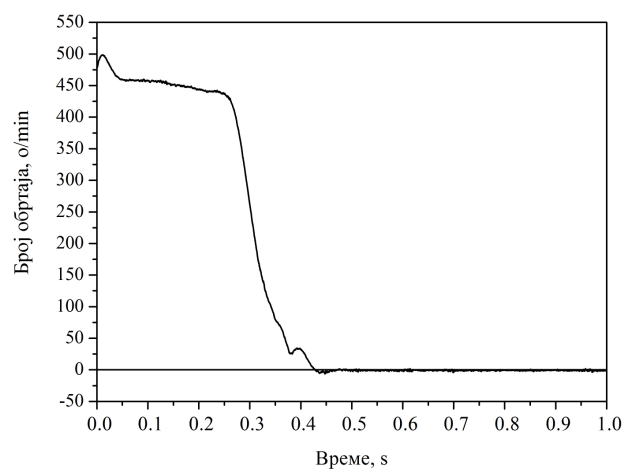


**Слика 6.8** Ниво звучног притиска (SPL) при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)

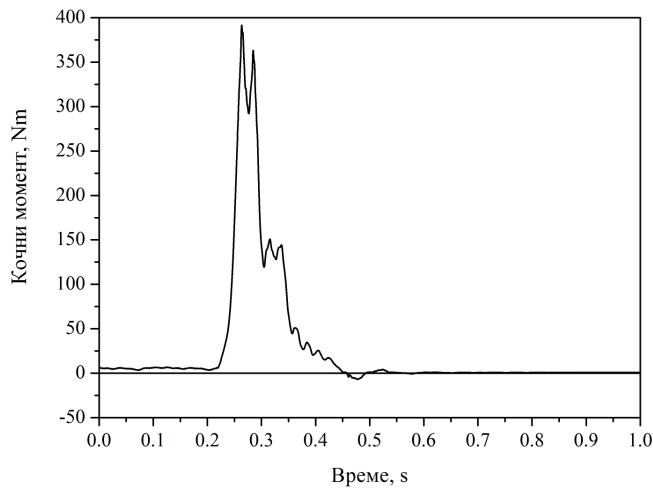
Дијаграми на сликама 6.9 до 6.15 се односе на кочење при максималном притиску од 3,0 МПа и броју обртаја диска од 560 o/min на почетку мерења. Како се ради о режиму са великим кочним притиском, после 0,5 s када се заврши процес кочења, кочни притисак пада на 0, као и број обртаја диска, Дијаграми одговарају режиму кочења до заустављања. При почетном броју обртаја се искључује пренос снаге од електромотора (случај слободног заустављања) тако да у тренутку активирања кочице ( $t=0,21$ s) број обртаја је смањен на 440 o/min.



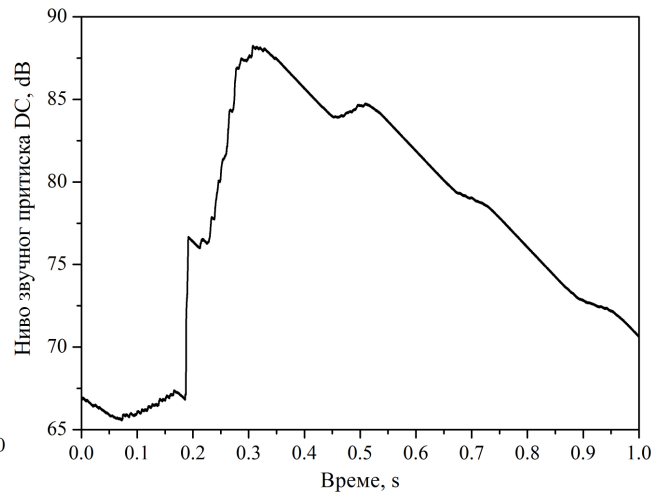
**Слика 6.9** Кочни притисак при максималном притиску од 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



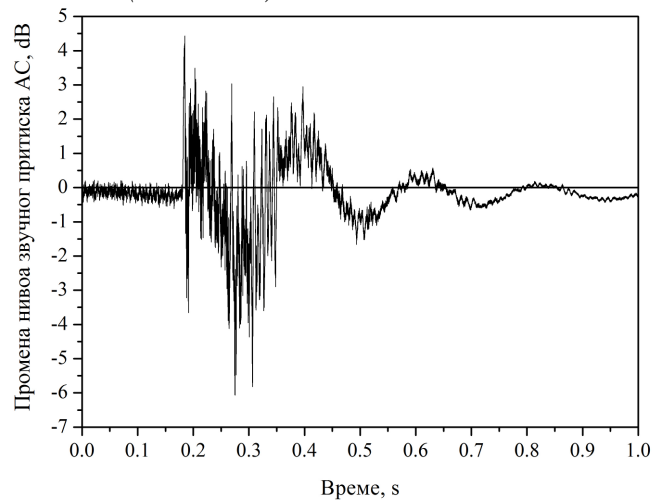
**Слика 6.10** Број обртаја кочног диска при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



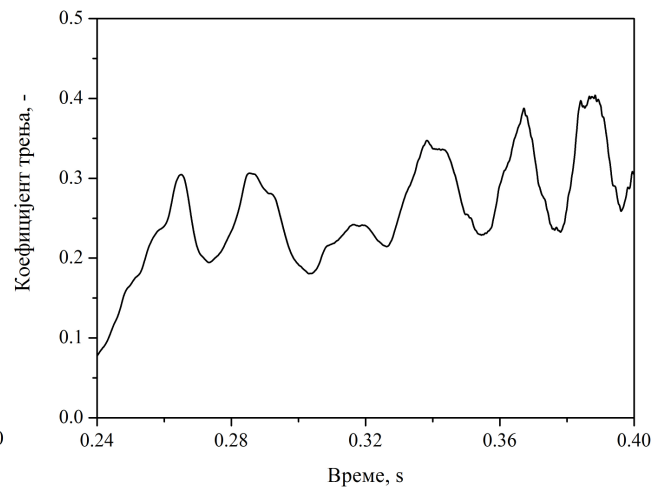
**Слика 6.11** Кочни момент при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



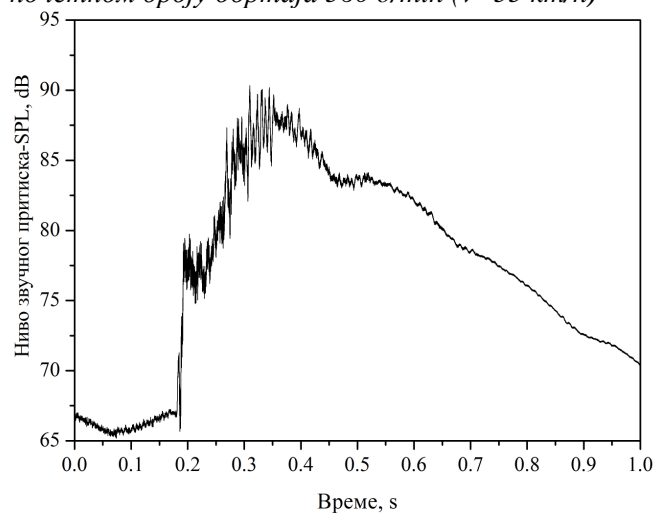
**Слика 6.12** Ниво звучног притиска (DC) при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



**Слика 6.13** Промена нивоа звучног притиска (AC) при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



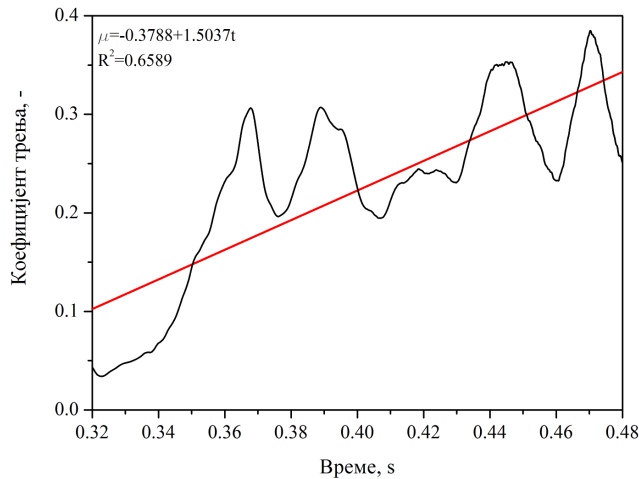
**Слика 6.14** Коефицијент трења при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)



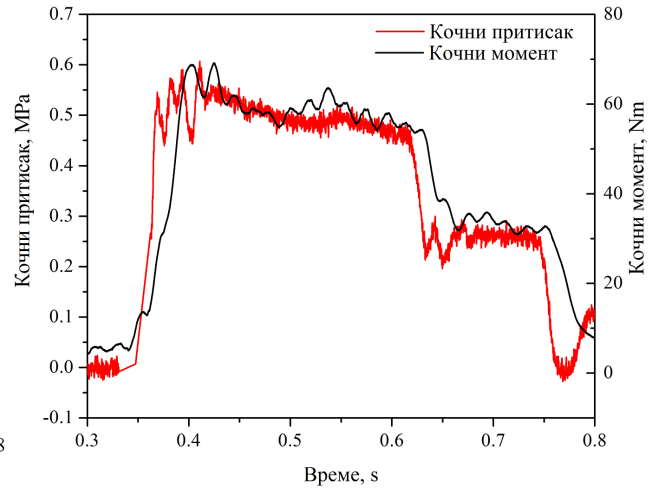
**Слика 6.15** Ниво звучног притиска (SPL) при максималном притиску 3,0 МПа и почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h)

Промена коефицијента трења током процеса кочења дата је на слици 6.16. где се види да под утицајем пада брзине ротације диска, који се одвија током времена кочења, постоји пораст коефицијента трења. Добијени опсег промене коефицијента трења (између 0,2 и 0,38) одговара вредностима добијених из каталога произвођача фриксионог материјала [204].

Дијаграм на слици 6.17 илуструје време одговора склопа хидрауличне диск кочнице добијен праћења промене кочног притиска и момента за почетни број обртаја 765 o/min (75 km/h) и максимални притисак од 0,5 МПа. Кашњење има вредност 0,02 s и постоји кроз читав процес кочења, а настаје због деформација кочних црева и савлађивања зазора у склопу диск кочнице. Време кашњења има сличне вредности за све испитиване режиме кочења.

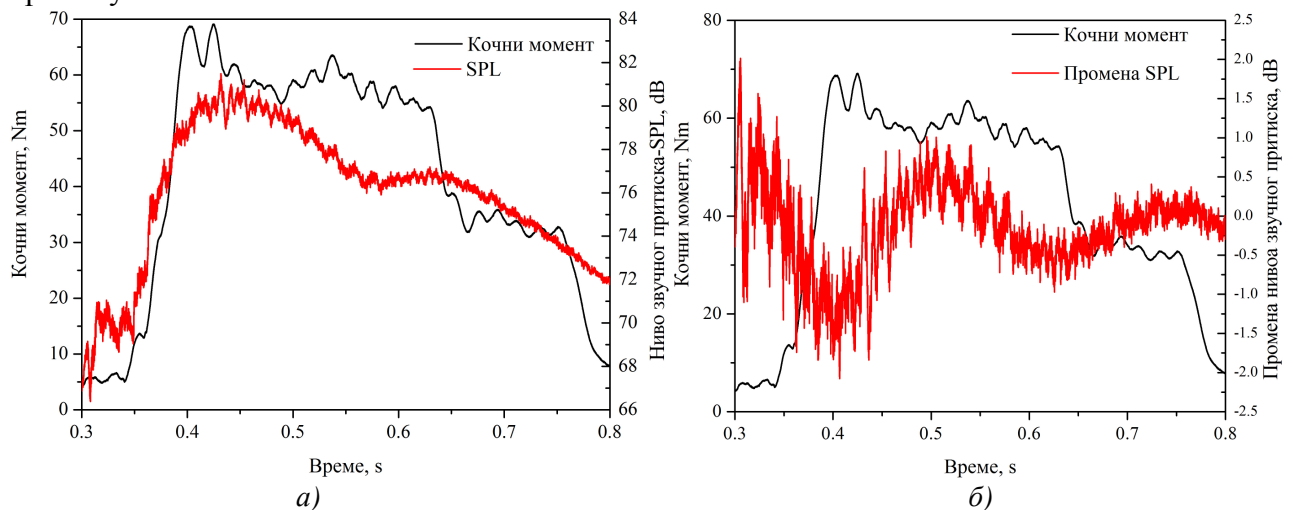


**Слика 6.16** Пораст коефицијента трења током времена при максималном притиску од 3,0 МПа и почетном броју обртаја 612 o/min ( $v=60$  km/h)



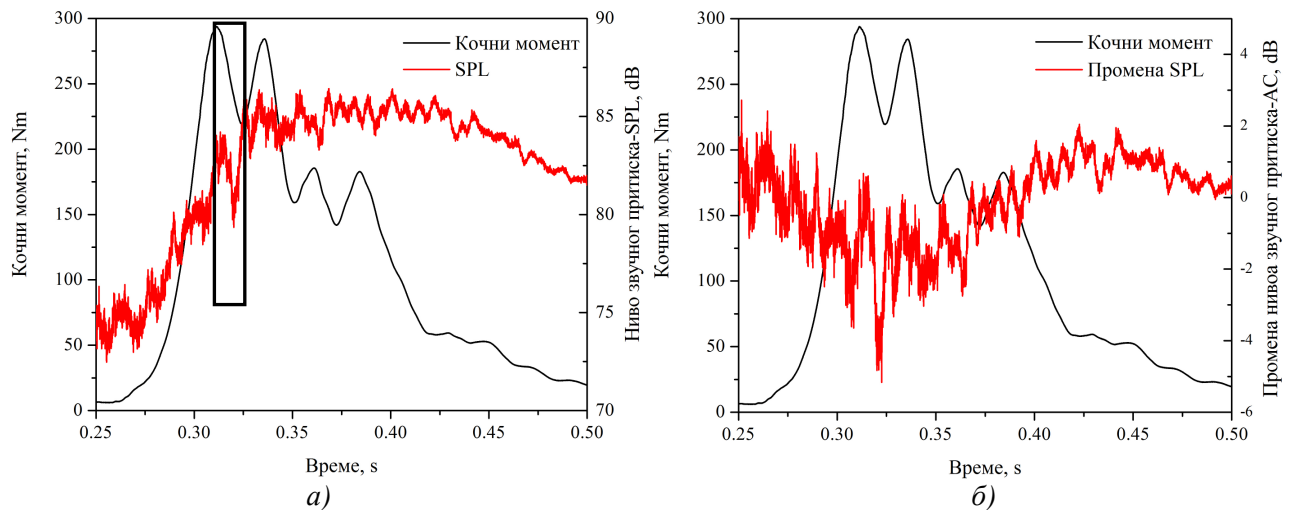
**Слика 6.17** Временско кашњење кочног момента у односу на кочни притисак при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја од 765 o/min ( $v=75$  km/h)

Анализа међусобног односа промене кочног момента и нивоа звучног притиска (*SPL*) и промене нивоа звучног притиска (*АС*) је извршена за следеће вредности мерног опсега кочног притиска (0,5 МПа, 2,5 МПа и 3,0 МПа). Слика 6.18 се односи на кочење при максималном притиску од 0,5 МПа и почетном броју обртаја од 765 o/min. Анализом свих испитиваних режима малих максималних кочних притисака (0,5 МПа) и почетних бројева обртаја од 460 до 765 o/min (45 до 75 km/h) може се уочити да ниво звучног притиска прати промену кочног момента.



**Слика 6.18** Промена кочног момента и а) нивоа звучног притиска-SPL, б) промена нивоа звучног притиска-АС за максимални притисак од 0,5 МПа и почетни број обртаја од 765 o/min ( $v=75$  km/h)

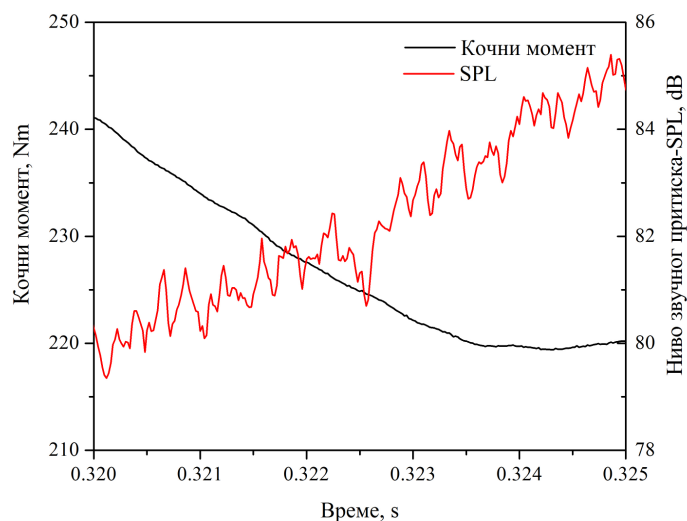
На слици 6.19 која се односи на режим максималног кочног притиска од 2,5 МПа уочена је нагла промена нивоа звучног притиска при 0,325 s тако да је издвојен означени прозор и приказан на слици 6.20.



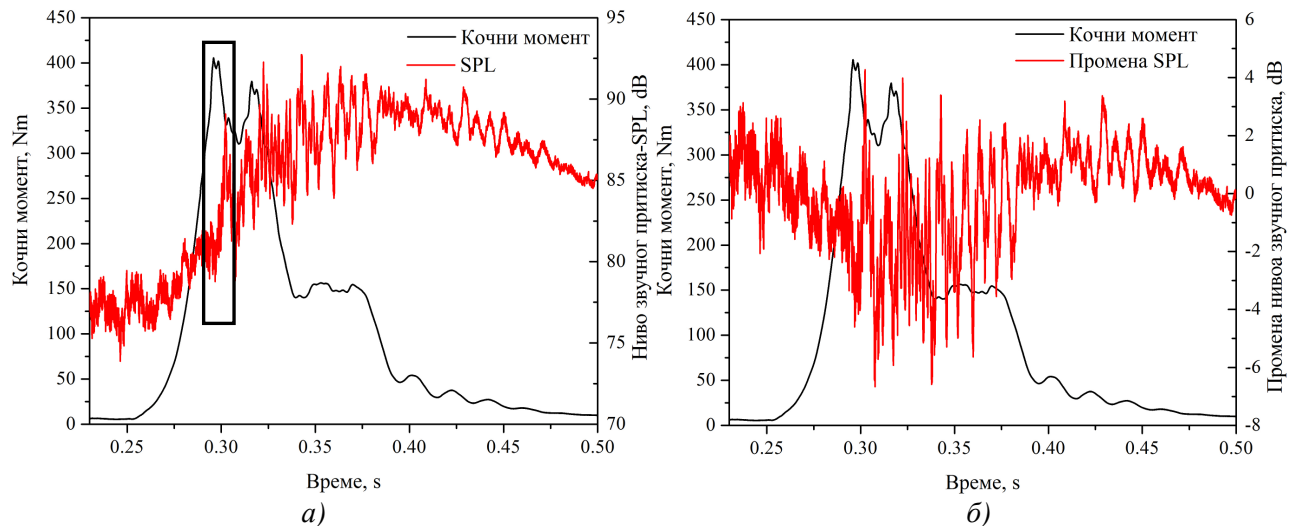
**Слика 6.19** Промена кочног момента и а) нивоа звучног притиска-SPL, б) промену нивоа звучног притиска-АС за максимални притисак од 2,5 МПа и почетни број обртаја од 714 o/min ( $v=70$  km/h)

Увећани прозор (интервал времена од 0,32 до 0,325 s) на слици 6.20 указује на постојање утицаја појаве шкрипе диск кочнице на опадање ефикасности кочног система исказаном кроз смањење кочног момента.

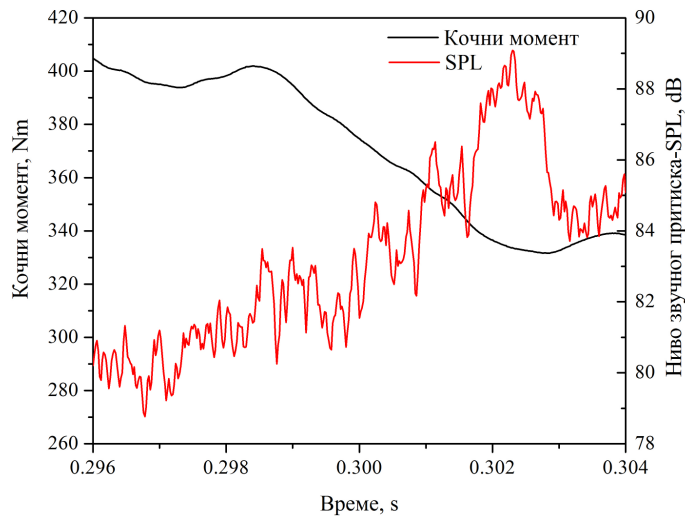
Исти поступак је поновљен и за највећи истраживани притисак од 3,0 МПа (слика 6.21) и поново је уочено неколико значајних промена нивоа звучног притиска у области максималних кочних момената. Издвојен је један прозор (интервал времена од 0,296 до 0,304 s) у коме се уочава пад нивоа кочног момента са порастом шкрипе (слика 6.22). Ово је веома значајно са аспекта оправданости рекламација купаца на квалитет кочних система у периоду појаве шкрипе кочница.



**Слика 6.20** Утицај појаве буке кочница на ефикасност кочења за максимални притисак од 2,5 МПа и почетни број обртаја од 714 o/min ( $v=70$  km/h)



Слика 6.21 Промена кочног момента и а) нивоа звучног притиска-SPL, б) промена нивоа звучног притиска-АС за максимални притисак од 3,0 МПа и почетни број обртаја од 714 о/min ( $v=70$  km/h)

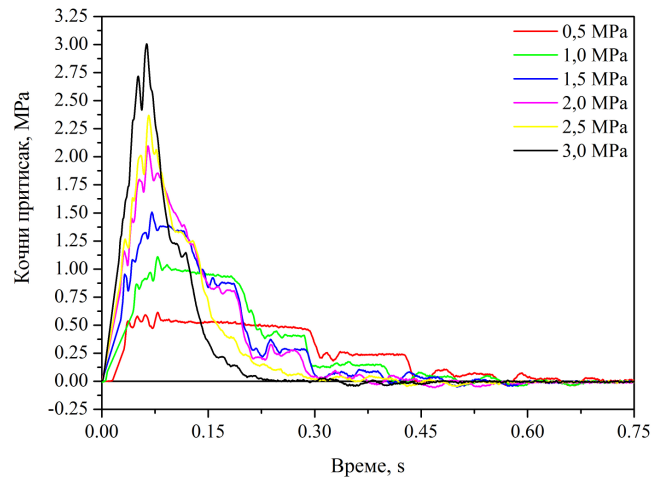


Слика 6.22 Утицај појаве буке кочица на ефикасност кочења за максимални притисак од 3,0 МПа и почетни број обртаја од 714 о/min ( $v=70$  km/h)

Утицај различитих режима максималних кочних притисака на облик промене ове величине у току процеса кочења је приказан на слици 6.23. Због пнеуматичког начина активирања главног кочног цилиндра, што је детаљно објашњено у поглављу 5, види се промена облика кривих. При најнижим притисцима уочава се трапезни облик промене стварних параметера процеса кочења и одржавање максималног константног притиска у дужем временском интервалу. За више вредности притиска облик промене притиска добија троугаони облик, као што је предвиђено процедуром за испитивање буке SAE J2521 (слика 5.27) [179].

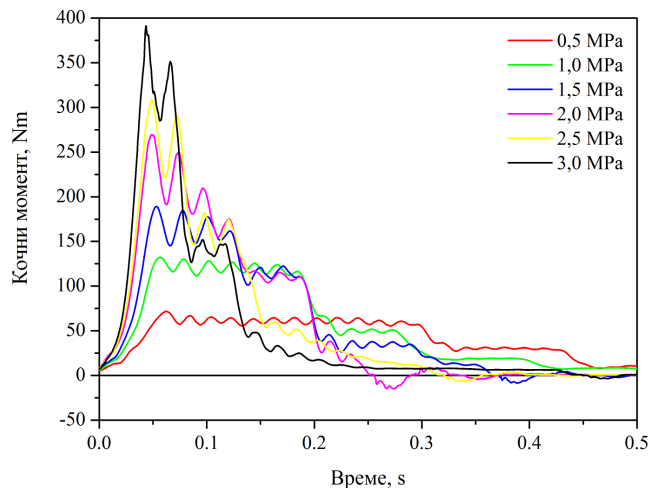
Утицај различитих режима максималних кочних притисака на облик промене кочног момента у току процеса кочења је приказан на слици 6.24. Јасно се види да кочни момент у великој мери прати облик промене кочног притиска, а при малим максималним притисцима (0,5 и 1,0 МПа) види се заостали кочни момент (делимично активирана кочица).



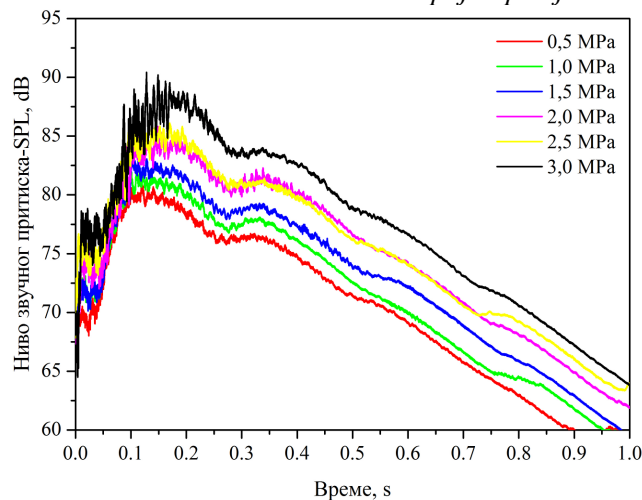


Слика 6.23 Промена кочног притиска за почетни број обртаја 765 o/min ( $v=75$  km/h)

Најзначајнија величина за оцену појаве шкрипе кочица је ниво кочног притиска, *SPL*. Са променом максималног кочног момента присутан је очекивано пораст ниво буке и она у свим режимима прелази праг од 70 dB (слика 6.25). При режиму највишег испитиваног притиска од 3,0 МПа види се интензивни скокови (промене) који одговарају појави високофреквентне шкрипе. Ово ће се боље оценити у фреквентном домену при анализи спектра снаге нивоа звучног притиска.

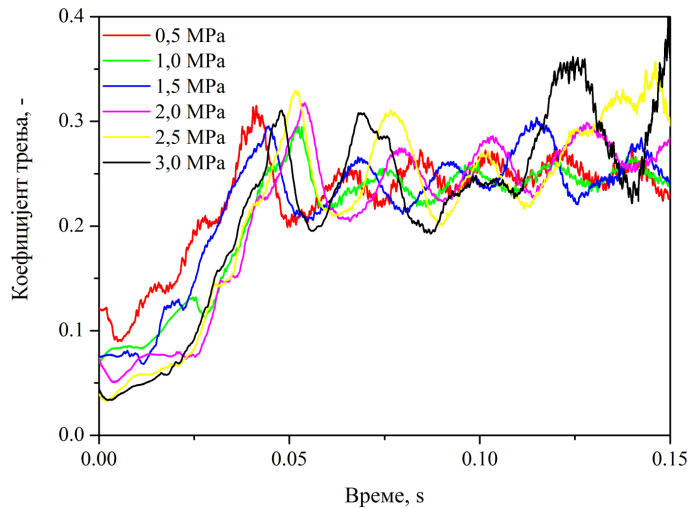


Слика 6.24 Промена кочног момента за почетни број обртаја 765 o/min ( $v=75$  km/h)



Слика 6.25 Промена нивоа звучног притиска за почетни број обртаја 765 o/min ( $v=75$  km/h)

Прорачуном добијени кинетички коефицијент трења за различите режиме максималних кочних притисака је приказан на слици 6.26. Анализа добијених кривих види се да се у највећем делу интервала кочења коефицијент трења налази у очекиваним вредностима између 0,2 и 0,4. Интервал промене коефицијента трења је најшири за највише вредности кочног притиска.

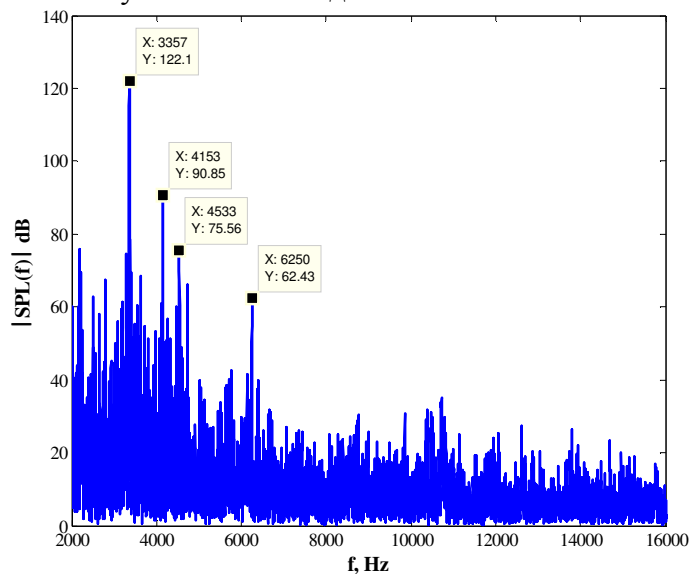


Слика 6.26 Промена коефицијента трења за почетни број обртаја 765 o/min ( $v=75$  km/h)

## 6.2 Верификација модела шкрипе диск кочица у фреквентном домену

Измерене величине су коришћењем програмског пакета *Matlab* и Фуријеовом трансформацијом (енг. *Fast Fourier Transform -FFT*) преведене у фреквентни опсег. Одређени су аутоспектри нивоа звучног притиска, аутоспектри снаге нивоа звучног притиска и крос-спектри снаге притисак-ниво звучног притиска и кочни момент-ниво звучног притиска.

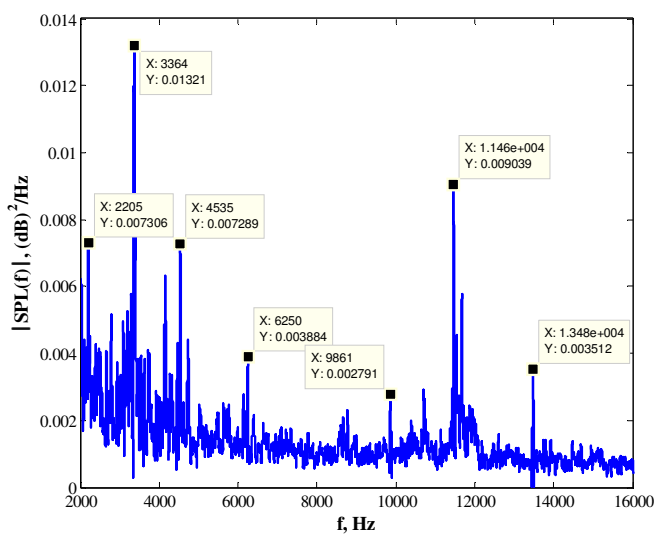
На слици 6.27 је приказан аутоспектар (интензитет) нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min и кочном притиску од 0,5 МПа. Види се да ниво звучног притиска прелази праг буке при нижим учестаностима до 5 kHz.



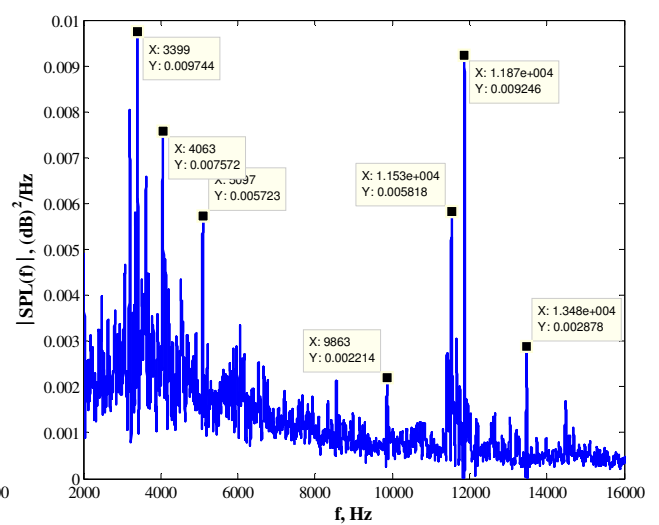
Слика 6.27 Спектар (интензитет) нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 0,5 МПа

На сликама од 6.28 до 6.33 су приказани аутоспектри снаге нивоа звучног притиска-*SPL* за различите максималне кочне притиске од 0,5 до 3,0 МПа са кораком 0,5 МПа. Због могућности поређења добијених резултата сви дијаграми се односе на почетни број обртаја од 560 o/min (одговара почетној брзини возила од 55 km/h).

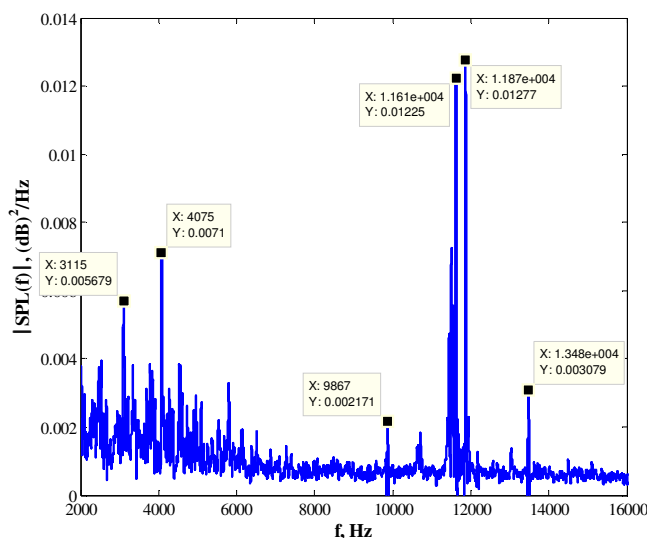
Анализа дијаграма аутоспектра снаге нивоа звучног притисак показује да вредности интензитета спектра снаге имају вредности од 0,01 до 0,016 dB<sup>2</sup>/Hz. Могу се уочити учестаности при којима се јавља нестабилност у виду шкрипе кочица. Учестаности шкрипе које су заједничке за све дијаграма су 9,8 kHz, 11,5 kHz и 13,5 kHz. У подручју између 2,2 и 4,5 kHz се на свим дијаграмима налазе учестаности са високим амплитудама. Остале учестаности нестабилности се понављају на неким дијаграмима али нису заједничке за све режиме (нпр. зона око 6 kHz).



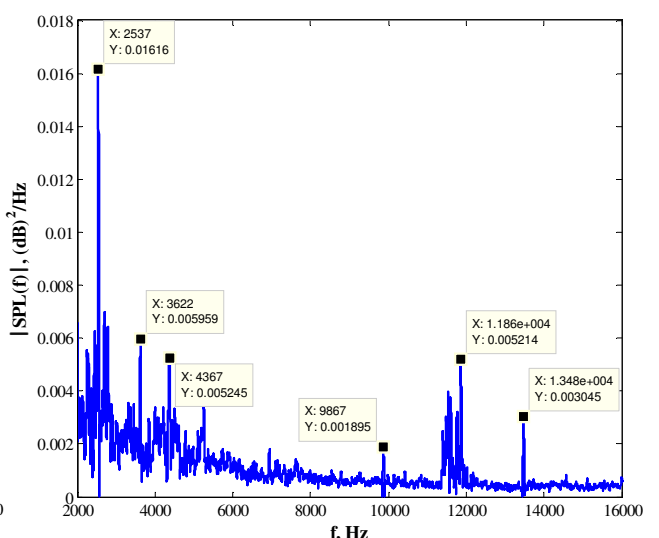
Слика 6.28 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 0,5 МПа



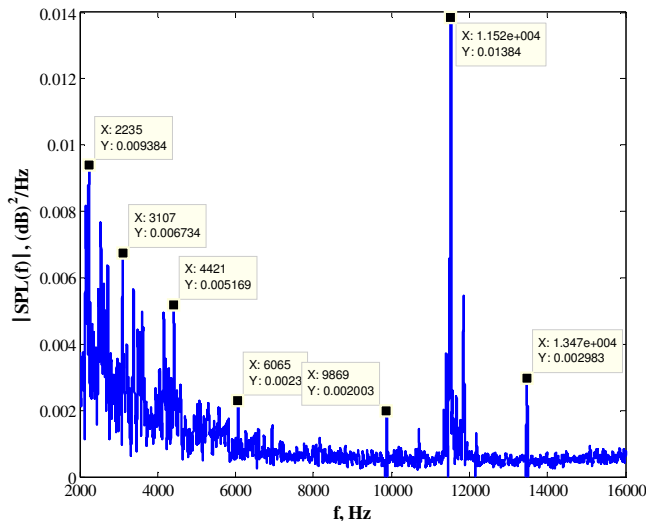
Слика 6.29 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 1,0 МПа



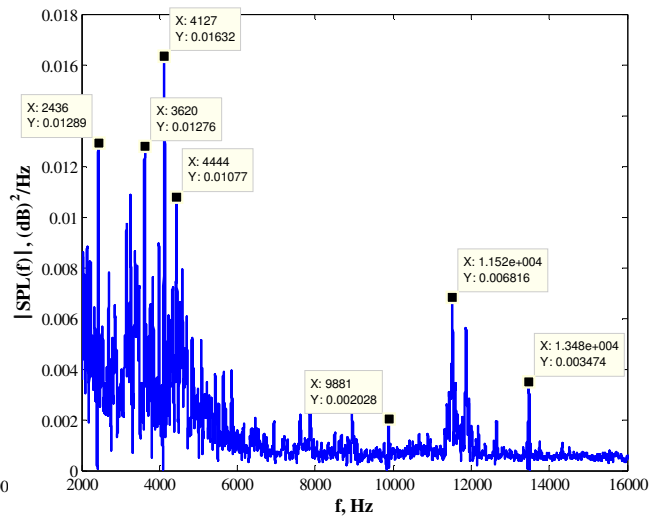
Слика 6.30 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 1,5 МПа



Слика 6.31 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 2,0 МПа

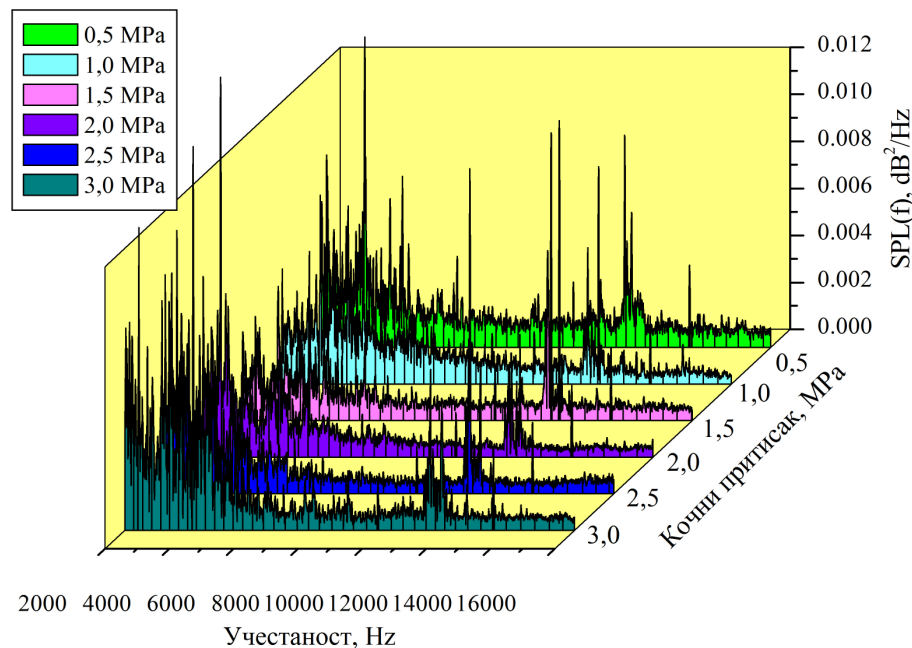


Слика 6.32 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 2,5 МПа



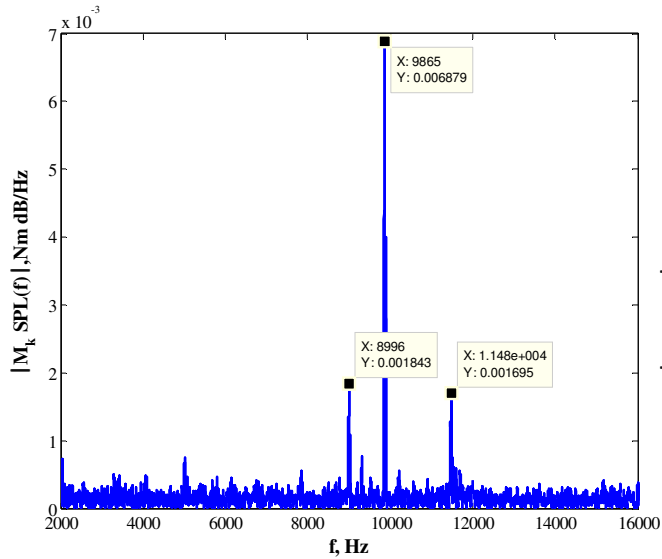
Слика 6.33 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 3,0 МПа

Бољи преглед аутоспектара снаге нивоа звучног притиска се може видети на слици 6.34. Дат је заједнички приказ аутоспектара снаге нивоа звучног притиска за све испитиване режиме и виде се учестаности нестабилности које су заједничке.

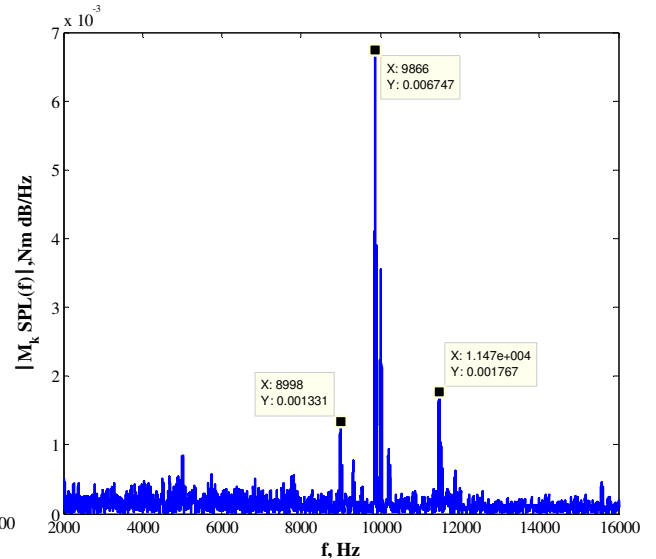


Слика 6.34. Упоредни приказ аутоспектара снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и различите кочне притиске

На сликама од 6.35 до 6.40 су приказани крос-спектри снаге кочног момента и нивоа звучног притиска за различите максималне кочне притиске од 0,5 до 3,0 МПа са кораком 0,5 МПа. Сви дијаграми се односе на почетни број обртаја од 560 o/min (одговара почетној брзини возила од 55 km/h).

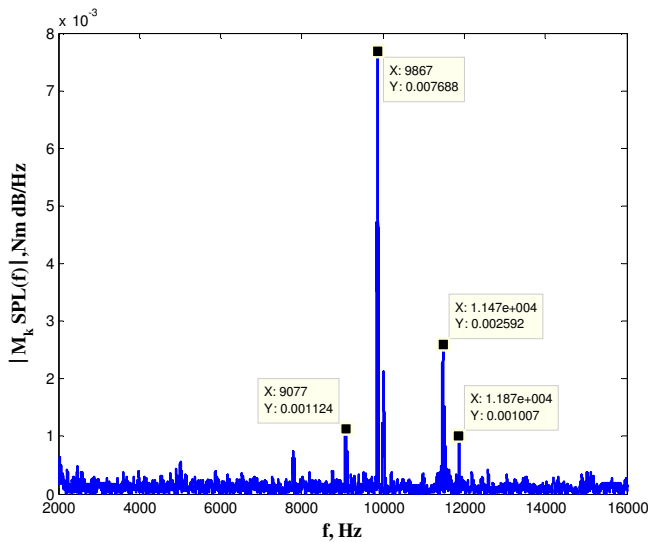


Слика 6.35 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 0,5 MPa

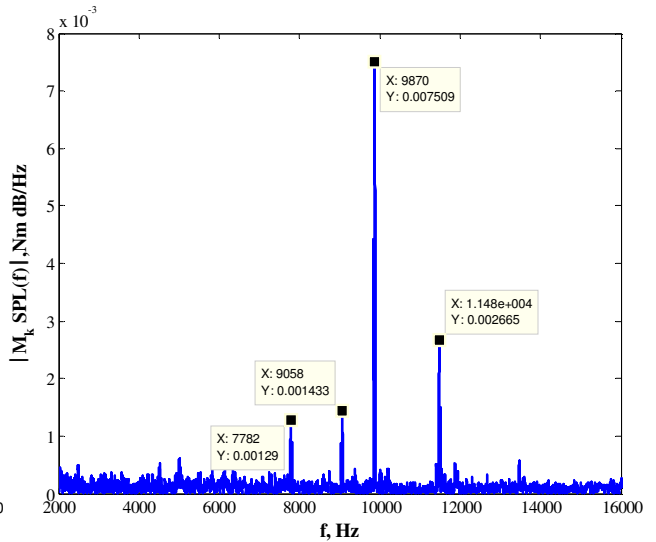


Слика 6.36 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 1,0 MPa

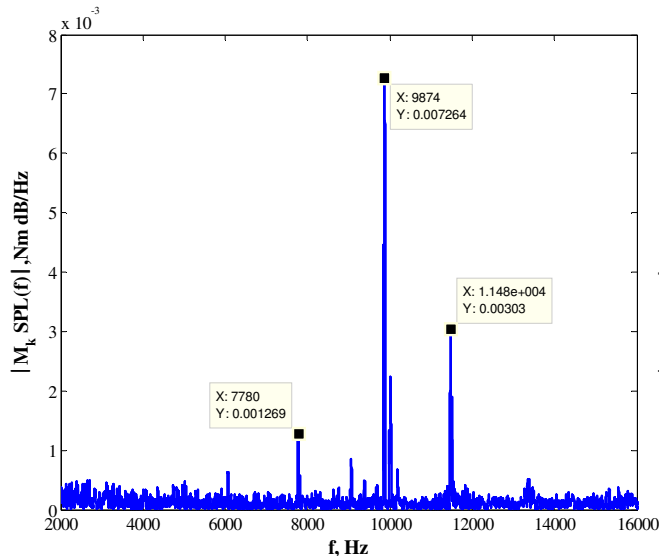
Анализа дијаграма крос-спектара снаге кочног момента и нивоа звучног притиска показује да вредности интензитета спектра снаге имају вредности од  $7 \cdot 10^{-3}$  до  $8 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \cdot \text{dB/Hz}$ . Може се уочити да постоје учестаности при којима постоји велики пораст интензитета спектра снаге. Учестаности које су заједничке за све дијаграма су 7,8 kHz, 9,2 kHz, 9,87 kHz и 11,5 kHz. Учестаности од 10 и 11,5 kHz се поклапају са учестаностима појаве шкрипе, што указује на значајну повезаност која постоји између кочног момента и нивоа звучног притиска.



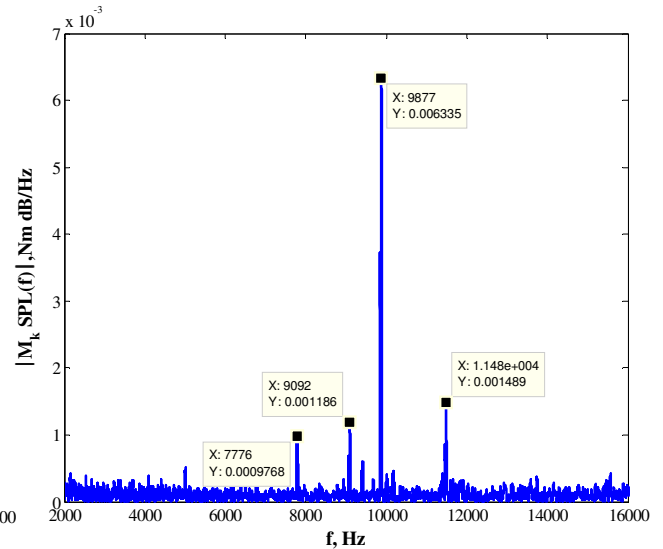
Слика 6.37 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 1,5 MPa



Слика 6.38 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 2,0 MPa

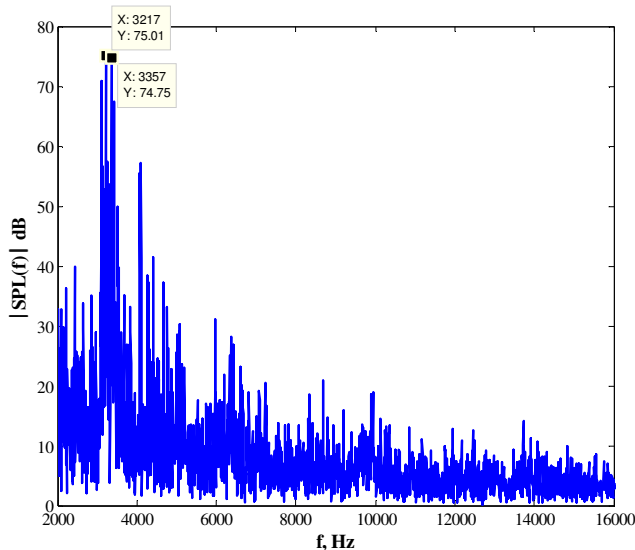


Слика 6.39 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 2,5 МПа

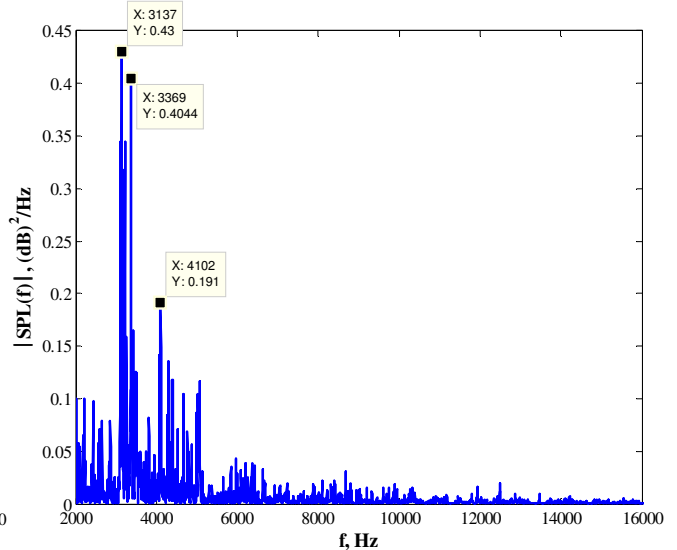


Слика 6.40 Крос-спектар снаге кочног момента и SPL при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55 \text{ km/h}$ ) и кочном притиску од 3,0 МПа

Претходно извршене анализе у фреквентном подручју су поновљене и за режим константног кочног притиска. У временском интервалу од 0,25 s, кочни притисак од 0,5 МПа је имао константну вредност, а број обртаја диска се смањило у овом периоду са 355 на 85 o/min. На слици 6.41 је приказан спектар (интензитет) нивоа звучног притиска добијен за дати режим. Види се да SPL само у једном кратком подручју прелази ниво од 70 dB што се сматра прагом настанка буке [1,191]. Слика 6.42 представља спектар снаге нивоа звучног притиска за константни кочни притисак од 0,5 МПа. За разлику од претходно анализираних дијаграма аутоспектара снаге SPL нестабилне учестаности се јављају при ниским вредностима учестаности од 3,1 до 4,1 kHz.



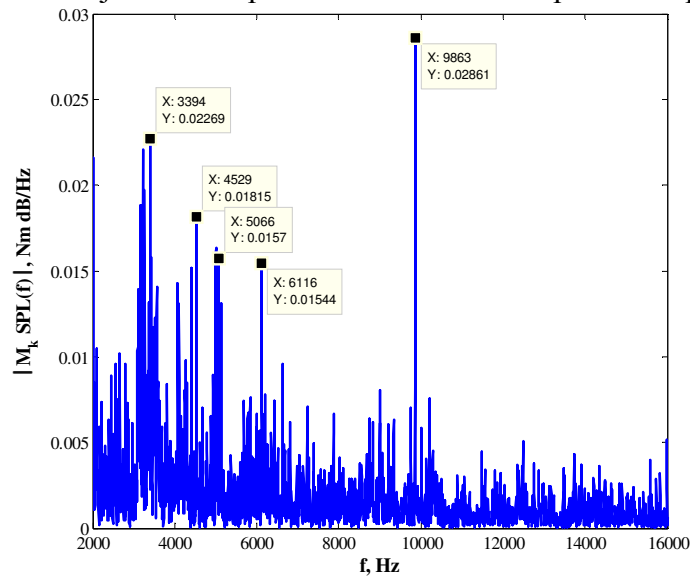
Слика 6.41 Спектар (интензитет) нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 355 o/min ( $v=35 \text{ km/h}$ ) и константном кочном притиску од 0,5 МПа



Слика 6.42 Спектар снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 355 o/min ( $v=35 \text{ km/h}$ ) и константном кочном притиску од 0,5 МПа

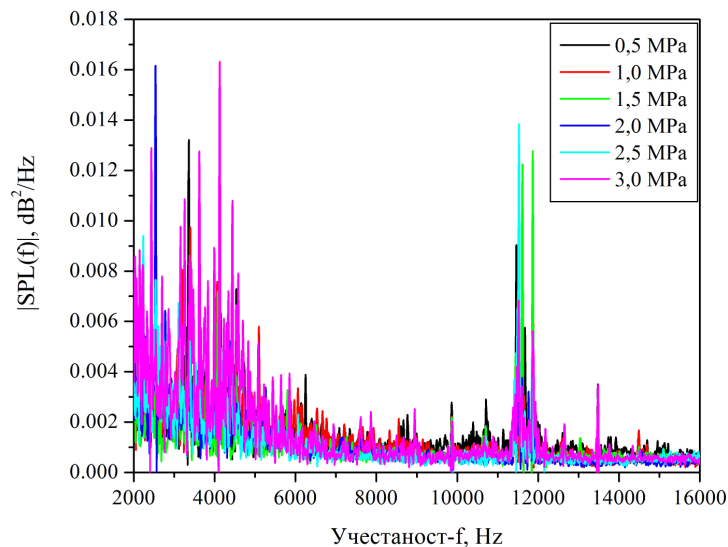
На слици 6.43 приказан је крос-спектар снаге кочног момента и нивоа звучног притиска за константни кочни притисак од 0,5 МПа. Учестаности које одговарају максималним

вредностима интензитета крос-спектра се значајно разликују од претходно добијених крос-спектра. Једино заједничко је висока вредност интензитета крос-спектра при 9,87 kHz.



Слика 6.43 Крос-спектар снаге кочног притиска и SPL при почетном броју обртаја 355 o/min ( $v=35$  km/h) и константном кочном притиску од 0,5 MPa

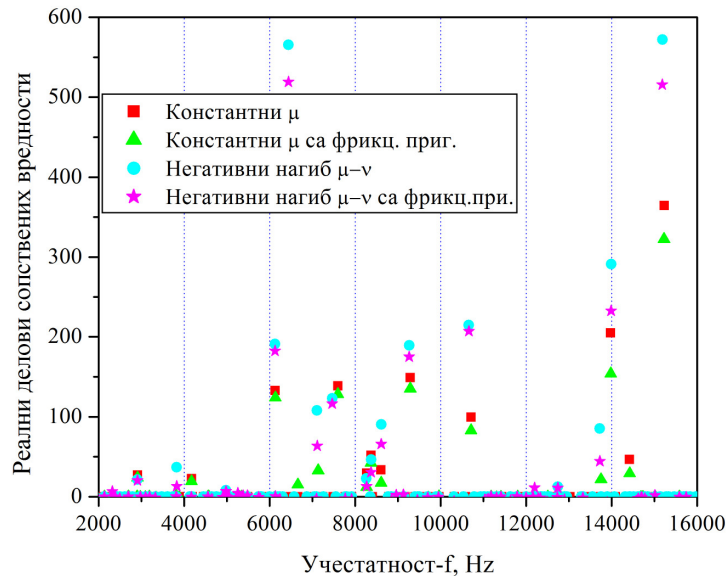
У циљу верификације развијене методологије извршено је поређење учестаности појаве високофреквентне шкрипе диск кочница које су одређене на основу експерименталних истраживања са учестаностима одређеним коришћењем нумеричког модела и програмског пакета ABAQUS. На слици 6.44 је дат збирни приказ ауто-спектра снаге нивоа звучног притиска-SPL за различите максималне кочне притиске.



Слика 6.44 Збирни приказ спектра снаге нивоа звучног притиска при почетном броју обртаја 560 o/min ( $v=55$  km/h) и кочном притиску од 0,5 MPa

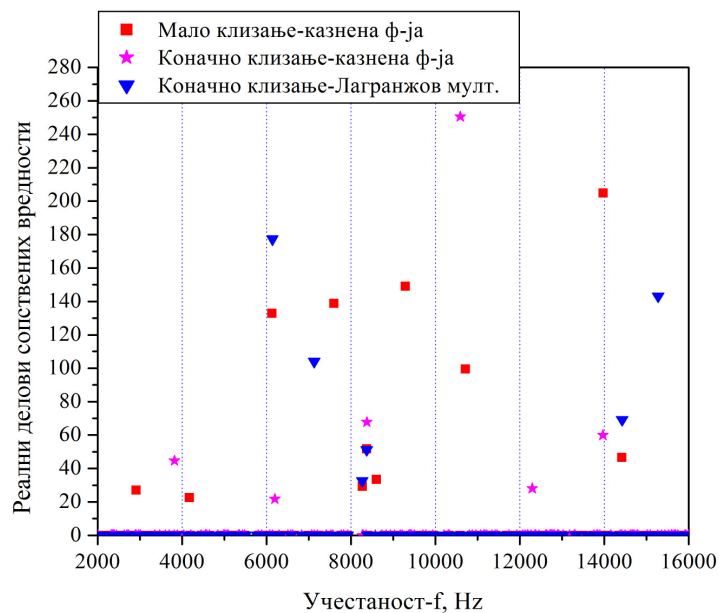
Учестаности нестабилности са дијаграма 6.44 се пореде са резултатима добијеним коришћењем анализе комплексних сопствених вредности и динамичких прелазних процеса. На слици 6.45 су приказани позитивни реални делови сопствених вредности, добијени методом комплексних сопствених вредности, којима се идентификују учестаности при којима се јавља нестабилност која условљава појаву шкрипе кочница. Слика 6.45 описује утицај фрикционих карактеристика и фрикционог пригушења на појаву шкрипе. Приказани су резултати за случајеве: константни коефицијент трења, константни коефицијент трења са

фрикционим пригушењем, негативни нагиб карактеристике  $\mu-v$  и негативни нагиб карактеристике  $\mu-v$  са фрикционим пригушењем. Анализе су урађене за контактну шему мало клизање са казненом функцијом. Са слике је уочљиво да случај негативног нагиба карактеристике трење-брзина клизања карактеришу високе вредности реалних делова сопствених вредности при учестаностима. У области између 2 и 4 kHz, 6 kHz, у зони између 6 и 10 kHz и око 14 kHz.



Слика 6.45 Учестаности нестабилности добијене анализом комплексних сопствених вредности за различите фрикционе карактеристике и мало клизање са казненом функцијом

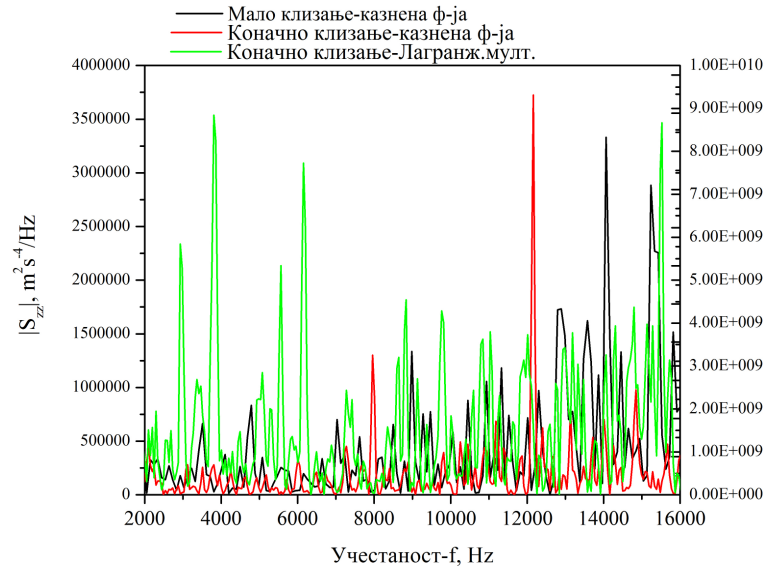
Слика 6.46 даје учестаности нестабилности добијене анализом реалних делова сопствених вредности за константни коефицијент трења и различите контактне шеме: мало клизање са казненом функцијом, коначно клизање са казненом функцијом и коначно клизање са Лагранжовим мултипликаторима. Са дијаграма се види да су учестаности нестабилности концентрисане у зони између 2 и 4 kHz, 6 kHz, у зони између 6 и 10 kHz и око 14 kHz, што се поклапа са резултатима експеримента.



Слика 6.46 Учестаности нестабилности добијене анализом комплексних сопствених вредности за константни коефицијент трења и различите контактне шеме



Збирни приказ ауто-спектра убрзања у правцу нормалном на раван диска (*out-of-plane*) за различите контактне шеме добијен коришћењем методе динамичких прелазних процеса је дат на слици 6.47. Вредности интензитета спектра за шему коначно клизање-казнена  $\phi$ -ја су већег нивоа па је за приказ уведена друга градација на оси десно. Метода динамичких прелазних процеса и контактна шема коначног клизања са Лагранжовим мултипликатором открива све учестаности добијене експерименталним истраживањем.



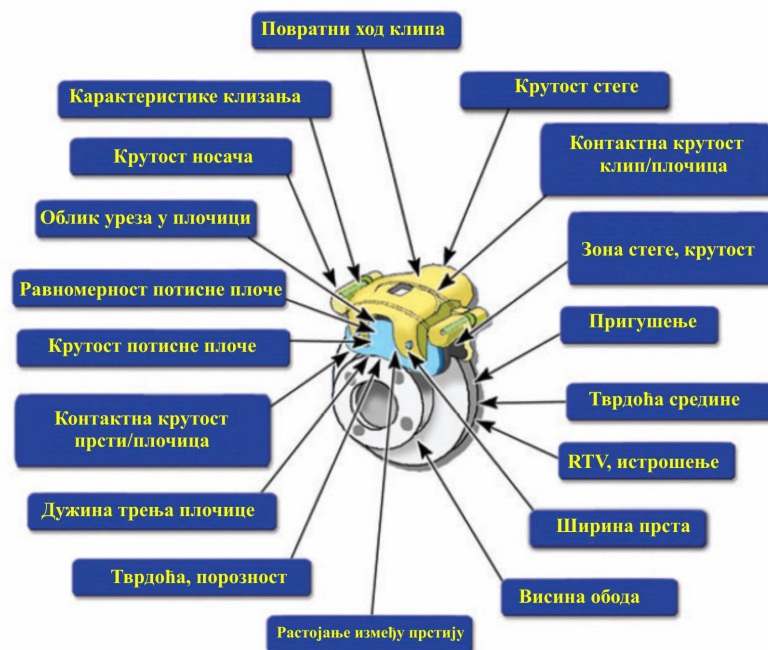
Слика 6.47 Учестаности нестабилности добијене анализом динамичких прелазних процеса за константни коефицијент трења

Резултати добијени нумеричким моделом показују добро слагање за све различите радне услове кочења и вредности коефицијента трења. Постоји поклапање учестаности у интервалу између 2,5 kHz и 5 kHz. Такође се уочава и поклапање учестаности од 6 kHz која се појављује у анализи комплексних сопствених вредности за све моделе трења, као и у методи динамичких прелазних процеса. Највећа одступања постоје у зони учестаности од 8 до 10 kHz. Експериментална истраживања је издвојила само учестаност од 9 kHz у овој области, док су сви развијени нумерички модели уочили већи број нестабилности у овом подручју. Методом комплексних сопствених вредности је откривена учестаност нестабилности од 12 kHz за шему коначно клизање са казненом функцијом. Ова учестаност је присутна у свим експериментално добијеним ауто-спектрима. Може се очекивати да би усавршавање развијеног модела увођењем реалног облика површине фриксионог споја између плочице и диска уместо идеалних површина које су сада примењене, дало резултате у погледу приближавању са експериментом добијеним подацима.

На основу добијених резултата може се сматрати да је успешно развијена и верификована сопствена методологија за теоријско-експериментална истраживања перформанси диск кочница, са аспекта осцилација, буке и показатеља ефикасности кочења. Предложена методологија на овај начин постаје први корак у трансформацији методе коначних елемената из технике за дијагностику у технику за предвиђање појаве шкрипе кочнице, а самим тим и отклањање узрока ове појаве.

## МЕРЕ ЗА СМАЊЕЊЕ ШКРИПЕ КОЧНИЦА

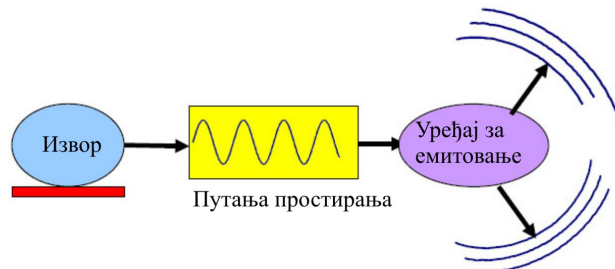
Већина купаца аутомобила доживљава буку кочница као проблем ефикасности кочница и захтева од сервисних служби његово решавање. Незадовољство купаца може довести до губитка поверења у поједине произвођаче кочних система или моделе возила. Ове трећем индуковане вибрације имају значајан утицај на тржишно прихватање фрикционих материјала од стране *OEM* (*Original Equipment Manufacturer*) и постпродаје. Фокус на *NVH* перформансе кочница је релативно новији тренд. Пре 1980-тих, већина возача је прихватала одређени ниво буке кочница и подрхтавања, чак и у неким луксузним и полу-луксузним моделима. Почетком 1980-тих корисници аутомобила су почели да захтевају тише кочнице. Ова повећана свест корисника о *NVH* такође се поклопила са напором индустрије да форсира развој безазбестних органских кочних плочица (*non-asbestos organic-NAO*). Производња ниско металних и *NAO* фрикционих материјала захтевала је модификацију традиционалних метода обраде и додавање нових састојака. Слика 7.1 приказује различите факторе који доприносе проблему *NVH* перформанси кочница [190].



Слика 7.1 Различити фактори који доприносе проблему *NVH* перформанси кочница [190]

Током кочења већи део кинетичке енергије возила претвара се, пре свега, у топлотну енергију, унутар плочица и ротора. Међутим, мали део енергије претвара се у вибрације унутар кочног система, које могу чак да се пренесу и до система еластичног ослањања возила. На пример, савремен аутомобила средње тежине 1500 kg, када се креће брзином 28 m/s (~ 100 km/h), има кинетичку енергију од 600 kJ. Најкраће могуће растојање на коме се аутомобил може зауставити је око 40 m. Под претпоставком да је успорење константно, што је реално, јер трење између пнеуматика и пута контролише силу успоравања, заустављање ће трајати око 2,9 s. Као резултат тога, просечна снага која је развијена ће бити 206 kW, а максимална снага, на почетку заустављања, биће 412 kW. Око 80% ове енергије се апсорбује у кочнице предњих точкова које имају по две кочне плочице. Максимална снага коју апсорбује свака плочица је на тај начин 82000 W, а то је вредност слична максималној излазној снази мотора. Ову снагу треба поредити са нивоом снаге аудио звука (нпр. сирена аутомобила), што је 0,012 W. Дакле, мање од 1 милионитог дела снаге која се расипа од стране кочнице, појављује се у облику вибрација [191].

Енергија вибрација прати сложену путању, а резултујуће зрачење звука може да обухвати било који број компонената кочног система. Као што је илустровано на слици 7.2, NVH догађај укључује 3 основне компоненте, извор генерисања буке, путања простирања, и члан који зрачи. Извор генерисања буке је трећем побуђена вибрација на контакту кочна плочица/ротор. Дакле, фрикциони материјал увек игра улогу у генерисању буке. Међутим, стварање NVH које је непожељно за купца захтева компатибилни путања простирања и уређај за емитовање. Тако да је, NVH системски проблем, који често укључује не само фрикциони материјал, већ и остале компоненте система кочнице, као што су ротор, стега, рукавац точка, и еластично ослањање. Проналажење корена узрока NVH перформанси није увек лако питање.



Слика 7.2 Три основна елемента потребна за производњу аудио буке [192]

У овом поглављу се описују различите методе за решавање проблема буке кочница. Ове методе се могу поделити на *пасивне* и *активне* методе засноване на Дитер (*Dither-процес увођења широкопојасне буке у дигитални сигнал*) контроли и имплементацији тзв. „паметних материјали“, као што је пиезокерамика („паметне облоге“ – *smart pads*) [134].

Вибрације у кочном систему могу се смањити на различите начине, али један од критичних параметара је пригушење система. Позитивно пригушење расипа енергију вибрација како би се смањила склоност ка шкрипи, док негативно пригушење акумулира енергију вибрација. Пригушења фрикционих плочица, ротора и стеге углавном доприносе пригушењу кочног система. Овде ће се највише пажње усмерити на пригушење плочица. Прво, биће приказани неки од механизма пригушења, а затим ће бити дат опис како се ови механизми примењују на кочном систему. На крају ће бити показане практично изведена решења где се третман пригушењем успешно користио за решавање проблема шкрипе кочница. Најефикаснији технике за повећање пригушења или изолације у кочном систему су примена изолатора на задњој плочи кочних плочица, или коришћење подслоја у фрикционом материјалу.

Приступ који користе произвођачи возила и компоненти да би решили ове проблеме базирани су на:

- еволуцији низа емпиријски заснованих механичких „поправки“,
- емпиријском избору „тиших“ фрикционих материјала, и
- у скорије време, модификацији природних учестаности компонената како би се избегло блиско поклапање.

Са комерцијалне тачке гледишта, овај процес је дуг, скуп и може да се користи само када је проблем већ идентификован. И даље постоји изазов развоја технике за елиминацију буке и подрхтавања кроз процес конструкције, а са аспекта финансијске добити, предност ове технике у поређењу са приступом проба и грешака је неоспорна.

У циљу решавања проблема везаних за буку кочница, од највеће важности је јасан увид у основе самопобуђених осцилација. Када се спроведе кочење ротирајућег диска или добоша, генерише се нестационарна сила трења. Под одређеним условима, обично тешко контролисаним, гранични услови ове реактивне силе ће бити у интеракцији са динамиком кочног система. Типично ова сила трења ће побудити резонанцију кочног диска или стеге, појачавајући силу трења, и тако даље. Амплитуда ове силе самоодрживе вибрације је одређена енергијом: током сваког периода вибрација количина расуте енергије је једнака износу енергије обезбеђене споља. Расипање енергије је одређено пригушењем система. Снабдевање енергијом је функција силе трења диск/кочне облоге и одговора система на ову силу. Постоји неколико теоријских модела који описују веома детаљно ову равнотежу енергије. Ниједан од ових модела није савршен, али је недвосмислено јасно у свим моделима је да је потребно повећање пригушења да би се контролисале или смањиле амплитуде вибрација.

Међутим, ови модели такође доказује да се једноставним додавањем пригушења, не могу избећи самопобуђене осцилације и потребна је фундаменталнија промена у динамици кочних система. Зато је за решавање буке кочница неопходан детаљан опис понашања кочног система у току побуђивања (оперативни облик угиба и/или оперативна модална анализа). Учестаност буке кочница одређује обим ових истраживања. За нискофреквентне проблеме не треба узети у обзир само кочни систем, већ и читаво ослањање точка. Док за више учестаности може бити довољно да се опише само понашање диска, стеге и кочних плочица.

Противмере могу тада бити постављене на различитим нивоима: побуде на нивоу извора (сила трења), току енергије од извора до предајника буке и на самом емитеру буке [193,199,200].

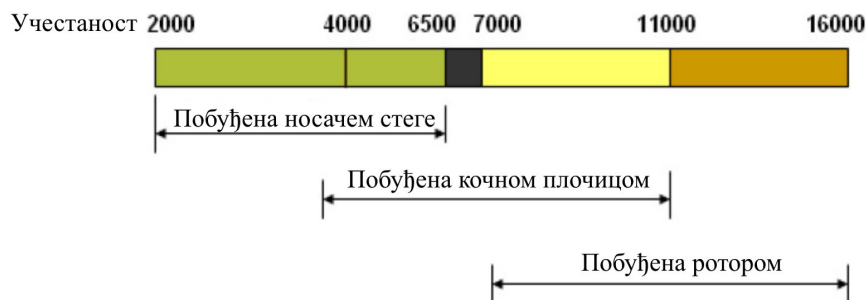
## 7.1. Пасивна контрола шкрипе кочница

Комплексност кочног система постоји због међусобног дејства његових компоненти и њихових граничних услова. Такође, постоји очекивање да кочница морају да функционишу доследно у различитим временским условима, при различитом понашању возача у току вожње и током дужег временског периода. У циљу задовољења захтева купаца, аутомобилска индустрија мора да се фокусира на шест *NVH* атрибута за кочни систем: бука напред и назад, храпавост напред и назад, активирање и модулација буке. Истраживачки рад је довео до идентификације најмање три различите фамилије шкрипе диск кочница [134]:

- А. Шкрипа изазвана носачем стеге (2-6,5 kHz). Ово се односи само на решење пливајуће стеге. Она је такође позната као нискофреквентна шкрипа.

- Б. Шкрипа изазвана кочним плочицама, такође се дефинише као аксијална, или изван-равни (4-11 kHz).
- В. Ротором изазвана, такође дефинисана као тангенцијална, у равни, уздужна или високофреквентна шкрипа (7-16 kHz).

Мора се напоменути да су цитирани фреквентни опсежи функција материјала и геометрије ротора и стеге, а самим тим подложни промени. Слика 7.3 илуструје општу расподелу различитих врста шкрипе кочице у фреквентном домену на основу обимних тестирања спроведених на производима Џенерал Моторса (*General Motors*) [194].

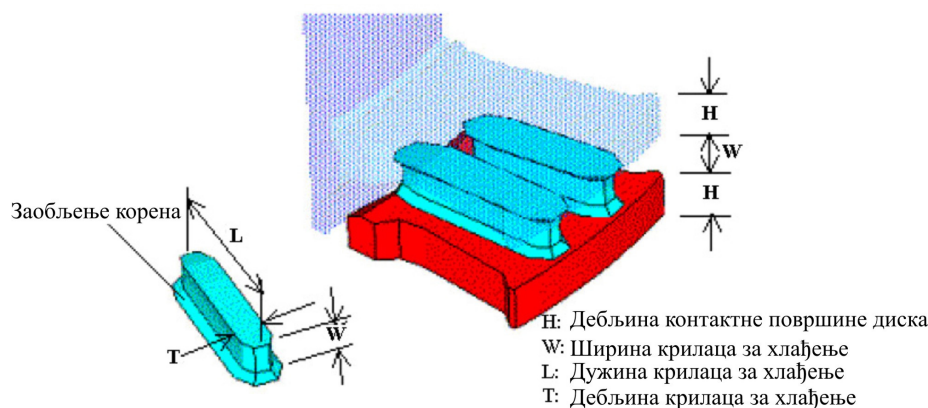


Слика 7.3 Илустрација фреквентног домена три фамилије шкрипе кочица [194]

### 7.1.1 Ротор

Када се конструише ротор кочице треба користити следеће препоруке [194]:

- минимална дебљина обода ротора треба тако да буде одређена тако да обезбеђује довољну крутост и топлотни капацитет,
- корени крилаца требало би да буду заобљена на оба краја,
- крилца треба да обезбеди довољно крутост смицања између обода ротора,
- максимално увећати број крилаца у диску и неједнак размак између крилаца (ако је могуће) (слика 7.4).



Слика 7.4 Илустрација геометријских параметара крилаца [194]

Једна од могућих модификација је неуједначени распоред крилаца и заобљење у корену. Слика 7.5 показује пример распореда који може да се имплементира у овој модификацији диска.

Чак и металургија ротора прави разлику. Неке врсте ливеног гвожђа су „тише“ од других. То је један од разлога зашто се ротори од композитних материјала све више користе на разним типовима возилима током последњих година. Поред тога што су лакши, ротори од

композитних материјала могу такође бити тиши ако се користи права класа ливеног гвожђа за израду ротора диска. Ротори од композитних материјала захтевају посебну пажњу када се врши поновна обрада јер немају крутост као они од ливеног гвожђа. Заменом ротора од ливеног гвожђа оним од композитних материјала мењају се хармоници и учестаност кочног система, што може да повећа буку кочница при уградњи на неким типовима возила [161].



Слика 7.5 Модификација диска – уклањање једног или више крилаца [161]

Завршна обрада ротора такође утиче на буку [161]. Глаткија и равнија површина доводи до мање вероватноће да ће плочице шкљоцати и одскакати, како клизају по површини. Ротори треба поново да буду обрађени при одговарајућој брзини и кораку обраде, и то са оштрим алатом за постизање најбоље могуће завршне обраде површине. Лагано пескарење абразивним диском или флексибилном четком за хоновање након што су ротори били окренути, може побољшати завршни квалитет површине и пружити додатни степен сигурности да ће ротор остати нечујан.

### 7.1.2 Стега и носач стеге

Стега утиче на фрикциони контакт, и такође је компонента која генерише вибрације. Извор већег дела буке кочнице је фрикциони контакт и варијације у кочном моменту, али и коефицијент трења може проузроковати вибрације и буку. Стега обезбеђује механичку силу за фрикциони контакт. Способност стеге да задржи доследан „фрикциони отисак“ између плочица и површине ротора при различитим нивоима механичке силе ће одредити колико је у стању да добро контролише буку. Једна од најважнијих карактеристика за кочне стеге је крутост. Ако се стега савија, не постоји могући начин да се задржи кочна плочица у доследном контакту са ротором. У случају „пливајуће стеге“ са једним два клипа, стега мора бити круга на споју и прстима.

Друго својство које стеге морају имати је способност да апсорбују и пригуше вибрације. Теже кочне стеге могу боље пригушити вибрације. Али као и сви проблеми у аутомобилском инжењерству и конструкцији, само одређена величина масе може да се постави на угловима возила пре него што почне да утиче на неослоњену масу. У неким случајевима, инжењери ће пребацити масе на одређену област стеге, као што су то прсти и спој. Највећи проблем при сервисирању кочних система са „пливајућом стегом“ са једним или два клипа је схватање значаја толеранција, зазора и слободе кретања и њиховог утицаја на буку кочнице.

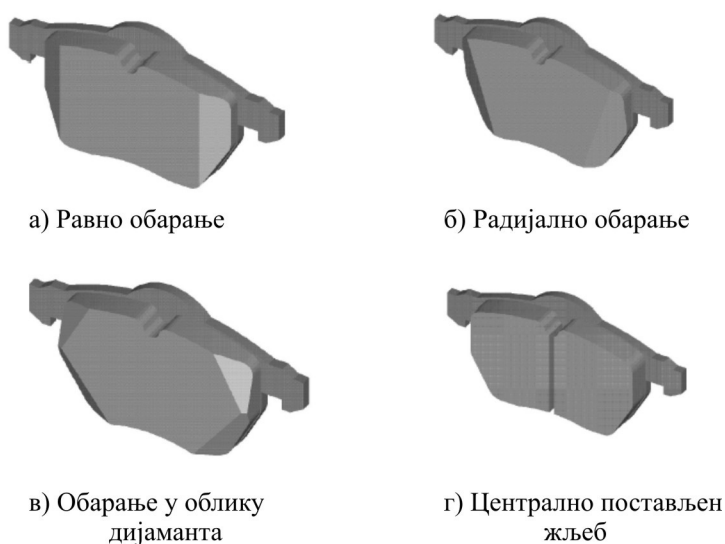
У овим системима, стега и плочице се крећу на клизачима, чивијама и умецима. Како се примени сила притиска од стране клипа, стега би требало да примени једнаку силу на обе плочице и тада је стега центрирана у односу на ротор. У овим системима, постоји много компоненте које клизају и померају се. Ако компонента има превише слободе кретања, она ће вибрирати и створити буку. Ако је компонента чврсто постављена, велика је вероватноћа

да ће вибрирати, па чак и побуђивати остале компоненте око себе. Овај ефекат се усложњава и даље, тако да може да утиче на фрикциони контакт, као и да заглави кочну плочицу. Због тога је неопходно да се обезбеди да клизачи, вођице и осигурачи дозвољавају кретање, али не и превише велике ходове што доводи до вибрација.

### 7.1.3 Кочне плочице

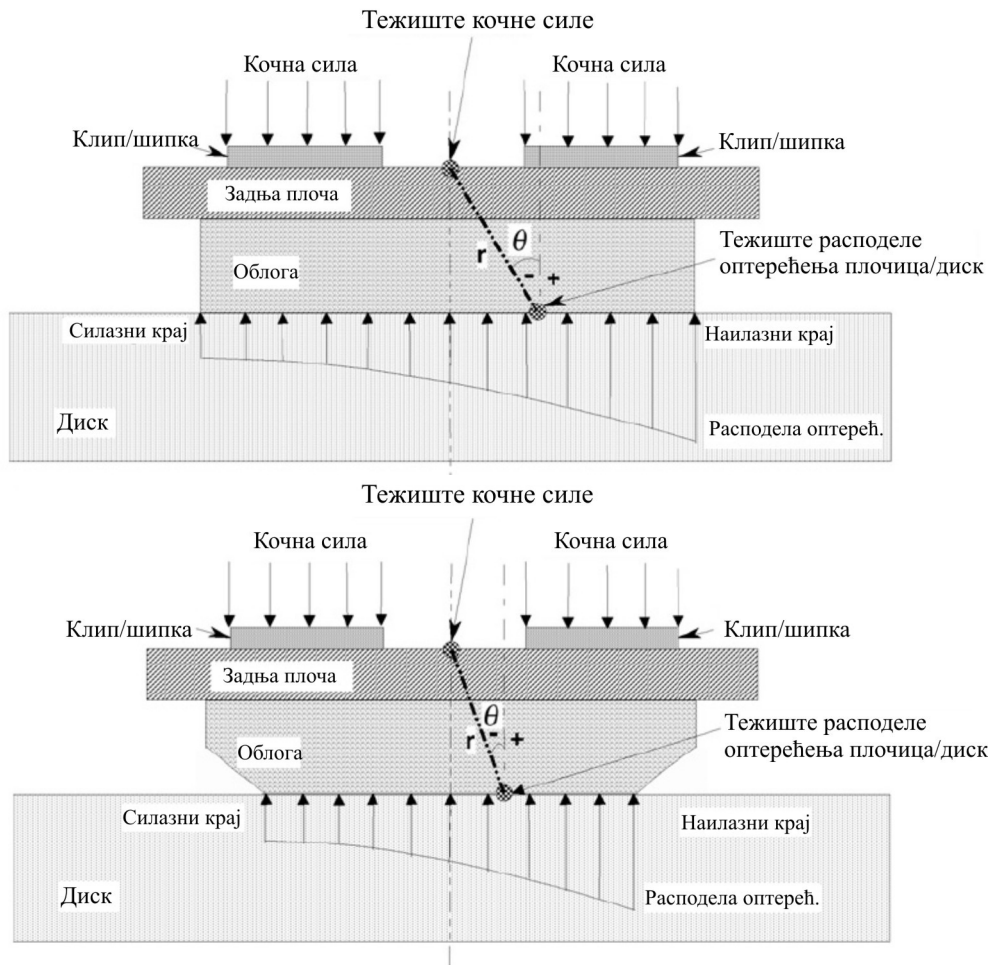
Подједнако су важне саме кочне плочице. Неки фрикциони материјали су бучнији од других, баш као и што су плочице неких произвођача тише од других. Контрола квалитета звука било ког фрикционог материјала зависи од пунила, мазива и других састојака који иду у смешу. Неки произвођачи додају графит и друге материјале у плочице да пригуше буку.

Конструкција плочица такође утиче на њихову способност да сузбију буку. Ако наилазна ивица плочице има оштру ивицу, то повећава склоност да више заграби и одскаче него у случају када је наилазна ивица оборена. То је разлог зашто већина кочних плочица првокласног квалитета има оборене ивице. Плочице могу имати канал надоле кроз средину како би се повећала флексибилност, хлађење и вентилација. Неке плочице такође имају интегрално обликоване подметаче и вишеслојне конструкције да би се смањила бука. Неколико модела плочица оптимизираних облика приказане су на слици 7.6 [108].



**Слика 7.6** Различите конфигурације обарања ивица и жљебова а) равно обарање, б) радијално обарање, в) обарање у облику дијаманта, г) централно постављен жљеб [108]

Иако се теоријски претпоставља равномерна расподела на целој контактної површини, стварна расподела оптерећења је обично нелинеарна (хиперболична) функција као што је приказано коришћењем методе утискивања куглице. Дакле, постоји теоријски контактни угао  $\theta$  између плочице и ротора, што је приказано на слици 7.7. Неравномерна расподела оптерећења током кочења ће довести до појаве шкрипе и вибрација у предњем делу плочице кочнице у односу на задњу страну плочице. У исто време, ефекат хабања на предњој страни кочних плочица ће бити већи него код задње стране плочица. Као решење, може се модификовати стега и померити клип на леву страну стеге [195].



Слика 7.7 Шематски приказ контактнoг угла  $\theta$  услед нелинеарне (хиперболичне) расподеле оптерећења: а) плочице без оборених ивица, и б) плочице са обореним ивицама. Овде је  $r$  растојање између тежишта сила притиска и силе кочења [195]

Као што је приказано на слици 7.8, пројектовање фрикционог материјала је сложен задатак. Фрикциони материјал мора да буде оптимизиран пре свега са аспекта перформанси (да испуне законске услове), затим у погледу хабања, варијација дебљине диска (*Disc Thickness Variation-DTV*), осећаја на команди, зауставног пута, прашине и буке. Било каква модификација фрикционог материјала у циљу побољшања једног од ових захтева обично доводи до умањивања перформанси једног или више других параметара.



Слика 7.8 Критични параметри за конструисање фрикционог материјала [134]



Неки добављачи фрикционих материјала користе „Технологију преносног филма“ (*Transfer Film Technology-TFT*) да би спречили буку. *TFT* није премаз на плочицама, већ део самог фрикционог материјала. Како се плочице хабају, оне непрестано преносе врло танак филм-слој на површину ротора. Овај филм, који оставља сиви премаз на роторима, попуњава ситне несавршености површине ротора и тиме постаје глаткији и боље налаже на плочице, чиме се елиминишу вибрације које доводе до шкрипе. Ово такође елиминише потребу за подметачима иза плочица за пригушење вибрација (осим ако то захтевају произвођачи резервних делова и конструктори стега (*Original Equipment from Manufacturer– OEM*)). Ово зато јер пре свега премаз спречава плочице да вибрирају. И за разлику од третмана прскања за спречавање буке, који на крају истроши површину ротора, *TFT* траје читав животни век плочица јер је њихов саставни део. Аутомобилски кочни системи обично користе кочне дискове од челика или сивог лива, који се затим упарују са композитним органским кочним плочицама. Ови типови материјала су погодни за употребу код кочних система изложеним умереним оптерећењима, али произвођачи аутомобила теже да конструишу већи број луксузних и спортских возила којима је потребан кочни систем са већом кочном снагом. Као резултат тога, уводе се нови материјали у кочне системе, на пример, угљено-керамичке *C/C SiC* композити. Међутим, много веће температуре настају код ових керамичких површина, које подразумевају неке нове захтеве за контактне материјале и опрему за тестирања.

Једна од главних разлика између „керамичких“ плочица и традиционалних плочица је да „керамичке“ плочице не садрже челичну вуну или челичних влакна. Најшире познато је да челична влакна обезбеђују потребну снагу фрикционим материјалима. Осим тога, челична влакна побољшавају проводљивост топлоте из ротора. „Керамички“ фрикциони материјали обезбеђују кочења са мањим опадањем ефикасности (*fade*), бржим обнављањем, дужим животним веком плочица и ротора. Емисија продуката хабања од кочница и бука кочница се такође може свести на минимум. Све већи број произвођача аутомобила, које предводе јапански *OEM*, су препознале да су керамичке фрикционе кочне плочице често најбоља опција за постизање глатког, поузданог, тихог кочења под различитим условима вожње. Поред тога, ово им је помогло да значајно смање трошкове рекламације у гарантном року за чак 90 %.

#### **7.1.4 Подметачи плочица кочница или изолатори**

У принципу и у пракси, додатно пригушење у кочном систему се може постићи повећањем пригушења плочица. Склопови плочица су вишеслојне структуре, са фрикционим материјалом, подслојем, задњом плочом, а изолатором.

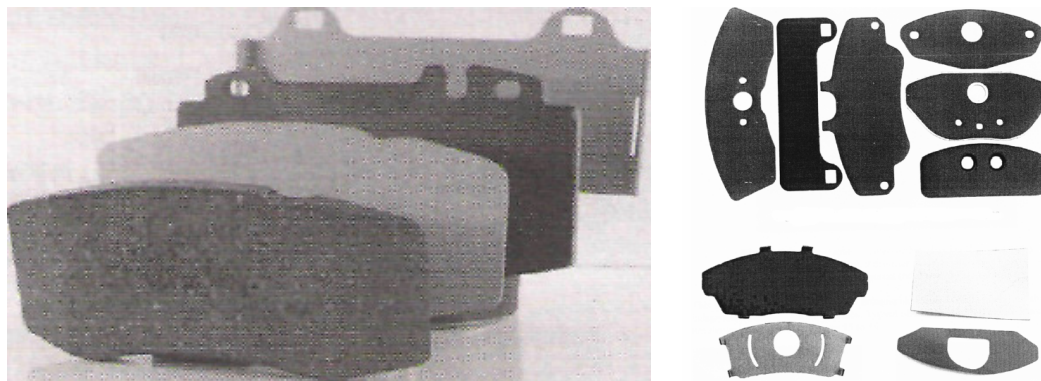
Током година снабдевачи фрикционим материјалима су успели да конструишу тише фрикционе материјале. Међутим, постоји захтев за даљим побољшањем у погледу буке. Постоје различити начини да се то постигне:

- модификацијом плочица-повећање пригушења плочица и стишљивости (изолује побуђивање и повећава ефикасност пригушења), модификација карактеристика фрикционог нивоа (да се смањи побуђивање и склоност повезивања модова),
- модификацијом геометрије плочица (коришћење обарања ивица и жљебови за смањење побуде и повезивање модова),
- модификацијом подслоја (за повећање пригушења и стишљивости),
- конструкцијом изолатора (додавање пригушења и изолације).

Као што је поменуто раније, снабдевачи фрикционим материјалом нису вољни да модификују фрикционе материјале. Њихов најчешћи избор је да модификација геометрије

плочице и оптимизација изолатора. Додатак пригушног подслоја повећава пригушење/изолацију, али такође мења неке од карактеристика склопа плочице (стишљивост, топлотну проводљивост, итд.). Обарање ивица на склопу плочица је врло ефикасан начин за смањење шкрипе, али обично резултира скраћењем пројектованог животног века плочица.

Слика 7.9 представља само мали број подметача који се користе код неких првокласних произвођача линија плочица. Не само да се подметачи разликују у погледу облика, већ и материјала.



Слика 7.9 Примери подметача који се користе на неким плочицама у постпродаји

Подметачи плочица имају могућност да контролишу буку на три начина. Прво, они спречавају и смањују пренос и амплитуде вибрационих сила које изазивају побуду стеге, склопа плочица и причвршћене структуре. Ово се постиже виско-еластичним пригушним материјалима присутним у оквиру конструкције слојева подметача и методе повезивања за склоп плочице. Друго, подметач може додати масу на масу плочица које могу да пригуше вибрације и осцилације плочица у стези. Оне смањују реактивне силе које се преноси назад у клип кочница користећи еластомер превлаку на његовој површини. Треће, добар подметач кочница или изолатор може да делује као топлотна баријера како би се обезбедиле сталне температуре на целој површини плочице. Ово може помоћи да се обезбеди константна вредност кочног момента.

Високвалитетни подметачи кочница су фреквентно и температурно конструисани вишеслојни производи коришћењем различитих врста метала, вискоеластичних полимера/везивних материјала, еластомерне гуме и оптичких влакана. Високвалитетни подметачи кочница обично почињу са висококвалитетном металном плочом. Произвођачи подметача бирају врсту челика праве тврдоће, дебљине и пригушних својстава. Еластомерне гуме се постављају на челик у контролисаном процесу како би се обезбедила исправна дебљина. Ови материјали се затим вулканизирају за метал како би се осигурало да ће издржати радно окружење кочног система. Произвођачи подешавају ове слојеве да би се добио најбољи *NVH* квалитет за одређени специфични кочни систем возила у погледу звучног отиска.

Ако подметачи не ствара коректан контакт са плочицом кочнице - не остварује своју улогу, јер склоп плочица/стега пролази сложене динамичке вибрационе деформације услед суперпозиције комбинованог система природних учестаности модова облика који морају бити контролисани од стране правилно причвршћеног изолатора.

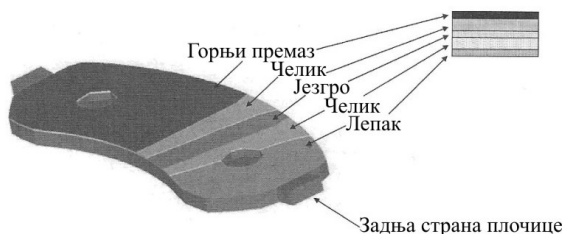
Кочни изолатор је сендвич од вискоеластичних слојева и слојева челика (слика 7.10). Његова

максимална дебелина је обично око 1-1,2 мм и он је постављен на задњу плочу плочице.

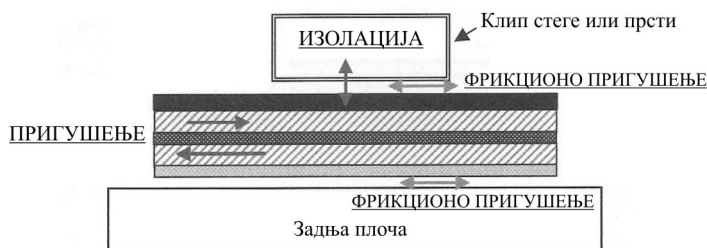
Пригушење кочне плочице је веома важан параметар за сузбијање шкрипе кочница. У принципу, два механизма пригушења су укључена у кочне системе:

- Пригушење материјала: овај облик пригушења је обезбеђен углавном склопом плочица, а нарочито изолатором. Ниво пригушења неопходан за нечујан кочни систем зависи од нивоа фрикционе побуде (која ће померати систем диск кочница ка нестабилности). Ову побуду је тешко предвидети и она се мења са температуром и током животног века возила. Због ограничења дебелине плочице ниво постигнутог пригушења изолатора је ограничен.
- Кулоново фрикционо пригушење: овај облик пригушења је присутан код било које врсте изолатора, али је тешко предвидети његов утицај који ће се мењати током живота аутомобила.

Поред ова два механизма, ефекат изолације је веома важан. Ови механизми нису независни и шематски приказани на слици 7.11 [134].



Слика 7.10 Шематски приказ изолатора кочнице [134]



Слика 7.11 Пригушни механизам кочница [134]

#### 7.1.4.1. Једнослојни изолатор

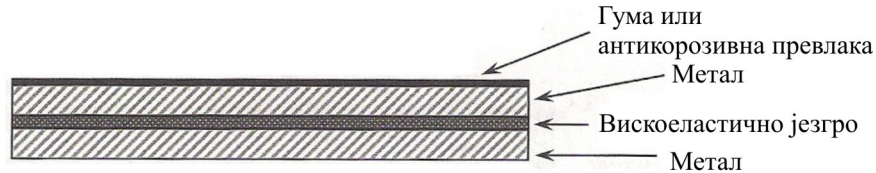
Једнослојни изолатор се састоји од једног слоја метала обложеног са једним вискоеластичним материјалом (слика 7.12). Вискоеластични слој је обично нитрилна гума (*Nitrile Butadiene Rubber-NBR*). Пригушење се јавља као резултат издужења/сабијања вискоеластичног слоја. Због ограничења дебелине, постигнуто пригушење није високо. Овај изолатор може бити залепљен или закачен за задњу плочу. Ако је залепљен, смицање везивног слоја ће обезбедити додатно пригушење, а *NBR* слој нешто изолације. Ако је закачен за задњу плочу, главни механизам пригушења ће бити изолација. У оба случаја, Кулоново фрикционо пригушења ће бити присутно, и варираће у зависности од завршне обраде површине *NBR* слоја (глатка или груба).



Слика 7.12 Једнослојни изолатор [134]

#### 7.1.4.2 Изолатор са граничним слојем

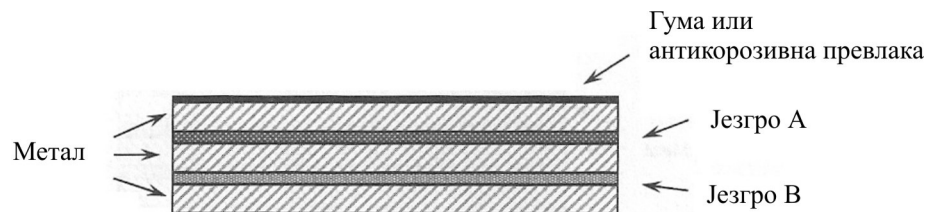
Изолатори са граничним слојем користе микросмицање вискоеластичног слоја за расипање енергије вибрација. Једно такво вискоеластично језгро које се примењује у индустрији кочних компоненти приказано је на слици 7.13. Може се приметити да ови изолатори могу да се лепе (за оптимизирано пригушења) или везују за задњу плочу (за оптимизирано Кулоново фрикционо пригушење). Ниво изолације зависи од конструкције изолатора.



Слика 7.13 Шема изолатор са граничним слојем [134]

#### 7.1.4.3 Изолатор са више граничних слојева

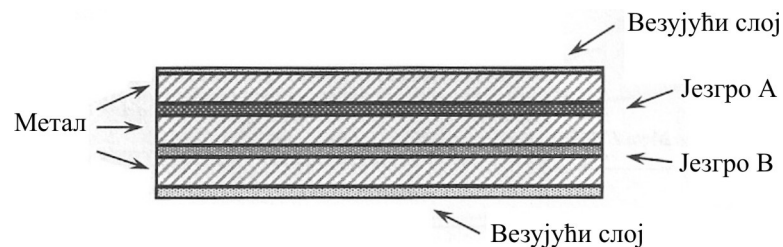
Изолатори са више граничних слојева користе микросмицање вискоеластичних слојева за расипање енергије вибрација, али са два различита језгра, видети слику 7.14. Ови изолатори могу бити лепљени или закачени на задњу плочу, што ће или додати још пригушења или обезбедити Кулоново фрикционо пригушење. Ниво изолације зависи од структуре изолатора.



Слика 7.14 Шема изолатора са више граничних слојева [134]

#### 7.1.4.4 Двоструко лепљиви изолатори

Двоструко лепљиви изолатори имају лепак на обе стране (слика 7.15). Они се обично користе за смањење варијација дебљине диска ( $DTV$ ), а понекад и за смањење клопота папуча и звездкања стеге, али се такође може користити за контролу контакта између стеге и плочица (контрола фрикционог пригушења).



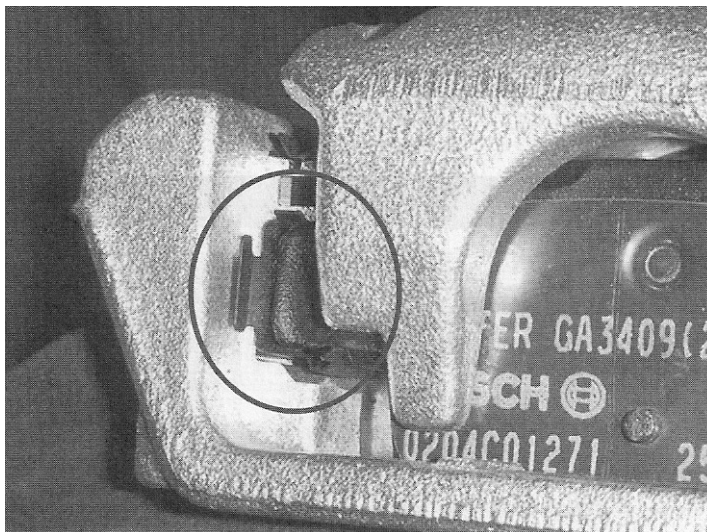
Слика 7.15 Шема двоструко лепљивог изолатора [134]

#### 7.1.4.5 Изолатори са штипаљком

Изолатори са штипаљком нису залепљени на задњу плочу плочице - они су везани штипаљкама. Они су веома популарни у индустрији, јер не захтевају опрему за лепљење. Могу бити једнослојни или вишеслојни и раде углавном на принципу изолације и Кулоновог

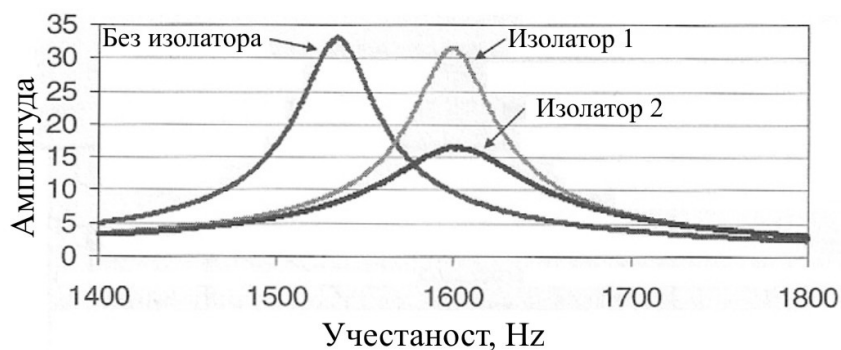
фрикционог пригушења. Ово Кулоново фрикционо трење може бити модификовано додавањем подмазивања између изолатора и задње плоче.

Други начин решавања проблема шкрипе кочница је покушај да се добије тангенцијална изолација (раздвајање). То се ради додавањем гуме на штипаљке носача стеге. Ове штипаљке су смештене између ушију кочне плочице и стеге и користе се за побољшање клизања плочице и смањење звецкања/шкљоцања (слика 7.16). Ове гумом обложене штипаљке су ефикасне у неким применама, али промена гума која је неопходна после одређеног времена (због топлоте) доводи до деградирања перформанси пригушења. Други проблем је цена повезана са овим конструктивним решењем (нерђајући челик је неопходан за спречавање настанка корозије), и потребан је већи зазор за додатну дебљину гуме [134].



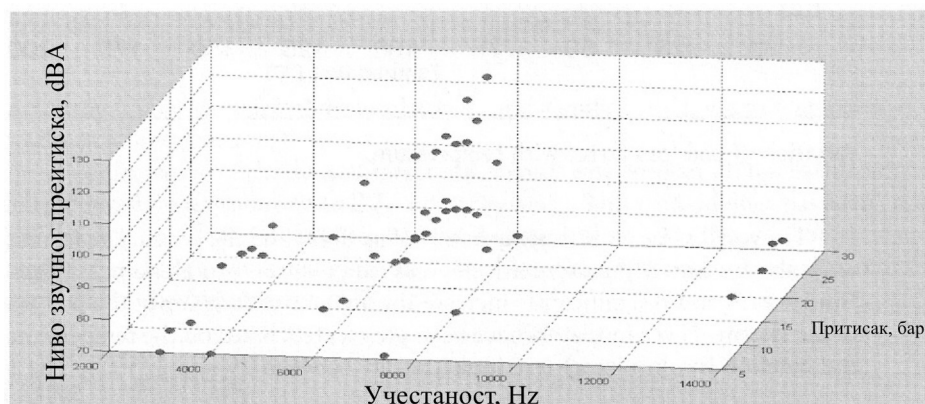
Слика 7.16 Слика стеге са штипаљком [134]

Постоје значајне разлике у нивоима пригушења између изолатора, као што је приказано на слици 7.17. Неки изолатори не обезбеђују додатно пригушење, али могу да додају крутост склопу плочице. За сваки пројекат, процес избора изолатора обично се заснива на пригушивању плочице у слободним условима, на собној температури, али ова метода не узима у обзир притисак, или температуру на којој се дешава појава шкрипе, нити мери изолаторска својства изолације, или својства фрикционог пригушења. Пригушење мора да се мери на системском нивоу. Кулоново фрикционо пригушивања, међутим, може бити оцењено само динамичким испитивањем, на динамометру за испитивање буке кочница или на возилу.

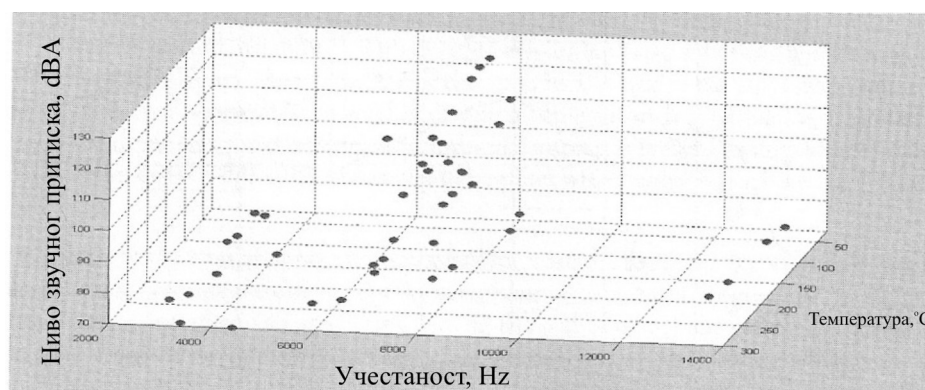


Слика 7.17 Пригушење за различите изолаторе [134]

Слике 7.18 и 7.19 приказују податке у вези буке измерене на динамометру за испитивање буке кочница, на плочицама без изолатора кочница, као функцију кочног притиска и температуре плочица, респективно. Измерена је бука око 7-5 kHz, на температури од 25 до 225 °C, а углавном изнад кочног притиска од 15 бара.

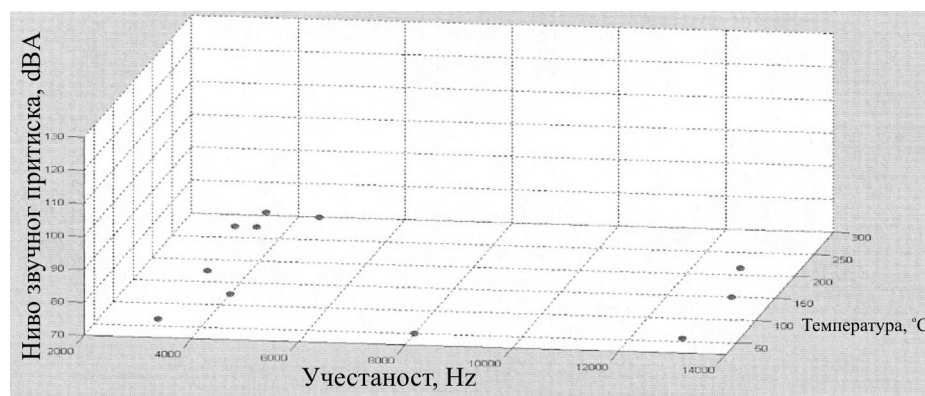


Слика 7.18 Подаци о промени буке са кочним притиском у односу на основну конфигурацију плочица (без изолатора) [134]



Слика 7.19 Подаци о д буци са променом температуре у на основну конфигурацију плочица (без изолатора) [134]

Изолатори 1 и 2 значајно повећавају величину пригушења склопа плочице и система. Ови изолатори су претходно изабрани, на основу података о температури у односу на основно решење (без изолатора) (бука се јавља између 25 и 225 °C). Изолатор 2 нуди веће пригушење у односу на изолатор 1, и даје значајно више пригушења у односу на основно решење плочица (без изолатора).



Слика 7.20 Подаци о буци са променом температуре за изолатор кочница В [134]

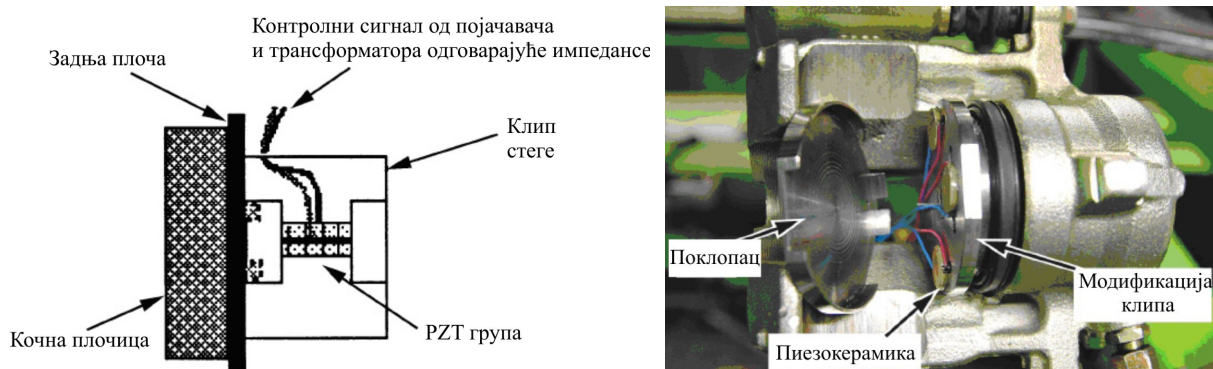
Потврда на динамометрском тесту са плочицама са изолатором 2 је завршена и није показала присуство буке око 7,5 kHz, (слика 7.20). Ова методологија се примењује успешно на много различитих програма, али непознато је колики је износ пригушења неопходан да би се осигурао тиши систем. Величина пригушења зависи од нивоа побуде која долази од фриксионог материјала [134].

## 7.2 Активна контрола шкрипе кочница

Због пиезоелектричног ефекта, пиезокерамика претвара механичку енергију у електричну енергију. Повезивање електричних веза за електроде пиезокерамике дозвољава расипање дела ове енергије у електричну скретницу. Линерано резонантне скретнице (*ЛР*) које се састоје од индуктивности и отпорности, широко се користе, али су њихове пригушне карактеристике ограничене. Додавање негативне капацитативности на *ЛР* скретницу може значајно да повећа њене перформансе, али постоји склоност нестабилности [196].

*Dither* контролу карактерише примена активне контроле при учестаности већој од поремећаја који се контролише. Виброакустичка анализа система диск кочница током појаве шкрипе дефинише акустички потпис шкрипе која долази од ротора кочнице. Ова шкрипа може бити елиминисана, а може чак бити и спречено њено појављивање, применом хармонијске силе са учестаношћу већом од учестаности шкрипе. Хармонијску силу генерише група пиезоелектричних (*Piezoelectric-PZT*) елемената који су постављени у оквиру клипа у стези кочнице. Хармонијска сила представља малу варијацију око главне силе стезања којом кочница делује на ротор. Високофреквентне вибрације у кочном систему, због деловања система контроле, не би се чуле ако би се користила ултразвучна контрола учестаности. Што је још важније, показало се да је активни систем контроле могао да спречи чак и појаву шкрипе. То доводи до могућег активног система контроле интегрисаног у кочни систем аутомобила у циљу спречавања шкрипе [197,198].

*Dither* контрола захтева употребу актуатора у циљу наметања флукутирајуће силе на посматрани систем. Актуатор *dither* контроле је интегрисан у клипу стеге, као што је представљено на слици 7.21. Актуатор је постављен унутар клипа са једним крајем у контакту са унутрашњом кочном плочицом, а други крај је у контакту са затвореним крајем клипа стеге. Обезбеђено је да сваки крај групе пиезоелемената буде на центру унутар клипа, и тако је осигурано да само аксијална оптерећења делују на њих. Ова конфигурација производи флукуације у нормалној компоненти силе стезања кочнице. Флукуације у нормалној сили нужно изазивају флукуације у сили трења.



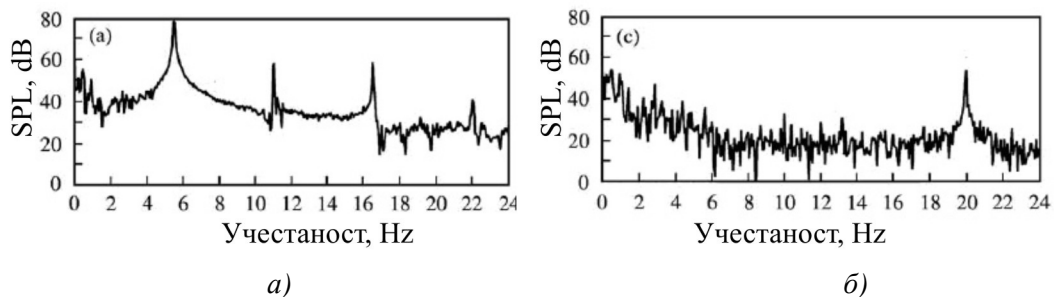
Слика 7.21 PZT актуатор унутар клипа стеге [197]

Генерисање сигнала за погон актуатора захтева коришћење генератора функције, појачавача и трансформатора одговарајуће импедансе. Улазни сигнал у појачавач генерише се помоћу

генератора функције који је контролисан програмом написаним коришћењем *LabView*. Трансформатор одговарајуће импедансе је неопходан како би се обезбедио већи пренос снаге између појачавача и капацитивног оптерећења *PZT* групе. Излаз трансформатора импедансе је повезан за актуатор.

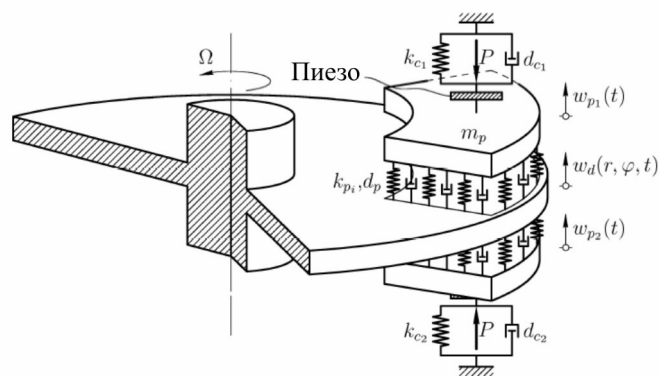
Слика 7.22а) приказује ниво спектра звучног притиска током шкрипе, али без *dither* контроле. Најистакнутији врх је на 5,6 kHz и то је тон шкрипе. Треба имати на уму, међутим, да постоје јасни хармоници на 11,2 и 16,8 kHz, као и да су ови тонови око 20 dB нижи од главног тона на 5,6 kHz. Слабији трећи хармоник је присутан на 22,4 kHz, око 38 dB ниже од фундаменталног. Из квалитативне перспективе, само тон при 5,6 kHz је у зони чујности.

Коначно, слика 7.22б) приказује ниво спектра звучног притиска када се до синхронизације једном дошло, при амплитуди контролног сигнала од 153 V r.m.s. *Dither* је потиснуо шкрипу при 5,6 kHz, и све њене хармонике. Једини истакнути преостали тон је онај од 20 kHz а то је *dither* контролни сигнал. Пошто је *dither* сигнал ултразвучни, нема аудио звука [197].



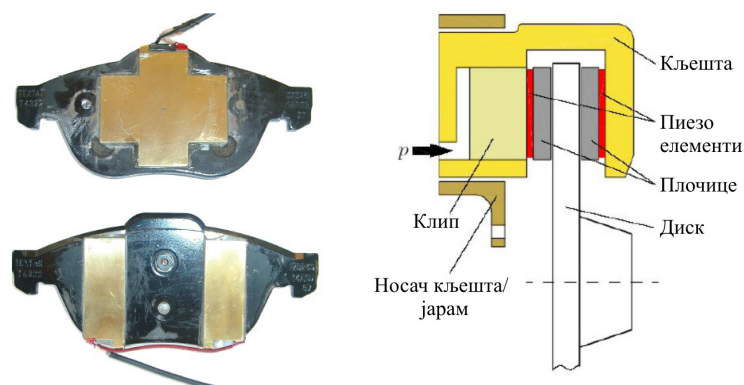
Слика 7.22 Спектар звучног притиска од кочног система током фазама од 20 kHz контроле: а) пре него што је контрола активирана б) након синхронизације [196]

Истраживачи са Техничког Универзитета у Дармштату (*Technische Universität Darmstadt*) су развили нов механичко-математички модел за диск кочицу путничког аутомобила. За потребе активне контроле, успостављен је поједностављен модел са 4 степена слободе (слика слика 7.23) који такође садржи и активне пиезокерамичке елементе. Ови модели су верификовани на пробном столу у лабораторији. У том контексту они су такође развили „паметне плочице“ (слика 7.24), односно плочице са пиезокерамичким елементима који се користе као актуатори и/или давачи. Ове нове „паметне плочице“ су успешно примењене у активном сузбијању шкрипе кочица. Развијен је и експериментално тестиран концепт вишеструке контроле.



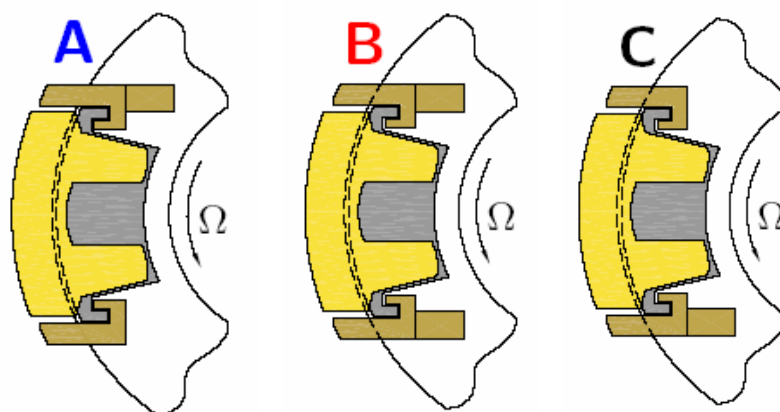
Слика 7.23 Поједностављен модел кочице за активну контролу шкрипе [198]





Слика 7.24 Прототип „паметних плочица“ [198]

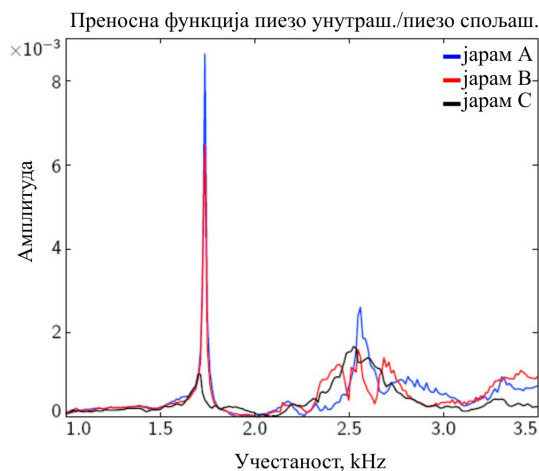
Уз њихову помоћ и преносне функције се могу мерити и одређене су потенцијалне учестаности шкрипе. Ефикасност конструктивних модификација (слика 7.25) може бити проверена без стварне појаве шкрипе кочница у експерименту. Такође је могуће користити овакве резултате за идентификацију параметара система током рада и за мерење понашања плочица кочница у процесу појаве шкрипе или не. „Паметне плочице“ се могу користити као ефикасно средство са високим потенцијалом за брзу израду прототипова тиших кочница [198].



Слика 7.25 Модификација носача стеге [198]

Слика 7.26 показује преносне функције за различита конструктивна решења носача стеге (слика 7.25). Тестови спроводи на кочници која не шкрипи коришћењем „паметних плочица“ дају одличне информације о склоности ка појави шкрипе. Решење *B*, коришћено у масовној производњи, као и решење *A* показује високу склоност ка шкрипи. У случају јарма *C* склоност шкрипи је значајно смањена и бука се појавила при повољнијој учестаности од 2600 Hz.

У овом поглављу су приказана савремена решења пасивне и активне контроле шкрипе кочења. Произвођачи кочница обично смањују шкрипу кочница применом изолатора буке на задњој страни кочних плочица. У неким случајевима неопходно је да се не оптимизира само параметар „пригушног материјала“, већ и да се користе специјално конструисани подметачи за пригушење буке у комбинацији са другим конструкционим контра-мерама везе стега-фрикционе плочице-носач кочних облога [198].



**Слика 7.26** Истраживање различитих решења носача стеге у погледу склоности појаве шкрипе коришћењем „паметних плочица“ [198]

Увођење изолатора кочница ће повећати пригушење, али ће такође утицати на спрезања између различитих компоненти кочница. Вибрације настају у фрикционој спрези плочица-ротор и преносе се преко плочица да побуде стегу (клип/ове и прсте). На овај пренос ће утицати крутост контакта између плочице и стеге. Додавање изолатора на склоп плочице може да измени његову контактну крутост, а затим да промене вибрациони преносни однос плочица-стега. То је оно што се назива изолација (распрезање) дејства кочних изолатора. По правилу изолатор са меким и дебелим спољним слојем (обично гума) ће имати добре изолационе особине. Бука кочница је веома сложен феномен и механизам. У зависности од типа кочног система, потребне су разне врсте изолатора. Један од изазова у будућности ће бити пројектовање изолатора са добрим пригушењем и изолационим својствима и добра издржљивост.

Активна контрола шкрипе тренутно није виђена као прихватљива техника за сузбијање шкрипе у кочницама путничког аутомобила, већ као могући инструмент који ће се користити у индустријским лабораторијама како би се скратило време за оптимизацију новог конструктивног решења кочнице, са високим потенцијалом за уштеду. Развој и лабораторијска примена активне контроле шкрипе иду уз много дубље разумевање шкрипе кочница и боље моделовање феномена, што би на крају довело до побољшања у конструкцији диск кочнице. Ипак не треба искључити могућност да би у неком тренутку у будућности „паметне плочице“ могле да се масовно производе са намером не само да активно сузбијају шкрипу, већ можда и да испуне и друге функције на кочницама путничког аутомобила.

## ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Предмет докторске дисертације је истраживање високофреквентне буке диск кочница која се испољава као шкрипа кочница, применом теоријских и експерименталних метода.

Шкрипа кочница је иритирајућа бука која потиче од диск кочница аутомобила и обично представља једно- и високо-тону буку. У општем случају, бука кочнице може се поделити у три групе: нискофреквентну буку (испод 1 kHz), нискофреквентну шкрипу (1 kHz до 3 kHz), и високофреквентну шкрипу (3 до 16 kHz). До данас је предложен и примењен низ приступа у циљу сузбијања шкрипе диск кочница, али показало се да је само врло мали број ефикасан у погледу смањења и елиминације ове појаве.

У истраживању су коришћене следеће научне методе:

- Моделирање и симулирање динамичких система и процеса. Моделирање и компјутерска симулација шкрипе диск кочница добијају све већи значај у овим истраживањима. У поређењу са експерименталним испитивањима, моделирање и симулација имају следеће предности: (1) много је брже и јефтиније формирати нумерички моделе и спровести симулације, (2) концептуалне идеје се могу нумерички тестирати да би се процениле предности и недостаци пре градње физичког модела, (3) постоје виртуално неограничени начини структурних модификација које се могу истражити. Захваљујући томе може се доћи до оптимизованог конструктивног решења.
- Идентификација система и синтетизовање модела.
- Пројектовање инжењерског експеримента и експерименталних система.
- Прикупљање података и статистичка динамика, обрада и интерпретација резултата.

Примена методе коначних елемената (*МКЕ*) за предвиђање појаве шкрипе диск кочница, посебно применом анализе комплексних сопствених вредности је уобичајена међу истраживачима буке кочница. Главни проблем са методом коначних елемената је у томе колико добро може да предвиди шкрипу узимајући у обзир широк спектар радних услова кочења и одређену вредност коефицијента трења. У развијеном моделу за анализу нестабилности система диск кочнице коришћен је макроскопски приступ, тако да је површина контактнoг споја диск/кочне плочице сматрана идеално равном. При моделирању споја диск/плочица изабран је контактни спој површина-на-површину (*Surface-to-surface*) зато што може да обезбеди много боље предвиђање у погледу контактнoг притиска и

контактних напона у односу на зазор елементе и интеракцију површина-на-чвор (*Surface-to-node*). У литератури се сматра да су контактни спојеви између других компоненти мање значајни за допринос појави шкрипе. Тако да су коришћени еластични елементи за представљање контактне споје између ових компоненти. Осим тога, ово може довести до много бржег решења и избегавања било каквих проблема конвергенције. Поред тога, сада је стандардна пракса да се користе површински елементи за представљање контакта на споју диск/плочица и еластични елементи редом за представљање контактне споје између осталих компоненти.

Применом методе модалне анализе, показано је да је постигнуто добро слагање модова вибрација на нивоу компоненти и склопа диск кочнице. Ово се једино може остварити након процеса подешавања или ажурирања у коме се вредности карактеристика материјала компоненти и крутости опруга подешавају на сваком нивоу. Такође је утврђено да постоји одређен број блиских природних учестаности међу кочним компонентама. Постојала је хипотеза у прошлости да би ова блискост могла довести до генерисања шкрипе.

Спроведена истраживања коришћењем методе коначних елемената претпоставила су постојање савршено равне површине на споју диску и плочица. Усавршени *МКЕ* модел би укључио стварну површинску топографију фриксионог материјала плочица која се може измерити коришћењем линеарног микрометра. Установљено је да је садашња *МКЕ* мрежа индивидуалних модела компоненти, посебно кочних плочица, довољно густа да се добије реално предвиђање расподеле контактне притиска, а такође и за снимање облика модова природних учестаности до 10 kHz. Међутим, садашњи резултати предвиђања се могу побољшати помоћу бољег квалитета мреже.

Како су расподеле контактне притиска на унутрашњој и спољашњој плочици ротирајућег диска од значаја за допринос стабилности система, исправан избор контактних шема у оквиру софтверског пакета је од суштинског значаја. Међу тим контактним шемама које су на располагању, утврђено је да су све шеме (мало клизање наспрам коначног клизања и метод казнене функције против Лагранжовог мултипликатора) предвиделе готово исте резултате у погледу величине површине контактне области, максималног контактне притиска и чак учестаности нестабилности. Међутим, у погледу времена рачунања, мало клизање са казненом методом даје решење много брже него коначно клизање и Лагранжови мултипликатори. Из тог разлога, шема малог клизања са казненом методом је изабрана за предвиђање расподеле контактне притиска и стабилност диск кочнице.

Анализа стабилности је симулирана за различите фриксионе карактеристике, односно константни коефицијент трења и негативни нагиб карактеристике  $\mu-V$  уз укључивање фриксионог пригушења. У овом истраживању, материјално пригушење компоненти диск кочнице је занемарено. За идеално равну контактну површину одређене су учестаности нестабилности (позитивни реални делови). Очигледно је да осим по једна вредност које се јављају при 3, 4 и 6 kHz највећи број (пет) учестаности нестабилности је у опсегу 7-10 kHz. Претходно наведени резултати показују да идеални контактни спој не може да предвиди врло добро учестаности нестабилности и постигне добро слагање са експерименталним резултатима када се усвоји константан коефицијент трења. За случај константног коефицијента трења са фриксионим пригушењем може се видети да ниске учестаности нестабилности остају исте, али су се појавиле неке нове. Користећи комбинацију константног коефицијента трења и фриксионог пригушења, предвиђање учестаности нестабилности је много боље него у претходном случају. Иако постоји извесно побољшање у предвиђању коришћењем комбинације константног коефицијента трења и фриксионог

пригушења, закључује се да укупно предвиђање није довољно добро, у поређењу са експерименталним резултатима. Усвајањем негативног нагиба карактеристике  $\mu-v$  уз укључивање фрикционог пригушења добијени су резултати који показују добру сагласност за све редне услове кочења и вредности коефицијената трења. Такође се показало да је највећи број учестаности нестабилности повезано са режимима облика ван-равни (*out-of-plane*). Тако предложена методологија постаје први корак у процесу трансформације методе коначних елемената од технике за дијагнозу до алата за предвиђање појаве шкрипе.

Постоји мало информација о корелацији између анализе комплексних сопствених вредности и анализе динамичких прелазних процеса. Овим истраживањем је покушано да се добије одговор на ово питање извођењем обе анализе у једном софтверском пакету коришћењем реалног модела диск кочница без поједностављења. Испитиване су три различите контактне шеме које су на располагању у примењеном софтверу. Установљено је да контактна шема малог клизања са казненом функцијом даје најбоља предвиђања у погледу нестабилности система. Друге две шеме применом динамичких прелазних процеса показују стабилан систем, иако је анализа комплексних сопствених вредности указала на нестабилан систем диск кочнице. Упоредивањем ове две анализе, може се закључити да анализа динамичких прелазних процеса може да предвидети веома добро шест учестаности нестабилности, али није открила оне на 3 и 6 kHz коју је открила анализа комплексних сопствених вредности.

Након изведених експерименталних истраживања на развијеном кочном динамометру изведена је анализа у временском и фреквентном домену. Истраживањем осцилаторних и звучних феномена кочних механизма утврђен је њихов утицај на ефикасност кочења. Анализа различитих режима кочење указује на постојање утицаја појаве шкрипе диск кочнице на опадање ефикасности кочног система исказаном кроз смањење кочног момента. Ова корелација није присутна у целом временском интервалу већ само у неким периодима. Ово је веома значајно са аспекта оправданости рекламација купаца на квалитет кочних система у периоду појаве шкрипе кочница. Анализа стабилности је извршена у фреквентном домену и циљ је био одредити учестаности нестабилности и упоредити да ли развијени *МКЕ* модел може предвидети довољно добро ове учестаности. Такође је разматран утицај различитих режима кочења на појаву шкрипе: кочење до заустављања или кочење у циљу успоравања до неке брзине диска тј. возила.. Постоји поклапање учестаности у интервалу између 2,5 kHz и 5 kHz. Такође је уочено и поклапање учестаности од 6 kHz која се појављује у анализи комплексних сопствених вредности за све моделе трења, као и у методи динамичких прелазних процеса. Највећа одступања постоје у зони учестаности од 8 до 10 kHz. Експерименталним истраживањем издвојила се само учестаност од 9 kHz у овој области, док су сви развијени нумерички модели уочили већи број нестабилности у овом подручју. Методом комплексних сопствених вредности је откривена учестаност нестабилности од 12 kHz за шему коначно клизање са казненом функцијом. Ова учестаност је присутна у свим експериментално добијеним ауто-спектрима. Може се очекивати да би усавршавање развијеног модела увођењем реалног облика површине фрикционог споја између плочице и диска уместо идеалних површина које су сада примењене, дало резултате у погледу приближавању са експериментом добијеним подацима.

У циљу побољшања предложене методологије у току даљег рада потребно је остварити следеће:

- 1) Извршити експериментално модално тестирање на свим компонентама диск кочнице (у граничним условима слободно-слободно). Верификација модела вибрација свих компонената може повећање тачност резултата симулације.

- 2) Усавршити развијени модел кочнице методом коначних елемената моделирањем површине кочних плочица на основу информација о карактеристикама реалне површине које се могу добити мерењем чиме се проблем преноси на микроскопски ниво.
- 3) Анализирати утицај хабања на расподелу контактнoг притиска и стабилност диск кочница. Потребно је усвојити формулу хабања и изабрати одговарајуће експоненте у формули. Осим тога, вредност коефицијента стопе хабања не треба преузимати из истраживања других истраживача на различитим материјалима, већ у циљу добијања реалних вредности тих константи, мора бити спроведена експериментална верификација формуле хабања. Ово би требало да унапреди тачност резултата симулације.
- 4) Еластични елементи се користе за представљање контактнoг споја између компоненти диск кочнице, осим за спој диск/плочица. То значи да претпостављен увек пун контакт за те компоненте, док у реалним условима, посебно током вибрација, те компоненте могу или не бити у пуном контакту. То је лоша страна коришћења еластичних елемената. Елемент површина-на-површину може бити одговарајуће решење. Међутим, питање конвергенције решења и трошкови рачунања могу бити проблем. Са напретком у рачунарској технологији и применом бољих контактних алгоритама у будућности, ово питање може бити решено и такав елемент може бити коришћен за све контактне спојеве између компоненти диск кочнице.
- 5) Тренутни модел диск кочнице не укључује носач главчине точка. Његов утицај треба проценити тако што ће бити укључен у нови модел коначних елемената склопа диск кочнице.
- 6) У процесу симулације се може проверити колико су предложене структурне промене ефикасне у погледу сузбијања шкрипе. Међутим, ово још увек није потврђено експериментима. Да би се испитала поузданост резултата симулације, структурне модификације треба да буде тестиране експериментално.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Anonymous, Brüel & Kjær, *Environmental Noise*, Интернет адреса: <http://www.nonoise.org/library/envnoise/index.htm>, 2000, приступљено 13-07-2008.
- [2] Eriksson, M., *Friction and contact phenomena of disc brakes related to squeal*, PhD Thesis, ACTA UNIVERSITATIS UPSALIENSIS, Uppsala, 2000.
- [3] Liu, W., Pfeifer, J.L., *Introduction to brake noise & vibration*, Honeywell Friction Materials, Интернет адреса: <http://www.sae.org/events/bce/honeywell-liu.pdf>, 2003, приступљено 12-07-2005.
- [4] Wurzel D., *More Traffic – Less Noise*, INTER-NOISE 2006, Honolulu, Hawaii, USA, 2006.
- [5] Demić M., Lukić J., Skorupan N., *A Contribution to improvement of ride and acoustical comfort in passenger cars*, Konstrukcja, Badania Eksploatacja, technologia pojazdow samochodowych i silnikow spalinowych, Krakow, Poland., 1997, -, pp. 15-20, ISBN 83-906476-6-4.
- [6] Hagedorn, P., *Modeling disk brakes with respect to squeal*, In Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2003, Sao Paulo, Brazil, 2003.
- [7] Cao, Q., Friswell, M. I., Mottershead, J. E., James, S., Car disc brake squeal: theoretical and experimental study, *Materials Science Forum (Volumes 440 - 441), Volume: Modern Practice in Stress and Vibration Analysis*, Glasgow, 2003, pp. 269-276.
- [8] Crolla, D.A. and Lang, A.M., Brake noise and vibration – the state of the art, *Vehicle Technology*, №18, in Tribology Series, 1991, pp.165–174.
- [9] Лукић Јованка, *Комплексна удобност возила*, Машински факултет у Крагујевцу, Br. strana: 198, Крагујевац, 2011, ISBN 978-86-86663-71-9.
- [10] Oberst, S. and Lai J.C.S., *New Approaches for Understanding the Mechanisms of Brake Squeal*, Proceedings from the International Conference Acoustics 2008, Australia, 2008, pp. 1-8.
- [11] Abendroth, H. and Wernitz, B., The integrated test concept: Dyno-vehicle, performance-noise, *SAE Technical Paper Series, 2000-01-2774*, 2000.
- [12] Kinkaid, N.M., O'Reilly, O.M., Papadopoulos P., Automotive disc brake squeal: a review, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 267, 2003, pp. 105–166.

- [13] Vadari, V., Albright, M., Edgar, D., An introduction to brake noise engineering, *Sound and Vibration* [online], 2001.
- [14] Lamarque, P.V., Williams, C.G., *Brake squeak: the experiences of manufacturers and operators and some preliminary experiments*, Research report no. 8500 B, The Institution of Automobile Engineers, 1938.
- [15] Mills, H.R., *Brake squeak*, Technical Report 9000 B, The Institution of Automobile Engineers, 1938.
- [16] Nishiwaki, M.R., Review of study on brake squeal, *JSAE Review*, Vol. 11, No. 4, 1990, pp. 48–54.
- [17] Yang, S., Gibson, R. F., Brake vibration and noise: review, comments and proposals, *International Journal of Materials and Product Technology*, Vol. 12, Nos.4–6, 1997, pp. 496–513.
- [18] Ouyang, H., Nack, W. V., Yuan, Y., Chen, F., Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review, *International Journal Vehicle Noise and Vibrations*, Vol. 1, No. 3-4, 2005, DOI: 10.1504/IJNVN.2005.007524, pp. 207-230.
- [19] Papinniemi, A., Laia, J.C.S., Zhaob, J., Loader, L., Brake squeal: a literature review, *Applied Acoustics* 63, 2002, pp. 391–400.
- [20] Liles, G.D., Analysis of disc brake squeal using finite element methods, *Technical Report 891150*, SAE, Warrendale, PA, SAE, 1989.
- [21] Spurr, R.T., *A theory of brake squeal*, Proceedings of the Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers 1961–1962 (1), 1961, pp. 33–52.
- [22] Bergman, F., Eriksson, M., Jacobson, S., Influence of disk topography on generation of brake squeal, *Wear* 225–229, 1999, pp. 621–628.
- [23] Hoffman, C.T., Damper design and development for use on disc brake shoe and lining assemblies, *SAE paper No. 880254*, 1988.
- [24] Lewis, T.M., Shah, P., Analysis and control of brake noise, *SAE paper No. 872240*, 1987.
- [25] Flint, J., Instabilities in brake systems, *SAE paper No. 920432*, 1992.
- [26] Nossier, T.A., Said, M.A.R., El Nahas, N.S., Abu El Fetouh, G., Significance of squeal in disc brake design, *Int Journal of Vehicle Design*, 19(1), 1998, pp.124–33.
- [27] Matsui, H., Murakami, H., Nakanishi, H., Tsuda, Y., Analysis of disc brake squeal, *Technical Report 920553*, SAE, Warrendale, PA, 1992.
- [28] Murakami, H., Tsunada, N., Kitamura, T., A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal, *Technical Report 841233*, SAE, Warrendale, PA, 1984.
- [29] Dihua, G., Dongying, J., A study on disk brake squeal using finite element methods, *SAE paper No. 980597*, 1998.
- [30] Baba, H., Okade, M., Takeuchi, T., Study on reducing low frequency brake squeal from modal analysis of mounting bracket, *SAE paper No. 952697*, 1995.
- [31] Fieldhouse, J.D., Newcomb, T.P., An investigation into disc brake noise using holographic interferometry, *Institute of Mechanical Engineering*, C427/11/213, 1991.
- [32] Nishiwaki, M., Harada, H., Okamura, H., Ikeuchi, T., Study on disc brake squeal, *Technical Report 890864*, SAE, Warrendale, PA, 1989.
- [33] Matsuzaki, M., Izumihara, T., Brake noise caused by longitudinal vibration of the disc rotor, *Technical Report 930804*, SAE, Warrendale, PA, 1993.
- [34] Fosberry, R.A.C., Holubecki, Z., *Interim report on disc brake squeal*, Technical Report 1959/4, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1959.
- [35] Fosberry, R.A.C., Holubecki, Z., *Disc brake squeal: its mechanism and suppression*, Technical Report 1961/1, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1961.



- [36] Lang, A.M., Smales, H., *An approach to the solution of disc brake vibration problems*. Proceedings of Institute of Mechanical Engineering, Paper N° C37/83, 1983, pp. 223-31.
- [37] Eriksson, M., Jacobson, S., *Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol 215, Part D., 2001, pp. 1245–1256.
- [38] Jarvis, R.P., Mills, B., *Vibrations induced by friction*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 178 (32), 1963, pp. 847–857.
- [39] Earles, S.W.E., Soar, G.B., Squeal noise in discbrakes, *Institution of Mechanical Engineers on Vibration and Noise in Motor Vehicles*, London, England, Paper number C 101/71, 1971, pp. 61–69.
- [40] North, M.R., *Frictionally induced, self excited vibrations in a disc brake system*, PhD thesis, Loughborough University of Technology, 1972.
- [41] Millner, N., An analysis of disc brake squeal, *Technical Report 780332*, SAE, Warrendale, PA, 1978.
- [42] Earles, S.W.E., Chambers, P.W., Disc brake squeal noise generation: predicting its dependency on system parameters including damping, *International Journal of Vehicle Design* 8, 1987, pp. 538–552.
- [43] Nishiwaki, M., Generalised Theory of Brake Noise, *Institute of Mechanical Engineering*, C427/11/001, 1991.
- [44] Hoffman, N., Fischer, M., Allgaier, R., and Gaul, L., A Minimal Model for Studying Properties of the Mode-Coupling Type Instability in Friction Induced Oscillations, *Mechanics Research Communications*, Vol 29, 2002, pp.197-205.
- [45] North, M. R., Disc Brake Squeal, *Institute of Mechanical Engineering*, C38/76, 1976, pp. 169-176.
- [46] Mottershead, J. E., and Chan, S. N., Brake Squeal - An Analysis of Symmetry and Flutter Instability, DE-Vol. 49, *Friction-Induced Vibration, Chatter, Squeal, and Chaos*, ASME, 1992, pp. 87- 97.
- [47] Mottershead, J. E., and Chan, S. N., Flutter Instability of Circular Discs with Frictional Loads, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 117, 1995, pp. 161-163.
- [48] Lang, A. M., and Newcomb, T. P., The Vibration Characteristics of Squealing Brakes, *SAE Paper, No. 905170*, 1990.
- [49] Lang, A. M., Schafer, D. R., Newcomb, T. P., and Brooks, P. C., Brake Squeal - The Influence of Rotor Geometry, *Institute of Mechanical Engineering*, C444/016/93, 1993, pp. 161-171.
- [50] Brooks, P. C., Crolla, D. A., Lang, A. M., and Schafer, D. R., Eigenvalue Sensitivity Analysis Applied to Disc Brake Squeal, *Institute of Mechanical Engineering*, C444/004/93, 1993, pp. 135-143.
- [51] El Butch, A.M. and Ibrahim, R.A., Modelling and Analysis of Geomtrically Induced Vibrations in Disc Brakes Considering Contact Parameters, *SAE Paper No. 1999-01-0143*, 1999.
- [52] Denou, Y. and Nishiwaki, M., First Order Analysis of Low Frequency Disk Brake Squeal, *SAE Paper, No. 2001-01-3136*, 2001.
- [53] Felske, A., Hoppe, G., Matthäi, H., Oscillations in squealing disc brakes—analysis of vibration modes by holographic interferometry, *Technical Report 780333*, SAE, Warrendale, PA, 1978.
- [54] Abendroth, H., Advances in brake NVH test equipment, *Automotive Engineering International* 107 (2), 1999, pp. 60–63.
- [55] Krupka, R., Walz, T., Ettetmeyer, A., New techniques and applications for 3D-brake vibration analysis, *Technical Report 2000-01-2772*, SAE, Warrendale, PA, 2000.

- [56] Ostrovsky, Yu.I., Shchepinov, V.P., Yakovlev, V.V., *Holographic Interferometry in Experimental Mechanics*, Springer, Berlin, 1991.
- [57] Earles, S.W.E., A mechanism of disc-brake squeal, *Technical Report 770181*, SAE, Warrendale, PA, 1977.
- [58] Earles, S.W.E., Badi, M., *Oscillatory instabilities generated in a double-pin and disc undamped system: a mechanism of disc-brake squeal*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C 198, 1984, pp. 43–49.
- [59] Earles, S.W.E., Lee, C., Instabilities arising from the frictional interaction of a pin-disk system resulting in noise generation, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers Journal of Engineering for Industry* 98 (1), 1976, pp. 81–86.
- [60] North, M.R., Disc brake squeal—a theoretical model, *Technical Report 1972/5*, Motor Industry Research Association, Warwickshire, England, 1972.
- [61] Ichiba, Y., Nagasawa, Y., Experimental study on brake squeal, *Technical Report 930802*, SAE, Warrendale, PA, 1993.
- [62] Kung, S.-W., Dunlap, K.B., Ballinger, R.S., Complex eigenvalue analysis for reducing low frequency brake squeal, *Technical Report 2000-01-0444*, SAE, Warrendale, PA, 2000.
- [63] Reeves, M., Taylor, N., Edwards, C., Williams, D., Buckberry, C.H., *A study of disc modal behavior during squeal generation using high-speed electronic speckle pattern interferometry and near-field sound pressure measurements*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers D 214 (D3), 2000, pp. 285–296.
- [64] Talbot, C., Fieldhouse, J.D., Animations of a disc brake generating noise, *Technical Report 2001-01-3126*, SAE, Warrendale, PA, 2001.
- [65] Ohta, K., Kagawa, K., Eto, T., Nishikawa, S., Study on the discbrake squeal (simulation using modal analysis technique and experiments), *Transactions of the Japanese Society of Mechanical Engineers*, Series C 50 (457), 1984, pp.1585–1593 (in Japanese).
- [66] Fieldhouse, J.D., Newcomb, P., The application of holographic interferometry to the study of disc brake noise, *Technical Report 930805*, SAE, Warrendale, PA, 1993.
- [67] Fieldhouse, J.D., Newcomb, T.P., Double pulsed holography used to investigate noisy brakes, *Optics and Lasers in Engineering* 25 (6), 1996, pp. 455–494.
- [68] Dunlap, K.B., Riehle, M.A., Longhouse, R.E., An investigative overview of automobile disc brake noise, *Technical Report 1999-01-0142*, SAE, Warrendale, PA, 1999.
- [69] Chen, F., Chen, S.-E., Harwood, P., In-plane mode/friction process and their contribution to disc brake squeal at high frequency, *Technical Report 2000-01-2773*, SAE, Warrendale, PA, 2000.
- [70] Chen, F., Chern, J., Swayze, J., Modal coupling and its effect on brake squeal, *Technical Report 2002-01-0922*, SAE, Warrendale, PA, 2002.
- [71] Baba, H., Wada, T., Takagi, T., Study on reduction of brake squeal caused by in-plane vibration on rotor, *Technical Report 2001-01-3158*, SAE, Warrendale, PA, 2001.
- [72] McDaniel, J.G., Moore, J., Chen, S.-E., Clarke, C.L., *Acoustic radiation models of brake systems from stationary LDV measurements*, in: Proceedings of IMEC' 99, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1999.
- [73] Saad, A., Watany, M., Abouel-Seoud, S., Abdel-Gawad, I., *Passenger car disk brake squeal*, Proceedings of the International SAMPE Symposium and Exhibition 43 (2), 1998, pp.1158–1169.
- [74] Watany, M., Abouel-Seoud, S., Saad, A., Abdel-Gawad, I., Brake squeal generation, *Technical Report 1999-01- 1735*, SAE, Warrendale, PA, 1999.

- [75] Cunefare, K.A., Rye, R., Investigation of disc brake squeal via sound intensity and laser vibrometry, *Technical Report 2001-01-1604*, SAE, Warrendale, PA, 2001.
- [76] Mahajan, S., Hu, Y.-K., Zhang, K., Vehicle disc brake squeal simulations and experiences, *Technical Report 1999- 01-1738*, SAE, Warrendale, PA, 1999.
- [77] Rhee, S.K., Jacko, M.G., Tsang, P.H.S., The role of friction film in friction, wear, and noise of automotive brakes, *Technical Report 900004*, SAE, Warrendale, PA, 1990.
- [78] Bergman, F., *Tribological nature of squealing disc brakes*, Ph.D. Thesis, Uppsala University, Uppasala, Sweden, 1999.
- [79] Bergman, F., Eriksson, M., Jacobson, S., *The effect of reduced contact area on the occurrence of disc brake squeals for an automotive brake pad*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers D 214 (D5), 2000, pp.561–568.
- [80] Bergman, F., Eriksson, M., Jacobson, S., *The effect of Cu<sub>2</sub>S solid lubricant addition, and varying density, on the occurrence of brakes squeals for one low-metal, organic type brake pad*, in: Proceedings of the 17th Annual SAE Brake Colloquium and Engineering Display, SAE, Warrendale, PA, 1999, pp. 137–143.
- [81] Bergman, F., Gudmand-Hóyer, L., Eriksson, M., Jacobson, S., *The effect of Cu<sub>2</sub>S; PbS, Sb<sub>2</sub>S<sub>3</sub> solid lubricants on the occurrence of brakes squeals for three automotive brake pad matrix types*, in: S.S. Eskildsen, D.S. Larsen, H. Reitz, E.J. Bienk, C.A. Straede (Eds.), Nordtrib '98: Proceedings of the Eighth International Conference on Tribology, DTI Tribology Center, Aarhus, Denmark, 1998, pp. 665–672.
- [82] Eriksson, M., Bergman, F., Jacobson, S., Surface characterization of brake pads after running under silent and squealing conditions, *Wear* 232 (2), 1999, pp.163–167.
- [83] Eriksson, M., Lundquist, A., Jacobson, S., *A study of the influence of humidity on the friction and squeal generation of automotive brake pads*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers D 215 (D3), 2001, pp.329–342.
- [84] Eriksson, M., Lord, J., Jacobson, S., Wear and contact conditions of brake pads: dynamical in situ studies of pad on glass, *Wear* 249 (3–4), 2001, pp. 272–278.
- [85] Eriksson, M., Bergman, F., Jacobson, S., On the nature of tribological contact in automotive brakes, *Wear* 252 (1/2), 2002, pp. 26–36.
- [86] Ibrahim, R.A., Madhavan, S., Qiao, S.L., Chang, W.K., Experimental investigation of friction-induced noise in disc brake systems, *International Journal of Vehicle Design* 23 (3–4), 2000, pp. 218–240.
- [87] Qiao, S.L., Ibrahim, R.A., Stochastic dynamics of systems with friction-induced vibration, *Journal of Sound and Vibration* 223 (1), 1999, pp. 115–140.
- [88] Ibrahim, R.A., Friction-induced noise and related problems in automotive brakes, in: S.G. Pandalai (Ed.), *Recent Research Developments in Sound and Vibration*, Vol. 1, Transworld Research Network, Kerala, India, 2002.
- [89] Ripin, Z. B. M., *Analysis of disc brake squeal using the finite element method*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Leeds, UK, 1995.
- [90] Lee, Y. S., Brooks, P. C., Barton, D. C., Crolla, D. A., *A study of disc brake squeal propensity using a parametric finite element model*, Proceedings of I.Mech.E., Paper No. C521/009/98, 1998, pp.191-201.
- [91] Yuan, Y., *An eigenvalue analysis approach to brake squeal problems*, Proceedings of the 29th ISATA Conference Automotive Braking Systems, Florence, Italy, 1996.
- [92] Blaschke, P., Tan, M., Wang, A., On the analysis of brake squeal propensity using finite elements, *Technical Report 2000-01-2765*, SAE, Warrendale, PA, 2000.
- [93] Bajer, A., Belsky, V., Zeng, L. J., Combining a nonlinear static analysis and complex eigenvalue extraction in brake squeal simulation, *SAE Technical Paper 2003-01-3349*, 2003.

- [94] Kung, S., Steizer, G., Belsky, V., Bajer, A., Brake squeal analysis incorporating contact conditions and other nonlinear effects, *SAE Technical Paper 2003-01-3343*, 2003.
- [95] Ouyang, H., Mottershead, J.E., Brookfield, D.J., James, S., Cartmell, M.P., A methodology for the determination of dynamic instabilities in a car disc brake, *International Journal of Vehicle Design*, 23 (3/4), 2000, pp. 241–262.
- [96] Samie, F., Sheridan, D. C., Contact analysis for a passenger car disc brake, *SAE Technical Paper 900005*, 1990.
- [97] Tirovic, M., Day, A. J., *Disc brake interface pressure distributions*, Proceedings of I.Mech.E., Vol. 205, 1991, pp. 137-146.
- [98] Ghesquiere, H., Castel, L., *High frequency vibrational coupling between an automobile brake-disc and pads*, Proceedings of I.Mech.E., Paper No. C427/11/021, 1991.
- [99] Hohmann, C., Schiffner, K., Oerter, K., Reese, H., Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA, *Computers and Structures*, Vol. 72, 1999, pp.185-198.
- [100] Tamari, J., Doi, K., Tamasho, T., Prediction of contact pressure of disc brake pad, *JSAE Review*, Vol. 21, 2000, pp. 136-138.
- [101] Ioannidis, P., Brooks, P. C., Barton, D. C., Drum brake contact analysis and its influence on squeal prediction. *SAE Technical Paper 2003-01-3348*, 2003.
- [102] Abu-Bakar, A.R., Ouyang, H., *Contact pressure distribution by simulated structural modifications*, In: Barton, D. C., Blackwood, A. Proceedings of IMechE International Conference- Braking 2004. UK: Professional Engineering Publishing Ltd, 2004, pp. 123-132.
- [103] Abu-Bakar, A. R., Ouyang, H., Siegel, J. E., Brake pad surface topography Part I: Contact pressure distributions, *SAE Technical Paper 2005-01-3941*, 2005.
- [104] Nack, W.V., Brake squeal analysis by finite elements, *International Journal of Vehicle Design* 23 (3–4), 2000, pp.263–275.
- [105] Ouyang, H., Cao, Q., Mottershead, J. E., Treyde, T., Vibration and squeal of a disc brake: modelling and experimental results, Proceedings of I.Mech.E., Part D: *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 217, 2003, pp. 867-875.
- [106] Fieldhouse, J. D., *A study of the interface pressure distribution between pad and rotor, the coefficient of friction and calliper mounting geometry with regard to brake noise*, In: Barton, D. C., Earle S., Proceedings of the International Conference on Brakes 2000 Automotive Braking – Technologies for 21st Century, UK: Professional Engineering Publishing Ltd, 2000, pp. 3-18.
- [107] Guan, D., Jiang, D., A study on disc brake squeal using finite element methods, *SAE Technical Paper 980597*, 1998.
- [108] Liu, W., Pfeifer, J., Reducing high frequency disc brake squeal by pad shape optimisation, *SAE Technical Paper 2000-01-0447*, 2000.
- [109] Richmond, J. W., Smith, A. C., Beckett, P. B., Hodges, T., The development of an integrated experimental and theoretical approach to solving brake noise problems, *Advances in Automotive Braking Technology, Design Analysis and Material Developments*, 1996, pp. 3-23.
- [110] Dom, S., Riefe, M., Shi, T. S., Brake squeal noise testing and analysis correlation, *SAE Technical Paper 2003-01-1616*, 2003.
- [111] Goto, Y., Amago, T., Chiku, K., Matsushima, T., Ishihara, T., *Experimental identification method for interface contact stiffness of FE model for brake squeal*, In: Barton, D. C., Blackwood, A. Proceedings of IMechE International Conference- Braking 2004, UK: Professional Engineering Publishing Ltd, 2004, pp.143-155.

- [112] Tarter, J. H., Disc brake squeal, *SAE Technical Paper 830530*, 1983.
- [113] Soom, A., Serpe, C. I., Dargush, G. F., High frequency noise generation from components in sliding contact: flutter instabilities including the role of surface roughness and friction. *Tribology and Interface Engineering Series*, Vol. 43, 2003, pp. 477-485.
- [114] Sherif, H. A., Investigation on effect of surface topography of pad/disc assembly on squeal generation, *Wear*, Vol. 257, Nos. 7-8, 2004, pp. 687-695.
- [115] Hammerström, L., Jacobson, S., Surface modification of brake discs to reduce squeal problems, *Wear*, Vol. 261, 2006, pp. 53-57.
- [116] Trichès, M. J., Gerges, S. N. Y., Jordan, R., Analysis of brake squeal noise using the finite element method: a parametric study, *Applied Acoustics*, Vol. 68, No. 2, 2008, pp. 147-162.
- [117] Fieldhouse, J. D., Ashraf, N., Talbot, C., The measurement and analysis of the disc/pad interface dynamic centre of pressure and its influence on brake noise, *SAE Technical Paper 2008-01-0826*, 2008.
- [118] Wagner, U., Godecker, H., Schlagner, S., Brake Squeal - Modeling and Experimental Investigation Using a Work Criterion, *International Journal of Vehicle Structures and Systems* Vol 3, No1, 2011.
- [119] Fieldhouse, J.D., Bryant, D., Talbot, C. J., The Influence of Pad Abutment on the Generation of Brake Noise, *International Journal of Vehicle Structures and Systems* Vol 3, No1, 2011.
- [120] Nouby, M. and Srinivasan, K., Simulation of the structural modifications of a disc brake system to reduce brake squeal, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2011, DOI: 10.1177/2041299110394515, pp. 653-672.
- [121] Kirillov, O.N., Perspectives and obstacles for optimisation of brake pads with respect to stability criteria, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 51, No. 1/2, 2009, pp.143-167.
- [122] Spelsberg-Korspeter, G., Hochlenert, D., Kirillov, O.N., Hagedorn, P., In- and Out-of-Plane Vibrations of a Rotating Plate With Frictional Contact: Investigations on Squeal Phenomena, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 76, 2009, pp. 041006-1 - 041006-15.
- [123] Duan, C. and Singh, R., Analysis of the vehicle brake judder problem by employing a simplified source-path-receiver model, *Proc. IMechE* Vol. 225 Part D: *J. Automobile Engineering*, DOI: 10.1177/09544070JAUTO1629, 2010, pp. 141-149.
- [124] Lin, S.C., *Squeal suppression approaches of a disc brake assembly*, Masters thesis, Universiti Teknologi Malaysia, Faculty of Mechanical Engineering, 2009.
- [125] Lin, S. C., Abu Bakar, A. R., Wan Harujan, W. M. M., Abd. Ghani B. and Jamaluddin, M. R., Suppressing disc brake squeal through structural modifications, *Jurnal Mekanikal*, December 2009, N°. 29, pp.67-83, ISSN 0127-3396.
- [126] Nouby, M. and Srinivasan, K., Parametric studies of disc brake squeal using finite element approach, *Jurnal Mekanikal*, No.29, 2009, pp. 52-66.
- [127] Nouby, M., Mathivanan, D., Srinivasan, K.A., combined approach of complex eigenvalue analysis and design of experiments (DOE) to study disc brake squeal, *International Journal of Engineering, Science and Technology*, Vol. 1, No. 1, 2009, pp. 254-271.
- [128] Hassan, M. Z., *Thermal Deformation Analysis of Automotive Disc Brake Squeal*, PhD Thesis, The University of Leeds, School of Mechanical Engineering, 2009.

- [129] Nunes, R.F., Will, J., Bayer, V., Chittepu, K., Robustness Evaluation of brake systems concerned to squeal noise problem, *Weimarer Optimierungs-und Stochastiktage 6.0*, 2009, pp.1-20.
- [130] Oberst, S., Lai, J.C.S., *Numerical Study of Friction-induced Pad-mode Instability in Disc Brake Squeal*, Proceedings of 20th International Congress on Acoustics, ICA 2010, Sydney, Australia, 2010, pp. 1-12.
- [131] Lin, S.C., Guan, C.C., Bakar, A.R.A., Jamaluddin, M.R., Harujan, W.M.M.W., Ghani, B.A., Disc Brake Squeal Suppression Through Chamfered and Slotted Pad, *International Journal of Vehicle Structures and Systems* Vol 3, No1, 2011.
- [132] Yousif, A.A. and Rahim, I. A., Analysis of Disc Brake Noise at High and Low Frequency with the Effect of the Friction, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 5(3), 2011, pp. 209-218.
- [133] Xing, H., *Squeal analysis of disc brake system*, 4th ANSA &  $\mu$ ETA International Conference, 2011, pp. 1-6.
- [134] Chen, F., Tan, C.A., Quaglia, R.L., *Disc Brake Squeal-Mechanism, Analysis, Evaluation, and Reduction/Prevention*, SAE International, Warrendale, Pennsylvania USA, 2005, ISBN 0-7680-1248-1.
- [135] Abu-Bakar, A. R., *Disc Brake Squeal: A Prediction Methodology*, VDM Publishing. ISBN: 978-3-8364-3591-8, 2008.
- [136] Abu-Bakar, A. R. and Ouyang H., *Recent studies of car disc brake squeal*, In: New Research on Acoustics, NOVA Science Publishers, Chapter 4, In Benjamin N. Weiss (Editor), New York, ISBN: 978-1-60456-403-7, 2008, pp. 159-196.
- [137] Glišović, J., Radonjić, R., Babić, M., Miloradović, D., Čatić, D., Design of Vehicle Road Testing Method for Determination of Brake Pad Friction Characteristics, *Journal of the Balkan Tribological Association*, Vol.17, No.4, pp. 513-525, ISSN 1310-4772, 2011.
- [138] Glišović, J., Demić, M., Miloradović, D., *Definition of Evaluation Criteria for Motor Vehicle's Drum Brakes Characteristics*, CAR 2011-The 10th International Automotive Congress-"Automotive engineering and environment", Pitesti, ROMANIA, 2011, 2-4 November, ISBN 1453-1100.
- [139] Glišović, J., Radonjić, R., Miloradović, D., Experimental Method for Analyzing Friction Phenomenon Related to Drum Brake Squeal, *Tribology in industry*, Vol.32, No.4, pp. 28-35, ISSN 0354-8996, 2010.
- [140] Stanef, D., Papinniemi, A. and Zhao, J., *From Prototype to Production - The Practical Nature of Brake Squeal Noise*, 24th Annual Brake Colloquium and Exhibition, TX, USA, Session: NVH: Product and Anti-Noise Shim Design, Paper Number: 2006-01-3217, October 2006, DOI: 10.4271/2006-01-3217.
- [141] *ABAQUS Manual Version 6.4*, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., 2003.
- [142] Chung, C. J. and Donley, M., *Mode Coupling Phenomenon of Brake Squeal Dynamics*, SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, Paper Number 2003-01-1624, 2003, DOI: 10.4271/2003-01-1624.
- [143] Burns, L.V., *MAC evaluations utilized in FEA analysis for mode identification*, IMAC-XXII Conference & Exposition on Structural Dynamics, Munich, December 9-10, 2004.
- [144] Loua, G., Wu, T.W. and Bai, Z., Disk brake squeal prediction using the ABLE algorithm, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 272, Issues 3-5, 2004, pp.731-748.
- [145] Chen, G., Wu, P., Dai, H. and Zhou, Z., Comparative Study on the Complex Eigenvalue Prediction of Brake Squeal by Two Infinite Element Modeling Approaches, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 23, N°3, 2010, pp. 1-8, DOI : 10.3901/ CJME.2010. 03.383.

- [146] Abu Bakar, A. R., *Modelling and Simulation of Disc Brake Contact Analysis and Squeal*, Department of Mechanical Engineering, PhD Thesis, Faculty of Engineering, University of Liverpool, Liverpool, United Kingdom, 2005.
- [147] Nagy, L. I., Cheng, J. and Hu, Y., A new method development to predict brake squeal occurrence, *SAE Technical Paper 942258*, 1994.
- [148] Papinniemi, A. T., Lai, J. C. S. and Zhao, J., *Vibro-Acoustic studies of brake squeal*, Proceedings of ACOUSTICS, 3-5 November, 2004, Gold Coast, Australia, pp. 129-134.
- [149] Papinniemi, A., *Vibro-acoustic Studies of Brake Squeal Noise*, A thesis submitted for the Degree of Doctor of Philosophy, School of Aerospace, Civil and Mechanical Engineering, The University of New South Wales, Australian Defence Force Academy, August 2007.
- [150] Abu Bakar, A. R., Ouyang, H. and Cao, Q., *Interface Pressure Distributions through Structural Modifications*, 21st Annual Brake Colloquium & Exhibition, Paper Number 2003-01-3332, 2003, DOI: 10.4271/2003-01-3332.
- [151] Abu Bakar, A. R., Ouyang, H., Prediction of disc brake contact pressure distributions by finite element analysis, *Jurnal Teknologi*, Series A, issue 43(A), 2005, pp. 21–36, ISSN 0127-9696
- [152] Balean, R.E., Negrus, E. M., Jiga, G. and Toma, M., Numerical Analysis of the Brake Disk Using the Finite Element Method, *10th EAEC European Automotive Congress*, 30th May-1st June, 2005.
- [153] Abu Bakar, A. R., Abdul Hamid, M. K. and Ouyang, H., A new prediction methodology for dynamic contact pressure distribution in a disc brake, *Jurnal Teknologi*, Series A, issue 45(A), 2006, pp. 1–11, ISSN 0127-9696.
- [154] De Boes, D., *Investigation into brake caliper strength & interface pressure distributions*, MSc Thesis, School of Engineering, Automotive Product Engineering, Cranfield University, 2007.
- [155] Abu Bakar, A. R., Li, L., James, S., Ouyang, H. and Siegel, J. E., Wear simulation and its effect on contact pressure, distribution and squeal of a disc brake, *Proceedings of the International Conference on Vehicle Braking Technology*, 2006, pp. 233-242, ISSN 0 85316 245X.
- [156] Abu Bakar, A. R., AbdulHamid, M. K., Mohamad, M., Dzakaria, A. and AbdGhani, B., Numerical Analysis of Disc Brake Squeal Considering Temperature Dependent Friction Coefficient, *Proceedings the 1st International Conference on Natural Resources Engineering and Technology INRET2006*, 24-25 July 2006, Marriot, Putrajaya, Malaysia.
- [157] Abu Bakar, A. R., Abdul Hamid, M. K., Dzakaria, A., Abdul Ghani, B. and Mohamad, M., Stability Analysis of Disc Brake Squeal considering Temperature Effect, *Jurnal Mekanikal*, December 2006, No. 22, pp. 26-38, ISSN 0127-3396.
- [158] Triches, M., Gerges, S. N. Y. and Jordan, R., Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Technology*, Vol. XXVI, No. 3, 2004, pp. 340-348.
- [159] Bakar, A. R. A., Ouyang, H., Titeica, D. and Hamid, M.K.A., Modeling and Simulation of Disc Brake Contact Analysis and Squeal, *Seminar on Advances in Malaysian Noise Vibration and Comfort (NVC 2005)*, 17 -18 May 2005, pp.1-10.
- [160] Liu, E.C., Kung, S.W., Jenq, S.T., Gau, C., Tsai, H.L., Lee, C.C. and Chen, Y. D., Effect of chamfered brake pad patterns on the vibration squeal response of disc brake system, *3rd International Symposium on Advanced Fluid/Solid Science and Technology in Experimental Mechanics*, 7-10 December 2008, Tainan, Taiwan.

- [161] Saw, C.L., *Squeal Suppression Approaches of a Disc Brake Assembly*, Masters thesis, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia, 2009.
- [162] Nelagadde, M. and Smith, E., *Optimization and Sensitivity Analysis of Brake Rotor Frequencies*, SAE 2009 Brake Colloquium and Exhibition, Paper Number: 2009-01-3046, 2009, DOI: 10.4271/2009-01-3046.
- [163] Milovs, V., *Computer Simulation of Automotive Disc Brake Noise*, A Thesis Submitted to the Faculty of New Jersey of Technology In Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Master of Science in Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering, January 2003.
- [164] Chung, C. J., Steed, W., Dong, J., Kim, B. S. and Ryu, G. S., *Virtual Design of Brake Squeal*, SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition, Paper Number 2003-01-1625, 2003, DOI: 10.4271/2003-01-1625.
- [165] Wallner, D., Bernsteiner, S., Hirschberg, W. and Rabofsky, A., *Numerical and Experimental Parameter Studies on Brake Squeal*, SAE 2010 Annual Brake Colloquium And Engineering Display, October 2010, Phoenix, AZ, USA, Session: Modeling Paper Number: 2010-01-1712, DOI: 10.4271/2010-01-1712.
- [166] *MD Nastran-MD Demonstration Problems*, MSC.Software Corporation, Chapter 39, Brake Squeal, pp. 579-588, 2010.
- [167] Misra, H., Nack, W., Kowalski, T., Komzisk, L., Johnson, E., *Brake Analysis and NVH Optimization Using MSC.NASTRAN*, Optimization Using MSC.NASTRAN, pp. 1-15.
- [168] *Improving the Ability to Simulate Noise from Brake Squeal*, MSc Software, pp. 1-7
- [169] *Automotive Brake Squeal Analysis Using a Complex Modes Approach*, Abaqus Technology Brief, April 2007.
- [170] Alexander, D., Delphi squelches brake squeal, *Automotive Engineering International*, Vol 113, N°1, 2005, pages 62.
- [171] Abu Bakar, A. R., Ishak, R., Hamzah, R., *Disc Brake Squeal: Step-by-Step Approach Using ABAQUS*, Short Course, Department of Automotive Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia, 2010.
- [172] Bajer, B., Belsky, V. and Kung, S.W., The Influence of Friction-Induced Damping and Nonlinear Effects on Brake Squeal Analysis, *SAE Technical Paper 2004-01-2794*, 2004, DOI: 10.4271/2004-01-2794.
- [173] Gauger, U., Hanss, M., Gaul, L., On the Inclusion of Uncertain Parameters in Brake Squeal Analysis, *2006 IMAC-XXIV: Conference & Exposition on Structural Dynamics*, pp. 110-119.
- [174] Liu, P., Zheng, H., Cai, C., Wang, Y.Y., Lu, C., Ang, K.H. and Liu, G.R., Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method, *Applied Acoustics*, Volume 68, 2007, pp. 603–615, DOI: 10.1016/j.apacoust.2006.03.012.
- [175] Abu Bakar, A. R., Sharif, A., Rashid, M. Z. A. and Ouyang, H., *Brake Squeal: Complex Eigenvalue versus Dynamic Transient Analysis*, 25th Annual Brake Colloquium, October 2007, Orlando, FL, USA, Paper Number 2007-01-3964, 2007, DOI: 10.4271/2007-01-3964.
- [176] Vermot des Roches, G., Balmes, E., Pasquet, T., Lemaire, R., Time simulation of squeal phenomena in realistic brake models, *ISMA*, Leuven : Belgique, 2008.
- [177] James, S., *An experimental study of disc brake squeal*, PhD Thesis, Department of Engineering, University of Liverpool, May 2003.
- [178] Massi, F. and Baillet, L., Numerical analysis of squeal instability, *International Conference on Emerging Technologies of Noise and Vibration Analysis and Control*, NOVEM2005, 2005, pp. 1- 10.



- [179] SAE J2521, *Disc Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA May 2001.
- [180] Thomson, J.K., Aaron, M., and Denis, R., Inertia Simulation in Brake Dynamometer Testing, *SAE Paper N°2002-01-2601*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 2002.
- [181] Curtis, J., *Friction Material Testing Overview*, Link Engineering Company, Inc. Интернет адреса: [www.sae.org/events/bce/linkengrg-curtis.pdf](http://www.sae.org/events/bce/linkengrg-curtis.pdf), приступљено 29-01-2004.
- [182] Beranek, L.L., ed., *Wrapping, Enclosures, and Duct Linings, in Noise and Vibration Control*, chap. 15, Institute of Noise Control Engineering, Washington, DC, 1988.
- [183] Harris, C.M., ed., *Handbook of Noise Control*, chaps. 21-23, McGraw-Hill, New York, 1979.
- [184] Anonymous, *Brake Testing, Brüel & Kjær Magazine, N°1*, Brüel & Kjær Sound and Vibrations A/S, Llaerum Denmark, 2003.
- [185] Blaschke, P., Global NVH Matrix for Brake Noise-Bosch Proposal, *SAE Paper N°1999-01-3405*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1999.
- [186] Anonymous, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, *Product Catalog*, Darmstadt
- [187] Thomson, J. K. and Fudge, C.M., *One Year's Experience Utilizing the SAE J2521 Brake Noise Test Procedure*, Braking 2002: From the Driver to the Road, pp 3-13, Professional Edngineering Publishing, UK 2002.
- [188] Weiss, D., Brake Test Systems, *HORIBA Technical Journal "Readout"* (online), English Edition No.13 February 2010, pp 20-23.
- [189] Fieldhouse, J. D., Steel, W. P., Talbot, C. J. and Crampton, A., *Measurement of absolute displacement of a twin calliper disc brake during noise*, 10<sup>th</sup> EAEC European Automotive Congress, Paper EAEC05YU-AS06, Belgrade, 2005, pp 1-8.
- [190] *Brake Noise, Vibration and Harshness: Technology Driving Customer Satisfaction*, Akebono braking technology, Интернет адреса: [www.akebonobrakes.com/company/media\\_center/white\\_papers/Akebono\\_NVH\\_white\\_paper.pdf](http://www.akebonobrakes.com/company/media_center/white_papers/Akebono_NVH_white_paper.pdf), приступљено 23-09-2010.
- [191] Akay, A., Acoustics of friction, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 111 (4), 2002, pp. 1525-1548.
- [192] Anonymous, *Importance of NVH in OEM and Aftermarket Friction Material*, Интернет адреса: [www.ceet.niu.edu/faculty/lichuanliu/491/IMS%20project/further%20information/Pedigogical%20Automotive%20Friction%20Materials.pdf](http://www.ceet.niu.edu/faculty/lichuanliu/491/IMS%20project/further%20information/Pedigogical%20Automotive%20Friction%20Materials.pdf), приступљено 23-09-2010.
- [193] *LMS Engineering - Solving Brake Noise Problems*, Application Case, Интернет адреса: <http://www.lmsintl.com>, приступљено 12-07-2005.
- [194] Dessouki, O., Drake, G., Lowe, B. and Chang, W.K., Disc Brake Squeal: Diagnosis and Prevention, *SAE Technical Paper No. 2003-01-1618*, 2003 pp, 1-9.
- [195] Dai, Y., Lim, T.C., Suppression of brake squeal noise applying finite element brake and pad model enhanced by spectral-based assurance criteria, *Applied Acoustics*, Vol. 69, 2008, pp.196-214.
- [196] Cunefare, K. A. and Graf, A. J., Experimental active control of automotive disc brake rotor squeal using dither, *Journal of Sound and Vibration* 250(4), 2002, pp. 579-590.
- [197] Neubauer, M., Niederberger, D., Morari, M. *A Novel Approach for Brake Squeal Control Using Shunted Piezoceramics*, Proceedings from 24th Annual Brake Colloquium and Exhibition, 2006, pp. 1-12.

- 
- [198] Jearsiripongkul, T. and Hagedor, P., *Active Control of Disk Brake Squeal*, Proceedings of the 20th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, 2006, pp.1-5.
- [199] Glišović, J., Demić, M., Miloradović, D., Čatić, D., *System Approach to solving Brake NVH Issues*, The 7th International Scientific Conference “Research and Development of Mechanical Elements and Systems”, IRMES 2011, Zlatibor, 2011, 27-28 April, pp. 25-32, ISBN 978-86-6055-012-7.
- [200] Glišović, J., and Miloradović, D., *Eliminating brake noise problem*, International Congress "MVM2010", Kragujevac, 2010, 07.-09. oktobar, pp. 524-533, ISBN 978-86-86663-57-3.
- [201] Park, J., Mackay, C., *Practical Data Acquisition for Instrumentation and Control Systems*, An imprint of Elsevier Linacre House, Jordan Hill, Burlington, 2003, ISBN 07506 57960.
- [202] Bendat, J. and Piersol, A., *Engineering applications of correlation and spectral analysis*, A Wiley-Interscience publication, USA, 1980, ISBN 0-471-05887-4
- [203] Anonymous, NI USB-6341, X Series Data Acquisition, National Instruments, Technical Documentation, Интернет адреса: <http://sine.ni.com/psp/app/doc/p/id/psp-925/lang/en>, 2012, приступљено 05-03-2012.
- [204] Blau, P. J., Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives, Technical Report prepared for U.S. Department of Energy, Assistant Secretary for Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies, 2001, pp.1-29.