



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

RAIMUNDO ARRAIS DE OLIVEIRA NETO

**EFEITOS DE PARÂMETROS DE PROJETO NA OCORRÊNCIA DO FENÔMENO
BRAKE SQUEAL EM FREIOS A DISCO DE MOTOCICLETA**

FORTALEZA

2018

RAIMUNDO ARRAIS DE OLIVEIRA NETO

EFEITOS DE PARÂMETROS DE PROJETO NA OCORRÊNCIA DO FENÔMENO *BRAKE SQUEAL* EM FREIOS A DISCO DE MOTOCICLETA

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues.

FORTALEZA

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- O51e Oliveira Neto, Raimundo Arrais de.
Efeitos de Parâmetros de Projeto na ocorrência do fenômeno Brake Squeal em freios a disco de motocicleta / Raimundo Arrais de Oliveira Neto. – 2018.
54 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.
Orientação: Prof. Rômulo do Nascimento Rodrigues.
1. Squeal. 2. Simulação. 3. Vibração. I. Título.

CDD 620.1

RAIMUNDO ARRAIS DE OLIVEIRA NETO

EFEITOS DE PARÂMETROS DE PROJETO NA OCORRÊNCIA DO FENÔMENO *BRAKE*
SQUEAL EM FREIOS A DISCO DE MOTOCICLETA

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Pierre Maurice Christophe Lamary
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra
Universidade Federal do Ceará (UFC)

À minha mãe, Helena.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio incondicional. Em especial a estas mulheres: Helena, Eveline, Raíza, Marília, Lúcia, Aouda, Angelina, Gina, Margarida e Júlia.

À UFC, por ser pública, acessível e de qualidade.

Aos funcionários da universidade, pela luta diária para garantir um ambiente melhor para os estudantes e professores. Em especial ao Fernando e ao Hélio.

Ao Prof. Dr. Rômulo do Nascimento Rodrigues, pelos incentivos e orientação.

Aos participantes da banca examinadora Prof. Dr. Pierre Maurice Christophe Lamary e Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra pelo tempo, pelas valiosas colaborações e sugestões.

Aos Prof. Dr. Luiz Soares Júnior, Prof. Dr. Francisco Elicivaldo Lima e Prof. Dr. André Valente Bueno, com os quais tive a honra de trabalhar em laboratórios ou projetos de extensão.

Aos amigos, que sempre permaneceram unidos nas noites viradas, nas reprovações, nas caronas e em todos os momentos de alegria e superação que vivemos juntos. Em especial aos Luca, João Marcos, Radmila, Phellype Rerison, Wanderson, Nayara, Victor Luiz, Renan, Matheus Henrique, Caio Falcão, Danlei, Helaine, Edvan, Anderson Germano, Daniel Muro, Ivo, Rodrigo, Jakson, Ramsés, Café, Ísis, Vinaz e JP.

“Ninguém se forma sozinho.”

RESUMO

O objetivo deste trabalho é implementar uma simulação em elementos finitos com análise de sensibilidade de parâmetros em um freio de motocicleta. O *brake squeal* é um ruído decorrente do fenômeno *stick-slip* que ocorre no momento da frenagem causando um barulho irritante que faz com que o usuário recorra aos fabricantes e seguradoras, gerando um custo de manutenção quando isso acontece. Além do desconforto, esse ruído pode gerar instabilidades no sistema de freio, acarretando em riscos de segurança em caso de haver alguma falha mecânica no sistema. Assim, para que sejam competitivos, é fundamental que os fabricantes sejam capazes de oferecer sistemas de freios que aliando excelência no desempenho e eliminação do ruído de frenagem. O desafio para os engenheiros é procurar maneiras de eliminar o ruído durante a fase de projeto do freio. Para esse tipo de estudo existem alguns tipos de abordagem, como a analítica, a numérica ou a experimental. Este trabalho tem como intuito realizar um estudo através da análise modal executado no sistema de freio de motocicletas, concentrando-se na análise de autovalores e autovetores complexos, que poderão ser usados como uma ferramenta para simulações paramétricas, a fim de evitar os fenômenos de *squeal* na fase de concepção do projeto. Foi feita uma modelagem CAD 3D do sistema de um freio a disco de motocicleta e, em seguida, realizou-se uma simulação por elementos finitos (MEF) no software *Ansys*[®].

Palavras-chave: *Squeal*. Simulação. Vibração.

ABSTRACT

This paper intends to implement a finite element simulation with sensibility parameters analysis aiming to make an analytical assessment of the brake squeal phenomenon in motorcycle brakes. Brake squeal is a noise rises as a stick-slip phenomenon consequence that occurs at braking time causing an irritating fuss that makes the users to resort the manufacturers and the insurers, generating maintenance and guarantee costs. Thus, it's primordial that the manufacturers be able to offer brake systems with great performance and no brake noises to be competitive on the market. The challenge to the engineers is to create tools to detect this problem still at the project stage. There are some ways to approach this type of problem, like analytical, numeric or experimental. In this article, a modal analysis was run in a motorcycle's brake system, focusing on the complex eigenvalue analysis that will become a tool to parametric simulations at the brake project stage aiming to avoid squeal.

Keywords: Squeal. Simulation. Vibration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Atrito Estático e Dinâmico	17
Figura 2	– Diagrama de tensão-deformação de um aço de baixo carbono	19
Figura 3	– Diagrama Tensão Deformação de um Ferro Fundido	20
Figura 4	– Deformação durante carga axial de tração	20
Figura 5	– Ilustração de freio a tambor e a disco de motocicletas	22
Figura 6	– Ruídos de freios e seus espectros aproximados	23
Figura 7	– Representação do efeito <i>stick-slip</i>	24
Figura 8	– Diferença na densidade da malha no ponto de concentração de tensão	26
Figura 9	– Exemplos de Modos de Flexão em Discos de Freio	28
Figura 10	– Modelos em CAD do disco, das pastilhas e da montagem do disco e pastilhas	29
Figura 11	– Configurações iniciais na tela de projeto do Ansys Workbench®	30
Figura 12	– Comandos APDL aplicados aos contatos deslizantes	32
Figura 13	– Informações Iniciais sobre os contatos.....	33
Figura 14	– Malha Automática	33
Figura 15	– Configuração da Análise Estática Estrutural	34
Figura 16	– Distribuição de Pressão Simétrica	35
Figura 17	– Distribuição de Pressão Não Conforme	35
Figura 18	– Configuração da Análise Modal	36
Figura 19	– Refino de Malha	37
Figura 20	– Comparativo entre as malhas e geometrias da Figura 17	38
Figura 21	– Efeito do Coeficiente de Atrito na geração do <i>Brake Squeal</i>	40
Figura 22	– Prognóstico das Frequências Instáveis em função do Coeficiente de Atrito	41

Figura 23	–	Efeito da Pressão de Contato na geração do <i>Brake Squeal</i>	41
Figura 24	–	Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Pressão de Contato	42
Figura 25	–	Efeito da Rotação do Disco na geração do <i>Brake Squeal</i>	43
Figura 26	–	Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rotação do Disco	43
Figura 27	–	Efeito da Rigidez da Plaqueta na geração do <i>Brake Squeal</i>	44
Figura 28	–	Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez da Plaqueta	45
Figura 29	–	Efeito da Rigidez do Disco na geração do <i>Brake Squeal</i>	46
Figura 30	–	Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez do Disco	46
Figura 31	–	Efeito da Rigidez do Material de Fricção na geração do <i>Brake Squeal</i>	47
Figura 32	–	Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez do Material de Fricção	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Densidade, Módulo de Young e Coeficiente de Poisson dos materiais de cada componente	30
Tabela 2 – Tabela Fornecida pelo Ansys	32
Tabela 3 – Comparativo dos resultados paramétricos entre modelos de malha	38
Tabela 4 – Parâmetros e extrapolações realizadas na análise de sensibilidade dos parâmetros	39

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Características de freios a disco e a tambor	21
Quadro 2 – Configurações de cada contato imputadas no Ansys Workbench [®]	31

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
IGES	<i>Initial Graphics Exchange Specification</i>
APDL	<i>Ansys Parametric Design Language</i>
MPC	<i>Multi Point Constraint</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

F_e	Força de Atrito Estático
F_d	Força de Atrito Dinâmico
N	Força Normal
μ	Coefficiente de atrito
μ_e	Coefficiente de Atrito Estático
μ_d	Coefficiente de Atrito Dinâmico
σ	Tensão
ε	Deformação
E	Módulo de Young
ν	Coefficiente de Poisson
®	Marca Registrada
K	Matriz assimétrica de rigidez
u	Vetor deslocamento
$K_{\text{estrutura}}$	Matriz de rigidez da estrutura
K_{atrito}	Matriz assimétrica de rigidez de atrito induzida
λ	Autovalor
y	Autovetor
α_i	Parte real do i-ésimo modal
ω_i	Parte imaginária do i-ésimo modal
t	Tempo
A_i	Amplitude do i-ésimo modal

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
2 OBJETIVOS	16
2.1 Objetivo Geral	16
2.2 Objetivos Específicos	16
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1 Atrito	17
3.2 Comportamento Mecânico	18
3.3 Sistemas de Freio	21
3.4 Ruídos de Freio	22
3.4.1 Squeal	23
3.4.1.1 Squeal de Baixa Frequência	23
3.4.1.2 Squeal de Alta Frequência	24
3.4.2 Groan	24
3.4.3 Judder	24
3.5 Predição do Squeal	24
3.6 Parâmetros de desempenho importantes	25
3.7 Método dos Elementos Finitos	26
3.7.1 Análise de Vibrações	27
4 METODOLOGIA	29
4.1 Elaboração do Modelo	29
4.2 Refino do Modelo	36
4.3 Análise de Sensibilidade de Parâmetros	38
5 RESULTADOS	40
5.1 Atrito	40
5.2 Pressão	41
5.3 Rotação do Disco	42
5.4 Rigidez da Plaqueta	44
5.5 Rigidez do Disco	45
5.6 Rigidez do Material de Fricção	47
6 CONCLUSÃO	49
REFERÊNCIAS	50

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de freios são componentes fundamentais de qualquer veículo e demandam bastante atenção dos projetistas. Em motocicletas, o momento da frenagem é bastante crítico devido às diversas mudanças dinâmicas que ocorrem, como deslocamento do centro de massa, por exemplo. Essas variações podem colocar a segurança do condutor em risco e, portanto, é necessário garantir um projeto de freio seguro e confiável. No mercado de motocicletas, há oferta por diferentes tipos de sistemas de freios, que variam de acordo com as necessidades do cliente. Destaca-se os dois mais comuns: o freio a tambor e o freio a disco. Os freios a tambor são utilizados em motos de menor cilindrada, enquanto os modelos a disco têm uso mais geral. Isso se dá pela melhor resposta oferecida pelos freios a disco, que podem desacelerar a uma taxa maior que os freios a tambor.

Os sistemas de freio a disco de motocicletas são constituídos por reservatório, cilindro mestre, conduites ou mangueira, fluido hidráulico, pinça de freio e disco de freio. As pinças são compostas pelo conjunto de pastilhas de freio (plaqueta e material de fricção), suporte, pistão, êmbolo, pino guia e outros componentes secundários. O acionamento se dá quando o condutor aciona a manete (freio dianteiro) ou o pedal (freio traseiro). O fluido hidráulico contido no sistema é empurrado para os pistões. Então, os pistões empurram as pastilhas contra o disco de freio, causando a redução de velocidade por meio do atrito.

Há inúmeros fatores que influenciam no desempenho dos sistemas de freios, como características geométricas, propriedades mecânicas dos componentes e condições ambientais. Este trabalho analisa os ruídos de freio, que são classificados de acordo com as suas frequências de vibração e, dentre eles, ressalta-se o *Squeal* entre 1 kHz e 15 kHz. Uma pessoa com audição saudável pode ouvir frequências entre 20 Hz e 20 kHz, portanto, alguns desses ruídos são sensíveis ao ouvido humano. Dessa forma, os usuários acabam acionando os fabricantes e seguradoras quando percebem esse fenômeno em seus equipamentos, o que gera prejuízos financeiros aos fabricantes. Segundo Akay (2002) *et al.* os custos de garantia causados por ruídos de freios chegam a um bilhão de dólares por ano na América do Norte.

Com efeito, é um grande desafio para fabricantes e engenheiros projetar sistemas de freios eficientes, seguros e com o mínimo de ruídos de frenagem mesmo após o uso. No processo de melhoria, acaba-se gastando altos recursos financeiros com protótipos e ensaios. Assim, há uma busca por alternativas mais simples que possam garantir a mesma confiabilidade dos resultados de testes tradicionais.

Esse tipo de análise é comumente feito empiricamente ou numericamente, sendo

este trabalho focado na análise numérico utilizando o método dos elementos finitos. Esse método consiste em dividir uma geometria em diversos elementos menores e resolver cálculos para cada elemento. É uma ferramenta muito útil quando a geometria em questão é complexa e não permite o uso de métodos analíticos.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Realizar simulações por elementos finitos, com o software Ansys Workbench[®], para detectar possíveis pontos de instabilidade, ainda na fase de projeto de freio de motocicletas, utilizando autovalores complexos e analisar a influência dos parâmetros na ocorrência dos ruídos de freio.

2.2 Objetivos Específicos

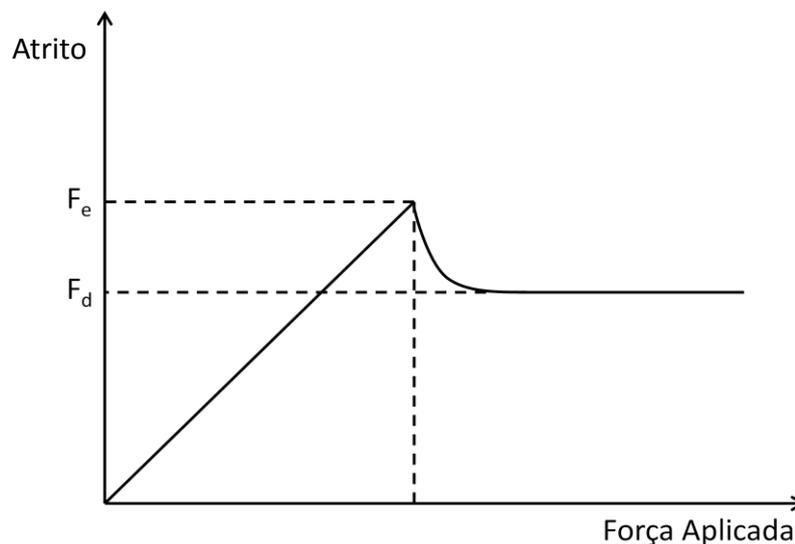
- Apresentar um modelo de análise de ruídos de freios;
- Comparar a confiabilidade da simulação variando a malha utilizada;
- Analisar a ocorrência de instabilidades dentro da zona do *squeal*;
- Analisar a influência da variação da rigidez dos componentes do sistema de freio na ocorrência de instabilidades;
- Analisar a sensibilidade de parâmetros, como atrito, rotação e pressão aplicada.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse tópico são apresentados alguns conceitos importantes para a compreensão dos fenômenos analisados neste trabalho. Inicialmente, uma breve revisão sobre atrito, algumas propriedades mecânicas e sistemas de freio. Depois, discorre-se sobre ruídos de freios, suas causas e características. Por fim, um breve apanhado de pontos importantes para a realização de uma análise utilizando o Método dos Elementos Finitos.

3.1 Atrito

Figura 1 – Atrito Estático e Dinâmico



Fonte: Nussenzveig (2002) Adaptado.

Há dois tipos de atrito: o estático e o dinâmico. Nussenzveig (2002) mostra que quando um corpo está em repouso e é submetido a uma força incrementada gradualmente a partir de zero, ele tende a permanecer em repouso até que essa força atinja um determinado valor, que o permite sair da condição estacionária, de acordo com a Figura 1. Esse valor é conhecido como força de atrito máxima. O movimento é impedido pela força de atrito estática F_e , que é proporcional à força aplicada contra o corpo. Essa força depende apenas da força normal N e do coeficiente de atrito estático μ_e , conforme descrito na Equação 1, a seguir.

$$F_e = \mu_e N \quad (1)$$

Após sair da condição estacionária, o corpo passa a estar sujeito a outro tipo de atrito: o dinâmico. Há essa distinção entre os tipos de atrito devido à intensidade da força de atrito, tentando impedir o movimento do corpo, ser bem menor quando esse já se encontra em movimento. A força de atrito dinâmico tem formulação similar à Equação 1. O que a difere é seu coeficiente, $\mu_d < \mu_e$, dando origem à Equação 2.

$$F_d = \mu_d N \quad (2)$$

Os coeficientes de atrito variam com as condições da zona de contato. Observando as Equações 1 e 2, pode-se notar que as forças de atrito são independentes da área de contato, dependendo apenas da natureza do contato e da força normal.

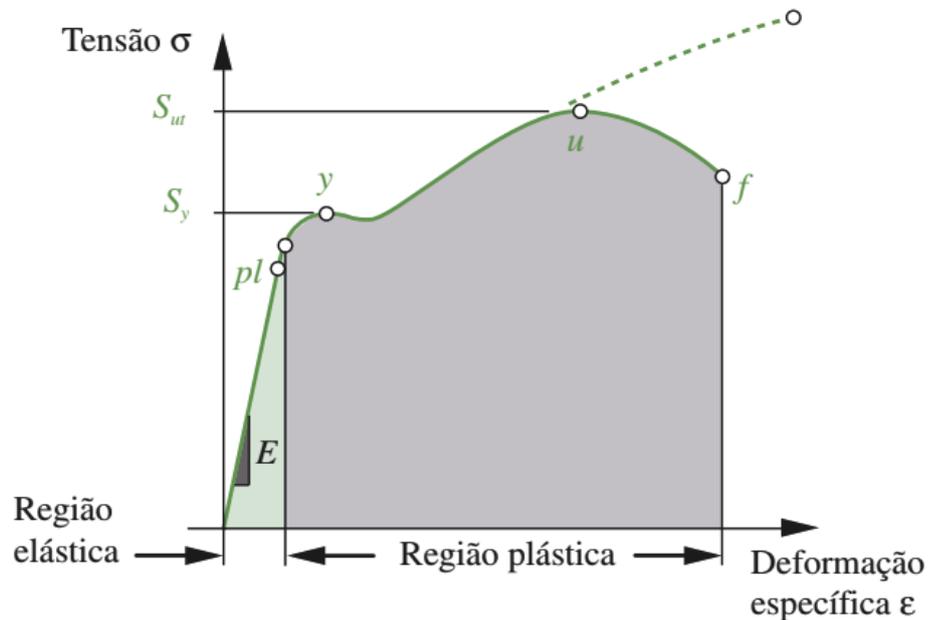
3.2 Comportamento Mecânico

Para compreender os fenômenos abordados neste trabalho, é importante atentar para a forma com que os diferentes materiais se comportam quando submetidos a determinados tipos de esforços. Ao aplicar uma mesma tensão em materiais de diferentes rigidezes, obter-se-á diferentes deformações. Alguns materiais respondem da mesma forma quando são submetidos tanto à tração quanto à compressão e outros não.

Com efeito, ensaios mecânicos de tração são realizados nos materiais para verificar suas características. Os testes consistem em prender um corpo de prova em uma máquina e aplicar uma tensão de tração a ele, aumentando-a gradativamente até a falha. O comportamento dos materiais pode ser analisado por meio do diagrama tensão-deformação obtido dos ensaios. A tensão σ é diretamente proporcional à deformação ε na região elástica da maioria dos materiais. A igualdade entre as duas é garantida por um coeficiente de proporcionalidade conhecido como Módulo de Young ou Módulo de Elasticidade. Essa constante é representada pela letra E e corresponde à rigidez do material.

Na Figura 2, é possível observar uma redução na deformação no ponto u quando a tensão atinge S_{ut} . Isso se dá em consequência de uma deformação transversal no material no instante que antecede a falha.

Figura 2 – Diagrama de tensão-deformação de um aço de baixo carbono



Fonte: Norton (2013) Adaptado.

A Equação 3 é a expressão que caracteriza a Lei de Hooke e as relações entre tensão, deformação e rigidez na região plástica do material. Dessa fórmula, pode-se concluir que materiais com altos módulos de Young requerem maiores tensões para se deformarem. Quando o corpo de prova sai da zona elástica e passa a ter deformações permanentes, a lei de Hooke já não é mais válida para descrever seu comportamento. Isso ocorre, pois, ao retirar a tensão aplicada, o sólido não voltará à forma original e, conseqüentemente, não terá a mesma deformação para a mesma variação de tensão.

$$\sigma = E\epsilon \quad (3)$$

Porém, materiais frágeis, como o ferro fundido, não possuem região elástica linear, conforme ocorre com os aços. Sua rigidez é determinada por uma linha deslocada decorrente da inclinação média da região elástica, conforme se pode observar na Figura 3 abaixo. Materiais frágeis não possuem zona plástica considerável antes da ruptura, falhando com pequenas deformações.

Figura 3 – Diagrama Tensão Deformação de um Ferro Fundido



Fonte: Norton (2013) Adaptado.

Outro fator importante sobre o comportamento dos materiais é que, ao ser submetido a uma força axial de tração, o corpo não se deforma apenas axialmente, mas também transversalmente, conforme a Figura 4. O pontilhado faz uma representação fora de escala do comportamento do corpo submetido à tração. Ele se alonga na direção da carga e se contrai na direção do seu raio. Essas deformações são proporcionais, e cada material tem a sua constante de proporcionalidade, denominada coeficiente de Poisson. Altos coeficientes de Poisson significam maiores deformações na seção transversal para um mesmo alongamento.

Figura 4 – Deformação durante carga axial de tração



Fonte: elaborada pelo autor.

3.3 Sistemas de Freio

Infantini (2008) define um sistema de freio como um dispositivo que converte a energia cinética do movimento de rotação de uma massa em calor, isto é, um dissipador de calor cujo objetivo é reduzir a velocidade de um corpo em movimento.

Eriksson (2000) divide os sistemas de freios em três partes:

- **A parte girante:** denominada como rotor, está fixa à roda e normalmente é fabricada em ferro fundido;
- **A parte estacionária:** constituída de um material de fricção e seus suportes, tem a função de entrar em contato com o rotor por meio de uma pressão, gerando o atrito que converte a energia cinética em térmica;
- **O sistema hidráulico:** fornece, por meio de um fluido, a força necessária para empurrar a parte estacionária contra a parte girante.

Em motocicletas, utiliza-se dois tipos de freio: a disco e a tambor. O que diferencia esses dois modelos é o desenho da parte estacionária e da parte girante. O sistema hidráulico de ambos é similar. As características desses dois sistemas são resumidas no Quadro 1 abaixo.

Quadro 1 – Características de freios a disco e a tambor

Modelo	Parte girante (rotor)	Parte estacionária	Forças de atuação
Freio a Disco	Disco	Cáliper Pistão Pastilha	Axiais ao rotor
Freio a Tambor	Tambor	Sapata Lona Pivô	Radiais ao rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

O cáliper é a estrutura que abriga as pastilhas e o pistão dos sistemas de freio a disco. Durante a frenagem, o pistão transmite a força hidráulica empurrando as pastilhas contra o disco forçando a redução de sua velocidade. Já no sistema a tambor, as sapatas, ancoradas aos pivôs, pressionam a lona contra o tambor para reduzir a velocidade.

A Figura 5 ilustra um freio a tambor (a) e um freio a disco (b) de motocicletas. Normalmente, os freios a disco são utilizados quando há maior demanda de potência de

frenagem, sendo, portanto, preferidos em motocicletas esportivas e de alto desempenho. Em motos de menor cilindrada, usa-se freio a tambor, por ser um sistema de custo inferior ao sistema a disco. Outra possibilidade é utilizar freios a disco na roda dianteira e freio a tambor na traseira, já que o centro de massa da moto se desloca para frente quando o freio é acionado, exigindo uma potência maior na dianteira.

Figura 5 – Ilustração de freio a tambor e a disco de motocicletas



Fonte: elaborada pelo autor.

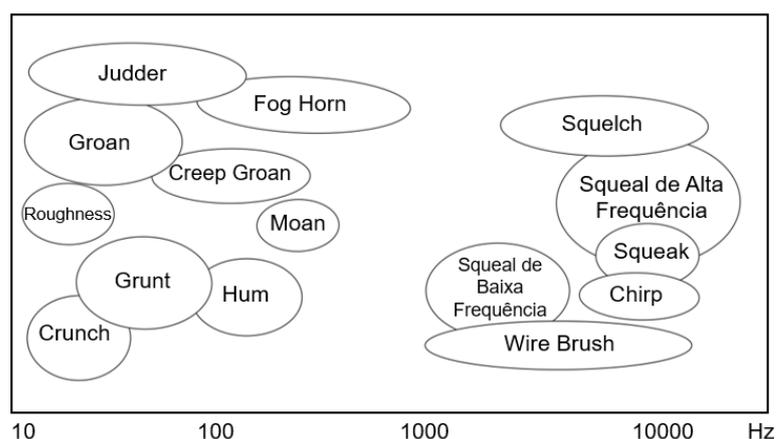
3.4 Ruídos de Freio

Segundo Akay (2002), os freios convertem a maior parte da energia cinética em energia térmica. Porém, uma parcela dessa energia cinética é convertida em energia vibracional no sistema de freios, podendo ser transmitida para a suspensão do veículo ou resultando em radiação sonora. Numa situação ideal, o coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco deve ser constante. Contudo, essas vibrações suprimem a uniformidade na distribuição do atrito, gerando instabilidades que causam ruídos de freios. Além disso, há modelos de análise de ruídos que mostram que é possível a ocorrência de instabilidades no sistema mesmo com a distribuição de atrito constante, (Oehlmeyer 2008). A uniformidade do material, o paralelismo entre as superfícies do disco são outros fatores que podem gerar ruídos. Cada um desses fatores manifesta ruídos em uma determinada frequência.

A classificação dos ruídos de freios normalmente é feita ou pela frequência em que ocorre ou pelo seu mecanismo de geração. Este trabalho adota a classificação pela frequência, que subdivide os ruídos em de baixa, de média e de alta frequência. Na Figura 6, estão dispostos alguns ruídos de freio de acordo com as frequências aproximadas em que ocorrem. Na parte esquerda da figura, estão os ruídos de menor frequência: *Creep Groan*, *Crunch*, *Fog Horn*, *Groan*, *Grunt*, *Hum*, *Moan*, *Judder* e *Roughness*. Os ruídos de maiores

frequências estão no lado direito: *Chirp*, *Squeal* de Alta Frequência, *Squeal* de Baixa Frequência, *Squelch*, *Squeak* e *Wire Brush*. Desses, para Kinkaid *et al* (2003), o *Squeal* é um dos mais prevalentes tanto para o usuário quanto para o ambiente, fazendo com que os fabricantes invistam bastantes esforços para evitá-lo. Os tópicos a seguir descrevem as características de alguns desses ruídos.

Figura 6 – Ruídos de freios e seus espectros aproximados



Fonte: Akay (2002) Adaptado.

3.4.1 *Squeal*

“O *Squeal* é um ruído causado por atrito induzido, auto-excitado, e vibração auto-sustentável” (OEHLMEYER 2008 *apud* TAN e CHEN 2005). Esse ruído pode ocorrer tanto em baixa quanto em alta frequência, sendo diferenciados pela ordem de seus diâmetros nodais. Sua extensão varia entre 1 kHz e 15 kHz.

3.4.1.1 *Squeal* de Baixa Frequência

O *Squeal* de baixa frequência ocorre entre 1 kHz e 7 kHz, e possui modos entre um e quatro diâmetros nodais com frequências naturais diferentes do rotor, como é descrito no trecho a seguir retirado do trabalho de AKAY (2002).

“Um *squeal* de baixa frequência envolve modos com 1, 2, 3 ou 4 diâmetros nodais, cada um com espaçamento nodal mais largo que o comprimento da pastilha. Hologramas de discos girando mostram que o *squeal* ocorre em uma frequência diferente da frequência natural do rotor. Além disso, o deslocamento do rotor tem uma forma fixa, assemelhando-se a um formato de 2,5 diâmetros nodais com respeito às coordenadas de laboratório.” (AKAY, 2002, p.1535, tradução nossa)

3.4.1.2 Squeal de Alta Frequência

Já o *Squeal* de alta frequência ocorre normalmente entre 5 e 15 kHz, e está relacionado a modos de ordens mais elevadas, entre cinco e dez diâmetros nodais. (AKAY 2002).

3.4.2 Groan

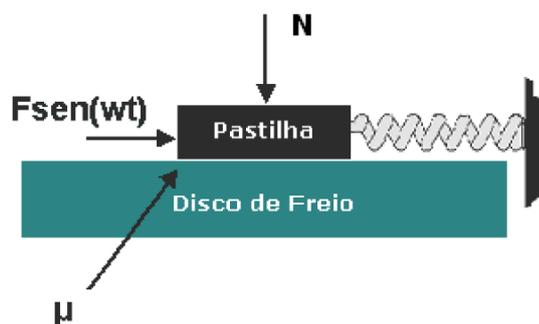
Esse ruído ocorre em baixas velocidades sob condições moderadas de frenagem, como resultado de instabilidades geométricas das pastilhas, que geram o *stick-slip*. O espectro de ocorrência do *groan* é entre 10 e 30 Hz com harmônicos que atingem 500 Hz. (AKAY, 2002)

3.4.3 Judder

Akay (2002) diz que o *Judder* ocorre em vibrações de baixa frequência, oriundo de pulsações contínuas e uniformidades na distribuição de forças de atrito na área de contato, cujas frequências possuem valores múltiplos da velocidade de rotação da roda.

3.5 Predição do Squeal

Figura 7 – Representação do efeito *stick-slip*



Fonte: Oehlmeyer (2008).

Oehlmeyer (2008) afirma que há duas principais teorias para a predição do *Squeal*: o acoplamento modal e o *stick-slip*. Havendo variações no atrito, ocorre o *stick-slip*. O autor explica esse fenômeno modelando a pastilha como um corpo rígido, preso por uma

mola, que desliza em um disco com velocidade constante, conforme a Figura 7. Nesse sistema, ocorrerá uma variação entre a força exercida pela mola e a força exercida pelo atrito da pastilha com o disco. Quando a força elástica é inferior à de atrito, o corpo se move juntamente com o disco: *stick*. Esse movimento faz com que a mola se alongue, aumentando a força elástica. No momento em que a força elástica supera o atrito, o corpo desliza no sentido contrário ao movimento do disco: *slip*. Como explicado anteriormente, a força de atrito é proporcional à força normal N . Porém, a principal característica do *stick-slip* é a consideração do atrito variar em função da velocidade de deslizamento das superfícies de contato para que o sistema seja autoexcitado. Já no acoplamento modal trata-se do surgimento de instabilidades no sistema de freio quando os modos de seus componentes se acoplam, isto é, vibram em frequências muito próximas.

3.6 Parâmetros de desempenho importantes

Alguns parâmetros estão intrínsecos ao mecanismo de desgaste em sistemas de freios e devem ser considerados de acordo com seu impacto no desempenho dos sistemas de freio. Infantini (2008) cita cinco:

- **Coefficiente de Atrito:** é esse fator que determina o quão maior será a força da frenagem, já que a redução na velocidade do rotor ocorre pela força de atrito no contato com as pastilhas.
- **Desgaste:** O desgaste do disco e do material de fricção causa alterações nas propriedades do contato. A rigidez do disco muda, e pode haver a ocorrência de ruídos.
- **Velocidade de escorregamento:** Essa grandeza está ligada à análise de performance, pois o disco está girando. Porém, segundo Infantini (2008), a velocidade de escorregamento tem efeito insignificante no desempenho dos sistemas de freios.
- **Pressão de contato:** A pressão está relacionada ao atrito. Quanto maior for a pressão aplicada nas pastilhas, maior será a força normal e, conseqüentemente, maior a força de atrito no contato.
- **Temperatura no contato:** as tensões térmicas causam deformações que alteram o contato da pastilha com o disco (Infantini *et al* 2008)

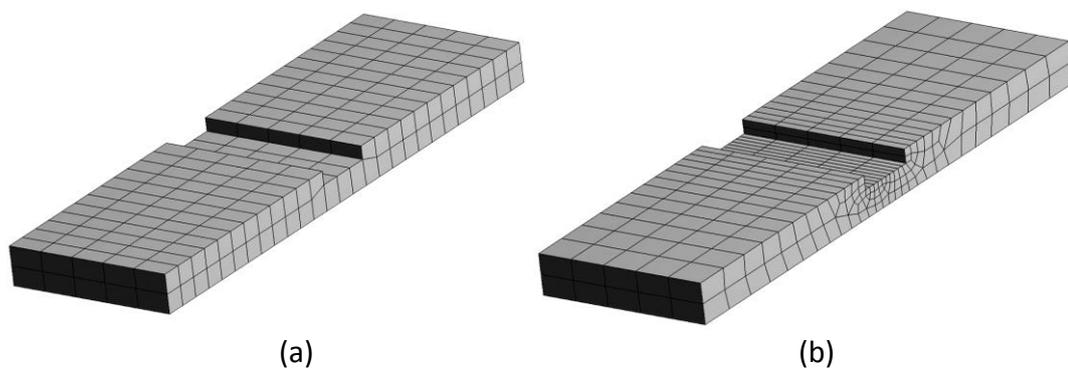
3.7 Método dos Elementos Finitos

Em sistemas contínuos, é possível determinar a solução dos cálculos de tensões, deformações e deslocamentos em todos os pontos do sistema por meio de métodos analíticos. Contudo, esses métodos são limitados a poucos casos, dependendo da complexidade da geometria do sistema. Daí, surge a necessidade de elaborar um procedimento de cálculo aplicável de forma mais geral, independente da geometria, (Alves Filho 2000). O Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste em dividir um sistema em um determinado número de elementos, de modo a obter soluções aproximadas em uma quantidade finita de pontos, a depender do número de subdivisões. Essa discretização é realizada gerando uma malha com todos os elementos interligados entre si por seus nós.

Quanto menores forem os elementos da malha, maior o tempo gasto para processar os cálculos. Já elementos mais grosseiros reduzem o tempo de processamento. A definição do tamanho dos elementos deve ser feita seguindo alguns critérios. Em locais onde o gradiente de concentração de tensões é pequeno, pode-se utilizar uma malha mais grosseira. Mas se há concentração de tensões, a malha deve ter uma maior densidade, para que seja possível obter essas variações.

Para obter melhores resultados, realiza-se um refinamento, aumentando ou diminuindo a densidade da malha em certos pontos da estrutura, com o propósito de verificar se há convergência nos resultados da análise. Se houver diferenças significativas entre uma malha e outra, significa que a anterior ainda está muito grosseira.

Figura 8 – Diferença na densidade da malha no ponto de concentração de tensão



Fonte: elaborada pelo autor.

Na Figura 8 há dois exemplos da densidade da malha no entalhe. Pode-se observar a malha com a densidade uniforme em toda a estrutura do sólido (a). Já em (b) a malha tem a

densidade reduzida gradualmente até chegar ao ponto em que há concentração de tensões. À priori, o modelo que possui uma menor densidade de malha no entalhe representa melhor a situação, mas só se pode afirmar isso ao realizar um estudo de convergência. Outro fator importante na análise diz respeito às condições de contorno, que são restrições às quais o sistema está sujeito e devem ser imputadas no software utilizado. Essa parte requer bastante atenção dos projetistas, por ser onde ocorre a maioria dos equívocos durante a análise pelo MEF.

Graças aos avanços computacionais, as análises dos dias atuais são usualmente realizadas com auxílio de *softwares*. Há duas classes desses programas que estão relacionados às análises por elementos finitos: os utilizados no desenvolvimento de representações geométricas, *Computer Aided Design (CAD)*; e os baseados no método dos elementos finitos, *Computer Aided Engineering (CAE)*. Nesses *softwares* é possível representações e modelos das estruturas e componentes a serem analisados.

3.7.1 Análise de Vibrações

Nouby (2011) explica o procedimento matemático da análise de vibrações de sistemas de freio. Estes cálculos são resolvidos pelos solucionadores dos *softwares* disponíveis no mercado.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = 0 \quad (4)$$

Os sistemas são governados pela Equação 4, onde M é a matriz de massa, C é a matriz de amortecimento e K é a matriz assimétrica de rigidez e u é o vetor deslocamento. O atrito faz com que a matriz de rigidez tenha propriedades específicas, de acordo com a Equação 5, onde K é a rigidez total, $K_{\text{estrutura}}$ é a matriz de rigidez da estrutura, μ é o coeficiente de atrito, e K_{atrito} corresponde à matriz assimétrica de rigidez de atrito induzida.

$$K = K_{\text{estrutura}} + \mu K_{\text{atrito}} \quad (5)$$

Para cada modo de vibração, há um par de autovalor λ e autovetor y , sendo α_i a parte real do i -ésimo modal e ω_i a parte imaginária do autovetor desse mesmo modal, conforme exposto na Equação 6. A existência de autovalores complexos indica a presença de instabilidades, e a parte positiva representa a propensão do sistema à instabilidades.

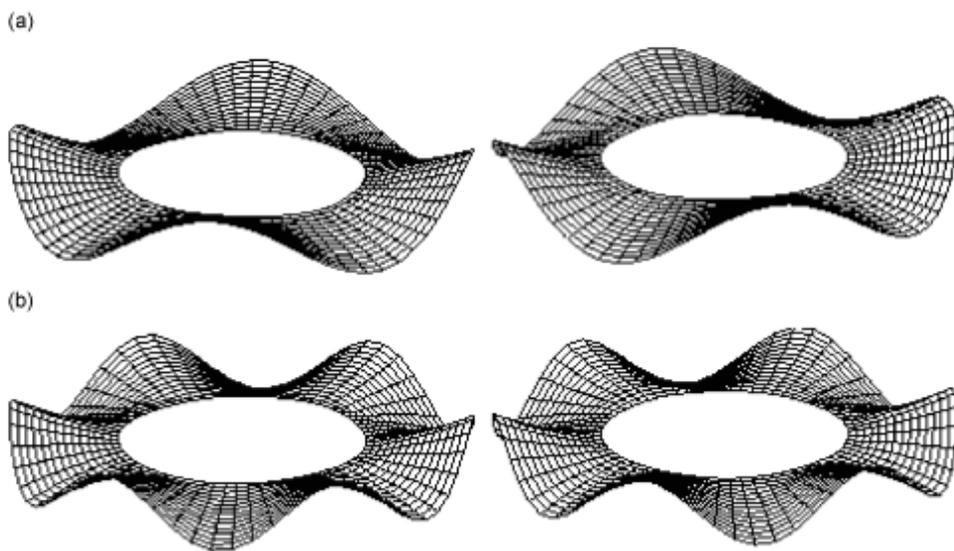
$$\lambda_{i1,2} = \alpha_i \pm i\omega_i \quad (6)$$

A Equação 7 descreve o movimento dos modos de vibração como uma onda senoidal amortecida. Coeficientes de amortecimento positivos causam oscilações na amplitude de vibração e deixam o sistema de freio instável.

$$\{u_i\} = \{A_i\}e^{a_i t} \cos\omega_i t \quad (7)$$

Há duas maneiras de abordar o problema de ruídos de freio pelo MEF: pelo domínio da frequência e pelo domínio do tempo. Budynas e Nisbett (2016) diz que, para análises de vibração, a maioria dos *softwares* disponíveis no mercado começa com uma análise modal, que fornece os autovalores e autovetores do componente. Esse tipo de análise se baseia na rigidez e nas deflexões resultantes. Depois, o resultado pode ser transferido para outros solucionadores para serem feitas outras análises, como a transiente. Esse trabalho utiliza um solucionador que trabalha no domínio da frequência.

Figura 9 – Exemplos de Modos de Flexão em Discos de Freio



Fonte: Kang *et al* (2008) Adaptado.

Na Figura 9 é possível observar dois exemplos de modos de vibrar de flexão de pista. Há quatro e seis diâmetros nodais respectivamente em (a) e (b). Segundo Oehlmeyer (2008), esse número de diâmetros nodais representa a quantidade de linhas nodais radiais em determinado modo de vibrar.

4 METODOLOGIA

Neste t3pico, s3o descritos os procedimentos realizados para obter o modelo de an3lise num3rica pelo m3todo dos elementos finitos em um freio a disco de motocicleta. O m3todo consiste em desenhar os componentes e configurar a simula3o no *software Ansys Workbench*[®] de modo a extrair autovalores e autovetores dos mil primeiros modos de vibra3o. 3 feita uma an3lise da distribu3o de press3o nas pin3as e sobre a converg3ncia das simula3es. Por fim, s3o apresentados os par3metros de projeto e a metodologia para an3lise de sensibilidade de cada um deles.

4.1 Elabora3o do Modelo

O disco e o conjunto de pastilha foram modelados em CAD por meio do *software Autodesk Fusion 360*[®] de acordo com as geometrias e dimens3es de componentes dispon3veis no mercado. Observa-se os desenhos do disco, das plaquetas e material de fric3o, e da montagem utilizada no estudo na Figura 10.

Figura 10 – Modelos em CAD do disco, das pastilhas e da montagem do disco e pastilhas

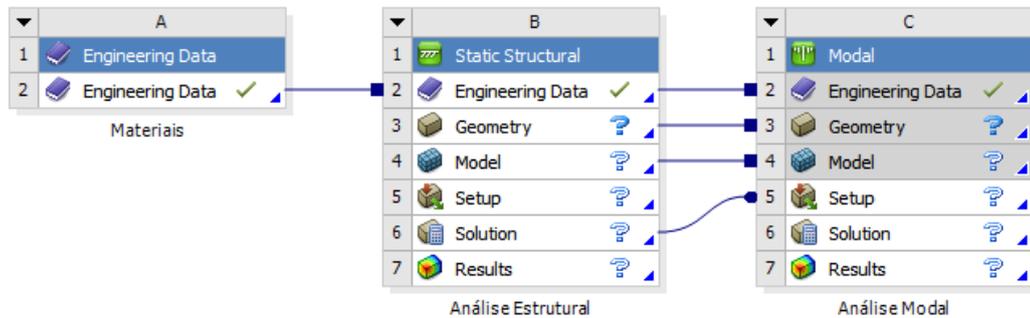


Fonte: elaborado pelo autor.

Conclu3dos os desenhos, esses foram salvos em IGES, que 3 um formato de arquivos comum a *softwares* CAD e CAE. Dessa forma, foi poss3vel importar as geometrias no *software Ansys Workbench*[®]. Para iniciar uma simula3o no *Ansys Workbench*[®], 3 necess3rio definir o tipo de simula3o a ser executada na janela de projeto. Como foi executada uma an3lise modal, definiu-se uma caixa para os materiais, uma para a an3lise

estrutural e uma para a análise modal.

Figura 11 – Configurações iniciais na tela de projeto do Ansys Workbench®



Fonte: elaborada pelo autor.

Note que, de acordo com a Figura 11, há uma ligação, em azul, do item *Engineering Data* das caixas A, B e C, que significa que todas as definições e alterações feitas em A, serão compartilhadas por B e C. Isso permite a variação dos parâmetros na simulação sem que os outros parâmetros sejam alterados. Da mesma forma, há ligações de B para C entre os itens *Geometry* e *Model*, que também podem ser modificados sem alterações de outros parâmetros. O item *Solution* da caixa B é uma entrada do item *Setup* da caixa C. Isso ocorre pela necessidade de testes entre os contatos da montagem antes de se iniciar a análise modal, como será mais detalhado adiante.

Tabela 1 – Densidade, Módulo de Young e Coeficiente de Poisson dos materiais de cada componente

Componente	Densidade (kg/m ³)	Módulo de Young (GPa)	Coeficiente de Poisson
Disco	7155	125	0,23
Material de Fricção	2045	2,6	0,34
Plaqueta	7850	210	0,3

Fonte: Oehlmeyer (2008) Adaptado.

Após a seleção do tipo de análise, é necessário importar o desenho e definir os parâmetros de simulação. Os dados dos materiais foram preenchidos de acordo com os valores da Tabela 1 obtidos na literatura. Feito isso, a geometria com a montagem no formato IGES foi importada e então foi dado início às configurações no Ansys Mechanical.

Primeiramente, todos os contatos são revisados e definidos de acordo com o Quadro 2 a seguir, pois o *software* cria contatos automaticamente quando uma geometria é

importada. Os termos *Contact*, *Contact Bodies*, *Target Bodies*, *Type*, *Behavior*, *Formulation* e *Detection Method* estão em inglês por se tratarem de entradas configuráveis no programa. Suas respectivas traduções são Contato, Corpos Contato, Corpos Alvo, Tipo, Comportamento, Formulação e Método de Detecção. As interfaces são definidas de acordo com o seu comportamento. O contato entre as plaquetas e seus respectivos materiais de fricção são definidos como *Bonded*, já que estão colados e não devem se movimentar entre si. Já os contatos entre o disco e os materiais de fricção são definidos como *Frictional*, devido ao deslizamento que ocorre nessas interfaces. O Contato Corpo é a entrada que define a referência do contato e o Contato Alvo é a entrada que usa o Contato Corpo como referência na interface de contato. Isso é uma notação para a utilização do *software*.

A formulação utilizada também depende do tipo de contato, sendo preferencialmente utilizado o método *Multi Point Constraint* (MPC) para interfaces coladas e *Augmented Lagrange* para superfícies que irão se deformar de maneiras distintas entre contato e alvo. Isso pois o método MPC restringe múltiplos pontos da geometria, de forma mais próxima a corpos colados, enquanto o outro método permite distorções localizadas. O método de detecção se trata da formulação utilizada pelo programa para detectar os pontos a serem restringidos e, por isso, não sendo aplicadas a formulações que permitem variações pontuais.

Quadro 2 – Configurações de cada contato imputadas no Ansys Workbench[®]

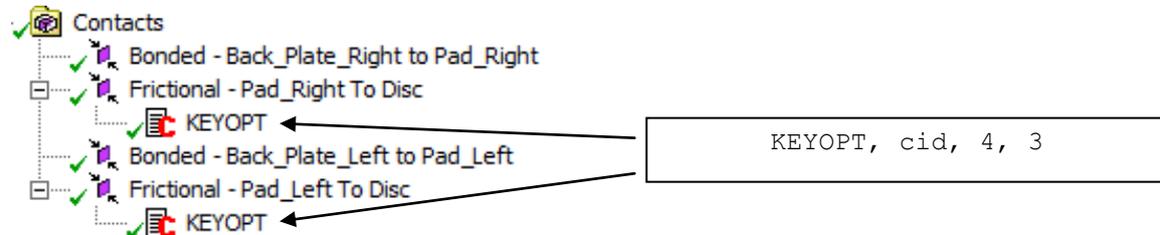
Contact	Material de Fricção 2 para o Disco	Plaqueta 2 para o Material de Fricção 2	Material de Fricção 1 para o Disco	Plaqueta 1 para o Material de Fricção 1
Contact Bodies	Material de Fricção 2	Plaqueta 2	Material de Fricção 1	Plaqueta 1
Target Bodies	Disco	Material de Fricção 2	Disco	Material de Fricção 1
Type	<i>Frictional</i>	<i>Bonded</i>	<i>Frictional</i>	<i>Bonded</i>
Behavior	<i>Symetric</i>	<i>Symetric</i>	<i>Symetric</i>	<i>Symetric</i>
Formulation	Augmented Lagrange	MPC	Augmented Lagrange	MPC
Detection Method	Não se aplica	Nodal-Normal From Contact	Não se aplica	Nodal-Normal From Contact

Fonte: elaborado pelo autor.

Depois, é necessário atribuir as “*key options*” dos contatos deslizantes. Essas opções são atribuídas por meio de uma linguagem própria do Ansys, chamada APDL (*Ansys Parametric Design Language*), que significa Linguagem de Desenvolvimento Paramétrico do

Ansys. Dessa forma, atribui-se o comando *KEYOPT* com elementos do tipo *cid* e valores 4 e 3, de acordo com a Figura 12, à seguir. Esse comando foi aplicado apenas aos contatos deslizantes para definir a localização e o tipo de detecção do contato.

Figura 12 – Comandos APDL aplicados aos contatos deslizantes



Fonte: elaborada pelo autor.

Após as definições necessárias nos contatos, é feito um teste para verificar suas condições iniciais por meio da ferramenta *Contact Tool* dentro do menu *Connections*. Os possíveis resultados anormais dessa verificação estão descritos na Tabela 2, à seguir. A cor vermelha indica que há algo de errado, pois um contato que deveria estar fechado está aberto. A cor amarela destaca a existência de um contato aberto, o que pode ser aceitável, dependendo do tipo de análise. A cor laranja significa que o contato está fechado, mas em uma condição não usual, com a existência de lacunas ou penetração na interface. E a cor cinza indica inatividade no contato, o que pode ser aceitável, dependendo do tipo de formulação utilizada.

Tabela 2 – Tabela Fornecida pelo Ansys

Cor	Descrição
Vermelho	O contato está aberto, mas deveria estar fechado. Isso se aplica aos tipos de contato <i>Bonded</i> e <i>No separation</i> .
Amarelo	O contato está aberto, o que pode ser aceitável.
Laranja	O contato está fechado, mas possui uma grande quantidade de lacunas ou penetração.
Cinza	O contato está inativo. Isso pode ocorrer para as formulações MPC (<i>Multi-Point Constraint</i>) e Normal de Lagrange, e no comportamento <i>auto asymmetric</i> .

Fonte: Ansys Mechanical® (Adaptado).

Como o contato entre o disco e os materiais de fricção devem estar fechados, sem grandes lacunas ou penetrações, é desejável que esses estejam em branco na Figura 13; enquanto os contatos das plaquetas com os materiais de fricção devem estar em branco ou inativos, já que são colados e, dessa forma, utiliza-se a formulação MPC. Das informações iniciais dos contatos, pode-se observar que houve apenas duas interfaces com a cor diferente de branco: o lado do contato do *Back_Plate Right To Pad_Right* e do *Back_Plate_Left To Pad_Left*, que se tratam do contato da Plaqueta para o Material de Fricção dos lados direito e esquerdo, respectivamente. Assim, sabendo que os contatos estão em conformidade com o que se deseja, segue-se para as próximas etapas.

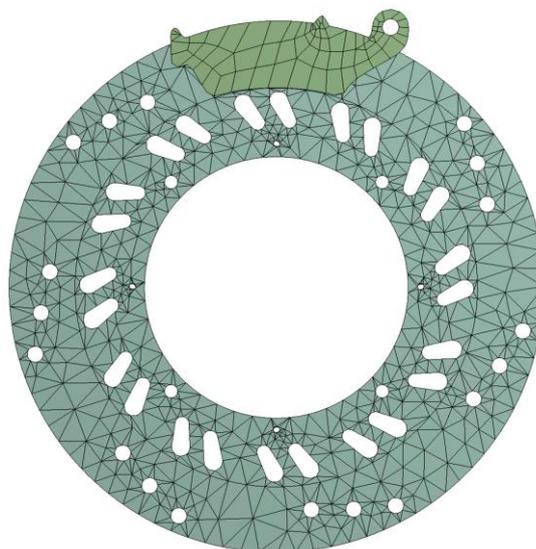
Figura 13 – Informações Iniciais sobre os contatos

Name	Contact Side	Type	Status	Number Contacting	Penetration (m)	Gap (m)	Geometric Penetration (m)	Geometric Gap (m)	Resulting Pinball (m)	Real Constant
Bonded - Back_Plate_Right To Pad_Right	Contact	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	6,
Bonded - Back_Plate_Right To Pad_Right	Target	Bonded	Closed	50,	1,7347e-018	0,	2,5e-004	0,	1,2502e-003	7,
Bonded - Back_Plate_Left To Pad_Left	Contact	Bonded	Inactive	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	8,
Bonded - Back_Plate_Left To Pad_Left	Target	Bonded	Closed	50,	4,3368e-019	0,	3,5671e-011	9,9292e-011	1,2502e-003	9,
Frictional - Pad_Right To Disc	Contact	Frictional	Closed	50,	1,3933e-010	0,	1,3933e-010	8,6736e-019	5,0007e-003	10,
Frictional - Pad_Right To Disc	Target	Frictional	Closed	78,	1,891e-010	0,	1,891e-010	8,6736e-019	2,9909e-003	11,
Frictional - Pad_Left To Disc	Contact	Frictional	Closed	50,	1,3435e-010	0,	1,3435e-010	4,3368e-019	5,0006e-003	12,
Frictional - Pad_Left To Disc	Target	Frictional	Closed	78,	1,9812e-010	0,	1,9812e-010	4,3368e-019	2,982e-003	13,

Fonte: Ansys Mechanical®.

O próximo passo é definir uma malha para a análise. À princípio, utilizou-se uma malha gerada automaticamente pelo Ansys, conforme ilustrado na Figura 14. Os detalhes de refino de malha e estudo de convergência serão abordados mais adiante.

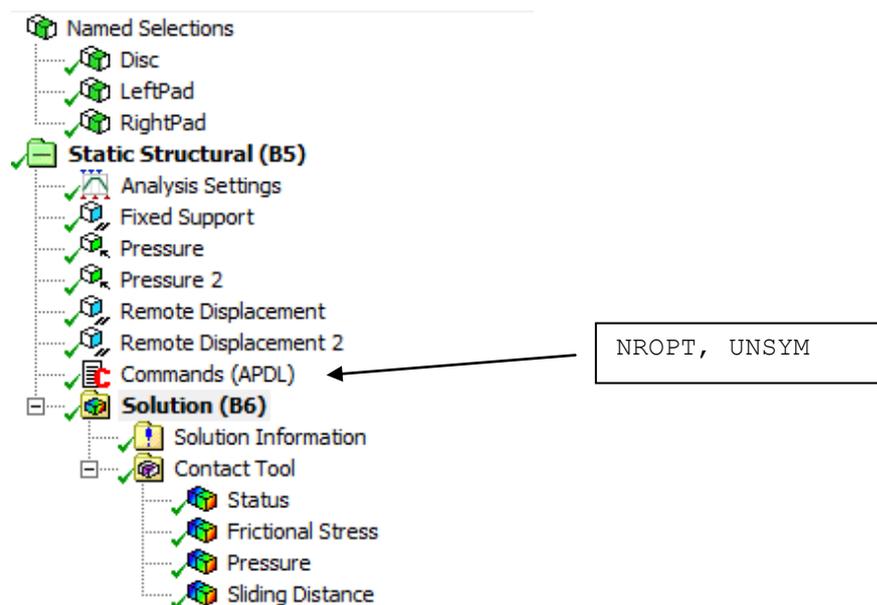
Figura 14 – Malha Automática



Fonte: elaborada pelo autor.

Antes de realizar a análise modal, é necessário executar uma análise estrutural para verificar se o modelo está sendo capaz de distribuir a pressão de forma simétrica entre as pinças. Esse teste se faz necessário devido ao tempo de extração dos modos ser alto e exigir bastante memória do computador. Na Figura 15 estão ilustrados os parâmetros configurados nessa análise, sendo eles: *Fixed Support*, que define o suporte da estrutura e é aplicado no furo destinado aos parafusos do disco; *Pressure* e *Pressure 2*, que são as pressões aplicadas às pinças no momento da frenagem, definidas nas plaquetas esquerda e direita; *Remote Displacement* e *Remote Displacement 2*, que definem em que sentido as pinças estarão livres para se movimentarem, isto é, seus deslocamentos; e *Commands (APDL)*, que, pelo comando NROPT, define a utilização de matrizes de elementos assimétricos, por meio do rótulo UNSYM.

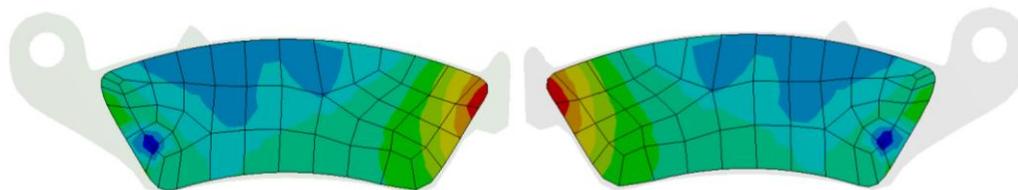
Figura 15 – Configuração da Análise Estática Estrutural



Fonte: elaborada pelo autor.

Após setar as configurações, obtém-se, por meio da ferramenta *Contact Tool*, a distribuição de pressão nas duas pinças. Destaca-se que o intuito desta verificação é que haja distribuição de pressão com simetria. A Figura 16 ilustra a distribuição obtida, que está relativamente simétrica. A cor vermelha indica os pontos onde houve maior pressão, seguido por amarelo, verde claro, verde escuro, ciano, azul claro e azul escuro, em ordem decrescente de pressões. Os pontos coloridos estão simetricamente distribuídos entre os pads com pequenas variações em suas formas, o que configura esse resultado como aceitável

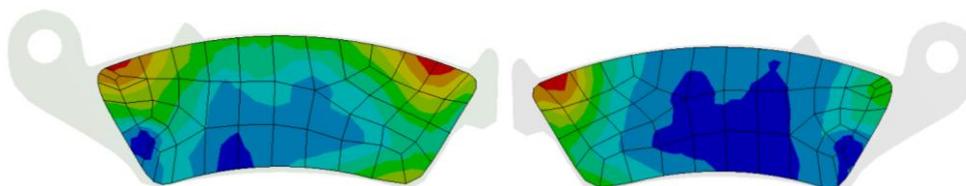
Figura 16 – Distribuição de Pressão Simétrica



Fonte: elaborada pelo autor.

Já na Figura 17 há uma distribuição não aceitável, que indicaria algum erro durante a formulação ou execução do modelo de simulação. Caso fosse obtido um resultado como esse ou similar, se faria necessário realizar uma investigação para detectar qual erro causou tal problema e corrigi-lo. Ratifica-se a importância de realizar esse tipo de verificação, já que alguma inconformidade na distribuição de pressão comprometeria todos os resultados da simulação, fazendo o computador executar cálculos cujos resultados não teriam utilidade alguma, desperdiçando tempo e recursos computacionais.

Figura 17 – Distribuição de Pressão Não Conforme

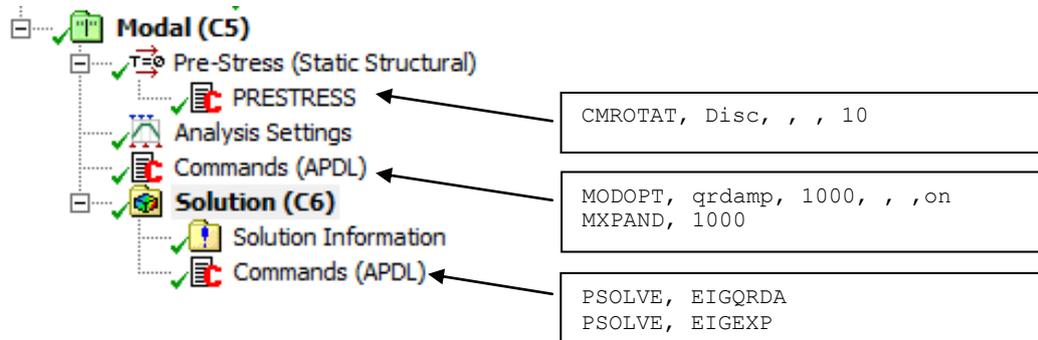


Fonte: elaborada pelo autor.

Passada a verificação da distribuição de pressão, chega-se à etapa de configuração da análise modal. Na Figura 18, pode-se observar os comandos utilizados na análise. O comando CMROTAT especifica a velocidade de rotação de um componente em análises de *brake squeal*, sendo, então, imputado no menu *Pre-Stress* para atribuir uma rotação de 10 rad/s ao elemento *Disc*, que é o disco. Depois, dentro do menu *Modal*, utiliza-se os comandos MODOPT e MXPAND. O comando MODOPT especifica as opções de análise modal, onde se deseja obter os primeiros mil modos amortecidos. O método QRDAMP utiliza o algoritmo QR em um sistema amortecido para a extração dos modos. A opção *on* indica que os autovalores complexos serão calculados e retornados no resultado. O comando MXPAND especifica, nesse caso, o número de modos a expandir. Por fim, dentro do menu *Solution*, há dois comandos PSOLVE, que tem a função de direcionar o software para realizar uma solução parcial do problema. O comando PSOLVE com o rótulo EIGQRDA calcula os autovalores e

autovetores e o com o rótulo EIGEXP expande a solução dos autovetores.

Figura 18 – Configuração da Análise Modal



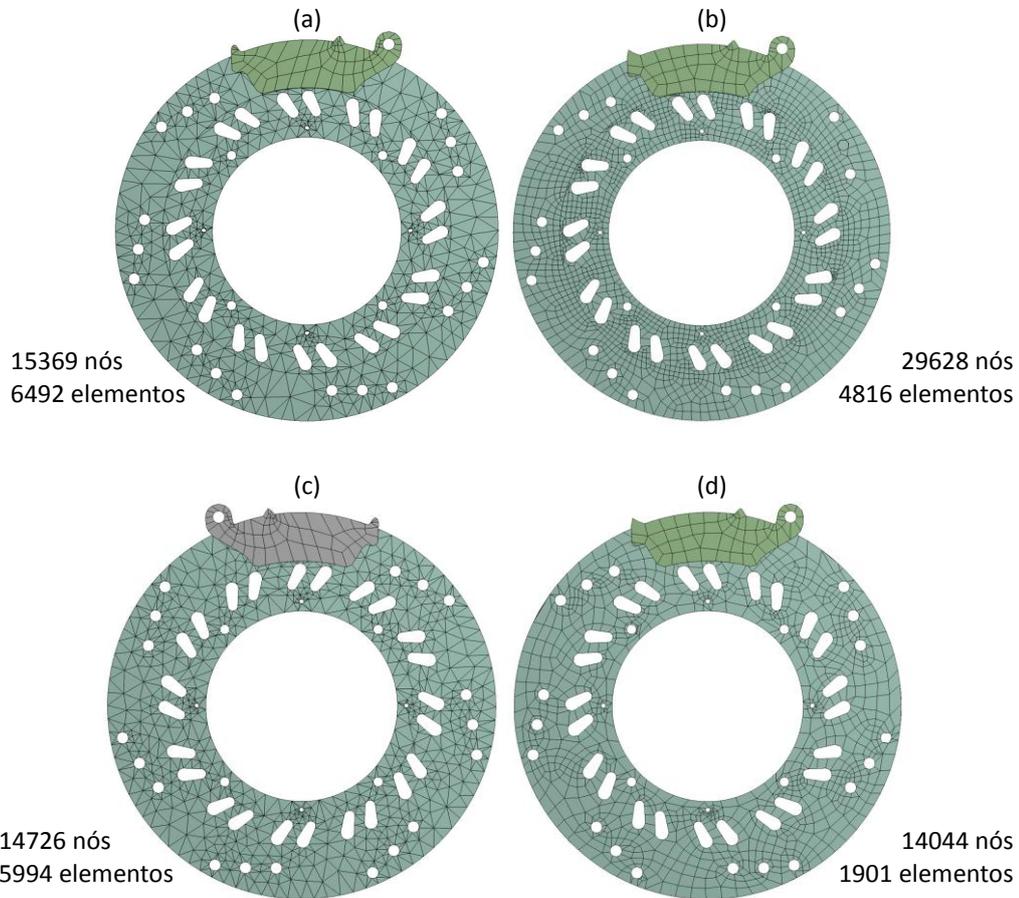
Fonte: elaborada pelo autor.

4.2 Refino do Modelo

Após a execução de todos os passos anteriores, é possível obter resultados sobre os pontos de instabilidade dos primeiros mil modos de vibração do conjunto modelado. Porém, para validar a qualidade desses resultados, é necessário realizar um estudo de convergência para assegurar a necessidade ou não de refinar a malha. Todas as simulações deste trabalho foram realizadas em um computador com 8 GB de memória RAM e um processador AMD A8-7600 Radeon R7, 10 Compote Cores 4C+6G, e essa condição foi fundamentalmente limitante na qualidade da análise, já que essa configuração de *hardware* é bastante modesta para o número de modos extraídos e expandidos nesta análise.

A Figura 19 apresenta as quatro malhas utilizadas para analisar, de forma bem simplista, a convergência entre os modelos. A configuração (a) é uma malha gerada automaticamente pelo *Ansys* utilizando a geometria original do disco com um ressalto na parte central, que é mais espessa. Nesse arranjo, o solucionador do programa detectou 102 pontos de instabilidade, sendo a máxima instabilidade ocorrida na frequência de 73,6 kHz com um valor de 235. Em seguida, fez-se uma malha (b) mais fina, com 29628 nós e 4816 elementos, que apresentou 121 pontos de instabilidade e a máxima instabilidade em 49,9 kHz com valor de 208. Depois, removeu-se o ressalto do disco e utilizou-se novamente uma malha automática, conforme ilustrado em (c), obtendo 105 pontos de instabilidade e máxima instabilidade de 225 na frequência de 73,6 kHz. Por fim, foi feito um rearranjo que resultou na malha (d), que resultou em 117 pontos de instabilidade, sendo a máxima de 268 em 58,45 kHz.

Figura 19 – Refino de Malha



Fonte: elaborada pelo autor.

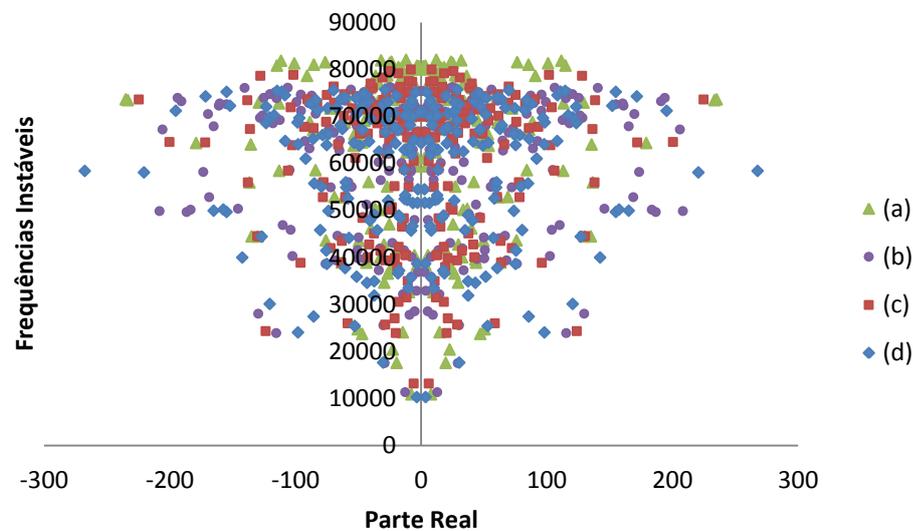
Observando a Tabela 3, nota-se que há desvios superiores a 10% nos resultados dos parâmetros das malhas da Figura 19. Porém, a diferença no tempo de cálculo entre a malha (a) e a malha (b) foi bastante alta, sendo essa segunda de 62,83% mais lenta. A demora quando mais nós e elementos são utilizados na malha é decorrente da limitação do *hardware* disponível. Entre as malhas (a) e (d) a diferença de tempo de cálculo também foi alta, sendo a malha (d) mais de 31,71% mais lenta que a (a). Essa diferença entre os tempos de simulação limitou a escolha por uma malha menos refinada, já que a diferença percentual entre o tempo de cálculo chegou a ser quatro vezes maior que a diferença percentual de parâmetros. Entre os modelos com e sem ressalto no centro do disco não houve diferenças significativas, optando-se, então, pelo modelo (c) para realizar as análises de sensibilidade de parâmetros. Esses valores podem ser melhor observados na Figura 20, que contém a dispersão de todos os pontos de instabilidades detectados.

Tabela 3 – Comparativo dos resultados paramétricos entre modelos de malha

Desvio dos resultados	Número de Instabilidades	Máxima Instabilidade	Frequência Associada	Tempo de Cálculo
Entre (a) e (b)	15,70%	12,91%	47,62%	62,83%
Entre (a) e (c)	2,86%	4,63%	0,030%	3,45%
Entre (a) e (d)	12,82%	12,17%	26,06%	31,71%

Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 20 – Comparativo entre as malhas e geometrias da Figura 17



Fonte: elaborada pelo autor.

4.3 Análise de Sensibilidade de Parâmetros

De posse de um modelo que funciona para a análise numérica do fenômeno *brake squeal*, foi realizada uma análise de sensibilidade dos parâmetros atrito, pressão aplicada nas pinças de freio, rotação do disco e rigidez dos elementos. Os valores da coluna Padrão na Tabela 3 foram baseado em valores padrões dos componentes de freio, adaptados de Oehlmeyer (2008). Extrapolou-se valores inferiores e superiores a esses padrões para que fosse possível verificar a sensibilidade de cada um deles para a ocorrência de pontos de instabilidade nos modos de vibração do sistema. Ressalta-se que no parâmetro rotação há duas extrapolações superiores, 13 rad/s e 50 rad/s, cuja motivação será explicitada no próximo tópico.

Tabela 4 – Parâmetros e extrapolações realizadas na análise de sensibilidade dos parâmetros

Grandeza	Extrapolação Inferior	Padrão	Extrapolação Superior
Atrito	0,2	0,3	0,4
Pressão (MPa)	4,0	4,5	5,0
Rotação (rad/s)	7	10	13 e 50
Rigidez do Disco (GPa)	25	125	225
Rigidez da Plaqueta (GPa)	110	210	310
Rigidez do Material de Fricção (GPa)	1,6	2,6	3,6

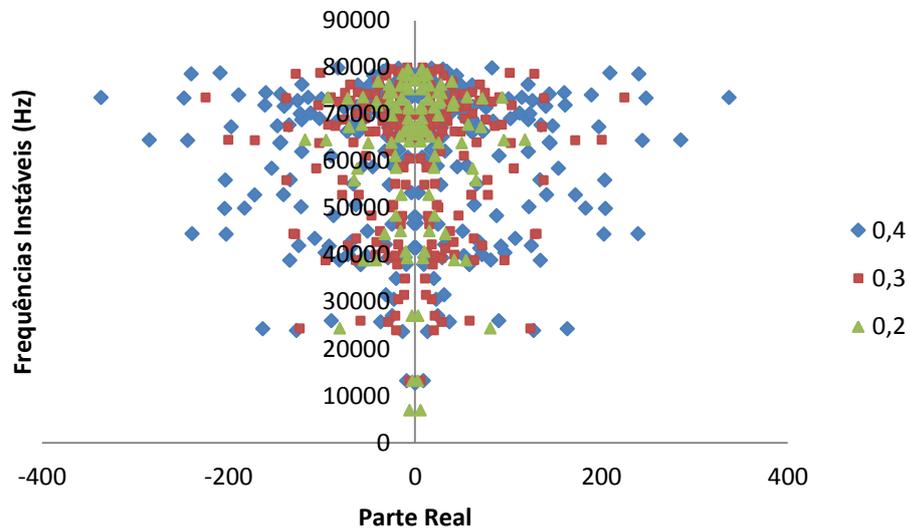
Fonte: elaborada pelo autor.

5 RESULTADOS

5.1 Atrito

A Figura 21 mostra a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro atrito. Os triângulos verdes representam resultados para coeficiente de atrito 0,2; os quadrados vermelhos representam resultados para coeficiente de atrito 0,3; e os losangos azuis representam resultados para coeficiente de atrito 0,4.

Figura 21 – Efeito do Coeficiente de Atrito na geração do *Brake Squeal*

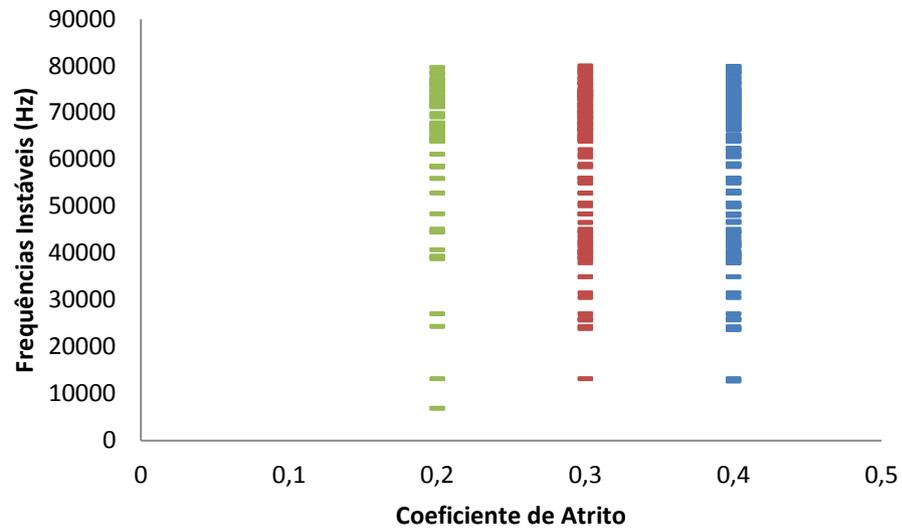


Fonte: elaborada pelo autor.

Foram detectados 54, 105 e 131 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 117,993, 224,716 e 336,953; e frequências associadas às máximas instabilidades 64,6 kHz, 73,6 kHz e 73,5 kHz; todos os valores para atrito 0,2, 0,3 e 0,4, respectivamente. Dentro da zona do *squeal*, foram encontrados 2, 1 e 2 pontos de instabilidade, com frequências máximas em torno de 13 kHz.

A Figura 22 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia o atrito. Percebe-se que, quanto maior o valor do atrito, maior o número de instabilidades, principalmente em frequências mais altas.

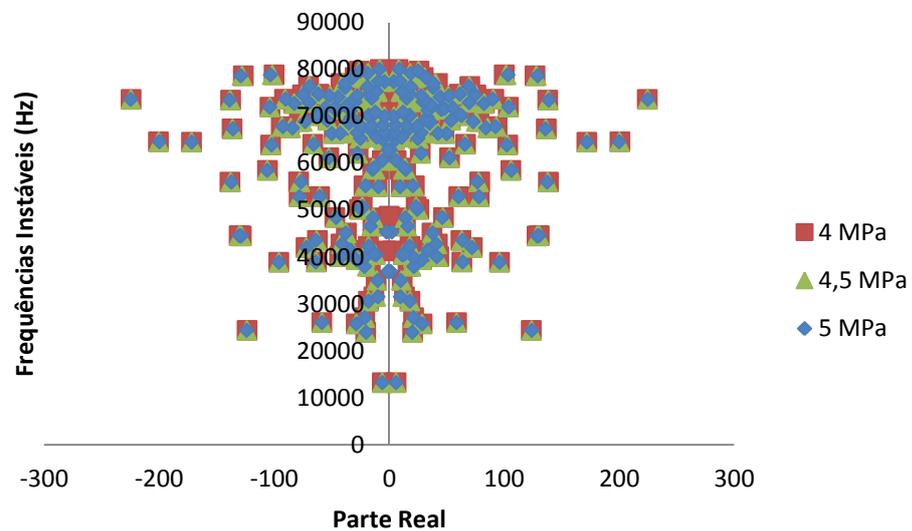
Figura 22 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função do Coeficiente de Atrito



Fonte: elaborada pelo autor.

5.2 Pressão

Figura 23 – Efeito da Pressão de Contato na geração do *Brake Squeal*

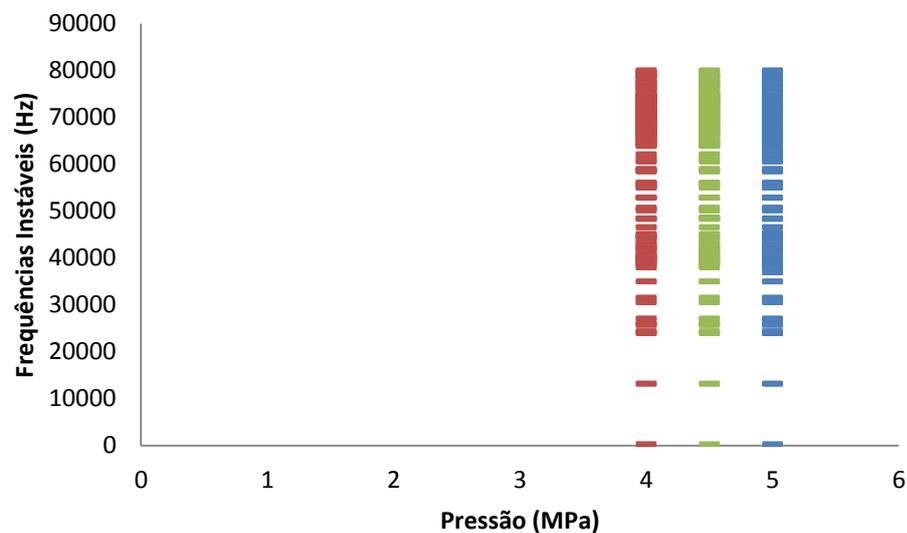


Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 23 ilustra a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro pressão. Os quadrados vermelhos representam resultados para pressão de 4 MPa; os triângulos verdes representam resultados para pressão de 4,5 MPa; e os losangos azuis representam resultados para pressão de 5 MPa.

Foram detectados 107, 105 e 109 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 224,504, 224,716 e 224,895; e frequências associadas às máximas instabilidades 73,6 kHz, 73,6 kHz e 73,6 kHz; todos os valores para pressão aplicada de 4,0 MPa, 4,5 MPa e 5,0 MPa, respectivamente. Dentro da zona do *squeal*, foram encontrados apenas um ponto em cada uma das simulações, com frequências máximas em torno de 13,2 kHz.

Figura 24 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Pressão de Contato



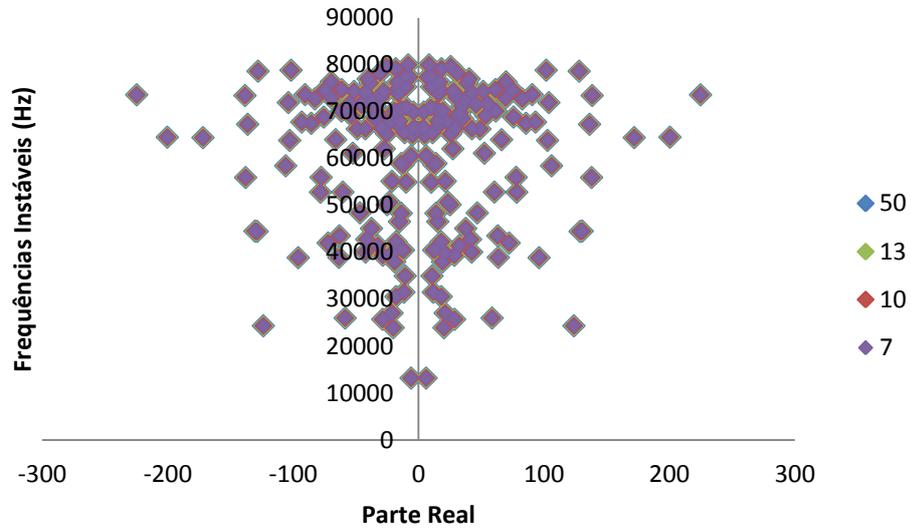
Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 24 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia a pressão. Percebe-se que a pressão influencia pouco na ocorrência de instabilidades, tendo apenas um pequeno aumento no número de ocorrências entre a menor e a maior pressão aplicada.

5.3 Rotação do Disco

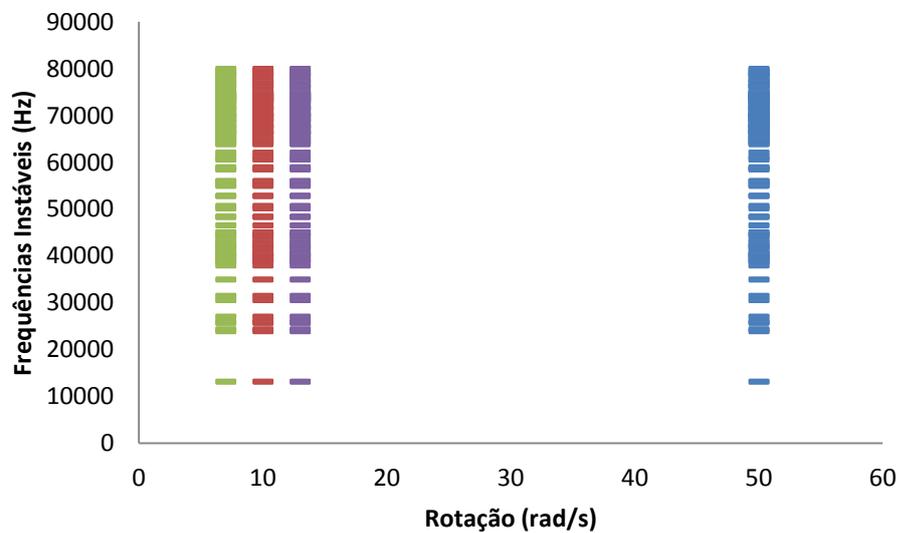
A Figura 25 contém a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro rotação. Os losangos roxos representam resultados para rotação de 7 rad/s; os losangos vermelhos representam resultados para rotação de 10 rad/s; losangos verdes representam resultados para rotação de 13 rad/s; e os losangos azuis representam resultados para rotação de 50 rad/s.

Figura 25 – Efeito da Rotação do Disco na geração do *Brake Squeal*



Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 26 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rotação do Disco



Fonte: elaborada pelo autor.

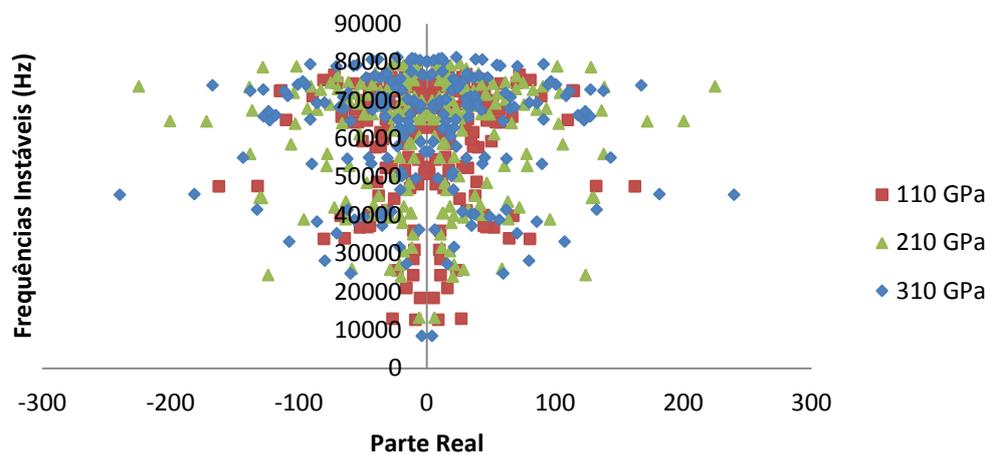
Foram detectados 105 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 224,725; e frequências associadas às máximas instabilidades 73,6 kHz, para todos os valores de rotação aplicada. Dentro da zona do *squeal*, foi encontrado apenas um ponto em cada uma das simulações, com frequências máximas em torno de 13,2 kHz.

A Figura 26 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia a rotação. Percebe-se que esse parâmetro não influencia a ocorrência de instabilidades, tendo sido todos os resultados idênticos.

5.4 Rigidez da Plaqueta

A Figura 27 mostra a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro rigidez da plaqueta. Os quadrados vermelhos representam resultados para rigidez de 110 GPa; os triângulos verdes representam resultados para rigidez de 210 GPa; e os losangos azuis representam resultados para rigidez de 310 GPa.

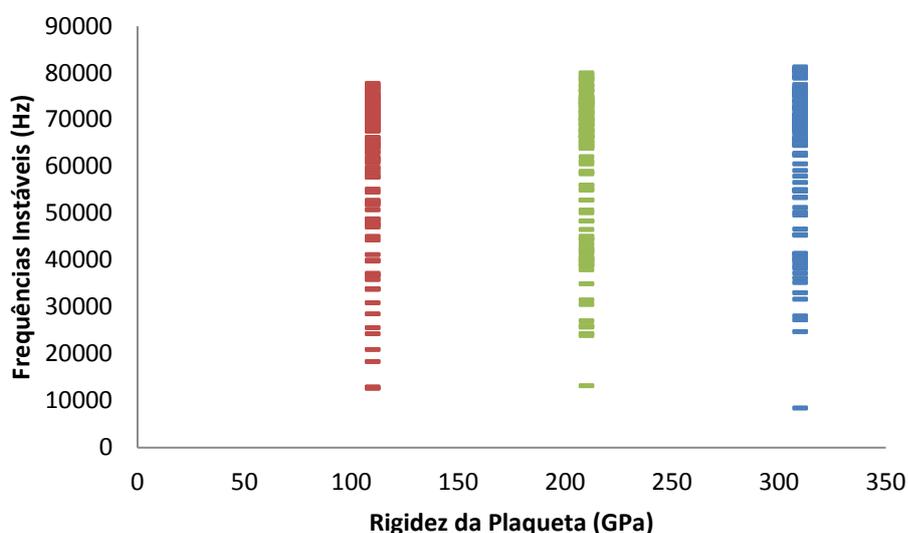
Figura 27 – Efeito da Rigidez da Plaqueta na geração do *Brake Squeal*



Fonte: elaborada pelo autor.

Foram detectados 92, 105 e 97 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 162,256, 224,716 e 239,562; e frequências associadas às máximas instabilidades 47,5 kHz, 73,6 kHz e 45,3 kHz; todos os valores para rigidez de 110 GPa, 210 GPa e 310 GPa, respectivamente. Dentro da zona do *squeal*, foram encontrados um ponto de instabilidade em cada, com frequências máximas de 12,7 kHz, 13,2 kHz e 5,5 kHz.

Figura 28 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez da Plaqueta



Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 28 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia a rigidez da plaqueta. Percebe-se que, há um aumento no número de pontos de instabilidades entre a maior e a menor rigidez. Além disso, os valores absolutos da máxima instabilidade também aumentam, e há uma pequena redução na frequência máxima.

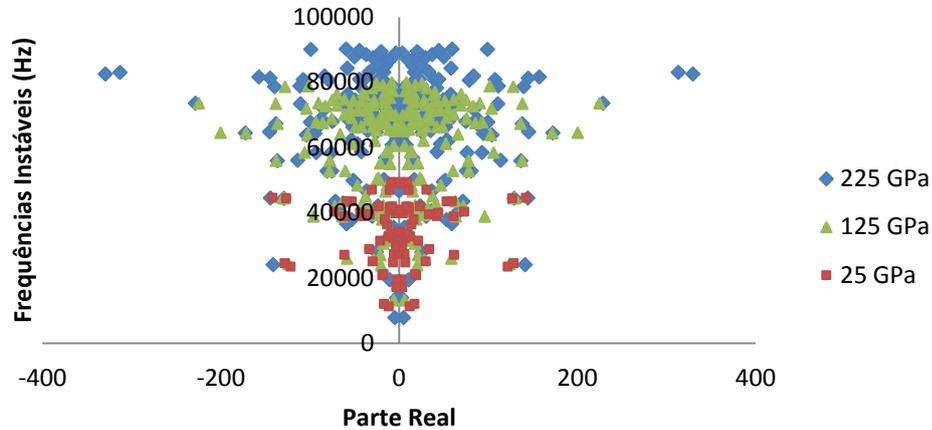
5.5 Rigidez Disco

A Figura 29 mostra a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro rigidez do disco. Os losangos azuis representam resultados para rigidez de 225 GPa; os triângulos verdes representam resultados para rigidez de 125 GPa; e os quadrados vermelhos representam resultados para rigidez de 25 GPa.

Foram detectados 44, 105 e 125 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 142,199, 224,716 e 329,579; e frequências associadas às máximas instabilidades 44,6 kHz, 73,6 kHz e 82,6 kHz; todos os valores para rigidez de 25 GPa, 125 GPa e 225 GPa, respectivamente. Dentro da zona do *squeal*, foram encontrados 1, 2 e 2, sendo 13,2 kHz a frequência máxima para 25 GPa, 12,1 kHz para 125 GPa e 14,0 kHz para 225 GPa. Diante disso, pode-se afirmar que a rigidez do disco é um fator bastante

importante para a ocorrência do fenômeno *brake squeal*, pois houve o dobro de pontos de instabilidade entre a menor e a maior rigidez analisadas nas simulações.

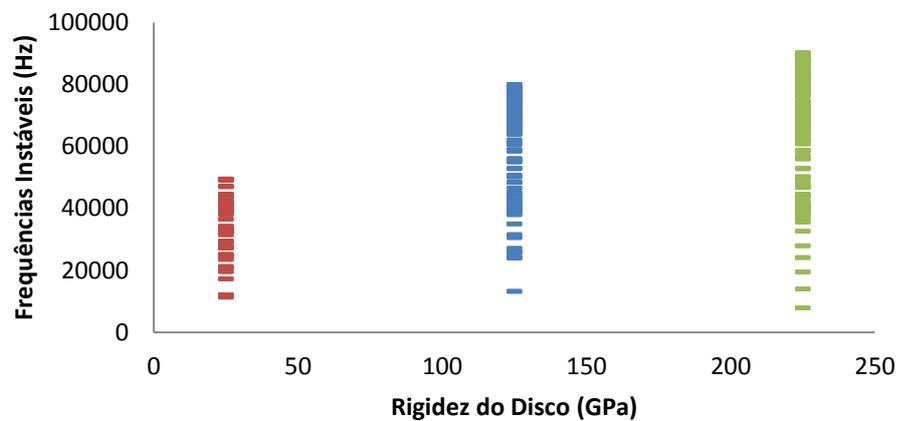
Figura 29 – Efeito da Rigidez do Disco na geração do *Brake Squeal*



Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 30 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia a rigidez do disco. Percebe-se que, quanto maior o valor da rigidez, maior o número de instabilidades, tanto na análise geral quanto se restringindo à zona de ocorrência do *brake squeal*.

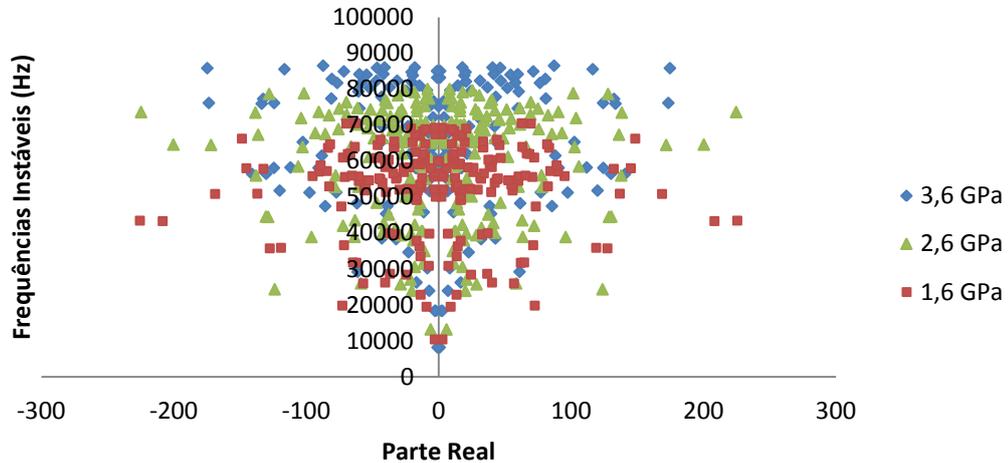
Figura 30 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez do Disco



Fonte: elaborada pelo autor.

5.6 Rigidez do Material de Fricção

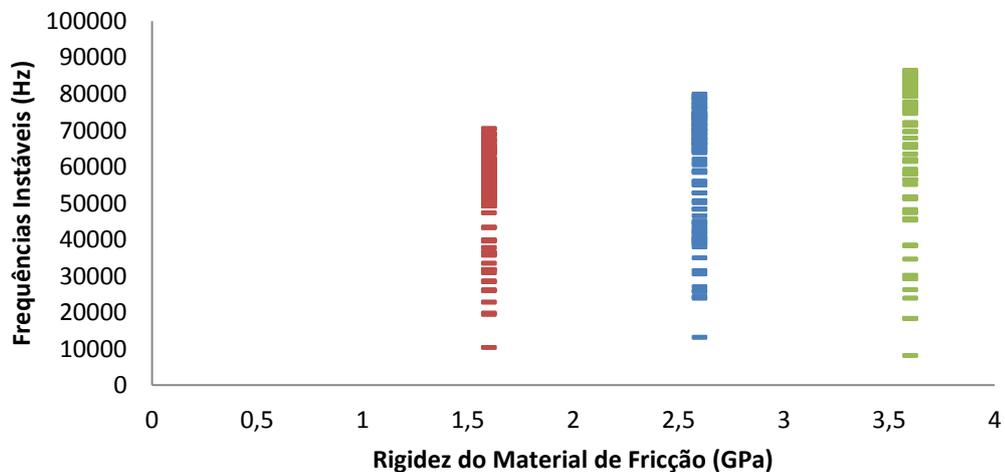
Figura 31 – Efeito da Rigidez do Material de Fricção na geração do *Brake Squeal*



Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 31 contém a distribuição de todos os autovalores e autovetores detectados pela simulação ao variar o parâmetro rigidez do material de fricção. Os losangos azuis representam resultados para rigidez de 3,6 GPa; os triângulos verdes representam resultados para rigidez de 2,6 GPa; e os quadrados vermelhos representam resultados para rigidez de 1,6 GPa.

Figura 32 – Prognóstico das Frequências Instáveis em função da Rigidez do Material de Fricção



Fonte: elaborada pelo autor.

A Figura 32 ilustra de forma mais intuitiva a sensibilidade do parâmetro pontos de instabilidade quando se varia a rigidez do material de fricção. Percebe-se que há uma diminuição do número de pontos de instabilidade entre a menor e a maior rigidez analisadas, porém, há o aparecimento instabilidades em frequências mais elevadas. Foram detectados 103, 105 e 75 pontos com parte real positiva, sendo as máximas instabilidades com valores absolutos de 225,610, 224,716 e 174,728; e frequências associadas às máximas instabilidades 43,4 kHz, 73,6 kHz e 85,8 kHz; todos os valores para rigidez de 1,6 GPa, 206 GPa e 3,6 GPa, respectivamente. Dentro da zona do *squeal*, foram encontrados um ponto de instabilidade em cada simulação, com frequências de 10,4 kHz, 13,2 kHz e 8,2 kHz, para valores respectivamente crescentes de rigidez.

6 CONCLUSÃO

- As simulações se mostraram capazes de detectar pontos com partes reais dos autovetores positivas, que indicam possíveis instabilidades autoexcitadas no sistema de freio.
- Realizou-se um teste de verificação da distribuição de pressão nas pinças de freios e todas se mostraram simétricas.
- O refino da malha foi limitado pelo *hardware* disponível, sendo esse fator passível de melhorias em trabalhos futuros, o que causou desvios de até 15,7% na ocorrência de instabilidades.
- O ressalto na parte central do disco analisado não teve influência significativa na ocorrência de ruídos de freio.
- Em todas as simulações houve a presença de ao menos um ponto com parte real positiva associado a uma frequência dentro da faixa de ocorrência do fenômeno *brake squeal*.
- Ao analisar o atrito, observou-se que há um aumento no número e na intensidade dos pontos de instabilidade quando esse é aumentado, havendo a detecção de 54 pontos de instabilidade para coeficiente de atrito 0,2 e 131 pontos para atrito de 0,4.
- Para a pressão de contato aplicada nas plaquetas, houve um pequeno aumento no número de ocorrências, sendo 107 para uma pressão de 4,0 MPa e 109 para 5,0 MPa.
- A variação na intensidade da rotação do disco teve influência nula na ocorrência e intensidade de instabilidades, não havendo diferenças entre nenhuma das rotações simuladas: 7 rad/s, 10 rad/s, 13 rad/s e 50 rad/s.
- O aumento na rigidez da plaqueta causou um aumento moderado no número de instabilidades, sendo 92 pontos detectados para 110 GPa de rigidez e 97 pontos para 310 GPa de rigidez desse componente.
- A rigidez do disco se mostrou o parâmetro com maior influência na ocorrência e intensidade de instabilidades no sistema analisado. Com o aumento da rigidez do disco houve um aumento nesses valores, sendo 44 ocorrências para 25 GPa de rigidez e 125 ocorrências para 225 GPa de rigidez.
- A rigidez do material de fricção também apresentou influência na detecção de pontos de instabilidade. Na menor rigidez (1,6 GPa) houve 103 pontos de instabilidade. Já para 3,6 GPa, houve ocorrência de 75 pontos, que é um indicativo que a rigidez desse componente e o número de pontos detectados são inversamente proporcionais.

REFERÊNCIAS

- AKAY, A. *Acoustics of Friction*. [S.l.]: *Journal of Acoustical Society of America*, 2002.
- ANSYS: Workbench. Version 18.2. [S.l.]: Ansys Inc, 2017. Disponível em: <<https://www.ansys.com/academic/free-student-products>>. Acesso em: 18 set. 2018.
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 4. ed. São Paulo: Érica, 2000.
- BUDYNAS, R. G; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10.ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- ERIKSSON, M. *Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal*. Uppsala: Acta Universitatis Upsaliensis, 2000.
- INFANTINI, M. B. **Variáveis de desenvolvimento dos sistemas de freio**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.
- KANG, J; KROUSGRILL, C. M; SADEGHI, F. *Dynamic instability of a thin circular plate with friction interface and its application to disc brake squeal*. [S.l.]: *Journal of Sound and Vibration*, 2008.
- KINKAID, N. M; O'REILLY, O.M; PAPADOPOULOS, P. *Automotive disc brake squeal*. [S.l.]: *Journal of Sound and Vibration*, 2003.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4.ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- NOUBY, M; ABDO, J; MATHIVANAN, D; SRINIVASAN, K. *Evaluation of Disc Brake Materials for Squeal Reduction*. Londres: *Tribology Transactions*, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/10402004.2011.587634>>. Acesso em: 5 nov. 2018.

NUSSENZVEIG, H. M. **Curso de Física Básica**. Vol. 1. 4.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

OEHLMEYER, A. K. **Instabilidade de Freios a Disco por Análise de Autovalor Complexo**. Dissertação de Mestrado. Campinas: Comissão de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, 2008.