



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

RUÍDOS EM SISTEMA DE FREIO A DISCO
CORRELAÇÃO DA ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS
COM MÉTODOS EXPERIMENTAIS

CLAUDIO JÚNIOR FERRETO

Belo Horizonte, 13 de dezembro de 2018

Claudio Júnior Ferreto

**RUÍDOS EM SISTEMA DE FREIO A DISCO
CORRELAÇÃO DA ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS
COM MÉTODOS EXPERIMENTAIS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos e Sistemas

Linha de Pesquisa: Acústica e Vibrações Mecânicas

Orientador: Prof. Dr. Lázaro Valentim Donadon

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018

F387r

Ferreto, Claudio Júnior.

Ruídos em sistema de freio a disco [manuscrito]: correlação da análise de autovalores complexos com métodos experimentais / Claudio Júnior Ferreto. – 2018.

xi, 91 f., enc.: il.

Orientador: Lázaro Valentim Donadon.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 79-91.

Bibliografia: f. 75-78.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Freios - Teses. 3. Autovalores - Teses. 4. Ruído - Teses. 5. Vibração - Teses. I. Donadon, Lázaro Valentim. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br


**"RUÍDOS EM SISTEMA DE FREIO A DISCO: CORRELAÇÃO DA
ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS COM MÉTODOS
EXPERIMENTAIS"**

CLAUDIO JÚNIOR FERRETO

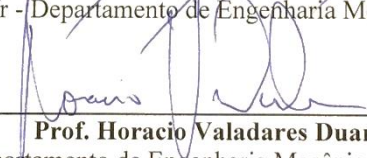
Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**PROJETO E SISTEMAS**".

Dissertação aprovada no dia 13 de dezembro de 2018.

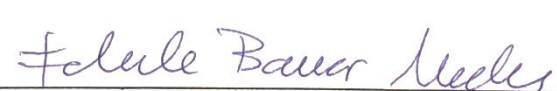
Por:



Prof. Lazaro Valentim Donadon
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG



Prof. Horacio Valadares Duarte
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG



Prof. Eduardo Bauzer Medeiros
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

AGRADECIMENTOS

A Deus, o soberano criador, por ter me fortalecido e sustentado para concluir mais essa etapa.

A minha amada esposa Daiane, amiga, companheira e guerreira, que nunca mediu esforços para me apoiar e incentivar ao longo de todo esse curso.

A meus pais, Claudio e Ana, que por meio de seus exemplos, me educaram nos pilares do amor, da honestidade, do respeito e do temor a Deus. A minha irmã Camila, um exemplo de como a combinação de inteligência, humildade e serenidade pode levar a grandes conquistas, pela revisão ortográfica e gramatical.

À empresa Fiat Chrysler Automóveis (FCA), que viabilizou a realização desse curso me concedendo as horas necessárias para as aulas. Em especial, aos engenheiros Ademir, Luís, Marco, e Wagner, líderes que acreditaram no meu trabalho e não deixaram que maus tempos impedissem a minha evolução profissional. Aos colegas Felipe e Robson pela grande ajuda na realização de ensaios experimentais e simulações virtuais.

Ao meu orientador, Prof. Lázaro, que confiou no meu projeto de pesquisa, pelo apoio e pelos valiosos ensinamentos durante o curso.

À empresa TMD Friction, que viabilizou a realização de ensaios experimentais fundamentais para os resultados desse trabalho. Em especial aos engenheiros Kauê, André e Douglas.

À empresa Brembo, que disponibilizou os corpos de prova e protótipos para os ensaios experimentais. Em especial ao engenheiro Leonardo.

Por fim, aos professores e colegas, pelo conhecimento que me ajudaram a adquirir.

Meus sinceros agradecimentos.

“E não vos conformeis com este mundo, mas transformai-vos pela renovação do vosso entendimento, para que experimenteis qual seja a boa, agradável e perfeita vontade de Deus.”

Carta do apóstolo Paulo aos Romanos, 12.2.

"Toda ciência nada mais é que o refinamento de pensamentos cotidianos."

Albert Einstein

RESUMO

À medida que a qualidade dos veículos melhora, os clientes exigem freios mais silenciosos. As reclamações de clientes resultam em custos de garantia significativos, motivando a necessidade de estudar o ruído dos freios nas fases iniciais do projeto. Durante a frenagem, o atrito entre as pastilhas e o disco de freio pode induzir uma instabilidade dinâmica no sistema. Essa instabilidade pode irradiar ruído, comumente conhecido como *squeal*. O *squeal* em freios a disco tem sido uma questão desafiadora para muitos engenheiros e pesquisadores devido à sua imensa complexidade. Essa instabilidade dinâmica está ligada a um modo de vibrar instável do sistema. Esse modo pode ser identificado durante a extração de autovalores complexos porque a parte real do autovalor correspondente é positiva. Esse método de elementos finitos (MEF), conhecido como Análise de Autovalores Complexos (CEA), também pode ser usado para interpretar resultados de testes, simular modificações na geometria ou nas propriedades dos materiais além de explorar ideias inovadoras. O objetivo deste trabalho é investigar a correlação desse método numérico com resultados experimentais. Além disso, uma mudança de geometria é proposta no modelo para eliminar um modo instável. No final, a eficácia dessa modificação é avaliada com o teste de ruído em dinamômetro. A máxima variação encontrada entre a frequência natural amortecida do autovalor instável e a frequência do *squeal* foi de 2,4%. Trata-se de uma boa correlação entre o modelo de elementos finitos e os testes experimentais, comprovando que essa abordagem pode ser aplicada ao projeto de sistemas de freio a disco. Entretanto, a quantidade de modos instáveis previstos no modelo é superestimada e requer ao menos um teste experimental, em dinamômetro ou em veículo, para que se possa confirmar qual ou quais dos autovalores com parte real positiva serão de fato excitados nas condições operacionais do sistema de freio.

Palavras-chave: freio a disco; ruído; *squeal*; atrito; vibração; autovalores complexos.

ABSTRACT

As vehicle quality improves, customers demand quieter brakes. Customer complaints result in significant warranty costs, motivating the need to study brake noise in the early stages of the project. During brake operation, the friction between the brake pads and the disc can induce a dynamic instability in the system. This instability can radiate noise, commonly known as brake squeal. Automotive disc brake squeal has been a challenging issue for many engineers and researchers due to its immense complexity. This dynamic instability is linked to an unstable vibrating mode of the system. This mode can be identified during complex eigenvalue extraction because the real part of the eigenvalue corresponding to an unstable mode is positive. This finite element method (FEM), which is known as Complex Eigenvalue Analysis (CEA), can also be used to interpret test results, simulate changes in geometry or material properties, and explore innovative ideas. The purpose of this work is to investigate the correlation of this numerical method with experimental results. In addition to that, a geometry change is proposed in the model in order to eliminate an unstable mode. At the end, the effectiveness of this modification is evaluated with a brake noise dynamometer test. The maximum variation between damped natural frequency of the unstable eigenvalue and the squeal frequency was 2,4%. This result shows a strong correlation between the finite element model and the experimental tests, proving that this approach can be applied to the design of disc brake systems. However, the amount of unstable modes predicted in the model is overestimated and requires at least one experimental test – in dyno or in vehicle – in order to confirm which of the eigenvalues with positive real part will actually be excited under the operational conditions of the brake system.

Keywords: disc brake system; noise; squeal; friction; vibration; complex eigenvalue.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Freio a tambor	18
Figura 1.2: Freio a disco	19
Figura 2.1: Sistema utilizado para ilustrar o fenômeno <i>stick-slip</i> . (Fonte: Suetti 2011)	24
Figura 2.2: Diagrama de representação do fenômeno <i>sprag-slip</i> . (Fonte: Triches 2004)	25
Figura 2.3: Sistema usado para explicar a teoria do <i>sprag-slip</i> . (Fonte: Trichês 2004)	26
Figura 2.4: Acoplamento modal entre disco e pastilha de freio. (Fonte: Trichês 2004)	29
Figura 2.5: a) modo de vibrar do disco; b) ODS durante o evento de squeal; c) intensidade sonora	30
Figura 2.6: Modelo de três graus de liberdade. (Fonte: Oehlmeyer, 2008).....	32
Figura 2.7: Modelo de oito graus de liberdade. (Fonte: Trichês 2004).....	33
Figura 3.1: Elemento de interface de contato. (Fonte: Ouyang 2005)	37
Figura 3.2: Forças atuantes na interface de contato.....	38
Figura 3.3: Plano de autovalores complexos	41
Figura 3.4: Sistema de freio a disco utilizado	43
Figura 3.5: Principais componentes do sistema de freio a disco. (Fonte: adaptado de Anwana 2003).....	43
Figura 3.6: Representação esquemática do procedimento experimental adotado para AME ..	44
Figura 3.7: Posição das impactações realizadas no disco de freio para medição de FRF	45
Figura 3.8: Medição da FRF do disco utilizando vibrômetro a laser (Fonte: adaptado de Marschner et al 2008)	45
Figura 3.9: Modelo FEM do sistema de freio para análise CEA.....	47
Figura 3.10: Restrições de deslocamento	48
Figura 3.11: Interações de contato utilizadas no modelo FEM	50
Figura 3.12: Aplicação da pressão simbolizada pelas setas laranjadas	50
Figura 3.13: Histograma de pressão aplicada nos freios em um percurso total de 5.000km divididos entre trecho urbano, serra e autoestrada	51
Figura 3.14: 1° modo instável identificado no CEA	52
Figura 3.15: 2° modo instável identificado no CEA	53
Figura 3.16: 3° modo instável identificado no CEA	53
Figura 3.17: Análise do 4° modo instável do sistema de freio	54

Figura 3.18: Presença de modos de flexão das pastilhas na mesma na mesma frequência dos modos do disco de freio.....	54
Figura 4.1: Dinamômetro inercial para freio veicular. (Fonte: www.linkeng.com).....	56
Figura 4.2: Instalação do sistema de freio e posicionamento do microfone no interior do dinamômetro. (Fonte: adaptado das normas: FCA 7H2000 e SAE J2521).....	57
Figura 4.3: Matriz do teste de ruído de freio realizado em dinamômetro pela TMD <i>Friction</i> – Caracterização da frequência dos ruídos do tipo <i>squeal</i> registrados pelo microfone.....	59
Figura 4.4: Figura 4.3: Matriz do teste de ruído de freio realizado em dinamômetro pela TMD <i>Friction</i> – Intensidade sonora dos eventos de <i>squeal</i>	59
Figura 4.5: Percentual de ocorrências de <i>squeal</i> em função da pressão (gráfico superior) e temperatura (gráfico inferior)	60
Figura 4.6: Percurso urbano para teste de ruído de freio em veículo	61
Figura 4.7: Percurso de serra para teste de ruído de freio em veículo.....	62
Figura 4.8: Percurso extra-urbano para teste de ruído de freio em veículo.....	62
Figura 4.9: Instrumentação no freio dianteiro para teste de ruído em veículo	63
Figura 4.10: Matriz de ruído - teste veicular	64
Figura 4.11: Relação dos eventos de ruído com a pressão hidráulica no sistema de freio	65
Figura 4.12: Correlação dos eventos de ruído com a temperatura na interface disco/pastilhas.....	65
Figura 4.13: Mapeamento de todas as frenagens realizadas durante o teste em veículo.....	66
Figura 4.14: Correlação dos eventos ruidosos com frequência e velocidade.....	66
Figura 5.1: Modos instáveis - Comparação entre dados teóricos e experimentais.....	67
Figura 6.1: modificação da espessura do disco de freio	69
Figura 6.2: Avaliação do 4º modo instável com a redução de 2 mm na espessura do disco de freio.....	70
Figura 6.3: Comparativo entre os modos instáveis do conjunto original e do conjunto modificado	70
Figura 6.4: Comparativo entre os resultados do teste de ruído em dinamômetro obtidos para o conjunto original e o conjunto modificado.....	71
Figura A. 1: Viga para caracterização do módulo de elasticidade via vibrações – dimensões em [mm]	79
Figura A. 2: Montagem experimental utilizada para a medição de FRF da viga de ferro fundido cinzento. (Fonte: adaptado de Trichês 2004)	80
Figura A. 3: FRFs corpos de prova - ferro fundido cinzento GH 190.....	81

Figura A. 4: 1° modo de vibrar do corpo de provas	84
Figura A. 5: Resposta em frequência do corpo de provas (Teórico Vs Experimental).....	84
Figura B. 1: Sistema de coordenadas do material de fricção.....	87
Figura B. 2: Arranjo básico da técnica de ultra-som para medição das constantes elásticas do material de atrito das pastilhas de freio. (Fonte: adaptado de Yuhas et al. 2005)	88
Figura B. 3: Esquema simplificado de um dinamômetro inercial para sistemas de freio	89
Figura B. 4: Coeficiente de atrito em função da velocidade e pressão.....	90
Figura C. 1: Fluxograma para utilização do CEA no projeto de um sistema de freio a disco .	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1: Classificação dos principais ruídos de sistemas de freio	20
Tabela 3.1: Frequências naturais das pastilhas de freio.....	45
Tabela 3.2: Frequências naturais do disco de freio	46
Tabela 3.3: Condições de contorno	47
Tabela 3.4: Propriedades dos materiais utilizados no modelo.....	48
Tabela 3.5: Tipo de elementos utilizados na malha do modelo FEM	49
Tabela 3.6: Condições operacionais de frenagem utilizadas no modelo MEF.....	51
Tabela 3.7: Modos instáveis identificados na análise CEA.....	52
Tabela 3.8: Análise do fator de amortecimento negativo (NDR).....	55
Tabela 5.1: Comparação resultados teóricos e experimentais	68

NOMENCLATURA

Letras Latinas

F	força [N]
E	módulo de elasticidade [GPa]
I	momento de inércia [m ⁴]
a	área [m ²]
c_{ij}	constante elástica [GPa]
V	volume [m ³]
t	tempo [s]
x	vetor deslocamento
k	rigidez [N/m]
m	massa [kg]
c	amortecimento [Ns/m]
K	matriz de rigidez
M	matriz de massa
C	matriz de amortecimento

Letras Gregas

ζ	fator de amortecimento viscoso
η	fator de amortecimento histerético
μ	coeficiente de atrito
v	deslocamento [μm]
ρ	densidade [kg/m ³]
σ	tensão normal [GPa]

ε	deformação [mm]
ω	frequência natural [Hz]
λ	autovalor complexo
φ	autovetor complexo

Subscritos

d	amortecida / dinâmico
c	complexo
n	natural
μ	atrito viscoso

Abreviaturas

<i>CE</i>	carbono equivalente
<i>AME</i>	análise modal experimental
<i>LF</i>	<i>left front</i>
<i>RF</i>	<i>right front</i>
<i>MEF</i>	modelo de elementos finitos
<i>MIC</i>	microfone

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	SISTEMA DE FREIO	17
1.2	FREIOS A DISCO E A TAMBOR	18
1.3	RUÍDOS DE FREIO	19
1.4	MOTIVAÇÕES E OBJETIVOS.....	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	MECANISMOS DE GERAÇÃO DE RUÍDOS EM SISTEMAS DE FREIO	23
2.1.1	Teoria do Stick-Slip.....	24
2.1.2	Teoria do Sprag-Slip.....	25
2.1.3	Mecanismos de acoplamento e instabilidade dinâmica.....	27
2.1.4	Martelamento.....	29
2.2	MECANISMOS DE RADIAÇÃO SONORA	30
2.3	ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS	30
2.3.1	Modelo analítico de três graus de liberdade	31
2.3.2	Modelo analítico de pino-disco	32
2.3.3	Modelo analítico de oito graus de liberdade.....	32
2.3.4	Métodos numéricos para análise de ruído de freio	33
2.4	COMENTÁRIOS GERAIS.....	36
3	MODELO NUMÉRICO	37
3.1	MODELAGEM DO PROBLEMA.....	42
3.1.1	Caracterização dos materiais dos componentes do sistema de freios.....	44
3.1.2	Análise experimental de resposta em frequência	44
3.1.3	Modelo em elementos finitos	46
3.1.4	Resultados da análise de autovalores complexos	52
4	TESTES EXPERIMENTAIS PARA DETECÇÃO DE SQUEAL	56
4.1	CARACTERIZAÇÃO DE RUÍDOS DE FREIO EM DINAMÔMETRO	56
4.1.1	Resultados do teste em dinamômetro	58
4.1.2	Resultados do teste em veículo.....	60

5	AVALIAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	67
6	APLICAÇÃO DO CEA PARA ELIMINAÇÃO DO SQUEAL	69
6.1	ELIMINAÇÃO DO MODO INSTÁVEL POR MEIO DO CEA.....	69
6.1.1	Teste em dinamômetro	71
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS.....	73
7.1	CONCLUSÕES	73
7.2	SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	74
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
	APÊNDICE A – caracterização das propriedades do material do disco	79
	APÊNDICE B – caracterização das propriedades das pastilhas de freio	86
	APÊNDICE C – fluxograma de desenvolvimento utilizando CEA.....	91

1 INTRODUÇÃO

1.1 SISTEMA DE FREIO

O primeiro veículo autopropulsionado do mundo, um veículo de três rodas destinado a transporte de carga, foi desenvolvido e construído por Nicolas Joseph Cugnot, em 1769. Em seu passeio de apresentação, acabou batendo em um muro, pois o inventor, muito preocupado em fazê-lo andar, acabou esquecendo de fazê-lo parar. Somente em 1898, quando Karl Benz começou a construir seus carros, surgiu o primeiro sistema de freios: uma alavanca que forçava um bloco de madeira contra as rodas, as quais eram também de madeira, porém envolvidas por um aro metálico. No entanto, pouco tempo depois, por volta de 1900, surgiram os pneus em borracha, o que tornou este sistema de freio inviável pois o atrito com o bloco de madeira provocava um desgaste excessivo dos pneus.

O sistema então evoluiu para uma cinta metálica, normalmente revestida em couro, que envolvia um disco de aço solidário ao eixo das rodas. As extremidades da cinta eram presas a uma alavanca que, quando acionada, causava o atrito da cinta contra o disco freando assim a roda. No entanto, devido às peças ficarem expostas ao ambiente, a baixa vida útil continuava a ser um problema, principalmente devido à corrosão dos componentes. Para solucionar esse problema, em 1902, Louis Renault resolveu instalar a cinta na parte interna de um tambor e pouco tempo depois substituiu as cintas por sapatas. Era criado então o freio a tambor, no qual o acionamento continuava a ser por alavanca, exigindo grande esforço para diminuir a velocidade do veículo.

Na mesma época, Frederick Lanchester, inventor inglês, patenteou o freio a disco e o aplicou no eixo traseiro de seu próprio veículo: um Lanchester 1910 de 20 HP. No entanto, o sistema a disco começou a ser utilizado em grande escala somente no final da década de 50, principalmente em veículos de competição. Seu maior problema: ruído! As pastilhas da época eram constituídas basicamente por materiais metálicos, com fator de amortecimento muito baixo. Por esse e outros motivos, no início da indústria automotiva, o sistema de freio a disco não foi amplamente utilizado.

Em 1930, os freios começaram a ser acionados por meio de pressão hidráulica e, em 1950, surgiram os primeiros reguladores automáticos para freio a tambor.

No final da década de 60, outra grande evolução do sistema de freios surgia: o ABS (*Anti-lock Braking System*). A primeira aplicação do sistema na configuração computadorizada com um sensor para cada roda foi no Chrysler Imperial, em 1971, desenvolvido em parceria com a Bendix. Em 1983, a Toyota introduziu no mercado o primeiro veículo equipado com ESC

(*Electronic Stability Control*) e, a partir de então, uma série de outras funcionalidades foram incorporadas como, por exemplo, o EBD (*Electronic Brake Distribution*), o TCS (*Traction Control System*), conhecido também como ASR (que vem do alemão: *Antriebsschlupfregelung*), o EBA (*Emergency Brake Assist*) e o EPB (*Electric Parking Brake*).

1.2 FREIOS A DISCO E A TAMBOR

O freio a tambor (Fig. 1.1) consiste de um par de sapatas acionadas por um cilindro hidráulico. Esse, por sua vez, recebe a pressão gerada no cilindro mestre quando o motorista aciona o pedal de freio. As sapatas, constituídas por uma estrutura metálica e pela lona, que é o material de atrito, são então empurradas contra o tambor, o qual gira solidário às rodas do veículo.

Freios a tambor são mais sensíveis a temperatura, não devendo exceder a 400°C. Além do coeficiente de atrito ser afetado, a dilatação do tambor faz com que seu diâmetro aumente. Segundo Limpert (2011), a 380°C o diâmetro do tambor pode aumentar até 1,5 mm, o que corresponde a aproximadamente um acréscimo de 30 a 40% no curso do pedal de freio em relação ao curso obtido quando o freio está em temperatura ambiente. Além disso, a dilatação do tambor gera um contato irregular entre as lonas e o tambor, gerando picos de pressão em áreas mais reduzidas, elevando a temperatura localmente podendo ocasionar variação de torque e trepidação.

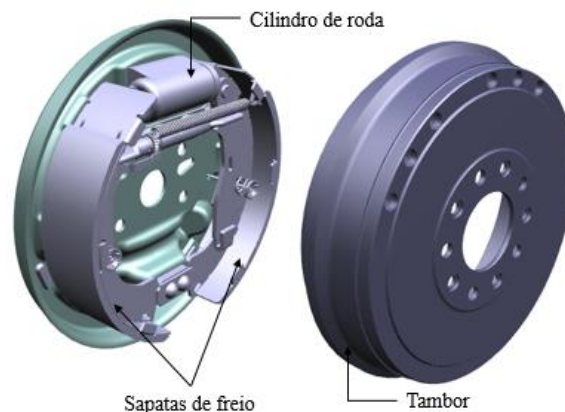


Figura 1.1: Freio a tambor

O freio a disco (Fig. 1.2) é constituído basicamente por um par de pastilhas, uma pinça e um disco. O disco gira solidário às rodas e, quando o motorista aciona o pedal de freio, os pistões do cilindro mestre são acionados gerando pressão hidráulica no sistema de freios. Essa pressão movimenta os pistões das pinças de freio empurrando as pastilhas de freio contra o disco, reduzindo, assim, a velocidade das rodas.

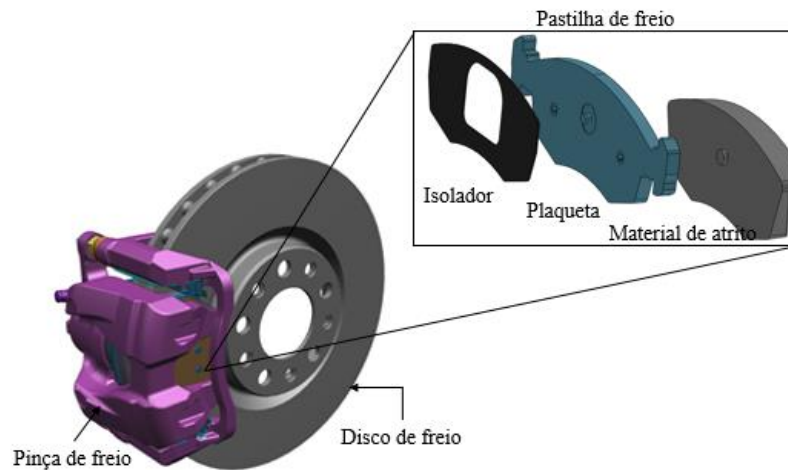


Figura 1.2: Freio a disco

A grande vantagem do sistema de freio a disco em relação ao sistema de freio a tambor é a eficiência térmica. O freio a disco é mais resistente ao *fade* ou fadiga térmica, podendo chegar a 800°C em veículos de passeio e comerciais. Além de uma melhor dissipação do calor para o ambiente, sua dilatação provoca um efeito contrário ao que ocorre em freios a tambor. A espessura do disco aumenta e a distância entre ele e as pastilhas diminui, amenizando, assim, o impacto gerado pelo *fade* das pastilhas no consumo volumétrico do sistema (Limpert 2011).

Ainda segundo Limpert (2011), outra característica importante que diferencia os dois sistemas é que, no freio a disco, a relação entre o torque frenante e o coeficiente de atrito do par tribológico é direta. Por exemplo, um aumento de 10% no coeficiente de atrito gera um aumento de 10% no torque frenante. Já em um freio a tambor, um acréscimo similar do coeficiente de atrito aumentaria o torque em torno de 35% devido ao efeito auto-energizante gerado pela geometria e instalação das sapatas, tornando-o bastante eficiente como freio de estacionamento.

1.3 RUÍDOS DE FREIO

Embora os ruídos gerados pelo sistema de freios não influenciem negativamente na performance do sistema, eles causam desconforto aos passageiros e transeuntes provocando uma percepção de baixa qualidade do veículo (Keshavarz 2017). Ruídos provenientes do motor, transmissão e carroceria têm sido reduzidos significativamente nos carros atuais, e, dessa forma, os ruídos provenientes do sistema de freio têm se tornado mais perceptíveis, representando para as montadoras uma grande parcela dos custos com serviços de garantia. Segundo Trichês (2004), uma pesquisa realizada pela J.D Power em 2001, mostrou que 60% das reclamações dos donos de veículo relacionadas ao sistema de freio tinham como causa ruídos gerados durante a operação e 15% de todas as reclamações relativas à ocorrência de ruídos genéricos em veículo referiam-se ao sistema de freio.

Existe uma série de nomenclaturas utilizadas pela indústria para ruídos de freio, classificadas em função da frequência e condições operacionais em que ocorrem. Os principais ruídos são descritos na Tabela 1.1, os quais são identificados por termos de origem inglesa e não apresentam traduções apropriadas para o português.

Nomenclatura	Velocidade	Pressão	Temperatura	Frequência
Squeal de baixa frequência	20 – 0 km/h	5 – 30 bar	Temp. amb. – 300°C	1 a 4 kHz
Squeal de alta frequência	20 – 0 km/h	5 – 30 bar	Temp. amb. – 300°C	4 a 20 kHz
Hot Judder	150 – 80 km/h	10 – 20 bar	200 – 800°C	10 a 100 Hz
Groan	0 – 3 km/h	5 – 10 bar	Temp. amb.	50 a 500 Hz
Moan	10 – 0 km/h	0 – 10 bar	Temp. amb.	50 a 1000 Hz
Rattle	40 – 80 km/h	0 bar	qualquer temperatura	50 a 1000 Hz
Wire brush	20 – 0 km/h	5 – 30 bar	Temp. amb. – 300°C	50 Hz a 16 kHz
Chirp	20 – 0 km/h	5 – 30 bar	Temp. amb. – 300°C	1 a 16 kHz
Creak (frog)	Parado	0 – 10 bar	Independente	50 a 1000 Hz
Bus	40 – 0 km/h	5 – 15 bar	Temp. amb. – 200°C	400 a 1000 Hz

Tabela 1.1: Classificação dos principais ruídos de sistemas de freio

Dentre todos os ruídos, o *squeal*, tanto de baixa como de alta frequência, é o responsável pelos maiores índices de reclamações por parte dos proprietários de veículos, pois, além de ser mais frequente, normalmente é associado ao desgaste das pastilhas de freio.

Há um consenso geral entre os pesquisadores de ruídos de freio de que ainda não existem métodos para eliminação completa do *squeal*. Uma das grandes dificuldades em se lidar com o este tipo de ruído é que sua ocorrência é de natureza aleatória e intermitente, o que indica uma dependência muito grande de condições operacionais específicas e variações no processo de fabricação dos componentes que compõem o sistema.

Quanto às teorias formuladas para explicar os mecanismos de geração do *squeal*, Trichês (2004) afirma, em sua tese, que numerosos estudos tentaram aplicá-las à dinâmica dos sistemas de freio, porém, com muito pouco sucesso. Segundo ele, existem basicamente 15 modelos matemáticos diferentes que podem ser encontrados na literatura para previsão das características de geração de ruído além de estudos experimentais. No entanto, a aplicabilidade de tais modelos e estudos é limitada, pois, na maioria dos casos, as conclusões são válidas para um sistema de freio em particular e condições específicas daquela aplicação.

1.4 MOTIVAÇÕES E OBJETIVOS

Desde 1938, quando o fenômeno de *stick-slip* - que será explicado nos próximos capítulos deste trabalho - foi descoberto de maneira experimental em freios a tambor, muitos pesquisadores de universidades, de montadoras e de fabricantes de componentes de freio têm

unido esforços para modelar de forma analítica e experimental a dinâmica de um sistema de freio. Com a evolução dos softwares de simulação, os modelos em elementos finitos (MEF) têm surgido como um caminho mais apropriado. Um exemplo é a Análise de Autovalores Complexos (CEA - *Complex Eigenvalue Analysis*) para predição de ruídos de freio do tipo *squeal*. Desde então, vários modelos têm sido criados na tentativa de prever as instabilidades dinâmicas do sistema de freio que geram esse tipo de ruído nas fases de projeto. Desde modelos simplificados, que incluem somente o disco e as pastilhas, até modelos mais sofisticados, que incluem a suspensão completa do veículo, podem ser encontrados na literatura. Estes últimos, no entanto, envolvem um custo computacional bastante elevado. Por fim, é de entendimento geral entre os pesquisadores de que ainda não existe um método de prevenção, mas sim, métodos que indicam modos de vibrar propensos a instabilidades que só serão confirmados após os tradicionais ensaios experimentais em dinamômetro e no próprio veículo.

Por mais que a análise de autovalores complexos ainda não tenha se consolidado como uma ferramenta de prevenção, se houver correlação de um modelo com as respostas dinâmicas do sistema de freio em condições reais de funcionamento, esse modelo passa a ser uma ferramenta importante para avaliar diferentes propostas antes da fabricação de protótipos. Não havendo uma ferramenta computacional como essa, as soluções acabam passando pelo método da tentativa e erro, elevando expressivamente os custos do projeto e consumindo um tempo que pode comprometer os prazos do projeto.

Em vista disso, o objetivo deste trabalho é criar um modelo em elementos finitos para identificação dos modos de vibrar instáveis de um sistema de freio, o qual é conhecido e aplicado em veículos da Fiat Chrysler Automóveis (FCA). Os resultados numéricos serão comparados com resultados experimentais obtidos de testes de ruído normalizados por normas internacionais e pela própria montadora. Havendo uma boa correlação dos resultados se espera que o modelo possa ser utilizado no projeto de sistemas de freio, permitindo uma abordagem mais eficaz para o problema de ruídos no sistema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como citado anteriormente, sistemas de freio ruidosos causam desconforto ao motorista, passageiros e transeuntes, além de uma percepção de baixa qualidade do veículo. A evolução de isoladores acústicos da carroceria tem reduzido outros tipos de ruído, tornando ruídos de freio mais perceptíveis e cada vez menos tolerados pelos clientes, gerando para as montadoras elevados custos com garantia. Esse problema tem confrontado a indústria automobilística há décadas. Ao longo dos anos, numerosos esforços têm sido feitos para modelar, analítica e experimentalmente a dinâmica de um sistema de freio de modo a permitir a prevenção de ruídos durante a fase de projeto. Entretanto, grande parte dos modelos criados são de origem empírica, sendo que a predição de instabilidades que geram ruídos ainda não é eficaz a ponto de se evitar retrabalhos após a realização de testes experimentais em veículo.

Existem muitas formas de induzir instabilidade ao sistema. Tan et al. (2005) as classificam em cinco categorias:

- (1) diferença entre atrito estático e dinâmico (*stick-slip*);
- (2) amortecimento negativo devido à diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade de escorregamento;
- (3) deformações elásticas do sistema (*sprag-slip* com coeficiente de atrito constante);
- (4) acoplamentos modais (*flutter*);
- (5) martelamento, excitação gerada por irregularidades da superfície do disco de freio.

Segundo os autores, nenhuma dessas cinco categorias, isoladamente, seriam capazes de tornar o sistema instável. Ou seja, duas ou mais destas categorias estariam envolvidas na geração de ruídos em sistemas de freio.

Segundo Ouyang et al. (2005), os ruídos de freio podem ser classificados em três tipos, em função do mecanismo de geração. O primeiro é chamado de *creep-groan*, o qual é causado pelo efeito *stick-slip* entre o material de atrito e o disco ou tambor. O *creep-groan* ocorre em velocidades próximas a zero. O segundo tipo de ruído é classificado como *judder*, que é causado por pequenas imperfeições periódicas na superfície do disco e ou tambor, as quais acabam gerando variações cíclicas de torque no sistema de freio (*brake torque variation* - BTV). A frequência desse ruído é sempre um múltiplo da velocidade angular do disco de freio ou tambor. O terceiro tipo de ruído é caracterizado por ocorrer com a participação dos modos no plano e/ou fora do plano do disco de freio em frequências mais elevadas e independentes da velocidade

angular do disco. Esse tipo de ruído é chamado de *squeal*, com frequência dominante acima de 1kHz ou acima do primeiro modo fora do plano do disco.

Foco desta dissertação, o *squeal* é um dos ruídos mais difíceis de serem eliminados devido à complexidade dos mecanismos envolvidos em sua origem (Tan et al. 2005), além de ser um dos principais fatores de insatisfação por parte dos clientes.

2.1 MECANISMOS DE GERAÇÃO DE RUÍDOS EM SISTEMAS DE FREIO

É possível encontrar na literatura um grande número de modelos que procuram explicar o fenômeno de ruído em sistemas de freio veicular, principalmente no que se refere a ruídos do tipo *squeal*. No entanto, fica claro que não existe um único mecanismo dominante capaz de prover uma completa explicação para o fenômeno, sendo que, para cada sistema ou aplicação, um mecanismo específico ou às vezes a combinação de dois ou mais podem estar gerando o ruído.

Segundo Tan et al. (2005), um sistema de freio que apresenta uma tendência a se tornar instável (condição em que a amplitude da oscilação vibracional cresce com o tempo) apresenta elevada capacidade de acumular energia vibracional e, quando um ou mais mecanismos de excitação estão presentes, o *squeal* será gerado. O sistema será propenso a instabilidades em certas frequências devido à presença de perturbações. No entanto, o *squeal* poderá não ocorrer se tais excitações não estiverem presentes durante as condições operacionais do sistema no veículo. Por outro lado, mesmo em um sistema de freio relativamente estável em determinadas frequências, o *squeal* pode ainda ocorrer se houver uma forte excitação nessas frequências durante as condições operacionais.

O princípio de funcionamento dos sistemas de freio automotivos se baseia na geração de forças de atrito para diminuir a velocidade de escorregamento entre os elementos em contato, neste caso, pastilhas e disco (Limpert, 2011). A presença dessas forças, no entanto, proporciona uma excitação para o sistema introduzindo energia que se manifesta sob forma de vibração e ruído. Segundo Nack et al. (2005), numa condição de deslizamento constante entre as pastilhas e o disco, o trabalho gerado pelo atrito é acumulado até se tornar maior do que a energia de deformação do sistema. A partir de então, o sistema libera esta energia em forma de vibração com elevadas amplitudes.

A seguir são descritos os principais mecanismos de geração de ruídos em sistemas de freio a disco encontrados na literatura.

2.1.1 Teoria do *Stick-Slip*

Segundo Trichês (2004), esta teoria teve origem em 1938, quando Mills verificou, de maneira experimental, em freios a tambor, que o coeficiente de atrito decaía com o aumento da velocidade de escorregamento entre a lona, material de atrito, e o tambor.

Conceitualmente, sistemas onde o coeficiente de atrito dinâmico decresce com a velocidade podem apresentar um coeficiente de amortecimento negativo, e, como consequência, podem possuir uma vibração instável (Trichês, 2004). Para ilustrar esse princípio, muitos autores utilizam um sistema massa-mola-amortecedor montado sobre a superfície de uma esteira em movimento (Figura 2.1), sendo que o par tribológico é formado pela massa e pela esteira.

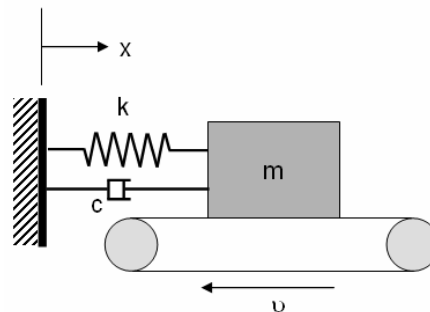


Figura 2.1: Sistema utilizado para ilustrar o fenômeno *stick-slip*. (Fonte: Suetti 2011)

Em um dado instante inicial, a força de rigidez é nula e cresce à medida que a massa se desloca solidária à esteira. A força gerada pelo coeficiente de atrito estático, por sua vez, cresce no sentido inverso ao deslocamento até atingir seu valor máximo. A partir desse instante, inicia-se o escorregamento entre a massa e a esteira e o sistema passa, então, a ser governado pelo atrito dinâmico, diminuindo a força gerada pelo atrito. A força gerada pela mola (rigidez) tende a trazer a massa para a posição inicial, e quando esta é alcançada a força de atrito estático atua novamente sobre a massa, iniciando novamente todo o ciclo, o qual se repete continuamente (Suetti 2011).

Esse tipo de excitação é definido como processo instantâneo de cola-descola, que é causado pela deformação ou deslocamento de detritos provenientes da estrada, particulados de pastilha, umidade, vapor d'água e outros agentes estranhos entre as superfícies de contato (Tan et al. 2005). Em relação à umidade e vapor d'água, os autores citam que, na presença desses agentes na interface da pastilha com o disco, o coeficiente de atrito apresenta uma maior amplitude de variação durante o início do escorregamento fazendo com que a força para gerar o descolamento seja maior. Em consequência disso, a força impulsiva de excitação também é maior tornando o sistema mais propenso à geração de *squeal*.

2.1.2 Teoria do *Sprag-Slip*

Este conceito foi introduzido por Spurr (1962 apud Trichês, 2004), o qual pode ser aplicado em sistemas mesmo onde o coeficiente de atrito dinâmico é independente da velocidade. Nessa teoria, a excitação é associada a oscilações instáveis do sistema decorrente da variação da força normal em função do ângulo formado entre as superfícies em contato (Figura 2.2). Essa teoria diz que o ruído de *squeal* em freios ocorre devido a um contato com posição tal do material de fricção que, devido às características da montagem do sistema de freio, faz com que a força de fricção seja aumentada acima do valor que a mesma teria para uma condição perfeitamente rígida do sistema. O sistema, então, deforma-se elasticamente, reduzindo a força de fricção e retornando ao estágio inicial para que o ciclo se repita novamente. Ou seja, o fenômeno *sprag slip* se origina das deformações elásticas do sistema de freio quando o mesmo é acionado.

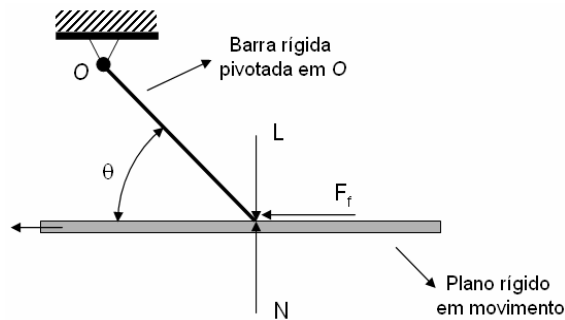


Figura 2.2: Diagrama de representação do fenômeno *sprag-slip*. (Fonte: Triches 2004)

Nesse conceito, a variação da força de atrito ocorre devido à variação da força normal, mesmo quando o coeficiente de atrito dinâmico é constante. Isso se torna possível uma vez que um dos elementos em escorregamento é orientado com relação ao outro de tal forma que a força normal e conseqüentemente a força de atrito aumentem, criando um movimento instável e retroativo, ou seja, autoexcitado. Esse modelo é representado pelas equações 2.1 e 2.2 (Suetti 2011).

$$N = \frac{L}{(1 - \mu_d \tan(\theta))} \quad (2.1)$$

$$F_f = \frac{\mu_d L}{(1 - \mu_d \tan(\theta))} \quad (2.2)$$

Segundo essas relações, quando θ for igual a $\tan^{-1}(1/\mu_d)$, F_f tende ao infinito e a instabilidade surge, sendo esta condição conhecida como *spragging*.

Para relação do *spragging* com o *squeal* em freios a disco, o autor sugere um modelo no qual a área de contato da pastilha com o disco é deslocada para próximo da borda de ataque, conforme ilustrado na Figura 2.3. O ângulo θ é formado pela linha que conecta o centro da área de contato da pastilha com o disco e o centro de apoio da pastilha. Assim como no modelo rígido mencionado anteriormente, esse sistema também pode alcançar altas forças de contato, porém, a flexibilidade dos componentes permite que eles saiam da condição de *spragging* por meio do escorregamento após terem sido suficientemente deformados pelas elevadas forças normais e de fricção na interface de contato. Havendo interrupção na condição de *spragging* e o restabelecimento da situação original de contato, as forças tendem a crescer novamente, fazendo com que o processo se torne cíclico. A esse processo, os pesquisadores deram o nome de *sprag-slip*, adicionando o fato de que o contato variável entre o pistão da pinça e a plaqueta das pastilhas de freio e entre o material de atrito e o disco de freio pode explicar a condição intermitente de ruído. Tais variações são provocadas por mudanças na geometria de contato a medida que esses componentes sofrem desgaste e também por efeito das elevadas temperaturas a que estão expostos.

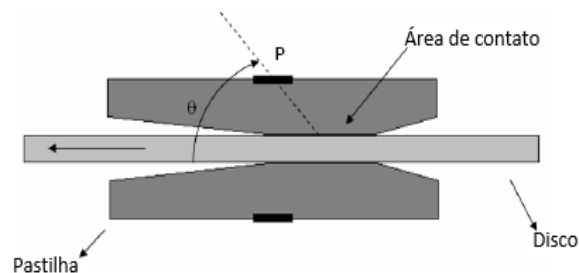


Figura 2.3: Sistema usado para explicar a teoria do *sprag-slip*. (Fonte: Trichês 2004)

De acordo com Trichês (2004), a teoria do *sprag-slip* sugere que ruídos de freio podem ser gerados em função da geometria do sistema de freio, quando esta permite um ponto instantâneo de contato entre o material de atrito e o disco localizado na região crítica para o *sprag-slip*.

Em sua dissertação, Sueti (2011) cita outros estudos mais recentes do fenômeno *sprag-slip* que podem ser encontrados na literatura. Entre eles o estudo de Kang et al. (2010), que avaliou as condições para uma vibração excitada por *sprag-slip* utilizando um modelo de coeficiente de atrito que varia em função da velocidade e o estudo de Fieldhouse et al. (2003), em que o contato pastilha-disco foi avaliado experimentalmente variando a posição de aplicação da força normal com condições específicas de temperatura e pressão. Basicamente, as conclusões desses autores foi de que a temperatura e a força normal influenciam na estabilidade do sistema e os suportes das pastilhas estão muito relacionados com a ocorrência do *sprag-slip*.

Combinando a teoria do *sprag-slip* com a teoria do *stick-slip*, Murakami (1984 apud Oehlmeyer, 2008) propôs a hipótese de que o *squeal* era gerado por um mecanismo onde o coeficiente de atrito decaía com a velocidade combinado com a teoria *sprag-slip*. O *squeal* era então considerado pelo autor como uma vibração auto excitada dos componentes do sistema de freio, sugerindo que o ruído depende de uma correta combinação entre a resposta do atrito, propriedades geométricas e dos materiais do sistema do freio. Resultados experimentais desse trabalho indicaram que disco, pastilhas e pinça de freio são os elementos com maior contribuição na geração do ruído, enquanto que as vibrações do sistema de suspensão e eixos poderiam ser desprezadas.

2.1.3 Mecanismos de acoplamento e instabilidade dinâmica

Tan et al. (2005) analisaram os modos de vibrar e os mecanismos de acoplamento durante eventos de *squeal*. Segundo eles, o processo de fricção entre as pastilhas e o disco pode introduzir uma condição instantânea de carga dinâmica a partir da qual um modo é formado. A este modo, os autores chamaram de modo instantâneo de *squeal*, o qual frequentemente está localizado em modos acoplados de ressonância ou seus harmônicos devido à eficiente transferência e acúmulo de energia vibracional. Em suas análises, os autores compararam os modos axiais (fora do plano) e tangenciais (no plano) de um disco de freio entre a condição instantânea de atrito com *squeal* e a condição de atrito sem *squeal*. O experimento foi conduzido com um disco real e, como elemento de atrito, foi utilizado um pequeno bloco de aço em vez de pastilhas. O bloco foi dimensionado para que não apresentasse modos de vibrar nas frequências de interesse, a fim de avaliar exclusivamente a participação do disco na geração de *squeal*. O disco foi posicionado sobre uma espuma para simular a condição livre-livre e a excitação foi realizada atritando o bloco de aço sobre o disco. Foram instalados acelerômetros na pista frenante e na circunferência externa do disco para registrar os modos instantâneos de vibração do mesmo e, por meio de um microfone, os eventos de *squeal* foram registrados.

O primeiro evento de *squeal* foi registrado na frequência de um modo de vibrar axial natural do disco em 5584 Hz, não se pronunciando nenhum modo instantâneo. O segundo evento de *squeal* foi registrado na frequência de um modo tangencial natural do disco em 7100 Hz. No entanto, neste caso, além do modo tangencial natural do disco, surgiu também um modo instantâneo axial de baixa amplitude na mesma frequência. Próximo desta frequência, em torno de 6800 Hz, o disco apresenta um modo axial natural com amplitude mais elevada. Segundo os autores, este fenômeno indica que, quando o *squeal* ocorre na frequência de um modo

tangencial, o modo axial mais próximo daquela frequência se expande para a frequência daquele.

Outros quatro eventos foram registrados entre 6440 Hz e 7272 Hz, sendo que nessa banda de frequência o disco apresentava uma série de modos naturais axiais e tangenciais com frequências muito próximas umas das outras.

O disco de freio utilizado no experimento foi submetido ao teste de ruídos em um dinamômetro inercial seguindo o procedimento da norma internacional SAE J2521. Os eventos de *squeal* com maior amplitude sonora foram registrados entre 6,4 kHz e 7,1 kHz. Segundo os pesquisadores, essa flutuação ocorre devido as diferentes condições operacionais de temperatura, pressão e velocidade a que o sistema é submetido durante o ensaio e esse resultado sustenta os resultados obtidos no experimento com o bloco metálico.

Trichês (2004) cita também o trabalho de Chen, o qual fez experimentos com oito sistemas de freios diferentes, para os quais as frequências de ruído eram conhecidas. Por meio de procedimentos de análise modal experimental para o disco na condição livre-livre, o pesquisador definiu uma região de possível acoplamento entre os modos tangenciais e axiais do disco de freio concluindo que, se um modo tangencial estiver localizado a menos de um terço da diferença de frequência entre dois modos axiais, ocorrerá um acoplamento entre esses modos. No entanto, existem controvérsias quanto a relação desses acoplamentos e a ocorrência de *squeal*. Ainda segundo Trichês (2004), um trabalho publicado por Yang em 2003, relatava que não existia nenhuma evidência experimental concreta que relacionasse o alinhamento entre os modos de vibração no plano e fora do plano do disco com o ruído de *squeal*.

Há um consenso entre os autores de que o *squeal* pode também ter origem no acoplamento de modos de vibração das pastilhas com os modos axiais (fora do plano) do disco de freio. Os modos fora do plano das pastilhas excitam os modos fora do plano do disco de freio gerando instabilidade no sistema. Uma das teorias que explica por que os modos de vibração das pastilhas excitam os modos do disco é o acoplamento modal entre os modos do disco e da pastilha devido a um alinhamento geométrico, onde o arco formado pela deformação de um determinado modo fora do plano do disco coincide com o comprimento do arco formado por um modo de vibração fora do plano da pastilha conforme Figura 2.4.

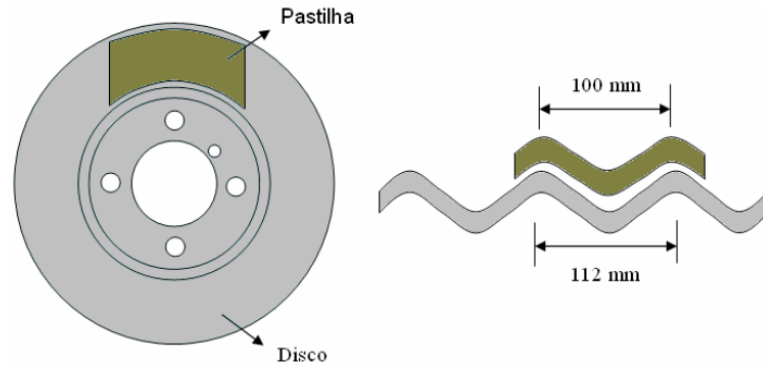


Figura 2.4: Acoplamento modal entre disco e pastilha de freio. (Fonte: Trichês 2004)

O acoplamento geométrico permite que a transferência de energia da pastilha para o disco seja máxima para um dado par de modos acoplados, sendo que a frequência de coincidência varia em função das condições operacionais do sistema de freio, tais como temperatura e pressão de frenagem.

Existe ainda uma segunda teoria também aceita entre os pesquisadores de ruído de freio, a qual afirma que quanto maior o comprimento excedente da pastilha de freio que fica fora da área de ação do pistão e das garras (*fingers*) da pinça de freio, maior será a tendência do sistema em gerar ruído devido ao fenômeno de acoplamento entre disco e pastilha.

Alguns ruídos podem também ser induzidos por vibrações do suporte da pinça de freio, os quais manifestam-se em torno de 1 a 5,5 kHz (Trichês, 2004). No entanto, não existem evidências de que os modos de vibração da pinça se acoplam com os modos de outros elementos do freio. Isso pode explicar o fato de que os pesquisadores Fieldhouse e Newcomb, em 1996, encontraram em um sistema de freio a disco eventos de *squeal* com frequência distante das frequências do disco de freio (Ouyang, 2005).

2.1.4 Martelamento

Segundo Trichês (2004) este mecanismo foi proposto Rhee et al. em um trabalho intitulado *Friction-induced and vibration of disc brakes*, publicado em 1989. A partir da observação de que as frequências de ruído de *squeal* normalmente coincidem com as frequências naturais dos componentes do sistema de freio, os pesquisadores propuseram vários mecanismos de martelamento originados a partir das imperfeições do disco de freio e do fenômeno de *sprag slip* já discutido anteriormente.

O fenômeno de martelamento devido às imperfeições do disco consiste de balanços da pastilha de freio gerado por oscilação ou DTV (*Disc Thickness Variation*) do disco de freio. Tais balanços causam repetitivos impactos no disco podendo excitar uma vibração. Os autores assumiram que sua teoria era compatível com as instabilidades de *sprag-slip*, pois as interações instáveis entre os vários elementos do sistema durante o *spragging* podem causar martelamento.

Além disso, eles afirmam que o *stick-slip* gera ondas de desprendimento que também podem gerar uma série de impulsos agindo na interface de contato, o que acabaria levando ao martelamento, excitando, assim, as frequências naturais dos elementos que compõem o freio.

2.2 MECANISMOS DE RADIAÇÃO SONORA

É frequentemente assumido pelos pesquisadores de ruídos em sistemas de freio veicular de que os discos são os geradores dominantes das ondas sonoras do *squeal*. Pela Forma de Deflexão Operacional (ODS – *Operational Deflection Shape*) obtido por interferometria holográfica, Tan et al. (2005) captaram ondas estacionárias (fixas em relação ao centro inercial), geradas em um disco durante a ocorrência de *squeal* (Figuras 2.5a e 2.5b). Além disso, por meio de holografia acústica, eles verificaram que o mapa de intensidade sonora apresentava o mesmo formato do modo de vibração do disco (Figura 2.5c).

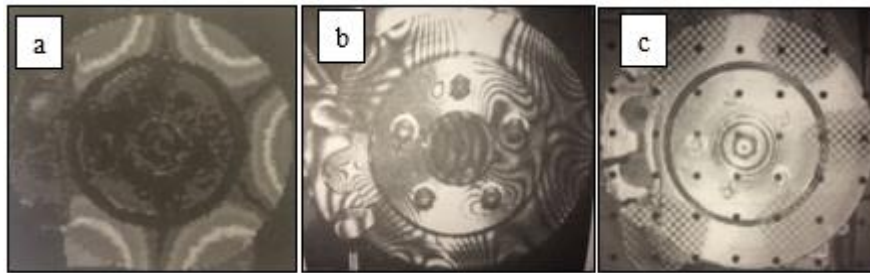


Figura 2.5: a) modo de vibrar do disco; b) ODS durante o evento de *squeal*; c) intensidade sonora

Segundo Tan et al. (2005), se a frequência do *squeal* coincidir com um dos modos de vibrar radial (no plano) do disco, a intensidade sonora será maior.

O *squeal* pode também ser resultado dos modos tangenciais de vibração do disco de freio (Ouyang, 2005). A presença dos modos tangenciais (no plano) em eventos de *squeal* gerou uma nova classificação para este ruído. Dunlap et al. (1999) o separaram em duas subclasses: *squeal* de baixa frequência e *squeal* de alta frequência. O *squeal* de baixa frequência abrange frequências entre 1 kHz até a frequência do primeiro modo tangencial do disco de freio. O *squeal* de alta frequência abrange ruídos com frequência acima do primeiro modo tangencial do disco de freio.

2.3 ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS

A análise de ruído de freio via autovalores complexos permite revelar quais modos de vibrar do sistema têm propensão a se tornarem instáveis. Muitos modelos analíticos já foram propostos para a análise de *squeal*, no entanto, os componentes do sistema de freio são meios contínuos de infinitos graus de liberdade, e, devido a suas formas complexas de geometria, métodos de elementos finitos são mais recomendados. Segundo Antunes (2016) os métodos

analíticos se baseiam na simplificação da rigidez e da massa de um sistema contínuo para um único parâmetro concentrado, o que torna difícil a representação de geometrias complexas.

Os primeiros trabalhos para análise de instabilidades dinâmicas do sistema de freio foram realizados por meio de métodos analíticos, sendo o primeiro deles desenvolvido por Jarvis e Mills em 1963 (Oehlmeyer, 2008). Em seguida, veio o modelo Earles e co-autores, entre 1971 e 1987, que, assim como o modelo de Jarvis e Mills, levava em consideração a teoria *sprag-slip*. Nesse período, destaca-se também os modelos de parâmetros concentrados de North (1972) e Millner (1978). Segundo Ouyang et al. (2005), esses modelos foram capazes de revelar que mesmo com coeficiente de atrito constante, o modelo pode se tornar instável se a força de atrito acoplar dois graus de liberdade juntos. Estudos mais sofisticados em elementos finitos realizados posteriormente vieram a confirmar que a instabilidade é formada quando dois modos se unem sob influência do atrito.

Segundo Oehlmeyer (2008), Murakami, Tsunada e Kitamura apresentaram, em 1984, um modelo de sete graus de liberdade em que a combinação de *stick-slip* e *sprag-slip* foi considerada. Em 1989, Liles apresentou o primeiro modelo em elementos finitos. Novos modelos de parâmetro concentrados com maior número de graus de liberdade surgiram mais tarde, sendo eles: modelo de três graus de liberdade de Matsui, Murakami et al em 1992, e o modelo de doze graus de liberdade de Brooks, Crolla, Lang e Shafer, em 1993. Em seguida, surgiram ainda o modelo de Nishiwaki (1993), modelo de Hulten e Flint (1999), modelo de Chowdhary, Bajaj e Krousgrill (2001), modelo de três graus de liberdade de McDDaniel, Li Moore e Chen (2001) e o modelo de quatorze graus de liberdade de Rudolph e Popp (2001). Entre os modelos de elementos finitos, destacam-se o modelo de Chargin, Dunne e Herting (1997) e o modelo de Ouyang, Mottershead et al. (1999-2000).

A maioria dos modelos analíticos de parâmetros concentrados consideram o coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco constante. As exceções são os modelos de Murakami, Sherif, Yuan e Rudolph e Popp (Trichês 2004).

Diante do grande número de modelos, serão apresentados, neste trabalho, princípios básicos dos principais modelos encontrados na literatura.

2.3.1 Modelo analítico de três graus de liberdade

Este foi o primeiro modelo apresentado para análise de *squeal*, sendo constituído de três graus de liberdade. O modelo é baseado na teoria *sprag-slip* e, como ilustrado na Figura 2.6, é composto por um disco e uma viga em contato.

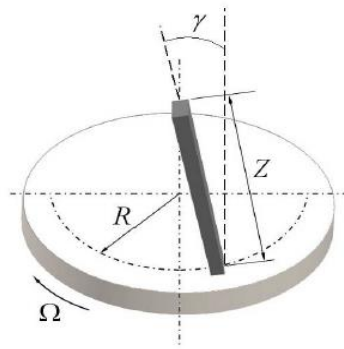


Figura 2.6: Modelo de três graus de liberdade. (Fonte: Oehlmeyer, 2008).

Por meio desse modelo, aliado a resultados experimentais, os autores concluíram que, na prática, não existem nós verdadeiros e, se a vibração for medida ao longo do disco, verifica-se que a amplitude varia em torno de um valor médio e a fase muda constantemente. Esse comportamento é possível assumindo-se a ocorrência de pelo menos duas vibrações de modos de mesma ordem existindo simultaneamente com fases diferentes no tempo e no espaço (Oehlmeyer, 2008).

Como resultados dos estudos com este modelo, os pesquisadores verificaram que a vibração do disco de um sistema de freio durante o ruído pode ser considerada como a superposição de duas ondas estacionárias relativas a um observador fixo (Trichês, 2004).

2.3.2 Modelo analítico de pino-disco

Este modelo surgiu a partir da investigação de como o amortecimento e o fenômeno *sprag-slip* influenciam no ruído de *squeal*. Consiste no contato de um pino sustentado por uma viga engastada flexível com o disco em rotação (Oehlmeyer, 2008).

Uma análise de estabilidade linear foi feita a partir destes trabalhos com modelos de parâmetros concentrados dos sistemas pino-disco com o objetivo de encontrar os limites de estabilidade em função dos parâmetros analisados. Segundo Trichês (2004), os resultados desta análise indicaram que a instabilidade do modelo era controlada pelo coeficiente de atrito e pelo ângulo característico da geometria do contato. Por fim, os pesquisadores também concluíram que o amortecimento do pino, o qual corresponde ao amortecimento da pastilha em um sistema de freio a disco real, poderia aumentar as regiões de instabilidade, ao passo que o amortecimento do disco sempre reduzia tais regiões.

2.3.3 Modelo analítico de oito graus de liberdade

Este modelo tem oito graus de liberdade, sendo composto por quatro corpos rígidos (pastilha interna, pastilha externa, pinça e disco de freio) com dois graus de liberdade para cada um, y e θ (Oehlmeyer, 2008).

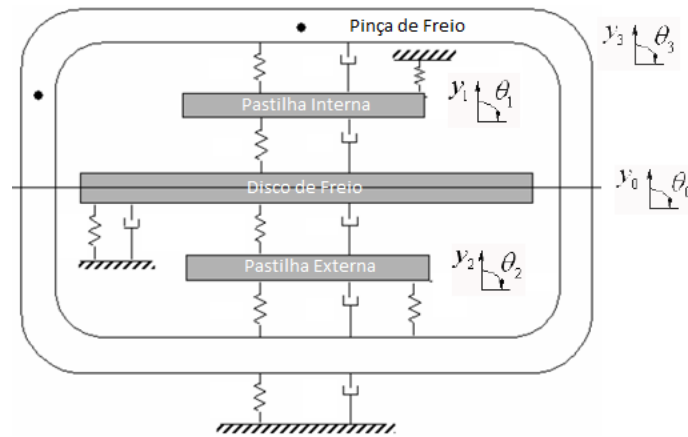


Figura 2.7: Modelo de oito graus de liberdade. (Fonte: Trichês 2004)

Nesse modelo o coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco é considerado constante e as forças normais agindo no disco são linearmente dependentes do pré-carregamento estático, dos deslocamentos y_0 , y_1 e y_2 , bem como de suas velocidades. As forças de atrito foram incorporadas como forças circulatorias e o sistema foi representado por uma matriz de rigidez não simétrica. Segundo Oehlmeyer (2008), a estabilidade do sistema era determinada utilizando como critério a parte real do autovalor a partir da variação dos parâmetros do sistema. O modelo permitiu correlacionar o aumento do amortecimento com a diminuição da tendência à geração de ruído de *squeal*.

Segundo Oehlmeyer (2008), esse modelo foi desenvolvido por North por volta de 1972, quando já se tinha o conhecimento de que as pastilhas de freio não eram linearmente elásticas, no entanto, estas não linearidades do material ainda não foram completamente incorporadas ao modelo.

2.3.4 Métodos numéricos para análise de ruído de freio

O método de elementos finitos (MEF) é o mais utilizado atualmente para análise de ruídos de freio, pois tem a capacidade de representar as complexidades geométricas do sistema e das condições de contorno do problema.

O conjunto de freio é tratado como um sistema massa-mola-amortecedor e a solução da equação do movimento permite a extração dos autovalores. Devido à introdução das não linearidades provocadas pelo atrito, a matriz de rigidez se torna assimétrica, resultando em autovalores complexos. Dessa forma, são determinados os modos e as frequências naturais do sistema e, por fim, a estabilidade é evidenciada pelo surgimento de um autovalor não dissipativo (Trichês 2004), o que está associado com a tendência do sistema à geração de *squeal*.

Segundo Trichês (2004), um dos primeiros trabalhos envolvendo MEF para análise de ruído de freio foi desenvolvido por Liles, em 1989, o qual considerava que o ruído do tipo

squeal poderia ser previsto por meio da análise de autovalores complexos, sendo assumido como medida de propensão ao ruído a parte real do autovalor. Os termos de atrito foram adicionados com acoplamento geométrico na interface entre o disco e as pastilhas, tornando a matriz de rigidez assimétrica. Dessa forma, a condição para que os autovalores se tornem complexos conjugados foi alcançada. A análise dos autovalores era realizada por meio de um sistema de plano complexo, real e imaginário, plotado de forma que o eixo das abcissas representava a parte real e o eixo das ordenadas representando a parte imaginária dos autovalores. Com esse modelo, estudos de sensibilidade foram realizados para o sistema de freio a disco pela variação de parâmetros como: coeficiente de atrito, geometria da pastilha, rigidez da pinça e amortecimento estrutural. A conclusão desse trabalho, assim como no modelo de North, foi de que o aumento do coeficiente de atrito aumentava a instabilidade do sistema, enquanto que o amortecimento estrutural devolvia a estabilidade. Além disso, foi verificado que a quantidade de modos instáveis aumentava à medida que as pastilhas eram desgastadas.

Liles (1989 apud Ouyang et al, 2005), verificou também que, embora um autovalor com parte real positiva indique que a amplitude da oscilação tenda a aumentar com o tempo, isso não significa necessariamente uma maior intensidade do ruído. A análise de autovalores complexos (CEA) indica apenas a tendência de um determinado modo se tornar instável, mas não a sua real magnitude de movimento.

Esse trabalho serviu de base para os modelos de elementos finitos subsequentes. Trichês (2004) destaca, em sua tese, os estudos de Nack entre 1995 e 2000, o qual construiu modelos em larga escala sob condições de coeficiente de atrito constante. Nack (1995 apud Ouyang, 2005), apresentou um método detalhado de como construir a rigidez de contato por atrito. A partir de sinais sonoros durante eventos de *squeal*, ele também observou que a amplitude aumenta exponencialmente no início (parte real positiva do autovalor complexo) e então se estabiliza (ciclo limite). Esse fenômeno pôde ser observado também em simulações. O movimento se torna divergente para um modelo linear, mas cresce até certa magnitude para um modelo não linear correspondente. Se o modo tem uma parte real negativa no autovalor, a amplitude do deslocamento não terá chance de crescer em um ciclo limite e, assim, o ruído cessa.

Desde então, a forma mais comum de incorporar atrito em modelos de elementos finitos tem sido por meio de um acoplamento geométrico, o que é representado por molas que conectam pares nodais entre a superfície do disco de freio e a superfície das pastilhas em contato (Ouyang, 2005). Essa representação será aprofundada no próximo capítulo.

Segundo Ouyang (2005), outra formulação para o contato envolvendo o atrito entre as partes pode ser adotada aplicando restrições para o contato na direção normal ao invés de molas, resultando em uma matriz menor e otimizando a solução por autovalores complexos. Nesse modelo, o atrito é incorporado como uma função linear do deslizamento relativo e da pressão de contato.

Oehlmeyer (2008) demonstrou que a análise de autovalor complexo (CEA) do par tribológico disco e pastilhas é capaz de identificar modos instáveis do sistema com custo computacional relativamente baixo. O autor criou um modelo utilizando o software de elementos finitos ANSYS e uma análise modal experimental (EMA) foi utilizada para ajuste de modelo.

A modelagem do material de atrito exige um pouco mais de trabalho, pois ele é constituído de uma série de ingredientes orgânicos e metálicos além de aglomerantes, que lhe conferem características anisotrópicas. Dessa forma, o autor caracterizou o material da plaqueta, o qual é constituído de uma liga de aço, porém para o material de atrito utilizou propriedades com valores referenciados na bibliografia que ele utilizou. A modelagem do atrito na interface de contato entre o disco e as pastilhas foi realizada por meio do acoplamento geométrico onde uma mola foi utilizada para ligar pares de nós correspondentes na superfície do disco e do material de atrito em contato, como sugerido por Ouyang (2005), citado anteriormente. Fez-se necessário, então, um elemento de atrito entre os nós correspondentes do disco e pastilha, considerando-se as forças e o coeficiente de atrito entre as faces.

Keshavarz (2017) também propôs a utilização do CEA para detecção de modos instáveis em um sistema de freio a disco. Neste caso, o autor optou por utilizar o ABAQUS para a criação do modelo em elementos finitos. Segundo ele, este software possui recursos desenvolvidos especificamente para a análise de ruídos de freio que permitem a inclusão do coeficiente de atrito no modelo sem a necessidade de acoplamento geométrico. Isso é possível pois o software é capaz de detectar automaticamente nós em contato que apresentam movimento relativo entre si. Nestes nós, os graus de liberdade tangenciais não são restringidos e os efeitos do coeficiente de atrito são então reconhecidos resultando na assimetria da matriz de rigidez. Segundo Liu et al. (2007), a não uniformidade de contato e outros efeitos não lineares podem ser incorporados e uma análise sistemática pode ser feita para investigar a participação de diferentes parâmetros do sistema, como pressão hidráulica, velocidade angular do disco, o próprio coeficiente de atrito e a rigidez do disco e das pastilhas na geração de *squeal*.

2.4 COMENTÁRIOS GERAIS

Foi visto ao longo do capítulo que a busca por uma formulação matemática para o problema de ruído de freio não é recente. Desde os primeiros modelos analíticos até os modelos em elementos finitos atuais, já se passaram mais de 80 anos. Avanços importantes foram obtidos, principalmente no que diz respeito ao auxílio computacional, proporcionando maior confiabilidade e menores prazos na obtenção de resultados. Um exemplo disso são os recursos desenvolvidos pelo ABAQUS para a modelagem do atrito e também para a forma como os autovalores complexos são extraídos, reduzindo consideravelmente os custos computacionais.

A análise de autovalores complexos (CEA) revelará um grande número de modos instáveis, normalmente superior ao encontrado em condições práticas. Isso é explicado pelo fato de que a ocorrência de *squeal* depende de mecanismos de excitação que nem sempre estão presentes nas condições operacionais do sistema de freio. Por isso, esse tipo de análise não exclui a necessidade dos métodos experimentais, mas se torna uma importante ferramenta de projeto quando um ou mais desses modos instáveis se pronuncia em condições operacionais e modificações no sistema precisam ser realizadas para eliminá-los.

Foi visto que o disco de freio e as pastilhas são os principais componentes envolvidos nas vibrações instáveis e que alguns autores obtiveram bons resultados modelando apenas esses dois componentes para o CEA. Tais modelos são ditos simplificados por não incluírem as pinças de freio e nem componentes de suspensão. Apresentam a grande vantagem de um baixo custo computacional, porém não fica claro o quanto se correlacionam com resultados experimentais, não apenas com testes em dinamômetros, mas principalmente com as condições reais de utilização em veículo. Portanto, no próximo capítulo, será criado um modelo “simplificado”, constituído das pastilhas e do disco de freio. Os resultados numéricos serão então comparados com testes experimentais, incluindo aplicação prática em veículo. Espera-se, com isso, contribuir para o entendimento da relevância desta metodologia no projeto de sistemas de freio a disco.

3 MODELO NUMÉRICO

Na análise de ruído de freio, o atrito entre o disco e as pastilhas representa a maior fonte de não linearidade para o modelo. Tanto os termos de rigidez como de amortecimento, são afetados pelo atrito entre esses dois componentes. Na revisão bibliográfica, foi visto que o ABAQUS permite especificar a superfície de contato e as propriedades desta interface são incorporadas na análise de autovalores complexos na presença de uma velocidade angular do disco de freio.

A formulação matemática utilizada pelo software de elementos finitos para a extração dos autovalores complexos consiste no cálculo das frequências obtidas por meio da equação linearizada do movimento, a qual pode ser escrita como:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + [K]x = F \quad (3.1)$$

onde as matrizes $[M]$, $[C]$ e $[K]$, massa, amortecimento e rigidez, respectivamente e $x = x(t)$ é o vetor de deslocamento generalizado do sistema (Trichês 2004). Para vibrações induzidas por atrito, a principal parcela que compõe a força F é oriunda da força de atrito variável na interface entre o disco e as pastilhas (Nouby et al. 2009).

A matriz de massa e a matriz de rigidez da grande maioria de estruturas da engenharia podem ser consideradas simétricas e positivas e apresentam estabilidade dinâmica. Existem, no entanto, problemas em que a matriz de rigidez é assimétrica, sendo que essa assimetria não é gerada pela estrutura em si, mas por forças externas que interagem com ela (Nouby et al., 2009). Na análise de instabilidades de um sistema de freio, esse fenômeno está presente devido às forças geradas pelo atrito entre as pastilhas e o disco de freio. Essa variável pode ser incorporada ao modelo numérico com a utilização de molas para ligar pares de nós correspondentes entre a superfície do disco e da pastilha (Ouyang 2005). As forças externas induzidas pelo atrito F_μ interagem com a estrutura, tornando a matriz de rigidez assimétrica.

A Figura 3.1 mostra a representação desse elemento de interface.

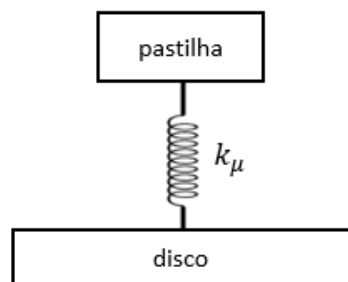


Figura 3.1: Elemento de interface de contato. (Fonte: Ouyang 2005)

As forças atuantes nessa mola são representadas na Figura 3.2:

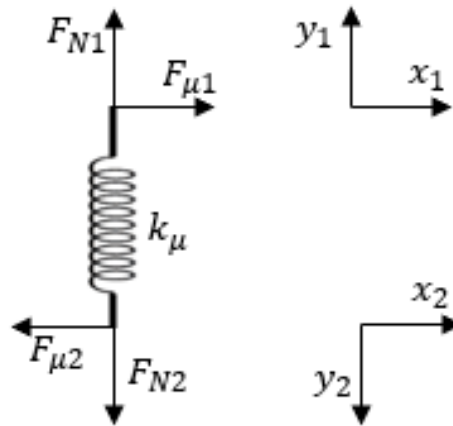


Figura 3.2: Forças atuantes na interface de contato

As forças normais F_N e de atrito F_μ podem então ser escritas na forma:

$$F_N = k_\mu(y_2 - y_1) \quad (3.2)$$

$$F_\mu = \mu k_\mu(y_2 - y_1) \quad (3.3)$$

A força de atrito depende da força normal, que, por sua vez, depende da rigidez de contato k_μ e da diferença dos deslocamentos normais da pastilha (y_1) e do disco (y_2), satisfazendo o atrito de Coulomb (atrito seco). Quando a pista do disco oscila, ocorre uma redução e um aumento alternados da força normal e conseqüentemente, a força de atrito também irá variar introduzindo energia vibratória no sistema, característica esta de mecanismos auto excitados e que pode tornar o sistema instável.

A representação matricial das Equações 3.2 e 3.3 é escrita da seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} F_{\mu1} \\ F_{N1} \\ F_{\mu2} \\ F_{N2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\mu k_\mu & 0 & \mu k_\mu \\ 0 & k_\mu & 0 & -k_\mu \\ 0 & \mu k_\mu & 0 & -\mu k_\mu \\ 0 & k_\mu & 0 & k_\mu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

A interface de atrito é então modelada como uma matriz de molas e o vetor de força F se torna linear conforme Equação 3.5:

$$F = [K_\mu]x \quad (3.5)$$

onde a matriz K_μ , formada pelas forças normais e de atrito, representa a rigidez do elemento de interface.

A equação do movimento é então rearranjada combinando as Equações 3.4 e 3.5 movendo a matriz do atrito para o lado esquerdo:

$$[M]\ddot{x} + [C]\dot{x} + ([K] - [K_\mu])x = F \quad (3.6)$$

Conforme já citado anteriormente, a modelagem do atrito no ABAQUS não requer a introdução desse acoplamento geométrico, pois ele detecta automaticamente os nós em contato que apresentam movimento relativo entre si. Nesses nós, os graus de liberdade tangenciais não são restringidos e os efeitos do coeficiente de atrito são então incorporados na análise, resultando na matriz de rigidez da interface K_μ . Esse processo é gerado quando o comando “*Motion – rotation option*” é utilizado atribuindo uma velocidade angular ao disco de freio.

Outra matriz presente no problema de autovalores complexos que é afetada pela presença do atrito é a matriz de amortecimento. Termos de amortecimento são gerados na presença do atrito entre dois nós onde existe um diferencial de velocidade. Essa forma de amortecimento é comumente conhecida como *Coulomb friction damping* (Denys 2005), envolvendo a conversão da energia vibracional em calor por meio das forças geradas pelo atrito. Existem dois tipos de efeitos de amortecimento induzidos por fricção. O primeiro efeito é causado pelas forças de atrito que estabilizam as vibrações na direção perpendicular à direção de deslizamento. O segundo efeito é causado por um coeficiente de atrito dependente da velocidade. Se o coeficiente de atrito diminui com a velocidade o efeito é desestabilizador e também é conhecido como amortecimento negativo. Tais contribuições à matriz de amortecimento são introduzidas no modelo quando a opção “*Friction Damping*” é selecionada para o processo de extração de autovalores complexos. Para o segundo efeito, em que o coeficiente de atrito é afetado pela velocidade de deslizamento, insere-se a opção “*Change Friction*” com o atrito inicial, correspondente a velocidades mais altas, e o atrito final, correspondente à velocidade em que se está rodando a análise e que se deseja avaliar as instabilidades dinâmicas. O ABAQUS permite a modelagem com um coeficiente de atrito dependente da velocidade relativa, da temperatura e também da pressão de contato.

A matriz $[C]$ desse modelo será então formada pelo amortecimento induzido pelo atrito entre o disco e as pastilhas. Segundo ABAQUS (2012), amortecimentos estruturais não são suportados no procedimento de extração dos autovalores complexos, e, portanto, não serão considerados no modelo.

Dando continuidade à resolução da equação do movimento, para resolver o problema de autovalores, a solução da Equação 3.6 é do tipo:

$$x(t) = \varphi e^{-i\lambda t} \quad (3.7)$$

Considerando o ponto de equilíbrio, onde $F = 0$ e aplicando as diferenciações apropriadas se encontra o problema de autovalores complexos:

$$([M]\lambda^2 + [C]\lambda + [K])\varphi = 0 \quad (3.8)$$

onde $[M]$ é a matriz de massa, a qual é simétrica e positiva; $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de amortecimento e rigidez respectivamente, as quais incluem as contribuições induzidas pelo atrito; λ é o autovalor complexo e φ é o autovetor correspondente ou constante de amplitude que define o modo de vibração de cada autovalor.

Antes da extração dos autovalores complexos, o ABAQUS simetriza o sistema ignorando a matriz de amortecimento $[C]$ e as contribuições assimétricas geradas pela interface de atrito na matriz de rigidez $[K]$, dando origem a uma matriz de " n " autovetores reais $[\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n]$ que constituirão o subespaço. Todos os autovalores extraídos nessa etapa são também reais e representam as frequências naturais não amortecidas do conjunto.

Finalmente, para a extração dos autovalores complexos, as matrizes originais, as quais incluem os termos de amortecimento e rigidez gerados pelo atrito, são então projetadas neste subespaço:

$$[M_r] = [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n]^T [M] [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n] \quad (3.9)$$

$$[C_r] = [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n]^T [C] [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n] \quad (3.10)$$

$$[K_r] = [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n]^T [K] [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n] \quad (3.11)$$

onde $[M_r]$, $[C_r]$ e $[K_r]$ são chamadas de matriz de massa modal, matriz de amortecimento modal e matriz de rigidez modal respectivamente.

O problema de autovalores complexos projetado no subespaço é então definido como:

$$([M_r]\lambda^2 + [C_r]\lambda + [K_r])\varphi_r = 0 \quad (3.12)$$

E, finalmente, os autovetores do sistema original podem ser obtidos por:

$$\varphi = [\varphi_1 \ \dots \ \varphi_n]^T \varphi_r \quad (3.13)$$

Os autovalores são expressos no formato $\alpha \pm j\omega_d$, onde α é a parte real do autovalor complexo, denominado também como $Re(\lambda)$ e ω_d é a parte imaginária do complexo conjugado,

denominado também como $Im(\lambda)$, que representa a frequência natural amortecida do modo. A fase transiente não é considerada na extração de autovalores complexos para análise de instabilidade dinâmica do sistema de freio, sendo considerada apenas a fase de regime permanente durante o escorregamento do disco entre as pastilhas. Finalmente, a solução geral para a equação do movimento do sistema tem a forma (Liu et. al. 2006):

$$x(t) = e^{\alpha t} \times (A_1 \cos((\omega_d t) \pm A_2 \text{sen}((\omega_d t))) \quad (3.14)$$

onde A_1 e A_2 são constantes que dependem do deslocamento inicial e da velocidade.

De acordo com a Eq. 3.14, se α ($Re(\lambda)$) for negativo, $x(t)$ diminuirá exponencialmente com o tempo e o sistema será considerado estável. Por outro lado, se α ($Re(\lambda)$) for positivo, $x(t)$ aumentará exponencialmente com o tempo e o sistema será considerado instável.

Essas soluções são normalmente expressas em torno da origem de um plano complexo, conforme ilustrado na Figura 3.3. As soluções características na metade real positiva do plano complexo indicam soluções com crescimento exponencial de amplitude, ou seja, soluções instáveis. A metade real negativa indica uma solução exponencial decrescente, ou seja, uma solução estável.

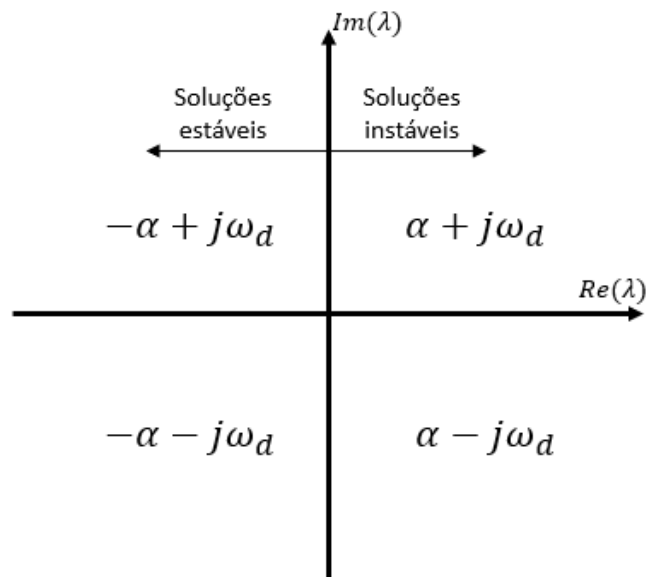


Figura 3.3: Plano de autovalores complexos

Segundo Keshavarz, 2017, um último termo pode ainda ser analisado para detecção de modos instáveis, conhecido como *Negative Damping Ratio* (NDR). Segundo esta análise, apenas quando a parte real positiva do autovalor atingisse certo valor, o sistema estaria mais propenso à geração de *squeal*. Seguindo tal observação, o potencial de um sistema de freio tornar-se instável poderia ser avaliado pelo NDR ou fator de amortecimento negativo, definido

pela Equação 3.15, que relaciona a parte real com a parte imaginária dos autovalores da seguinte forma:

$$NDR = \frac{-2\alpha}{|\omega_d|} \quad (3.15)$$

Essa mesma Equação é também mencionada no *ABAQUS documentation*, mas sua origem não é abordada. Segundo Keshavarz, 2017, modos com maior tendência a se tornarem instáveis apresentariam um NDR menor que -0,01, ou seja, quanto maior fosse o valor da parte real do autovalor, maior seria a capacidade do sistema ser excitado naquela frequência. Entretanto, ele conclui seu trabalho mostrando que, mesmo para um modo com fator de amortecimento negativo maior que -0,01, porém não igual ou maior a zero, o *squeal* pode ser gerado se houver a presença de acoplamentos modais entre as pastilhas e o disco.

Liu et al. (2007) também utilizaram o NDR em seus trabalhos. Para eles, se esse fator for negativo, independentemente do seu valor, o sistema apresentará uma instabilidade naquela frequência. Mas consideraram também que a propensão ao *squeal* é maior quanto maior for o valor absoluto do fator de amortecimento negativo.

3.1 MODELAGEM DO PROBLEMA

A seguir será criado o modelo em elementos finitos para o sistema de freio a disco em estudo, o qual é aplicado em veículos da Fiat Automóveis. A Figura 3.4 ilustra este sistema, onde é possível ver como é a montagem do conjunto completo no montante da suspensão dianteira e os componentes que de fato serão modelados – sistema simplificado – para a análise de autovalores complexos.

Este conjunto de freio é constituído de um disco ventilado com 228 mm de diâmetro e 28 mm de espessura (pista frenante). As pastilhas de freio são classificadas como “*low met*”, termo utilizado na indústria de freios para designar uma pastilha com uma pequena concentração de componentes metálicos. Segundo Limpert (2011), esse tipo de pastilha apresenta uma boa resistência mecânica, eficiência em temperaturas mais elevadas de funcionamento e conseqüentemente maior resistência ao “*fade*”. As pinças de freio são do tipo flutuante, com um único pistão de diâmetro 54 mm, e fabricadas em ferro fundido nodular. A pressão hidráulica transmitida por meio do líquido de freio provoca o deslocamento do pistão da pinça, o qual empurra a pastilha interna contra o disco de freio. Por reação, a carcaça da pinça desliza sobre os pinos guias movendo a pastilha externa contra o disco de freio. Dessa forma, as forças de atrito gerada por cada pastilha (interna e externa) se igualam (Figura 3.5).

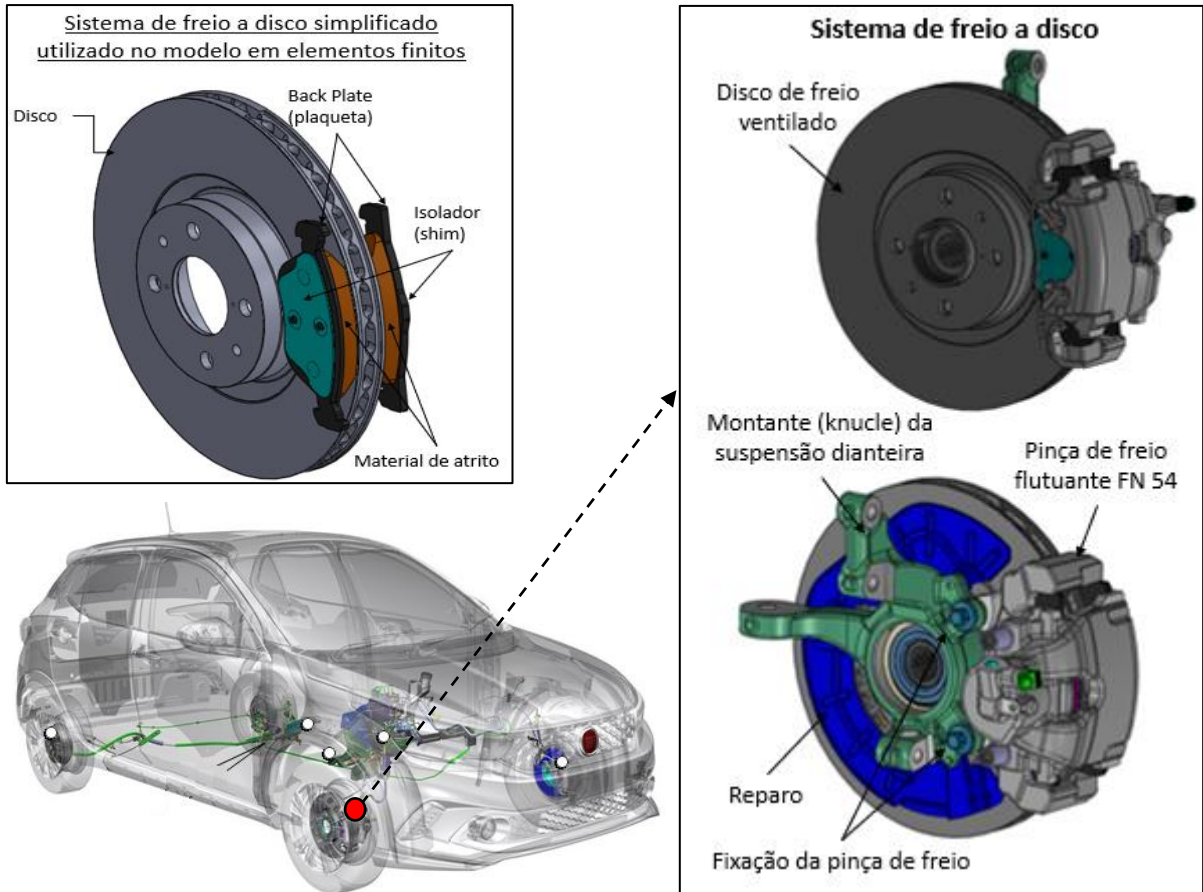


Figura 3.4: Sistema de freio a disco utilizado

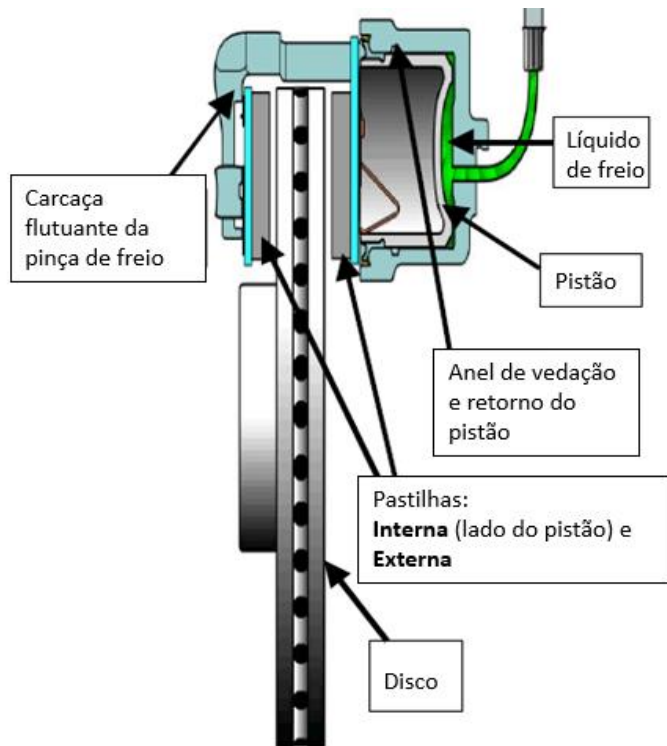


Figura 3.5: Principais componentes do sistema de freio a disco. (Fonte: adaptado de Anwana 2003)

3.1.1 Caracterização dos materiais dos componentes do sistema de freios

Dentre as propriedades mecânicas dos materiais utilizados na fabricação dos componentes de freio necessárias para a modelagem numérica do sistema, destacam-se as constantes elásticas do disco e pastilhas e o coeficiente de atrito na interface entre eles. A forma como esses parâmetros foram definidos é descrita nos Apêndices A e B deste trabalho.

3.1.2 Análise experimental de resposta em frequência

A medição das FRFs é comumente realizada por meio de acelerômetros colados na superfície do componente onde se deseja obter a resposta em frequência. No entanto, segundo Fieldhouse et al. (2005), os componentes de freio são sensíveis a variações de massa e a adição de uma massa concentrada possivelmente afetaria as características dinâmicas do sistema. Por isso, ele recomenda que sejam utilizadas técnicas de medição sem contato, como, por exemplo, a análise modal por meio de um vibrômetro a laser. Por isso, esta caracterização foi realizada e por meio de um vibrômetro a laser, em que todos os modos do disco até 10 kHz foram identificados na condição livre-livre, utilizando-se do mesmo recurso para as pastilhas de freio.

Esta técnica se baseia no Efeito Doppler, onde a frequência da luz emitida pelo emissor laser é alterada quando refletida por um objeto em movimento. Essa mudança de frequência é proporcional ao valor instantâneo da velocidade de vibração e, por meio de um interferômetro instalado no interior do vibrômetro, a frequência da luz refletida é comparada com um feixe de referência, conforme esquema representado na Figura 3.6 (Fieldhouse et al., 2005).

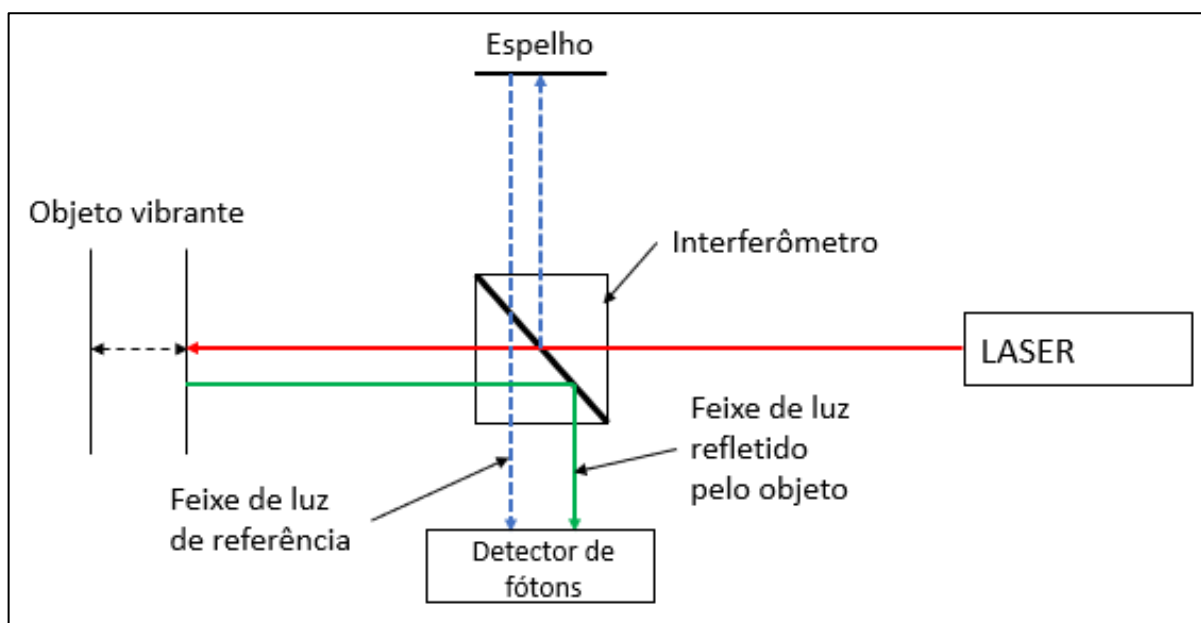


Figura 3.6: Representação esquemática do procedimento experimental adotado para AME

Uma vez que as características vibracionais são tridimensionais, três diferentes pontos de excitação foram utilizados (Figura 3.7) permitindo identificar os modos de vibrar no plano

e fora do plano do disco de freio. A Figura 3.8 mostra como o vibrômetro é posicionado em relação à peça para a realização da medição das FRFs. Para o escaneamento dos modos fora do plano, o emissor de laser é posicionado em uma direção normal a face do disco de freio. Para o escaneamento dos modos no plano, o emissor é posicionado de forma que o feixe de laser colida na superfície do disco de freio com uma inclinação, o que permite detectar a projeção desses modos.

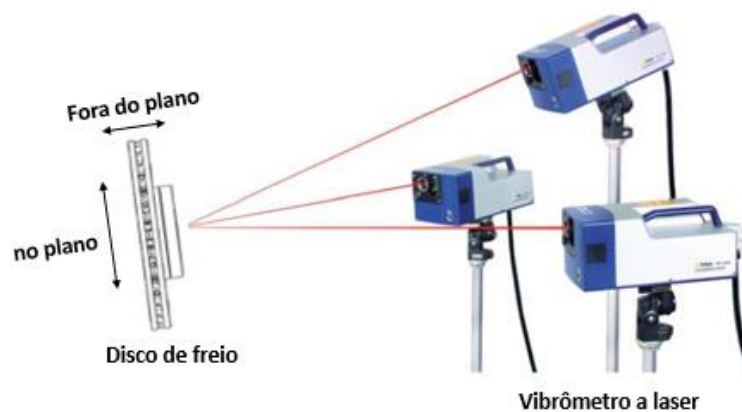
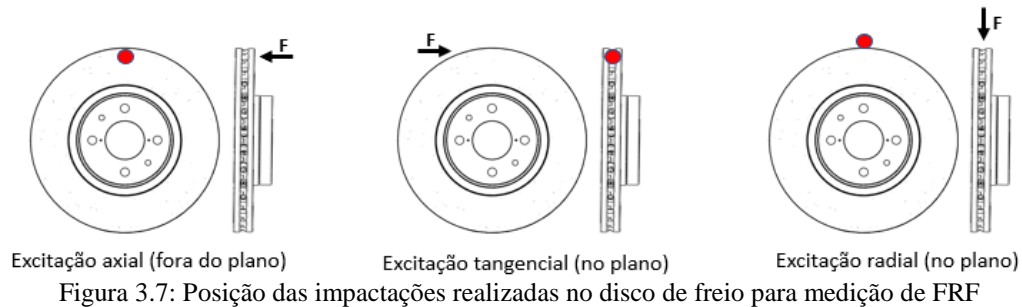


Figura 3.8: Medição da FRF do disco utilizando vibrômetro a laser (Fonte: adaptado de Marschner et al 2008)

No caso das pastilhas de freio, modos no plano ocorrem em frequências muito acima daquelas encontradas em problemas de instabilidade do sistema de freio, portanto, apenas os modos de flexão e torção foram analisados.

As frequências naturais até 10 kHz obtidas por meio do vibrômetro são mostradas na Tabelas 3.1 e 3.2, para as pastilhas e para o disco de freio respectivamente.

	Frequências naturais das pastilhas [Hz]	
	INTERNA	EXTERNA
Modo 1	2250	2190
Modo 2	3590	3340
Modo 3	4790	4980
Modo 4	6230	5990
Modo 5	8200	7680

Tabela 3.1: Frequências naturais das pastilhas de freio

	Frequências naturais [Hz]	Direção do modo
Modo 1	980	axial
Modo 2	1645	axial
Modo 3	2348	axial
Modo 4	3081	radial
Modo 5	4003	axial
Modo 6	5297	axial
Modo 7	5429	radial
Modo 8	5795	axial
Modo 9	6367	axial e radial
Modo 10	7446	axial
Modo 11	7656	axial
Modo 12	7960	tangencial
Modo 13	8164	axial
Modo 14	8657	axial
Modo 15	9516	axial
Modo 16	9829	radial

Tabela 3.2: Frequências naturais do disco de freio

3.1.3 Modelo em elementos finitos

O procedimento de análise de ruído de freio utilizando o ABAQUS consiste em aplicar força sobre as pastilhas de freio, extrair as frequências naturais, e computar os autovalores complexos. O processo é dividido em quatro etapas:

- Etapa 1: Nesta etapa, as condições de montagem do sistema são definidas, como forças geradas pelas fixações e condições de contorno. O contato entre o material de atrito e o disco é definido e a pressão sobre as pastilhas de freio é aplicada.
- Etapa 2: É inserida uma velocidade angular no disco de freio, promovendo ao modelo um estado constante de escorregamento entre o disco e as pastilhas.
- Etapa 3: Análise modal para extrair as frequências naturais do sistema e respectivos autovetores, desprezando os efeitos não lineares gerados pelo atrito;
- Etapa 4: Análise de autovalores e autovetores complexos, onde os efeitos do coeficiente de atrito são incorporados.

As condições de contorno foram impostas com base no sistema de coordenadas indicado na Figura 3.9.

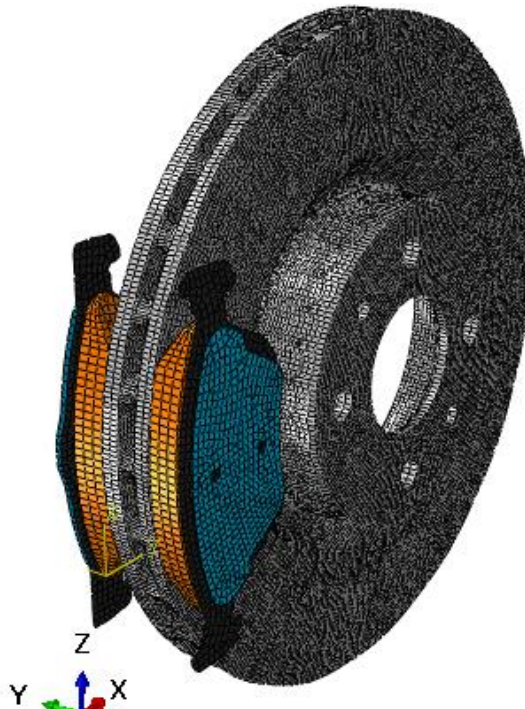


Figura 3.9: Modelo FEM do sistema de freio para análise CEA

As condições de contorno são ilustradas na Figura 3.10. Restrições ao deslocamento nas direções X e Z foram aplicadas nos pontos A1 e A2, representando a ancoragem das pastilhas na pinça de freio. Em Y, assim como ocorre no sistema real, as pastilhas devem ter um movimento de aproximação e afastamento do disco e, por isso, não foram impostas restrições nessa direção. No disco de freio, os quatro pontos de restrição indicados por A3 simulam os parafusos da junta composta por roda, disco de freio e cubo de roda e, portanto, as três direções devem ser restringidas para o movimento de translação.

A Tabela 3.3 mostra as condições de contorno descritas no parágrafo anterior. O número zero para cada direção representa o deslocamento respectivo, ou seja, nulo. É desta forma que o ABAQUS reconhece as restrições de movimento do modelo.

Pontos	Condições de contorno
A1, A2	$X = 0; Z = 0$
A3	$X = 0; Y = 0; Z = 0$

Tabela 3.3: Condições de contorno

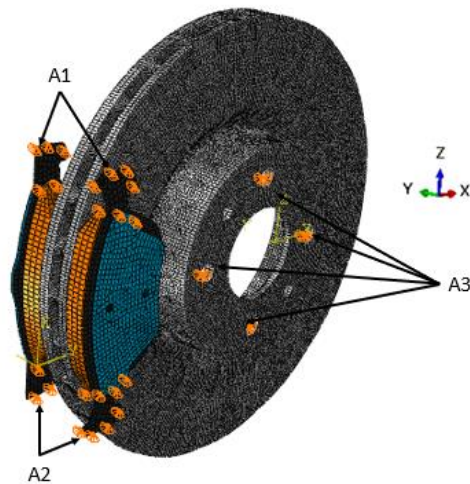


Figura 3.10: Restrições de deslocamento

A Tabela 3.4 mostra as propriedades dos materiais do disco, do material de atrito da pastilha, do *back plate* e do isolador. A forma como essas propriedades foram obtidas é detalhada nos Apêndices A e B deste trabalho.


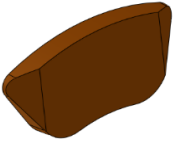


Componente	Material	Tipo de material	Densidade [kg/m ³]	Módulo de elasticidade [GPa]
 Disco	Ferro fundido cinzento	Isotrópico	7311	$E = 120,9$
 Material de atrito	Material compósito	Anisotrópico	2700	$C_{1111} = 9,296$ $C_{2222} = 9,296$ $C_{3333} = 1,001$ $C_{1212} = 3,400$ $C_{1313} = 3,300$ $C_{2323} = 3,300$ $C_{1122} = 0,932$ $C_{1133} = 0,056$ $C_{2233} = 0,932$
 Plaqueta	Aço	Isotrópico	7830	$E = 210$
 Isolador	Aço	Isotrópico	7820	$E = 207$

Tabela 3.4: Propriedades dos materiais utilizados no modelo

O modelo FEM criado no ABAQUS consiste de uma malha com um total de 107641 elementos de primeira ordem, com um tamanho médio de 4 mm. A escolha dos tipos de elementos utilizados na malha foi baseada nas recomendações disponibilizadas na página oficial do *ABAQUS Documentation 6.14*, cujo endereço eletrônico encontra-se nas referências bibliográficas do trabalho.

A Tabela 3.5 mostra os elementos utilizados para cada componente do sistema de freio modelado.


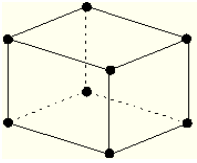
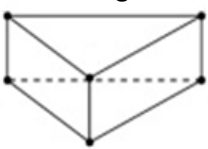
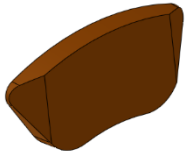
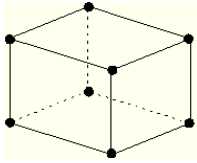
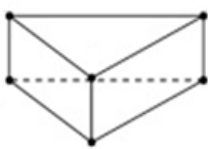




Componente	Tipo de elemento utilizado	
 Disco	Elemento Hexaedro C3D8 	Elemento Triangular C3D6 
 Material de atrito	Elemento Hexaédrico C3D8 	Elemento Triangular C3D6 
 <i>Back plate</i>		
 Isolador		

Tabela 3.5: Tipo de elementos utilizados na malha do modelo FEM

Para os contatos entre os isoladores e as plaquetas e entre as plaquetas e o material de atrito foi utilizada a opção “*tie contact*”, que cola os nós das superfícies em contato. Para modelar o atrito na interface entre o disco e as pastilhas foi adotada a opção “*contact pair*”, a qual permite a introdução dos efeitos não lineares gerados pela fricção entre esses componentes quando uma velocidade angular no disco de freio é imposta.

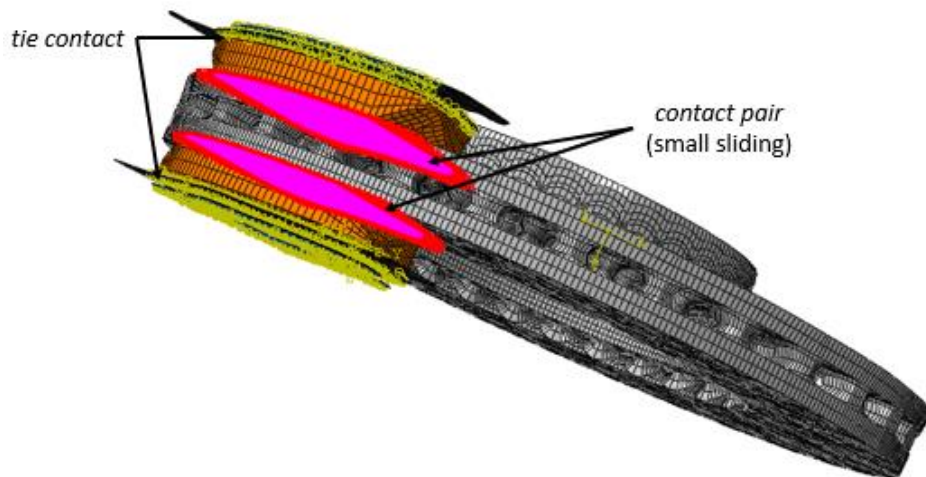


Figura 3.11: Interações de contato utilizadas no modelo FEM

A exemplo do modelo de Keshavarz (2017), a simulação da pressão hidráulica do sistema de freio foi distribuída sobre os isoladores das pastilhas de freio, conforme ilustrado na Figura 3.12. Assim como ocorre nas condições reais de funcionamento, a pressão sobre as pastilhas interna e externa é exatamente a mesma.

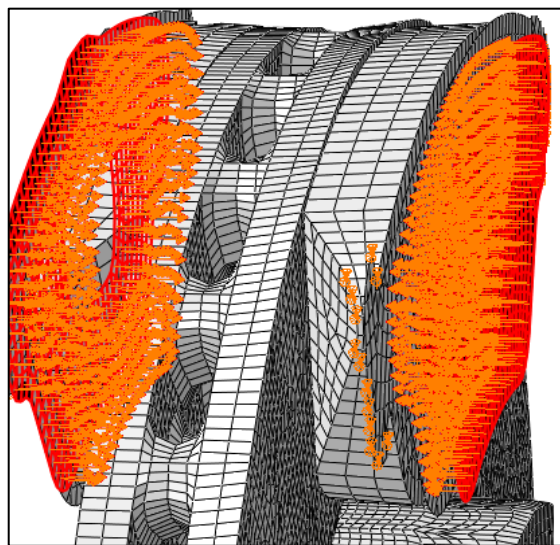


Figura 3.12: Aplicação da pressão simbolizada pelas setas laranjadas

O valor da pressão para o modelo MEF foi definido a partir de dados experimentais coletados de condições reais de utilização de um veículo. Trata-se de um teste realizado para avaliar ruído e desgaste do sistema de freio, o qual será detalhado no próximo capítulo deste trabalho. O gráfico da Figura 3.13 apresenta um histograma com as pressões utilizadas no sistema de freio durante esse teste, que corresponde a um percurso total de aproximadamente 5000 km divididos entre trecho urbano, serras e autoestradas na região metropolitana de Belo Horizonte. Como se pode ver, aproximadamente 80% da utilização do sistema de freio ocorre em pressões baixas, abaixo de 15 bar.

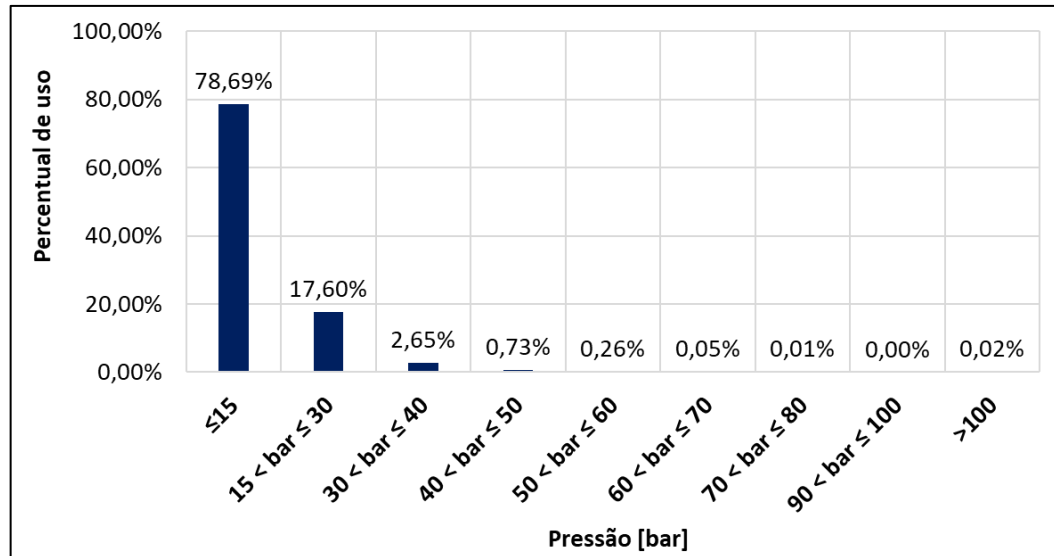


Figura 3.13: Histograma de pressão aplicada nos freios em um percurso total de 5.000km divididos entre trecho urbano, serra e autoestrada

Com relação à velocidade angular do disco de freio a ser utilizada para a extração dos autovalores complexos, Luo (2005) escreveu que, em testes de ruído de freio realizados no percurso *Los Angeles City Traffic (LACT)*, que compreende aproximadamente 8.000 km, aproximadamente 54% dos eventos de ruído ocorrem em velocidades abaixo de 30km/h. O autor cita também que ruídos do tipo *squeal* são tipicamente encontrados pouco antes da imobilização total do veículo, em velocidades próximas a 6 km/h.

Agora já é possível determinar o valor do coeficiente de atrito a ser utilizado para o modelo. No teste de eficiência do material de atrito, descrito no Apêndice B (Fig. B.4), tem-se a referência de atrito para diferentes combinações de velocidade e pressão. Com base nas referências citadas nos parágrafos anteriores para essas variáveis, a condição típica para ocorrência de ruído é velocidade e pressão mais baixas.

Finalmente, as condições operacionais definidas para o modelo são apresentadas Tabela 3.6.

Variável	Valor	Observações
Pressão [bar]	11	-
Velocidade angular do disco de freio [rps]	5,57	Equivale a uma velocidade 6 km/h do veículo
Coeficiente de atrito	0,55	-

Tabela 3.6: Condições operacionais de frenagem utilizadas no modelo MEF

3.1.4 Resultados da análise de autovalores complexos

Dos 55 autovalores complexos extraídos, quatro apresentaram a parte real positiva, indicando possíveis instabilidades do sistema de freio em suas respectivas frequências naturais. No ambiente de visualização do ABAQUS, é possível identificar qual dos componentes apresenta maior amplitude de deformação e também a sua forma modal. Essas particularidades de cada um dos modos instáveis são chamadas de “característica do modo” na Tabela 3.7.

Autovalores complexos - modos instáveis			
Modo instável [n°]	Parte real do autovalor - α	Parte imaginária do autovalor - ω_d [Hz]	Característica do modo
1	22,50	955,97	flexão axial do disco (fora do plano)
2	117,35	2980,60	deformação radial do disco (no plano)
3	1352,80	5701,80	flexão da plaqueta (<i>back plate</i>) das pastilhas
4	14,25	7593,60	acoplamento de um modo axial com um modo tangencial do disco

Tabela 3.7: Modos instáveis identificados na análise CEA

No 1° modo percebe-se a predominância de um modo de flexão disco de freio (Figura 3.14). Na revisão bibliográfica, foi visto que esses modos são os grandes responsáveis por fenômenos de acoplamento geométrico com modos de vibração das pastilhas de freio. No entanto, isto não foi identificado para este modo e também não era esperado que ocorresse, pois, o primeiro modo de vibrar das pastilhas aparece somente acima de 2 kHz (ver Tabela 3.1).

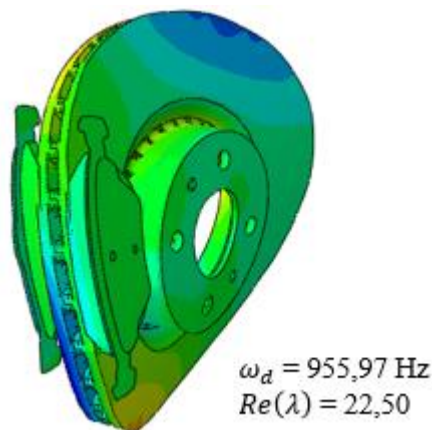


Figura 3.14: 1° modo instável identificado no CEA

Assim como no 1° modo instável, o 2° modo é governado apenas pela vibração do disco de freio, só que neste caso apresentando uma forma modal radial, no plano (Figura 3.15). Não foram encontradas na literatura evidências de que modos puramente radiais pudessem induzir algum tipo de ruído no sistema. Além disso, não são esperados acoplamentos geométricos com as pastilhas, uma vez que nesta faixa de frequência elas apresentam apenas modos de flexão.

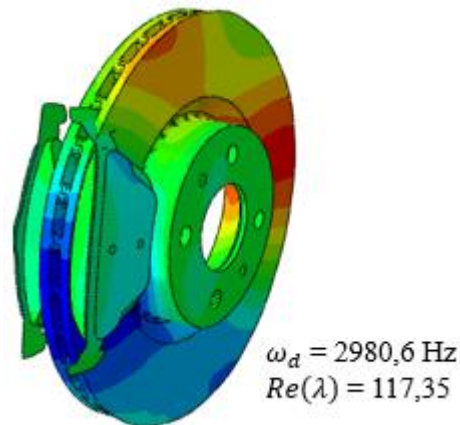


Figura 3.15: 2° modo instável identificado no CEA

O 3° modo instável é governado por movimentos fora do plano das pastilhas de freio (Figura 3.16). Segundo Trichês (2004), o *squeal* pode ser induzido pelas pastilhas de freio quando seus movimentos fora do plano, modos de flexão, excitam os modos de flexão do disco de freio, promovendo o já citado fenômeno de acoplamento geométrico entre os modos dos dois componentes. De acordo com o autor, o acoplamento geométrico permite que a transferência de energia da pastilha para o disco seja máxima para um dado par de modos acoplados. Fieldhouse (2005) acrescenta que a frequência em que esse acoplamento ocorre muda em função das condições operacionais de utilização do sistema de freio, como temperatura, pressão e velocidade. Isso pode explicar o fato de que nenhuma forma modal do disco de freio foi encontrada neste modo. Ou seja, para este sistema, o movimento das pastilhas não foi capaz de excitar um modo axial do disco de freio nas condições operacionais impostas, e, portanto, novamente, não temos a ocorrência do fenômeno de acoplamento geométrico entre os dois componentes.

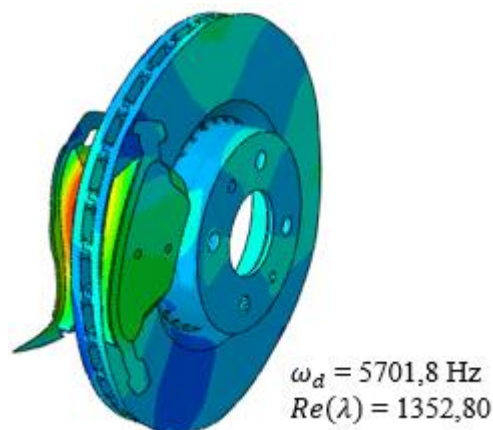


Figura 3.16: 3° modo instável identificado no CEA

No 4° modo instável, são encontrados modos de flexão das pastilhas e o disco de freio apresenta um acoplamento de duas formas modais, tangencial e axial, vibrando na mesma frequência (Figura 3.17). Na literatura, foi visto que o *squeal* de alta frequência é devido à

excitação dos modos tangenciais do disco de freio e que, quando estes modos estão pouco espaçados em relação aos modos fora do plano, pode ocorrer o acoplamento entre eles, facilitando a irradiação de ruído. Na medição das FRFs do disco, condição livre-livre, o primeiro modo tangencial foi detectado em 7,96 kHz e, muito próximo a essa frequência, existem dois modos axiais, um a 7,65 kHz e outro a 8,16 kHz, favorecendo o acoplamento entre eles. A frequência do 4º modo instável encontrada no modelo é mais baixa, 7,59 kHz, o que pode ser explicado pelo fato de que, no modelo, estamos tratando da frequência natural amortecida devido aos termos de amortecimento gerados pelo atrito entre as pastilhas e o disco.

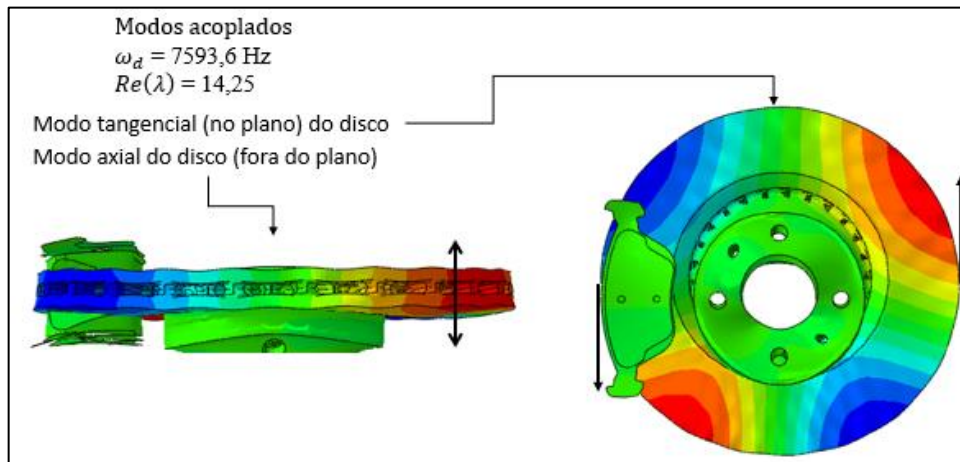


Figura 3.17: Análise do 4º modo instável do sistema de freio

A presença de um modo de flexão da pastilha de freio na mesma frequência, como mostrado na Figura 3.18, pode contribuir para a excitação desse modo em condições operacionais. É interessante notar também que, na medição das FRFs em condição livre-livre, a pastilha interna apresenta um modo a 8,20 kHz e a pastilha externa a 7,68 kHz, frequências também muito próximas dessa instabilidade.

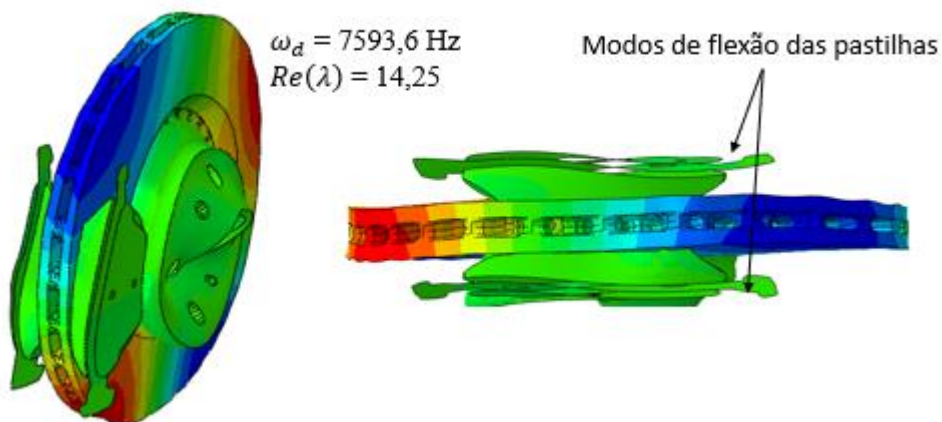


Figura 3.18: Presença de modos de flexão das pastilhas na mesma na mesma frequência dos modos do disco de freio

Analisando as formas modais quanto à presença de acoplamentos, conclui-se que dos quatro modos que apresentam autovalores com parte real positiva, o 4º modo tem características que o tornam mais propenso a instabilidades.

Por outro lado, existem autores que preferem adotar o fator de amortecimento negativo (*Negative Damping Ratio – NDR*) como critério para determinar a propensão de um modo instável ser de fato excitado nas condições operacionais de utilização. Os fatores de amortecimento de cada um dos quatro autovalores com partes reais positivas são mostrados na Tabela 3.8.

Autovalores complexos - modos instáveis			
Modo instável [nº]	Parte real do autovalor - α	Parte imaginária do autovalor - ω_d [Hz]	NDR
1	22,50	955,97	-0,00749
2	117,35	2980,60	-0,01250
3	1352,80	5701,80	-0,07552
4	14,25	7593,60	-0,00059

Tabela 3.8: Análise do fator de amortecimento negativo (NDR)

Essa abordagem sugere que os modos com NDR menor que -0,01 estariam mais propensos à geração de *squeal*. Segundo este critério, o 2º e o 3º modos com $Re(\lambda) > 0$ extraídos da análise de autovalores complexos seriam considerados os mais propensos a geração de *squeal*.

Voltando à definição de autovalores complexos,

$$\lambda = \sigma \pm j\omega \quad (3.16)$$

Sendo que o critério para que um sistema seja estável é definido por:

$$\lambda = -\zeta\omega_n \pm j\omega_d \quad (3.17)$$

onde ζ é o fator de amortecimento e,

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.18)$$

Assim, para falar da parte real positiva seria o equivalente de assumir um fator de amortecimento negativo para tornar um autovalor instável.

4 TESTES EXPERIMENTAIS PARA DETECÇÃO DE *SQUEAL*

Neste capítulo, serão descritos os resultados experimentais com o sistema de freio em estudo, bem como as metodologias utilizadas. No capítulo seguinte, esses resultados serão comparados com os resultados numéricos, a fim de validar a análise de instabilidades dos sistemas de freio por meio de autovalores complexos.

Existem dois métodos experimentais utilizados pelas montadoras de veículos para avaliação de instabilidades dinâmicas do sistema de freio. O primeiro é o teste em dinamômetro inercial, capaz de comportar o sistema de freio real e identificar ruídos do tipo *squeal* durante a simulação de frenagens (Matozo 2012). O segundo é o teste no próprio veículo, dotado de uma instrumentação capaz de registrar as frenagens do veículo e indicar as que apresentam ruído. A seguir, cada um dos métodos é descrito, bem como os resultados obtidos para o sistema de freio em estudo.

4.1 CARACTERIZAÇÃO DE RUÍDOS DE FREIO EM DINAMÔMETRO

Os dinamômetros inerciais para caracterização de ruídos de freio veicular têm a finalidade de quantificar ocorrências de ruídos em função da quantidade total de frenagens, bem como permitir a análise das condições operacionais em que ocorreram. Estes equipamentos são dotados de uma câmara acústica semi-anecóica com uma unidade de resfriamento e controle de umidade do ar de arrefecimento do sistema de freio. Um exemplo de dinamômetro para detecção de ruído de freio é ilustrado na Figura 4.1.



Figura 4.1: Dinamômetro inercial para freio veicular. (Fonte: www.linkeng.com)

O funcionamento é a partir de um motor elétrico ligado a um eixo onde volantes inerciais são acoplados para simular o momento de inércia do veículo. Um segundo eixo liga os volantes à uma célula de carga que mede o torque gerado em cada frenagem. Por meio de um eixo homocinético, a célula de carga é ligada ao cubo de rodas que integra o sistema de freio a ser

avaliado. A temperatura do disco de freio é constantemente monitorada por um termopar tipo K instalado a 2 mm de profundidade da superfície da pista frenante. Dessa forma, os eventos de frenagem são simulados a partir da aceleração das massas de inércia pelo motor elétrico até que a velocidade angular desejada seja atingida e, então, a partir de um sistema hidráulico de comando, o sistema de freio é acionado.

Conforme citado anteriormente, o dinamômetro comporta o conjunto de freio real e também o conjunto de suspensão (massa não suspensa) do veículo, tornando as condições operacionais bastante representativas. A pressão sonora e o espectro de frequências dos ruídos no interior da câmara semi-anecóica são registrados por um microfone instalado próximo ao freio (Figura 4.2), o qual é ligado a um sistema de processamento que realiza o cálculo dos espectros de frequência em tempo real.

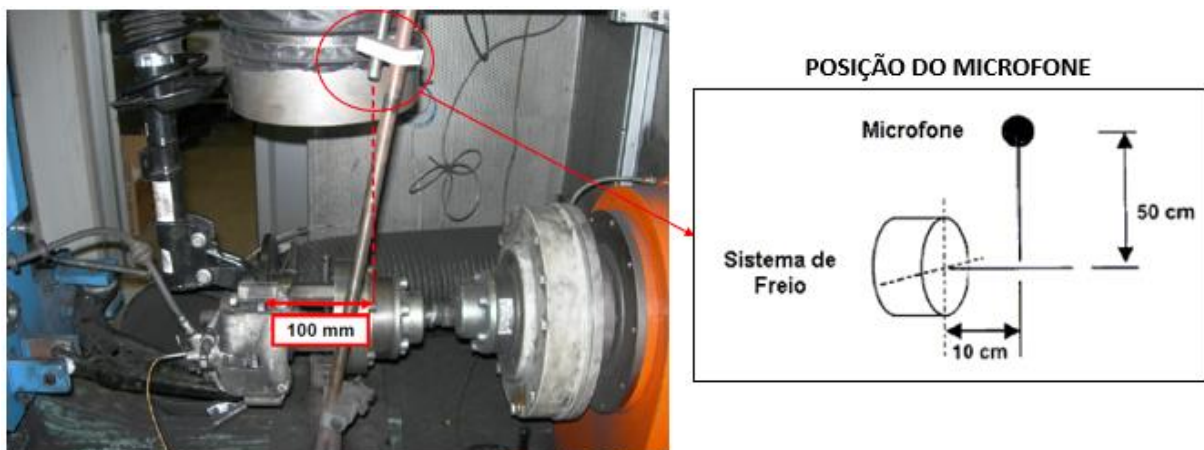


Figura 4.2: Instalação do sistema de freio e posicionamento do microfone no interior do dinamômetro. (Fonte: adaptado das normas: FCA 7H2000 e SAE J2521)

O procedimento SAE J2521 foi desenvolvido por *US Working Group on Brake NVH*, tornando-se o primeiro procedimento de testes de ruído de freio reconhecido internacionalmente (Thompson 2005). Ele estabelece uma sequência de frenagens a serem reproduzidas no dinamômetro de modo a expor o sistema de freio a condições usualmente associadas à geração de ruídos do tipo *squeal*. A exposição a estas condições se dá de forma intensiva, muito mais frequente do que em condições normais de uso do veículo. O procedimento é dividido em três ciclos – A, B e C – chamados de *schedule* pela norma.

O *schedule* A incorpora a fase inicial de assentamento do freio, com 32 aplicações no sistema partindo de uma velocidade inicial de 80 km/h até uma velocidade final de 30 km/h, com pressões variando de 15 bar a 51 bar e temperatura inicial de 100°C. Após o assentamento, são realizadas frenagens para caracterização do coeficiente de atrito. Logo em seguida inicia-se o que a norma chama de *drag module*. Trata-se de um bloco com 266 aplicações no sistema de freio com velocidades baixas – 3 e 10 km/h – mas constante, com temperaturas iniciais

variando entre 50 e 300°C, e pressão de 5 a 30 bar. Após as frenagens em *drag*, um novo bloco de frenagens é iniciado, chamado pela norma de *warm-up module*, composto de 24 aplicações no sistema de freio, com pressões de 5 a 30 bar e temperatura inicial de 100°C e 150°C. As frenagens são aplicadas com uma velocidade inicial de 50 km/h e velocidade final de 0,5 km/h. Em seguida, um novo módulo em *drag* é iniciado, só que desta vez intercalando com frenagens no sentido reverso (marcha a ré), totalizando 50 aplicações. A este bloco de frenagens a SAE J2521 chama de *backward/forward module*, em que pressões de 5 a 20 bar são aplicadas com velocidade constante de 3 km/h (marcha a frente) e -3 km/h (marcha a ré), com temperaturas iniciais variando entre 50 e 150°C. Inicia-se então o último bloco, chamado de *deceleration stops module*, constituído de 100 aplicações, com uma velocidade inicial de 50 km/h e velocidade final de 0,5 km/h, com pressões variando entre 5 e 30 bar e temperaturas iniciais entre 50 e 250°C. Para concluir, são realizadas 6 frenagens para caracterização do coeficiente de atrito com velocidade inicial de 80 km/h e final de 30 km/h, pressão de 30 bar e temperatura inicial de 100°C. Com exceção do bloco de assentamento, todos os outros são repetidos na mesma ordem por três vezes, totalizando 1430 eventos de frenagem e encerrando o *schedule A* o procedimento SAE J2521 para testes de ruído de freio.

O *schedule B* é destinado a verificações em baixas temperaturas, entre 0 e 50°C. Neste trabalho, optou-se por não executar essa parte do procedimento, tendo em vista que seria uma condição impossível de reproduzir no teste em veículo, pois, com a temperatura ambiente em torno de 25°C, basta uma frenagem para ultrapassar os 50°C do teste em dinamômetro. No inverno da região sul do Brasil, essa condição poderia ser avaliada.

O *schedule C* foi criado para avaliar a ocorrência de *squeal* após a fadiga térmica do freio, também chamada de *fade*. O *fade* é realizado por meio de 15 aplicações no sistema de freio com temperatura inicial de 100°C a 450°C, com velocidade inicial de 100 km/h e velocidade final de 0,5 km/h com uma desaceleração de 3,92 m/s². É aguardada a temperatura do sistema retornar a 100°C e é iniciado o módulo de recuperação, ou *recovery stubs module*, constituído de 10 aplicações com velocidade de 80 a 30 km/h com 50 bar de pressão. Após o *fade* e a recuperação, são iniciados novos blocos de frenagem que se assemelham às condições do *schedule A* totalizando mais 487 frenagens.

4.1.1 Resultados do teste em dinamômetro

O sistema de freio em estudo foi submetido ao teste de ruído em dinamômetro nos laboratórios da TMD *Friction*. Foram realizados os procedimentos prescritos no *schedule A* e *schedule C* da norma SAE J2521, totalizando 1917 aplicações no sistema de freio. Conforme

citado anteriormente, optou-se por não realizar o *schedule* B da norma por ser uma condição que não seria facilmente reproduzida no teste de ruído em veículo, o que poderia comprometer a correlação final dos resultados.

A Figura 4.3 ilustra a matriz do teste, onde a linha cheia representa a temperatura do disco de freio ao longo do teste, indicada no eixo esquerdo das ordenadas do gráfico. Pequenos círculos em lilás indicam a ocorrência de um ruído do tipo *squeal* registrado pelo microfone, sendo que a frequência deste ruído é indicada no eixo direito das ordenadas. Foram registrados 12 eventos de *squeal* numa frequência de 7678 Hz durante o *schedule* A do procedimento. Todos eles ocorreram durante o *drag module*, após o sistema ter passado pela temperatura mais elevada da seção. Isso poderia indicar alguma sensibilidade da pastilha a temperaturas mais elevadas; no entanto, se assim fosse, o problema se intensificaria no *schedule* C, onde o sistema atinge uma temperatura próxima a 500°C. No entanto, isso não acontece.

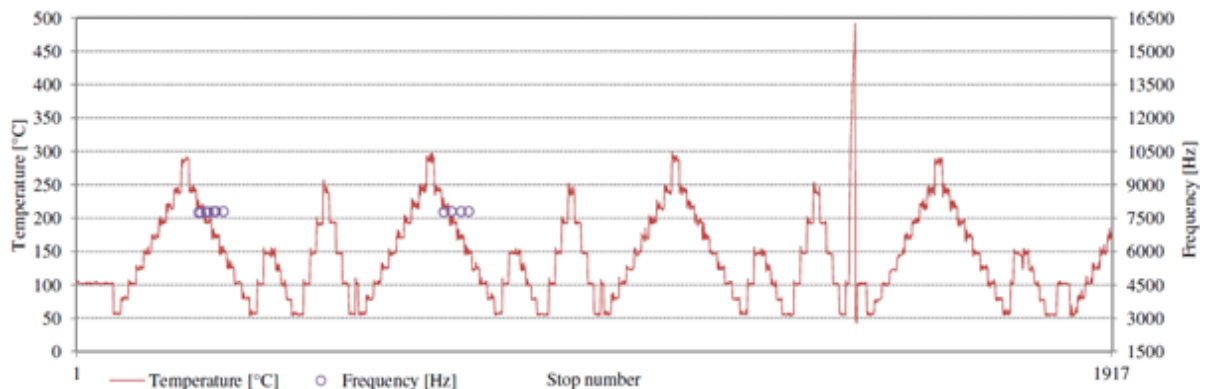


Figura 4.3: Matriz do teste de ruído de freio realizado em dinamômetro pela TMD *Friction* – Caracterização da frequência dos ruídos do tipo *squeal* registrados pelo microfone

A Figura 4.4 permite a identificação da intensidade sonora de cada evento de ruído, sendo que picos de até 84dB foram registrados.

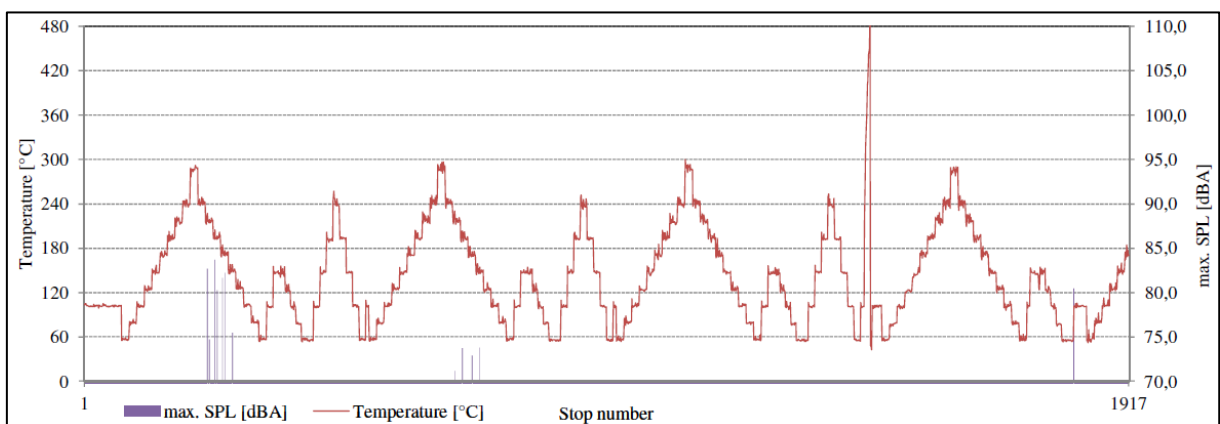


Figura 4.4: Matriz do teste de ruído de freio realizado em dinamômetro pela TMD *Friction* – Intensidade sonora dos eventos de *squeal*

Segundo Fieldhouse (2005), em ruídos de freio em frequências superiores a 3 kHz, os principais componentes envolvidos na instabilidade são as pastilhas e o disco de freio. Abaixo

de 3 kHz, a pinça de freio e o montante possuem uma participação mais significativa na instabilidade e em alguns casos os elementos de suspensão do veículo (massa não suspensa) podem também influenciar no ruído.

Outros dois dados interessantes obtidos deste teste (Figura 4.5), são os percentuais de ocorrência de ruído em função da temperatura e pressão aplicada no sistema de freio.

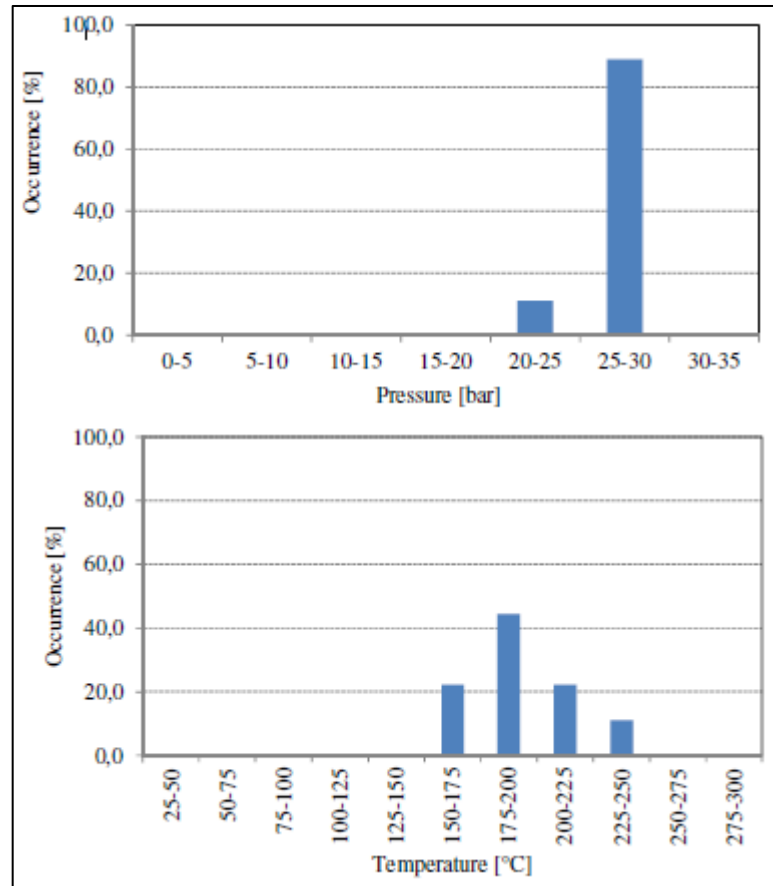


Figura 4.5: Percentual de ocorrências de *squeal* em função da pressão (gráfico superior) e temperatura (gráfico inferior)

Este teste revelou então uma propensão deste conjunto de freio de apresentar *squeal* em uma frequência média de 7,68kHz, bem como as principais condições operacionais para a ocorrência dos eventos de ruído. A seguir, serão avaliados os resultados do teste veicular que permitirão confirmar a presença desta instabilidade.

4.1.2 Resultados do teste em veículo

Por mais que o teste de ruído em dinamômetro seja bastante representativo, um teste final em veículo instrumentado onde condições cotidianas como um congestionamento em centros urbano, mudanças climáticas, impurezas provenientes da estrada, etc., precisam ser avaliadas.

É importante salientar que o teste em veículo fica sujeito a diferentes condições de trânsito, fatores ambientais e a influência humana (motorista). Tais influências têm participação

direta no resultado final do teste e, portanto, precisam ser minimizadas ao máximo. Para isso, as montadoras de veículos, juntamente com fornecedores de sistemas de freio, estabelecem rotas a serem percorridas e a quilometragem total a ser atingida. Essas rotas incluem percursos urbanos, descidas de serra e autoestrada, totalizando entre cinco e oito mil quilômetros. Para atingir essa quilometragem, cada percurso é repetido várias vezes e em diferentes condições de carga no veículo (vazio e carregado). O teste completo leva em torno de trinta dias para ser concluído e serve também para determinar a vida útil de pastilhas e discos de freio. A condução do veículo é realizada conforme uso de cliente e respeitando as velocidades de cada via. Tudo isso é inserido em uma norma específica para cada montadora.

As rotas são conhecidas por um nome de cidade ou região geográfica como por exemplo: Los Angeles City Traffic (USA), Majocar e Barcelona (Europa), Yellow Mountain e Shanghai (China).

No Brasil, a FCA (Fiat Chrysler Automóveis) utiliza a região de Belo Horizonte-MG. O teste é constituído de três trajetos: urbano, serra e autoestrada (extraurbano), ilustrados nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 respectivamente. O objetivo é abranger todas as possíveis condições de rodagem a que um veículo pode ser exposto pelos clientes; por isso, trechos de estradas de terra também fazem parte de alguns trajetos.

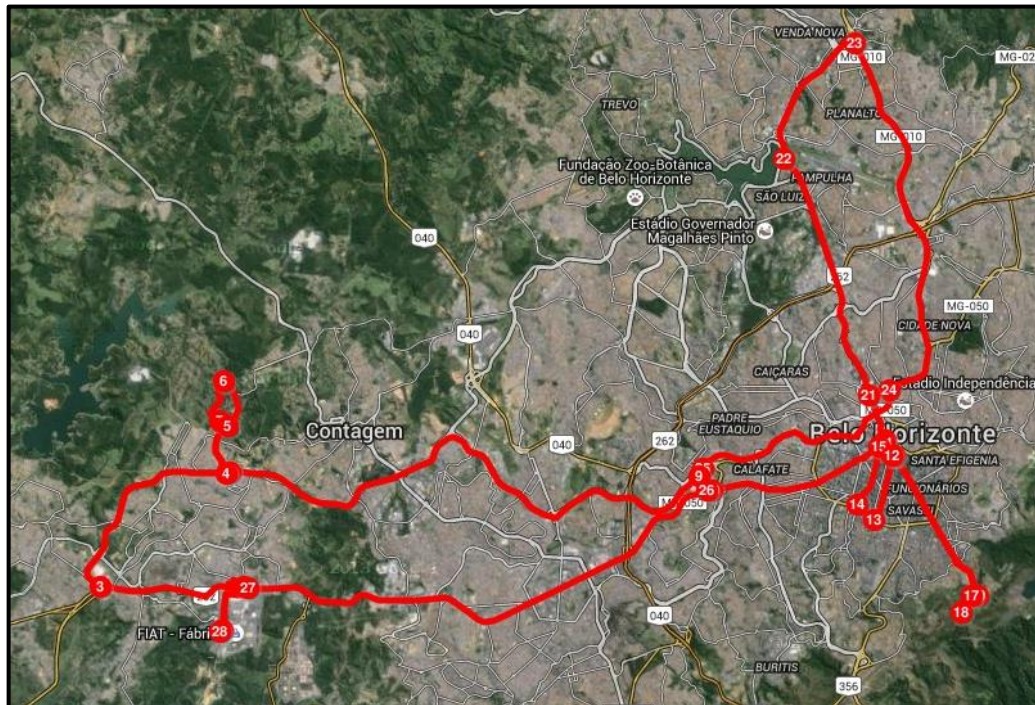


Figura 4.6: Percurso urbano para teste de ruído de freio em veículo

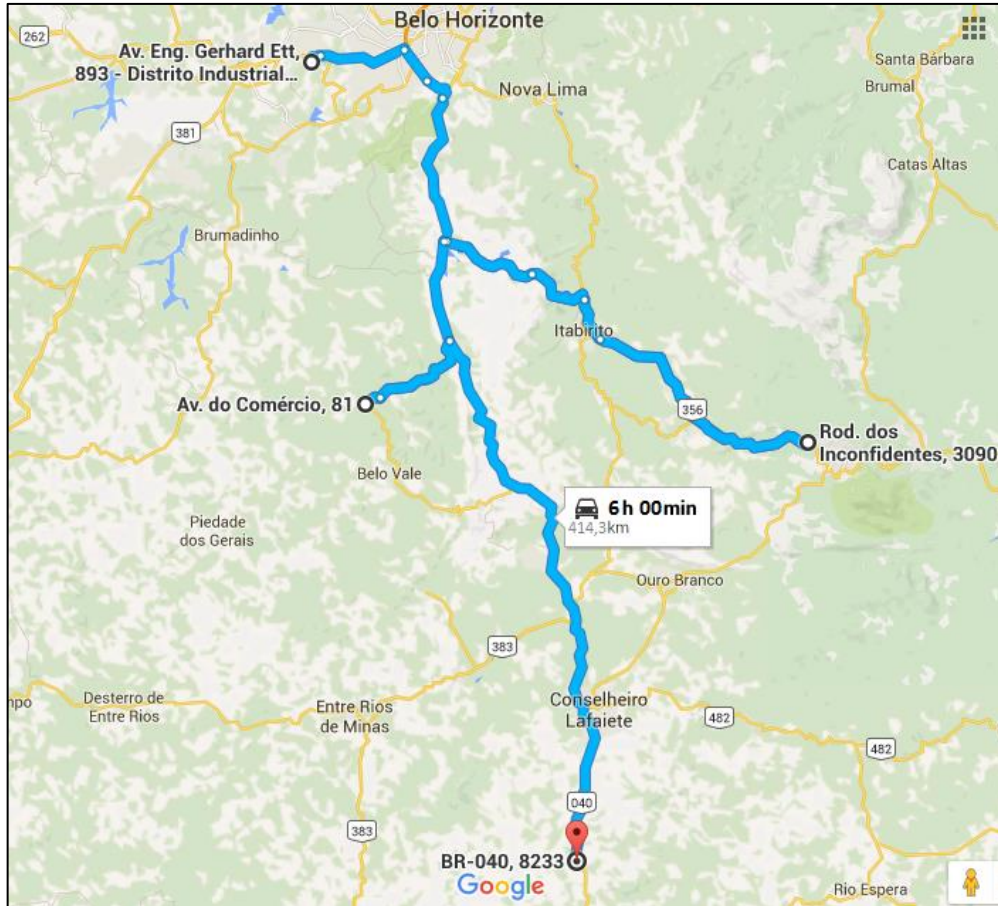


Figura 4.7: Percurso de serra para teste de ruído de freio em veículo

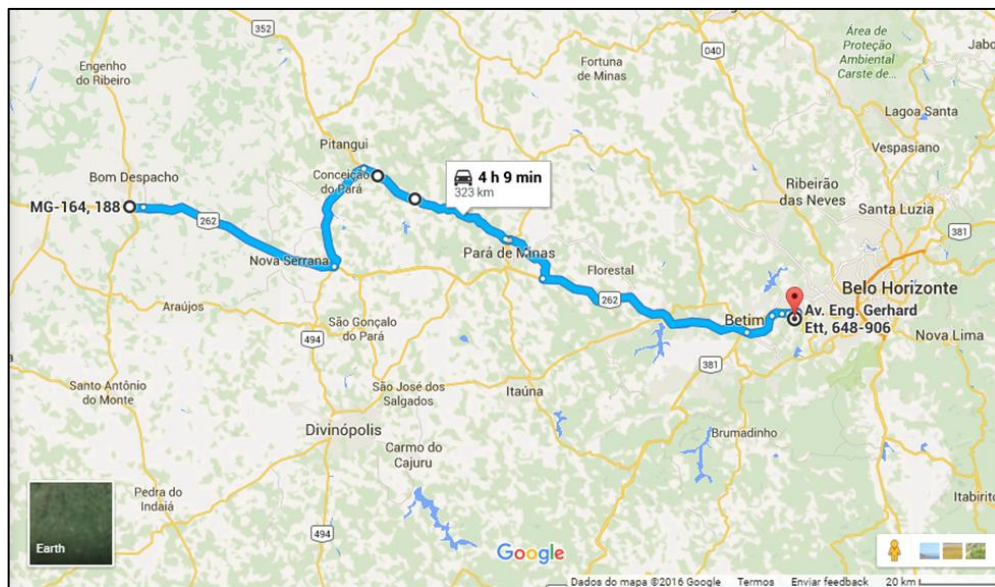


Figura 4.8: Percurso extraurbano para teste de ruído de freio em veículo

Para completar um teste, o ciclo urbano é repetido por dez vezes e os ciclos de serra e extraurbano são repetidos cinco vezes cada um, totalizando uma quilometragem de aproximadamente 5000 km.

Antes de iniciar o teste, o veículo é equipado com a seguinte instrumentação:

- Termopares tipo K instalados a 4 mm de profundidade no material de atrito das pastilhas;
- Acelerômetros mono axiais instalados no *back plate* das pastilhas ou suporte das pinças;
- Sensor de umidade relativa do ar;
- Microfone no interior do habitáculo do veículo (próximo ao ouvido do passageiro);
- Sensor GPS e de velocidade;
- Acelerômetro
- Transdutores de pressão para freio dianteiro e traseiro;
- Módulo para processamento dos sinais – *Link Engineering*;
- Comando para sinalização subjetiva de ruído (*Q-term*).

As frenagens realizadas durante todo o teste são registradas e, quando o microfone no interior do veículo capta um som na mesma frequência do acelerômetro instalado nas pastilhas (ou pinça) simultaneamente, o sinal é processado como um evento de ruído. Caso o piloto de testes escute este ruído ele poderá registrar este evento no comando *Q-term*.

O conjunto de freio em estudo foi então submetido ao teste em veículo. A foto 4.9 mostra a instrumentação no conjunto de freio em estudo.



Figura 4.9: Instrumentação no freio dianteiro para teste de ruído em veículo

Foram percorridos aproximadamente 5000 km, conforme rotas descritas anteriormente, totalizando 17316 frenagens, completando o ciclo para teste de ruído em veículo normalizado pela FCA.

O resultado é mostrado na Figura 4.10, sendo que no eixo das abcissas estão as frequências em Hertz, no eixo das ordenadas é indicada a intensidade sonora (*Sound Pressure Level – SPL*) em dB de cada evento de ruído. A linha preta contínua (*Mic Avg*) é o ruído de fundo captado pelo microfone e cada ponto no gráfico indica um evento de ruído sendo que: LF - *left front*, em azul, indicam ruídos gerados no freio dianteiro esquerdo, RF - *right front*, em vermelho, indicam ruídos gerados no freio da roda dianteira direita.

No total, foram registrados 18 eventos de *squeal* do lado esquerdo e 21 eventos de *squeal* do lado direito numa frequência média de 7780 Hz. Os demais eventos registrados ocorreram de forma isolada em diferentes frequências, possivelmente não tratando-se de uma instabilidade do sistema. No entanto, os ruídos na frequência de $\approx 7,78$ kHz caracterizam, sim, uma instabilidade deste sistema nesta frequência, pela quantidade de eventos e por terem ocorrido em ambos os lados, lado direito e lado esquerdo.

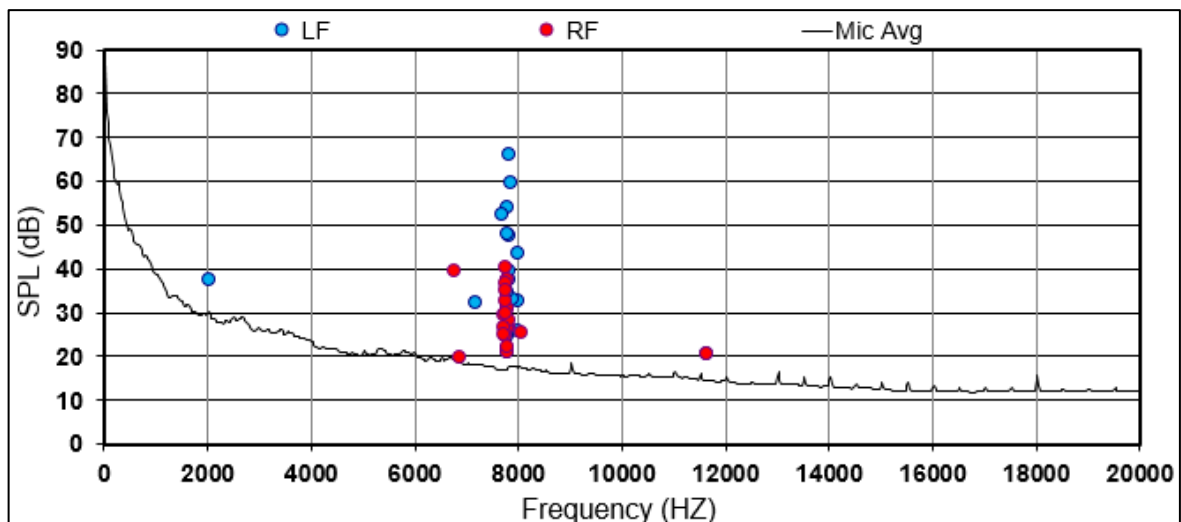


Figura 4.10: Matriz de ruído - teste veicular

Assim como no teste de ruído realizado em dinamômetro, as condições operacionais em que os eventos ocorreram no teste realizado em veículo podem ser analisados. No gráfico da Figura 4.11, é possível identificar a pressão hidráulica no sistema de freio durante os eventos de *squeal* relacionada com as frequências.

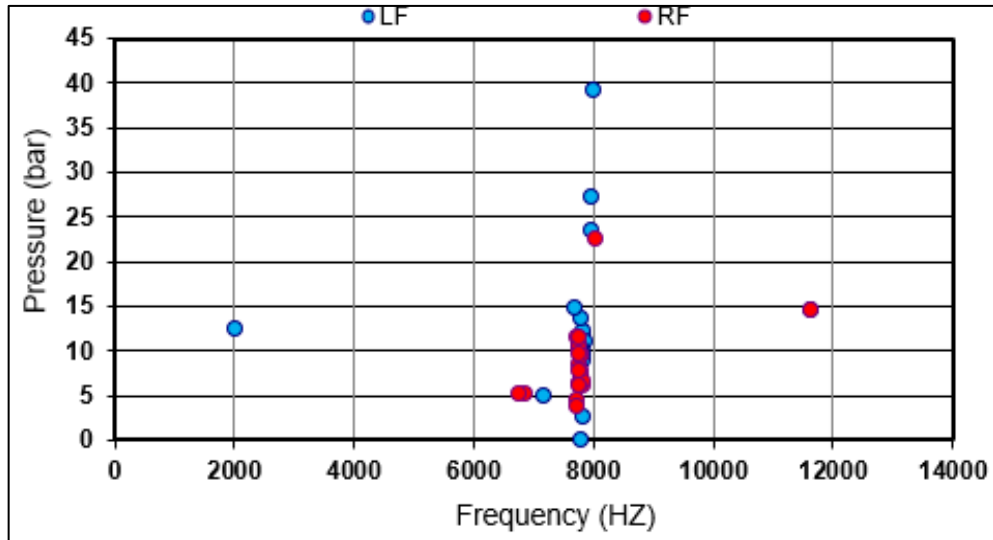


Figura 4.11: Relação dos eventos de ruído com a pressão hidráulica no sistema de freio

Outro dado importante, a temperatura na interface disco/pastilha durante cada evento de ruído, pode ser analisado no gráfico da Figura 4.12:

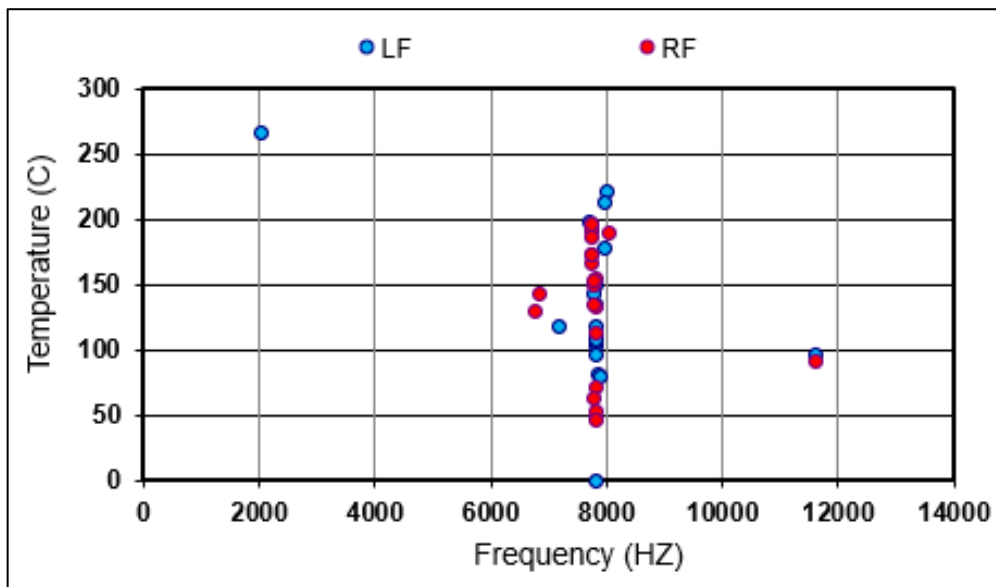


Figura 4.12: Correlação dos eventos de ruído com a temperatura na interface disco/pastilhas

No gráfico da Figura 4.13, um dado interessante pode ser observado também: os eventos de *squeal* em meio ao universo de todas as frenagens realizadas durante o teste. Este gráfico relaciona a velocidade do início da frenagem com a desaceleração atingida, permitindo uma análise das condições dinâmicas em que a instabilidade surge. Quando necessário, é possível tentar reproduzir tais eventos em dinamômetro quando uma solução está sendo desenvolvida.

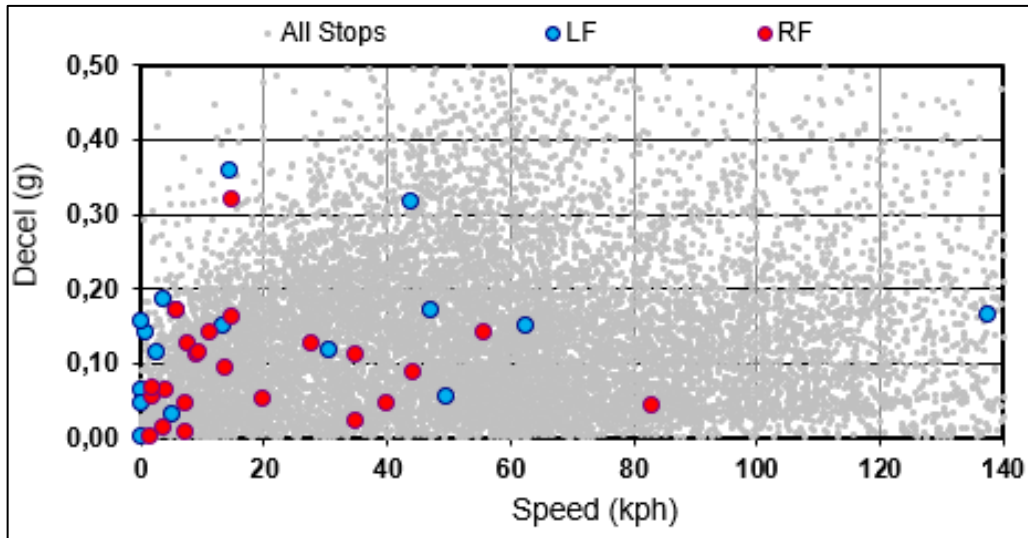


Figura 4.13: Mapeamento de todas as frenagens realizadas durante o teste em veículo

Por fim, a correlação dos eventos ruidosos da frequência com a velocidade pode ser visualizada no gráfico da figura 4.14.

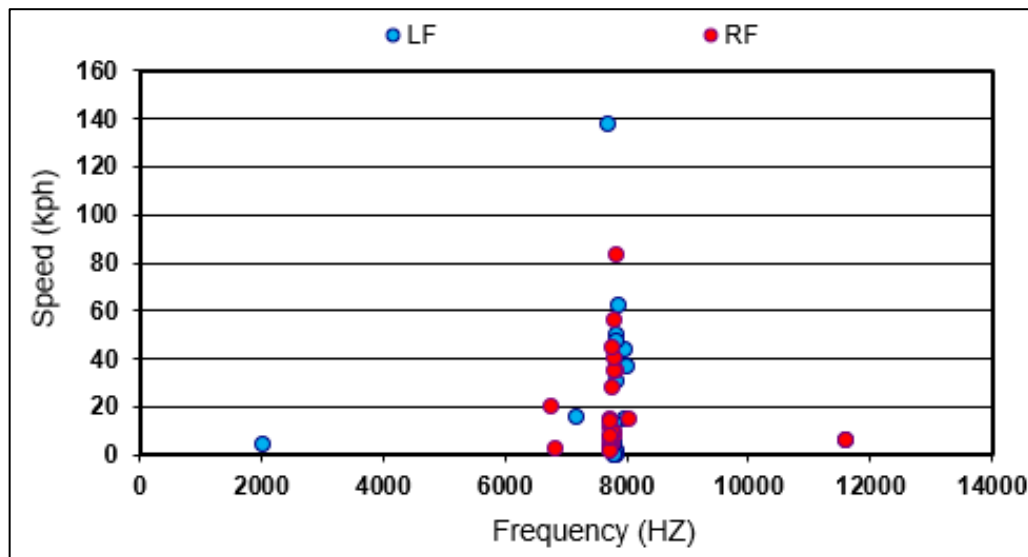


Figura 4.14: Correlação dos eventos ruidosos com frequência e velocidade

A frequência média do *squeal* encontrada no teste em veículo é bastante próxima da encontrada no dinamômetro, 7,78 kHz e 7,68 kHz respectivamente, confirmando tratar-se de um modo instável deste sistema de freio. Além disso, é possível afirmar que houve uma boa correlação entre o teste realizado no dinamômetro e o teste realizado no veículo, tendo sido encontrada uma variação de apenas 1,28% no valor da frequência.

5 AVALIAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A análise de autovalores complexos revelou quatro modos potencialmente instáveis para o sistema modelado, segundo o critério de que autovalores com a parte real positiva indicam que a amplitude da oscilação do modo tenderá a crescer com o tempo. Essa abordagem tem se consolidado como o ponto de partida para qualquer análise de ruído de freio veicular desde os primeiros modelos analíticos até os atuais modelos em elementos finitos. No entanto, o grande número de modos instáveis que normalmente são extraídos dessas análises fez com que os pesquisadores buscassem critérios adicionais que os auxiliassem a determinar com mais assertividade qual ou quais dos modos com $Re(\lambda) > 0$ são mais propensos à ocorrência de *squeal*. Exemplo disso é o *negative damping ratio* (NDR), o indicador criado a partir da suposição de que não basta a parte real do autovalor ser positiva para haver uma condição instável, mas que somente quando ela atinge determinado valor haveria energia suficiente para que aquele modo fosse excitado. Outro exemplo é a presença de fenômenos de acoplamento entre pastilhas e disco ou entre diferentes modos do disco de freio que se unem e vibram na mesma frequência. Na Figura 5.1, os modos instáveis segundo esses critérios de avaliação são apresentados graficamente em comparação com dados experimentais.

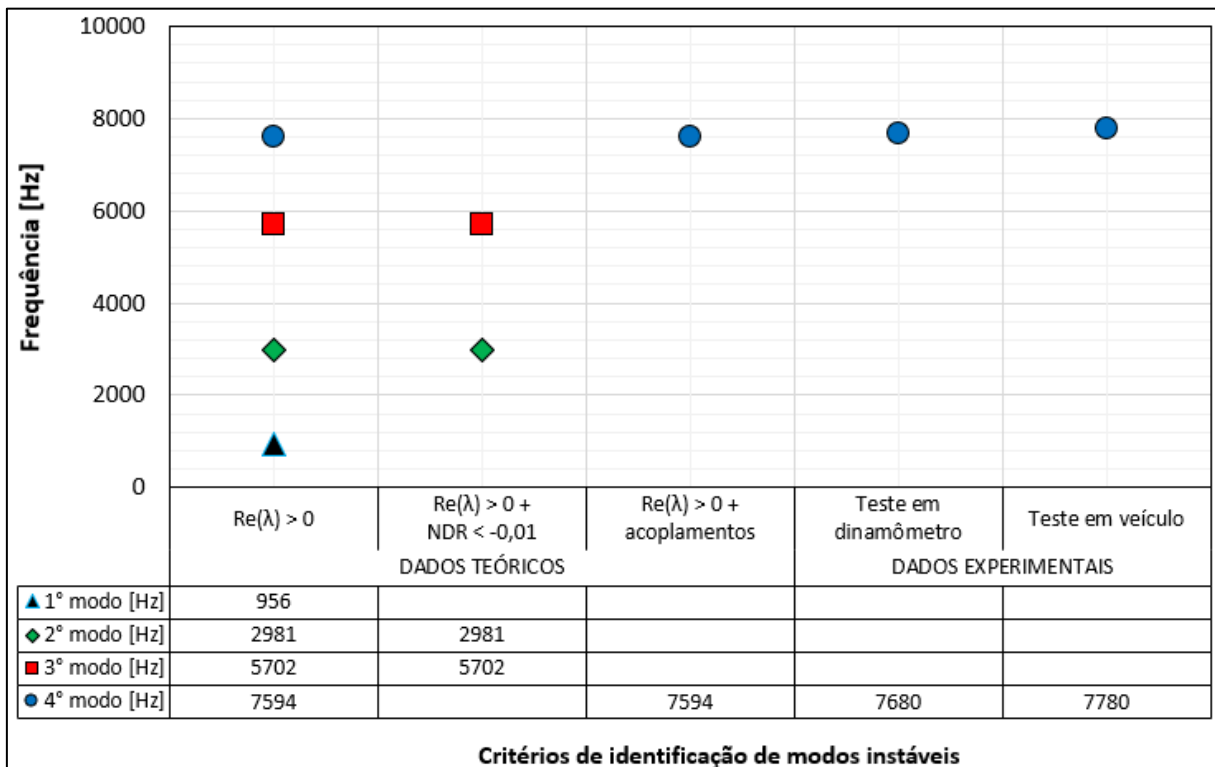


Figura 5.1: Modos instáveis - Comparação entre dados teóricos e experimentais

Nesta análise, pode-se observar que, se considerarmos o NDR como critério para predição de *squeal*, não se encontrará uma correlação com os resultados experimentais.

Por outro lado, observando a presença de fenômenos de acoplamentos modais, tem-se uma boa correlação para o quarto modo identificado com parte real positiva em seu autovalor. Na Tabela 5.1, é mostrada a diferença em termos percentuais entre as frequências de *squeal* encontradas nos testes experimentais e a frequência do modo instável identificado no modelo CEA.

Previsto no CEA [Hz]	7594
Encontrado no teste em dinamômetro [Hz]	7680
Encontrado no teste em veículo [Hz]	7780
Varição entre CEA e Teste em dinamômetro [%]	1,13%
Varição entre CEA e Teste em veículo [%]	2,40%

Tabela 5.1: Comparação resultados teóricos e experimentais

Dessa forma, não é possível comprovar a efetividade da utilização do fator de amortecimento negativo (NDR) como critério para julgar a propensão do sistema à geração de *squeal*. No caso avaliado, essa abordagem teria induzido a predição de modos instáveis não identificados nas condições reais de utilização do freio.

No entanto, a análise dos autovalores complexos com $Re(\lambda) > 0$, somada à análise das formas modais e participação de acoplamentos, permitiu prever corretamente qual modo seria instável nas condições práticas de uso do sistema de freio. A baixa variação entre as frequências dos modos instáveis obtidas dos testes experimentais e a frequência prevista no modelo numérico mostra também que as propriedades dos materiais e as condições operacionais utilizadas no CEA são coerentes.

Finalmente, a metodologia é considerada válida e apresenta grande importância em projetos de sistemas de freio. Uma vez confirmado um ou mais modos instáveis, alterações na geometria ou nas constantes elásticas dos materiais podem ser validadas no CEA antes dos testes experimentais, reduzindo consideravelmente os custos e os prazos de desenvolvimento. Para comprovar isso, no capítulo seguinte, é realizada uma modificação geométrica no disco de freio com o objetivo de eliminar o modo instável detectado nesse sistema de freio.

6 APLICAÇÃO DO CEA PARA ELIMINAÇÃO DO SQUEAL

Neste capítulo, a análise de autovalores complexos será aplicada para tentar eliminar a ruído de *squeal* presente no sistema de freio em estudo. O resultado numérico será validado com o teste de ruído em dinamômetro, tendo em vista que esse teste apresentou uma boa correlação com os testes em veículo.

A instabilidade está presente em uma frequência do conjunto de freio onde se pronunciam dois modos do disco de freio (tangencial e axial) e também modos de flexão das pastilhas de freio. Dessa forma, existem várias possibilidades que poderiam ser exploradas, como, por exemplo: modificações geométricas nas pastilhas de freio com a adoção de chanfros ou canais (*slots*) no material de atrito, aumento de rigidez do *back plate* das pastilhas, modificação geométrica no disco para aumentar o espaçamento entre as frequências dos modos tangencial e axiais ou ainda alterações nas propriedades elásticas do material de fricção ou também do material do disco de freio. No entanto, para atender ao prazo de conclusão deste trabalho e aos limites de custos disponíveis, optou-se por realizar uma modificação geométrica no disco de freio que envolvesse apenas pequenas mudanças nos parâmetros de usinagem originais.

A modificação possível de ser realizada em tais condições foi a redução da espessura da pista frenante do disco. Obviamente não se trata de uma modificação possível de ser implementada, uma vez que a vida útil do disco seria significativamente comprometida. No entanto, a proposta é válida para o estudo em questão para comprovar a efetividade da aplicação do CEA na análise de soluções para o *squeal*.

6.1 ELIMINAÇÃO DO MODO INSTÁVEL POR MEIO DO CEA

O modelo original foi modificado aplicando uma redução de 2 mm na espessura da pista frenante do disco de freio como ilustrado na Figura 6.1. Todas as demais propriedades dos materiais, condições de contorno e condições operacionais foram preservadas.

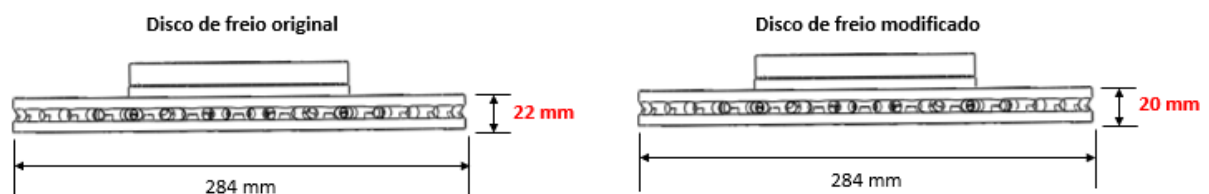


Figura 6.1: modificação da espessura do disco de freio

A extração de autovalores complexos nessas condições indica uma pequena redução na frequência natural do 4º modo instável do sistema, saindo de 7,59 kHz para 7,41 kHz, e o

acoplamento dos modos axial e tangencial ainda está presente, conforme ilustrado na Figura 6.2.

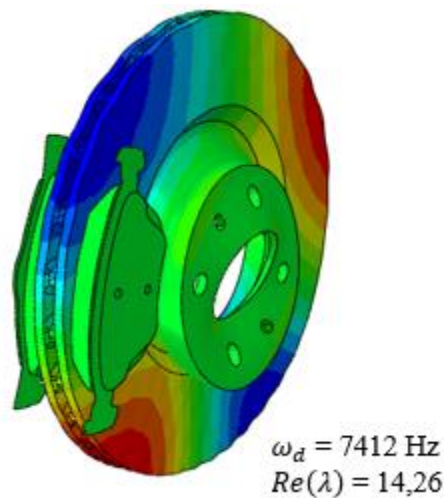


Figura 6.2: Avaliação do 4º modo instável com a redução de 2 mm na espessura do disco de freio

Pelo comportamento dinâmico do disco de freio, não se esperaria grandes mudanças no resultado. No entanto, ao observar o comportamento das pastilhas, verifica-se que estas não apresentam os modos de flexão existentes no modelo original. A Figura 6.3 mostra essa diferença da forma modal do conjunto original em relação ao conjunto com o disco modificado.

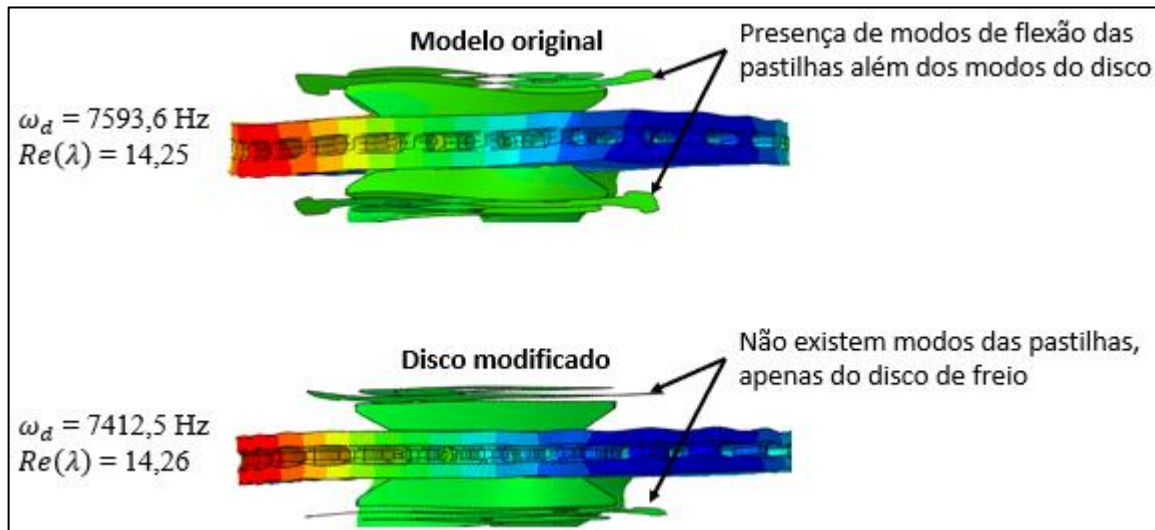


Figura 6.3: Comparativo entre os modos instáveis do conjunto original e do conjunto modificado

Na revisão bibliográfica, foi visto que Chen relacionou a ocorrência de *squeal* de alta frequência com o acoplamento entre modos do próprio disco de freio devido à proximidade entre as frequências naturais no plano e fora do plano, sem, no entanto, deixar claro a participação das pastilhas nessas instabilidades. Outro pesquisador, Yang, relatou que não havia provas concretas de que esses acoplamentos por si só eram suficientes para gerar *squeal*.

Neste trabalho, será possível dar uma contribuição a essa questão, pois, no conjunto original, tem-se um modo instável previsto pelo CEA em que existe o acoplamento entre modos

no plano e fora do plano do disco com resultados experimentais comprovando a ocorrência de *squeal* em uma frequência muito próxima. Mas, além disso, tem-se também uma participação das pastilhas nessa frequência, que vibram em um modo de flexão. É possível que a ressonância das pastilhas seja a condição necessária para que, em condições operacionais, esse modo seja excitado. Isso poderá ser comprovado se o *squeal* não ocorrer no conjunto em que o disco foi modificado, pois, nesse caso, o acoplamento entre modos tangenciais e axiais do disco ainda está presente, porém em uma frequência mais baixa e desta vez sem a presença de modos de vibração das pastilhas.

6.1.1 Teste em dinamômetro

Foram produzidos discos de freio com as novas especificações e o mesmo teste em dinamômetro, descrito no capítulo 4 deste trabalho, foi repetido. A Figura 6.4 mostra o resultado comparativo entre os resultados obtidos para o conjunto original e o conjunto modificado.

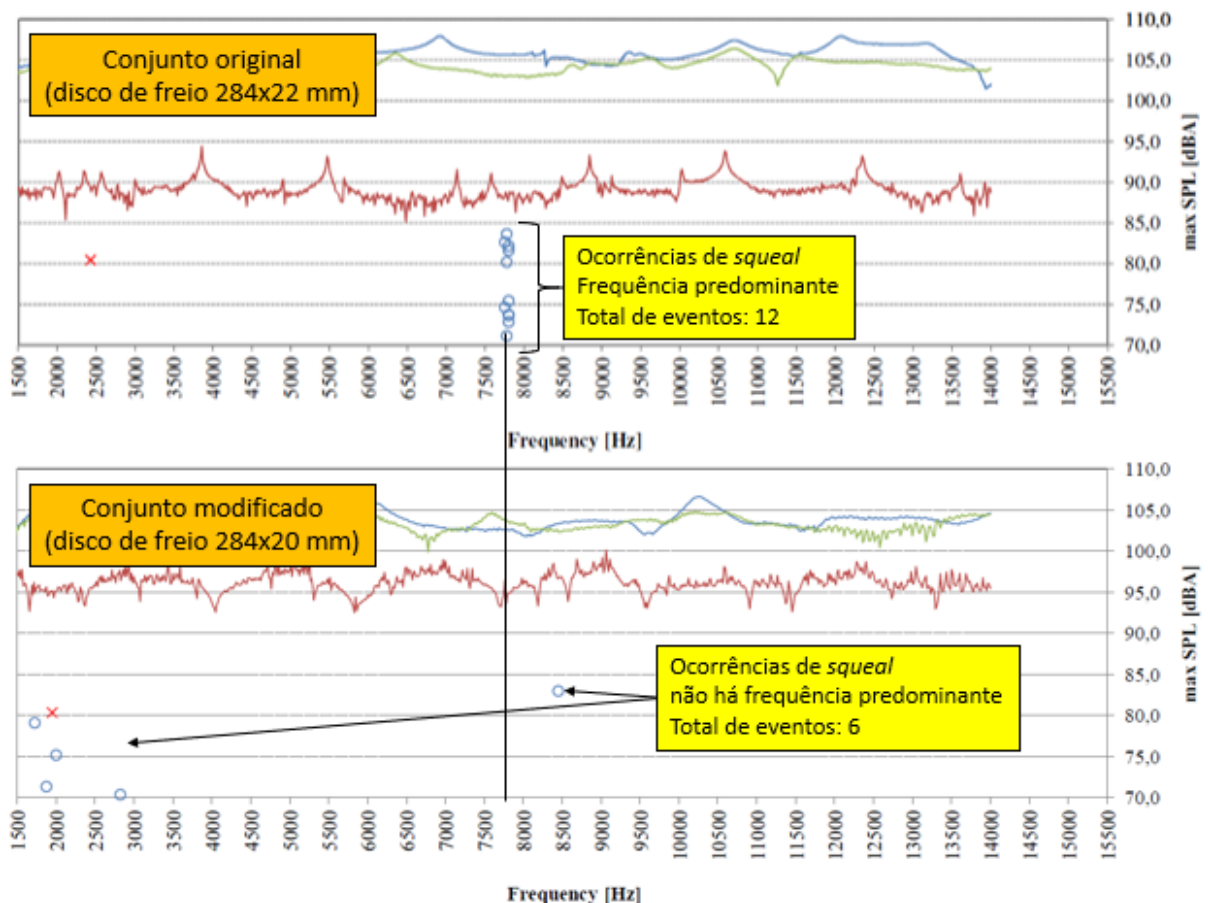


Figura 6.4: Comparativo entre os resultados do teste de ruído em dinamômetro obtidos para o conjunto original e o conjunto modificado

O sistema com disco de freio modificado apresenta um resultado com 50% a menos de ocorrências de *squeal* em relação ao conjunto original. Mas o mais importante para este trabalho especificamente é que o 4º modo instável do conjunto original não apresentou *squeal* no

conjunto modificado. Mesmo com a modificação do disco de freio, baseando-se no valor da parte real dos autovalores complexos, o CEA continuou revelando uma instabilidade para esse modo numa frequência ligeiramente inferior, porém, ainda com o acoplamento entre modos no plano e fora do plano. Como mencionado anteriormente, a principal diferença fica por conta das pastilhas de freio, as quais deixaram de vibrar nessa nova condição.

É possível concluir, a partir desse resultado, que o alinhamento entre frequências de modos tangenciais e axiais do disco de freio por si só não é suficiente para provocar a ocorrência de *squeal*. Embora a análise de autovalores complexos sempre revelará a ocorrência desse fenômeno pela precipitação de autovalores acoplados e com partes reais positivas, é necessário haver uma fonte de excitação. Para esse caso em específico, a fonte de excitação pode estar ligada à presença de frequências naturais das pastilhas com valores muito próximos à frequência em que ocorre o acoplamento dos modos do disco.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Neste capítulo, são apresentadas as principais conclusões da dissertação e sugestões para trabalhos futuros.

7.1 CONCLUSÕES

Mais de um século já se passou desde que o primeiro freio a disco foi patenteado, mas uma solução definitiva para o problema de ruído do tipo *squeal* continua sendo um grande desafio para os pesquisadores.

Desde que os primeiros modelos analíticos para a análise de *squeal* foram criados, houve um grande progresso no entendimento dos fenômenos envolvidos nessa instabilidade dinâmica do sistema, principalmente no que se refere aos efeitos do atrito entre as pastilhas e o disco. Estudos experimentais, não menos importantes, têm permitido o acúmulo de uma grande quantidade de informações acerca da natureza do ruído, principalmente quanto aos mecanismos de radiação sonora. Mais recentemente, modelos em elementos finitos têm contribuído de forma substancial para a incorporação das complexidades geométricas do sistema na análise.

Este trabalho teve por objetivo avaliar a correlação da Análise de Autovalores Complexos (CEA) com resultados de testes experimentais de ruídos em um sistema de freio a disco. Sua motivação nasce da necessidade de aprimorar a abordagem desse tema durante o projeto, viabilizando a utilização do CEA para interpretar resultados de testes, simular modificações na geometria ou nas propriedades dos materiais, além de explorar ideias inovadoras.

Análises experimentais conduzidas em dinamômetro e também em veículo, revelaram a presença de *squeal* numa frequência muito próxima a do 4º modo instável previsto no modelo. A avaliação dos autovalores com partes reais positivas, aliada a uma análise das formas modais envolvidas, permitiu identificar corretamente o modo instável do sistema de freio. Correlações de 98,87% e 97,60% foram obtidas entre o modelo numérico e o teste em dinamômetro e entre o modelo numérico e o teste em veículo respectivamente.

Uma atenção especial foi dada às técnicas de caracterização das propriedades dos materiais. As condições operacionais como pressão e velocidade foram determinadas a partir de dados experimentais estatísticos. Considerando que não foram feitos ajustes de modelo, a boa correlação atingida permite concluir que a metodologia utilizada para definição desses parâmetros é adequada. No Apêndice C, é proposto um fluxograma para a introdução do CEA no projeto de freio a disco.

Na revisão bibliográfica, foi visto que muitos modelos se ocupam de incluir todos os componentes do sistema de freio, além dos componentes de suspensão. Neste trabalho, apenas o disco e as pastilhas foram modelados e, mesmo assim, o resultado foi satisfatório. Isso comprova o que alguns autores relatam em seus trabalhos, afirmando que o disco e as pastilhas são os principais componentes envolvidos em ruídos de *squeal*. Obviamente isso não diminui a importância de incorporar mais componentes no modelo para identificar a participação de cada um deles nas instabilidades dinâmicas do conjunto. No entanto, modelos simplificados, como o que foi adotado neste trabalho, reduzem expressivamente os custos computacionais e dão maior agilidade na obtenção de resultados. Para comprovar isso, uma proposta virtual foi avaliada alterando a frequência do modo instável por meio da redução da espessura do disco de freio. Segundo a análise CEA, o deslocamento da frequência em que ocorria o acoplamento de modos tangenciais e axiais do disco de freio foi suficiente para eliminar a participação das pastilhas de freio naquele modo. Em um novo teste de ruído realizado no dinamômetro, utilizando o disco de freio com as modificações propostas no modelo, foi possível comprovar que os eventos de *squeal* naquela frequência haviam sido eliminados.

Infelizmente, não é possível considerar a análise de autovalores complexos como um método de predição de *squeal*. Contudo, a partir da confirmação experimental, sua utilização passa a ser de grande valor para o projeto, pois soluções virtuais podem ser exploradas com um espaço de tempo e custos muito inferiores ao que se gastaria com a construção de protótipos e extensivos ensaios.

7.2 SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Como o foco deste trabalho foi a correlação do modelo numérico com dados experimentais, variações nas propriedades dos materiais ou em condições operacionais de frenagem não foram avaliadas. Sugere-se, portanto, uma análise paramétrica, considerando as variações naturais de um processo de fabricação do disco e das pastilhas de freio. Um dado importante é fornecido no Apêndice A quanto à variação do módulo de elasticidade do ferro fundido cinzento, material do disco de freio. Além disso, dados estatísticos das condições operacionais do sistema de freio em condições reais de uso foram fornecidos e podem enriquecer a análise.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABAQUS; (2012), **Getting started with Abaqus – Interactive Edition**. Version 12.

ABAQUS, **Documentation**, Version 6.14. <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/index.html>

ABADELHAMID, M. K., e DENYS, E. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.10 Los Angeles city traffic (LACT) testing, 229-248.

ANWANA, O. D., e CAI H. (2003), **Analytical Prediction of the Brake Caliper Seal-Groove Performance**. ABAQUS Users' Conference, Delphi Corporation.

ANTUNES, DIEGO SEVERO; (2016), **Metodologia de avaliação de instabilidade dinâmica em freios a tambor utilizando o método dos elementos finitos**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

BERANEK, LEO L.; (1960), **Noise Reduction**. McGraw-Hill, New York, Cap.3 Criteria for Noise and Vibration Control, 495-514.

DAMIR, A. N., ELKHATIB, A., NASSEF, G. (2007), **Prediction of fatigue life using modal analysis do gray and ductile cast iron**. Elsevier, International Journal of Fatigue, Vol.29 (2007) 499-507.

DENYS, E., YANG, M., CHEN, F., (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.8 Brake pad damping: measurement, design, and application, 187-214.

FCA Norma Materiali 52205, **Ghisa Grigia**, 2007.

FERRETO, C. J., CARVALHO, A., ABREU, R., MARINHO, P., GUIMARÃES, L., (2017), **Variation of rotor natural frequencies due to manufacturing and its influence on disc brake noise generation**. SAE Paper 2017-36-0006.

FIELDHOUSE, J. D., ETTEMEYER, A., e CHEN, F. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.14 Laser metrology and its applications to brake squeal, 329-371.

KESHAVARZ, MIR A.; (2017), **Brake Squeal Analysis in Time Domain Using ABAQUS**. Master's Thesis – Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg.

LUO, J. e LOCK, A. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.11 Noise dynamometer and vehicle test correlation, 249-272.

LIMPERT, RUDOLF; (2011), **Brake Design and Safety**. 3.ed. SAE International, Warrendale, PA.

LIU, P., ZHENG, H., CAI, C., WANG, Y.Y., LU, C., ANG, K.H., LIU, G.R.; (2007), **Analysis of disc squeal using the complex eigenvalue method**. Elsevier, Applied Acoustic 68 (2007) 603-615.

MARSCHNER, H., RECKWERTH, D., STEGER, H.; (2008), **Innovative Vibration Measurement Technology for Brake Development**. Offprint, Automobiltechnische Zeitschrift Vol.2, Wiesbaden.

MATOZO, LUCIANO T.; (2012), **Estudo de relação entre propriedades de compósitos de fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise**. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

MALOSH J. B., (1998), **Disc brake noise reduction through metallurgical control of rotor resonances**. SAE Paper 982236.

NACK, W.V. e CHEN, S.-E. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.4 Complex modes: analysis and design, 79-94.

NOUBY, M. e SRINIVASAN, K.; (2009), **Parametric Studies of Disc Brake Squeal Using Finite Element Approach**. Journal Mekanikal, 29, 52-56.

NORTON, R. L. (2004), **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2.ed. Bookman, Porto Alegre.

OEHLMEYER, ALBERTO KURI; (2008), **Instabilidade de freios a disco por análise de autovalor complexo**. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

OUYANG, H., NACK, W., YUAN, Y., e CHEN, F (2005), “**Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review**”. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 1, 3/4.

QUAGLIA, R. L. e CHEN, F (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.15 Squeal Reduction and Prevention, 373-389.

RAO, S. S. (2004), **Mechanical Vibrations**. 4.ed. Pearson Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey.

SAE J2521, **Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix**, 2006

SUETTI, ANDRÉ GARCIA LIMA; (2011), **Estudo do fenômeno “stick-slip” aplicado às vibrações de freios automotivos**. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

TAN, C. e CHEN, F. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention**. SAE book monograph, Cap.1 Mechanisms and Causes of Disc Brake Squeal, 1-25.

TRICHÊS, MARIO JR.; (2004), **Uma metodologia para análise de ruído em sistemas de freio a disco usando o método dos elementos finitos**. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

WAGNER, ANDREAS; (2013), **Avoidance of brake squeal by a separation of the brake disc's eigenfrequencies: A structural optimization problem.** Thesis (Doctoral) – Department of Mechanical Engineering, Technical University Darmstadt, Darmstadt.

THOMPSON, J. K. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention.** SAE book monograph, Cap.9 Dynamometer testing, 215-227.

WICKERT, J. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention.** SAE book monograph, Cap.7 Vibration of Disc Brake Rotors, 161-185.

YUHAS, D. E., e YUHAS, M.P. (2005), **Disc brake squeal: Mechanisms, analysis, evaluation, and reduction/prevention.** SAE book monograph, Cap.12 Friction Materials Elastic Constant Measurements, 273-307.

APÊNDICE A – caracterização das propriedades do material do disco

O disco de freio utilizado neste trabalho é produzido em uma liga de ferro fundido cinzento denominada GH 190, nomenclatura esta utilizada internamente pela FCA.

Para este trabalho, optou-se por realizar a caracterização do módulo de elasticidade por meio da análise da frequência natural dos corpos de prova (Figura A.1) ao invés da utilização de ensaios de tração. Isso porque a parte elástica da curva tensão x deformação do ferro fundido cinzento é não linear, o que dificulta bastante a determinação do módulo de elasticidade, e como consequência, gera uma incerteza significativa no resultado final. A caracterização via vibrações foi utilizada por Trichês, 2004 em sua tese de doutorado, e, segundo ele, os resultados permitiram uma boa correlação entre os dados experimentais e o modelo em elementos finitos.

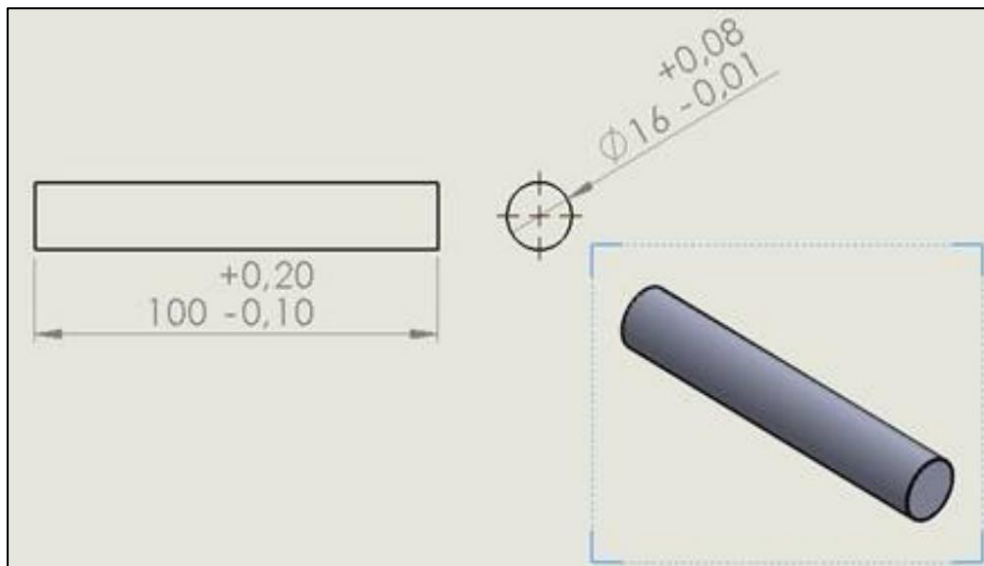


Figura A. 1: Viga para caracterização do módulo de elasticidade via vibrações – dimensões em [mm]

A viga foi pendurada por cabos (Figura A.2), sendo excitada em uma extremidade por um martelo de impacto na direção perpendicular aos cabos, onde não há restrição ao movimento, ou seja, condição livre-livre. A resposta em frequência foi medida com um mini acelerômetro piezoelétrico na extremidade oposta à excitação. Devido à faixa de frequência do acelerômetro, a máxima frequência considerada para a análise foi de 10 kHz.

Foram caracterizados três corpos de prova, conforme esquema representado na Figura A.2.

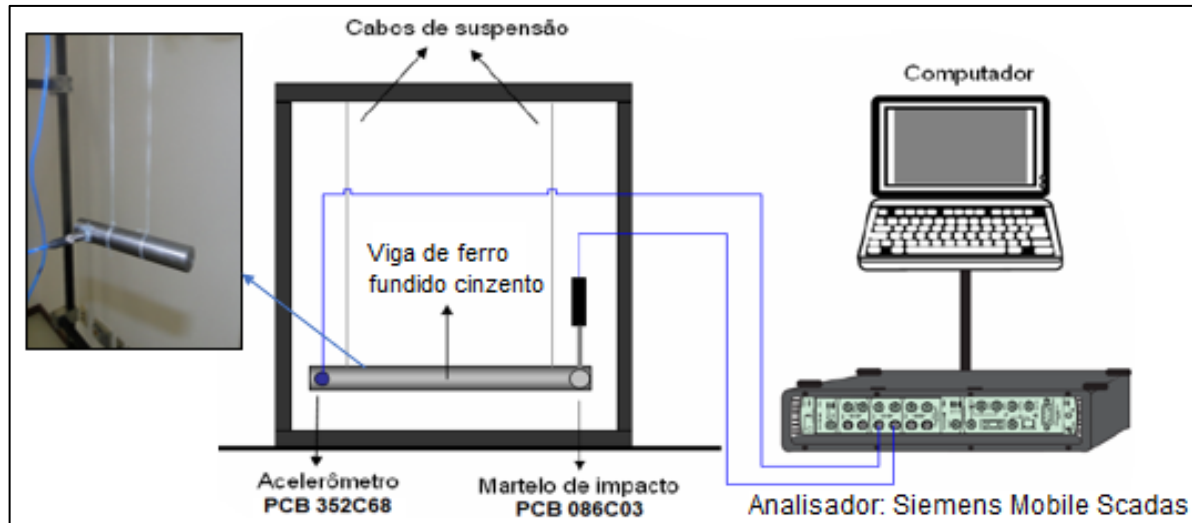


Figura A. 2: Montagem experimental utilizada para a medição de FRF da viga de ferro fundido cinzento. (Fonte: adaptado de Trichês 2004)

Para se obter o módulo de elasticidade do material a partir da frequência natural do corpo de prova, utiliza-se a teoria de sistemas contínuos aplicada a vigas na condição livre-livre. Considerando o modelo de Bernoulli-Euler, tem-se:

$$E = \frac{(2\pi\omega_n)^2 ml^4}{I\beta_i^4} \quad (\text{A.1})$$

onde:

E = módulo de elasticidade;

ω_n = frequência natural;

m = massa por unidade de comprimento da viga;

l = comprimento da viga;

I = momento de inércia da seção transversal

β = constante, definida com 4,730041 para o 1º modo (Rao 2004).

A Figura A.3 mostra as FRFs medidas em três corpos de prova idênticos. Como a viga é bastante rígida, suas frequências naturais são elevadas. Além disso, o acelerômetro utilizado apresenta uma incerteza de medição elevada para frequências superiores a 12 kHz, o que permitiu a caracterização de apenas um modo da viga.

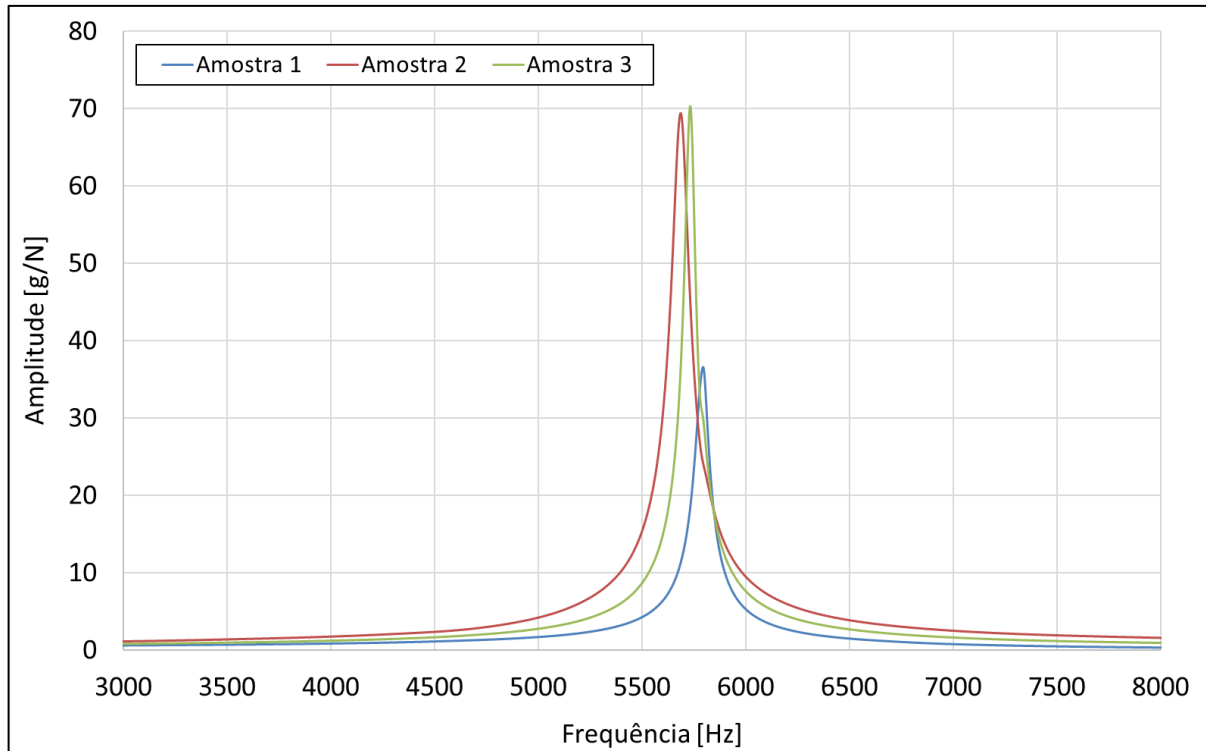


Figura A. 3: FRFs corpos de prova - ferro fundido cinzento GH 190

O ferro fundido cinzento GH 190 é normalizado por uma norma interna da FCA, n.º 52205, que estabelece sua composição química e suas propriedades mecânicas. Segundo a norma, o valor nominal do módulo de elasticidade para esta liga é de 128 GPa.

Na caracterização por FRF, três valores diferentes foram encontrados, possivelmente em detrimento de variações de processo produtivo, uma vez que os corpos de prova foram retirados de diferentes lotes de fundição. As frequências naturais encontradas para as amostras 1, 2 e 3 foram: 5792, 5692 e 5738 Hz respectivamente. Aplicando essas frequências na Equação 3.16, obtêm-se os seguintes valores para o módulo de elasticidade: 120,9, 116,8 e 118,7 GPa respectivamente, o que equivale a uma variação de -5,5%, -8,7% e -7,2% respectivamente em relação ao valor nominal especificado pela norma.

Um estudo recente realizado por Ferreto et al. 2017, quantificou o impacto das variações do processo de fabricação. Segundo os autores, a variação natural do módulo de elasticidade em um processo de fundição é de $\pm 6,5\%$ em torno do valor encontrado para um corpo de prova produzido com o teor nominal de carbono equivalente (CE). Esse resultado veio a confirmar as conclusões de Malosh (1998), de que a principal fonte de variação do módulo de elasticidade do ferro fundido cinzento está no teor de CE da liga. O autor encontrou uma relação aproximadamente linear e inversamente proporcional entre o módulo de elasticidade e o percentual de carbono equivalente.

Partindo de tais conclusões, apenas a amostra 1 apresenta características que respeitam esses limites e, por isso, será adotada como parâmetro para o modelo numérico deste trabalho. Portanto, o valor adotado para o módulo de elasticidade do material do disco de freio será de 120,9 GPa.

A seguir, são calculadas as frequências naturais e os modos de vibrar analíticos do corpo de provas utilizando o MATLAB para comparar com a FRF medida. Considerando a análise espectral de vigas, a frequência natural ω_n é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\left(\frac{\beta^4}{l} \times \frac{EI}{\rho a}\right)} \quad (\text{A.2})$$

onde a é a área da seção transversal e ρ é a densidade do material.

Uma vez que a massa do corpo de provas foi medida e suas dimensões são conhecidas, a densidade é facilmente obtida:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right) \times l} \quad (\text{A.3})$$

onde V e D são o volume e o diâmetro da viga respectivamente.

Segundo Rao (2004), o modo de vibrar de uma viga na condição livre-livre é dado por:

$$W(l) = [\text{sen}(\beta l) + \text{senh}(\beta l) + \vartheta(\text{cos}(\beta l) + \text{cosh}(\beta l))] \quad (\text{A.4})$$

onde:

$$\vartheta = \left(\frac{\text{sen}(\beta l) - \text{senh}(\beta l)}{\text{cosh}(\beta l) - \text{cos}(\beta l)}\right) \quad (\text{A.5})$$

Para calcular a resposta em frequência da viga, será utilizada a solução na forma exponencial, que após aplicação da série de Fourier descreve o deslocamento vertical em função da frequência por meio da Equação A.6 (Rao 2004).

$$v(x, \omega) = A e^{-i\beta x} + B e^{-\beta x} + C e^{i\beta x} + D e^{\beta x} \quad (\text{A.6})$$

Reproduzindo a FRF experimental, a excitação será aplicada no ponto $x = 0,005 \text{ m}$ e a receptância será calculada no ponto $x = 0,1 \text{ m}$. Aplicando as condições de contorno para a viga na condição livre-livre na posição $x = 0 \text{ m}$, temos que o momento fletor e o esforço cortante são nulos (Rao 2004), portanto:

$$El \frac{\partial^2 v_1(x, \omega)}{\partial x^2} \Big|_{x=0} = 0 \rightarrow -A_1 + B_1 - C_1 + D_1 \quad (\text{A.7})$$

$$El \frac{\partial^3 v_1(x, \omega)}{\partial x^3} \Big|_{x=0} = 0 \rightarrow +iA_1 - B_1 - iC_1 + D_1 \quad (\text{A.8})$$

Aplicando as condições de contorno em $x = 0,005 \text{ m}$, tem-se deslocamento, rotação e momento fletor iguais e aplicação da força cortante originada da excitação:

deslocamentos iguais:

$$\begin{aligned} v_1(0,005, \omega) &= v_2(0,005, \omega) \Rightarrow A_1 e^{-i\beta 0,005} + B_1 e^{-\beta 0,005} + C_1 e^{i\beta 0,005} + D_1 e^{\beta 0,005} \\ &= A_2 e^{-i\beta 0,005} + B_2 e^{-\beta 0,005} + C_2 e^{i\beta 0,005} + D_2 e^{\beta 0,005} \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

rotações iguais

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_1(x, \omega)}{\partial x} \Big|_{x=0,005} &= \frac{\partial v_2(x, \omega)}{\partial x} \Big|_{x=0,005} \\ &\Rightarrow -iA_1 e^{-i\beta 0,005} - B_1 e^{-\beta 0,005} + iC_1 e^{i\beta 0,005} + D_1 e^{\beta 0,005} \\ &= -iA_2 e^{-i\beta 0,005} - B_2 e^{-\beta 0,005} + iC_2 e^{i\beta 0,005} + D_2 e^{\beta 0,005} \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

momentos fletores iguais:

$$\begin{aligned} El \frac{\partial^2 v_1(x, \omega)}{\partial x^2} \Big|_{x=0,005} &= \frac{\partial^2 v_2(x, \omega)}{\partial x^2} \Big|_{x=0,005} \\ &\Rightarrow -A_1 e^{-i\beta 0,005} + B_1 e^{-\beta 0,005} - iC_1 e^{i\beta 0,005} + D_1 e^{\beta 0,005} \\ &= -A_2 e^{-i\beta 0,005} + B_2 e^{-\beta 0,005} - C_2 e^{i\beta 0,005} + D_2 e^{\beta 0,005} \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

aplicando as forças externas:

$$\begin{aligned} El \frac{\partial^3 v_1(x, \omega)}{\partial x^3} \Big|_{x=0,005} &= \frac{\partial^3 v_2(x, \omega)}{\partial x^3} \Big|_{x=0,005} = F(\omega) \\ &\Rightarrow iA_1 e^{-i\beta 0,005} - B_1 e^{-\beta 0,005} - iC_1 e^{i\beta 0,005} + D_1 e^{\beta 0,005} - iA_2 e^{-i\beta 0,005} \\ &\quad + B_2 e^{-\beta 0,005} + iC_2 e^{i\beta 0,005} - D_2 e^{\beta 0,005} = \frac{F(\omega)}{EI\beta^3} \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

Aplicando agora as condições de contorno em $x = 0,1 \text{ m}$, sendo a viga livre com momento fletor e esforço cortante nulos:

$$El \frac{\partial^2 v_2(x, \omega)}{\partial x^2} \Big|_{x=0,1} = 0 \rightarrow -A_2 e^{-i\beta_{0,1}} + B_2 e^{-\beta_{0,1}} - C_2 e^{i\beta_{0,1}} + D_2 e^{\beta_{0,1}} \quad (\text{A.13})$$

$$El \frac{\partial^3 v_2(x, \omega)}{\partial x^3} \Big|_{x=0,1} = 0 \rightarrow +iA_2 e^{-i\beta_{0,1}} - B_2 e^{-\beta_{0,1}} - iC_2 e^{i\beta_{0,1}} + D_2 e^{\beta_{0,1}} \quad (\text{A.14})$$

Utilizando a densidade e o módulo de elasticidade obtidos experimentalmente, o modelo analítico descrito foi desenvolvido no MATLAB e os resultados foram os seguintes:

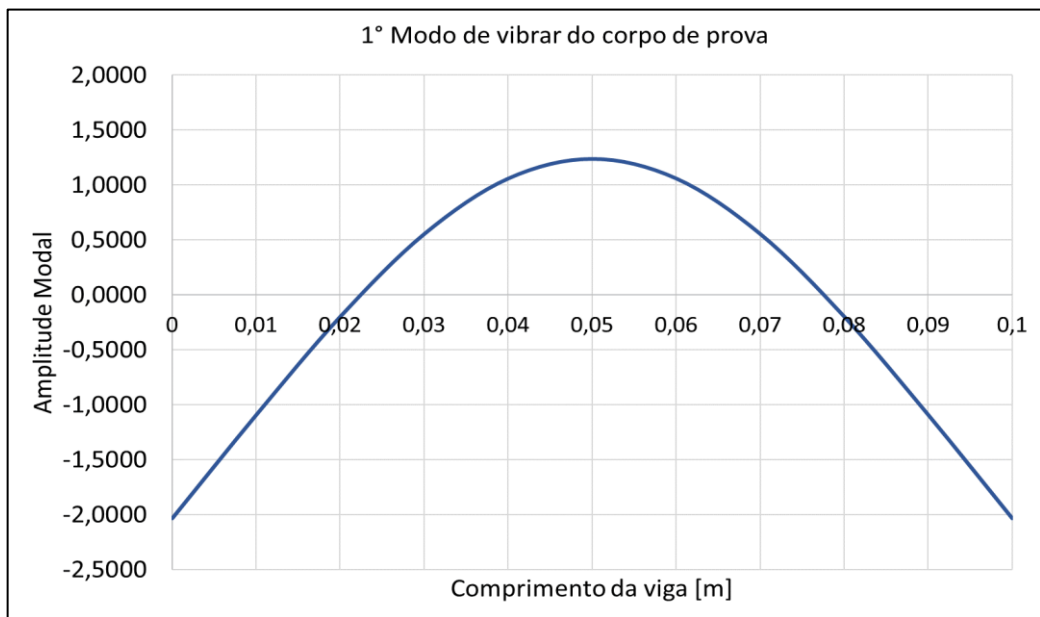


Figura A. 4: 1º modo de vibrar do corpo de provas

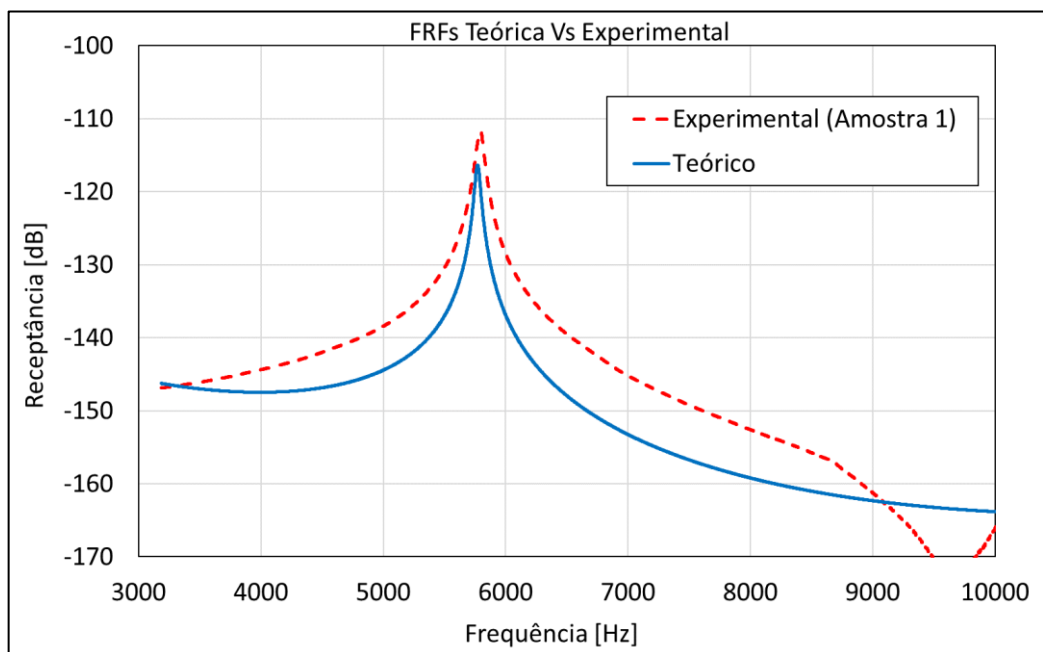


Figura A. 5: Resposta em frequência do corpo de provas (Teórico Vs Experimental)

Para o cálculo da FRF da viga, o amortecimento histerético foi considerado no modelo utilizando:

$$E_c = E(1 + i\eta) \tag{A.15}$$

onde E_c é o módulo de elasticidade complexo e η o amortecimento histerético. Baseado na referência de Damir et al. (2007), para η foi utilizado um valor de 0,007.

A correlação obtida entre a FRF experimental e a FRF teórica mostra que o valor de 120,9 GPa para o módulo de elasticidade do material do disco de freio (GH 190) é adequado para o modelo.

APÊNDICE B – caracterização das propriedades das pastilhas de freio

A pastilha de freio é constituída por três elementos: isolador, *back plate* ou plaqueta e material de atrito.

O isolador é composto por duas camadas externas de um material adesivo (com 0,076 mm de espessura cada) e seu interior é constituído de uma lâmina de aço com 0,394 mm de espessura revestida por duas camadas de borracha com 0,117 mm cada, totalizando uma espessura total de 0,78 mm. Assim como nos modelos em elementos finitos encontrados na literatura, o isolador será tratado como um material uniforme e isotrópico. Segundo informações do fabricante, o isolador utilizado no sistema de freio em análise possui as seguintes propriedades:

- Módulo de elasticidade: 207 GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,29;
- Densidade: 7820 kg/m³.

A plaqueta da pastilha é produzida em aço SAE1020 e, por ser um material de engenharia bastante comum, serão utilizadas as propriedades tabeladas na literatura (Norton 2004):

- Módulo de elasticidade: 210GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,30;
- Densidade: 7830 kg/m³.

Já o material de atrito é um compósito constituído por materiais de diferentes classes. Segundo Matozo (2012), essas classes podem ser resumidas em cinco grandes grupos:

- Aglomerantes: responsáveis por promover a união dos elementos do compósito. Ex.: resinas fenólicas.
- Fibras de reforço: conferem resistência mecânica. Podem ser metálicas, orgânicas ou cerâmicas. Ex.: metálicas: aço e cobre. Orgânicas: fibra de celulose e fibra de aramida. Cerâmicas: fibra de carbono e fibra de vidro.
- Viscoelásticos: responsáveis pela flexibilidade do material. Ex.: borracha.
- Modificadores de atrito: também conhecidos como lubrificantes, contribuem para a estabilização do coeficiente de atrito em diferentes condições de temperatura. Ex.: grafite e sulfetos metálicos.
- Cargas: responsáveis por controlar a densidade. Ex.: barita de sulfato de bário e carbonato de cálcio.

Essa composição faz com que as propriedades elásticas do compósito dependam da orientação ou da direção e, portanto, não pode ser tratado como um material isotrópico. Segundo Yuhás et al. (2005), o material de atrito utilizado nas pastilhas de freio é melhor representado por uma anisotropia do tipo cruzada, chamada também como isotropia transversal. A definição das constantes de engenharia dessa classe de material requer a medição de pelo menos cinco constantes elásticas independentes. Em sua publicação, Yuhás et al. (2005), mostra que, para medir essas constantes, o método mais apropriado é o ultra-sônico, o qual é baseado na relação entre a velocidade do som no corpo de prova (CP) e a constante elástica do material. Para isso, os CP's são retirados do material de atrito em formato retangular com dimensões de 20 mm x 15 mm x 8 mm. O maior comprimento do CP corresponde à direção do maior comprimento da pastilha (direção x). A dimensão de 8 mm corresponde à espessura da pastilha (direção z) e a dimensão de 15 mm corresponde à largura da pastilha (direção y). A Figura B.1 mostra esse sistema de coordenadas:

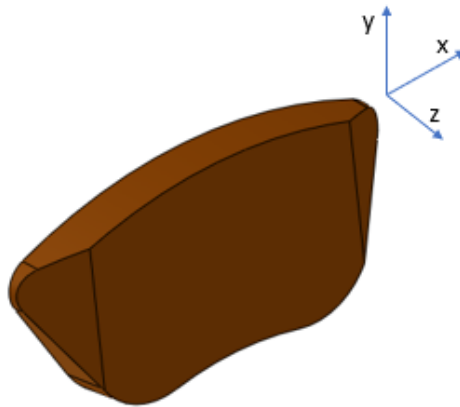


Figura B. 1: Sistema de coordenadas do material de fricção

Um pulso sonoro entre 1 e 3 MHz é emitido por um transmissor, que atravessa o CP até chegar a um receptor. Uma vez conhecida a espessura do CP e o tempo decorrido entre a emissão e a recepção do sinal sonoro, a velocidade ultrassônica pode ser determinada. A velocidade do som, por sua vez, se relaciona com as propriedades do material conforme Equação B.1.

$$c_{ii} = \rho V_{ii}^2 \quad (\text{B. 1})$$

onde: c_{ii} é a constante elástica; ρ é a densidade do material e V_{ii} é a velocidade do som.

A Figura B.2 ilustra como essa medição é realizada.

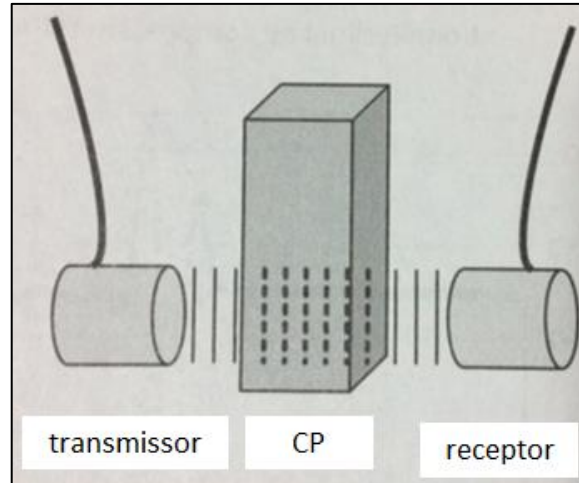


Figura B. 2: Arranjo básico da técnica de ultra-som para medição das constantes elásticas do material de atrito das pastilhas de freio. (Fonte: adaptado de Yuhás et al. 2005)

Diferentes posições do receptor em relação ao transmissor permitem a medição de todas as constantes que definem o tensor C_{ij} de elasticidade do material de fricção. Para a constante c_{13} o CP é modificado com a realização dois cortes paralelos de 45° relativos à espessura (direção z).

Finalmente, segundo Yuhás et al. (2005), o tensor C_{ij} para o material de atrito das pastilhas de freio é definido como:

$$\sigma_{ij} = C_{ij} \times \varepsilon_{ij} \rightarrow \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{11} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{13} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (\text{B. 2})$$

onde $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ são as deformações normais, $\gamma_{xz}, \gamma_{yz}, \gamma_{xy}$ são as deformações ou ângulo de cisalhamento, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ são as tensões normais, $\tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{xy}$ são as tensões de cisalhamento e c_{ii}, c_{ij}, c_{jj} são os coeficientes ou constantes elásticas e de cisalhamento que constituem o tensor C_{ij} .

A matriz B.3 mostra o tensor C_{ij} montado a partir das constantes elásticas obtidas pelo método ultra-sônico descrito:

$$C_{ij} = \begin{bmatrix} 9,296 & 0,932 & 0,056 & 0 & 0 & 0 \\ 0,932 & 9,296 & 0,056 & 0 & 0 & 0 \\ 0,056 & 0,056 & 1,001 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3,400 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 3,300 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3,300 \end{bmatrix}$$

(B. 3)

sendo que os valores indicados estão em GPa.

A densidade do material de atrito foi obtida a partir da massa do CP, que, por possuir formato prismático, permite dimensionar corretamente seu volume. Com o valor de massa e de volume, obteve-se uma densidade de 2700 kg/m³.

As informações tribológicas do conjunto disco/pastilhas foram obtidas a partir do ensaio de “Eficiência” do material de atrito das pastilhas. Esse teste é parte integrante do plano de provas necessário para qualificação de uma pastilha de freio e é normalizado por uma norma interna da FCA.

O teste de Eficiência tem por objetivo caracterizar a variação do coeficiente de atrito em função da velocidade, pressão e temperatura e é realizado em dinamômetros inerciais onde condições reais de frenagem são reproduzidas. Para isso, volantes de aço, também conhecidos como “*flywheels*”, são instalados no eixo motriz do dinamômetro, de modo a simular a inércia do veículo em que o sistema de freio é aplicado, conforme ilustrado no esquema simplificado da (Figura B.3). O eixo do dinamômetro é movimentado por um motor elétrico a velocidades angulares correspondentes a diferentes velocidades reais do veículo. O sistema de freio em que as pastilhas são aplicadas é instalado na outra extremidade do eixo do dinamômetro. Células de carga acopladas ao eixo são responsáveis por medir o torque gerado em cada aplicação do sistema de freio. Dessa forma, o coeficiente de atrito é obtido de forma indireta em função do torque frenante medido no dinamômetro.

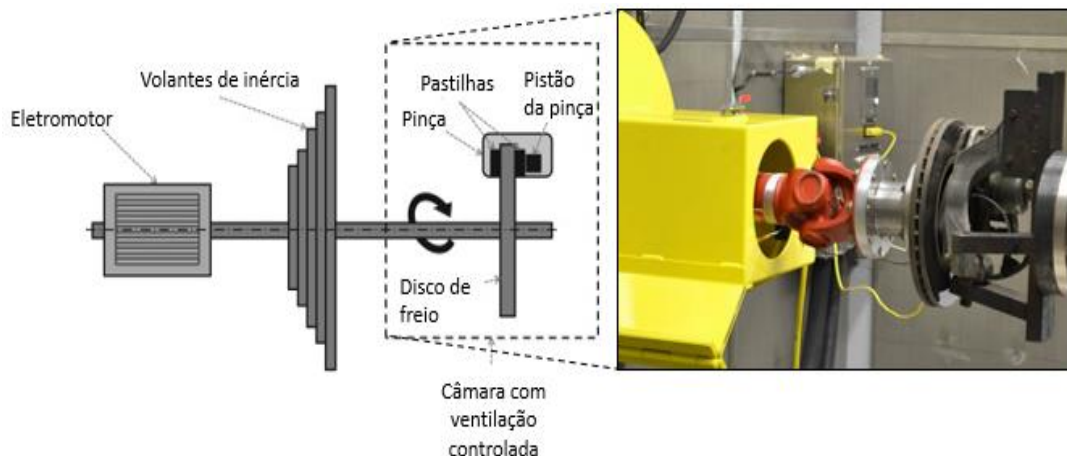


Figura B. 3: Esquema simplificado de um dinamômetro inercial para sistemas de freio

Com os dados obtidos nesse ensaio, é possível determinar os coeficientes de atrito nas condições de interesse para a modelagem do problema de autovalores complexos. A Figura B.4 mostra o resultado parcial do teste de eficiência realizado para as pastilhas de freio deste trabalho em que é possível relacionar o valor do coeficiente de atrito com a pressão aplicada nos freios e também com a velocidade do veículo.

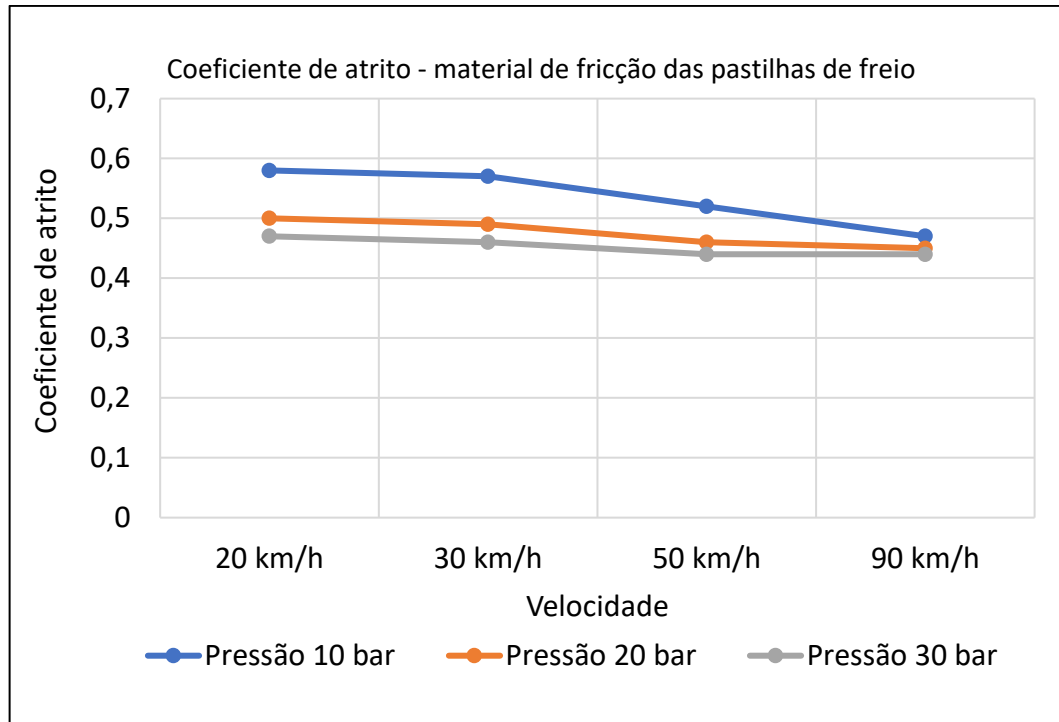


Figura B. 4: Coeficiente de atrito em função da velocidade e pressão

Com isso, tem-se as propriedades necessárias para a modelagem do sistema de freio em estudo. Como se pode ver, a quantidade de variáveis envolvidas é grande, e, soma-se a isso o fato de que as variações naturais do processo de fabricação dos componentes de freio são expressivas. Por isso, a evolução das ferramentas virtuais para análise desses problemas é de grande importância para a otimização dos processos de desenvolvimento de sistemas de freio.

APÊNDICE C – fluxograma de desenvolvimento utilizando CEA

A seguir, é apresentado um fluxograma da aplicação da análise de autovalores complexos (CEA) no projeto de sistemas de freio a disco. Trata-se de uma proposta de metodologia baseada nos resultados encontrados neste trabalho. O objetivo é fornecer uma ideia geral de onde o CEA pode se encaixar nas fases do projeto relacionadas às soluções para redução e eliminação de ruídos. Não fazem parte deste fluxograma as etapas relacionadas às características estruturais, térmicas e de instalação do sistema.

Recomenda-se ainda que após o início de produção, os ensaios em dinamômetro sejam repetidos combinando os extremos das tolerâncias das frequências naturais dos componentes do sistema.

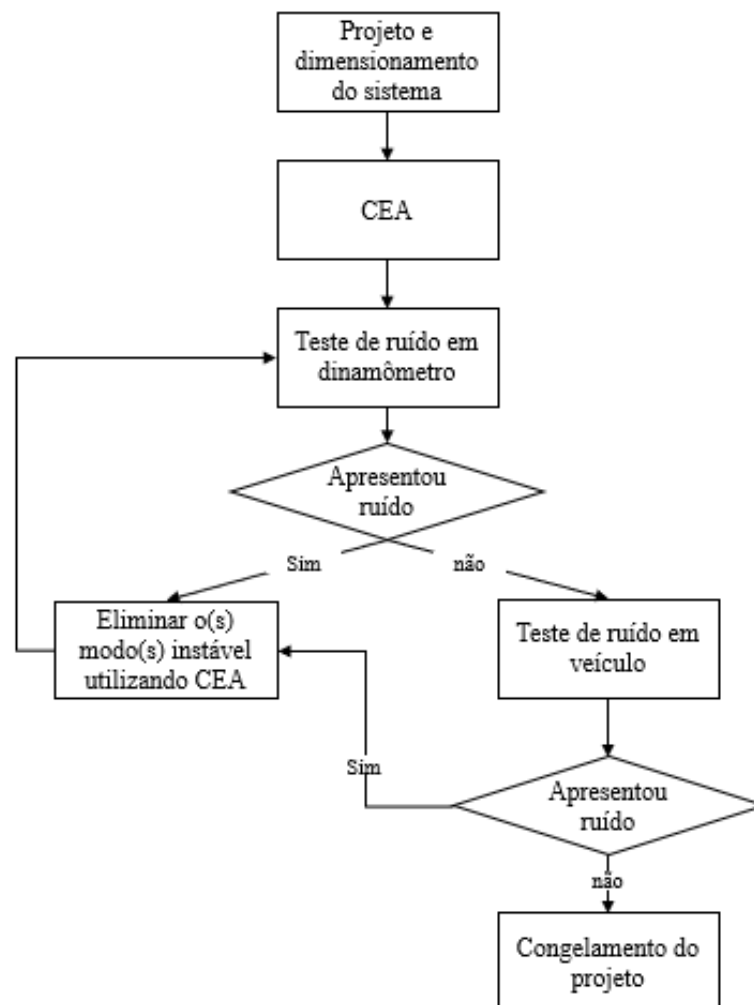


Figura C. 1: Fluxograma para utilização do CEA no projeto de um sistema de freio a disco