

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS PARA QUANTIFICAÇÃO DE RUÍDO DE FREIO EM
ENSAIOS REALIZADOS EM DINAMÔMETRO INERCIAL

por

Jean Carlos Poletto

Monografia apresentada ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
Escola de Engenharia da Universidade
Federal do Rio Grande do Sul, como parte
dos requisitos para obtenção do diploma de
Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 27 de novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS PARA QUANTIFICAÇÃO DE RUÍDO DE FREIO EM
ENSAIOS REALIZADOS EM DINAMÔMETRO INERCIAL

por

Jean Carlos Poletto

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez

Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Prof. Dr. Tiago Becker

Porto Alegre, 27 de novembro de 2015

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e irmãos pelo apoio incondicional prestado ao longo de todos os anos da minha vida.

À minha namorada Laura, pelo amor e compreensão dedicados.

Aos amigos Guilherme, Luís e Rafael, pela parceria e companheirismo em todos os momentos.

Ao Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira, orientador e amigo, pela perseverança, incitação constante e contribuição a minha trajetória pessoal e profissional.

Ao Professor e amigo, Dr. Patric Daniel Neis, pela inspiração, motivação e assistência disponível sempre que necessitada.

Aos integrantes do Laboratório de Tribologia da UFRGS, por tornarem o trabalho prazeroso todos os dias.

Ao colega Gustavo Tonet, pelo auxílio prestado com o *software RawExporter* e no desenvolvimento da macro em *Visual Basic*.

Ao Me. Diego Masotti, pelo aprendizado e pelas inúmeras explicações.

Ao Dr. Luciano Matozo, pela paciência e incentivo.

POLETTI, J. C., **Avaliação de parâmetros para quantificação de ruído de freio em ensaios realizados em dinamômetro inercial**. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

O trabalho desenvolvido avalia metodologias para quantificação de ruído de frenagem do tipo *squeal noise*. A partir de ensaios conduzidos em dinamômetro inercial, realizados seguindo as diretrizes do procedimento normatizado SAE J2521, um programa para análise dos resultados gerados no procedimento experimental foi desenvolvido em software MATLAB® (*MathWorks, Inc.*). Neste, são aplicadas as metodologias de análise já existentes na literatura, as quais quantificam a propensão dos materiais de fricção à geração de *squeal noise*. Os resultados indicam que todas as metodologias avaliadas são consistentes, pois apresentam os mesmos resultados quanto à classificação das amostras testadas. Além disso, os parâmetros de percentual de ocorrência, intensidade sonora, quantidade de frequências excitadas e duração dos eventos de ruído são importantes na discretização dos resultados de *squeal noise* dos materiais avaliados.

PALAVRAS-CHAVE: *squeal noise*, SAE J2521, dinamômetro, *noise index*.

POLETTO, J. C., **Evaluation of parameters for brake noise quantification from tests conducted on inertial dynamometer**. 2015. 27 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

The developed work evaluates methodologies for quantification of squeal braking noise. From tests conducted on inertial dynamometer, which were carried out according to SAE J2521 standard procedure, it was developed a code in MATLAB® (*MathWorks, Inc.*) software to analyze the results generated by the tests. The existing methods of analysis found in literature, which quantify the propensity of the tested friction materials to generate the squeal noise, were reproduced into the code. The results indicate that all of the evaluated methodologies are consistent, since they exhibited the same results regarding to the classification of the tested samples. Furthermore, the percentage of occurrence, sound intensity, duration of noise events and amount of excited frequencies are important parameters for discretization of the squeal noise results from the selected materials.

KEYWORDS: squeal noise, SAE J2521, dynamometer, noise index.

ÍNDICE

Pág.

RESUMO	iv
ABSTRACT.....	v
1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	2
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1 Materiais de Fricção	2
3.2 O Fenômeno de <i>Squeal Noise</i>	2
3.3 Dinamômetro Inercial	3
3.4 Procedimento SAE J2521	4
4 METODOLOGIA DE ANÁLISE.....	5
4.1 Squeal Index 1: SAE J2521	6
4.2 Squeal Index 2: SAE J2521	6
4.3 Squeal Index 3: ONI-A.....	7
4.4 Squeal Index 4: Oberst e Lai	8
4.5 Squeal Index 5: Eriksson.....	8
4.6 Squeal Index 6: André Suetti.....	9
4.7 Squeal Index 7: ONI-B.....	9
4.8 Metodologias Não Reproduzidas.....	10
5 RESULTADOS	10
6 CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
Anexo A	16
Anexo B	17
Apêndice C	17
Apêndice D	18
Anexo E	19
Apêndice F.....	20

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de freio presentes nos veículos automotivos são sistemas mecânicos com alta criticidade de aplicação, responsáveis pela segurança dos usuários através da redução da velocidade dos automóveis [Neis et al., 2015]. Seu funcionamento é baseado na transformação da energia cinética do veículo em energia a ser dissipada para o meio, a qual ocorre principalmente pela geração de calor na interface de contato entre o par tribológico: material de fricção (pastilha ou lona) contra o rotor (disco ou tambor).

Além da dissipação térmica, que representa a maior parcela da energia total dissipada, também existe liberação de energia de natureza mecânica, como ruído e vibrações, gerada pelo fenômeno de frenagem. Embora esta represente uma pequena parcela do total, Eriksson, 2000, e Kinkaid et al., 2003, apontam que mesmo uma pequena fração dessa energia, quando convertida em ruído, pode gerar elevados níveis de pressão sonora, causando desconforto acústico.

Trichês et al., 2008 e Ghazaly et al., 2014 indicam que a produção de ruído durante as frenagens possui pouco impacto no desempenho do freio. Contudo, o ruído produzido é percebido, não só pelo incômodo acústico gerado, mas também como um indicativo de mau funcionamento ou falha do sistema de freio [Moore et al., 2008; Oberst e Lai, 2011]. Isso acarreta em insatisfação e em perda da confiança por parte dos consumidores [Oberst e Lai, 2011; Lou et al., 2004], tornando o ruído de freio um dos maiores motivos das solicitações de garantia encaminhadas à indústria de freios automotivos [Yang et al., 2003].

Dos diversos tipos de ruído de freio existentes (*judder*, *creep-groan*, *moan*, *howl*, *wire-brush*, *squeal*, *squeak* e *sqelch*), o *squeal noise*, ruído de alta frequência (1 a 20 kHz) resultante de vibrações auto-excitadas do sistema de freio, se destaca como o mais problemático e irritante [Ghazaly et al., 2014]. Apesar de ainda não existir nenhum método generalizado capaz de suprimir completamente as ocorrências desse tipo de ruído [Kinkaid et al., 2003; Nobari et al., 2015], os fabricantes de material de fricção intensificam esforços para melhorar a compreensão do fenômeno e reduzir a emissão de ruído, a fim de aumentar o conforto acústico [Lou et al., 2004; Nouby e Srinivasan, 2011; Soobbarayen et al., 2013].

Procedimentos experimentais têm sido largamente utilizados pela indústria e por instituições de pesquisa [Papinniemi, et al., 2007a], principalmente através de ensaios conduzidos em dinamômetros inerciais, pois são capazes de apresentar resultados representativos com relação ao comportamento do ruído em veículo [Papinniemi, et al., 2007b]. Esse método experimental foi consolidado ao longo do tempo e procedimentos normatizados, como a instrução SAE J2521, foram desenvolvidos para os ensaios em dinamômetro. A referida norma é específica para avaliação de ruído do tipo *squeal noise* em sistemas de freio e é aceita mundialmente, sendo caracterizada como teste mais comum realizado na indústria europeia desse segmento [Abendroth et al., 2009].

No entanto, além da necessidade de reproduzir as condições experimentadas em veículo, é preciso estabelecer parâmetros capazes de quantificar a propensão do sistema testado quanto à produção de ruído de *squeal noise*. Esses parâmetros têm a finalidade de exprimir o desempenho do sistema de freio, de forma a estabelecer uma correlação entre o resultado obtido com o ensaio experimental e a percepção que o usuário teria desse sistema no veículo. Além da parametrização sugerida pelo procedimento normatizado [SAE International, 2013], diversos trabalhos [Abendroth et al., 2009; Eriksson, 2000; Oberst e Lai, 2011; Sueti, 2013] apresentam outros parâmetros de quantificação, os quais foram validados em ensaios separados e consideram diferentes aspectos para cálculo de um valor quantitativo de propensão ao ruído, também denominado de *squeal index*.

No presente trabalho, 7 diferentes metodologias de cálculo para determinação de um *squeal index* foram aplicadas sobre ensaios realizados com 4 materiais de fricção e conduzidos em dinamômetro inercial, seguindo o procedimento indicado pela norma SAE J2521. Um comparativo foi estabelecido com os resultados obtidos através da aplicação de cada *squeal index* sobre os ensaios avaliados.

2 OBJETIVOS

O trabalho desenvolvido consiste na avaliação de metodologias disponíveis na literatura para quantificação de ruído de frenagem do tipo *squeal noise* proveniente de ensaios experimentais, realizados com quatro materiais diferentes, em dinamômetro inercial.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Materiais de Fricção

Resultante da combinação de até 20 componentes diferentes [Neis, 2013], as pastilhas de freio devem ser capazes de atender a diversos requisitos de projeto. Dentre os quais se destacam: coeficiente de atrito elevado e estável, reduzida taxa de desgaste, e baixa produção de ruído e vibrações [Eriksson et al., 2002; Neis et al., 2015]. Além disso, Kinkaid et al., 2003, e Matozo, 2012, apontam os principais compostos utilizados para formulação dos materiais:

- i. Aglomerantes: têm a finalidade de unir os demais compósitos que compõe a matriz; a resina fenólica é utilizada por apresentar estabilidade térmica;
- ii. Fibras de reforço: de natureza metálica, orgânica ou cerâmica, são utilizadas para conferir resistência mecânica ao compósito e melhorar a condutividade térmica;
- iii. Modificadores de atrito – lubrificantes: têm como função de estabilizar o atrito;
- iv. Modificadores de atrito – abrasivos: são responsáveis por elevar a magnitude do atrito da pastilha, sendo composto de partículas duras;
- v. Materiais viscoelásticos: de base polimérica, acrescentam maior flexibilidade à matriz, diminuindo a rigidez geral do material de atrito (rigidez de *bulk*);
- vi. Agentes de enchimento minerais: servem para melhorar a capacidade de fabricação, auxiliando no controle da densidade sem alterar significativamente a magnitude do coeficiente de atrito.

Apesar dos inúmeros arranjos possíveis de componentes que podem ser formados por matérias-primas distintas, existem basicamente três famílias de materiais de fricção que são utilizadas para classificação desses componentes: *NÃO (Non-Asbestos Organic)*, *Low-Met* e *Semi-Met*. O termo *NAO* se refere a materiais de fricção que são desprovidos de fibras metálicas ferrosas, o que proporciona menor desgaste a frio e acarreta em baixas magnitudes do coeficiente de atrito. Além disso, os materiais *NAO* possuem menor tendência a produção de ruído, o que é geralmente associado ao menor nível de atrito e à maior formação de filme promovida por esse tipo de material [Matozo, 2012].

De forma contrária, a família dos *Semi-Met* utiliza fibras ferrosas e abrasivos com maior dureza. Isso favorece o mecanismo de desgaste abrasivo, o que melhora o desempenho do material de fricção quanto ao nível de atrito, mas acelera o desgaste dos materiais em contato (disco e pastilha) e propicia uma maior produção de ruído [Matozo, 2012]. Já a família dos *Low-Met* são materiais de atrito que, assim como o *Semi-Met*, também possuem fibras ferrosas, só que em menores quantidades. Além disso, os compósitos utilizados em sua matriz acarretam em propriedades (atrito e desgaste) intermediárias daquelas existentes nas outras famílias.

3.2 O Fenômeno de *Squeal Noise*

Existem diversos tipos de ruídos que podem ocorrer em sistemas de freio, os quais se distinguem pela natureza da excitação, mecanismos de geração, meios de propagação das vibrações e predominantemente, pela frequência em que ocorrem.

Diversos autores [Lou et al., 2004; von Wagner et al., 2007; Papinniemi, et al., 2007b; Soobarayen et al., 2013; Mahale et al., 2014] descrevem o fenômeno de *squeal noise* como sendo uma vibração auto-excitada do sistema de freio, originada por instabilidades na força de atrito formada na interface entre o par tribológico (pastilha / disco de freio) durante o contato. Esse ruído é caracterizado por ocorrer em frequências de 1 a 20 kHz e em situações de baixas velocidades (abaixo de 30 km/h) e pressão do sistema de freio (abaixo de 2 MPa) [Eriksson, 2000; Ghazaly et al., 2014].

O fenômeno de *squeal noise* possui caráter intermitente e randômico [Kinkaid et al., 2003], sendo de difícil controle e avaliação em função da complexidade do sistema tribológico [Eriksson, Jacobson, 2000]. Ele apresenta sensibilidade à interação com vários parâmetros, tanto aos existentes em escala macroscópica, como condições de operação, quanto aqueles presentes em nível microscópico, como as características do contato e as propriedades dos materiais [Soobbarayen et al., 2013; Kinkaid et al., 2003; Oberst e Lai, 2011].

As teorias que buscam explicar os mecanismos de formação do *squeal noise* abrangem efeitos que ocorrem como função da dinâmica do contato, como é o caso dos mecanismos de *stick-slip* e *sprag-slip*. Elas também compreendem efeitos de geometria do sistema, caracterizado pelos mecanismos de *hammering* e de acoplamento modal. No entanto, Nouby, Srinivasan, 2011, ressaltam que nenhum dos mecanismos existentes é capaz de, isoladamente, esclarecer os eventos relacionados ao acontecimento do ruído. Isso indica que os mecanismos agem de maneira conjunta, a fim de propiciar a formação das instabilidades necessárias para levar o sistema à condição de ressonância.

As abordagens utilizadas para investigação do fenômeno podem ser de caráter analítico, numérico ou experimental. Um levantamento apresentado por Oberst, 2011, aponta que há equilíbrio na utilização delas, com a analítica representando 26%, a numérica 41% e a experimental 33% do total de abordagens utilizadas nas 104 publicações avaliadas pelo autor.

Os modelamentos analíticos e teóricos trazem como grande vantagem a flexibilidade de sua utilização, possibilitando a análise de diferentes sistemas, composições do material de atrito e condições de operação [Ouyang et al., 2005]. Porém, existem grandes dificuldades para gerar os modelos teóricos devido à complexidade do processo tribológico [Papinniemi et al., 2002] e à existência de inúmeros graus de liberdade nos sistemas de freio [Lou et al., 2004].

Já a abordagem experimental têm como desvantagens os elevados custos e tempos associados à execução dos procedimentos, e também a forte dependência dos resultados com o sistema sobre o qual foram obtidos, impossibilitando que eles sejam transferidos a outros veículos ou para outras configurações do sistema [Ouyang et al., 2005]. Contudo, o diagnóstico das falhas e a verificação de soluções para os problemas de ruído, frequentemente, só são obtidos pela via experimental [Papinniemi et al., 2002].

Frente a esse cenário, os dinamômetros inerciais surgem como alternativa para manter a viabilidade do método experimental, proporcionando os resultados necessários. Eles permitem submeter a testes o sistema de freio original presente no veículo, seja ele constituído com disco ou tambor. Também possuem capacidade de reproduzir, em um ambiente controlado, as condições de operação presentes no veículo. Isso faz do dinamômetro uma ferramenta capaz de fornecer uma indicação do desempenho de ruído do sistema de freio [Papinniemi, et al., 2007b; Moore et al., 2008].

3.3 Dinamômetro Inercial

O equipamento é constituído basicamente por um motor elétrico, um eixo-árvore para transmissão da potência do motor, discos de inércia e um sistema de freio, igual ao utilizado no veículo, montado sobre a extremidade oposta ao motor (Figura 3.1). Os discos de inércia são utilizados para variar a inércia rotacional do eixo, permitindo que o sistema assuma a configuração equivalente à do automóvel, cujo sistema de freio se deseja testar [Neis, 2013].

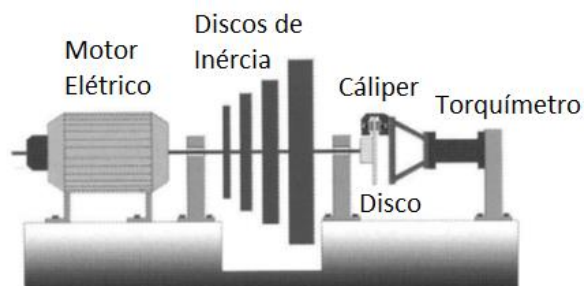


Figura 3.1 – Diagrama de um dinamômetro inercial [Adaptado Haynes, 1999]

O motor pode ser utilizado de duas formas, uma para cada configuração de frenagem adotada pelo dinamômetro: em modo inercial ou em modo de arraste (*drag*). Na primeira, o rotor é acelerado e após atingir a velocidade inicial de frenagem o sistema de freio é acionado, enquanto que o sistema corrige dinamicamente a inércia do mesmo. Já na segunda, o motor imprime velocidade constante ao eixo, enquanto que o torque é controlado através do sistema servo hidráulico que realiza a atuação. A medição da temperatura é obtida por meio de termopares tipo K instalados a 0,5 mm da superfície da pista de atrito. O coeficiente de atrito, por sua vez, é obtido de forma indireta, através da Equação 3.1 [SAE International, 2013].

$$\mu = \frac{10^6 \cdot T}{2 \cdot (p - p_{threshold}) \cdot A_p \cdot r_{eff} \cdot \eta} \quad (3.1)$$

onde: μ é o coeficiente de atrito para freio à disco [adm], T é o torque frenante [Nm], p é a pressão de acionamento [Pa], $p_{threshold}$ é a mínima pressão requerida para que o sistema comece a desenvolver torque frenante [Pa], A_p é a área total do pistão [mm²], r_{eff} é o raio efetivo [mm] e η é a eficiência do freio [adm].

As incertezas de medição dos valores de torque e de pressão influenciam nas medidas obtidas de atrito. Para um dinamômetro inercial, modelo 3900, da fabricante *Link Engineering Company*, igual ao utilizado para os ensaios experimentais do presente trabalho, a acuracidade desses mensurandos são de $\pm 0,1\%$, para fundo de escala de 5,65 kN e 20,7 MPa, respectivamente, aos valores obtidos de torque frenante (através de uma célula de carga) e pressão hidráulica aplicada [Matozo, 2012].

Os dinamômetros podem ser utilizados para avaliar a sensibilidade de diferentes materiais de fricção testados a uma série de parâmetros de projeto, tais como: desgaste, atrito, ruído e vibrações, permitindo que essas variáveis sejam correlacionadas aos parâmetros de operação dos ensaios (pressão, velocidade, temperatura), os quais são variados e controlados de acordo com cada metodologia de ensaio adotada [Matozo, 2012].

3.4 Procedimento SAE J2521

O ensaio proposto pela norma SAE J2521 contempla frenagens (1917 aplicações no total) com e sem desaceleração do rotor, e em diversas condições diferentes de pressão (0,25 a 5,1 MPa), velocidade (5 a 80 km/h) e temperatura (50 a 300 °C), o que torna este procedimento longo (até 35 horas) e de custo elevado. O procedimento detalhado indicado pela norma SAE J2521 para sistemas de freio a disco e veículos leves (até 4.540 kg) pode ser observado no Anexo A e a exemplificação dos tipos de frenagens no Anexo B.

O dinamômetro utilizado para realizar esse procedimento, modelo 3900, da fabricante *Link Engineering Company*, foi projetado para realizar testes de desempenho em ruído sob condições controladas, incluindo temperatura e umidade [Moore et al., 2008]. Ele é equipado com um microfone para medição do nível de pressão sonora, cujo posicionamento segue as recomendações da norma SAE J2521, e também é revestido por uma câmara semi-anecóica, com a finalidade de minimizar a interferência de agentes externos na medição (Figura 3.2).

Por solicitação do procedimento normatizado, o sistema de medição deve apresentar um ruído de fundo de no máximo 60 dB, acima de 900 Hz, filtro *anti-aliasing*, largura de banda de 500 Hz a 20 kHz e resolução (*spam*) em frequência de 25 Hz. Os espectros de frequência utilizados para quantificação da produção de ruído devem ser obtidos utilizando janela de Hanning com *overlap* de 50%, e o sinal deve ser ponderado pela curva tipo A (*A-weighting*) de sensibilidade a intensidade sonora. O espectro de frequência do sinal de ruído de fundo em comparação ao de uma frenagem com evento de ruído pode ser consultado no Apêndice C.

Este procedimento é requerido por montadoras e fabricantes como certificação de desempenho dos materiais de fricção quanto à produção de ruído. Porém, a matriz de frenagens apresentada pela norma foi elaborada com uma sequência mais intensa e severa daquela que

ocorre em veículo [Matozo, 2012]. Esse fator, acrescido da dependência sistemática do fenômeno, pode dificultar a correlação entre dinamômetro e veículo.

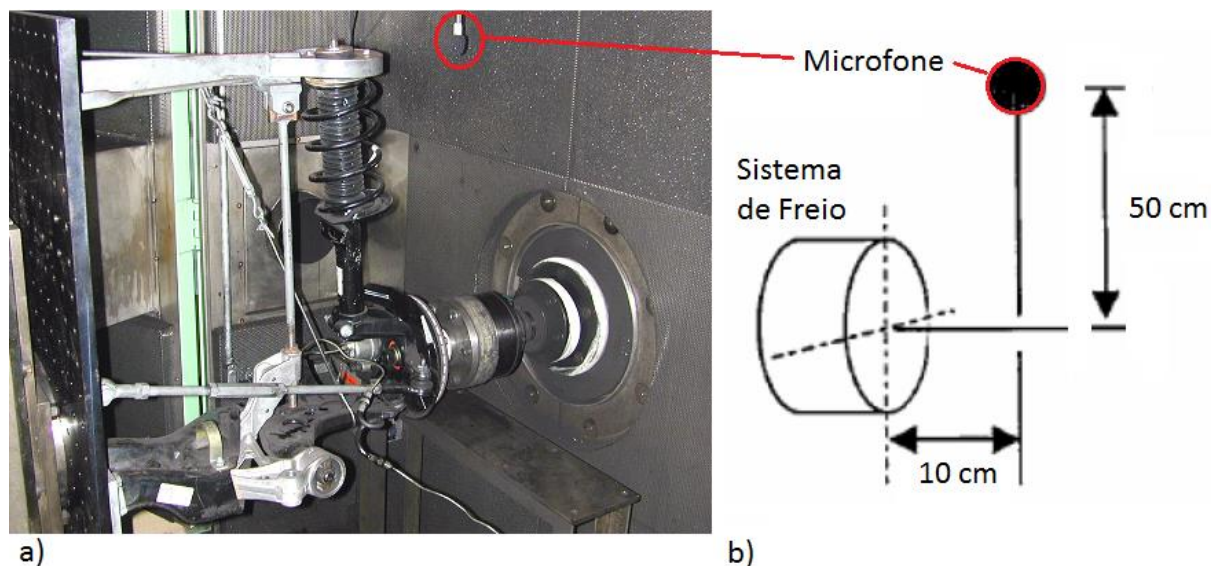


Figura 3.2 – Medição de ruído no dinamômetro: a) Montagem do sistema de freio e b) Posição e orientação do microfone para medição [Adaptado de Matozo, 2012]

4 METODOLOGIA DE ANÁLISE

A Tabela 4.1 apresenta a formulação dos quatro materiais de fricção utilizados neste estudo, os quais foram submetidos a ensaios experimentais que seguiram a metodologia proposta pela norma SAE J2521.

Tabela 4.1 – Formulações dos materiais utilizados

	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
Compostos \ Família	<i>Semi-met</i>	<i>NAO</i>	<i>Low-met</i>	<i>Low-met</i>
Fibras de reforço	50%	15%	25%	29%
Aditivos orgânicos	14%	12%	11%	6%
Lubrificantes	21%	13%	27%	35%
Abrasivos	7%	10%	4%	8%
Agentes de enchimento	8%	50%	33%	22%

O primeiro estágio de desenvolvimento consiste na importação dos dados resultantes dos ensaios experimentais para o programa desenvolvido em *Matlab*. Para isso, foram utilizados os programas: *RawExporter* e *Microsoft Excel*. O primeiro é um *software* disponibilizado pelo fabricante do dinamômetro (*Lynk Engineering Company*) e foi utilizado para gerar tabelas das propriedades (temperatura, torque, pressão e velocidade) em função do tempo. Já o segundo, consiste em um suplemento que é acessado com linguagem *Visual Basic*, através da qual foi desenvolvida uma macro para exportar os dados de ruído, provenientes da medição com microfone, em um formato ajustado para importação no *Matlab*.

Após a preparação e leitura dos arquivos gerados, o programa foi desenvolvido de forma a executar, sobre cada uma das frenagens, as seguintes funções:

- i. Remoção dos pontos espúrios existentes no início e final das frenagens, decorrentes da medição anterior e posterior à aplicação de pressão sobre o sistema;

- ii. Aplicação de um filtro passa-baixa sobre os sinais das propriedades de operação: torque, temperatura, pressão, rotação e atrito. Este foi desenvolvido com frequência de corte de 60 Hz e atenuação de 60 dB, detalhes podem ser consultados no Apêndice D;
- iii. Identificação dos instantes em que o sinal do microfone apresentou magnitude superior ao valor limite (*threshold*) de 70 dB(A);
- iv. Obtenção das propriedades de operação (tempo, torque, temperatura, pressão, rotação e atrito) e do nível de pressão sonora (medido com o microfone) nos instantes identificados;
- v. Cálculo dos valores de *squeal index*;

Ao final da rotina de processamento, o programa desenvolvido apresenta como dados de saída arquivos com os resultados obtidos, os quais contém os valores de quantificação do ruído (*squeal index*). A Tabela 4.2 apresenta as principais características das metodologias para quantificação de ruído que foram avaliadas nesse trabalho, cujas diferenciações consistem basicamente nos parâmetros (propriedades obtidas durante os ensaios) que cada uma considera para obtenção de um único valor (*squeal index*) que exprime o resultado do ensaio. Nas próximas seções desse texto são apresentadas cada uma das metodologias, juntamente de sua aplicação no programa desenvolvido.

Tabela 4.2 – Comparação entre as metodologias de avaliação (*squeal index*)

Parâmetros considerados por cada metodologia para cálculo do <i>squeal index</i> :	<i>Squeal Index</i>						
	SAE J2521	SAE J2521	ONI-A	Oberst e Lai	Ericksson	Suetti	ONI-B
	1	2	3	4	5	6	7
Ocorrência	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Intensidade sonora		✓	✓	✓		✓	
Frequência				✓		✓	✓
Duração					✓	✓	✓
Sonoridade							✓
Temperatura						✓	✓
Pressão							✓
Desaceleração						✓	
Velocidade						✓	✓

4.1 Squeal Index 1: SAE J2521

O procedimento normatizado [SAE International, 2013] interpreta como ruído qualquer pico na transformada de Fourier do sinal obtido com o transdutor (microfone) que estiver dentro da faixa de 900 a 17.000 Hz, possuir intensidade maior ou igual ao valor limite (*threshold*) de 70 dB(A), e afastamento de outro pico de, pelo menos, 150 Hz. Se a frenagem em avaliação tenha atenda a essas condições, esta é classificada como frenagem ruidosa. O *Squeal Index 1* contabiliza, através da Equação 4.1 o número de frenagens ruidosas (F_r) e em seguida divide pelo número total de frenagens realizadas (F_T), caracterizando um percentual de ocorrências de ruído para cada ensaio avaliado.

$$SI_1 = \frac{\sum F_r}{F_T} \quad (4.1)$$

4.2 Squeal Index 2: SAE J2521

A segunda metodologia de avaliação, também apresentada no procedimento normatizado [SAE International, 2013], avança na proposta de utilização de um percentual de ocorrências, relativizando o valor obtido com o *Squeal Index 1* pela intensidade sonora dos picos registrados. Para isso, é aplicada uma distribuição cumulativa de frequência sobre os valores máximos de

intensidade sonora de cada uma das frenagens, em função de classes de Nível de Pressão Sonora (NPS) que compreendem o intervalo entre 70 e 120 dB(A). Como a distribuição é cumulativa, o valor de ocorrência obtido em 70 dB(A) corresponde aos valores encontrados com o *Squeal Index 1*. O gráfico da Figura 4.1 apresenta o diagrama sobre o qual os resultados são plotados.

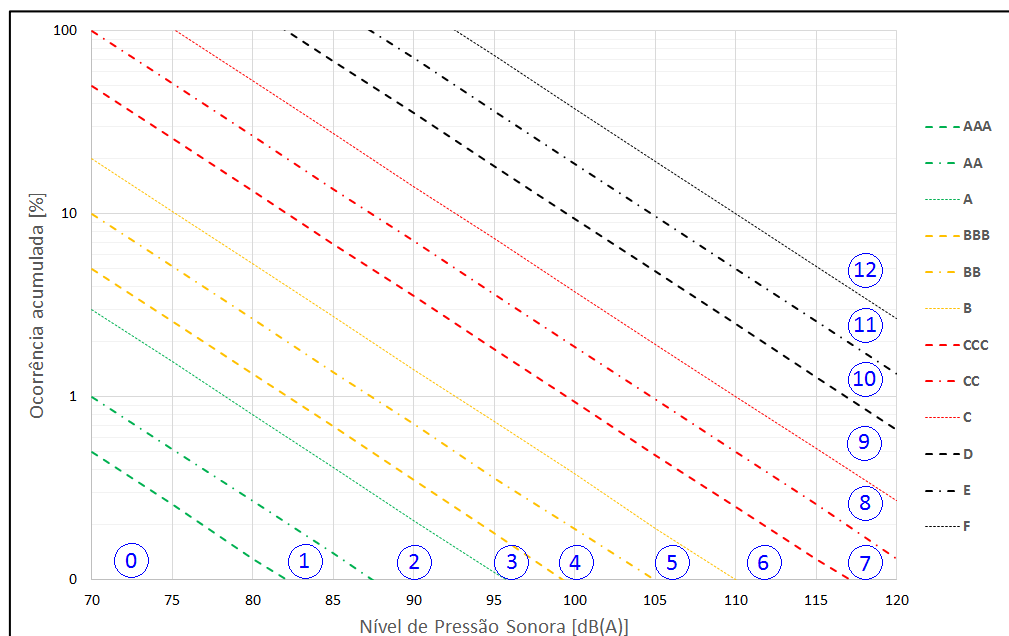


Figura 4.1 – Diagrama para avaliação do *Squeal Index 2*
[Adaptado de VDA 306 / EKB 3009, 2013]

As linhas diagonais são utilizadas para classificar o ensaio. Oberst, 2011 indica que ensaios que apresentam comportamento a cima da linha “B” são considerados insatisfatórios, enquanto os com desempenho abaixo de “BB” são considerados aceitáveis quanto a sua propensão à produção de *squeal noise*. Embora a norma não recomende a utilização de valores numéricos atrelados a essas linhas diagonais, foram inseridos os números presentes nas extremidades do gráfico para possibilitar a comparação direta desta metodologia de quantificação com as demais avaliadas. Os números foram atribuídos, de forma linear, sobre as faixas que separam as linhas de classificação. Quantificações mais complexas desse diagrama, podem ser observadas à seguir com os *Squeal Index 3* e 4 (seções 4.3 e 4.4).

4.3 Squeal Index 3: ONI–A

O parâmetro ONI–A (*Objective Noise Index*), referenciado por Suetti, 2013, Abendroth et al., 2009 e Oberst e Lai, 2011, possui a intenção de simplificar a informação apresentada pelo diagrama da Seção 4.2 em um único número. Ele é obtido através da Equação 4.2, pela ponderação das ocorrências de *squeal noise* em cada classe (grupos de intensidade sonora) por pesos (W_i) atribuídos à cada uma delas, de acordo com a

Tabela 4.3.

$$SI_3 = \frac{\sum_{i=1}^7 W_i F_r}{F_T} \quad (4.2)$$

onde: SI_3 é o *Squeal Index 3*, W_i são os pesos utilizados para ponderação, F_r é a quantidade de frenagens ruidosas dentro da faixa i de avaliação, e F_T é a quantidade total de frenagens realizadas.

Tabela 4.3 – Pesos atribuídos ao Squeal Index 3 (ONI – A)

	SPL [dB(A)]	Pesos (W_i)
1	< 70	-
2	70 – 79	1
3	80 – 89	3
4	90 – 99	10
5	100 – 109	32
6	110 - 119	100
7	> 120	316

4.4 Squeal Index 4: Oberst e Lai

Com a mesma intenção apresentada pelo *Squeal Index 3 (ONI-A)*, Oberst e Lai, 2011, propõe um parâmetro que visa simplificar a informação contida no diagrama apresentado na Seção 4.2. Esse parâmetro é obtido como a integral da curva cumulativa (Figura 4.1), multiplicado pelo número de frequências excitadas, sendo que, dois picos identificados são considerados como duas frequências diferentes se eles estiverem separados em pelo menos 250 Hz entre si. Isso é levado em consideração para que sejam contabilizados apenas picos que tenham origens diferentes, seja em termos de mecanismo de formação ou de estrutura excitada. Dessa forma, um sistema que apresentar uma quantidade maior de frequências é penalizado em relação a outro que tiver menos frequências preferenciais de vibração.

4.5 Squeal Index 5: Eriksson

Semelhante ao que é realizado pelo *Squeal Index 1*, o parâmetro proposto por Eriksson, 2000 também leva em conta apenas o nível de intensidade sonora, comparado ao valor limite (*threshold*), para indicar se houve ocorrência ou não de ruído. Porém, ele se diferencia por considerar a duração do ruído dentro da frenagem. O método consiste em capturar o valor instantâneo (*snapshot*) do sinal de intensidade sonora a cada 3 segundos da frenagem em execução. Em seguida, o mesmo procedimento da Seção 4.1 é utilizado, onde são somadas as quantidades de ocorrências identificadas e o valor é dividido pelo número total de amostras capturadas. Como a metodologia de ensaio utilizada por Eriksson, 2000, difere daquela sugerida pela SAE J2521, contendo frenagens mais longas (com 21 segundos), o intervalo para tomada de valores foi adaptado à metodologia desse estudo e reduzido de 3 segundos para 1 segundo. A Figura 4.2 apresenta a metodologia proposta por Eriksson, 2000, e a aplicação da mesma dentro do programa de análise.

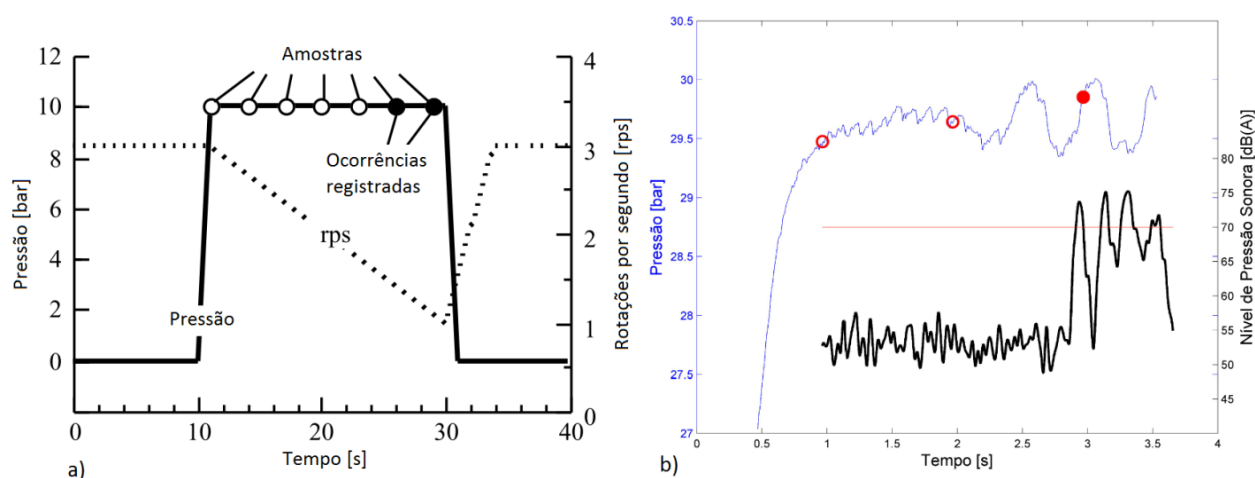


Figura 4.2 – Squeal Index 5: a) Metodologia proposta [Adaptado de Eriksson, 2000] e b) Metodologia aplicada no programa de análise.

4.6 Squeal Index 6: André Suetti

O parâmetro de quantificação *Squeal Index 6* é obtido a partir da aplicação da metodologia de análise proposta por Suetti, 2013, a qual atribui a cada frenagem uma nota máxima (I_{max}). Se a frenagem avaliada não apresentar ruído, ela permanece com a pontuação máxima (10), caso contrário, a nota atribuída passa a ser descontada, de acordo com a Equação 4.3, a medida que a frenagem tenha se mostrado mais ruidosa.

$$SI_6' = I_{max} - I_{SPL} F_f F_a F_T F_S F_D \quad (4.3)$$

onde: SI_6' é o *Squeal Index 6* para cada frenagem, I_{max} a nota máxima (10) que a frenagem pode receber, I_{SPL} é a perda de nota por intensidade, F_f é a o fator de perda por frequência, F_a é a o fator de perda por desaceleração, F_T é a o fator de perda por temperatura, F_S é a o fator de perda por velocidade e F_D é a o fator de perda por duração.

Os parâmetros que influenciam sobre a perda de nota são obtidos através de equações analíticas presentes no Anexo E. A despeito da perda de nota por intensidade sonora (I_{SPL}) e do fator de perda de nota por duração (F_D), que apresentam proporcionalidade negativa com a nota da frenagem (SI_6'), para os demais fatores o aumento das propriedades acarretam em uma maior nota final, amenizando a importância dos outros dois fatores sobre a perda de nota. Isso foi projetado para que a ocorrência do fenômeno tivesse menor importância frente a condições de contorno que se aproximam daquelas correspondentes a uma frenagem de emergência, onde quesito de segurança passa a ser mais importante que o desempenho acústico do sistema de freio. O parâmetro sugerido pode ser calculado para cada frenagem (SI_6'), de forma individual, sendo que para um conjunto de frenagens, Suetti, 2013 indica a utilização da Equação 4.4 para obtenção de um parâmetro representativo (SI_6) de todo o ensaio.

$$SI_6 = \frac{\sum SI_6' W_e}{\sum W_e} \quad (4.4)$$

onde SI_6 é o *Squeal Index 6* obtido para todo o ensaios, W_e representa os pesos associados à cada SI_6' (nota das frenagens individuais) e que pode ser obtido através de:

$$W_e = 1 + \frac{149(10 - SI_6')^4}{10^4} \quad (4.5)$$

4.7 Squeal Index 7: ONI-B

Assim como na metodologia anterior (*Squeal Index 6*), a quantificação apresentada por Abendroth et al., 2009 integra parâmetros operacionais do sistema de freio, como temperatura, velocidade, duração e frequência. As diferenças consistem na ponderação do parâmetro quantitativo também pela propriedade de pressão, e pela substituição da utilização direta do valor de nível de pressão sonora, pelo parâmetro de sonoridade, o qual pode ser estimado pela Equação 4.6.

$$N = 2^{(0,1(L-40))} \quad (4.6)$$

onde : N é a sonoridade [sone*], e L a intensidade sonora [dB(A)]

*1 sone é uma equivalência subjetiva à intensidade de um som de 1 kHz e 40 dB.

A mudança para utilização do parâmetro de sonoridade ao contrário da aplicação direta do nível de intensidade sonora deve-se ao fato de que há indícios de que esta propriedade esteja melhor correlacionada com a percepção humana de intensidade sonora. Além disso, Abendroth et al., 2009, sugere alguns fatores para demais propriedades (Tabela 4.3), com a ressalva de que os valores do fator 3, referem-se à velocidade equivalente do veículo que está sendo simulado no

dinamômetro. Com isso, através da Equação 4.7, é possível ponderá-las, através de uma relação linear (de 0 a 10) e obter o parâmetro quantitativo final.

Tabela 4.4– Fatores para cálculo do ONI–B [Adaptado de Abendroth et al., 2009]

1		2		3		4		5		6	
Temperatura [°C]		Pressão [MPa]		Velocidade [km/h]		Sonoridade [sone]		Duração [s]		Frequência [kHz]	
faixa	fator Fi	faixa	fator Fi	faixa	fator Fi	faixa	fator Fi	faixa	fator Fi	faixa	fator Fi
<= 75	6	<= 0,25	6	<= 0	2	8 ... 16	1	0 ... 0,1	1	1 ... 4	10
75 ... 125	6	0,25 ... 0,75	6	0 ... 7,5	8	16 ... 32	2	0,1 ... 0,5	2	4 ... 8	8
125 ... 150	5	0,75 ... 1,25	5	7,5 ... 20	7	32 ... 64	4	0,5 ... 2	4	8 ... 12	6
150 ... 225	4	1,25 ... 1,75	4	> 20	6	64 ... 128	8	2 ... 5	8	12 ... 16	4
225 ... 275	2	1,75 ... 2,5	3			> 128	10	> 5	10		
> 275	1	> 2,5	1								

$$SI_7 = \frac{\sum F_i - F_{min}}{F_{max} - F_{min}} \quad (4.7)$$

onde: F_i é fator obtido para cada propriedade, $F_{min} = 10$ é a soma de todos os mínimos fatores e $F_{max} = 50$ é a soma de todos os máximos fatores.

4.8 Metodologias Não Reproduzidas

Além das sete metodologias apresentadas e reproduzidas no programa de análise, foram encontradas na literatura ainda outras duas metodologias desenvolvidas para avaliação de ruído. Ambas estão programadas em *softwares* comercializados e por este motivo não puderam ser reproduzidas no presente trabalho. Uma delas, desenvolvida pela *Honeywell* leva em consideração, para o cálculo de um *squeal index*, as seguintes propriedades: temperatura, pressão, velocidade, frequência e intensidade sonora.

Já a outra, também conhecida como “BONI”, é resultado de uma parceria entre as empresas *Robert Bosch* e *HEAD Acoustics*. Ela é a metodologia mais inovadora, pois utiliza parâmetros psico-acústicos (sonoridade, intensidade e valor de pico de 1/3 de oitava) em conjunto com a duração dos eventos, para classificar as frenagens. Seu objetivo é aproximar a quantificação objetiva, realizada através de parâmetros físicos, da avaliação subjetiva que é feita pelos motoristas e pedestres, os quais são capazes de perceber, através do processamento neural, sensações relacionadas a timbre, modulação e nitidez do som.

A Tabela 4.5 demonstra resultados apresentados por Abendroth et al., 2009, onde as duas metodologias citadas foram aplicadas e podem ser comparadas a parâmetros utilizados neste trabalho (Percentual de ocorrências – *Squeal Index 1* e ONI – *Squeal Index 3*)

Tabela 4.5 – Resultados de testes genéricos [Adaptado de Abendroth et al., 2009]

Teste	Percentual de ocorrências	ONI	<i>Honeywell</i>	BONI (<i>Bosch</i> e <i>HEAD</i>)
A	7,6%	0,221	5,7	4,58
B	1,9%	0,216	6,9	5,51

5 RESULTADOS

Ao término do procedimento de análise dos dados, são obtidos os valores de *Squeal Index* referentes às frenagens processadas. As Figura 5.1 e 5.2 apresentam os resultados obtidos com cada *Squeal Index*, para cada amostra ensaiada. É possível notar que, independente da metodologia de quantificação utilizada (*squeal index*), a mesma classificação entre as amostras é obtida, com a Amostra 1 sendo a mais ruidosa, seguida das Amostras 4, 2 e 3, respectivamente. Ressalva-se que os resultados do *Squeal Index 2* não estão representados como os demais (Figura 5.1), pois a própria metodologia já consiste na avaliação através do diagrama (Figura 5.2).

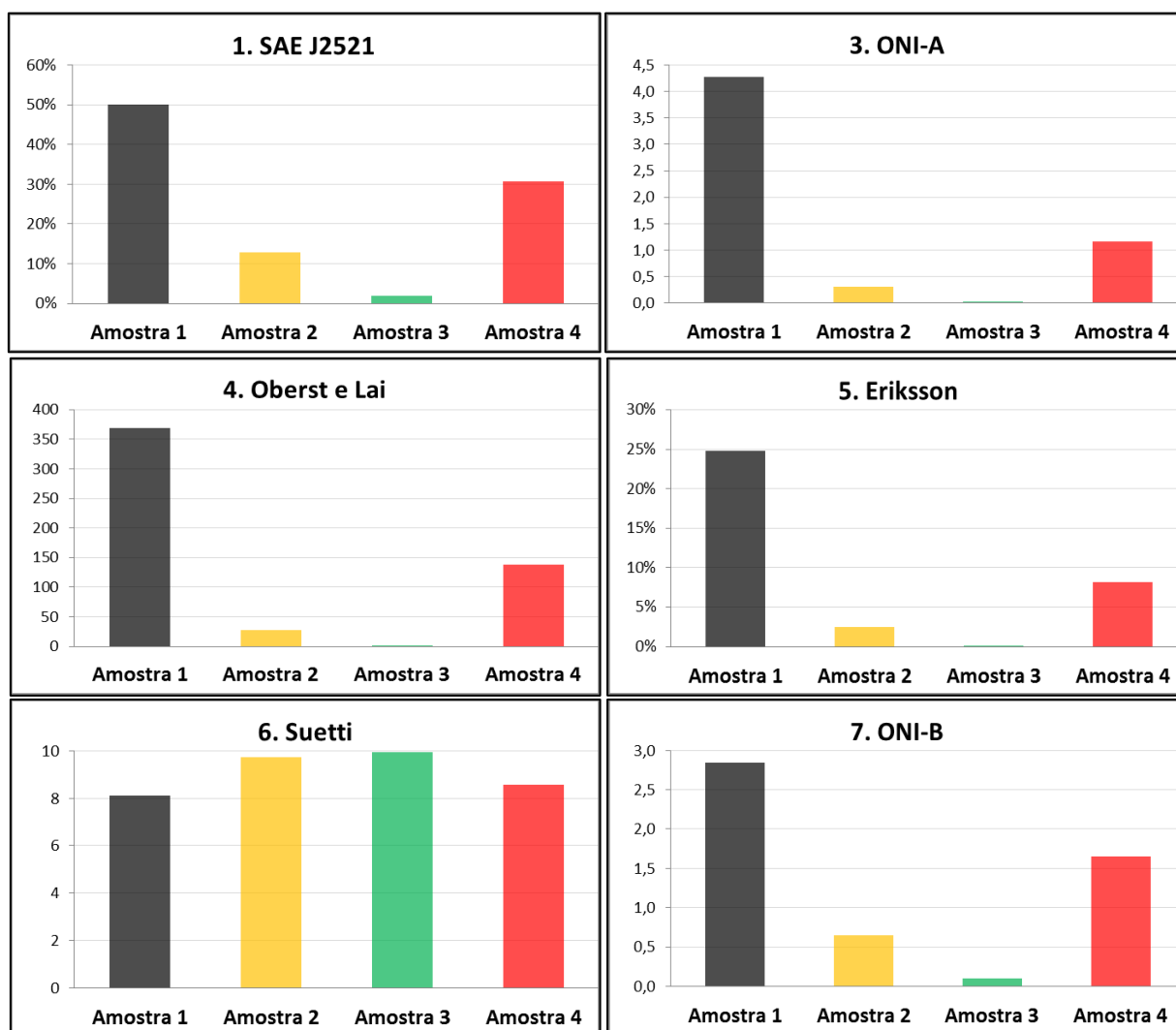


Figura 5.1 – Resultados de cada *Squeal Index* obtido para as amostras ensaiadas

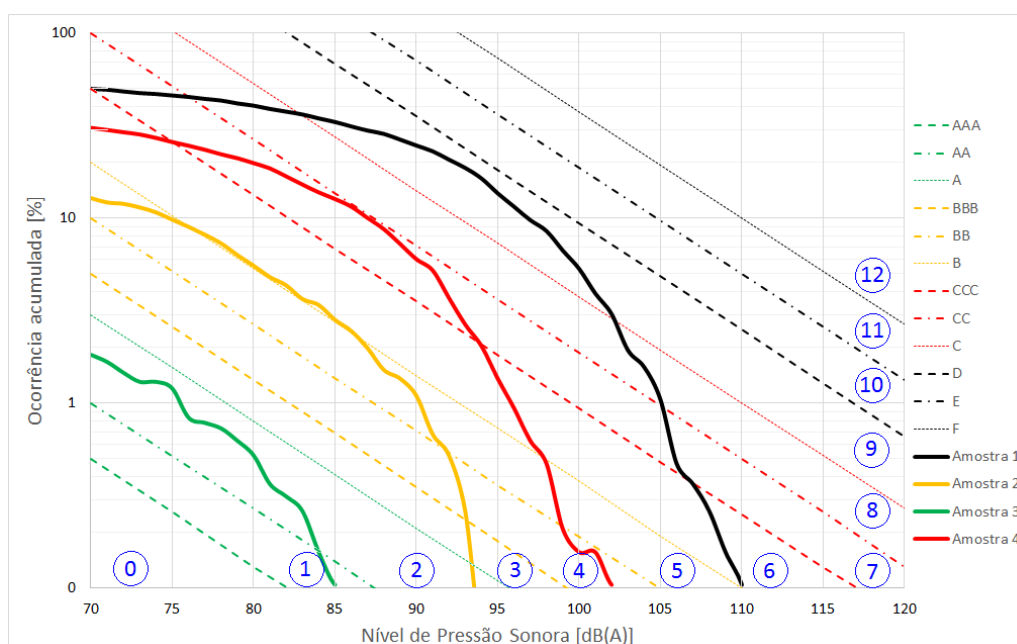


Figura 5.2 – Diagrama (*Squeal Index 2*) com o comportamento dos materiais

Apesar de indicarem o mesmo resultado, as metodologias de quantificação apresentam valores em ordem de grandeza diferentes entre si, tornando necessária a avaliação de qual delas é capaz de distinguir melhor uma amostra de outra. Para isso, utilizando os dados obtidos com as 4 amostras ensaiadas, foram tomadas as diferenças entre os valores de cada amostra em relação às demais. Como a maioria das metodologias não apresenta valores limites, mínimo e máximo que podem alcançar, as diferenças obtidas foram divididas pelo valor médio de cada grupo amostral, gerando um valor denominado de “amplitude relativa”. A Figura 5.3 exemplifica como foram obtidos os valores de amplitude relativa, os quais indicam, de forma diretamente proporcional, a capacidade que uma metodologia tem em distinguir uma amostra de outra para os ensaios realizados neste estudo.

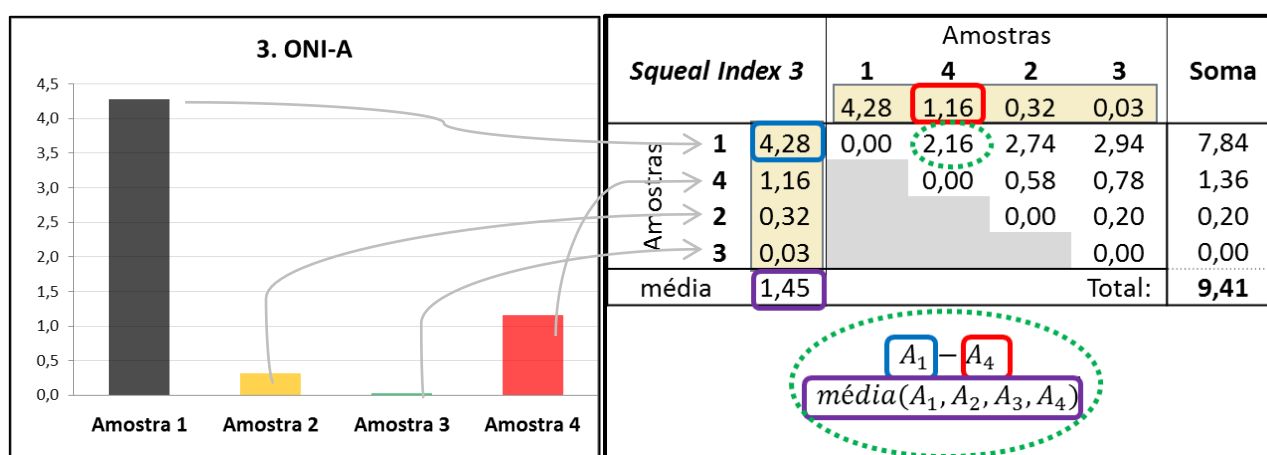


Figura 5.3 – Exemplificação da obtenção dos valores de amplitude relativa.

A Figura 5.4 demonstra a classificação obtida para as metodologias reproduzidas neste estudo, onde está representada a soma das amplitudes relativas para cada *squeal index*. Como exemplo, o valor indicado como “total” apresentado na Figura 5.3 corresponde ao valor obtido para o *Squeal Index 3*. As tabelas de apoio para obtenção desses valores podem ser consultadas no Apêndice F.

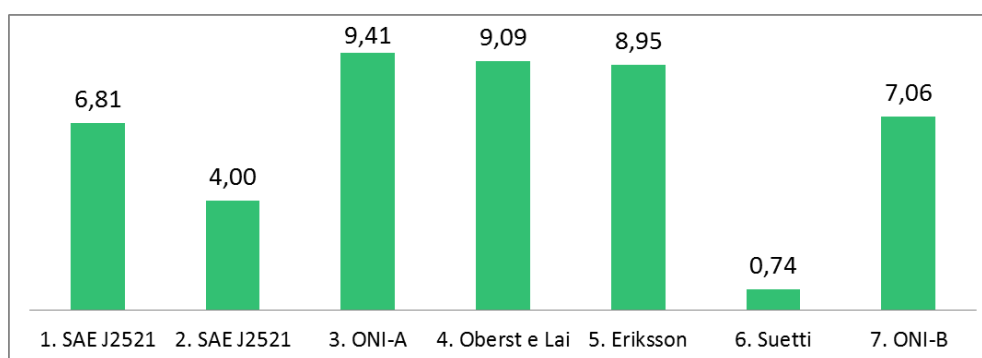


Figura 5.4 – Classificação final dos *squeal index*

É possível então, adotando o parâmetro de amplitude relativa, verificar que o *Squeal Index 3*, 4 e 5 obtiveram valores semelhantes, se destacando como metodologias que melhor conseguem distinguir as amostras. Isso indica que, além do percentual de ocorrência, as propriedades de intensidade sonora (*Squeal Index 3* e 4), quantidade de frequências excitadas (*Squeal Index 4*) e duração (*Squeal Index 5*) contribuem para a avaliação do ruído de *squeal noise* e podem ser consideradas para melhor distinguir ensaios que tenham obtido comportamento parecido pela aplicação da metodologia convencional (*Squeal Index 1*).

A classificação intermediária do *Squeal Index 1*, parâmetro indicado pelo procedimento normalizado, é justificada pela sua simplicidade, já que considera apenas a quantidade de ocorrências como variável. O desempenho mediano do *Squeal Index 2*, vai ao encontro do que está presente no procedimento normalizado, onde a avaliação por esse parâmetro é indicada que seja feita através do diagrama da Figura 5.2, para obter um valor numérico que expresse a informação contida no diagrama pode-se utilizar os *Squeal Index 3* e/ou *4*, os quais cumprem com esse objetivo. Já a metodologia proposta por Suetti, 2013 (*Squeal Index 6*), obteve o pior desempenho em função de ter os valores obtidos nas frenagens ruidosas diluídos ao contabilizar as frenagens não-ruidosas, as quais recebem nota máxima.

Embora o atrito não tenha sido utilizado para ponderação por nenhuma das metodologias reproduzidas neste trabalho, é consenso por parte da literatura [Bergman et al., 1999; Eriksson, 2000; Kinkaid et al., 2003] que a magnitude desta variável esteja diretamente ligada à produção de ruído. Em vista disso, um comparativo sobre os atritos, total e em ruído, para os 4 materiais ensaiados é retratado na Figura 5.5. É possível notar que, em média, os valores de atrito em ruído são mais elevados do que aqueles apresentados pela totalidade das frenagens. Porém, quando avaliado individualmente sobre as frenagens ruidosas, as amostras também apresentaram valores de atrito médio menores que os obtidos em toda frenagem. Também se faz relevante o fato de que o material com maior atrito em ruído (Amostra 4) não foi o que apresentou maior propensão ao squeal. Portanto, baseado na análise realizada no presente estudo, a premissa de que um material com maior nível de atrito terá, por consequência, maior propensão a produção de ruído, não é válida para todos os casos, em especial ao se tratar da comparação entre amostras com base de formulação distintas, como as utilizadas no presente estudo.

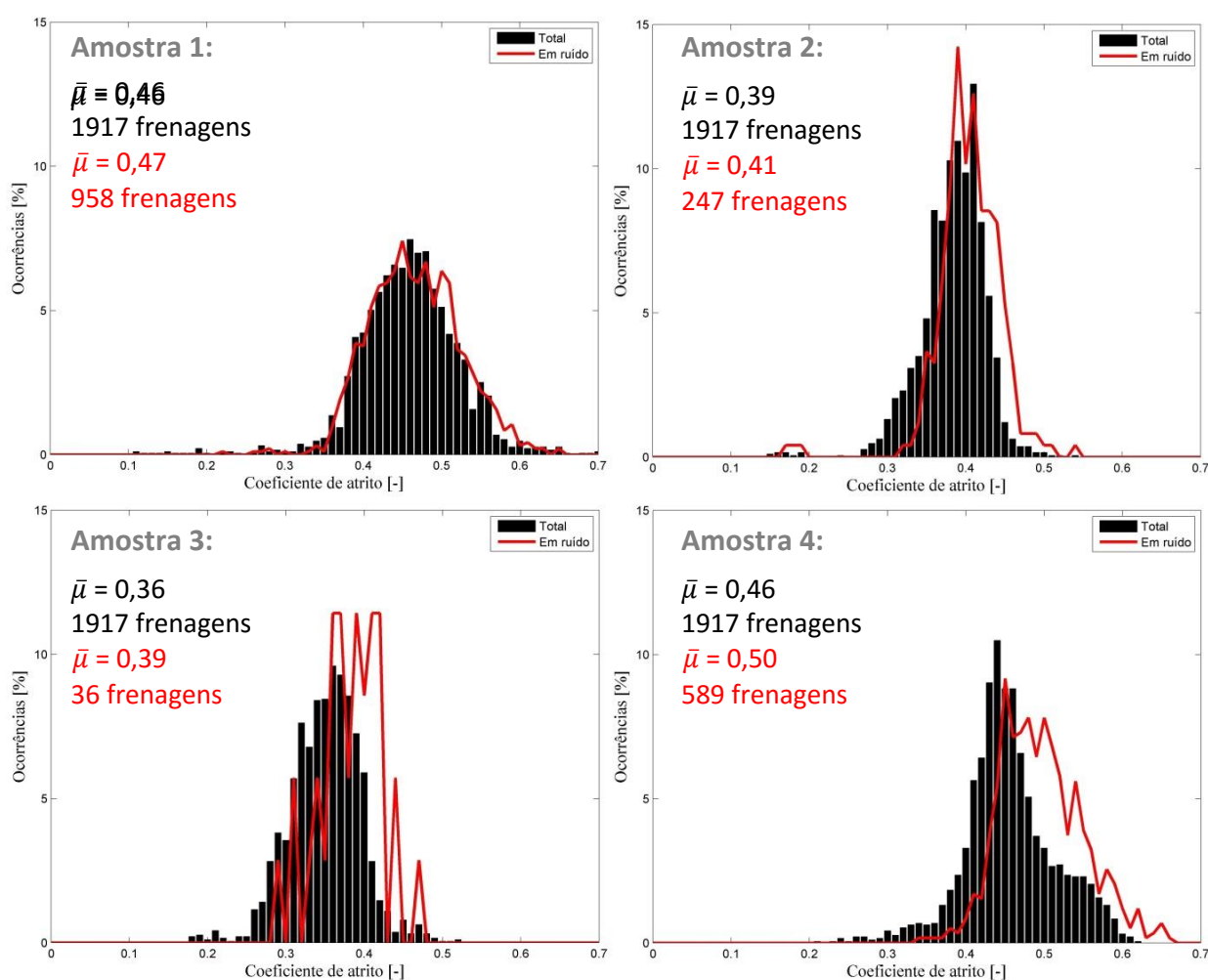


Figura 5.5 – Distribuições de frequência do atrito para as quatro amostras avaliadas.

6 CONCLUSÕES

O programa de análise desenvolvido para este trabalho cumpriu com o objetivo proposto, permitindo a reprodução e comparação das metodologias de quantificação de ruído.

Todas as metodologias se apresentaram válidas à termos de classificação dos materiais, pois independente da metodologia de análise aplicada, os materiais avaliados tiveram comportamentos distintos em relação ao *squeal noise*, com a Amostra 1 sendo a mais ruidosa, seguida das Amostras 4, 2 e 3, respectivamente.

No que se refere à capacidade de distinção dos materiais avaliados, foram destacadas as seguintes metodologias metodologias: *Squeal Index 3* (ONI-A), *Squeal Index 4* (Oberst e Lai) e *Squeal Index 5* (Eriksson) como as mais indicadas para quantificação de ruído. Por conseguinte, além do percentual de ocorrência (parâmetro convencional), as propriedades de intensidade sonora, quantidade de frequências excitadas e duração contribuem, e tem sua utilização recomendada, para a avaliação de *squeal noise*.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abendroth, H. et al., “**Current and New Approaches for Brake Noise Evaluation and Rating.**” SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2(2), pp.32–45, 2009.
- Bergman, F.; Eriksson, M.; Jacobson, S., “**Influence of Disc Topography on generation of Brake Squeal.**” Wear, 225-229, pp.621–628, 1999.
- Eriksson, M., “**Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal.**” PhD Thesis. Acta Universitatis Upsaliensis, 2000.
- Eriksson, M.; Bergman, F.; Jacobson, S., “**On the nature of tribological contact in automotive brakes.**” Wear, 252(1-2), pp.26–36, 2002.
- Eriksson, M.; Jacobson, S., “**Tribological Surfaces of organic Brake Pads.**” Tribology International, 33(12), pp.817–827, 2000.
- Ghazaly, N.M.; El-sharkawy, M.; Ahmed, I., “**A Review of Automotive Brake Squeal Mechanisms.**”, 1(1), pp.5–9, 2014.
- Haynes, P., “**Automotive Disc Brake Manual**” Techbook Series, ed., 1999.
- Kinkaid, N.M.; O’Reilly, O.M.; Papadopoulos, P., “**Automotive disc brake squeal.**” Journal of Sound and Vibration, 267(1), pp.105–166, 2003.
- Lou, G.; Wu, T.W.; Bai, Z., “**Disk Brake Squeal prediction using the ABLE algorithm.**” Journal of Sound and Vibration, 272(3-5), pp.731–748, 2004.
- Mahale, P.; Bohari, A.; M P, R., “**Effect of Thermal Behavior of Friction Materials on Brake Squeal.**” In *SAE Technical Paper*. 2014.
- Matozo, L.T., “**Estudo da relação entre Propriedades de Compósitos de Fricção aplicados a sistemas de freio a disco e a propensão à ocorrência de squeal noise.**” Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.
- Moore, S. et al., “**Determining the Effect of pad lining geometry on brake noise performance.**” *Internoise*, 2008.

- Neis, P.D., “**Projeto e Construção de um Tribômetro com controle independente da Temperatura do disco.**” Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2013.
- Neis, P.D.; Ferreira, N.F.; Poletto, J.C., “**Comparative Evaluation between Original and Aftermarket Brake Pads.**” In *12th SAE Brasil International Brake Colloquium & Engineering display*, Caxias do Sul, Brasil, pp. 1–8. 2015.
- Nobari, A.; Ouyang, H.; Bannister, P., “**Uncertainty quantification of Squeal Instability via Surrogate Modelling.**” *Mechanical Systems and Signal Processing*, 60-61, pp.887–908, 2015.
- Nouby, M.; Srinivasan, K., “**Simulation of the structural modifications of a disc brake system to reduce brake squeal.**” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, 225(5), pp.653–672, 2011.
- Oberst, S., “**Analysis of Brake Squeal Noise.**” PhD Thesis, University of New South Wales, 2011.
- Oberst, S.; Lai, J.C.S., “**Statistical analysis of brake squeal noise.**” *Journal of Sound and Vibration*, 330(12), pp.2978–2994, 2011.
- Ouyang, H., Nack, W., Yuan, Y., Chen, F., “**Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review.**” *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*, 1, pp.207–231, 2005.
- Papinniemi, A. et al., “**Brake squeal: a literature review.**” *Applied Acoustics*, 63(4), pp.391–400, 2002.
- Papinniemi, A.; Stanef, D.; Moore, S.; Hamdi, S., “**Brake noise in practice.**” In *International Congress on Sound and Vibration*, Cairns, Australia, pp. 1–8, 2007a.
- Papinniemi, A.; Lai, J.C.S.; Zhao, J., “**Disc Brake Squeal: Progress and Challenges.**” In *International Congress on Sound and Vibration*. Cairns, Australia, pp. 1–8, 2007b.
- SAE International, “**Surface Vehicle Recommended Practice - SAE J2521,**” 2013.
- Soobbarayen, K.; Besset, S.; Sinou, J.J., “**Noise and vibration for a self-excited Mechanical System with Friction.**” *Applied Acoustics*, 74(10), pp.1191–1204, 2013.
- Suetti, A.G.L., “**Objective Noise Index for Brake Tests using Analytical Equations.**” In *SAE Technical Paper*, 2013.
- Trichês, M.J.; Gerges, S.N.Y.; Jordan, R., “**Analysis of brake squeal noise using the Finite Element Method: A parametric study.**” *Applied Acoustics*, 69, pp.147–162, 2008.
- VDA 306 / EKB 3009, “**Definition of charts for the evaluation of Brake Noise data / Dynamometer,**” Berlin, 2013.
- von Wagner, U.; Hochlenert, D.; Hagedorn, P., “**Minimal models for Disk Brake Squeal.**” *Journal of Sound and Vibration*, 302, pp.527–539, 2007.
- Yang, M.; Afaneh, A.-H.; Blaschke, P., “**A Study of Disc Brake High Frequency Squeals and Disc In-Plane/Out-of-Plane Modes.**” In *SAE Technical Paper*. pp. 1–13. 2003.

ANEXO A

Tabela A.1 - Metodologia indicada para testes de *squeal noise* [Adaptado de SAE International, 2013]

Seção	Descrição	Velocidade inicial (veículo)	Velocidade final (veículo)	Temperatura inicial	Pressão	Curva de Pressão	Número de frenagens por ciclo	Número total de frenagem por seção
[-]	[-]	[km/h]	[km/h]	[°C]	[bar]	[-]	[adm]	[adm]
1	Assentamento	80	30	100	30	Constante	30	30
2	Condicionamento	80	30	100	15, 30, 15, 18, 22, 38, 15, 26, 18, 34, 15, 26, 15, 22, 30, 46, 26, 51, 22, 18, 42, 15, 18, 46, 26, 15, 34, 22, 18, 30, 18, 38	Constante	32	32
3	Caracterização de atrito	80	30	100	30	Constante	6	6
4	Módulo de arraste	3 e 10 alternado	3 e 10 alternado	50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 250, 225, 200, 175, 150, 125, 100, 75, 50	0, 30, 5, 25, 10, 20, 15	Perfil	14	266
5	Módulo de aquecimento	50	0.5	100, 150	30, 5, 25, 10, 20, 15	Constante	12	24
6	Módulo reverso em arraste	-3 e 3 alternado	-3 e 3 alternado	150, 125, 100, 75, 50	0, 20, 5, 15, 10	Perfil	10	50
7	Frenagens em desaceleração	50	0.5	50, 100, 150, 200, 250, 200, 150, 100, 50	30, 5, 25, 10, 20, 15	Constante	12	108
8	Caracterização de atrito	80	30	100	30	Constante	6	6
9 à 13				Repetição das seções 4 à 8				454
14 à 18				Repetição das seções 4 à 8				454
19	Módulo de alta temperatura	100	0.5	100, 215, 283, 330, 367, 398, 423, 446, 465, 483, 498, 513, 526, 539, 550	160	Constante	15	15
20	Recuperação	80	30	100	30	Constante	18	18
21 à 25				Repetição das seções 4 à 8				454

ANEXO B

Os dois tipos de frenagens realizadas durante todo o procedimento: em desaceleração constante e em velocidade constante estão reproduzidas na Figura B.1, tendo sua principal diferença definida pela variável de controle da máquina.

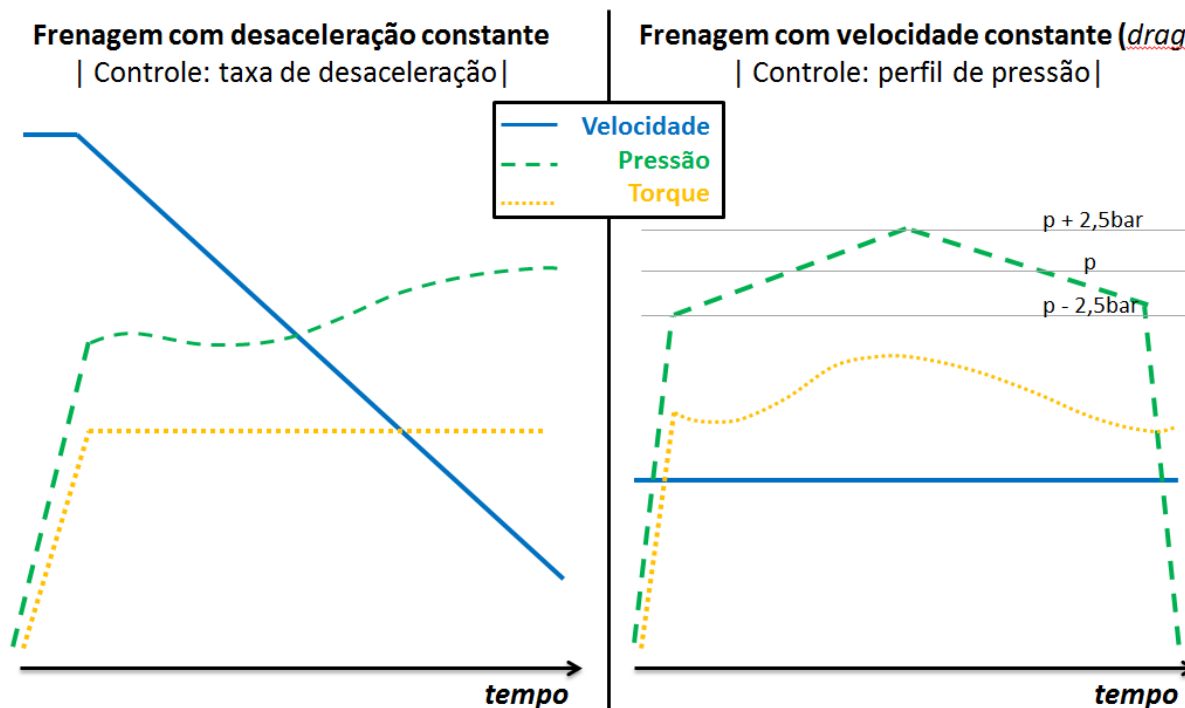


Figura B.1 - Tipos de frenagens realizadas em dinamômetro [Adaptado de SAE International, 2013]

APÊNDICE C

A Figura C.1 apresenta um comparativo entre os espectros de frequência medidos com o sinal do microfone em duas condições distintas. A primeira é reflexo de uma medida realizada antes da execução do ensaio, onde os equipamentos estavam ligados, porém, não havia frenagem em desenvolvimento. Através dessa, é possível verificar que o nível de ruído de fundo atende ao que é solicitado pelo procedimento normatizado, estando abaixo de 60 dB(A) na condição a cima de 1 kHz. A segunda condição é um espectro de frequência correspondente à primeira seção da Amostra 1, onde é possível observar o evento de ruído que ocorre em, aproximadamente 7,8 kHz, com intensidade de 85 dB(A). Ressalva-se que apesar da intensidade dos sinais não serem distintas abaixo da frequência de 1 kHz, essa porção do espectro não é levada em conta na hora da análise, não interferindo no resultado final. Assim, os eventos de ruído são todos bem definidos e diferenciados do ruído de fundo, o que neste caso se mostrou com uma diferença de 55 dB(A) na frequência em que houve ruído de *squeal* provocado pela frenagem.

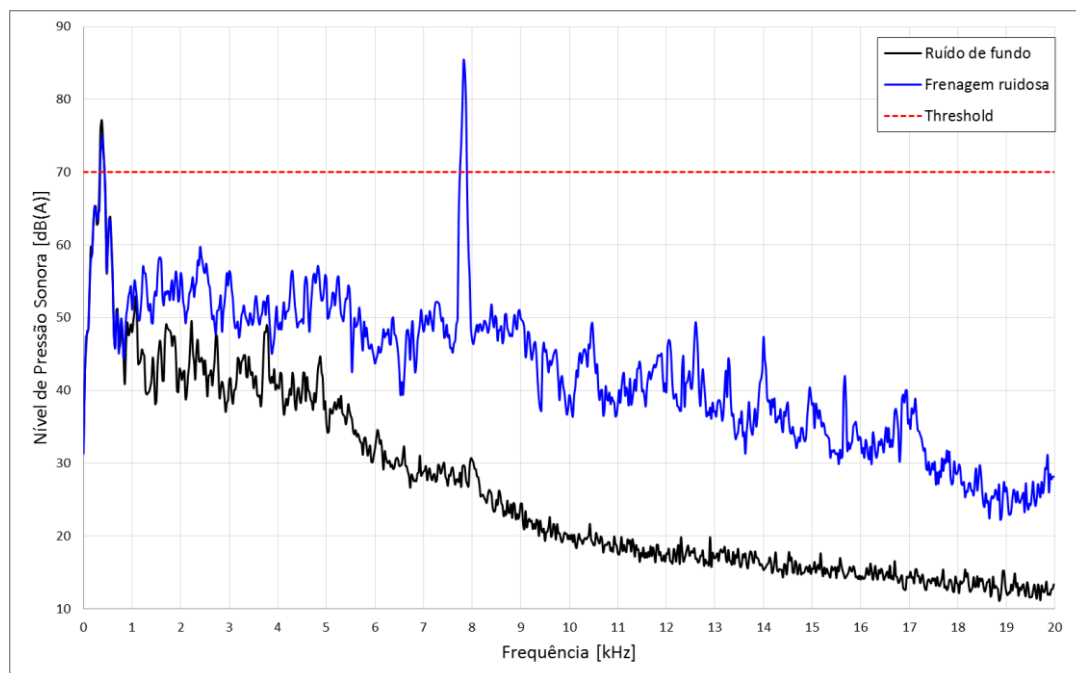


Figura C.1 – Espectros de frequência do ruído de fundo e de frenagem com evento de ruído

APÊNDICE D

Para determinação da frequência utilizada para filtrar os sinais, foi aplicada a Transformada de Fourier sobre o sinal do torque nas séries de frenagens em que a velocidade do eixo é mais alta. A partir da avaliação da transformada foi possível determinar que não existem flutuações significativas no torque à cima de 50 Hz (Figura D.1). Com base nisso o filtro do tipo passa-baixa foi aplicado a partir da frequência de 50 Hz, com corte em 60 Hz e atenuação de 60 dB. A Figura D.2 mostra a aplicação do filtro sobre o sinal do torque sobre uma frenagem da etapa de 19, módulo de alta temperatura, para a Amostra 1.

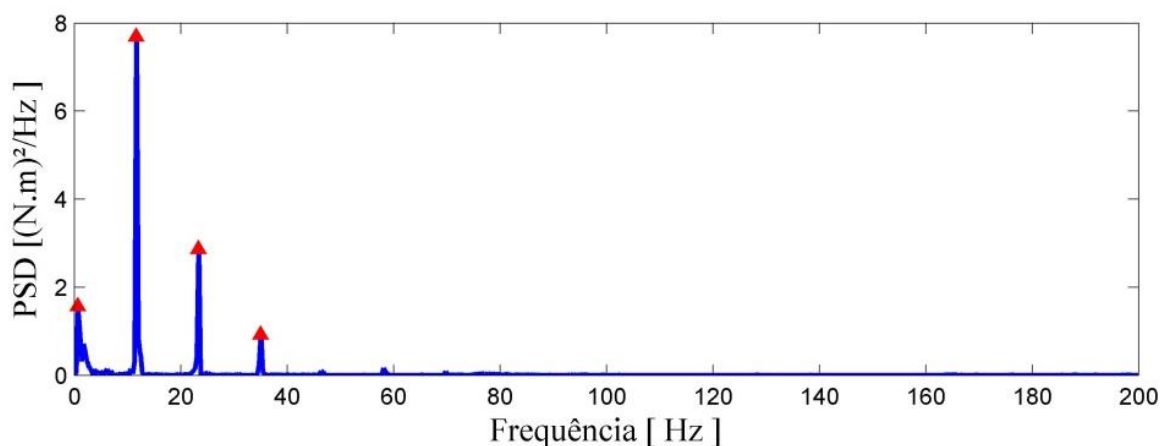


Figura D.1 – Transformada de Fourier do sinal do torque

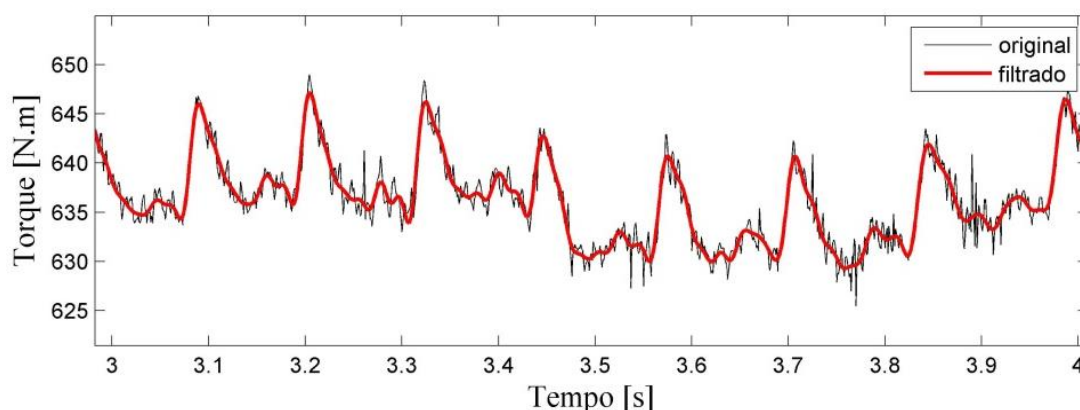


Figura D.2 – Aplicação do filtro desenvolvido sobre o torque

ANEXO E

As equações sugeridas por Suetti, 2013, e que foram aplicadas sobre o código desenvolvido em *MATLAB* para cálculo dos fatores utilizados para redução da nota máxima ($I_{max}=10$) nas frenagens que apresentarem ruído, estão relacionadas a seguir:

- i. I_{SPL} – perda de nota por intensidade

$$I_{SPL} = \frac{NPS_{m\acute{a}x} - 70}{5} \quad (C.1)$$

onde: $NPS_{m\acute{a}x}$ é o máximo valor de intensidade sonora registrada [dB(A)].

- ii. F_f – fator de perda por frequência

$$F_f = 1 - 0,9 \left(\frac{f - 1000}{19000} \right)^{15} \quad (C.2)$$

onde: f é a frequência [Hz] correspondente ao $NPS_{m\acute{a}x}$.

- iii. F_a – fator de perda por desaceleração

$$F_a = 1 - \frac{a^6}{1,77} \quad (C.3)$$

onde: a é a desaceleração equivalente do veículo em [(m/s²)/g] e $g=9,81$ m/s² correspondente à aceleração gravitacional.

- iv. F_T – fator de perda por temperatura

$$F_T = 1 - 0,9 \left(\frac{T + 20}{620} \right)^8 \quad (C.4)$$

onde: T é a temperatura média [°C] registrada durante o evento de ruído.

- v. F_S – fator de perda por velocidade

$$F_S = 1 - 0,6 \left(\frac{v}{250} \right)^3 \quad (C.5)$$

onde: v é a velocidade equivalente do veículo [km/h] registrada durante o evento de ruído.

vi. F_D – fator de perda por duração

$$F_D = 1 - 0,6 \left(\frac{100 - D}{100} \right)^{1000} \quad (C.6)$$

onde: D é duração [s] do evento de ruído, tempo em que o microfone esteve acima do valor limite (*threshold*) de 70 dB(A).

APÊNDICE F

A Figura F.1 apresenta os valores obtidos de amplitude relativa para todas as amostras, o que foi considerado para realizar a análise dos *squeal index*. Nelas, cada valor apresentado na parte central da tabela corresponde a subtração do valor da amostra que está na linha pelo valor da amostra da coluna correspondente, dividido em seguida pelo valor médio das quatro amostras. Observa-se que para o *Squeal Index 6* o valor obtido é negativo pois ele é o único método que atribui a maior nota para a amostra mais silenciosa, ao contrário dos demais, onde a propensão de uma amostra à produção de ruído é diretamente proporcional ao valor obtido pelo *Squeal Index*

Squeal Index 1		Amostras				Soma	Squeal Index 2		Amostras				Soma		
		1	4	2	3				1	4	2	3			
		0,50	0,31	0,13	0,02				9,00	7,00	5,00	2,00			
Amostras	1	0,50	0,00	0,81	1,56	2,02	4,39	Amostras	1	9,00	0,00	0,35	0,70	1,22	2,26
	4	0,31		0,00	0,75	1,21	1,96		4	7,00		0,00	0,35	0,87	1,22
	2	0,13			0,00	0,46	0,46		2	5,00			0,00	0,52	0,52
	3	0,02				0	0,00		3	2,00				0	0,00
média		0,24	Total:				6,81	média		5,75	Total:				4,00
Squeal Index 3		Amostras				Soma	Squeal Index 4		Amostras				Soma		
		1	4	2	3				1	4	2	3			
		4,28	1,16	0,32	0,03				368,96	138,70	26,82	0,81			
Amostras	1	4,28	0,00	2,16	2,74	2,94	7,84	Amostras	1	368,96	0,00	1,72	2,56	2,75	7,03
	4	1,16		0,00	0,58	0,78	1,36		4	138,70		0,00	0,84	1,03	1,87
	2	0,32			0,00	0,20	0,20		2	26,82			0,00	0,19	0,19
	3	0,03				0	0,00		3	0,81				0	0,00
média		1,45	Total:				9,41	média		133,82	Total:				9,09
Squeal Index 5		Amostras				Soma	Squeal Index 6		Amostras				Soma		
		1	4	2	3				1	4	2	3			
		0,25	0,08	0,02	0,00				8,11	8,57	9,72	9,95			
Amostras	1	0,25	0,00	1,86	2,51	2,77	7,13	Amostras	1	8,11	0,00	-0,05	-0,18	-0,20	-0,43
	4	0,08		0,00	0,65	0,91	1,56		4	8,57		0,00	-0,13	-0,15	-0,28
	2	0,02			0,00	0,26	0,26		2	9,72			0,00	-0,03	-0,03
	3	0,00				0	0,00		3	9,95				0	0,00
média		0,09	Total:				8,95	média		9,09	Total:				-0,74
Squeal Index 7		Amostras				Soma									
		1	4	2	3										
		2,85	1,65	0,65	0,10										
Amostras	1	2,85	0,00	0,91	1,67	2,10	4,69								
	4	1,65		0,00	0,76	1,19	1,95								
	2	0,65			0,00	0,42	0,42								
	3	0,10				0	0,00								
média		1,31	Total:				7,06								

Figura F.1 - Determinação da amplitude relativa para todos os *Squeal Index*