

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
MESTRADO PROFISSIONALIZANTE EM ENGENHARIA

DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES FÍSICAS DE DIFERENTES MATERIAIS PARA
DISCOS E PASTILHAS DE FREIO E RELAÇÃO DESTAS PROPRIEDADES COM RUÍDO.

Ricardo José Canali

Porto Alegre, 2002

Este Trabalho de Conclusão foi analisado e julgado adequado para a obtenção do título de mestre em ENGENHARIA e aprovado em sua forma final pelo orientador e pelo coordenador do Mestrado Profissionalizante em Engenharia, Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Prof. Dr. Alberto Tamagna

Orientador
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Prof^a. Helena Beatriz Bettella Cybis

Coordenadora
Mestrado Profissionalizante em Engenharia
Escola de Engenharia
Universidade Federal do Rio Grande do Sul

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Vilson João Batista
PPGEP/UFRGS

Prof. Dr. Rogério José Marczak
PPGEP/UFRGS

Prof. Dr. Marcos Soares
UCS/Fras-le

RESUMO

Este trabalho visou a determinação experimental de propriedades físicas básicas de materiais para pastilhas e discos de freio de diferentes composições químicas. Posteriormente, estas propriedades foram correlacionadas com resultados de avaliação de ruído de freio dos respectivos materiais.

As propriedades físicas determinadas para os materiais de pastilhas de freio foram: dureza, densidade, porosidade, compressibilidade a frio, compressibilidade a quente, transmissão térmica, resistência à compressão, resistência à tração, resistência interna ao cisalhamento, módulo de elasticidade, frequências de ressonância, índice de amortecimento, coeficiente de atrito em diferentes condições de frenagem, e taxas de desgaste. Medições incluem verificações do efeito do aumento da temperatura na variação de algumas das propriedades citadas.

A avaliação de ruído de freio gerado com uso das diferentes composições de materiais foi realizada através do uso de um sistema de freio padrão, e o ensaio executado em um dinamômetro tipo inercial dotado de recursos como câmara para isolamento acústico de ruído externo e sistema de aquisição de sinais para monitoramento dos parâmetros de frenagem: tempo, torque, pressão, temperatura e espectro de ruído gerado em escala de tempo e frequência.

Os materiais de pastilhas de freios incluídos nesta verificação experimental foram selecionados de seis aplicações bastante distintas, como por exemplo: materiais para pastilhas de freio traseiro de veículos de passeio, pastilhas para freio dianteiro de veículos de passeio, pastilhas para caminhonetes, pastilhas para caminhões leves e microônibus. Além da composição química bastante distinta, estudos da influência da alteração de parâmetros de processo de fabricação nas propriedades físicas do material de atrito foram considerados.

Para a avaliação do efeito da variação de composição de materiais de discos de freio na geração de ruído, cinco diferentes tipos de discos foram selecionados. Dentre estas versões estão incluídas: a liga de ferro fundido cinzento do material tipo original do sistema de freio a disco padrão, uma versão de ferro fundido cinzento de baixo custo comprada no mercado de autopeças de reposição, um ferro fundido cinzento com alto teor de carbono, um ferro fundido cinzento com adição de titânio como elemento de liga, e, finalmente, um ferro fundido vermicular. Propriedades físicas dos materiais de discos de freio não foram tão amplamente avaliadas como no caso dos materiais de pastilhas, mesmo assim dados de dureza, densidade, resistência à tração, índice de amortecimento e frequências fundamentais de ressonância foram determinados para os diferentes materiais.

Ao final do trabalho, foram definidas correlações entre ruído de freio e propriedades físicas dos materiais de pastilhas de freio que indicam que o material de atrito da pastilha é mais propenso a apresentar ruído quando: menos poroso, com maior resistência mecânica, maior módulo de elasticidade, maior dureza (valores mais baixos de dureza Gogan), e maior coeficiente de atrito. Também foram detectadas alterações significativas no comportamento de ruído com uso de diferentes materiais de discos de freio, mas não foram estabelecidas correlações conclusivas entre as propriedades dos discos de freio e sua propensão a ruído devido ao baixo número de versões avaliadas.

ABSTRACT

Evaluation of Properties of Disc and Pad Materials and their Relation with Disc Brake Noise - An Experimental Investigation

The purpose of this study was the experimental determination of basic physical properties of friction materials for disc brake pads and disc brake rotors of different chemical compositions. Later, these physical properties were correlated with results of brake noise evaluation of the corresponding friction materials.

The physical properties determined for the disc brake pad materials were: hardness, specific gravity, porosity, cold and hot compressibility, thermal transmission, internal shear strength, compression strength, tension strength, elastic module, resonance frequencies, damping factor, friction coefficient in different conditions, and wear rate. Measurements include evaluations of the effect of temperature increase on the variations of some of these properties.

The analysis of disc brake noise generated by using the different friction material compositions was evaluated using a standardized brake system, and the test was executed in an inertial dynamometer, equipped with an acoustic chamber to isolate external noise, and a data acquisition system to measure brake parameters like time, pressure, temperature, torque, speed, and noise spectrum by time and by frequency.

The brake pad materials included in this study were selected from six very different applications, like passenger car rear and front brake pad materials, pick-up's brake pad materials, and light trucks and minibuses brake pad materials. Besides the strong variations in the chemical composition of the materials, the influence of variations on process parameters of production on the properties of the friction materials were studied.

Five different disc materials were also selected in this study to evaluate the magnitude of the effects of disc chemical composition in the physical properties of the discs and in the generation of noise. The selection include: the original equipment disc material of the standard brake, one aftermarket low price disc quality, two alloy added qualities based on the original material (high carbon and high titanium content), and, finally, a vermicular cast iron. Physical properties of the disc brake materials were not as deep evaluated as in the case of the brake pad materials, but data about hardness, specific gravity, tension strength, damping factor, and resonance frequencies were determined for the different disc versions.

At the end of the study, correlations between noise and brake pads material properties were established, pointing out that the material becomes noisier when: less porous with higher mechanical resistance, with higher elastic modulus, when harder, and when with higher friction coefficient. Important variations on the noise behavior were also found with the use of different

kinds of disc brake rotor materials, but, in this case, conclusive correlations between noise and disc properties were not established, because of the low number of different disc materials.

ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução.....	1
2. Revisão Bibliográfica.....	3
2.1 Generalidades sobre Sistemas de Freio	3
2.2 Materiais de Atrito para Freio.....	6
2.3 Equipamentos para Medição de Ruído de Freio.....	13
2.4 Classificação dos Tipos de Ruído de Freio	16
2.5 Judder	18
2.6 Ruídos de Baixa Frequência	24
2.7 Ruídos de Alta Frequência	25
2.8 Teorias de Ruído de Freio	28
2.9 Modelamento de um Sistema de Freio.....	34
2.10 Predição de Ruído de Freio	38
2.11 Artíficos Utilizados para Minimizar Problemas de Ruído de Freio	47
2.12 Avaliação de Ruído de Freio em Veículo	49
3. Descrição dos Equipamentos Utilizados nas Medições	50
3.1 Durômetro	50
3.2 Balança	50
3.3 Máquina de Cisalhamento	50
3.4 Máquina de Compressibilidade	51
3.5 Máquina de Ensaio Universal.....	52
3.6 Analisador de Fourier	52
3.7 GrindoSonic	53
3.8 Dinamômetro Inercial de Avaliação de Performance de Frenagem	54
3.9 Dinamômetro Inercial de Avaliação de Ruído de Freio	55
4. Estudo de Diferentes Versões de Pastilhas de Freio – Avaliações e Resultados	57
4.1 Descrição dos Diferentes Materiais Testados	57
4.2 Propriedades Físicas Medidas para os Materiais de Pastilhas de Freio	58
4.3 Análise das Propriedades Medidas e Correlação com Ruído de Freio	59
4.4 Estudo da Variação das Propriedades dos Materiais de Atrito das Pastilhas com o aumento de Temperatura	73

4.5	Análise dos Resultados dos Testes de Ruído de Freio para os Diferentes Materiais de Pastilhas.....	77
5.	Estudo de Diferentes Tipos de Discos de Freio.....	80
5.1	Ensaio Realizados com Variação de Composição do Material dos Discos de Freio	80
5.2	Análise Dinâmica do Disco de Freio em Elementos Finitos	88
6.	Conclusões	91
	Próximos Passos	94
	Referências Bibliográficas	95
Anexo I	Ilustração, para cada uma das diferentes versões de pastilhas de freio de: percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência e resumo das ocorrências de ruído (frequência (Hz) versus nível de pressão sonora dB(A)).....	99
Anexo II	Ilustração, para cada uma das diferentes versões de discos de freio de: percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência e resumo das ocorrências de ruído (frequência (Hz) versus nível de pressão sonora dB(A)).....	109
Anexo III	Rotina para a modelagem e análise modal do disco de freio no Ansys®.....	114

LISTA DE SÍMBOLOS

α	probabilidade de erro estatístico	
μ	coeficiente de atrito (dinâmico)	
μ_s	coeficiente de atrito estático	
ν	número de graus de liberdade para análise por regressão linear	
ρ	densidade real do material	[g/cm ³]
ρ_t	densidade teórica do material	[g/cm ³]
ω	freqüência natural	[Hz]
c	amortecimento	
k	número de variáveis na análise estatística por regressão linear	
n	número de pontos de dados na análise por regressão linear	
t	coeficiente de Student para análise estatística	
x	deslocamento	[m]
x'	velocidade	[m/s]
x''	aceleração	[m/s ²]
K	rigidez	[N/m]
M	massa	[kg]
N	carga normal	[N]
P	pressão	[N/m ²]
V	velocidade de deslocamento do disco	[m/s]
X_1	coeficiente de atrito na análise por regressão linear	
X_2	dureza Gogan do material de atrito na análise por regressão linear	[GC]
X_3	porosidade do material de atrito na análise por regressão linear	[%]
X_4	tensão de ruptura do material de atrito na análise por regressão linear	[MPa]
X_5	módulo de elasticidade do material de atrito na análise por regressão linear	[GPa]
Y	percentual de ocorrências de ruído de freio na análise por regressão linear	
FF	Ferro Fundido	
BTV	variação de torque de frenagem (<i>Brake Torque Variation</i>)	
DTV	variação de espessura do disco (<i>Disc Thickness variation</i>)	
TEI	instabilidade termoelástica (<i>Thermo Elastic Instability</i>)	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.1	Esquema de um sistema de freio convencional.....	3
Figura 2.1.2	Freio a disco.....	4
Figura 2.1.3	Freio S-Cam.	4
Figura 2.1.4	Representação de disco de freio tipo sólido (D) e ventilado (E).....	5
Figura 2.1.5	Cavalete de freio tipo fixo.....	5
Figura 2.1.6	Cavalete de freio tipo flutuante.....	5
Figura 2.2.2.1	Microestrutura de FF cinzento, veios de grafita de formação normal.....	11
Figura 2.2.2.2	Microestrutura de FF cinzento, veios de grafita de formação angular.....	11
Figura 2.3.1	Montagem de acelerômetros em um sistema de freio	14
Figura 2.3.2	Exemplo de imagens holográficas de modo de vibração de disco de freio	14
Figura 2.3.3a	Modo de vibração de disco determinado por holografia	15
Figura 2.3.3b	Geometria associada à imagem holográfica.....	15
Figura 2.3.4a	Vista externa de dinamômetro de análise de ruído.....	15
Figura 2.3.4b	Vista da mesa de controle do dinamômetro de análise de ruído.....	16
Figura 2.5.1.1	Efeito do batimento do disco na geração de DTV.....	19
Figura 2.5.3.1	Efeito de queda do atrito na estabilização termoelástica	23
Figura 2.6.1	Efeito Stick-Slip em freio, gerando Creep-Groan	24
Figura 2.7.1	Vibração modal de segunda ordem, mostrando grande comprimento de onda, comparado com comprimento da pastilha	26
Figura 2.7.2	Exemplo de modo de vibração de alta ordem em disco de freio	26
Figura 2.7.3	Comparação de formas de onda de ruídos de alta frequência tipo: (a) squeak, (b) squelch, e (c) wire brush	27
Figura 2.8.1.1	Modelo mostrando mecanismo μ -velocidade de instabilidade	29
Figura 2.8.2.1	Modelo simplificado da teoria Sprag-Slip, proposta por Spurr em 1962 ..	29
Figura 2.8.2.2	Modelo melhorado da teoria do Sprag-Slip	30
Figura 2.8.5.1	Esquema do perfil das superfícies de contato em escala microscópica	33
Figura 2.9.1	Visualização esquemática do modelo de disco e pastilhas com 5 graus de liberdade	34
Figura 2.9.2	Esquema de geração de componentes de força de atrito entre disco e pastilha com velocidade de deslocamento	35

Figura 2.9.3	Ilustração típica de variação de coeficiente de atrito em função da velocidade, que pode ser determinado para cada pastilha	35
Fig. 2.10.1.1	Formato de onda tipo carrossel, verificada no disco durante geração de ruído de freio de alta frequência	39
Fig. 2.10.1.2	Gráfico da ordem de vibração modal diametral e sua relação com ângulo entre antinodos e frequência de cada um dos modos de vibração de um disco de freio na condição livre	41
Fig. 2.10.1.3	Ilustração do comportamento de compressão ou expansão dos antinodos ao se “acomodarem” sob a área de contato da pastilha no disco em diferentes condições	42
Fig. 2.10.1.4	Comportamento de ruído no mesmo freio, em duas situações distintas. Na primeira, com a presença de dois antinodos sob a área de contato da pastilha e, na segunda, com apenas um anti-nodo	43
Fig. 2.10.1.5	Imagens holográficas e esquema da distribuição dos antinodos ao longo do disco para vibração modal de sétima ordem. À esquerda, presença de dois antinodos sob a área de contato da pastilha, à direita, para o mesmo freio com o aumento da pressão, apenas um antinodo sob a área de contato da pastilha	44
Fig. 2.11.2.1	Diferentes tipos de rasgos propostos para eliminação de groan	48
Figura 3.4.1	Máquina de compressibilidade	51
Figura 3.5.1	Máquina de ensaios universal	52
Figura 3.8.1	Vista do dinamômetro Greening 8882	54
Figura 3.9.1	Montagem do sistema de freio no dinamômetro de análise de ruído Link	56
Figura 4.3.1.1	Curva de tendência do percentual de ocorrência de ruído com variação de dureza.....	61
Figura 4.3.1.2	Curvas de tendência do percentual de ocorrência de ruído versus dureza considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito	62
Figura 4.3.3.1	Curva de tendência da relação porosidade do material de atrito vs. ruído.	63
Figura 4.3.3.2	Curvas de tendência da relação porosidade versus ruído, considerando -se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito	64
Figura 4.3.4.1	Curva de tendência da relação tensão de ruptura do material vs. ruído.....	65
Figura 4.3.4.2	Curvas de tendência da relação tensão de ruptura versus ruído, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito	66
Figura 4.3.5.1	Curva de tendência da relação módulo de elasticidade versus ruído.....	67
Figura 4.3.5.2	Curvas de tendência da relação módulo de elasticidade versus ruído, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito	68
Figura 5.1.1	Microestrutura ferro fundido FC 250 – Disco 1 (80X).....	81
Figura 5.1.2	Microestrutura ferro fundido FC 150 – Disco 2 (80X).....	81

Figura 5.1.3	Microestrutura ferro fundido FC HC – Disco 3 (80X).....	82
Figura 5.1.4	Microestrutura ferro fundido FC200Ti – Disco 4 (80X).....	82
Figura 5.1.5	Microestrutura ferro fundido Vermicular – Disco 5 (80X).....	83

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.10.1.1	Ordem de vibração modal diametral e sua relação com ângulo entre antinodos e frequência de cada um dos modos de vibração de um disco de freio na condição livre	40
Tabela 4.2.1	Resumo das medições de diversas propriedades físicas dos materiais de atrito	59
Tabela 4.3.10.1	Comparativo entre valores experimentais de ruído e valores preditos por diferentes equações.....	72
Tabela 4.4.1	Variação da dureza dos materiais com temperatura	73
Tabela 4.4.2	Variação do limite de resistência à compressão com temperatura (tensão de ruptura à compressão)	74
Tabela 4.4.3	Variação do limite de resistência à tração com temperatura (tensão de de ruptura à tração)	75
Tabela 4.4.4	Variação do limite de resistência interna ao cisalhamento dos materiais com temperatura	75
Tabela 4.4.5	Variação da frequência fundamental de ressonância das pastilhas com aumento de temperatura	76
Tabela 4.4.6	Porcentagem relativa de ocorrência de ruído nas temperaturas de interesse, durante teste de ruído em dinamômetro, para cada material	76
Tabela 4.5.1	Percentual relativo de ocorrência de ruído em teste de dinamômetro em cada pressão nominal de frenagem para cada material testado	78
Tabela 4.5.2	Percentual relativo de ocorrência de ruído em teste de dinamômetro em cada temperatura para cada material testado	78
Tabela 4.5.3	Comparativo entre frequências de ocorrência de ruído com frequências de ressonância de pastilhas disco.....	79
Tabela 5.1.1	Resumo de propriedades físicas e avaliação em dinamômetro dos cinco diferentes materiais de disco de freio	85
Tabela 5.2.1	Comparativo de frequências transversais de ressonância dos discos de freio: simulação em elementos finitos versus medição experimental	89
Tabela 5.2.2	Frequências de ressonância ortogonais (transversais) do disco de freio e seus respectivos modos de vibração e ordens de vibração modal.....	91

1. INTRODUÇÃO

O problema de ruído de freio para a indústria automotiva moderna consta da lista de maiores incidências de reclamações de clientes, o que o torna um problema sério quer pela insatisfação do usuário, quer pelos custos de garantia. Fatores que podem ser citados como responsáveis por tornar mais evidentes os problemas de ruído são: a melhoria na qualidade dos veículos, com diminuição dos níveis de ruído em geral, evidenciando ruídos no freio que outrora poderiam não ser percebidos, e a exigência cada vez mais de alta performance dos materiais de atrito que passam a ser formulados para atender requisitos rígidos de eficiência e demonstram maior dificuldade de atender simultaneamente requisitos de conforto (baixos índices de ruído).

Informações na área de ruído de freio automotivo existem em grande número, resultado de décadas de pesquisas e publicações em todo o mundo. Diversas teorias são utilizadas como tentativas de explicar o fenômeno de geração de ruído de freio, assim como inúmeras tentativas de modelar matematicamente o problema já foram propostas. Recentemente, o uso de métodos computacionais, como por exemplo elementos finitos, tem permitido avanços na área de modelamento em relação aos modelos matemáticos, uma vez que permitem a inclusão de um número muito maior de variáveis. Ainda assim, o assunto está longe de ser esgotado, e solução definitiva para o problema, longe de ser encontrada.

Paralelamente ao campo teórico, investigações experimentais são fontes importantes de geração de conhecimento na área. Diversas soluções para problemas de ruído de freio têm sido propostas a partir de resultados de investigações experimentais. Na prática, estas soluções não geram a mesma resposta em diferentes sistemas de freio, ou, por vezes, atenuam, mas não resolvem o problema. No caso, o próprio fato de o problema persistir acaba por motivar a continuidade dos estudos na área em busca de novas melhorias.

Este trabalho foi desenvolvido no ambiente de uma empresa fabricante de materiais de atrito para pastilhas de freio e familiarizada com os problemas da área, e segue a linha de investigação experimental, com objetivo de gerar conhecimento básico relacionado a propriedades físicas dos materiais de atrito que possam ser utilizados nas tentativas de atenuação de ruído gerado por sistemas de freio a disco de veículos automotores.

A apresentação deste trabalho dá uma ênfase especial à etapa de revisão bibliográfica, descrevendo, no capítulo 2, um resumo de conceitos de sistema de freio a disco, materiais para pastilhas e para discos de freio e, posteriormente, uma revisão geral de conceitos e teorias de ruído de freio, propostas de soluções e tendências na área.

Na seqüência do trabalho, o capítulo 3 fornece uma descrição de cada uma das propriedades físicas medidas para discos e pastilhas de freio, bem como método de medição, descrição genérica dos equipamentos de medição e precisão das medidas por meio deles obtidas.

No capítulo 4 são descritas as avaliações experimentais e resultados obtidos no estudo de diferentes versões de materiais para pastilhas de freio e no capítulo 5 são descritas as avaliações e resultados do estudo com diferentes versões de discos de freio.

O objetivo deste estudo (determinação de propriedades de diferentes composições de pastilhas e discos de freio e correlação destas propriedades com ruído) foi alcançado, conforme descrito nas conclusões do capítulo 6. No caso de materiais de pastilhas de freio foram traçadas correlações importantes entre ruído e cinco propriedades dos materiais (porosidade, módulo de elasticidade, resistência mecânica, dureza e coeficiente de atrito). No caso de materiais de disco, as correlações com as propriedades dos materiais não foram conclusivamente traçadas, devido ao pequeno número de versões avaliadas, mas, diferenças bastante significativas obtidas nos resultados de avaliação de ruído com os diferentes tipos de disco abrem caminho como um tópico importante para a continuidade do estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 GENERALIDADES SOBRE SISTEMAS DE FREIO

As principais funções do sistema de freio são:

- Desacelerar o veículo até determinada velocidade ou até a parada.
- Manter a velocidade do veículo constante, por exemplo, em um declive.
- Manter o veículo parado em uma rampa.

O processo frenagem, seja por desaceleração do veículo, seja por manutenção da sua velocidade em descida de rampa, envolve conversão de energia cinética e/ou potencial em calor. Se por alguma razão, parte desta energia for convertida em energia sonora, ao invés de unicamente em térmica, caracteriza-se o problema de ruído.

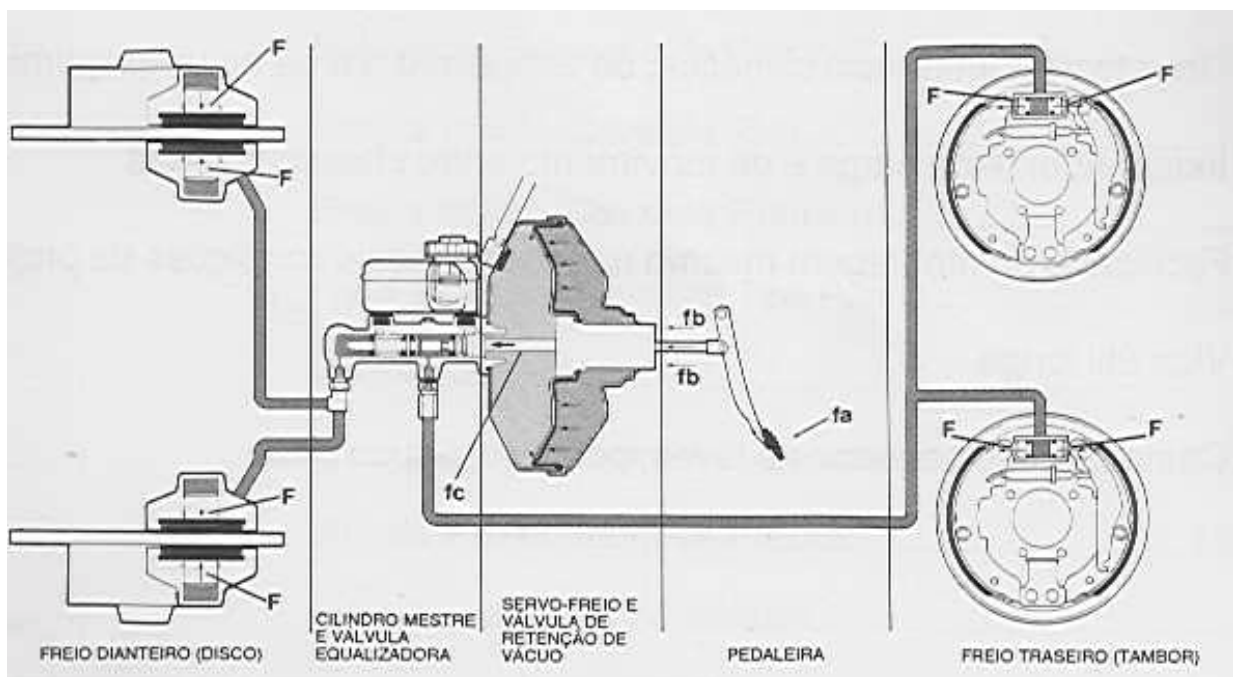


Figura 2.1.1 – Esquema de um sistema de freio convencional. [ITT-Teves, 1989].

Conforme esquematizado na figura 2.1.1, um sistema de freio de um veículo é composto das seguintes partes principais:

Sistema de acionamento, no caso do exemplo, representado pelo pedal de freio.

Sistema de energização, onde a força aplicada no pedal é multiplicada através de um sistema servo-acionador (servo freio).

Sistema de transmissão de energia, consiste de todos os componentes pelos quais a energia gerada para a aplicação do freio é transmitida, desde o servo freio até o freio da roda. No caso do exemplo da figura, corresponde ao circuito hidráulico composto pela tubulação metálica e flexível por onde o fluido de freio transmite a energia de frenagem para o freio.

Freio da roda: é a parte final do sistema de freio, o mecanismo que coloca o par de atrito em contato sob pressão para gerar as forças de frenagem. Dois tipos principais de freio podem ser identificados em veículos automotores, classificados segundo a sua construção em:

- Freios a tambor: caracterizados pelo uso de sapatas de freio com material de atrito que é pressionada radialmente contra um tambor de freio. A figura 2.1.3 apresenta um freio a tambor tipo S-Cam, da marca Master.
- Freios a disco. Onde pastilhas de freio (com material de atrito) são pressionadas axialmente contra um disco de freio. A figura 2.1.2 ilustra um conjunto de freio a disco/cavalete/pastilhas.

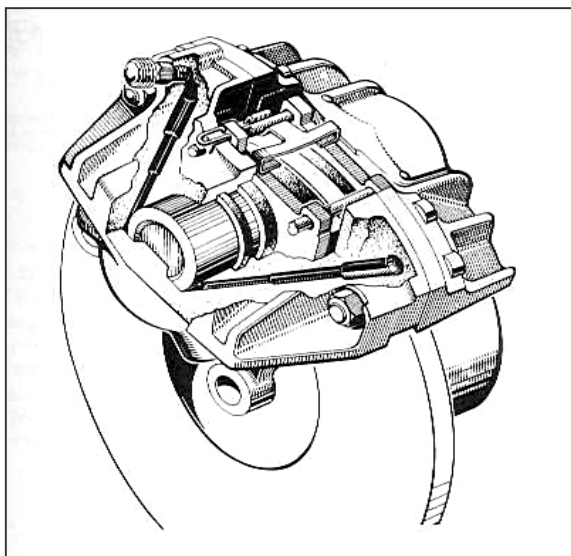


Figura 2.1.2: Freio a disco. [Limpert, 1999].

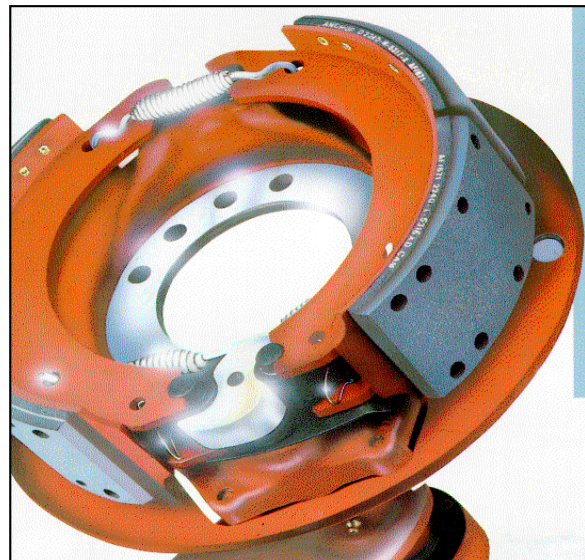


Figura 2.1.3: Freio S-Cam.

Freios a disco são classificados quanto ao tipo de disco de freio em sólidos ou ventilados, conforme ilustrado na figura 2.1.4; quanto ao tipo de funcionamento em fixos ou flutuantes, conforme ilustrado nas figuras 2.1.5 e 2.1.6; quanto ao número de pistões e quanto ao tipo de acionamento. O freio a disco no qual a avaliação experimental deste estudo foi conduzida é do tipo flutuante, um pistão, disco sólido e acionamento hidráulico.

A classificação dos sistemas de freio quanto ao seu tipo de acionamento, inclusive para freios a tambor, pode ser basicamente de três tipos: mecânicos, hidráulicos ou pneumáticos. Para automóveis, praticamente a totalidade dos freios é de acionamento hidráulico. Os freios tipo acionamento pneumático são mais facilmente encontrados em veículos pesados, e os freios de acionamento puramente mecânico foram os que equiparam os primeiros automóveis, tendo evoluído posteriormente para os sistemas hidráulico ou pneumático. Permanecem ainda em boa parte dos veículos os sistemas mecânicos como forma de acionamento dos freios de estacionamento. Em alguns veículos verificam-se sistemas de acionamento que são combinações dos sistemas hidráulico e pneumático, os chamados freios ar-sobre-hidráulico. Em casos de veículos de mais sofisticação tecnológica, já podem ser encontrados freios cujo sistema de acionamento é elétrico.

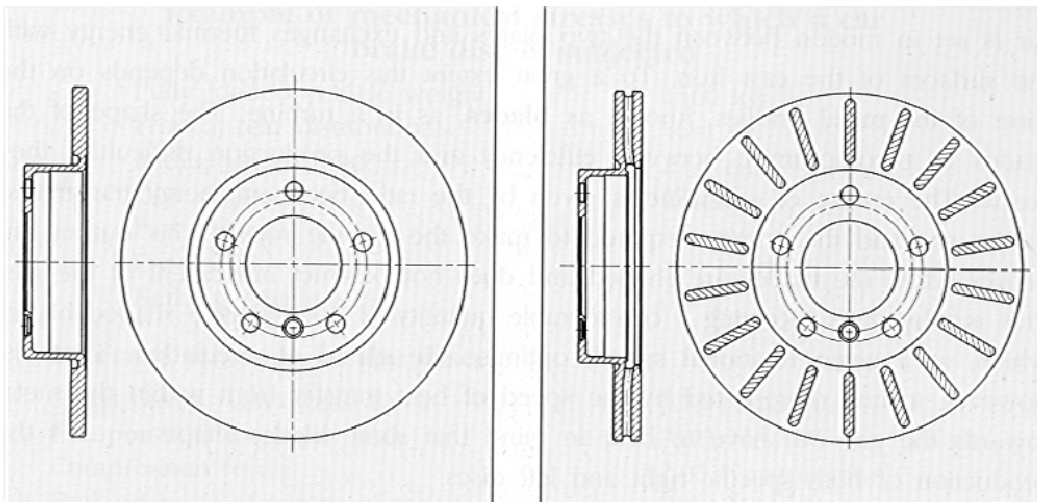


Figura 2.1.4: Representação de disco de freio tipo sólido (D) e ventilado (E) [Pompon, 1997].

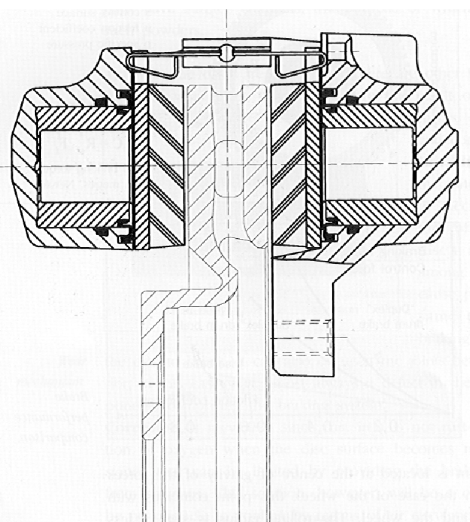


Figura 2.1.5: Cavalete de freio tipo fixo. [Pompon, 1997].

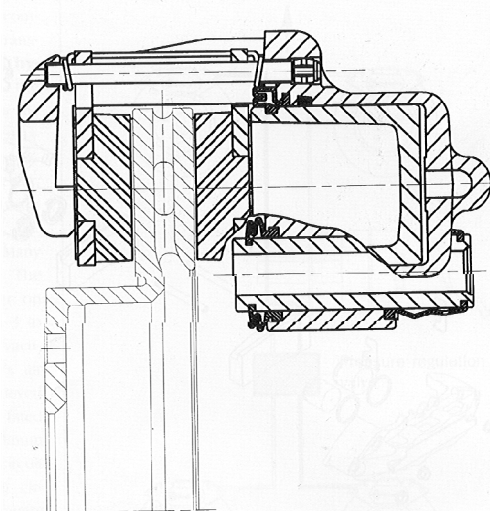


Figura 2.1.6: Cavalete de freio tipo flutuante. [Pompon, 1997].

2.2 – MATERIAIS DE ATRITO PARA FREIO

2.2.1 – Materiais de Atrito para Pastilhas de Freio

Apesar da aparente simplicidade, materiais de atrito são combinações complexas de diferentes matérias primas, visando atender com segurança o requisito de gerar, por atrito, forças estáveis e repetitivas dentro de uma ampla faixa de condições de aplicação do freio.

As condições em que o material de atrito trabalha envolvem número bastante grande de variáveis, em função de fatores como irregularidades nas superfícies de atrito entre disco e pastilha, variações de tamanho de partículas do material de atrito, variações de geometria, variações de condições de uso do freio: pressão de aplicação, velocidade de início de frenagem, temperatura no freio, condições da pista e do terreno, condições climáticas, etc.

Além da necessidade de oferecer segurança, o material de atrito também é solicitado a apresentar características de conforto quanto a ruído. Trata-se do componente do sistema de freio onde se concentram as maiores atenções no sentido de evitar problemas de reclamação de campo por ruído.

As composições de material de atrito são, na grande maioria dos casos, segredos industriais. A reprodução de um determinado material de atrito sem o conhecimento prévio da sua fórmula e processo de fabricação é pouco provável pois, mesmo que se possa determinar o percentual de determinados componentes químicos presentes no material, não se pode determinar com segurança as matérias primas que o compõe, nem descobrir o processo de fabricação a que foram submetidas e que tipos de reações e combinações químicas ocorreram. Daí decorre a tendência a que cada fabricante de material de atrito tenha produtos com determinadas características que o particularizam, ou, como se costuma tratar, cada fabricante tende a produzir famílias de materiais com características que os aproximam.

2.2.1.1 - O que é o material de atrito das pastilhas de freio.

Uma composição básica de material de atrito inclui seis tipos de componentes principais [Limpert, 1999]:

- Ligantes.
- Fibras.
- Partículas abrasivas.
- Modificadores orgânicos.
- Cargas minerais.

- Lubrificantes.

Dentro destes grupos principais de componentes podem-se particularizar dezenas, ou até centenas de diferentes matérias primas empregadas nos diferentes materiais de atrito. O volume da participação de cada componente é distinto para cada fórmula e ajustado a fim de conferir diferentes propriedades de performance, durabilidade, conforto, entre outros, conforme o requisito a que o material se destina a atender.

Ligantes. Os ligantes são basicamente resinas (termofixos) utilizadas para manter unido o aglomerado restante de outros tipos de matérias primas utilizadas. Com participação em geral entre 5% e 15% em peso na formulação, as resinas desempenham também um papel muito importante nas propriedades finais do material de atrito, principalmente quanto à performance e quanto ao desgaste. Por esta razão, é grande o número de tipos de resinas de diferentes propriedades disponíveis no mercado especialmente para esta aplicação, assim como são grandes as pesquisas para aprimoramento deste tipo de produto.

Fibras. O uso de fibras tem dois objetivos principais: conferir propriedades de resistência mecânica ao produto, e melhorar a processabilidade do material durante diferentes etapas de fabricação. Hoje em desuso, a fibra de amianto foi, no passado, a fibra mais largamente usada na fabricação de materiais de atrito por possuir uma combinação atraente de baixo custo, boa resistência mecânica e térmica, boa processabilidade e baixa agressividade ao disco de freio. Atualmente, algumas fibras utilizadas são fibra acrílica, fibra de carbono, limalha de latão, lã de cobre, lã de aço, fibra de vidro, lã de rocha, fibras vegetais, entre outras.

Abrasivos: empregados para aumentar coeficiente de atrito, ou evitar diminuição do mesmo com aumento de temperatura. Diversos tipos de abrasivos podem estar presentes em uma mesma formulação, já que estes podem atuar de forma mais efetiva em diferentes faixas de temperatura, de acordo com seu tipo, tamanho, dureza, forma das partículas, etc. Usados em quantidades moderadas para evitar efeito abrasivo exagerado da pastilha no material do disco de freio. Exemplos comuns de abrasivos: óxidos (de alumínio, ferro, magnésio, etc.) e carbetos.

Orgânicos: representa a gama mais variada de possibilidades de matérias primas que podem ser empregadas na fabricação de materiais de atrito. Podem aparecer sob formas de partículas isoladas, ou inseridos na matriz do material, diferença esta determinada pela granulometria do material ou pela forma como o composto é misturado. Exemplos de componentes orgânicos são

borrachas, coques, grafites, celulose, polímeros, etc. A principal limitação no uso de materiais orgânicos é a diminuição do coeficiente de atrito com aumento da temperatura de uso da pastilha, uma vez que estes materiais podem entrar em decomposição, ainda na faixa de temperaturas de uso do freio.

Cargas: são aditivos de baixo custo utilizados para “completar” a matriz da formulação que já tenha a quantidade necessária de resinas, fibras, lubrificantes, abrasivos e orgânicos. Algumas cargas possuem função de conferir determinadas propriedades ao material de atrito, mas a maioria delas possui apenas a função de redução de custo. Materiais desta categoria também são bastante variados, sendo o exemplo mais conhecido a barita. As cargas também podem ser constituídas de reaproveitamentos de matérias primas de outros processos ou de outros produtos.

Lubrificantes: podem ser empregados com objetivo de estabilizar atrito em diferentes faixas de temperatura, baixar coeficiente de atrito, diminuir desgaste ou abrasividade ao disco de freio. Existem diversos nomes comerciais de lubrificantes utilizados em materiais de atrito, a base de carbono (grafites) e sulfetos de: molibdênio, antimônio, cobre-ferro, zinco, manganês, chumbo, titânio, etc..

2.2.1.2 - Processos de fabricação do material de atrito

Pode-se dizer que, tão importante quanto a fórmula de um material de atrito, é o processo em que ele é fabricado, o qual em geral também é mantido como segredo industrial, e motivo pelo qual existem variações tão significativas entre processos de diferentes produtos. Algumas etapas de métodos mais convencionais de processos de fabricação de material de atrito [Millsap e Watson, 1999] seriam as seguintes:

Mistura: as matérias primas são adicionadas em condições específicas de: temperatura, velocidade de rotação do misturador, ordem de adição dos componentes, tempo total de mistura. Matérias primas líquidas, de grande viscosidade ou grande capacidade de absorção podem ser utilizadas com fins específicos de manter homogeneização e consistência da mistura. Conforme a base de materiais de que a mistura é feita podem ser utilizados misturadores de concepções bastante distintas, sendo os mais conhecidos os de tipo Eirich e Lodge para misturas a base de pó (base seca), e os tipo Sigma e Bambury para misturas a base de borracha, que requerem maior poder de incorporação dos componentes. Assim como a concepção do misturador, a sua capacidade de carga de mistura é bastante variada, podendo variar entre 10kg e 1000kg, ou mais.

Moldagem: Compreende as funções de compactação do material, modelagem e cura, tratando-se por isso de um processo químico-mecânico. A moldagem pode ser realizada em uma ou mais etapas. Em se tratando de única etapa, o processo é chamado de carregamento direto. Neste, a mistura é carregada e prensada em uma única etapa em molde quente, submetida à temperatura suficientemente alta para disparar as reações químicas dos agentes ligantes. No caso de moldagem em mais de uma etapa, as matérias primas são inicialmente carregadas e prensadas em um molde a frio, ou pré-forma, onde o material é pré-compactado para posteriormente ser levado a um molde a quente e ser submetido à pressão e temperatura. Neste último caso, a presença das fibras é importante para conferir resistência ao manuseio entre as etapas a frio e a quente.

Cura ou Cozimento: etapa final do processo (químico) de produção do material, em que o mesmo é colocado em estufas ou fornos contínuos por períodos e condições de temperatura bastante variados e específicos para o processo de cada tipo de produto, podendo variar, por exemplo, em uma faixa entre 1 e 12 horas, e com temperaturas entre 120°C e 280°C. É nesta etapa que o material deve sofrer estabilização final e término da cura da resina.

Acabamento: todas as etapas seguintes destinam-se ao acabamento da peça: retífica, tratamento térmico, aplicação de rasgo e chanfro, pintura, identificação, montagem de acessórios como chapa anti-ruído, molas, sensores de desgaste. Esta etapa afeta propriedades geométricas, mas não afeta propriedades físicas ou químicas do material.

2.2.1.3 - Características importantes no material de atrito.

Algumas das características de controle em materiais de atrito de pastilhas de freio são: densidade, PH, porosidade, tamanho de poros, crescimento e inchamento, condutividade térmica, frequência fundamental, resistência ao cisalhamento, compressibilidade a frio, compressibilidade a quente, dureza, características dimensionais e teste de atrito. Uma dentre as normas que regulamentam a execução deste tipo de ensaios é a Euro-Spec (*European Specification*), mas é comum que cada fabricante de freio estabeleça seus próprios critérios em procedimentos próprios de controle.

Em se tratando de durabilidade, podem existir diferenças significativas entre diferentes materiais de atrito. Mesmo para um mesmo material, a durabilidade da pastilha sofrerá uma variação muito grande de um veículo para outro, de acordo com a forma com que o veículo é pilotado, terreno em que anda, condições de carga, estado de conservação do veículo, entre

outros. Valores de durabilidade de pastilhas para freio a disco de veículos de passeio geralmente oscilam entre 15.000 e 50.000 km.

A porosidade de um material de atrito é uma característica importante, que em geral está associada ao amortecimento de vibrações que poderiam se transformar em ruído, e confere rugosidade, para evitar que a presença de umidade ou filmes de água tenham maior interferência na performance de frenagem.

Veículos que ficam estacionados por muito tempo em ambientes de grande umidade, podem apresentar problemas de oxidação do par de atrito, às vezes fazendo com que haja aderência da pastilha no disco de freio. Se a oxidação for apenas superficial, pode ser facilmente removida após algumas frenagens. Se a oxidação for mais pronunciada, necessita ser removida com um passe de retífica no rotor ou troca do mesmo, do contrário havendo grande probabilidade de geração de vibração e ruído.

Além das propriedades mencionadas, outras características importantes do material de atrito no caso de estudo relacionado a ruído de freio seriam o módulo de elasticidade do material, os modos de vibração da pastilha, frequências naturais e índice de amortecimento.

2.2.2 - Materiais para Discos de Freio.

Materiais para discos de freio, por formarem o par de atrito com a pastilha, são de tão grande importância quanto o material de atrito da pastilha. Há uma série de limitações ao desenvolvimento de materiais especiais para aplicação disco de freio, sendo a principal delas o custo.

Ainda assim, em algumas aplicações onde o fator custo não é o determinante, e/ou requisitos especiais existem, podem-se encontrar exemplos de aplicações que fogem a esta regra, como por exemplo em veículos de alta performance (esportivos), cujas ligas dos discos são feitas especialmente para “casar” com o material de atrito e conferir propriedades específicas, ou como em carros de Fórmula Um e aplicação aeronáutica, onde discos de freio são fabricados a base de fibra de carbono.

Em muitos casos as ligas de FF (ferro fundido) para discos de freio são requisitos de projeto, sendo determinadas pelo fabricante do veículo, isto é, a composição de liga do FF já é determinada no projeto, e os fornecedores de disco produzem o material especificado. Isto, apesar de aumentar um pouco o custo do material, assegura que o disco apresente algumas características especiais, além das propriedades do FF cinzento básico.

Mas não apenas a liga do material é importante na determinação das propriedades do ferro fundido. As figuras 2.2.2.1 e 2.2.2.2 mostram microestruturas típicas de ferro fundido

cinzento encontradas em dois discos de freio de diferentes fabricantes. Para uma composição química similar, as diferenças observadas chamam atenção para a importância do processo de fundição na formação da microestrutura através da forma, tamanho e distribuição dos veios de grafita.

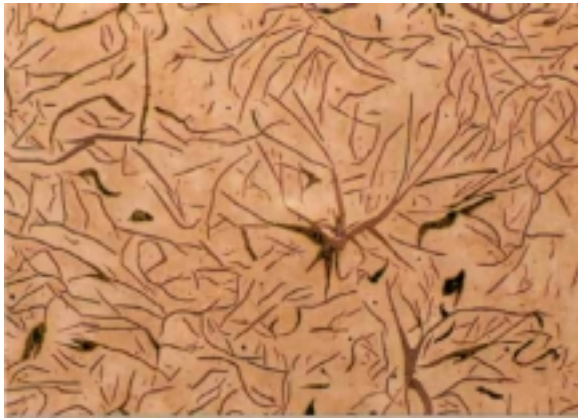


Figura 2.2.2.1 – Microestrutura de FF cinzento, veios de grafita de formação angular.

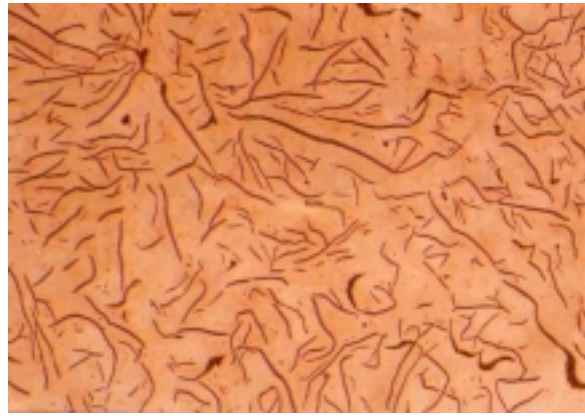


Figura 2.2.2.2 – Microestrututra de FF cinzento, veios de grafita de formação normal.

No caso da figura 2.2.2.1, verifica-se uma distribuição angular dos veios de grafita, que resulta em propriedades mecânicas mais pobres do disco. Em uma avaliação comparativa de desgaste entre o disco apresentado na figura 2.2.2.1 e o disco apresentado na figura 2.2.2.2, com o mesmo tipo de pastilha de freio, o teste do disco com presença de veios de grafita maiores (disco 2.2.2.1) resultou em valores desgaste mais altos, tanto do disco quanto da pastilha, além de coeficiente de atrito mais elevado. Isto pode estar associado ao fato de que, durante as frenagens consecutivas, a grafita (macia) que está concentrada em veios maiores se decompõe deixando lacunas, e as arestas destas lacunas, ou buracos, funcionem como “ferramentas” de usinagem que agredem o material da pastilha, elevam o coeficiente de atrito e aumentam as taxas de desgaste.

A seguir são resumidas algumas das propriedades básicas mais desejáveis para discos de freio, propriedades estas encontradas no FF cinzento, e que por isso justificam a amplitude com que este material é usado nesta aplicação [Pompon, 1997; Chiaverin, 1982].

Resistência térmica. O material do disco deve apresentar elevada resistência à tensão térmica, provocada pela variação cíclica de temperatura (aquecimento resfriamento) decorrente da condição de uso do freio.

O disco, além da função de frenagem, é o responsável pela função de dissipação de calor no sistema de freio. A maior parte da energia cinética do veículo que é convertida em energia térmica a durante a frenagem, deve ser absorvida e dissipada pelo disco, com a maior rapidez

possível. Para tal, o material do disco deve apresentar condutividade térmica alta, para que o calor se distribua rapidamente para toda a massa do disco de freio, de onde será trocado com o meio ambiente, principalmente por convecção com o ar, e em uma parcela menor por condução com outros componentes do sistema de freio, e por radiação quando em altas temperaturas.

No caso de freio a disco, a pastilha de freio não deve e não pode assumir o papel principal de dissipadora de calor, uma vez que este seria conduzido ao sistema de freio, provocando ebulição do líquido de freio, com perda da função de frenagem.

A composição básica do material de um disco para atender a estes requisitos seria um FF de alto carbono, baixo silício e adição de molibdênio, de forma a associar alta condutividade e excelente resistência a trincas térmicas.

Resistência ao desgaste. O par disco-pastilha não pode apresentar problemas de baixa durabilidade, mesmo submetido a frenagens repetitivas, a alta temperatura, alta velocidade, ou qualquer outra condição extrema.

A superfície metálica do disco deve suportar as tensões causadas por sua rotação sob contato por pressão com a parte estática (material de atrito), bem como resistir à abrasividade gerada pelo atrito dos materiais.

Resistência Mecânica. A função do disco é receber força mecânica de frenagem, transmitir esta ao sistema de freio, e converter, por meio de fricção, a energia cinética em calor. Portanto o disco deve atender requisitos severos de resistência mecânica e resistência à fadiga – por alta repetibilidade dos ciclos térmicos e mecânicos durante o uso. Falhas neste requisito colocam em risco a segurança dos usuários do veículo.

Usinabilidade. Os discos necessitam ajustes dimensionais após fundidos, assim, a maior facilidade de usinagem do material estará associada à maior produtividade e menor custo, podendo ser a diferença entre a escolha de uso ou desuso de um determinado tipo de material.

Capacidade de Amortecimento. Amortecimento está associado com a capacidade do metal de absorver vibrações. Quando o material é sujeito a variações cíclicas de tensão interna, a propagação desta variação de tensão causa vibração. Se o material possuir capacidade de absorver parte dessa energia ao invés de simplesmente propagá-la, então estará atuando como amortecedor. Chiaverin, 1982, salienta que o ferro fundido possui capacidade de amortecimento bastante superior à dos aços convencionais. Esta é uma das características mais importantes dos

componentes de ferro fundido em relação aos aços forjados ou usinados, principalmente em situações em que, como no freio, existe a necessidade de absorção de vibrações como forma de amenizar problemas de ruído de alta frequência.

2.2.2.1 - Propriedades de interesse no material do disco em estudo de ruído de freio.

Dentre as propriedades que poderiam ser avaliadas em materiais de disco de freio, no caso, ferros fundidos, e de interesse em um estudo relacionado a ruído, estariam:

- forma e homogeneidade da microestrutura do fundido,
- composição química,
- dureza,
- carga de ruptura (tração, compressão),
- módulo de elasticidade,
- densidade,
- índice de amortecimento,
- frequências naturais e modos de vibração.

2.3 – EQUIPAMENTOS PARA MEDIÇÃO DE RUÍDO DE FREIO.

Um dos equipamentos mais importantes na análise experimental de ruído de freio é o analisador FFT. Com ele, pode-se proceder a instalação de acelerômetros em diversos pontos e em diversos componentes do sistema de freio, permitindo assim a identificação de onde a vibração é gerada ou irradiada, sua amplitude e direção, e determinação dos modos de vibração (análise modal). Exemplo de montagem de acelerômetros em um cavalete de freio está ilustrado na figura 2.3.1. Neste exemplo, pode-se verificar a presença de quatro acelerômetros. O primeiro deles mede a amplitude e frequência de vibrações da pastilha no sentido normal, e os três restantes medem deslocamentos nos sentidos x , y e z , respectivamente, no cavalete de freio.

Na análise das demais características do freio ou da frenagem, transdutores são utilizados para medição de aceleração e pressão, células de carga usadas na monitoração de torque, e termopares para medição de temperatura, sendo todos os sinais captados através de equipamento de aquisição de sinais, em um caso mais sofisticado, ou por leituras em separado das características de interesse em equipamentos mais simples como o manômetro, o desacelerômetro, o registrador de temperaturas, etc..

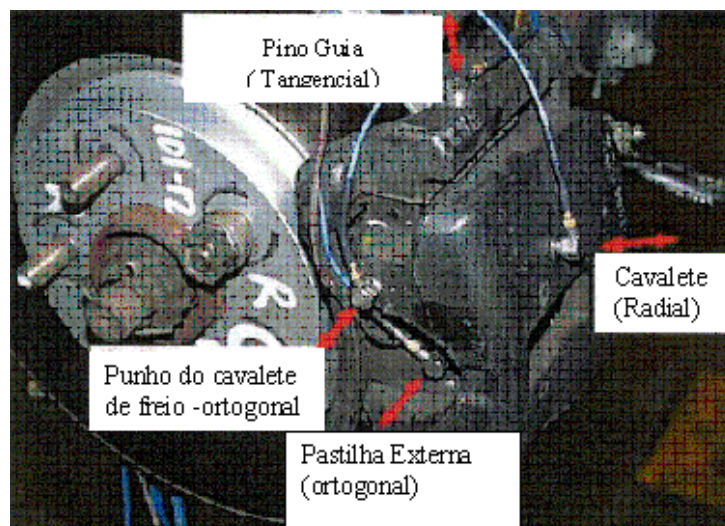


Figura 2.3.1 – Montagem de acelerômetros em um sistema de freio.

Caso haja necessidade de um monitoramento de temperaturas mais completo que a análise pontual proporcionada pelo uso de termopares, um mapeamento de distribuição de temperatura no disco de freio pode ser feito através de medição por câmaras de infravermelho.

Equipamentos de metrologia de alta tecnologia permitem, por medição sem contato, mapeamento de deformações, gravação de imagens térmicas e dinâmicas, ou mapeamento completo de vibrações através de técnicas como a holografia a laser (*Laser Holography*, *Laser Doppler Scanning* [Al Banawi et al., 2000], *Electronic Speckle Pattern Interferometry* (ESPM) [Ettemeyer et al., 2000]). O princípio destas técnicas é a iluminação do componente sob investigação por pulsos extremamente curtos de laser, com tempo de separação entre pulsos da ordem de nanosegundos. As imagens geradas por estes dois pulsos de laser são gravadas por câmaras de alta velocidade e analisadas por algoritmo que fornece como resultado calculado o mapa da deformação de cada ponto do componente analisado entre os pulsos. Exemplos de imagem geradas por tais técnicas, estão ilustrados na figura 2.3.2, 2.3.3a e 2.3.3b, mostrando medições de diferentes modos de vibração em um disco de freio, e o modelo físico ampliado da deformação de um dos modos de vibração.



Figura 2.3.2 – Exemplo de imagens holográficas de modo de vibração de disco de freio.



Fig 2.3.3a: Modo de vibração de disco determinado por holografia.



Fig 2.3.3b: Geometria associada à imagem.

Neste tópico, deve-se mencionar ainda a possibilidade de avaliação de ruído de freio em dinamômetro, desde que este seja dotado de câmara acústica adequada, e disponha da possibilidade de acoplamento de analisador FFT para a aquisição de sinais. Figuras 2.3.4a e 2.3.4b mostram equipamento deste tipo, o qual foi utilizado na parte experimental deste trabalho.



Fig 2.3.4 a – Vista externa de dinamômetro de análise de ruído.



Fig 2.3.4 b – Vista da mesa de controle do dinamômetro de análise de ruído.

2.4 – CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE RUÍDO DE FREIO.

Em se tratando de classificação de ruído, pode-se dizer que não existe um padrão único de conceitos adotados, talvez pelo fato de que isto não seja o mais importante na descrição do ruído, e sim o fato de se conseguir transmitir corretamente a idéia de sobre que tipo de manifestação física está se tratando.

Seguindo os conceitos mais comuns encontrados na literatura, ruídos de freio são classificados em três tipos fundamentais [Abdelhamid et al., 2001]:

- *Judder*.
- Ruído de freio de baixa frequência.
- Ruído de freio de alta frequência.

Judder se refere vibrações de baixa frequência, normalmente 5-150Hz, ou por vezes até 500 Hz. São provocadas durante o acionamento do freio, se propagam através da estrutura do veículo, e geralmente são mais sentidas do que ouvidas.

Este tipo de manifestação se constitui de vibrações forçadas (induzidas), geralmente associadas à oscilação de torque de frenagem, cuja frequência é diretamente proporcional à velocidade de rotação da roda, e que em certas velocidades críticas ressonam com componentes estruturais do veículo, com conseqüente amplificação das vibrações. São vibrações também denominadas de “*structure-born vibration*”.

A percepção de *Judder* pelo motorista se dá através da trepidação do volante, trepidação do pedal ao aplicar o freio, ou através da vibração de partes do veículo, como por exemplo painel, assento ou assoalho [Jacobson, 1998a].

Ruídos de freio de baixa frequência são vibrações que se manifestam em som audível, nas frequências de até 1kHz. São literalmente fenômenos intermediários entre o *Judder* e os ruídos de alta frequência.

Ruído de freio de alta frequência. Se fôssemos utilizar um termo genérico para a descrição de ruídos de alta frequência, este termo seria *Squeal*.

Fazendo uma analogia do comportamento estrutural do freio nos três tipos de ruído tratados [Abdelhamid, 1995], teríamos que:

- Em ocorrências do primeiro tipo (*Judder*), o freio se comporta mais como uma estrutura rígida em relação ao eixo e à suspensão do veículo, que são as estruturas que transmitem e/ou amplificam as vibrações. Por esta razão, vibrações tipo *Judder* são ditas não ressonantes [Lang et al., 1983].
- Em ocorrências do segundo tipo, ressonâncias do freio e do eixo do veículo estão presentes simultaneamente, daí porque ruídos de baixa frequência são denominados ruídos semi-ressonantes, [Lang et al., 1983].
- Em ocorrências do terceiro tipo (ruído de alta frequência), os componentes do sistema de freio é que entram em ressonância. As vibrações geradas nestes casos não se propagam através do eixo, pelo contrário, o ruído gerado no freio é transmitido até o motorista através do ar. Devido a esta característica, ruídos de alta frequência são ditos ressonantes.

Uma síntese da nomenclatura dos diferentes tipos de ruído é feita nos capítulos 2.5 a 2.7. Embora estes conceitos não sejam um padrão seguido por todos os autores, esta é uma tentativa de levantamento dos termos mais usuais.

2.5 RUÍDO DE FREIO TIPO *Judder*.

2.5.1 - Conceitos associados a *Judder*

Existem diversos termos e siglas, utilizados na descrição ocorrências de *Judder*. Para efeito de esclarecimento, os próximos parágrafos são dedicados a descrever um pouco alguns destes termos, ainda que, em alguns casos, nomes diferentes sirvam para descrever fenômenos semelhantes.

- BTV – Variação de torque de frenagem (*brake torque variation*)

Quando o freio é aplicado em condições normais de frenagem é esperado que a resposta em torque varie apenas em função da pressão e da temperatura.

Imperfeições da espessura do disco, deformações de componentes como pneu, roda, freio, suspensão, juntas cinemáticas, etc., atuam como mecanismos que provocam flutuação do torque em torno de um valor médio [Jacobson, 1998a].

BTV também pode ser gerado por variação do coeficiente de atrito local entre a pastilha e o disco, por corrosão do disco, impregnação irregular do material da pastilha em uma região da pista de atrito do disco.

A medição do BTV representa o valor máximo pico a pico da variação de amplitude do torque em torno de um valor médio durante uma frenagem.

- DTV - Variação de espessura do disco (*disc thickness variation*)

A geração de variação na espessura do disco está relacionada a fatores como condição de rodagem, história térmica do par de atrito, manutenção do veículo, run-out inicial do disco de freio (balanceamento).

Quanto maior o batimento inicial do disco de freio (*run-out*), maior será a sua tendência à geração de variação de espessura no disco. Isto seria ocasionado, por exemplo, quando, pelo desbalanceamento do disco, há contato da pastilha com uma determinada região circunferencial do disco e não com outras, sem que haja a aplicação do freio (*Off-brake wear*). Assim, este mecanismo irá provocando um desgaste irregular do disco, com conseqüente variação da espessura e variação de torque no momento de uma frenagem. O efeito do batimento do disco na geração de DTV é ilustrado na figura 2.5.1.1 [Lang et al.,1983].

O aparecimento de variação de espessura no disco é mais comum em veículos que rodam mais na condição de estrada, do que em veículos que rodam mais na condição urbana [Abdelhamid et al., 2001]. No segundo caso, por realização de frenagens mais consecutivas, o

desgaste do disco é mais significativo e tem o efeito de homogeneizar a espessura, e não o contrário. Por razões similares, motoristas cuidadosos perceberão *Judder* mais facilmente em seus veículos que motoristas que dirigem com maior severidade, já que frenagens cuidadosas e de baixa pressão promovem menos a renovação da superfície do disco (desgaste) que frenagens severas [Jacobson, 1998b].

Valores iniciais de DTV para discos de freio novos estão entre 6 e 10 μm [Jank et al., 1993], e tornam-se perceptíveis na forma de *Judder* para um motorista treinado a partir de 15 μm , desde que em um veículo sensível a este tipo de problema.

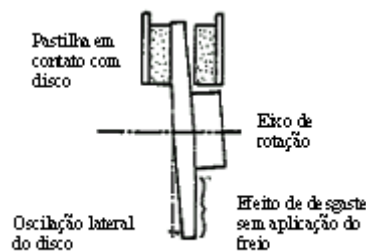


Fig. 2.5.1.1 – Efeito do batimento do disco na geração de DTV [Lang et al., 1983].

- Deformação térmica.

Discos de freio são submetidos a consideráveis cargas térmicas. Altas temperaturas e estresse térmico produzem efeitos indesejáveis, como por exemplo distorção e trincas superficiais, problemas estes, que se tornam mais evidentes se o sistema de freio for subdimensionado.

Deformação térmica do disco pode provocar [Jacobson, 1998b]:

- Ondulação ou empenamento do disco.
- Conicidade do disco.
- Transformação de fase localizada do material do disco.

Transformação de fase pontual pode ocorrer em um disco de freio de ferro fundido em decorrência de um grande aquecimento, superior à temperatura de austenitização (em torno de 720°C), seguido por um rápido resfriamento após a passagem desta parte do disco pela região de atrito com a pastilha, promovendo assim a transformação localizada de perlita em martensita, em pequenos pontos superficiais. A martensita possui volume específico maior que a perlita, por isto provocando pontos de elevações de relevo na superfície do disco. Estes pontos, por terem maior resistência ao desgaste que a perlita, dificilmente são eliminados por desgaste após se formarem.

- Pontos Duros ou (*Hot Spots*).

Geralmente, sua formação está associada à transformação de fase, em que são gerados pontos simétricos no disco com propriedades de maior dureza pela transformação martensítica, e com diferentes propriedades de atrito e desgaste. Ao passar pelo material de atrito, estes pontos duros, geralmente de volume mais saliente que o restante da superfície, e deformação por compressão menor, provocam mais esforço na pastilha que outras regiões do disco, recebendo, por um lado, maior carga térmica, e promovendo, por outro, flutuações na resposta de torque do freio. Medições descritas em Jacobson, 1998b, mostram que nestes pontos pode-se registrar temperaturas superiores a 800°C, com gradientes de temperatura com as regiões mais frias de até 350°C.

A formação de pontos duros, pode ser disparada por fatores geométricos e propriedades do material de atrito, como por exemplo, casos onde os pontos duros coincidem em número e posição com as aletas de um disco ventilado. Neste caso, a combinação de um material de atrito duro, e em condições de frenagem ideais (alta velocidade, baixa desaceleração), faz com que, pela expansão térmica irregular do material do disco haja regiões mais protuberantes da pista de atrito localizadas junto às aletas, e nestas regiões haja formação de pontos de sobreaquecimento, os “*hot-spots*”, que levam à transformação de fase.

- TEI – Instabilidade termoelástica (*Thermo Elastic Instability*).

Geralmente associada a frenagens de baixa desaceleração e altas velocidades, onde a taxa de energia gerada é muito grande e o contato entre disco e pastilha é suave – devido às baixas pressões de frenagem - o que pode causar variação de pressão em diferentes regiões do contato disco-pastilha, e causar a deformação não uniforme do disco. Com o disco deformado, passa-se a verificar oscilação de torque de frenagem (BTV), neste caso, dito por instabilidade termo-elástica [Jacobson, 1998b].

Em freios, a TEI pode estar associada a deformações térmicas de baixa ordem, como por exemplo ovalização do tambor e variação da espessura do disco, ou de alta ordem, geralmente pela presença de pontos duros no disco.

- Frequências de ressonância da suspensão.

Grande parte dos veículos possui frequências naturais em torno de 10 a 20 Hz, o que corresponde a velocidades do veículo de 60 a 130 km/h para Judder de primeira ordem (1 ciclo por rotação da roda) e de 30 a 70 km/h para Judder de segunda ordem (dois ciclos por rotação da roda).

2.5.2 - Tipos de Judder

Judder pode ser classificado com relação à temperatura em que ocorre, ou com relação à ordem de frequência em que se manifesta [Jacobson, 1998a]. A primeira classificação é útil ao se estudar **causas** do problema, enquanto a segunda, é melhor empregada em descrever os **efeitos** do *Judder*.

Cold Judder é o termo utilizado para descrever *Judder* em condições de temperatura inicial de frenagem que não seja alta o suficiente para provocar deformações térmicas do disco, modificações químicas no par de atrito (disco/pastilha), ou instabilidade térmica do freio. Este limite de temperatura, usualmente é tomado como sendo 100°C [Abdelhamid et al., 2001]. Esta categoria de *Judder* está relacionada a causas geométricas, como por exemplo: desbalanceamento estático ou dinâmico do disco, disco deformado por torque de aperto dos parafusos, desgaste irregular, existência de filme de atrito irregular, deformação do pneu.

Hot Judder, ou *Thermal Judder* é o termo usado para condição inicial de frenagem acima do limite de 100°C. Esta classificação está associada a mecanismos geradores de vibrações ocasionados por efeitos de temperatura, como por exemplo distorção do disco a quente; excessiva deposição de material de atrito no disco, gerando irregularidades na superfície de atrito do mesmo; geração de pontos duros devido a transformações localizadas de perlita em martensita.

Desde que *Judder* está relacionado à velocidade do veículo, a frequência do mesmo será múltipla da velocidade instantânea de rotação da roda, e, portanto, da velocidade do veículo, podendo então ser classificado como *Judder* de baixa ordem ou de alta ordem: (*Low Order Judder (LO)* ou *High order Judder (HO)*).

Judder de baixa ordem define vibrações de frequência equivalente a uma ou duas vezes a frequência de giro da roda perturbada (10-50Hz).

Judder de alta ordem possui frequência de vibração da ordem do número de pontos duros do disco, normalmente 6 a 20.

Existem ainda outros termos encontrados em publicações que tratam *Judder* por nomes associados ao efeito percebido da vibração, entre eles, alguns estão descritos abaixo:

Nible: Vibração rotacional (torcional) do volante da direção [Abdelhamid, 1997].

Shake: Vibração lateral ou longitudinal (em relação ao veículo) do volante da direção [Abdelhamid, 1997].

Pulsação do pedal: oscilação de força entre o pedal de freio e o pé do motorista [Abdelhamid et al., 2001].

Roughness: termo usado para descrever *Judder*, mais relacionado ao efeito de aspereza percebido pelo motorista.

Shudder: também é um termo empregado para descrever *Judder* quando o seu efeito é do tipo estremecimento do veículo.

Dynamic Groan é termo empregado para descrever *Judder* resultante de deformação térmica nas nervuras (aletas) do disco ventilado.

2.5.3 Soluções para o problema de Judder

Sensibilidade do veículo

Judder pode ser evitado caso a excitação gerada no sistema de freio não possa ser propagada para a cabine. Isto significa que existem duas maneiras de atacar o problema do *Judder*. A primeira é evitar que a vibração seja gerada por qualquer mecanismo no sistema de freio. A segunda é evitar que a vibração se propague, e esta deve ser preocupação de fabricantes de veículos, ao projetar carros cujas estruturas não respondam à oscilação de força de frenagem [Abdelhamid et al., 2001].

Material de atrito ideal para evitar problemas de Judder

O material de atrito ideal para evitar *Judder* é aquele que produz baixo desgaste do disco em condições de torque residual (*off brake wear*), o que em geral corresponde a condições de baixa temperatura, muito baixas pressões de contato, e médias a altas velocidades – típico de rodagem em estrada.

Ao mesmo tempo, o material de atrito ideal deveria promover acentuado desgaste do disco de freio nas condições de frenagem normais a severas, atuando como agente de correção de irregularidades de desgaste ou homogeneizador da espessura do disco - notar que esta pode não ser uma característica desejada em relação a outros aspectos de projeto.

Assim, por mais que, por requisitos de economia sejam preferidos materiais que promovam muito alta durabilidade para o disco de freio, para fins de eliminação de problemas de *Judder*, materiais que promovam desgaste regular do disco durante a frenagem são mais indicados. Um bom balanço para fins de durabilidade do disco, neste caso, seria a relação de duas trocas de pastilhas a cada troca de disco de freio.

Outras características importantes do material de atrito para evitar problemas de Judder são:

- Materiais mais compressíveis tendem a diminuir a excitação do sistema de freio [Abdelhamid et al., 2001, e Jacobson, 1998b].

- A intensidade das vibrações também depende do tipo de material de atrito utilizado. A simples troca do tipo de pastilhas em um dado sistema estudado por Avilés et al., 1995, levou à eliminação quase que total dos problemas de *Judder*.

- Quanto menor o coeficiente de atrito dos materiais, menor é a sua propensão à geração de vibrações [Avilés et al., 1995].

- Materiais de atrito que apresentam fade são menos propensos a provocar *Judder*. Em trabalho realizado por Barber e Lee, 1994, o efeito de fade em TEI é claramente observado, onde as perturbações de temperatura desaparecem assim que o coeficiente de atrito diminui, ou seja, a perda de coeficiente de atrito a quente ajuda o sistema de freio na estabilização termoelástica. Exemplo deste efeito está ilustrado na figura 2.5.3.1.

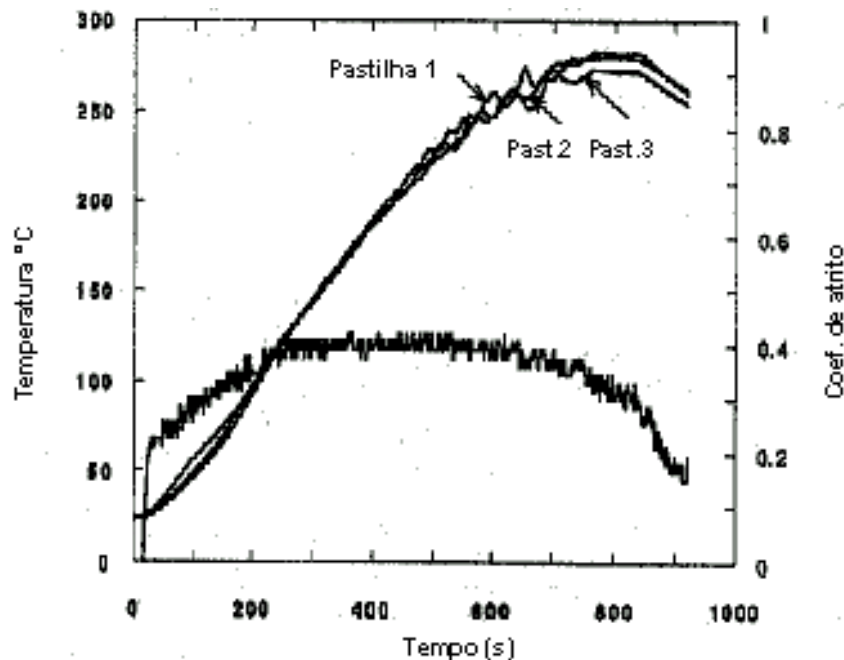


Fig. 2.5.3.1 – Efeito de queda do atrito na estabilização termoelástica [Avilés et al., 1995].

2.6 – RUÍDO DE FREIO DE BAIXA FREQUÊNCIA.

Vários tipos de ruídos de baixa frequência são descritos coloquialmente por seus nomes, alguns dos quais são apresentados a seguir:

Chatter: termo genérico usado para vibrações e ruídos de baixa frequência sem classificação definida [Abdelhamid et al., 2001].

Crunch: vibração de todo o veículo, excitada por *stick-slip* ao final de uma frenagem severa e de alta temperatura [Abdelhamid et al., 2001].

Creep-Groan: vibração de baixa frequência, excitada por *stick-slip*, mas que ocorre a muito baixas velocidades [Abdelhamid, 1997], na transição entre veículo parado e iniciando movimento. Trata-se de uma instabilidade do freio, independente da velocidade da roda, influenciada em parte pela suspensão do veículo, e bastante pelo par tribológico disco-pastilha. Normalmente é um problema mais evidente com freio frio e umidade alta, e manifesta-se em frequências entre 20 e 200 Hz [Brecht et al., 1997].

Este tipo de ruído é mais facilmente detectado quando o veículo é colocado em uma rampa, deixando-o “escorregar” muito lentamente. *Creep-Groan* é um problema muito comum em veículos com transmissão automática, pela característica de que, quando o veículo está engrenado e parado, ao aliviar o pedal do freio, mas sem liberá-lo totalmente, o motor tende a impulsionar o veículo para a frente enquanto o freio continua a segurar o carro. Nesta condição de transição do movimento do disco de parado para girando, aparecem estalos pelo efeito de *stick-slip*, ruído este que caracteriza o *Creep-Groan*.

Por estar mais associado com veículos de transmissão automática, o maior índice de reclamações por *creep-groan* se verifica nos mercados americano e asiático [Brecht et al., 1997]. A figura 2.6.1 mostra as marcas do efeito *stick-slip* em um freio umedecido. No Brasil este tipo de ruído não é tido como problemático.

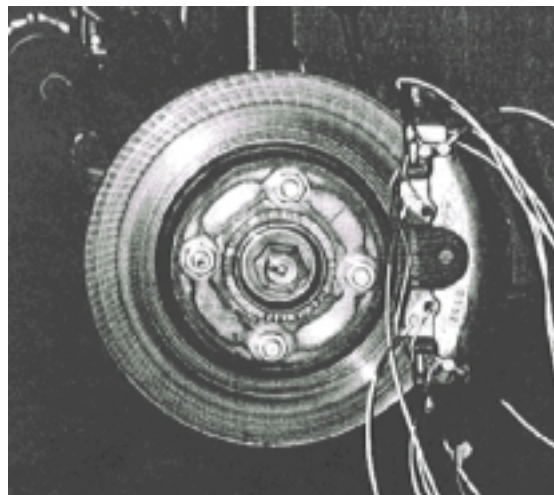


Fig. 2.6.1 – Efeito *Stick-Slip* em freio, gerando *Creep-Groan* [Brecht et al., 1997]

Groan: é uma vibração que envolve ressonância do freio e do eixo do veículo. Geralmente abaixo de 100Hz, ocorre ao final da frenagem, já a baixa velocidade e está associado ao fenômeno de *stick-slip* ou ao gradiente negativo de variação μ -velocidade (diminuição do coeficiente de atrito com a velocidade).

Embora o *groan* esteja na mesma faixa de frequências do *Judder* apresenta como principal diferença o fato de ser uma instabilidade, independente da velocidade do veículo, enquanto *Judder* é uma vibração forçada e cuja frequência é proporcional à velocidade de rotação da roda.

Humming ou **Hum**: É uma instabilidade geométrica, de frequências entre 200 e 400 Hz e é determinada pelo modo de rotação do cavalete de freio (ou caliper) como corpo rígido em torno do seu eixo radial. Está geralmente associado a sistemas de montagem do cavalete com baixa rigidez torsional. Ocorre durante frenagens de baixa desaceleração a altas velocidades ou até sob forma de vibração torsional do cavalete durante período de não aplicação do freio [Lang et al., 1983]. No Brasil ruído deste tipo é tratado por “vaia”.

Moan: é definido como ruído de freio audível, abaixo de 500Hz, é excitado pelo efeito *stick-slip* entre disco e pastilha, e é emitido e amplificado através de componentes do chassi do veículo [Abdelhamid, 1997]. Normalmente é percebido a baixas velocidades e em frenagens de baixa pressão. Este tipo de ruído pode causar grandes dificuldades para o fornecedor do freio em detectar e projetar freios inertes ao problema, uma vez que *moan* é sempre dependente de fatores que estão além do controle do fabricante de freio, como por exemplo, configuração do eixo e da suspensão [Fecske et al., 2000].

2.7 – RUÍDO DE FREIO DE ALTA FREQUÊNCIA.

Squeal: é uma instabilidade do freio, induzida geometricamente pela vibração transversal do disco. Os modos de vibração do disco nestes casos são de baixa ordem diametral, tipicamente 2, 3 ou 4 diâmetros nodais (vide figura 2.7.1), com ângulo de separação entre os nodos maior que o comprimento de contato da pastilha de freio no disco [Lang et al., 1983].

Normalmente, a frequência de manifestação do *squeal* situa-se entre 1kHz e 4 kHz, e é menor que as frequências naturais fundamentais de flexão da pastilha. Por sugestão de Lang et al., 1983, a pastilha e a seção do disco em contato com a mesma, podem ser modelados como vigas rígidas para facilidade de análise, se o comprimento da pastilha for pequeno em relação ao comprimento de onda do modo de vibração do disco, vide figura 2.7.1.

Squeak: é caracterizado pelo envolvimento de modos de vibração do disco de ordem mais alta que no *squeal*, tipicamente 5 a 10 nodos no diâmetro do disco (ver figura 2.7.2), resultando em distâncias entre nodos iguais ou menores que o comprimento da pastilha, e, por isso, com frequências naturais maiores que a frequência natural fundamental de flexão da pastilha [Lang et al., 1983].

Squeak pode ser detectado em diversos tipos de freio, mas é um problema mais comum em cavaletes de freio tipo flutuantes, de apenas um pistão (*single piston sliding calipers*), onde normalmente o comprimento da pastilha é maior. Este tipo de ruído é conhecido por “sibilo” no vocabulário brasileiro.

Dentre as teorias de ruído de freio existentes, a que melhor explica o fenômeno do *squeak* é a teoria do “*sprag-slip*” [Lang et al., 1983], proposta por Spurr, 1961 (ver item 2.8.2).

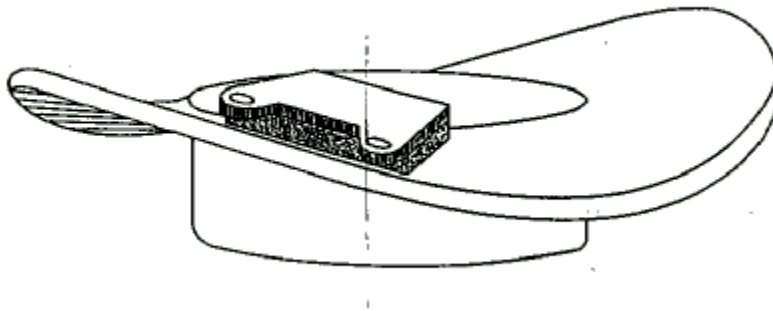


Fig. 2.7.1: Vibração modal de segunda ordem, mostrando grande comprimento de onda, comparado com comprimento da pastilha .

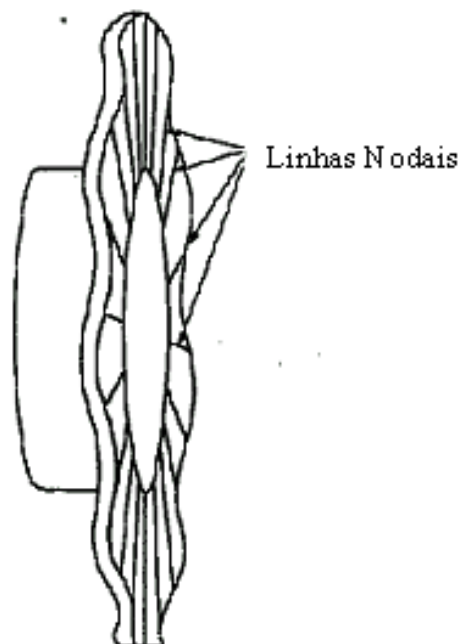


Fig. 2.7.2: Exemplo de modo de vibração de alta ordem em disco de freio.

Squelsh possui som bastante característico que pode ser subjetivamente descrito como similar ao do dedo (ou couro) esfregando em vidro úmido [Lang et al., 1983]. Apesar deste som ser bastante particular, na verdade se trata apenas de uma versão modulada do ruído *squeak* anteriormente descrito, com modulação chegando a 100%. Esta manifestação de ruído é também usualmente tratada por “*Gogan*”.

Wire Brush possui este nome pela similaridade do som produzido por este tipo de vibração, como o de uma escova de aço esfregando em metal. É um tipo de ruído não ressonante, ao contrário dos outros ruídos de alta frequência (*squeal*, *squeack* e *squelsh*). Apresenta a mesma faixa de frequências que o *squeak*, porém com modulação randômica de amplitudes, o que sugere que seja gerado por superposição de oscilações com mesma frequência, mas amplitudes aleatórias. Segundo Lang et al., 1983, *wire brush* é um ruído geralmente detectado antes do desenvolvimento de um forma mais estável que é o *squeak*, portanto, representa uma condição em que as vibrações estão em um limite próximo da estabilidade, e onde forças de fricção aleatórias excitam versões levemente amortecidas de *squeak*. A figura 2.7.3 mostra a comparação de comportamento de ondas das vibrações produzidas por *squeak*, *squelch* e *wire brush*.

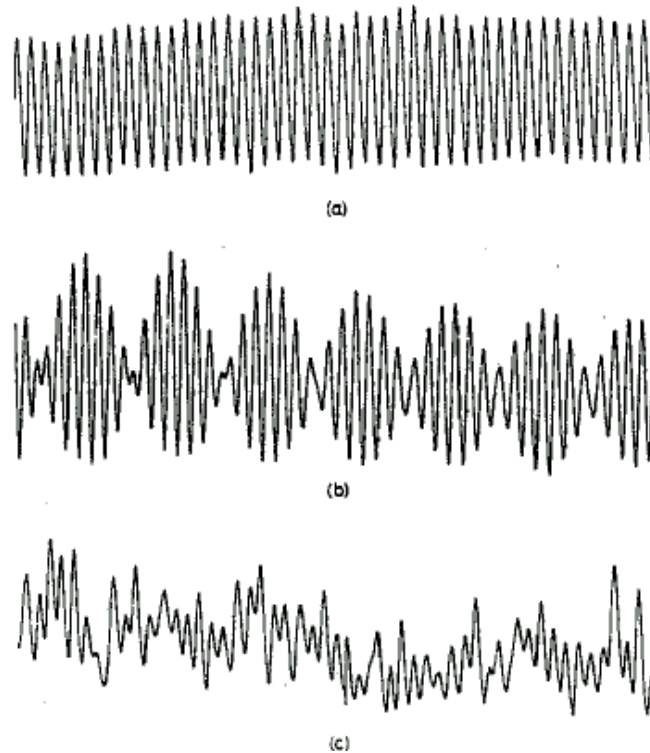


Fig. 2.7.3: Comparação de formas de onda de ruídos de alta frequência tipo: (a) *squeak*, (b) *squelch*, e (c) *wire brush* [Lang et al., 1983]

2.8 – TEORIAS DE RUÍDO DE FREIO

Durante mais de meio século de publicações, foram feitas diversas tentativas de elaboração de uma teoria, ou teorias, que explicassem o fenômeno de geração de ruído de freio. A conclusão da maioria delas é parecida, ao reconhecer que não existe ainda teoria que explique todos os mecanismos de geração de ruído de freio.

Dentre estas teorias, entretanto, algumas se destacam por explicar, mesmo que parcialmente, tipos específicos de ruído [Chen et al., 2000]. Um resumo bastante modesto de cinco das principais teorias é feito a seguir.

2.8.1- Teoria de instabilidade pela variação do coeficiente de atrito com aumento da velocidade.

Teoria publicada ainda em 1938 por H. R. Mills, levou a um consenso inicial de que ruído de freio estaria associado à diminuição do coeficiente de atrito com aumento da velocidade de deslizamento entre o disco e a pastilha, característica comum em boa parte dos materiais de atrito.

A teoria baseia-se na hipótese de que a variação do coeficiente de atrito μ , com relação à velocidade se dá de forma linear e descrita por uma reta de coeficiente de inclinação α . Se α for positivo, μ aumenta conforme aumenta a velocidade de deslizamento; se α é negativo, μ diminui conforme o aumento da velocidade.

Um modelo simples, de apenas um grau de liberdade, conforme o mostrado na figura 2.8.1.1 é usado para demonstrar a geração de instabilidade dinâmica no freio. A equação resultante para este sistema é:

$$Mx'' + (c + \alpha P)x' + kx = P(\mu_s - \alpha V) \quad 2.8.1.1$$

Onde μ_s é o coeficiente de atrito estático, V a velocidade de deslizamento do disco, M a massa do sistema, P a carga perpendicular à massa, k a rigidez do sistema e c o amortecimento. Esta equação possui um coeficiente de amortecimento que pode se tornar negativo quando α for negativo (μ diminui com aumento da velocidade), e, neste caso, o sistema passa a apresentar oscilação instável, ou ruído.

Esta teoria logo foi contestada, ao se elaborarem modelos teóricos que provavam que ruído poderia ocorrer mesmo com coeficiente de atrito estável com velocidade. Mesmo assim, ela ainda é válida para explicar problemas de vibração de freio de baixa frequência, como por exemplo o *Creep- Groan* [Crolla e Lang, 1991].

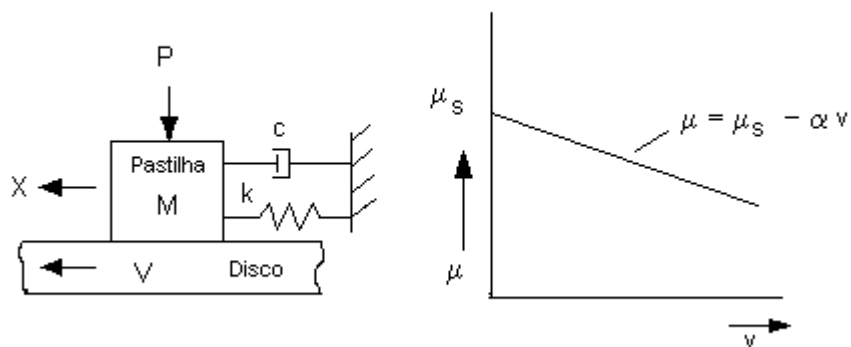


Fig. 2.8.1.1: Modelo mostrando mecanismo μ -velocidade de instabilidade [Crolla e Lang, 1991].

2.8.2- Teoria do *Sprag-Slip*.

O primeiro e mais simples modelo a demonstrar instabilidade, mesmo que com μ constante, foi proposto em 1961 por Spurr, e foi chamado de modelo *Sprag-slip*. Em síntese, o que o teorema propõe pode ser explicado com base na figura 2.8.2.1, onde uma estrutura rígida O'P com pivô em O' é carregada sob um ângulo de inclinação θ , com uma carga L contra uma superfície AB em movimento. Através dos momentos em torno de O' é demonstrado que:

$$F = \frac{\mu L}{1 - \mu \tan \theta} \quad 2.8.2.1$$

Desta forma, quando $\mu = \cot \theta$, a resistência de atrito F se torna infinita. O que Spurr demonstrou através de experimentos foi que a força de atrito F em situações reais aumentava até que $\cot \theta$ se aproximava do valor de μ , quando repentinamente a estrutura O'P saltava, ou, em inglês “*spragged*”, palavra que deu origem ao nome da teoria.

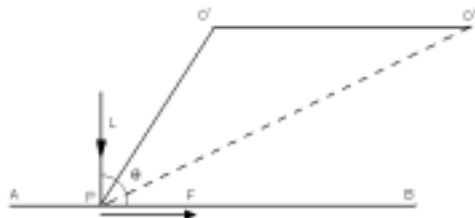


Fig. 2.8.2.1: Modelo simplificado da teoria *Sprag-Slip*, proposta por Spurr em 1961.

Este modelo foi posteriormente aperfeiçoado por Earles e Soar, 1971, através de um modelo um pouco mais completo, conforme o apresentado na figura 2.8.2.2, pelo qual a instabilidade seria determinada para ângulos de ataque θ tais que:

$$\frac{1}{2} (\mu - \tan \theta) \sin 2\theta > C_p - C_d. \quad 2.8.2.2$$

Onde C_p e C_d são os amortecimentos de pastilha e disco, respectivamente.

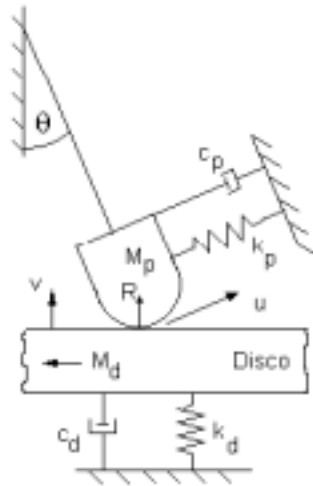


Fig. 2.8.2.2 – Modelo melhorado da teoria do *Sprag-Slip* [Earles e Soar, 1971].

Apesar de bem mais completo, este trabalho ainda não pôde ser aplicado diretamente a sistemas de freio reais (disco/pastilha) uma vez que se tratava de um teorema feito sob análise de um conjunto pino/disco.

2.8.3- Teoria do *Stick-Slip*.

Stick-slip é um exemplo clássico de auto-excitação de um sistema vibratório amortecido, e é caracterizado pela alternância de escorregamento e adesão do material de atrito da pastilha no disco de freio. O mecanismo de excitação é baseado no princípio de que existe uma descarga periódica de determinada quantidade de energia armazenada associada com o amortecimento, e que é liberada em um ciclo da vibração [Rhee et al., 1989].

A teoria do *stick-slip* também não se aplica a todos os tipos de ruído de freio, mas é bastante eficiente ao descrever vibrações de baixa frequência como por exemplo o *Creep-Groan*. Alguns autores fazem menção à teoria *stick-slip* como sendo a mesma da variação do μ versus velocidade.

De acordo com Rinsdorf, 1996, o efeito de *Stick-Slip* é agravado com:

- Baixo índice de amortecimento do sistema c .
- Baixos valores de frequências fundamentais de componentes do freio ω .
- Altos valores de carga normal, N .
- Grande variação entre coeficiente de atrito estático μ_s e coeficiente de atrito dinâmico μ , do material de atrito.

Vale observar que o efeito de *stick-slip* é altamente influenciado pela rigidez do freio K , e pode ser diminuído tanto maior for o aumento da rigidez do freio em torno do seu eixo tangencial (de rotação) [Gouya e Nishiwaki, 1990].

2.8.4 - Teoria do Acoplamento Modal.

A teoria de acoplamento modal parece ser a que mais se adapta em explicar fenômenos de ruído de freio de alta frequência. É também a que permite modelamento teórico mais amplo.

O princípio da teoria de acoplamento baseia-se na hipótese de que ruído ocorre quando os componentes do sistema de freio, principalmente disco e pastilhas, possuem valores de frequências naturais bastante próximos, e, além disso, também possuem modos de vibração de forma geométrica similares, de tal forma que podem se “acoplar” e vibrarem em condições de frequência e forma modal similares, podendo então gerar instabilidade e, conseqüentemente, ruído.

Para um aprofundamento nos conceitos desta teoria sugere-se o estudo dos artigos de Earles e Soar, 1971 e Kitakuru et al., 1984.

Algo que pode-se considerar como uma melhoria da teoria do acoplamento modal leva em conta, além do acoplamento, os efeitos de stick-slip em uma mesma análise [Kitakuri et al., 1984].

Por ser uma teoria que requer bastante uso de cálculo, o modelamento físico que antes era limitado a poucos graus de liberdade – no máximo algumas dezenas, passou para até milhares de graus de liberdade com o uso de análise por elementos finitos, método aliás, que representa a base em que a maior parte das novas pesquisas e desenvolvimentos não-experimentais estão apoiadas na atualidade.

Uma boa idéia do poder computacional com uso do método de elementos finitos pode ser obtido ao se analisar artigos como o de Fecske, Gugino e Janeviv, 2000, onde uma simulação computacional de ruído de baixa frequência é feita utilizando um sistema completo de um freio traseiro modelado em ADAMS[®] e integrado com uma suspensão flexível modelada em MSC/NASTRAN[®], e submetidos a análise dinâmica não linear sob determinadas condições de operação predefinidas. O modelo foi validado com base em experimentações em veículo, e, uma vez “calibrado”, toda a análise de variação de parâmetros pôde ser feita por elementos finitos, ao invés de por testes experimentais, e com resultados de análise dinâmica por simulação muito próximos dos valores do sistema real.

Experiências deste tipo criam a expectativa de que, em alguns anos, características dinâmicas poderão ser preditas com certa precisão ainda durante a fase de projeto e, mesmo que não eliminando a necessidade de experimentação na etapa final, reduzindo em muito as possibilidades de problemas de ruído no projeto final.

2.8.5 Teoria do batimento (*Hammering Theory*) [Rhee et al., 1989].

À luz da teoria do batimento, as outras teorias baseadas no comportamento μ versus velocidade, *stick-slip*, acoplamento modal, ou a combinação de ambas, são formas de descrever as condições nas quais ruído de freio pode ocorrer, mas falham ao não definir claramente os fenômenos físicos que causam o ruído.

Esta teoria, ao contrário das outras, não é baseada em modelos teóricos. Consiste, antes de tudo, de uma hipótese, através da qual os autores Rhee, Tsang e Wang, 1989, tentam explicar os mecanismos que acreditam serem as causas da geração de ruído de freio.

O princípio em que se baseia é a análise dinâmica de componentes, ao observar que, em testes de análise modal, discos de freio chegam a apresentar cerca de 70 a 80 frequências naturais e modos de vibração diferentes, na faixa dos 1000Hz aos 16000Hz. Da mesma forma, a pastilha de freio e caliper apresentam até 30 a 40 diferentes frequências e modos de vibração.

Baseados na observação de que, para um mesmo sistema de freio, as frequências de ruído detectado em um teste de veículo coincidem com aquelas dos componentes do conjunto de freio, os autores Rhee et al., 1989, sugerem que vibrações e ruído podem ser ativados por um mecanismo de excitação, muito similar ao processo de análise modal.

Na análise modal, um martelo pode ser utilizado para excitar (bater) a peça enquanto suas frequências naturais são medidas. Por analogia, durante a frenagem, as irregularidades da superfície de atrito e as variações pontuais das forças de frenagem seriam responsáveis por produzir o efeito de pequenas batidas em muitos pontos diferentes distribuídos na área de contato do par de atrito. Estas micro batidas seriam capazes de provocar a excitação do disco ou da pastilha, até o aparecimento de uma ressonância.

A resposta desta teoria sobre como a vibração é iniciada em um determinado componente é dada de duas maneiras distintas, que se encaixam bem na definição de geração de vibrações tanto de baixa, quanto de alta frequência:

- No caso de baixa frequência, com a existência de pontos duros ou qualquer outra irregularidade no disco, a superfície do mesmo irá apresentar picos e vales. O comportamento da pastilha, ao deslizar por estas irregularidades superficiais poderia ser comparado, em uma analogia, ao movimento de sobe e desce de um bote ao passar por ondas na água. Com estes movimentos, as pastilhas funcionariam como “*shakers*” atuando sobre o cavalete de freio ou sobre o disco de freio, podendo encontrar alguma das frequências naturais destes componentes e levando assim o sistema a vibrar ou produzir ruído. Esta proposta também é coerente com a constatação de maior incidência de ruído a baixas velocidades, a se considerar que, se a velocidade de deslizamento for

muito elevada, não há tempo suficiente para que a pastilha realize o movimento de sobe e desce entre picos e vales da superfície de atrito do disco.

- No caso de alta frequência, considera-se que, mesmo durante o deslizamento, há, entre pastilhas e disco, pontos de contato estático momentâneos, com deformação elástica tanto de material da pastilha quanto do disco, até que haja o descolamento destes pontos e, na continuidade do movimento, a energia elástica acumulada seja liberada e funcione com o mesmo efeito de “*microshakers*” espalhados ao longo da superfície da pastilha, funcionando como fonte de energia de excitação de vibração dos componentes.

Em uma análise imparcial, os argumentos em que esta hipótese se baseia são realísticos, uma vez que a superfície de contato entre disco e pastilha no campo microscópico é bastante irregular, e apenas uma pequena parcela da superfície fica realmente em contato, vide figura 2.8.5.1. Durante o deslizamento, ao se encontrarem picos da superfície do disco com picos da superfície da pastilha, ocorre o fenômeno da adesão, seguido de deformação elástica, deformação plástica e ruptura. Esse mecanismo se associa com a descrição do fenômeno de *stick-slip*, ou mesmo do *sprag-slip*, que são teorias descritas anteriormente. A diferença, porém, segundo os autores, é que, *stick-slip* é apenas um mecanismo secundário do batimento (*hammering*), ao passo que o último descreve o fenômeno físico pelo qual a ação do freio é levada a excitar alguma das frequências fundamentais dos seus componentes gerando o ruído.

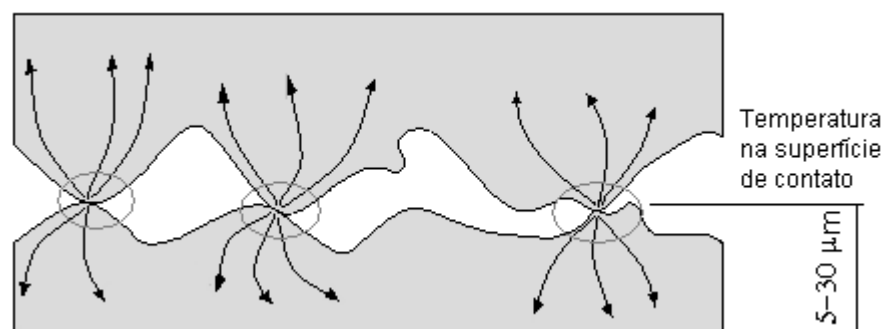


Fig 2.8.5.1: Esquema do perfil das superfícies de contato em escala microscópica [Thuresson, 2000].

2.9 – MODELAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO.

A idéia de se apresentar um tópico falando deste assunto está longe da pretensão de mostrar como um freio deveria ser modelado, pois já existem prontos e disponíveis em literatura, seguramente, dezenas de modelos, mas que são bastante diferentes, com simplificações e hipóteses bastante distintas, e que levam, muitas vezes, a conclusões e a resultados também diferentes.

Por esta razão, o que é apresentado a seguir é um dentre diversos modelos, dos mais simples encontrados, que tem como objetivo proporcionar uma visualização genérica de que tipo de variáveis, hipóteses e simplificações podem ser levadas em conta na hora de modelar um sistema de freio, seja para busca de uma solução analítica, seja para busca de uma solução por elementos finitos (o mais usual). Com este intuito, o modelo selecionado e aqui apresentado é o proposto por Blaschke et al., 2000.

No modelo selecionado, esquematizado na figura 2.9.1, a pastilha é representada por um sistema de três graus de liberdade (uma massa M_{p1} com um grau de liberdade e uma massa M_{p2} com dois graus de liberdade). O disco é representado por um sistema de dois graus de liberdade. A carga P representa a pressão de frenagem sobre a pastilha, e o disco (massa M_d) se desloca a uma velocidade constante V , o que representa a rotação do mesmo. O deslocamento relativo entre pastilha e disco leva a forças de atrito entre M_{p2} e M_d . Supondo que a força de interação entre pastilha e disco seja denominada de \tilde{N} , então, conforme mostrado na figura 2.9.2, a força de atrito será $\mu\tilde{N}$, onde μ é o coeficiente de atrito, que pode, ou ser tomado como constante, ou ser tomado como função da velocidade de deslizamento, conforme ilustrado na figura 2.9.3.

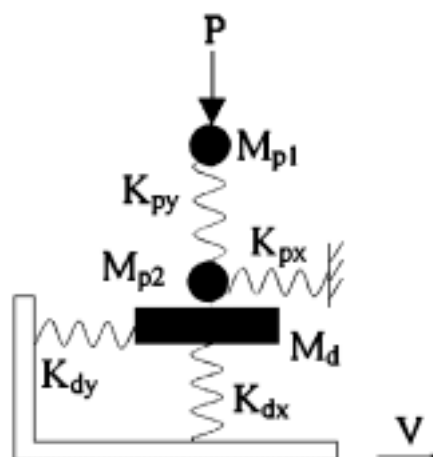


Fig. 2.9.1: Visualização esquemática do modelo de disco e pastilhas com 5 graus de liberdade [Blaschke et al., 2000].

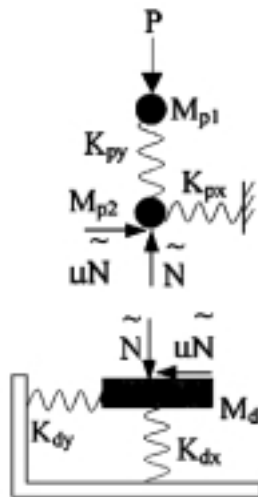


Fig. 2.9.2: Esquema de geração de componentes de força de atrito entre disco e pastilha com velocidade de deslocamento [Blaschke et al., 2000].

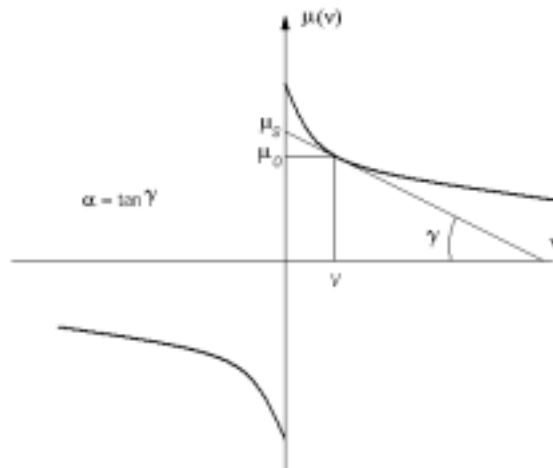


Fig. 2.9.3: Ilustração típica de variação de coeficiente de atrito em função da velocidade, que pode ser determinado para cada pastilha [Blaschke et al., 2000].

O estabelecimento das equações do sistema disco-pastilha esquematizado segundo a figura 2.9.1, ficaria como segue:

$$\begin{pmatrix} M_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{p2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{p2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y''1 \\ y''2 \\ x''2 \\ y''d \\ x''d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{py} & -K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ -K_{py} & K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{px} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{dx} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y1 \\ y2 \\ x2 \\ yd \\ xd \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P \\ \tilde{N} \\ \mu \tilde{N} \\ -\tilde{N} \\ -\mu \tilde{N} \end{pmatrix} \quad (2.9.1)$$

Para as equações acima, exceto para o caso da força P , todos os demais termos são forças internas a serem determinadas de acordo com as respostas do sistema.

Definindo uma condição inicial de equilíbrio quase-estático, quando o disco se movimentar a uma velocidade constante V , e supondo que o sistema não vibre, teremos todos os termos de aceleração iguais a zero, zerando, portanto, a componente resultante do produto [massa]*{aceleração}, e ficando as equações de equilíbrio como estabelecido a seguir:

$$\begin{pmatrix} K_{py} & -K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ -K_{py} & K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{px} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{dx} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_{10} \\ y_{20} \\ x_{20} \\ y_{d0} \\ x_{d0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P \\ N_0 \\ \mu v N_0 \\ -N_0 \\ -\mu v N_0 \end{pmatrix} \quad (2.9.2)$$

onde, μv corresponde ao coeficiente de atrito dependente da velocidade, conforme figura 2.9.3, e os termos P e N_0 correspondem à pressão de frenagem e à força resultante de atrito na condição zero (equilíbrio quase-estático).

Agora, escrevendo os termos de deslocamento (x e y) em qualquer instante t como sendo iguais aos valores na condição quase-estática (x_0 e y_0) somados a termos de deslocamento em relação ao equilíbrio (denominados X e Y), fica que:

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ x_2 \\ y_d \\ x_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ X_2 \\ Y_d \\ X_d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} y_{10} \\ y_{20} \\ x_{20} \\ y_{d0} \\ x_{d0} \end{pmatrix} \quad (2.9.3)$$

Da mesma forma, a componente de força normal em função do tempo pode ser escrita como sendo:

$$\tilde{N}(t) = N_0 + N(t) \quad (2.9.4)$$

Desta forma, é possível obter as equações dinâmicas do sistema em torno do seu estado de equilíbrio, como a seguir:

$$\begin{pmatrix} M_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{p2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{p2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Y''_1 \\ Y''_2 \\ X''_2 \\ Y''_d \\ X''_d \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{py} & -K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ -K_{py} & K_{py} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{px} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{dx} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ X_2 \\ Y_d \\ X_d \end{pmatrix} =$$

$$\begin{vmatrix} P - P \\ \tilde{N} - No \\ \mu \tilde{N} - \mu vNo \\ -\tilde{N} - (-No) \\ -\mu \tilde{N} - (-\mu vNo) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ N \\ \mu(N + No) - \mu vNo \\ -N \\ -\mu(No + N) + \mu vNo \end{vmatrix} \quad (2.9.6)$$

Da segunda equação da matriz acima, N pode ser escrito como:

$$N = M_{p2} Y''_2 - K_{py} Y_1 + K_{py} Y_2 \quad (2.9.7)$$

Já o coeficiente de atrito pode ser escrito como função da velocidade como:

$$\mu = \mu_v - \alpha(X'_d - X'_p), \quad (2.9.8)$$

X'_d corresponde a velocidade do disco e X'_p corresponde a velocidade da pastilha.

Das duas equações acima, pode-se escrever que:

$$\begin{aligned} & \mu(No+N) - \mu_v No \\ &= [\mu_v - \alpha(X'_d - X'_p)](No + M_{p2} Y''_2 - K_{py} Y_1 + K_{py} Y_2) - \mu_v No \\ &= \mu_v M_{p2} Y''_2 - \mu_v K_{py} (Y_1 - Y_2) - \alpha(X'_d - X'_p) No - \alpha(X'_d - X'_p) M_{p2} Y''_2 \dots \end{aligned} \quad (2.9.9)$$

Uma condição de contorno necessária para a solução deste sistema é que não haja perda de contato entre a pastilha e o disco durante a vibração, de tal forma que $Y_d = Y_{p2}$.

Substituindo as equações (2.9.7) e (2.9.9) na equação (2.9.6), e desprezando os termos não lineares, as equações dinâmicas do sistema linearizado no estado de equilíbrio podem ser derivadas como a seguir:

$$\begin{vmatrix} Mp1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Mp2 + Md & 0 & 0 \\ 0 & -\mu_v Mp2 & Mp2 & 0 \\ & \mu_v Mp2 & 0 & Md \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y''_1 \\ Y''_2 \\ X''_2 \\ X''_d \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\alpha No & \alpha No \\ 0 & 0 & \alpha No & -\alpha No \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ X_2 \\ X'_d \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} Kpy & -Kpy & 0 & 0 \\ -Kpy & Kpy + Kdy & 0 & 0 \\ \mu_v Kpy & -\mu_v Kpy & Kpx & 0 \\ -\mu_v Kpy & \mu_v Kpy & 0 & Kdx \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ X_2 \\ X_d \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (2.9.10)$$

A equação 2.9.10 pode ser resolvida por software matemático, de forma a obter os seus autovalores complexos (os autovalores serão complexos por que as matrizes de massa e rigidez são não simétricas).

Uma vez obtidos os autovalores, a estabilidade do modelo (ou do sistema simplificado) pode ser avaliada. Se um dos autovalores demonstrar característica de amortecimento negativo, a solução apresenta um possível modo de ruído de freio.

Apresentado o modelo acima, vale o comentário a respeito de sua simplicidade (apenas cinco graus de liberdade), mas que, mesmo assim, já envolve procedimentos matemáticos trabalhosos. A complexidade cresce à medida que mais graus de liberdade são acrescentados ao sistema, e esta é a limitação principal do modelamento, já que o número de graus de liberdade do sistema real é imenso, obrigando assim, a que se assuma um número muito grande de simplificações que podem vir a descaracterizar o sistema ou a não levar em conta aspectos importantes.

2.10 – PREDIÇÃO DE RUÍDO DE FREIO

2.10.1 - Predição de ruído de freio por análise da geometria do par de atrito e análise modal.

O modelo apresentado a seguir é baseado na proposta feita por Fieldhouse, 1999, e somente se aplica a casos de ruído de freio de alta frequência (ressonantes). De fato estas idéias pouco se aplicam na solução de problemas de ruído de freio, mas em muito contribuem na tentativa de entendimento do fenômeno vibratório que se desenrola durante uma manifestação de ruído de freio de alta frequência. Os parágrafos a seguir referem-se a alguns conceitos prévios a serem salientados antes da descrição da teoria proposta pelo autor.

Forças de atrito, ao contrário do que seria esperado em um comportamento de frenagem ideal, não são estáveis, e sim, altamente randômicas, e dependentes de outros aspectos não menos difíceis de medir com precisão como: área efetiva de contato entre as superfícies de atrito, deformação elástica, adesão e deformação plástica dos materiais, rugosidade, rigidez, distribuição de pressão e temperatura na área de contato, velocidade, etc.. Desta soma de variáveis resulta que a distribuição das componentes de força, tanto normal quanto tangencial, sejam sempre oscilantes durante a frenagem.

Por outro lado, instabilidades dinâmicas do freio (vibrações) envolvem comportamentos nem sempre previsíveis a partir da análise das peças individuais do sistema de

freio, uma vez que estas, quando montadas no conjunto do freio, passam a não mais exibir as características dinâmicas apresentadas enquanto analisadas como componentes separadamente.

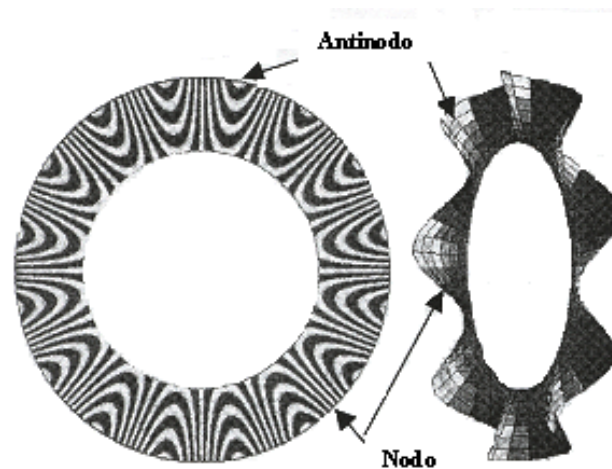


Fig. 2.10.1.1: Formato de onda tipo carrossel, verificada no disco durante geração de ruído de freio de alta frequência [Fieldhouse, 1999].

Ao se avaliar comportamento de componentes de freio durante ocorrências de ruído, foi observado que, quando o disco de freio gera ruído, o mesmo vibra em um modo transversal, apresentando formato de onda tipo carrossel ao longo de seu diâmetro, conforme ilustrado na figura 2.10.1.1. Nesta figura é apresentado o modelo de um disco em modo de vibração de 8ª ordem, onde as 16 máximas amplitudes (8 positivas e 8 negativas) são denominadas anti-nodos, e os pontos onde o disco se mantém em sua posição como se não deformado são os nodos. No caso, a imagem 2D corresponde à aparência deste modo de vibração em imagem holográfica, e a imagem 3D exemplifica o formato de onda aumentado a que estaria sujeito disco.

As formas de vibração modal de ordem 2, 3, 4...n do disco, irão se manifestar em frequências específicas, crescentes com o aumento da ordem modal, e dependentes do formato do disco. Em caso de medição de vibrações livres, para cada modo de vibração, a posição entre os antinodos no disco é angularmente simétrica. Por exemplo, quando houver vibração modal de 2ª ordem, haverão quatro antinodos a 90°; quando de 3ª ordem, seis antinodos a 60°; 4ª ordem, oito antinodos a 45°; e assim sucessivamente.

É possível, para um determinado disco de freio, estabelecer uma relação entre ordem de vibração modal, frequência em que ela se manifesta e ângulo entre seus antinodos. Esta relação foi determinada no estudo de caso apresentado por Fieldhouse, e os resultados estão mostrados na tabela 2.10.1.1. A figura 2.10.1.2 corresponde a um gráfico construído a partir dos dados da tabela 2.10.1.1, e, a partir dos pontos obtidos, foi traçada uma curva de tendência que

serve para estimativas de frequências para ângulos entre antinodos diferentes dos registrados na tabela. Assim, para um determinado disco de freio, é possível, uma vez medido o ângulo entre os espaçamentos nodais do disco na condição livre, estimar a frequência em que o ruído está ocorrendo na condição de uso. Por exemplo, para o caso ilustrado, se um ângulo hipotético entre dois antinodos durante ocorrência de ruído fosse verificado como sendo 50 graus, pelo gráfico de 2.10.1.2 poderíamos estimar a frequência deste ruído como sendo em torno de 2.600Hz.

A observação mais importante deste trabalho é que, quando um par de pastilhas pressionado contra um disco girando gera ruído e resulta em onda vibratória de determinado formato, **sob a área de contato da pastilha com o disco estará presente um número inteiro de antinodos**. Como o ângulo da região do disco em contato com a pastilha dificilmente será um múltiplo inteiro do ângulo formado pelos espaçamentos nodais, isto significa que **haverá a tendência dos anti-nodos se comprimirem (ou se expandirem) para se acomodarem em número inteiro sob a área da pastilha em efetivo contato com o disco**, conforme ilustrado na figura 2.10.1.3.

Ordem de vibração modal diametral do disco	Espaçamento entre nodos (em graus)	Análise Modal (Hz)
2	90	1510
3	60	2030
4	45	3060
5	36	4423
6	30	6050
7	25,7	8000
8	22,5	10050
9	20	13000

Tabela 2.10.1.1 – Ordem de vibração modal diametral e sua relação com ângulo entre antinodos e frequência de cada um dos modos de vibração de um disco de freio na condição livre.

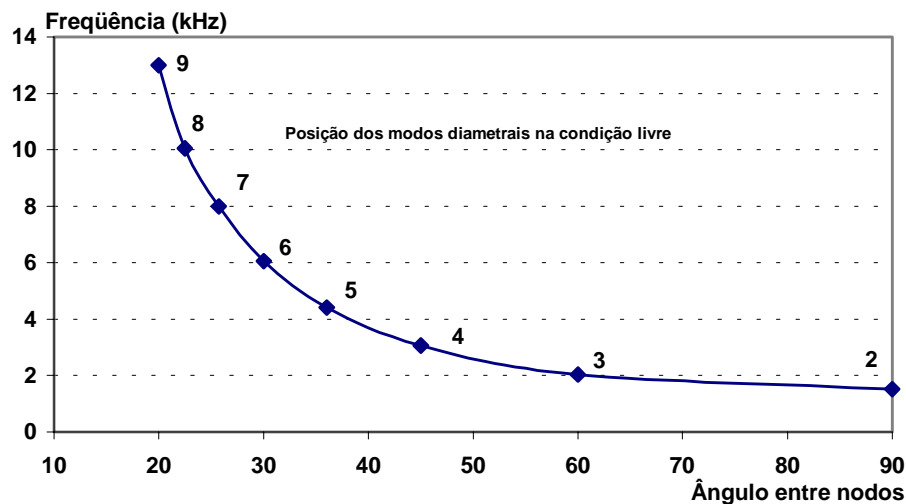


Figura 2.10.1.2 – Gráfico da ordem de vibração modal diametral e sua relação com ângulo entre antinodos e frequência de cada um dos modos de vibração de um disco de freio na condição livre

Das duas possibilidades anteriores, em geral os anti-nodos se comprimem para se posicionarem sob área de contato disco-pastilha. Isto significa que, mantida a ordem modal, os anti-nodos livres ao redor da pastilha terão que aumentar o seu ângulo de espaçamento, e, como consequência, a frequência do ruído será ligeiramente menor que a frequência natural do disco para aquela ordem modal na condição livre. Para confirmar isto basta ver que, na curva da figura 2.10.1.2, ao se aumentar o ângulo de espaçamento entre os antinodos a frequência diminui.

A característica ilustrada na figura 2.10.1.3 mostra o perfil do disco expandido linearmente. O caso “A” mostra a condição de aplicação de uma pressão nominal de frenagem. Há geração de ruído e dois antinodos se comprimem para se posicionarem sob a área de contato da pastilha. **Os antinodos livres** (fora da área de contato) **se expandem**, e, como são estes que determinam a frequência do ruído gerado, o ruído se manifestará em frequência **menor** que a vibração modal de mesma ordem para o disco no estado livre.

O caso “B” mostra que, com o aumento da pressão de frenagem, os dois antinodos sob a pastilha ficam menos comprimidos, e, por consequência, os antinodos livres precisam expandir menos que no caso “A”, e provocando um leve aumento na frequência do ruído em relação a “A”, mas ficando ainda abaixo da frequência correspondente a do disco no estado livre, até que, em “C”, com aumento continuado da pressão de frenagem, a pastilha fica “impossibilitada” de manter dois antinodos sob sua área de contato, resultando em expansão de um antinodo que permanece sob a área de contato, e havendo **compressão dos demais**

antinodos livres restantes. Isto pode resultar que a frequência do ruído se torne **maior** que a correspondente do disco na condição livre, ou pode resultar que o ruído cesse e o sistema permaneça silencioso.

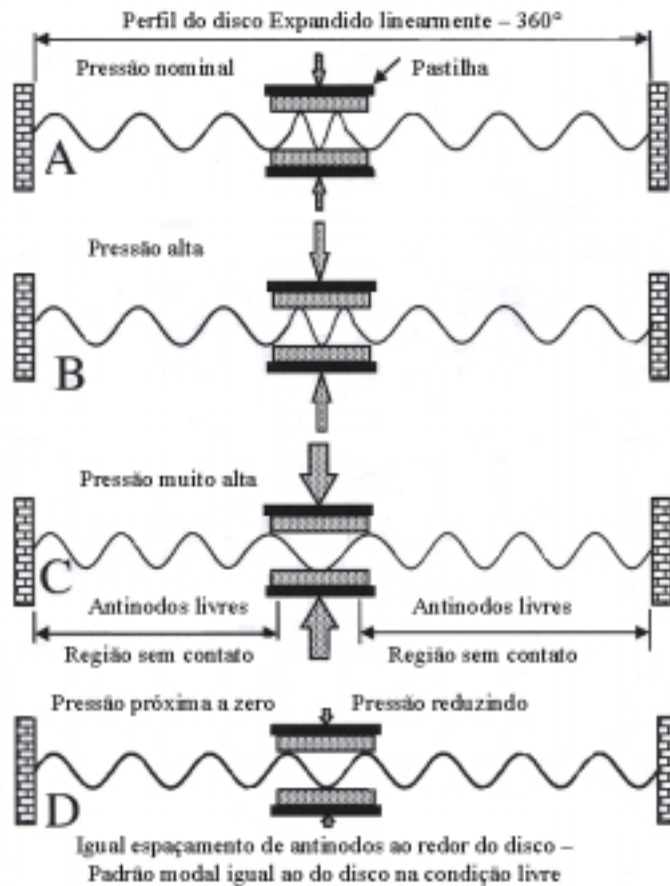


Figura 2.10.1.3: ilustração do comportamento de compressão ou expansão dos antinodos ao se “acomodarem” sob a área de contato da pastilha no disco em diferentes condições [Fieldhouse, 1999].

O caso D ilustra uma situação especial, em que o espaçamento angular da área de contato efetivo da pastilha coincide com o (ou é múltiplo inteiro do) ângulo entre antinodos de um dado modo de vibração do disco. Nestes casos, é possível que haja ocorrência de ruído de grande amplitude com pressões de frenagem bastante reduzidas, tendendo a zero.

As observações descritas de “A” a “C” são importantes para explicar alguns fenômenos que ocorrem durante a frenagem, do tipo: por que o ruído de freio muda de frequência ou desaparece quando se aumenta ou diminui a pressão de frenagem, por que a frequência característica de um sistema de freio tende a ser em geral um pouco menor que uma frequência natural do disco, por que a condição de ressonância do freio muda ao se aplicar chanfro a uma pastilha, etc.

Um estudo de caso real que ilustra as variações do tipo das descritas nos itens “A”, “B” e “C” da figura 21 é descrito pelo autor. Trata-se de um caso de vibração de 7ª ordem modal do disco, em que, a uma pressão convencional inicia-se a geração de ruído a 7800Hz. Com o aumento da pressão de frenagem de 0.2MPa para 0.5MPa a frequência do ruído aumenta até perto de 8000Hz, quando o ruído então desaparece. Neste caso, seguindo-se o aumento de pressão o ruído volta a surgir novamente em uma frequência próxima aos 9000Hz, e, com o aumento continuado da pressão a frequência aumenta até cerca de 9700Hz. O estudo do fenômeno físico que ocorre nestas transições é resumido a seguir, e a sua dedução pode ser acompanhada com a visualização proposta pela figura 2.10.1.4.

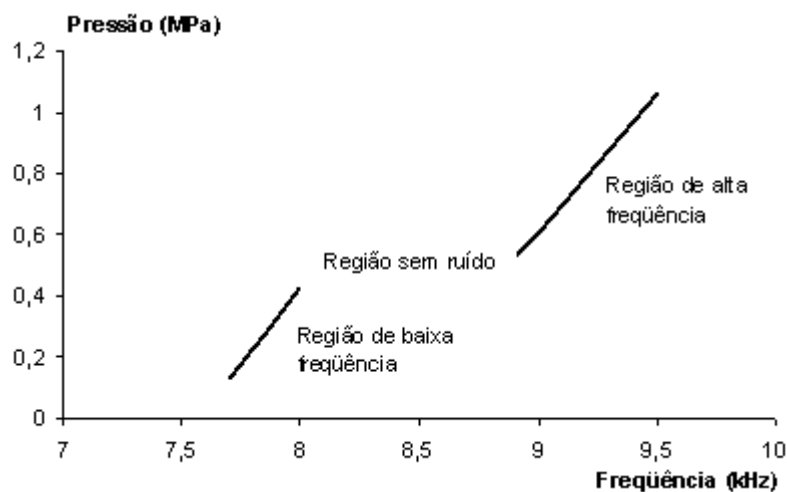


Fig. 2.10.1.4: Comportamento de ruído no mesmo freio, em duas situações distintas. Na primeira com a presença de dois antinodos sob a área de contato da pastilha e na segunda com apenas um anti-nodo [Fieldhouse, 1999].

O disco de freio deste caso, na condição livre, apresenta vibração de 7ª ordem modal com frequência de 8.400Hz. Ao se iniciar frenagem com pressão convencional há dois antinodos comprimidos sob a área de contato da pastilha, os cinco antinodos livres restantes expandem, e por isso a frequência de ruído do freio é menor que os 8.400Hz da condição equivalente do disco na situação livre. Ao se aumentar a pressão, a compressão dos dois antinodos confinados na área de contato vai ficando menor, a expansão dos anti-nodos livres também fica menor e conseqüentemente a frequência aumenta, mesmo permanecendo abaixo dos 8.400 Hz. Após uma pressão de transição em torno de 0.5MPa, apenas um antinodo permanece sob a área de contato pastilha-disco (ao invés de dois como anteriormente). Com apenas um antinodo expandido, os demais antinodos livres comprimem, aumentando a frequência do ruído para valores acima dos 8.400Hz da condição do disco livre, e, daí por diante, quanto maior a pressão, mais aumenta

expansão do antinodo confinado, mais aumenta a compressão dos antinodos livres, e mais aumenta a frequência do ruído gerado.

Para o estudo de caso descrito acima, foram feitas imagens holográficas que registraram a presença de dois antinodos sob a área de contato da pastilha na condição de pressão convencional, e posterior imagem com registro de apenas um antinodo sob a área da pastilha para o mesmo freio na condição de alta pressão. Estas imagens, juntamente com a esquematização dos nodos e antinodos do disco avaliado são mostradas na figura 2.10.1.5. Observar que o caso é de vibração modal de 7ª ordem, havendo portanto 14 antinodos ao longo do diâmetro do disco.

Um estudo mais detalhado do comportamento simultâneo de disco e pastilha durante estas duas manifestações principais de frequências mostra que as variações estão relacionadas com o número de antinodos do disco sob a área de contato com a pastilha, e também com o modo de vibração da pastilha, que até então não havia sido mencionado. Segundo observado, no caso das frequências mais baixas, a pastilha estava vibrando em um modo de flexão, enquanto que, na faixa de frequências mais altas, estava em um modo de torção. Esta acomodação dos antinodos do disco com os modos de vibração da pastilha é citada pelo autor como de participação importante na composição de faixas de frequência em que o disco ressona, e, embora não discutida a fundo no trabalho, permite uma brecha para que se associe este fenômeno com os conceitos da teoria do acoplamento modal entre disco e pastilha, mencionada anteriormente no item 2.8.4.

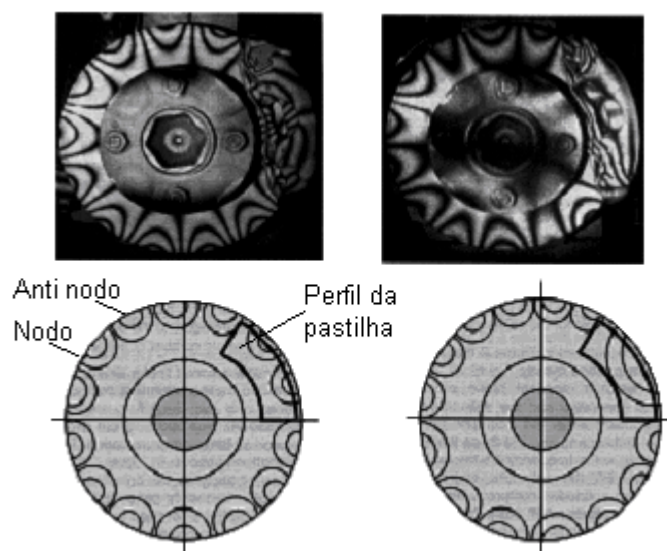


Fig. 2.10.1.5: Imagens holográficas e esquema da distribuição dos antinodos ao longo do disco para vibração modal de sétima ordem. À esquerda, presença de dois antinodos sob a área de contato da pastilha, à direita, para o mesmo freio com o aumento da pressão, apenas um antinodo sob a área de contato da pastilha [Fieldhouse, 1999].

Uma melhor compreensão do método de predição das frequências de ruído de freio proposto por Fieldhouse pode ser encontrada no trabalho do referido autor, onde, além de exemplos de estudos de caso descrevendo o método, podem ser obtidas sugestões úteis na determinação de área efetiva de contato da pastilha com o disco, equipamentos e métodos de medição de modos de vibração do disco, valores mínimos e máximos de redução angular de antinodos do disco na compressão sob área de contato etc. O uso destas informações e deste método pode ser útil em detectar problemas potenciais de ruído de freio de alta frequência, e neste caso, oferece a oportunidade de correção em um estágio menos avançado de desenvolvimento de um freio de maneira menos dispendiosa que as tentativas de correção após conclusão do projeto. Trata-se, portanto, de uma ferramenta útil na etapa de projeto do freio.

2.10.2 Predição de ruído de freio por similaridade de frequências modais planares e transversais do disco de freio.

Este método, proposto por Chen et al., 2000, também se aplica a ruído de alta frequência, e propõe que é possível prever a ocorrência de ruído de freio através de uma análise modal detalhada do disco de freio.

Este trabalho é embasado no fato de que, durante a frenagem são induzidas no disco dois tipos de vibrações: uma que pode ser chamada planar (tangencial ou radial) que ocorre no sentido do plano do disco, e outra transversal (no sentido ortogonal ao plano do disco). A verificação apresentada dá conta de que um dos mecanismos mais significativos de acúmulo energético é a simples troca de energia entre os modos de vibração planares e transversais do disco em um estado de ressonância interna, ou, simplesmente, acoplamento. Esta troca de energia entre modos planares e transversais de vibração do disco é colocada como sendo a chave para a geração do ruído de freio.

Conforme observado em diversos sistemas de freio, instabilidade, ou ruído, tende a ocorrer em frequências de ressonância um pouco inferiores às frequências naturais do disco – o que está de acordo também com o descrito em 2.10.1. Outra observação importante é que, em geral, o ruído de alta frequência coincide com uma das frequências naturais **planares** do disco. Para isto, o ruído de freio seria produzido pelas vibrações transversais, conforme descrito em 2.10.1, mas ressonaria na frequência dos modos planares.

Durante o processo de atrito disco-pastilha, as amplitudes e frequências de excitação atuam em uma ampla faixa de varredura, devido às variações de distribuição de forças normais e tangenciais de frenagem, e a outras variações como pressão, velocidade, temperatura,

rugosidade etc.. Esta faixa de variação de amplitudes e frequências de vibração é capaz de excitar, em geral, todos os modos planares e transversais de ressonância do disco.

Quando a frequência de um modo planar coincide, ou está muito próxima à frequência de um modo transversal, a energia de vibração do modo transversal é transmitida facilmente ao modo planar, induzindo o ruído. Isto explica as observações feitas pelos autores de que a frequência de ressonância dominante durante o processo de atrito ocorre quando frequências naturais dos modos planar e transversal do disco estão alinhadas (próximas), ou seja, quanto maior a separação dos valores de frequência dos modos planares e dos modos transversais do disco de freio, menor a probabilidade de ocorrência de ruído.

Rigidez do disco, distribuição de massa do disco e demais componentes do freio, e, principalmente, índice de amortecimento do disco são as características listadas como mais importantes no sentido de alterar as regiões de instabilidades do freio.

Cinco estudo de casos diferentes freios foram reportados, com registro de ocorrência de ruído acima de 4 kHz. Estes estudos confirmaram resultados de que, além das ocorrências de ruído se manifestarem onde modos planares e transversais estavam próximos, as frequências do ruído gerado tendiam a coincidir com as do modo planar, e, muito importante, na maioria dos casos, a frequência do modo planar era próxima, mas de valor inferior à do modo transversal.

Esta última constatação é similar à que foi proposta em 2.10.1, apesar de obtida por meios distintos, na medida que ambos registram a ocorrência mais comum de ressonância em frequências ligeiramente inferiores às frequências naturais de modos de vibração transversal do disco: aqui por associar a coincidência da frequência de ressonância com a de um modo planar adjacente e lá por associar a compressão de antinodos sob a área de efetivo contato pastilha-disco com conseqüente expansão angular entre os demais antinodos e redução da frequência de ressonância.

Estes dois modelos, embora levem a uma constatação similar, empregam hipóteses, à primeira vista, bastante distintas. Em um primeiro momento não está clara qual seria a relação que possa unir estas hipóteses a um fenômeno físico comum, que no caso é o ruído. O que de fato se verifica, é que ambos os modelos estão bastante coerentes com muitas observações de ruído conhecidas, e que estão bem ancorados em estudos de caso reais.

2.11- ARTIFÍCIOS UTILIZADOS PARA MINIMIZAR PROBLEMAS DE RUÍDO DE FREIO.

2.11.1 – Uso de placas anti-ruído.

Sem margem de dúvida, o uso de placas anti-ruído, é o artifício mais amplamente utilizado na tentativa de evitar problemas de ruído de freio. Sua difusão é tanta, que é raro o novo projeto do freio de um novo veículo a não utilizar este tipo de “aditivo” como forma de diminuir a probabilidade de o freio apresentar ruído.

A indicação do uso destes materiais, no entanto, não se dá para todos os tipos de ruído, mas apenas para ruídos do tipo ressonante, ou de alta frequência. Isto porque, conforme descrito nos capítulos anteriores, em ruídos de alta frequência, a ressonância ocorre diretamente no conjunto pastilha/disco/cavalete de freio, impulsionada pelas instabilidades das forças de atrito. Em casos deste tipo, a placa anti-ruído pode atuar tanto como **amortecedor** de vibrações quanto como **modificador** de frequências, impedindo ou atenuando as ressonâncias.

Já no caso das vibrações não ressonantes, ou de baixa frequência, foi dito que o conjunto cavalete de freio, pastilhas e disco apresenta um comportamento quase que de corpo rígido frente às vibrações do eixo e da suspensão, não havendo neste caso implicância nenhuma com o uso de anti-ruídos na pastilha, uma vez que a ressonância não ocorre neste local.

A placa anti-ruído consiste de uma chapa com composição variada de camadas, com espessura geralmente entre 0.5mm e 1mm, que é colada ou fixada mecanicamente às costas do suporte metálico (plaqueta) da pastilha de freio. A composição de suas camadas vai desde uma única chapa metálica fina até múltiplas camadas de metal, polímero, adesivo, fibra de vidro ou outros materiais.

Para um mesmo freio, com mesmo modelo de pastilha, é possível que um determinado tipo de composição de anti-ruído seja eficiente para um tipo de material de atrito, mas que possa ser ineficiente para outro, exigindo a escolha de uma composição de anti-ruído apropriada para combinar com cada tipo de material de atrito. Isto está relacionado à escolha mais sensata combinando as faixas de pressão e temperatura de uso em que o freio esteja mais predisposto a gerar ruído com as faixas de pressão e temperatura em que determinada composição de anti-ruído seja mais eficaz.

2.11.2 – Modificações geométricas.

Modificações geométricas também são artifícios de uso bastante difundido na tentativa de atenuação de ruído de freio, sob forma de aplicação de chanfros e rasgos com possibilidades ilimitadas de variação do desenho da massa de atrito da pastilha.

Relembrando o enfoque das principais teorias de ruído de freio, poderíamos fazer a seguinte análise:

Pela teoria do acoplamento modal, uma vez detectada a proximidade entre freqüências naturais do disco e da pastilha, associada a modos de vibração similares, o acoplamento poderia ser evitado ao se promover uma modificação geométrica nas pastilhas, já que, neste caso, haverá uma modificação das freqüências naturais e dos modos de vibração da mesma. Bastaria, para isso, que se definisse uma geometria de tal forma que se evitassem freqüências naturais dentro de uma determinada faixa crítica.

Sob o enfoque da teoria do *sprag-slip*, ao se fazer um chanfro ou um rasgo em uma pastilha, está se modificando a forma do ângulo de ataque do material ao disco, podendo – se evitar, assim, uma condição crítica, e tornando mais suave o ângulo de ataque da pastilha ao disco.

Sob o enfoque da predição de ruído de freio descrito em 2.10.1, o chanfro diminui a área efetiva de contato entre a pastilha e o disco, podendo haver alteração no número e forma de acomodação dos antinodos de vibração do disco sob a área de contato com a pastilha, havendo então a possibilidade de modificação de freqüências e atenuação ou mesmo agravamento da condição de geração de ruído.

Na prática, porém, nem sempre métodos de modificação geométrica são modificações associadas a uma lógica teórica. São, em muitos casos, modificações empíricas, baseadas no método de tentativa e erro, e, em geral, feitas em uma fase do projeto em que o veículo já foi lançado, o problema foi detectado tarde demais, ou até mesmo em campo, e as modificações nos componentes da suspensão ou do freio do veículo já não são mais possíveis, restando apenas ao material de atrito a possibilidade de tentativa de solução do problema.

Muitos exemplos de solução geométrica estão presentes na literatura, onde muitas vezes as soluções propostas vão além das modificações usualmente vistas, como por exemplo, uso de chanfros assimétricos nas diferentes pastilhas, uso de **rasgos no disco de freio** (como é o caso do “Power Disc” patenteado pela ATE), ou uso de rasgos transversais na pastilha, como no exemplo ilustrado na figura 2.11.2.1.






Rasgo					
Groan	Quase Zero			2	5

Fig 2.11.2.1: Diferentes tipos de rasgos propostos para eliminação de problemas de groan [Izumihara et al., 1995].

2.12- AVALIAÇÃO DE RUÍDO DE FREIO EM VEÍCULO.

Independente do tipo de avaliação teórica ou experimental a que um determinado sistema de freio tenha sido submetido, a validação final sempre será feita com base em teste de ruído no próprio veículo.

Mesmo as avaliações com sistema de freio completo em dinamômetro, muito úteis na triagem de materiais, não são de confiabilidade total, sempre restando a necessidade de confirmação no veículo para validação final do conjunto de freio.

As avaliações em veículo devem ser feitas em rotas padronizadas, de tal forma que se façam rodagens repetitivas em percursos repetitivos de maneira a poder estabelecer comparativos entre diferentes materiais avaliados. A grande vantagem da rodagem em veículo é que ela descarta a possibilidade de eliminação de qualquer variável que poderia ficar de fora em caso de simulação ou teste em dinamômetro. As desvantagens são: o maior custo, o maior tempo requerido para a realização do teste, e a impossibilidade de repetição exata das mesmas condições de frenagem a cada teste, o que é facilmente obtido em dinamômetro e favorece a comparação.

No Brasil, uma das rotas bastante conhecidas é a Rota de Limeira, no estado de São Paulo. Trata-se de uma rodagem urbana, com cerca de 40 km de extensão, e condições bastante diversas de velocidade, temperatura do freio, tipo de piso, aclives, declives, lombadas, sinaleiras, etc. A principal rota de testes utilizada pela empresa onde este trabalho foi desenvolvido é a Rota de Caxias, feita para simular a Rota de Limeira com uma proximidade geográfica maior em relação à fábrica.

No mundo, as rotas de avaliação de ruído mais conhecidas são a de Los Angeles, nos E.U.A. (*LA City Traffic*) e Mojacar, na Espanha. Estas rotas possuem características distintas, e por sua vez são diferentes do estilo de rotas utilizado no Brasil. Em Los Angeles, por exemplo, além das condições climáticas distintas, a condição de rodagem é completamente diferente: a pavimentação é menos irregular, a velocidade é mais alta, as temperaturas de uso são menores, o número de frenagens é menor – mais condição de estrada e menos de tráfego urbano.

3. DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS NAS MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS

Neste capítulo é feita uma sucinta descrição dos equipamentos utilizados nas medições que deram corpo a este trabalho, juntamente com dados de precisão de medição dos aparelhos.

3.1. DURÔMETRO

A determinação de dureza Gogan dos materiais foi realizada de acordo com o procedimento NBR 5520. O equipamento utilizado é um durômetro marca Gogan, modelo 911, com calibração que garante leituras dentro de uma faixa de erro máximo de $\pm 3\%$.

3.2. BALANÇA

A balança foi utilizada na determinação da densidade dos materiais, segundo procedimento descrito na norma NBR 5544, onde a massa da amostra é medida na condição normal (m), e posteriormente imersa em água (m_a). A densidade do material é dada pela relação:

$$\rho = M / (M - M_a)$$

Os dados técnicos relevantes da balança utilizada são:

- Marca: Marte
- Modelo: AS 5000
- Capacidade de carga: 5.000g
- Sensibilidade: 0,1g
- Reprodutibilidade: 0,1g

A calibração do equipamento assegura erro de medição máximo de $\pm 3\%$.

3.3 MÁQUINA DE CISALHAMENTO

O cisalhamento das pastilhas foi realizado de acordo com o procedimento T.S.6-11-101 [1997]. A carga de ruptura é medida através de uma célula de carga e o registro da carga de ruptura do material de atrito da pastilha é feito através de um medidor condicionador de transdutores marca Servus MCT 920, com sensibilidade de leitura de 100N. A capacidade máxima da célula de carga é de 50.000N, e o conjunto é calibrado para trabalhar com erro de medição máximo de $\pm 3\%$.

3.4. MÁQUINA DE COMPRESSIBILIDADE

Esta máquina, ilustrada na figura 3.4.1, é usada para determinar o valor, em μm , que a pastilha de freio comprime sob uma carga que simula uma determinada pressão de frenagem do sistema de freio. A medição é realizada segundo o procedimento ISO 6310, e pode ser realizada a temperatura ambiente ou em condição de alta temperatura. Uma segunda grandeza que pode ser medida neste equipamento é a transmissão térmica do material de atrito, por exemplo, segundo procedimento T.S. 6-11-101 [1997]. Neste, a pastilha a temperatura ambiente é colocada com sua face de atrito em contato com uma chapa aquecida a 400°C , e, após 10 minutos, a temperatura na face oposta da pastilha é registrada através de um termopar. Desta forma é possível classificar os materiais de acordo com sua maior ou menor capacidade de transmissão térmica.

O equipamento de compressibilidade descrito possui as seguintes especificações:

Marca: Link

Modelo: 1620

Sensibilidade de medição de deslocamento: $\pm 0.5\mu\text{m}$

Sensibilidade de medição de temperatura: $\pm 1^{\circ}\text{C}$

Curso máximo: 50mm

Carga máxima: 60.000N

Faixa de temperatura: Ambiente até 600°C

Erro máximo de leitura: $\pm 0.5\%$



Fig. 3.4.1: Máquina de compressibilidade.

3.5 MÁQUINA DE ENSAIOS UNIVERSAL.

Este equipamento foi utilizado nas medições de propriedades dos materiais de atrito tais como: resistência à tração (tensão de ruptura), resistência à compressão, resistência interna ao cisalhamento e módulo de elasticidade dos materiais. As especificações técnicas da máquina universal utilizada nestas medições são as seguintes:

Marca: Instron

Modelo: 5569

Capacidade de carga: 50000N

Precisão: $\pm 0.4\%$ até 1/100 da capacidade de carga da máquina e $\pm 0.5\%$ até 1/250 da capacidade de carga da máquina.



Fig. 3.5.1: Máquina de ensaios universal.

3.6 ANALISADOR DE FOURIER

O analisador de Fourier B&K modelo 2034, de propriedade da UFRGS, foi utilizado na determinação de frequências naturais de pastilhas e discos de freio a temperatura ambiente. Também foi a partir das medições efetuadas com este equipamento que foi feita a determinação dos valores de índice de amortecimento dos materiais. Algumas das características técnicas e ajustes do equipamento são descritas a seguir:

Modelo 2034

Nº de patrimônio 154225

Ajuste Amplitudes RMS, janela retangular, espectro instantâneo.

Faixa Zero a 6.400Hz, linear.

Para as medições realizadas nos discos de freio, utilizou-se um acelerômetro B&K modelo 4338S, número de série 442183, com precisão de leitura até cerca 6.000Hz e peso de 30 gramas. Para a determinação das frequências de ressonância dos discos de freio o equipamento foi ajustado para leitura na faixa de zero a 6400Hz, com sensibilidade de medição de 8 em 8Hz. Para as medições realizadas nos discos de freio e com o objetivo de determinação de índice de amortecimento, a escala do equipamento foi ajustada para bandas de 400Hz em torno das frequências de interesse (ressonâncias), permitindo assim uma resolução de leitura de 0.5Hz. O método empregado na determinação do índice de amortecimento foi o da banda de meia potência.

Devido à pequena massa das pastilhas de freio (cerca de 250 a 300 gramas), para as medições realizadas nas mesmas foi utilizado um microacelerômetro Endevco, identificado por número de patrimônio UFRGS 154225, precisão de leitura até 12.000 Hz, com massa de 3 gramas. As medições foram efetuadas visando a determinação das frequências de ressonância das pastilhas na faixa de 0 a 6400 Hz, com resolução de leitura de 8 Hz. Para a geometria de pastilha estudada, verificou-se apenas uma frequência mais evidente dentro da faixa analisada. Por este motivo, o índice de amortecimento foi determinado somente com base na primeira ressonância da pastilha, com equipamento ajustado para faixa de leitura de 3.200Hz em torno da frequência de interesse, e, portanto, com uma resolução de 4Hz. Diferentemente, o índice de amortecimento dos discos de freio foi baseado em três frequências de ressonância.

3.7 GRINDOSONIC®

O aparelho GrindoSonic® foi utilizado para a determinação da variação das frequências fundamentais de diferentes tipos de pastilhas de freio em diferentes temperaturas. Devido à praticidade e rapidez das medições, as pastilhas de freio previamente aquecidas em estufa eram submetidas a medições, o que não foi possível de ser realizado com o analisador de Fourier devido à limitação de temperatura de uso do microacelerômetro. As temperaturas utilizadas para estas verificações foram: 25°C, 100°C, 175°C e 250°C. Para as medições realizadas em temperatura ambiente, as diferenças de resultados entre as medições realizadas com o analisador B&K e com o aparelho GrindoSonic® variaram em uma faixa de ± 15 Hz, para valores de leitura da ordem de 5000Hz e considerando medições nas mesmas peças. Os dados técnicos do equipamento indicam seu uso para uma faixa de 20Hz a 100kHz, com uma precisão de 0.005%.

3.8 DINAMÔMETRO INERCIAL DE AVALIAÇÃO DE PERFORMANCE DE FRENAGEM.

O dinamômetro inercial Greening modelo 8882 foi utilizado na avaliação de performance de frenagem do sistema de freio com as diferentes combinações de pares de materiais de atrito de disco e pastilha. Por performance de frenagem entende-se a avaliação da variação do coeficiente de atrito entre os materiais em diferentes condições de velocidade de deslizamento, temperatura, torque de frenagem e pressão hidráulica do freio.

O dinamômetro inercial simula a condição de um veículo através do uso de rodas de inércia conectadas a um eixo. Na ponta deste eixo gira o disco de freio, como se fosse no veículo, e acoplado a ele, porém fixo, fica o cavalete ou pinça de freio. Ao se acionar o freio o cavalete pressiona as pastilhas contra o disco, que por ação de atrito fazem diminuir a velocidade de rotação do eixo com as inércias, convertendo assim energia cinética em calor. O cavalete de freio está acoplado a uma célula de carga que mede o torque gerado na frenagem, o que permite, juntamente com outros parâmetros como pressão de frenagem e inércias utilizadas, determinar o coeficiente de atrito para cada frenagem, ou para cada instante de frenagem. O procedimento de avaliação de eficiência de freio em dinamômetro utilizado para a avaliação dos materiais de disco e pastilha envolvidos neste estudo foi o *AK Master Performance Test* [1997]. Este procedimento de teste tem duração de cerca de 30 horas, e envolve uma varredura de aplicações de freio com variações de pressão de frenagem de 1MPa a 8MPa, velocidades do veículo de 40km/h a 180 km/h e temperaturas de 40°C a 600°C



Fig. 3.8.1: Vista do dinamômetro Greening 8882.

O sistema de freio utilizado durante todas as verificações com variação na composição dos materiais dos pares de atrito (disco e pastilhas) foi o TRW C48 do veículo Gol, com pistão de 48 mm de diâmetro, disco tipo sólido de 239mm de diâmetro por 12mm de espessura, e raio de atrito de 96mm. As massas de inércia utilizadas na avaliação foram de 50kg.m². As velocidades foram simuladas com rotação do eixo equivalente a um raio dinâmico do pneu de 278mm.

As medições de torque, pressão, velocidade e temperatura deste equipamento estão calibradas para leituras com erro de medição menores de 3%. A especificação técnica do dinamômetro é de uso até 2.000RPM (cerca de 200km/h para este freio), massa de inércia até 107.5kg.m², pressão de frenagem até 13.5MPa e medição de temperatura até 700°C, registrada por até 4 termopares tipo J, que podem ser instalados no disco de freio ou nas pastilhas.

3.9 DINAMÔMETRO INERCIAL DE AVALIAÇÃO DE RUÍDO DE FREIO

O dinamômetro inercial Link modelo 2318, possui princípio de funcionamento semelhante ao do descrito anteriormente, e é provido de câmara de isolamento acústico na região em que o sistema de freio é montado. A câmara tem função de atenuar o ruído externo ao dinamômetro para que ruído de freio possa ser melhor caracterizado, e também permite que se trabalhe em condições de temperatura e umidade ambiente controladas. Um Analisador de Fourier Larson Davis modelo 3200 de dois canais está acoplado ao dinamômetro para permitir a medição do ruído através da instalação de acelerômetros no freio, ou, como é o caso, por instalação de um microfone dentro da câmara acústica, a uma distância padrão do freio.

Os testes de avaliação de ruído de freio conduzidos neste trabalho foram realizados segundo o procedimento *AK Master Noise Procedure* [1997]. Este é um teste de cerca de 35 horas de duração e um total de 1409 frenagens, e envolve uma matriz de varredura em temperaturas de 50°C a 300°C, pressões de frenagem de zero a 3.25 MPa, velocidades de 30, 100 e 500 RPM, tempo de 10 segundos para cada aplicação do freio.

Ruído de freio avaliado em dinamômetro só é confiável para frequências acima de 1000 Hz. Frequências abaixo deste valor, que são as asperezas e vibrações, não são possíveis de avaliar com confiabilidade em dinamômetro porque são dependentes da suspensão e estrutura do veículo, o que não é reproduzido fielmente no caso do dinamômetro.

Para registro do ruído gerado nas frenagens do teste em dinamômetro adotou-se o critério de registro de todas as frenagens com ocorrência de ruídos de intensidade acima de 60dB(A), e com frequência na faixa de 1kHz a 20kHz. A apresentação dos resultados de ruído de frenagem ao longo do teste é apresentada em termos da intensidade sonora e frequência do som

gerado; e temperatura, pressão e velocidade de cada frenagem. Cada combinação de par de atrito disco-pastilha avaliada foi submetida a três testes deste tipo. O sistema de freio utilizado foi o mesmo para todos os ensaios, tanto de ruído quanto de performance.

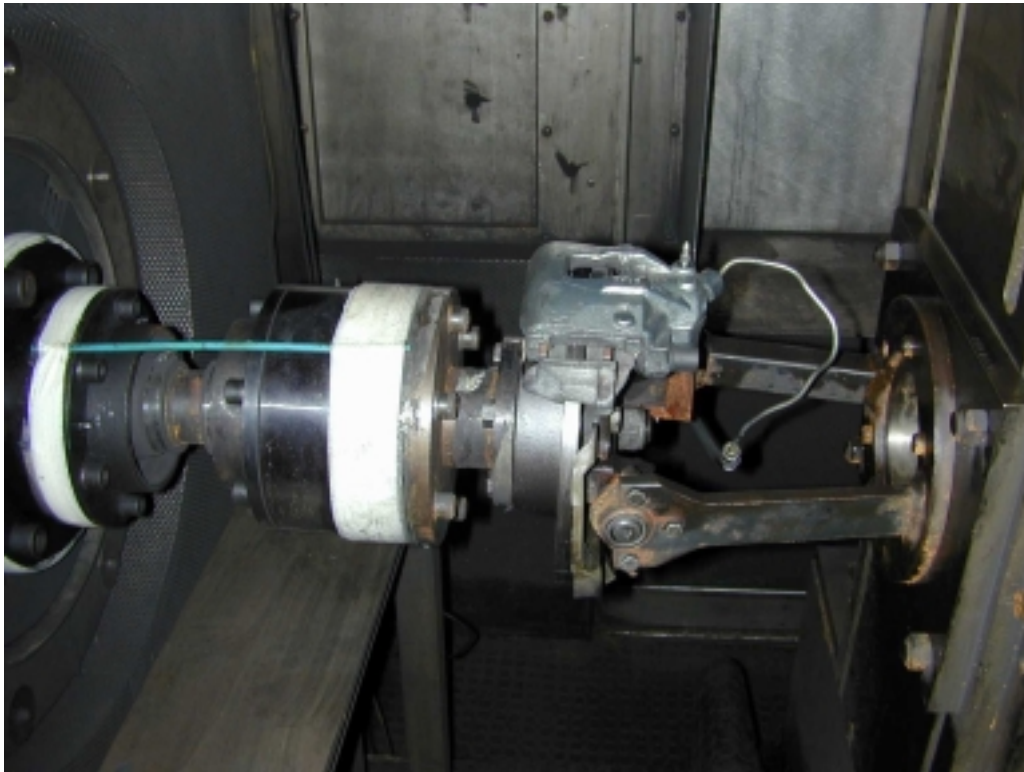


Fig. 3.9.1: Vista da montagem do sistema de freio no dinamômetro de análise de ruído Link.

4. ESTUDO DE DIFERENTES MATERIAIS DE PASTILHAS DE FREIO – AVALIAÇÕES E RESULTADOS.

Esta etapa do trabalho foi dedicada ao estudo de propriedades físicas e resultados de ruído de freio gerado com uso de diferentes composições de materiais de atrito das pastilhas. Para permitir a comparação direta dos resultados obtidos, além do uso do mesmo sistema de freio em todas as avaliações, também foi empregado sempre o mesmo tipo de disco de freio: no caso, o disco de qualidade original deste sistema de freio.

4.1 DESCRIÇÃO DOS DIFERENTES MATERIAIS TESTADOS

Foram selecionados seis materiais de pastilhas de freio para a realização desta etapa do trabalho. A escolha foi feita de modo que os materiais selecionados abrangessem produtos de aplicações bastante distintas e também de composições químicas variadas. Uma descrição básica destes materiais é dada a seguir:

- Material 1: pastilha de aplicação em freios a disco dianteiros de veículos de passageiros, de uso comum em mercado de reposição, nível de performance médio, baixo custo, médio teor metálico.
- Material 2: pastilha de aplicação em freio a disco dianteiro de veículo de passageiros, material de qualidade original do sistema de freio selecionado, alto coeficiente de atrito, muito boa performance, baixa sensibilidade à velocidade de deslizamento e à temperatura de uso, baixa resistência mecânica, baixos índices de ruído, médio teor metálico.
- Material 3: pastilha de aplicação em freio a disco traseiro tipo “*drum in hat*” de veículos de passageiros. Baixo teor metálico, baixo coeficiente de atrito e baixa porosidade.
- Material 4: pastilha de aplicação em freio a disco traseiro tipo integrado de veículos de passageiros. Alto teor metálico, coeficiente de atrito dinâmico médio, coeficiente de atrito estático elevado para conferir boa performance como freio de estacionamento.
- Material 5: pastilha de aplicação freio a disco de caminhonetes. Coeficiente de atrito médio e estável com temperatura. Boa resistência mecânica, alto teor metálico, baixo desgaste da pastilha, baixa abrasividade ao disco de freio.

- Material 6: pastilha de aplicação em microônibus, caminhões leves e caminhonetes. Coeficiente de atrito alto, média performance, alta resistência mecânica, baixo desgaste de pastilhas, baixa abrasividade ao disco de freio, alto teor metálico.

A variação de propriedades do material de atrito é obtida não só através da variação de sua composição química, mas também através das variações dos parâmetros de processo envolvidos na sua fabricação, principalmente em termos de pressão de compactação a quente, temperatura e tempo de prensagem. Por este motivo, um dos materiais descritos acima (Material 1), foi avaliado em quatro diferentes condições de processo, passando as referidas versões do material a serem identificadas por: Material 1.1, Material 1.2, Material 1.3 e Material 1.4. Com isto, cria-se a possibilidade de provocar alterações nas propriedades físicas do material independentemente de sua composição química, o que pode permitir correlações importantes entre variação de determinadas propriedades físicas do material e a sua propensão à geração de ruído - independente da formulação de que é composto.

4.2 PROPRIEDADES FÍSICAS MEDIDAS PARA OS MATERIAIS DE PASTILHAS DE FREIO

Um resumo com as propriedades físicas medidas para as nove versões de materiais de atrito está apresentado na tabela 4.2.1. Os valores apresentados correspondem à média estatística de 10 (dez) medições de cada uma das propriedades listadas.

Além de resultados de medições de propriedades físicas dos materiais, ao final da tabela 4.2.1 dados de coeficientes de atrito, desgaste de pastilhas e discos, e resultados de avaliações de ruído de freio foram incluídos para fins de comparação. Os valores de coeficiente de atrito da tabela correspondem ao valor de atrito médio de todas as frenagens que apresentaram ruído de intensidade acima de 60 dB(A), no teste de ruído em dinamômetro segundo procedimento *AK Master Noise Procedure* [1997]. Da mesma forma, os valores de desgaste colocados na tabela correspondem à simples medição de espessura e massa de pastilhas e discos antes e após este ensaio. Já os resultados de ruído resumem duas informações principais do teste que são a frequência em que o ruído se manifesta e o percentual de frenagens do teste em que houve ocorrência de ruído. Para esta etapa, que trata da avaliação de diferentes composições de pastilhas de freio, vale lembrar que o tipo de disco de freio utilizado foi sempre o mesmo. Uma análise detalhada, tanto de resultados de eficiência e ruído, quanto das propriedades físicas dos materiais será feita a seguir.

Material de Pastilha		Mat.1.1	Mat.1.2	Mat.1.3	Mat.1.4	Mat.2	Mat.3	Mat.4	Mat.5	Mat.6
Dureza (GC)	Média	39	31	29	26	54	31	18	38	23
	Dev. Pad	5.7	2.3	1.7	1.3	4.0	2.4	1.1	5.3	2.6
Massa específica (g/cm ³)	Média	2.40	2.53	2.63	2.74	2.48	2.66	3.71	2.91	3.11
	Dev. Pad	0.02	0.02	0.04	0.03	0.04	0.03	0.12	0.03	0.04
Porosidade teórica (%)	Média	18	14	11	7	18	6	12	15	5
Compressibilidade a frio (µm)	Média	97	88	83	83	262	96	105	97	94
	Dev. Pad	9	10	10	11	16	11	11	9	22
Compressibilidade a quente (µm)	Média	113	90	90	93	286	106	232	101	139
	Dev. Pad	6	8	13	16	18	8	12	7	41
Transmissão térmica (°C)	Média	201	205	211	215	178	195	226	226	233
	Dev. Pad	3	7	4	4	8	8	16	16	3
Tensão de ruptura -Tração (MPa)	Média	8.4	11.0	14.4	17.8	5.1	19.3	17.4	16.8	26.5
	Dev. Pad	1.0	0.7	0.9	1.6	0.6	0.9	4.0	4.2	2.2
Tensão ruptura - Compressão (MPa)	Média	44.2	56.9	76.3	83.6	50.3	93.8	113.2	95.8	110.4
	Dev. Pad	8.5	6.4	9.7	5.3	5.9	2.3	16.3	8.4	4.4
Resist. interna ao cisalhamento(MPa)	Média	4.9	6.8	9.2	10.7	4.0	9.3	10.6	9.8	16.3
	Dev. Pad	1.0	0.8	1.3	1.4	0.4	1.0	2.0	1.5	1.7
Módulo de elasticidade (GPa)	Média	5.7	6.2	6.8	7.2	4.3	6.9	7.5	6.6	6.3
	Dev. Pad	0.5	0.5	0.3	0.6	0.4	0.3	0.5	0.4	0.6
Frequência fundamental (kHz)	Média	5015	5329	5350	5409	4224	5445	5361	4798	4850
	Dev. Pad	25	82	107	111	20	44	28	6	27
Índice de amortecimento (E-03)	Média	8.48	8.38	8.92	8.47	6.69	4.97	6.04	5.20	4.81
	Dev. Pad	0.35	0.39	0.60	0.44	0.64	0.39	0.54	0.44	0.24
% Frenagens c/ ruído acima de 60dB	Média	30%	32%	43%	51%	19%	30%	42%	38%	60%
	Dev. Pad	4%	5%	9%	9%	6%	9%	5%	9%	3%
Principal frequência de ruído (kHz)	Média	9.7	9.7	9.7	9.7	2.3	9.7	9.7	9.7	9.7
µ – média de atrito das frenagens com ruído no teste de dinamômetro	Média	0.48	0.47	0.48	0.48	0.49	0.40	0.45	0.45	0.50
Desgaste pastilha / teste ruído (mm)	Média	0.41	0.34	0.27	0.26	0.43	0.26	0.41	0.26	0.23
Desgaste disco / teste ruído (g)	Média	9.0	8.3	9.8	9.7	11.4	4.6	9.4	4.6	5.3

Tabela 4.2.1: Resumo das medições de diversas propriedades físicas dos materiais de atrito.

4.3 ANÁLISE DAS PROPRIEDADES MEDIDAS E CORRELAÇÃO COM RUÍDO DE FREIO

Na análise de propriedades físicas dos diferentes materiais de atrito, é feita uma tentativa de estabelecer correlações entre cada uma destas propriedades e a maior ou menor propensão de cada material de gerar ruído de freio.

Para permitir uma melhor identificação da influência de cada propriedade física da pastilha na geração de ruído, foi levada em conta também a magnitude do coeficiente de atrito de cada uma das versões de material avaliadas, através do uso de análise por regressão linear múltipla. Assim, as relações a seguir descritas que estabelecem curvas de tendência de predição de ruído levam em conta a influência de determinada propriedade física para diferentes níveis de coeficiente de atrito.

A regressão linear múltipla permitiria também que se fizesse tentativa de uma predição de ruído envolvendo diversas variáveis simultaneamente. Entretanto, devido à baixa amostragem de versões de materiais (apenas nove), seria obtida uma equação para predição de ruído de confiabilidade duvidosa, motivo pelo qual foi feita apenas análise da influência em ruído para cada uma das propriedades físicas do material separadamente.

Os dados relativos a ruído utilizados para estabelecer estas correlações correspondem ao valor médio dos resultados de três ensaios de avaliação em dinamômetro para cada versão de material. Cada teste corresponde a um total de 1409 frenagens em diversas condições. Para cada uma destas frenagens, foi determinado o registro das ocorrências de ruído sempre que o limite de 60dB(A) fosse ultrapassado, em uma faixa de 1kHz a 20 kHz. O percentual de frenagens com ocorrência de ruído, em relação ao total de 1409 frenagens, foi o principal indicador utilizado para comparação entre os diferentes materiais.

4.3.1-Dureza

Na medição de dureza Gogan, quanto maior o valor medido, mais mole é o material, e quanto menor o valor medido, mais duro.

A Figura 4.3.1.1 mostra a curva de tendência determinada em Excel para a relação ocorrências de ruído de freio versus a variação da dureza dos materiais segundo os valores medidos para as nove versões de material e sem levar em conta o coeficiente de atrito dos materiais.

A Figura 4.3.1.2 mostra uma tendência similar de diminuição do ruído com aumento do valor Gogan, porém agora levando em consideração diferentes níveis de coeficiente de atrito, tendo sido traçadas isolinhas de atrito conforme descrito pela equação 4.3.1.1:

$$Y = 172.9 X_1 - 0.98 X_2 - 10.9 \quad (4.3.1.1)$$

Onde Y corresponde ao percentual de frenagens com ruído, X_1 corresponde ao coeficiente de atrito e X_2 corresponde à dureza Gogan dos materiais.

Também estão plotados na Figura 4.3.1.2 os valores medidos experimentalmente para cada versão de material de atrito. A figura mostra a tendência de que materiais mais moles (maior GC) apresentem menos ruído que os materiais mais duros.

Na Figura 4.3.1.2, alguns dos materiais avaliados, como por exemplo Materiais 1.3, 2 e 3, estão situados praticamente sobre as isolinhas de coeficiente de atrito correspondentes ao coeficiente de atrito medido, conforme descrito na Tabela 4.2.1. Por outro lado, os Materiais 1.2 e 5 apresentam uma diferença de 0.05 pontos entre o coeficiente de atrito medido e o coeficiente de atrito estimado pelas isolinhas de atrito ao se considerar os respectivos valores de durezas medidos para estes materiais. Isto significa que a equação 4.3.1.1 é útil para descrever a tendência de diminuição de ruído quando o material fica mais mole, mas que ela não é precisa. Esta baixa precisão pode ser interpretada pelo valor do coeficiente de determinação r^2 da equação 4.3.1.1, que é de 0.77, quando, idealmente, deveria se aproximar de 1. O baixo valor de r^2 permite também interpretar a existência de outras variáveis, além de dureza e atrito, influenciando no resultado final de predição de ocorrência de ruído dos materiais.

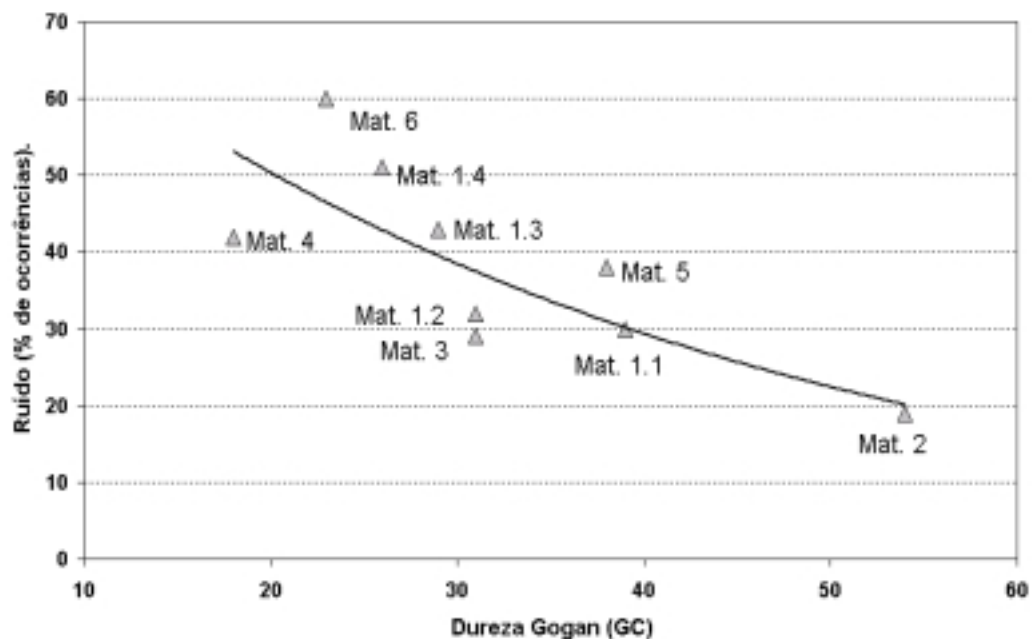


Fig. 4.3.1.1 – Curva de tendência do percentual de ocorrência de ruído com variação de dureza.

Os valores estatísticos t de Student, obtidos para os coeficientes de inclinação de X_1 e X_2 da equação 4.3.1.1 foram: $t_1 = 2.13$ e $t_2 = 4.25$, respectivamente. Estes valores indicam que ambos os coeficientes (X_1 e X_2) são úteis na determinação de Y , uma vez que estão acima do valor t -crítico = 1.94. O valor t -crítico é obtido em tabela estatística para uma probabilidade de erro $\alpha = 0.05$ e para um número de graus de liberdade $\nu = 6$. O valor de ν é determinado por $\nu =$

$n - (k + 1) = 9 - (2 + 1) = 6$, onde k é o número de variáveis na análise de regressão e n é o número de pontos de dados.

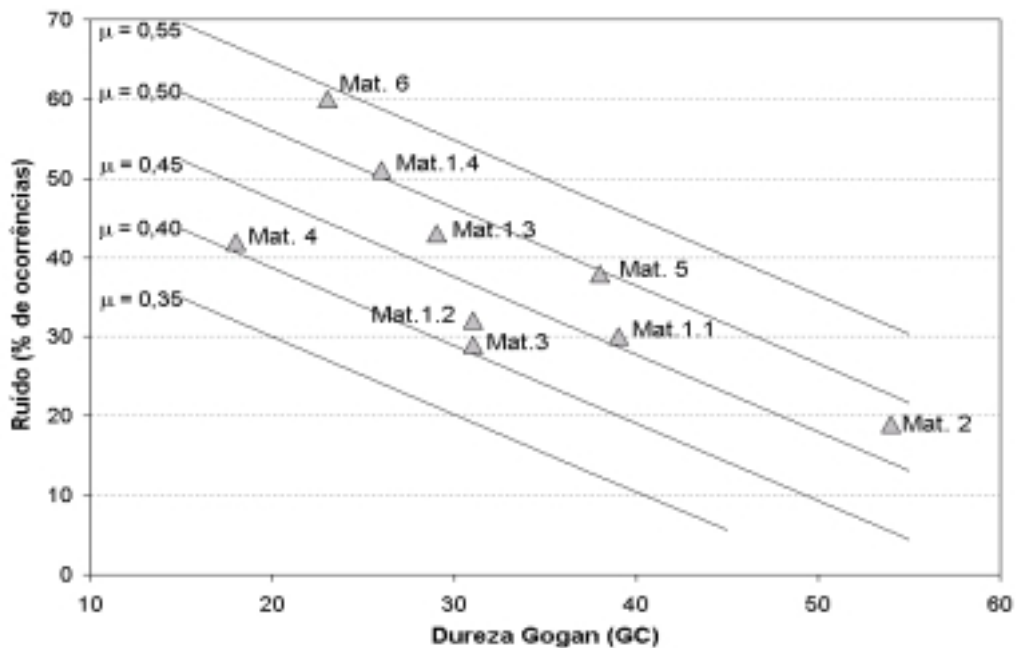


Fig. 4.3.1.2 – Curvas de tendência do percentual de ocorrência de ruído versus dureza, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito.

A existência de relação entre as variáveis atrito e dureza é garantida, uma vez que o valor estatístico F obtido na regressão linear é igual a 10,2, o qual é maior que o valor F -crítico, que para este caso é igual a 5,14. O valor de F -crítico foi retirado de tabela estatística considerando probabilidade de erro $\alpha = 0,05$, $v_1 = k = 2$, e $v_2 = n = 6$.

4.3.2- Massa Específica

Uma boa correlação entre resultados dos testes de ruído de freio e massa específica dos materiais não foi possível de ser estabelecida. Não há evidências de que este seja um fator de influência na determinação da propensão do material em gerar ruído, ao menos não diretamente. Indiretamente, entretanto, existem alguns fatores que podem ser mencionados: os materiais de maior densidade parecem estar se mostrando mais ruidosos. Esta característica pode estar associada ao fato de que o maior teor metálico, que torna estes materiais mais densos, possa estar também tornando os materiais mais propensos à geração de ruído. Esta é uma hipótese de bastante aceitação no ambiente técnico relacionado ao assunto de freios, mas a influência direta, quer da densidade, quer do teor metálico da formulação, na geração de ruído de freio não ficou aqui bem caracterizada, e necessita ser melhor investigada para que qualquer conclusão possa ser traçada.

4.3.3- Porosidade

A determinação de porosidade dos materiais foi feita pelo método de determinação teórica de densidade total do material (ρ_t) proporcional à densidade real medida no material produzido. A densidade teórica é estimada pela soma da fração percentual de cada componente específico da formulação multiplicado pela densidade de cada um dos referidos componentes. A porosidade então é determinada pela relação $P = [(\rho_t - \rho) / \rho_t]$.

A correlação entre porosidade e percentual de frenagens com ruído no teste de dinamômetro dos diferentes materiais testados está ilustrada na Figura 4.3.3.1, e mostra uma tendência de menor propensão à geração de ruído quanto maior for a porosidade do material. Nesta figura fica evidente a dispersão principalmente dos pontos dos Materiais 6 e 3, que, mesmo apresentando valores similares de porosidade, registraram percentuais de ocorrência de ruído bastante diferentes. A diferença entre os valores de coeficiente de atrito destes dois materiais, conforme descrito na tabela 4.2.1, é indicada como uma das causas da diferente performance em ruído destes materiais, mesmo para valores de porosidade similares.

Esta indicação pode ser confirmada se na correlação entre porosidade e ruído for adicionada a influência de uma terceira propriedade, que no caso é o atrito. Esta correlação foi obtida, também pelo método de regressão linear múltipla, e resulta na equação 4.3.3.1, onde Y corresponde ao percentual de ocorrências de ruído, X_1 corresponde ao coeficiente de atrito, e X_3 corresponde ao percentual de porosidade dos materiais.

$$Y = 195.8 X_1 - 2.05 X_3 - 28.9 \quad (4.3.3.1)$$

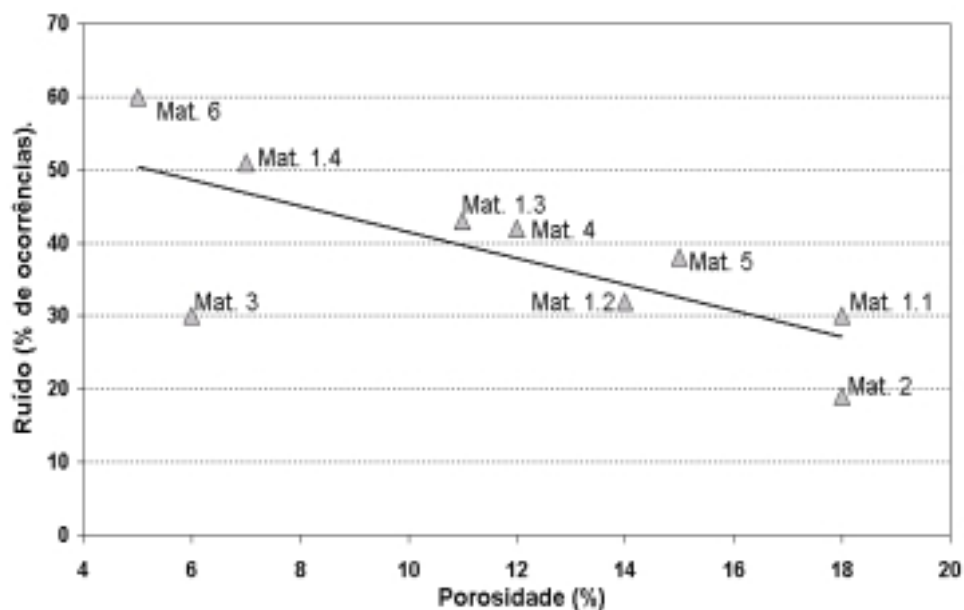


Fig. 4.3.3.1 – Curva de tendência da relação porosidade do material de atrito versus ruído.

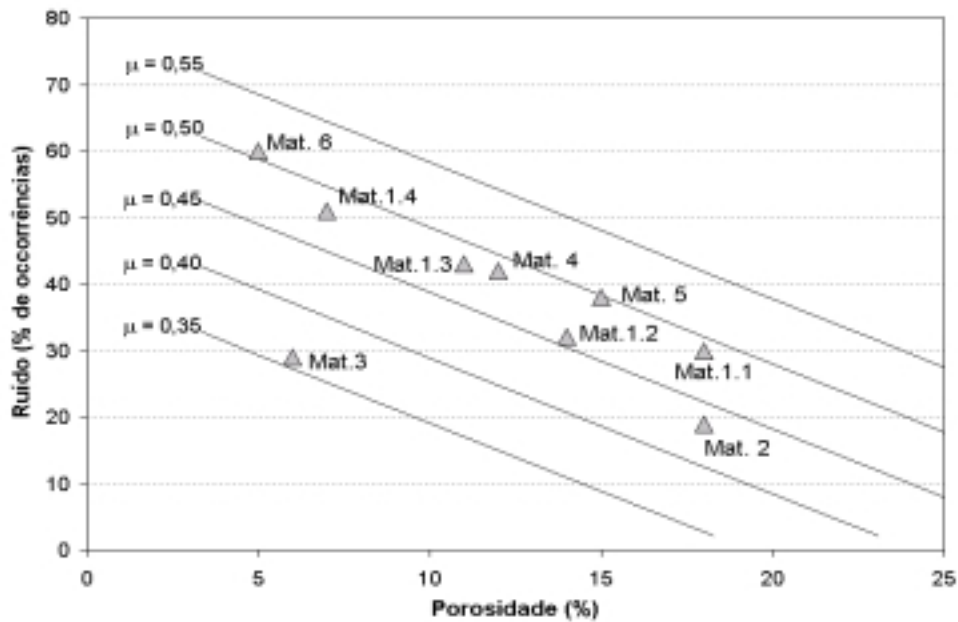


Fig. 4.3.3.2 – Curvas de tendência da correlação porosidade versus ruído, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito.

Traçando-se novamente o gráfico da correlação porosidade versus ruído, e considerando-se agora simultaneamente o efeito de diferentes magnitudes de coeficiente de atrito, resulta que ainda se verifica a tendência de diminuição de ocorrência de ruído com o aumento de porosidade, mas que, sobreposto a este efeito, está a influência do nível de coeficiente de atrito dos materiais, que, no caso, indica maiores chances de ocorrência de ruído quanto maior o coeficiente de atrito, conforme ilustrado na Figura 4.3.3.2. De acordo com esta figura, fica mais coerente a interpretação dos diferentes valores registrados para os Materiais 3 e 6.

Da mesma forma que para o caso da dureza, a análise dos coeficientes estatísticos obtidos na regressão linear múltipla que define a equação 4.3.3.1, considerando-se uma probabilidade de erro 0.05 e seis graus de liberdade resulta em: $t_1 = 2.18$, $t_3 = 3.76$, e $F = 8.0$, todos maiores que t -crítico (1.94) e F -crítico (5.14), indicando que os coeficientes X_1 e X_3 são significativos na determinação de Y e que possuem relação entre si. O valor obtido para o coeficiente de determinação foi $r^2 = 0.73$, que, por não estar próximo do valor unitário indica a existência de outras variáveis influenciando na determinação de Y . Isto alerta para o fato de que a equação 4.3.3.1 é útil para descrever a tendência do efeito da propriedade porosidade na geração de ruído, mas que por si só não é precisa em determinar o valor de Y .

4.3.4- Resistência Mecânica

As propriedades de resistência mecânica avaliadas para os diferentes materiais de atrito foram: resistência à tração (tensão de ruptura por tração), resistência à compressão (tensão de ruptura por compressão) e resistência interna ao cisalhamento. Os resultados obtidos pela avaliação destas três propriedades (vide tabela 4.2.1) demonstraram que as mesmas estão de certa forma relacionadas, e variam quase que proporcionalmente entre um e outro material. Neste caso, as diferenças verificadas servem também para demonstrar as significativas variações existentes entre os diversos tipos de materiais de atrito selecionados para este estudo.

Devido ao fato de que as propriedades mecânicas tração, compressão e resistência interna ao cisalhamento variam de maneira semelhante entre os diferentes materiais, optou-se por fazer a correlação de apenas uma delas com ruído. No caso, a propriedade escolhida para a correlação foi tensão de ruptura por tração. Da mesma forma que para os casos anteriores de dureza e porosidade, em um primeiro momento a simples correlação da tensão de ruptura com ruído é feita a partir do traçado de curva de tendência em Excel, e, em um segundo momento a correlação é estabelecida levando-se em conta também o valor do coeficiente de atrito dos materiais na determinação do percentual de ruído. As duas comparações estão mostradas nas Figuras 4.3.4.1 e 4.3.4.2.

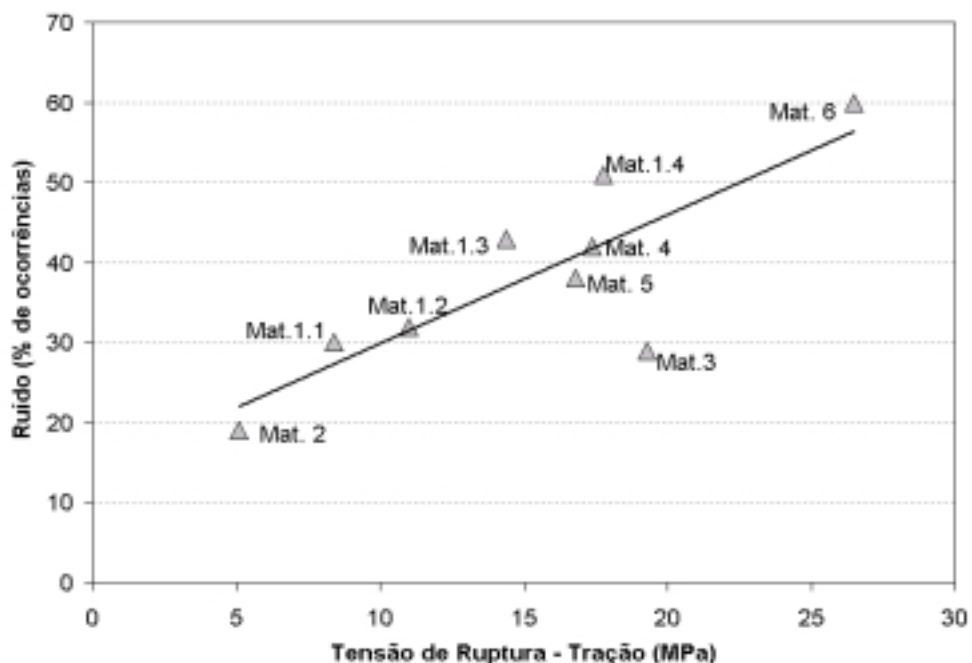


Fig. 4.3.4.1 – Curva de tendência da relação tensão de ruptura do material de atrito versus ruído.

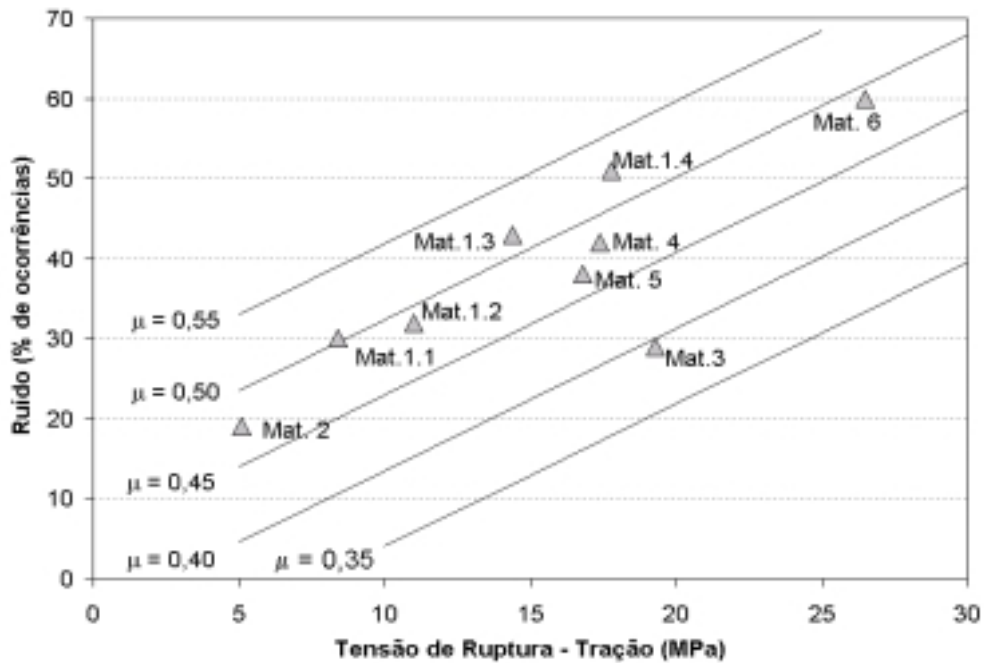


Fig. 4.3.4.2 – Curvas de tendência da correlação tensão de ruptura versus ruído, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito.

As curvas traçadas na Figura 4.3.4.2 que descrevem a tendência tensão de ruptura versus ruído para diferentes níveis de coeficiente de atrito são definidas pela equação 4.3.4.1, que foi obtida por regressão linear múltipla. Estas curvas mostram tendência ao aumento das ocorrências de ruído quanto mais altos forem os valores de coeficiente de atrito e tensão de ruptura dos materiais.

$$Y = 189.1 X_1 + 1.78 X_4 - 76.9 \quad (4.3.4.1)$$

Onde Y corresponde ao percentual de ocorrências de ruído, X_1 ao coeficiente de atrito e X_4 à tensão de ruptura. Os coeficientes estatísticos obtidos nesta regressão linear foram: $t_1 = 3.6$, $t_2 = 7.1$ e $F = 27.9$. Para os mesmos valores de t -crítico e F -crítico descritos em 4.3.1, os dados obtidos indicam boa significância dos coeficientes associados a atrito e tensão de ruptura da equação 4.3.4.1 na determinação de ruído, bem como existência de relação entre as propriedades X_1 e X_4 .

O valor r^2 obtido na regressão linear que correlaciona ruído com tensão de ruptura e atrito é igual a 0.90, o que já é um valor razoavelmente bom, indicando uma boa correlação entre os resultados preditos pela equação 4.3.4.1 e os valores experimentais.

As propriedades de resistência mecânica dos materiais descritas neste tópico, juntamente com outras também avaliadas neste trabalho, como módulo de elasticidade, são de grande importância para modelamento em elementos finitos de pastilhas de freio, visando análise

dinâmica. Isto fica mais enriquecido, se forem considerados ainda os dados de variação destas propriedades com aumento de temperatura conforme será posteriormente abordado.

4.3.5- Módulo de Elasticidade

De acordo com dados de estudos encontrados em literatura [Bassford e Twiss, 1958] é esperado que materiais com maior módulo de elasticidade tendam a ser mais ruidosos. Esta constatação também está de acordo com conhecimento prático corrente na área de freios, que associa materiais de atrito mais compressíveis, e, portanto, com menor módulo de elasticidade, como sendo materiais de menor propensão a ruído.

Os dados deste trabalho estão de acordo com o proposto por Basford e Twiss. A correlação entre módulo de elasticidade em ruído, conforme mostrado na figura 4.3.5.1 indica tendência ao aumento de ruído com o aumento de módulo de elasticidade. Se a magnitude do coeficiente de atrito for levada em consideração, a análise dos valores medidos por regressão múltipla resultará na seguinte equação:

$$Y = 289.0X_1 + 11.95X_5 - 172.9 \quad (4.3.5.1)$$

Onde Y é o percentual de ocorrências de ruído, X_1 o coeficiente de atrito e X_5 o módulo de elasticidade. Os coeficientes estatísticos obtidos para esta regressão linear foram: $t_1 = 3.2$, $t_5 = 4.2$ e $F = 10.0$, todos maiores que os valores críticos, conforme já discutido nas seções anteriores.

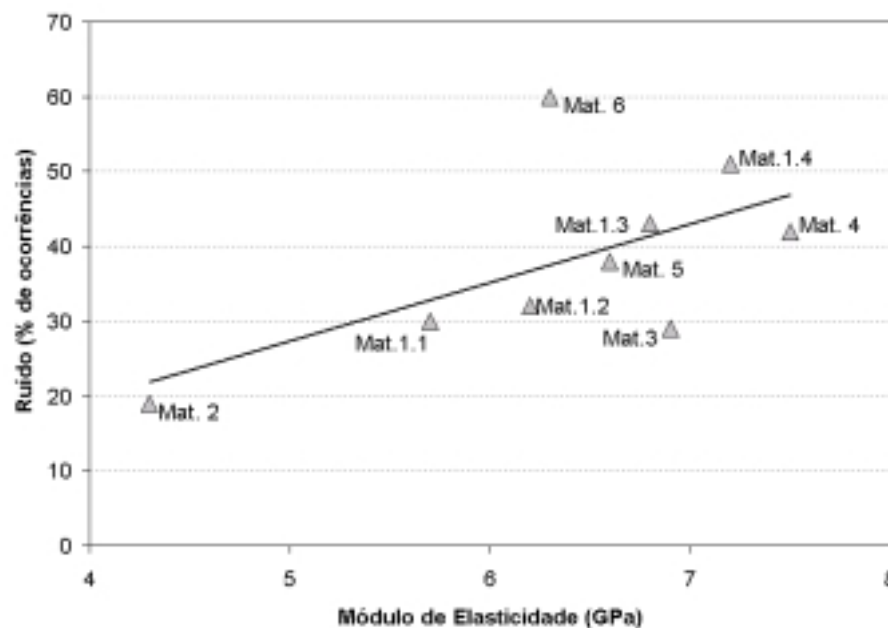


Fig. 4.3.5.1 – Curva de tendência da relação módulo de elasticidade versus ruído.

O valor de r^2 obtido por esta regressão foi de 0.77, o que indica que a curva descrita pela equação 4.3.5.1 deve ser usada apenas como indicador da tendência de variação de ruído com diferentes valores de módulo de elasticidade e atrito, mas não é confiável para prever valores de Y com precisão.

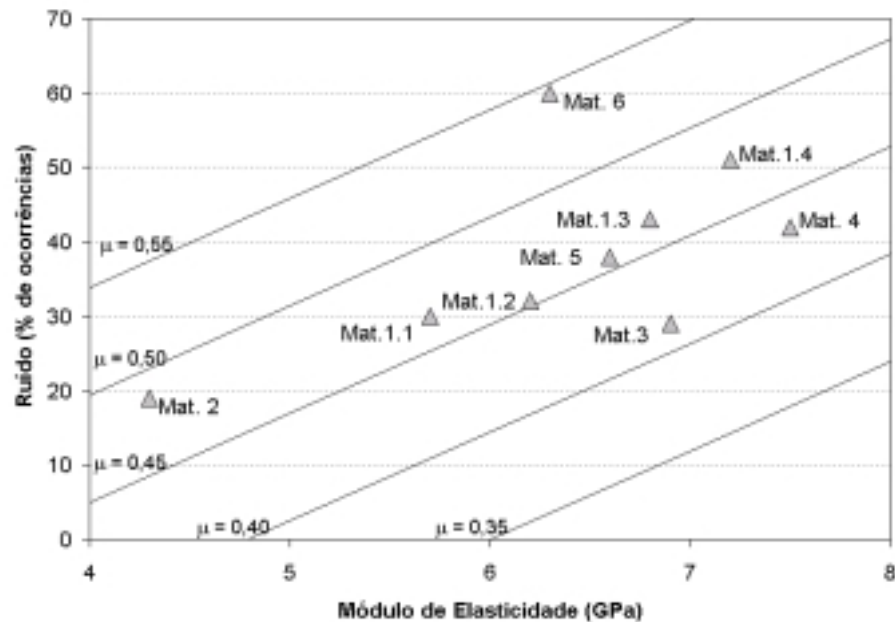


Fig. 4.3.5.2 – Curvas de tendência da correlação módulo de elasticidade versus ruído, considerando-se o efeito da magnitude do coeficiente de atrito.

4.3.6- Compressibilidade

Todos os materiais, com exceção do Material 2, apresentaram valores pouco variáveis de compressibilidade, o que torna desaconselhável a tentativa de estabelecer uma correlação entre resultados de ruído de freio e compressibilidade dos materiais.

O esperado pelo conhecimento prático nesta área é que materiais mais compressíveis sejam menos propensos a ruído. Esta constatação se verifica ao se considerar que o Material 2 é o que se distingue dos demais por ser mais compressível e menos ruidoso.

Para as versões do material 1 (Mat 1.1 a 1.4) fica clara uma tendência de aumento de ruído à medida que o material se torna menos compressível.

Para as demais versões de materiais, em que os valores de compressibilidade apresentam pouca variação entre si, é esperado que o ruído seja controlado por outras propriedades físicas dos materiais de atrito.

4.3.7 – Frequência Fundamental de Ressonância da Pastilha.

A frequência natural da pastilha é determinada primeiramente pela geometria, e depois pelo material de que a peça é constituída. Aqui é importante observar que, mesmo sem variação de geometria, e sem variação da composição do suporte metálico do material de atrito (plaqueta), diferenças da ordem de 1 kHz na frequência fundamental de ressonância das pastilhas com diferentes materiais de atrito foi obtida. Tal variação pode ser de grande importância em sistemas de freio onde for constatado que a pastilha de freio influencie na geração de ruído ou quando a frequência de ressonância da pastilha estiver próxima a uma frequência de ressonância do sistema de freio, e seja, portanto, indesejável.

A tentativa de análise por regressão linear múltipla não mostrou nenhuma correlação entre a frequência fundamental das pastilhas e a propensão a ruído de freio.

Pastilhas de freio fabricadas com o Material 2 apresentaram frequências de ressonância de 4.2kHz, e as fabricadas com os demais materiais têm suas frequências variando entre 4.8 e 5.5 kHz. Foi observado também que a maior parte das ocorrências de ruído de freio se registrou em frequências próximas a 9.7kHz para os materiais 1, 3, 4, 5 e 6. Já o Material 2 não só apresentou diminuição significativa na quantidade de frenagens com ruído de freio como também o ruído se manifestou em frequências bastante distintas (2.3kHz) das normalmente verificadas para os demais materiais. Esta diferença entre a frequência de ocorrência de ruído com os diferentes materiais pode tentar ser explicada por duas razões: diferença na frequência natural das pastilhas, ou diferença da composição química do material de atrito. Outras possíveis causas relacionadas a variações no sistema de freio, composição ou forma do disco, tipo de teste ou tipo de medição realizados, ficam eliminadas, já que o sistema de freio em que os materiais foram avaliados permaneceu o mesmo, assim como tipo de disco e procedimento de teste.

Para o sistema de freio utilizado neste estudo, a explicação mais coerente para esta diferença entre as frequências de ruído de freio gerado com diferentes materiais de atrito deve estar mais relacionada à primeira hipótese que à segunda, ou seja, mais relacionada à variação da composição química do material que às diferentes frequências de ressonância das pastilha. Esta associação foi feita por duas razões principais, conforme descrito abaixo, e está de acordo com as verificações feitas nos estudos de Chen et al., 2000, e de Fieldhouse, 1999, mencionados na revisão bibliográfica deste trabalho, em que a frequência do ruído é mais dependente das frequências do disco que da pastilha.

- 1 Conforme será discutido posteriormente, pastilhas de freio produzidas com Material 5 e 6 apresentam, em altas temperaturas, frequência fundamental de ressonância da mesma ordem da verificada para o Material 2 na condição normal (4.2 kHz), e,

durante as etapas de alta temperatura do teste de ruído continuam apresentando geração de ruído em frequências próximas a 9.7kHz. Neste caso, se o fato de a frequência natural da pastilha ser mais baixa que as demais (4.2 kHz) fosse o responsável pela mudança na frequência de geração de ruído, os materiais 5 e 6 na condição a quente iriam também gerar ruído a 2.3 kHz, e não a 9.7 kHz como é o caso verificado.

- 2 Experiência mostra que o Material 2 tem sido aplicado em diferentes tipos de sistemas de freio, e com distintas geometrias de pastilha, e tem demonstrado, em praticamente todas as condições, bons resultados quanto a ruído de freio (baixos índices de ocorrência), o que leva a crer que, também neste caso, bons resultados obtidos estão relacionados à composição do material de atrito e suas propriedades físicas, sendo a variação da frequência fundamental de ressonância da pastilha uma consequência das diferentes propriedades físicas do material, mas não uma causa da diferente performance em ruído.

4.3.8 – Índice de Amortecimento.

O índice de amortecimento das pastilhas de freio foi determinado através do método da banda de meia potência, com uso do analisador de Fourier e excitação do corpo de prova por impacto. Os valores obtidos correspondem ao índice de amortecimento da pastilha inteira, e não apenas do material de atrito, uma vez que as medições foram feitas com a pastilha completa, incluindo o suporte metálico do material de atrito (plaqueta).

Antes da realização destes testes havia uma expectativa de que grandes diferenças no índice de amortecimento pudessem ser detectadas entre os diferentes materiais. Ao contrário, os resultados obtidos, conforme dados da tabela 4.2.1, mostram que, mesmo em se tratando de materiais de atrito com composições bastante diferentes, as variações na propriedade amortecimento das pastilhas são modestas.

A tentativa de descrever a influência do amortecimento na geração de ruído de freio a partir dos dados experimentais não foi alcançada, mesmo quando os efeitos de diferentes coeficientes de atrito foram levados em consideração. Isto se deve ao fato de que os valores obtidos de amortecimento variam pouco entre os diferentes materiais, e mesmo as variações existentes se mostraram de distribuição aleatória.

A verificação mais importante obtida das análises realizadas neste trabalho é que, embora pequena, existe uma variação entre o índice de amortecimento dos materiais de diferentes composições químicas. Porém, quando se trata de uma mesma formulação, como no

caso do Material 1, alterações de processo de fabricação não influenciam no amortecimento da pastilha, mesmo quando estas variações de processo alteram significativamente outras de suas propriedades físicas como no caso de resistência mecânica, dureza e porosidade.

4.3.9 – Coeficiente de atrito.

Conforme descrito por Lang e Smales, 1983, o conceito de que materiais com alto coeficiente de atrito apresentam maior propensão a provocar ruído durante a frenagem é usualmente aceito por ambos: considerações teóricas e experiência prática. Este conceito está de acordo com o que foi observado para os materiais testados neste estudo conforme já foi demonstrado nas correlações com as propriedades dureza, porosidade, tensão de ruptura e módulo de elasticidade.

A diminuição do coeficiente de atrito poderia ser usada também como um dos fatores que ajudam explicar a diminuição das ocorrências de ruído de freio quando a alta temperatura.

4.3.10 Considerações

Nos casos descritos anteriormente, a ocorrência de ruído foi correlacionada a propriedades físicas do material de atrito em particular, como por exemplo dureza, porosidade, tensão de ruptura e módulo de elasticidade. Ficou evidente, pela análise dos coeficientes de determinação r^2 de cada correlação, que mais de uma propriedade deveria ser levada em consideração para que uma curva de tendência de ocorrência de ruído pudesse ser descrita com maior precisão.

Nesta seção é feita uma tentativa de regressão linear múltipla que descreva a ocorrência de ruído como função de diversas propriedades do material de atrito simultaneamente. As propriedades escolhidas para serem incluídas nesta análise foram as que mostraram maior importância dentre as avaliadas nas seções anteriores: coeficiente de atrito (X_1), dureza Gogan (X_2), porosidade (X_3), tensão de ruptura por tração (X_4) e módulo de elasticidade (X_5). A equação resultante desta regressão linear que prevê o percentual de ruído gerado (Y) em função das propriedades físicas do material da pastilha fica como a seguir:

$$Y = 268X_1 + 0.17X_2 - 0.10X_3 + 1.26X_4 + 7.45X_5 - 158 \quad (4.3.10.1)$$

Para a equação 4.3.10.1, o coeficiente de determinação r^2 é igual a 0.998, o que é um valor muito bom. Entretanto, para este número de variáveis (5), um número de medições maior do que nove deveria ser obtido para conferir maior significância estatística à função. Isto significa que deve-se interpretar com cuidado os resultados de predição de ruído obtidos pela

aplicação desta equação, uma vez que os coeficientes de inclinação relacionados a cada uma das variáveis (X_1 a X_5) podem sofrer alterações significativas à medida em que um número maior de medições for acrescentado na análise.

Baixa significância estatística de dois coeficientes de inclinação, associados a X_2 e a X_3 , pode ser detectada pela análise dos coeficientes de Student obtidos, uma vez que tanto t_2 quanto t_3 ficam abaixo do valor t -crítico = 2.35, obtido para uma probabilidade de erro $\alpha = 0.05$ e para 3 graus de liberdade. Somando-se o fato de que os coeficientes associados a X_2 e X_3 na equação 4.3.10.1 são pequenos, isto significa que as propriedades dureza e porosidade, além de menor confiabilidade, também apresentam menor influência na determinação da quantidade de ruído se comparadas às propriedades tensão de ruptura, módulo de elasticidade e coeficiente de atrito.

Se a tentativa de uma última análise estatística por regressão linear múltipla for conduzida, levando-se em consideração apenas as variáveis com maior significância (X_1 , X_4 e X_5), conforme observado na análise anteriormente descrita, o resultado do percentual de ocorrências de ruído previsto (Y) seria descrito pela equação 4.3.10.2, a seguir:

$$Y = 251.4X_1 + 1.25X_4 + 5.87X_5 - 135.5 \quad (4.3.10.2)$$

Os coeficientes estatísticos da equação 4.3.10.2 são: $r^2 = 0.995$, $t_1 = 17.5$, $t_4 = 15.5$, $t_5 = 9.9$, $F = 350$. Estes coeficientes indicam boa correlação entre as variáveis, e boa significância das mesmas na determinação de ruído.

Estimativa de ruído através das equações 4.3.10.1 e 4.3.10.2 é similar, e, conforme mostrado no comparativo da tabela 4.3.10.1, ambos estão próximos aos valores experimentais medidos.

Percentual de ocorrências de ruído	Ruído (%) resultados experimentais	Ruído (%) predito pela equação 4.3.10.1	Ruído (%) predito pela equação 4.3.10.2
Mat. 1.1	30	28.5	29.1
Mat. 1.2	32	31.9	32.8
Mat. 1.3	43	43.3	43.1
Mat. 1.4	51	50.4	49.7
Mat. 2	19	19.2	19.3
Mat. 3	30	29.6	29.7
Mat. 4	42	42.3	43.4
Mat. 5	38	37.9	37.4
Mat. 6	60	59.7	60.3

Tabela 4.3.10.1 – Comparativo entre valores experimentais de ruído e valores preditos por diferentes equações.

4.4 ESTUDO DA VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DOS MATERIAIS DE ATRITO DAS PASTILHAS COM O AUMENTO DE TEMPERATURA.

Algumas das propriedades físicas dos diferentes materiais de atrito foram avaliadas em diversas temperaturas. As temperaturas selecionadas para a realização destas medições foram 100°C, 175°C e 250°C, além da temperatura ambiente (25°C). A escolha destes valores de temperaturas foi feita de forma que as mesmas coincidisse com temperaturas do teste de avaliação de ruído de freio em dinamômetro. As propriedades selecionadas para avaliação com variação de temperatura foram: dureza, frequência fundamental de ressonância, e resistência mecânica (resistência à compressão, resistência à tração e resistência interna ao cisalhamento).

Os valores de dureza com variação de temperatura para as nove versões de material de atrito estudadas estão dispostos na tabela 4.4.1, e correspondem à média dos valores medidos em uma amostragem de dez pastilhas de freio de cada material. Para medições de dureza Gogan, quanto maior o valor da leitura mais macio é o material, e, quanto menor, mais duro. Pode-se observar como uma característica geral dos materiais de atrito a tendência de que os mesmos tenham um pequeno aumento de dureza na temperatura de 100°C, em relação aos valores medidos a temperatura ambiente, e que, após isso, passem a diminuir sua dureza (aumentar o valor Gogan) à medida que a temperatura aumenta.

Este pequeno aumento da dureza dos materiais a 100°C coincide com o aumento do percentual de ocorrência de ruído de freio nesta temperatura para a maior parte dos materiais, conforme demonstrado na tabela 4.4.6, que detalha os resultados obtidos nos testes de ruído e mostra que, dentre as temperaturas analisadas, na temperatura de 100°C é que se verifica a maior incidência de ruído.

Dureza (GC)	25°C		100°C		175°C		250°C	
	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad
Material 1.1	40	6	33	3	34	4	41	3
Material 1.2	31	2	26	1	29	2	34	1
Material 1.3	28	2	27	2	27	2	35	3
Material 1.4	28	1	27	2	32	4	40	4
Material 2	54	4	43	2	45	2	47	2
Material 3	31	2	29	3	29	1	33	2
Material 4	18	1	17	1	17	2	20	1
Material 5	38	5	37	2	33	3	38	4
Material 6	23	3	28	2	32	1	40	2

Tabela 4.4.1: Variação da dureza dos materiais com temperatura

Dentre os valores exibidos na tabela 4.4.1, podem-se observar dois comportamentos sensivelmente diferentes à regra geral, que são os dos materiais 5 e 6. Material 5 porque apresenta uma tendência de endurecimento até 175°C, ao invés de até 100°C como os demais, e Material 6 porque é o que apresenta maior sensibilidade à temperatura, com quedas de dureza mais acentuadas que os demais e já iniciando a partir dos 100°C.

Com relação à resistência mecânica, o comportamento dos materiais foi diferente para os casos de ensaio de tração, compressão e resistência interna ao cisalhamento. Em se tratando de resistência à compressão, os valores medidos tensão de ruptura à compressão descritos na tabela 4.4.2, mostram apenas pequenas variações entre resultados medidos a frio e a quente, e não se pode afirmar que há tendência de aumento ou diminuição da resistência mecânica com temperatura, pelo contrário, o que se vê é que, dentro da faixa de temperaturas avaliadas, há estabilidade dos valores limite de resistência à compressão dos materiais.

Quanto à resistência à tração e resistência interna ao cisalhamento dos materiais, as variações mostram-se similares às verificadas para a propriedade dureza, ou seja, partindo de um determinado valor a 25°C, há tendência de aumento da resistência dos materiais a 100°C, e em alguns casos até 175°C, com progressiva diminuição da resistência com o aumento de temperatura até 250°C. As tabelas 4.4.3 e 4.4.4 mostram os valores medidos nas diferentes temperaturas para tensão de ruptura à tração e tensão interna de ruptura ao cisalhamento, respectivamente (valores também baseados na média estatística de 10 medições).

Resistência à compressão (MPa)	25°C		100°C		175°C		250°C	
	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad
Material 1.1	44.2	8.5	50.3	3.4	43.6	4.9	42.2	7.3
Material 1.2	56.9	6.4	57.2	10.1	52.2	13.2	55.0	7.4
Material 1.3	76.3	9.7	71.3	9.3	65.4	7.1	62.3	4.6
Material 1.4	83.6	5.3	75.4	6.9	75.1	6.9	63.8	3.7
Material 2	50.4	5.9	58.1	5.2	55.7	7.6	53.2	7.9
Material 3	93.8	2.3	91.9	2.8	98.3	4.3	93.6	2.8
Material 4	113	16.3	110	22.0	107	19.2	103	12.0
Material 5	95.8	8.4	99.0	8.0	93.1	6.7	105	11.4
Material 6	110	4.4	108	15.2	117	6.9	116	4.0

Tabela 4.4.2: Variação do limite de resistência à compressão com temperatura (tensão de ruptura à compressão)

Resistência à Tração (MPa)	25°C		100°C		175°C		250°C	
	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad
Material 1.1	8.4	1.0	9.8	1.7	9.7	1.2	8.1	1.2
Material 1.2	11.0	0.7	13.7	1.1	12.0	1.4	12.9	0.7
Material 1.3	14.4	0.3	16.2	0.8	14.0	2.0	12.6	1.8
Material 1.4	18.0	1.6	19.2	1.4	16.9	1.5	14.8	1.9
Material 2	5.1	0.6	6.0	0.6	5.4	0.8	4.8	0.5
Material 3	19.3	0.9	18.5	2.0	18.1	1.5	16.5	1.4
Material 4	17.4	4.0	16.7	2.3	15.3	2.4	16.9	1.0
Material 5	16.8	4.2	19.0	2.3	18.8	2.4	18.1	1.0
Material 6	26.5	2.2	26.5	0.9	23.4	0.8	20.1	1.3

Tabela 4.4.3: Variação do limite de resistência à tração com temperatura (tensão de ruptura à tração)

Resistência interna ao cisalhamento (MPa)	25°C		100°C		175°C		250°C	
	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad
Material 1.1	4.9	1.0	5	1.7	4.6	1.2	4.6	1.2
Material 1.2	6.9	0.8	7.3	1.1	6.1	1.4	5.7	0.7
Material 1.3	9.2	1.3	11	0.8	8.6	2.0	7.9	1.8
Material 1.4	10.7	1.4	11.35	1.4	8.8	1.5	8.4	1.9
Material 2	3.9	0.4	4.4	0.6	4.6	0.8	4.0	0.5
Material 3	9.3	1.0	9.9	2.0	8.8	1.5	7.5	1.4
Material 4	10.6	2.0	10.2	2.3	10.1	2.4	6.9	1.0
Material 5	9.8	1.5	9.8	2.3	8.4	2.4	8.8	1.0
Material 6	16.3	1.7	15.5	0.9	16.1	0.8	13.4	1.3

Tabela 4.4.4: Variação do limite de resistência interna ao cisalhamento dos materiais com temperatura.

Outra propriedade avaliada, a frequência fundamental, mostra que a frequência de ressonância das pastilhas diminui com o incremento de temperatura. Esta variação era esperada, uma vez que a frequência de ressonância é proporcional à raiz da rigidez do material (K) dividida pela massa (M), e, conforme visto, a rigidez da pastilha diminui com temperatura ao passo que a massa permanece inalterada.

Freq. Fundamental de ressonância da pastilha (Hz)	25°C		100°C		175°C		250°C	
	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad	Média	Desv. Pad
Material 1.1	5015	25	4836	40	4752	30	4614	28
Material 1.2	5329	82	5134	67	5045	62	4833	24
Material 1.3	5350	107	5148	100	5054	58	4804	26
Material 1.4	5409	111	5198	89	5084	55	4804	5
Material 2	4224	20	4001	21	3925	23	3800	20
Material 3	5445	44	5207	40	5089	31	4827	43
Material 4	5361	28	5140	17	5051	28	4864	34
Material 5	4798	6	4646	10	4545	10	4415	18
Material 6	4849	27	4595	24	4417	54	4180	71

Tabela 4.4.5: Variação da frequência fundamental de ressonância das pastilhas com aumento de temperatura

A magnitude da variação das frequências fundamentais, ou de ressonância das pastilhas, com temperatura até 250°C foi da ordem de 500Hz, ou cerca de 10% do valor medido à temperatura ambiente, conforme ilustrado na tabela 4.4.5. Este valor é amplo, se considerado que não houve nenhuma variação de geometria nem de material da pastilha, apenas variação de propriedades físicas do material de atrito em função da temperatura.

Percentual relativo de ocorrência de ruído.	50°C	100°C	175°C	250°C
Material 1.1	24	36	32	08
Material 1.2	28	36	29	07
Material 1.3	26	35	32	07
Material 1.4	26	33	27	14
Material 2	28	31	31	10
Material 3	30	34	21	15
Material 4	35	38	20	07
Material 5	32	34	30	04
Material 6	31	37	23	09

Tabela 4.4.6: Percentagem relativa de ocorrência de ruído nas temperaturas de interesse, durante teste de ruído em dinamômetro, para cada material.

Para finalizar a avaliação de propriedades dos materiais de atrito em diferentes temperaturas, a tabela 4.4.6 foi acrescentada e mostra o percentual relativo de ocorrência de frenagens com ruído nas quatro temperaturas avaliadas. Pode-se observar que, para a maioria dos materiais, está bem caracterizada a tendência de aumento das ocorrências de ruído a 100°C, em relação à condição a frio e, a partir daí, havendo uma diminuição progressiva no percentual relativo de frenagens com ruído à medida que a temperatura aumenta. Para a elaboração da tabela 4.4.6, foram considerados, a partir do teste de dinamômetro, apenas as frenagens com ruído nas temperaturas de 50°C, 100°C, 175°C e 250°C, e calculado, dentre estas, o percentual relativo de ocorrências em cada temperatura, apenas para efeito de comparação com os dados medidos de propriedades mecânicas em temperaturas semelhantes.

4.5 ANÁLISE DOS RESULTADOS DOS TESTES DE RUÍDO DE FREIO PARA OS DIFERENTES MATERIAIS DE PASTILHAS

O teste de ruído de freio em dinamômetro, segundo procedimento *AK Master Noise Procedure* [1997], é um teste que faz uma varredura em diferentes condições de aplicação do freio em diversas temperaturas, velocidades e pressões de frenagem. O controle de temperatura é feito através de um termopar tipo K instalado no disco de freio próximo ao centro da pista de atrito. As temperaturas iniciais em que é feita a varredura no teste de ruído são de 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250 e 300°C. O controle de pressão é feito através de um transdutor que registra a pressão hidráulica do circuito de freio que é a que pressiona o pistão do freio contra a pastilha de freio, e esta contra o disco. As pressões nominais da varredura deste teste são de 0, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5 e 3 MPa. A pressão é dita nominal por ser aplicada durante 10 segundos em forma de rampa crescente, desde o valor da pressão nominal menos 0.25MPa, até o valor nominal mais 0.25MPa nos 5 primeiros segundos, e daí, até pressão nominal menos 0.25 MPa até o tempo final de 10 segundos. Assim, por exemplo, a frenagem com pressão nominal de 1 MPa inicia com 0.75MPa, cresce linearmente até 1.25MPa nos primeiros 5 segundos de aplicação, e decresce linearmente até 0.75MPa até o tempo final de aplicação (10 segundos). As velocidades em que todas estas varreduras de pressão e temperatura são ensaiadas são de 30 RPM e 100RPM, velocidade constante de rotação do eixo, e mais uma série de frenagens de velocidade variável de 50km/h até zero, em diversas condições de pressão, perfazendo um total de 1409 aplicações do freio durante um teste.

Pressão (MPa)	Mat 1.1	Mat 1.2	Mat 1.3	Mat 1.4	Mat 2	Mat 3	Mat 4	Mat 5	Mat 6
0	0	0	1,2	1,5	3,5	0,0	1,5	2,6	3,0
5	0	6,4	3,3	5,4	8,0	0,3	3,8	6,8	10,9
10	4,9	15,8	11,9	11,7	16,1	10,0	14,0	14,2	16,4
15	16,5	17,4	21,0	17,3	18,0	17,9	15,5	19,7	17,3
20	32	21,2	22,0	21,4	20,1	23,9	21,6	18,5	18,8
25	28,4	21	21,7	23,4	23,2	24,9	25,1	19,9	19,4
30	18,2	18,2	18,9	19,3	11,1	23,0	18,5	18,3	14,2
% absoluto de ruído	30%	32%	43%	51%	19%	30%	42%	38%	60%

Tabela 4.5.1: Percentual relativo de ocorrência de ruído em teste de dinamômetro em cada pressão nominal de frenagem para cada material testado.

Temperatura °C	Mat 1.1	Mat 1.2	Mat 1.3	Mat 1.4	Mat 2	Mat 3	Mat 4	Mat 5	Mat 6
50	11,0	12,7	10,5	10,0	11,2	11,8	14,2	13,3	12,8
75	12,4	14,8	12,6	11,9	14,8	14,8	16,0	17,4	15,9
100	14,0	14,1	13,9	12,5	12,5	13,1	15,5	14,1	15,2
125	15,2	15,0	14,9	14,0	13,0	13,6	14,7	13,8	14,5
150	16,0	14,3	16,3	15,4	11,6	13,0	13,0	14,6	13,8
175	11,4	10,0	12,6	10,6	12,5	8,3	8,1	12,1	9,5
200	9,5	6,6	9,9	9,6	9,4	9,0	7,9	9,7	7,4
225	7,0	4,9	4,7	7,0	8,0	7,5	6,9	3,5	5,0
250	2,7	4,1	2,5	5,2	4,2	5,9	2,8	1,5	3,5
300	0,8	3,5	2,1	3,8	2,8	3,0	0,9	0,0	2,4
% absoluto de ruído	30%	32%	43%	51%	19%	30%	42%	38%	60%

Tabela 4.5.2: Percentual relativo de ocorrência de ruído em teste de dinamômetro em cada temperatura para cada material testado.

As tabelas 4.5.1 e 4.5.2 registram o percentual relativo de ocorrência de ruído em cada uma das pressões e temperaturas avaliadas, respectivamente. Na última linha de cada uma das tabelas, o valor absoluto do percentual de ocorrência de ruído acima de 60 dB(A) de cada material no teste de dinamômetro é repetido, para fins de facilitar a comparação entre os materiais que apresentam maior ou menor tendência de gerar ruído. Aqui, com uma avaliação em um número maior de temperaturas, percebe-se ainda a tendência de que os materiais apresentem aumento do percentual relativo de ocorrências de ruído até temperaturas entre 100°C e 150°C,

dependendo do material, e que, a partir de então, haja uma diminuição progressiva no percentual de ocorrências de ruído até 300°C, que é a temperatura mais alta avaliada e onde os índices relativos de ruído já se apresentam significativamente baixos. Quanto às pressões de frenagem, todos os materiais apresentaram a pior condição para geração de ruído nas pressões entre 2.0 MPa e 2.5 MPa, o que pode estar associado a uma característica deste sistema de freio em específico, uma vez que na prática, são muito comuns problemas de ruído em mais baixas pressões (0.5 a 1.5 MPa – leve toque no pedal de freio).

Por fim, a tabela 4.5.3 resume as principais frequências de ocorrência de ruído para as nove versões de pastilhas avaliadas, e compara estas com as frequências naturais das pastilhas e do disco utilizado na avaliação. Pode-se perceber que na maioria das situações, as frequências em que o ruído ocorre estão próximas de alguma das frequências de ressonância do disco de freio, mas não se aproximam das frequências naturais das pastilhas. Isto indica que, mesmo o ruído estando sendo gerado pelo mecanismo de atrito disco-pastilha, o meio de propagação principal deste ruído é o disco.

Frequência de ressonância da pastilha		5.02 kHz	5.33 kHz	5.35 kHz	5.41 kHz	4.22 kHz	5.45 kHz	5.36 kHz	4.80 kHz	4.85 kHz
Material de pastilha		Mat 1.1	Mat 1.2	Mat 1.3	Mat 1.4	Mat 2	Mat 3	Mat 4	Mat 5	Mat 6
Frequência de ressonância do disco	1.13	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	2.36	2.3	-	-	2.3	2.3	-	-	2.3	-
	3.71	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	5.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	7.37	8.4	8.3	-	7.7	-	8.2	-	7.0	-
	9.59	9.8	9.8	9.7	9.7	-	9.7	9.7	9.0 / 9.7	9.7
	12.06	-	11.3	11.5	-	-	-	-	-	-
	14.63	14.7	14.7	14.7	14.5	-	14.7	14.7	-	14.7
Frequências de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro										

Tabela 4.5.3 – Comparativo entre frequências de ocorrência de ruído com frequências de ressonância de pastilhas disco.

No ANEXO I deste trabalho estão incluídas uma série de figuras ilustrando, para cada material testado, o percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência, e o resumo das ocorrências de ruído de todo o teste, em um gráfico de frequência (Hz) versus nível de pressão sonora [dB(A)]. Estas figuras mostram detalhadamente frequências e intensidades sonoras predominantes de ruído gerado no teste de cada material.

5. ESTUDO DE DIFERENTES COMPOSIÇÕES DE DISCOS DE FREIO.

5.1 ENSAIOS REALIZADOS COM VARIAÇÃO DE COMPOSIÇÃO DO MATERIAL DOS DISCOS DE FREIO.

Até aqui, todos os ensaios realizados envolviam variações de materiais das pastilhas de freio, enquanto o tipo de disco de freio permanecia inalterado, assim como o próprio sistema de freio, de forma a comparar apenas o material de atrito. A partir de agora, a discussão envolvida neste tópico diz respeito às influências da variação do disco de freio, ou mais especificamente, da composição do material fundido do disco, nos resultados de performance do freio em eficiência de frenagem e, principalmente, em sua propensão a gerar ruído.

Para proceder esta verificação, apenas um material de pastilha foi selecionado, de forma a ser utilizado nos ensaios de avaliação dos diferentes tipos de discos. O material de pastilha selecionado foi o Material 2, por ser o que apresentou, dentre as nove versões testadas, a melhor performance em ruído. Tem-se, com isso, o intuito de conseguir identificar o par de atrito ideal para o sistema de freio utilizado neste estudo, ou seja, o par de materiais de atrito de disco e pastilha de freio que, trabalhando conjuntamente, teriam menor probabilidade de apresentar problemas de ruído.

Ao todo, cinco diferentes tipos de material de disco de freio foram avaliados, e suas principais características são descritas a seguir:

Disco 1.

O material avaliado identificado como Disco 1 corresponde a um ferro fundido cinzento tipo FC250. Trata-se de um ferro fundido cinzento de composição normal, com baixo teor dos elementos de liga cobre e estanho, estrutura praticamente 100% composta por perlita fina, com veios de grafita regulares e de tamanho tipo 2. Aqui é importante observar que, além da composição química do material, é importante também a formação de sua microestrutura, sua homogeneidade e tamanho do grão (refino), para caracterizar a qualidade do fundido, o que pode ser tão importante quanto a composição do material na determinação das características de performance do freio. O Disco 1 corresponde ao material original deste freio, e foi, portanto, o tipo de disco utilizado em todos os ensaios com variação de material de atrito anteriormente reportados. A figura 5.1.1 ilustra a microestrutura do material do Disco 1.



Figura 5.1.1: Microestrutura ferro fundido FC 250 – Disco 1 (80X).

Disco 2.

O Disco 2 foi selecionado para este estudo por ser um material de disco de freio encontrado no mercado paralelo como material de reposição do freio utilizado. Trata-se de um ferro fundido cinzento tipo FC 150, com baixo teor de elementos de liga, formação também perlítica, mas com veios de grafita de tamanho maior que o do FC 250, microestrutura menos refinada e com propriedades mecânicas mais pobres. A figura 5.1.2 ilustra a microestrutura do material FC 150.



Figura 5.1.2: Microestrutura ferro fundido FC 150– Disco 2 (80X).

Disco 3.

O material do Disco 3 foi a primeira variação da composição do disco feita sobre a versão do material do Disco 1. Trata-se de um ferro fundido cinzento de alto carbono, aqui identificado como FC HC , de composição bastante similar à do Disco 1, mas com teor de carbono elevado. Este tipo de material também é conhecido como material de alta condutividade

térmica, e não se sabe previamente que tipo de efeito este alto teor de carbono pode ocasionar no comportamento do freio em termos de mudança do coeficiente de atrito, principalmente na condição a quente e mudanças no comportamento quanto a ruído; ambos serão aqui estudados. A figura 5.1.3 ilustra a microestrutura deste material, que é de composição perlítica, com grafita de tamanho tipo 3.

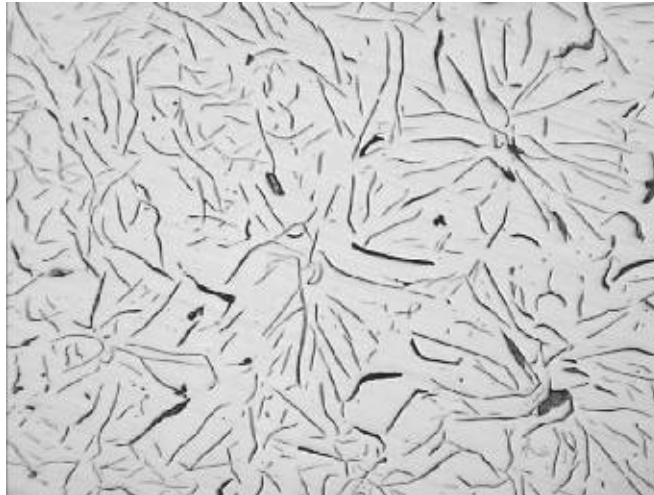


Figura 5.1.3: Microestrutura ferro fundido FC HC – Disco 3 (80X).

Disco 4.

O material identificado por Disco 4 possui estrutura e composição muito similar à do Disco 1, com adição do elemento de liga Titânio, e tem objetivo de verificar comportamento do disco de freio com partículas duras, na performance do conjunto de freio (tanto em eficiência quanto em ruído). Este material foi aqui identificado como FC200Ti, e possui estrutura de perlita fina com grafita tipo 2, e distribuição homogênea, conforme ilustrado na figura 5.1.4.

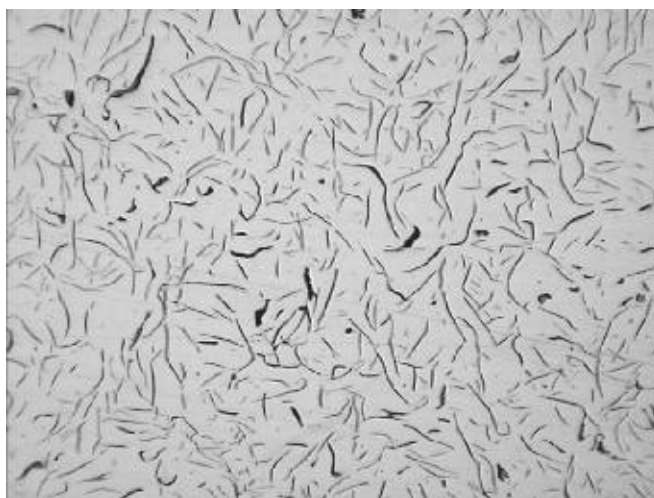


Figura 5.1.4: Microestrutura ferro fundido FC200Ti – Disco 4 (80X).

Disco 5.

O último dos materiais selecionados para este estudo foi um ferro fundido vermicular. Trata-se de um material de características completamente distintas dos demais, os quais eram todos de uma mesma base com pequenas adições de elementos de liga e estruturas similares. O material do Disco 5 é empregado em aplicações do tipo cabeçote fundido de motor, é de produção mais difícil que os ferros fundidos cinzentos anteriormente descritos, além de ser de mais difícil usinabilidade, de menor condutividade térmica, de maior custo, possuir propriedades mecânicas bastante superiores e índice de amortecimento mais baixo. Apesar de não ser um material indicado para esta aplicação por seu custo e dificuldade de produção, foi incluído neste estudo com a simples intenção de fazer-se uma verificação de como seria o comportamento de um material de propriedades bastante diferentes em termos de ruído e eficiência de frenagem. Em condições de produção, o fato deste material apresentar propriedades mecânicas bastante superiores às do ferro fundido cinzento, permitiria que a peça fosse subdimensionada, com ganhos em peso e em custo. Entretanto, neste trabalho esta possibilidade não foi levada em consideração e a geometria do disco foi mantida inalterada, de maneira a tornar os resultados mais comparativos. A figura 5.1.5 ilustra microestrutura diferenciada deste tipo de material.

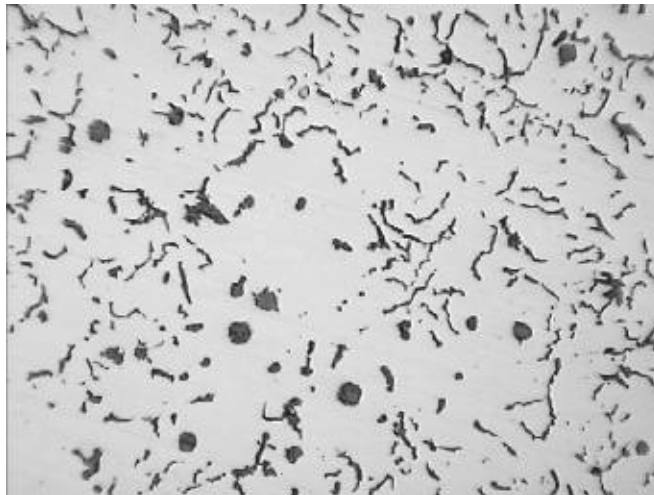


Figura 5.1.5: Microestrutura ferro fundido Vermicular – Disco 5 (80X).

Propriedades físicas dos discos de freio foram medidas, embora não de uma forma tão completa quanto no caso dos materiais das pastilhas. Mesmo assim, propriedades como índice de amortecimento, dureza, resistência à tração (limite de ruptura), densidade e frequência de ressonância foram medidas, além, é claro, das medições de coeficiente de atrito e testes de ruído em dinamômetro visando detectar as principais diferenças entre os materiais. O

estabelecimento de correlações entre propriedades mecânicas dos materiais de discos e resultados de ruído não foi estabelecido da forma como foi feito para o caso do estudo com os materiais de pastilhas, quer pelo menor número de propriedades avaliadas, quer pelo menor número de materiais de discos avaliados. O máximo que pôde ser estabelecido nesta parte do trabalho foi uma simples comparação entre performances de diferentes materiais de discos em um sistema de freio, o que, por si só, já foi válido para demonstrar que este campo, ainda pouco explorado, apresenta um potencial muito grande na busca de melhorias de performance do freio, talvez tão importante quanto a própria modificação do material de atrito das pastilhas.

Para iniciar a análise de performance do freio com uso dos diferentes materiais de disco, foi montada a tabela 5.1.1. Nela estão resumidos, além de valores das propriedades físicas medidas para os discos, alguns dados como: coeficiente de atrito dos materiais, desgaste e ruído. Os valores de coeficiente de atrito apresentados correspondem à média de atrito das frenagens com ruído acima de 60dB(A). Quanto aos valores de desgaste apresentados na tabela 5.1.1, os mesmos são obtidos pela medição e pesagem de pastilhas e discos antes e após teste de eficiência em dinamômetro denominado *AK Master Performance Test*, e, embora não consistam em valores obtidos de um teste específico de desgaste, servem como um primeiro indicador das características de desgaste dos materiais. As duas linhas finais da tabela correspondem aos dados indicadores dos resultados do teste de ruído de freio, e, da mesma forma que apresentado anteriormente, mostram o percentual de frenagens com registro de ruído acima de 60 dB(A), e também a principal frequência em que o ruído se manifestou para cada material de disco testado. No ANEXO II é feita a apresentação gráfica dos resultados de ruído por frequência e intensidade sonora para cada tipo de disco testado, da mesma forma que foi feito para os ensaios com diferentes materiais de pastilhas.

Dos dados apresentados na tabela 5.1.1, pode-se chamar a atenção para as diferenças mais significativas em propriedades mecânicas do material do Disco 5, que apresentam valores cerca de duas a três vezes maiores que os dos demais discos, e índice de amortecimento, com valor duas a três vezes menor que os valores dos discos 1 a 4. No caso dos materiais de pastilhas foi visto que estas duas propriedades variando desta forma seriam indicadores de aumento de probabilidade de ruído, o que também parece ser o caso aqui, destacando principalmente o índice de amortecimento, que é tido como uma das características importantes do ferro fundido cinzento para a aplicação em freios a disco, justamente pela capacidade de amortecimento deste material.

	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Material	FC250	FC150	Alto Carbono	FC200 Ti	Vermicular
Dureza superficial (HB)	223	187	212	218	235
Dureza no núcleo (HB)	198	163	186	193	255
Tensão de ruptura à tração (MPa)	330	164	198	215	554
Perlita na microestrutura (%)	100	100	100	100	97
Tamanho da grafita	2	4	3	2	-
Nodularidade (%)	-	-	-	-	15
Frequência fundamental (Hz)	1140	1080	1056	1104	1250
Índice de amortecimento (E-04)	15	15	16	17	6
Densidade (g/cm ³)	7.21	7.17	7.16	7.18	7.15
Coefficiente de atrito médio nas frenagens que apresentaram ruído (μ)	0.49	0.49	0.48	0.46	0.47
Desgaste da pastilha no teste de eficiência (g)	3.73	4.31	4.07	3.86	3.94
Desgaste do disco no teste de eficiência (g)	11.4	11.4	11.8	10.2	12.0
Percentual de frenagens com ruído acima de 60 dB(A)	19%	31%	28%	8%	45%
Frequência principal de ocorrência de ruído (kHz)	2.3	2.2	2.2	2.3	3.9 e 8.0

Tabela 5.1.1: resumo de propriedades físicas e avaliação em dinamômetro dos cinco diferentes materiais de disco de freio.

Ainda em relação às propriedades físicas dos materiais de discos, considerando agora os quatro primeiros materiais (ferros fundidos cinzentos), é possível identificar uma redução de resistência mecânica do Disco 2 em relação ao Disco 1. Isto está provavelmente associado ao maior refinamento da microestrutura do Disco 1. Discos 3 e 4 apresentam valores intermediários de resistência mecânica. Com relação à dureza, discos 1, 3 e 4 apresentam valores praticamente iguais, e o Disco 2 apresenta dureza cerca de 15 % menor. Outra diferença a se observar é em relação ao tamanho dos veios de grafita, que é tipo dois para os Discos 1 e 4, tipo quatro para o Disco 2, e tipo três para o Disco 3.

Em relação à avaliação de eficiência de frenagem (medição do coeficiente de atrito), Disco 4 e Disco 5 apresentaram desempenho praticamente igual ao do disco original (Disco 1). Este comportamento era esperado para o Disco 4 por ser muito similar ao Disco 1,

apenas com acréscimo de titânio como elemento de liga. Em relação ao Disco 5, pode se dizer que este resultado surpreendeu, pois, em se tratando de um material de características bem diferentes do original, modificações mais acentuadas no comportamento de atrito eram esperadas.

Diferenças de performance mais significativas foram encontradas no Disco 2, que é o vendido como peça de reposição para o veículo cujo freio foi utilizado. Neste caso, comparativamente ao disco original, houve uma diminuição de cerca de 7%, tanto no atrito característico, quanto no atrito médio no teste. Em caso de frenagens a altas temperaturas a perda no coeficiente de atrito chegou a 10%.

O Disco 3 apresentou diminuição do coeficiente de atrito de 4% a 5% em praticamente todas as condições, uma diferença menor que a apresentada pelo Disco 2, e que poderia ser atribuída à presença de maior teor de carbono na composição do disco, que, sob forma de grafita, estaria atuando como lubrificante.

Avaliações de desgaste foram feitas a partir da medição e pesagem de discos e pastilhas antes e após o teste de eficiência em dinamômetro. Os valores medidos de desgaste durante este teste foram similares para discos e pastilhas para todos os tipos de materiais de disco testados, ou seja, a variação na composição dos discos testados não influenciou nas taxas de desgaste. A surpresa aqui ficou por conta do material do Disco 5, já que, por suas propriedades mecânicas serem bastante superiores, era esperado que este apresentasse uma resistência ao desgaste maior que os demais, fato que não ocorreu.

Finalmente, a análise dos resultados do teste de ruído de freio, o enfoque mais importante deste estudo, mostra que foi justamente aí que se manifestaram as diferenças mais significativas entre os materiais de discos avaliados. O material original, Disco 1, que apresentou ruído em 19% das frenagens do teste de dinamômetro (*AK Master Noise Performance [1997]*), teve seu desempenho bastante melhorado ao se utilizar o material com partículas duras do Disco 4, quando apenas 8% das frenagens apresentaram ruído em intensidade acima de 60 dB(A). Já ao se utilizar os demais discos, aumentou o percentual de ocorrências de ruído de freio. No caso dos discos 2 e 3 o percentual de frenagens com ruído foi similar: 31% e 28%, respectivamente; e, no caso do Disco 5, o resultado foi ainda pior: 45% das frenagens apresentaram ruído, sempre considerando o percentual obtido da média de três testes para cada material de disco.

Na tentativa de buscar correlações entre propriedades dos diferentes discos e diferenças de performance encontradas no teste de ruído, as seguintes hipóteses foram levantadas:

- A única variação identificada do Disco 4, em relação ao disco original, que possa estar associada à mudança de comportamento de ruído do freio foi a presença das partículas duras do ligante titânio, pois as demais características, tanto de microestrutura e elementos de liga, quanto das propriedades mecânicas avaliadas permanecem similares.
- Os discos 2 e 3 apresentam propriedades mecânicas mais pobres que as do disco original (Disco 1), mas esta diferença é pequena, tanto em resistência à tração quanto em dureza. As frequências fundamentais de ressonância destes materiais também são menores que as do Disco 1, mas novamente as variações parecem ser pouco significativas. Nos dois casos porém, existe uma importante variação na microestrutura dos materiais dos discos 2 e 3, a qual é menos refinada, apresenta veios de grafita maiores, e forma uma matriz menos homogênea comparativamente à microestrutura do Disco 1. Dado que estes veios de grafita, constituídos por material mais macio que o da matriz, podem se transformar em vazios e tornar a pista de atrito do disco cheia de irregularidades, maiores no caso dos discos 2 e 3, pode ser que haja relação entre este tipo de microestrutura e a maior ocorrência de ruído.
- O Disco 5, ferro fundido vermicular, foi o que apresentou a maior variação nos resultados de ruído de freio em relação ao disco original. Uma das características mais importantes que podem estar associadas a este resultado é a diminuição do índice de amortecimento deste material, comparado aos demais discos. Outras propriedades que podem estar contribuindo para esta modificação são o aumento de resistência mecânica e o provável aumento do valor do módulo de elasticidade. No caso do módulo de elasticidade, apesar de não medido, mas baseado no maior valor de resistência mecânica do disco 5, é provável que também este seja maior que o do disco original, e seja o responsável pelo aumento no valor das frequências de ressonância do disco. Esta modificação de frequências pode também estar associada ao aumento das ocorrências de ruído caso as novas frequências de ressonância do disco tenham se tornado mais próximas às frequências críticas do sistema.

Estas colocações, embora não conclusivas, constituem em pistas importantes para investigações complementares, que podem advir da continuidade deste estudo.

No ANEXO II é apresentado o resumo dos resultados de ruído para cada tipo de disco testado, com o percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência, e o resumo das ocorrências de ruído em todo o teste, registrado no gráfico frequência (Hz) versus nível de pressão sonora [dB(A)].

5.2 - ANÁLISE DINÂMICA DO DISCO DE FREIO EM ELEMENTOS FINITOS

A análise dinâmica do disco de freio em dinamômetro foi feita com auxílio do software ANSYS[®], versão 5.5. O objetivo da realização desta análise, foi a determinação de quais dentre as frequências de ressonância do disco eram transversais (ou ortogonais) e quais eram planares (ou radiais), conforme o estudo proposto por Chen et al., 2000, descrito na revisão bibliográfica deste trabalho. Por uma limitação de equipamento, não foi possível a determinação experimental destas ressonâncias em frequências mais altas, já que estamos falando de valores que podem ir até cerca de 15000Hz, e o acelerômetro utilizado oferecia precisão somente até cerca e 6.000Hz.

Segundo o trabalho dos autores supracitados, havendo a proximidade de valores de frequências planares e transversais em um disco de freio, haveria uma forte tendência à ocorrência de ruído de freio nesta ordem de frequências, e é isto que esta avaliação por elementos finitos tenta verificar.

O material de disco utilizado para análise modal em elementos finitos é o do ferro fundido cinzento comum (Disco 1). Para esta determinação, foi utilizado o valor de módulo de elasticidade 125 GPa, conforme dados de literatura. Já para análise dinâmica do Disco 5 não foi encontrado valor de módulo de elasticidade do material, e, visto que esta propriedade não foi medida, a simulação por elementos finitos ficou comprometida. Mesmo assim, uma simulação com valor estipulado de $E = 150\text{GPa}$ foi realizada.

Os dados obtidos na medição experimental com os discos de freio 1, 2, 3 e 4 correspondem a frequências de ressonância tipo ortogonais ou transversais, já que o acelerômetro foi posicionado ortogonalmente à pista de atrito do disco, e o impacto também foi aplicado ortogonalmente ao disco. Os resultados destas medições, juntamente com os resultados da simulação no ANSYS[®] estão ilustrados na tabela 5.2.1. No caso, para os valores experimentais, as medidas válidas estão limitadas até a terceira ordem de vibração modal diametral, mas a determinação numérica das frequências e modos de vibração vai até a décima ordem.

Para a simulação em elementos finitos, utilizou-se elemento sólido tipo 72, tamanho do elemento 10 mm, para garantir ao menos dois elementos na espessura do disco, que é de 12 mm. Os dados do material utilizados foram: módulo de elasticidade $E=125\text{GPa}$, coeficiente de Poisson $\nu = 0.29$, densidade $\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$, e índice de amortecimento $c=0,00015$. Dados dimensionais do disco de freio foram colocados em mm, e a frequência obtida na análise modal foi em kHz. A rotina para modelamento e análise modal do disco está incluída no ANEXO III deste trabalho.

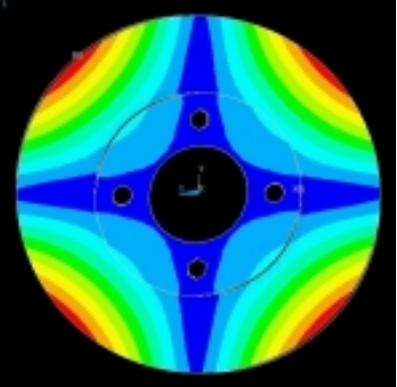
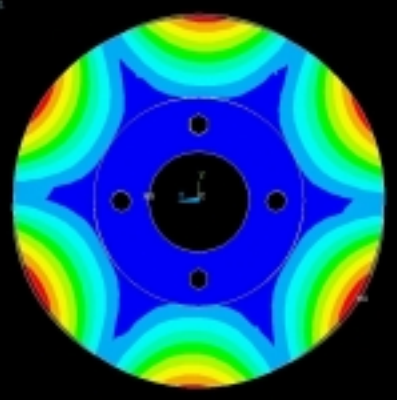
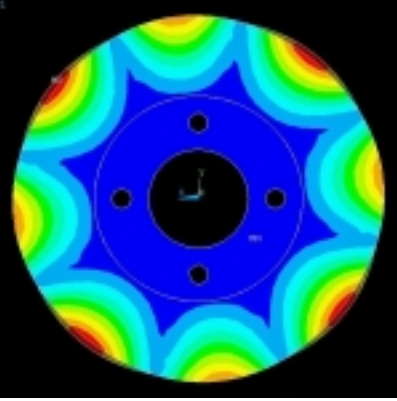
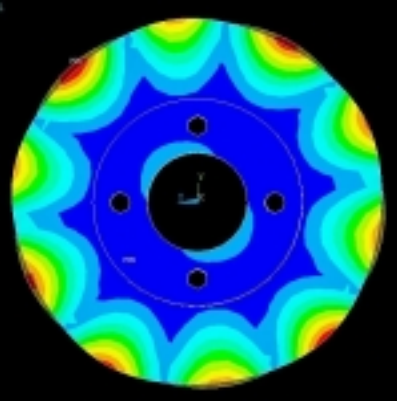
Ordem de vibração modal transversal	Simulação Ansys (Hz)	Disco 1 (Hz) (medição)	Erro p/ Disco 1 (%)	Disco 2 (Hz) (medição)	Disco 3 (Hz) (medição)	Disco 4 (Hz) (medição)	Disco 5 (Hz) (medição)
2	1128	1140	1.1%	1080	1056	1104	1258
3	2359	2260	4.2%	2170	2150	2200	2530
4	3707	3704	<0.1%	3450	-	3500	4080

Tabela 5.2.1: Comparativo de frequências transversais de ressonância dos discos de freio: simulação em elementos finitos versus medição experimental.

Pode-se observar que as frequências dos discos 2 e 3 são ligeiramente inferiores às do Disco 1. Isto possivelmente esteja associado a um valor de módulo de elasticidade um pouco menor para estes materiais, em torno de 115 GPa, em concordância com a menor resistência mecânica dos mesmos.

Em relação aos dados da tabela 5.2.1, é importante ressaltar também, que não se poderia afirmar, pela simples medição experimental das frequências de ressonância, que esta ou aquela correspondam a um respectivo modo de vibração transversal. Esta associação é uma dedução que foi possível por comparação com os resultados da simulação em elementos finitos, onde se pode visualizar a forma da deformação modal. As imagens geradas pelo ANSYS® para diversas ordens de vibração modal transversal estão apresentadas na tabela 5.2.2.

Além das ressonâncias transversais determinadas conforme descrito na tabela 5.2.2, a tentativa de determinação das principais modos de ressonância radiais resultou em três valores de frequências que foram: 2305 Hz, 7933 Hz e 9902Hz. Estas três frequências, se comparadas às vibrações ortogonais, podem ser posicionadas próximas às respectivas vibrações modais de terceira, sexta e sétima ordem modal. Para o caso dos 7933 Hz não há nenhuma associação próxima com os valores frequência de ruído de freio gerado, mas as duas demais frequências praticamente coincidem com as principais frequências de ressonâncias verificadas nos testes com o Disco 1 e diferentes materiais de pastilhas: 2300Hz para material 2 e 9700Hz para os demais. Para o caso de 14.700Hz, outra frequência de ocorrência de ruído bastante verificada, não foi detectada nenhuma frequência radial do disco próxima a este valor. Estas observações estão de acordo com o proposto por Chen et al., ao afirmar que a probabilidade de ocorrência de ruído de freio é maior quando frequências de ressonância planares e ortogonais do disco de freio possuem valores próximos.

Ordem modal diametral de vibração	Número de antinodos	Frequência no ANSYS (Hz)	Formato da deformação do disco, conforme simulação por elementos finitos (ANSYS)
2	4	1140	
3	6	2359	
4	8	3707	
5	10	5400	

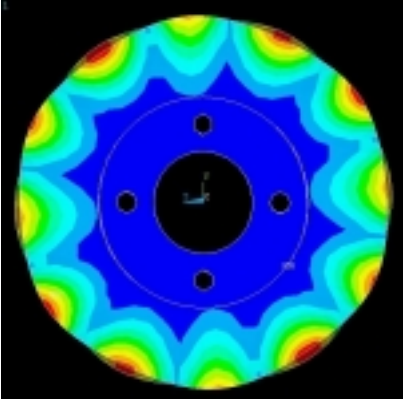
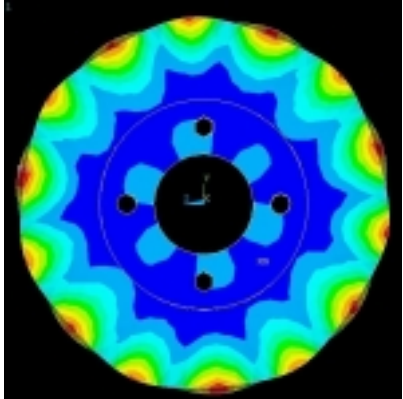
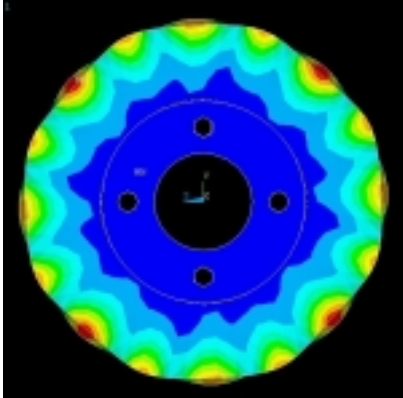
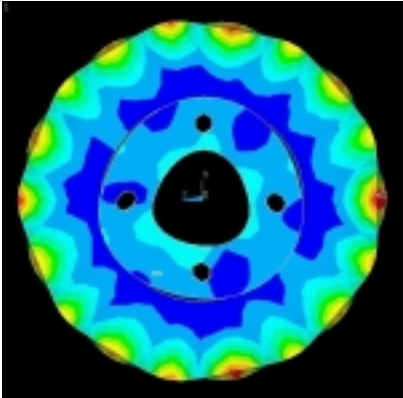
6	12	7369	
7	14	9593	
8	16	12065	
9	18	14632	

Tabela 5.2.2 – Frequências de ressonância ortogonais (ou transversais) do disco de freio e seus respectivos modos de vibração e ordens de vibração modal.

6. CONCLUSÕES

Parte das colocações que poderiam ser mencionadas nesta conclusão foram escritas ao final de cada capítulo como considerações. Os parágrafos abaixo sintetizam as idéias essenciais das conclusões obtidas nas diferentes etapas do trabalho.

1) Variação do material de atrito da pastilha ou do disco de freio exerce grande influência na propensão de ocorrência de ruído em um sistema de freio. No caso de variação de material de atrito da pastilha, o percentual médio de ocorrência de ruído em dinamômetro variou entre 19% e 60%. No caso da variação do material dos discos de freio, o percentual médio de ocorrência de ruído variou entre 8% e 45%.

2) Conforme descrito no capítulo 4, as alterações de propriedades físicas dos materiais de pastilhas de freio que conduzem à diminuição de geração de ruído são:

- Diminuição da dureza (aumento do valor medido da dureza Gogan)
- Aumento da porosidade
- Diminuição da resistência mecânica
- Diminuição do módulo de elasticidade
- Diminuição do coeficiente de atrito
- Aumento da compressibilidade (com base nos resultados das versões de materiais 1.1 a 1.4)

3) Modificações nas propriedades físicas dos materiais de atrito de pastilhas podem ser obtidas tanto por alterações na composição química do material como por mudanças no processo de produção da pastilha. É possível, por exemplo, tornar o material de atrito mais mole, mais compressível e mais poroso por alterações de processo, e isto, ao mesmo tempo, promove enfraquecimento do material, com a diminuição da sua resistência mecânica, havendo portanto um limite mínimo até onde o material possa ser enfraquecido de modo a atender requisitos mínimos de resistência mecânica.

4) Conforme pode ser observado nos dados de amortecimento constantes da tabela 4.2.1, o índice de amortecimento das pastilhas se mostrou ser mais dependente da composição química do material de atrito que das alterações de processo de produção da pastilha, ao contrário de propriedades como dureza, porosidade, módulo de elasticidade, compressibilidade e resistência mecânica. Ainda conforme dados constantes da referida tabela, observa-se que para o material

de mesma composição e com diferentes processos de fabricação (Mat 1.1 a 1.4) a variação média do índice de amortecimento foi de apenas 6%. Já, se considerarmos os materiais de diferentes composições químicas (Mat 1.2, 2, 3, 4, 5 e 6), a variação média do índice de amortecimento de menor valor para o de maior valor, chega a 77%.

5) O coeficiente de atrito do material das pastilhas (assim como o índice de amortecimento) também é função da composição química do material de atrito, mostrando menos alterações com variações de processo. Uma pequena modificação verificada com variação de processo foi a tendência de maior estabilidade do coeficiente de atrito ao se tornar o material de atrito mais compactado, já que a variação entre atrito característico (a frio) e atrito médio durante todo o teste de eficiência fica menor quanto mais compacto o material, conforme pode ser visto através dos dados da tabela 4.2.1.

6) Com relação ao comportamento das propriedades do material de atrito da pastilha em diferentes temperaturas, a resistência mecânica e a dureza do material de atrito tendem a aumentar até temperaturas entre 100°C e 175°C, e diminuir após esta faixa de temperatura, conforme pode ser observado nos dados das tabelas 5.1 a 5.4.

7) Frequência fundamental de ressonância da pastilha de freio diminui com o aumento da temperatura, conforme dados da tabela 5.5.

8) Para o sistema de freio estudado, as frequências de ocorrência de ruído estão mais relacionadas às frequências de ressonância do disco que às da pastilha. As frequências predominantes observadas no teste de ruído foram de 2.3 kHz para a pastilha do Material 2 e 9.7kHz para as pastilhas dos demais materiais. Estas frequências são similares às frequências do terceiro e sétimo modos de vibração ortogonal do disco de freio, determinadas por elementos finitos, que são de 2.36kHz e 9.59kHz, respectivamente. Já as frequências principais de ressonância das pastilhas foram da ordem de 4.2kHz a 5.4kHz.

9) Para a condição livre-livre, a análise dinâmica do disco de freio em elementos finito gera resultados bastante similares aos obtidos através de medição experimental, conforme comparativo da tabela 8.1.

10) Alterações na composição do material do disco de freio resultaram em alterações bastante significativas no percentual de frenagens com ocorrência de ruído de freio, conforme dados da tabela 7.1.

11) Acréscimo de partículas duras como elemento de liga na composição do ferro fundido do disco resultou em redução de ocorrências de ruído de 19% para apenas 8%.

12) Uso de ferro fundido vermicular, de resistência mecânica superior à do ferro fundido cinzento, não resultou em diminuição de desgaste do disco (vide tabela .5.1.1, pág. 85), como era esperado. Também não foram verificadas alterações significativas no coeficiente de atrito nas diversas condições medidas. Aumento do percentual de ocorrências de ruído com uso de disco de ferro fundido vermicular ficou evidente, comparativamente ao disco original. Chama atenção a significativa diminuição do índice de amortecimento do ferro fundido vermicular, que coincide com o aumento de ocorrências de ruído.

PRÓXIMOS PASSOS

Após realizado este trabalho, algumas das propriedades das pastilhas, como por exemplo índice de amortecimento, coeficiente de atrito, entre outras, não puderam ser adequadamente isoladas para que se fizesse uma correlação conclusiva das influências das mesmas na geração de ruído de freio. A possibilidade de isolar e variáveis deste tipo é de grande interesse como uma continuidade do trabalho.

Existe outra oportunidade de grande importância como continuidade do trabalho no que diz respeito ao melhor estudo da influência em ruído e performance provocada por variações de propriedades do disco como: índice amortecimento, módulo de elasticidade, densidade e rigidez. Também são considerados importantes: o estudo da influência de uso de outros tipos de elementos de liga na composição do disco e a influência da homogeneidade e refino da microestrutura do material no desempenho do freio (tanto em performance quanto em ruído).

Para uma continuidade de estudo nestes moldes, também seria de grande valia o aperfeiçoamento da técnica de medição de ressonâncias do disco para frequências acima de 5kHz, com adequada identificação dos modos de vibração planares e ortogonais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Abdelhamid, M. K., 1995. “Creep Groan of Disc Brakes”. SAE Paper 951282.
2. Abdelhamid, M. K., 1997. “Brake Judder Analysis Using Transfer Functions”. SAE Paper 973018.
3. Abdelhamid, M.K.; Blaske, P.; Wang, W.A. e Yang, S., 2001. “An Overview of NVH Problems in Braking Systems”. 5th International Brake Colloquium, Gramado, Brasil.
4. A K Noise Procedure, 1997. “Arbeitskreis Bremsgeräusche – Definition Standardbremsgeräuschprogramm.
5. Al.Banawi, K.; Fieldhouse, J. D. e Talbot, C., 2000. “Generating 3-Dimensional Animations of Vehicle Brake Noise”. SAE Paper 2000-01-2770.
6. Avilés, R.; Hennequet, G.; Hernández, A. e Llorente, J.I., 1995. “Low Frequency Vibrations in Disc Brakes at High Car Speed. Part I: Experimental Approach”. International Journal of Vehicle Design, Vol 16, N° 6, pág. 542-555.
7. Barber, J. R. e Lee. K., 1994. “An Experimental Investigation of Frictionally-Excited Thermoelastic Instability in Automotive Disk Brakes Under a Drag Brake Application”. Journal of Tribology, Vol 116, N° 3, pág. 409-414.
8. Bassfornd, P. R. e Twiss, S. B., 1958. “Properties of Friction Materials I- Experiments on Variables Affecting Noise, II – Theory of Vibration in Brakes”. Transactions of the ASME, Detroit, E.U.A., Fevereiro de 1958, páginas 407 a 410.
9. Blaschke, P; Tan, M. e Wang, A., 2000. “On the Analysis of Brake Squeal Propensity Using Finite Element Method”. SAE Paper 2000-01-2765.
10. Brecht, J.; Dohle, A. e Hoffrichter,W., 1997. “Mechanisms of Brake Creep Groan”. SAE Paper 973026.

11. Chen, F.; Chen, S. e Harwood P., 2000. "In-Plane Mode Friction Process & Their Contribution to Disc Brake Squeal at High Frequency". SAE Paper 2000-01-2773.
12. Chiaverin, V., 1982. "Aços e Ferros Fundidos". Associação Brasileira de Metais, 5ª edição.
13. Crolla, D. A. e Lang, A. M., 1991. "Brake Noise and Vibration – The State of The Art". Vehicle Tribology, Tribology Series, N° 18, pg. 165-174.
14. Earles, S. W. E. e Soar, G. B., 1971. "Squeal Noise in Disc Brakes". Paper C100/71, Proc. I. Mech. E.
15. Ettetmeyer, A.; Krupka, R. e Walz, T., 2000. "New Techniques and Applications for 3D-Brake Vibration Analisis". SAE Paper 2000-01-2772.
16. Fecske, L.; Gugino, A. e Janevic, J., 2000. "Brake Moan Simulation Using Flexible Methods in Multibody Dynamics". SAE Paper 2000-01-2769.
17. Fieldhouse, J. D., 1999. "A Proposal to Predict the Noise Frequency of a Disc Brake Based on the Friction Pair Interface Geometry". SAE Paper 1999-01-3403.
18. Gouya, M. e Nishiwaki, M., 1990. "Study of Brake Groan". SAE Paper 900007.
19. ITT-Teves do Brasil, 1989. Manual Técnico.
20. Izumihara, T.; Matsuzaki, M.; Miyazaky, T.; Sasaki, Y. e Takamiya, M., 1995. "Study on Low-frequency Disc Brake Groan". SAE Paper 9531660.
21. Jacobson, H., 1998a. "Frequency Sweep Approach to Brake Judder". Tese para grau de licenciatura em engenharia. Chalmers University of Thechnology, Götemberg, Sweden, Report N° 1998-06-12.

22. Jacobson, H., 1998b. “ The Brake Judder Phenomenon, Classification and Problem Approach”. Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, Report N° 1998-06-12 .
23. Jank, P.; Pfeifer, J.; Stringham, W. e Wang, A., 1993. “Brake Roughness – Disc Brake Torque Variation, Rotor Distortion and Vehicle Response”. SAE Paper 930803.
24. Kitakuri, T.; Murakami, H. e Tsumada, N., 1984. “Study Concerned with a Mechanism of Disc-Brake Squeal”. SAE Paper 841233.
25. Lang, A. M.; Smales, H. e Tech, B., 1983. “An Approach to the Solution of Disc Brake Vibration Problems”. Paper C37/83, Proc. I. Mech. E.
26. Limpert, R., 1999. “Brake Design and Safety”, 2ª edição. Editora SAE USA.
27. Mills, H. R., 1938. “Brake Squeak: First Interim Report. Report N° 9000B, Institution of Automobile Engineers, Automobile Research Committee.
28. Millsap, T. e Watson, C., 1999. “Friction Material; from Prototype to Production”. SAE Paper 1999-01-3389.
29. Pompon, J. P., 1997. “The Brake Disc Manual”. Publicação Brembo SpA.
30. Rhee, S. K., Tsang, H. S. e Wang, Y.S., 1989. “Friction-Induced Noise and Vibration of Disc Brakes.”, Wear Vol. 133, pag. 39.
31. Rinsdorf, A., 1996. “Theoretische und Experimentelle Untersuchungen zur Konfortoptimierung von Scheibenbremsen”. Dissertação, Universidade de Siegen.
32. Spurr, R. T., 1961. “Theory of Brake Squeal”. The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings of the Automotive Division, 1961-62, N°1.
33. Technical Specification T.S. 6-11-101, Brake Pads Quality Control. EuroSpec / AK Standard / Lucas Automotive GmbH. Nov. 1997.

34. Thuresson, D., 2000. "Thermomechanical Analysis of Friction Brakes". SAE Paper 2000-01-2775.

-

ANEXO I

Ilustração, **para cada uma das diferentes versões de pastilhas de freio** de: percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência, resumo das ocorrências de ruído do (frequência (Hz) versus nível de pressão sonora dB(A)).

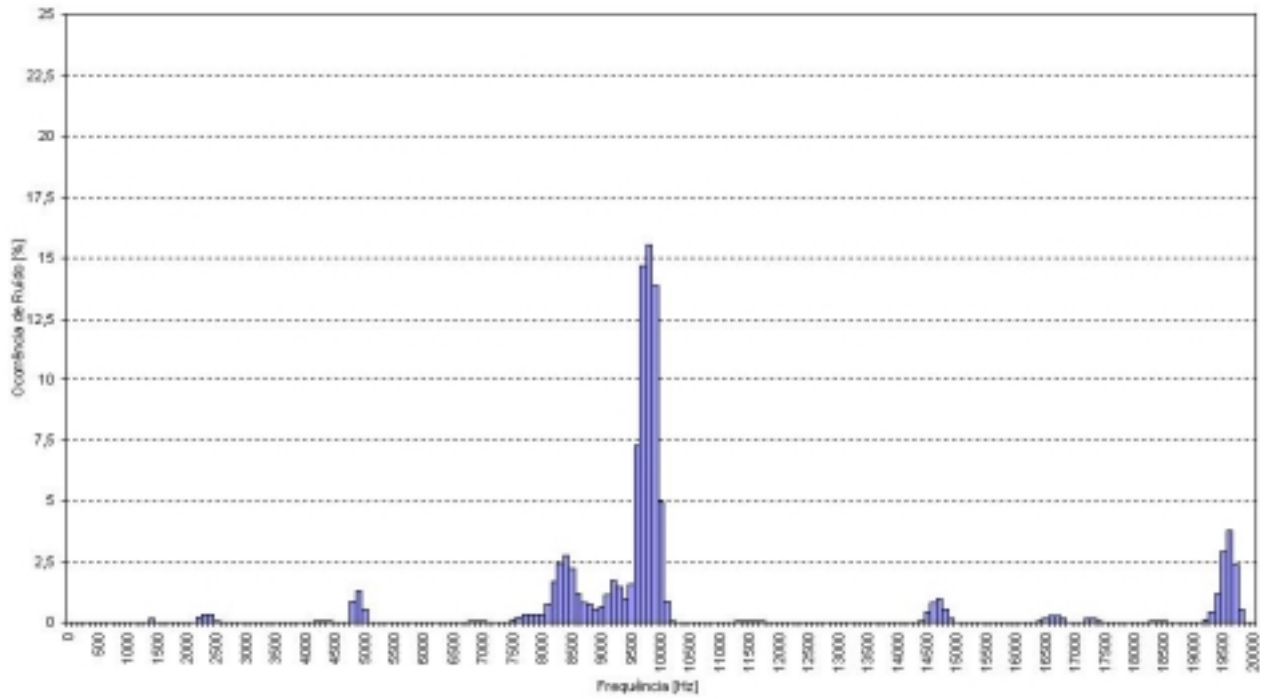


Figura 6.1: **MATERIAL 1.1** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

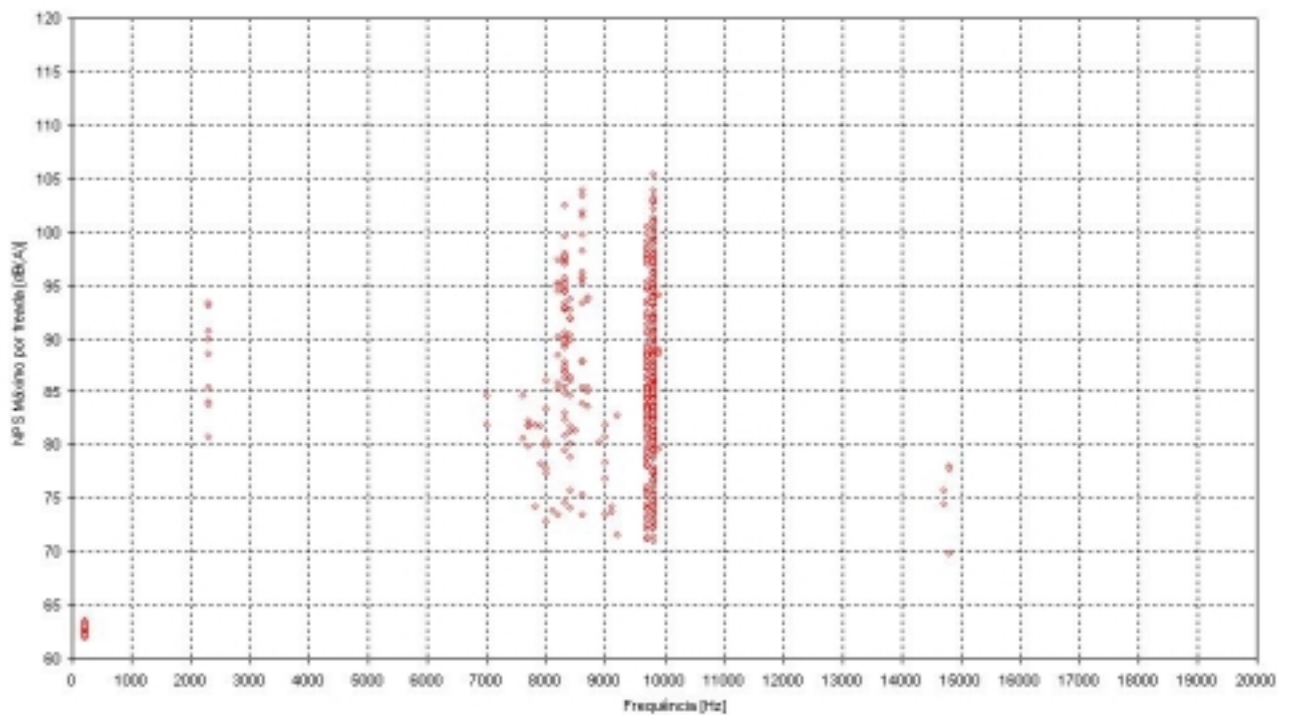


Figura 6.2: **MATERIAL 1.1** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

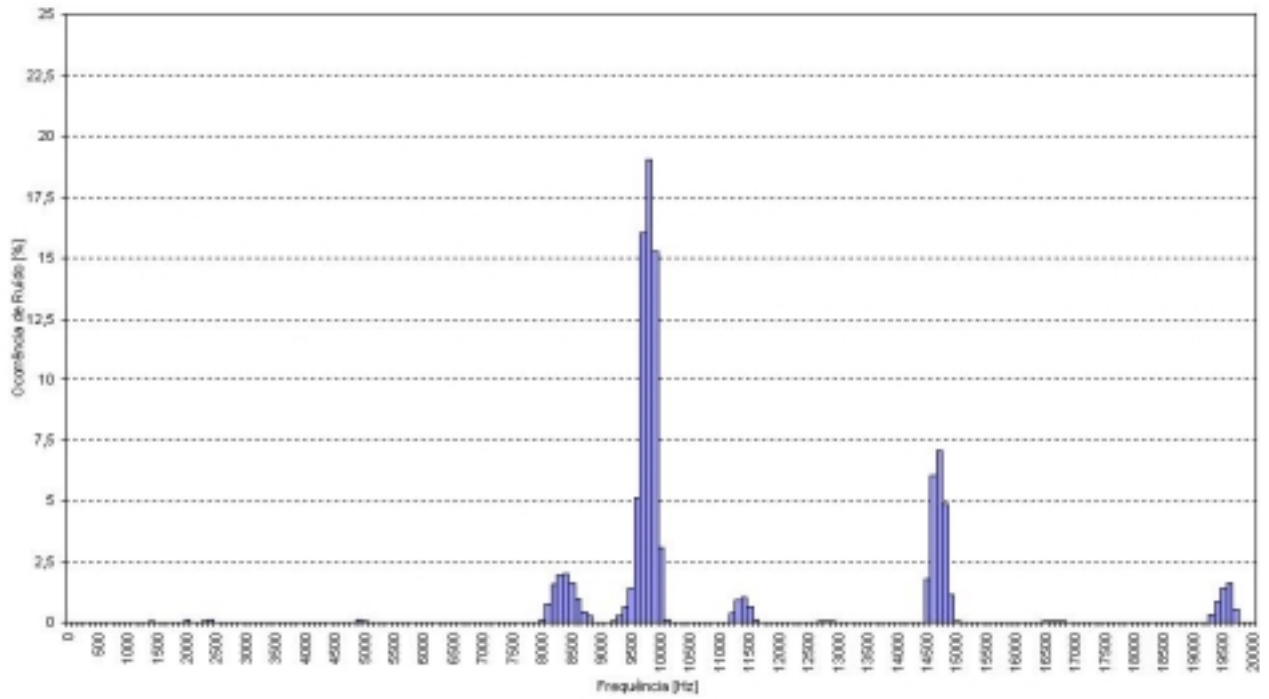


Figura 6.3: **MATERIAL 1.2** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

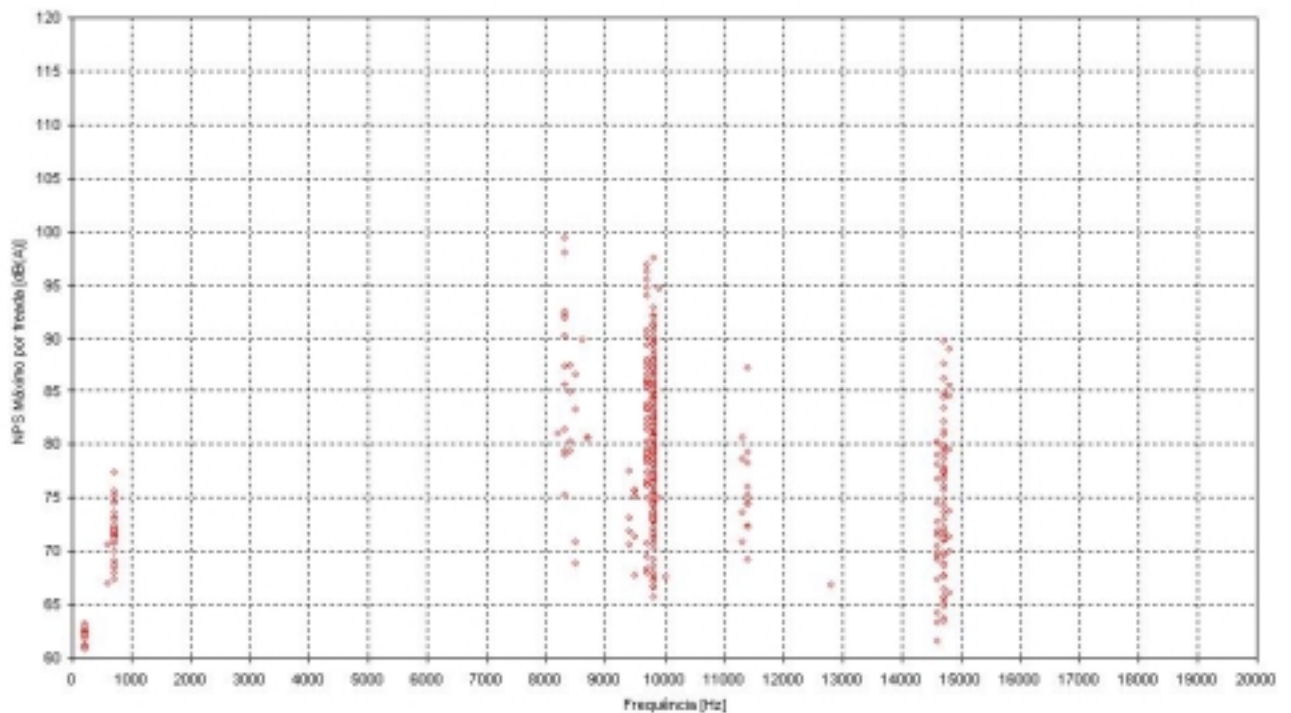


Figura 6.4: **MATERIAL 1.2**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

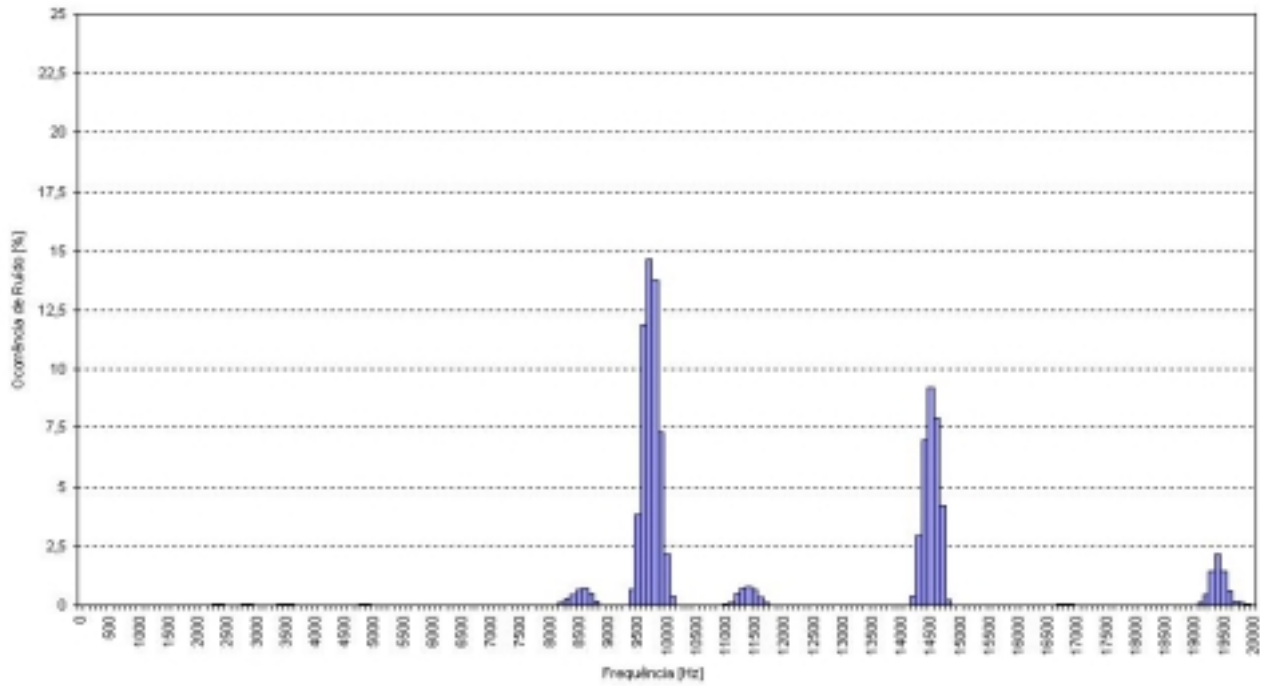


Figura 6.5: **MATERIAL 1.3** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

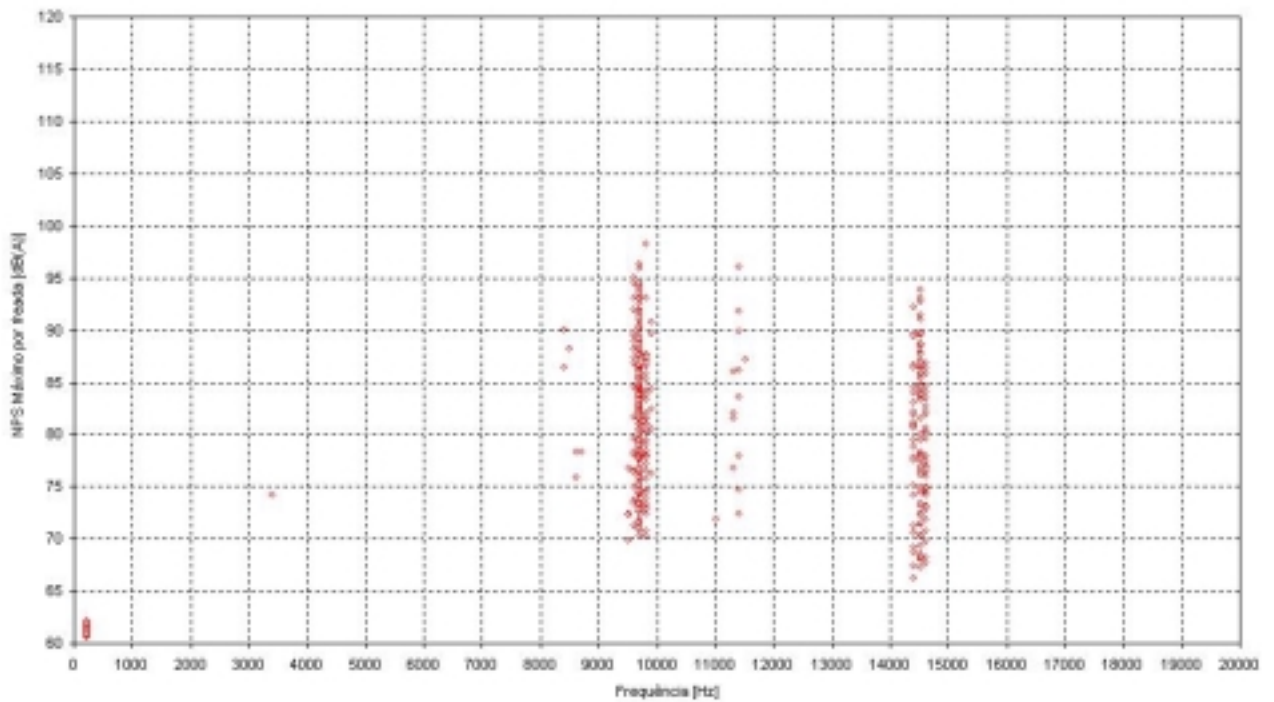


Figura 6.6: **MATERIAL 1.3** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

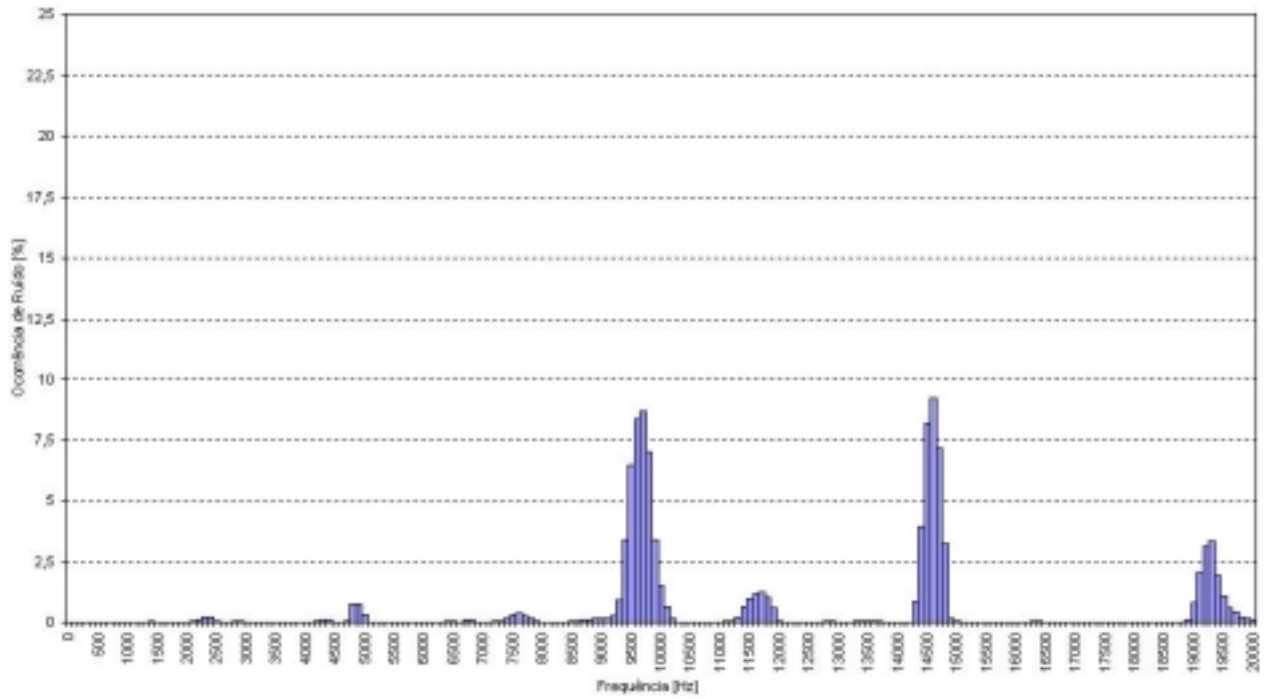


Figura 6.7: **MATERIAL 1.4** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

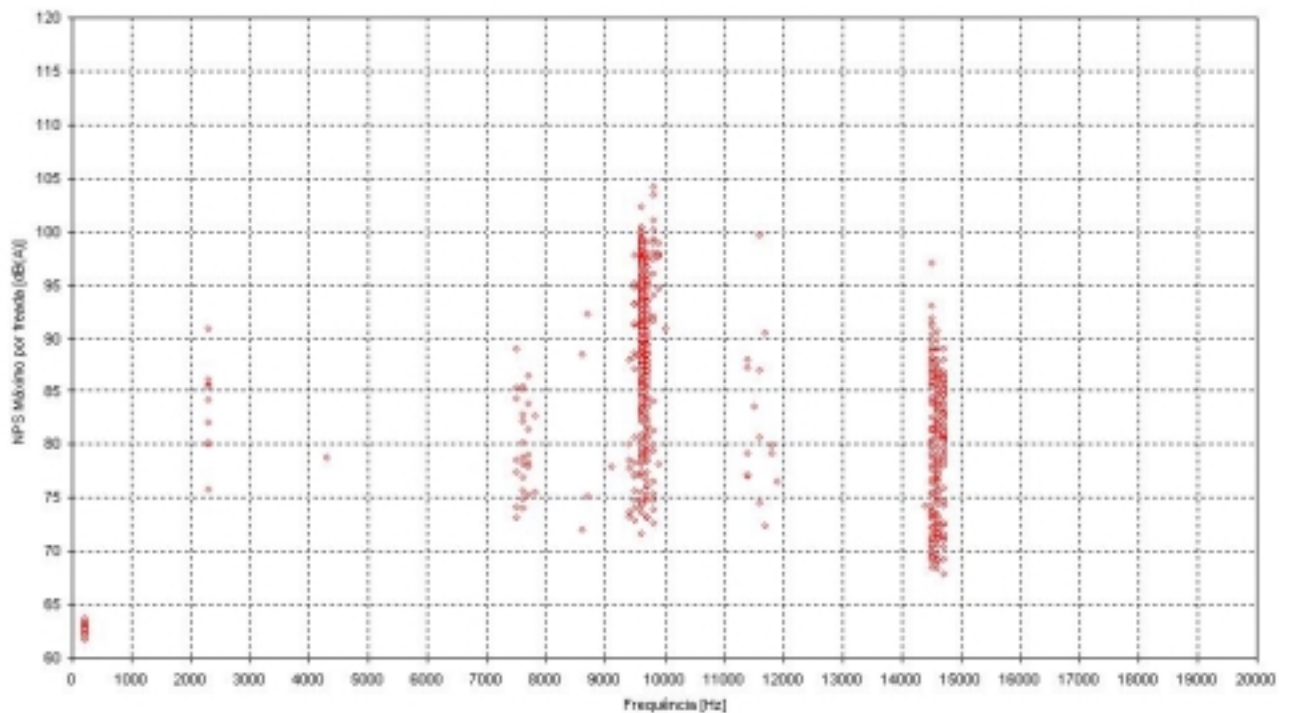


Figura 6.8: **MATERIAL 1.4** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

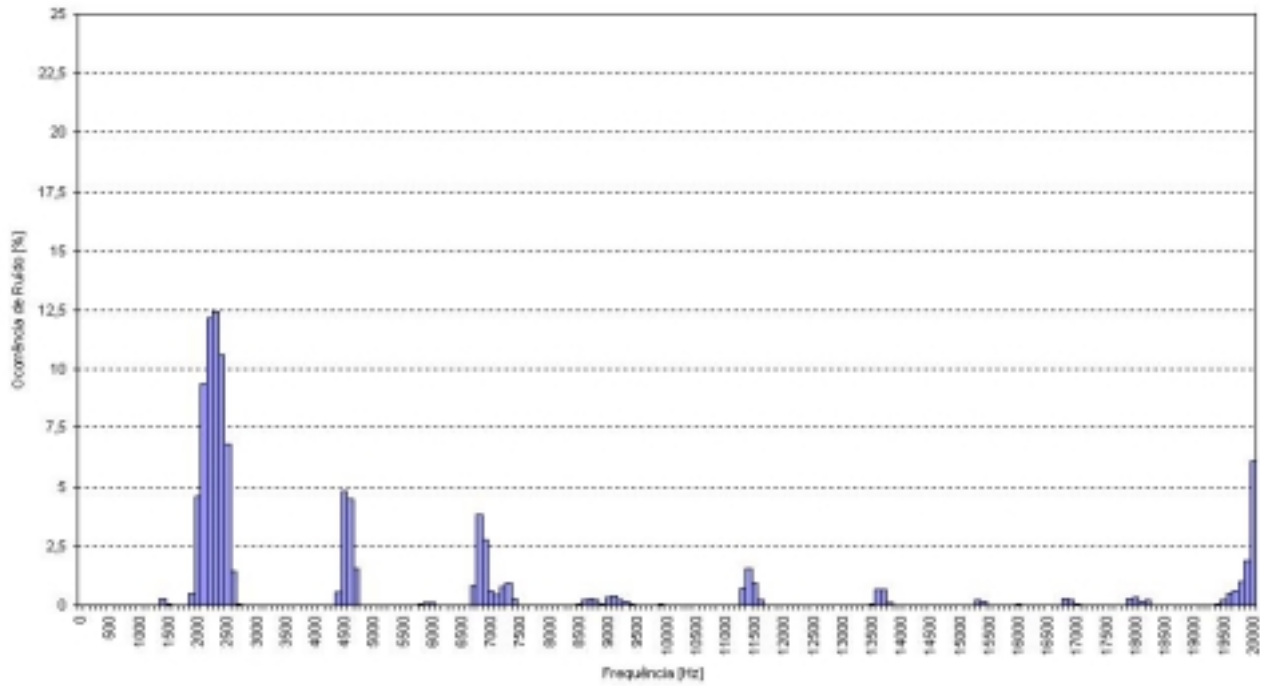


Figura 6.9: **MATERIAL 2** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por freqüência (teste de dinamômetro)

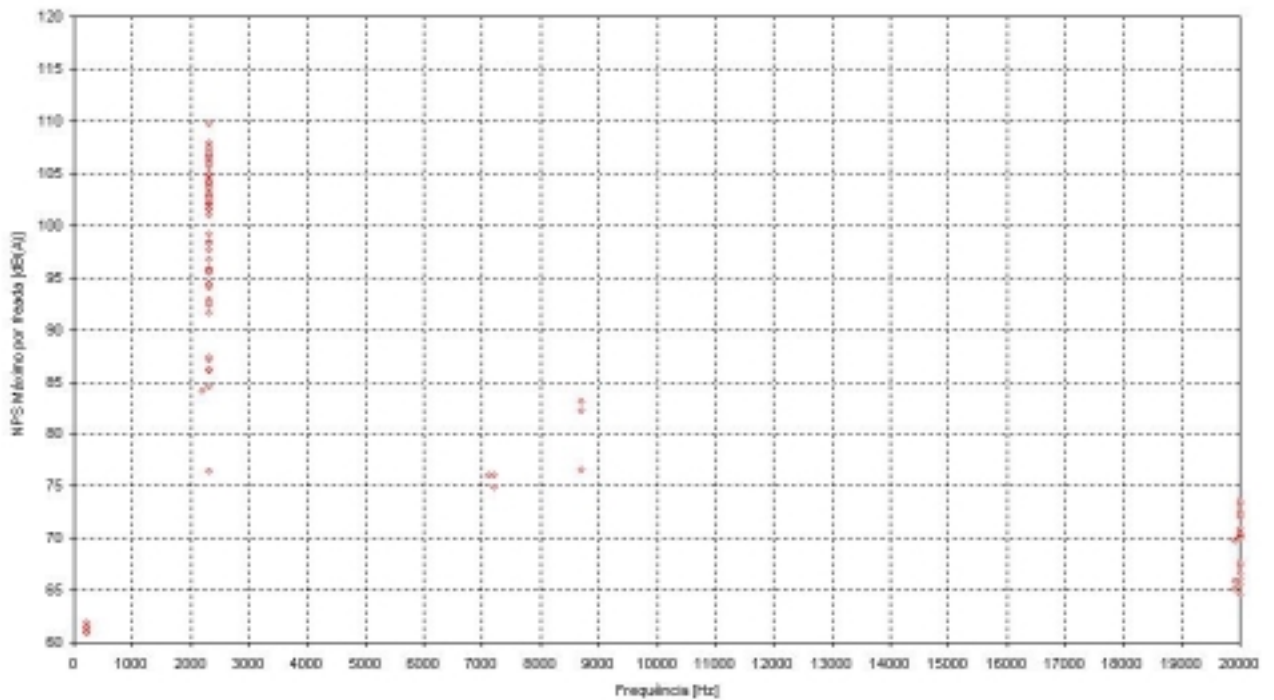


Figura 6.10: **MATERIAL 2** - Resumo gráfico de intensidade e freqüência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

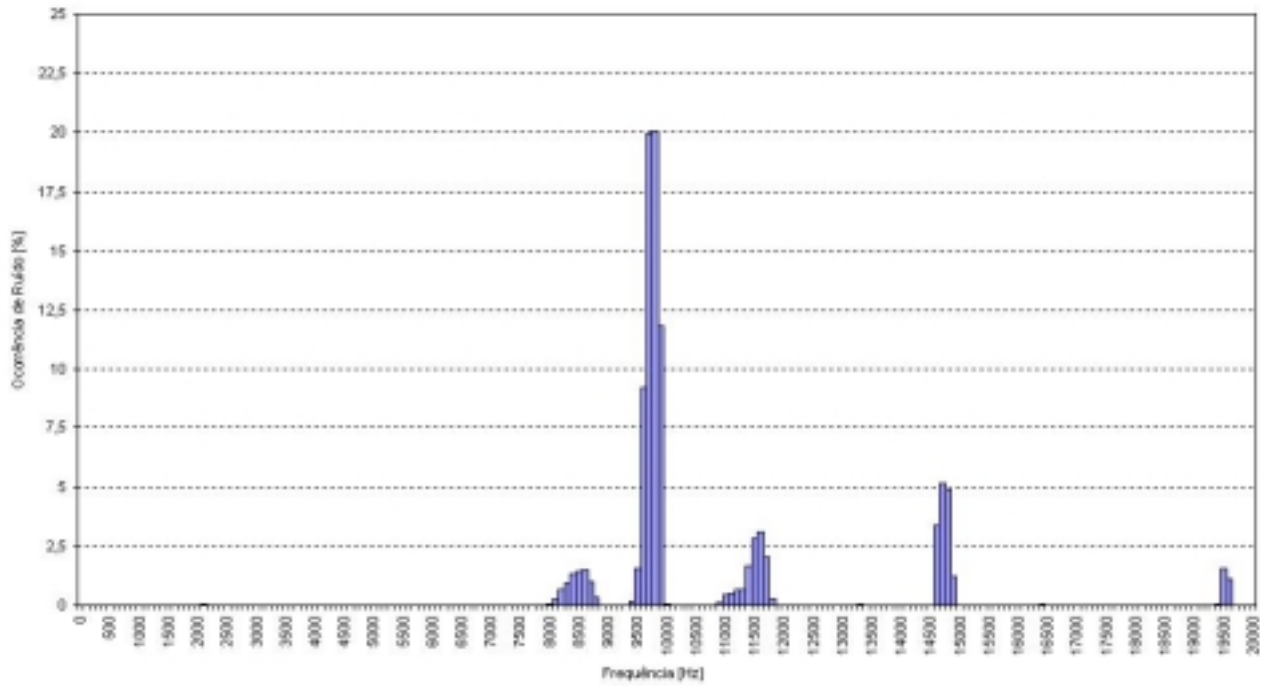


Figura 6.11: **MATERIAL 3** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

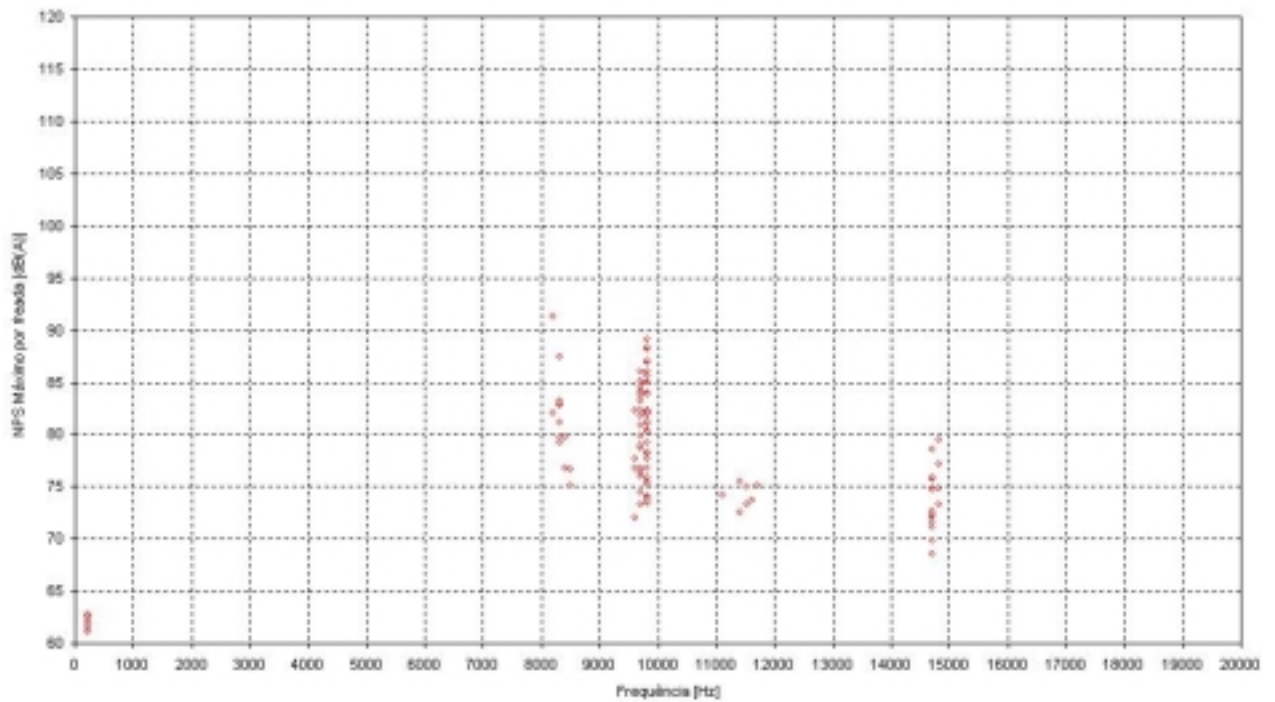


Figura 6.12: **MATERIAL 3** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

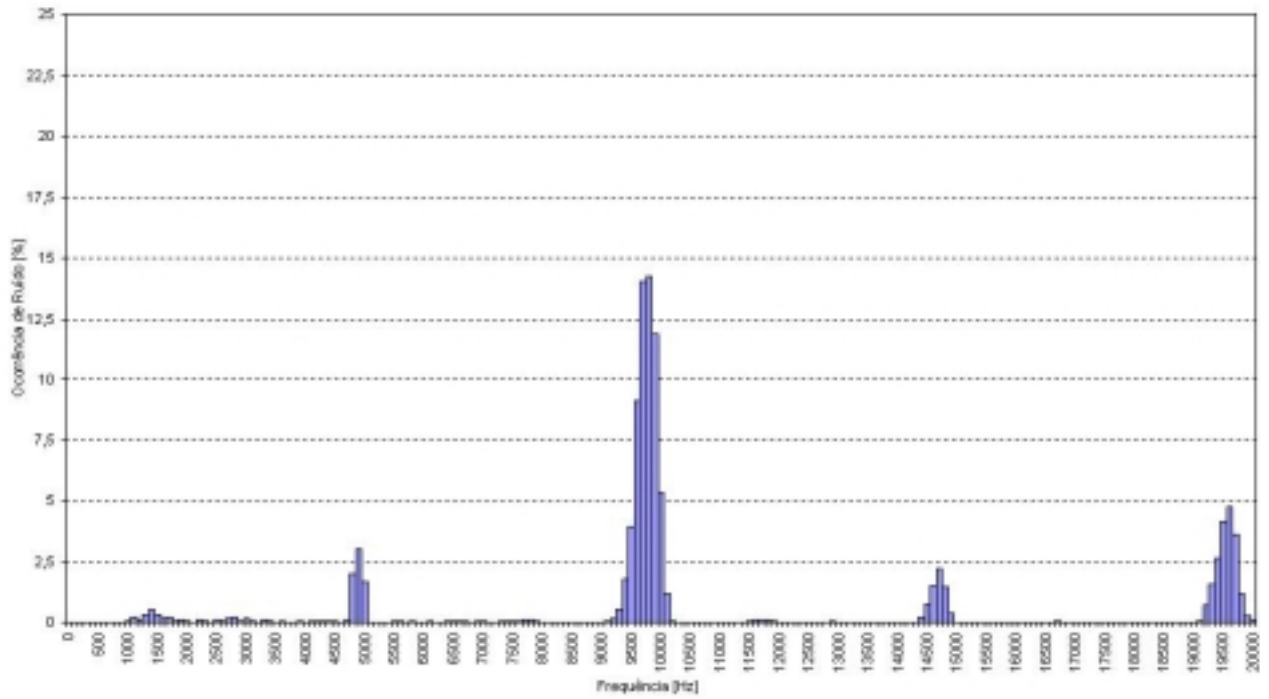


Figura 6.13: **MATERIAL 4** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

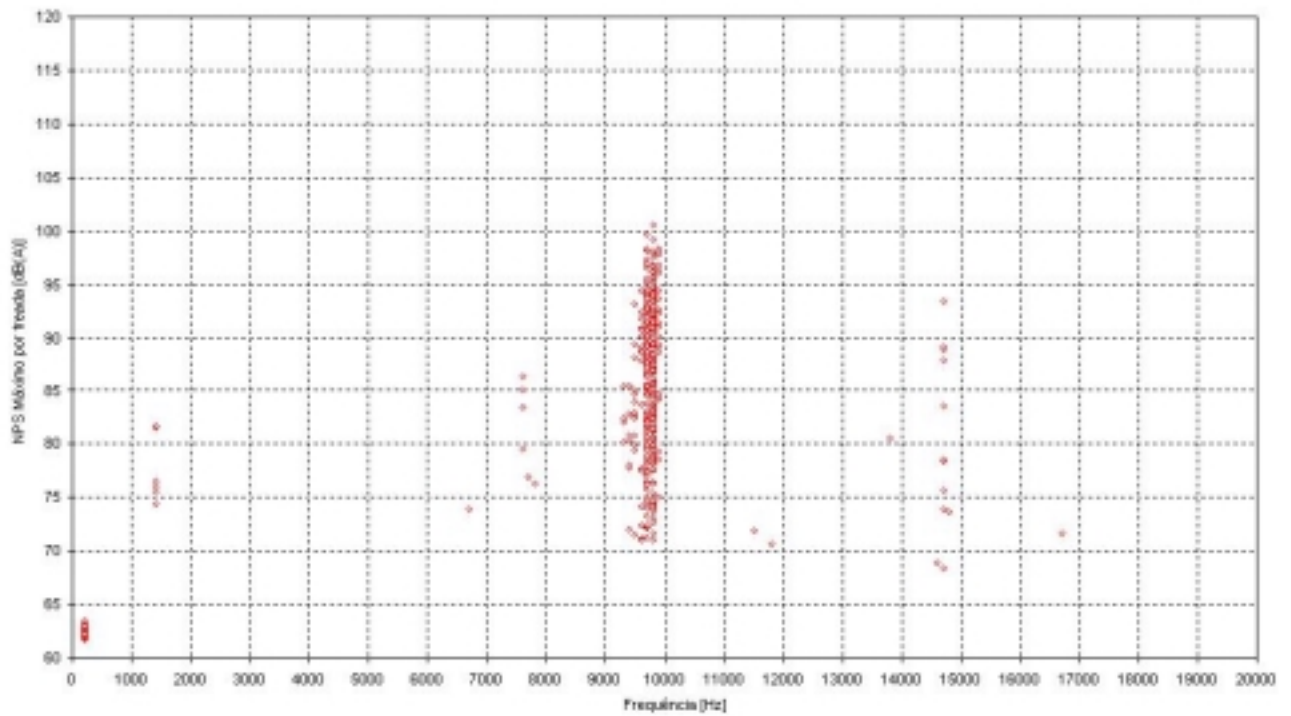


Figura 6.14: **MATERIAL 4** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

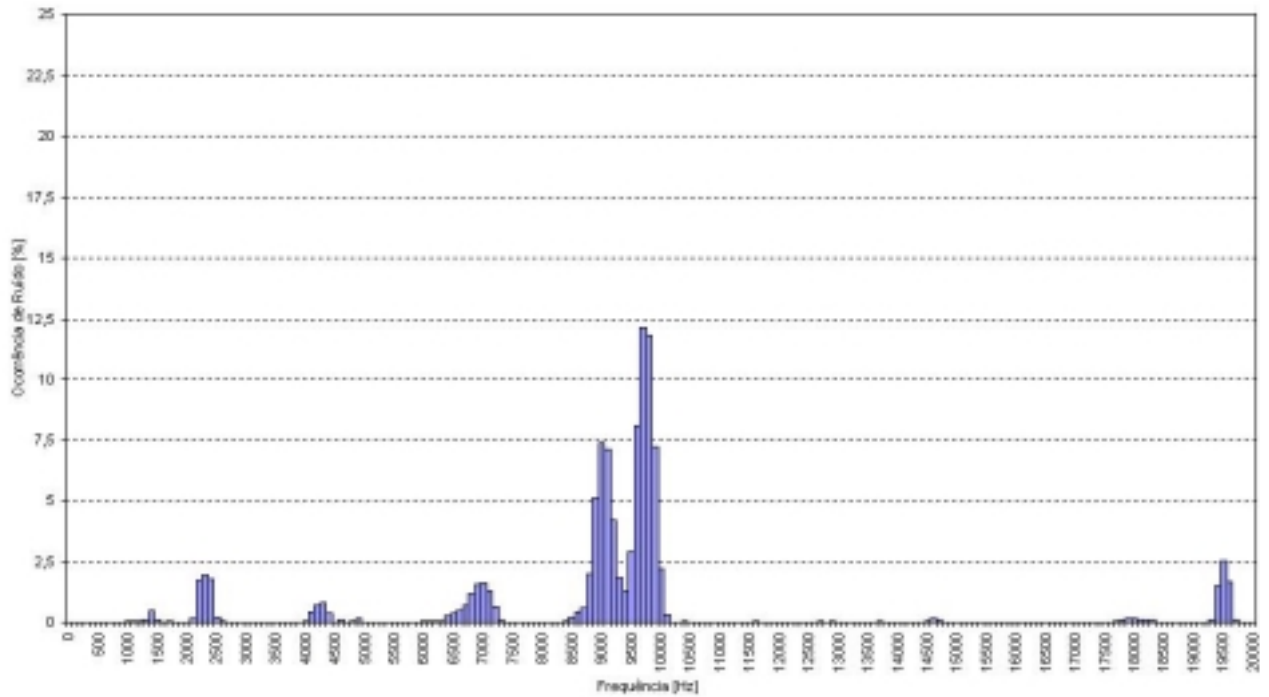


Figura 6.15: **MATERIAL 5** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

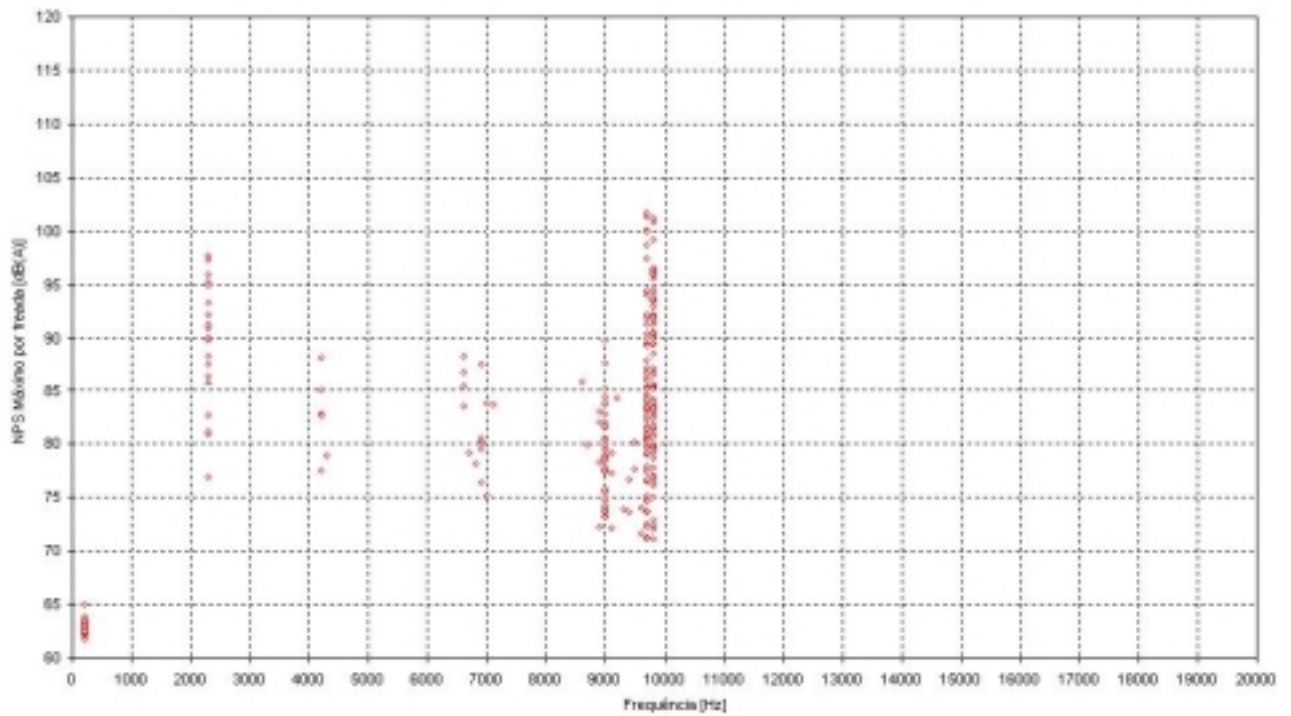


Figura 6.16: **MATERIAL 5** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

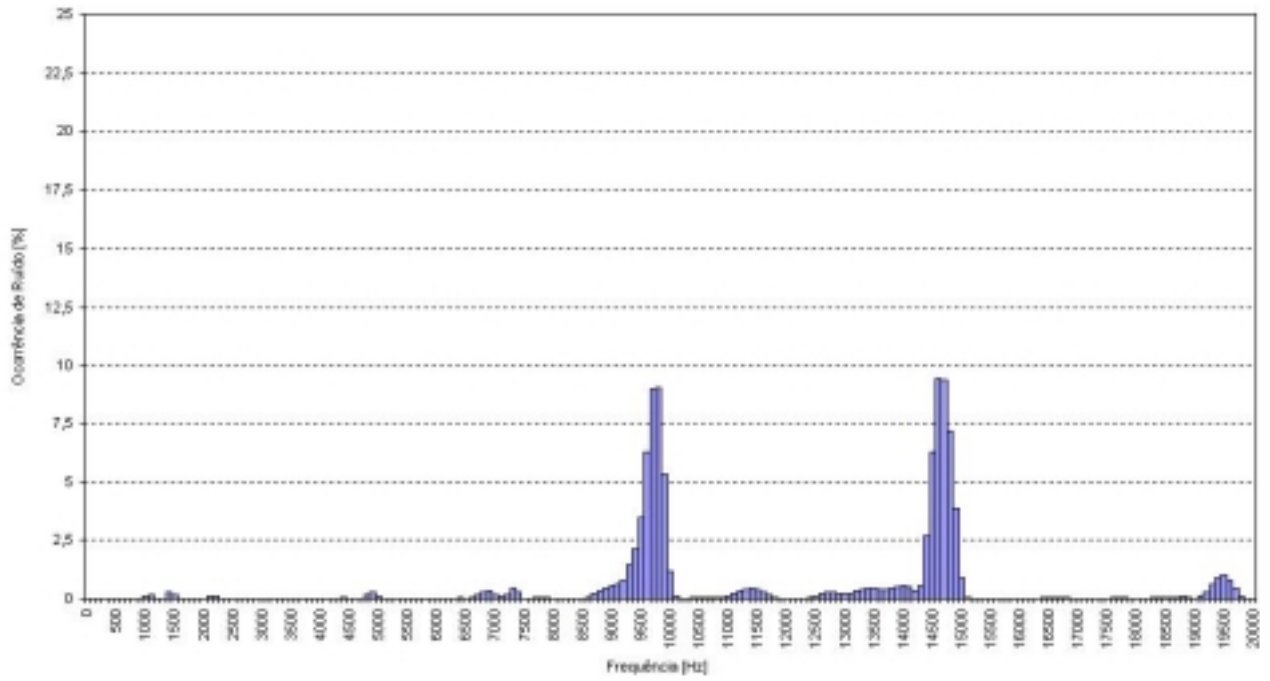


Figura 6.17: **MATERIAL 6** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

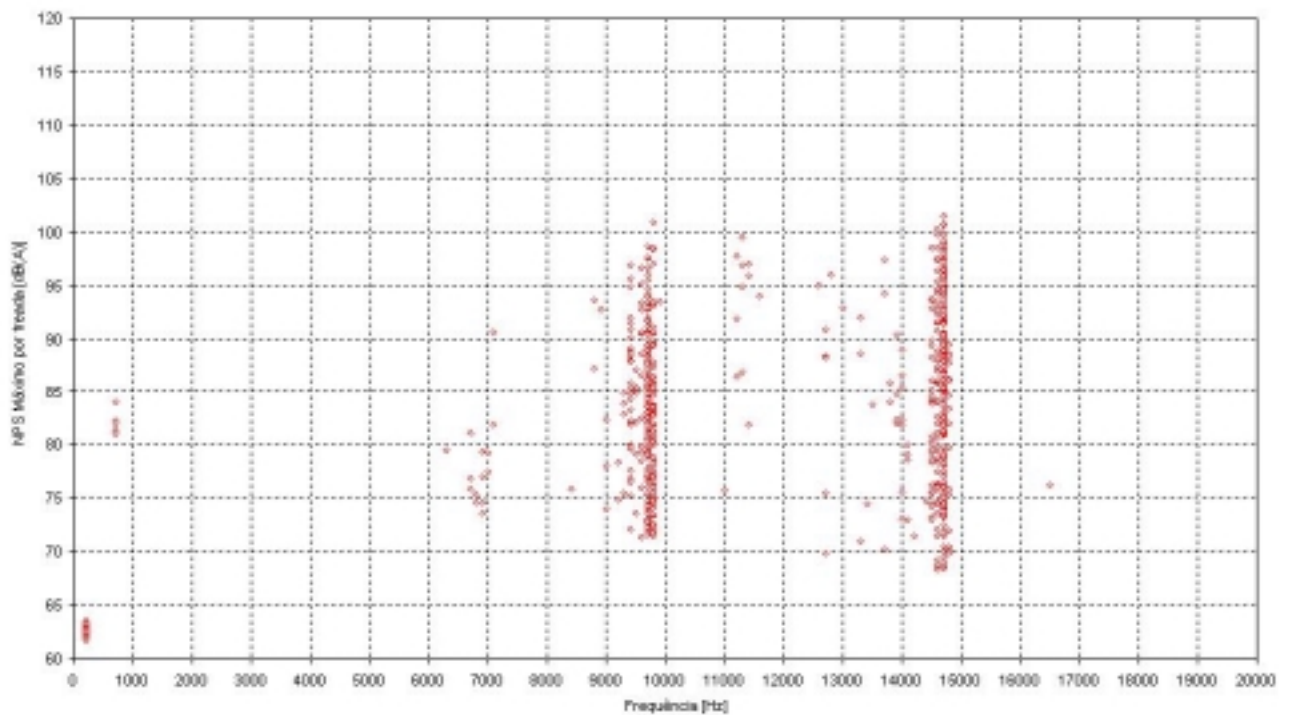


Figura 6.18: **MATERIAL 6** - Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

ANEXO II

Ilustração, **para cada uma das diferentes versões de discos de freio** de: percentual relativo de ocorrência de ruído no teste de dinamômetro em cada frequência, resumo das ocorrências de ruído do (frequência (Hz) versus nível de pressão sonora dB(A)).

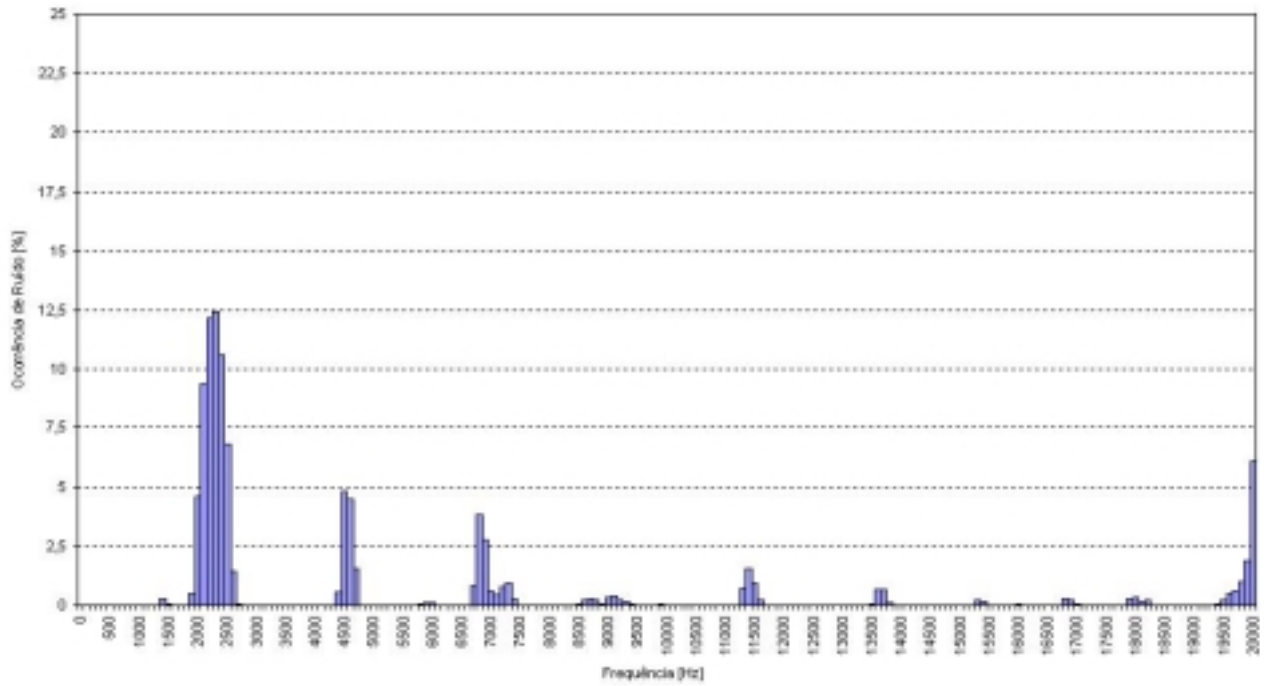


Figura 7.6: **DISCO 1** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

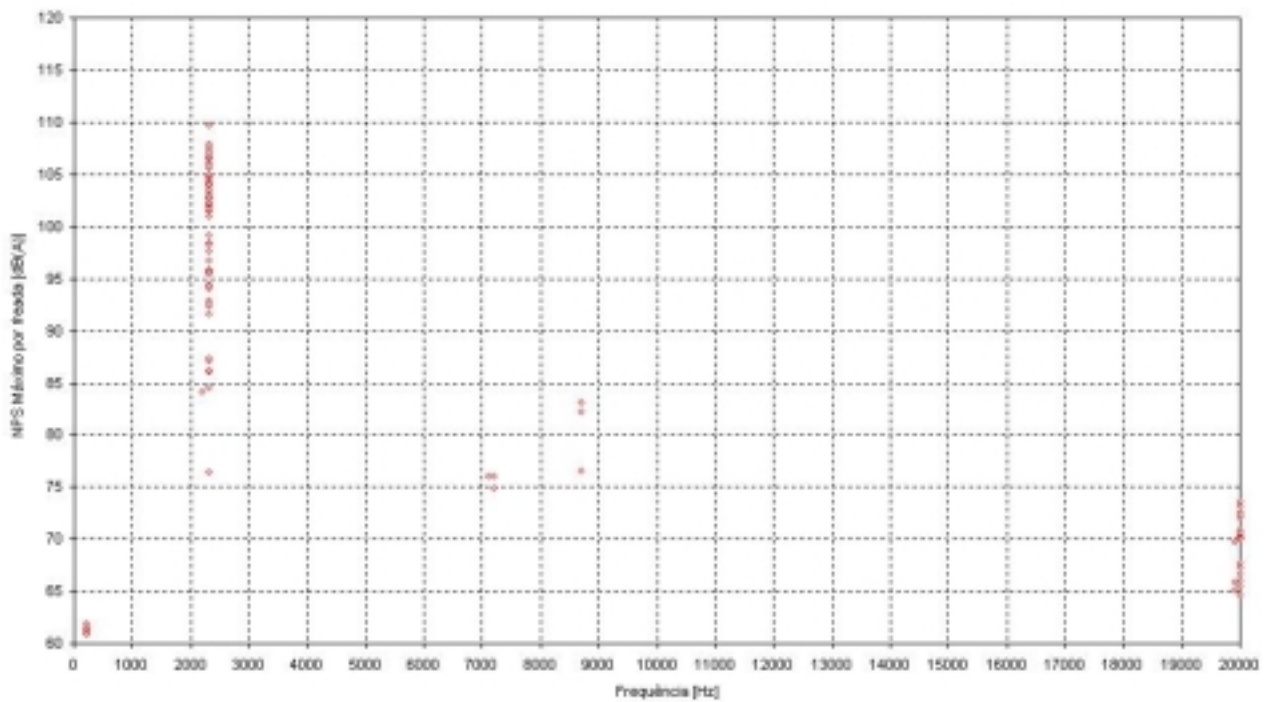


Figura 7.7: **DISCO 1**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

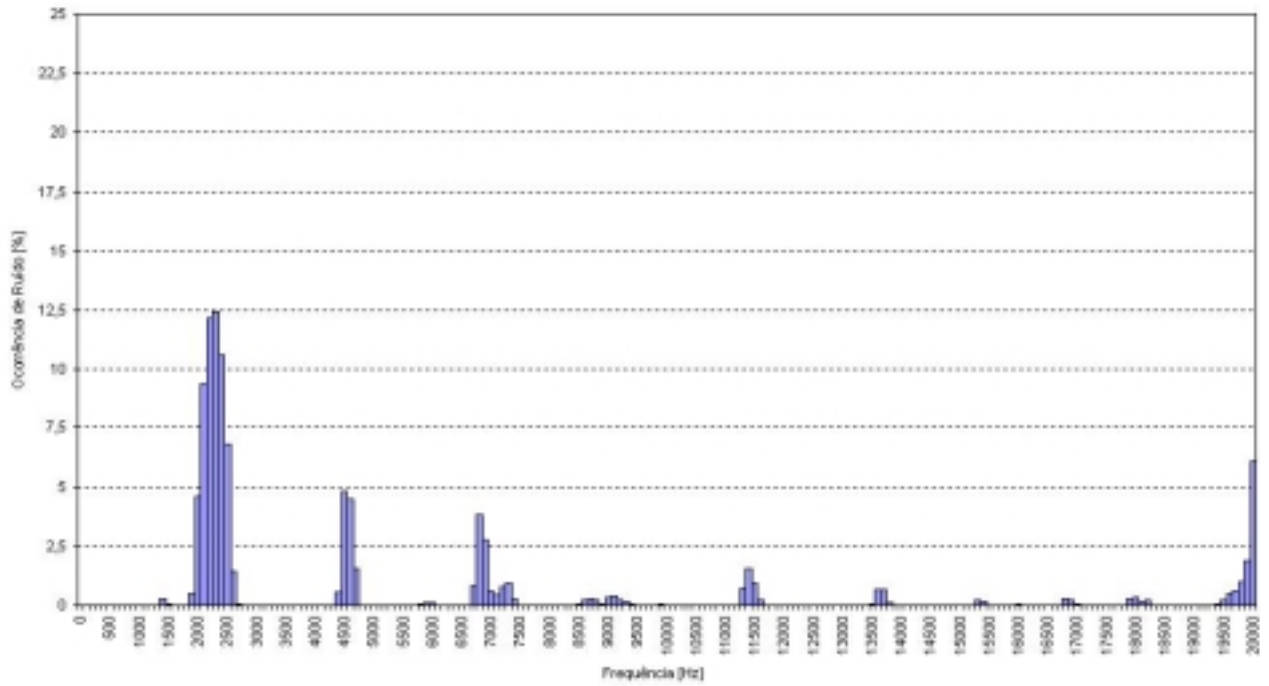


Figura 7.8: **DISCO 2** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

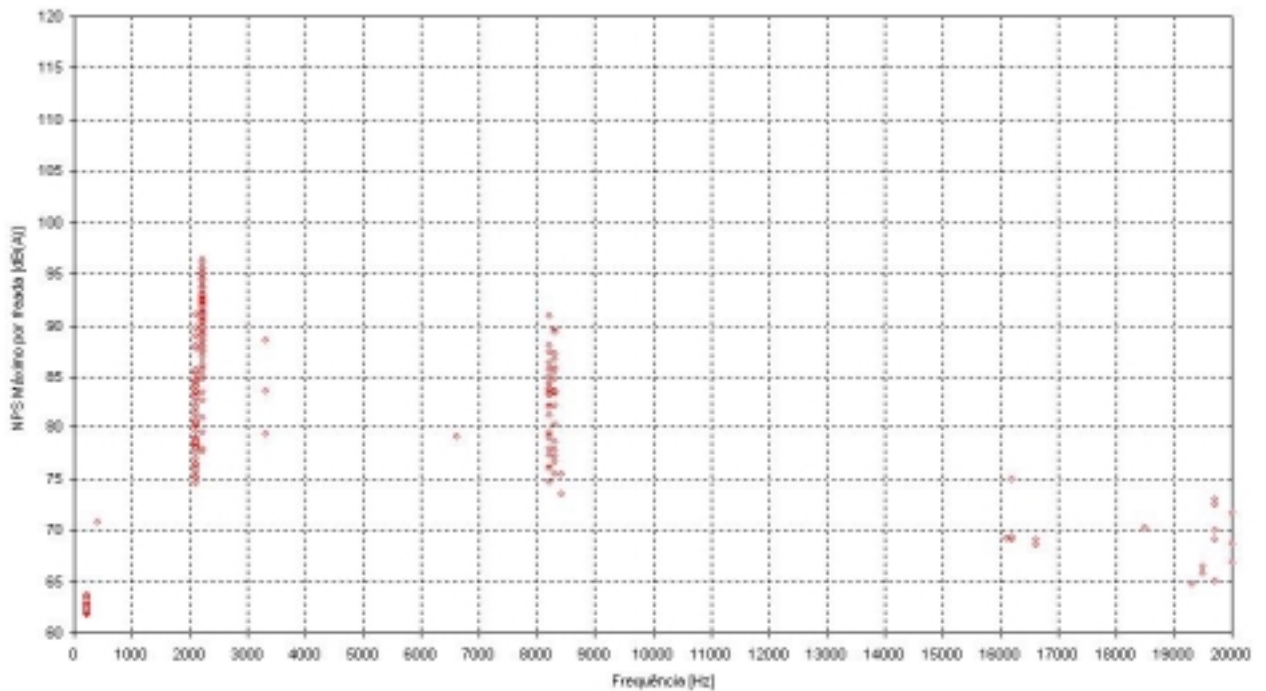


Figura 7.9: **DISCO 2**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

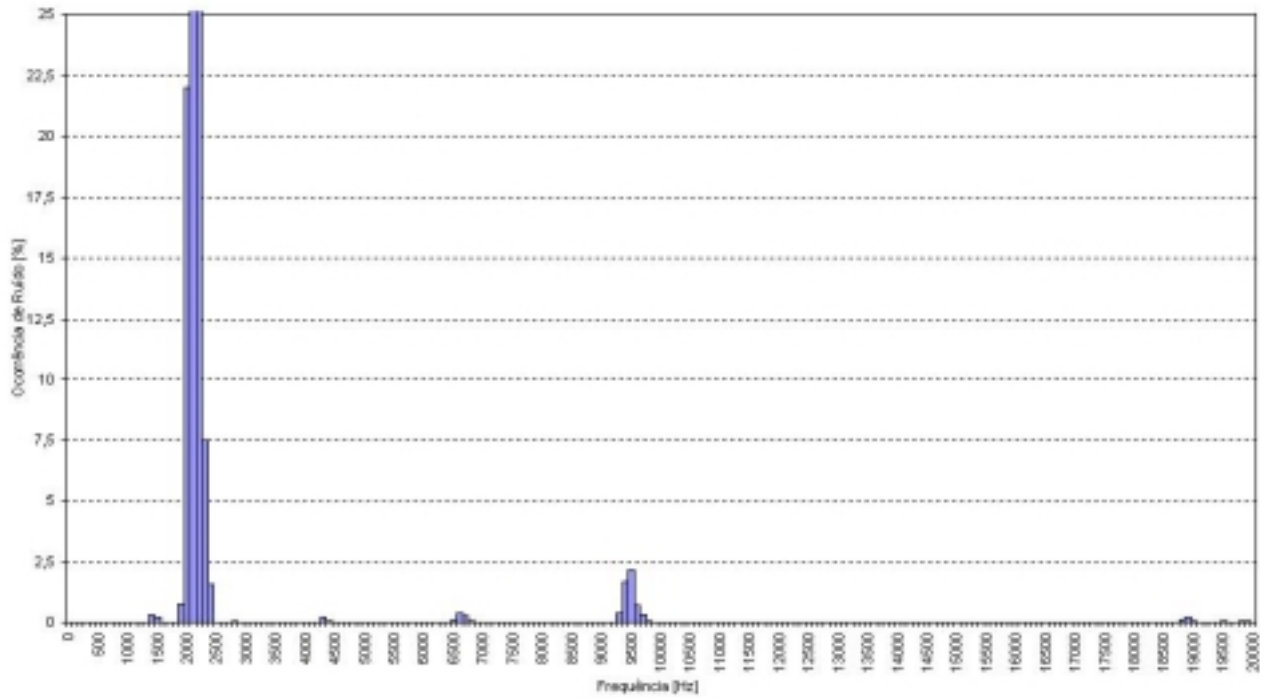


Figura 7.10: **DISCO 3** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

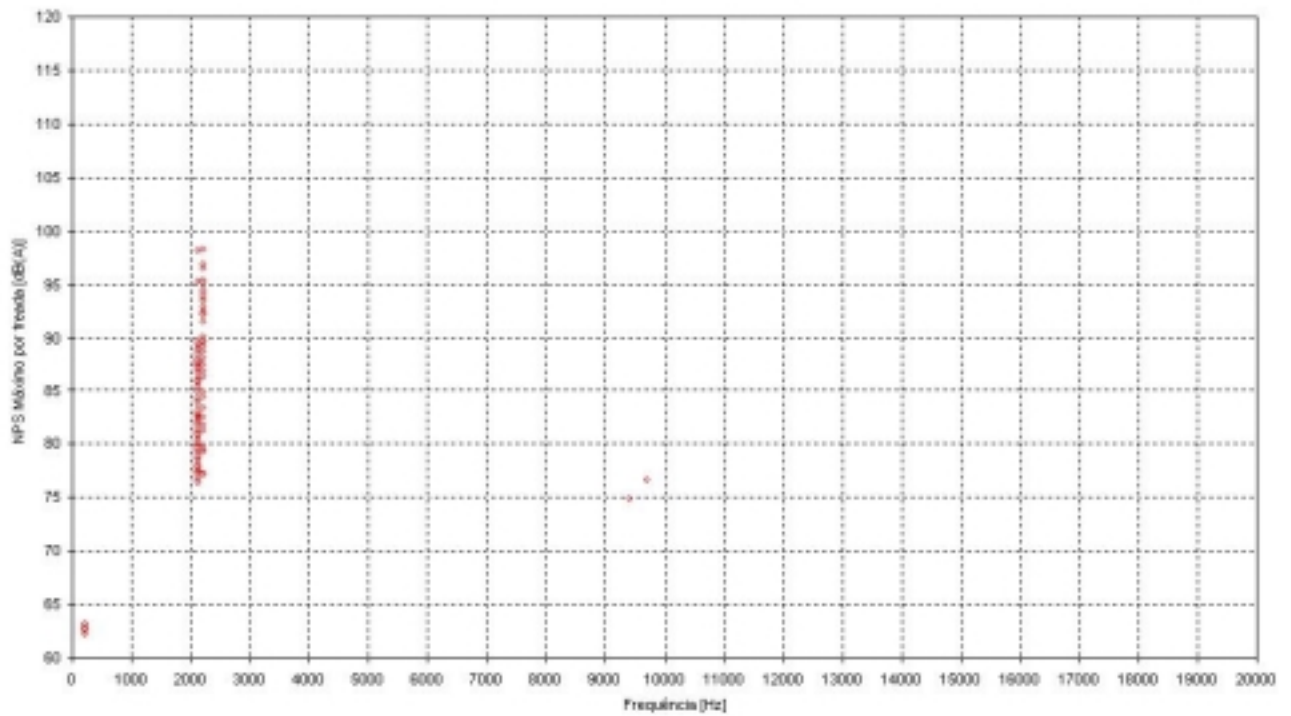


Figura 7.11: **DISCO 3**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

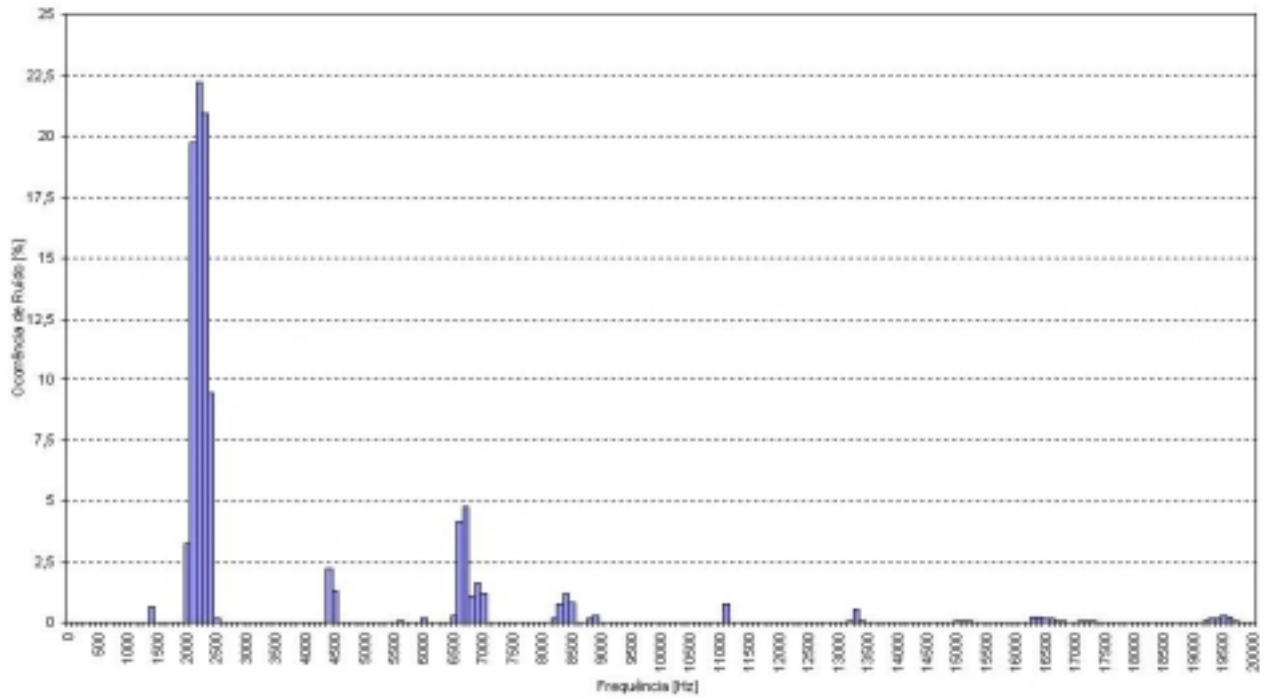


Figura 7.12: **DISCO 4** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

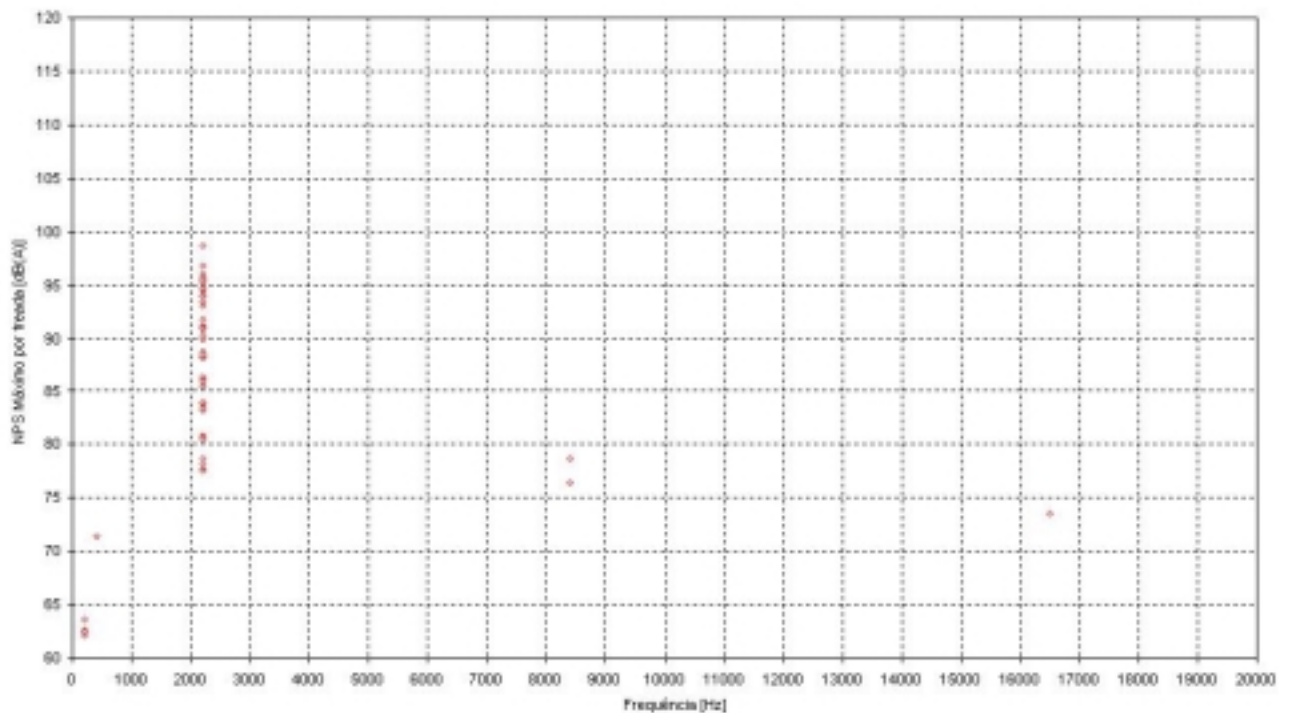


Figura 7.13: **DISCO 4**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

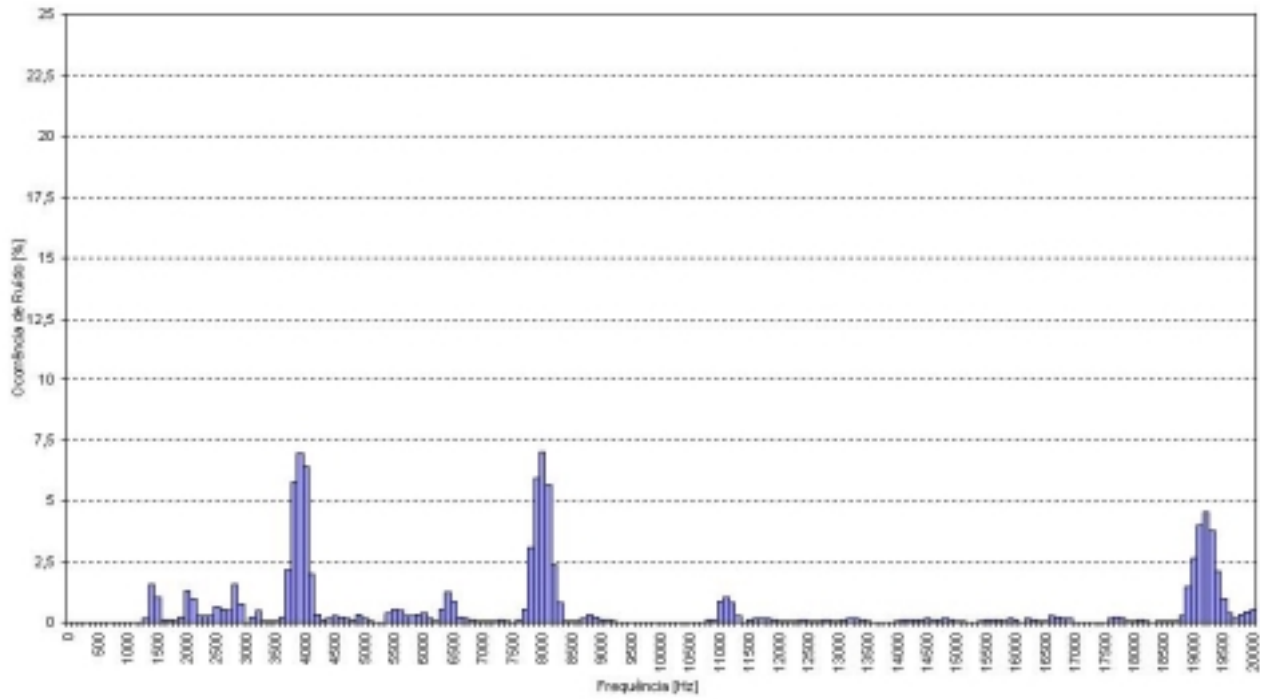


Figura 7.14: **DISCO 5** - Percentual relativo de ocorrência de ruído por frequência (teste de dinamômetro)

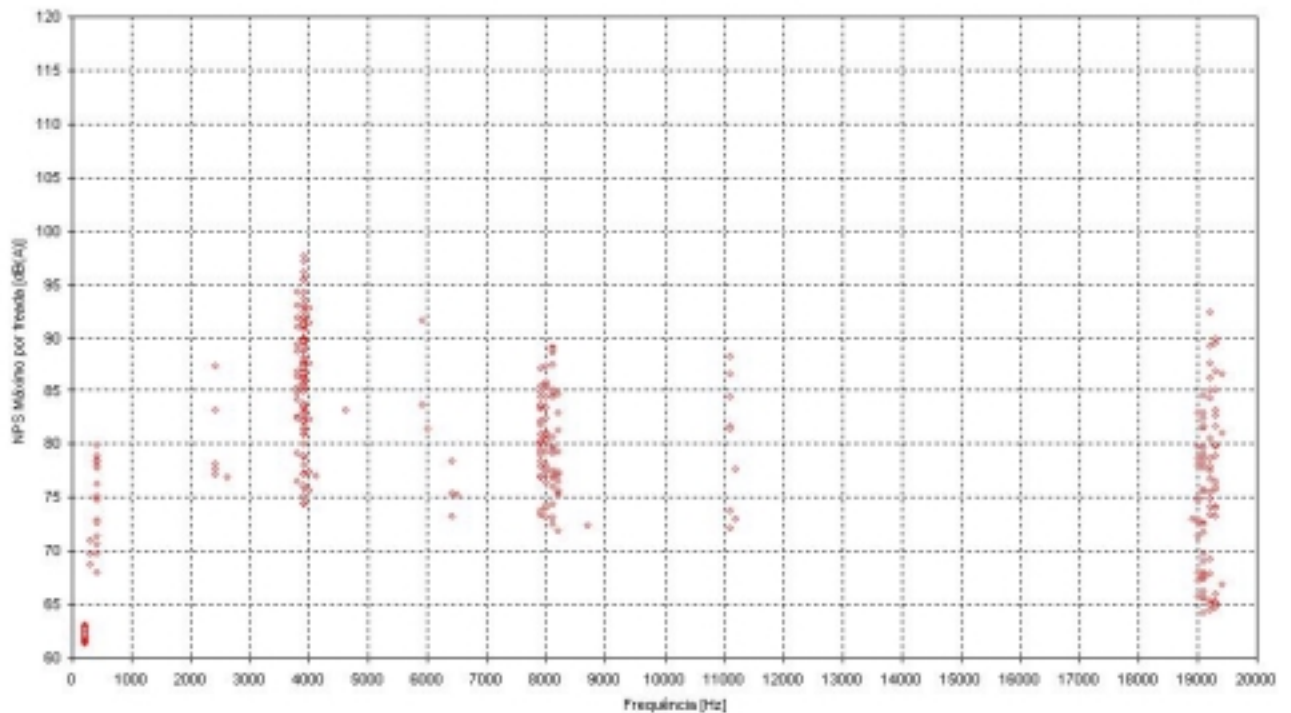


Figura 7.15: **DISCO 5**- Resumo gráfico de intensidade e frequência das ocorrências de ruído em todo o teste de dinamômetro.

ANEXO III

ROTINA PARA MODELAGEM E ANÁLISE MODAL DE DISCO DE FREIO NO ANSYS

/COM, Programa gera-DISCO

! nomear arquivo

FINISH

/CLEAR

/COM, Definicao dos keypoints

/PREP7

K,1, 0, 0, 0 ! keypoints que irao definir o perfil do disco

K,2, 1.6, 62.5, 0

K,3, 1.6, 70.75, 0

K,4, 0, 70.75, 0

K,5, 0, 119.5, 0

K,6, 12, 119.5, 0

K,7, 12, 71.5, 0

K,8, 11, 67.7, 0

K,9, 35, 67.7, 0

K,10, 35, 32.5, 0

k,11, 33.2, 32.5, 0

k,12, 29.85, 35.75, 0

k,13, 29.85, 62.5, 0

k,14, 12, 0, 0

! gera linha de keypoint 2 a keypoint3...

L,2,3

L,3,4

L,4,5

L,5,6

L,6,7

L,7,8

L,8,9

L,9,10
L,10,11
L,11,12
L,12,13
L,13,2

AL,all

! cria area na figura formada por todas as linhas

VROTAT, 1,0,0,0,0,0,1,14,360,4
eixo formado por

! ROTACIONA AREAS 1,0,0,0,0,0, em torno do

! keypoints 1 e 19, 360 graus e em quatro segmentos.

VADD,1,2,3,4
volume1

! Adiciona os quatro segmentos para formar um unico

!

! PRIMEIRO FURO
subtraidos

! criar volumes dos furos para serem posteriormente

!

K,100, 35.5, 56.875, 0

K,101, 35.5, 43.125, 0

K,102, 35.5, 50, 0.01

K,103, 35.5, 50, -0.010

LARC,100,101,102,6.88

! geracao de dois arcos que compoe o circulo

LARC,100,101,103,6.88

AL,97,98

! gera uma area a partir das duas linhas selecionadas (dois

arcos)

VOFFST,1,8,0

! gera volume ao extrudar area -8 unidades (ao longo

do eixo normal = x)

VSBV,5,1 ! SUBTRAI VOLUME GERADO(1) DO VOLUME
MAIOR (5) FICANDO SOEMENTE UM VOLUME (2)

!

! SEGUNDO FURO

!

K,104, 35.5, -56.875, 0

K,105, 35.5, -43.125, 0

K,106, 35.5, -50, 0.01

K,107, 35.5, -50, -0.010

LARC,104,105,106,6.88

! geracao de dois arcos que compoe o circulo

LARC,104,105,107,6.88

AL,8,11

! gera uma area a partir das duas linhas selecionadas

(dois arcos)

VOFFST,1,-8,0

! gera volume ao extrudar area -6.5 unidades (ao

longo do eixo normal = x)

VSBV,2,1

!

! TERCEIRO FURO

!

K,108, 35.5, 6.875, 50

K,109, 35.5, -6.875, 50

K,110, 35.5, 0, 50.01

K,111, 35.5, 0, 49.99

LARC,108,109,111,6.88

! geracao de dois arcos que compoe o circulo

LARC,108,109,110,6.88

AL,8,11

! gera uma area a partir das duas linhas selecionadas

(dois arcos)

VOFFST,1,-8,0 ! gera volume ao extrudar area -6.5 unidades (ao
longo do eixo normal = x)
VSBV,3,1
!
! QUARTO FURO
!
K,112, 35.5, 6.875, -50
K,113, 35.5, -6.875, -50
K,114, 35.5, 0, -50.01
K,115, 35.5, 0, -49.99
LARC,112,113,114,6.88 ! geracao de dois arcos que compoe o circulo
LARC,112,113,115,6.88

AL,8,11 ! gera uma area a partir das duas linhas selecionadas
(dois arcos)
VOFFST,1,-8,0 ! gera volume ao extrudar area -6.5 unidades (ao
longo do eixo normal = x)
VSBV,2,1
!
! ETAPA DA DEFINICAO DO TIPO DE ELEMENTO, PROPRIEDADES DO MESMO E
GERACAO DE MALHA
!
ET,1,SOLID72 ! Define tipo de elemento
MP,EX,1,125000000000 ! Material properties E el #1
MP,DENS,1,7200 ! Material properties densidade el #1
MP,DAMP,1,0.00015 ! Amortecimento
MP,NUXY,1,0.29 ! Material properties poisson el #1
MAT,1
ESIZE,10 ! DEFINE TAMANHO DO ELEMENTO PARA FAZER
MALHA
ESHAPE,0
VMESH,ALL ! GERA MALHA
!

! ETAPA DE SOLUCAO - ANALISE MODAL

!

/SOLU

ANTYPE,MODAL,NEW ! Nova analise - modal

*ask,Nmodo, Qual o numero de modos deseja analisar?(default 10),10

MODOPT,SUBSP,Nmodo,1, , ,OFF ! SUBSPACE option, n primeiros modos, limite inferior de freq 8Hz,

! sem limite superior de freq, sem REDUC option, normalizado pela matriz de massa

SOLVE ! SOLUCAO

FINISH

!

! ETAPA DE POS-PROCESSAMENTO

!

/POST1

SET,LIST,Nmodo

*ask,Resp, Para visualizar modos de vibracao digite Y ou N,'Y'

*IF,Resp,EQ,'Y',THEN

*IF,Nmodo, GT,1,THEN

*DO,i,1,Nmodo,1

SET,1,i

PLNSOL,U,SUM,2

*ask,OK, Digite ENTER para ver proximo modo de vibracao

*ENDDO

*ELSE

SET,1,1

PLNSOL,U,Y,2

*ENDIF

*ELSE

FINISH

*ENDIF

FINISH