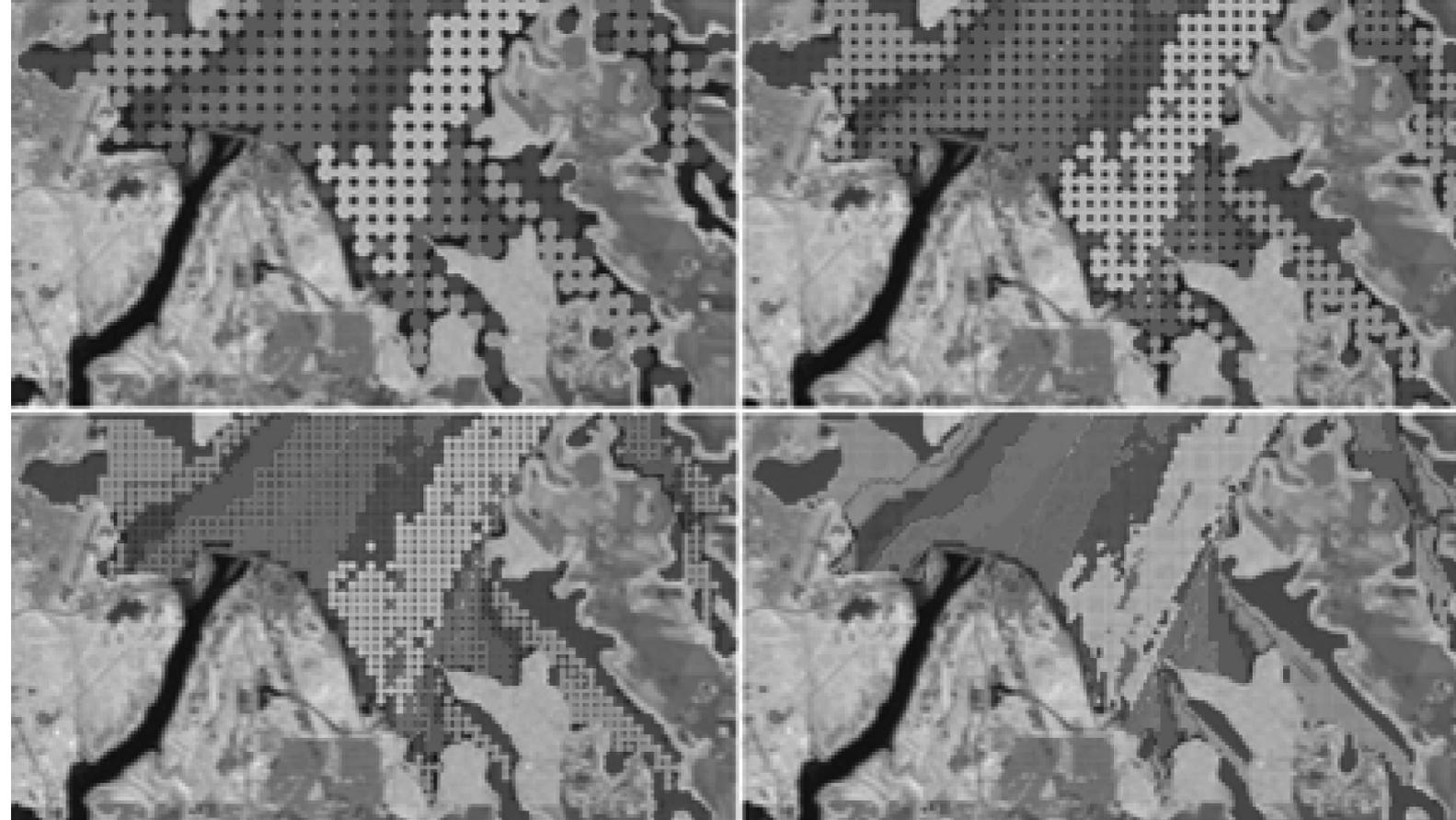


Aplicações Avançadas de Simulação Computacional

Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Marcelo Marques
(Organizadores)



Aplicações Avançadas de Simulação Computacional

Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Marcelo Marques
(Organizadores)

Editora Chefe
Marcia A. A. Marques
Coordenadora Editorial
Isabela Arantes Ferreira
Bibliotecária
Aline Grazielle Benitez

Diagramação	2021 by Bookerfield Editora
Marcos Antonio Ribeiro Pereira	Copyright © Bookerfield Editora
Imagens da capa	Copyright do Texto © 2021 Os autores
Shutterstock	Copyright da Edição © 2021 Bookerfield Editora
Revisão	Direitos para esta edição cedidos à
Os autores	Bookerfield Editora pelos autores.



Todo o conteúdo deste livro está licenciado sob uma Licença de Atribuição Creative Commons. Atribuição-Não-Comercial Não Derivativos 4.0 Internacional (CC BY-NC-ND 4.0).

O conteúdo dos artigos e seus dados em sua forma, correção e confiabilidade são de responsabilidade exclusiva dos autores, inclusive não representam necessariamente a posição oficial da Bookerfield Editora.

Permitido o download da obra e o compartilhamento desde que sejam atribuídos créditos aos autores, mas sem a possibilidade de alterá-la de nenhuma forma ou utilizá-la para fins comerciais.

Todos os manuscritos foram previamente submetidos à avaliação cega pelos pares, membros do Conselho Editorial desta Editora, tendo sido aprovados para a publicação com base em critérios de neutralidade e imparcialidade acadêmica.

A Bookerfield Editora é comprometida em garantir a integridade editorial em todas as etapas do processo de publicação, evitando plágio, dados ou resultados fraudulentos e impedindo que interesses financeiros comprometam os padrões éticos da publicação.

Situações suspeitas de má conduta científica serão investigadas sob o mais alto padrão de rigor acadêmico e ético.

CONSELHO EDITORIAL

Adailton Pereira de Melo
Afrânio Silva Madeiro
Alberto Carlos de Souza
Aline De Souza Lima Barbaroto
Aliry Magda Santos do Vale Gomes
Ana Luiza Trovo Marques de Souza
Andrea Borges Gaia
Andrea Sartori Jabur
Andréia Monique Lermen
Breno Henrique Ferreira Cypriano
Bruno Cezar Silva
Camila de Vasconcelos Tabares
Camila Gemin R. Locatelli
Camila Nathalia Padula de Godoy
Cláudia Hitomi Watanabe Rezende
Dalvani Fernandes
Daniela Kunkel
Dayane Cristina Guarnieri
Edfram Rodrigues Pereira
Elaine Patricia Arantes
Elisângela Rodrigues Carrijo
Elson Barbosa da Silva Junior
Érika Alves Tavares Marques
Evandro Preuss
Fabio José Antonio da Silva
Fabiola Aliaga de Lima
Fernanda Imada de Lima
Fernando Cesar Mendes Barbosa
Fernando Oliveira de Andrade
Greicielle Pereira Arruda
Guilherme Camara Meireles
Guilherme Emanuel de Queiros Souza
Heiriane Martins Sousa
Hermam Vargas Silva
Horácio Monteschio
Isabel das Mercedes Costa
Isidro Ihadua
Israel Henrique Ribeiro Rios
Ivonete Alves Sampaio
Jaime Andres Castaneda Barbosa
João César Abreu de Oliveira Filho
Joelma Leão Buchir
José Aderval Aragão
José Edson Barros Correia
José Robertto Zaffalon Júnior
Juliane Campos Inácio
Jussara Gonçalves Fonseca
Kilvia Paula Soares Macedo
Luciane Cristina Arantes Arantes
Luiz Eduardo da Silva Gomes
Marcelo de Oliveira Pinto
Marcelo Henrique da Silva
Márcia Donizete Leite-Oliveira
Marco Aurelio de Jesus Mendes
Marcos Pereira dos Santos
Marcus Vinicius Zamorim da Costa
Marden Manuel Rodrigues Marques
Miguel Rodrigues Netto
Monyck Jeane dos Santos Lopes
Morgana do Nascimento Xavier
Nara Michelle Moura Soares
Nathália Sayuri Yamamoto
Oscar Yecid Bello Bello
Patricia Köster e Silva
Rafael Gonçalves Mafra
Rafael Mesquita Stoque
Rebecca Bianca de Melo Magalhães
Renato Luís Veiga Oliveira Júnior
Renato Obikawa Kyosen
Rodolfo Lucas Bortoluzzi
Silvio Santiago-Vieira
Solange Kileber
Suzana Silva Lira
Taíza Fernanda Ramalhais
Thiago Averaldo Bimestre
Thiago Luciano Rodrigues da Silva
Vagner Marques de Moura
Valdecir Alves dos Santos Júnior
Vanessa Paiva Costa Vale
Vânia Maria Carvalho de Sousa
Veronica Gabriela Ribeiro da Silva
Vinicius Dantas Silveira
Vivian Victoria Vivanco Valenzuela

Aplicações Avançadas de Simulação Computacional

Editora Chefe Marcia A. A. Marques
Coordenadora Editorial Isabela Arantes Ferreira
Bibliotecária Aline Grazielle Benitez
Diagramação Marcos Antonio Ribeiro Pereira
Revisão Os autores
Organizadores Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Marcelo Marques

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) (Câmara Brasileira do Livro, SP, Brasil)

Aplicações avançadas de simulação computacional
[livro eletrônico] / organização Alejandro
Victor Hidalgo Valdivia , Marcelo Marques ;
coordenação Isabela Arantes Ferreira. -- 1. ed.
-- São Paulo : Bookerfield, 2021.

PDF

ISBN 978-65-89929-08-6

1. Simulação computacional 2. Simulação - Métodos
I. Valdivia, Alejandro Victor Hidalgo. II. Marques,
Marcelo. III. Ferreira, Isabela Arantes.

21-68616

CDD-530.15

Índices para catálogo sistemático:

1. Simulação computacional : Física 530.15

Aline Grazielle Benitez - Bibliotecária - CRB-1/3129

DOI 10.53268/BKF21060400

Bookerfield Editora
São Paulo – Brasil
Telefone: +55 (11) 99841-4444
www.bookerfield.com
contato@bookerfield.com



DECLARAÇÃO DOS AUTORES

Os autores da obra:

- 1) Atestam não possuir qualquer interesse comercial que constitua um conflito de interesses em relação ao artigo científico publicado;
- 2) Declaram que participaram da construção dos respectivos manuscritos, preferencialmente em qualquer destas etapas:
 - 2.1) Concepção do estudo, aquisição de dados, análise e interpretação de dados;
 - 2.2) Elaboração, revisão, coordenação do artigo;
- 3) Certificam que os artigos científicos publicados estão completamente isentos de dados e/ou resultados fraudulentos;
- 4) Confirmam a citação e a referência correta de todos os dados e de interpretações de dados de outras pesquisas;
- 5) Reconhecem atenderem às exigências de todas as fontes de financiamento para a consecução da pesquisa e publicação.

APRESENTAÇÃO

Aplicações Avançadas de Simulação Computacional

Nos últimos anos, a simulação computacional vem assumindo uma importância cada vez maior como ferramenta de aquisição de conhecimento. O método científico, o qual consiste em juntar evidências verificáveis e analisá-las com o uso da lógica, tem sido impulsionado pelas técnicas de simulação computacional, permitindo reunir evidências a partir de simulações da situação real. Pelo presente livro é apresentada uma diversidade de temas de relevância e importante contribuição de grupos de pesquisa de diferentes regiões do país. Este livro apresenta uma abordagem ampla, com 11 capítulos divididos em 3 temas: Saúde e Sociedade, Engenharia e Meio Ambiente, apresentando diferentes técnicas de aplicação de simulação computacional. O leitor tem em suas mãos uma rica coletânea de estudos realizados no âmbito da pós-graduação, servindo como instrumento de divulgação do conhecimento gerado no âmbito científico. Com a publicação deste livro, temos mais uma prova da contribuição dada pela Bookerfield Editora, assim como pelos autores dos capítulos que oferecem conhecimento valioso e de acesso livre à sociedade.

Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Marcelo Marques

SUMÁRIO

SEÇÃO 1

SAÚDE E SOCIEDADE

- CAPÍTULO 1.....11**
AVALIAÇÃO DE TÉCNICAS DOSIMÉTRICAS EM TOMOGRAFIA POR EMISSÃO DE PÓSITRONS E TOMOGRAFIA COMPUTADORIZADA (PET/CT)
Gabriella Montezano Pinto
Cláudia Lúcia de Pinho Maurício
Lidia Vasconcellos de Sá
DOI 10.53268/BKF21060401
- CAPÍTULO 2.....27**
INCONSISTÊNCIAS EM REGRAS DE NEGÓCIO: UM MÉTODO PARA IDENTIFICAÇÃO AUTOMATIZADA USANDO ALLOY
Denilson dos Santos Guimaraes
Eber Assis Schmitz
Antônio Juarez Sylvio Menezes de Alencar
DOI 10.53268/BKF21060402

SEÇÃO 2

ENGENHARIA

- CAPÍTULO 3.....42**
ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO AERODINÂMICO DA CARROCERIA DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO
Giovanni Matheus Rech
DOI 10.53268/BKF21060403
- CAPÍTULO 4.....57**
ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE TRANSFORMADOR À SECO SUPRINDO CARGAS NÃO-LINEARES
Rafael Gonçalves Mafra
Sandro Metrevelle Marcondes de Lima e Silva
Fernando Nunes Belchior
DOI 10.53268/BKF21060404
- CAPÍTULO 5.....71**
CALIBRAÇÃO ESPAÇO-TEMPORAL DE PREVISÕES NUMÉRICAS DO MODELO DE MESOESCALA ETA PARA A VELOCIDADE DO VENTO EM MINAS GERAIS
Luiz Eduardo da Silva Gomes
Thais Cristina Oliveira da Fonseca
Kelly Cristina Mota Gonçalves
DOI 10.53268/BKF21060405
- CAPÍTULO 6.....84**
PREDIÇÃO DE RÚIDO DE FREIO DO TIPO SQUEAL BASEADO EM ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS
Diego Severo Antunes
Letícia Fleck Fadel Miguel
Juliana Favero
Ney Francisco Ferreira
Patric Daniel Neis
DOI 10.53268/BKF21060406

CAPÍTULO 7100
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DOS CAMPOS DE ENERGIA DE ONDAS EM
RESERVATÓRIO DE USINA HIDRELÉTRICA

Marcelo Marques
Elaine Patricia Arantes
Fernando Oliveira de Andrade
Isabela Arantes Ferreira
DOI 10.53268/BKF21060407

SEÇÃO 3
MEIO AMBIENTE

CAPÍTULO 8.....108
SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS DO ESCOAMENTO TURBULENTO EM UMA
ESTRUTURA DE PASSAGEM DE PEIXES DO TIPO RANHURA VERTICAL

Fernando Oliveira de Andrade
DOI 10.53268/BKF21060408

CAPÍTULO 9.....126
SIMULAÇÃO DE FENÔMENOS GERADOS PELO VENTO NO RESERVATÓRIO DE
ITAIPU: ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE MÉTODOS DE FETCH

Marcelo Marques
Alexandre Kolodynskie Guetter
Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Elaine Patricia Arantes
Isabela Arantes Ferreira
DOI 10.53268/BKF21060409

CAPÍTULO 10.....139
SIMULAÇÃO DE FENÔMENOS GERADOS PELO VENTO NO RESERVATÓRIO DE
ITAIPU: CAMPOS DE FETCH

Marcelo Marques
Alexandre Kolodynskie Guetter
Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Elaine Patricia Arantes
Isabela Arantes Ferreira
DOI 10.53268/BKF21060410

CAPÍTULO 11154
SIMULAÇÃO DE FENÔMENOS GERADOS PELO VENTO NO RESERVATÓRIO DE
ITAIPU: ALTURA DE ONDAS

Marcelo Marques
Alexandre Kolodynskie Guetter
Alejandro Victor Hidalgo Valdivia
Elaine Patricia Arantes
Isabela Arantes Ferreira
DOI 10.53268/BKF21060411

CAPÍTULO 6

PREDIÇÃO DE RUÍDO DE FREIO DO TIPO SQUEAL BASEADO EM ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS

Diego Severo Antunes

lattes.cnpq.br/2922811492975083

Fras-le S.A., Caxias do Sul – Rio Grande do Sul. Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Letícia Fleck Fadel Miguel

lattes.cnpq.br/3440258752440406

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Juliana Favero

lattes.cnpq.br/1749547821648336

Fras-le S.A., Caxias do Sul – Rio Grande do Sul

Ney Francisco Ferreira

lattes.cnpq.br/5161051551738947

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Patric Daniel Neis

lattes.cnpq.br/1523550893371297

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

RESUMO – A percepção de qualidade em veículos é muito influenciada pelo conforto acústico, neste contexto, evitar qualquer ruído que possa ser detectado pelo motorista ou passageiros do veículo é uma tarefa crucial para garantir o sucesso comercial. Ruído de freio é uma das causas mais relevantes de desconforto acústico e deve ser resolvido nas etapas iniciais do

desenvolvimento. Soluções através da modificação do material de atrito são eficazes em alguns casos, entretanto, a resposta dinâmica à excitação induzida pelo atrito tem um papel importante na geração de ruídos de freio e exige uma investigação importante em direção à solução. O ruído do tipo Squeal se destaca por ser um dos mais comuns e críticos, o qual é induzido pelo fenômeno de atrito e pode ser previsto por técnicas de simulação numérica utilizando o Método de Elementos Finitos baseado na análise de autovalores complexos (CEA). O presente estudo aplica essa técnica para simular o comportamento dinâmico de um sistema de freio a tambor utilizado em veículos comerciais, com o objetivo de prever as instabilidades associadas à geração de Squeal. O modelo de MEF descrito apresenta avanços quando comparado aos modelos descritos em publicações anteriores, uma vez que o mesmo leva em conta os efeitos de amortecimento do sistema em termos dos coeficientes de Rayleigh. A metodologia proposta se mostrou adequada em prever o fenômeno de acoplamento modal induzido pela fricção em um sistema de freio a tambor e seus resultados foram validados com dados experimentais adquiridos em um veículo de teste. **PALAVRAS-CHAVE:** Ruído de freio

do tipo *squeal*; Freio a tambor comercial; Método dos Elementos Finitos; CEA; Amortecimento de Rayleigh.

1. INTRODUÇÃO

A partir da evolução na área automobilística, a mitigação de ruídos cada vez mais torna-se essencial, pois o conforto acústico é um requisito imprescindível para a maioria dos veículos. Dentre os principais ruídos, os de freio são uma das maiores fontes de reclamações por parte dos consumidores, representando uma parcela significativa dos acionamentos de garantia (KINKAID et al., 2003; OBERST, 2011). Essas reclamações são estimadas com um custo de mais de 100 milhões de euros por ano somente na Europa (ERIKSSON, 2000; RUZZI, 2004). Os ruídos de freio são comumente associados pelos usuários como defeitos do veículo, entretanto, geralmente, não estão associados com a capacidade de frenagem (MASOTTI; RAUCH, 2015).

O ruído do tipo *squeal* é um dos tipos mais comuns e é responsável por grande interesse dos fabricantes de material de atrito. O *squeal* é caracterizado por ser um ruído de alta frequência, entre 1000 Hz e 20.000 Hz, associado ao fenômeno de acoplamento modal do sistema de freio, geralmente, em altas velocidades. (FUADI et al., 2009; NEIS et al., 2015; KINKAID et al., 2003; MASOTTI; RAUCH, 2015). O ruído de *squeal* é, segundo Crolla and Lang, 1991, causador dos maiores prejuízos aos fabricantes, pois é a principal fonte de reclamação de desconforto nos veículos.

O *squeal* é um ruído gerado pelo fenômeno induzido pelo atrito, e está relacionado com a geometria do sistema de freio e suas frequências naturais (LEE et al., 2013). Assim, pode-se dizer que o ruído de *squeal* é uma vibração auto excitada gerada no par de atrito em função do sistema de freio, combinando a excitação gerada na frenagem com a propensão ao acoplamento do sistema de freio. Com isso, é possível conhecer as frequências de vibração dos componentes e determinar as frequências com propensão ao *squeal*.

O *squeal* pode ser estudado pela teoria de instabilidade dinâmica, cuja ferramenta de avaliação é a análise de autovalores complexos (Complex Eigenvalue Analysis), doravante denominada CEA (NACK, 1999; KINKAID et al., 2003; OUYANG et al., 2005; OEHLMEYER, 2008). A CEA é uma análise teórica, que pode ser realizada através de duas metodologias: (i) analítica; ou (ii) numérica, que é a abordagem empregada no presente estudo. Os modelos analíticos têm sido pouco utilizados, devido, por exemplo, aos avanços no Método dos Elementos Finitos (MEF), que permite distribuir as propriedades físicas dos materiais na complexa geometria do sistema de freio através da discretização do domínio, aumentando a aplicabilidade da técnica de CEA.

Os freios a tambor possuem peculiaridades que tornam as análises de predição de *squeal* mais complexas do que para freios a disco. De acordo com Loannidis et al., 2003, e Ahmed et al., 2014, as deformações das sapatas

nos freios a tambor têm um grande impacto na pressão de contato entre lona e tambor, sendo um fator de grande influência na predição de *squeal*.

Apesar da importância do amortecimento nas análises de predição de *squeal* por CEA, nas literaturas pesquisadas foram encontrados apenas dois trabalhos que consideram o efeito dessa propriedade (FRITZ et al., 2007; ESGANDARI et al., 2013), sendo que ambos tratam de freios a disco. Não foram encontrados trabalhos que consideram o amortecimento nas análises de autovalores complexos para freios a tambor, tornando pertinente a metodologia aqui apresentada.

2. ANÁLISE DE AUTOVALORES COMPLEXOS – ANÁLISE MODAL PERTURBADA

A CEA é uma análise modal perturbada onde a matriz de rigidez do sistema é corrigida pelos resultados de análises estruturais anteriores. Esse procedimento matemático gera assimetria na matriz de rigidez, o que provoca perturbações na parte real do autovalor complexo, formando a análise de predição de *squeal*, que é a instabilidade dinâmica induzida pelo atrito.

A Análise de Autovalores Complexos Totalmente Perturbada, como é apresentada no ANSYS, é dividida em 3 etapas, sendo que a primeira é composta pela análise estrutural estática de avaliação das deformações e contatos. A segunda é definida como uma extensão da análise estrutural estática, na qual é aplicada a condição de rotação ao tambor. Essa etapa é não linear, pois a força de atrito é calculada e altera a pressão de contato em função dessa rotação. A terceira etapa é composta pela análise de autovalores complexos.

Essa análise é baseada na técnica de análise modal complexa, onde a parte real do autovalor complexo está condicionada à adição de amortecimento ou existência de modos instáveis. Esse tipo de análise utiliza resultados estruturais de avaliação do contato entre o rotor e o material de atrito para gerar uma perturbação na matriz de rigidez global do sistema, o que a torna assimétrica. Essa matriz de rigidez assimétrica é gerada pelo acoplamento de fricção entre o par em contato, podendo implicar em auto frequências de pares complexos conjugados.

De acordo com o tratamento clássico encontrado na literatura, por exemplo, em Bajer et al., 2004, Esgandari et al., 2013, Silva et al., 2013, se a parte real desse autovalor complexo for positiva, então o sistema será instável nesse respectivo modo, e as vibrações serão exponencialmente crescentes com o tempo. Em resumo, pode ser dito que o *squeal* é iniciado pela instabilidade dinâmica induzida pelas forças de atrito, que conduzem a vibrações auto excitadas.

Para a análise modal perturbada, a matriz de rigidez global (\underline{K}) precisa ser corrigida pelos resultados estruturais das análises estáticas anteriores, recebendo a nomenclatura de matriz de rigidez tangente global (\underline{K}_i^T). Essa correção pode ser vista na expansão da matriz de rigidez tangente global, na

equação 1 abaixo. (ANSYS, 2015).

$$\underline{\underline{K}}_i^T = \underline{\underline{K}}_i^M + \underline{\underline{S}}_i^N + \underline{\underline{K}}_i^{LD} + \underline{\underline{K}}_i^C + \underline{\underline{K}}_i^{SP} \quad (1)$$

Onde, $\underline{\underline{K}}_i^M$ é a matriz de rigidez a partir da geometria e das propriedades dos materiais; $\underline{\underline{S}}_i^N$ é a matriz de rigidez das tensões; $\underline{\underline{K}}_i^{LD}$ é a matriz de rigidez dos carregamentos externos, como vento e pressão externa; $\underline{\underline{K}}_i^C$ é a matriz de rigidez devido aos contatos, também chamada de matriz de rigidez tangente consistente; $\underline{\underline{K}}_i^{SP}$ é a matriz de rigidez devido ao efeito de suavização pela rotação.

Nos modelos de CEA, apenas as matrizes $\underline{\underline{K}}_i^M$ e $\underline{\underline{S}}_i^N$ são relevantes para corrigir a matriz tangente global. Como a avaliação dos contatos já é incorporada pela matriz de rigidez de tensões, a matriz de rigidez tangente consistente pode ser desconsiderada. Com isso, têm-se o equacionamento referente às duas primeiras etapas da análise modal perturbada. A terceira etapa, análise de autovalores complexos, da análise modal perturbada é definida de acordo com a equação do movimento amortecida dada pela equação 2.

$$\underline{\underline{K}}_i^T \underline{\underline{\phi}}_j + \alpha_j \underline{\underline{C}} \underline{\underline{\phi}}_j = -\alpha_j^2 \underline{\underline{M}} \underline{\underline{\phi}}_j \quad (2)$$

Onde, $\underline{\underline{\phi}}_j$ é o autovetor j ; α_j^2 é o autovalor complexo, sendo que α_j representa a frequência de vibração do sistema; e j significa cada um dos n modos de vibração do sistema.

A solução da equação do movimento para análise modal, dada pela equação 2, é um problema de autovalor complexo. Para resolver essa equação do movimento amortecida, é necessário realizar a seguinte manipulação das equações, de forma a compensar a adição da matriz de amortecimento apresentada na equação 3.

$$\underline{\underline{\tilde{K}}} = \begin{bmatrix} \underline{\underline{K}}_i^T & \underline{\underline{0}} \\ \underline{\underline{0}} & \underline{\underline{I}} \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{\tilde{M}}} = \begin{bmatrix} -\underline{\underline{C}} & -\underline{\underline{M}} \\ \underline{\underline{I}} & \underline{\underline{0}} \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j = \begin{Bmatrix} \underline{\underline{\phi}}_j \\ \underline{\underline{0}} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\underline{\underline{\tilde{K}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j = \lambda_j \underline{\underline{\tilde{M}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j$$

Onde, $\underline{\underline{I}}$ é a matriz identidade de mesma ordem que $\underline{\underline{K}}_i^T$, $\underline{\underline{M}}$ e $\underline{\underline{C}}$; $\underline{\underline{0}}$ é um vetor de zeros de mesma ordem que o vetor $\underline{\underline{\phi}}_j$; $\underline{\underline{K}}$ e $\underline{\underline{M}}$ são as matrizes da equação do movimento modificada para o problema de autovalor complexo.

A equação 4 define o novo problema de autovalor complexo, cujas matrizes são assimétricas.

$$\underline{\underline{\tilde{K}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j = \lambda_j \underline{\underline{\tilde{M}}} \underline{\underline{\tilde{\phi}}}_j \quad (4)$$

A solução dessa equação resulta nos autovalores complexos com os respectivos autovetores, dados pela equação 5.

$$\lambda_j = \sigma_j + \tilde{j} w_j \qquad \underline{u}_j = \underline{\phi}_j e^{\lambda_j t} \qquad (5)$$

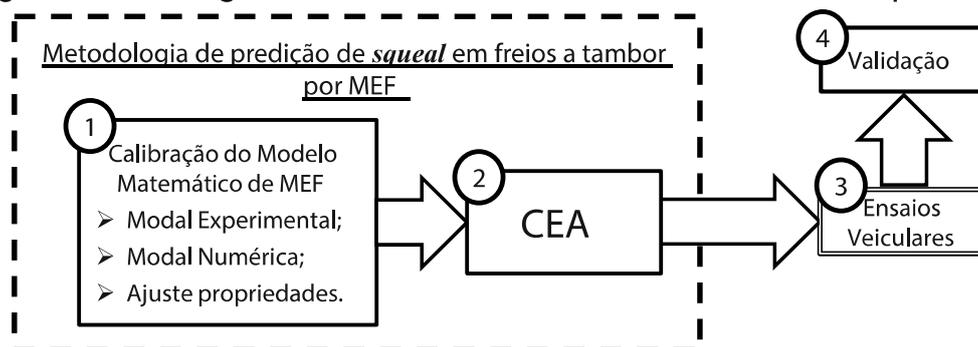
Onde, λ_j é o autovalor complexo; σ_j é a parte real do autovalor complexo, que representa o amortecimento do sistema; w_j é a parte imaginária, que representa a frequência de vibração; \tilde{j} é o indicador de número complexo, $\tilde{j} = \sqrt{-1}$; \underline{u}_j é o deslocamento nodal do sistema, associado ao autovetor σ_j e ao autovalor λ_j ; t é o tempo.

3. METODOLOGIA

A figura 1 apresenta o fluxograma da análise de predição de *squeal* proposta. A análise de autovalores complexos (fase 2) é calibrada (fase 1) através da comparação entre análise modal numérica e análise modal experimental de cada componente do sistema de freio modelado, para ajustar as propriedades dos materiais. As fases (1) e (2) definem a metodologia de predição de *squeal* para freios a tambor. As etapas (3) e (4) são complementares, onde: (3), ocorre a realização de ensaios veiculares, que têm o objetivo de validar (4) a metodologia proposta, através da comparação das frequências ruidosas medidas em dois veículos, com os modos instáveis calculados pela metodologia proposta.

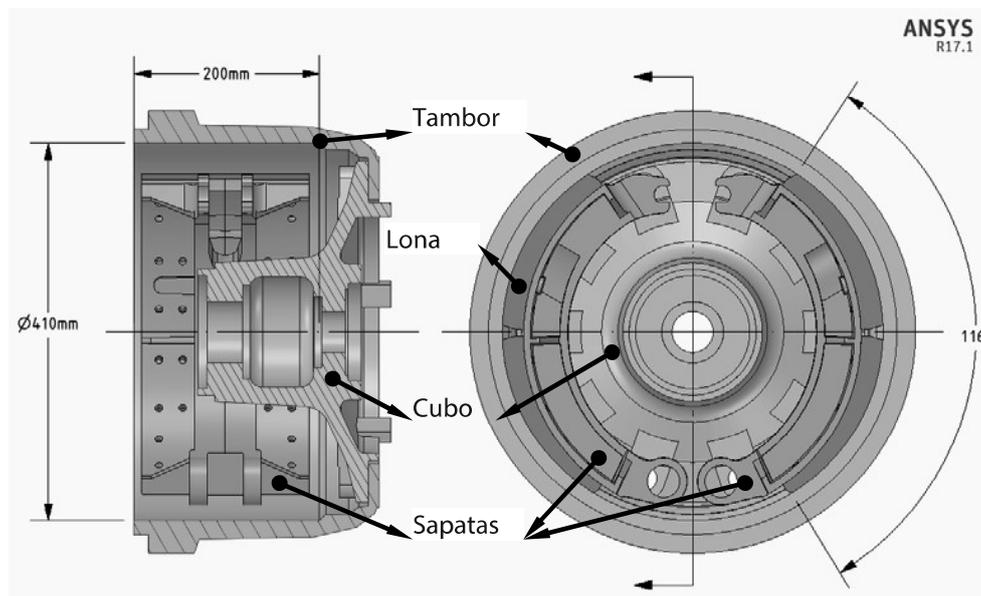
A Figura 2 apresenta um desenho da geometria do sistema de freio a tambor de veículo comercial analisado, identificando os diferentes componentes modelados pelo MEF. São apresentadas também algumas dimensões principais, como diâmetro do tambor, largura das lonas e da pista de rolamento e ângulo das lonas.

Figura 1 – Fluxograma da análise de instabilidade dinâmica por CEA.



Fonte: Autor, 2021.

Figura 2 – Desenho com as dimensões principais do sistema de freio analisado.



Fonte: Antunes, 2016.

3.1. Calibração do modelo matemático

A calibração do modelo matemático é realizada através da comparação entre resultados de análises modais experimentais com resultados de análises modais numéricas (frequência de vibração e forma modal), para cada componente de interesse. De acordo com Schwarz e Richardson, 1999, análise modal experimental por teste de impacto é uma maneira rápida e econômica de obter os parâmetros modais de uma estrutura. Com os parâmetros modais é possível ajustar as propriedades mecânicas (Módulo de Young e Coeficiente de Poisson) dos materiais de cada peça. Conforme indicado por Masotti et al., 2009, esse tipo de técnica é recomendável, pois as propriedades mecânicas utilizadas nos modelos numéricos são grandezas com alta incerteza associada.

3.2. Análise de Autovalores Complexos - CEA

A malha foi elaborada com base em uma análise de sensibilidade prévia. Foi gerada uma malha de elementos finitos utilizando os elementos de ordem quadrática (solid186), totalizando 122.557 elementos com 313.464 nós. Devido à não-linearidade existente no par de contato entre lona e tambor, a malha dessa região foi controlada para ser regular (estruturada) com elementos hexaédricos, garantindo a uniformidade na avaliação desses contatos.

Foi realizada uma análise modal totalmente perturbada do sistema de freio a tambor. Essa análise é dividida em três etapas sequenciais. Na primeira, são aplicadas as condições de contorno e a força de acionamento das sapatas, sendo calculadas as deformações e avaliado o contato

iterativamente. Na segunda etapa, é aplicada uma condição de rotação aos elementos do tambor de freio, contribuindo apenas para o cálculo estrutural dos contatos entre o material de atrito e o tambor. Com essas duas etapas resolvidas, é realizada a extração dos autovalores e autovetores, chamada de análise modal, na qual é aplicado o amortecimento proporcional de Rayleigh. A tabela 1 apresenta um resumo de cada uma dessas análises.

Tabela 1 – Descrição das análises de CEA.

1ª etapa: análise estrutural estática	2ª etapa: análise estrutural estática	3ª etapa: análise modal
Força + CC's	Força + CC's + Rotação	Extração autovalores e autovetores

Fonte: Antunes, 2016.

O tambor é fixo solidariamente ao cubo, o qual é fixado através de um elemento de superfície (*Cylindrical Support*) na face interna, cujos graus de liberdade são dados em coordenadas cilíndricas, onde são restringidos os deslocamentos radiais e axiais, mas os tangencias são deixados livres, para que o conjunto tambor e cubo possa apenas girar livremente. Nas sapatas são utilizados os mesmos tipos de elementos de superfície, definidos nas faces dos furos da ancoragem, com os graus de liberdade configurados iguais aos do cubo.

Na interface de atrito entre o tambor e os materiais de fricção, são utilizados elementos de contato de fricção (*Frictional Contact*), com formulação de Lagrangeano Aumentado e atualização de rigidez a cada iteração. Esse tipo de elemento possui uma face “alvo” e uma face “contato”, devendo a primeira ser definida no componente com maior rigidez, nesse caso o tambor de freio, e a segunda naquele componente com menor rigidez, o material de fricção.

3.3. Validação da metodologia de predição de *squeal*

A validação da metodologia de predição de ruído de freio do tipo *squeal* por CEA é realizada através da comparação entre os resultados de instabilidade encontrados nos modelos numéricos com os resultados de ruído encontrados em veículos instrumentados. Foram realizados testes de ruído de freio em dois ônibus urbanos diferentes, sendo ambos com peso bruto total (PBT: veículo + carga representando os passageiros) de 17 ton (17.000 kg) em rota urbana, simulando condições usuais de aplicação dos freios desse tipo de transporte coletivo. Os ônibus avaliados (A e B) possuem diferenças no cubo de roda e nas sapatas, sendo que todas essas peças são de ferro fundido.

Um dos ônibus (A) possui freio igual ao apresentado até o momento,

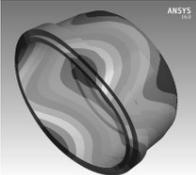
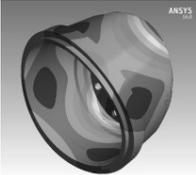
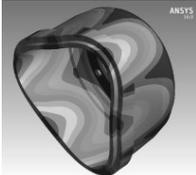
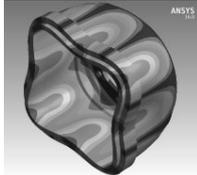
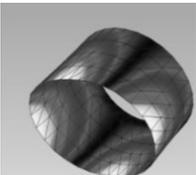
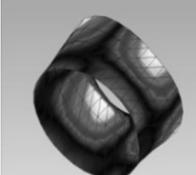
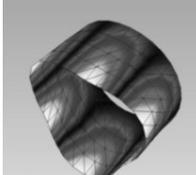
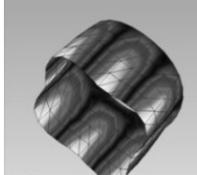
enquanto o freio do outro ônibus (B) possui algumas diferenças geométricas nas sapatas e no cubo de roda. Os dois freios foram modelados por MEF, aplicando a metodologia de predição de *squeal* proposta. A figura 6 apresenta os componentes cuja geometria é diferente entre os freios.

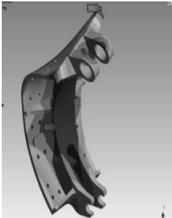
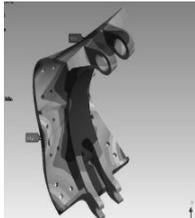
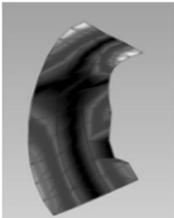
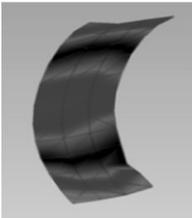
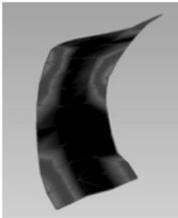
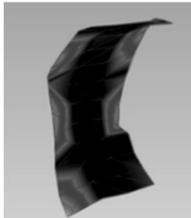
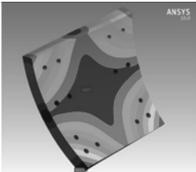
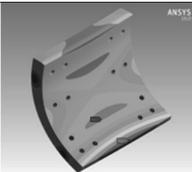
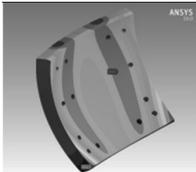
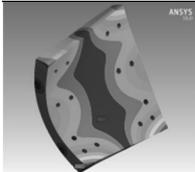
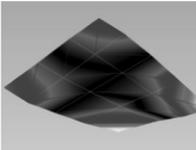
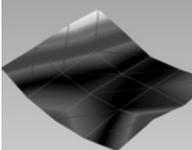
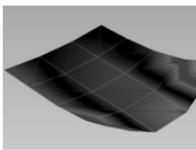
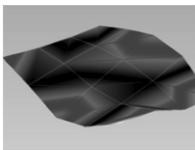
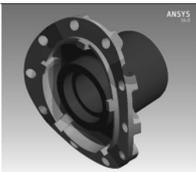
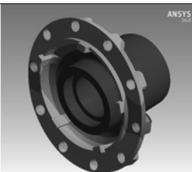
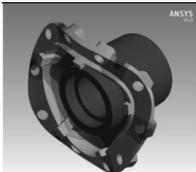
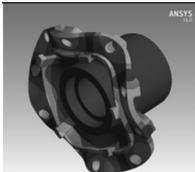
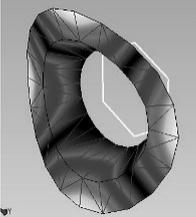
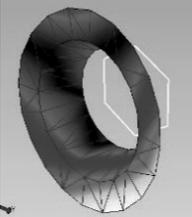
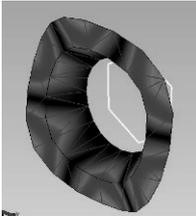
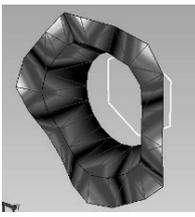
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Calibração do modelo matemático

Os parâmetros modais de interesse nas análises modais experimentais e numéricas para cada componente analisado são apresentados na tabela 2 abaixo. Essa tabela traz as informações de frequência natural numérica e experimental, erro relativo e as formas modais numéricas e experimentais para cada componente do freio. Na tabela 2, são apresentados os principais modos de vibração de cada componente, não os únicos. Os resultados numéricos são relativos aos modelos de MEF com as propriedades ajustadas.

Tabela 2 – Comparação entre os resultados das análises modais experimentais (Pulse) e numéricas (ANSYS).

Tambor	Num [Hz]	 366,2	 752,2	 980,0	 1760,3
	Exp [Hz]	 364,4	 778,3	 969,2	 1744,3
	Erro [%]	-0,50	3,35	-1,12	-0,92

Sapata	Num [Hz]	 642,4	 1157,5	 1449,4	 2071,7
	Exp [Hz]	 667,3	 1099,5	 1436,9	 2020,6
	Erro [%]	3,74	-5,27	-0,87	-2,53
Lona	Num [Hz]	 956,2	 1374,0	 1855,5	 2165,3
	Exp [Hz]	 947,4	 1397,4	 1918,3	 2106,6
	Erro [%]	-0,93	1,68	3,27	-2,79
Cubo	Num [Hz]	 1081,9	 1138,5	 1639,6	 2390,2
	Exp [Hz]	 1084,0	 1326,0	 1679,0	 2313,0
	Erro [%]	0,19	14,14	2,35	-3,34

Fonte: Antunes, 2016.

De acordo com Kun et al., 2013, e Masotti, 2013, em virtude da complexidade das medições experimentais é aceitável que existam diferenças da ordem de até 5% entre valores experimentais e numéricos para grande parte das aplicações de engenharia. Pode ser percebido, a partir da tabela 2, que, com exceção do segundo modo do cubo, os erros ficaram abaixo do valor de aceitação mencionada pelos autores. O procedimento de ajuste, cujos parâmetros modais resultou nas propriedades dos materiais ajustadas, que são apresentadas na tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades dos materiais utilizadas nas análises numéricas do presente estudo, após o procedimento de ajuste.

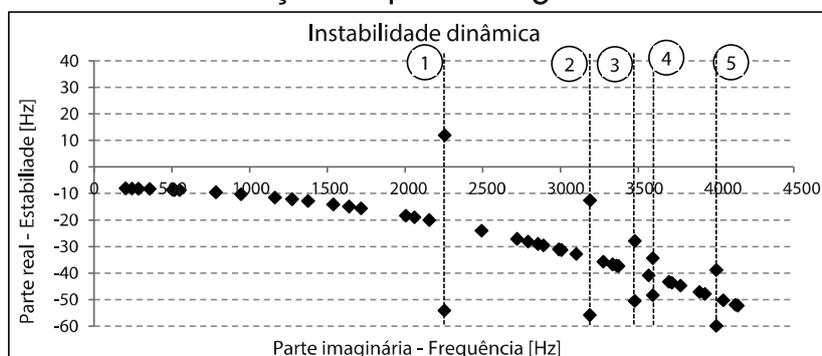
	Tambor	Sapatas	Lonas	Cubo
Material	Ferro Fundido Cinzento	Ferro Fundido Nodular	Material de Fricção	Ferro Fundido Cinzento
Módulo de Young [GPa]	137,25	202,00	11,00	150,00
Coefficiente de Poisson [-]	0,28	0,28	0,20	0,28
Densidade [kg/m³]	7200	7050	2000	7753

Fonte: Antunes, 2016.

4.2. Análise de Autovalores Complexos

Nas análises de CEA, a análise modal foi configurada para extrair os modos na faixa de frequências entre 10 e 6400 Hz, sendo limitada a um máximo de 50 modos. A Figura 3 apresenta as curvas referentes à parte real do autovalor complexo em função da frequência de cada modo de vibração, permitindo avaliar os modos instáveis.

Figura 3 – Parte real em função da parte imaginária do autovalor complexo.



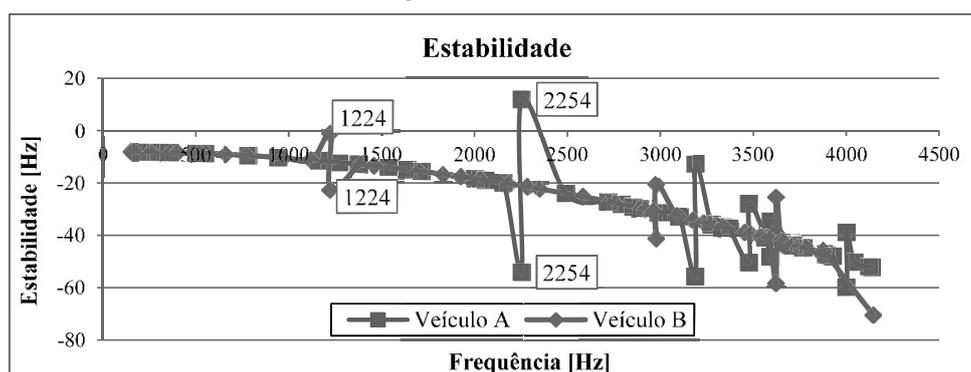
Fonte: Antunes, 2016.

Observando a figura 3, pode ser percebido que a parte real apresenta uma tendência de decaimento da estabilidade com o aumento da frequência (modos 2, 3, 4 e 5). Isso significa que independentemente do valor da parte real do autovalor ser positivo ou negativo, poderá haver propensão para determinados modos serem instáveis, já que ocorre uma perturbação na possível tendência desses valores. Existe apenas um modo com parte real positiva (modo 1), na frequência de 2250 Hz. Nesse modelo, por exemplo, na frequência de 3189 Hz a parte real do autovalor não é positiva, mas os valores estão perturbados em torno da curva de tendência da parte real.

4.3. Validação da metodologia de predição de *squeal*

A validação começa com a obtenção do espectro de frequências ruidosas de cada veículo, o que pode ser comparado com as respostas dos modelos de CEA. As frequências obtidas no veículo são confrontadas com as frequências dos modos instáveis do modelo. A figura 4 apresenta os resultados de parte real em função da frequência para os dois freios analisados.

Figura 4 – Parte real em função da frequência para o freio do veículo B simulado em ANSYS.

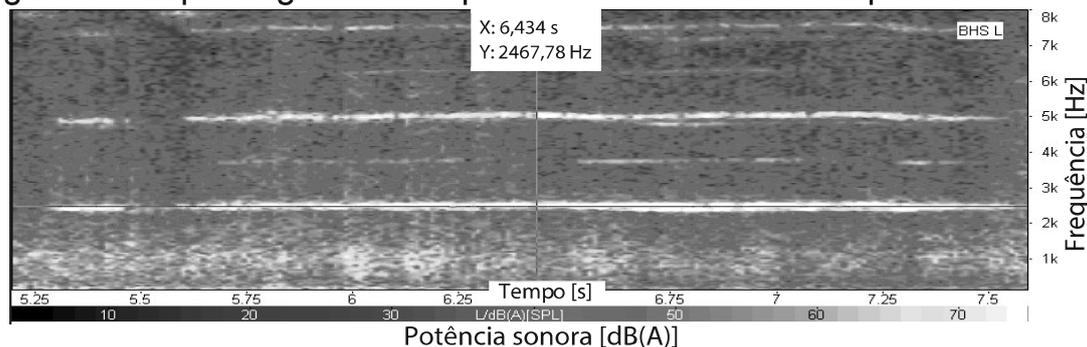


Fonte: Antunes, 2016.

A partir da figura 4, pode ser verificada a influência da alteração da geometria de componentes do freio. O primeiro modo instável do freio B é encontrado na frequência de 1224 Hz, visualizado no par complexo conjugado perturbado em relação às curvas de estabilidade, diferentemente da frequência de 2254 Hz do freio A. A sapata e o cubo desse freio têm grande influência na instabilidade dinâmica do sistema, podendo alterar significativamente os modos instáveis.

O veículo A apresentou ruído de freio tipo *squeal* sintonizado em uma faixa entre 2400 Hz e 2700 Hz, nas diferentes repetições da rota, com picos bem destacados, atingindo uma magnitude média de aproximadamente 75 dBA, dentro do veículo em uma posição próxima ao ouvido do motorista e com as janelas abertas. A Figura 5 apresenta resultados de ruído de *squeal* para o veículo A.

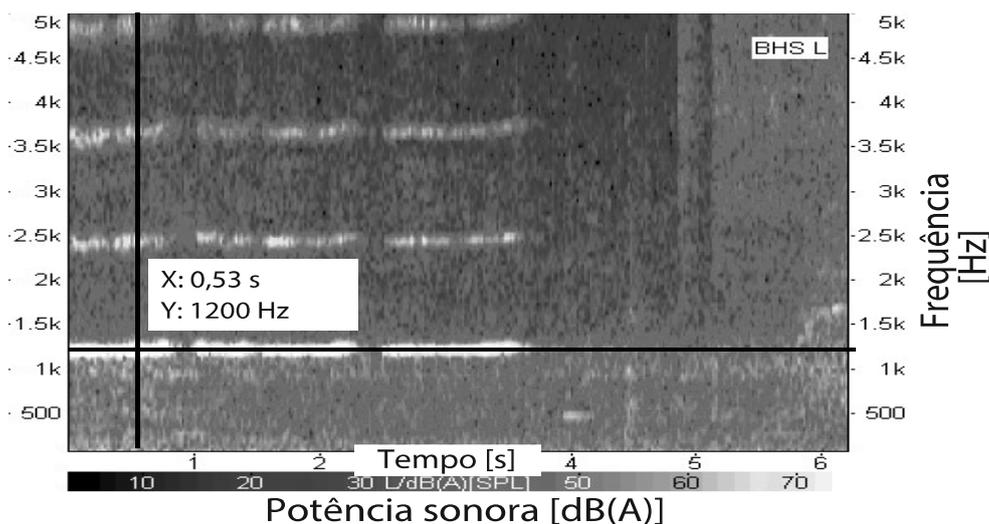
Figura 5 – Espectrograma de squeal em torno de 2465Hz para o veículo A.



Fonte: Antunes, 2016.

O veículo B apresentou ruído do tipo squeal em torno de 1200 Hz, nas diferentes repetições da rota, com picos bem destacados, atingindo uma magnitude média de aproximadamente 83 dBA. A figura 6 apresenta resultados de ruído de squeal para o veículo B.

Figura 6 – Espectrograma de squeal em torno de 1200 Hz para o veículo B.



Fonte: Antunes, 2016.

A tabela 4 apresenta um resumo comparativo entre as frequências numéricas e experimentais de cada freio analisado, com o respectivo erro.

Tabela 4 – Comparação entre as frequências numéricas e experimentais.

Veículo	w Numérico [Hz]	w Experimental [Hz]	Erro [%]
A	2254	2400	-6,5%
		2700	-19,8%
B	1224	1200	2,0%

Fonte: Antunes, 2016.

O freio do veículo A possui frequência do primeiro modo de vibração instável, calculada pela metodologia de CEA em torno de 2250 Hz. Com isso, pode ser percebido que a diferença entre os resultados numéricos e experimentais varia entre 6,5% e 19%, aproximadamente.

Os resultados numéricos do freio do veículo B apresentaram que a frequência do primeiro modo de vibração instável, calculada pela metodologia de CEA, se encontra em torno de 1224 Hz. Com isso, pode ser percebido que a diferença entre os resultados numéricos e experimentais diverge em torno de 2%, aproximadamente. Esse é um excelente resultado, que está de acordo e até melhor que o resultado do veículo A, confirmando que a metodologia de predição de squeal por CEA é robusta e eficiente.

5. CONCLUSÕES

A calibração do modelo matemático é essencial para a confiabilidade dos resultados encontrados. A técnica de calibração apresentada, através da comparação entre resultados experimentais e numéricos para realizar o ajuste das propriedades mecânicas, é satisfatória para os modelos propostos, uma vez que os erros entre resultados numéricos e experimentais são, de forma geral, menores do que 5%.

A validação do modelo de instabilidade dinâmica por CEA mostrou resultados satisfatórios, evidenciando que essa é uma metodologia eficiente e robusta para auxiliar no desenvolvimento de projetos de sistemas de freio a tambor. A geometria da sapata de freio possui significativa influência na resposta instável do sistema, mas o modelo de CEA é robusto suficiente para reproduzir esse tipo de modificação.

6. AGRADECIMENTOS

O autores agradecem o apoio financeiro do CNPq e da CAPES no desenvolvimento desse trabalho, bem como ao Latrib e à Fras-le pelo apoio financeiro e intelectual.

REFERÊNCIAS

AHMED, I.; FATOUH, Y.; ALY, W.; **A parametric FE modeling of brake for non-linear analysis**, International Journal of Energy and Environment (IJEE), Vol. 5, Issue 1, pg. 97-110, 2014.

ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide, ANSYS Help Documentations, version 16.0, 2015.

ANTUNES, D.S.; **Metodologia de avaliação de instabilidade dinâmica em freios a tambor utilizando o método dos elementos finitos**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

BAJER, A.; BELSKY, V.; KUNG, S.W.; **The influence of friction-induced damping and nonlinear effects on brake squeal analysis**, SAE Technical Paper 2004-01-2794, 2004. doi: 10.4271/2004-01-2794.

CROLLA, D.A.; LANG, A.M.; **Brake noise and vibration – The state of the art**, Vehicle Tribology Leeds-Lyon Tribology Series, vol. 18, pg. 165-174, 1991.

ERIKSSON, M.; **Friction and contact phenomena of disc brakes related to squeal**, Tese de PhD, Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala, Sweden, 2000.

ESGANDARI, M.; TAULBUT, R.; OLATUNBOSUN, O.; **Effect of damping in complex eigenvalue analysis of brake noise to control over-prediction of instabilities: An experimental study**, SAE Technical Paper 2013-01-2034, 2013. doi: 10.4271/2013-01-2034.

FRITZ, G.; SINOUE, J.J.; DUFFAL, J.M.; JÉZÉQUEL, L.; **Effects of damping on brake squeal coalescence patterns – Application on a finite element model**, Mechanics Research Communications, vol. 34, pg. 181-190, 2007.

FUADI, Z.; ADACHI, K.; IKEDA, H.; NAITO, H.; KATO, K.; **Effect of Contact Stiffness on Creep-Groan Occurrence on a Simple Caliper-Slider Experimental Model**, Tribol Lett 33, pg. 169-178, 2009.

KINKAID, N.M.; O'REILLY, O.M.; PAPADOPOULOS, P.; **Automotive disc brake squeal**, Journal of Sound and Vibration, vol. 267, pg. 105-166, 2003.

KUN, D.; LIJUN, Z.; DEJIAN, M.; ZHUOPING, Y.; **Reliability and precision of complex eigenvalue method for disc brake squeal prediction**, Eurobrake 2013, paper number: EB2013-MS-011.

LEE, S.M.; SHIN, M.W.; LEE, W.K.; JANG, H.; **The correlation between contact stiffness and stick-slip of brake friction**, Wear, vol. 302 (1-2), pg. 1414-1420, 2013. doi:10.1016/j.wear.2012.12.017.

LOANNIDIS, P.; BROOKS, P.C.; BARTON, D.C.; **Drum brake contact analysis and its influence on squeal noise prediction**, SAE Technical Paper 2003-01-3348, 2003. doi: 10.4271/2003-01-3348.

MASOTTI, D.; **Comparação de métodos de determinação do amortecimento estrutural através de técnicas de ajuste de curvas de funções resposta em frequência**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Florianópolis, Brasil, 2013.

MASOTTI, D.; RAUCH, B.; **Methodology to predict brake noise events in a specific route using a dynamometer test**, SAE Technical paper 2015-36-0008 (ISSN 0148-7191), 12th SAE Brazil International Brake Colloquium & Engineering Display, Brazil, 2015.

MASOTTI, D.; SILVA, O.M.; MATOZO, L.T.; BONIATTI, D.; **Experimental validation of finite elements models of brake drums for squeal analysis**, 9th SAE Brazil International Brake Colloquium e Engineering Display, Caxias do Sul, 2009.

NACK, W.V.; **Brake squeal analysis by finite elements**, SAE Technical Paper 1999-01-1736, 1999. doi: 10.4271/1999-01-1736.

NEIS, P.D.; FERREIRA, N.F.; MATOZO, L.T.; MASOTTI, D.; POLETTO, J.C.; **Definition of a suitable parameter for characterizing creep groan propensity in brake pads**, SAE Technical paper 2015-36-0004 (ISSN 0148-7191), presented in 12th SAE Brazil International Brake Colloquium & Engineering Display, Brazil, 2015.

OBERST, S.M.; **Analysis of brake squeal noise**, PhD Thesis, University of New South Wales, School of Engineering and Information Technology, 2011.

OEHLMEYER, A.K.; **Instabilidade de freios a disco por análise de autovalor complexo**, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, Brazil, 2008.

OUYANG, H.; NACK, W.V.; YUAN, Y.; CHEN, F.; **Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review**, International Journal of Vehicle Noise and Vibration, vol. 1, pg. 207-231, 2005.

RUZZI, M.H.; **Medições das propriedades dinâmicas de materiais de pastilhas de freios automotivos**, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brazil, 2004.

SCHWARZ, B.J.; RICHARDSON, M.H.; **Experimental modal analysis**, CSI Reliability Week, Orlando, FL, 1999.

SILVA, J.G.P.; FULCO, E.R.; VARANTE, P.E.D.; NASCIMENTO, V.; DIESEL, F.N.; BONIATTI, D.L.; **Numerical and experimental evaluation of brake squeal**, SAE Technical Paper 2013-36-0030, 2013. doi: 10.4271/2013-36-0030.

BRAKE SQUEAL NOISE PREDICTION BASED ON COMPLEX EIGENVALUE ANALYSES

ABSTRACT – Quality perception on vehicles is much influenced by acoustic comfort, in this sense, avoid noises that can be detected by driver and passengers is a crucial task to ensure the commercial success. Brake noise is one of the most important causes of acoustic annoyance and must be resolved in the earlier stages of brake system development. Solutions through the friction material are effective in some cases, however, brake system dynamic response to excitation induced by friction plays an import role on brake noise generation and can be an import path toward the solution. Squeal noise stands out for being the most usual and critical type of noise, it is induced by the friction and can be predicted by numerical simulation techniques using

Finite Element Method based on the complex eigenvalues analysis (CEA). The present work applies this technique to simulate the dynamic behavior of a drum brake system for commercial vehicles aiming to predict the instabilities associated to squeal noise generation. The FEA model described presents innovations when compared to the modeling describe on earlier publications since it takes into account damping effects through Rayleigh coefficients. The methodology proved to be adequate to predict the modal coupling phenomena induced by friction in a drum brake system and its outputs could be validated by experimental data acquired on vehicle testing.

KEYWORDS: Brake squeal noise; Ccommercial drum brake; Finite element method; CEA; Rayleigh damping.